

Ende der Verbrennung

80830398

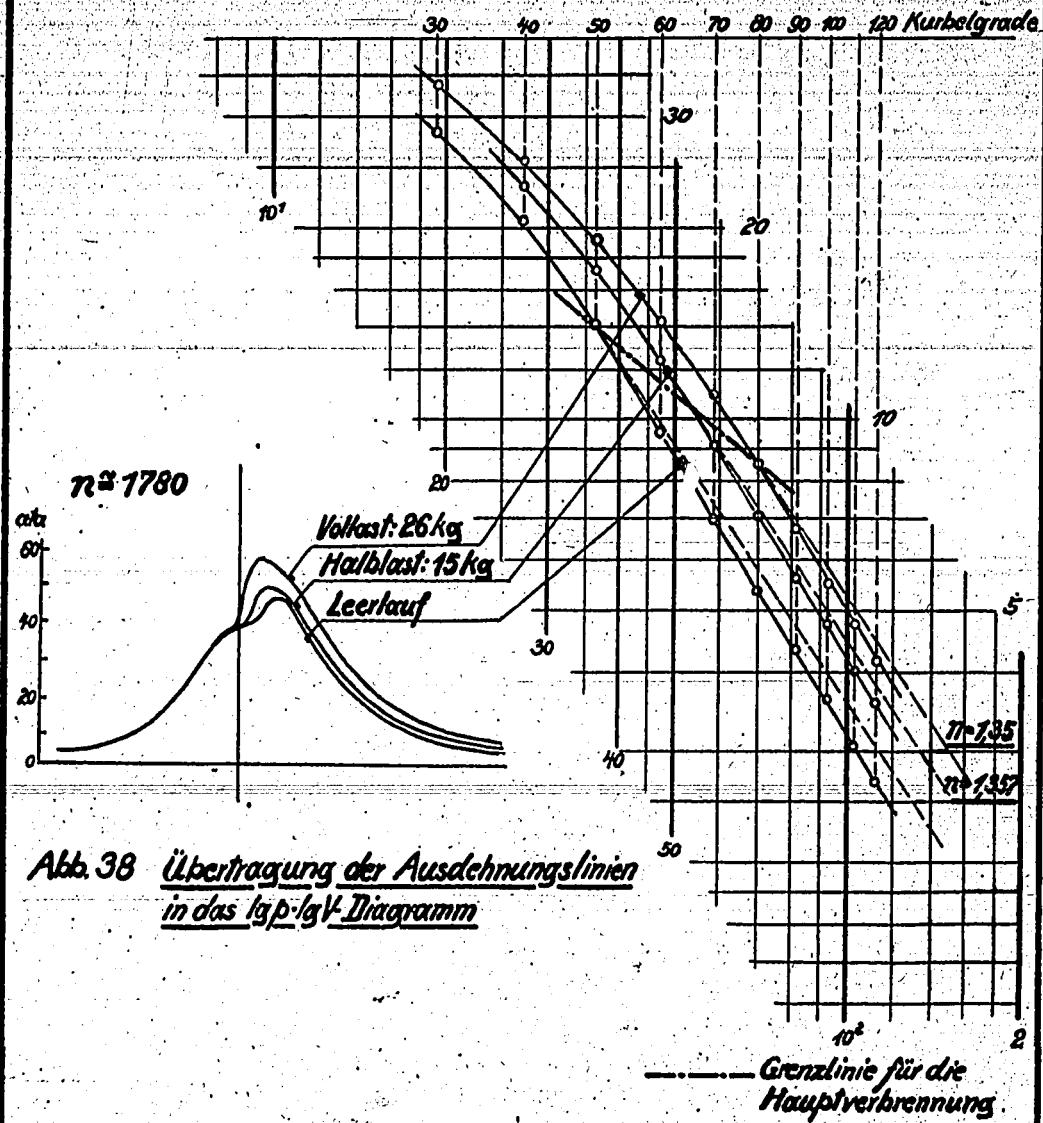
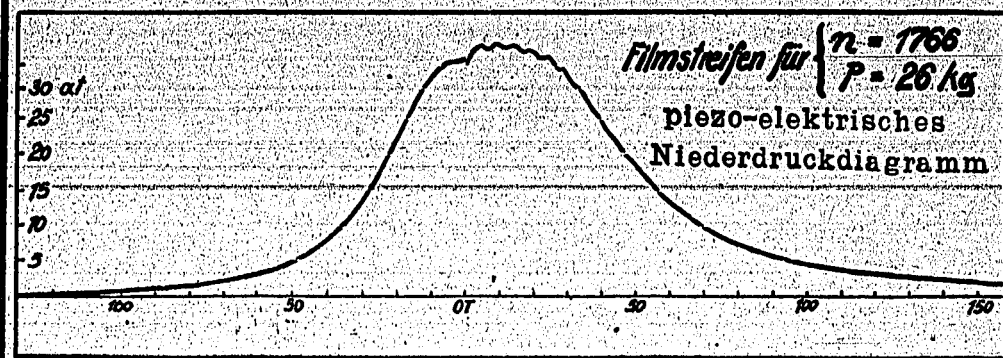


Abb. 38 *Übertragung der Ausdehnungslinien in das $\lg p \cdot \lg V$ Diagramm*

brennen
mit zu
zur Ver
mever
wirke
kommt

6) Dr

sind r
für v
schen
Zylin
werde
laufs
Streu
halten

Frühe

speich
im Zy
wohl
auch
inhal

nen D
ren V
druck
Es be
digli
die V
bewir
ginn
dürft

brennungsraumes größer wird. Andererseits verkürzt sich jedoch mit zunehmender Drehzahl die je Arbeitsspiel der Wärmeabgabe zur Verfügung stehende Zeit und würde eine Verminderung des Wärmeverlustes bedeuten, wenn nicht die stärkere Wirbelung entgegenwirken würde, was einer Erhöhung der Wärmeübergangszahl gleichkommt.

6) Druckverlauf im Zylinder und im Speicher.

In der im Abschnitt D 1) bereits besprochenen Abb. 18 sind mehrere Druckzeitdiagramme dargestellt, welche bei Vollast für verschiedene Einspritzstellungen mittels des piezo-elektrischen Indikators aufgenommen wurden. Obgleich die Messungen im Zylinder und im Speicher leider nicht gleichzeitig durchgeführt werden konnten, geben die übereinander gezeichneten Druckverlaufslinien wegen der dem Dieselmotor eigentümlichen geringen Streuung doch ein anschauliches Bild über das wechselseitige Verhalten der beiden Räume.

Früheinspritzung und Normaleinspritzung.

Zunächst ist festzustellen, daß im Gegensatz zu Luftspeichermaschinen anderer Bauart, z.B. Lanova, die Höchstdrücke im Zylinder und im Speicher nur wenig verschieden sind, was sowohl auf die mäßige Drosselung zwischen den beiden Räumen als auch auf den im Verhältnis zum Verdichtungsraum großen Speicherinhalt zurückzuführen ist.

Auf den bei der Drehzahl $n = 1780$ U/Min. aufgenommenen Diagrammen weist der Druckanstieg im Speicher einen steileren Verlauf auf als im Zylinderraum, wobei der Speicherhöchst- druck den Spitzendruck des Zylinderraumes um etwa 1 at übertrifft. Es bedeutet dies, daß die Drucksteigerung im Speicher nicht lediglich durch Druckausgleich mit dem Zylinderraum, sondern durch die Verbrennung des in den Speicher eingeführten Brennstoffes bewirkt wird, dessen Menge ungefähr die Hälfte der bis zum Beginn des Druckanstieges eingespritzten Brennstoffmenge betragen dürfte.

verläuft
tig; die
Be, was
genen Br
Speicher
daß bei
belstell
gen des
auf den

vgl. Abb.
digkeit
Drehzahl
als bei

Späteins

rend des
reicht

Hauptbr
nige Kur
stoff in
in der
von Abb
stehen
stellun
nur dur
mehr au
cherzus

7) Bsur

len⁴⁾ der
Dieselk
den vor

+) Mit
den
Tech
A.W.

Bei den niedrigeren Drehzahlen $n = 1250$ und 780 U/Min. verläuft der Druckanstieg in beiden Räumen ziemlich gleichzeitig; die erreichten Spitzendrücke sind von nahezu gleicher Größe, was durch eine Verringerung der in den Speicher eingedringenen Brennstoffmenge zu erklären ist. Diese Abnahme der in den Speicher eingeführten Brennstoffmenge ist darauf zurückzuführen, daß bei gleicher Einspritzstellung die auf eine bestimmte Kurbelstellung bezogene Einspritzmenge mit sinkender Drehzahl wegen des niedrigeren Einspritzdruckes abnimmt und zugleich der auf den Kurbelwinkel bezogene Zündverzug etwas kleiner wird — vgl. Abb. 34. Hinzu kommt, daß infolge der verringerten Geschwindigkeit der in den Speicher überströmenden Luft bei niedrigerer Drehzahl weniger Brennstoff in den Speicher mitgerissen wird als bei hoher Drehzahl.

Späteinspritzung.

Bei später Einspritzung bleibt der Speicherdruck während des Druckanstieges hinter dem Zylinderdruck zurück und erreicht auch nicht mehr dessen Höhe. Der Speicher muß hier vom Hauptbrennraum aufgefüllt werden, weil infolge der nur mehr wenige Kurbelgrade vor OT beginnenden Einspritzung sehr wenig Brennstoff in den Speicher gelangt. Der Speicher ist daher nicht mehr in der Lage, die ihm zugeordnete Aufgabe, welche in der Erzeugung von Abblaseenergie während der ersten Stufen der Verbrennung bestehen soll, zu erfüllen. Für hohe Drehzahlen ist diese Einspritzstellung betrieblich überhaupt nicht brauchbar, da die geringe, nur durch Saugwirkung hervorgerufene Verwirbelungsenergie nicht mehr ausreicht, um den rechtzeitigen Ablauf der Verbrennung sicherzustellen.

7) Beurteilung deutscher Schweröle hinsichtlich des Zündverzuges.

Zahlentafel Nr. VII enthält die wichtigsten Kennzahlen¹⁾ der vom Verfasser auf den Zündverzug untersuchten deutschen Dieselmotoren. Als Vergleichsöl wurde hierbei nicht das bei den vorbesprochenen Versuchen verwendete Standard-Gasöl, sondern

+) Mit Ausnahme des vom Verfasser ermittelten Heizwertes wurden den Kennziffern im Institut für chemische Technologie der Techn. Hochschule München festgestellt, wofür Herrn Prof. Dr. A. W. Schmidt bestens gedankt sei.

ein au
Standar
senmot
Zylind
her; es

30

20

10⁻³ sec

10

0

Abb. 39

Brennstoff

gleich
dene Dre
D 4) be
ist auch

ein aus einer anderen Lieferung stammendes, ebenfalls normales Standard-Gasöl benützt. Die Versuche wurden im gleichen Südbrennenmotor vorgenommen. Infolge einer geringfügigen Abänderung am Zylinderkopf war lediglich das Verdichtungsverhältnis etwas höher; es betrug 17,05 : 1.

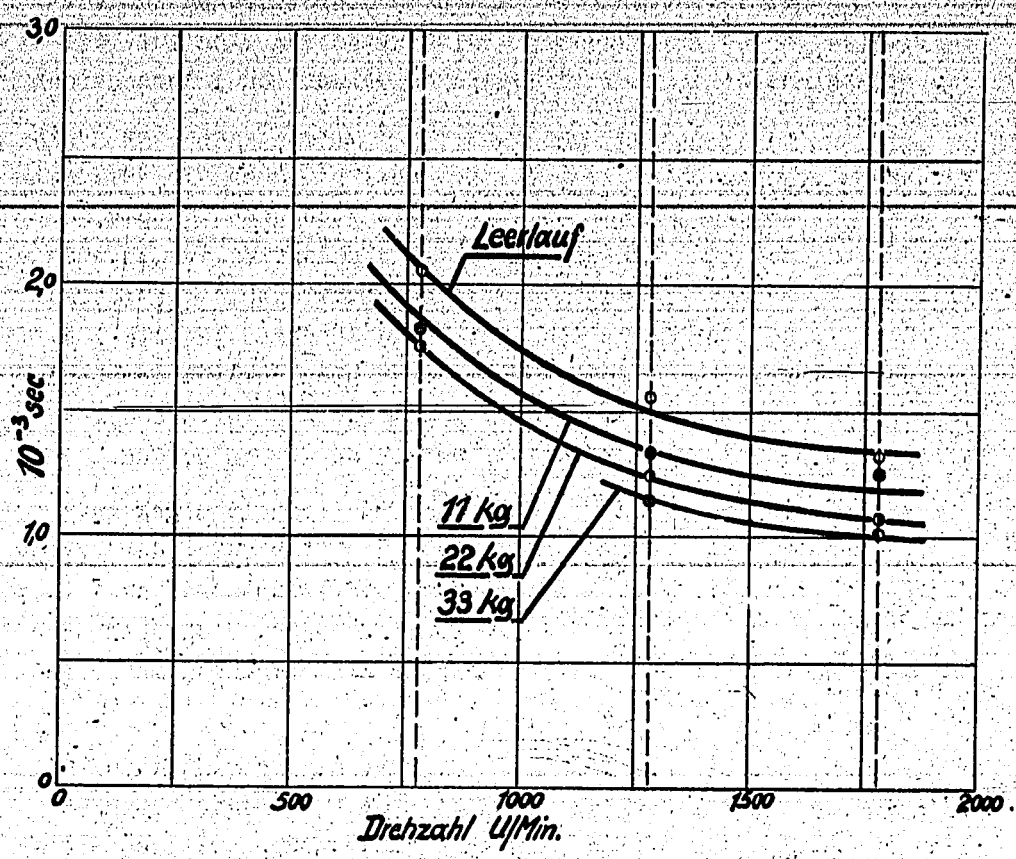


Abb. 39 Der Zündverzug in Abh. v. d. Drehzahl bei versch. Belastungen

Brennstoff: Standard-Treiböl nach Z.T. VI

Die Abb. 39 veranschaulicht zunächst die mit dem Vergleichsöl durchgeführten Vorversuche, welche sich auf verschiedene Drehzahlen und Belastungen erstreckten. Der im Abschnitt D 4) besprochene hyperbolische Kurvenverlauf — vgl. Abb. 33 — ist auch hier augenfällig erkennbar. Die Vergleichsversuche mit

den in für die derten gebnisse

zugelin che sic

geren 2 Öl gewä serdem lich da zeichne Die der verzuge gleichw

zeichne kohlend beträch in zulä trieb g

Zündver hang zu konstan in Abb. A.W.Sch

Reihe vo Dieselkr menhang dies ins der übr motorisc der hohe Ursache schädlic

den in Frage kommenden deutschen Kraftstoffen wurden jedoch nur für die höchste Drehzahl $n = 1780$ U/Min. und zwar unter veränderten Lastbedingungen durchgeführt. Die daraus erhaltenen Ergebnisse sind in Zahlentafel VIII zusammengestellt.

Betrachtet man die in Abb. 40 eingetragenen Zündverzugslinien, so fallen zunächst zwei Gruppen von Ölen auf, welche sich hinsichtlich des Zündverzuges wesentlich unterscheiden.

In der mit "A" bezeichneten Gruppe, welche die geringeren Zündverzugswerte aufweist, befindet sich das als Vergleichsöl gewählte Standard-Gasöl und die beiden deutschen Gasöle, außerdem aber noch ein Vertreter der Braunkohlenteerölreihe, nämlich das "Werschen-Weissenfelder-Braunkohlentreiböl". Letzteres zeichnet sich sogar durch die geringsten Zündverzugswerte aus. Die der A-Gruppe zugeordneten Öle können hinsichtlich des Zündverzuges dem amerikanischen Gasöl gegenüber als vollständig gleichwertig, teilweise sogar als besser angesehen werden.

In der durch ein ungünstigeres Verhalten gekennzeichneten B-Gruppe befinden sich lediglich Vertreter der Braunkohlenderivate. Die hierbei erhaltenen Zündverzugswerte sind zwar beträchtlich höher als bei der A-Gruppe, bewegen sich aber noch in zulässigen Grenzen, sodass auch hier ein ordnungsgemäßer Betrieb gewährleistet ist.

Nachstehend sei nun versucht, die Unterschiede im Zündverhalten der verschiedenen Kraftstoffe in einen Zusammenhang zu den in Zahlentafel VII wiedergegebenen chemischen Stoffkonstanten zu bringen, zu welchem Zwecke die Untersuchungsdaten in Abb. 41 graphisch aufgetragen wurden. Man findet die schon von A.W. Schmidt ¹⁹⁾ gefundenen Feststellungen bestätigt, daß eine Reihe von Faktoren, welche man bisher für die Beurteilung der Dieselmotorkraftstoffe als maßgebend angesehen hat, in keinem Zusammenhang zum Zündverhalten der betreffenden Stoffe steht. Es gilt dies insbesondere vom Heizwert und vom Siedebeginn. Bezüglich der übrigen Daten ist jedoch ein gewisser Zusammenhang mit dem motorischen Verhalten erkennbar. So ist bei der B-Gruppe wohl der hohe Gehalt an Aromaten und ungesättigten Verbindungen als Ursache für die schlechteren Zündeigenschaften anzusehen. Die schädliche Wirkung dieser Stoffe wird durch erhöhten Paraffin-

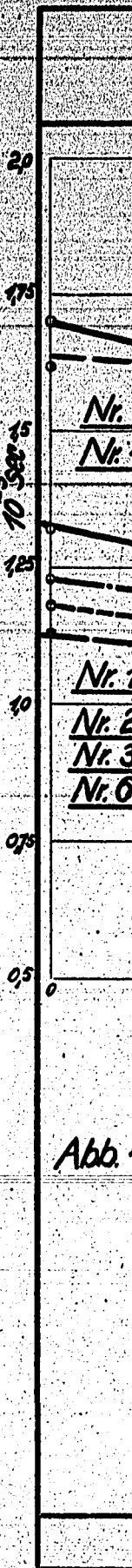


Abb.

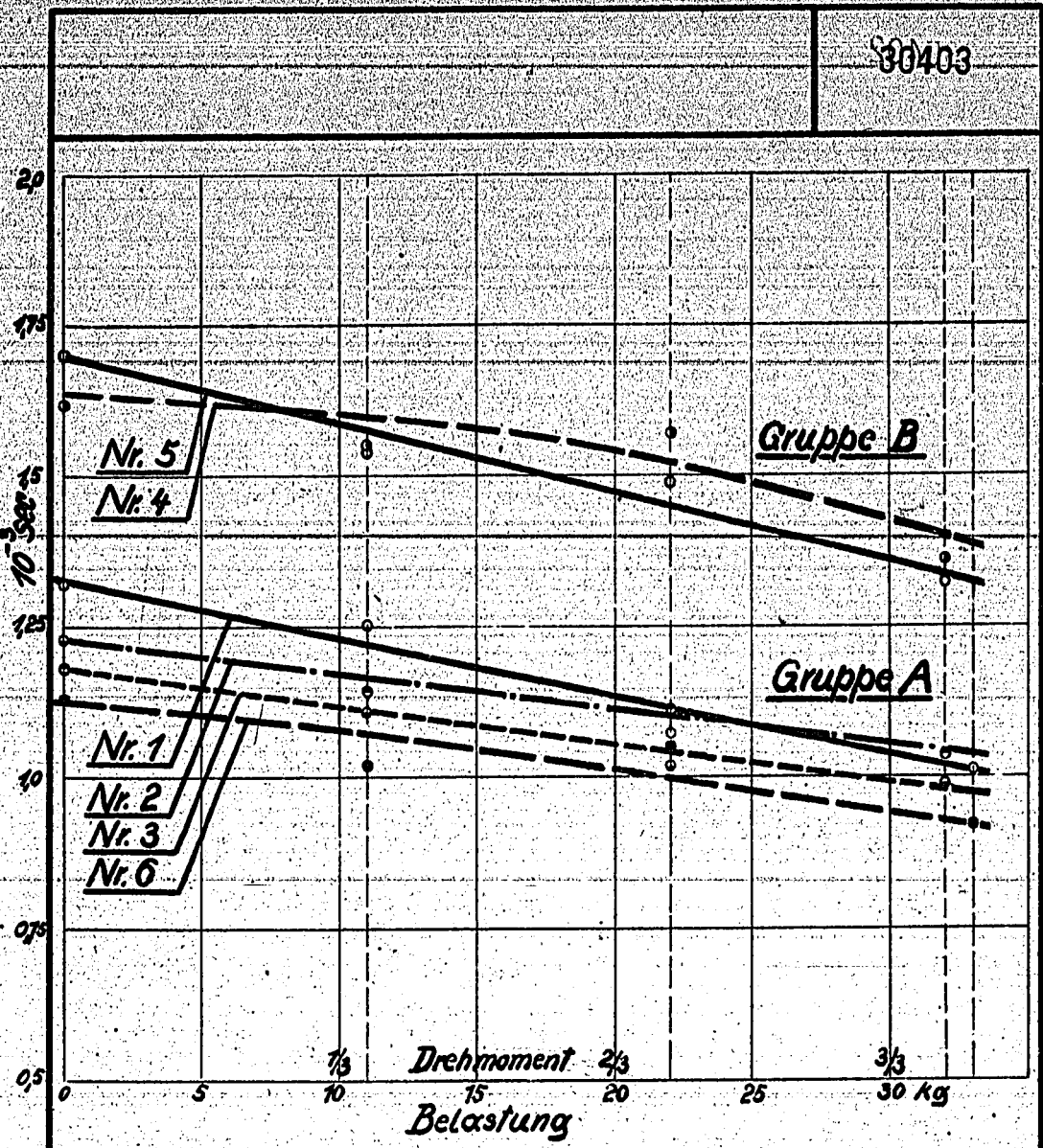


Abb. 40 Der Zündverzug der in Zahlentafel VI angegebenen Treiböle in Abh.v.d.Belastung bei $n = 1780$ U/Min.

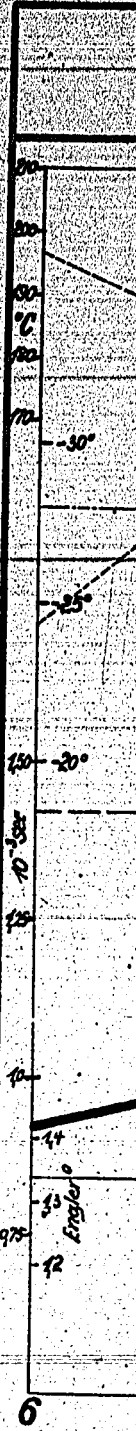


Abb. 41

30404

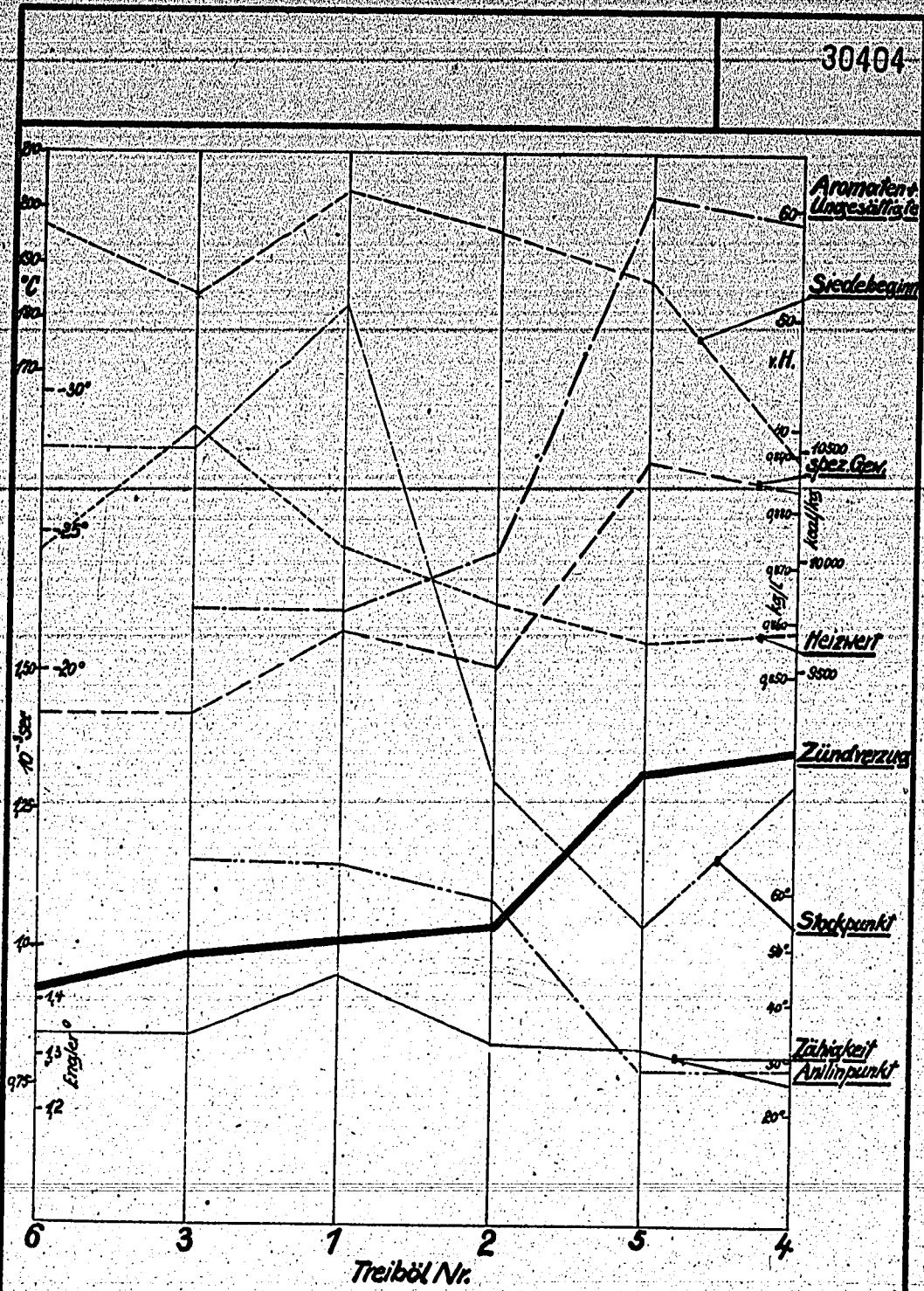


Abb. 41 Chem. u. physik. Stoffkonstanten der nach dem Zündverzugs geordneten Treiböle

gehalt
trotz
gering
halt,
chend

dampfu
chen d
Selbst
achten
Zündte
Grund
in Bew
werden
ben wü
der lä
wird,

Siedek
stellen
teilun
zwar d
dekurv
punkt
leicht
scharf
weiche
hiefür
gemein
besteh
versch
gensch
über de
vom "P
geführt

32) A. P.
33) T. J.

gehalt gemildert, was darin zum Ausdruck kommt, daß das Öl Nr. 5 trotz des höheren Aromatengehaltes gegenüber dem Öl Nr. 4 einen geringeren Zündversag ergeben hat, da offenbar der Paraffingehalt, für welchen der Stockpunkt einen Anhalt gibt³²⁾, entsprechend höher ist.

Bei Annahme einer der Zündung vorausgehenden Verdampfung müßten diejenigen Öle am leichtesten zünden, bei welchen der Unterschied zwischen Endtemperatur der Siedekurve und Selbstentzündungstemperatur am geringsten ist. Dabei ist zu beachten, daß unter den im Motor gegebenen Arbeitsbedingungen die Zündtemperatur herabgesetzt und die Siedekurve erhöht wird. Auf Grund dieser Beziehungen könnte auch das Verhalten eines Öles in Bezug auf Klopfen schon ohne vorherigen Motorversuch bestimmt werden; denn ein Öl mit großem Unterschied in den genannten Größen würde auch große Neigung zum Klopfen haben, da sich infolge der längeren Verdampfungszeit Öldampf in größerem Ausmaß bilden wird, welcher zu plötzlicher Verbrennung Anlass geben kann.

Betrachten wir jedoch die in Abb. 42 dargestellten Siedekurven der untersuchten Kraftstoffe, so muß man leider feststellen, daß auch diese keine Gewähr für eine zutreffende Beurteilung des Zündverhaltens zu geben vermögen. Sie bestätigen zwar die an sich bekannte Tatsache, daß mit höher liegender Siedekurve die Zündfreudigkeit zunimmt — die einen hohen Siedepunkt aufweisenden größeren Moleküle zersetzen sich und vergasen leichter als die kleineren Moleküle —, lassen aber nicht die scharfe Trennung in die beiden im Zündverhalten voneinander abweichenden Gruppen A und B in Erscheinung treten. Die Ursache hierfür ist darin zu suchen, daß die Motorenkraftstoffe im allgemeinen aus Mischungen verschiedenartigster Kohlenwasserstoffe bestehen, weshalb zwei Öle trotz gleichen Siedeverhaltens sehr verschiedene Bestandteile und daher ganz verschiedene Zündigenschaften besitzen können. Zur Klärung dieser wichtigen Frage über den Einfluss des Siedeverlaufes auf das Zündverhalten sind vom "Pennsylvania State College" aufschlußreiche Versuche durchgeführt und jüngst veröffentlicht worden³³⁾. Von zwei aus ver-

32) A.W. Schmidt, Braunkohle 1935 S. 72

33) T.B. Hatzel, The Pennsylvania State College Bulletin Nr. 45

schiedener
Siedekurven
stimmt
In Abb. 4
stellt
eigenschaften
scheinlich
Siedetem
Öles Nr
Höhe be
des nicht
schnitt

Siedetem. in °F

Siedetem. in °F

Abb. 43

schiedenen Ölquellen stammenden Kraftstoffen wurden die Siedekurven ermittelt und die Zündeigenschaften einzelner in bestimmten engen Siedegrenzen liegender Fraktionen bestimmt. In Abb. 43 sind die erhaltenen Versuchsergebnisse zusammengestellt. Im Großen und Ganzen werden bei Öl Nr. I die Zündeigenschaften der einzelnen Fraktionen ausnahmslos des wahrscheinlich Crackprodukte enthaltenden Restes mit wachsender Siedetemperatur besser, während diejenigen der Fraktionen des Öles Nr. II sich bemerkenswerterweise ziemlich auf gleicher Höhe bewegen. In beiden Fällen entspricht das Zündverhalten des nichtdestillierten Kraftstoffes ziemlich genau dem Durchschnittswert aus den Zetenzahlen der einzelnen Fraktionen.

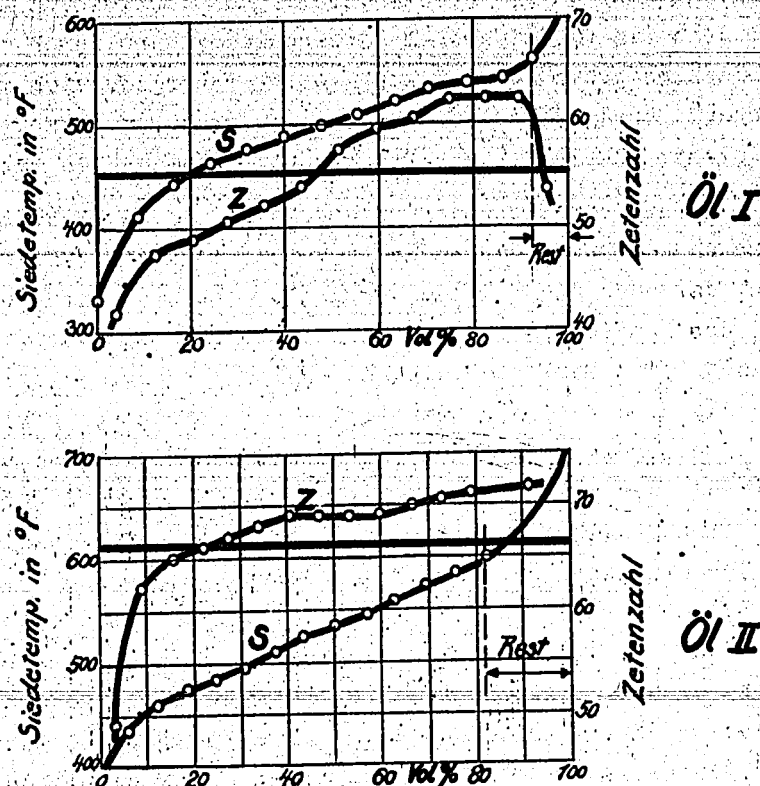


Abb. 43 Zündeigenschaften einzelner Siedefraktionen
nach T.B.Hetzel, The Pennsylvania State College,
Bulletin Nr. 45



Abb. 42

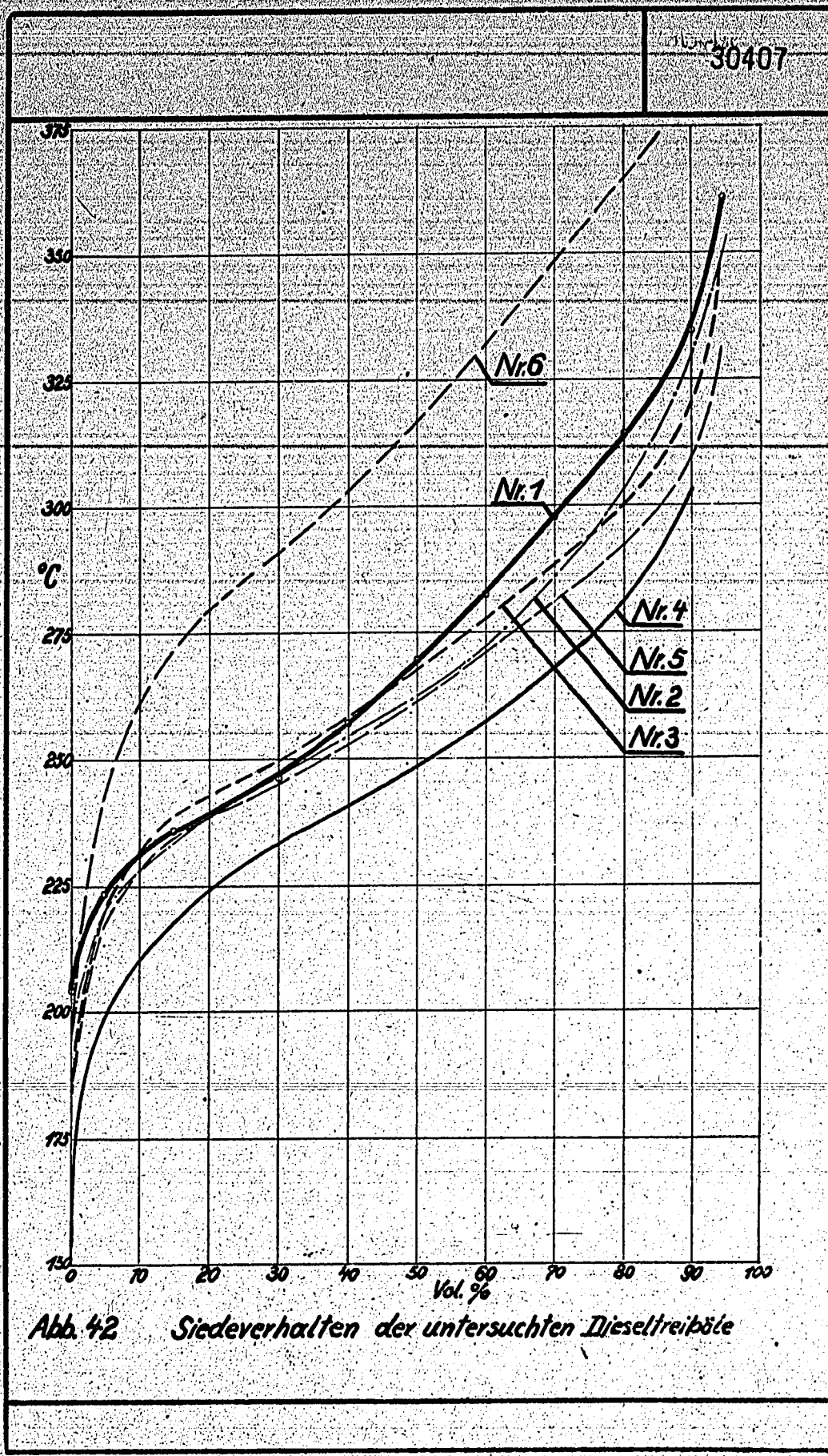


Abb. 42 Siedeverhalten der untersuchten Dieseltreiböle

suche
 halte
 Siede
 da di
 eigen
 zu st
 welch
 ständ
 Zündu
 darin
 ve di
 von v
 versch

zwisc
 Kennz
 wisse
 hänge
 zu, u
 hung
 gebau

selmo
 denen
 merk

gasan
 linder
 zahlb

34) A

Als wichtiges Ergebnis dieser amerikanischen Ver-
suche kann festgestellt werden, daß erstens für das Zündver-
halten eines Kraftstoffes nicht der Anfangssiedepunkt und die
Siedepunkte der zuerst übergehenden Bestandteile maßgebend sind,
da die Zetenzahl des Kraftstoffes einen Durchschnitt der Zünd-
eigenschaften sämtlicher Fraktionen darstellt. Im Einklang hie-
zu stehen Versuche³⁴⁾ und theoretische Überlegungen¹⁵⁾, nach
welchen während des Zündverzuges die kleinsten Tropfen voll-
ständig verdampfen und somit sämtliche Siedefraktionen an der
Zündung teilnehmen können. Eine weitere Schlussfolgerung besteht
darin, dass es kaum möglich sein wird, auf Grund der Siedekur-
ve die Zündeigenschaften solcher Öle vorauszubestimmen, welche
von verschiedenen Bohrungen stammen oder deren Fraktionen aus
verschiedenen Ausgangsprodukten gewonnen werden.

Die vorbesprochenen Untersuchungen zeigen also, daß
zwischen einigen in den stofflichen Eigenschaften begründeten
Kennzahlen der Kraftstoffe und dem Zündverhalten derselben ge-
wisse Zusammenhänge festgestellt werden konnten. Diese Zusammen-
hänge bieten aber leider noch keine ausreichende Grundlage da-
zu, um ohne praktische Ermittlung des Zündverzuges die Einrei-
hung eines neuen Kraftstoffes in eine auf dem Zündverhalten auf-
gebaute Bewertungsreihe vornehmen zu können.

E) Zusammenfassung:

An einem neuzeitlichen Luftspeicher-Fahrzeug-Die-
selmotor wurde der Zünd- und Verbrennungsvorgang unter verschie-
denen Betriebsbedingungen untersucht, wobei besonderes Augen-
merk auf den Einfluss der Drehzahl gelegt wurde.

Auf Grund von Brennstoffverbrauchsmessungen und Ab-
gasanalysen wurde das Verhalten der Maschine in Bezug auf Zy-
linderausnutzung und Güte der Verbrennung innerhalb eines Dreh-
zahlbereiches von 780 bis 1780 U/Min. geprüft.

34) A.M. Rothrock u. G.D. Waldron, Nat. Adv. Comm. Aeron. 1932 S. 629

der Ort
Ionisati
Speicher
erste Pl
te nach
unmittel

denen Dr
Bei der
sich ein

hängigke
sich dur
mungsver
lässt.

zug ist
belung u
mögliche
dingte Z
Durch Ex
der Ord
unter de
denen Zü

derraum
Luftgemi
kann wie
misch, w
Form geo

en wurde
men, der

stoffe a
und zu d
das die
stellt u

Zur Bestimmung des Zündverzuges wurde zunächst der Ort der ersten Zündung festgestellt, indem mittels des Ionisationsverfahrens die Flammenbewegung im Zylinderraum und Speicher ermittelt wurde. Die Untersuchungen ergaben, daß die erste Flammenbewegung stets in der Richtung von der Prallplatte nach dem Speicherinneren zu erfolgt und die erste Zündung unmittelbar bei der Prallplatte stattfindet.

Die Zündverzugsmessungen wurden bei drei verschiedenen Drehzahlen und verschiedenen Belastungen durchgeführt. Bei der untersuchten Höchstdrehzahl von $n = 1780$ U/Min. ergab sich eine je nach der Belastung mehr oder weniger starke Abhängigkeit des Zündverzuges vom Voreinspritzwinkel, welcher sich durch die während des Einspritzvorganges herrschenden Strömungsverhältnisse zwischen Zylinderraum und Speicher erklären läßt.

Der starke Einfluss der Drehzahl auf den Zündverzug ist auf die von der Drehzahl abhängigen Faktoren der Wirbelung und Strahlggeschwindigkeit zurückzuführen. Der kleinstmögliche, durch Eintreten kritischer Strömungsverhältnisse bedingte Zündverzug ist bei $n = 1780$ U/Min. noch nicht erreicht.

Durch Extrapolation der Zündverzugsurve bis zum Schnitt mit der Ordinate ($n = 0$ U/Min.) erhält man einen Wert, der mit den unter den entsprechenden Versuchsbedingungen an Bomben gefundenen Zündverzugswert gut übereinstimmt.

Die Messung der Flammengeschwindigkeit im Zylinderraum ergab, daß das im Dieselmotor befindliche Schweröl - Luftgemisch nach eingeleiteter Zündung ebenso rasch verbrennen kann wie das im Otto-Motor arbeitende Leichtkraftstoff-Luftgemisch, wozu es freilich beim Dieselmotor besonderer Mittel in Form geordneter Gasströmungen bedarf.

Die zu den Versuchen gehörigen Druckverlaufslinien wurden mittels eines piezo-elektrischen Indikators aufgenommen, der als Anzeigerät eine Braunsche Röhre benützt.

Anschließend wurden mehrere deutsche Dieselkraftstoffe auf ihre verbrennungstechnischen Eigenschaften untersucht und zu diesem Zwecke hinsichtlich ihres Zündverhaltens geprüft, das die wichtigste Eigenschaft eines Dieselkraftstoffes darstellt und bis heute als allein zuverlässige Kenngröße anzuse-

hen 1
6le 1
teils
sich

1) LÖ

2) NÄ

3) L'

4) Ku

5) Sch

6) Br

7) Ho

8) Me

9) Ju

10) Me

11) Sch

12) Ne

13) Ri

14) Er

15) Sch

16) Ri

17) We

hen ist. Es ergab sich, daß die untersuchten heimischen Schweröle im Vergleich zu einem ausländischen Gasöl teils günstigere, teils ungünstiger Zündverzögerungen aufweisen, wobei die letzteren sich jedoch noch in zulässigen Grenzen bewegen.

F) S c h r i f t t u m .

1) Löffler-Riedler, Ölmaschinen
 2) Nägel, Der Dieselmotor als Kraftfahrzeugmaschine Z.VDI 1926, S.1433
 3) L'Orange, Ein Beitrag zur Entwicklung der kompressorlosen Dieselmotoren, Berlin 1934
 4) Kuchter, Elektrische Messungen der Zündgeschwindigkeit, Forschung Bd.2 (1931) S.197
 5) Schnauffer, Das Klopfen von Zündmotoren, Z.VDI 1931 S.455
 6) Breves, Der Zünd- u. Verbrennungsvorgang im Dieselmotor, Diss.Techn.Hochschule München 1935
 7) Holfelder, Zündung und Flammenbildung bei der Diesel-Brennstoff-Einspritzung, Forschungsheft des VDI Nr.374
 8) Meurer, Indikatoren für schnelllaufende Verbrennungsmotoren, Z.VDI 1936 S.1447
 9) Jungnickel, Piezo-elektrischer Indikator für schnelllaufende Verbrennungsmotoren, Z.VDI 1936 S.80
 10) Mech.Engineering, Bd.55 (1933) S.169
 11) Schlaefke, Vorgänge beim Verdichtungshub von Vorkammer-Dieselmotoren, Z.VDI 1931 S.1043
 12) Neumann, Untersuchungen an der Dieselmotorschneidmaschine (Die Luftspeicher-Dieselmotorschneidmaschine), Forschung 1933 S.268
 13) Ricardo, Schnelllaufende Verbrennungsmotoren, Berlin 1932
 14) Erichsen, Spektraluntersuchung des Verbrennungsvorganges, Forschungsheft des VDI Nr.377
 15) Schweitzer, Das Klopfen der Dieselmotoren, A.T.Z.1932 S.460
 16) Ricardo, The Diesel and its fuel, Power 1936 S.92
 17) Wentzel, Zum Zündvorgang im Dieselmotor, Forschung Bd.6 (1935) S.105

18) Thi

19) Sch

20) Mü

21) Meh

22) Mey

23) Dav

24) Rom

25) Ack

26) Dic

27) L'O

28) Zin

29) Pye

30) Keh

31) Gre

32) Soh

33) Het

34) Roth

- 18) Thiemann, A.T.Z.1934 S.600
- 19) Schmidt A.W., Niederschrift über die Besprechung zwischen Braunkohlenindustrie und Dieselmotorenfirmen, München 1935
- 20) Müller R., Untersuchung des Verbrennungsvorganges deutscher Schweröle in einer Versuchsbombe, Kraftfahrtechnische Forschungsarbeiten, Berlin 1936, Heft 3
- 21) Mehlig, Zur Physik der Brennstoffstrahlen in Dieselmotoren, A.T.Z.1934 S.411
- 22) Meyer P., Die Brennkraftmaschinen Bd.2, Berlin 1933
- 23) Davies, The Characteristics and Performance of Oil Engines of Lanova-Design, Engineering 1934 S.599
- 24) Romberg, Versuche an einem kompressorlosen Dieselmotor von 500 PS von Friedrich Krupp A.-G., Essen, Z.VDI 1926 S.1597
- 25) Ackermann, Das Verbrennungsdreieck bei Rußbildung, Forschungsheft des VDI Nr.366
- 26) Dicksee O.B., Some problems connected with high-speed compression-ignition engine development, Institution of automobile engineers, March 1932 Watergate house, Adelphi, London W.C.2
- 27) L'Orange Die Zusammenarbeit von Pumpen und Düsen bei kompressorlosen Dieselmotoren, Z.VDI 1931 S.327
- 28) Zinner, Steinkohlenteeröl als Treibstoff des schnelllaufenden Dieselmotors, Z.VDI 1935 S.1319
- 29) Pye D.R., Die Brennkraftmaschinen, Berlin 1933 S.111
- 30) Kehrer, Untersuchungen an raschlaufenden Schwerölmotoren, Diss.Techn.Hochsch.München 1926
- 31) Gregory, Die Verbrennungsvorgänge im Dieselmotor mit Brennstoffeinführung durch Druckluft, Diss. Techn.Hochsch.München 1933
- 32) Schmidt A.W., Über die Verwendung von Braunkohlenderivaten als Dieselmotorkraftstoffe, Braunkohle 1935 S.49
- 33) Hetzel T.B., The development of Diesel fuel testing, The Pennsylvania state college, Bulletin Nr.45
- 34) Rothrock A.M., Waldron C.D., Nat.Adv.Comm.Aeron 1932 S.629

für di

P₁P₂P₁-PW₂n
U/M

75

125

180

200

hiebei :

Verdicht

Schallge

Abstand

= ca 8

Zeit t

G) Zahlentafeln

Zahlentafel I

für die Überströmgeschwindigkeit w_2 bei $n = 1780$ U/Min.
(s. Abb. 14)

	Dim.	40° vor OT	30° vor OT	20° vor OT	10° vor OT	OT
p_1	ata	9	15	25	36	38,5
p_2	ata	7,5	11,5	19	31	36,7
$p_1 - p_2$	at	1,5	3,5	6,0	5,0	1,8
w_2	m/s	235	304	327	251	153

Zahlentafel II

n U/Min.	1 Kurbelgrad entspricht $t_0 \cdot 10^{-3}$ sec.	Zeit $t \cdot 10^{-3}$ sec. entspr. x Kurbelgrad
750	$t_0 = 0,222$	$x = 0,7^\circ$
1250	0,133	1,2°
1800	0,0926	1,7°
2000	0,083	2,0°

hiebeil ist angenommen:

Verdichtungsendtemperatur $T_2 = 800^\circ \text{K}$

Schallgeschwindigkeit $a_k = \sqrt{2g \cdot \frac{K}{K+1} R \cdot T_2} = 518 \text{ m/sec.}$

Abstand des Indikatoranschlusses vom Ort der ersten Zündung
= ca 85 mm.

Zeit $t = \frac{0,085 \text{ m}}{518 \text{ m/sec}} = 0,16 \cdot 10^{-3} \text{ sec.}$

30413

- 56 -

Zahlentafel III

Untersuchungsdaten des zu den Hauptversuchen verwendeten
Standard-Treiböles

<u>Elementarzusammensetzung:</u>	86,68 % Kohlenstoff 13,15 % Wasserstoff
<u>Heizwert:</u>	10 100 kcal/kg
<u>Spez. Gewicht bei 15°C:</u>	0,854 kg/ltr.
<u>Zähigkeit bei 20°C:</u>	1,46 Engler°
<u>Anilinpunkt +):</u>	67,5°
<u>Aromaten + Ungesättigte Kohlenwasserstoffe:</u>	21,6 %
<u>Sieverhalten:</u>	
<u>Siedebeginn</u>	217 °C
5 Vol%	231
15 "	245
25 "	254,5
35 "	264
45 "	274
55 "	285
65 "	296
75 "	309
85 "	323
95 "	348,5

+) Die Anilinzahl ist eine Kenngröße, die den Gehalt des Öles an ungesättigten und aromatischen Kohlenwasserstoffen angibt (vgl. A.W. Schmidt, Braunkohle Bd. 34 (1935) S. 49 u. 72). Zur Bestimmung dieser Größe werden gleiche Teile Anilin und Kraftstoff miteinander gemischt und diejenige Temperatur gesucht, bei der sich die beiden Flüssigkeiten mischen.

Vers. Meß
Nr. ker
Nr

I. D.F.

1	
2	
3	1
4	
5	
6	1
7	
8	
9	1
10	
11	
12	
13	1
14	
15	2
16	
17	3
18	
19	2
20	
21	
22	3
23	
24	2
25	3

Zahlentafel IV

für die zwischen Einspritzbeginn und Entflammung an den Messstellen 1, 2 und 3 verstrichene Zeitdauer.

Vers. Nr.	Meßkerze Nr.	U/Min.	Belastung kg	Temperaturen			Einspr. Winkel vor OT	Zündversug	
				Brennstoff	Kühlwasser	Luft		Sek. 10 ⁻³	Kurbelgrad
I. Drehzahlreihe: n = 1780 U/Min.									
1		1785		25,4	63/66	26,2	4,1	1,98	21,2
2	1	1792	5	25,4	61/64	26,0	8,5	1,94	20,9
3		1780		24,5	63/66	26,8	12,0	1,60	17,1
4		1764		24,5	62/67	24,0	16,2	1,53	16,2
5		1784		22,5	58/63	22,2	16,8	1,48	15,8
6	1	1794	15	22,5	61/64	23,0	12,0	1,46	15,7
7		1773		22,5	59/63	23,0	9,0	1,89	20,1
8		1800		25,1	64/68	27,2	18,5	1,495	16,1
9	1	1782	26	25,0	60/66	26,5	15,6	1,37	14,6
10		1839		25,0	63/67	26,5	12,7	1,41	15,6
11		1763		25,1	61/65	27,1	10,5	1,95	20,6
12	1	1820	30	24,5	64/68	24,0	17,9	1,27	13,9
13		1772		25,1	60/66	26,8	16,5	1,40	14,9
14	2	1825	5	25,7	62/65	26,3	15,5	1,64	18,0
15		1798		25,0	63/66	24,8	11,2	2,04	22,0
16	3	1799	5	20,3	61/64	23,0	15,3	1,62	17,5
17		1779		20,5	57/61	23,0	13,5	1,90	20,3
18		1770		22,8	60/64	23,0	16,7	1,54	16,4
19	2	1792	15	22,8	58/63	23,0	12,2	1,83	19,7
20		1785		22,8	61/65	23,5	9,6	2,15	23,0
21		1780		21,0	57/62	23,5	16,6	1,60	17,1
22	3	1811	15	21,8	59/62	23,5	13,3	1,91	20,8
23		1806		21,8	63/67	23,8	10,0	2,33	25,2
24	2	1777	30	25,7	60/65	26,0	17,8	1,39	14,8
25	3	1757		20,5	65/70	23,0	17,7	1,35	14,2

Vers. Nr. Meßkerze Nr.

II. Dr

26

27

1

28

29

30

31

32

33

1

34

35

36

37

38

1

39

40

41

42

2

43

44

3

45

46

2

47

48

3

49

Vers. Nr.	Meßkerse Nr.	U/Min	Belastung kg	Temperaturen			Einspr. Winkel vor OT	Zündverzögerung	
				Brennstoff	Kühlwasser	Luft		Sek. 10 ⁻³	Kurbelgrad
II. Drehzahlreihe: n = 1280 U/Min.									
26		1290		25,0	56/60	24,0	17,2	2,06	16,0
27		1299		24,2	55/59	23,2	15,4	2,05	16,0
28	1	1300	5	25,0	56/60	24,0	13,0	2,12	16,5
29		1277		24,5	55/59	23,2	8,4	2,40	18,4
30		1258		24,5	55/59	23,2	3,6	2,82	21,3
31		1258		23,0	58/64	22,8	17,5	1,89	14,6
32		1322		23,0	59/64	22,8	12,8	2,0	15,9
33		1287		24,0	58/63	24,2	13,3	2,0	15,4
34	1	1264	15	22,0	58/62	22,0	13,05	2,03	15,4
35		1307		23,0	63/67	22,8	8,3	2,45	19,2
36		1266		22,0	60/64	22,2	8,3	2,36	17,9
37		1292		22,7	65/70	23,2	17,4	1,69	13,1
38	1	1270	30	22,7	63/68	23,0	13,4	1,70	13,2
39		1295		22,0	65/70	22,2	11,3	1,74	13,5
40		1285		22,7	64/70	23,0	10,0	1,87	14,4
41		1276		22,0	61/66	22,5	17,5	1,96	15,0
42	2	1272		22,0	61/65	22,5	13,0	2,20	15,6
43		1286	15	22,0	62/66	22,5	8,5	2,67	20,6
44		1248		21,7	59/63	23,1	16,9	2,00	15,0
45	3	1267		22,5	62/66	23,0	13,3	2,37	18,1
46		1279		21,9	64/70	22,7	18,2	1,80	14,0
47	2	1310		21,7	67/72	23,5	15,1	1,80	14,1
48		1274	30	21,7	63/70	23,5	17,6	1,83	14,0
49	3	1293		21,7	63/69	24,0	14,2	1,91	14,8

Vers. Nr.	Meßkerse Nr.
III. D	
50	
51	1
52	
53	
54	
55	2
56	
57	
58	
59	3
60	
61	

für die zw

Vers. Nr.	Meßkerse Nr.
62	
63	
64	
65	4
66	
67	
68	
69	

Vers. Nr.	Meßkerse Nr.	U/Min.	Belastung kg	Temperaturen			Einspr. Winkel vor OT	Zündversug	
				Brennstoff	Kühlwasser	Luft		Sek. 10^{-3}	Kurbelgrad
III. Drehzahlreihe: $n = 780$ U/Min.									
50	1	800		25,3	56/63	22,0	14,6	2,06	9,9
51		794		25,3	56/63	21,8	10,6	1,98	9,4
52		786		24,2	63/70	24,0	8,0	2,42	11,4
53		766		25,3	56/63	21,8	4,0	2,85	13,1
54	2	761	30	25,0	53/60	23,0	14,6	2,10	9,6
55		802		25,0	53/60	23,0	10,4	2,09	10,0
56		768		25,0	53/60	23,0	8,6	2,45	11,3
57		751		30,0	54/61	23,0	5,1	3,07	13,8
58	3	786		25,0	56/65	24,0	15,3	2,26	10,6
59		779		25,0	62/70	24,0	12,7	2,86	13,4
60		746		25,0	62/70	24,0	8,0	3,02	13,5
61		768		25,0	62/70	24,0	4,1	3,41	15,7

Zahlentafel V

für die zwischen Einspritzbeginn und Entflammung an der Meßstelle 4 verstrichene Zeitdauer

Vers. Nr.	Meßkerse Nr.	U/Min.	Belastung kg	Temperaturen			Einspr. Winkel vor OT	Zündversug	
				Brennstoff	Kühlwasser	Luft		Sek. 10^{-3}	Kurbelgrad
62		1777	30	22,8	66/74	23,8	17,0	6,02	64,2
63		1843		23,5	61/66	19,5	15,9	5,6	60,0
64	4	1825	15	23,0	60/64	19,5	11,5	5,1	54
65		1787		23,0	60/64	19,5	5,2	4,0	43
66		1300	30	20,8	65/70	19,0	13,9	6,7	52
67		1277		20,8	65/70	19,0	11,3	6,2	47,5
68		794		20,8	58/66	19,0	7,0	9,0	43
69		786		20,8	58/66	19,0	10,5	10,2	48

30417

- 60 -

Zahlentafel VI

zur Berechnung des Adiabatenexponenten der
Verbrennungsgase bei $n = 1780$ U/Min.

		Vollast P = 26 kg	Halblast P = 15 kg
Luftüberschußzahl	λ	1,33	2,25
min. Sauerstoffbedarf	$m_{O_{min}}$ +)	0,1048	0,1048
min. Luftbedarf	$m_{L_{min}}$	0,499	0,499
tats. Luftverbrauch	m_L	0,664	1,123
tats. Sauerstoffverbrauch	m_{O_2}	0,1395	0,236
Sauerstoffgeh.	$m_{O_2} - m_{O_{min}}$	0,0347	0,1312
Stickstoffgeh.	m_{N_2}	0,5245	0,8870
CO ₂ -Gehalt	m_{CO_2}	0,0722	0,0722
H ₂ O-Gehalt	m_{H_2O}	0,0826	0,0626
Verbrennungsgase	Σm	0,6940	1,153
	$m_{O_2} \cdot \mu_{c_{v_{O_2}}}$ ++)	0,194	0,734
	$m_{N_2} \cdot \mu_{c_{v_{N_2}}}$	2,806	4,745
	$m_{CO_2} \cdot \mu_{c_{v_{CO_2}}}$	0,618	0,618
	$m_{H_2O} \cdot \mu_{c_{v_{H_2O}}}$	0,316	0,316
	$\Sigma m_i \cdot \mu_{c_{v_i}}$	3,934	6,413
mittl. Molwärme d. Verbr. G.	$\mu_{c_{v_m}}$	5,67	5,56
Adiabatenexponent	k	1,35	1,357

+) m = Mol bez. auf 1 kg Brennstoff++) $\mu_{c_{v_{O_2}}} = 5,597$ kcal/Mol^{°K} zw. 900 u. 1400^{°K} $\mu_{c_{v_{N_2}}} = 5,347$ " $\mu_{c_{v_{CO_2}}} = 8,571$ " $\mu_{c_{v_{H_2O}}} = 5,042$ "aus Schnell, Forsch. H.
Nr. 316

Ölsort

Spez. Gew.
bei 15^{°C}Zähigkeit
15^{°C}

Stockpunkt

Anilinpunkt

Asphaltgehalt

Aromaten

Ungesättigt

Heizwert

+) s. FuBr

Versuch
Nr.

1) Standard

70

71

72

73

74

75

76

Zahlentafel VII

Untersuchungsdaten deutscher Diesel-Kraftstoffe
und des als Vergleichskraftstoff verwendeten
Standard-Treibstoffes.

Ölsorte	Dim.	Standard-	Rositz-	Dollberg-	Rositz-	Hallens.	W.W. Braunkohl
		Treiböl	Gasöl	Gasöl	Treiböl	Montana	Teeröl
		1	2	3	4	5	6
Spez. Gewicht bei 15°C	kg/L	0,857	0,851	0,842	0,883	0,888	0,842
Zähigkeit bei 15°C	E°	1,45	1,33	1,34	1,26	1,32	1,34
Stockpunkt	°C	unter -30	-16°	-28°	-16°	-11°	-28°
Anilinpunkt ^{+) °C}	°C	65°	59,2	65,9	28,2	28,9	-
Asphaltgehalt v.H.	v.H.	—	1	—	3	3	—
Aromaten + Ungesättigte v.H.	v.H.	23,6	29,13	23,9	58,76	61,2	-
Heizwert kcal/kg	kcal/kg	10060	9810	10600	9690	9640	10040

+) s. Fußnote auf Zahlentafel Nr. III

Zahlentafel VIII

für die vergleichenden Zündverzugsmessungen
zwischen Standard-Treiböl und deutschen Diesel-
kraftstoffen.

Versuch Nr.	U/Min.	Belastung kg	Kühlwasser-Temp.		Einspr. Winkel vor OT	Zündverzug 10 ⁻³ Sek.
			Eintritt	Austritt		
1) Standard-Treiböl.						
70	1802	0	40	51	12,2	1,32
71	1795	11	53	56	11,7	1,25
72	1798	22	58	62	12,2	1,07
73	1789	33	64	69	13,6	1,01
74	1295	0	59	63	13,3	1,56
75	1282	11	51	55	13,4	1,33
76	1281	22	55	60	12,8	1,25

Versuch Nr.

77

78

79

2) Rositz

81

82

83

84

3) Dollbe

85

86

87

88

4) Rositz

89

90

91

92

5) Hallen

93

94

95

96

6) Versuch

97

98

99

100

30419

Versuch Nr.	U/Min.	Belastung kg	Kühlwasser-Temp.		Einspr. Winkel vor OT	Zündverzug 10 ⁻³ Sek.
			Eintritt	Austritt		
77	1312	33	56	62	12,8	1,14
78	770	0	60	62	15,0	2,05
79	766	11	62	66	14,4	1,83
	763	22	63	67	14,4	1,76
2) Rositzer Gasöl.						
81	1800	0	64	67	14,8	1,18
82	1798	11	63	66	14,5	1,14
83	1812	22	66	69	14,1	1,11
84	1780	32	60	64	14,3	1,04
3) Dollbergener Gasöl.						
85	1805	0	66	68	13,8	1,23
86	1812	11	66	70	12,5	1,11
87	1792	22	65	68	12,5	1,02
88	1798	32	69	73	13,3	0,99
4) Rositzer Treiböl.						
89	1798	0	67	70	14,9	1,62
90	1804	11	66	70	15,3	1,55
91	1784	22	68	72	14,6	1,57
92	1812	32	67	72	14,7	1,36
5) Hallenser Montana Treiböl.						
93	1780	0	66	68	14,8	1,70
94	1780	11	67	71	13,4	1,54
95	1808	22	66	69	13,9	1,49
96	1797	32	66	71	14,6	1,32
6) Werschen-Weißfelder Braunkohlenteeröl.						
97	1792	0	62	65	13,7	1,13
98	1802	11	60	64	12,4	1,02
99	1795	22	53	58	12,8	1,05
100	1790	33	56	63	12,6	0,92

I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft,
Ludwigshafen/Rhein,
Techn. Prüfstand Op 200.

30420

Untersuchung des Verbrennungsablaufes im
Hesselman-Motor mittels I.G. Piezo-Quarz-
Kathodenstrahl-Indikator.

Ber. Nr. 370.

M 2.2.39

30421

Bericht

über

Untersuchung des Verbrennungsablaufes im Hesselman-Motor mittels I.G. Piezo-
Quarz-Kathodenstrahl-Indikator.

Zusammenfassung:

An einem als Hesselman-Motor umgebauten I.G.-Prüfdiesel mit veränderlicher Verdichtung wurden bei Kraftstoffen verschiedener Oktan- und Cetanzahl Verbrennungs-Diagramme mit dem Piezo-Quarz-Indikator genommen. Die Verbrennungs-Diagramme lassen erkennen, daß der Verbrennungsdruck sehr stark von dem Einspritz- und Zündbeginn (Magnetzündung) abhängig ist. Erfolgen diese zu spät, so fällt der Verbrennungsdruck außerordentlich rasch ab. Der für verschiedene Kraftstoffe aus den Verbrennungs-Diagrammen ermittelte Druckverzug (pressure lag) ergibt nur geringe Unterschiede, ist also nur wenig von der Kraftstoffart im Gegensatz zu anderen Beobachtungen abhängig. Ebenso ist die Zeit vom Beginn des Druckanstiegs bis zum Erreichen des Verbrennungshöchstdruckes etwa gleich lang.

In einer weiteren Versuchsreihe wurde bei verschiedenen Kraftstoffen die für Selbstzündungsbetrieb erforderliche und für klopfreies Arbeiten zulässige Verdichtung ermittelt. Die Klopfgrenze läßt sich aus den Verbrennungs-Diagrammen sehr deutlich an der in der Nähe des Verbrennungshöchstdruckes auftretenden Schwingung hoher Frequenz erkennen, die bei Nichtklopfen nicht auftritt.

-2-

289

POOR
COPY

2

POOR
COPY

Zweck der Versuchs:

Die Versuche sollten darüber Aufschluß geben, wie weit der Verbrennungsablauf im Hesselman-Motor vom Einspritzbeginn, vom Einsatz der Magnetsündung, von der Verdichtung und von der Kraftstoffart beeinflusst wird. Ferner sollte aus den Verbrennungs-Diagrammen die Klopfgrenze, d.h. also unmittelbar Verwendung eines besonderen Klopfmessers, für verschiedene Kraftstoffe ermittelt werden.

Versuchsdurchführung:

Für die Versuche stand derselbe I.O.-Prüfdiesel mit Hesselman-Zylinderkopf zur Verfügung, an dem auch die Strahlungsmessungen mittels Photozellen durchgeführt wurden (vgl. Bericht Nr. 566). Die Abmessungen des Motors sind:

Bohrung	95 mm,
Hub	150 mm,
Hubvolumen	1053 ccm,
n	1200 und 1690 U/min.

Die Leistung wurde mittels Pendeldynamo und Drehzähler bestimmt. Der Kraftstoffverbrauch und die Abgastemperatur wurden nicht gemessen.

Die Anordnung der Quarzdose ist die gleiche wie bei den Versuchen mit der Photozelle in dem schon oben erwähnten Bericht. Für die Aufnahme von Druck-Zeit-Diagrammen war ein 180°-Kurbelweg-Ablenkgerät direkt mit der Motorwelle gekuppelt. Die auf der Braun'schen Röhre sichtbaren Druck-Zeit-Diagramme wurden photographiert. Da mehr der seitliche Verbrennungsablauf als die Größe der auftretenden Verbrennungsdrücke untersucht werden sollte, war eine Druckeichung der Quarzdose nicht erforderlich.

In der ersten Versuchsreihe wurden Verbrennungs-Diagramme bei verschiedenen Kraftstoffen genommen. Tafel 1 zeigt zunächst drei gleiche Diagramme eines Fliegerbenzins mit der OZ 87, Motordrehzahl $n = 1690$, $P_{me} = 6,1$ at, Einspritzbeginn 100° v.o.T., Magnetsündung 20° v.o.T. Einspritz- und Zündbeginn

POOR COPY

2

POOR COPY

wurden mit aufgezeichnet, der Einspritzbeginn mittels in der Treibstoffleitung kurz vor der Einspritzdüse eingebauten Membran-Gebärs, der Zündbeginn mittels induktiven Einstrmens durch das Zündkabel. In der Höhe der Verbrennungsdrücke ergaben sich ziemliche Unterschiede. Gleichzeitig wurde beobachtet, daß der Verbrennungsablauf sehr ungleichmäßig erfolgte.

In Tafel 2 und 3 sind Verbrennungs-Diagramme für ein Fliegerbenzin und ein Steinkohlennittelöl bei verschiedenem Zündbeginn zusammengestellt. Während sich bei 20° v.o.T. Zündbeginn der Verbrennungsdruck noch wenig ändert, fällt er bei 5° v.o.T. schon außerordentlich rasch ab. Gleichzeitig sinkt damit auch der mittlere Druck. Einspritz- und Zündbeginn wurden mit aufgenommen und sind deutlich zu erkennen.

Beiden Diagrammen auf Tafel 4 wurde bei konstantem Zündbeginn von 5° v.o.T. der Einspritzbeginn geändert. Man erkennt, daß die Änderung des Einspritzbeginns nur noch von geringem Einfluß auf den Verbrennungsablauf ist, wenn der Zündbeginn erst sehr spät erfolgt. Das würde bedeuten, daß die richtige Einhaltung des Zündzeitpunktes wichtiger ist als die des Einspritzbeginns. Den für beste Leistung und geringsten Verbrauch erforderlichen Verbrennungsablauf im Hesselman-Motor erhält man, wenn Einspritz- und Zündbeginn genau aufeinander abgestimmt sind.

In einer weiteren Versuchsreihe sind die Verbrennungs-Diagramme von Klopfesten Kraftstoffen, wie Fliegerbenzin, Steinkohlennittelöl und α -Methylnaphthalin mit weniger klopfesten, wie Leuna-Benzin, Gasöl und Eichbenzin verglichen. In Tafel 5 haben wir zunächst die nichtklopfenden und in Tafel 6 die klopfenden Kraftstoffe. Verdichtung, Einspritz- und Zündbeginn wurden mit der Kraftstoffart geändert. Sehr deutlich unterscheiden sich die klopfenden von den nichtklopfenden in ihren Verbrennungsablauf, weniger erkennbar an dem zu erwartenden steileren Druckanstieg $dy/d\varphi$ als

POOR
COPY

2

PO
CO

an den Schwingungen hoher Frequenz, die in der Nähe des Verbrennungshöchstdruckes auftreten und auch noch während eines Teiles des Expansionshubes andauern.

Bei der Betrachtung des Verbrennungsablaufes unterscheidet man gewöhnlich 2 Abschnitte: den sogenannten Druckverzug (pressure lag) vom Überspringen des Funkens bis zum Auftreten eines merkbaren Druckanstieges, und den eigentlichen Druckanstieg bis zum Erreichen des höchsten Verbrennungsdruckes. Den Druckverzug kann man auch definieren als eine Art von Verbrennung ohne Druckerhöhung.

Der Druckverzug ist nach Drucker¹⁾ abhängig vom Mischungsverhältnis, von der Kraftstoffart, vom Druck und der Temperatur im Augenblick des Funkenüberschlages. Der Druckanstieg dagegen hängt in erster Linie von der Form des Brennraumes, von der Zündkerzenanordnung und von der Wirbelung ab. Der Druckanstieg ist maßgebend für die Härte des Ganges.

Es wird der Versuch gemacht, den Druckverzug, der definiert ist, als die Zeit vom Überspringen des Funkens bis zum merkbaren Druckanstieg, zu bestimmen. Natürlich ist es nicht gleichgültig, an welcher Stelle des Verbrennungsraumes man diesen Wert ermittelt. Von Einfluß ist ferner das Meßverfahren, mit dem der Druckverzug bestimmt wird. Bei einer Messung mittels Photozellen-Indikator werden sich erheblich abweichende Werte ergeben. Man wird dieselben Beobachtungen machen wie bei der Zündverzugsmessung im Dieselmotor.

Erschwerend ist bei der Bestimmung des Druckverzuges die Feststellung des merkbaren Druckanstieges. Es wurde hierfür die Stelle im Verbrennungs-Diagramm angenommen, an der die Verbrennungslinie von der gleichzeitig mit eingezeichneten Verdichtungslinie abweicht. Da dieser Punkt im Verbrennungs-Diagramm sehr schwer festzustellen ist, wurde auch noch die Verdichtungslinie

¹⁾ ATZ 1938, Heft 3, Seite 58

POOR
COPY

2

POO
CO

bei fremdangetriebenem Motor mit aufgenommen und in das Verbrennungs-Diagramm eingezeichnet. Dabei fällt auf, daß die bei fremdangetriebenem Motor aufgenommene Verdichtungsline höher liegt. Die Ursache dürfte wahrscheinlich auf den im Zylinder am Verbrennungsende verbleibenden Gasrest zurückzuführen sein, der durch das angesaugte Luftgewicht verringert wird.

Die Diagramme wurden mit dem 180°-Kurbelwinkel-Ablenkergerät aufgenommen, die Diagrammlänge entspricht danach 180°.

Aus den Diagrammen (Blatt 1 und 2) wurden ermittelt:

- 1.) der Druckverzug,
- 2.) " Druckanstiegbeginn v.o.T.,
- 3.) die Zeit vom Druckanstiegbeginn bis zum Druckmaximum,
- 4.) die Lage des Druckmaximums n.o.T.

Der Zündbeginn lag etwa 35° v.o.T., der Druckverzug schwankte bei den untersuchten Kraftstoffen zwischen 14,8 und 15,9 Kurbelgrad, entsprechend 0,0015 bzw. 0,0016 sec bei $n = 1690$ U/min. Der Unterschied ist unbedeutend. Eine Abhängigkeit des Druckverzuges wurde also im Gegensatz zu den vorhergehenden Ausführungen nicht festgestellt. Der Druckanstiegbeginn liegt bei den untersuchten Kraftstoffen etwa 20° v.o.T. Das Druckmaximum wird je nach der Kraftstoffart 28,7° bis 35,7° nach dem Druckanstiegbeginn bzw. 8,5° bis 15,5° n.o.T. erreicht. Dazu ist allerdings zu bemerken, daß der Verbrennungsablauf sehr unregelmäßig erfolgte. Für genauere Messungen wäre schon eine große Anzahl von Verbrennungsdiagrammen zu nehmen. Aus dem gleichen Grund wurde auch von einer Druckeichung der Quarzdose zwacke Messung der Verbrennungsdrücke abgesehen.

Damit kommen wir zu der letzten Versuchsreihe zur Bestimmung der Selbstzündungs- und Klopfgrenze für Gasöl (Getensahl 55), RCH-Dieselöl (Getensahl

100) und E
die sind g
RCH-Diesel
dichtung w
richtigen
zu betreib
Verdichtun
beispielsw
täuscht wi
scheiden,
1:14 ermit
Werten. Be
die
driger und
Prüfdiesel
von
höheren We
Die K
beispielsw
den es un
erwähnte
auftrat.
ein. Durch
neuen Ver
Klopfverh

Anlagen: 8 Bl
9 Bl

POOR COPY 2

POOR COPY

100) und Eichbensen (Oktanahl 40). Es wurden mit Absicht 3 Kraftstoffe gewählt die eine geringe Oktanzahl, dagegen eine verhältnismäßig gute Cetanzahl - das RCH-Dieselöl sogar eine sehr gute Cetanzahl - besaßen. Bei genügend hoher Verdichtung war es daher möglich, bei Abschaltung der Fremdzündung und Wahl des richtigen Einspritzpunktes den Motor mit Selbstzündung des Kraftstoffes weiter zu betreiben und auf diese Weise die zum Selbstzündungs-Betrieb erforderliche Verdichtung zu ermitteln. Darauf zu achten ist, daß nicht durch Glühzündung, beispielsweise durch Glühen der Elektroden, ein Selbstzündungs-Betrieb vorgetauscht wird. Bei Gasöl und Eichbensen, die sich in der Cetanzahl wenig unterscheiden, wurde die zum Selbstzündungs-Betrieb erforderliche Verdichtung zu $1:14$ ermittelt, sie entspricht danach annähernd den in Dieselmotoren üblichen Werten. Bei dem sehr stündwilligen RCH-Dieselöl lag diese Grenze erheblich niedriger und betrug ~~etwa~~ ^{die Verdichtung} etwa $1:6,5$. Versuche mit RCH-Dieselöl am I.G.-Prüfdiesel ergaben für die bei Dieselbetrieb notwendige Verdichtung einen etwas höheren Wert (vgl. Bericht Nr. 376).

Die Bestimmung der Klopfgrenze erfolgte nicht mit einem Klopfmesser, wie beispielsweise beim I.G.-Prüfmotor für Oktanzahlbestimmung, vielmehr wurde bei den zu untersuchenden Kraftstoffen die Verdichtung soweit erhöht, bis die schon erwähnte Schwingung hoher Frequenz in der Höhe des Verbrennungsschlußdruckes auftrat. Sehr gut stimmte damit die gebührend festgestellte Klopfgrenze überein. Durch weitere Versuche soll in den mit dem Piezo-quarz-Indikator aufgenommenen Verbrennungs-Diagrammen eine Beurteilungsmöglichkeit für das Kraftstoff-Klopfverhalten geschaffen werden.

Anlagen: 8 Blatt
9 Blatt Bildtafeln.

Techn. P.
Op.

Kraft

Z.B.

1:

2:

3:

4:

Kraft

Z.B.

1:

2:

3:

4:

POOR
COPY

2

Techn. Prüfstand
Oppau

30427-1

Kraftstoff: Fliegerbenzin OZ 87

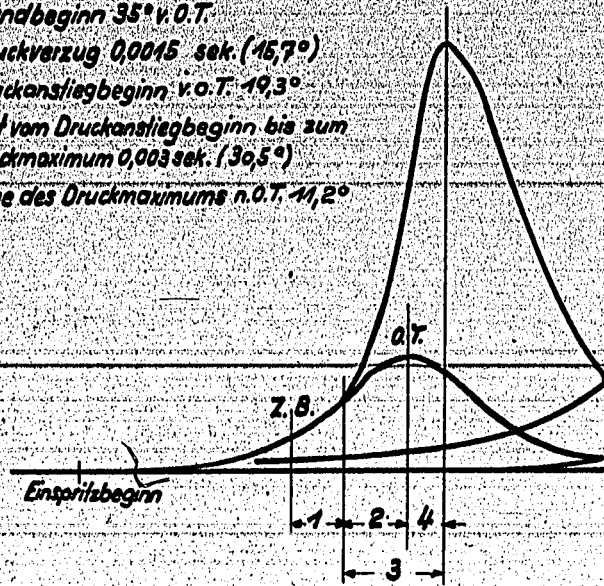
Z.B. : Zündbeginn 35° v. O.T.

1 : Druckverzug 0,0015 sek. (15,7°)

2 : Druckanstiegbeginn v.o.T. 19,3°

3 : Zeit vom Druckanstiegbeginn bis zum Druckmaximum 0,003 sek. (30,5°)

4 : Lage des Druckmaximums n.O.T. 11,2°



$n = 1690/\text{min}$

Kraftstoff: Steinkohlenmittelöl 151 H

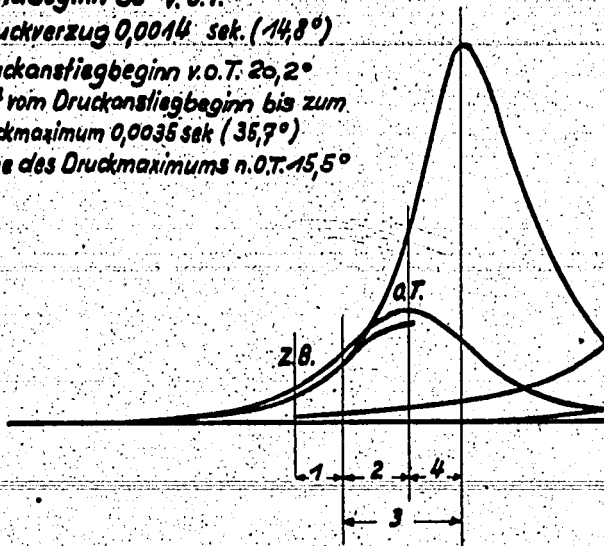
Z.B. : Zündbeginn 35° v. O.T.

1 : Druckverzug 0,0014 sek. (14,8°)

2 : Druckanstiegbeginn v.o.T. 20,2°

3 : Zeit vom Druckanstiegbeginn bis zum Druckmaximum 0,0035 sek. (35,7°)

4 : Lage des Druckmaximums n.O.T. 15,5°



TPr. S. 344

I. G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft
Ludwigshafen am Rhein
Tag 27. 1. 39. Name *Rusch*

Maßst.

Zum Bericht Nr. 370 vom 2. 2. 39.
Urheberrechtsschutz nach DIN 34

N2708-16

I. G. Farbenindu
Ludwigsh
Tag 27. 1. 39

30427A

Techn. Prüfstand
Oppau

Blatt 2

Kraftstoff: Methylnaphthalin

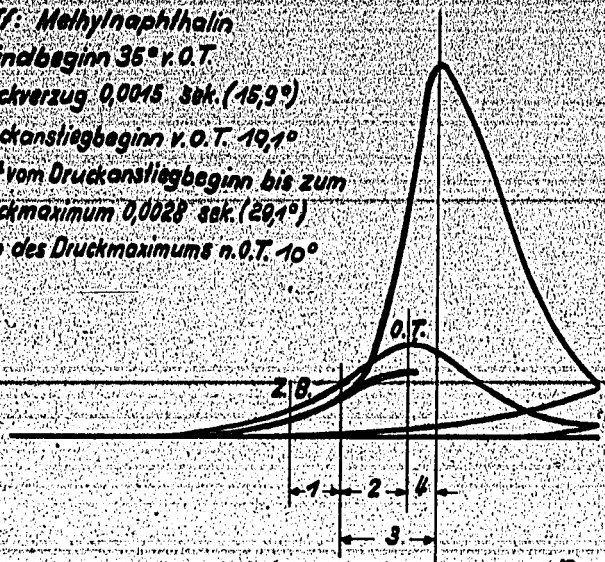
Z.B.: Zündbeginn 35° v.O.T.

1: Druckverzug 0,0015 sek. (15,9°)

2: Druckanstiegbeginn v.O.T. 19,1°

3: Zeit vom Druckanstiegbeginn bis zum
Druckmaximum 0,0028 sek. (29,1°)

4: Lage des Druckmaximums n.O.T. 10°



n=1690/min

Kraftstoff: Leunabenzin OZ 73

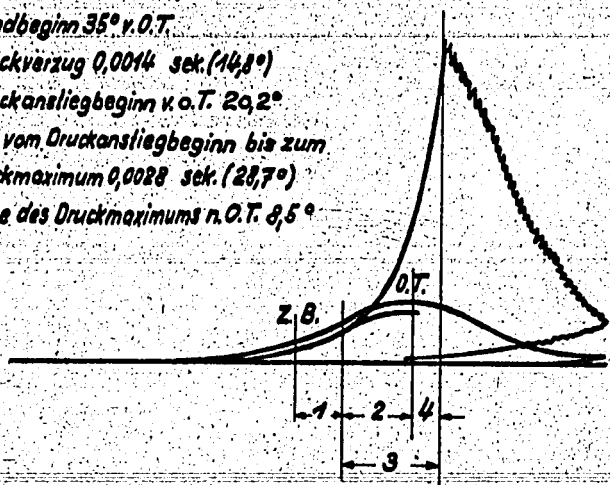
Z.B.: Zündbeginn 35° v.O.T.

1: Druckverzug 0,0014 sek. (14,8°)

2: Druckanstiegbeginn v.O.T. 20,2°

3: Zeit vom Druckanstiegbeginn bis zum
Druckmaximum 0,0028 sek. (29,7°)

4: Lage des Druckmaximums n.O.T. 8,5°



TPr. S. 345

I. G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft
Ludwigshafen am Rhein
Tag 22. 1. 39 Name

Modell

Zum Bericht Nr. 370 vom 2. 2. 39.
Urheberrechtsschutz nach DIN 54

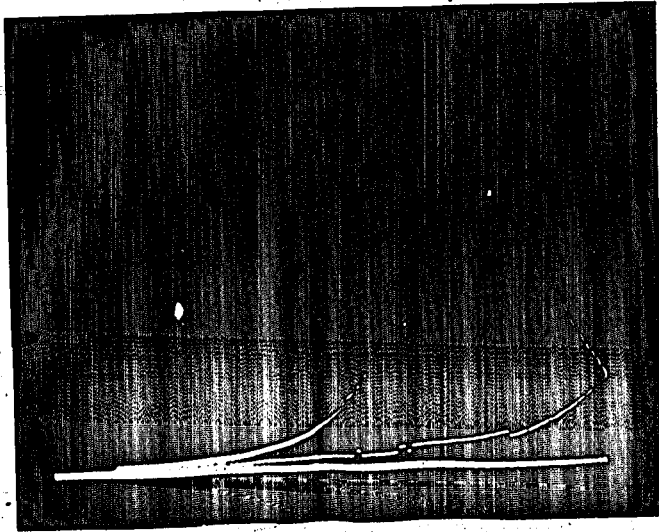
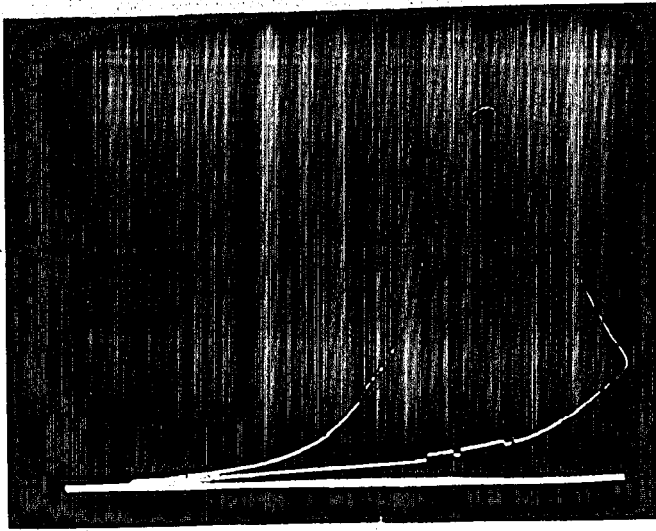
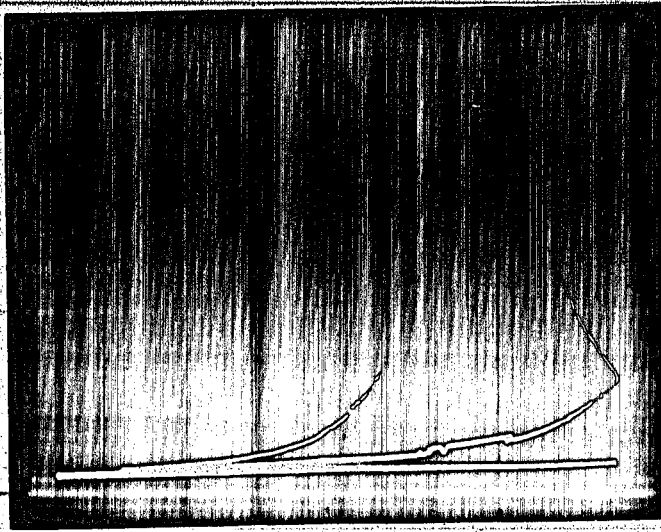
N2709-16

Techn. Prüfstand
Oppau
Z. Bericht 370

30428

TAFEL 1

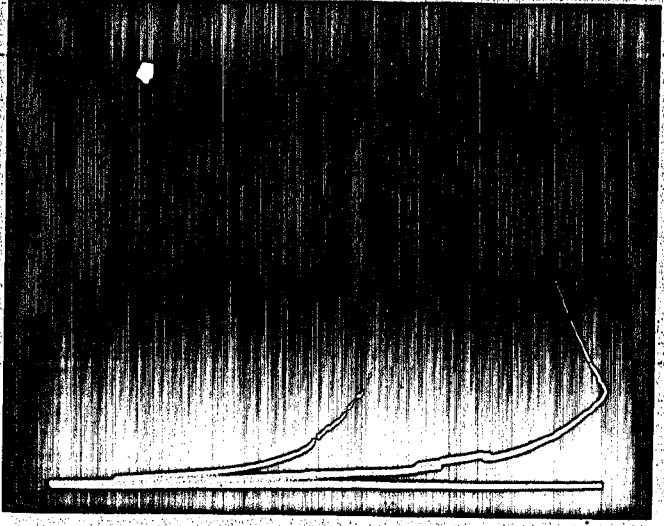
Techn. Prüfstand
Appar.
Z. Bericht 370



E.B. 100° v. O.T.
Z.B. 20° v. O.T.
Fliegerbenzin. OZ 87.
 $p_{me} = 6 \text{ lat.}$
 $n = 1690 \text{ Min.}$

Techn. Prüfstand
Appar.
Z. Bericht 370

Techn. Prüfstand
Oppau
Z. Bericht 370

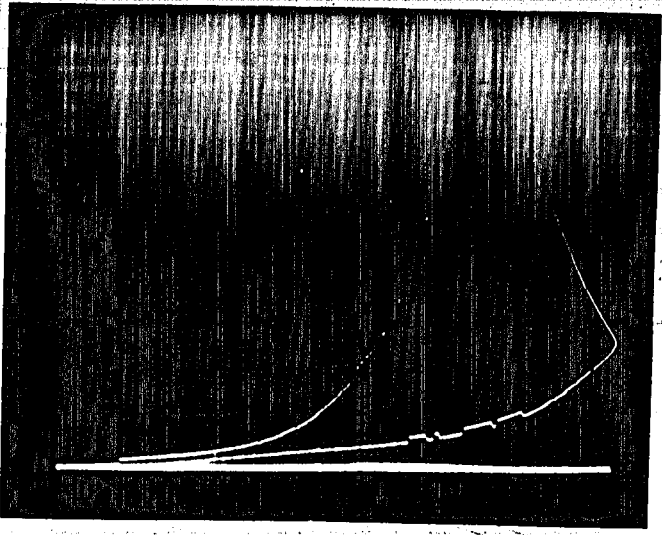


TAFEL 2

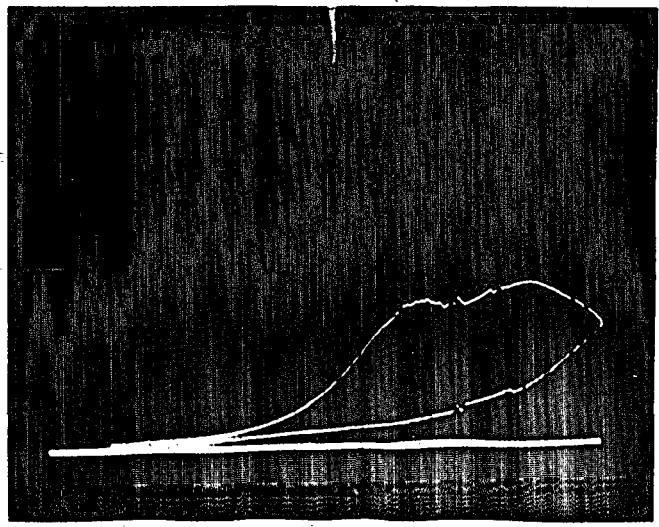
30429

E.B. = 100° v. O.T.
Z.B. = 30° v. O.T.
p_{me} = 6,2 at

Techn. Prüfstand
Oppau
Z. Bericht 370



E.B. = 100° v. O.T.
Z.B. = 30° v. O.T.
p_{me} = 6,1 at



E.B. = 100° v. O.T.
Z.B. = 5° v. O.T.
p_{me} = 5,6 at

Fliegerbenzin OZ. 87
n = 1680/Min

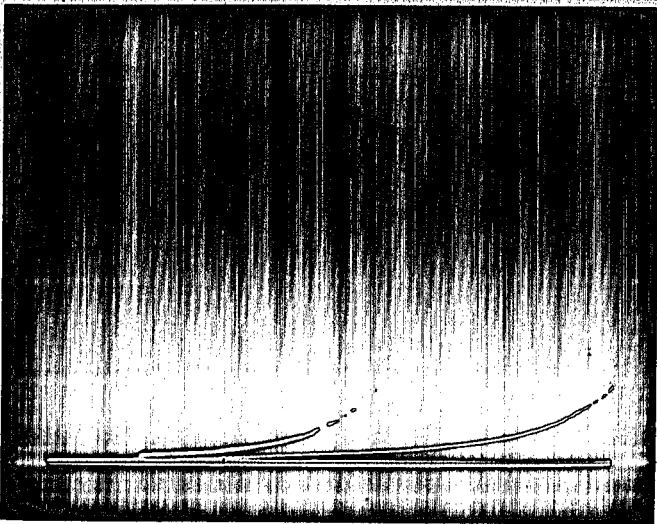
Zündbeginn
ändert.

O.T.
v.T.
n. OZ. 87
/Min.

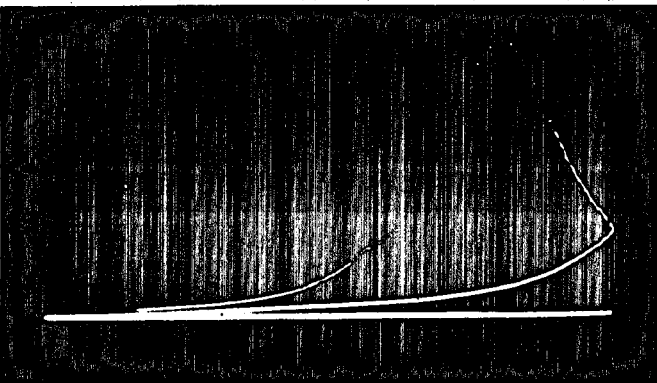
Techn. Prüfstand
Oppau
Z. Bericht 370

TAFEL 3

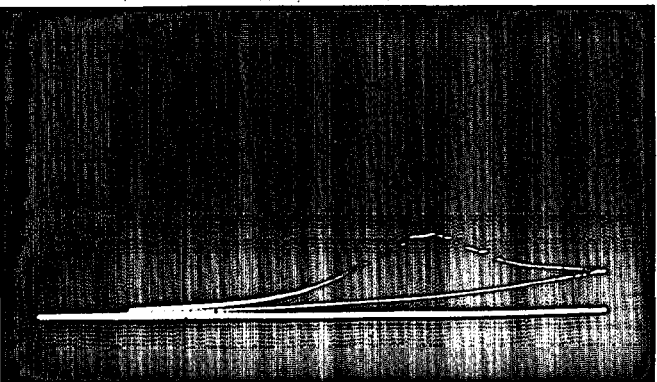
30430



E.B. = 100° v. O.T.
Z.B. = 30° v. O.T.
P_{me} = 74at.



E.B. = 100° v. O.T.
Z.B. = 20° v. O.T.
P_{me} = 74at.



E.B. = 100° v. O.T.
Z.B. = 5° v. O.T.

Steinkohlenmittelöl
151H

P_{me} = 51at.
n = 1690/min

Zündbeginn
geändert.

Techn. Prüfstand
Oppau
Z. Bericht 370

FEL 3

80

AT
AT

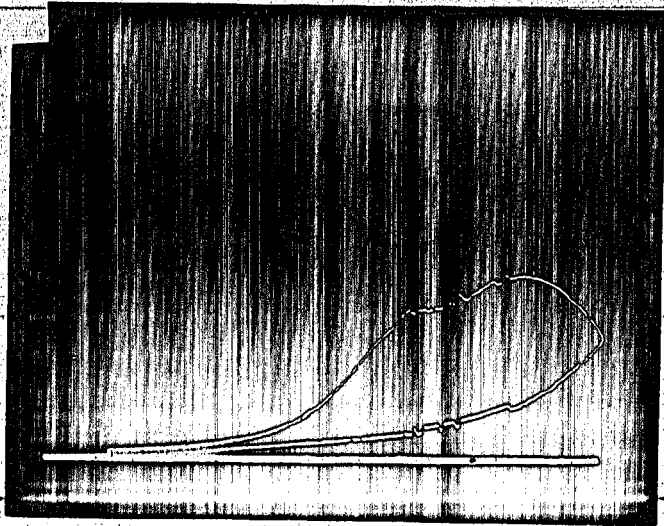
AT
AT
f

1111

114

111
11

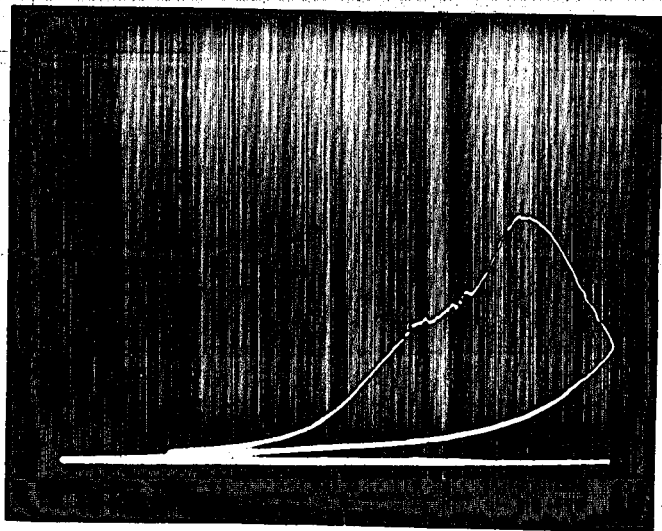
Techn. Prüfstand
Opbau
Z. Bericht 370



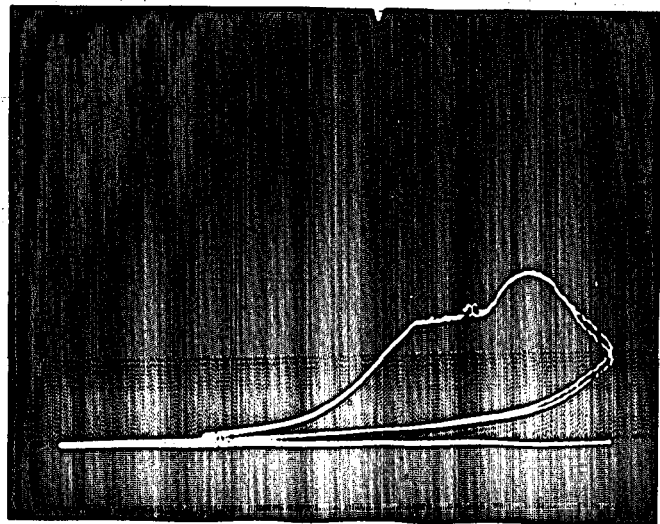
TAFEL 4

30431

E.B. = 100 v. O.T.
Z.B. = 5 v. O.T.
 p_{me} = 5 bar



E.B. = 85 v. O.T.
Z.B. = 5 v. O.T.
 p_{me} = 5 bar

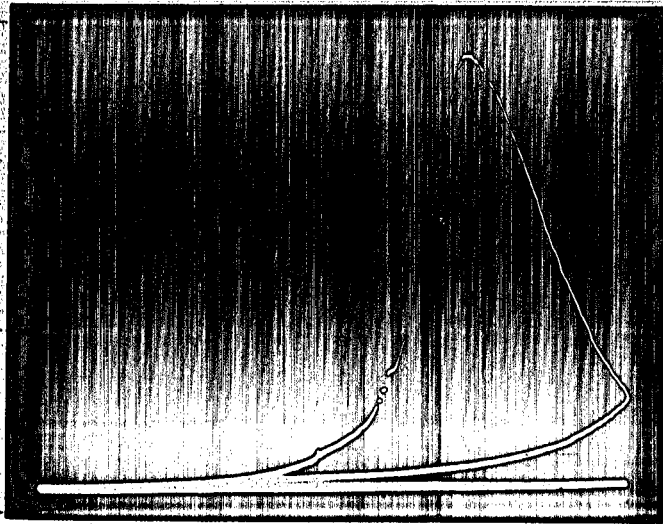


E.B. = 80 v. O.T.
Z.B. = 5 v. O.T.
 p_{me} = 4 bar
 n = 1600/Min.
Fliegerschein 02.07.

Einspritzbeginn
geändert.

Techn. Prüfstand
Opbau
Z. Bericht 370

Techn. Prüfstand
Oppau
z. Bericht 340

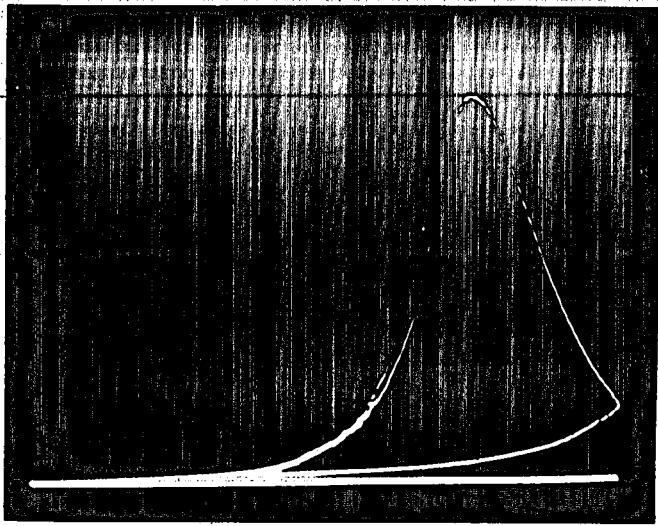


TAFEL 5

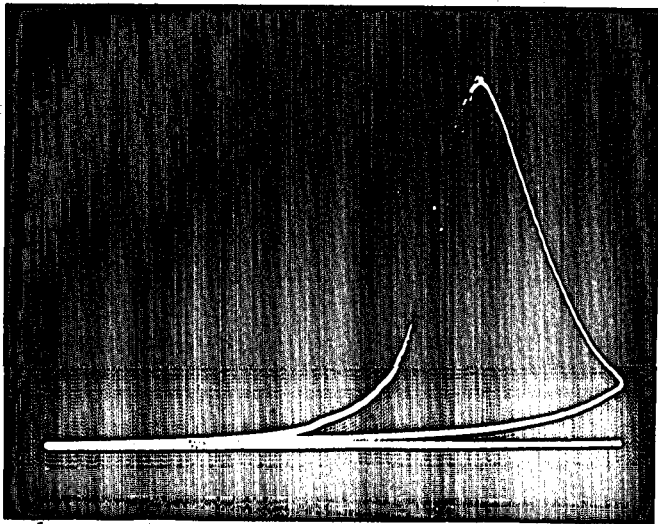
30432

Fliegerbenzin
O.Z. 87
pme - 6,3at.

Techn. Prüfstand
Oppau
z. Bericht 340



Steinkohlen mit Öl
154H
pme - 4,4at.



α -Methylnaphthalin
pme - 4,4at.

E.B. = 100° O.T.
Z.B. = 30° O.T.
n = 1,690/15

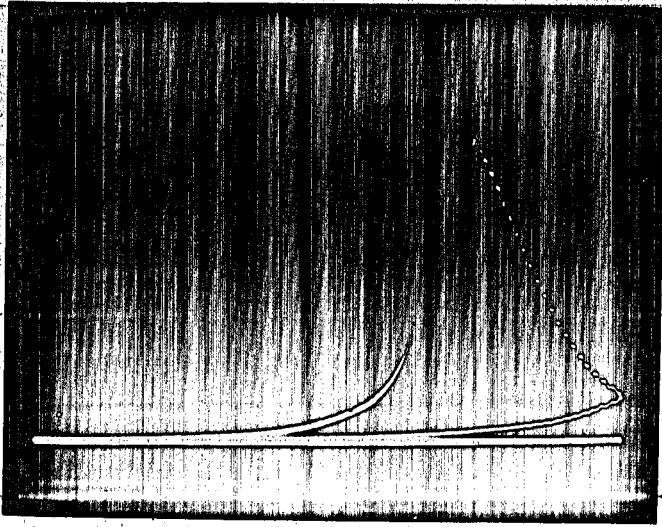
Nichtklopfende
Kraftstoffe.

Techn. Prüfstand
Oppau
Z. Bericht 390

TAFEL 6

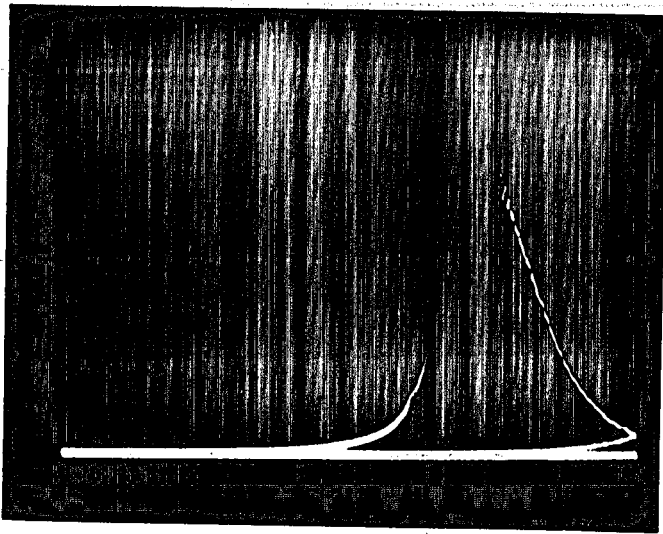
30433

Leuna-Benzin
02.93
p_{me} = 7at.



Techn. Prüfstand
Oppau
Z. Bericht 390

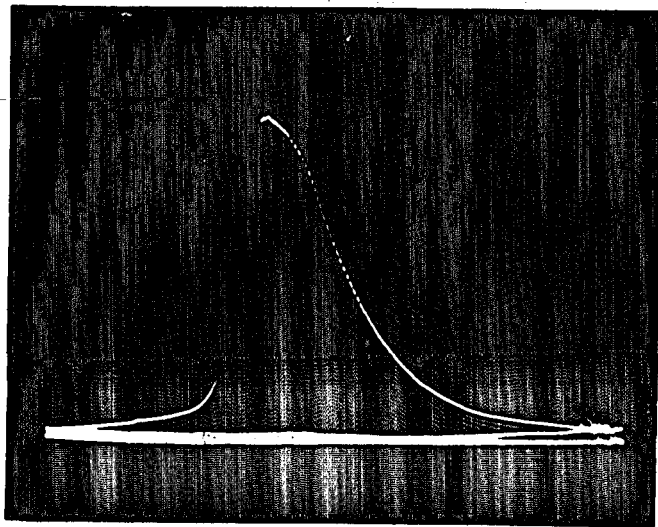
Gasöl
p_{me} = 6,5at.



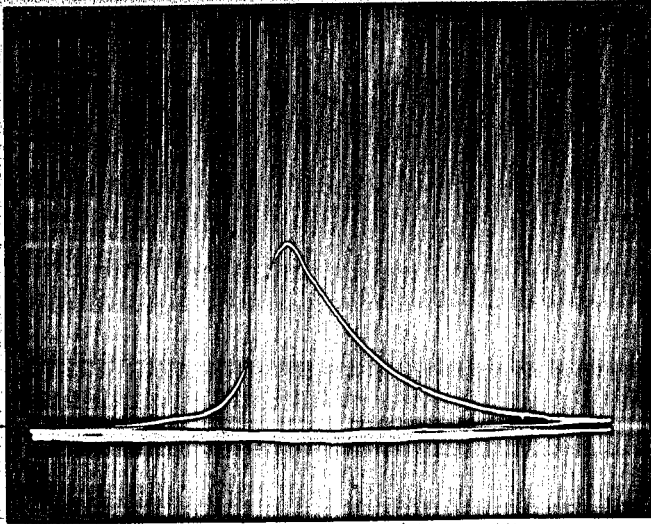
Lichtbenzin
01.40
p_{me} = 6,5at.

E.B. = 100° O.T.
Z.B. = 30° O.T.
n = 1690/Min.

Klopfende
Kraftstoffe



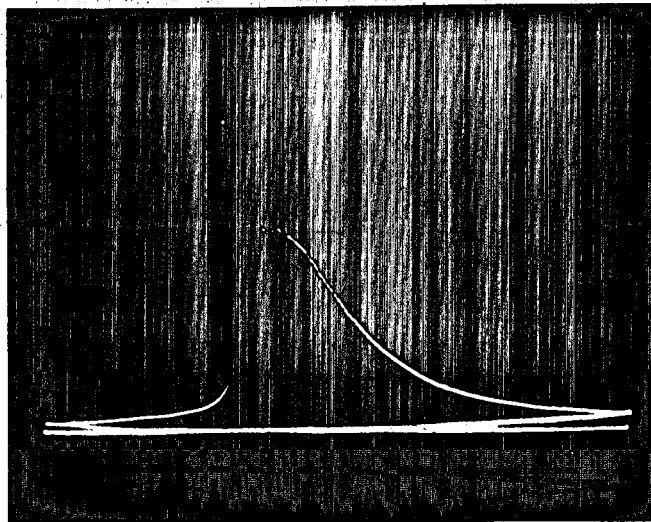
Techn. Prüfstand
Appar.
Z. Bericht 340



TAFEL 7

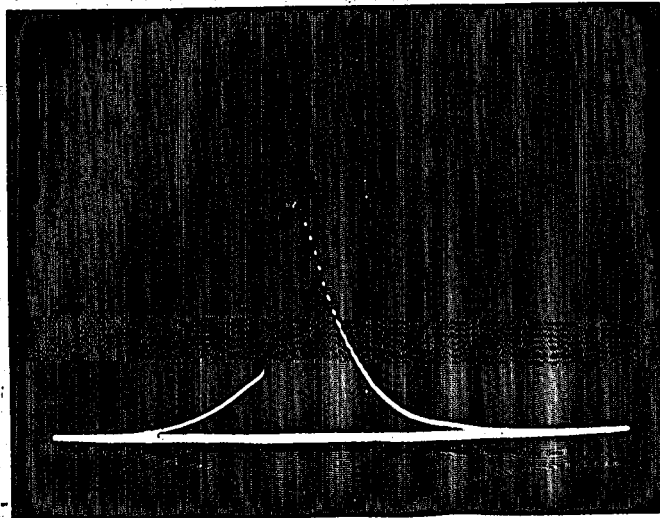
30434

$\epsilon = 5$
Fremdzündung
Klopffreier
Betrieb
E.B. = 90° v.D.T.
Z.B. = 40° v.D.T.



$\epsilon = 5,5$
Fremdzündung
Klopfbetriebsgrenze
E.B. = 90° v.D.T.
Z.B. = 40° v.D.T.

Klopfgrenze
 $\epsilon = 5,5$



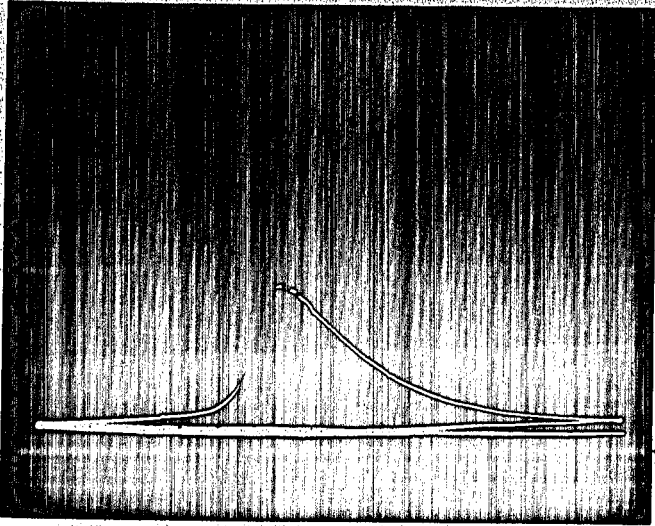
$\epsilon = 11$
Selbstzündung
 $n = 1200/\text{Min}$
E.B. = 40° v.D.T.
Gasöl LZ55

Techn. Prüfstand
Appar.
Z. Bericht 340

Techn. Prüfstand
Oppau
Z. Bericht 340

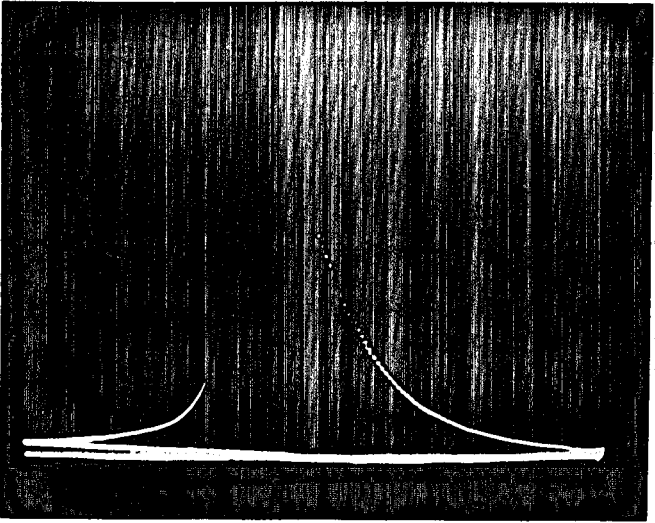
TAFEL 8

30435



$\epsilon = 4,5$

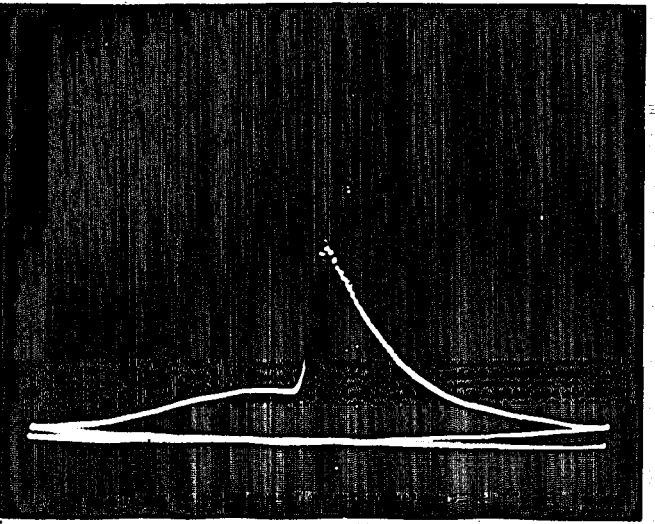
Fremdzündung
Klopffreier
Betriebsgrenze
E.B. = 90° v.O.T.
Z.B. = 40° v.O.T.



$\epsilon = 5$

Fremdzündung
Klopfbetrieb
E.B. = 90° v.O.T.
Z.B. = 40° v.O.T.

Klopfgrenze
 $\epsilon = 4,5$



$\epsilon = 4,4$

Selbstzündung
 $n = 2200/\text{min}$
E.B. = 40° v.O.T.

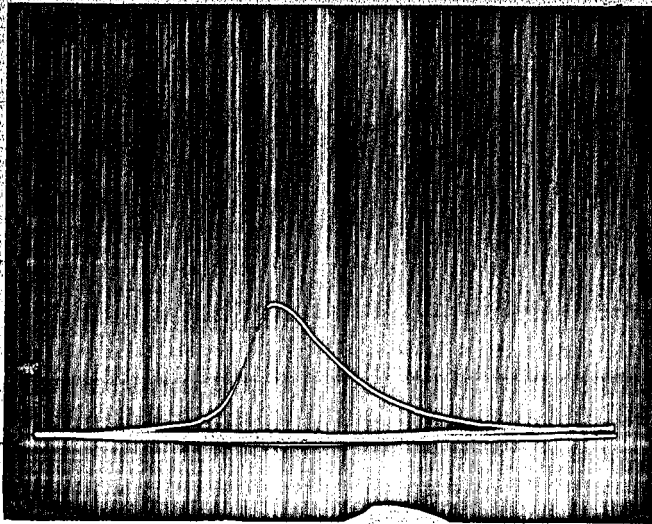
RCH-Dieselöl.

Techn. Prüfstand
Oppau
Z. Bericht 340

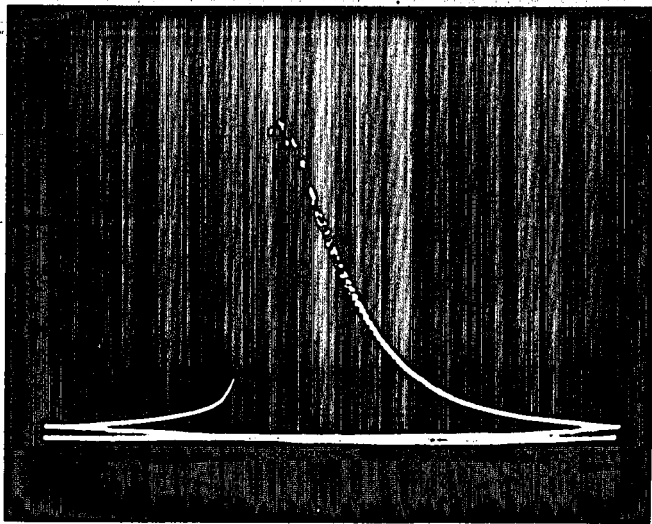
Techn. Prüfstand
Opbau
z. Bericht 340

TAFEL 9

30436

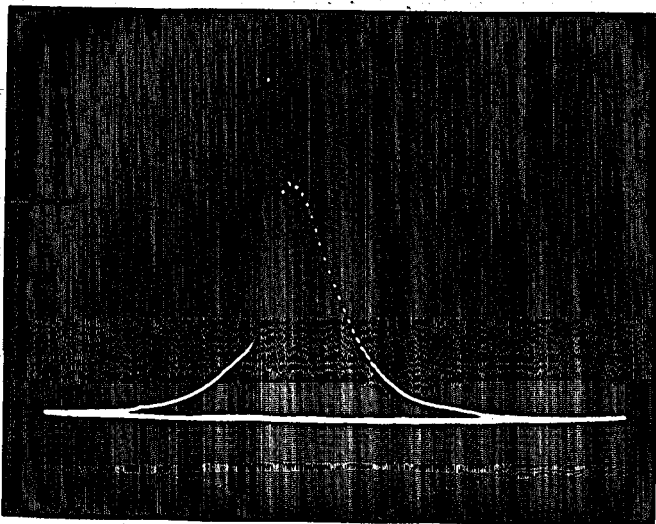


$\epsilon = 50$
Fremdzündung
Klopffrei
Betrieb
E.B. = 90° v. D.T.
Z.B. = 40° v. D.T.



$\epsilon = 6$
Fremdzündung
Klopfbetrieb
E.B. = 90° v. D.T.
Z.B. = 40° v. D.T.

Klopfgrenze
 $\epsilon = 5,8$



$\epsilon = 14$
Selbstzündung
 $n = 1200 \text{ min}^{-1}$
E.B. = 40° v. D.T.

Eichbenzin 020

86

ung

O.T.
O.T.

ung

O.T.
O.T.

unze

un

O.T.

aza

1935
F. G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft,
Ludwigshafen a. Rhein,
Techn. Prüfstand Op 200

Köhler 30437

Einfluß von Einspritzmenge, Kühltemperatur,
Drehzahl und Zustand der Ansaugluft auf den
Verbrennungsablauf in der Dieselmachine.

Ber. Nr. 386 5.6.39

I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft
Ludwigshafen a. Rh.
Techn. Prüfstand Op 200
Bericht Nr. 386

30438

-0-

Bericht

über

den Einfluß von Einspritzmenge, Kühltemperatur, Drehzahl und Zustand der Ansaugluft auf den Verbrennungsablauf in der Dieselmachine.

Ammoniakwerk Merseburg
G.m.b.H.
Haupt-Berichte-Sammlung
Referate-Büro

Me Nr. 1975 / I 92

POOR
COPY

3

POOR
COPY

30439

Inhaltsverzeichnis

	Seite
Zusammenfassung	1
Zweck der Versuche	2
Versuchsdurchführung	2
Versuchsergebnisse	3
Der Einspritzzeitpunkt	3
Die Einspritzmenge	3
Die Kühltemperatur	5
Einfluß der Drehzahl	6
1.) Drehzahl veränderlich, Verdichtung konstant	6
2.) Verdichtung verändert, Drehzahl 700, 900 u. 1100 U/min	8
Ansaugluft	10
1.) Vorwärmung der Ansaugluft	10
2.) Druck der Ansaugluft	11

POOR
COPY

3

POOR
COP

30440

B e r i c h t

über

den Einfluß von Einspritzmenge, Kühltemperatur, Drehzahl und Zustand der Ansaugluft auf den Verbrennungsablauf in der Dieselmachine.

Zusammenfassung:

Die im Bericht Nr. 363^{*)} begonnenen Untersuchungen über den Einfluß der motorischen Betriebsbedingungen auf den Verbrennungsablauf im Dieselmotor werden fortgesetzt. Der große Einfluß des Einspritzzeitpunktes, des Zündzeitpunktes und der Verdichtung wurde dort bereits festgestellt. Die in diesem Bericht mitgeteilten Versuchsergebnisse prüfen den Einfluß von ^{der} bei jedem Arbeitsspiel eingespritzten Kraftstoffmenge, von Kühltemperatur, Drehzahl und der Temperatur ^{sowie} des Druckes der Ansaugluft.

Die je Arbeitsspiel eingespritzte Kraftstoffmenge, entsprechend verschiedenen langer Einspritzzeit, wirkt sich auf Zündverzug, Druckanstieg und Verbrennungsdruck nur unwesentlich aus. Die Auspufftemperaturen ändern sich dagegen ziemlich stark. Die Restgase haben scheinbar keinen wesentlichen Einfluß auf den Verbrennungsablauf, was bei den im Dieselmotor üblichen hohen Verdichtungen nicht überrascht. Die Kühltemperatur hat auf den Verbrennungsablauf wesentlichen Einfluß. Der Zündverzug wächst mit niedrigerer Kühltemperatur ziemlich stark an. Auch Druckanstieg und Spitzendruck werden hierdurch verändert. Die Laufeigenschaften des Dieselmotors werden günstiger mit höherer Kühltemperatur

Die Drehzahl wirkt sich sehr stark auf den Verbrennungsablauf aus. Der Zündverzug wird in Kurbelgrad gemessen, umso kleiner, je niedriger die

-2-

^{*)} "Druckverlauf in der Dieselmachine", von Herrn Dipl.-Ing. Köppler.

POOR
COPY

3

POOR
COPY

30441

die Drehzahl wird und nimmt in linearer Abhängigkeit mit der Drehzahl ab. Zeitlich gemessen ergibt sich der größte Zündverzug bei niederen Drehzahlen, jedoch ist hier der Einfluß nicht so stark ausgeprägt. Druckerhöhung und Spitzensteigen-
druck nehmen im allgemeinen mit/der Drehzahl ab; das läßt darauf schließen, daß die Verbrennungsgeschwindigkeit sich nicht/verändert und sich nur wenig der Kolbengeschwindigkeit anpasst. Der Zustand der Ansaugluft wurde gleichfalls untersucht. Durch eine Steigerung der Temperatur können die Laufeigenschaften schlechtzündender Diesellole etwas verbessert werden. Das gleiche kann erreicht werden durch Aufladen, während durch Drosseln der Ansaugluft der Zündverzug größer wird.

Zweck der Versuche:

Im Bericht Nr. 363 wurden bereits die Ergebnisse von Versuchen mitgeteilt, bei denen der Einfluß von Einspritzzeitpunkt, Zündzeitpunkt und Verdichtung auf den Verbrennungsablauf in der Dieselmachine untersucht wird. In den nachstehenden Versuchen soll der Einfluß von weiteren motorischen Betriebsbedingungen auf den Verbrennungsablauf am I.G.-Prüfdiesel gemessen werden.

Versuchsdurchführung:

Die Versuche wurden am I.G.-Prüfdiesel 1 durchgeführt: Der Druckverlauf wurden mit einem piezo-elektrischen Indikator, der mittels DVI-Druckmesser dynamisch geeicht war, gemessen und der Druckerhöhung $dp/d\varphi$ aus dem Druckverlauf-Diagramm bestimmt. Die Versuche wurden bei nachstehenden Betriebsbedingungen durchgeführt:

Drehzahl	900 U/min
Einspritzung	37 $\frac{\text{mm}^3}{\text{Spiel}}$
Einspritzbeginn	20° v.o.T.
Kühltemperatur	100°C.

Bei den Versuchen wurde jedesmal eine Betriebszustandsgröße verändert.

-3-

POOR
COPY

3

POO
COP

um deren Einfluß messen zu können, und die anderen konstant gehalten.

Es wurden untersucht:

Einfluß von Einspritzmenge,
Kühltemperatur,
Drehzahl und
Zustand der Ansaugluft.

Bei den Versuchen wurden folgende Kraftstoffe verwendet:

Bad. Gasöl D 350	Cetanzahl 61
Amerik. Gasöl D 424	" 46
Steinkohlendieselöl 721 H	" 37
Braunkohlenmittelöl D 369	" 28
Steinkohlenmittelöl D 349	" 5

Bad. Gasöl und Steinkohlenmittelöl, - beide sind Bezugskraftstoffe bei der Cetanzahlmessung - wurden auch in Mischung verwendet.

Die Analysenergebnisse sind aus Blatt 1-4 ersichtlich.

Versuchsergebnisse:

Der Einspritzzeitpunkt.

Es wurde bereits festgestellt, daß kleine Änderungen des Einspritzzeitpunktes von 1 und 2 Kurbelgrad auf die Länge des Zündverzuges praktisch keinen Einfluß haben, solange die Zündung nahe am Totpunkt erfolgt, daß aber Druckanstieg und Spitzendruck stärker verändert werden. Kleine Schwankungen des Einspritzzeitpunktes haben somit noch keinen Einfluß auf die Genauigkeit der Cetanzahlmessung.

Die Einspritzmenge.

Um den Einfluß der eingespritzten Kraftstoffmenge auf den Verbrennungsablauf zu bestimmen, wurde die Pumpe so eingestellt, daß 120 %, 100 % und 86 % der in der Betriebsvorschrift angegebenen Kraftstoffmenge eingespritzt wurden. Die hierbei für Steinkohlendieselöl und Gasöl erhaltenen Werte sind auf Blatt 5 und 6 für den Verdichtungsbezug von $\xi = 25:1$ bis $\xi = 13:1$ aufgetragen.

POOR
COPY

3

POOR
COPY

Der Zündverzug ist bei beiden Kraftstoffen nahezu unabhängig von der eingespritzten Kraftstoffmenge. Beim Steinkohlendieselloil wurde überhaupt kein Unterschied gemessen. Gasöl zeigt eine geringe Abhängigkeit von der Einspritzmenge derart, daß mit größerer Menge der Zündverzug kleiner wird. Der Unterschied beträgt 1 Kurbelgrad. Die Tatsache, daß sich der Zündverzug so wenig von der Einspritzmenge beeinflussen läßt, kommt daher, daß die Einspritzzeit wesentlich länger als der Zündverzug ist. Der zuletzt eingespritzte Kraftstoff gelangt bereits in die Flamme und wirkt sich in der Leistung aus. Es kann sich noch ein kleiner Einfluß auf die Zylinderwandtemperatur und auf die Temperatur der Restgase bemerkbar machen. Diese werden bei ^{längerer} ~~größerer~~ Einspritzung und bei langsamerer Verbrennung des Kraftstoffes stets etwas höher sein und hierdurch den Zündverzug geringfügig verkürzen. Jedoch wirkt sich dies an dem hochverdichtenden Dieselmotor wenig aus.

Der Druckanstieg wird ebenfalls von der eingespritzten Kraftstoffmenge wenig verändert, da der Druckanstieg in der Hauptsache eine sekundäre Erscheinung des Zündverzuges ist, der sich ja kaum verändert hat.

Der Spitzendruck wird ebenfalls wenig von der Kraftstoffmenge beeinflusst. Beim Gasöl konnte eine Abhängigkeit nicht festgestellt werden. Beim Steinkohlendieselloil stieg der Spitzendruck mit größer werdender Einspritzmenge. Im allgemeinen ist die bis zum Totpunkt eingespritzte und verbrannte Kraftstoffmenge für die Höhe des Spitzendruckes maßgebend. Bis zum Totpunkt wurde stets die gleiche Menge eingespritzt, da der Einspritzbeginn fest auf 20° v.o.T. eingestellt war. Der danach eingespritzte Kraftstoff wirkt sich erst nach dem Totpunkt, also im Expansionshub aus und kann den Spitzendruck nur wenig beeinflussen. Beim Steinkohlendieselloil ist, wohl wegen der rascheren Verbrennung, der Einfluß stärker als beim Gasöl.

Die Auspufftemperaturen werden durch die Einspritzmenge jedoch stark ver-

POOR
COPY

3

POOR
COPY

ändert. Der Unterschied beträgt hier über 75°C und istbden Verhältnis der Einspritzmengen nahezu gleich.

Die Einspritzmenge hat also auf Zündverzug, Druckanstieg und Spitzendruck bei den am I.C.-Prüfdiesel angewandten Betriebsbedingungen keinen wesentlichen Einfluß und wirkt sich lediglich in Leistung und Ausspüfitemperatur aus.

Die Kühltemperatur

~~Die nächste Versuchsreihe soll die Änderung des Verbrennungsablaufes im~~
Prüfdiesel aufzeigen, wenn die Kühltemperatur sich ändert. Die 3 Kraftstoffe

Gasöl,
Steinkohlendieselöl und
Braunkohlenmittelöl

wurden zunächst bei 100° Kühltemperatur bei gleichem Zündverzug gefahren und die hierfür notwendige Verdichtung bestimmt. Bei diesen Verdichtungen wurde dann der Verbrennungsablauf auch bei 60 und 140°C beobachtet. Auf Blatt 7 sind die erhaltenen Ergebnisse aufgetragen.

Die Kühltemperatur hat auf die Verbrennung wesentlichen Einfluß.

Der Zündverzug ändert sich im Bereich von 140 bis 60°C um etwa 7 Kurbelgrade, was beträchtlich ist. 10°C Temperaturunterschied verursachen schon eine Änderung des Zündverzuges um 1° Kw. bei der Cetanzahlmessung. Es ist deshalb die Kühltemperatur möglichst genau einzuhalten. Schwankungen über 5°C sind schon unzulässig. Am zweckmäßigsten ist deshalb die Siedekühlung, da hierbei die Kühltemperatur selbsttätig konstant gehalten wird.

Der Druckanstieg wird gleichfalls mit dem Zündverzug von der Kühltemperatur verändert. Der steilste Druckanstieg ist bei 100°C Kühlwassertemperatur, da hierbei die Zündung nahe am Totpunkt erfolgt. Bei höherer Kühltemperatur bleibt er praktisch gleich hoch, während er bei niedrigerer Kühltemperatur abfällt, da dann die Zündung erst im Expansionshub einsetzt.

Der Spitzendruck wird bei geringerer Kühltemperatur ebenfalls kleiner,

POOR
COPY

3

POOR
COP

was durch den späteren Zeitpunkt des Zündbeginns nach d.T. bedingt ist. Umgekehrt ist er bei höherer Kühltemperatur geringfügig höher, da die Zündung bereits im Expansionshub einsetzt. Die bei den drei Kraftstoffen verschiedenen hohen Spitzendrücke sind durch die verschiedenen Verdichtungsstellungen bedingt.

Die Anspufftemperatur ist bei hoher Kühltemperatur am höchsten und nimmt bei Kühltemperaturen unter 60°C sehr rasch ab, was auf nur teilweise Verbrennung des Kraftstoffes und auf starke Abkühlung der Verbrennungsgase durch das Kühlwasser schließen läßt.

Einfluß der Drehzahl.

Der Einfluß der Drehzahl auf den Verbrennungsablauf wurde in 2 Versuchsreihen untersucht.

In der ersten wurde bei konstanter Verdichtung $\epsilon = 15:1$ und $\epsilon = 19:1$ die Drehzahl von 600 bis 1100 U/min verändert. Die je Arbeitsspiel eingespritzte Kraftstoffmenge wurde konstant gehalten.

In der zweiten wurde die Verdichtung geändert und mit 700, 900 und 1100 U/min gefahren. Es sollte hierbei beobachtet werden, wie stark sich die Drehzahl auf die Cetanzahlmessung auswirkt.

1.) Drehzahl veränderlich, Verdichtung konstant.

Bei der ersten Versuchsreihe wurde die Verdichtung auf $15:1$ und $19:1$ eingestellt und hierbei die auf Blatt 8 aufgezeichneten Ergebnisse mit Standardgasöl erhalten.

Der Zündverzug ist sowohl in $^{\circ}\text{Kw}$, als auch in $\frac{1}{1000}$ Sekunde aufgezeichnet. In Kurbelgrad gemessen wird er umso kleiner, je niedriger die Drehzahl wird. Er nimmt in linearer Abhängigkeit mit der Drehzahl ab. Für die Verdichtung $\epsilon = 15:1$ wurden bei $n = 1100$ U/min 28° Zündverzug gemessen, bei $n = 600$ U/min waren es nur noch 17 Kurbelgrad.

POOR
COPY

3

POO
COP

Zeitmäßig betrachtet, ist der Zündverzug bei niedriger Drehzahl größer als bei höherer. Die beiden Zündverzugslinien für $\epsilon = 19:1$ und $15:1$, laufen, seitlich in Sekunden gemessen, einander nahezu parallel.

Es besteht heute die Forderung nach Schnelligkeit des Dieselmotors. Wie die Versuche auf Blatt 6 zeigen, nimmt mit steigender Drehzahl der Zündverzug, gemessen in Kurbelgrad, stetig zu. Um nun mit der Drehzahl möglichst hoch zu gehen, muß der Zündverzug in erträglichen Grenzen gehalten werden, was durch höhere Verdichtung, frühere Einspritzung, zündwilligen Kraftstoff und durch zündverbessernde Mittel, wie Vor- oder Beikammer, oder durch chemische Peitschen erreicht werden kann.

Bei Verdichtung $15:1$ fällt der Druckanstieg, sobald die Zündung nach o.F. einsetzt, also wenn der Zündverzug größer als 20° Kr. ist, rasch ab. Das ist zunächst dadurch bedingt, daß der Kolben schon wieder abwärts gleitet, und der Einfluß der Drehzahl braucht sich deshalb noch nicht so stark bemerkbar zu machen.

Bei Verdichtung $\epsilon = 19:1$ ist das anders. Die Zündung setzt hier entsprechend dem kleineren Zündverzug stets vor o.F. ein. Der Druckanstieg müßte also, entsprechend den früheren Feststellungen, je mehr der Zündzeitpunkt sich dem Totpunkt nähert, langsam ansteigen. Er nimmt jedoch mit Erhöhung der Drehzahl ständig ab. Anscheinend bleibt die Verbrennungsgeschwindigkeit stets gleich und nur die Kurbelgeschwindigkeit der Maschine wird geändert.

Der Spitzendruck wird bei Steigerung der Drehzahl ebenfalls geringer. Bei $\epsilon = 15:1$ nimmt er von über 50 auf nahezu 40 at ab, wenn man die Drehzahl von 800 auf 1000 U/min steigert. Bei $\epsilon = 19:1$ nimmt der Spitzendruck in diesem Bereich langsamer ab. Die Abnahme des Spitzendrucks ist z.T. dadurch bedingt, daß sich die Verbrennungsgeschwindigkeit der größeren Kolbengeschwindigkeit nicht anpasst z.T. aber auch durch die späte Zündung erst in Expansionsstadium. Wenn dieser Einfluß nicht vorhanden wäre, hätte sich der Spitzendruck über den ganzen Drehzahl-

POOR
COPY

3

POOR
COPY

bereich nur wenig verändern dürfen, da bei jedem Arbeitsspiel die gleiche Kraftstoffmenge eingespritzt wurde.

Die Auspufftemperaturen steigen mit wachsender Drehzahl stetig an, da die Wärmeabführung nicht mit der Drehzahl übereinstimmt.

2.) Verdichtung verändert, Drehzahl 700, 900 und 1100 U/min.

In der zweiten Versuchsreihe sollte beobachtet werden, wie der Verbrennungsablauf bei verschiedenen Drehzahlen in Abhängigkeit von der Verdichtung ist. Der Prüfdiesel wurde hierbei bei den zur Cetanzahlbestimmung üblichen Betriebsbedingungen mit 700, 900 und 1100 U/min betrieben. Die bei den Versuchen erhaltenen Kurvenbilder sind aus Blatt 9, 10 und 11 ersichtlich. Der Verbrennungsablauf ist für Gasöl, Steinkohlendieselloil und Braunkohlenmittelöl aufgetragen.

Der Zündverzug steigt mit steigender Drehzahl wieder stetig an. Die Zündverzug-Kurven liegen für die einzelnen Drehzahlen nicht parallel nebeneinander, sondern gehen bei geringerer Verdichtung langsam auseinander. Die für die Drehzahlen 700 und 1000 U/min gemessenen Zündverzugslinien schließen zudem beim zündwilligen Gasöl und Steinkohlendieselloil ein engeres Band ein als bei dem zündträgern Braunkohlenmittelöl. Für die Einstellung von 18° Zündverzug ist beim Braunkohlenmittelöl, wenn die Drehzahl 900 U/min beträgt, eine Verdichtung von $\epsilon = 18:1$ nötig, für den gleichen Zündverzug beträgt die Verdichtung für $n = 700$ U/min etwa $\epsilon = 16:1$ und für $n = 1100$ U/min ist diese etwa $20:1$. Das bedeutet, daß man bei Einhaltung des Zündverzuges von 18° Kr. bei kleinerer Drehzahl noch schlechter zündende Kraftstoffe prüfen kann, während dies bei höherer Drehzahl nicht mehr möglich ist, da dann die höchste einstellbare Verdichtung von $\epsilon = 25:1$ nicht mehr ausreicht, um die untere Grenze des Betriebsbereiches, bei dem der Prüfdiesel noch mit schlecht zündenden Kraftstoffen laufen kann, noch weiter herabzusetzen, muß also die Drehzahl herabgesetzt werden.

POOR
COPY

3

POO
COP

Bei 600 U/min lassen sich dadurch noch Dieselöle mit Cetanzahl 10 untersuchen. Andererseits kann die Zündwilligkeit eines leicht zündenden Kraftstoffes genauer bestimmt werden, wenn die Drehzahl hoch ist, da sich hierbei der Zündverzögerung stärker mit der Verdichtung ändert.

Der Druckanstieg wird ebenfalls bei kleiner Drehzahl höher als bei größerer. Beim Zündverzögerung war es gerade umgekehrt. Die Drehzahl beeinflusst also den Druckanstieg wesentlich mehr als der Zündverzögerung. Bei einer Drehzahlsteigerung von 700 auf 1100 U/min nimmt beim Braunkohlensmittelöl und Steinkohlensmittelöl der Druckanstieg um etwa 5 at/Kw. auf weniger als $\frac{2}{3}$ des Ausgangswertes ab. Bei Gasöl sind die entsprechenden Werte ähnlich. Das Band der $\frac{dp}{d\varphi}$ -Kurven ist jedoch nicht so breit wie bei den etwas schlechter zündenden Hydrierölen und erreicht auch nicht deren Höhe, was durch die kleineren Zündverzögerungen bedingt ist.

Der Spitzendruck ist bei geringer Drehzahl etwas höher als bei größerer Drehzahl, wogegen der Kompressionsdruck kaum beeinflusst wird. Bei einer Drehzahlsteigerung von 700 auf 1100 U/min wurde im Prüfdiesel eine Erhöhung des Kompressionsdruckes von 1,5 at gemessen. Da bis zum Totpunkt jedesmal die gleiche Menge Kraftstoff eingespritzt wurde, - Einspritzbeginn wurde konstant auf 20° v.o.T. gehalten - so sollte man zunächst bei jeder Drehzahl den gleichen Verbrennungsdruck erwarten. Daß bei kleiner Drehzahl der Verbrennungsdruck höher ist als bei größerer Drehzahl, rührt vom Zündzeitpunkt her. Bei zu früher Zündung werden die Verbrennungsgase durch den aufsteigenden Kolben noch zusätzlich verdichtet und damit der Verbrennungsdruck noch gesteigert. Bei Gasöl, das den kleinsten Zündverzögerung hat, ergibt sich aus diesem Grund ein breiteres Band der Spitzendrucklinien als beim Braunkohlensmittelöl, wo der Zündverzögerung so groß ist, daß die Zündung nahe am Totpunkt erfolgt und deshalb sich der Zündzeitpunkt nur noch wenig geltend machen kann. Bei jedem Kraftstoff läßt sich feststellen, daß

POOR COPY

3

POOR COPY

30449

mit steigendem Zündverzug der Spitzendruck kleiner wird.

Die Auspufftemperaturen sind bei kleiner Drehzahl höher, was von der größten je Spiel eingespritzten Kraftstoffmenge herkommt. Bei der Versuchsreihe betrug die eingespritzte Kraftstoffmenge 50 ccm in 5 Minuten.

Aus dieser Versuchsreihe ergibt sich zusammenfassend, daß es für die Meßgenauigkeit nicht wesentlich ist, bei welcher Drehzahl die Diesellole untersucht werden. Bei kleinerer Drehzahl kann jedoch der Meßbereich des Prüfmotors gegen die schlechten Ole hin um etwas verbessert werden.

Ansaugluft.

Der Einfluß des Zustandes der Ansaugluft auf den Verbrennungsablauf wurde in 2 Versuchsreihen untersucht. In der ersten wurde die Temperatur verändert und in der zweiten der Druck in der Ansaugleitung.

1.) Vorwärmung der Ansaugluft.

Es sollte hierbei vor allem untersucht werden, wie weit sich der Meßbereich bei der Cetanzahlbestimmung am Prüfdiesel nach unten erweitert, wenn die Temperatur der Ansaugluft erhöht wird. Die Ansaugluft-Temperatur wurde zu diesem Zweck von 40 auf 70 und 100° gesteigert. Auf Blatt 12 sind für Mischungen von den beiden Bezugs-Diesellokraftstoffen Bad.Gasöl (Cetanzahl 61) und Steinkohlennittelöl (Cetanzahl 5) Druckverlauf und Verdichtungsstellung bei konstantem Zündverzug aufgezeichnet.

Die Verdichtungsstellung bildet in Abhängigkeit von der Mischung, g leichbedeutend der Cetanzahlskala, bei 40 und 70°, parallel ansteigende Geraden. Die Temperatur von 40°C stellt sich von selbst ohne zusätzliche Aufheizung ein. Der gleiche Kraftstoff erfordert bei 40° Ansaugtemperatur eine höhere Verdichtung als bei 70°C. Demzufolge kann bei 70°C im Prüfdiesel bei höchster Verdichtung noch ein Kraftstoff entsprechend Mischung 16:84 mit Cetanzahl 12 untersucht werden, während bei 40°C nur bis 15 Cetanzahlen gemessen werden kann. Der Meß-

POOR COPY

3

POOR COPY

bereich kann also um 5 Cetanzahlen nach unten erweitert werden. Eine Erhöhung der Ansaugtemperatur auf 100° bringt nicht mehr viel ein, wie die Kurve zeigt. Es kann wohl nach Steinkohlennittelöl rein gefahren werden, aber bei so hoher Vorwärmung ist eine genaue Cetanzahlmessung nicht mehr möglich, da die Maschine wegen Überhitzung nicht mehr genau arbeitet. Von 5 bis 25 Cetanzahlen ergab sich kaum noch ein Unterschied in der Verdichtung. Die Vorwärmung darf also nur bis etwa 80°C betragen, und es können dann Kraftstoffe bis herab zu 10 Cetanzahlen untersucht werden. Der Druckeranstieg ist bei 70°C höher als bei 40° und 100°

Luftvorwärmung. Er wird also etwas von der Temperatur der Ansaugluft beeinflusst. Bei zu großer Vorwärmung wird die Verbrennung schlecht und der Druckeranstieg unregelmäßig. Er steigt mit kleiner werdender Cetanzahl langsam an, was durch den größeren Gehalt an aromatischem Steinkohlennittelöl bedingt ist. Die Verdichtungstellung muß mit schlechter werdender Cetanzahl höher gewählt werden, um den Zündverzögerung konstant zu halten. Der Kompressionsdruck und der Spitzendruck steigen entsprechend. Bei der Versuchsreihe mit 70° Vorwärmung sind diese wieder höher als bei 40 und 100°C .

Die Auspufftemperaturen sind über den ganzen Cetanzahlbereich gleich geblieben. Nur bei 100° Vorwärmung treten größere Schwankungen auf. Die Auspufftemperaturen werden von der Temperatur der Ansaugluft beeinflusst. Sie steigen etwa in gleicher Weise, wie die Ansaugluft angeheizt wird. Nur bei 100° Vorwärmung sind die etwas höher.

2.) Druck der Ansaugluft.

Die Ansaugleitung des Prüfdiesels wurde an einen großen Pufferbehälter angeschlossen und die notwendige Ansaugluft aus der Druckluftleitung des Werknetzes entnommen. Auf diese Weise war es leicht möglich, von 300 mm Hg Unterdruck auf 300 mm Hg Überdruck, entsprechend 450 bis 1050 mm Hg absoluten Druck, gemessen vor dem Einlassventil, die Ansaugluft zu verändern. Diese Versuchsreihe +) entsprechend 0 bis 35 % bad. Gasöl in Steinkohlennittelöl.

POOR
COPY

3

POO
COP

soll die Verbrennungsablauf-Verhältnisse wiedergeben, wie sie beim Drosseln und Überladen des Dieselmotors auftreten.

Die Versuche wurden wieder mit Mischungen von Bad.Gasöl und Steinkohlennittelöl durchgeführt. Die Ergebnisse sind auf Blatt 13 aufgeschrieben. Auf Blatt 14 sind die Druckverlauf-Diagramme ersichtlich.

Die Zündverzugs-Kurven bilden für die verwendeten Kraftstoffe in Abhängigkeit vom Ansaugdruck eine Schar von Kurven, die mit geringer werdendem Ansaugdruck auseinandergeht. Die Kraftstoffe mit guter Zündwilligkeit werden von der Höhe des Ansaugdruckes verhältnismäßig wenig beeinflusst. Der Zündverzug wächst beim Bad.Gasöl im Bereich von 300 mm Hg. Überdruck bis 300 mm Hg Unterdruck nur um 4° Kw. von 6 auf 10° Kw. Bei den schlechter zündenden Kraftstoffen z.B. Mischung 40:60 mit Cetanzahl 26 steigt der Zündverzug schon viel rascher von $12,5$ auf 25° Kw; die noch zündträgern Mischungen zünden bei 300 mm Hg Unterdruck nicht mehr. Die Mischung 20:80 hatte bei 100 mm Unterdruck bereits 30° Zündverzug und die Mischung 10:90 ging auch bei 100 mm Überladung nicht. Durch Drosseln und Überladung der Ansaugluft ist es also sehr wohl möglich, eine genau arbeitende Meßmethode für die Cetanzahl-Prüfung zu erhalten. Wenn man den Zündverzug konstant auf 20° Kw. beläßt, so könnte man leicht von Cetanzahl 13 ab messen und auch die besseren Kraftstoffe noch genügend genau untersuchen. Der Verbrennungsablauf bei diesem Verfahren entspricht¹⁰ doch nicht demjenigen bei veränderter Verdichtung.

Der Druckanstieg steigt entsprechend dem größeren Zündverzug an. Ebenso wie die Zündverzugs der besseren Diesellole näher beieinander liegen als bei den schlechter zündenden Kraftstoffen, ist es auch beim Druckanstieg der Kraftstoffe. Bei den schlechteren Kraftstoffen, z.B. bei Mischung 40:60 und 20:80, ist der Druckanstieg sogar höher, als es nach dem Zündverzug zu erwarten wäre, was durch den größeren Gehalt an arämatischem Steinkohlennittelöl bedingt ist.

POOR
COPY

3

POO
COP

Der Spitzendruck geht dem Kompressionsdruck annähernd parallel. Das Band, das von den Spitzendrucklinien von 100 bis 40:60-Mischung eingeschlossen wird, hat etwa 5 at Breite, was im wesentlichen durch den etwas größeren Heiswert der mehr aromatischen Mischungen bedingt ist. Auffallend ist die große Veränderung des Kompressionsdruckes durch den Ansaugdruck. Bei 300 mm Hg Aufladung beträgt er nahezu 60 at und fällt bis auf 25 at bei 300 mm Hg Drosselung ab.

Die Anspufftemperaturen hängen ebenfalls auffallend stark vom Druck der Ansaugluft ab. Bei 300 mm Drosselung steigen sie auf über 450°C und betragen bei 300 mm Aufladung nur 250°C. Durch Drosseln oder Aufladen wird das Gewicht der Luft im Zylinder stark geändert, die eingespritzte Kraftstoffmenge bleibt dagegen die gleiche. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch ist demgemäß stets ein anderes und damit müssen auch die Anspufftemperaturen andere sein. Bei Veränderung der Verdichtung bleiben die Anspufftemperaturen dagegen nahezu gleich. Die Drosselung und Aufladung sollten deshalb zur genauen Cetanzahlbestimmung nicht verwendet werden.

Anlagen 4 Blatt Kraftstoff-Analyse
9 Kurvenblätter
1 Blatt Druckverlauf-Diagramm.

Röhler.

Zum Bericht

Nr.
Herl

Bren

Flas

Visk

Kri

Sto
Aspl
Mit

Asch

Com

Ele

Unt

Cet

Bre

Spe

Sie

Ken

Mit

Mit

All

Jpd

1) wegen d
2) einschl

POOR
COPY

3

POO
COP

30453 7

Zum Bericht Nr. 386 vom 5.6.39.

Nr. des Kraftstoffes Herkunft:	D 350 bad. Gasöl Op 381	D 349 Teeröl 762 H Lu
Brennpunkt	183	115
Flammpunkt (o.T.)	148	102
Viskosität b. 20° in est.	12,3	4,96
Kristallisationsbeginn bei °C (Filterierbarkeit)	-14	unter -30
Stockpunkt	-17	
Asphalt %	0	0,494
Mit RCH-Öl gemischt, Ausscheidung?	nein	ja
Asohe %	0,005	0,029
Conradsontest %	0,011	0,056
Elementaranalyse:		
% C	86,53	88,64
% H	13,49	9,56
% S	-	0,076
% O	0,00	1,72
Unterer Heizwert H _u	10 246	9 273
Cetanzahl	61	5
Brechung n _D /20	1,4761	1,545 ¹⁾
Spez. Gew. 20/4 vor Sulfierung	0,853	0,965
Siedegrenze (5 %- und 95 %-Punkt)	307-375	235-300
Kennziffer + Fraktionsziffer	332+32	263+30
Mittl. Siedepunkt (50 %-Punkt)	327	260
Mittl. Molegewicht aus mittl. Siedepunkt	270	209
Allgemeine Formel	C _n H _{2n+1,2}	C _n H _{2n-9,0} O _{0,16}
Jodzahl		
1) nach Ramsay (40 Min.)	5,60	17,4
2) aus Bromzahl nach Ithiney (40 Min.)	0,16	23,4

1) wegen der starken Farbe des Öles nicht genau.
2) einschl. substituiertem Br.: 91

Zum Bericht Nr. 386 vom 5.6.39.

Nr. der
Herkunft
Theoret
Anilin
Gefunde
Gefunde
"
Kresol
Olefine

Olefine
Dipethy
Aromate
"
"
"
Naphtene
Paraffin

- 4) nach Bestu
- 5) eingeklamm
- 6) anschließen
- 7) Vgl. die fo
- lenwassers
- 8) Schon durch
- nicht ange
- an Olefinen
- hängt bei l
- 9) Wegen der
- 10) Der Wert v
- zu beachten
- nen.
- 11) Disperston

POOR COPY 3

POOR COPY

Nr. des Kraftstoffes: Herkunft:	D 350 bad. Gasöl Op 381	D 349 Teeröl 762 H Im
Theoret. max. Anilinpunkt ⁴⁾	98	90 (86,5) ⁹⁾
Anilinpunkt (1:1)	85,4	-17 (75,3) ⁹⁾
Gefundener Anilinpunkt ⁶⁾ vor Sulfierung ⁵⁾		
Gefundener Anilinpunkt nach Sulfierung	89,9	(81,7) ⁹⁾
" " (96%ige Säure)		(71,1) ⁹⁾
Kreosot % (mit NaOH) nach Sulf. (90%-ig) ⁶⁾	0	0,07
Olefine %		
aus Sulfierung (90%) (94% bei 0°) ⁶⁾	2 (4)	10,5 ⁸⁾ (14)
" Jodzahl u. mittl. Mol. Gewicht nach Hamus	6,0	13,7
" Ilhiney	0,2	18,4
Olefine + Aromaten % einschl. Phenolen aus Sulfierung (96%)	47,8	83
Dipethylsulfat löslich %	3	100
Aromaten % aus Vol.-Differenz d. 90er u. 96er Sulfierung (94% und 96%)	45 ⁷⁾	13 (69) ¹⁰⁾
" % " Anilinpunktdifferenz ⁶⁾ ⁵⁾ nach Sulfierung (90-u. 96%ig)	-	(24) ⁹⁾ ¹⁰⁾
" % vor und nach Sulfierung (96%ig)	11	(55) ¹⁰⁾
" % aus Brechung u. Elementaranalyse	6,5 ¹¹⁾	54 ⁷⁾
" % " Elementaranalyse	10	75
Naphtene % aus Anilinpunkt nach Sulfierung ⁴⁾	36	7
Paraffine % aus 200-% Naphten-% sulf. 96 %	17	10

- 4) nach Bestuzhew, Erdöl und Teer 9, 159 ff. Krit. Lösungstemp.
- 5) eingeklammerte Werte nach Verdünnung 1:1 mit RCH-Oel vom A.P. 86,6 (sulf. 90,0)
- 6) anschließend Destillation nach Riessfeld und Bandte.
- 7) Vgl. die folgenden Werte u. die Elementaranalyse. Die H₂SO₄ scheint tertiäre Kohlenwasserstoffe angegriffen zu haben (paraffinische ² ⁴ oder auch naphtenische)
- 8) Schon durch 90%-ige Säure wird bei 20° viel Teer abgeschieden. Da dieser auch nicht angegriffene Stoffe zurückhält, dürften sich die hieraus errechneten Werte an Olefinen zu hoch und die an Aromaten zu niedrig ergeben. Die Teerbildung hängt bei D 349 wohl mit dem Sauerstoffgehalt zusammen.
- 9) Wegen der starken Färbung mit dem doppelten Volumen 425 verdünnt.
- 10) Der Wert von (69%) ist der wahrscheinlichste nach der Elementaranalyse. Es ist zu beachten, daß die 13-14 % Olefine aromatisch substituierte Olefine sein können.
- 11) Disperison $\frac{2F - nC}{d} \cdot 10^3 = 102$ für D 350, also Benzolderivate.

POOR
COPY

3

POO
COP

Zum Bericht Nr. 386 vom 5.6.59.

30455

Nr. des Kraftstoffes: Herkunft:	D 424 an. (DAPG) Gasöl	721 H Hochdruck Lu (rotbraun)	D 369 Braunk. Leuna schwarzbraun
Brennpunkt	123	95	134
Flammpunkt (o.T.)	100	80	108
Viskosität b. 20° in est.	5,51	2,85	5,27
Kristallisationsbeginn bei 00 (Filterbarkeit)	-16 (-22)	0	-11
Stockpunkt Asphalt %			
Mit RCH-Öl gemischt, Ausscheidung?	nein	nein	ja
Asche %	0,0	0	0,0305
Conradson test %	0,014	0,0	0,388
Elementaranalyse:			
% C	86,36	86,80	86,72
% H	13,26	12,66	10,60
% S	0,35	0	0,37
% O	0,13		
Unterer Heizwert H _u	10 212	10 125	9 679
Cetanzahl	46	37	28
Brechung n _D 20	1,4747	1,4800	1,52 ¹⁾
Spez. Gew. 20/4 vor Sulfierung:	0,852	0,870	0,920
Siedegrenze (5 %- und 95 %-Punkt)	235-350	200-300	245-330
Kernziffer + Fraktionsziffer	280+50	243+50	279+42
Mittl. Siedepunkt (50 %-Punkt)	283	240	275
Mittl. Molgewicht aus mittl. Siedepunkt	215	185	235
Allgemeine Formel	C _n H _{2n+1,4}	C _n H _{2n+3}	C _n H _{2n-8,5}
Jodzahl			
1) nach Hamms (40 Min.)	4,30	7,1	14,5
2) aus Brennzahl nach Ilhiney (40 Min.)	0,16	3,2	30,5
3) nach Kaufmann (120 Min.) (420 Min.)		6,0 ²⁾ +	0 ²⁾
+ Dispersion n _D ²⁰ -n _D ²⁰ ·10 ³	118	114	-

1) wegen der starken Farbe des Öles nicht genau.
2) einschl. substituiertem Br.: 91

POOR
COPY

3

POO
COP

30456

4

Nr. des Kraftstoffes:	D 424 an. (DAPG)- Gasöl	721 H Hochdruck Lu rotbraun	D 369 Braunk. Leu- na (schwarz- braun
Theoret. max. Anilinpunkt ⁴⁾	94,5	88	93
Anilinpunkt 1:1	71,5	+ 44	+ 22
Gefundener Anilinpunkt nach Sulfierung (96%-ige Säure) ⁵⁾	82,7	61,3	86,5
" " vor Sulfierung ⁵⁾	71,5	44	28,5 (65,6)
Kreosot % (mit NaOH)	2,5	3,5	2,0
Olefine % aus Sulfierung (90 %) (94 % bei 0°)	3,2(5,3)	3,5	29 ⁶⁾ (30,8)
aus Jodzahl u. mittl. Molge- wicht			
nach Hanns	3,6	5	11,6
" Ilhiny	0,6	2	23
" Kaufmann	-	4,4	0
Olefine + Aromaten % einschl. Phenolen aus Sulfierung (96 %)	20,5	23,5	66,8
Dimethylsulfid löslich %	5,5	7,5	30
Aromaten % aus Vol.-Differenz d. 90er-u. 96er-Sulfierung	17	19	38 ⁶⁾
" " " Anilinpunktdifferenz nach Sulfierung (90- u. 96%-ig)	-	-	-
" " " vor u. nach Sulfierung (96%-ig)	13	28	73
" " " Änderung der Dichte: unsulfuriert u. 96%-ige Säure sulf. Sulf. 90 % u. 96%-ige Säure	-	6	84
" " " Dispersion u. Molgew.	-	32 Bo=12 N ⁸⁾	56
" " " Brechg. u. Elementaranalyse	12 Bo	Bo 22/17 N	56 ⁷⁾
" " " Elementaranalyse	10 Bo	25 Bo	75N
Naphtene % aus Anilinpunkt nach Sulfierung ⁴⁾	48	76,5	11
Paraffine % aus 100-% Naphten-% sulf. 96 %	32	0	22

⁴⁾nach Bestushew, Erdöl und Teer 9, 199 ff. Krit. Lösungstemp.

⁵⁾eingeklammerte Werte nach Verdünnung 1:1 mit RCH-Öl v.A.P. 86,6 (sulf. 90,0)

⁶⁾anschließend Destillation nach Riessenfeld u. Bandte.

⁷⁾Vgl. d. folg. Werte u. d. Element.-Analyse. Die H₂SO₄ scheint tertiäre K.W. angegriffen zu haben (paraffinische oder auch naphtenische⁴⁾).

⁸⁾Bo: Die Aromaten sind als Benzolderivate, N als Naphthalinderivate berechnet.

POOR
COPY

3

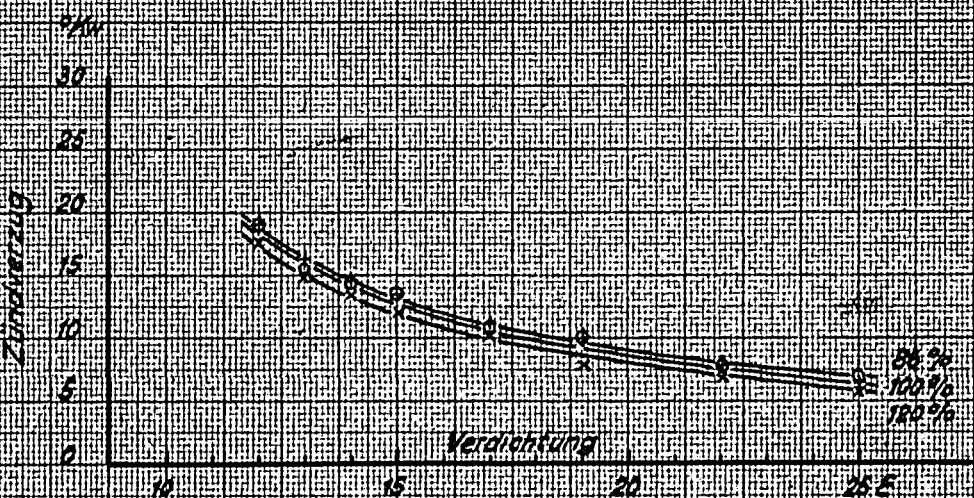
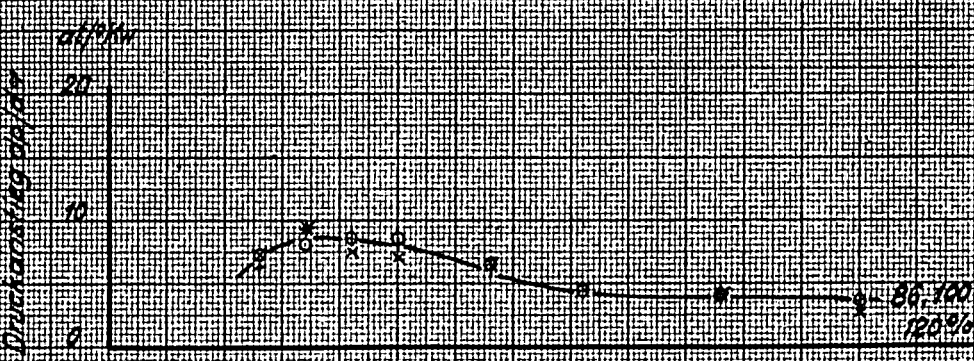
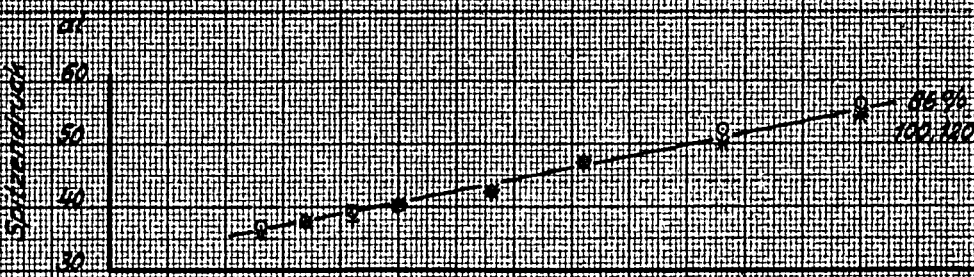
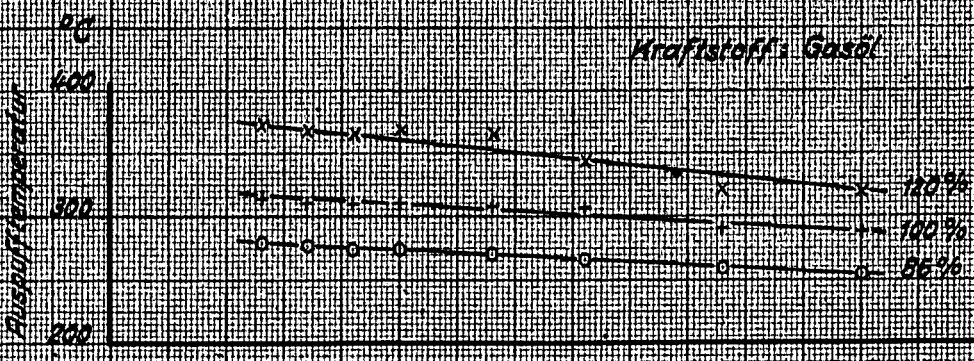
POO
COP

Techn. Prüfstand
Opadu

30457 Blatt 5

Verbrennungsablauf in der Dieselmachine Einfluß der eingespritzten Kraftstoffmenge

Kraftstoff: Gasöl



I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft, 16.80 Ludwigshafen a. Rhein. *Zum Bericht Nr. 386 vom 5. Juni 1939* TPr. S. 452

DIN-Format A 4 P (210 x 297 mm)

POOR COPY 3

POOR COPY

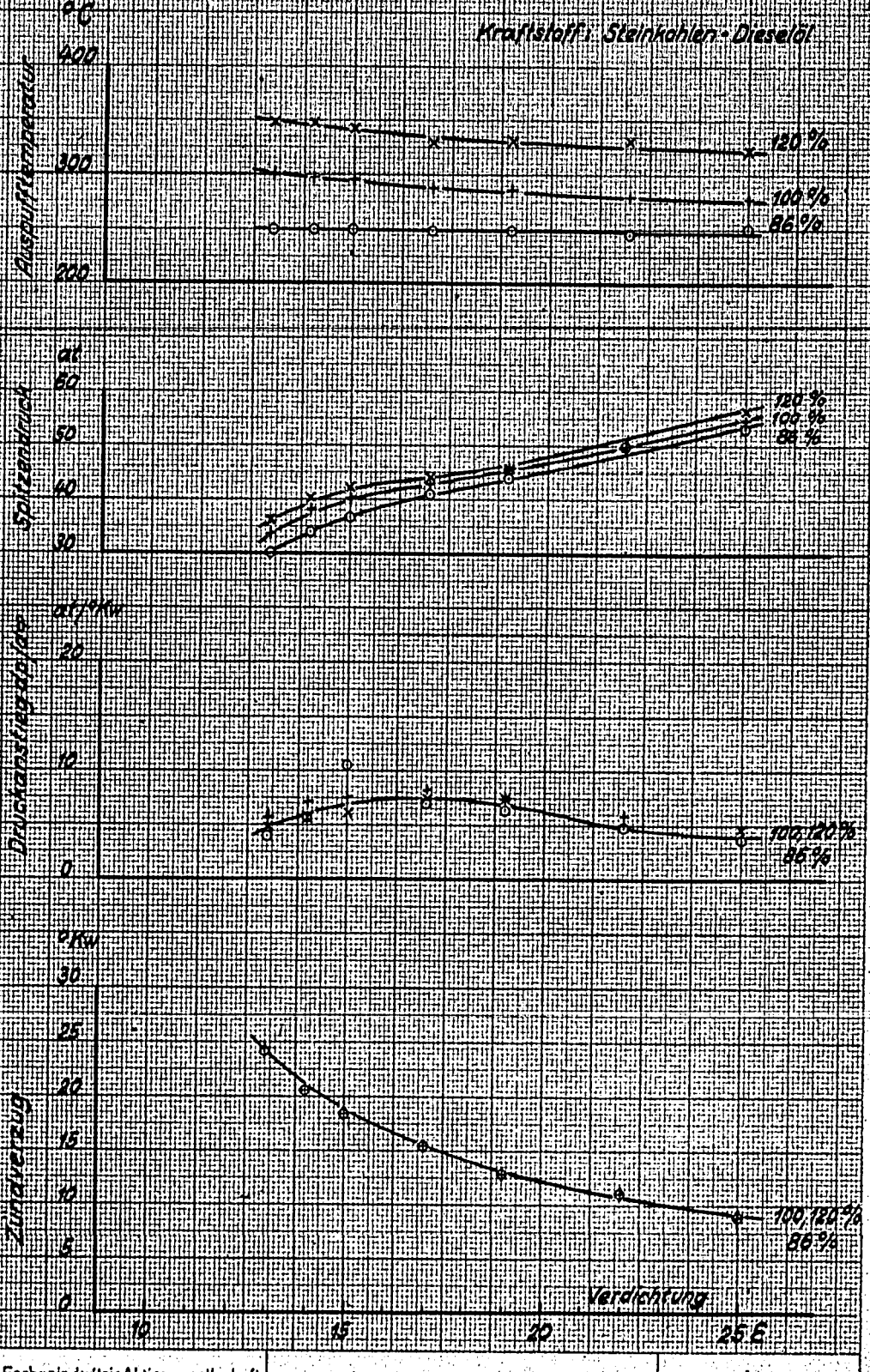
Techn. Prüfstand
Oppau

30458 Blatt 6

Verbrennungsablauf in der Dieselmachine

Einfluß der eingespritzten Kraftstoffmenge

Kraftstoff: Steinkohlen-Dieselöl



I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft,
31.8.39. Ludwigshafen a. Rhein. 2.

Zum Bericht Nr. 386 vom 5. Juni 1939

TPr. S. 453.

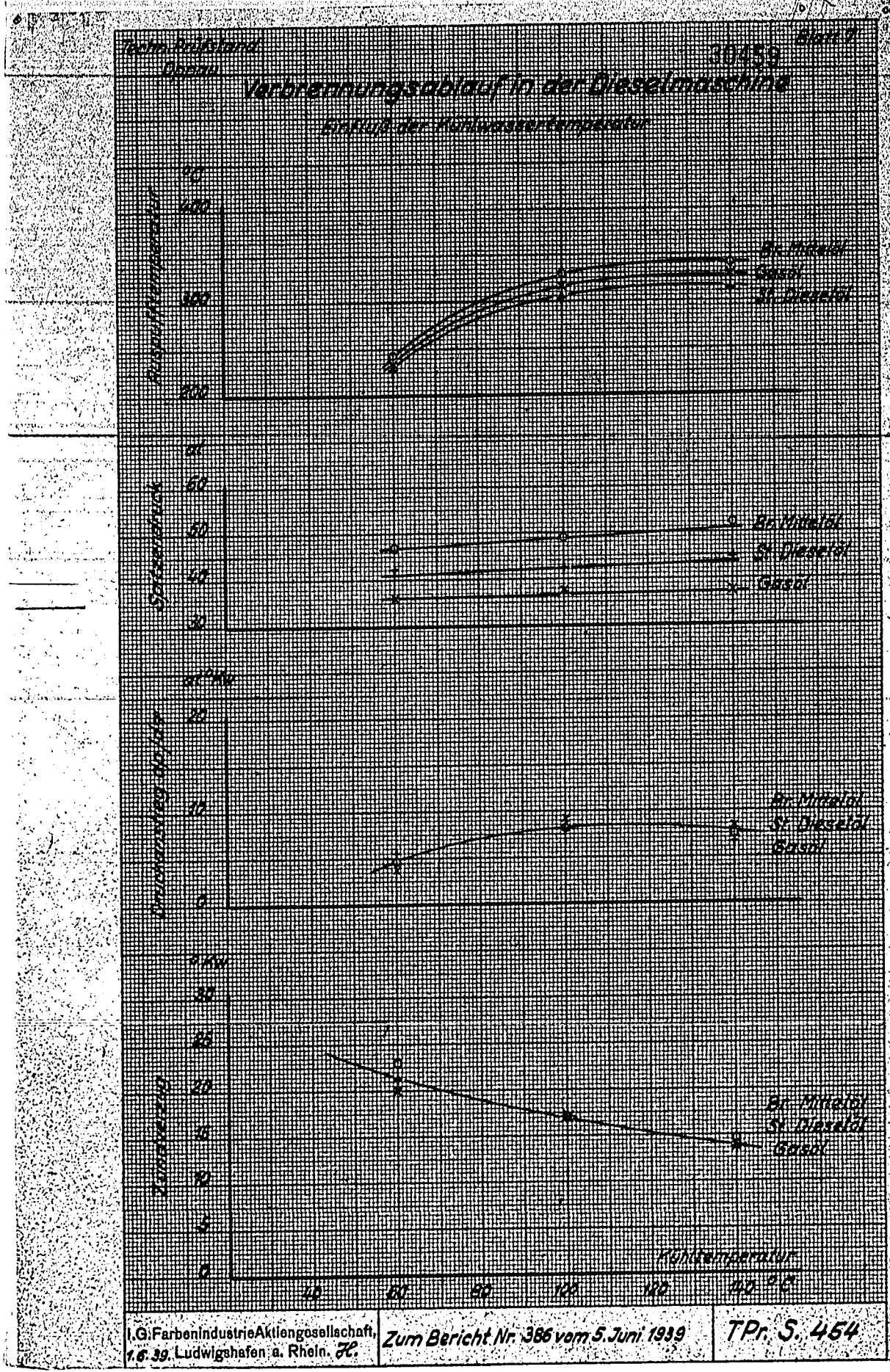
POOR
COPY

3

POOR
COPY

Blatt 6
 100%
 95%
 90%
 85%
 80%
 75%
 70%
 65%
 60%
 55%
 50%
 45%
 40%
 35%
 30%
 25%
 20%
 15%
 10%
 5%
 0%

453.



Techn. Blatt
 30459
 Blatt 7

Verbrennungsdruck

Spezialdruck

Spezialdruck in %

Zugkraft

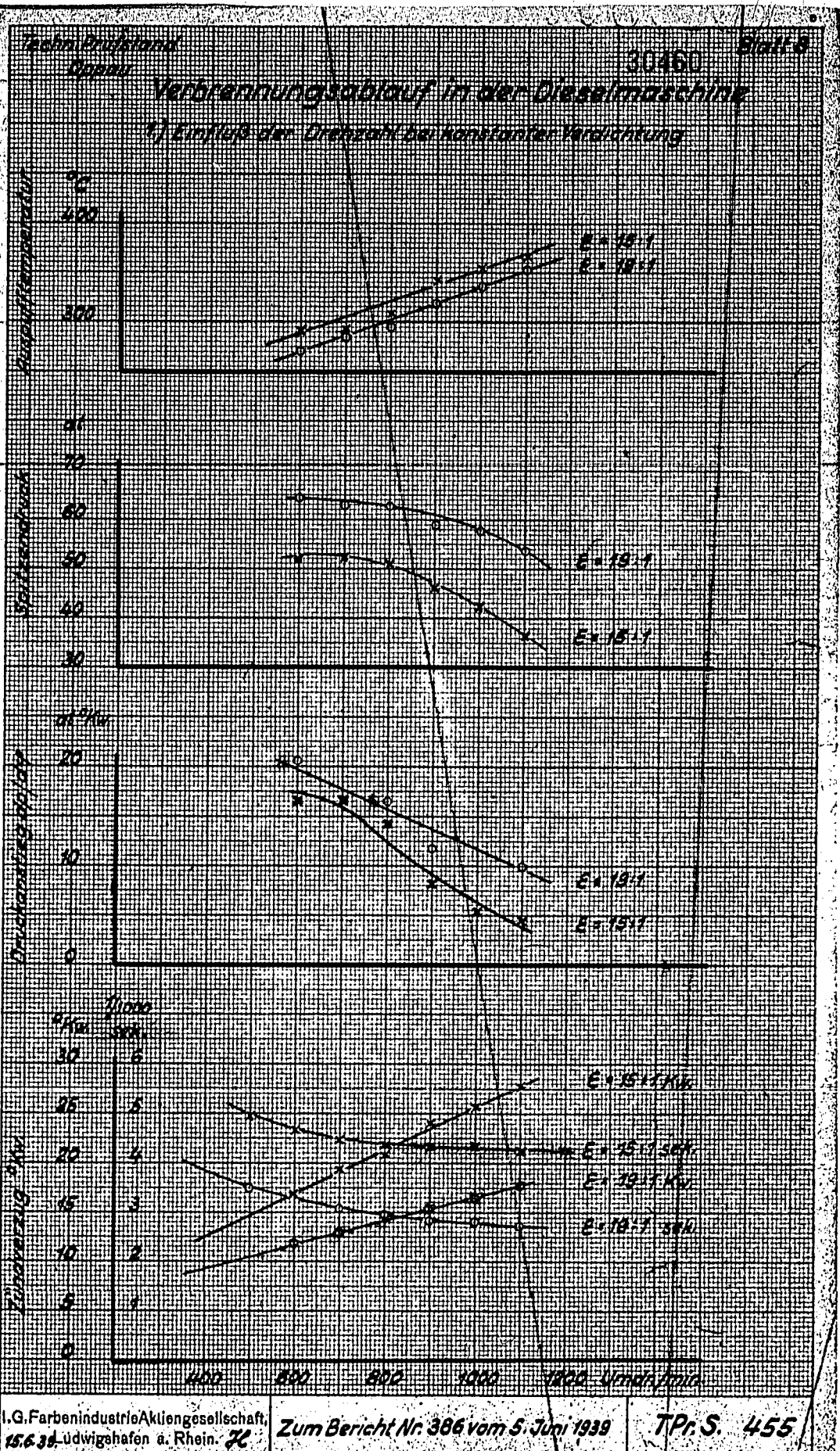
Kühltemperatur

Br. Mittelöl
 St. Dieselöl
 Gasöl

I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft,
 16. 39. Ludwigshafen a. Rheln. 72. Zum Bericht Nr. 386 vom 5. Juni 1939 TPr. S. 454

POOR COPY 3

POOR COPY



I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft, 156 39 Ludwigshafen a. Rhein. *TC* Zum Bericht Nr. 386 vom 5. Juni 1939 TPr. S. 455

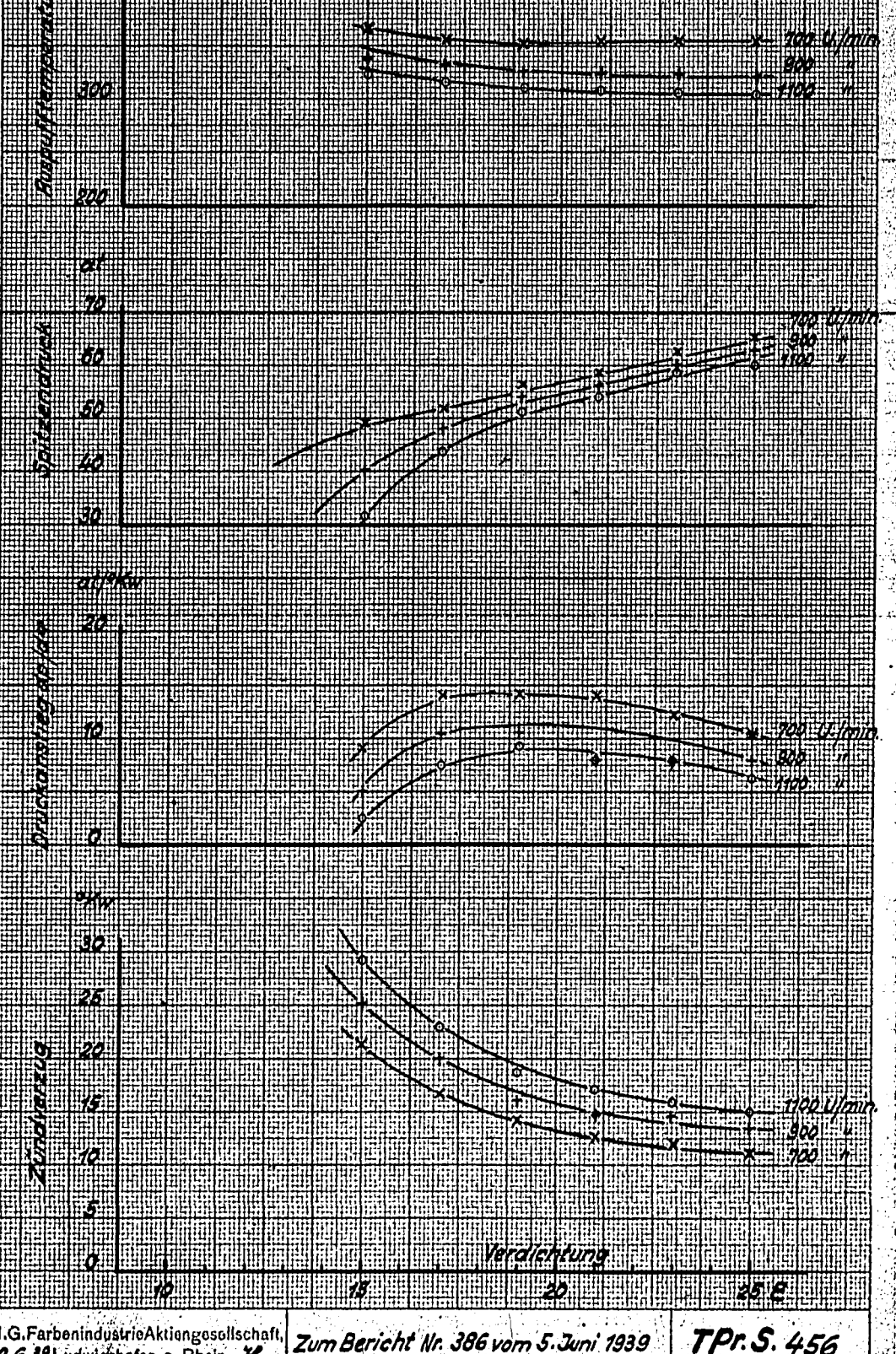
POOR COPY 3

POOR COPY

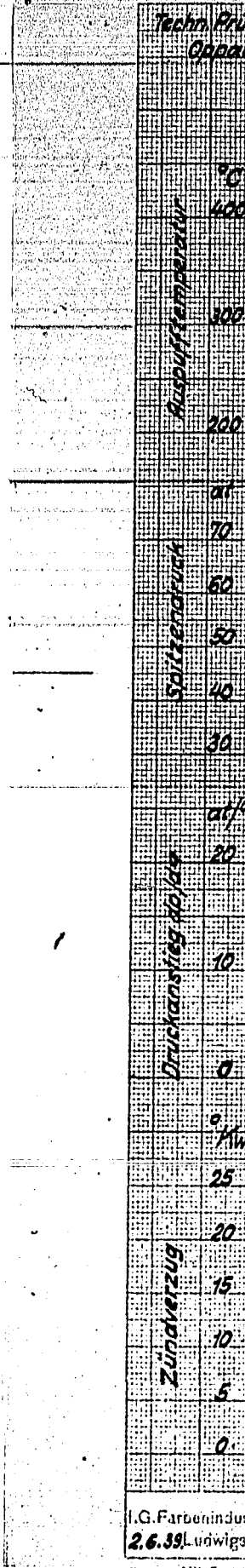
Verbrennungsablauf in der Dieselmachine

2) Einfluß der Drehzahl bei veränderter Verdichtung

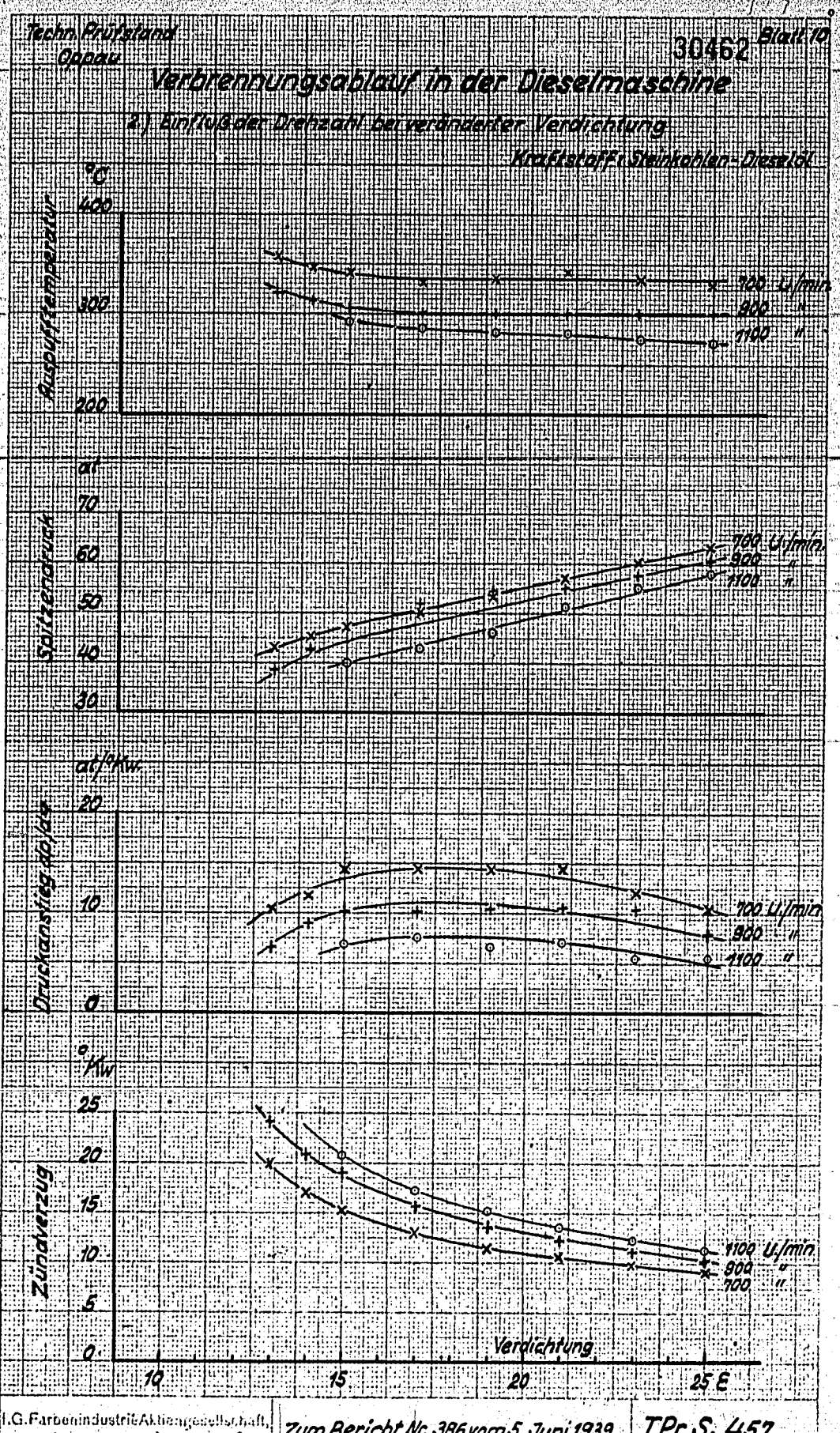
Kraftstoff: Braunkohlen-Mittelöl



POOR COPY 3

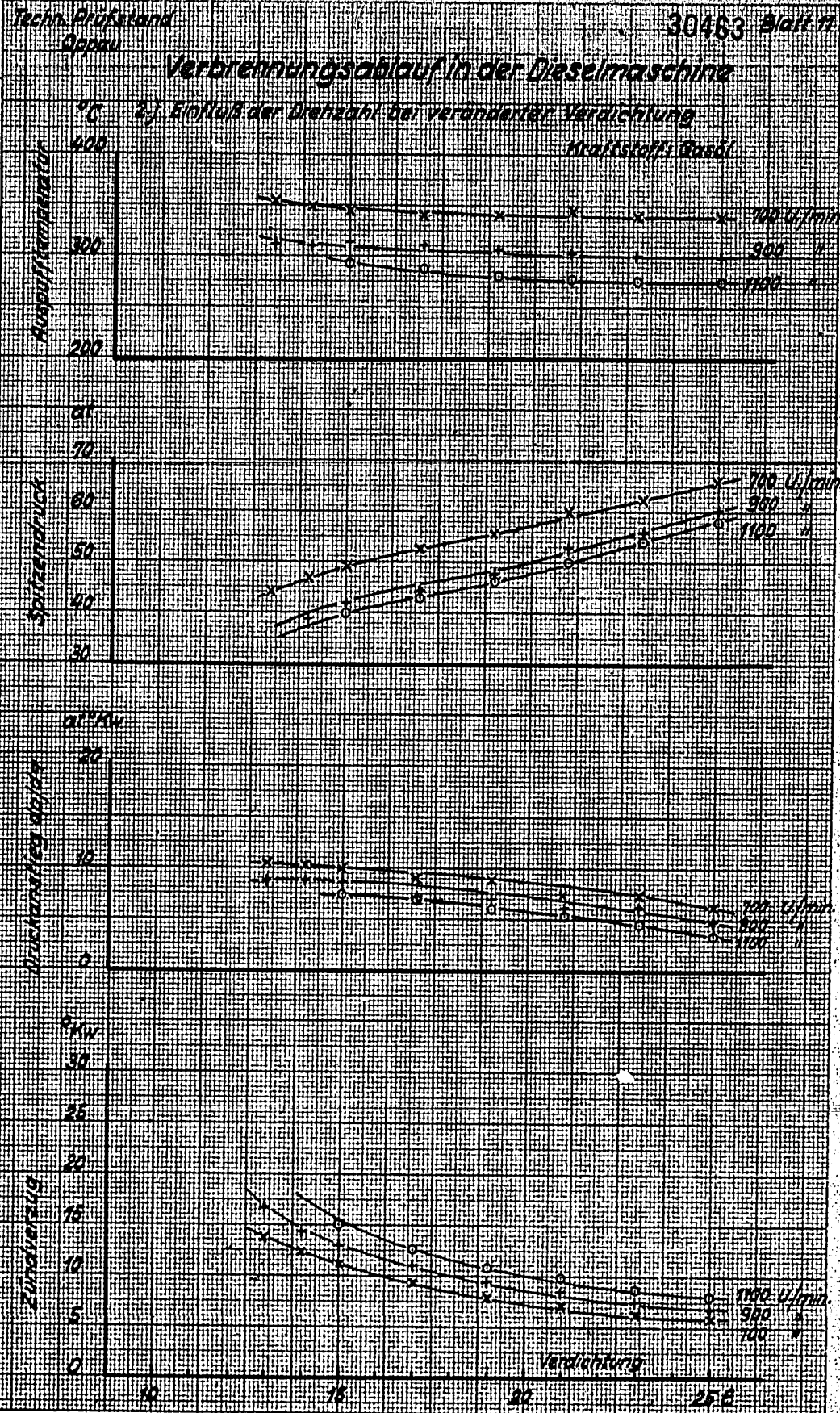


POOR COPY

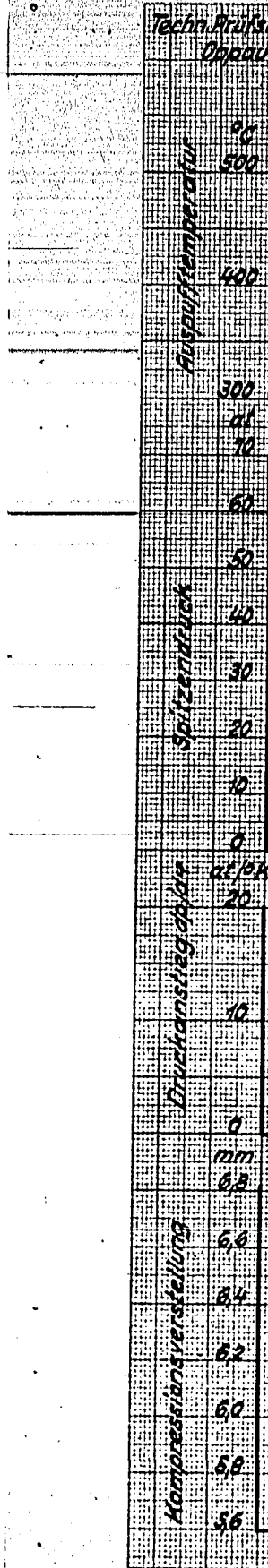


POOR COPY 3

POOR COPY



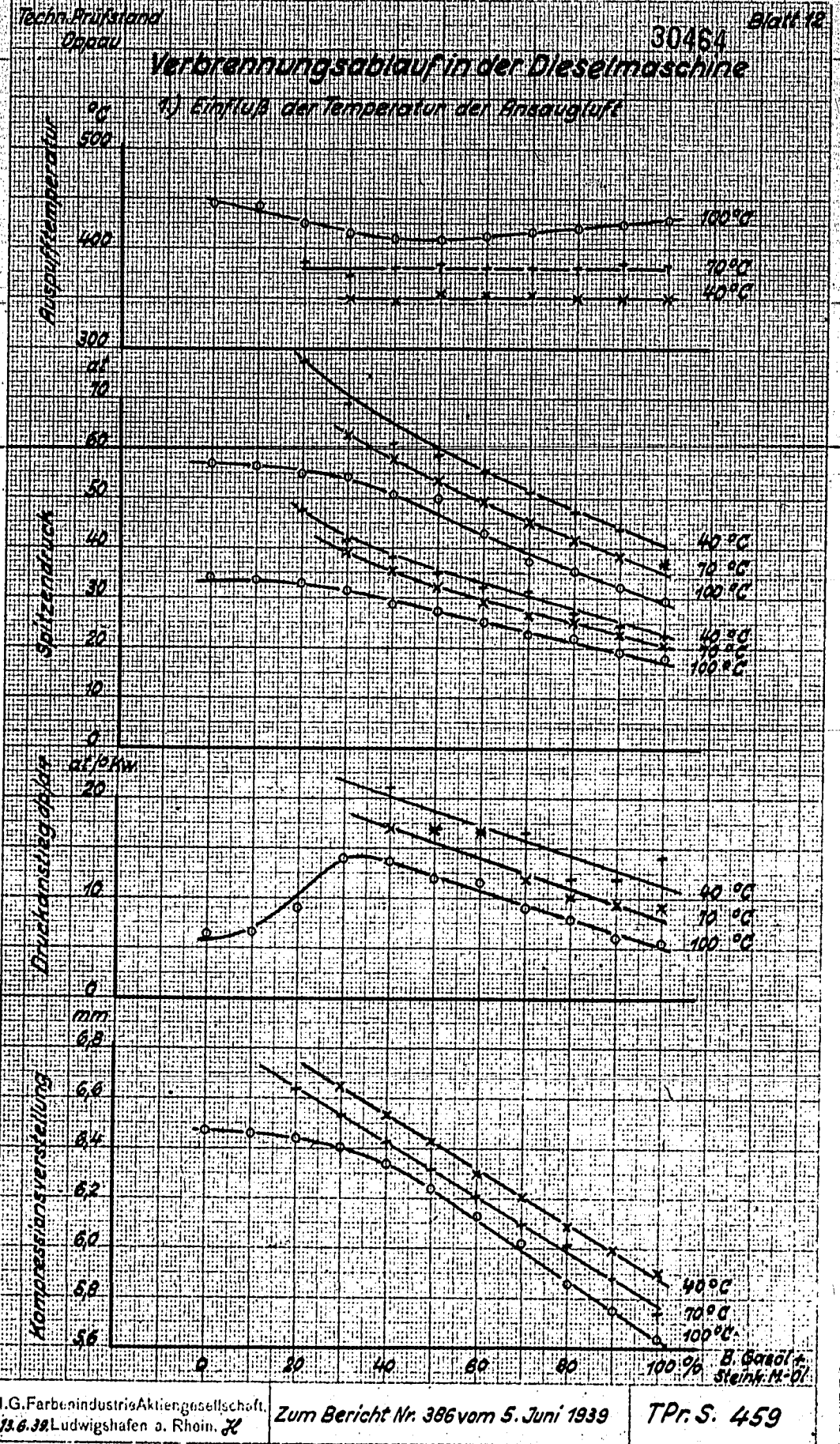
I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft, Ludwigshafen a. Rhein. *ff.* Zum Bericht Nr. 386 vom 5. Juni 1939 TPr. S. 458



I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft, Ludwigshafen a. Rhein. *ff.* Zum Bericht Nr. 386 vom 5. Juni 1939 TPr. S. 458

POOR COPY 3

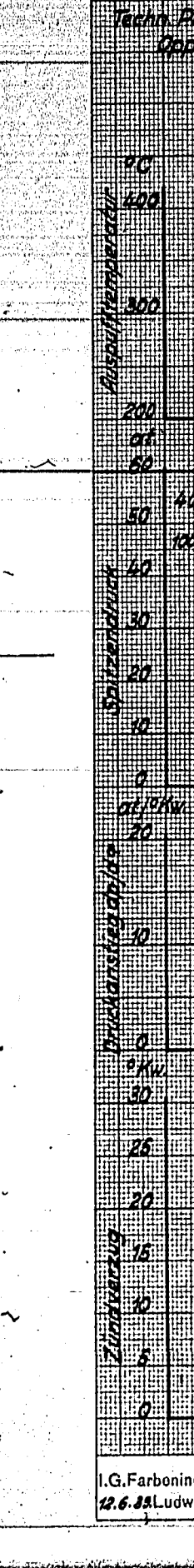
POOR COPY



I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft, 13.6.39 Ludwigshafen a. Rhein. \mathcal{L} Zum Bericht Nr. 386 vom 5. Juni 1939 TPr. S. 459

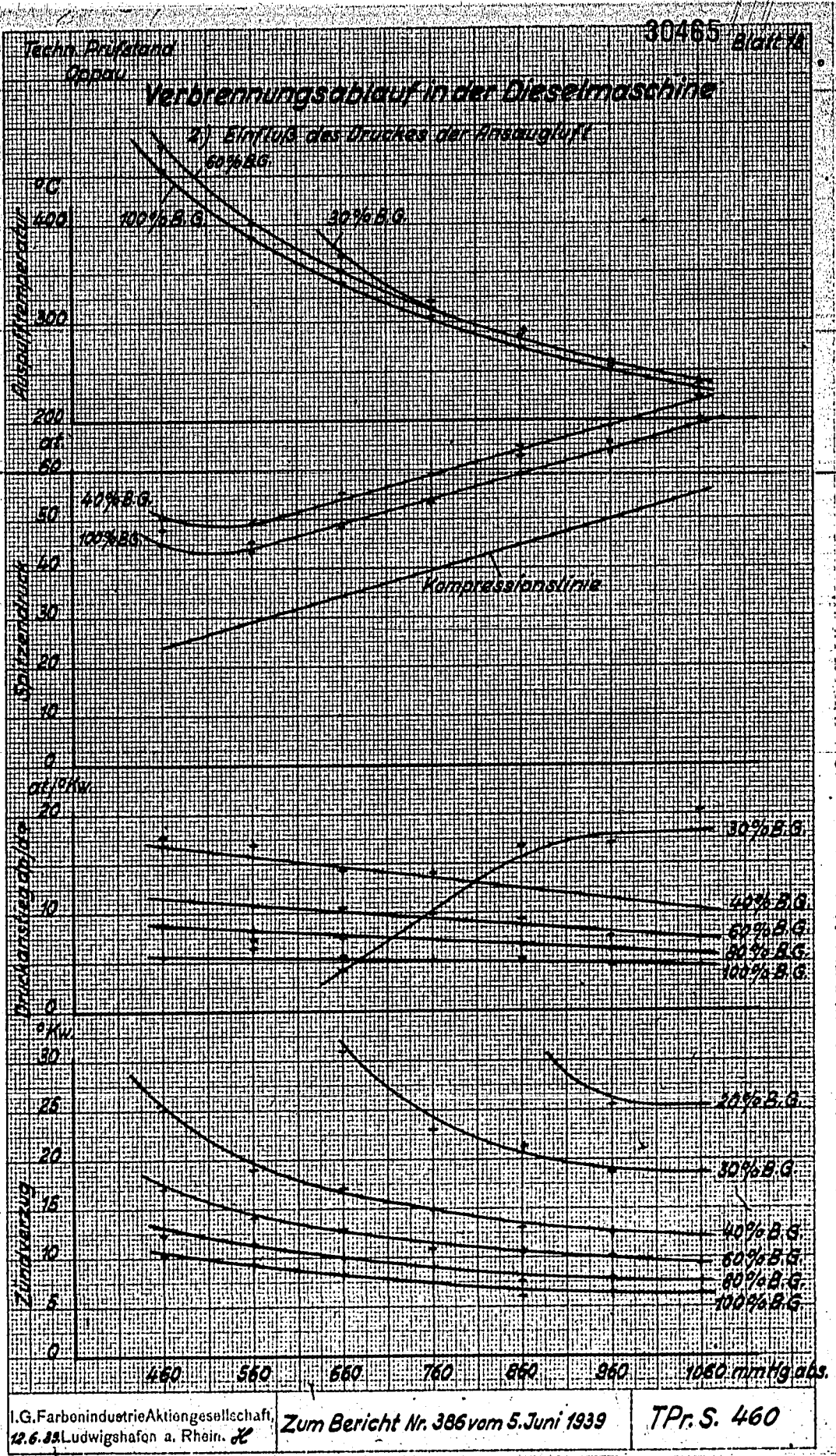
DIN - Format A 4 (210 x 297 mm)

POOR COPY 3



I.G. Farbenindustrie Aktiengesellschaft, 13.6.39 Ludwigshafen a. Rhein. \mathcal{L} Zum Bericht Nr. 386 vom 5. Juni 1939 TPr. S. 459

POOR COPY



POOR
COPY 3

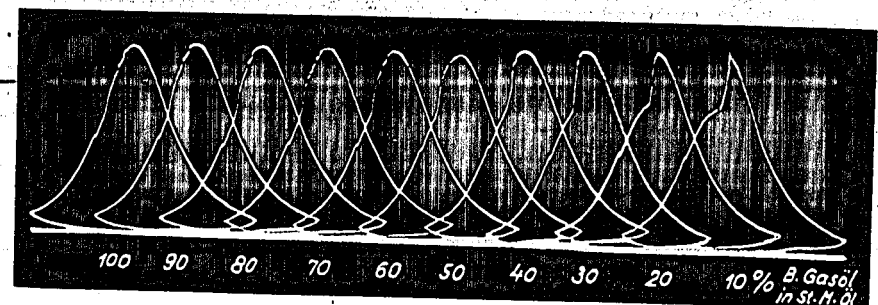
30466

Techn. Prüfstand
Oppau

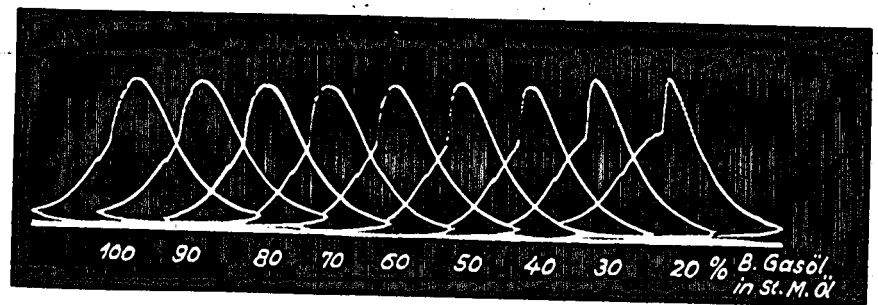
Blatt 14

Verbrennungsablauf in der Dieselmachine

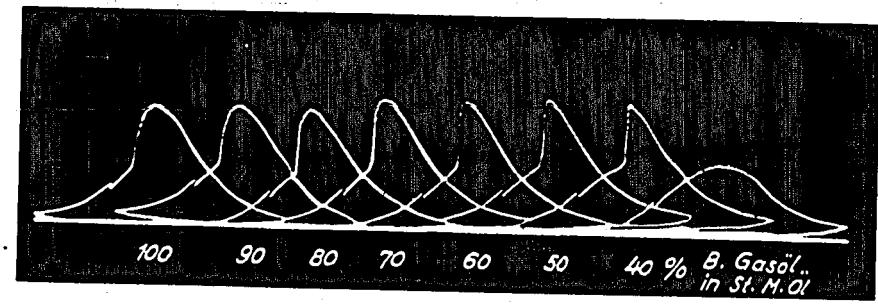
Einfluß des Druckes der Ansaugluft



Druck der Ansaugluft 1060 mm Hg



Druck der Ansaugluft 760 mm Hg



Druck der Ansaugluft 460 mm Hg

Zum Bericht Nr. 386 vom 5. Juni 1939

Institut
der L

Verteilung
1 x RLM
1 x RLM
1 x RLM
1 x E-S
1 x IG-
1 x DVL

Bezug:

Dieser
durch d
dabei g
August

Der Ber

Übersicht

Der grun
Motoren
und des
Eine di
Der Ein
der Fla
den Vor
pisch u
z.Zt. di
öffnunge
TZ-Vorw
zeigt. I
druckes
zapfens
eine Ei

Institut für Motorenwesen
der Luftkriegsakademie
Berlin-Gatow

Gatow, den 15.9.1941

Geheim!

•30467

Verteiler:

1 x RLM LC 3	1 x ML Dresden
1 x RLM GL 5	1 x TH Berlin
1 x RLM LC 1	1 x L'Orange, Stuttgart
1 x E-Stelle Rechlin	1 x LKA Berlin-Gatow
1 x IG-Farben Oppau	1 x Reserve
1 x DVL-Adlershof	1 x Bosch, Stuttgart

8. Versuchsbericht

Bezug: Az 85g 12 LP 1 II B 2
LP 1 Nr.564/41g (GL 5 Nr.391/41g)
Auftr.Nr.127/40 vom 24.2.41

Angebot: Inst.f.Motorenwesen
der LKA vom 22.1.41

Sachbearbeiter:
Dipl.-Ing. Herbrich

Institutsleiter:
Prof. Dr.-Ing. Holfelder

Dieser Bericht umfaßt Versuche über die Gemischaufbereitung durch die Düse und Motorversuche unter Zuzuzemachung der dabei gewonnenen Erkenntnisse in der Zeit vom März 1941 bis August 1941.

Der Bericht umfaßt 19 Seiten Text und 11 Anlagen.

Übersicht.

Der grundsätzliche Unterschied zwischen Benzin- und TZ-Einspritzmotoren, bedingt durch die hohe Siedetemperatur des TZ-Stoffes und dessen hohe Vorwärm- bzw. Einspritztemperatur, wird erörtert. Eine direkte Wandberührung des TZ-Strahles muß vermieden werden.

Der Einfluß der TZ-Temperatur auf die Strahlform der Zapfen- und der Flachsitzdüse wurde bei den verschiedenen motorisch auftretenden Voraussetzungen mit einer Funkenbelichtungsanlage stroboskopisch untersucht. Der Verlauf dieser Untersuchungen ergab, daß z.Zt. die Zapfendüse mit 80 bis 100° Strahlwinkel mit einem Düsenöffnungsdruck von ca. 180 at bei den motorisch erforderlichen TZ-Vorwärmtemperaturen von 350 bis 400° die besten Ergebnisse zeigt. Neben dem Einfluß der TZ-Temperatur wurde der des Abspritzdruckes, der Einspritzmenge und des Anschliffwinkels des Düsenzapfens auf die Strahlform untersucht. Für alle Versuche wurde eine Einspritzleitung von 2 1/2 m Länge und 2 mm l.W., welche

Anlage zu Tgb. Nr. 7112 1/41 g.

- 2 -

gleichzeitig als Vorwärmer verwendet wurde, benutzt. Auf angebaute Versuche, andere Düsenformen für die TZ-Aufbereitung zu verwenden, wurde hingewiesen.

Nach den Düsen-Untersuchungen wurde bei den anschließend gefahrenen Motorversuchen die Düse in den Zylinder so eingebaut, daß die Strahlform bei möglichst geringer Berührung der Zylinderwände dem Verbrennungsraum angepaßt ist. Auf diesem Wege konnte der spezifische Verbrauch im 2 Liter Motor von 355 g/PSH auf 265 g/PSH im Minimum gesenkt werden. Auch die zur Zündung nötige R-Stoffmenge pro Hub konnte verringert werden.

Inhaltsangabe:

<u>Erklärung und Aufbau der Funkenanlage</u>	Seite 3 - 5
<u>Untersuchung der Zapfendüse</u>	" 5 - 11
Entwicklung der Strahlform bei Abspritzen heißer Flüssigkeit	" 5 - 8
Abhängigkeit der Strahlform vom Zapfenan- schliffwinkel und der TZ-Temperatur	" 8 - 10
Einfluß des Abspritzdruckes, des Förder- gesetzes und der Fördermenge auf die Strahlform	"
Verhalten der Zapfendüse bei hohen Kraft- stofftemperaturen	10 - 11
<u>Besprechung der Strahlform der Zapfendüse bei TZ-Betrieb</u>	" 11 - 13
<u>Motorversuche</u>	" 13 - 18
Einfluß der Düsenlage der TZ-Düse zum Zylinder	" 13 - 15
R-Stoffmenge	16
R-Stoffeinspritzzeitpunkt	17
TZ-Einspritzzeitpunkt	
Vorwärmtemperatur des TZ-Stoffes	18
<u>Zusammenfassung</u>	" 18 - 19

Einleitung

Wie aus
günstigs
ist noch
Der in d
bei Ansa
arbeit m
Bildung
im Zylind
Von der l
mischer
langt. D
raumes u
angepaßt
Eine dire
nach Hög
motoren
Kraftsto
Das gleich
kopfes un
Nach dies
er in sei
berührung
Richtung
bei der T
ausgegang

Strobosko

Um nun di
passen zu
sich TZ-S
Abspritze
Zu diesem
es gestat
tretenden
phieren.
Der Brenn
funken be
funken wu
von einem

Einleitung:

Wie aus den Berichten 5 und 6 hervorgeht, liegt vorerst der günstigste Einspritzzeitpunkt für TZ-Stoff 10 bis 60° v.u.T., das ist noch im Saughub.

Der in den Verbrennungsraum tretende Strahl findet also dort Luft bei Ansaug- bzw. Ladedruck vor. Der größte Teil der Zerstäubungsarbeit muß also von der Düse selbst übernommen werden, während die Bildung des gleichmäßigen Makrogemisches durch die Luftbewegung im Zylinder in Zusammenhang mit der Einspritzrichtung besorgt wird.

Von der Düse wird also die Bildung eines gleichmäßigen Mikrogemisches und der geringen Luftdichte wegen geringe Reichweite verlangt. Die Form des Brennstoffstrahles muß der des Verbrennungsraumes unter Rücksichtnahme auf die Richtung der Luftbewegung angepaßt werden.

Eine direkte Berührung des TZ-Strahles mit der Zylinderwand ist nach Möglichkeit zu vermeiden, da im Gegensatz zu Benzineinspritzmotoren die Temperatur bzw. die Siedetemperatur des eingespritzten Kraftstoffes bedeutend höher als die Zylinderwandtemperatur ist. Das gleiche gilt in geringerem Maße für die Wandung des Zylinderkopfes und im geringsten Maße für den Kolbenboden.

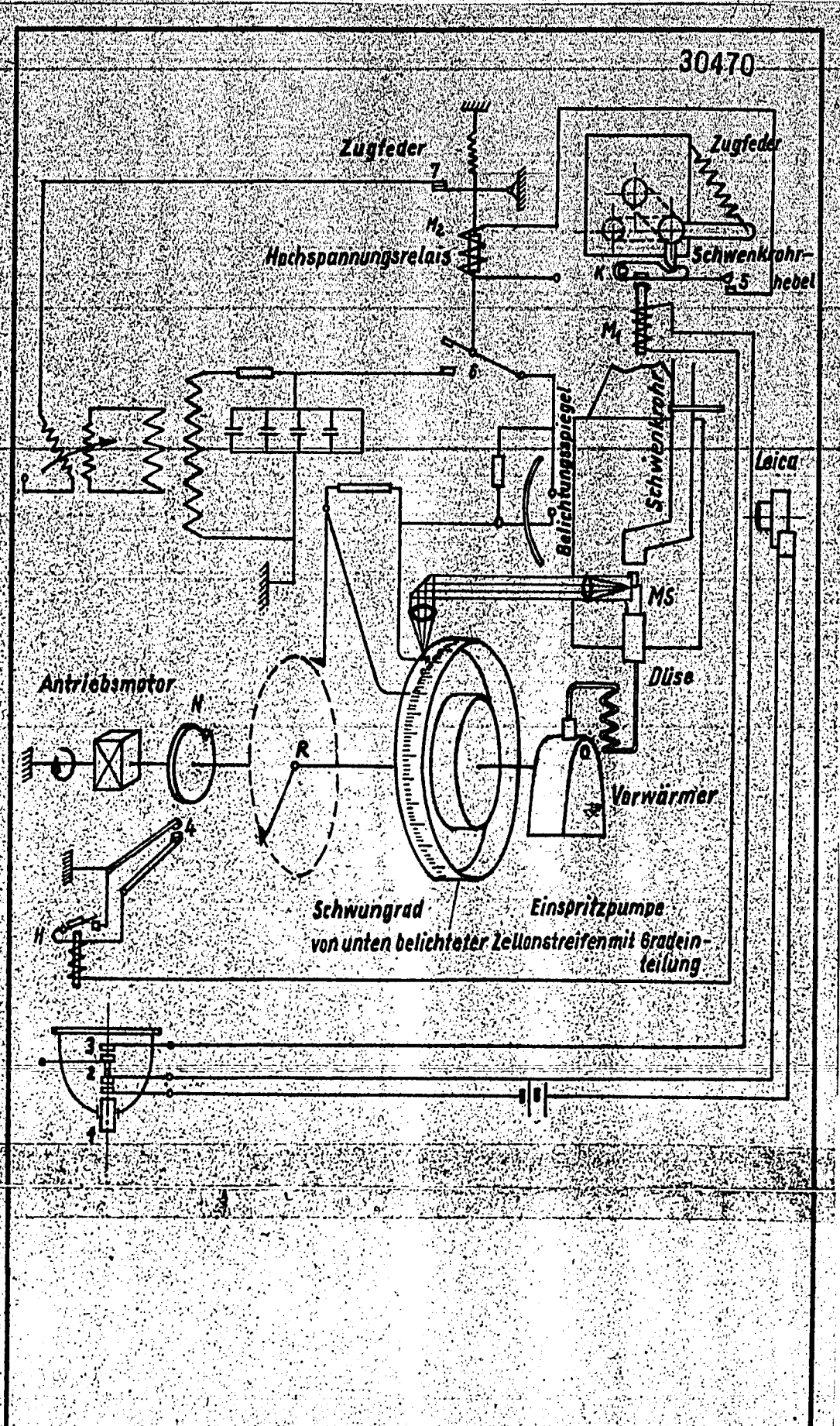
Nach dieser Überlegung erscheint es günstig, den Strahl - sofern er in seiner Form nicht soweit beherrschbar ist, daß eine Wandberührung, z.B. in Strahlachse bei hoher Last vermieden wird - in Richtung Kolbenboden spritzen zu lassen. Es ergibt sich also, daß bei der TZ-Einspritzung von wesentlich anderen Gesichtspunkten ausgegangen werden muß, als bei Benzineinspritzung.

Stroboskopische Untersuchung des TZ-Strahles.

Um nun die Form des Brennstoffstrahles dem Verbrennungsraum anpassen zu können, sollte zunächst einmal untersucht werden, wie sich TZ-Stoff, der hoch in die Siedekurve hinein erhitzt ist, beim Abspritzen in ruhende Luft von atmosphärischer Dichte verhält. Zu diesem Zwecke wurde eine Funkenbelichtungsanlage gebaut, welche es gestattet, bei beliebiger Pumpendrehzahl den aus der Düse tretenden Brennstoffstrahl optisch abzutasten bzw. zu fotografieren.

Der Brennstoffstrahl wurde durch zeitlich steuerbare Hochspannungsfunken belichtet. Zur Speicherung der Energie für den Belichtungsfunken wurde eine Batterie von Kondensatoren verwendet, welche von einem Hochspannungstransformator über ein Ventil





aufgelad
licht. 2
Rektor 7

Vor die
Absaugva
durch ei
Auslöser
Feder au
photogra
Kastens
schlosse
Dampf be
ein Beob
ist. Die
den Spri

Zum glei
schaltet
von Bren

Aufbau d

Bei Drüc
kreis de
Bei Weit
Magnetsp
nen Kont
von der
rohr von
der Kont
Hochspan
der prim
Einspritz
schlages
auf der
Motorwel
Punktsch
die von
eine Mat
zeitig m
zunächst
schalten

Leica
Schwenkrohr-
hebel

Leica



aufgeladen wurde. Die Beleuchtung des Strahles erfolgte im Auflicht. Zum Photographieren wurde die Leica mit dem Objektiv Leitz Hektor 7,5 cm, Lichtstärke 1:1,9 verwendet.

Vor die Düse wurde ein Schwenkrohr gebracht, welches an eine starke Absaugvorrichtung angeschlossen wurde. Das Schwenkrohr wird nun durch einen zeitlich genau einstellbaren Kontakt bei Druck auf den Auslöseknopf nach Beendigung einer Einspritzung durch eine starke Feder aus der Düsenachse herausgeschwenkt, sodass die nächste zu photographierende Einspritzung in die ruhende Luft des Spritzkastens tritt. Das Schwenkrohr wurde an die Saugleitung angeschlossen, weil sonst der sich nach den Einspritzungen bildende Dampf bei hoher Vorwärmung den Spritzkasten derart vernebelt, daß ein Beobachten bzw. Photographieren des Strahles ausgeschlossen ist. Dies ist auch ein Grund, weshalb unbedingt der erste frei in den Spritzkasten tretende Strahl photographiert werden muß.

Zum gleichen Zeitpunkt, zu dem das Schwenkrohr die Düse freigibt, schaltet das Sauggebläse auf den Spritzkasten um und saugt diesen von Brennstoffdampf frei.

Aufbau der Funkenanlage.

Bei Drücken auf den Knopf (1) schließt der Kontakt (2) den Stromkreis des Auslösers des auf "Zeit" gestellten Leicaverschlusses. Bei Weiterdrücken des Knopfes wird durch (3) der Stromkreis der Magnetspule (M4) über den vom einstellbaren Nocken (N) geschlossenen Kontakt (4) eingeschaltet. Dadurch wird der Schwenkrohrhebel von der von (M4) angezogenen Klinke (k) freigegeben und das Schwenkrohr von der Zugfeder von der Düse geschwenkt. Gleichzeitig wird der Kontakt (5) geschlossen und durch die Magnetspule (M2) der Hochspannungskreis durch Schalter (6) sekundär eingeschaltet, dabei der primäre Kreis durch den Kontakt (7) unterbrochen, wodurch Einzalfunken erzielt werden. Der genaue Zeitpunkt des Funkenüberschlages wird durch den rotierenden Schalter (R) gesteuert, welcher auf der Motorwelle sitzt und den Hochspannungstromkreis über die Motorwelle nach der Erde schließt. Um den genauen Zeitpunkt des Funkenüberschlages in Bezug auf die Pumpenwelle festzuhalten, wurde die von der Funkenstrecke (F) belichtete Schwungradscheibenskala auf eine Mattscheibe (MS) über die Einspritzdüse gespiegelt und gleichzeitig mit photographiert. Bei Loslassen des Druckknopfes wird zunächst die Klinke (K) über das nun stromlos gewordene, daher abschaltende Halterelais (H) von (M4) wieder freigegeben.

und da
Für st
Anlage
wendet
gesteu
über
100° F

Strahl



Eingesp
Raumtem
Dabel k
folgend
Spritzv
Sektor
eich be
denen m
in eine
Ejektor
daß sich
rollen.

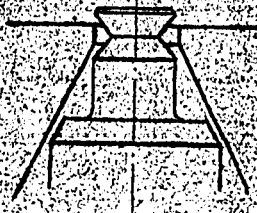


aus

und dann der Leicaverschluss geschlossen.

Für stroboskopische Beobachtungen des Brennstoffstrahles kann die Anlage bei gleichzeitigen Schließen der Schalter (6) und (7) verwendet werden. Es schließt dann bei jeder Umdrehung der Pumpenwelle, gesteuert durch den rotierenden Schalter, ein Belichtungsflanke über. Der rotierende Schalter läßt sich während des Betriebes um 100° FF verstellen.

Strahluntersuchung der Zapfendüse.

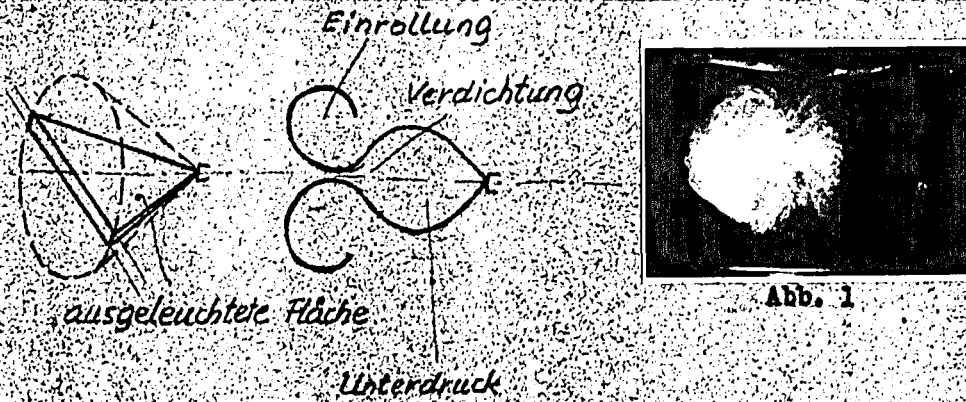


Als erstes wurden in dieser Anlage mit T2-Stoff Zapfendüsen, welche bisher, ihrer ausgezeichneten Auflösungsfähigkeit wegen, die motorseitig günstigsten Ergebnisse zeigten, untersucht, und zwar Zapfendüsen mit 40, 60, 80 und 100° Strahlwinkel. In der Hauptreihe wurde der Abspritzdruck konstant mit 200 atü, die Drehzahl mit 1750 U/min-Motor und die Abspritzmenge mit 180 mm³/Hub gehalten.

Eingespritzt wurde bisher immer in ruhende Luft von atm Dichte und Raumtemperatur.

Dabei kann zunächst über die Strahlentwicklung der Zapfendüse folgendes gesagt werden:

Spritzversuche mit Gasöl, bei denen nur ein ca. 1 cm breiter Sektor des Strahlkegels ausgeleuchtet wurde (Abb.1), zeigten, daß sich bei den untersuchten Düsen - besonders gut zu erkennen bei denen mit großem Strahlwinkel - der vom Strahl gebildete Hohlkegel in einem gewissen Abstand von der Düsenmündung durch den durch die Ejektorwirkung entstehenden Unterdruck wieder einschnürt, d.h., daß sich der Strahl wieder verdichtet, um dann nach außen abzurollen.

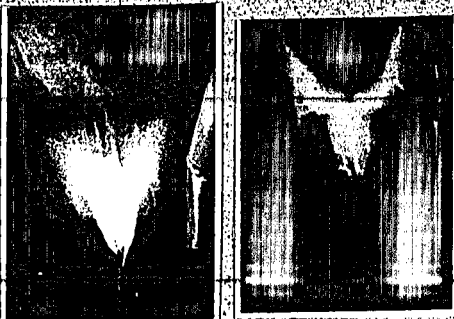


POOR COPY 4

POOR COPY

Ähnliche Erscheinungen machten sich beim Abspritzen von TZ-Stoff in der folgenden Form bemerkbar:

1.) TZ 900/2,0 bei 70°C.



Häutchenbildung am Düsenaustritt.

Ausleuchtung eines 1 cm breiten Sektors.

Abb. 2

Bedingt durch die hohe Zähigkeit des TZ-Stoffes bei dieser niedrigen Temperatur bleibt die durch die Düsenform aufgedrückte Hohlkegelform des Strahles erhalten, nur ein geringer, feiner, zerstäubter Teil löst sich ab und bildet die beschriebene Rolle.

2.) TZ 900/2,0 bei 150°C (~Gasölsähigkeit).



Abb. 3

Die Strahlförmigkeit nähert sich stark der bei Gasölbetrieb, nur die Auflösungseinheit ist etwas schlechter, wahrscheinlich bedingt durch die geringere Oberflächenspannung, als bei kaltem Gasöl.

3.) TZ 900/2,0 über 250°C (innerhalb der Siedekurve).



Abb. 4

Zu den wie bisher auftretenden Erscheinungen kommt noch die Wirkung der Verdampfung des bis in die Siedekurve erhitzten TZ-Stoffes. Die Einrollung erfolgt mit steigender Temperatur immer früher, d.h. näher der Düse, und auch die Strahlverdichtung steigt mit steigender Temperatur.

POOR COPY 4

Diese verdichtete Stelle bleibt heißer als die übrigen Strahlteile, da oben durch diese Verdichtung von jedem einzelnen Kraftstoffteilchen weniger Wärme zur Aufheizung der unmittelbar umgebenden Luft entzogen wird (hohe spez. Kraftstoffdichte), als bei Kraftstoffteilchen am Strahlrand. (Geringe spez. Kraftstoffdichte). Dadurch bleibt im Strahlkern jedem einzelnen Kraftstoffteilchen mehr Wärme zur Verdampfung verfügbar als am Strahlrand, was an dem kräftigen, stark aufdampfenden Strahlkern zu erkennen ist. Dieser bewegt sich mit einer Stirnfläche, welche mit steigender Temperatur kleiner wird und einer Geschwindigkeit, welche mit steigender Temperatur größer wird, fort.

Eine Erklärung für diese Änderung der Strahlform durch Erhitzung der Spritzflüssigkeit über den Siedepunkt bzw. bis in die Siedekurve bei den Zapfendüsen mit Kegelzapfen gibt folgende Überlegung: Bei Öffnen der Nadel füllt sich zunächst der Raum A (Abb. 5) mit

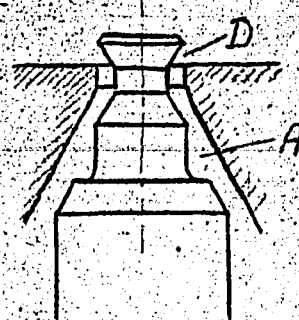


Abb. 5

Brannstoff und hat dort, sofern er über dem Siedepunkt erhitzt war, Gelegenheit, bei der hohen Geschwindigkeit und Turbulenzen beim Durchgang durch die Sitzfläche S sich zu entspannen und sich entsprechend seinem Wärmezustand in einen dampfförmigen und einen flüssigen Teil zu zerlegen. Durch die eigentliche Düsenmündung D tritt also dann ein Gemisch aus Flüssigkeit und Dampf. Die

Strahlform entwickelt sich dann entsprechend dem Verhältnis dieser beiden Anteile, teils den Gesetzen des Ausströmens von Flüssigkeit und teils denen bei Ausströmen von Gasen und Dämpfen gehorchend. Diese beiden Extremfälle des Ausströmens von reiner Flüssigkeit bzw. von reinem Dampf sind in den beiden folgenden Abb. 6 und 7 festgehalten.

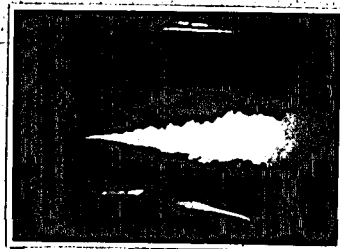


Abb. 6

Abspritzen von Dampf.



Abb. 7

Abspritzen von Flüssigkeit.

Es hang
mal Va
Der gr
in der
Die Ri
Zapfen
Es sei
Kegel-
Geschw
Steige
über d
Abhäng
Form d
Diesel
bei Ab
die St
Form i
Dies i
einen
liegt
Weiter
Eine s
ratur
temper
lich h
suche
oben
auch d
Die Str
stelle
abgespr
ung des
wiso ne
(Größen

Es handelt sich bei beiden Aufnahmen um dieselbe Düse, welche einmal Wasser und einmal Dampf bei gleichen Öffnungsdrücken abspritzt. Der grundsätzliche Unterschied zwischen diesen beiden Strahlformen in der inneren Bewegung und äußeren Form ist klar zu erkennen.

Die Richtigkeit dieser Annahme wurde durch Spritzversuche mit Zapfendüsen mit Wasser als Spritzflüssigkeit erhärtet (Tafel 1). Es zeigt sich ein krasser Umschlag der Strahlform von der bekannten Kegel- bzw. Kugelform zum Strahl mit schlanker Spitze und hoher Geschwindigkeit innerhalb einer ganz geringen Temperaturspanne bei Steigen der Temperatur des abgespritzten Wassers über 100° (d.h. über die Siedetemperatur).

Abhängigkeit der Strahlform von der TZ-Temperatur und der Form des Kegeldapfens (Tafel 2).

Dieselbe Erscheinung wie beim Betrieb mit heißem Wasser ist auch bei Abspritzen mit heißem TZ-Stoff zu beobachten. Allerdings geht die Strahlform langsam von der kugeligen in die langgestreckte Form innerhalb einer verhältnismäßigen großen Temperaturspanne über. Dies ist dadurch bedingt, daß der TZ-Stoff nicht, wie z.B. Wasser einen einheitlichen Siedepunkt hat, sondern einer Siedekurve unterliegt bzw. sich bei hohen Temperaturen zersetzt.

Weiter zeigen die Aufnahmen Folgendes:

Eine einigermaßen gute Zersetzung ist erst bei 150° Vorwärmtemperatur ersichtbar. Die für den Motorbetrieb erforderlichen Vorwärmtemperaturen (Bericht Nr. 6 vom 1.7.41) liegen allerdings wesentlich höher, und zwar bei 300 bis 400°, wobei, wie die letzten Versuche ergaben, die besten Verbräuche und besten Leistungen bei der oberen Temperaturgrenze erreichbar sind. Die Strahlform muß nun auch diesen Temperaturen angepaßt werden.

Die Strahlform richtet sich, wie aus den vorher (Seite 7) angeestellten Überlegungen hervorgeht, einmal nach der Temperatur des abgespritzten Kraftstoffes und zum zweiten nach der Zapfenform und dessen Anschliffwinkel. Je höher die TZ-Temperatur steigt, umso mehr schnürt sich der Strahl ein und gewinnt an Reichweite (Größerwerden des Dampfanteiles).



Je gr
jeder
cher
Dabei
nicht
Strah
Tempe
mit E

Die g
noch k
stung

lich r
ventil

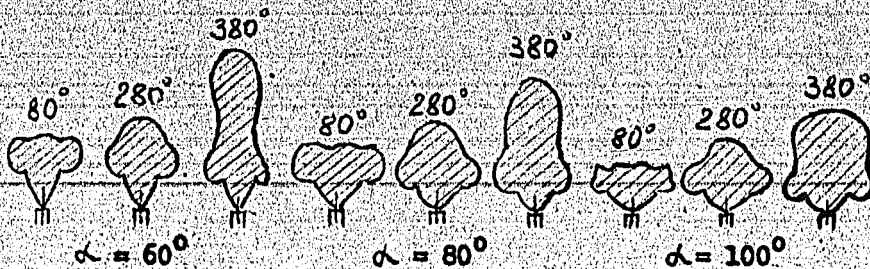
dieser
sich k
ferner

Man er
Temper

daß si
vertei
keit d
Zapfen

nach.
ließe
tur h
Dralls
temper
hängig
Konstr

Strahlform bei verschiedenem Zapfenanschliffwinkel α .



Diese Erscheinung erfolgt bei einer umso höheren Temperatur, je größer der Anschliffwinkel des Düsenzapfens ist. Es ist also jeder Zapfenform eine bestimmte Temperatur zugeordnet, bei welcher sich die gewünschte Strahlform (Kugelform) entwickelt. Dabei erscheint ein Anschliffwinkel unter 60° für unsere Zwecke nicht geeignet. So z.B. liegt diese Temperatur für kugeligen Strahl bei der Zapfendüse nach Form 3) bei 320 bis 360° TZ-Temperatur für die Einspritzmenge von $180 \text{ mm}^3/\text{Hub}$ bei Betrieb mit Exzenternocken PAC 61/1 und 9 mm Pumpenkolben.

Die günstigsten Verbrauchswerte am Motor ergaben sich aber bei noch höheren Kraftstoffvorwärmtemperaturen. Der bei hoher Leistung noch verhältnismäßig hohe Verbrauch liegt daher wahrscheinlich neben der ungünstig niedrigen Luftwirbelung in dem vierventiligen DVL 2 Liter Versuchszylinderkopf und der noch nicht dieser Wirbelung günstigst zugeordneten Düsenstellung, welche sich konstruktiv am vorhandenen Zylinder nicht durchführen läßt, ferner an der Wandberührung des Strahles.

Man erkennt also, daß man, um die äußere Strahlform bei allen Temperaturen konstant zu halten, die Düse so gestalten müßte, daß sie Dampf und Flüssigkeit in gleicher Weise günstig im Raum verteilt, daß also die Strahlformen bei Abspritzen von Flüssigkeit der bei Abspritzen von Dampf einander ähnlich sein müssen. Zapfendüsen der bisherigen Bauart kommen dieser Forderung nicht nach. Durch Änderung des Kegelzapfens ^{aus} höchsten Anschliffwinkel ließe sich zwar die dem gewünschten Strahl zugeordnete Temperatur höher legen, wie letzte Versuche mit einer Zapfendüse mit Drallstück und 100° Strahlwinkel, welche bis über 400°C Vorwärmtemperatur kugelige Strahlform behält, ergaben, die starke Abhängigkeit von der Temperatur bleibt jedoch, bedingt durch die Konstruktion der Zapfendüse bestehen. (Das Zapfenende muß in

seinem Durchmesser immer kleiner sein, als die Düsenbohrung, was die Schlankheit des Dampfstrahles zur Folge hat.)

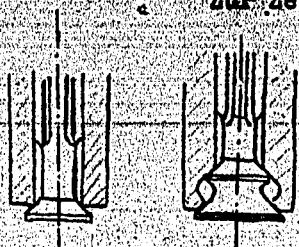


Abb. 8

Abb. 9

Zur Zeit werden Versuche gemacht, Düsen in der skizzierten Form auf ihre Eignung für den TZ-Betrieb zu untersuchen. Davon kann schon jetzt mit Bestimmtheit gesagt werden, daß die Temperaturabhängigkeit der Strahlform wesentlich geringer ist, als bei Zapfendüsen. Die Mikrogemischbildung der

Düse nach Abb. 8 ist allerdings noch sehr mangelhaft.

Abhängigkeit der Strahlform vom Einspritzgesetz (Tafel 4).

Zur Klärung dieser Frage wurde unter Beibehaltung aller übrigen Bedingungen der Exzenternocken PAC 61/1 gegen den Steilnocken PPZ 6/1 ausgetauscht. Es zeigte sich, daß zwar die Strahlgeschwindigkeit entsprechend dem Steigen der in der Zeiteinheit abgespritzten Menge und damit gesamten Einspritzzeit steigt, aber die Reichweite des Strahles nur unbedeutend größer wird. Auch Motorversuche ergaben, daß eine Änderung des Einspritzgesetzes durch Austausch des 9 mm Pumpenkolbens gegen den 10 mm Kolben bei Beibehalten des Exzenternockens keine Leistungs- und Verbrauchsänderung ergab.

Im Interesse des geringen Pumpenverschleißes bei der hohen Zähigkeit des TZ-Stoffes und der geringen erforderlichen Pumpenleistung liegt es allerdings, neben der Verwendung des Exzenternockens den für die Maximalleistung kleinstmöglichen Kolbendurchmesser zu wählen.

Einfluß des Abspritzdruckes auf die Strahlform und Auflösungsfeinheit (Tafel 3).

Mit dem Abspritzdruck fällt der Strahlwinkel. Diese Abhängigkeit kann aber nur bei geringsten Abspritzdrücken beobachtet werden (unter $p_a = 30 \text{ atm}$) und ist an sich unwesentlich. Was die Auflösungsfeinheit, die Grundlage einer raschen Gemischbildung anlangt, so ist ein Abspritzdruck unterhalb 60 atm, selbst bei höchster Vorwärmung völlig unzureichend. Motorseitig zeigt sich, daß erst Abspritzdrücke über 100 atm einigermaßen günstiges Mikrogemisch liefern. Die besten Ergebnisse wurden wieder

mit I
hinsi
tempe
mit d
Einsp
nicht

Einfl

Das s
derme

der S

Die P
Seite

Verha

Nach
zeigt
hoher
kennt

Fläche



Die Er
Zulauf
des Bo
Mikrog
wie au
steigt

mit 150-200 atm Abspritzdruck erzielt. Dieser Druck bietet auch hinsichtlich Steuerbarkeit des Einspritzsystems bei höchsten Vorwärmtemperaturen die nötige Sicherheit (Bericht 5). Höher sollte aber mit dem Abspritzdruck erstens der Regelgenauigkeit bei der langen Einspritzleitung wegen und zweitens wegen der Pumpenbeanspruchung nicht gegangen werden.

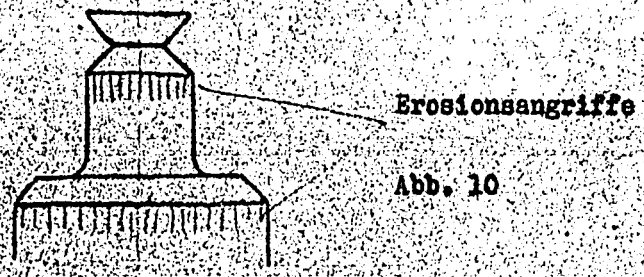
Einfluß der Fördermenge auf Strahlform und Strahlreichweite (Tafel 5)

Das starke Wachsen der Strahlreichweite mit dem Steigen der Fördermenge ist deutlich zu erkennen. Dies um so mehr, je geringer der Strahlwinkel und je höher die Vorwärmtemperatur wird.

Die Folge dieser großen Strahlreichweite sind noch eingehend auf Seite 15 in Zusammenhang mit den Motorversuchen erörtert.

Verhalten der Zapfendüsen bei den hohen Kraftstofftemperaturen.

Nach mehrstündigem Betrieb mit Vorwärmtemperatur von ca. 400°C zeigten die Zapfen der Düsen starke Erosionsangriffe an Stellen hoher Kraftstoffgeschwindigkeit. Ein Verziehen oder Undichtwerden konnte nicht festgestellt werden; auch die Strahlform blieb erhalten.



Flachsitzdüse.



Auch die Flachsitzdüse zeigte motorseitig neben der Zapfendüse verhältnismäßig günstige Ergebnisse. Um die praktische Eignung für den TZ-Betrieb zu untersuchen, wurden eine Reihe von Flachsitzdüsen mit verschiedenen Lochlängen auf ihre Strahlentwicklung hin untersucht.

Die Ergebnisse zeigen, daß bei konstanter Lochlänge ^{0,9 mm} und konstantem Zulaufquerschnitt (0,9 mm) die Reichweite des Strahles mit Steigen des Bohrungsdurchmessers fällt und der Strahlwinkel steigt. Die Mikroemulsionsbildung wird mit steigendem Lochdurchmesser schlechter wie auch die Störungsanfälligkeit mit steigendem Lochdurchmesser steigt, d.h., daß bei geringster Herstellungsungenauigkeit

oder ge
die Str
ergab,
sondern
der Lab

Abb. 11
Einspri
Einspri

Die Dur
dem sta
z.B. bei
Einspri
welche
füllt w

Tafel 6.

Untersuc
menfasse
Die Düse
damit E
die Flac

Die Düse
unempfin
großen f
zu hoch
Die Düse
der der

oder geringster Verunreinigung der Strahl seitlich ausbricht und die Strahlform völlig verzerrt. Untersuchung des Strahlaufbaues ergab, daß die inneren Bewegungen nicht geregelter Natur sind, sondern der Strahl unregelmäßig zerflattert, was auch die Ursache der Labilität desselben ist. (Siehe Abb. 11).



Abb. 11
Einspritzende bei 230 mm³/Hub
Einspritzmenge.



Abb. 12
Einspritzende bei 176 mm³/Hub
Einspritzmenge.

Die Durchschlagskraft bzw. Reichweite des Strahles steigt außerdem stark mit der Einspritzmenge/Hub, und zwar in der Art, daß sich z.B. bei der Düse mit 3 mm ϕ (Abb. 11, 12) der vom ersten Teil der Einspritzung sich bildende Kegel von der nachkommenden großen Menge welche sich dann mit großer Geschwindigkeit vorwärtsbewegt, ausgefüllt wird.

Tafel 6, 7.

Untersucht wurden Düsen von 0,8 bis 3 mm Loch- ϕ , von welchen zusammenfassend Folgendes gesagt werden kann:

Die Düse mit 0,8 mm Bohrung ist für die großen Zylinderinhalte und damit Einspritzmengen ungeeignet, da der geringe Bohrungsdurchmesser die Flachsitzwirkung völlig aufhebt.

Der Steuerquerschnitt ist nicht mehr durch den Nadelhub bestimmt, sondern durch die 0,8 mm Bohrung.

Die Düse mit 2 mm Bohrungsdurchmesser ist einigermaßen stabil und unempfindlich in ihrer Strahlform, hat aber den Nachteil, daß die großen für uns erforderlichen Abspritzmengen die Durchschlagskraft zu hoch treiben.

Die Düse mit 3 mm ϕ bleibt zwar in ihrer Durchschlagskraft unter der der Zapfendüsen, hat aber zu geringe Stabilität (die unteren

beiden B
oberen 3
bau der
bietet a
die Zapf
Die Abbä
lich ger
die Reich
zu Tafel
Die Unter
TZ-Betri

Motorver

(Zunächst
Nr. 6 von
Kurven
tauscht
besproch

Ausgehend
menhang
wurden we
Augenmerk

Gerade be
(Bericht
anzupasse
achse par
Gemischbi

Der R-Sto
Versuche
ohne Vari
daß durch
vieles ge

Versuchs

Zunächst
welche im
eine für
70° Strah
zu ersehe

beiden Bildreihen der Tafel 7 wurden mit derselben Düse wie die oberen 3 Reihen nach Auseinanderbau und anschließenden Zusammenbau der Düse photographiert), ist mechanisch zu empfindlich und bietet auch eine wesentlich schlechtere Zerstäubungseinheit als die Zapfendüse.

Die Abhängigkeit der Strahlform von der T2-Temperatur ist wesentlich geringer als bei Zapfendüsen, es fällt im Gegensatz zu diesen die Reichweite mit dem Steigen der Vorwärmtemperatur (Kurvenblatt zu Tafel 7).

Die Untersuchung anderer Düsenformen auf ihre Eignung für den T2-Betrieb wurde begonnen.

Motorversuche.

(Zunächst soll darauf hingewiesen werden, daß im Versuchsbericht Nr. 6 vom 1.7.41 auf dem Kurvenblatt Abb.6 die Bezeichnung der Kurven "5" und "4" für die Düsen LO-S 88006 und DV 2395 vertauscht sind, im Text dagegen sind diese beiden Düsen richtig besprochen).

Ausgehend von diesen Erkenntnissen bezüglich Strahlform in Zusammenhang mit den Temperaturverhältnissen zwischen Wand und Strahl wurden weitere Motorversuche durchgeführt, bei welchen besonderes Augenmerk auf die Lage der Düsenachse zum Zylinder gelegt wurde.

Gerade bei dem z.Zt. zur Verfügung stehenden Versuchszyylinder (Bericht 6) ist es wichtig, die Strahlform dem Verbrennungsraum anzupassen, da hier bei dem vierventiligen Zylinderkopf - Ventilachse parallel zur Zylinderachse - nur geringe Luftwirbelung zur Gemischbildung wirksam ist.

Der R-Stoff wurde vorläufig bewußt für all diese grundsätzlichen Versuche bezüglich Gemischverteilung mit der DV 934 Zapfendüse ohne Variation des Einspritzortes eingeführt ohne Rücksicht darauf, daß durch die geänderten Verhältnisse auf dieser Seite auch noch vieles gewonnen werden kann.

Versuchsdurchführung:

Zunächst wurde der Einfluß des Düseneinbauwinkels einer Düse, welche im oberen Zylinderrand sitzt, untersucht. Als Düse wurde eine für diese Zwecke hergestellte langschäftige Zapfendüse mit 70° Strahlwinkel verwendet, deren Strahlentwicklung aus Tafel.5 zu ersehen ist.

Da
Düse
sub
atu
600
500
400
300
nich
Die
kem
bei
des
Zyl
ren
in
Str
Kol
Ein
Str
(Ab
Ein
Düs
wen
kom
kal

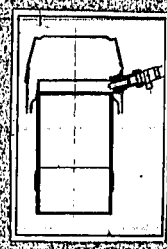


Abb. 1

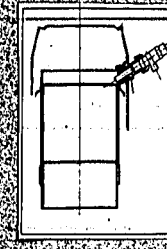


Abb. 2

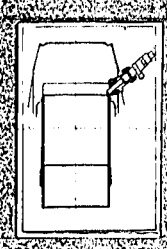


Abb. 3

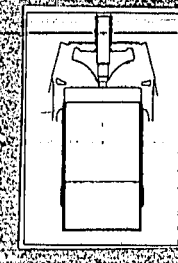
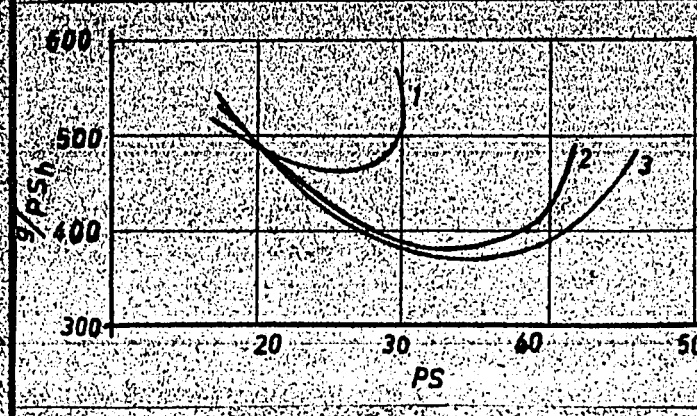


Abb. 4

Da der schräge Einbau nur mit der zu diesem Zwecke gefertigten Düse konstruktiv möglich ist, und diese im Verlauf der Untersuchungen schadhaft wurde, so gelten die Verbrauchs- und Leistungswerte auf Abb. 5 nur als Vergleichswerte nebeneinander,



Düseneinbau nach Abb. 1
 " " " 2
 " " " 3

Abb. 5

nicht aber als absolute Werte.
 Die Überlegenheit des schrägen Düseneinbaues ist klar zu erkennen. Bei der Ausführung nach Abb. 1 - das ist die Düsenlage bei allen Versuchen des Berichtes Nr. 6 -, geht ein großer Teil des eingeführten TZ-Stoffes durch Strahlberührung an der oberen Zylinderwand dem eigentlichen Verbrennungsprozeß verloren, während bei den anderen beiden Einbauwinkeln (Abb. 2, 3) der Strahl in seiner Form dem Brennraum einigermaßen angepaßt ist, die Strahlachse aber immer noch die Zylinderwand und nicht den Kolbenboden trifft.
 Ein Vergleich der geometrischen Form des Brennraumes und der Strahlform ließ eine Einspritzung in Richtung der Zylinderachse (Abb. 4) günstig erscheinen, da bei diesem Einbau und der TZ-Einspritzung am Ende des Saughubes die freie Länge zwischen Düse und Wandung in Düsenachsrichtung am größten ist. Außerdem, wenn es bei hohen Leistungen und Einspritzungen zur Wandberührung kommt, trifft der Strahl den heißen Kolbenboden, und nicht die kältere Zylinderwand.

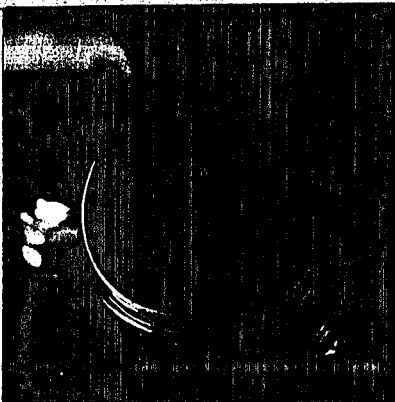
Durch
 Minu
 265
 Verb
 Luft
 doch
 meng
 (Taf
 was
 Höch

Dem
 ander
 sprit
 beha
 Eine
 einer
 Außen
 die
 Kohle
 die
 che
 Weite
 Für
 öffne
 Regel
 zeit
 Betr

POOR COPY 4

POO COP

Durch diese Anordnung gelingt es, den Gesamtverbrauch TZ+R im Minimum von 355 g/PSh (bester Verbrauch nach Bericht 6) auf 265 g/PSh zu verringern (Abb.6 Kurvenblatt) und außerdem dieses Verbrauchsminimum von einem Mittelruck von 6 atm für das gleiche Luftladungsgewicht auf den von 7,5 atm ^{zu} steigern. Trotzdem ist doch der Verbrauch bei hohen Leistungen, welche größte Einspritzmengen verlangen, noch unverhältnismäßig hoch. Es trifft dann (Tafel 5 und Seite 15) ein Großteil des Strahles den Kolbenboden, was an der starken Verkokung desselben bei längerem Fahren mit Höchstlast zu erkennen ist. (Abb. 7)



Stärkste Koksbildung in der Kolbenmitte, was darauf schließen läßt, daß die Strahlform bedingt durch die hohe Vorwärmtemperatur stark eingeschnürt ist und hohe Durchschlagskraft hat.

Abb. 7

Dem läßt sich aller Voraussicht nach nur durch Verwendung einer anderen Düse - vergl. Seite 9 - , welche auch bei höchsten Einspritzmengen und höchsten Vorwärmtemperaturen geringe Reichweite behalten, begegnen.

Eine andere Möglichkeit wäre die Verwendung eines Kolbens mit einer auf den Kolbenboden gesetzten Heizplatte.

Außerdem mußte, um die Luftbewegung im Zylinder voll auszunutzen, die Düse schwach geneigt werden - zu erkennen an der Form der Kohlebildung am Kolbenboden (Abb. 7) - ; dieser Forderung dürfte die Düsenanordnung im Zylinderkopf des Jumo 222 nachkommen, welche im Anschluß untersucht werden soll.

Weitere Ergebnisse der Motorversuche.

Für eine konstante Drehzahl von 2700 U/min wurden bei voll geöffneter Luftdrossel Abmagerungskurven gefahren. Bei bestimmter Regelstangenstellung der TZ-Pumpe wurde der TZ-Stoff-Einspritzzeitpunkt, R-Stoff-Einspritzzeitpunkt und R-Stoffmenge während des Betriebes mittels zu diesem Zwecke angebauten Verstellgetrieben so

einge

Auf d

für d

besti

1.) R

D

S

n

B

y

(1

ES

Z

Fe

ie

zu

ie

fe

wt

Un

La

Im

üb

ge

da

Ge

Be

ma

st

an

Di

-

an

In

POOR
COPY 4

eingestellt, daß der Motor jeweils die höchste Leistung abgab.

Auf diesem Wege ergibt sich zwangsläufig die Regelcharakteristik für die beiden Einspritzpunkte und die R-Stoffmenge bei einer bestimmten Drehzahl.

1.) R-Stoffmenge:

Die zur sicheren Zündung nötige R-Stoffmenge fällt mit dem Steigen der Leistung und dem Steigen des Ladedruckes. Es genügt bei der in Zylinderachse eingebauten TZ-Düse für den Betrieb des Betriebswarmen 2-T-Motors im Bereich zwischen 1/4-Last und Vollast eine R-Stoffmenge von 10-18 mm³ je Hub. (Abb. 8 (Kurvenblatt)).

Eine zu kleine R-Stoffmenge (z.B. 6-8 mm³) hat eine geringe Zündintensität und damit hohen Gesamtverbrauch R+TZ zur Folge (Abb.9 Kurvenblatt). Eine zu große R-Stoffmenge je Hub ist ungünstig, da dies einen großen Gesamtverbrauch deswegen zur Folge hat, weil der Heizwert des R-Stoffes sehr gering ist (6900 cal/g) und da außerdem, aus dem Sinn des Ringverfahrens erklärlich, ein gewichtsmäßig geringer R-Anteil erwünscht ist.

Unter Berücksichtigung dieser beiden Grenzen wurde für den Lastbetrieb der günstigste R-Anteil versuchsmäßig ermittelt.

Im unteren Teillastgebiet, d.h. im Gebiet des starken Luftüberschusses muß, sofern nicht die Stellung der Luftdrossel geändert werden soll - mit höherem R-Anteil gefahren werden, da dessen Zündintensität größer werden muß, um das arme TZ-Gemisch kräftig genug zu zünden.

Behält man die geringe R-Menge, welche zur Zündung im Luftmangelgebiet ausreicht, auch im Luftüberschußgebiet bei, so steigt der Gesamtverbrauch daher dort unverhältnismäßig stark an (Abb. 9)

Die Abmagerungskurve teilt sich in 2 Äste, von denen der eine - Luftüberschuß - sich dem Dieselfverfahren nähert und der andere - Luftmangel - im Ottoverfahren arbeitet.

Insgesamt ist es aber auch bei R-Stoff durch die zentrale

30485

Einfluß des Überladungsgrades auf den spec. Verbrauch

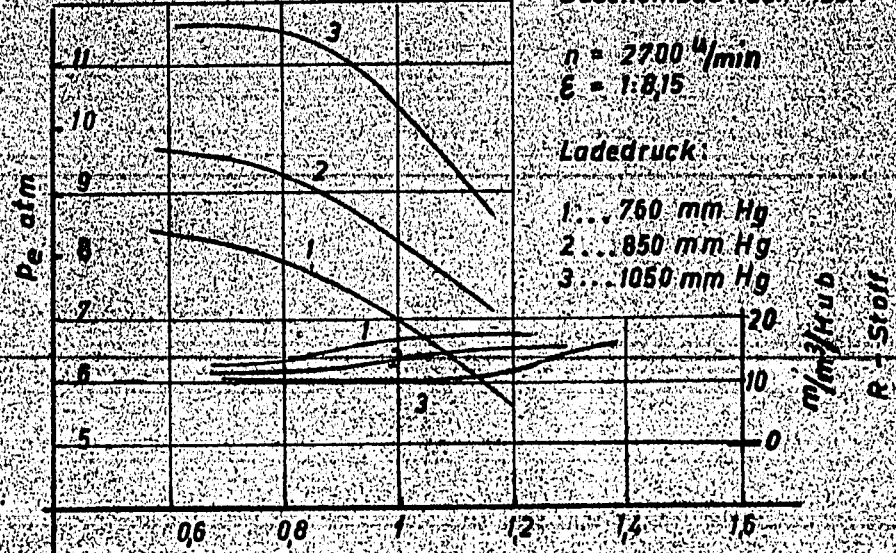
(Laderleistung unberücksichtigt)

Düsenbau nach Abb. 4

$n = 2700 \text{ U/min}$
 $\epsilon = 1:8,15$

Ladedruck:

- 1... 760 mm Hg
- 2... 850 mm Hg
- 3... 1050 mm Hg



R-Stoff Einspritzbeginn:

- 1... 100° v.O.T.
- 2... 90° v.O.T.
- 3... 80° v.O.T.

Ladelufttemperatur konst. 30°C

Luftüberschusszahl λ

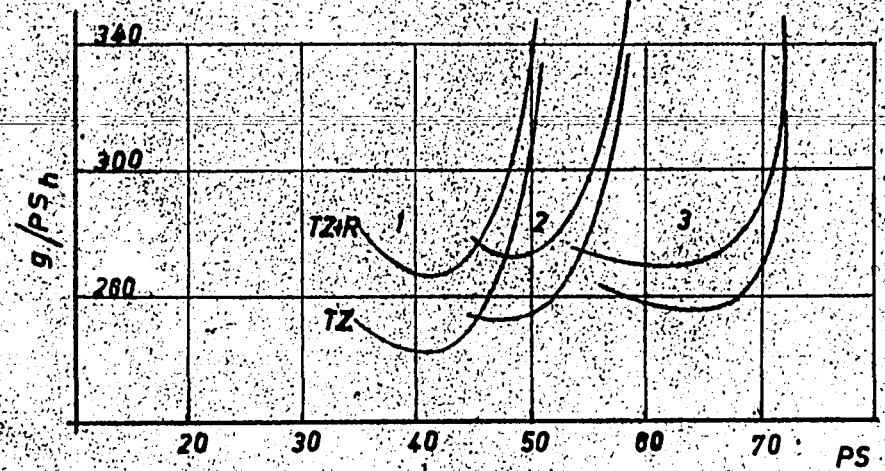
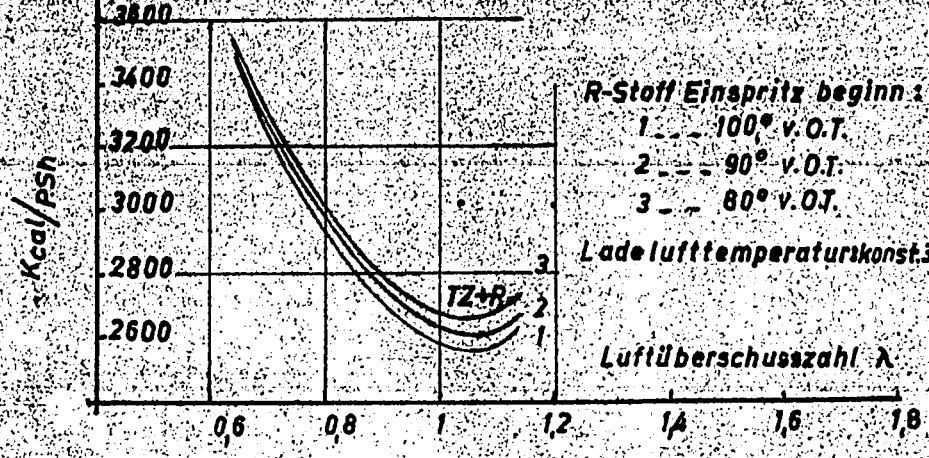


Abb. 8

Einfluss des R-Anteiles auf den Verbrauch

30486

--- zu kleiner R-Anteil
— normaler R-Anteil

für beide Abmagerungskurven
 $n = 2700 \text{ mm}$
 $\delta = 1,9$
 Ladedruck $\approx 1050 \text{ mmHg}$
 Luftsaugtemp. $\approx 30^\circ\text{C}$
 Laderleitung unberücksichtigt

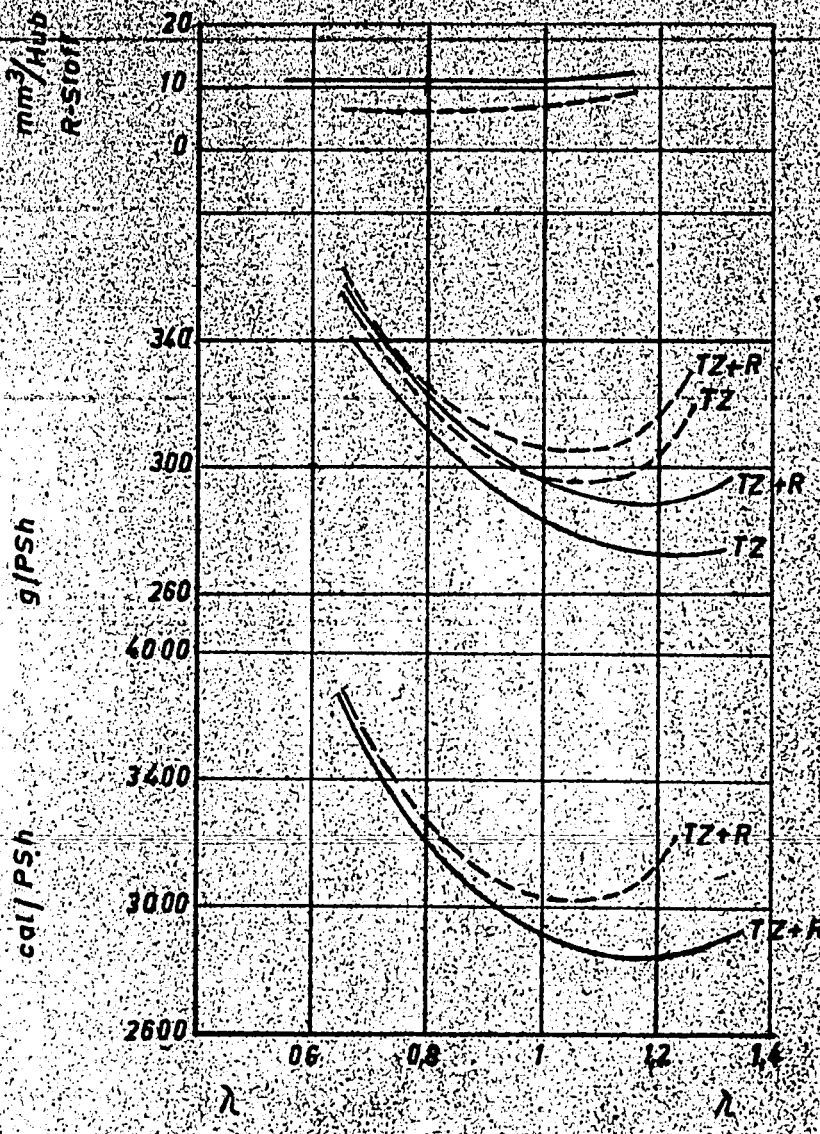
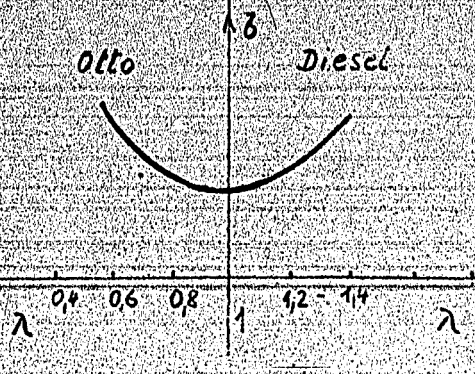


Abb. 9

30487



Anordnung der TZ-Düsen gelungen, den Verbrauch gegen früher wesentlich zu senken und dadurch den Motorlauf weicher zu gestalten.

Bei Laderbetrieb konnte ohne Leistungseinbuße, wie vorauszusehen war, mit dem R-Einspritzzeitpunkt näher an den O.T. herangegangen werden, da sonst der Motor zu Klopfen kommt.

Es ergaben erste Läufe bei einer Verdichtung von 1:9, Lufttemperatur vor den Ventilen von 30°C und einem

Ladedruck von 1,12 ata	einen günstigen	R-Einspritzzeitpunkt bei 90° v.o.T.
" " 1,25 "	" "	" 85° "
" " 1,4 "	" "	" 80° "

bei kloppfreiem Betrieb.

TZ-Einspritzzeitpunkte.

Auch dieser ist von der Betriebstemperatur des Motors abhängig, dergestalt, daß bei kaltem Motor, d.h. während des Warmlaufens, wesentlich später eingespritzt werden muß, als bei betriebswarmem Motor, für den als günstigster Wert, wie schon im Bericht Nr. 6 angegeben, für den Einspritzbeginn das Ende des Saughubes gilt.

Mit steigender TZ-Einspritzmenge muß der Einspritzzeitpunkt vorgelegt werden. Dadurch bleibt der Zeitpunkt des Einspritzendes und damit die ihm zugeordnete Kolbenstellung und Verbrennungsraumform z.Zt. des Einspritzendes und damit der vollen Strahlentwicklung konstant.

Klopfverhalten.

Die Meßwerte, welche durch die beiliegenden Kurvenblätter angegeben werden, wurden alle im nicht klopfenden Gebiet gefahren, allerdings wurde an vielen Stellen bis hart an die Klopfgrenze

herang
rung d
Leistu
beseit
Weiter
wenn U
dichti
Stärke
Stoffd
Konzen
ist in
strukt
Zur Kl
welche
ändern

Vorwär

Für den
vorwär
zielen
je häh
Es wurd
der the
An dies
kurven
ten wer
wärmer
daß bei
und dak
bei Bet
berücks

Zusamme

Das ent
arbeite
erhitze
Vorwär
Nach de
stoff s

herangegangen. Besonders bei Vollast bewirkt eine starke Steigerung des R-Anteiles Klopfen, welches dann nur unter starker Leistungseinbuße durch Späterlegen des R-Einspritzzeitpunktes beseitigt werden kann.

Weiter wurde beobachtet, daß der Motor stark zu klopfen neigt, wenn Unregelmäßigkeiten in der R-Förderung auftreten (z.B. Undichtigkeit des Rückschlagventiles).

Stärksten Einfluß auf das Klopfverhalten hat die Lage der R-Stoffdüse zum Verbrennungsraum und ihre Lage zur örtlichen TZ-Konzentration im Verbrennungsraum z.Zt. der Entzündung, dabei ist in diesem Zusammenhang auch die Strahlform, also die Konstruktion der R-Düse von Bedeutung.

Zur Klärung dieser Einflüsse wird z.Zt. ein R-Düsenersatz gebaut, welcher es gestattet, die R-Düsenlage während des Betriebes zu ändern.

Vorwärmtemperatur des TZ-Stoffes.

Für den Betrieb mit TZ 900/5,0 ergab der Versuch eine Mindestvorwärmtemperatur - um einigermaßen günstigen Verbrauch zu erzielen - von $\sim 320^{\circ}\text{C}$. Dabei wurde der Lauf umso wirtschaftlicher, je höher über diese Temperatur hinausgegangen wurde.

Es wurden Vorwärmtemperaturen bis zu 420°C versucht, höher wurde der thermischen Beanspruchung der TZ-Düse wegen nicht gegangen. An dieser Stelle sei auch erwähnt, daß beim Fahren der Abmagerungskurven (Abb. 6, 8, 9) die Vorwärmtemperatur nicht konstant gehalten werden konnte, da bei höchster Leistung der vorhandene Vorwärmer nicht die gewünschten hohen Temperaturen lieferte, d.h. daß bei hoher Leistung die TZ-Temperatur zu niedrig ($\sim 320^{\circ}$) und daher der spez. Verbrauch dort auch höher liegt. Dies ist bei Betrachtung der Kurvenblätter (Abb. 6, 8 und 9) noch zu berücksichtigen.

Zusammenfassung.

Das entwickelte Verfahren, den zähen TZ-Stoff motorisch zu verarbeiten, brachte die Forderung mit sich, den Stoff so weit zu erhitzen, als mit Rücksicht auf die verwendeten Werkstoffe für Vorwärmer und Düse möglich ist.

Nach den bisherigen Versuchen ist also anzunehmen, daß der Kraftstoff schon zum Teil im Vorwärmer krakt, die dabei entstehenden

tiefsi
(100 b
tritt
in the
bracht
fischer
vorgeh
die Dü
werden
In der
bei wel
tempera
einande
nach we
der Wan
andere
der TZ-
brauch
Um die
Luft-Vo
Einspri
sorgfält
mischun

tiefsiedenden Bestandteile auf Grund des hohen Druckes im Vorwärmer (100 bis 150 at im Minimum) dort flüssig bleiben und erst bei Austritt aus der Düse dampfförmig werden. Jedenfalls wird der TZ-Stoff in thermisch umso weiter vorbereiteter Form in den Brennraum gebracht, je höher er vorgewärmt wird, was aus dem Fall des spezifischen Verbrauches mit steigender Vorwärmtemperatur bis 420° hervorgeht. Ob ein Höhergehen mit der Vorwärmtemperatur, sofern diese die Düsen aushalten, noch Vorteile bringt, müßte noch untersucht werden.

In der weiteren Entwicklung soll eine Düsenform gefunden werden, bei welcher die Strahlformen bei verschiedener Höhe der Vorwärmtemperatur und verschiedenen Aggregatzuständen des Abspritzstoffes einander ähnlich bleiben. Durch diese Düse soll dann die Forderung nach weitgehendster Vermeidung einer direkten Strahlberührung mit der Wand erfüllt werden. Stärkere Luftwirbelung, bedingt durch eine andere Zylinderkopfform (Jumo 222) und möglichst feine Zerstäubung der TZ-Düse, sollen die noch starke Rußbildung und damit den Verbrauch herabsetzen.

Um die noch starke Klopfneigung des Motors, besonders bei Ansaugluft-Vorwärmung, zu vermeiden, soll der in diesem Sinn günstigste Einspritzort und die günstigste Aufbereitungsart der R-Stoffdüse sorgfältig abgetastet werden. Der Versuch, den TZ-Stoff durch Beimischungen klopfester zu machen, wurde in Erwägung gezogen.

Reibisch

POOR COPY 4

Zapfendüse mit Kegelzapfen (Wasser)

30490

bei Abspritzmenge 180 mm³/Hub

Abspritzdruck 200 atü

Einspritzpumpe PE 1B 90

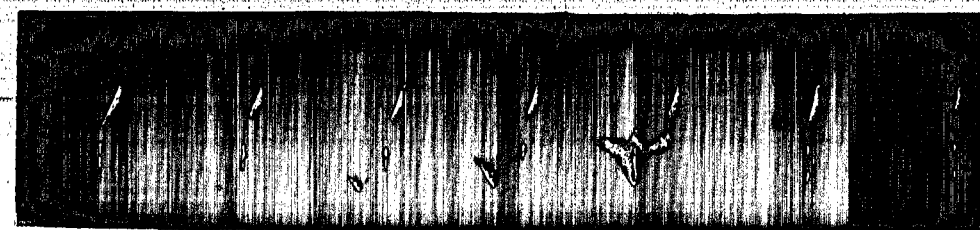
Exzenternocken PAC 61/1x

Federkonstante der Nadelfeder 120 kg/mm

Motordrehzahl = 1750 U/min

Kraftstoff = Wasser

Maßstab = 1:9



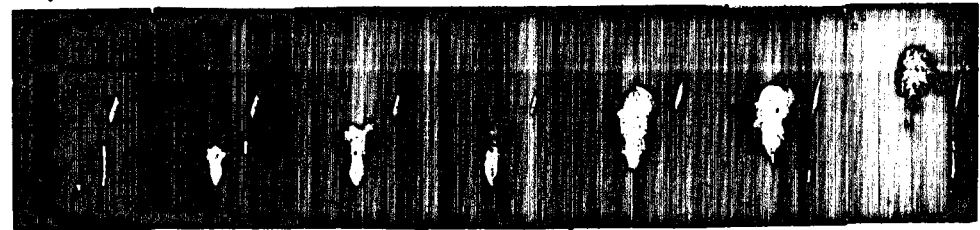
2 17 37 43 57 99 138 °KW

kalt



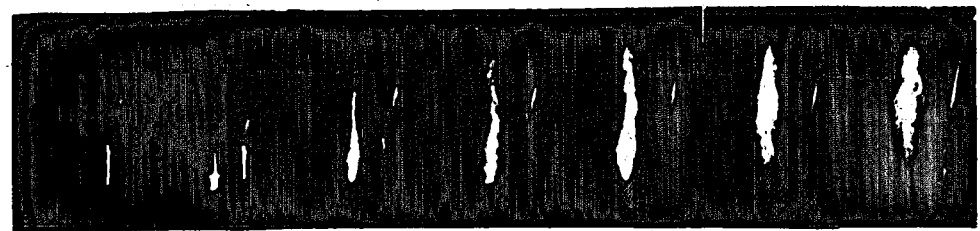
3 10 27 45 66 85 104

80°



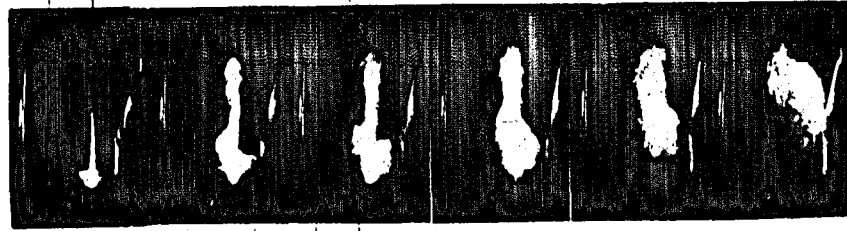
2 16 40 70 80 135

100°



2 8 25 45 58 85 93

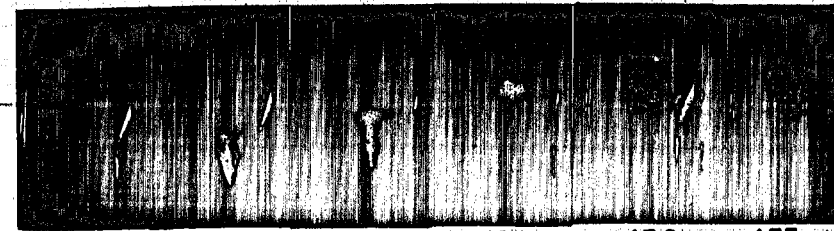
160°



10 26 52 74 117 158

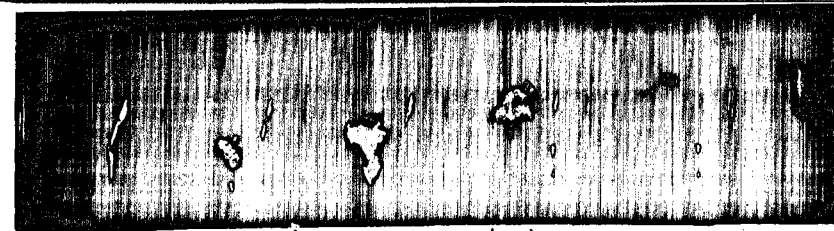
225°

Zapfendüse Form III



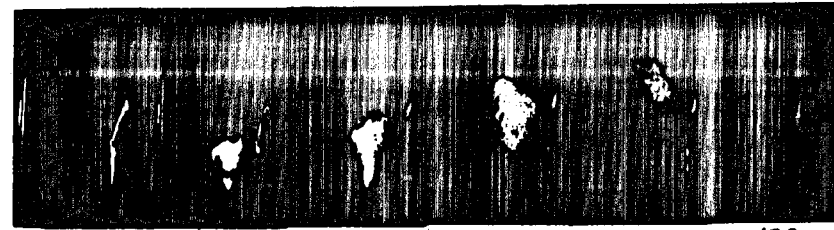
5 65 75 101 150 155

kalt



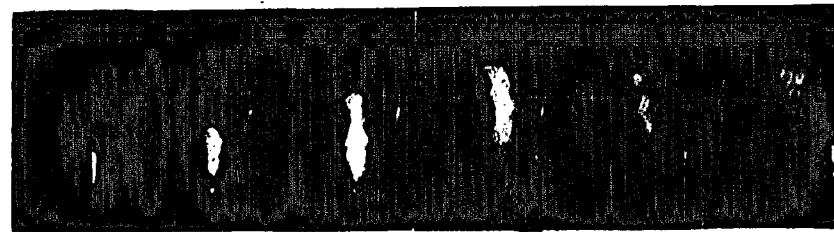
5 27 55 87 115 150

70°



25 49 75 100 129

124°



2 35 60 95 124 154

175°



3 38 58 91 129 158

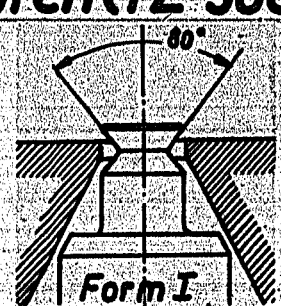
202°

Zapfendüse Form I

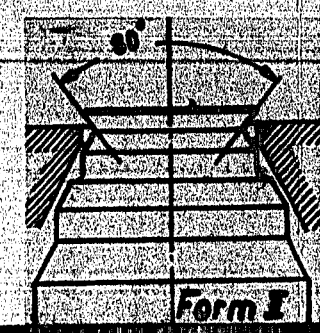
Tafel 1

Zapfendüse mit Kegelpapfen (TZ 900/2,0)

bei Abspritzmenge 180 mm³/Hub
 Abspritzdruck 200 atü
 Einspritzpumpe PE 1B 90
 Exzenternocken PAC 61/1x

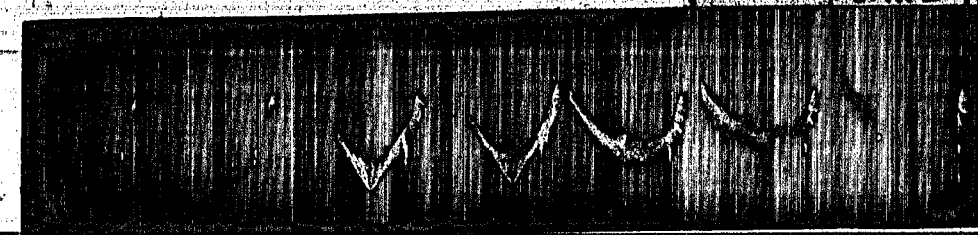


Federkonstante d. Nadelfeder 120 kg/mm
 Motordrehzahl 1750 U/min
 Kraftstoff TZ 900/2,0
 Maßstab 1:9



5 29 58 13 92 140 159°KW

70°C



6 17 41 53 84 98 143

70°C

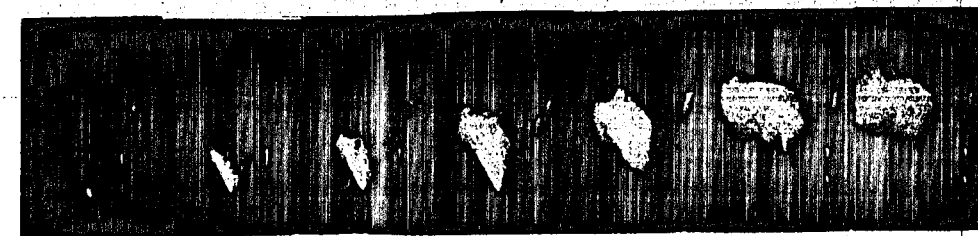


11 28 45 65 88 110



2 15 36 62 92 135 154

160°C



5 21 34 63 75 122 149

158°C



3 26 54 69 87 10



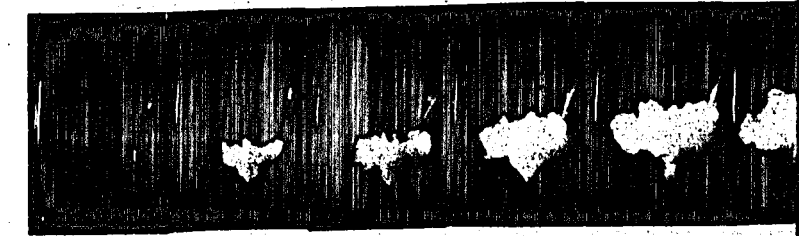
2 33 53 107 132 134 154

260°C

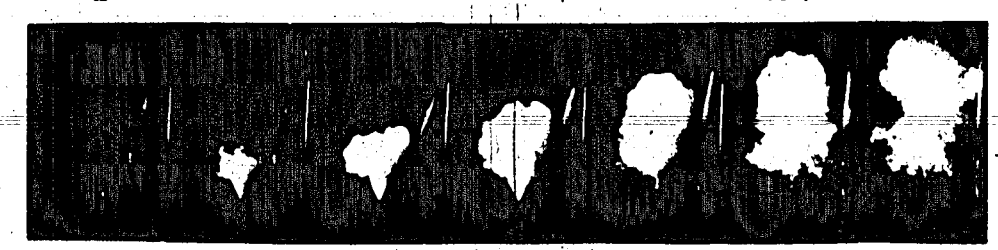


8 28 48 65 85 102 148

264°C



2 21 38 62 85 12



2 24 93 68 91 121 150

300°C

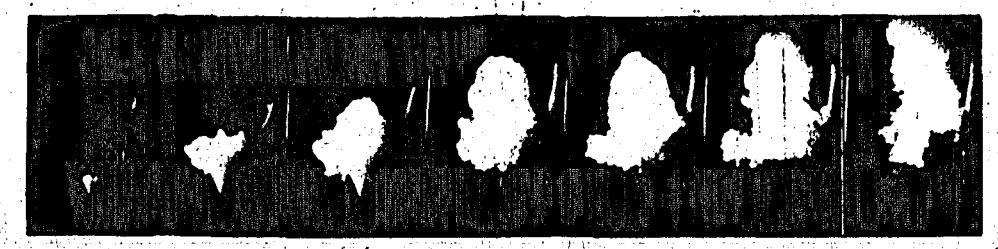


3 30 56 72 122 98 132

306°C



1 18 45 65 88 11



8 38 67 91 98 120 154

360°C



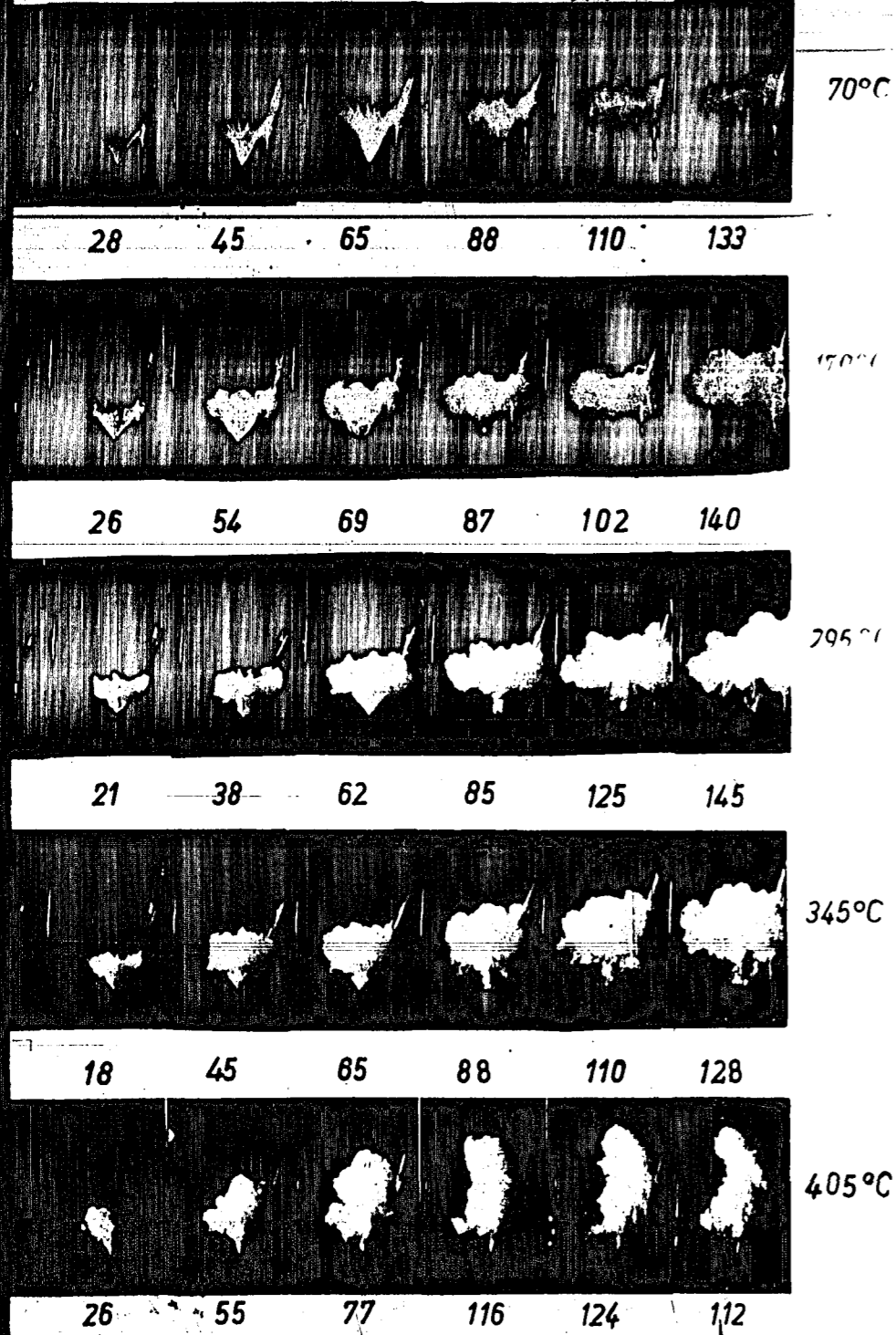
5 32 54 69 87 117 125

360°C

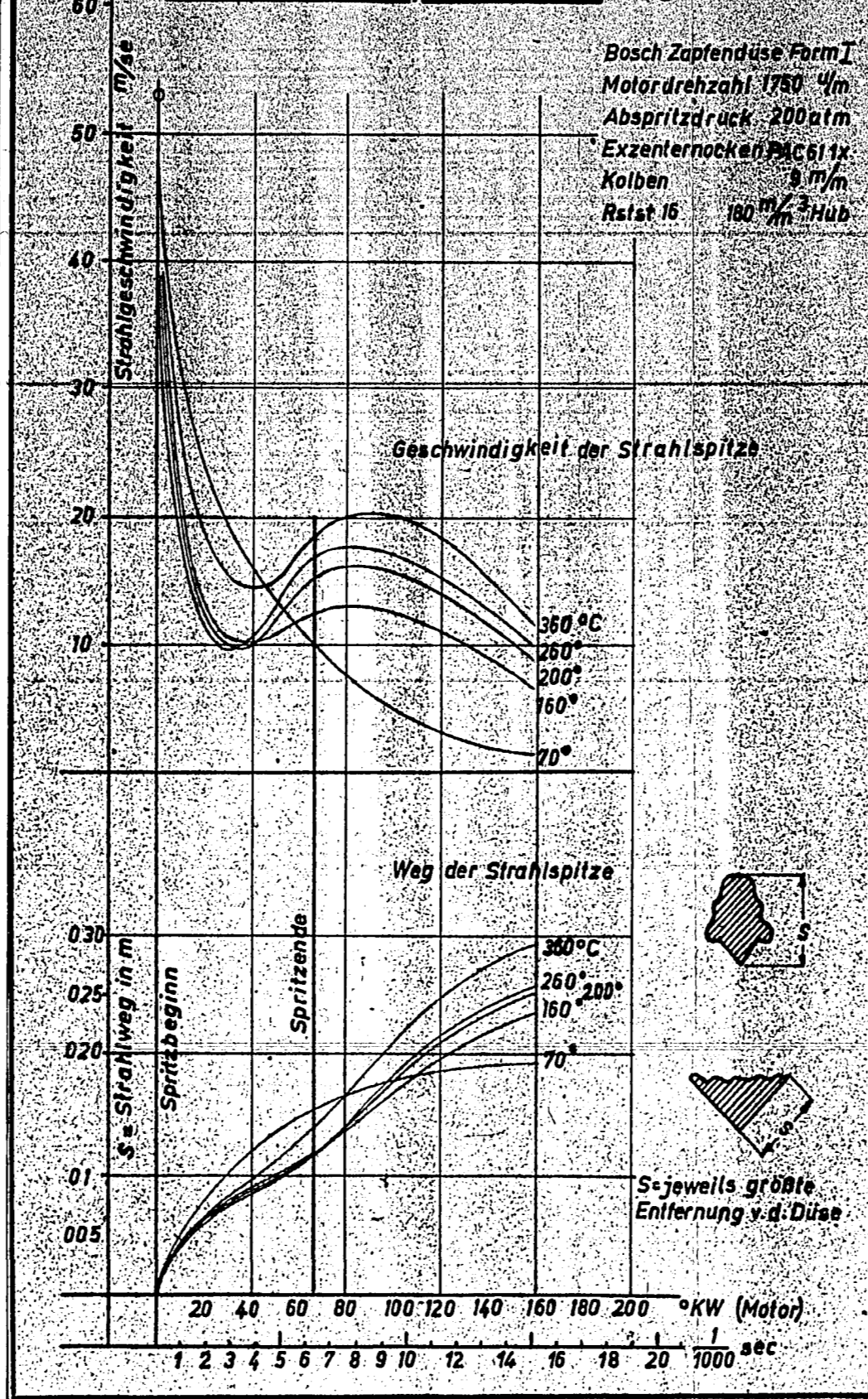


14 26 55 77 116 12

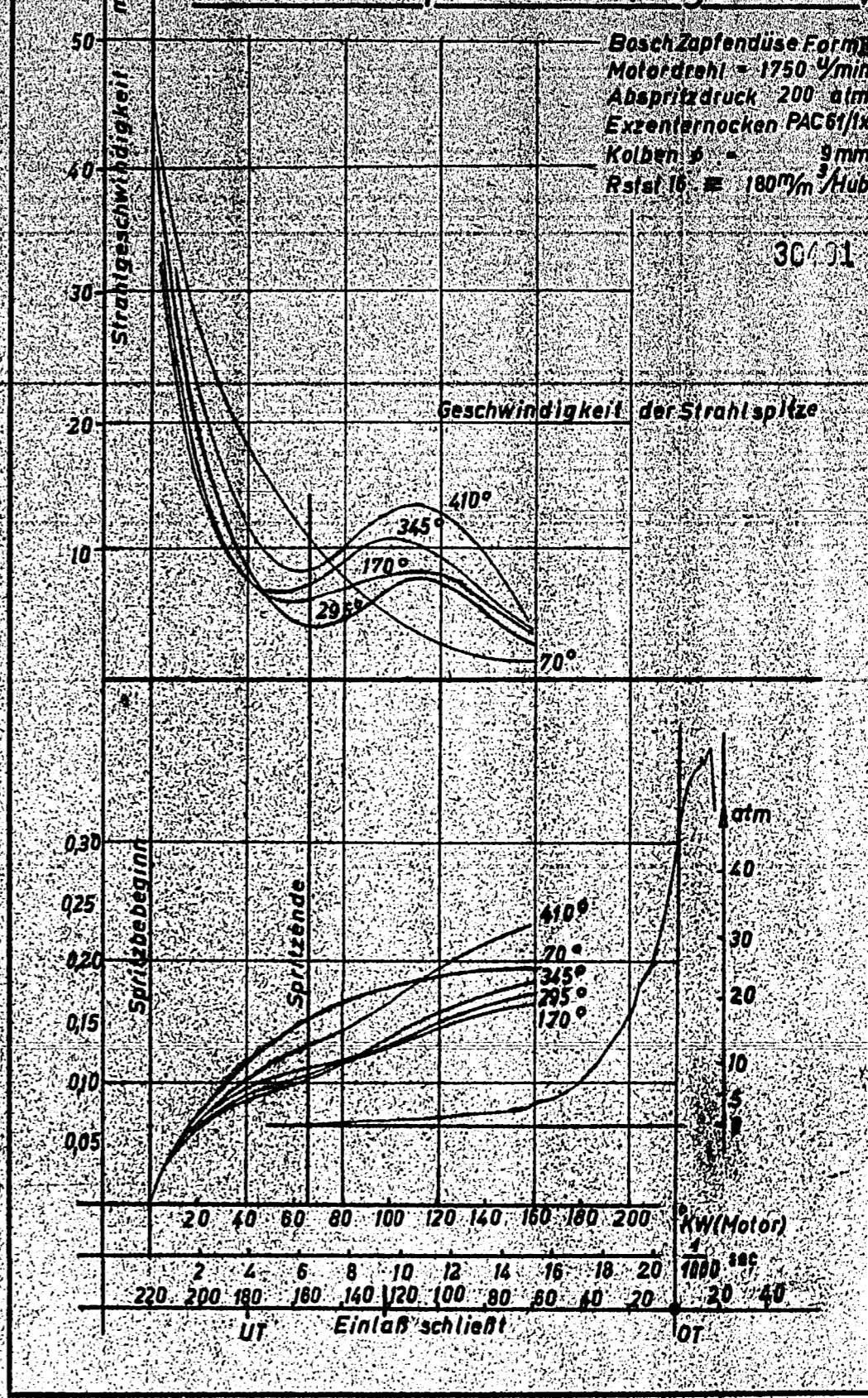
Tafel 2



TZ Strahlbewegung bei verschiedenen Vorwärmtemperaturen (Gegendr. 1 atm)



TZ Strahlbewegung bei verschiedenen Vorwärmtemperaturen (Gegendr. 1 atm)



Einfluß des Abspritzdruckes auf die Strahlform und Auflösungsfeinheit der

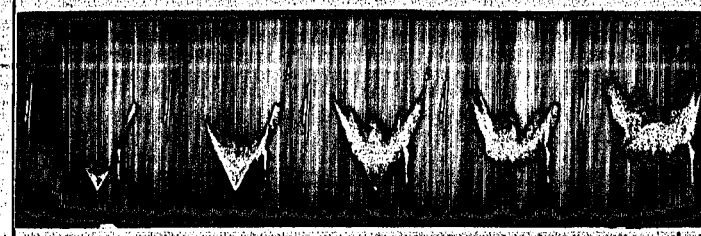
Zapfendüse III

bei Abspritzpumpe 180 mm³/Hub
 Motordrehzahl n = 1750 1/min
 Einspritzpumpe PE 1B 90

Exzenternocken PAC 61/1x 30492
 Federkonstante der Nadelfeder 120 kg/mm
 Kraftstoff TZ 20
 Maßstab 1:9,5



150°C pa=20 at



210°C pa=20 at



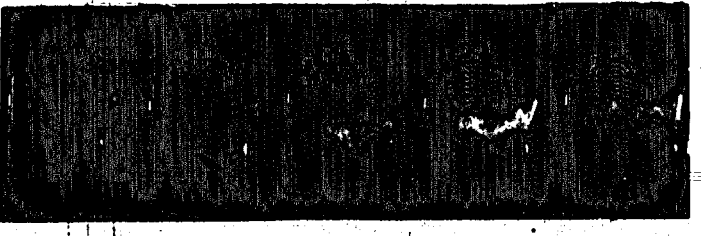
260°C pa=20 at



310°C "



310°C pa = 50 at



150°C pa=120 at



310°C 120 at



250°C pa=230 at



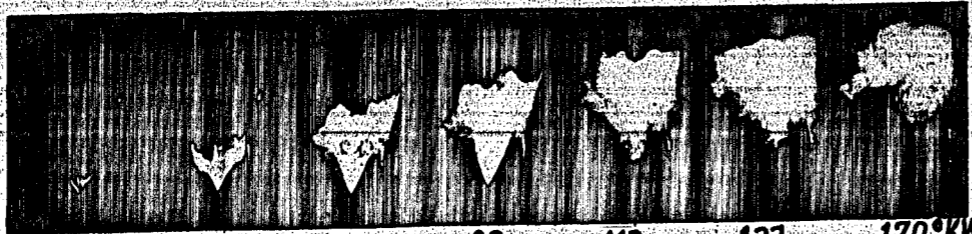
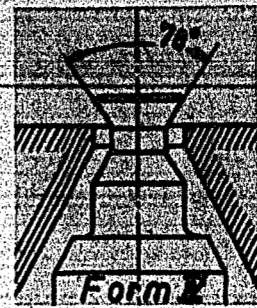
310°C 230 at

Tafel 3

Abhängigkeit der Strahlform vom Einspritzgesetz

Abspritzdruck 200 atü
 Abspritzmenge 180 mm³/Hub
 Maßstab 1:9,3

Motordrehzahl $n=1750$ u/min
 Kraftstoff TZ 2,0
 Federkonstante der Nadelfeder



8 25 62 80 112 132 170°KW

Exzenter PAC 61/1x $t=208^{\circ}\text{C}$

30493



14 32 63 82 104 125 180

Exzenter PAC 61/1x $t=308^{\circ}\text{C}$



15 28 47 75 87 109 135

Exzenter PAC 61/1x $t=395^{\circ}\text{C}$



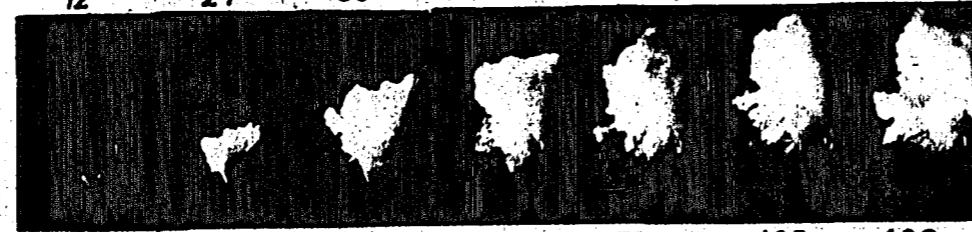
15 30 47 52 71 86 118

Nocken PPZ 6/1 $t=208^{\circ}\text{C}$



12 27 39 48 68 74 106

Nocken PPZ 6/1 $t=310^{\circ}\text{C}$



8 22 46 64 79 105 102

Nocken PPZ 6/1 $t=380^{\circ}\text{C}$

Tafel 4

Einfluß der Abspritzmenge auf Strahlform und Strahlreichweite

30494

Abspritzdruck 200 at

Einspritzpumpe PE 1B 90

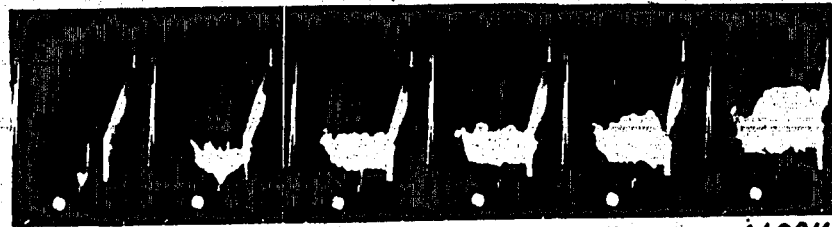
Excenterwelle PAC 61/1x

Motordrehzahl 1750 u/min

Kraftstoff TZ 900/20

Temperatur 310 °C

Zapfendüse Form III



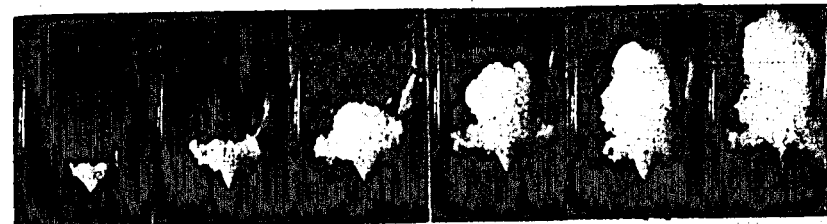
Rstst 8 ≙
60 mm³/Hub

8 20 32 48 80 140°KW



Rstst 12,5 ≙
135 mm³/Hub

6 28 58 80 126 142



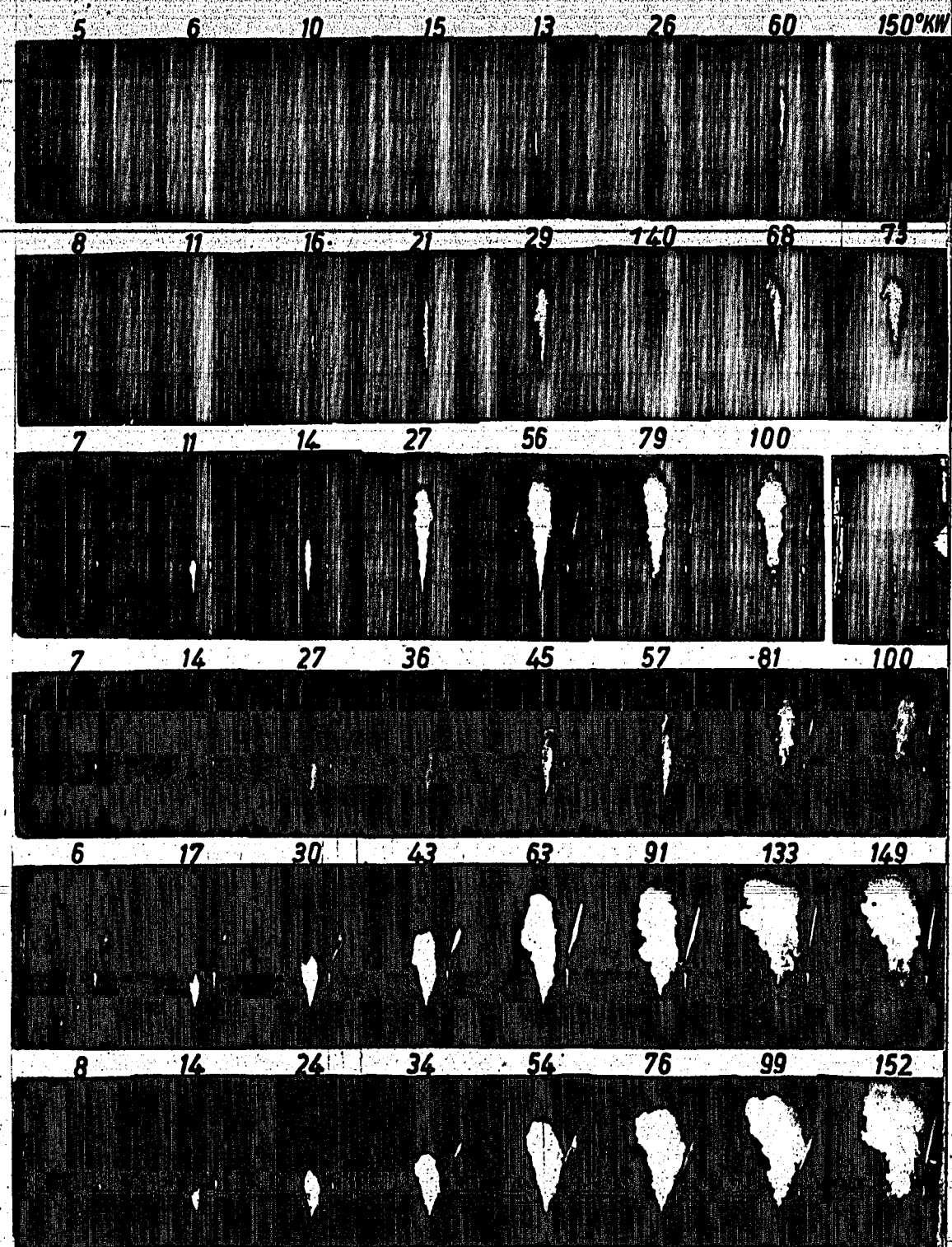
Rstst 24 ≙
320 mm³/Hub

15 45 59 97 117 145

Tafel 5

Flachsitzdüse

Abspritzdruck 180 atü
 Abspritzmenge 180 mm³/Hub
 Einspritzpumpe PE 1B 90
 Maßstab 1:9,5
 Exzenternocken PAC 61/1x
 Motordrehzahl n=1750 1/min
 Kraftstoff TZ 900-2,0
 Federkonstante d. Nadelfeder P/f=125 kg/mm



Bohrung 0,8 150°C

" 308°C

" 360°C

Bohrung 2mm 150°C

" 225°C

" 370°C

Tafel 6

TZ Strahlbewegung bei verschiedenen Vorwärmtemperaturen (Gegendr. 1 atü)

