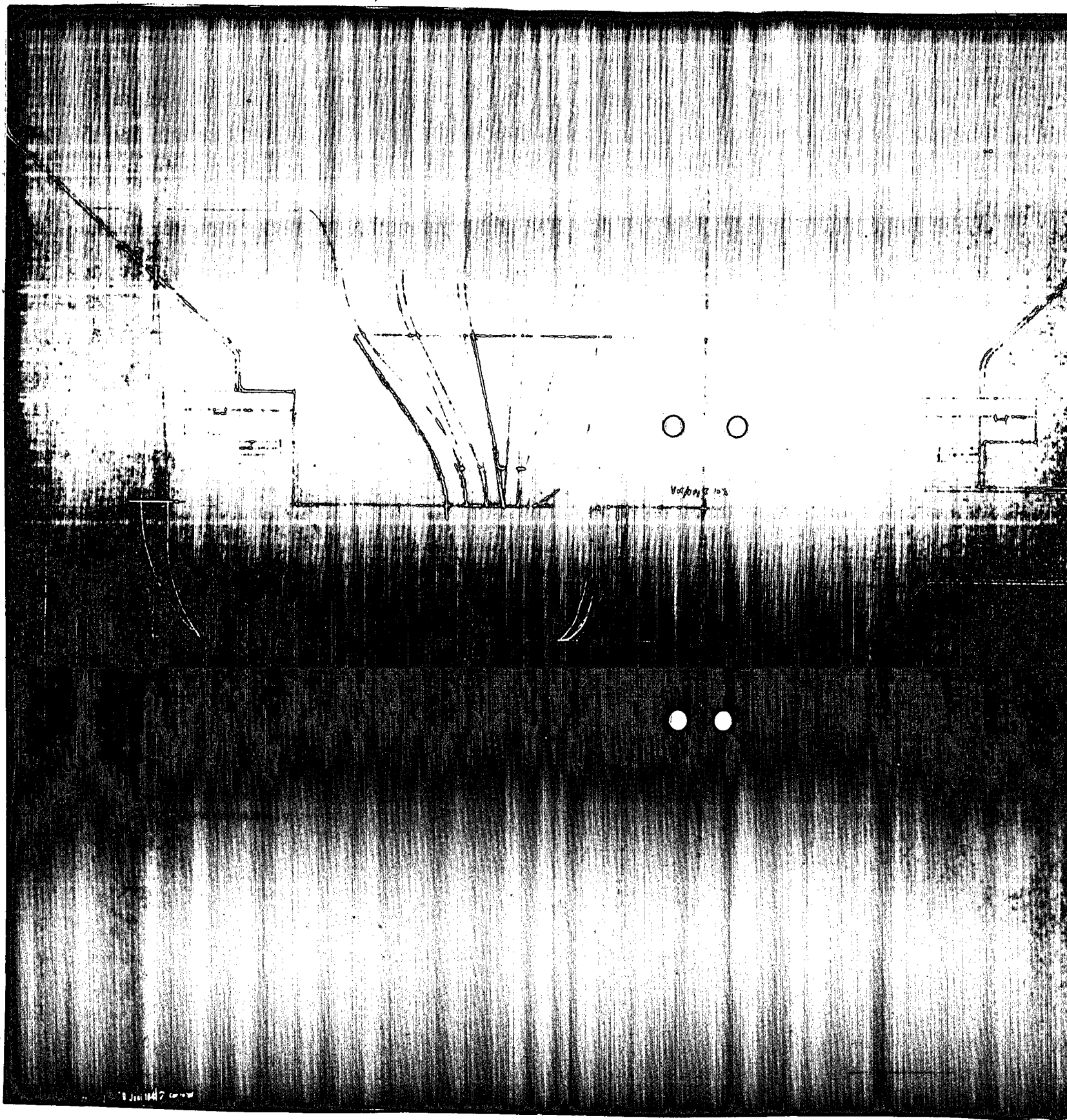


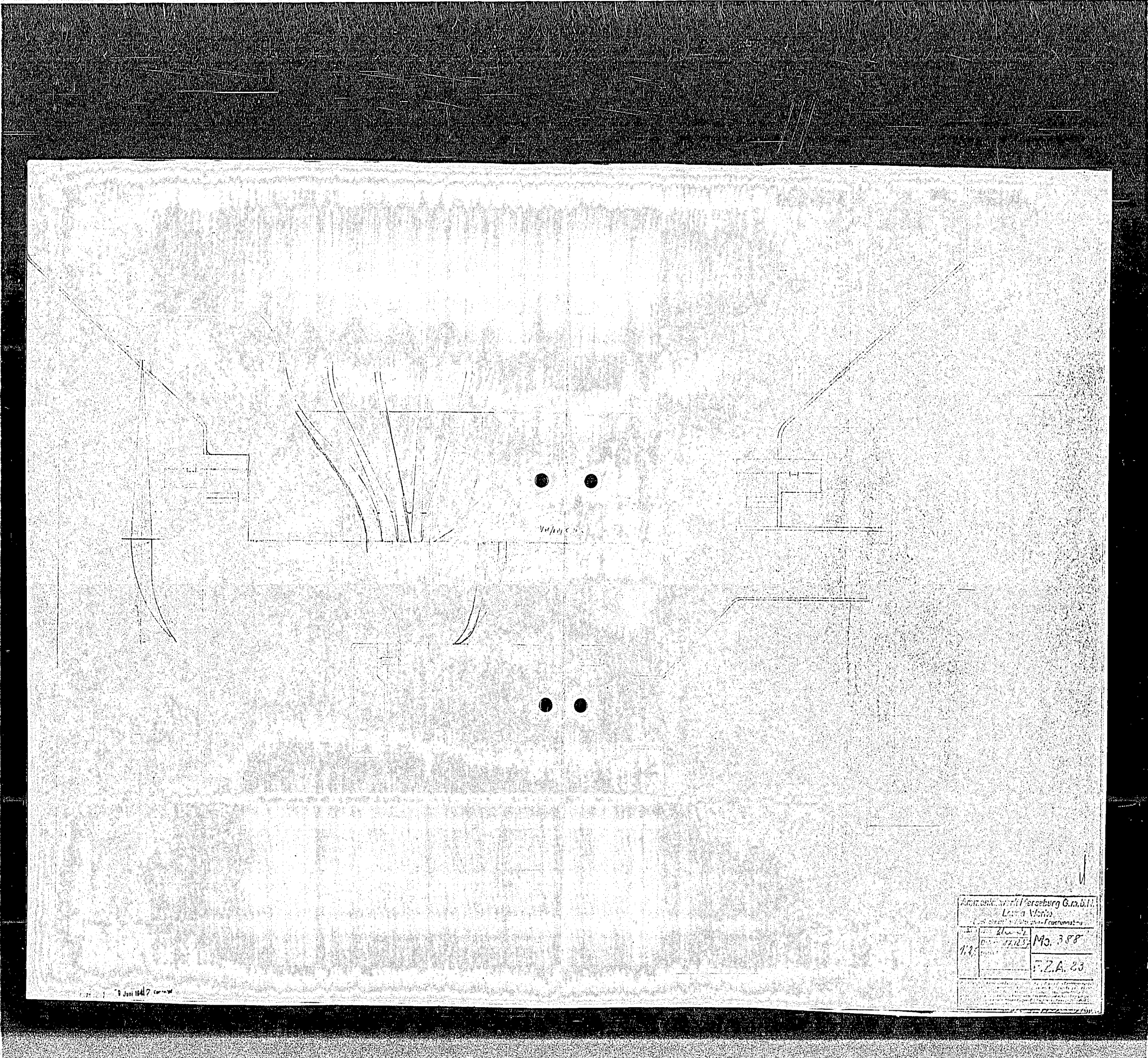
POOR
COPY

32



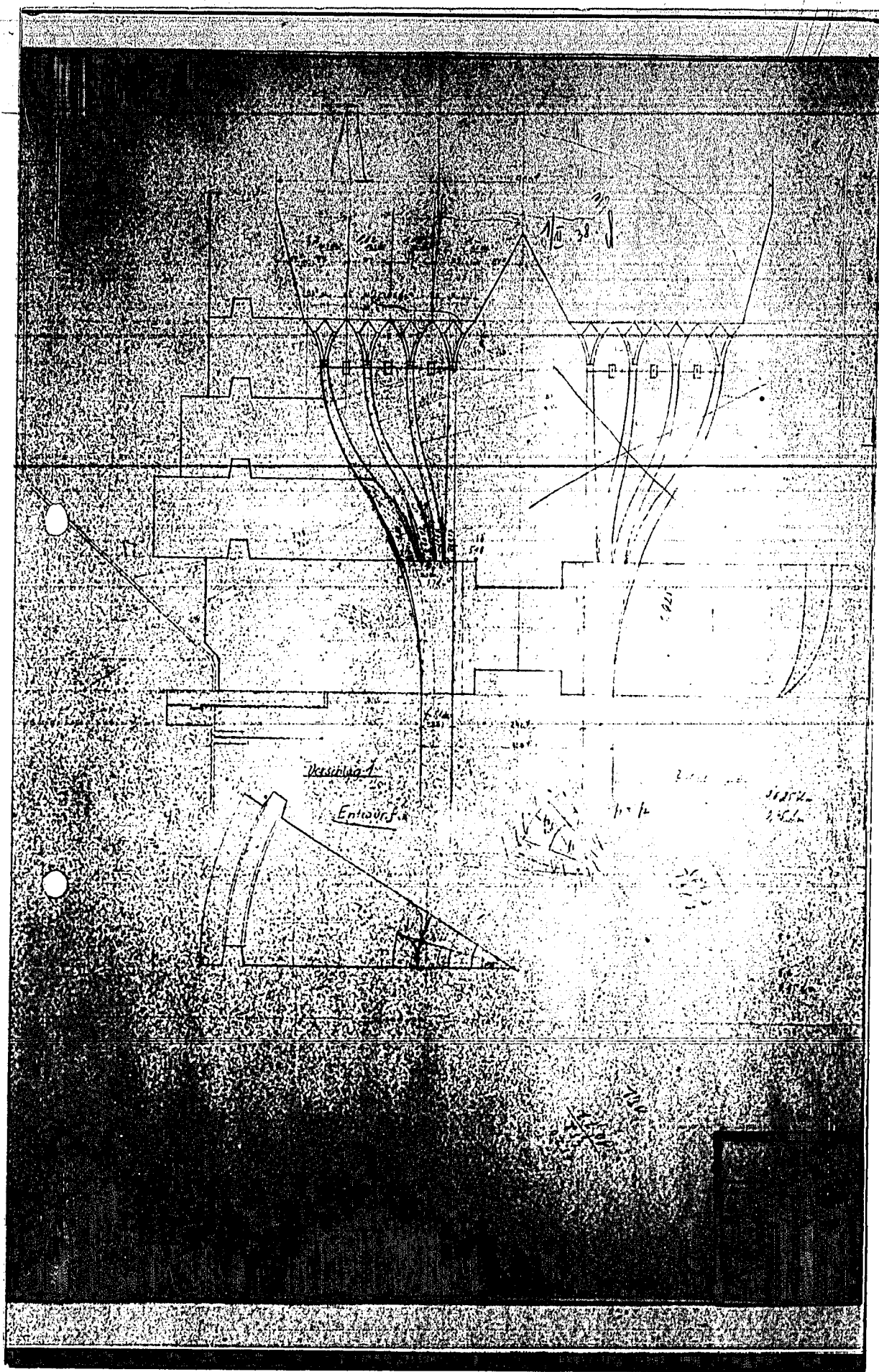
POOR
COPY

32



POOR
COPY

32



Ammoniakwerk Merseburg G. m. b. H.
Leuna Werke
Deutsche Abteilung - Feueranlagen

Me.	525
F.Z.A.	100

POOR
COPY

32

30308

30315

30308

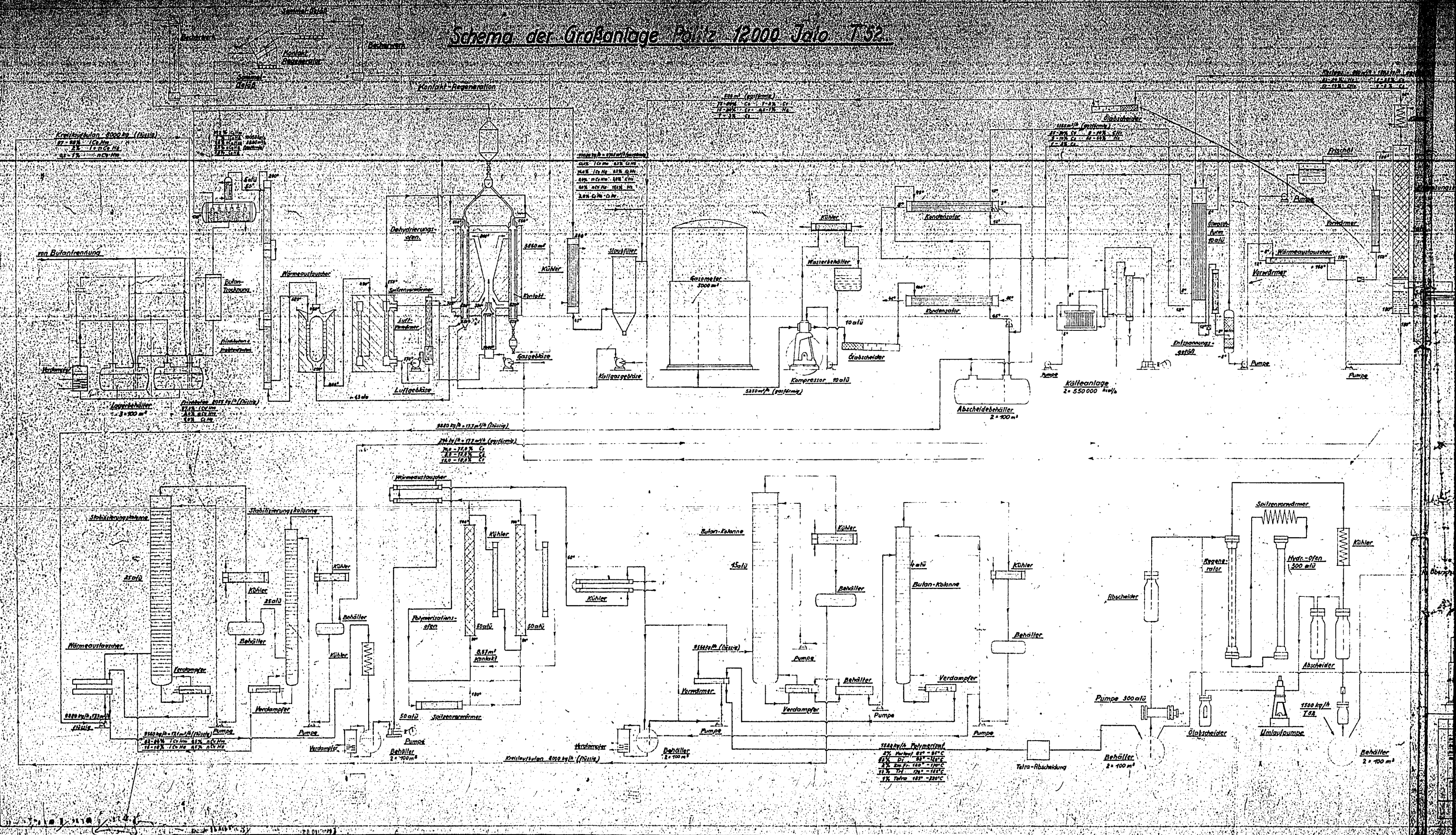
PART NO. 3

AVIATION GASOLINE II

Doc.
No.

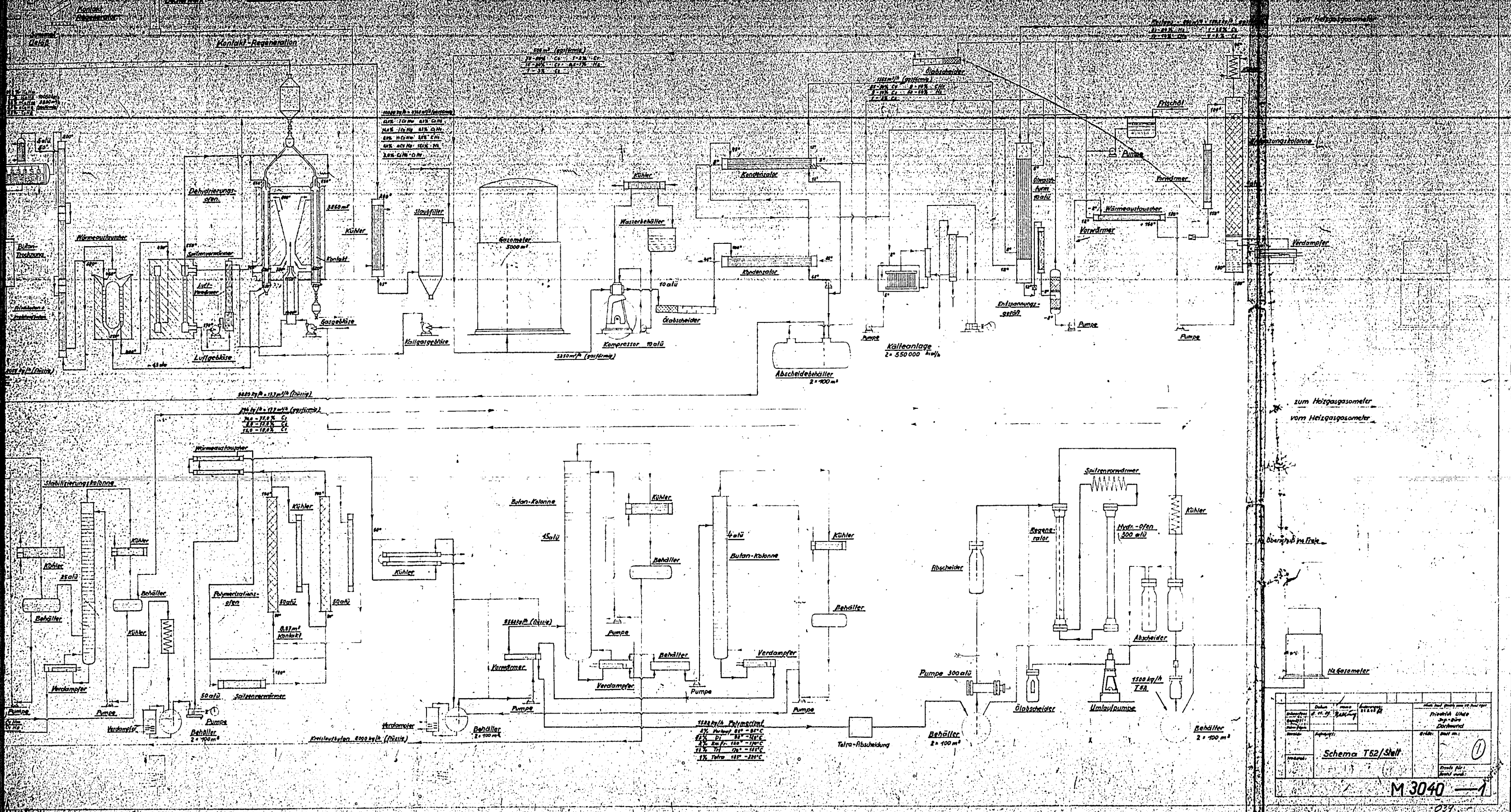
1. Blueprint of drawing M5040-1 of 1939 - Diagram for an industrial installation of T-52 at Politz for 12,000 tons per year.
2. Blueprint of drawing M2991-1 of 1939 - Diagram for an industrial installation of T-52 at Scholven for 22,000 tons per year.
3. Blueprint of drawing M6818-2 of 1940 - Leuna - Piping diagram for synthetic gasoline, Building Me 958, T52 plant at Leuna.
4. Blueprint of drawing M3564-1 of August 1940 - Diagram of the plant for a production of 19,000 tons per year of T-52 - Sheet #1 - Dehydrogenation.
5. Ditto - Sheet #2 - Compressors, Condensers, Coolers, and Oil Wash.
6. Ditto - Sheet #3 - Gas Removal from the Wash Oil.
7. Ditto - Sheet #5 - Pressure Polymerization.

Schema der Großanlage Pölitz 12000 Tajo T 52



POOR COPY

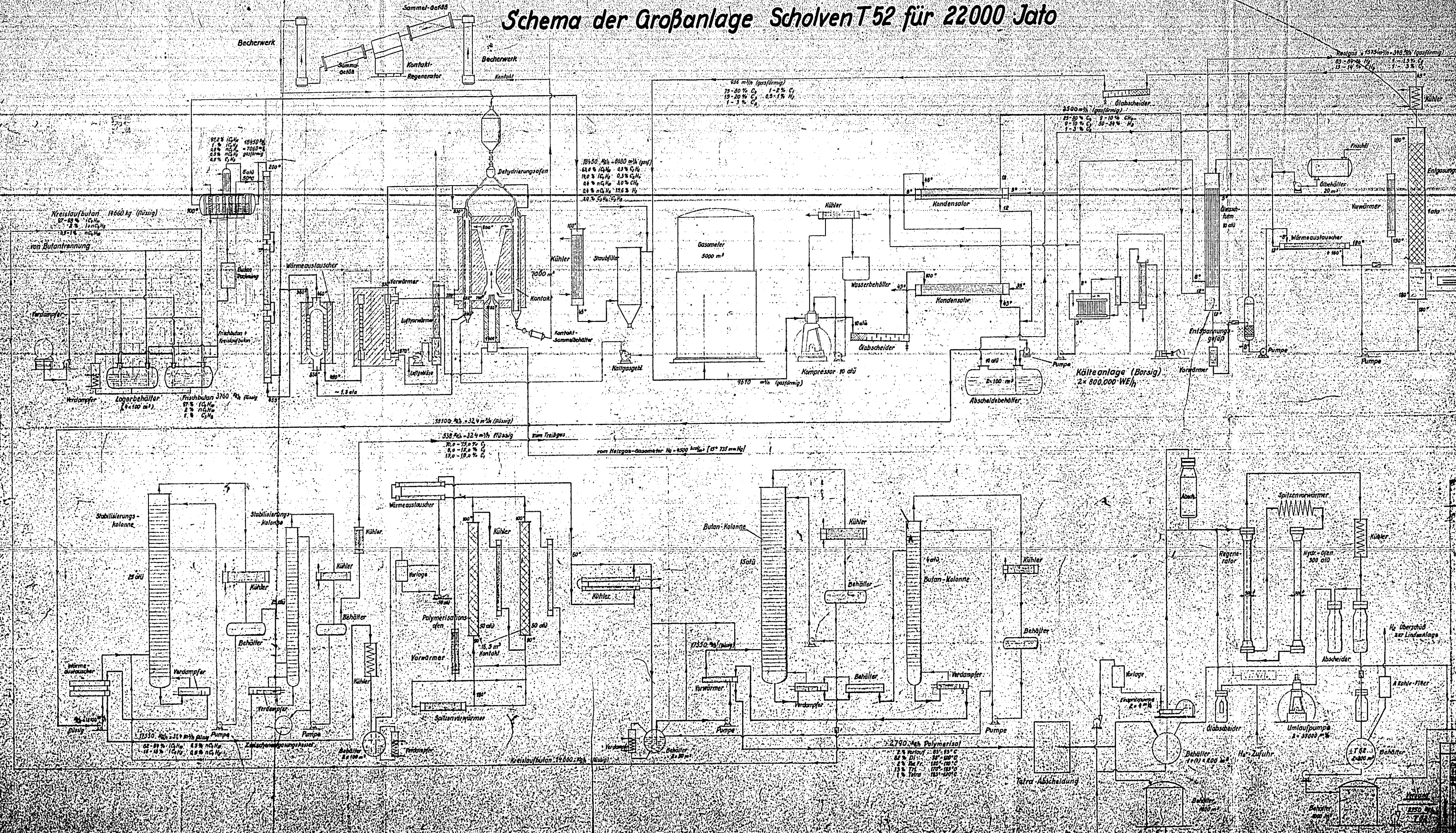
Schema der Großanlage Politz 12000 Tafe T 52



Schema T52/Sheff M 3040 — 1	
Datum: 1952 Zeichner: [Name] Gezeichnet: [Name]	Prüfer: [Name] Geprüft: [Name]

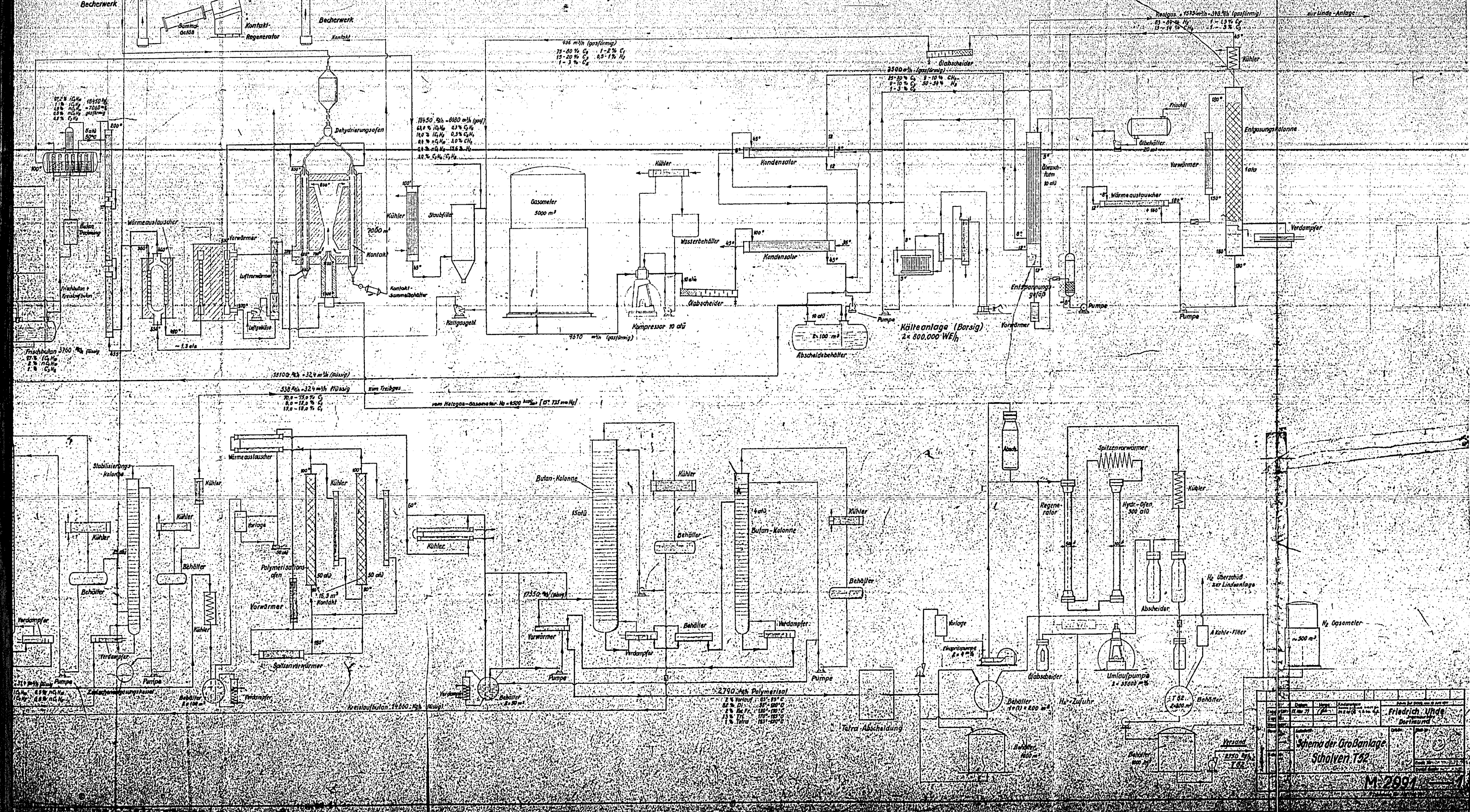
POOR COPY 1

Schema der Großanlage Scholven T52 für 22000 Jato



POOR COPY

Schema der Großanlage Schölvén T52 für 22000 Jato

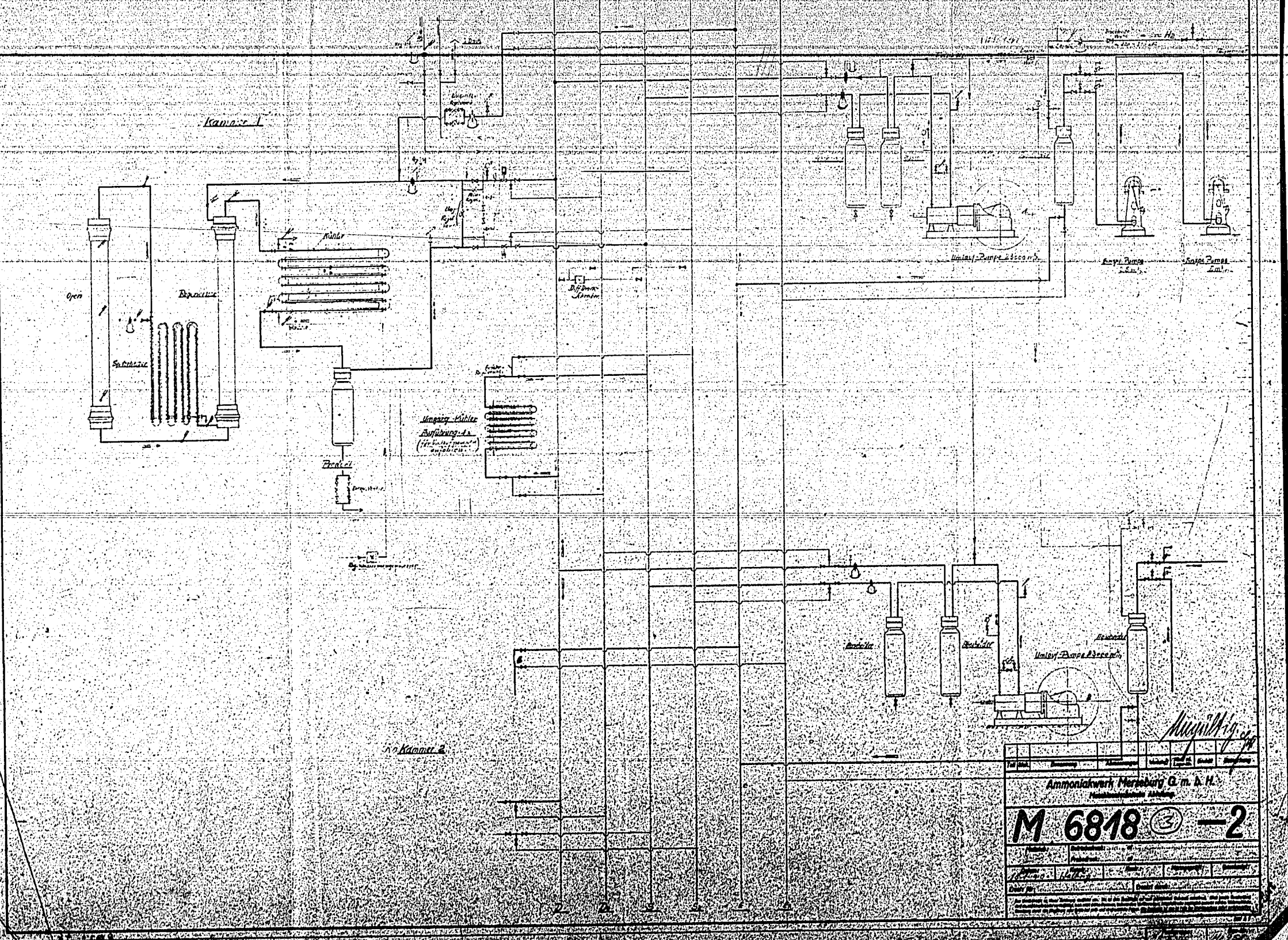


Datum: _____ R.Nr. 71 _____ Unterschrift: _____ Friedrich Ullrich Dortmund	
Schema der Großanlage Schölvén T52 M 2991	

POOR COPY

Zugehörige Zeichnungen Zchg. Nr.

30311



Ammoniakwerk Merseburg G. m. & H.
 Maschinenbauabteilung
M 6818 (3) -2

POOR COPY 3

Messpunkte mit Diff. Manom.
 Halbleiter mit Ringwiderstand
 Druckschalter, Luftgastest
 Druckschalter, Blanke
 Ventile
 Wärmemesser
 Thermometer
 Dichtschleifen
 He-Thermometer
 Standmessung mit Kommutator
 Druckregler
 Differentialdruck
 Druckhalterventil automatisch
 Druckmessung
 Schlauchhahn
 Stützventile für Regenerierung
 Manometer, Messsystem
 Ventil, Handpumpe

* Alarm
 * unerschaltbar
 * Fernsteuerung
 * nach Zeitrelais
 * nach Multithermometer
 * registrierend
 * angeschlossen

3. Sch.-D. 3 Pumpen 2100 l/min
 2. Sch.-D. 2 Pumpen 1200 l/min
 1. Sch.-D. 1 Pumpe 600 l/min
 4. Lagerbehälter für 1-Butan
 je 100 m³ Inhalt
 Betriebsdruck 10 atü
 Probe " 15 "

5. Einzelkühler
 je 15 m²
 60 m³/h Kühlw.
 6. Bilanz-Wärmetauscher
 je 20 m² Heizfläche
 3400 kg W/Dampf

7. Wärmeaustauscher
 1. 10 m² Heizfläche
 2. 10 m² Heizfläche
 3. 10 m² Heizfläche

4. 10 m² Heizfläche
 5. 10 m² Heizfläche
 6. 10 m² Heizfläche

7. 10 m² Heizfläche
 8. 10 m² Heizfläche
 9. 10 m² Heizfläche

10. 10 m² Heizfläche
 11. 10 m² Heizfläche
 12. 10 m² Heizfläche

13. 10 m² Heizfläche
 14. 10 m² Heizfläche
 15. 10 m² Heizfläche

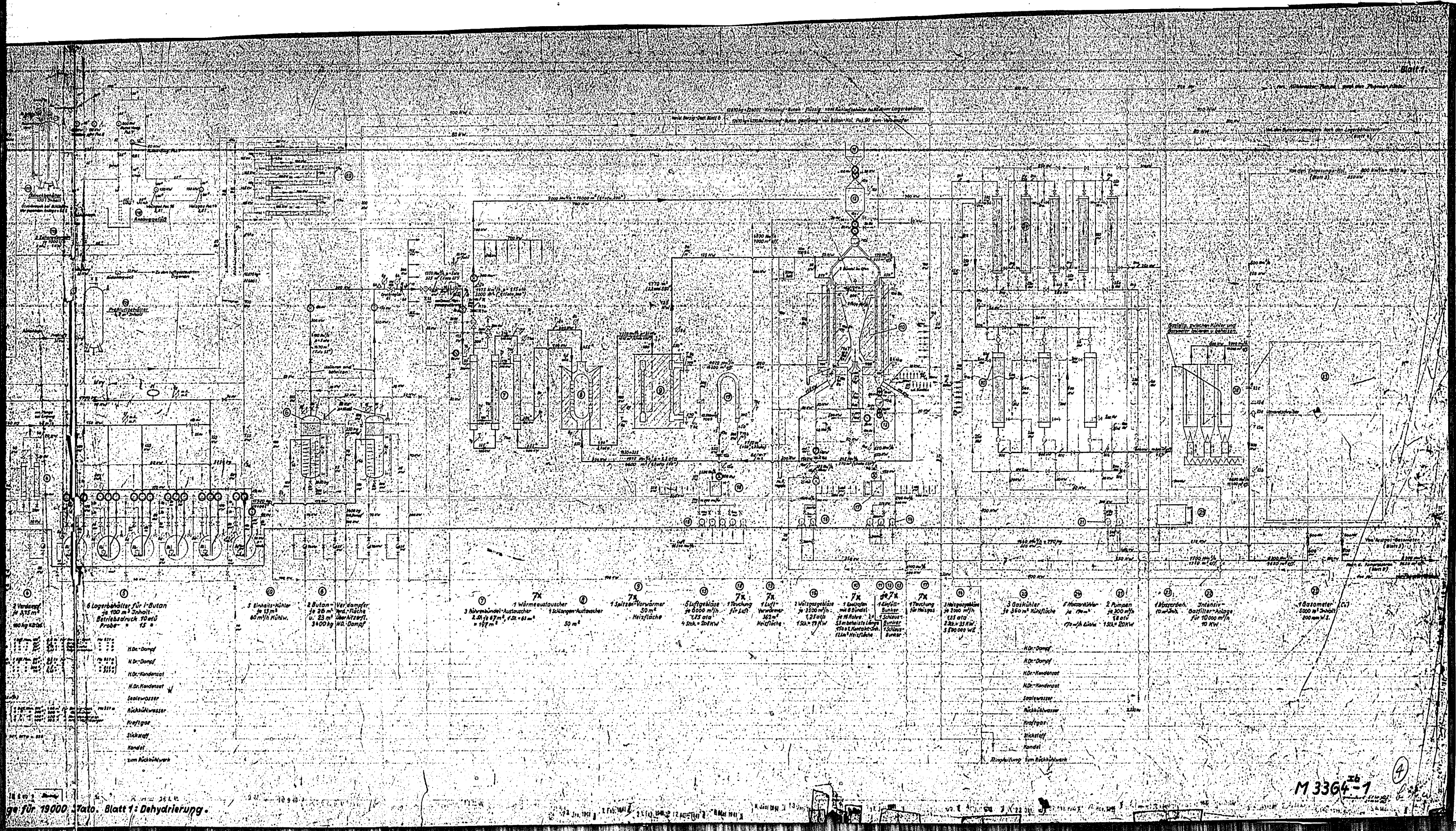
16. 10 m² Heizfläche
 17. 10 m² Heizfläche
 18. 10 m² Heizfläche

19. 10 m² Heizfläche
 20. 10 m² Heizfläche
 21. 10 m² Heizfläche

Ausführungs-Schema der T 52 Anlage für 19000 Tato. Blatt 1: Dehydrierung.

Ausführungs-Schema der T 52 Anlage für 19000 Tato. Blatt 1: Dehydrierung.

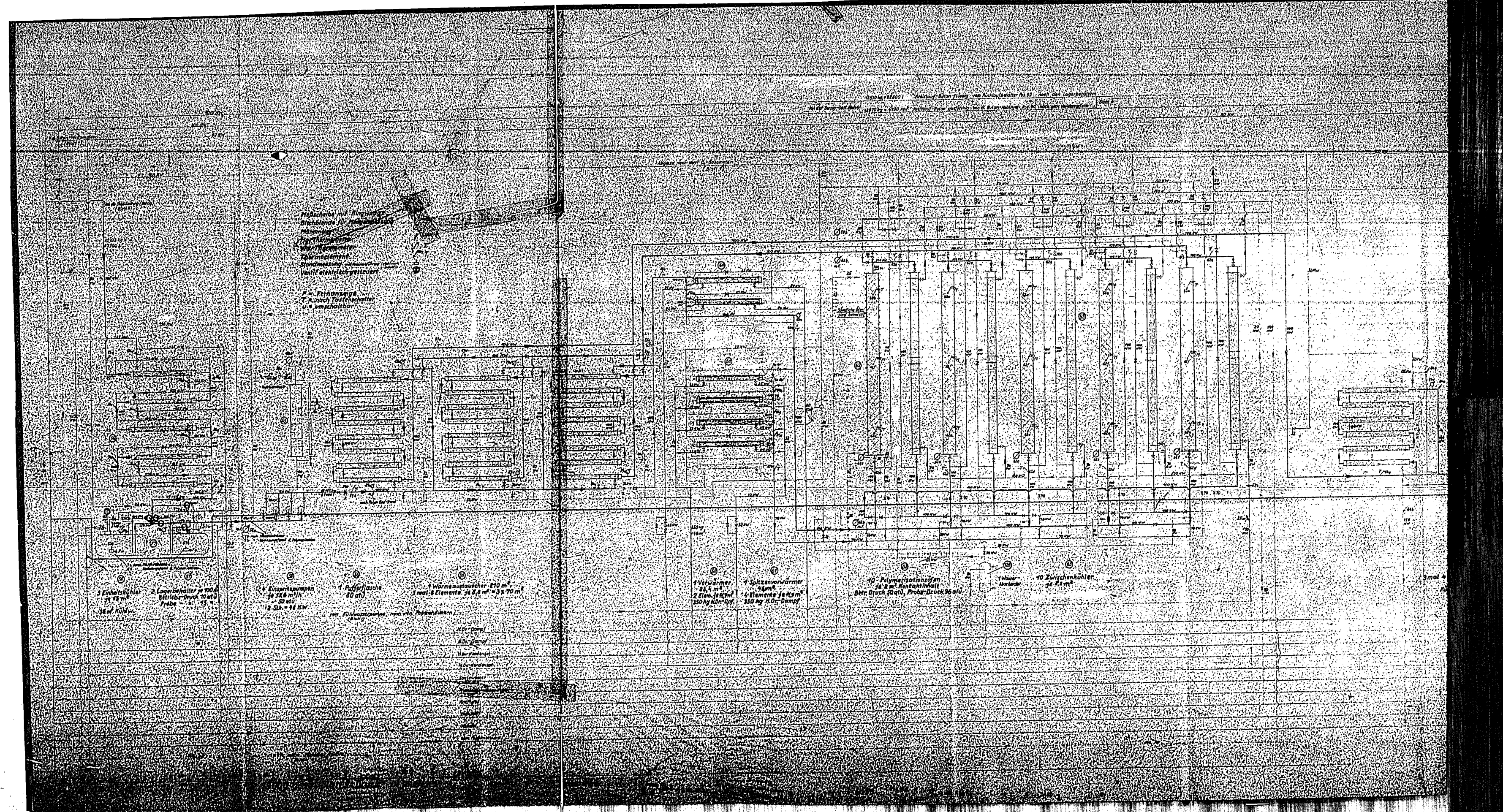
POOR COPY 4



- ① Verdampfungsboiler
100 m² Heizfläche
Betriebsdruck 10 at
Probe 15
- ② 6 Lagerbehälter für 1-Butan
je 100 m³ Inhalt
Betriebsdruck 10 at
Probe 15
- ③ 3 Blasenwärmer
je 15 m²
60 m³ Inhalt
- ④ 2 Butan-Verdampfer
je 26 m² Heizfläche
je 23 m³ Inhalt
3400 kg WK-Dampf
- ⑤ 1 Wärmetauscher
3 Rohrbündel-Austauscher
2.0 x 0.7 m, f.D. = 61 m²
= 197 m²
- ⑥ 1 Schlangen-Austauscher
50 m²
- ⑦ 1 Spitzer-Vorwärmer
50 m² Heizfläche
- ⑧ 2 Luftspalten
je 6500 m³
1.75 at
4 Rohr-Bündel
- ⑨ 1 Luft-Verdampfer
362 m² Heizfläche
- ⑩ 2 Wärmespalten
je 2500 m³
1.25 at
150 x 19 m²
- ⑪ 1 Schmelz-Boiler
je 100 m³ Inhalt
1.25 at
150 x 19 m²
- ⑫ 1 Wärmespalt
je 200 m³
1.25 at
200 x 19 m²
- ⑬ 3 Blasenwärmer
je 360 m² Heizfläche
- ⑭ 1 Hochdruck-Verdampfer
je 100 m³
1.25 at
150 x 19 m²
- ⑮ 2 Pumpen
je 2000 m³
1.25 at
150 x 19 m²
- ⑯ 1 Abtrockner
10 m² Heizfläche
Dampfdruck 10 at
- ⑰ 1 Separator
Dampfdruck 10 at
- ⑱ 1 Filter
5000 m³ Inhalt
200 mm V.D.

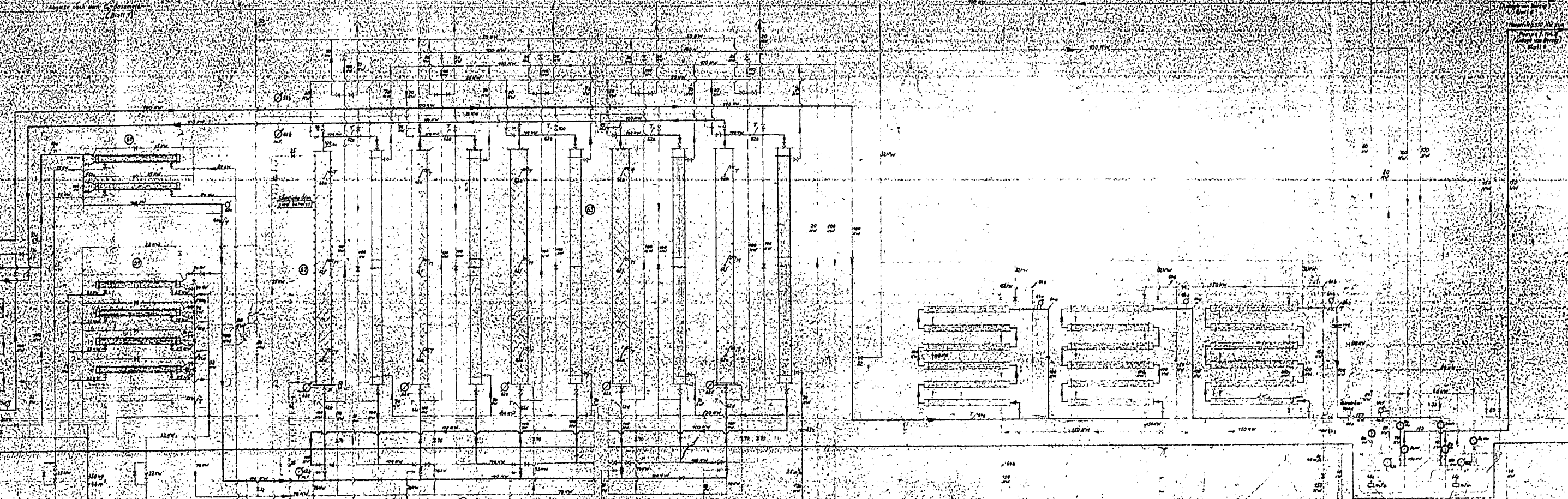
ge für 19000 Tons. Blatt 1: Dehydrierung. M 3364-1

POOR COPY 4



POOR COPY

7



1 Vorwärmer
22,1 m²
2 Elem. je 11,05 m²
150 kg H₂O-Dampf

7 Spitzenwärmer
14 m²
1 Elem. je 4,6 m²
150 kg H₂O-Dampf

10 Polymerisationsform
je 1 m³ Reaktionsinhalt
Betr. Druck 30 atü, Probe-Druck 55 atü

1 Wasser-
überläufer

10 Zwischenkühler
je 1,1 m²

1 KÜHLER 105 m²
3 mal 4 Elemente je 6,8 m² = 3 x 33 m²
Kühlwasserverbrauch 60 m³/h

2 Lagerbehälter je 50 m³ Inhalt
Betr.-Druck 15 atü
Probe- " 20 "

- H₂O-Dampf
- H₂O-Dampf
- H₂O-Dampf
- H₂O-Dampf
- Elektrolyt
- Luftgas
- Polymer
- vom Arbeitsbereich

M. 3364-1

POOR
COPY

7

30316

30331

PART NO. 4

AVIATION GASOLINE III

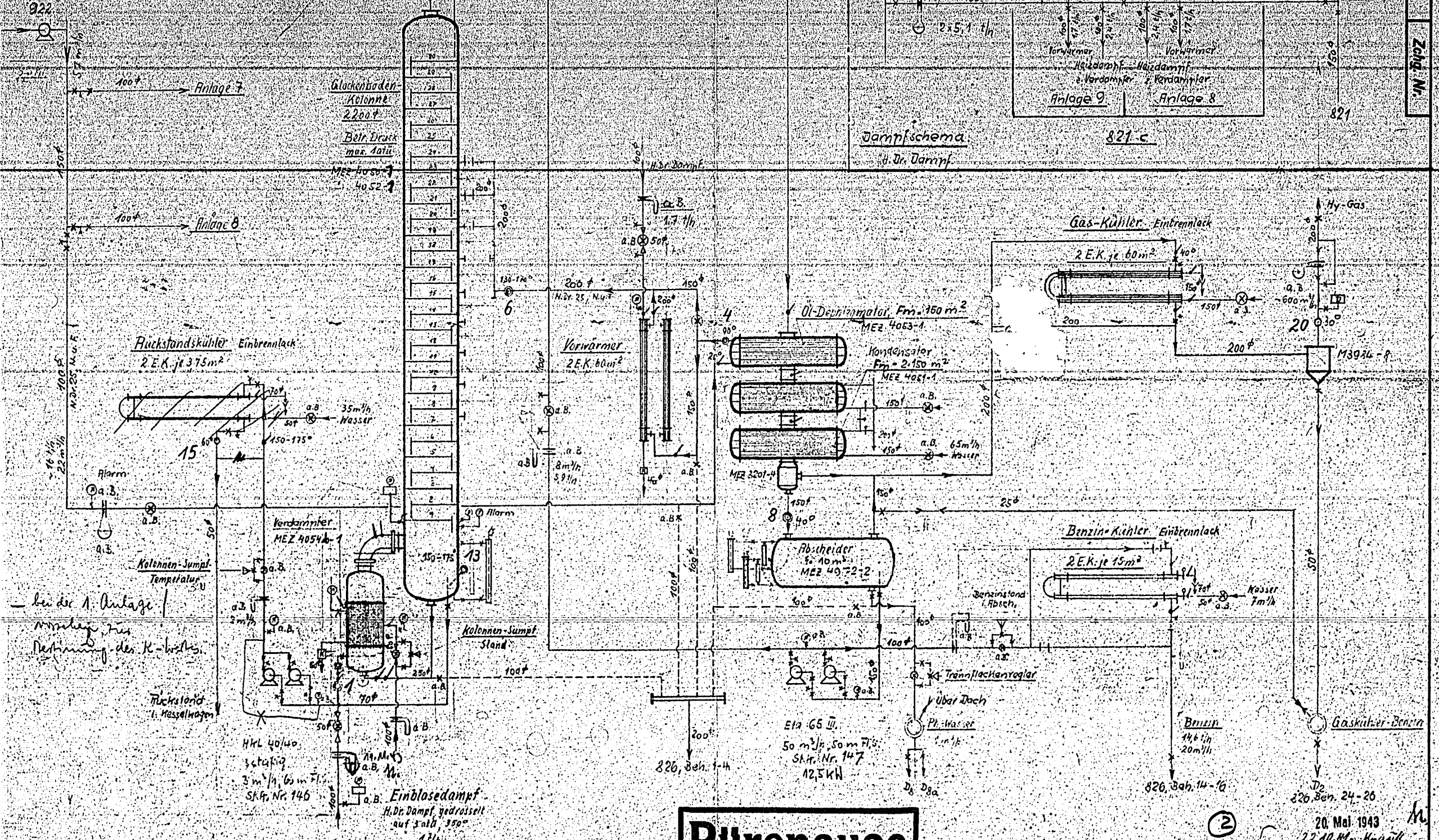
30316

HYDROGENATION UNDER PRESSURE
DHD=Druck-Hydrier-DestillationDoc.
No.

- 1 Flow sheet, undated and unidentified of the DHD process for gasoline production.
- 2 Blueprint of drawing M-7689-4, 1941 Leuna - Sketch of the Redistillation of DHD gasoline in the 30-tray column, Building Me 821c.
- 3 Blueprint of drawing M8626-4, 1942 Leuna - Sketch of the redistillation of DHD gasoline in Building Me 821. This drawing is more general than the preceding one.
- 4 Blueprint of drawing M10049-4, 1944 Leuna - Redistillation of the DHD gasoline in Me 821, different column.
- 5 Blueprint of drawing M9000-4, 1945 Leuna - Proposed plan for the removal of gas oil in connection with the DHD plant.
- 6 Blueprint of drawing without number from Leuna 1944. Flow sheet of the proposed DHD plant for the preparation of light gasoline from stripper gasoline and gasoline from various other origins.
- 7 Blueprint of drawing M8854-2 Leuna 1941 - Sketch of the cycle of the DHD process.
- 8 Blueprint of drawing M8965-2 Leuna 1941 - Same as M8965-2 with some changes, and indication of sizes of pipings.
- 9 Blueprint of drawing M10518-2 Leuna 1942 - Perspective view of the DHD ovens, piping connections and location of measuring instruments.
- 10 Blueprint of drawing M-10601-2 Leuna 1942 - Perspective view of the DHD expansion plant, with three large expansion tanks, and piping connections.
- 11 Blueprint of drawing M-11165-2 Leuna 1943 - Flow diagram of the DHD plant.
- 12 Blueprint of drawing M12848-2 Leuna 1944 - Latest flow sheet of the DHD plant.
- 13 Blueprint of drawing M-5006-4 Leuna 1939 - Sketch of the gasoline washing plant in Me 826b (a caustic washing).
- 14 Blueprint of drawing M5158-4 Leuna 1939 - Sketch of the gasoline washing plant with removal of condensed oil.
- 15 Blueprint of drawing M5252-4 Leuna 1939 - Sketch of the gasoline washing plant in Me 826a and 826c (caustic washing).

Dampfverwertung je Anlage
 bestehend aus 15-25 Hk 11 am Dampf kg 110

Hkl 40/40 II
 60 m³/h, 11.120 rad, p.a. 3
 SKr. Nr. 87



bei der 1. Anlage
 Rechnung des K-Wertes
 Rückstand
 1. Hesselwagen

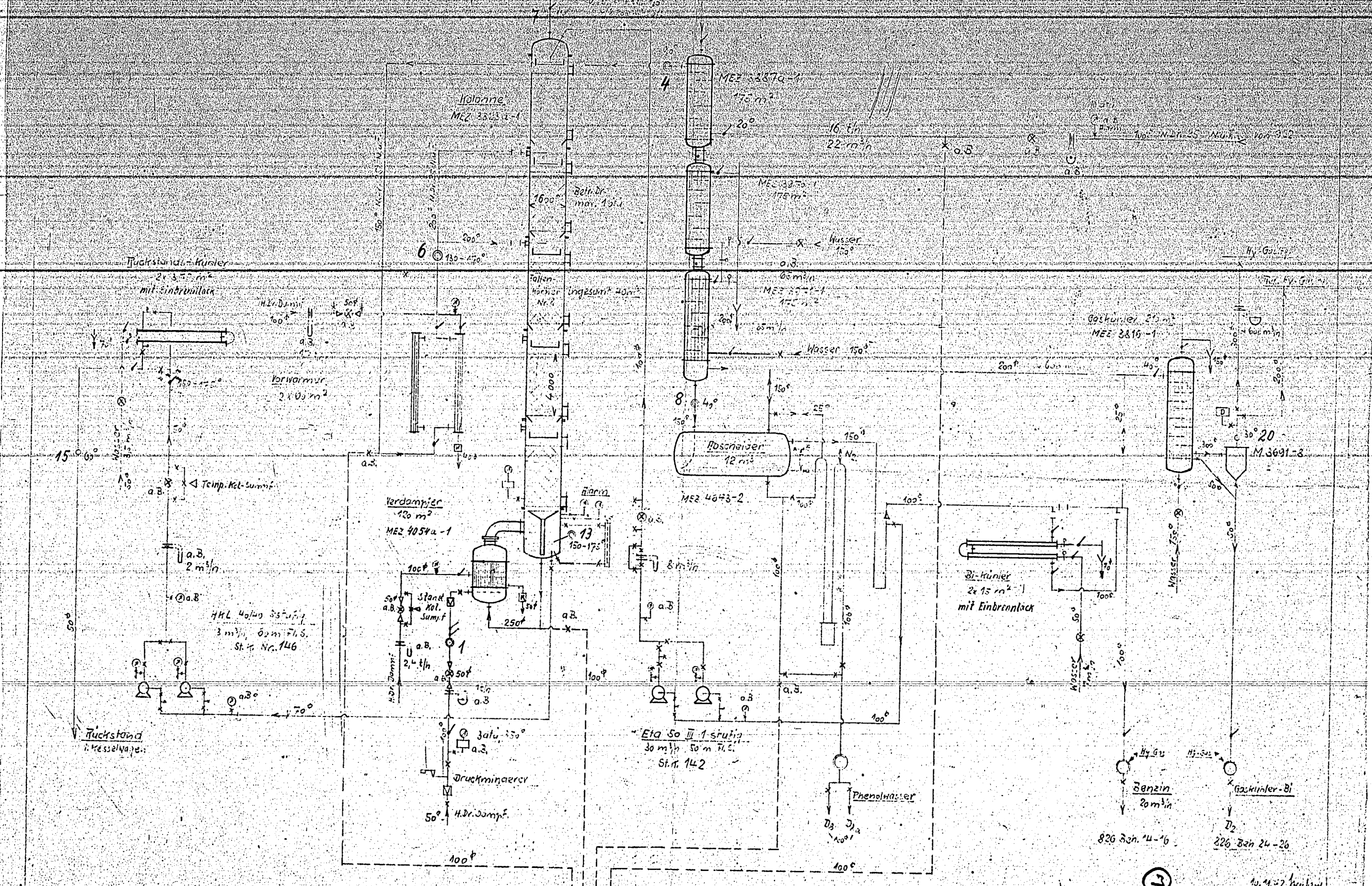
○ Temperaturmessung am Taupunkt
 © u. Mult.

Büropause

11.5.43. K. H. H.
 10.11.42. H.
 geändert 28.2.42. H.
 Tech. Büro M. B. B. B.
 M7689-4
 20. Mai 1943
 22.10.44. K. H. H.

Schema für die Redestillation von HD-Benzin (Glockenknoten-Kolonne) Anlage 8 u. 9, Me. 821c

POOR COPY 2



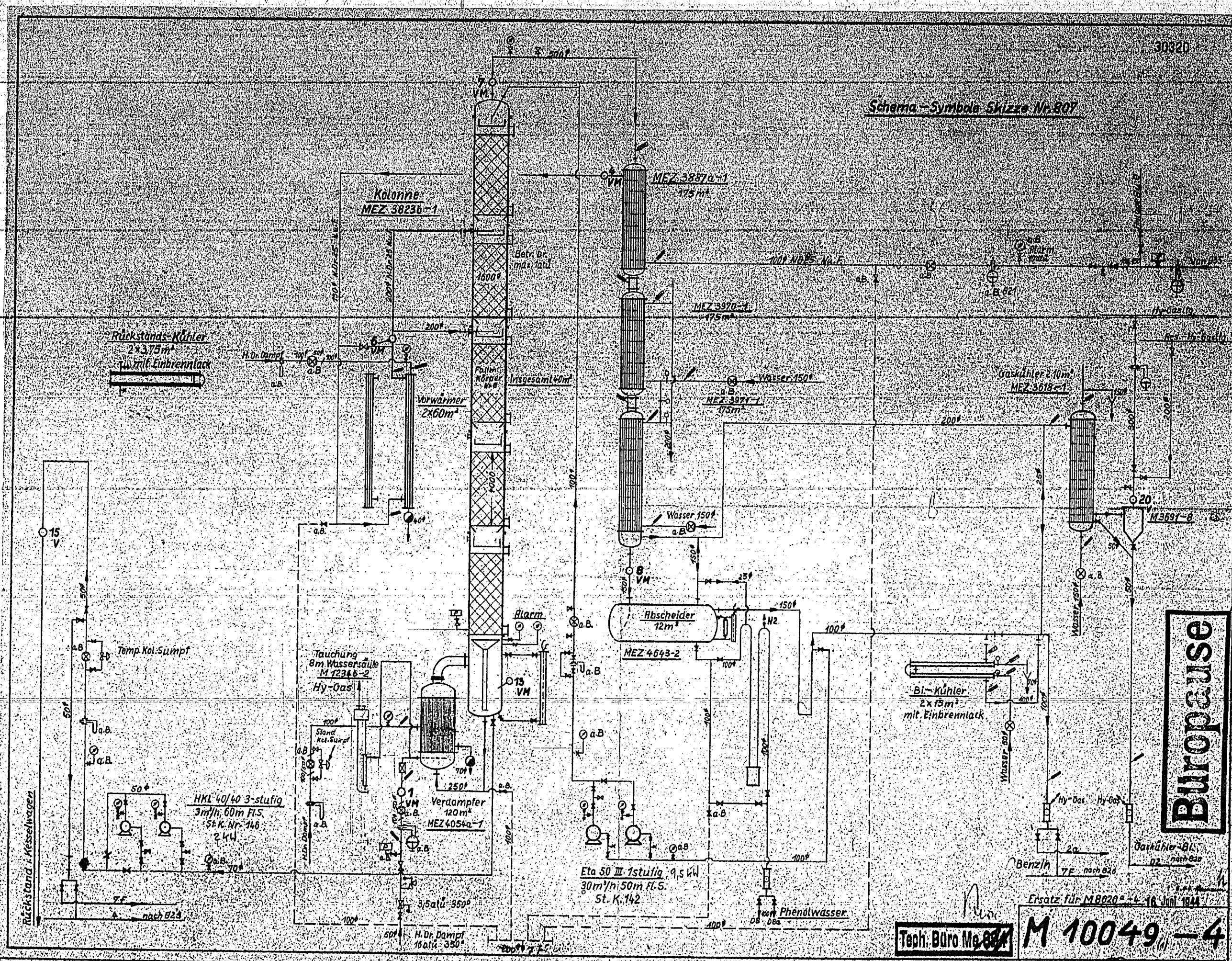
○ Temperaturmessung am Lasterkasten
 ⊙ und Multi

Schema für die Destillation von Benzol-Anlage, Nr. Me 821

Techn. Büro Me 821
 M8626-4
 Ersatz für M 9908C-4

POOR COPY 3

Schema-Symbole Skizze Nr. 807



Schema für die Redestillation von DHD-Benzin Anlage 7 Me 821

Burolause

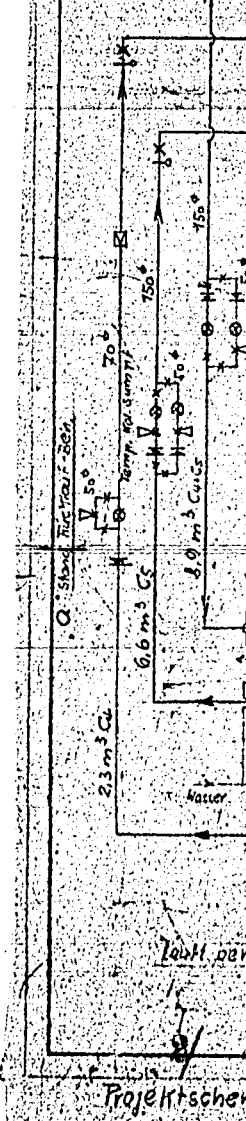
Tech. Büro Ma 884

M 10049-4

Ersatz für M 8820 a - 4 16 Juni 1944

POOR COPY 4

Alle 1. Gast
 a) 30° Vermin
 Menge 50°
 Ausgang m
 or fortwählic
 Stellung 3
 sind auf
 Mengena
 L-3 Menge



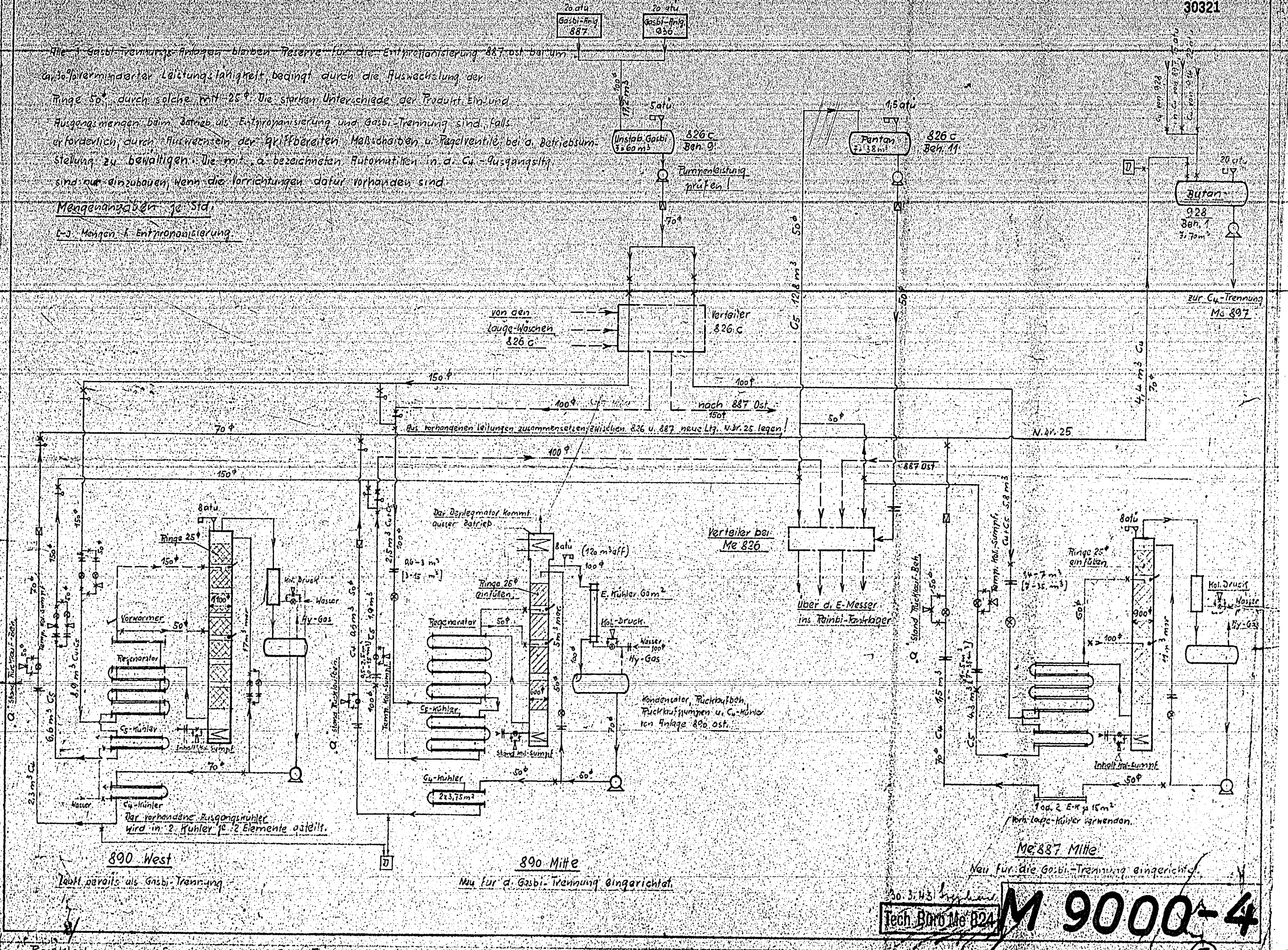
Projektschem

30321

Alle Gasbi-Trennung-Anlagen bleiben Reserve für die Entzinnisierung 887 ost bar um
 ca. 10% überminderter Leistungsfähigkeit bedingt durch die Flußwechslung der
 Ringe 50^o durch solche mit 25^o. Die starken Unterschiede der Produkt Ein- und
 Ausgangsmengen beim Betrieb der Entzinnisierung und Gasbi-Trennung sind falls
 erforderlich durch Auswechseln der Griffbereiten Maischbecken u. Regelventile bei d. Betriebsum-
 stellung zu bewältigen. Die mit „a“ bezeichneten Automaten in d. Cu-Gang sind
 sind nur einzubauen, wenn die Vorrichtungen dafür vorhanden sind.

Mengenangaben je Std.

↳ Mengen f. Entzinnisierung



890 West

Lebt parallel als Gasbi-Trennung

890 Mitte

Nur für d. Gasbi-Trennung eingerichtet

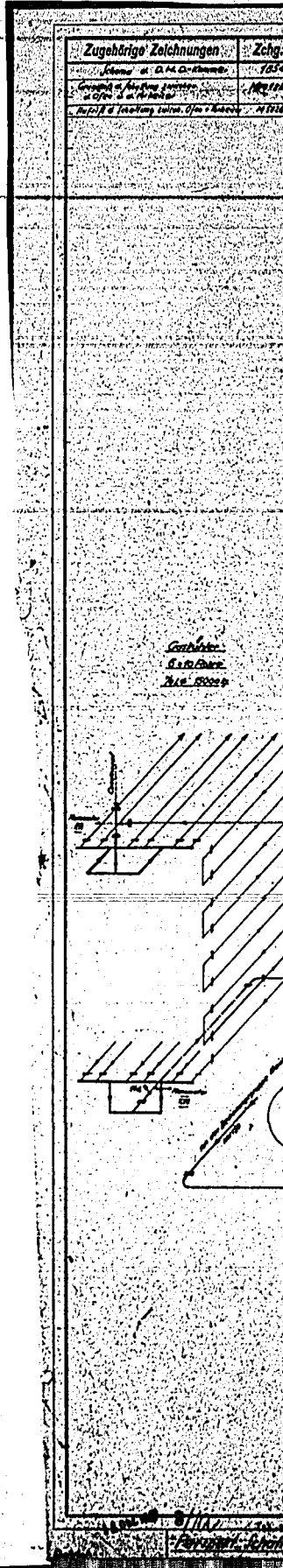
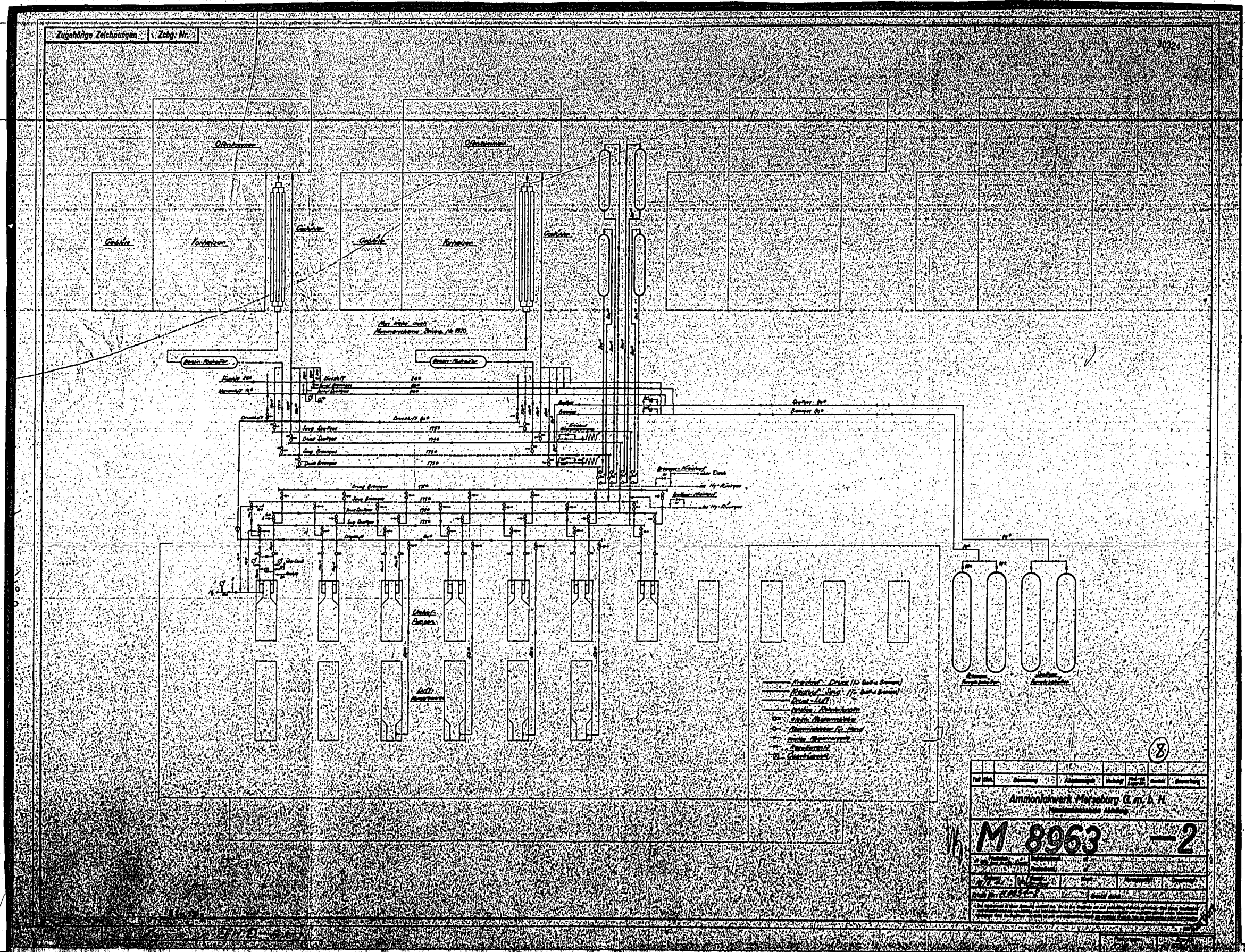
Me 887 Mitte

Nur für die Gasbi-Trennung eingerichtet

30.3.43
Tech. Büro Me 824 **M 9000-4**

Projektschema zur Erweiterung der Gasbi-Trennung beim Anschluß der DHD-Anlage.

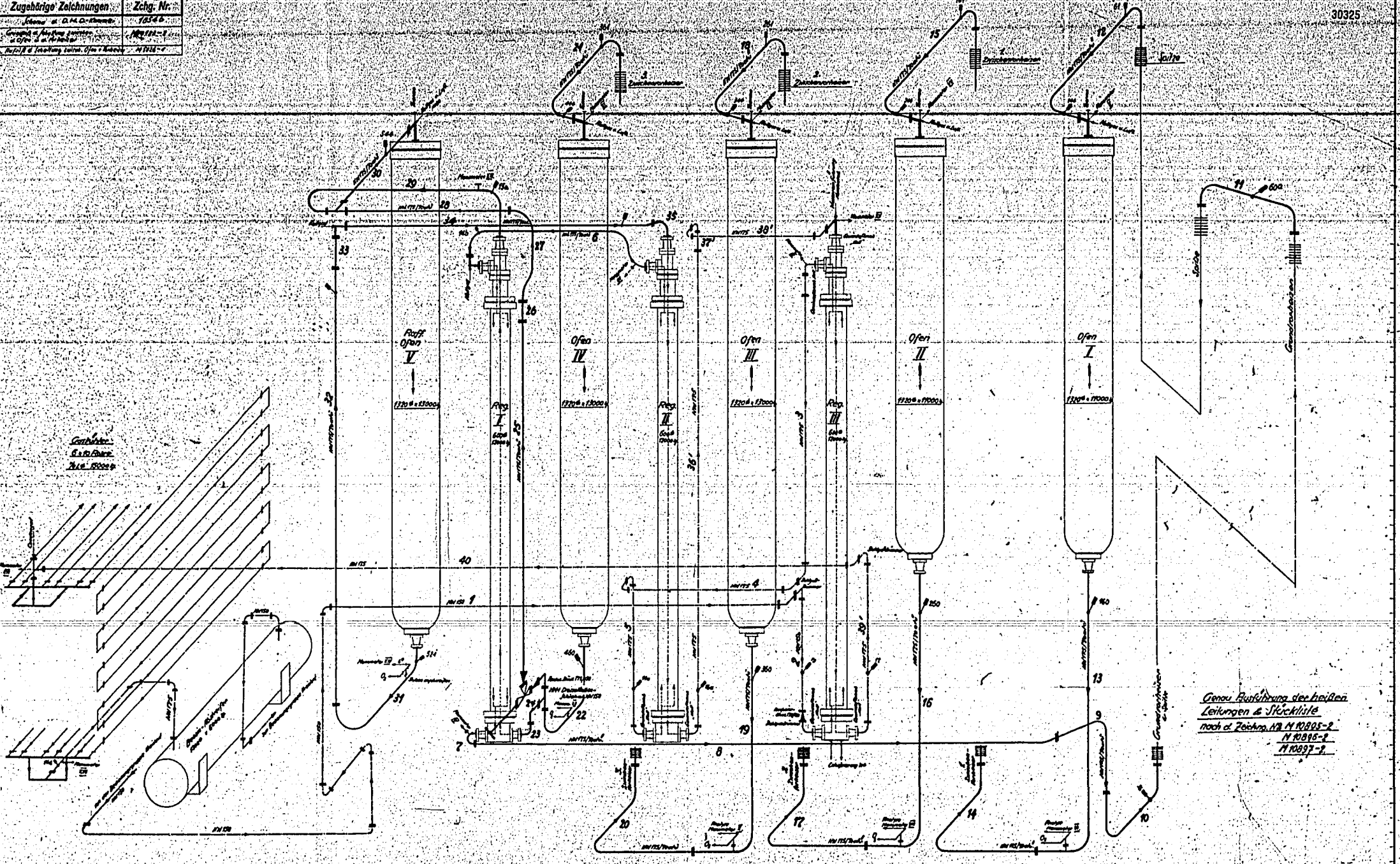
POOR COPY 5



POOR COPY 8

Zugehörige Zeichnungen: Zchg. Nr.:
 Name: G.M.O.-Stamm: 10518
 Gruppe der Zeichnung: M 10518-1
 Art der Zeichnung: Plan

30325

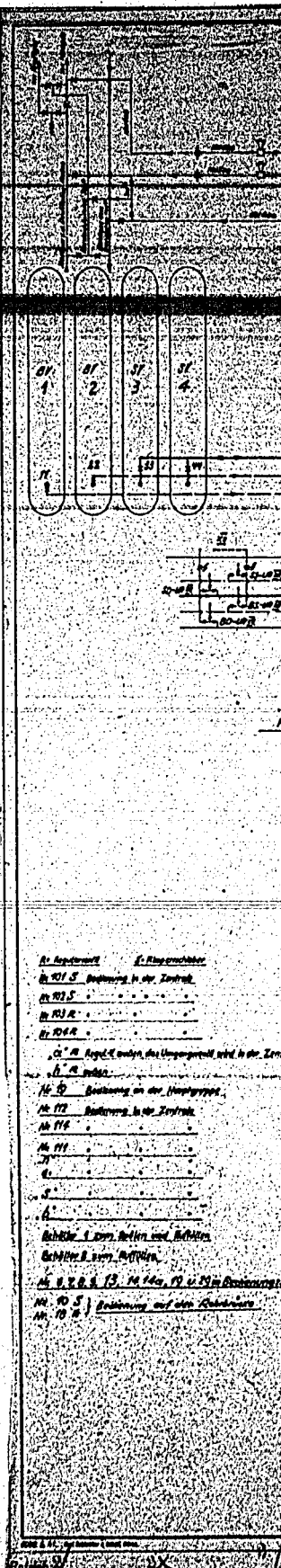
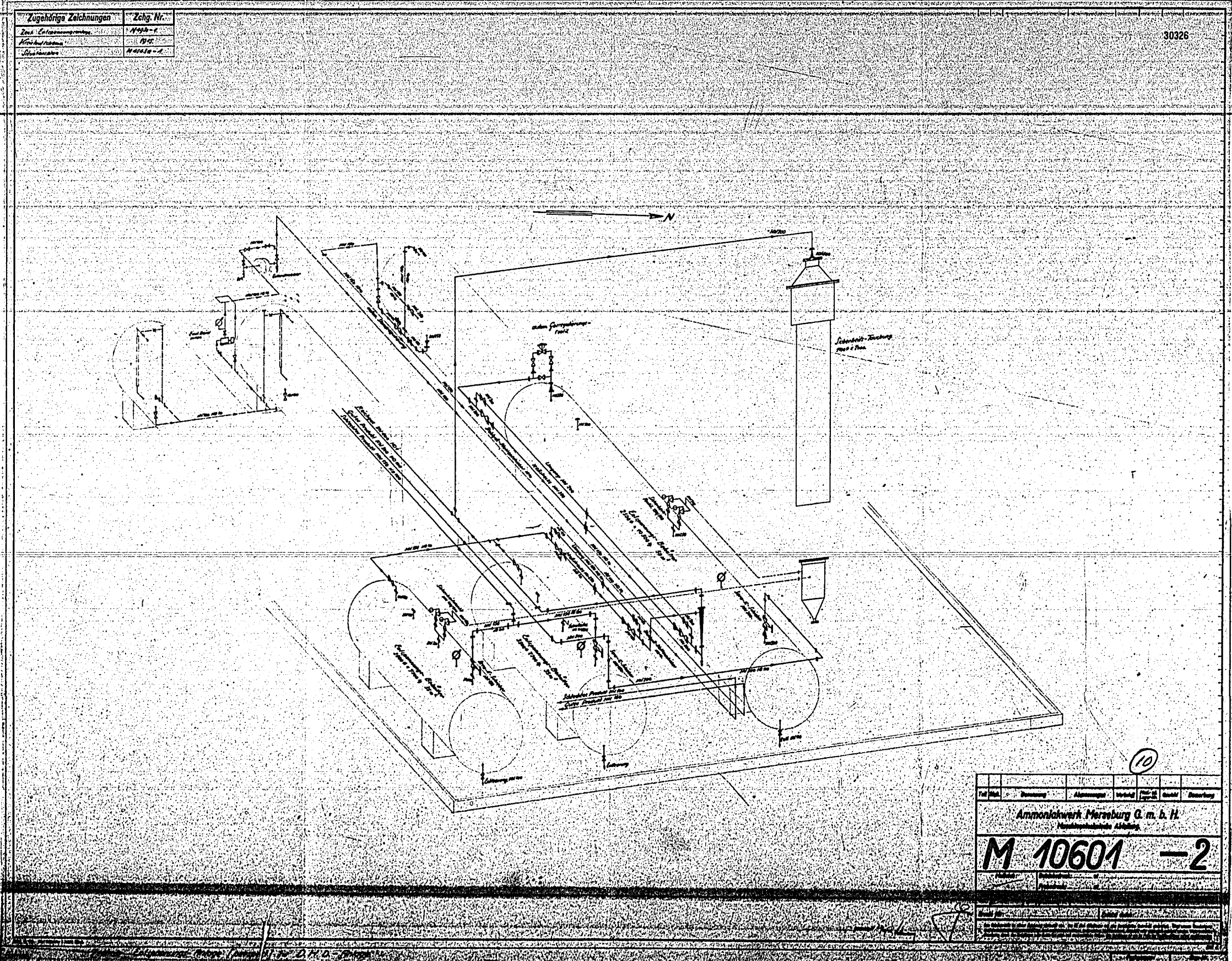


Gezeichnet:
 G.M.O.-Stamm
 10518

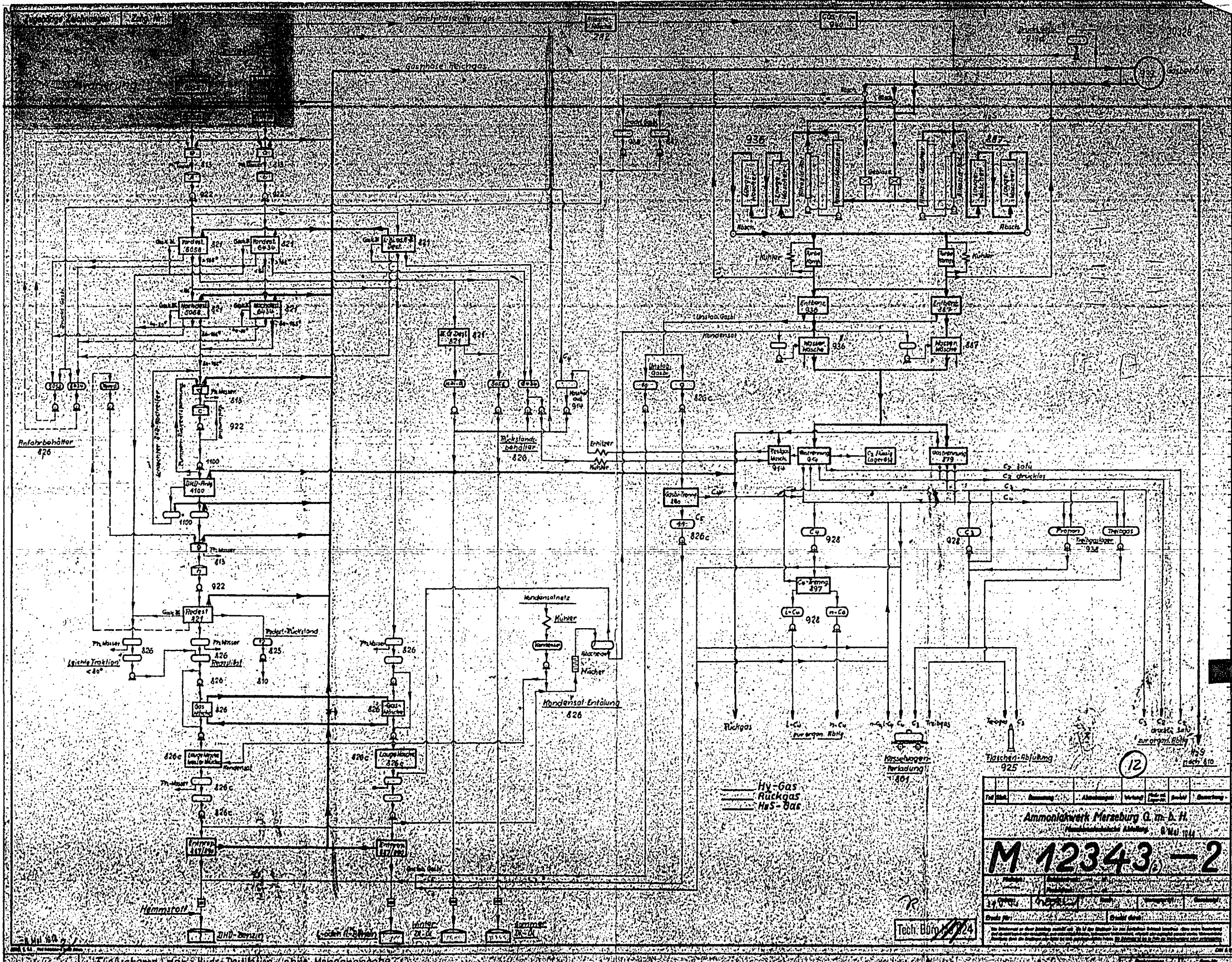
Genau Ausführung siehe beißen
 Leitungen & Stückliste
 nach der Zeichnung M 10518-2
 M 10518-1

Teil	Bezeichnung	Abmessungen	Menge	Material	Druck	Bestimmung
Ammoniakwerk Merseburg G. m. b. H.						
Maschinenbauische Abteilung						
M 10518a - 2						
Name: Datum: Gezeichnet: Geprüft: Freigegeben: Ingeieur: Techniker: Arbeiter:						

POOR COPY 9

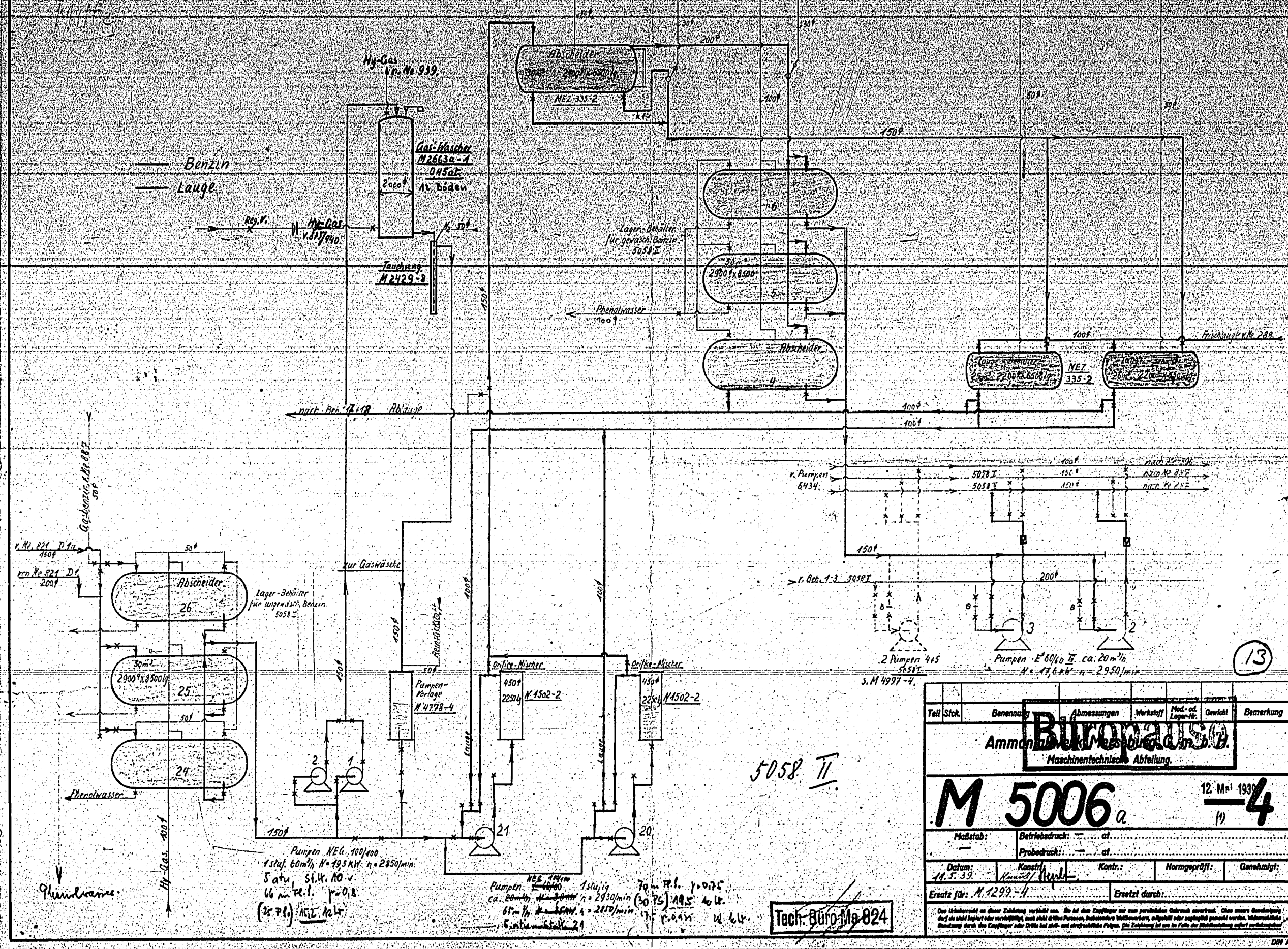


POOR COPY 10



POOR
COPY

12



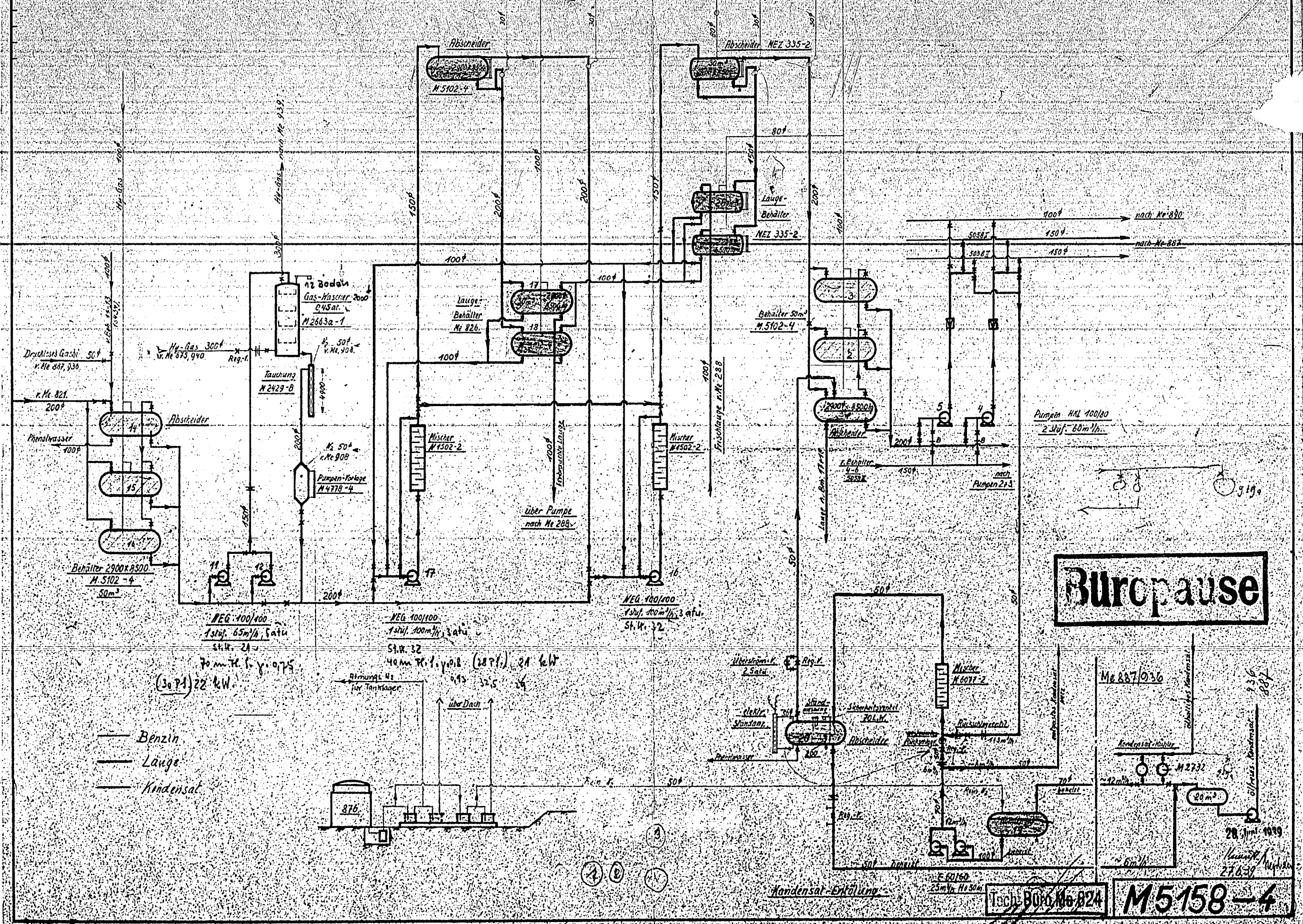
Schema der Benzinwäsche 5058 II (Natronlauge) in Me 826a. L. B. Süd

Teil	Stück	Benennung	Abmessungen	Werkstoff	Mod. od. Lager-Nr.	Gewicht	Bemerkung
Büropaus							
Ammoniumwerkzeugmaschinenbau GmbH Maschinentechnische Abteilung							
M 5006 a						12. M ⁿ 1939	4
Maßstab:		Betrießdruck: ... at					
Datum:		Probendruck: ... at					
14.5.39		Konstr.:		Kontr.:		Normgeprüft:	
Ersatz für: M. 1299-4		Ersatz durch:					
Das Urheberrecht an dieser Zeichnung verbleibt dem Ingenieur, der diese Zeichnung entworfen hat. Alle Rechte vorbehalten. Die Nachahmung oder Verbreitung dieser Zeichnung ohne schriftliche Genehmigung des Ingenieurs ist strafbar. Die Zeichnung ist nur im Falle der Herstellung zulässig.							

POOR COPY
13

Mitte

100f. V. r. Nr. 908



— Benzin
 — Lauge
 — Kondensat

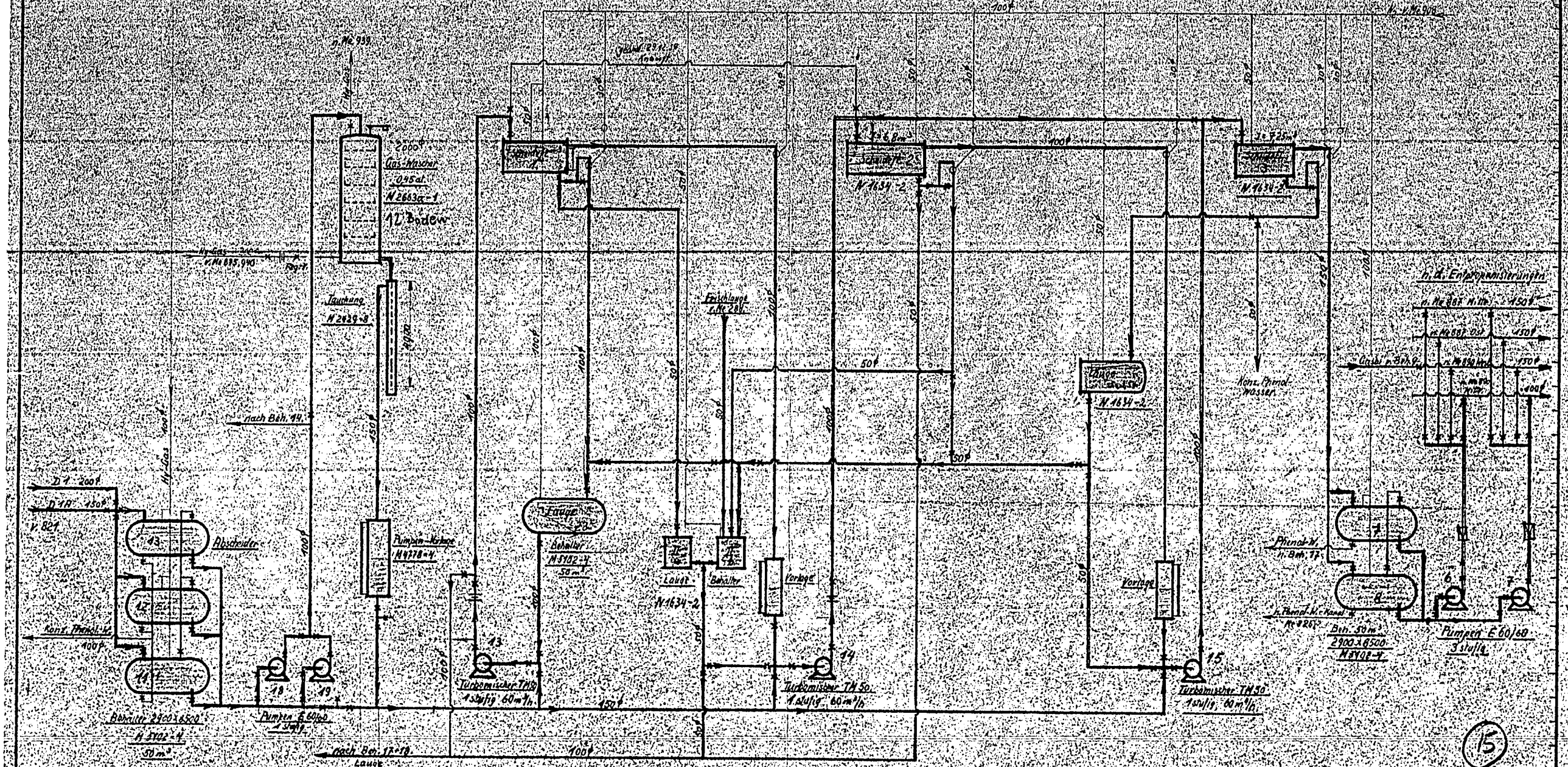
Schema der Wasche 5052 mit Kondensaterhaltung Nr. 826. Mitte

Büropause

M 5158-4

POOR COPY 14

Nord



6434

— Dampf
— Luft

Büropause

M 5252 - 4

Teil Stck.		Bearbeitung	Abmessungen	Werkstoff	Mod. od. Lager-Nr.	Gründe	Genehmigung
Ammoniakwerk Merseburg G. m. b. H. Maschinenmechanische Abteilung							
M 5252		22. Aug. 1939					
M 5252		Pumpen E 60/160					
M 5252		Turbinenmaschine TH 50					
M 5252		Behälter M 3702-1					
M 5252		Pumpen-Kette M 2435-3					
M 5252		Kühlwasser					
M 5252		Kraftwerk					
M 5252		Behälter M 3702-1					
M 5252		Turbinenmaschine TH 50					
M 5252		Behälter M 3702-1					
M 5252		Pumpen-Kette M 2435-3					
M 5252		Kühlwasser					
M 5252		Kraftwerk					

Techn. Büro Me 924

POOR COPY 15

30332 - 30583

PART NO. 5
DIESEL OIL, FUEL PRODUCTION AND TESTS
REPORTS ON VARIOUS FUELS

30332

Doc.
No.

- 1 Thesis of Dr. Kneule, 1937, at the Technische Hochschule Munich: "Report on the Investigation of the Combustion Process in the High-Speed Diesel Engine" - 62 pages.
- 2 Report #570 of I.G. Farbenindustrie A. G. Oppau of February 1939: "Research on the Combustion Process in the Hesselman Engine with the I.G. piezometric quartz cathodic ray indicator. Six pages of text and nine of figures.
- 3 Report #586 of I.G. Farbenindustrie A. G. Oppau of June 1939: "Influence of the injection quantity, cooling temperature, RPM, and condition of air on the combustion process in the Diesel Engine" - 15 pages of text and 14 pages of pictures and data.
- 4 Report of tests of the Automotive Institute of the Air Corps Academy, Berlin Gatow, of 15 September 1941 on: "Study of Injection Nozzles and Use of Information Obtained from March to August 1941 - 19 pages of text and 11 of pictures.
- 5 Three-page report Ludwigshafen I.G. 1945. Tests on the preparation of special fuels - (1) nitration of hydrocarbons and phenols; (2) cold resistance of nitrated aromatics in gasoline; (3) cold resistance of hydrogenation products.
- 6 Report by A. D. Petrov (Bulletin de l'Académie des Sciences de l'URSS, 1941). Five pages of text and tables. Knock resistance and pour points of individual hydrocarbons used in Diesel fuels.
- 7 Report by Oettinger, Ludwigshafen, June 1941 on "Diesel fuel production in the coal hydrogenation plants" - 4 pages of text and 2 tables.
- 8 Copies of data on various Diesel fuels of various origins - Brown coal tars and diluents, physical properties and cetane numbers - I.G. 1938.
- 9 Two-page report by Fromberg - Ludwigshafen 1941. "Comparison of engine output with oxygen and with H₂O."
- 10 Reprint of article of Dr. Fenzig (I.G. Farben) on the "Ring Verfahren" (H₂O in air of aircraft engines) 1943.
- 11 Reprint of article by O. Iutz Brunswick, 1945 on "Fundamental questions on the use of oxygen carriers for the supercharge of aircraft engines."
- 12 Reprint of article by H. Trisbigg, Berlin, 1945 on: "Single cylinder tests with internal cooling."
- 13 Reprint of article by O. Holfelder, Berlin-Gatow, 1945 on: "Engine Operation with Safety Fuels."

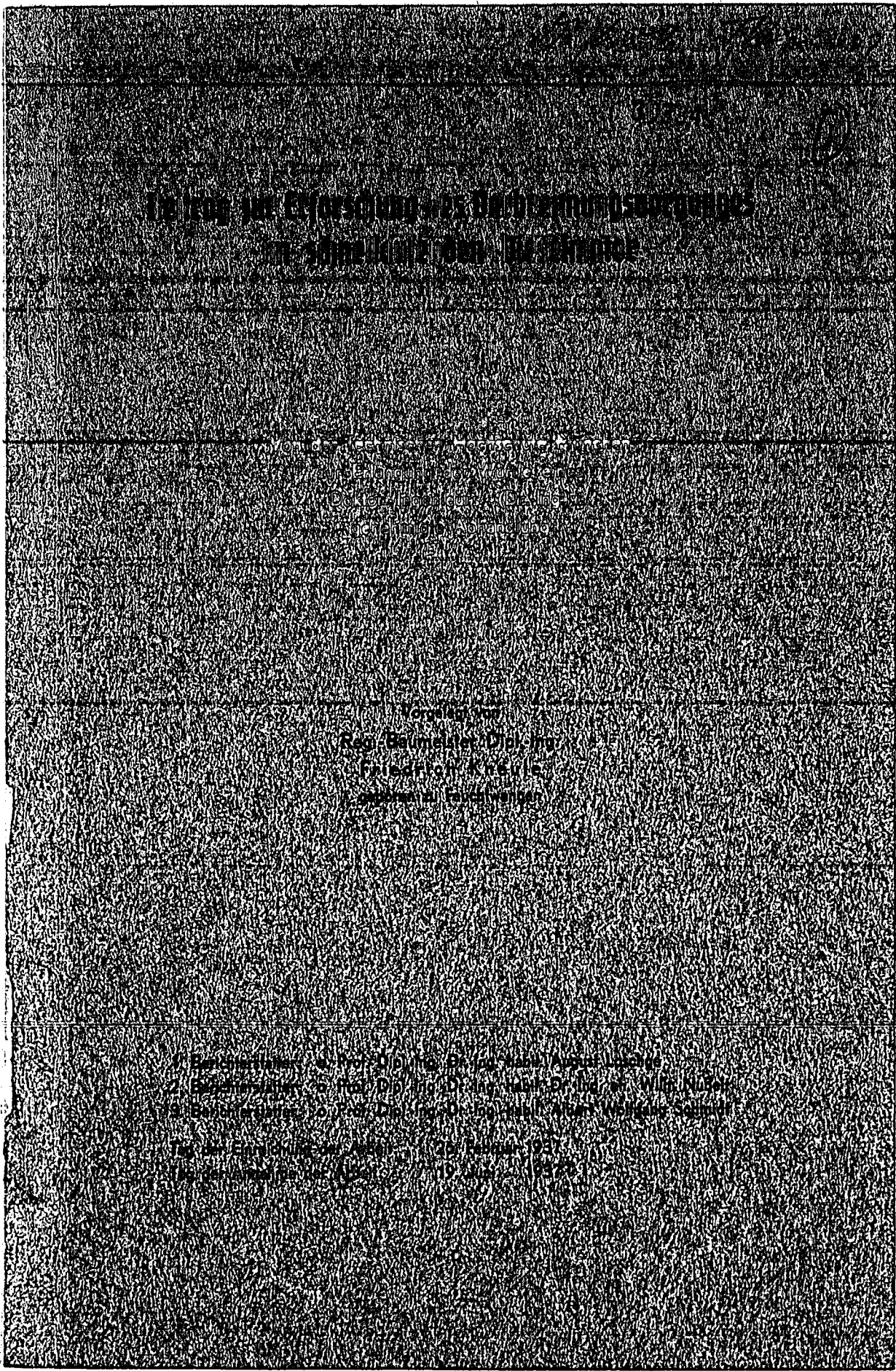
Doc.
No.

- 14 Blended Diesel
December 1941
- 15 Reprint of
fuels on
Technische
- 16 Reprint of
on Diesel

30333

Doc.
No.

- 14 Blended Diesel fuels and coal tar oil. Reprint of article in "Oel and Kohle" December 1959.
- 15 Reprint of article on - Standardised testing method for Diesel and for Otto fuels on the basis of ignition delay, by H. Ernst and O. Widmaier of the Technische Hochschule Stuttgart - 1940.
- 16 Reprint of article by Dr. Widmaier in Oel and Kohle in 1959 - on "Research on Diesel fuels by various testing methods" - 5 pages.



POOR
COPY

1

*Dr. Ingenieur Hans Prof. Dr. A. W. Schmidt
seinem Vorgesetzten zur Genehmigung überreicht*

Beitrag zur Erforschung des Verbrennungsvorganges in

schnelllaufenden Dieselmotor

30335

Von der Technischen Hochschule München
zur Erlangung der Würde eines
Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Reg.-Baumeister Dipl.-Ing.
Friedrich K n e u l e
geboren zu Feuchtwangen

1. Berichterstatter: o. Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. habil. August Loschge
2. Berichterstatter: o. Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. habil. Dr.-Ing. eh. Wilh. Nußelt
3. Berichterstatter: o. Prof. Dipl.-Ing. Dr.-Ing. habil. Albert Wolfgang Schmidt

Tag der Einreichung der Arbeit: 26. Februar 1937

Tag der Annahme der Arbeit: 19. Juni 1937

Inhaltsverzeichnis

A.	<u>Einleitung</u>	S. 1
B.	<u>Versuche des Verfassers</u>	S. 3
	1. Der Versuchsmotor	S. 3
	2. Die Versuchseinrichtung	S. 4
	a) Messung der Flammenbewegung und des Zündverzuges	S. 5
	b) Messung des Druckverlaufes	S. 8
C.	<u>Grundlagen der Versuche</u>	S. 13
	1. Der Verdichtungs Vorgang	S. 14
	2. Der Zündversug	S. 18
	a) Einfluss des Zündverzuges auf die Verbrennung	S. 20
	b) Theorie des Zündverzuges	S. 21
	3. Der Verbrennungsvorgang	S. 26
D.	<u>Versuchsergebnisse</u>	S. 27
	1. Leistung und Brennstoffverbrauch des Motors	S. 27
	2. Einfluß der Drehzahl auf Zylinderausnützung und Güte der Verbrennung	S. 28
	3. Ermittlung des Ortes der ersten Zündung	S. 32
	4. Der Zündversug	S. 35
	5. Die Verbrennung	S. 40
	6. Druckverlauf im Zylinder und im Speicher	S. 45
	7. Beurteilung deutscher Schweröle hinsichtlich des Zündverzuges	S. 46
E.	Zusammenfassung	S. 51
F.	Schrifttum	S. 53
G.	Zahlentafeln	S. 55

techn
toren
tende
stung
Man h
chen
Gewic
erfol
worfe
Ursac
sen,
sei,
der l
und V
daher
lauf
für d
ne bi
druck
rung
für s

+) Die
Pro
stü
te
cher
min
ein
sch
Ver
1) Löf

Einleitung ⁺⁾

Eine Rückschau auf den Entwicklungsstand der Motorentechnik vor dem Weltkrieg zeigt, dass der damalige Dieselmotorenbau noch nicht in der Lage war, dem mit Leichtöl arbeitenden Vergasermotor, welcher in Bezug auf Drehzahl und Leistungsgewicht weit überlegen war, das Feld streitig zu machen. Man hat damals wohl versucht, den Dieselmotor den neuzeitlichen Forderungen des Schnellaufes anzupassen und zugleich das Gewicht für die Leistungseinheit herabzusetzen. Mancherlei Misserfolge haben aber diese Bestrebungen für lange Zeit zurückgeworfen. Auf Grund der damaligen Erkenntnisse glaubte man, die Ursache hierfür dem Dieselfverfahren an sich zuschreiben zu müssen, da der verwickelte Vorgang im Dieselmotor nicht geeignet sei, sich auf kürzere Zeiten zusammendrängen zu lassen, als sie der langsam laufende klassische Dieselmotor für den Einblase- und Verbrennungsvorgang darbot. In Fachkreisen¹⁾ sah man sich daher sogar veranlasst, dem Dieselmotor die Fähigkeit zum Raschlauf grundsätzlich absprechen zu müssen. Das Haupthindernis für die Verwendung des Dieselmotors als schnellaufende Maschine bildete aber zweifellos die unangenehme Beigabe des Hochdruckverdichters, welcher in kleiner, raschlaufender Ausführung konstruktiv, betrieblich und wirtschaftlich eine Aufgabe für sich darstellte, die im Sinne des Kraftfahrzeugantriebes

⁺⁾ Die Anregung zu vorliegender Arbeit erhielt ich von Herrn Prof. Dr. Ing. A. Loschge. Für seine stets wohlwollende Unterstützung und Anteilnahme an der Entwicklung der Arbeit möchte ich ihm an dieser Stelle meinen ergebensten Dank aussprechen. Gedankt sei auch dem Herrn Reichs- u. Preuß. Verkehrsminister für die zur Beschaffung eines Teiles der Versuchseinrichtungen überlassenen Geldmittel, sowie der Süddeutschen Bremsen A.-G., München, welche den Versuchsmotor zur Verfügung stellte.

¹⁾ Löffler u. Riedler, Ölmaschinen

wohl kaum zur restlosen Befriedigung hätte gelöst werden können²⁾.

In dieser Sachlage trat eine entscheidende Wendung ein, als der deutsche Dieselmotorenbau gegen Ende und vor allem nach Ende des Weltkrieges die kompressorlose Einspritzung des Brennstoffes aufgriff, also von der Einblasung des Brennstoffes mittels Druckluft zur "Druckeinspritzung" überging. Eines der Hauptprobleme zur Erreichung eines guten Betriebes solcher kompressorlosen Dieselmotoren bildete zunächst die zweckentsprechende Konstruktion und Ausführung der Brennstoff-Einspritzpumpe und -Düse. Die vollkommene Ausführung dieser Teile war dann auch, als die Arbeit an den kompressorlosen Motorenkonstruktionen recht in Fluss gekommen war, vorerst wichtiger als die Herausfindung neuer Verbrennungsverfahren und die stürmische Entwicklung im Bau von raschlaufenden Dieselmotoren setzte deshalb erst zu der Zeit ein, als die Frage der Herstellung der genannten feinmechanischen Erzeugnisse gelöst war³⁾.

Will man die zahllosen Versuche zur Lösung des Problems, auch beim schnelllaufenden Dieselmotor eine gleichmäßige Gemischbildung zu erreichen, untereinander ordnen, so erkennt man vor allem zwei Wege, die man zu gehen versuchte:

- 1) Anwendung des reinen Strahleinspritzverfahrens mit einheitlichem, geschlossenem Verbrennungsraum.
- 2) Benützung eines unterteilten Verbrennungsraumes, wobei drei Arten unterschieden werden können, nämlich
 - a) Vorkammerverfahren,
 - b) Luftspeicherverfahren,
 - c) Wirbelkammerverfahren.

Die weitaus größte Verbreitung haben die Dieselmotoren der zweiten Gruppe mit Unterteilung des Verbrennungsvorganges durch sinnvolle "Zerklüftung" des Verdichtungsraumes gefunden, weil durch diese Anordnung bisher die besten Ergebnisse in der Gemischbildung sowohl bei Voll- wie Teillast und in jedem Drehzahlbereich erzielbar waren.

2) Nägel, Z.VDI 1926 S.1433

3) L'Orange, Ein Beitrag zur Entwicklung der kompressorlosen Dieselmotoren, Berlin 1934.

1. Der

Viertak

- Abb.1

Laborat

maschin

Hochsch

zu den

werken

schon

(überla

Maschin

ausgeba

durch

ten dem

dingt s

schalte

lung de

Brennst

daher

dass di

eine ex

zu über

Zylind

Hub

Hubrau

normal

Kolben

Speich

Quersch

B) Versuche des Verfassers

1. Der Versuchsmotor

Die Untersuchungen wurden angestellt an einem 2-zyl. Viertaktmotor, welcher nach dem M.W.M.-Luftspeicherverfahren - Abb.1 - arbeitet und dem Laboratorium für Wärmekraftmaschinen der Technischen Hochschule München von der zu den Mannheimer Motorenwerken gehörigen "Süddeutschen Bremsen A.-G., München" überlassen wurde. Bei dieser Maschine wurde ein Kolben ausgebaut, um Fehler, welche durch ungleichmäßiges Arbeiten der beiden Zylinder bedingt sein könnten, auszuschalten. Bei der Beurteilung der absoluten Höhe des Brennstoffverbrauches ist daher zu berücksichtigen, dass diese Versuchsmaschine eine erhöhte Reibungsleistung zu überwinden hat.

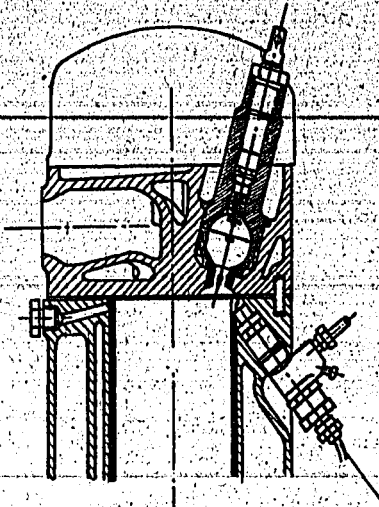


Abb.1

M.W.M.-Luftspeicherverfahren

Die Hauptabmessungen sind folgende:

Zylinderbohrung	d = 105 mm
Hub	s = 150 mm
Hubraum	V _h = 1,3 L
normale Drehzahl	n = 1650 U/Min.
Kolbenfläche	F = 86,59 cm ²
Speichermündung	f = 0,67 cm ²
Querschnittsverhältnis	f/F = 1 : 129

3
1280

stimmt,
Verdicht

tile wur

ausgesta
Brennsto
ma Rober
nem Spri
Firma De
chem ein
des Eins
tes vorg
konnte.
düse war
von Bosch
deldüse 1

verstell
durch Ent
nung der

2. Versu

den in fo

eine Band
scheibe m
liegenden
effektive

N_e

errechnet
wirkende

der Abgas
gehend wu

30340

11208

- 4 -

Der Inhalt des Verdichtungsraumes wurde zu 84 cm^3 bestimmt, wovon $45 \text{ cm}^3 = 53,5 \%$ auf den Speicher entfallen. Das Verdichtungsverhältnis beläuft sich hiernach auf $\epsilon = 16,5 : 1$.

Durch Messung der Öffnungs- und Schließzeiten der Ventile wurde das in Abb.2 dargestellte Steuerwinkelbild erhalten.

Der Motor war ausgestattet mit einer Brennstoffpumpe der Firma Robert Bosch und einem Spritzversteller der Firma Deckel, mit welchem eine Veränderung des Einspritzzeitpunktes vorgenommen werden konnte. Als Einspritzdüse war eine ebenfalls von Bosch bezogene Nadeldüse DN4S1 eingebaut.

Die Drehzahlverstellung erfolgte durch Ent- oder Anspannung der Reglerfeder.

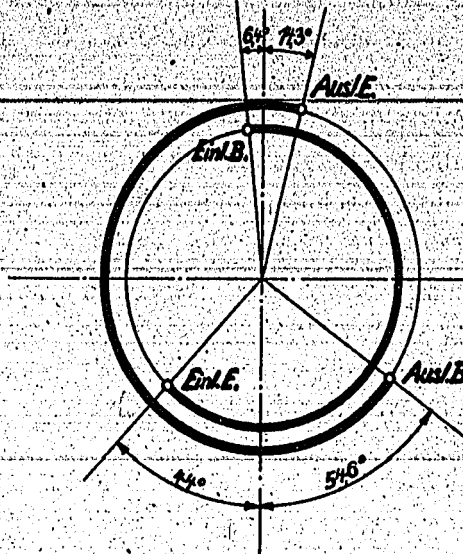


Abb.2 Steuerwinkelbild des MWM-Motors

2. Versuchseinrichtung

Die bei der Untersuchung festzustellenden Größen wurden in folgender Weise ermittelt:

Zur Messung der effektiven Maschinenleistung diente eine Bandbremse, wobei die innen mit Wasser gekühlte Gußstahlscheibe mittels Schrauben am Schwungrad befestigt war. Im vorliegenden Fall betrug der Hebelarm $l = 0,1825 \text{ m}$, womit sich die effektive Leistung zu

$$N_e = P \cdot n \cdot \frac{0,2548}{1000} \quad (\text{PS}_e)$$

errechnet. P bedeutet hierbei die in kg gemessene, am Hebelarm l wirkende Bremskraft.

Zur Bestimmung des Kohlensäure- u. Sauerstoffgehaltes der Abgase benützte man einen einfachen Orsatapparat. Vorübergehend wurde auch ein selbsttätiger A d o s - Apparat zur fort-

laufenden Bestimmung des CO₂-Gehaltes sowie des möglicherweise auftretenden CO-Gehaltes angeschlossen. Der Brennstoffverbrauch wurde durch Wägung ermittelt. Zur Drehzahlmessung wurden zwei Instrumente verwendet, ein mit Riemen angetriebenes Tachometer und ein Umlaufzähler. Als maßgebend für die Leistung wurden bei den Brennstoffmessungen nur die Angaben des Umlaufzählers betrachtet. Die Kühlwassertemperaturen wurden sowohl im Eintritt als auch im Austritt mittels Quecksilberthermometer gemessen.

a) Messung der Flammenbewegung und des Zündverzuges.

Zur Messung der Flammenbewegung und des Zündverzuges wurde die Ionisationsmethode verwendet, welche schon mehrfach zu derartigen Untersuchungen sowohl im Gas- und Vergasermotor als auch im Dieselmotor herangezogen wurde. Es sind hierbei zwei Schaltungen möglich, nämlich eine "Arbeitsstromschaltung", bei welcher die in Nullage befindliche Anzeigeeinrichtung durch den Ionisationsstrom abgelenkt wird, und eine "Ruhestromschaltung", bei welcher die durch einen dauernden Ruhestrom hervorgerufenen Schwingungen der Anzeigeeinrichtung durch den Ionisationsstrom beeinflusst werden⁴⁾.

Bei den vorliegenden Versuchen wurde mit dem von Schnauffer⁵⁾ eingeführten Arbeitsstromverfahren gearbeitet und dazu die von Breves⁶⁾ angegebene Schaltung gewählt, welche sich der Braunschens Röhre als Anzeigerät bedient.

Zur Ermittlung des Ortes der ersten Zündung war es notwendig, die Flammenbewegung sowohl im Hauptverbrennungsraum als auch im Speicher zu ermitteln. Bei den kleinen Zylinderabmessungen und dem infolge des hohen Verdichtungsverhältnisses äusserst kleinen Verdichtungsraum bereitete naturgemäß die Verlegung der höchsten Isolierung erfordernden Meßstellen, deren Anordnung aus Abb.3 ersichtlich ist, nicht geringe Schwierigkeiten. Infolge der beschränkten Platzverhältnisse war es, wie diesbezügliche Vorversuche gezeigt haben, nicht möglich, direkt von der Seite her

4) Kuchtner, Forschung Bd.2 (1931) S.197
 5) Schnauffer, Z.VDI 1931 S.455
 6) Breves, Diss.Techn.Hochschule München 1935

in
tro
ter
sta
che
ges
nll
hit
gen
din
che
ste
de
lie
her
wel
de
de
hen
gen
der
nac

änd
luf
fol
te

+)
for
Mes
ver
tro
fal
ord
Ber
wie
che
ter

7) I

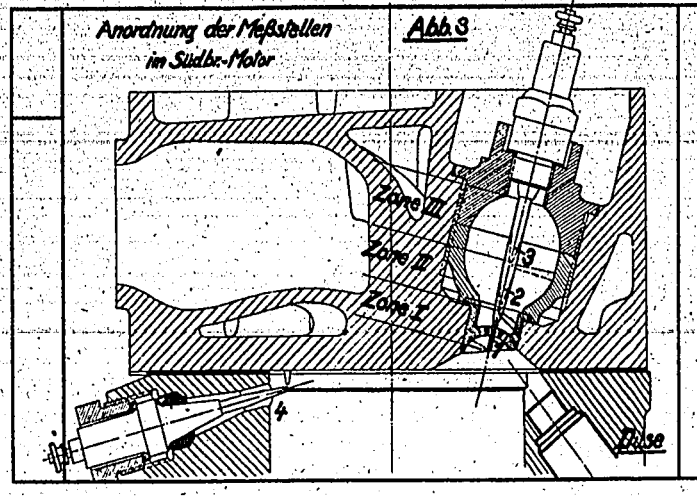
in den unter der Lochplatte befindlichen Vorraum V eine Elektrode einzuführen, welche den Anforderungen des Betriebes unter Beibehaltung der elektrischen Isolation genügend lange standgehalten hätte. Die zwischen diesem Vorraum und dem Speicher stattfindende Flammenbewegung wurde deshalb dadurch festgestellt, daß man den für die elektrische Glühspirale (Anlasshilfe) vorgesehenen Gewindeanschluß zur Einführung von hochhitzebeständigen Elektroden benützte, deren Längen den jeweiligen Meßstellen entsprachen. Bei dieser Anordnung war nun allerdings nicht die unbedingte Gewähr vorhanden, daß bei entsprechender Flammenintensität der Ionisationsstrom allein am Äussersten, der Masse-Elektrode gegenüber liegenden Ende der Elektrode übergeht, welche nur an der Speichereinführungsstelle isoliert ist ⁴⁾. Die Auswertung der Versuchsergebnisse wurde daher nicht nach Meßpunkten, sondern nach Meßzonen vorgenommen, welche in Abb. 3 eingetragen sind. Wenn bei der längsten Elektrode Nr. 1 ein geringerer Zündverzug als bei der kürzeren Elektrode Nr. 2 gefunden wurde, so war daraus der sichere Schluß zu ziehen, daß in der zwischen den Elektroden-Endpunkten 1 und 2 liegenden Meßzone die Flammenbildung früher eingesetzt hat als in der benachbarten, hinter Endpunkt 2 liegenden Zone und daß so nach die Flammenbewegung in der Richtung 1-2-3 stattgefunden hat.

Ein Ansprechen der Ionisationsstrecke auf Temperaturänderungen ohne Flammenbildung (z.B. bei Verdichtung der Ladeluft ohne Brennstoffeinspritzung) oder auf Dichteänderungen infolge Überbrückung durch die Masse des Brennstoffstrahles konnte bei der hier verwendeten Schaltung nicht beobachtet werden ⁷⁾.

⁴⁾ Versuche von Dipl. Ing. Herele, welcher die Breves'sche Arbeit fortsetzt, haben nämlich gezeigt, daß punktweise vorgenommene Messungen der Flammenbewegung nur dann ein in jeder Hinsicht zuverlässiges Ergebnis gewährleisten, wenn die Isolation der Elektroden bis zu ihrem Endpunkt herangeführt wird. Im vorliegenden Falle wurde von der Erfüllung dieser Forderung, die mit ausserordentlichen betrieblichen Schwierigkeiten, insbesondere bei grosser Anzahl von Versuchen verknüpft ist, Abstand genommen und, wie bei den Breves'schen Versuchen, mit Elektrodengearbeitet, welche nur an der Speichereinführungsstelle mit der bewährten Sinterkorund-Isolierung versehen waren.

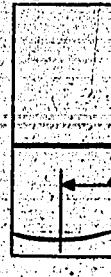
⁷⁾ Holfelder, Forschungsheft 374 S. 18 Anm. Nr. 7

SP90543



unte
märk
Dräh
so w
über
thod
därk

Erlä



wie
krei
eine
in 1
ses
der
verm
Totp

gung
an d
sehe
gere
Loch
senz

die
phot

Zur Angabe des Beginnes der Brennstoffeinspritzung unterbrach die sich hebende Düsennadel einen Stromkreis im Primärkreis eines Induktoriums, dessen Funkenstrecke aus dünnen Drähten sich unmittelbar vor dem Schirm der Röhre befand. Ebenso wie bei den Versuchen von Breves wurde auch hier nicht der überspringende Funken selbst, sondern die Beeinflussung des Kathodenstrahls durch das erste Auftreten eines Stromes im Sekundärkreis des Induktoriums zur Messung verwendet - s. Abb. 4.

Erläuterungsdiagramm für die Ionisationsversuche

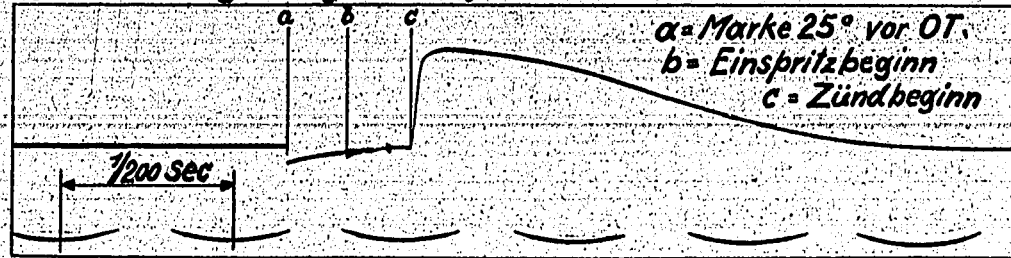


Abb. 4

Zur Totpunktangabe wurde der gleiche Kathodenstrahl wie für die Ionisationsstrecke verwendet. Ein zweiter Stromkreis mit dem am Schwungrad angebrachten Unterbrecher war über einen hochohmigen Widerstand so an den ersten angeschlossen, daß in ihm der Strom in entgegengesetzter Richtung des anderen Kreises floss. Um jedoch ein Zusammenfallen der Totpunktmarkierung mit der durch die Zündung hervorgerufenen Ablenkung des Strahles zu vermeiden, wurde der Unterbrecher 25 Kurbelgrade vor dem oberen Totpunkt (OT) angebracht.

Als Zeitmaßstab dienten in bekannter Weise die Schwingungen einer Stimmgabel mit einer Schwingungszahl von 200 Hertz, an deren einem Schenkel ein mit einem senkrechten Schlitz versehenes Blech befestigt war, das sich vor einer Blende mit waagrechttem Schlitz bewegte. Durch das so erzeugte quadratische Loch wurde von einer Bogenlampe ein Lichtstrahl auf den Fluoreszenzschirm der Braunschen Röhre geworfen.

Mittels einer sehr lichtstarken Filmkammer wurden die genannten Vorgänge auf hochempfindliches Bromsilberpapier photographiert. Die Filmgeschwindigkeit betrug bis zu 8 m/sec.

Das Filmmaterial wurde vom Pala-Photowerk, Heilbronn bezogen.

Die Versuchsdurchführung verlief so weit als möglich unter der für Vergleichsversuche notwendigen Konstanzhaltung äußerer Einflüsse. So wurde auf ungefähr gleichbleibende Kühlwassertemperaturen und gleiche Temperatur der Ansaugluft, d.h. der Raumluft in der Umgebung des Motors geachtet. Da sich bei den Vorversuchen auch ein gewisser Einfluss der Brennstofftemperatur bemerkbar machte, wurde diese Temperatur durch elektrische Heizung des Brennstoff-Vorratsgerätes auf einer Höhe von 20 bis 25°C gehalten.

Die im Augenblick der Messung vorhandene Drehzahl der Maschine wurde aus den Filmdiagrammen entnommen.

b) Messung des Druckverlaufes

Die ersten mit einem Farnboro-Indikator angestellten Vorversuche zeigten, daß man infolge der insbes. bei der Druckindizierung des Speichers auftretenden Störungen kein klares Bild über den tatsächlichen Druckverlauf gewinnen konnte. Weitere, mit einem Stabfederindikator vorgenommenen Versuche, dessen Schreibtrommel in Anbetracht der hohen Drehzahlen für die Aufnahme fortlaufender Druck-Zeit-Diagramme eingerichtet war, führten wegen der starken Schwingungen ebenfalls zu keinem befriedigenden Ergebnis. Während die Schwingungen des Stabfederindikators auf das Zusammenwirken mehrerer Einflüsse — Trägheit der Indikatormasse, Gasschwingungen infolge der Raumänderungen im Indikatorzylinder und infolge der zwischen Indikatorzylinder und Verbrennungsraum befindlichen Bohrung — zurückzuführen sind, sind die beim Farnboro-Indikator erhaltenen Störungen in der Hauptsache nur durch die Eigenschwingungen der in der Verbindungsleitung enthaltenen Gasmasse bedingt, welche ein schwingungsfähiges System darstellt. Die genannten Vorversuche bestätigten die an sich schon bekannte Erkenntnis, daß die besonders beim Dieseverfahren auftretenden steilen Druckanstiege die Anwendung von längeren Verbindungsleitungen zwischen Indikator und Brennraum verbieten, zumal dieselben notwendigerweise eng sein müssen, um den Verdichtungsraum des Motors nicht unnötig zu vergrößern, und insofern zu erheblichen zusätzlichen Druckschwankungen der Gasmasse Anlass geben. Neben der Bedingung, möglichst trägheitsfrei zu arbeiten, muß daher an ei-

nen neu
möglich
gerät g
hendem
wickelt
hohe Tr
lichkei
nen und
den Bre

sich in
1) Indi
zeic
wenn
verl
2) Indi
welc
bei
rade
beim

rium fü
Bauart
denstra
Entwick
sehr br
Lichtst
fe so
richtun
genüger
sie der
gig vor
zweier
dinater
fenosz
handen
Zeitab
benste
8) Meu

nen neuzeitlichen Indikator die weitere Forderung nach einem möglichst kurzen, drosselfreien Gaszutritt zum Druckaufnahme-
gerät gestellt werden. Beiden Bedingungen vermögen in weitge-
hendem Maße die in jüngster Zeit zur technischen Reife ent-
wickelten Schnellaufindikatoren zu entsprechen, welche eine
hohe Trägheitsfreiheit erreichen lassen und zugleich die Mög-
lichkeit bieten, unter Vermeidung von zwischengeschalteten Häh-
nen und engen Bohrungen die Gebereinrichtung beliebig nahe an
den Brennraum heranzubringen.

Die heute benützten Schnellaufindikatoren lassen
sich in zwei Gruppen einteilen:

- 1) Indikatoren, die den Druck punktweise aufnehmen und auf-
zeichnen und daher nur dann erfolgreich zu verwenden sind,
wenn die zu einer Diagrammaufnahme gehörige Folge von Druck-
verläufen nahezu gleich ist.
- 2) Indikatoren mit fortlaufender Aufnahme und Aufzeichnung,
welche für solche Meßaufgaben vorteilhaft gebraucht werden,
bei denen entweder nur ein einzelner Druckverlauf oder ge-
rade ein nichtperiodisches kennzeichnendes Diagramm (z.B.
beim Anfahrvorgang) aufzunehmen ist⁸⁾.

Für die vorliegenden Versuche wurde vom Laborato-
rium für Wärmekraftmaschinen ein piezo-elektrischer Indikator,
Bauart Z e i ß - I k o n beschafft, welcher sich des Katho-
denstrahloszillographen als Anzeigegerät bedient. Die neueste
Entwicklung der Elektronenoptik hat zu Konstruktionen einer
sehr brauchbaren Braunschen Röhre geführt, die in Bezug auf
Lichtstärke, Empfindlichkeit, Abbildungstreue und Strichschrä-
ge so leistungsfähig ist, daß sie den an eine Indiziervor-
richtung zu stellenden Anforderungen bereits in hohem Maße zu-
genügen vermag. Gegenüber dem Schleifenzosillographen bietet
sie den weiteren Vorzug, daß man nicht nur eine Größe abhän-
gig von der Zeit darstellen, sondern auch die Abhängigkeit
zweier Größen voneinander unmittelbar in rechtwinkligen Koor-
dinaten niederschreiben kann, wofür bis jetzt noch kein Schlei-
fenoszillograph vorhanden ist. Es wird hierzu die ohnehin vor-
handene Ablenkanordnung benutzt, die üblicherweise für die
Zeitablenkung verwendet wird. Die Erzeugung einer von der Koi-
benstellung abhängigen Ablenkspannung ermöglicht somit die Be-

8) Meurer, Z.VDI. 1936 S.1447

obacht
Aufnahm
Schleif

Die Qua

druckka
ne zyl
lei ge
nungsre

one ein

einerse

ten, an

nen sch

merkna

rufene

werte

minder

statis

im Bre

jedoch

Dieser

Wärmeb

als no

re Kam

lenden

folger

ten, be

1) die

anb

die

2) die

ges

ein

Dresde

9) Jun

obachtung stehender Kolbenwegdiagramme. In der gleichzeitigen Aufnahme mehrerer Vorgänge ist man allerdings im Gegensatz zum Schleifenoszillographen beschränkt.

Die Quarzdruckkammer

Abb. 5 zeigt die erste Ausführung der Zeiss'schen Quarzdruckkammer, in welcher zwecks Verstärkung der Ladung neun dünne zylindrische Quarzscheiben übereinandergeschichtet und parallel geschnitten waren ⁹⁾. Die Abdichtung gegenüber dem Verbrennungsraum erfolgte durch eine sehr dünne Stahlmembran, gegen welche ein aus Leichtmetall gefertigter "Kolbag" gepresst war, der einerseits die heissen Verbrennungsgase von der Membran abhalten, andererseits den zwischen Membrane und Brennraum vorhandenen schädlichen Raum ausfüllen sollte. Die bei den älteren Kammerkonstruktionen durch Wärmeausdehnung der Membrane hervorgerufene Temperaturempfindlichkeit, die eine Verschiebung der Eichwerte des Indikators zur Folge hatte, wurde hier dadurch vermindert, daß die Quarze mittels besonderer Federn eine gewisse statische Vorspannung erhielten, zu der zusätzlich der jeweils im Brennraum herrschende Druck hinzukommt. Die Abdichtung hielt jedoch bei Dauerbetrieb nicht Stand, was sowohl auf die mit dem Dieselverfahren verbundenen hohen Drücke als auch auf die hohen Wärmebeanspruchungen zurückzuführen war. Es erwies sich daher als notwendig, die für die Vergasermotoren sicherlich brauchbare Kammerausführung der Abb. 5 dem weit höhere Anforderungen stellenden Dieselmotorbetrieb in geeigneter Weise anzupassen. Die Schlussfolgerungen, welche aus diesen Vorversuchen gezogen werden mußten, bestanden darin, daß man

- 1) die Membrane selbst so nahe als möglich an den Brennraum herbringen und sie zur Übertragung des Druckes auf die Quarze dienenden Massen möglichst leicht halten muß, und daß
- 2) die Dauerhaftigkeit der den Hitzewirkungen hauptsächlich ausgesetzten Teile, insbes. der Membrane, nur durch Anwendung einer Wasserkühlung des Druckelementes erreicht werden kann.

zu den Hauptversuchen wurde zunächst eine von Dr. Hier, Dresden, gebaute Druckkammer benutzt, welche zwar eine 28 mm

9) Jungnickel, z. VDI 1936 S. 80

Isolierblech

Rohrfeder

9 Quarzscheiben

Membran

Füllkolben

Abb.

2 Quarzscheiben

Membran

30348

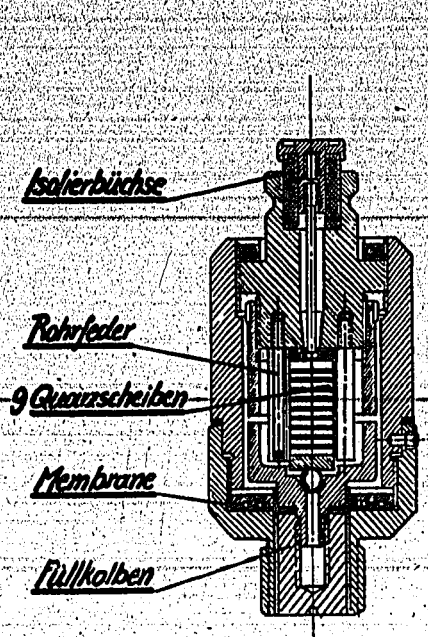


Abb. 5 Druckkammer Zeiss-Ikon
erste Ausführung

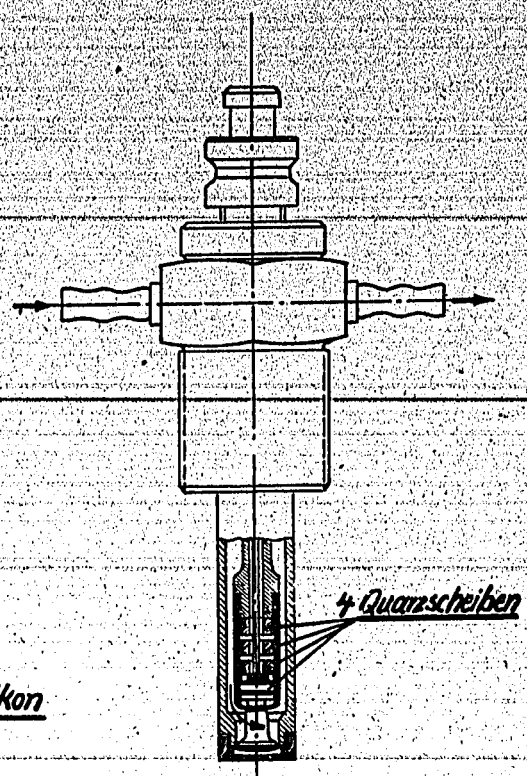


Abb. 7 Druckkammer Zeiss-Ikon
mit Wasserkühlung

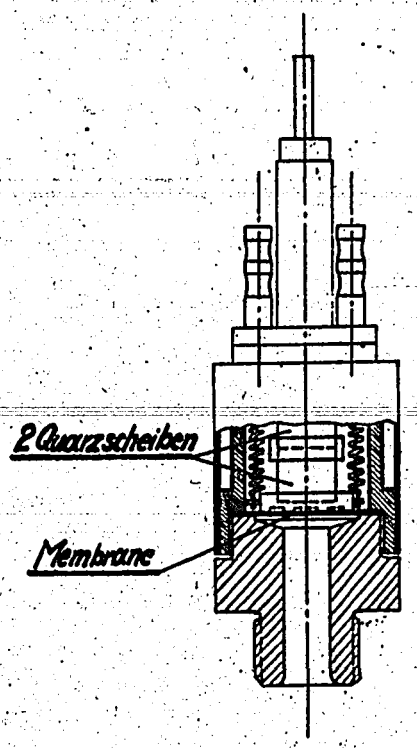


Abb. 6 Druckkammer Dr.-Ing. Nier
mit Wasserkühlung

lange
rung n
Beding
friedl
gewach
eine g
volle
richtu

zeit v
genomm
richtu
unmitt
der El
konnte
Drehza
Versuch
lich +

Das An

strahl
paar d
Verstä
erford
in ein
220 Vo
Amperen
fe anze
bereinn
re Git
stärker
aurzud
als vor

gegangen
+) Anm.
branc
bar

lange Bohrung von 8 mm \varnothing aufwies und deshalb der ersten Forderung noch nicht genügend entsprach, hinsichtlich der zweiten Bedingung bezüglich der Dauerhaftigkeit jedoch vollkommen befriedigte. Da sich diese Kammer auch dem stärksten Klopfbetrieb gewachsen zeigte, wurden mit ihr trotz der nachteiligen Bohrung eine große Reihe von Versuchen durchgeführt, aus welchen wertvolle Aufschlüsse gewonnen werden konnten. Abb. 6 zeigt die Einrichtung der Nier'schen Quarzdruckkammer.

Zuletzt konnten auch noch mit einer in der Zwischenzeit von Zeiss-Ikon entwickelten Spezialdruckkammer Versuche vorgenommen werden, deren Konstruktion es gestattet, die Gebereinrichtung den jeweiligen örtlichen Verhältnissen anzugleichen und unmittelbar zum Brenraum vorzudringen. Unter Vermeidung störender Einflüsse, wie langer Bohrungen oder vergrößerter Massen, konnte hiermit eine befriedigende Druckindizierung auch bei hohen Drehzahlen erreicht werden. Aus Abb. 7 ist der Aufbau der für den Versuchsmotor besonders angefertigten Spezialdruckkammer ersichtlich ⁺⁾ .

Das Anzeigegerät

Als Anzeigegerät dient der bereits genannte Elektronenstrahloszillograph (Braun'sche Röhre), deren einem Ablenkplattenpaar die Ladungsänderungen der Quarze über einen zweistufigen Verstärker zugeführt werden. Die für den Betrieb des Indikators erforderlichen Gleichrichter, Verstärker, Umspanner u.s.w. sind in einem Netzanschlußgerät vereinigt, welches für Anschluß an 220 Volt Wechselspannung eingerichtet ist. Mittels eines Milliampereometers, welches den Anodenstrom der zweiten Verstärkerstufe anzeigt, kann jederzeit das ordnungsgemäße Arbeiten der Gebereinrichtung und des Verstärkers geprüft werden. Eine besondere Gitterspannungsbatterie ermöglicht, dem Gitter der ersten Verstärkeröhre eine im Messbereich liegende, beliebige Spannung auszudrücken, was für die Prüfung und Eichung der Apparatur sich als vorteilhaft erweist.

Für die Druck-Zeitaufnahmen wurde die bei den vorausgegangenen Ionisationsversuchen bereits benutzte Filmkammer ver-

⁺⁾ Anm.: Die Firma Dr. Nier baut nun ebenfalls Kammer, deren Membrane auch bei sehr beschränkten Platzverhältnissen unmittelbar bis zum Brenraum herangerührt werden kann.

wendet. Für die Totpunktmarkierung und die Zeitangabe wurden die bereits beschriebenen Verfahren herangezogen.

Versuchsdurchführung.

Die Eichung des Indikators wurde vor und nach den Versuchen vorgenommen. Zu diesem Zweck wurde das Druckelement an eine Pressluftflasche über ein eigens hierfür konstruiertes Verbindungsstück — s. Abb. 8 — angeschraubt, welches mittels besonderer Ventile die Möglichkeit bot, mit stoßweise wirkenden Eichdrücken zu belasten. Durch Ladungsverluste bedingte Ungenauigkeiten wurden durch dieses Verfahren von vornherein ausgeschaltet und gleichzeitig konnte eine weitgehende Anpassung an die im Motor wirklich auftretenden Verhältnisse erzielt werden. Das genannte Zwischenstück enthielt eine mit Manometer versehene Kammer, welche vom Druckelement durch ein als Kugelventil ausgebildetes Überströmventil getrennt war. Für sämtliche Eichwerte wurde die Messung stets vom Nullpunkt aus begonnen. Die den jeweiligen Drücken entsprechende Stellung des Leuchtpunktes wurde auf einem durchsichtigen Cellophanstreifen, welcher auf dem Leuchtschirm über der Bahn des Punktes angebracht wurde, durch Tuschestriche angegeben. Dieses auf den Filmstreifen photographierte Strichbild lieferte dann den Druckmaßstab für die Auswertung der Druckverlaufslinie.

Die Abb. 9 und 10 zeigen einige mit dem piezoelektrischen Indikator im Speicher der untersuchten Maschine aufgenommene Diagramme, welche den Einfluss von längeren Verbindungsbohrungen zwischen Brennraum und Gebereinrichtung veranschaulichen sollen. Bei den Versuchen I bis III hatte die Verbindungsbohrung eine Länge von 44 mm bei einem Durchmesser von 6 mm (Abb. 11), während bei den Versuchen IV bis VI der Indikator unmittelbar an den Speicher angebaut war (Abb. 12). Die unter gleichen Betriebszuständen gewonnenen Druckverlaufslinien ergaben, daß die durch die lange Bohrung bedingten Schwingungen ein ganz beträchtliches Maß aufweisen und daß nur der unmittelbar angebaute Indikator befriedigende Diagramme gewährleistet. Indikatoren, welche infolge ihrer Methode der Druckaufzeichnung (z. B. punkweiser Aufzeichnung) solche Schwingungsbilder nicht wiederzugeben vermögen, können daher zu Fehlschlüssen Anlass geben, wenn sie nicht genügend nahe mit

023030351

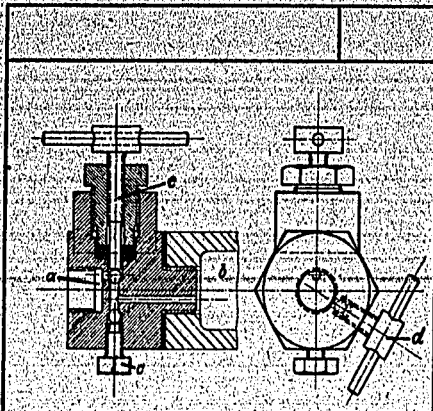


Abb. 8 Eichvorrichtung des Indikators

- a Anschluß für Druckkammer
- b Mit Manometer verbundene Kammer
- c Verriegelungsschraube
- d Abdichtung für Kammer "a"
- e Überströmventil zur Herstellung des Druckausgleiches zwischen "b" u. "a"

Indikatoranschluß für Speichermessung

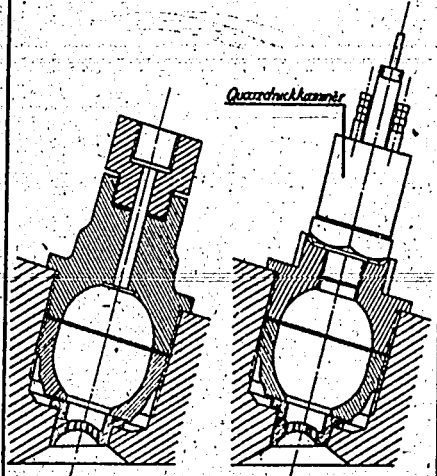


Abb. 11 Ansicht mit Druckbohrung Abb. 12 Unmittelbarer Anschluß

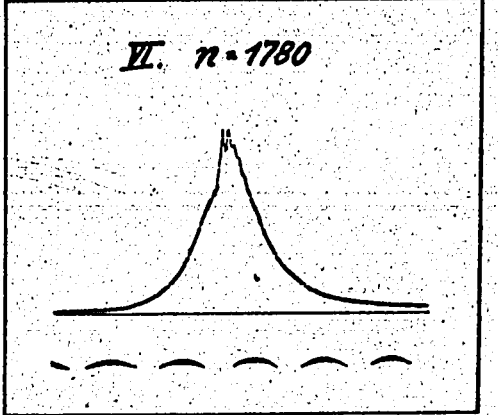
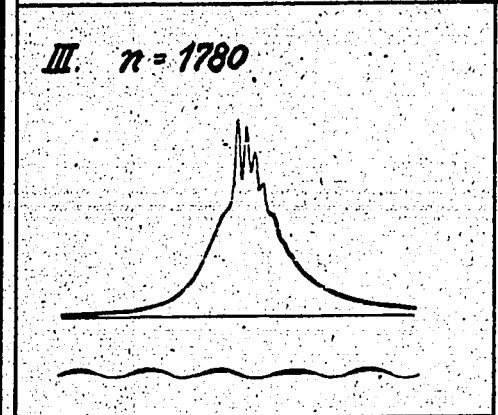
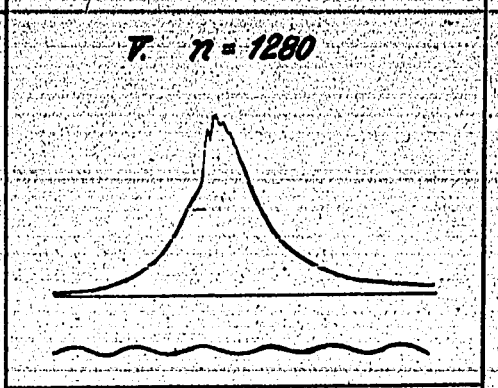
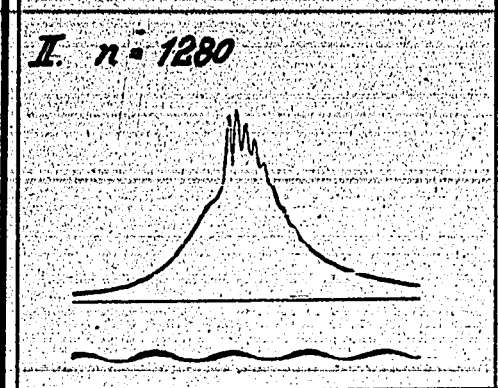
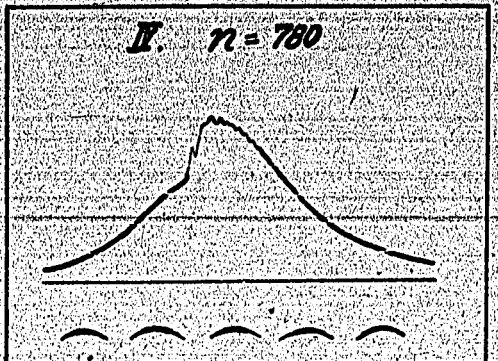
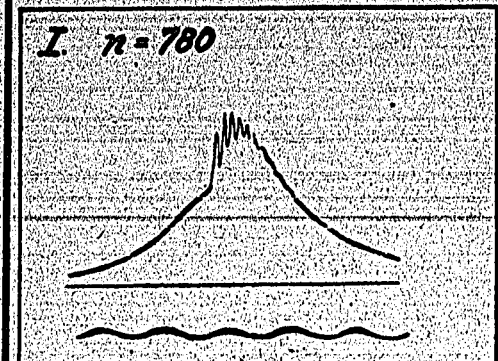


Abb. 9 Mit Drosselbohrung

Abb. 10 Ohne Drosselbohrung

Druckverlauf im Speicher
bei Vollastdrehmoment

bei Anschluß des Indikators unter Zwischenschaltung einer
Drosselbohrung nach Abb. 11 und bei unmittelbarem Anschluß n. Abb. 12

dem B
folige
geküh
besit
15 %
den H
Farnb
lich

Masch
bewer
arbei
teilw
ström
eine
in-Ge
erkau
änder
tunge
liche
wasse
brenn
zen o
um e
kamme
sens
papi
chen
dies
Eige
sonde
ter
10)

dem Brennraum verbunden sind. Beim Farnboro-Indikator, der infolge des zwischen Brennraum und Membrane angeordneten wassergekühlten Hahnes notwendigerweise eine ziemlich lange Bohrung besitzt, müssen demnach die angezeigten Spitzendrücke bis zu 15 % vermindert werden, um die im Brennraum wirklich auftretenden Höchstdrücke zu erhalten. Neuerdings wurde übrigens auch der Farnboro-Indikator den vorerwähnten Bedingungen so weit als möglich angepasst ¹⁰⁾.

C) Grundlagen der Versuche

Vom rein thermodynamischen Standpunkt aus muß man die Maschinen mit unverteilttem Verdichtungsraum zunächst ungünstig bewerten. Die unter nicht unerheblichem Aufwand an Verdichtungsarbeit erzeugte Wärmemenge geht für die Zündung und Verbrennung teilweise wieder verloren, weil die Speicherluft sowohl beim Einströmen in die Kammer als auch beim Abblasen in den Zylinderraum eine Entspannung und Drosselung erfährt. Umsetzungen von Druck in Geschwindigkeit und umgekehrt müssen aber stets mit Verlusten erkauft werden, da es sich hier um "nichtumkehrbare Zustandsänderungen" handelt. Infolge der großen Oberfläche des Verdichtungsraumes erfährt ausserdem die verdichtete Luft eine zusätzliche Abkühlung durch Wärmeleitung über die Wandungen zum Kühlwasser und zur Aussenluft. Wegen der durch den ausgedehnten Verbrennungsraum bedingten Wärmeverluste ist daher beim Ingangsetzen der Maschine die Verdichtungsendtemperatur nicht ausreichend, um eine sichere Zündung zu gewährleisten, weshalb sowohl die Vorkammermaschinen als auch die Luftspeichermotoren zwecks Anlasses einer besonderen Wärmequelle (elektrische Glühspirale, Zündpapier) bedürfen. Wenn die genannten Vorgänge, welche mit solchen Verlusten verbunden sind, trotzdem vorteilhaft sind, so kann dies nur daran liegen, daß die Nachteile durch andere günstige Eigenschaften mehr als ausgeglichen werden, nämlich durch besonders günstige Verbrennungsverhältnisse, deren Folgen erhöhter Arbeitsdruck und Vergrößerung der Arbeitsfläche sind.

10) Mech. Engineering, Bd. 55 (1933) S. 169.

1. Der Verdichtungs Vorgang

Schon die Vorgänge beim VerdichtungsHub üben einen wesentlichen Einfluss auf den Verlauf der Verbrennung aus, da der Brennstoff bereits 20 bis 15 Kurbelgrade vor OT und darunter eingespritzt wird und zwar gerade in der Nähe des Überstromkanals zum Speicher. Durch die Unterteilung des Verdichtungsraumes sind für die Kompression die einfachen Gesetze der Polytrope nicht mehr anwendbar; die an deren Stelle tretenden Gleichungen müssen auch die Drosselung zwischen beiden Räumen berücksichtigen.

Für die Einleitung der Zündung des eingespritzten Brennstoffes sind vor allem die zu Beginn der Einspritzung herrschende Temperatur und der Druck der verdichteten Luft maßgebend. Die Gemischnbildung wird durch die jeweilige Geschwindigkeit der in den Luftspeicher überströmenden Luft beeinflusst.

Bei Maschinen verschiedenartiger Bauart ergibt sich trotz gleichen Verdichtungsverhältnisses und gleicher Betriebsbedingungen eine verschiedene Verdichtungsendtemperatur, da dieselbe ausser dem Verdichtungsverhältnis noch von einer Reihe anderer Faktoren abhängt. Das Verhältnis der Oberfläche zum Rauminhalt der Brennkammer, der Betrag der Wirbelung, das Vorhandensein ungekühlter Flächen und die Temperatur am Ende der Ansaugeperiode haben hierauf entscheidenden Einfluss. Weiter ist zu beachten, daß das Kompressionsverhältnis genau genommen erst von der Lage gemessen werden darf, welche vom Kolben in dem Zeitpunkt eingenommen wird, zu welchem das Einlassventil schließt. Bei der untersuchten Südbremsmaschine schließt das Einlassventil erst 44 Kurbelgrade nach dem unteren Totpunkt. Das für den Beginn der Verdichtung maßgebende Volumen beträgt somit nur 1239 cm^3 und das daraus errechnete Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1239 : 84 = 14,75 : 1$. Bei vergleichenden Untersuchungen zwischen langsam- und raschlaufenden Maschinen kann es zweckmäßig und auch notwendig sein, dieses "wahre Verdichtungsverhältnis" zugrunde zu legen.

Wegen der Wichtigkeit des Verdichtungs Vorganges für die nachfolgenden Untersuchungen wurden bei drei verschiedenen Drehzahlen reine Kompressionsdiagramme (also ohne Brennstoffeinspritz-

zung
Spei

afa

afa

Abb.

der Dr

dung d

lässigkeit

im Ver

folge d

ne Luft

Zunahme

des. Be

keiten

zeiten,

mengen

nahme d

sung) sowohl für den Hauptverbrennungsraum als auch für den Speicher aufgenommen — s. Abb. 13 —

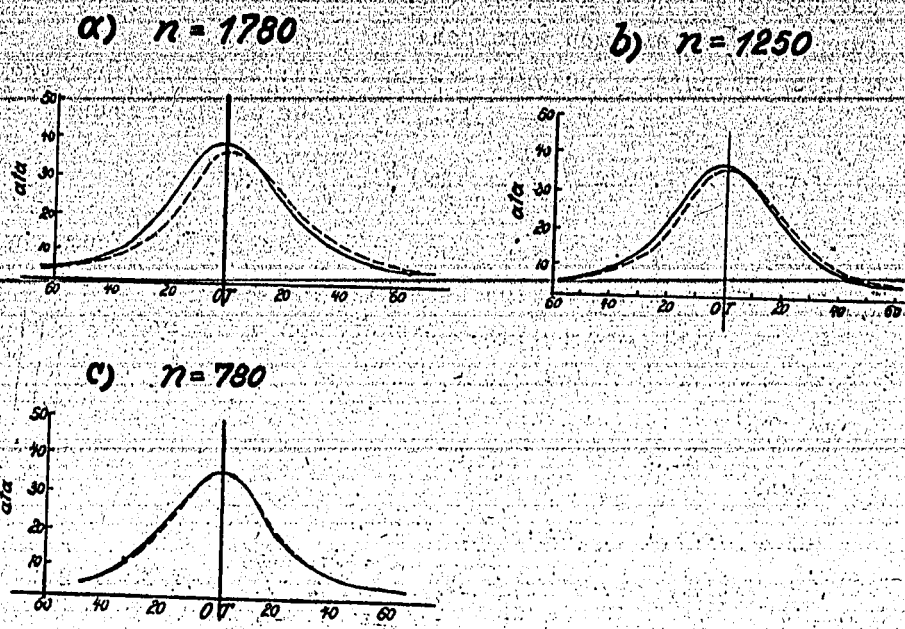


Abb. 13 *Druckverlaufslinien ohne Brennstoffeinspritzung im Hauptverbrennungsraum (HR) u. im Speicher (Sp) bei versch. Drehzahlen*

—— HR - - - - Sp

Die starke Abhängigkeit des Verdichtungs Vorganges von der Drehzahl ist bedingt durch den Wärmeaustausch der Luftladung durch die Zylinderwände zum Kühlwasser, durch die Durchlässigkeit der Kolben und Kolbenringe und durch die Drosselung im Verbindungskanal zwischen Hauptbrennraum und Speicher. Infolge dieser Drosselung nimmt die in den Speicher übergeschobene Luftmenge mit steigender Drehzahl ab unter gleichzeitiger Zunahme des zwischen beiden Räumen herrschenden Druckunterschiedes. Bei wachsender Drehzahl sind die Verluste durch Undichtigkeiten geringer; ausserdem verkürzen sich die Wärmeübergangszeiten, wodurch die an die Zylinderwände übergehenden Wärmemengen je Arbeitsspiel kleiner werden. Die daraus folgende Zunahme der Verdichtungstemperatur ist groß genug, um eine bemerk-

kenswerte Erhöhung des Verdichtungsdruckes hervorzurufen.

Die Ermittlung der Geschwindigkeit der in den Speicher überströmenden Luft kann entweder auf Grund von Versuchen (Messung des Druckunterschiedes zwischen Zylinderraum und Speicher) oder auf rein theoretischen Wege unter Benutzung einiger Annahmen erfolgen:

a) Bei bekanntem Druckunterschied ergibt sich die Überströmgeschwindigkeit w_2 — s. Abb. 14 — aus der Gleichung

$$w_2 = \sqrt{\frac{2gk}{k-1} R \cdot T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{m}} \right]} \text{ m/s} \quad (1)$$

worin sich die Ziffern 1 und 2 auf den Zylinderraum bzw. den Luftspeicher beziehen. Hierin bedeuten:

m = Exponent der polytr. Zustandsändg. in Zylinder u. Speicher

k = " " adiab. " " " " "

$R = 29,27$

Wegen $T_1 = T_{10} \left(\frac{p_1}{p_{10}} \right)^{\frac{m-1}{m}}$

und $k = 1,4$ ergibt sich

$$w_2 = 44,83 \cdot \sqrt{T_{10} \left[\left(\frac{p_1}{p_{10}} \right)^{\frac{m-1}{m}} - \left(\frac{p_2}{p_{20}} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]} \text{ m/s} \quad (2)$$

Unter Zugrundelegung der von Schlaefke ¹¹⁾ gewählten Annahmen vereinfacht sich diese Gleichung zu

$$w_2 = 760,9 \cdot \sqrt{\left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{0,285} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{0,286}} \text{ m/s} \quad (3)$$

11) Schlaefke, Z. VDI 1931 S. 1043

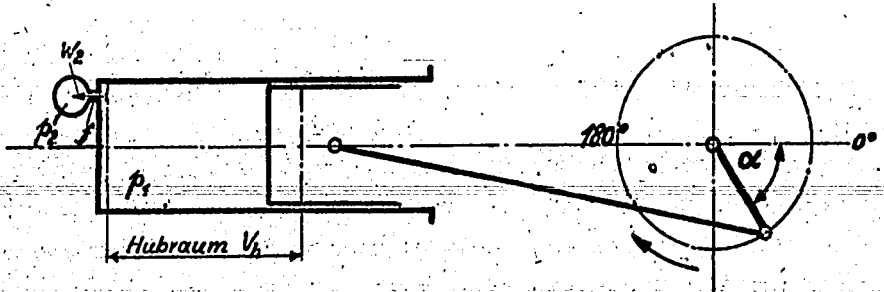


Abb. 14 Bezeichnungen zur Berechnung der Überströmgeschwindigkeit w_2 (m/sec)

- p_1, T_1 Druck, Temp. im Zylinder
- p_2, T_2 " " " Speicher
- p_{10}, T_{10} Druck, Temp. im Zylinder für $\alpha = 0^\circ$
- p_{20}, T_{20} " " " Speicher für $\alpha = 0^\circ$

30357

Für $n = 1780$ U/Min. sind mehrere daraus errechnete Werte in der Zahlentafel I zusammengestellt.

b) Da der Druckverlauf und die daraus bestimmbaren Werte für die Geschwindigkeiten, die überströmenden Luftmengen, die Wirbelung u.s.w. in Abhängigkeit von einem Geschwindigkeitswert C gesetzt werden können, besteht die Möglichkeit, diese Größen rein theoretisch zu ermitteln, sobald der Geschwindigkeitswert C bekannt ist.

$$C = \frac{P}{\mu \cdot f} \cdot c_m = n \cdot \frac{V_h}{30 \cdot \mu \cdot f} \quad (10^3 \text{ m/sec})$$

Hierin bedeuten:

- P = Kolbenfläche
- f = Querschnitt des Verbindungskanals
- μ = Ausflusszahl "
- c_m = mittl. Kolbengeschwindigkeit
- V_h = Hubvolumen
- n = Drehzahl /Min.

Hiebei ist es gleichgültig, welche Einzelwerte Drehzahl und wirksamer Querschnitt des Verbindungskanals ($\mu \cdot f$) haben, sofern nur ihr Quotient unverändert bleibt.

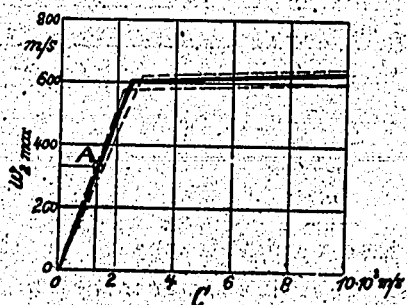


Abb. 15 Höchstgeschwindigkeit im Überströmkanal in Abh. Geschwindigkeitswert

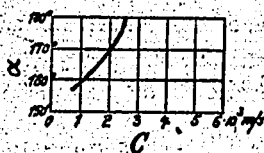


Abb. 16 Krübelwinkel α , bei denen die Wirbelung ihren Höchstwert hat

Aus Z. d. VDI 1931 S. 1043: Schlaefke, Vorgänge beim Verdichtungshub von Vor-kammer-Dieselmotoren.

In den Abb. 15 und 16 sind Teilergebnisse der genannten theoretischen Untersuchungen in bildlicher Darstellung

30357

wiederg
fenden
= 1780
bei das
gerechn
Ausfluß
für die
in gute
untersc
(s. Zahl

nen die
mungen

Als wic

dichtun
vom Dro
tersuch
so ist
und nac
Geschwi
wert de
nen des
Drehzah

2. Der

gen Teil
Er ist
dadurch
zug die
zur sel
mit dem
gemesse
jedoch
Arbeits

12) Neu

wiedergegeben, aus welcher die für den Südbremsenmotor zutreffenden Werte entnommen werden können. In Abb.15 ist der für $n = 1780$ U/Min geltende Geschwindigkeitswert C eingetragen, wobei das tatsächliche, erst vom Schließen des Ansaugventils an gerechnete Ansaugvolumen mit $0,89 \cdot 1,3 \text{ L} = 1,15 \text{ L}$ und die Ausflußzahl μ mit $0,7$ eingesetzt wurden. Der erhaltene Wert für die Höchstgeschwindigkeit $w_{2 \text{ max}}$ (Punkt A der Abb.15) steht in guter Übereinstimmung mit der in Abschnitt a) aus den Druckunterschieden ermittelten Höchstgeschwindigkeit von 327 m/sec . (s. Zahlentafel I)

Aus Abb.16 sind die Kurbelwinkel zu ersenen, bei denen die Wirbelung $\frac{v^2}{g} \frac{d\alpha}{dx}$, d.h. die zeitliche Änderung der Strömungsenergie ¹²⁾, ihren Höchstwert besitzt.

Als wichtigstes Ergebnis ist festzustellen:

Die Überströmgeschwindigkeit w_2 ist abhängig vom Verdichtungsverhältnis, von der Aufteilung des Verdichtungsraumes, vom Drosselverhältnis f/P und von der Drehzahl. Da für die untersuchte Maschine die drei ersten Größen ungeändert blieben, so ist hier nur die Abhängigkeit von der Drehzahl zu betrachten und nach den Abb.15 und 16 festzustellen, daß der Größtwert der Geschwindigkeit mit steigender Drehzahl wächst und daß der Höchstwert der Wirbelung, welcher für die Brennstoffeinspritzung einen besonders günstigen Zeitpunkt darstellt, mit zunehmender Drehzahl näher nach dem oberen Totpunkt hin rückt.

2. Der Zündverzug

Der Zündverzug stellt einen wesentlichen und wichtigen Teil in der erfolgreichen Wirkung der Dieselmachine dar. Er ist von ausschlaggebender Bedeutung für die Verbrennung und dadurch für die Diagrammgestaltung. Man versteht unter Zündverzug die Zeit vom Beginn der Einspritzung des Brennstoffes bis zur selbsttätigen Zündung. Der Beginn des Einspritzens, welches mit dem Anheben der Düsenadel einsetzt, kann leicht eindeutig gemessen werden. Die Zeit bis zum Einsetzen der Zündung wird jedoch je nach dem angewandten Meßverfahren in den zahlreichen Arbeiten über Zündverzugsmessung verschieden erklärt.

Am häufigsten wurde der Zündverzug mit Indikatoren

12) Neumann, Forschung 1933 S.268

durch
nie in
Ricard
die Ve
wickel
sen. I
recht
heits
tigen
als Z

sichtl
a) in
dur
b) in
Dru

Brenn
hande
Bedeut
überge
die Ze
werde
fordere
von de
Um die
ten B
neuer
den D
gestat

ger Th
nung
ten S
verzug
von B
sichli

13) R
14) E

durch eine Druckmessung aus dem gegenüber der Verdichtungslinie im Druck-Zeitdiagramm gemessenen Druckanstieg ermittelt. Ricardo¹³⁾ nennt den Zündverzug eine Periode, während derer die Verbrennung auf kleine Kerne beschränkt bleibt und die entwickelte Wärmemenge zu klein ist, um den Gasdruck zu beeinflussen. Diese Definition war als Vergleichsmaßstab vollkommen berechtigt zu einer Zeit, in der den Forschern noch keine trägheitsfreien Meßeinrichtungen zur Verfügung standen. Mit den heutigen Meßmethoden sind wir aber in der Lage, die von Ricardo als Zündverzug angegebene Periode "vom Einspritzbeginn bis zum sichtbaren Druckanstieg" zu unterteilen und zwar

- a) in die Zeit vom Einspritzbeginn bis zur ersten Flammenbildung und
- b) in die Zeit von dieser Flammenbildung bis zum sichtbaren Druckanstieg.

Der erstere Teil dieser Periode ist nur abhängig vom Brennstoff und sonstigen, am Ort der ersten Flammenbildung vorhandenen Einflüssen, welche für die Einleitung der Zündung von Bedeutung sind, wie Temperatur, Zerstäubungseinheit, Wärmeübergang zwischen Öl und Luft u.s.w... Der letztere Teil umfasst die Zeit, die für einen Austausch der bei der Verbrennung irreführenden Wärme über einen gewissen Teil der Zylinderwand erforderlich ist; er ist also stark von der Form des Brennraumes, von der Wirbelung und von der Lage der Druckmeßstelle abhängig. Um die letztgenannten, durch die jeweilige Motorbauart bedingten Einflüsse nach Möglichkeit auszuschalten, bedienen sich die neueren Forschungsarbeiten solcher Methoden, welche nicht nur den Druckanstieg, sondern bereits die Flammenbildung zu messen gestatten.

Mittels Ionisationsstrecken, Photozellen, feindrähtiger Thermoelemente und schließlich photographischer Aufzeichnung der Flamme wurde die Ankunft der Flammenfront an bestimmten Stellen des Verbrennungsraumes gemessen und damit die Zündverzugszeit bestimmt. Die jüngst erschienenen Forschungsarbeiten von Breves⁶⁾, Hofeider⁷⁾ und Erichsen¹⁴⁾ brachten auch tatsächlich den Beweis, daß die meßbare Drucksteigerung erst spä-

13) Ricardo, Schnelllaufende Verbrennungsmotoren, Berlin 1932

14) Erichsen, Forschungshert. 377 S.21

30359

ter ei
Wert d
bung d
benach
anstie
mehr o
sein w
ne ind
sten Z
suchun

te zu
wird d
digkei
den. U
2000 U

a) Ein

fahr d
setzen
verurs
eine m
währen
stehen
kann i
Klopfv
fen da
dampf-
zuerst
gebrac
Masse
Otto-M
Diesel
erste
te Bre
gering

15) So

ter einsetzt, als dem nach den genannten Methoden erhaltenen Wert des Zündverzuges entsprechen würde. In der näheren Umgebung des ersten Zündungsherdes greift die Flamme rasch auf die benachbarten Olteilchen über, wodurch hier ein örtlicher Druckanstieg entsteht, der je nach der Lage der Indikatorbohrung mehr oder weniger früh auf dem Indikatorgramm zu erkennen sein wird. Beim vorliegenden Südbremsenmotor befindet sich eine Indikatorbohrung gerade diametral gegenüber dem Ort der ersten Zündung, welcher, wie die nachfolgend besprochenen Untersuchungen zeigen werden, in der nächsten Umgebung der Lochplatte zu suchen ist. Der hier einsetzende örtliche Druckanstieg wird die Strecke bis zum Indikatoranschluß mit Schallgeschwindigkeit durchheilen und so erst etwas verspätet angezeigt werden. Das Maß dieser Verspätung kann bei hohen Drehzahlen ($n = 2000$ U/Min) bis zu zwei Kurbelgrade betragen, vgl. Zahlentafel II.

a) Einfluß des Zündverzuges auf die Verbrennung

Wegen der bei Dieselmotoren leicht auftretenden Gefahr des Klopfens suchen wir den Zündverzug möglichst herabzusetzen. In der Tat ist es der Zündverzug, welcher das Klopfen verursacht, weil sich entsprechend der Länge des Zündverzuges eine mehr oder weniger große Ölmenge im Zylinder ansammelt und während dieser Zeit verdampfen kann. Die Verbrennung des entstehenden Brennstoffdampf-Luftgemisches erfolgt schlagartig und kann in keiner Weise beeinflusst werden. Die Bedingungen für den Klopfvorgang sind ganz ähnlich wie im Otto-Motor, wo das Klopfen dadurch verursacht wird, daß ein entzündliches Kraftstoffdampf-Luftgemisch durch Verdichtung infolge der Ausdehnung des zuerst entzündeten Teiles auf seine Selbstentzündungstemperatur gebracht wird und eine plötzliche "Durchzündung" seiner ganzen Masse erfährt. Der Unterschied besteht lediglich darin, daß beim Otto-Motor der zuletzt entzündete Teil der Mischung klopft, beim Dieselmotor hingegen der während des Zündverzuges eingespritzte erste Teil ¹⁵⁾. Der nach der ersten Flammenbildung eingespritzte Brennstoff verbrennt wesentlich ruhiger, da er infolge des geringeren Zündverzuges vorher nicht verdampft.

15) Schweitzer, A.T.Z. 1932 S.460

Die ideale Bedingung wäre unter diesen Umständen darin zu sehen, daß die allerersten Tröpfchen zünden, sobald sie die Düsenmündung verlassen. Durch entsprechende Regelung des Einspritzgesetzes könnte dann das Maß des Druckanstieges leicht in den gewünschten Grenzen gehalten werden. Wenn es nun tatsächlich keinen Zündverzug gäbe, würde sich der ganze Verbrennungsprozess in der Nähe der Düsenmündung abspielen; dem Brennstoffstrahl wäre aber keine Gelegenheit gegeben, sich in der gesamten Verbrennungskammer auszubreiten und mit Luftsauerstoff zu versorgen, bevor die Verbrennung beginnt. Es könnte dadurch zwar ein guter, weicher Lauf der Maschine erreicht werden; der erzielbare mittlere Druck würde jedoch nur einen geringen Wert aufweisen, da ein beträchtlicher Teil der Verbrennungsluft zur Verbrennung nicht herangezogen werden konnte. Es ist also ein Zündverzug wirklich notwendig, welcher dem Öl die Möglichkeit der Vermischung mit der Verbrennungsluft gibt 16).

Die Aufgabe besteht somit darin, durch geeignete sinnvolle Formgebung des Verbrennungsraumes dafür zu sorgen, daß ein möglichst günstiges Maß des Zündverzuges erreicht wird, daß ferner die Zündung auch tatsächlich an dem gewollten Ort eintritt und die Bildung erheblicher Mengen zündfähigen Gemisches ausgeschlossen wird.

b) Theorie des Zündverzuges

In der Hauptsache ist der Zündverzug eine Frage des Wärmeüberganges, welcher zwischen dem eingespritzten und zerstäubten Brennstoffstrahl und der durch Verdichtung erhitzten Luft zustande kommt. Gleichzeitig ist damit eine Verdunstung des Oles verbunden. Die Zündung kann erst einsetzen, wenn die Selbstentzündungstemperatur erreicht ist. Als gut begründet kann die Feststellung angesehen werden, daß die Zündung nicht bereits im Augenblick des Erreichens der Selbstentzündungstemperatur — also nach Ablauf des thermischen Zündverzuges — einsetzt, sondern daß eine gewisse Zeit, nämlich der sogen. chemische Zündverzug vergeht, der zur chemischen Aufbereitung des Brennstoffes dient und stark abhängig ist von der Differenz aus der Temperatur, auf welche das Gemisch erwärmt wird, und der Selbstentzün-

16) Ricardo, Power 1936 S.92

ungstem
W
gang rech
in der Ze
gestellt,
nommen we

a) Der ch
Spez. G
des fi
Spez. W
Wärmet

b) Die Ch
Tropfe

c) Die ph
Luftte
Die du
ganges

Zu a) All
sind eine
ten von K

sten Fakt
herausrin
brennung,
Verbrennu

noch nicht
genau die

daß sie s
und sich
tischen A

sein, auf
werte, we

Schlüsse
die Güte

Einzelbes
Heizwert,

17) Wenta
18) Thiem

nungstemperatur.

Wentzel¹⁷⁾ hat den Aufheiz- und Verdunstungsvorgang rechnerisch untersucht und für die vom Brennstofftropfen in der Zeiteinheit aufgenommene Wärmemenge eine Gleichung aufgestellt, aus welcher drei Gruppen von Einflussgrößen¹⁸⁾ entnommen werden können, von denen der Zündverzug abhängt:

a) Der chemische und physikalische Aufbau des Brennstoffes:

Spez. Gewicht, spez. Wärme, Verdampfungswärme und Temperatur des flüssigen Brennstoffes.

Spez. Wärme des Brennstoffdampfes

Wärmeübergangszahl von der Luft an den Brennstofftropfen.

b) Die Charakteristik der Einspritzpumpe und -Düse:

Tropfengröße, Tropfengeschwindigkeit.

c) Die physikalischen und mechanischen Bedingungen im Motor:

Lufttemperatur

Die durch die Strömungsverhältnisse beeinflusste Wärmeübergangszahl.

Zu a) Allein für die thermische Aufbereitung des Brennstoffes sind eine Reihe von chemischen und physikalischen Stoffkonstanten von Einfluss. Die für die chemische Aufbereitung wichtigsten Faktoren hat man leider bis heute noch nicht einwandfrei herausfinden können, da die Frage nach dem Mechanismus der Verbrennung, d. h. welche chemischen Reaktionen bei der Zündung und Verbrennung des eingespritzten Kraftstoffes auftreten, heute noch nicht eindeutig gelöst ist. Man kennt noch nicht einmal genau die Zusammensetzung der Kraftstoffe, sondern weiß nur, daß sie sehr verwickelte Gemische von Kohlenwasserstoffen sind und sich durch ihren aliphatischen, naphtenischen oder aromatischen Aufbau unterscheiden.

Bei den Leichtkraftstoffen glaubte man, in der Lage zu sein, auf Grund bestimmter chemischer oder physikalischer Stoffwerte, welche laboratorienmäßig leicht ermittelt werden können, Schlüsse auf das mutmaßliche motorische Verhalten zu ziehen. Um die Güte des Kraftstoffes zu beweisen, wurde eine Vielzahl von Einzelbestimmungen (spez. Gewicht, Zähigkeit, Flamm- u. Stockpunkt, Heizwert, Siedekurve u. a.) vorgenommen. Man mußte aber dennoch

17) Wentzel, Forschung Bd. 6 (1935) S. 105.

18) Thiemann, A.T.Z. 1934 S. 600

feststellen, daß man mit diesen Methoden keinen unbedingt sicheren Maßstab für die motorische Eignung in der Hand hatte. Die Durcharbeitung von motorischen Prüfmethoden, die letzten Endes die Einführung der Oktanzahl zur Folge hatte, hat hier schließlich grundlegenden Wandel geschaffen.

Wenn wir die bisherigen Analysenvorschriften für Dieselmotorkraftstoffe betrachten, so findet man, daß ein großer Teil dieser Bewertungsmethoden in keinerlei Zusammenhang mit dem motorischen Verhalten der Kraftstoffe steht, sondern vielmehr aus den Prüfvorschriften für Leichtöle herausentwickelt worden sind ¹⁹⁾.

Die zahlreichen, auf dem Gebiet der motorischen Untersuchungen gewonnenen Erfahrungen haben schließlich zu der Feststellung geführt, daß eine der wichtigsten Eigenschaften der im Dieselmotor verwendeten Kraftstoffe das Verhalten in Bezug auf den Zündverzögerung ist. Ergibt sich bei der motorischen Prüfung, daß der Zündverzögerung günstig ist, so lohnt es sich, auch die weiteren Eigenschaften des Kraftstoffes zu untersuchen, weil dann die Voraussetzung für dessen Brauchbarkeit als Dieselmotorkraftstoff gewährleistet ist.

Die Prüfung der Zündeigenschaft wird heute ebenso wie die der Klopf eigenschaft von Benzin mit Hilfe von Vergleichsstoffen in einem Prüfmotor vorgenommen. Es wäre jedoch zweifellos als ein erheblicher Fortschritt zu bezeichnen, wenn es gelänge, allein auf Grund zuverlässiger, in den stofflichen Eigenschaften der Kraftstoffe begründeter Kennzahlen im voraus die Verwendbarkeit eines neuen Kraftstoffes bestimmen zu können. Leider ist es aber bis jetzt noch nicht gelungen, verschiedene Kombinationen chemischer oder physikalischer Konstanten in eine eindeutige Beziehung zum Zündverhalten eines Brennstoffes zu bringen. Eine Schwierigkeit dieses verwickelten Problems liegt auch darin, daß neueste Untersuchungen in Frage stellen, ob die beiden bisher benutzten Testkraftstoffe Zeten und Alphamethylnaphthalin überhaupt richtig gewählt sind ²⁰⁾. Eine gewisse Unzulänglichkeit der Zetenzahl als Wertmesser zeigt sich nämlich darin,

19) A.W.Schmidt, Niederschrift über die Besprechung zwischen Braunkohlenindustrie und Dieselmotorenfirmen, München 1935.

20) R.Müller, Kraftfahrtechnische Forschungsarbeiten, Heft 3, Berlin 1936.

daß es n
der Techn
chen Öle
Kraftsto

Stellhe
stoffe v

was zur
bzw. für
dene Zet
daß zur

wendet u
Chemisch
die moto
zur näh
mit eine

findende
tropfens
Zündverz

dieser B
len Durc

verhältn
allen fü

nungsrau

den Maso

bung dur

tert. We

ausserde

kühlten

aufspalt

gen im M

der Verd

Einsprit

gendem V

*) Besond
pressi
Colleg
Penny

daß es nach den jüngst im "Laboratorium für Wärmekraftmaschinen der Technischen Hochschule München" durchgeführten Bombenversuchen Öle gibt, deren Zündverzugs ausserhalb des von diesen Eichkraftstoffen eingegrenzten Bereiches liegen. Ausserdem ist die Steilheit der Zündverzugskenlinien der genannten Eichkraftstoffe von derjenigen zahlreicher Diesellole sehr verschieden, was zur Folge hat, daß man für jede Verdichtungs- endtemperatur bzw. für jeden Verdichtungsgrad für die gleichen Öle verschiedene Zetenzahlen erhalten würde. Es ergibt dies die Forderung, daß zur Bestimmung der Zetenzahl stets der gleiche Motor verwendet und der gleiche Betriebszustand eingehalten werden muß⁴⁾. Chemische oder physikalische Kennziffern vermögen daher bis jetzt die motorische Prüfung noch nicht zu ersetzen, sie können aber zur näherungsweise Untersuchung oder für Laboratorien, die nicht mit einer Prüfmaschine ausgerüstet sind, empfohlen werden.

Zu b): Da die zwischen Brennstoff und heisser Luft stattfindende Wärmeübertragung auch von der Oberfläche des Brennstofftropfens abhängt, kann durch Herabsetzen der Tropfengröße der Zündverzug verkleinert werden. In der Praxis müssen wir uns in dieser Hinsicht eine Beschränkung auferlegen, um nicht der vollen Durchschlagskraft, die wir insbes. bei hohem Verdichtungsverhältnis anwenden müssen, verlustig zu gehen. Dies gilt vor allem für Strahleinspritzmaschinen mit geschlossenem Verbrennungsraum. Bei den mit unterteilten Verdichtungsräumen arbeitenden Maschinen wird der Brennstoffpumpe die Arbeit der Zersthübung durch die absichtlich hervorgerufenen Wirbelungen erleichtert. Wenn die Überströmdüse zwischen Hauptraum und Speicher ausserdem noch eine höhere Temperatur annehmen kann als die gekühlten Zylinderkopfwandungen, kann die Zersthübung infolge der aufspaltenden Wirkung noch weiter gefördert werden.

Zu c): Die physikalischen und mechanischen Bedingungen im Motor sind gegeben durch die Temperatur und den Druck der Verdichtungsluft sowie durch die besonderen, zur Zeit des Einspritzens herrschenden Strömungsverhältnisse. Die mit steigendem Verdichtungsverhältnis beobachtete Verminderung des Zünd-

⁴⁾ Besondere Erwähnung verdienen hier das C.C.R. (Critical compression ratio) -Verfahren und die vom "Pennsylvania State College" entwickelte "Fixed Ignition Lag Method", vgl. The Pennsylvania State College, Bulletin Nr. 45

versu
turun
des Ö
eine
im ob
ihre
vorga
lasse
den S
schr
aber
wegen
mentr
durch
und n
lichk
küllen
Luftw
Versu
beweg
kräft
sehen
sich
schie
s. Abb
lichk
zahl
zahl,
von g

3. D

in ei
teil
fortp
liege
Fakt
21) Me

versuges ist wohl in der Hauptsache in dem wachsenden Temperaturunterschied zwischen der Verdichtungsluft und dem Zündpunkt des Öles zu suchen. Eine Steigerung des Druckes bewirkt ja auch eine Herabsetzung der Selbentzündungstemperatur des Öles. Da im oberen Totpunkt Druck und Temperatur der Verdichtungsluft ihre Höchstwerte aufweisen, wäre es am günstigsten, den Einspritzvorgang erst kurz vor oder bei Erreichung desselben erfolgen zu lassen. Andererseits hat aber im OT die Geschwindigkeit der in den Speicher einströmenden Luft ihren Höchstwert bereits überschritten. Große Relativgeschwindigkeit zwischen Öl und Luft ist aber unbedingt anzustreben wegen des besseren Wärmeüberganges und wegen der Steigerung der Reaktionsgeschwindigkeit infolge Zementreibens der Sauerstoff- und Kohlenwasserstoffmoleküle. Da durch daß beim Südbremsenmotor der Brennstoff quer zum Luftstrom und nicht in gleicher Richtung eingespritzt wird, werden die Möglichkeiten der Berührung zwischen Brennstoff- und Sauerstoffmolekülen vervielfacht. Den ausserordentlichen Einfluss zusätzlicher Luftwirbelung auf die Zerstäubungseinheit hat M e h l i g durch Versuche gezeigt ²¹⁾. Es sind also offenbar die von der Relativbewegung zwischen Brennstoffstrahl und Luft abhängigen Reibungskräfte als Ursache für die bessere Aufteilung der Tropfen anzusehen. Aus dem Zusammenwirken der verschiedenen Einflüsse ergibt sich ein jeweils günstigster Voreinspritzwinkel, der sich bei verschiedenen Betriebszuständen ändern wird.

Da ferner die Überströmgeschwindigkeit w_2 der Luft -- s. Abb. 7 -- mit der Maschinendrehzahl zunimmt, besteht die Möglichkeit, daß wegen des besseren Wärmeüberganges bei hoher Drehzahl die Zündung rascher eingeleitet wird als bei niedriger Drehzahl, was für den rechtzeitigen Ablauf des Verbrennungsvorganges von größter Wichtigkeit ist.

3. Der Verbrennungsvorgang.

Die nach dem Zündverzug einsetzende Verbrennung besteht in einer Ausbreitung der Flamme vom Ausgangskern über den Hauptteil des Verbrennungsraumes. Die Geschwindigkeit der Flammenfortpflanzung hängt davon ab, wie rasch die vor der Flammenfront liegende Schicht auf die Entzündungstemperatur gebracht wird. Die Faktoren, welche für den Zündverzug maßgebend sind, werden daher

21) Mehlig, A.T.Z. 1934 S. 411

großen
sen, da
Der Wä
Leitung
benachb
bestand
mechan
Wirbelu
nen Dre

zung-be
brennun
Maschin
brennun
Da der
armt de
vorgang
nung. I
tender
nicht f
raumes
problem
bildung
in hoch
Luftspe
fügung
dern au
da die
sion hi

gang se
Südbrem
hat. Du
"klassi
soll, h
einfluss
rer Bed

größtenteils auch den Ablauf des Verbrennungsvorganges beeinflussen; da es sich hier ebenfalls um eine Wärmeübertragung handelt. Der Wärmetransport in der Flammengrenze erfolgt durch Konvektion, Leitung und Strahlung, wobei die Erwärmung der der Flammenfront benachbarten Schichten abhängig ist von der spez. Wärme der Gemischbestandteile und deren Entzündungstemperatur. Hinzu kommt eine mechanische Ausbreitung der Flamme durch besondere Strömungs- und Wirbelungsvorgänge, welche die Anwendung der heute üblichen hohen Drehzahlen des Fahrzeugdieselmotors überhaupt erst ermöglicht.

Die mit dem Zündvorgang verbundene chemische Umsetzung beginnt unter der Einwirkung der hohen Temperaturen im Verbrennungsraum mit der Abtrennung atomaren Wasserstoffes — durch Maschinenspektrogramme ¹⁴⁾ nachgewiesen —, weshalb die erste Verbrennung durch hohe Umsetzungsgeschwindigkeit ausgezeichnet ist. Da der primär abgespaltene Wasserstoff unmittelbar verbrennt, verarmt der Brennstoff dauernd an Wasserstoff und der Verbrennungsvorgang gewinnt immer mehr den Charakter der Kohlenstoffverbrennung. Da diese langsamer verläuft, neigt das System mit fortschreitender Verarmung an Wasserstoff zu unvollkommener Verbrennung, wenn nicht für Sauerstoffüberschuß in allen Teilen des Verbrennungsraumes gesorgt wird. Das bei jedem Dieselmotor zu lösende Hauptproblem besteht deshalb darin, geeignete Verfahren für die Gemischbildung zu finden, welche den im Zylinder verfügbaren Sauerstoff in höchstmöglichem Grade für die Verbrennung nutzbar machen. Beim Luftspeichermotor erstreckt sich die der Gemischbildung zur Verfügung stehende Zeit nicht nur auf die Brennstoffeinspritzung, sondern auch noch auf einen nennenswerten Teil des Ausdehnungshubes, da die Nachlieferung von Luft aus dem Speicher bis in die Expansion hinein reicht.

Der für Luftspeichermaschinen charakteristische Vorgang setzt mit dem Abblasebeginn des Speichers ein, der im Fall der Südbremsenmaschine ungefähr die Hälfte der Ladeluft aufgenommen hat. Durch die Abblaseenergie des Speichers, welche die bei der "klassischen Lufteinblasung" vorhandene Wirbelungsenergie ersetzen soll, hat man es in der Hand, den Verlauf der Verbrennung zu beeinflussen, was für Maschinen mit hoher Drehzahl von ganz besonderer Bedeutung ist.

1) Leis

Drehzah
messung
angegebEinspri
daß all
ten, wi
Drücke
genomme
zahlen
bei der
drehzah
günstig
bei ein
sen.bis zu
radlin
angesel
stungs
bildung
Der No
einer
lichen
aus, d
ohende
ven se
verbra
scherlinien
Schätz

22) P.

D) Versuchsergebnisse

1) Leistung und Brennstoffverbrauch des Motors.

Abb.17 enthält die Ergebnisse der bei verschiedenen Drehzahlen und Belastungen durchgeführten Brennstoffverbrauchsmessungen des Südbrensenmotors, bei welchen das in Zahlentafel III angegebene Standard-Gasöl verwendet wurde. Die Einstellung des Einspritzzeitpunktes wurde bei diesen Versuchen so vorgenommen, daß allzu harter Gang vermieden wurde, um Verhältnisse zu erhalten, wie sie tunlichst dem praktischen Betrieb entsprechen. Die Drücke bewegten sich daher, wie die bei "Normaleinspritzung" aufgenommenen Diagramme der Abb.18 zeigen, bei den mittleren Drehzahlen $n = 1250$ und $n = 780$ U/Min. in mäßigen Grenzen. Lediglich bei der über der Normaldrehzahl ($n = 1650$ U/Min.) liegenden Höchstdrehzahl der Versuche ($n = 1780$ U/Min.) wurde zwecks Erreichung günstiger Verbrennungsverhältnisse früher eingespritzt und hierbei ein Spitzendruck von 58 ata für das Vollastdrehmoment zugelassen.

Die Kurven des stündlichen Brennstoffverbrauches weisen bis zu dem als Normallast bezeichneten Punkt einen ziemlich geradlinigen Verlauf auf. Als Normallast wird hierbei die Belastung angesehen, bei der der geringste Brennstoffverbrauch für die Leistungseinheit erzielt wird und noch reine Verbrennung ohne Rußbildung stattfindet. Beide Bedingungen fallen ungefähr zusammen²²⁾. Der Normallastpunkt wurde daher in bekannter Weise durch Anlegen einer durch den Nullpunkt gehenden Tangente an die Linie des stündlichen Brennstoffverbrauches gefunden. Es stellt sich dabei heraus, daß das einem niedrigsten spez. Brennstoffverbrauch entsprechende Drehmoment bei steigender Drehzahl etwas abnimmt. Die Kurven zeigen ferner, daß das Anwachsen des stündlichen Brennstoffverbrauches mit steigendem Drehmoment bei hoher Drehzahl viel rascher erfolgt als bei niedriger Drehzahl.

Durch rückwärtige Verlängerung der Brennstoffverbrauchslinien bis zum Schnitt mit der Abszissenachse kann eine sichere Schätzung der Reibungsverluste vorgenommen werden, insofern als

22) P.Meyer, Die Brennkraftmaschine Bd.II, Berlin 1935

die Abs
Verlust
stoffve
gleichs
sorlose
sinstin
des aus
kungsgr

bei den
ste auf
entspre

2) Einf

sung un
dung mi
analyse

gase au
von 5 L
gesaugt
übersch
eck²⁵⁾
Auspuff
Kohleno
me, wel
auch am
dem die
zugefüh
tes die
brennun
stehend
men. Al

23) Dav
24) Rom
25) Ack

die Abschnitte auf dieser Achse ziemlich genaue Werte für diese Verluste in dem Belastungsbereich geben, in welchem die Brennstoffverbrauchslinien annähernd geradlinig sind²³⁾. Bei Vergleichsversuchen zwischen einem Luftpumpe- und einem kompressorlosen Dieselmotor hat R o m b e r g für Nennlast volle Übereinstimmung des nach dieser Methode graphisch ermittelten und des aus der indizierten Leistung berechneten mechanischen Wirkungsgrades gefunden²⁴⁾.

Für den untersuchten Südbremsenmotor treten somit bei den Drehzahlen $n = 780, 1250$ und 1780 U/Min. Reibungsverluste auf, die den Belastungen von $10,5$ bzw. $13,1$ bzw. $16,7$ kg entsprechen würden.

2) Einfluss der Drehzahl auf Zylinderausnutzung und Güte der Verbrennung.

Um den Einfluss der Drehzahl auf die Zylinderausnutzung und Güte der Verbrennung zu untersuchen, wurden in Verbindung mit den eben genannten Brennstoffverbrauchsmessungen Abgasanalysen durchgeführt.

Zur Erzielung guter Durchschnittswerte wurden die Abgase aus der Auspuffleitung zunächst in besondere Absaugflaschen von 5 L Inhalt während einer Zeitdauer von 5 bis 10 Minuten abgesaugt und erst von hier dem Orsatapparat zugeführt. Die Luftüberschusszahlen wurden aus dem Ackermann'schen Verbrennungsdreieck²⁵⁾ gefunden, welches auf der Tatsache beruht, dass in den Auspuffgasen des Dieselmotors bei unvollkommener Verbrennung nicht Kohlenoxyd, sondern Ruß vorhanden ist. Zur Prüfung dieser Annahme, welche sich bereits auf verschiedene Versuche stützt, wurden auch am Versuchsmotor diesbezügliche Vorversuche unternommen, indem die Abgase einem selbsttätig arbeitenden A d o s - Apparat zugeführt wurden, welcher neben der Feststellung des CO_2 -Gehaltes die Möglichkeit bot, etwa vorhandenes Kohlenoxyd in einer Verbrennungsröhre zu verbrennen und aus der Messung der hierbei entstehenden Kohlensäure den Kohlenoxydgehalt der Abgase zu bestimmen. Als Ergebnis dieser Vorversuche konnte festgestellt werden,

23) Davies, Engineering 1934 S. 599

24) Romberg, Z. VDI Bd. 70 (1926) S. 1597

25) Ackermann, Forschungsheft des VDI Nr. 366

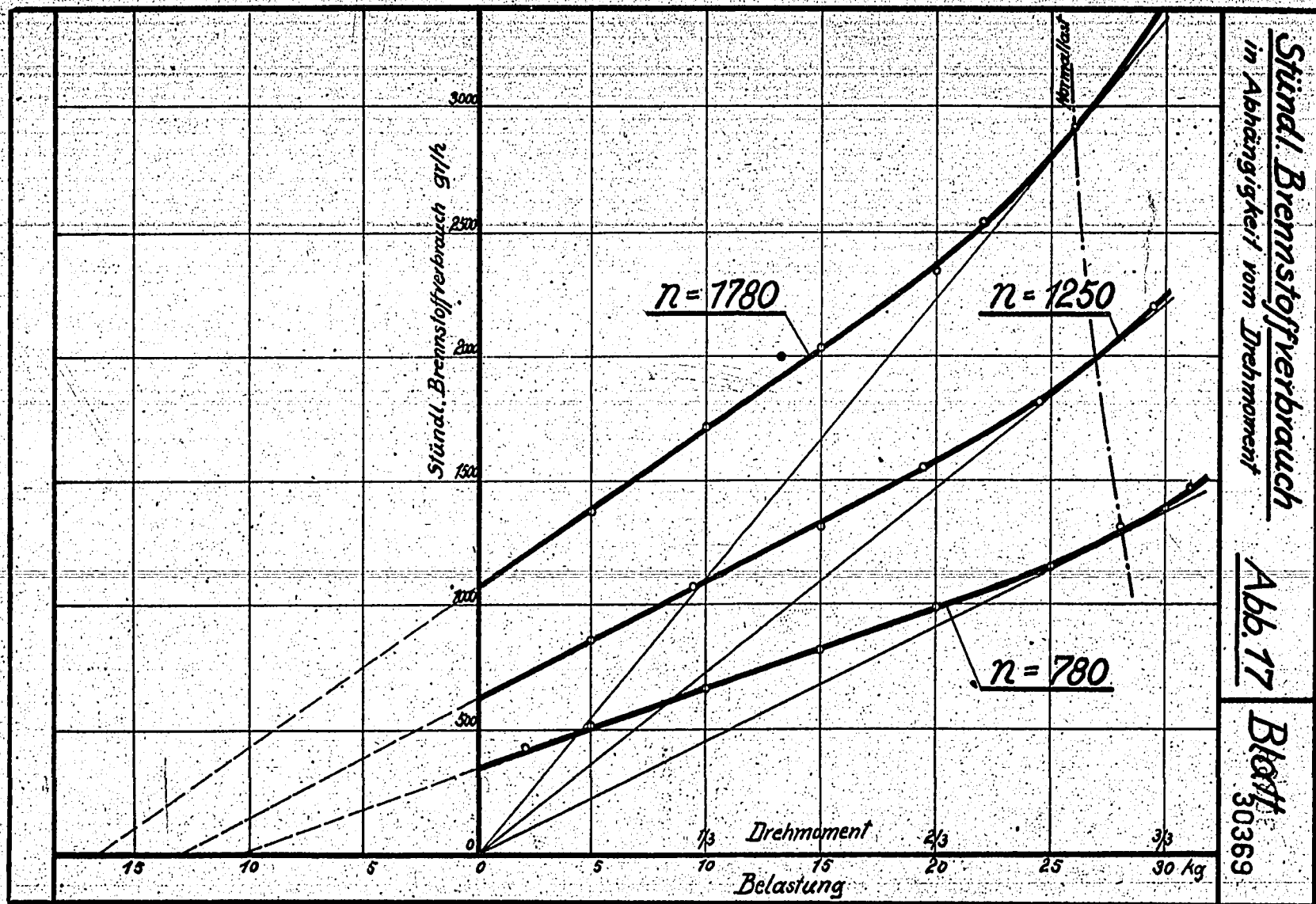
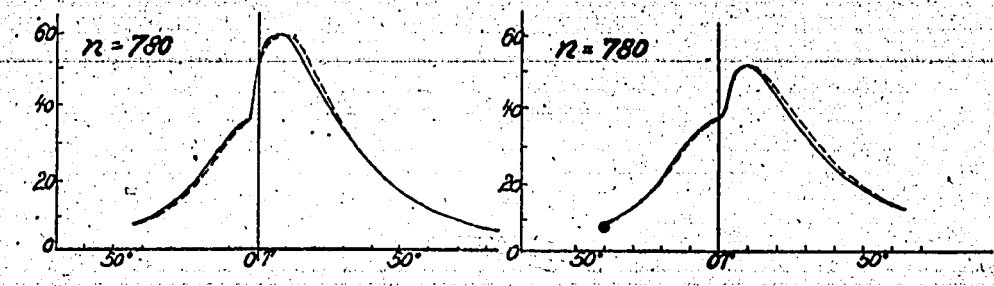
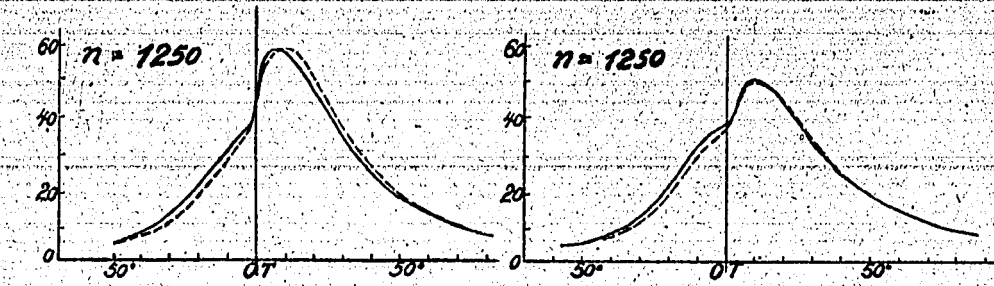
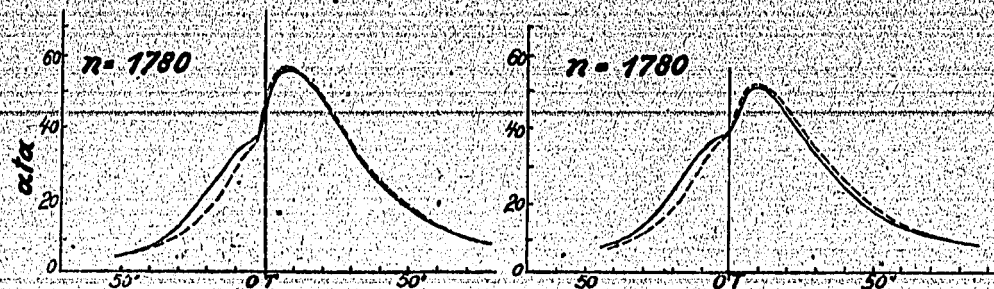


Abb. 18 Im Hauptverbrennungsraum und im Speicher bei Vollast aufgenommene Druckverlaufslinien des MWM-Luftspeicherdieselmotors.

30370

A, Früheinspritzung

B, Normaleinspritzung



— Druckverlauf im Hauptraum
 - - - Speicher

C, Späteinspritzung

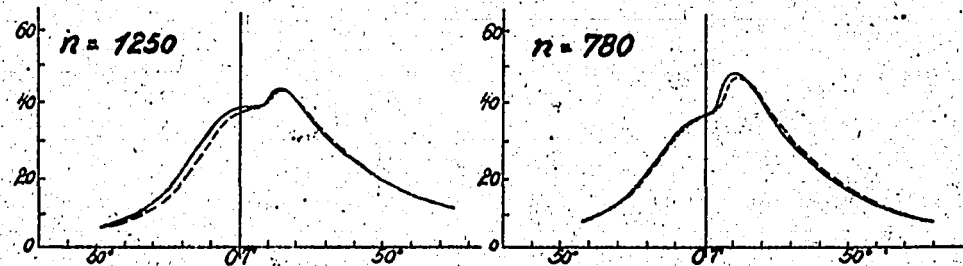


Abb. 1

α_3

$n = 7$

b_3

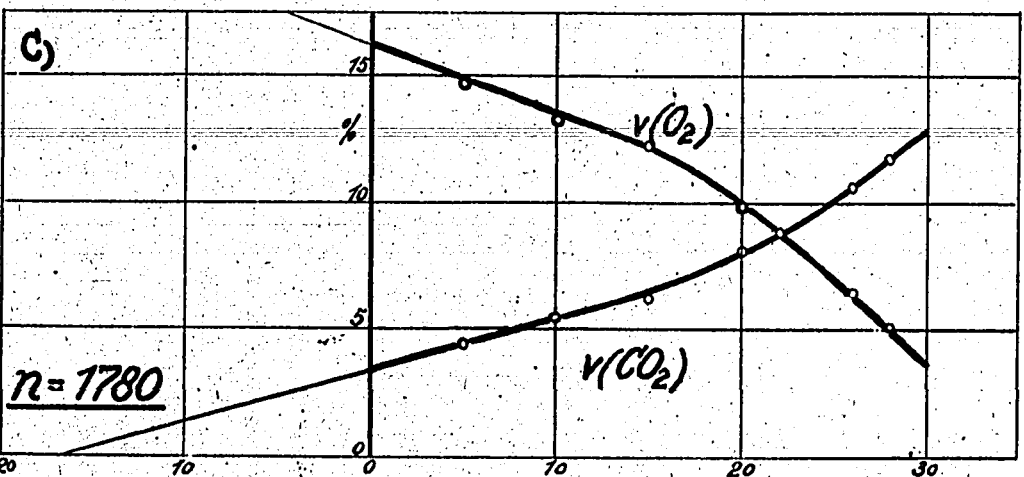
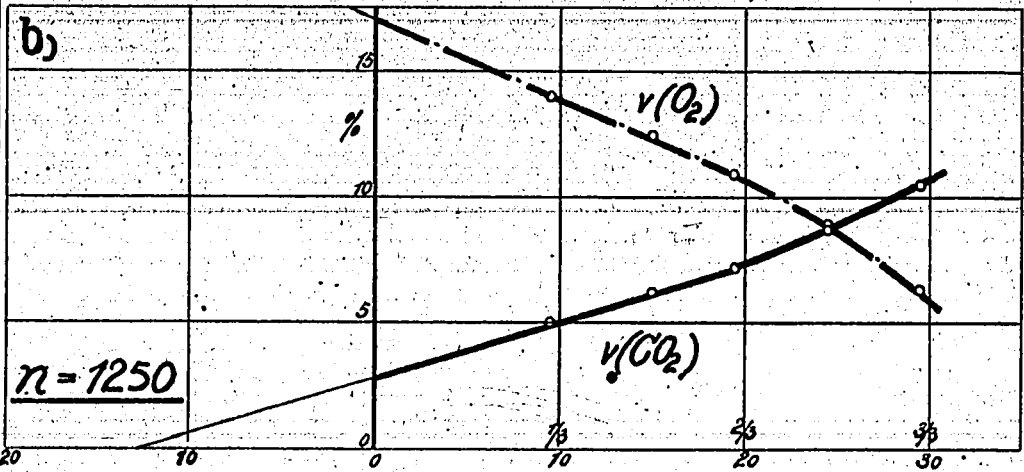
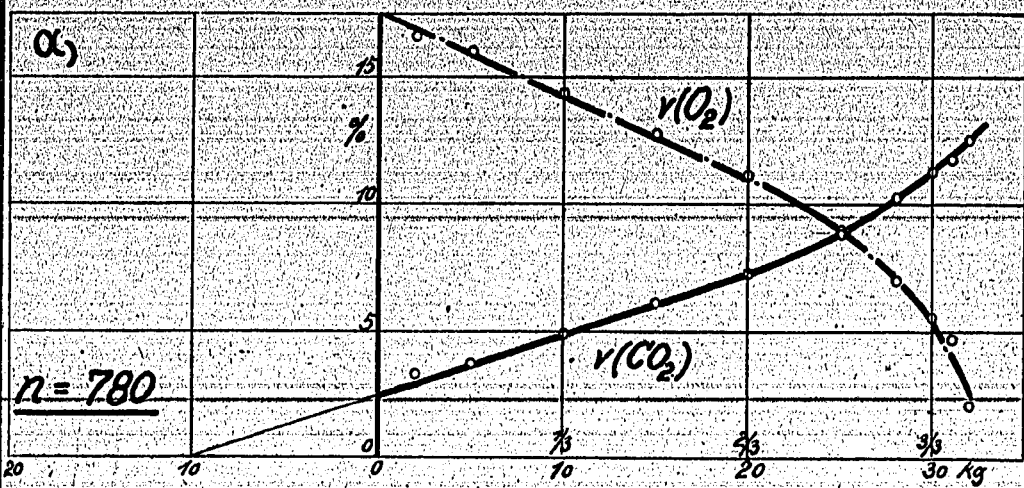
$n = 1$

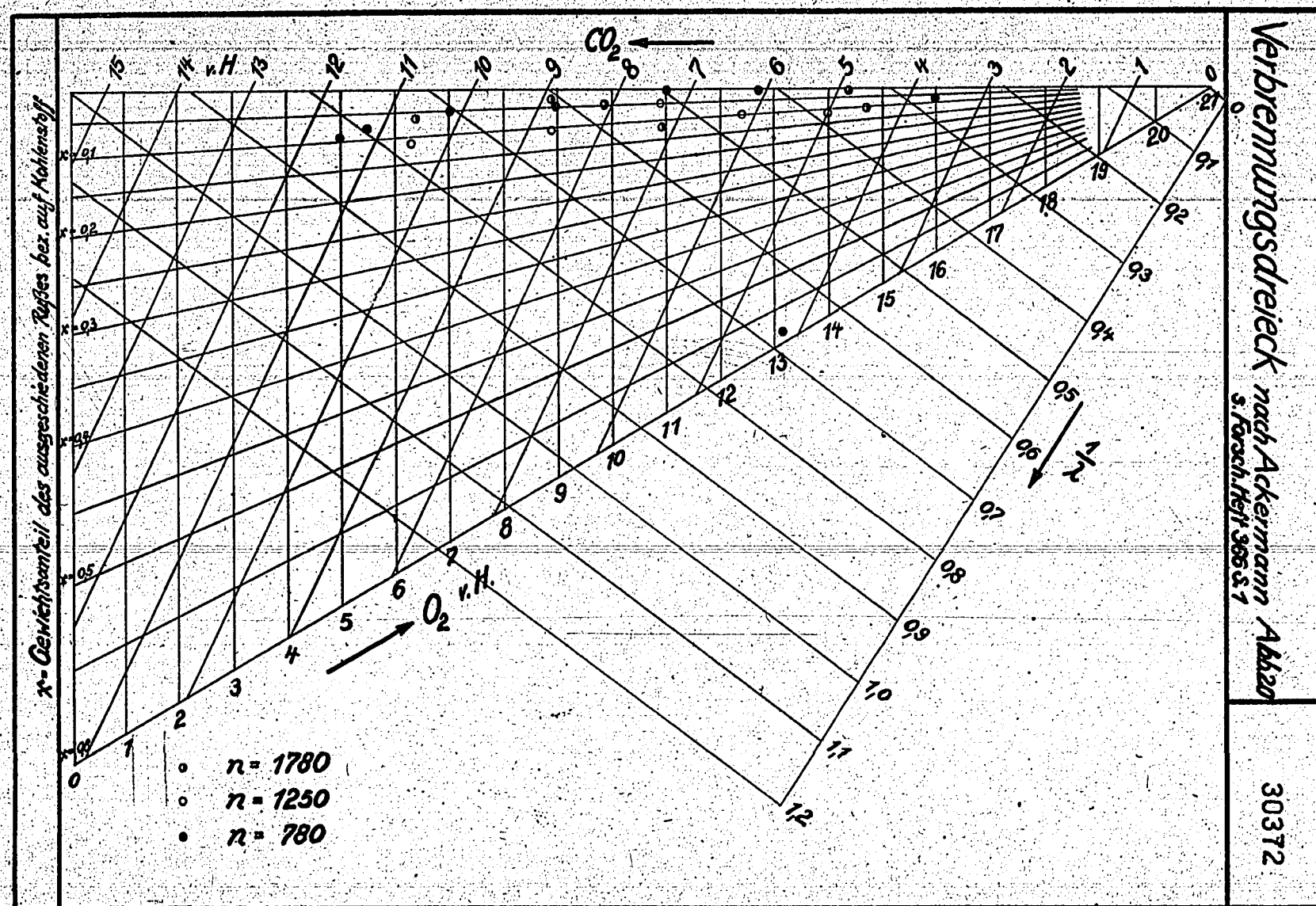
c_3

$n = 1$

Abb. 19 Abgaszusammensetzung in Abh. von der Belastung bei verschiedenen Drehzahlen.

30371





daß nur bei Überlast nennenswerte Beträge von CO und zwar in Höhe von nur ca 1/2 % auftraten. Es ist also bei den vorliegenden Versuchen gerechtfertigt, für den sich bis Vollast erstreckenden Belastungsbereich mit dem neuen Ackermann'schen Verbrennungsdreieck zu rechnen.

Die Abb. 19a) bis c) zeigen die erhaltenen Analysenwerte von CO₂ und O₂ in Abhängigkeit von der Belastung. Die ins Verbrennungsdreieck der Abb. 20 eingetragenen Analysenpunkte liegen für alle untersuchten Drehzahlen nahezu in dem durch die Linie der vollkommenen Verbrennung und durch die Linie des spez. Rußgehaltes $x = 0,1$ eingegrenzten Bereich. Für $x = 0,1$ kann der Heizwertverlust durch die unvollkommene Verbrennung zu

$$x \cdot c/100 \cdot 8150 \text{ kcal/kg} = 0,1 \cdot 0,867 \cdot 8150 = 706 \text{ kcal}$$

je kg Öl berechnet werden, wobei 8150 den Heizwert des reinen Kohlenstoffes angibt.

Welcher Betrag von der in den Zylinder angesaugten Luft für den Verbrennungsvorgang tatsächlich nutzbar gemacht wird, wird durch den Luftfaktor η angegeben, welcher mit der häufiger gebrauchten Luftüberschußzahl λ durch die Beziehung

$$\eta = \frac{1}{\lambda}$$

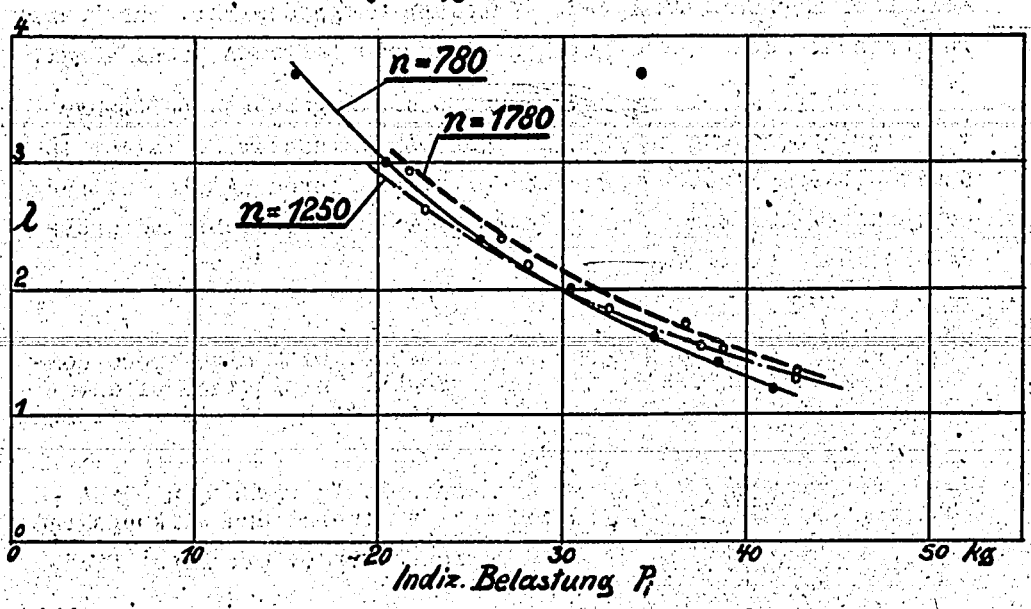


Abb. 21 Luftüberschußzahl λ in Abh. v. d. indiz. Belastung P_i kg bei verschiedenen Drehzahlen

verknüpf
reichbar
aufstell

worin be

$$H_u = u$$

$$\lambda = s$$

$$\eta_{th} = t$$

$$\lambda_{mn} = t$$

F

stehende

dar. Die

zahlen s

ge und F

len verä

ner, daß

trotz An

Verkürzu

nehmende

re Gemis

D

für die

unmittel

welcher

der Maso

26) Dick

pres

mobl

don

Unter de

(Füllung

$$\eta_{th} =$$

see eine

Druckes

(p

verknüpft ist. Zwischen der Luftüberschußzahl λ und dem erreichbaren mittleren Druck p_1 läßt sich folgende Beziehung²⁶⁾ aufstellen:

$$p_1 = \frac{427 \cdot H_u \cdot \gamma_L \cdot \eta_{th}}{\lambda \cdot L_{min} \cdot 10\,000} = \frac{C \cdot \eta_{th}}{\lambda} \quad (4)$$

worin bedeuten:

H_u = unterer Heizwert des Brennstoffes in kcal/kg

γ_L = spez. Gewicht der Luft in kg/m³

η_{th} = thermischer Wirkungsgrad

L_{min} = theor. Luftbedarf in kg/kg Brennstoff

Für $\eta_{th} = const.$ stellt diese zwischen p_1 und λ bestehende Beziehung die Gleichung einer gleichzeitigen Hyperbel dar. Die in Abb. 21 aufgetragenen Kurven für die Luftüberschußzahlen stellen tatsächlich hyperbelartige Kurven dar, deren Lage und Form durch den bei verschiedenen Belastungen und Drehzahlen veränderlichen Faktor η_{th} bestimmt sind. Man erkennt ferner, daß die Luftüberschußzahlen bei gleichem mittleren Druck trotz Änderung der Drehzahl nur wenig verschieden sind, weil der Verkürzung der für die Verbrennung verfügbaren Zeit die mit zunehmender Drehzahl steigende Wirbelung entgegenwirkt, für bessere Gemischbildung und dadurch gleich gute Luftausnützung sorgt.

Die Frage, in welchem Ausmaße die angesaugte Luftmenge für die Verbrennung tatsächlich nutzbar gemacht wird, steht in unmittelbarem Zusammenhang mit dem erreichbaren mittleren Druck, welcher letzten Endes bei gegebener Drehzahl Gewicht und Größe der Maschine bestimmt.

26) Dicksee, C.B., Some problems connected with high-speed compression-ignition engine development, Institution of automobile engineers, March 1932, Watergate house, Adelphi, London W.C.2

Unter der Annahme, daß keine Drosselverluste vorhanden wären (Füllungsgrad $\lambda_p = 100\%$) und daß der thermische Wirkungsgrad

$$\eta_{th} = \frac{N_1 \cdot 632}{B_h \cdot H_u} = 100\% \text{ betragen würde, errechnet Dicksee einen theoretischen Höchstwert des mittleren indizierten Druckes von}$$

$$(p_1)_{theor.} = \frac{427 \cdot 10\,000 \cdot 1,29}{1 \cdot 14,5 \cdot 10\,000} = 38,0 \text{ at}$$

faktor
 $p_1 =$
und ka
sehan,
Rechne
 $p_1 =$
wobei
menge
schen
rade L
Größe
sind d
für b
tersuc
man di
einem
stelle
gibt d
ten Ge
grad.
berechn
gen. M
tige B
zierte
aus Br
verrin
bereich
die hö
Folgen

Führt man an Stelle der Luftüberschusszahl λ den Luftfaktor η in die Gl.(4) ein, so erhält man

$$P_1 = \frac{427 \cdot H_u \cdot \lambda \cdot \eta}{L_{\min} \cdot 10.000} \cdot \eta_{th} = c \cdot \eta \cdot \eta_{th} \quad (5)$$

und kann hierbei den Wert $\eta \cdot H_u$ als die Brennstoffenergie ansehen, welche von dem Luftvolumen L_{\min} / λ verarbeitet wird. Rechnet man mit einem gegebenen Hubraum V_h , so kann man setzen:

$$P_1 = \frac{427 \cdot H_u \cdot \lambda \cdot \eta \cdot V_h}{L_{\min} \cdot 10.000 \cdot V_h} \cdot \eta_{th} = c' \cdot b \cdot \eta_{th} \quad (6)$$

wobei $b = \eta \cdot \frac{V_h \cdot \lambda}{L_{\min}}$ die je Arbeitsspiel eingeführte Brennstoffmenge bedeutet. Man erhält somit eine einfache Beziehung zwischen P_1 und b , welche für den Fall $\eta_{th} = \text{const.}$ durch eine gerade Linie dargestellt wird, deren Neigung offenbar durch die Größe des thermischen Wirkungsgrades η_{th} bestimmt ist. In Abb. 22 sind die aus den Brennstoffverbrauchsmessungen erhaltenen Werte für b in Abhängigkeit von der effektiven Belastung für die untersuchten Drehzahlen aufgetragen.

Ein besonders aufschlußreiches Bild ergibt sich, wenn man die Kurven so aufträgt — s. Abb. 23 —, daß sie sämtlich von einem gemeinsamen Ursprung ausgehen und somit die Gl.(6) darstellen. Wegen der aus dieser Gleichung gewonnenen Beziehung

$$\eta_{th} = \frac{P_1}{c' \cdot b} = \text{tg } \alpha \quad (7)$$

gibt die Neigung der von einem Kurvenpunkt zum Ursprung gelegten Geraden unmittelbar ein Maß für den ^{thermischen} ~~indizierten~~ Wirkungsgrad. In Abb. 24 ist der aus der Beziehung

$$\eta_{th} = \frac{632 \cdot N_1}{B_h \cdot H_u} \quad (8)$$

berrechnete ^{thermische} ~~indizierte~~ Wirkungsgrad über der Belastung aufgetragen. Man ersieht daraus die für den Dieselmotor allgemein gültige Eigenschaft, daß er mit gutem und sogar steigendem ^{thermischen} ~~indizierten~~ Wirkungsgrad zu arbeiten vermag, wenn das Verhältnis aus Brennstoff und Luft der kleineren Belastung entsprechend verringert wird. Die Wirkungsgradabnahme im höheren Belastungsbereich ist teils auf das geringere Ausdehnungsverhältnis und die höheren Temperaturen des Arbeitsgases — die schädlichen Folgen der mit der Temperatur anwachsenden Molekularwärmen ma-

chen sich
den Luft
zur Verb
in welche
mechanis
Wirkung-
der Grund
maschine
geringen
großen m

treten d
grad ist
verschie
zentuale
Einen Ein
hältnisse
Füllungs
dem Voll
von der
so einge
im Totpu

ermittel
(V_h) stdl
lungsgra
gegebene
mittlere
steigend
bessere
schwindi

3) Erm

einen ei
sich zie
daß die

chen sich bei Vollast stärker geltend —, teils auf den sinkenden Luftüberschuß, welcher die einzelnen Ölteilchen langsamer zur Verbrennung bringt, zurückzuführen. In dem Belastungsbereich, in welchem der ^{thermische} indizierte Wirkungsgrad abnimmt, nimmt jedoch der mechanische Wirkungsgrad zu, sodass durch diese ausgleichende Wirkung der "Gesamtwirkungsgrad" konstant bleibt. Es ist dies der Grund dafür, daß die Brennstoffverbrauchskurve der Dieselmachine über einen weiten Bereich von Lastbedingungen einen so geringen Wechsel zeigt. Bei der vorliegenden mit ungewöhnlich großen mechanischen Verlusten behafteten Versuchsmaschine (s.S.3) treten diese Verhältnisse nicht ausgeprägt in Erscheinung.

Der Einfluß der Drehzahl auf den thermischen Wirkungsgrad ist verhältnismäßig geringfügig, was bedeutet, daß man bei verschiedenen Drehzahlen mit erheblichen Unterschieden des prozentualen Wärmeverlustes je Arbeitsspiel nicht zu rechnen hat. Einen Einblick in die durch Drehzahländerung sich ergebenden Verhältnisse gibt Abb. 25, welche den Verlauf der Belastung, des Füllungsgrades und der Luftüberschußzahl bei gleicher, ungefähr dem Vollastzustand entsprechender Einspritzmenge in Abhängigkeit von der Drehzahl wiedergibt. Der Einspritzzeitpunkt war hierbei so eingestellt, daß die Drucksteigerung in allen Fällen annähernd im Totpunkt erfolgte. Der Füllungsgrad wurde aus der Gleichung

$$\lambda_F = \frac{\lambda \cdot l_{\min} \cdot B_h}{(V_h)_{\text{stdl.}}} \quad (9)$$

ermittelt, worin B_h den stündlichen Brennstoffverbrauch und $(V_h)_{\text{stdl.}}$ das stündliche Hubvolumen bedeuten. Obgleich der Füllungsgrad mit wachsender Drehzahl sinkt, bleibt der mit der angegebenen Einspritzmenge von 55 mgr je Arbeitsspiel erzielte mittlere Druck nicht nur konstant, sondern erhöht sich, weil mit steigender Drehzahl die Wirbelung im Zylinder verstärkt und durch bessere Ausnützung des Sauerstoffes der Ladeluft die Brenngeschwindigkeit des Kraftstoffnebels vergrößert wird.

3) Ermittlung des Ortes der ersten Zündung

Bei Maschinen mit reiner Strahleinspritzung, welche einen einheitlichen Verdichtungsraum aufweisen, besteht bei dem sich ziemlich frei ausbreitenden Brennstoffstrahl die Möglichkeit, daß die Flamme an mehreren Punkten des Brennraumes selbständig

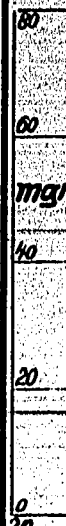


Abb. 22

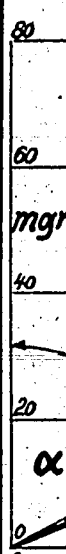


Abb. 23

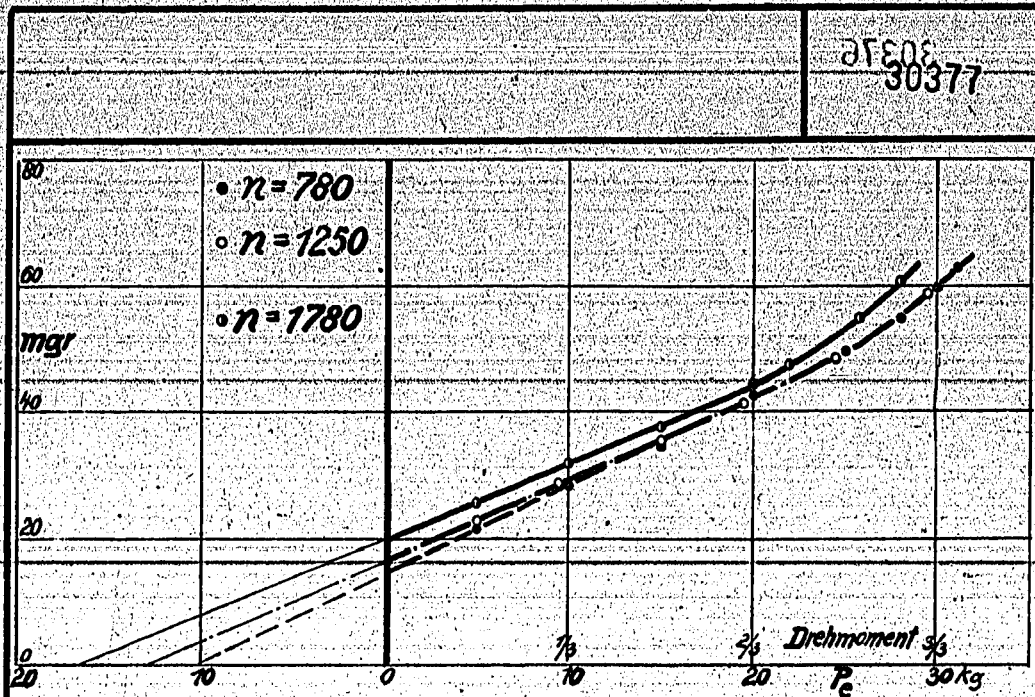


Abb.22 Brennstoffmenge je Arbeitspiel in Abh. v. d. eff. Belastung P_e kg

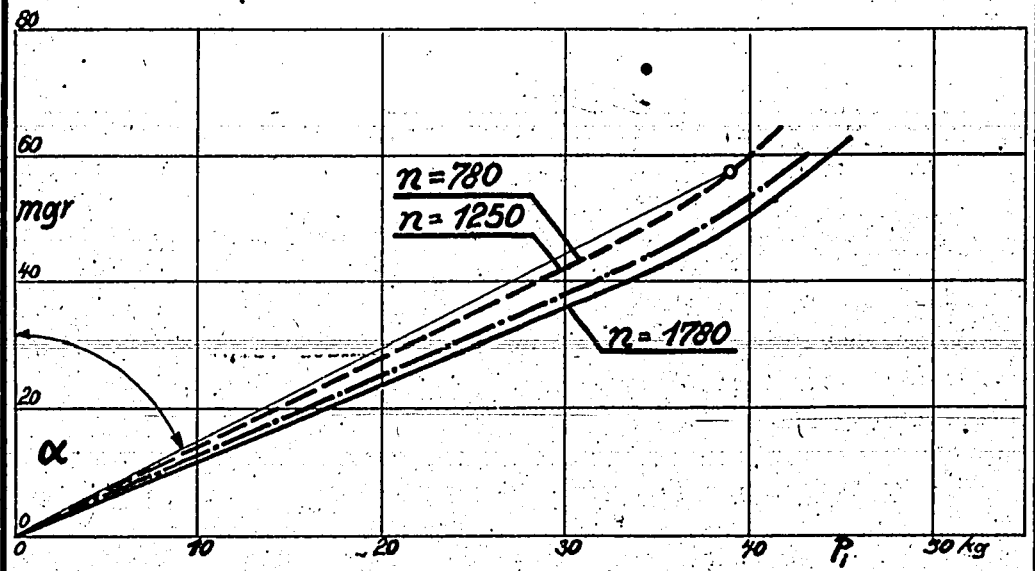
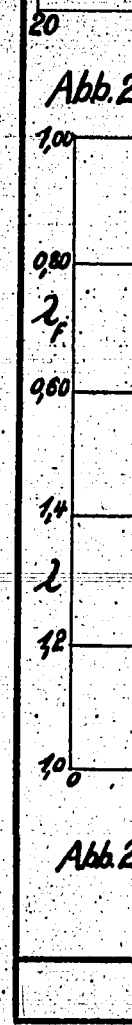


Abb.23 Brennstoffmenge je Arbeitspiel in Abh. v. d. indiz. Belastung P_i kg



30378

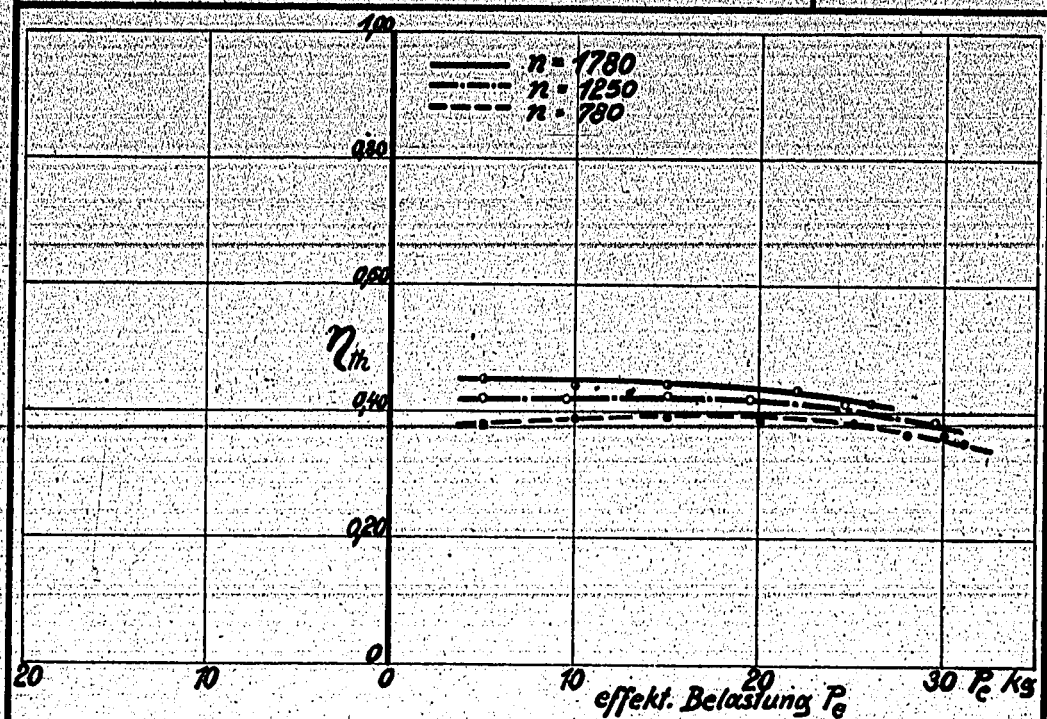


Abb. 24 Therm. Wirkungsgrad in Abhängigkeit v.d. eff. Belastung

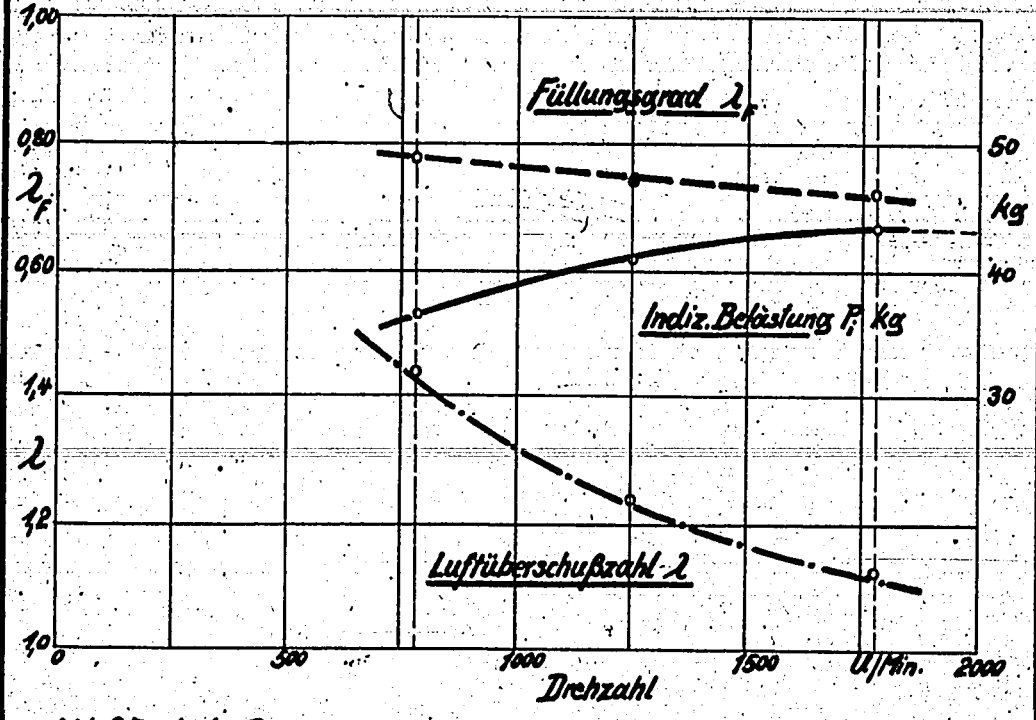


Abb. 25 Indiz. Belastung, Füllungsgrad u. Luftüberschusszahl in Abh. v.d. Drehzahl bei gleicher Einspritzmenge je Arbeitspiel (55 mgr für Vollast)

entsteh
digkeit
in dies
sählich
doch di

vermutet
zwar in
sonders
strahle
quer zu
folge d
welches
heiße S
gut bes

men gew
hörigen

einsetz
die Maß
verstre
an der
festaus
drei ve
und Bel
findlic
sind al
daraus
nem Fal
daß die
stattfi

zeln
eine sp
in den
keit in

entsteht und somit von einer eigentlichen Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flamme nicht gesprochen werden kann. Versuche, welche in dieser Richtung durchgeführt wurden, zeigten auch, daß tatsächlich häufig mehrere Zündzentren vorhanden sind, in denen jedoch die Flamme nicht gleichzeitig entsteht.

Bei der Südbremsmaschine war nun von vorneherein zu vermuten, daß die erste Zündung an einer bevorzugten Stelle und zwar in der Nähe der Prallplatte stattfinden würde, weil hier besonders günstige Bedingungen, nämlich Aufprallen des Brennstoffstrahles an der heißen Lochplatte und innige Berührung mit der quer zum Brennstoffstrahl strömenden Luft gegeben sind. Das infolge der Berührung mit heißen Stellen gefürchtete "Kracken", welches mit Rußbildung verknüpft ist, tritt nicht auf, wenn die heiße Stelle, wie es hier der Fall ist, von der Verbrennungsluft gut gespült und der Strahl an dieser Stelle gut aufgeteilt ist.

In Zahlentafel IV sind die aus den Ionisationsdiagrammen gewonnenen Ergebnisse unter gleichzeitiger Angabe der zugehörigen Betriebszustände zusammengestellt.

In den Abb. 26 bis 29 ist die vom Beginn der Zündung an einsetzende Flammenbewegung dadurch ersichtlich gemacht, daß für die Meßzonen I, II und III die Zeitabstände aufgetragen sind, die verstreichen vom Anheben der Düsennadel bis zur Flammenankunft an der betreffenden Meßstelle. Als wichtiges Ergebnis ist daraus festzustellen, daß in allen untersuchten Fällen, welche sich auf drei verschiedene Drehzahlen sowie verschiedene Einspritzwinkel und Belastungen erstrecken, die mit der über der Prallplatte befindlichen Elektrode Nr. 2 erhaltenen Zeiten fast durchweg größer sind als die mit der Elektrode Nr. 1 gemessenen Werte. Man muß daraus den Schluß ziehen, daß der Ort der ersten Zündung in keinem Fall ausschließlich im Speicher gesucht werden darf, sondern daß die erste Zündung in unmittelbarer Nähe der Prallplatte stattfindet.

Aus der Reihenfolge, in der sich die Flamme an den einzelnen Meßzonen bemerkbar macht, geht unzweifelhaft hervor, daß eine spontane Zündung im Speicher nicht erfolgt, sondern daß sich in den meisten Fällen die Flamme mit einer meßbaren Geschwindigkeit in den Speicher hinein fortpflanzt.

dem ober
gegen da
gänge. M
und II r
Die Grün

Zündung
finden k
scheinli
Prallpla

che Druc
Speicher
nen Teil
innere m
Speicher
verfahre

Vorraum
einer "
erst und
Brennsto
rasch ve

oberen T
ist, so
folge Sa
flamme e
platte e
Saugwirk

zeugt ei
strahl i
mit hine
den Spei
daß die
eine grö
schon ei

Durch die "OT-Linie" ist das Gebiet der sich vor dem oberen Totpunkt abspielenden Vorgänge augenfällig abgegrenzt gegen das Gebiet der nach dem oberen Totpunkt stattfindenden Vorgänge. Man erkennt deutlich, wie die Kurven für die Meßzonen I und II nach Überschreitung der "OT-Linie" auseinanderstreben. Die Gründe hierfür kann man sich wie folgt vorstellen:

Erfolgt die Einspritzung so frühzeitig, daß die erste Zündung kurz vor oder nach Erreichung des oberen Totpunktes stattfinden kann, so entsteht durch diese erste Verbrennung, die wahrscheinlich auf der dem Zylinderraum zugekehrten Seite der heißen Prallplatte, also an der Prallfläche einsetzen wird, eine örtliche Drucksteigerung, wodurch sofort eine stärkere Strömung in den Speicher hinein erfolgt. Diese Strömung reißt die Flamme und einen Teil des nachfolgenden Brennstoffstrahles in das Speicherinnere mit und verursacht eine rasche Entflammung des gesamten Speicherinhaltes. Für diesen Fall erhält man ein Verbrennungsverfahren, bei dem der kleine unter der Prallplatte befindliche Vorraum im Verhältnis zur Kammerladung gewissermaßen die Rolle einer "Vorkammer" übernimmt. Der Brennstoff verbrennt hier zuerst und zerstäubt infolge der Druckerhöhung den nachfolgenden Brennstoff in die Kammer hinein, wo er dann mehr oder weniger rasch verbrennt³⁾.

Kommt die erste Zündung aber erst einige Zeit nach dem oberen Totpunkt zustande, wie es bei Späteinspritzung der Fall ist, so bläst bereits ein kleiner Teil des Speicherinhaltes infolge Saugwirkung des Kolbens heraus und wird dabei von der Erstflamme entzündet. Die nach der Zündung in der Umgebung der Prallplatte entstehende Druckerhöhung kehrt aber sofort die durch die Saugwirkung des Kolbens entstandene Strömungsrichtung um und erzeugt eine stärkere in den Speicher hinein. Da der Brennstoffstrahl in dieser Strömung liegt, so wird er selbstverständlich mit hineingerissen und gelangt wahrscheinlich schon brennend in den Speicher. Aus dieser Erklärung des Verbrennungsvorganges folgt, daß die erst nach dem oberen Totpunkt eintretende Flammenbewegung eine größere Zeitdauer beanspruchen muß, als wenn die Entzündung schon einige Grad vor dem oberen Totpunkt erfolgt.

Unters



Abb.26 D

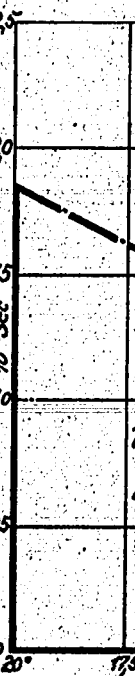


Abb.27 D

Untersuchung der Flammenbewegung

30381

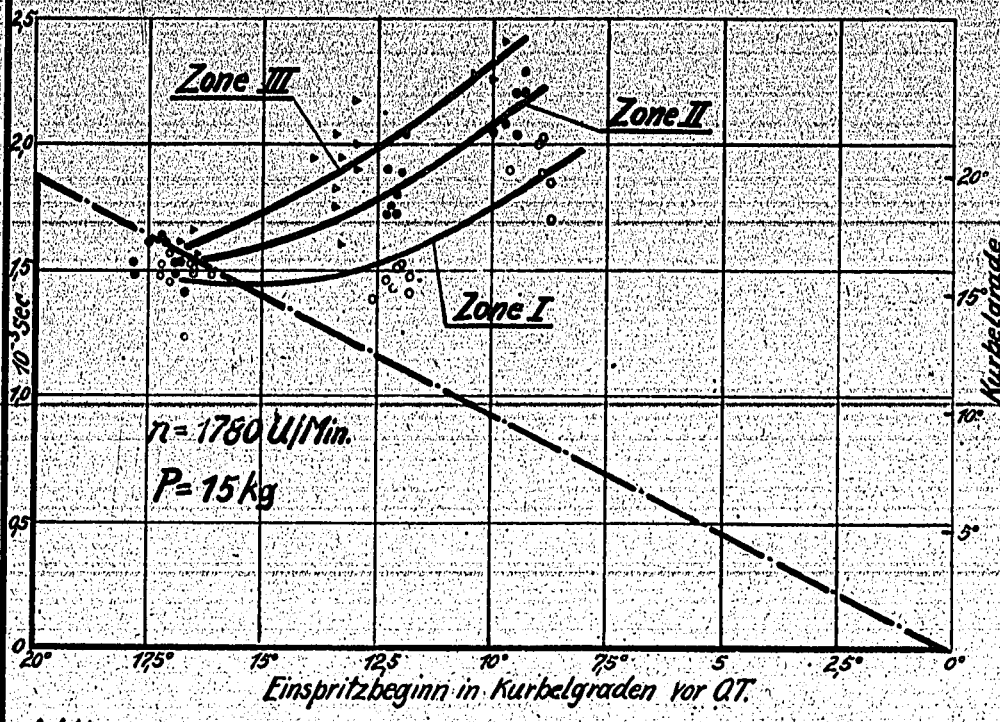


Abb.26 Die zwischen Einspritzbeginn u. Entflammung in den Zonen 1,2 u. 3 verstrichene Zeitdauer in Abhängigkeit v. Einspritzw. bei $n=1780 \text{ U/Min.}$ $P=15 \text{ kg}$

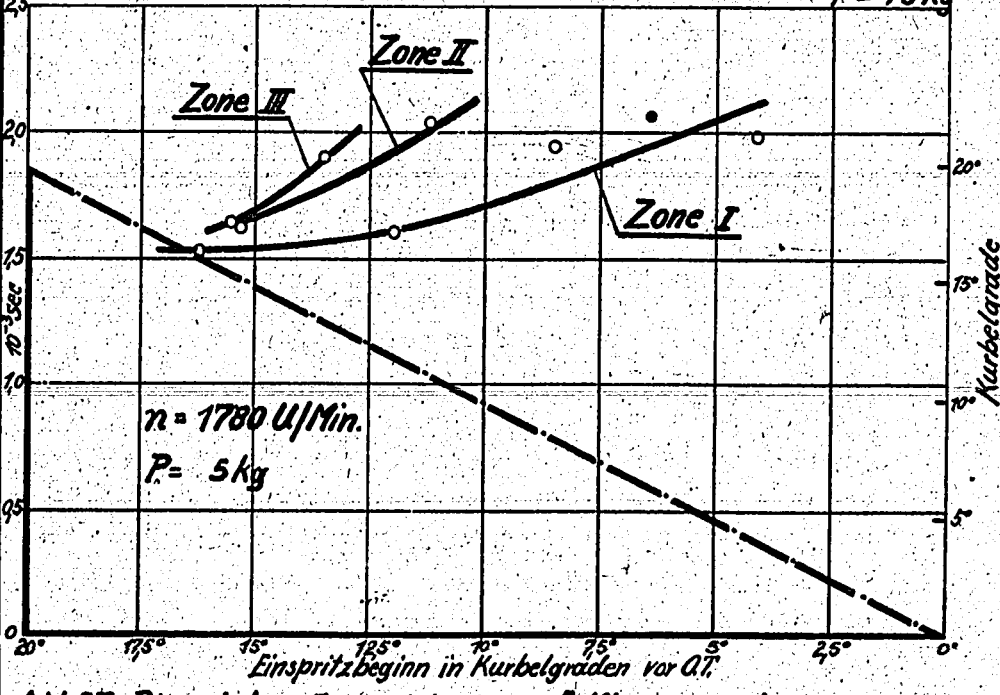


Abb.27 Die zwischen Einspritzbeginn u. Entflammung in den Zonen 1,2 u. 3 verstrichene Zeitdauer in Abh. v. Einspritzwinkel bei $n=1780 \text{ U/Min.}$

$P = 5 \text{ kg}$

Untersuchung der Flammenbewegung

30382

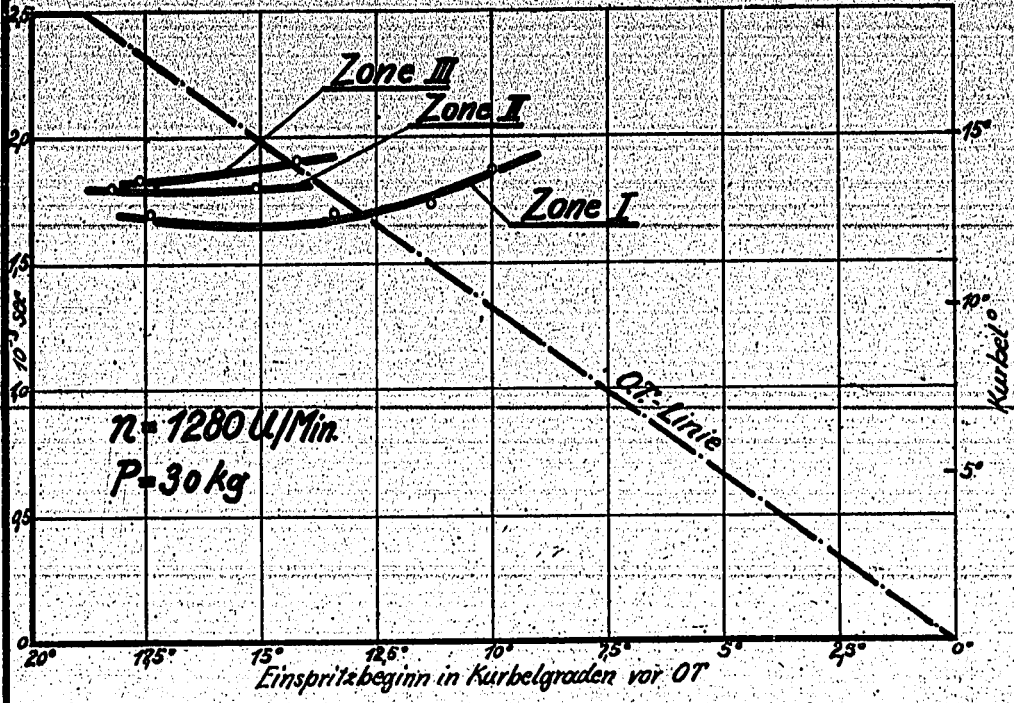


Abb. 28 Die zwischen Einspritzbeginn u. Entflammung in den Zonen 1, 2 u. 3 verstrichene Zeitdauer in Abh. vom Einspritzwinkel bei $n = 1280 \text{ U/Min}$
 $P = 30 \text{ kg}$

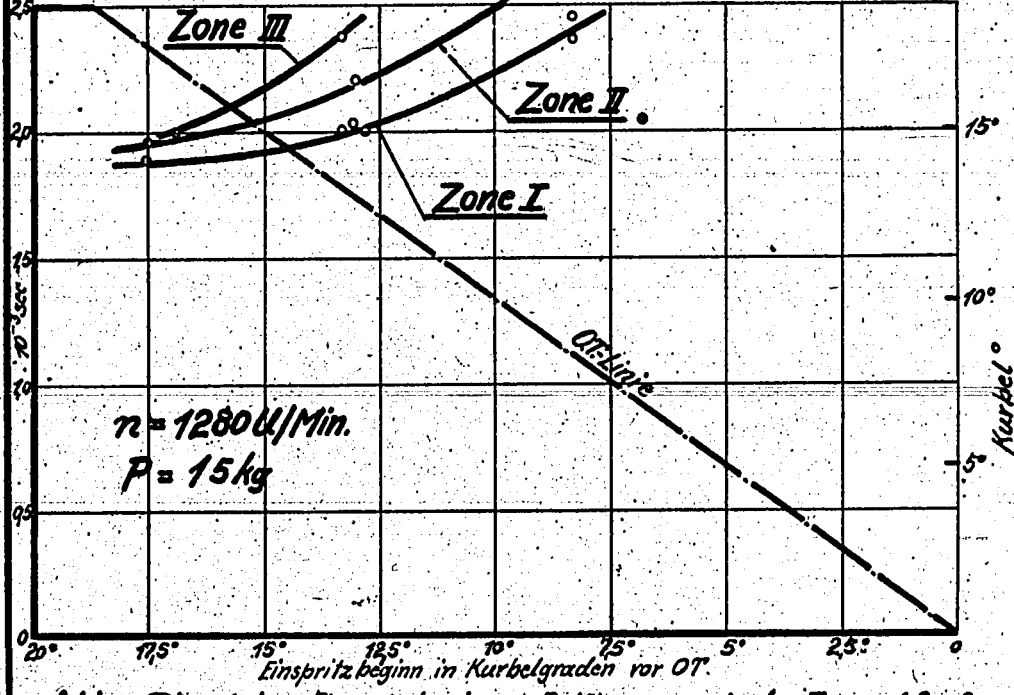


Abb. 29 Die zwischen Einspritzbeginn u. Entflammung in den Zonen 1, 2 u. 3 verstrichene Zeitdauer in Abh. vom Einspritzwinkel bei $n = 1280 \text{ U/Min}$
 $P = 15 \text{ kg}$

4) De

gemess
n = 12
keit v

menen
von Ei

die gü
spritz

Öl in

Die Ma
des ob

werden

hohe S

ein, w

dichtu

Zündu

sem gü

zug au

me des

ratur

ohen,

kennt

zahl i

findli

nen mi

auf de

ist.

erkenn

der Zü

gering

führen

der Be

größer

4) Der Zündverzug.

Die Abb. 30 bis 31 zeigen nun die mit der Elektrode Nr. 1 gemessenen Zündverzüge und zwar bei den Drehzahlen $n = 1800$ und $n = 1280$ U/Min., sowie bei verschiedenen Belastungen in Abhängigkeit vom Einspritzzeitpunkt.

Bei den mit der hohen Drehzahl $n = 1800$ U/Min. vorgenommenen Versuchen erkennt man, daß der Zündverzug in Abhängigkeit vom Einspritzbeginn einen ausgesprochenen Kleinstwert hat, der die günstigste Lage des Einspritzzeitpunktes anzeigt. Bei Einspritzung vor diesem Punkt wird der Zündverzug größer, weil das Öl in eine kältere und weniger dichte Atmosphäre gebracht wird. Die Maschine läuft hier auch sehr hart, weil die bei Erreichung des oberen Totpunktes schon verbrannten Brennstoffmengen zu groß werden und infolgedessen neben der plötzlichen Drucksteigerung hohe Spitzendrücke auftreten. Der günstigste Punkt stellt sich ein, wenn durch Zusammenwirken von Temperatur und Druck der Verdichtungsluft und von der Überströmgeschwindigkeit die für die Zündung günstigsten Verhältnisse geschaffen sind. Wird nach diesem günstigsten Punkt eingespritzt, vergrößert sich der Zündverzug aus dem Grunde, weil die zur Zündung notwendige Wärmeaufnahme des Brennstoffes zum Teil schon wieder bei absinkender Temperatur und geringerer Dichte der Verbrennungsluft erfolgt.

Vergleicht man die erhaltenen Zündverzugskurven mit solchen, welche man an Strahleinspritzmaschinen gefunden hat, so erkennt man, daß die Luftspeichermaschine für eine bestimmte Drehzahl in Bezug auf Verlegung des Einspritzzeitpunktes weniger empfindlich ist, eine Erscheinung, die man auch bei anderen Maschinen mit unterteiltem Verbrennungsraum beobachtet hat und welche auf den ausgleichenden Einfluss der Luftbewegung zurückzuführen ist.

Ferner ist deutlich der Einfluss der Belastung (Abb. 32) erkennbar und zwar in der Richtung, daß mit zunehmender Belastung der Zündverzug bei günstigster Einstellung der Voreinspritzung geringer wird. Diese Erscheinung ist einerseits darauf zurückzuführen, daß die Verdichtungsendtemperatur durch die Steigerung der Belastung erhöht wird. Infolge des bei zunehmender Belastung größeren Brennstoffverbrauches steigen nämlich die Abgastempera-

tur un
auch
bei au
und ve
Brenna
ungefä
Abnahm
Einspr
wird u
cher
Überla
sich e
wegen
der Z
" Aus
gering
stäub
stoff

das ge
terist
sehen
Überla
wenn
nun be
verzu
die V
den A
zung v
ren W
punkt
ge der
wirbel
Einspr
Hälfte
ne mi
27) L

tur und wegen der dadurch bedingten höheren Wandtemperatur auch die Verdichtungsendtemperatur. Andererseits wachsen hierbei auch die Einspritzdrücke und Einspritzgeschwindigkeiten²⁷⁾ und verbessern die für den Zündverzug wichtige Zerstäubung des Brennstoffes. Die Abhängigkeit des Einspritzdruckes verläuft ungefähr nach einer Potenzkurve⁶⁾. Ein weiterer Grund für die Abnahme des Zündverzuges ist der, daß der Brennstoff vor der Einspritzung bei hoher Last auf eine höhere Temperatur erwärmt wird und somit heißer in den Zylinder gelangt.

Bei Teillasten ist der Zündverzug viel unempfindlicher in Bezug auf den Einspritzzeitpunkt als bei Vollast oder Überlast. Bei sehr kleiner Last und später Einspritzung macht sich eine starke Streuung der Versuchspunkte bemerkbar, weil wegen der rasch sinkenden Temperatur bei der Kolbenrückbewegung der Zündverzug schwankende Werte aufweist und zuweilen sogar "Aussetzer" auftreten. Solche Aussetzer entstehen, wenn die geringe Fördermenge nicht ausreicht, um einen genügenden Zerstäubungs- oder gar Eröffnungsdruck zu erzwingen und der Brennstoff daher nicht mehr auf den Zündpunkt erhitzt werden kann.

Eine besondere Eigentümlichkeit am Kurvenlauf ist das gegenseitige Überschneiden der Linien, was wohl als charakteristisches Merkmal des untersuchten Luftspeichermotors angesehen werden kann. Dieses Überschneiden tritt, abgesehen vom Überlastzustand, erst bei späterer Einspritzung ein, nämlich wenn die Zündung erst nach dem oberen Totpunkt erfolgt. Während nun bei Früheinspritzung erhöhte Belastung günstig auf den Zündverzug wirkt, ist es bei Späteinspritzung gerade umgekehrt. Für die Verhältnisse bei Früheinspritzung sind die im vorhergehenden Absatz angeführten Einflüsse zutreffend. Bei Späteinspritzung wirken andere Umstände teilweise entgegen. Zu der geringeren Wärmeaufnahme des Brennstoffes bei der nach dem oberen Totpunkt wieder absinkenden Temperatur der Verbrennungsluft infolge der Kolbenrückbewegung kommt der Wegfall des Verdichtungs-wirbels und ungenügender Vorrat an Luftsauerstoff während der Einspritzzeitdauer. Man muß ja bedenken, daß sich ungefähr die Hälfte der gesamten Luftladung bereits im Speicher befindet, ohne mit dem Brennstoff in Berührung gekommen zu sein; denn zur

27) L'Orange, Z.VDI, 1931 S.327

Der

Abb.30

Abb.31

Der Zündverzug

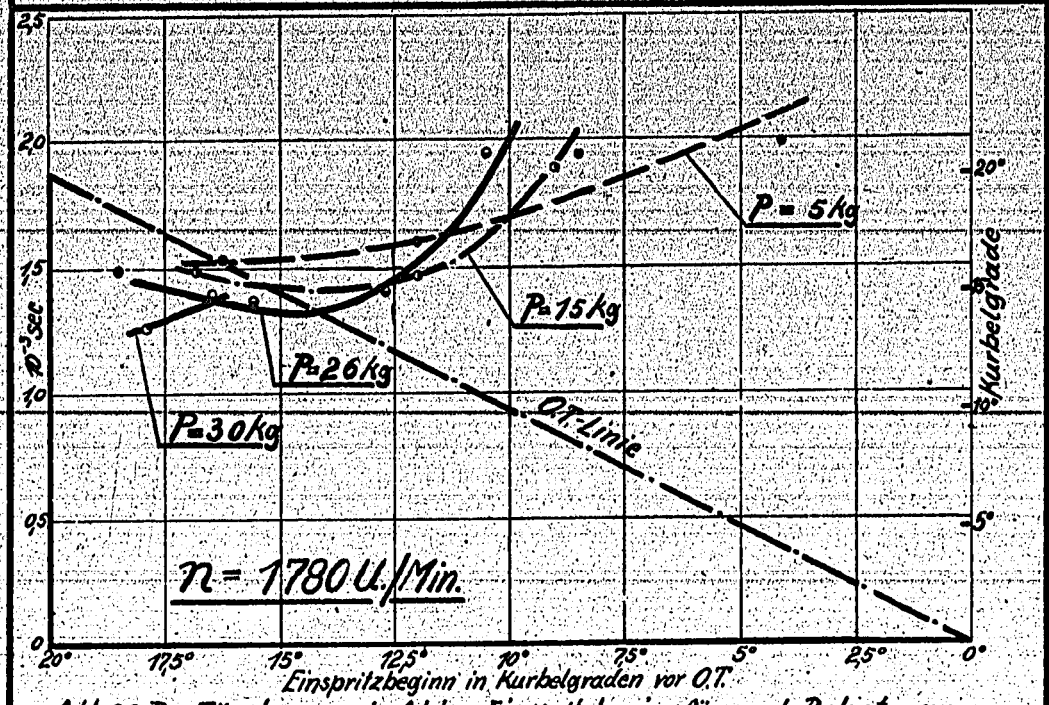


Abb.30 Der Zündverzug in Abh. v. Einspritzbeginn für versch. Belastungen

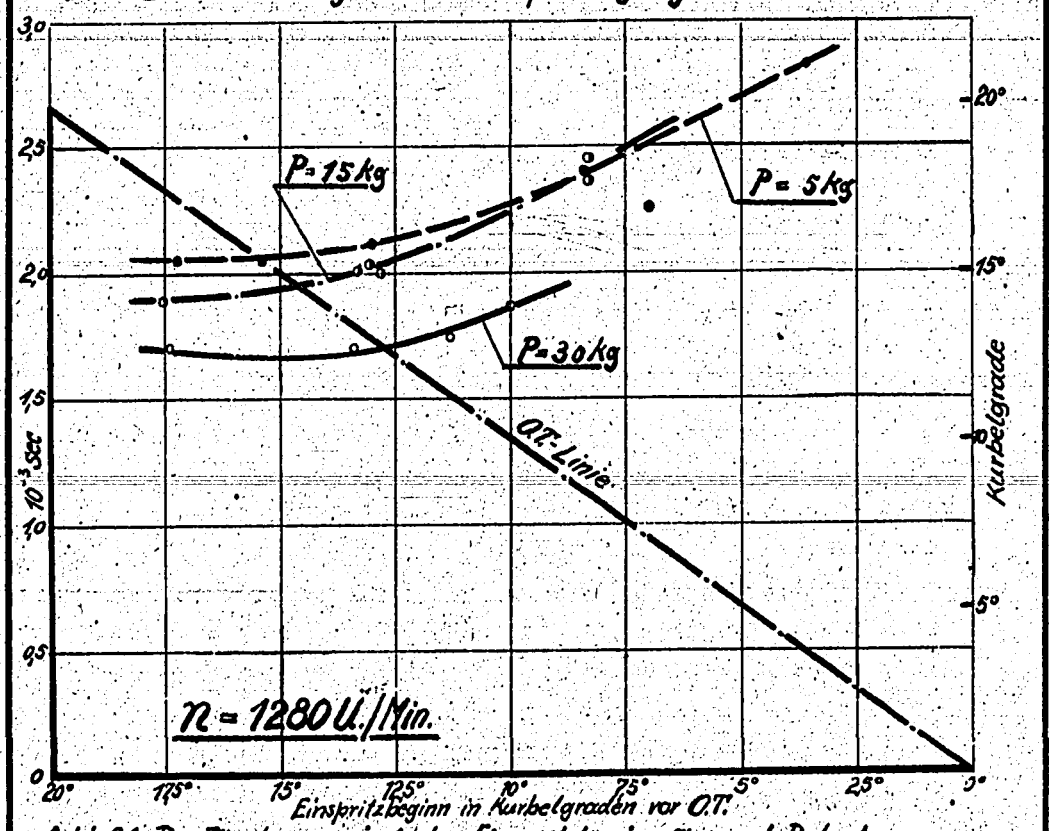


Abb.31 Der Zündverzug in Abh. v. Einspritzbeginn für versch. Belastungen

Der Zündverzug

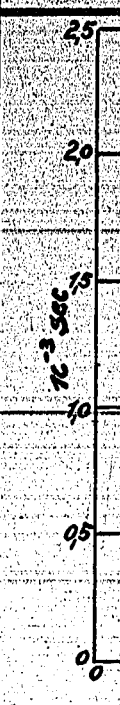


Abb.32

Der Zündverzug

30386

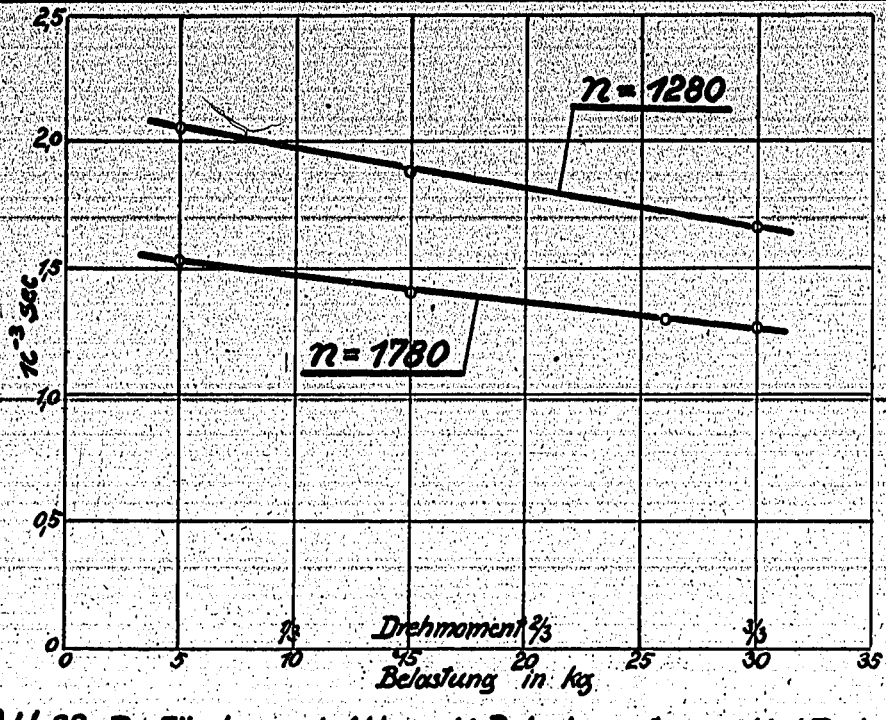


Abb. 32 - Der Zündverzug in Abh. von der Belastung für verschied. Drehzahlen

Zeit der
nenden E
cher über
teil der
ohne über
In Arbeit
Gemisch,

Abhängig
verzugsz
te die Z
schlecht
Von dies
mit der
winkel e
nig mit
wir für
men, der
würde. G
che auf
veränd
Maschine
Öl und L
aktionen
zahl zun
che von
Strahlge

hernd gl
zogenen,
trapolat
wurde hi
lauf der
ihrem We
de sich
Zündverzu

28) Zinne

Zeit der nur wenige Kurbelgrade vor dem oberen Totpunkt beginnenden Einspritzung hat die Wirbelungsenergie der in den Speicher überströmenden Luft bereits stark nachgelassen; der Hauptteil der Speicherluft ist bereits in den Speicher eingeströmt, ohne überhaupt mit dem Brennstoff in Berührung gekommen zu sein. In Arbeitsraum über dem Kolben bildet sich daher ein überreiches Gemisch, das umso schlechter zündet, je größer die Belastung ist.

Von wesentlichem Interesse ist nun die Frage nach der Abhängigkeit des Zündverzuges von der Drehzahl. Wenn die Zündverzugszeit für eine bestimmte Maschine ein Festwert wäre, müßte die Zündung umso schwerer zu erreichen und der Betrieb umso schlechter aufrecht zu erhalten sein, je höher die Drehzahl wird. Von dieser Maschine müßte man erwarten, daß die Härte des Laufes mit der Drehzahl wächst und daß gleichzeitig ein Voreinspritzwinkel eingestellt werden müßte, der mehr oder weniger geradlinig mit der Drehzahl zunimmt ²⁸⁾. Unter solchen Umständen würden wir für die betreffende Maschine bald an eine Drehzahlgrenze kommen, deren Überschreitung den Betrieb überhaupt in Frage stellen würde. Glücklicherweise bleiben jedoch einige der Faktoren, welche auf den Zündvorgang Einfluss haben, nicht konstant, sondern verändern sich unter sonst gleichen baulichen Bedingungen der Maschine derart mit der Drehzahl, daß die Zeitdauer der zwischen Öl und Luft sich abspielenden physikalischen und chemischen Reaktionen ungefähr im gleichen Maße verkürzt wird, wie die Drehzahl zunimmt. Und zwar sind es gerade diejenigen Faktoren, welche von besonders starkem Einfluss sind, nämlich Wirbelung und Strahlgeschwindigkeit.

In der Abb. 33 wurden über der Drehzahl die auf annähernd gleiche Einspritzmenge und gleichen Einspritzzeitpunkt bezogenen, für Vollast geltenden Zündverzüge aufgetragen. Die Extrapolation für die unter $n = 780$ U/Min. liegenden Drehzahlen wurde hierbei mittels der Kurve "K" vorgenommen, welche den Verlauf der in Kurbelgraden gemessenen Zündverzüge wiedergibt und ihrem Wesen nach im Nullpunkt beginnen muß. Für $n = 0$ U/Min. würde sich für den aus dieser Kurve "K" zu ermittelnden zeitlichen Zündverzug in Sekunden ein unbestimmbarer Wert o/o ergeben.

28) Zinner, Z.VDI, S. 1319 (1935)

35030388

Trotzdem
fenden V
chen ge
zieht. I
Versuch
chen Be
Lufttemp
beträgt
linderd
raus si

SL

errechn
Verbren
menbild
gut in
dieser
zahlbed
Der kle
drehzah
scher S
gie und
vorlieg
3500 U/

ste Vor
Werte a
dem Dre
her bei
vorrich
die jew
punkt e
Ganghär
ausreic

thode g

Trotzdem besteht die Möglichkeit, den für $n = 0$ U/Min. zutreffenden Wert sich zu verschaffen, wenn man die bei Bombenversuchen gefundenen Zündverzugsweite in die Betrachtung mit hereinzieht. Es muß lediglich darauf geachtet werden, daß man solche Versuchswerte in Vergleich setzt, bei welchen ungefähr die gleichen Betriebsbedingungen hinsichtlich des Luftdruckes und der Lufttemperatur wie im Motor vorhanden waren. Für $n = 780$ U/Min. beträgt der mittlere, während des Zündverzuges herrschende Zylinderdruck ca 29 ata, die mittlere Temperatur rd. 450°C , woraus sich die Luftdichte

$$\rho_L = \frac{p_L}{29,3 \cdot T_L} = \frac{290\,000}{29,3 \cdot 723} = 13,7 \text{ kg/m}^3$$

errechnet. Der für diese Zustandswerte von Holfelder ¹²⁾ in der Verbrennungsbombe mittels photographischer Aufzeichnung der Flammenbildung gefundene Zündverzugsweite von 0,006 Sek. fügt sich gut in die vom Verfasser ermittelte Kurve "Z" ein. Der Verlauf dieser Kurve läßt deutlich den überragenden Einfluss der drehzahlbedingten Faktoren auf die Größe des Zündverzuges ersehen. Der kleinstmögliche Wert des Zündverzuges würde bei einer Grenzdrehzahl erreicht werden, bei welcher infolge Eintretens kritischer Strömungsverhältnisse eine Steigerung der Wirbelungsenergie und der Strahlggeschwindigkeit nicht mehr möglich ist. Im vorliegenden Fall dürfte diese Grenze schätzungsweise bei $n = 3500$ U/Min. erreicht werden.

Nach Abb. 34 und 35 weist der für die Zündung günstigste Voreinspritzwinkel für verschiedene Drehzahlen verschiedene Werte auf, wobei der beste Voreinspritzwinkel bei gleichbleibendem Drehmoment mit zunehmender Drehzahl größer wird. Es ist daher bei der Südbremsemaschine die Anbringung einer Verstellvorrichtung durchaus berechtigt, welche es ermöglicht, den für die jeweilige Drehzahl und Belastung günstigsten Einspritzzeitpunkt einzustellen. Im praktischen Betrieb bieten hierfür die Ganghärte des Motors sowie die Beschaffenheit der Abgase einen ausreichend zuverlässigen Maßstab.

Anschließend sei für die mittels der Ionisationsmethode gefundenen Absolutwerte des Zündverzuges ein Vergleich

Abb. 33
bei Vollast

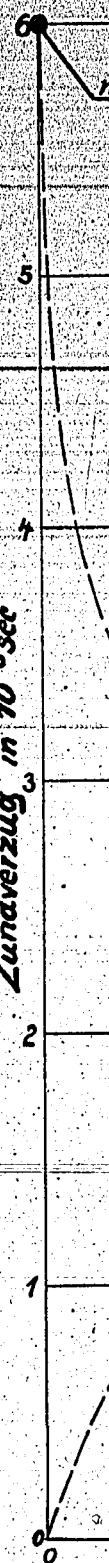
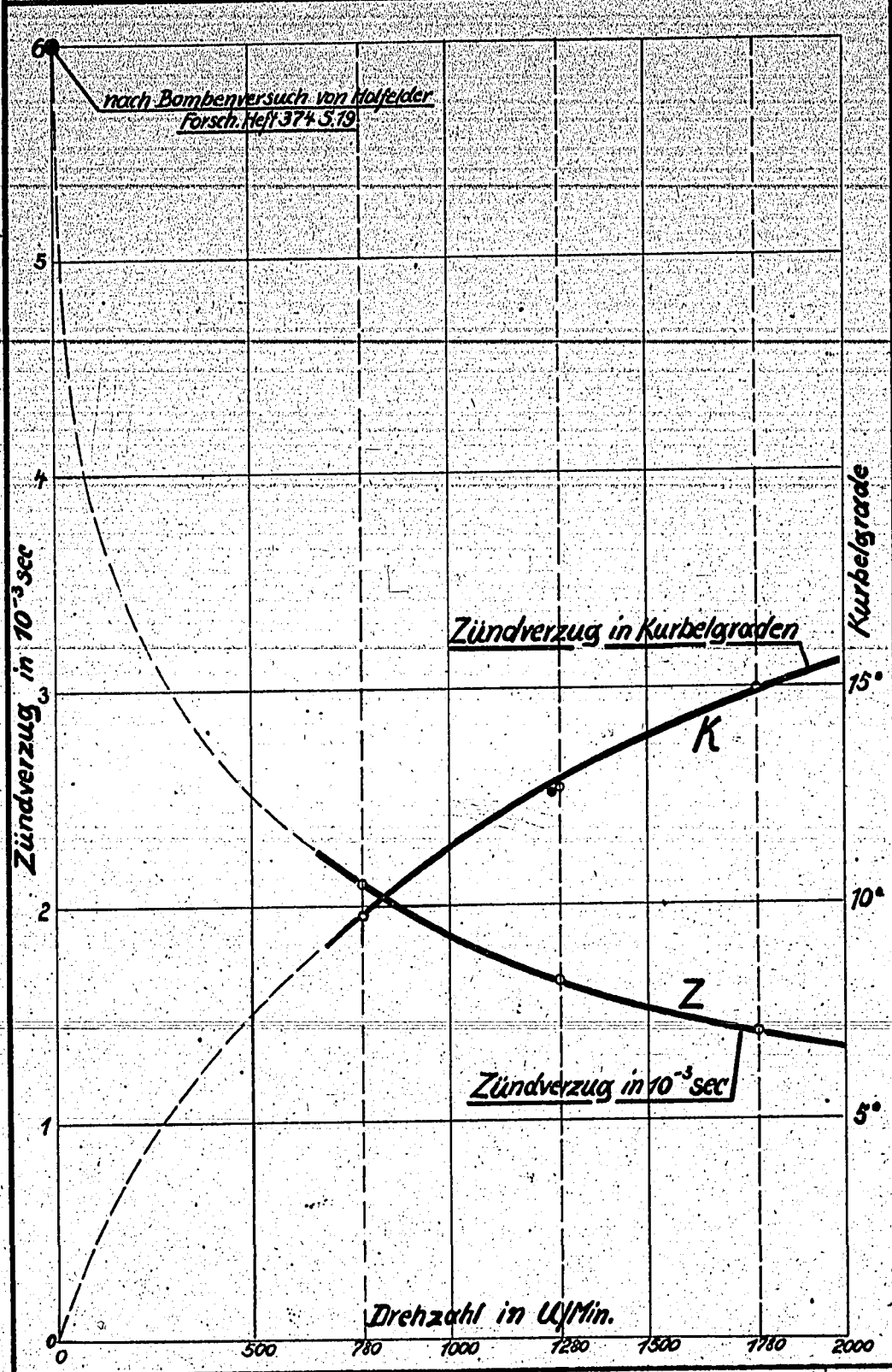


Abb. 33 Der Zündverzug in Abh. von der Drehzahl bei Vollast, gleicher Einspritzmenge u. gl. Einspritzzeitpunkt

880030389



Der Z



Abb. 34 Der Z

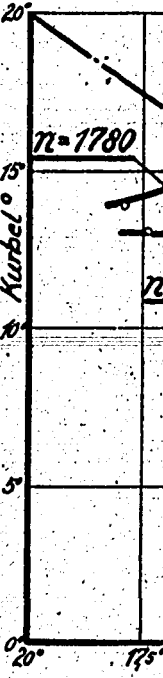


Abb. 35 Der Z

Der Zündverzug in Abh. v. Drehzahl

30390

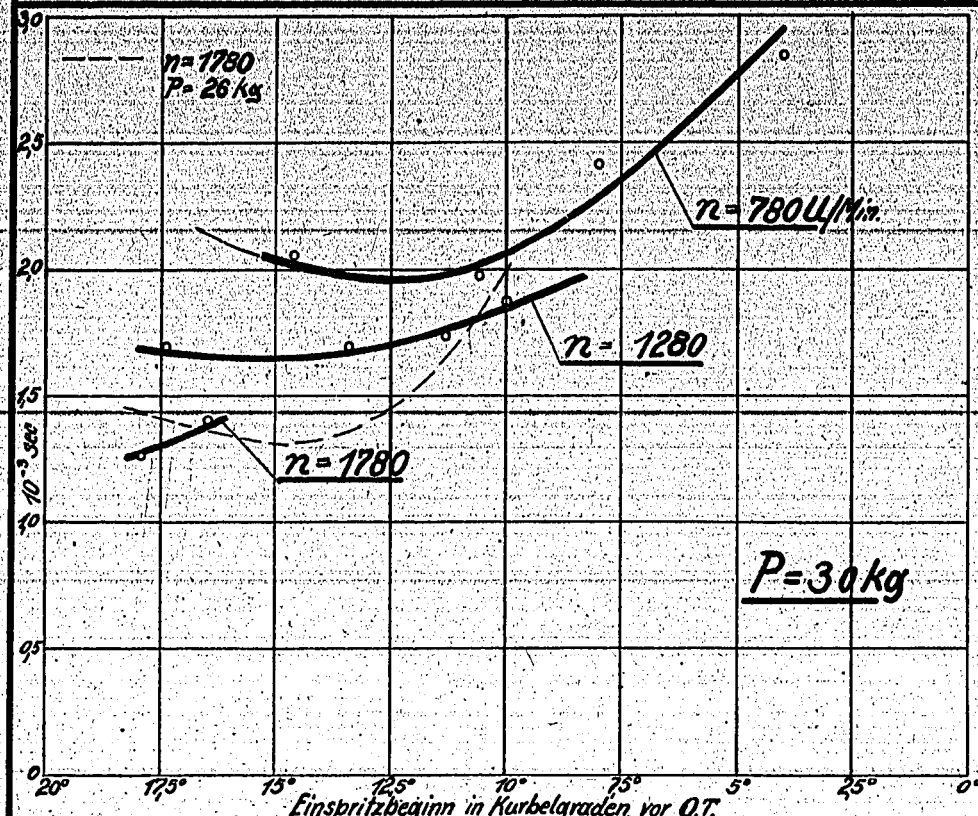


Abb. 34 Der Zündverzug in sec gemessen in Abh. v. Einspr.-W. für versch. Drehzahlen

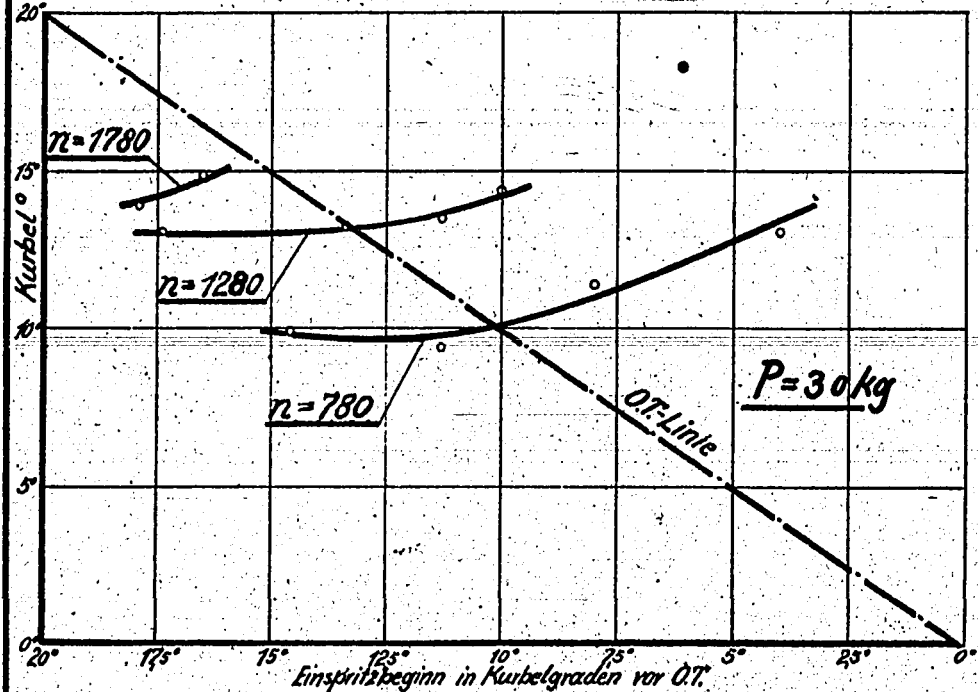


Abb. 35 Der Zündverzug in Kurbel° gemessen in Abh. v. Einspr.-W. für versch. Drehzahlen

mit den
Erichsen
geführte
1,9 . 10
hältnis
sen die
brennung
Verfasse
chene "w
Erichsen
lich vie
in Rechn
bedingun
angewand
daß die
fahrens
deren Me

mit den Ergebnissen der neuesten Forschung an gestellt. Die von Erichsen¹⁴⁾ auf Grund spektralanalytischer Untersuchungen durchgeführten Motorversuche ergaben einen "wahren Zündverzug" von $1,9 \cdot 10^{-3}$ Sek. bei $n = 750$ U/Min. und einem Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 14,55$. Als "wahren Zündverzug" bezeichnet Erichsen die Zeit vom Einspritzbeginn bis zur ersten leuchtenden Verbrennung — vgl. S. 19. Zieht man beim Vergleich mit den vom Verfasser gefundenen Werten das schon früher (s.S. 14) besprochene "wahre Verdichtungsverhältnis" $\epsilon = 14,75$ — bei der von Erichsen benutzten Maschine ist die Ventilüberdeckung sicherlich viel geringer als bei dem schnellaufenden Südbremsenmotor in Rechnung, so ergibt sich bei angenähert gleichen Betriebsbedingungen eine ausgezeichnete Übereinstimmung zwischen den angewandten Meßverfahren. Es ist damit unter Beweis gestellt, daß die Messung des Zündverzuges mit Hilfe des Ionisationsverfahrens als durchaus einwandfrei und gleichwertig gegenüber anderen Meßmethoden erachtet werden muß.

5) Die

beitende
Teil der
ausserord
Wirkungs
doch auch
Leistung
nur erre
Luft sch

her die
gänge au
gasermot

vornehmer
Luft sta
für sein
der Ladu
teiles u
zündeten
schreite

Bedingun
eine sau
Sauersto
nehmen.
rasch vo
sich ind
eingebra
eine trä

kann man
geschwin
Zwecke w
dem Ort
den Indi

5) Die Verbrennung.

Das Verbrennungsproblem der mit Verdichtungszündung arbeitenden Maschine läuft darauf hinaus, einen möglichst großen Teil der im Zylinder befindlichen Luft nutzbar zu machen. Wie ausserordentlich wertvoll auch die Möglichkeit ist, sehr hohe Wirkungsgrade bei kleineren Belastungen zu erzielen, so ist es doch auch wichtig, aus dem Zylinderinhalt eine möglichst hohe Leistung (Literleistung) herauszuholen. Dies lässt sich aber nur erreichen, wenn ein möglichst großer Teil der vorhandenen Luft schnell zur Verbrennung gebracht wird. Es erhebt sich daher die eingangs gestellte Frage, ob sich die Verbrennungsvorgänge auf solch kurze Zeiten zusammendrängen lassen wie im Vergasermotor.

Im Vergasermotor findet die Verbrennung in einer von vorneherein ziemlich homogenen Mischung von Brennstoffdampf und Luft statt. Jeder Teil dieser Mischung enthält somit Öl und den für seine Verbrennung erforderlichen Sauerstoff. Wenn ein Teil der Ladung verbrannt ist, bleibt die Zusammensetzung des Restteiles ungeändert und die Verbrennung wird in dem zuletzt entzündeten Teil ebenso schnell (gewöhnlich noch schneller) fortschreiten wie es in dem zuerst entzündeten Teil der Fall war.

Im Falle der Selbstentzündungsmaschine sind dagegen die Bedingungen sehr verschieden. Die ersten Teilchen gelangen in eine sauerstoffreiche Atmosphäre und können daher leicht den Sauerstoff, den sie zur vollkommenen Verbrennung brauchen, aufnehmen. Die ersten Stufen der Verbrennung gehen infolgedessen rasch vor sich. Im Verlauf der weiteren Verbrennung vermindert sich indes der Betrag des verfügbaren Sauerstoffes, das später eingebrachte Öl wird ungünstigere Verhältnisse vorfinden und eine trägere Verbrennung aufweisen.

Einen Aufschluss über die Schnelligkeit der Verbrennung kann man sich dadurch verschaffen, daß man die Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flamme im Brennraum ermittelt. Zu diesem Zwecke wurde eine Ionisationsstrecke gerade diametral gegenüber dem Ort der ersten Zündung an der Stelle angeordnet, welche für den Indikatoranschluß vorgesehen war, s. Abb. 3. In der Abb. 36

Uln

11

10

9

8

7

6

5

4

3

2

1

0

Abb. 36

Untersuchung der Flammenbewegung

3308

30393

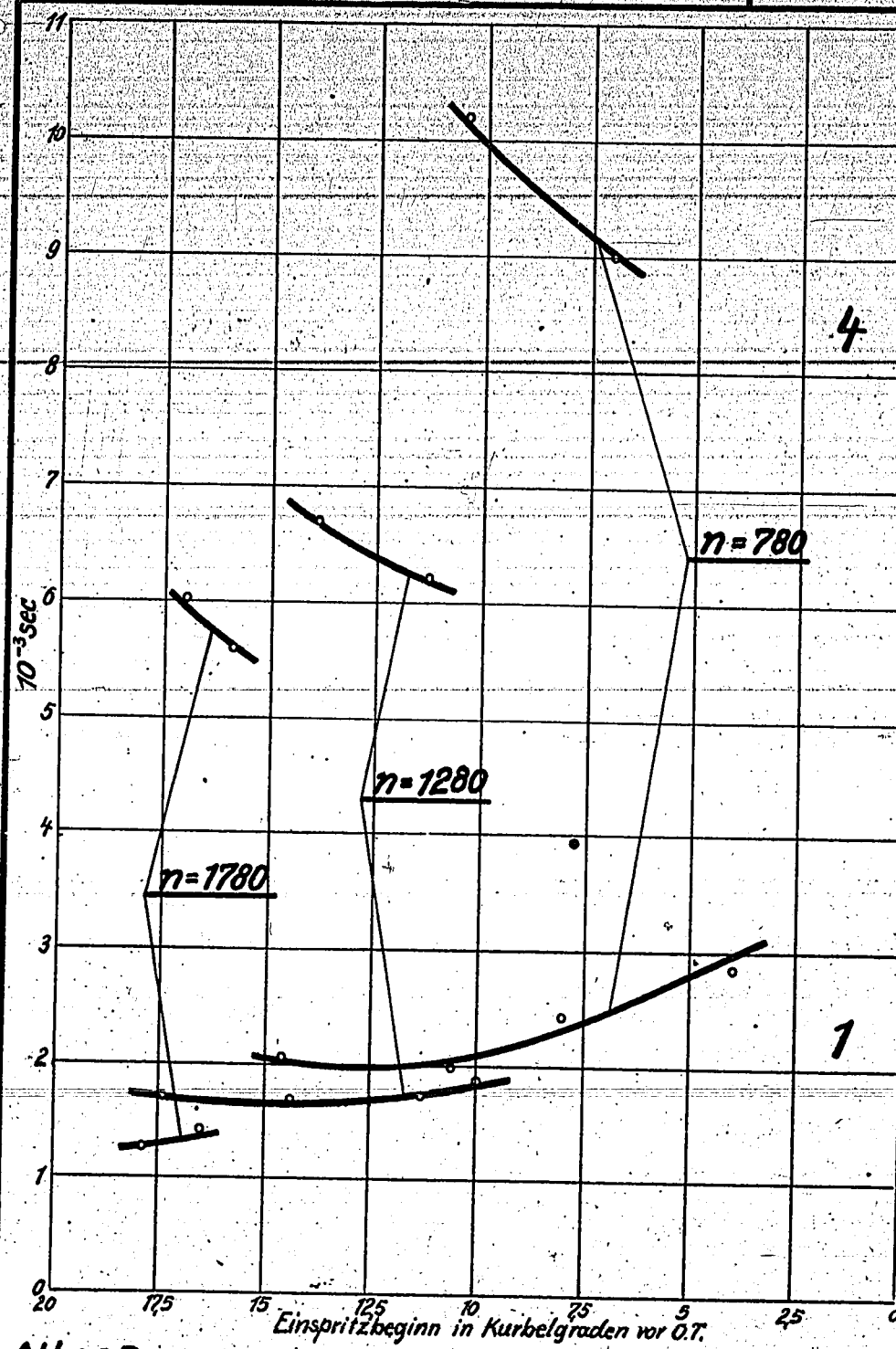


Abb. 36 Die zwischen Einspritzbeginn u. Entflammung an den Meßstellen verstrichene Zeitdauer in Abh. v. Einspritzw. bei verschied. Drehzahlen u. Vollast ($P=30$ kg)

sind d
schen
verstr
auffal
messen
fallen
funden
aufwei
hende
sammen
digkel
getrof
brennu

schwin
die Du
punkt
für di
und so
stand,
Hinz
ger er
der En
größer
zeit w
licht,
re Bre
teres
und ent
als ein
Luft di

ten Gr
andere
Abhäng
jeniger

+) Vgl.

sind die Versuchswerte eingetragen, welche sich für die zwischen Einspritzbeginn und Entflammung an den Meßstellen 1 und 4 verstrichene Zeitdauer ergeben haben. Es ist daraus die zunächst auffallende Tatsache zu ersehen, daß die an der Meßstelle 4 gemessenen Zeitabstände mit Späterlegung des Einspritzbeginnes fallen, während der bei Zone 1, am Ort der ersten Zündung, gefundene Zündverzug den schon besprochenen steigenden Verlauf aufweist. Da die Entfernung der beiden Meßstellen eine feststehende Größe ist, stellt der senkrechte Abstand der jeweils zusammengehörigen Kurven ein Maß für die Fortschritts-geschwindigkeit der Flamme dar und bestätigt die bereits von Wentzel¹⁷⁾ getroffene Feststellung, daß steigendem Zündverzug erhöhte Verbrennungsgeschwindigkeit entspricht.

Die Erklärung hierfür ist darin zu suchen, daß die Geschwindigkeit der Verbrennung umso höher wird, je vollständiger die Durchmischung von Brennstoff und Verbrennungsluft im Zeitpunkt der Entzündung ist. Bei steigendem Zündverzug nimmt die für die Durchmischung von Brennstoff und Luft verfügbare Zeit und somit die Vollständigkeit dieser Durchmischung zu, ein Umstand, welcher auf die Entzündungsgeschwindigkeit fördernd wirkt. Hinzu kommt, daß bei größeren Zündverzügen der Brennstoff länger erwärmt wird, weshalb die Mitteltemperatur der zu Beginn der Entzündung im Zylinder befindlichen Brennstoffmenge bei den größeren Zündverzügen höher wird. Durch die längere Erwärmungszeit wird die Bildung eines Kraftstoffdampf-Luftgemisches ermöglicht, welches infolge seiner besseren Homogenität eine größere Breitgeschwindigkeit zulässt als ein Tröpchengemisch. Letzteres enthält noch Millionen von zusammengeballten Molekülen und entwickelt dadurch eine trägere Umsetzungsgeschwindigkeit als ein reines Dampf-Luftgemisch, in welchem der Dampf mit der Luft diffundieren kann.

Von Interesse ist nun noch ein Vergleich der absoluten Größe der Flammengeschwindigkeit mit den Versuchsergebnissen anderer Forscher. In Abb.37 ist die Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Drehzahl aufgetragen, wobei aber nur diejenigen Versuche eingetragen sind, bei welchen die Zündung im

+) Vgl. Wentzel ¹⁷⁾ S.114 und 115



Abb.37 $\frac{d}{dt}$ in

oberen
funden
punkt m
der Fla
Dieser
versuch
durch W
belung
auch di
digkeit
ter ers
geradli
einen W
nimmt d
lich ei
dingten
zahl vo

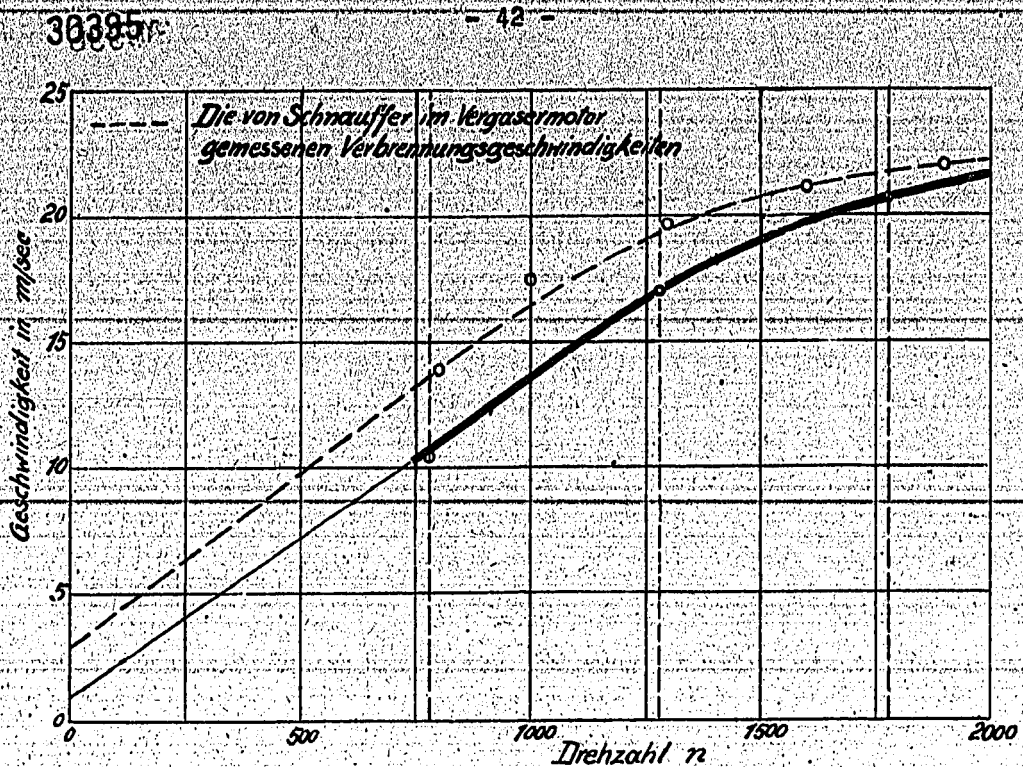


Abb. 37 Die Ausbreitungsgeschw. der Flamme im Hauptverbrennungsraum in Abh. v. d. Drehzahl bei Zündbeginn i. Totpunkt u. Vollast ($P=30/kg$)

oberen Totpunkt oder in unmittelbarer Nähe desselben stattgefunden hat. Verlängert man die Kurve geradlinig bis zum Schnittpunkt mit der Ordinate, so kommt man auf einen ganz geringen Wert der Flammengeschwindigkeit bei $n = 0/Min.$, nämlich auf ca $1m/s$. Dieser Wert entspricht Versuchsbedingungen, wie sie bei Bombenversuchen verwirklicht sind, wo die Flamme in der Hauptsache nur durch Wärmeleitung von Schicht zu Schicht, nicht aber durch Wirbelung wie im Motor weitergetragen wird. Tatsächlich bewegen sich auch die bei Bombenversuchen gefundenen Werte der Flammengeschwindigkeit in dieser Größenordnung. Der Verlauf der Kurve läßt weiter ersehen, daß die Flammengeschwindigkeit zunächst ziemlich geradlinig mit der Drehzahl ansteigt, bis sie bei $n = 1400 U/Min.$ einen Wert von $18 m/sec$ erreicht. Über diese Drehzahl hinaus nimmt die Flammengeschwindigkeit langsamer zu und strebt schließlich einem durch Auftreten kritischer Strömungsverhältnisse bedingten Grenzwert zu, welcher im vorliegenden Fall bei einer Drehzahl von ungefähr $3000 U/Min.$ liegen dürfte.

für die
zahl st
tungen
chen di
saoh v
drehzah
naturge
liche K
fänglic
verbund
gerung
sich de
gungen

menges
wie die
nungsg
das im
leitete
gasern
brennu
mit der
müsten
der Anv
gen, un
digkeit
bei Ott
von vor
teilung
auch de
Sauerst
des bes
vollkom

29) D.
+) Di
ist
se

Das in der Abb. 37 zum Ausdruck kommende Ergebnis für die Abhängigkeit der Flammengeschwindigkeit von der Drehzahl steht im Einklang mit an Gasmaschinen gemachten Beobachtungen anderer Forscher (Withrow, Lovell, Boyd), nach welchen die Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme in der Hauptsache von der Gaswirbelung abhängt und nahezu der Maschinendrehzahl proportional ist ²⁹⁾. Die gefundenen Werte stellen naturgemäß nur Durchschnittswerte für die zeitlich veränderliche Fortpflanzungsgeschwindigkeit der Flamme dar. Nach anfänglich langsamem Beginn wird rasch die mit dem Druckanstieg verbundene Höchstgeschwindigkeit erreicht, welcher eine Verzögerung der Flammenausbreitung folgt, sobald die Flammenfront sich den Zylinderwänden nähert und die Verbrennungsbedingungen durch Mangel an Sauerstoff ungünstiger werden.

Die im Dieselmotor gefundenen Absolutwerte der Flammengeschwindigkeiten bewegen sich in derselben Größenordnung wie die von Schnauffer ⁵⁾ im Vergasermotor ermittelten Verbrennungsgeschwindigkeiten ⁴⁾ — s. Abb. 37 — und zeigen somit, daß das im Dieselmotor befindliche Schweröl-Luftgemisch nach eingeleiteter Zündung ebenso rasch verbrennen kann wie das im Vergasermotor arbeitende Leichtkraftstoff-Luftgemisch. Von der Verbrennung aus gesehen sind also die Bedenken hinfällig, daß die mit dem Dieselmotor erreichbaren Höchstdrehzahlen niedriger sein müßten als beim Otto-Motor. Freilich bedarf es beim Dieselmotor der Anwendung besonderer Mittel in Form erzwungener Gasströmungen, um den für Erzielung genügend hoher Verbrennungsgeschwindigkeit notwendigen Aufteilungszustand erreichen zu lassen, der bei Otto-Motoren durch die Natur des verwendeten Treibstoffes von vorneherein vorhanden ist. Eine möglichst gleichmäßige Verteilung von Öl und Luft ist ferner deshalb anzustreben, damit auch der zuletzt verbrennende Treibstoffanteil noch genügend Sauerstoff vorfindet, um zur Erzielung eines guten Wirkungsgrades bei weitgehendster Ausnützung der Ladeluft rechtzeitig und vollkommen verbrennen zu können.

29) D.R.Pye, Die Brennkraftmaschinen, Berlin 1933 S.111

4) Die von Schnauffer gemessene Verbrennungsgeschwindigkeit ist der Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flamme gleichzusetzen.

aufgen
getrage
linie a
Zustand
nungs
Tangent
Adiabat
die Exp
so rasch

der Gas
chende
tafel V
den Exp
legt. W
aus ers
daß es
endeter
die Wan
eine po
n > k d
Änderun

rauchfr
die Hau
nämlich
net ers
bei Lea
gensatz
Polytro
nungsl
zentual
rückzu
ne Erhö
Zylind

30) Keh
— Die
31) Gre
sto
192

In Abb. 38 sind drei verschiedene, bei $n = 1780$ U/Min aufgenommene Druckverlaufelinien in ein $\lg p$ - $\lg V$ -Diagramm eingetragen. Im oberen Druckbereich ergibt sich für die Ausdehnungslinie eine Kurve, welche allmählich in eine durch polytropische Zustandsänderung gekennzeichnete Gerade übergeht. Der Verbrennungsendpunkt bestimmt sich angenähert als Berührungspunkt der Tangente, die in Richtung der für die Verbrennungsgase geltenden Adiabate gezogen wird. Solange die Verbrennung andauert, fällt die Expansionslinie wegen der Wärmezufuhr an die Gasladung nicht so rasch ab als die Adiabate, bei welcher die Zustandsänderung der Gasladung nur durch die der Arbeitsleistung $p \cdot dv$ entsprechende Änderung der inneren Energie bestimmt ist. Nach Zahlen-tafel VI wird diese adiabatische Richtung bei Vollast durch den Exponenten $k = 1,350$, bei Halblast durch $k = 1,357$ festgelegt. Wie weit sich das Nachbrennen noch über diesen Punkt hinaus erstreckt, läßt sich nicht sagen. Man kann aber annehmen, daß es wenigstens der Hauptsache nach zu Ende ist³⁰⁾. Nach beendeter Verbrennung verläuft die Ausdehnungskurve wegen der an die Wand übergehenden Wärmemenge unterhalb der Adiabate und stellt eine polytropische Zustandsänderung mit konstantem Exponenten $n > k$ dar, da nach Gregory³¹⁾ infolge des Wärmeüberganges keine Änderung des Exponenten n erfolgt.

Der Kurvenverlauf zeigt, daß sich bei dem noch durch rauchfreie Abgase gekennzeichneten Vollastzustand ($P = 26$ kg) die Hauptverbrennung über einen wesentlichen Teil der Ausdehnung nämlich über etwa 80 Kurbelgrade vom oberen Totpunkt an gerechnet erstreckt. Bei Teillast ist die Verbrennung bei etwa 65° , bei Leerlauf bereits bei 50° in der Hauptsache beendet. Im Gegensatz zu den an langsamlaufenden größeren Motoren gefundenen Polytropenexponenten fällt hier der geradlinige Teil der Ausdehnungslinie gegenüber der Adiabate ab, was auf einen höheren prozentualen, an die Zylinderwänden abgegebenen Wärmeverlust zurückzuführen ist. Einerseits läßt sich bei hohen Drehzahlen eine Erhöhung des Wärmeverlustes voraussehen, da mit abnehmender Zylindergröße das Verhältnis aus Oberfläche und Inhalt des Ver-

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.

Ende

30 at
25
20
15
10
5

100

n² 17

at
60
40
20
0

Abb. 38