

23517

Berechnung und Bau
von Hochdrucksynthese-Öfen
mit Dampfkesselkühlung

M-5

Dr. Wirth, 27.7.1944

Verweilert

- ✓ Dir. Dr. Sauer
- ✓ Dir. Dr. Ströbeck / Obering. Wolfrom
- ✓ Dir. Dr. Giesen / Dr. Hanisch
- Dir. Dr. Schunck / Obering. Gren
- Dir. Dr. Harold / Dr. Kemmer
- ✓ Dr. Kopp / Obering. Wittge
- ✓ Dr. Lückmann
- Dir. Dr. Dürpfeld
- Obering. Weber
- ✓ Obering. Wink
- ✓ Obering. Wink
- ✓ Obering. Wink
- ✓ Obering. Wink

Handwritten signature

Inhaltsverzeichnis

	Seite:
A.) <u>Zusammenfassung</u>	1
B.) <u>Einleitung</u>	2
C.) <u>Ofenbauart</u>	3
D.) <u>Außenkontakt-Röhrenofen</u>	4
<u>Wärme- und strömungstechnische Betrachtungen</u>	4
1.) <u>Allgemeines</u>	4
2.) <u>Wärmeleitung im Kontakt</u>	6
3.) <u>Wärmeübergang an die Kühlrohrwand</u>	17
4.) <u>Wärmeleitung in der Kühlrohrwand</u>	20
5.) <u>Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit</u>	21
a.) <u>Kühlmittelkreislauf</u>	22
α <u>Einfluß des Dampfdruckes</u>	26
β <u>Einfluß des Kühlrohrabstandes</u>	28
γ <u>Einfluß des Tauchrohrdurchmessers</u>	29
ρ <u>Einfluß der Rohrlänge</u>	31
ϵ <u>Einfluß des Kühlmittels</u>	32
b.) <u>Wärmeübergang an das Kühlmittel</u>	34
6.) <u>Gesamtwärmegefälle</u>	36
E.) <u>Innenkontakt-Röhrenofen</u>	36
1.) <u>Allgemeines</u>	36
2.) <u>Wärmeleitung im Kontakt</u>	36
3.) <u>Wärmeübergang an die Kühlrohrwand</u>	38
4.) <u>Wärmeleitung in der Kühlrohrwand</u>	39
5.) <u>Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit</u>	39
6.) <u>Kühlmittel-Kreislauf</u>	40
F.) <u>Verwendung des gebildeten Dampfes und Anheizen des Ofens</u>	42
G.) <u>Praktische Ausführung von dampfkesselgekühlten Hochdruck- öfen.</u>	45
H.) <u>Ausblick</u>	46
I.) <u>Literaturzusammenstellung</u>	47

- (1) Hasselblatt "Vorarbeiten für den Bau eines Methanofens mit Mantankuppelereinsatz."
Bericht Leuna vom 1.6.1932.
- (2) Kling "Das Wärmeleitvermögen eines Kugelhaufwerkes in ruhendem Gas."
Forschung 9. Bd. Heft 1, Seite 28-34.
- (3) Kling "Das Wärmeleitvermögen eines von Gas durchströmten Kugelhaufwerkes."
Forschung 9. Bd. Heft 2, Seite 82-90.
- (4) Kling "Wärmeübergang und Temperaturverteilung in einem Kontaktrohr von 250-mm Durchmesser."
Bericht d. techn. Prüfstandes Oppau Nr. 488.
- (5) Wirth "Die Berechnung und Beurteilung von Öfen für katalytische exotherme und endotherme Reaktionen, die innerhalb enger Temperaturgrenzen verlaufen."
Bericht Leuna.
- (6) Schmidt "Der Wasserumlauf in Steilrohrkesseln."
Festschrift 25 Jahre Techn. Hochschule Paris 1932.
- (7) Schmidt "Versuche über den Wasserumlauf"
Archiv für Wärmewirtschaft 1933.
- (8) Seidl "Die Berechnung des Wasserumlaufes in Steilrohrkesseln und ihre Bedeutung für die Konstruktion von Wasserrohrkesseln."
Dissertation T. II. München 1931.
- (9) Paul "Entwicklungslinien im Dampfkesselbau."
VDI. Band 88. Nr. 7/8, Seite 89-10.
- (10) Fritz "Wärmeübergang an siedende Flüssigkeiten."
2. VDI. Beihft Verfahrenstechnik 1937
Nr. 5, Seite 149-155.
- (11) Fritz "Verdampfen und Kondensieren."
2. VDI. Beihft Verfahrenstechnik 1945
Nr. 1, Seite 1-13.

Berechnung und Bau von Hochdrucksynthese-Ofen mit Dampfkesselkühlung.A.) Zusammenfassung.

Die Berechnung von Hochdrucksyntheseöfen mit Dampfkesselkühlung wurde am Beispiel des Methanolofens unter Benutzung des veröffentlichten theoretischen und Versuchsmaterials durchgeführt. Die Rechnungen zeigen, daß in den Hochdruck-Ofen mit hohem Umsatz und großer Wärmetönung, infolge des Widerstandes beim Wärmeübergang vom Kontakt zum Kühlmittel, die Reaktionstemperaturen bis etwa 50°C über der Kühlmittel-Temperatur liegen können, daß also nicht mehr wie bei den drucklosen oder Mitteldruck-Reaktionen von einer Gleichheit dieser Temperaturen gesprochen werden kann. Das hohe Temperaturgefälle stellt sich ein, trotzdem Wärmeleitzahlen bis $30 \text{ kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ in der Kontaktschicht und Wärmeübergangszahlen zwischen Kontakt und Kühlrohr bis zu $5000 \text{ kcal/m}^2\text{h}^{\circ}\text{C}$ ermittelt wurden.

Für die Praxis ergibt sich daraus die wichtige Folgerung, Wasser mit einer kritischen Temperatur von 374°C noch für Umsetzungen bis schätzungsweise 400°C als Kühlflüssigkeit verwenden zu können. Die Rechnungen ergaben ferner, daß das Problem der Gestaltung des Hochdruckraumes an Bedeutung und Schwierigkeit zurücktritt gegenüber der Ausbildung des Kühlsystems, daß sich die Aufgabe also mehr zu einem Dampfkesselproblem zuspitzt. Für die praktische Ausführung kommt entweder ein Ofen mit Wasserkühlung in Frage, bei dem der Kontakt um die Kühlrohre angeordnet wird (außenkontakt-Röhrenofen) oder ein solcher mit Diphonylkühlung, bei dem der Kontakt in den Rohren untergebracht ist (Innenkontakt-Röhrenofen). Der außenkontakt-Röhrenofen mit Hochdruckmantel wird zweckmäßig angewandt bei niederen Reaktions-Temperaturen. Man baut ihn vornehmlich kurz und groß im Durchmesser. Der Innenkontakt-Röhrenofen mit einem Druckmantel für nur 15 atü hat zweifellos eine Überlegenheit im Gebiet hoher Reaktions-Temperaturen. Unangenehm sind bei ihm vor allem die bedeutenden Mengen brennbarer Kühlflüssigkeit im Kreislauf. Eine genaue Abgrenzung an Hand einer Wirtschaftlichkeits-Berechnung kann erst erfolgen, wenn umfangreichere Ergebnisse mit dem von Leuna gebauten 6 Liter-Versuchsöfen vorliegen. Zwei konstruktive Entwürfe für einen außenkontakt- und einen Innenkontakt-Röhrenofen, welchen die auf Grund der Rechnungen gewonnenen Erkenntnisse zu Grunde liegen, sind beigefügt.

B.) Einleitung

Die Hochdrucksynthesen, die bis heute im technischen Maßstab verwirklicht worden sind, stellen stark exotherme Reaktionen dar. Sie wurden bisher in Vollraumöfen durchgeführt. Zur Beherrschung der großen freiwerdenden Wärmemengen, die bis zu $2.000.000 \text{ kcal/m}^3 \text{ h}$ Kontakt betragen, wird Walzgas und Kaltgas verwendet. Größere Temperatursprünge treten insbesondere durch die Zugabe von Kaltgas auf, die für den Methanolprozeß nach Hasselblatt (1) in der Größenordnung von 30°C liegen. Da die Kaltgas-Zugabe auf Grund örtlicher Temperaturmessung erfolgt, können im praktischen Betrieb wesentlich größere Temperaturunterschiede vorliegen. Zwischen dem in den Ofen eintretendem und dem daraus austretenden Gas werden laufend $80 - 100^\circ \text{C}$ gemessen. Überhaupt nicht kontrollierbar sind Nester höherer Temperatur, bedingt durch ungleichmäßige Kontakt-Schüttung, welche durch die Temperaturmessung nicht erfaßt werden und sich beim Ausbau des Ofens als zusammengebackene Kontakt-Klumpen zeigen.

Nachteilig ist ferner bei dieser Fahrweise der hohe Energie-Aufwand zur Förderung des Walzgas, wobei allerdings die Walzgasmenge teilweise durch Gleichgewichts-Verhältnisse bedingt sein kann. Hohe Anforderungen werden beim Anfahren oder Abstellen der Ofen, vor allem im Katastrophen-Fall an das sehr sorgfältig auszubildende und umfangreiche Bedienungs-Personal gestellt. Trotz großer betrieblicher und auch konstruktiver Schwierigkeiten hat es sich den verantwortlichen Männern gelungen, hohe Betriebs-Sicherheit und gute Ausbeute zu erreichen.

Wichtig bleibt jedoch, daß die gesamte bei der Reaktion freiwerdende Wärmemenge an das Kühlwasser geht, also die Entropie der Umgebung vermindert, anstatt hierher zur Verwertung zu dienen. In anderen bei manchen Reaktionen, wie in kleinen Versuchsofen zufriedenstellend gelöst sind, hat Vollraumöfen bei der Übertragung ins Großtechnische versagt hat, ist schon oft der Wunsch aufgetaucht einen besser wärmeleitenden Hochdruck-Ofen zu besitzen. Trotz mancher erfolgversprechender Ansätze ist aber noch keine befriedigende Lösung gefunden worden. Dies liegt vermutlich darin begründet, daß erst in den letzten Jahren die noch fehlenden theoretischen und praktischen Voraussetzungen für die Berechnung und den Bau von dampfkesselgekühlten Hochdruck-Ofen geschaffen wurden. Anstelle der früheren empirischen Bemessung kann heute eine einigermaßen gesicherte Bemessung treten. Die Unterlagen, auf die sich diese stützen kann, sind vor allem:

- 1.) Die Versuchsarbeiten von Kling (2), (3), (4) über die Wärmeleitung in Kontaktschichten und über den Wärmeübergang von gasdurchströmten Kontaktschichten an eine Wand.
- 2.) Die in Leuna (5) entwickelten Berechnungsgrundlagen für die Dimensionierung von Kontaktöfen verschiedenster Bauart unter der Voraussetzung gleichmäßiger Wärmeentwicklung im Reaktionsraum und einer durch Versuche festzulegenden zulässigen Temperatur-Differenz.
- 3.) Die Erfahrungen, die in Leuna beim Bau von Syntheseöfen für die Synol-Versuche gesammelt und die Entwicklungsarbeiten, die dort für das ganze Gebiet der Mitteldruck-Synthese geleistet worden sind.
- 4.) Die zahlreichen Arbeiten über den Wasserkreislauf in Hochdruck-Kesseln und die Bestätigung der theoretischen Versuchsarbeiten durch zahlreiche in jahrelangem Betrieb befindliche Kessel.

Nachdem diese Unterlagen bereits vorliegen, soll der Versuch gemacht werden, einen dampfkesselgekühlten Hochdruck-Synthese-Ofen zu berechnen und zu entwerfen, und zwar unter Verhältnissen wie sie der Methanol-Synthese entsprechen.

c.) Ofenbauart

Da der Rechnungsgang wesentlich durch die Ofenbauart beeinflusst wird, ist es notwendig, sich von vornherein über die zu wählende Ofenform klar zu werden. In wärmetechnischer Hinsicht können der Plattenofen, der Ringraumofen, der Innenkontakt-Röhrenofen und der Außenkontakt-Röhrenofen in Betracht kommen. Schon bei der Mitteldrucksynthese hat sich jedoch gezeigt, dass der Plattenofen schwer mit guter Raumausnutzung herzustellen ist. Für einen Hochdruckofen würden infolge Beschränkung des Durchmessers diese Schwierigkeiten noch wachsen. Da sich der Ofen außerdem sehr schwer entleeren lässt und die Aufbringung der Platten auf die Hochdruckkühlräume technisch fast unmöglich ist, scheidet er für die Hochdrucksynthese von vornherein aus. Auch beim Ringraumofen lässt sich für Hochdruck nur eine geringe Raumausnutzung erreichen, da beide Röhre des Ringraumes mit großer Wandstärke ausgeführt werden müssen. Auch diese Ofenbauart kann deshalb für die Untersuchung außer Betracht bleiben. Es stehen demnach nur der Außenkontakt-Röhrenofen und der Innenkontakt-Röhrenofen in engerer Wahl.

Erstere Bauart hat sich bei den Synolversuchen durchgesetzt, da selbst bei stark zusammengebackenem Kontakt ein gutes Entleeren möglich und die Gasverteilung über dem ganzen Ofenquerschnitt so gleichmäßig ist, dass sie von keiner

anderen Ofentype darin übertroffen wird. Sie ist auch für Hochdruck zu verwirklichen. Schwierig ist, wie in den folgenden Ausführungen gezeigt wird, die Unterbringung und Beherrschung des Kreislaufes der Verdampferkühlung. Als Kühlmittel könnte Wasser verwendet werden.

Der Innenkontakt-Röhrenofen bedingt eine Aufteilung des Kontaktes in viele parallel geschaltete Räume, die entsprechend ihrem verschiedenen Widerstand auch verschieden von Gas beaufschlagt werden. Das Füllen und Entleeren ist schwierig, jedoch zu bewältigen. Der Ofen müßte mit Diphenyl als Kühlmittel betrieben werden, woraus sich der Vorteil eines verhältnismäßig schwachen Ofenmantels ergeben würde.

Die nachfolgende Berechnung berücksichtigt deshalb nur diese beiden zuletzt genannten Ofenformen und soll ihren Verwendungsbereich gegeneinander abgrenzen.

D.) Außenkontakt-Röhrenofen.

Wärme- und strömungstechnische Betrachtungen.

1.) Allgemeines:

Bei der Fischer- und Synol-Synthese sind die Wärmebelastungen des Reaktionsraumes verhältnismäßig gering und bewegen sich in der Größenordnung von etwa 30 000 bis 100 000 kcal/m³ h Kontakt. Da außerdem die an den Kontakt eingeschalteten Kühlflächen sehr groß sind und je nach der Art des Ofens zwischen 160 und 350 m²/m³ Kontakt liegen, sind die Temperaturunterschiede zwischen Kontakt und Kühlflüssigkeit sehr gering und betragen nur einige °C. Unter dieser Voraussetzung kann man sagen, daß die Synthese-temperatur mit der Kühlmittel-Temperatur identisch ist. Bei der Berechnung von Reaktions-Ofen sowohl für die Fischer- als auch für die Synol-Fahrweise wurde deshalb immer nur der Temperaturabfall in der Kontaktschicht selbst berücksichtigt, während das Temperaturgefälle beim Wärmeübergang an die Wand, bei der Wärmeleitung in der Kühlwand und beim Wärmeübergang an das Kühlmittel, insbesondere bei der Verwendung von Wasser, vernachlässigt werden konnte. Die bei den vorgenannten Synthesen entwickelten Dampfmenngen sind so gering und der Dampfdruck meist so niedrig, daß ein natürlicher Kühlmittel-Kreislauf ohne weiteres gegeben ist. Schwierigkeiten in dieser Hinsicht sind eigentlich nur bei fehlerhaften Konstruktionen aufgetreten und Zirkulationsstörungen ebenso wenig wie im Dampfkesselbetrieb bis 25 at beobachtet worden.

Für die Methanolsynthese gilt



Bei der Bildung von 1 kg Methanol werden demnach 816 kcal frei. Einer Ofenleistung von 7000 Lit. oder rund 5600 kg in einem Reaktionsraum von $2,5 \text{ m}^3$ entspricht demnach eine Wärmeentwicklung von ungefähr $1.800.000 \text{ kcal/m}^3 \text{ h}$ im Kontakt.

Unter Zugrundelegung dieser Zahlen werden im Hochdruckofen Wärmemengen frei, die 18 bis 60 mal so groß sind als bei den zuerst genannten Reaktionen.

Bei der evt. Einführung dampfkesselgekühlter Ofen sind höhere Belastungen bis zu $3.500.000 \text{ kcal/m}^3 \text{ h}$ durchaus erwünscht und nach den bisherigen Versuchen auch zu erwarten. Unter dieser Voraussetzung ist die Gleichheit der Temperaturen von Kontakt und Kühlmittel keinesfalls mehr zu erwarten. Außerdem sind die Heizflächenbelastungen und die entwickelten Dampfmengen so groß, daß insbesondere bei hohen Dampfdrücken des Kühlmittels als dem Wasserkreislauf besondere Beachtung geschenkt werden muß. Eine sorgfältige Berechnung des Kühlmittelkreislaufes ist Voraussetzung für ein einwandfreies Arbeiten des Kühlsystems. Es zeigt sich, daß das Reaktionsofen-Problem zu einem Dampfkessel-Problem wird. Aus Gründen der Betriebssicherheit ist der natürlichen Flüssigkeitsumlauf der Vorzug zu geben, um den Zwangsumlauf, der bei Pumpenstörungen jeweils ein Durchgehen des Ofens zur Folge hätte, abzuwehren. Ein weiterer Grund, der gegen den Wasserdampf als Kühlmittel spricht, ist das Bestehen der Gefahr, daß sich entsprechend dem Druckgefälle im Kühlmittel in den Achsenrichtung des Ofens einstellen würde und das insbesondere bei Diphenyl in einer Größenordnung liegt, die den Wert des dampfkesselgekühlten Ofens stark beeinträchtigen, wenn nicht sogar aufheben würde. Besondere Beachtung würde auch der guten Raumnutzung geschenkt.

Der Wärmetransport von der Intoterungsstelle im Kontakt an das Kühlmittel muß, damit er der Berechnung zugänglich wird, in seine einzelnen Phasen zerlegt werden. (Abb. 1).

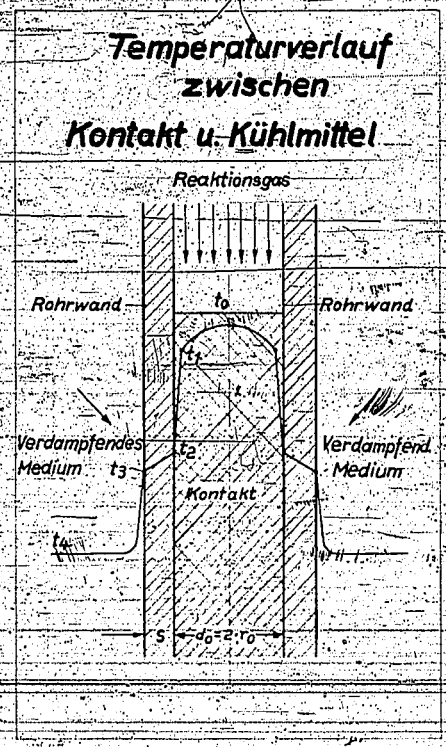
Es sind dies:

Wärmeleitung vom Kontaktraummitte an die Kühlrohrwand,

Wärmeübergang an die Kühlrohrwand,

Wärmeleitung in der Kühlrohrwand,

Wärmeübergang von der Kühlrohrwand an das Kühlmittel.



01443/1

Abb. 1 Temperaturverlauf zwischen Kontakt und Kühlmittel

Nachdem für jede dieser Punkte der Temperaturverlauf bekannt ist, kann das gesamte Temperaturprofil zwischen Kontakt und Kühlmittel qualitativ bestimmt werden. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten α erfolgt nach folgender Formel:

$$r_0 = 2 \cdot \sqrt{\frac{\lambda \cdot \Delta t}{\alpha}} \quad (1)$$

$$r_1^2 \cdot \left(2 \cdot \ln \frac{r_1}{r_0} \right) + r_0^2 = \frac{4 \cdot \lambda \cdot \Delta t}{\alpha} \quad (2)$$

λ = die Wärmeleitfähigkeit des Rohrwandmaterials in $\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Δt = die Temperaturdifferenz zwischen der Rohrwandmitte und der äußeren Rohrwandoberfläche in $^{\circ}\text{C}$.

2 r_0 = der lichte Durchmesser des Kontaktrohres beim Innenkontakt-Röhrenofen bzw. der äußere Durchmesser des Röhrenofens von Außenkontakt-Röhrenofen in m.

r_1 = der Radius, der einem Röhrohr zugeordneten Kontaktschicht beim Außenkontakt-Röhrenofen in m.

Zur Bestimmung von λ liegen wertvolle Versuche von Kling (4) vor, der unter Verwendung eines zylindrischen Kohlekontaktes und strömender Luft die Wärmeleitfähigkeit gemessen und als Funktion der Reynold'schen Zahl aufgetragen hat.

Abb. 2

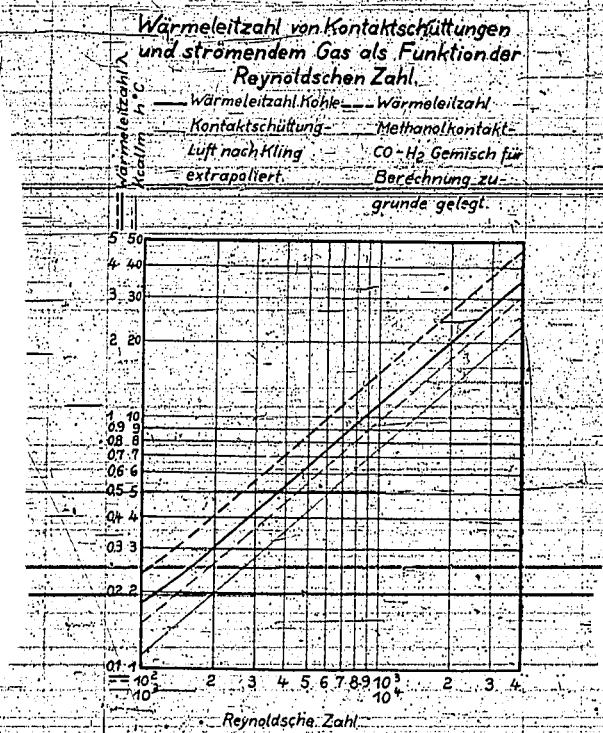


Abb. 2. Die Wärmeleitfähigkeit von gasdurchströmten Kontaktschüttungen als Funktion der Reynold'schen Zahl.

Die Versuchs-Kurve von Kling wurde extrapoliert und die Werte mit dem Faktor 1,3 multipliziert zur Berücksichtigung der höheren Wärmeleitfähigkeit des Wasserstoff-Kohlenoxydgemisches gegenüber Luft. Es wurde dabei angenommen, daß sich die Wärmeleitfähigkeit etwa im gleichen Verhältnis ändert wie die Wärmeübergangszahl, für welche gesetzt werden kann:

$$\frac{\alpha_{CO+H_2}}{\alpha_{Luft}} = \frac{\left[\frac{c_p}{\lambda \cdot R} \right]_{CO+H_2} \cdot 0,786 \cdot \lambda}{\left[\frac{c_p}{\lambda \cdot R} \right]_{Luft} \cdot 0,786 \cdot \lambda} \quad (3)$$

In dieser Gleichung bedeuten:

α = die Wärmeübergangszahl in $\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{ h } ^\circ \text{C}}$

c_p = die spezifische Wärme in $\text{kcal/kg } ^\circ \text{C}$

λ = die Wärmeleitfähigkeit des Gases in $\frac{\text{kcal}}{\text{m h } ^\circ \text{C}}$

R = die Gaskonstante in $\text{m}^3/\text{kg } ^\circ \text{C}$

Setzt man die von Hesselblitt (1) für 400°C und $10\% \text{ CO} + \text{H}_2$ Gemisch angegebenen Werte, um: zwar:

$b_p = 4,76$ $\lambda = 0,185$ $R = 82$ in Gleichung (3) ein,
 so erhält man für $\frac{\alpha_{\text{CO} + \text{H}_2}}{\alpha_{\text{Luft}}} = 1,46$.

Wird der vorangehende, hier die Wärmeleitfähigkeit des Gases betreffende, Ausdruck in die Gleichung (1) eingesetzt, so ergibt sich aus der Wärmeleitfähigkeit im Gas im Abstand der Wärmeleitung im Kontakt zusammengesetzt mit der anderen Komponente durch die Änderung der Gas-Zusammensetzung nicht beeinflusst wird, $\lambda_{\text{eff}} = \lambda \cdot 1,46$ erhalten und mit diesem Faktor die nach oben beschriebene Vorgangsart. Die Bestimmung von λ ist im Hinblick auf die Reynoldszahl $Re = w \cdot d$ notwendig.

Der Ventilkorn-Durchmesser d wird in m, die auf den kontaktfreien flächigen Rohrquerschnitt bezogene Geschwindigkeit w in m/sec . Die kinematische Viskosität ν in m^2/sec ist durch $\nu = \frac{\eta}{\rho}$ zu berechnen, wobei η die dynamische Viskosität und ρ die Dichte von Hesselblitt (1) entnommen werden.

Der mittlere Wert der Wärmeleitfähigkeit λ wurde für verschiedene Gasgemische, wie z.B. CO_2 , H_2O , CO , H_2 , N_2 , O_2 , CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 , C_4H_{10} , C_5H_{12} und für verschiedene Wärmegrößen (1 bis 5-fach) gemessen. Die Wärmeleitfähigkeiten λ und die Reynoldszahlen Re sind in der folgenden Tabelle (1) zusammengefasst. Die Reynoldszahlen sind so gewählt, dass die Wärmegrößen als Vielfaches der angesetzten Gasmenge zu erhalten.

(Tafel 1. siehe Blatt 9)

Es ist bekannt, dass sich die Strömung im turbulenten Gebiet, d.h. für Reynoldszahlen zwischen 705 und $4 \cdot 10^4$ befindet, während der Gaslagen von laminar zu turbulent übergeht bei etwa $Re = 2300$ liegt. Es ist schon schon festgestellt, dass sehr gute Wärmeleitverhältnisse, die sich in den oben angegebenen λ ausdrücken, 1,14 und $0,5 \text{ kcal/m h } ^\circ \text{C}$ wiederherstellen.

Zahlentafel 1.

Wärmeentwicklung im Kontakt kcal/m ² h	Umwälzung	Gasmenge m ³ /h m ² Kontakt	Gasgeschw. m/sec.	Kontakt- korn- ϕ mm	Reynoldische Zahl	Wärmeleitzahl des von Gas durchströmten Kontaktes kcal/m h °C
	0	4450	0,123	10	2940	3,66
				5	1470	2,06
				2,5	755	1,14
	1-fach	8900	0,246	10	5880	6,45
				5	2940	3,59
				2,5	1470	2,06
2 000 000	2-fach	13350	0,369	10	8920	8,93
				5	4410	5,07
				2,5	2205	2,87
	3-fach	17800	0,492	10	11760	11,30
				5	5880	6,45
				2,5	2940	3,59
	5-fach	26700	0,738	10	17640	15,70
				5	8920	8,93
				2,5	4410	5,07
	0	6670	0,184	10	4400	5,07
				5	2200	2,87
				2,5	1100	1,62
	1-fach	13350	0,368	10	8900	8,93
				5	4400	5,07
				2,5	2200	2,87
	2-fach	20000	0,552	10	13200	12,50
				5	6600	7,05
				2,5	3300	3,99
3 000 000	3-fach	26700	0,736	10	17600	15,70
				5	8800	8,93
				2,5	4400	5,07
	5-fach	44000	1,10	10	26400	21,95
				5	13200	12,25
				2,5	6600	6,98

Wärmeentwicklung im Kontakt kcal/m ² h	Umwälzung m ³ /h m ² Kontakt	Gasmenge m ³ /h m ² Kontakt	Gasgeschw. m/sec.	Kontakt- korn-φ mm	Reynoldische Zahl	Wärmeübergangszahl von Gas durchstromt Kontakt kcal/m ² h °C
				10	5830	6,38
	8900		0,244	5	2918	3,62
				2,5	1457	1,98
				10	11690	11,18
1-fach	17800		0,488	5	5845	6,79
				2,5	2900	3,55
				10	17430	14,20
2-fach	35600		0,732	5	8740	3,78
				2,5	4370	5,00
				10	11690	10,18
3-fach	53400		1,076	5	5845	11,90
				2,5	2922	5,95
				10	17500	27,40
5-fach	89000		1,465	5	8750	15,30
				2,5	4375	8,71
				10	7300	7,58
	11120		0,305	5	3650	4,32
				2,5	1825	2,16
				10	11690	11,30
1-fach	22240		0,610	5	7300	7,58
				2,5	3650	4,32
				10	22000	10,62
2-fach	33360		0,915	5	11000	10,50
				2,5	5500	5,68
				10	26400	13,90
3-fach	44500		1,220	5	14700	13,56
				2,5	7350	7,65
				10	44200	33,25
5-fach	66700		1,830	5	22100	12,00
				2,5	11050	6,05

23529

Sehr groß ist der Einfluß des Kontaktkorn-Durchmessers, und zwar nimmt die Wärmeleitfähigkeit mit wachsendem Kontaktkorn-Durchmesser zu. Es besteht also beim dampfkesselgekühlten Ofen aus Gründen der guten Wärmeabfuhr aus der Kontaktschicht der Wunsch, möglichst große Kontaktpillen zu verwenden. Ferner wurde der Einfluß der Synthese-Temperatur untersucht und die Reynold'schen Zahlen und die Wärmeleitfähigkeiten für 300, 350, 400 und 450 °C festgestellt. Es zeigte sich jedoch, wie aus Abb. 3 zu entnehmen ist, daß der Einfluß der Temperatur auf die zu wählenden Kontaktraum-Abmessungen sehr gering ist, so daß auf eine Wiedergabe des gesamten Zahlenmaterials verzichtet werden kann. Die folgenden Berechnungen wurden deshalb auch nurmehr für eine einzige Synthese-Temperatur, und zwar für 400 °C durchgeführt. Eine Übertragung auf andere Temperaturen ist ohne große Fehler möglich.

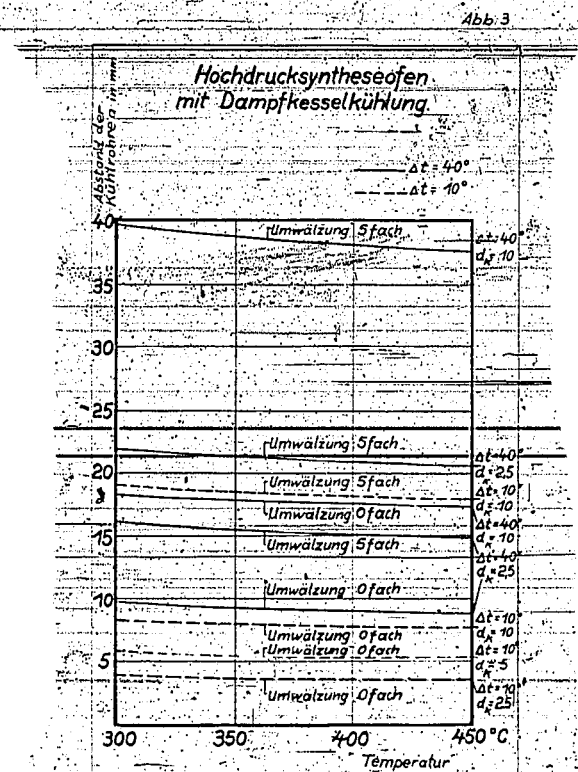
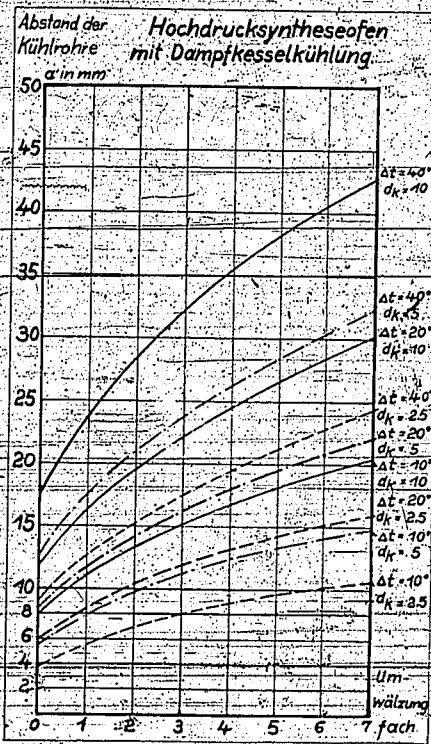
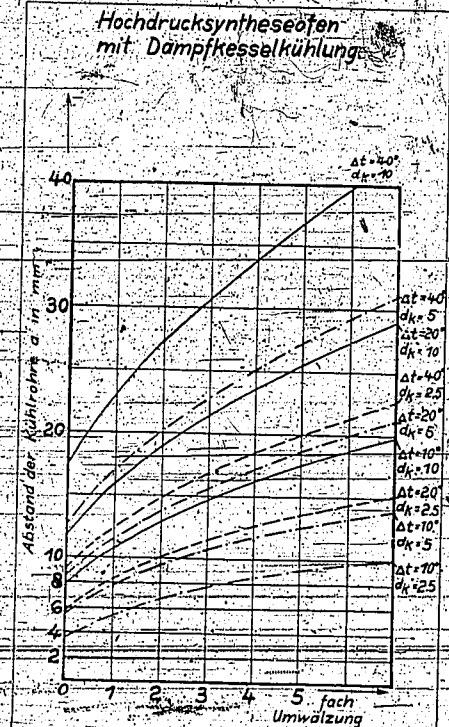


Abb. 3. Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Synthese-Temperatur für verschiedene Wälzgemengen und Kontaktkorngrößen, Wärmeentwicklung 2 000 000 kcal/m² h Kontakt.

Mit Hilfe von Gleichung (1. wurden für verschieden zulässige Temperatur-Differenzen in der Kontaktschicht (10, 20 und 40 °C) die Durchmesser des Innenkontakt-Röhrenofens ermittelt und unter Benutzung der Abb. 14.) des Berichtes (5) die gleichwertigen Abstände α der Kühlrohre des Außenkontakt-Röhrenofens entnommen. Der Kühlrohr-Außendurchmesser wurde für die gesamten folgenden Betrachtungen mit 38 mm angenommen.



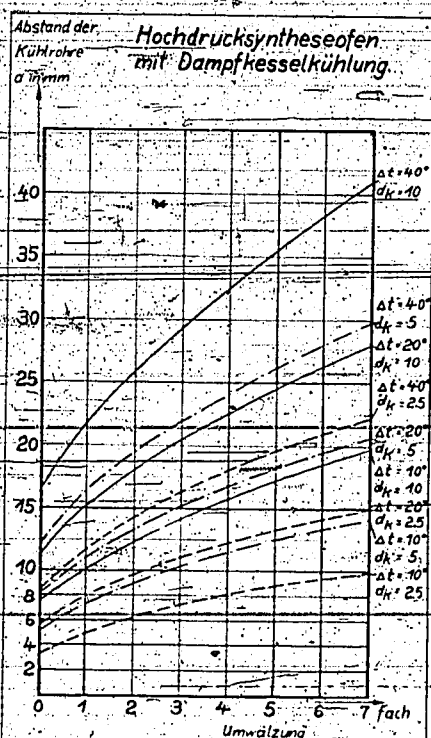
0144314



0144315

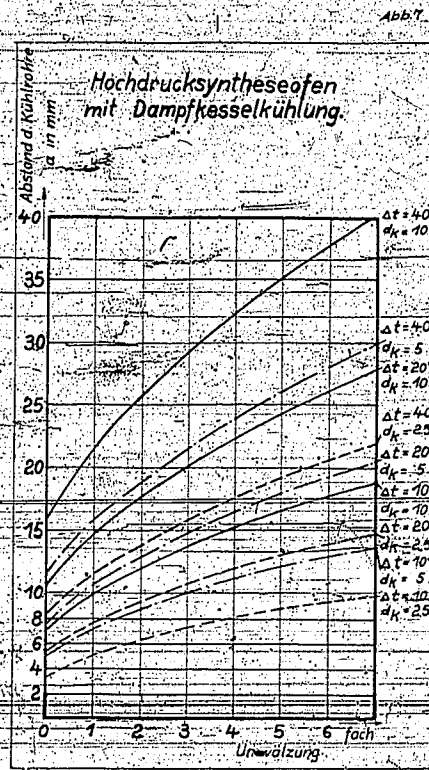
Abb. 4 Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzung für verschiedene Temperaturdifferenzen und Kontaktdiagnosen. Wärmeentwicklung 2 000 000 kcal/m² h Kontakt. Kühlrohr-φ 28/38 mm, Synthesetemperatur 400 °C

Abb. 5 Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzung für verschiedene Temperaturdifferenzen und Kontaktdiagnosen. Wärmeentwicklung 5 000 000 kcal/m² h Kontakt. Kühlrohr-φ 28/38 mm, Synthesetemperatur 400 °C



0144316

Abb. 6 (wie oben) Wärmeentwicklung 4 000 000 kcal/m² h Kontakt. Kühlrohr-φ 28/38 mm, Synthesetemperatur 400 °C

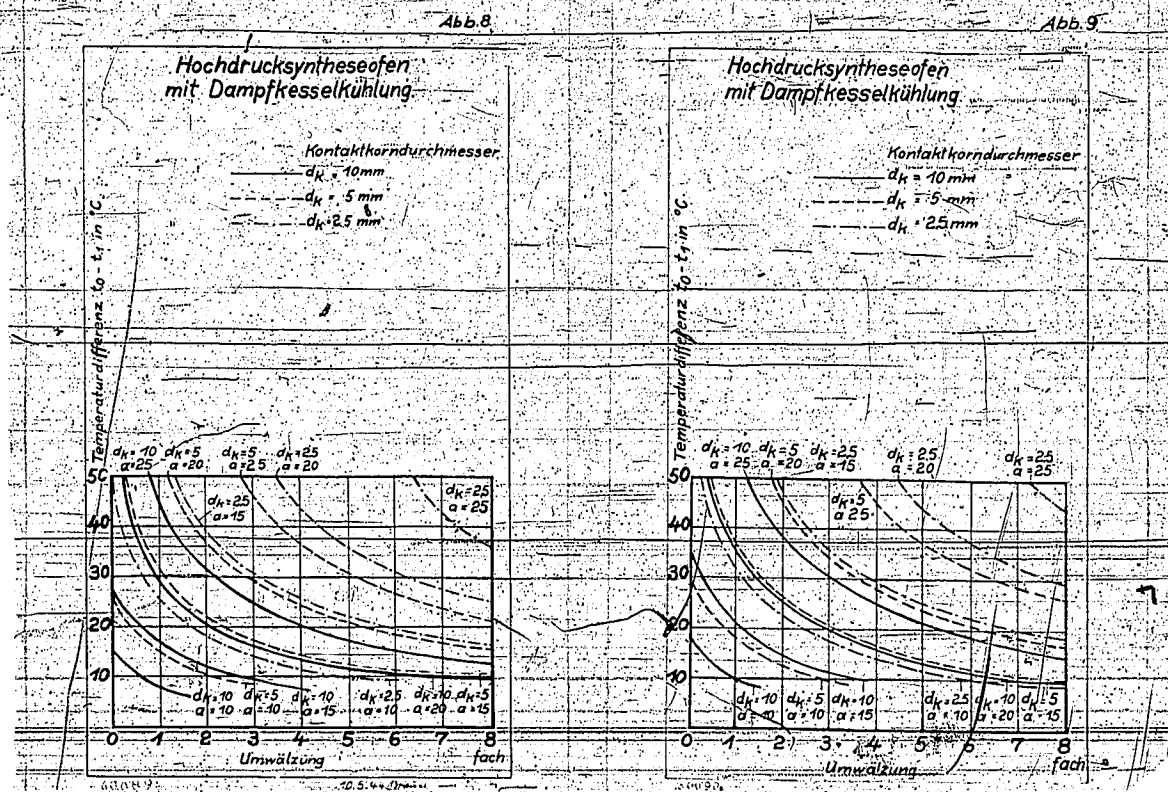


0144317

Abb. 7. Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzung für verschiedene Temperaturdifferenzen und Kontaktkorngrößen.

Wärmeentwicklung 5.000.000 kcal/m² h Kontakt
 Kühlrohrdurchmesser 28/38 mm
 Synthesetemperatur 400 °C

Die Abbildungen 4 bis 7 zeigen für Kontaktstrombelastungen von 2.000.000 bis 5.000.000 kcal den Einfluß der Umwälzmenge auf den Kühlrohrabstand. Ganz unabhängig von der Wärmebelastung, dem Kontaktkorn-Durchmesser und dem zulässigen Temperaturgefälle $\Delta t = (t_0 - t_1)$ können die Rohrabstände α mit steigender Heizgasmenge parabolisch werden, und zwar umso mehr, je größer der Kontaktkorn-Durchmesser und die zulässige Temperatur-Unterschiede sind. Da aus Gleichgewichts-Gründen immer eine bestimmte Heizgasmenge notwendig ist, wirkt sich dies günstig auf die Ofengestaltung aus. Die auftretenden Temperaturunterschiede $t_0 - t_1$ können aus Abb. 8 und Abb. 9 für verschiedene Kühlrohrabstände und verschiedene Kontaktkorn-Abmessungen in Abhängigkeit von der Umwälzmenge entnommen werden.



Temperaturgefälle $\Delta t = t_0 - t_1$ im Kontakt als Funktion der Umwälzung für verschiedene Kühlrohrabstände und Kontaktkorngößen.

Abb. 8. Wärmeentwicklung 2 000 000 kcal/m² h Kontakt.
 Kühlrohr- \emptyset 28/38 mm.
 Synthese-Temperatur 400 °C

Abb. 9. Wärmeentwicklung 5 000 000 kcal/m³ h Kontakt.
 Kühlrohr- \emptyset 28/38 mm.
 Synthese-Temperatur 400 °C

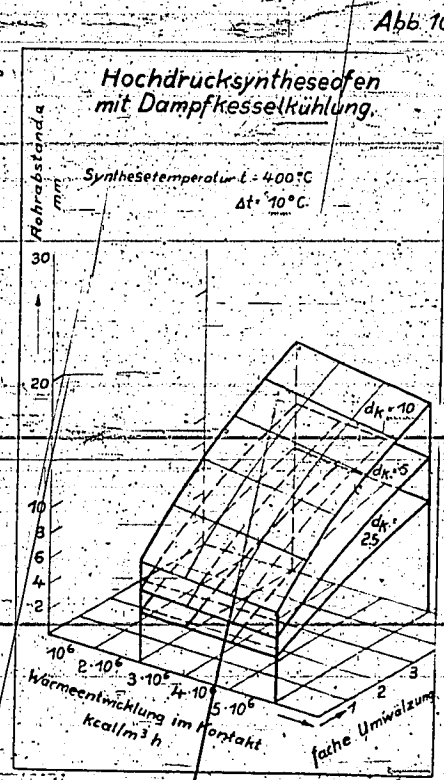
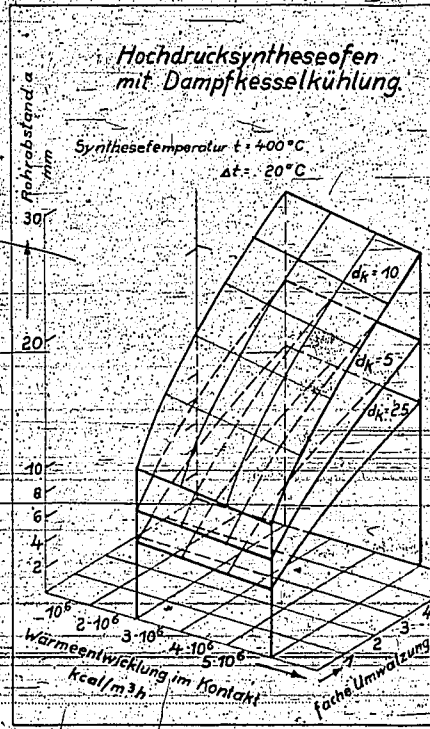


Abb. 10 Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzmenge und der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Kontaktkorndurchmesser.
 Temperaturdifferenz $\Delta t = 10^\circ\text{C}$
 Synthese-Temperatur 400 °C
 Kühlrohr- \emptyset 28/38 mm

01144310

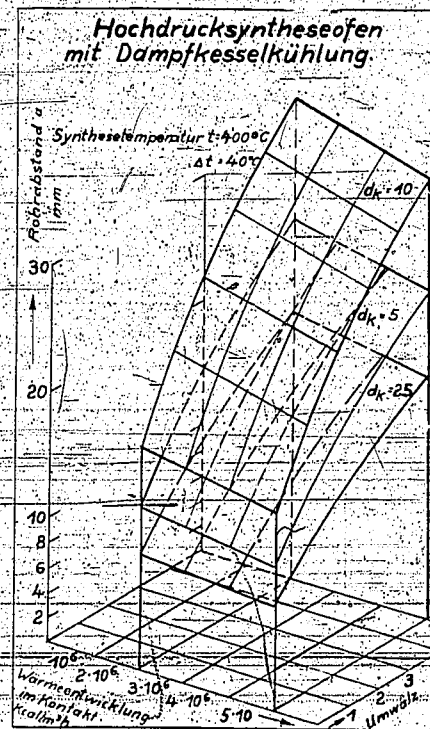
Abb. 11



0/1443/11

Abb. 11 (wie Abb. 10) Temperatur-Differenz $\Delta t = 20^\circ\text{C}$

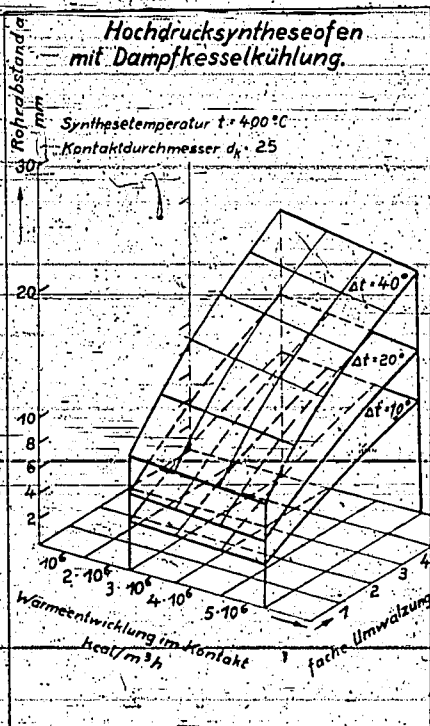
Abb. 12



0/1443/12

Abb. 12 (wie Abb. 10) Temperatur-Differenz $\Delta t = 40^\circ\text{C}$

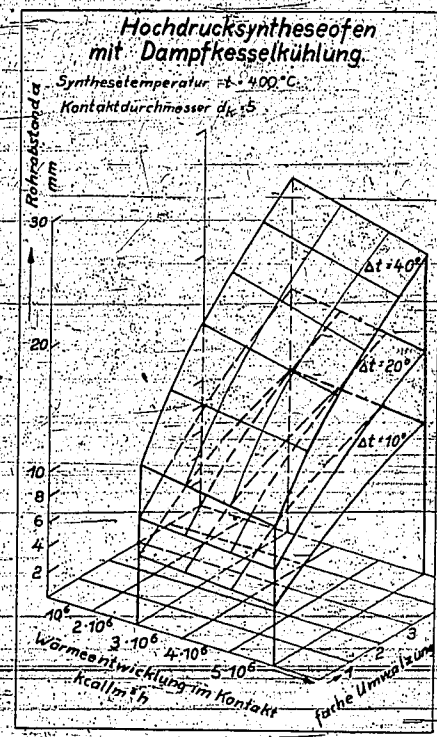
Abb. 13



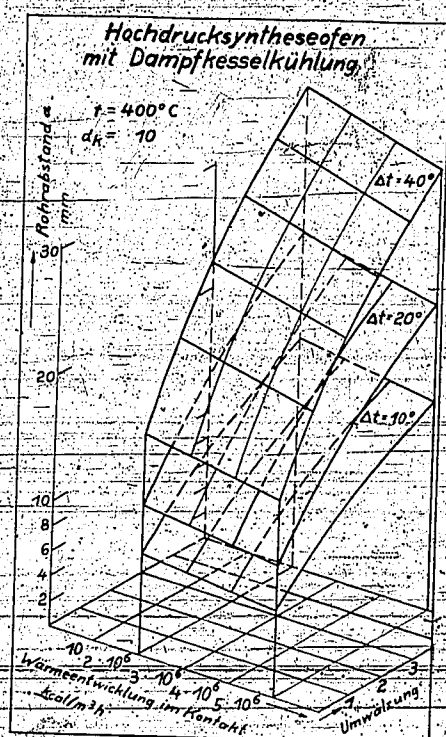
0/1443/13

Abb. 13 Der Rohrabstand des Außenkontakt-Röhrenofens als Funktion der Umwälzmenge und der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Temperaturdifferenzen im Kontakt

Kontaktkorn $d_k = 2.5$ mm
 Kühlrohr- $\phi = 23/38$ mm
 Synthesetemperatur 400°C



017443/14



017443/15

Abb. 14 (wie Abb. 13)
 Kontaktkorn- ϕ $d_k = 5$ mm

Abb. 15 (wie Abb. 13)
 Kontaktkorn- ϕ $d_k = 10$ mm

Deutlicher noch lassen die nächsten Abbildungen 14 bis 15 in räumlicher Darstellung den Einfluss der verschiedenen Faktoren auf die Bemessung des Ofenraumes erkennen. Besonders interessant und wichtig ist die Tatsache, daß die Erhöhung der Erbelastung des Kontaktes keine Erhöhung der Temperatur in der Kontaktschicht zur Folge hat, unter der Voraussetzung, daß das Verhältnis von Walzrasmenge zur ungesetzten Gasmenge konstant bleibt. Es kommt dies dadurch zum Ausdruck, daß die Linien konstanter Umwälzung parallel zur Abszissenachse sind. Die Ursache hierfür liegt darin begründet, da die Wärmeleitfähigkeit des Kontaktaufwerkes etwa im gleichen Verhältnis wie die Gasmenge bzw. die Gasgeschwindigkeit ansteigt. In Abb. 2 im doppeltlogarithmischen Diagramm ist dies an der etwa 45° Neigung der λ Kurven zu erkennen. Das hat zur Folge, daß der Hochdrucksynthese-Ofen mit Dampfesselkühlung sehr stabil ist. Vermutlich wird man immer so fahren, daß das Gleichgewichtsverhältnis angeñöhert erreicht wird. Bei Veränderung der Gasmenge wird dadurch auch das Verhältnis von ungesetztem zu nicht ungesetztem Gas konstant bleiben. Infolgedessen ist die Forderung eines gleichbleibenden Umwälzverhältnisses automatisch gegeben und es wird auch das Temperaturgefälle in der Kontaktschicht bei wechselnder Gasbeaufschlagung dasselbe bleiben. Die Berechnungen gelten unter der Voraussetzung, daß der Umsatz angenähert über den ganzen Kontaktraum

gleichmäßig verteilt ist, wird die Reaktion auf eine schmale Zone zusammengedrängt, dann ergeben sich andere Verhältnisse.

Klar ist auch der Einfluß der Kontaktkorngröße in den Abbildungen 10, 11 und 12 aus dem Abstand der Flächen konstanter Kontaktkorngröße zu beobachten.

Ebenso gibt der Abstand der Flächen konstanter Temperaturen in den Abbildungen 13, 14 und 15 den Einfluß der zulässigen Temperatur-Differenz im Kontakt übersichtlich wieder.

Der Einfluß der Wärmeleitfähigkeit des Kontaktes selbst wurde nicht untersucht.

Er tritt aber nach allen bisherigen Versuchen zurück gegenüber der Wärmeleitung im Gas und kann bei den hohen Geschwindigkeiten und hohen Reynoldischen Zahlen bei der Hochdruck-Synthese unberücksichtigt bleiben. Die Änderung der Gasgeschwindigkeit in axialer Richtung im Ofen ebenso wie die Änderung der Gaszusammensetzung infolge der Reaktion wurden ebenfalls vernachlässigt, da sie die Rechnung zu sehr komplizieren würden, ohne deren Ergebnisse grundsätzlich zu ändern. Ebenso wurde nicht berücksichtigt, daß ein Teil der Reaktionswärme durch eine Temperatur-Erhöhung des Kreislauf-Gases abgeführt wird, und zwar umso mehr, je größer die Wälgasmenge ist. Die tatsächlichen Verhältnisse bezüglich des Temperaturgefälles in der Kontaktschicht liegen demnach etwas günstiger als die Rechnung wiedergibt.

3.) Wärmeübergang an die Kühlrohrwand.

Kling (4) hat bei seinen Versuchen für den Wärmeübergang von Luft durchströmten Kontakt an die Wand die Beziehung gefunden

$$Nu = 100 \cdot Pe^{0,84} \cdot \frac{1}{d_k^{0,84}} \quad (4)$$

die umgeformt werden kann in

$$\alpha = 100 \cdot (w_m \cdot \gamma_m \cdot c_p)^{0,84} \cdot \left(\frac{\lambda_{CO+H_2}}{d_k} \right)^{0,16} \quad (5)$$

wobei w_m die auf den kontaktfrei gedachten Rohrquerschnitt bezogene mittlere Gasgeschwindigkeit in m/sec. bedeutet.

Die Gültigkeit dieser Gleichung wurde von uns durch Messungen an einigen Betriebsanlagen wie z.B. in der AT-Anlage bestätigt.

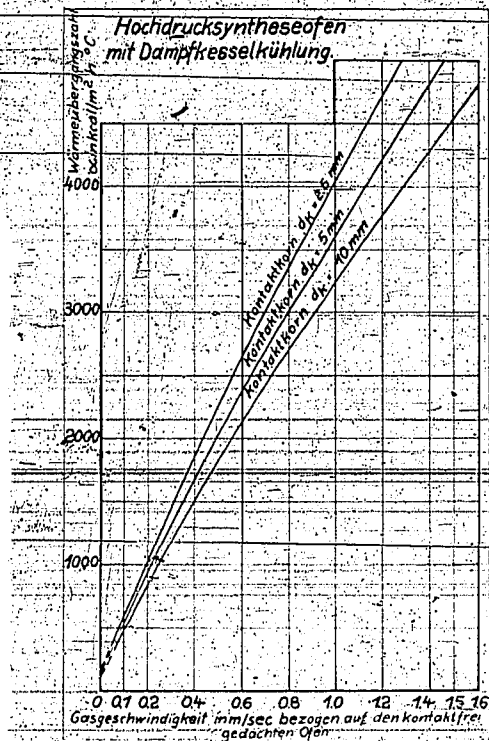
Setzt man nach Kasselblatt (1) für $\gamma_m = 47,9 \text{ kg/m}^3$

$$c_p = 0,7566 \text{ kcal/kg} \cdot \text{grad}$$

$$\lambda = 0,185 \text{ kcal/m} \cdot \text{h} \cdot \text{grad}$$

so erhält man für 2,5 mm Kontakt $\alpha = 4060 \cdot w_m$ 0,84
 5 mm " $\alpha = 3640 \cdot w_m$ 0,84
 10 mm " $\alpha = 3260 \cdot w_m$ 0,84

Abb. 16



0/1443/16

Abb. 16. Die Wärmeübergangszahl zwischen der vom Gas durchströmten Kontaktschicht und der Kühlrohrwand als Funktion der Gasgeschwindigkeit.

In Abbildung 16 sind die mit diesen Gleichungen berechneten Wärmeübergangszahlen als Funktion der Gasgeschwindigkeit eingezeichnet. Als Gasgeschwindigkeit wurde dabei jene am Eintritt in den Ofen zu Grunde gelegt. Die geringe Kontraktion im Ofen ebenso wie die Änderung der Wärmeleitfähigkeit durch die Änderung der Gaszusammensetzung wurden vernachlässigt.

Zahlentafel 2.

Wärmeaufnahme pro Kühlrohr kcal / h.

Wärmeentwicklung im Kontakt kcal/m ² h	Kühlrohrabstand			
	10	15	20	25
2 000 000	17200	26000	35500	46000
3 000 000	26000	39000	53000	69000
4 000 000	34450	52000	71000	92500
5 000 000	43000	65000	89000	116000

Die beim Wärmeübergang an die wand tretende Temperaturdifferenz

mit der Gleichung

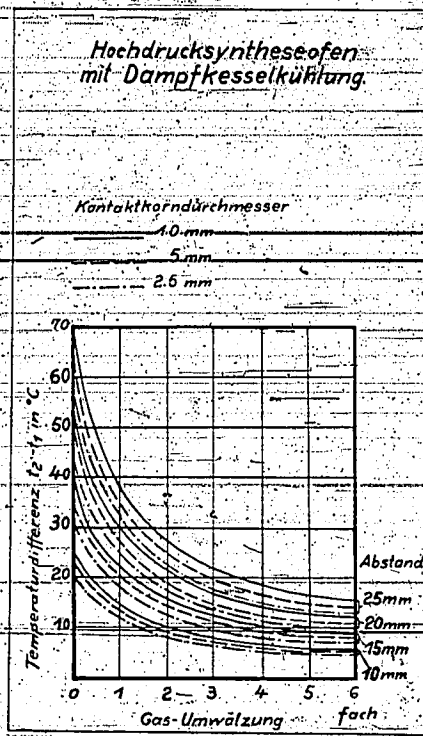
$$t_2 - t_1 = \frac{Q}{F \cdot \alpha} \quad (6)$$

berechnet.

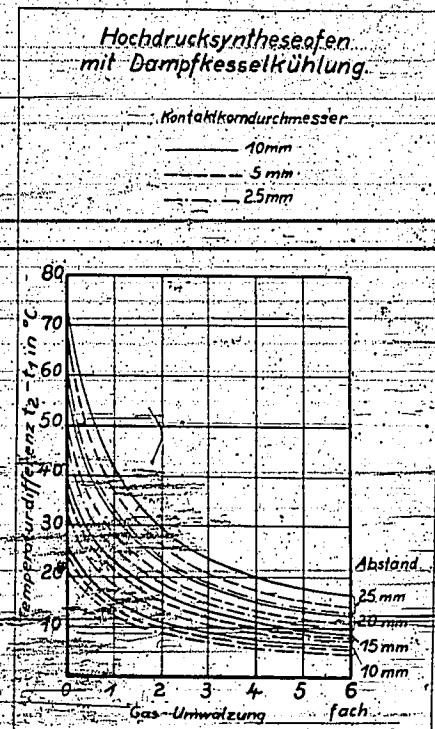
Es bedeuten Q = die Wärmemenge pro Kühlrohr in kcal/h, die aus Zehlfertafel 2 zu entnehmen ist. F = die Fläche des Kühlrohres in m^2 auf der Kontaktseite, wobei ein äußerer Rohrdurchmesser von 38 mm angenommen wurde. Im Gegensatz zur Wärmeleitung wurde der Wärmeübergang vom Kontakt an die Wand umso besser, je kleinere Kontaktkörner man verwendet. Vermutlich erfolgt die Berührung von Kontakt und Wand nach anderen Gesetzmäßigkeiten als die der Kontaktkörner untereinander. Durch eine stärkere Flächenberührung kann dieses Verhalten des Wärmeüberganges vielleicht erklärt werden. Steigende Wälzgasmenge verbessert den Wärmeübergang naturgemäß ganz bedeutend. Aus den Abbildungen 17 bis 20 ist das starke Absinken der Temperaturdifferenzen $t_2 - t_1$ mit steigender Wälzgasmenge klar zu ersehen. Für beliebige Kontaktkorngrößen und Abstände der Kühlrohre können die auftretenden Temperatur-Unterschiede, die etwa zwischen 5 und 80 °C liegen, aus den genannten Abbildungen entnommen werden.

Abb. 17

Abb. 18



01443/17



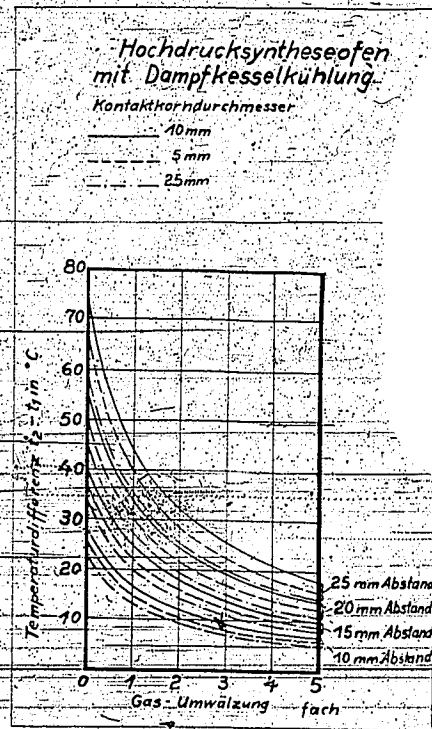
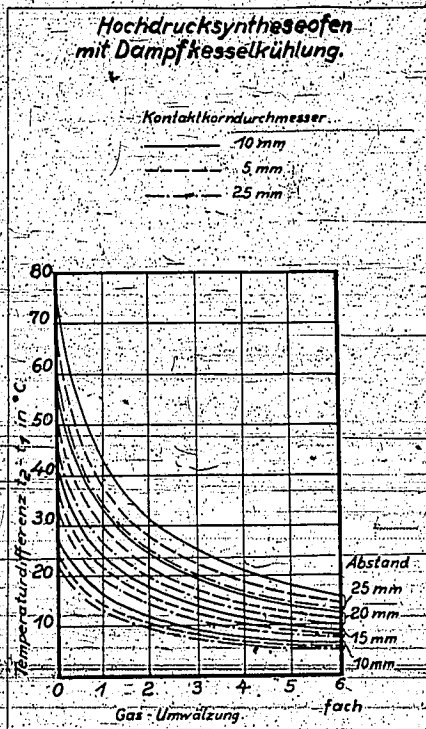
01443/18

Abb. 17 Das Temperaturgefälle zwischen der vom Gas durchströmten Kontaktschicht und der Kühlrohrwand als Funktion der Wälzgasmenge für verschiedene Kontaktkorn- ϕ und Kühlrohrabstände
Wärmeentwicklung im Kontakt 2 000 000 kcal/m³ h

Abb. 18 (wie Abb. 17) Wärmeentwicklung im Kontakt 3 000 000 kcal/m³ h

Abb. 19

Abb. 20



01/443/28 19

01/443/19 20

Abb. 19 (wie Abb. 17) Wärmeentwicklung im Kontakt 4 000 000 kcal/m³ h

Abb. 20 (wie Abb. 17) Wärmeentwicklung im Kontakt 5 000 000 kcal/m³ h

4.) Wärmeleitung in der Kühlrohrwand.

Für die Wärmeleitung in der Kühlrohrwand gilt die Beziehung:

$$Q = F \cdot \frac{\lambda_R}{s} \cdot (t_3 - t_2) \quad (7)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ_R des Kühlrohres wurde unter der Annahme eines niedrig legierten Chromstahles und einer Temperatur von 400 °C mit 30 $\frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$ angenommen. Die Wärmestärke s des 28/38-mm-Kühlrohres beträgt 0,005 m, die Fläche F in m² wurde unter Zugrundelegung eines mittleren Durchmessers von 33 mm ermittelt. Unter Benutzung der in Zählentafel 2 angegebenen Wärmemengen wurden die in Abbildung 21 eingezeichneten Temperatur-Differenzen ermittelt. Die außerordentlich großen Wärmemengen bedingen trotz der guten Wärmeleitfähigkeit des Rohrmaterials größere Temperaturunterschiede, die je nach der Wärmebelastung des Ofens zwischen 4 und 15 °C liegen können, für deren Beurteilung des auftretenden Gesamtwärme-Gefälles keineswegs vernachlässigt werden dürfen.

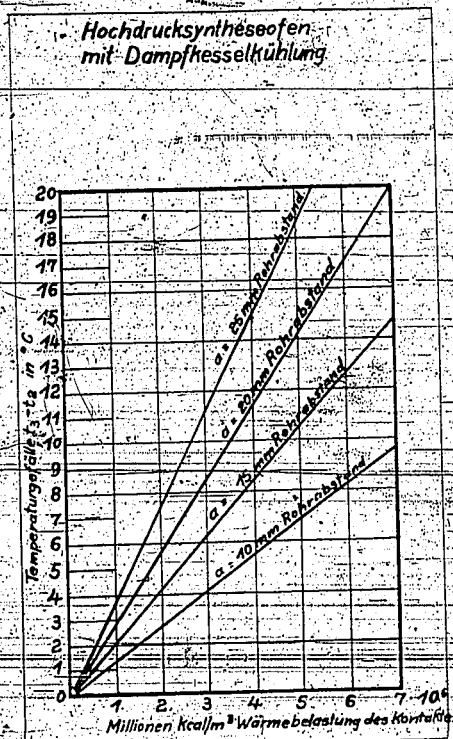


Abb. 21 Temperaturgefälle in der Kühlrohrwand
als Funktion der Wärmeentwicklung im
Kontakt für verschiedene Kühlrohrabstände

5.) Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit.

Der Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit ist in erster Linie abhängig von der Art des verwendeten Kühlmediums. Von untergeordneter Bedeutung sind die Größe der Dampfblase, und die damit zusammenhängenden Strömungsverhältnisse. Wie schon früher angedeutet, soll ein natürlicher Kühlmittel-Kreislauf vorausgesetzt werden. In der folgenden Zahlentafel 3 sind die hauptsächlichsten Zustandsgrößen der für die Kühlung in Frage kommenden Medien, und zwar Wasser, Diphenyl und Quecksilber zusammengestellt.

Zahlentafel 3.

	Wasser	Diphenyl	Quecksilber
Temperatur	360 °C	360 °C	360 °C
Dampfdruck	180 ata	6,870 ata	1,06 ata
Verd. Wärme	190,7 kcal/kg	55 kcal/kg	68 kcal/kg
Rauminhalt des Dampfes	0,00762 m ³ /kg	0,0372 m ³ /kg	0,253 m ³ /kg
Dampfvol. für 100000 kcal	4,1 m ³	67,5 m ³	372 m ³
Wärmeleistung			
Verhältnis der Dampfvol. zu Wasserdampf	1	16,5	91
Temp. Erhöhung bei 1 At Druckanstieg	0,45 °C	9,5 °C	38 °C

Quecksilber ergibt bei 1 at Druckunterschied, d.h. bei einer Bauhöhe von nur ca. 300 mm des Ofens, schon einen Temperatur-Unterschied von 38 °C im Kühlmittel. Selbst bei kleinsten Bauhöhen des Syntheseofens, die aus wirtschaftlichen Gründen nicht zu erfüllen sind, oder bei liegenden Ofen kann von einer Temperaturkonstanz im Kühlmittel-Kreislauf nicht gesprochen werden. Technische Bauhöhen in der Größenordnung von 10 m sind demnach überhaupt nicht zu verwirklichen. Das Dampfvolumen ist bei Quecksilber unter der Voraussetzung gleicher Wärmeleistung etwa 91 mal so groß als bei Wasserdampf. Es ist deshalb nicht möglich, einen Hochdrucksynthese-Ofen auf wirtschaftlicher Basis mit Quecksilberkühlung zu konstruieren, da ein zu großer Anteil des umbauten Raumes zur Abfuhr der riesigen Wärmemengen benötigt würde. Quecksilber scheidet demnach aus der Betrachtung der Kühlmittel aus, ganz abgesehen davon, daß es wegen seiner Giftigkeit und vor allem wegen seiner schwierigen Beschaffung auch sonst nicht für eine großtechnische Verwendung in Frage kommt.

In engerer Wahl stehen demnach nur noch Wasserdampf und Diphenyl. Auch bei Diphenyl ist das Dampfvolumen noch etwa 16,5 mal so groß wie bei Wasserdampf. Verlockend ist allerdings der niedrige Dampfdruck von nur 5,5 atü gegenüber 19 at bei Wasserdampf für eine Sättigungstemperatur von 360 °C. Die folgende Berechnung soll den Verwendungsbereich der beiden Stoffe klären. Bevor auf die Berechnung des Wärmeübertrages eingegangen werden kann, muß jedoch die Frage des Kühlmittel-Kreislaufes Klargestellt sein.

a.) Kühlmittelkreislauf.

Abb. 22

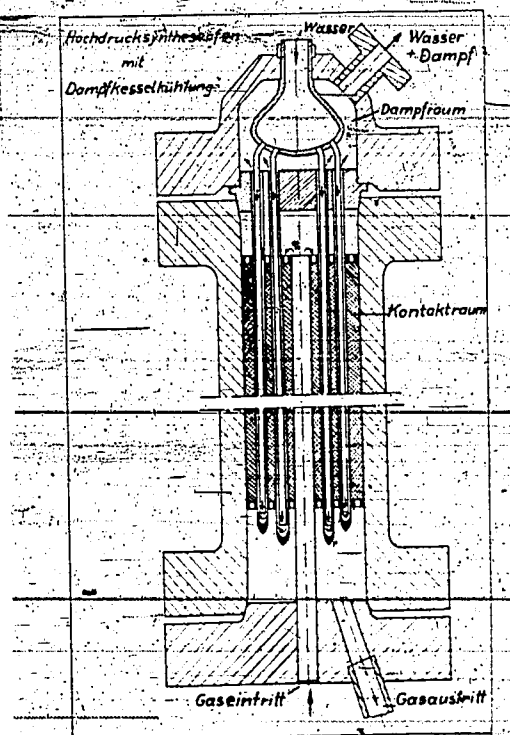
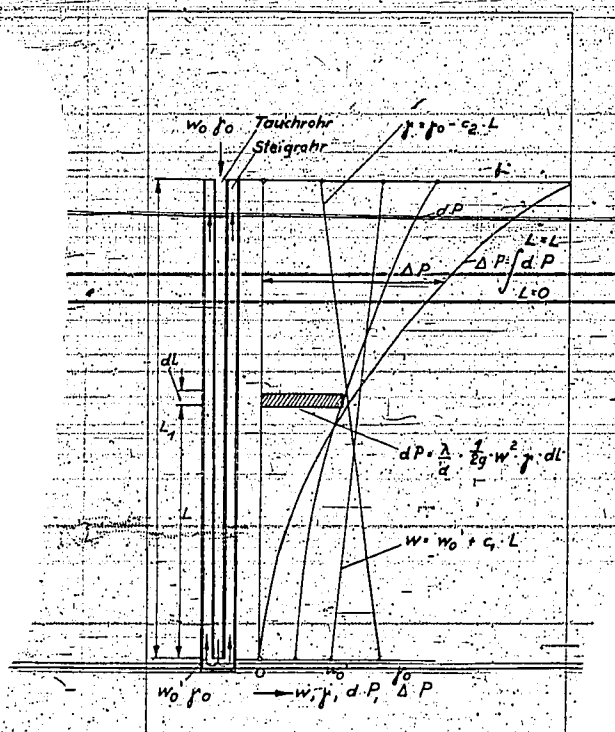


Abb. 22 Prinzipskizze eines dampfkesselgekühlten Syntheseofens.

Abbildung 22 zeigt die Prinzip-Skizze eines Hochdruck-Synthesofens, bei dem der Kontakt um die Kühlrohre angeordnet ist. Die Kühlrohre sind in den oberen Ofendeckel eingewalzt oder eingeschweißt und ragen als sogenannte Kühlzapfen, die unten verschlossen sind, in den eigentlichen Kontaktraum hinein. Die Kühlflüssigkeit wird durch Tauchrohre eingeleitet und steigt in dem vom Tauchrohr und Kühlrohr gebildeten Ringraum unter Dampfbildung nach oben. Das Dampf-Flüssigkeits-Gemisch wird aus einem besonderen Raum am oberen Ende des Ofens abgenommen und einem Kondensator zugeführt, von wo aus die nicht verdampfte Flüssigkeit durch eine zweite Leitung wieder den Tauchrohren zugeleitet wird. Das Synthesegas gelangt von unten über ein Zentralrohr in den Ofenoberteil, wird dort abgelenkt, strömt durch die Kontaktschicht nach unten und wird am unteren Deckel wieder abgezogen.

Im Tauchrohr selbst findet keine Verdampfung statt, so daß wir es dort mit reiner Flüssigkeits-Strömung zu tun haben. Die Geschwindigkeit sei mit w , das spez. Gewicht mit γ_0 bezeichnet (siehe Abb. 23).

Abb. 23



01/4-43/23

Abb. 23. Der Verlauf von Geschwindigkeit, spez. Gewicht und Druckverlust im Kühlrohr.

In dem kreisringförmigen Steigrohr findet unter Voraussetzung gleichmäßiger Verteilung der Reaktion über den ganzen Raum auch gleichmäßige Dampfbildung statt, so daß die erzeugte Dampfmenge vom Werte 0 am unteren Ende des Rohres

bi zu einem Maximalwert am oberen Rohrende linear ansteigt. Da für die Hochdrucksynthese nur relativ hohe Temperaturen und damit auch Dampfdrücke in Frage kommen, kann die Selbst-Verdampfung, die von Schmidt (6) als Funktion des Druckes ermittelt wurde, vernachlässigt werden. Ferner wurde zur Vereinfachung der Berechnung angenommen, daß die relativ-Geschwindigkeit der Dampfblasen gegenüber dem Wasser 0 ist. Diese Vereinfachung ist umso mehr berechtigt, als die Versuche von Schmidt (6) gezeigt haben, daß die relative Dampfgeschwindigkeit mit sinkendem Rohrdurchmesser abnimmt und aus den nachfolgenden Betrachtungen ersichtlich ist, daß wir es bei der Bemessung des Kesselraumes von Hochdrucköfen mit einem sehr kleinen hydraulischen Radius des Ringraumes zu tun haben. Außerdem hat sich auch gezeigt, daß die relativ-Geschwindigkeit von Dampf und Wasser mit steigendem Druck abnimmt (7). Dies ist ein weiterer Grund, diese bei der Berechnung des Wasser-Kreislaufes von Syntheseforn zu vernachlässigen.

Gegenüber dem Wasserkreislauf in Kessel-Systemen (8) ergibt sich noch dadurch eine wesentliche Vereinfachung als sämtliche Fallrohre eines Hochdruckofens, die parallel geschaltet sind, unter der Voraussetzung gleichmäßiger Wärmebelastung im Reaktionsraum auch gleiche Dampfentwicklung aufweisen, während die Tauchrohre (Fallrohre), wie schon ausgeführt, un-erheizt sind. Es genügt demnach, die Berechnung für ein einziges Rohr durchzuführen, da alle anderen unter den gleichen Bedingungen arbeiten.

Bezeichnet man das mittlere spez. Gewicht im Fallrohr mit γ_m und das mittlere spez. Gewicht im Steigrohr mit γ'_m , die Rohrlänge mit L , so formuliert die allgemeine Bedingung für den Wasserkreislauf, daß die Differenz der statischen Druckhöhen im Fallrohr und im Steigrohr (Auftriebsdruck) gleich der Summe sämtlicher Umlaufverluste ist, daß also

$$L \cdot (\gamma_m - \gamma'_m) = \sum \text{Verluste} \quad (9)$$

Die Flüssigkeits-Geschwindigkeit w im Steigrohr γ'_m ist gegeben durch sich für die Geschwindigkeit im Steigrohr unter den oben genannten Voraussetzungen eine lineare Zunahme mit der Länge, so daß man setzen kann

$$w = w_0 + c_1 \cdot L \quad (9)$$

wobei w_0 die Geschwindigkeit an jener Stelle des Steigrohres ist, die vom unteren Ende die Entfernung L hat und c_1 eine Konstante bedeutet. Das spez. Gewicht im Fallrohr ist, da sich Temperatur und Druck nicht ändern, mit γ_0 konstant einzusetzen, während für das spez. Gewicht im Steigrohr unter den oben genannten Voraussetzungen eine lineare Abnahme längs des Rohres ergibt:

$$\gamma = \gamma_0 - c_2 \cdot L \quad (10)$$

wenn γ das spezifische Gewicht in kg/m^3 an der Stelle L ist und c_2 eine Konstante darstellt.

$$\text{Mit } \gamma_m = \left(\gamma_0 - c_2 \cdot \frac{L_1}{2} \right) \quad (11.)$$

geht Gleichung (6. über in

$$\frac{L_1^2}{2} \cdot c_2 = \sum \text{Verluste} \quad (12.)$$

\sum Verluste ergibt sich aus Druckverlust im Fallrohr und Druckverlust im Steigrohr. Der Druckverlust im Fallrohr ΔP_F wird ermittelt nach der Gleichung

$$\Delta P_F = \lambda \cdot \frac{L_1}{d} \cdot \frac{w_0^2}{2g} \cdot \gamma_0 \quad (13.)$$

für die Widerstandsziffer der Reibung wurde unter der Voraussetzung, daß man glatte Röhre als Tauchröhre verwendet, gesetzt

$$\lambda = 0,3164 \cdot \sqrt{\frac{1}{\text{Re}}} \quad (14.)$$

wenn Re die Reynold'sche Zahl bedeutet.

Die Größe des Eintrittsverlustes in das Fallrohr erhält man aus der Gleichung

$$\Delta P_0 = (1 + \xi) \cdot \frac{w_0^2}{2g} \cdot \gamma_0 \quad (15.)$$

Für die Verlustziffer ξ kann nach Angaben von Schmidt ein Wert = 0,5 angenommen werden, damit ermittelt man für den Eintrittsverlust die Beziehung

$$\Delta P_0 = 1,5 \cdot \frac{w_0^2}{2g} \cdot \gamma_0 \quad (16.)$$

Für das Steigrohr gilt für den Druckverlust in einem Längenelement dL

(siehe Abb. 23)

$$dP = \lambda \cdot \frac{dL}{d} \cdot \frac{w^2}{2g} \cdot \gamma \quad (17.)$$

mit den Bezeichnungen aus Gl. 9 und 10 ergibt sich

$$dP = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{1}{2g} \cdot dL \cdot (w_0^2 + c_1 \cdot L)^2 \cdot (\gamma_0 - c_2 \cdot L) \quad (18.)$$

und daraus der gesamte Druckverlust zwischen $L = 0$ und $L = L_1$.

$$\int_{L=0}^{L=L_1} dP = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{1}{2g} \int_{L=0}^{L=L_1} dL \cdot (w_0^2 + 2w_0 \cdot c_1 \cdot L + c_1^2 \cdot L^2) \cdot (\gamma_0 - c_2 \cdot L) \quad (19.)$$

oder

$$\Delta p_s = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{1}{2g} \cdot (w_0'^2 \cdot \gamma_0 \cdot L + w_0' \cdot c_1 \cdot \gamma_0 \cdot L^2 + \frac{1}{3} c_1^2 \cdot L^3) \quad (20)$$

$$\cdot \gamma_0 - \frac{1}{2} \cdot w_0'^2 \cdot c_2 \cdot L^2 - \frac{2}{3} w_0' \cdot c_1 \cdot L^3 \cdot c_2 - \frac{1}{4} c_1^2 \cdot c_2 \cdot L^4$$

Die Gleichung gilt für einen kreisförmigen Rohrquerschnitt. Da wir es bei dem Steigrohr im Hochdruckofen jedoch mit einem kreisringförmigen Querschnitt zu tun haben, ist an Stelle von $\frac{\lambda}{d}$ der Wert $\frac{\lambda}{r}$ in Gleichung (20) einzusetzen, wobei r der hydraulische Radius ist und aus der Gleichung

$$r = \frac{F}{U} = \frac{D-d}{4} \quad (21)$$

ermittelt wird, wenn F der Querschnitt des Kreisringraumes, U der Umfang und D der äußere, d der innere Durchmesser sind.

Für die Widerstandsziffer λ' gilt die Beziehung

$$\lambda' = 0,01 \cdot \left(\frac{k}{r}\right)^{0,314} \quad (22)$$

Für k' wurde der Wert 4×10^{-3} eingesetzt.

Der Umlenkungsverlust zwischen Fall- und Steigrohr wurde nach der Gleichung

$$\Delta p_e = 3,5 \frac{w_0'^2}{2g} \cdot \gamma_0 \quad \text{berechnet.} \quad (23)$$

Die Summe der nach den Gleichungen 13, 15, 20 und 23 ermittelten Druckverluste ergibt den gesamten Widerstand des Kühlkreislaufes.

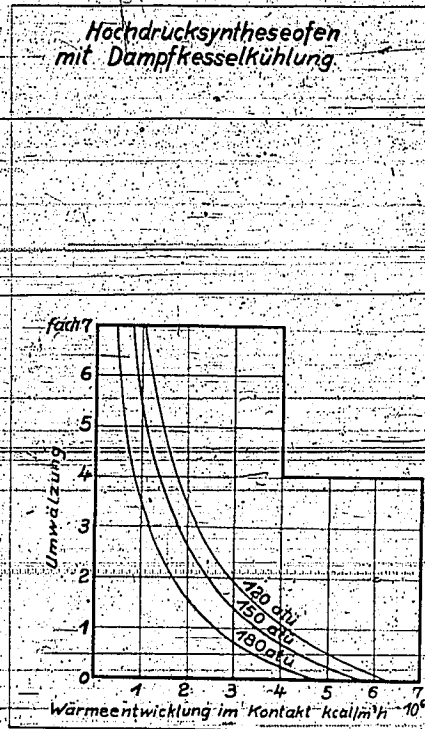
Es wurde nun für angenommene Geschwindigkeiten im Fallrohr und für verschiedene Wärmeleistungen, d.h. also für verschiedene große Dampferwicklung, der Druckverlust im Kreislauf bestimmt und kurvenmäßig aufgetragen. Der Schnitt zwischen diesen Kurven und jener, die sich als Antrieb aus dem spez. Gewichtsunterschied zwischen Fall- und Steigrohr multipliziert mit der Rohrlänge J_1 ergibt, wurde bestimmt.

Der Schnittpunkt bedeutet jeweils den Gleichgewichtszustand zwischen Umlaufverlust und Auftriebshöhe, ergibt also den jeweiligen Betriebspunkt des Kreislaufsystems. Diese Rechnung wurde durchgeführt für verschiedene Dampfdrücke, für verschiedene Tauchrohrgrößen, für verschiedene Kühlrohrabstände, verschiedene Wärmebelastungen der Kühlrohre sowie für verschiedene Rohrlängen, d.h. verschiedene Längen des Reaktionsofens. Als Kühlrohr wurde dagegen ein Rohr von 28 mm lichten und 38 mm äußeren Durchmesser als konstant angenommen.

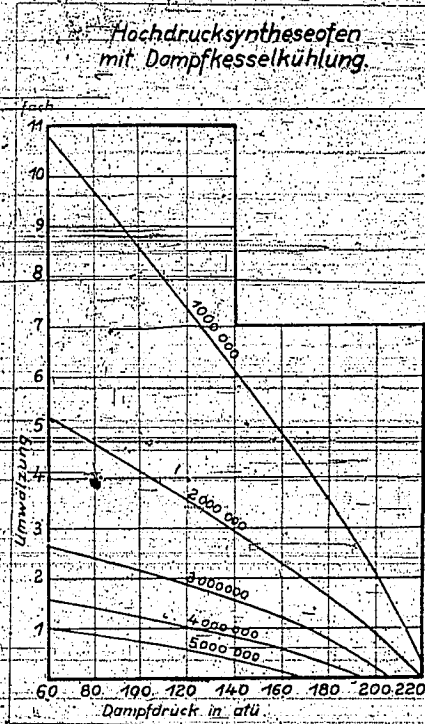
α Einfluss des Dampfdruckes.

Das Verhältnis der im Kühlkreislauf ungewälzten Flüssigkeitsmenge zur gebildeten Dampfmenge ist umso ungünstiger, je höher die Wärmebelastung des Kontaktes ist. Abbildung 24 zeigt z.B., daß für 130 atü Dampfdruck bei 1.000.000 Wärmebelastung pro $\frac{1}{2}$ Kontakt noch die 5,5-fache Flüssigkeitsmenge ungewälzt wird, während diese bei 5.000.000 kcal auf 0 zurückgeht, d.h. das ganze in

das Kühlrohr einströmende Wasser verdampft wird, aus der gleichen Abbildung ebenso wie aus Abbildung 25 ist zu entnehmen, daß die Verhältnisse mit sinkendem Dampfdruck, dh. also mit sinkender Reaktions-Temperatur günstiger werden.



01/4431/24



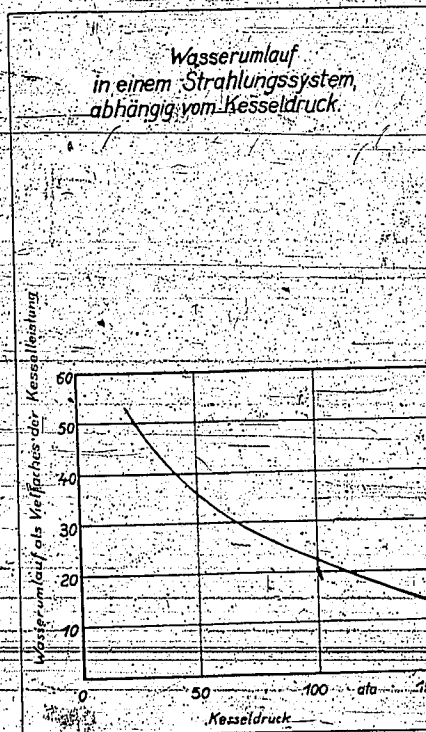
01/4431/25

Abb. 24 Die Umwälzung im Kühlkreislauf als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Dampfdrücke.

Abb. 25 Die Umwälzung im Kühlkreislauf als Funktion des Dampfdruckes für verschiedene Wärmeentwicklung im Kontakt.

So kann man bei 120 atü Dampfdruck und 5 000 000 kcal Wärmeleistung noch mit einer 0,5-fachen Umwälzung rechnen. Die dem Diagramm zu Grunde liegende Rechnung bezieht sich auf eine Rohrlänge von 10 m und einem Rohrabstand von 20 mm. Ein Vergleich mit dem Wasserumlauf in Höchstdruckkesseln zeigt, daß die Verhältnisse dort wesentlich günstiger liegen. Von Paul (9) wird für Höchstdruckkessel von 120 atü ein 18-facher Kreislauf angegeben (siehe Abb. 26).

Diese wesentlich größere Umlaufmenge ist dadurch begründet, daß im Kesselbau keine Beschränkung des Rohrdurchmessers mit Rücksicht auf eine gute Raumnutzung gefordert werden muß und nicht wie beim Hochdrucksynthese-Ofen die Widerstandsverhältnisse in den Kühlrohren durch die darin eingebauten Tauchrohre verschlechtert werden. Im Interesse einer Verwertung von Wasserdampf als Kühlflüssigkeit liegt es also, die Reaktionstemperaturen möglichst zu senken, d.h. Kontakte zu entwickeln, die wesentlich aktiver sind als die bisher angewandten.



0144-3/26

Abb. 26. Der Wasserumlauf in einem Strahlungssystem, abhängig vom Kesseldruck.
(Aus Paul, VDI 1944 S. 21).

Die tatsächlichen Verhältnisse sind allerdings etwas günstiger, da ja ein Ausdampfgefäß angeordnet werden muß, das man je nach den baulichen Verhältnissen in größerer Höhe über dem Ofen aufstellen wird, so daß dadurch noch eine zusätzliche Auftriebshöhe erzeugt wird. Durch diese Ursache wird eine Verbesserung des Kreislaufes erreicht. Sie wurde jedoch rechnerisch nicht erfaßt, da sie durch die baulichen Verhältnisse, die von Fall zu Fall anders sind, beeinflusst wird.

β-Einfluß des Rohrabstandes.

Der Rohrabstand bedingt die Wärmemenge, die auf das einzelne Kühlrohr trifft. Bei geringerem Abstand ist dem Rohr auch nur eine geringere Kontaktfläche und damit eine niedrigere Wärmemenge zugeordnet. Infolgedessen werden, wie Abbildung 27 zeigt, mit abnehmendem Kühlrohr-Abstand die Verhältnisse ungünstiger. Man kann jedoch einen gewissen Betrag nicht unterschreiten, da sonst die Ausnutzung des Kochherdgerätes zu ungünstig wird.

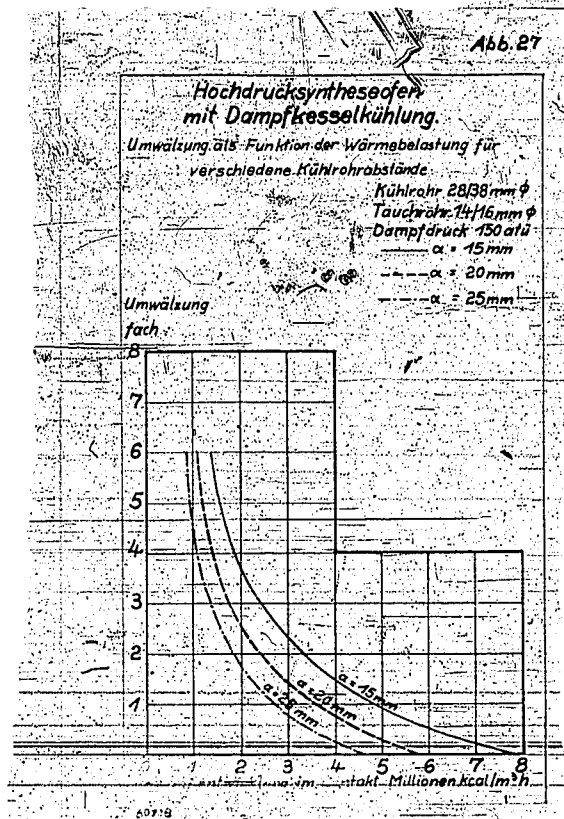


Abb. 27 Die Umwälzung im Kühlkreislauf als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Kühlrohrabstände.

4. Einfluß des Tauchrohrdurchmessers.

Die Abbildungen 24 und 27 sind mit einem Tauchrohr von 14/16 ϕ aufgestellt worden. Es trat nun die Frage auf, ob durch Änderung der Tauchrohrabmessungen eine Verbesserung des Kühlkreislaufes erreicht werden kann oder ob dieses Rohr die optimalen Verhältnisse darstellt. Um diese Frage zu klären, wurden die umgewälzten Mengen an Kühlflüssigkeit unter Beibehaltung des Kühlrohres von 28/38 mm ϕ noch für 2 andere Tauchrohre, und zwar 10/12 und 16/18 mm ϕ ermittelt. Hieraus Abbildung 28 zu ersehen ist, liegen in dem gesamten Bereich von niedriger bis zu hoher Wärmebelastung die Umwälzmengen für das 10/12er Tauchrohr unter derjenigen des 14/16er Rohres. Das 16/18er Tauchrohr ist im Bereich über 2 000 000 kcal Wärmebelastung ebenfalls schlechter als das 14/16, unter 2 000 000 kcal Wärmebelastung jedoch etwas günstiger als letzteres. Mit den Worten der Abbildung 28 wurde in Abbildung 29 die Umwälzung als Funktion des Tauchrohrdurchmessers dargestellt.

Abb. 28

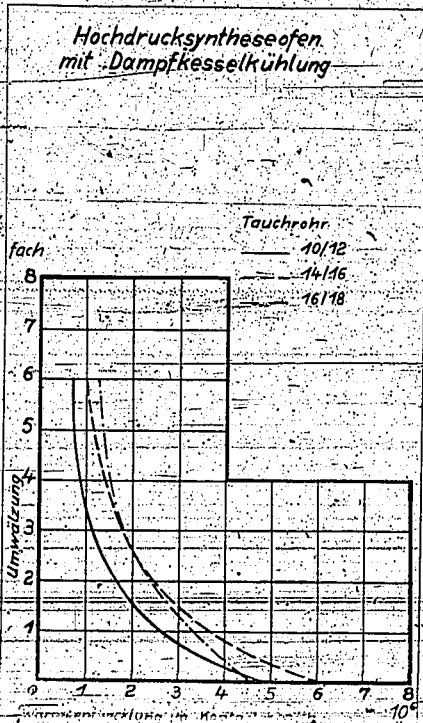
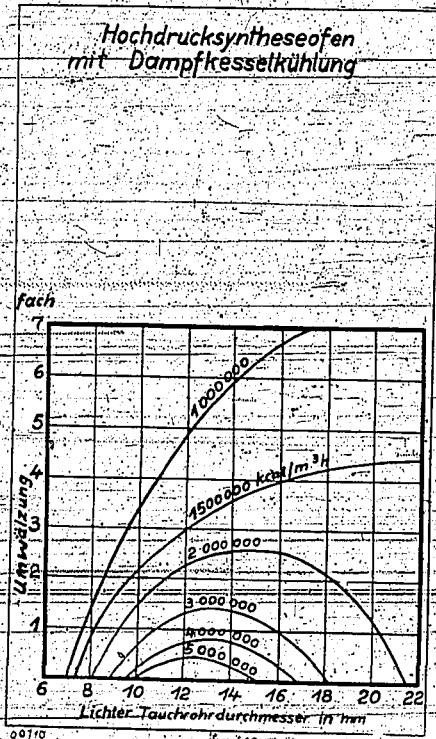


Abb. 29



011443/29

Abb. 28 Die Umwälzung im Kühlkreislauf als Funktion der Wärmeleistung im Kontaktbereich für verschiedene Tauchrohr- ϕ .

Abb. 29 Die Umwälzung im Kühlkreislauf als Funktion des lichten Tauchrohr- ϕ für verschiedene Wärmeleistungen im Kontaktbereich.

Man sieht ganz deutlich, dass sich mit abnehmender Wärmeleistung das Maximum der Umwälzung in ein Gebiet größeren Tauchrohrdurchmessers verschiebt. In dem uns speziell interessierenden Bereich von etwa 3 bis 5 000 000 kcal/m²h Kontaktbereich ist jedoch mit dem 14/16er Tauchrohr etwa die optimalen Umwälzungsergebnisse zu erzielen.

Es interessiert in diesem Zusammenhang noch die Verteilung des Druckverlustes im Wasserkreislauf auf Tauchrohr- und Steigrohr. In Abbildung 30 wurden diese Werte für die 3 oben genannten Tauchrohr- ϕ eingetragen. Beim 10/12er Tauchrohr liegt der weitaus größte Teil des Druckverlustes im Tauchrohr. Beim 14/16er Tauchrohr verteilt sich der Druckverlust annähernd zu 50% auf Tauch- und Steigrohr und beim 16/18er Tauchrohr liegt der größte Teil des Druckverlustes im Steigrohr. Man kann daraus erkennen, dass man die günstigste Arbeitsergebnisse etwa dann erhält, wenn die Druckverluste im Tauchrohr und im Steigrohr gleich groß sind.

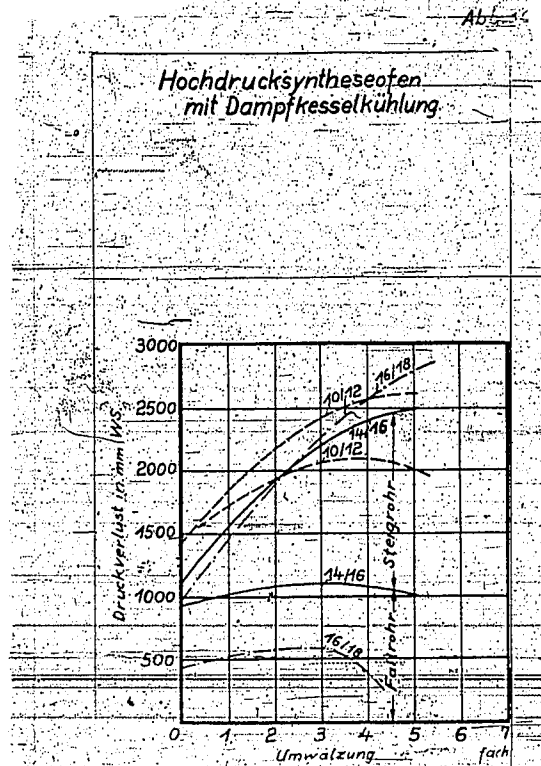


Abb. 30 Der Druckverlust im Kühlkreislauf aufgeteilt auf Fall- und Steigrohr als Funktion der Umwälzung im Kühlkreislauf für verschiedene Tauchrohrdurchmesser.

rde ferner versucht, den Optimalwert des Wasserkreislaufes dadurch zu ermitteln, daß man die Summe der Druckverluste für Fall- und Steigrohr unter vereinfachten Annahmen formelmäßig bestimmt und den ersten Differenzialquotienten nach dem Durchmesser bildet. Der Wert 0 für diesen Ausdruck ergibt dann den günstigsten Tauchrohrdurchmesser. Die Rechnung führt jedoch selbst unter vereinfachten Annahmen zu einer Gleichung 5. Grades und ist demnach nurmehr graphisch zu lösen. Da diese Methode infolge der gemachten Annahmen eine geringere Genauigkeit besitzt und nicht schneller zum Ziele führt als die direkte Berechnung des Wasserkreislaufes für einige Querschnittsverhältnisse, wurde von einer weiteren Verfolgung abgesehen.

§ Einfluß der Rohrlänge.

Die Verkürzung des Kühlrohres bedeutet bei Beibehaltung des Rohrabstandes eine Verringerung der auf das einzelne Rohr treffenden Wärmemenge. Da außerdem der Widerstand des Kreislaufes proportional der Rohrverkürzung abnimmt, muß die Minderung der Rohrlänge, wie aus Abbildung 31 zu entnehmen ist, zu einer Verbesserung des Kühlmittelumlaufes führen, und zwar beträgt diese in dem untersuchten Bereich etwa das 0,5-fache der gebildeten Dampfmenge.

Man hat also Interesse daran, die dampfkesselgekühlten Ofen wenigstens bei Neukonstruktionen, möglichst kurz und dafür groß im Durchmesser zu bauen.

Abb. 31

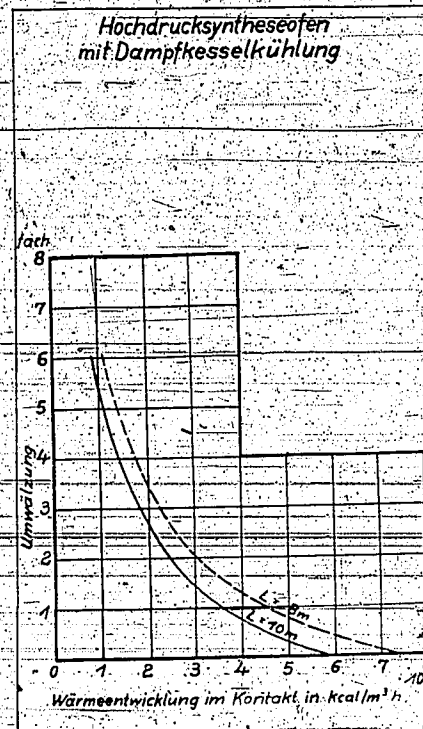


Abb. 31 Die Umwälzmenge im Kühlkreislauf als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Rohrlängen.

Einfluß des Kühlmittels.

Die durchgeführten Berechnungen haben gezeigt, daß Wasser etwa bis zu einer Kühlmittel-Temperatur von 360°C und bis zu Wärmebelastungen im Kontakt von $3 - 4\,000\,000\text{ kcal m}^3/\text{h}$ voraussichtlich zu verwenden ist. Es interessiert aber, zu wissen, ob auch Diphenyl für den Außenkontaktröhrenofen eingesetzt werden kann. Zu diesem Zweck wurde für Diphenyl nach der gleichen Methode wie für Wasser der Kühlmittel-Kreislauf berechnet. Die Ergebnisse, die in Abbildung 32 eingetragen sind, zeigen, daß Diphenyl nur bei wesentlich kleineren Wärmebelastungen des Kontaktes angewandt werden kann. Schon bei einer Wärmemenge von $640\,000\text{ kcal/m}^3\text{ h}$ bei einem 8/10er Tauchrohr und bei einer Wärmemenge von $680\,000\text{ kcal/m}^3\text{ h}$ und einem 12/14er Tauchrohr ist die obere Grenze, bei der keinerlei Umwälzung sich mehr einstellt, erreicht. Würde man eine 2-fache Flüssigkeitsumwälzung als notwendig ansehen, so könnte man Wärmebelastungen des Kontaktes von 3 bis $400\,000\text{ kcal m}^3/\text{h}$ erreichen.

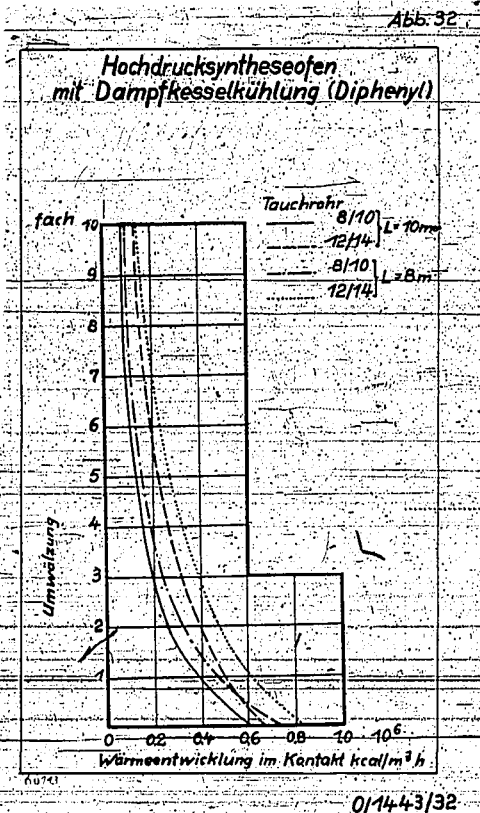


Abb. 32 Die Umwälzmenge im Diphenylkreislauf als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Tauchrohrdurchmesser und Rohrlängen.

Würde man also Diphenyl als Kühlmittel anwenden, so müsste man die Leistung des Synthese-Ofens auf $\frac{1}{10}$ derjenigen bei Wasserkühlung zurückschrauben. Die obenangeführten Werte gelten für eine Höhe des Kontaktraumes von 10 m. In die Abbildung 32 sind auch die Vergleichszahlen für 8 m Kontakthöhe eingetragen, die etwas günstigere Werte ergeben, aber keine grundsätzliche Änderung bringen. Es besteht die Möglichkeit, eine Pumpe zur Förderung des Diphenyls einzuschalten und den Ofen dadurch für höhere Umsätze verwendbar zu machen. Bei den geringen Dampfdrücken von etwa 7 ata könnte die Stofbüchsenfrage verhältnismäßig gelöst werden. Man müsste jedoch in Kauf nehmen, dass beim Ausfallen der Pumpe der Ofen durchgeht, was aus betrieblichen Gründen nicht verantwortet werden kann. Außerdem treten bei den großen Umwälzmengen, wie sie praktisch in Frage kommen, hohe Differenzdrücke im Kreislauf auf, die getrennt nach Fall- und Steigrohr in der folgenden Zahlentafel 4 zusammengestellt sind. Bei 3 000 000 kcal/h Leistung des Kontaktes und einer erzwungenen 4-fachen Umwälzung würde man im Steigrohr einen zusätzlichen Druckverlust von 7,9 ata erhalten, zu welchem noch die statische Höhe von etwa 10 m addiert werden müsste. Es würde dadurch ein so

hoher Temperatur-Unterschied im Kühlmittel auftreten, daß der Wert der Verdampferkühlung vollständig aufgehoben wäre.

Zahlentafel 4.

Strömungswiderstand im Kühlkreislauf des Diphenylkessels unterteilt nach Fall- und Steigrohr für den Außenkontakt-Röhrenofen bei 20 mm Kühlrohrabstand, Kühlrohr 38 mm ϕ , Rohrlänge 10 m.

Strömungswiderstand Wärmeleistung des Kon- taktos in kcal/m ² h	U m w ä l z u n g					
	2-fach		4-fach		9-fach	
	Fallrohr	Steigrohr	Fallrohr	Steigrohr	Fallrohr	Steigrohr
500 000	0,2 at	0,1 at	0,5 at	0,2 at	1,8 at	0,4 at
1000 000	0,7 "	0,6 "	1,8 "	0,9 "	6,6 "	1,7 "
3000 000	5,4 "	5,8 "	14,3 "	7,9 "	53,9 "	15,2 "

Die Berechnung dieser zusätzlichen Druckverluste durch die Pumpe wurde durchgeführt unter Vernachlässigung der durch die Pumpe hervorgerufenen Drucksteigerung bzw. der Volumenveränderung des Dampfanteils. Bei einer exakten Berechnung müßte dies noch berücksichtigt werden und würde eine Verringerung des angegebenen Differenz-Druckes von 7,9 at ergeben. Da die Berechnung aber nur grundsätzlich den Einfluß eines erzwungenen Kreislaufes zeigen sollte, wurde auf eine genauere Auswertung verzichtet. Demnach hat Diphenyl für die Verwendung im Außenkontakt-Röhrenofen nur eine sehr beschränkte Bedeutung.

b.) Wärmeübergang an das Kühlmittel.

Über den Wärmeübergang von verdampfenden Flüssigkeiten, insbesondere von Wasserdampf mit hohen Drücken, ist in der Literatur leider nur sehr wenig Material zu finden. Es ist deshalb auch bisher keine formelmäßige Erfassung der Wärmeübergangszahl möglich gewesen. Man ist angewiesen, auf die Unterlagen, die in zwei Veröffentlichungen von Fritz (10) (11) zusammengestellt sind. Nach diesen ist die Wärmeübergangszahl α abhängig vom Druck und der Siedetemperatur, nimmt aber bei hohen Drücken nicht mehr so stark zu wie bei niedrigen. Ich ist konstante die Feststellung, daß keine merkliche Abhängigkeit auf der Strömungsgeschwindigkeit besteht und daß selbst bei Zwangsumlauf keine wesentliche Verbesserung des Wärmeüberganges eintreten wird, vorausgesetzt, daß das Verhältnis von Dampf zu Wasser nicht zu ungünstig ist.

Nach den Hartmannschen Versuchen, die Fritz mit verarbeitet hat, kann man den Wasserkreislauf im Röhrenofen mit einer Wärmeübergangszahl

$\alpha = 10\ 000\ \text{kcal/m}^2\ \text{h}^\circ\text{C}$ rechnen. Für Diphenyl sind keine Werte bekannt geworden. Betrachtet man jedoch die Wärmeübergangszahl bei der Strömung im Rohr für Wasser und für flüssiges Diphenyl, so sieht man aus Zahlentafel 5, daß sich die Werte etwa wie 4 : 1 verhalten.

Zahlentafel 5.

Wärmeübergangszahl von Wasser und Diphenyl bei Strömung im Rohr, $t_g = 360^\circ\text{C}$, Rohr- $\phi = 10\ \text{mm}$.

Geschwindigkeit	Diphenyl	Wasser
0,1 m/sec.	300 kcal/m ² h °C	1200 kcal/m ² h °C
0,2 "	550 "	2200 "
0,5 "	1100 "	4600 "
1,0 "	2000 "	8000 "

Das gleiche Verhältnis kann man etwa feststellen, wenn man die Wärmeübergangszahl für kondensierenden Wasserdampf mit derjenigen von kondensierendem Diphenyldampf, die beide nach der Hufschuttschen Wassehaut-Theorie ermittelt wurden, vergleicht. Man erhält für Diphenyldampf ein α von 1000 für Wasserdampf 4500 kcal/m² h °C. Nimmt man in erster Annäherung an, daß auch für verdampfendes Diphenyl die α -Werte den 4. Teil derjenigen von Wasser betragen, so kann man für Diphenyl mit $\alpha = 2500\ \text{kcal/m}^2\ \text{h}^\circ\text{C}$ rechnen. Die auftretenden Temperaturdifferenzen sowohl für Wasser als auch für Diphenyl sind in Abbildung 33 als Funktion der Wärmebelastung eingetragen. Für 3 000 000 kcal/m³ h Belastung des Kontaktes und 20 mm Kühlrohrabstand ergibt sich bei Wasser ein Temperaturgefälle von 6,1 °C, bei Diphenyl ein solches von 24,4 °C.

Abb. 33

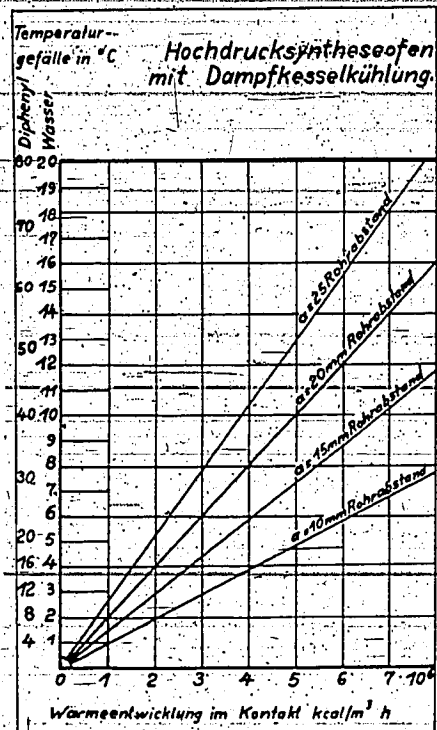


Abb. 33 Die Temperaturdifferenz zwischen Wand und Kühlmittel als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für Wasser und Diphenyl.

6. Gesamtwärmegefälle.

Das Temperaturgefälle vom Kontakt zum Kühlmittel läßt sich für den Außenkontakt Röhrenofen nur durch Summierung der einzelnen Komponenten bestimmen. Legt man z.B. eine Wärmebelastung von $3\ 500\ 000\ \text{kcal}\cdot\text{m}^2/\text{h}$ im Kontakt zu Grunde, so ergibt sich bei 38 mm Kühlrohr-Durchmesser, 20 mm Rohrabstand und 5-facher Salzmenge mit dem 5 mm Kontakt, in der Kontaktschicht ein Temperaturgefälle $t_0 - t_1 = 21\ ^\circ\text{C}$, beim Wärmeübergang an die Wand ein solches von $t_2 - t_1 = 12\ ^\circ\text{C}$. Die Wärmeleitung in der Kühlrohrwand ergibt einen Temperatur-Unterschied $t_3 - t_2 = 10\ ^\circ\text{C}$ und der Wärmeübergang an das Kühlmittel (Wasser) $t_4 - t_3 = 7\ ^\circ\text{C}$. Damit stellt sich ein Gesamtwärmegefälle $t_4 - t_0 = 50\ ^\circ\text{C}$ ein, d.h. die Synthesetemperatur liegt um $50\ ^\circ\text{C}$ höher als die Temperatur des Kühlmittels. Unter Voraussetzung einer Synthesetemperatur von $400\ ^\circ\text{C}$ wird das Wasser eine Temperatur von $350\ ^\circ\text{C}$ aufweisen. Der Sättigungsdruck des Wassers beträgt unter diesen Voraussetzungen 168 at.

Beim Anfahren des Ofens könnte die Kontakttemperatur unter Voraussetzung eines Dampfdruckes von 180 at im Kühlsystem nur auf $360\ ^\circ\text{C}$ gebracht werden. Voraussetzung ist also, daß der Kontakt sowohl im neuen Zustand als auch nach erfolgten Abstellungen bei dieser Temperatur wieder anspringt, damit sich infolge der Reaktionswärme die Kontakttemperatur wieder $400\ ^\circ\text{C}$ hochschraubt. Erwünscht wären jedoch, wie schon früher ausgeführt, Kontakte, die bei niedrigeren Temperaturen als $400\ ^\circ\text{C}$ arbeiten. Werden für irgendwelche Synthesen jedoch noch Temperaturen über $400\ ^\circ\text{C}$ verlangt, so scheidet Wasser als Kühlmittel wohl überhaupt aus.

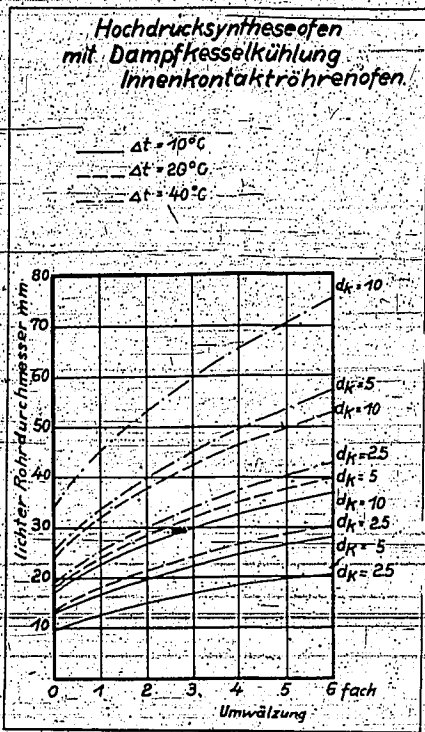
B.) Innenkontakt-Röhrenofen.

1.) Allgemeines.

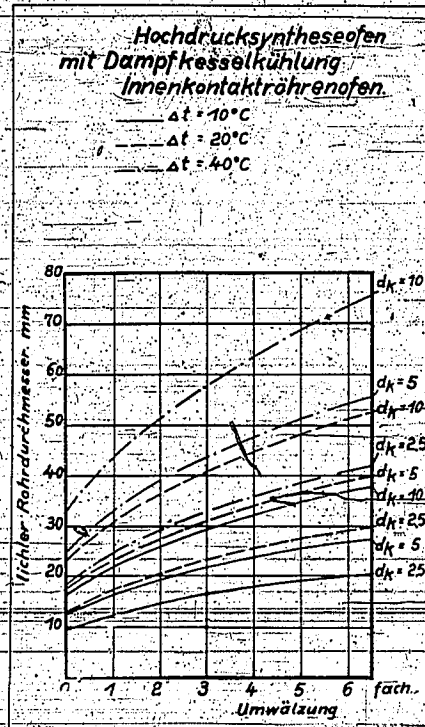
Auch für den Innenkontakt-Röhrenofen gilt die Forderung, daß das Temperaturgefälle zwischen Kontakt und Kühlmittel in seine einzelnen Phasen aufgeteilt werden muß, damit es der Berechnung zugänglich wird.

2.) Wärmeleitung im Kontakt.

Für die Berechnung der Rohrabmessungen wurde die Formel (1) benutzt. Die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit λ erfolgte unter Verwendung der Klingschen (4) Versuche und unter Benutzung der für den Außenkontakt-Röhrenofen bereits angegebenen Korrektur. Die unter diesen Voraussetzungen berechneten Rohrdurchmesser sind als Funktion der Salzmenge für verschiedene Temperatur-Differenzen und verschiedene Kontakt-Korrekturen mit den Abbildungen 34, 35 und 36 zu entnehmen.



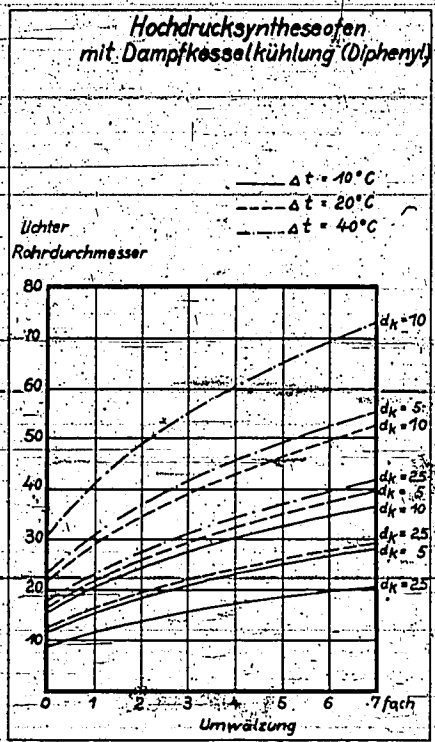
017443/34



017443/35

Abb. 34 Der Uichte Durchmesser des Kontaktrohres vom Innenkontakt-Röhrenofen als Funktion der Gasumwälzung für verschiedene Kontaktkorndurchmesser und Temperaturgefälle. Wärmeentwicklung im Kontakt $2\,000\,000\text{ kcal/m}^3\text{ h}$.

Abb. 35 (wie Abb. 34) Wärmeentwicklung im Kontakt $3\,000\,000\text{ kcal/m}^3\text{ h}$



017443/36

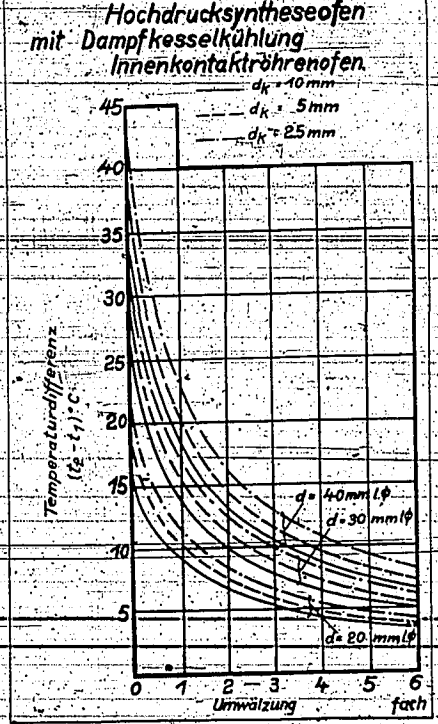
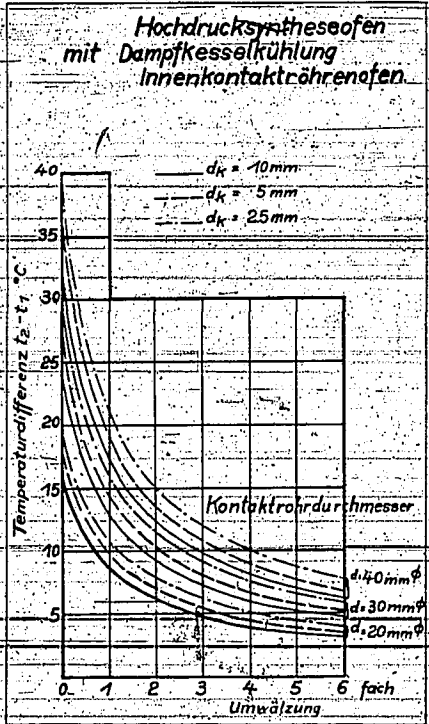
Abb. 36 (wie Abb. 34) Wärmeentwicklung im Kontakt $5\,000\,000\text{ kcal/m}^3\text{ h}$

36) Wärmeübergang an die Kühlrohrwand.

Für den Wärmeübergang an die Kühlrohrwand wurde die von Kling (4) ermittelte Gleichung (4) ebenso wie für den Außenkontakt-Röhrenofen angewendet. Unter der Annahme von 3 verschiedenen Rohrdurchmessern (20, 30 und 40 mm) sind die beim Wärmeübergang an die Wand sich einstellenden Temperatur-Differenzen als Funktion der Gasumwälzung und unter Annahme verschiedener Kontakt-Korngrößen in den Abbildungen 37 und 38 zusammengestellt.

Abb. 37

Abb. 38



01/1443/37

01/1443/38

Abb. 37 Die Temperaturdifferenz zwischen dem gasdurchströmten Kontakt und der Kühlrohrwand als Funktion der Umwälzung für verschiedene Kontaktrohrdurchmesser und Kontaktrohr-
Wärmeentwicklung im Kontakt
3 000 000 kcal/m² h

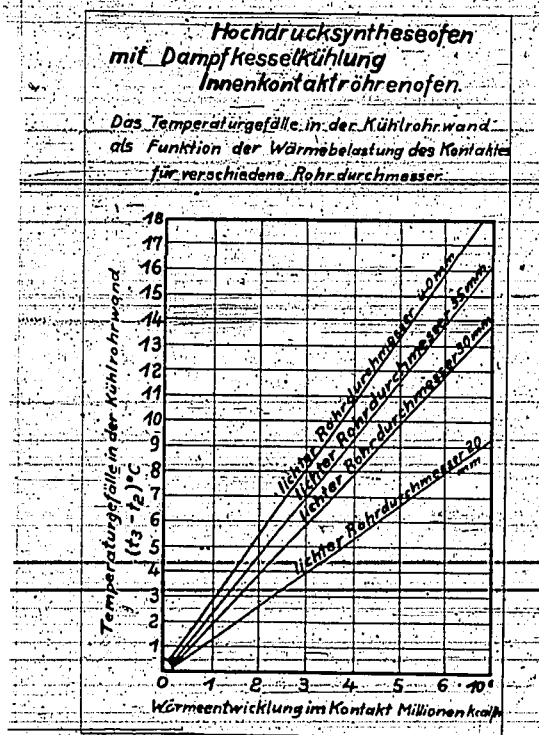
Abb. 38 (wie Abb. 37) Wärmeentwicklung im Kontakt
5 000 000 kcal/m² h

Man sieht, daß das Temperatur-Gefälle zwischen Kontakt und Wand beim Innenkontakt-Röhrenofen, wie erwartet, in ähnlicher Größenordnung liegt wie beim Außenkontakt-Röhrenofen. Die Werte sind etwas niedriger unter Voraussetzung gleicher Umwälzmengen, weil die einen bestimmten Kontaktquerschnitt zugeordnete Rohrfäche beim Innenkontakt-Röhrenofen etwas größer ist als beim Außenkontakt-Röhrenofen.

4.) Wärmeleitung in der Kühlrohrwand.

Zur Bestimmung der Wandstärke des Kontaktrohres wurde bei allen Rohrgrößen, um eine gewisse Einheitlichkeit des Rechnungsganges zu erzielen, ein Durchmesser-Verhältnis $d_{\text{außen}} : d_{\text{innen}}$ von 1,5 zu Grunde gelegt. Unter dieser Voraussetzung und einer Wärmeleitzahl $\lambda = 30$ für das legierte Eisenrohr wurden die in Abbildung 39 zusammengestellten Temperaturgefälle in Abhängigkeit von der Wärmeentwicklung im Kontakt ermittelt. Sie liegen ebenfalls in gleicher Größenordnung wie beim Außenkontakt-Röhrenofen.

Abb. 39



0/1443/39

Abb. 39 Das Temperaturgefälle in der Kühlrohrwand als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Rohrdurchmesser.

5.) Wärmeübergang an die Kühlflüssigkeit.

Für den Innenkontakt-Röhrenofen kommt nur Diphenyl als Kühlmittel in Frage, da bei Verwendung von Wasser der Vorteil des für geringen Druck zu benutzenden Mantels hinfällig wäre und keinerlei Anreiz für den Bau dieser Ofenart bestanden würde. Nimmt man für das verdampfende Diphenyl wieder eine Wärmeübergangszahl von $2500 \text{ kcal m}^2/\text{h}^\circ\text{C}$ an, so erhält man die in Abbildung 40 einsetzenden Temperatur-Unterschiede beim Wärmeübergang an das Kühlmittel. Diese Temperatur-

gefälle sind wesentlich geringer als beim Innenkontakt-Röhrenofen mit Diphenyl. Es kommt dies daher, daß beim Innenkontakt-Röhrenofen der Wärmeübergang zwischen Kühlmittel und Wand an der äußeren also größeren Rohrfläche erfolgt, während beim Außenkontakt-Röhrenofen das Kühlmittel sich im Inneren des Ofens befindet, die Wärme also auf die kleinere Rohroberfläche zusammengedrängt wird.

Abb. 40

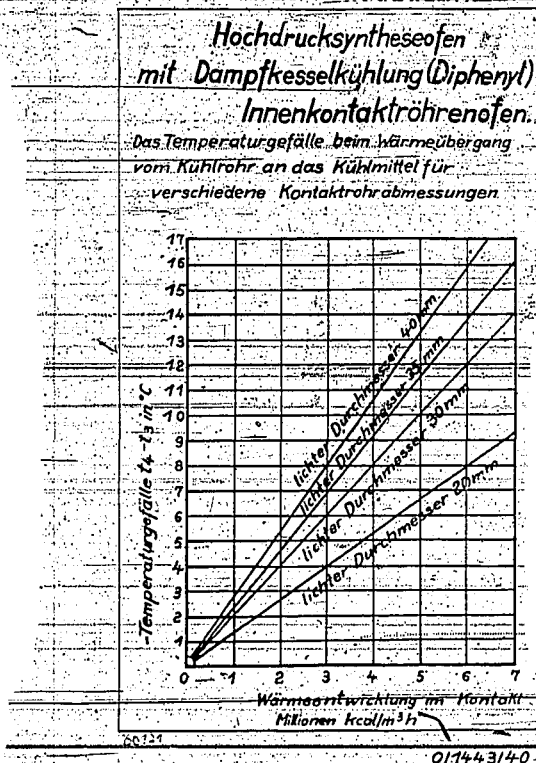


Abb. 40 Das Temperaturgefälle zwischen Kontaktrohrwand und Kühlmittel als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Rohrdurchmesser.

6.) Kühlmittel-Kreislauf.

Auch für den Innenkontakt-Röhrenofen wurde versucht, den Kreislauf des Kühlmittels zu berechnen. Es wurden die vereinfachten Annahmen gemacht, daß die relativ-Geschwindigkeit zwischen Dampfströmen und Flüssigkeit 0 ist und außerdem keine Nachverdampfung stattfindet. Zur Bestimmung des Kühlmittel-Kreislaufs mußten außerdem noch einige weitere Annahmen gemacht werden, und zwar wurde der Kontaktrohrabstand zu 50% des lichten Rohrdurchmessers, die Geschwindigkeit im Steigrohr zwischen Ofen und Ausdehngefäß zu 10 m/sec, die Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Fallrohr wahlweise zu eins, zwei und drei m/sec. angenommen. Die Berechnung wurde durchgeführt für einen Ofen mit $2,5 \text{ m}^3$ Kontaktraum, also dem gleichen Kontaktinhalt wie ihn die derzeitigen 800er

Methanolöfen besitzen. Ferner wurde angenommen, daß das Trenngefäß zwischen Diphenyl-Dampf und Flüssigkeit durch eine Leitung von etwa 8 m Länge mit dem Ofen verbunden ist und daß die Leitung, welche das flüssige Diphenyl zum Ofen zurückführt, bei einer Ofenhöhe von 10m, eine Länge von 18 m aufweist. Diese Annahmen mußten getroffen werden, da der Flüssigkeitsumlauf nicht, wie beim Außenkontakt-Röhrenofen auf den Ofen selbst beschränkt werden konnte, sondern das ganze System in die Rechnung einbezogen werden mußte. Unter diesen Voraussetzungen wurde die Umwälzung als Funktion der Wärmebelastung des Kontaktes für die lichten Kontaktröhren-Durchmesser 20 und 30 mm berechnet und in Abbildung 41 zusammengestellt. Für eine Wärmebelastung von $4.000.000 \text{ kcal/m}^3/\text{h}$ Kontakt ergeben sich, wie die Abbildung zeigt, Umwälzmengen, die das 5 bis 8,5-fache der gebildeten Dampfmenge betragen.

Abb. 41

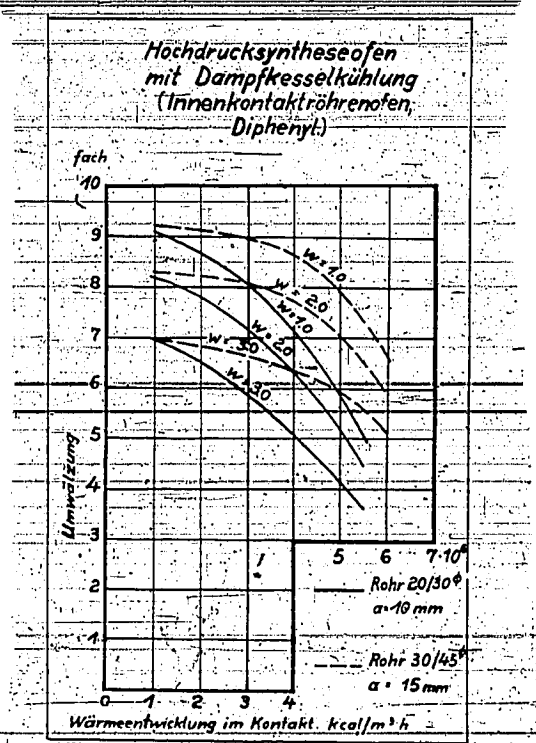


Abb. 41 Die Umwälzung als Funktion der Wärmeentwicklung im Kontakt für verschiedene Kontaktröhrendurchmesser und verschiedenen Geschwindigkeit im Rohr.

Unter dieser Voraussetzung müßte die Diphenyl-Falleitung zum Ofen einen Durchmesser von 485 mm, die Steigleitung für das Dampfflüssigkeitsgemisch jedoch 540 mm betragen. Man sieht, daß die außerordentliche große Dampfmenge von $6760 \text{ m}^3/\text{h}$ bzw. die dem Ofen zugeführte Flüssigkeitsmenge von $1690 \text{ m}^3/\text{h}$ sehr

große Leitungen bedingen. Eine Unterteilung in mehrere kleinere Aggregate wäre wohl zweckmäßig, würde jedoch die Verhältnisse im Kühlmittelkreislauf nicht verbessern, sondern nur zu einer Komplizierung der Apparatur führen.

Nimmt man an, daß ein Synthesofen mit $2,5 \text{ m}^3$ Kontaktraum einen Durchmesser von 1500 mm bei 10 m Länge erhält, so hat er ungefähr einen Diphenylinhalt von 12 m^3 . Für Rohrleitungen und Ausdampfgefäß kann man nochmals mit einem Inhalt von etwa 10 m^3 flüssigen Diphenyl rechnen. Das bedeutet also, daß auf eine Hochdruckkammer eine brennbare Flüssigkeitsmenge von ungefähr 22 m^3 treffen würde. Schon im normalen Betrieb wäre dieser Inhalt beim Undichtwerden einer Leitung eine Gefahr. Mit Rücksicht auf Brandbomben und sonstige kriegerische Einwirkungen wird man sich wohl schwer zur Anwendung von Diphenyl als Kühlmittel in großen Anlagen entschließen.

F.) Verwendung des gebildeten Dampfes und Anheizen des Ofens.

Der gebildete Dampf hat den großen Nachteil, daß er zunächst als Wasserdampf bzw. nach einer Trennung oder Abscheidung der Flüssigkeit die Wasserdampf zur Verfügung steht. Er besitzt also für die Verwendung zur Energieerzeugung zunächst nur geringen Wert. Bei der Anwendung von Diphenyl wäre die Errichtung einer selbstständigen Energieerzeugungsanlage mit einem getrennten Kesselnetz eine zusätzliche Komplizierung des chemischen Betriebs bedeuten. Man wird wegen der Geruchsbelastigung und Feuergefährlichkeit wohl immer an eine Umformung in Wasserlauf denken. In Schema einer derartigen Anordnung ist in Abbildung 42 gezeichnet. Das Diphenyl-Dampf-Flüssigkeitsgemisch geht durch eine Steigleitung vom Hochdruckofen zum Ausdampfgefäß, wo sich Dampf und Flüssigkeit trennen. Das flüssige Diphenyl gelangt über die Ableitung in den Hochdruckofen zurück. Der von Flüssigkeit befreite Diphenyldampf wird über eine Leitung einer Schrocklanze im Dampftransformer zugeführt. In der Schrocklanze kondensiert er und läuft flüssig in das Ausdampfgefäß zurück. In der Schrocklanze im Dampftransformer herum befindet sich verdampftes Wasser, das durch eine 16 atü Spiesepumpe eingespeist wird. Der gebildete 16 atü Wasserdampf, der trocken gesättigt ist, wird oben am Wasser abgezogen. Er durchläuft dann eine im Diphenylausdampfgefäß angeordnete Heizerschleife, die er mit etwa $300 \text{ }^\circ\text{C}$ verläßt, um in das allgemeine 16 atü-Netz zur Energieerzeugung oder zur Verwendung als Heizdampf abzugeben.

Abb. 42

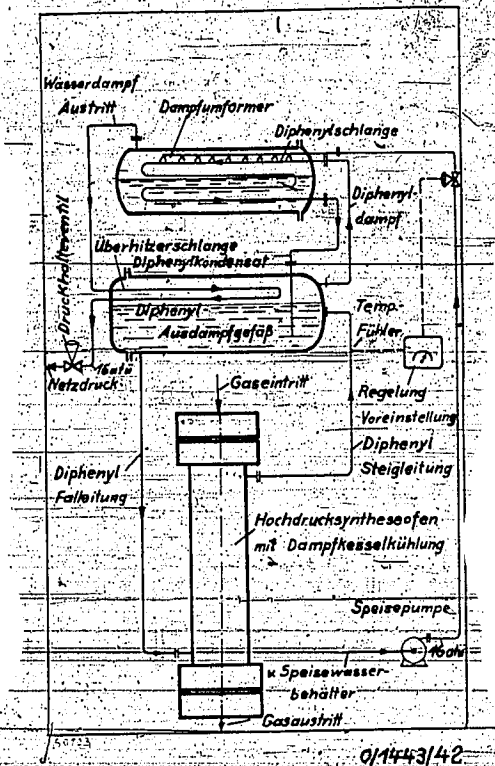


Abb. 42 Umformung von Diphenyldampf im Wasserdampf.

Die Regelung der Temperaturen im Kühlkreislauf und damit die Einstellung einer gewünschten Reaktionstemperatur im Hochdruckofen muß durch Regulierung des Wasserstandes im Dampfumformer erfolgen. Steigt die Reaktionstemperatur, so öffnet sich das Regulierventil in der Speiseleitung, damit der Flüssigkeitsstand zunimmt und ein größerer Teil der Rohrschlinge im Dampfumformer überhitzt und zur Verlempfung herangezogen wird. Sinkt die Reaktionstemperatur, so muß weniger Wärme abgeführt werden, das Speiseventil muß zuschlagen, damit ein kleinerer Teil der Rohrschlinge zum Arbeiten kommt. Außerdem wird man, um Druckschwankungen im 16-ati-Netz von der Apparatur fernzuhalten, noch im Regulierventil in die Verbindungsleitung mit dem Netz einschalten. Dieses Ventil soll den Wasserdampf im Umformer dauernd auf konstanter Höhe halten.

Bei der Verwendung von Wasser als Kühlmittel taucht natürlich sofort der Gedanke auf, den gebildeten Hochdruckdampf unmittelbar zur Energieerzeugung zu benutzen. Zwei Gründe sprechen jedoch dagegen.

- 1.) Als Sattldampf ist der Hochdruckdampf an und für sich nicht zu verwenden. Die Überhitzung eines Dampfes von 350°C mit Kohlefeuerung würde aber ein so unwirtschaftliches Unternehmen darstellen, daß es wohl kaum in Frage kommt. Für die Diskussion stünde also nur eine Entspannung des Hochdruck-

dampfes auf niedrigeren Druck. An Hand des $i-s$ -Diagrammes kann man sich leicht überzeugen, daß eine Drosselung von 180 atü Dampf keine Überhitzung zur Folge hat, sondern ins Wasserdampfgebiet führt. Erst wenn man den Druck von 0,02 ata unterschreiten würde, bekäme man überhitzten Dampf. Daß dies keine wirtschaftlich tragbare Methode darstellt, ist wohl ohne weitere Begründung einzusehen. Zu überlegen wäre höchstens eine Zwischenentspannung auf etwa 30 at mit Abschleudung des ausgefallenen Wassers und nachfolgender weiterer Entspannung auf 16 atü, die zu einer Überhitzung führen würde. Man sieht aber aus dem $i-s$ -Diagramm, daß die Überhitzung so gering ist, (etwa 3°C) daß die Verwendung eines auf diese Art erzeugten 16 atü Dampfes im Maschinenbetrieb auch nicht in Frage kommt. Man könnte zu dem Hilfsmittel greifen, diesen Dampf mit dem Ursprungsdampf von 180 at höher zu überhitzen. Dann wäre man aber lieber die gleiche Lösung wählen wie vorher für den Diphenyl-Dampf, indem man eine Umformung des Hochdruckdampfes in 16 atü Dampf vornimmt.

2.) Der zweite Grund, der gegen eine direkte Verwendung des Hochdruckdampfes spricht, ist die Verkrustung der Heizflächen durch frisch eingeführtes Speisewasser. Man muß im Kühlsystem dafür sorgen, daß der Wärmeübergang nicht durch Ablagerungen verschlechtert wird, da sonst ein einwandfreies Arbeiten der Kühlung in Frage gestellt ist. Mit unbereitetem Wasser wird die Aufgabe überhaupt nicht zu lösen. Aber auch mit Kondensat ist bei langen anzustrebenden Betriebszeiten mit Ausschaltungen zu rechnen.

Es ist deshalb auch bei einer Wasserkühlung des Hochdruckkorns zweckmäßig, das Wasser im Kühlkreislauf zu belassen und eine Umformung durchzuführen. Grundsätzlich werden die gleichen Apparate und die gleiche Anordnung angewendet werden, wie in Abbildung 42 gezeichnet.

Infolge des etwa 4 mal besseren Wärmeüberganges bei Wasser betragen die Wärmeaustauschflächen nur einen Bruchteil derjenigen bei Diphenyl. Allerdings müssen sie für wesentlich höheren Druck dimensioniert sein. Die Wärmeleitung ist bei dieser Anordnung ausgeschaltet, so daß sie wohl der Diphenylkühlung vorzuziehen ist.

Die gebildeten Dampfmenngen sind sehr beträchtlich und betragen unter der Voraussetzung, daß die Abstrahlung der gesamten Apparatur 5% der freiwerdenden Wärme beträgt, das Gas bei 5-facher Umwälzung mit 360°C in den Ofen einströmt mit 400° abströmt und unter Kühlungslastung einer Speisewasserkühlung von 43°C je 1 kg Methanol, 0,06 kg 16 atü Dampf von 300°C . Ein Ofen von 800 ϕ würde bei 2,1 m³ Kontaktraum und 9000 kg/h gebildetem Methanol 8100 kg/h, 16 atü Dampf.

ins Netz abgeben. Das Hochheizen des Ofens kann entweder mit einem Brenner geschehen oder durch Einblasen von Höchstdruckdampf unter Verwendung einer Wärmepumpe oder eines kleinen Hilfskessels. Bei der Brennermethode würde der ganze Ofeninhalt, bestehend aus Kontakt plus Wasserfüllung durch einen Gasstrom auf die gewünschte Temperatur gebracht. Auch der Dampfsammler würde durch die einsetzende Zirkulation bis auf Reaktionstemperatur angewärmt.

Bei der zweiten Methode würde mit einer Wärmepumpe, 16 atü Dampf auf ca. 200 atü verdichtet und in die Steigleitung eingeblasen. Durch die entstehende Zirkulation wird das Ausdampfgefäß samt Ofen hochgeheizt. An Stelle der Wärmepumpe könnte auch ein kleiner Hilfskessel mit etwa 200 atü Betriebsdruck treten.

In beiden Fällen muß der eingespeiste Dampf, der kondensiert, in Form von Flüssigkeit aus dem Kreislauf wieder entfernt werden.

Auch für Diphenyl sind die beiden Methoden des Hochheizens anwendbar.

G.) Praktische Ausführung von dampfkesselgekühlten Hochdrucköfen.

Vom Konstruktionsbüro der Hauptwerkstätte wurde an Hand eines skizzenhaften Entwurfes bei dem die in den vorhergehenden Berechnungen gewonnenen Erkenntnissergebnisse verwertet waren, ein Vorentwurf für einen 800er dampfkesselgekühlten Hochdruckofen ausgearbeitet (Zeichnung 6235 - 1). Der Ofen hat den gleichen Aufbau, wie der auf Seite 22 unter Abbildung 22 beschriebene. Der untere Deckel hat Gasein- und Austritt, bietet also nichts neues gegenüber den bisherigen Ausführungen. Das zentrale Gasaustrittsrohr ist ohne Stopfbüchse durch einen Bordring, der nach Aufbringen des Deckels vorgeschweißt wird, gedichtet. Zwei Roste, von denen der untere an die Kühlrohre angeschraubt wird, der obere am oberen Deckel befestigt ist, begrenzen den Kontaktraum, der insgesamt 2,1 m³ beträgt, also nicht viel geringer ist als der 2,5 m³ betragende des Vollraumofens. Die Kühlrohre sind gegeneinander abgestützt, um bei der ganzen Länge von etwa 10 m gleichmäßigen Abstand einzuhalten. Zum Füllen wird der Ofen auf den Kopf gestellt und nach dem Einfüllen des Kontaktes der untere Deckel aufgeschraubt.

Am oberen Ende sind in einem Zwischenflansch die Kühlrohre eingeschraubt und eingeschweißt. Dieser Zwischenflansch hat dadurch direkte Berührung mit dem heißen Kühlmittel. Er wird heißer als der bisherige obere Ofendeckel. Infolge der Rille, die durch die Ausnehmung des Kontaktes in den Ofenmantel eingedichtetem Zwischenflansches auf ersteren kommt, wird diese Stelle der neuen Konstruktion zur höchst beanspruchten werden und stellt vielleicht das einzige

schwierig zu beherrschende Element dar.

Den oberen Abschluß des Ofens bildet ein Deckel, der eine Kühlflüssigkeitzuführung und 2 Dampfableitungen aufweist, und ebenfalls eine konische Dichtung gegenüber dem Zwischenflansch aufweist. Die birnenförmig ausgebildete Flüssigkeitsverteilung ist mit einer von außen zu bedienenden Mutter in den Ofenkopf eingeschraubt. Eine 100-prozentige Abdichtung zwischen Flüssigkeits- und Dampfraum ist nicht unbedingt erforderlich. Der Flüssigkeitsraum ist für einen Betriebsdruck von 180 atü vorgesehen, so daß im normalen Betrieb zwischen Gas- und Flüssigkeitsraum nur ein Differenzdruck von $250 - 180 = 70$ atü herrscht. Für den Innenkontakt-Öfenschmelzofen mit Diphenylkühlung wurde von dem gleichen Konstruktionsbüro ein Entwurf angefertigt (Zeichnung: 54423-3), bei dem der Reaktionsraum, wie ihn die heutigen Methanolöfen haben, nämlich $2,5 \text{ m}^3$, untergebracht worden ist. Der Aufbau des Ofens ist so klar und einfach, daß sich Erklärungen dazu erübrigen. Grundsätzlich würde sich an der Konstruktion des Ofens nichts ändern, falls man aus Zweckmäßigkeitsgründen eine Unterteilung in zwei oder mehr kleinere Einheiten vornehmen würde.

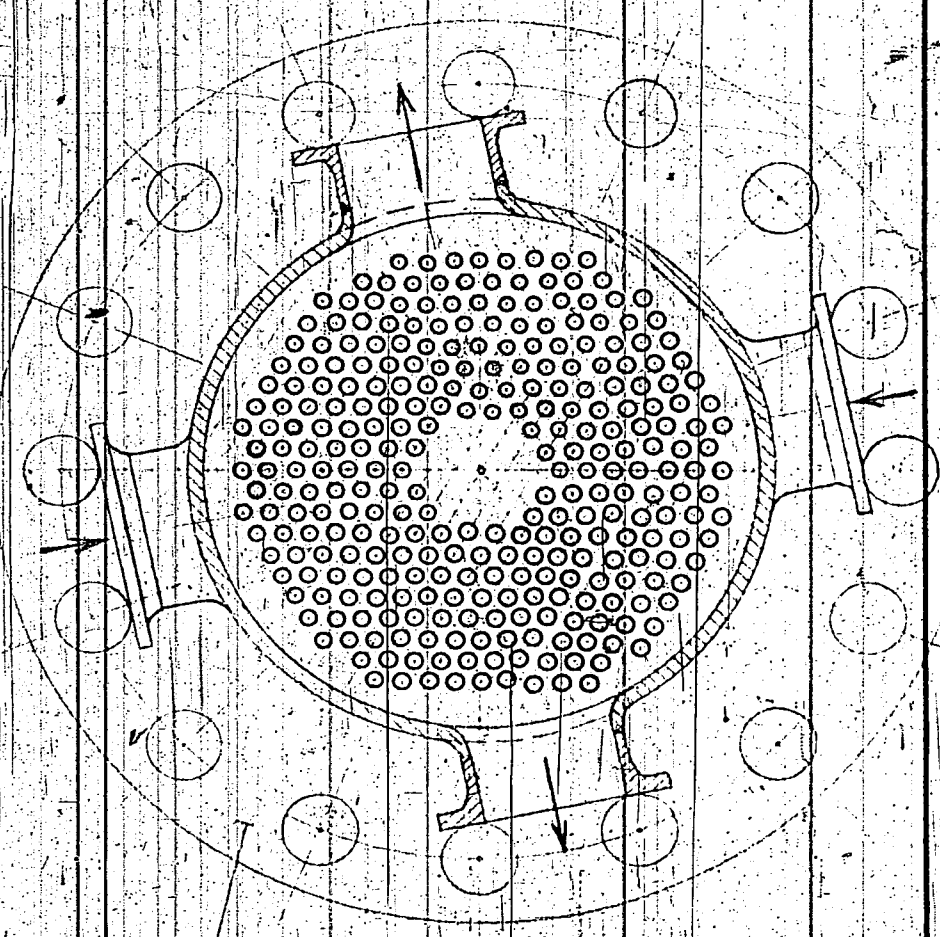
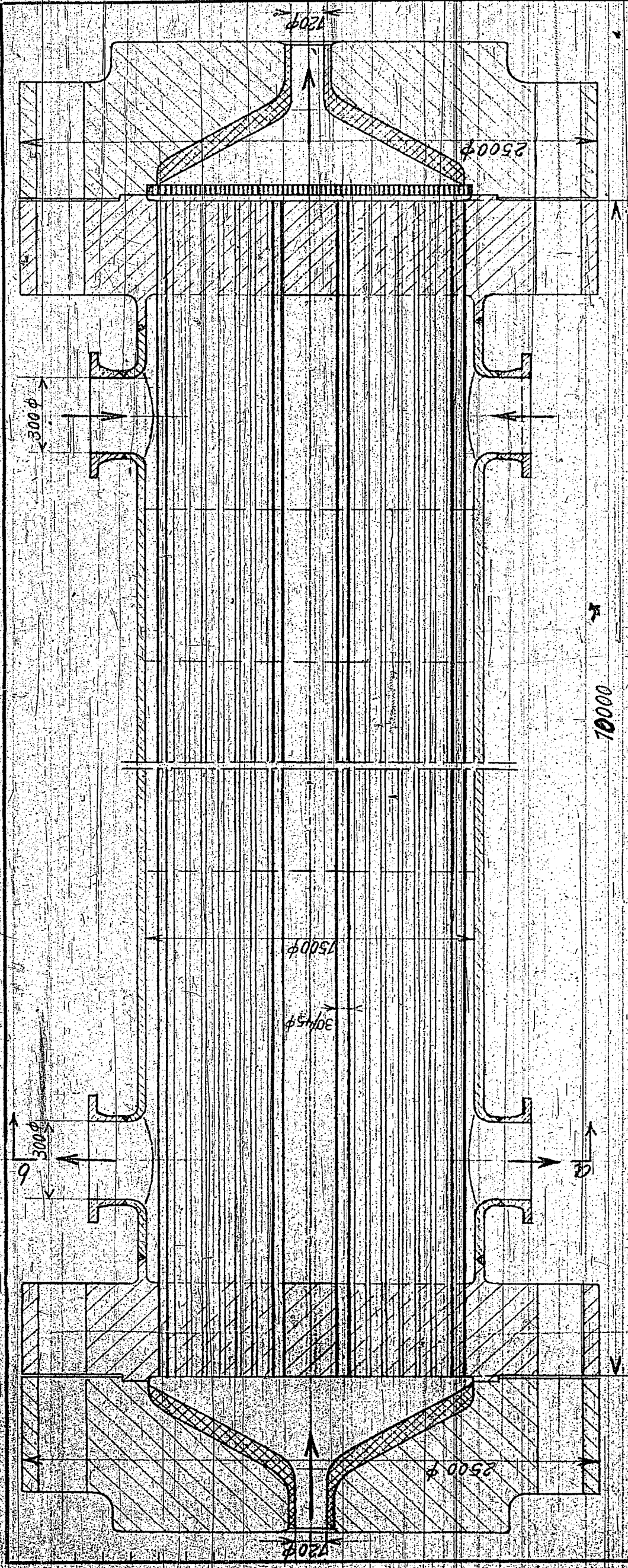
H.) Ausblick.

Die Einführung von dampfkesselgekühlten Hochdrucksynthesen hätte zweifellos manchen Vorteil. Die angestellten Untersuchungen sollen die Grundlage bilden für eine genaue Wirtschaftlichkeitsberechnung. Die technisch interessantere Lösung ist diejenige mit Wasserkühlung. Wegen der Anwendung von Dioxan ergibt sich in erster Linie die Brandgefahr.

Neben den großen Dampfmenzen, die man bei der neuen Fahrweise gewinnen würde, wäre die Einsparung an Heizenergie ein Anreiz zu ihrer Einführung. Es würde sich auswirken die Verminderung des Betriebspersonals, die Einsparung an Hochdruckeisen, da höhere Bauleistungen erzielt werden. Ob sich längere Laufzeiten des Kontaktes ergeben und ob dadurch auch geringere Reparaturkosten anfallen, muß erst durch eingehende Versuche geklärt werden, die die Voraussetzung für eine sichere Bearbeitung der angeschnittenen Fragen bilden.

Ein ganz neues Anwendungsgebiet würde sich ergeben, falls es möglich ist, Kontakte, die bisher in Vollraumöfen nicht zu beherrschen waren, in dampfkesselgekühlten Öfen zu fahren und dadurch neue Synthesen der Praxis zu erschließen.

23563



486 Rohre 30/45 φ Teilung 60 mm

Kontakt-Inhalt: ca. 2,5 m³

Entwurf

Maßstab 1:15

Schnitt a-b

M 5448 - 8

5.7.44

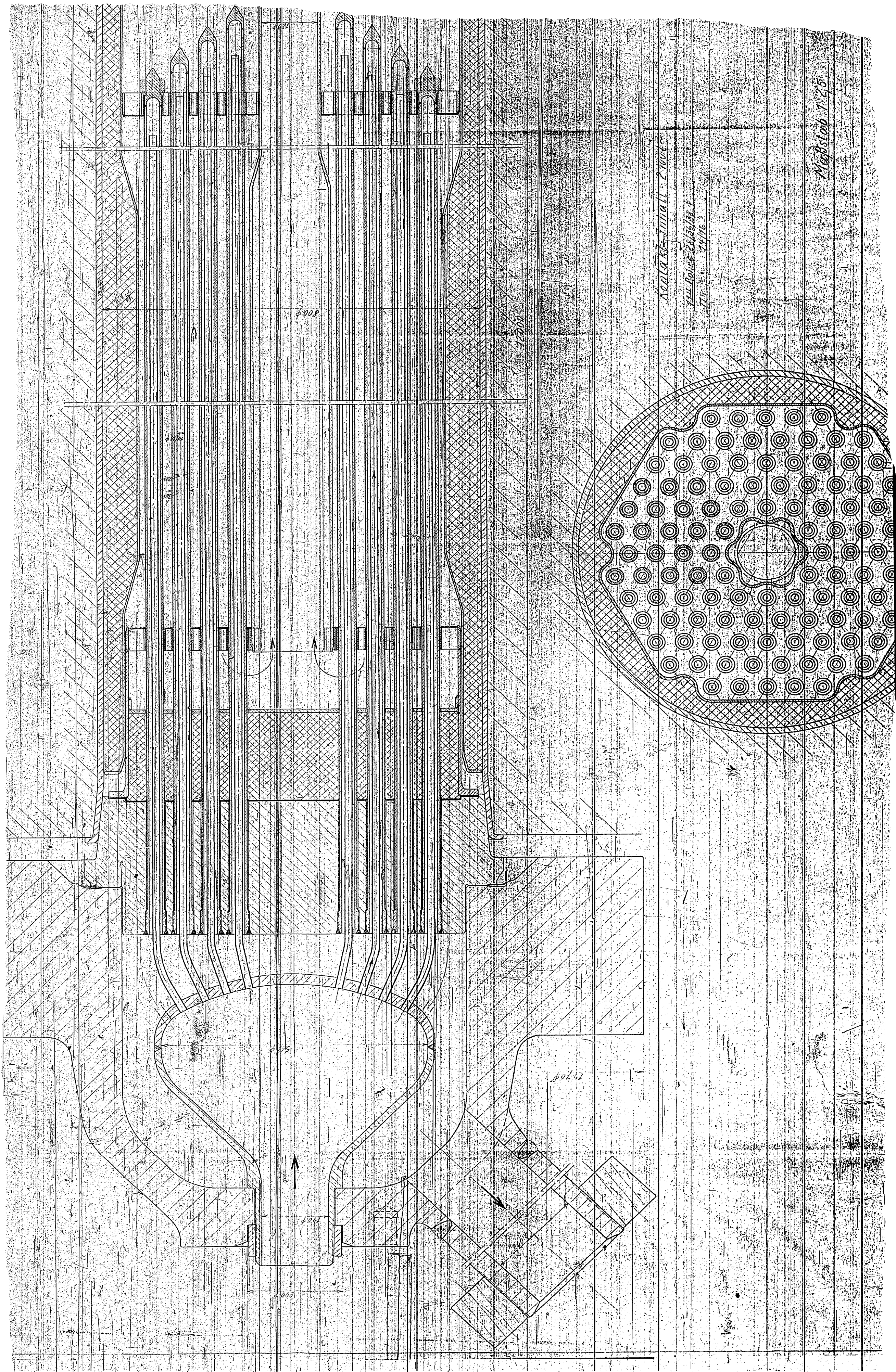
DIN A3

Fachgruppe:	Bau-Nr.
4853/4856	

Entwurf eines Diphenyl-gekühlten Methanol-Röhrenofens 1500 φ x 12 m lg. mit Kontakt in den Röhren. Inhalt: 2,5 m³

486 Rohre 30/45 φ Teilung: 60 mm. Betr.-Di.: 250 at in d. Röhren, 25 at in d. Rohre

Betrieb:



APPLIQUE - SMALL - 2004

11-11-2004
77-1-2476

Mapstod 1 25

2008

2008

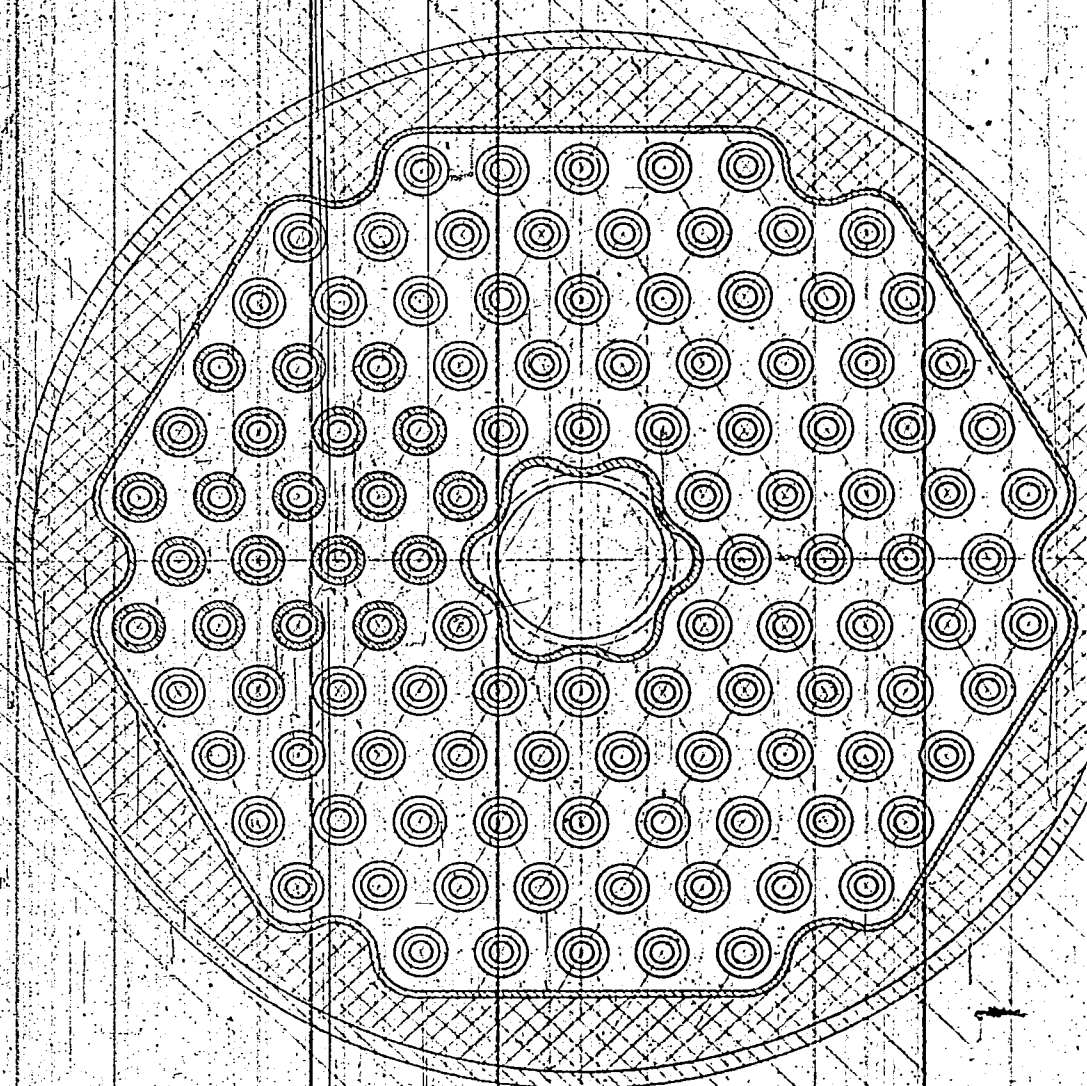
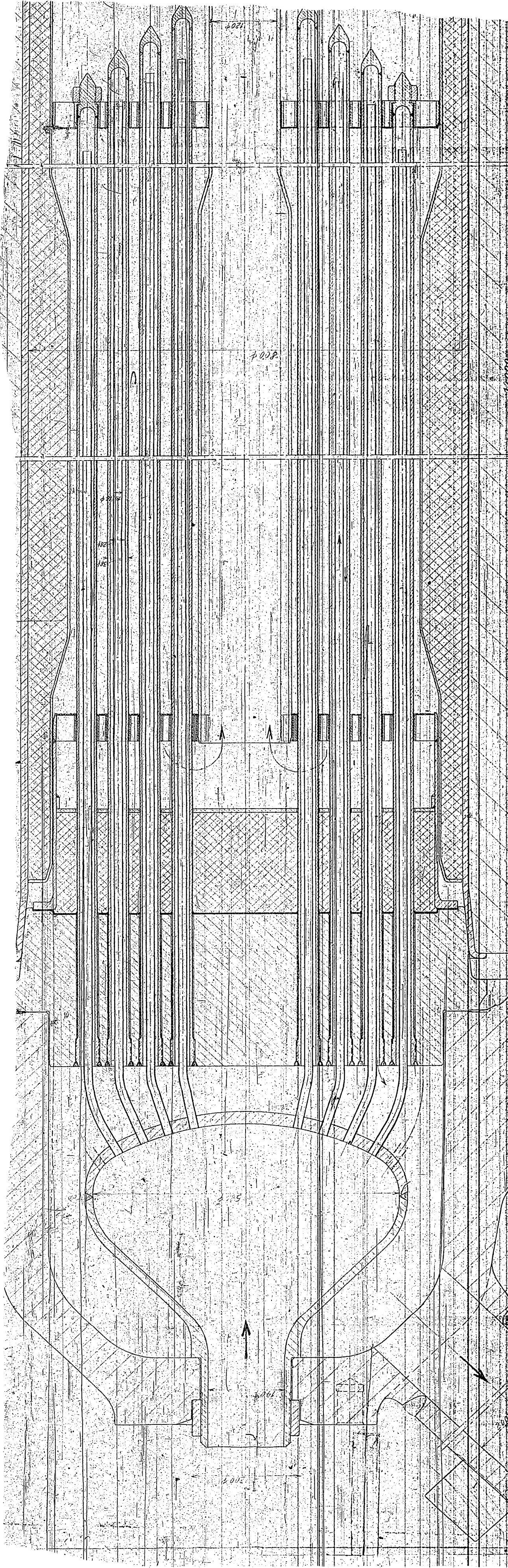
1/2
1/2
1/2

1/2

1/2

1/2

1/2

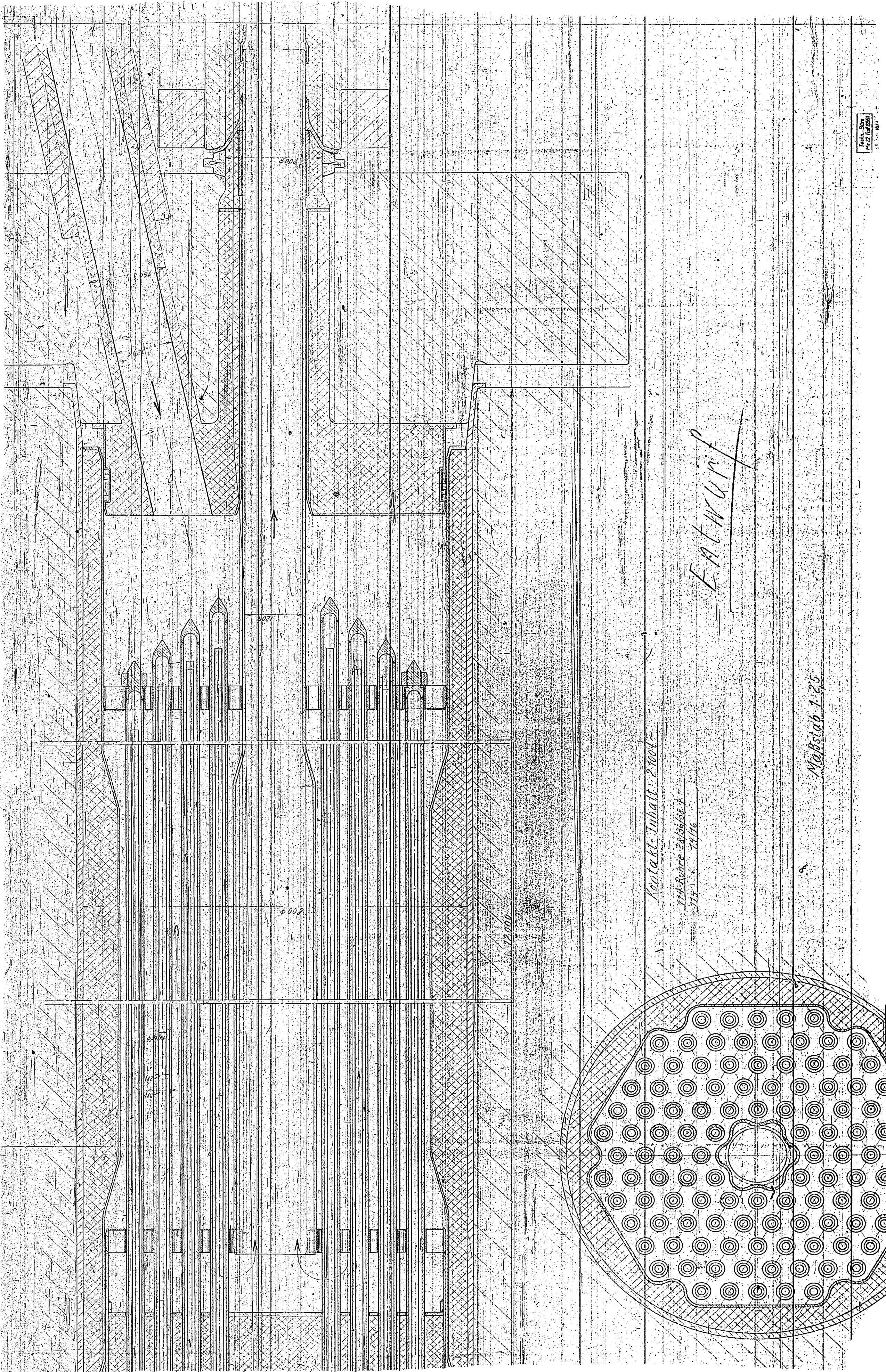


Автоматический 2000

11-1000-2000000

11-1000-2000000

Ма.Р.1000-1-25



Entwurf

Kontak-Inhalt: 2.1001~

114 Jahre 2019/2020 P
114 1916

Maßstab 1:25

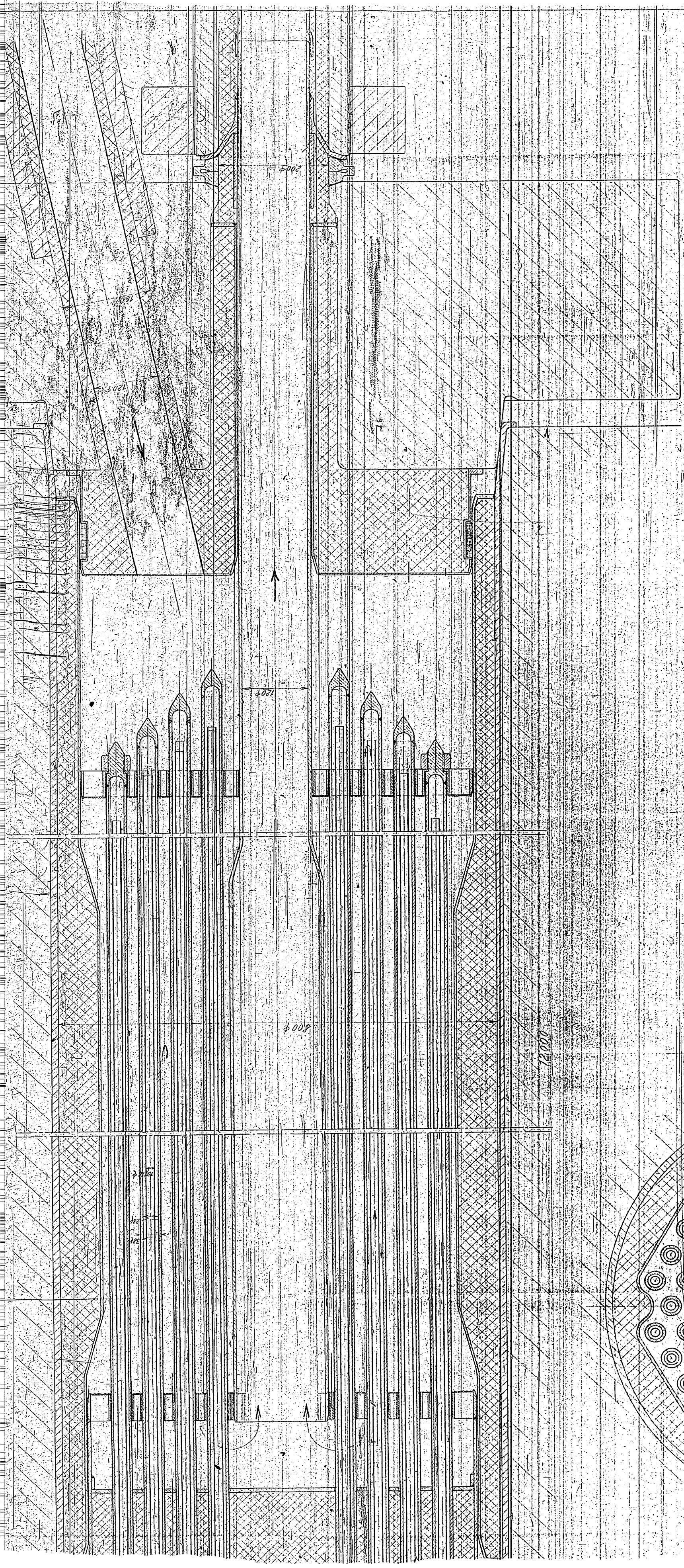
12.000

8000

1200

1200

1200

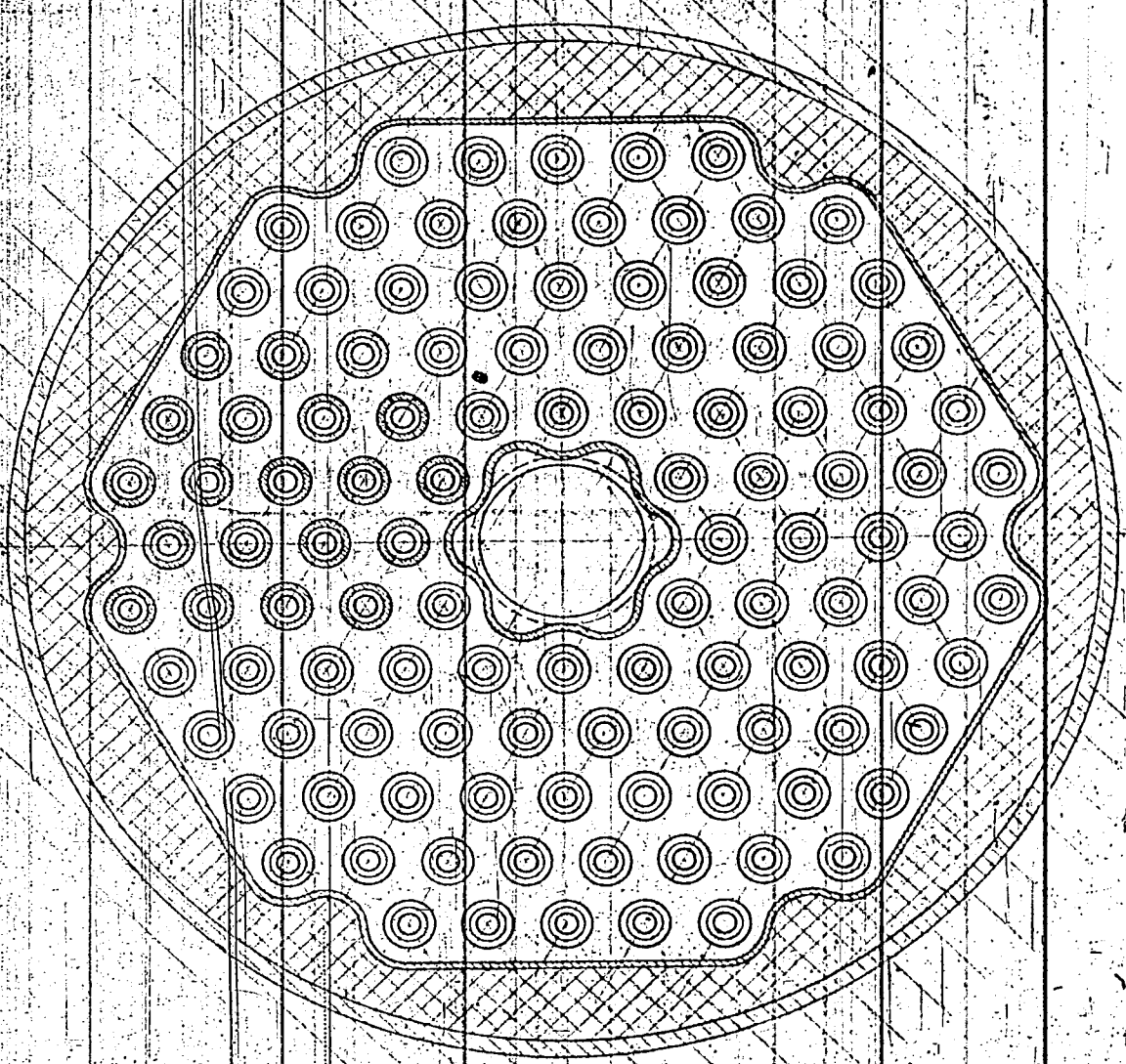


Kontakt-Inhalt: 2.100 l

24.10.1976
114

Entwurf

Maßstab 1:2,5



Techn. Büro
M 22 Prof. Dr.

M 6235 — 1

11.5.74