

EUR 4299 d

ASSOCIATION

**Europäische Atomgemeinschaft - EURATOM
Commissariat à l'Énergie Atomique - CEA**

**EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DES WÄRMEÜBERGANGS
IN PARALLEL DURCHSTRÖMTEN ROHRBÜNDELN BEI
KONSTANTER WÄRMESTROMDICHTHE IM BEREICH
MITTLERER PRANDTL-ZAHLEN**

von

M. RIEGER

1969



Bericht abgefasst beim
Centre d'Études Nucléaires, Saclay - Frankreich

Assoziation Nr. 006-61-1 RAAF

HINWEIS

Das vorliegende Dokument ist im Rahmen des Forschungsprogramms der Kommission der Europäischen Gemeinschaften ausgearbeitet worden.

Es wird darauf hingewiesen, dass die Kommission der Europäischen Gemeinschaften, ihre Vertragspartner und die in deren Namen handelnden Personen :

keine Gewähr dafür übernehmen, dass die in diesem Dokument enthaltenen Informationen richtig und vollständig sind, oder dass die Verwendung der in diesem Dokument enthaltenen Informationen oder der in diesem Dokument beschriebenen technischen Anordnungen, Methoden und Verfahren nicht gegen gewerbliche Schutzrechte verstößt;

keine Haftung für die Schäden übernehmen, die infolge der Verwendung der in diesem Dokument enthaltenen Informationen, oder der in diesem Dokument beschriebenen technischen Anordnungen, Methoden oder Verfahren entstehen könnten.

Dieser Bericht wird in den auf der vierten Umschlagseite genannten Vertriebsstellen

zum Preise von DM 15,60

FF 21,70

FB 195,-

Lit. 2 430

Fl. 14,50

verkauft.

Es wird gebeten, bei Bestellungen die EUR-Nummer und den Titel anzugeben, die auf dem Umschlag jedes Berichts aufgeführt sind.

Gedruckt von Smeets
Brüssel, Oktober 1969

Das vorliegende Dokument wurde an Hand des besten Abdruckes vervielfältigt, der zur Verfügung stand.

EUR 4299 d

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DES WÄRMEÜBERGANGS IN PARALLEL DURCHSTRÖMTEN ROHRBÜNDELN BEI KONSTANTER WÄRMESTROMDICHTHE IM BEREICH MITTLERER PRANDTL-ZAHLEN, von M. REIGER

Assoziation : Europäische Atomgemeinschaft - EURATOM

Commissariat à l'Énergie Atomique - CEA

Bericht abgefasst beim Centre d'Études Nucléaires - Saclay (Frankreich)

Assoziation Nr. 006-61-1 RAAF

Luxemburg, Oktober 1969 - 154 Seiten - 44 Abbildungen - FB 195

In achsparallel durchströmten Bündeln von elektrisch beheizten Rohren wurden die Kennzahlen für den Wärmeübergang experimentell bestimmt. Die Mittelpunkte der Rohre waren in der Form gleichseitiger Dreiecke angeordnet. Das Verhältnis des Achsabstands der Rohre zu ihrem Aussendurchmesser in den zwei untersuchten Messstrecken betrug 1.60 und 1.25. Die Bündel enthielten 31 beheizte Rohre desselben Durchmessers und waren

EUR 4299 d

EXPERIMENTAL STUDY ON HEAT TRANSFER IN PARALLEL-FLOW TUBE BUNDLES AT CONSTANT HEAT FLUX FOR MEDIUM PRANDTL NUMBERS, by M. RIEGER

Association : European Atomic Energy Community - EURATOM

Commissariat à l'Énergie Atomique - CEA

Report prepared at the Centre d'Études Nucléaires - Saclay (France)

Association No. 006-61-1 RAAF

Luxembourg, October 1969 - 154 Pages - 44 Figures - FB 195

The heat transfer parameters were determined experimentally in electrically heated tube bundles for turbulent flow parallel to the axis. The tubes were arranged in a pattern of equilateral triangles. The ratios of the distance between the axes of the tubes to their external diameter were 1.60 and 1.25 in the two test sections studied. The bundles contained 31 heated tubes of the same diameter and were surrounded in each case by a cylindrical shell which was also equipped with electric heating. The heat flux at the surface of the

EUR 4299 d

EXPERIMENTAL STUDY ON HEAT TRANSFER IN PARALLEL-FLOW TUBE BUNDLES AT CONSTANT HEAT FLUX FOR MEDIUM PRANDTL NUMBERS, by M. RIEGER

Association : European Atomic Energy Community - EURATOM

Commissariat à l'Énergie Atomique - CEA

Report prepared at the Centre d'Études Nucléaires - Saclay (France)

Association No. 006-61-1 RAAF

Luxembourg, October 1969 - 154 Pages - 44 Figures - FB 195

The heat transfer parameters were determined experimentally in electrically heated tube bundles for turbulent flow parallel to the axis. The tubes were arranged in a pattern of equilateral triangles. The ratios of the distance between the axes of the tubes to their external diameter were 1.60 and 1.25 in the two test sections studied. The bundles contained 31 heated tubes of the same diameter and were surrounded in each case by a cylindrical shell which was also equipped with electric heating. The heat flux at the surface of the

EUR 4299 d

EXPERIMENTAL STUDY ON HEAT TRANSFER IN PARALLEL-FLOW TUBE BUNDLES AT CONSTANT HEAT FLUX FOR MEDIUM PRANDTL NUMBERS, by M. RIEGER

Association : European Atomic Energy Community - EURATOM

Commissariat à l'Énergie Atomique - CEA

Report prepared at the Centre d'Études Nucléaires - Saclay (France)

Association No. 006-61-1 RAAF

Luxembourg, October 1969 - 154 Pages - 44 Figures - FB 195

The heat transfer parameters were determined experimentally in electrically heated tube bundles for turbulent flow parallel to the axis. The tubes were arranged in a pattern of equilateral triangles. The ratios of the distance between the axes of the tubes to their external diameter were 1.60 and 1.25 in the two test sections studied. The bundles contained 31 heated tubes of the same diameter and were surrounded in each case by a cylindrical shell which was also equipped with electric heating. The heat flux at the surface of the

jeweils von einem zylindrischen Mantel umschlossen, der ebenfalls mit einer elektrischen Beheizung ausgestattet war. Die Wärmestromdichte auf der Oberfläche der Rohre betrug ungefähr 10 W/cm^2 . Die Wandtemperaturen im Bündel wurden unmittelbar mit Thermoelementen gemessen, die in die Oberfläche eingewalzt waren. Diese Messstellen waren an zahlreichen Stellen des Querschnitts angeordnet und ermöglichten die Bestimmung von mittleren und örtlichen Wärmeübergangskennzahlen im Rohrbündel.

Die Versuche wurden mit destilliertem Wasser, sowie mit einem Gemisch aus 60% Athylenglykol und 40% Wasser durchgeführt. Die hiermit erreichbaren Werte der Prandtl-Zahlen lagen in einem Bereich von 2,3 bis 18. Die Reynolds-Zahlen wurden zwischen den Werten 10^4 und 2×10^5 variiert. Für den Zusammenhang zwischen den mittleren Wärmeübergangskennzahlen und dem Reibungswiderstand in den Rohrbündeln ergab sich aus den Versuchen die folgende Beziehung :

$$\text{Nu} = \frac{\text{Re Pr } \zeta/8}{1 + \sqrt{\zeta/8} \cdot 8,8 (\text{Pr} - 1,3) \text{Pr}^{-0,22}}$$

Die experimentell bestimmten mittleren Nusselt-Zahlen lagen ausserdem mit einer maximalen Streuung von $\pm 4\%$ um die folgende Potenzfunktion :

$$\text{Nu} = (0,0122 + 0,00245 \frac{P}{d}) \text{Re}^{0,86} \text{Pr}^{0,4}$$

Bei einzelnen örtlichen Nusselt-Zahlen wurden Abweichungen bis maximal 20% von den angegebenen Beziehungen beobachtet.

tubes was about 10 W/cm^2 . The wall temperatures in the bundle were measured directly with thermocouples which were embedded in the surfaces. The points of temperature measurement were chosen at numerous positions in the lateral cross-section and permitted measurement of the mean and local heat transfer coefficients in the tube bundle.

The experiments were carried out with distilled water and with a mixture of 60% ethylene glycol and 40% water. The values obtained for the Prandtl numbers in this way fell within the range from 2.3 to 18. The Reynolds numbers were varied between 10^4 and 2×10^5 . The relation between the mean heat transfer coefficients and the friction factor in the tube bundles was found from the experiments as :

$$\text{Nu} = \frac{\text{Re Pr } \zeta/8}{1 + \sqrt{\zeta/8} \cdot 8,8 (\text{Pr} - 1,3) \text{Pr}^{-0,22}}$$

The experimentally determined mean Nusselt numbers were also given by the following function :

$$\text{Nu} = (0,0122 + 0,00245 \frac{P}{d}) \text{Re}^{0,86} \text{Pr}^{0,4}$$

with a maximum deviation of $\pm 4\%$.

For certain local Nusselt numbers deviations of up to 20% with respect to the relations given were observed.

tubes was about 10 W/cm^2 . The wall temperatures in the bundle were measured directly with thermocouples which were embedded in the surfaces. The points of temperature measurement were chosen at numerous positions in the lateral cross-section and permitted measurement of the mean and local heat transfer coefficients in the tube bundle.

The experiments were carried out with distilled water and with a mixture of 60% ethylene glycol and 40% water. The values obtained for the Prandtl numbers in this way fell within the range from 2.3 to 18. The Reynolds numbers were varied between 10^4 and 2×10^5 . The relation between the mean heat transfer coefficients and the friction factor in the tube bundles was found from the experiments as :

$$\text{Nu} = \frac{\text{Re Pr } \zeta/8}{1 + \sqrt{\zeta/8} \cdot 8,8 (\text{Pr} - 1,3) \text{Pr}^{-0,22}}$$

The experimentally determined mean Nusselt numbers were also given by the following function :

$$\text{Nu} = (0,0122 + 0,00245 \frac{P}{d}) \text{Re}^{0,86} \text{Pr}^{0,4}$$

with a maximum deviation of $\pm 4\%$.

For certain local Nusselt numbers deviations of up to 20% with respect to the relations given were observed.

tubes was about 10 W/cm^2 . The wall temperatures in the bundle were measured directly with thermocouples which were embedded in the surfaces. The points of temperature measurement were chosen at numerous positions in the lateral cross-section and permitted measurement of the mean and local heat transfer coefficients in the tube bundle.

The experiments were carried out with distilled water and with a mixture of 60% ethylene glycol and 40% water. The values obtained for the Prandtl numbers in this way fell within the range from 2.3 to 18. The Reynolds numbers were varied between 10^4 and 2×10^5 . The relation between the mean heat transfer coefficients and the friction factor in the tube bundles was found from the experiments as :

$$\text{Nu} = \frac{\text{Re Pr } \zeta/8}{1 + \sqrt{\zeta/8} \cdot 8,8 (\text{Pr} - 1,3) \text{Pr}^{-0,22}}$$

The experimentally determined mean Nusselt numbers were also given by the following function :

$$\text{Nu} = (0,0122 + 0,00245 \frac{P}{d}) \text{Re}^{0,86} \text{Pr}^{0,4}$$

with a maximum deviation of $\pm 4\%$.

For certain local Nusselt numbers deviations of up to 20% with respect to the relations given were observed.

EUR 4299 d

ASSOCIATION

**Europäische Atomgemeinschaft - EURATOM
Commissariat à l'Énergie Atomique - CEA**

**EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DES WÄRMEÜBERGANGS
IN PARALLEL DURCHSTRÖMTEN ROHRBÜNDELN BEI
KONSTANTER WÄRMESTROMDICHTHE IM BEREICH
MITTLERER PRANDTL-ZAHLEN**

von

M. RIEGER

1969



Bericht abgefasst beim
Centre d'Études Nucléaires, Saclay - Frankreich

Assoziation Nr. 006-61-1 RAAF

ZUSAMMENFASSUNG

In achsparallel durchströmten Bündeln von elektrisch beheizten Rohren wurden die Kennzahlen für den Wärmeübergang experimentell bestimmt. Die Mittelpunkte der Rohre waren in der Form gleichseitiger Dreiecke angeordnet. Das Verhältnis des Achsabstands der Rohre zu ihrem Aussendurchmesser in den zwei untersuchten Messstrecken betrug 1.60 und 1.25. Die Bündel enthielten 31 beheizte Rohre desselben Durchmessers und waren jeweils von einem zylindrischen Mantel umschlossen, der ebenfalls mit einer elektrischen Beheizung ausgestattet war. Die Wärmestromdichte auf der Oberfläche der Rohre betrug ungefähr 10 W/cm^2 . Die Wandtemperaturen im Bündel wurden unmittelbar mit Thermoelementen gemessen, die in die Oberfläche eingewalzt waren. Diese Messstellen waren an zahlreichen Stellen des Querschnitts angeordnet und ermöglichten die Bestimmung von mittleren und örtlichen Wärmeübergangskennzahlen im Rohrbündel.

Die Versuche wurden mit destilliertem Wasser, sowie mit einem Gemisch aus 60% Athylenglykol und 40% Wasser durchgeführt. Die hiermit erreichbaren Werte der Prandtl-Zahlen lagen in einem Bereich von 2.3 bis 18. Die Reynolds-Zahlen wurden zwischen den Werten 10^4 und 2×10^5 variiert. Für den Zusammenhang zwischen den mittleren Wärmeübergangskennzahlen und dem Reibungswiderstand in den Rohrbündeln ergab sich aus den Versuchen die folgende Beziehung :

$$\text{Nu} = \frac{\text{Re Pr} \zeta/8}{1 + \sqrt{\zeta/8} \cdot 8.8 (\text{Pr} - 1.3) \text{Pr}^{-0.22}}$$

Die experimentell bestimmten mittleren Nusselt-Zahlen lagen ausserdem mit einer maximalen Streuung von $\pm 4\%$ um die folgende Potenzfunktion :

$$\text{Nu} = (0.0122 + 0.00245 \frac{\text{Pr}}{\text{d}}) \text{Re}^{0.86} \text{Pr}^{0.4}$$

Bei einzelnen örtlichen Nusselt-Zahlen wurden Abweichungen bis maximal 20% von den angegebenen Beziehungen beobachtet.

SCHLAGWORTE

HEAT TRANSFER
FLUID FLOW
TUBES
PRANDTL NUMBER

TURBULENCE
CONFIGURATION
THERMOCOUPLES
NUSSOLT NUMBER

INHALT

Seite

	Bezeichnungen	11
1.	Einleitung	15
2.	Die Versuchseinrichtungen	18
2.1.	Die Meßstrecken	18
2.1.1.	Die Auslegung der Meßstrecken	18
2.1.1.1.	Grundlegende Gesichtspunkte der Konstruktion	18
2.1.1.2.	Geometrische Grundlagen	20
2.1.1.3.	Die Wärmezufuhr in der Meßstrecke	23
2.1.2.	Der Aufbau der Meßstrecken	28
2.2.	Der Versuchskreislauf	34
2.2.1.	Das Rohrleitungssystem	34
2.2.2.	Die Stromquellen für die Beheizung der Meßstrecke	36
2.2.3.	Die Meßinstrumente	37
2.2.3.1.	Die Geräte zur Überwachung des Betriebs der Anlage	37
2.2.3.2.	Die Geräte zur Messung der Versuchsgrößen	39
3.	Die Versuchsdurchführung	42
3.1.	Der Versuchsablauf	42
3.2.	Die Durchflußmessung	43
3.3.	Die Temperaturmessung	44
3.3.1.	Die örtlichen Temperaturen in der Meßstrecke	44

	Seite
3.3.2.	Der Temperaturabfall in der Rohrwand 48
3.3.3.	Die Eichung der Thermoelemente 49
3.4.	Übersicht der durchgeführten Versuche 51
4.	Die Auswertung der Messungen und die Ergebnisse 53
4.1.	Die Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen 53
4.2.	Die örtlichen Wärmeübergangszahlen in der Meßstrecke 55
4.2.1.	Die örtlichen Wärmeübergangszahlen in der Hauptmeßebeue 55
4.2.2.	Die örtlichen Wärmeübergangszahlen in Achsrictung des Bündels 59
4.3.	Der Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Reibungswiderstand 60
4.4.	Das Wärmeübergangsgesetz als Potenz- gleichung 66
4.5.	Der Einfluß der temperaturabhängigen Stoffwerte 69
4.6.	Die Wärmeübergangsmessungen ohne Behei- zung des Mantelrohrs der Meßstrecke 70
4.7.	Die Genauigkeit der Ergebnisse 72
	Literaturverzeichnis 79

Tabellen	Seite
Tabelle 1	Verhältnis der örtlichen Nußelt-Zahlen zur mittleren Nußelt-Zahl Nu_1/Nu in der Hauptmeßebeue bei Zunahme des Massenstroms für $p/d = 1,60$ bei $Pr = 2,55$ 83
Tabelle 2	Verhältnis der örtlichen Nußelt-Zahlen zur mittleren Nußelt-Zahl Nu_1/Nu in der Hauptmeßebeue bei Zunahme des Massenstroms für $p/d = 1,25$ bei $Pr = 3,03$ 84
Tabelle 3	Die Temperaturdifferenzen $T_c - \bar{T}_c$ der Flüssigkeit in den Unterkanälen des Bündels bei Zunahme des Massenstroms im Vergleich mit der Temperaturdifferenz $T_w - T_m$ 85
 Verzeichnis der Abbildungen	
Abb. 1	Die Randzone des Strömungsquerschnitts in der Meßstrecke 86
Abb. 2	Querschnitt durch die Hauptmeßebeue der Meßstrecken mit der Anordnung der Temperaturmeßstellen 87
Abb. 3	Längsschnitt durch die Meßstrecke 89
Abb. 4	Einzelheiten der Konstruktion der Meßstrecke 92
Abb. 5	Einwalzvorgang der Thermolemente auf der Oberfläche der Bündelrohre 95
Abb. 6	Schnitt durch ein Bündelrohr mit eingewalzten Thermolementen 95

Abb. 7	Distanzhalter des Rohrbündels mit $p/d=1,25$	96
Abb. 8	Distanzhalter des Rohrbündels mit $p/d=1,60$	97
Abb. 9	Umlenkblech am Strömungseintritt ins Rohrbündel	98
Abb. 10	Montagevorrichtung für den Zusammenbau des Rohrbündels	99
Abb. 11	Austritt der Thermoelemente an der oberen Stirnseite des Rohrbündels unter der Andrückplatte	100
Abb. 12	Meßstrecke mit $p/d=1,25$ vor der Montage- schweißung der Umhüllung in 3 Teilen: - Mantelrohr mit Heizwicklung - Rohrbündel mit Abflußhaube und Durchfüh- rungsplatten der Thermoelemente - Zuflußhaube mit Wellrohrkompensator und Zuflußstützen	101
Abb. 13	Meßstrecke mit $p/d=1,60$ vor der montage- schweißung der Umhüllung	102
Abb. 14	Geöffnete Zuflußhaube der Meßstrecke mit Blendeneinbauten	103
Abb. 15	Stromzuführungen für die Beheizung des Rohrbündels am Oberteil der Meßstrecke	104
Abb. 16	Stromzuführungen für die Beheizung des Mantels der Meßstrecke	105
Abb. 17	Schutzheizung der Meßstrecke zur Vermei- dung radialer Wärmeverluste	106
Abb. 18	Die Meßstrecke nach Einbau im Versuchs- kreislauf	107

	Seite
Abb. 19	Schema des Versuchskreislaufs 108
Abb. 20	Ansicht des Versuchskreislaufs 110
Abb. 21	Bedienungsstand des Kreislaufs mit Temperaturschreibern, Regeltransfor- matoren, Sicherheitseinrichtungen 111
Abb. 22	Die Geräte zur Bestimmung der Tempera- turen in der Meßstrecke: - Meßstellenumschalter - Gleichspannungskompensator - Null- Indikator 112
Abb. 23	Schema der gemessenen Temperaturdiffe- renzen in der Meßstrecke 113
Abb. 24	Die Verhältnisse der örtlichen NuBelt- Zahlen zu den mittleren NuBelt-Zahlen Nu_1/Nu im Querschnitt der Hauptmeße- ebene bei einem Versuch im unteren Bereich der gemessenen Reynolds-Zahlen 114
Abb. 25	Die Verhältnisse der örtlichen NuBelt- Zahlen zu den mittleren NuBelt-Zahlen Nu_1/Nu im Querschnitt der Hauptmeße- ebene bei einem Versuch im oberen Bereich der gemessenen Reynolds-Zahlen 115
Abb. 26	Die Verhältnisse der örtlichen NuBelt- Zahlen zu den mittleren NuBelt-Zahlen Nu_1/Nu auf dem Zentralrohr der Meßstrek- ke für $p/d=1,60$ bei $Pr=2,55$ 116
Abb. 27	Die Verhältnisse der örtlichen NuBelt- Zahlen zu den mittleren NuBelt-Zahlen Nu_1/Nu auf dem Zentralrohr der Meß- strecke für $p/d=1,25$ bei $Pr=3,03$ 117

	Seite
Abb. 28	Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen in Achsrichtung des Bündels zu den mittleren Nußelt-Zahlen der Hauptmeßebene in Abhängigkeit der Reynolds-Zahlen für $p/d=1,60$ bei $Pr=3,03$ 118
Abb. 29	Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen in Achsrichtung des Bündels zu den mittleren Nußelt-Zahlen der Hauptmeßebene in Abhängigkeit der Reynolds-Zahlen für $p/d=1,60$ bei $Pr=13,9$ 119
Abb. 30	Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen in Achsrichtung des Bündels zu den mittleren Nußelt-Zahlen der Hauptmeßebene in Abhängigkeit der Reynolds-Zahlen für $p/d=1,25$ bei $Pr=3,6$ 120
Abb. 31	Das Verhältnis der Widerstandszahl ζ im Rohrbündel zur Widerstandszahl ζ_T des glatten Rohres in Abhängigkeit des Teilungsfaktors p/d 121
Abb. 32	Die Widerstandszahlen ζ in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl Re 122
Abb. 33	Die Werte der Funktion $f(Pr)$ in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl Pr 123
Abb. 34	Die Hilfsfunktion $f(Pr)/Pr-1,3$ in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl Pr 124
Abb. 35	Die mittleren Nußelt-Zahlen Nu in der Hauptmeßebene in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl Re für $p/d=1,60$ 125
Abb. 36	Die mittleren Nußelt-Zahlen Nu in der Hauptmeßebene in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl Re für $p/d=1,25$ 126

Abb. 37	Die mittleren Stanton-Zahlen St in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl Pr bei $Re=30\ 000$. Die experimentellen Werte der vorliegenden Arbeit im Vergleich mit den theoretischen Ergebnissen von DEISSLER/9/	127
Abb. 38	Die mittleren Nußelt-Zahlen Nu in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl Pr für verschiedene Werte von Re	128
Abb. 39	Die Meßwerte $Nu/Pr^{0,4}$ in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl Re für $p/d=1,60$	129
Abb. 40	Die Meßwerte $Nu/Pr^{0,4}$ in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl Re für $p/d=1,25$	130
Abb. 41	Der Einfluß des Teilungsfaktors p/d auf die Nußelt-Zahl Nu . Vergleich der vorliegenden Messungen mit GRÄBER /12/ und WEISMAN /25/ bei $Pr=3$ und $Pr=14$	131
Abb. 42	a) Vergleich der mittleren Nußelt-Zahlen Nu für $p/d=1,60$ bei Beheizung und ohne Beheizung des Mantels der Meßstrecke bei $Pr=3,6$ b) Der Einfluß der Wärmestromdichte q_B auf die Nußelt-Zahlen Nu	133
Abb. 43	Vergleich der mittleren Nußelt-Zahlen Nu für $p/d=1,60$ bei Beheizung und ohne Beheizung des Mantels der Meßstrecke bei $Pr=13,9$..	134
Abb. 44	Vergleich der mittleren Nußelt-Zahlen Nu für $p/d=1,25$ bei Beheizung und ohne Beheizung des Mantels der Meßstrecke bei $Pr=3,6$...	135

BEZEICHNUNGEN

a	Konstante
A	Konstante
b	Exponent
B	Konstante
c	Exponent
c_p	Spezifische Wärme des Strömungsmediums [J/kg grad]
C	Exponent
d	Außendurchmesser der Rohre im Bündel [m]
d'	Durchmesser der Zylinderfläche, auf welcher die Heißlötstellen der Thermoelemente in den Bündelrohren liegen [m]
d_h	hydraulischer Durchmesser des gesamten Strömungsquerschnitts in der Meßstrecke [m]
d_{hM}	hydraulischer Durchmesser in der Randzone der Meßstrecke [m]
$d_{h\infty}$	hydraulischer Durchmesser des unendlich ausgedehnten Rohrbündels [m]
d_v	Durchmesser des engsten Querschnitts der Venturidüse [m]
D	Innendurchmesser des Mantelrohrs der Meßstrecke [m]
D'	Teilkreisdurchmesser der ersten Füllkörperreihe [m]
D''	Teilkreisdurchmesser der zweiten Füllkörperreihe [m]
E	Elektrische Thermokraft der Thermoelemente [μ V]
f	Strömungsquerschnitt eines Einzelrohrs im Bündel [m ²]
f_B	Strömungsquerschnitt der ungestörten Kernzone des Bündels [m ²]
f_M	Strömungsquerschnitt in der Randzone der Meßstrecke [m ²]

F	Gesamtquerschnitt des Strömungsraums der Meßstrecke [m^2]
g	Konstante
G	Massenstrom des Strömungsmediums im Gesamtquerschnitt der Meßstrecke [kg/s]
G_B	Massenstrom in der Kernzone des Bündels [kg/s]
G_M	Massenstrom in der Randzone der Meßstrecke [kg/s]
k	Konstante
l_h	Länge in Achsrichtung des Bündels von Beginn der Beheizung gerechnet [m]
L	Beheizte Gesamtlänge der Meßstrecke [m]
m	Konstante
m_v	Querschnittsverhältnis in der Venturidüse
n	Konstante
p	Achsabstand der Rohre im Bündel [m]
ΔP	Druckabfall im Rohrbündel [bar]
P_1	Statischer Druck am Eintritt in die Venturidüse [bar]
P_2	Statischer Druck im engsten Querschnitt der Venturidüse [bar]
q_B	Wärmestromdichte auf der Oberfläche der Rohre des Bündels [W/m^2]
q_M	Wärmestromdichte auf der Innenfläche des Mantelrohrs der Meßstrecke [W/m^2]
Q_i	Heizleistung eines Einzelrohres im Bündel [W]
Q_B	Gesamter vom Rohrbündel übertragener Wärmestrom [W]
Q_M	Gesamter vom Mantel der Meßstrecke übertragener Wärmestrom [W]

S_h	Beheizte Oberfläche des Rohrbündels [m^2]
T_c	Temperatur der Flüssigkeit im Mittelpunkt eines Unterkanales zwischen drei benachbarten Röhren [$^{\circ}C$]
\bar{T}_c	Gemittelter Wert von T_c aus 13 Einzelmessungen an verschiedenen Positionen der Hauptmeßebene [$^{\circ}C$]
T_e	Temperatur der Flüssigkeit am Eintritt in die Meßstrecke [$^{\circ}C$]
T_m	Mittlere Mischungstemperatur der Flüssigkeit im Strömungsquerschnitt der Meßebeue [$^{\circ}C$]
T_s	Temperatur der Flüssigkeit am Austritt aus der Meßstrecke [$^{\circ}C$]
T_w	Wandtemperatur auf der Oberfläche der Bündelrohre [$^{\circ}C$]
T'_w	Angezeigte Temperatur der Thermolemente in der Rohrwand [$^{\circ}C$]
U	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit der Flüssigkeit im Strömungsquerschnitt [m/s]
z	Anzahl der Rohre im Bündel
z_1	Substitution nach Gleichung (3)
z_2	Substitution nach Gleichung (4)
z_{f1}	Anzahl der Füllkörper auf dem Teilkreis D'
z_{f2}	Anzahl der Füllkörper auf dem Teilkreis D''

Griechische Symbole

α	Wärmeübergangszahl [W/m ² grad]
β_1	Zentriwinkel der Füllkörperabschnitte auf dem Teilkreis D'
β_2	Zentriwinkel der Füllkörperabschnitte auf dem Teilkreis D''
ζ	Widerstandszahl des Rohrbündels
ζ_T	Widerstandszahl des glatten Kreisrohrs
η	Verlustfaktor
λ	Wärmeleitfähigkeit [W/m grad]
μ	dynamische Viskosität des Strömungsmediums [kg/ms]
ρ	Dichte [kg/m ³]

Dimensionslose Kennzahlen

p/d	Teilungsfaktor des Rohrbündels
$Nu = \frac{\alpha d_{h\infty}}{\lambda}$	Nußelt-Zahl
Nu_1	Örtliche Nußelt-Zahl in der Hauptmeßebe
Nu_x	Örtliche Nußelt-Zahl in Achsrichtung des Bündels
Nu_∞	Nußelt-Zahl nach beendetem thermischem Anlauf
$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$	Prandtl-Zahl
Pr_w	Prandtl-Zahl an der Rohrwand
$Re = \frac{G d_{h\infty}}{F \mu}$	Reynolds-Zahl
$St = \frac{\alpha F}{G c_p}$	Stanton-Zahl

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DES WÄRMEÜBERGANGS IN PARALLEL
DURCHSTRÖMTEN ROHRBÜNDELN BEI KONSTANTER WÄRMESTROMDICHTHE
IM BEREICH MITTLERER PRANDTL-ZAHLEN*)

1. EINLEITUNG

Eine wichtige Anwendung haben Rohrbündel in jüngster Zeit bei der Wärmeübertragung in Brennstabanordnungen von Kernreaktoren gefunden. Die genaue Kenntnis der Gesetzmäßigkeiten des Wärmeübergangs in solchen Geometrien ist dabei von besonderer Bedeutung.

Die Berechnung des Druckabfalls und des Wärmeübergangs in nicht kreisförmigen Strömungskanälen wird gewöhnlich anhand von Beziehungen durchgeführt, die für Kreisrohre gewonnen wurden. Der Einfluß der Geometrie wird dabei durch Einführen eines gleichwertigen hydraulischen Durchmessers berücksichtigt. Bei der Parallelströmung in einem Rohrbündel ist jedoch der hydraulische Durchmesser allein zur Charakterisierung der Strömungsgeometrie nicht ausreichend. Als zusätzlicher Parameter wird zweckmäßigerweise der Teilungsfaktor eingeführt, d.h. der Quotient aus dem Achsabstand der Rohre und ihrem Außendurchmesser.

Insbesondere im Hinblick auf spezielle Erfordernisse der Kerntechnik sind in den letzten Jahren einige experimentelle Untersuchungen des Wärmeübergangs in parallel durchströmten Rohrbündeln bekannt geworden /1/, /2/, /3/, /4/, /5/, /6/. Ein Vergleich der Ergebnisse dieser Arbeiten ist sehr erschwert, da sich die einzelnen Versuchsanordnungen hinsichtlich des Aufbaus, der Rohrzahl, der thermischen Randbedingun-

*) Manuskript erhalten am 10. März 1969.

gen, der Meßtechnik erheblich unterschieden. Das als Vergleichsgrundlage heranzuziehende Modell eines unendlich ausgedehnten Rohrbündels mit konstanter Wärmestromdichte auf sämtlichen Rohren war daher nicht in genügender Weise angenähert.

Die analytische Behandlung des Wärmeübergangs in Rohrbündeln wird dadurch kompliziert, daß die in einfachen Strömungsgeometrien wie Kreisrohren oder Rechteckkanälen gültigen universellen Gesetze der dimensionslosen Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung nicht unmittelbar auf andere Strömungsquerschnitte übertragen werden können. Zur Berechnung des Geschwindigkeits- und Temperaturfeldes im Strömungsraum des Bündels unter Anwendung von bekannten universellen Gesetzen z.B. von DEISSLER /7/ oder REICHARDT /8/ werden daher weitere vereinfachende Annahmen notwendig. DEISSLER und TAYLOR /9/ bestimmten die Geschwindigkeits- und Temperaturprofile in solchen Strömungsquerschnitten mit Hilfe eines graphischen Verfahrens und berechneten daraus die örtlichen und mittleren Nußelt-Zahlen auf der Rohroberfläche.

Ein anderer Lösungsweg, der den Arbeiten von DWYER und TU /10/, OSMACHKIN /11/, GRÄBER /12/ zugrundeliegt, ist die Annäherung des vorhandenen Strömungsquerschnitts durch einen geometrisch einfacheren, physikalisch sinnvollen Modellquerschnitt. Im Falle des Rohrbündels in Dreieckteilung wird der einem Einzelrohr zugeordnete Strömungsquerschnitt, der nach

außen von einem Hexagon begrenzt ist, durch einen Kreisring gleichen Flächeninhalts ersetzt. Auf der äußeren Begrenzungslinie verschwinden die Gradienten der radialen Geschwindigkeits- und Temperaturprofile.

Die Resultate der einzelnen theoretischen Analysen unterscheiden sich auf Grund der getroffenen Voraussetzungen insbesondere hinsichtlich der absoluten Höhe der errechneten Wärmeübergangszahlen. Die Übereinstimmung der erwähnten experimentellen Untersuchungen mit den theoretischen Arbeiten ist wenig befriedigend durch die starke Streuung der Ergebnisse. Insbesondere konnte der Einfluß der Rohrteilung auf den Wärmeübergang nicht im Einklang mit den theoretischen Überlegungen nachgewiesen werden.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit war die Messung der Wärmeübergangszahlen bei konstanter Wärmestromdichte in einer Versuchsanordnung, die ein unendlich ausgedehntes Rohrbündel in Dreieckteilung annähert. Die Ausbildung der Meßstrecken richtete sich nach der Herstellung der hydrodynamischen und thermischen Randbedingungen für diesen Fall. Im einzelnen wurde die Abhängigkeit des Wärmeübergangs bei turbulenter Strömung im Bündel von folgenden Größen untersucht:

- der Reynolds-Zahl
- der Prandtl-Zahl
- dem Teilungsfaktor der Rohre
- der Wärmestromdichte
- der thermischen Einlaufstrecke

2. DIE VERSUCHSEINRICHTUNGEN

2.1. DIE MESSTRECKEN

2.1.1. DIE AUSLEGUNG DER MESSTRECKEN

2.1.1.1. GRUNDLEGENDE GESICHTSPUNKTE DER KONSTRUKTION

Beim Aufbau der Meßstrecken wurde angestrebt, die hydraulischen und thermischen Verhältnisse eines unendlich ausgedehnten Rohrbündels durch Verwendung einer möglichst großen Anzahl von Rohren anzunähern. Störungen des "idealen" Geschwindigkeitsfeldes, die in der Randzone durch den umschließenden Mantel auftreten, wirken sich dann nicht bis ins Kerngebiet des Bündels aus. Die Rohrzahl und -Größe wurden daher so bemessen, daß in einem zu erstellenden Versuchskreislauf im Rahmen eines Laboratoriumsaufbaus die Untersuchungen in einem technisch interessanten Bereich durchgeführt werden konnten.

Die untersuchten Bündel enthielten Rohre mit einem Außendurchmesser $d=12$ mm in Dreiecksanordnung. Bei der ersten Meßstrecke betrug das Verhältnis des Achsabstandes der Rohre zum Außendurchmesser 1,60 und bei der zweiten 1,25.

Die Gestaltung des Einlaufs wurde im Hinblick auf einen gleichmäßigen Zustrom der Flüssigkeit über den gesamten Umfang am Eintritt ins Bündel ausgebildet.

Thermische Störungen im Randgebiet wurden durch eine Beheizung des Mantels ausgeglichen.

Die Messung der Wandtemperaturen der beheizten Rohre im Bündel erfolgte unmittelbar an der Oberfläche durch eingewalzte Thermolemente. Diese Temperaturmeßstellen waren an zahlreichen Stellen in einer Hauptmeßebene über den ganzen Querschnitt des Bündels angeordnet.

Zur Beheizung des Bündels dienten separate elektrische Heizwiderstände, die in die Rohre auswechselbar eingebaut waren.

Die Länge der Rohre richtete sich nach der Forderung, daß die Hauptmeßebene jenseits der hydrodynamischen und thermischen Anlaufstrecke liegt.

Der umschließende Mantel hatte eine kreiszylindrische Form mit einem Innendurchmesser, der einer genormten Kohrabbmessung entsprach. Unter Wahrung der gewählten Kohrteilung und des Rohrdurchmessers im Bündel bis zum Rand werden dadurch vom Mantel die außen liegenden Rohre angeschnitten. Die auf diese Weise entstehenden Abschnitte blieben als Füllkörper erhalten, wodurch im Strömungsgebiet der Randzone Hohlräume vermieden wurden, die größer waren als im Kerngebiet.

Die gewählte Anzahl von 31 Rohren im Bündel war dann bestimmend für die Größe der Gesamtanlage.

2.1.1.2 GEOMETRISCHE GRUNDLAGEN

Einem Einzelrohr des Bündels ist der Strömungsquerschnitt f zugeordnet, der durch ein Hexagon eingegrenzt ist, auf welchem in der Strömung die radialen Schubspannungen verschwinden:

$$f = \frac{\pi}{4} d^2 \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right] \quad (1)$$

Nach der üblichen Definition lautet die Beziehung für den hydraulischen Durchmesser $d_{h\infty}$ eines Bündels mit einer unendlichen Anzahl von Rohren:

$$d_{h\infty} = \frac{4 f}{\pi d} = d \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right] \quad (2)$$

Für eine endliche Anordnung mit einer zylindrischen Umhüllung nach Abb. 1 lautet die Beziehung für den hydraulischen Durchmesser d_h unter Berücksichtigung der Gegebenheiten im Randgebiet:

$$d_h = \frac{D^2 - d^2 \left[z + z_{f1} \left(1 - \frac{\beta_1}{360} + \frac{\sin\beta_1}{2\pi} \right) + z_{f2} \left(1 - \frac{\beta_2}{360} + \frac{\sin\beta_2}{2\pi} \right) + \dots \right]}{D + d \left[z + z_{f1} \left(1 - \frac{\beta_1}{360} - \frac{\sin\beta_1/2}{\pi} \right) + z_{f2} \left(1 - \frac{\beta_2}{360} - \frac{\sin\beta_2/2}{\pi} \right) + \dots \right]}$$

hierin bedeutet:

D der Innendurchmesser des Mantelrohrs

d der Außendurchmesser der Bündelrohre

z die Anzahl der durch den Mantel nicht angeschnittenen Bündelrohre mit $d = 12$ mm

z_{f1} die Anzahl der Füllkörper gleicher Größe auf dem Teilkreis D'

z_{f2} die Anzahl der Füllkörper gleicher Größe auf dem Teilkreis D''

$$\beta_1 = 2 \arccos \left(\frac{D}{d} - m \frac{p}{d} \right) ; m = 6$$

$$\beta_2 = 2 \arccos \left(\frac{D}{d} - m \frac{p}{d} \right) ; m = 6,9282$$

Der Faktor m errechnet sich nach der Anzahl der Rohre und Füllkörper $z + z_{f1}$ und $z + z_{f1} + z_{f2}$ zu

$z + z_{f1} (+ z_{f2})$	m
7	2
13	3,4642
19	4
31	5,2916
37	6
43	6,9282

Unter Einführung der folgenden Abkürzungen

$$z_1 = z + z_{f1} \left(1 - \frac{\beta_1}{360} + \frac{\sin \beta_1}{2\pi} \right) + z_{f2} \left(1 - \frac{\beta_2}{360} + \frac{\sin \beta_2}{2\pi} \right) \quad (3)$$

$$\text{und } z_2 = z + z_{f1} \left(1 - \frac{\beta_1}{360} - \frac{\sin \beta_1 / 2}{\pi} \right) + z_{f2} \left(1 - \frac{\beta_2}{360} - \frac{\sin \beta_2 / 2}{\pi} \right) \quad (4)$$

$$\text{ergibt sich } d_h = \frac{D^2 - d^2 z_1}{D + d z_2} \quad (5)$$

Für die Randzone allein läßt sich der hydraulische Durchmesser d_{hM} wie folgt definieren:

$$d_{hM} = \frac{D^2 - d^2 \left[z \frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d}\right)^2 + z_1 - z \right]}{D + d (z_2 - z)} \quad (6)$$

Im Idealfall ist die Anordnung gekennzeichnet durch die Gleichheit des tatsächlich vorhandenen hydraulischen Durchmessers mit dem des unendlich ausgedehnten Bündels. Dann ist

$$d_h = d_{h\infty}$$

oder
$$d \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d}\right)^2 - 1 \right] = \frac{D^2 - d^2 z_1}{D + d z_2}$$

Diese Forderung war bei der Meßstrecke mit dem Teilungsfaktor $p/d = 1,25$ mit sehr guter Annäherung erreicht.

Bei $p/d = 1,60$ ergab sich jedoch für das Randgebiet ein kleinerer hydraulischer Durchmesser als für eine unendlich ausgedehnte Anordnung. Eine Angleichung von d_h an $d_{h\infty}$ war auch bei Variation des Teilungsfaktors innerhalb sinnvoller Grenzen ($1,55 < p/d < 1,65$) nicht möglich unter Beibehaltung der übrigen geometrischen Gegebenheiten.

Der gesamte freie Strömungsquerschnitt in der Meßstrecke berechnet sich zu

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - z_1 d^2) \quad (7)$$

Für die ungestörte Kernzone definiert man den Strömungsquerschnitt nach der Beziehung

$$f_B = z \frac{\pi d^2}{4} \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d}\right)^2 - 1 \right] \quad (8)$$

Schließlich wird dann der Strömungsquerschnitt der durch den Mantel und die Füllkörper beeinflussten Randzone

$$f_M = F - f_B = \frac{\pi}{4} \left\{ D^2 - z_1 d^2 - z d^2 \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d}\right)^2 - 1 \right] \right\} \quad (9)$$

2. 1.1.3. DIE WÄRMEZUFUHR IN DER MESSTRECKE

Im Strömungsgebiet zwischen den äußeren Rohren und dem umschließenden Mantel wurde der Wärmestrom, welcher bei einem unendlich ausgedehnten Bündel von außen über die wegfallenden und angeschnittenen Rohre zufließen würde, durch eine Beheizung der Umhüllung anteilmäßig kompensiert. Die mittlere Mischungstemperatur der Flüssigkeit in der Randzone wurde dadurch auf den selben Wert wie im Kerngebiet des Bündels gebracht. Dabei gilt dann, daß das Verhältnis des von außen zugeführten Wärmestroms zu dem Wärmestrom, der über die Rohre des Bündels eintritt, den selben Wert hat wie das Verhältnis der Massenströme im Randgebiet und Kerngebiet:

$$\frac{Q_M}{Q_B} = \frac{G_M}{G_B}$$

Es bezeichnen:

Q_M der im Randgebiet über den Mantel zugeführte Wärmestrom

Q_B der im Kerngebiet über das Rohrbündel zugeführte Wärmestrom

G_M der Massenstrom der Flüssigkeit im Strömungsquerschnitt f_M des Randgebiets

G_B der Massenstrom der Flüssigkeit im Strömungsquerschnitt f_B des Kerngebiets

Da der statische Druck über den Gesamtquerschnitt in einer bestimmten Höhe konstant ist, gilt für das Verhältnis der Massenströme im Rand- und Kerngebiet:

$$\frac{G_M}{G_B} = \sqrt{\frac{f_M^2 d_{hM}}{f_B^2 d_{h\infty}}}$$

Damit ergibt sich:

$$\frac{Q_M}{Q_B} = \frac{f_M}{f_B} \sqrt{\frac{d_{hM}}{d_{h\infty}}} \quad (10)$$

Bei Einführung der Wärmestromdichte auf der Innenfläche des Mantels q_M und auf den Rohren des Bündels q_B lautet die Beziehung:

$$\frac{q_M}{q_B} = \frac{\frac{D^2}{2} - z_1 - z \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d}\right)^2 - 1 \right]}{\frac{D}{d} \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d}\right)^2 - 1 \right]} \sqrt{\frac{d_{hM}}{d_{h\infty}}} \quad (11)$$

q_M ist hierbei der auf die glatte Zylinderfläche des Mantels bezogene Wärmestrom.

Bei einer festgelegten Leistung der Heizelemente im Bündel läßt sich anhand der angegebenen Beziehungen die Leistung der Randbeheizung bestimmen.

Anmerkung:

Bei Ausstattung der Randzone mit nur unbeheizten Füllkörpern errechnet sich das Verhältnis der Wärmestromdichte auf dem Mantel zu dem des Bündels nach Gleichung (11)

$$\text{für} \quad p/d = 1,60: \quad q_M/q_B = 0,62$$

$$\text{und für} \quad p/d = 1,25: \quad q_M/q_B = 1,67$$

Danach würde sich für die Meßstrecke mit dem Teilungsfaktor $p/d = 1,25$ auf der Mantelinnenfläche eine wesentlich höhere Wärmestromdichte als auf den Bündelrohren ergeben. Dies hätte im Randgebiet eine starke Abweichung des Temperaturfeldes von dem im Kerngebiet zur Folge, die sich bei der gedrängten Anordnung in der Nähe des Bündels störend bemerkbar machen würde. Zur besseren Anpassung der Wärmekompensation an die Geometrie wurden deshalb bei $p/d = 1,25$ die Füllkörper der inneren Reihe als beheizte Rohre mit einem Außendurchmesser von 10 mm ausgebildet. Der freie Strömungsquerschnitt und der hydraulische Durchmesser der Randzone blieben dadurch erhalten. Die Anordnung dieser Rohre bezüglich des Bündels erfolgte so, daß ihr

Mindestabstand zu den benachbarten Rohren den Werten im Innern des Bündels entsprach. Unter diesen Voraussetzungen reduzierte sich dann der Quotient der Wärmestromdichte für

$$p/d = 1,25 \text{ zu } q_M/q_B = 0,96.$$

Die Ausbildung der Querschnitte für die beiden untersuchten Meßstrecken ist in Abbildung 2 dargestellt.

Die wichtigsten Abmessungen der Meßstrecken sind in der nachfolgenden Übersicht zusammengestellt.

Teilungsfaktor p/d	1,60	1,25
Innerer Durchmesser des Mantels D [m] $\cdot 10^3$	124,75	100
Äußerer Durchmesser der Bündel- rohre d [m] $\cdot 10^3$	12	12
Anzahl der Rohre mit $d=12$ mm im Bündel z	31	31 + 6 be- heizte Füllrohre mit $d=10$ mm
Zentralabstand der Rohre p [m] $\cdot 10^3$	19,2	15
Beheizte Länge der Meßstrecke L [m] $\cdot 10^3$	1260	630
Beheizte Länge bis zur Hauptmeß- ebene l_h [m] $\cdot 10^3$	1085	455
Quotient aus beheizter Länge und hydraulischem Durchmesser an der Hauptmeßebe $l_h / d_{h\infty}$	49,5	52,4
Gesamter Strömungsquerschnitt der Meßstrecke F [m ²] $\cdot 10^4$	80,7	36,8
Strömungsquerschnitt der Kern- zone f_B [m ²] $\cdot 10^4$	64	25,3
Strömungsquerschnitt der Rand- zone f_M [m ²] $\cdot 10^4$	16,7	11,5
Hydraulischer Durchmesser der Meßstrecke d_h [m] $\cdot 10^3$	19,0	8,71
Hydraulischer Durchmesser der un- endlichen Anordnung (im Kerngebiet des Bündels) $d_{h\infty}$ [m] $\cdot 10^3$	21,9	8,68
Hydraulischer Durchmesser der Rand- zone d_{hM} [m] $\cdot 10^3$	12,6	8,76

2.1.2. DER AUFBAU DER MESSTRECKEN

Ein schematischer Längsschnitt durch eine Meßstrecke ist in Abb. 3 dargestellt. Sämtliche mit der Flüssigkeit in Berührung kommende Teile waren, soweit nicht anders angegeben, aus austenitischem Stahl mit 18 % Cr, 9 % Ni und 2,5 % Mo hergestellt. Der Zusammenbau der Einzelteile erfolgte durch elektrische Schutzgasschweißung. Die Dichtheit wurde in einem Heliumlecktest mit einem Massenspektrometer überprüft. Die Auswahl der Werkstoffe und Herstellungsverfahren erfolgte im Hinblick auf eine Korrosionsbeständigkeit gegenüber Alkalimetallen, da die Anlage in späteren Versuchen mit einer Legierung aus Natrium und Kalium bei 400° C betrieben wurde.

Das Rohrbündel bestand aus Doppelwandrohren, bei denen auf ein Kernrohr aus austenitischem Stahl ein Außenrohr aus sauerstofffreiem Kupfer kalt aufgezogen wurde. Die Wärmeausdehnungszahlen von Kupfer und austenitischem Stahl sind annähernd gleich groß. Beim Ziehen entstand eine sehr glatte Oberfläche. Anschließend wurden die Rohre auf galvanischem Wege mit einer 5 μ dicken Nickelschicht überzogen, die als Korrosionsschutz diente. Dreizehn dieser Rohre waren an ihrer Oberfläche mit Thermoelementen ausgerüstet. Zu diesem Zweck wurden in das Kupferrohr schmale Längsrillen eingefräst, in welche ummantelte Chromel- Alumel- Thermoelemente mit einem Durchmesser von 1 mm mit einer dem Rohr angepaßten Profilwal-

ze fest eingedrückt wurden. Wie das Schnittfoto in Abb. 6 zeigt, ist die Rille ohne Zwischenräume ausgefüllt und die Oberflächenrundung des Rohres wieder hergestellt. Das Einwalzverfahren geht aus Abb. 5 hervor.

In der Hauptmeßebe, die in beiden Meßstrecken um etwa den 50-fachen Betrag des hydraulischen Durchmessers stromab vom Beginn der Beheizung lag, waren 36 dieser Temperaturmeßstellen entsprechend der Darstellung in Abb. 2 an verschiedenen Stellen über den Gesamtquerschnitt verteilt. Auf dem Zentralrohr lagen 6 Thermoelemente jeweils abwechselnd um einen Winkel von 30° und 90° versetzt und auf den übrigen Rohren je drei Elemente um 120° versetzt. Auf zwei weiteren Rohren waren außerdem 12 Thermoelemente in verschiedenen Entfernungen vom Beginn der Beheizung eingebaut, die mit fortschreitendem Abstand l_h um 60° auf dem Rohrumfang versetzt waren. Die auf den hydraulischen Durchmesser bezogene Länge l_h betrug für diese Temperaturmeßstellen:

Position der Meßstelle nach Abb. 2	$l_h / d_{h\infty}$	
	$p/d=1,60$	$p/d=1,25$
52	3,98	3,17
34	6,38	6,34
53	8,77	8,36
33	11,2	11,0
54	13,6	13,6
32	16,0	16,1
55	20,8	21,3
31	25,6	26,5
56	30,3	31,7
36	35,1	36,9
51	39,9	42,3
35	44,7	47,2
Hauptmeßebe	49,5	52,4

Um die einzelnen Rohre auf der ganzen Länge und insbesondere in Höhe der Hauptmeßebene in ihrem vorgeschriebenen gegenseitigen Abstand zu fixieren, war die Zentrierung in den beiden Bodenplatten an den Enden nicht ausreichend. Deshalb waren in das Bündel in ungefähr gleichen Längsabständen Distanzhalter nach Abb. 7 und 8 eingebaut. Sie bestanden aus Rohrhülsen mit einer Bohrung von 12,03 mm und einer Wanddicke von 0,3 mm, welche durch Stege von 0,5 mm Dicke verbunden waren. Außerdem waren zwischen den Hülsen kleine Kanülen angeordnet, die zur Aufnahme von Thermoelementen dienten, welche in den Strömungsraum zur Temperaturmessung der Flüssigkeit hineinragten. Die gesamte Einheit wurde in einer Präzisionsform im Vakuumofen bei 980° C mit einer Ni-Cr- Lötmasse verbunden. Durch die geringe Dicke der verwendeten Teile blieb die Beeinflussung der Strömung unwesentlich.

An den Rohrenden des Bündels wurden zum Zusammenbau die austenitischen Kernrohre durch Abdrehen des Kupfers freigelegt und in die beiden Bodenplatten eingeschweißt (Abb. 4C).

Die äußere Umhüllung der Meßstrecke bestand aus dem Mantelrohr sowie einer Zufluß- und Abflußhaube. Zum Ausgleich von Wärmedehungen zwischen Bündel und Mantel war ein Wellrohrkompensator eingebaut. Das Mantelrohr ragte soweit in die Zuflußhaube, daß ein direktes seitliches Anströmen des Bündels von der im Eintrittsstutzen zugeführten Flüssigkeit vermieden wurde. Zur Erzielung eines über den Umfang gleichmäßig verteil-

ten Zustroms waren auf das Mantelrohr radiale Blenden aufgesetzt, die sich mit zunehmendem Abstand vom Eintrittsstutzen verbreiterten (Abb. 14). Am Strömungseintritt ins Bündel saßen zwei übereinanderliegende trichterförmige Umlenkbleche (Abb. 9) zur Verbesserung des Zustroms in der Randzone.

Die Thermoelemente in der Meßstrecke wurden am Ober- teil der Abflußhaube unter einer Andrückplatte radial zum Rand geführt (Abb. 11) und in zwei Rohrstutzen zusammengefaßt, wo sie durch eine Lochplatte ins Freie austraten. An diesem Durchtritt war jedes Thermoelement in einen Durchführungsstopfen eingelötet, der beim Zusammenbau in die Lochplatte eingeschweißt wurde (Abb. 4 B).

Sämtliche Oberflächen der Bestandteile der Meßstrecke wurden vor dem Zusammenbau sorgfältig mit Trichloräthylen gereinigt.

Die Verbindungen der freien Enden der Thermoelemente mit den Anschlußleitungen, die zu den Meßinstrumenten führten, wurden in einen Thermostat eingelassen. Zu diesem Zweck waren die Chromel- und Alumel- Enden der Thermoelemente an Kupferleitungen angelötet. Diese Verbindungen wurden mit Paraffin überzogen und in ein Glasröhrchen eingeführt, in das einige Tropfen Öl zum thermischen Kontakt eingefüllt waren (Abb. 4 A). Sämtliche dieser so vorbereiteten Kaltlötstellen tauchten in ein Dewargefäß, das mit schmelzendem Eis gefüllt war, welches mit Hilfe eines Rührwerks ständig gemischt wurde.

Die Beheizung

Zur Auswahl geeigneter Heizkörper für das Rohrbündel waren folgende Gesichtspunkte maßgebend:

- Erforderliche Wärmestromdichte auf der Rohroberfläche: $q_B \approx 10 \text{ W/cm}^2$
- Gleichmäßiger Wärmestrom auf der ganzen Oberfläche des Heizelements
- Genau definierter Beginn der Wärmeentwicklung in Längsrichtung
- Sicherheit gegen Funkenüberschlag
- Leichte Auswechselbarkeit
- Gute Haltbarkeit

Vorversuche unter Betriebsbedingungen zum Erproben der Dauerbelastbarkeit (500 h) verschiedener Ausführungen von Heizelementen führten zu den besten Resultaten bei Verwendung von Heizleitern aus Konstantan mit großem Leitungsquerschnitt. Der Aufbau der Heizelemente ist aus Abb. 4 D ersichtlich. Der Heizleiter war durch eine Schicht aus gepreßtem Magnesiumoxyd von einer Umhüllung aus hitzebeständigem Stahl isoliert. Der elektrische Widerstand betrug $0,152 \text{ } \Omega/\text{m}$. Die Länge entsprach der freien Länge des umschließenden Mantels zwischen den Hauben für Zufluß und Abfluß, wodurch die Heizzonen des Bündels und des Mantels auf derselben Höhe lagen.

Die Stromzuführungen zu den Heizelementen innerhalb der Rohre waren in der selben Weise aufgebaut, wobei der stromführende Teil aus Kupfer bestand und einen größeren Querschnitt als der Heizleiter aufwies. Die Heizdrähte wurden durch eine Argon-Schutzgasschweißung unter geringem Zusatz von 18/8- Stahl mit den Kupferzuführungen verbunden.

Die Heizelemente waren in Einzelstromkreisen zusammengefaßt, in denen sie in Serie geschaltet wurden. Die Überbrückung der Enden erfolgte zu diesem Zweck mit Kupferbügeln, die auf Isolierstoffplatten ruhten. Dadurch war die Einheit in ihrer Höhenlage fixiert (Abb. 15). Die Anschlüsse zur Stromquelle der einzelnen Stromkreise waren paarweise an einem Träger aus Isolierstoff auf dem Oberteil der Meßstrecke befestigt.

Die äußere Oberfläche des Mantelrohrs war mit Heizelementen von 2 mm Durchmesser bewickelt, die mit einer dünnen Lage aus Blechband bedeckt waren. Darüber war ein Stahldraht mit Vorspannung eng aufgewickelt, sodaß die Heizwicklung fest an die Rohrwand angepreßt wurde (Abb. 4 E). Die Enden der Heizdrähte wurden radial zu zwei Anschlußsammelschienen aus Kupfer geführt, welche durch einen Isolierring getrennt auf den Hauben am Eintritt und Austritt der Meßstrecke befestigt waren (Abb. 16)

Über die Mantelbeheizung war eine 70 mm dicke Auflage aus Schlackenwolle- Isolierung gelegt, die von einer dünnen

Blechauflage umschlossen war. Darauf wurde als Schutzheizung zur Vermeidung von radialen Wärmeverlusten eine weitere Heizwicklung befestigt nach Abb. 17. Mit Hilfe von zwei Thermo-
elementen, die auf selber Höhe in der erwähnten Isolierung lagen, wurde das Temperaturgefälle in dieser Schicht gemessen. Über der Schutzheizung, sowie an der Zufluß- und Abflußhaube lag eine weitere 70 mm dicke Wärmeisolierung.

Die Stirnseiten der Meßstrecke waren von je zwei 25 mm dicken Isolierstoffplatten aus Asbestmasse bedeckt, die den Durchtritt der Stromzuführungen zu den Heizelementen im Bündel gestatteten.

2.2. DER VERSUCHSKREISLAUF

2.2.1. DAS ROHRLEITUNGSSYSTEM

Der Versuchskreislauf ist in Abb. 19 schematisch dargestellt. Sein Leitungssystem bestand aus austenitischen Stahlrohren mit einer lichten Weite von 100 mm. Sämtliche Verbindungen und Anschlüsse für Krümmer, Abzweigungen, Armaturen usw. waren in Schweißausführung hergestellt. Die Rohrleitung war mit einer 70 mm dicken Wärmeisolierschicht aus Schlackenwolle umgeben.

Die Umwälzpumpe an der höchsten Stelle des Kreislaufs besaß ein freies Flüssigkeitsniveau unter Atmosphärendruck. ¹⁾

1) Es handelte sich um eine Pumpe für Alkalimetalle, in die für die vorliegenden Versuche ein Laufrad und eine Lagerbüchse aus Bronze eingesetzt waren.

Ihre Förderleistung betrug $100 \text{ m}^3/\text{h}$ bei einer Förderhöhe von 50 m. Der Antrieb erfolgte durch einen 35 kW- Motor mit Drehzahlregelung. Die Pumpe wurde durch eine Beipassleitung mit einem Regelventil überbrückt.

Der Kühler war als Doppelrohrwärmeaustauscher mit Kühlung durch Leitungswasser ausgeführt und für eine auszutauschende Leistung von 190 kW ausgelegt. Das entspricht der von der Meßstrecke und der Pumpe maximal abzuführenden Wärmemenge. Dabei war die Austrittstemperatur des zu kühlenden Mediums bei der geringsten vorgesehenen Durchflußmenge auf 65° C begrenzt. Der Kühlwasserdurchsatz betrug maximal $13 \text{ m}^3/\text{h}$. Das Zentralrohr des Wärmetauschers war aus Kupfer mit einer lichten Weite von 52 mm und einer Länge von 8 m. Zur Vermeidung von Durchflußschwankungen des Kühlwassers war am Anschluß des Kühlers an das Wasserleitungsnetz ein Druckregler eingebaut. Der Kühlwasserdurchsatz wurde durch einen Rota- Schwimmermesser angezeigt.

Der Kühler lag in einem Zweigstrom der Hauptleitung und konnte durch entsprechende Betätigung der Drosselventile in der Haupt - und Zweigleitung in jedem gewünschten Verhältnis zum Hauptstrom durchflossen werden.

Für die Regelung des gesamten Flüssigkeitsstroms im Kreislauf standen somit folgende Möglichkeiten zur Verfügung, die einzeln oder kombiniert angewandt wurden:

- Drehzahlregelung der Pumpe
- Bypassregelung an der Pumpe (bei sehr kleinen Durchflußmengen)
- Drosselregelung durch Ventile im Haupt- und Kühlstrom

2.2.2. DIE STROMQUELLEN FÜR DIE BEHEIZUNG DER MESSTRECKEN

Die für die Beheizung des Rohrbündels benötigte elektrische Gesamtleistung von 150 kW wurde vom Netz über einen Haupttransformator mit 200 kVA zugeführt. Auf der Sekundärseite wurde die Leistung dann mit fünf regelbaren Spartransformatoren auf die Einzelstromkreise der in Serie geschalteten Heizelemente weiterübertragen. Dadurch wurde eine stufenlose Regelbarkeit der Heizleistung des ganzen Bündels ermöglicht.

Die für die Beheizung des Mantels vorgesehenen parallel geschalteten Heizdrähte wurden von einem stufenlos regelbaren Generatorsatz mit Gleichstrom versorgt. Eine Induktionswirkung der als Spule aufgebrachten Heizwicklung des Mantels wurde dadurch vermieden. Die maximale Leistungsaufnahme betrug 25 kW.

Die in der Wärmeisolierung liegende Schutzheizung zur Kompensation der radialen Wärmeverluste hatte einen maximalen Leistungsbedarf von 1,5 kW. Sie war an einen regelbaren Spartransformator angeschlossen.

2.2.3. DIE MESSINSTRUMENTE DER VERSUCHSANLAGE

2.2.3.1. DIE GERÄTE ZUR ÜBERWACHUNG DES BETRIEBS DER ANLAGE

Die Versuchsanlage wurde ohne Unterbrechung bei Tag und Nacht betrieben, wodurch der stationäre Zustand erhalten blieb. Längere Wartezeiten, die nach jeder Inbetriebnahme zwangsläufig entstehen, wurden dadurch vermieden. Um das Betriebsrisiko bei Dauerbetrieb zu vermindern, wurden zur Überwachung der Sicherheit die nachfolgend erwähnten Geräte vorgesehen, die bei möglichen Gefahrenzuständen über Steuerkontakte die Anlage teilweise oder ganz stillsetzten.

In die Einzelstromkreise der Beheizung wurden Ampere-meter mit verstellbaren Kontaktgebern eingebaut, die bei Unterschreiten eines Minimalwerts der Stromstärke die gesamte Heizung abschalteten. Es waren außerdem Überstromschutzschalter vorhanden, die bei Erreichen eines Maximalwerts die Heizstromzuführung unterbrachen. Durch diese Vorkehrungen wurde vermieden, daß bei Ausfall eines einzelnen Stromkreises und Weiterbetrieb der übrigen, Wärmespannungen entstehen, die das Bündel gefährden.

Der Isolierwiderstand in den Stromkreisen zwischen den Heizleitern und ihrer Umhüllung wurde durch einen Isolationsmesser mit Kontaktgeber überwacht, der bei Absinken des Isolierwiderstands auf $10 \text{ k}\Omega$ Heizung und Pumpe abschaltete.

Diese Messung bedingte die Verwendung des vorgeschalteten Haupttransformators, dessen gesamter Sekundärstromkreis einschließlich der Spartransformatoren von der Masse isoliert war. Die Überwachung der Isolation der Heizelemente erwies sich als notwendig, weil bei Funkenüberschlag an den Heizelementen bei den herrschenden Stromstärken die umgebenden dünnwandigen Rohre des Bündels sofort zerstört würden, wie auf Grund der Vorversuche zur Erprobung der Heizelemente festgestellt wurde.

Zur Überwachung der Höchsttemperatur des strömenden Mediums im Kreislauf diente ein thermoelektrisches Fernthermometer, das bei Erreichen eines einstellbaren Maximalwerts über Kontaktgeber ebenfalls die gesamte Heizung abschaltete.

Die Betriebstemperaturen in der Pumpe und im Motor wurden mit Bimetallkontakten überwacht, welche bei Überschreiten von zulässigen Werten ein akustisches Signal auslösten.

Bei Ausfall der Pumpe wurde die gesamte Heizung abgeschaltet.

Die Temperaturen des Strömungsmediums an verschiedenen Stellen des Kreislaufs wurden durch Schreibgeräte aufgezeichnet. An den betreffenden Stellen ragten als Meßfühler Thermoelemente in kleinen Stutzen durch die Rohrwand in die Flüssigkeit. Mit Hilfe der Schreiber wurde die Einstellung eines bestimmten Temperaturniveaus erleichtert, und das Erreichen

des stationären Zustands war am Verlauf der Linien einwandfrei zu erkennen. Mit einem Sechsfarbenschreiber wurden dabei folgende Temperaturen der Flüssigkeit im Kreislauf registriert:

- Die Eintritts- und Austrittstemperatur an der Meßstrecke
- Die Austrittstemperatur am Kühler
- Die Mischungstemperatur nach Vereinigung des Zweigstroms durch den Kühler mit dem Hauptstrom
- Die Eintritts- und Austrittstemperatur des Kühlwassers

Die Differenz zwischen der Austrittstemperatur und der Eintrittstemperatur an der Meßstrecke wurde zusätzlich unter Verwendung von separaten Thermoelementen in einem Linienschreiber mit höherer Empfindlichkeit aufgezeichnet.

2.2.3.2. DIE GERÄTE ZUR MESSUNG DER VERSUCHSGRÖSSEN

Die Einrichtungen zur Durchflußmessung

Zur Bestimmung des Massenstroms im Kreislauf diente eine genormte Venturidüse nach der französischen Norm NF X 10-101 (1949), Abschnitt 34, mit einem Flächenverhältnis $m_v = 0,2621$. Der Innendurchmesser am engsten Querschnitt betrug $d_v = 50,85$ mm.

Die Druckdifferenzmessung an der Düse wurde mit zwei U-Rohr-Manometern durchgeführt, die wahlweise in Betrieb genommen wurden. Das eine enthielt Tetrabromazetylen ($\rho_{20^{\circ}} = 2,955 \text{ g/cm}^3$) als Sperrflüssigkeit, das andere Quecksilber ($\rho_{20^{\circ}} = 13,546 \text{ g/cm}^3$).

Die Messung der Heizleistung

Die dem Rohrbündel zugeführte elektrische Leistung wurde in den Einzelstromkreisen getrennt gemessen mit einem Wattmeter der Klasse 0,2. Der Abgriff der Spannungen erfolgte an den Anschlußschiene der Meßstrecke. Die Stromstärke wurde über Meßwandler aufgenommen. Die Umschaltung des Wattmeters auf die Abgriffe der einzelnen Kreise geschah mit Hilfe einer Umschaltvorrichtung mit geringem Kontaktwiderstand.

Zur Messung der von der Mantelheizung aufgenommenen Leistung, die mit Gleichstrom zugeführt wurde, dienten ein Voltmeter und ein Amperemeter mit Shunt, beide der Klasse 0,2. Der Spannungsabgriff lag dabei ebenfalls an den Anschlüssen der Meßstrecke.

Die Geräte zur Temperaturmessung in der Meßstrecke (Abb.22)

Die Thermokräfte sämtlicher in der Meßstrecke eingebauter Thermoelemente wurden mit Hilfe eines Gleichspannungskompensators mit 4 Dekaden gemessen. Zu seinem Abgleich wur-

de ein elektronischer Null-Indikator verwendet mit einer Empfindlichkeit von $0,13 \mu\text{V}$ pro mm Ausschlag. Eine Ablesbarkeit der zu messenden Potentialdifferenzen war damit bis auf $1 \mu\text{V}$ einwandfrei möglich.

Das Umschalten der Geräte auf die einzelnen Meßstellen erfolgte mit einem Meßstellenumschalter mit Edelmetallkontakten zur Erzielung eines sehr geringen Übergangswiderstands.

3. DIE VERSUCHSDURCHFÜHRUNG

3.1. DER VERSUCHSABLAUF

Das durch die Pumpe in Umlauf versetzte Kühlmedium des Kreislaufs wurde mittels der erläuterten Regelmöglichkeiten auf den gewünschten Durchsatz eingestellt, der an den Manometern der Venturidiise abzulesen war.

Die Einregelung der Heizleistung erfolgte unter gleichzeitigem langsamem Hochfahren der Einzelstromkreise der Bündelheizung sowie der Mantelheizung bis auf die vorgesehenen Nennwerte, die von den zur Leistungsmessung bestimmten Instrumenten angezeigt wurden. Das Verhältnis der Heizleistung der Umhüllung zu der des Bündels entsprach dabei den Werten nach Kap.2.1.1.3. Die Schutzheizung wurde daraufhin so eingeregelt, bis sich in der darunter liegenden Isolierschicht zur beheizten Manteloberfläche hin kein Temperaturgefälle mehr ergab.

Durch geeignete Einstellung der Kühlung wurde das Temperaturniveau der Flüssigkeit auf dem gewünschten Wert stabilisiert. Zu diesem Zweck wurden sowohl der den Kühler durchfließende Anteil des Kreislaufstroms, als auch der Kühlwasserstrom entsprechend eingeregelt.

Der Beharrungszustand der Anlage war an den Temperaturschreibern zu erkennen und wurde nach Erreichen ungefähr 10 bis 15 Minuten lang vor Versuchsbeginn gehalten.

Darauf erfolgte die Temperaturmessung in der Meßstrecke mit dem Gleichspannungskompensator, der vor jedem Meßbeginn mit einem Weston- Normalelement (1,0865 V) abgeglichen wurde. Mit den Meßstellenumschaltern wurden nach dem vorgesehenen Meßplan sämtliche Meßstellen nacheinander abgetastet.

3.2. DIE DURCHFLUSSMESSUNG

Für den Bereich des Massenstroms im Kreislauf von $2 < G < 14$ kg/s wurde für die Differenzdruckbestimmung an der Venturidüse das mit Tetrabromazetylen gefüllte U- Rohrmanometer verwendet und für die größeren Durchsätze das Quecksilbermanometer. Die Ablesung erfolgte an Skalen, die bis auf 1 mm unterteilt waren. Die Raumtemperatur zur Bestimmung der Dichte der Sperrflüssigkeit wurde an einem Quecksilberthermometer in Höhe der Manometer abgelesen. Die im Kreislauf strömende Flüssigkeit reichte über die Anzapfleitungen bis zur Sperrflüssigkeit in den beiden Schenkeln des Manometers. Beim Entleeren und Umfüllen des Strömungsmediums im Kreislauf wurden daher die Manometer und die Zuleitungen ebenfalls ausgewechselt, um ein Entleeren der Anzapfleitungen bei jedem Umfüllen zu vermeiden.

Die Berechnung des Massenstroms G erfolgte nach den Formeln des Normblatts NF X 10-101.

3.3. DIE TEMPERATURMESSUNG IN DER MESSTRECKE

3.3.1. DIE ÖRTLICHEN TEMPERATUREN IN DER MESSTRECKE

Die in Betracht gezogenen Differenzen zweier örtlicher Temperaturen in der Meßstrecke wurden unmittelbar dadurch gemessen, daß die an den betreffenden Stellen liegenden Thermoelemente in Opposition geschaltet waren.

Zur Berechnung der Wärmeübergangszahlen wird die Differenz der Wandtemperatur T_w zur mittleren Mischungstemperatur T_m der Flüssigkeit in der entsprechenden Strömungsebene herangezogen. Die in der Rohrwand eingebauten Thermoelemente in der Hauptmeßebeine waren sämtliche in Opposition geschaltet zu einem in der gleichen Strömungsebene liegenden Thermoelement in der Flüssigkeit (Element Nr. 407 in Abb. 2). Es wurde also unmittelbar die Temperaturdifferenz $T_w - T_c$ zwischen der Rohrwand und der Flüssigkeit im Mittelpunkt des Strömungsraums zwischen drei benachbarten Rohren gemessen.

Zur Bestimmung der Differenz zwischen der Wandtemperatur und der mittleren Mischungstemperatur der Flüssigkeit wurde von diesem Meßwert die ebenfalls aus Messungen bestimmte Korrektur $T_m - T_c$ subtrahiert.

Die mittlere Mischungstemperatur der Flüssigkeit in der Hauptmeßebeue beträgt:

$$T_m = (T_s - T_e) \frac{l_h}{L} + T_e \quad (12)$$

Die Differenz $T_s - T_e$ zwischen der Austritts- und der Eintrittstemperatur der Flüssigkeit in der Meßstrecke, sowie die Differenz $T_c - T_e$ der Referenztemperatur zur Eintrittstemperatur wurden ebenfalls direkt gemessen. Daraus ergibt sich:

$$T_m - T_c = (T_s - T_e) \frac{l_h}{L} - (T_c - T_e) \quad (13)$$

und außerdem

$$T_m - T_c = (T_s - T_c) - (T_s - T_e) \frac{l_h}{L} \quad (14)$$

bei Messung der Differenz zwischen Austrittstemperatur T_s und der Referenztemperatur.

Zur Kontrolle wurden beide Messungen vorgenommen und die gewonnenen Werte gemittelt. Dabei ergab sich in den Versuchen eine sehr gute Übereinstimmung der beiden Werte.

Die Temperaturen der Flüssigkeit am Eintritt und am Austritt der Meßstrecke wurden außerdem in absoluter Höhe gegenüber dem Thermostat der Kaltlötstellen von 0°C gemessen.

Auch hierbei ergab die Differenzbildung beider Werte eine ausgezeichnete Übereinstimmung mit der unmittelbar gemessenen Temperaturdifferenz $T_s - T_e$.

Die Distanzhalter des Rohrbündels, die stromauf der Hauptmeßebeane lagen, enthielten ebenfalls Thermoelemente, die in zwei weiteren Ebenen die Ermittlung der Temperaturen T_c' bzw. T_c'' im strömenden Medium gestatteten. Als Referenzelement diente hier ebenfalls, wie in der Hauptmeßebeane, das jeweils dem Zentralrohr des Bündels unmittelbar benachbarte Thermoelement. Diese Referenzelemente waren gegen das Element am Eintritt der Meßstrecke geschaltet und ermöglichten die Messung der Temperaturdifferenzen $T_c' - T_e$ sowie $T_c'' - T_e$. Damit konnte der lineare Verlauf der Flüssigkeitstemperatur in Längsrichtung des Bündels kontrolliert werden.

Die übrigen Thermoelemente auf den Distanzhaltern, die in verschiedenen seitlichen Abständen vom Zentralrohr bis zum Mantel im Strömungsraum lagen, waren ebenfalls gegen die Referenzelemente der jeweiligen Ebene geschaltet. Damit wurden im Strömungsraum an geometrisch gleichwertigen Stellen etwaige Temperaturdifferenzen innerhalb der Flüssigkeit bis in die Randzone festgestellt. Insbesondere wurde damit eine Kontrolle des durch den Mantel zuzuführenden Anteils der Heizleistung möglich, der seinen optimalen Wert annahm bei kleinsten Temperaturunterschieden der Flüssigkeit zwischen der Randzone und dem Kerngebiet der Strömung. Dieses Optimum

war tatsächlich erreicht, wie diesbezügliche Versuche unter Variation der Heizleistung auf dem Mantel zeigten, bei einem Verhältnis der Wärmestromdichten q_M / q_B nach Gleichung (11).

Die auf den Rohren Nr. 3 und 5 (Abb.2) in verschiedenen Längsabständen vom Beginn der Beheizung angeordneten Thermoelemente waren ebenfalls gegen das Element am Strömungseintritt in die Meßstrecke geschaltet. An diesen Stellen wurde die Temperaturdifferenz $T_w - T_e$ ermittelt. Die Differenz zwischen der Rohrwandtemperatur und der mittleren Mischungs-temperatur in jeder Höhe beträgt in diesem Falle

$$T_w - T_m = (T_w - T_e) - (T_s - T_e) \frac{l_h}{L} \quad (15)$$

Eine Übersicht der gemessenen Temperaturdifferenzen ist in Abb. 23 dargestellt. Die Schaltung der Meßstellenumschalter wurde im Hinblick auf die erwähnten Messungen aufgebaut, sodaß durch entsprechende Drehknopfeinstellung an den Kommutatoren jede gewünschte Differenzschaltung herbeigeführt werden konnte. Die Zuleitungen von den Meßstrecken wurden an einer vorbereiteten Klemmleiste angeschlossen.

3.3.2. DER TEMPERATURABFALL IN DER ROHRWAND

Eine Schwierigkeit bei der direkten Messung der Oberflächentemperatur der Rohre besteht darin, daß das eingebaute Thermoelement eine Störung des Temperaturfeldes in der Rohrwand hervorrufft. Durch die Verwendung von Kupfer als Werkstoff der Wand war jedoch infolge der guten Wärmeleitfähigkeit der bestmögliche Temperaturengleich in der Umgebung des Thermoelements gegeben. Der Temperaturabfall in der Wand selbst war außerdem bei den herrschenden Wärmeflüssen sehr klein.

Im eingebauten Zustand lag die Lötstelle der Thermoelemente durchschnittlich 0,4 mm unter der Oberfläche der Rohrwand wie aus Schnitten durch die Rohre ermittelt wurde. Der Temperaturabfall von dieser Stelle bis zur Oberfläche beträgt in einem homogenen Zylinder

$$T_w' - T_w = \frac{Q_1}{2\pi L \lambda} \ln\left(\frac{d}{d'}\right) \quad (16)$$

Dabei sind: Q_1 die übertragene Heizleistung

T_w' die Temperatur der Meßstelle

d' der Durchmesser der Zylinderfläche,
auf welcher die Meßstellen liegen

Die Anzeigewerte der Thermoelemente in der Rohrwand wurden zur Bestimmung der Oberflächentemperatur mit diesem Wert korrigiert. Der Einfluß dieser Korrektur auf die zu ermittelnde Temperaturdifferenz $T_w - T_m$ lag dabei zwischen 0,3 und 3 % dieses Werts (vergl. auch Kap.4.7. Die Genauigkeit der Ergebnisse).

3.3.3. DIE EICHUNG DER THERMOELEMENTE

Bei sämtlichen vorgesehenen Differenzschaltungen der eingebauten Thermoelemente wurden die im isothermen Zustand der Meßstrecke herrschenden Thermokräfte gemessen, die dann zur Korrektur der bei Beheizung ermittelten Werte herangezogen wurden. Die Meßstrecke wurde zu diesem Zweck von der Flüssigkeit, deren Temperatur auf einem bestimmten Niveau über einen längeren Zeitraum konstant gehalten wurde, mit einer dem mittleren Versuchsbereich entsprechenden Geschwindigkeit durchströmt. Für jede vorhandene Einstellung des Meßstellenumschalters wurden dann die Spannungen der zugehörigen Differenzschaltung von zwei Thermoelementen am Gleichspannungskompensator gemessen.

Bei der Mehrzahl der Meßstellen lagen die auf diese Weise ermittelten Korrekturwerte zwischen $- 5 \mu\text{V}$.

Diese Eichung wurde bei verschiedenen Temperaturstufen im Bereich zwischen 20°C und 70°C vorgenommen. Hierbei zeigte sich, daß für jedes Temperaturniveau innerhalb des angegebenen Bereichs an jeweils den gleichen Meßstellen die selben Korrekturwerte auftraten. Der Anstieg der Thermospannungen bei zunehmender Temperatur war demzufolge bei allen verwendeten Thermoelementen gleich groß.

Die eingebauten Thermoelemente stammten alle aus der selben Fertigungsserie der Herstellerfirma, sodaß beste Ge-

währ für gleiche Legierungszusammensetzung der Leiter und damit auch für gleichartige Charakteristik gegeben war.

Das zur Messung der Eintrittstemperatur T_e verwandte Thermoelement wurde vor dem Einbau in die Meßstrecke absolut geeicht durch Einbringen in einen Thermostat mit einstellbarer Temperatur. Zur Messung dieser Referenztemperatur diente ein geeichtes Platin- Widerstandsthermometer. Die Kaltlötstelle des Thermoelements wurde während der Eichung durch Eintauchen in schmelzendes Eis auf 0°C gehalten.

Ein Vergleich der gewonnenen Funktion der Thermokraft E von der Temperatur des geeichten Elements mit einer Korrespondenz- Tabelle für Chromel- Alumel zeigte eine genaue Übereinstimmung des Anstiegs der Eichkurve mit der Standardkurve innerhalb eines Temperaturbereichs von 0°C bis 100°C . Die Abweichung der gemessenen Thermokraft vom entsprechenden Tafelwert hatte bei allen Bezugstemperaturen den selben Wert.

Anhand der Tafelwerte $E = f(T)$ konnten somit aus den mit dem Kompensator gemessenen Potentialunterschieden unter Berücksichtigung der Eichwerte die Temperaturen ermittelt werden. Bei den direkt gemessenen Differenzen der Thermokräfte wurden die entsprechenden Temperaturdifferenzen für das herrschende Temperaturniveau der Tafel entnommen.

3.4. ÜBERSICHT DER DURCHGEFÜHRTEN VERSUCHE

Die Wärmeübertragungsmessungen in den Rohrbündeln wurden mit den folgenden Flüssigkeiten durchgeführt:

- Destilliertes Wasser
- Gemisch aus 60 Gewichts- % Äthylenglykol
 $C_2H_4(OH)_2$ und 40 % destilliertem Wasser

Durch Variation des Temperaturniveaus des Strömungsmediums im Kreislauf ergaben sich für die beiden Flüssigkeiten die folgenden Bereiche für die Prandtl- Zahlen, in denen die Untersuchungen durchgeführt wurden:

Für Wasser: $2,3 < Pr < 4,5$

Für das Glykol-Wasser

Gemisch: $11 < Pr < 18$

Die untersuchten Bereiche der Reynolds- Zahlen lagen bei der Meßstrecke mit dem Teilungsfaktor $p/d = 1,25$ innerhalb folgender Grenzen bei

Wasser: $10^4 < Re < 2 \cdot 10^5$

Glykol- Wasser Gemisch $6 \cdot 10^3 < Re < 6 \cdot 10^4$

Bei dem Rohrbündel mit dem Teilungsfaktor $p/d = 1,60$ lagen diese Bereiche bei

Wasser: $10^4 < Re < 2,2 \cdot 10^5$

Glykol- Wasser Gemisch $10^4 < Re < 8 \cdot 10^4$

Die Wärmestromdichte auf der Oberfläche der Rohre des Bündels betrug näherungsweise 10 W/cm^2 .

Den wesentlichen Teil der Untersuchungen bildeten die Wärmeübertragungsmessungen in den Meßstrecken bei Simulation eines unendlich ausgedehnten Bündels mit Beheizung des Mantels in den oben genannten Bereichen von Re und Pr.

Außerdem wurden die Wärmeübergangszahlen in den Meßstrecken ohne Beheizung des Mantels bestimmt.

In weiteren Versuchsreihen wurden Messungen des Wärmeübergangs bei verschiedenen Wärmestromdichten auf der Bündeloberfläche im Bereich von $4 < q_B < 9 \text{ W/cm}^2$ durchgeführt.

Einzelne Versuchsreihen wurden nach Ablauf von etwa vier Wochen wiederholt zur Untersuchung der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse.

4. DIE AUSWERTUNG DER MESSUNGEN UND DIE ERGEBNISSE

4.1. DIE BERECHNUNG DER DIMENSIONSLOSEN KENNZAHLEN

Aus den gemessenen Werten errechnet man die folgenden dimensionslosen Kennzahlen, die zur weiteren Untersuchung der Gesetzmäßigkeiten des Wärmeübergangs herangezogen werden:

Die Reynolds- Zahl	$Re = \frac{G d_{h\infty}}{F \mu}$
Die Prandtl- Zahl	$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda}$
Die Nußelt- Zahl	$Nu = \frac{q_B d_{h\infty}}{(T_w - T_m) \lambda}$
Die Stanton- Zahl	$St = \frac{q_B F}{(T_w - T_m) G c_p}$

Der Wert $q_B / (T_w - T_m)$ wird als Wärmeübergangszahl α bezeichnet.

Die Stoffwerte μ , c_p , λ , die in den Kennzahlen auftreten, sind bei der mittleren Mischungstemperatur T_m der Flüssigkeit in der Meßebeine gebildet. Ihre Zahlenwerte wurden für destilliertes Wasser den Angaben in /13/ und für das Gemisch von Äthylenglykol und Wasser aus /14/ entnommen.

Die Wärmestromdichte q_B wurde aus der dem Bündel zugeführten elektrischen Leistung errechnet, welche auf die beheizte Oberfläche S_h des Bündels bezogen ist. Dabei wurden

die auf Grund der Wärmebilanz ermittelten Verluste in der Meßstrecke durch einen Verlustfaktor η berücksichtigt.

$$q_B = \frac{Q_B}{S_h} \eta \quad (17)$$

Am Zustandekommen der Verluste war ein geringer konvektiver Wärmeaustritt zwischen den Heizelementen und den Rohren beteiligt, da die Stäbe zur Wärmedehnung mit Spiel eingebaut wurden. Außerdem war an den Stirnflächen der Meßkammer insbesondere zwischen den Stromzuführungen zu den Heizelementen, ein vollkommener thermischer Schutz z.B. mit Hilfe einer Schutzheizung kaum realisierbar wie an der Mantelfläche. Die Wärmeentwicklung in den Kupferzuleitungen zwischen den Spannungsabgriffen für das Meßinstrument und den Heizelementen lag unterhalb 1 % der zugeführten Leistung Q_B .

Das Verhältnis des von der Flüssigkeit aufgenommenen Wärmestroms zur zugeführten elektrischen Leistung ergibt den Verlustfaktor:

$$\eta = \frac{(T_s - T_e) G c_p}{Q_B + Q_M} \quad (18)$$

Dieser Wert wurde aus sämtlichen Einzelversuchen für jede der beiden Meßstrecken bestimmt und dann in beiden Fällen gemittelt.

An den beiden Meßstrecken ergab sich dabei

für $p/d = 1,60$: $\eta = 0,98$

für $p/d = 1,25$: $\eta = 0,93$

Diese Mittelwerte wurden für die Berechnung der Wärmestromdichte q_B nach Gl (17) benutzt.

4.2. DIE ÖRTLICHEN WÄRMEÜBERGANGSZAHLEN IN DER MESSTRECKE

4.2.1. DIE ÖRTLICHEN WÄRMEÜBERGANGSZAHLEN IN DER HAUPTMESSEBENE

Die Verteilung der Thermoelemente in der Hauptmeßebene war so getroffen, daß ein möglichst umfassender Überblick der lokalen Wärmeübergangszahlen im ganzen Querschnitt des Bündels gewonnen wurde. Aus den gemessenen Temperaturdifferenzen $T_w - T_m$ der 36 Einzelmeßstellen wurden für jeden Versuch die mittleren Nußeltzahlen Nu in der Hauptmeßebene gebildet. Zum Vergleich wurden die an jeder einzelnen Meßstelle herrschenden örtlichen Nußelt- Zahlen Nu_i auf die mittlere Nußeltzahl bezogen. Die Abweichungen dieser Werte vom Mittelwert $Nu_i/Nu = 1$ liegen für die Mehrzahl der Meßstellen innerhalb der folgenden Grenzen:

Für $p/d = 1,60$

im unteren Bereich der untersuchten

Reynolds- Zahlen ($Re \approx 4 \cdot 10^4$): $\pm 5 \%$

im oberen Bereich der untersuchten

Reynolds- Zahlen ($Re \approx 2 \cdot 10^5$) : $\pm 15 \%$

Für $p/d = 1,25$

bei $Re \approx 2 \cdot 10^4$: $\pm 8 \%$

bei $Re \approx 2 \cdot 10^5$: $\pm 20 \%$

Die mittleren Abweichungen betragen etwa die Hälfte der oben angegebenen Werte.

Die Entwicklung der Werte Nu_1/Nu mit zunehmendem Massenstrom ist aus den Tabellen 1 und 2 ersichtlich. Ferner sind in den Abb. 24 und 25 für je einen Versuch im unteren sowie oberen Bereich der gemessenen Massenströme die Werte Nu_1/Nu in die Darstellungen der Querschnitte der Meßstrecken an den zugehörigen Meßstellen eingetragen.

Es zeigt sich, daß für einige der Meßstellen diese Werte über den ganzen Versuchsbereich praktisch unverändert bleiben. In diesen Fällen unterscheiden sich die lokalen Nu_{Belt}- Zahlen wenig von den Mittelwerten. Die übrigen Verhältnisse von Nu_1/Nu unterliegen bei Zunahme des Massenstroms einer unterschiedlich stark ausgeprägten, reproduzierbar auftretenden Änderung, wobei vereinzelte Werte die oben angegebenen Grenzen noch überschreiten. Die gefundenen Werte von Nu_1/Nu traten in sämtlichen Versuchen an den gleichen Meßstellen bei entsprechenden Reynolds- Zahlen ungefähr in der selben Höhe auf.

Ein Vergleich der sechs Meßwerte, die an den Meßstellen auf dem Zentralrohr gewonnen wurden, zeigt, daß sich die Variation der örtlichen Wärmeübergangszahlen in Umfangsrichtung nicht periodisch nach 60° wiederholt, wie infolge der Symmetrie der Anordnung zu erwarten ist. Der gefundene Verlauf, der bei den beiden Meßstrecken ebenfalls in allen Versuchen systematisch auftrat, zeigt ein ausgeprägtes Maximum und Minimum über dem Gesamtumfang. Diese Ergebnisse sind in den Abbildungen 26 und 27 dargestellt.

Auf Grund ihres reproduzierbaren Auftretens sind diese Streuungen der örtlichen Wärmeübergangszahlen nicht auf Ungenauigkeiten der Messung zurückzuführen, sondern sind für die jeweilige Meßstrecke charakteristisch. Sie gründen sich im Wesentlichen auf die beiden folgenden Ursachen:

- Die Wärmestromdichte war über dem Umfang der Rohroberfläche nicht genau konstant
- Die örtlichen Geschwindigkeiten zwischen den Rohren waren an geometrisch sich entsprechenden Stellen nicht identisch.

Diese Ungleichförmigkeit des örtlichen Massenstroms in den Unterkanälen war bedingt durch eine geringe Ungenauigkeit des Mittenabstandes der einzelnen Rohre auf Grund der Herstellungstoleranzen. Daraus erklärt sich auch der größere Streubereich der lokalen Wärmeübergangszahlen in der kleineren Meßstrecke.

Diese Erscheinungen spiegeln sich auch wieder in den Resultaten der Temperaturmessungen in der Flüssigkeit. Die Tabelle 3 enthält für einige Versuche die Temperaturdifferenzen zwischen den örtlichen minimalen Flüssigkeitstemperaturen T_C und dem Mittelwert \bar{T}_C aus den Meßwerten der 13 Meßstellen (Pos. 401 - 413) im Strömungsraum. Auf Grund der Tatsache, daß zwischen den Mittelpunkten verschiedener Unterkänäle kleine Temperaturdifferenzen bestehen, müssen sich örtliche Abweichungen der Wärmeübergangszahlen ergeben, da diese mit der mittleren Mischungstemperatur der Flüssigkeit des gesamten Strömungsquerschnitts gebildet wurden.

Die gewonnenen Ergebnisse lassen aber erkennen, daß die Abweichungen der örtlichen Wärmeübergangszahlen von ihrem Mittelwert nicht in besonderen Zonen des Rohrbündels bevorzugt auftreten, z.B. im Randgebiet der Meßstrecke oder in einem ganzen zusammenhängenden Teilbereich des Bündels. Sie sind vielmehr zufällig über den Meßquerschnitt verteilt. Daraus kann gefolgert werden, daß der gebildete Mittelwert der örtlichen Wärmeübergangszahlen sämtlicher Meßstellen in der Ebene die Verhältnisse eines unendlich ausgedehnten Bündels gut annähert. Den weiteren Betrachtungen werden daher die mittleren Wärmeübergangszahlen in der Hauptmeßebeue zugrunde gelegt.

4.2.2. DIE ÖRTLICHEN WÄRMEÜBERGANGSZAHLEN IN ACHSRICHTUNG DES BÜNDELS

In der Achsrichtung des Rohrbündels wurden in 12 verschiedenen Abständen l_h vom Beginn der Beheizung innerhalb des Bereichs $4 < (l_h/d_{h\infty}) < 50$ die örtlichen Nußelt-Zahlen Nu_x bestimmt und auf die mittleren Nußelt-Zahlen der Hauptmeßebene bezogen. Die gewonnenen Ergebnisse sind in den Abbildungen 28, 29 und 30 dargestellt. Es ist zu erkennen, daß die Werte Nu_x / Nu_{∞} , die mit Hilfe nur eines einzelnen Thermoelements in jeder Ebene gewonnen wurden, schon von $l_h/d_{h\infty} = 4$ an innerhalb des Streubereichs liegen, der für die örtlichen Nußelt-Zahlen in der Hauptmeßebene festgestellt wurde. Eine starke Abnahme der Wärmeübergangszahlen entlang des Bündels war also nicht vorhanden. Die thermische Einlaufstrecke war daher mit Sicherheit an der Hauptmeßebene bei $l_h/d_{h\infty} = 50$ beendet. Diese Ergebnisse decken sich mit theoretischen und experimentellen Untersuchungen des Wärmeübergangs im thermischen Einlaufgebiet in Kreisrohren /15/, /16/, /25/. Nach diesen Untersuchungen ist im Bereich der Prandtl-Zahlen von $1 < Pr < 20$ bei $Re = 10^5$ der als Kriterium angesetzte Wert $Nu_x / Nu_{\infty} = 1,02$ nach einer thermischen Einlaufstrecke von $l_h < 15 d_h$ erreicht.

Der Einfluß der Distanzhalter auf den Wärmeübergang läßt sich aus den Abbildungen 28, 29, 30 ebenfalls erkennen.

In beiden Meßstrecken lag eine Temperaturmeßstelle der Rohrwand unmittelbar hinter einem Distanzhalter, d.h.

bei $p/d = 1,60$ im Abstand von $0,39 d_{h\infty}$ und

bei $p/d = 1,25$ im Abstand von $1,27 d_{h\infty}$.

An diesen Stellen zeigt sich, daß bei kleinen Reynolds- Zahlen die örtlichen Nußelt- Zahlen außerhalb des Streubereichs deutlich höher liegen als die übrigen Werte. Bei Anstieg der Reynolds- Zahl geht diese Erhöhung des örtlichen Wärmeübergangs zurück. In den weiter stromab liegenden Meßebenen ist keine Erhöhung der Nußelt- Zahlen mehr festzustellen. Die turbulenzanfachende Wirkung der Distanzhalter, die eine Steigerung des Wärmeübergangs hervorruft, war also auf eine sehr kurze Strecke dicht hinter dem Einbauteil begrenzt. Eine Einwirkung der Distanzhalter auf den Wärmeübergang in der Hauptmeßebeine ist daher auszuschließen.

4.3. DER ZUSAMMENHANG ZWISCHEN WÄRMEÜBERGANG UND

REIBUNGSWIDERSTAND

Nach der Analogie zwischen turbulentem Impulsaustausch und Wärmeaustausch leitete FORTIER /17/ die folgende Beziehung zwischen dem Wärmeübergang und der Widerstandszahl in glatten Leitungen her:

$$St = \frac{\zeta/8}{1 + \sqrt{\zeta/8} f(Pr) + g \zeta/8}$$

Die ausgeführten Messungen wurden anhand dieser Beziehung ausgewertet. Die sich über den Bereich der Prandtl-Zahlen von $2 < Pr < 18$ erstreckenden Untersuchungen boten eine ausreichende Grundlage zur experimentellen Bestimmung der Funktion $f(Pr)$, wobei der Ausdruck $g\zeta/8$ vernachlässigt wird.

Der Widerstandsbeiwert ζ

Die Widerstandszahl ζ ist durch die Druckabfallgleichung einer Leitung definiert:

$$\Delta P = \zeta \frac{L}{d_h} \frac{\rho U^2}{2} \quad 1) \quad (19)$$

Da an den beiden untersuchten Rohrbündeln keine eigenen Druckverlustmessungen vorgenommen wurden, legte man den folgenden Untersuchungen eine Näherungsgleichung für ζ zugrunde, die aus theoretischen Überlegungen hergeleitet ist und durch experimentelle Untersuchungen im verwendeten Bereich der Reynolds-Zahlen bestätigt ist.

Für das parallel durchströmte Rohrbündel ist die Widerstandszahl eine Funktion der Reynolds-Zahl und des Teilungsfaktors: $\zeta(Re, p/d)$. Die Abhängigkeit von Re ist annähernd proportional derjenigen beim glatten Rohr. Dieser Zusammen-

¹⁾ Im amerikanischen Schrifttum wird statt der Widerstandszahl ζ meist der "Fanning friction factor f " benutzt, wofür der Zusammenhang gilt: $f = \zeta/4$.

hang wurde in den experimentellen Arbeiten /19/, /20/ nachgewiesen. Innerhalb des interessierenden Bereichs von Re läßt sich somit das Verhältnis des Widerstandsfaktors ζ im Rohrbündel zu dem des glatten Rohres ζ_T in Funktion des Teilungsfaktors ausdrücken. Dieser Verlauf geht aus der Abbildung 31 hervor. Es ist zu erkennen, daß bei sehr kleinen Rohrteilungen im Bereich $1 < p/d < 1,2$ das Verhältnis ζ/ζ_T mit zunehmendem p/d sehr stark ansteigt und sich bei $p/d \approx 1,2$ deutlich abflacht. Darüber hinaus ist dann der Anstieg von ζ/ζ_T praktisch linear. Für den Bereich des Teilungsfaktors $1,25 < p/d < 2$ läßt sich nach /12/ das Verhältnis ζ/ζ_T durch folgenden linearen Zusammenhang mit p/d ausdrücken:

$$\frac{\zeta}{\zeta_T} = 0,81 + 0,24 \frac{p}{d} \quad (20)$$

Die Widerstandszahl des glatten Rohres wurde aus dem gut bestätigten Gesetz von COLEBROOK /22/ berechnet:

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta_T}} = 1,8 \log \left(\frac{Re}{7} \right) \quad (21)$$

Damit ergeben sich für die Rohrbündel mit den beiden Teilungsfaktoren $p/d = 1,25$ und $1,60$ die in der Abbildung 32 in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl dargestellten Widerstandsbeiwerte, die den weiteren Auswertungen zugrunde liegen. In die Abbildung sind außerdem die aus Versuchen bestimmten Wider-

standszahlen nach /20/, /3/, /19/, /1/ eingetragen, die an Rohrbündeln mit folgenden Teilungsfaktoren gewonnen wurden:
 $p/d = 1,12; 1,20; 1,27.$

Die Funktion $f(\text{Pr})$

$$\text{Mit Hilfe der vereinfachten Gleichung } St = \frac{\zeta/8}{1 + \sqrt{\zeta/8} f(\text{Pr})}$$

lassen sich nun aus den im Versuch ermittelten Stanton- Zahlen die Werte von $f(\text{Pr})$ berechnen unter Einsetzen der ζ - Werte nach den Gleichungen (20) und (21). Die dieser Auswertung zugrunde gelegten Stanton- Zahlen stellen für jeden Einzelversuch den Mittelwert dar aus den Ergebnissen der 36 Temperaturmeßstellen im Hauptmeßquerschnitt der Versuchsstrecke.

In jeder der einzelnen Versuchsserien wurden bei konstant gehaltenen Pr - Zahlen die Werte von Re variiert innerhalb der durch die Pumpe vorgegebenen Grenzen. Für alle Versuchspunkte ergaben sich dann in einer solchen Serie Werte für $f(\text{Pr})$ von nahezu gleicher Größe.

In der Abbildung 33 sind die für jede Versuchsserie bei $\text{Pr} = \text{const}$ gemittelten Werte von $f(\text{Pr})$ über der zugeordneten Prandtl- Zahl aufgetragen. Die analytische Auswertung der Funktion $f(\text{Pr})$ läßt sich durchführen mittels einer Beziehung in der Form:

$$f(\text{Pr}) = B (\text{Pr}-A) \text{Pr}^C$$

Unter Heranziehung der Abbildung 33 wurde der Wert $A = 1,3$ ermittelt. Die übrigen Konstanten wurden mit Hilfe des Quotienten $f(\text{Pr}) / (\text{Pr} - 1,3)$ bestimmt, der über den entsprechenden Werten der Pr-Zahlen aufgetragen wurde (Abb. 34). In dieser Form lassen sich die Versuchswerte in Übereinstimmung mit / 12 / durch eine Gerade mit der Steigung $C = - 0,22$ ausgleichen. Schließlich ergibt sich der Wert $B = 8,8$,

Mit diesen Werten der Konstanten A, B und C lautet dann die Funktion

$$f(\text{Pr}) \hat{=} 8,8 (\text{Pr} - 1,3) \text{Pr}^{-0,22}$$

Die Beziehung für den Wärmeübergang lautet nun:

$$\text{St} = \frac{\text{Nu}}{\text{Re Pr}} = \frac{\zeta/8}{1 + \sqrt{\zeta/8} 8,8 (\text{Pr} - 1,3) \text{Pr}^{-0,22}} \quad (22)$$

Die Abbildungen 35 und 36 zeigen die aus den durchgeführten Messungen errechneten mittleren Nußelt-Zahlen in der Hauptmeßebene der beiden Meßstrecken in Abhängigkeit der Reynolds-Zahlen. In den einzelnen Versuchsserien, die durch verschiedene Symbole dargestellt sind, wurden die Prandtl-Zahlen auf einem nahezu konstanten Wert gehalten. Die ausgezogenen Linien stellen die Ausgleichskurven der Meßwerte einer Versuchsserie dar. Die gestrichelten Linienzüge geben die obige Beziehung wieder für die Pr-Zahlen, bei welchen die Versuchsserien ausgeführt wurden. Der etwas

flachere Verlauf dieser Linien gegenüber den Ausgleichskurven der Versuchspunkte läßt sich aus der Unsicherheit erklären, die dadurch entsteht, daß die Widerstandszahlen nicht an den Meßstrecken selbst bestimmt wurden, sondern durch ein Näherungsverfahren.

Die Darstellung der Versuchsergebnisse in dieser Form hat jedoch den Vorteil, daß sie die Extrapolation der daraus berechneten Kennzahlen St oder Nu für den Wärmeübergang über den Versuchsbereich von Pr und Re hinaus erlaubt. REICHARDT /23/ nennt für Näherungsgleichungen in der obigen Art einen Gültigkeitsbereich für Pr $Re > 2500$ in den Grenzen von $1 < Pr < 200$.

Die Einwirkung des Teilungsfaktors p/d auf den Wärmeübergang kommt also durch seinen Einfluß auf die Widerstandszahl ζ zum Ausdruck.

Der Vergleich der vorliegenden experimentellen Wärmeübergangswerte mit der theoretischen Untersuchung von DEISSLER /9/ in der Abbildung 37 zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse.

4.4. DAS WÄRMEÜBERGANGSGESETZ ALS POTENZGLEICHUNG

Die Versuchsergebnisse lassen sich auch mit Hilfe einer für die Darstellung von Wärmeübergangsmessungen häufig verwendeten empirischen Potenzfunktion der folgenden Form ausdrücken:

$$\text{Nu} = a \text{Re}^b \text{Pr}^c$$

Die Konstanten wurden anhand der Versuchswerte ermittelt.

Unter Zuhilfenahme der Darstellungen $\text{Nu} = f(\text{Re})$ für verschiedene Werte von Pr in Abb. 35 und 36 wurden die Nu-Zahlen in Funktion der Pr -Zahlen aufgetragen mit verschiedenen Werten von Re als Parameter (Abb. 38). Der Exponent der Prandtl-Zahl repräsentiert die mittlere Steigung dieser Linien. Für beide Meßstrecken erhält man nach Abb. 38 den Wert $c = 0,4$.

Die Steigungen der in den Abbildungen 35 und 36 wiedergegebenen Ausgleichskurven $\text{Nu} = f(\text{Re})$ der Versuchspunkte stellen den Exponenten der Reynolds-Zahl dar, für den sich ein Mittelwert $b = 0,86$ ergibt. In einer neueren experimentellen Untersuchung des Wärmeübergangs in Kreisrohren bei $2 < \text{Pr} < 5,5$ finden HUFSCHMIDT et al. /25/ die Exponenten $b = 0,85$ und $c = 0,36$. Die Abbildungen 35 und 36 lassen jedoch erkennen, daß die Linien $\text{Nu} = f(\text{Re})$ mit zunehmenden Werten der Prandtl-Zahlen steiler werden, der Exponent b also zu-

nimmt. Die Verwendung von Mittelwerten sowohl für b als auch für c stellt also eine Vereinfachung dar, wodurch eine Extrapolation der Potenzformel über den Versuchsbereich hinaus zu größeren Abweichungen führen kann. Diesem Umstand kann dadurch Rechnung getragen werden, daß die Konstanten in der Potenzbeziehung den jeweils herrschenden Reynolds- und Prandtl-Zahlen angepaßt werden, wie dies in den theoretischen Untersuchungen /12/, /24/ geschieht.

Der Einfluß des Teilungsfaktors p/d auf die Nußelt-Zahl drückt sich in der Konstanten a aus, wobei für den untersuchten Bereich von Re und Pr sowie innerhalb der Grenzen $1,25 < p/d < 2$ näherungsweise ein linearer Zusammenhang gilt in der Form:

$$a = k + n \frac{p}{d}$$

Aus den Unterschieden der gemessenen Nußelt-Zahlen in den beiden Meßstrecken mit $p/d = 1,60$ und $p/d = 1,25$ bei jeweils sich entsprechenden Werten von Re und Pr wurden die beiden Konstanten bestimmt zu $k = 0,0122$ und $n = 0,00245$.

Strenggenommen ist auch der Einfluß des Teilungsfaktors auf die Konstante a in der Potenzformel verwickelter, da er ebenfalls einer geringen Abhängigkeit von Re und Pr unterworfen ist, was in dieser Form nicht zum Ausdruck kommt. Außerdem ist bei sehr kleinen Werten des Teilungsfaktors ($p/d < 1,2$) die oben angegebene Linearität nicht mehr gültig,

da analog zum stärkeren Abfall der Widerstandszahl bei sehr kleinen p/d (Abb. 31), die Nußelt- Zahlen das selbe Verhalten zeigen.

Mit den Zahlenwerten für die Konstanten lautet die Potenzfunktion für den Wärmeübergang:

$$\text{Nu} = (0,0122 + 0,00245 \frac{p}{d}) \text{Re}^{0,86} \text{Pr}^{0,4} \quad (23)$$

Diese Funktion ist in den Abbildungen 39 und 40 eingetragen. Die zusätzlich dargestellten Versuchspunkte zahlreicher Meßserien mit Pr- Zahlen von 2 bis 18 liegen im Bereich der Re- Zahlen von 15 000 bis 220 000 fast durchweg innerhalb eines Streubereichs von $\pm 4 \%$ zu dieser Beziehung.

WEISMAN /26/ stellte eine ähnliche empirische Gleichung auf, die sich auf die Versuche von DINGEE et al. /1/ und MILLER et al. /2/ stützt und weitere nicht näher präzierte Arbeiten nach /5/ bestätigt. Sie lautet:
 $\text{Nu} = (0,026 p/d - 0,006) \text{Re}^{0,8} \text{Pr}^{0,33}$. Die zugrunde gelegten Untersuchungen umfassen sowohl sehr kleine Teilungsfaktoren ($p/d = 1,12$) als auch größere ($p/d = 1,46$), sodaß im angegebenen Gültigkeitsbereich von $1,1 < p/d < 1,5$ der lineare Einfluß von p/d auf Nu in Frage gestellt ist. Für die vorliegenden Messungen wäre nach dieser Beziehung ein Unterschied von ungefähr 30 % zwischen den Nußelt- Zahlen der beiden untersuchten Bündel zu erwarten. Die gemessene Differenz liegt dagegen im Mittel in der Größe von 6 %. Die auf Grund

theoretischer Untersuchungen zu erwartenden Unterschiede für den vorliegenden Fall liegen tatsächlich in dieser Größe. / 9 /, / 11 /, / 12 /.

In der Abbildung 41 sind diese Zusammenhänge dargestellt im Vergleich mit Versuchsserien der beiden Rohrbündel mit $p/d = 1,25$ und $1,60$ bei $Pr = 3$ und $Pr = 14$.

4.5. DER EINFLUSS DER TEMPERATURABHÄNGIGEN STOFFWERTE

AUF DEN WÄRMEÜBERGANG

Bei sehr hohen Wärmestromdichten nehmen die Temperaturunterschiede zwischen der wärmeübertragenden Wand und der Flüssigkeit so hohe Werte an, daß die Nußelt-Zahl infolge des Einflusses der temperaturabhängigen Stoffwerte einer Korrektur bedarf. Zur Untersuchung dieses Einflusses wurden verschiedene Versuchsreihen bei der selben Pr -Zahl mit unterschiedlichen Wärmestromdichten auf den Bündelrohren im Bereich von $4 < q_B < 9 \text{ W/cm}^2$ durchgeführt. Die Beheizung des Mantels wurde bei diesen Untersuchungen abgeschaltet. Aus den Ergebnissen in der Abb. 42 ist an den Beispielen für $q_B = 4,5 \text{ W/cm}^2$ und $q_B = 8,8 \text{ W/cm}^2$ kein Unterschied der gemessenen Nußelt-Zahlen festzustellen, da die Versuchspunkte in beiden Fällen auf die selbe Ausgleichskurve fallen.

Als Korrekturgröße für die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte werden den Beziehungen zur Berechnung der Nußelt-Zahl in der Art der Gleichungen (22) und (23) als weitere Faktoren die Größen $(\mu/\mu_w)^{\text{const}}$ oder $(Pr/Pr_w)^{\text{const}}$ angefügt. Die Werte μ bzw. Pr sind bei der mittleren Mischungs-temperatur T_m gebildet, während μ_w bzw. Pr_w sich auf die Temperaturen an der Wand beziehen. YAKOVLEV /27/ schlägt auf Grund neuerer experimenteller Untersuchungen die Größe $(Pr/Pr_w)^{0,11}$ vor. Für die Mehrzahl der vorliegenden Messungen ergibt sich unter Anwendung dieses Korrekturwerts ein Einfluß auf die Nu-Werte, der unter 1,5 % liegt. Auf eine diesbezügliche Korrektur wurde deshalb verzichtet.

4.6. DIE WÄRMEÜBERGANGSMESSUNGEN OHNE BEHEIZUNG DES MANTELS DER MESSTRECKE

Die in den vorangegangenen Abschnitten beschriebenen Untersuchungen wurden mit Beheizung des Mantels der Meßstrecke durchgeführt zur Annäherung der thermischen Randbedingungen für ein unendlich ausgedehntes Bündel. In vielen Fällen einer technischen Anwendung von wärmeübertragenden Rohrbündeln ist jedoch ein solches Modell nicht vollkommen angenähert. Eine Wärmekompensation über die äußere Umhüllung findet dabei gewöhnlich nicht statt. Bei kleinerer Rohrzahl wird sich diese fehlende Wärmezufuhr fühlbarer auswirken, da das Verhältnis der Querschnitte f_M / f_B höhere Werte annehmen kann. Bei einer

Bildung der mittleren Mischungstemperatur im Gesamtquerschnitt zur Berechnung der Wärmeübergangszahlen gewinnt dann die Randzone einen großen Einfluß gegenüber dem ungestörten Strömungsgebiet des Bündels. Bei größerer Rohrzahl geht dieser Einfluß zurück.

Zur Untersuchung der Auswirkung der Wärmekompensation wurden an den beiden verwendeten Meßstrecken Wärmeübergangsmessungen durchgeführt ohne Beheizung des Mantels und die Nußelt-Zahlen ebenfalls mit der Differenz der Rohrwandtemperatur zur mittleren Mischungstemperatur der Flüssigkeit im Gesamtquerschnitt gebildet. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 42, 43, 44 dargestellt und mit den mittleren Nußelt-Zahlen bei Beheizung des Mantels verglichen. Bei der Meßstrecke mit $p/d = 1,60$ fallen dabei die Versuchswerte ohne äußere Wärmezufuhr in der Randzone sowohl bei $Pr = 3,6$ als auch bei $Pr = 13,9$ ungefähr 5 % unter die ursprünglichen Werte. Bei $p/d = 1,25$ liegen bei $Pr = 3,6$ die diesbezüglichen Versuchskurven für beide Fälle um etwa 2 % auseinander. Diese Ergebnisse, die für jede gegebene Versuchsanordnung charakteristisch sind, zeigen, daß bei der verwendeten Anzahl von 31 Rohren im Bündel und entsprechend günstiger Ausbildung der Randzone die betreffenden Unterschiede nicht mehr sehr hoch liegen. Eine Anwendung der gewonnenen Beziehungen bei Bündelanordnungen mit zahlreichen Rohren z.B. in Wärmetauschern ist also zulässig.

4.7. DIE GENAUIGKEIT DER ERGEBNISSE

Im Folgenden werden die Fehler der einzelnen Einflußgrößen abgeschätzt und ihre kombinierte Auswirkung auf die berechneten Werte nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz untersucht.

Besitzen in einer Funktion $f(x, y, z, \dots)$ die unabhängigen Argumente die Fehler $\Delta x, \Delta y, \Delta z, \dots$, dann beträgt der mittlere Fehler des Funktionswerts:

$$\Delta f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x}\right)^2 (\Delta x)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial y}\right)^2 (\Delta y)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial z}\right)^2 (\Delta z)^2 + \dots} \quad (24)$$

Der Massenstrom wurde ermittelt nach der Beziehung:

$$G = 100 \sqrt{10} \quad C J E \frac{\pi d_v^2}{4} \sqrt{2 \rho (P_1 - P_2)}$$

Hierbei werden die Fehler der einzelnen Größen in folgender Höhe angenommen:

Grundtoleranz für C J nach dem Normblatt	$\pm 1 \%$
Fehler des Durchmessers d_v am engsten Querschnitt	0 %
Fehler bei der Bestimmung des Wirkdrucks $\sqrt{P_1 - P_2}$ mit dem U-Rohr-Manometer	$\pm 0,5 \%$
Fehler bei $\sqrt{\rho}$	$\pm 0,3 \%$

Der mittlere Fehler bei der Bestimmung des Massenstroms beträgt dann:

$$\frac{\Delta G}{G} = \sqrt{1,00 + 0,25 + 0,06} = \pm 1,15 \%$$

Der Strömungsquerschnitt der Meßstrecke berechnet sich zu:

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 - z_1 d^2) \quad (7)$$

Die Messung der Rohrdurchmesser vor dem Zusammenbau der Meßstrecken erfolgte beim Mantelrohr mit einer Genauigkeit von $\pm 0,1$ mm und bei den Bündelrohren von $\pm 0,005$ mm. Daraus ergeben sich folgende Toleranzen:

Für den Innendurchmesser des Mantelrohrs: $\Delta D/D = \pm 0,1 \%$

für den Außendurchmesser der Bündelrohre: $\Delta d/d = \pm 0,4 \%$

Der mittlere Fehler bei F beträgt dann:

$$\frac{\Delta F}{F} = \sqrt{0,04 + 0,64} = \pm 0,8 \%$$

Die Beziehung des hydraulischen Durchmessers lautet:

$$d_{h\infty} = d \left[\frac{2\sqrt{3}}{\pi} \left(\frac{p}{d} \right)^2 - 1 \right] \quad (2)$$

Die möglichen Fehler beim Mittenabstand p der Rohre werden vernachlässigt, da vorausgesetzt werden kann, daß sie sich im Mittel über den ganzen Querschnitt gegenseitig aufheben.

Es wird deshalb nur der Fehler bei d berücksichtigt. Man erhält:

$$\frac{\Delta d_{h\infty}}{d_{h\infty}} = \pm 0,4 \%$$

Die Ermittlung der für die Stoffwerte maßgebenden mittleren Mischungstemperatur T_m in der Meßebeue erfolgte mit einer Genauigkeit von $\pm 0,5 \%$

Ein Fehler bei T_m in dieser Größe wirkt sich bei der Bestimmung der dynamischen Viskosität μ im interessierenden Bereich um $\pm 0,4 \%$ aus. Die Genauigkeit der Angaben selbst von μ wird mit einer Toleranz von $\pm 0,5 \%$ veranschlagt.

Man erhält daraus die Gesamttoleranz für die Viskosität:

$$\frac{\Delta \mu}{\mu} = \sqrt{0,16 + 0,25} = \pm 0,64 \%$$

Für die Wärmeleitfähigkeit λ bewirkt ein Fehler bei T_m von $\pm 0,5 \%$ eine Änderung von $\pm 0,2 \%$. Die Genauigkeit der verwendeten λ - Werte wird auf $\pm 1,5 \%$ geschätzt.

Damit ergibt sich der gesamte Fehler der Wärmeleitfähigkeit:

$$\frac{\Delta \lambda}{\lambda} = \sqrt{0,04 + 2,25} = \pm 1,52 \%$$

Die Wärmestromdichte auf den Rohren des Bündels wurde aus der Beziehung berechnet:

$$q_B = \frac{Q_B}{S_h} \eta \quad (17)$$

Zur Messung der Leistungsaufnahme Q_B fand ein Wattmeter der Klasse 0,2 Verwendung. Im Ablesebereich, der in den meisten Fällen etwas über der Hälfte des maximalen Ausschlags des Geräts lag, betrug dann die Genauigkeit $\pm 0,4 \%$ des Meßwerts.

Die Oberfläche der Bündelrohre S_h ist mit einer Genauigkeit von $\pm 0,4 \%$ bekannt.

Leistungsschwankungen während der Versuchsdauer blieben unterhalb von $\pm 0,5 \%$ des Einstellwerts.

Damit wird der mittlere Fehler der Wärmestromdichte:

$$\frac{\Delta q_B}{q_B} = \sqrt{0,16 + 0,16 + 0,25} = \pm 0,75 \%$$

Bei den Messungen der Potentialdifferenzen E der Thermoelemente in den Meßstrecken, die mit einem Gleichspannungskompensator durchgeführt wurden, wird eine absolute Präzision von $\pm 3 \mu V$ angenommen. Je nach der Größe der ermittelten Temperaturdifferenzen $T_w - T_m$ zwischen Rohrwand und Flüssigkeit innerhalb des Versuchsbereichs entspricht dieser Wert

einem Fehler zwischen 0,4 % und 4 % des Meßwerts.

Zur Berechnung der Oberflächentemperatur aus den Messungen der in der Wand eingebetteten Thermoelemente wurde der Temperaturverlauf in der homogenen Rohrwand herangezogen. Die Größe dieser Korrektur betrug dabei höchstens 3 % der Temperaturdifferenz $T_w - T_m$. Wird diese Korrektur mit einer Unsicherheit von ± 30 % veranschlagt, so wirkt sich das auf $T_w - T_m$ nur mit maximal ± 1 % aus infolge des geringen Temperaturanstiegs in der Rohrwand.

Der Fehler bei der Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und Flüssigkeit ergibt sich dann im ungünstigsten Falle zu

$$\frac{\Delta(T_w - T_m)}{T_w - T_m} = \sqrt{16 + 1} = \pm 4,1 \%$$

Errechnet man das Zusammenwirken der einzelnen Fehler von G , $d_{h\infty}$, F , μ nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz, dann erhält man für die Reynolds-Zahl $Re = Gd_{h\infty} / F\mu$ einen mittleren Fehler von

$$\frac{\Delta Re}{Re} = \pm 1,6 \%$$

Für die Nußelt-Zahl $Nu = q_B d_{h\infty} / (T_w - T_m)\lambda$ ergibt sich

in entsprechender Weise ein mittlerer Fehler von

$$\frac{\Delta Nu}{Nu} = \pm 4,5 \%$$

Ein Anteil der berechneten Fehlergröße in den Endergebnissen besteht aus systematischen Fehlern, die unter gleichen Versuchsbedingungen bei Verwendung der selben Meßeinrichtungen in allen durchgeführten Versuchen in gleicher Höhe auftreten. Beim relativen Vergleich der einzelnen Versuchsserien untereinander sind die berechneten mittleren Fehler nicht in voller Höhe ausschlaggebend, sondern nur ihr zufälliger Anteil, wozu beispielsweise Beobachtungsfehler bei der Ablesung zu zählen sind.

In Wiederholungsversuchen von Meßserien bei gleichen Versuchsbedingungen, die in einem zeitlichen Abstand von ungefähr vier Wochen durchgeführt wurden, ergaben sich keine feststellbaren Unterschiede zu früheren Versuchen. Dies wird an den Beispielen der Versuche für $p/d = 1,25$ bei $Pr = 4,35$ in Abb. 36 sowie für $p/d = 1,60$ bei $Pr = 2,55$ in Abb. 35 deutlich. Die Meßpunkte der wiederholten Versuche fallen mit den ursprünglichen Werten auf die selbe Ausgleichskurve.

Soweit also in den Versuchen der Einfluß der Variation einzelner Parameter auf den Wärmeübergang untersucht wurde, z.B. der Einfluß von Re , Pr , p/d , q_B , wird beim Vergleich

von Versuchswerten, bei denen eine einzelne Größe verändert wurde, die berechnete Fehlergrenze deutlich unterschritten, da ständig die selben Meßgeräte, Meßverfahren, Strömungsmedien usw. in Verwendung waren. Dieser Umstand ist von besonderer Bedeutung bei der experimentellen Klärung des Einflusses des Teilungsfaktors p/d auf den Wärmeübergang, der im untersuchten Bereich für die beiden Meßstrecken mit $p/d = 1,25$ und $p/d = 1,60$ einen Unterschied der Nußelt-Zahlen von ca. 6 % erbrachte. Die Aussagekraft dieses Ergebnisses wird erhärtet durch die gute Reproduzierbarkeit der Meßpunkte und die Tatsache, daß die Versuchswerte auf jeweils 36 Einzelmessungen des Querschnitts gestützt sind.

Literaturverzeichnis

- /1/ D.A. DINGEE, W.B. BELL, J.W. CHASTAIN, S.L. FAWCETT:
"Heat Transfer from Parallel Rods in Axial Flow"
Battelle Memorial Institute Report No. BMI - 1026, 1955
- /2/ P. MILLER, J.J. BYRNES, D.M. BENFORADO: "Heat Transfer
to Water Flowing Parallel to a Rod Bundle"
American Institute of Chemical Engineers Journal,
Vol. 2, No. 2, 1956, 226 - 234
- /3/ E.V. FIRSOVA: "Study of Heat Transfer and Flow Resi-
stance of Water flowing Parallel to a Bundle of Rods"
Inzh. Fiz. Zhurn, VI, 1963, 17 - 22
- /4/ H.W. HOFFMAN, J.L. WANTLAND, W.J. STELZMAN: "Heat Trans-
fer with Axial Flow in Rod Clusters"
International Developments in Heat Transfer, Paper
No. 65, Boulder, Colorado, ASME, Vol. 3, 1961, 553 - 560
- /5/ V.I. SUBBOTIN, P.A. USHAKOV, P.L. KIRILLOV, M.K. IBRA-
GIMOV, M.N. IVANOVSKY, E.V. NOMOPHILOV, D.M. OVECHKIN,
D.M. SOROKIN: "Heat Removal from the Reactor Fuel Ele-
ments Cooled by Liquid Metals"
Third United Nations International Conference on the
Peaceful Uses of Atomic Energy, May 1964, 28/P/328
- /6/ W.A. SUTHERLAND, W.M. KAYS: "Heat Transfer in Parallel
Rod Arrays"
GEAP - 4637, April 1965
- /7/ R.G. DEISSLER: "Analysis of Turbulent Heat Transfer,
Mass Transfer, and Friction in Smooth Tubes at High
Prandtl and Schmidt Numbers"
NACA Report 1210, 1955

- /8/ H. REICHARDT: " Vollständige Darstellung der turbulenten Geschwindigkeitsverteilung in glatten Leitungen"
ZAMM 31, Juli 1951, 208 - 219
- /9/ R.G. DEISSLER, M.F. TAYLOR: "Analysis of Axial Turbulent Flow and Heat Transfer Through Banks of Rods or Tubes"
Reactor Heat Transfer Conference, 1956, TID - 5729
(Part 1), Book 2, 1957, 416 - 461
- /10/ O.E. DWYER, P.S. TU: "Analytical Study of Heat Transfer Rates for Parallel Flow of Liquid Metals through Tube Bundles"
Chem. Eng. Progr. Symposium Series, Vol. 56, No. 30
1960, 183 - 193
- /11/ V.S. OSMACHKIN: "Some Problems of Heat Transfer in Liquid Cooled Reactors"
Third United Nations International Conference on the Peaceful Uses of Atomic Energy, 1964, 28/P/326
- /12/ H. GRÄBER: "Transfert de chaleur dans des tubes lisses, entre plaques planes paralleles, le long d'une plaque plane, dans des espaces annulaires et le long de faisceaux tubulaires pour une repartition exponentielle du flux de chaleur en ecoulement forcé, laminaire ou turbulent"
Thèse de doctorat ès Sciences à l'Université de Paris, Faculté des Sciences (1968)
- /13/ H.GRÖBER, S. ERK, U. GRIGULL: "Die Grundgesetze der Wärmeübertragung"
3. Auflage, Springer Verlag, 1961
- /14/ "Äthylenglykol" Druckschrift No. B 514d, Badische Anilin- und Soda- Fabrik A.G., Ludwigshafen am Rhein

- /15/ R.G. BEISSLER: "Turbulent Heat Transfer and Friction in the Entrance Regions of Smooth Passages"
Trans. ASME, Vol. 77, 1955, 1221 - 1233
- /16/ J.P. HARTNETT: "Experimental Determination of the Thermal Entrance Length for the Flow of Water and Oil in Circular Pipes"
Trans. ASME, Vol. 77, 1955
- /17/ A. FORTIER: "La Convection de Chaleur"
Cours professé à l'INSTN - Saclay, 1961
- /18/ Th.v. KARMAN: "Analogy between fluid friction and heat transfer"
Trans. ASME, Vol. 61, 1939, 705 - 710
- /19/ W. EIFLER, R. NIJSING: "Experimental investigation of velocity distribution and flow resistance in a triangular array of parallel rods"
European Atomic Energy Community - EURATOM, EUR 2193. e 1965
- /20/ B.W. LE TOURNEAU, R.E. GRIMBLE, J.E. ZERBE: "Pressure Drop for Parallel Flow Through Rod Bundles"
Transaction of the ASME, November 1957, 1751 - 1758
- /21/ V.I. SUBBOTIN, P.A. USHAKOV, B.N. GABRIANOVICH:
"Hydraulic Resistance to the Flow of a Liquid along a Bundle of Rods"
Atomnaya Energiya, Vol. 9, No. 4, 1960, 308 - 310
- /22/ C.F. COLEBROOK, C.M. WHITE: "The Reduction of Carrying Capacity of Pipes with Age"
J. Instn. civ. Engrs., London, 1937/38, Paper No. 5137, 99 - 118
- /23/ H. REICHARDT: "Die Grundlagen des turbulenten Wärmeüberganges"
Arch. ges. Wärmetechn. 2, 1951, 129 - 142

- /24/ W.M. KAYS: "Convective Heat and Mass Transfer"
McGraw - Hill, Inc. 1966
- /25/ W. HUFSCHMIDT, E. BURCK, W. RIEBOLD: "Die Bestimmung
örtlicher und mittlerer Wärmeübergangszahlen in Roh-
ren bei hohen Wärmestromdichten"
International Journal of Heat and Mass Transfer,
Vol. 9, No. 6, 1966, 539 - 565
- /26/ J. WEISMAN: "Heat Transfer to Water Flowing Parallel
to Tube Bundles"
Nuclear Science and Engineering, 6, No. 1, 1959, 78
- /27/ V.V. YAKOVLEV: "Local and Mean Heat Transfer for a
Turbulent Flow of Non - Boiling Water with High
Heat Loads"
Atomnaya Energiya Vol. 8, No. 3, 1960 250 - 252

Tabelle 1 Verhältnis der örtlichen Nusselt-Zahlen zur mittleren Nusselt-Zahl Nu_1/Nu in der Hauptmessebene bei Zunahme des Massenstroms für $p/d = 1,60$ bei $Pr_1 = 2,55$

Re	Pos. 11	12	13	14	15	16	22	23	21	151	152	153	81	82	83	211	212	213
38 000	0,96	0,98	1,00	1,05	1,09	0,94	0,99	0,94		1,04	1,02	0,99	0,97	1,03	0,98	0,90	0,94	0,96
45 600	0,95	0,99	1,00	1,06	1,12	0,91	0,98	0,94		1,05	1,01	0,98	0,97	1,04	0,96	0,89	0,95	0,95
79 500	0,92	0,99	0,99	1,09	1,14	0,91	0,98	0,92		1,07	1,01	0,97	0,96	1,06	0,96	0,89	0,96	0,96
92 800	0,91	0,98	0,97	1,08	1,17	0,91	0,97	0,91		1,08	1,02	0,97	0,96	1,07	0,95	0,89	0,94	0,97
111 000	0,90	0,99	0,98	1,10	1,19	0,91	0,93	0,91		1,07	1,01	0,96	0,96	1,07	0,96	0,89	0,95	0,98
131 500	0,89	0,99	0,98	1,10	1,22	0,89	0,96	0,91		1,08	1,02	0,97	0,96	1,09	0,97	0,89	0,95	0,99
150 000	0,90	0,94	0,98	1,14	1,24	0,90	0,92	0,88		1,06	1,02	0,95	0,93	1,07	0,93	0,91	0,96	0,98
176 400	0,86	0,93	0,96	1,13	1,26	0,88	0,92	0,88		1,07	1,04	0,94	0,95	1,09	0,95	0,91	1,03	1,02
212 000	0,87	1,00	0,96	1,16	1,26	0,86	0,92	0,85		1,10	1,04	0,95	0,92	1,10	0,93	0,91	0,98	0,96
223 000	0,88	0,96	0,96	1,14	1,33	0,87	0,91	0,85		1,07	1,04	0,93	0,90	1,09	0,94	0,91	0,96	0,99

Re	Pos. 41	42	43	101	102	103	251	252	253	61	62	63	121	122	123	291	292	293
38 000	0,99	1,07	0,99	0,99	0,99	1,00	1,02		1,03	1,09	1,03	0,98	1,05		1,01	0,96		0,99
45 600	0,99	1,11	0,98	1,01	1,01	1,04	1,02		1,00	1,09	1,03	0,95	1,04		0,99	0,96		0,99
79 500	0,96	1,08	0,98	0,94	1,05	1,03	1,01		1,07	1,12	1,03	0,95	1,08		0,98	0,98		1,02
92 800	0,96	1,06	0,98	0,99	1,03	1,01	1,02		1,11	1,12	1,02	0,95	1,07		0,97	0,97		1,02
111 000	0,95	1,10	0,96	0,95	1,06	0,98	1,04		1,16	1,12	1,03	0,96	1,10		0,96	0,97		1,02
131 500	0,93	1,09	0,95	0,92	1,09	0,94	1,00		1,14	1,13	1,02	0,95	1,09		0,95	0,99		1,03
150 000	0,91	1,17	0,99	0,94	1,03	1,03	1,10		1,10	1,05	0,96	0,91	1,09		0,93	0,93		1,01
176 400	0,92	1,21	1,00	0,98	1,01	1,05	1,14		1,15	1,07	0,96	0,91	1,11		0,93	0,93		1,02
212 000	0,97	1,18	0,99	0,92	1,13	1,03	1,10		1,15	1,10	1,00	0,88	1,03		0,93	0,96		1,04
223 000	0,93	1,30	1,05	0,92	1,12	1,14	1,24		1,18	1,07	0,95	0,90	1,06		0,92	0,92		1,01

Tabelle 2 Verhältnis der örtlichen Nusselt-Zahlen zur mittleren Nusselt-Zahl Nu_i/Nu in der Hauptmessebene bei Zunahme des Massenstroms für $p/d = 1,25$ bei $Pr = 3,03$

Re	Pos. 11	12	13	14	15	16	22	23	21	151	152	153	81	82	83	211	212	213
17 090	0,97	1,02	1,05	1,06	1,00	1,02	1,09	0,92	1,04	0,98	0,99	0,97	0,95	0,91	1,03	1,02	1,01	1,02
23 940	0,96	1,02	1,04	1,07	1,00	1,02	1,09	0,91	1,04	0,97	0,96	0,97	0,94	0,89	1,04	1,02	1,00	1,02
32 510	0,94	1,01	1,05	1,08	1,00		1,11	0,89	1,04	0,97	0,96	0,97	0,93	0,87	1,05	1,03	1,03	1,01
42 730	0,94	1,00	1,05	1,11	1,00		1,12	0,87	1,03	0,97	0,96	0,97	0,91	0,85	1,06	1,03	1,01	1,02
54 230	0,92	0,99	1,05	1,12	1,00	0,95	1,14	0,87	1,06	0,95	0,94	0,98	0,91	0,84	1,06	1,03	1,02	1,02
69 600	0,90	0,98	1,04	1,12	0,98	0,93	1,13	0,85	1,11	0,97	0,94	0,97	0,88	0,83	1,08	1,05	1,03	1,03
89 400	0,90	0,97	1,07	1,19	1,00	0,94	1,17	0,83	1,05	0,95	0,92	0,98	0,87	0,82	1,08	1,04	1,03	1,02
108 000	0,88	0,95	1,06	1,21	1,00	0,93	1,18	0,82	1,05	0,95	0,89	0,97	0,85	0,79	1,08	1,06	1,05	1,01
133 800	0,87	0,93	1,05	1,25	0,98	0,91	1,20	0,81	1,05	0,94	0,86	0,98	0,85	0,79	1,08	1,06	1,06	1,05
172 100	0,86	0,92	1,06	1,28	1,01	0,92	1,26	0,81	1,08	0,94	0,87	0,99	0,80	0,76	1,11	1,08	1,10	1,01

Re	Pos. 41	42	43	101	102	103	251	252	253	61	62	63	121	122	123	291	292	293
17 090	1,09	1,01	1,00	1,07	0,93		0,98	0,89	0,94	1,00	1,04	1,05	1,08	0,96	0,98	0,95	1,04	0,99
23 940	1,11	1,02	1,00	1,08	0,91		0,99	0,87	0,94	1,00	1,05	1,05	1,11	0,96	1,00	0,95	1,06	0,99
32 510	1,13	1,02	1,00	1,09	0,91		1,00	0,86	0,94	0,99	1,07	1,07	1,13	0,97	0,99	0,94	1,06	0,98
42 730	1,16	1,00	1,03	1,11	0,89		1,01	0,85	0,95	1,00	1,09	1,07	1,16	0,97	1,00	0,95	1,10	0,97
54 230	1,18	1,01	1,01	1,14	0,89	1,02	1,02	0,84	0,96	1,00	1,10	1,07	1,20	0,97	1,01	0,94	1,10	0,97
69 600	1,10	1,05	1,07	1,15	0,87	1,01	1,01	0,82	0,96	0,97	1,09	1,06	1,20	0,96	0,98	0,92	1,09	0,94
89 400	1,24	1,08	1,05	1,16	0,85	1,00	1,01	0,80	0,95	0,98	1,10	1,07	1,23	0,99	0,99	0,92	1,12	0,92
108 000	1,25	1,06	1,06	1,18	0,85	1,01	1,02	0,79	0,96	1,00	1,11	1,12	1,28	0,98	0,99	0,92	1,13	0,93
133 800	1,27	1,09	1,02	1,20	0,82	1,00	1,00	0,76	0,97	0,98	1,11	1,08	1,31	0,99	1,00	0,92	1,12	0,88
172 100	1,31	1,08	1,05	1,26	0,80	1,01	1,01	0,76	1,01	0,99	1,13	1,08	1,41	1,00	1,01	1,01	1,13	0,86

Tabelle 3 Die Temperaturdifferenzen $T_c - \bar{T}_c$ [°C] der Flüssigkeit in den Unterkanälen des Bündels bei Zunahme des Massenstroms im Vergleich mit der Temperaturdifferenz $T_w - T_m$ [°C]

p/d = 1,25													Pr = 2,59		q _B = 9,3 W/cm ²	
Re	Pos. 401	402	403	404	405	406	408	409	410	411	412	413	T _w - T _m [°C]			
23 740	-0,02	0,50	0,46	-0,26	-0,19	-0,22	0,05	0,26	0,05	0,12	-0,12	0,00	8,87			
33 300	0,02	0,43	0,26	-0,22	-0,17	-0,24	-0,02	0,10	-0,02	0,05	-0,17	0,10	6,68			
45 580	0,07	0,36	0,24	-0,19	-0,14	-0,24	-0,02	0,10	-0,05	-0,05	-0,17	0,10	5,10			
59 290	0,19	0,24	0,24	-0,14	-0,10	-0,17	0,00	-0,02	-0,07	-0,07	-0,36	0,14	4,08			
72 210	0,17	0,22	0,22	-0,12	-0,07	-0,14	-0,02	0,02	-0,05	-0,05	-0,29	0,17	3,63			
98 220	0,19	0,19	0,24	-0,07	-0,02	-0,12	-0,02	0,07	-0,07	-0,14	-0,34	0,17	2,73			
114 100	0,19	0,24	0,24	-0,07	-0,02	-0,12	-0,02	0,07	-0,07	-0,12	-0,34	0,19	2,43			
142 800	0,19	0,22	0,26	-0,05	0,00	-0,07	0,00	0,05	-0,10	-0,14	-0,34	0,05	2,02			
176 900	0,22	0,12	0,24	-0,07	-0,02	-0,10	-0,02	0,02	-0,07	-0,19	-0,36	0,17	1,69			
208 100	0,24	0,12	0,24	-0,05	0,00	-0,07	-0,02	0,00	-0,05	-0,19	-0,36	0,19	1,48			

p/d = 1,60													Pr = 2,55		q _B = 8,6 W/cm ²	
Re	Pos. 401	402	403	404	405	406	408	409	410	411	412	413	T _w - T _m [°C]			
38 000	0,41	-0,79	-0,05	-0,17	0,36	0,05	-0,05	0,10	0,02	0,48	0,19	-0,10	15,01			
53 300	0,19	-0,65	-0,19	-0,26	0,02	-0,26	-0,14	0,14	-0,26	0,26	0,24	-0,10	10,95			
79 500	0,05	-0,26	-0,17	-0,46	0,36	-0,07	0,00	-0,02	-0,05	0,26	0,34	0,14	8,04			
92 800	0,05	-0,14	-0,05	-0,36	0,43	-0,05	0,05	-0,02	-0,05	0,22	0,26	0,14	6,87			
111 000	0,10	-0,12	-0,02	-0,43	0,43	0,05	0,07	-0,10	-0,07	0,19	0,29	0,19	5,97			
131 000	0,05	-0,16	-0,07	-0,74	0,31	-0,14	-0,05	-0,31	-0,22	0,02	0,19	0,05	5,08			
150 500	0,10	0,02	-0,05	-0,36	0,41	0,10	0,14	0,10	-0,05	0,17	0,43	0,36	4,48			
176 400	0,05	0,10	0,00	-0,31	0,46	0,05	0,14	0,10	-0,02	0,14	0,38	0,41	3,55			
202 000	0,02	0,00	-0,05	-0,34	0,41	-0,10	0,07	0,05	-0,07	0,12	0,34	0,23	3,53			
223 000	0,05	0,07	-0,05	-0,38	0,38	-0,02	0,12	0,05	-0,07	0,07	0,43	0,36	3,25			

$$\cos \frac{\beta_1}{2} = \frac{D - D'}{d}$$

$$D' = mp$$

$$\beta_1 = 2 \arccos \left(\frac{D}{d} - m \frac{p}{d} \right)$$

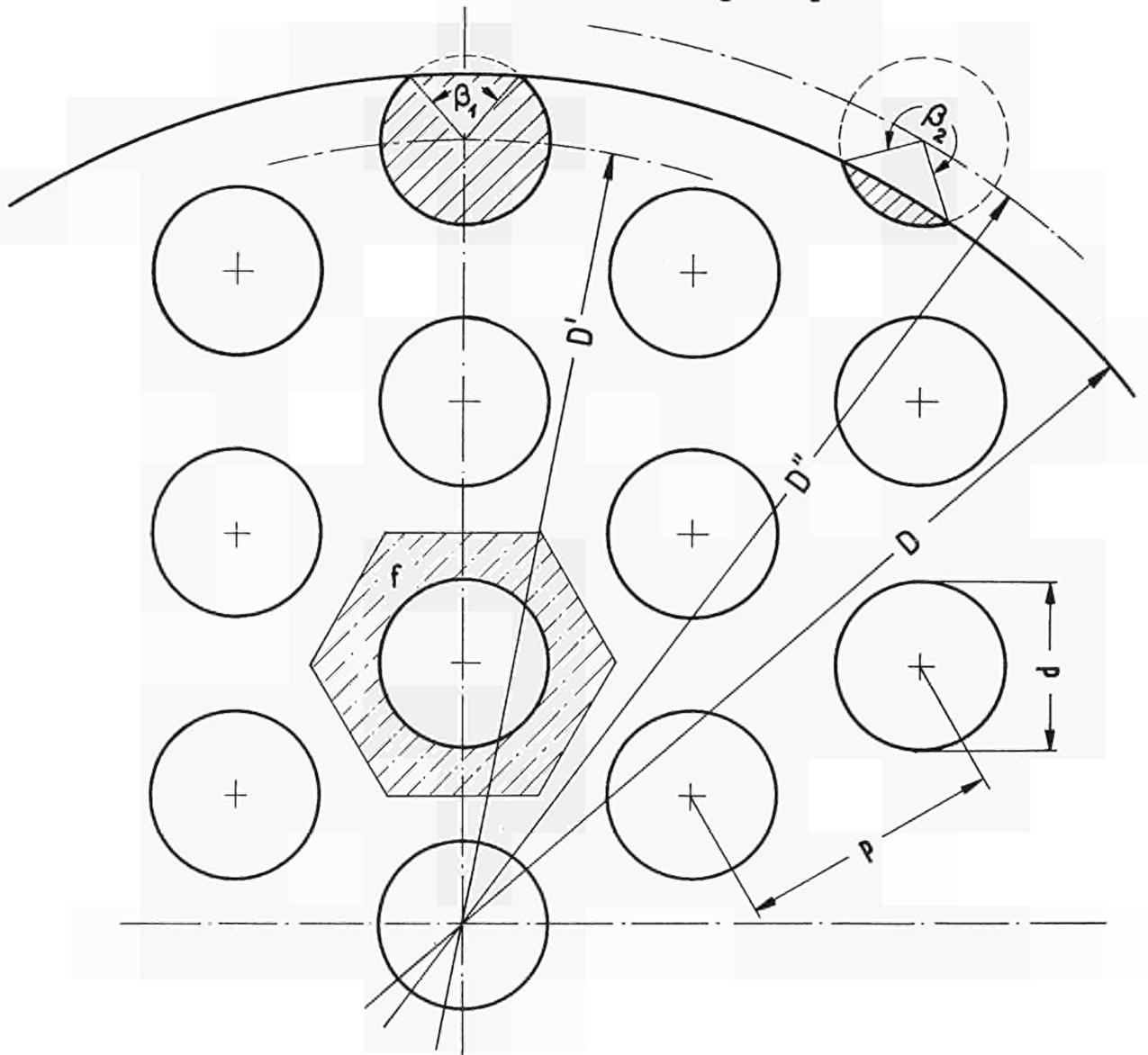
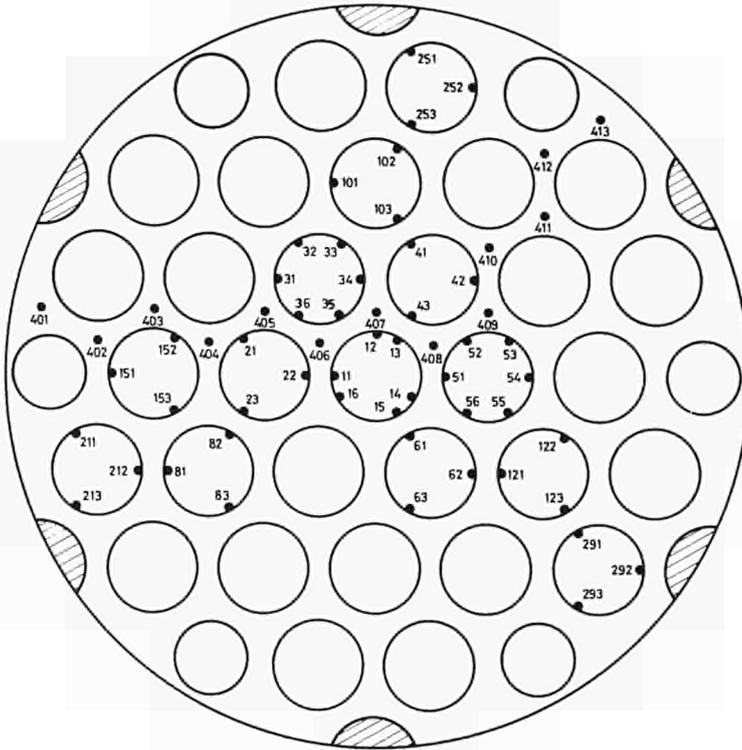


Abb. 1 Die Randzone des Strömungsquerschnitts in der Meßstrecke

$$\frac{p}{d} = 1,25$$



$$\frac{p}{d} = 1,60$$

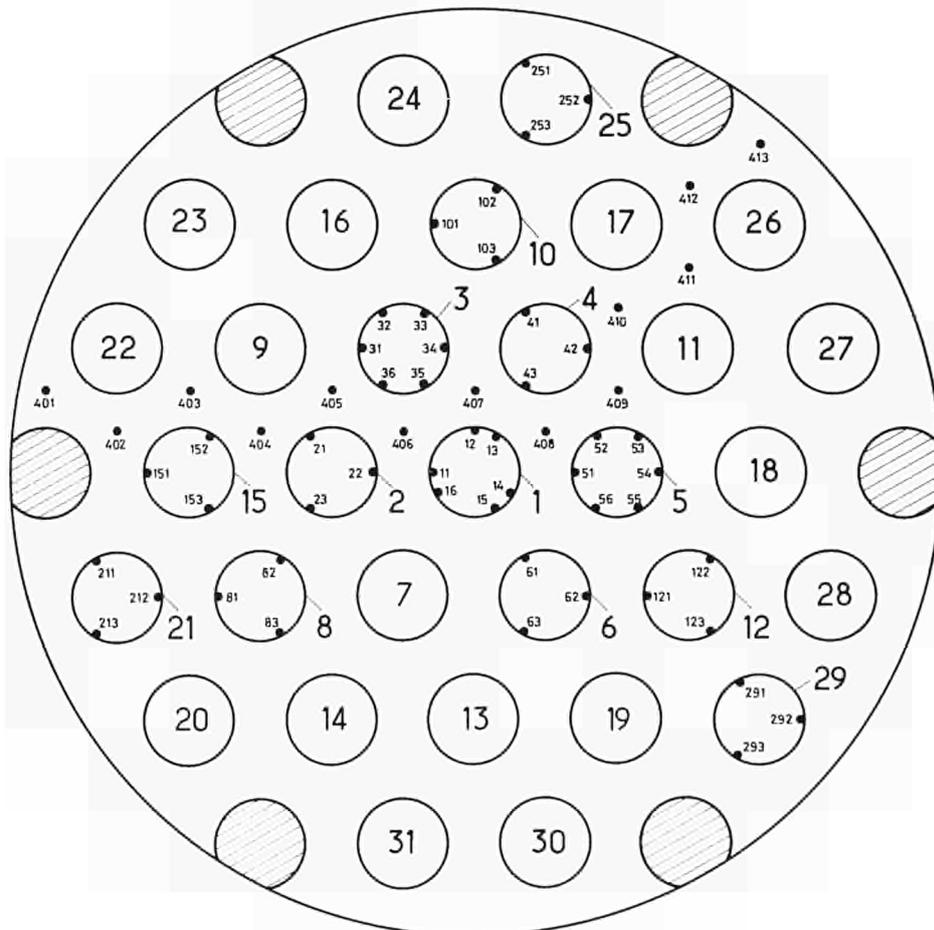


Abb. 2 Querschnitt durch die Hauptmeßebeine der Meßstrecken mit der Anordnung der Temperaturmeßstellen



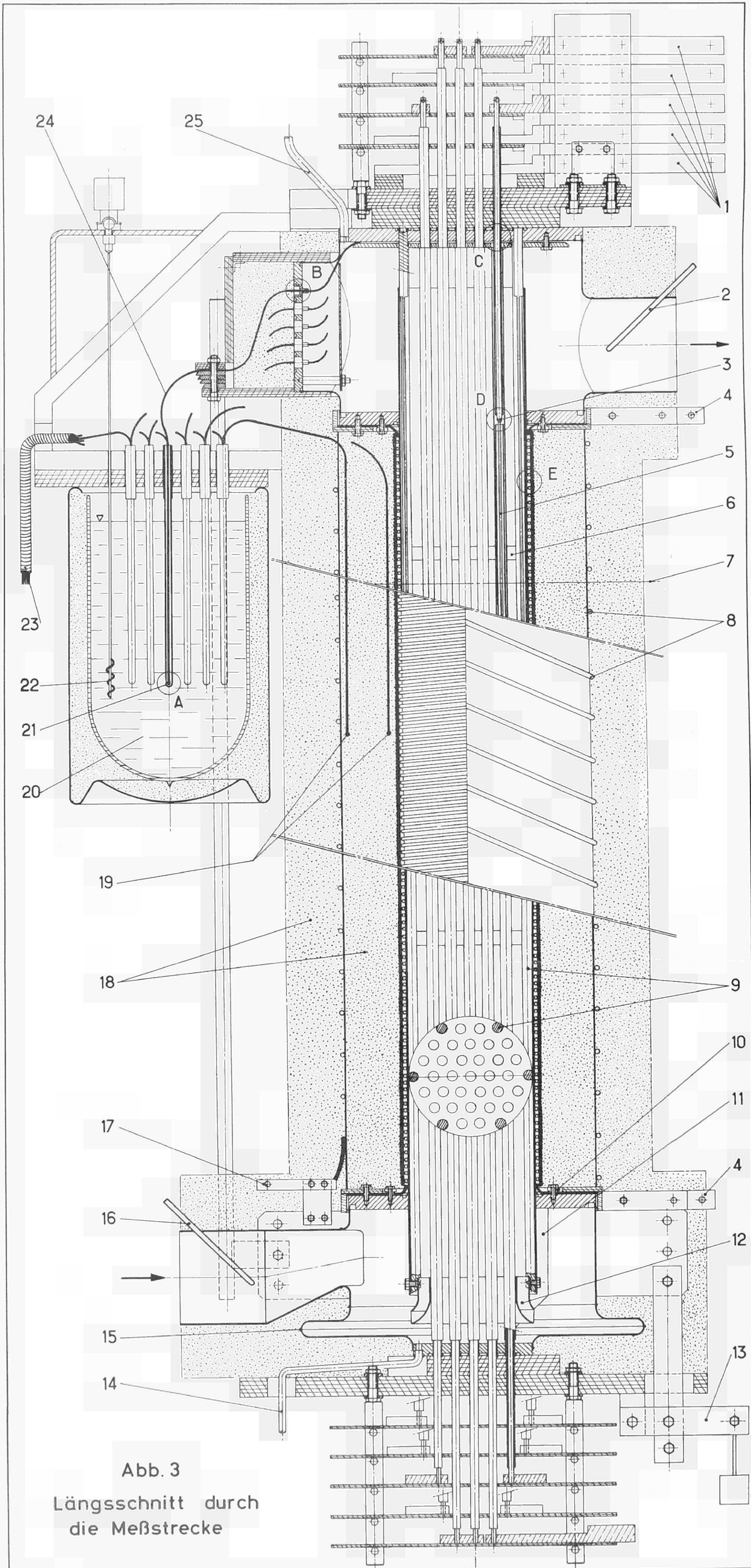


Abb. 3
 Längsschnitt durch
 die Meßstrecke



Erläuterungen zu Abb. 3

Längsschnitt durch die Meßstrecke

- 1 Anschlußschiene der Stromzuführung für die Bündelheizung
- 2 Meßstutzen zur Aufnahme von Thermoelementen für die Bestimmung der Austrittstemperatur der Flüssigkeit
- 3 Anschlußschweißung der Bündel- Heizelemente
- 4 Anschlußschiene der Stromzuführung für die Mantelheizung
- 5 Heizelement des Bündels
- 6 Abstandhalter
- 7 Haupt- Meßebeine
- 8 Heizelement der Schutzheizung
- 9 Füllkörper im Randgebiet des Strömungsquerschnitts
- 10 Befestigungsschrauben der Mantel- Heizelemente
- 11 Blende
- 12 Umlenkbleche
- 13 Ausgleichsvorrichtung für die Wärmedehnung der Heizelemente des Bündels
- 14 Entleerungsstutzen
- 15 Wellrohrkompensator
- 16 Meßstutzen zur Aufnahme von Thermoelementen für die Bestimmung der Eintrittstemperatur der Flüssigkeit
- 17 Anschlußschiene der Stromzuführung für die Schutzheizung
- 18 Wärmeisolierung
- 19 Thermoelemente zur Bestimmung des Temperatur- Gradienten in der Isolierung
- 20 Eisbad
- 21 Kaltlötstelle der Thermoelemente
- 22 Rührwerk
- 23 Kabel zum Anschluß der Thermoelemente an die Meßgeräte
- 24 Thermoelemente in der Meßkammer
- 25 Entlüftungsstutzen

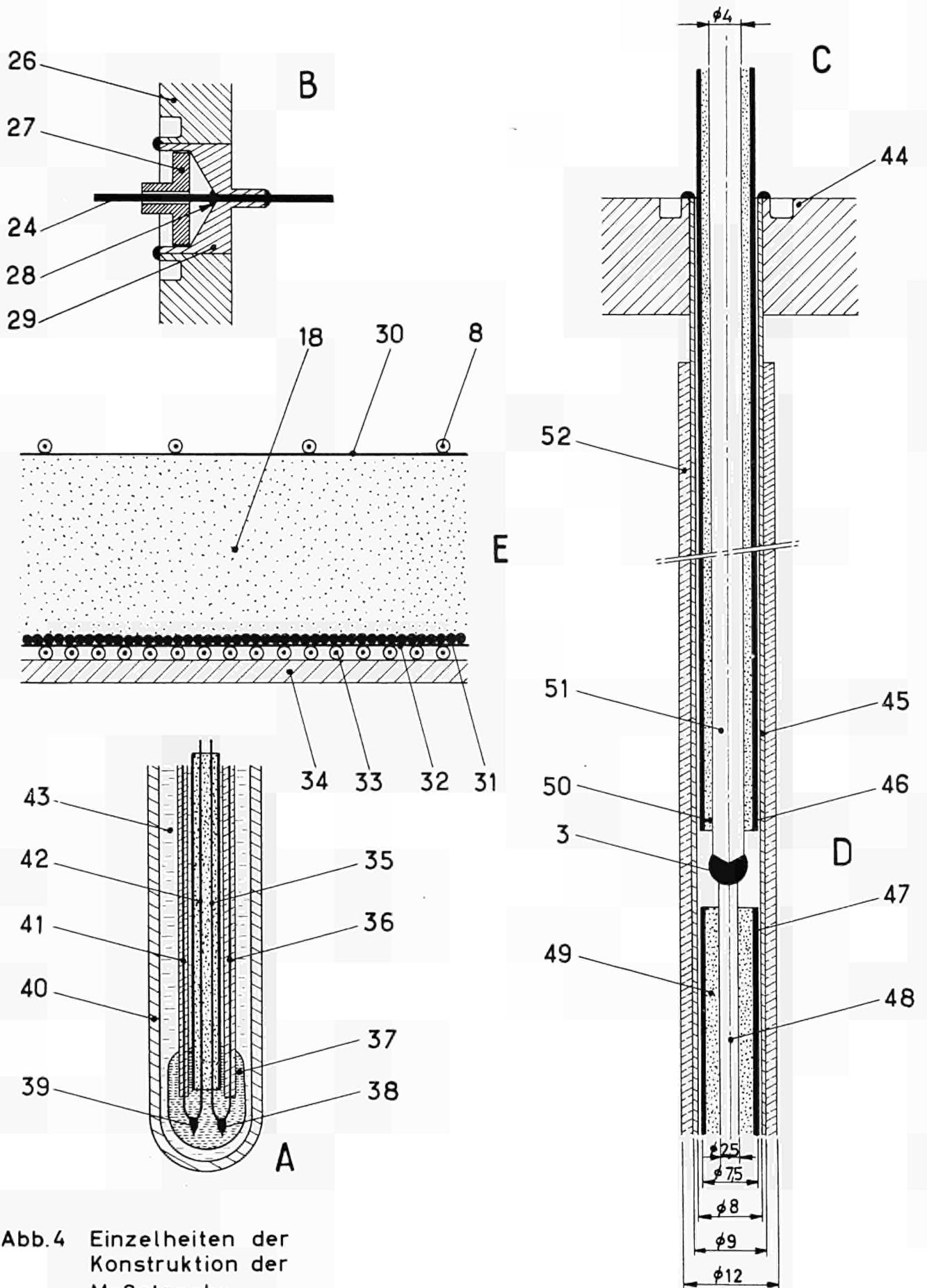


Abb.4 Einzelheiten der Konstruktion der Meßstrecke

Erläuterungen zu Abb. 4

Einzelheiten der Konstruktion der MeßstreckeB Austritt der Thermoelemente aus der Meßstrecke

- 26 Lochplatte
- 27 Schutzhülse
- 24 Thermoelement
- 28 Lötstelle
- 29 Durchführungsstopfen

E Mantelheizung

- 18 Wärmeisolierung
- 30 Blechschale
- 8 Heizelement der Schutzheizung
- 31 Stahldrahtbewicklung
- 32 Blechband
- 33 Heizelement der Mantelheizung
- 34 Rohrmantel der Meßkammer

A Kaltlötstelle der Thermoelemente

- 35 Chromeldraht
- 36 Kupferdraht (+)
- 37 Paraffinumhüllung der Kaltlötstellen
- 38 Lötstelle Chromel - Kupfer
- 39 Lötstelle Alumel - Kupfer
- 40 Glasrohr

- 41 Kupferdraht (-)
- 42 Alumeldraht
- 43 Kontaktflüssigkeit

C,D Einzelrohr des Bündels mit Heizelement und Stromzuführung

- 44 Bodenplatte
- 45 Kernrohr aus 18/8-Stahl
- 46 Ummantelung der Stromzuführung
- 47 Ummantelung des Heizelements
- 48 Heizleiter aus Konstantan
- 49 Magnesiumoxydisolierung
- 3 Schweißverbindung
- 50 Magnesiumoxydisolierung
- 51 Kupferzuleitung
- 52 Außenrohr aus Kupfer

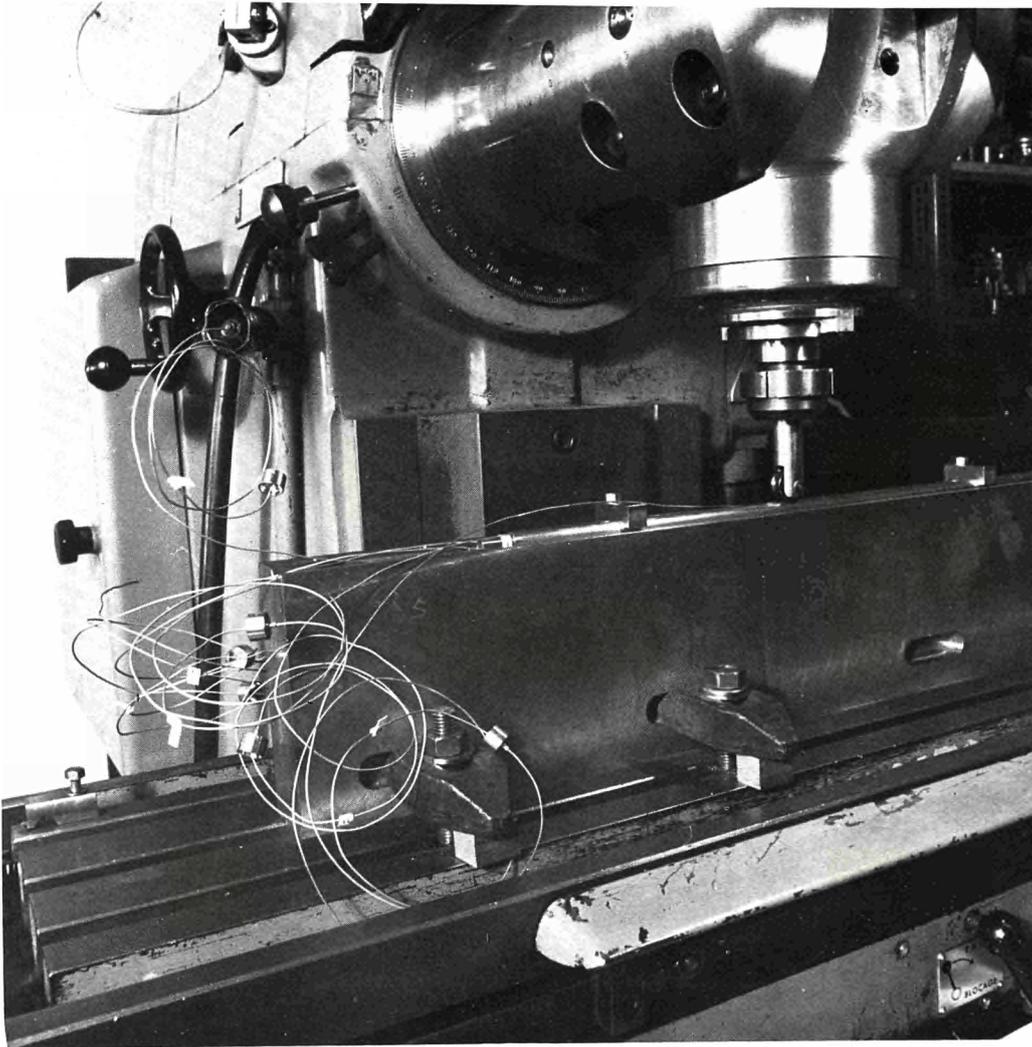


Abb. 5 Einwalzvorgang der Thermoelemente
auf der Oberfläche der Bündelrohre

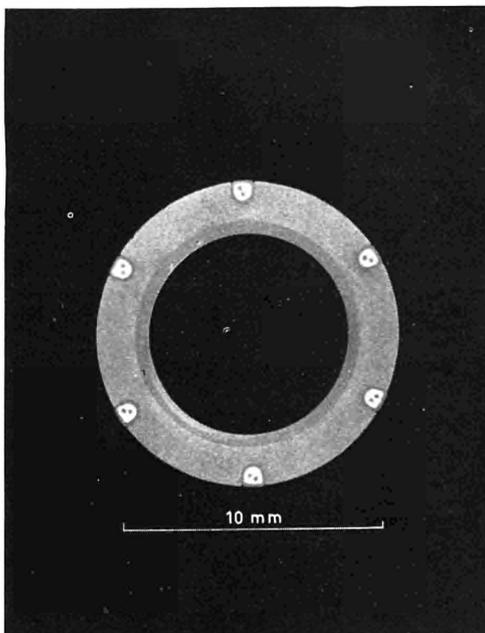


Abb. 6 Schnitt durch ein Bündelrohr mit
eingewalzten Thermoelementen

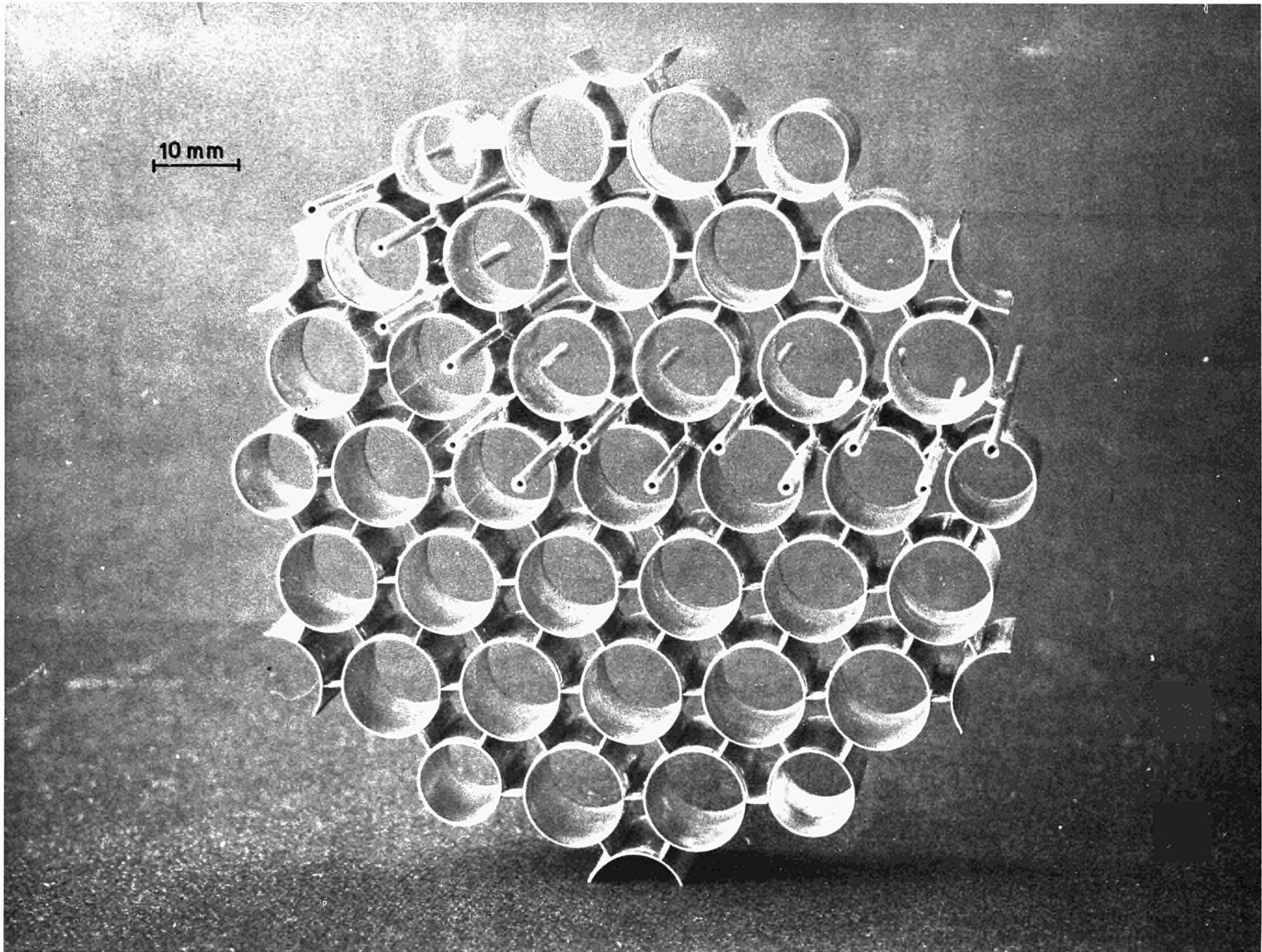


Abb. 7 Distanzhalter des Rohrbündels mit $p/d = 1,25$

10mm

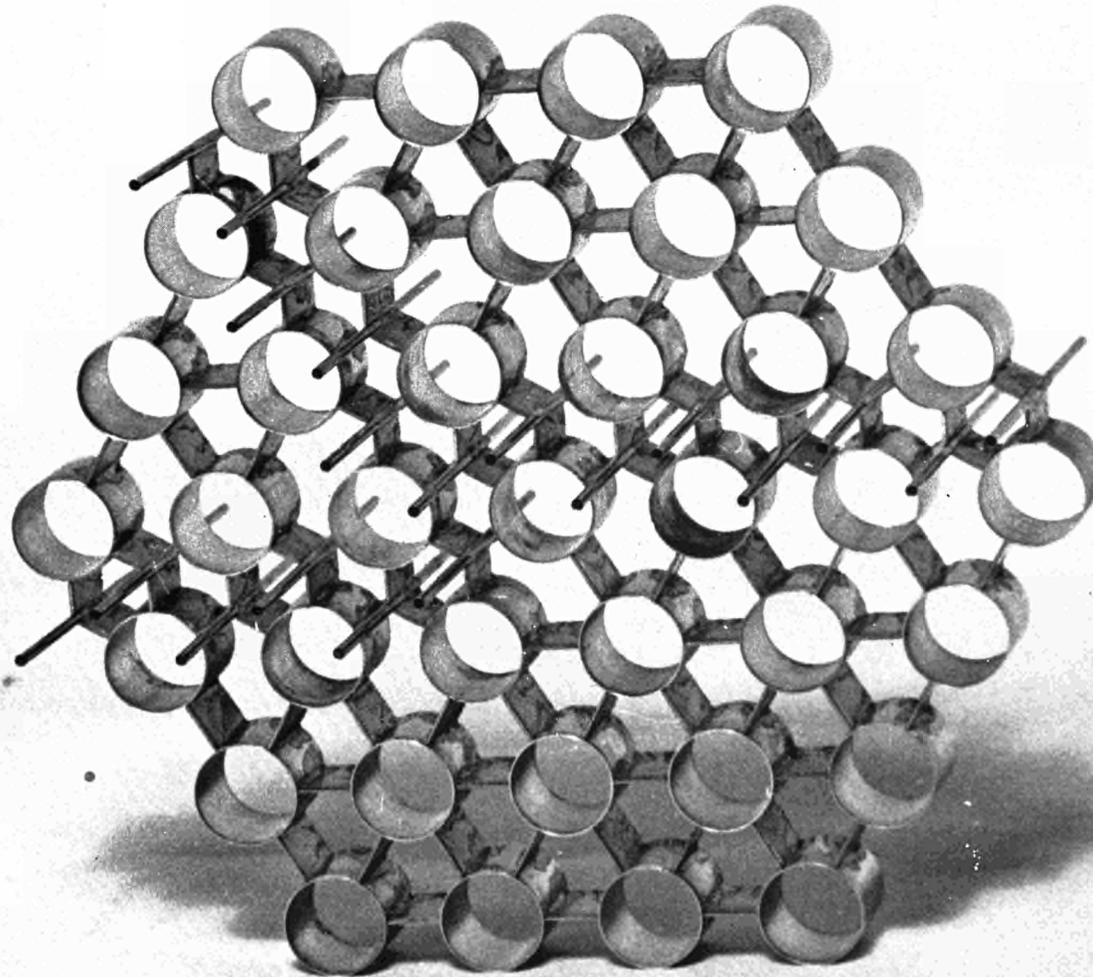


Abb. 8 Distanzhalter des Rohrbündels mit $p/d = 1,60$

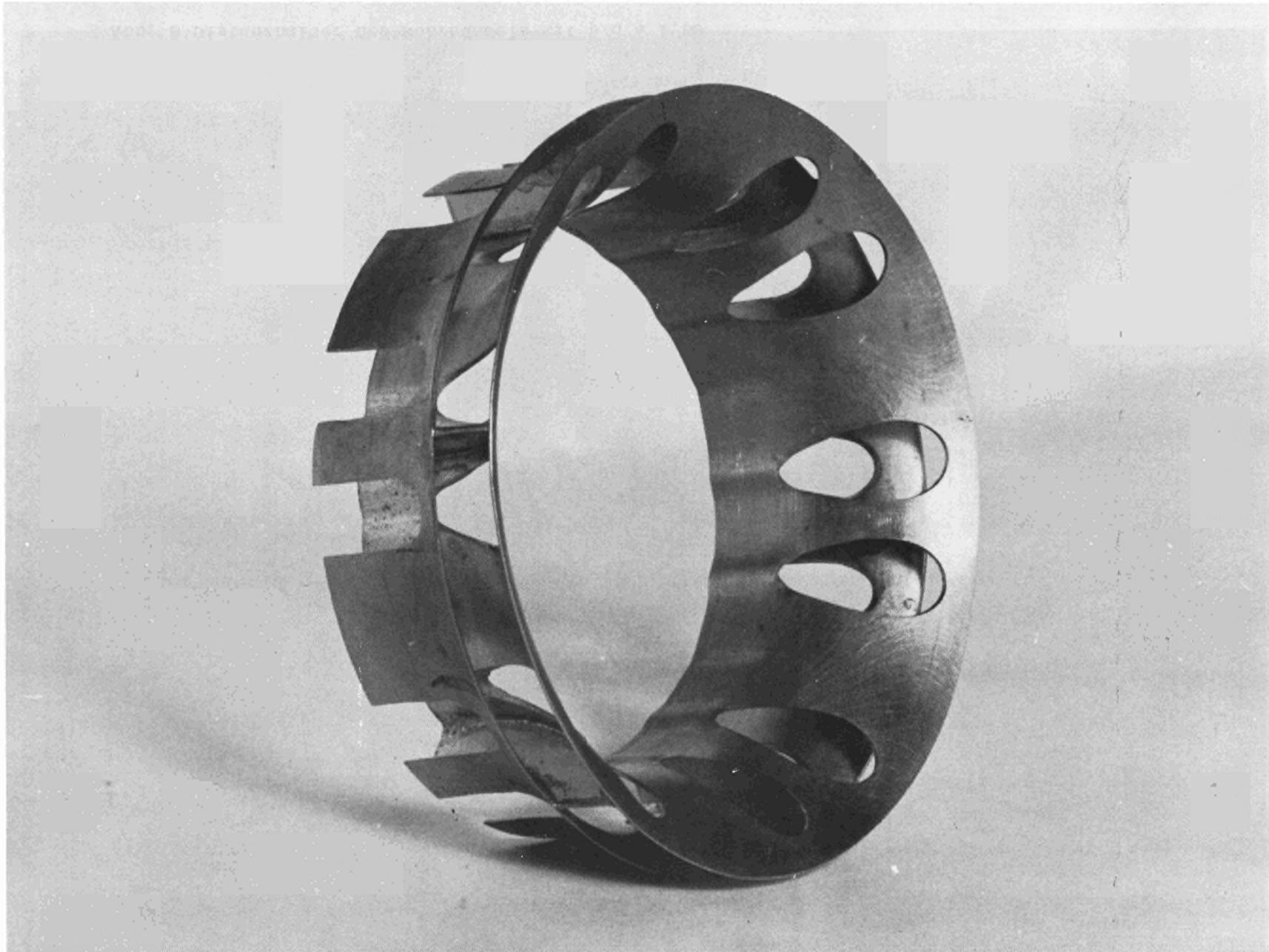


Abb. 9 Umlenblech am Strömungseintritt ins Rohrbündel

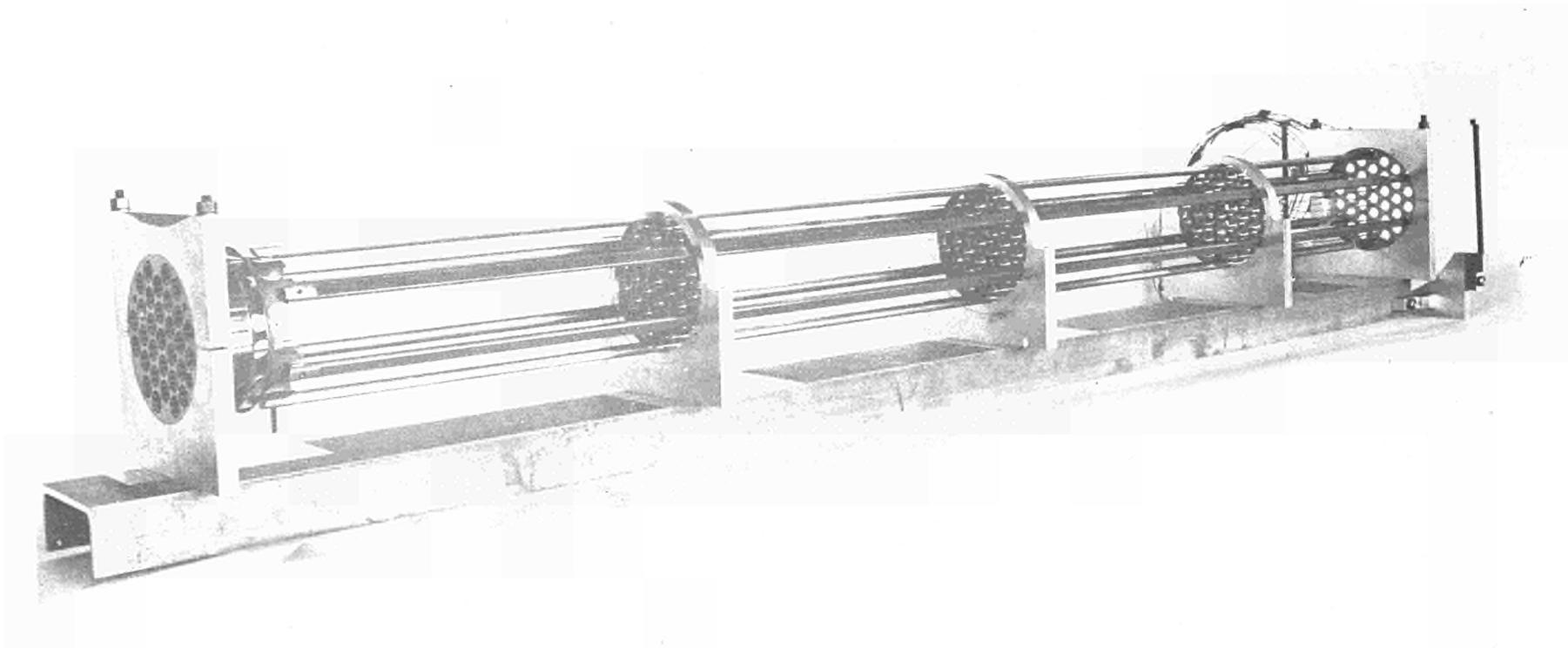


Abb. 10 Montagevorrichtung für den Zusammenbau des Rohrbündels

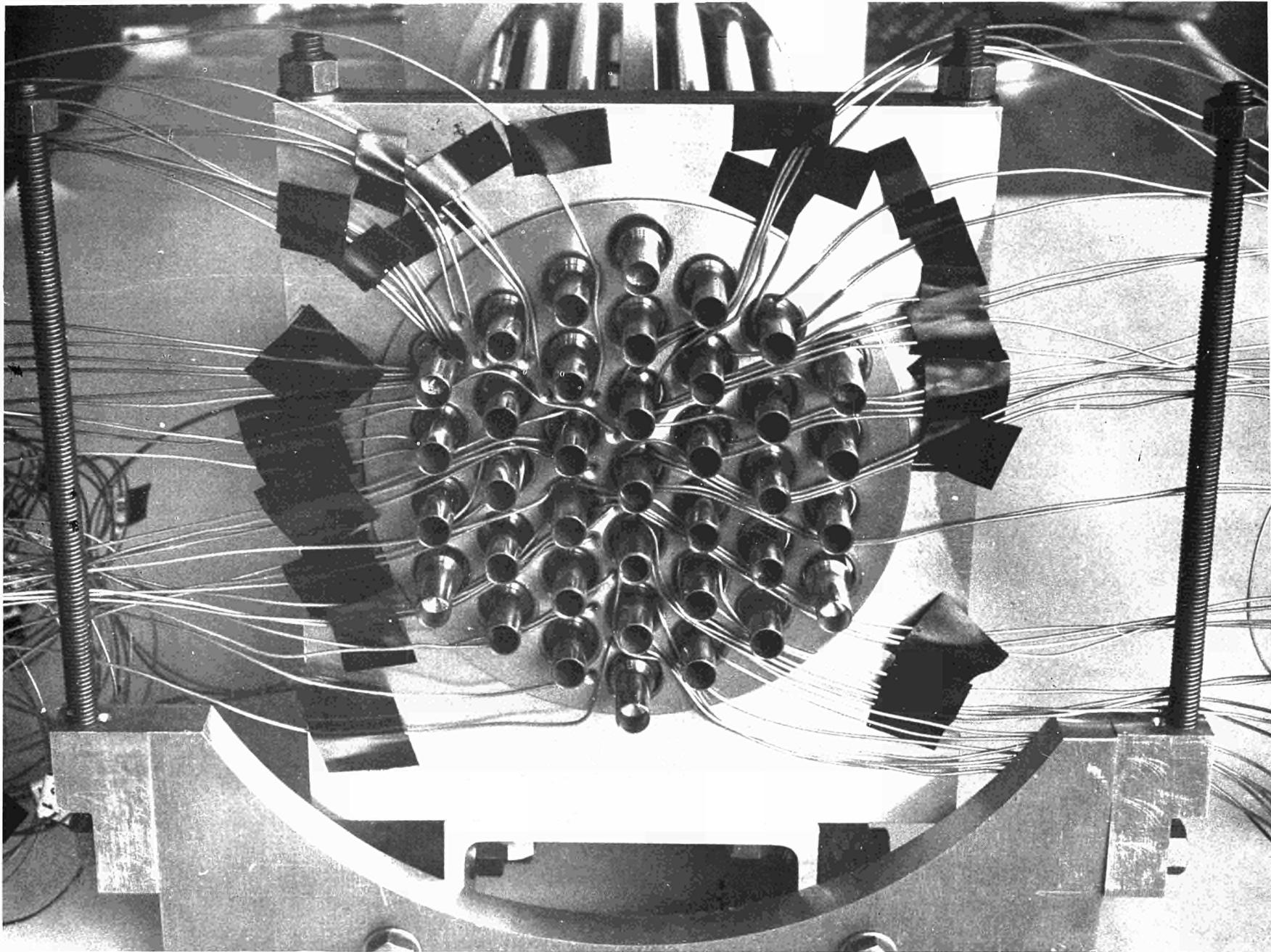


Abb. 11 Austritt der Thermoelemente an der oberen Stirnseite des Rohrbündels unter der Andrückplatte

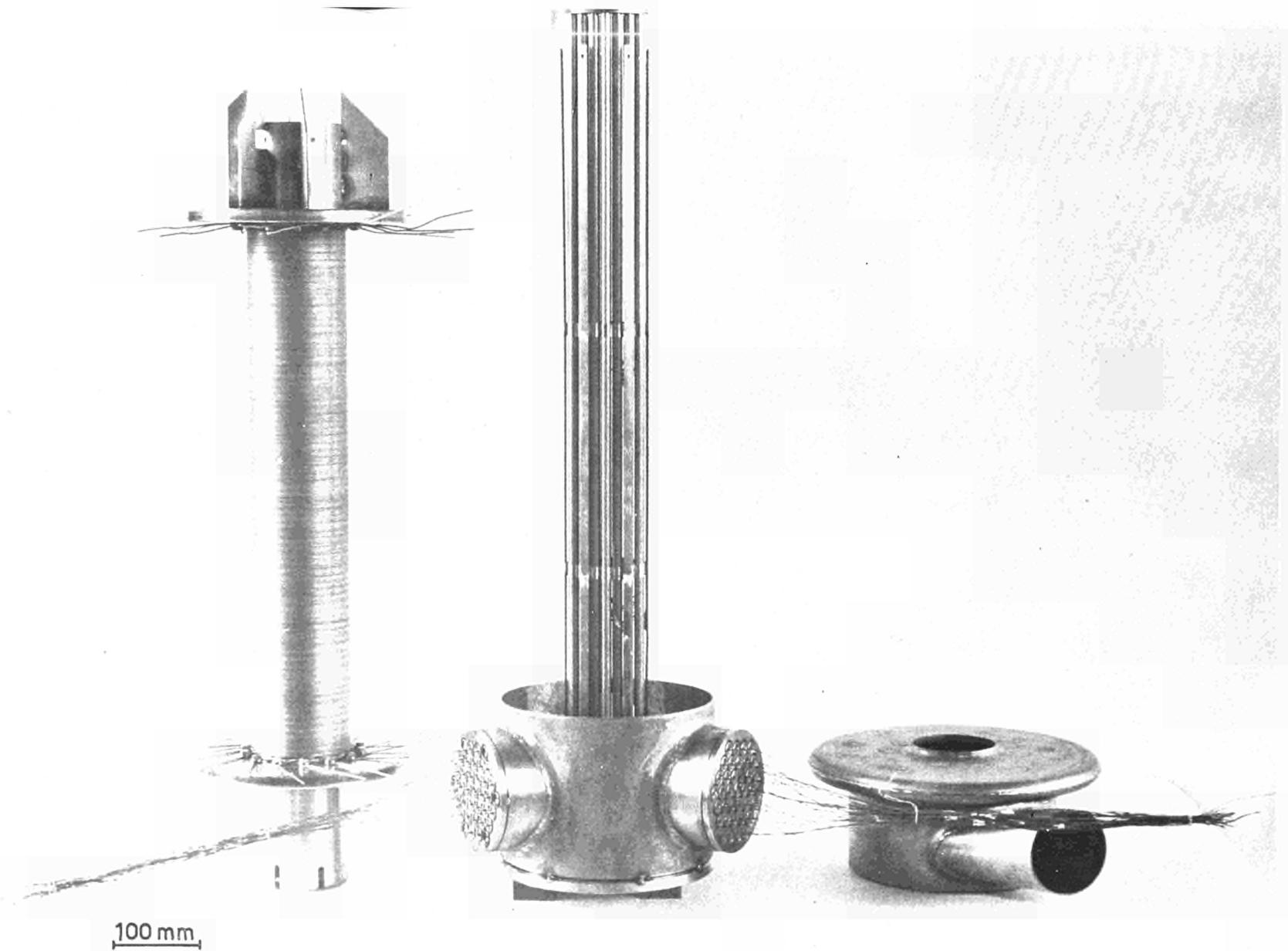


Abb. 12 Messtrecke mit $p/d = 1,25$ vor der Montageschweissung der Umhüllung in 3 Teilen :
- Mantelrohr mit Heizwicklung
- Rohrbündel mit Abflusshaube und Durchführungsplatten der Thermoelemente
- Zuflusshaube mit Wellrohrkompensator und Zuflusstutzen

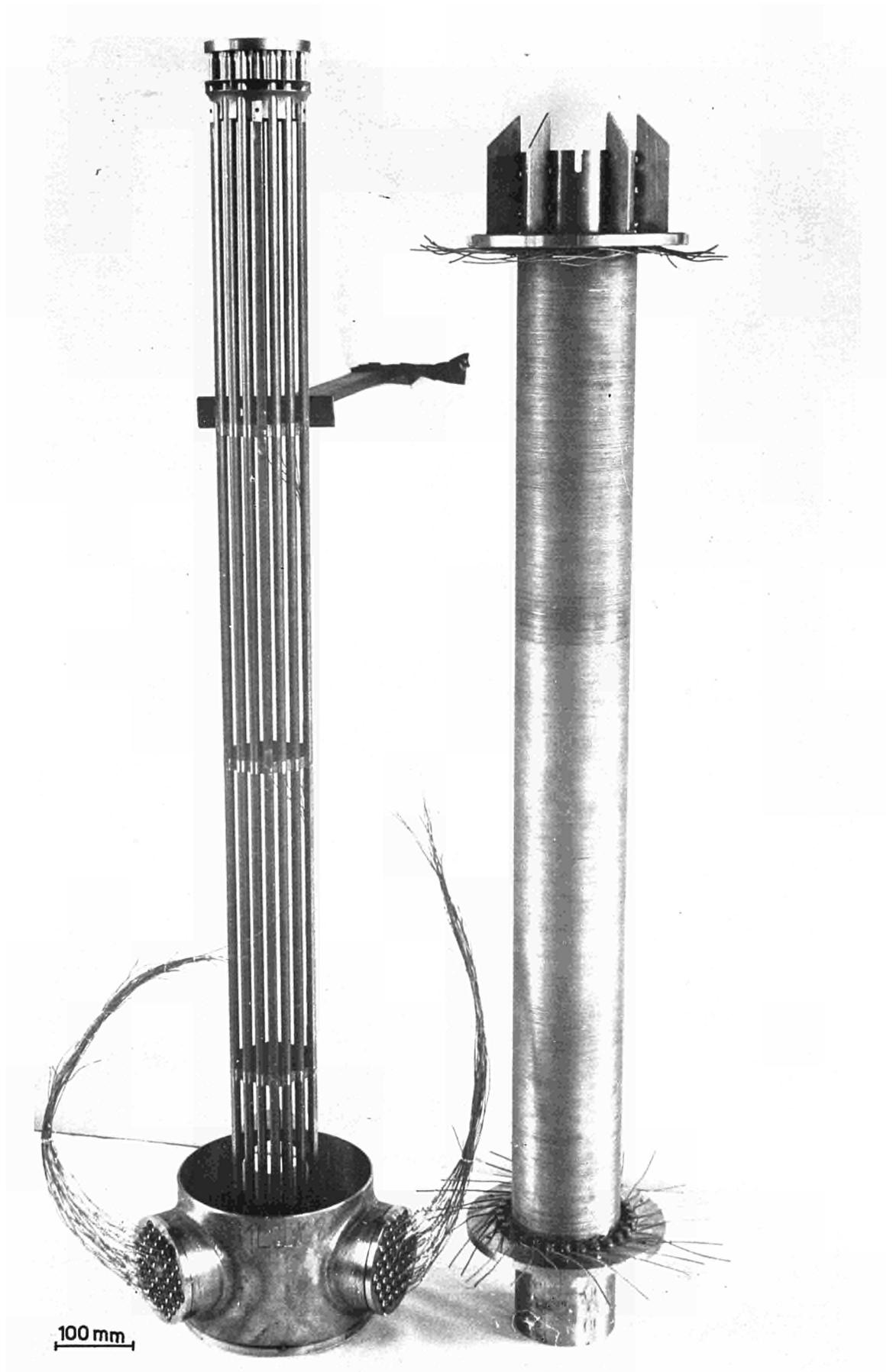


Abb. 13 Messtrecke mit $p/d = 1,60$ vor der Montageschweissung der Umhüllung

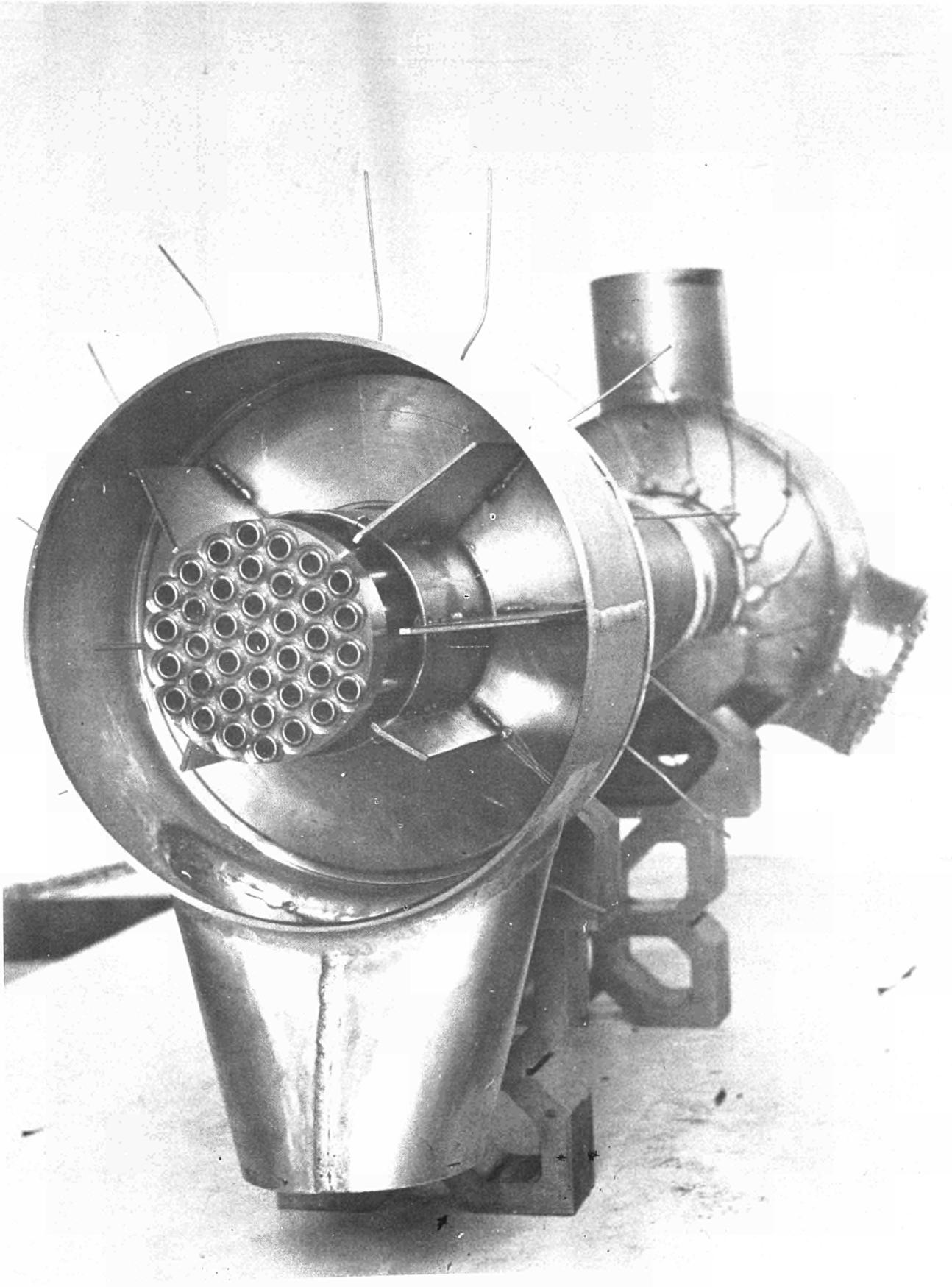


Abb. 14 Geöffnete Zuflusshaube der Messtrecke mit Blendeneinbauten

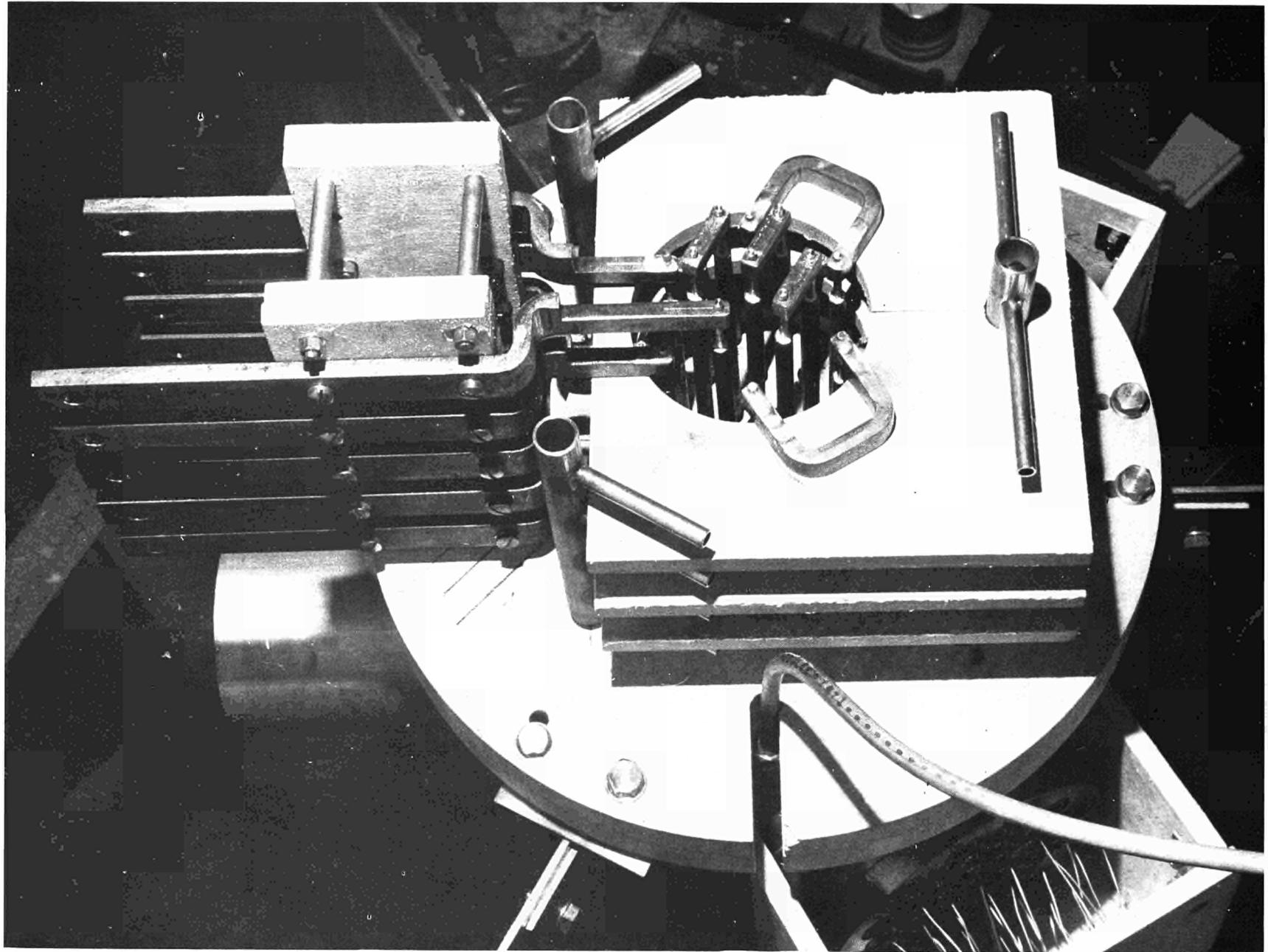


Abb. 15 Stromzuführungen für die Beheizung des Rohrbündels am Oberteil der Messtrecke

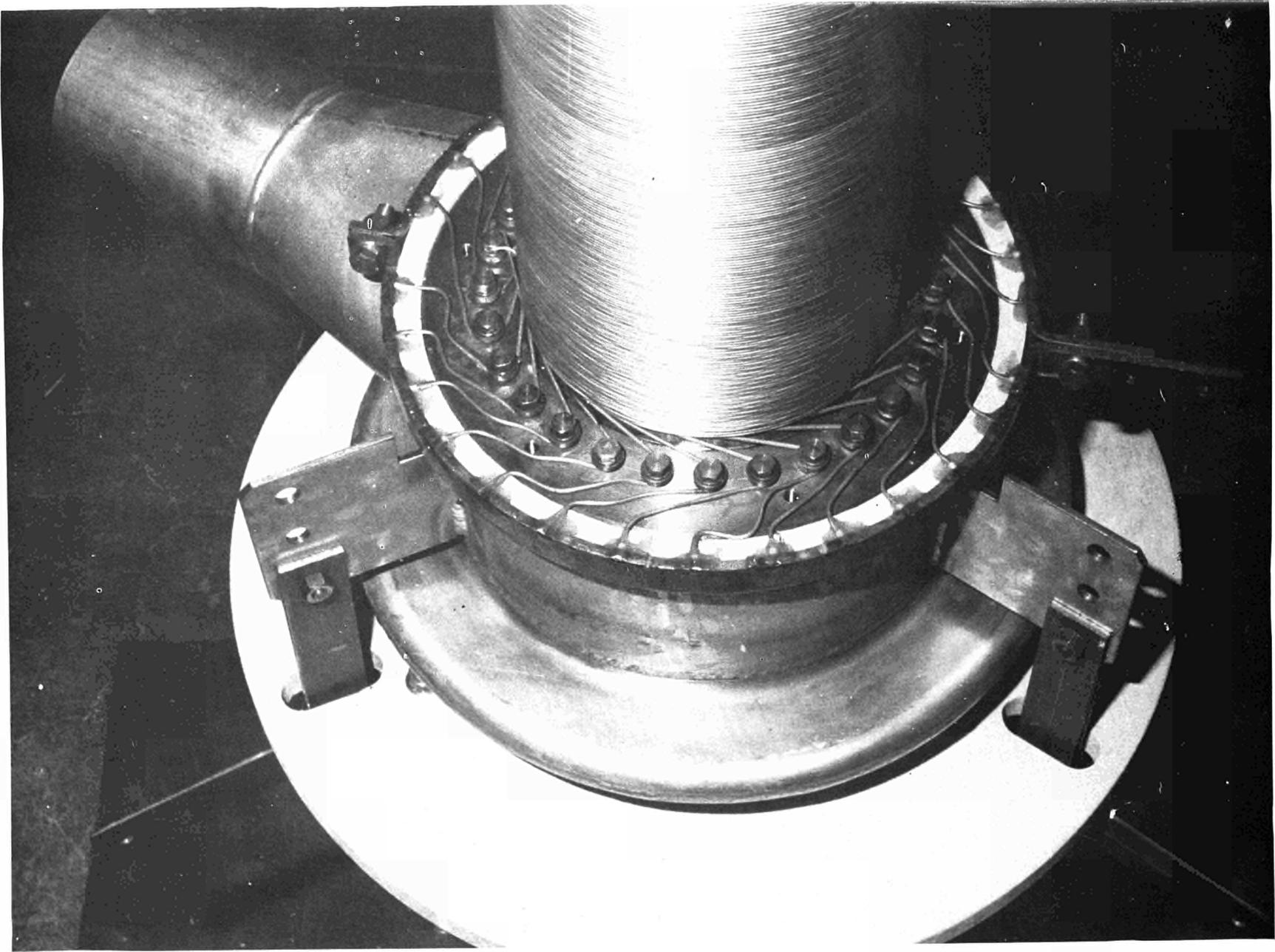


Abb. 16 Stromzuführungen für die Beheizung des Mantels der Messtrecke

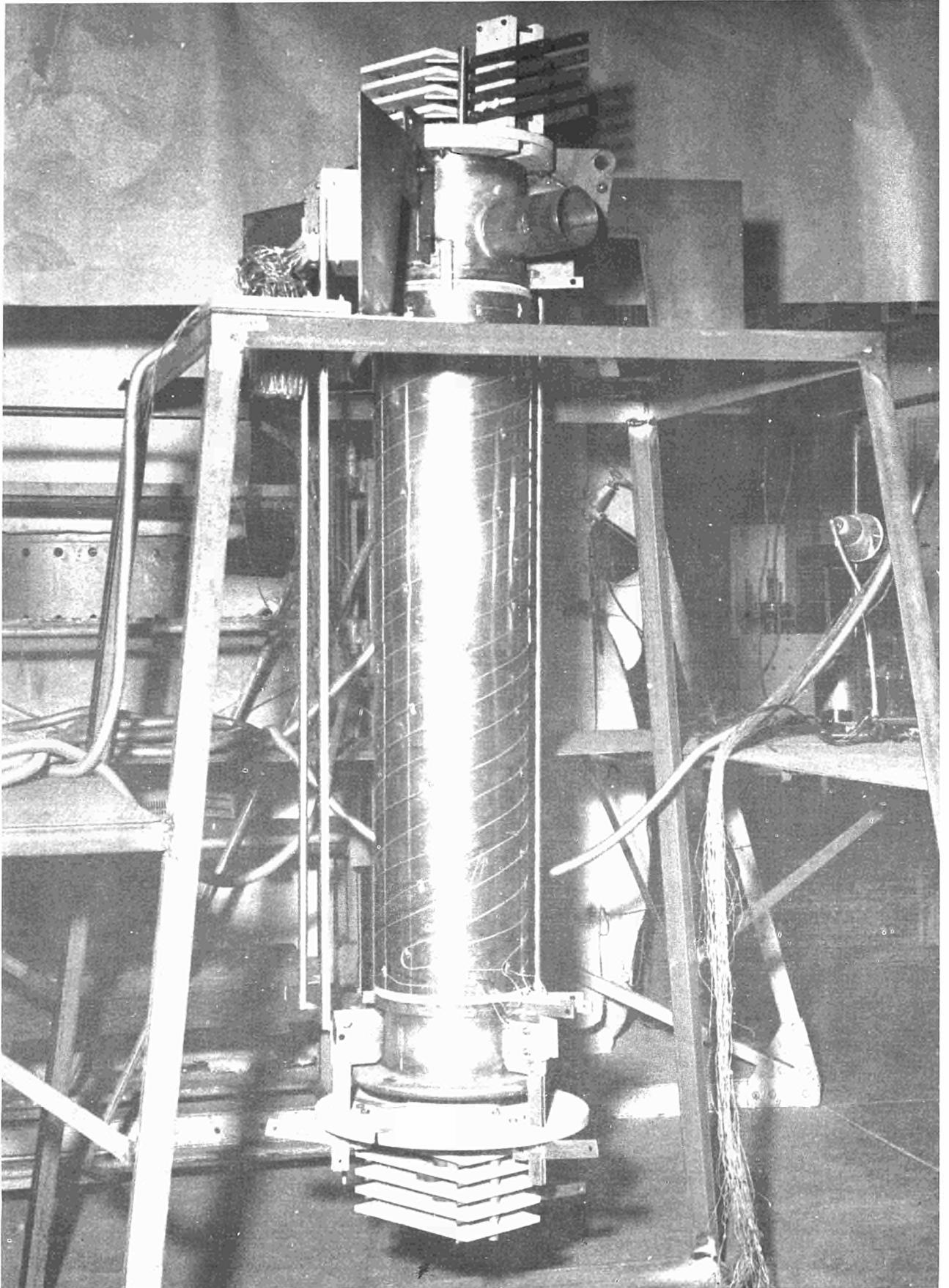


Abb. 17 Schutzheizung der Messtrecke zur Vermeidung radialer Wärmeverluste

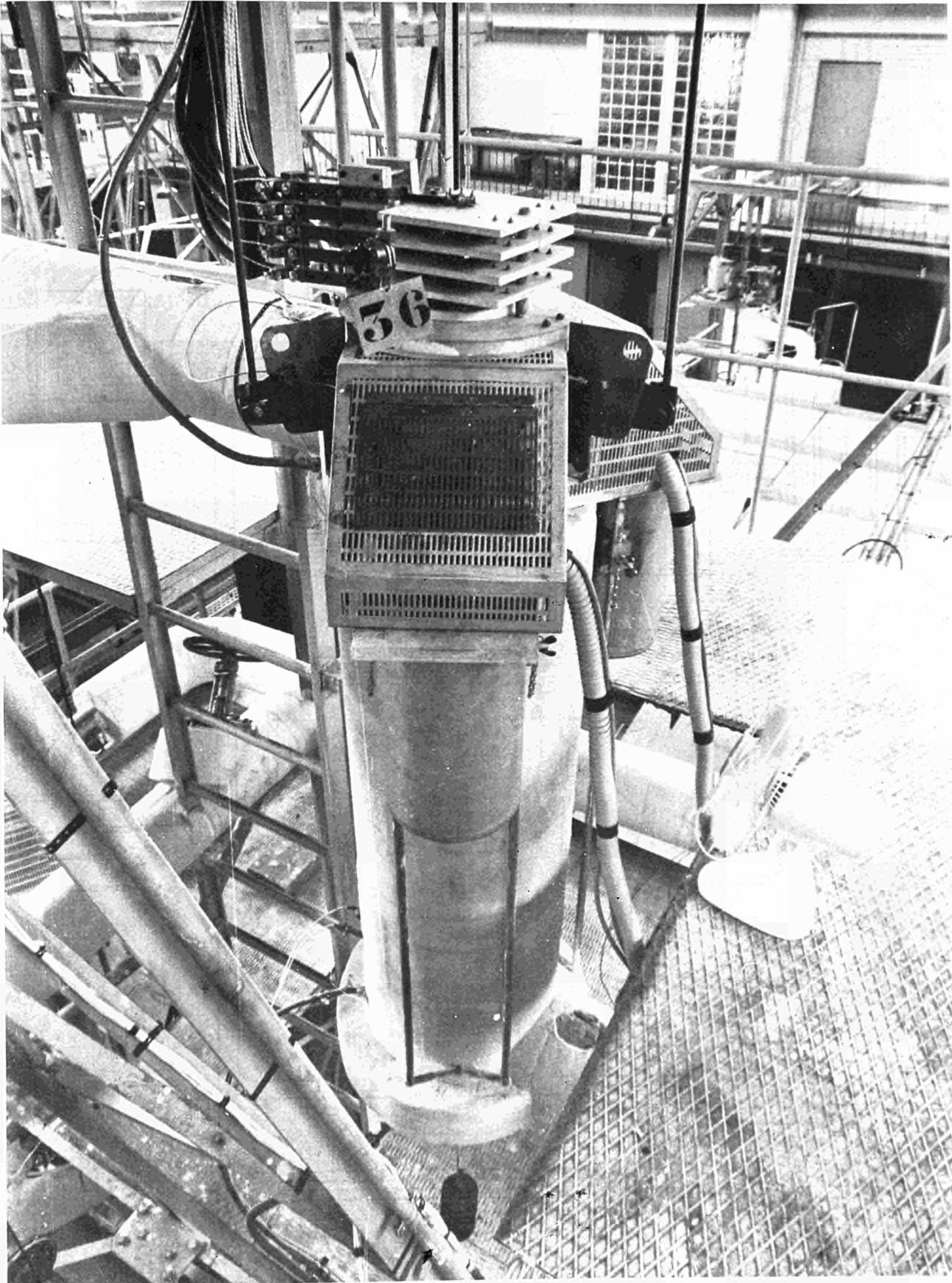


Abb. 18 Die Messtrecke nach Einbau im Versuchskreislauf

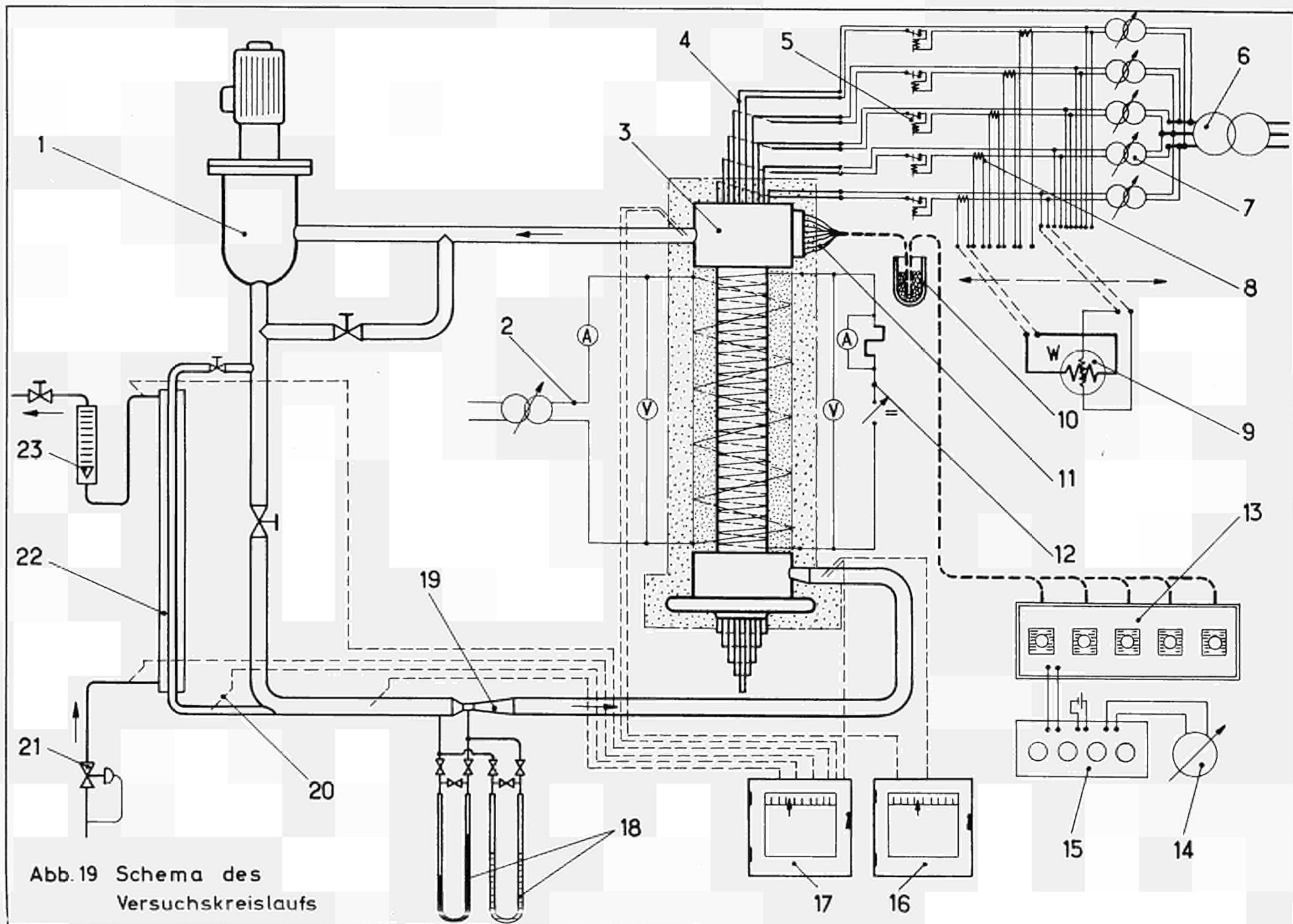


Abb. 19 Schema des Versuchskreislaufs

Erläuterungen zu Abb. 19

Schema des Versuchskreislaufs

- 1 Pumpe
- 2 Stromkreis der Schutzheizung
- 3 Meßstrecke
- 4 Stromzuführung der Bündelheizung
- 5 Überstromschalter
- 6 Haupttransformator für die Bündelheizung
- 7 Regeltransformator
- 8 Meßwandler
- 9 Wattmeter
- 10 Thermostat mit schmelzendem Eis
- 11 Thermoelemente der Meßstrecke
- 12 Stromkreis der Mantelheizung
- 13 Meßstellenumschalter für die Thermoelemente in der Meßstrecke
- 14 Null- Indikator
- 15 Gleichspannungskompensator
- 16 } Temperaturschreiber für die Flüssigkeitstemperaturen
- 17 } im Kreislauf
- 18 U - Rohr - Manometer
- 19 Venturidüse
- 20 Temperaturmeßstelle im Kreislauf
- 21 Druckregler für das Kühlwasser
- 22 Kühler
- 23 Durchflußmesser des Kühlwassers (Rota- Schwimmermesser)

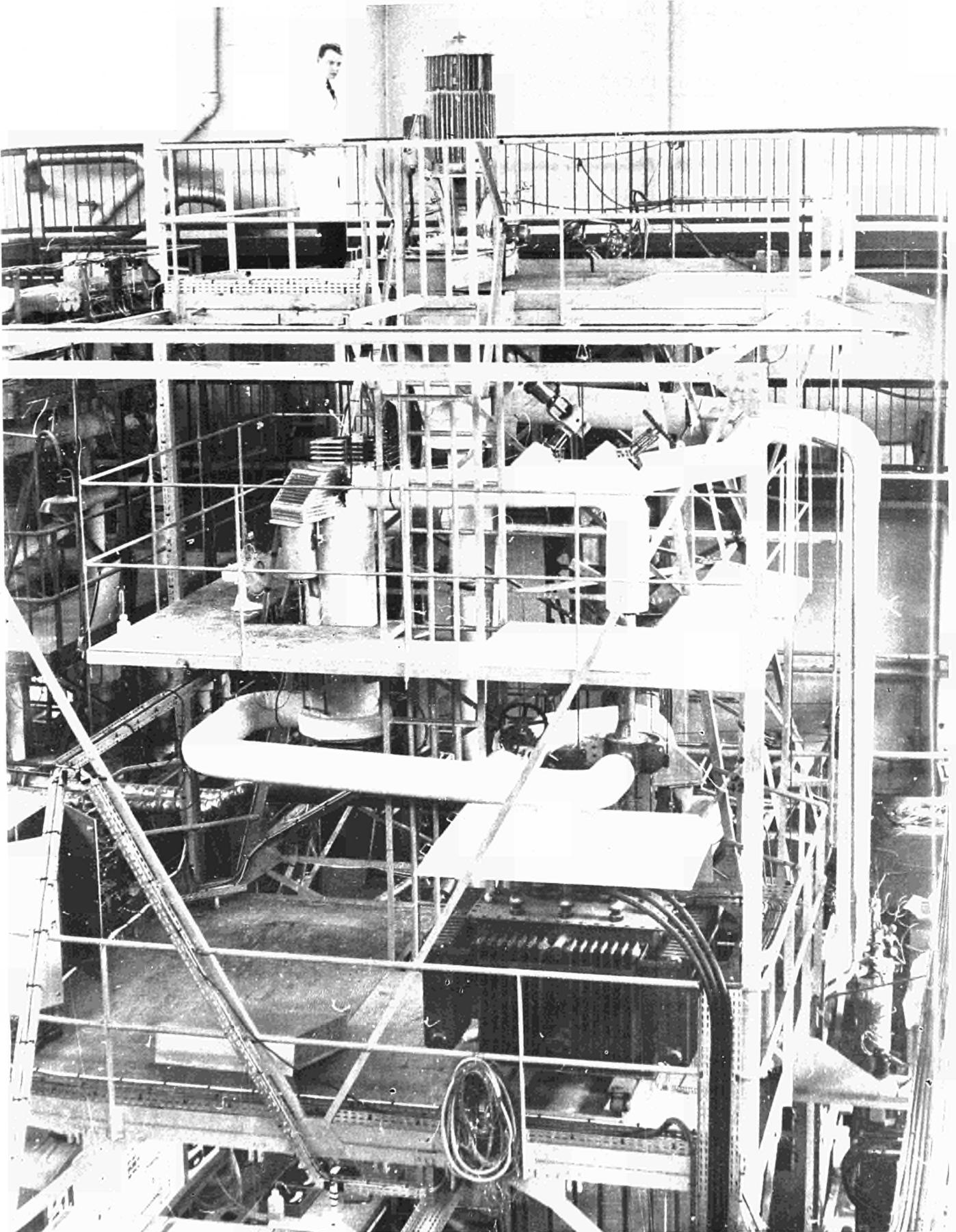


Abb. 20 Ansicht des Versuchskreislaufs

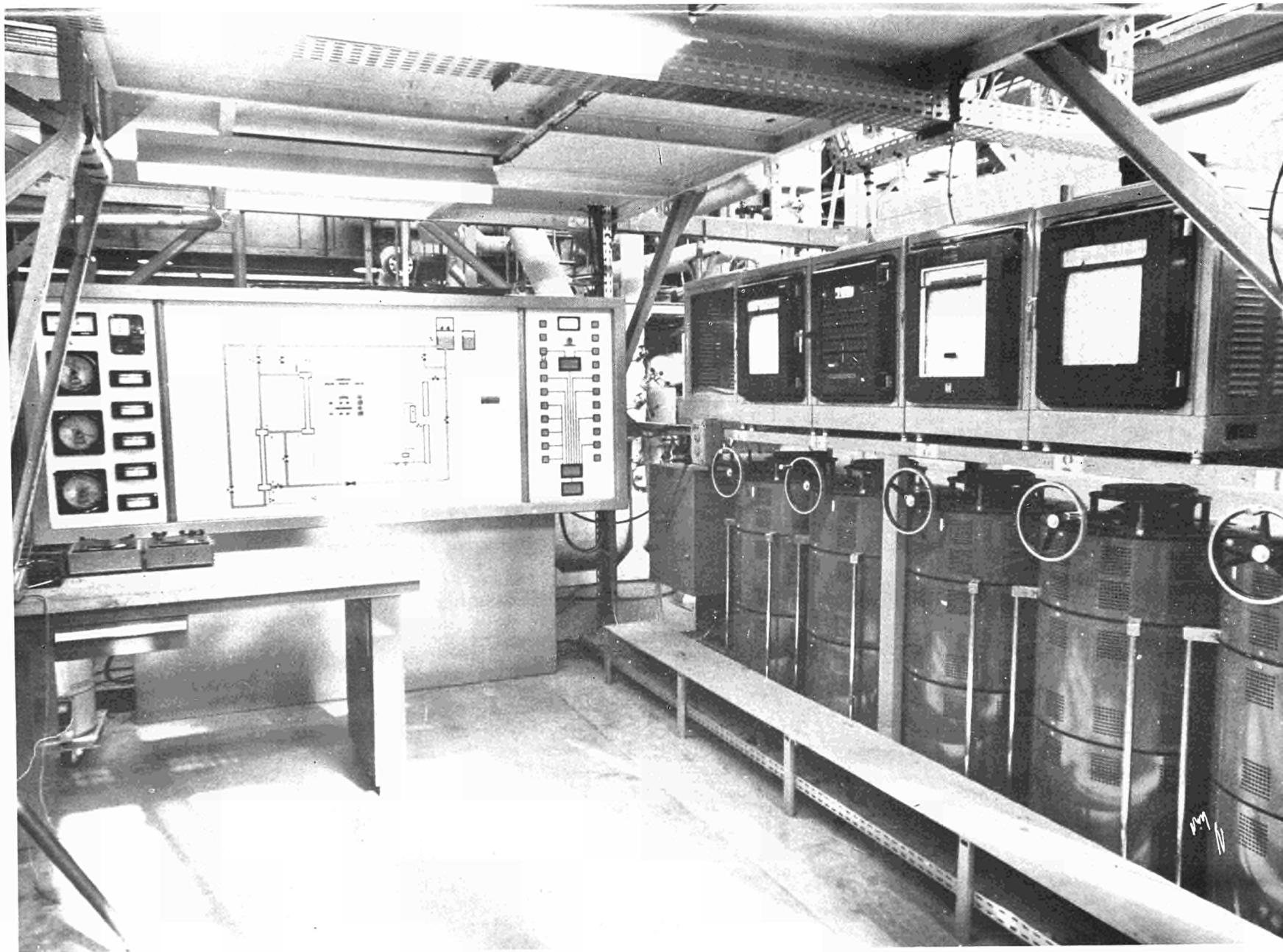


Abb 21 Bedienungsstand des Kreislaufs mit Temperaturschreibern, Regeltransformatoren, Sicherheitseinrichtungen

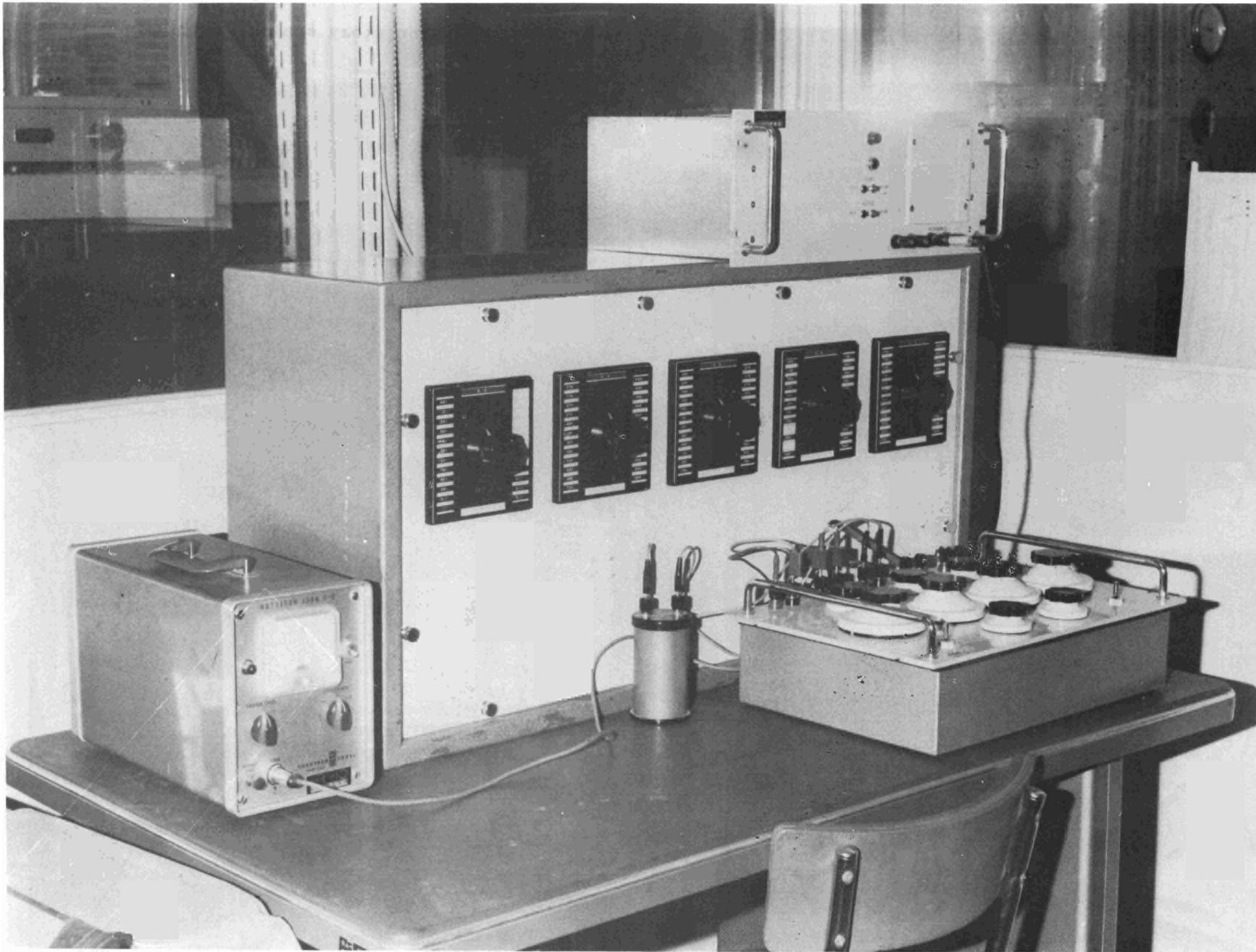
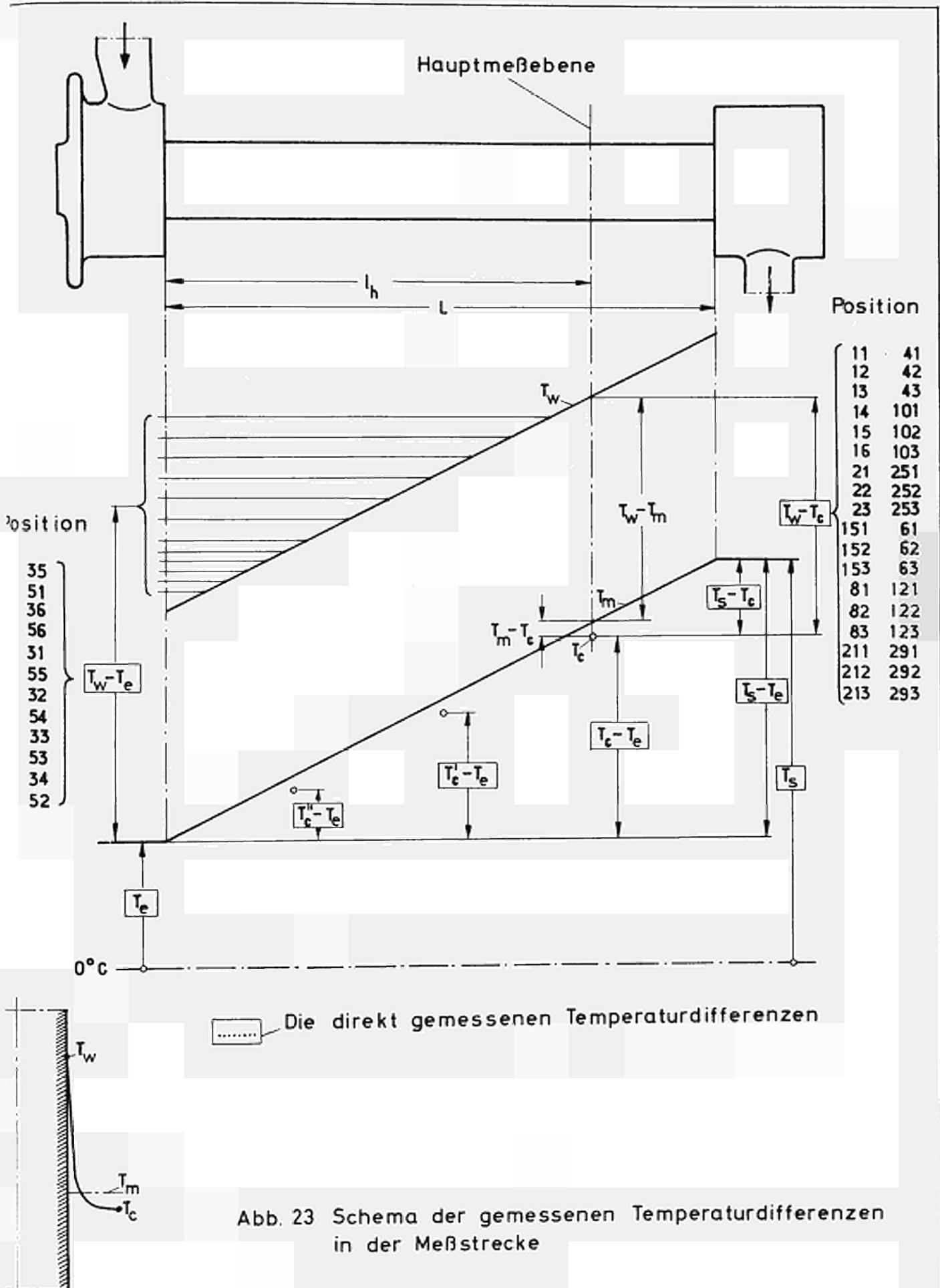


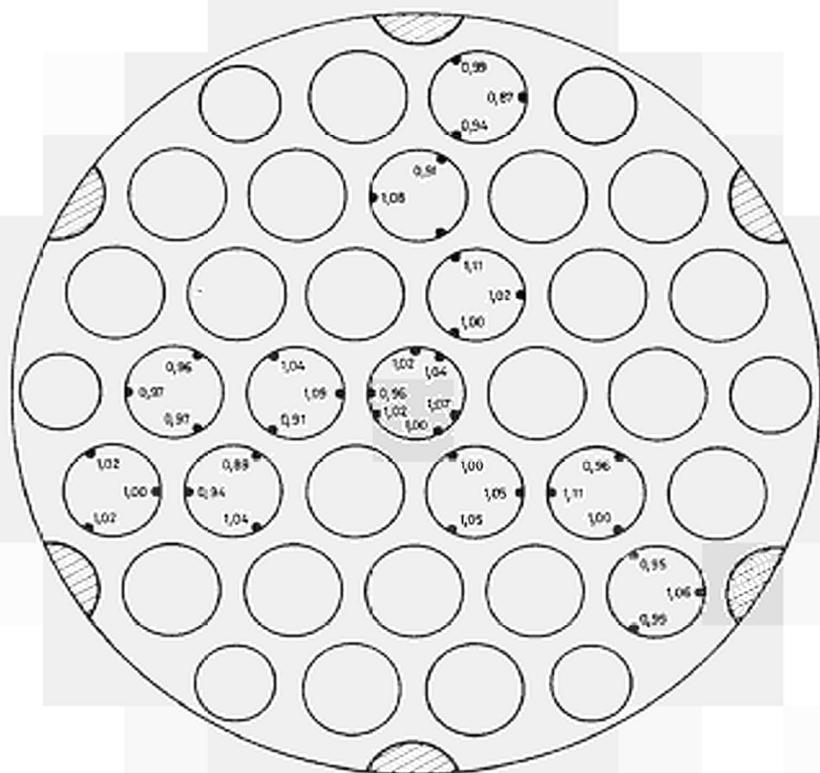
Abb. 22 Die Geräte zur Bestimmung der Temperaturen in der Messtrecke :
- Messtellenumschalter
- Gleichspannungskompensator
- Null - Indikator



$$\frac{P}{d} = 1,25$$

$$Re = 23900$$

$$Pr = 3,06$$



$$\frac{P}{d} = 1,60$$

$$Re = 19300$$

$$Pr = 3,02$$

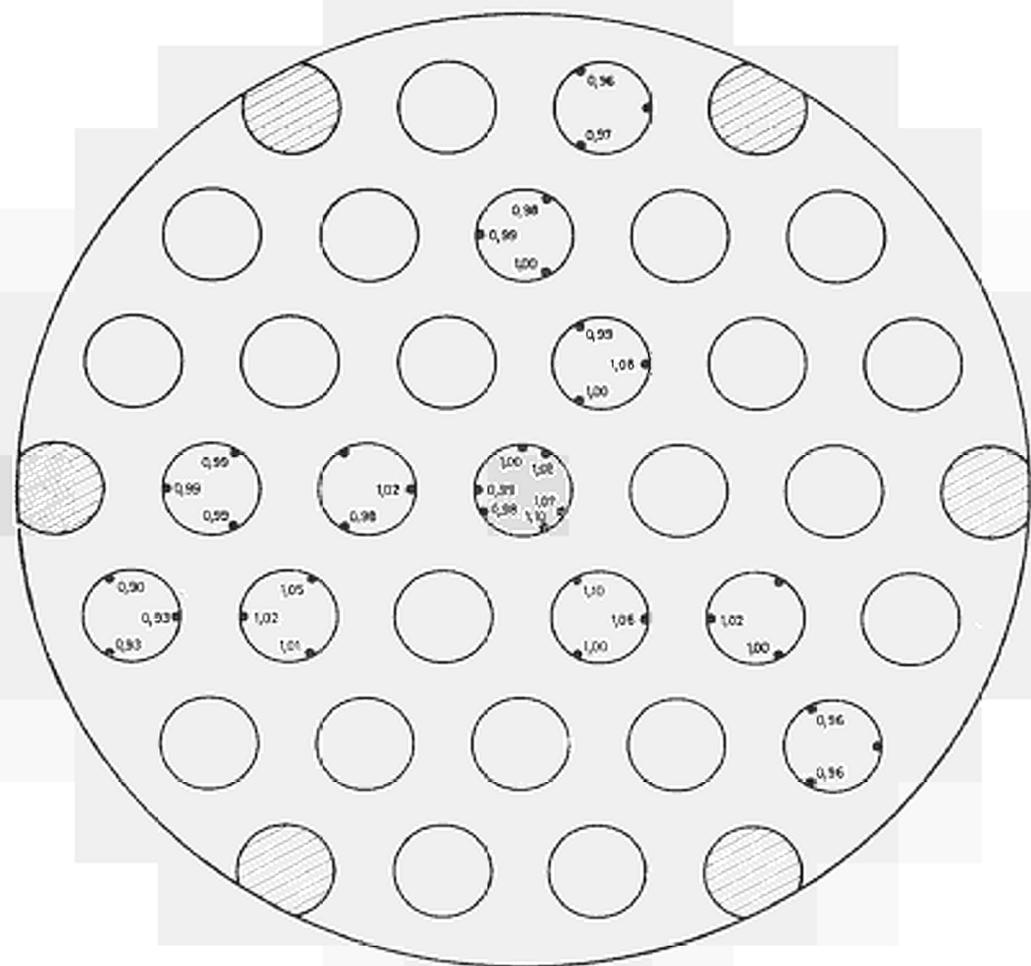
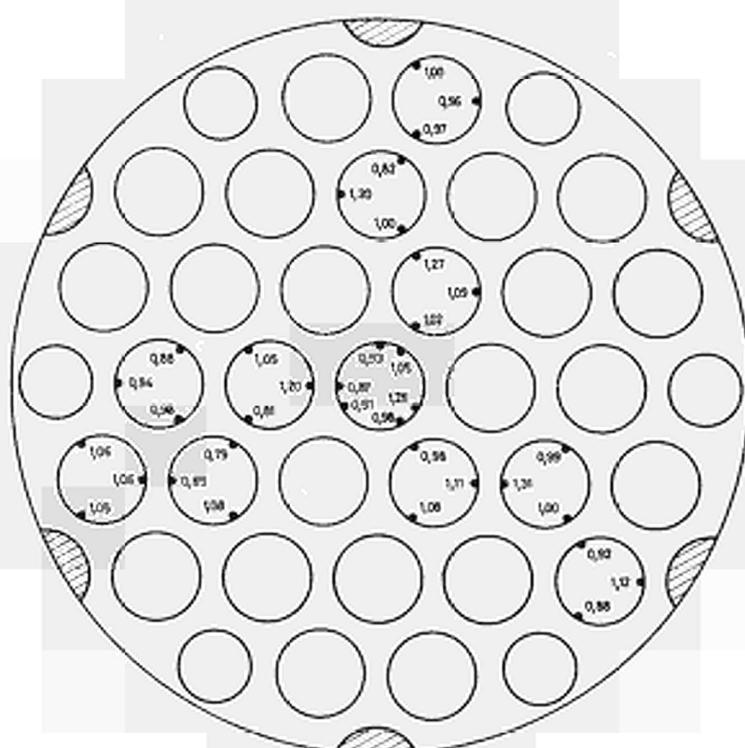


Abb. 24 Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen zu den mittleren Nußelt-Zahlen Nu_i/Nu im Querschnitt der Hauptmeßebeine bei einem Versuch im unteren Bereich der gemessenen Reynolds-Zahlen

$$\frac{p}{d} = 1,25$$

$$Re = 134000$$

$$Pr = 3,03$$



$$\frac{p}{d} = 1,60$$

$$Re = 163000$$

$$Pr = 3,03$$

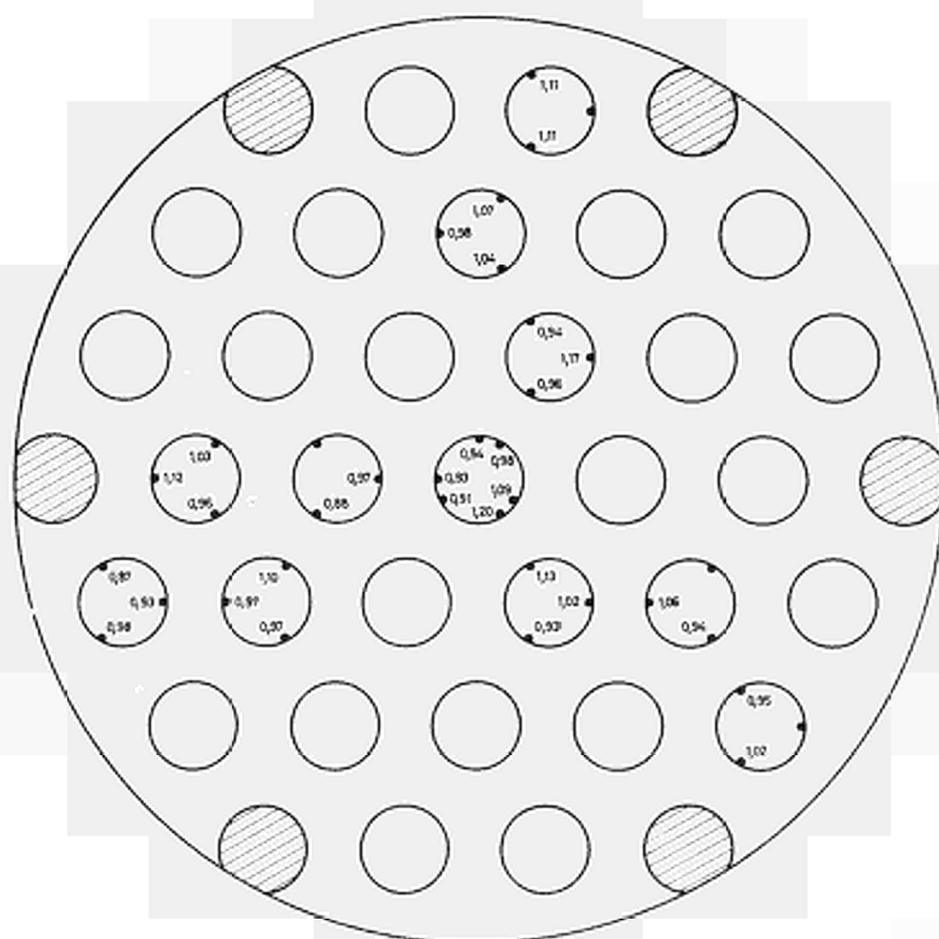


Abb. 25 Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen zu den mittleren Nußelt-Zahlen Nu_i/Nu im Querschnitt der Hauptmeßebeine bei einem Versuch im oberen Bereich der gemessenen Reynolds-Zahlen

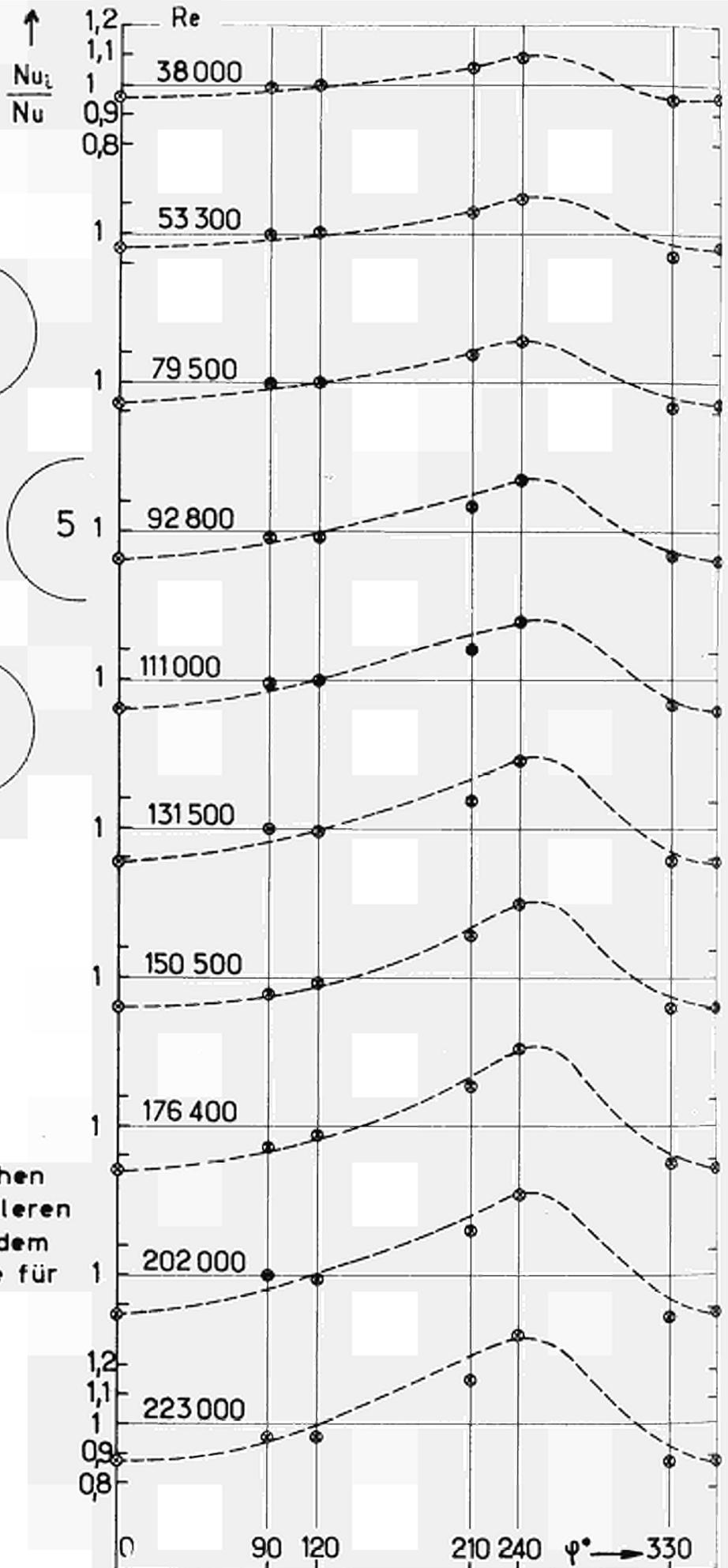
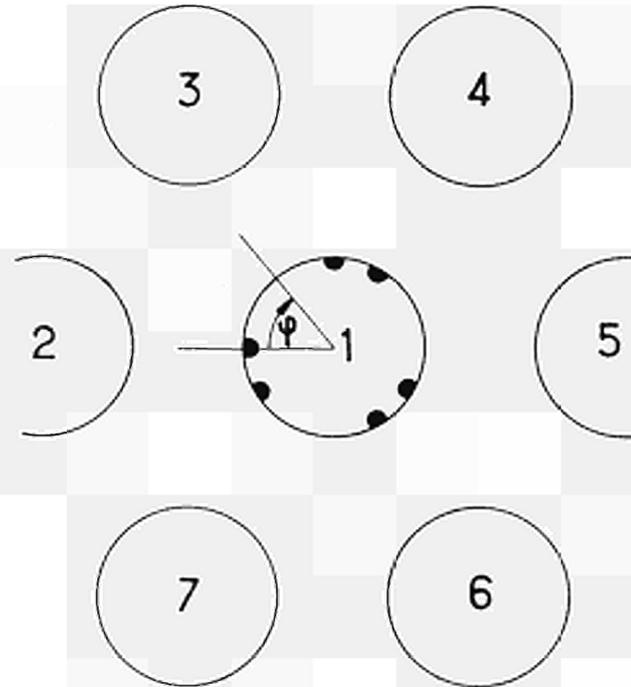


Abb. 26

Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen zu den mittleren Nußelt-Zahlen Nu_i/Nu auf dem Zentralrohr der Meßstrecke für $p/d = 1,60$ bei $Pr = 2,55$



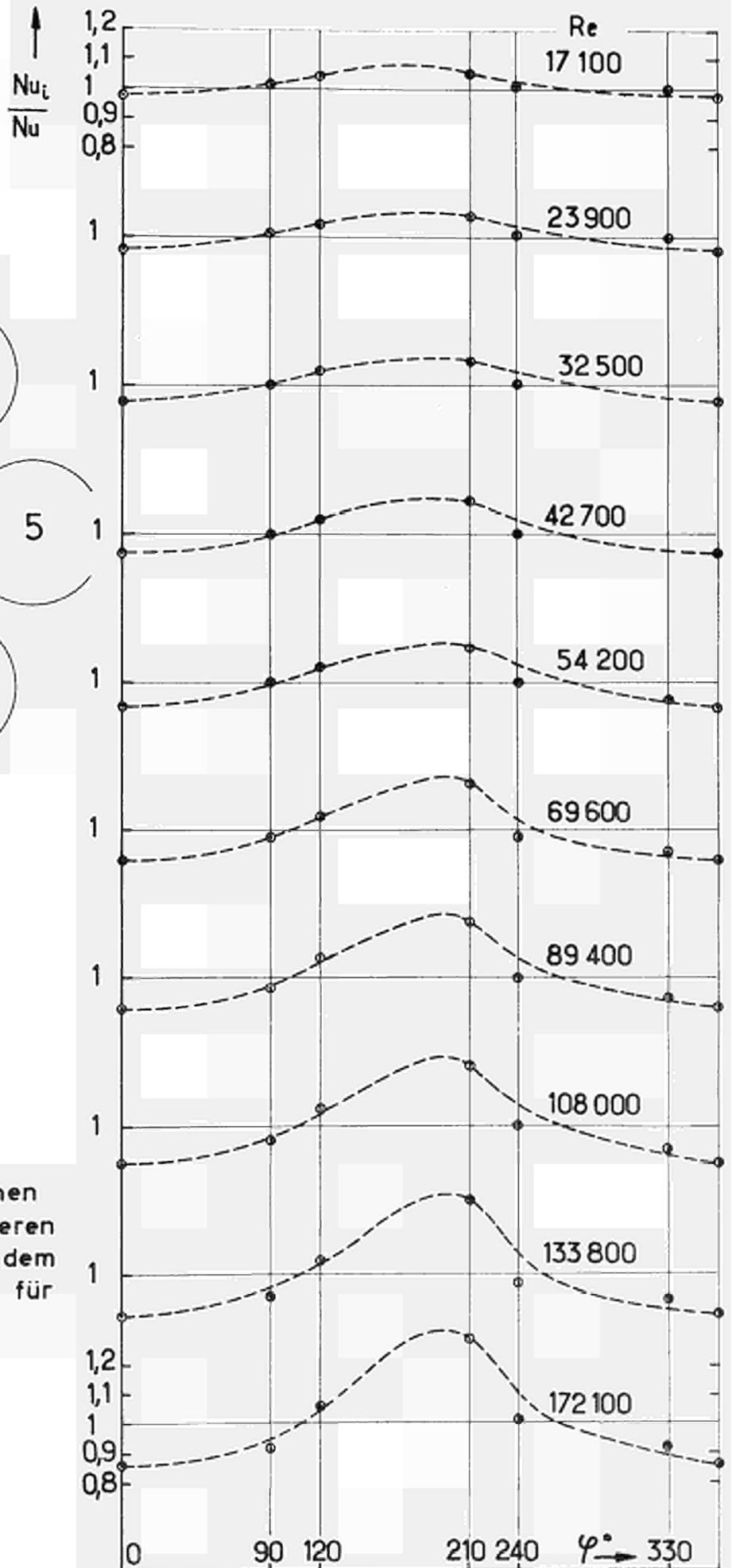
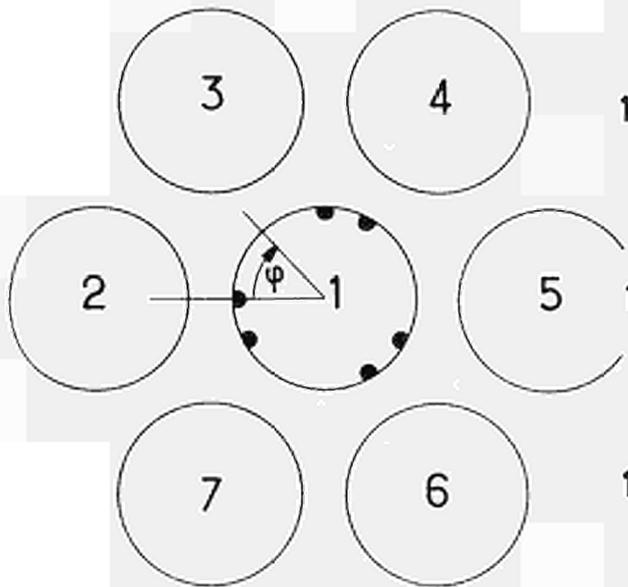


Abb. 27

Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen zu den mittleren Nußelt-Zahlen Nu_i/Nu auf dem Zentralrohr der Meßstrecke für $p/d = 1,25$ bei $Pr = 3,03$

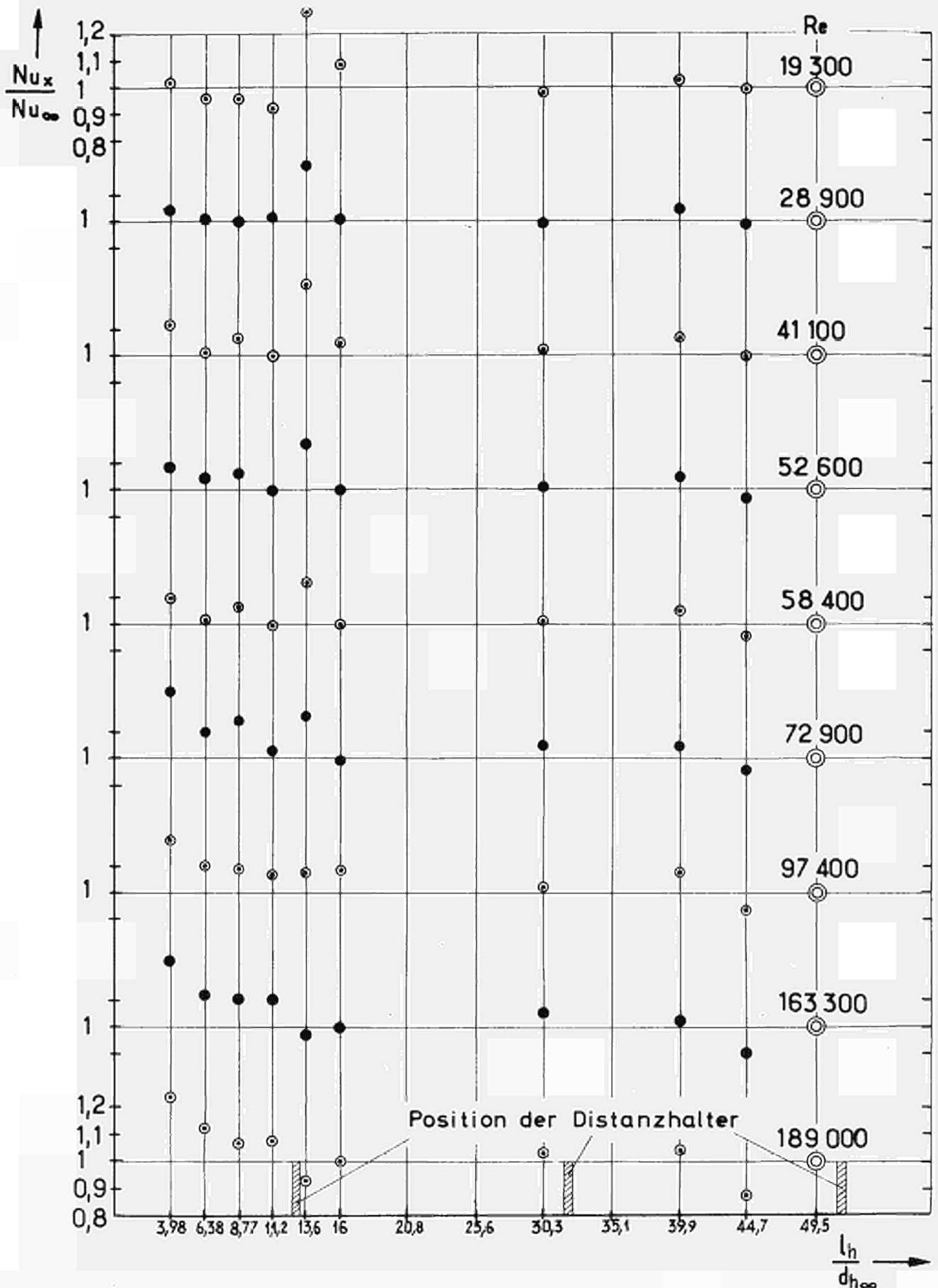


Abb. 28 Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen in Achsrichtung des Bündels zu den mittleren Nußelt-Zahlen der Hauptmeßebeane in Abhängigkeit der Reynolds-Zahlen für $p/d = 1,60$ bei $Pr = 3,03$

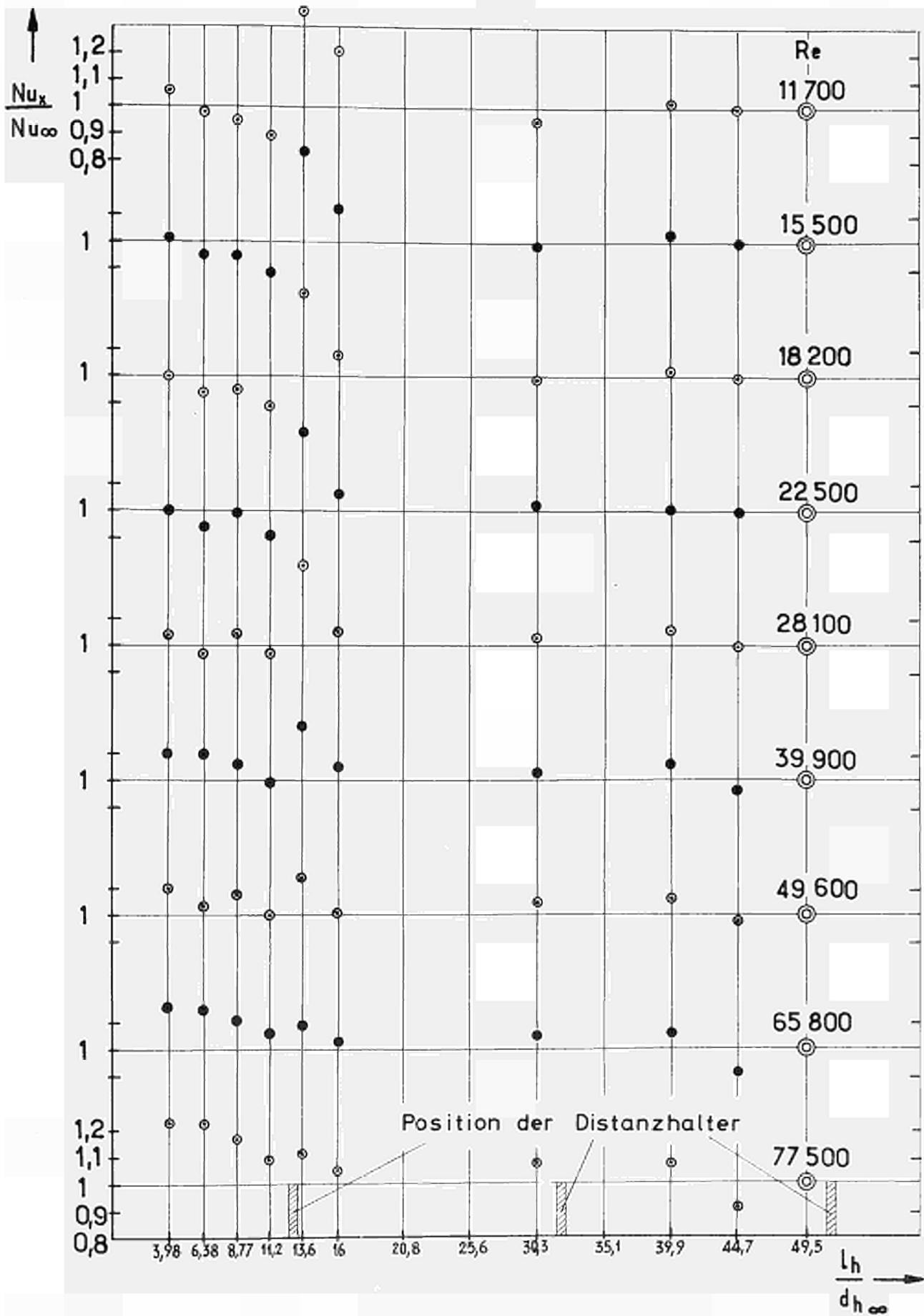


Abb. 29 Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen in Achsrichtung des Bündels zu den mittleren Nußelt-Zahlen der Hauptmeßebeine in Abhängigkeit der Reynolds-Zahlen für $p/d = 1,60$ bei $Fr = 13,9$

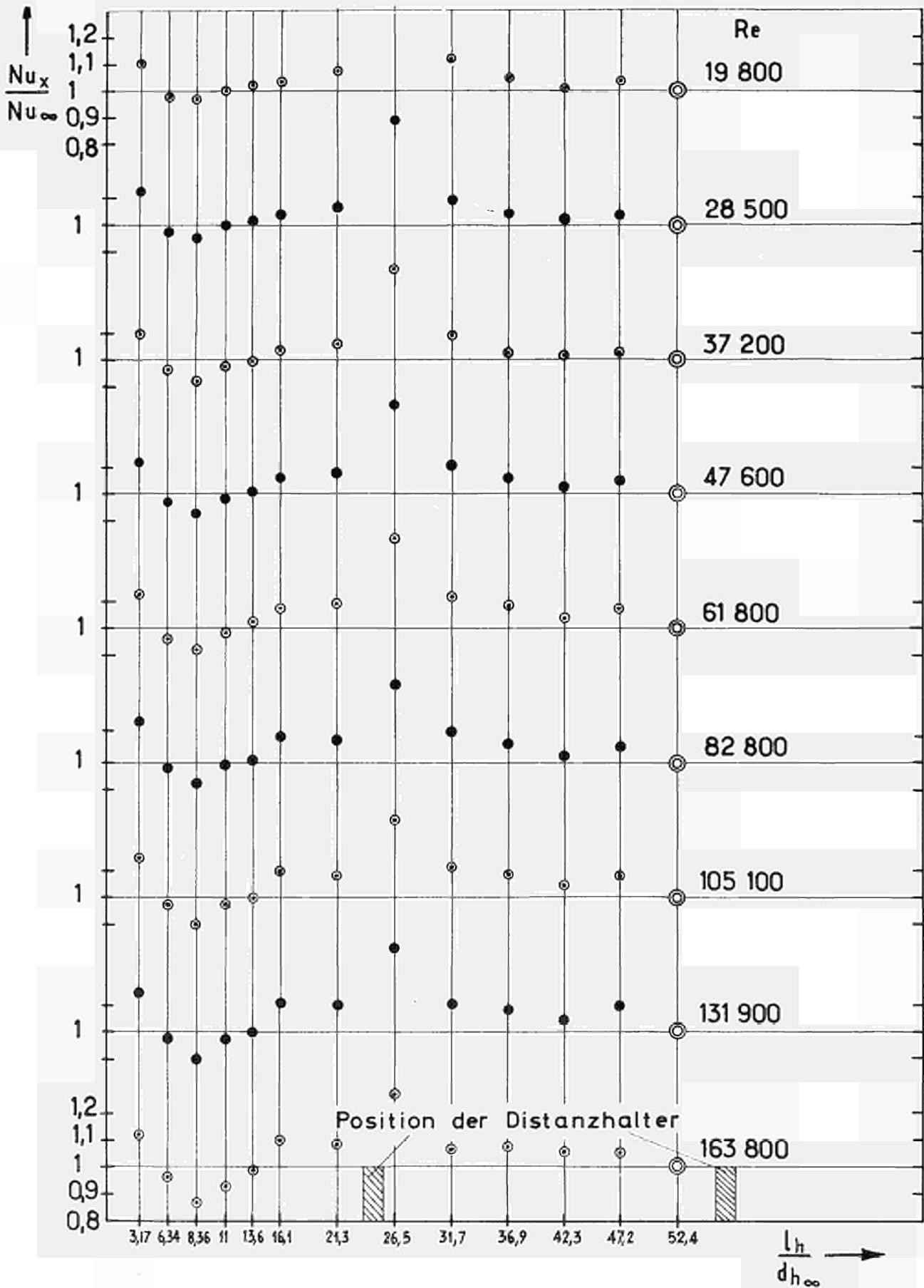


Abb. 30 Die Verhältnisse der örtlichen Nußelt-Zahlen in Achsrichtung des Bündels zu den mittleren Nußelt-Zahlen der Hauptmeßebeine in Abhängigkeit der Reynolds-Zahlen für $p/d = 1,25$ bei $Pr = 3,6$

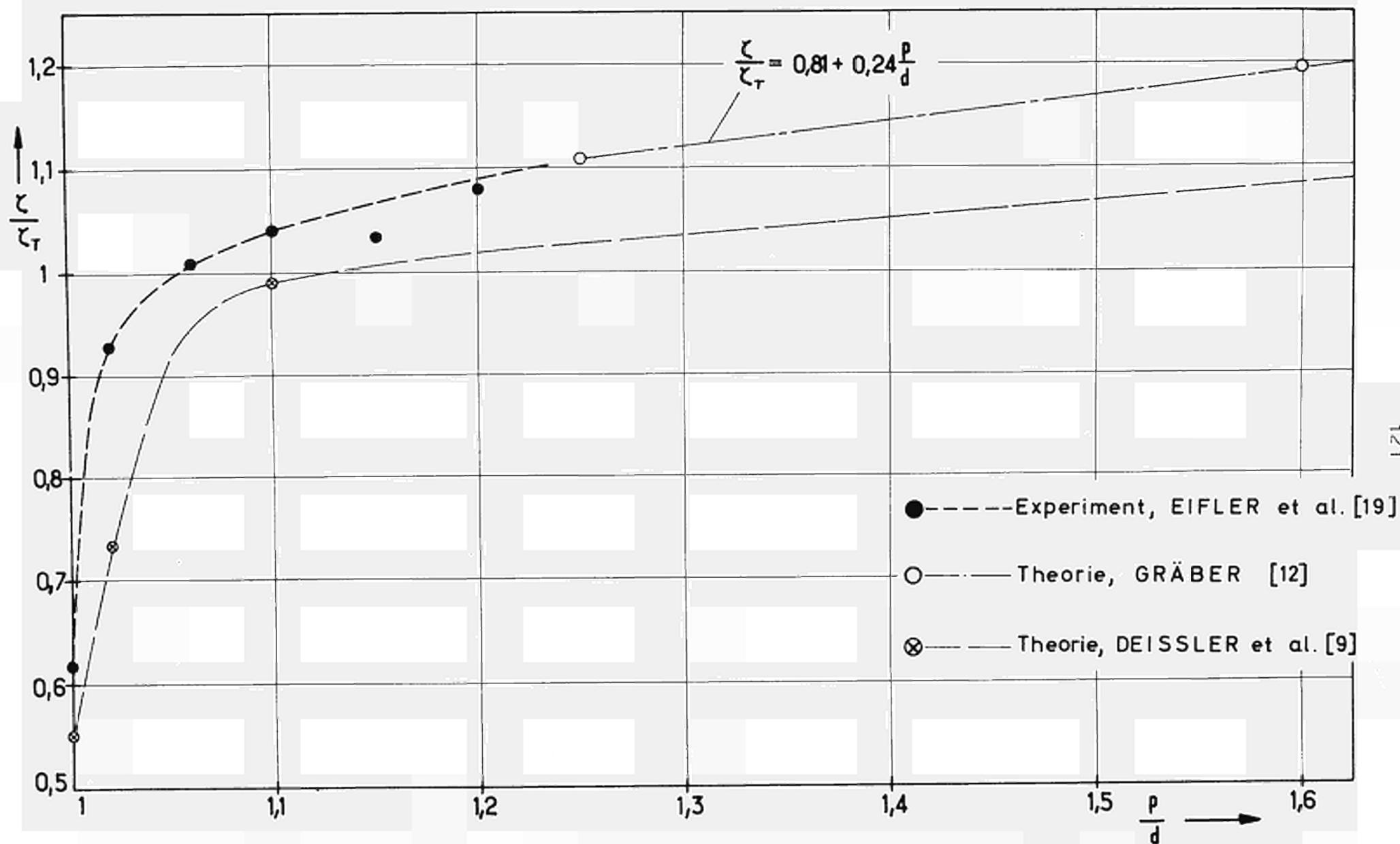


Abb. 31 Das Verhältnis der Widerstandszahl ζ im Rohrbündel zur Widerstandszahl ζ_T des glatten Rohres in Abhängigkeit des Teilungsfaktors p/d

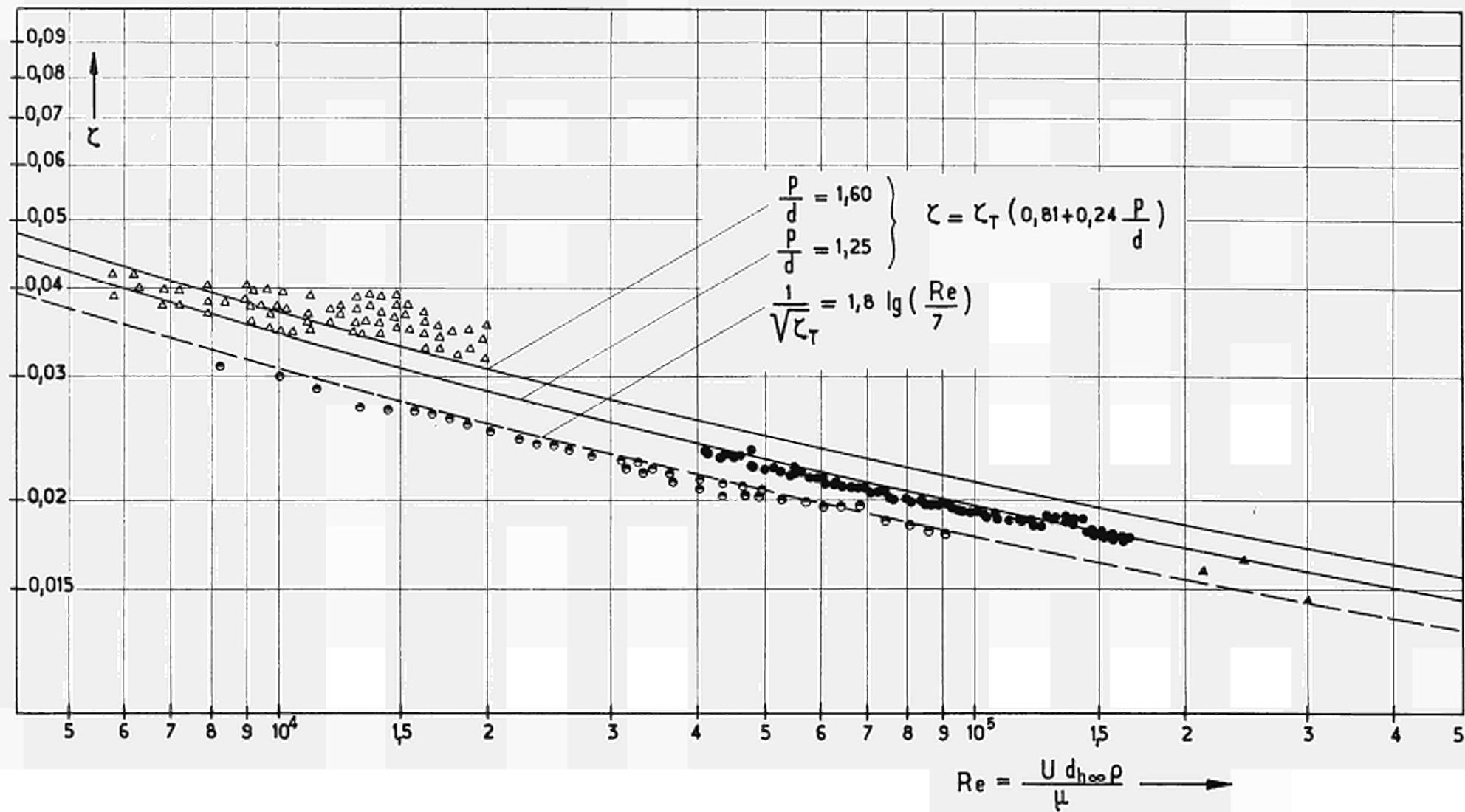


Abb. 32 Die Widerstandszahlen ζ in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl Re
 Eingezeichnete experimentelle Werte:

- LE TOURNEAU et al. [20] $p/d = 1,12$
- △ FIRSOVA et al. [3] $p/d = 1,20$
- EIFLER et al. [19] $p/d = 1,20$
- ▲ DINGEE et al. [1] $p/d = 1,27$

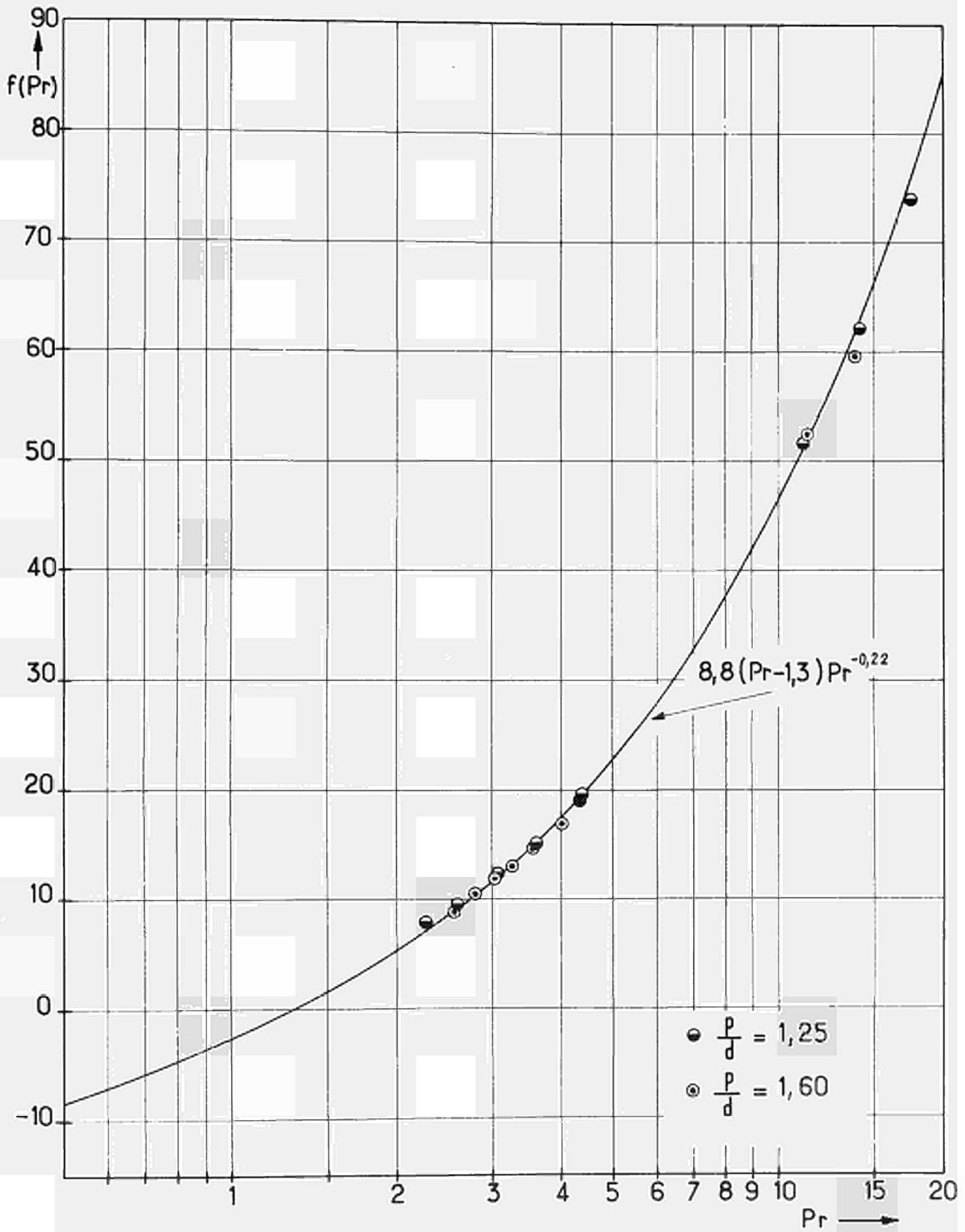


Abb. 33 Die Werte der Funktion $f(\text{Pr})$ in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl Pr

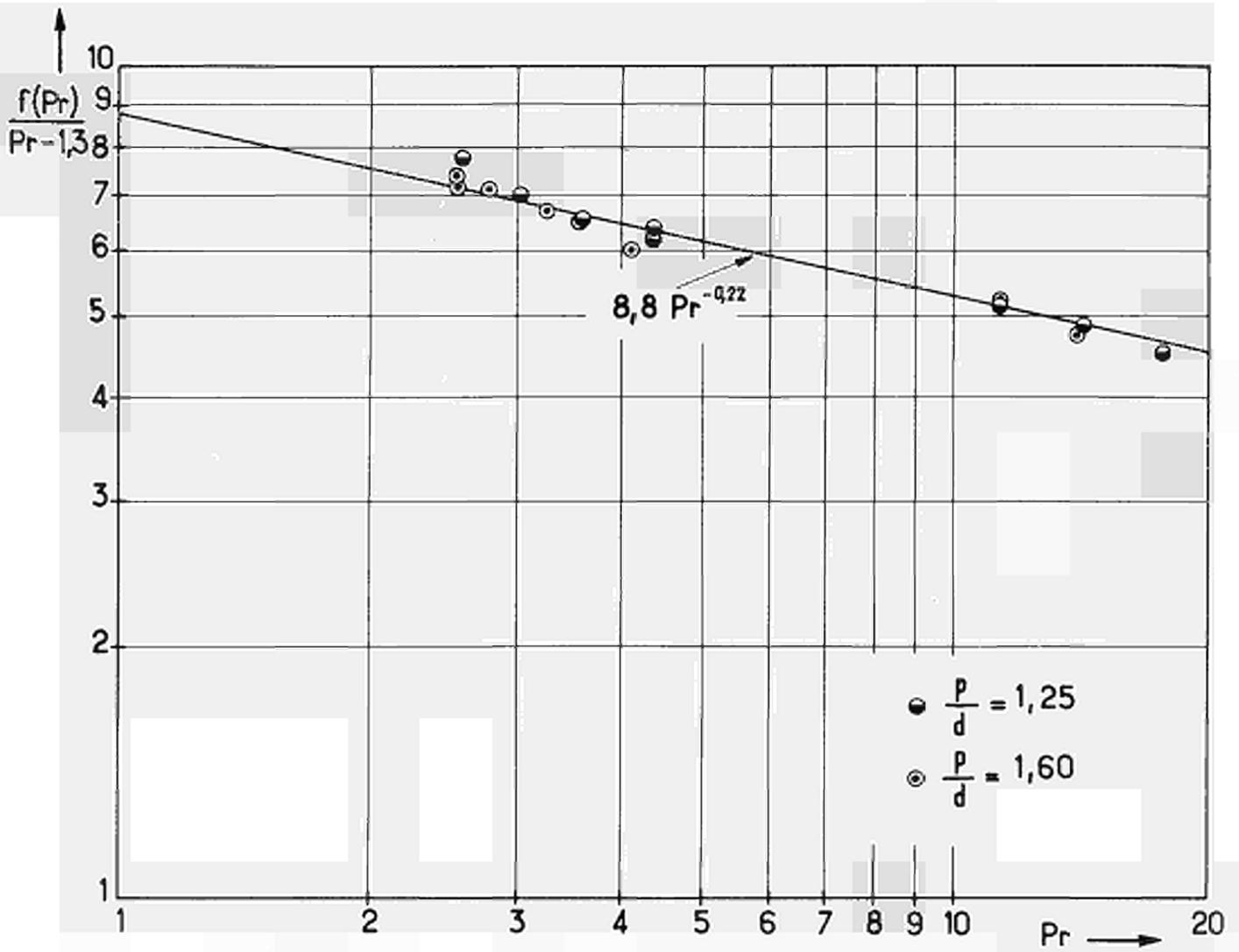


Abb. 34 Die Hilfsfunktion $f(Pr)/(Pr-1,3)$ in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl Pr

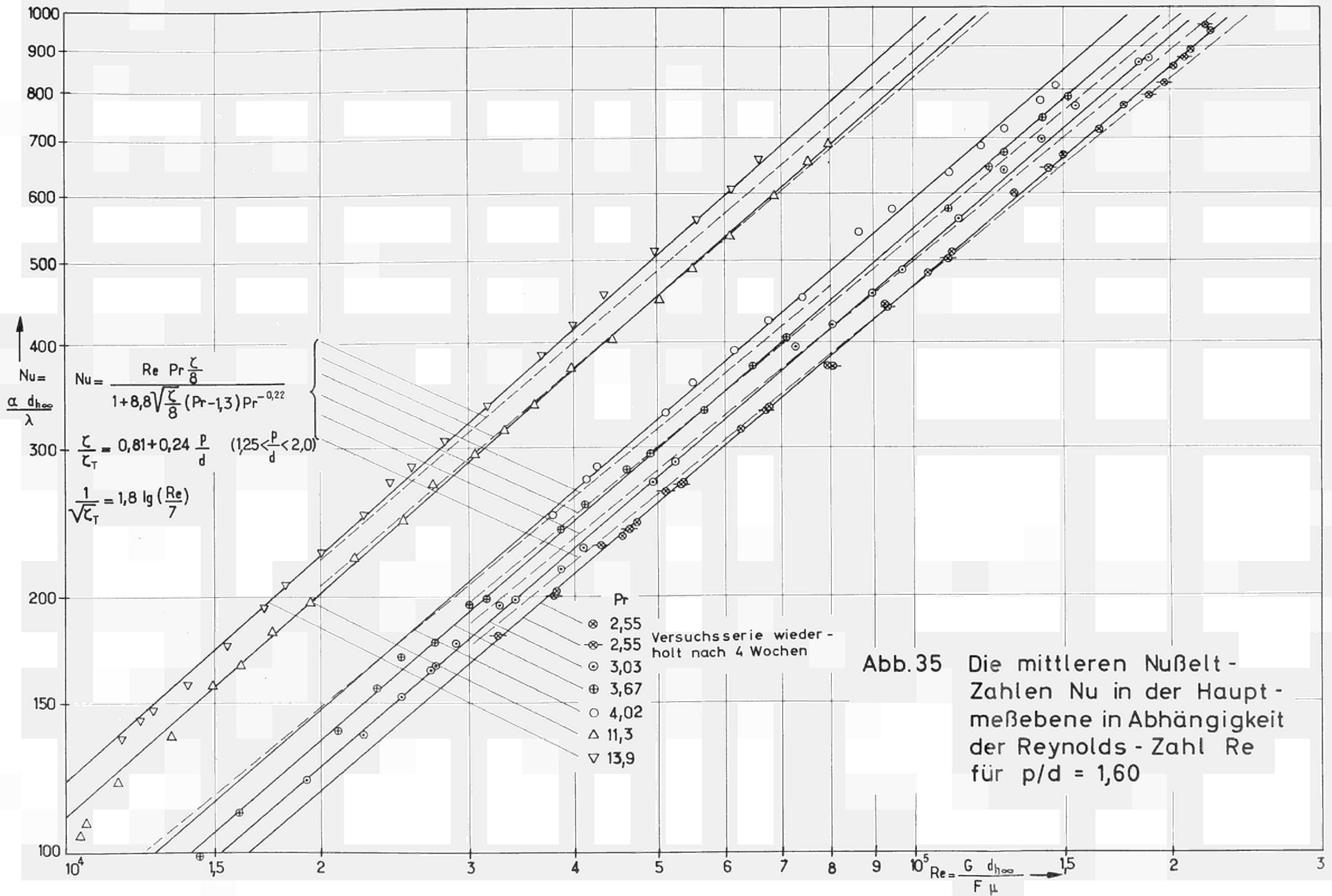


Abb. 35 Die mittleren NuBelt-Zahlen Nu in der Hauptmeßebene in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl Re für $p/d = 1,60$

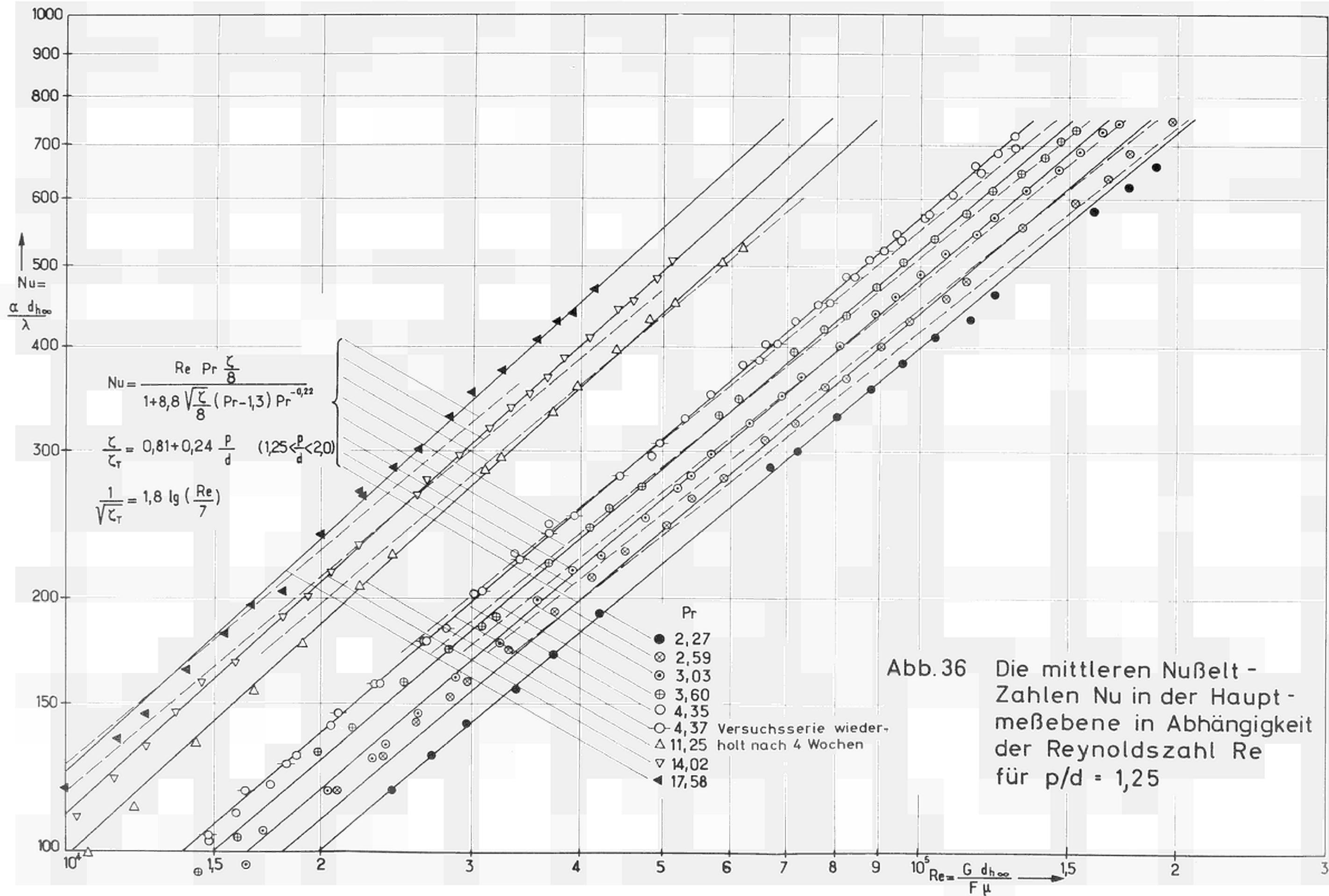


Abb.36 Die mittleren Nußelt - Zahlen Nu in der Hauptmeße ebene in Abhängigkeit der Reynoldszahl Re für p/d = 1,25

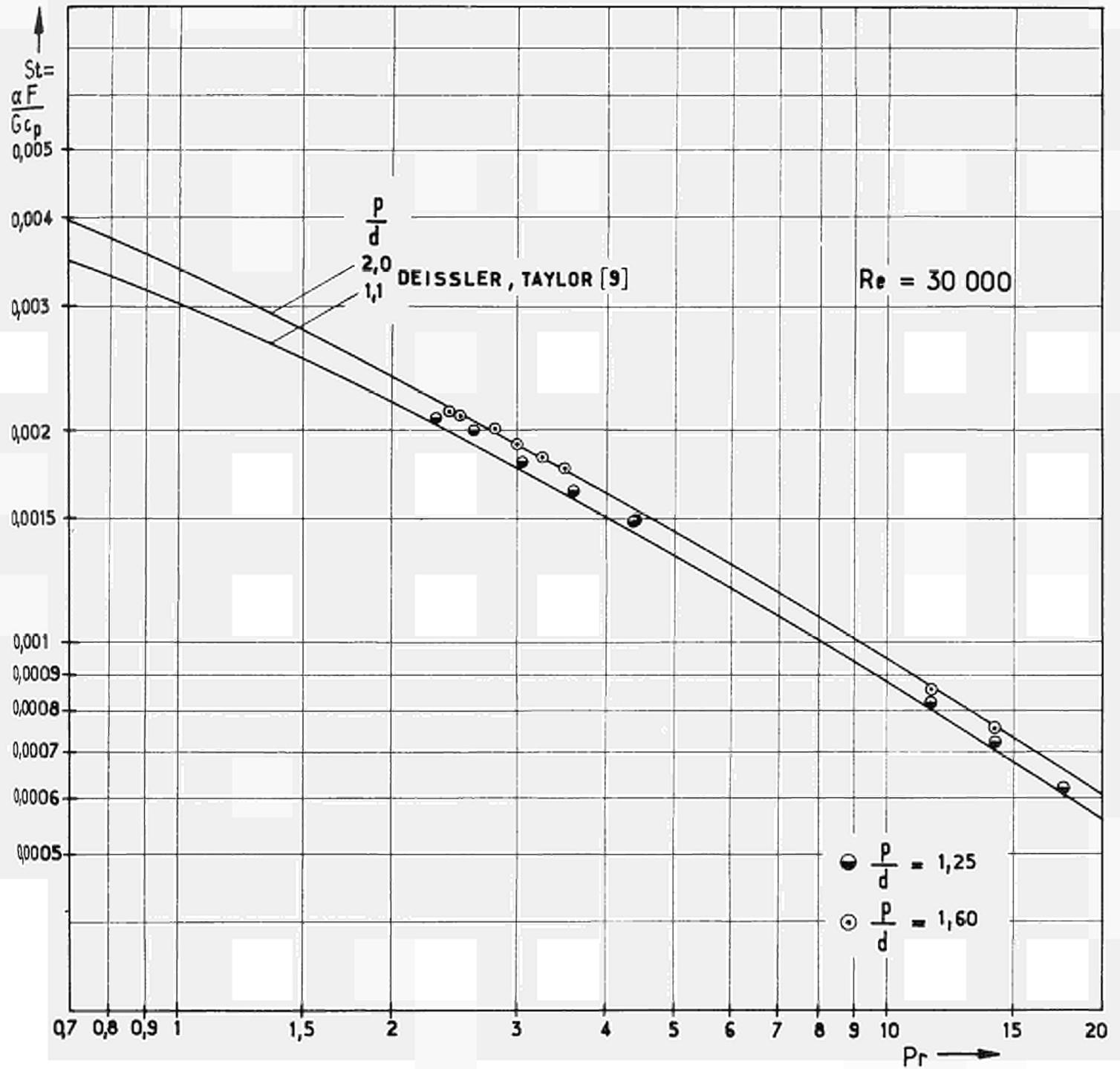


Abb. 37 Die mittleren Stanton-Zahlen St in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl Pr bei $Re = 30\,000$. Die experimentellen Werte der vorliegenden Arbeit im Vergleich mit den theoretischen Ergebnissen von DEISSLER et al. [9]

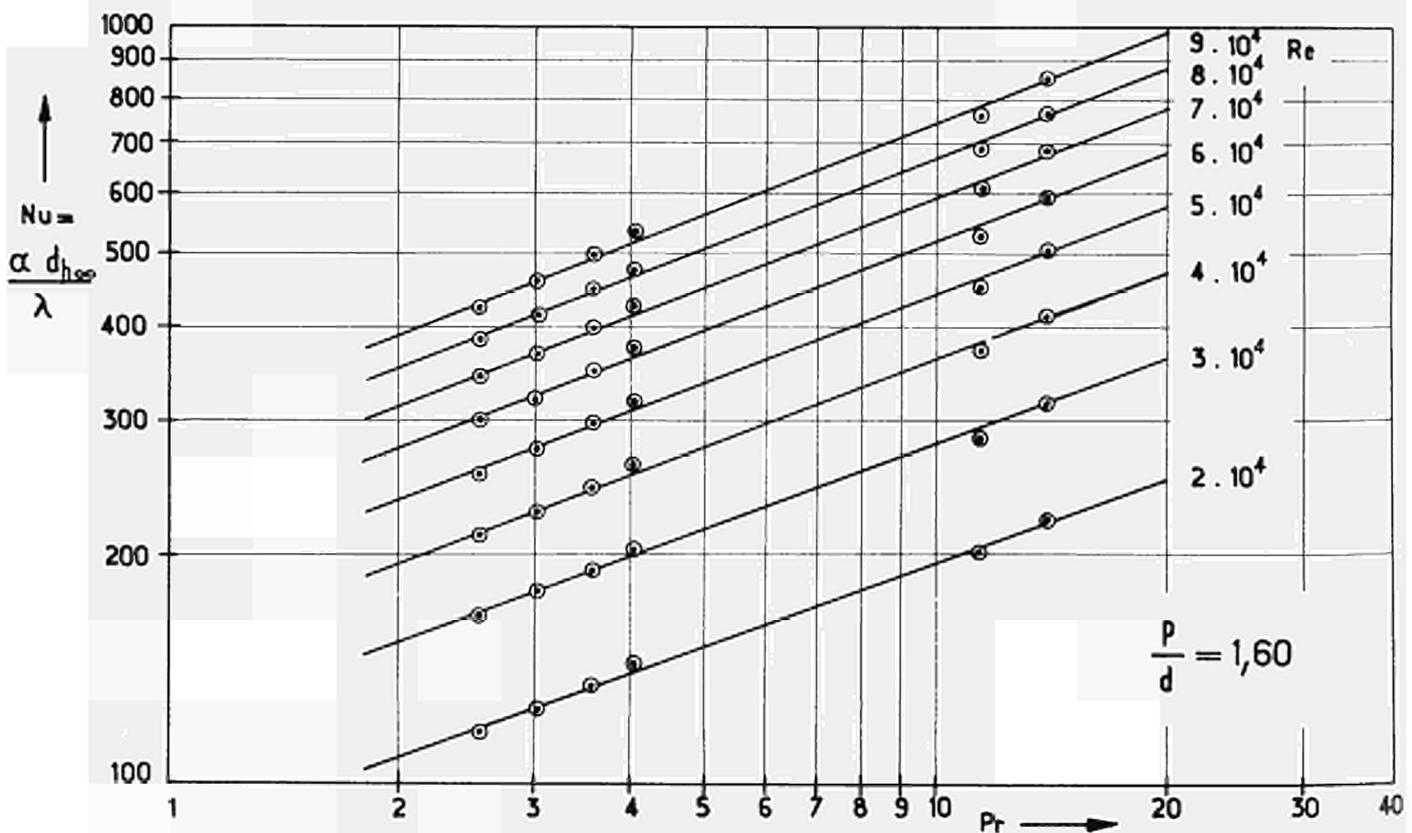
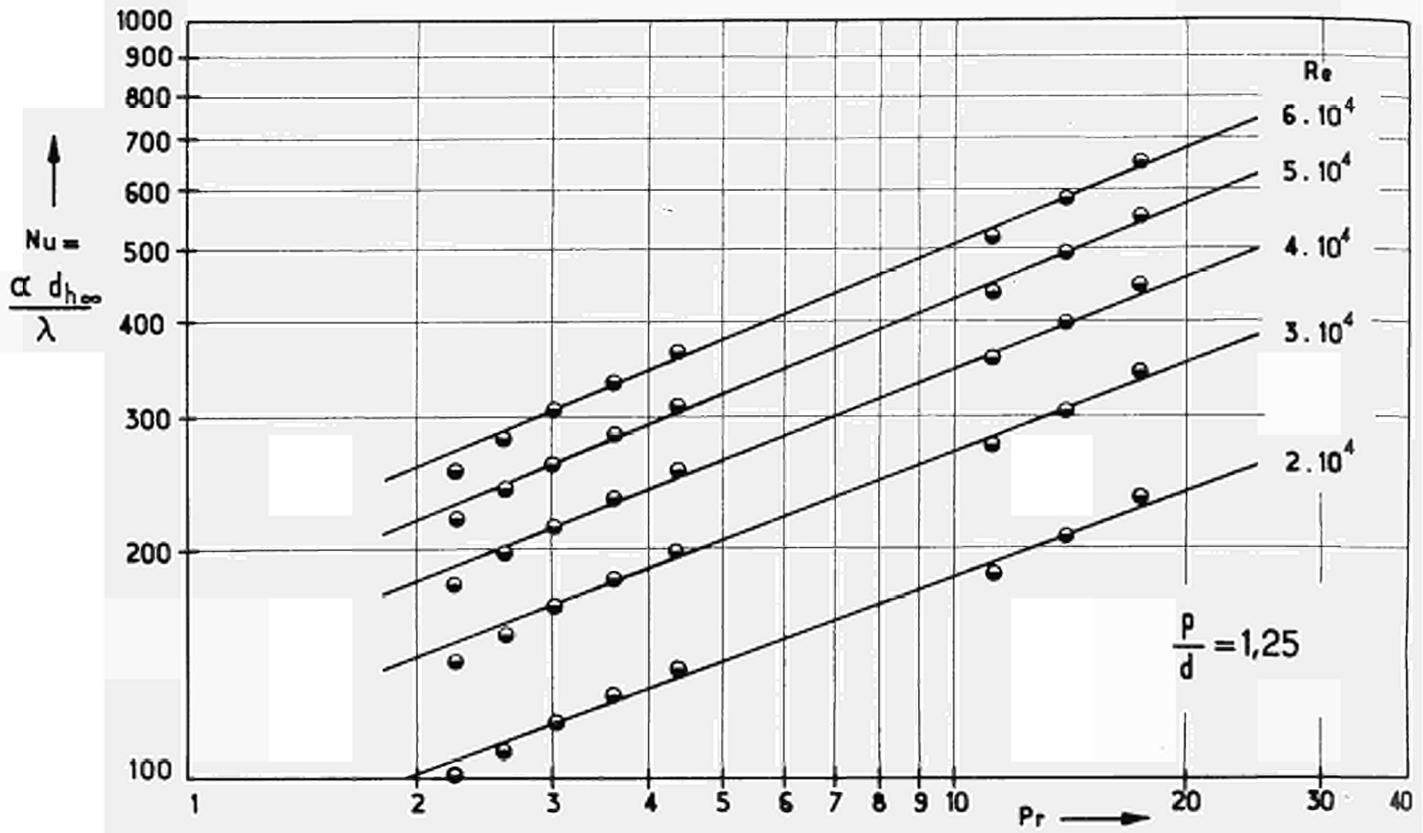


Abb. 38 Die mittleren Nußelt-Zahlen Nu in Abhängigkeit der Prandtl-Zahl Pr für verschiedene Werte von Re

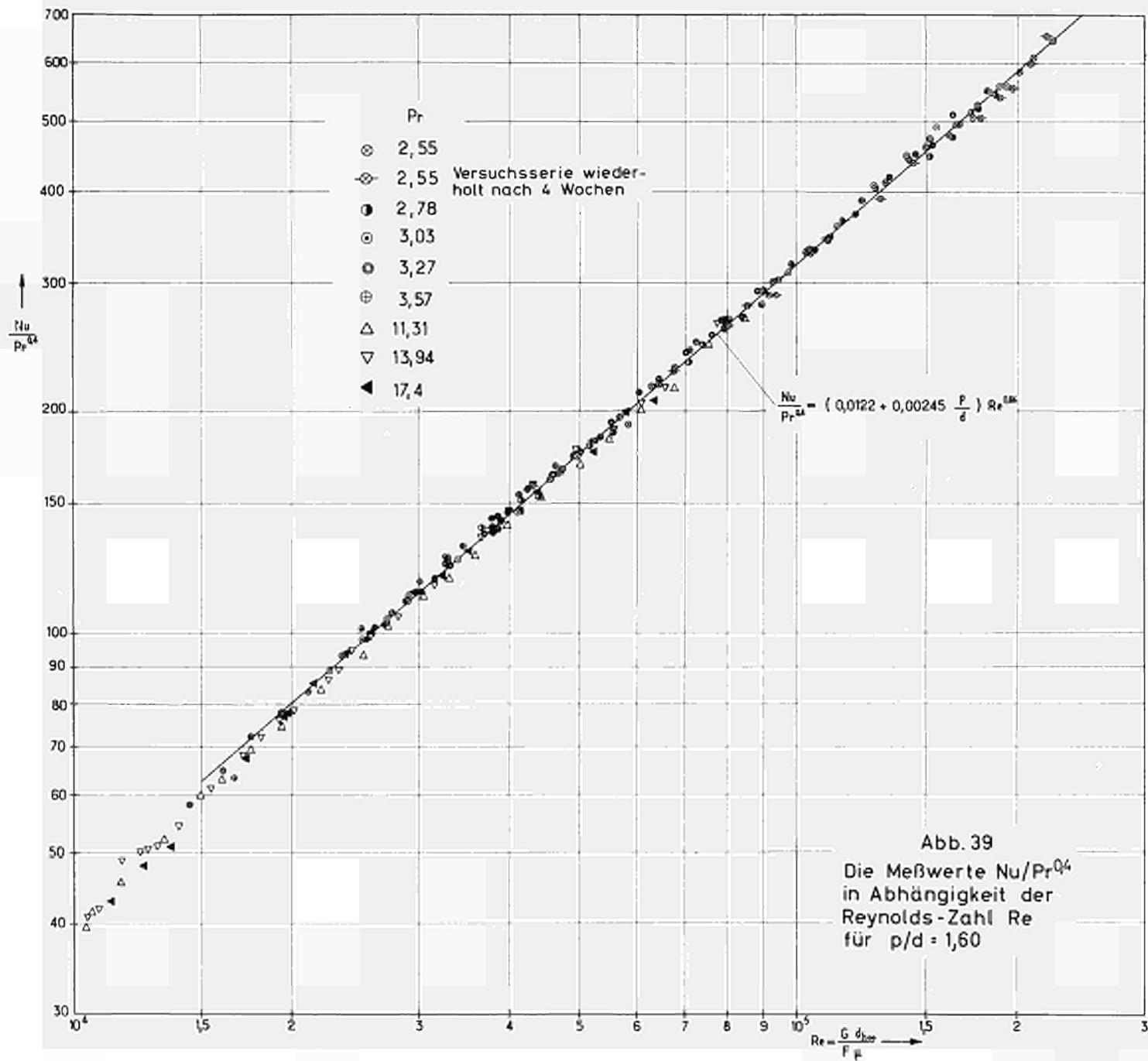
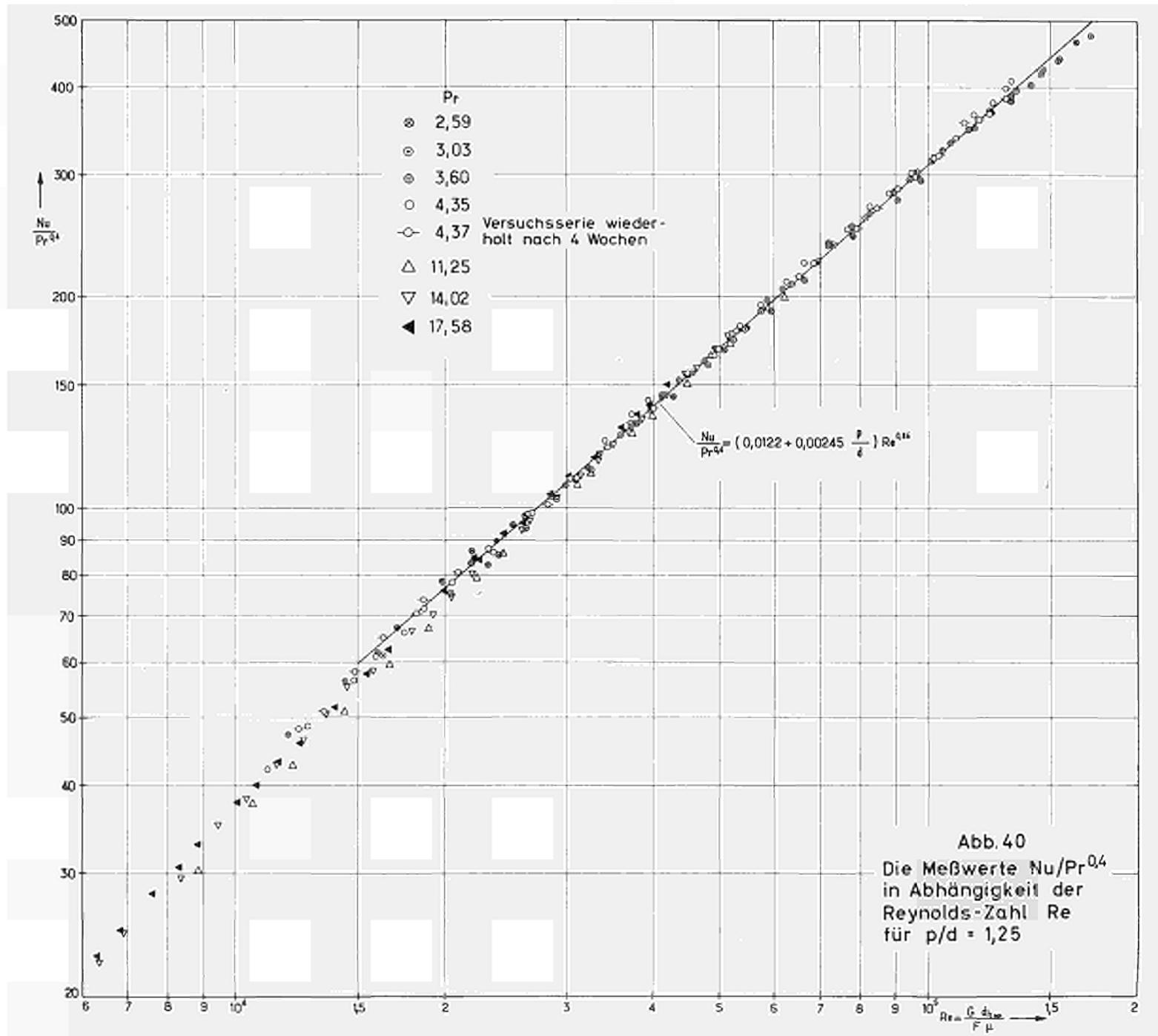


Abb. 39
 Die Meßwerte $Nu/Pr^{0.4}$
 in Abhängigkeit der
 Reynolds-Zahl Re
 für $p/d = 1,60$

Abb.-39



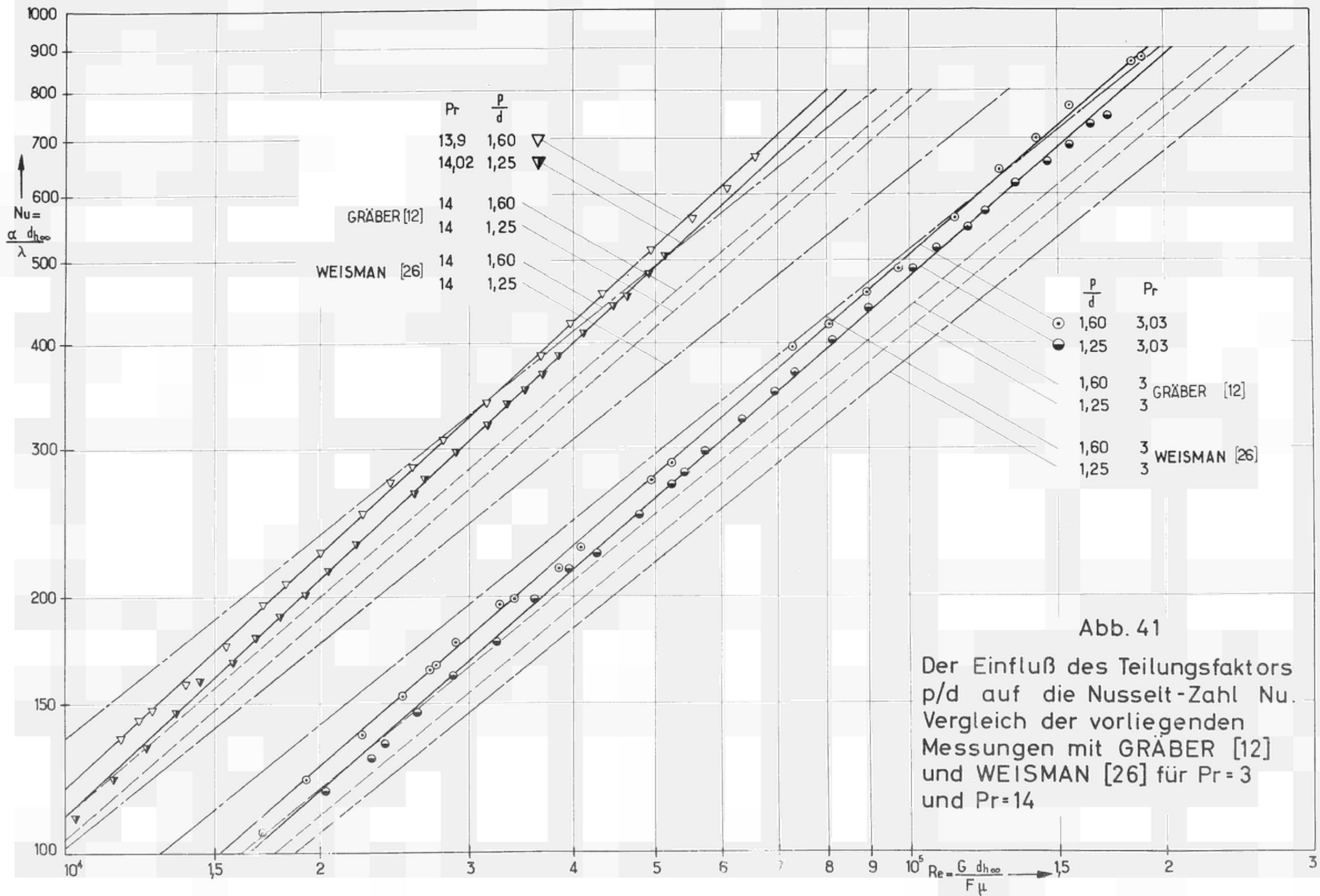
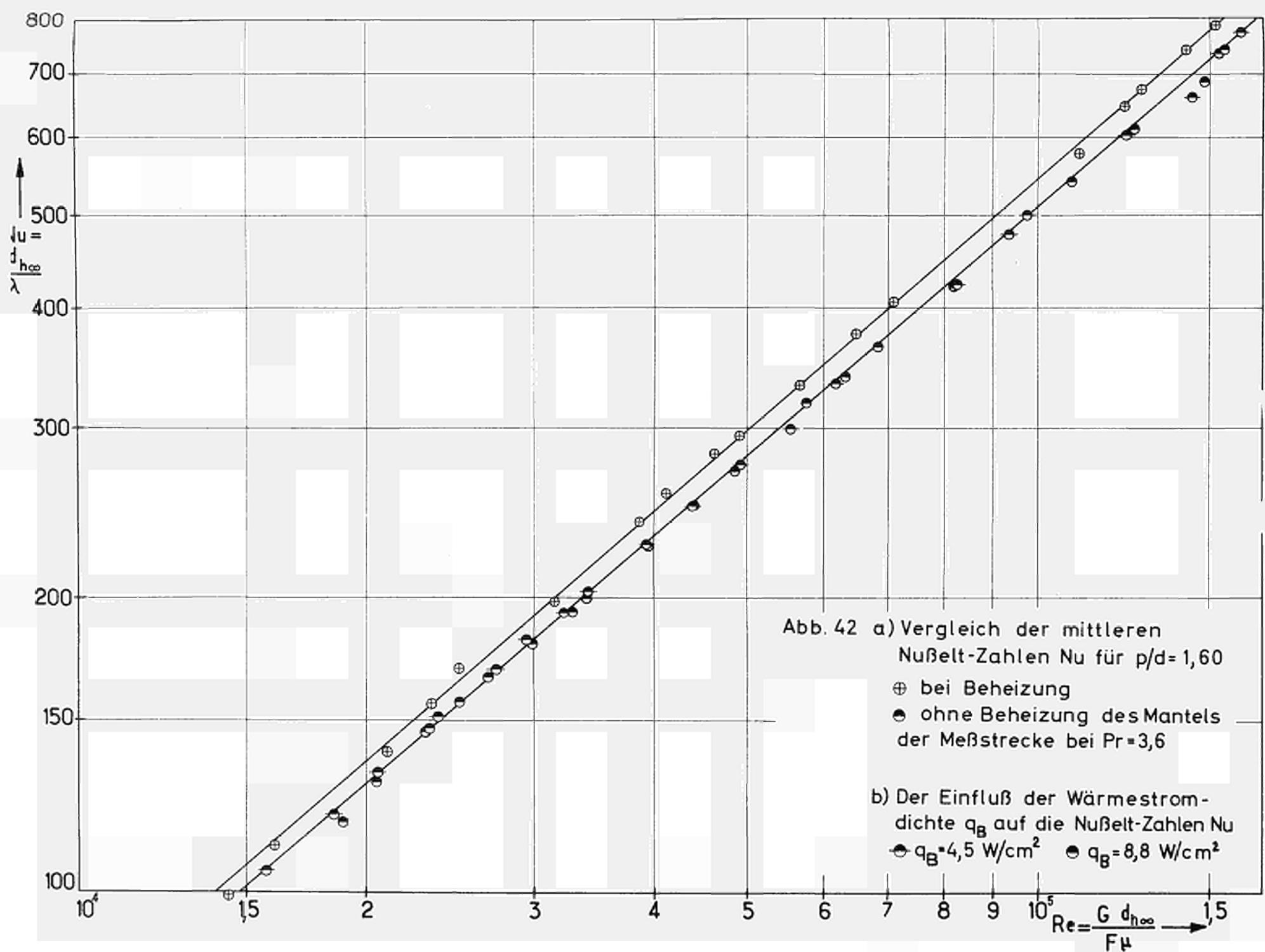


Abb. 41

Der Einfluß des Teilungsfaktors p/d auf die Nusselt-Zahl Nu . Vergleich der vorliegenden Messungen mit GRÄBER [12] und WEISMAN [26] für $Pr=3$ und $Pr=14$



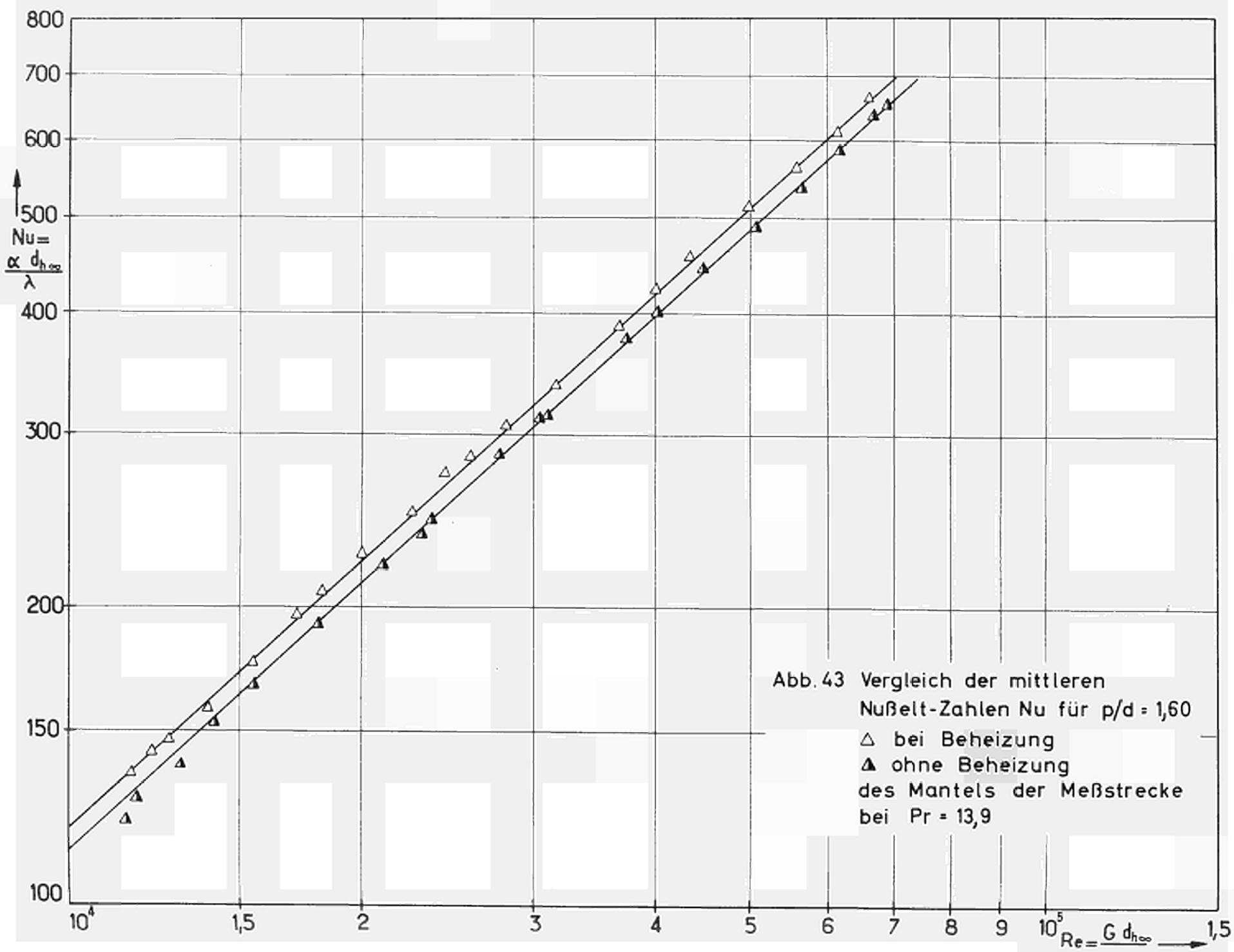
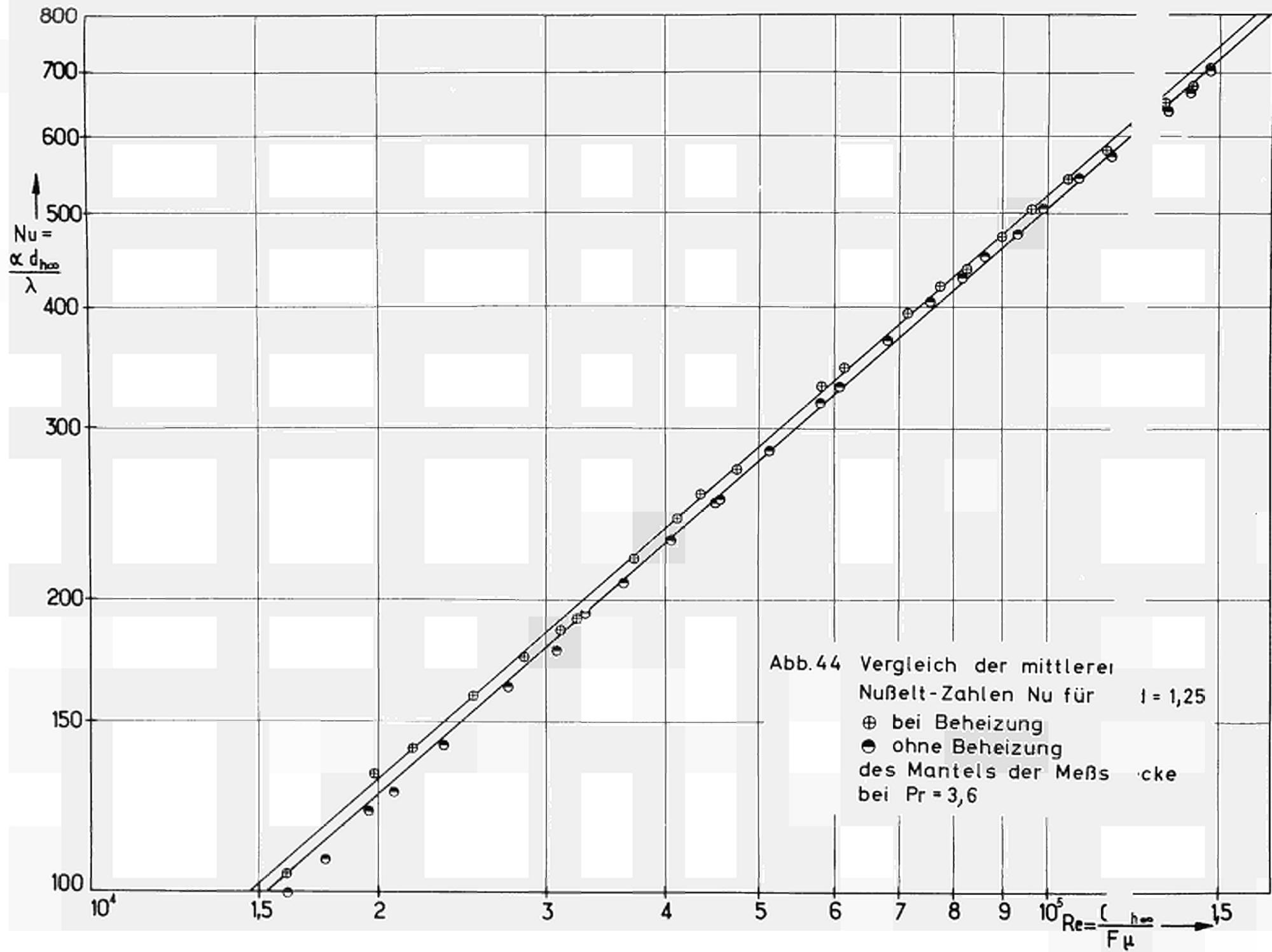


Abb. 43 Vergleich der mittleren
 Nußelt-Zahlen Nu für $p/d = 1,60$
 \triangle bei Beheizung
 \blacktriangle ohne Beheizung
 des Mantels der Meßstrecke
 bei $Pr = 13,9$



A N H A N G

Die numerischen Ergebnisse der in den Abbildungen 35, 36, 39, 40 dargestellten Versuchsserien bei Simulierung eines unendlich ausgedehnten Rohrbündels.

G Massenstrom des Kühlmittels

q_B Wärmestromdichte auf der Oberfläche der Rohre des Bündels

T_m Mittlere Mischungstemperatur der Flüssigkeit in der Hauptmeßebene

$T_w - T_m$ Differenz zwischen der Rohrwandtemperatur und der mittleren Mischungstemperatur in der Hauptmeßebene (Mittelwert aus 36 Meßstellen)

Pr Prandtl- Zahl bei T_m

$Re = \frac{G d_{h\infty}}{F \mu}$ Reynolds- Zahl

$Nu = \frac{q_B d_{h\infty}}{(T_w - T_m) \lambda}$ Mittlere Nußelt- Zahl in der Hauptmeßebene

$St = \frac{q_B F}{(T_w - T_m) G c_p}$ Mittlere Stanton- Zahl in der Hauptmeßebene

$f(Pr) = \frac{\sqrt{\zeta/8}}{St} - \frac{1}{\sqrt{\zeta/8}}$

Serie 152 - 172		p/d = 1,60		Kühlmittel : H ₂ O		Symbole Fig. 35, 39 ⊗		
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f(Pr)
5,38	9,388	73,66	15,72	2,43	37 900	197	2 140	9,32
5,71	9,173	69,34	15,01	2,59	38 000	203	2,060	10,36
6,13	9,134	67,62	14,02	2,65	39 800	217	2,060	10,13
6,76	9,232	70,22	12,91	2,55	45 600	237	2,040	9,76
7,11	9,212	69,32	12,48	2,59	47 300	245	1,960	10,63
8,10	8,977	68,58	10,95	2,61	53 300	272	1,955	10,04
9,25	9,281	70,99	9,72	2,52	62 800	316	1,996	8,70
10,02	9,094	70,64	8,99	2,53	67 800	335	1,953	8,96
11,61	9,085	71,52	8,04	2,50	79 500	374	1,882	9,21
13,03	9,183	73,37	7,32	2,44	91 500	415	1,860	8,82
13,92	9,163	69,49	6,87	2,58	92 800	443	1,850	8,88
15,66	9,163	69,27	6,29	2,59	104 000	484	1,797	9,24
16,77	9,212	69,07	5,97	2,60	111 000	512	1,774	9,24
19,61	9,222	69,88	5,08	2,56	131 500	601	1,786	8,19
22,07	9,045	71,20	4,48	2,51	150 500	668	1,768	7,89
24,30	9,163	70,79	4,24	2,53	165 000	716	1,715	8,26
25,95	9,183	70,98	3,98	2,52	176 400	765	1,721	7,86
30,00	9,045	70,26	3,53	2,55	202 000	852	1,654	8,29
31,62	9,232	69,81	3,43	2,57	212 000	892	1,637	8,28
33,00	9,222	70,54	3,25	2,54	223 000	939	1,658	7,39

Serie 50 - 87		p/d = 1,60		Kühlmittel: H ₂ O			Symbole Fig. 35, 39 ⊗	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
4,93	8,695	68,42	16,10	2,62	32 400	180	2,120	10,35
5,54	8,748	71,15	14,40	2,51	37 790	201	2,119	9,67
6,31	8,788	71,11	12,54	2,52	43 050	232	2,138	8,73
6,90	8,786	70,06	12,07	2,56	46 340	241	2,032	9,70
7,52	9,033	70,86	11,19	2,55	51 150	267	2,047	9,01
7,98	8,801	69,69	10,76	2,57	53 350	272	1,984	9,62
9,27	8,880	72,50	9,32	2,47	64 390	315	1,981	8,74
9,83	8,888	71,39	8,89	2,51	67 370	331	1,957	8,90
11,81	9,002	71,08	7,96	2,52	80 680	373	1,835	9,83
12,23	8,667	72,52	7,09	2,47	85 360	404	1,916	8,35
13,88	8,772	70,33	6,93	2,55	93 460	420	1,762	10,28
14,93	9,121	73,12	6,32	2,44	104 800	477	1,865	8,11
16,12	8,975	71,29	5,93	2,51	110 200	501	1,811	8,65
19,22	8,947	70,79	5,23	2,53	130 400	567	1,719	9,28
21,65	9,101	69,26	4,69	2,59	143 900	644	1,728	8,74
23,95	9,268	71,76	4,43	2,53	165 000	692	1,657	9,27
25,85	9,114	71,75	4,14	2,49	178 000	729	1,645	9,17
28,30	8,781	69,58	3,71	2,56	189 000	785	1,623	9,26
29,70	8,808	69,05	3,60	2,59	197 000	812	1,592	9,64
30,83	8,639	70,38	3,28	2,54	208 500	873	1,648	8,29
32,70	8,643	70,24	2,99	2,55	220 200	958	1,706	7,10

Serie 83 - 104		p/d = 1,60		Kühlmittel: H ₂ O		Symbole Fig. 39 ●		
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
4,71	9,297	63,26	18,41	2,84	28 730	169	2,070	11,71
5,28	9,141	63,92	16,23	2,81	32 500	188	2,060	11,23
5,96	9,138	63,87	14,49	2,81	36 600	211	2,050	10,66
6,66	8,506	64,67	12,34	2,78	41 480	230	1,995	10,85
7,12	8,666	63,93	11,80	2,81	43 830	246	1,950	11,11
8,41	8,512	63,61	10,37	2,83	51 540	275	1,886	11,32
9,17	8,433	64,35	9,90	2,79	55 600	285	1,838	11,74
9,97	8,532	64,18	8,85	2,80	60 180	324	1,922	10,00
11,73	8,472	65,71	7,62	2,73	71 100	371	1,835	10,20
12,64	8,547	65,54	6,91	2,74	79 660	413	1,895	9,01
14,31	8,832	65,48	6,67	2,74	89 970	442	1,794	9,94
15,03	8,634	68,18	6,05	2,63	98 450	475	1,835	8,83
17,02	8,618	70,69	5,42	2,53	115 200	527	1,810	8,46
22,27	8,593	65,49	4,65	2,74	140 000	617	1,610	11,06
24,45	8,562	64,91	4,23	2,77	152 600	676	1,610	10,54
26,30	8,578	64,42	3,99	2,79	163 100	719	1,580	10,81
28,25	8,522	64,11	3,66	2,80	173 300	779	1,606	10,00
30,01	8,512	64,46	3,44	2,79	186 500	827	1,590	9,89
31,70	8,502	63,74	3,40	2,82	194 700	837	1,525	11,08

Serie 186 - 241		p/d = 1,60		Kühlmittel : H ₂ O			Symbole Fig. 35, 39 ⊙	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
2,926	6,657	58,62	22,70	3,07	16 630	98,9	1,937	17,19
3,356	6,795	59,69	18,74	3,02	19 300	122	2,093	13,71
3,853	6,677	60,33	16,24	2,98	22 470	138	2,061	13,66
4,310	6,681	60,12	14,70	2,99	25 080	153	2,040	12,90
4,680	6,723	59,63	13,78	3,02	27 000	164	2,011	12,94
5,030	6,439	59,24	12,27	3,04	28 890	177	2,015	12,49
4,880	9,371	57,90	19,04	3,11	27 440	166	1,945	13,94
5,760	9,458	58,38	16,31	3,08	32 600	196	1,952	12,71
6,040	9,277	57,87	15,70	3,11	33 960	199	1,884	13,54
6,674	9,383	59,63	14,62	3,02	38 500	216	1,857	13,32
7,190	9,413	59,04	13,88	3,05	41 130	228	1,818	13,64
8,640	9,279	59,08	11,43	3,05	49 540	274	1,813	12,68
9,230	9,598	58,75	11,22	3,06	52 570	288	1,790	12,72
10,420	9,244	57,60	10,24	3,13	58 350	305	1,670	14,38
10,530	9,442	56,94	10,45	3,16	58 350	305	1,654	14,70
12,880	9,440	58,34	8,07	3,09	72 890	395	1,754	11,63
14,070	9,329	59,15	7,48	3,04	80 650	420	1,713	11,88
15,460	9,409	59,85	7,24	3,01	89 580	437	1,621	13,05
16,890	9,584	59,50	6,62	3,03	97 440	487	1,650	12,09
19,650	9,456	59,30	5,67	3,04	112 900	562	1,638	11,53
22,130	9,477	59,57	4,97	3,02	127 700	642	1,665	10,43
24,220	9,504	60,34	4,57	2,98	141 300	699	1,660	10,02
26,420	9,619	60,64	4,23	2,97	154 800	764	1,662	9,48
28,300	9,290	59,51	4,16	3,02	163 300	752	1,525	12,02
30,200	9,446	59,46	4,07	3,03	173 900	793	1,505	12,04
31,800	9,494	59,03	3,71	3,05	181 900	862	1,554	10,70
32,900	9,417	59,35	3,64	3,03	189 000	871	1,521	11,27

Serie 105 - 127		p/d = 1,60		Kühlmittel : H ₂ O			Symbole Fig. 39 ◎	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
32,02	8,714	56,77	3,58	3,12	176 700	823	1,495	12,15
30,20	8,728	55,37	3,60	3,25	163 300	822	1,550	11,42
28,50	8,514	55,87	3,87	3,22	152 900	745	1,512	12,54
26,37	8,368	56,38	3,93	3,19	144 600	720	1,562	11,80
24,43	8,620	56,15	4,34	3,21	133 700	672	1,778	8,22
22,20	8,652	55,28	4,89	3,26	119 800	600	1,537	13,37
19,70	8,587	54,70	5,45	3,29	105 800	536	1,540	13,92
16,72	8,728	53,71	6,23	3,35	88 350	476	1,608	13,40
15,29	8,778	55,54	6,85	3,24	83 990	434	1,596	13,95
14,20	8,943	55,02	7,36	3,27	76 310	412	1,650	13,35
13,11	8,756	54,61	7,59	3,29	70 250	392	1,696	12,95
11,42	8,564	64,09	8,07	2,80	70 460	355	1,800	11,12
9,94	8,464	57,21	9,28	3,14	55 310	308	1,772	12,86
9,20	8,502	55,67	10,10	3,23	49 940	285	1,768	13,55
11,95	8,447	54,99	8,01	3,27	64 220	358	1,706	13,13
8,24	8,514	57,24	10,98	3,15	45 850	262	1,815	13,00
7,12	8,327	55,86	12,28	3,22	38 730	230	1,845	13,44
6,72	8,453	56,27	13,03	3,26	36 850	220	1,830	14,03
6,16	8,462	54,65	14,32	3,29	33 070	201	1,850	14,28
5,64	8,568	54,59	15,87	3,30	30 280	183	1,830	15,21
5,05	8,447	54,35	17,09	3,31	27 000	168	1,880	15,10
5,11	8,327	53,48	16,99	3,36	26 900	167	1,848	15,64

Serie 193 - 226		p/d = 1,60		Kühlmittel: H ₂ O			Symbole Fig. 35, 39 ⊕	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
3,000	6,478	48,41	22,56	3,68	14 430	98,5	1,855	19,50
3,410	6,517	47,00	20,14	3,79	16 000	111	1,830	19,35
3,815	6,537	45,61	18,11	3,90	17 480	125	1,834	18,56
4,275	6,635	49,47	16,37	3,61	21 000	139	1,834	17,52
4,710	6,684	50,10	14,68	3,57	23 350	156	1,871	16,05
5,030	6,664	49,92	13,43	3,58	24 900	170	1,907	14,96
5,000	9,526	53,30	19,56	3,37	26 050	166	1,891	15,06
5,640	9,682	52,06	18,15	3,44	28 900	182	1,810	15,82
6,240	9,506	51,23	16,48	3,50	31 500	197	1,789	15,69
6,560	9,477	50,77	15,43	3,52	32 900	210	1,812	14,94
7,740	9,555	50,16	13,55	3,56	38 500	241	1,760	15,02
8,270	9,418	50,31	12,49	3,55	41 200	258	1,765	14,58
9,350	9,477	49,80	11,47	3,59	46 100	283	1,710	14,89
10,270	9,330	48,00	10,82	3,72	49 100	296	1,621	16,41
11,600	9,114	49,37	9,41	3,62	56 800	332	1,614	15,80
12,900	9,398	51,00	8,58	3,51	64 750	374	1,646	14,29
14,100	9,575	51,13	8,07	3,50	71 000	405	1,630	14,13
15,130	9,124	53,06	7,15	3,38	78 600	434	1,645	13,35
16,800	8,977	57,88	6,33	3,11	94 000	479	1,640	12,48
19,600	8,859	53,91	5,59	3,33	103 000	538	1,570	13,39
22,200	8,947	49,88	5,30	3,58	110 300	577	1,461	15,41
24,300	9,016	51,32	4,77	3,49	122 700	645	1,508	13,79
25,750	9,310	50,16	4,74	3,56	128 000	672	1,474	14,35
28,420	9,408	50,46	4,35	3,54	141 700	740	1,477	13,74
30,250	9,379	50,86	4,09	3,52	151 600	783	1,468	13,52
31,600	9,114	52,10	3,94	3,44	161 500	788	1,419	14,35
32,900	9,379	51,92	3,92	3,45	167 500	815	1,410	14,34

Serie 128 - 148		p/d = 1,60		Kühlmittel: H ₂ O			Symbole Fig. 35, 39 ○	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
5,11	8,526	52,58	16,91	3,41	26 900	172	1,875	15,17
5,44	8,389	51,02	16,16	3,51	27 400	177	1,840	15,61
6,05	8,408	50,10	14,58	3,57	30 000	197	1,840	15,12
6,80	8,595	48,42	13,75	3,68	32 700	214	1,780	15,60
7,12	8,487	48,73	13,16	3,66	34 500	221	1,750	15,90
8,21	8,408	45,74	11,65	3,90	37 700	249	1,693	16,39
9,42	8,497	43,15	10,63	4,09	41 300	277	1,640	17,03
9,94	8,428	41,68	10,25	4,20	42 500	286	1,600	17,71
11,53	8,536	43,69	8,97	4,04	51 200	330	1,595	16,68
12,80	8,477	41,90	8,20	4,19	55 000	359	1,558	17,12
14,32	8,526	42,14	7,55	4,17	61 800	392	1,520	17,31
15,50	8,575	42,58	7,00	4,13	67 600	425	1,520	16,81
16,68	8,536	43,88	6,51	4,03	74 200	453	1,518	16,35
19,66	8,624	43,05	5,51	4,10	86 200	542	1,534	15,08
22,05	8,350	41,94	5,01	4,18	94 800	579	1,461	16,36
24,10	9,428	45,35	5,11	3,92	110 000	637	1,478	15,00
26,40	9,486	45,52	4,79	3,90	120 700	683	1,451	15,11
28,10	9,486	45,55	4,55	3,90	128 700	719	1,434	15,20
30,00	9,428	47,15	4,18	3,78	141 300	775	1,450	14,48
31,75	9,428	46,27	4,03	3,84	147 100	806	1,425	14,76

Serie 58 - 85		p/d = 1,60		Kühl- mittel: 60% C ₂ H ₄ (OH) ₂ + 40% H ₂ O		Symbole Fig. 35, 39 △		
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
3,37	3,936	69,72	46,53	11,20	6 700	44,8	0,597	107
3,96	3,907	68,20	32,30	11,55	7 650	64,1	0,725	83,8
4,50	3,936	68,74	25,98	11,45	8 780	80,3	0,799	72,6
4,73	3,940	68,55	23,87	11,50	9 200	87,5	0,827	68,9
5,23	3,967	69,61	20,03	11,20	10 390	105	0,902	60,6
5,34	3,987	69,23	19,33	11,30	10 540	109	0,915	59,2
5,93	3,917	68,56	17,21	11,50	11 530	121	0,913	58,3
6,73	3,921	69,43	15,11	11,25	13 330	137	0,913	56,6
7,53	3,888	69,47	13,09	11,25	14 910	157	0,936	54,5
8,11	3,959	69,50	12,68	11,25	16 060	166	0,919	54,0
8,87	4,007	69,54	11,64	11,25	17 570	182	0,920	52,7
9,74	3,911	69,81	10,53	11,20	19 430	197	0,905	52,8
10,39	3,828	69,01	10,36	11,35	20 350	196	0,849	56,9
11,23	8,302	68,73	19,82	11,45	21 920	222	0,884	53,0
12,72	8,323	69,48	17,94	11,25	25 190	246	0,868	52,7
13,90	8,390	68,91	16,37	11,40	27 230	272	0,876	51,4
15,30	8,490	70,60	15,30	11,10	30 630	294	0,865	51,0
16,73	8,309	69,43	13,99	11,25	33 130	315	0,845	51,7
18,35	8,326	68,74	13,11	11,45	35 815	337	0,822	52,9
20,22	8,446	69,13	12,01	11,35	39 750	373	0,827	51,4
22,40	8,307	69,56	10,91	11,25	44 360	404	0,809	51,8
25,50	8,388	69,21	9,91	11,30	50 310	449	0,790	52,2
27,80	8,691	69,43	9,79	11,25	55 050	488	0,788	51,6
31,25	8,795	68,75	8,74	11,45	60 990	533	0,763	52,9
34,40	8,757	69,31	7,79	11,30	67 870	596	0,777	50,7
38,05	8,492	69,61	6,86	11,20	75 630	656	0,774	49,9
40,70	8,453	69,07	6,52	11,35	79 720	687	0,759	50,8
42,50	8,519	69,76	6,43	11,20	84 780	702	0,739	52,0

Serie 1 - 37		p/d = 1,60		Kühl- mittel: 60% C ₂ H ₄ (OH) ₂ + 40% H ₂ O		Symbole Fig. 35, 39 ▽		
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
3,30	5,331	61,39	50,09	13,40	5 520	56,8	0,768	83,1
3,85	5,282	58,89	41,12	14,15	6 100	68,8	0,797	77,9
4,37	5,253	59,12	35,73	14,10	6 920	78,7	0,807	75,3
4,66	5,361	59,14	34,16	14,10	7 400	84,0	0,805	74,4
5,07	5,380	58,82	31,90	14,20	8 000	90,3	0,795	74,4
5,74	8,653	65,47	41,19	12,20	10 440	112	0,879	62,5
6,07	8,546	64,51	39,42	12,50	10 830	115	0,849	64,6
6,85	8,644	63,06	34,02	12,90	11 650	136	0,904	58,9
7,54	8,487	60,70	33,14	13,60	12 400	143	0,848	62,7
8,08	8,418	58,46	30,64	14,30	12 680	147	0,811	66,2
8,84	8,291	58,79	28,09	14,20	13 930	158	0,799	66,0
9,74	8,751	59,09	26,57	14,10	15 450	176	0,808	63,9
10,62	8,879	59,93	24,31	13,80	17 150	196	0,828	60,8
11,27	8,751	59,70	22,60	13,90	18 200	207	0,818	61,0
12,60	8,467	59,20	20,10	14,00	20 100	226	0,803	61,1
13,90	8,751	59,72	18,73	13,90	22 450	250	0,801	59,8
15,02	8,898	59,72	17,36	13,90	24 250	274	0,813	57,9
16,05	8,771	59,44	16,44	14,00	25 770	286	0,793	59,0
17,48	8,604	59,44	15,06	14,00	28 050	306	0,779	59,6
19,70	8,644	59,41	13,73	14,00	31 600	337	0,762	59,8
22,50	8,555	60,25	11,90	13,70	36 550	386	0,771	57,2
24,70	8,487	59,89	10,77	13,80	39 850	422	0,767	56,8
26,95	8,369	59,64	9,79	13,90	43 260	458	0,762	56,5
30,90	8,634	59,56	9,01	13,90	49 600	513	0,744	56,8
34,40	8,732	59,83	8,35	13,80	55 550	560	0,730	57,2
37,60	8,477	60,15	7,47	13,80	61 080	610	0,724	56,8
40,50	8,673	61,03	7,03	13,50	65 800	662	0,745	54,0
42,00	8,673	65,89	6,44	12,10	77 500	720	0,768	50,2

Serie 118 - 146		p/d = 1,25		Kühlmittel: H ₂ O			Symbole Fig. 36, 40 ●	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
3,11	8,646	77,37	11,72	2,31	20 080	96	2,073	12,00
3,76	8,646	77,90	9,55	2,29	24 350	118	2,120	10,30
4,21	8,684	78,00	8,66	2,29	27 260	130	2,080	10,20
4,58	8,959	78,29	8,21	2,28	29 740	142	2,091	9,56
4,84	8,880	77,83	7,93	2,29	31 250	146	2,040	9,92
5,22	8,911	78,62	7,45	2,27	34 080	156	2,020	9,78
5,75	8,691	78,63	6,60	2,27	37 540	171	2,007	9,39
6,52	8,750	78,43	5,93	2,28	42 450	192	1,983	9,22
10,29	8,814	79,00	4,01	2,26	67 370	286	1,880	8,34
11,05	8,725	79,15	3,78	2,25	72 550	300	1,839	8,59
12,40	8,675	78,45	3,44	2,27	80 740	328	1,790	8,79
13,61	8,669	78,56	3,18	2,27	88 860	354	1,757	8,89
14,63	8,621	79,24	2,95	2,25	96 320	380	1,754	8,51
16,05	8,662	79,07	2,75	2,26	105 380	409	1,720	8,58
17,58	8,596	79,35	2,61	2,24	115 740	428	1,653	9,33
18,85	8,725	79,00	2,46	2,26	123 400	461	1,651	9,06
24,70	8,732	78,72	1,96	2,27	161 300	579	1,581	8,99
26,90	8,775	79,22	1,84	2,25	176 600	620	1,561	8,94
28,90	8,640	79,12	1,72	2,25	189 700	653	1,531	9,20
30,60	8,750	79,42	1,68	2,24	201 500	677	1,500	9,50
32,50	8,684	79,44	1,60	2,24	214 000	706	1,472	9,74
34,20	8,968	79,49	1,56	2,24	225 800	747	1,478	9,38

Serie 88 - 117		p/d = 1,25		Kühlmittel : H ₂ O			Symbole Fig. 36, 40 ⊗	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f(Pr)
3,23	8,750	68,90	10,12	2,60	18 570	114	2,360	8,90
3,89	8,977	68,07	9,22	2,63	21 810	128	2,230	9,51
4,17	8,857	68,26	8,87	2,63	23 740	131	2,100	10,70
4,52	8,709	69,05	7,99	2,60	26 040	143	2,112	10,10
4,93	8,804	68,97	7,56	2,60	28 410	153	2,070	10,10
5,18	8,804	68,94	7,30	2,60	29 770	159	2,055	9,78
5,78	8,807	69,01	6,68	2,60	33 300	174	2,010	10,00
6,55	8,789	68,99	5,99	2,60	37 740	193	1,965	9,98
7,25	8,748	68,81	5,43	2,60	41 670	212	1,958	9,66
7,89	8,842	69,25	5,10	2,59	45 580	228	1,931	9,45
8,80	8,836	69,49	4,75	2,58	50 960	245	1,863	10,00
9,43	8,659	69,03	4,33	2,60	54 340	263	1,861	9,61
10,29	8,581	69,05	4,08	2,60	59 290	278	1,802	10,00
11,45	8,845	69,25	3,78	2,59	66 150	308	1,798	9,69
12,47	8,877	69,36	3,63	2,58	72 210	322	1,730	10,30
13,61	8,836	68,95	3,26	2,60	78 240	357	1,755	9,55
14,24	8,603	69,71	3,11	2,57	82 880	364	1,710	10,00
15,58	8,826	69,97	2,90	2,56	90 900	400	1,720	9,36
16,96	8,882	69,34	2,73	2,58	98 220	428	1,690	9,49
18,59	8,836	69,65	2,55	2,57	107 900	456	1,645	9,79
19,66	8,823	69,62	2,43	2,57	114 100	478	1,630	9,76
21,22	8,789	69,81	2,37	2,56	123 500	488	1,545	11,10
22,81	8,741	69,78	2,07	2,57	132 800	556	1,630	9,03
24,42	6,856	70,03	2,02	2,56	142 800	564	1,545	10,20
26,46	8,741	69,61	1,93	2,57	153 600	596	1,510	10,70
28,46	8,741	70,06	1,81	2,56	166 400	636	1,492	10,70
30,40	8,741	69,77	1,69	2,57	176 900	681	1,500	10,20
32,21	8,825	69,85	1,60	2,56	187 500	709	1,480	10,20
34,15	8,612	69,50	1,52	2,58	198 200	746	1,460	10,50
35,76	8,596	69,74	1,48	2,57	208 100	764	1,430	10,80

Serie 148 - 177		p/d = 1,25		Kühlmittel: H ₂ O			Symbole Fig. 36, 40 ⊙	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f(Pr)
3,355	8,934	57,75	12,33	3,11	16 370	96,7	1,900	15,9
3,495	8,741	57,91	11,05	3,11	17 090	106	1,995	14,1
4,160	8,814	58,16	9,96	3,09	20 400	118	1,890	15,0
4,675	8,835	58,75	9,12	3,06	23 150	129	1,820	15,1
4,825	8,574	58,83	8,57	3,06	23 940	134	1,830	14,8
5,290	8,829	58,79	8,05	3,06	26 190	146	1,822	14,3
5,850	8,753	58,47	7,28	3,07	28 950	161	1,811	13,9
6,510	8,669	59,27	6,55	3,04	32 510	177	1,790	13,5
7,240	8,829	58,96	5,91	3,05	35 930	199	1,814	12,6
7,960	8,810	59,02	5,45	3,05	39 580	216	1,789	12,5
8,520	8,653	59,56	5,16	3,02	42 730	224	1,735	13,1
9,600	8,725	59,64	4,67	3,01	48 140	249	1,720	12,6
10,500	8,851	59,34	4,36	3,03	52 430	271	1,706	12,5
10,860	8,564	59,30	4,08	3,03	54 230	280	1,703	12,3
11,440	8,630	59,63	3,87	3,02	57 370	298	1,720	11,7
12,650	8,895	59,61	3,79	3,02	63 440	324	1,691	11,7
13,820	8,848	59,82	3,54	3,01	69 600	348	1,662	11,8
14,580	8,936	59,74	3,37	3,01	73 270	368	1,670	11,3
16,280	8,923	59,30	3,08	3,03	81 300	404	1,640	11,4
17,680	8,911	59,83	2,81	3,01	89 400	439	1,633	11,0
18,840	8,662	59,69	2,65	3,01	94 680	459	1,610	11,2
20,200	8,675	59,61	2,50	3,02	101 300	487	1,592	11,1
21,530	8,628	59,56	2,35	3,02	108 000	519	1,591	10,8
23,350	8,801	59,82	2,26	3,01	117 600	544	1,539	11,4
24,550	8,826	59,66	2,22	3,01	123 100	572	1,544	11,1
26,800	8,835	59,33	2,09	3,03	133 800	618	1,526	11,1
29,100	8,779	59,73	1,90	3,01	146 200	651	1,480	11,6
31,000	8,804	59,58	1,82	3,02	155 500	683	1,456	11,8
32,700	8,785	59,62	1,75	3,02	164 000	724	1,461	11,5
34,250	8,637	59,81	1,66	3,01	172 100	739	1,428	11,9

Serie 30 - 57		p/d = 1,25		Kühlmittel : H ₂ O			Symbole Fig. 36, 40 ⊕	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
2,863	8,955	47,93	15,17	3,72	11 800	80,0	1,810	19,7
3,430	8,800	48,42	12,57	3,68	14 360	94,9	1,800	18,6
3,805	8,773	48,63	11,40	3,67	15 990	104	1,774	18,3
4,675	8,779	49,10	9,04	3,64	19 780	132	1,834	15,9
5,210	8,543	48,35	8,24	3,69	21 770	140	1,743	16,9
5,940	8,816	49,06	7,51	3,64	25 140	159	1,738	16,1
6,640	9,002	49,76	6,99	3,59	28 460	174	1,703	16,0
7,290	8,918	49,72	6,53	3,59	31 180	185	1,653	16,4
7,540	8,646	49,67	6,15	3,60	32 250	190	1,635	16,6
8,690	8,641	49,66	5,35	3,60	37 170	219	1,637	15,7
9,640	8,807	49,80	4,94	3,59	41 310	242	1,630	15,3
10,320	8,725	49,00	4,62	3,64	43 590	256	1,613	15,3
11,100	8,775	49,81	4,39	3,59	47 570	271	1,586	15,3
11,970	8,735	49,64	3,84	3,60	51 110	308	1,673	13,3
13,720	8,741	49,61	3,59	3,60	58 580	330	1,565	14,7
14,530	8,653	49,38	3,40	3,62	61 820	345	1,541	14,8
16,580	8,653	50,54	2,98	3,54	71 970	393	1,542	14,0
18,070	8,700	50,08	2,81	3,57	77 860	419	1,510	14,3
19,220	8,791	50,09	2,73	3,57	82 820	436	1,475	14,6
20,830	8,870	50,18	2,55	3,60	89 920	471	1,456	14,7
22,440	8,848	50,09	2,39	3,57	96 690	502	1,455	14,4
24,310	8,861	50,28	2,23	3,56	105 100	538	1,438	14,2
26,500	8,785	50,20	2,06	3,56	114 400	578	1,420	14,2
28,450	8,691	50,16	1,92	3,56	122 800	613	1,404	14,3
30,500	8,977	50,34	1,89	3,55	131 900	644	1,376	14,6
32,550	9,009	50,39	1,82	3,55	141 000	671	1,340	15,1
34,200	9,066	50,24	1,74	3,56	147 600	706	1,345	14,7
35,700	9,068	50,08	1,69	3,57	153 800	727	1,325	15,0

Serie 58 - 87		p/d = 1,25		Kühlmittel : H ₂ O			Symbole Fig. 36, 40 ○	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f (Pr)
3,13	8,948	39,26	16,23	4,42	11 130	76,3	1,550	26,2
3,63	8,936	38,51	13,95	4,48	12 700	88,6	1,555	25,1
4,20	8,755	38,79	11,74	4,46	14 820	103	1,560	23,6
4,50	8,880	38,88	11,05	4,45	15 900	111	1,570	22,9
4,91	9,050	39,25	10,40	4,42	17 460	120	1,558	22,5
5,26	8,946	39,29	9,55	4,41	18 730	130	1,574	21,5
5,75	8,952	39,54	8,76	4,39	20 570	141	1,563	21,3
6,48	8,779	39,60	7,70	4,39	23 210	158	1,550	20,7
7,45	9,068	39,59	7,04	4,39	26 690	178	1,520	20,4
8,45	8,861	39,59	6,08	4,39	30 270	202	1,520	19,7
9,46	8,804	39,75	5,40	4,37	33 940	226	1,525	18,9
10,29	8,864	40,05	5,00	4,35	37 140	245	1,515	18,4
10,99	8,760	39,61	4,69	4,38	39 370	258	1,495	18,6
12,45	8,795	39,79	4,35	4,37	44 730	280	1,432	19,3
13,51	8,741	40,22	4,09	4,33	48 910	296	1,399	19,8
14,75	8,766	40,08	3,70	4,34	53 320	327	1,411	18,9
15,79	8,697	40,29	3,44	4,33	57 260	350	1,410	18,5
17,20	8,753	40,31	3,19	4,32	62 370	379	1,406	18,0
18,31	8,801	40,18	3,09	4,33	66 290	402	1,400	17,9
19,83	8,789	40,36	2,84	4,32	72 020	428	1,377	18,0
21,15	8,725	40,39	2,69	4,32	76 810	449	1,355	18,3
23,00	8,725	39,87	2,49	4,36	82 760	485	1,345	18,1
24,50	8,666	39,81	2,36	4,37	88 030	508	1,320	18,5
26,30	8,921	40,08	2,26	4,34	95 080	546	1,322	17,8
28,50	9,068	39,74	2,20	4,37	102 200	570	1,278	18,8
30,60	8,930	40,12	2,03	4,34	110 600	608	1,269	18,6
32,10	8,882	40,36	1,86	4,32	116 600	660	1,310	17,0
34,10	8,948	40,49	1,82	4,31	124 000	680	1,273	17,7
35,80	8,948	40,19	1,72	4,33	129 600	719	1,283	17,2
36,25	8,980	40,62	1,69	4,30	132 300	735	1,290	16,9

Serie 179 - 208		p/d = 1,25		Kühlmittel: H ₂ O			Symbole Fig. 36, 40 ○	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f(Pr)
3,54	8,918	38,23	13,93	4,51	12 370	88,1	1,580	24,6
3,78	8,886	38,81	13,17	4,46	13 390	92,7	1,555	24,6
4,17	8,731	39,24	11,36	4,42	14 840	105	1,603	22,5
4,57	8,766	39,25	10,17	4,42	16 280	118	1,640	21,1
5,01	8,798	40,40	9,49	4,31	18 220	127	1,620	20,6
5,21	8,820	39,42	9,05	4,40	18 620	134	1,635	20,2
5,84	8,943	39,55	8,41	4,39	20 910	146	1,590	20,5
6,56	8,741	39,66	7,55	4,38	23 550	158	1,530	21,1
7,34	8,719	39,59	6,71	4,39	26 290	178	1,540	20,0
7,89	8,814	39,38	6,55	4,41	28 170	184	1,482	21,0
8,68	8,709	39,49	5,83	4,40	31 060	204	1,490	20,2
9,57	8,766	39,72	5,41	4,37	34 330	221	1,473	20,0
10,36	8,773	39,65	5,00	4,38	37 150	239	1,470	19,5
11,12	8,716	39,66	4,82	4,38	39 890	250	1,430	20,2
12,48	8,696	39,76	4,31	4,37	44 840	279	1,422	19,7
13,94	8,975	39,44	4,05	4,40	49 780	306	1,397	19,7
14,73	8,891	39,62	3,79	4,38	52 840	324	1,400	19,3
16,48	8,696	39,59		4,40	59 030			
17,91	8,891	40,47	3,20	4,31	65 140	384	1,370	18,7
19,02	8,807	39,91	3,02	4,36	68 640	403	1,348	19,1
19,27	8,854	39,71	2,85	4,38	69 240	430	1,419	17,1
21,87	8,733	40,19	2,68	4,33	79 180	451	1,315	19,2
23,63	8,891	39,65	2,54	4,38	84 770	484	1,275	19,9
24,94	9,002	40,30	2,44	4,32	90 710	510	1,300	18,8
26,77	8,844	39,72	2,28	4,37	96 180	536	1,278	19,1
28,72	8,844	40,08	2,13	4,34	103 700	574	1,218	20,6
30,75	8,891	40,81	2,03	4,28	112 700	606	1,256	18,8
32,73	9,068	40,21	1,94	4,33	118 500	646	1,258	18,5
34,12	8,919	39,83	1,88	4,37	122 600	660	1,233	19,1
35,88	8,909	40,32	1,78	4,32	130 500	692	1,229	18,8

Serie 151 - 168		p/d = 1,25		Kühl- mittel: 60% C ₂ H ₄ (OH) ₂ + 40% H ₂ O		Symbole Fig. 36, 40 Δ		
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f(Pr)
4,73	7,594	69,51	22,28	11,25	8 140	71,6	0,782	71,8
5,24	7,485	68,56	16,69	11,45	8 850	79,9	0,788	70,0
6,30	7,519	68,59	15,91	11,45	10 640	99,3	0,815	64,4
7,17	7,424	68,62	13,83	11,45	12 110	113	0,815	62,8
8,39	7,551	68,99	11,88	11,35	14 280	134	0,827	59,4
9,69	7,396	69,65	10,05	11,20	16 730	155	0,830	57,1
11,10	7,340	69,30	8,77	11,30	19 030	176	0,818	56,7
12,80	7,487	70,17	7,59	11,15	22 260	207	0,835	53,4
14,07	7,418	69,65	6,94	11,20	24 300	225	0,817	54,1
18,21	7,468	69,21	5,53	11,30	31 220	284	0,815	51,5
18,85	7,304	69,71	5,23	11,20	32 550	293	0,804	52,0
21,35	7,515	70,48	4,74	11,00	37 410	333	0,809	50,1
23,40	7,295	69,02	4,29	11,35	39 970	357	0,787	51,5
26,05	7,308	69,53	3,89	11,25	44 820	395	0,784	50,7
28,15	7,365	69,73	3,61	11,20	48 610	429	0,789	49,4
30,10	7,484	69,70	3,50	11,20	51 970	449	0,772	50,3
34,00	7,456	70,11	3,12	11,15	59 142	502	0,762	49,9
36,00	7,406	69,89	2,98	11,15	62 390	522	0,751	50,4

Serie 92 - 121		p/d = 1,25		Kühl- mittel: 60% C ₂ H ₄ (OH) ₂ + 40% H ₂ O			Symbole Fig. 36, 40 ▽	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f(Pr)
4,18	7,638	58,13	31,33	14,40	5 645	51,7	0,636	98,3
4,68	7,632	58,40	25,24	14,30	6 360	64,2	0,706	85,0
5,04	7,641	58,64	22,77	14,20	6 890	71,2	0,728	80,9
6,12	7,767	58,65	19,32	14,20	8 360	85,3	0,719	78,9
6,85	7,736	59,11	16,18	14,10	9 470	101	0,756	72,5
7,54	7,654	58,87	14,72	14,15	10 360	110	0,750	71,6
8,24	7,497	59,35	13,08	13,80	11 420	122	0,774	67,7
9,06	7,831	58,94	12,46	14,10	12 490	133	0,755	68,5
9,82	7,752	58,91	11,27	14,15	13 500	146	0,765	66,3
10,63	7,629	59,36	10,21	14,00	14 440	159	0,786	63,2
11,43	7,619	59,14	9,60	14,05	15 800	168	0,757	65,0
12,94	7,729	59,51	8,63	13,95	17 990	190	0,758	63,3
13,87	7,704	59,45	8,13	13,95	19 290	201	0,748	63,6
14,85	7,629	59,14	7,57	14,05	20 530	214	0,743	63,3
15,92	7,597	59,48	7,01	13,95	22 140	230	0,744	62,4
18,18	7,752	60,55	6,24	13,65	25 890	264	0,746	60,2
19,10	7,622	59,62	5,88	13,90	26 640	275	0,742	60,3
20,80	7,660	59,71	5,50	13,90	29 100	296	0,732	60,2
22,50	7,632	59,71	5,09	13,90	31 470	318	0,727	59,8
24,11	7,626	59,14	4,80	14,05	33 290	337	0,720	59,9
25,13	7,459	59,73	4,49	13,90	35 150	352	0,720	59,4
26,20	7,531	59,88	4,37	13,85	36 870	366	0,717	59,0
27,80	7,600	59,37	4,18	14,00	38 540	386	0,715	58,7
29,70	7,538	59,40	3,90	14,00	41 300	410	0,709	58,9
31,60	7,579	59,87	3,64	13,85	44 470	442	0,718	57,0
33,50	7,641	59,30	3,57	14,00	46 450	454	0,699	58,7
35,20	7,786	59,81	3,43	13,85	49 380	482	0,705	57,6
36,81	7,792	59,69	3,27	13,90	51 490	506	0,708	56,5

Serie 122 - 150		p/d = 1,25		Kühl- mittel: 60% C ₂ H ₄ (OH) ₂ + 40% H ₂ O			Symbole Fig. 36, 40 ◀	
G kg/s	q _B W/cm ²	T _m °C	T _w - T _m °C	Pr	Re	Nu	St. 10 ³	f(Pr)
4,52	7,714	49,69	30,79	17,60	4 990	55,9	0,636	100,6
5,02	7,629	48,51	28,09	18,15	5 380	60,6	0,620	102,2
5,31	7,597	49,21	25,77	17,85	5 790	65,8	0,637	97,7
5,81	7,711	49,00	25,93	17,95	6 310	71,9	0,634	96,5
6,24	7,874	49,17	22,38	17,85	6 810	78,5	0,645	93,4
7,01	7,689	49,12	19,32	17,90	7 630	88,8	0,650	90,3
7,64	7,708	49,17	17,72	17,85	8 340	97,1	0,652	88,5
8,07	7,635	49,42	16,46	17,75	8 850	104	0,662	86,1
9,17	7,881	49,52	14,76	17,70	10 080	119	0,667	83,1
9,80	7,799	49,45	13,84	17,70	10 740	126	0,662	82,8
10,50	7,717	49,64	12,70	17,65	11 560	136	0,667	80,9
11,39	7,708	49,16	11,79	17,85	12 430	146	0,658	80,9
12,66	7,714	49,44	10,47	17,70	13 910	164	0,666	78,0
13,97	7,633	49,76	9,35	17,60	15 460	182	0,669	76,0
14,88	7,626	49,99	8,70	17,50	16 580	196	0,675	74,2
18,10	7,431	49,84	6,98	17,55	20 080	238	0,676	71,7
19,91	7,869	50,01	6,57	17,50	22 190	267	0,688	68,8
20,25	7,535	50,02	6,38	17,50	22 570	264	0,669	70,9
21,85	7,437	50,16	5,80	17,40	24 410	286	0,673	69,3
23,83	7,292	49,48	5,42	17,70	26 190	300	0,647	72,0
25,23	7,406	50,47	5,04	17,25	28 450	328	0,668	69,8
27,50	7,449	49,53	4,73	17,70	30 220	352	0,658	68,5
29,75	7,387	49,63	4,42	17,65	32 770	373	0,645	69,0
32,10	7,447	50,23	4,08	17,40	35 940	407	0,651	67,2
33,90	7,402	49,94	3,87	17,50	37 780	427	0,646	67,2
35,70	7,481	49,85	3,81	17,55	39 600	438	0,630	69,1
37,10	7,538	50,65	3,60	17,20	42 040	467	0,646	66,2

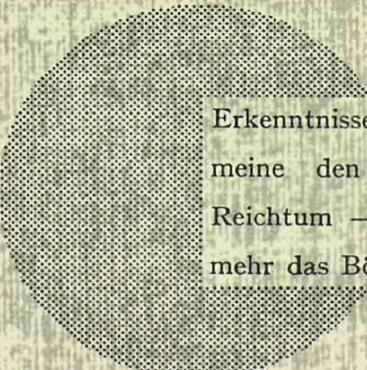
AN UNSERE LESER

Alle Euratom-Berichte werden nach Erscheinen in der von der Zentralstelle für Information und Dokumentation (CID) herausgegebenen Monatszeitschrift **EURATOM INFORMATION** angezeigt. Abonnements (1 Jahr : DM 60) und Probehefte sind erhältlich bei :

Handelsblatt GmbH
"Euratom Information"
Postfach 1102
D-4 Düsseldorf (Deutschland)

oder

Centrale de vente des publications
des Communautés européennes
37, rue Glesener
Luxembourg



Erkenntnisse verbreiten ist soviel wie Wohlstand verbreiten — ich meine den allgemeinen Wohlstand, nicht den individuellen Reichtum — denn mit dem Wohlstand verschwindet mehr und mehr das Böse, das uns aus dunkler Zeit vererbt ist.

Alfred Nobel

VERTRIEBSSTELLEN

Alle Euratom-Berichte sind bei folgenden Stellen zu den auf der ersten Rückseite des Umschlags angegebenen Preisen erhältlich (bei schriftlicher Bestellung bitte die EUR-Nummer und den Titel, die beide auf der ersten Umschlagsseite jedes Bericht stehen, deutlich angeben).

CENTRALE DE VENTE DES PUBLICATIONS DES COMMUNAUTES EUROPEENNES

37, rue Glesener, Luxembourg (Compte chèque postal N° 191-90)

BELGIQUE — BELGIË

MONITEUR BELGE
40-42, rue de Louvain - Bruxelles
BELGISCH STAATSBLAD
Leuvenseweg 40-42 - Brussel

LUXEMBOURG

CENTRALE DE VENTE
DES PUBLICATIONS DES
COMMUNAUTES EUROPEENNES
37, rue Glesener - Luxembourg

DEUTSCHLAND

BUNDESANZEIGER
Postfach - Köln 1

NEDERLAND

STAATSDRUKKERIJ
Christoffel Plantijnstraat - Den Haag

FRANCE

SERVICE DE VENTE EN FRANCE
DES PUBLICATIONS DES
COMMUNAUTES EUROPEENNES
26, rue Desaix - Paris 15^e

ITALIA

LIBRERIA DELLO STATO
Piazza G. Verdi, 10 - Roma

UNITED KINGDOM

H. M. STATIONERY OFFICE
P. O. Box 569 - London S.E.1

EURATOM — C.I.D.
29, rue Aldringer
L u x e m b o u r g

CDNA04299DEC