



KERNFORSCHUNGSANLAGE JÜLICH
GESELLSCHAFT MIT BESCHRÄNKTER HAFTUNG

Institut für Reaktorbauelemente

Untersuchung

innen und außen berippter, rohrförmiger,
gasgekühlter Brennelemente

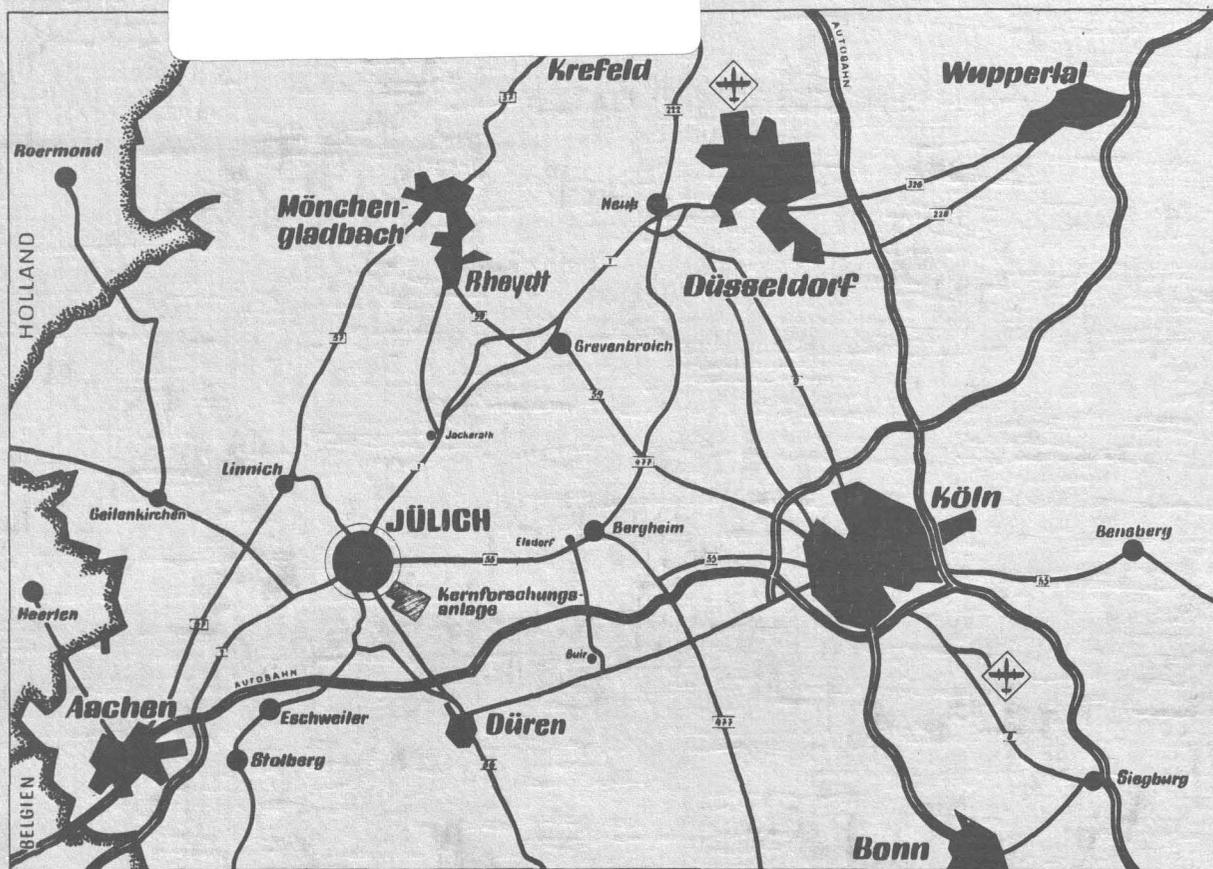
von

K. H. Presser, R. Harth, P. Bröckerhoff

Jül - 618 - RB

Oktober 1969

Als Manuskript gedruckt



Berichte der Kernforschungsanlage Jülich – Nr. 618
 Institut für Reaktorbauelemente Jül - 618 - RB

Dok.: Heat Transfer
 Reactors, Gas Cooled
 Reactor Fuel Elements - Heat Transfer
 Reactor Fuel Elements - Pressure Drop
 Bugey Reactors (EDF-5) - Fuel Elements
 Finned Tubes

DK: 621.039.534
 621.039.524.2.034.3
 621.039.54 : 621.039.534
 621.039.54 : 532.55
 621.039.524.2.034.3 "EDF-5" : 621.039.54
 621.039.54 - 462.62

Zu beziehen durch: ZENTRALBIBLIOTHEK der Kernforschungsanlage Jülich GmbH,
 Jülich, Bundesrepublik Deutschland

Untersuchung
innen und außen berippter, rohrförmiger,
gasgekühlter Brennelemente

von

K. H. Presser, R. Harth, P. Bröckerhoff

Abschlußbericht zum Forschungsvertrag zwischen EURATOM
und KFA Jülich, Vertrag-Nr. 062-65 T.E.G.D.

Inhaltsübersicht

	Seite
1. Zusammenfassung	3
2. Einleitung	3
3. Untersuchte Rippenrohre	4
4. Strömungsmechanismus	6
5. Stromverzweigung	6
6. Meßmethoden, Versuchsaufbau und -durchführung	9
6.1 Die elektrische Beheizung	9
6.2 Messung der Rippenrohrwandtemperaturen	11
6.3 Versuchsaufbau	12
6.4 Versuchsbedingungen	13
6.5 Versuchsdurchführung	14
7. Auswertung der Messungen	15
7.1 Wärmeübergang	16
7.2 Druckverlust	18
8. Versuchsergebnisse	19
8.1 EDF 2-Rippenrohre	19
8.1.1 Wärmeübergang	19
8.1.2 Druckverlust	20
8.1.2.1 Ohne gleichzeitigen Wärmeübergang	20
8.1.2.2 Mit gleichzeitigem Wärmeübergang	20
8.2 Innenrippenrohre	20
8.2.1 Wärmeübergang	20
8.2.2 Druckverlust	21
8.3 Außenrippenrohre	22
8.3.1 Wärmeübergang	22
8.3.2 Druckverlust	23
8.4 Stoßstellenversuche	24
8.5 Mechanisches Verhalten der Rippenrohre	24
9. Beurteilung der Rippenrohre	25
10. Das innen- und außen berippte und durchströmte rohrförmige Brennelement	27
11. Formelzeichen	31
12. Literaturverzeichnis	32
 <u>A n h a n g I:</u>	
Beschreibung des Auslegungs- und Optimierungsprogrammes	34

1. Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit liefert einen Beitrag zur Entwicklung eines rohrförmigen innen und außen gekühlten Brennelementes für den Reaktortyp Natururan/Graphit/Gas. An sieben hierfür geeigneten Hüllrohren mit Längs-, Quer- und Pfeilrippen wurden mittlere und örtliche Wärmeübergangszahlen und mittlere Druckverlustbeiwerte gemessen. Die Untersuchungen erfolgten bezüglich Kühlgas, Druck, Temperatur, Massenstrom und Heizleistung unter Reaktorbedingungen im Hochdruckgaskreislauf des Instituts für Reaktorbauelemente.

Die Aufteilung des Kühlgasmassenstromes in einen turbulenten inneren und äußeren Teilstrom wurde theoretisch berechnet und experimentell überprüft.

Zur Beurteilung der einzelnen Rippenformen wurden in einer Rechnung Wärmeleistung, Gebläseleistung, Uran-, Rippenrohr- und Gastemperatur für einen vereinfachten Reaktorkühlkanal mit Originalabmessungen bestimmt.

Die höchste Wärmeleistung wird unter Einhaltung aller Grenzen erreicht, wenn das Uranrohr außen und innen mit Pfeilrippenrohren umhüllt wird. Eine nur 11 % geringere Wärmeleistung wird erzielt, wenn das Uranrohr innen mit einem Längsrippenrohr umhüllt wird. Berücksichtigt man, daß beim Längsrippenrohr die erforderliche Gebläseleistung niedriger und die Herstellungskosten bedeutend geringer sind als beim Pfeilrippenrohr, so erkennt man, daß auch Längsrippenrohre als Innenhüllrohre durchaus geeignet sind.

2. Einleitung

Im Rahmen dieses Forschungsvertrages wurden Messungen zur Entwicklung rohrförmiger, innen und außen berippter und gekühlter Brennelemente für den Reaktortyp Natururan/Graphit/Gas durchgeführt. Die Messungen konzentrierten sich auf die Ermittlung von Wärmeübergangszahlen und Druckverlustbeiwerten an hierfür geeigneten Hüllrohren mit Längs-, Quer- und Pfeilrippen. Die Versuchsbedingungen in Bezug auf Kühlgas, Gasdruck, Gastemperatur, Massenstrom und Heizleistung wurden weitgehend den tatsächlichen Bedingungen im Reaktor angepaßt. Die Messungen wurden im Hochdruckgaskreislauf [20] des Instituts für Reaktorbauelemente durchgeführt.

Der Einsatz von derartigen Brennelementen ist bisher nur in französischen Kernkraftwerken¹⁾ vorgesehen. Aus diesem Grunde war eine Zusammenarbeit mit französischen Forschungsstellen (dem CEA in Saclay und der EDF in Chatou) erforderlich, um vorhandene Erfahrungen und Ergebnisse auszunutzen. Die Zusammenarbeit mit den französischen Forschungsstellen erfolgte im Rahmen eines Untervertrages mit der französischen Firma Snecma.

¹⁾ Nach einer neueren Information [18] werden derartige Brennelemente im Kernkraftwerk Bugey I verwendet.

Die grundlegenden wärme- und strömungstechnischen Daten sowie die Hauptabmessungen des Urankörpers wurden der Projektstudie [1] entnommen. Die rohrförmigen Urankörper sind innen und außen mit Rippenrohren aus einer Legierung von Magnesium mit 0,35 bis 0,5 % Zirkonium umhüllt. Aus Festigkeitsgründen dürfen die zulässigen maximalen Magnesiumtemperaturen -innen 480 °C, außen 450 °C - nicht überschreiten.

Die Hauptabmessungen des Urankörpers sind:

Außendurchmesser	95,5 mm
Innendurchmesser	76,5 mm
Länge	15600 mm

Der Durchmesser des Kühlkanals beträgt 170 bis 180 mm. Die Wärmeleistung soll bei 300 bis 500 kW/m liegen. Dabei soll das Verhältnis Gebläseleistung zu Wärmeleistung den Wert 0,05 nicht übersteigen. Kohlendioxyd soll bei einem Druck von 45 bar und mit einer Temperatur von 220 °C in den Kühlkanal eintreten. Der Massenstrom liegt bei 12 kg/s.

Die Wahl der für die Untersuchungen geeignet erscheinenden Rippenformen und -abmessungen wurden nach eingehenden Beratungen mit Vertretern der französischen Forschungszentren und der Herstellerfirmen (Forges de Bologne, Bologne (Hte Marne); URM, Montgeron (S. & O.); Trefimetaux, Argenteuil (S. & O.)) vorgenommen.

3. Untersuchte Rippenformen

Eine wesentliche Aufgabe vor Beginn der experimentellen Untersuchungen war die Festlegung der zu untersuchenden Rippenformen. Feststand die Verwendung von Pfeilrippen¹⁾ für die äußeren Hüllrohre. Als Rippenform für die inneren Hüllrohre sollten Längs-, Quer- und Pfeilrippen geprüft werden.

Die Zahl der untersuchten Rippenrohre war aus finanziellen Gründen begrenzt. Eine systematische Parameterstudie war daher von vornherein nicht möglich, zumal sehr viele sich gegenseitig beeinflussende Parameter, insbesondere bei Pfeilrippen, existieren. Die Auswahl der wichtigsten Geometrieparameter konnte durch bereits vorliegende experimentelle Arbeiten [5, 7, 11] und durch Herstellungsprobleme weitgehend eingegrenzt werden²⁾. Bei der Wahl der Pfeilrippenabmessungen sind u. a. folgende Bedingungen einzuhalten: Im Hinblick auf den Rippenwirkungsgrad soll die Rippenhöhe nur maximal 10 Rippendicken betragen und der lichte Rippenabstand etwa gleich der Rippendicke sein.

1) Im deutschen Sprachraum wird auch die Bezeichnung "Fischgrätenrippen" verwendet. Im englischen Sprachraum wird diese Rippenanordnung mit "herring bone" und im französischen Sprachraum mit "ailettes chevrons" bezeichnet.

2) Zu einem späteren Zeitpunkt erschienen die Arbeiten [8], [9] und [10]

Die Rippenlänge soll 100 lichte Rippenabstände nicht überschreiten, da sonst die thermische Beanspruchung der Rippen infolge der Gasaufheizung zu groß wird. Der Mantelrohrdurchmesser ist in erster Näherung so zu wählen, daß der lichte Abstand zwischen Rippenkopf und Mantelrohr gleich der Sektorenbreite ist. Bei der Festlegung der Sektorenzahl ist zu beachten, daß mit steigender Sektorenzahl die Gasdurchmischung verbessert wird und kleinere Schwankungen der Hüllentemperatur über den Umfang auftreten. Dafür wird infolge der größeren Zahl von Ein- und Austrittsnuten Oberfläche eingebüßt. Dies gilt besonders für Innenrippen, die aus fertigungstechnischen Gründen 4-5 mm breite Längsnuten benötigen. Es muß ein Kompromiß angestrebt werden.

Für die äußere Umhüllung der Brennelemente wurden zwei Pfeilrippenvarianten ausgewählt, RA 1, Abb. 1 und RA 4, Abb. 2. Diese unterscheiden sich durch die Zahl der Rippensektoren und Längsrippen sowie durch den Rippenwinkel. Bei beiden Varianten sind Höhe, Teilung und Dicke der Rippen gleich. Sie stellen fertigungstechnische Extremwerte dar. Die Winkel der Rippen gegen die Strömungsrichtung wurden so gewählt, daß sich trotz der unterschiedlichen Breite der Rippensektoren bei beiden Außenrippenrohren gleiche Rippenlängen ergaben.

Über Innenpfeilrippen lagen z. Zt. der Planung bei den französischen Forschungsstellen keine Erfahrungen vor. Es wurden zwei Innenpfeilrippenformen ausgewählt, RI 3, Abb. 6 und RI 6, Abb. 7. Beide Rippenrohrtypen haben die maximal Herstellbare Rippenhöhe von 6 mm.

Nach empirischen, der Literatur entnommenen Rechenverfahren, wurden die Längs- und die Querrippenrohre RI 7, Abb. 4 und RI 8 bzw. RI 81, Abb. 5, so entworfen, daß sie optimale Wärmeleistungen bei erträglichem fabrikationstechnischen Aufwand versprochen.

In Ergänzung zu den eigentlichen Versuchsaufgaben wurden an Originalbrennelementhüllen des Reaktors EDF 2, Abb. 3, Kontrollmessungen zur Überprüfung der Meß- und Versuchstechnik sowie der Auswerteverfahren vorgenommen, da ausreichend detaillierte Meßergebnisse für Vergleiche zur Verfügung stehen [5, 6].

Herstellung: Die Außen- und Innenpfeilrippenrohre werden durch Fräsen hergestellt. Es können Rippenteilungen von minimal 1 mm, Rippendicken am Fuß bzw. Kopf von minimal 0,5 bzw. 0,35 mm, Rippenhöhen bis maximal 10 mm bei Außenrippen und max. 6 mm bei Innenrippen sowie Rippenwinkel von maximal 45 ° bei Außen- und 20 ° bei Innenrippen hergestellt werden. Es muß beachtet werden, daß zu dünne Rippen zur Welligkeit neigen. Derartige Pfeilrippenrohre werden im wesentlichen nur aus Magnesium-, Aluminium- und Kupferlegierungen hergestellt.

Die Innenquerrippenrohre wurden durch Drehen, die Innenlängsrippenrohre durch Strangpressen hergestellt. RI 81 wurde durch Überdrehen von RI 8 erhalten. Ähnlich dünne Rippen, wie sie z. B. bei Pfeilrippen durch Fräsen erreicht werden, lassen sich durch Strangpressen nicht herstellen. Alle Rippenrohre wurden mit einer Länge von 600 mm hergestellt. Die einzelnen Maße waren mit einer Toleranz von max. $\pm 0,1$ mm behaftet. Die Oberflächen waren glatt, z. T. blank poliert.

In Tab. 1 sind einige, für die Auswertung der Meßergebnisse benötigte geometrische Parameter zusammengestellt.

4. Strömungsmechanismus

Pfeilrippen: Die Strömungsvorgänge um Innen- und Außenpfeilrippen sind im Prinzip gleich. Rodet [2] beschreibt den Strömungsmechanismus stark vereinfacht wie folgt: Über jedem Rippensektor bildet sich eine sich axial in Strömungsrichtung fortbewegende Stromröhre. Um diese Stromröhre windet sich eine Spiralströmung. Die Spiralströmung beaufschlagt den Rippenzwischenraum, Unterkanal. Sie führt die dort entstehende Wärme ab und gibt sie z. T. an die Stromröhre weiter. Die abgekühlte Spiralströmung tritt stromabwärts wieder in einen Unterkanal ein. Die Strömung der Stromröhre und die Spiralströmung werden somit periodisch aufgeheizt. Die Mischung von "kaltem" und "heißem" Gas ist besonders intensiv. Der Strömungsmechanismus funktioniert nur, wenn der Rippenwinkel φ größer als 7° und kleiner als 40° ist. Die Wellenlänge der periodischen Strömung ist näherungsweise $5 \cdot \text{Sektorenbreite} / \text{tg } \varphi$.

Querrippen: Zwischen den Rippen befinden sich Wirbel unterschiedlicher Größe. Der Impuls- und Enthalpietransport zwischen der Außenströmung und den Wirbeln erfolgt durch Wirbelballen unterschiedlicher Größe und Frequenz.

Längsrippen: Entsprechend den Reibungswiderständen durchströmt die Hauptmasse den Kern und eine vergleichsweise geringe Masse den Rippenzwischenraum. Das zwischen den Rippen strömende Gas wird stark aufgeheizt, während die Kernströmung relativ "kalt" bleibt, da bekanntlich der radiale Enthalpietransport gering ist.

Bei Außenpfeilrippenrohren sind die beiden möglichen Strömungsrichtungen wegen der vorhandenen Längsrippen nicht identisch. Bei Strömungsrichtung I verläßt das Kühlgas die Rippenzwischenräume an den Längsrippen und bei Strömungsrichtung II tritt das Kühlgas an den Längsrippen in die Unterkanäle ein.

Bei Innenpfeil- sowie bei Längs- und Querrippenrohren spielt die Richtung der Strömung keine Rolle.

5. Stromverzweigung [21]

In diesem Abschnitt wird die Aufteilung des Gesamtmassenstromes in einen inneren und einen äußeren Teilmassenstrom theoretisch und experimentell untersucht.

Zu diesem Problem sind in der Literatur zwei Arbeiten [3, 4] bekannt. In [3] wird eine Berechnungsmethode für eine Stromverzweigung in zwei parallele, rechteckige, glatte Kanäle angegeben und durch Experimente bestätigt. In [4] werden Versuche unter atmosphärischen- und Hochdruck-Bedingungen an glatten rohrförmigen Modellen beschrieben. Die Meßergebnisse werden mitgeteilt und ein auf diesen aufbauendes Berechnungsverfahren abgeleitet.

Der theoretische Rechengang soll anhand eines Strömungsmodells, Abb. 8, hergeleitet werden. In einem runden Kanal mit dem Durchmesser D_k ist ein Rohrmodell mit scharfkantigen Stirnflächen konzentrisch angeordnet. Die Distanzierung übernehmen 4 Längsrippen. Vor und hinter dem Rohrmodell werden Trennungstromlinien definiert. Es wird vorausgesetzt, daß in Ebene 1 der Gesamtdruck und in Ebene 5 der statische Druck über den gesamten Strömungsquerschnitt konstant ist. Zwecks einfacherer, übersichtlicherer Darstellung der Formeln wird eine inkompressible, isotherme, turbulente Strömung angenommen. Der Massenstromverzweigungsfaktor ist definiert zu

$$\xi = \frac{\dot{G}_a}{\dot{G}_i} = \frac{\bar{w}_a \cdot F_a}{\bar{w}_i \cdot F_i} \quad (1)$$

Die Kontinuitätsgleichung liefert

$$F_a \cdot \bar{w}_a = F_{a1} \cdot \bar{w}_{a1} = F_{a5} \cdot \bar{w}_{a5} \quad (2)$$

$$F_i \cdot \bar{w}_i = F_{i1} \cdot \bar{w}_{i1} = F_{i5} \cdot \bar{w}_{i5} \quad (2a)$$

$$F_1 \cdot \bar{w}_1 = F_a \cdot \bar{w}_a + F_i \cdot \bar{w}_i \quad (2b)$$

Vernachlässigt man die Wandreibung, so kann der Druckabfall von Ebene 1 zu Ebene 3 infolge Querschnittsverengung und Strahleinschnürung nach einer erweiterten Bernoulli'schen Gleichung berechnet werden.

$$P_1 + \frac{\rho}{2} \bar{w}_1^2 = P_{a3} + \frac{\rho}{2} \bar{w}_a^2 + \epsilon_a \cdot \frac{\rho}{2} \bar{w}_a^2 \quad (3)$$

$$P_1 + \frac{\rho}{2} \bar{w}_1^2 = P_{i3} + \frac{\rho}{2} \bar{w}_i^2 + \epsilon_i \cdot \frac{\rho}{2} \bar{w}_i^2 \quad (4)$$

ϵ_a und ϵ_i berücksichtigen die Verluste durch Strahleinschnürung in den Teilkanälen. Für die Berechnung der Verlustbeiwerte durch Strahleinschnürung liegen in der Literatur nur Beispiele an Einzerverengungen, an Bündeln innendurchströmter Rohre und an außenumströmten Stabbündeln vor, die z. T. beträchtlich voneinander abweichen, Abb. 10. Die in dieser Arbeit verwendeten Werte entsprechen der gestrichelt eingetragenen Kurve in Abb. 10.

$$\epsilon_a = f(F_a/F_{a1}) ; \quad \epsilon_i = f(F_i/F_{i1})$$

Der Druckabfall im inneren und äußeren Kanal zwischen den Ebenen 3 und 4 kann nach der Impulsgleichung berechnet werden.

$$(P_{a3} - P_{a4}) \cdot F_a = \frac{\bar{v}_a}{8} \cdot \rho \cdot \bar{w}_a^2 \cdot U_a \cdot H \quad (5)$$

$$(P_{i3} - P_{i4}) \cdot F_i = \frac{\bar{v}_i}{8} \cdot \rho \cdot \bar{w}_i^2 \cdot U_i \cdot H \quad (6)$$

Die Druckverlustbeiwerte $\bar{\Psi}_a$ und $\bar{\Psi}_i$ werden durch Potenzgleichungen

der Form: $\bar{\Psi}_a = A_a \cdot Re_a^{-b_a}$; $\bar{\Psi}_i = A_i \cdot Re_i^{-b_i}$ dargestellt.

Die Konstanten A_a , A_i , b_a und b_i hängen von der Geometrie und der Oberflächenbeschaffenheit der jeweiligen Kanäle ab. Als Bezugslängen bei der Berechnung von $\bar{\Psi}_a$ und $\bar{\Psi}_i$ wurden für den inneren rohrförmigen Kanal der Rohrdurchmesser und für den äußeren Kanal (Kreisringsektor) der hydraulische Durchmesser verwendet. In den Gleichungen (5) und (6) kann ohne große Verfälschung der Resultate die Gesamtlänge der Parallelkanäle eingesetzt werden, da sich die Strahleinschnürung nur auf einem sehr kurzen Abschnitt auswirkt.

Für die Strömung von Ebene 4 nach Ebene 5 kann ebenfalls eine erweiterte Bernoulli'sche Gleichung angesetzt werden.

$$P_{a4} + \frac{\rho}{2} \bar{w}_a^2 = P_5 + \frac{\rho}{2} \bar{w}_{a5}^2 + \zeta_a \cdot \frac{\rho}{2} \bar{w}_a^2 \quad (7)$$

$$P_{i4} + \frac{\rho}{2} \bar{w}_i^2 = P_5 + \frac{\rho}{2} \bar{w}_{i5}^2 + \zeta_i \cdot \frac{\rho}{2} \bar{w}_i^2 \quad (8)$$

ζ_a und ζ_i berücksichtigen die Stoßverluste beim Austritt der Teilströme aus dem Rohrmodell. Für die Stoßverluste zwischen den Ebenen 4 und 5 gelten die Formeln

$$\zeta_a = (1 - F_a / F_{a5})^2 \quad ; \quad \zeta_i = (1 - F_i / F_{i5})^2$$

Der Gesamtdruckabfall ($P_1 - P_5$) muß für beide Teilströme gleich groß sein.

Aus den Gleichungen (3) bis (8) kann die allgemein für zwei parallele Kanäle gültige Berechnungsformel für ξ gebildet werden.

$$\left(\frac{\epsilon_a + \zeta_a}{\alpha_a^2} + \frac{1}{\alpha_{a5}^2} \right) \left(\frac{\xi}{1+\xi} \right)^2 + \frac{C_a}{\alpha_a^{2-b_a} (1+\xi)} = \left(\frac{\epsilon_i + \zeta_i}{\alpha_i^2} + \frac{1}{\alpha_{i5}^2} \right) \left(\frac{1}{1+\xi} \right)^2 + \frac{C_i}{\alpha_i^{2-b_i} (1+\xi)} \quad (9)$$

In diesem Falle sind die Konstanten:

$$\alpha_a = \frac{F_a}{F_1} ; \alpha_{a5} = \frac{F_{a5}}{F_1} ; C_a = A_a \cdot Re_1^{-b_a} \left(\frac{D_K}{D_{hyda}} \right)^{b_a} \frac{H}{D_{hyda}}$$

$$\alpha_i = \frac{F_i}{F_1} ; \alpha_{i5} = \frac{F_{i5}}{F_1} ; C_i = A_i \cdot Re_1^{-b_i} \left(\frac{D_K}{D_i} \right)^{b_i} \frac{H}{D_i}$$

Gleichung (9) ist nicht explizit lösbar. Der Wert für ξ muß durch mehrmaliges Iterieren errechnet werden.

In einigen Sonderfällen vereinfacht sich Gleichung (9).

1. Für den inneren und äußeren Kanal gelten die gleichen Gesetze für den Abfall des statischen Druckes, $b_a = b_i$; $A_a = A_i$

$$\xi^2 = \frac{(\epsilon_i + \zeta_i) / \alpha_i^2 + 1 / \alpha_{i5}^2 + (1 + \xi)^b \cdot C_i / \alpha_i^{2-b}}{(\epsilon_a + \zeta_a) / \alpha_a^2 + 1 / \alpha_{a5}^2 + \left(\frac{1 + \xi}{\xi} \right)^b \cdot C_a / \alpha_a^{2-b}} \quad (10)$$

2. Neben der unter 1. aufgestellten Bedingung sollen die Einflüsse von Strahleinschnürung und Stoßverlust vernachlässigt werden, wenn z. B. die Stirnflächen des Modells nur wenige Prozent des An- bzw. Abströmquerschnittes betragen oder ein sehr langes, glattes Modell vorliegt.

$$\xi^2 = \frac{1/\alpha_i^2 + (1+\xi)^b \cdot C_i/\alpha_i^{2-b}}{1/\alpha_a^2 + [(1+\xi)/\xi]^b \cdot C_a/\alpha_a^{2-b}} \quad (11)$$

3. Gelten die Bedingungen unter 1. und 2. und wird zusätzlich angenommen, daß in Ebene 5 der Gesamtdruck über den Querschnitt gleich ist, so ergibt sich die einfache Gleichung:

$$\xi = \frac{F_a}{F_i} \cdot \left(\frac{D_{hyda}}{D_i} \right)^{\frac{1+b}{2-b}} \quad (12)$$

Zur Überprüfung der Gleichungen wurden an drei hydraulisch glatten Rohrmodellen, Abb. 8, mit den Flächenverhältnissen $F_a/F_i = 9,26$; $3,55$ und $1,89$ die Massenstromverzweigungsfaktoren gemessen. Die Ergebnisse zeigt Abb. 9. Zum Vergleich sind die Gleichungen (10), (11) und (12) eingetragen.

Die Reynolds-Zahl Re_1 wurde mit D_k und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit in der Ebene 1 gebildet.

6. Meßmethoden, Versuchsaufbau und -durchführung

6.1 Die elektrische Beheizung [19]

Stromversorgung: Die Beheizung der Rippenrohre erfolgte mit einer konstanten Gleichstromleistung. Durch Parallel- oder Reihenschaltung von vier gleichen Drehstrom-Gleichstrom-Umformersätzen von je maximal 500 kW bei 5000 A und 100 V können Spannungen bis 400 V und Stromstärken bis 20000 A erzielt werden. Jeder Umformersatz ist mit einer Spannungskonstanzregelung versehen.

Die Ohm'schen Widerstände der Heizkörper wurden mit Rücksicht auf die verlegten Kupferschienenquerschnitte so dargestellt, daß bei Dauerbetrieb 400 V bzw. 12000 A nicht überschritten werden.

Die zu entwickelnden elektrischen Heizkörper mußten folgenden Anforderungen genügen:

1. potentialfreie Oberfläche
2. Temperatur der Heizkörperoberfläche von max. 500 °C
3. Wärmestromdichte von max. 600 kW/m² (bezogen auf die Heizkörperoberfläche)

Es wurden Heizleiter aus hochtemperaturbeständigen Werkstoffen verwendet. Die elektrische Isolation zwischen Heizleiter und Rippenrohr erfolgte durch eine Keramiksicht mit großem Isolationswiderstand, großer Dichte und Homogenität sowie einer relativ großen Wärmeleitfähigkeit.

Für die Kontrollmessungen an den EDF 2-Rippenrohren wurden drei Heizkörper gebaut und getestet:

Heizkörper 1

In einem Kupferzylinder wurden industriell gefertigte, potentialfreie Heizelemente der Firma Voigt & Haeffner eingebaut. Der elektrische Heizleiter eines Heizelementes war eine Bandwendel aus hochtemperaturbeständigem Stahl (Megapyr I, max. 1 350 °C Betriebstemperatur). Diese war zentrisch in einem Rohr aus Cr-Ni-Stahl (äußerer Durchmesser 8,5 mm) angeordnet und durch feinkörniges, hoch verdichtetes Magnesiumoxydpulver elektrisch gegen dieses Rohr isoliert.

In einem mit 6 Längsnuten versehenen 2,5 m langen, runden Kupferstab wurden sechs solcher Heizelemente über die gesamte Länge mit einem hochschmelzendem Silberlot eingelötet. Anschließend wurde durch Flamspritzen ein Kupfermantel aufgetragen und der so entstandene Rohling auf Toleranz überdreht. Diese Methode gewährleistete eine stets gleichbleibende symmetrische Anordnung der Heizelemente, ein lunkerfreies Kupfergefüge und idealen Wärmekontakt zwischen Heizelement und Kupfer.

Heizkörper 2 (Abb. 11)

Er unterscheidet sich von Heizkörper 1 durch einen Mantel aus sauerstofffreiem Elektrolytkupfer. Die Lötung erfolgte unter Vakuum bei der Firma Babcock, Oberhausen. Der ganze Heizstab wurde auf Toleranz überdreht.

Die Heizkörper 1 und 2 geben die Wärmeleistung bei konstanter Oberflächentemperatur an die Rippenrohre weiter.

Heizkörper 3 (Abb. 12)

Der elektrische Leiter, ein Rohr von ca. 40 mm Durchmesser 1,5 mm Wandstärke und 600 mm Länge aus hitzebeständigem Stahl, wurde an beiden Enden mit Kupplungsstücken verschweißt und auf Toleranz überdreht. Nach einer Reinigung durch Beizen und Aufrauhnen durch Sandstrahlen wurde auf das Heizleiterrohr durch Plasmaspritzen eine Zirkonoxyschicht als elektrischer Isolator aufgetragen. Anschließend wurde der Heizkörper auf Toleranz überschliffen. Die Zirkonoxyschicht war 0,4 mm dick.

In das Heizleiterrohr waren im Abstand von 500 mm zwei Stahldrähte als Potentialabgriffe eingeschweißt, die es gestatteten, für jeden Heizkörper die aufgenommene elektrische Leistung getrennt zu bestimmen. Heizkörper 3 gibt die Wärmeleistung bei konstanter Heizflächenbelastung an die Rippenrohre weiter.

Die Heizkörper 1 bis 3 haben sich bewährt. Auf Grund dieser Erfahrungen wurden drei weitere Heizkörper gebaut:

Heizkörper 4

Dieser Heizkörper wurde für die elektrische Beheizung der Außenrippenrohre RA 1 und RA 4 entwickelt. Sein Außendurchmesser betrug 95,5 mm. Der Aufbau ist im Prinzip gleich mit dem von Heizkörper 3.

Heizkörper 5 (Abb. 13)

Für die Untersuchung der Wandtemperaturverteilung an einer Stoßstelle zwischen zwei Brennelementen mußte ein spezieller Heizkörper in "Sack"-Bauweise entwickelt werden. Besonders kritisch war das stumpfe Ende des Heizstabes, wo der Strom die Überbrückung zwischen Hin- und Rückleiter passieren mußte. Die Grundkonzeption entsprach den Heizkörpern 3 und 4. Als Heizleiter diente ein Stahlrohr (Werkstoff-Nr. 4762) von 3 mm Wandstärke und 600 mm Länge. Auf diesem war eine ZrO_2 -Schicht von 0,5 mm Dicke zur elektrischen Isolation gegen das Rippenrohr aufgetragen. Der Rückleiter war als dickwandiges Rohr (87 mm Außendurchmesser, 20 mm Innendurchmesser) ausgebildet. Auf ihn war ebenfalls eine ZrO_2 -Schicht von 0,8 mm Dicke aufgebracht. Das beschichtete Rohr wurde in das Heizleiterrohr eingeschoben. Beide wurden am stumpfen Ende des Heizkörpers miteinander verschweißt.

Heizkörper 6 (Abb. 14)

Der Heizkörper für die Beheizung der Innenrippenrohre bestand aus einem dickwandigen Elektrolytkupferrohr von 2,5 m Länge. In die äußere Oberfläche wurden 30 Längsnuten eingefräst, in die Heizelemente eingelötet wurden. Die verbleibenden Hohlräume der Nuten wurden mit Kupfer zugespritzt. Der Heizkörper wurde überdreht, ein Stahlmantelrohr darüber geschoben und an beiden Enden mit aufgesetzten Abschlußplatten verlötet. Die zentrische, zylindrische Bohrung zur Aufnahme der Innenrippenrohre wurde 0,02 mm größer als der Außendurchmesser der Rippenrohre hergestellt.

Die elektrischen und thermischen Belastungen sowie die berechneten Temperaturen sind zusammen mit den wichtigsten Abmessungen in Tab. 2 zusammengestellt.

6.2 Messung der Rippenrohrwandtemperaturen

Die lokalen Wandtemperaturen wurden mit geeichten Miniatur-Mantelthermoelementen gemessen. Als Thermopaare wurden Ni-CrNi-Drähte von 0,1 mm Durchmesser verwendet. Sie waren in einen CrNi-Stahlmantel von 0,5 mm Außendurchmesser isoliert untergebracht. Bei der Montage wurde der Thermodraht so verlegt, daß die Strömung möglichst wenig gestört wurde.

Von den zahlreichen Möglichkeiten der Thermoelementanbringung wurden folgende verwirklicht:

- a) Die Außenpfeilrippenrohre wurden in Achsrichtung unterteilt und in die Stirnseiten der Teilstücke axial Bohrungen von 0,6 mm Durchmesser und 30 mm Tiefe eingebracht. Zur Anfertigung dieser Bohrungen wurde eine Spezialbohrmaschine angeschafft. In die Bohrungen wurden die Thermoelemente eingeschoben. Die Bohrungen waren durch Nuten, die in die Stirnfläche der Rohrwand eingefräst waren, mit

den nächstliegenden Längsrippen verbunden. In diesen Nuten wurde der Thermodraht verlegt, der dann in Sammelnuten im Kopf der Längsrippen zu den Durchführungen nach außen geführt wurde.

- b) Bei den Innenrippenrohren wurden in die äußere, glatte Oberfläche Nuten gefräst, in die die Thermolemente eingeklebt wurden. Der verbleibende freie Raum der Nuten wurde mit Kupferdraht ausgefüllt und mit temperaturbeständigem Kitt zugespachtelt. Damit wurde eine einwandfreie glatte Oberfläche erhalten.
- c) Bei der Untersuchung der Wandtemperaturverteilung in der Nähe einer Stoßstelle zweier Brennelemente wurden die Thermolemente ebenfalls in Nuten eingekittet. Allerdings waren diese in die innere Fläche eines Außenpfeilrippenrohres eingebracht, siehe Abb. 15.

Die Thermolemente waren in mehreren, in regelmäßigen Abständen aufeinanderfolgenden Querschnittsebenen angeordnet. Bei Pfeilrippenrohren waren in jeder Ebene diverse Thermolemente in der Mitte von Sektoren, in Eintrittsnuten, in Austrittsnuten und in Längsrippen montiert, so daß die Schwankungen der Wandtemperaturen gut erfaßt werden konnten. Tab. 3 vermittelt einen Überblick über Anzahl und Platzierung der Thermolemente.

6.3 Versuchsaufbau

Versuchsstrecke für Außenrippenrohre (Abb. 16)

In das Druckrohr wird ein glattes Rohr als Kühlkanal eingebaut. Die Meßstrecke besteht aus 4 hintereinandergesetzten Heizstäben von je 600 mm Länge mit aufmontierten Rippenrohren. Die Stromkuppelungen der Heizkörper bedingen zwischen den Rippenrohren Abstände von je 116 mm. Über flexible Silberdrähte ist die Meßstrecke mit den Stromzuführungsbolzen verbunden. Das Kühlkanalrohr ist nach außen isoliert. Zur Messung der statischen Drücke war das Kühlkanalrohr mit Anbohrungen versehen.

Versuchsstrecke für Innenrippenrohre (Abb. 17)

Kernstück der Versuchsstrecke ist der rohrförmige Heizkörper. In ihm werden 4 Rippenrohre von Originallänge eingeschoben, so daß ein Rohr mit ununterbrochen berippter Innenfläche von ca. 2,45 m Länge entsteht. Die Stromzuführung geschieht durch Strombolzen über flexible Silberdrähte zu den Anschlüssen der Heizelemente des Heizkörpers. Die Isolationsverluste nach außen werden durch eine Schicht Asbestschnur und durch Strahlungsschilder, bestehend aus blanken Aluminiumblechen, niedrig gehalten.

Der Druckverlust wurde nur bei isothermer Strömung gemessen. Hierfür wurden zwei Meßstrecken, Abb. 18, entwickelt:

- a) Die Meßstrecke war auf der gesamten Länge von 2,45 m durchgehend berippt. An beiden Enden wird in der Rohrachse je eine Sonde von 3 mm Durchmesser mit 4 radialen Anbohrungen eingeführt und die Druckdifferenz über den Abstand der Druckanbohrungen gemessen.

- b) In der Mitte der Meßstrecke befand sich ein ca. 1,20 m langes Rippenrohr. Vor und nach dem Rippenrohr waren je ein 0,640 m langes, glattes Kupferrohr angeordnet. Diese glatten Rohrabschnitte waren nach Anlaulängen von ca. 8 D mit je 4 Druckerbohrungen in einer Ebene versehen. Die Anbohrungen mündeten in zwei Ringkammern, von denen Meßleitungen zu den Manometern führten.

Bei der Berechnung der Druckverlustbeiwerte für die Rippenrohre wurde der in den glatten Rohrlängen anfallende Druckabfall subtrahiert.

6.4 Versuchsbedingungen

Wärmeübergangsmessungen an EDF 2-Rippenrohren:

Kühlgas:	CO ₂	
Gasdruck:	10 bis 30	bar
Gaseintrittstemperatur:	100 bis 200	°C
Rippenrohrtemperatur:	150 bis 300	°C
Massenstrom:	0,5 bis 8	kg/s
Heizflächenbelastung:	50 bis 920	kW/m ²

Druckverlustmessungen an EDF 2-Rippenrohren ohne gleichzeitige Wärmeübertragung:

Kühlgas:	CO ₂ ; N ₂	
Gasdruck:	10 bis 80	bar
Gastemperatur:	100	°C
Massenstrom:	0,5 bis 16	kg/s
Gasgeschwindigkeit:	6 bis 30	m/s

Wärmeübergangsmessungen an Innenrippenrohren:

Kühlgas:	CO ₂	
Gasdruck:	15 bis 50	bar
Gaseintrittstemperatur:	100 bis 450	°C
Rippenrohrtemperatur:	130 bis 470	°C
Massenstrom:	0,5 bis 8	kg/s
Heizflächenbelastung: ¹⁾	50 bis 170	kW/m ²

- 1) Bei höheren Heizflächenbelastungen lösten sich die Rippenrohre von der Heizkörperinnenfläche ab. Die Größe der Heizflächenbelastung jedoch hat keinen Einfluß auf die Größe der gemessenen Wärmeübergangszahl. Dies zeigen die Versuchsergebnisse an EDF 2-Rippenrohren und den Außenpfeilrippenrohren RA 1. Die Ablösung der Rippenrohre vom Heizkörper ist eine Folge der unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten von Magnesium und Kupfer. Die Ablösung kann sich bei Druckausgleich ungehindert vollziehen. Die Ablösung kann jedoch durch äußeren Überdruck des Kühlgases verhindert werden, wenn die Hüllen unter Vacuum dicht verschweißt werden. Bei den vorliegenden Versuchen war eine derartige konstruktive Lösung nicht möglich. Bei den Reaktorbrennelementen ist eine Verschweißung der Hüllrohre üblich. Eine Leckstelle kann jedoch dann zu einer starken Überhitzung des Urankörpers führen.

Druckverlustmessungen an Innenrippenrohren ohne gleichzeitige Wärmeübertragung:

Kühlgas:	CO ₂	
Gasdruck:	10 bis 40	bar
Gastemperatur:	80 bis 100	°C
Massenstrom:	1 bis 11	kg/s

Wärmeübergangsmessungen an Außenrippenrohren:

Kühlgas:	CO ₂	
Gasdruck:	15 bis 50	bar
Gastemperatur:	100 bis 410	°C
Rippenrohrtemperatur:	130 bis 450	°C
Massenstrom:	0,75 bis 14	kg/s
Heizflächenbelastung:	50 bis 610	kW/m ²

Druckverlustmessungen an Außenrippenrohren mit und ohne gleichzeitige Wärmeübertragung:

Kühlgas:	CO ₂	
Gasdruck:	15 bis 50	bar
Gastemperatur:	100	°C
Massenstrom:	1 bis 14	kg/s

6.5 Versuchsdurchführung:

Die Meßwerte wurden aufgenommen, nachdem die gewünschten Parameter: Gasdruck, Gastemperatur, Heizleistung und Massenstrom stationär eingestellt waren.

1. Gasdruck:

Er wurde am Eintritt in die Versuchsstrecke mit einem Präzisionsmanometer (Klasse 0,2) gemessen.

2. Massenstrom:

Er wurde mit einer Meßdüse nach DIN 1952 bestimmt (Öffnungsverhältnis 0,2).

3. Druckverlust:

Die Differenzen der statischen Drücke wurden mit U-Rohren gemessen. Bei großen Druckdifferenzen waren die U-Rohre mit Hg, bei kleinen Druckdifferenzen mit C₆H₄(COOC₄H₉)₂ gefüllt.

4. Kühlgastemperatur:

Die Kühlgastemperatur wurde am Ein- und am Austritt der Versuchsstrecke mit geeichten Thermoelementen gemessen. Die Thermoelemente befanden sich in Tauchhülsen.

5. Rippenrohrtemperaturen:

Die Meßmethoden wurden schon beschrieben (Abschnitt 6.2). Die Anzeigewerte aller installierten Thermoelemente wurden digital aufgenommen und auf Lochstreifen gespeichert.

6. Elektrische Heizleistung:

Die Stromstärke wurde in bekannter Weise mit einem Nebenwiderstand ermittelt. Die Spannungsdifferenzen an den Heizstäben konnten über Potentialabgriffe entnommen werden.

Für die Auswertung der Messungen wurden noch folgende Größen benötigt:

7. Länge der Rippenrohre:

Alle Rippenrohre wurden mit einer Länge von 0,6 m geliefert.

8. Oberfläche:

Bei Rippenrohren stehen als Bezugsfläche für die Wärmeübergangszahlen zwei Oberflächen zur Verfügung:

- a) Die glatte Kontaktfläche zwischen Heizkörper und Rippenrohr S_0 und
- b) die benetzte Rippenoberfläche S

S_0 kann leicht errechnet werden, während die Ermittlung von S bei Pfeilrippen mit einem größeren Rechenaufwand verbunden ist.

9. Strömungsquerschnitt:

Bei Innenlängs- und Innenquerrippenrohren ist der freie Strömungsquerschnitt F identisch mit dem in Achsrichtung projizierbaren Querschnitt.

Bei Pfeilrippenrohren ist der freie Strömungsquerschnitt wie folgt definiert:

Der in Achsrichtung projizierbare freie Querschnitt zuzüglich der Summe der senkrechten Querschnitte aller nach einem senkrechten Schnitt durch ein Rippenrohr sichtbaren Unterkanäle.

Der Strömungsquerschnitt der Pfeilrippenrohre wurde durch Auslitern bestimmt.

7. Auswertung der Messungen

Bei den untersuchten Längs-, Quer- und Pfeilrippen existieren grundsätzlich verschiedene Strömungsformen, vgl. Abschnitt 4. Für jedes Rippenrohr wird daher eine Funktion für die Nusselt-Zahl und den Druckverlustbeiwert angegeben.

Bei der Darstellung der Funktionen müssen drei geometrische Bezugsparameter gewählt werden:

- a) die Oberfläche zur Berechnung der Heizflächenbelastung
- b) der Querschnitt zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit
- c) die charakteristische Länge zur Berechnung der Nusselt- und Reynolds-Zahlen sowie des Druckverlustbeiwertes.

In diesem Bericht werden für die drei Bezugsparameter folgende Größen eingesetzt:

- a) die Heizflächenbelastung wird auf die glatte äußere Oberfläche bei Innenrippenrohren bzw. auf die glatte innere Oberfläche bei Außenrippenrohren bezogen.
- b) die Strömungsgeschwindigkeit wird mit dem auf Seite 15 definierten freien Strömungsquerschnitt berechnet.
- c) die charakteristische Länge ist bei den Innenrippenrohren der Außendurchmesser und bei den Außenrippenrohren der Innendurchmesser.

Diese Bezugsgrößen wurden gewählt, da so die drei Rippentypen gut miteinander verglichen werden können, obwohl sie in keinem Zusammenhang zu den tatsächlichen Strömungsvorgängen um die Rippen stehen.

7.1 Wärmeübergang:

Wird vorausgesetzt, daß die Heizflächenbelastung, im folgenden auch Wärmestromdichte genannt, über die gesamte glatte Berührungsfläche zwischen Heizkörper und Rippenrohr konstant ist, dann gilt für die örtliche Wärmestromdichte Gl. (13)

$$q = \frac{\Delta U \cdot I \cdot L}{S_o \cdot \Delta Z} \quad (13)$$

Da keine lokalen Kühlmitteltemperaturen gemessen werden konnten, wurden die örtlichen Wärmeübergangszahlen¹⁾ auf die Differenz zwischen lokaler Rippenrohrwandtemperatur ϑ_{wi} und der idealen Kühlgasmischungstemperatur ϑ_{Gn} der entsprechenden Meßebenen bezogen. Diese wurde aus der Kühlgaseintrittstemperatur und der bis zur Ebene n zugeführten elektrischen Leistung errechnet, wobei über jedem Heizstab ein linearer Spannungsabfall angenommen wurde.

$$\alpha_i = \frac{q}{\vartheta_{wi} - \vartheta_{Gn}} \quad (14)$$

i ist der fortlaufende Index der Wandtemperaturmeßstelle, n bezeichnet die entsprechende Meßebe.

Aufgrund der unter 4.2 beschriebenen Strömungsvorgänge um die Pfeilrippen, ergeben sich bei diesen in Umfangsrichtung deutliche Schwankungen der Wärmeübergangszahlen. Das Kühlmittel tritt annähernd mit der Gasmischungstemperatur der Eintrittsebene in die Unterkanäle ein. Dort wird es aufgeheizt und verläßt die Rippenzwischenräume mit einer höheren als der Gasmischungstemperatur in der Austrittsebene.

1) Man bezeichnet so definierte Wärmeübergangszahlen oft als scheinbare Wärmeübergangszahlen.

Da konstante Wärmestromdichte vorausgesetzt wurde, bleibt die Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand und dem im Unterkanal strömenden Kühlgas annähernd konstant. So ergeben sich an den Austrittsenden höhere Rippenrohrtemperaturen als an den Eintrittsenden bzw. nach Gl. (14) in den Eintrittsnuten hohe und in den Austrittsnuten niedrigere Wärmeübergangszahlen. Abb. 31 zeigt die relativ regelmäßigen Schwankungen der Wärmeübergangszahlen in Umfangsrichtung.

In [5] wurde nachgewiesen, daß eine aus den lokalen Werten der Sektormitteln gebildete mittlere Wärmeübergangszahl $\bar{\alpha}$ repräsentativ für die Wärmeübertragung des ganzen Rippenrohres ist. In jeder der n Meßebenen eines Pfeilrippenrohres werden j örtliche Wärmeübergangszahlen in den Sektormitteln bestimmt. Aus diesen wird für jede Ebene ein Mittelwert, Gl. (15), gebildet.

$$\alpha_n = \frac{1}{j} \sum_1^j \alpha_j \quad (15)$$

Daraus wird die für das Rippenrohr charakteristische mittlere Wärmeübergangszahl, Gl. (16), berechnet.

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{n} \sum_1^n \alpha_n \quad (16)$$

Da in einem Reaktorkühlkanal aus Festigkeitsgründen die maximal zulässigen Rippenrohrtemperaturen begrenzt sind, muß für eine Auslegungsrechnung die höchste auftretende Wandtemperatur, d. h. die niedrigste Wärmeübergangszahl angegeben werden. Für Pfeilrippenrohre wird sie aus der mittleren Wärmeübergangszahl $\bar{\alpha}$ mit Hilfe von Ungleichförmigkeitsfaktoren bestimmt. Der Ungleichförmigkeitsgrad in Umfangsrichtung ist definiert zu:

$$f_u = \frac{\alpha_A}{\alpha_n} \quad (17)$$

α_A ist der Mittelwert der in den Austrittsnuten der Ebene n gemessenen Wärmeübergangszahlen. Der Mittelwert der Faktoren f_u für n Meßebenen errechnet sich zu:

$$\bar{f}_u = \frac{1}{n} \sum_1^n f_u \quad (18)$$

In Achsrichtung wurden auch unregelmäßige Schwankungen der Wärmeübergangszahlen beobachtet. Sie werden berücksichtigt durch einen Ungleichförmigkeitsfaktor in Längsrichtung

$$f_L = \frac{\alpha_{n \min}}{\bar{\alpha}} \quad (19)$$

Die niedrigste auftretende Wärmeübergangszahl eines Pfeilrippenrohres kann jetzt errechnet werden zu:

$$\alpha_{\min} = \bar{\alpha} \cdot \bar{f}_u \cdot f_L \quad (20)$$

Die Darstellung der Versuchsergebnisse erfolgt mit den nachstehend definierten dimensionslosen Kennzahlen.

$$\overline{Nu} = \bar{\alpha} \cdot \frac{D_o}{\lambda} \quad (21)$$

$$\overline{St} = \bar{\alpha} \cdot \frac{F}{\dot{G} \cdot c_p} \quad (22)$$

$$Re = \frac{\dot{G} \cdot D_o}{F \cdot \eta} \quad (23)$$

7.2 Druckverlust

Der Druckverlustbeiwert wurde mit Gl. (24) berechnet. Das zweite und dritte Glied berücksichtigen die Beschleunigung der Strömung infolge Verminderung der Dichte durch Aufheizung und Druckabfall für den Fall idealer Gase und kleiner Kanalabschnitte.

$$\bar{\Psi} = \frac{D_o}{\Delta L} \cdot \left(\Delta p \cdot \frac{2 \cdot \varphi \cdot F^2}{\dot{G}^2} - \frac{2 \cdot \Delta \theta}{\theta} - \frac{2 \Delta p}{p} \right) \quad (24)$$

Für den Vergleich der eigenen Messungen mit den Resultaten des CEA wurden die Druckverlustbeiwerte der EDF 2-Rippenrohre mit einem anderen geometrischen Bezugsparameter, Gl. (25), gebildet.

$$\bar{\Psi} = \frac{F / (\pi \cdot D_o)}{\Delta L} \cdot \Delta p \cdot \frac{2 \cdot \varphi \cdot F^2}{\dot{G}^2} \quad (25)$$

Der Einfluß von Gasaufheizung und Druckabfall auf die Dichte des Kühlmittels wurde hierbei vernachlässigt.

Die Stoffwerte ρ , η , λ und c_p wurden jeweils für die Gasmischungs-temperatur der entsprechenden Meßebene n berechnet. Diese Bezugs-temperatur ist näherungsweise richtig, denn die Temperaturdifferenzen zwischen Rippenrohr und Gas lagen im Bereich von 10 bis 50 °C. Die Prandtl-Zahlen lagen innerhalb des Bereiches $0,72 < Pr < 0,84$. Die Stoffwerte wurden der zusammenfassenden Arbeit [25] entnommen.

8. Versuchsergebnisse

8.1 EDF 2-Rippenrohre

8.1.1 Wärmeübergang

Abb. 19 zeigt die Ergebnisse der Messungen mit den Heizstäben 2 und 3. Es sind die über Länge und Umfang gemittelten Stanton-Zahlen \overline{St} in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl Re aufgetragen. Die Ergebnisse beider Heizstäbe stimmen gut überein. Die durch die Punkte gezeichnete Gerade folgt der Gleichung

$$\overline{St} = 1,1 \cdot Re^{-0,33} \cdot Pr^{-0,6} \quad (26)$$

Zur Bestätigung der bei elektrischer Beheizung erzielten Ergebnisse sowie zur Ergänzung der Meßwerte bei Reynolds-Zahlen $Re < 2 \cdot 10^5$ wurden Messungen an zwei atmosphärischen Strömungskanälen durchgeführt.

- a) Bei Sublimation von Naphthalin in Luft wurden mittlere Stanton-Zahlen für Stoffübergang gemessen. Daraus wurden unter Ausnutzung der Analogie zwischen Wärme- und Stoffübergang mittlere Stanton-Zahlen berechnet, vgl. [22]
- b) Eine Meßstrecke von 1,8 m Länge wurde mit Sattedampf von 100 °C beheizt. Die abgeführte Wärmemenge wurde aus der dem Dampfkes-sel zugeführten elektrischen Leistung unter Berücksichtigung der Verluste bestimmt und daraus die mittleren Stanton-Zahlen berechnet.

In Abb. 19 sind die erzielten mittleren Stanton-Zahlen und die vergleichbaren Werte nach [5, 6], die bei elektrischer Beheizung ermittelt wurden, zusammengestellt. Die eingezeichneten Geraden entsprechen alle Gl. (26). Sie zeigen, daß die Reproduzierbarkeit der Messungen bei Benutzung von Zirkonoxid-Heizstäben sehr gut ist.

Die im Hochdruckgaskreislauf bei elektrischer Beheizung gemessenen Werte werden durch die Ergebnisse nach [5, 6] gut bestätigt. Die unter atmosphärischen Bedingungen erzielten Resultate folgen ebenfalls der in Gl. (26) angegebenen Beziehung im Rahmen der Meßgenauigkeit.

Die Übereinstimmung der Meßergebnisse zeigt, daß eine Extrapolation von kleine auf große Reynolds-Zahlen möglich ist.

Die Streuung der mittleren Stanton-Zahlen der Ebenen St_n um den Gesamtmittelwert \overline{St} beträgt bei den eigenen Messungen $\pm 5,3 \%$ und nach [5, 6] $\pm 5,2 \%$.

Die Streuung der lokalen Stanton-Zahlen St_j um den Gesamtmittelwert \overline{St} beträgt bei den eigenen Messungen $\pm 7 \%$ und nach [5, 6] $\pm 5 \%$.

Die Werte nach [5] wurden an einem um den Faktor 2,5 vergrößerten Modell gemessen.

Die Ungleichförmigkeitsfaktoren der Umfangsrichtung \bar{f}_u und die der Längsrichtung \bar{f}_L sind in Abb. 20 in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl eingetragen. Die Punkte für \bar{f}_u zeigen eine leichte Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl. Sie nehmen mit steigenden Reynolds-Zahlen ab. Die für \bar{f}_L eingetragenen Punkte lassen keine Reynoldsabhängigkeit erkennen.

8.1.2 Druckverlust

8.1.2.1 Ohne gleichzeitige Wärmeübertragung

Die im Hochdruckgaskreislauf und in einem atmosphärischen Prüfstand gemessenen Druckverlustbeiwerte sind in Abb. 21 als Funktion der Reynolds-Zahl dargestellt. Die aufgetragenen Versuchspunkte enthalten den Anlaufeffekt. Bei Strömungsrichtung I erhält man um 14 % höhere Druckverlustbeiwerte als bei der entgegengesetzten Strömungsrichtung II. Im Reynoldsbereich $2 \cdot 10^5 < Re < 6 \cdot 10^6$ gilt praktisch das quadratische Widerstandsgesetz, während bei $Re < 2 \cdot 10^5$ die Kurve der Druckverlustbeiwerte ansteigt.

Die Übereinstimmung mit den Ergebnissen nach [5, 6] ist gut, wenn man die in [5] angegebene Unsicherheit von ± 10 % zugrunde legt.

8.1.2.2 Mit gleichzeitiger Wärmeübertragung

Die während der Wärmeübergangsversuche gemessenen Druckverlustbeiwerte sind in Abb. 22 aufgetragen. Bei Strömungsrichtung II wurde eine leichte Abhängigkeit der Druckverlustbeiwerte von der Reynolds-Zahl festgestellt. Dies kann auf den Einfluß der Gasaufheizung, die hier bei der Berechnung der $\bar{\psi}$ -Werte nicht berücksichtigt wurde, zurückgeführt werden.

8.2 Innenrippenrohre

8.2.1 Wärmeübergang

Abb. 23 zeigt, daß die Pfeilrippenrohre RI 3 und RI 6 mit Abstand die höchsten Nusselt-Zahlen aufweisen, während die Querrippen die niedrigsten Werte liefern. Als Ergänzung der Hochdruckversuche sind auch Ergebnisse von Messungen in einem atmosphärischen Strömungskanal bei Beheizung mit gesättigtem Wasserdampf eingezeichnet. Sie schließen im großen und ganzen gut an die Hochdruck-Ergebnisse an. Werden durch alle Meßpunkte Geraden gelegt, so ergeben sich folgende Konstanten und Exponenten für Gl. (27). Der Exponent der Prandtl-Zahl 0,4 wurde experimentell ermittelt [22].

$$\bar{Nu} = K Re^m Pr^{0,4} \quad (27)$$

Rippenform	Bezeichnung	K	m
Pfeil	RI 3	0,192	0,95
Pfeil	RI 6	0,337	0,73
Längs	RI 7	0,106	0,76
Quer	RI 8	0,062	0,75
Quer	RI 81	0,038	0,80

Auffallend ist der große Exponent $m = 0,95$ bei der Rippenvariante RI 3. Eine Begründung dafür kann nicht gegeben werden. Bemerkenswert ist das Verhältnis von Rippenlänge zu hydraulischem Durchmesser eines Unterkanals, das bei RI 3 extrem groß ist. ($l/d_{\text{hyd}} = 43$, gegenüber $l/d_{\text{hyd}} = 16 \div 22$ bei den anderen Pfeilrippenrohren)

Für ausgebildete Strömung sind die Ungleichförmigkeitsfaktoren der Rohre mit Innenpfeilrippen in Abb. 24 in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl aufgetragen. Die Ungleichförmigkeitsfaktoren der Umfangsrichtung \bar{f}_u beider Pfeilrippenrohre stimmen im Rahmen der Meßgenauigkeit überein. Bei beiden zeigt sich ein deutlicher Einfluß der Reynolds-Zahl. Die Ungleichförmigkeitsfaktoren der Längsrichtung \bar{f}_L sind im gesamten untersuchten Reynoldsbereich konstant.

8.2.2 Druckverlust

Die Messungen erfolgten ohne gleichzeitigen Wärmeübergang unter hohem Druck und bei atmosphärischen Bedingungen. Die mit Abstand höchsten Druckverlustbeiwerte weisen die Pfeilrippen auf. Für Längs- und Querrrippen wurden wesentlich geringere Werte ermittelt, Abb. 25.

Die Ergebnisse der atmosphärischen Messungen bestätigen die Resultate der unter Hochdruck durchgeführten Druckverlustmessungen. Der Anstieg der Druckverlustbeiwerte des Rippenrohres RI 8 im Bereich $2 \cdot 10^5 < Re < 5 \cdot 10^5$ ist auf nicht genügend berücksichtigten Einfluß der hohen Strömungsgeschwindigkeiten ($\bar{w} \approx 170 \text{ m/s}$) zurückzuführen. Auffallend ist weiterhin, daß die atmosphärischen Messungen, $Re < 5 \cdot 10^5$ für die Pfeilrippenvariante RI 6 höhere Druckverlustbeiwerte als für die Variante RI 3 ergaben, während die Hochdruck-Versuche im Bereich $Re > 10^6$ für die Rippenrohre RI 6 niedrigere $\bar{\Psi}$ -Werte als für RI 3 brachten.

Zur Überprüfung dieser Diskrepanz wurden für die beiden Pfeilrippentypen RI 3 und RI 6 zusätzlich der Druckverlust bei Strömung von Stickstoff im Hochdruckgaskreislauf gemessen. Durch die Verwendung von Stickstoff ließ sich der von den atmosphärischen und von den Hochdruckmessungen bei CO_2 -Strömung nicht erfaßte Reynoldsbereich $5 \cdot 10^5 < Re < 10^6$ gut überbrücken. Im Bereich $Re > 10^6$ stimmen bei beiden Rippenvarianten die Druckverlustbeiwerte der Versuche bei CO_2 - und bei N_2 -Strömung überein. Im Bereich $5 \cdot 10^5 < Re < 10^6$ ist deutlich zu erkennen, daß sich die Kurven von RI 3 und RI 6 kreuzen.

Bei $Re = 5 \cdot 10^5$ werden wieder Differenzen zwischen den $\overline{\psi}$ -Werten der atmosphärischen Messungen und denen der Hochdruckversuche festgestellt, die ebenfalls auf die ungenügende Berücksichtigung der hohen Strömungsgeschwindigkeiten bei der Berechnung der atmosphärischen $\overline{\psi}$ -Werte zurückzuführen sind.

Die Ergebnisse lassen erkennen, daß sich die untersuchten Quer- und Pfeilrippenrohre in dem für die Auslegung eines Brennelementes interessanten Bereich, $Re > 10^6$, annähernd wie rauhe Rohre verhalten.

8.3 Außenrippenrohre

8.3.1 Wärmeübergang

Die Rippenrohre vom Typ RA 1 wurden in drei, die vom Typ RA 4 in einem Kühlkanalrohr untersucht.

Die Versuchsergebnisse sind in Abb. 26 dargestellt. Man erkennt, daß der Kühlkanaldurchmesser die Nusselt-Zahlen nur unwesentlich beeinflusst.

Die Konstanten und Exponenten entsprechend Gl. (27) haben folgende Werte:

Rippenrohr	Kühlkanalrohr	D_k [m]	K	m
RA 1	H 1	0,187	3,92	0,61
	H 2	0,170	17,20	0,51
	H 3	0,150	45,60	0,45

An der Pfeilrippenvariante RA 4 wurde der Einfluß der Strömungsrichtung auf den Wärmeübergang untersucht. Die gemessenen Nusselt-Zahlen stimmen überein, Abb. 26. Durch die Meßpunkte kann folgende Gerade gelegt werden:

$$\overline{Nu} = 5,0 \cdot Re^{0,59} \cdot Pr^{0,4} \quad (28)$$

Anhand der Ergebnisse kann festgestellt werden, daß die beiden untersuchten Rohre mit Außenpfeilrippen praktisch gleiche Wärmeübertragungseigenschaften besitzen. Das bedeutet, daß die Zahl der Längsrippen, die Anzahl der Sektoren und die Größe des Rippenwinkels keinen wesentlichen Einfluß auf den Wärmeübergang ausüben.

Abb. 27 zeigt die Ungleichförmigkeitsfaktoren in Umfangs- und Längsrichtung der Pfeilrippenrohre RA 1. Parameter ist der Kühlkanaldurchmesser. Sie sind unabhängig von der Reynolds-Zahl. Die Ungleichförmigkeitsfaktoren der Umfangsrichtung $\overline{f_u}$ hängen nicht von der Größe des Kühlkanals ab. In Längsrichtung nehmen die Schwankungen der Wärmeübergangszahlen mit kleiner werdenden Kühlkanaldurchmesser zu. Dies schlägt sich in einer Differenzierung der Ungleichförmigkeitsfaktoren der Längsrichtung $\overline{f_L}$ nieder.

In Abb. 28 sind die Ungleichförmigkeitsfaktoren der Umfangs- und der Längsrichtung im Vergleich mit denen der Rippenrohrvariante RA 1 in einem gleichgroßen Kühlkanalrohr dargestellt. Sowohl in Längs- als auch in Umfangsrichtung sind die Ungleichförmigkeitsfaktoren unabhängig von der Reynolds-Zahl.

Auffallend ist, daß die f_u - und f_L -Faktoren höher liegen als bei den Pfeilrippen RA 1. Das bedeutet geringere Schwankungen der Wärmeübergangszahlen an der berippten Fläche. Dies erklärt sich aus der größeren Anzahl der Sektoren und der damit verbundenen kleineren Sektorenbreite, die ausgleichend auf die Differenzen der Wandtemperaturen in Umfangsrichtung wirkt. Der Ausgleich in der Längsrichtung wird dadurch verursacht, daß die gleichlangen Rippen aufgrund der kleineren Winkel gegen die Achsrichtung eine größere Ausdehnungskomponente in Achsrichtung besitzen.

Der Strahlungsanteil wurde bei allen Wärmeübergangsergebnissen nicht berücksichtigt. Abschätzungen [23] ergaben, daß er weniger als 1 % von der gesamt übertragenen Wärmemenge ausmacht. Eine Übertragbarkeit auf andere Rippenwerkstoffe ist nur möglich, wenn der Rippenwirkungsgrad zuverlässig berechnet werden kann.

8.3.2 Druckverlust

Abb. 29 zeigt die gemittelten Druckverlustbeiwerte $\bar{\Psi}$ in Abhängigkeit vom Kühlkanaldurchmesser und der Strömungsrichtung. $\bar{\Psi}$ ist ein Mittelwert der vier hintereinandergekuppelten Rippenrohre. Die Druckverluste an den Stoßstellen zweier Rippenrohre sind nicht in ihm enthalten.

Die Druckverlustbeiwerte mit und ohne gleichzeitiger Wärmeübertragung stimmen praktisch überein. Auffallend ist die Staffelung nach der Größe des Kühlkanaldurchmessers. Die Ursachen hierfür liegen in den gewählten geometrischen Bezugsgrößen¹⁾ und in der Geschwindigkeitsverteilung. Das Geschwindigkeitsmaximum verschiebt sich mit kleiner werdendem Kühlkanaldurchmesser zur glatten Kühlkanalwand. Dadurch wird der Geschwindigkeitsgradient an der Kühlkanalwand vergrößert. Die Geschwindigkeitsverteilung in der Nähe der Rippenoberfläche bleibt offensichtlich erhalten, denn der Wärmeübergang ändert sich praktisch nicht. D. h. die Zunahme des Druckverlustbeiwertes wird von der glatten Kühlkanalwand verursacht.

In Abb. 29 sind die Ergebnisse für beide Strömungsrichtungen mit und ohne Wärmeübergang dimensionslos dargestellt. Bei beiden Strömungsrichtungen stimmen jeweils die $\bar{\Psi}$ -Werte bei Strömung mit und ohne gleichzeitige Wärmeübertragung im Rahmen der Meßgenauigkeit überein. Die Druckverlustbeiwerte für Strömungsrichtung 1 liegen ca. 10 % über denen für Strömungsrichtung 2. Der gleiche Effekt wurde bei den Druckverlustmessungen an EDF 2-Rippenrohren beobachtet.

1) Wird an Stelle von D_o die Bezugsgröße $F/\pi D_o$ verwendet, dann rücken die Meßpunkte stark zusammen. Der Zahlenwert für den Druckverlustbeiwert beträgt dann $0,1 \pm 10\%$. Diese Bezugsgröße ist offenbar rein zufällig geeignet und auf andere Geometrien nicht übertragbar.

8.4 Stoßstellenversuche

An einem Pfeilrippenrohr vom Typ RA 1 wurde die Wandtemperaturverteilung in der Nähe einer Stoßstelle zweier Brennelemente gemessen. Abb. 30 zeigt die Verläufe der Stanton-Zahlen der Sektorenmitten. Es ist zu bemerken, daß nach einer Unterbrechung die Wärmeübergangszahlen um den Faktor 1,5 bis 2 größer sind als bei ausgebildeter Strömung. Nach etwa 30 mm ist die Störung bereits abgebaut und der Wärmeübergang auf den Wert für ausgebildete Strömung zurückgegangen. Die Größe des Abstandes γ zwischen den zwei Brennelementen hat nur geringen Einfluß. Offensichtlich bildet sich keine Strahleinschnürung aus.

In Abb. 31 sind die Verläufe der Stantonzahlen in Umfangsrichtung für $X = 5$ mm und für $X = 70$ mm (ausgebildete Strömung) aufgetragen. Es fällt auf, daß die Wärmeübergangszahlen in den Eintrittsnuten bei $X = 5$ mm und bei $X = 70$ mm gleich groß sind. Dies kann als Bestätigung dafür angesehen werden, daß das Kühlgas in alle Rippenzwischenräume mit Gasmischungstemperatur eintritt.

Wird das Brennelement im Kühlkanal frei angeströmt, dann ist der Wärmeübergang am Beginn des Rippenrohres um den Faktor 1,3 größer als bei ausgebildeter Strömung. Im Gegensatz zum Wärmeübergang an einer Stoßstelle tritt bei ca. $X = 30$ mm ein Minimum von $St / \bar{St} \approx 0,85$ auf. Dies kann durch eine auftretende Strahleinschnürung (stehender Wirbel) in der Kühlgasströmung erklärt werden. Nach ca. $X = 70$ mm hat der Wärmeübergang wieder den Wert für ausgebildete Strömung erreicht.

Die Resultate zeigen, daß an der Stoßstelle zweier Brennelemente keine niedrigeren Wärmeübergangszahlen als bei ausgebildeter Strömung auftreten. Bei freier Anströmung zeigen sich minimale Wärmeübergangszahlen bei $X = 30$ mm. Da jedoch am Eintritt in einen Reaktorkühlkanal wegen der niedrigen Kühlgaseintrittstemperatur die Rippenrohrtemperaturen relativ niedrig liegen, hat dieses Minimum des Wärmeüberganges keinen Einfluß auf die Auslegung eines Kühlkanals.

8.5 Mechanisches Verhalten der Rippenrohre

Die Rippenrohre wurden während der Messungen thermisch und mechanisch unter wechselnder Belastung beansprucht. Gesonderte Dauerstandsversuche wurden nicht durchgeführt. Die Rippenfuß- bzw. -kopftemperaturen betragen maximal 470 bzw. 440 °C. Die recht geringen Temperaturunterschiede zwischen Rippenkopf und Rippenfuß sind u. a. auf die große Wärmeleitfähigkeit der Mg-Zr-Legierung, Tab. 4, zurückzuführen. Entlang der einzelnen Rippen stellten sich Temperaturänderungen von 5 bis 12 °C ein. Die sich daraus ergebenden Wärmespannungen sind sehr klein.

Die dynamischen Drücke variierten von 50 bis 10000 N/m². Im Vergleich dazu sind die statischen Druckdifferenzen an einer Rippe klein (5/100 der Staudrücke). Wenn man berücksichtigt, daß die dynamischen Drücke nicht in dem Maße wirksam sind, wie z. B. bei einer Einzelrippe, erhält man für eine Rippe von 600 mm² Fläche eine Beanspruchung von nur 15 bis 3000 N.

Verformungen in der Größenordnung von mehreren zehntel Millimetern wurden an der Innenbohrung bei den Außenpfeilrippenrohren RA 1, RA 4 und EDF 2 sowohl in Längs- als auch in Umfangsrichtung festgestellt. Die Ursachen in Längsrichtung sind in der Begrenzung durch den Heizkörper (Stahl hat einen wesentlich kleineren Wärmeausdehnungskoeffizienten als Magnesium) und in Umfangsrichtung in der Abstützung der Längsrippen an der Kühlkanalwand zu suchen.

An den Rippen selbst konnten keine mechanischen Beschädigungen oder Verformungen beobachtet werden. Die Betriebszeit betrug beim Rippenrohr RA 1 ca. 100 Stunden. In diesem Zeitraum wurden etwa 20 verschiedene Lasten eingestellt. Bei den anderen Rippenrohren war die Betriebszeit geringer.

An dieser Stelle sei noch auf eine Gefahrenquelle hingewiesen, die durch örtliche Überhitzung der Rippenrohre hervorgerufen wird. Spuren von O_2 oder H_2O verursachen offenbar bei Temperaturen von ca. $700\text{ }^\circ\text{C}$ ein sofortiges Entflammen der Rippenrohre. Ein derartiger Verbrennungsschaden ereignete sich im Versuchsbetrieb bei extremer Heizflächenbelastung. Das Kühlgas hatte folgende Zusammensetzung: 99,91 % CO_2 ; 0,08 % N_2 und 0,004 % O_2 .

Beurteilung der Rippenrohre

Ein Vergleich der Rippenrohre kann nicht mehr auf der Basis von dimensionslosen Kenngrößen, wie sie in der Ähnlichkeitsmechanik gebräuchlich sind $Nu = f(Re)$ und $\psi = f(Re)$, durchgeführt werden, da sinnvolle Definitionen für den hydraulischen Durchmesser und die effektive wärmeabgebende Oberfläche bei den berippten Flächen nicht möglich sind.

Eine energetische Betrachtung ist bei Rippenrohren aussagekräftiger. Es wird die effektiv abführbare Wärmeleistung Q_{th} und die notwendige Gebläseleistung Q_p in Abhängigkeit vom Massenstrom dargestellt. Eine weitgehende Verallgemeinerung wird erreicht, wenn die Wärme- und Gebläseleistung zu den entsprechenden Werten für den glatten Vergleichskanal (Ringspalt, Rohr) ins Verhältnis gesetzt werden. Der Durchmesser des glatten Vergleichsrohres wird gleich dem Rippenfußdurchmesser gesetzt. Die Ausdrücke $Q_{th}/Q_{th\,gl}$ und $Q_p/Q_{p\,gl}$ gelten je Längeneinheit und je Temperaturdifferenzeinheit zwischen Wand und Kühlgas.

Die allgemeine Forderung bei Reaktorkreisläufen, daß die Gebläseleistung 5 % der abgeführten Wärmeleistung nicht übersteigen soll, stellt ein wichtiges Auswahlkriterium dar.

Bei der Auswahl und Beurteilung von Rippenrohren können außer dem energetischen Verhalten das Bauvolumen oder die Baulänge, der thermische Wirkungsgrad, die Herstellungskosten u. a. von Fall zu Fall eine maßgebende Rolle spielen.

Die zur Berechnung von $Q_{th\,gl}$ und $Q_{p\,gl}$ notwendigen Beziehungen für die Nusselt-Zahl und den Druckverlustbeiwert lauten:

$$\begin{array}{l} \text{Kreisrohr [15]} \quad Nu_{gl} = 0,023 \cdot Re_{gl}^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \\ \quad \quad \quad \quad \quad \psi_{gl} = 0,184 \cdot Re_{gl}^{-0,2} \\ \text{Ringspalt [26]} \quad Nu_{gl} = 0,033 (Da/Di)^{0,45} (Re_{gl}^{0,75} - 180) Pr^{0,42} \\ \quad \quad \quad \quad \quad \psi_{gl} = 0,20 \cdot Re_{gl}^{-0,2} \end{array}$$

Der energetische Vergleich wurde durchgeführt für CO_2 als Kühlmittel bei einem Zustand von $P = 45$ bar und $\vartheta = 300$ °C.

Die relative Wärmeleistung $Q_{th}/Q_{th\,gl} = f(\dot{G})$ der verschiedenen Rippenrohre ist in Abb. 32 aufgetragen. Bei Pfeilrippen bewegt sich $Q_{th}/Q_{th\,gl}$ von 6 bis 35. Diese Werte werden von keiner bisher bekannten Rippenanordnung erreicht. Quer- und Längsrippen haben bedeutend niedrigere Werte ($1,6 < Q_{th}/Q_{th\,gl} < 3$), die auch von bekannten integrierten Rauigkeiten erreicht werden. Bemerkenswert ist, daß sich die beiden Pfeilrippen RA 1 und RA 4 im technisch interessanten Bereich von $2 < \dot{G} < 10$ kg/s kaum unterscheiden und daß der Kühlkanaldurchmesser nur einen unbedeutenden Einfluß auf die relative Wärmeleistung hat.

Die relative Gebläseleistung $Q_p/Q_{p\,gl} = f(\dot{G})$ zeigt Abb. 33. Erwartungsgemäß ist $Q_p/Q_{p\,gl}$ bei Pfeilrippen am größten ($8 < Q_p/Q_{p\,gl} < 40$), während Quer- und Längsrippen sich im Bereich ($2,5 < Q_p/Q_{p\,gl} < 12$) bewegen. Der Kühlkanaldurchmesser beeinflusst ganz bedeutend die Gebläseleistung.

Abb. 34 zeigt $(Q_{th}/Q_{th\,gl}) / (Q_p/Q_{p\,gl}) = f(\dot{G})$. Nur Pfeilrippen liefern im Bereich kleiner Massenströme Werte größer als 1. Diese Tatsache wird dem Anlaufvorgang zugeschrieben.

Mit steigendem Massenstrom fällt der Quotient $(Q_{th}/Q_{th\,gl}) / (Q_p/Q_{p\,gl})$ deutlich ab. D. h. vom energetischen Standpunkt sind große Massenströme ungünstig. Bei den höchsten Massenströmen sind Längs- und Querrrippen den Pfeilrippen durchweg ebenbürtig.

Leistungszahl von Glaser [24]: Die für eine gewählte Wärmeleistung (1 kW) erforderliche wärmeübertragende Oberfläche oder Länge bei einer mittleren Temperaturdifferenz von $\Delta\vartheta = 1$ grd wird in Beziehung zu einer absoluten Leistungszahl $\omega = Q_{th}/Q_p$ gesetzt. Abb. 35 zeigt $L_{gl}/L = f(\omega)$. Mit steigendem Massenstrom werden L_{gl}/L und ω größer, d. h. im Hinblick auf das Bauvolumen sind große Massenströme vorteilhaft. Bei gasgekühlten Reaktoren ist $\omega = 20 \div 50$. Dieser energetische Vergleich zeigt, daß die Rohre mit pfeilförmig angeordneten Rippen sich sehr deutlich von den anderen Rippentypen unterscheiden. Zur Erklärung hierfür können folgende Eigenschaften angeführt werden:

1. Die Rippen sind relativ kurz. Dadurch ergeben sich kurze Unterkanäle ($15 < l/d_{hyd} < 45$), die aufgrund des Strömungsablaufes gut durchströmt werden. Dies gestattet, die Rippenteilung so eng zu wählen, daß Oberflächenvergrößerungen um den Faktor 10 erreicht werden können. Es muß beachtet werden, daß die Strömungsgeschwindigkeit sich vom Eintritt zum Austritt aus dem Unterkanal verringert

2. Die Verbesserung des Wärmeüberganges im Bereich der Ausbildung der hydrodynamischen und thermischen Grenzschicht wird über die gesamte Länge des Rippenrohres ausgenutzt.
3. Es findet eine relativ gute Mischung des in den Rippenzwischenräumen strömenden Teilmassenstromes mit der Hauptströmung statt.

Mit Längs- oder Querrippen gelangt man nur zu einer recht kleinen Erhöhung der Wärmeleistung. Eine weitere Steigerung der Wärmeleistung, z. B. eine Oberflächenvergrößerung durch kleinere Rippenteilung würde bei Längsrippen zu einer noch geringeren Durchströmung der Rippenzwischenräume führen. Bei Querrippen würde sich die Ausbildung von Wirbeln zwischen den Rippen und der Austausch von Wirbelballen mit der Hauptströmung verschlechtern. Einer Vergrößerung der Rippenhöhe sind durch die Verschlechterung des Rippenwirkungsgrades Grenzen gesetzt.

Dieser Vergleich diene nur der Beurteilung verschiedener Rippenformen. Er liefert keine Empfehlungen für rohrförmige Brennelemente. Diese werden nur erhalten, wenn sämtliche Parameter eines Reaktorkühlkanals und deren gegenseitige Beeinflussung berücksichtigt werden.

10. Das innen und außen berippte und durchströmte rohrförmige Brennelement

Mit einem Programm für die Rechenanlage IBM 360/75 wurden die experimentell erzielten Ergebnisse der verschiedenen Rippenrohre auf ein rohrförmiges Brennelement übertragen. Eine detaillierte Beschreibung des Rechenganges wird in Anhang I gegeben. Zur Vereinfachung der Rechnung wurde als Brennelement ein durchgehendes Uranrohr von 9 m Länge, 95 mm Außen- und 76 mm Innendurchmesser zugrunde gelegt. Als Kühlmittel wurde CO₂ angenommen, welches mit einer Temperatur von 220 °C und einem Druck von 45 bar in das Brennelement eintritt. Die maximale Hüllrohrtemperatur darf innen 480 °C und außen 450 °C und die maximale Urantemperatur 660 °C nicht übersteigen. Die Verteilung des Neutronenflusses über die Länge wurde sinusförmig angenommen.

Folgende Rippenrohrkombinationen werden durchgerechnet:

<u>Außenkanal:</u>	Pfeilrippenrohr RA 1 mit den Kühlkanalrohren H ₁ , H ₂ und H ₃
<u>Innenkanal:</u>	Pfeilrippenrohre RI 3 und RI 6 Querrippenrohre RI 8 und RI 81 Längsrippenrohr RI 7

In Abb. 36 sind die erreichbaren Wärmeleistungen als Funktion des Flächenverhältnisses dargestellt. Der Kurvenverlauf hat ein Maximum. Die höchsten Wärmeleistungen werden bei den Kombinationen RA 1/R bzw. RA 1/RI 6 bei einem Flächenverhältnis von $F_a/F_i = 1,7$ erreicht.

Bei einem Flächenverhältnis von 4, wie ungefähr für die Auslegung vorgesehen [1], ist die maximale Wärmeleistung bei allen Kombinationen gleich groß. Wird ein glattes Rohr als Innenhülle vorgesehen, verringert sich die Wärmeleistung nur um 20 %. Bei glatten inneren und äußeren Hüllrohren liegt die maximale Wärmeleistung um den Faktor 3,5 niedriger als bei einem beidseitig berippten Brennelement. Daß die Wärmeleistung eines innen und außen mit Pfeilrippen versehenen Brennelementes nur um den Faktor 3,5 höher ist als bei einem beidseitig glatten Element, gegenüber dem Faktor 10, der sich aus dem energetischen Vergleich ergab, Abb. 32, erklärt sich durch die relativ niedrigen zulässigen Hüllrohrtemperaturen. Es ergeben sich dadurch beim glatten Element Temperaturdifferenzen zwischen Hüllrohr und Kühlgas, die außen etwa um den Faktor 4 und innen um den Faktor 3 größer sind als bei einem mit Pfeilrippen versehenen Brennelement. Hinzu kommt, daß wegen der bei Pfeilrippenrohren auftretenden Schwankungen der Rohrwandtemperaturen für die Auslegungsrechnungen niedrigere Wärmeübergangszahlen angesetzt werden müssen ($0,62 < \alpha_{\min}/\bar{\alpha} < 0,9$).

Interessant ist die Lage der Maxima der Wärmeleistung in Abhängigkeit vom Flächenverhältnis, Tab. 5.

Neben der Wärmeleistung muß die aufzubringende Gebläseleistung betrachtet werden. Abb. 37 zeigt das Verhältnis der Gebläse- zur Wärmeleistung in Abhängigkeit vom Flächenverhältnis. Die Kurven verlaufen annähernd parallel und zeigen eine deutliche Staffelung. Von den innen und außen berippten Brennelementen liegt das mit Innenlängsrippen am niedrigsten und das mit den 6 mm hohen Innenquerrippen RI 8 am höchsten. Wenn das Flächenverhältnis F_a/F_i größer als 3 ist, macht die Gebläseleistung bei allen untersuchten Varianten weniger als 5 % der Wärmeleistung aus, während bei $F_a/F_i = 4$ die Werte aller Kombinationen bis auf RA 1/RI 8 schon unter 2 % liegen.

Aus Tab. 5 ist ersichtlich, daß ein Brennelement mit Innenpfeilrippen nicht bei dem Flächenverhältnis betrieben werden kann, bei dem die maximale Wärmeleistung abgegeben wird, da hier die Gebläseleistung zu hoch wird.

In Abb. 38 sind die Verläufe der Stromverzweigungsfaktoren in Abhängigkeit vom Flächenverhältnis aufgetragen. Auffallend ist, daß die Kombinationen mit annähernd gleichen Oberflächenformen innen und außen (Glatt/Glatt; Pfeilrippen/Pfeilrippen) übereinstimmende ξ -Werte ergeben. Interessanterweise teilen sich bei diesen Kombinationen die Massenströme annähernd entsprechend den Flächenverhältnissen auf, $\xi \approx F_a/F_i$. Bei ungleichen Oberflächenformen (Pfeilrippen/Glatt; Pfeilrippen/Längsrippen usw.) ergeben sich z. T. beträchtlich niedrigere Werte.

Die Gleichheit der Wärmeleistungen der verschiedenen Rippenrohrkombinationen bei den für die Reaktorauslegung vorgesehenen Bedingungen ($F_a/F_i = 4$; $\dot{G} = 12 \text{ kg/s}$; $\nu_{GE} = 220 \text{ }^\circ\text{C}$) erfordert eine nähere Betrachtung der Hüllrohrkombinationen. In den Abb. 39 - 42 sind die berechneten Verläufe von Uran-, Wand- und Kühlgastemperaturen sowie die Heizflächenbelastungen in Abhängigkeit von der Länge aufgetragen.

Die maximalen Urantemperaturen liegen bei allen Kombinationen wesentlich unter der zulässigen Grenze. Die Temperaturdifferenzen zwischen Uran und Hüllrohr sind vernachlässigt worden. Sie betragen nach Angaben des CEA: $\Delta \vartheta \approx 0,025 \text{ grad} \cdot \text{m}^2/\text{kW}$.

Bei allen berechneten Hüllrohrkombinationen wird nur am inneren Hüllrohr die maximale zulässige Temperatur erreicht, d.h. die Innenhüllrohre bestimmen die Leistungsgrenze des gesamten Elementes. Bei den Kombinationen RA 1/RI 7 und RA 1/RI 8 erreicht das äußere Hüllrohr annähernd die zulässige Temperatur von $450 \text{ }^\circ\text{C}$, Abb. 40 und 41.

Da die Wärmeleistungen der verschiedenen Hüllrohrkombinationen bei diesen Bedingungen gleich sind, ergeben sich selbstverständlich auch fast übereinstimmende Gasaustritts-Mischtemperaturen. Betrachtet man jedoch die Gasaustrittstemperaturen der inneren und äußeren Kanäle, so weisen die Kombinationen RA 1/RI 3 und RA 1/glatt große Differenzen auf ($|\vartheta_{\text{GAi}} - \vartheta_{\text{GAa}}| \approx 70 \text{ grad}$), während sie bei RA 1/RI 7 und RA 1/RI 8 beträchtlich kleiner sind ($|\vartheta_{\text{GAa}} - \vartheta_{\text{GAi}}| \approx 20 \text{ grad}$). Bei der Auslegung eines Brennelementes sind innen und außen gleiche Gasaufheizungen anzustreben, was durch eine Änderung des Verhältnisses des äußeren zum inneren Massenstrom erreicht werden kann.

Die maximalen Heizflächenbelastungen der äußeren Uranoberflächen sind bei allen berechneten Rippenrohrkombinationen unter den oben genannten Bedingungen etwa gleich groß. Die maximale Heizflächenbelastung der inneren Uranoberfläche ist bei der Kombination mit Innenlängsrippen RA 1/RI 7 am größten. Auffallend ist die negative innere Heizflächenbelastung am Ende des Brennelementkanals mit der Rippenrohrzusammenstellung RA 1/RI 3. Sie resultiert aus der niedrigen Wärmequellendichte am Ende des Brennelementes und der großen Differenz der Austrittstemperaturen zwischen innerem und äußerem Kühlmittelstrom. Das bedeutet, daß eine Wärmemenge vom inneren zum äußeren Kühlgasstrom übergeht. In Abb. 39 ist zu erkennen, daß die Austrittstemperatur des inneren Teilmassenstromes höher liegt als die Urantemperatur.

Bei den Kombinationen RA 1/RI 3, RA 1/RI 6 und RA 1/RI 7 liegt das Verhältnis, gebildet aus innerer und äußerer Wärmeleistung Q_i/Q_a zwischen 0,58 und 0,7, Tab. 6.

Die Abbildungen 43 und 44 zeigen Querschnitte durch die Hohlelemente mit den Rippenrohrkombinationen RA 1/RI 3 bzw. RA 1/RI 7 mit den Flächenverhältnissen $F_a/F_i = 2,5$ bzw. 3.

Abschließend kann festgestellt werden:

Nach wärme- und strömungstechnischen Gesichtspunkten sind die Rippenrohrkombinationen RA 1/RI 3 bzw. RA 1/RI 6 bei $F_a/F_i = 2,5$ bzw. 2,2 optimal ausgelegt, Tab. 6, weil:

1. die Wärmeleistung sehr groß ist
2. die Gebläseleistung nur max. 5 % der Wärmeleistung beträgt
3. der Kühlkanaldurchmesser klein ist
4. die Gasmischungstemperatur vom inneren und äußeren Kanal über 400 °C liegt.

Die Kosten für Pfeilrippen sind allerdings sehr hoch, Tab. 1. Die kernphysikalische Eignung muß noch geprüft werden.

Tab. 6 enthält ferner die erreichbaren Wärmeleistungen bei den übrigen Kombinationen. Man sieht, daß die Kombination RA 1/RI 7 bei $F_a/F_i = 3$ recht günstig liegt. Die Innenlängsrippen sind im Vergleich zu den Innenpfeilrippen sehr billig, da deren Herstellung durch Strangpressen erfolgen kann. Die Gasmischungstemperatur liegt bei ca. 400 °C.

Als äußeres Hüllrohr sollte in allen Fällen ein Pfeilrippenrohr mit möglichst großer Oberfläche verwendet werden. Als inneres Hüllrohr sind Pfeilrippen- und Längsrippenrohr durchaus gleichwertig.

Anmerkung

Für wertvolle Diskussionsbemerkungen danken wir Herrn Dr. Benzler von Euratom in Brüssel.

An den Versuchen waren die Herren K. Fehlhaber, E. Hermsen, E. Fischer, G. Giesler, P. Berger, H. Mommertz und J. Lagudka beteiligt. Ihnen sei an dieser Stelle gedankt.

12. Literaturverzeichnis

- [1] Bourgeois J., Saitcevsy B., Third united nations international conference on the peaceful uses of atomic energy, A/Conf. 28/P/36 France (1964)
- [2] Rodet E., Bulletin du Centre de Recherches et d'Essais de Chatou Nr. 4 (1963)
- [3] Thorpe J.F., Science and Engineering 18, 329 - 334 (1964)
- [4] Rousseau J. C., CEA - R 2856 (1965)
- [5] Pelce J., Francois S., Houseaux O., Pierre B., CEA - R 2469, Januar (1964)
- [6] Interne Mitteilung der SNECMA
- [7] Pelce J., Malherbe J., Pierre B., CEA - R 2471, Oktober (1965)
- [8] Pelce J., Malherbe J., Pierre B., Third International Heat Transfer Conference Aug. (1966) Chicago, Vol. III, Paper No. 107
- [9] Houseaux O., Pelce J., Pierre B., Conference on Heat Transmission, 19 - 24 June (1961), Paris 1063/1077
- [10] Bastien D., DEP-EMT/T/67-1436, September (1967)
- [11] Milliat J.P., Bulletin du Centre de Recherches et d'Essais de Chatou Nr. 2 - (1962)
- [12] Federhofer K., Aufgaben aus der Hydromechanik, Wien, Springer-Verlag (1954)
- [13] Dubbels Taschenbuch für den Maschinenbau, I. Bd., 11. Auflage (1953), Springer-Verlag
- [14] Kaufmann W., Technische Hydro- und Aeromechanik, 3. Aufl. (1963), Springer-Verlag
- [15] Mc. Adams W. H., Heat transmission, Third Edition (1954), Mc Graw-Hill, Book Company Inc. New York/Toronto/London
- [16] Linke W., Chemie-Ing. Techn. 27 Jg. (1955) Nr. 3, S. 142/148
- [17] Presser K.H., Dissertation T.H. Aachen (1967) und Bericht der KFA Jülich, Jül-486 RB (1967)
- [18] Robert E., Energie Nucléaire; Vol. 11, Nr. 4(1969)

- [19] Presser K.H., Elektrowärme International, 6, Juni (1969)
S. 262/265
- [20] Presser K.H. und F. Scholz, Kerntechnik 7. Jahrg. (1965) H. 4,
S. 158/164
- [21] Presser K.H. und P. Bröckerhoff, Gesundheits-Ingenieur
- [22] Presser K.H., Erscheint in der Zeitschrift Chemie-Ing. Technik
- [23] Presser K.H. und R. Harth, Veröffentlichung in der Zeitschrift
Atomkernenergie vorgesehen.
- [24] Glaser H., Angew. Chem. B. 20 Jahrg. (1948), Nr. 5/6, S. 129/133
- [25] Hammeke K., G. Pietralla, K.H. Presser, Jül-383-RB (1966)
- [26] Stephan K., Chemie-Ing. Techn., 34 Jahrg. (1962) Nr. 3,
S. 207/212

ANHANG I

Beschreibung des Auslegungs- und Rechenprogrammes

1. Allgemeines

Im folgenden Abschnitt wird der Aufbau des Rechenprogrammes dargestellt, dessen Aufgabe es ist, Wärme- und Gebläseleistung außen und innen berippter, rohrförmiger Brennelemente zu bestimmen. Das Programm gestattet es, wichtige Parameter wie Eintrittsdruck, Eintrittstemperatur, Gesamtmassenstrom, Kühlkanaldurchmesser, Länge des Elementes, Abmessungen des Urankörpers usw. zu variieren. Weiter können die Rechnungen für verschiedene Kühlgase, Brenn- und Hüllenwerkstoffe durchgeführt werden. So ist es möglich, ein Brennelement zu finden, das bei noch zulässiger Gebläseleistung maximale Wärmeabfuhr gestattet.

Zur Vereinfachung der Rechnungen werden folgende Vereinfachungen gemacht:

1. die Wärmeleistung in axialer Richtung wird vernachlässigt, d. h. die durch Spaltung entstandene Wärme wird in radialer Richtung an das Kühlgas abgeführt.
2. die Wärmestrahlung zwischen Brennelementhülle und Kühlmittel bzw. Kühlkanalwand bleibt unberücksichtigt.
3. die Neutronenverluste sind Null.
4. die durch die Uranstirnflächen abgeführte Wärme wird nicht berücksichtigt.
5. alle Rechnungen gelten für den stationären Fall.

Die Wärmeabfuhr eines Brennelementes ist begrenzt durch:

1. die zulässige Brennstofftemperatur (Sie darf wegen der α - β -Umwandlung des Natururans 660 °C nicht überschreiten).
2. die zulässigen Hüllentemperaturen (Sie dürfen für den äußeren Kanal 450 °C, für den inneren Kanal 480 °C nicht überschreiten).
3. den Druck (Er darf 45 bar nicht übersteigen).
4. die Gebläseleistung (Sie soll nicht größer als 5 % der Wärmeleistung sein).

Die oben angeführten Beschränkungen führen gerade bei gasgekühlten Reaktoren zur Begrenzung der Wärmeleistung und der erreichbaren Gasaustrittstemperaturen, die wegen des thermodynamischen Wirkungsgrades hoch sein sollen. Wegen der niedrigen Wärmeübergangszahlen -Gase sind schlechte Medien zur Wärmeübertragung- ist,

wie sich zeigt, stets die Oberflächentemperatur der Hüllen die Leistungsgrenze. Die höchst zulässige Urantemperatur wird nicht erreicht.

Die Auslegungsparameter der zu untersuchenden Brennelemente sind dem Bericht [1] entnommen worden. Der Außen- bzw. Innendurchmesser des Urankörpers beträgt 95,5 bzw. 76,5 mm, die Länge 15 x 600 mm. Zur Vereinfachung der Rechnungen wird ein durchgehendes Element von 9 m Länge zugrunde gelegt. Als Kühlmittel dient CO_2 mit einer Eintrittstemperatur von 220 °C und einem Eintrittsdruck von 45 bar. Die Reflektordicke an den Stirnseiten des Reaktors beträgt 550 mm.

Im Programm sind zwei Flußdichteverläufe vorgesehen. Diese sind jedoch ideal angenommen. In der Praxis kann die Flußverteilung wesentlich komplizierter aussehen, so daß die rechnerische Erfassung schwieriger wird.

Der lineare Flußverlauf soll einen Vergleich mit den im Experiment ermittelten Werten ermöglichen. Er soll im folgenden aber unberücksichtigt bleiben. Die weiteren Betrachtungen gelten für eine Sinusverteilung.

Alle Größen werden schrittweise berechnet. Die Gesamtlänge des Elementes wird in n Intervalle aufgeteilt. Wegen des Speicherbedarfs der Maschine kann n maximal 1 000 sein, so daß jedes Intervall 9 mm lang ist. Es wird in jeder Ebene mit temperatur- und druckabhängigen Stoffwerten gerechnet. Als Temperatur dient die mittlere Grenzschichttemperatur. Die Wärmeübergangszahlen ändern sich über die Länge des Brennelementes infolge Änderung der Stoffwerte.

2. Rechnung

Abb. A

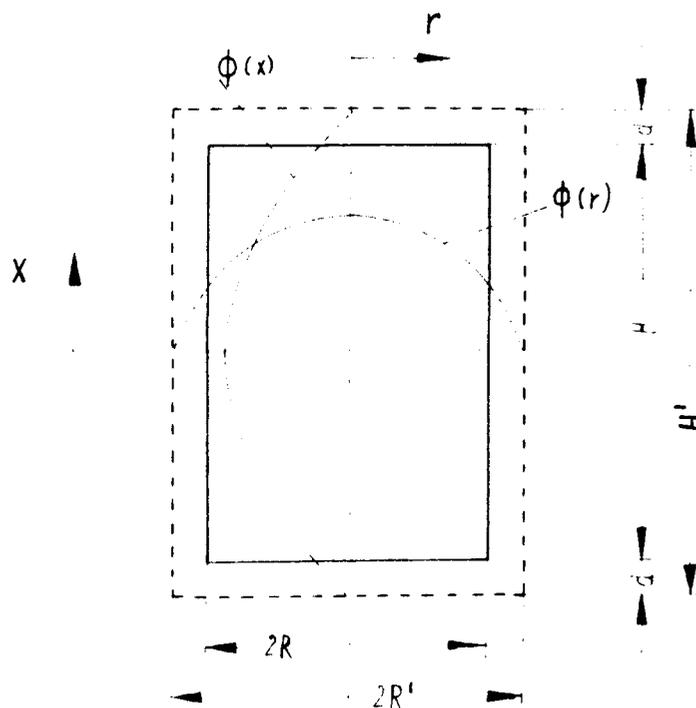


Abb. A zeigt die idealen axialen und radialen Flußdichteverläufe. Die Flußverteilung kann näherungsweise durch die Beziehung

$$\phi(r, x) = \phi_0 \cdot J_0\left(2,4048 \frac{r}{R'}\right) \cdot \cos \frac{\pi x}{H'} \quad (I)$$

angegeben werden, ϕ_0 ist die Neutronenflußverteilung an der Stelle $r = 0$, $x = 0$, also in der Mitte des Reaktors mit der Höhe H und dem Radius R , H' und R' sind die extrapolierten Größen von Höhe und Radius. An diesen Stellen sind axialer und radialer Fluß Null.

Da im folgenden nur der Zentralkanal betrachtet werden soll - in ihm wird nämlich die maximale Wärmeleistung erzeugt - vereinfacht sich Gl. (I) mit $r = 0$ zu

$$\phi(x) = \phi_0 \cdot \cos \frac{\pi x}{H'} \quad (II)$$

Da die Flußverteilung ϕ der Wärmeleistung proportional ist, erhält man die Volumenleistung

$$Q(x) = Q_0 \cdot \cos \frac{\pi x}{H'} \quad (III)$$

Für die weitere Betrachtung ist es zweckmäßig, den Anfang der Lauflänge x an den Anfang des Kühlkanals zu legen, s. Abb. B.

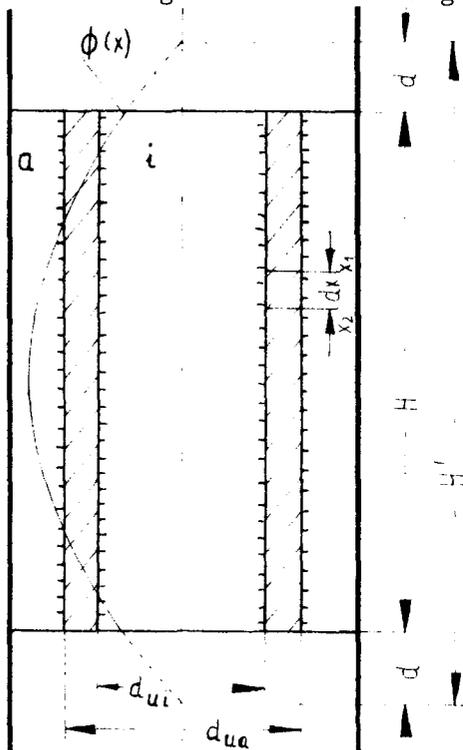


Abb. B

Für ein Längenelement dx des Spaltstoffes von der Länge H' wird die Wärmemenge dQ entwickelt.

$$dQ = C \cdot \sin \frac{\pi x}{H'} \quad (IV)$$

Die Konstante C läßt sich durch Integration bestimmen, man erhält dann

$$dQ = \frac{\frac{\pi}{H'} \cdot Q \cdot \sin \frac{\pi x}{H'}}{\cos \frac{\pi d}{H'} - \cos \left[\frac{\pi}{H'} (H+d) \right]} \quad (V)$$

$$dQ = \frac{\pi \cdot Q}{B \cdot H'} \cdot \sin \frac{\pi x}{H'} \quad (Va)$$

Die Gastemperaturverläufe erhält man durch Integration des Energiesatzes

$$dT = \int \frac{dQ}{\dot{G} \cdot c_p} - \int \frac{1}{c_p} \cdot d\left(\frac{w^2}{2}\right) - \int g \cdot \frac{dh}{c_p} \quad (VI)$$

Bei Gasen ist der Ausdruck $\int g \cdot \frac{dh}{c_p}$ jedoch sehr klein im Vergleich zu den beiden anderen Gliedern, so daß er vernachlässigt werden kann. Somit erhält man für den äußeren bzw. inneren Kanal

$$dT_a = \int_{x_1}^{x_2} \frac{dQ_a}{\dot{G}_a \cdot c_{pa}} - \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{c_{pa}} \cdot d\left(\frac{w_a^2}{2}\right) \quad (\text{VII})$$

$$dT_i = \int_{x_1}^{x_2} \frac{dQ_i}{\dot{G}_i \cdot c_{pi}} - \int_{x_1}^{x_2} \frac{1}{c_{pi}} \cdot d\left(\frac{w_i^2}{2}\right) \quad (\text{VIII})$$

An der Stelle $x = d$ ist $T_a = T_i = T_{\text{Eintritt}}$.

Die Gleichungen (VII) und (VIII) sind leicht zu lösen, wenn eine Aussage über dQ_a und dQ_i gemacht ist und \dot{G}_a und \dot{G}_i bekannt sind. Da die Druckverlustcharakteristiken beider Kanäle bekannt sind, werden die Teilmassenströme zunächst nach Gl. (12) in Kapitel 4 bestimmt. Mit diesen Schätzungen wird die Rechnung zunächst durchgeführt.

Mit $f = \frac{dQ_a}{dQ}$ und $dQ = dQ_a + dQ_i$ erhält man nach Integration der Gl. (VII) und VIII)

$$T_{a(n)} = T_{a(n-1)} + \frac{f \cdot Q \cdot H}{B \cdot \dot{G}_a \cdot c_{pa(n-1)}} \cdot \left[\cos \frac{\pi X_{(n-1)}}{H'} - \cos \frac{\pi X_n}{H'} \right] - \frac{1}{2 \cdot c_{pa(n-1)}} \cdot \left[w_{a(n)}^2 - w_{a(n-1)}^2 \right] \quad (\text{IX})$$

$$T_{i(n)} = T_{i(n-1)} + \frac{(1-f) \cdot Q \cdot H}{B \cdot \dot{G}_i \cdot c_{pi(n-1)}} \cdot \left[\cos \frac{\pi X_{(n-1)}}{H'} - \cos \frac{\pi X_n}{H'} \right] - \frac{1}{2 \cdot c_{pi(n-1)}} \cdot \left[w_{i(n)}^2 - w_{i(n-1)}^2 \right] \quad (\text{X})$$

Wie die Gl. (IX) und (X) zeigen, werden die zur Bestimmung der Gas-temperaturen in der n -ten Ebene benötigten Stoffwerte in der $(n-1)$ ten Ebene gewählt. Dieser Fehler dürfte nur sehr gering sein. Die statischen Druckverläufe werden ebenso schrittweise für ein Längenelement Δx berechnet. Der Faktor f wird zunächst für die 1. Ebene willkürlich angenommen, ebenso die Heizleistung Q .

Die Hüllentemperaturen werden dann, da α_a und α_i aus den Wärmeübergangsgesetzen beider Kanäle unter Berücksichtigung der Ungleichförmigkeit bestimmt werden können

$$T_{wa(n)} = T_{a(n)} + \frac{f \cdot Q \cdot H}{B \cdot H' \cdot d_{ua} \cdot \alpha_{a(n)}} \cdot \mathcal{N} \frac{\pi X}{H'} = T_{a(n)} + \frac{q_{a(n)}}{\alpha_{a(n)}} \quad (\text{XI})$$

$$T_{wi(n)} = T_{i(n)} + \frac{(1-f) \cdot Q \cdot H}{B \cdot H' \cdot d_{ui} \cdot \alpha_{i(n)}} \cdot \mathcal{N} \frac{\pi X}{H'} = T_{i(n)} + \frac{q_{i(n)}}{\alpha_{i(n)}} \quad (\text{XII})$$

Die Hüllentemperaturen $T_{wa(n)}$ und $T_{wi(n)}$ sind die Temperaturen an den Berührungsflächen zwischen Brennstoff und Hüllen.

Nimmt man den Temperatursprung zwischen Hüllen und Brennstoff zu Null an, so sind die Brennstofftemperaturen außen und innen:

$$T_{ua(n)} = T_{wa(n)} \quad (\text{XIII})$$

$$T_{ui(n)} = T_{wi(n)} \quad (\text{XIV})$$

Nun läßt sich die Wärmeleitungsgleichung für das Uranrohr lösen. Bei Berücksichtigung der Selbstdiffusion der Neutronen ist die Urantemperatur in jeder Ebene eine Funktion von r_{ua} , r_{ui} , λ_u , B , χ , κ ; κ ist der Kehrwert der Diffusionslänge

$$T_u(r) = f(r_{ua}, r_{ui}, \lambda_u, B, \chi, \kappa) \quad (\text{XV})$$

λ_u ist die Leitfähigkeit des Natururans. Sie wird temperaturabhängig verwendet. Das Verfahren geht auf Kirchhoff zurück. Die Gradienten $-\lambda_u \cdot \frac{dT_u(r)}{dr}$ an den Stellen $r = r_{ua}$, bzw. $r = r_{ui}$ liefern die Heizflächenbelastungen $q'_{a(n)}$ und $q'_{i(n)}$. Diese müssen, wenn die Größe f richtig gewählt ist, mit $q_{a(n)}$ und $q_{i(n)}$, s. Gl. (XI) und (XII) bis auf eine kleine Grenze übereinstimmen. Ist die Genauigkeit nicht hinreichend, so wird mit den Quotienten $q_{a(n)}/q'_{i(n)}$ und $q'_{a(n)}/q'_{i(n)}$ ein neuer Wert f bestimmt und die Rechnung mit diesem Wert bei Gleichung (IX) und (X) wieder begonnen.

Beträgt die Abweichung in den Heizflächenbelastungen nur noch etwa 2 - 3 %, wird nach Newton die Stelle r_u^* der maximalen Urantemperatur in der n-ten Ebene bestimmt, damit ist auch mittels Gl. (XV) die maximale Urantemperatur $T_{u_{max}}$ gegeben. Sie darf in keiner Ebene den Wert von 660 °C überschreiten.

Nach der letzten Ebene werden mit Gl. (9) die oben angenommenen Teilmassenströme \dot{G}_a und \dot{G}_i kontrolliert. Ist die absolute Differenz zwischen dem zunächst angenommenen Verhältnis \dot{G}_a/\dot{G}_i zu dem neu bestimmten größer als 1 %, so wird die Rechnung in Ebene 1 neu begonnen, und zwar mit Gl. (12).

Außerdem werden in jeder Ebene die inneren und äußeren Hülltemperaturen überprüft. Sind sie größer als 480 bzw. 450 °C, so wird die Wärmeleistung Q entsprechend verkleinert, sind die maximalen Hüllentemperaturen wesentlich kleiner, so ist Q entsprechend zu erhöhen und mit der Rechnung wieder in Ebene 1 zu beginnen.

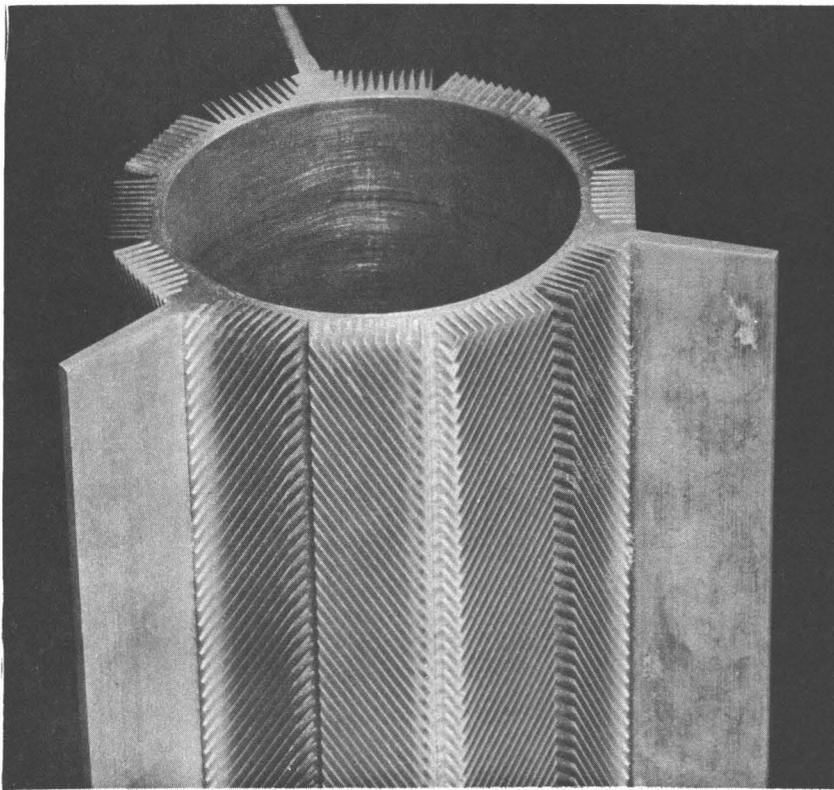
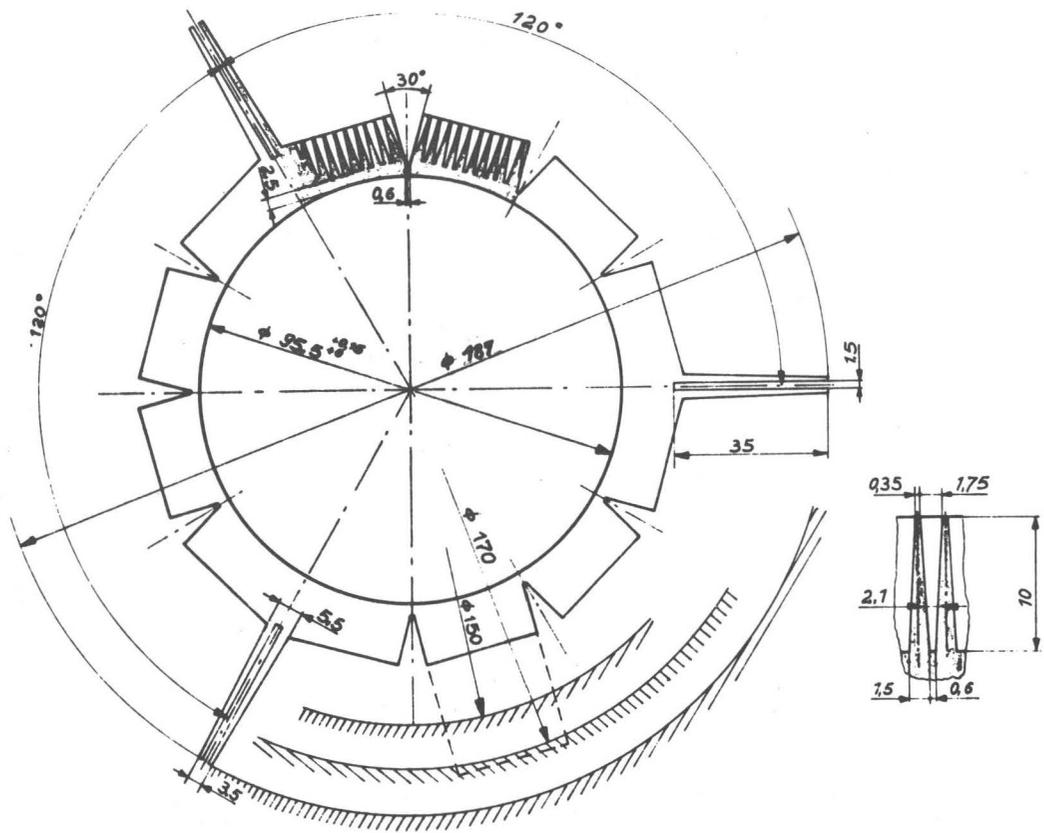


Abb. 1 Außenfeilrippenrohr RA 1

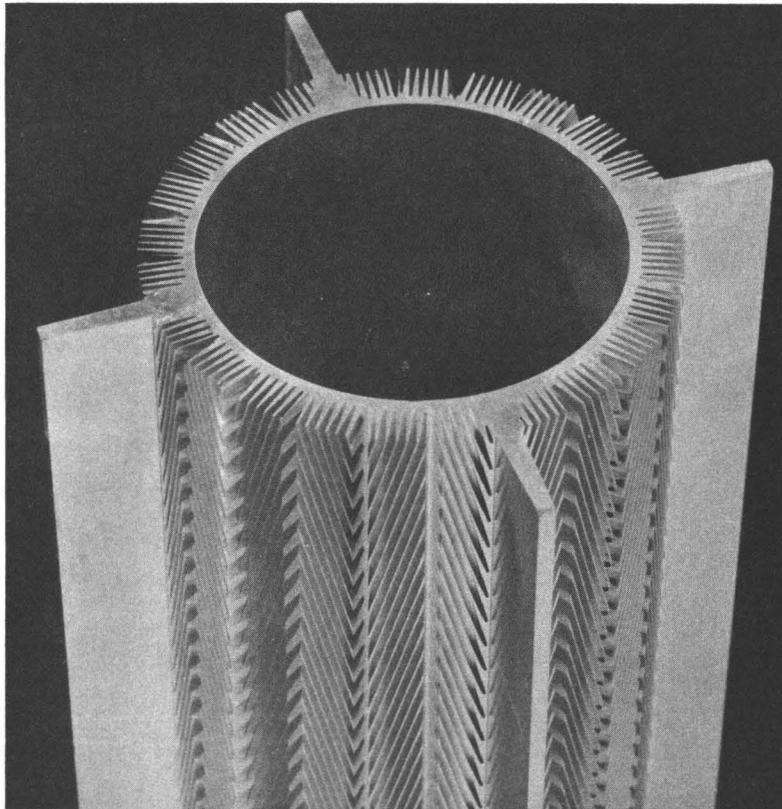
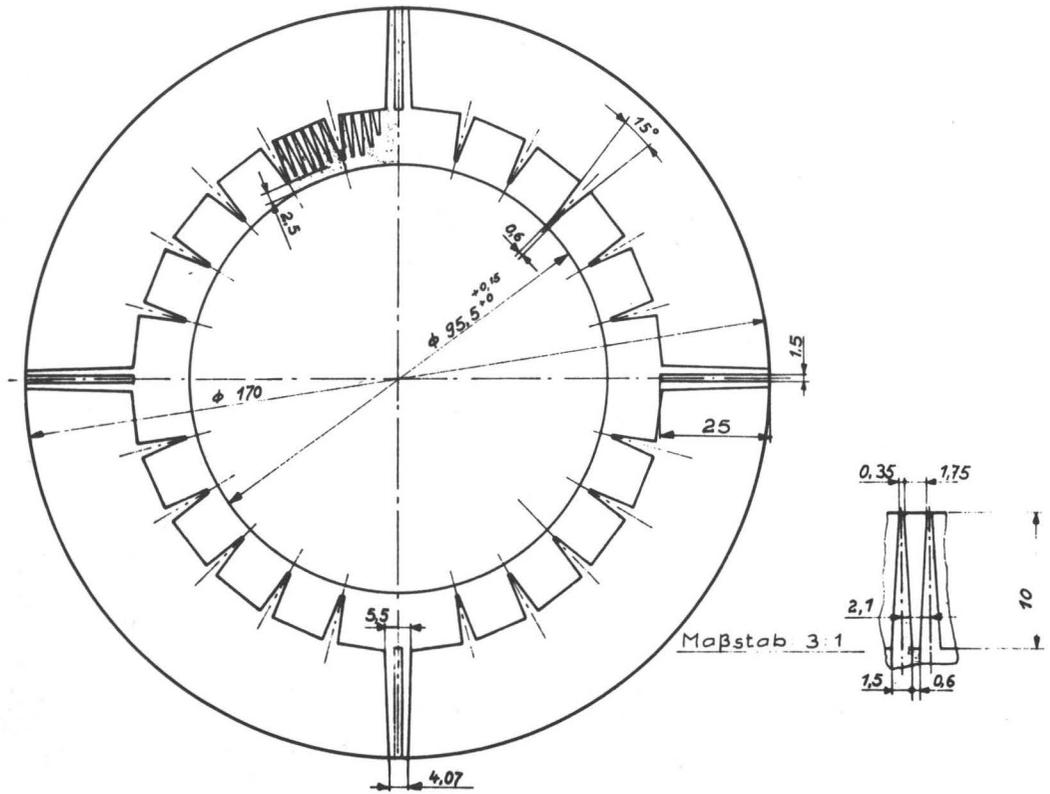


Abb. 2 Außenfeilrippenrohr RA 4

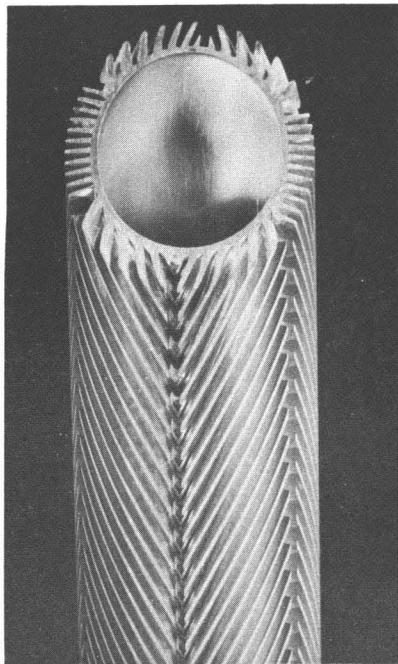
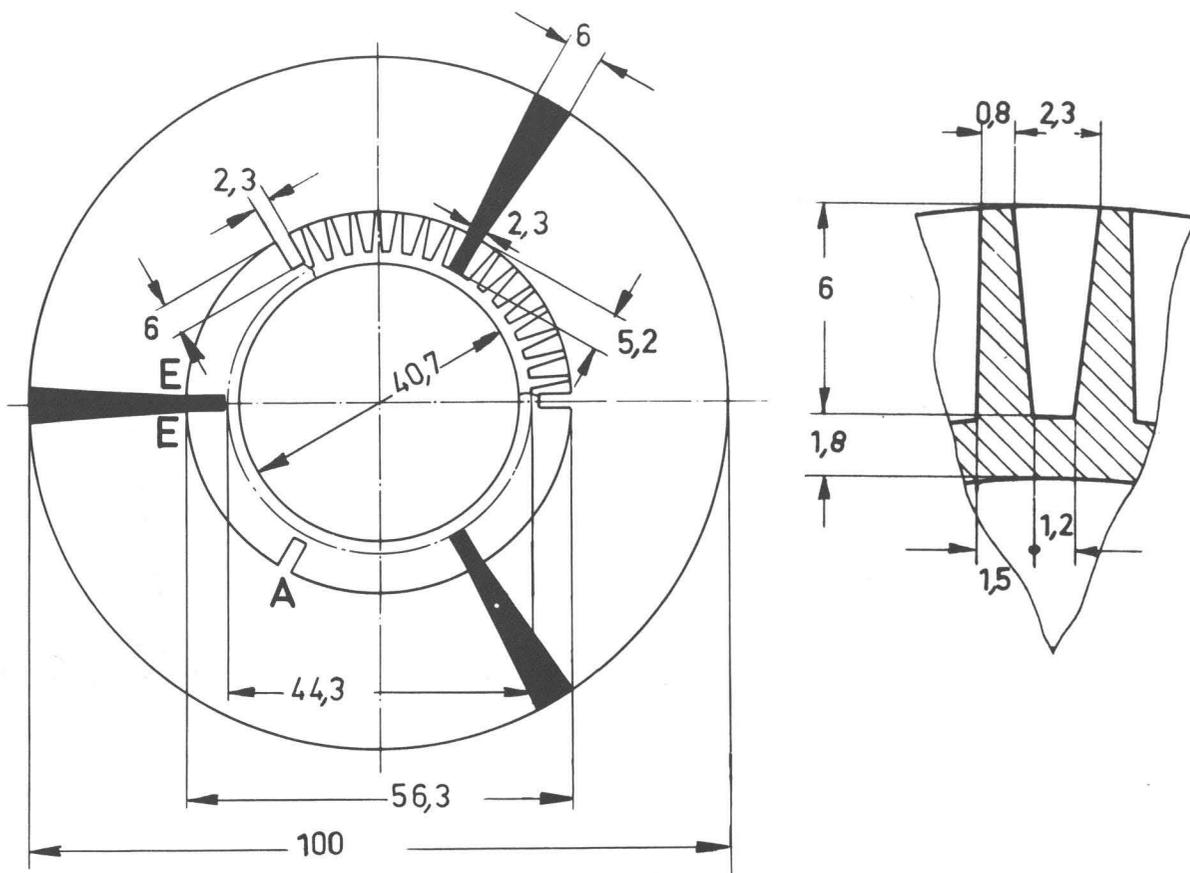


Abb. 3 EDF 2-Rippenrohr

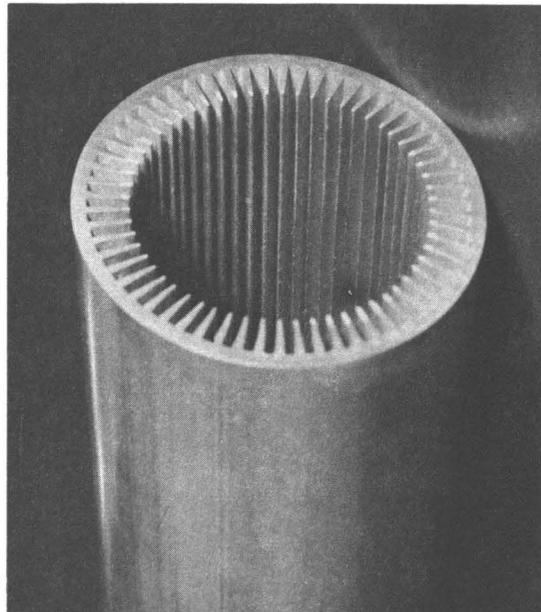
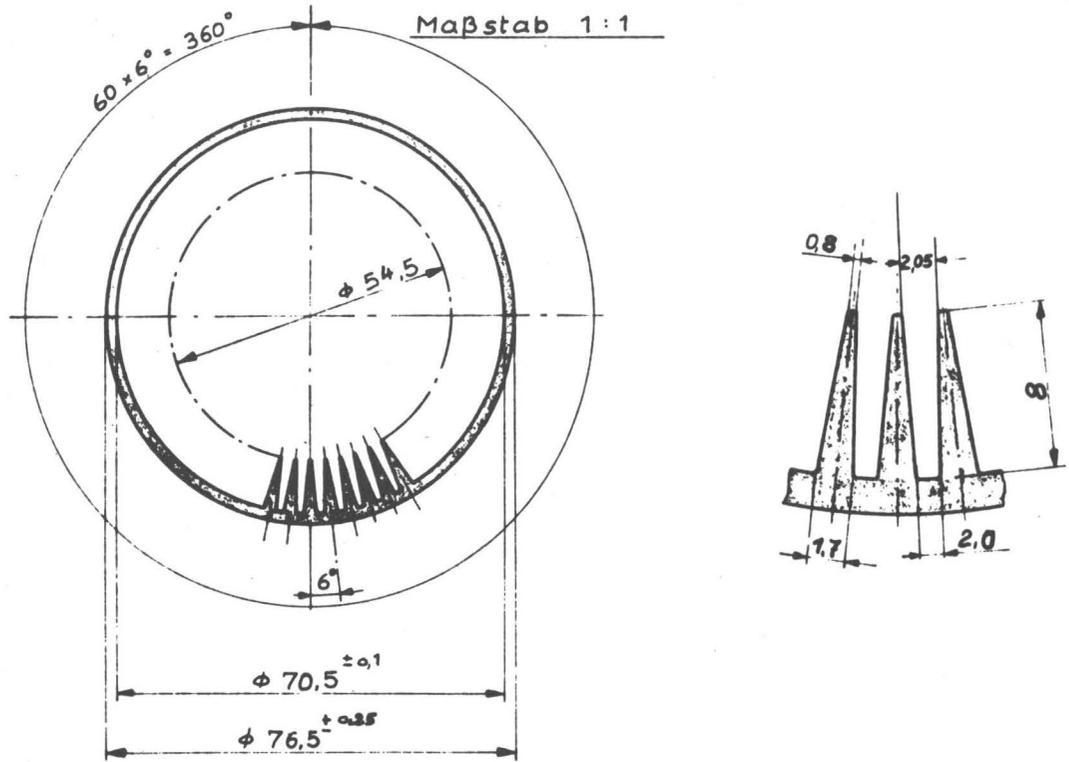


Abb. 4 Innenlängsrippenrohr RI 7

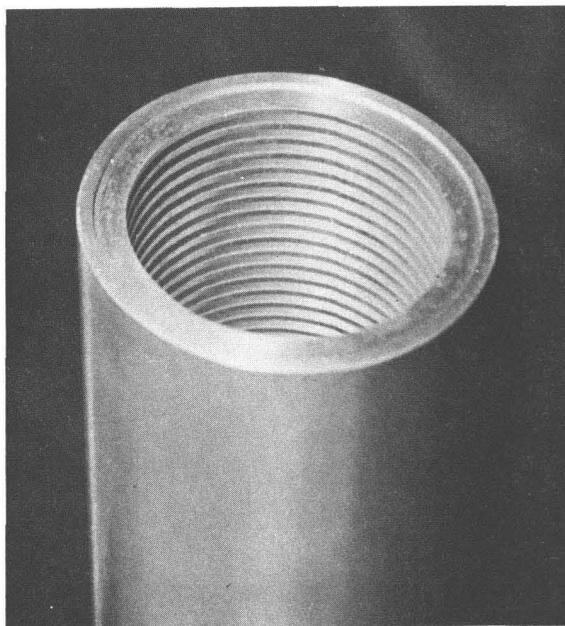
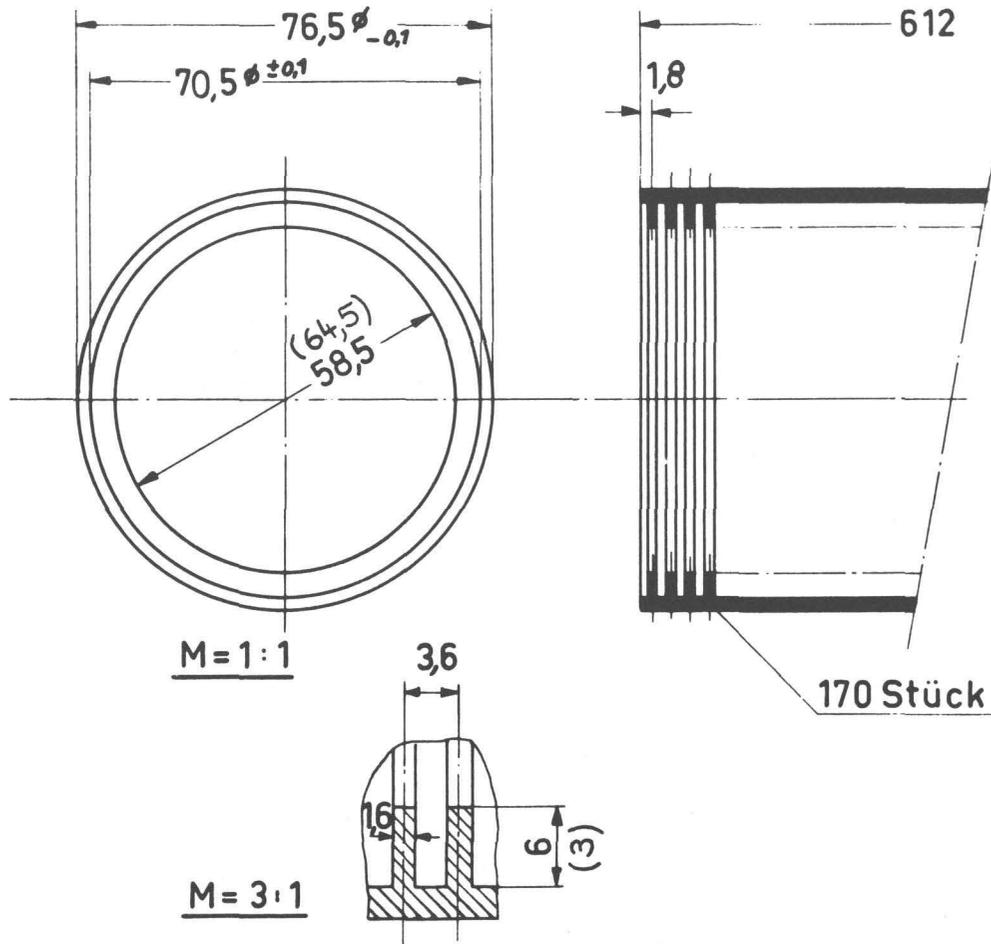


Abb. 5 Innenquerrippenrohre RI 8 und RI 81
Die Maße in Klammern gelten für RI 81

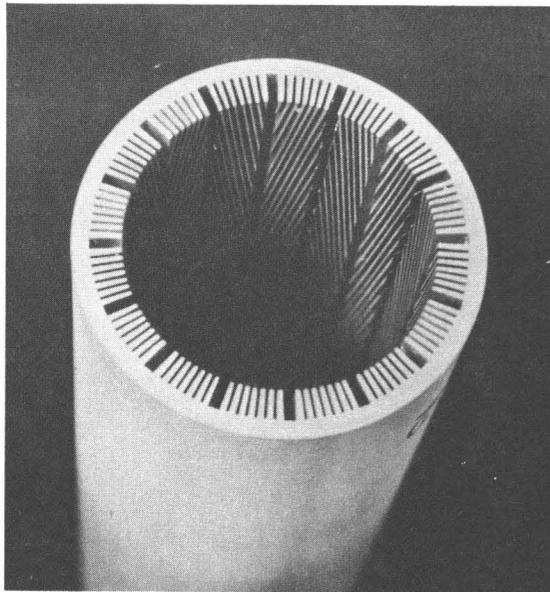
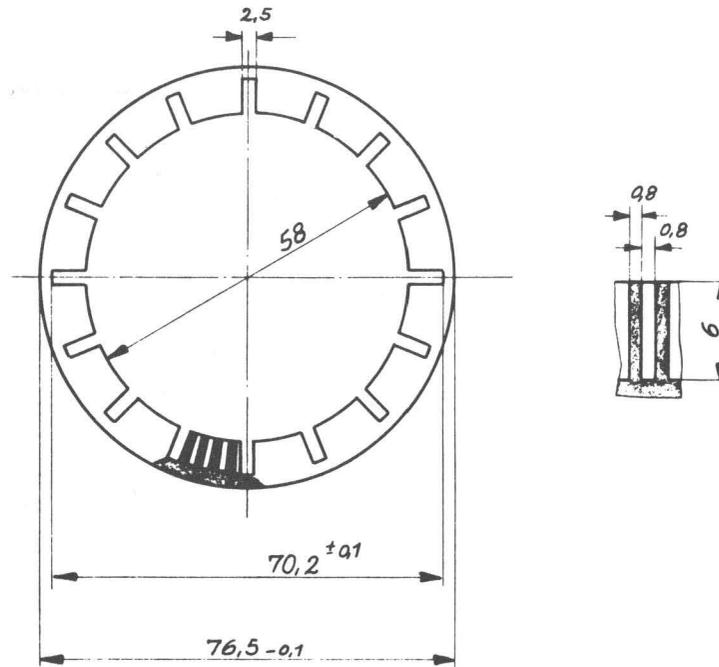


Abb. 6 Innenpfeilrippenrohr RI 3

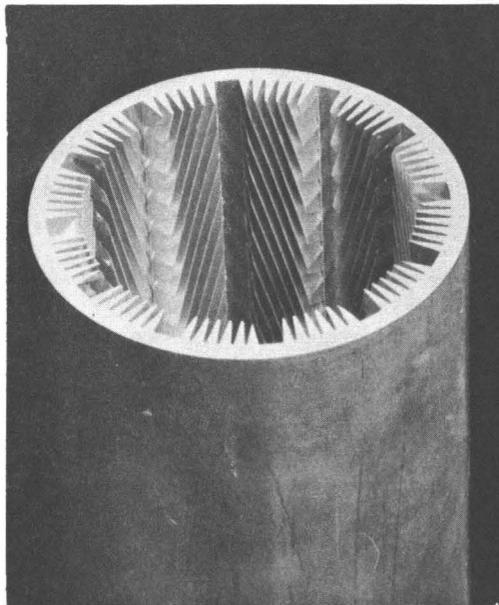
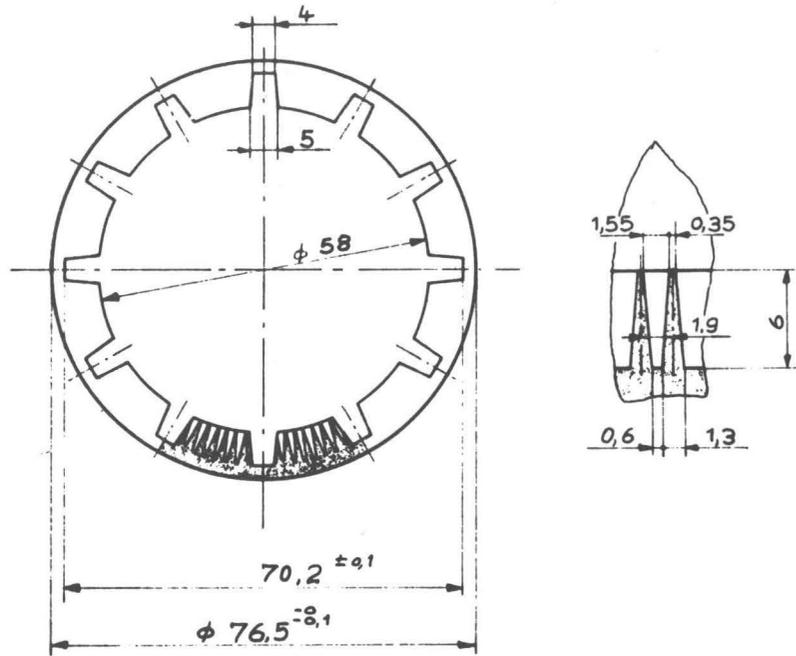


Abb. 7 Innenfeilrippenrohr RI 6

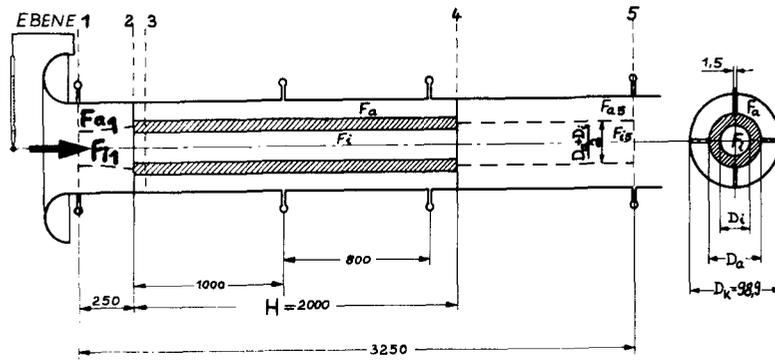


Abb. 8 Schematische Darstellung des Strömungskanals zur Messung der Massenstromaufteilung

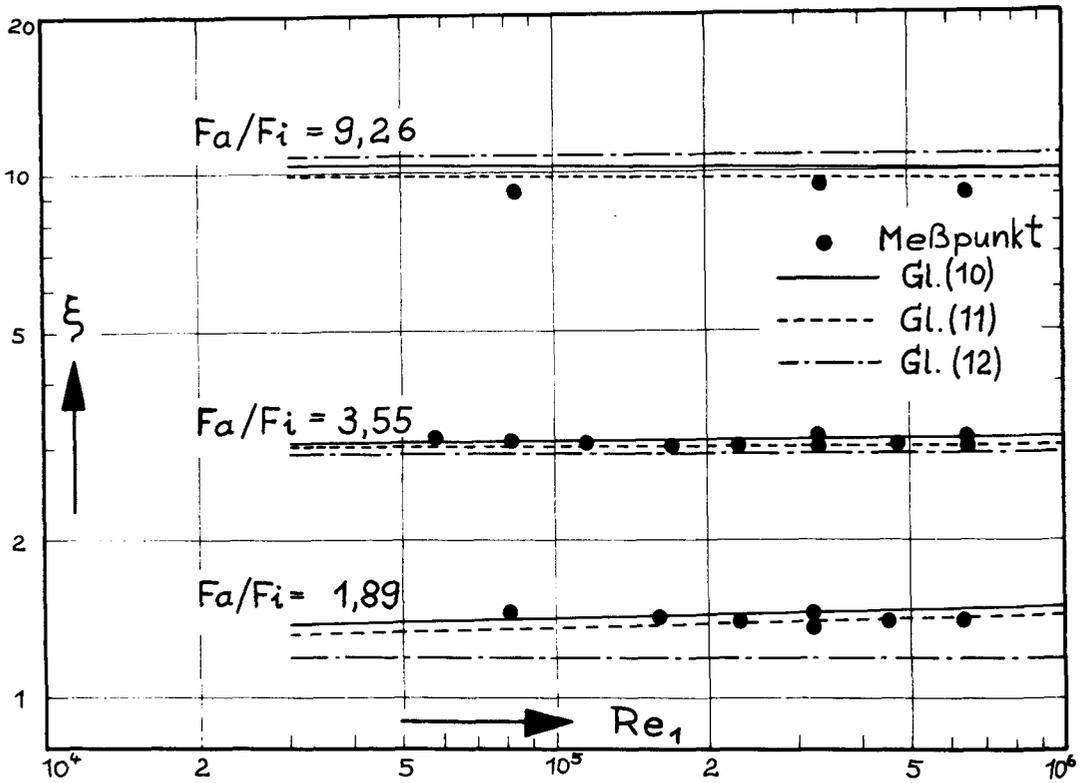


Abb. 9 Vergleich der gerechneten und gemessenen Massenstromverzweigungsfaktoren

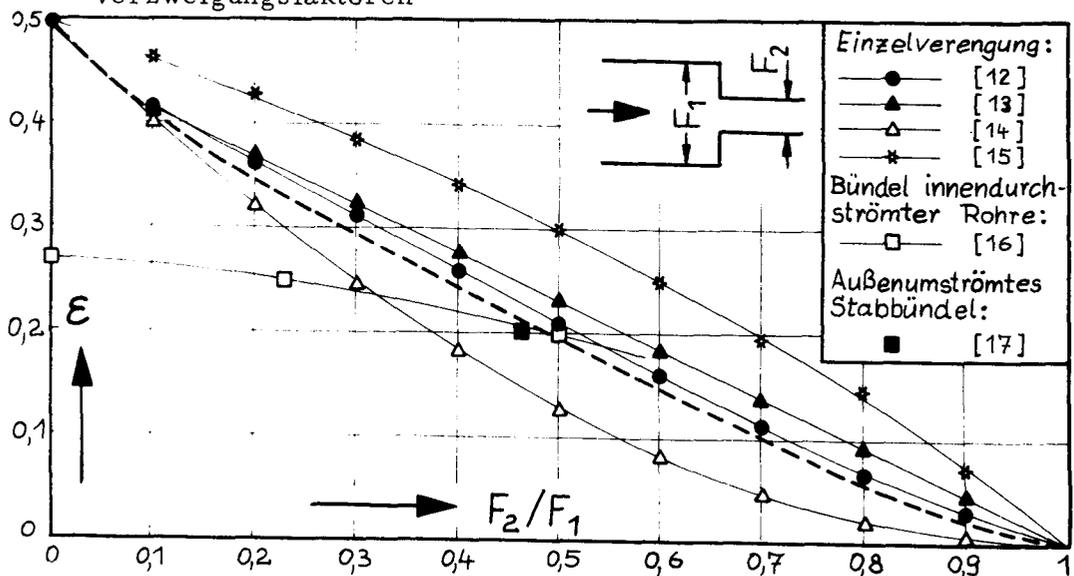


Abb. 10 Beiwerte für Verluste durch Strahleinschnürung bei scharfkantigem Einlauf

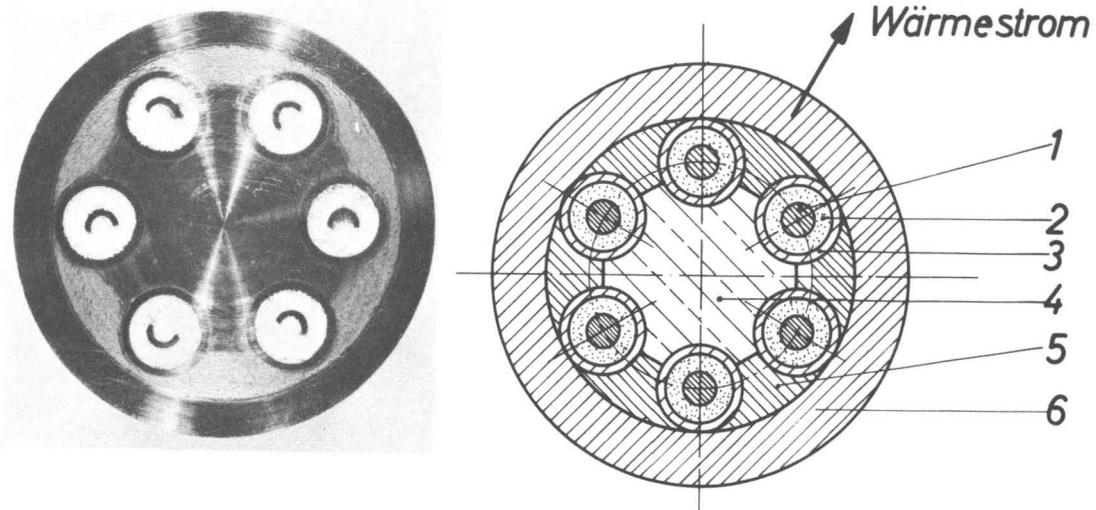


Abb. 11 Kupferheizkörper zur elektrischen Beheizung von Rohren mit Außenrippen

- 1 - Heizwendel
- 2 - Magnesit, gehämmert
- 3 - Cr-Ni-Stahl
- 4 - Elektrolytkupfer
- 5 - Kupfer, aufgespritzt
- 6 - Elektrolytkupfer

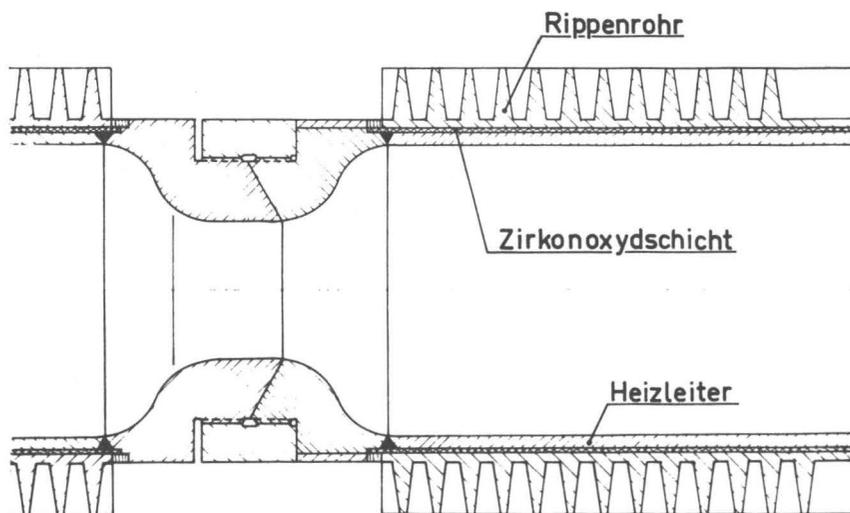


Abb. 12 Zirkonoxydheizkörper für die elektrische Beheizung von Rohren mit Außenrippen

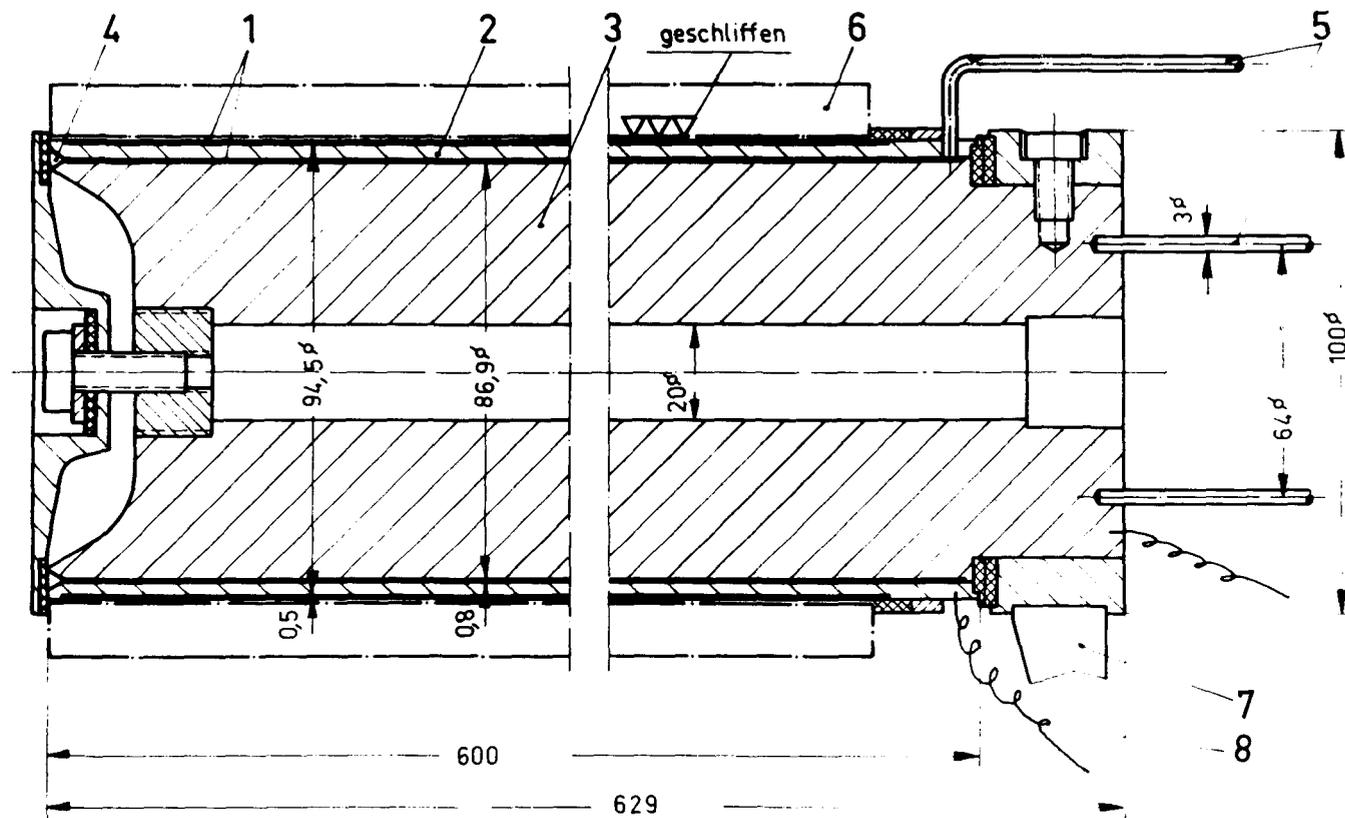


Abb. 13 Sackheizstab

- | | | |
|---|---|-----------------|
| 1 - Zirkonoxidschicht; | 2 - Heizleiterrohr; | 3 - Rückleiter; |
| 4 - Stirnschweißnaht; | 5 - Stromzu- bzw. -ableiter (Silberdrähte); | |
| 6 - Rippenrohr; | 7 - Heizkörperhalterung; | |
| 8 - Draht für Potentialmessung (1 mm Durchmesser) | | |
- Maße in mm

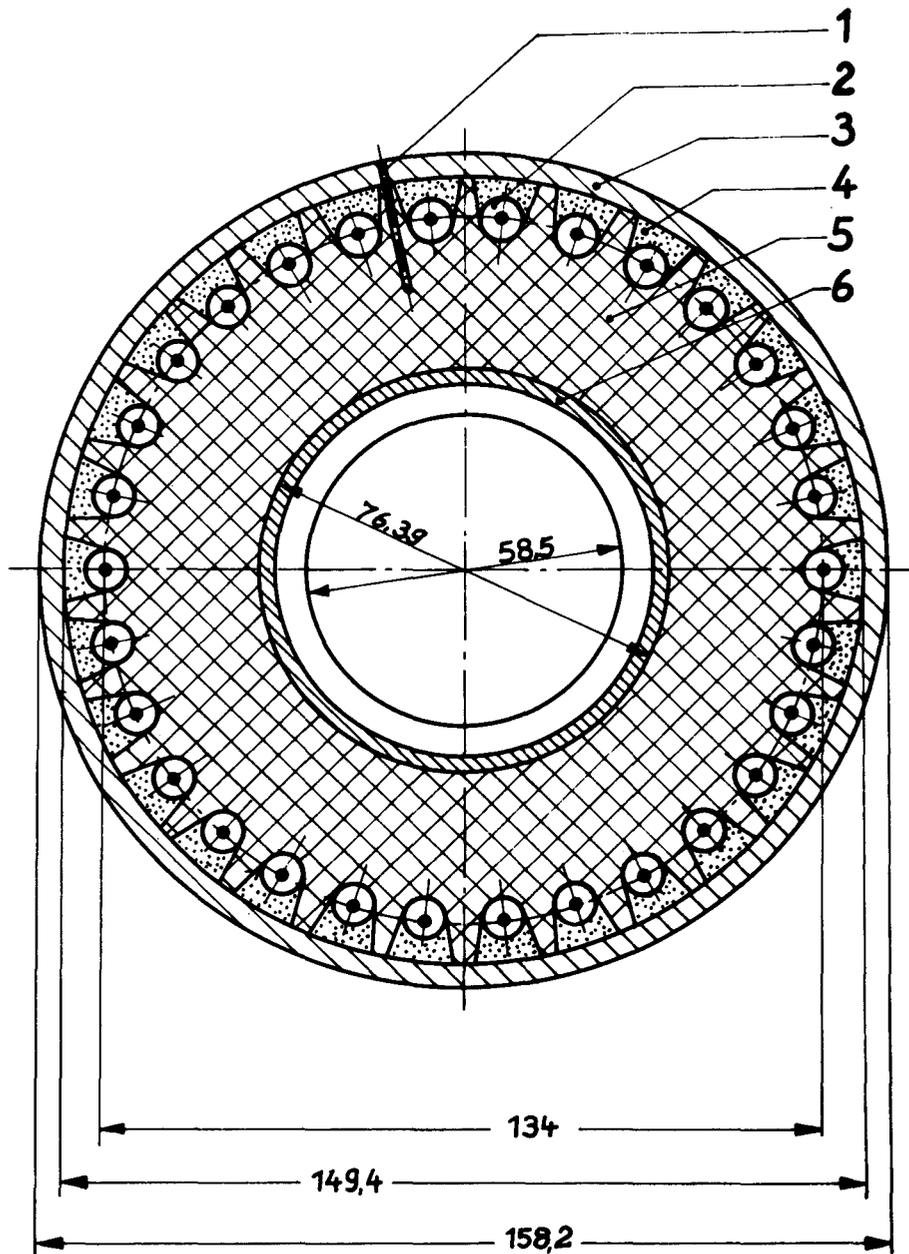


Abb. 14 Kupferheizkörper für die elektrische Beheizung von
Rohren mit Innenrippen

1. Bohrung zur Aufnahme eines Thermoelementes
2. Heizelemente (8,5 mm \varnothing ; Hersteller: Voigt & Haeffner)
3. Stahl-Mantelrohr
4. Spritzkupfer
5. Elektrolyt-Kupfer
6. Innenhülle

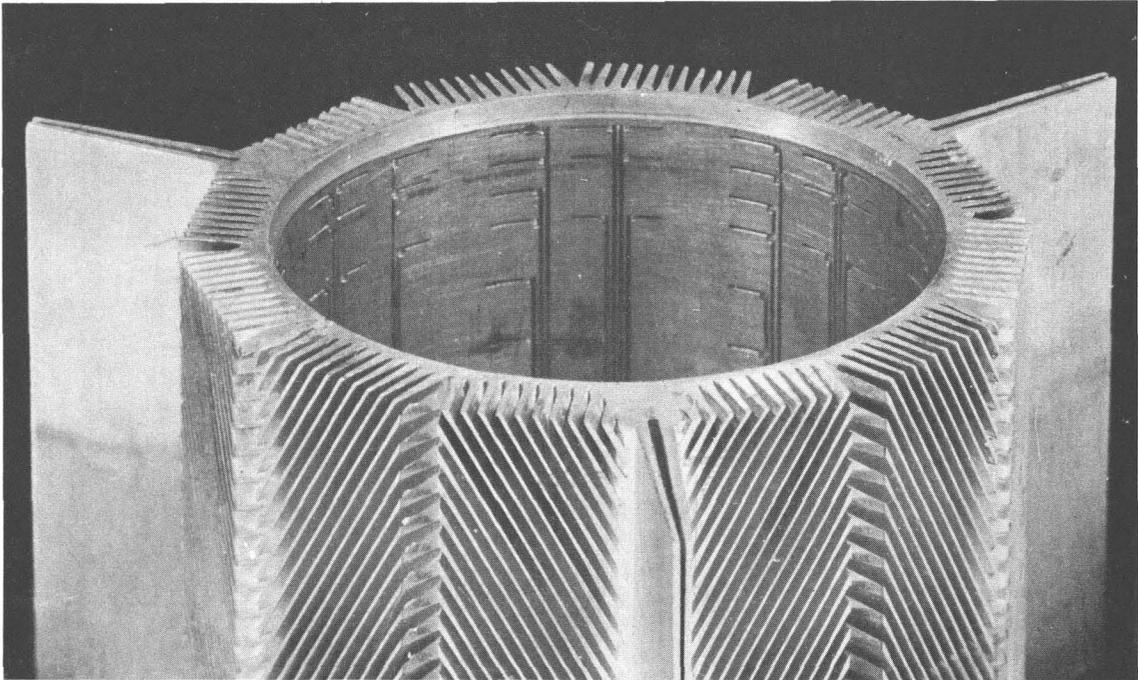


Abb. 15 Anordnung der Nuten in der inneren Oberfläche von RA I
zur Aufnahme von Thermoelementen

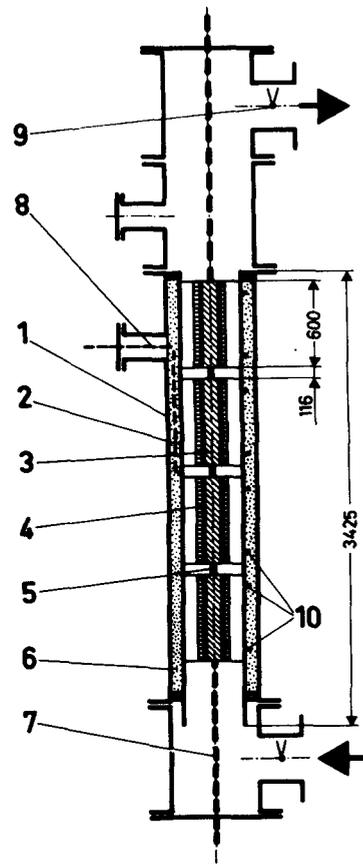


Abb. 16 Schema der Versuchsstrecke zur Untersuchung der Außenrippenrohre

- | | |
|-----------------|-----------------------------------|
| 1 Druckrohr | 6 Wärmeisolierung |
| 2 Kühlkanal | 7 Stromzuführung |
| 3 Heizkörper | 8 Meßleitungen |
| 4 Rippenrohr | 9 Messung der Gastemperatur |
| 5 Stromkupplung | 10 Meßstelle für statischen Druck |

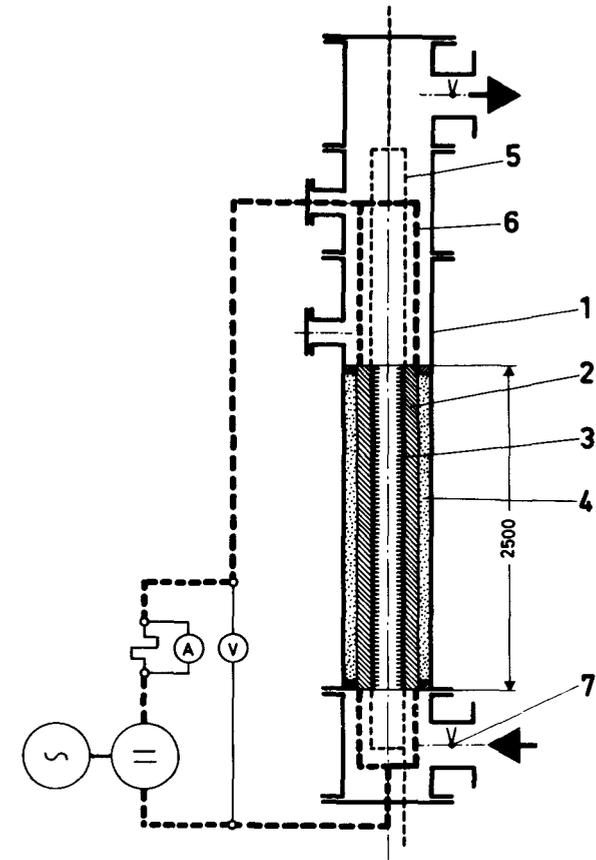


Abb. 17 Schema der Versuchsstrecke zur Untersuchung der Innenrippenrohre

- | |
|-----------------------------|
| 1 Druckrohre |
| 2 Kupferheizkörper |
| 3 Rippenrohre |
| 4 Wärmeisolierung |
| 5 Meßleitungen |
| 6 Stromzuführungen |
| 7 Messung der Gastemperatur |

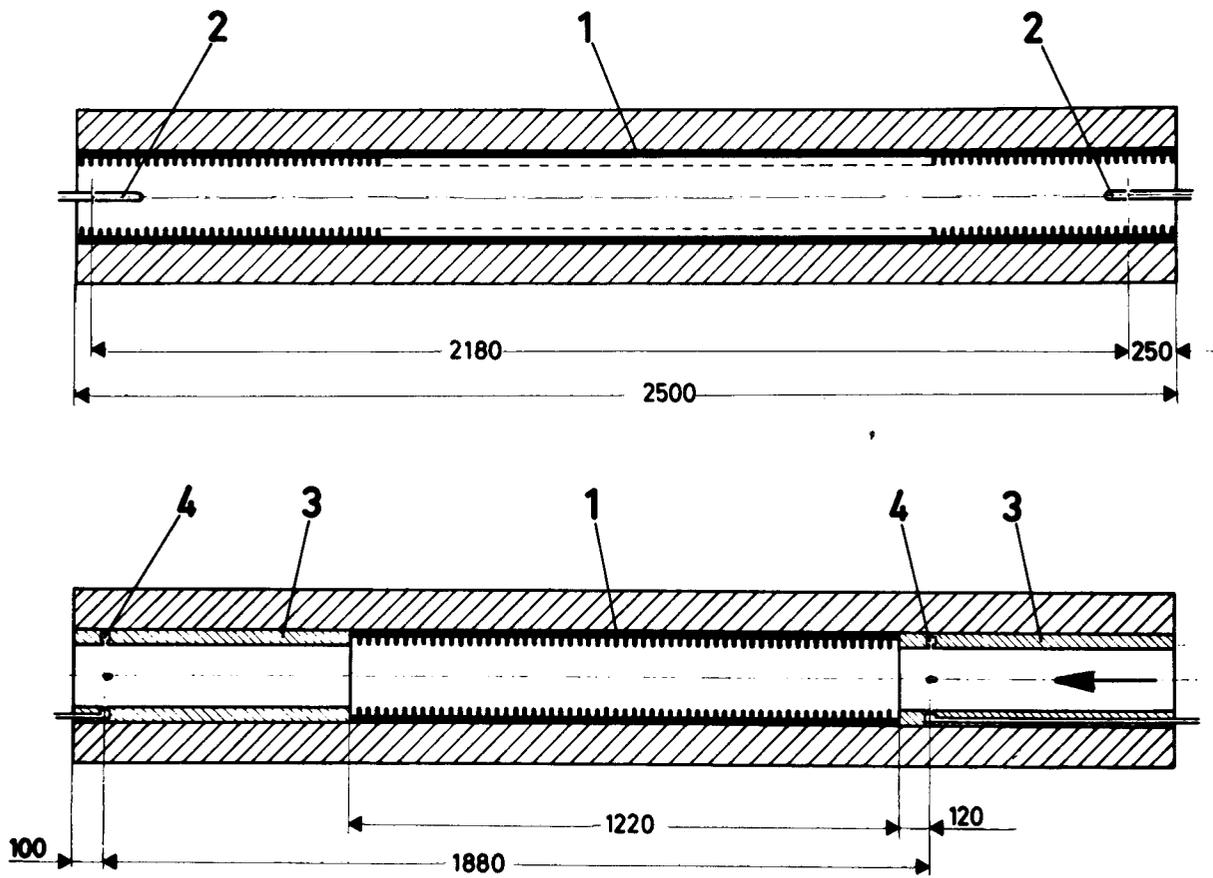


Abb. 18 Schematische Darstellung der Druckverlustmeßstrecken für Innenrippenrohre

- 1 Rippenrohr
- 2 Sonde zur Aufnahme des statischen Druckes
- 3 Glattes Kupferrohr
- 4 Anbohrung mit Ringraum

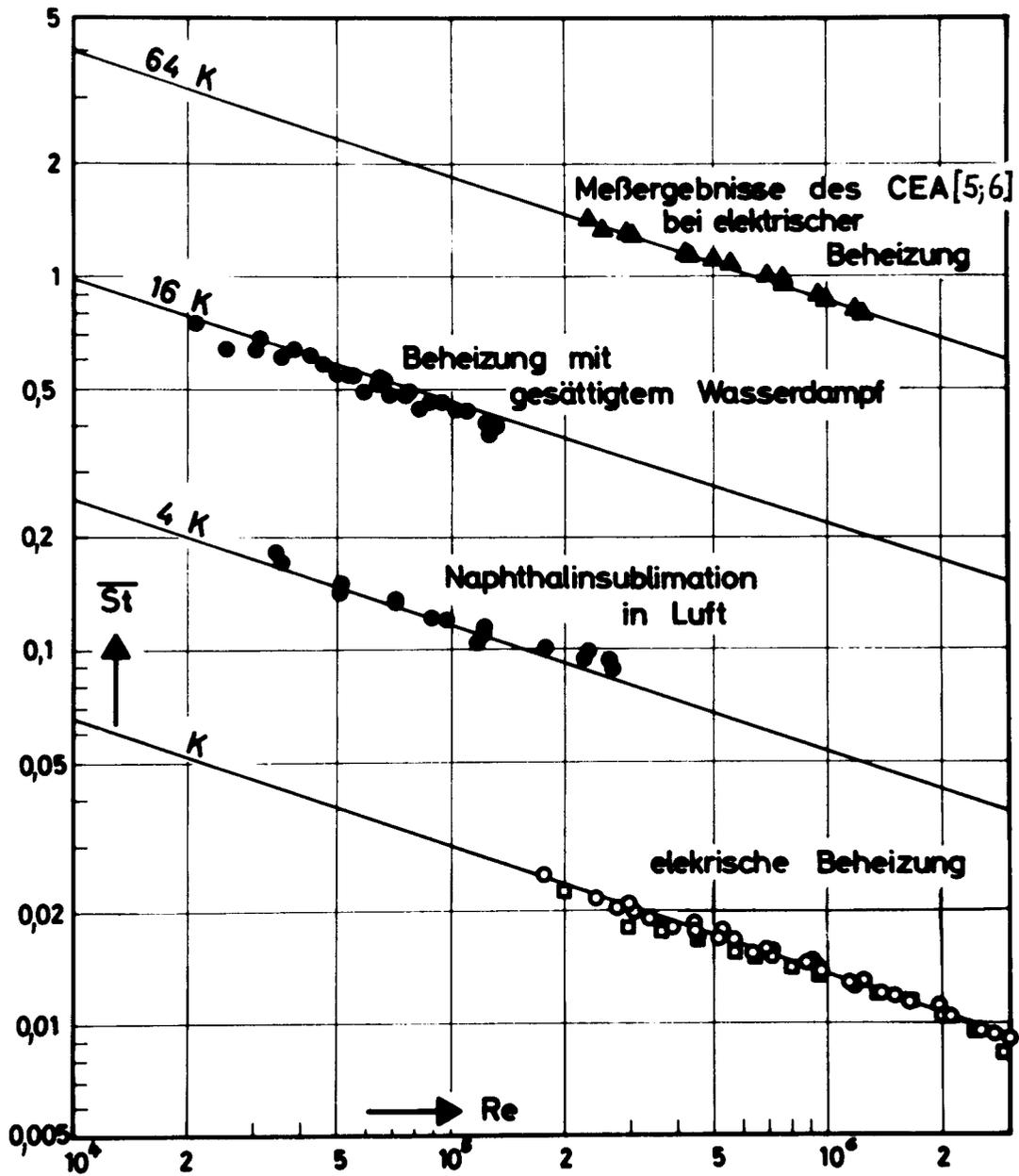


Abb. 19 Mittlere Stanton-Zahlen der EDF 2-Rippenrohre bei Verwendung verschiedener Beheizungsarten und Meßmethoden

□ Heizkörper 2 , ○ Heizkörper 3

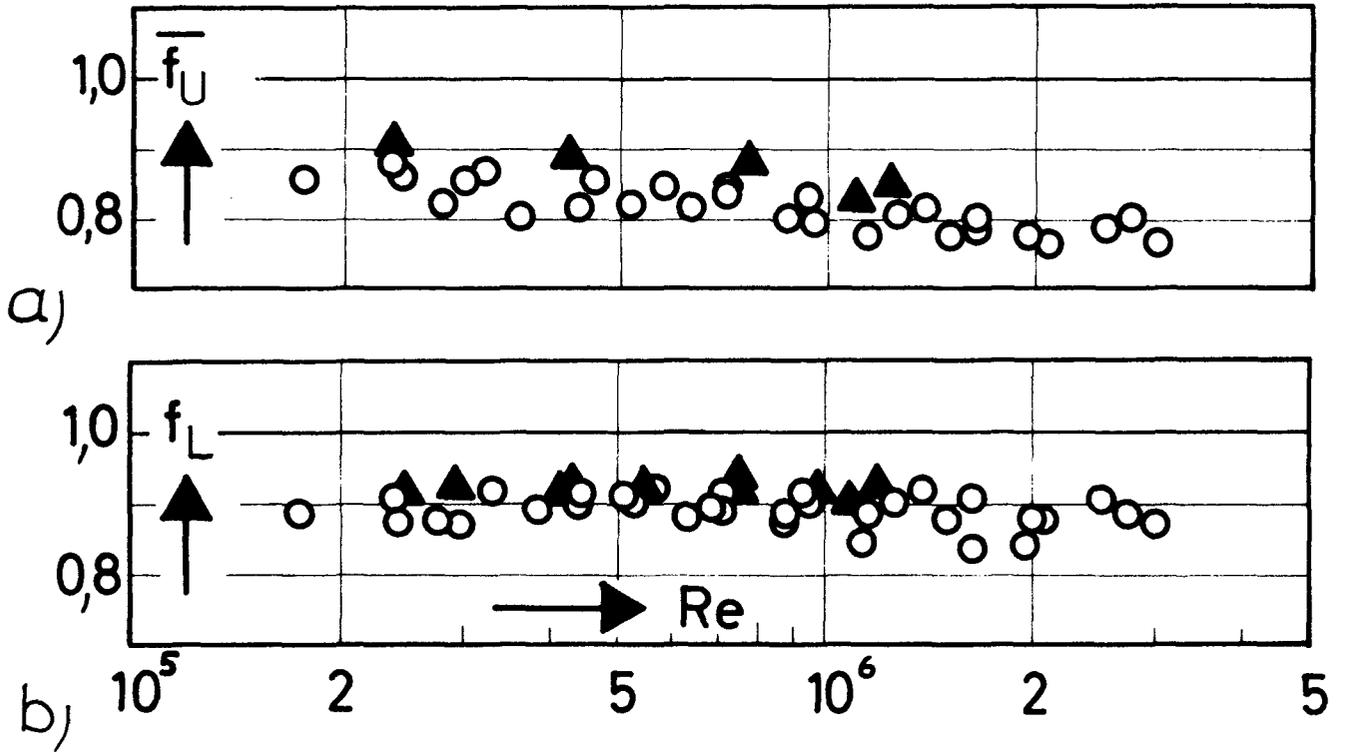


Abb. 20 Gemittelte Ungleichförmigkeitsfaktoren für das EDF 2-Rippenrohr

a) in Umfangsrichtung an Austrittsnuten

b) in Längsrichtung

○ Werte der KFA

▲ Werte des CEA [5;6]

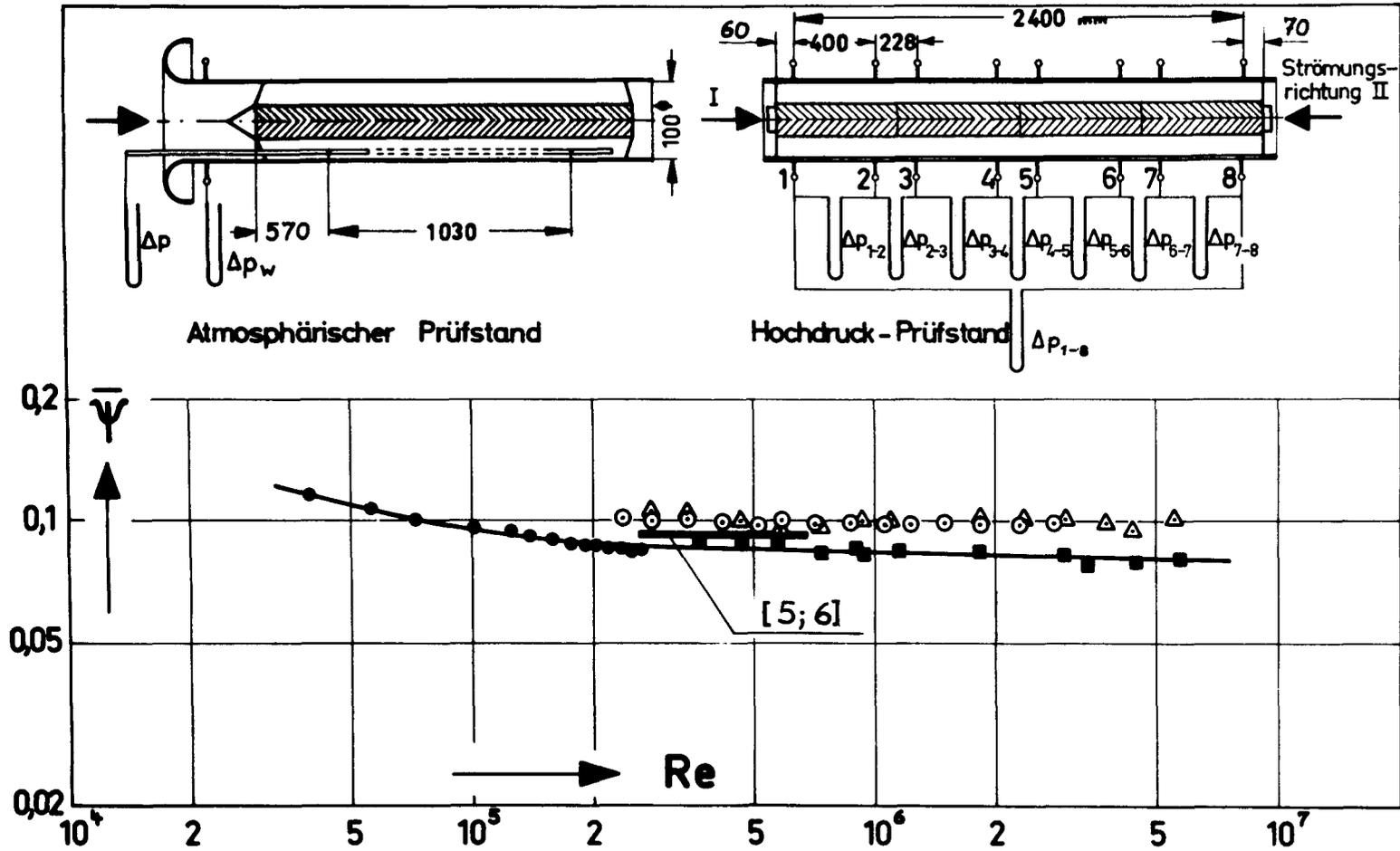


Abb. 21 Mittlerer Druckverlustbeiwert ohne gleichzeitige Wärmeübertragung für das EDF 2-Rippenrohr

- Hochdruckgaskreislauf, Strömungsrichtung I N_2
- △ Hochdruckgaskreislauf, Strömungsrichtung I CO_2
- Hochdruckgaskreislauf, Strömungsrichtung II CO_2
- atmosph. Prüfstand, Strömungsrichtung II Luft

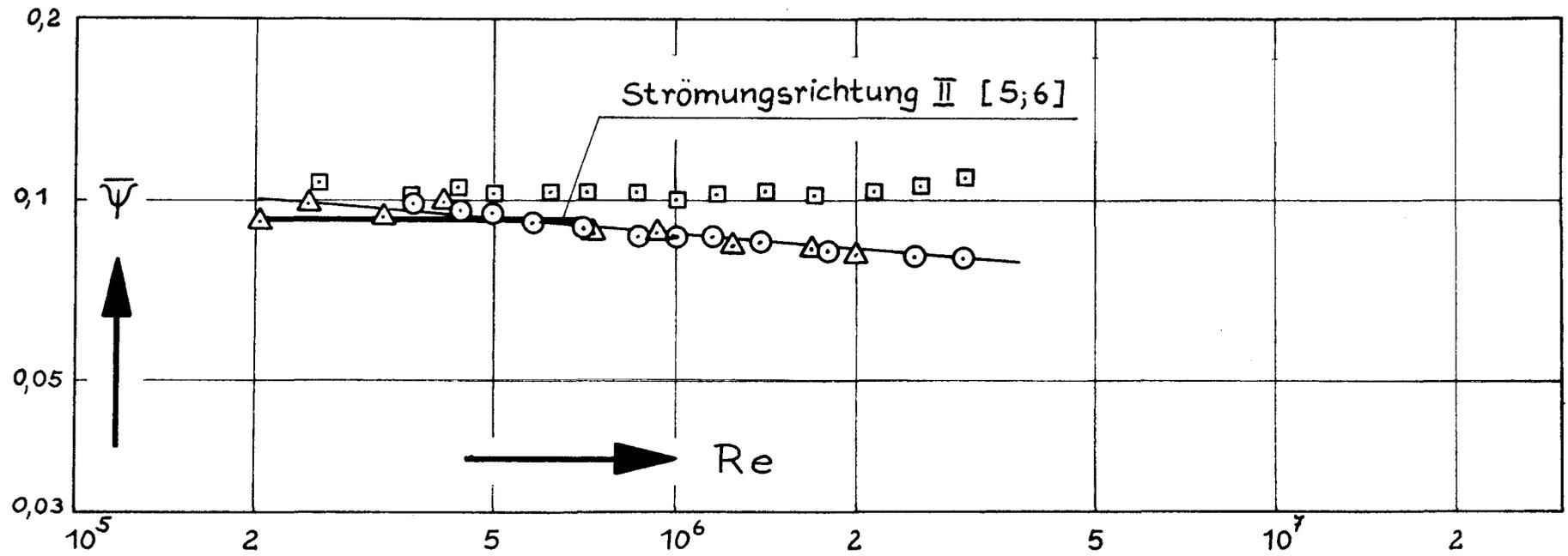


Abb. 22 Mittlerer Druckverlustbeiwert bei gleichzeitiger Wärmeübertragung für das EDF 2-Rippenrohr

- Strömungsrichtung II, $\Psi_{GE} = 100$ °C
- △ Strömungsrichtung II, $\Psi_{GE} = 200$ °C
- Strömungsrichtung I, $\Psi_{GE} = 100$ °C

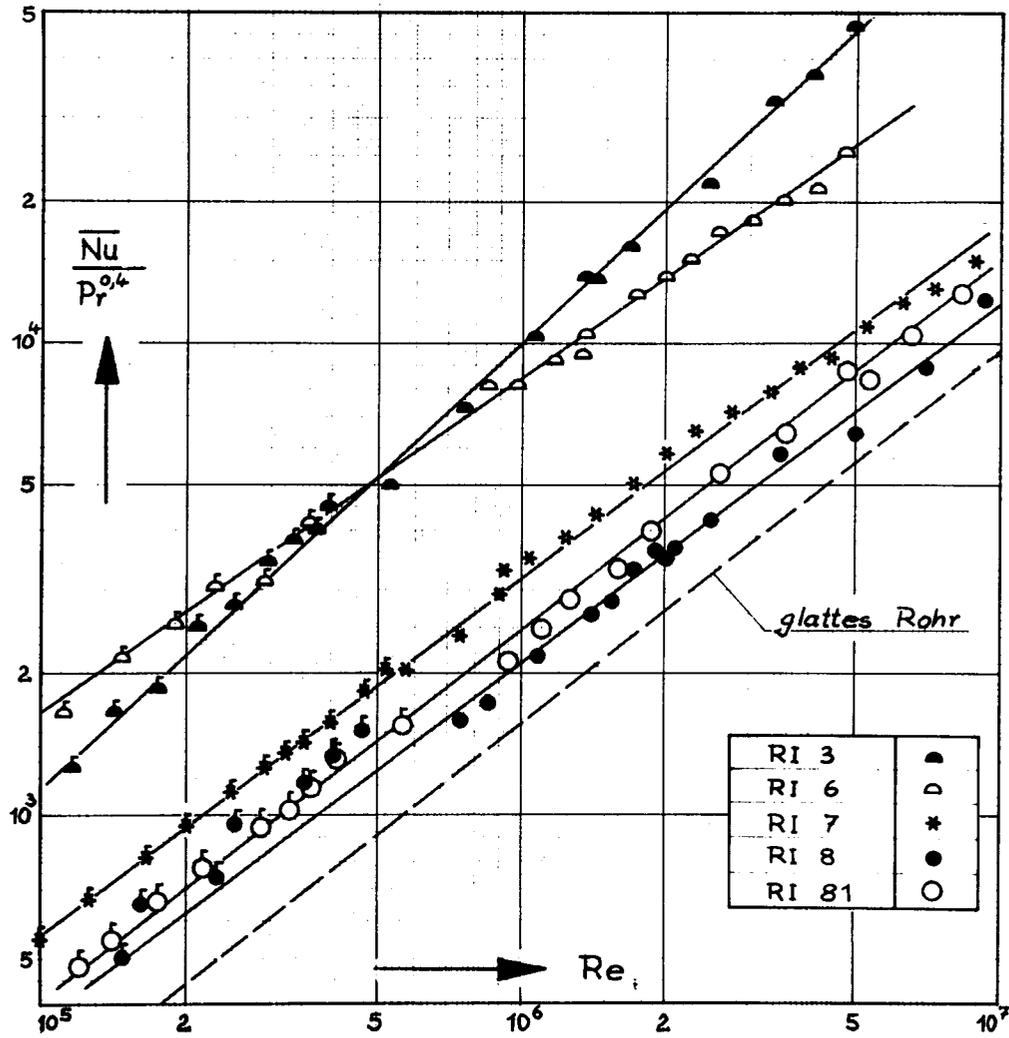


Abb. 23 Mittlere Nusselt-Zahlen der Innenrippenrohre
Die Meßpunkte mit Fahne wurden bei Beheizung
mit Wasserdampf von 100 °C gemessen.

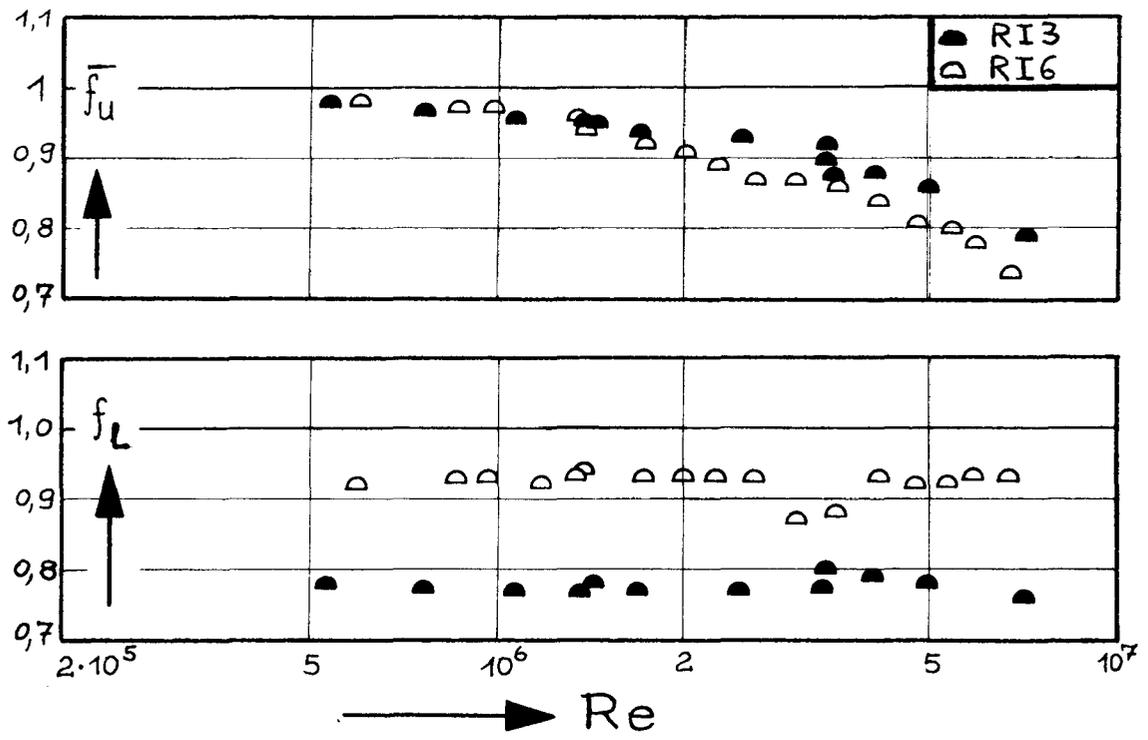


Abb. 24 Darstellung der Ungleichförmigkeitsfaktoren für die Innenpfeilrippenrohre RI 3 und RI 6

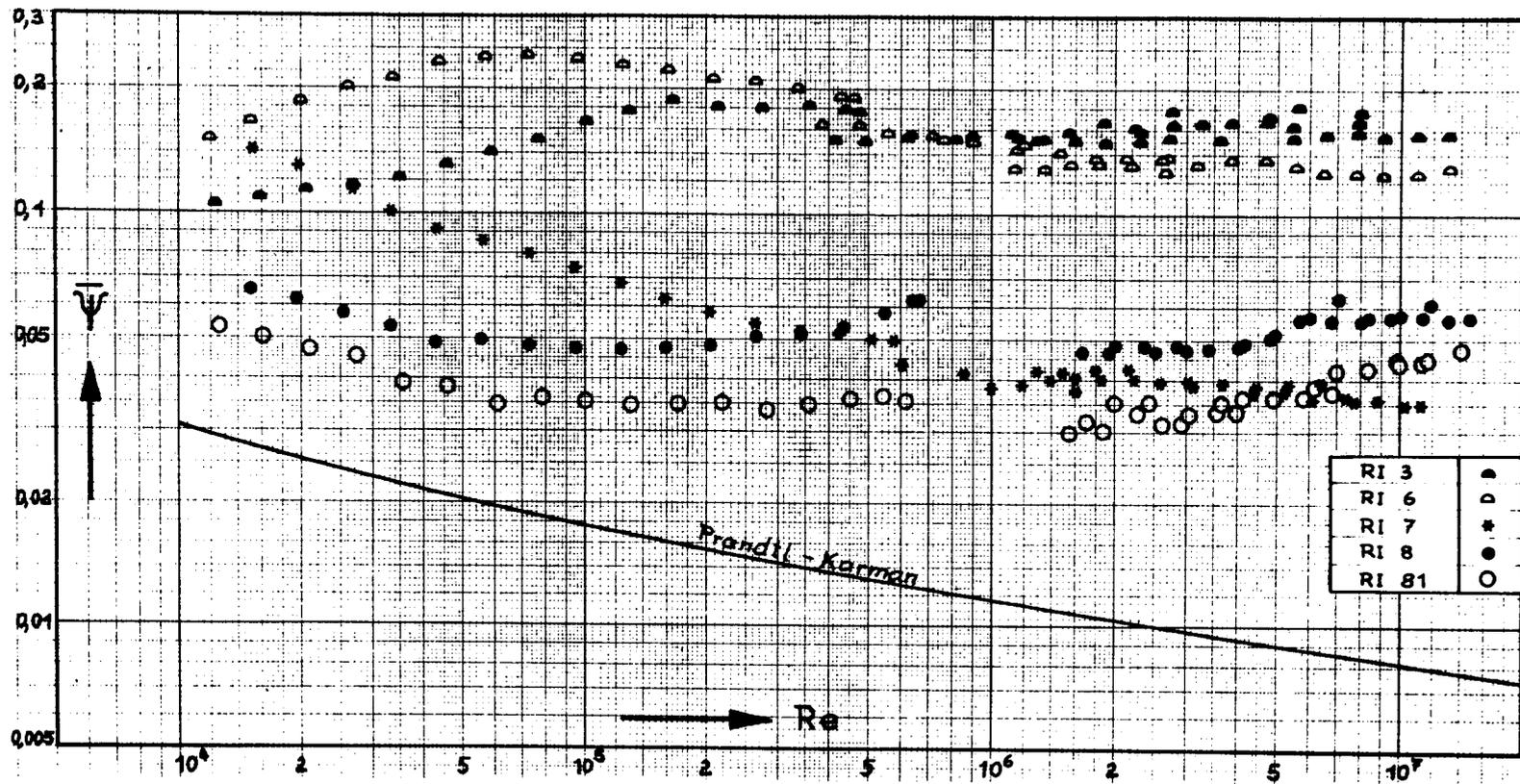


Abb. 25 Mittlerer Druckverlustbeiwert für die Innenrippenrohre

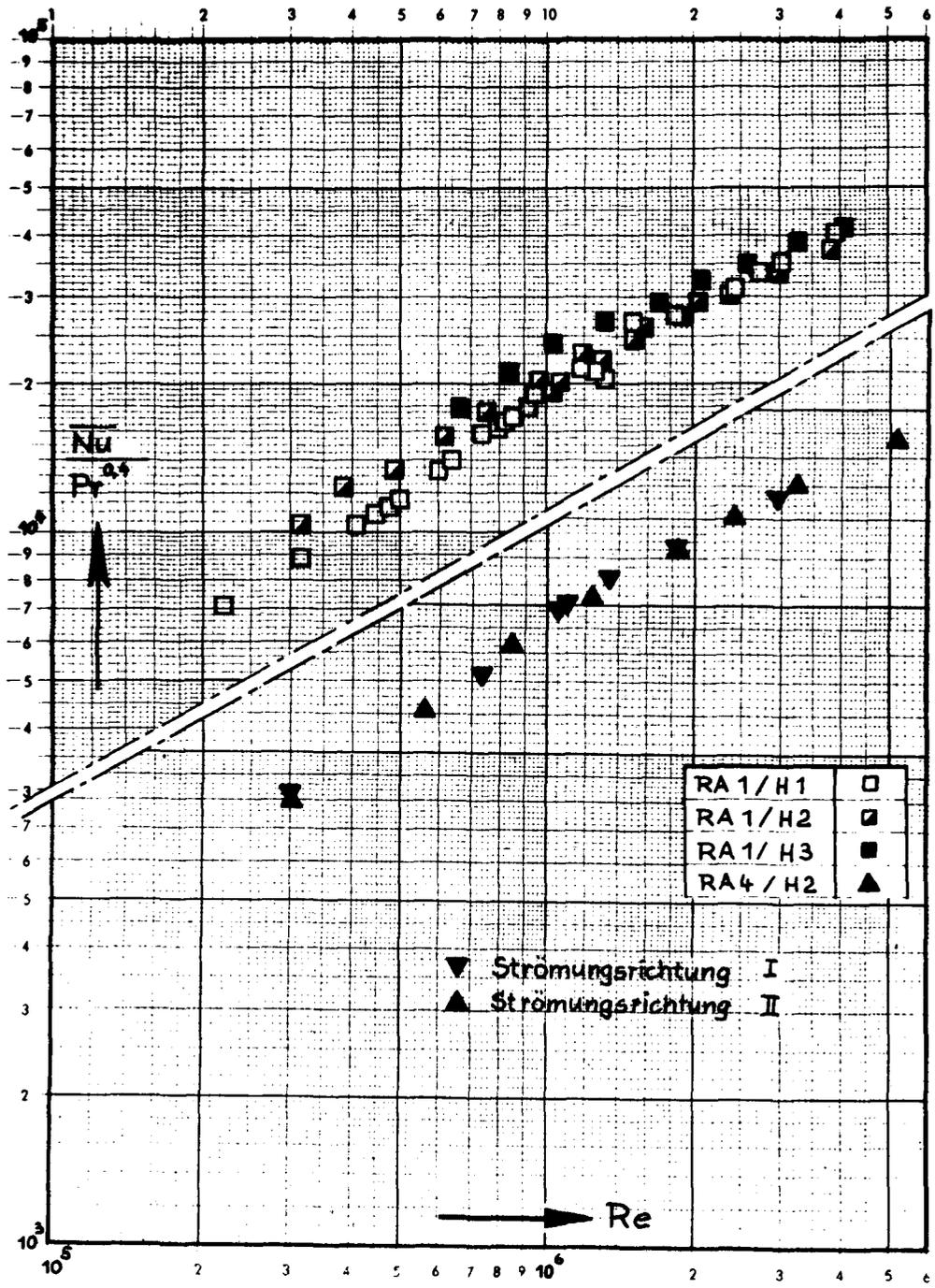


Abb. 26 Mittlere Nusselt-Zahlen der Außenfeilrippenrohre

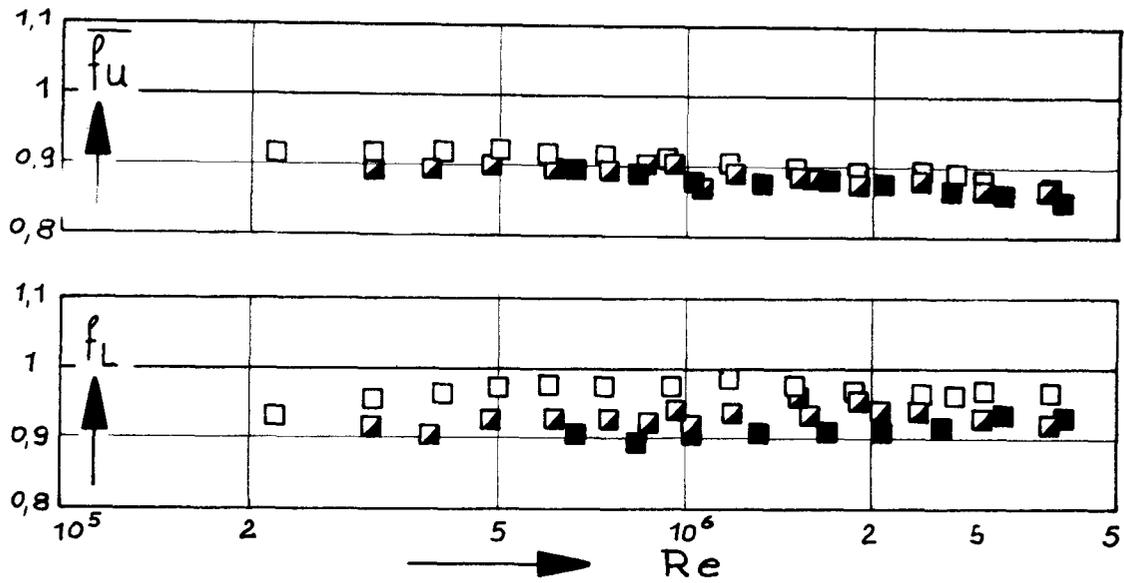


Abb. 27 Vergleich der Ungleichförmigkeitsfaktoren der Außenrippenrohre RA 1 mit drei verschiedenen Kühlkanälen

\bar{f}_u	in Umfangsrichtung	□	$D_k = 186,6 \text{ mm}$
f_L	in Längsrichtung	◐	$D_k = 170,4 \text{ mm}$
		■	$D_k = 149,5 \text{ mm}$

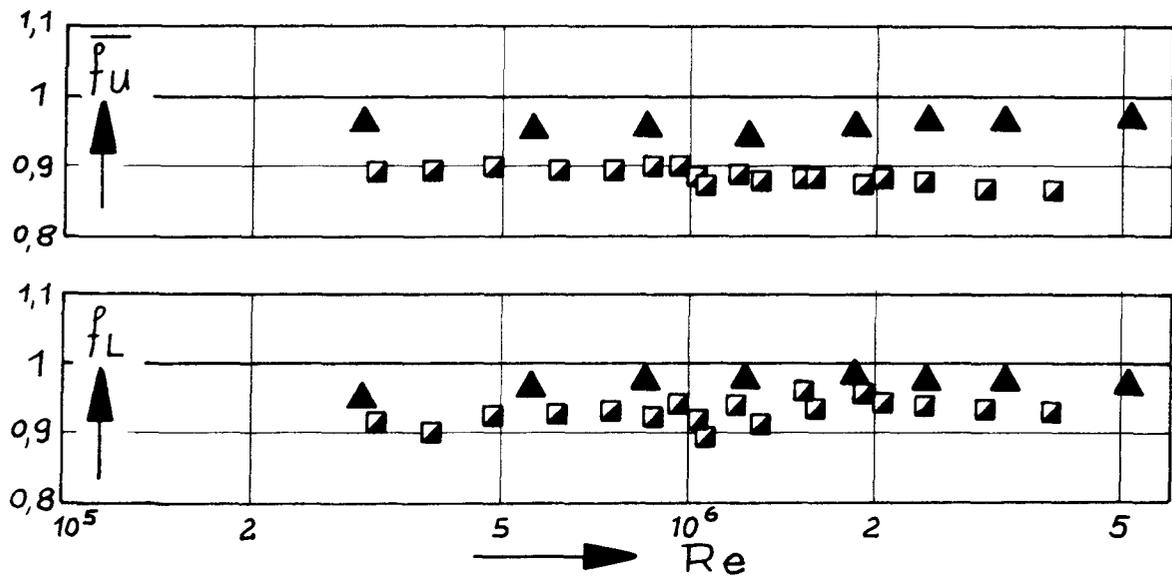


Abb. 28 Vergleich der Ungleichförmigkeitsfaktoren der Hüllrohre mit Außenfeilrippen ($D_k = 170,4 \text{ mm}$)

\bar{f}_u	in Umfangsrichtung	◐	RA 1
f_L	in Längsrichtung	▲	RA 4

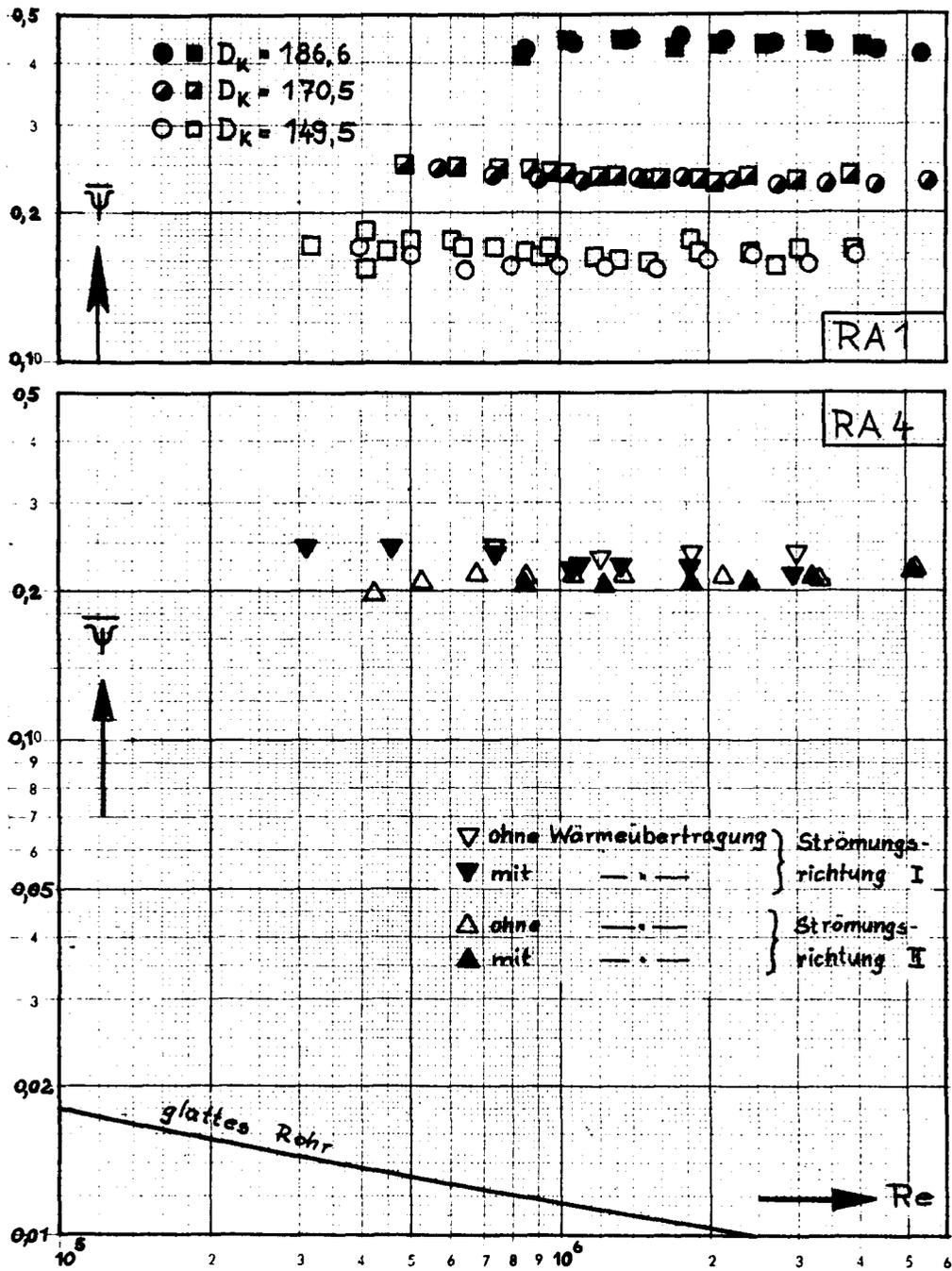


Abb. 29 Mittlerer Druckverlustbeiwert der Außenfeilrippenrohre RA 1 und RA 2

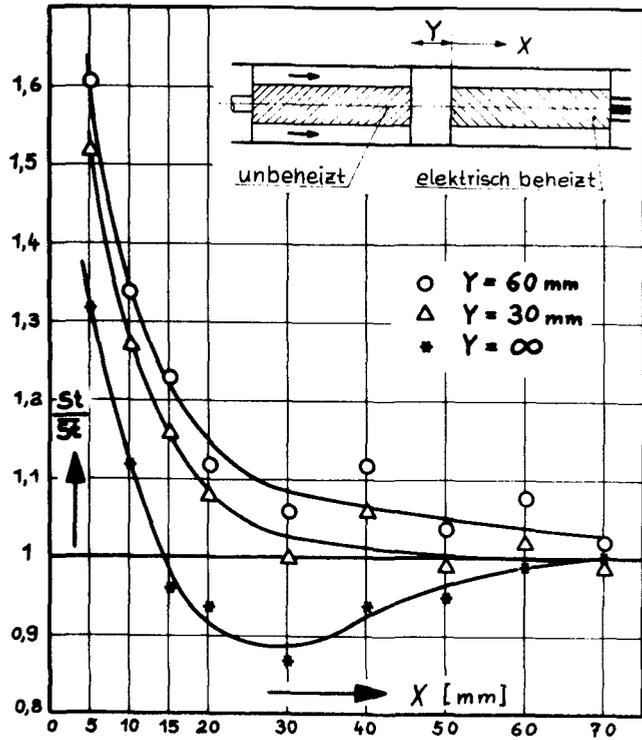


Abb. 30 Axiale Verläufe der Stantonzahlen der Sektorenmitte für RA 1

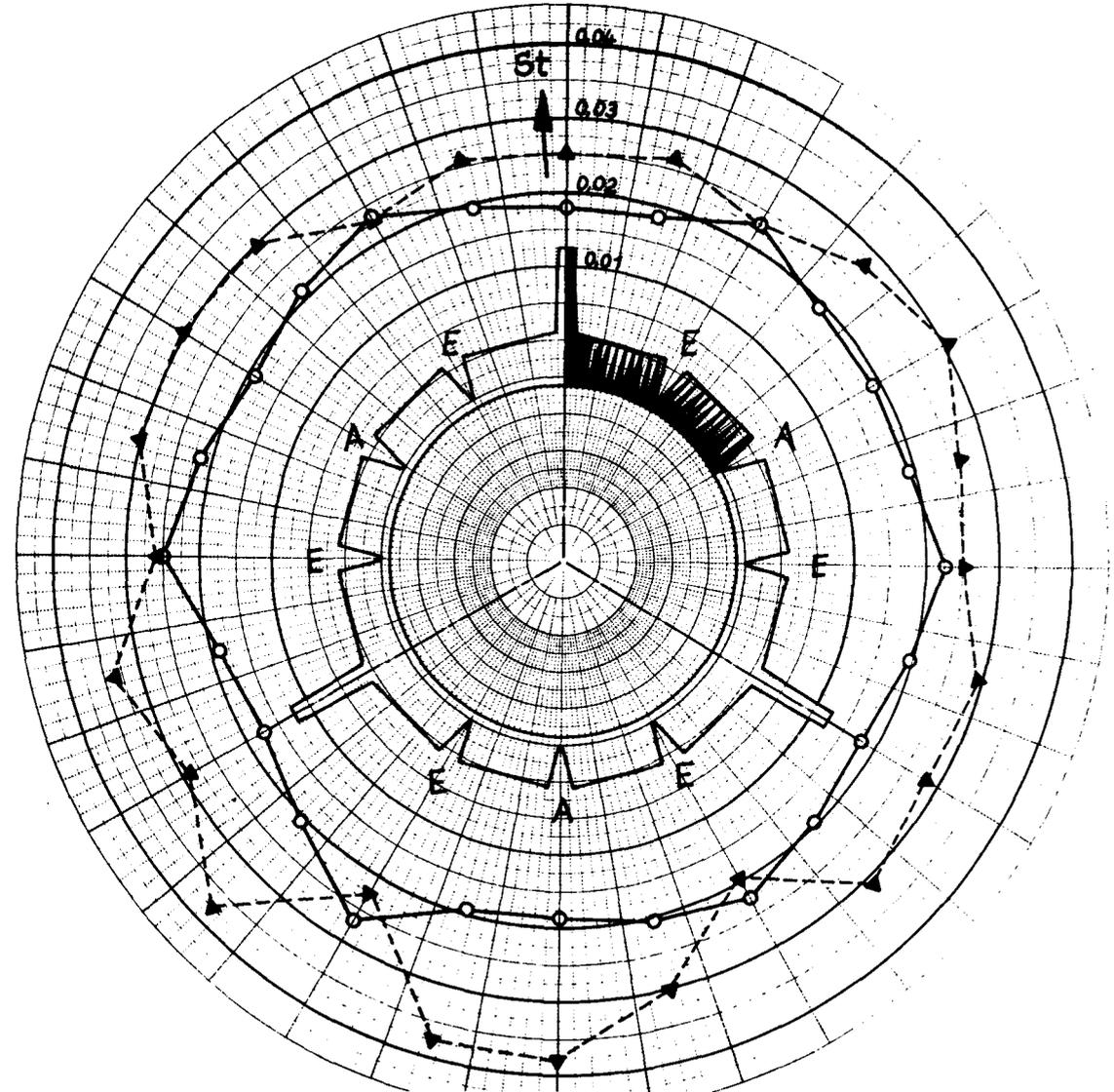


Abb. 31 Verteilung der Stanton-Zahlen der Sektorenmitte in Umfangsrichtung für RA 1.

- ▲ $X = 5 \text{ mm}$ $Y = 30 \text{ mm}$
- $X = 70 \text{ mm}$

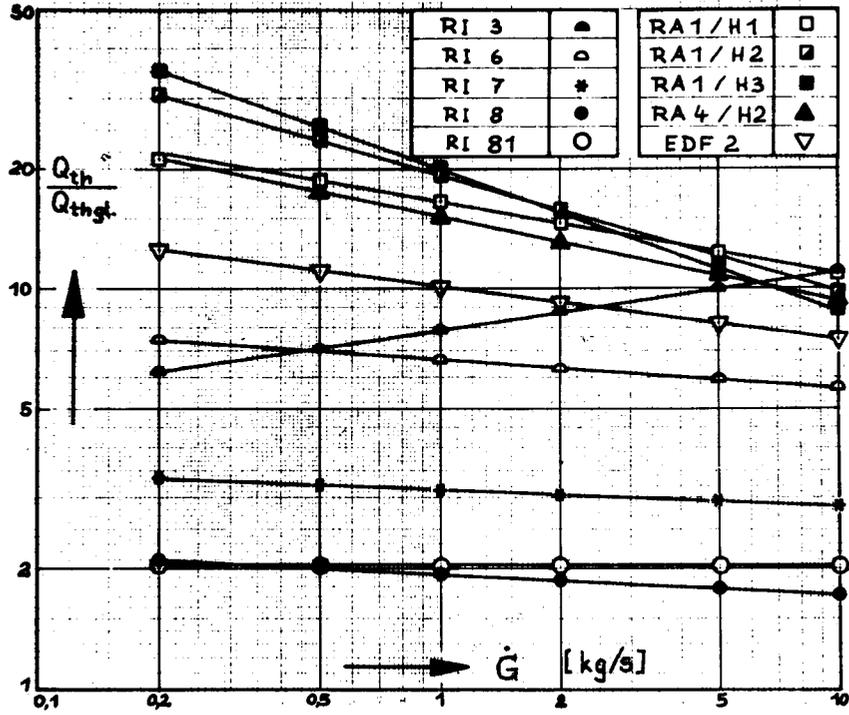


Abb. 32 Relative Wärmeleistung der Rippenrohre

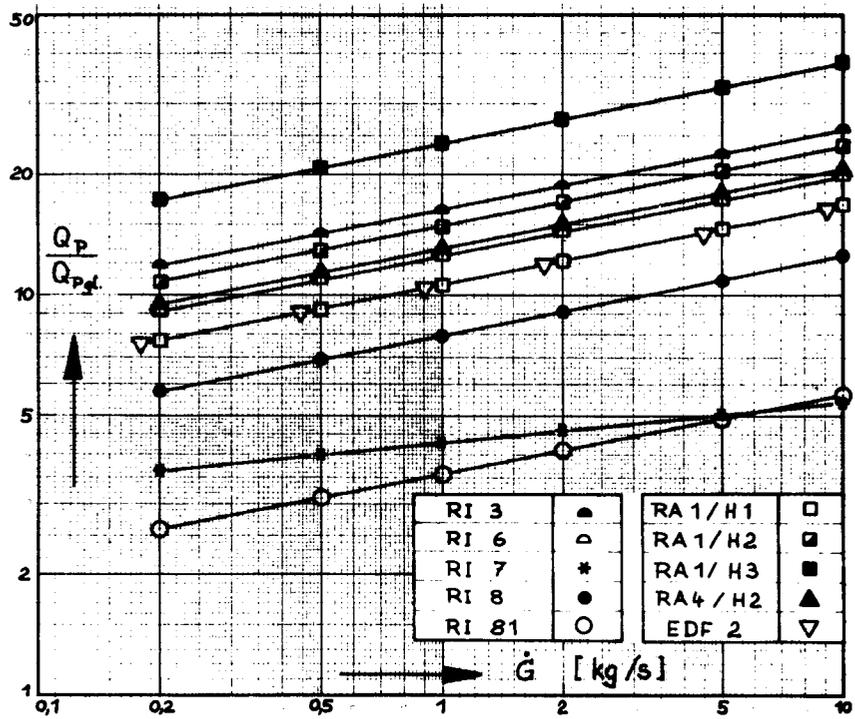


Abb. 33 Relative Gebläseleistung der Rippenrohre

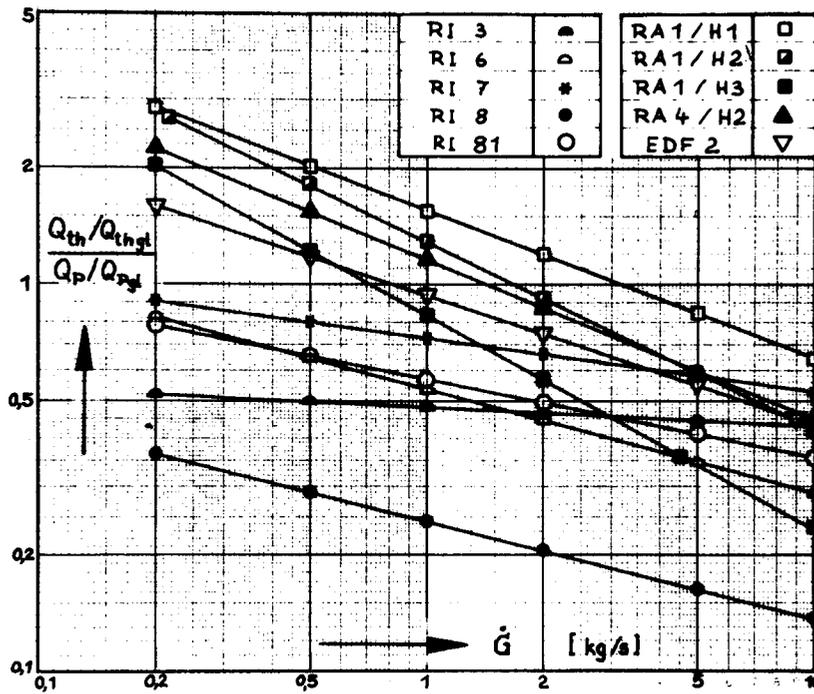


Abb. 34 Verhältnis der relativen Wärmeleistung zur relativen Gebläseleistung

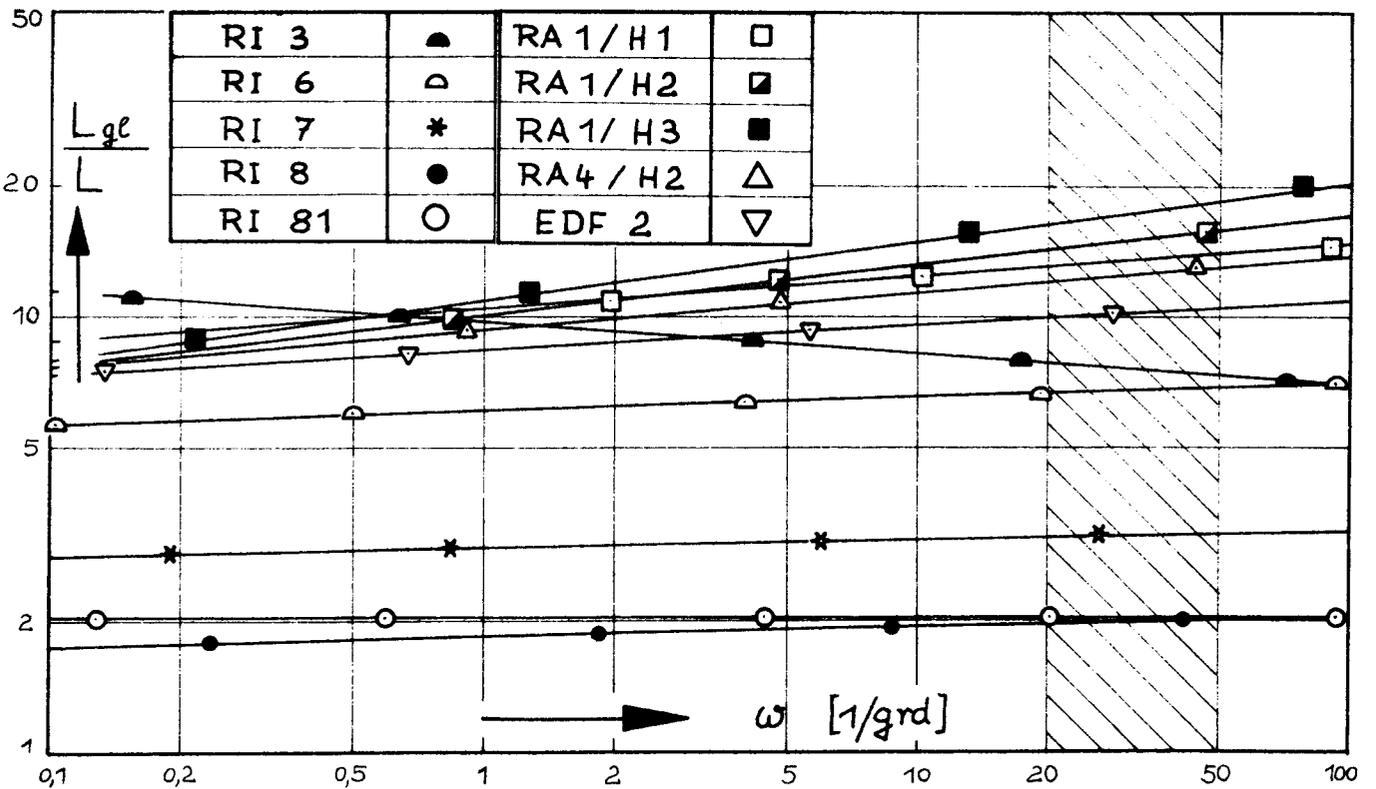


Abb. 35 Leistungszahl von Glaser in Abhängigkeit von der relativen Rippenrohlänge

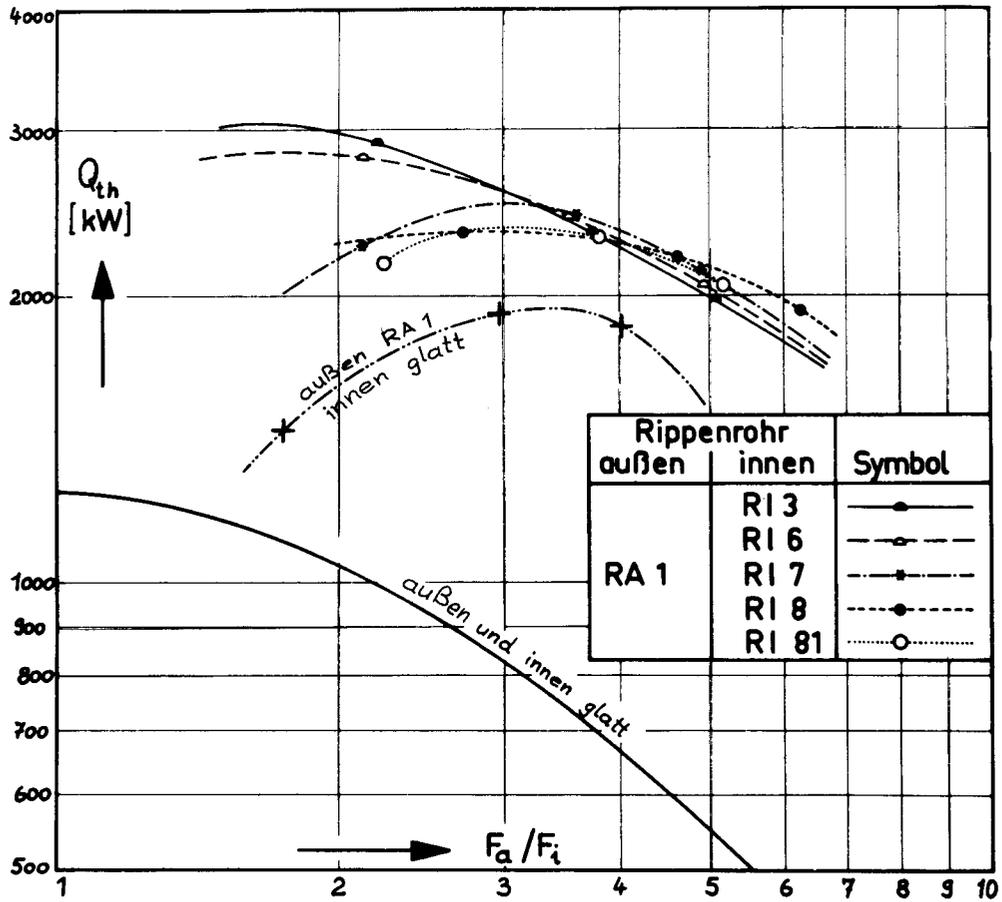


Abb. 36 Wärmeleistung von rohrförmigen innen und außen durchströmten Brennelementen
 $L = 9 \text{ m}$; $\dot{G} = 12 \text{ kg/s}$

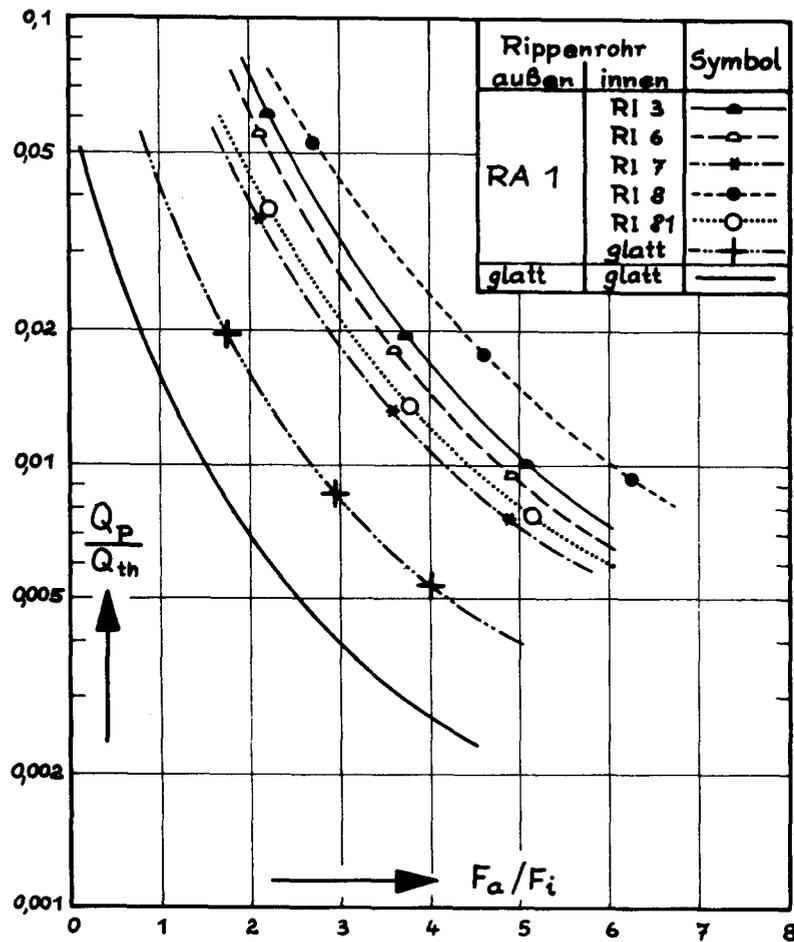


Abb. 37 Verhältnis Gebläseleistung zur Wärmeleistung von rohrförmigen, innen und außen durchströmten Brennelementen
 $L = 9 \text{ m}$; $\dot{G} = 12 \text{ kg/s}$

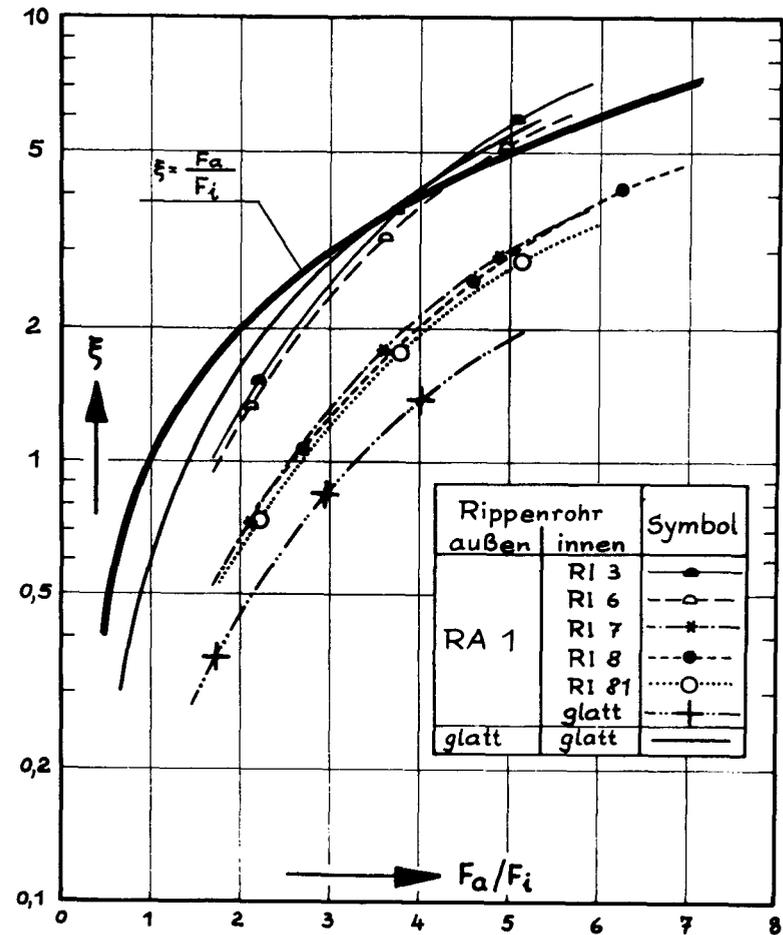


Abb. 38 Massenstromverzweigungsfaktor von rohrförmigen, innen und außen durchströmten Brennelementen
 $L = 9 \text{ m}$; $\dot{G} = 12 \text{ kg/s}$

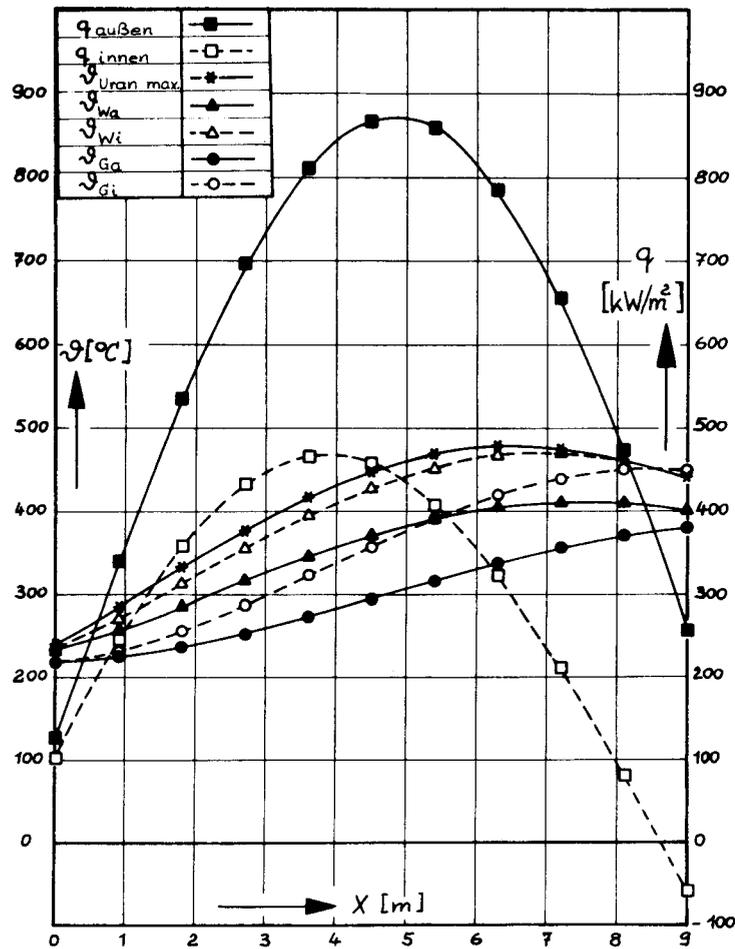


Abb. 39 Heizflächenbelastungen und Temperaturverläufe eines rohrförmigen Brennelementes mit Außenpfeilrippen RA 1 und Innenpfeilrippen RI 3
 $F_a/F_i = 3,73$; $\dot{G} = 12$ kg/s

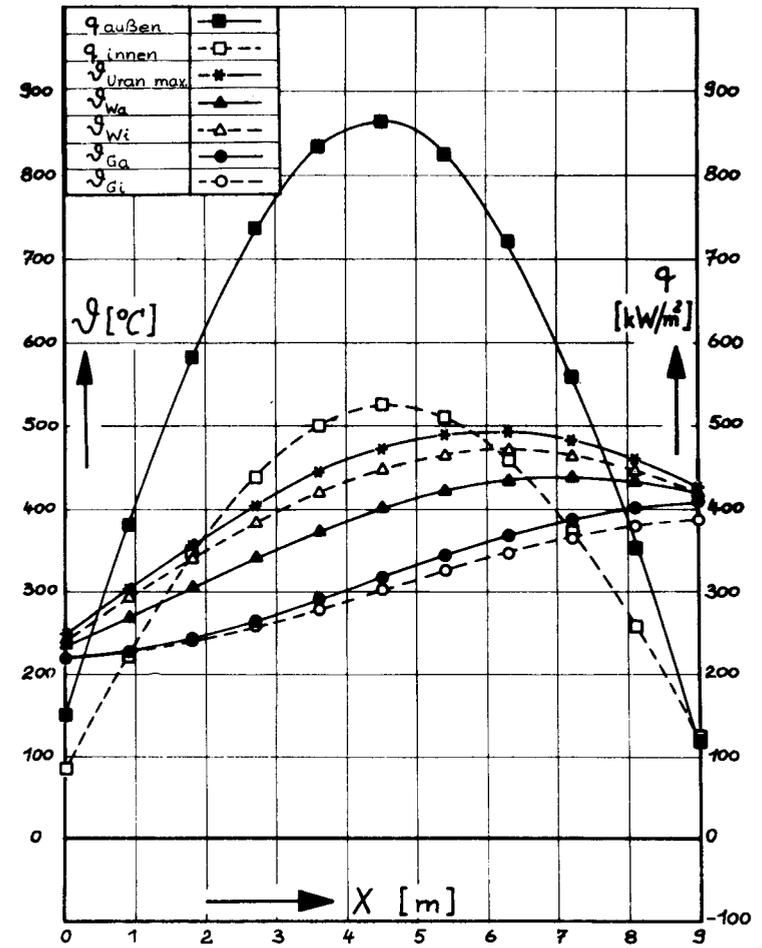


Abb. 40 Heizflächenbelastungen und Temperaturverläufe eines rohrförmigen Brennelementes mit Außenpfeilrippen RA 1 und Innenlängsrippen RI 7
 $F_a/F_i = 3,59$; $\dot{G} = 12$ kg/s

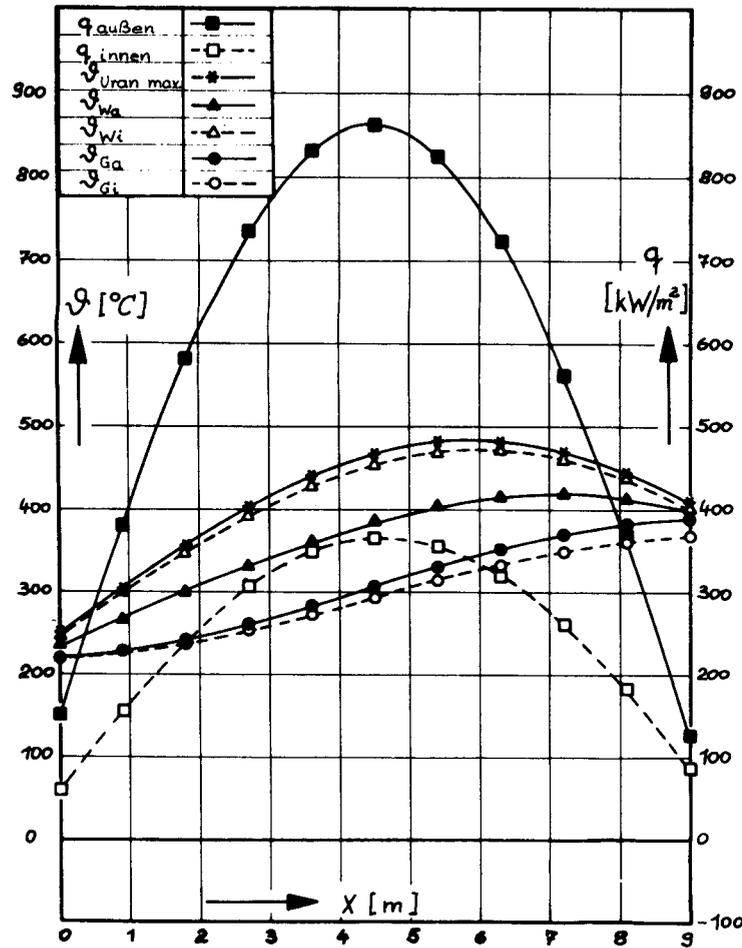


Abb. 41 Heizflächenbelastungen und Temperaturverläufe eines rohrförmigen Brennelementes mit Außenpfeilrippen RA 1 und Innenquerrippen RI 8
 $F_a/F_i = 4,60$; $\dot{G} = 12 \text{ kg/s}$

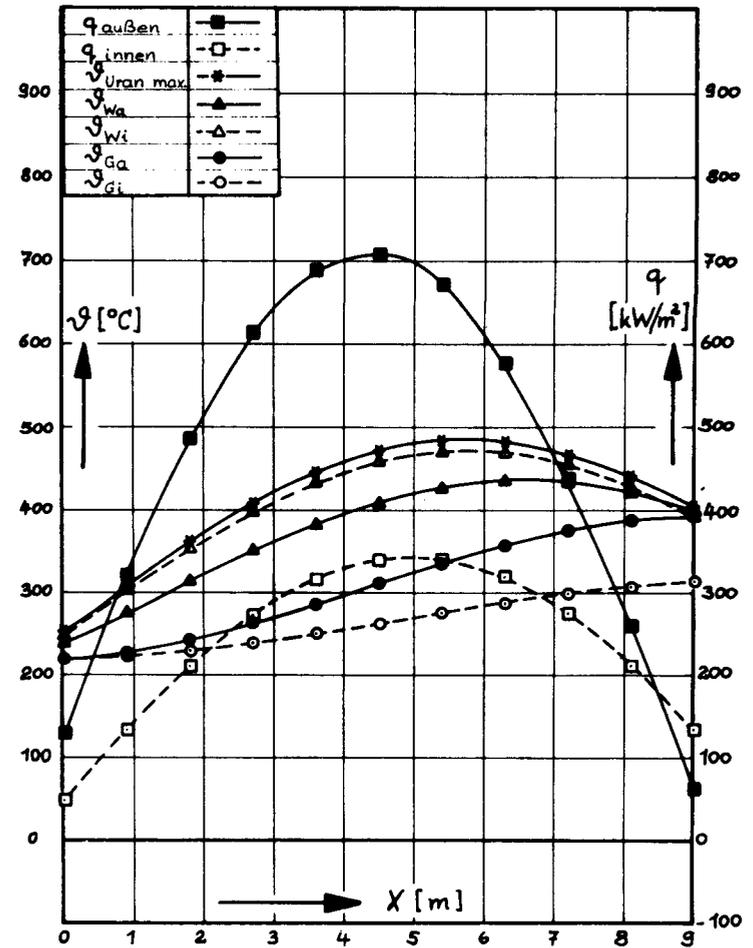


Abb. 42 Heizflächenbelastungen und Temperaturverläufe eines rohrförmigen Brennelementes mit Außenpfeilrippen RA 1 und innen einem glatten Rohr
 $F_a/F_i = 4,01$; $\dot{G} = 12 \text{ kg/s}$

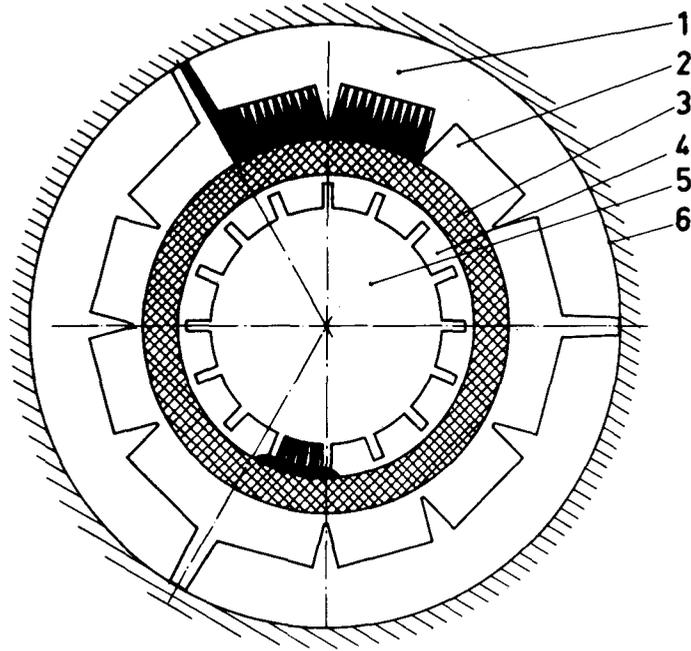


Abb. 43

Hohlelement mit der Rippenrohrkombination RA 1/RI 3 bei dem Flächenverhältnis $F_a/F_i = 2,5$.

1 - äußerer Kühlkanal, 2 - Pfeilrippenrohr (RA 1), 3 - Metallisches Uran, 4 - Pfeilrippenrohr (RI 3), 5 - innerer Kühlkanal, 6 - Kühlkanalwand (Graphit)

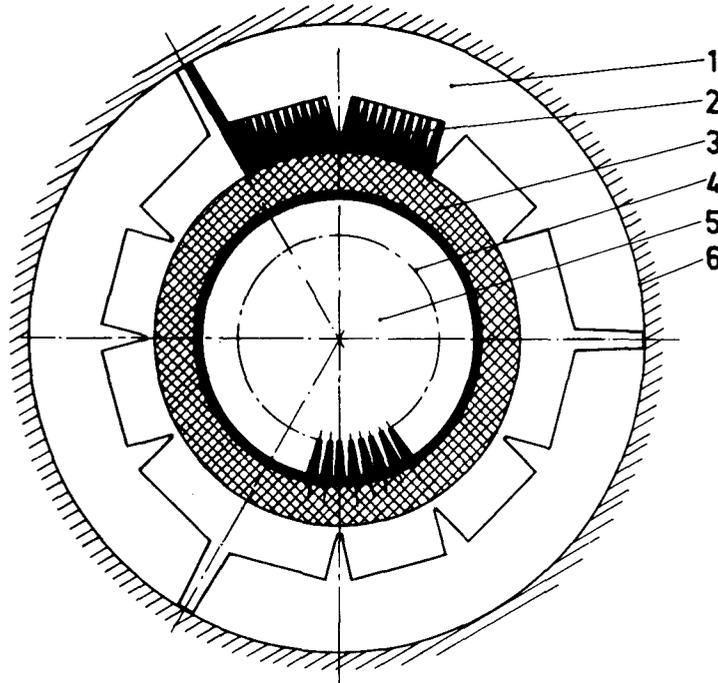


Abb. 44

Hohlelement mit der Rippenrohrkombination RA 1/RI 7 mit dem Flächenverhältnis $F_a/F_i = 3$.

1 - äußerer Kühlkanal, 2 - Pfeilrippenrohr (RA 1), 3 - Metallisches Uran, 4 - Längsrippenrohr (RI 7), 5 - innerer Kühlkanal, 6 - Kühlkanalwand (Graphit)

	Dimension	EDF 2	RA 1	RA 4	RI 3	RI 6	RI 7	RI 8	RI 81
Rippenart		Außenpfeil	Außenpfeil	Außenpfeil	Innenpfeil	Innenpfeil	Innenlängs	Innenquer	Innenquer
Innendurchmesser der Außenrippenrohre bzw. Außendurchmesser der Innenrippenrohre D_o	mm	40,7	95,5	95,5	76,5	76,5	76,5	76,5	76,5
Kühlkanaldurchmesser D_k	mm	99,4	186,6 (H1) 170,5 (H2) 149,5 (H3)	170,5	—	—	—	—	—
Freier Strömungsquerschnitt F	mm ²	5500	16800 (H1) 12358 (H2) 7266 (H3)	12630	3311	3422	3422	2688	3267
Rippenhöhe h	mm	6	10	10	6	6	7,8	6	3
Rippenwinkel	°	27,0	30	15	10	16	—	—	—
Rippenlänge der Pfeilrippen l	mm	52	52	50	65	45	—	—	—
Verhältnis der Rippenlänge zum hydraulischen Durchmesser eines Unterkanals l/d_{hyd}	—	16,5	22,8	22,0	43,3	22,0	—	—	—
Oberflächenverhältnis S/S_o	—	5,8	9,5	9,3	5,91	4,44	4,55	3,67	2,36
Preis ¹⁾	DM/Rohr		3.980, --	3.620, --	850, --	7.000, --	700, --	2.100, --	—

Tab. 1: Geometrische Parameter der Rippenrohre

¹⁾ Die Preise gelten für das Jahr 1967, bei Fertigung von 10 Rohren je Typ

	Heizkörper 1 und 2	Heizkörper 3	Heizkörper 4	Heizkörper 5	Heizkörper 6
Durchmesser der glatten Heizfläche mm	40,7	40,7	95,5	95,5	76,4
Länge m	2,4	0,6	0,6	0,6	2,4
Dicke der ZrO ₂ -Schicht mm	—	0,4	0,5	0,5	—
Wandstärke des Heizleiterrohres mm	—	1,5	3,5	3,0	—
Ohmscher Widerstand Ω	3,8	0,0035	0,00072	0,00095	7,7
Stromstärke, max. A	630	4 200	12 000	9 750	1 140
Spannung, max. V	400	15	9	9	310
Heizflächenbelastung, max. kW/m ²	800	800	600	500	600
Temperaturdifferenzen Grad					
Luftspalt	40	40	40	40	40
Kupfer	50	—	—	—	50
Isolation	730	200	260	214	165
Heizleiter	—	—	—	1	—
Isolation	—	—	—	10	—
Max. Heizleitertemperatur* °C	1 020	440	500	465	455

* bei einer Gastemperatur von 200 °C.

Tab. 2 Hauptabmessungen und Auslegungsdaten der elektrischen Heizkörper

	EDF 2	RA 1	RA 4	RI 3	RI 6	RI 7 RI 8 RI 81	RA 1 Stoßstelle
Anzahl der Rippenrohre mit Thermoelementen	4	2	2	2	2	2	1
Anzahl der Schnitte pro Rippenrohr	4	3	2	—	—	—	—
Anzahl der Meßebenen pro Rippenrohr	8	6	4	3	3	6	9
Thermoelemente pro Meßebene	5/3	10	18	16	12	4	24/6
davon in Sektoren	3	6	12	8	6	—	12/3
in Nuten	1/0	3	5	8	6	—	9/2
in Längsrippen	1/0	1	1	—	—	—	3/1
Thermoelemente insgesamt	128	120	144	96	72	48	126

Tab. 3 Zusammenstellung der eingebauten Thermoelemente

Temperatur [°C]	λ [W/m grd]
50	129,7
100	131,6
150	133,4
200	134,8
250	136,2
300	137,1
350	137,8
400	138,3
450	138,5
500	138,6

Tab. 4 Wärmeleitfähigkeit der Magnesium-Zirkonium-Legierung
(0,35 - 0,5 % Zr)

Kombination	F_a/F_i	ξ	$Q_{th\ max} [kW]$	$Q_p/Q_{th\ max}$
glatt / glatt	1	0,60	1 250	0,016
RA 1 / glatt	3,5	1,10	1 950	0,007
RA 1 / RI 3	1,7	1,00	3 200	0,100
RA 1 / RI 6	1,7	1,00	2 800	0,100
RA 1 / RI 7	3	1,30	2 500	0,019
RA 1 / RI 8	3	1,30	2 350	0,044
RA 1 / RI 81	3	1,30	2 350	0,021

Tab. 5 Flächenverhältnisse, bei denen maximale Wärmeleistungen abgeführt werden können

Kombination	F_a/F_i	ξ	$Q_{th} [kW]$	Q_p/Q_{th}	Q_i/Q_a
glatt / glatt	1,00	0,60	1 250	0,016	1,00
RA 1 / glatt	3,50	1,10	1 950	0,007	0,43
RA 1 / RI 3	2,50	1,90	2 800	0,050	0,62
RA 1 / RI 6	2,20	1,40	2 800	0,050	0,70
RA 1 / RI 7	3,0	1,30	2 500	0,019	0,58
RA 1 / RI 8	3,0	1,25	2 350	0,044	0,53
RA 1 / RI 81	3,0	1,20	2 350	0,021	0,56

Tab. 6 Aufteilung der Wärmeleistung für $Q_p/Q_{th} \leq 0,05$