

**KfK 4884**  
**Juli 1991**

**Experimentelle Untersuchungen  
zur kritischen  
Heizflächenbelastung in  
8 mm-Kreisrohren und in  
7-Stabbündeln**

**X. Cheng**  
**Institut für Reaktorbauelemente**  
**Projekt Nukleare Sicherheitsforschung**

**Kernforschungszentrum Karlsruhe**



KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE  
Institut für Reaktorbauelemente  
Projekt Nukleare Sicherheitsforschung

KfK 4884

Experimentelle Untersuchungen zur kritischen Heizflächenbelastung  
in 8 mm-Kreisrohren und in 7-Stabbündeln

Xu Cheng \*)

Dissertation genehmigt von der Fakultät für  
Maschinenbau und Elektrotechnik  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

\*) Technische Universität Braunschweig  
Institut für Raumflug- und Reaktortechnik  
Arbeitsgebiet thermo-fluiddynamische Grundlagen

Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH, Karlsruhe

Als Manuskript gedruckt  
Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

Kernforschungszentrum Karlsruhe GmbH  
Postfach 3640, 7500 Karlsruhe 1

ISSN 0303-4003

## Kurzfassung

Im Rahmen der Entwicklung eines fortgeschrittenen Druckwasserreaktors (FDWR) werden Experimente zur kritischen Heizflächenbelastung (KHB) in 8 mm-Kreisrohren und in 7-Stabbündeln mit dem Kältemittel Frigen R12 durchgeführt. Der Einfluß verschiedener Parameter, wie Druck, Massenstromdichte, Dampfqualität, Durchmesser, Abstandshalter und Leistungsverteilungen auf die kritische Heizflächenbelastung wird untersucht. Auf die Problematik der Übertragung der Meßergebnisse auf Wasser-Bedingungen wird anhand eines Literaturstudiums von Umrechnungsmodellen eingegangen.

Die Experimente mit 8 mm-Kreisrohren zeigen unter FDWR-Bedingungen eine Zunahme der kritischen Heizflächenbelastung bei steigender Massenstromdichte. Ein FDWR besitzt somit infolge seiner hohen Massenstromdichte ein günstiges Verhalten bezüglich der KHB. Die Meßdaten in 8 mm-Kreisrohren, zusammen mit den Meßdaten von anderen Autoren, zeigen, daß die in der Literatur angegebenen Korrelationen den Einfluß des Rohrdurchmessers auf die kritische Heizflächenbelastung nicht ausreichend erfassen können.

Die Experimente mit 7-Stabbündeln zeigen bei gleichem hydraulischem Durchmesser niedrigere KHB-Werte als diejenigen mit Kreisrohren. Der Einfluß der Abstandshalter (Gitterabstandshalter, Drahtwendeln) auf die kritische Heizflächenbelastung hängt stark von der Dampfqualität ab. Bei niedriger Dampfqualität führen die Drahtwendeln zu einer höheren kritischen Heizflächenbelastung. Bei hoher Dampfqualität ist der umgekehrte Effekt zu beobachten.

Beim Übergang von einer gleichmäßigen auf eine ungleichmäßige Beheizung des Bündels nimmt die kritische Heizflächenbelastung zu. Die Meßergebnisse mit verschiedenen radialen Leistungsverteilungen können qualitativ mit Hilfe einer Unterkanalanalyse interpretiert werden. Diese Meßergebnisse liefern gleichzeitig eine Datenbasis zur Verifizierung von Unterkanalanalyseprogrammen.

Die Meßdaten in 8 mm-Kreisrohren werden mit Hilfe der Umrechnungsmodelle von Ahmad und von Katto auf Wasser-Bedingungen übertragen und mit Tafeldaten verglichen. Es wird eine gute Übereinstimmung festgestellt.

Ein Vergleich der KHB-Meßdaten in Bündeln mit KHB-Korrelationen zeigt jedoch große Abweichungen. Es ist deshalb notwendig, sowohl das Übertragungsgesetz für Bündelgeometrien zu verifizieren als auch eine neue Methode zur Bestimmung der kritischen Heizflächenbelastung für FDWR-Bedingungen zu entwickeln.

## **Experimental Investigation of the Critical Heat Flux in 8 mm circular tubes and in 7-rod bundles**

### **Abstract**

In a broad framed research program to develop a high conversion pressurized water reactor (HCPWR), experiments of critical heat flux (CHF) in 8 mm circular tubes and in closely spaced 7-rod bundles are performed. Freon 12 is used as working fluid. The influence of different parameters on CHF, e.g. pressure, mass flux, steam quality, tube diameter, spacers and power distributions is investigated. CHF fluid-to-fluid modelling is used to transfer the test results to water conditions.

The CHF experiments with 8 mm tubes yield an increase of critical heat flux with increasing mass flux under HCPWR conditions. A HCPWR therefore shows an attractive CHF-behaviour due to its high mass fluxes compared to a conventional PWR. The test results in 8 mm tubes, combined with the test results of other authors, underline that correlations in the literature can not reproduce the diameter influence on CHF with sufficient accuracy.

The experiments with 7-rod bundles show on the basis of the same hydraulic diameters much lower CHF values compared to the tube experiments.

The influence of spacers (grid spacer and wire wrap) on CHF is found to be substantially governed by the local steam quality. For low steam quality wire wraps lead to higher CHF. An opposite influence of spacers on CHF is found for high steam quality.

CHF increases during the transition from uniform to non-uniform power distributions. The test results with different radial power distributions can qualitatively be explained by using a subchannel analysis. These experiments deliver a data base for the verification of subchannel analysis codes.

The test results in 8 mm tubes are transferred to water conditions by using the scaling laws of Ahmad and of Katto. Comparing with the table data shows a satisfying agreement.

Comparison of the test results in bundles with CHF correlations, in contrast, shows large deviations. Further work is needed to investigate the scaling laws for rod bundles, and to develop a CHF prediction method for the HCPWR conditions.

## Inhaltverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Grundlagen zur kritischen Heizflächenbelastung	4
2.1	Siedekrise und kritische Heizflächenbelastung	4
2.2	Siedekrise-Mechanismen	6
2.3	Einfluß maßgeblicher Größen auf die kritische Heizflächenbelastung	8
2.3.1	Dampfqualität	8
2.3.2	Druck	12
2.3.3	Massenstromdichte	14
2.3.4	beheizte Länge	16
2.3.5	Kanalquerschnitt	18
3	Ähnlichkeitsbetrachtungen und Umrechnungsmodelle	21
3.1	Ähnlichkeitsgesetze	21
3.2	Eine Auswahl relevanter Kennzahlen für die Siedekrise und Umrechnungsbeziehungen	25
3.3	Bekannte Umrechnungsmodelle aus der Literatur	30
4	Versuchseinrichtungen	34
4.1	Notwendigkeit neuer Messungen	34
4.2	Versuchsprogramm	37
4.3	Versuchskreislauf	46
4.4	Teststrecken mit Stromversorgung	50
4.4.1	Kreisrohr-Teststrecke	50
4.4.2	7-Stabbündel-Teststrecke	53
4.5	Meßinstrumentierung, Versuchsablauf und Datenerfassung	60
4.6	Fehlerbetrachtung	65
5	Experimentelle Untersuchungen in 8 mm Kreisrohren	69
5.1	Versuchsergebnisse	69
5.2	Vergleich der KHB-Meßergebnisse mit anderen KHB-Daten	74
5.2.1	Zwei Konzepte zum Vergleich der KHB-Daten aus verschiedenen Quellen	74
5.2.2	Ergebnisse aus dem Vergleich	76
5.3	Einfluß des Rohrdurchmessers	80
6	Experimentelle Untersuchungen in 7-Stabbündeln	82
6.1	Methode zur Darstellung der KHB-Ergebnisse	82

6.2	Rechenmodelle für COBRA-IV-TUBS	85
6.3	Bündel mit Gitterabstandshaltern und gleichmäßiger Beheizung	92
6.3.1	Meßergebnisse und Vergleich mit Messungen aus Kreisrohren	92
6.3.2	Vergleich der Meßergebnisse mit KHB-Korrelationen	96
6.4	Bündel mit Drahtwendeln und gleichmäßiger Beheizung	101
6.5	Bündel mit symmetrischer ungleichmäßiger Beheizung	104
6.6	Bündel mit unbeheizten Wandstäben	108
7	Zusammenfassung	112
	Formelzeichen	114
	Literaturverzeichnis	117
	Anhang A : Meßergebnisse in 8 mm Kreisrohren	127
	Anhang B : Meßergebnisse im Bündel G-1	140
	Anhang C : Meßergebnisse im Bündel D-1	147
	Anhang D : Meßergebnisse im Bündel G-2	153
	Anhang E : Meßergebnisse im Bündel D-2	155
	Anhang F : Meßergebnisse im Bündel G-3	157
	Anhang G : Meßergebnisse im Bündel D-3	159
	Anhang H : Meßergebnisse im Bündel G-4	161
	Anhang I : Meßergebnisse im Bündel D-4	163
	Anhang J : Meßergebnisse im Bündel G-5	165
	Anhang K : Meßergebnisse im Bündel D-5	167
	Anhang L : KHB-Korrelationen	169

## 1 Einleitung

Seit Jahren wird weltweit intensive Forschungsarbeit zur Entwicklung eines hochkonvertierenden fortgeschrittenen Druckwasserreaktors (FDWR) mit dem Ziel besserer Natururanausnutzung durchgeführt [52], [69], [80], [35], [10]. Die Natururanausnutzung in Reaktoren ist gekennzeichnet durch die Konversionsrate, das Verhältnis von Spaltstofferzeugung zu Spaltstoffverbrauch im Reaktor. In herkömmlichen Druckwasserreaktoren (DWR) liegt die Konversionsrate bei etwa 0.5. Dabei wird nur etwa 1% des insgesamt eingesetzten Natururans genutzt. In einem FDWR kann die Konversionsrate auf etwa 0.9 erhöht und die Natururanausnutzung um etwa den Faktor 2 bis 4 verbessert werden [52]. Die verbesserte Natururanausnutzung wird durch den Übergang vom quadratischen DWR-Stabgitter mit einem Volumenverhältnis von Moderator zu Brennstoff von 2.0 zum hexagonal enggepackten Stabgitter mit kleinerem Volumenverhältnis realisiert. In Tabelle 1.1 werden einige technische Daten eines FDWR, zusammen mit denen eines DWR, dargestellt.

<b>Tabelle 1.1 : Technische Daten von DWR und von FDWR [51] [77]</b>		
	DWR	FDWR
Stabdurchmesser (mm)	10.75	8.0 - 9.5
Stabgitterteilung/Stabdurchmesser	1.33	1.1 - 1.25
Systemdruck (MPa)	15.8	15.8
hydraulischer Durchmesser (mm)	13.5	3.0 - 7.0
Massenstromdichte (Mg/sm <sup>2</sup> )	2.9	4.0 - 7.0
Stabanordnung	quadratisch	hexagonal

Gegenüber dem herkömmlichen DWR hat der FDWR einen kleineren hydraulischen Durchmesser und eine höhere Massenstromdichte.

Für den FDWR muß wie bei anderen Leichtwasserreaktoren der Nachweis erbracht werden, daß beim Betrieb ein ausreichender Sicherheitsabstand gegenüber dem Umschlag vom Blasen- zum Filmsieden eingehalten werden kann. Bei diesem Umschlag wird der Wärmeübergang vom Brennstab zum Kühlmittel so verschlechtert, daß die Hüllrohrtemperatur stark ansteigt und mit Brennstabschäden zu rechnen ist. Der Zustand bei diesem Umschlag wird Siedekrise genannt. Die entsprechende Wärme­stromdichte wird als kritische Heizflächenbelastung gekennzeichnet.

Bedingt durch die Komplexität des Siedekrise-Mechanismus im Fall des Strömungs-siedens existieren derzeit noch keine theoretischen Modelle, die die Siedekrise zuverlässig vorhersagen können. Dies gilt auch für die Basisgeometrie (Kreisrohre). Obwohl viele Arbeiten in der Literatur bekannt sind, geben die meisten von ihnen nur empirische Gleichungen an, die jeweils auf einer bestimmten experimentellen Datenbasis beruhen. Die Gültigkeit solcher Gleichungen ist sehr beschränkt.

Eine weitergehende Schwierigkeit ergibt sich bei der Vorhersage der Siedekrise in Bündelgeometrien. Der Strömungszustand in Unterkanälen ist im Fall zweiphasiger Strömung nicht genau zu ermitteln. Ein Rechenprogramm, das zur Unterkanalanalyse dient, enthält im Regelfall eine große Zahl empirischer Modelle, die die thermohydraulischen Vorgänge nur mit begrenzter Genauigkeit beschreiben können, was die Aufstellung eines physikalischen Modells für die Vorhersage der Siedekrise in Bündelgeometrien erheblich erschwert. Deshalb kommen in der Praxis lediglich empirische Korrelationen zur Anwendung. Obwohl eine große Menge empirischer Korrelationen verfügbar ist, decken ihre Parameterbereiche die Parameter des FDWR nicht ab. Eine extrapolierende Anwendung ist wegen der Bedeutsamkeit der genauen Kenntnis der KHB für die Reaktorauslegung nicht gestattet. Daher ist eine systematische Untersuchung zur Siedekrise unumgänglich.

Experimente mit Original-Bündelgeometrien und Originalfluid (Wasser) sind technisch und wirtschaftlich sehr aufwendig. Deshalb werden, bevor alle Einzelheiten der Bündelgeometrie des FDWR endgültig festgelegt sind, in der vorliegenden Arbeit experimentelle Untersuchungen zur Siedekrise in Kreisrohrgeometrie als erster Schritt durchgeführt. Das Kältemittel Frigen R12 wird wegen seines niedrigen kritischen Drucks, seiner niedrigen Verdampfungsenthalpie und seiner gut untersuchten Eigenschaften als Arbeitsfluid anstelle von Wasser verwendet. Diese Experimente dienen zur Vervollständigung der Datenbasis im Parameterbereich eines FDWR, zusätzlich zu der Arbeit von Müller-Menzel [49]. Außerdem wird damit die Genauigkeit einiger in der Literatur bekannter Umrechnungsmodelle überprüft. Der Einfluß des Rohrdurchmessers auf die kritische Heizflächenbelastung wird untersucht.

Die Kreisrohr-Datenbasis läßt sich nicht direkt auf Bündelgeometrien anwenden. Als nächster Schritt werden in der vorliegenden Arbeit experimentelle Untersuchungen in Bündelgeometrien durchgeführt. Ein hexagonal angeordnetes 7-Stabbündel ist die minimale Bündelgröße, bei der die Unterkanäle im Originalbündel einigermaßen simuliert werden können. Bedingt durch die technische Einfachheit und Wirtschaftlichkeit können mit diesem Bündel verschiedene Effekte untersucht werden. Allerdings muß man den starken Wandkanaleinfluß in Kauf nehmen, da ein großer Anteil des Fluids durch die Wandkanäle strömt. Um die Versuchsergebnisse physikalisch

besser verstehen zu können, sind daher Rechnungen von Unterkanalparametern mit Hilfe eines Unterkanalanalyseprogramms unentbehrlich.

Anhand von Versuchsergebnissen werden die fehlenden grundlegenden Kenntnisse zur Siedekrise im hexagonal enggepackten Stabgitter unter FDWR-Bedingungen erarbeitet. Der Unterschied der Meßergebnisse aus Kreisrohr- und Bündelgeometrien wird diskutiert. Es wird untersucht, inwieweit die in der Literatur bekannten empirischen Korrelationen die vorgestellten Meßergebnisse wiedergeben können.

## 2. Grundlagen zur kritischen Heizflächenbelastung

### 2.1 Siedekrise und kritische Heizflächenbelastung

In Abb.2.1(a) wird ein Strömungskanal dargestellt, in den das Fluid von unten nach oben bei vorgegebenem Eintrittszustand ( $P, G, T$ ) strömt. Wärme wird über die Kanalwand dem Fluid zugeführt.

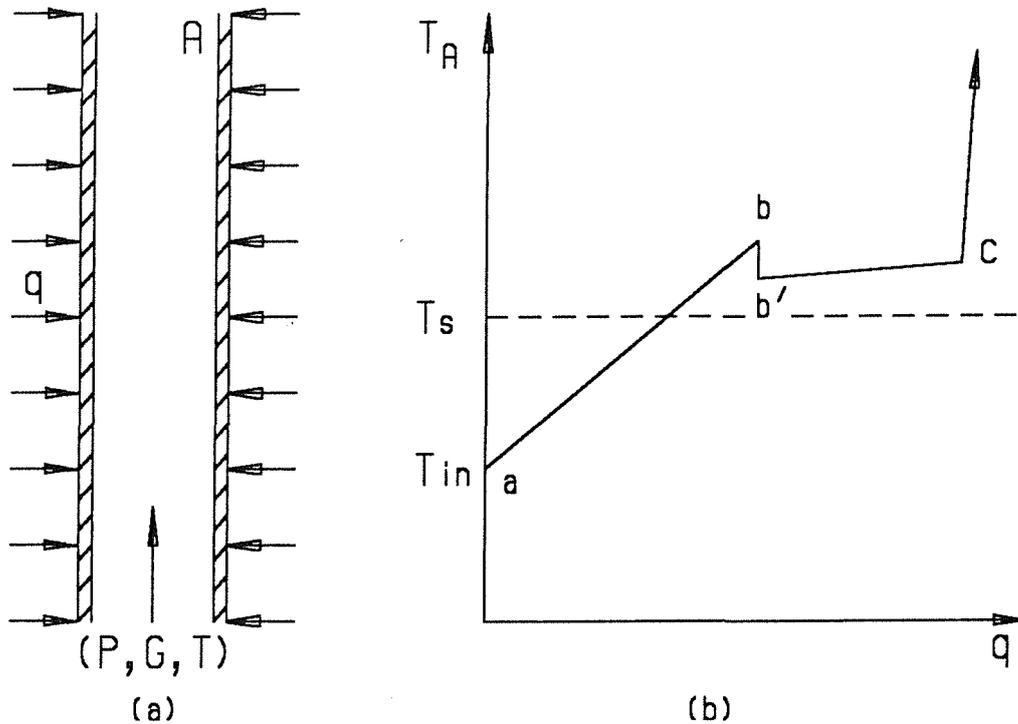


Abb.2.1 : Schematische Darstellung der Wandtemperatur eines beheizten Strömungskanals über der Wärmestromdichte  
(a) Strömungskanal      (b) Temperaturverlauf

Betrachtet man die Wandtemperatur an der Stelle A über der zugeführten Wärmestromdichte  $q$ , stellt man den in Abb.2.1(b) dargestellten Verlauf fest. Zuerst steigt die Wandtemperatur nahezu linear mit der Wärmestromdichte bis auf einen Wert, der höher als die Sättigungstemperatur  $T_s$  ist. Im Bereich a-b befindet sich das Fluid im einphasigen Zustand. Der Wärmeübergangskoeffizient bleibt nahezu konstant. Am Punkt b entstehen die ersten Blasen. Die dadurch verstärkte Turbulenz in der wandnahen Schicht verbessert den Wärmeübergang und führt zur Senkung der Wandtemperatur auf den Punkt b'. Nach der Blasenentstehung bleibt die Wandtemperatur in der Strecke b'-c trotz weiterer Erhöhung der Wärmestromdichte beinahe unverändert. Am Punkt c steigt die Wandtemperatur sprunghaft an, auch wenn die Wärmestromdichte nur geringfügig zunimmt. An diesem Punkt wird der Wärmeübergang zwischen der Heizwand und dem Fluid dramatisch schlechter. Dieser

Zustand wird **kritischer Siedezustand** oder **Siedekrise** genannt. Die Wärmestromdichte am Punkt c wird als **kritische Wärmestromdichte** oder **kritische Heizflächenbelastung (KHB)** bezeichnet. Der starke Anstieg der Wandtemperatur beim Auftreten der Siedekrise kann zur Beschädigung der Heizwand oder zum Versagen des Brennstabhüllrohres in einem Kernreaktor führen. Die Einhaltung eines ausreichenden Sicherheitsabstandes gegenüber dem Auftreten der Siedekrise ist eine Auslegungsanforderung.

## 2.2 Siedekrise-Mechanismen

Der Grund für den sprunghaften Anstieg der Wandtemperatur beim Auftreten der Siedekrise ist der fehlende direkte Kontakt zwischen der Heizwand und der Flüssigkeit. Die möglichen Mechanismen dafür können in zwei Gruppen aufgeteilt werden. Diese sind der Umschlag vom Blasensieden zum Filmsieden ( **DNB** ) und die Austrocknung der beheizten Wand ( **Dryout** ) [44], dargestellt in Abb.2.2.

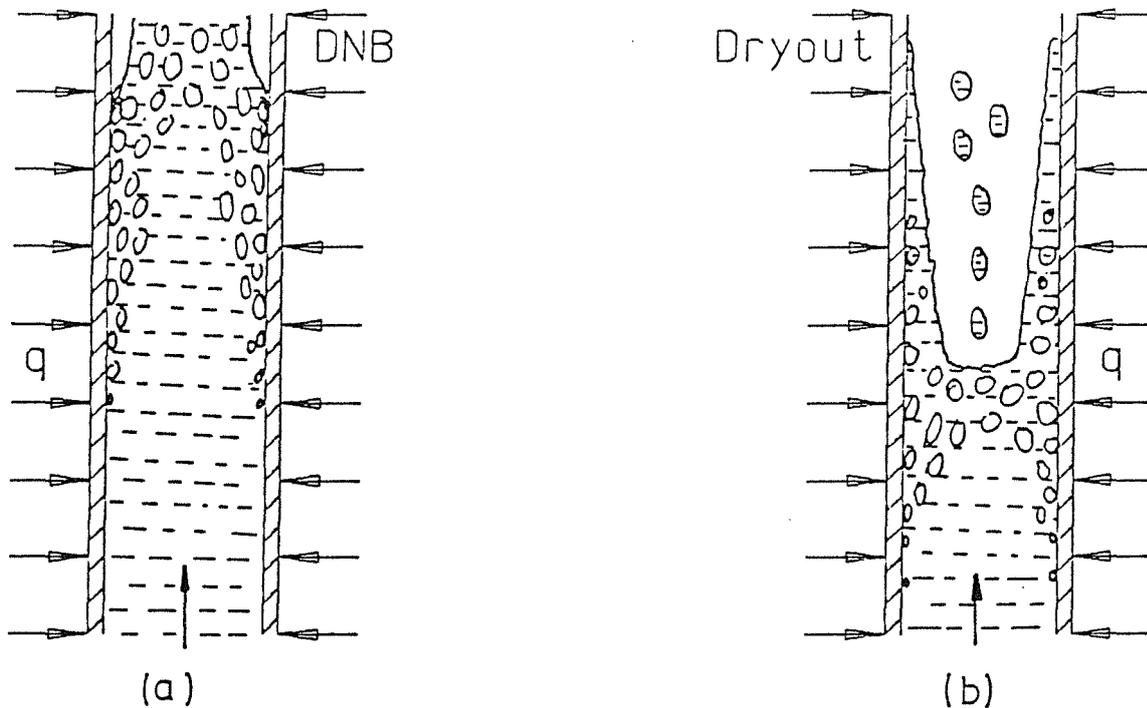


Abb.2.2 : Unterscheidung der Siedekrise nach DNB (a) und Dryout (b)

DNB tritt bei geringerem Dampfgehalt auf, bei dem Blasen- oder Kolbenströmung herrscht. Die Blasenentstehung behindert den Zustrom der Flüssigkeit an die Heizwand, bis schließlich ein Umschlag vom Blasensieden zum Filmsieden erfolgt. Die Wandtemperatur steigt stark und schnell an. Es gibt drei verschiedene Vorstellungen, wie es an einer von Flüssigkeit angeströmten Heizwand zum Umschlag vom Blasensieden zum Filmsieden kommen kann.

### 1. Austrocknen der Flüssigkeit unter einer Blase

Bevor sich eine Blase von der Heizwand ablöst, verdampft der unter der Blase existierende flüssige Film. Es kann dazu kommen, daß diese mikroskopisch dünne Flüssigkeitsschicht völlig verdampft und eine trockene Stelle an der Heizwand ausbildet. In dieser trockenen Stelle steigt die Temperatur rasch an. Wenn sich die Blase ablöst, kann die trockene Stelle wieder von Flüssigkeit benetzt werden, und der Vorgang beginnt von neuem. Wenn jedoch die Temperatur der

trockenen Stelle zu hoch ist, kann die Flüssigkeit die Heizwand nicht mehr benetzen. Dieser Mechanismus setzt hohe Unterkühlung und hohe Wärmestromdichte voraus [44].

## 2. Ausbilden einer Blasenschicht an der Heizwand

Beim heftigen Sieden wird sich in der Wandnähe eine stark von Blasen durchsetzte Grenzschicht ausbilden. Unter Strömungsbedingungen wandern die Blasen aus dieser Schicht in die Hauptströmung. Wenn in der Grenzschicht mehr Blasen durch Verdampfung entstehen als unter vorgegebenen Strömungsbedingungen abwandern können, bildet sich eine trockene Zone an der Heizwand aus. Dieser Mechanismus tritt bei mittlerer Unterkühlung oder geringer Dampfqualität auf und ist Grundlage einiger theoretischer Modelle, die zur Vorhersage der Siedekrise entwickelt wurden [68], [41], [71], [37].

## 3. Austrocknen des flüssigen Films unter einer Kolbenblase

Bei niedrigem Druck und niedriger Massenstromdichte kann Kolbenströmung vorkommen [64]. Die Kolbenblasen werden von der Heizwand durch einen dünnen flüssigen Film getrennt. Wenn der flüssige Film völlig verdampft und die Kolbenblasen direkt mit der Heizwand in Kontakt kommen, steigt die Wandtemperatur an.

Dryout kommt bei Ringströmung vor, wo Dampf mit flüssigen Tropfen die Hauptströmung bildet, und an der Heizwand ein flüssiger Film existiert. Beim Dryout-Phänomen wird der vorliegende Flüssigkeitsfilm an der Heizwand immer dünner, bis er schließlich ganz austrocknet. Die Abnahme des Flüssigkeitsfilms erfolgt einerseits durch Verdampfung, andererseits durch das Austragen von Flüssigkeitsteilchen aus dem Film in die Hauptströmung (Entrainment) [44]. Gleichzeitig lagern sich die Flüssigkeitstropfen aus der Hauptströmung auf dem Flüssigkeitsfilm ab (Deposition). Für diesen Mechanismus wurden viele theoretische Modelle entwickelt [27], [56], [40]. Die Schwierigkeiten dabei liegen in der Entwicklung zuverlässiger Modelle zur Erfassung des Entrainment, des Deposition und der Entstehung der Ringströmung.

## 2.3 Einfluß maßgeblicher Größen auf die kritische Heizflächenbelastung

Die Vorstellungen über die Siedekrise-Mechanismen machen deutlich, daß die kritische Heizflächenbelastung von einer Vielzahl hydro- und thermodynamischer Parameter abhängt. Dieses sind im wesentlichen:

- Dampfqualität,
- Druck,
- Massenstromdichte und
- Geometrie des Strömungskanals.

### 2.3.1 Dampfqualität

Zur Beschreibung der Einkomponenten-Zweiphasenströmung mit Wärmezufuhr werden üblicherweise die Mittelwerte des Strömungsmassendampfgehaltes  $\dot{X}$ , des volumetrischen Dampfgehaltes  $\alpha$  und der Dampfqualität  $X$  über einem Kanalquerschnitt herangezogen, die wie folgt definiert sind [15]:

$$\dot{X} = \frac{\dot{M}_g}{\dot{M}_f + \dot{M}_g} , \quad (2.1)$$

$$\alpha = \frac{A_g}{A_f + A_g} , \quad (2.2)$$

$$X = \frac{h - h_{f,s}}{h_{fg}} . \quad (2.3)$$

Hier ist  $\dot{M}$  der Massenstrom,  $A$  die Strömungsfläche,  $h$  die spezifische Enthalpie,  $h_{f,s}$  die spezifische Enthalpie der gesättigten Flüssigkeit und  $h_{fg}$  die Verdampfungsenthalpie. Zwischen  $\dot{X}$  und  $\alpha$  besteht folgende Beziehung:

$$\alpha = \left( 1 + S \frac{(1 - \dot{X})}{\dot{X}} \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{-1} . \quad (2.4)$$

Der Schlupf  $S$  wird als das Verhältnis der Geschwindigkeit der Dampfphase zur Geschwindigkeit der flüssigen Phase definiert. Für den Schlupf gab Zivi (zitiert in [27]) die Beziehung

$$S = \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{1/3} , \quad (2.5)$$

an. Aufgrund des thermischen Ungleichgewichts in einem beheizten Strömungskanal ist die Dampfqualität mit dem Strömungsmassendampfgehalt nicht identisch. Das Ungleichgewicht ist umso stärker ausgeprägt, je höher die Wärmestromdichte und je kleiner die Dampfqualität ist. Die Dampfqualität kann definitionsmäßig negativ sein, wenn die querschnittsgemittelte spezifische Enthalpie des Fluids kleiner als die spezifische Enthalpie der gesättigten Flüssigkeit ist. Dieser Zustand des Fluids wird **unterkühlter Zustand** genannt.

Zur experimentellen Erfassung der Siedekrise wird die Dampfqualität bevorzugt zur Kennzeichnung des Fluidzustandes verwendet, weil sie sich für jeden Strömungsquerschnitt über die Energiebilanz leicht berechnen läßt, sofern der Eintrittszustand des Fluids bekannt ist.

Betrachtet man den in Abb.2.1(a) dargestellten Kreisrohr-Strömungskanal mit gleichmäßiger Beheizung, läßt sich die Dampfqualität am Kanalaustritt aus der Energiebilanz berechnen

$$\dot{M} h_{in} + \dot{M} e_{k,in} + \dot{M} e_{p,in} + Q = \dot{M} h_{ex} + \dot{M} e_{k,ex} + \dot{M} e_{p,ex} \quad (2.6)$$

Hier stehen  $e_k$  und  $e_p$  jeweils für massenspezifische kinetische und massenspezifische potentielle Energie. Nach Einsetzen der Größen

$$\dot{M} = \frac{\pi}{4} D^2 G, \quad (2.7)$$

$$Q = \pi D L q, \quad (2.8)$$

und der Gl.(2.3) in die Gl.(2.6) folgt

$$X_{ex} = X_{in} \frac{h_{fg,in}}{h_{fg,ex}} + 4 \frac{L}{D} \frac{q}{G h_{fg,ex}} + \frac{h_{s,in} - h_{s,ex}}{h_{fg,ex}} + \frac{e_{k,in} - e_{k,ex}}{h_{fg,ex}} + \frac{e_{p,in} - e_{p,ex}}{h_{fg,ex}} \quad (2.9)$$

Die letzten beiden Summanden, welche die Änderung der kinetischen und potentiellen Energie darstellen, können in den meisten Fällen vernachlässigt werden. Unter der Annahme, daß die Stoffeigenschaften  $h_{fg}$  und  $h_s$  über der ganzen Länge konstant bleiben, wird Gl.(2.9) vereinfacht. Man erhält für die Dampfqualität am Austrittsquerschnitt des Strömungskanals:

$$X_{ex} = X_{in} + 4 \frac{L}{D} \frac{q}{G h_{fg}} \quad (2.10)$$

Die mittlere Dampfqualität über den Kanalquerschnitt, wo das Auftreten der Siedekrise zu erwarten ist, wird als **kritische Dampfqualität**  $X_c$  bezeichnet [49]. In einem

gleichmäßig beheizten, unter Zwangskonvektion von Fluid durchströmten Kanal wird die Siedekrise im allgemeinen zuerst am Ende der beheizten Länge beobachtet, da entlang des Kanals die Dampfqualität sowie der volumetrische Dampfgehalt zunimmt. Dies bedeutet also

$$X_{ex} = X_c . \quad (2.11)$$

Der Einfluß der Eintrittsdampfqualität auf die kritische Heizflächenbelastung wurde experimentell vielfach untersucht. Katto [30] analysierte KHB-Meßdaten aus Kreisrohren und stellte die in Abb.2.3 dargestellten typischen Verläufe fest.

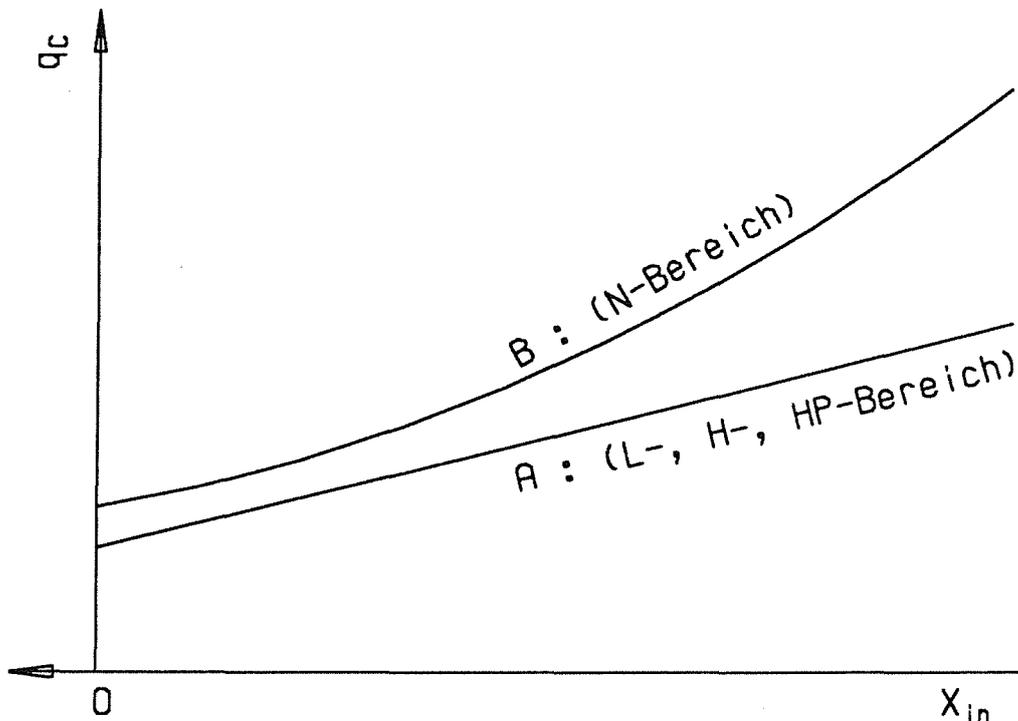


Abb.2.3 : Verlauf der kritischen Heizflächenbelastung über der Eintrittsdampfqualität nach [30]

Der Verlauf A zeigt eine lineare Beziehung zwischen der kritischen Heizflächenbelastung und der Eintrittsdampfqualität. Unter manchen Versuchsbedingungen ist jedoch kein linearer Verlauf, zu beobachten, wie die Kurve B zeigt. Ein Gleichungssystem wurde zur Beschreibung der zur Kurve A bzw. B gehörenden Parameterbereiche angegeben [31]. Abb.2.4 zeigt die sogenannte KHB-Bereichskarte (CHF-Regime-Map) für Frigen R12 in einem Kreisrohr mit einem Innendurchmesser von 8 mm und einer beheizten Länge von 688 mm. Der lineare Verlauf A existiert soweit, bis die Massenstromdichte einen bestimmten Wert überschreitet. Dieser Grenzwert sinkt mit steigendem Druck. Bei hohem Druck ( $P \geq 3.6 \text{ MPa}$ ) wurde wiederum ein linearer Verlauf festgestellt.

Trotz der unterschiedlichen Verläufe wird in der Praxis die Abhängigkeit der kritischen Heizflächenbelastung von der Eintrittsdampfqualität häufig durch eine lineare Gleichung wiedergegeben

$$q_c = a - b X_{in} . \quad (2.12)$$

Durch Einsetzen der Gl.(2.10) in die Gl.(2.12) ergibt sich ebenfalls eine lineare Beziehung zwischen der kritischen Heizflächenbelastung und der Austrittsdampfqualität

$$q_c = A - B X_{ex} , \quad (2.13)$$

$$A = \frac{a}{1 - \frac{4 L b}{D G h_{fg}}} , \quad (2.14)$$

$$B = \frac{b}{1 - \frac{4 L b}{D G h_{fg}}} . \quad (2.15)$$

Unter bestimmten Bedingungen kann der Nenner in Gl.(2.14) und Gl.(2.15) negativ werden. In diesem Fall sind die Gleichungen (2.12) und (2.13) nicht mehr anwendbar.

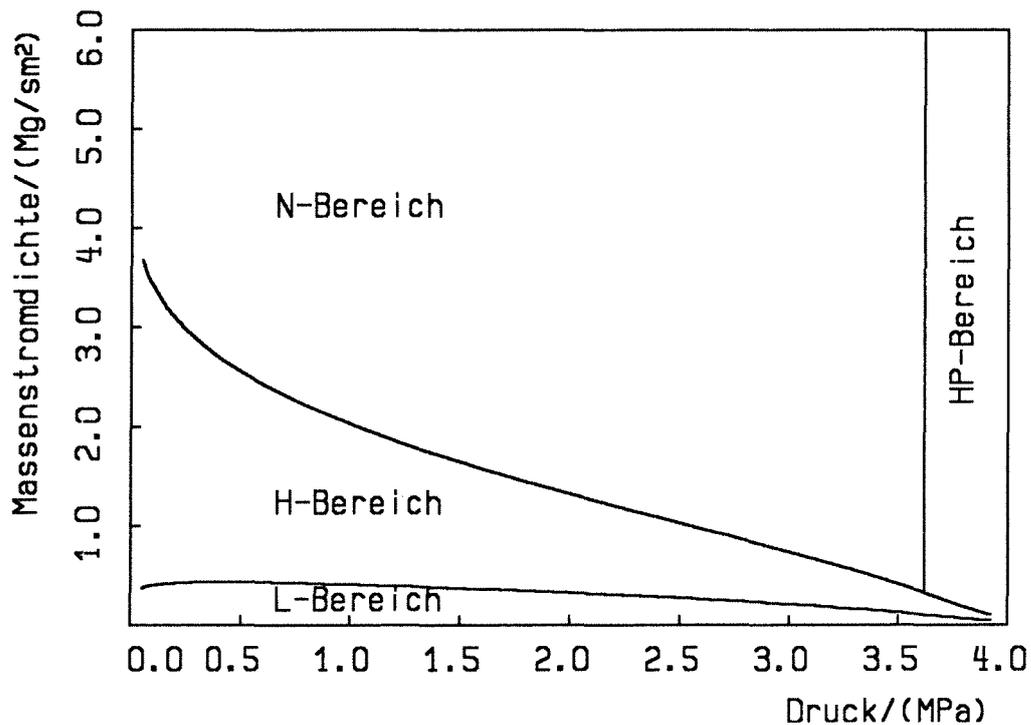


Abb.2.4 : KHB-Bereichskarte für Frigen R12 nach Katto [31], (D= 8mm, L= 688mm)

### 2.3.2 Druck

Der Druck beeinflusst in erster Linie die Stoffeigenschaften des Fluids. Für die Siedekrise sind in erster Linie die Dichte, die Verdampfungsenthalpie und die Oberflächenspannung von Bedeutung. Für das Behältersieden gelingt die Ableitung einer halbempirischen Gleichung mit der Modellvorstellung der Helmholtz-Instabilität [82].

$$q_c = \frac{\pi}{24} h_{fg} \sqrt{\rho_g} [\sigma(\rho_f - \rho_g)g]^{1/4} \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_f + \rho_g}} \quad (2.16)$$

In Abb.2.5 werden die wichtigen Stoffeigenschaften und die kritische Heizflächenbelastung über dem reduzierten Druck für Frigen R12 dargestellt. Alle Werte beziehen sich auf diejenigen bei  $P_r = 0.5$ . Steigender Druck führt zu niedrigerer Verdampfungsenthalpie, niedrigerer Oberflächenspannung und größerer Dichte der Dampfphase. Sinkende Verdampfungsenthalpie bedeutet höhere Verdampfungsrate und läßt eine kleinere kritische Heizflächenbelastung zu. Eine größere Dampfdichte verringert das Dampfvolumen und führt zu einer höheren kritischen Heizflächenbelastung. Niedrigere Oberflächenspannung oder kleineres Dichteverhältnis  $\frac{\rho_f}{\rho_g}$  führt zu einer kleineren kritischen Dampfgeschwindigkeit, die sich aus einer theoretischen Stabilitätsbetrachtung (Helmholtz-Instabilität) ergibt [67]. Dadurch sinkt die kritische Heizflächenbelastung. Ein Maximum ist bei einem reduzierten Druck  $P_r$  von ca. 0.3 zu erkennen. Verantwortlich für die Abhängigkeit der kritischen Heizflächenbelastung vom Druck sind die gegenläufigen Einflüsse der Stoffeigenschaften.

Für den Fall des Strömungssiedens unter Zwangskonvektion ist keine theoretische Herleitung des Druckeinflusses bekannt. Es ist jedoch zu erwarten, daß sich für das Strömungssieden unter Zwangskonvektion prinzipiell ein ähnlicher Verlauf der Druckabhängigkeit ergibt.

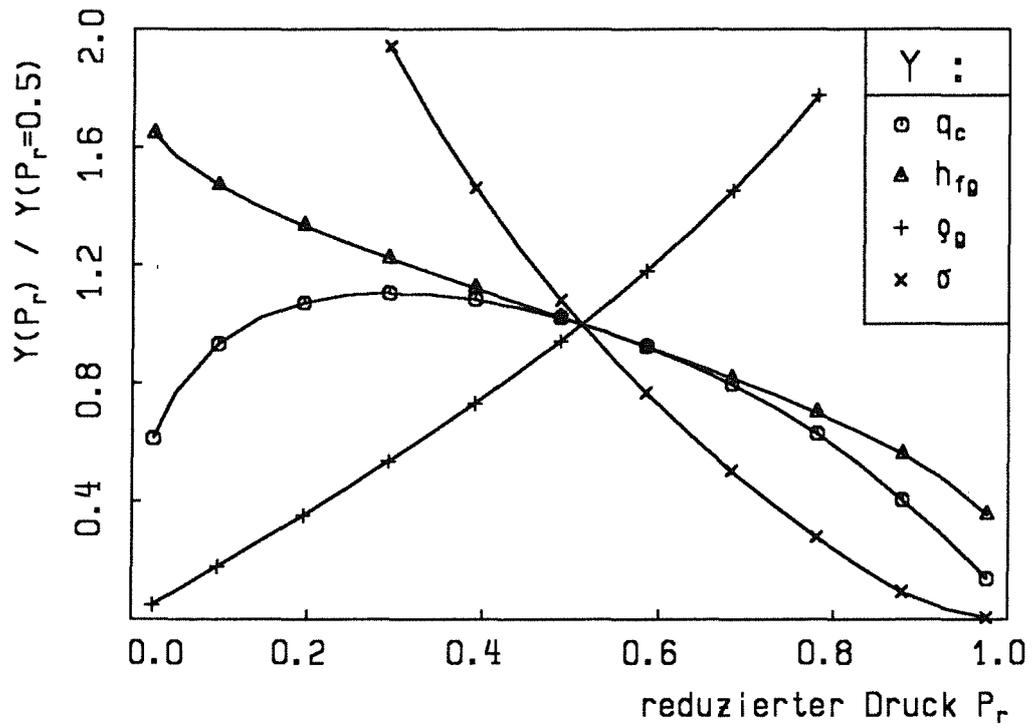


Abb.2.5 : Verlauf der Stoffeigenschaften und der kritischen Heizflächenbelastung über dem reduzierten Druck, Frigen R12

### 2.3.3 Massenstromdichte

Der Einfluß der Massenstromdichte auf die kritische Heizflächenbelastung ist mit den Strömungsformen, also mit der Dampfqualität, stark gekoppelt. Abb.2.6 zeigt typische Verläufe der kritischen Heizflächenbelastung über der Dampfqualität für verschiedene Massenstromdichten und verschiedene Drücke in Frigen R12 [50].

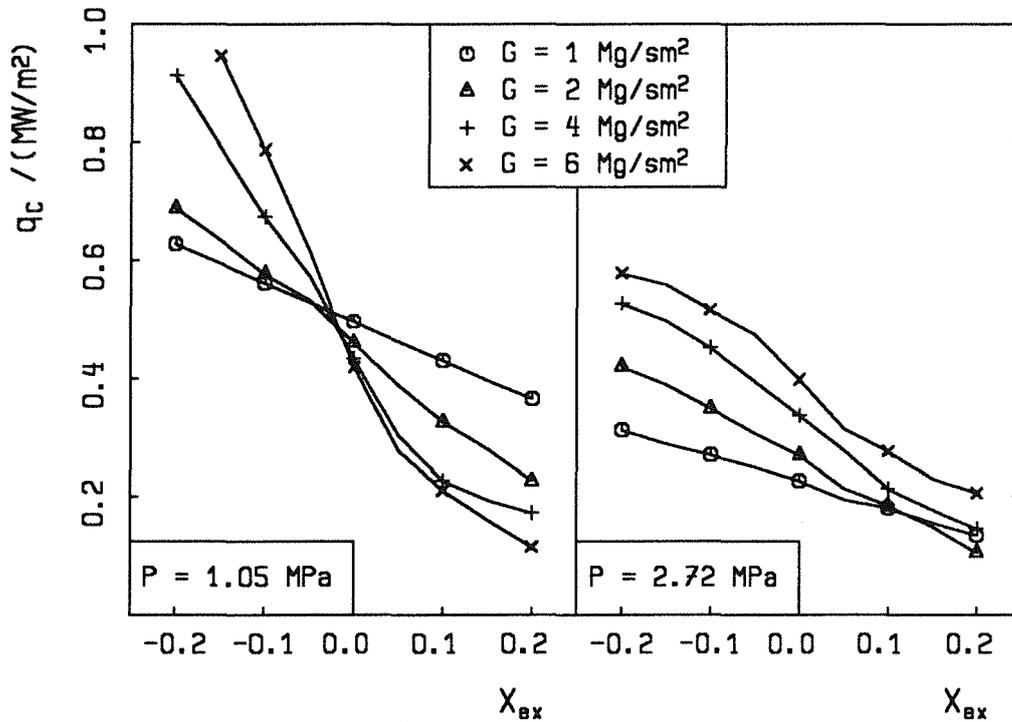


Abb.2.6 : Verlauf der kritischen Heizflächenbelastung über der Dampfqualität bei verschiedenen Massenstromdichten,  $D = 4.61 \text{ mm}$  [50]

Im Bereich negativer oder niedriger Dampfqualität bringt eine Erhöhung der Massenstromdichte eine höhere kritische Heizflächenbelastung, während bei hoher Dampfqualität und niedrigem Druck sich die Wirkung der Massenstromdichte auf KHB umkehrt. Der Grund für die Umkehrung des Massenstromdichteinflusses liegt im Wechsel des Siedekrise-Mechanismus. Bei niedriger Dampfqualität tritt ein Umschlag von Blasensieden zu Filmsieden (DNB) auf. In diesem Fall bewirkt die durch die höhere Massenstromdichte verstärkte Turbulenz eine Begünstigung des Blasen-Abtransports aus der wandnahen Schicht und läßt eine höhere kritische Heizflächenbelastung zu.

Der Bereich hoher Dampfqualitäten ist durch Ringströmung gekennzeichnet. Die Siedekrise wird durch das Austrocknen des flüssigen Films verursacht (Dryout). Eine größere Massenstromdichte bedeutet hier einen stärkeren Filmabriß, wodurch das Austrocknen der Heizwand beschleunigt wird.

Die Dampfqualität des Umkehrpunktes, auch als **Inversionspunkt** bezeichnet, hängt in erster Linie vom Druck ab. Je höher der Druck ist, desto kleiner ist das Dichteverhältnis  $\frac{\rho_f}{\rho_g}$ . Bei konstanter Dampfqualität nimmt der volumetrische Dampfgehalt mit steigendem Druck ab. Unter der vereinfachten Annahme, daß der Umschlag von der Blasen- zur Ringströmung bei einem konstanten volumetrischen Dampfgehalt erfolgt, verschiebt sich der Umschlag mit steigendem Druck zu einer höheren Dampfqualität.

Bei hohem Druck und hoher Massenstromdichte ist immer ein positiver Einfluß der Massenstromdichte zu erkennen. Diese Tendenz wird auf eine verbesserte Ablagerung der flüssigen Tropfen auf die Heizwand zurückgeführt. Die Tropfengröße ist bei hohem Druck klein, weil die Oberflächenspannung, die zur Aufrechthaltung eines Tropfens sorgt, gering ist. Bei ausreichend kleinen Größen sind die Tropfen in der Lage, den Turbulenzbewegungen zu folgen. Erst bei hoher Massenstromdichte können die feinen Tropfen durch das vom Flüssigkeitsfilm abströmende Dampfpolster bis zum Film vordringen und ihn damit aufrechterhalten.

### 2.3.4 Beheizte Länge

Wie in Kap.2.2 erläutert wurde, hängt die Siedekrise direkt von lokalen Strömungszuständen ab. Obwohl alle drei Parameter ( $P$ ,  $G$  und  $X$ ) über dem betrachteten Kanalquerschnitt konstant bleiben, wird der Betrag sowie die Verteilung mancher Parameter, wie z.B. der volumetrische Dampfgehalt  $\alpha$ , mehr oder weniger vom Eintrittszustand beeinflusst. Wenn die beheizte Länge lang genug und die Strömung gut eingelaufen ist, so daß die Dampfentstehung im Kanal nicht vom Eintrittszustand merklich beeinflusst wird, ist der Einfluß des Eintrittszustandes auf die lokalen Strömungsparameter und schließlich auf die kritische Heizflächenbelastung vernachlässigbar. Bei kurzer beheizter Länge werden die ersten Blasen erst bei einer höheren Dampfqualität entstehen. Daraus resultiert ein niedrigerer volumetrischer Dampfgehalt bei gleicher Dampfqualität, was eine höhere kritische Heizflächenbelastung zuläßt.

Wegen der Kompliziertheit des Siedekrise-Mechanismus läßt sich der Längeneinfluß bisher nicht genau erfassen. Für Kreisrohrgeometrien wird in der Praxis das Verhältnis  $\frac{L}{D}$  zur Beurteilung des Längeneinflusses verwendet. Hinsichtlich der Siedekrise werden in der Literatur verschiedene Zahlen als Grenzwerte dieses Verhältnisses angegeben.

Müller-Menzel [49] machte Messungen in Frigen R12 und stellte fest, daß die beheizte Länge keinen Einfluß auf die kritische Heizflächenbelastung hat, wenn das Verhältnis  $L/D$  größer als 86 ist. Die Meßergebnisse von Stevens et.al. [59], dargestellt in Abb.2.7, zeigen keinen merklichen Längeneinfluß bei  $L/D \geq 39$ . Reduzierung des Verhältnisses  $L/D$  auf 27 führt zu einer Erhöhung der kritischen Heizflächenbelastung um mehr als 10%.

In einer Bündelgeometrie ist es viel schwieriger, den Längeneinfluß zu analysieren. Nicht nur innerhalb eines Unterkanals, sondern auch zwischen den Unterkanälen findet Stoff-, Impuls- und Energieaustausch statt. Der Längeneinfluß ist von vielen Faktoren abhängig, z.B. von der Struktur des Bündels und einzelner Unterkanäle, von Einbauten und von der Leistungsverteilung. Allein das Verhältnis der beheizten Länge zum hydraulischen Durchmesser des Bündels oder eines Unterkanals kann den Längeneinfluß nicht mehr eindeutig darstellen. Es ist daher zu erwarten, daß der Grenzwert von  $L/d_{h,b}$  in Bündelgeometrien größer als der Grenzwert  $L/D$  in Kreisrohrgeometrien ist.

Abb.2.8 zeigt die Meßdaten in einem 19-Stabbündel von AECL (zitiert in [20]). Der Längeneinfluß ist vernachlässigbar, wenn das Verhältnis  $L/d_{h,b} \geq 134$  ist. Die Reduzierung des Verhältnisses  $L/d_{h,b}$  von 134 auf 67 führt zu einer Zunahme der kritischen Heizflächenbelastung um ca. 20%.

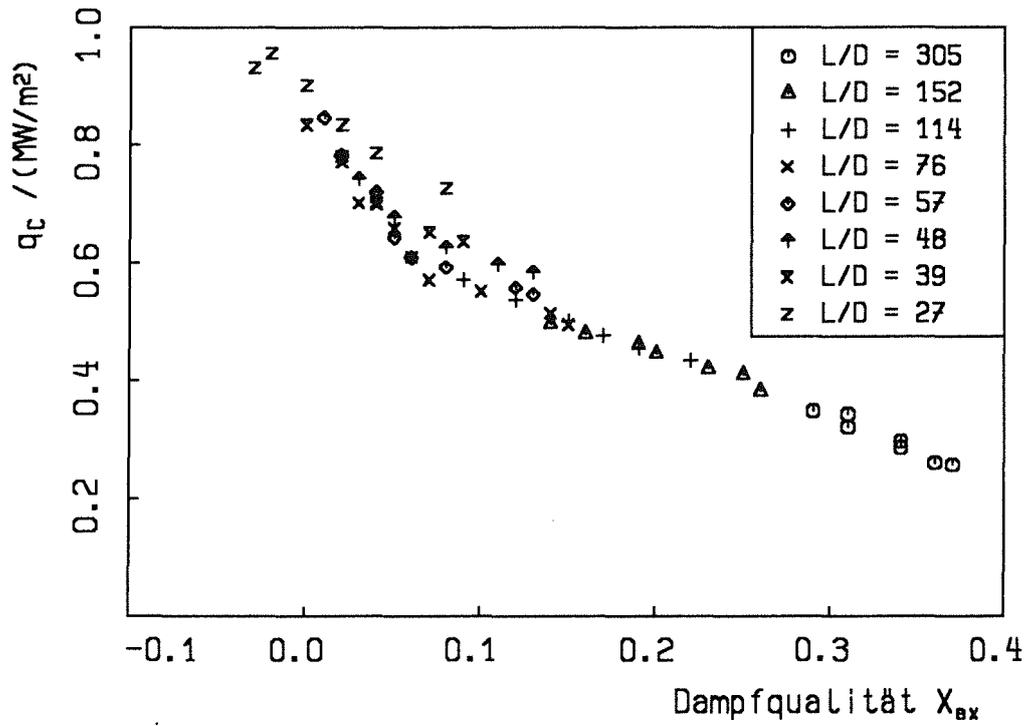


Abb.2.7 : Kritische Heizflächenbelastung über der Austrittsdampfqualität bei versch. L/D-Werten in Kreisrohren, nach [59]

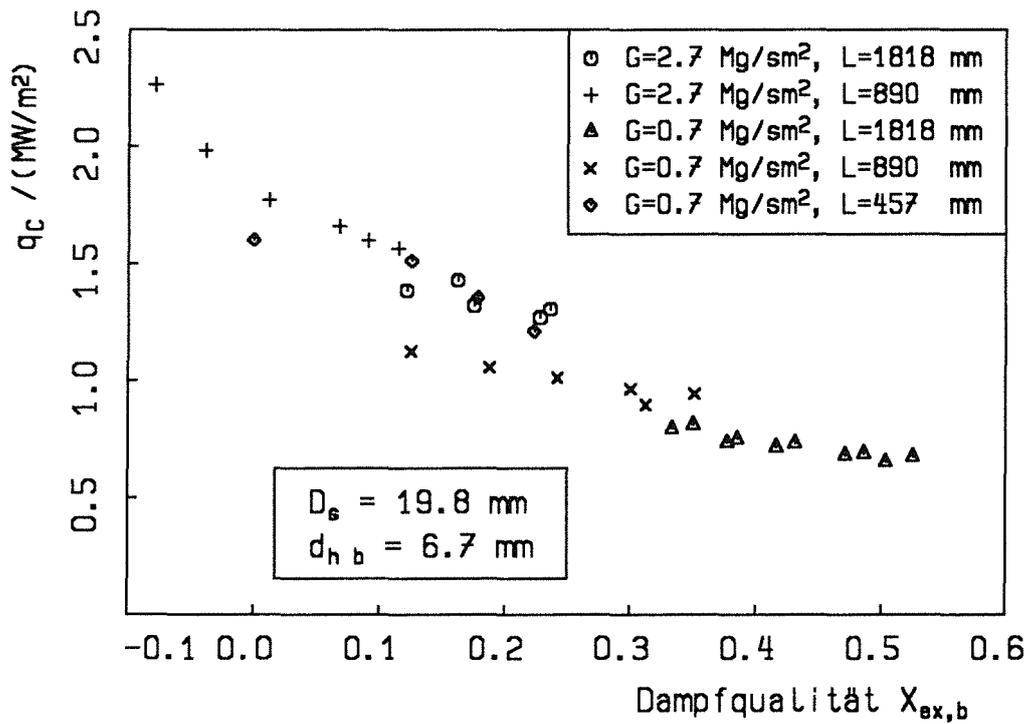


Abb.2.8 : Kritische Heizflächenbelastung über der Austrittsdampfqualität bei versch. Länge L in 19-Stabbündeln, nach [20]

### 2.3.5 Kanalquerschnitt

Für Kreisrohrgeometrien wird der Kanalquerschnitt durch den Rohrdurchmesser vollständig beschrieben. Meßreihen mit systematischer Variation des Rohrdurchmessers zeigen generell eine Zunahme der kritischen Heizflächenbelastung mit sinkendem Rohrdurchmesser bei einem konstanten lokalen Fluidzustand.

Dieser Durchmesser einfluß wird wie folgt erklärt:

Bei Blasenströmung [49] wird durch die Bildung einer Blase ein bestimmtes Flüssigkeitsvolumen verdrängt und in Richtung Strömungszentrum vorangetrieben. Der hierdurch entstehende Impuls verursacht eine Störung der Blasenrandschicht an der gegenüberliegenden Rohrwand.

Außerdem bewirkt die Blasenbildung eine Versperrung des Strömungsquerschnitts und führt zu einer Geschwindigkeitserhöhung. Dadurch wird das Ablösen und der Abtransport der Blasen begünstigt.

Diese beiden Effekte erschweren dann den Übergang vom Blasensieden zum Filmsieden und verstärken sich mit der Verringerung des Rohrdurchmessers.

Bei der Ringströmung ist die Dicke des flüssigen Films proportional zum Rohrdurchmesser, wenn die Phasenverteilung unverändert bleibt. Die Verdampfungsrate  $q/h_g$  ist weder vom Durchmesser noch von der Phasenverteilung abhängig. Die Ablagerungsrate der Tropfen hängt in erster Linie von der Konzentration der flüssigen Tropfen in der Hauptströmung ab [27] und wird nicht von der Filmdicke beeinflusst. Die Rate des Filmabbrisses (Entrainment) nimmt jedoch mit der Filmdicke zu. Kürzlich gaben Ishii und Mishima [28] eine Gleichung zur Berechnung des Anteils  $E$  der flüssigen Tropfen an der gesamten Flüssigkeit an

$$E = f\left(We^{1.25} Re_f^{0.25}, \frac{\rho_f}{\rho_g}, X\right). \quad (2.17)$$

Abb.2.9 zeigt den Verlauf von  $E$  über dem Rohrdurchmesser. Man erkennt, daß der Anteil der in Hauptströmung mitgerissenen Flüssigkeit an der gesamten Flüssigkeit mit steigendem Rohrdurchmesser zunimmt. Ein stärkerer Filmabriß führt dann zu einer niedrigeren kritischen Heizflächenbelastung.

Heutzutage sind keine zuverlässigen Modelle zur Beschreibung des Durchmesser einflusses bekannt. In der Praxis wird er häufig empirisch behandelt und durch eine exponentielle Beziehung wiedergegeben

$$q_c(D) = q_c(D_0) \left(\frac{D_0}{D}\right)^\varepsilon. \quad (2.18)$$

Von mehreren Autoren wird ein konstanter Exponent vorgeschlagen, z.B.  $\varepsilon=1/3$  [24] und  $\varepsilon=1/2$  [73]. Anhand von Meßergebnissen in Frigen R12 zeigten Müller-Menzel und Zeggel [50], [79], daß der Exponent  $\varepsilon$  stark vom Druck, von der Massenstromdichte und der Dampfqualität abhängt. Kirillov et.al [34] analysierten KHB-Daten in Wasser und stellten fest, daß der Exponent  $\varepsilon$  in erster Linie von der Dampfqualität abhängig ist. Mit steigender Dampfqualität nimmt der Exponent zu.

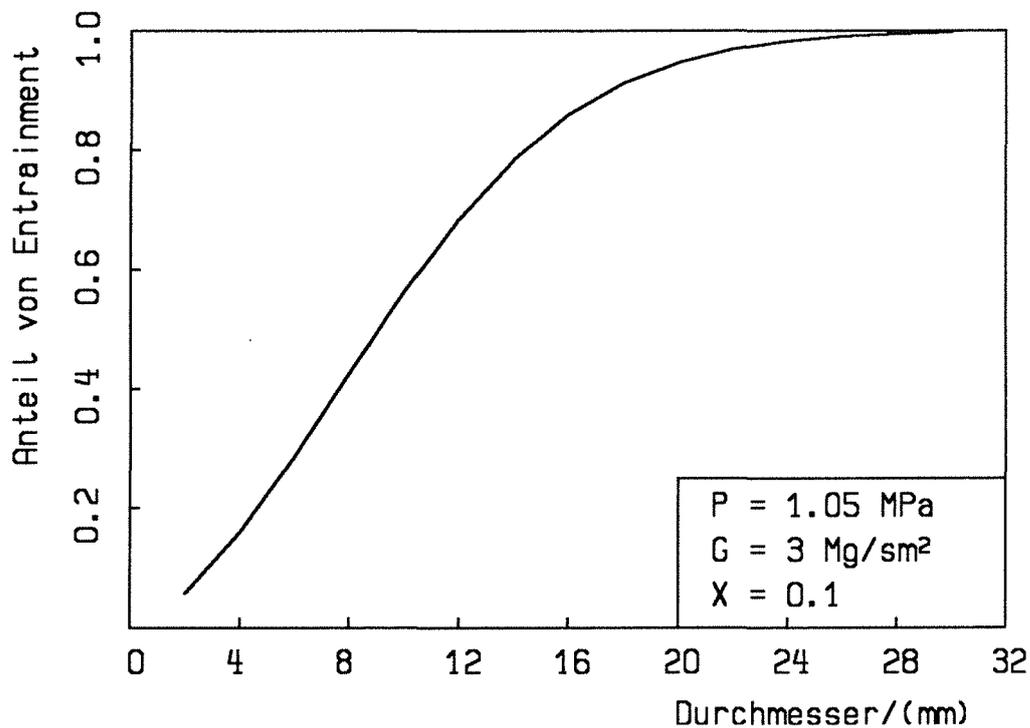


Abb.2.9 : Anteil der mitgerissenen an gesamtter Flüssigkeit über dem Rohrdurchmesser, für Frigen R12, nach [28]

In Bündelgeometrien wird zur Untersuchung des lokalen Siedekrise-Phänomens der Bündelquerschnitt im Regelfall in Unterkanäle aufgeteilt. Je nach Stabanordnung gibt es viele mögliche Strukturen von Unterkanälen. In Abb.2.10 werden zwei typische Stabanordnungen dargestellt, hexagonal (a) und quadratisch (b). Bei jeder Anordnung unterscheiden sich drei verschiedene Arten von Unterkanälen, die hier jeweils als **Zentral-, Wand- und Eckkanal** bezeichnet werden. Zur Beschreibung eines Unterkanals werden mindestens zwei Größen benötigt, z.B. der Stabdurchmesser  $D_s$ , und die Stabgitterteilung  $P_s$ .

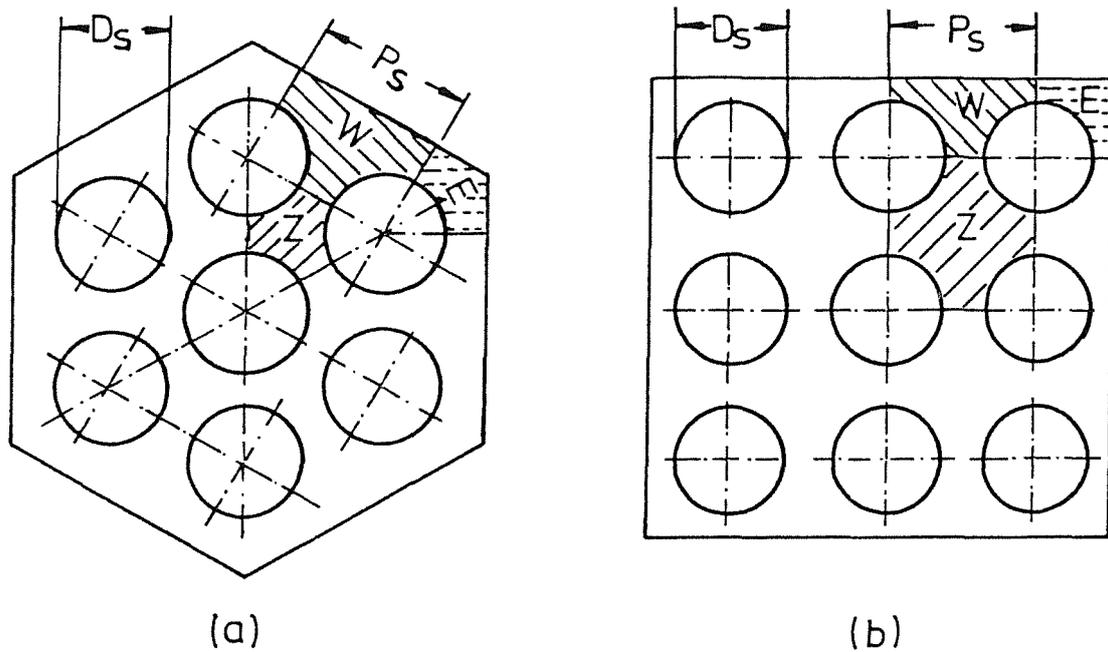


Abb.2.10 : Zwei typische Stabanordnungen : a) hexagonal b) quadratisch  
 Z : Zentralkanal W : Wandkanal E : Eckkanal

In der Literatur wird häufig versucht, eine charakteristische Geometriegröße herauszufinden, die den Einfluß des Bündelquerschnitts auf die kritische Heizflächenbelastung beschreibt. Unter allen denkbaren Geometriegrößen wird der hydraulische Durchmesser des Bündels oder des Heißkanals bevorzugt verwendet. Bedauerlicherweise existieren keine übereinstimmenden Aussagen über den qualitativen und quantitativen Einfluß des hydraulischen Durchmessers. Ein möglicher Grund liegt darin, daß bei konstantem hydraulischem Durchmesser die Form des Bündelquerschnitts sowie die Unterkanalstruktur beliebig sein können. Kinneir et.al [33] machten Messungen in 7-Stabbündeln mit identischem Strömungskasten und identischen Stäben. Die Stabanordnung wurde von Bündel zu Bündel variiert. Trotz des gleichen hydraulischen Durchmessers des Bündels weichen die kritischen Heizflächenbelastung erheblich voneinander ab, wenn die Stabanordnung im Strömungskasten geändert wird.

### 3 Ähnlichkeitsbetrachtungen und Umrechnungsverfahren

#### 3.1 Ähnlichkeitsgesetze

Modellversuche sind in der Technik aus Mangel an exakten analytischen oder numerischen Beschreibungsweisen von großer Bedeutung. Die Durchführung von Modellversuchen ist natürlich nur dann sinnvoll, wenn Verfahren zur Übertragung von Ergebnissen aus Modellversuchen auf die Originalbedingungen der technischen Anlagen zur Verfügung stehen. Die Umrechnungsverfahren müssen gewährleisten, daß die wesentlichen physikalischen Vorgänge einer betrachteten Problemstellung, in unserem Fall die Siedekrise, in Modell- und in Originalversuchen ähnlich ablaufen werden.

Ein physikalischer Vorgang läßt sich im allgemeinen nach den Gesetzen der Ähnlichkeitsmechanik durch eine Anzahl von dimensionslosen Kennzahlen  $\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n$  charakterisieren. Diese Kennzahlen sind voneinander abhängig. Es gilt:

$$f(\pi_1, \pi_2, \dots, \pi_n) = 0 \quad (3.1)$$

oder

$$\pi_1 = g(\pi_2, \dots, \pi_n) \quad (3.2)$$

Ähnlichkeit ist dann gegeben, wenn die dimensionslosen Kennzahlen in Modell- und in Originalversuchen identisch sind.

Es gibt im allgemeinen zwei verschiedene Methoden, mit denen dimensionslose Kennzahlen hergeleitet werden können [81]. Bei der ersten Methode werden die dimensionslosen Kennzahlen aus den Bilanzgleichungen abgeleitet, die den physikalischen Vorgang beschreiben. Diese Methode setzt voraus, daß der physikalische Vorgang in Form von Differentialgleichungen, konstitutiven Gleichungen und Randbedingungen exakt beschrieben werden kann.

Bei der zweiten Methode handelt es sich um eine Dimensionsanalyse. Man stellt diejenigen  $n$  charakteristischen, physikalischen, dimensionsbehafteten Einflußgrößen  $Y_1, Y_2, \dots, Y_n$  zusammen, die den physikalischen Vorgang erfassen. Zwischen diesen Größen besteht eine Abhängigkeit der allgemeinen Form

$$f(Y_1, Y_2, \dots, Y_n) = 0 \quad (3.3)$$

Im Fall des Flüssigkeitssiedens unter Zwangskonvektion werden in [1] und [2] folgende Parameter und Einflußgrößen betrachtet, die nach dem Stand des Wissens die Siedekrise beeinflussen:

1. Systemparameter

$$q_c, G, D, L, T_{in}, g,$$

2. Stoffeigenschaften

$$\rho_f, \rho_g, h_{fg}, \sigma_o, \eta_f, \eta_g, C_{p,f}, C_{p,g}, \lambda_f, \lambda_g, \beta', \gamma.$$

Die Eintrittstemperatur  $T_{in}$  wird üblicherweise durch die Differenz der spezifischen Enthalpie des Fluids zwischen dem Sättigungszustand und dem Eintrittszustand

$$\Delta h_{in} = h_{f,s} - h_{in} \quad (3.4)$$

ersetzt. Diese Größe wird in der Literatur [44] **Eintrittsunterkühlung** genannt.

Die beiden Größen  $\beta'$  und  $\gamma$  sind definiert durch die Beziehung:

$$\beta' = \left( \frac{dT}{dP} \right)_s, \quad (3.5)$$

$$\gamma = \left[ \frac{d\left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)}{dP} \right]_s. \quad (3.6)$$

Die Einführung dieser beiden Größen wird in [2] mit den vorhandenen Druckgradienten im Strömungskanal und den damit verbundenen Änderungen der Temperatur  $T$  und des Dichteverhältnisses  $\frac{\rho_f}{\rho_g}$  begründet.

Die allgemeine Abhängigkeit lautet dann:

$$q_c = f(G, D, L, \Delta h_{in}, g, \rho_f, \rho_g, h_{fg}, \sigma_o, \eta_f, \eta_g, C_{p,f}, C_{p,g}, \lambda_f, \lambda_g, \beta', \gamma). \quad (3.7)$$

Außerdem betrachtet man eine für die Problemstellung geeignete aus  $m$  dimensionsbehafteten Größen bestehende Basis  $B_1, B_2, \dots, B_m$ . Diese Basis wird so ausgewählt, daß keine dieser Größen  $B_i$  sich dimensionsmäßig durch Potenzprodukte der übrigen darstellen läßt, und alle Größen  $Y_i$  durch die Basis dargestellt werden können. Es gilt somit:

$$[Y_i] = B_1^{a_{i1}} B_2^{a_{i2}} \dots B_m^{a_{im}}. \quad (3.8)$$

Im vorliegenden Fall gibt es vier Basisgrößen. Es sind dies die Länge  $L$ , die Masse  $M$ , die Temperatur  $T$  und die Zeit  $t$ .

Bildet man dimensionslose Kennzahlen durch

$$\pi = Y_1^{k_1} Y_2^{k_2} \dots Y_n^{k_n}, \quad (3.9)$$

und setzt man dimensionsmäßig die Gl.(3.8) in die Gl.(3.9) ein, so ergibt sich durch einen Vergleich der Exponenten der Basisgrößen  $B_i$  ein homogenes, lineares Gleichungssystem und eine entsprechende Dimensionsmatrix. Für den Fall der Siedekrise unter Zwangskonvektion lautet dann die Dimensionsmatrix:

	$q_c$	$G$	$D$	$L$	$\Delta h_{in}$	$g$	$\rho_f$	$\rho_g$	$h_{fg}$	$\sigma_o$	$\eta_f$	$\eta_g$	$C_{p,f}$	$C_{p,g}$	$\lambda_f$	$\lambda_g$	$\beta'$	$\gamma$
L	0	-2	1	1	2	1	-3	-3	2	0	-1	-1	2	2	1	1	1	1
M	1	1	0	0	0	0	1	1	0	1	1	1	0	0	1	1	-1	-1
T	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	-1	-1	-1	-1	1	0
t	-3	-1	0	0	-2	-2	0	0	-2	-2	-1	-1	-2	-2	-3	-3	2	2

Diese Dimensionsmatrix hat den Rang 4. Nach dem wohlbekannten  $\pi$ -Theorem von Buckingham [81] lassen sich 14 unabhängige dimensionslose Kennzahlen bilden, und das Problem der Siedekrise unter Zwangskonvektion kann mit der Gleichung

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \dots, \pi_{14}) \quad (3.10)$$

charakterisiert werden.

Beim Bilden der unabhängigen dimensionslosen Kennzahlen ist es zweckmäßig, darauf zu achten, daß möglichst viele dimensionslose Kennzahlen als bekannte Kennzahlen, wie z.B. die Reynoldszahl, dargestellt werden, da die bekannten Kennzahlen physikalisch gut interpretiert werden können. Außerdem sollte die abhängige Variable  $q_c$  in Gl.(3.7) nur in einer dimensionslosen Kennzahl enthalten sein. Man erhält unter Beachtung dieser Gesichtspunkte folgenden Satz von unabhängigen Kennzahlen für das Problem der Siedekrise:

$$\pi_1 = \frac{q_c}{G h_{fg}} = Bo,$$

$$\pi_2 = \frac{-\Delta h_{in}}{h_{fg}} = X_{in},$$

$$\pi_3 = \frac{GD}{\eta_f} = Re_f,$$

$$\pi_4 = \frac{GD}{\eta_g} = Re_g,$$

$$\pi_5 = \frac{G^2 D}{\sigma_o \rho_f} = We,$$

$$\pi_6 = \frac{L}{D} ,$$

$$\pi_7 = \frac{G^2}{gD\rho_f^2} = Fr ,$$

$$\pi_8 = \frac{C_{p,f}\eta_f}{\lambda_f} = Pr_f ,$$

$$\pi_9 = \frac{C_{p,g}\eta_g}{\lambda_g} = Pr_g ,$$

$$\pi_{10} = \frac{\rho_f}{\rho_g} ,$$

$$\pi_{11} = \frac{C_{p,f}}{C_{p,g}} ,$$

$$\pi_{12} = \frac{\sigma_o^2}{\eta_f^2 h_{fg}}$$

$$\pi_{13} = \frac{\gamma\eta_f^2}{D^2\rho_f} ,$$

$$\pi_{14} = \frac{\beta' C_{p,f}}{\gamma h_{f,g}} ,$$

Die ersten neun Kennzahlen sind die in der Literatur bekannten Kennzahlen. Die Kennzahlen  $\pi_{10}$  und  $\pi_{11}$  sind Verhältnisse der Stoffwerte der Flüssigkeit zum Dampf. Die letzten zwei Kennzahlen wurden von Barnett [2] in einem Umrechnungsmodell verwendet.

### 3.2 Eine Auswahl relevanter Kennzahlen für die Siedekrise und Umrechnungsbeziehungen

Im Fall der Siedekrise unter Zwangskonvektion ist eine Ähnlichkeit gegeben, wenn alle 14 Kennzahlen in Gl.(3.10) in Modell- und in Originalversuchen gleich sind. Die maximale Anzahl der in Experimenten unabhängig veränderbaren Kennzahlen entspricht der Anzahl der Kontrollparameter. Bei der Problemstellung der Siedekrise in Kreisrohrgeometrien (s. Abb.2.1) gibt es insgesamt sieben mögliche Kontrollparameter. Es sind die Schwerkraftbeschleunigung  $g$ , der Druck  $P$ , die Eintrittstemperatur  $T_{in}$ , die Massenstromdichte  $G$ , der Durchmesser  $D$ , die beheizte Länge  $L$  und die Wärmestromdichte  $q_c$ .

Die Schwerkraftbeschleunigung  $g$  wird im allgemeinen bei Experimenten nicht geändert. Die Eintrittstemperatur  $T_{in}$  wird hier zweckmäßig durch die Eintrittsdampfqualität  $X_{in}$  ersetzt, die aus dem Druck und der Eintrittstemperatur direkt berechnet wird.

Der Variation des Kontrollparameters  $D$  sind im Hinblick auf die Experimentiertechnik Grenzen gesetzt. So können aus Zeitgründen und wegen der begrenzten Kapazität einer Versuchsanlage nur Versuche mit bestimmten Durchmessern durchgeführt werden.

Die Siedekrise ist ein lokales Phänomen [71]. Deshalb ist es zweckmäßig, die mittlere Dampfqualität am Austritt eines gleichmäßig beheizten Strömungskanals, wo das Auftreten der Siedekrise zuerst zu erwarten ist, als Kenngröße einzuführen. Die beiden Kennzahlen  $X_{in}$  und  $L/D$  werden daher durch die Austrittsdampfqualität  $X_{ex}$  ersetzt. Dadurch ist eine direkte Umrechnung von KHB-Ergebnissen aus verschiedenen Geometrien mit unterschiedlichen  $L/D$ -Werten möglich.

Aus diesen Betrachtungen ergeben sich bei der experimentellen Erfassung der Siedekrise vier maßgebliche Kontrollparameter. Es sind dies der Druck  $P$ , die Austrittsdampfqualität  $X_{ex}$ , die Massenstromdichte  $G$  und die Wärmestromdichte  $q$ .

Aus praktischen Gründen wird darauf verzichtet, eine komplette Ähnlichkeit in Modell- und in Originalversuchen herzustellen. Vielmehr wird versucht, einen geeigneten Satz von vier Kennzahlen herauszufinden, um den physikalischen Vorgang der Siedekrise möglichst genau zu beschreiben. Die Wahl eines solchen Satzes erfolgt nach der Wichtigkeit der einzelnen Kennzahlen für die Erfassung der Siedekrise.

Ähnlichkeit der physikalischen Vorgänge bei der Siedekrise bedeutet in erster Linie thermofluiddynamische Ähnlichkeit. Daher ist die Gleichheit des mittleren volumetrischen Dampfgehaltes in Modell- und in Originalversuchen erforderlich. Der volu-

metrische Dampfgehalt wird nach Gl.(2.4) und Gl.(2.5) durch die Größen  $\dot{X}$ , und  $\frac{\rho_f}{\rho_g}$  bestimmt. Da die Strömungsmassendampfgehalt  $\dot{X}$  nicht exakt berechenbar ist, wird er durch die Dampfqualität  $X$  ersetzt. Daher muß die Gleichheit der beiden Kennzahlen  $X_{ex}$  und  $\frac{\rho_f}{\rho_g}$  in Modell- und in Originalversuchen gewährleistet werden, also:

$$\frac{(X_{ex})_O}{(X_{ex})_M} = 1 \quad , \quad (3.11)$$

$$\frac{\left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)_O}{\left(\frac{\rho_f}{\rho_g}\right)_M} = 1 \quad . \quad (3.12)$$

Hier steht der Index O für das Originalfluid, und M für das Modellfluid. Bei Zweiphasenströmung unter Zwangskonvektion wird die Verteilung der Dampfblasen in der Nähe der beheizten Wand maßgeblich von zwei Effekten beeinflusst. Zum einen ist sie durch die Blasenentstehungsrate  $w_{b,e}$  gekennzeichnet. Sie wird wie folgt berechnet:

$$w_{b,e} = \frac{q_c}{h_{fg}\rho_g} \quad . \quad (3.13)$$

Zum anderen ist für die Verteilung der Dampfblasen der Blasenabtransport aus der wandnahen Grenzschicht  $w_{b,a}$  wichtig, der wesentlich durch die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Fluids in axialer Richtung  $w_f$  bewirkt wird [71]. Für sie gilt:

$$w_{b,a} \propto w_f = \frac{G}{\bar{\rho}} \quad . \quad (3.14)$$

Die mittlere Dichte des Fluids wird definiert als:

$$\bar{\rho} = \rho_f(1 - \alpha) + \rho_g \alpha \quad . \quad (3.15)$$

Das Verhältnis der Blasenentstehungsrate  $w_{b,e}$  zur Blasenabtransportrate  $w_{b,a}$

$$\frac{w_{b,e}}{w_{b,a}} \propto \frac{q_c}{Gh_{fg}} \frac{\alpha\rho_g + (1 - \alpha)\rho_f}{\rho_g} \quad (3.16)$$

charakterisiert die Verteilung der Dampfblasen in der Nähe der beheizten Wand [71]. Unter der Voraussetzung, daß die Dampfqualität  $X$ , das Dichteverhältnis  $\frac{\rho_f}{\rho_g}$  und schließlich der volumetrische Dampfgehalt  $\alpha$  in Modell- und in Originalversuchen gleich sind, ist nach Gl.(3.16) die Gleichheit der Siedezahl  $Bo = q_c/Gh_{fg}$  in bei-

den Systemen erforderlich, um eine ähnliche Verteilung der Dampfblasen zu erzielen. Dies bedeutet dann

$$\frac{\left(\frac{q_c}{Gh_{fg}}\right)_O}{\left(\frac{q_c}{Gh_{fg}}\right)_M} = 1 . \quad (3.17)$$

Wir betrachten nun die Kräfte, die auf eine Dampfblase wirken. Neben der Impulskraft, mit der die Massenstromdichte Einfluß auf die Blasen ausübt, wirken auf die Dampfblase ferner Auftriebs- und Oberflächenspannungskräfte. Diese Kräfte lassen sich in folgender Form darstellen:

$$\begin{aligned} F_\tau &\propto d_B^2 G^2 / \rho_f , && \text{Impulskraft ,} \\ F_A &\propto d_B^3 g \Delta \rho , && \text{Auftriebskraft ,} \\ F_O &\propto d_B \sigma_o , && \text{Oberflächenspannungskraft.} \end{aligned}$$

Hier ist  $d_B$  der Durchmesser der Dampfblase. Da er ein im allgemeinen nicht meßbarer Parameter ist, wird er zweckmäßig durch den Kontrollparameter  $D$  ersetzt. Aus Kräfteverhältnissen  $F_\tau/F_O$  und  $F_\tau/F_A$  lassen sich zwei weitere Kennzahlen in der Form

$$We = \frac{G^2 D}{\sigma_o \rho_f} , \quad (3.18)$$

$$Fr = \frac{G^2}{Dg\rho_f^2} \quad (3.19)$$

bilden.

In der Ringströmung wird nach Gl.(2.17) neben der Dampfqualität  $X$ , dem Dichteverhältnis  $\frac{\rho_f}{\rho_g}$  und der Weberzahl  $We$  schließlich noch die Reynoldszahl  $Re_f$  den Filmabriß beeinflussen.

Diese Betrachtungen legen nahe, daß neben den drei Kennzahlen  $Bo$ ,  $X_{ex}$ , und  $\frac{\rho_f}{\rho_g}$  die Weberzahl  $We$ , die Froudezahl  $Fr$  und die Reynoldszahl  $Re_f$  für die Erfassung der Siedekrise von Bedeutung sind. Da es bei der experimentellen Erfassung der Siedekrise nur vier maßgebliche Kontrollparameter gibt, wird darauf verzichtet, die Ähnlichkeit bezüglich aller sechs Kennzahlen zu fordern. Stattdessen werden die drei Kennzahlen  $We$ ,  $Re_f$  und  $Fr$  zu einer neuen Kenngröße zusammengefaßt in der Form

$$\Phi_c = We Re_f^a Fr^b \quad (3.20)$$

mit noch freien Parametern a und b.

Es wird nun postuliert, daß sich das Original- und das Modellsystem der Siedekrise ähnlich verhalten, wenn neben den Gleichungen (3.11), (3.12) und (3.17) auch noch

$$\frac{(We Re_f^a Fr^b)_O}{(We Re_f^a Fr^b)_M} = c \quad (3.21)$$

gilt. In dieser Beziehung kann die Konstante c noch von den einzelnen betrachteten Fällen abhängen, z.B. vom betrachteten Fluidpaar. Die Exponenten a und b müssen aus den Versuchsergebnissen bestimmt werden.

Die Umrechnungsfaktoren für die einzelnen Kontrollparameter werden wie folgt definiert:

$$F_X = \frac{(X_{ex})_O}{(X_{ex})_M}, \quad F_P = \frac{P_O}{P_M}, \quad F_G = \frac{G_O}{G_M}, \quad F_q = \frac{(q_c)_O}{(q_c)_M}. \quad (3.22)$$

Nach Gl.(3.11) ist der Umrechnungsfaktor für die Austrittsdampfqualität

$$F_X = 1.0. \quad (3.23)$$

Der Umrechnungsfaktor für den Druck  $F_P$  wird nach Gl.(3.12) berechnet, sobald der Druck in einem der beiden Fluidsystemen bekannt ist. Durch die Umformung der Gl.(3.21) erhält man den Ausdruck des Umrechnungsfaktors für die Massenstromdichte  $F_G$  in der Form

$$F_G = \frac{G_O}{G_M} = c \frac{1}{2+a+2b} \left( \frac{D_M}{D_O} \right)^{\frac{1+a-b}{2+a+2b}} \left[ \frac{(\rho_f^{1+2b} \sigma_o g^b \eta_f^a)_O}{(\rho_f^{1+2b} \sigma_o g^b \eta_f^a)_M} \right]^{\frac{1}{2+a+2b}}. \quad (3.24)$$

Wenn das Geometrieverhältnis  $D_O/D_M$  und die Druckwerte in beiden Fluidsystemen bekannt sind, läßt sich der Umrechnungsfaktor  $F_G$  aus Gl.(3.24) berechnen.

Nach Gl.(3.17) wird der Umrechnungsfaktor für die kritische Heizflächenbelastung wie folgt dargestellt:

$$F_q = \frac{(q_c)_O}{(q_c)_M} = \frac{(Gh_{fg})_O}{(Gh_{fg})_M} = F_G \frac{(h_{fg})_O}{(h_{fg})_M}. \quad (3.25)$$

Nach der Ermittlung des Umrechnungsfaktors für die Massenstromdichte  $F_G$  und der Druckwerte in beiden Fluidsystemen wird schließlich der Umrechnungsfaktor für die kritische Heizflächenbelastung  $F_q$  aus Gl.(3.25) berechnet.

Das oben vorgestellte Umrechnungsmodell enthält drei freie Parameter a, b und c, die anhand KHB-Meßergebnisse aus verschiedenen Fluiden und aus unterschiedlichen Geometrien empirisch bestimmt werden müssen. Da zur Zeit keine ausreichende Datenbasis zur Bestimmung der freien Parameter a, b und c vorhanden ist, wird das Umrechnungsmodell in der vorliegenden Arbeit nicht zur Übertragung der Meßergebnisse eingesetzt.

### 3.3 Bekannte Umrechnungsmodelle aus der Literatur

Eine große Anzahl von Umrechnungsmodellen ist aus der Literatur bekannt [29]. Barnett [2] setzt die Methode der Dimensionsanalyse ein. Er verwendet hierbei die in Gl.(3.7) gelisteten 18 Einflußgrößen und leitet dimensionslose Kennzahlen ab. Je nachdem welche Einflußgrößen als maßgeblich angesehen werden, stellt er eine Reihe von Umrechnungsmodellen auf. Nach einer experimentellen Überprüfung von insgesamt 14 Umrechnungsmodellen favorisiert Barnett das Modell mit dem folgenden Satz der dimensionslosen Kennzahlen:

$$\frac{q_c \sqrt{\gamma}}{h_{fg} \sqrt{\rho_f}}, \quad \frac{L}{D}, \quad \frac{\rho_f}{\rho_g}, \quad X_{in}, \quad \frac{DC_{p,f} \sqrt{\rho_f}}{\lambda_f \sqrt{\gamma}}, \quad \frac{G \sqrt{\gamma}}{\sqrt{\rho_f}} \quad (3.26)$$

Physikalisch läßt sich die Auswahl der Kennzahlen jedoch nicht vollständig begründen. Nach diesem Verfahren hängt der Umrechnungsfaktor des Durchmessers  $D_o/D_M$  vom Druck ab. Dies erschwert die praktische Anwendung des Modells erheblich.

Ahmad [1] setzt, ähnlich wie Barnett, zur Herleitung der Umrechnungsgesetze die Dimensionsanalyse ein. Er benutzt dieselben 18 Einflußgrößen wie Barnett und fünf Basisgrößen. Die Basisgrößen sind die Länge, die Masse, die Temperatur, die Enthalpie und die Zeit. Damit leitet er die folgenden dreizehn dimensionslosen Kennzahlen her:

$$\frac{q_c}{G h_{fg}}, \quad \frac{\rho_f}{\rho_g}, \quad X_{in}, \quad \frac{L}{D}, \quad \frac{GD}{\eta_f}, \quad \frac{\eta_f^2}{\sigma_o D \rho_f}, \quad \frac{\eta_f}{\eta_g},$$

$$\frac{g D^3 \rho_f}{\eta_f^2}, \quad \frac{C_{p,f} \eta_f}{\lambda_f}, \quad \frac{C_{p,v} \eta_v}{\lambda_v}, \quad \frac{\lambda_f}{\lambda_v}, \quad \frac{\gamma^{1/2} \eta_f}{D \rho_f^{1/2}}, \quad \frac{\beta' C_{p,f}}{\gamma h_{fg}} \quad .$$

Ahmad [1] zeigt, daß im praktischen Anwendungsbereich der Massenstromdichte die Schwerkraftbeschleunigung  $g$  die Siedekrise wenig beeinflusst. Aus den Experimenten mit Wasser, Kohlendioxyd und Kalium schlägt Ahmad vor, daß die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und die spezifische Wärmekapazität  $C_p$  für die Siedekrise eine untergeordnete Rolle spielen. Außerdem hält Ahmad die beiden letzten Kennzahlen, die die Sekundärstoffwerte  $\gamma$  und  $\beta'$  enthalten, für wenig bedeutsam. Daher werden die letzten sechs Kennzahlen nicht benutzt. Die ersten vier Kennzahlen sind durch die Kontrallparameter ( $q_c$ ,  $P$ ,  $T_{in}$ , und Geometrie) unabhängig einstellbar und werden von Ahmad zur Umrechnung der einzelnen Kontrallparameter gewählt. Durch das Potenzprodukt der anderen drei Kennzahlen bildet Ahmad eine neue Kennzahl in der Form

$$\Phi_A = \left( \frac{GD}{\eta_f} \right) \left( \frac{\eta_f^2}{\sigma_0 D \rho_f} \right)^{n_1} \left( \frac{\eta_f}{\eta_g} \right)^{n_2} \quad (3.27)$$

Nach Anpassung an Meßergebnissen werden die Exponenten zu

$$n_1 = 2/3 \quad , \quad (3.28)$$

$$n_2 = -1/5$$

angegeben.

Ersetzt man die beiden Kennzahlen  $X_{in}$  und  $L/D$  durch die Austritisdampfqualität  $X_{ex}$ , so enthält das Umrechnungsmodell von Ahmad vier Kennzahlen in der Form

$$\frac{q_c}{G h_{fg}} = f \left( \frac{\rho_f}{\rho_g}, X_{ex}, \Phi_A \right) \quad (3.29)$$

Schreibt man die Ahmad-Kennzahl  $\Phi_A$  um in die Form

$$\Phi_A = \left( \frac{G^2 D}{\sigma_0 \rho_f} \right)^{2/3} \left( \frac{GD}{\eta_f} \right)^{-2/15} \left( \frac{GD}{\eta_g} \right)^{-1/5} \quad , \quad (3.30)$$

so erkennt man, daß gegenüber Gl.(3.20) hier statt der Froudezahl die Reynoldszahl der Dampfphase herangezogen wird. Bei sehr niedriger Massenstromdichte, bei der die Froudezahl eine wichtige Rolle spielen sollte, würde die Anwendbarkeit des Ahmad-Modells in Frage gestellt.

Katto [32] und Shah [58] entwickeln KHB-Korrelationen, die aus dimensionslosen Kennzahlen bestehen. Durch Probieren und Überprüfung mit den KHB-Meßergebnissen gelangt Katto [32] zu einer Beziehung der dimensionslosen Kennzahlen in der Form

$$\frac{q_c}{G h_{fg}} = f \left( \frac{\rho_f}{\rho_g}, \frac{L}{D}, X_{in}, We \right) \quad (3.31)$$

Im Vergleich zu Gl.(3.20) wird zur Umrechnung der Massenstromdichte lediglich die Weberzahl  $We$  von Katto benutzt.

Shah [58] schlägt folgende Beziehung vor:

$$\frac{q_c}{G h_{fg}} = f \left( \frac{P}{P_c}, \frac{L}{D}, X_{in}, \Phi_S \right) \quad (3.32)$$

mit

$$\Phi_S = Re_f Pr_f Fr^{0.4} \left( \frac{\eta_f}{\eta_g} \right)^{0.6} . \quad (3.33)$$

Statt des Dichteverhältnisses führt Shah den reduzierten Druck  $P/P_c$  ein. Im Vergleich zu Gl.(3.20) werden von Shah zur Berücksichtigung des Einflusses der Massenstromdichte die Reynolds-, die Prandtl-, und die Froudezahl herangezogen. Die Weberzahl und damit der Einfluß der Oberflächenspannung wird nicht berücksichtigt.

Im Gegensatz zur systematischen Vorgehensweise von Barnett [2], von Ahmad [1], von Katto [32] und von Shah [58] mit Hilfe einer Dimensionsanalyse schlagen Stevens und Kirby [60] vor, den Umrechnungsfaktor für die Massenstromdichte  $F_G$  abhängig vom Druck empirisch zu bestimmen. Die Umrechnungsfaktoren für die Dampfqualität, den Druck und die kritische Heizflächenbelastung werden jeweils mit Hilfe der Gleichungen (3.11), (3.12) und (3.17) ermittelt. Für das Fluidpaar Wasser/Frigen R12 beim Dichteverhältnis  $\frac{\rho_f}{\rho_g} = 20$  und bei identischer Geometrie geben Stevens und Kirby den Faktor  $F_G$  gleich 1.52 an.

Die bisher diskutierten Umrechnungsmodelle wurden ursprünglich für Kreisrohrgeometrien entwickelt. Solche Umrechnungsmodelle können nicht immer direkt auf Bündelgeometrien angewandt werden [29]. Ein Grund dafür ist, daß der Queraustausch von Masse, Impuls und Energie zwischen den Unterkanälen nicht berücksichtigt wird.

Stevens und Macbeth [61] untersuchten KHB-Meßdaten in 19- und 37-Stabbündeln und zeigten, daß sich die KHB-Ergebnisse aus Wasser und aus Frigen R12 nur bei identischen Bündelgeometrien umrechnen lassen.

Drescher et.al [70] stellen fest, daß das Umrechnungsmodell von Ahmad [1] sowohl für Kreisrohr- als auch für Bündelgeometrien die am besten geeignete Methode ist, und zwar für einen Parameterbereich, der in der Tabelle 3.1 angegeben ist.

Tabelle 3.1 : Parameterbereich für das Umrechnungsmodell von Ahmad [70]		
Kennzahlen	Parameterbereich	
	Kreisrohr	Bündel
$\rho_f/\rho_g$	7 bis 980	3 bis 20
$X_{ex}$	-0.4 bis 0.9	-0.35 bis 0.9
$q_c/Gh_{fg}$	keine Begrenzung	keine Begrenzung

## 4. Versuchseinrichtungen

### 4.1 Notwendigkeit neuer Messungen

Müller-Menzel [49] stellte fest, daß KHB-Daten aus Kreisrohrgeometrien mit systematischer Parametervariation fehlen, die den FDWR-Parameterbereich überdecken und klare Aussagen über deren Einflüsse zulassen. Um eine Datenbasis für den FDWR-Parameterbereich aufzustellen, wurden KHB-Experimente in 4.61mm/2.61mm Kreisrohren mit Frigen R12 als Arbeitsfluid von Müller-Menzel durchgeführt [49]. Diese Experimente liefern wertvolle Kenntnisse über das KHB-Verhalten im FDWR-Parameterbereich. Große Abweichungen werden jedoch festgestellt, wenn man die Meßdaten mit den Tafeldaten von Groeneveld [24] vergleicht, wie es Abb.4.1 zeigt.

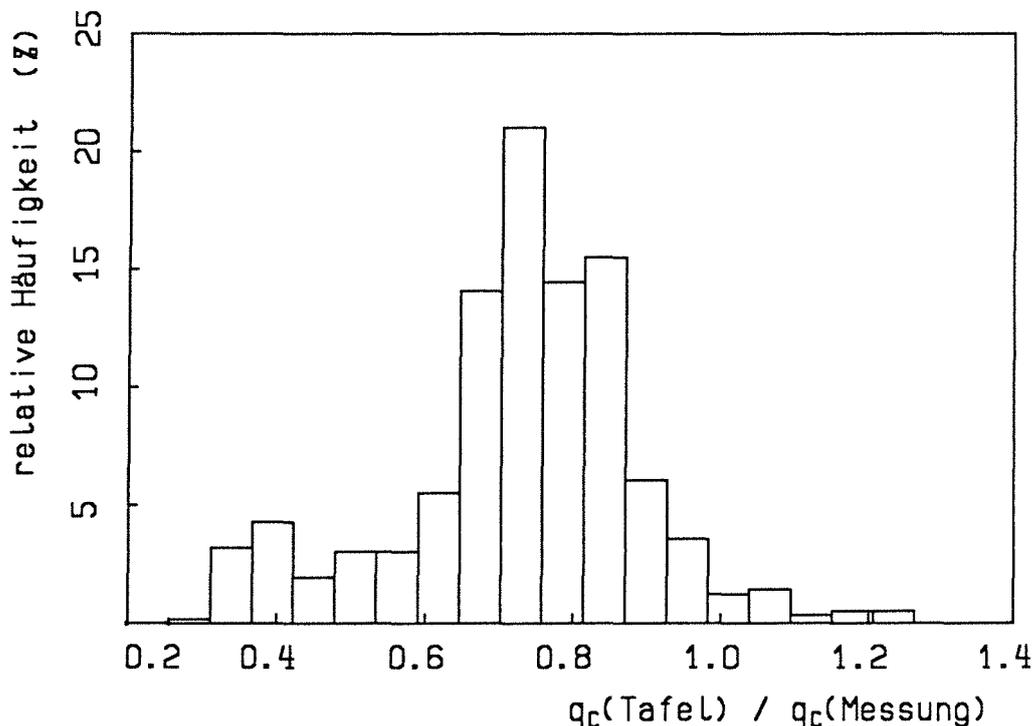


Abb.4.1 : Vergleich der KHB-Meßdaten nach [49] mit KHB-Tafeldaten nach [24]

Die Meßdaten in Frigen R12 wurden zuerst durch das Ahmad-Umrechnungsmodell [1] auf Wasser-Bedingungen, und dann durch die Gleichung (2.18) mit dem Exponenten 1/3 auf 8 mm Durchmesser übertragen. Durchschnittlich liegen die umgerechneten Meßdaten mehr als 20% höher als die Tafeldaten. Eine mögliche Ursache für diese große Abweichung ist die Übertragung durch das Umrechnungsmodell von Ahmad. Ein anderer Grund dafür könnte darin liegen, daß die Gleichung (2.18) mit dem konstanten Exponenten 1/3 den Durchmesser-Einfluß nicht mit ausreichender

Genauigkeit wiedergibt. Um einige vorhandene Umrechnungsmodelle zu überprüfen und den Durchmesser-Einfluß zu untersuchen, sind weitere Experimente in Kreisrohrgeometrien erforderlich.

Fighetti und Reddy [20] stellten mehr als 11000 KHB-Meßdaten in Wasser aus 235 Bündelteststrecken zusammen. Die meisten Daten stammten aus der Bündelgeometrie eines DWR oder eines SWR, nämlich aus quadratischen 4x4-, 5x5- und 6x6-Anordnungen. Das Verhältnis der Stabgitterteilung zum Stabdurchmesser liegt über 1.3. Der hydraulische Durchmesser des Bündels ist deutlich größer als der eines FDWR. Ein kleiner Teil der Daten stammt aus hexagonal angeordneten 19-, 28- und 37-Stabbündeln. Dabei beziehen sich die Versuchsparameter hauptsächlich auf CANDU-Reaktoren. Der Druck und die Massenstromdichte liegen deutlich niedriger als in einem FDWR.

Speziell in Frigen R12 wurden ebenfalls Messungen durchgeführt. In Tabelle 4.1 werden die Versuchsparameter einiger Messungen zusammengestellt.

<b>Tabelle 4.1 : Versuchsparameter in Bündeln</b>						
<b>Stabanzahl</b>	<b>Fluid</b>	<b>P/(MPa)</b>	<b>G/(Mg/sm<sup>2</sup>)</b>	<b>X<sub>ex</sub></b>	<b>D<sub>s</sub>/(mm)</b>	<b>P<sub>s</sub>/D<sub>s</sub></b>
37 [61]	R12	1.05	< 2.40	-	15.88	1.20
19 [62]	R12	1.07	(0.2, 1.3)	-	15.88	1.18
19 [16]	R12	(1.2, 2.9)	(2.0, 9.0)	(-0.2, 0.4)	8.65	1.15
19 [45]	R12	(1.1, 1.85)	(0.9, 4.4)	> 0.1	19.8	1.051
7 [33]	R12	1.07	(0.9, 2.6)	(-0.2, 0.5)	15.88	-
20 [38]	H <sub>2</sub> O	(8.3, 13.8)	(0.3, 5.4)	(0.14, 0.85)	19.05	1.02
12 [43]	H <sub>2</sub> O	8.2	(0.7, 5.5)	(0.02, 0.52)	11.2	1.051

Außer den Messungen von Courtaud et.al. [16] wurden vier andere Experimente in Frigen R12 unter relativ niedrigem Druck ( $P \leq 1.85$  MPa) durchgeführt, sie sind auf FDWR-Bedingungen nicht anwendbar. Die Messungen von Courtaud et.al. wurden im Rahmen der weltweiten FDWR-Forschung durchgeführt. Die Versuchsparameter erstrecken sich über einen großen Bereich. Um das Auftreten der Siedekrise an den Innenstäben zu erzwingen, wurden die 7 Zentralstäbe um 30% höher

als die restlichen 12 Wandstäbe beheizt. Bedauerlicherweise sind keine Meßdaten in den Veröffentlichungen enthalten.

Hinsichtlich des engen Gitteraufbaus seien noch zwei Messungen in Wasser erwähnt, deren Versuchsparameter ebenso der Tabelle 4.1 zu entnehmen sind.

LeTourneau et.al [38] machten Messungen in einem hexagonal angeordneten 20-Stabbündel. Der hydraulische Durchmesser des Bündels ist gleich 2.8 mm. Drei Druckstufen, nämlich 8.3, 11.0 und 13.8 MPa, wurden untersucht. Für die Kombination  $P = 13.8$  MPa,  $G \geq 4$  Mg/sm<sup>2</sup> und  $X_c < 0.2$  sind keine Meßpunkte vorhanden. Matzner [43] berichtete Messungen in einem eng hexagonal angeordneten 12-Stabbündel. Der System Druck (8.2 MPa) ist jedoch viel niedriger als bei einem FDWR.

Das obige Literaturstudium zeigt eindeutig den Informationsmangel an Messungen zur kritischen Heizflächenbelastung unter FDWR-Bedingungen. Eine Extrapolation von KHB-Meßergebnissen ist wegen der großen Bedeutung eines ausreichenden Sicherheitsabstandes von der Siedekrise bei der Reaktorauslegung nicht gestattet. Es ist deshalb notwendig, die Siedekrise in Bündeln unter FDWR-Bedingungen zu untersuchen.

## 4.2 Versuchsprogramm

Tabelle 4.2 zeigt die Matrix der Versuchsparameter. Im Folgenden wird sie näher erläutert.

<b>Tabelle 4.2 : Matrix der Versuchsparameter</b>		
	<b>Kreisrohr</b>	<b>7-Stabbündel</b>
<b>Arbeitsfluid</b>	Frigen R12	Frigen R12
<b>D/(mm)</b>	8.0	---
<b><math>D_s</math>/(mm)</b>	---	9.5
<b>L/(mm)</b>	688	600
<b><math>P_s/D_s</math></b>	---	1.147
<b>P/(MPa)</b>	1.05, 1.78, 2.30, 2.72, 3.00	1.05, 1.78, 2.30, 2.72, 3.00
<b>G/(Mg/sm<sup>2</sup>)</b>	1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 6.0	1.0, 2.0, 3.0, 4.0, 6.0
<b><math>T_{in}</math></b>	-10°C bis $T_s$	-10°C bis $T_s$
<b>Abstandshalter</b>	---	Gitter, Drahtwendel
<b>Leistungsverteilung</b>		
<b>axial</b>	gleichmäßig	gleichmäßig
<b>radial</b>	gleichmäßig	variiert

### Arbeitsfluid

Bei experimentellen Untersuchungen zur kritischen Heizflächenbelastung ergeben sich für die Experimentiertechnik wesentliche Vorteile durch den Übergang zu einem geeigneten Modellfluid mit einem niedrigen kritischen Druck und einer niedrigen Verdampfungsenthalpie. Als Modellfluid wird in der vorliegenden Arbeit Frigen R12 (Dichlordifluormethan,  $CCl_2F_2$ ) ausgewählt. In Abb.4.2 werden die Umrechnungsfaktoren für den Druck  $F_P$ , die Massenstromdichte  $F_G$  und die kritische Heizflächenbelastung  $F_q$  für das Fluidpaar Wasser/Frigen R12 unter identischen Geometrien nach den Umrechnungsmodellen von Ahmad [1], von Katto [32] und von Shah [58] dargestellt.

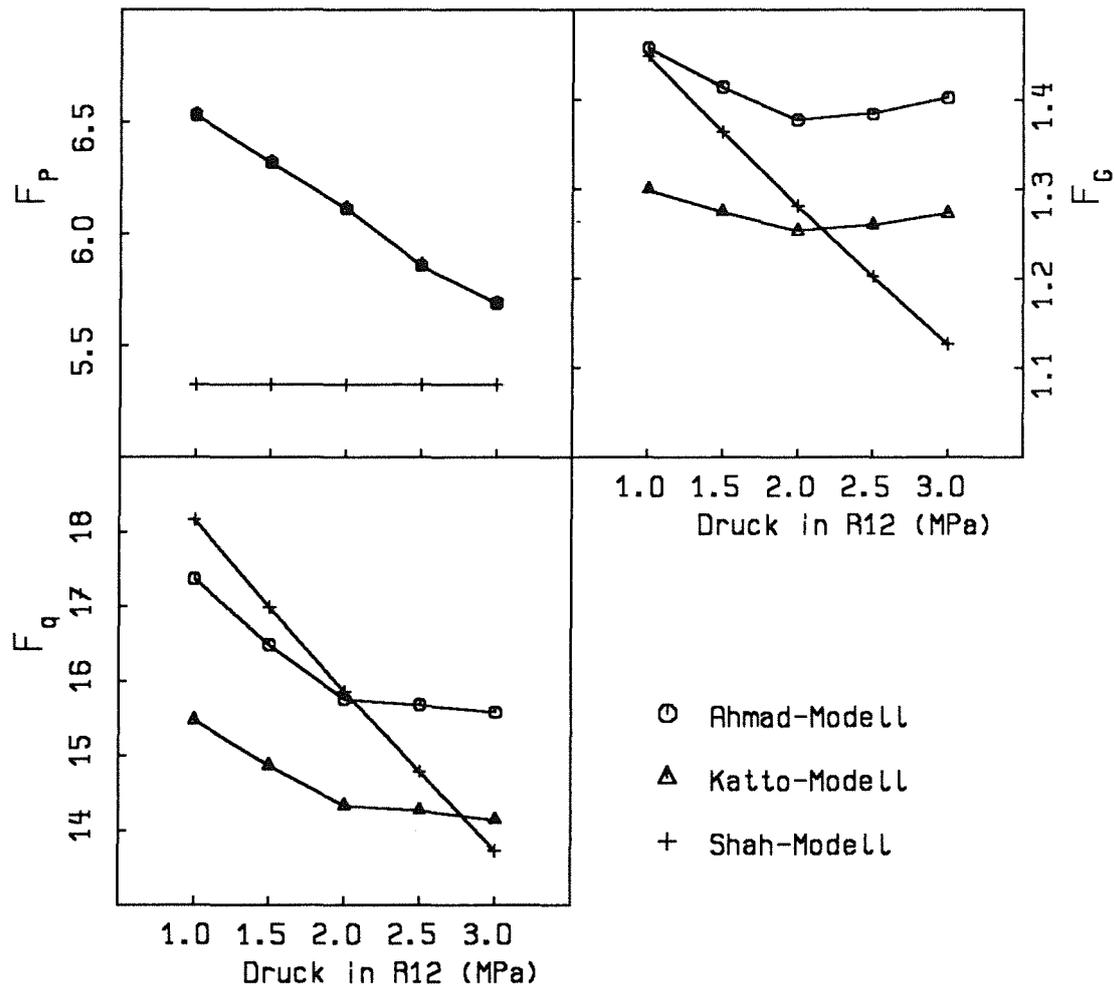


Abb.4.2 : Umrechnungsfaktoren über dem Druck in Frigen R12 für das Fluidpaar Wasser/Frigen R12 nach verschiedenen Modellen

Der Umrechnungsfaktor des Druckes liegt zwischen 5.3 und 6.5. Im betrachteten Druckbereich ändern sich die Umrechnungsfaktoren für die Massenstromdichte und für die kritische Heizflächenbelastung nach dem Umrechnungsmodell von Ahmad und dem von Katto geringfügig. Nach dem Umrechnungsmodell von Shah sinken die Umrechnungsfaktoren  $F_G$  und  $F_q$  mit steigendem Druck. Zahlenmäßig liegt der Umrechnungsfaktor  $F_G$  zwischen 1.1 und 1.5 und der Umrechnungsfaktor  $F_q$  zwischen 13 und 18.

Für die Auswahl des Frigen R12 als Arbeitsfluid sprechen insbesondere die wie folgt zusammengestellten Argumente:

Gegenüber Wasser

1. Der Systemdruck in Frigen R12 ist um etwa den Faktor 5 kleiner, siehe Abb.4.2.
2. Die Betriebstemperatur ist deutlich niedriger. Die Sättigungstemperatur des Frigen R12 beträgt  $88^{\circ}\text{C}$  bei einem Druck von 2.72 MPa, während die Sättigungstemperatur des Wassers bei dem äquivalenten Druck (15.8 MPa) gleich  $346^{\circ}\text{C}$  ist.
3. Die Verdampfungsenthalpie von Frigen R12 ist wesentlich niedriger als die von Wasser, so daß die benötigte Heizleistung in Frigen R12 um etwa den Faktor 15 kleiner als in Wasser ist, siehe Abb.4.2.
4. Verbunden mit der kleineren Heizleistung ist der Sprung der Wandtemperatur beim Auftritt der Siedekrise unproblematisch, und führt kaum zur Beschädigung der Heizwand.
5. Die Versuchseinrichtung, einschließlich Instrumentierung und Betrieb, ist technisch einfacher und wirtschaftlich bedeutend günstiger.

Gegenüber anderen Kältemitteln

1. Frigen R12 besitzt eine gute thermische Stabilität.
2. Die Stoffeigenschaften von Frigen R12 sind gut untersucht.
3. KHB-Experimente in Frigen R12 wurden von vielen Autoren durchgeführt.
4. Die Umrechnung von KHB-Ergebnissen zwischen Frigen R12 und Wasser wurden recht gründlich untersucht.

### **Geometrie**

Ein Ziel der Kreisrohrversuche ist es, Umrechnungsmodelle zu überprüfen. Zwei KHB-Tafeln [24], [73] wurden für Wasser und für 8 mm Kreisrohre entwickelt. Um die KHB-Daten aus Frigen R12 ohne Umrechnung des Durchmessers mit den Tafeldaten vergleichen zu können, werden die hier vorgestellten Versuche in 8 mm Kreisrohren durchgeführt. Außerdem dienen die Rohrversuche, zusammen mit den Meßdaten in 2.61mm/4.61mm Kreisrohren [49], zur Untersuchung des Durchmesser-Einflusses auf die kritische Heizflächenbelastung und zur Vervollständigung der Datenbasis für den FDWR-Parameterbereich.

Aus Kreisrohrversuchen wurde festgestellt [49], daß bei einem Verhältnis  $L/D$  größer als 86 die beheizte Länge keinen Einfluß auf die kritische Heizflächenbelastung

hat. In dieser Arbeit wird das Verhältnis  $L/D=86$  genommen, d.h. eine beheizte Länge von 688 mm. Bei dieser beheizten Länge ist zu erwarten, daß sich die Fluidzustände am Austritt der Teststrecke bei vielen Meßpunkten in der Nähe der Sättigungslinie befinden.

Experimente mit der originalen Bündelgeometrie sind technisch und wirtschaftlich aufwendig und sind nicht vertretbar, bevor alle Einzelheiten der Brennelementgeometrie des FDWR eindeutig festgelegt sind. In dieser Arbeit werden 7-Stabbündel benutzt. Abb.4.3 zeigt den Bündelquerschnitt mit der Nummerierung der Heizstäbe und der Unterkanäle. Der Stabdurchmesser  $D_s$  und das Verhältnis  $P_s/D_s$  sind gleich 9.5 mm bzw. 1.15.

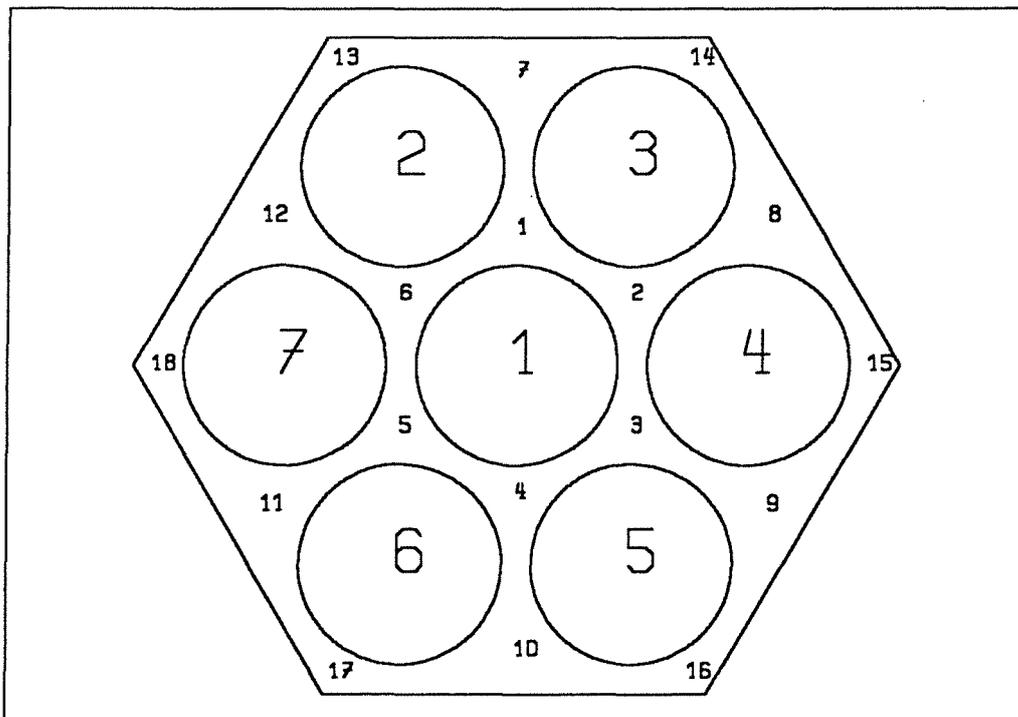


Abb.4.3 : Querschnitt des 7-Stabbündels

In Tabelle 4.3 werden die Strömungsfläche  $A$ , der hydraulische Durchmesser  $d_h$  und der äquivalente beheizte Durchmesser  $d_t$  des Bündels sowie der Unterkanäle zusammengestellt. Der äquivalente beheizte Durchmesser  $d_t$  wird definiert als

$$d_t = \frac{4A}{U_t} \quad (4.1)$$

Dabei ist  $U_t$  der beheizte Umfang.

Tabelle 4.3 : Geometriegrößen des Bündels und der Unterkanäle

	Zentralkanal	Wandkanal	Eckkanal	Bündel
$d_h/(mm)$	4.29	4.89	3.32	4.36
$d_i/(mm)$	4.29	8.47	8.06	6.62
$A/(mm^2)$	16.01	31.59	10.02	345.7

Hinsichtlich des technischen und wirtschaftlichen Aufwands besitzt das kleine Bündel entscheidende Vorteile, insbesondere für die weitgestreckten Zielsetzungen. Man muß jedoch einen starken Wandeinfluß in Kauf nehmen. Aus der Tabelle 4.3 erkennt man, daß die Strömungsfläche der sechs Zentralkanäle nur knapp 30% der gesamten Strömungsfläche beträgt. Da der äquivalente beheizte Durchmesser des Zentralkanals merklich kleiner als der des Bündels ist, kann die Aufwärmespanne im Zentralkanal viel höher als der Mittelwert des Bündels sein. Dieses Ungleichgewicht ist im 7-Stabbündel sehr ausgeprägt. Man braucht daher ein zuverlässiges Unterkanalanalyseprogramm, um den Strömungszustand in einzelnen Unterkanälen zu berechnen und die Versuchsergebnisse quantitativ zu interpretieren.

Die beheizte Länge des Bündels wird aus folgenden Überlegungen auf 600 mm festgelegt:

1. Der Fluidzustand am Bündelaustritt soll den Austrittszustand eines FDWR-Heißkanals einschließen, der sich in der Nähe der Sättigungslinie befindet. Es ist deshalb sinnvoll, möglichst viele Messungen im Bereich ( $-0.2 < X_{ex} < 0.2$ ) durchzuführen. Aus ersten Abschätzungen ist eine beheizte Länge von 600 mm dafür gut geeignet.
2. Die beheizte Länge muß ausreichend groß sein, so daß sie die KHB-Ergebnisse möglichst wenig beeinflusst. Bei einer beheizten Länge von 600 mm ergibt sich das Verhältnis  $L/d_{h,b}$  von 138. Außerdem hat das Bündel noch eine 600 mm unbeheizte Einlaufslänge. Abb.4.4 zeigt die Rechenergebnisse aus dem Unterkanalanalyseprogramm COBRA-IV-TUBS. Die Dampfqualität und die Massenstromdichte am Austritt der Unterkanäle werden über der beheizten Länge aufgetragen. Dabei werden die mittleren Werte am Bündelaustritt konstant gehalten. Die gesamte Länge, die aus der unteren unbeheizten Einlaufslänge und der oberen beheizten Länge besteht, beträgt für alle Rechenfälle 1200mm. Es ist ersichtlich, daß sowohl die Dampfqualität als auch die Massenstromdichte am Austritt der Unterkanäle von der beheizten Länge nur geringfügig beeinflusst wird, wenn die beheizte Länge größer als 600 mm ist.

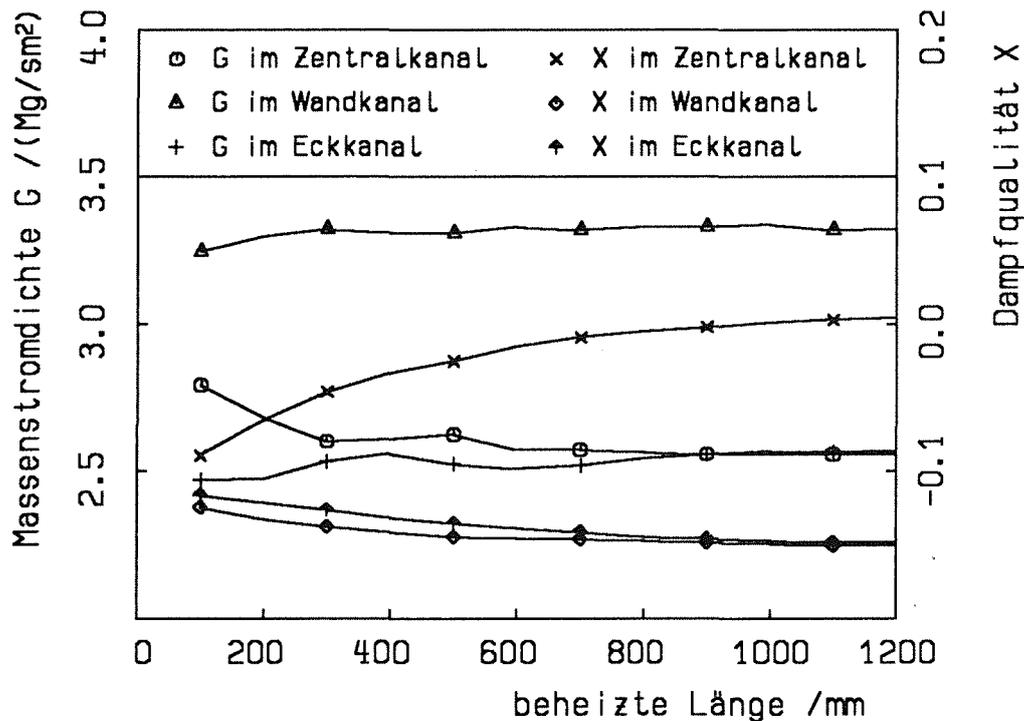


Abb.4.4 : Einfluß der beheizten Länge auf die Parameter in den Unterkanälen am Bündelaustritt nach COBRA-IV-TUBS

( $P = 2.3 \text{ MPa}$ ,  $G_b = 3 \text{ Mg/sm}^2$ ,  $q = 0.236 \text{ MW/m}^2$ ,  $X_{ex,b} = -0.114$ )

## Druck

Der Bereich der untersuchten Drücke muß den Betriebsdruck eines FDWR (15.8 MPa) einschließen. Außerdem ist es für die Grundlagenforschung wünschenswert, den Druck in einem möglichst großen Bereich zu variieren. Aus technischen Gründen wird der Systemdruck auf den Bereich  $1.0 \text{ MPa} < P < 3.5 \text{ MPa}$  beschränkt. In dieser Arbeit werden fünf Druckstufen, nämlich 1.05, 1.78, 2.30, 2.72 und 3.0 MPa, nach den folgenden Überlegungen ausgewählt:

1. Der Druck von 2.72 MPa in Frigen R12 entspricht genau dem Wert eines FDWR (15.8 MPa in Wasser).
2. Müller-Menzel [49] machte Messungen bei vier Druckstufen (1.05, 1.78, 2.30, 2.72 MPa). Ein direkter Vergleich der KHB-Ergebnisse der vorgestellten Messungen mit denen von Müller-Menzel ist somit möglich.
3. Die entsprechenden Drücke in Wasser sind 6.9, 12.0, 13.7, 15.8 und 17.1 MPa. Viele Wasser-Messungen sowohl in Kreisrohr- als auch in Bündelgeometrien wurden bei diesen Drücken durchgeführt.

4. Die fünf Druckstufen liegen ausreichend nahe beieinander, so daß eine glatte Interpolation innerhalb dieses Druckbereiches möglich erscheint.

### **Massenstromdichte**

Die für den FDWR angegebene Massenstromdichte liegt zwischen 4 und 7 Mg/sm<sup>2</sup>. Nach dem Umrechnungsmodell von Ahmad (siehe Abb.4.2) liegt die äquivalente Massenstromdichte in Frigen R12 zwischen 2.8 und 5.0 Mg/sm<sup>2</sup>. Bei Kreisrohrversuchen werden in der vorliegenden Arbeit fünf Massenstromdichten genommen, nämlich 1.0, 2.0, 3.0, 4.0 und 6.0 Mg/sm<sup>2</sup>.

Für Bündelgeometrien stehen keine zuverlässigen Umrechnungsmodelle zur Verfügung. Die Skalierung der Massenstromdichte ist nicht nur vom Druck, sondern auch von anderen Parametern abhängig [22]. Es ist jedoch zu erwarten, daß der Bereich der Massenstromdichte zwischen 1.0 und 6.0 Mg/sm<sup>2</sup> in Frigen R12 den Wert eines FDWR einschließen wird. Dieselben fünf Werte der Massenstromdichte werden daher auch für die Bündelversuche ausgewählt. Infolge der nahe beieinander liegenden Werte ist eine glatte Interpolation wiederum möglich.

### **Eintrittstemperatur**

Die Eintrittstemperatur soll in einem möglichst großen Bereich variiert werden, um Austrittszustände des Arbeitsfluids über einen großen Bereich zu realisieren. Die Eintrittstemperatur ist jedoch durch zwei Randbedingungen beschränkt. Die Beschränkung hinsichtlich der unterkühlten Eintrittszustände legt die obere Grenze fest, nämlich die Sättigungstemperatur  $T_s$ . Die niedrigste Eintrittstemperatur ist durch die technische und wirtschaftliche Realisierbarkeit durch die Versuchsanlage begrenzt. Durch Einsatz eines Kälteaggregates kann das Fluid bis auf -10°C gekühlt werden. Theoretisch ist zu erwarten, daß mit dem Bereich der Eintrittstemperatur von -10°C bis  $T_s$  der Fluidzustand am Austritt der Teststrecke die Daten eines FDWR einschließen wird.

### **Abstandshalter**

Zum Zeitpunkt der Aufnahme der vorliegenden Arbeit war die Diskussion über ein geeignetes Abstandshalterkonzept, Wendelrippen oder Gitterabstandshalter, für den FDWR noch nicht abgeschlossen. Um den Einfluß von Abstandshaltern auf die kritische Heizflächenbelastung zu untersuchen, werden in dieser Arbeit Experimente mit beiden Konzepten durchgeführt. Aus technischen Gründen werden jedoch Drahtwendeln anstelle der Wendelrippen verwendet. Die Anordnung der Gitterabstandshalter wird so gewählt, daß sie die KHB-Ergebnisse möglichst wenig beein-

flussen. Beim Bündel mit Drahtwendeln beträgt die Drahtsteigung 190 mm. Daraus ergibt sich das Verhältnis der Drahtsteigung zum Stabdurchmesser ( $H/D_s$ ) gleich 20.

### Leistungsverteilung

Sowohl das Kreisrohr als auch das Bündel werden axial gleichmäßig beheizt. Die Beheizung des Bündels ist jedoch mit radial unterschiedlichen Leistungsverteilungen vorgesehen. Die relative Heizleistung der einzelnen Stäbe bezogen auf den Bündelmittelwert

$$f_{Q,i} = \frac{Q_i}{\frac{1}{7} \sum_{j=1}^7 Q_j} \quad (4.2)$$

wird für alle Versuchsbündel in Tabelle 4.4 zusammengestellt.

Tabelle 4.4 : Leistungsverteilung - rel. Stableistung bezogen auf Bündelmittelwert							
Bündel ↓	Stab 1	Stab 2	Stab 3	Stab 4	Stab 5	Stab 6	Stab 7
G-1,D-1	0.979	1.010	1.013	1.001	0.999	0.998	1.000
G-2	1.471	0.937	0.937	0.917	0.903	0.900	0.936
D-2	1.472	0.915	0.920	0.933	0.907	0.916	0.937
G-3,D-3	0.000	1.174	1.178	1.164	1.161	1.160	1.163
G-4,D-4	1.377	0.000	0.000	1.408	1.405	1.404	1.406
G-5,D-5	2.303	0.000	0.000	0.000	2.350	2.347	0.000

Bezogen auf die Leistungsverteilung können alle Bündel in drei Gruppen aufgeteilt werden. Bei der ersten Gruppe wird an allen Heizstäben die gleiche Spannung angelegt. Infolge der begrenzten Fertigungsgenauigkeit des Heizkörpers weicht der elektrische Widerstand und damit die Heizleistung von Stab zu Stab geringfügig voneinander ab. Trotzdem wird diese Gruppe als "gleichmäßige Beheizung" gekennzeichnet. Zu dieser Gruppe gehören die Bündel G-1 und D-1. Hier steht der Buchstabe 'G' für Bündel mit Gitterabstandshaltern und 'D' für Bündel mit Drahtwendeln. In beiden Bündeln werden Messungen mit allen vorgesehenen P-, G-Werten durchgeführt. Dadurch wird der Parametereinfluß sowie der Effekt von Abstandshaltern systematisch untersucht.

Bei der zweiten Gruppe handelt es sich um Bündel mit radial symmetrischen Leistungsverteilungen. Alle sechs Wandstäbe werden mit ungefähr gleicher Leistung beheizt, die jedoch von der des Zentralstabes abweicht. In Bündeln G-2 und D-2 wird der Zentralstab um ca. 60% höher als die Wandstäbe beheizt, während in den Bündeln G-3 und D-3 der Zentralstab unbeheizt bleibt.

Zur dritten Gruppe gehören die Bündel G-4, G-5, D-4 und D-5, bei denen zwei oder vier Wandstäbe unbeheizt sind.

In den Bündeln mit ungleichmäßiger Beheizung werden die Messungen nicht über den vollständigen Parameterbereich durchgeführt. Durch diese Experimente wird der Einfluß der Leistungsverteilung auf die kritische Heizflächenbelastung bzw. auf die kritische Bündelleistung untersucht. Außerdem werden diese Messungen Informationen zum Verständnis des Massen-, Impuls- und Energieaustausches zwischen den Unterkanälen liefern.

### 4.3 Versuchskreislauf

Zur KHB-Untersuchung wurde die Anlage KRISTA ( *Kritische* Heizflächenbelastung in engen *Stabbündeln*) im Institut für Reaktorbauelemente des Kernforschungszentrums Karlsruhe (IRB/KfK) aufgebaut. Die Hauptkomponenten der Anlage wurden von der GKSS übernommen. Nach der Übernahme der Komponenten wurden viele Maßnahmen zur Verbesserung der Anlagenfunktion und der Betriebssicherheit getroffen. Die Anlage enthält zwei Kreisläufe. Der kleine Kreislauf ist für die Kreisrohr- und 7-Stabbündelversuche, während der große Kreislauf für die 37-Stabbündelversuche [75] dienen wird. Gemeinsam haben die beiden Kreisläufe einen Vorratsbehälter, eine Reinigungsanlage und ein Kälteaggregat.

Der kleine Kreislauf, dargestellt in Abb.4.5, besteht im wesentlichen aus einer Umwälzpumpe, einem Vorwärmer, einem Druckhalter, zwei Wärmetauschern und zwei Teststrecken. Das Fluid wird durch die Umwälzpumpe über den Vorwärmer, durch den das Fluid auf einen erwünschten unterkühlten Zustand erwärmt wird, in die Teststrecke gefördert. Anschließend fließt das Fluid über die beiden Wärmetauscher, die das Fluid wieder zurückkühlt, zur Umwälzpumpe zurück.

Zur Reinhaltung des Frigen R12 wird eine Reinigungsanlage eingesetzt. An den Verbindungsstellen zwischen der Reinigungsanlage und dem Kreislauf wird der Feuchtigkeitsgehalt des Frigen R12 gemessen. Bei Versuchen wird ein Feuchtigkeitsgehalt unter 0.3 ppm eingehalten.

Zur Realisierung und Regelung eines erwünschten Fluidzustandes am Teststreckeneintritt steht ein Kälteaggregat zur Verfügung. Als Kaltwasser wird Glykolwasser verwendet. Im Kaltwasserkreislauf liegt die Glykol-Konzentration bei 50.5 Vol.-%, und der Gefrierpunkt des Glykol-/Wasser-Gemisches liegt bei  $-38^{\circ}\text{C}$ . Das Kälteaggregat wird durch die Kaltwassertemperatur geregelt. Die Kapazität des Kälteaggregates ist stark von der Kaltwassertemperatur abhängig [13]. Bei einer Kaltwassertemperatur von  $-10^{\circ}\text{C}$  kann ein Wärmestrom bis zu 65 kW abgeführt werden.

Bei der Umwälzpumpe handelt es sich um eine Spaltrohrmotorpumpe. Die Umwälzpumpe wird beim Betrieb über die Stromstärke und die Temperatur des Motors überwacht. Beim Betrieb wurde festgestellt, daß diese Umwälzpumpe gerade noch in der Lage ist, den größten Volumendurchfluß für die 7-Stabbündel-Versuche ( $\approx 6\text{m}^3/\text{h}$ ) zu fördern.

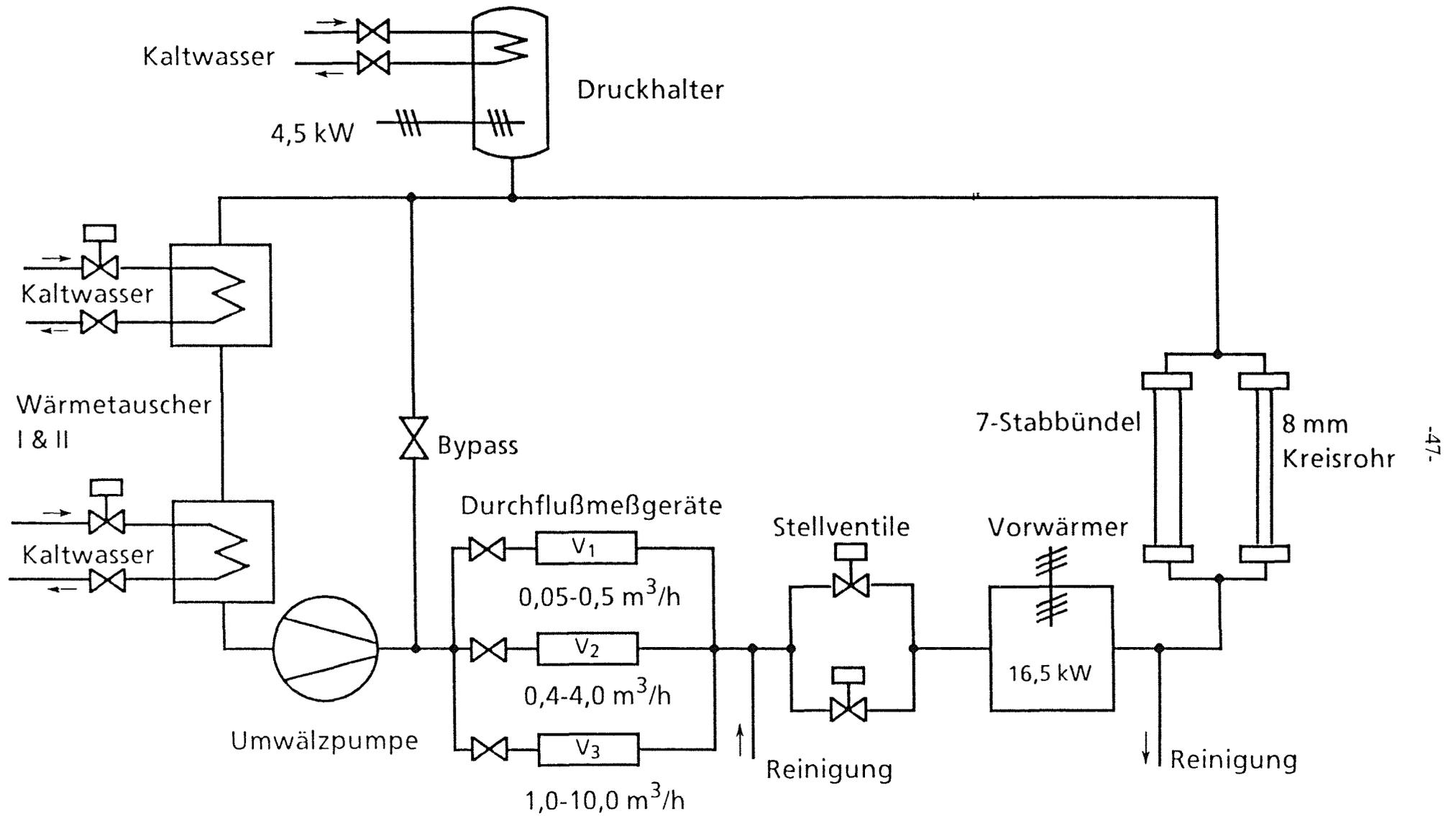


Abb. 4.5 Versuchskreislauf

Der elektrische Vorwärmer hat sechs Leistungsstufen und eine Gesamtleistung von 16.5 kW. Eine Stufe ist über die Fluidtemperatur stufenlos regelbar. Mit diesem Vorwärmer läßt sich die Fluidtemperatur bei einem großen Volumendurchfluß nur in einem recht kleinen Bereich (ca. 8°C) einstellen. Ein größerer Bereich kann lediglich durch Einstellung des Vorwärmers zusammen mit den Wärmetauschern und dem Kälteaggregat realisiert werden.

Der Druckhalter arbeitet wie der eines Druckwasserreaktors. Innerhalb des Behälters sind eine Heizpatrone (4.5 kW) und eine Kühlschlange eingebaut. Die elektrische Aufheizung durch die Heizpatrone und die Abkühlung durch die Kühlschlange gewährleisten einen stabilen Betriebsdruck. Die Kühlschlange und die Heizpatronen befinden sich jeweils im oberen bzw. unteren Raum des Behälters. Ein Füllstandsanzeiger für flüssiges Frigen ist eingebaut, um den Füllstand zu kontrollieren. Die Flüssigkeit im Druckhalter muß die Heizpatronen überfluten. Der Füllstand darf jedoch nicht zu hoch sein, damit Verdampfung und Kondensation des Fluids im Druckhalter keine großen Druckimpulse verursachen. Zwei Konzepte, die sich durch die Regelgröße voneinander unterscheiden, wurden zur Regelung des Betriebsdrucks entwickelt und getestet. Beim ersten Konzept wird die Temperatur im Druckhalter als Regelgröße benutzt. Beim Probelauf wurde festgestellt, daß die Temperatur im Druckhalter um mehr als 2°C schwankte, was einer Druckschwankung von 1 bis 2 bar entsprach. Dies ist für die KHB-Versuche unzulässig. Beim zweiten Konzept wird der Druck am Austritt der Teststrecke als Regelgröße verwendet. Bei diesem Konzept ist die maximale Schwankung des Systemdrucks kleiner als 0.5 bar. Deshalb wird das zweite Konzept ausgewählt. Der Druckhalter wird gegen die Umgebung thermisch isoliert. Dadurch werden die Regeleigenschaften merklich verbessert.

Beide Wärmetauscher sind hintereinander geschaltet. Sekundärseitig wird die Kaltwassermenge durch Regelventile entsprechend der Temperatur des Frigen R12 geregelt.

Zwei Stellventile werden eingesetzt, um den geforderten Bereich des Volumendurchflusses zu realisieren. Der Stellbereich wird durch die eingebauten Kegel festgelegt [13].

Der ganze Prüfstandsbereich wird von einer 30 cm hohen Barriere umschlossen, damit möglicherweise austretendes Frigen R12 auf diesen Bereich beschränkt werden kann. Zur Überwachung des Frigen-Austritts aus der Anlage wurden vier Fernmeßköpfe im Prüfstandsbereich montiert. Bei Überschreitung der Frigen-Konzentration über 500 ppm im Bodenbereich wird ein Luftgebläse eingeschaltet. Bei Überschrei-

tung von 900 ppm wird Warnalarm in der Versuchshalle sowie im Sicherheitszentrum des KfK ausgelöst.

Die Hauptkomponenten der Anlage werden durch Berstscheiben mit nachgeschalteten Sicherheitsventilen, Druck- und Temperaturbegrenzer abgesichert.

#### 4.4 Teststrecken mit Stromversorgung

##### 4.4.1 Kreisrohr-Teststrecke

Die Kreisrohr-Teststrecke, dargestellt in Abb.4.6, ist aus Edelstahl 1.4571 und hat einen Innendurchmesser von 8.0 mm und eine Wanddicke von 0.2 mm. Die Geometriegrößen wurden vermessen.

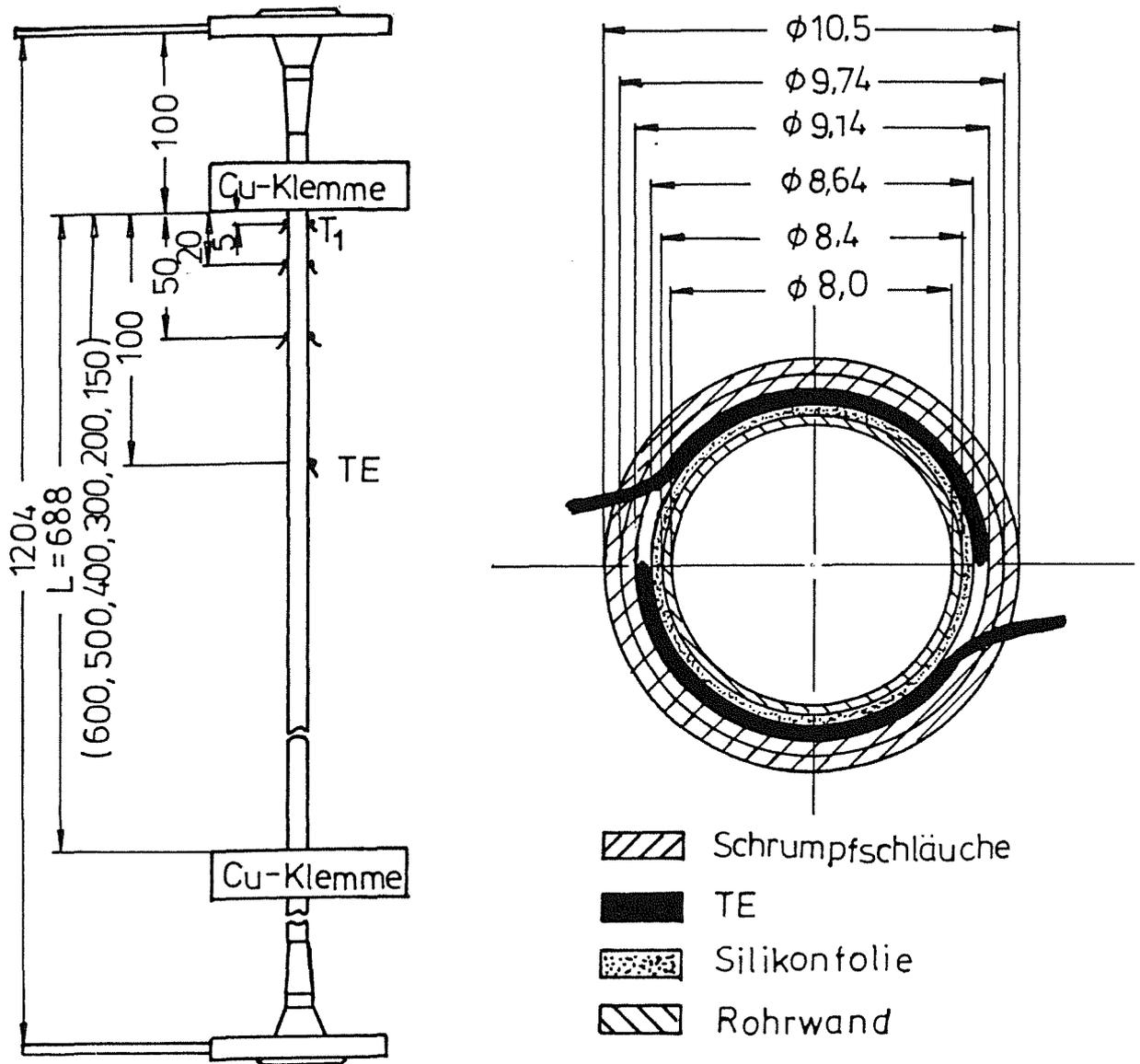


Abb.4.6 : Kreisrohr-Teststrecke, alle Maße in mm

Das Rohr ist direkt elektrisch beheizt. Der Strom wird durch zwei verschiebbare Kupferklemmen in das Rohr eingeleitet. Weich gegläute Silberbleche werden zwischen der Teststrecke und den Kupferklemmen eingelegt, um den elektrischen Kontaktwiderstand zu verringern. Die Rohrstrecke hat inklusive der Flansche eine Ge-

samtlänge von 1204 mm. Die maximale beheizte Länge beträgt 1000 mm. Durch Schieben der unteren Kupferklemme wird die gewünschte beheizte Länge eingestellt. Der elektrische Widerstand des Rohres wurde vermessen. Er beträgt  $0.16\Omega/m$ . Der Kontaktwiderstand zwischen den Kupferklemmen und der Rohrstrecke ist kleiner als  $0.002\Omega$ .

Das Rohr ist von den übrigen Bauteilen elektrisch isoliert, indem Polyamidscheiben in den oberen und unteren Verbindungsflansch eingelegt werden. Durch Bohrungen an beiden Flanschen werden Druck und Temperatur am Ein- und Austritt der Teststrecke gemessen.

Insgesamt werden 13 Thermoelemente an der äußeren Oberfläche des Rohres angebracht, um das Auftreten der Siedekrise zu überwachen. Um jede Beeinflussung des stromführenden Meßrohres auf die Temperaturmessungen zu beseitigen, wird zwischen den Thermoelementen und der Rohrwand eine gut wärmeleitende und elektrisch isolierende Silikonfolie eingelegt. Die Thermoelemente werden durch zwei übereinander liegende Schrumpfschläuche befestigt.

Die ersten zwei Thermoelemente sitzen 5 mm strömungsaufwärts vom Ende der beheizten Länge, da aufgrund der folgenden Betrachtungen zu erwarten ist, daß die Siedekrise am häufigsten in der Nähe dieser Stelle zuerst auftritt:

#### 1. Axiale Wärmeleitung im Wandmaterial

Abb.4.7 zeigt den schematischen Verlauf der Wärmestromdichte und der Wandtemperatur entlang der Teststrecke. Wegen der axialen Wärmeleitung im Wandmaterial geht ein Teil der Wärme verloren, die in der unteren sowie in der oberen beheizten Zone erzeugt wird. Dadurch sinkt die Wärmestromdichte in diesen Zonen. Die Wandtemperatur steigt in axialer Richtung bis kurz vor dem Ende der beheizten Länge an. Danach folgt ein steiler Abfall der Wandtemperatur infolge der abnehmenden Wärmestromdichte. Die Stelle mit maximaler Wandtemperatur, wo die Siedekrise mit der höchsten Wahrscheinlichkeit zu erwarten ist, befindet sich um einen bestimmten Abstand vor dem Ende der beheizten Länge. Dieser Abstand ist von den Betriebsparametern abhängig [4].

#### 2. Übergang des elektrischen Feldes

Der elektrische Strom wird über die Kupferklemmen in die Rohrstrecke eingeleitet. An beiden Seiten der beheizten Länge tritt ein Übergangsbereich auf. Abb.4.8 zeigt schematisch den Verlauf der Spannungspotentiallinien. Wegen der ungleichmäßigen Liniendichte ist im Übergangsbereich zur Innenseite der Rohrwand hin die Wärmequellendichte niedriger als zur Außenseite der Rohrwand. Dadurch wird die Verteilung der Wärmestromdichte beeinflusst.

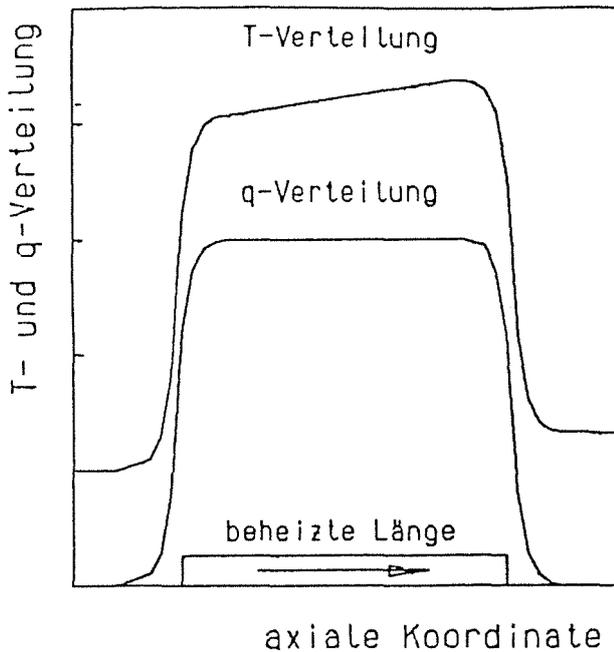


Abb.4.7 : T- und q-Verteilung

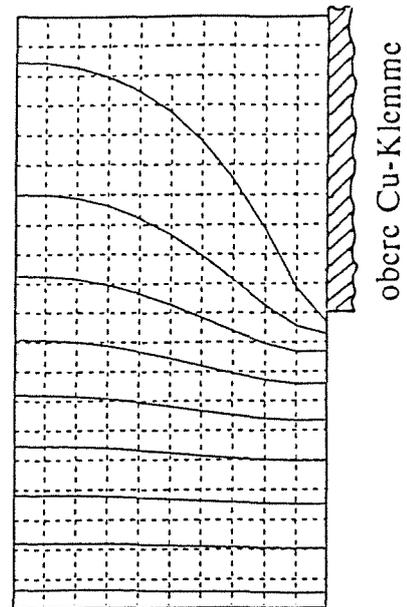


Abb.4.8 : Spannungspotentiallinien

Ein Transformator/Gleichrichter-Satz wird als Stromversorgungsanlage eingesetzt. Diese Anlage soll einen Gleichstrom von 48V/630A liefern. Der für die Kreisrohrversuche erforderliche Strom läßt sich aus

$$I = \sqrt{\frac{\pi D q}{r_e}} \quad (4.3)$$

berechnen. Einsetzen der Größen  $D = 0.008 \text{ m}$  und  $r_e = 0.16 \text{ } \Omega/\text{m}$  in die Gl.(4.3) führt zu

$$I = 0.40 \sqrt{q}. \quad (4.4)$$

Die Spannung ergibt sich aus

$$U = I r_e L. \quad (4.5)$$

Bei einer Wärmestromdichte von  $7 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2$ , die als maximale kritische Heizflächenbelastung zu erwarten ist, beträgt der Strom 332 A. Mit der maximalen Ausgangsspannung von 48 V ist diese Stromversorgungsanlage für die Kreisrohrversuche mit einer beheizten Länge bis 900 mm gut geeignet.

#### 4.4.2 7-Stabbündel-Teststrecke

Abb.4.9 zeigt die Teststrecke des 7-Stabbündels. Die Hauptkomponenten sind der Druckbehälter, der Meßkanalkasten und das 7-Stabbündel. Der Druckbehälter ist ein Zylinder aus Edelstahl 1.4541 mit einem Innen- und Aussendurchmesser von 125mm bzw. 133mm.

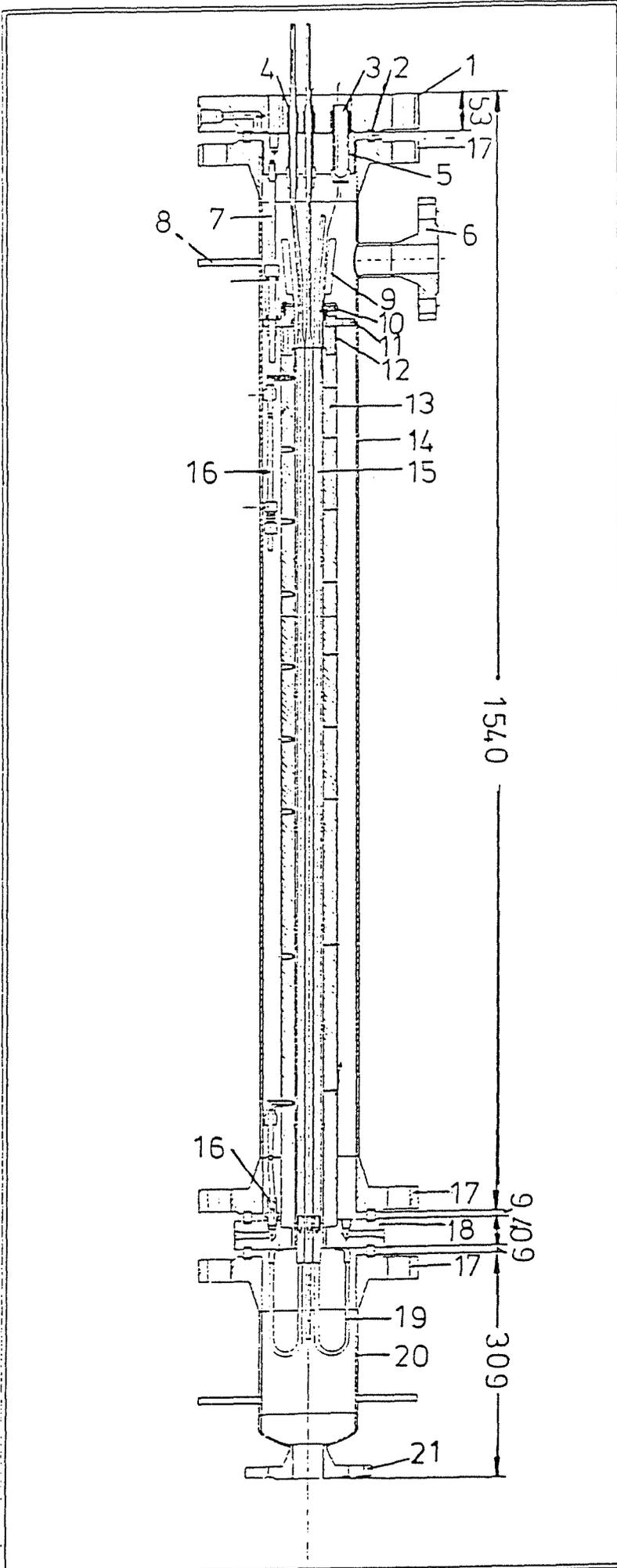
Der Meßkanalkasten, dargestellt in Abb.4.10, ist der Länge nach in zwei Hälften geteilt und hat einen Aussendurchmesser von 75 mm und eine sechseckige Innenoberfläche mit einer Schlüsselweite von 31.22 mm. Er dient zum Zusammenhalten des Bündels und zur Führung der Strömung. Der Meßkanalkasten hat eine Gesamtlänge von 1240 mm. In die Innenseite des Kastens wurden acht Nuten zur Stützung der Gitterabstandshalter erodiert. Die Position der Gitterabstandshalter zeigt die Tabelle 4.5. Für die Versuche mit dem Bündel mit Drahtwendeln werden diese Nuten geschlossen.

Der Meßkanalkasten sitzt auf der Grundplatte und hängt an Tellerfedern, damit die thermische Ausdehnung ausgeglichen werden kann. Außerdem dient die Grundplatte zur Durchführung von Rohrleitungen für Druckmessungen und zur Einleitung des Stroms in die Stäbe.

Die Auslaufsdüse lenkt die Strömung, damit die Strömung innerhalb des Meßkanalkastens nicht gestört wird.

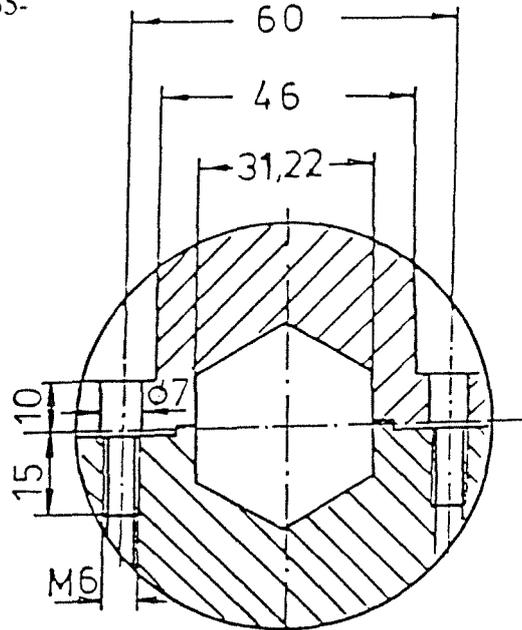
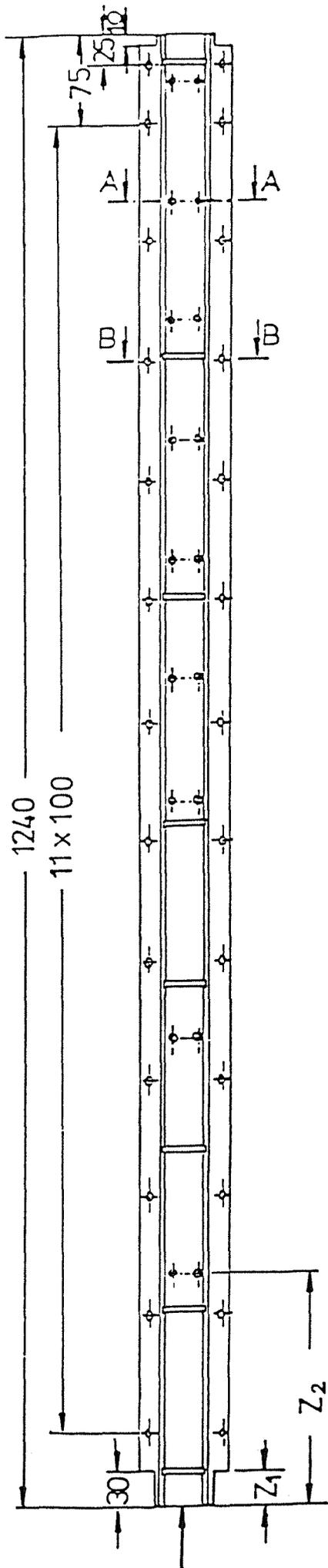
Der Spaltraum zwischen dem Meßkanalkasten und dem Druckbehälter ist für die Instrumentierung von Druckmessungen vorgesehen. In neun axialen Ebenen, gezeigt in Tabelle 4.6, wird der Druck mit je 4 Bohrungen ( $\phi = 1.5$  mm) auf dem Umfang gemessen. Durch eine Verbindungsleitung zwischen den Bohrungen wird ein Mittelwert für die jeweilige Ebene gebildet. Am Bündeleintritt wird der Druck durch eine Bohrung am unteren Boden gemessen.

Die Temperatur der Wand des Meßkanalkastens wird in verschiedenen axialen Ebenen überwacht. In jeder Ebene sind zwei Meßstellen vorgesehen, die jeweils 3 mm und 15 mm tief von der Außenseite angebracht. Der Unterschied zwischen beiden Temperaturen wird während des Versuchs möglichst klein gehalten, um den Wärmestrom durch den Meßkanalkasten zu minimieren.

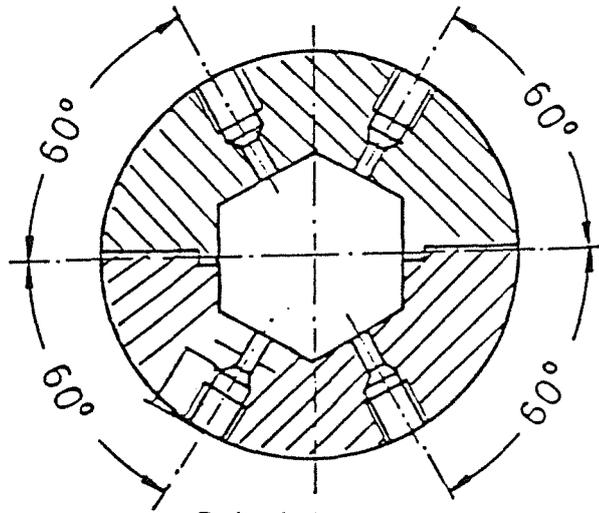


- 1 Deckelflansch
- 2 Dichtringe
- 3 TE-Durchführungsmutter
- 4 Stabdurchführungsmutter
- 5 Deckel
- 6 oberer Anschlußflansch
- 7 Druckbolzen mit Tellerfeder
- 8 Meßrohr
- 9 Auslaufsdüse
- 10 TE-Halterung
- 11 Kopfplatte
- 12 Verlängerungsteil
- 13 Meßkanalkasten
- 14 Druckbehälter
- 15 Stabbündel
- 16 Druckmessleitung
- 17 Flansch
- 18 Grundplatte
- 19 Stromleitung
- 20 unterer Boden
- 21 unterer Anschlußflansch

Abb.4.9 : 7-Stabbündel-Teststrecke



Schnitt B-B



Schnitt A-A

Nummer	1	2	3	4	5	6	7	8
Z <sub>1</sub> /mm	30	165	300	435	570	705	840	1210

Nummer	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Z <sub>2</sub> /mm	200	400	600	700	800	900	1000	1100	1200

Abb.4.10 : Meßkanalkasten, alle Maße in mm

Das Bündel besteht aus 7 Heizstäben. Die Stäbe sind hexagonal angeordnet (Abb.4.11). Im ersten Bündel werden Gitterabstandshalter zur Positionierung der Stäbe eingesetzt. Der letzte Gitterabstandshalter befindet sich 10 mm stromabwärts über dem Ende der beheizten Länge. Der vorletzte Gitterabstandshalter liegt 250 mm stromaufwärts vor dem Ende der beheizten Länge. Weitere Positionen der Gitterabstandshalter sind der Tabelle 4.5 zu entnehmen.

Der Gitterabstandshalter hat eine Höhe von 6 mm und eine Flächenversperrung von 27%. Rechnungen mit dem Programm COBRA-IV-TUBS zeigten, daß diese Anordnung von Gitterabstandshaltern das Auftreten der Siedekrise wenig beeinflussen wird.

Im zweiten Bündel werden Drahtwendeln als Abstandshalter eingesetzt. Mit dem gleichen Anfangswinkel werden die Drähte im Uhrzeigersinn gewickelt. Die Drahtsteigung beträgt 190 mm.

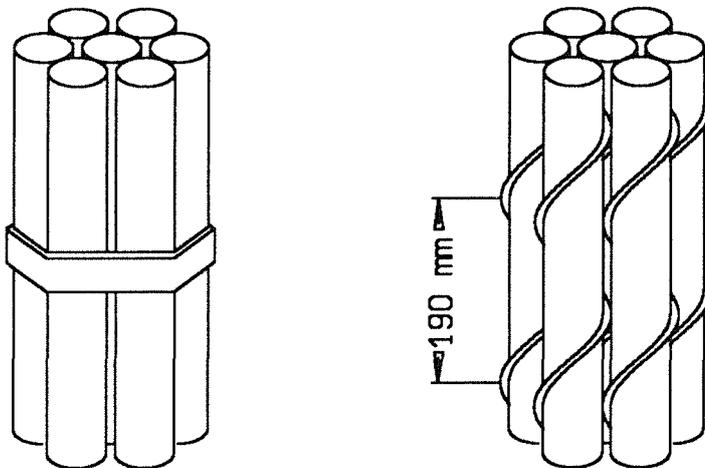


Abb.4.11 : Schematische Darstellung der 7-Stab-Bündel  
mit Gitterabstandshaltern und mit Drahtwendeln

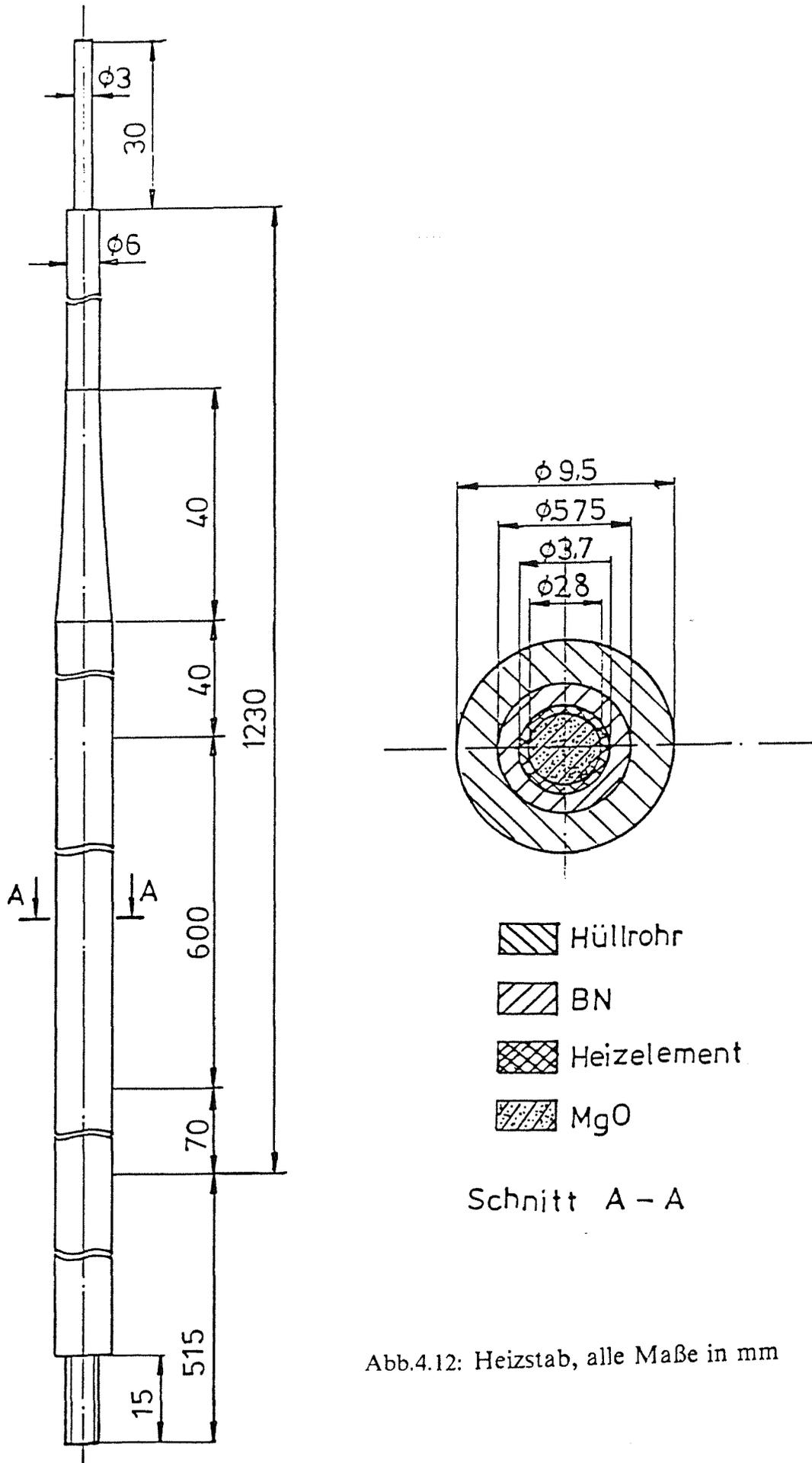


Abb.4.12: Heizstab, alle Maße in mm

Abb.4.12 zeigt den Heizstab. Als Heizelement wird ein Metallband aus Ni/Cr wendelförmig gewickelt. Innen ist die Heizwendel mit MgO gefüllt, das sowohl zur thermischen als auch zur elektrischen Isolation dient. Die Heizwendel umgibt BN, das einerseits ein gutes elektrisches Isolationsvermögen und andererseits eine gute thermische Leitfähigkeit besitzt. Das Hüllrohr besteht aus Edelstahl 1.4301. Als Abschluß der beheizten Länge werden an beiden Seiten Ni-Bolzen eingelötet. Etwa ab 40 mm stromabwärts über dem Ende der beheizten Länge wird der Stabdurchmesser von 9.5 mm auf 6.0 mm verjüngt. Der Heizstab hat eine beheizte Länge von 600 mm. Laut Angaben der Hersteller weicht die wirkliche beheizte Länge von ihrem Nennwert weniger als 8 mm ab. Der elektrische Widerstand der Heizstäbe liegt bei 1.8  $\Omega$ .

An jedem Stab werden acht Thermoelemente ( $\phi=0.5$  mm) auf der Außenseite in Nuten eingelegt. Die Thermoelemente werden auf dem Umfang um jeweils  $30^\circ$  bzw.  $60^\circ$  versetzt, wie es die Abb.4.13 zeigt. Axial befinden sie sich 15 mm oder 20 mm vor dem Ende der beheizten Länge. Diese TE-Anordnung basiert auf der Tatsache, daß infolge der axialen Wärmeleitung im Stabmaterial die Siedekrise mit der höchsten Wahrscheinlichkeit in diesem Bereich auftritt.

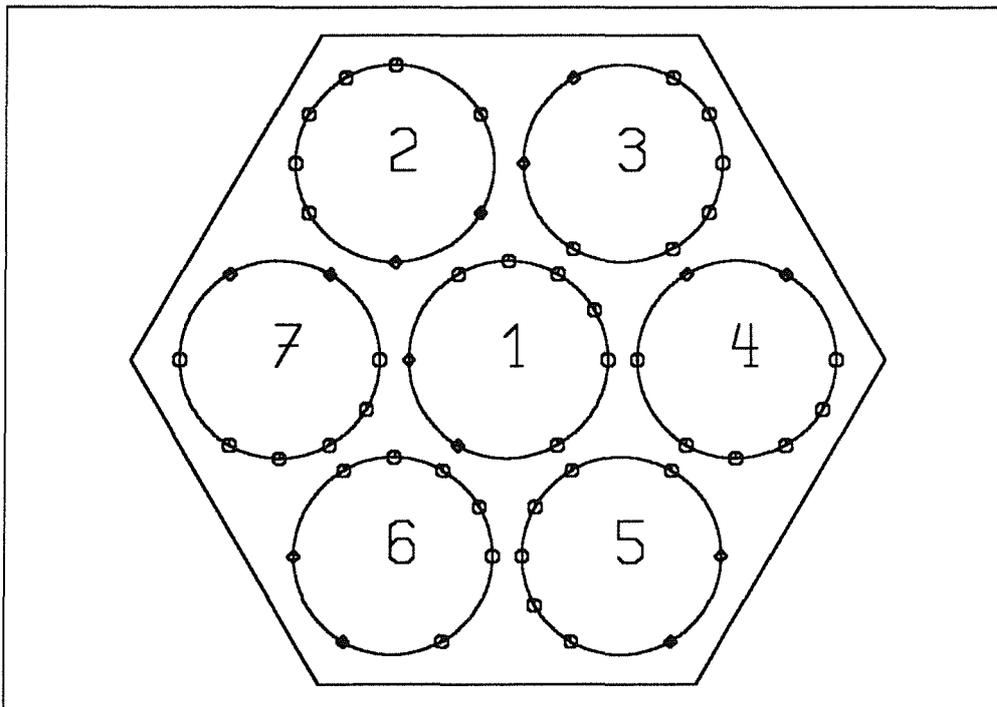


Abb.4.13: TE-Positionen an Heizstäben,  $\circ$  20mm und  $\diamond$  15mm vor dem beheizten Ende

Als Stromversorgung wird ein Generator/Motor-Satz mit Gleichstrom-Ausgang von 220V/750A eingesetzt. Den im Bündel fließenden Strom berechnet man aus

$$I_b = \sum_{i=1}^7 I_i = \sum_{i=1}^7 \sqrt{\frac{\pi D_s L q_i}{R_e}} . \quad (4.6)$$

Durch Einsetzen von

$$D_s = 0.0095 \text{ m} \quad ,$$

$$L = 0.6 \text{ m} \quad ,$$

$$q_i = 7 \cdot 10^5 \text{ W/m}^2 \quad \text{und}$$

$$R_e = 1.8 \Omega$$

in die Gleichung (4.6) ergibt sich der gesamte Bündelstrom von 584 A und die Spannung von 150 V. Es hat sich gezeigt, daß der Generator/Motor-Satz für die Bündelversuche gut geeignet ist.

## 4.5 Meßinstrumentierung, Versuchsablauf und Meßdatenauswertung

### Meßinstrumentierung

Zur Betriebsüberwachung und zur Ausgabe von Meßergebnissen sind folgende Meßinstrumentierungen eingesetzt:

#### 1. Druck

Die Drücke am Druckhalter und vor und hinter der Umwälzpumpe werden gemessen und in der Schaltwarte angezeigt. Außerdem werden Drücke am Ein- und Austritt der Teststrecke und die Differenzdrücke über der Teststrecke erfaßt. Alle Druckmeßgeräte wurden mit Hilfe eines Feinmanometers bzw. eines Digital Pneumatik-Testers kalibriert. Die Speisespannung beträgt 10 Volt und hat eine Abweichung von 0.1%. Folgende Drucksignale werden von dem Datenverarbeitungssystem NEFF-620 erfaßt:

- Druck hinter der Umwälzpumpe
- Druck am Ein- und Austritt der Teststrecke
- Differenzdruck über der Rohr-Teststrecke
- fünf Differenzdrücke über der Bündel-Teststrecke

#### 2. Temperatur

Die Temperaturen werden mit Thermoelementen Chromel/Alumel gemessen. Ein Teil der Thermoelemente wurde im Temperaturbereich von 20°C bis 110°C geeicht. Nach den Eichergebnissen ist die Abweichung kleiner als 0.7°C oder kleiner als 1.0% der gemessenen Werte.

Zu weiteren Auswertungen werden folgende Signale vom System NEFF-620 aufgenommen:

- Bezugstemperatur
- Temperaturen des Frigen R12 an den Durchflußmeßgeräten
- Temperaturen des Frigen R12 am Ein- und Austritt der Teststrecke
- Temperaturen an der Rohr-Teststrecke
- Temperaturen an den Heizstäben
- Temperaturen an dem Meßkanalkasten
- Temperaturen des Frigen R12 in den Unterkanälen

Für die Verarbeitung des Meßsignals der Thermoelemente wird die Thermoelement-Tafel (nach DIN 43710 und ISA) verwendet.

#### 3. Volumendurchfluß

Zur Abdeckung des großen Bereiches des Volumendurchflusses, von 0.13 m<sup>3</sup>/h bis 6.0 m<sup>3</sup>/h, werden drei Durchflußmeßgeräte eingesetzt. Die beiden größeren

Geräte, die nach dem Schwingkörper-Prinzip arbeiten, haben Meßbereiche von 0.4 m<sup>3</sup>/h - 4.0 m<sup>3</sup>/h und von 1.0 m<sup>3</sup>/h - 10.0 m<sup>3</sup>/h. Sie wurden vom Hersteller mit Wasser geeicht. Das kleinste Gerät, das nach dem Schwebekörper-Prinzip arbeitet und einen Meßbereich von 0.05 m<sup>3</sup>/h - 0.5 m<sup>3</sup>/h hat, wurde mit Frigen R12 an der Versuchsanlage KRISTA kalibriert.

Alle drei Meßgeräte wurden für eine bestimmte Eichdichte eingestellt. Die Umrechnung der Meßwerte auf die reale Fluidichte folgt der Gleichung

$$V = V_e \sqrt{\frac{(1 + 6.7 \cdot 10^{-4} \rho_e) \rho}{(1 + 6.7 \cdot 10^{-4} \rho) \rho_e}} \quad (4.7)$$

für die Schwingkörper-Meßgeräte und der Gleichung

$$V = V_e \sqrt{\frac{(\rho_s - \rho) \rho_e}{(\rho_s - \rho_e) \rho}} \quad (4.8)$$

für das Schwebekörper-Meßgerät [13].  $\rho_s$  steht für die Dichte des Schwebekörpers. Die Volumenmenge-Signale werden vom System NEFF-620 aufgenommen.

#### 4. Strom und Spannung

Die Spannung wird durch einen Spannungsteiler, der ein Übersetzungsverhältnis von 1/1000 für die Kreisrohrversuche und von 1/3000 für die 7-Stabbündelversuche besitzt, in ein Millivolt-Signal umgewandelt. Der Spannungsteiler hat eine Abweichung kleiner als 0.5%. Der Strom wird mit Shunts in das Spannungssignal umgewandelt, die ein Übersetzungsverhältnis von 25mV/750A bzw. von 60mV/250A haben. Die Shunts werden mit einer Präzisionsshunt kalibriert. Alle Spannungs- und Stromsignale werden vom System NEFF-620 erfaßt.

Das Datenverarbeitungssystem NEFF-620 wird eingesetzt, um den Versuchsablauf zu steuern und die Meßdaten aufzunehmen. Das System kann Meßwerte bis zu 256 Kanälen mit einer Frequenz bis zu 50 kHz verarbeiten.

Parallel zum System NEFF-620 werden die wichtigen Meßsignale, wie z.B. das Temperatursignal an der kritischen Stelle der Heizwand, von Linienschreibern registriert. Dieses Protokoll dient einerseits zur Betriebsüberwachung und andererseits zur weiteren Untersuchung des Siedekrise-Verhaltens.

#### Versuchsablauf

Bevor der Kreislauf mit Frigen R12 gefüllt wird, wird er evakuiert. Der Kreislauf wird dann so weit gefüllt, daß der Füllstand im Druckhalter je nach erwünschten Versuchsparametern angemessen ist. Während der Füllung wird Frigen R12 durch die Reinigungsanlage geleitet.

Der Druck wird über die Heizung des Druckhalters erhöht. Die Umwälzpumpe darf dann eingeschaltet werden, wenn der Druck im Kreislauf hoch genug und das Kälteaggregat in Betrieb genommen worden ist.

Nachdem der Druck genau justiert ist, wird über die Stellventile ein bestimmter Volumenstrom eingestellt, der unter Berücksichtigung der Fluidtemperatur an den Durchflußmeßgeräten dem gewünschten Massenstrom in der Teststrecke entspricht. Die Eintrittstemperatur wird über den Vorwärmer, das Kälteaggregat und die beiden Wärmetauscher eingestellt.

Anschließend wird die elektrische Leistung manuell erhöht. Nach jeder Erhöhung der Leistung müssen die Betriebsparameter, nämlich Druck, Volumenstrom und Eintrittstemperatur, kontrolliert und ggf. wieder korrigiert werden. Die Spannung wird so weit erhöht, bis irgendein Temperatursignal an der Teststrecke den gegebenen Grenzwert überschreitet. Dann wird die Stromversorgung unterbrochen und eine Messung ist abgeschlossen.

Abb.4.14 zeigt den typischen Verlauf der Spannung und der Temperatur an der Wandstelle  $T_1$  des Kreisrohres (Abb.4.6) kurz vor dem Auftreten der Siedekrise. Am Punkt c steigt die Wandtemperatur bei einer leichten Erhöhung der Spannung sprunghaft an. Die Stromversorgung wird unterbrochen, und die Spannung sinkt auf null, wenn die Wandtemperatur den Grenzwert, in diesem Fall  $180^{\circ}\text{C}$ , überschreitet. Die Meßgrößen entsprechend dem Zeitpunkt c werden für weitere Auswertungen verwendet.

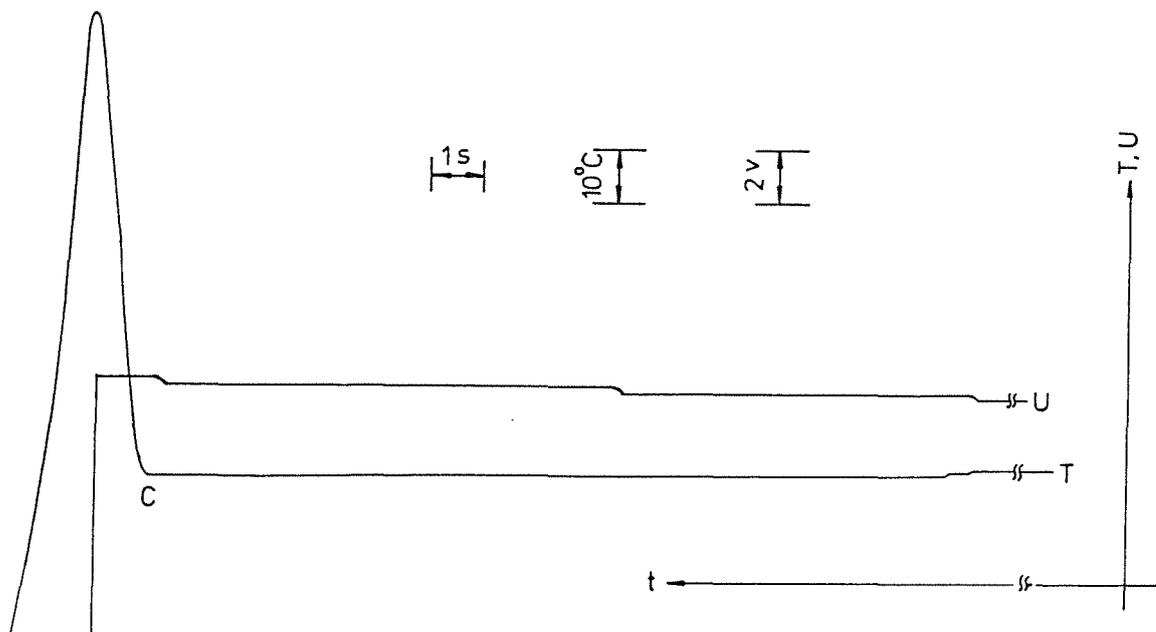


Abb.4.14 : Verlauf der Wandtemperatur und der Spannung über der Zeit

## Meßdatenauswertung

Bei den Kreisrohrversuchen werden die Meßdaten dann aufgenommen, wenn der Experimentator ein Befehl dafür gibt. Der Zeitpunkt, zu dem die Siedekrise zuerst auftritt, muß von den Protokollen der Linienschreiber abgelesen werden. Bei Messungen mit niedriger Dampfqualität ist dieser Zeitpunkt leicht zu erkennen, weil die Wandtemperatur nach dem Auftreten der Siedekrise ständig ansteigt (s. Abb.4.14). Für den Fall hoher Dampfqualität schwankt die Wandtemperatur und steigt mit der Wärmestromdichte langsam an. Für die Siedekrise wird der Zeitpunkt genommen, bei dem der Wandtemperaturanstieg  $10^{\circ}\text{C}$  überschreitet.

Bei den Bündelversuchen können nicht alle Thermolemente an den Heizstäben mit Linienschreibern oder ähnlichen Geräten überwacht werden. Die Meßdaten werden automatisch mit einer vorgegebenen Frequenz aufgenommen werden. Wegen der begrenzten Speicherkapazität werden nur die Meßdaten innerhalb eines bestimmten Zeitraumes in der Nähe des Siedekrise-Auftretens gespeichert. Die vorher aufgenommenen Meßdaten werden automatisch gelöscht. Bei den weiteren Auswertungen müssen die Signale aller an den Stäben eingelegten Thermolemente überprüft werden, um festzustellen, in welchem Zeitraum die Siedekrise auftrat. Die Meßwerte in diesem Zeitraum werden statistisch ausgewertet. Der Mittelwert wird als richtiger Wert der Meßgröße und die Standardabweichung als ein Maß ihrer Schwankungen betrachtet.

Aus den gemessenen Daten werden weitere wichtige Größen abgeleitet.

### 1. Massenstromdichte

Massenstromdichte ergibt sich aus dem Volumenstrom

$$G = \frac{V \rho}{A} \quad . \quad (4.9)$$

Dabei ist  $\rho$  die Fluidichte an den Durchflußmeßgeräten. Den Volumenstrom  $V$  berechnet man nach Gl.(4.7) und Gl.(4.8). Die Strömungsfläche  $A$  ist

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 \quad (4.10)$$

für die Kreisrohrteststrecke,

$$A = \frac{\sqrt{3}}{2} SW^2 - 7 \frac{\pi}{4} D_s^2 \quad (4.11)$$

für das 7-Stabbündel mit Gitterabstandshaltern und

$$A = \frac{\sqrt{3}}{2} SW^2 - 7 \frac{\pi}{4} D_s^2 - 7 \frac{\pi}{4} d_w^2 \frac{\sqrt{H^2 + (\pi P_s)^2}}{H} \quad (4.12)$$

für das 7-Stabbündel mit Drahtwendeln.

## 2. Heizleistung und Wärmestromdichte

Diese beiden Größen lassen sich aus Spannung, Strom und Geometriegrößen direkt berechnen:

$$Q_i = U_i I_i , \quad (4.13)$$

$$q_i = \frac{Q_i}{F_i} . \quad (4.14)$$

Der Index  $i$  steht hier sowohl für Kreisrohr, oder Bündel als auch für einzelne Stäbe. Die beheizte Oberfläche  $F_i$  ist gleich  $\pi DL$  für die Rohrstrecke, gleich  $\pi D_s L$  für einzelne Stäbe und gleich  $7\pi D_s L$  für das gesamte Bündel.

## 3. Eintrittsdampfqualität

Die Eintrittsdampfqualität wird definitionsmäßig nach Gl.(2.3) berechnet. Die dafür benötigten Stoffwerte stammen aus einem Stoffwert-Programm [21] unter Eingabe von Eintrittstemperatur und Eintrittsdruck.

## 4. Austrittsdampfqualität

Die Austrittsdampfqualität ergibt sich aus der Wärmebilanz (Gl.(2.9)). Dabei wird der Beitrag der kinetischen und der potentiellen Energieänderung vernachlässigt.

Die Massenstromdichte und die Austrittsdampfqualität in den einzelnen Unterkänälen des Bündels werden mit Hilfe des Unterkanalanalyseprogramms COBRA-IV-TUBS [5] berechnet.

## 4.6 Fehlerbetrachtung

Alle Meßgrößen sind mit Fehlern behaftet. Folgende Fehlerquellen werden in dieser Arbeit berücksichtigt:

### 1. Meßgeräte

Zu jedem Meßgerät gehört eine Kennlinie. Abweichungen der Meßgeräte von ihren Kennlinien werden von den Herstellern angegeben oder aus eigenen Eichungen ermittelt.

### 2. Schwankungen

Schwankungen der Meßgrößen werden durch die Betriebseigenschaften der Versuchsanlage verursacht. Die Schwankungsgröße wird bei den Rohrversuchen aus dem Protokoll der Linienschreiber abgelesen und bei den Bündelversuchen mittels statistischer Auswertungen der Meßdaten ermittelt.

### 3. Minimale Spannungsschrittweite

Theoretisch kann die Spannung stufenlos erhöht werden. In der Praxis ist jedoch eine Spannungsschrittweite bei den Rohrversuchen kleiner als 0.1V und bei den Bündelversuchen kleiner als 0.3V kaum noch realisierbar.

### 4. Geometrie

Die Geometrie Größen sind

- der Innendurchmesser des Kreisrohres,
- die Wanddicke des Kreisrohres,
- der Außendurchmesser des Heizstabes,
- die Schlüsselweite des Meßkanalkastens und
- die beheizte Länge.

Alle diese Größen werden vermessen. Der Nennwert und die Abweichungsgrenze mit 95%iger Sicherheit sind in Tabelle 4.7 zusammengestellt.

<b>Tabelle 4.7 : Nennwert und Abweichungsgrenze der Geometrie Größen</b>						
<b>Größen</b>	<b>D/(mm)</b>	<b><math>\delta/(mm)</math></b>	<b><math>D_s/(mm)</math></b>	<b>SW/(mm)</b>	<b><math>L_{Rohr}/(mm)</math></b>	<b><math>L_{Stab}/(mm)</math></b>
<b>Nennwert</b>	8.0	0.2	9.5	31.22	688	600
<b>Abweichung</b>	$\leq 0.06$	$\leq 0.01$	$\leq 0.05$	$\leq 0.07$	$\leq 1.00$	$\leq 7.54$

### 5. Stoffwerte

Das Arbeitsfluid Frigen R12 stammt von der Firma Höchst AG. Es wurde bestätigt, daß das in dieser Arbeit verwendete Stoffprogramm [21] dieselben

Stoffwerte wie die Tabelle der Firma Höchst AG liefert. Trotzdem muß man mit einer begrenzten Genauigkeit der Stoffwerte rechnen. Die für die Meßdaten-Auswertung wichtigen Stoffwerte sind die spezifische Enthalpie, die Verdampfungsenthalpie und die Dichte. Bei den Fehlerrechnungen wird eine Abweichung von 1% für alle drei Stoffwerte benutzt.

6. Wärmeverlust in die Umgebung

Wegen der Temperaturdifferenz zwischen dem Arbeitsfluid im Meßkanal und seiner Umgebung geht Wärme aus dem Kanal verloren. Wegen der thermischen Isolation des Kreisrohres ist der Wärmeverlust bei den Kreisrohrversuchen gering.

Bei den Bündelversuchen werden Temperaturen im Meßkanalkasten gemessen. Daraus läßt sich der Wärmestrom abschätzen, der durch den Kasten aus dem Meßkanal in den Ringspalt fließt.

7. Datenverarbeitungssystem

Im Allgemeinen ist diese Fehlerquelle von untergeordneter Bedeutung. Sie spielt jedoch bei kleinen Signalen, z.B bei den Temperatur-Signalen, eine wichtige Rolle.

8. Kontaktwiderstand

Der Kontaktwiderstand zwischen den Kupferklemmen und dem Kreisrohr wurde während des Versuches vermessen. Er liegt bei  $0.002 \Omega$ . Infolge des relativ hohen Widerstandes und der guten Anschlußmöglichkeit des Heizstabes ist der Kontaktwiderstand bei den Bündelversuchen vernachlässigbar.

9. Unsicherheit des Ortes der Siedekrise

Der genaue Ort, an dem die Siedekrise auftritt, ist stark von anderen Parametern abhängig [4]. In dieser Arbeit wird der Zustand am beheizten Ende des Meßkanals als der kritische Zustand angenommen. Der Abstand zwischen dem wirklichen Ort der Siedekrise und dem beheizten Ende verursacht eine Abweichung zwischen der kritischen Dampfqualität und der Austrittsdampfqualität.

Eine Größe  $Z$  setzt sich aus mehreren Teileingangsgrößen  $Z_1, Z_2, \dots, Z_n$  zusammen

$$Z = f(Z_1, Z_2, \dots, Z_n) . \quad (4.15)$$

Sie wird meistens nicht von einer, sondern von mehreren Fehlerquellen beeinflusst. Der gesamte Fehler resultiert aus zwei Teilen, nämlich dem systematischen und dem zufälligen Fehler [65].

Der systematische Fehler  $e_s$  der Größe  $Z$  ergibt sich aus den systematischen Fehlern  $e_{s,i}$  der einzelnen Eingangsgrößen  $Z_i$

$$e_s = \frac{df}{dZ_1} e_{s,1} + \dots + \frac{df}{dZ_n} e_{s,n} . \quad (4.16)$$

Zur Darstellung des zufälligen Fehlers wird vorausgesetzt, daß der zufällige Fehler aller Eingangsgrößen eine Normalverteilung  $N(\sigma_i^2, 0)$  hat und sie voneinander unabhängig sind. Der zufällige Fehler einer resultierenden Größe gehorcht dann ebenso einer Normalverteilung  $N(\sigma^2, 0)$  mit

$$\sigma^2 = \left( \frac{df}{dZ_1} \sigma_1 \right)^2 + \dots + \left( \frac{df}{dZ_n} \sigma_n \right)^2 . \quad (4.17)$$

Mit der Wahrscheinlichkeit von 95% ( $2\sigma$  – Kriterium) läßt sich der Vertrauensbereich des zufälligen Fehlers  $[ \pm 2\sigma ]$  bilden. In dieser Arbeit wird der Wert  $2\sigma$  als wahrscheinliche Fehlergrenze betrachtet.

Die gesamte Fehlergrenze ergibt sich dann aus

$$e = e_s \pm 2\sigma . \quad (4.18)$$

Die für die Fehlerrechnung der wichtigen Größen benötigte Funktionsabhängigkeit  $f$  in Gl.(4.16) und Gl.(4.17) stammt aus den Gleichungen (2.9), (4.7) bis (4.14) und aus dem Stoffwertprogramm [21].

Tabelle 4.8 zeigt Beispiele der Fehlerrechnungen für die Kreisrohr- und Bündelexperimente. Die Meßgeräte und die Schwankungen sind wichtige Fehlerquellen für Druck, Massenstromdichte und Dampfqualität. Das NEFF-620 System beeinflußt hauptsächlich die Temperatur- und Drucksignale und damit die Dampfqualität. Fehlerbehaftete Stoffwerte spielen ebenso eine Rolle für die Genauigkeit der Massenstromdichte und der Dampfqualität. Die Genauigkeit der gemessenen kritischen Heizflächenbelastung hängt in erster Linie von Geometriegrößen der Teststrecke und von der minimalen Spannungsschrittweite ab. In der Kreisrohrteststrecke spielt der Kontaktwiderstand ebenso eine wichtige Rolle. Die gesamte Fehlergrenze der gemessenen kritischen Heizflächenbelastung beträgt jeweils 7.5% bzw. 2.2% für beide Rechenbeispiele.

Tabelle 4.8 : Beispiele für Fehlerrechnungen

a) Kreisrohr-Experimente

Parameter →	$P_{ex}$ (MPa)	G (kg/sm <sup>2</sup> )	$T_{in}$ (°C)	$X_{in}$	$X_{ex}$	q (kW/m <sup>2</sup> )	
Meßwerte →	2.729	4094.1	69.92	-0.303	-0.029	275.9	
Fehler aus versch. Quellen	Meßgeräte	0.0166	41.23	0.784	0.0126	0.0139	0.617
	Schwankung	0.010	82.14	0.707	0.0108	0.0126	0.975
	$\Delta U_{min}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0023	2.346
	Geometrie	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0006	14.59
	Stoffwerte	0.0	29.87	0.0	0.0034	0.0047	0.0
	Wärmeverlust	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0014	1.391
	NEFF-System	0.0035	13.67	0.599	0.0085	0.0087	0.674
	Kontaktwiderstand	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0071	7.138
<b>Gesamte Fehlergrenze</b>	0.0197	97.61	1.214	0.0193	-0.0270 + 0.0215	-20.71 + 14.78	

b) 7-Stabbündel-Experimente

Parameter →	$P_{ex}$ (MPa)	G (kg/sm <sup>2</sup> )	$T_{in}$ (°C)	$X_{in}$	$X_{ex}$	q'' (kW/m <sup>2</sup> )	
Meßwerte →	2.722	3799.6	75.62	-0.235	-0.049	160.7	
Fehler aus versch. Quellen	Meßgeräte	0.0098	39.37	0.830	0.0131	0.0136	0.520
	Schwankung	0.0202	15.20	0.570	0.0128	0.0145	0.858
	$\Delta U_{min}$	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0018	1.582
	Geometrie	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0020	2.303
	Stoffwerte	0.0	27.16	0.0	0.0033	0.0036	0.0
	Wärmeverlust	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0019	0.0
	NEFF-System	0.0035	9.25	0.599	0.0091	0.0091	0.334
<b>Gesamte Fehlergrenze</b>	0.0227	51.07	1.172	0.0208	-0.0266 + 0.0223	-3.45 + 2.54	

## 5. Experimentelle Untersuchungen in 8 mm Kreisrohren

### 5.1 Versuchsergebnisse

Im Anhang A werden die Ergebnisse von insgesamt 441 Meßpunkten zusammengestellt. Diese Meßpunkte erfüllen folgende Voraussetzungen:

1. Die Siedekrise tritt bei quasistationärem Zustand auf.  
Kurz vor der Siedekrise wurden alle Systemparameter konstant gehalten. Nach jeder Leistungserhöhung muß man solange warten, bis sich quasistationäre Fluidzustände eingestellt haben. Die Schrittweite der Erhöhung der Heizleistung wird möglichst klein gehalten.
2. Die obersten Thermoelemente zeigen zuerst einen Temperaturanstieg.
3. Messungen mit Oszillationen beim Auftreten der Siedekrise werden aus der Betrachtung herausgelassen.

Oszillationen wurden von vielen Autoren bei experimentellen Untersuchungen zur kritischen Heizflächenbelastung berichtet [7]. Bei den eigenen Messungen in Kreisrohren wurden Oszillationen unter den folgenden Parametern beobachtet:

$$P = 1.05 \text{ MPa}, G = 2 \text{ Mg/sm}^2, X_{in} < -0.25$$

$$P = 1.05 \text{ MPa}, G = 3 \text{ Mg/sm}^2, X_{in} < -0.30$$

$$P = 1.78 \text{ MPa}, G = 2 \text{ Mg/sm}^2, X_{in} < -0.30$$

Die Oszillationsamplitude erreichte 0.1 MPa für den Druck und 0.1 Mg/sm<sup>2</sup> für die Massenstromdichte. Die Oszillationsfrequenz liegt zwischen 3 und 4 Hz.

In Abb.5.1 ist die kritische Heizflächenbelastung über der Eintrittsdampfqualität für verschiedene Systemdrücke und verschiedene Massenstromdichten dargestellt. Neben den Originalpunkten werden die graphisch gezogenen Ausgleichskurven gezeichnet. Aus den dicht aneinander liegenden Meßpunkten erkennt man eine recht gute Reproduzierbarkeit der Messungen.

Die kritische Heizflächenbelastung steigt mit sinkender Dampfqualität. Bei niedrigem Druck oder niedriger Massenstromdichte besteht eine gute Linearität zwischen der kritischen Heizflächenbelastung und der Eintrittsdampfqualität, während bei hohem Druck und hoher Massenstromdichte eine Linearität nicht zu erkennen ist. Dies ist qualitativ mit der in Abb.2.4 dargestellten KHB-Bereichskarte von Katto verträglich. Bei konstanter Eintrittsdampfqualität steigt die kritische Heizflächenbelastung mit zunehmender Massenstromdichte und mit sinkendem Druck.

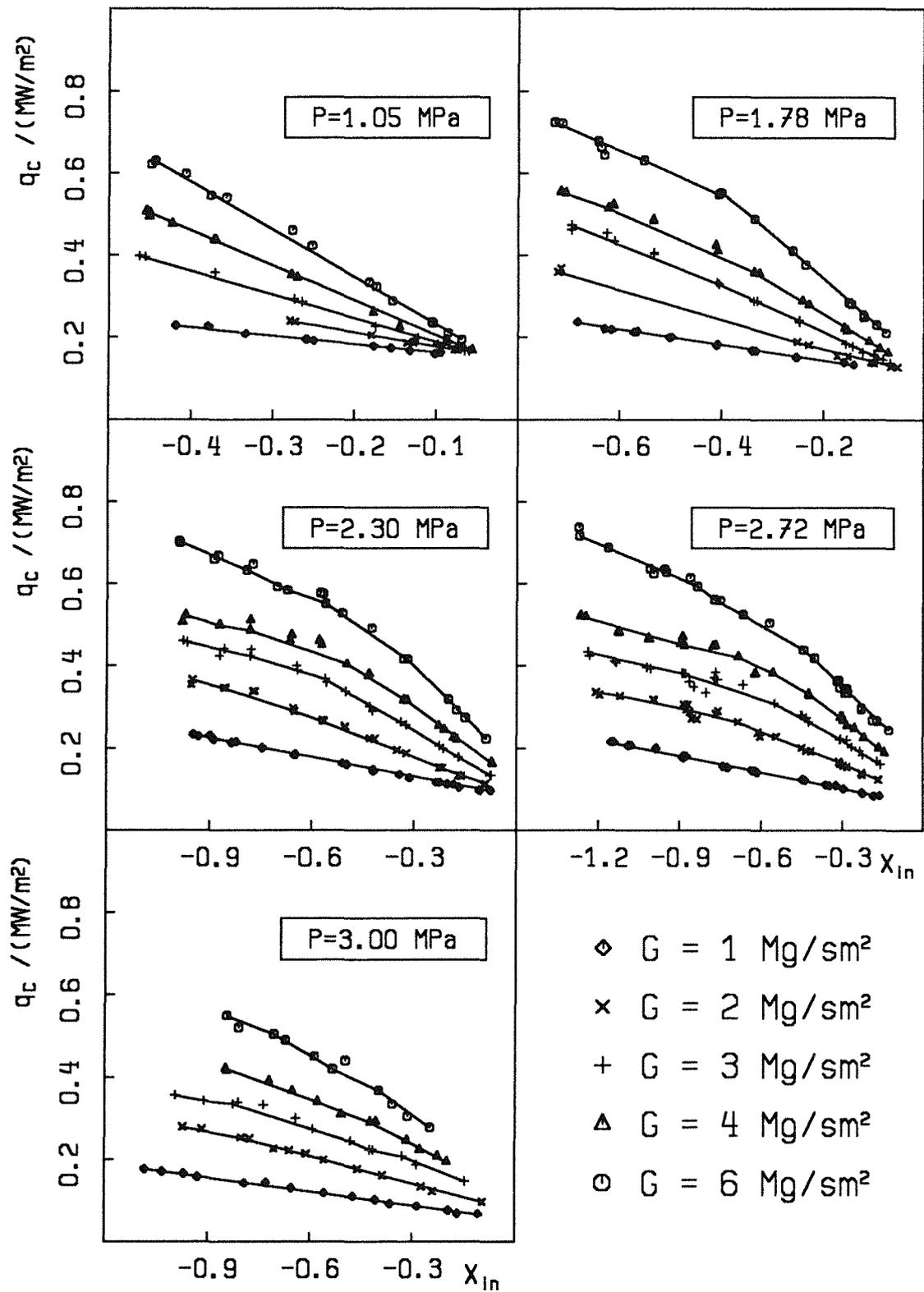


Abb.5.1 : Meßergebnisse in 8 mm Kreisrohren,  $q_c$  über  $X_{in}$

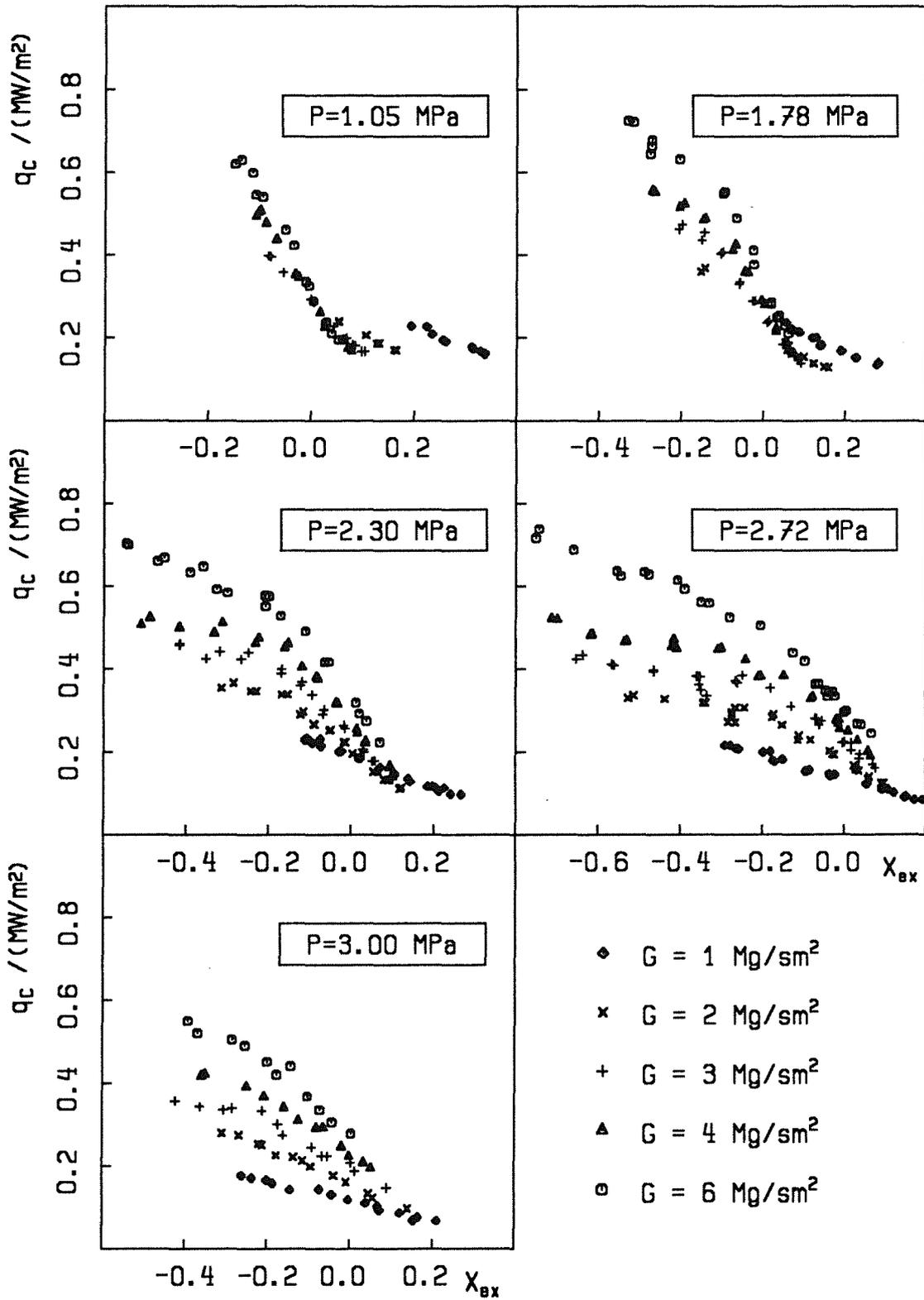


Abb.5.2 : Meßergebnisse in 8 mm Kreisrohren,  $q_c$  über  $X_{ax}$

Abb.5.2 zeigt die KHB-Ergebnisse über der Austrittsdampfqualität. Die kritische Heizflächenbelastung steigt mit sinkender Austrittsdampfqualität. Bei den meisten Fällen schneiden sich die Kurven für verschiedene Massenstromdichten. Bei niedriger Dampfqualität steigt die kritische Heizflächenbelastung mit steigender Massenstromdichte an, während bei hoher Dampfqualität dieser Einfluß umgekehrt ist. Bei hoher Massenstromdichte und hohem Druck ist der Umkehr-Einfluß der Massenstromdichte nicht mehr zu erkennen, wenn man die Kurven extrapoliert. In diesem Fall existiert immer ein positiver Einfluß der Massenstromdichte auf die kritische Heizflächenbelastung. Daher besitzt ein FDWR infolge seiner höheren Massenstromdichte im Vergleich zum herkömmlichen Druckwasserreaktor einen höheren Sicherheitsabstand gegenüber der Siedekrise. Der gesamte Massenstromdichte-Einfluß stimmt mit der allgemeinen Vorstellung (Abb.2.6) überein.

Die Kurven für die niedrigen Drücke sind steiler als die für die hohen Drücke. Diese Tendenz ist auf die höhere Anstiegsrate des volumetrischen Dampfgehaltes bei niedrigerem Druck zurückzuführen. Aus Gl.(2.4) und Gl.(2.5) läßt sich die Ableitung bilden

$$\frac{d}{dP} \left( \frac{d\alpha}{d\dot{X}} \right) = \left( \frac{\alpha^3}{\dot{X}^3} \right) \left[ \dot{X} - \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{2/3} (1 - \dot{X}) \right] \frac{d \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{2/3}}{dP} \quad (5.1)$$

Da die Ableitung  $d(\rho_g/\rho_f)/dP$  positiv ist, erkennt man aus Gl.(5.1), daß bei kleinem Strömungsmassendampfgehalt die Ableitung  $\frac{d\alpha}{d\dot{X}}$  mit steigendem Druck abnimmt. Da der volumetrische Dampfgehalt die Siedekrise direkt beeinflußt, ergibt sich eine stärkere Abnahme der kritischen Heizflächenbelastung mit der Dampfqualität bei kleinerem Druck.

Bei sehr hoher Unterkühlung ist die kritische Heizflächenbelastung beinahe von der Austrittsdampfqualität unabhängig. Die Kurven verlaufen fast horizontal. Nach den Modellvorstellungen für die DNB-Mechanismen (Kap.2.2) tritt die Siedekrise in diesem Fall infolge des Austrocknens des flüssigen Films unter einer Blase auf. Bei starker Unterkühlung werden die Blasen auf das wandnahe Gebiet beschränkt. Der Fluidzustand in der Hauptströmung hat wenig Einfluß auf das Blasenverhalten. Die Siedekrise hängt hauptsächlich vom Zustand des Fluids im wandnahen Gebiet ab. Die Temperatur der Heizwand und des Fluids im wandnahen Gebiet wird durch den Systemdruck und die Wärmestromdichte bestimmt und ist von der Unterkühlung in der Hauptströmung fast unabhängig. Daraus ergibt sich die schwache Abhängigkeit der kritischen Heizflächenbelastung von der Austrittsdampfqualität.

Abb.5.3 zeigt die KHB-Ergebnisse über dem Druck bei verschiedenen Massenstromdichten und konstanter Austrittsdampfqualität ( $X_{ex} = 0.0$ ). Bei niedrigen Massenstromdichten ( $\leq 4 \text{ Mg/sm}^2$ ) nimmt die kritische Heizflächenbelastung ständig mit steigendem Druck ab. Je niedriger die Massenstromdichte ist, desto stärker ist die Abnahme. Bei der Massenstromdichte  $6 \text{ Mg/sm}^2$  erkennt man ein Maximum des Kurvenverlaufs. Die gleiche Tendenz wurde von anderen Autoren [49] beobachtet.

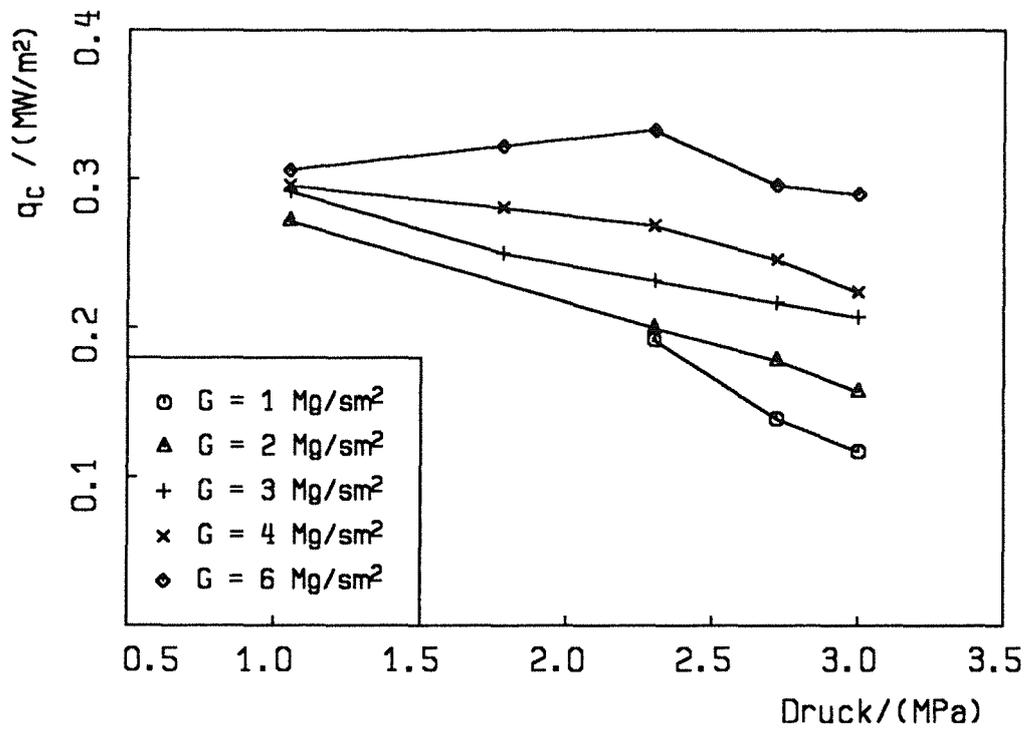


Abb.5.3 : Kritische Heizflächenbelastung über dem Druck bei verschiedenen Massenstromdichten,  $X_{ex} = 0.0$

## 5.2 Vergleich der KHB-Meßergebnisse mit anderen KHB-Daten

### 5.2.1 Zwei Konzepte zum Vergleich der KHB-Daten aus verschiedenen Quellen

Üblicherweise werden die KHB-Ergebnisse in zwei verschiedenen Formen dargestellt.

$$q_c = f_1(P, G, X_{in}, D, L) \quad (5.2)$$

$$q_c = f_2(P, G, X_{ex}, D, L) \quad (5.3)$$

Bei der ersten Form wird die Eintrittsdampfqualität verwendet, während bei der zweiten Form die Austrittsdampfqualität herangezogen wird. In dieser Arbeit werden sie jeweils als  **$X_{in}$ -Form bzw.  $X_{ex}$ -Form** bezeichnet. Je nach Darstellungsform entstehen zwei Methoden beim Vergleich der KHB-Ergebnisse aus verschiedenen Quellen. Die eine bezieht sich auf konstante Eintrittsdampfqualität und die andere auf konstante Austrittsdampfqualität. Die Auswahl der Methoden beeinflusst direkt die Vergleichsergebnisse, wie die Abb.5.4 zeigt.

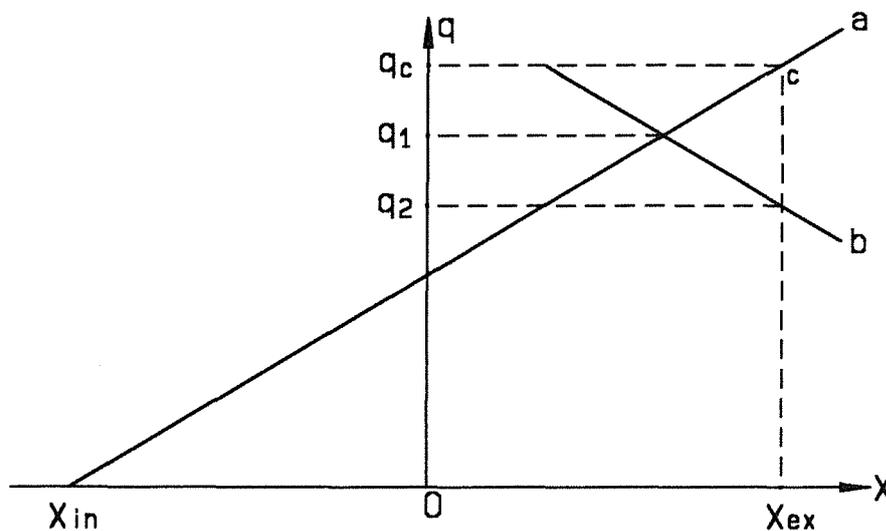


Abb.5.4 : Zwei Methoden zum Vergleich von KHB-Ergebnissen

Die Kurve  $a$  zeigt den Versuchsablauf. Bei einem konstanten Eintrittszustand ( $P, G, X_{in}$ ) steigt die Austrittsdampfqualität mit der Wärmestromdichte. Die Siedekrise tritt beim Punkt  $c$  mit der Wärmestromdichte  $q_c$  und der Austrittsdampfqualität  $X_{ex}$  auf. Die Kurve  $b$  zeigt den Verlauf der kritischen Heizflächenbelastung über der Austrittsdampfqualität bei denselben Werten von  $P, G, D$  und  $L$  nach Gl.(5.3), der aus einer anderen Quelle stammt. Die nach Gl.(5.3) berechnete kritische Heizflächenbelastung ist dann gleich  $q_2$ . Die Wärmestromdichte  $q_1$  am Schnittpunkt der beiden

Kurven a und b entspricht der berechneten kritischen Heizflächenbelastung nach Gl.(5.2), wenn man die Gleichung (5.2) aus der Gleichung (5.3) ableitet und die Meßwerte von P, G, D, L und  $X_{in}$  in Gl.(5.2) einsetzt. Die Abweichung der kritischen Heizflächenbelastung zwischen der Messung und den Rechnungen ist dann gleich ( $q_c - q_1$ ) bei konstanter Eintrittsdampfqualität und gleich ( $q_c - q_2$ ) bei konstanter Austrittsdampfqualität.

Um den Unterschied zwischen beiden Vergleichsmethoden quantitativ zu bewerten, werden die linearen Beziehungen, Gl.(2.12) und Gl.(2.13), benutzt. Die berechnete kritische Heizflächenbelastung beträgt

$$q_1 = a - b X_{in} , \quad (5.4)$$

$$q_2 = A - B X_{ex} . \quad (5.5)$$

Aus Gl.(2.10), Gl.(2.14), Gl.(2.15), Gl.(5.4) und Gl.(5.5) ergibt sich

$$\frac{q_1 - q_c}{q_2 - q_c} = \frac{1}{1 + B \frac{4 L}{D G h_{fg}}} . \quad (5.6)$$

Da der Koeffizient B positiv ist, ist die Abweichung zwischen gemessener und berechneter kritischer Heizflächenbelastung bei der  $X_{in}$ -Form kleiner als bei der  $X_{ex}$ -Form. Dieser Unterschied wird wichtiger bei einem großen L/D-Verhältnis.

### 5.2.2 Ergebnisse aus dem Vergleich

Von den zahlreichen Arbeiten in der Literatur werden zwei KHB-Tafeln [24], [73], drei KHB-Korrelationen [8], [32], [58] und ein physikalisches DNB-Modell [71] zum Vergleich mit den eigenen Meßergebnissen ausgewählt. Alle sechs Arbeiten sind auf 8 mm Kreisrohre anwendbar. In Anhang L werden die drei Korrelationen zusammengestellt. Die Gültigkeitsbereiche weiterer Parameter sind in Tabelle 5.1 zusammengefaßt.

<b>Tabelle 5.1 : Gültigkeitsbereiche von KHB-Korrelationen und KHB-Tafeln</b>					
<b>Korrelation/Tafel</b> ↓	<b>Fluid</b>	<b><math>P_r</math></b>	<b><math>G/(Mg/sm^2)</math></b>	<b><math>X_{ex}</math></b>	<b>-Form</b>
<b>sowjet. Tafel [73]</b>	$H_2O$	(0.13, 0.89)	(0.50, 5.0)	(-0.8, 0.75)	$X_{ex}$
<b>kanad. Tafel [24]</b>	$H_2O$	$\leq 0.9$	$\leq 7.5$	(-0.5, 1.0)	$X_{ex}$
<b>Bowring [8]</b>	$H_2O$	(0.01, 0.86)	(0.14, 18.6)	---	$X_{in}$
<b>Katto &amp; Ohno [32]</b>	alle	---	---	---	$X_{in}$
<b>Shah [58]</b>	alle	$< 0.96$	$\leq 29.1$	(-2.6, 1.0)	$X_{in}, X_{ex}$
<b>Weisman &amp; Pei [71]</b>	alle	(0.09, 0.93)	(0.97, 13.6)	---	$X_{ex}$

Die beiden KHB-Tafeln wurden anhand von zahlreichen Meßergebnissen in Wasser aufgestellt. Die kritische Heizflächenbelastung ist in der  $X_{ex}$ -Form angegeben. Die Austrittsdampfqualität in der Tafel von Autoren der UdSSR [73] liegt je nach Druck und Massenstromdichte innerhalb des Bereiches (-0.8, +0.75). Beide Tafeln sind für 8 mm Durchmesser angegeben. Für andere Durchmesser wurde die Anwendung der Gl.(2.18) mit  $\varepsilon=1/2$  auf die sowjetische Tafel und mit  $\varepsilon=1/3$  auf die kanadische Tafel empfohlen.

Wie die beiden Tafeln ist die Korrelation von Bowring [8] nur für Wasser gültig. Um die eigenen Meßergebnisse in Frigen R12 auf Wasser-Bedingungen zu übertragen und mit den Tafeldaten und der Bowring-Korrelation vergleichen zu können, werden drei verschiedene Umrechnungsmodelle verwendet, nämlich die Umrechnungsmodelle von Ahmad [1], von Katto [32] und von Shah [58].

Shah [58] entwickelte ein Gleichungssystem, bei dem die kritische Heizflächenbelastung je nach den Parametern in der  $X_{in}$ -Form oder in der  $X_{ex}$ -Form dargestellt wird.

Der Gültigkeitsbereich der Korrelation ist so groß, daß die gesamte Matrix der Versuchsparameter eingeschlossen wird.

Zur Berechnung der kritischen Heizflächenbelastung stellten Katto & Ohno [32] zwei Gleichungssysteme auf, die jeweils für zwei Druckbereiche gültig sind, deren Grenze wie folgt definiert ist:

$$\frac{\rho_g}{\rho_f} = 0.15$$

Für Frigen R12 liegt der Grenzdruck bei 2.45 MPa. An der Grenze zeigen die berechneten KHB-Werte jedoch keinen stetigen Übergang. Bei Anwendungen dieser Korrelation muß darauf geachtet werden, daß die Austrittsdampfqualität nicht zu stark negativ sein soll.

Ausgehend von einer physikalischen Analyse des DNB-Mechanismus entwickelten Weisman & Pei [71] ein Modell zur Vorhersage der kritischen Heizflächenbelastung. Das Modell wurde später von Weisman & Ying [72], [74] modifiziert und erweitert. Die Anwendung dieses Modells wird auf einen nicht zu hohen volumetrischen Dampfgehalt ( $\alpha < 0.82$ ) beschränkt.

Für alle Meßpunkte, die innerhalb des Gültigkeitsbereiches der betrachteten Korrelationen bzw. Tafeln liegen, wird die kritische Heizflächenbelastung berechnet, indem die gemessenen Werte von  $P$ ,  $G$ ,  $X_{in}$  und  $X_{ex}$  in die Korrelationen eingesetzt werden. Danach wird das Verhältnis der berechneten zur gemessenen kritischen Heizflächenbelastung  $\frac{q_{c,r}}{q_{c,m}}$  gebildet. Anhand von  $N$  zum Vergleich verwendeten Meßpunkten läßt sich der Mittelwert

$$\mu = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left( \frac{q_{c,r}}{q_{c,m}} \right)_i \quad (5.7)$$

und die Standardabweichung

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N \left[ \left( \frac{q_{c,r}}{q_{c,m}} \right)_i - \mu \right]^2} \quad (5.8)$$

dieser Verhältnisse berechnen. In Tabelle 5.2 werden die Vergleichsergebnisse zusammengefaßt.

Tabelle 5.2 : Verhältnis der berechneten zu den gemessenen KHB- Werten $\frac{q_{c,r}}{q_{c,m}}$							
Korrelation/ Tafel ↓	Modell ↓	$X_{in}$ -Form			$X_{ex}$ -Form		
		N	$\mu$	$\sigma$	N	$\mu$	$\sigma$
sowjetische Tafel	Ahmad	258	0.999	0.047	258	0.995	0.097
	Katto	262	1.037	0.047	262	1.073	0.093
	Shah	285	1.093	0.051	285	1.139	0.102
kanadische Tafel	Ahmad	350	0.968	0.042	350	0.939	0.081
	Katto	358	1.006	0.045	358	1.013	0.084
	Shah	372	1.066	0.051	372	1.073	0.102
<b>Bowring</b>	Ahmad	420	1.024	0.131	420	0.974	0.276
<b>Katto &amp; Ohno</b>	---	420	1.104	0.185	420	1.156	0.329
<b>Shah</b>	---	420	1.138	0.117	420	1.215	0.213
<b>Weisman &amp; Pei</b>	---	404	0.995	0.153	404	1.006	0.248

Man erkennt eine recht gute Übereinstimmung zwischen den Meßdaten und den Tafeldaten. Da die Tafeldaten ebenso aus Messungen abgeleitet wurden und die Meßdaten in Wasser mit einer guten Genauigkeit wiedergeben können [24], [73], [70], läßt sich die Übertragbarkeit der KHB-Ergebnisse zwischen den eigenen Messungen in Frigen R12 und den Messungen in Wasser durch die drei eingesetzten Umrechnungsmodelle bestätigen.

Groeneveld [25] stellte eine dimensionslose KHB-Tafel auf, indem er die KHB-Tafel für Wasser [24] mit dem Umrechnungsmodell von Katto [32] kombinierte. Die Werte aus dieser Tafel stimmen mit den eigenen Meßwerten sehr gut überein.

Die berechneten Werte nach der Korrelation von Bowring sowie nach dem Modell von Weisman & Pei stimmen im Mittel gut mit den Meßdaten überein. Die Standardabweichung ist jedoch recht groß. Das Modell von Weisman & Pei unterschätzt die Meßwerte bei niedriger Dampfqualität und überschätzt sie bei hoher Dampfqualität erheblich.

Die berechneten KHB-Werte nach den Korrelationen von Katto & Ohno und von Shah zeigen eine weniger befriedigende Übereinstimmung mit den Meßwerten. Im

Mittel liegen die berechneten Werte merklich höher als die gemessenen. Die Standardabweichungen sind groß. Nach der Empfehlung der Autoren soll die Anwendung der Korrelation von Katto & Ohno möglichst auf positive Austrittsdampfqualitäten beschränkt werden. Es zeigte sich jedoch, daß keine besseren Ergebnisse im Bereich  $X_{ex} > 0$  als im Bereich  $X_{ex} < 0$  erzielt werden können.

Aus der Tabelle 5.2 ersieht man, daß die Abweichung zwischen der gemessenen und der berechneten kritischen Heizflächenbelastung bezogen auf konstante Eintrittsdampfqualität deutlich kleiner ist als die auf konstante Austrittsdampfqualität bezogene. Um die Genauigkeit einer Korrelation zu überprüfen, ist es daher notwendig, anzugeben, wie der Vergleich zwischen den gemessenen und den berechneten Werten durchgeführt ist.

Die beiden Tafeln zeigen deutlich bessere Übereinstimmung mit den eigenen Meßergebnissen als die Korrelationen. Dadurch ist die Methode zur Vorhersage der kritischen Heizflächenbelastung durch eine Tafel als die am besten geeignete Methode verifiziert.

### 5.3 Einfluß des Rohrdurchmessers

Wie in Kap.2.3.5 erwähnt, wird die funktionelle Abhängigkeit der kritischen Heizflächenbelastung vom Rohrdurchmesser von vielen Autoren durch Gl.(2.18) angegeben. Für den Durchmesser-Exponenten  $\varepsilon$  werden jedoch unterschiedliche Werte genannt. In [12] wurde gezeigt, daß bezogen auf die vorgestellten Meßdaten in 8 mm und die Daten aus 4.61 mm [49] Kreisrohren der Durchmesser-Exponent im Mittel deutlich höher als 1/3 liegt. Berechnet man den  $\varepsilon$ -Wert mit

$$\varepsilon = \frac{\ln\left(\frac{q_c(D = 8.0)}{q_c(D = 4.61)}\right)}{\ln\left(\frac{4.61}{8.0}\right)}, \quad (5.9)$$

stellt man fest, daß der Exponent  $\varepsilon$  von anderen Parametern, insbesondere von der Massenstromdichte und von der Austrittsdampfqualität stark abhängig ist.

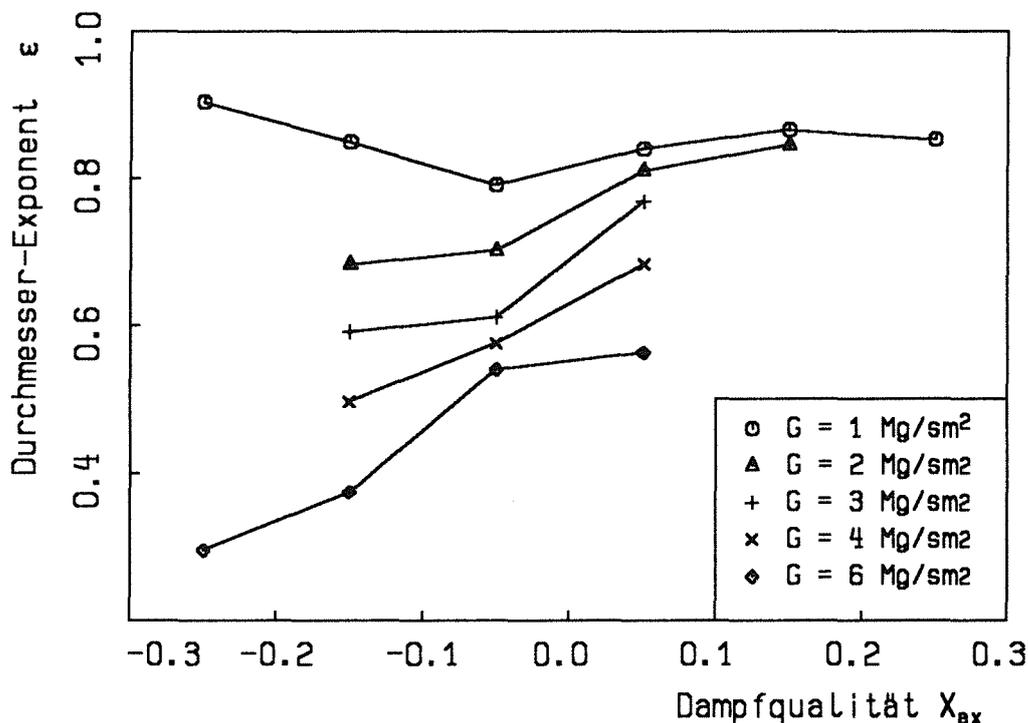


Abb.5.5 : Durchmesser-Exponent  $\varepsilon$  über der Austrittsdampfqualität bei verschiedenen Massenstromdichten

Die Meßpunkte werden je nach Massenstromdichte und Austrittsdampfqualität in Gruppen aufgeteilt. Für jede Gruppe wird dann der Mittelwert des Exponenten  $\varepsilon$  gebildet. In Abb.5.5 ist er über der Austrittsdampfqualität bei verschiedenen Massenstromdichten dargestellt. Je niedriger die Massenstromdichte ist, desto größer ist

der Durchmesser-Exponent. Außerdem steigt er mit zunehmender Austrittsdampfqualität. Für die betrachtete Datenbasis liegt der Exponent zwischen 0.3 und 0.9, dies ist größer als der Exponent für den kleinen Durchmesserbereich ( $2.61\text{mm} \leq D \leq 4.61\text{mm}$ ), wo er sich zwischen 0.0 und 0.6 befindet [77], [78].

Analysiert man die Meßdaten von Merilo & Ahmad [47] sowie die von Stevens et.al [59] in Frigen R12, lassen sich keine übereinstimmenden Aussagen machen. Nach den Daten von Merilo & Ahmad [47] sinkt der Durchmesser-Exponent  $\varepsilon$  mit zunehmender Massenstromdichte und Dampfqualität, während die Daten von Stevens et.al [59] eine umgekehrte Tendenz zeigen.

Für KHB-Daten in Wasser wurde ebenso ein positiver Einfluß der Austrittsdampfqualität auf den Exponenten  $\varepsilon$  festgestellt, der mit zunehmender Austrittsdampfqualität von -0.2 auf 0.3 steigt [34].

Untersucht man die KHB-Korrelationen von Bowring, von Katto & Ohno und von Shah und das KHB-Modell von Weisman & Pei, stellt man fest, daß keine von ihnen den gemessenen Durchmesser-Einfluß (siehe Abb.5.5) mit ausreichender Genauigkeit wiedergeben kann, wie die Abb.5.6 zeigt.

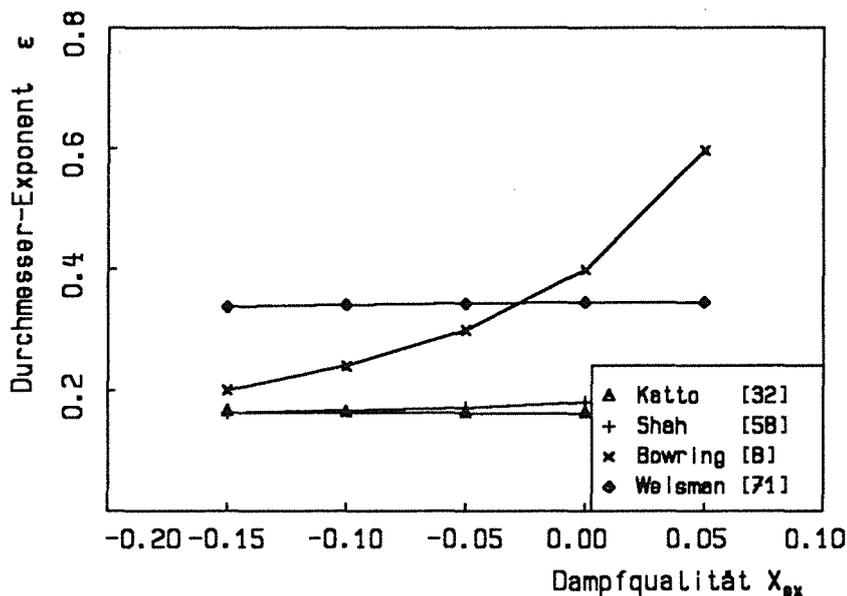


Abb.5.6 : Durchmesser-Exponent  $\varepsilon$  über der Austrittsdampfqualität aus verschiedenen Quellen  
( $P = 2.72\text{MPa}$ ,  $G = 4\text{Mg/sm}^2$ ,  $L/D = 86$ ,  $D = 4.61\text{mm} \ \& \ 8.0\text{mm}$ )

## 6. Experimentelle Untersuchungen in 7-Stabbündeln

### 6.1 Methode zur Darstellung der KHB-Ergebnisse

Die charakteristische Größe der Siedekrise ist die kritische Heizflächenbelastung bzw. die kritische Heizleistung. Die kritische Heizleistung bezieht sich auf das gesamte Bündel. Die kritische Heizflächenbelastung bedeutet hier die lokale Wärmestromdichte an der Stelle, wo die Siedekrise auftritt. Hinsichtlich des physikalischen Vorgangs der Siedekrise ist die kritische Heizflächenbelastung von entscheidender Bedeutung. In der vorliegenden Arbeit wird vereinbart, daß sich bei den Bündeln G-1, D-1, G-2, D-2, G-4, D-4, G-5 und D-5 (s. Tabelle 4.4) die kritische Heizflächenbelastung auf den Zentralstab (Stab 1) bezieht, während bei den Bündeln G-3 und D-3 die Wärmestromdichte des Stabes Nr.3 als die kritische Heizflächenbelastung angesehen wird.

Zu den Einflußparametern gehören in Bündel- genauso wie in Kreisrohrgeometrien Druck, Massenstromdichte und Dampfqualität. Im Gegensatz zur Kreisrohrgeometrie unterscheiden sich hier die Einflußparameter jedoch von Unterkanal zu Unterkanal. Drei verschiedene Methoden werden in der Literatur verwendet, um die Abhängigkeit der kritischen Heizflächenbelastung oder der kritischen Heizleistung von den Einflußparametern darzustellen.

Bei der ersten Methode werden die Bündel-Mittelwerte der Einflußparameter benutzt, die man direkt messen oder aus einer Wärmebilanz für das Bündel berechnen kann. Diese Methode ist zwar einfach, man muß jedoch viele Nachteile in Kauf nehmen. Aus den Bündel-Mittelwerten lassen sich die lokalen Unterkanalwerte nicht erkennen. Physikalisch ist diese Methode dann sinnvoll, wenn sich der Fluidzustand der Unterkanäle wenig voneinander unterscheidet. In einem Bündel mit einer kleinen Anzahl von Stäben wird dies keineswegs erfüllt. Unterschiedliche Geometriegrößen der verschiedenen Unterkanäle führen zu einer stark ungleichmäßigen Verteilung von Massenstromdichte und Enthalpie am Austritt des Bündels.

Bei der zweiten Methode handelt es sich um einen anderen theoretischen Extremfall. Im Gegensatz zur ersten Methode wird hier angenommen, daß die Unterkanäle thermisch und hydraulisch voneinander getrennt sind. Es gibt keinen Massen-, Impuls- und Energieaustausch zwischen den Unterkanälen. Der Massenstrom am Eintritt wird zwangsläufig so verteilt, daß der Druckabfall über alle Unterkanäle gleich ist. Bei einphasiger Strömung in einem abstandshalterlosen Bündel läßt sich die Massenstrom- und die Enthalpie-Verteilung unter der Annahme konstanter Stoffeigenschaften berechnen, wenn man zur Berechnung des Reibungsdruckabfalls die Blasius-Gleichung verwendet [57]

$$\Delta P_i = \frac{a}{Re_i^m} \frac{L}{d_{h,i}} \frac{G_i^2}{2 \rho} , \quad (6.1)$$

mit

$$Re_i = \frac{G_i d_{h,i}}{\eta} . \quad (6.2)$$

Daraus folgt

$$G_i \propto d_{h,i}^{\frac{1+m}{2-m}} , \quad (6.3)$$

oder

$$G_i = \frac{A_b G_b}{\sum_i A_i d_{h,i}^{\frac{1+m}{2-m}}} d_{h,i}^{\frac{1+m}{2-m}} . \quad (6.4)$$

Unter der Annahme  $m = 0.25$  ergibt sich für das benutzte 7-Stabbündel

$$\begin{aligned} G_z &= 0.975 G_b , \\ G_w &= 1.072 G_b , \\ G_e &= 0.812 G_b . \end{aligned} \quad (6.5)$$

Die Aufwärmspanne in den Unterkanälen bei einer gleichmäßigen Beheizung beträgt

$$\begin{aligned} \Delta h_z &= \frac{G_b}{G_z} \frac{d_{t,b}}{d_{t,z}} \Delta h_b = 1.585 \Delta h_b , \\ \Delta h_w &= \frac{G_b}{G_w} \frac{d_{t,b}}{d_{t,w}} \Delta h_b = 0.729 \Delta h_b , \\ \Delta h_e &= \frac{G_b}{G_e} \frac{d_{t,b}}{d_{t,e}} \Delta h_b = 1.012 \Delta h_b . \end{aligned} \quad (6.6)$$

Das Ergebnis zeigt, daß die größte Aufwärmspanne im Zentralkanal ist. Dort ist die Aufwärmspanne um 58% höher als die mittlere Aufwärmspanne des Bündels.

Bei der dritten Methode wird eine Unterkanalanalyse herangezogen, um den Fluidzustand in den Unterkanälen möglichst genau zu ermitteln. Diese Methode ermöglicht eine bessere physikalische Interpretation der Meßergebnisse, setzt jedoch einen großen Rechenaufwand voraus. Die Genauigkeit eines Unterkanalanalyseprogramms

beeinflusst direkt die Gültigkeit der daraus gezogenen Schlußfolgerungen. In der vorliegenden Arbeit wird das Unterkanalanalyseprogramm COBRA-IV-TUBS [5] verwendet. Die Auswahl der in das Programm einzusetzenden Modelle wird im nächsten Abschnitt diskutiert.

## 6.2 Rechenmodelle für COBRA-IV-TUBS

Das Programm COBRA-IV-TUBS ist eine erweiterte Version des Programms COBRA-IV (*Coolant Boiling in Rod Arrays*) [63], das die Enthalpie- und die Massenstromverteilung in Stabbündeln für stationäre und transiente Ein- und Zweiphasenströmungen berechnen kann. Zur Beschreibung der thermohydraulischen Vorgänge sowohl für einphasige als auch für zweiphasige Strömungen werden empirische Modelle eingebaut. Im Allgemeinen stellt COBRA-IV-TUBS für jeden Vorgang mehrere Modelle dem Benutzer zur Auswahl. In Tabelle 6.1 werden die für die KHB-Auswertung wichtigsten Modelle zusammengestellt. Im folgenden sollen sie im einzelnen erläutert werden.

Tabelle 6.1 : Rechenmodelle für COBRA-IV-TUBS	
einphasiger Druckverlust	Gl.(6.7), Gl.(6.10), Gl.(6.11)
zweiphasiger Druckverlust	Gl.(6.12), Gl.(6.13)
Strömungsmassendampfgehalt	Levy-Modell [39]
volumetrischer Dampfgehalt	Gl.(6.14)
Quervermischungskoeffizient $\beta$	0.004, 0.02
Quervermischungsparameter $\delta$	Chiu-Modell [14]

### 1. Einphasiger Reibungsdruckverlust im abstandshalterlosen Bündel

Für die einphasige Strömung in einem abstandshalterlosen Bündel wird eine modifizierte Blasius-Gleichung zur Berechnung des Reibungsbeiwertes ausgewählt

$$f = \frac{a}{Re^m} \quad (6.7)$$

Nach Anpassung an die eigenen Messungen werden die Koeffizienten

$$a = 0.354 \quad \text{und} \quad (6.8)$$

$$m = 0.25$$

benutzt. In Abb.6.1 ist der berechnete über dem gemessenen Reibungsbeiwert aufgetragen. Die Abweichung zwischen den berechneten und den gemessenen Werten ist kleiner als 10%.

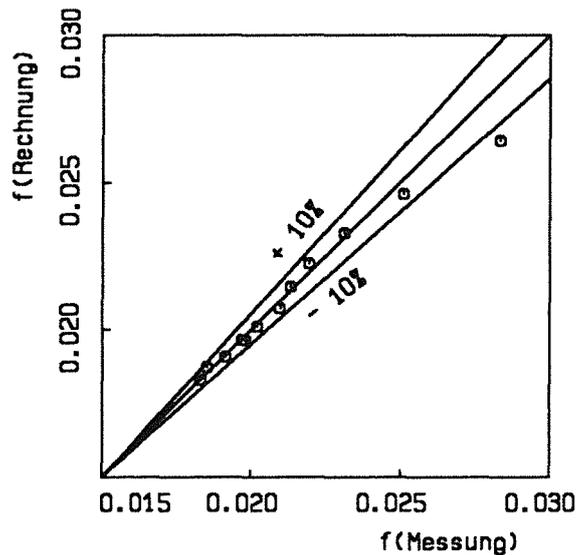


Abb.6.1 : Der berechnete über dem gemessenen Reibungsbeiwert im abstandshalterlosen Bündel

**2. Einphasiger Druckverlust über einen Gitterabstandshalter**

Der Widerstandsbeiwert  $C_k$  eines Gitterabstandshalters wird wie folgt definiert:

$$C_k = \frac{\Delta P_k}{\frac{G^2}{2\rho}} \quad (6.9)$$

Der Druckabfall über einen Gitterabstandshalter  $\Delta P_k$  wurde vermessen. Daraus läßt sich der Beiwert  $C_k$  ermitteln.

Zur Berechnung von  $C_k$  entwickelte Rehme [53] eine Gleichung mit folgendem Ansatz:

$$C_k = C_0 \left( \frac{A_k}{A_s} \right)^2 \quad (6.10)$$

Der Koeffizient  $C_0$  soll zwischen 6 und 7 liegen. Abb.6.2 zeigt die  $C_k$ -Werte aus den eigenen Messungen und die nach Gl.(6.10) mit  $C_0 = 7$  berechneten Werte. Der gemessene  $C_k$  liegt bei etwa 0.5 und hängt von der Reynoldszahl nur schwach ab. Er stimmt mit dem berechneten Wert gut überein.

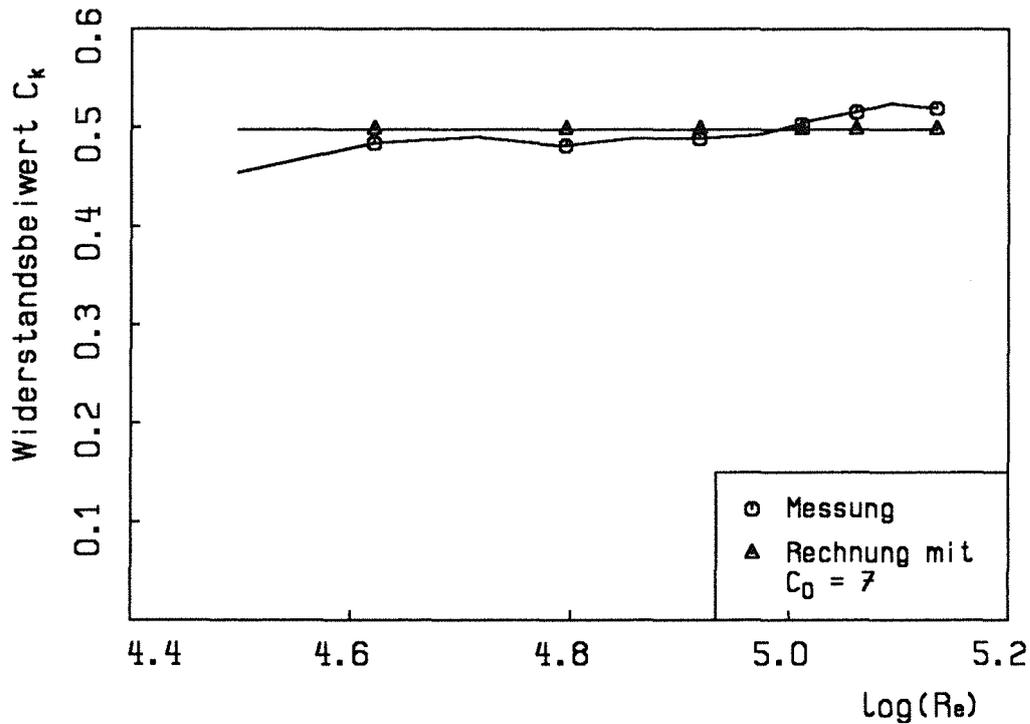


Abb.6.2 : Widerstandsbeiwert  $C_k$  von Gitterabstandshaltern

### 3. Einphasiger Reibungsdruckverlust im Bündel mit Drahtwendeln

Zu diesem Zweck sind in COBRA-IV-TUBS fünf Modelle zur Auswahl eingebaut. Das Modell von Marten et.al [42] gilt für ein enges Bündel ( $P_s/D_s \leq 1.1$ ), und die Modelle von Hawley et.al [26] und von Cheng et.al [11] beziehen sich auf Bündel mit großen Stabzahlen ( $\geq 19$ ). Das Modell von Rehme [53] gibt die Meßergebnisse des Druckabfalls in dem hier vorgestellten 7-Stabbündel mit Drahtwendeln nicht mit ausreichender Genauigkeit wieder. Deshalb wird in der vorliegenden Arbeit eine modifizierte Blasius-Gleichung zur Berechnung des Reibungsbeiwertes benutzt

$$f = \frac{0.20}{Re^{0.18}} \quad (6.11)$$

Abb.6.3 zeigt den berechneten Reibungsbeiwert nach der Gl.(6.11) über den gemessenen Werten. Die Abweichung zwischen den berechneten und den gemessenen Werten ist kleiner als 10%.

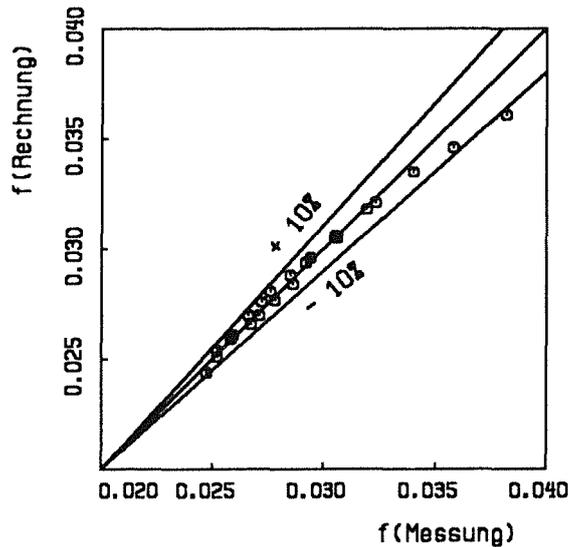


Abb.6.3 : Der berechnete über dem gemessenen Reibungsbeiwert im Versuchsbündel mit Drahtwendeln

#### 4. Zweiphasiger Druckverlust

Für die zweiphasige Strömung wird in COBRA-IV-TUBS der Multiplikationsfaktor  $\Psi$  eingeführt

$$\Psi^2 = \frac{\Delta P_{TP}}{\Delta P_{SP}} \quad (6.12)$$

Hier steht  $\Delta P_{TP}$  für den Druckverlust der zweiphasigen Strömung und  $\Delta P_{SP}$  für den Druckverlust der einphasigen Flüssigkeitsströmung. Zur Berechnung des Multiplikationsfaktors  $\Psi$  stehen in COBRA-IV-TUBS zwei Modelle zur Verfügung: das homogene Modell und das Modell von Armand [63]. Beide Modelle stellen den Multiplikationsfaktor in Abhängigkeit von mehreren dimensionslosen Parametern dar. In dieser Arbeit wird das Armand-Modell ausgewählt.

$$\Psi^2 = \begin{cases} \frac{1 - \dot{X}}{(1 - \alpha)^{1.42}} , & \text{für } 0.0 \leq \alpha < 0.61 , \\ \frac{0.478(1 - \dot{X})^2}{(1 - \alpha)^{2.2}} , & \text{für } 0.61 \leq \alpha < 0.90 , \\ \frac{1.73(1 - \dot{X})^2}{(1 - \alpha)^{1.64}} , & \text{für } 0.90 \leq \alpha . \end{cases} \quad (6.13)$$

#### 5. Strömungsmassendampfgehalt

Bei zweiphasigen Strömungen mit Beheizung tritt ein thermisches Ungleichgewicht auf. Dampf kann entstehen, obwohl das Fluid noch unterkühlt ist. Zur Berechnung des Strömungsmassendampfgehalts stellt COBRA-IV-TUBS das Levy-Modell [39] zur Verfügung, das auf einer physikalischen Analyse beruht und fluidunabhängig ist.

## 6. Volumetrischer Dampfgehalt

Aus dem Strömungsmassendampfgehalt läßt sich der volumetrische Dampfgehalt berechnen. Dafür sind zwei Modelle, das homogene Modell und das Modell von Armand, in COBRA-IV-TUBS verfügbar. Gekoppelt mit der Berechnung des zweiphasigen Multiplikationsfaktors wird ebenso das Armand-Modell [63] zur Berechnung des volumetrischen Dampfgehaltes verwendet.

$$\alpha = \frac{(0.833 + 0.167 \dot{X})\dot{X}}{\dot{X} + (1 - \dot{X}) \frac{\rho_g}{\rho_f}} . \quad (6.14)$$

## 7. Queraustausch

Der Queraustausch von Masse, Impuls und Energie zwischen den Unterkanälen wird in COBRA-IV-TUBS durch vier Anteile berücksichtigt.

### a. Natürlicher ungerichteter Queraustausch

Zu dieser Gruppe gehört der turbulente Queraustausch, der durch turbulente Schwankung des Fluids an der Grenze zwischen zwei benachbarten Kanälen zustande kommt. In COBRA-IV-TUBS wird die Austauschmenge wie folgt dargestellt:

$$W'_{ij} = \beta G_{ij} s . \quad (6.15)$$

Dabei ist  $G_{ij}$  die mittlere Massenstromdichte in den beiden betrachteten Unterkanälen und  $s$  die Spaltweite zwischen den beiden Unterkanälen.

Viele Arbeiten wurden zur empirischen Erfassung des sogenannten Quervermischungskoeffizienten  $\beta$  durchgeführt [66], [36]. Für zweiphasige Strömungen sind nur Arbeiten bei niedrigem Druck bekannt [6], [23]. Es wurde festgestellt [36], daß bei zweiphasiger Strömung der Quervermischungskoeffizient in erster Linie von der Strömungsform abhängt. Im Blasen- oder Ringströmungsgebiet entspricht der Quervermischungskoeffizient zahlenmäßig dem Wert der einphasigen Strömung. Im Kolbenströmungsgebiet ist er bis um den Faktor 20 größer als in einphasiger Strömung.

Es besteht wiederum eine große Schwierigkeit darin, die Strömungsformen in den einzelnen Unterkanälen vorherzusagen. Betrachtet man die Strömung

in Kreisrohrgeometrien und verwendet dabei die Strömungskarte von Taitel et.al [64], stellt man fest, daß unter den eigenen Versuchsparametern das Auftreten der Kolbenströmung fast ausgeschlossen ist.

Für einphasige Strömung gaben Rogers et.al [54], [55] folgende Gleichung an:

$$\beta = k \left( \frac{s}{D_s} \right)^{-r} \frac{d_h}{D_s} Re^{-0.1} . \quad (6.16)$$

Die Koeffizienten  $k$  und  $r$  hängen von der Struktur der einzelnen Unterkanäle ab. Nach diesem Modell liegt der Quervermischungskoeffizient für das eigene 7-Strabündel zwischen 0.003 und 0.007.

Der Quervermischungskoeffizient  $\beta$  hat einen starken Einfluß auf die Rechenergebnisse der Unterkanalparameter. In Abb.6.4 werden die Aufwärmspanne und die Massenstromdichte in den Unterkanälen über dem Quervermischungskoeffizienten dargestellt. Einen besonders starken Einfluß stellt man bei kleinem Quervermischungskoeffizienten fest. Bei einer Erhöhung des Quervermischungskoeffizienten von 0.0 auf 0.02 nimmt die Aufwärmspanne im Zentralkanal um ca. 30% ab und die Massenstromdichte um ca. 15% zu.

In der vorliegenden Arbeit wird der Quervermischungskoeffizient sowohl für einphasige als auch für zweiphasige Strömung konstant gehalten. Zwei Werte, nämlich  $\beta = 0.004$  und  $\beta = 0.02$ , werden benutzt.

b. Natürlicher gerichteter Queraustausch

Der natürliche gerichtete Queraustausch wird auch als Diversion Crossflow bezeichnet, der infolge einer Druckdifferenz zwischen den benachbarten Unterkanälen zustande gekommen ist.

c. Erzwungener ungerichteter Queraustausch

Der erzwungene ungerichtete Queraustausch wird durch Einbauten im Bündel verursacht, wie z.B. durch Gitterabstandshalter, denn die Einbauten bewirken im allgemeinen eine Erhöhung der Turbulenz und des Queraustausches. In dieser Arbeit wird dieser Effekt nicht berücksichtigt.

d. Erzwungener gerichteter Queraustausch

Dieser Queraustausch wird künstlich erzeugt, wie etwa durch die Drahtwendel. Durch die Neigung der Drahtwendel gegenüber der Strömungsachse wird ein Teil der Strömung, die in axialer Richtung das Bündel durchströmt, durch den Spalt entsprechend der Neigung des Drahtes von einem Kanal in

einen anderen abgelenkt. Definitionsmäßig läßt sich die Austauschmenge über eine Steigungshöhe wie folgt berechnen [14]:

$$M'_{ij} = \delta G_i d_w \frac{\pi P_s}{\sqrt{\pi^2 P_s^2 + H^2}} \quad (6.17)$$

Zur Berechnung des sogenannten Quervermischungsparameters  $\delta$  wurde in COBRA-IV-TUBS, zusätzlich zu dem von den COBRA-Entwicklern empfohlenen Wert  $\delta = 0.06$ , das Modell von Chiu et al. [14] eingebaut, nach dem der Quervermischungsparameter für das eigene 7-Stabbündel mit der Drahtsteigungshöhe 190 mm gleich 0.058, 0.056 oder 0.013 je nach betrachteten Unterkanal-Kombinationen ist.

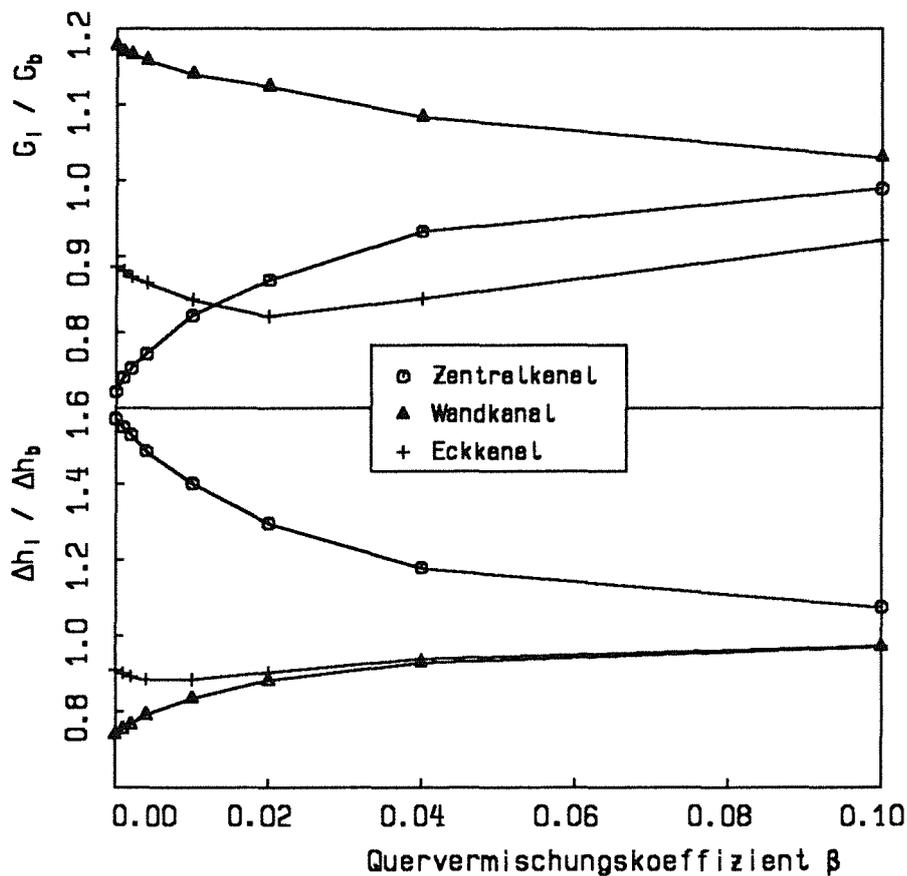


Abb.6.4 : Unterkanalparameter am Bündelaustritt über dem Quervermischungskoeffizienten nach COBRA-IV-TUBS ( $P = 2.3 \text{ MPa}$ ,  $G_b = 3 \text{ Mg/sm}^2$ ,  $T_{in} = 6.1 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $q = 0.363 \text{ MW/m}^2$ )

## 6.3 Bündel mit Gitterabstandshaltern und gleichmäßiger Beheizung

### 6.3.1 Meßergebnisse und Vergleich mit Messungen aus Kreisrohren

Im Bündel G-1 (siehe Tabelle 4.4) wurden insgesamt 214 Messungen durchgeführt. In den meisten Fällen zeigten die Thermoelemente am Zentralstab zuerst den Temperaturanstieg. Bei einigen Messungen mit hoher Massenstromdichte und niedriger Eintrittsunterkühlung wurde die Siedekrise zuerst an den Wandstäben beobachtet, und zwar an einer Stelle, die sich gegenüber dem Zentralkanal befindet. Keine Oszillation wurde registriert. Durch eine Überprüfung der Heizstäbe nach den Experimenten wird festgestellt, daß die Siedekrise bei allen Messungen zuerst am Ende der beheizten Länge auftritt. Die Wiederholung einiger Messungen bestätigt die gute Reproduzierbarkeit der Messungen.

Abb.6.5 stellt die Meßergebnisse dar, in der die kritische Heizflächenbelastung über der Eintrittsdampfqualität für verschiedene Drücke und verschiedene Massenstromdichten aufgetragen ist. Die Kurven verlaufen ähnlich wie die aus den Kreisrohrversuchen bekannten. Die kritische Heizflächenbelastung steigt mit sinkender Dampfqualität, zunehmender Massenstromdichte und sinkendem Druck. Zwischen der kritischen Heizflächenbelastung und der Eintrittsdampfqualität existiert, auch bei hohem Druck und hoher Massenstromdichte, eine lineare Beziehung. Abb.6.6 zeigt ein Beispiel für den Verlauf der kritischen Heizflächenbelastung über der Austrittsdampfqualität des Zentralkanals, der für das betrachtete Bündel als der Heißkanal gilt. Die Massenstromdichte und die Dampfqualität im Zentralkanal werden durch drei verschiedene Methoden berechnet. Bei der ersten Methode werden die  $G$ - und  $X_{ex}$ -Werte im Zentralkanal gleich den Mittelwerten im Bündel gesetzt. Bei den beiden weiteren Methoden werden die Massenstromdichte und die Dampfqualität des Zentralkanals mit COBRA-IV-TUBS berechnet. Dabei beträgt der Quervermischungskoeffizient jeweils 0.02 und 0.004. Außerdem werden die Ergebnisse der eigenen Messungen in 8 mm Kreisrohren und die Messungen von Müller-Menzel in 4.61 mm Kreisrohren [49] aufgetragen, um festzustellen, inwieweit sich die KHB-Ergebnisse aus verschiedenen Geometrien voneinander unterscheiden.

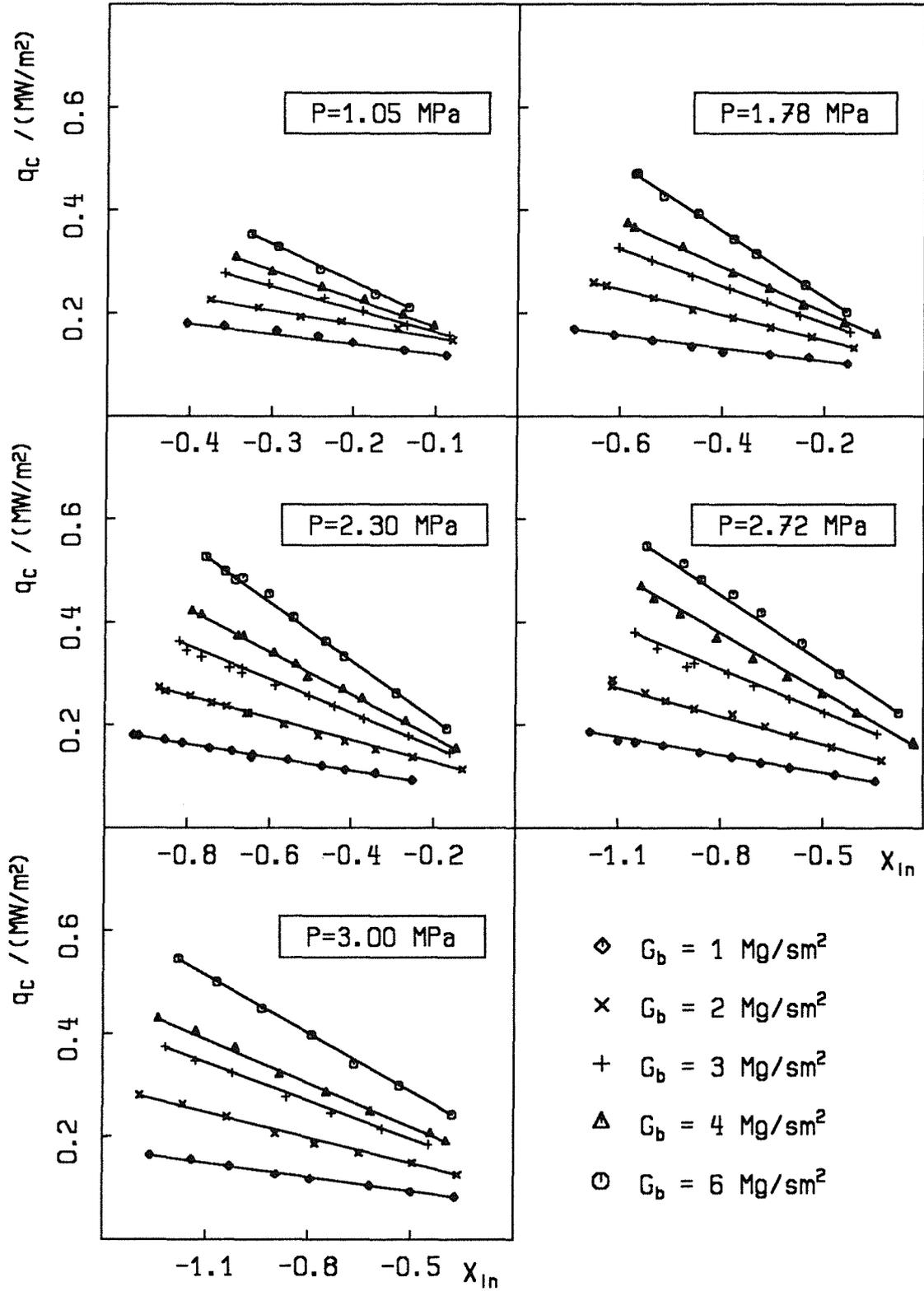


Abb.6.5 : Meßergebnisse aus dem Bündel G-1,  $q_c$  über  $X_{in}$

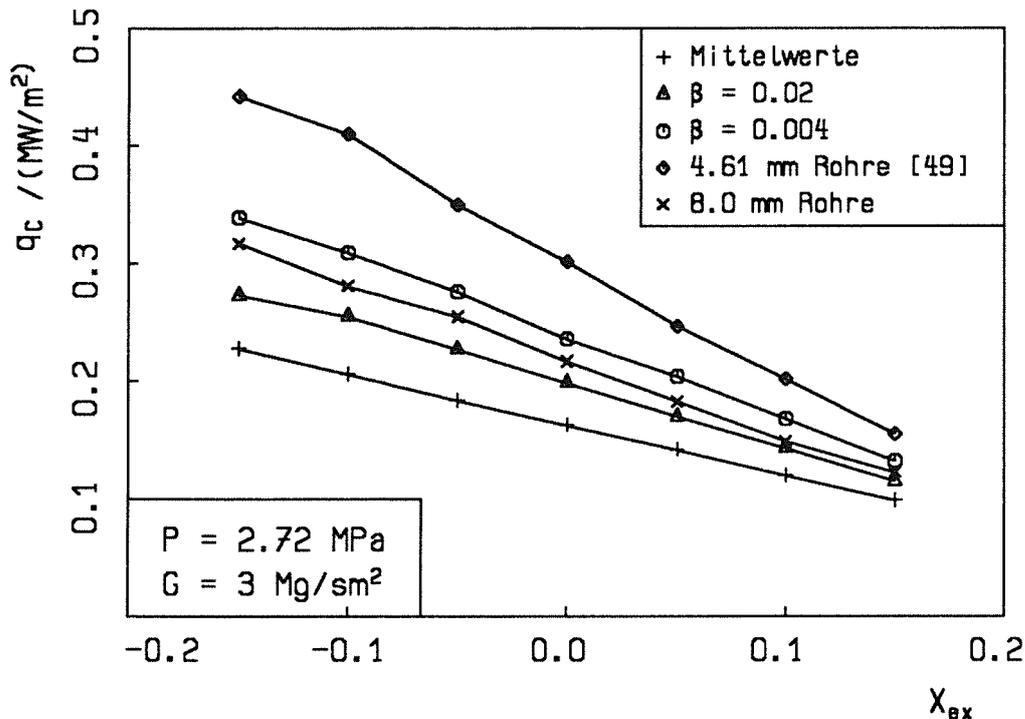


Abb.6.6 : Kritische Heizflächenbelastung über der Austrittsdampfqualität

Alle Kurven verlaufen ähnlich. Die kritische Heizflächenbelastung nimmt mit erhöhter Dampfqualität ab. Je größer der Quervermischungskoeffizient ist, desto niedriger ist die Dampfqualität und desto höher die Massenstromdichte im Zentralkanal nach den Rechnungen mit dem Programm COBRA-IV-TUBS. Bei konstanter berechneter Dampfqualität und konstanter Massenstromdichte im Zentralkanal nimmt dann die kritische Heizflächenbelastung mit zunehmendem Quervermischungskoeffizienten ab. Mit  $\beta=0.004$  ergeben sich um ca. 20% höhere KHB-Werte als mit  $\beta=0.02$  und um ca. 50% höhere Werte als aus der Bündelmittelwert-Methode folgen. Man erkennt einen starken Einfluß des Quervermischungskoeffizienten auf die Vorhersage der kritischen Heizflächenbelastung.

Die Meßergebnisse aus 8 mm Kreisrohren liegen höher als die im Bündel mit großem  $\beta$ -Wert ( $=0.02$ ) und niedriger als die mit kleinem  $\beta$ -Wert ( $=0.004$ ).

Im Vergleich mit den Werten aus den 4.61 mm Kreisrohrmessungen ist die kritische Heizflächenbelastung im Bündel deutlich kleiner, obwohl der hydraulische Durchmesser des Zentralkanals (4.29 mm) mit dem Kreisrohrdurchmesser (4.61mm) vergleichbar ist. Bezogen auf die Bündelmittelwerte sind die KHB-Werte aus dem Kreisrohr um 100% höher als die aus dem Bündel. Der Unterschied beträgt immerhin mehr als 20%, wenn man den kleinen Wert für den Quervermischungskoeffizienten ( $\beta=0.004$ ) annimmt.

In Tabelle 6.2 werden der Mittelwert und die Standardabweichung des Verhältnisses der kritischen Heizflächenbelastung aus der Bündelgeometrie zu derjenigen aus den

Kreisrohrgeometrien zusammengestellt. Der Vergleich zeigt, daß die KHB-Ergebnisse aus der Kreisrohrgeometrie nicht ohne Anpassungen auf Bündelgeometrien extrapoliert werden dürfen.

Tabelle 6.2 : Vergleich der KHB-Ergebnisse im Bündel G-1 mit denen in Kreisrohren $\frac{q_{c,Rohr}}{q_{c,Bündel}}$									
Methode →	Mittelwert			$\beta = 0.02$			$\beta = 0.004$		
Rohre ↓	N	$\mu$	$\sigma$	N	$\mu$	$\sigma$	N	$\mu$	$\sigma$
4.61 mm	84	2.124	0.261	53	1.558	0.208	47	1.220	0.148
8.0 mm	142	1.402	0.153	81	1.091	0.103	60	0.900	0.105

### 6.3.2 Vergleich der Meßergebnisse mit KHB-Korrelationen

Eine große Anzahl von KHB-Korrelationen für Bündelgeometrien ist in der Literatur bekannt. Vier davon, nämlich die EPRI-1- [19], die WSC-2- [9], die KfK- [17] und die GSM.6-Korrelation [16], werden ausgesucht, um zu untersuchen, inwieweit sie die eigenen Bündelergebnisse wiedergeben können. Alle vier Korrelationen sind im Anhang L zusammengestellt. Die Gültigkeitsbereiche der Korrelationen zeigt Tabelle 6.3.

<b>Tabelle 6.3 : Gültigkeitsbereiche von KHB-Korrelationen</b>				
	<b>WSC-2 [9]</b>	<b>EPRI-1 [19]</b>	<b>KfK [17]</b>	<b>GSM.6 [16]</b>
<b>Fluid</b>	Wasser	Wasser	Wasser	Wasser/R12+
<b>P/(MPa)</b>	(3.40, 15.9)	(0.37, 16.9)	(2.76, 13.8)	(1.20, 2.90)
<b>G/(Mg/sm<sup>2</sup>)</b>	(0.27, 5.02)	(0.27, 5.55)	≤ 5.40	(2.00, 9.00)
<b>X<sub>ex</sub></b>	(-0.2, 0.86)	(-0.25, 0.75)	(-0.44, 0.96)	(-0.20, 0.40)
<b>d<sub>h</sub> /(mm)</b>	(5.10, 30.5)	(8.90, 14.0)	(2.30, 6.60)	≈ 4.0
<b>Abstandshalter</b>	Gitter	Gitter	Gitter/ Drahtwendel	Gitter
<b>Code</b>	HAMBO	COBRA-III	Gl.(6.4)	FLICA
<b>-Form</b>	X <sub>in</sub>	X <sub>ex</sub>	X <sub>in</sub>	X <sub>ex</sub>

+ Gültigkeitsbereiche sind für Frigen R12 angegeben

Anhand von mehr als 5000 Meßdaten aus 20 verschiedenen Bündeln mit 4x4- und 5x5-Anordnungen entwickelten Fighetti und Reddy [19] die EPRI-1-Korrelation. Das Programm COBRA-IIIC wurde verwendet, um die Unterkanalparameter zu berechnen. Bei dieser Korrelation wird der Einfluß von Gitterabstandshaltern und der Kaltwandeffekt berücksichtigt. Dementgegen wurde der Einfluß der Unterkanalgeometrie außer Betracht gelassen.

Bowring [9] benutzte KHB-Meßdaten in Bündeln mit quadratischer und hexagonaler Anordnung und entwickelte die WSC-2-Korrelation (Winfrith Subchannel Correlation). Dabei wurde die kritische Heizflächenbelastung in Abhängigkeit von Unterkanalparametern dargestellt, die aus dem Programm HAMBO stammten. Es sei erwähnt, daß alle zur Entwicklung der WSC-2-Korrelation verwendeten Meßdaten

aus hexagonalen Bündeln lediglich bei niedrigen Drücken ( $P_w \leq 8.4$  MPa) erhalten wurden. Keine der benutzten Daten wurden unter FDWR-ähnlichen Bedingungen gemessen.

Ausgehend von der WSC-2-Korrelation haben Dalle Donne & Hame [17] die Koeffizienten in der Korrelation an die Meßdaten aus enggepackten Bündeln neu angepaßt. Die daraus abgeleitete KfK-Korrelation ist lediglich für Zentralkanäle anwendbar. Die Massenstromdichte im Zentralkanal läßt sich aus Gl.(6.4) mit dem Exponenten  $m=0.5$  berechnen. Als zusätzliche Anwendungsbeschränkung darf die daraus berechnete Massenstromdichte im Zentralkanal nicht mehr als 7% vom Mittelwert im Bündel abweichen. Für das eigene 7-Stabbündel wird diese Bedingung erfüllt. Der Vorteil dieser Korrelation liegt darin, daß ihre Anwendung kein Unterkanalanalyseprogramm benötigt. Später empfahl Dalle Donne [18], daß für Bündel mit einer kleinen Anzahl von Stäben die Parameter im Zentralkanal durch ein Unterkanalanalyseprogramm berechnet werden sollen. Außerdem soll der sogenannte 'imbalance factor' verwendet werden, der von Bowring [9] eingeführt und in der WSC-2-Korrelation benutzt wurde.

Die GSM.6-Korrelation von Courtaud et.al. [16] basiert auf den Meßdaten in 19-Stabbündeln mit Frigen R12 und Wasser. Parallel zu der Korrelation, die für Wasser angegeben wurde, wurde ein Umrechnungsmodell für das Fluidpaar Wasser/R12 entwickelt. Zur Berechnung der Unterkanalparameter wurde das Unterkanalanalyseprogramm FLICA verwendet. Der in Tabelle 6.3 angegebene Gültigkeitsbereich bezieht sich auf Frigen R12.

Außer der GSM.6-Korrelation sind die anderen betrachteten Korrelationen nur für Wasser gültig. Um die eigenen Meßdaten in Frigen R12 mit den Korrelationen vergleichen zu können, wird das Ahmad-Umrechnungsmodell [1] verwendet, denn in [70] wurde das Ahmad-Modell für die Umrechnung der kritischen Heizflächenbelastung zwischen Wasser und Frigen R12 in Bündelgeometrien als die am besten geeignete Methode angegeben.

Zum Vergleich mit den Korrelationen werden lediglich solche Meßpunkte benutzt, deren Parameter (P, G, X) innerhalb der Gültigkeitsbereiche der entsprechenden Korrelation liegen. Da die KfK-Korrelation für die FDWR-Entwicklung komzipiert wurde, wird sie hier auch bei hohem Druck (2.72Mpa) und hohen Massenstromdichten ( $4\text{Mg}/\text{sm}^2$  und  $6\text{Mg}/\text{sm}^2$ ) verwendet. Die Vergleichsergebnisse sind in Tabelle 6.4 zusammengestellt. Dabei bedeuten  $q_{c,m}$  und  $q_{c,r}$  die gemessene und die berechnete kritische Heizflächenbelastung. Der Mittelwert  $\mu$  und die Standardabweichung  $\sigma$  des Verhältnisses  $\frac{q_{c,r}}{q_{c,m}}$  werden nach Gl.(5.7) und Gl.(5.8) berechnet.

Tabelle 6.4 : Vergleich der Meßergebnisse im Bündel G-1 mit den KHB-Korrelationen $\frac{q_{c,r}}{q_{c,m}}$									
Methode →	Mittelwert			$\beta = 0.02$			$\beta = 0.004$		
Korrelation ↓	N	$\mu$	$\sigma$	N	$\mu$	$\sigma$	N	$\mu$	$\sigma$
EPRI-1 [19]	103	1.035	0.106	134	0.771	0.122	146	0.574	0.178
WSC-2 [9]	72	0.986	0.054	120	0.846	0.059	141	0.766	0.065
GSM.6 [16]	58	1.304	0.230	65	1.045	0.190	79	0.876	0.173
KfK [18]	167	1.158	0.307	176	0.955	0.191	176	0.836	0.142
KfK (Originalversion) [17]			N = 176, $\mu = 0.934$ , $\sigma = 0.213$						

Die berechneten KHB-Werte nach der EPRI-1-Korrelation liegen niedriger als die Meßdaten, auch für den Fall mit  $\beta = 0.02$ . Der Einfluß des Quervermischungskoeffizienten auf die Vergleichsergebnisse ist merklich. Die berechneten Werte erhöhen sich um 30%, wenn der Quervermischungskoeffizient von 0.004 auf 0.02 variiert. Bei der Entwicklung der EPRI-1-Korrelation wurde das Programm COBRA-IIIC mit dem Quervermischungskoeffizienten  $\beta = 0.02$  verwendet. Mit diesem  $\beta$ -Wert lassen sich die Mittelwerte des Verhältnisses  $q_{c,r}/q_{c,m}$  über dem Druck und der Massenstromdichte in Abb.6.7 darstellen. Man sieht, daß bei hohem Druck und hoher Massenstromdichte die berechneten Werte mit den gemessenen gut übereinstimmen. Mit sinkendem Druck wird die Abweichung größer. Bei niedrigem Druck und niedriger Massenstromdichte unterschätzt die EPRI-1-Korrelation die Meßwerte erheblich.

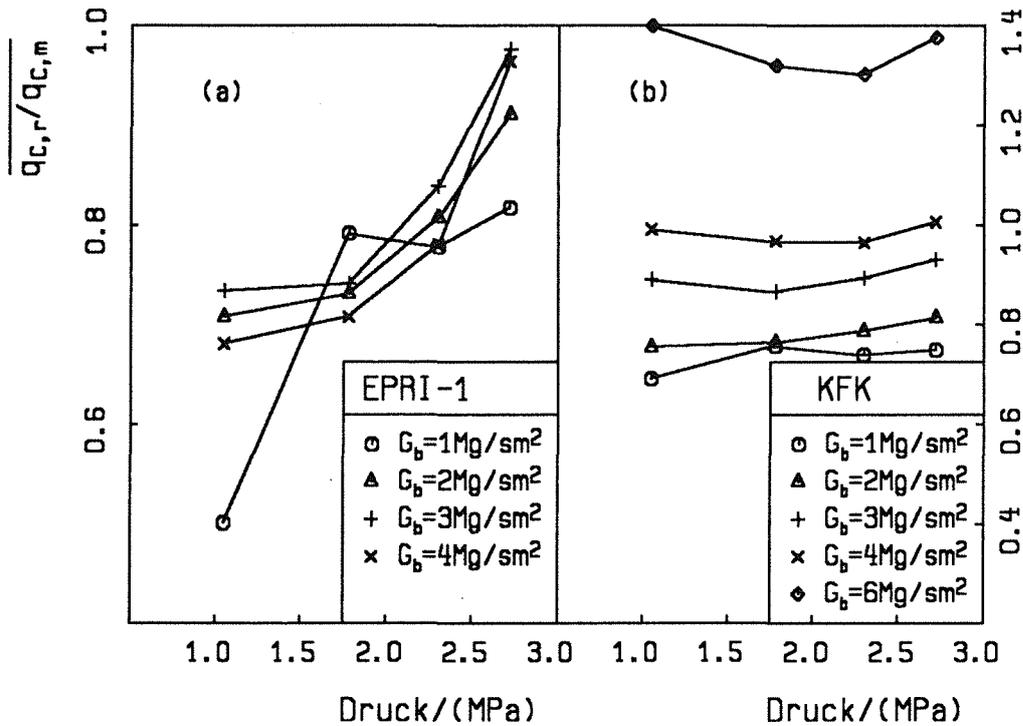


Abb.6.7 : Mittelwerte des Verhältnisses  $\frac{q_{c,r}}{q_{c,m}}$  bei verschiedenen Massenstromdichten  
 a) EPRI-1-Korrelation [19]    b) KfK-Korrelation [17]

Die berechneten KHB-Werte nach der WSC-2-Korrelation sind ebenso erheblich kleiner als die gemessenen. Gegenüber der EPRI-1-Korrelation zeigt die WSC-2-Korrelation einen schwächeren Einfluß des Quervermischungskoeffizienten auf die Vorhersage der kritischen Heizflächenbelastung. Bei  $\beta = 0.02$  unterschätzt die WSC-2-Korrelation die Meßergebnisse im Mittel um etwa 15%.

Die Vorhersage nach der GSM.6-Korrelation ist auch recht empfindlich gegenüber der Wahl eines Quervermischungskoeffizienten. Bei kleinem Quervermischungskoeffizienten liegt die berechnete kritische Heizflächenbelastung im Mittel niedriger als die gemessene, bei großem Quervermischungskoeffizienten ist es umgekehrt.

Die Originalversion der KfK-Korrelation kann die gemessenen KHB-Ergebnisse im Mittel gut wiedergeben. Die Standardabweichung ist jedoch groß. Der Grund dafür liegt darin, daß die KfK-Korrelation die Meßwerte bei hoher Massenstromdichte ( $6\text{Mg/sm}^2$ ) überschätzt und bei niedriger Massenstromdichte unterschätzt, wie es Abb.6.7 zeigt. Eine zufriedenstellende Übereinstimmung erkennt man bei einer Massenstromdichte von  $G = 4\text{Mg/sm}^2$ . Keine merkliche Verbesserung läßt sich erzielen, auch wenn man den 'imbalance factor' und die Unterkanalanalyse verwendet.

Aus dem obigen Vergleich folgt, daß keine der ausgewählten Korrelationen die eigenen Meßergebnisse mit ausreichender Genauigkeit wiedergeben kann, wenn sie zusammen mit dem Umrechnungsmodell von Ahmad verwendet werden. Die für DWR-Bündel entwickelten Korrelationen unterschätzen die Meßergebnisse. Kürzlich zeigten Zeggel et.al [77], daß die KHB-Tafeln [24], [34], [73] zusammen mit der Unterkanalanalysemethode und einer geeigneten Geometrie-Anpassung die KHB-Meßwerte im Bündel mit einer guten Genauigkeit wiedergeben können.

Aus Tabelle 6.4 ersieht man, daß die Vergleichsergebnisse vom angenommenen Quervermischungskoeffizienten  $\beta$  abhängig sind. Deshalb ist die Gültigkeit quantitativer Aussagen, die sich aus dem Vergleich machen lassen, durch die Genauigkeit der im Programm COBRA-IV-TUBS eingesetzten Modelle beschränkt.

#### 6.4 Bündel mit Drahtwendeln und gleichmäßiger Beheizung

Im Bündel D-1 (siehe Tabelle 4.4) zeigen in den meisten Fällen ebenso wie im Bündel G-1 die Thermoelemente am Zentralstab zuerst den Temperaturanstieg. Bei hohem Druck und hoher Eintrittsunterkühlung wurde die Siedekrise an den Wandstäben registriert. Keine Oszillation wurde beobachtet.

In Abb.6.8 werden die KHB-Ergebnisse über der Eintrittsdampfqualität dargestellt. Es besteht eine gute Linearität zwischen der kritischen Heizflächenbelastung und der Eintrittsdampfqualität. Die kritische Heizflächenbelastung steigt mit zunehmender Massenstromdichte und abnehmendem Druck.

Stellt man die Ergebnisse aus dem Bündel D-1 mit denen aus dem Bündel G-1 in Abb.6.9 zusammen, bei der die kritische Heizflächenbelastung über der Austrittsdampfqualität des Zentralkanals aufgetragen ist. Die Kurve aus dem Bündel D-1 steiler als die aus dem Bündel G-1 verläuft. Bei kleiner Austrittsdampfqualität liegt die kritische Heizflächenbelastung aus dem Bündel mit Drahtwendeln viel höher als die aus dem Bündel mit Gitterabstandshaltern, während bei hoher Austrittsdampfqualität es umgekehrt ist. Dieser Effekt der Abstandshalter läßt sich mit den unterschiedlichen Strömungsformen erklären. Die Drahtwendeln beeinflussen den Strömungszustand im wandnahen Gebiet. Bei kleiner Austrittsdampfqualität, bei der Blasensieden vorliegt, bewirken die Drahtwendeln eine stärkere Turbulenz der Strömung, begünstigen die Blasenablösung und den Blasenabtransport, und schließlich lassen sie eine höhere kritische Heizflächenbelastung zu. Bei hoher Austrittsdampfqualität, bei der Ringströmung existiert, wird der Filmabriß durch die Drahtwendel verstärkt, was zu einer niedrigeren kritischen Heizflächenbelastung führen wird. Der Drahteffekt auf den lokalen Strömungszustand ist quantitativ noch nicht genau erfaßbar. Modelle oder empirische Korrelationen, die zur Vorhersage der kritischen Heizflächenbelastung in Bündeln mit Gitterabstandshaltern entwickelt wurden, dürfen nicht auf Bündel mit Drahtwendeln oder Wendelrippen angewendet werden. Unter den vier in Kap.6.3 diskutierten Korrelationen ist lediglich die KfK-Korrelation [17] auf das Bündel mit Drahtwendeln anwendbar. In Abb.6.10 wird die berechnete kritische Heizflächenbelastung nach der KfK-Korrelation über der gemessenen aufgetragen. Eine gute Übereinstimmung wird festgestellt.

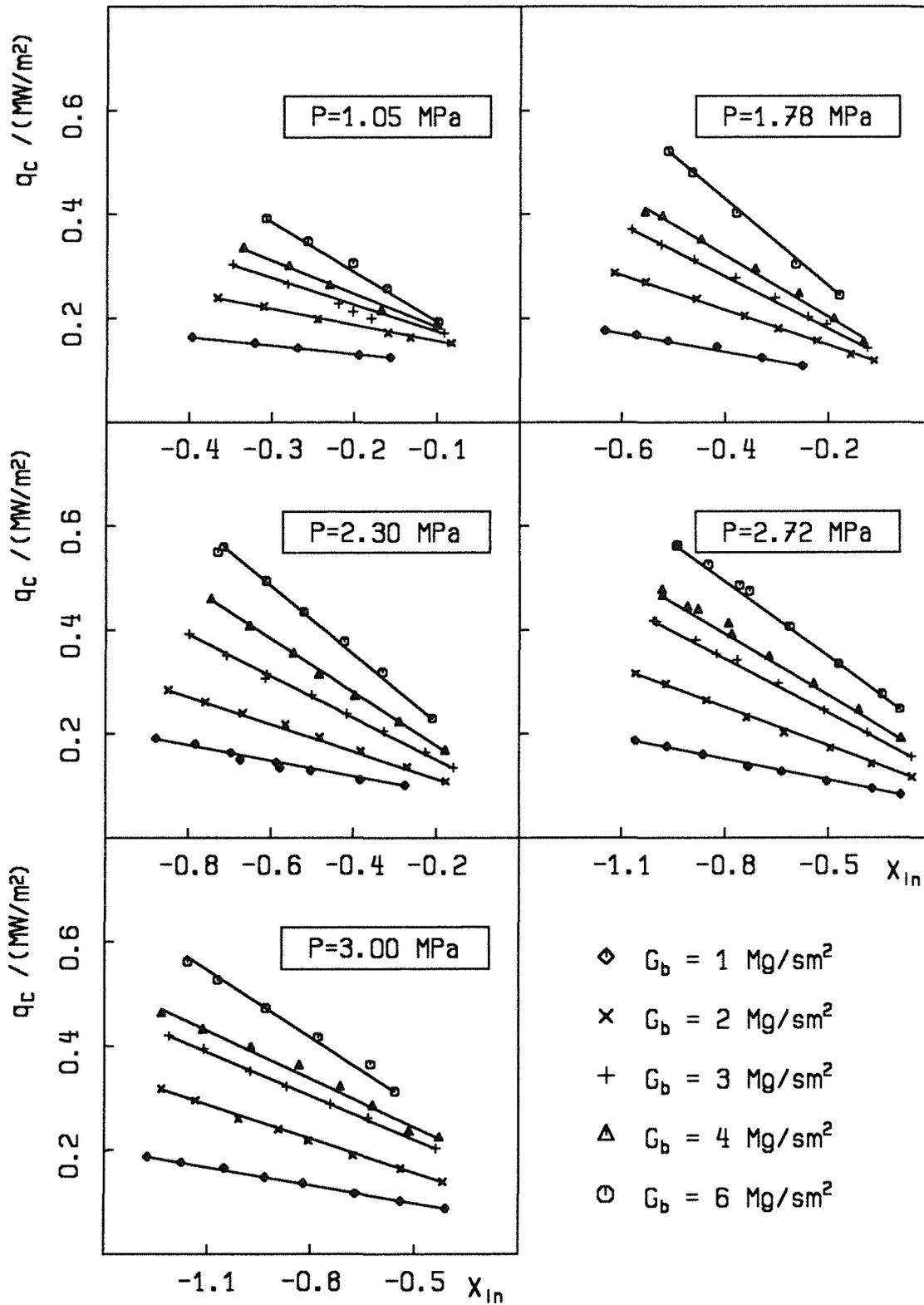


Abb.6.8 : Meßergebnisse aus dem Bündel D-1,  $q_c$  über  $X_{in}$

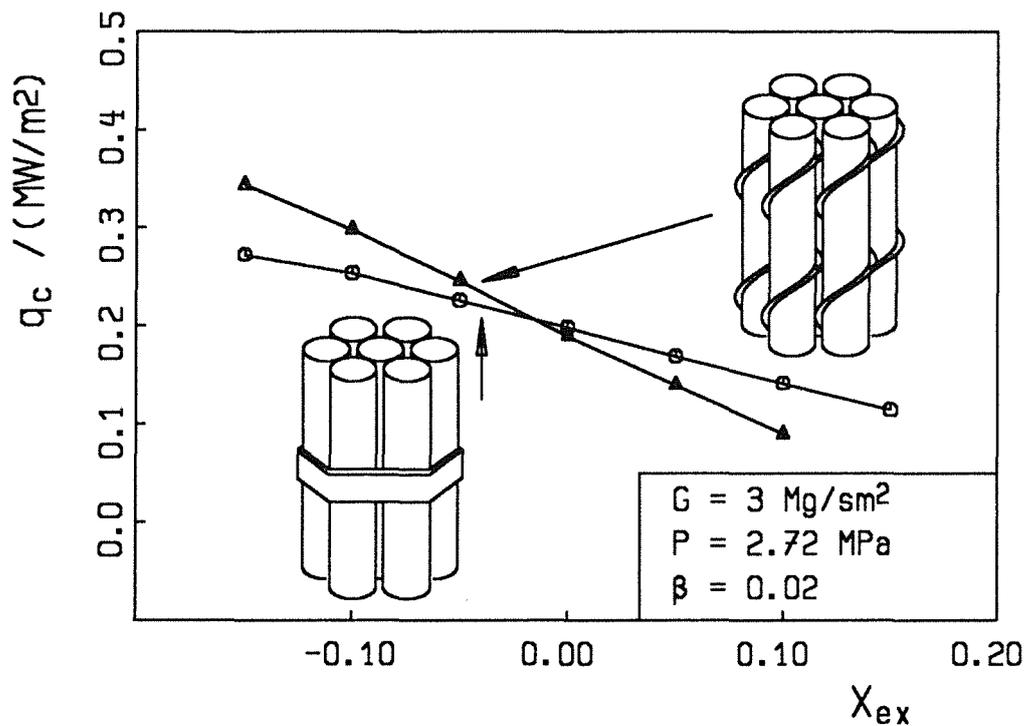


Abb.6.9 : Vergleich der Meßergebnisse aus den Bündeln G-1 und D-1

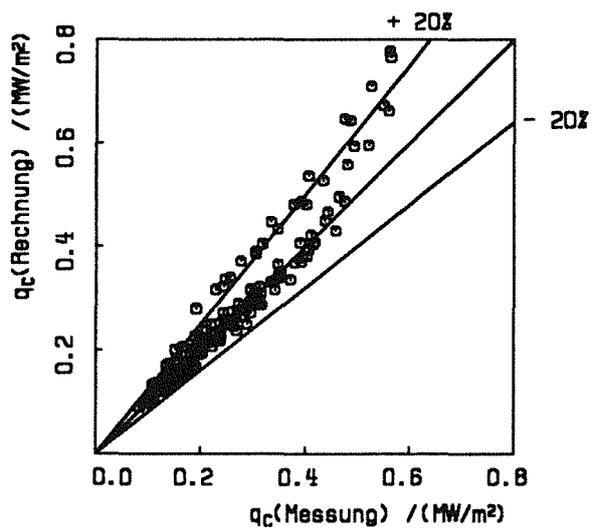


Abb.6.10 : Berechnete KHB nach [17] über der gemessenen KHB aus dem Bündel D-1

### 6.5 Bündel mit symmetrischer Leistungsverteilung

In allen vier Bündeln G-2, G-3, D-2 und D-3 (siehe Tabelle 4.4) wurde die Siedekrise immer an einer Stelle beobachtet, die sich gegenüber einem Zentralkanal befindet. Der Zentralkanal bleibt weiterhin der Heißkanal.

In Abb.6.11 werden typische Ergebnisse aus den Bündeln G-2 und G-3, zusammen mit denen aus dem Bündel G-1, dargestellt. Unter konstanter Eintrittsdampfqualität ist die kritische Heizflächenbelastung bei ungleichmäßiger Beheizung höher als bei gleichmäßiger Beheizung. Das läßt sich durch die Unterkanalanalyse erklären. Tabelle 6.5 zeigt die Parameter im Zentralkanal nach COBRA-IV-TUBS. Bei konstanter Eintrittsdampfqualität und konstanter Wärmestromdichte sinkt die Austrittsdampfqualität und steigt die Massenstromdichte im Heißkanal, wenn das Bündel von gleichmäßiger zu ungleichmäßiger Beheizung übergeht. Beide Effekte führen dann zu einer höheren kritischen Heizflächenbelastung.

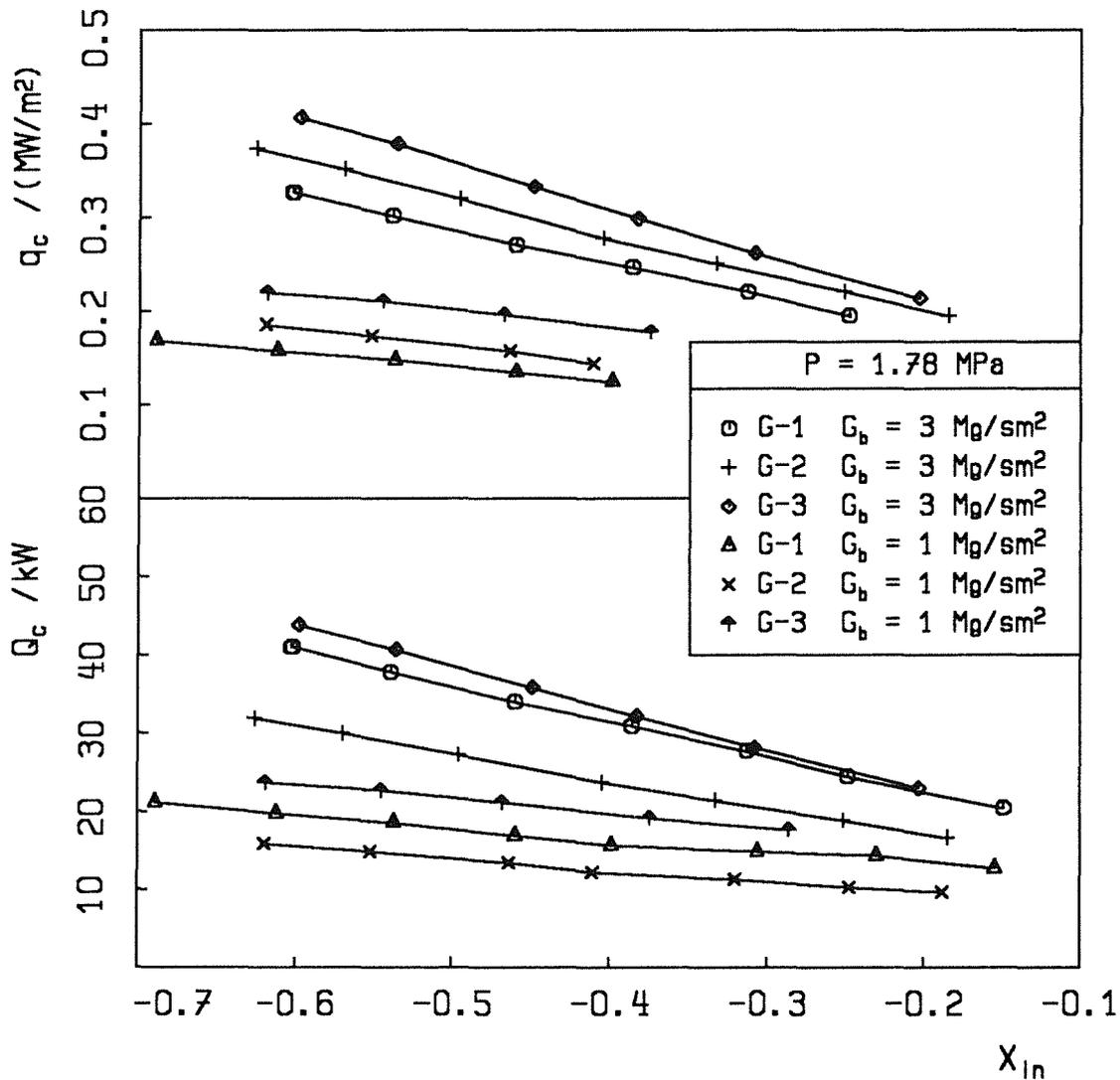


Abb.6.11 : Typische Meßergebnisse aus den Bündeln G-2 und G-3, zusammen mit denen aus dem Bündel G-1

Tabelle 6.5 : Parameter im Zentralkanal nach COBRA-IV-TUBS								
Bündel ↓	q = 0.271 MW/m <sup>2</sup>				Q = 34.01 kW			
	β = 0.004		β = 0.02		β = 0.004		β = 0.02	
	X <sub>ex</sub>	G	X <sub>ex</sub>	G	X <sub>ex</sub>	G	X <sub>ex</sub>	G
G-1	0.041	2.139	-0.043	2.411	0.041	2.139	-0.043	2.411
G-2	-0.102	2.565	-0.160	2.746	0.111	1.969	-0.004	2.243
G-3	-0.161	2.939	-0.142	2.907	-0.118	3.024	-0.094	2.874

$P = 1.78 \text{ MPa}, G_b = 2.97 \text{ Mg/sm}^2, T_{in} = 20.81 \text{ }^\circ\text{C}$

Trägt man die kritische Bündelleistung über der Eintrittsdampfqualität auf, sieht man, daß die kritische Bündelleistung im Fall mit dem überheizten Zentralstab niedriger als im Fall gleichmäßiger Beheizung ist. Die kritische Bündelleistung erhöht sich jedoch, wenn der Zentralstab unbeheizt bleibt. Werden alle Bündel mit konstanter Bündelleistung beheizt, ist die Dampfqualität im Zentralkanal für den Fall mit dem überheizten Zentralstab höher als für den Fall mit gleichmäßiger Beheizung. Demgegenüber sinkt die Massenstromdichte im Zentralkanal. Da der Zentralkanal der Heißkanal ist, führen beide Effekte zu einem stärkeren thermischen Ungleichgewicht im Bündel und zu einer niedrigeren kritischen Bündelleistung. Wenn der Zentralstab nicht beheizt wird, ist das thermische Ungleichgewicht zwischen den Unterkäna len schwächer. Im Heißkanal nimmt die Dampfqualität ab, und die Massenstromdichte steigt, was eine höhere kritische Heizflächenbelastung zuläßt.

Vergleicht man die Ergebnisse bei zwei verschiedenen Massenstromdichten, sieht man, daß bezogen auf die Eintrittsdampfqualität die relative Erhöhung der kritischen Heizflächenbelastung bei niedriger Massenstromdichte ( $G_b = 1 \text{ Mg/sm}^2$ ) größer ist als bei hoher Massenstromdichte ( $G_b = 3 \text{ Mg/sm}^2$ ), wenn das Bündel von gleichmäßiger zu ungleichmäßiger Beheizung übergeht.

Vergleicht man die Meßdaten aus den Bündeln G-2 und G-3 mit den KHB-Korrelationen, läßt sich der Mittelwert und die Standardabweichung des Verhältnisses  $\frac{q_{c,r}}{q_{c,m}}$  in Tabelle 6.6 zusammenstellen. Dabei stammen die Unterkanalparameter aus COBRA-IV-TUBS mit  $\beta = 0.02$ . Man ersieht, daß die Korrelationen die Meßwerte nicht mit ausreichender Genauigkeit wiedergeben können.

Tabelle 6.6 : Vergleich der Meßergebnisse im Bündel G-2 und G-3 mit den KHB-Korrelationen $\frac{q_{c,r}}{q_{c,m}}$ , $\beta = 0.02$						
Korrelation ↓	Bündel G-2			Bündel G-3		
	N	$\mu$	$\sigma$	N	$\mu$	$\sigma$
WSC-2 [9]	24	0.875	0.080	11	0.741	0.032
EPRI-1 [19]	27	0.733	0.046	13	0.473	0.112
GSM.6 [16]	17	0.932	0.086	12	0.847	0.100
KfK [18]	36	0.993	0.257	17	0.802	0.125
KfK (Originalversion) [17]	36	0.915	0.228	17	0.806	0.129

Die Ergebnisse aus den Bündeln D-2 und D-3 zeigt Abb.6.12. Bei diesen Bündeln hat die Leistungsverteilung den gleichen qualitativen Einfluß auf die kritische Heizflächenbelastung wie bei den Bündeln G-2 und G-3. Die Übereinstimmung zwischen der gemessenen und der berechneten kritischen Heizflächenbelastung nach der KfK-Korrelation ist zufriedenstellend, wie Abb.6.13 zeigt.

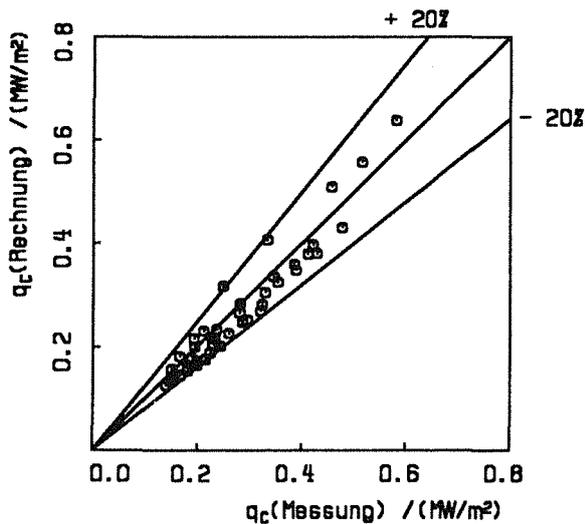


Abb.6.13 : Berechnete KHB nach [17] über der gemessenen KHB aus den Bündeln D-2 und D-3

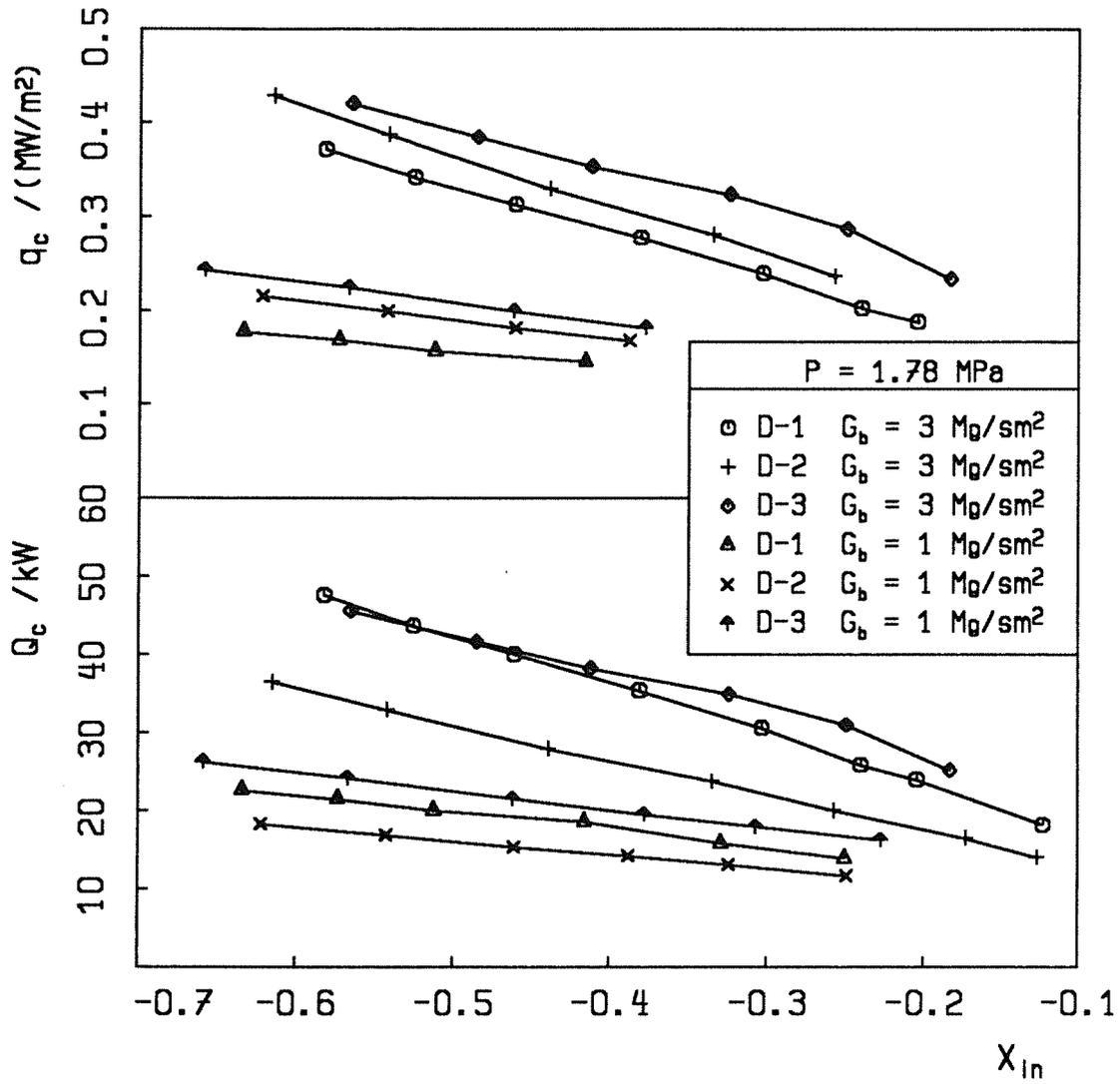


Abb.6.12 : Typische Meßergebnisse aus den Bündeln D-2 und D-3, zusammen mit denen aus dem Bündel D-1

### 6.6 Bündel mit unbeheizten Wandstäben

Bei allen zu dieser Gruppe gehörenden vier Bündeln, nämlich G-4, G-5, D-4 und D-5 (s. Tabelle 4.4), ist der Unterkanal Nr.4 (s. Abb.4.3) der Heißkanal.

In Abb.6.14 wird die kritische Heizflächenbelastung und die kritische Bündelleistung über der Eintrittsdampfqualität aus den Bündeln G-4 und G-5, zusammen mit denen aus dem Bündel G-1, aufgetragen. Man sieht, daß bei hoher Massenstromdichte ( $G_b = 3 \text{ Mg/sm}^2$ ) die Anzahl der unbeheizten Stäbe beinahe keinen Einfluß auf die kritische Heizflächenbelastung hat. Bei niedriger Massenstromdichte ( $G_b = 1 \text{ Mg/sm}^2$ ) steigt die kritische Heizflächenbelastung eindeutig mit erhöhter Anzahl von unbeheizten Stäben.

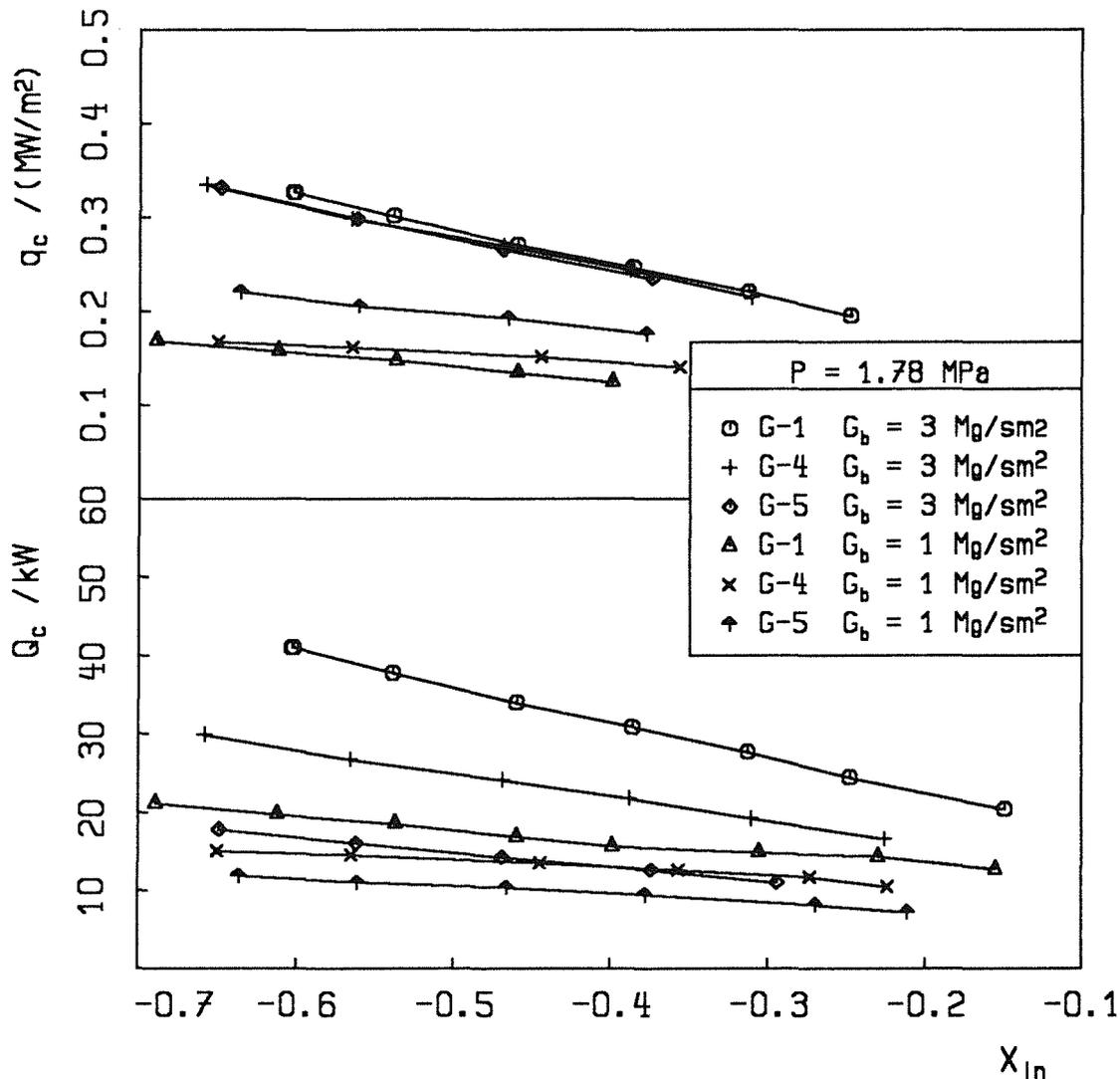


Abb.6.14 : Meßergebnisse der Bündel G-4, G-5 und G-1

Um die Ergebnisse qualitativ zu interpretieren, wurden Rechnungen mit COBRA-IV-TUBS und mit zwei  $\beta$ -Werten durchgeführt. Die Rechenergebnisse zeigt Tabelle 6.7.

Tabelle 6.7 : Parameter im Unterkanal Nr.4 nach COBRA-IV-TUBS								
Bündel ↓	$G_b = 3\text{Mg/sm}^2, q = 0.271\text{MW/m}^2$				$G_b = 1\text{Mg/sm}^2, q = 0.135\text{MW/m}^2$			
	$\beta = 0.004$		$\beta = 0.02$		$\beta = 0.004$		$\beta = 0.02$	
	$X_{ex}$	G	$X_{ex}$	G	$X_{ex}$	G	$X_{ex}$	G
G-1	0.041	2.138	-0.043	2.410	0.213	0.854	0.116	0.933
G-4	0.037	1.977	-0.058	2.304	0.194	0.904	0.074	1.005
G-5	0.007	1.933	-0.124	2.497	0.121	0.987	-0.027	1.105

$P = 1.78 \text{ MPa}, T_{in} = 20.8^\circ\text{C}$

Je mehr Stäbe nicht beheizt werden, desto mehr kann Wärme, die um den Heißkanal erzeugt wird, infolge des Queraustausches in andere Kanäle abtransportiert werden. Dadurch sinkt die Dampfqualität im Heißkanal. Andererseits führen die unbeheizten Stäbe jedoch zu einem stärkeren thermischen Ungleichgewicht zwischen den Unterkanälen. Der Unterschied der Dampfqualität sowie der Fluidichte zwischen dem Heißkanal und den anderen Unterkanälen wird größer im Bündel mit unbeheizten Stäben als im Bündel mit gleichmäßiger Beheizung.

Die Massenstromdichte verteilt sich im Bündel zwangsläufig so, daß der Druckabfall über alle Unterkanäle gleich ist. Der Druckabfall ergibt sich aus den drei Teilen Reibungs-, Gravitations- und Beschleunigungsdruckabfall. Bei hoher Massenstromdichte spielt der Reibungsdruckabfall die wichtigste Rolle. Wegen des großen Unterschieds im Dampfgehalt zwischen dem Heißkanal und den anderen Unterkanälen wird Fluid aus dem Heißkanal in andere Kanäle gedrückt, um einen gleichen Druckabfall in allen Unterkanälen zu gewährleisten. Wie das Programm COBRA-IV-TUBS vorhersagt, nimmt die Massenstromdichte im Heißkanal mit zunehmender Anzahl unbeheizter Stäbe ab. Die beiden Effekte, nämlich abnehmende Dampfqualität und abnehmender Massenstromdichte, kompensieren sich, so daß die Anzahl unbeheizter Stäbe die kritische Heizflächenbelastung wenig beeinflusst.

Bei kleiner Massenstromdichte ( $G_b = 1\text{Mg/sm}^2$ ) spielt der Gravitationsdruckabfall eine wichtige Rolle. Da der Unterschied der Fluidichte zwischen dem Heißkanal

und den anderen Kanälen im Fall mit unbeheizten Stäben größer als im Fall gleichmäßiger Beheizung ist, wird mehr Fluid durch den Heißkanal strömen, um eine möglichst gleichmäßige Fluidichte-Verteilung zu erzielen. Die beiden Effekte, sinkende Dampfqualität und steigende Massenstromdichte im Heißkanal, führen gleichzeitig zu einer höheren kritischen Heizflächenbelastung.

Wie Abb.6.15 zeigt, steigt die kritische Heizflächenbelastung im Bündel mit Drahtwendeln eindeutig mit zunehmender Anzahl der unbeheizten Stäbe, auch bei hoher Massenstromdichte.

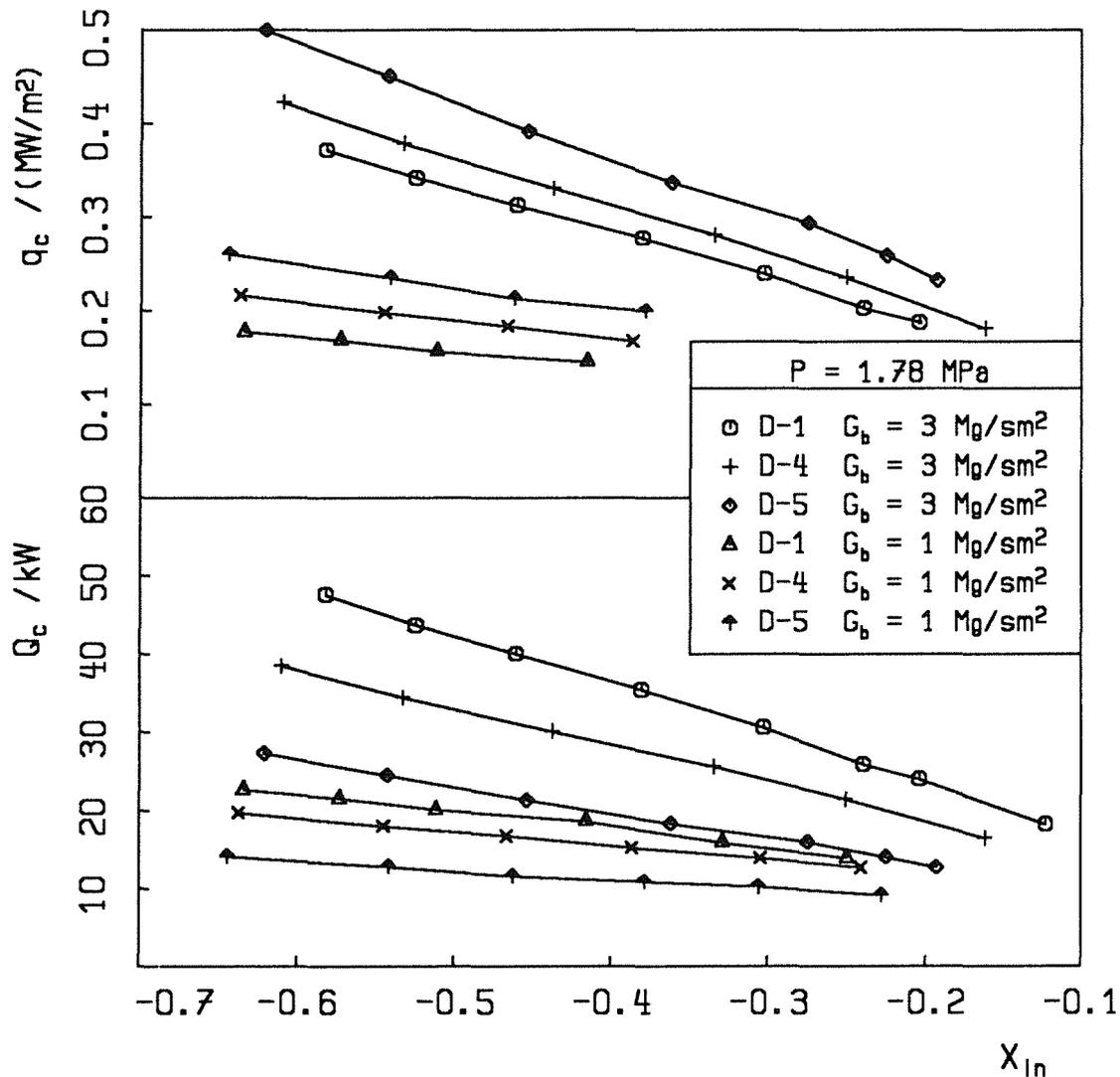


Abb.6.15 : Meßergebnisse der Bündel D-4, D-5 und D-1

Die Zunahme wird jedoch mit steigender Massenstromdichte schwächer. Die Ergebnisse aus COBRA-IV-TUBS, dargestellt in Tabelle 6.8, zeigen, daß die Abnahme der Dampfqualität im Heißkanal bei Drahtwendeln stärker als bei Gitterabstandshaltern

ist, wenn die Anzahl der unbeheizten Stäbe zunimmt. Der Grund dafür liegt in dem stärkeren Queraustausch durch die Drahtwendel. Der dominierende Effekt der sinkenden Dampfqualität führt dann zu einer höheren kritischen Heizflächenbelastung, auch wenn die Massenstromdichte im Heißkanal sinkt.

Tabelle 6.8 : Parameter im Unterkanal Nr.4 nach COBRA-IV-TUBS								
Bündel ↓	$G_b = 3\text{Mg/sm}^2, q = 0.313\text{MW/m}^2$				$G_b = 1\text{Mg/sm}^2, q = 0.150\text{MW/m}^2$			
	$\beta = 0.004$		$\beta = 0.02$		$\beta = 0.004$		$\beta = 0.02$	
	$X_{ex}$	<b>G</b>	$X_{ex}$	<b>G</b>	$X_{ex}$	<b>G</b>	$X_{ex}$	<b>G</b>
<b>D-1</b>	-0.014	2.627	-0.043	2.721	0.148	0.903	0.116	0.940
<b>D-4</b>	-0.057	2.322	-0.087	2.387	0.073	0.908	0.031	0.929
<b>D-5</b>	-0.146	2.380	-0.185	2.542	-0.076	1.025	-0.111	1.025

$P = 1.78 \text{ MPa}, T_{in} = 21.0^\circ\text{C}$

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden experimentelle Untersuchungen zur kritischen Heizflächenbelastung in 8 mm Kreisrohren und in 7-Stabbündeln durchgeführt. Ziel dieses Vorhabens ist es, die Kenntnisse zur Siedekrise im Parameterbereich des fortgeschrittenen Druckwasserreaktors (FDWR) zu erweitern. Aus technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten heraus wurde das Kältemittel Frigen R12 als Modellfluid verwendet. Da die Notwendigkeit zur Umrechnung der Meßdaten im Modellfluid Frigen R12 auf Wasserbedingungen besteht, wurde ein gründliches Literaturstudium der Übertragungsgesetze durchgeführt.

Mit einer umfangreichen Versuchsmatrix wurde der Einfluß verschiedener Parameter auf die kritische Wärmestromdichte systematisch untersucht. Die wichtigen Phänomene, die in der vorliegenden Arbeit zum ersten Mal beobachtet wurden, werden mit Vorstellungen des Siedekrise-Mechanismus und mit einer Unterkanalanalyse erklärt. Durch diese Arbeit wurde eine breite KHB-Datenbasis für den FDWR-Parameterbereich aufgestellt. Diese Datenbasis dient auch zur Verifizierung eines Unterkanalanalyseprogramms.

Die wesentlichen Ergebnisse der vorliegenden Arbeit lassen sich wie folgt zusammenfassen:

1. Im FDWR-Parameterbereich verschiebt die Massenstromdichte die kritische Wärmestromdichte zu höheren Werten. Daher hat ein FDWR infolge seiner hohen Massenstromdichte generell ein günstiges Verhalten hinsichtlich der kritischen Heizflächenbelastung.
2. Die gute Übereinstimmung zwischen den vorgestellten Kreisrohr-Ergebnissen in Frigen R12 und den Tafeldaten in Wasser bestätigt die Übertragbarkeit der KHB-Ergebnisse zwischen Wasser und Frigen R12 durch die Umrechnungsmodelle von Ahmad und von Katto bei identischen Rohrgeometrien.
3. Der Einfluß des Rohrdurchmessers auf die kritische Wärmestromdichte steht in einer engen Verknüpfung mit der Massenstromdichte und der Dampfqualität. Weder die Tafeln noch die Korrelationen können diesen Einfluß mit ausreichender Genauigkeit wiedergeben. Weitere Arbeiten zur Erfassung des Durchmesserinflusses sind notwendig.
4. Die kritische Wärmestromdichte in Bündeln liegt niedriger als die in Kreisrohren, wenn die Massenstromdichte, die Dampfqualität und der hydraulische Durchmesser des Bündels und des Kreisrohres gleich sind. Die Ergebnisse aus

Kreisrohrgeometrien dürfen deshalb nicht immer direkt auf Bündelgeometrien extrapoliert werden.

5. Keine der hier ausgewählten KHB-Korrelationen kann die vorgestellten Meßergebnisse in Bündelgeometrien mit ausreichender Genauigkeit wiedergeben. Weitere Arbeiten zur Entwicklung einer KHB-Korrelation für den FDWR-Parameterbereich sind wünschenswert. Es wurde gezeigt [76], daß die KHB-Tafeln [24], [34], [72] zusammen mit der Unterkanalanalysemethode und einer geeigneten Geometrie-Anpassung die Meßwerte im Bündel mit einer guten Genauigkeit wiedergeben können.
6. Der Einfluß von Abstandshaltern auf die kritische Wärmestromdichte hängt von der Dampfqualität ab. Hinsichtlich der Siedekrise läßt sich keine merkliche Verbesserung erzielen, wenn man anstatt des Gitterabstandshalters die Drahtwendel mit einer kleinen Steigungshöhe als Abstandshalter in einem FDWR-Brennelement einsetzt. Weitere Arbeiten zur Erfassung des Einflusses von Wendelrippen auf die Siedekrise sind empfehlenswert.
7. Die kritische Wärmestromdichte steigt, wenn die Bündelbeheizung von einer gleichmäßigen auf eine ungleichmäßige Verteilung übergeht. Die Zunahme der kritischen Wärmestromdichte mit der Anzahl unbeheizter Wandstäbe wird größer, wenn die Massenstromdichte sinkt, oder die Drahtwendel als Abstandshalter eingesetzt wird. Eine höhere kritische Bündelleistung läßt sich nur dann erzielen, wenn der Zentralstab weniger als die Wandstäbe beheizt wird.
8. Infolge des Wandkanaleinflusses im Stabbündel beeinflußt die Größe des Quervermischungskoeffizienten in einem Unterkanalanalyseprogramm die Berechnung der Unterkanalparameter und schließlich die Vorhersage der Siedekrise. Da keine validierten Modelle für den zweiphasigen Quervermischungskoeffizienten im FDWR-Parameterbereich bekannt sind, sind die geplanten Experimente zur Untersuchung des Quervermischungsverhaltens in Bündelgeometrien und in Zweiphasenströmung an der KRISTA-Anlage [74] von großer Bedeutung.

Abschließend sei erwähnt, daß die nächsten KHB-Experimente in einem 37-Stabbündel an der KRISTA-Anlage [74] wegen seines wenig ausgeprägten Wandkanaleinflusses für die weitere Untersuchung des lokalen Siedekrise-Phänomens nützlich sind. Diese Experimente werden zusammen mit den von SIEMENS/KWU am identischen 37-Stabbündel durchgeführten Experimenten wichtige Grundlagen zur Entwicklung eines Umrechnungsmodells für Bündelgeometrien liefern.

## Formelzeichen

$A$	Strömungsfläche ( $m^2$ )
$A_d$	Drahtquerschnittsfläche ( $m^2$ )
$A_k$	Versperrungsfläche eines Gitterabstandshalters ( $m^2$ )
$A_s$	Strömungsfläche eines abstandshalterlosen Bündels ( $m^2$ )
$Bo$	$= q_c / Gh_{fg}$ , Siedezahl (-)
$C_k$	Widerstandsbeiwert des Gitterabstandshalters (-)
$C_p$	spezifische isobare Wärmekapazität (J/kg K)
$D$	Rohrdurchmesser (m)
$D_s$	Stabdurchmesser (m)
$d_B$	Blasendurchmesser (m)
$d_h$	hydraulischer Durchmesser (m)
$d_t$	äquivalenter beheizter Durchmesser (m)
$d_w$	Drahtdurchmesser (m)
$e$	gesamte Fehlergrenze (versch.), def. in Gl.(4.18)
$e_k$	massenspezifische kinetische Energie (J/kg)
$e_p$	massenspezifische potentielle Energie (J/kg)
$e_s$	systematischer Fehler (versch.)
$F$	beheizte Oberfläche ( $m^2$ )
$F_A$	Auftriebskraft (N)
$F_G$	Umrechnungsfaktor der Massenstromdichte, def. in Gl.(3.22), (-)
$F_P$	Umrechnungsfaktor des Drucks, def. in Gl.(3.22), (-)
$F_q$	Umrechnungsfaktor der Wärmestromdichte, def. in Gl.(3.22), (-)
$F_x$	Umrechnungsfaktor der Dampfqualität, def. in Gl.(3.22), (-)
$F_o$	Oberflächenspannungskraft (N)
$F_\tau$	Impulskraft (N)
$f$	Reibungsbeiwert (-)
$f_Q$	Heizleistungsfaktor, def. in Gl.(4.2) (-)
$Fr$	$= G^2 / gD\rho_f^2$ , Froudezahl (-)
$G$	Massenstromdichte ( $kg/sm^2$ oder $Mg/sm^2$ )
$g$	Erdbeschleunigung ( $m/s^2$ )
$H$	Drahtsteigungshöhe (m)
$h$	spezifische Enthalpie (J/kg)
$h_{fg}$	Verdampfungsenthalpie (J/kg)
$\Delta h$	Aufwärmspanne (J/kg)
$\Delta h_{in}$	Eintrittsunterkühlung (J/kg), def. in Gl.(3.4)
$I$	elektrische Stromstärke (A)
$L$	beheizte Länge (m)
$M$	Massenstrom (kg/s)

$M_{i,j}'$	Queraustauschmassenstrom (kg/s)
N	Anzahl von Meßpunkten (-)
P	Druck (Pa oder MPa)
$P_c$	kritischer Druck (Pa)
$P_r$	= $P/P_c$ , reduzierter Druck (-)
Pr	= $C_p \eta/\lambda$ , Prandtlzahl (-)
$P_s$	Stabgitterteilung (m)
$\Delta P$	Druckabfall über Teststrecke (Pa)
Pe	= $GDC_p/\lambda$ , Pecletzahl (-)
Q	Wärmestrom (W oder kW)
q	Wärmestromdichte (W/m <sup>2</sup> oder MW/m <sup>2</sup> )
$q_c$	kritische Wärmestromdichte (W/m <sup>2</sup> oder MW/m <sup>2</sup> )
Re	= $GD/\eta$ , Reynoldszahl (-)
$R_e$	elektrischer Widerstand ( $\Omega$ )
$r_e$	längenspezifischer elektrischer Widerstand ( $\Omega/m$ )
S	Schlupf (-)
s	= $P_s - D_s$ , Spaltweite (m)
SW	Schlüsselweite des Kastens (m)
T	Temperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{in}$	Fluideintrittstemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_s$	Sättigungstemperatur ( $^{\circ}\text{C}$ )
U	elektrische Spannung (V)
V	Volumenstrom (m <sup>3</sup> /s)
$V_e$	Volumenstrom bezogen auf die Eichdichte (m <sup>3</sup> /s)
We	= $G^2D/\rho_f\sigma_o$ , Weberzahl (-)
$W_{i,j}'$	längenspezifischer Queraustauschmassenstrom (kg/sm)
X	Dampfqualität (-)
$\dot{X}$	Strömungsmassendampfgehalt (-)
Z	ausgegebene Größen der Meßkette (versch.)
$\alpha$	volumetrischer Dampfgehalt (-)
$\beta$	Quervermischungskoeffizient (-)
$\beta'$	Stoffeigenschaft (K/Pa), def. in Gl.(3.5)
$\gamma$	Stoffeigenschaft (1/Pa), def. in Gl.(3.6)
$\delta$	Quervermischungsparameter, def. in Gl.(6.17) (-)
$\varepsilon$	Durchmesser-Exponent, def. in Gl.(2.18) (-)
$\eta$	dynamische Viskosität (kg/sm)
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit (W/mK)
$\mu$	Mittelwert einer Größe, def. in Gl.(5.7) (versch.)
$\rho$	Fluiddichte (kg/m <sup>3</sup> )

$\rho_e$	Eichdichte ( $\text{kg/m}^3$ )
$\Delta\rho$	$= \rho_f - \rho_g$ ( $\text{kg/m}^3$ )
$\sigma$	Standardabweichung einer Größe, def. in Gl.(5.8) (versch.)
$\sigma_o$	Oberflächenspannung ( $\text{N/m}$ )
$\Phi_c$	Kennzahl, def. in Gl.(3.20) (-)
$\Phi_A$	Ahmad-Kennzahl, def. in Gl.(3.27) (-)
$\Phi_S$	Shah-Kennzahl, def. in Gl.(3.33) (-)
$\Psi$	Multiplikationsfaktor def. in Gl.(6.12) (-)

#### Indizes

b	Bündel
c	Siedekrise
e	Eckkanal
ex	Austritt der Teststrecke
f	flüssige Phase
g	Dampfphase
in	Eintritt der Teststrecke
M	Modellfluid
m	Messungen
O	Originalfluid
R	Frigen R12
r	Rechnungen
s	Sättigungszustand
W	Wasser
w	Wandkanal
z	Zentralkanal

## Literaturverzeichnis

1. S.Y. Ahmad  
Fluid to Fluid Modeling of Critical Heat Flux: A Compensated Distortion Model  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.16(1973), 641-662
2. P.G. Barnett  
An Experimental Investigation to Determine the Scaling Laws of Forced Convection Boiling Heat Transfer  
Part I : The Preliminary Examination Using Burnout Data for Water and Arc-ton 12  
Winfrith: Atomic Energy Establishment, AEEW-R-363, 1964
3. D.R.H. Beattie  
Hydrodynamic Regime Change Effects on Critical Heat Flux Characteristics  
European Two Phase Flow Group Meeting,  
Eindhoven University of Technology, 2nd to 5th June 1981
4. S. Bethke, X. Cheng  
Vorbereitung der Versuche zur kritischen Heizflächenbelastung mit Modellfluid Frigen R-12  
Interner Bericht, IfRR der TU Braunschweig, Januar 1988 (K8806, unveröffentlicht)
5. S. Bethke, W. Zeggel, X. Cheng, C. Monir  
Status of Tight-Lattice Thermal-Hydraulics  
Technical Committee on Technical and Economic Aspects of High Converters  
622-I3-TC-700-4.3, Nürnberg, FRG, 26-29 March 1990
6. S.G. Beus  
Two-Phase Turbulent Mixing Model for Flow in Rod Bundles  
Westinghouse Electric Corporation, WAPD-T-2436, 1972
7. J.A. Boure, A.E. Bergles, L.S. Tong  
Review of Two Phase Instability  
Nuclear Engineering and Design 25 (1973) pp.165-192
8. R.W. Bowring  
A Simple but Accurate Round Tube, Uniform Heat Flux, Dryout Correlation over the Pressure Range 0.7-17 MN/m<sup>2</sup> (100 - 2500 PSIA)  
Winfrith: Atomic Energy Establishment, AEEW-R-789, 1972

9. R.W. Bowring  
WSC-2: A Subchannel Dryout Correlation for Water-Cooled Clusters over the Pressure Range 3.4 - 15.9 Mpa (500 - 2300 PSIA)  
Winfrith: Atomic Energy Establishment, AEEW-R-983, 1979
10. R.H. Brogli, B. Kuczera, H. Moldaschl, W. Oldekop  
Lessons Learned from the PWHCR Development  
Technical Committee on Technical and Economic Aspects of High Converters  
622-I3-TC-700-5.1, Nürnberg, FRG, 26-29 March 1990
11. S.K. Cheng, N.E. Todreas  
Hydrodynamic Models and Correlations for Bare and Wire-Wrapped Hexagonal Rod Bundles - Bundle Friction Factors, Subchannel Friction Factors and Mixing Parameters  
Nuclear Engineering and Design 92 (1982) pp.227-251
12. X. Cheng, W. Zeggel  
Factors Influencing CHF in Small Diameter ( $\leq 8$  mm) Round Tubes  
Proceedings of the NURETH-4 Conference, Karlsruhe, FRG, 1989, Vol.1  
pp.121-126
13. X. Cheng  
Beschreibung der Versuchsanlage KRISTA  
Interner Bericht, IfRR der TU Braunschweig, Dezember 1989 (K9005, unveröffentlicht)
14. C. Chiu, N.E. Todreas, W.M. Rohsenow  
Turbulent Flow Split Model and Supporting Experiments for Wire-Wrapped Core Assemblies  
Nuclear Engineering, Vol.50, 1980, pp.40-52
15. J.G. Collier  
Convective Boiling and Condensation  
2nd ed. New York: McGraw-Hill International Book Company, 1981
16. M. Courtaud, R. Deruaz and L.G. D'Aillon  
The French Thermal-Hydraulic Program Addressing the Requirements of the Future Pressurized Water Reactors  
Nuclear Technology, Vol.80, Jan. 1988, pp.73-82

17. M. Dalle Donne, W. Hame  
Critical Heat Flux Correlation for Triangular Arrays of Rod Bundles with Tight Lattices, Including the Spiral Rib Spacer Effect.  
Nuclear Technology, Vol.71, Oct.1985, pp.111-124
18. M. Dalle Donne  
Evaluation of Critical Heat Flux and Flooding Experiments for High Conversion PWR's  
Technical Committee on Technical and Economic Aspects of High Converters  
622-13-TC-700-3.6, Nürnberg, FRG, 26-29 March 1990
19. C.F. Fighetti, D.G. Reddy  
Parametric Study of CHF Data  
Vol.2 : A Generalized Subchannel CHF Correlation for PWR and BWR Fuel Assemblies  
Electric Power Research Institute, EPRI-NP-2609-Vol.2, Januar 1983
20. C.F. Fighetti, D.G. Reddy  
Parametric Study of CHF Data  
Vol.3 : Critical Heat Flux Data  
Electric Power Research Institute, EPRI-NP-2609-Vol.3, September 1982
21. W. Friedrich, G. Ulrych  
Darstellung von Flüssigkeits-Dampf-Zustandsgleichungen als FORTRAN-Funktionen ( $D_2O$ ,  $H_2O$ , Frigen)  
Kraftwerk Union Erlangen, Rechenbericht R123-760/75, 1975
22. H. Fulfs, A. Katsaounis et.al  
Stationäre und transiente Untersuchungen zur kritischen Heizflächenbelastung eines DWR-5x5-Stabbündels mit komplexer Abstandshaltergeometrie  
GKSS-Forschungszentrum Geesthacht GMBH, GKSS 80/E/25, 1980
23. J.M. Gonzalez-Santalo  
Two Phase Flow Mixing in Rod Bundle Subchannels  
Thesis at Massachusetts Institute of Technology, Nov.1971
24. D.C. Groeneveld, S.C. Cheng, T. Doan  
1986 AECL-UO Critical Heat Flux Lookup Table  
Heat Transfer Engineering Vol.7 Nos.1-2, 1986, pp.46-61

25. D.C. Groeneveld, L.K.H. Leung, B.P. Kiameh, S.C. Cheng  
A Universal Method for Predicting Critical Heat Flux for Aqueous and Non-Aqueous Fluids in Forced Convection Boiling  
HTFS Research Symposium Edinburgh, UK, September 1986
26. J.T. Hawley, C. Chiu, W.M. Rohsenow, N.E. Todreas  
Subchannel and Bundle Friction Factors and Flow Split Parameters for Laminar, Transition and Turbulent Longitudinal Flows in Wire Wrap Spaced Hexagonal Arrays  
Massachusetts Institute of Technology, DOE/ET/37240-79TR, 1980
27. G.F. Hewitt  
Vertical Annular Flow  
Mechanisms of Burnout  
In Butterworth and Hewitt (ed.) : Two-Phase Flow and Heat Transfer  
Oxford University Press, 1977, pp.107-127
28. M. Ishii, K. Mishima  
Droplet Entrainment Correlation in Annular Two-Phase Flow  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.32, No.10, pp.1835-1846, 1989
29. A. Katsaounis  
Literaturbewertung zur Fluidähnlichkeit für die kritische Heizflächenbelastung  
GKSS-Forschungszentrum Geesthacht GmbH, GKSS 81/E/10, 1981
30. Y. Katto  
A Generalized Correlation of Critical Heat Flux for the Forced Convection Boiling in Vertical Uniformly Heated Round Tubes - a Supplementary Report  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.22, pp.783-794, 1979
31. Y. Katto  
Critical Heat Flux of Forced Convection Boiling in Uniformly Heated Tubes (Correlation of CHF in HP-Regime and Determination of CHF-Regime Map)  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.23(1980), 1573-1580
32. Y. Katto, H. Ohno  
An Improved Version of the Generalized Correlation of Critical Heat Flux for the Forced Convection Boiling in Uniformly Heated Vertical Tubes  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.27(1984), 1641-1648

33. J.H. Kinneir, R.A. Heron, G.F. Stevens, R.W. Wood  
Burnout Power and Pressure Drop Measurements on 12 Ft. 7-Rod Clusters  
Cooled by Freon-12 at 155 Psia  
Two-Phase Flow Meeting, Karlsruhe, FRG, Summer 1969
34. P.L. Kirillov, V.P. Bobkov, et.al  
On Standard Critical Heat Flux Data for Round Tubes  
Proceedings of the NURETH-4 Conference, Karlsruhe, FRG, 1989, Vol.1  
pp.103-108
35. B. Kuczera, H.H. Hennies  
Back End Fuel Cycle Efficiencies for Improved Uranium Utilization  
Proc. IAEA Conf. Nuclear Power Experience, Vienna, September 1982, IAEA-  
CN-42/387
36. R.T. Lahey and F.A. Schraub  
Mixing, Flow Regimes and Void Fraction for Two-Phase Flow in Rod Bundles  
Two-Phase Flow and Heat Transfer in Rod Bundles : The Winter Annual Meeting  
of the ASME, Los Angeles, California, Nov. 1969 pp.1-14
37. C.H. Lee, I. Mudawwar  
A Mechanistic Critical Heat Flux Model for Subcooled Flow Boiling Based on  
Local Bulk Flow Conditions  
Int. J. Multiphase Flow, Vol.14, No.6, pp.711-728, 1988
38. B.W. LeTourneau, M.E. Gavin, S.J. Green  
Critical Heat Flux and Pressure Drop with Parallel Upflow of High Pressure  
Water in Bundles of Twenty 3/4-in. Rods  
Nucl. Sci. Eng. 54, pp.214, 1975
39. S. Levy  
Forced Convection Subcooled Boiling - Prediction of Vapour Volumetric Fraction  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.10 (1967), 951-965
40. S. Levy, J.M. Lealzer and D. Abdollahian  
Prediction of Critical Heat Flux in Vertical Pipe Flow  
Nuclear Engineering and Design 65 (1981), pp.131-140
41. L. Maroti  
Critical Heat Flux in Subcooled and Low Quality Boiling  
KFKI-76-34, Hungarian Academy of Sciences Budapest, 1976

42. K. Marten, S. Yonekawa, H. Hoffmann  
Experiments and Correlations of Pressure Loss Coefficients for Hexagonal Arranged Rod Bundles ( $P/D > 1.02$ ) with Helical Wire Spacers in Laminar and Turbulent Flows  
Kernforschungszentrum Karlsruhe, KfK 4038, 1987
43. B. Matzner  
Heat Transfer and Hydraulic Studies for SNAP-4 Fuel Element Geometries  
TID-19563, Columbia University, Engineering Research Laboratories, Sep. 1963
44. F. Mayinger  
Strömung und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen  
Wien-New York: Springer Verlag, 1982
45. G.D. McPherson and S.Y. Ahmad  
Fluid Modeling of Critical Heat Flux in a 18-Element Bundle  
Nuclear Engineering and Design 00, 1971, pp.409-427
46. K.W. McQuillan and P.B. Wahlley  
Flow Pattern in Vertical Two-Phase Flow  
Int. J. Multiphase Flow, Vol. 11, No. 2, pp.161-175, 1985
47. M. Merilo, S.Y. Ahmad  
The Effect of Diameter on Vertical and Horizontal Flow Boiling Crisis in a Tube Cooled by Freon-12  
AECL-6485, Chalk River, Ontario 1979
48. V.I. Milashenko, B.I. Nigmatulin, V.V. Petukhov, N.I. Trubkin  
Burnout and Distribution of Liquid in Evaporative Channels of Various Lengths  
Int. J. Multiphase Flow, Vol.15, No.3, pp.393-401, 1989
49. T. Müller-Menzel  
Untersuchungen zum kritischen Siedezustand in engen Strömungskanälen mit dem Kältemittel R12 als Modellfluid  
Dissertation, Fakultät für Maschinenbau und Elektrotechnik der Technischen Universität Braunschweig, 1987
50. T. Müller-Menzel, W. Zeggel  
CHF in the Parameter Range of Advanced Pressurized Water Reactor Cores  
Nuclear Engineering and Design 90(1987) 265-273

51. W. Oldekop  
Einführung in die Kernreaktor- und Kernkraftwerkstechnik - Teil I  
Verlag Karl Thiemig, München, 1975
52. W. Oldekop, H-D. Berger, W. Zeggel  
General Features of Advanced Pressurized Water Reactors with Improved Fuel Utilization  
Nucl. Technology 59(1982) 212-227
53. K. Rehme  
Pressure Drop Correlations for Fuel Element Spacers  
Nuclear Technology vol.17, pp.15-23, 1973
54. J.T. Rogers and R.G. Rosehart  
Mixing by Turbulent Interchange in Fuel Bundles.  
Correlations and Inferences  
ASME-Paper 72-HT-53, 1972
55. J.T. Rogers and A.E.E. Tahir  
Turbulent Interchange Mixing in Rod Bundles and the Role of Secondary Flows  
ASME-Paper 75-HT-31, 1975
56. T. Saito, E.D. Hughes, M.W. Carbon  
Multi-Fluid Modeling of Annular Two-Phase Flow  
Nuclear Engineering and Design 50 (1978), pp.225-271
57. H. Schlichting  
Grenzschicht-Theorie  
Fünfte Ausgabe, Verlag G. Braun, Karlsruhe, 1965
58. M.M. Shah  
Improved General Correlation for Critical Heat Flux during Upflow in Uniformly Heated Vertical Tubes  
Heat and Fluid Flow, Vol.8, No.4, December 1987
59. G.F. Stevens, D.F. Elliott and R.W. Wood  
An Experimental Investigation into Forced Convection Burnout in Freon, with Reference to Burnout in Water  
Uniformly Heated Round Tubes with Vertical Up-Flow  
Winfrith: Atomic Energy Establishment, AEEW-R-321, 1964

60. G.F. Stevens, G.J. Kirby  
A Quantitative Comparison between Burnout Data for Water at 1000 lb/in<sup>2</sup> and Freon 12 at 155 lb/in<sup>2</sup>, Uniformly Heated Round Tubes, Vertical Upflow  
Winfrith: Atomic Energy Establishment, AEEW-R-327, 1964
61. G.F. Stevens, R.V. Macbeth  
The Use of Freon 12 to Model Forced Convection Burnout in Water - The Restriction on the Size of the Model  
Winfrith: Atomic Energy Establishment, AEEW-R-683, 1971
62. G.F. Stevens, R.W. Wood  
A Comparison between Burnout Data for 19-Rod Cluster Test-Section Cooled by Freon-12 at 155 lb/in<sup>2</sup> and by Water at 1000 lb/in<sup>2</sup> Vertical Upflow  
Winfrith: Atomic Energy Establishment, AEEW-R-468, 1966
63. C.W. Stewart et.al.  
COBRA-IV: The Model and the Method  
Battelle Pacific Northwest Laboratories, BNWL-2214, 1977
64. Y. Taitel, D. Bornea and A.E. Dukler  
Modeling Flow Pattern Transitions for Steady Upward Gas-Liquid Flow in Vertical Tubes  
AIChE Journal, Vol.26, No.3, 1980, pp.345-354
65. P. Täubert  
Abschätzung der Genauigkeit von Meßergebnissen  
VEB Verlag Technik, Berlin, 1985
66. N.E. Todreas and J.T. Rogers  
Coolant Interchange Mixing in Reactor Fuel Rod Bundles  
Single Phase Coolants  
Heat Transfer in Rod Bundles : The Winter Annual Meeting of the ASME, New York, Dec.1968, pp.1-56
67. L.S. Tong  
Boiling Heat Transfer and Two-Phase Flow  
New York : John Wiley & Sons, Inc., 1965

68. L.S. Tong  
Boundary-Layer Analysis of the Flow Boiling Crisis  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.11, pp.1208-1211, 1968
69. V.O. Uotinen, M.C. Edlund, et.al  
Technical Feasibility of a Pressurized Water Reactor Design with a Low Water  
Volume Fraction Lattice  
Electric Power Research Institute, EPRI NP-1833, May 1981
70. Verein Deutscher Ingenieure (Hrsg.)  
VDI-Wärmeatlas, Kritische Siedezustände strömender Flüssigkeiten  
4.Aufl. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1984
71. J. Weisman, B.S.Pei  
Prediction of Critical Heat Flux in Flow Boiling at Low Qualities  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.26(1983), 1463-1477
72. J. Weisman, S.H. Ying  
Theoretically Based CHF Prediction at Low Qualities and Intermediate Flows  
Trans. ANS 45(1983) pp.832
73. Working Party of the Heat and Mass Transfer Section of Scientific Council of  
the Academy of Science of the UdSSR  
Tabular Data for Calculating Burnout when Boiling Water in Uniformly Heated  
Round Tubes  
Thermal Engineering vol.23, No.9 pp.77-79, 1977
74. S.H. Ying, J. Weisman  
Prediction of Critical Heat Flux in Flow Boiling at Intermediate Qualities  
Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.29(1986), 1639-1648
75. W. Zeggel, F.J. Erbacher  
Experimental Investigation on CHF of Tight-Lattice PWRs  
Technical Committee on Technical and Economic Aspects of High Converters  
622-I3-TC-700-4.4, Nürnberg, FRG, 26-29 March 1990
76. W. Zeggel, F.J. Erbacher, X. Cheng, S. Bethke  
Critical Heat Fluxes in Freon-Cooled Tight 7-Rod Bundles ( $P/D = 1.15$ )  
Proceedings of the ASME Winter Annual Meeting,  
Dallas, USA, Nov. 1990, pp.61-72

77. W. Zeggel, F.J. Erbacher, X. Cheng, S. Bethke, H.J. Neitzel  
CHF Measurements in a Hexagonal Tight Lattice and CHF-Table Predictions  
Conference of the THERMOPHYSICS-90, Obninsk, USSR, Sept. 1990
78. W. Zeggel, F.J. Erbacher, D.C. Groeneveld  
Critical Heat Flux Investigations Using a Closely-Spaced Rod Bundle  
Proceedings of the NURETH-4 Conference, Karlsruhe, FRG, 1989, Vol.2  
pp.781-787
79. W. Zeggel, T. Müller-Menzel  
Boundary Conditions of a Light Water High Conversion Reactor (LWHCR)  
Development under Thermal Hydraulic Aspects  
ENC'86 Geneva, Volume II, pp.583-590, June 1986
80. W. Zeggel, W. Oldekop, J. Axmann, S. Bethke, H. Moldaschl, G. Ulrych, H.D.  
Berger  
Analytical Methods in the High Conversion Reactor Core Design  
European Nuclear Society, Nuclear Technology, Vol.80, No.2, 1988
81. J. Zierep  
Ähnlichkeitsgesetze und Modellregeln der Strömungslehre  
2.Aufl. Karlsruhe: G. Braun Verlag, 1982
82. N. Zuber  
On the Stability of Boiling Heat Transfer  
Trans ASME 80, 711, 1958

**Anhang A**

**Meßergebnisse in 8 mm Kreisrohren**

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A001	3.033	5.7526	-0.249	0.002	0.278
A002	3.062	5.8602	-0.315	-0.044	0.305
A003	3.023	5.9908	-0.360	-0.073	0.335
A004	2.996	6.3402	-0.398	-0.103	0.368
A005	2.980	6.3754	-0.496	-0.144	0.441
A006	3.026	5.9634	-0.533	-0.178	0.420
A007	3.010	5.8745	-0.588	-0.201	0.451
A008	3.004	5.9181	-0.672	-0.254	0.490
A009	2.996	5.9508	-0.706	-0.286	0.505
A010	2.989	5.9236	-0.809	-0.369	0.521
A011	2.968	6.0393	-0.844	-0.393	0.550
A012	3.020	3.8559	-0.198	0.051	0.194
A013	3.012	3.9969	-0.225	0.033	0.208
A014	3.007	3.9709	-0.277	-0.003	0.223
A015	2.990	3.9886	-0.317	-0.021	0.246
A016	2.969	4.1423	-0.407	-0.065	0.292
A017	3.014	4.1689	-0.424	-0.082	0.291
A018	3.033	3.9539	-0.508	-0.125	0.309
A019	3.019	3.9531	-0.579	-0.160	0.340
A020	2.996	3.9671	-0.652	-0.207	0.367
A021	2.994	3.9920	-0.720	-0.251	0.391
A022	3.002	4.1193	-0.845	-0.359	0.417
A023	2.992	4.1003	-0.847	-0.351	0.421
A024	2.968	2.9780	-0.145	0.089	0.147
A025	3.022	3.0415	-0.288	0.013	0.187
A026	2.987	3.0018	-0.329	0.001	0.208
A027	3.017	2.9762	-0.416	-0.055	0.223
A028	3.050	3.0328	-0.425	-0.069	0.224
A029	2.990	3.0008	-0.481	-0.093	0.245
A030	3.022	3.0439	-0.594	-0.163	0.274
A031	2.996	3.0039	-0.642	-0.175	0.300
A032	2.983	3.0123	-0.737	-0.213	0.333
A033	2.997	3.0638	-0.811	-0.285	0.339
A034	2.993	3.0329	-0.826	-0.306	0.335
A035	2.989	2.9594	-0.912	-0.363	0.343
A036	3.006	2.9413	-0.995	-0.422	0.357
A037	2.994	1.9890	-0.094	0.140	0.098

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A038	3.034	1.9854	-0.240	0.055	0.123
A039	3.000	1.9735	-0.273	0.045	0.134
A040	3.000	1.9982	-0.387	-0.009	0.161
A041	2.991	1.9814	-0.459	-0.039	0.177
A042	3.019	2.0231	-0.557	-0.094	0.199
A043	2.990	2.0128	-0.611	-0.114	0.214
A044	2.980	1.9796	-0.659	-0.138	0.222
A045	2.999	2.0066	-0.705	-0.179	0.226
A046	2.984	2.0584	-0.777	-0.213	0.251
A047	2.989	2.0360	-0.801	-0.220	0.253
A048	2.994	1.9796	-0.917	-0.269	0.275
A049	2.994	1.9635	-0.973	-0.310	0.280
A050	2.981	0.9871	-0.106	0.209	0.068
A051	2.977	0.9995	-0.167	0.153	0.069
A052	3.007	0.9914	-0.194	0.164	0.077
A053	2.986	0.9883	-0.286	0.121	0.087
A054	3.006	0.9869	-0.365	0.071	0.093
A055	2.991	0.9976	-0.408	0.067	0.102
A056	2.994	0.9931	-0.474	0.038	0.111
A057	2.990	1.0012	-0.557	-0.004	0.119
A058	3.009	0.9886	-0.654	-0.044	0.131
A059	2.963	1.0062	-0.728	-0.074	0.144
A060	2.990	1.0110	-0.792	-0.145	0.143
A061	2.984	0.9862	-0.929	-0.187	0.158
A062	2.992	0.9897	-0.969	-0.201	0.166
A063	2.984	0.9923	-1.032	-0.237	0.171
A064	2.974	0.9924	-1.083	-0.261	0.177
A065	2.733	6.1677	-0.126	0.066	0.245
A066	2.764	6.0204	-0.170	0.041	0.266
A067	2.766	5.9378	-0.185	0.031	0.268
A068	2.748	6.0964	-0.228	-0.001	0.295
A069	2.761	6.0645	-0.228	0.005	0.299
A070	2.723	5.9975	-0.278	-0.022	0.334
A071	2.715	6.1945	-0.282	-0.028	0.345
A072	2.719	6.2330	-0.290	-0.041	0.334
A073	2.716	6.2400	-0.291	-0.038	0.345
A074	2.727	6.0908	-0.309	-0.045	0.348

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A075	2.717	6.6415	-0.314	-0.062	0.365
A076	2.722	6.6892	-0.319	-0.070	0.364
A077	2.715	6.1998	-0.404	-0.097	0.420
A078	2.740	6.2069	-0.445	-0.126	0.440
A079	2.744	6.2365	-0.569	-0.205	0.505
A080	2.736	6.1267	-0.667	-0.281	0.525
A081	2.722	5.9452	-0.752	-0.330	0.559
A082	2.732	5.9345	-0.773	-0.350	0.562
A083	2.712	5.9324	-0.836	-0.390	0.594
A084	2.699	6.0055	-0.862	-0.407	0.615
A085	2.726	5.8963	-0.951	-0.476	0.629
A086	2.704	5.9524	-0.957	-0.487	0.636
A087	2.720	6.1926	-0.998	-0.544	0.625
A088	2.732	6.2626	-1.011	-0.554	0.637
A089	2.739	6.1797	-1.164	-0.661	0.688
A090	2.725	6.2019	-1.270	-0.752	0.717
A091	2.735	6.2416	-1.273	-0.744	0.738
A092	2.708	4.0578	-0.141	0.065	0.190
A093	2.729	4.0826	-0.162	0.059	0.201
A094	2.754	4.1146	-0.217	0.032	0.226
A095	2.731	4.2036	-0.254	0.009	0.249
A096	2.716	4.1676	-0.283	-0.012	0.255
A097	2.729	4.1457	-0.298	-0.015	0.268
A098	2.729	4.2322	-0.300	-0.013	0.277
A099	2.736	4.2271	-0.308	-0.020	0.276
A100	2.736	4.1976	-0.423	-0.082	0.328
A101	2.729	4.1727	-0.427	-0.077	0.333
A102	2.732	4.0969	-0.558	-0.149	0.384
A103	2.756	4.0129	-0.622	-0.205	0.382
A104	2.752	3.9996	-0.625	-0.211	0.381
A105	2.726	4.1495	-0.685	-0.242	0.422
A106	2.718	4.1625	-0.768	-0.300	0.450
A107	2.726	4.1501	-0.777	-0.308	0.448
A108	2.717	4.1361	-0.882	-0.409	0.450
A109	2.700	4.2876	-0.888	-0.416	0.472
A110	2.707	4.1632	-0.896	-0.421	0.454
A111	2.735	4.2342	-1.012	-0.535	0.465

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A112	2.738	4.2423	-1.016	-0.530	0.468
A113	2.729	4.1208	-1.123	-0.614	0.484
A114	2.736	4.1158	-1.127	-0.618	0.482
A115	2.725	4.1248	-1.246	-0.700	0.520
A116	2.732	4.1591	-1.264	-0.714	0.522
A117	2.739	3.0176	-0.156	0.077	0.161
A118	2.728	3.0559	-0.169	0.070	0.169
A119	2.735	3.0922	-0.222	0.037	0.184
A120	2.722	3.0969	-0.233	0.039	0.194
A121	2.726	3.1473	-0.263	0.016	0.203
A122	2.695	3.1845	-0.282	0.016	0.220
A123	2.721	3.1028	-0.308	-0.001	0.223
A124	2.734	3.1378	-0.310	-0.006	0.221
A125	2.721	3.1193	-0.427	-0.062	0.265
A126	2.723	3.1186	-0.435	-0.056	0.274
A127	2.726	3.1687	-0.450	-0.069	0.280
A128	2.719	3.1517	-0.454	-0.072	0.281
A129	2.744	3.1397	-0.552	-0.130	0.310
A130	2.718	3.0744	-0.668	-0.182	0.354
A131	2.716	3.1190	-0.762	-0.262	0.367
A132	2.704	3.1239	-0.768	-0.249	0.385
A133	2.712	3.1346	-0.773	-0.266	0.372
A134	2.729	3.0610	-0.805	-0.335	0.335
A135	2.733	2.9914	-0.849	-0.349	0.349
A136	2.728	3.0545	-0.864	-0.353	0.363
A137	2.714	3.0822	-0.880	-0.351	0.382
A138	2.712	3.0961	-0.883	-0.355	0.382
A139	2.732	3.0674	-0.892	-0.359	0.383
A140	2.722	3.0968	-1.008	-0.465	0.394
A141	2.738	3.0615	-1.022	-0.465	0.397
A142	2.737	3.0542	-1.135	-0.561	0.409
A143	2.743	3.1111	-1.138	-0.566	0.412
A144	2.729	3.1340	-1.233	-0.653	0.425
A145	2.726	3.0796	-1.238	-0.637	0.434
A146	2.748	2.0654	-0.163	0.098	0.124
A147	2.726	2.0625	-0.165	0.091	0.124
A148	2.739	2.0804	-0.223	0.059	0.135

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A149	2.743	2.0952	-0.227	0.062	0.140
A150	2.740	2.1019	-0.281	0.036	0.155
A151	2.725	2.0711	-0.295	0.029	0.158
A152	2.741	2.0728	-0.308	0.028	0.163
A153	2.741	2.1193	-0.312	0.024	0.167
A154	2.725	2.0783	-0.417	-0.025	0.193
A155	2.722	2.0434	-0.433	-0.030	0.194
A156	2.732	2.0711	-0.451	-0.036	0.202
A157	2.736	2.1016	-0.546	-0.083	0.229
A158	2.761	1.9954	-0.604	-0.114	0.229
A159	2.734	2.0240	-0.613	-0.112	0.239
A160	2.731	2.0840	-0.686	-0.152	0.264
A161	2.696	2.0693	-0.759	-0.172	0.290
A162	2.721	2.0181	-0.769	-0.177	0.284
A163	2.724	2.0115	-0.837	-0.266	0.271
A164	2.730	2.0224	-0.855	-0.284	0.273
A165	2.728	2.0721	-0.863	-0.274	0.289
A166	2.719	2.0535	-0.870	-0.243	0.307
A167	2.722	2.0935	-0.875	-0.274	0.295
A168	2.721	2.0901	-0.884	-0.265	0.307
A169	2.718	2.0533	-0.995	-0.344	0.318
A170	2.720	2.0494	-0.999	-0.338	0.319
A171	2.729	2.0368	-1.120	-0.437	0.328
A172	2.725	2.0862	-1.195	-0.526	0.330
A173	2.736	2.0502	-1.209	-0.513	0.337
A174	2.708	1.0110	-0.159	0.192	0.085
A175	2.752	1.0104	-0.182	0.172	0.084
A176	2.716	1.0297	-0.222	0.149	0.091
A177	2.708	1.0319	-0.224	0.152	0.092
A178	2.731	1.0261	-0.294	0.122	0.102
A179	2.717	1.0640	-0.323	0.108	0.110
A180	2.734	1.0380	-0.349	0.093	0.109
A181	2.747	1.0277	-0.361	0.095	0.111
A182	2.721	1.0403	-0.439	0.055	0.122
A183	2.724	1.0315	-0.448	0.057	0.124
A184	2.725	1.0279	-0.615	-0.034	0.142
A185	2.723	1.0155	-0.623	-0.023	0.145

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A186	2.742	1.0311	-0.634	-0.036	0.146
A187	2.742	1.0323	-0.723	-0.093	0.153
A188	2.726	1.0165	-0.724	-0.095	0.153
A189	2.747	1.0135	-0.740	-0.085	0.156
A190	2.718	1.0444	-0.874	-0.151	0.181
A191	2.722	1.0396	-0.884	-0.153	0.182
A192	2.733	1.0419	-0.884	-0.172	0.176
A193	2.736	1.0550	-0.888	-0.176	0.179
A194	2.726	1.0482	-0.987	-0.182	0.201
A195	2.724	1.0513	-0.987	-0.200	0.199
A196	2.733	1.0694	-1.079	-0.264	0.208
A197	2.729	1.0502	-1.089	-0.259	0.207
A198	2.736	1.0502	-1.141	-0.279	0.216
A199	2.725	1.0534	-1.152	-0.291	0.216
A200	2.312	6.1278	-0.087	0.069	0.223
A201	2.291	6.1235	-0.149	0.037	0.274
A202	2.297	6.2332	-0.175	0.020	0.293
A203	2.277	6.0857	-0.199	0.012	0.319
A204	2.293	6.2990	-0.319	-0.055	0.417
A205	2.323	6.2436	-0.330	-0.064	0.417
A206	2.281	6.1688	-0.424	-0.111	0.492
A207	2.299	6.1289	-0.510	-0.172	0.529
A208	2.288	6.1655	-0.559	-0.209	0.552
A209	2.295	6.1582	-0.567	-0.201	0.576
A210	2.301	6.1414	-0.576	-0.209	0.578
A211	2.295	6.1765	-0.673	-0.301	0.585
A212	2.308	6.2083	-0.703	-0.327	0.593
A213	2.302	6.1512	-0.774	-0.359	0.648
A214	2.290	6.2163	-0.792	-0.391	0.634
A215	2.289	6.1648	-0.876	-0.453	0.669
A216	2.310	6.1644	-0.888	-0.469	0.661
A217	2.312	6.1279	-0.988	-0.541	0.701
A218	2.299	6.1984	-0.990	-0.546	0.704
A219	2.293	4.0527	-0.068	0.093	0.162
A220	2.324	4.0775	-0.071	0.094	0.166
A221	2.285	4.1822	-0.173	0.034	0.221
A222	2.323	4.1085	-0.182	0.035	0.226

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A223	2.304	4.2145	-0.211	0.015	0.245
A224	2.311	4.1312	-0.227	0.014	0.255
A225	2.289	4.1789	-0.321	-0.033	0.316
A226	2.303	4.1492	-0.330	-0.036	0.318
A227	2.315	4.1814	-0.432	-0.085	0.381
A228	2.285	4.0421	-0.435	-0.081	0.377
A229	2.303	4.0940	-0.497	-0.120	0.405
A230	2.303	4.1946	-0.571	-0.161	0.452
A231	2.310	4.0990	-0.579	-0.153	0.461
A232	2.304	4.1711	-0.659	-0.224	0.475
A233	2.301	4.0771	-0.664	-0.232	0.462
A234	2.307	4.1675	-0.780	-0.312	0.512
A235	2.292	4.1154	-0.781	-0.332	0.487
A236	2.301	4.1871	-0.870	-0.415	0.499
A237	2.306	4.1651	-0.872	-0.416	0.500
A238	2.286	4.1189	-0.970	-0.487	0.524
A239	2.300	4.1391	-0.979	-0.509	0.507
A240	2.325	3.0490	-0.073	0.100	0.134
A241	2.336	3.0762	-0.076	0.095	0.134
A242	2.318	3.1082	-0.167	0.057	0.179
A243	2.318	3.0958	-0.169	0.052	0.178
A244	2.321	3.1233	-0.214	0.031	0.199
A245	2.335	3.1228	-0.226	0.029	0.206
A246	2.294	3.1328	-0.325	-0.016	0.257
A247	2.301	3.1103	-0.339	-0.019	0.264
A248	2.293	3.0964	-0.422	-0.069	0.291
A249	2.294	3.1372	-0.431	-0.066	0.302
A250	2.301	3.1156	-0.501	-0.094	0.338
A251	2.293	3.1355	-0.556	-0.124	0.360
A252	2.296	3.1391	-0.560	-0.120	0.369
A253	2.288	3.0918	-0.642	-0.170	0.390
A254	2.298	3.1411	-0.645	-0.169	0.400
A255	2.316	3.1144	-0.778	-0.249	0.440
A256	2.307	3.0875	-0.781	-0.267	0.424
A257	2.304	3.0653	-0.858	-0.319	0.442
A258	2.304	3.0637	-0.872	-0.352	0.425
A259	2.295	3.1179	-0.966	-0.416	0.458

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A260	2.304	3.0992	-0.977	-0.415	0.462
A261	2.329	2.0463	-0.089	0.122	0.114
A262	2.335	2.0303	-0.093	0.118	0.112
A263	2.348	1.9876	-0.161	0.090	0.132
A264	2.331	2.0472	-0.169	0.081	0.134
A265	2.319	2.0478	-0.217	0.065	0.152
A266	2.330	2.0628	-0.226	0.055	0.153
A267	2.299	2.0652	-0.322	0.017	0.188
A268	2.320	2.0808	-0.349	0.003	0.196
A269	2.292	2.0767	-0.415	-0.015	0.223
A270	2.312	2.0508	-0.428	-0.019	0.224
A271	2.296	2.0948	-0.502	-0.050	0.254
A272	2.308	2.0875	-0.503	-0.052	0.251
A273	2.307	2.0764	-0.563	-0.089	0.266
A274	2.300	2.0859	-0.569	-0.091	0.268
A275	2.296	2.0573	-0.650	-0.123	0.290
A276	2.309	2.0632	-0.654	-0.116	0.297
A277	2.302	2.0488	-0.768	-0.154	0.339
A278	2.300	2.0744	-0.773	-0.167	0.339
A279	2.294	2.0618	-0.853	-0.230	0.347
A280	2.301	2.0807	-0.858	-0.241	0.347
A281	2.309	2.0532	-0.950	-0.286	0.367
A282	2.304	2.0701	-0.953	-0.313	0.355
A283	2.273	1.0383	-0.074	0.267	0.097
A284	2.325	1.0330	-0.107	0.242	0.097
A285	2.320	1.0362	-0.166	0.213	0.105
A286	2.315	1.0265	-0.182	0.226	0.112
A287	2.308	1.0234	-0.202	0.205	0.113
A288	2.321	1.0329	-0.223	0.196	0.117
A289	2.289	1.0335	-0.233	0.185	0.117
A290	2.316	1.0300	-0.313	0.144	0.128
A291	2.296	1.0520	-0.341	0.138	0.136
A292	2.322	1.0268	-0.419	0.105	0.145
A293	2.299	1.0402	-0.420	0.105	0.148
A294	2.312	1.0474	-0.496	0.069	0.161
A295	2.312	1.0401	-0.509	0.071	0.163
A296	2.304	1.0254	-0.646	0.022	0.185

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A297	2.312	1.0180	-0.650	0.018	0.184
A298	2.292	1.0310	-0.744	-0.024	0.202
A299	2.313	1.0387	-0.744	-0.030	0.201
A300	2.304	1.0622	-0.821	-0.073	0.216
A301	2.308	1.0371	-0.834	-0.074	0.214
A302	2.306	1.0313	-0.887	-0.095	0.222
A303	2.296	1.0310	-0.898	-0.075	0.231
A304	2.297	1.0258	-0.932	-0.112	0.229
A305	2.306	1.0277	-0.947	-0.107	0.234
A306	1.780	6.2065	-0.074	0.061	0.211
A307	1.819	6.2298	-0.093	0.052	0.231
A308	1.786	6.2173	-0.118	0.033	0.250
A309	1.789	6.0758	-0.119	0.039	0.255
A310	1.817	6.2424	-0.143	0.020	0.281
A311	1.814	6.2552	-0.148	0.020	0.285
A312	1.774	6.2647	-0.235	-0.023	0.377
A313	1.781	6.1402	-0.260	-0.024	0.411
A314	1.772	6.2515	-0.335	-0.064	0.489
A315	1.779	6.2289	-0.401	-0.094	0.553
A316	1.774	6.2450	-0.406	-0.097	0.549
A317	1.775	6.1694	-0.553	-0.203	0.632
A318	1.764	6.1647	-0.631	-0.274	0.644
A319	1.783	6.1816	-0.637	-0.271	0.663
A320	1.776	6.1971	-0.643	-0.270	0.678
A321	1.764	6.1587	-0.714	-0.316	0.721
A322	1.777	6.1810	-0.729	-0.329	0.724
A323	1.806	4.1445	-0.070	0.074	0.163
A324	1.806	4.1478	-0.086	0.062	0.173
A325	1.791	4.1538	-0.107	0.056	0.190
A326	1.806	4.1646	-0.152	0.031	0.217
A327	1.806	4.1371	-0.158	0.031	0.223
A328	1.767	4.0804	-0.228	0.004	0.280
A329	1.752	4.1230	-0.241	-0.004	0.289
A330	1.758	4.1520	-0.326	-0.037	0.356
A331	1.790	4.1433	-0.336	-0.045	0.359
A332	1.789	4.1611	-0.407	-0.074	0.411
A333	1.777	4.1618	-0.411	-0.067	0.424

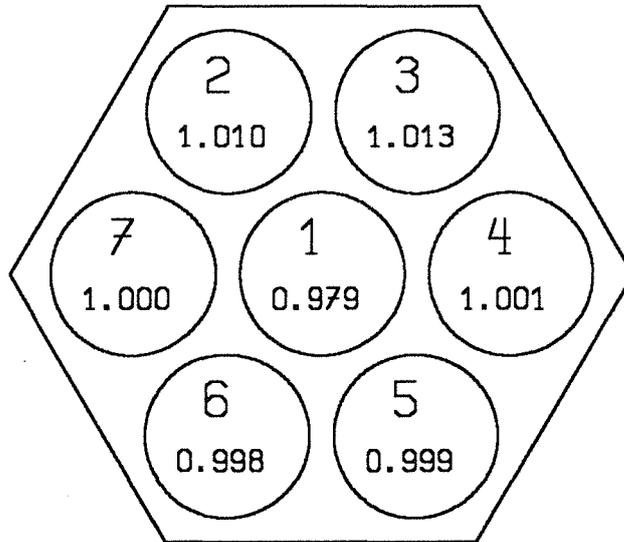
Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A334	1.770	4.0980	-0.534	-0.140	0.487
A335	1.760	4.1360	-0.534	-0.145	0.484
A336	1.767	4.1308	-0.612	-0.192	0.523
A337	1.779	4.1107	-0.622	-0.204	0.515
A338	1.763	4.1304	-0.707	-0.264	0.552
A339	1.779	4.1242	-0.717	-0.269	0.555
A340	1.787	3.0772	-0.066	0.091	0.139
A341	1.802	3.0582	-0.080	0.084	0.146
A342	1.747	3.1135	-0.098	0.077	0.159
A343	1.746	3.1169	-0.097	0.075	0.156
A344	1.822	3.1142	-0.120	0.061	0.164
A345	1.780	3.0685	-0.140	0.057	0.178
A346	1.796	3.1156	-0.155	0.048	0.184
A347	1.787	3.1143	-0.248	0.014	0.242
A348	1.787	3.0966	-0.248	0.009	0.238
A349	1.765	3.1161	-0.330	-0.020	0.289
A350	1.780	3.0953	-0.337	-0.026	0.289
A351	1.766	3.1376	-0.405	-0.058	0.330
A352	1.774	3.1390	-0.409	-0.056	0.334
A353	1.773	3.0787	-0.533	-0.098	0.407
A354	1.776	3.0838	-0.533	-0.103	0.403
A355	1.777	3.1131	-0.610	-0.149	0.436
A356	1.775	3.1106	-0.625	-0.143	0.454
A357	1.775	3.1174	-0.695	-0.197	0.474
A358	1.757	3.0992	-0.695	-0.205	0.462
A359	1.775	2.0304	-0.051	0.160	0.129
A360	1.799	2.0406	-0.064	0.150	0.130
A361	1.779	2.0635	-0.097	0.125	0.138
A362	1.782	2.0526	-0.103	0.124	0.139
A363	1.826	2.0749	-0.150	0.099	0.154
A364	1.846	2.0760	-0.172	0.084	0.156
A365	1.769	2.0655	-0.228	0.062	0.182
A366	1.795	2.0665	-0.251	0.054	0.190
A367	1.770	2.0963	-0.716	-0.142	0.368
A368	1.785	2.0569	-0.722	-0.152	0.360
A369	1.825	1.0448	-0.138	0.281	0.134
A370	1.796	1.0328	-0.158	0.284	0.140

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A371	1.821	1.0330	-0.252	0.227	0.152
A372	1.800	1.0398	-0.253	0.229	0.153
A373	1.800	1.0432	-0.332	0.192	0.168
A374	1.813	1.0391	-0.340	0.189	0.169
A375	1.795	1.0791	-0.407	0.143	0.183
A376	1.802	1.0751	-0.410	0.138	0.181
A377	1.773	1.0374	-0.497	0.130	0.201
A378	1.795	1.0443	-0.501	0.121	0.200
A379	1.769	1.0618	-0.566	0.086	0.215
A380	1.771	1.0431	-0.573	0.089	0.214
A381	1.776	1.0294	-0.616	0.074	0.219
A382	1.774	1.0189	-0.630	0.069	0.221
A383	1.780	1.0393	-0.684	0.056	0.238
A384	1.180	5.9790	-0.068	0.052	0.195
A385	1.194	5.9713	-0.085	0.039	0.211
A386	1.104	6.2752	-0.104	0.028	0.236
A387	1.112	6.2381	-0.105	0.029	0.238
A388	1.109	6.0813	-0.154	0.004	0.289
A389	1.046	6.1421	-0.173	-0.004	0.324
A390	1.075	6.1571	-0.182	-0.010	0.335
A391	1.049	5.9619	-0.252	-0.034	0.423
A392	1.051	6.1553	-0.276	-0.050	0.461
A393	1.037	6.2139	-0.357	-0.095	0.541
A394	1.050	6.1516	-0.376	-0.108	0.546
A395	1.054	6.1772	-0.407	-0.114	0.599
A396	1.056	6.1455	-0.444	-0.136	0.630
A397	1.058	6.1584	-0.449	-0.148	0.621
A398	1.155	4.1742	-0.055	0.078	0.169
A399	1.141	4.1822	-0.066	0.070	0.174
A400	1.091	4.1086	-0.086	0.064	0.193
A401	1.083	4.1730	-0.087	0.060	0.193
A402	1.096	4.0715	-0.145	0.026	0.226
A403	1.067	4.1339	-0.177	0.017	0.261
A404	1.046	4.1513	-0.270	-0.024	0.346
A405	1.048	4.1339	-0.277	-0.030	0.352
A406	1.032	4.1643	-0.370	-0.068	0.437
A407	1.048	4.1683	-0.372	-0.067	0.438

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$X_c$	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
A408	1.095	4.1354	-0.423	-0.088	0.477
A409	1.060	4.1565	-0.450	-0.102	0.503
A410	1.069	4.1428	-0.451	-0.107	0.494
A411	1.069	4.1091	-0.454	-0.098	0.507
A412	1.125	3.0915	-0.059	0.104	0.167
A413	1.128	3.0841	-0.065	0.098	0.167
A414	1.085	3.1128	-0.090	0.085	0.182
A415	1.096	3.1006	-0.098	0.079	0.184
A416	1.067	3.1491	-0.122	0.068	0.199
A417	1.062	3.1404	-0.125	0.062	0.198
A418	1.072	3.0739	-0.175	0.043	0.227
A419	1.044	3.0827	-0.264	0.004	0.287
A420	1.053	3.0850	-0.274	-0.001	0.293
A421	1.090	3.1237	-0.371	-0.055	0.358
A422	1.056	3.0318	-0.456	-0.079	0.396
A423	1.077	3.1057	-0.463	-0.083	0.398
A424	1.101	2.0504	-0.073	0.166	0.170
A425	1.084	2.0641	-0.077	0.163	0.171
A426	1.086	2.0930	-0.127	0.132	0.188
A427	1.101	2.0824	-0.135	0.127	0.187
A428	1.078	2.0719	-0.179	0.107	0.206
A429	1.074	2.0712	-0.273	0.053	0.238
A430	1.099	2.0642	-0.279	0.053	0.240
A431	1.061	0.9958	-0.052	0.235	0.217
A432	1.110	1.0522	-0.094	0.339	0.163
A433	1.118	1.0432	-0.101	0.338	0.161
A434	1.118	1.0283	-0.132	0.330	0.168
A435	1.064	1.0338	-0.155	0.315	0.175
A436	1.110	1.0280	-0.176	0.313	0.179
A437	1.078	1.0468	-0.250	0.261	0.192
A438	1.082	1.0628	-0.259	0.255	0.196
A439	1.077	1.0264	-0.333	0.235	0.209
A440	1.058	1.0376	-0.379	0.225	0.227
A441	1.113	1.0538	-0.419	0.194	0.229

## Anhang B

### Meßergebnisse im Bündel G-1



X — Nummer des Heizstabes  
x.xxx — rel. Stableistung

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
B001	2.976	5.9456	-0.379	30.961	0.243
B002	2.995	5.9574	-0.534	38.020	0.299
B003	3.002	5.9378	-0.666	43.412	0.341
B004	2.978	6.0112	-0.791	50.729	0.398
B005	2.978	5.9500	-0.937	57.250	0.449
B006	3.002	5.9393	-1.068	63.837	0.501
B007	2.996	5.9316	-1.181	69.623	0.546
B008	3.001	3.9526	-0.397	24.181	0.190
B009	2.992	3.9431	-0.443	26.151	0.205
B010	3.002	3.9341	-0.618	31.536	0.248
B011	3.001	3.9386	-0.748	36.303	0.285
B012	3.014	3.9628	-0.885	40.852	0.320
B013	3.007	3.9514	-1.013	47.396	0.372
B014	2.989	4.0116	-1.130	51.549	0.404
B015	3.001	3.9928	-1.239	54.712	0.429
B016	2.987	3.1765	-0.449	23.462	0.184
B017	3.009	3.1576	-0.585	27.359	0.215
B018	3.000	3.1535	-0.732	31.286	0.246
B019	3.006	3.1619	-0.866	35.247	0.277
B020	2.999	3.1959	-1.022	41.251	0.324
B021	2.983	3.1829	-1.130	44.304	0.348
B022	2.961	3.1994	-1.217	47.715	0.374
B023	2.991	1.9898	-0.363	15.991	0.126
B024	2.986	1.9969	-0.496	19.016	0.149
B025	3.002	1.9793	-0.650	21.409	0.168
B026	3.001	1.9850	-0.780	23.726	0.186
B027	2.995	2.0074	-0.896	26.397	0.207
B028	2.996	1.9729	-1.037	30.483	0.239
B029	2.991	2.0040	-1.167	33.548	0.264
B030	3.009	2.0003	-1.293	35.817	0.281
B031	3.004	1.0214	-0.371	10.569	0.083
B032	3.006	0.9929	-0.499	11.856	0.093
B033	2.984	0.9981	-0.620	13.333	0.105
B034	3.009	1.0107	-0.793	15.056	0.118
B035	2.994	0.9963	-0.894	16.145	0.127
B036	3.006	0.9897	-1.030	18.202	0.143
B037	2.998	0.9916	-1.141	19.876	0.156

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
B038	2.997	0.9934	-1.262	21.030	0.165
B039	2.731	5.7398	-0.273	27.905	0.223
B040	2.748	5.8408	-0.451	37.495	0.299
B041	2.714	6.0298	-0.561	44.984	0.359
B042	2.721	5.9351	-0.681	52.388	0.418
B043	2.709	6.0064	-0.763	56.852	0.454
B044	2.739	5.8836	-0.857	60.432	0.482
B045	2.721	5.9142	-0.910	64.480	0.514
B046	2.729	5.9004	-1.018	68.710	0.548
B047	2.746	3.8577	-0.228	20.134	0.161
B048	2.695	3.7919	-0.231	20.663	0.165
B049	2.737	3.9388	-0.400	27.777	0.222
B050	2.738	3.9502	-0.503	32.405	0.259
B051	2.711	3.9536	-0.604	36.588	0.292
B052	2.712	3.9618	-0.704	40.803	0.326
B053	2.712	3.9521	-0.812	46.006	0.367
B054	2.725	3.9185	-0.920	51.842	0.414
B055	2.731	3.9905	-0.997	55.689	0.444
B056	2.725	3.9557	-1.034	58.605	0.468
B057	2.724	3.1868	-0.338	22.802	0.182
B058	2.729	3.1797	-0.494	27.939	0.223
B059	2.715	3.1622	-0.598	31.483	0.251
B060	2.734	3.1719	-0.701	34.642	0.276
B061	2.696	3.2058	-0.778	37.582	0.300
B062	2.707	3.1463	-0.878	39.999	0.319
B063	2.717	3.1651	-0.899	39.203	0.313
B064	2.722	3.2045	-0.986	43.763	0.349
B065	2.712	3.1829	-1.053	47.499	0.379
B066	2.728	1.9818	-0.325	16.397	0.131
B067	2.728	1.9840	-0.473	19.646	0.157
B068	2.706	1.9799	-0.583	22.564	0.180
B069	2.703	2.0156	-0.667	24.661	0.197
B070	2.702	2.0382	-0.763	27.743	0.221
B071	2.718	1.9865	-0.877	28.981	0.231
B072	2.735	1.9939	-0.962	30.974	0.247
B073	2.721	2.0017	-1.021	32.937	0.263
B074	2.713	1.9996	-1.116	36.046	0.288

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
B075	2.735	1.9956	-1.118	34.605	0.276
B076	2.761	1.0319	-0.343	11.421	0.091
B077	2.724	0.9985	-0.463	12.878	0.103
B078	2.723	0.9828	-0.596	14.687	0.117
B079	2.719	1.0033	-0.680	15.808	0.126
B080	2.706	0.9893	-0.765	17.255	0.138
B081	2.736	0.9959	-0.860	18.322	0.146
B082	2.718	1.0029	-0.967	20.024	0.160
B083	2.734	0.9992	-1.050	20.792	0.166
B084	2.725	0.9967	-1.100	21.361	0.170
B085	2.703	1.0116	-1.182	23.382	0.187
B086	2.305	5.8313	-0.167	24.223	0.193
B087	2.282	5.9089	-0.291	32.825	0.262
B088	2.274	5.9555	-0.419	41.695	0.333
B089	2.276	5.9037	-0.462	45.536	0.363
B090	2.278	5.9052	-0.543	51.344	0.410
B091	2.275	5.9221	-0.602	57.067	0.455
B092	2.280	6.0159	-0.666	60.877	0.486
B093	2.268	5.9445	-0.684	60.606	0.483
B094	2.278	5.9709	-0.709	62.592	0.499
B095	2.281	5.9457	-0.756	66.113	0.527
B096	2.317	3.9559	-0.144	19.215	0.153
B097	2.272	4.0022	-0.267	25.860	0.206
B098	2.278	3.9834	-0.374	31.299	0.250
B099	2.266	3.9020	-0.422	33.692	0.269
B100	2.307	3.9149	-0.507	36.615	0.292
B101	2.268	3.9883	-0.536	39.780	0.317
B102	2.273	3.9907	-0.590	42.517	0.339
B103	2.270	3.9953	-0.665	46.589	0.372
B104	2.281	4.0032	-0.678	46.631	0.372
B105	2.276	3.9636	-0.767	51.753	0.413
B106	2.283	3.9876	-0.789	52.758	0.421
B107	2.312	3.0930	-0.160	18.173	0.145
B108	2.287	3.1476	-0.260	22.295	0.178
B109	2.274	3.1394	-0.368	26.614	0.212
B110	2.280	3.1358	-0.441	29.544	0.236
B111	2.270	3.1762	-0.505	32.208	0.257

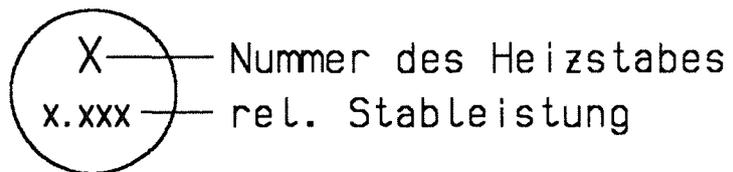
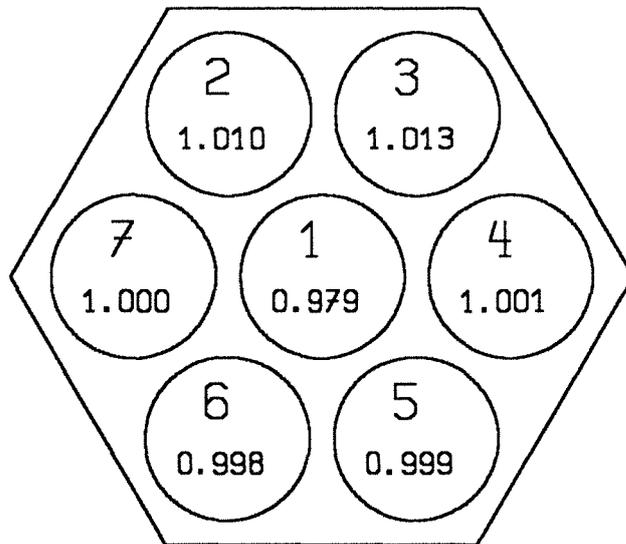
Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
B112	2.265	3.1709	-0.587	34.675	0.277
B113	2.268	3.2470	-0.667	38.947	0.311
B114	2.277	3.2375	-0.668	37.749	0.301
B115	2.274	3.1579	-0.698	38.986	0.311
B116	2.282	3.1677	-0.766	41.616	0.332
B117	2.280	3.1798	-0.802	43.305	0.345
B118	2.278	3.1840	-0.820	45.536	0.363
B119	2.269	1.9918	-0.128	14.270	0.114
B120	2.288	2.0129	-0.250	17.242	0.138
B121	2.278	1.9541	-0.340	19.173	0.153
B122	2.279	1.9697	-0.415	21.070	0.168
B123	2.277	1.9779	-0.480	22.600	0.180
B124	2.257	1.9194	-0.564	25.147	0.201
B125	2.270	2.0104	-0.650	27.955	0.223
B126	2.287	2.0063	-0.657	27.916	0.223
B127	2.274	1.9978	-0.703	29.676	0.237
B128	2.283	2.0044	-0.741	30.554	0.244
B129	2.267	1.9869	-0.793	32.190	0.257
B130	2.282	1.9907	-0.853	33.330	0.266
B131	2.285	1.9945	-0.869	34.220	0.273
B132	2.296	0.9901	-0.250	11.674	0.093
B133	2.300	0.9972	-0.340	13.352	0.107
B134	2.287	1.0050	-0.414	14.211	0.113
B135	2.267	0.9773	-0.471	15.166	0.121
B136	2.266	0.9986	-0.555	16.617	0.133
B137	2.272	0.9940	-0.641	17.897	0.143
B138	2.275	1.0009	-0.644	17.250	0.138
B139	2.276	0.9885	-0.691	18.787	0.150
B140	2.275	0.9894	-0.745	19.462	0.155
B141	2.286	1.0007	-0.811	20.778	0.166
B142	2.268	0.9945	-0.854	21.511	0.172
B143	2.268	0.9946	-0.917	22.614	0.180
B144	2.288	1.0005	-0.929	22.709	0.181
B145	1.800	5.9729	-0.156	25.379	0.202
B146	1.763	5.9949	-0.237	31.990	0.255
B147	1.803	5.9221	-0.333	39.543	0.315
B148	1.786	5.9551	-0.377	43.160	0.344

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
B149	1.768	5.9615	-0.448	49.293	0.393
B150	1.788	5.9543	-0.516	53.543	0.427
B151	1.787	5.9841	-0.566	58.983	0.471
B152	1.784	5.9934	-0.570	58.861	0.470
B153	1.752	4.0217	-0.097	19.838	0.158
B154	1.766	3.9918	-0.160	22.514	0.180
B155	1.776	3.9755	-0.241	26.797	0.214
B156	1.755	3.9746	-0.308	30.788	0.246
B157	1.785	3.9622	-0.380	34.565	0.276
B158	1.770	3.9253	-0.478	40.957	0.327
B159	1.789	3.9893	-0.574	45.571	0.364
B160	1.775	3.9907	-0.587	46.753	0.373
B161	1.784	3.1992	-0.149	20.380	0.163
B162	1.768	3.1621	-0.248	24.450	0.195
B163	1.758	3.1507	-0.313	27.696	0.221
B164	1.764	3.1975	-0.386	30.917	0.247
B165	1.774	3.1691	-0.460	34.009	0.271
B166	1.769	3.1742	-0.539	37.836	0.302
B167	1.756	3.1786	-0.602	41.048	0.327
B168	1.770	3.1932	-0.603	41.017	0.327
B169	1.794	2.0086	-0.142	16.688	0.133
B170	1.778	2.0254	-0.224	19.315	0.154
B171	1.763	1.9717	-0.305	21.527	0.172
B172	1.767	1.9786	-0.379	23.972	0.191
B173	1.772	1.9824	-0.458	25.875	0.206
B174	1.769	2.0135	-0.535	28.887	0.230
B175	1.761	1.9976	-0.627	31.791	0.254
B176	1.781	1.9890	-0.652	32.629	0.260
B177	1.770	1.0039	-0.155	12.742	0.102
B178	1.773	0.9956	-0.230	14.313	0.114
B179	1.763	0.9953	-0.306	14.879	0.119
B180	1.803	0.9879	-0.399	15.660	0.125
B181	1.777	0.9908	-0.460	16.903	0.135
B182	1.768	1.0038	-0.537	18.563	0.148
B183	1.765	0.9953	-0.612	19.763	0.158
B184	1.767	0.9991	-0.689	21.175	0.169
B185	1.034	5.8644	-0.132	26.506	0.211

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
B186	1.037	5.9433	-0.174	29.694	0.237
B187	1.046	5.9321	-0.241	35.741	0.285
B188	1.048	5.9475	-0.292	41.333	0.330
B189	1.051	5.9522	-0.325	44.322	0.354
B190	1.067	3.9171	-0.102	21.860	0.174
B191	1.066	3.9750	-0.140	24.589	0.196
B192	1.045	3.9852	-0.187	28.181	0.225
B193	1.046	3.9721	-0.239	31.364	0.250
B194	1.051	3.9768	-0.300	35.157	0.280
B195	1.053	3.9929	-0.344	38.763	0.309
B196	1.054	3.1356	-0.083	19.532	0.156
B197	1.068	3.1336	-0.135	22.063	0.176
B198	1.061	3.2230	-0.188	25.582	0.204
B199	1.053	3.1632	-0.236	28.707	0.229
B200	1.069	3.1900	-0.304	32.137	0.256
B201	1.058	3.1813	-0.357	34.880	0.278
B202	1.058	1.9811	-0.079	18.508	0.148
B203	1.062	2.0020	-0.146	21.496	0.171
B204	1.101	1.9867	-0.215	23.121	0.184
B205	1.088	2.0113	-0.265	24.192	0.193
B206	1.066	2.0073	-0.316	26.506	0.211
B207	1.084	1.9847	-0.374	28.325	0.226
B208	1.101	0.9963	-0.087	14.749	0.118
B209	1.075	0.9800	-0.138	16.081	0.128
B210	1.061	1.0062	-0.201	17.874	0.143
B211	1.051	1.0147	-0.243	19.578	0.156
B212	1.048	0.9746	-0.294	20.895	0.167
B213	1.065	0.9898	-0.358	22.078	0.176
B214	1.052	1.0150	-0.403	22.647	0.181

### Anhang C

#### Meßergebnisse im Bündel D-1



Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
C001	3.117	6.0027	-0.558	39.934	0.312
C002	2.995	6.0498	-0.628	46.674	0.365
C003	3.008	6.0919	-0.781	53.366	0.417
C004	2.984	6.0541	-0.931	60.525	0.473
C005	3.009	6.0446	-1.072	67.367	0.527
C006	3.000	6.0560	-1.159	71.829	0.562
C007	3.023	4.0018	-0.429	28.424	0.223
C008	3.089	4.0392	-0.517	30.111	0.236
C009	3.005	4.0704	-0.622	36.392	0.284
C010	2.992	4.0782	-0.715	41.128	0.321
C011	2.980	4.0116	-0.835	46.369	0.362
C012	3.008	4.0361	-0.975	50.868	0.397
C013	3.015	4.0486	-1.114	55.136	0.431
C014	3.022	4.0578	-1.234	59.133	0.462
C015	3.029	3.2263	-0.438	25.956	0.203
C016	2.974	3.2138	-0.516	29.406	0.230
C017	3.010	3.2135	-0.635	33.548	0.262
C018	3.011	3.2217	-0.746	36.932	0.289
C019	3.013	3.2604	-0.872	41.169	0.322
C020	2.997	3.2536	-0.976	45.077	0.352
C021	2.991	3.2804	-1.111	50.492	0.395
C022	2.998	3.2922	-1.212	53.615	0.420
C023	3.011	1.9971	-0.419	17.734	0.139
C024	2.987	2.0135	-0.540	21.080	0.165
C025	3.036	2.0192	-0.677	24.278	0.190
C026	3.023	2.0040	-0.807	27.831	0.218
C027	2.988	2.0293	-0.894	30.659	0.240
C028	2.979	2.0322	-1.009	33.401	0.261
C029	2.981	2.0428	-1.135	37.908	0.296
C030	2.991	2.0531	-1.235	40.648	0.318
C031	2.998	1.0246	-0.410	11.197	0.088
C032	2.988	1.0297	-0.540	13.088	0.102
C033	2.985	1.0012	-0.671	14.900	0.117
C034	3.006	1.0276	-0.823	17.522	0.137
C035	2.996	1.0081	-0.934	18.965	0.148
C036	2.998	1.0392	-1.051	21.204	0.166
C037	3.007	1.0169	-1.176	22.568	0.177

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
C038	2.990	1.0188	-1.275	23.971	0.188
C039	2.730	5.9618	-0.287	31.713	0.248
C040	2.748	6.0048	-0.340	35.476	0.277
C041	2.729	5.9265	-0.470	42.912	0.335
C042	2.746	5.9510	-0.612	52.101	0.407
C043	2.730	6.1952	-0.729	60.744	0.475
C044	2.736	6.0467	-0.758	62.176	0.486
C045	2.727	6.0914	-0.849	67.239	0.526
C046	2.712	6.0770	-0.937	72.065	0.564
C047	2.725	6.1311	-0.941	71.961	0.562
C048	2.730	4.0235	-0.282	24.287	0.190
C049	2.723	4.0010	-0.409	31.271	0.245
C050	2.764	3.9842	-0.541	37.779	0.295
C051	2.751	4.0018	-0.671	44.559	0.348
C052	2.753	4.0070	-0.780	49.916	0.390
C053	2.719	4.0929	-0.790	52.600	0.411
C054	2.725	4.0529	-0.877	56.119	0.438
C055	2.717	4.0924	-0.908	56.649	0.443
C056	2.718	4.0296	-0.982	60.941	0.476
C057	2.723	4.1142	-0.980	59.449	0.465
C058	2.728	3.2008	-0.251	19.863	0.155
C059	2.727	3.1963	-0.384	25.888	0.202
C060	2.719	3.1509	-0.511	31.418	0.246
C061	2.730	3.2156	-0.644	37.984	0.297
C062	2.756	3.3025	-0.764	43.765	0.342
C063	2.747	3.2361	-0.824	45.290	0.354
C064	2.732	3.2657	-0.884	48.627	0.380
C065	2.720	3.2790	-0.998	53.154	0.416
C066	2.717	3.2844	-1.007	53.421	0.418
C067	2.727	1.9848	-0.249	14.950	0.117
C068	2.739	1.9927	-0.371	18.325	0.143
C069	2.728	1.9991	-0.493	22.100	0.173
C070	2.734	1.9991	-0.628	26.023	0.203
C071	2.739	2.0109	-0.737	29.680	0.232
C072	2.724	2.0419	-0.853	33.925	0.265
C073	2.729	2.0739	-0.970	37.832	0.296
C074	2.728	2.0744	-1.058	40.456	0.316

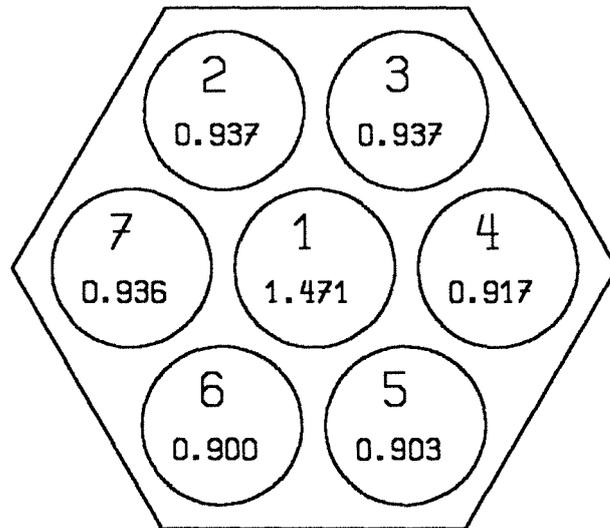
Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
C075	2.718	1.0303	-0.283	10.804	0.084
C076	2.714	1.0313	-0.368	12.098	0.095
C077	2.731	0.9979	-0.503	14.060	0.110
C078	2.742	1.0207	-0.634	16.374	0.128
C079	2.720	0.9887	-0.732	17.724	0.138
C080	2.738	1.0258	-0.863	20.632	0.161
C081	2.737	1.0344	-0.968	22.551	0.176
C082	2.727	1.0293	-1.059	23.925	0.187
C083	2.319	6.0215	-0.211	29.211	0.229
C084	2.301	6.0550	-0.331	40.650	0.318
C085	2.302	6.1791	-0.422	48.269	0.378
C086	2.317	5.9776	-0.521	55.657	0.435
C087	2.286	5.9901	-0.612	63.194	0.494
C088	2.320	5.9951	-0.715	71.527	0.560
C089	2.330	6.0122	-0.729	70.368	0.550
C090	2.282	4.0481	-0.178	21.268	0.166
C091	2.306	4.0563	-0.289	28.219	0.221
C092	2.338	4.0280	-0.396	34.766	0.272
C093	2.340	3.9821	-0.484	39.996	0.313
C094	2.277	3.9981	-0.545	45.266	0.354
C095	2.299	4.0098	-0.650	51.914	0.406
C096	2.298	4.0182	-0.744	58.482	0.458
C097	2.315	3.2444	-0.159	17.238	0.135
C098	2.318	3.2121	-0.226	21.059	0.165
C099	2.294	3.2245	-0.327	26.181	0.205
C100	2.292	3.2317	-0.415	30.454	0.239
C101	2.301	3.2199	-0.501	35.168	0.275
C102	2.306	3.2063	-0.610	40.240	0.315
C103	2.327	3.2326	-0.613	39.231	0.307
C104	2.313	3.2033	-0.706	44.842	0.351
C105	2.300	3.2148	-0.798	50.033	0.392
C106	2.320	2.0009	-0.177	13.972	0.109
C107	2.292	2.0034	-0.270	17.527	0.137
C108	2.307	2.0017	-0.382	21.432	0.168
C109	2.306	2.0103	-0.482	24.828	0.194
C110	2.282	2.0300	-0.565	27.777	0.218
C111	2.294	1.9967	-0.667	30.696	0.240

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
C112	2.308	1.9836	-0.758	33.443	0.262
C113	2.303	1.9987	-0.848	36.463	0.285
C114	2.283	1.0109	-0.275	12.834	0.101
C115	2.344	1.0141	-0.383	14.259	0.112
C116	2.360	1.0045	-0.503	16.509	0.130
C117	2.297	1.0105	-0.586	18.521	0.145
C118	2.315	1.0149	-0.696	20.970	0.164
C119	2.300	1.0274	-0.578	17.184	0.135
C120	2.295	1.0380	-0.783	23.124	0.181
C121	2.291	1.0198	-0.673	19.204	0.150
C122	2.294	1.0402	-0.878	24.592	0.192
C123	1.794	6.1162	-0.178	31.335	0.245
C124	1.797	6.1234	-0.263	39.023	0.305
C125	1.813	6.1273	-0.379	51.502	0.403
C126	1.801	6.1959	-0.464	61.522	0.481
C127	1.798	6.2014	-0.510	66.783	0.522
C128	1.820	4.0921	-0.131	19.564	0.153
C129	1.799	4.1161	-0.189	25.333	0.198
C130	1.791	4.0978	-0.257	31.540	0.247
C131	1.790	4.0668	-0.342	37.673	0.294
C132	1.793	4.1042	-0.447	44.812	0.350
C133	1.802	4.1333	-0.522	50.538	0.395
C134	1.799	3.9626	-0.556	51.502	0.403
C135	1.795	3.2960	-0.123	18.238	0.143
C136	1.802	3.2700	-0.204	24.028	0.188
C137	1.816	3.2774	-0.240	25.936	0.203
C138	1.788	3.2867	-0.303	30.653	0.240
C139	1.800	3.2583	-0.381	35.455	0.278
C140	1.797	3.2779	-0.461	40.078	0.313
C141	1.806	3.2913	-0.525	43.698	0.342
C142	1.794	3.2822	-0.582	47.634	0.372
C143	1.795	2.0476	-0.110	15.279	0.119
C144	1.802	2.0624	-0.157	16.781	0.131
C145	1.797	2.0586	-0.222	20.096	0.157
C146	1.803	2.0568	-0.298	23.191	0.181
C147	1.783	2.0634	-0.363	26.202	0.205
C148	1.776	2.1004	-0.456	30.424	0.238

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
C149	1.805	2.0686	-0.555	34.558	0.270
C150	1.790	2.0531	-0.615	36.971	0.289
C151	1.824	1.0207	-0.250	13.956	0.109
C152	1.812	1.0175	-0.329	15.915	0.124
C153	1.792	1.0351	-0.416	18.677	0.146
C154	1.787	1.0181	-0.512	20.126	0.157
C155	1.800	1.0298	-0.573	21.581	0.169
C156	1.785	1.0241	-0.634	22.709	0.178
C157	1.059	5.9983	-0.099	24.723	0.193
C158	1.095	6.0559	-0.161	32.913	0.257
C159	1.069	6.0924	-0.202	39.039	0.306
C160	1.059	6.0227	-0.257	44.455	0.348
C161	1.046	6.0479	-0.307	50.074	0.392
C162	1.075	3.9755	-0.100	23.480	0.184
C163	1.100	4.0246	-0.168	27.211	0.213
C164	1.078	4.0333	-0.231	33.502	0.262
C165	1.073	4.0248	-0.280	38.262	0.299
C166	1.077	4.0360	-0.335	42.721	0.334
C167	1.073	3.1961	-0.092	21.898	0.171
C168	1.126	3.2095	-0.180	25.493	0.200
C169	1.076	3.1860	-0.202	27.257	0.213
C170	1.063	3.2119	-0.220	29.145	0.228
C171	1.038	3.2200	-0.281	34.058	0.266
C172	1.057	3.2328	-0.348	38.829	0.304
C173	1.071	2.0126	-0.083	19.372	0.152
C174	1.069	2.0214	-0.133	20.800	0.163
C175	1.043	2.0015	-0.160	21.971	0.172
C176	1.064	2.0287	-0.245	25.491	0.199
C177	1.105	2.0179	-0.310	28.463	0.223
C178	1.048	2.0232	-0.366	30.734	0.240
C179	1.114	1.0304	-0.157	15.796	0.124
C180	1.067	1.0020	-0.195	16.632	0.130
C181	1.059	1.0026	-0.269	18.207	0.143
C182	1.074	1.0157	-0.321	19.609	0.153
C183	1.070	0.9986	-0.397	20.966	0.164

## Anhang D

### Meßergebnisse im Bündel G-2

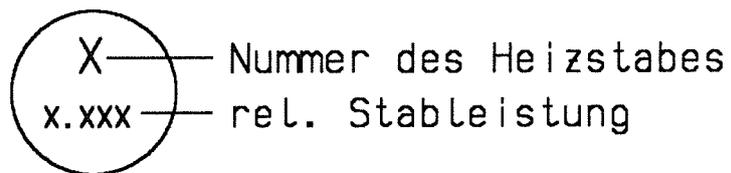
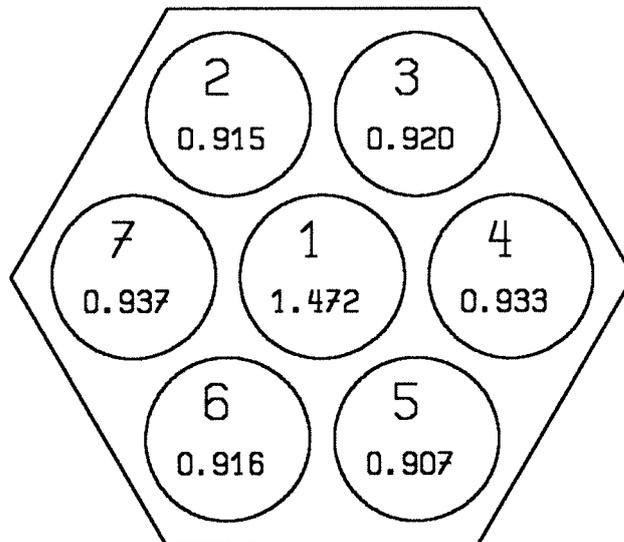


X — Nummer des Heizstabes  
x.xxx — rel. Stableistung

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_m$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
D001	1.781	5.9239	-0.194	21.429	0.252
D002	1.787	5.9388	-0.238	23.978	0.281
D003	1.793	5.9460	-0.318	28.661	0.336
D004	1.805	5.9552	-0.405	33.726	0.395
D005	1.792	5.9823	-0.482	38.428	0.450
D006	1.769	5.9728	-0.541	42.358	0.495
D007	1.776	5.9565	-0.603	46.482	0.544
D008	1.773	5.9807	-0.625	47.697	0.557
D009	1.787	3.9731	-0.168	17.207	0.202
D010	1.779	3.9762	-0.238	20.004	0.235
D011	1.779	3.9506	-0.327	23.201	0.272
D012	1.772	3.9570	-0.405	27.013	0.317
D013	1.767	3.9624	-0.481	30.327	0.355
D014	1.774	3.9629	-0.539	32.530	0.381
D015	1.764	4.0057	-0.619	36.481	0.427
D016	1.805	3.1934	-0.185	16.645	0.195
D017	1.792	3.1992	-0.251	18.837	0.221
D018	1.797	3.1639	-0.333	21.414	0.251
D019	1.788	3.2027	-0.405	23.695	0.278
D020	1.784	3.1801	-0.496	27.272	0.320
D021	1.771	3.1984	-0.570	29.999	0.352
D022	1.774	3.2205	-0.626	31.929	0.374
D023	1.789	1.9936	-0.183	13.768	0.162
D024	1.795	1.9787	-0.235	15.053	0.177
D025	1.783	1.9749	-0.321	17.169	0.202
D026	1.789	2.0045	-0.390	18.968	0.223
D027	1.786	1.9877	-0.477	20.926	0.246
D028	1.776	1.9911	-0.564	22.944	0.269
D029	1.774	1.9932	-0.641	24.749	0.290
D030	1.786	1.0079	-0.188	9.689	0.114
D031	1.779	0.9983	-0.247	10.320	0.121
D032	1.780	0.9926	-0.320	11.272	0.132
D033	1.811	0.9956	-0.411	12.253	0.144
D034	1.772	0.9954	-0.464	13.464	0.158
D035	1.777	0.9888	-0.552	14.835	0.174
D036	1.765	0.9834	-0.620	15.880	0.186

### Anhang E

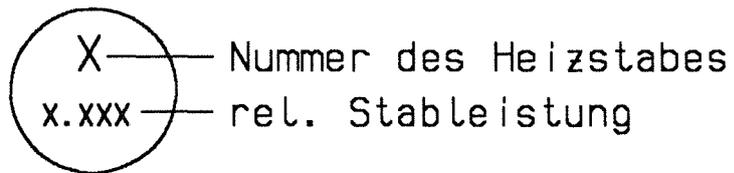
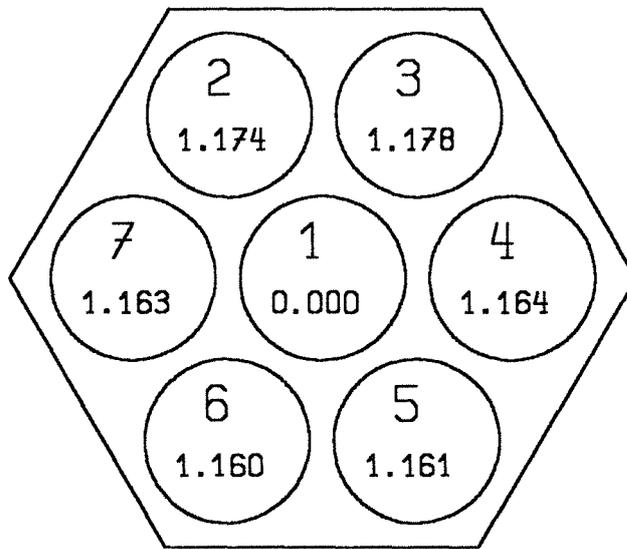
#### Meßergebnisse im Bündel D-2



Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
E001	1.775	5.9931	-0.156	21.198	0.249
E002	1.779	6.0785	-0.248	28.381	0.334
E003	1.838	6.1018	-0.363	38.906	0.457
E004	1.791	6.0635	-0.417	43.829	0.515
E005	1.769	6.0491	-0.506	49.485	0.581
E006	1.774	4.0327	-0.145	16.464	0.194
E007	1.772	4.0465	-0.172	17.957	0.212
E008	1.766	4.0343	-0.274	23.951	0.282
E009	1.803	4.0533	-0.379	29.347	0.346
E010	1.811	4.0159	-0.473	34.980	0.411
E011	1.793	4.0311	-0.568	40.578	0.477
E012	1.758	3.1998	-0.127	14.093	0.166
E013	1.787	3.2087	-0.173	16.572	0.195
E014	1.791	3.2326	-0.257	20.100	0.237
E015	1.770	3.2425	-0.335	23.871	0.281
E016	1.791	3.2253	-0.439	27.987	0.330
E017	1.806	3.2600	-0.542	32.999	0.388
E018	1.777	3.2809	-0.615	36.494	0.429
E019	1.766	2.0009	-0.165	12.833	0.151
E020	1.766	2.0065	-0.255	16.079	0.189
E021	1.791	2.0018	-0.360	19.572	0.231
E022	1.764	2.0425	-0.354	19.514	0.230
E023	1.806	2.0147	-0.443	22.068	0.260
E024	1.783	2.0224	-0.541	25.036	0.295
E025	1.773	2.0251	-0.610	27.245	0.321
E026	1.808	1.0205	-0.249	11.774	0.139
E027	1.810	1.0247	-0.324	13.164	0.155
E028	1.781	1.0304	-0.388	14.275	0.168
E029	1.783	1.0094	-0.461	15.433	0.182
E030	1.788	1.0198	-0.542	16.956	0.200
E031	1.785	1.0192	-0.622	18.370	0.216

**Anhang F**

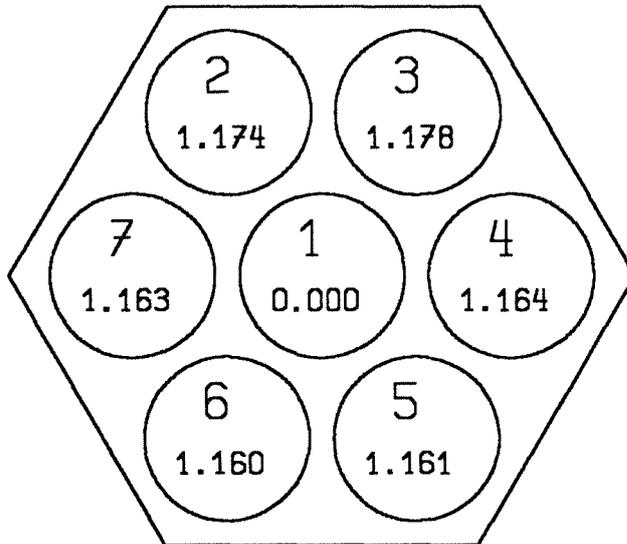
**Meßergebnisse im Bündel G-3**



Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
F001	1.789	4.0048	-0.218	25.359	0.236
F002	1.799	3.9720	-0.307	30.935	0.288
F003	1.789	3.9614	-0.362	34.953	0.325
F004	1.786	3.9706	-0.392	36.109	0.336
F005	1.770	3.9947	-0.483	43.305	0.402
F006	1.772	3.9869	-0.567	48.179	0.447
F007	1.808	3.1647	-0.203	22.976	0.214
F008	1.801	3.1849	-0.308	28.185	0.262
F009	1.775	3.1812	-0.383	32.182	0.299
F010	1.797	3.1838	-0.449	35.843	0.333
F011	1.777	3.1839	-0.536	40.732	0.379
F012	1.790	3.1962	-0.598	43.855	0.407
F013	1.772	1.0204	-0.286	17.634	0.164
F014	1.798	0.9859	-0.375	19.161	0.178
F015	1.771	0.9934	-0.468	21.161	0.197
F016	1.786	0.9869	-0.545	22.651	0.211
F017	1.799	0.9887	-0.619	23.709	0.220

### Anhang G

#### Meßergebnisse im Bündel D-3

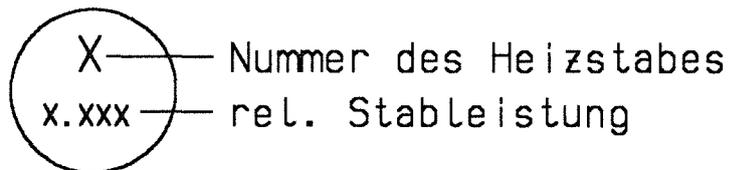
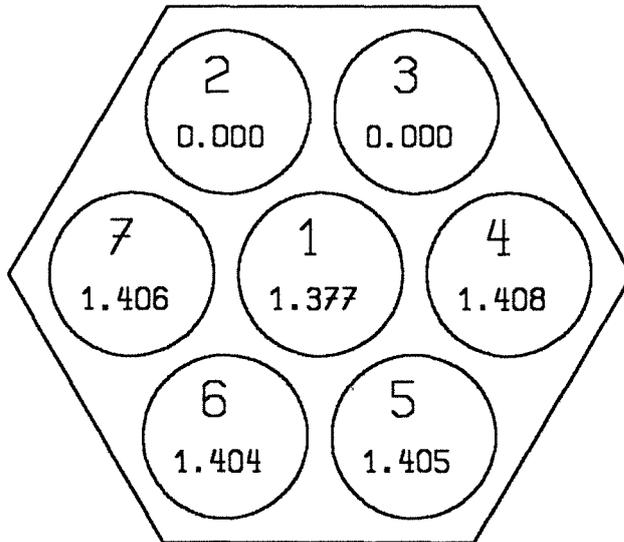


X — Nummer des Heizstabes  
x.xxx — rel. Stableistung

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
G001	1.829	3.2320	-0.183	25.269	0.234
G002	1.822	3.2414	-0.249	31.037	0.287
G003	1.811	3.2108	-0.324	34.987	0.324
G004	1.781	3.2164	-0.412	38.302	0.354
G005	1.770	3.2260	-0.485	41.713	0.385
G006	1.781	3.2362	-0.565	45.628	0.421
G007	1.784	0.9968	-0.227	16.335	0.151
G008	1.801	1.0019	-0.307	18.052	0.167
G009	1.772	1.0301	-0.378	19.616	0.182
G010	1.789	1.0246	-0.462	21.606	0.200
G011	1.842	1.0323	-0.567	24.267	0.225
G012	1.845	1.0266	-0.659	26.383	0.244

## Anhang H

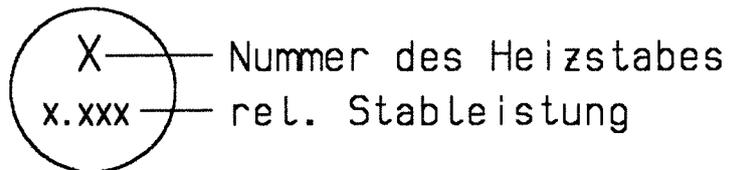
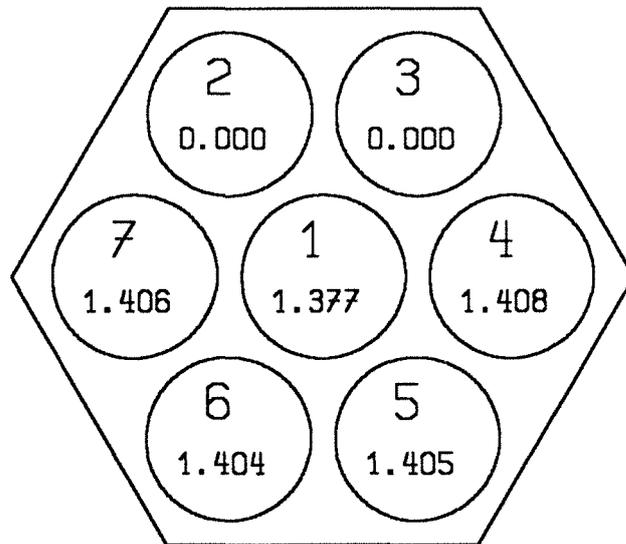
### Meßergebnisse im Bündel G-4



Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
H001	1.805	3.9854	-0.184	16.533	0.185
H002	1.795	3.9753	-0.263	19.785	0.221
H003	1.791	3.9708	-0.353	23.079	0.258
H004	1.771	3.9889	-0.456	27.181	0.304
H005	1.768	3.9800	-0.543	30.561	0.341
H006	1.773	4.0002	-0.642	35.112	0.392
H007	1.794	3.1880	-0.226	16.600	0.185
H008	1.798	3.1794	-0.311	19.218	0.215
H009	1.773	3.2038	-0.388	21.815	0.244
H010	1.773	3.1606	-0.469	24.164	0.270
H011	1.812	3.1649	-0.566	26.767	0.299
H012	1.773	3.1948	-0.658	29.958	0.335
H013	1.807	0.9958	-0.224	10.533	0.118
H014	1.773	0.9857	-0.273	11.683	0.130
H015	1.774	0.9959	-0.357	12.642	0.141
H016	1.778	0.9983	-0.445	13.582	0.152
H017	1.780	0.9797	-0.565	14.533	0.162
H018	1.778	0.9790	-0.650	15.027	0.168

### Anhang I

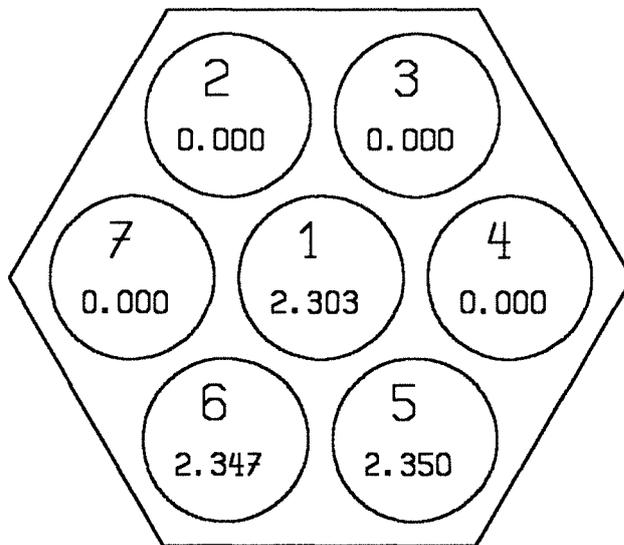
#### Meßergebnisse im Bündel D-4



Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
I001	1.789	3.1894	-0.162	16.467	0.181
I002	1.810	3.2010	-0.251	21.441	0.236
I003	1.785	3.2036	-0.335	25.596	0.281
I004	1.805	3.2578	-0.438	30.135	0.331
I005	1.802	3.2662	-0.533	34.452	0.379
I006	1.778	3.2720	-0.610	38.526	0.423
I007	1.793	1.0221	-0.241	12.687	0.140
I008	1.777	1.0249	-0.305	13.953	0.153
I009	1.813	1.0251	-0.387	15.255	0.168
I010	1.802	1.0010	-0.467	16.750	0.184
I011	1.788	1.0076	-0.545	18.014	0.198
I012	1.777	1.0311	-0.637	19.722	0.217

## Anhang J

### Meßergebnisse im Bündel G-5

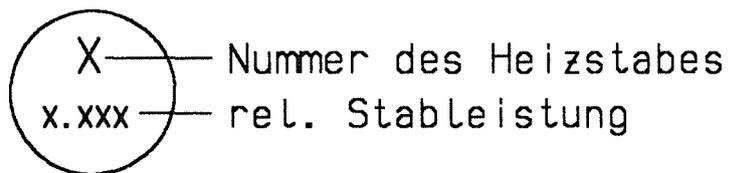
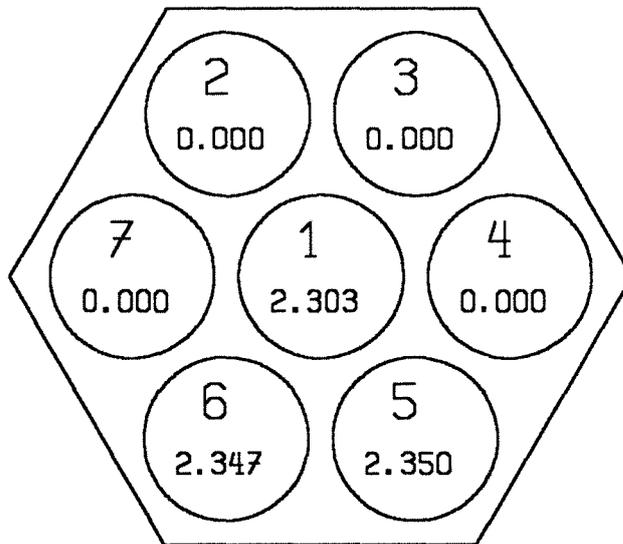


X — Nummer des Heizstabes  
x.xxx — rel. Stableistung

Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
J001	1.811	5.9330	-0.329	16.621	0.309
J002	1.785	5.9609	-0.410	20.299	0.378
J003	1.798	5.9544	-0.498	22.661	0.422
J004	1.767	6.0092	-0.580	26.357	0.491
J005	1.773	6.0171	-0.667	29.924	0.557
J006	1.799	4.0107	-0.227	10.873	0.202
J007	1.772	3.9759	-0.303	12.757	0.237
J008	1.767	3.9874	-0.371	14.607	0.272
J009	1.791	3.9891	-0.459	16.192	0.301
J010	1.774	4.0078	-0.546	18.485	0.344
J011	1.772	4.0039	-0.640	21.210	0.395
J012	1.796	3.2101	-0.210	9.614	0.179
J013	1.797	3.1648	-0.294	11.035	0.205
J014	1.774	3.1814	-0.374	12.625	0.235
J015	1.790	3.1826	-0.469	14.265	0.266
J016	1.781	3.1881	-0.562	16.059	0.299
J017	1.767	3.1794	-0.649	17.842	0.332
J018	1.792	1.0049	-0.211	7.289	0.136
J019	1.767	0.9931	-0.270	8.182	0.152
J020	1.776	1.0040	-0.378	9.464	0.176
J021	1.790	0.9885	-0.466	10.394	0.193
J022	1.808	0.9921	-0.561	11.083	0.206
J023	1.773	0.9830	-0.636	11.897	0.221

## Anhang K

### Meßergebnisse im Bündel D-5



Nr.	$P_{ex}$ MPa	G Mg/sm <sup>2</sup>	$X_{in}$	$Q_c$ kW	$q_c$ MW/m <sup>2</sup>
K001	1.815	3.2014	-0.193	12.724	0.233
K002	1.807	3.2149	-0.225	14.099	0.259
K003	1.788	3.2538	-0.275	16.020	0.294
K004	1.777	3.1942	-0.362	18.357	0.337
K005	1.782	3.2341	-0.454	21.344	0.392
K006	1.768	3.2636	-0.543	24.531	0.451
K007	1.760	3.2902	-0.621	27.341	0.502
K008	1.820	1.0342	-0.228	9.209	0.169
K009	1.820	1.0125	-0.306	10.247	0.188
K010	1.791	1.0065	-0.379	10.899	0.200
K011	1.780	1.0136	-0.463	11.655	0.214
K012	1.767	0.9910	-0.542	12.864	0.236
K013	1.777	0.9939	-0.644	14.202	0.261

## **Anhang L**

KHB-Korrelationen

### Korrelation von Bowring [8]

$$q_c = \frac{A - B X_{in}}{C + L} ,$$

mit

$$A = \frac{2.317 (0.25 D G h_{fg}) F_1}{1.0 + 0.0143 F_2 \sqrt{D} G} ,$$

$$B = 0.25 D G h_{fg} ,$$

$$C = \frac{0.077 F_3 D G}{1.0 + 0.347 F_4 (G/1356)^n} ,$$

$$P_r = 0.145 P ,$$

$$n = 2.0 - 0.55 P_r .$$

für  $P_r \leq 1$  :

$$F_1 = 0.522 P_r^{18.942} e^{20.89(1-P_r)} + 0.478 ,$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 0.764 P_r^{1.316} e^{2.444(1-P_r)} + 0.236 ,$$

$$F_3 = 0.6 P_r^{17.023} e^{16.658(1-P_r)} + 0.4 ,$$

$$\frac{F_4}{F_3} = P_r^{1.649} .$$

für  $P_r > 1$  :

$$F_1 = P_r^{-0.368} e^{0.648(1-P_r)} ,$$

$$\frac{F_1}{F_2} = P_r^{-0.448} e^{0.245(1-P_r)} ,$$

$$F_3 = P_r^{0.219} ,$$

$$\frac{F_4}{F_3} = P_r^{1.649} .$$

$q_c$	: kritische Wärmestromdichte ( $\text{W}/\text{m}^2$ )
$P$	: Druck (MPa)
$D$	: Rohrdurchmesser (m)
$L$	: beheizte Länge (m)
$G$	: Massenstromdichte ( $\text{kg}/\text{sm}^2$ )
$X_{in}$	: Eintrittsdampfqualität
$h_{fg}$	: Verdampfungsenthalpie ( $\text{J}/\text{kg}$ )

**Korrelation von Shah [58]**

$$q_c = \begin{cases} q_u & \text{für } Y \leq 10^6 \text{ oder } \frac{L}{D} > \frac{160}{P_r^{1.14}} , \\ \min(q_u, q_l) & \text{sonst .} \end{cases}$$

Berechnung von  $q_u$  :

$$\frac{q_u}{Gh_{fg}} = 0.124 \left( \frac{D}{L} \right)^{0.89} \left( \frac{10^4}{Y} \right)^n (1 - X_{in}) ,$$

$$n = \begin{cases} 0 , & \text{für } Y \leq 10^4 , \\ \left( \frac{D}{L} \right)^{0.54} , & \text{für } 10^4 < Y \leq 10^6 , \\ \frac{0.12}{(1 - X_{in})^{0.5}} , & \text{für } Y > 10^6 . \end{cases}$$

Berechnung von  $q_l$  :

$$q_l = F_E F_X q_0 ,$$

$$F_E = \begin{cases} 1.54 - 0.032L/D , & \text{für } L/D \leq 16.875 , \\ 1.0 , & \text{für } L/D > 16.875 . \end{cases}$$

Berechnung von  $F_X$  für  $X_{ex} \geq 0$  :

$$F_X = F_3 \left( 1 + \frac{(F_3^{-0.29} - 1)(P_r - 0.6)}{0.35} \right)^c ,$$

$$c = \begin{cases} 0 , & \text{für } P_r \leq 0.6 , \\ 1 , & \text{für } P_r > 0.6 , \end{cases}$$

$$F_3 = \left( \frac{0.25 \cdot 10^5}{Y} \right)^{0.833X_{ex}} .$$

Berechnung von  $F_X$  für  $X_{ex} < 0$  :

$$F_X = F_1 \left( 1 - \frac{(1 - F_2)(P_r - 0.6)}{0.35} \right)^b ,$$

$$b = \begin{cases} 0 , & \text{für } P_r \leq 0.6 , \\ 1 , & \text{für } P_r > 0.6 , \end{cases}$$

$$F_1 = \begin{cases} 1 + 0.0052(-X_{ex}^{0.88})Y^{0.41} , & \text{für } Y \leq 1.4 \cdot 10^7 , \\ 1 + 4.425(-X_{ex}^{0.88}) , & \text{für } Y > 1.4 \cdot 10^7 , \end{cases}$$

$$F_2 = \begin{cases} F_1^{-0.42} , & \text{für } F_1 \leq 4 , \\ 0.55 , & \text{für } F_1 > 4 . \end{cases}$$

Berechnung von  $q_0$  :

$$q_0 = \max(q_1, q_2, q_3) ,$$

$$\frac{q_1}{Gh_{fg}} = 15 Y^{-0.612} ,$$

$$\frac{q_2}{Gh_{fg}} = 0.082 Y^{-0.3} (1 + 1.45 P_r^{4.03}) ,$$

$$\frac{q_3}{Gh_{fg}} = 0.0024 Y^{-0.105} (1 + 1.15 P_r^{3.39}) .$$

$q_c$	kritische Wärmestromdichte (W/m <sup>2</sup> )
$G$	Massenstromdichte (kg/sm <sup>2</sup> )
$L$	beheizte Länge (m)
$D$	Durchmesser (m)
$X_{in}$	Eintrittsdampfqualität
$X_{ex}$	Austrittsdampfqualität
$P_r$	reduzierter Druck ( $P/P_c$ )
$h_{fg}$	Verdampfungsenthalpie (J/kg)
$Y$	Shah-Parameter, $= Pe Fr^{0.4} \left( \frac{\eta_f}{\eta_g} \right)^{0.6}$
$Pe$	Pecletzahl, $= G D C_{p,f} / \lambda_f$
$Fr$	Froudezahl, $= G^2 / (\rho_f^2 g D)$
$\eta_f$	dynamische Viskosität der Flüssigkeit (Pa S)
$\eta_g$	dynamische Viskosität des Dampfes (Pa S)
$\lambda_f$	Wärmeleitfähigkeit der Flüssigkeit (W/m K)
$C_{p,f}$	spezifische Wärmekapazität der Flüssigkeit (J/kg K)

Korrelation von Katto & Ohno [32]

$$q_c = q_{c0} (1 - KX_{in}) .$$

Berechnung von  $q_{c0}$  und K :

$$\frac{q_{c0,1}}{Gh_{fg}} = C \left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{0.043} \frac{D}{L} ,$$

$$\frac{q_{c0,2}}{Gh_{fg}} = 0.10 \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.133} \left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{1/3} \frac{1}{1 + 0.0031 L/D} ,$$

$$\frac{q_{c0,3}}{Gh_{fg}} = 0.098 \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.133} \left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{0.433} \frac{(L/D)^{0.27}}{1 + 0.0031 L/D} ,$$

$$\frac{q_{c0,4}}{Gh_{fg}} = 0.0384 \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.6} \left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{0.173} \frac{1}{1 + 0.28 L/D \left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{0.233}} ,$$

$$\frac{q_{c0,5}}{Gh_{fg}} = 0.234 \left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.513} \left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{0.433} \frac{(L/D)^{0.27}}{1 + 0.0031 L/D} ,$$

$$K_1 = \frac{1.043}{4 C} \frac{1}{\left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{0.043}} ,$$

$$K_2 = \frac{5}{6} \frac{0.0124 + D/L}{\left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.133} \left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{1/3}} ,$$

$$K_3 = 1.12 \frac{1.52 \left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{0.233} + D/L}{\left( \frac{\rho_g}{\rho_f} \right)^{0.6} \left( \frac{\sigma \rho_f}{G^2 L} \right)^{0.173}} ,$$

$$C = \begin{cases} 0.25 , & \text{für } L/D < 50 , \\ 0.25 + 0.0009[(L/D - 50)] , & \text{für } 50 \leq L/D \leq 150 , \\ 0.34 , & \text{für } L/D > 150 . \end{cases}$$

für den Bereich  $\frac{\rho_g}{\rho_f} \leq 0.15$ :

$$q_{c0} = \begin{cases} q_{c0,1} , & \text{für } q_{c0,1} \leq q_{c0,2} , \\ q_{c0,2} , & \text{für } q_{c0,1} > q_{c0,2} , \text{ und } q_{c0,2} \leq q_{c0,3} , \\ q_{c0,3} , & \text{für } q_{c0,1} > q_{c0,2} , \text{ und } q_{c0,2} > q_{c0,3} , \end{cases}$$

$$K = \begin{cases} K_1 , & \text{für } K_1 \geq K_2 , \\ K_2 , & \text{für } K_1 < K_2 . \end{cases}$$

für den Bereich  $\frac{\rho_g}{\rho_f} > 0.15$ :

$$q_{c0} = \begin{cases} q_{c0,1} , & \text{für } q_{c0,1} \leq q_{c0,5} , \\ q_{c0,4} , & \text{für } q_{c0,1} > q_{c0,5} , \text{ und } q_{c0,4} > q_{c0,5} , \\ q_{c0,5} , & \text{für } q_{c0,1} > q_{c0,5} , \text{ und } q_{c0,4} \leq q_{c0,5} , \end{cases}$$

$$K = \begin{cases} K_1 , & \text{für } K_1 \geq K_2 , \\ K_2 , & \text{für } K_1 < K_2 , \text{ und } K_2 < K_3 , \\ K_3 , & \text{für } K_1 < K_2 , \text{ und } K_2 \geq K_3 . \end{cases}$$

$q_c$	kritische Wärmestromdichte ( $\text{W}/\text{m}^2$ )
$G$	Massenstromdichte ( $\text{kg}/\text{sm}^2$ )
$L$	beheizte Länge (m)
$D$	Durchmesser (m)
$X_{in}$	Eintrittsdampfqualität
$\rho_f$	Dichte der Flüssigkeit ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$\rho_g$	Dichte des Dampfes ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )
$h_{fg}$	Verdampfungsenthalpie ( $\text{J}/\text{kg}$ )
$\sigma$	Oberflächenspannung ( $\text{N}/\text{m}$ )

## WSC-2-Korrelation [9]

$$q_c = \frac{A - B X_{in}}{C + L Y Y'} ,$$

mit

$$A = (0.25 D G h_{fg} F_1) \frac{Q_1}{1.0 + G D Q_2 F_2 (Y')^{Q_3}} ,$$

$$B = 0.25 D G h_{fg} ,$$

$$C' = \frac{Q_4 F_3 (G D Y')^{0.5}}{D_h} ,$$

$$V = 0.7 ,$$

$$C = C' V \left( 1 + \frac{Y-1}{1+G} \right) ,$$

$$D = F_p D_h ,$$

$$P_r = 0.001 P ,$$

$$F_1 = P_r^{0.982} e^{1.170(1-P_r)} ,$$

$$F_2 = P_r^{0.841} e^{1.424(1-P_r)} ,$$

$$F_3 = P_r^{1.851} e^{1.241(1-P_r)} .$$

für dreieckige Unterkanäle :

$$Q_1 = 1.329 ,$$

$$Q_2 = 2.372 ,$$

$$Q_3 = -1.0 ,$$

$$Q_4 = 12.26 .$$

für rechteckige Unterkanäle :

$$Q_1 = 1.134 ,$$

$$Q_2 = 1.248 ,$$

$$Q_3 = -2.5 ,$$

$$Q_4 = 28.76 .$$

- $q_c$  : kritische Wärmestromdichte (MBtu/ft<sup>2</sup>hr)
- P : Druck (psia)
- G : Massenstromdichte eines Unterkanals (Mlb/ft<sup>2</sup>hr)
- $X_{in}$  : Eintrittsdampfqualität eines Unterkanals
- $D_h$  : hydraulischer Durchmesser eines Unterkanals (in.)
- L : beheizte Länge (in.)
- $h_{fg}$  : Verdampfungsenthalpie (Btu/lb)
- $F_p$  : radialer Leistungsfaktor eines Unterkanals, definiert als das Verhältnis der lokalen maximalen Wärmestromdichte zur mittleren Wärmestromdichte über dem betrachteten Querschnitt des Unterkanals
- Y : axialer Leistungsfaktor eines Unterkanals, definiert als das Verhältnis der mittleren Wärmestromdichte über der gesamten Länge zur mittleren Wärmestromdichte über dem betrachteten Querschnitt
- Y' : Mischungsfaktor (imbalance factor) eines Unterkanals, definiert als das Verhältnis der im Unterkanal gebliebenen Wärme zur insgesamt in den Unterkanal zugeführten Wärme

**KfK-Korrelation [17]**

$$q_c = \frac{A - B X_{in}}{C + L Y} ,$$

mit

$$A = (0.25 D G h_{fg} F_1) \frac{Q_1}{1.0 + G D Q_2 F_2} ,$$

$$B = 0.25 D G h_{fg} ,$$

$$C' = \frac{Q_4 F_3 (G D)^{0.5}}{D_h} ,$$

$$C = C' V \left( 1 + \frac{Y-1}{1+G} \right) ,$$

$$D = F_p D_h ,$$

$$P_r = 0.001 P ,$$

$$F_1 = P_r^{0.982} e^{1.170(1-P_r)} ,$$

$$F_2 = P_r^{0.841} e^{1.424(1-P_r)} ,$$

$$F_3 = P_r^{1.851} e^{1.241(1-P_r)} ,$$

$$V = \begin{cases} -0.252 - 2.789 e^{-3.874G} + 1.915 e^{-0.234G} , & \text{für Gitterabstandshalter ,} \\ 1 - [0.336 + 0.09G - 0.697e^{(-2.68G)}] , & \text{für Drahtwendel ,} \end{cases}$$

$$Q_1 = 1.748 ,$$

$$Q_2 = 7.544 ,$$

$$Q_4 = 8.783 .$$

$q_c$	: kritische Wärmestromdichte (MBtu/ft <sup>2</sup> hr)
$P$	: Druck (psia)
$G$	: Massenstromdichte des Zentralkanals (Mlb/ft <sup>2</sup> hr)
$X_{in}$	: Eintrittsdampfqualität des Zentralkanals
$D_h$	: hydraulischer Durchmesser des Zentralkanals (in.)
$L$	: beheizte Länge (in.)

- $h_{fg}$  : Verdampfungsenthalpie (Btu/lb)
- $F_p$  : radialer Leistungsfaktor des Zentralkanals, definiert als das Verhältnis der lokalen maximalen Wärmestromdichte zur mittleren Wärmestromdichte über dem betrachteten Querschnitt des Zentralkanals
- Y : axialer Leistungsfaktor des Zentralkanals, definiert als das Verhältnis der mittleren Wärmestromdichte über der gesamten Länge zur mittleren Wärmestromdichte über dem betrachteten Querschnitt

**GSM.6-Korrelation [16]**

$$q_c = A - B X_{ex} ,$$

mit

$$A = 1.5605 + 0.3360 G + 0.3723 P_r - 2.5971 \left[ 1 - \left( \frac{D_h}{D} \right)^{0.25} \right] ,$$

$$B = -1.7364 + 0.9740 G + 6.5283 P_r .$$

- $q_c$  : kritische Wärmestromdichte (MW/m<sup>2</sup>)  
 $X_{ex}$  : Austrittsdampfqualität des Unterkanals  
 $G$  : Massenstromdichte des Unterkanals (Mg/sm<sup>2</sup>)  
 $P_r$  : reduzierter Druck (  $\frac{P}{P_c}$  )  
 $D_h$  : äquivalenter beheizter Durchmesser des Unterkanals (m)  
 $D$  : hydraulischer Durchmesser des Unterkanals (m)

**EPRI-1-Korrelation [19]**

$$q_c = \frac{A F_A - X_{in}}{C F_C F_g + \left( \frac{X_{ex} - X_{in}}{q_m} \right)},$$

mit

$$A = 0.5328 P_r^{0.1212} G^{(-0.3040-0.3285P_r)},$$

$$C = 1.6151 P_r^{1.4066} G^{(0.4843-2.0749P_r)},$$

$$F_g = 1.3 - 0.3 C_g.$$

für Zentralkanäle :

$$F_A = 1,$$

$$F_C = 1.$$

für Wand- und Eckkanäle mit unbeheizter Wand :

$$F_A = G^{0.1},$$

$$F_C = 1.183 G^{0.1}.$$

- $q_c$  : kritische Wärmestromdichte (MBtu/ft<sup>2</sup>hr)
- $q_m$  : mittlere Wärmestromdichte des Unterkanals (MBtu/ft<sup>2</sup>hr)
- $X_{in}$  : Eintrittsdampfqualität des Unterkanals
- $X_{ex}$  : Austrittsdampfqualität des Unterkanals
- $G$  : Massenstromdichte des Unterkanals (Mlb/ft<sup>2</sup>hr)
- $P_r$  : reduzierter Druck ( $\frac{P}{P_c}$ )
- $C_g$  : Widerstandsbeiwert des Gitterabstandshalters