

DK 53.072.2 : 530.17 : 532.529.5 : 532.55.032

## Umrechnungsbeziehungen für die Übertragung des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes von R 12 auf Wasser

Von Prof. Dr.-Ing. F. Mayinger u. Dipl.-Ing. L. Friedel, Hannover

Bei Untersuchungen von wärme- und strömungstechnischen Vorgängen in einphasigen gasförmigen oder flüssigen Systemen benutzt man seit Jahrzehnten die Gesetze der Ähnlichkeitsmechanik und kann deshalb auch Untersuchungen für Großkomponenten in relativ einfachen und billigen Modellanordnungen vornehmen.

Demgegenüber werden bis heute bei zweiphasiger Rohrströmung, d.h. beim gleichzeitigen und gleichsinnigen Strömen von Gas oder Dampf und Flüssigkeit, fast durchweg die Untersuchungen in engen Parameterbereichen unter Originalbedingungen an Versuchsobjekten oder an Ausschnitten der Versuchsobjekte der Originalgröße durchgeführt. Dies gilt insbesondere für die Messungen zur thermohydraulischen Auslegung der Verdampferrohre von Kälteanlagen, der Siederohre fossil beheizter Dampfkessel und der Kühlsysteme von Druck- und Siedewasserreaktoren.

Mit zunehmender Leistungsgröße der Anlagen hat dies zu einer erheblichen Vergrößerung in den Ausmaßen der Versuchsobjekte und damit zu einer kaum vertretbaren Erhöhung der Versuchskosten geführt. Es liegt nahe, daß man auch in der Zweiphasenströmung versucht, die Vorteile von Ähnlichkeits- bzw. Modellgesetzen zu nutzen, die bei einphasigen Fluiden das experimentelle Arbeiten so sehr erleichtern und verbilligen.

<sup>+</sup>Vortrag auf dem Jahrestreffen der Verfahrens-Ingenieure, 16. bis 20. September 1974 in München

<sup>++</sup> Prof. Dr.-Ing. F. Mayinger und  
Dipl.-Ing. L. Friedel, Institut für Verfahrenstechnik der Technischen Universität Hannover, Callinstraße 15 F

x) Vortragender

Die bis jetzt bekannten Arbeiten über Modellgesetze und Ähnlichkeitsbedingungen in zweiphasigen Rohrströmungen beziehen sich im wesentlichen auf Umrechnungs- und Modellfaktoren für die kritische Heizflächenbelastung in wassergekühlten Siede- und Druckwasserreaktoren.

In dieser Arbeit wird versucht, Kennzahlen für die Übertragung des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes<sup>1</sup> vom Modell<sup>2</sup> auf das von Wasser durchströmte Original<sup>2</sup> theoretisch und experimentell zu erarbeiten.

Es erschien sinnvoll, zunächst an einfachen, senkrechten unbeheizten Geometrien, wie zweiphasig innendurchströmten kreisrunden, rechteckigen und kreisringförmigen Rohren, mit systematischen experimentellen Untersuchungen zu beginnen. Als Modellfluid bot sich das Kältemittel R 12 (Dichlordifluormethan) an, da es versuchstechnisch günstige thermodynamische Eigenschaften und eine gute chemische und thermische Beständigkeit aufweist.

Die für den Vergleich mit den eigenen Meßwerten bzw. zur Aufstellung von Modellparametern benötigten Ergebnisse mit Wasser/Wasserdampf werden der Literatur /1 bis 4/ entnommen, wo eine große Anzahl von Messungen in weiten Druckbereichen und in

- 1) Der Reibungsdruckverlust bezeichnet hier eine irreversible Druckänderung infolge der in der Strömung durch Reibung, Verwirbelung etc. dissipierten Energie
- 2) Als Modell und Original werden in dieser Arbeit Anlagen bzw. Meßstrecken bezeichnet, die von unterschiedlichen Fluiden durchströmt werden und verschiedene Abmessungen haben können.

verschiedenen innendurchströmten Rohrgeometrien aufgeführt werden.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, ein Modellgesetz für den zweiphasigen Reibungsdruckverlust zu entwickeln, das es erlaubt, von Messungen in einem Modell mit beliebig geartetem Strömungsquerschnitt auf das Strömungsverhalten im Original mit gleicher Form des Strömungsquerschnitts sicher und zuverlässig zu schließen.

Nach der Ähnlichkeitstheorie sind zwei Vorgänge physikalisch vollkommen ähnlich, wenn alle dimensionslosen Kennzahlen beider Vorgänge den gleichen Wert haben, d.h. wenn am Modell und am Original alle Kennzahlen eingehalten werden.

Zur Aufstellung der gesuchten Kennzahlen wird die Methode Dimensionsanalyse angewendet. Dazu wird von denjenigen unabhängigen, dimensionsbehafteten Größen ausgegangen, von denen angenommen wird, daß sie den zweiphasigen Reibungsdruckverlust der unbeheizten, senkrecht aufwärtsgerichteten Strömung beeinflussen. Für die Auswahl der maßgeblichen Einflußgrößen kann von auf physikalischen Modellen der Zweiphasenströmung beruhenden Gleichungen für den zweiphasigen Reibungsdruckverlust ausgegangen werden. Beispielsweise ist aus den Gleichungen von J.M. Chawla /5/, R.W. Lockhart und R.C. Martinelli /6/ oder L. Friedel /7/ ersichtlich, daß die mittleren Geschwindigkeiten der beiden Phasen und der Schlupf, d.h. das Verhältnis der Geschwindigkeiten der beiden Phasen, einen maßgeblichen Einfluß auf den Reibungsdruckverlust bei Zweiphasenströmung ausüben. Da die Geschwindigkeiten meist technisch nur mit großem Aufwand ermittelt werden können, werden sie durch die der Messung unmittelbar zugängliche Massenstromdichte des Gemisches ausgedrückt. Eine eindeutige Charakterisierung der Zweiphasenströmung bzw. der Geschwindigkeiten ist aber erst mit dem volumetrischen Dampfgehalt und dem Massendampfgehalt der Strömung möglich. Für einen bestimmten Druck und eine gegebene Massenstromdichte in einem Rohr vorgegebenen Querschnitts besteht ein

eindeutiger Zusammenhang zwischen dem volumetrischen Dampfgehalt und dem Strömungsmassendampfgehalt, z.B. über die Gleichung von J.J. Kowalczewski /8/ oder von G.F. Hewitt u.a. /9/. Es genügt daher für die Auswahl der Einflußgrößen, einen dieser beiden Dampfgehalte einzuführen. Da der Druck den volumetrischen Dampfgehalt in erheblichem Maße beeinflusst, wird der Strömungsmassendampfgehalt des Gemisches gewählt und für die Dimensionsanalyse hilfsweise durch die spezifische Enthalpie der Strömung und die Verdampfungswärme des Fluids ausgedrückt.

Bei der Auswahl der weiteren Parameter wird ebenso wie in der einphasigen Strömung angenommen, daß der Reibungsdruckverlust proportional dem Strömungsweg ist. Dies setzt hier voraus, daß der Druckabfall in der Strömung klein gegenüber dem Systemdruck ist, so daß die Eigenschaften der Phasen als druckunabhängig angesehen werden können, und daß die Einlaufstörungen bereits abgeklungen sind. Zur Charakterisierung des Strömungsquerschnittes wird der hydraulische Durchmesser herangezogen.

Der Reibungsdruckverlust der Zweiphasenströmung wird weiterhin maßgeblich durch den Impulsaustausch zwischen den beiden Phasen und durch die Wandschubspannung sowie in etwas geringerem Maße durch die Schubspannungsübertragung an der Phasengrenzfläche bestimmt. Als Parameter werden daher die Dichten und die Zähigkeiten der beiden Phasen eingeführt. Da sie druckabhängig sind, kann damit gleichzeitig der Einfluß des Systemdruckes auf den zweiphasigen Reibungsdruckverlust erfaßt werden.

Da außer den Strömungskräften auch Schwerkraft und Auftriebskräfte auftreten, wird die Fallbeschleunigung als weitere Einflußgröße aufgenommen. Sie nimmt insbesondere bei niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten durch den Auftrieb der Dampfphase einen merklichen Einfluß auf den Schlupf zwischen den beiden Phasen.

Einen maßgeblichen Einfluß auf den zweiphasigen Reibungsdruckverlust könnte man

von der Verteilung der Phasen über den Strömungsquerschnitt erwarten, da beispielsweise bei Blasenströmung ein wesentlich intensiverer Impulsaustausch zwischen den Phasen stattfindet als bei Ringströmung. Der Einfluß der Strömungsform scheint aber vernachlässigbar gering zu sein, da die Gleichungen für den zweiphasigen Reibungsdruckverlust, z.B. von J.M. Chawla /5/ oder R.W. Lockhart und R.C. Martinelli /6/, die alle nur für eine bestimmte Strömungsform abgeleitet wurden bzw. gültig sein sollen, auch bei anderen Strömungsformen zu gleichguten Ergebnissen führen.

Im Rahmen der eigenen experimentellen Arbeiten wurde versucht, mit Hilfe der Hochgeschwindigkeitskinematografie die Strömungsformen der zweiphasigen R 12 Strömung zu untersuchen. Es sollte festgestellt werden, ob beim Übergang von einer Strömungsform zur anderen unterschiedliche Druckgradienten auftreten. Die Parameterbereiche der einzelnen Strömungsformen konnten zwar nicht eindeutig abgegrenzt werden, aber es wurde ermittelt, daß während des Überganges von einer Strömungsform zur anderen - infolge Zunahme des Strömungsmassendampfgehaltes bei gleicher Massenstromdichte - der gemessene Druckabfall gleichmäßig anstieg und nur die Schwingungen in der Strömung sich änderten. Es erscheint daher zur Vereinfachung der Betrachtung vertretbar, die Strömungsform als Parameter nicht aufzunehmen.

Einen geringen Einfluß auf den zweiphasigen Reibungsdruckverlust hat dann auch die Oberflächenspannung, da sie bei Zweiphasenströmung im wesentlichen die als Parameter nicht berücksichtigte Strömungsform beeinflusst. Den geringen Einfluß bestätigt die Gleichung von C. Lombardi und E. Pedrocchi /10/, die eine Abhängigkeit des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes von der 0,4ten Potenz der Oberflächenspannung angibt.

Die meisten Gleichungen für den zweiphasigen Reibungsdruckverlust berücksichtigen nicht den Einfluß der Wandrauigkeit des Strömungskanals. Aufgrund der experimen-

tellen Untersuchungen von J.M. Chawla /5/, aus denen hervorgeht, daß die Wandrauigkeit den zweiphasigen Reibungsdruckverlust merklich beeinflusst, wird sie hier als Einflußgröße aufgeführt.

In die Aufstellung der Parameter müßte der von P.G. Barnett /11/ erstmals eingeführte Gradient des Dichteverhältnisses längs der Sättigungslinie

$$\gamma = - \frac{d}{dp} \left( \frac{\rho_F}{\rho_D} \right)_s$$

und der Gradient der Dampfdruckkurve

$$\beta = \frac{d}{dp} (T_s)$$

infolge des Druckabfalls aufgenommen werden, um die Änderung der Stoffwerte längs des Strömungsweges zu berücksichtigen. Mit der bereits oben erwähnten Annahme, daß der Druckabfall gering gegenüber dem Systemdruck ist, können diese Größen vernachlässigt werden, da dann die Fluideigenschaften als druckunabhängig angesehen werden können.

Unter Berücksichtigung der vorstehenden Überlegungen gilt für den zweiphasigen Reibungsdruckverlust der unbeheizten, senkrecht aufwärtsgerichteten Strömung

$$\Delta p_{2ph} = f(m^*, d_h, \Delta l, \tau, \Delta h, \rho_F, \rho_D, \eta_F, \eta_D, g, \sigma, k)$$

Durch Anwendung der Dimensionsanalyse werden aus diesen dreizehn Größen (eine abhängige und zwölf unabhängige Größen) dimensionslose Kennzahlen gebildet, wobei die Anzahl der Kennzahlen durch den Rang der Dimensionsmatrix festgelegt ist. Unter Zugrundelegung der unabhängigen Grunddimensionen Masse, Länge, Zeit und der abgeleiteten Dimension Energie, deren Aufstellung bei den Ähnlichkeitsuntersuchungen von P.G. Barnett /11/ und J.A. Bouré /12/ sich bewährt hat<sup>1)</sup>, lassen sich neun Kennzahlen bilden.

1) Bei Zweiphasenströmung, wo eine vernachlässigbare Umwandlung von Strömungsenergie in Wärmeenergie stattfindet, werden i.a. 4 Grunddimensionen angenommen.

Da es sehr viele gleichwertige Möglichkeiten zur Bildung eines vollständigen Satzes von dimensionslosen Kennzahlen gibt, ist die Auswahl bzw. die Bildung der Kennzahlen gesteuert worden. Es wurde z.B. darauf geachtet, daß die abhängige Größe, d.h. der zweiphasige Reibungsdruckverlust, nur in einer Kennzahl auftritt, damit die Abhängigkeit von den übrigen unabhängigen Größen leicht ermittelt werden kann. Die Darstellung mit Hilfe der Euler-Zahl führte dann zwangsläufig zur Bildung der Froude- und Reynolds-Zahl, da aus Untersuchungen einphasiger Strömungsvorgänge bekannt ist, daß das Triplet  $Eu$ ,  $Fr$ ,  $Re$  im allgemeinen übersichtliche Darstellungen gewährleistet. Es erschien auch zweckmäßig, von vorneherein Größen mit gleicher Dimension, beispielsweise Rohrlänge und Rohrdurchmesser, Wandrauigkeit und Rohrdurchmesser oder spezifische Enthalpie und Verdampfungswärme, zu einer Kennzahl zu vereinen. Weiterhin wurde versucht, Kennzahlen zu bilden, in denen jeweils nur eine der bei der Versuchsdurchführung zu messende Größe auftritt, um die Kennzahl möglichst genau bestimmen und eine maximal mögliche Einflußnahme auf die einzelne Kennzahl durch die Versuchsbedingungen vornehmen zu können. Unter diesen Gesichtspunkten ergaben sich die Weber-Zahl und die bereits oben ausgewählte Froude- und Reynolds-Zahl.

Da in Zweiphasensystemen jeweils zwei Dichten und Zähigkeiten vorliegen, können z.B. auch zwei Reynolds-, zwei Froude-, zwei Weber- und zwei Euler-Zahlen gebildet werden, wenn jeweils abwechselnd die Stoffwerte der Flüssigkeits- und der Dampfphase eingesetzt werden. Der Quotient aus den beiden Froude-, Euler- und Weber-Zahlen ergibt als Kennzahl das Verhältnis der Dichten der beiden Phasen; das Verhältnis der Zähigkeiten errechnet sich aus der Division der beiden Reynolds-Zahlen. Aus diesem Grund werden das Dichte- und das Zähigkeitsverhältnis sowie eine Reynolds-, Froude-, Euler- und Weber-Zahl gebildet. Es ist zu prüfen, auf welche Phase diese Kennzahlen zu beziehen sind. Da bei den hier untersuchten Strömungsbereichen der

Einfluß der flüssigen Phase überwiegt, werden die Kennzahlen mit den Stoffwerten der Flüssigkeit gebildet, und zwar in der Annahme, daß das gesamte zweiphasige Gemisch in flüssiger Form durch die Rohrleitung strömt. Diese Definition ist sehr zweckmäßig, da sie keine in der Zweiphasenströmung zu messende Größen enthält, die immer nur mit mäßiger Genauigkeit bestimmt werden können.

Entsprechend dieser Annahmen wird für die weiteren Untersuchungen von folgenden im wesentlichen auch schon von J.A. Bouré /12/ und J.M. Bruce /13/ aufgestellten Kennzahlen ausgegangen:

$$\pi_1 = \frac{\Delta p_{2ph}}{m^{*2}/g_F} \quad (\text{Euler-Zahl})$$

$$\pi_2 = \frac{m^{*2}}{g \cdot d_h \cdot g_F^2} \quad (\text{Froude-Zahl})$$

$$\pi_3 = \frac{m^* \cdot d_h}{\eta_F} \quad (\text{Reynolds-Zahl})$$

$$\pi_4 = \frac{g_F}{g_D} \quad (\text{Dichteverhältnis})$$

$$\pi_5 = \frac{\eta_F}{\eta_D} \quad (\text{Zähigkeitsverhältnis})$$

$$\pi_6 = \frac{l}{d} \quad (\text{Geometrieverhältnis})$$

$$\pi_7 = \frac{\Delta h}{\bar{r}} \quad (\text{dimensionslose Enthalpie bzw. Strömungsmassendampfgehalt})$$

$$\bar{w}_1 = \frac{k}{d} \quad (\text{relative Wandrauigkeit})$$

$$\bar{w}_2 = \frac{m^{*2} d_h}{\sigma g_F} \quad (\text{Weber-Zahl})$$

Das gleichzeitige Einhalten aller dieser Kennzahlen am Modell und am Original, d.h. eine vollkommene Ähnlichkeit zwischen dem

Vorgang im Modell und im Original, ist nicht möglich, da die Anzahl der beim Modell zu berücksichtigenden dimensionslosen Kennzahlen größer ist als die Anzahl der für das Modell verfügbaren Freiheitsgrade.

In Anlehnung an die Überlegungen von J.A. Bouré /12/ wird daher unterschieden zwischen Primärparametern bzw. Primärkennzahlen, die den Vorgang maßgeblich beeinflussen und Sekundärparametern bzw. Sekundärkennzahlen, die einen geringen Einfluß auf den Vorgang ausüben.

Es wird davon ausgegangen, daß eine erste angenäherte Ähnlichkeit des betrachteten Vorganges durch die Primärparameter bzw. Primärkennzahlen  $\pi_i$  gegeben ist. Eine bessere angenäherte Ähnlichkeit wird durch Berücksichtigung der Sekundärparameter bzw. Sekundärkennzahlen  $\bar{w}_j$  in Form von dimensionslosen Korrekturgrößen  $k_i$  erreicht, mit denen die Primärkennzahlen korrigiert werden.

Als Primärkennzahlen können die Euler-, Froude- und Reynolds-Zahl, das Dichte- sowie das Zähigkeitsverhältnis, das Geometrie- und das Strömungsmassendampfgehalt angesehen werden. Sekundärkennzahlen sind dann die relative Wandrauheit des Strömungskanals und die Weber-Zahl, da wie bereits oben diskutiert wurde, die Oberflächenspannung bei Zweiphasenströmung im wesentlichen die Strömungsform beeinflusst und diese einen vernachlässigbar geringen Einfluß auf den Reibungsdruckverlust ausübt.

Die Korrekturfaktoren sind Funktionen der Sekundärkennzahlen - ihr Wert wird entsprechend des gering angenommenen Einflusses nur in engen Toleranzbereichen von eins abweichen - und müssen durch Vergleich experimenteller Ergebnisse in zwei Systemen bestimmt werden.

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wurden daher gezielt zu den in der Literatur vorhandenen Meßergebnisse mit Wasser systematische Messungen mit R 12 als

Modellfluid in Abhängigkeit der wichtigsten Parameter durchgeführt.

Für die Durchführung der experimentellen Untersuchungen wurde der in Bild 1 schematisch dargestellte Versuchskreislauf benutzt. Er weist folgende Auslegungsdaten auf:

Druck : 50 bar  
 Temperatur : 263°C  
 Volumenstrom :  $1,8 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$  ( $6,5 \text{ m}^3/\text{h}$ )

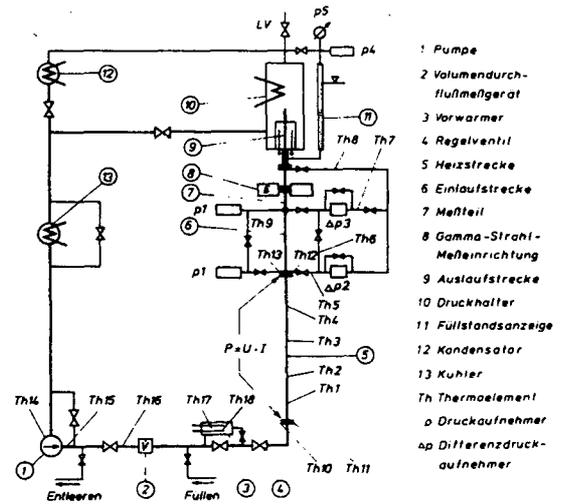


Bild 1: Schematische Darstellung des Versuchskreislaufes und der Meßstellenanordnung

Im Versuchskreislauf wird das unterkühlte R 12 durch die Pumpe (1) über das Volumendurchflußmeßgerät (2) in den elektrisch beheizten Vorwärmer (3) gefördert, in dem es bis dicht an den Sättigungszustand erwärmt wird. Über das Regelventil (4) gelangt die flüssige Strömung in die senkrecht stehende Heizstrecke (5), deren Rohrwand als elektrischer Widerstand dient. Die Flüssigkeit tritt von unten ein und wird während des Durchströmens teilweise verdampft, so daß am Ende der Heizstrecke ein zweiphasiges Gemisch die Heizstrecke verläßt. Danach durchströmt das Zweiphasengemisch eine hydrodynamische Einlaufstrecke (6), gelangt in den unbeheizten Meßteil (7), wo der Druckabfall gemessen wird, und fließt über die Auslaufstrecke (9) in den heiz- und kühlbaren Druckhalter (10). Dort wird das Gemisch getrennt, die Flüssigkeit fließt zu dem Kühler (13), während der Dampf in den Kondensator (12) strömt und niedergeschlagen wird. In dem

Kühler (13) wird das flüssige R 12 zur Vermeidung von Kavitation in der Pumpe (1) unterkühlt.

Der Reibungsdruckverlust wurde aus Druckabfallmessungen in unbeheizten vertikalen Meßstrecken bei senkrecht aufsteigender Zweiphasenströmung mit folgenden Strömungsquerschnitten ermittelt:

kreisrunder Strömungsquerschnitt mit Innendurchmessern von 0,010 m (Rohr 12 x 1), 0,01295 m (Rohr 15 x 1,025) und 0,015 m (Rohr 18 x 1,5),  
Rechteckquerschnitt mit einem hydraulischen Durchmesser von 0,01027 m (Rechteckrohr 20 x 10 x 1,2) und  
konzentrischer Kreisringpalt mit einem hydraulischen Durchmesser von 0,006 m (Außenrohr 18 x 1, Innenstab  $\phi$  10).

Der schematische Aufbau der Meßstrecken ist aus den Bildern 2, 3 und 4 ersichtlich. Jede Meßstrecke besteht aus drei unbeheizten Teilstrecken: Einlaufstrecke, Meßteil und Auslaufstrecke. Sie ist aus einem einzigen durchgehenden Rohr hergestellt, um Störungen durch Rohrabsätze und ungenaue Zentrierungen zu vermeiden. Für jede der fünf Meßstrecken steht eine Heizstrecke mit gleichem Strömungsquerschnitt zur Verfügung.

Durch Vergleich der eigenen experimentellen Ergebnisse mit den in der Literatur vorhandenen Untersuchungsergebnissen in Wasser /1 bis 4/ ist dann versucht worden, die Korrekturfaktoren  $k_1$  für alle Primärkennzahlen zu ermitteln. Es zeigte sich, daß die Werte der Korrekturfaktoren erheblich von eins abweichen und insbesondere Funktionen u.a. von Druck, Massenstromdichte, Dampfgehalt und Durchmesser Verhältnis sind. Da die Korrekturfaktoren noch untereinander gekoppelt sind, ergeben sich komplizierte Beziehungen für die Abhängigkeit von den einzelnen Einflußgrößen. Aus praktischen Gründen wurde daher versucht, auf übersichtlichere und leichter zu handhabende Darstellungsmöglichkeiten auszuweichen.

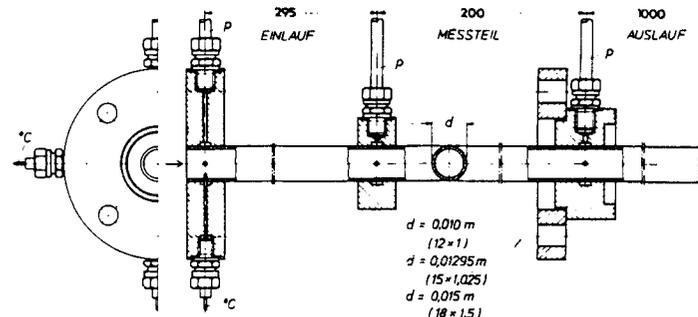


Bild 2: Schematischer Aufbau der kreisrunden Meßstrecke

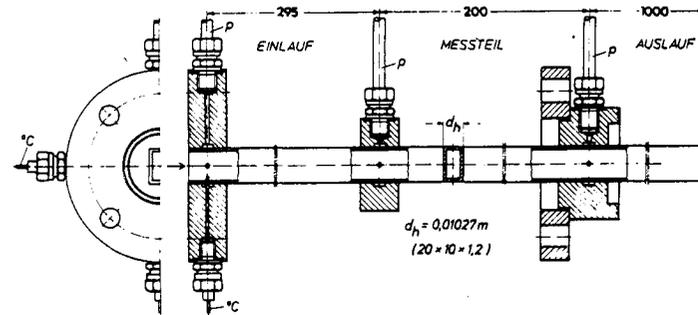


Bild 3: Schematischer Aufbau der Rechteckmeßstrecke

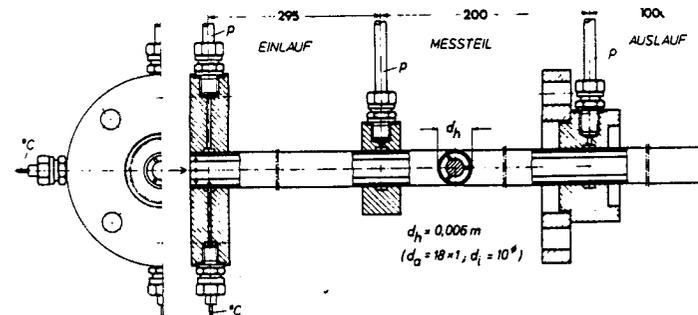


Bild 4: Schematischer Aufbau der Kreisringmeßstrecke

Die Anzahl der Korrekturfaktoren vermindert sich erheblich und die Darstellung der Korrekturfaktoren und des Modellgesetzes vereinfacht sich sehr, wenn einige unabhängige Kennzahlen zusammengefaßt und sogenannte "Übergruppen" gebildet werden. Eine Übertragung des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes vom Modell auf das Original ist dann möglich, wenn diese durch Faktoren korrigierten zusammengefaßten Kennzahlen am Modell und am Original eingehalten werden.

Für die weiteren Untersuchungen werden die den Einfluß der Impuls- und Zähigkeitskräfte beinhaltenden Kennzahlen  $\pi_4$  und  $\pi_5$ , das Dichte- und das Zähigkeitsver-

hältnis, durch Bildung des Quotienten zu einer dimensionslosen Kenngröße

$$\left(\frac{\eta_F}{\eta_D}\right) / \left(\frac{\rho_F}{\rho_D}\right)$$

zusammengefaßt. Diese Kenngröße erfaßt die Fluideigenschaften und bestimmt den thermodynamischen Zustand der beiden Fluide im Modell und Original.

Aus den ausgewählten Primärkennzahlen geht hervor, daß u.a. die Froude- und die Reynolds-Zahl, die das Verhältnis von Trägheitskraft zu Zähigkeitskraft darstellen, im Modell und im Original übereinstimmen sollen. Es bot sich an, den Einfluß dieser drei Kräfte in einer Kenngröße

$$\frac{Fr_F}{Re_F}$$

mit

$$Fr_F = \frac{m^*2}{g d_h \rho_F^2}$$

$$Re = \frac{m^* d_h}{\eta_F}$$

und

$$d_h = \frac{4F}{U}$$

zusammenzufassen. Diese Darstellung ermöglicht es, die Abhängigkeit des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes von der Massenstromdichte des Gemisches und von dem hydraulischen Durchmesser des Strömungskanals in einer Kenngröße zu vereinen. Gleichzeitig gibt diese Kenngröße, da sie im Modell und im Original eingehalten werden muß, eine Beziehung für die Abhängigkeit zwischen der Massenstromdichte und dem hydraulischen Durchmesser von Modell und Original an.

Die Euler-Zahl in der oben definierten Form bezeichnet das Verhältnis zwischen dem zweiphasigen Reibungsdruckverlust und dem Staudruck der einphasigen Strömung. Faßt man die Euler-Zahl mit dem Geometrieverhältnis zusammen und bezieht man den Reibungsdruckverlust auf die Rohrlänge, was durchaus zulässig, solange er linear vom Strömungsweg abhängig ist, so ergibt sich eine Kenngröße

$$\frac{\Delta p_{2ph} / \Delta l}{m^*2 / \rho_F \cdot d_h}$$

die verhältnisgleich dem bezogenen Reibungsdruckverlust

$$R = \frac{\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{2ph}}{\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{1ph,F}}$$

ist, da die Nenner in beiden Kenngrößen zueinander proportional sind. In dieser letzteren Kenngröße bezeichnet  $\Delta p_{1ph,F}$  den Reibungsdruckverlust der einphasigen Strömung, wenn der gesamte Massenstrom als Flüssigkeit im Strömungskanal fließt. Er kann leicht mit den bekannten Gleichungen in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl und der Wandrauigkeit berechnet werden.

Die Wahl der Kenngröße R ist sehr zweckmässig, da sie es gestattet, die einphasige Strömung ( $x^* = 0$ ) ohne umständliche Korrekturfaktoren als Grenzfall der Zweiphasenströmung mit in die Ähnlichkeitsbetrachtungen einzubeziehen. Durch diese Kenngröße wird gleichzeitig versucht, die Berechnung des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes mit den Gesetzen der einphasigen Strömung vorzunehmen. Dies ist allerdings nur zulässig, wenn die Zweiphasenströmung sich ebenso wie die Einphasenströmung wie ein Newtonsches Fluid verhält.

Der einphasige turbulente Reibungsdruckverlust ist in weiten Grenzen proportional  $m^{*1,75}$  und  $d^{-1,25}$ . Da der zweiphasige Reibungsdruckverlust nach C. Lombardi und E. Pedrocchi /10/ ungefähr die gleiche exponentielle Abhängigkeit von diesen Einflußgrößen aufweist, wird durch die Bildung des Verhältnisses der Reibungsdruckverluste der Einfluß der Massenstromdichte, des Rohrdurchmessers und evtl. der Wandrauigkeit auf den bezogenen Reibungsdruckverlust, zumindestens in erster Näherung, aufgehoben.

Zur Charakterisierung der Zweiphasenströmung bzw. der gegenseitigen Beeinflussung

der Phasen wird der Strömungsmassendampfgehalt des Gemisches beibehalten. Er errechnet sich aus einer Energie- und Massenbilanz bzw. aus dem Verhältnis von spezifischer Enthalpie des Gemisches und Verdampfungswärme.

Entsprechend den gemachten Annahmen verbleiben als Ähnlichkeitsbedingungen für die Übertragung des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes von Modell auf das Original die Kenngrößen

$$\frac{(\Delta p / \Delta l)_{2ph}}{(\Delta p / \Delta l)_{1ph,F}}$$

für die Ermittlung des zweiphasigen Reibungsdruckverlustes in Modell und Original,

$$\frac{\eta_F / \eta_D}{\rho_F / \rho_D}$$

für die Bestimmung des thermodynamischen Zustandes der beiden Fluide,

$$\frac{Fr_F}{Re_F}$$

für den Zusammenhang zwischen Massendichte und hydraulischem Durchmesser von Modell und Original und

$$x^*$$

für den Strömungsmassendampfgehalt des Gemisches in Modell und Original.

Bei der Ermittlung der Korrekturfaktoren für diese Kenngröße erwies es sich als günstig, auch Potenzen zuzulassen, da damit eine einfachere Darstellung der Korrekturfaktoren und der Modellgesetze erreicht werden konnte.

Wie die Auftragungen der Meßwerte von R 12 und Wasser in den nachfolgenden Bildern 5 bis 10 zeigen, ist bei gleicher Form der

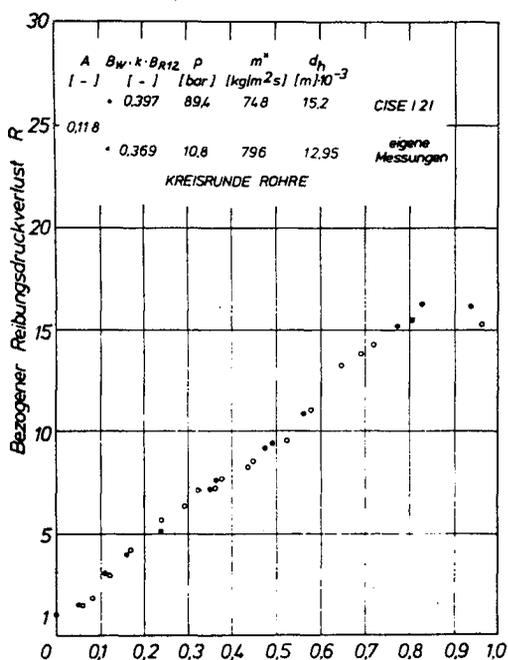


Bild 5: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12

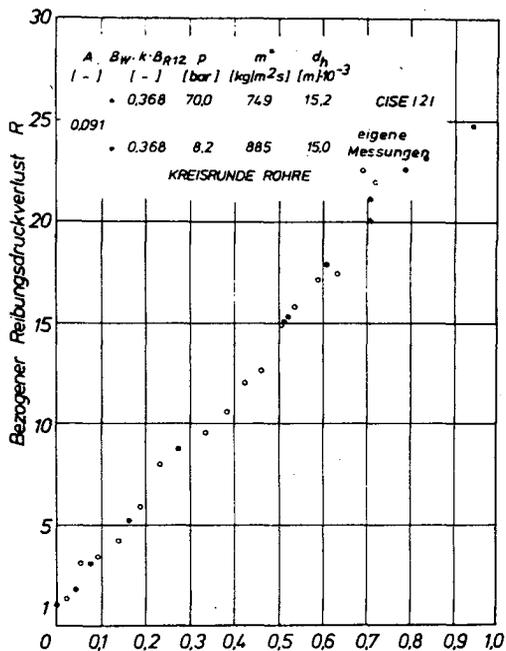


Bild 6: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12

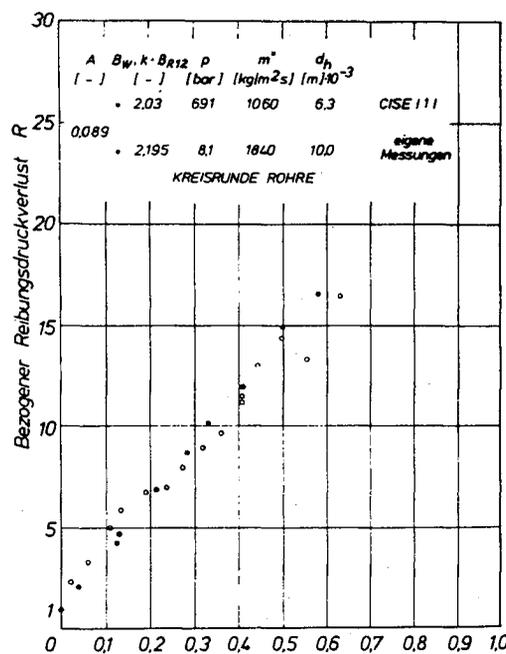


Bild 7: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12

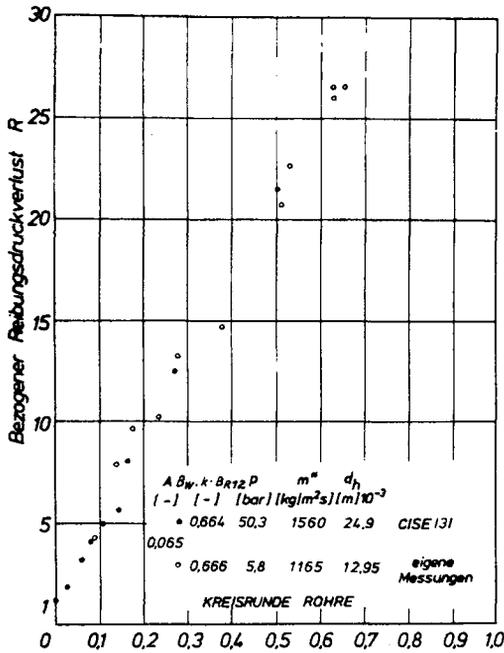


Bild 8: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12

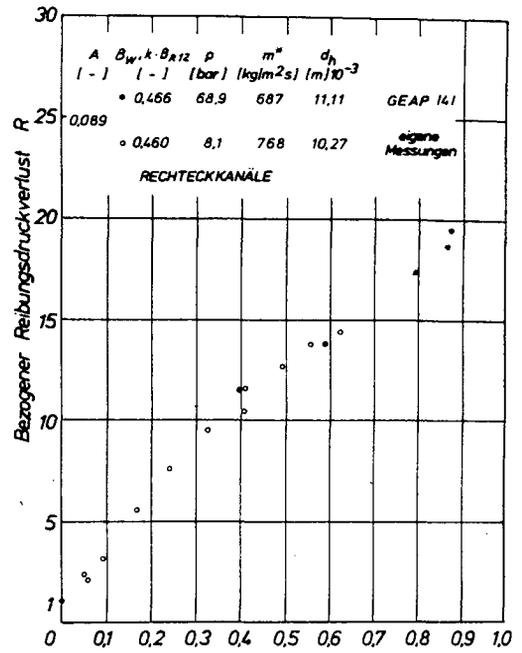


Bild 9: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12

Strömungsquerschnitte von Original und Modell der bezogene Reibungsdruckverlust

$$R = \frac{(\Delta p / \Delta l)_{2ph}}{(\Delta p / \Delta l)_{1ph,F}}$$

im Original und im Modell gleich, wenn die Kenngrößen

$$\left. \frac{(\eta_F / \eta_D)^{0,2}}{(\rho_F / \rho_D)^{0,9}} \right|_O = \left. \frac{(\eta_F / \eta_D)^{0,2}}{(\rho_F / \rho_D)^{0,9}} \right|_M$$

$$\left. \frac{Fr_F}{Re_F^{0,25}} \right|_O = \left. k \cdot \frac{Fr_F}{Re_F^{0,25}} \right|_M$$

$$\left. x^* \right|_O = \left. x^* \right|_M$$

eingehalten werden. In diesem Fall überdecken sich die Meßwerte von R 12 und Wasser bzw. reihen sie sich ohne größere Abwei-

1) In den Bildern mit A und B bzw. k·B bezeichnet

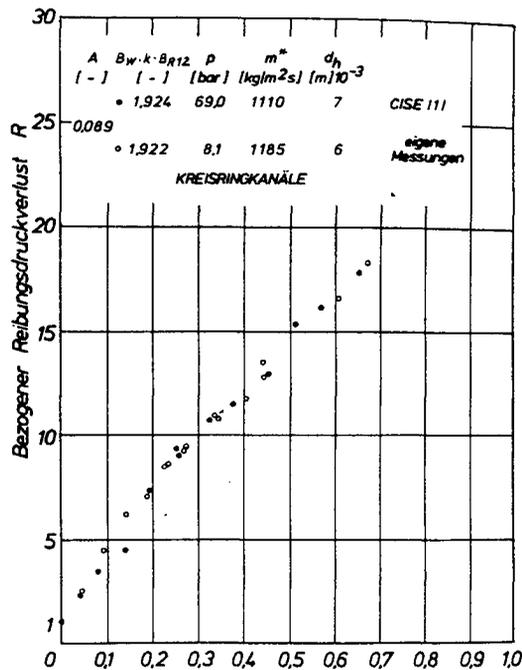


Bild 10: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12

chung bis zu den höchsten Massendampfgehalten des Gemisches stetig aneinander.

Es ist ersichtlich, daß durch die Zusammenfassung von Kennzahlen und durch die Einführung von Potenzen nur noch die Kenngröße

$$\frac{Fr_F}{Re_F^{0,25}}$$

im Modell durch einen Faktor korrigiert werden muß. Die geringfügige Abhängigkeit des Korrekturfaktors vom Druck bzw. von der Kenngröße

$$\left(\frac{\eta_F}{\eta_D}\right)^{0,2} / \left(\frac{q_F}{q_D}\right)^{0,9}$$

ist in Bild 11 dargestellt.

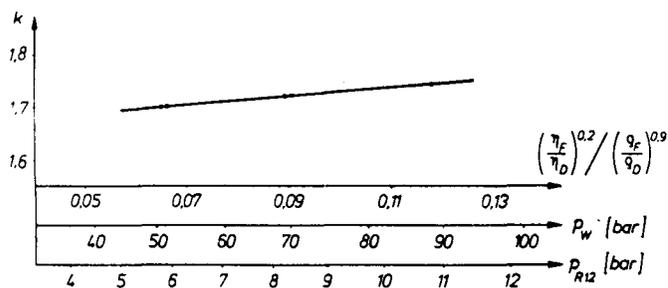


Bild 11: Druckabhängigkeit des Korrekturfaktors k

Die in weiten Druckbereichen für kreisrunde Rohre bestätigten Übertragungsbedingungen gelten auch für die experimentellen Ergebnisse in Rechteckkanälen und konzentrischen Kreisringspalten. In den Bildern 9 und 10 stimmen die Meßergebnisse ebenso gut überein wie in den vorherigen Bildern.

Die Ähnlichkeitsbedingungen sind in folgenden Bereichen überprüft worden:

$$50 \leq p_w \leq 90 \quad \text{bar}$$

$$5,8 \leq p_{R12} \leq 11 \quad \text{bar}$$

$$0,065 \leq \frac{\left(\frac{\eta_F}{\eta_D}\right)^{0,2}}{\left(\frac{q_F}{q_D}\right)^{0,9}} \leq 0,118$$

Für Berechnungen innerhalb dieses Gültigkeitsbereiches genügt für den Korrekturfaktor der mittlere Wert

$$k = 1,7$$

Die Übertragung des bezogenen Reibungsdruckverlustes ist nur bei gleicher Form der Strömungsquerschnitte von Modell und Ori-

ginal möglich. In diesem Fall reicht zur Beschreibung des Strömungsquerschnittes der hydraulische Durchmesser aus. Er ist für die untersuchten Querschnittsformen folgendermaßen berechnet worden.

$$\text{Kreisrundes Rohr} \quad d_h = d$$

$$\text{Rechteckkanal} \quad d_h = \frac{2ab}{a+b}$$

$$\text{Konzentrischer Kreisringspalt} \quad d_h = d_a - d_i$$

Es bezeichnen hierbei a und b die Seitenlängen des Rechtecks und  $d_a$  und  $d_i$  den Außen- und Innendurchmesser des Kreisringes.

Durch die Einführung der Stoffwerte der flüssigen Phase in die Kenngröße

$$\frac{Fr_F}{Re_F^{0,25}}$$

sind die Übertragungsbedingungen auf diejenigen Strömungsbereiche beschränkt, in denen der zweiphasige Reibungsdruckverlust maßgeblich durch die Anwesenheit der flüssigen Phase beeinflusst wird. Erfahrungsgemäß ist dies bei den hier auftretenden Drücken bis zu einem Strömungsmassendampfgehalt von 0,6 bis 0,8 gegeben.

Über die Kenngröße B bzw.  $k \cdot B$  kann bei vorgegebener Massenstromdichte des Originalfluids und vorgegebenen Strömungsquerschnitt des Originals die Massenstromdichte des Modellfluids in Abhängigkeit vom Strömungsquerschnitt des Modells berechnet werden. Die verschiedenen Kombinationen von Massenstromdichte ( $R_{12}$ ) und Strömungsquerschnitt des Modells sind in weiten Grenzen frei wählbar. Im allgemeinen wird aber das Modell, damit es seinen Zweck erfüllt, kleiner sein als das Original. Im Rahmen der vergleichenden Untersuchungen erstreckte sich das Verhältnis der Durchmesser von Original und Modell von etwa

1:1,6 (Bild 7) bis 1,9:1 (Bild 8), dies entspricht Querschnittsverhältnissen von etwa

1:2,5 bis 3,7:1.

Nur für den Fall, daß das Original erheblich größer ist als das Modell, ergeben sich kleinere Massenstromdichten für das Modell als für das Original. Für den Sonderfall, daß Modell und Original identische Strömungsquerschnitte aufweisen, beispielsweise wenn an der Großausführung vorab strömungstechnische Untersuchungen mit einem

Modellfluid durchgeführt werden sollen, ergeben sich je nach Druck etwa 20 bis 25% größere Massenstromdichten für das Modellfluid.

In den Bildern 12 bis 16 sind mit Hilfe der Meßergebnisse in R 12 und Wasser Reibungsdruckverlustdiagramme aufgestellt worden.

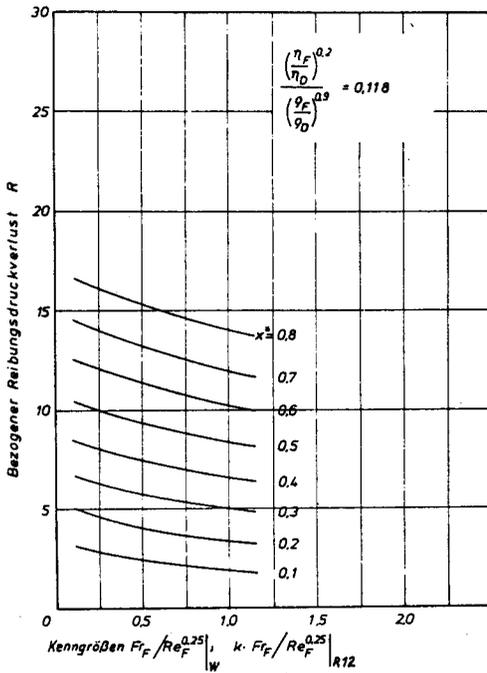


Bild 12: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12 in Abhängigkeit der abgeleiteten Kenngröße

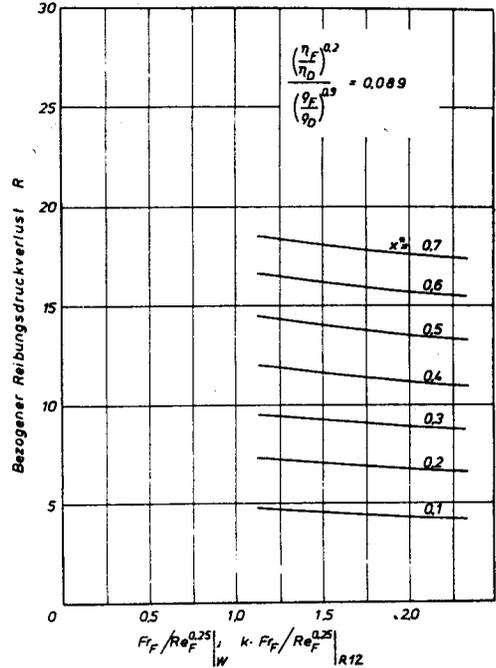


Bild 14: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12 in Abhängigkeit der abgeleiteten Kenngröße

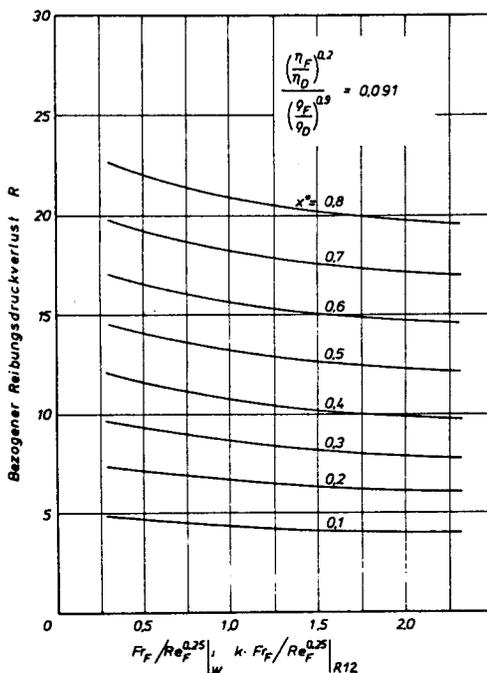


Bild 13: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12 in Abhängigkeit der abgeleiteten Kenngröße

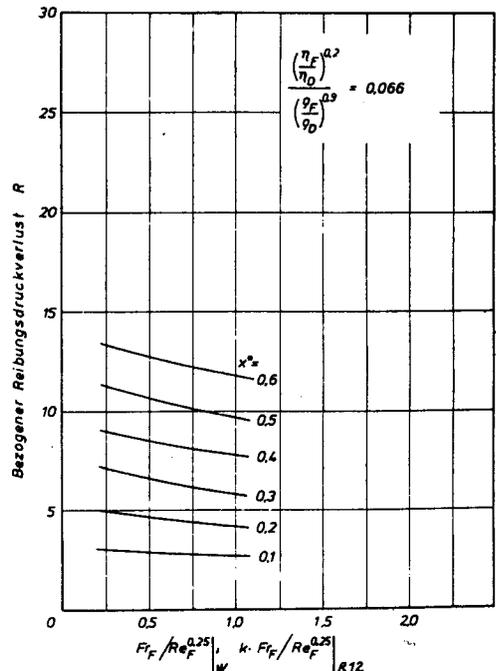


Bild 15: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12 in Abhängigkeit der abgeleiteten Kenngröße

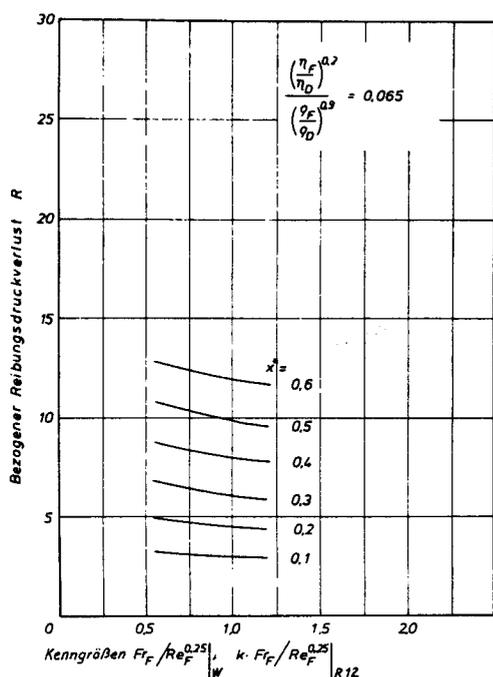


Bild 16: Bezogener Reibungsdruckverlust von Wasser und R 12 in Abhängigkeit der abgeleiteten Kenngröße

Der bezogene Reibungsdruckverlust in kreisrunden Rohren ist über der Kenngröße

$$\frac{Fr_F}{Re_F^{0,25}} \quad \text{bzw.} \quad k \frac{Fr_F}{Re_F^{0,25}}$$

in Abhängigkeit vom Druck bzw. der Kenngröße

$$\left( \frac{\eta_F/\eta_D}{(\rho_F/\rho_D)^{0,9}} \right)^{0,2}$$

und des Strömungsmassendampfgehaltes aufgetragen. Die Diagramme lassen die bereits oben diskutierten Einflüsse von Druck und Strömungsmassendampfgehalt auf den bezogenen Reibungsdruckverlust erkennen. Weiterhin kann man aus den Auftragungen entnehmen, daß der bezogene Reibungsdruckverlust mit zunehmenden Abszissenwerten geringfügig abnimmt; d.h., daß der Einfluß der Massenstromdichte auf den bezogenen Reibungsdruckverlust größer ist als der des Rohrdurchmessers.

Mit Hilfe dieser Kurven ist es möglich, bei den angegebenen Drücken und ggfls. durch Interpolation für dazwischenliegende Drücke, für eine in weiten Grenzen frei wählbare Kombination von Massenstromdichte,

Rohrdurchmesser und Strömungsmassendampfgehalt den bezogenen Reibungsdruckverlust bei Zweiphasenströmung von R 12 und Wasser zu bestimmen.

#### Literatur

- [1] Berkowitz, L., Bertoletti, S., Lesage, J., Perlongo, G., Soldani, G. und R. Zavatarelli: Results of wet steam cooling experiments: pressure drop, heat transfer and burnout measurements with round tubes. CISE-Report R-27, 1960
- [2] Gaspari, G.P., Lombardi, C. und G. Peterlongo: Pressure drops in steam-water mixtures. CISE-Report R-83, 1964
- [3] Alessandrini, A., Peterlongo, G. und R. Ravetta: Critical heat flux and pressure drop measurements in round vertical tubes at the pressure of 51 kg/cm<sup>2</sup> abs. CISE-Report R-86, 1963
- [4] Janssen, E. und J. Kervinen: Two-phase pressure drop in straight pipes and channels: water-steam mixtures at 600 to 1400 psia. GEAP-Report 4616, 1964
- [5] Chawla, J.M.: Wärmeübergang und Druckabfall in waagerechten Rohren bei der Strömung von verdampfenden Kältemitteln, VDI-Forsch. H 523, Düsseldorf, 1967
- [6] Lockhart, R.W. und R.C. Martinelli: Proposed correlation of data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. Chem. Engng. Prog. 45 (1949) H. 1, S. 39/48
- [7] Friedel, L.: Modellgesetz für den Reibungsdruckverlust in der Zweiphasenströmung, Diss. T.U. Hannover 1974
- [8] Kowalczewski, J.J.: Two-phase flow in an unheated and heated tube. Diss. ETH Zürich, 1964

- |      |                                                                                                                                                                    |               |                                                            |
|------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------|------------------------------------------------------------|
| [9]  | <u>Hewitt, G.F., King, R.D. und P.C. Lovegrove:</u> Techniques for liquid film and pressure drop studies in annular two-phase flow, UKAEA-Report AEEW-R 3921, 1962 | $\Delta p$    | Druckabfall, Druckverlust                                  |
|      |                                                                                                                                                                    | R             | bezogener Reibungsdruckverlust                             |
|      |                                                                                                                                                                    | $\bar{F}$     | Verdampfungswärme                                          |
|      |                                                                                                                                                                    | Re            | Reynolds-Zahl                                              |
|      |                                                                                                                                                                    | U             | benetzter Umfang, elektrische Spannung                     |
| [10] | <u>Lombardi, C. und E. Pedrocchi:</u> A pressure drop correlation in two-phase flow. Energia Nucleare 19 (1972) H. 2, S. 91/99                                     | $V^*$         | Volumenstrom                                               |
|      |                                                                                                                                                                    | We            | Weber-Zahl                                                 |
|      |                                                                                                                                                                    | $x^*$         | Strömungsmassendampfgehalt                                 |
| [11] | <u>Barnett, P.G.:</u> The scaling of forced convection boiling heat transfer. UKAEA-Report AEEW-R 134, 1963                                                        | $\beta$       | Steigung der Dampfdruckkurve                               |
|      |                                                                                                                                                                    | $\gamma$      | Gradient des Dichteverhältnisses längs der Sättigungslinie |
|      |                                                                                                                                                                    | $\varepsilon$ | volumetrischer Dampfgehalt                                 |
| [12] | <u>Bouré, J.A.:</u> Modeling methods in two-phase flow thermohydraulics in Thermoidraulica dei fluidi bifase, CNEN, Rom, 1973                                      | $\zeta$       | Widerstandsbeiwert                                         |
|      |                                                                                                                                                                    | $\eta$        | kinematische Zähigkeit                                     |
|      |                                                                                                                                                                    | $\pi$         | dimensionslose Kennzahl, Kreiszahl                         |
|      |                                                                                                                                                                    | $\rho$        | Dichte                                                     |
| [13] | <u>Bruce, J.M.:</u> Fluid to fluid modeling criteria for two-phase pressure drop. AECL-Report 4263, 1972                                                           | $\sigma$      | Oberflächenspannung                                        |
|      |                                                                                                                                                                    | $\bar{w}$     | Sekundärkennzahl                                           |

Nomenklatur und Indizes

a	Seitenlänge
b	Seitenlänge
d	Durchmesser
Eu	Euler-Zahl
F	Querschnittsfläche
Fr	Froude-Zahl
g	Fallbeschleunigung
$\Delta h$	spezifische Enthalpie
k	mittlere Wandrauigkeit, Korrekturfaktor
$\Delta l$	Rohrlänge
$m^*$	Massenstromdichte

Indizes

D	Dampf
F	Flüssigkeit
h	hydraulisch
i	beliebige Zahl
M	Modell, Meßleitung
O	Original
R12	Dichlordifluormethan
s	Sättigung
W	Wasser
1ph	einphasig, Reibung
2ph	zweiphasig, Reibung