KERNFORSCHUNGSZENTRUM

KARLSRUHE

September 1971

KFK 1503

Institut für Neutronenphysik und Reaktortechnik

Laminarströmung in Stabbündeln

K. Rehme

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.

KARLSRUHE

Sonderdruck aus der Zeitschrift „Chemie-Ingenieur-Technik“
Zeitschrift für Verfahrenstechnik, Technische Chemie und Apparatewesen

CHEMIE INGENIEUR TECHNIK

Verfahrenstechnik
Technische Chemie
Apparatewesen

43. Jahrgang · Heft 17 (1971) · Seite 962-966
Verlag Chemie GmbH, Weinheim/Bergstr.

Laminarströmung in Stabbündeln

K. REHME

Laminarströmung in Stabbündeln

K. Rehme *

Für die inkompressible, isotherme, voll ausgebildete Laminarströmung längs Stabbündeln sowohl in hexagonaler wie quadratischer Anordnung, die von Sechskant- bzw. Vierkantkanälen umschlossen werden, wurden Werte des Geometrieparameters K im Druckverlustgesetz $\lambda \cdot \mathrm{Re} = K$ berechnet. Für Stabbündel mit großen Stabzahlen kann der Druckverlust mit Hilfe der durch numerische Integration der Navier-Stokes-Gleichungen gewonnenen Werte des Geometrieparameters der Unterkanäle errechnet werden. Die Untersuchungen erstrecken sich über einen großen Bereich von Stab- und Wandabstandsverhältnissen. Die erhaltenen Ergebnisse werden mit Angaben aus dem Schrifttum verglichen. Auf Grund der angegebenen Ergebnisse dieser Untersuchung kann der Druckverlust für die Strömung in Stabbündeln in allen vorkommenden Fällen genügend genau berechnet werden.

Es sind einige theoretische und wenige experimentelle Arbeiten über die laminare, inkompressible, isotherme Strömung längs Stabbündelanordnungen bekannt geworden. Dabei beziehen sich die theoretischen Arbeiten entweder auf die Strömung in unendlich ausgedehnten Stabbündeln oder auf Stabbündel mit nur einer Stabreihe kreisförmig um den Zentralstab angeordnet und von einem Kreisrohr umgeben. Wegen der komplizierten Randbedingungen ist eine allgemeine analytische Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen nicht möglich.

Für die Strömung längs unendlich ausgedehnter Stabbündel geben *Sparrow* und *Loeffler* [1] eine analytische Lösung der Navier-Stokes-Gleichungen an. *Gunn* und *Darling* [2] haben für vier Fälle von Stabbündeln in quadratischer Anordnung eine numerische Lösung mitgeteilt, die mit ihren Meßergebnissen verglichen wird.

Axford [3] findet mit Hilfe von periodischen harmonischen Funktionen eine Näherungslösung für endliche Stabbündel in einem Kreisrohr als umschließenden Kanal. Eine ähnliche Lösung geben *Min* und Mitarb. [4] an. Allerdings können die angegebenen Lösungsmethoden nur auf eine kreisförmig um den Zentralstab angeordnete Stabreihe angewendet werden. Experimentelle Ergebnisse sind weiterhin von *Galloway* und *Epstein* [5, 6] aus Untersuchungen an je vier Teststrecken mit hexagonal und quadratisch angeordneten Stäben veröffentlicht worden.

Die vorliegende Untersuchung wurde systematisch ausgeführt, um die spärlichen Daten insbesondere im Hinblick auf Druckverlustbeiwerte zu vervollständigen. Dabei wurden numerische Lösungen für endliche Stabbündel sowohl in hexagonaler als auch in quadratischer Anordnung ermittelt. Die Kanäle, die die Stabbündel umschließen, sind für die hexagonale Anordnung Sechskantkanäle und für die quadratische Anordnung quadratische Kanäle.

Untersuchungsmethode

Betrachtet wird die stationäre, inkompressible, laminare Strömung längs paralleler Stäbe. Sie wird durch die Poissonsche Gleichung[1)]

$$\mu \nabla^2 w_z = \frac{\partial p}{\partial z} \tag{1}$$

beschrieben mit μ als der dynamischen Viskosität und $\partial p/\partial z$ als dem Druckgradienten in Strömungsrichtung (z = Achse, s. Abb. 1). Die Poissonsche Gleichung ergibt sich aus den Navier-Stokes-Gleichungen, da wegen $w_\varphi = 0$ und $w_r = 0$ zwei Gleichungen eliminiert sind und die dritte sich zu Gl. (1) reduziert. Folgt man der von *Schmid* [7] gegebenen Darstellung, so transformiert sich Gl. (1) durch die Substitution

$$u = w_z \bigg/ \left(-\frac{1}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} R^2 \right) \text{ und } r = r_\varphi / R \tag{2}$$

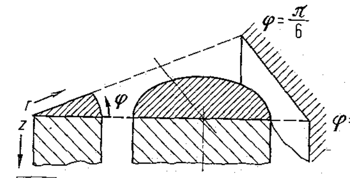

Abb. 1. Ausschnitt aus einem Stabbündel von sieben Stäben.

* Dr.-Ing. *K. Rehme*, Gesellschaft für Kernforschung mbH, Karlsruhe.

1) Erläuterung der Formelzeichen am Schluß der Arbeit.

zur dimensionslosen Form

$$\nabla^2 u = -1 \quad . \tag{3}$$

Für den betrachteten Fall in Polar-Koordinaten hat Gl. (3) die Form

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r}\,\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2}\,\frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} = -1 \quad . \tag{4}$$

Mit Hilfe der Randbedingungen können Lösungen (Eigenwerte) dieser Differentialgleichung ermittelt werden. Die Randbedingungen für den betrachteten Fall, Abb. 1, sind:

1) $\partial u/\partial \varphi = 0$ für $\varphi = 0$ und $\varphi = \pi/6$ aus Symmetriegründen, und
2) die Haftbedingung $u = 0$ an allen Wänden (Stab- und Kanalwände).

Mit dem zweidimensionalen Diffusionsprogramm Dixy wurden numerische Lösungen nach der Differenzen-Methode ermittelt. Dabei wird ein Iterationsverfahren mit zyklisch reduzierter Blocküberrelaxation verwendet. Für dieses numerische Berechnungsverfahren wird der betrachtete Sektor von einem Netz aus Radialstrahlen und konzentrischen Kreisen bedeckt. An den Netzpunkten (Schnittpunkten von Radialstrahlen und konzentrischen Kreisen) werden die dimensionslosen Strömungsgeschwindigkeiten u iterativ berechnet. Außerdem wird das Geschwindigkeitsfeld über den Strömungsquerschnitt zur mittleren dimensionslosen Geschwindigkeit $\bar{u}$ integriert. An einem Kreisquerschnitt, für den die Poissonsche Gleichung analytisch gelöst werden kann, wurde das Berechnungsverfahren zunächst getestet. Dabei wurden Kriterien aufgestellt für die Definition der Ränder (Haftbedingung) innerhalb des Netzwerkes und für die Anzahl der Netzpunkte, die für eine hinreichend genaue Lösung erforderlich sind. Man erhält eine Lösung der Form

$$\frac{\Delta p}{\Delta L} = K\,\frac{\mu \bar{w}}{2 D_{\mathrm{H}}^2} \tag{5}$$

mit $D_{\mathrm{H}} = 4F/U$ als dem hydraulischen Durchmesser, $\bar{w}$ als der über den Strömungsquerschnitt F gemittelten Strömungsgeschwindigkeit und $\Delta p/\Delta L$ als dem pro Längeneinheit erzeugten Druckverlust. Der hydraulische Durchmesser wird als charakteristische Länge des Strömungsquerschnittes verwendet, weil einerseits keine andere den Strömungsquerschnitt charakterisierende Länge bekannt ist und andererseits mit dem hydraulischen Durchmesser für laminare und turbulente Strömung die gleiche Größe für die gleiche Geometrie verwendet wird. Mit den üblichen Definitionen der Reynolds-Zahl und des Druckverlustbeiwertes

$$\mathrm{Re} = \varrho\,\frac{\bar{w} D_{\mathrm{H}}}{\mu} \quad \text{und} \quad \lambda = \frac{\Delta p/\Delta L}{\frac{\varrho}{2}\,\bar{w}^2\,\frac{1}{D_{\mathrm{H}}}} \tag{6, 7}$$

läßt sich Gl. (5) schreiben:

$$\lambda = K/\mathrm{Re} \tag{8}$$

In diesem Druckverlustgesetz für die Laminarströmung in Kanälen hängt die Proportionalitätskonstante K nur von der Geometrie des betrachteten Kanales ab. Die Abhängigkeit dieses Geometrieparameters K von den geometrischen Randbedingungen soll untersucht werden. Es gelten folgende Randbedingungen:

1) die Anordnung der Stäbe ist hexagonal oder quadratisch,
2) das Stababstandsverhältnis wird gleich P/D gesetzt,
3) das Wandabstandsverhältnis wird gleich W/D gesetzt,
4) die Anzahl der Stäbe im Stabbündel und
5) die Form des umschließenden Kanals ist gegeben.

Für sieben Stäbe in hexagonaler Anordnung in einem Sechskantkanal, Abb. 1, wurden numerische Lösungen für verschiedene Stababstands- und Wandabstandsverhältnisse berechnet. Für größere Stabzahlen als sieben in hexagonaler Anordnung wird der Rechenaufwand so groß, daß es nicht sinnvoll ist, die vollständige numerische Lösung zu berechnen. Um trotzdem Geometrieparameter K für größere Stabzahlen für verschiedene Randbedingungen zu erhalten, wird der Strömungsquerschnitt in Unterkanäle aufgeteilt. Bei diesem für turbulente Stabbündelströmungen eingeführten Unterkanalverfahren wird der Strömungsquerschnitt längs der Linien engsten Stab- bzw. Wandabstandes getrennt, s. Abb. 2. Für die dabei entstehenden Unterkanäle wird die numerische Lösung in Abhängigkeit der jeweiligen geometrischen Parameter ermittelt. Als zusätzliche Randbedingung zur Lösung der Differentialgleichung wird auf den Linien engsten Abstandes (Trennlinien) der Geschwindigkeitsgradient $\partial u/\partial \varphi = 0$ gesetzt.

Betrachtet man nur Stabbündel in Sechseck- bzw. Vierkantkanälen – wie hier –, so sind Stabbündel mit verschiedener Anzahl von Stäben aus den bei der Trennung entstehenden drei Unterkanaltypen zusammengesetzt, Abb. 2: a dem Zentralkanal, b dem Wandkanal und c dem Eckkanal.

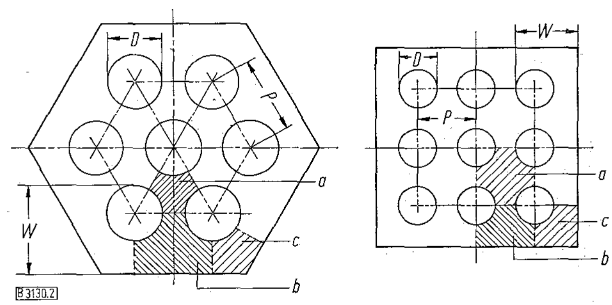

Abb. 2. Hexagonale und quadratische Anordnung von Stabbündeln.

a Zentralkanal, *b* Wandkanal, *c* Eckkanal.

Geometrieparameter K_{ges} des Druckverlustes für die ausgebildete Strömung in derart zusammengesetzten Stabbündeln können berechnet werden mit den Bedingungen

1) gleicher Druckverlust in allen Kanälen,
2) Gesamtdurchsatz gleich Summe der Einzeldurchsätze.

Der Geometrieparameter K_{ges} errechnet sich aus den bekannten Geometrieparametern K_{i}, den Geometriegrößen F_{i} und U_{i} der einzelnen Unterkanäle zu:

$$\frac{1}{K_{\mathrm{ges}}} = \sum_{\mathrm{i}} \frac{1}{K_{\mathrm{i}}} \left(\frac{U_{\mathrm{ges}}}{U_{\mathrm{i}}}\right)^2 \left(\frac{F_{\mathrm{i}}}{F_{\mathrm{ges}}}\right)^3 \quad . \tag{9}$$

Der dabei auftretende Fehler durch die nicht korrekte Bedingung $\partial u/\partial \varphi = 0$ auf den Trennlinien ist in einer Arbeit von *Schmid* [7] untersucht worden. *Schmid* betrachtet eine halbendliche quadratische Anordnung mi einer Wand und untersucht, wie stark sich der Einfluß der Wand auf die Durchsatzverteilung in den benachbarten Kanälen auswirkt. Es wird gezeigt, daß die Auswirkung (gemessen in der Durchsatzänderung bei konstantem Druckverlust mit und ohne Wand) klein bleibt (<1%) für Stababstandsverhältnisse $P/D < 2{,}5$, wenn die hydraulischen Durchmesser der einzelnen Kanäle nicht zu stark voneinander abweichen. Daraus kann geschlossen werden, daß der Fehler durch die Annahme $\partial u/\partial \varphi = 0$ auf den Trennlinien ebenfalls klein bleibt, solange die hydraulischen Durchmesser der Unterkanäle nicht zu sehr verschieden sind.

Ergebnisse

Zentralkanal

In Abb. 3 sind die errechneten Geometriefaktoren K in Abhängigkeit vom Stababstandsverhältnis P/D für hexagonale und quadratische Anordnung der Stäbe aufgetragen. Die Werte stimmen mit den analytischen Ergebnissen

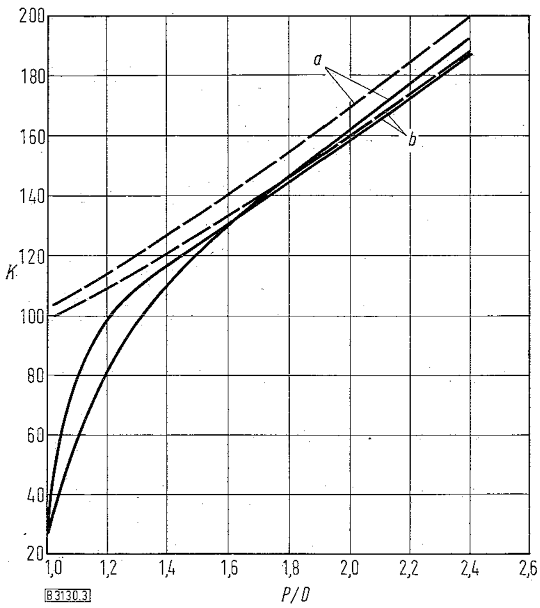

Abb. 3. Geometriefaktor K des Zentralkanals in Abhängigkeit vom Stababstandsverhältnis P/D.

a quadratische Anordnung, *b* hexagonale Anordnung, – – – flächengleiche Ringzone.

von *Sparrow* und *Loeffler* [1] überein. Für große Abstandsverhältnisse nähern sich die Geometriefaktoren asymptotisch den Geometriefaktoren K_{RZ} der flächengleichen Ringzone, die in Abb. 3 gestrichelt eingezeichnet sind. Eine ähnliche Überlegung findet sich bei *Sparrow* und *Loeffler*. Diese stellen fest, daß es eine von der Anordnung (hexagonal oder quadratisch) unabhängige Lösung gibt, wenn man die Abhängigkeit der Geometriefaktoren von der Porosität $\varepsilon = F/(F + F_R)$ anstatt wie hier vom Stababstandsverhältnis betrachtet. Bei der Ringzone erhält man durch Integration der Poissonschen Gleichung

$$\lambda \cdot \mathrm{Re} = K_{RZ} = \left| \frac{64\,(x^2-1)^3}{3x^4 - 4x^2 - 4x^4 \ln x + 1} \right| \tag{10}$$

mit $x = r_0/r_z$ (s. Abb. 4a) als Parameter, durch den alle Ringzonen beschrieben werden ($x = 0$ entspricht dem Kreisrohr, $x = 1$ der parallelen Platte).

Für die flächengleiche Ringzone, Abb. 4b ergibt sich:

hexagonale Anordnung $\quad x_{RZ} = \dfrac{P}{D} \sqrt{\dfrac{2\sqrt{3}}{\pi}}$,

quadratische Anordnung $\quad x_{RZ} = \dfrac{P}{D} \dfrac{2}{\sqrt{\pi}}$.

Aus der Definition der Porosität ε erhält man für den von *Sparrow* und *Loeffler* angegebenen Parameter $\varepsilon^* = 1 - \varepsilon$ für die hexagonale Anordnung

$$\varepsilon^* = \frac{\pi}{2\sqrt{3}} \frac{1}{(P/D)^2} = \frac{1}{x_{RZ}^2} \tag{11}$$

und für die quadratische Anordnung

$$\varepsilon^* = \frac{\pi}{4} \frac{1}{(P/D)^2} = \frac{1}{x_{RZ}^2} \, , \tag{12}$$

also den gleichen Parameter für beide Anordnungen. Nach [1] gilt die Lösung von Gl. (10) mit guter Näherung für hexagonale Anordnung bei $\varepsilon > 0{,}8$ (das entspricht $P/D > 2{,}1$) und für quadratische Anordnung bei $\varepsilon > 0{,}9$ (das entspricht $P/D > 2{,}8$.)

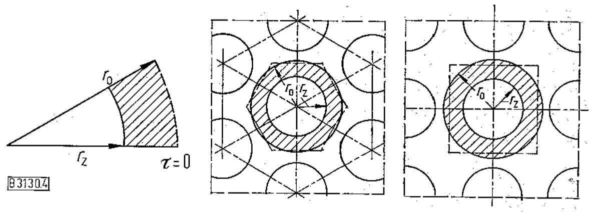

Abb. 4. Schematische Darstellung des Ringzonenparameters $x = r_0/r_z$ für die hexagonale und die quadratische Anordnung.

Wandkanal

Die Wandkanäle sind für Stäbe in hexagonaler und quadratischer Anordnung gleich, s. Abb. 2. Ihre Geometrie wird bestimmt durch zwei Parameter: durch das Stababstandsverhältnis P/D und durch das Wandabstandsverhältnis W/D. In Abb. 5 sind die Ergebnisse als Linien

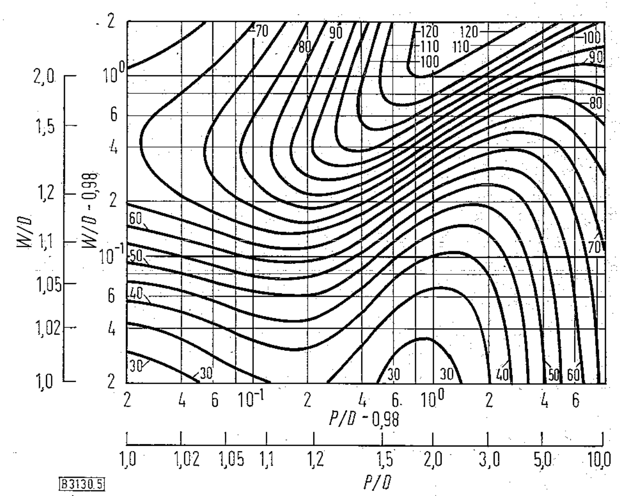

Abb. 5. Linien gleichen Geometriefaktors K für verschiedene Abstandsverhältnisse P/D und W/D.

gleichen Geometrieparameters K als Funktion von P/D und W/D dargestellt. Die Koordinaten $(P/D - 0{,}98)$ bzw. $(W/D - 0{,}98)$ wurden gewählt, um im doppellogarithmischen Maßstab ein Bild zu erhalten, bei dem die K-Linien einen annähernd gleichen Abstand im untersuchten Parameterbereich haben. Um den Einfluß von unterschiedlichen Wandabständen deutlich zu zeigen, sind die Geometriefaktoren K in Abb. 6 in Abhängigkeit des Stababstandsverhältnisses für drei verschiedene Wandabstandsverhältnisse aufgetragen:

a) Abstand zwischen Stab/Wand gleich dem Abstand zwischen den Stäben $W/D = P/D$;

b) Abstand Stab/Wand gleich dem halben Stababstand;
$$W/D = \frac{1}{2}\left(\frac{P}{D} + 1\right)$$

c) Abstand Stab/Wand gleich dem doppelten Stababstand; $W/D = 2\,P/D - 1$.

In dieser Darstellung sieht man, daß die Geometriefaktoren für größere Stababstandsverhältnisse ($P/D > 1{,}2$) stark vom Wandabstandsverhältnis und nur schwach vom Stababstandsverhältnis abhängen.

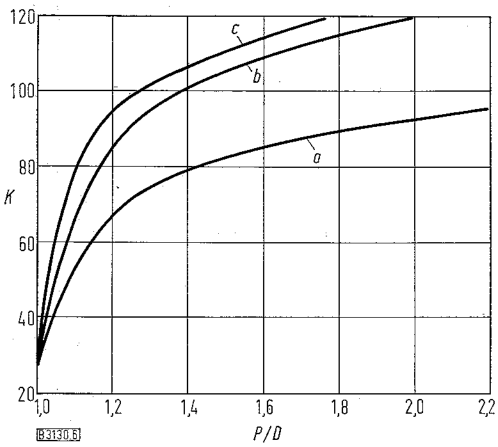

Abb. 6. Geometriefaktor K eines Wandkanals für verschiedene Wandabstandsverhältnisse.

a: $W/D = P/D$; b: $W/D = (P/D + 1)/2$; c: $W/D = 2\,P/D - 1$.

Eckkanal

Die Geometriefaktoren der Eckkanäle zeigt Abb. 7. Die Werte steigen bei kleinen Wandabstandsverhältnissen sehr rasch an, wobei die Kurve für die quadratische Anordnung etwas flacher verläuft. Für beide Anordnungen ergibt sich ein flaches Maximum, das nahe bei dem Wert für die parallele Platte ($K = 96$) liegt. Für große Wandabstandsverhältnisse sinken die Geometriefaktoren so schwach ab, daß sie für den W/D-Bereich der normalerweise verwendeten Stabbündel praktisch konstant sind.

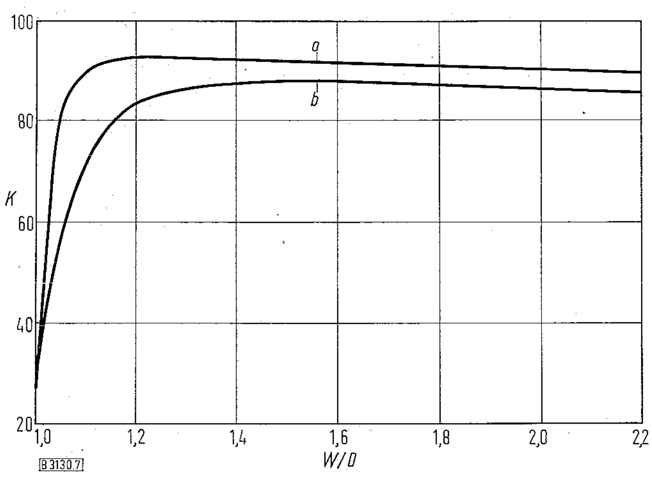

Abb. 7. Geometriefaktor K für einen Eckkanal bei hexagonaler (a) und quadratischer Anordnung (b).

Vergleich von Ergebnissen

Vergleich für ein Bündel von sieben Stäben

Für Stabbündel mit sieben Stäben in hexagonaler Anord nung wurden die Geometriefaktoren für verschieden P/D und W/D-Kombinationen durch numerische Inte gration von Gl. (4) errechnet. Das 7-Stab-Bündel eigne sich besonders gut, um das oben angegebene Verfahre zur Berechnung der Geometriefaktoren von Stabbündel aus den Geometriefaktoren der Unterkanäle zu testen, d nach *Schmid* [7] bei nur einer Stabreihe der größte Fehle durch die Annahme $\partial w/\partial \varphi = 0$ über die Trennlinie ge macht wird. In Tab. 1 werden die auf unterschiedlich Weise erhaltenen Geometriefaktoren miteinander ve glichen. Aus den angegebenen Werten erkennt man, da die Unterkanalmethode für kleine Stababstandsverhält nisse ($P/D = 1{,}2$) genauere Werte liefert als für groß Stababstandsverhältnisse ($P/D = 1{,}75$). Diese Tatsach wird durch den größeren Abstand zwischen den Stäbe und der damit verbundenen stärkeren gegenseitigen Be einflussung der einzelnen Kanäle verständlich.

Tabelle 1. Vergleich der λ·Re-Werte für sieben Stäbe in hexago naler Anordnung.

P/D	W/D	K Gl. (4)	K aus K_i	Abweichung [%]
1,2	1,1	68,13	68,84	+ 1,05
	1,2	85,19	85,83	+ 0,75
	1,3	87,92	88,70	+ 0,89
	1,4	84,82	85,41	+ 0,70
	1,5	81,43	81,00	− 0,54
	1,75	71,61	72,30	+ 0,97
	2,0	67,08	66,94	− 0,22
1,75	1,1	43,02	42,69	− 0,76
	1,3	71,92	71,64	− 0,38
	1,5	97,86	96,03	− 1,91
	1,6	104,64	103,53	− 1,07
	1,75	111,05	109,58	− 1,34
	1,8	114,22	111,45	− 2,48
	2,0	113,89	111,23	− 2,39
	2,5	104,71	101,82	− 2,84
1,233	1,233	89,09	89,11	− 0,02
1,275	1,275	92,48	93,02	+ 0,58
1,342	1,342	97,71	97,81	+ 0,10
1,417	1,417	100,74	100,92	+ 0,18
2,317	2,317	121,08	119,22	− 1,56

Für Stabbündel mit $W/D = P/D$, also Wandabstan gleich dem Stababstand, ist die Abweichung der mit de Unterkanalmethode errechneten Geometriefaktoren vo den exakten Werten sogar für große Abstandsverhältniss sehr gering.

Vergleich mit Literaturangaben

Für die von *Galloway* und *Epstein* [6] experimentell unter suchten Stabbündel wurden die Geometriefaktoren be rechnet und mit den Meßwerten in Tab. 2 verglichen. Di Übereinstimmung von Theorie und Experiment für 1 Stäbe in quadratischer Anordnung ist sehr gut. Für da hexagonal angeordnete Bündel von 19 Stäben sind di theoretischen Werte durchweg kleiner als die Meßwerte Bei Berücksichtigung der von *Galloway* und *Epstein* ange gebenen Fehlerbreite von $\pm$ 3,5% für K (die Streuung der Meßwerte ist erheblich größer [5]) ist die Übereinstimmung der berechneten und gemessenen Werte zufriedenstellend.

Tabelle 2. Vergleich mit Literaturangaben.

	P/D	W/D	K (diese Arbeit)	K Meßwert	Abweichung [%]
quadratische	1,07	1,07	40,96	42,64	− 4,10
Anordnung	1,23	1,23	62,73	62,52	+ 0,34
[6]	1,47	1,47	77,17	75,76	+ 1,86
16 Stäbe	2,00	2,00	87,13	87,36	− 0,26
hexagonale	1,11	1,11	52,19	55,24	− 5,84
Anordnung	1,27	1,27	74,12	76,48	− 3,18
[6]	1,51	1,51	82,30	85,56	− 3,96
19 Stäbe	2,06	2,06	91,19	96,04	− 5,32
quadratische Anordnung [2]				K berechnet [2]	
Eckkanal	–	1,0	28,55	28,24	+ 1,1
Wandkanal	1,0	1,0	26,23	26,00	+ 0,88
Zentralkanal	1,0	–	26,41	26,00	+ 1,58
4 Stäbe	1,31	1,155	60,32	58,00	+ 4,00

In Tab. 2 sind außerdem die von *Gunn* und *Darling* [2] errechneten Werte den nach der Unterkanalmethode erhaltenen Werten für den Geometriefaktor gegenübergestellt. Die Werte stimmen sehr gut überein. Berücksichtigt man die Meßergebnisse, so ist besonders für das Bündel von vier Stäben der Unterschied zwischen Meßwerten und Rechenwerten nach der Unterkanalmethode ($K = 60$) geringer als die Differenz zu dem von *Gunn* und *Darling* berechneten Wert ($K = 58$).

Schlußfolgerungen

Der Vergleich der Geometriefaktoren K realer Stabbündel mit den Geometriefaktoren für unendlich ausgedehnte Stabbündel zeigt, wie wichtig es für die Druckverlustberechnung ist, den Randeinfluß durch die Kanalwände auf die Geometriefaktoren zu kennen.

Die mit der angegebenen Unterkanalmethode errechneten Geometriefaktoren stimmen mit Meßwerten und berechneten Werten gut überein. Damit kann der Druckverlust für die laminare Strömung in Stabbündeln für alle praktisch vorkommenden Fälle mit Hilfe der in dieser Arbeit angegebenen Unterkanal-Geometriefaktoren mit genügender Genauigkeit in einfacher Weise berechnet werden.

Eingegangen am 17. Dezember 1970 [B 3130]

Formelzeichen

D	Stabdurchmesser
D_H	hydraulischer Durchmesser; $D_H = 4F/U$
F	Strömungsquerschnitt
F_R	Stabquerschnitt
K	Geometriefaktor; $K = \lambda \cdot \mathrm{Re}$
N	Zahl der Unterkanäle
R	Stabradius; $R = D/2$
U	benetzter Umfang
P/D	Stababstandsverhältnis
W/D	Wandabstandsverhältnis
Re	Reynolds-Zahl
$\Delta p/\Delta L$	Druckverlust pro Länge
r	Radius
w	Axialgeschwindigkeit
$\bar{w}$	mittlere Axialgeschwindigkeit über den Strömungsquerschnitt
x	Ringzonenparameter
ε	Porosität
ε^*	$\varepsilon^* = 1 - \varepsilon$
λ	Druckverlustbeiwert
μ	dynamische Zähigkeit
ϱ	Dichte
φ	Winkel

Indices

RZ	Ringzone
ges	gesamt
z	in Strömungsrichtung

Literatur

[1] *E. M. Sparrow* u. *A. L. Loeffler*, A.I.Ch.E. Journal *5*, 325/30 [1959].

[2] *D. J. Gunn* u. *C. W. W. Darling*, Trans. Instn. Chem. Engr. *41*, 163/73 [1963].

[3] *R. A. Axford*, Los Alamos Scientific Laboratory Report LA-3418 (1966) u. LA-DC-9786 (1968).

[4] *T. C. Min*, *H. W. Hoffmann*, *T. C. Tucker* u. *F. N. Peebles*; An analysis of axial flow through a circular channel containing rod clusters, in *W. A. Shaw*, Developments in Theoretical and Applied Mechanics, Bd. 3, Pergamon Press, Oxford 1967, S. 667.

[5] *L. R. Galloway*, Thesis, University of British Columbia, 1964.

[6] *L. R. Galloway* u. *N. Epstein*, A.I.Ch.E.-Instn. Chem. Engr. Symposium Series No. 6, London 1965.

[7] *J. Schmid*, Int. J. Heat Mass Transfer *9*, 925/37 [1966].