

Wärmeübergang und Druckabfall in Rohren mit Innenrippen

Hohe Effektivität durch Rippenrohre

Der Wärmeübergang und Druckabfall bei erzwungener Luftströmung in Rohren mit geraden oder verdrehten Innenrippen wurde experimentell untersucht. Die Rippenhöhe betrug 74 % des Rohrradius, die Vergrößerung der inneren Rohroberfläche durch die Rippen lag bei 250 %. Der Wärmeübergang in diesen Rohren ist wesentlich besser und der Druckabfall entsprechend höher als in vergleichbaren Glattrohren. Die beiden hängen von der Strömungsstruktur in den durch die benachbarten Rippen gebildeten Kanälen ab. In den für die Praxis relevanten Bereichen der Einflußparameter ist die Erhöhung des Wärmeübergangs bis zu 350 % deutlich stärker als die Vergrößerung der wärmeübertragenden Oberfläche.

Der Wärmeübergang bei erzwungener Konvektion von Fluiden läßt sich bis zu der Zeit von J. P. Joule und W. Thomson (Lord Kelvin) in die Mitte des 19. Jahrhunderts zurückverfolgen. Die wissenschaftlichen Wechselwirkungen zwischen diesen Forschern haben zu grundlegenden Beiträgen in der Thermodynamik und Wärmeübertragung geführt. Von unmittelbarer Bedeutung für die vorliegenden Betrachtungen ist die von Thomson vor-

genommene Formulierung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz (Joule, 1860) und die Erhöhung des konvektiven Wärmeübergangs durch Anwendung von Drahtspiralen, was anscheinend zum ersten Mal von Joule vorgeschlagen wurde (Anonymous, 1859).

Seit dieser Zeit widmen sich dem Wärmeübergang zahlreiche Studien, in denen u. a. Wege und Bedingungen spezifiziert werden, die zu hohen Wärmestromdichten bei einer niedrigen Temperaturdifferenz und einem akzeptablen Druckabfall führen sollen. Die meisten der bisher entwickelten Methoden sind in Monografien und Übersichtsartikeln zusammengefaßt, z. B. bei Antufijev (1966), Bergles und Webb (1970), Webb (1994) und Mitrovic (1994). Wie diesen Arbeiten entnommen werden kann, zeichnen sich zwei Richtungen der Ideen zur Steigerung des Wärmeübergangs aus:

- Vergrößerung der wärmeübertragenden Oberfläche.
- Erzeugung und Kontrolle effektiver Strömungsstrukturen.

In der vorliegenden Arbeit sind repräsentative Ergebnisse experimenteller Untersuchungen zum Wärmeübergang und Druckabfall bei erzwungener Strömung der Luft in innenberippten Rohren vorgestellt worden. Die Rippen waren gerade oder verdreht, ihre Spitzen reichten nahezu bis an die Rohrachse heran.

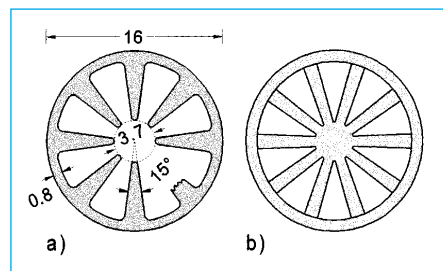


Bild 1 Versuchrohr a) im Vergleich zu einem Sternrohr b)

zum Autor

Prof. Dr.-Ing. J. Mitrovic,
Institut für
Energie- und
Verfahrenstechnik,
Thermische
Verfahrenstechnik und
Anlagentechnik,
Universität
Paderborn

**Charakteristik der untersuchten Rohre**

Die untersuchten Rohre waren mit 8 Rippen versehen, die gleichmäßig am Rohrumfang verteilt waren und eine Höhe von 5,25 mm hatten (Bild 1). Der Querschnitt des Rohres ähnelt dem bei einem Sternrohr (Mitrovic, 1992), wenn bei diesem der metallische Kern, der die Sternstege trägt, entfernt wird. Im Unterschied zum Sternrohr kommunizieren die Strömungskanäle beim Rippenrohr miteinander über den zentralen Strömungskanal (\varnothing 3,7 mm).

Die Versuchsröhre wurden durch Extrudieren einer Aluminiumlegierung gefertigt, ihre Rippen waren gerade oder verdreht (Bild 2, Tabelle 1). Zur Charakterisierung der Drallung wurde die Rohrlänge (TL) verwendet, auf der das Rohr um 360° bezüglich seiner Achse gedreht wurde. Die kleinste Dralllänge betrug 333 mm.



Bild 2 Längsschnitt durch ein gedrahtes Rippenrohr

$$\Delta p = \zeta \frac{L}{d_h} \frac{\rho u^2}{2},$$

Gleichung (1)

Der gemessene Druckabfall Δp enthält den Reibungsanteil im Versuchsrohr sowie die Beiträge infolge der abrupten Veränderungen der Strömungsquerschnittes am Eintritt und Austritt des Versuchsrohres. Der Innendurchmesser der Rohre vor und hinter dem Versuchsrohr war 14mm, was einem um 44 % größeren Strömungsquerschnitt als beim Versuchsrohr entsprach.

Bild 3 zeigt beispielhaft den Widerstandsbeiwert ζ als Funktion der Reynoldszahl Re für das Rippenrohr mit $TL = 500$ mm. Die Reynoldszahl Re ist definiert

$$\zeta = 0.54 Re^{-0.246}$$

Gleichung (2)

$$Nu(T_W/T)^n = C \cdot Re^m$$

Gleichung (3)

$$Nu(T_W/T)^n = 1.32 \cdot 10^{-2} Re^{0.96}$$

Gleichung (4)

$$Nu(T_W/T)^n = 8 \cdot 10^{-4} Re^{1.247}$$

Gleichung (5)

Beheizte Länge, L	mm	1,500
Außendurchmesser, D	mm	16
Innendurchmesser, d	mm	14,4
Hydraulischer Durchmesser, d_h	mm	3,8
Rippenspitzendurchmesser	mm	3,7
Anzahl der Rippen	-	8
Rippenwinkel	°	15
Drallänge (TL)	mm	> 333
Helix Winkel	°	< 8,6
Strömungsquerschnitt	mm ²	107
Benetzter Umfang, U	mm	112
Werkstoff (ISO)	Al-Mn1Cu/3003	
Oberflächenvergrößerung	%	251
Wärmeleitfähigkeit, λ_w	W/(mK)	170

Tabelle 1
Charakteristiken
der Rippenrohre

Wärmeübergang

Repräsentative Ergebnisse zum Wärmeübergang sind in Bild 4 für das Rohr mit $TL = 500$ mm dargestellt. Die Meßwerte lassen sich durch die Korrelation laut Gleichung (3) erfassen, wenn die Exponenten m und n sowie die Konstante C aus Experimenten ermittelt werden. Im vorliegenden Fall ergeben sich die Gleichungen (4) und (5) mit $n = 0,45$, wie bei der erzwungenen Strömung in Glattrohren.

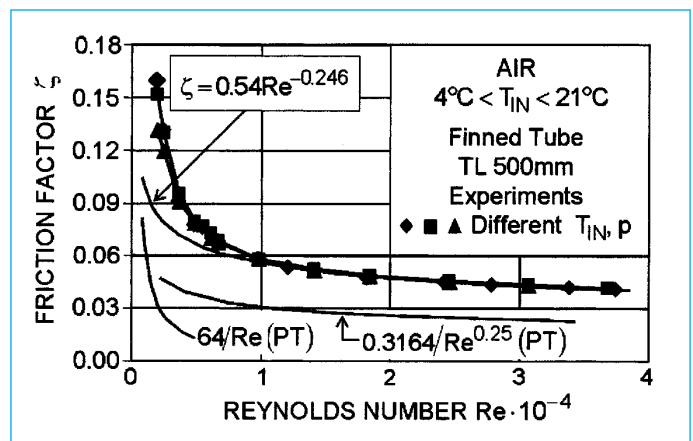
Experimentelle Ergebnisse

Druckabfall

Die für die Untersuchungen verwendete Versuchsanlage ist an einer anderen Stelle (Mitrovic et al., 2002) vorgestellt worden, weshalb hierauf in der vorliegenden Mitteilung nicht eingegangen wird.

Messungen zum Druckabfall und Wärmeübergang wurden simultan vorgenommen. Einige Experimente zum Druckabfall wurden auch ohne Beheizung des Versuchsrohres ausgeführt. In beiden Fällen wurde der Widerstandsbeiwert nach Gleichung (1) ermittelt und zur Veranschaulichung der Ergebnisse herangezogen. Dabei stellt Δp den gemessenen Druckabfall, d_h den hydraulischen Durchmesser des Strömungsquerschnittes, u die tatsächliche Strömungsgeschwindigkeit (entsprechend dem tatsächlichen Strömungsquerschnitt), ρ die Fluidichte und L den Abstand zwischen den Druckentnahmestellen dar.

Bild 3 Widerstandsbeiwert ζ als Funktion der Reynoldszahl Re , PT-Glattrohr, TL-Drallänge, FT-Rippenrohr



mit dem Innendurchmesser d des Rippenrohres ohne die Beachtung der Rippen. Wie dem Bild entnommen werden kann, ist der Widerstandsbeiwert größer beim Rippen- als beim Glattrohr und kann im für die Praxis relevanten Bereich von Parametern durch Gleichung (2) gut erfaßt werden. Ähnliche Beziehungen lassen sich auch für Rohre mit anderen Drallängen aufstellen.

Die Definition der Nusseltzahl Nu und der Reynoldszahl Re können Bild 4 entnommen werden; die Bezugsfläche für den Wärmeübergangskoeffizienten α ist die Innenfläche des Rohres ohne Rippen. Bei der Anwendung von (4) und (5) gilt stets die kleinere der Nusseltzahlen.

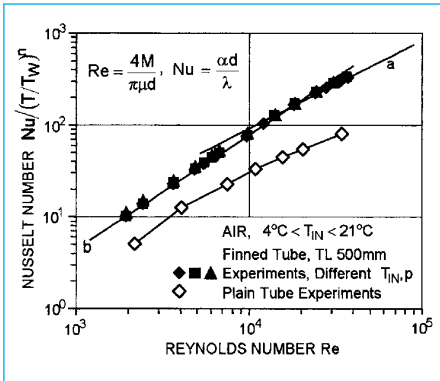


Bild 4 Wärmeübergang des Rippenrohres

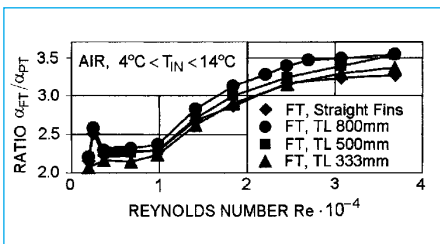


Bild 5 Vergleich der Rippenrohre unterschiedlicher Dralllängen mit dem Glattrohr

Vergleich der Rippenrohre mit Glattrohr

Um die Vorteile der untersuchten Rippenrohre hinsichtlich des Wärmeübergangs im Vergleich zum Glattrohr zu quantifizieren, wurde das Verhältnis a_{FT}/a_{PT} der Wärmeübergangskoeffizienten gebildet, wobei die Indizes FT und PT auf das Rippen- und das Glattrohr hindeuten. Bild 5 zeigt die experimentell gewonnenen Werte. Wie diesem Bild entnommen werden kann, schneiden die Rippenrohre im Bereich $Re > 2 \times 10^4$ um 300 % bis 350 % besser als das Glattrohr ab. Das Rohr mit der Dralllänge $TL = 800 \text{ mm}$ weist gewisse Vorteile auf.

Schlußfolgerungen

Experimente zum Wärmeübergang und Druckabfall in Rohren mit inneren Rippen zeigen, daß der Wärmeübergang um bis zu 350 % besser ist als in Glattrohren unter vergleichbaren Bedingungen. Auch der Druckabfall ist entsprechend höher in Rippenrohren. Das beobachtete Wärmeübergangsverhalten hängt in erster Linie von den Sekundärströmungen in den Kanälen zwischen benachbarten Rippen und deren Wechselwirkung mit dem zentralen „Fluidfaden“ ab.

Die vorgestellten Ergebnisse stellen einen ersten Schritt der Optimierung der geometrischen Rohrmerkmale dar, die sich vom Rohrdurchmesser über die Anzahl der Rippen und die Dralllänge bis hin zum Rippenprofil erstrecken. □