

# WÄRMEÜBERGANG UND DRUCKVERLUST BEI QUER ANGESTRÖMTEN, GEKREUZTEN ROHRGITTERN†

REINHOLD KLIER

München, Technische Hochschule

(Eingegangen 15 November 1963)

**Zusammenfassung**—An quer angeströmten Rohrbündeln, bestehend aus Gittern paralleler Rohre, bei denen die Rohre jeweils hintereinander liegender Gitter sich senkrecht kreuzten, wurden die Wärmeübergangs- und Widerstands-zahlen in dem Bereich der Reynolds-Zahlen von  $2000 < Re < 15\,000$  gemessen. Dabei wurden die Rohrabstände in Längs- und Querrichtung des wärmeaufnehmenden Luftstromes verändert, so dass sich auch das Verhältnis der Heizfläche zu dem von ihr beanspruchten Bauvolumen änderte. Ausserdem wurde die Verteilung der Wärmeübergangszahl auf die einzelnen Rohrgitter ermittelt und der Einfluss einer zusätzlichen Turbulenz der anströmenden Luft untersucht.

## FORMELZEICHEN

$a$ ,	Temperaturleitfähigkeit;	$L$ ,	Gebläseleistung;
$a_1, a_2$ ,	Wandabstand der äusseren Rohre;	$m$ ,	Exponent;
$C$ ,	Konstante;	$\dot{m}$ ,	Durchsatzmenge der Luft;
$c_p$ ,	spezifische Wärme der Luft;	$n$ ,	Anzahl der Rohrgitter in Strömungsrichtung;
$d$ ,	Rohrdurchmesser;	$Nu$ ,	Nusselt-Zahl;
$f_e$ ,	engster Querschnitt zwischen den Rohren;	$p_\infty, p_0, p_m, p_{10}$ ,	Luftdruck der Umgebung, vor, inmitten und nach dem Rohrbündel;
$f_k$ ,	Querschnitt des leeren Kanals;	$\Delta p$ ,	Druckabfall im ganzen Bündel;
$F$ ,	Oberfläche aller Rohre eines Gitters;	$Pr$ ,	Prandtl-Zahl;
$F'$ ,	Oberfläche der Rohre einer Volumeneinheit;	$\dot{Q}, \dot{Q}_n$ ,	abgegebene Wärmemenge des ganzen Bündels, des $n$ -ten Gitters;
$F_v$ ,	Rohroberfläche geteilt durch das erforderliche Volumen;	$r$ ,	Verdampfungswärme;
$i$ ,	Exponent;	$r_a, r_t$ ,	äusserer, innerer Rohrradius,
$J$ ,	Konstante;	$R$ ,	Gaskonstante;
$k$ ,	Exponent;	$Re$ ,	Reynolds-Zahl;
$k_n$ ,	Wärmedurchgangszahl des $n$ -ten Gitters;	$s_q, s_1$ ,	Abstand der Rohrachsen quer, längs des Luftstromes;
$K$ ,	Konstante;	$s_v$ ,	Versetzung aus der Flucht- linie gleichgerichteter Rohre;
$K_n$ ,	angefallene Kondensatmenge des $n$ -ten Gitters;	$t_D$ ,	Dampftemperatur;
$l$ ,	Rohrlänge;	$t_\infty, t_0, t_m, t_n, t_{10}$ ,	Lufttemperatur der Umge- bung, vor, inmitten, nach dem $n$ -ten Gitter und nach dem Bündel;
		$t_s$ ,	mittlere Lufttemperatur zwischen Rohrwand und $t_m$ ;
		$t_w$ ,	Rohrwandtemperatur;

† Auszug aus der von der Fakultät für Maschinenwesen und Elektrotechnik der Technischen Hochschule München genehmigten Dissertation des Verfassers über "Wärmeübergang und Druckverlust bei quer angeströmten, gekreuzten Rohrgittern".

$T$ ,	absolute Temperatur in °K;
$V$ ,	Volumen eines Bündels;
$V'$ ,	Volumeneinheit eines Bündels;
$V^*$ ,	spezielles Bauvolumen;
$w, w_m$ ,	Geschwindigkeit der Luft im Kanal, mitten im Bündel;
$x_q, x_l, x_v$ ,	Querteilung, Längsteilung, Versetzung;
$\alpha$ ,	mittlere Wärmeübergangszahl eines Bündels;
$\alpha_n$ ,	Wärmeübergangszahl des $n$ -ten Gitters;
$\epsilon$ ,	Leistungsverhältnis;
$\eta$ ,	Dynamische Zähigkeit;
$\theta$ ,	logarithmische Temperaturdifferenz;
$\lambda$ ,	Wärmeleitzahl;
$\nu$ ,	kinematische Zähigkeit;
$\rho$ ,	Dichte;
$\psi$ ,	Widerstandszahl;
$\tau$ ,	Zeit des Kondensatanfalls.

## I. EINLEITUNG UND ÜBERSICHT ÜBER BEREITS VORHANDENE ARBEITEN

QUER angeströmte Wärmeübertrager, aus Rohren zusammengesetzt, werden schon vielfach verwendet. Während man aber bisher die Rohre ausschliesslich parallel anordnete, werden in der Reaktortechnik auch Wärmeübertrager mit sich kreuzenden Rohren gebaut. Wegen der neuartigen Anordnung können frühere Versuchsergebnisse nicht ohne weiteres mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie umgerechnet werden. Neue Versuche sollten deshalb zeigen, wieweit sich die Anordnung der gekreuzten Rohre von der mit parallelen Rohren unterscheidet. Daneben sollte, wegen der Forderung nach einem kleinen Bauvolumen, der Einfluss des Rohrabstandes längs und quer zum Luftstrom untersucht werden.

Rohrbündel mit gekreuzten Rohrgittern werden sich vermutlich hinsichtlich Wärmeübergang und Druckverlust ähnlich verhalten wie Rohrbündel mit parallelen, aber versetzten Rohren, weshalb die wichtigsten Veröffentlichungen über versetzte Parallelrohrbündel erwähnt seien.

Eine Zusammenfassung und kritische Gegenüberstellung der Wärmeübergangs- und Druckverlustversuche an quer angeströmten

Parallelrohrbündeln gab 1940 E. Hofmann [1]. Er verglich die Ergebnisse der verschiedenen Autoren mit den sehr umfangreichen Angaben E. D. Grimisons [2], die bis heute vorwiegend verwendet werden. Neuere Versuche stammen von W. M. Kays, A. L. London und Mitarbeitern [3, 4], sie ermittelten den Wärmeübergang aus dem zeitlichen Abkühlungsverlauf eines vorher aufgeheizten Einzelrohres innerhalb eines sonst unbeheizten Rohrbündels. R. Bressler [5] untersuchte, wieweit das allmähliche Versetzen der parallelen Rohre den Wärmeübergang und Druckverlust beeinflusst.

Das Übergangsgebiet zwischen laminarer und turbulenter Strömung haben O. P. Bergelin und Mitarbeiter [6, 7] untersucht. Sie fanden bei versetzt angeordneten Rohren einen stetigen Übergang von laminarer zu turbulenter Strömung im Bereich  $200 < Re < 5000$ , also keine Besonderheiten für Wärmeübergang und Druckverlust.

Für das Gebiet grosser Reynolds-Zahlen haben M. F. Ljapin [8] sowie O. E. Dwyer, T. V. Sheenan und andere [9] gefunden, dass erst von  $Re = 75000$  ab mit anderen Verhältnissen beim Wärmeübergang und Druckverlust gerechnet werden muss, die Nusselt-Zahlen nehmen stärker zu, während die Widerstandszahlen weitgehend konstant bleiben.

Für den Druckverlust hat M. Jakob [10] auf Grund der von Grimison angegebenen Widerstandszahlen eine Näherungsformel aufgestellt und A. J. Ter Lindens [11] Feststellung bestätigt, dass der Druckverlust bei versetzter Anordnung der parallelen Rohre nur von der Querteilung und nicht von der Längsteilung abhängt. Grimisons Druckverlustergebnisse sind nach A. Schack [12] um 15 Prozent zu hoch.

Über die Aufteilung der Wärmeabgabe eines Rohrbündels auf die einzelnen Rohrgitter wird in einigen Arbeiten berichtet: [3, 4, 5, 13, 14]. Sie alle bestätigen H. Reihers [13] Aussage, dass die Wärmeübergangszahlen entlang der ersten Rohrreihen ansteigen und meist schon von der dritten Reihe ab weitgehend konstant bleiben. Der Druckverlust ist nach R. Bressler [15] und Ter Linden [11] unabhängig von der Lage der einzelnen Rohrgitter, man hat also einen ziemlich linearen Druckverlauf längs des ganzen Bündels.

Gekreuzte Rohrgitter haben A. L. London

und Mitarbeiter [16] untersucht; sie verwendeten geflochtene Drahtschirme, gekreuzte Rohrgitter in fluchtender und versetzter Anordnung und auch Rohrbündel, bei denen jedes Paar sich senkrecht kreuzender Rohre gegen das nächste um 45° verdreht war, die Rohre kreuzten sich also abwechselnd unter 90° und 45°. Bei all diesen Versuchen war der Längsabstand der Gitterebenen gleich dem Rohrdurchmesser, die Rohre der Gitter lagen also in Strömungsrichtung aufeinander. Auch diese Versuche wurden mit einem sich abkühlenden Einzelstab im sonst unbeheizten Bündel gemacht.

II. ALLGEMEINE GRUNDLAGEN

Für geometrisch ähnliche Bauarten hat Nusselt gezeigt, dass der Wärmeübergang bei aufgezwungener Strömung eine Funktion der Reynolds-Zahl  $Re = (w_m d / \nu)$  und der Prandtl-Zahl  $Pr = (\nu / a) = (\eta c_p / \lambda)$  ist. Bei vernachlässigbar kleinen Auftriebskräften und bei einem vom Temperaturfeld unabhängigen Geschwindigkeitsfeld ergibt sich

$$Nu = \frac{ad}{\lambda} = \sigma(Re, Pr) \tag{1}$$

Um verschiedene, geometrisch nicht ähnliche Bauarten zu behandeln, müssen die Abhängigkeiten von der Rohrlänge  $l$ , von den Teilungsverhältnissen, vom Wandabstand  $a_1$  bzw.  $a_2$  der Rohre von der Wand und die Abhängigkeit von der Anzahl  $n$  der Rohrgitter berücksichtigt werden, wodurch sich Gleichung (1) erweitert auf

$$Nu = \frac{ad}{\lambda} = \sigma(Re, Pr, s_q/d, s_l/d, s_v/d, l/d, a_1/d, a_2/d, n) \tag{1a}$$

Darin bedeuten nach Abb. 1:  $s_q$  den Abstand der Rohrachsen quer zum Luftstrom,  $s_l$  den Abstand der Gitterebenen in Richtung des Luftstromes und  $s_v$  die Versetzung der Rohrachsen gleichgerichteter Rohre aus der Fluchtlinie. Zur Vereinfachung sollen die Teilungsverhältnisse der Rohrbündel wie folgt bezeichnet werden:

- Querteilung  $x_q = s_q/d$
- Längsteilung  $x_l = s_l/d$
- Versetzung  $x_v = s_v/d$

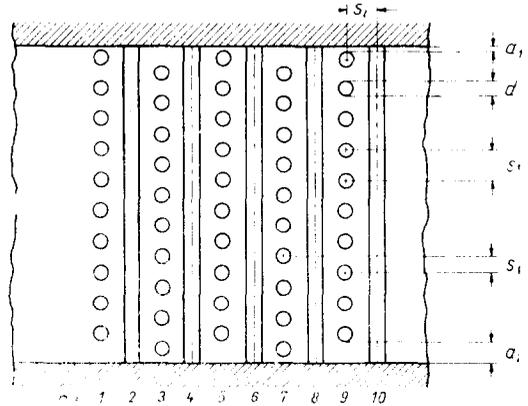


ABB. 1. Anordnung der Rohre im Bündel.

Da man mit Rücksicht auf den Aufwand die Rohrbündel nicht allzu gross machen wird, gehen die Verhältnisse  $l/d$ ,  $a_1/d$  und  $a_2/d$  auch in geringem Masse in die Gleichung (1a) ein.

Der noch zu berücksichtigende Turbulenzgrad der durch die gut abgerundete Düse anströmenden Luft war, wie die Vorversuche zeigten, so gering, dass sein Einfluss auf den Wärmeübergang vernachlässigt werden konnte. Der Turbulenzgrad der Luft zwischen den Rohren im Inneren des Bündels hängt—mit Ausnahme der ersten beiden Reihen—nur von der Rohranordnung und dem Rohrdurchmesser ab, ist also unabhängig vom Zustand der anströmenden Luft.

Die in Gleichung (1) und (1a) auftretende Funktion  $\sigma$  wird zweckmässigerweise aus Versuchen ermittelt. Die Messungen wurden für eine Anzahl von Teilungsverhältnissen durchgeführt und für jedes Teilungsverhältnis die Nusselt-Zahl als Funktion der Reynolds-Zahl bestimmt.

Nusselt hat für die so vereinfachte Funktion  $\sigma$  der Gleichung (1) einen heute allgemein üblichen Potenzansatz vorgeschlagen, der auch hier verwendet werden soll:

$$Nu = \frac{ad}{\lambda} = K \cdot Re^m \tag{2}$$

Da die Versuche mit Luft durchgeführt wurden und die Prandtl-Zahl für Gase von 1 nicht sehr verschieden ist, und ausserdem von Druck und Temperatur nur wenig abhängt wurde die Prandtl-Zahl mit in die Konstante  $K$  genommen.

Eine Aufspaltung von  $K$  ist leicht möglich, wenn man den Exponenten von  $Pr$ , wie üblich,  $1/3$  setzt.

Der Druckverlust  $\Delta p$  der Luft beim Durchströmen der Rohrbündel mit  $n$  Rohrgittern wird meist auf den Staudruck  $(1/2) \cdot \rho_m \cdot w_m^2$  der Strömung im Spalt zwischen den Rohren bezogen und der Anzahl  $n$  der hintereinander liegenden Gitter proportional gesetzt, entsprechend der Gleichung

$$\Delta p = \psi (1/2) \rho_m w_m^2 \cdot n \quad (3)$$

Die Widerstandszahl  $\psi$  ist wieder eine Funktion der Reynolds-Zahl und lässt sich in ähnlicher Weise wie beim Wärmeübergang als Potenzgleichung ansetzen:

$$\psi = J \cdot Re^{-k} \quad (4)$$

Sowohl die Konstanten  $K$  und  $J$  als auch die Exponenten  $m$  und  $k$  der Gleichungen (2) und (4) sind aus Versuchen für jede Anordnung zu bestimmen.

### III. DIE DEFINITION DER KENNZAHLEN

Die Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{w_m \cdot d}{\nu} \quad (5)$$

enthält als kennzeichnende Länge den Rohraussendurchmesser  $d$ . Als kennzeichnende Geschwindigkeit wird die mittlere Geschwindigkeit  $w_m$  in den Lücken zwischen den Rohren der Gitter bei einer mittleren Bezugstemperatur

$$t_m = \frac{t_0 + t_{10}}{2}$$

eingesetzt. Der Index 0 bezieht sich auf den Zustand der Luft unmittelbar vor, der Index 10 auf den Luftzustand nach dem Bündel.

Die kinematische Zähigkeit  $\nu$  ist eingesetzt für den arithmetischen Mittelwert

$$t_s = \frac{t_m + t_w}{2}$$

der oben definierten Temperatur  $t_m$  des Luftstromes und der Temperatur  $t_w$  der Rohrwände, sowie für den mittleren Druck

$$p_m = p_0 - \frac{\Delta p}{2}$$

wobei  $p_0$  der statische Luftdruck vor Eintritt in das Rohrbündel und  $\Delta p$  der Druckverlust des ganzen Bündels ist. Da alle Rohre mit kondensierendem Dampf, also bei sehr grossen Wärmeübergangszahlen beheizt wurden, konnte die Rohrwandtemperatur  $t_w$  gleich der Dampftemperatur  $t_D$  gesetzt werden.

Die Nusselt-Zahl

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \quad (6)$$

enthält als kennzeichnende Länge wieder den Rohraussendurchmesser  $d$ . Die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  der Luft ist ebenso wie die in die Reynolds-Zahl eingehende kinematische Zähigkeit  $\nu$  bei dem oben definierten arithmetischen Mittelwert  $t_s$  der Temperatur von Wand und Luftstrom eingesetzt. Die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  ist, wenn kein Index angegeben ist, die mittlere des ganzen Bündels und auf die Temperaturdifferenz zwischen Rohrwand- und mittlerer Lufttemperatur bezogen.

Die Dichte  $\rho_m$  der Luft und die mittlere Geschwindigkeit  $w_m$  in Gleichung (3) beziehen sich ebenfalls auf die mittlere Temperatur  $t_m$  und den mittleren Druck  $p_m$  im Rohrbündel.

### IV. MESSVERFAHREN UND ANORDNUNG DER ROHRGITTER

Bei den vorliegenden Versuchen wurde Luft durch die Lücken der Rohrbündel gesaugt, deren Rohre mit Sattdampf beheizt wurden. Aus der anfallenden Kondensatmenge konnte die abgegebene Wärmemenge bestimmt und daraus die Wärmeübergangszahl berechnet werden. Die Beheizung der Rohre mit Sattdampf hatte neben der einfachen und genauen Messbarkeit den Vorteil, dass die Wärmeübergangszahl im Inneren der Rohre viel grösser war, als die gesuchte Wärmeübergangszahl an der äusseren Rohroberfläche.

*Die verwendeten Rohrgitter*

Die Rohre aller Gitter hatten einen Aussendurchmesser von 12 mm bei 2 mm Wandstärke, sie waren 250 mm lang und bestanden aus Messing mit blank geputzter Oberfläche. Die Enden der Rohre waren, wie Abb. 2 zeigt, beiderseits in Verteilerrohre von rechteckigem

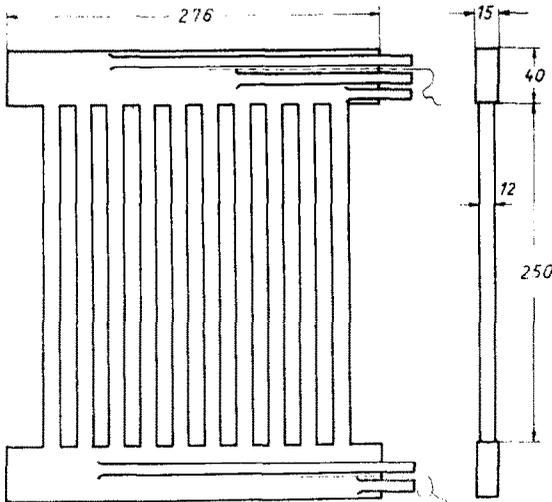


ABB. 2. Ein verwendetes Rohrgitter mit der Querteilung  $x_q = 2,0$ .

Querschnitt eingelötet, durch die der Dampf zu- und das Kondensat abgeführt wurde.

Jedes Gitter hatte zur gleichmässigen Verteilung des Dampfes drei Zuleitungen und zwei Ableitungen. Wie Abb. 2 erkennen lässt, ragten die Zu- und Ableitungen verschieden weit in die Rechteckrohre hinein. Jedes Gitter war ausserdem mit zwei Thermoelementen versehen, um sicher zu sein, dass sich keine Luft im Dampf befand, die sich in einer Erniedrigung der Verflüssigungstemperatur bemerkbar gemacht hätte.

Es wurden Versuchsreihen mit zwei Gitterarten durchgeführt: Bei einer bestand jedes der 10 Gitter aus 10 Rohren, wobei die 12 mm weiten Lücken zwischen den Rohren ebenso gross waren, wie der äussere Durchmesser der Rohre. Die zweite Gitterart bestand je Gitter aus 13 Rohren von ebenfalls 12 mm Durchmesser; hier war die Weite der Lücken von 6 mm gleich dem halben Rohrdurchmesser; die Querteilung war also im ersten Falle  $x_q = 2,0$  und im zweiten Falle  $x_q = 1,5$ . Die Abstände  $s_q$  der Rohre waren mit einer Toleranz von  $\pm 0,1$  mm gleich.

*Einbau der Gitter*

In einem Windkanal mit einer Messstrecke von  $250 \times 250$  mm quadratischem Querschnitt waren

jeweils 10 Rohrgitter so angebracht, dass die Rohre eines Gitters die Rohre des davor und dahinter liegenden Gitters senkrecht kreuzten. Die Rohre des 1., 3., 5., 7. und 9. Gitters lagen also parallel und kreuzten senkrecht die ebenfalls unter sich parallel liegenden Rohre des 2., 4., 6., 8. und 10. Gitters.

Wie Abb. 3 erkennen lässt, war jedes der 10 Gitter in ein Holzrähmchen eingepasst, um die Gitter versetzen und ihre Längsteilung von  $x_l = 1,5$  bis 4,5 verändern zu können, was durch verschieden dicke Zwischenlagen aus Holz erreicht wurde.

Die meisten Versuche wurden mit fluchtend angeordneten Rohrgittern ( $x_v = 0$ ) durchgeführt. Nur wenn ein Versetzungsverhältnis angegeben ist, sind sowohl die ungeradzahigen wie die geradzahigen Rohrgitter in der Weise versetzt, wie Abb. 1 zeigt. Es fluchteten also die Gitter 1, 5 und 9, während die ebenfalls unter sich fluchtend angeordneten Gitter 3 und 7 dazu versetzt sind. Entsprechendes gilt für die quer liegenden Rohrgitter.

Der Abstand der Aussenrohre eines Gitters von der Wand war so gewählt, dass er möglichst gleich den Rohrlücken quer zum Luftstrom wurde. Bei den Gittern mit der Querteilung  $x_q = 2,0$  war der Wandabstand  $a_1 = a_2 = 11$  mm. die Lücken zwischen den Rohren waren dagegen 12 mm breit. Damit auch bei den Gittern mit je 13 Rohren der Abstand des äusseren Rohres von der festen Wand gleich der Weite der Rohrlücken von 6 mm wurde, musste jeweils ein halbes, blindes Rohr auf der festen Kanalwand angebracht werden. Der Wandabstand war dann 6 mm gleich der Lückenbreite dieser Gitter. Bei versetzter Anordnung waren die Rohre nicht mehr symmetrisch zur Wand angeordnet, die

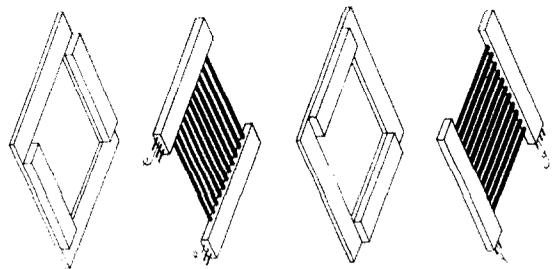


ABB. 3. Einbau der Rohrgitter.

Summe der Rohrabstände von zwei gegenüberliegenden Wänden blieb aber konstant.

Um den Einfluss einer zusätzlichen Turbulenz der ankommenden Luft auf den Wärmeübergang untersuchen zu können, wurde bei zwei Versuchsreihen, sowohl bei den Zehnrohr- wie bei den Dreizehnrohrgittern, in 65 mm freiem Abstand vor den Rohrbündeln ein unbeheiztes Zehnrohrgitter der beschriebenen Art angeordnet, dessen Rohre senkrecht zu den Rohren des ersten Gitters des beheizten Bündels standen.

#### V. DIE VERSUCHSEINRICHTUNG

Einen schematischen Längsschnitt durch die Versuchseinrichtung zeigt Abb. 4: Ein stufenlos regelbares Gebläse (*k*) saugte Luft von Umgebungstemperatur aus einem grossen Raum durch die gut abgerundete Einlaufdüse (*b*) und die Messstrecke (*c*); mit dem Rohrbündel (*d*) und blies sie in einen Nebenraum. Zwei der gut wärmeisolierten Wände (*f*) der Messstrecke waren abnehmbar um die Gitter des Rohrbündels (*d*) ein- und ausbauen zu können.

Um zeitliche Schwankungen der Geschwindigkeit zu vermeiden, wurde der Antriebsmotor

des Gebläses (*k*) von einer Akkumulatorenbatterie konstanter Spannung gespeist.

Die Eintrittstemperatur  $t_{\infty}$  des Luftstromes in den Kanal wurde mit drei über den Querschnitt verteilten Thermometern (*a*), die Temperatur  $t_{10}$  des Luftstromes nach dem Durchströmen des Rohrbündels (*d*) mit neun über den Kanalquerschnitt verteilten Thermoelementen (*h*) gemessen, um örtliche Verschiedenheiten der Temperatur erkennen und durch Mittelbildung ausgleichen zu können. Die Entnahmestellen, an denen der Druck vor und hinter der Messstrecke mit Hilfe eines Betzmanometers (*m*) gemessen wurde, bestanden aus jeweils 8 über den Umfang des Strömungskanals verteilten Bohrungen von 1 mm Durchmesser und waren an je ein Ringrohr (*l*) angeschlossen, was eine genaue Messung der statischen Drücke ermöglichte.

Der an dem Stationsbarometer (*i*) abgelesene Umgebungsdruck  $p_{\infty}$  lag zwischen 715 und 730 Torr, die Feuchtigkeit der zuströmenden Luft, mit einem Aspirationspsychrometer nach Assmann bestimmt, war 65 bis 75 Prozent.

In die Rohre des Bündels (*d*) wurde trockener

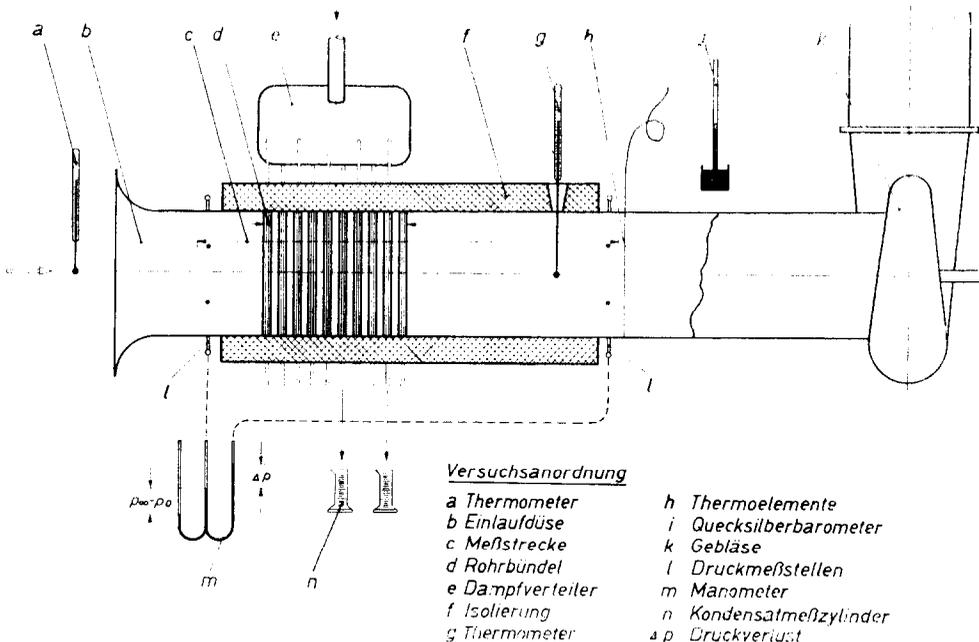


ABB. 4. Die Versuchseinrichtung.

Sattdampf von einem elektrisch beheizten Dampfkessel geleitet und das anfallende Kondensat eines jeden Rohrgitters in einem der 10 Kondensatmesszylinder (*n*) aufgefangen. Dabei konnte man etwas überschüssigen Dampf austreten lassen und so die Gefahr der Ansammlung von Luft in den Rohren sicher vermeiden und eine Abkühlung des Kondensates unter die Sättigungstemperatur verhindern, so dass die Rohre nur Kondensationswärme des Dampfes abgaben.

Abb. 5 zeigt die Versuchseinrichtung quer zum Luftstrom: Der Sattdampf, von einem mit destilliertem Wasser gespeisten Kessel erzeugt, strömte mit 0,2 atü Druck über einen Wasserabscheider (*a* in Abb. 5) durch die Dampfzuleitungen (*f*) in die rechteckigen Verteilerrohre der einzelnen Gitter (*e*<sub>1</sub> und *e*<sub>2</sub>). Die ungeradzahliges Rohrgitter wurden, wie das die Abb. 5 zeigt, von der einen, die geradzahliges von der anderen Seite mit Dampf versorgt, was zwei Abscheider nötig machte, von denen Abb. 5 nur einen zeigt.

Alle Rohre waren abwechselnd um 45° gegen die Senkrechte geneigt, damit das Kondensat gut ablaufen konnte. Etwa aufgestautes Kondensat oder in den Rohren angesammelte Luft

hätte sich sofort als Temperaturerniedrigung der beiden Thermoelemente (*g*) eines jeden Gitters bemerkbar gemacht. Das in den Rohrgittern anfallende Kondensat wurde von dem überschüssigen Dampf für jedes Rohrgitter gesondert in Dampfabscheidern (*i*) getrennt. Die Dampfabscheider (*i*) waren Y-förmige Glasrohre mit einem offenen Schenkel, durch den der Dampfüberschuss ins Freie entwich. Um eine Nachverdampfung zu vermeiden, floss das anfallende Kondensat durch einen Kondensatkühler (*k*) und dann über 10 miteinander gekoppelte und gleichzeitig zu betätigende Kipptrichter (*l*) in die 10 Glasmesszylinder (*m*). Mit den Messzylindern (*m*) konnte die zwischen zwei Umstellungen der Kipptrichter (*l*) angefallene Kondensatmenge bis auf ±0,1 cm<sup>3</sup> gemessen werden.

VI. AUSWERTUNG DER VERSUCHE

Nachdem an allen Messstellen Beharrungszustand festgestellt worden war, wurden die Messgeräte durchschnittlich dreimal abgelesen und der jeweilige Mittelwert bei der Auswertung verwendet. Der durch den leeren Kanalquerschnitt *f<sub>K</sub>* und dann durch die Rohrgitter fließende Luftstrom *m* errechnet sich aus der

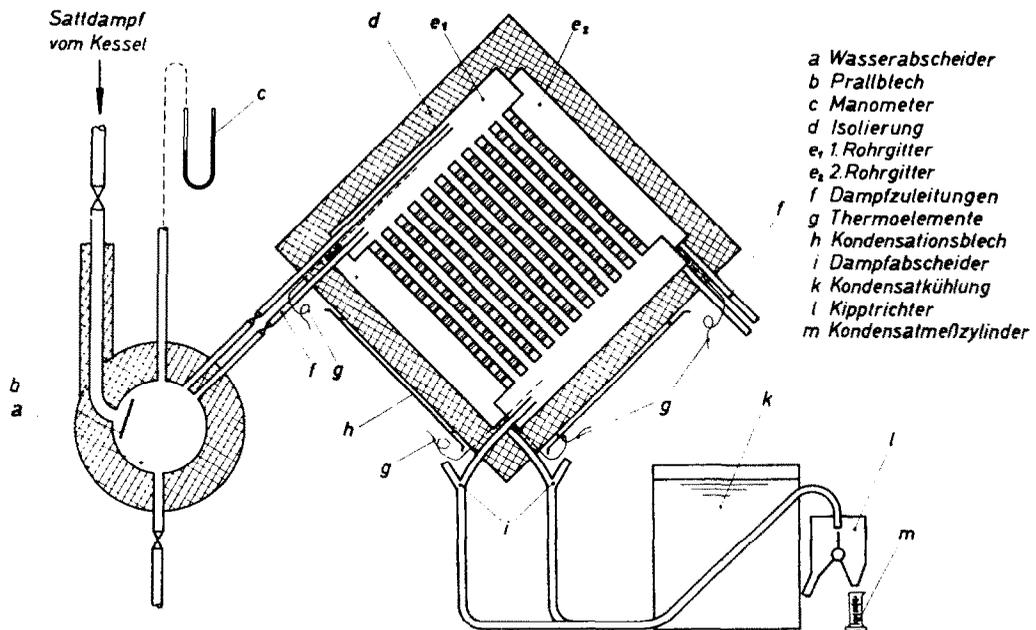


ABB. 5. Die Versuchseinrichtung quer zum Luftstrom.

gemessenen statischen Druckdifferenz zwischen Umgebungsdruck  $p_\infty$  und dem Druck im Kanaleinlauf  $p_0$  zu

$$\dot{m} = f_k \sqrt{\left[ \frac{2 \cdot p_0}{R \cdot T_0} \cdot (p_\infty - p_0) \right]} \quad (7)$$

Für jeden Querschnitt, in dem Druck und Temperatur bekannt sind, kann man daraus die örtliche Geschwindigkeit errechnen. Die Geschwindigkeit  $w_m$  im engsten Querschnitt  $f_e$  zwischen den Rohren der Gitter bei dem erwähnten mittleren Zustand  $t_m$  und  $p_m$ , wie sie in der Reynolds-Zahl verwendet wird, ist z. B.

$$w_m = \frac{\dot{m} \cdot R}{p_m \cdot f_e} \cdot T_m \quad (8)$$

Der gesamte Druckverlust

$$\Delta p = p_0 - p_{10} \quad (9)$$

wurde während des Versuchs, also bei wärmeabgebenden Rohrgittern gemessen, er enthält auch den Beschleunigungsdruck und den von den Kanalwänden verursachten Druckabfall.

Der Wärmeumsatz des Rohrbündels  $\dot{Q}$  lässt sich sowohl aus der Wärmeaufnahme

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (t_{10} - t_0) \quad (10)$$

der Luft, als auch aus der Kondensationswärme

$$\dot{Q} = \rho_k \Sigma K_n \frac{r}{\tau} \quad (11)$$

ermitteln, wobei  $\Sigma K_n$  die in der Zeit  $\tau$  angefallene Kondensatmenge aller Gitter,  $r$  die Verdampfungswärme und  $\rho_k$  die Dichte des Kondensates sind. Der Unterschied beider Messverfahren blieb unter 2 Prozent.

Die Temperatur  $t_n$  nach jedem der  $n$  Rohrgitter ist

$$t_n = t_{n-1} + \frac{\dot{Q}_n}{\dot{m} c_p} = t_{n-1} + \frac{K_n \rho_k r / \tau}{\dot{m} c_p} \quad (12)$$

das  $n$ -te Gitter überträgt den Wärmestrom

$$\dot{Q}_n = k_n \cdot F \cdot \Delta t_n \quad (13)$$

Im vorliegenden Fall wird für die mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta t_n$  zwischen Rohrwandtemperatur  $t_w$ , die gleich der Dampftemperatur  $t_D$  gesetzt wurde, und mittlerer Lufttemperatur

$(1/2)(t_{n-1} + t_n)$  die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $\theta_n$  genommen:

$$\Delta t_n = \theta_n = \frac{(t_D - t_{n-1}) - (t_D - t_n)}{\ln \left( \frac{t_D - t_{n-1}}{t_D - t_n} \right)}$$

Sie ist etwas kleiner als der arithmetische Mittelwert, ist aber für den Vorgang geeigneter, weil man die vorliegenden Fälle auch als Gleich- oder Gegenstromwärmetauscher ansehen kann.

Damit ergibt sich die Wärmedurchgangszahl  $k_n$  des  $n$ -ten Gitters aus der Gleichung (13) zu

$$\frac{1}{k_n} = \frac{F}{Q_n} \cdot \theta_n \quad (14)$$

Aus dem Wärmedurchgangswiderstand  $(1/k_n)$  erhält man die Wärmeübergangszahl  $\alpha$  auf der Luftseite aus der Gleichung

$$\frac{1}{\alpha_n} = \frac{1}{k_n} - \frac{r_a}{\alpha_D r_i} - \frac{r_a \cdot \ln(r_a/r_i)}{\lambda_{Me}} \quad (15)$$

Die letzten beiden Ausdrücke auf der rechten Seite in dieser Gleichung sind der Wärmeübergangswiderstand des kondensierenden Dampfes und der Wärmeleitwiderstand der Messingrohre mit  $r_a$  als äusserem und  $r_i$  als innerem Rohrradius und dem Wärmeleitvermögen  $\lambda_{Me}$  von Messing. Die Wärmeübergangszahl  $\alpha_D$  auf der Dampfseite, die zwischen 10000 und 15000 kcal/m<sup>2</sup> · h · grd liegen kann, hängt nach der Nusselt'schen Wasserhauttheorie von der Temperaturdifferenz zwischen Sättigungstemperatur des Dampfes und Rohrwandtemperatur ab. Die Rohrwandtemperatur ändert sich aber mit dem Wärmeübergang auf der Aussenseite des Rohres; im vorliegenden Fall wurde diese Veränderlichkeit von  $\alpha_D$  nach einem von J. Boehm [17] angegebenen, graphischen Verfahren berücksichtigt.

Die Wärmeübergangszahlen  $\alpha_n$  der einzelnen Rohrgitter kann man zur mittleren Wärmeübergangszahl  $\alpha$  für das ganze Rohrbündel zusammenfassen:

$$\alpha = \frac{\Sigma \alpha_n}{10} \quad (16)$$

Damit sind alle Grössen bekannt, um die Kennzahlen  $Nu$  nach Gleichung (6),  $Re$  nach



ABB. 6. Der Kondensatanfall der einzelnen Rohrgitter.

Gleichung (5) und  $\psi$  nach Gleichung (3) zu berechnen und die Konstanten der Gleichungen (2) und (4) zu bestimmen.

VII. DIE VERSUCHSERGEBNISSE

Die Untersuchungen erstreckten sich auf einen Bereich der Reynolds-Zahlen von  $Re = 2000$  bis  $Re = 15000$ , was mittleren Strömungsgeschwindigkeiten in den Gitterlücken von 3,6 bis 26,6 m/s entspricht. Bei zwei Querteilungen ( $x_q = 2,0$  und  $x_q = 1,5$ ) wurden die Längsteilungen der gekreuzten Rohrgitter von  $x_l = 1,5$  bis  $x_l = 4,5$  verändert und auf diese Weise auch der Einfluss der Teilungsverhältnisse und damit des Bauvolumens untersucht. Zwei Versuchsreihen mit versetzt angeordneten Rohren [ $x_v = (x_q/2)$ ] liessen erkennen, wie sich das Versetzen der Rohrgitter auf Wärmeübergang und Druckverlust auswirkt. Zwei weitere Versuchsreihen zeigten den Einfluss einer zusätzlichen Turbulenz der in den Kanal eintretenden Luft auf den Wärmeübergang eines Rohrbündels mit gekreuzten Rohrgittern.

Darüberhinaus wurde die Verteilung der Wärmeübergangszahl auf die einzelnen Rohrgitter untersucht.

Wärmeübergang

Um den Anschluss an andere Arbeiten, besonders an die Bressler'schen Versuche [5] zu gewinnen, wurden zunächst Messungen mit parallelen Rohren in versetzter und fluchtender Anordnung durchgeführt. Die Vergleichsmessungen stimmen sehr gut mit den Ergebnissen von Bressler überein und bestätigen, dass mit der Apparatur einwandfreie Messungen erzielt werden können.

Die Verteilung der übertragenen Wärmemenge auf die einzelnen Rohrgitter erkennt man anschaulich aus dem Photo der Abb. 6, das die in richtiger Reihenfolge nebeneinander gestellten Messgefäße mit den im gleichen Zeitraum angefallenen Kondensatmengen zeigt. Der besseren Erkennbarkeit wegen ist dem Kondensat etwas dunkle Farbe zugesetzt. Die meiste Wärme gibt das dritte Rohrgitter ab, während in den folgenden Rohrgittern, wegen der zunehmenden Lufttemperatur, immer weniger Kondensat anfällt.

Die Kurven der Abb. 7 zeigen einen Verlauf der Wärmeübergangszahlen entlang der Nummer

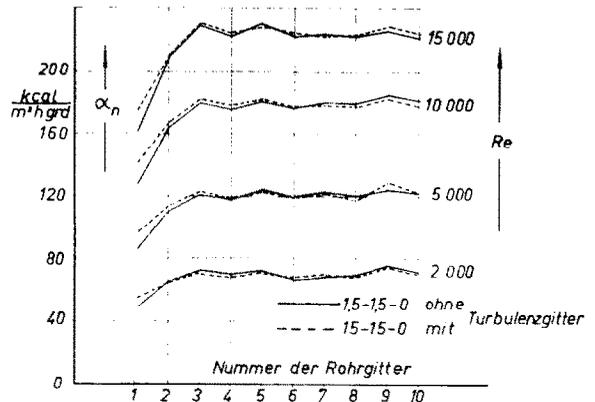


ABB. 7. Verteilung der Wärmeübergangszahl auf die einzelnen Rohrgitter bei gekreuzter Anordnung.

der Rohrgitter, wie ihn Bressler [5] schon für Parallelrohrbündel gefunden hat. Die Wärmeübergangszahl steigt bis zum dritten Rohrgitter an und bleibt dann praktisch konstant. Bei kleinen Reynolds-Zahlen ist dieser Anstieg flacher und die Höchstwerte von  $\alpha_n$  werden erst beim fünften Rohrgitter erreicht.

Wird ein Turbulenzgitter vor das Bündel geschaltet, so erhöht das, wie die gestrichelten Linien der Abb. 7 zeigen, die Wärmeübergangszahl nur bei den ersten beiden Rohrgittern. Vom dritten Gitter an decken sich die Werte mit denen der ungestörten Anströmung, woraus hervorgeht, dass unabhängig vom Turbulenzgrad der anströmenden Luft die Turbulenz vom dritten Rohrgitter ab voll ausgebildet ist, was auch Bressler festgestellt hat. Aus den mittleren Wärmeübergangszahlen [nach Gleichung (16) aus den Wärmeübergangszahlen der einzelnen Rohrgittern ermittelt] wurden für die ganzen, jeweils aus 10 Gittern bestehenden Rohrbündel die Nusselt-Zahlen errechnet und in der Abb. 8 bis 11 über den Reynolds-Zahlen aufgetragen. Diese Abbildungen enthalten zum Vergleich auch die Kurven für das quer angeströmte Einzelrohr nach Hilpert [18].

Jede dieser Kurven gilt für eine bestimmte Längsteilung  $x_l$ , und man erkennt, dass der Wärmeübergang merklich vermindert wird, wenn man den Gitterabstand in Strömungsrichtung vergrößert. So ist beispielsweise bei  $Re = 15000$  und bei der Querteilung  $x_q = 1,5$  die Nusselt-Zahl bei der Längsteilung  $x_l = 2,0$  um 7 Prozent,

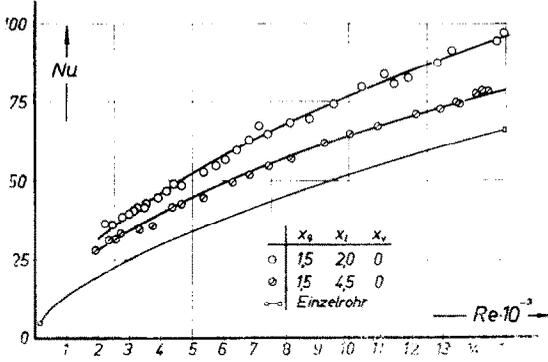


ABB. 8. Wärmeübergang an Rohrbündeln aus 10 gekreuzten Rohrgittern verschiedener Teilungsverhältnisse.

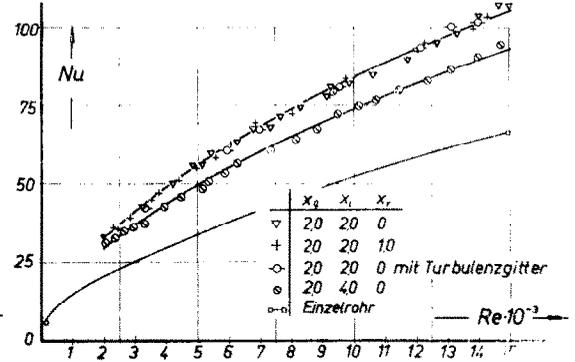


ABB. 11. Wärmeübergang an Rohrbündeln aus 10 gekreuzten Rohrgittern verschiedener Teilungsverhältnisse.

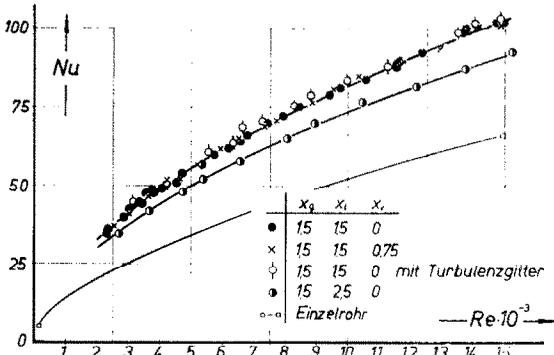


ABB. 9. Wärmeübergang an Rohrbündeln aus 10 gekreuzten Rohrgittern verschiedener Teilungsverhältnisse.

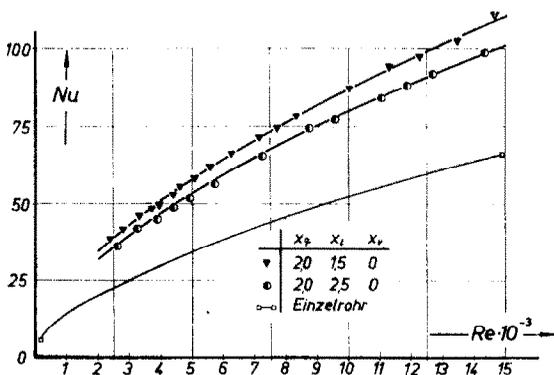


ABB. 10. Wärmeübergang an Rohrbündeln aus 10 gekreuzten Rohrgittern verschiedener Teilungsverhältnisse.

bei  $x_l = 2,5$  um 13 Prozent und bei  $x_l = 4,5$  sogar um 30 Prozent kleiner als die Nusselt-Zahl bei der Längsteilung  $x_l = 1,5$ .

Vergrößert man dagegen die Querteilung eines Rohrbündels, so wird auch die Nusselt-Zahl grösser; nach den Messungen von A. L. London und Mitarbeitern [16] kann mit einer Verbesserung des Wärmeüberganges bei gekreuzten Rohrgittern bis zu einem Querteilungsverhältnis von  $x_q = 3,0$  gerechnet werden. Die Überlegenheit der grösseren Querteilung wächst mit der Durchströmgeschwindigkeit und mit der Längsteilung.

Wie die unterschiedlichen Zeichen der Messpunkte in Abb. 9 und 11 erkennen lassen, verändern sich die Nusselt-Zahlen kaum, wenn man die Gitter in der beschriebenen Weise versetzt, oder wenn man ein Turbulenzgitter vor das Bündel schaltet.

Es wurde bereits gezeigt, dass sich für die Kurven der Abb. 8 bis Abb. 11 Potenzgleichungen von der Form  $Nu = K Re^m$  angeben lassen. Die Konstante  $K$  und der Exponent  $m$  sind für die untersuchten Anordnungen in der Tabelle 1 zusammengefasst.

Wieweit die Nusselt-Zahlen bei Rohrbündeln aus gekreuzten Rohrgittern von den Teilungsverhältnissen abhängen, zeigt deutlich Abb. 12: Dort sind die Nusselt-Zahlen für verschiedene Reynolds-Zahlen mit der Querteilung  $x_q$  als Parameter über der Längsteilung  $x_l$  aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass die grössten Nusselt-Zahlen von der Anordnung mit der grossen

Tabelle 1. Die Konstante  $K$  und der Exponent  $m$  der Gleichung  $Nu = K Re^m$  für gekreuzte Rohranordnungen verschiedener Teilungsverhältnisse

	$x_q = 1,5$				$x_q = 2,0$			
	$x_l = 1,5$	2,0	2,5	4,5	1,5	2,0	2,5	4,0
$K$	0,417	0,429	0,445	0,553	0,412	0,407	0,403	0,404
$m$	0,573	0,563	0,554	0,516	0,582	0,578	0,575	0,565

Querteilung ( $x_q = 2,0$ ) und der kleinsten Längsteilung ( $x_l = 1,5$ ) erreicht werden. Leider war es wegen der Gitterabmessungen nicht möglich, noch kleinere Längsteilungsverhältnisse zu untersuchen; der vermutliche Verlauf der Kurven in dem Bereich  $x_l = 1,5$  bis  $x_l = 1,0$  wurde jedoch mit Hilfe der Messungen von A. L. London und Mitarbeitern [16] extrapoliert und gestrichelt eingetragen.

Rohrgittern nur von der Querteilung und nicht von der Längsteilung ab, wie das M. Jakob [10] bereits für versetzte Parallelrohrbündel festgestellt hat. Die Bündel mit versetzten, aber gekreuzten Rohrgittern haben einen etwas höheren Druckabfall (Abb. 14).

Wie in Gleichung (4) gezeigt, lassen sich die Widerstandszahlen  $\psi$ , d.h. das Verhältnis des

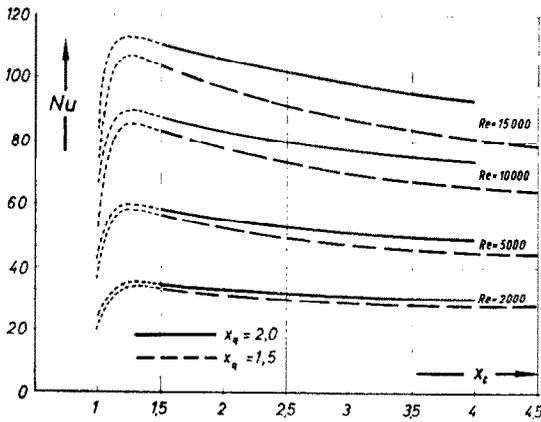


ABB. 12. Die Abhängigkeit der Nusselt-Zahlen von den Teilungsverhältnissen bei Rohrbündeln aus 10 gekreuzten Rohrgittern.

**Druckverlust**

In dem gemessenen Druckabfall sind, wie bereits erwähnt, der Beschleunigungsdruck mit 1 Prozent und der von den Kanalwänden verursachte Druckabfall von etwa 5 bis 6 Prozent enthalten. Die Messergebnisse sind in den Abb. 13 und 14 wiedergegeben. Danach liegen die Messpunkte für alle Rohrbündel mit fluchtenden, aber gekreuzten Gittern auf zwei Kurven, auf der für die Querteilung  $x_q = 2,0$  und 15 Prozent darüber auf der für die Querteilung  $x_q = 1,5$ . Der Druckverlust hängt also auch bei gekreuzten

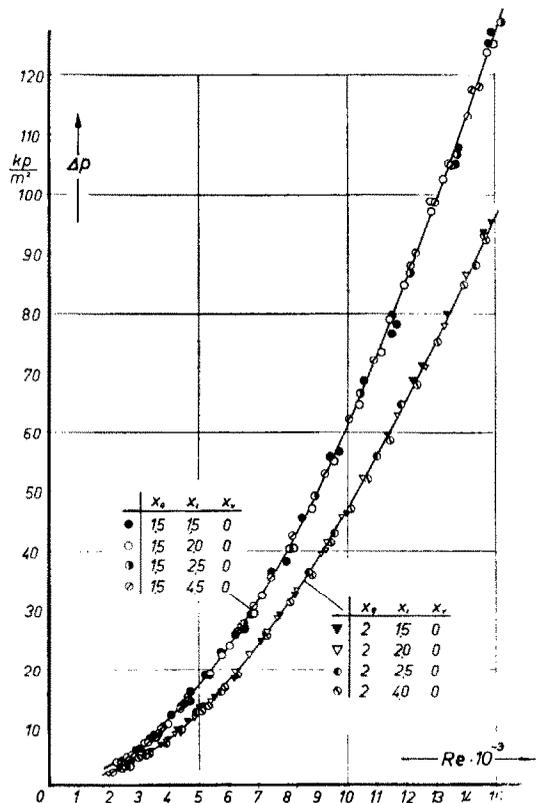


ABB. 13. Druckverlust an Rohrbündeln aus 10 gekreuzten, fluchtenden Rohrgittern verschiedener Teilungsverhältnisse.

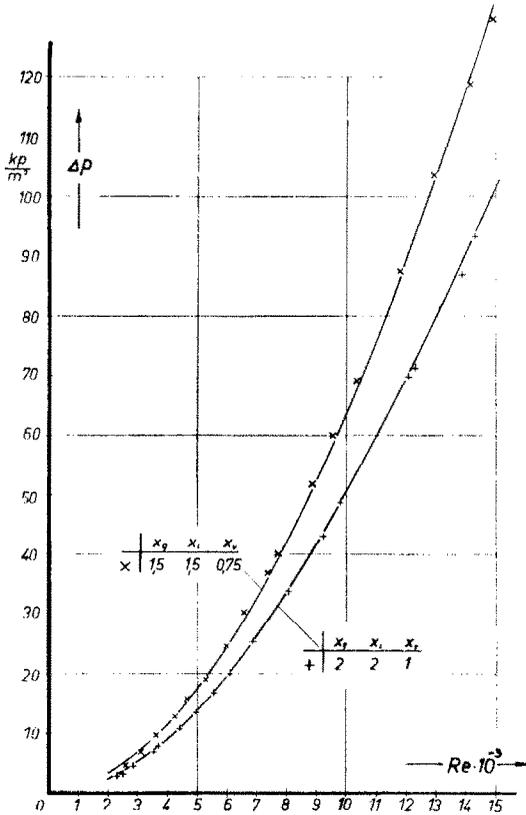


ABB. 14. Druckverlust an Rohrbündeln aus 10 gekreuzten, versetzten Rohrgittern verschiedener Teilungsverhältnisse.

mittleren Druckverlustes  $\Delta p/n$  jedes der  $n$  hintereinander liegenden Gitter des Bündels zum Staudruck  $(1/2) \cdot \rho_m \cdot w_m^2$ , durch eine Potenzgleichung beschreiben:  $\psi = J \cdot Re^{-k}$ ;  $J$  und  $k$  sind der Tabelle 2 zu entnehmen.

Tabelle 2. Die Konstante  $J$  und der Exponent  $k$  der Widerstandszahlen  $\psi = J \cdot Re^{-k}$  für gekreuzte Rohranordnungen verschiedener Teilungsverhältnisse

	$x_2 = 1,5$		$x_2 = 2,0$	
	fluchtend	versetzt	fluchtend	versetzt
$J =$	1,482	1,522	0,879	1,048
$k =$	0,147	0,146	0,120	0,131

Um die Genauigkeit der Messungen beurteilen zu können, wurde der Maximalfehler berechnet, der angibt, wie weit das Ergebnis im ungünstigsten Fall vom richtigen Wert abweichen kann; der tatsächlich auftretende Fehler ist jedoch viel kleiner. Berücksichtigt man die verschiedenen Fehlerquellen bei der Messung der übertragenen Wärmemenge, wie Wärmeverluste in den Leitungen, Unterkühlung des Dampfes, Strahlungsverluste, Nachverdampfung in den Messzylindern und Ablesefehler, so errechnet sich der Maximalfehler für die Nusselt-Zahl zu höchstens  $\pm 3$  Prozent. Wegen der geringen Differenzdrücke bei kleinen Geschwindigkeiten ist der maximal mögliche Fehler für die Reynolds-Zahl  $\pm 8$  Prozent bei  $Re = 2000$ , bei  $Re = 15000$  ist er dagegen kleiner als 2 Prozent. Für den Druckverlust wird der Messfehler auf  $\pm 2$  Prozent geschätzt.

Zur Bewertung der Wärmeübertrager

Das Studium der verschiedenen Veröffentlichungen, z. B. der Abhandlungen des Deutschen Kältetechnischen Vereins, H. 7 [19], zeigt, dass eine allumfassende Angabe über die Bewertung der Wärmeübertrager nicht möglich ist, weil sich die Bewertungszahlen mit der Fragestellung verändern. So wird bei Wärmeübertragern für die Kerntechnik ein kleines Bauvolumen angestrebt und gleichzeitig ein guter Wärmeübergang bei kleiner Pumpleistung gefordert.

Für die Beurteilung eines Wärmeübertragers ist deshalb das Verhältnis der übertragenen Wärmeleistung  $\dot{Q}$  zu der zum Hindurchblasen der Luft erforderlichen Gebläseleistung  $L = w_m f_e \Delta p$ , also das Leistungsverhältnis

$$\epsilon = \frac{\dot{Q}}{L} = \frac{\dot{Q}}{w_m \cdot f_e \cdot \Delta p} \quad (17)$$

von Bedeutung. Darin ist  $w_m$  die in Gleichung (8) angegebene mittlere Strömungsgeschwindigkeit, mit der die Luft durch die Spalte der Gitter vom Gesamtquerschnitt  $f_e$  hindurchströmt, d.h.  $w_m f_e$  ist der Volumenstrom bei den bereits eingeführten Mittelwerten  $t_m$  der Temperatur und  $p_m$  des Druckes. Das Leistungsverhältnis gibt also an, welche Gebläseleistung bei einem Wärmetauscher aufgebracht werden muss, um die Wärmemenge  $\dot{Q}$  zu übertragen; es enthält nur experimentell ermittelbare Größen [20].

In den Abbildungen 15, 16 und 17 sind diese Leistungsverhältnisse für die untersuchten, gekreuzten Rohranordnungen verschiedener Teilungsverhältnisse in logarithmischen Koordinaten aufgetragen. Die Messwerte liegen recht gut auf geraden Linien, folgen also dem Gesetz

$$\epsilon = C \cdot Re^{-i}, \quad (18)$$

wobei die Konstante  $C$  und der Exponent  $i$  der Tabelle 3 zu entnehmen sind.

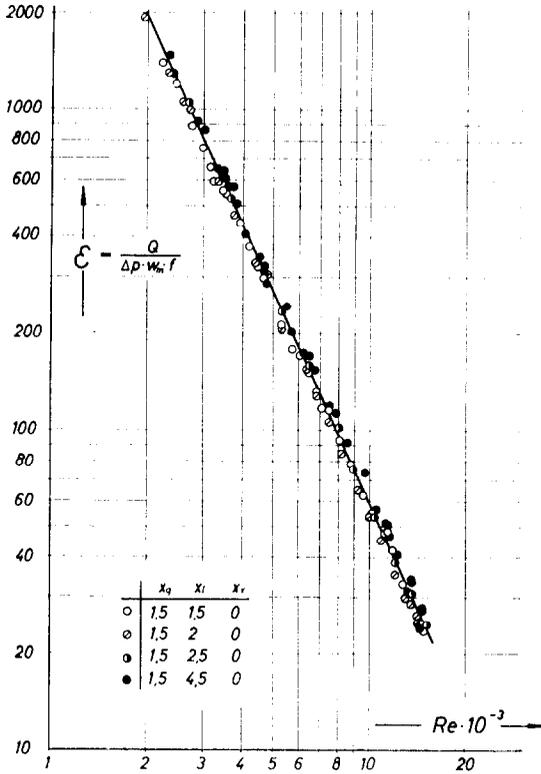


ABB. 15. Das Leistungsverhältnis  $\epsilon$  bei gekreuzten Rohrgittern verschiedener Teilungsverhältnisse.

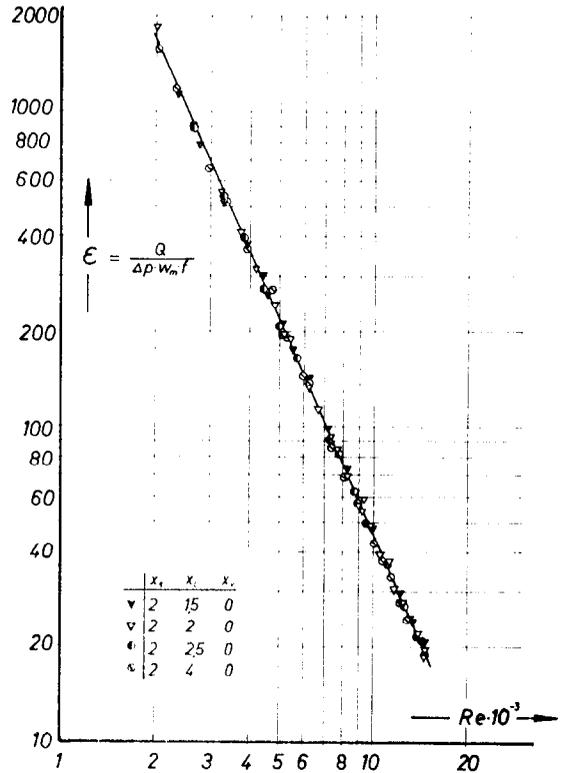


ABB. 16. Das Leistungsverhältnis  $\epsilon$  bei gekreuzten Rohrgittern verschiedener Teilungsverhältnisse.

Erstaunlicherweise hängt das Leistungsverhältnis nur von der Querteilung und nicht von der Längsteilung ab, wie die Messpunkte der Abb. 15 bzw. 16 zeigen. Bei der engen Querteilung  $x_q = 1,5$  ist es um durchschnittlich 20 Prozent grösser als bei der Querteilung  $x_q = 2,0$ .

Das Bauvolumen eines Wärmeübertragers gegebener Wärmeleistung wird vorwiegend vom Rohrdurchmesser  $d$  und von den Teilungsverhältnissen bestimmt. Da aber auch die Grösse

Tabelle 3. Die Konstante  $C$  und der Exponent  $i$  des Leistungsverhältnisses  $\epsilon = C Re^{-i}$  bei gekreuzten Rohrgittern

Anordnung:	fluchtend: $x_v = 0$		versetzt: $x_v = \frac{x_q}{2}$	
Querteilung $x_q =$	1,5	2,0	1,5	2,0
$C =$	$2,709 \cdot 10^{10}$	$4,540 \cdot 10^{10}$	$2,078 \cdot 10^{10}$	$2,914 \cdot 10^{10}$
$i =$	2,176	2,247	2,139	2,207

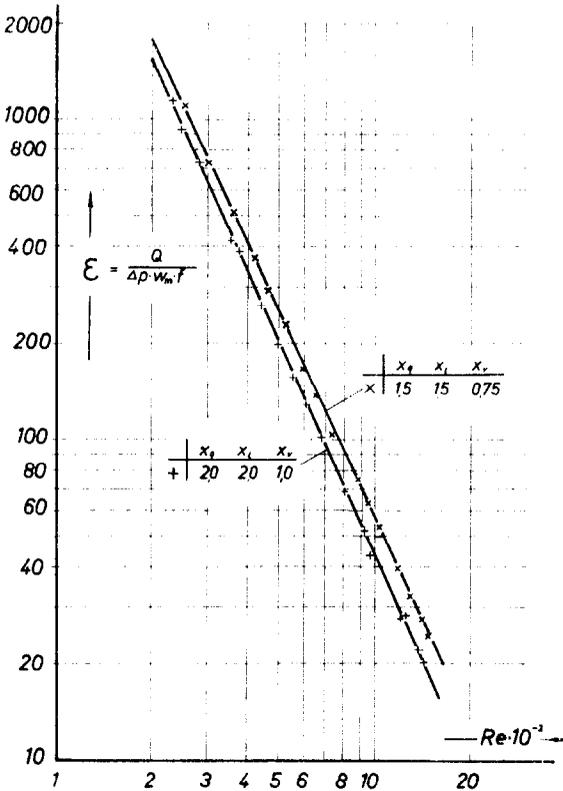


ABB. 17. Das Leistungsverhältnis  $\epsilon$  bei gekreuzten Rohrgittern verschiedener Teilungsverhältnisse.

der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  das notwendige Bauvolumen beeinflusst und  $\alpha$  vom Quer- und Längsabstand der Rohre abhängt, sind Angaben über das notwendige Bauvolumen nur im Zusammenhang mit der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  sinnvoll.

Um die verschiedenen Rohranordnungen zu vergleichen, soll das erforderliche Bauvolumen berechnet werden für Bündel aus Rohren von 12 mm Durchmesser, die bei 1°C Temperaturdifferenz 1000 kcal/h übertragen. Nach Abb. 18 enthält die schraffierte Volumeneinheit  $V' = x_q^2 \cdot x_l \cdot d^3$  die Heizfläche  $F' = x_q \cdot \pi \cdot d^2$ . Damit ist die Heizfläche pro Volumeneinheit

$$F_v = \frac{F'}{V'} = \frac{\pi}{x_q \cdot x_l \cdot d}$$

Um die geforderte Wärmemenge von  $Q^* = 1000$  kcal/h bei  $\Delta t^* = 1^\circ\text{C}$  Temperatur-

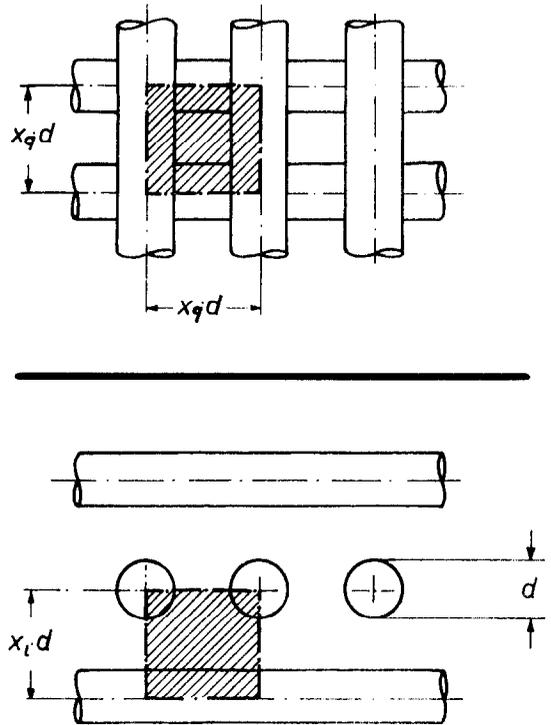


ABB. 18.

differenz zu übertragen, wird das Volumen  $V^* = (F^*/F_v)$  benötigt, wobei  $F^* = Q^*/\alpha \cdot \Delta t^*$  die hierfür notwendige Fläche ist; somit errechnet sich das spezielle Bauvolumen für die verschiedenen Rohranordnungen zu

$$V^* = \frac{x_q \cdot x_l \cdot d}{\alpha} \cdot \frac{Q^*}{\pi \cdot \Delta t^*} \quad (19)$$

wenn man jeweils die zu den Teilungsverhältnissen  $x_q$  und  $x_l$  gehörende Wärmeübergangszahl  $\alpha$  einsetzt.

In der Abb. 19 ist dieses Bauvolumen  $V^*$  über dem Leistungsverhältnis  $\epsilon$  für die verschiedenen, untersuchten Rohranordnungen in doppellogarithmischen Koordinaten aufgetragen; die bei den Kurven stehenden Zahlenfolgen  $x_q - x_l - x_v$  bedeuten die Teilungsverhältnisse. Ausserdem enthält Abb. 19 der besseren Orientierung wegen zwei Skalen (für  $x_q = 1,5$  und  $x_q = 2,0$ ) mit den Reynolds-Zahlen. Sie laufen von rechts nach links, weil  $\epsilon$  bei steigender Geschwindigkeit kleiner wird. (Abb. 15 bis 17).

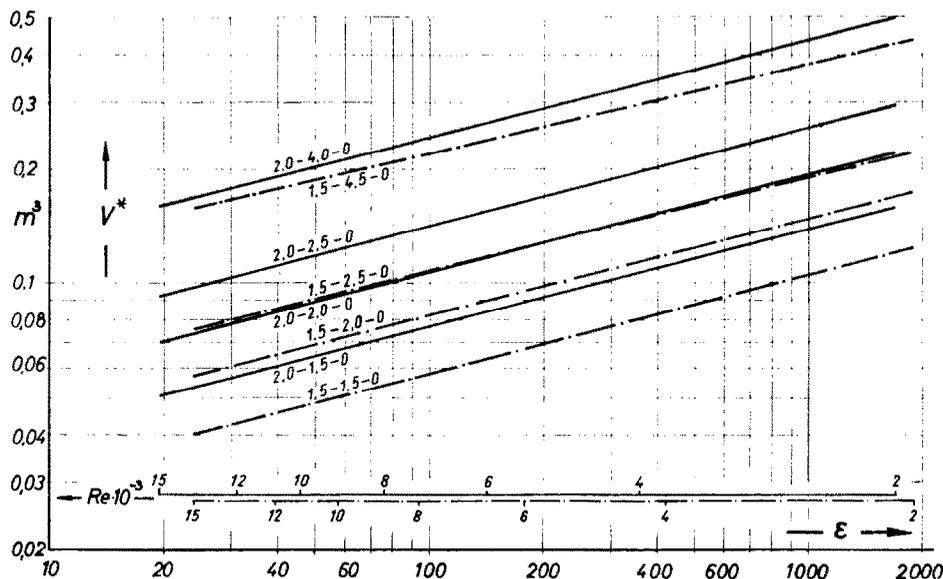


ABB. 19. Das Bauvolumen  $V^*$ , abhängig von dem Leistungsverhältnis  $\epsilon$  bei verschiedenen Teilungsverhältnissen.

Während das Leistungsverhältnis bei kleinen Durchströmgeschwindigkeiten am günstigsten ist, haben die Wärmeübertrager bei grossen Geschwindigkeiten das kleinere Bauvolumen. Nach Abb. 19 ist für die untersuchten Teilungen das Bauvolumen und das Leistungsverhältnis am günstigsten für die Anordnung  $x_q - x_l - x_v = 1,5 - 1,5 - 0$ , während  $x_q - x_l - x_v = 2,0 - 4,0 - 0$  die gestellten Forderungen am wenigsten erfüllt.

*Vergleich von versetzter und gekreuzter Anordnung*

Die erwähnten Vergleichsmessungen haben gezeigt, dass Rohrbündel mit gekreuzten Rohrgittern und solche mit parallelen, aber versetzten Rohren praktisch den gleichen Druckabfall haben. Auch das Bauvolumen, soweit es durch die Teilungsverhältnisse bestimmt wird, ist für beide Bauarten gleich.

Nur die Wärmeübergangs- bzw. die Nusselt-Zahlen von Bündeln aus gekreuzten Rohrgittern unterscheiden sich teilweise von denen der versetzten Parallelrohrbündel. In Abb. 20(a) und 20(b) wurden deshalb die Nusselt-Zahlen von Rohrbündeln aus gekreuzten Rohren und

von solchen aus parallelen, aber versetzten Rohren über der Längsteilung aufgetragen, und zwar für die Querteilung  $x_q = 1,5$  in Abb. 20(a) und für  $x_q = 2,0$  in Abb. 20(b).

Die Kurven der Rohrbündel aus gekreuzten Gittern fallen stärker ab als die der versetzten Parallelrohrbündel. Bei kleinen Längsteilungen sind die Nusselt-Zahlen der gekreuzten Anordnung etwas grösser, bei grossen Längsabständen dagegen kleiner als die Nusselt-Zahlen der versetzten, parallelen Anordnung. Der Bereich, in dem die gekreuzten und die parallelen, aber versetzten Anordnungen ziemlich gleich sind, liegt für die Querteilung  $x_q = 1,5$  zwischen  $x_l = 1,75$  und  $2,25$ , für die grosse Querteilung  $x_q = 2,0$  zwischen  $x_l = 1,5$  und  $3,0$ . Diese Unterschiede sind bei grösseren Reynolds-Zahlen viel ausgeprägter.

Die weitgehende Gleichheit der Ergebnisse bei  $0^\circ$  und bei  $90^\circ$  Verdrehung der Rohrachsen gegeneinander lässt erwarten, dass beliebige Verdrehungswinkel dasselbe Resultat liefern. Die Wärmeübergangszahlen sind also für praktisch vorkommende Teilungsverhältnisse weitgehend unabhängig vom Kreuzungswinkel der Rohre.

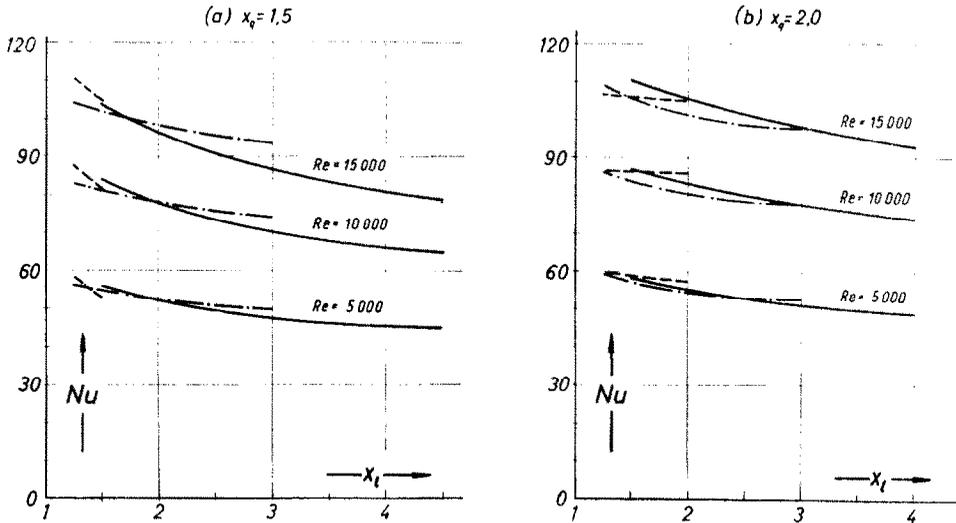


ABB. 20(a) und (20b). Vergleich der Nusselt-Zahlen von gekreuzten Rohrgittern (—) mit denen von Parallelrohrgittern nach Bressler (---) und Grimison (- · - ·) bei verschiedenen Teilungsverhältnissen.

Die Versuche wurden mit einem Gas ausgeführt, das Wärme von den Rohren aufnahm, sie gelten aber in gleicher Weise auch für den Fall, dass das Gas Wärme an das Rohrbündel abgibt und auch für den Fall, dass höhere Drücke als Atmosphärendruck verwendet werden.

#### ANMERKUNGEN

Diese Arbeit wurde am Institut für Technische Thermodynamik der Technischen Hochschule München ausgeführt. Dem früheren Leiter dieses Institutes, Herrn Prof. Dr.-Ing. Ernst Schmidt, bin ich für die Anregung zu dieser Arbeit und für sein stetes Interesse an der Arbeit sehr dankbar. Dank schulde ich auch Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Grigull für seine vielen, wertvollen Ratschläge.

#### LITERATUR

1. E. HOFMANN, *Z. Ver. Dtsch. Ing.* **84**, 97–101 (1940).
2. E. D. GRIMISON, *Trans. Amer. Soc. mech. Engrs* **59**, 583–594 (1937).
3. W. M. KAYS, A. L. LONDON, R. K. LO, *Trans. Amer. Soc. mech. Engrs* **76**, 387–396 (1954).
4. W. M. KAYS und A. L. LONDON, *Compact Heat Exchangers*. McGraw-Hill, New York (1958).
5. R. BRESSLER, *Forsch. Ing.-Wes.* **24**, 90–103 (1958).
6. O. P. BERGELIN, G. A. BROWN, K. L. HULL und

- F. W. SULLIVAN, *Trans. Amer. Soc. mech. Engrs* **72**, 881–888 (1950).
7. O. P. BERGELIN, G. A. BROWN und S. C. DOBERSTEIN, *Trans. Amer. Soc. mech. Engrs* **74**, 953–960 (1952).
8. M. F. LJAPIN, *Teploenergetika*, **3**, 49–59 (1956); russ.: Besprechg. in *BWK* **9**, Nr. 5 (1957).
9. O. E. DWYER, T. V. SHEENAN, F. C. HORN und R. T. SCHOMER, *Industr. Engng Chem.* **48**, 1836 ff (1956).
10. M. JAKOB, *Trans. Amer. Soc. mech. Engrs* **60**, 384–386 (1938).
11. A. J. TER LINDEN, *Wärme*, **62**, 319–323 (1939).
12. A. SCHACK, *Der industrielle Wärmeübergang*. Verlag Stahleisen GmbH, Düsseldorf (1957).
13. H. REIHER, *Forsch. Ing.-Wes.* 269 (1925).
14. N. W. SNYDER, *Heat Transfer*, Atlantic City—Chemical Engineering Progress Symposium Series, **49**, No. 5, American Institute of Chemical Engineers (1953).
15. R. BRESSLER, *Z. Kältetechnik*, **10**, 365–368 (1958).
16. A. L. LONDON, J. W. MITCHEL und W. A. SUTHERLAND, *Trans. Amer. Soc. mech. Engrs* **82**, 199–213 (1960).
17. J. BOEHM, *Gesundheitsing.* **71**, 233–239 (1950).
18. R. HILPERT, *Forsch. Ing.-Wes.* **4**, 215–224 (1933).
19. H. NOVAK, B. HOLTSMANN, W. PADBERG und A. RAESFELD, *Abh. Deutsch. Kältetechn. Vereins*, H. 7. Verlag C. F. Müller, Karlsruhe (1952).
20. H. BRAUER, *Chemie Ing. Techn.* **33**, 327–334, 431–438 (1961).

**Abstract**—For a range of Reynolds numbers from 2000 to 15000 heat-transfer and flow-friction characteristics were investigated at normal flow tube banks, consisting of ten tube rows. The parallel tubes of each row were crossed by the tubes of the preceding and the following row at 90°. The

transverse spacing of the tubes and the longitudinal spacing of the tube rows were varied and with that the ratio of the heated tube surface to the whole volume of the bank. The variation of individual-row heat-transfer coefficient and the influence of a higher turbulence level of the air-current were also investigated.

**Résumé**—Dans une gamme de nombres de Reynolds de 2000 à 15 000, les caractéristiques de transport de chaleur et de frottement ont été recherchées pour des faisceaux de tubes, consistant en rangées de dix tubes, en écoulement normal. Les tubes parallèles de chaque rangée étaient croisés à 90° avec les tubes de la rangée précédente et de la rangée suivante. L'espacement transversal des tubes et l'espacement longitudinal des rangées de tubes ont été changés et avec cela le rapport de la surface des tubes chauffés au volume total du faisceau. La variation du coefficient de transport de chaleur par rangée individuelle et l'influence d'un niveau élevé de turbulence du courant d'air ont été aussi examinées.

**Аннотация**—Проводились исследования теплообмена и коэффициента сопротивления в диапазоне чисел Рейнольдса от 2000 до 15000 в поперечно обтекаемом пучке труб, состоящем из трубных решеток, при чем каждая последующая решетка была перпендикулярна предыдущей. Расстояние между трубами изменялось в продольном и поперечном направлении, так что отношение обогреваемой поверхности ко всему объему камеры менялось. Кроме того, исследовалось распределение коэффициента теплообмена в каждой отдельной решетке, а также влияние на этот коэффициент, оказываемое повышением уровня турбулентности набегающего воздушного потока.