

## TECHNISCH-WIRTSCHAFTLICHER TEIL

### CHEMISCHE TECHNIK • VERFAHRENSTECHNIK • APPARATEBAU

Fortsetzung der Zeitschrift „Die Chemische Technik“

Organ der Gesellschaft Deutscher Chemiker in der britischen Zone und der Gesellschaft Deutscher Chemiker in Hessen

## Bewertung von Wärmeübergang und Druckverlust in Wärmeaustauschapparaten<sup>1)</sup>

Von Dr. PETER GRASSMANN, Frankfurt a. M.

Die zielstrebige Entwicklung von Wärmeaustauschern mit kleinem Druckverlust und dennoch hohem Wärmeübergang setzt einen Maßstab voraus, der einen eindeutigen Vergleich verschiedener Typen erlaubt und die Grenze erkennen läßt, bis zu der die Höherzüchtung im günstigsten Fall getrieben werden kann. Im folgenden wird versucht, diese Lücke durch die Definition einer „Gütezahl“ zu schließen.

### Aufgabenstellung

In technischen Wärmeaustauschapparaten genügt meist nicht die durch Strahlung oder natürliche Konvektion übertragene Wärme, sondern es ist fast immer nötig, durch erzwungene Strömung die Wärmeübergangszahl auf eine ausreichende Höhe zu bringen. Dadurch kann zwar die für eine vorgegebene Wärmeleistung benötigte Fläche wesentlich verkleinert werden, andererseits muß dann aber dauernd ein bestimmter Leistungsaufwand — er sei im folgenden als Ventilationsleistung  $L$  bezeichnet — in den Apparat hineingesteckt werden. Um hier die Entwicklung weitertreiben zu können, ist es notwendig, die Ausnutzung der Ventilationsleistung für den Wärmeübergang durch einen passend definierten Maßstab zu kennzeichnen. Soll er praktisch brauchbar sein, so muß er vor allem folgende Bedingungen erfüllen:

1. Er muß eine eindeutige Bewertung von Austauschern verschiedener Konstruktion zulassen, derart, daß diese unabhängig von den Betriebsbedingungen in eine Reihe geordnet werden können, wobei die Stellung in dieser Reihe ein Maß für die Ausnutzung der Ventilationsleistung darstellt.
2. Er muß als Umrechnungsfaktor dienen können, durch den — ausgehend von irgendeinem passend definierten Normalfall — die tatsächlichen Verhältnisse errechnet werden können, wobei wieder wenigstens in einem gewissen Bereich die Unabhängigkeit von den Betriebsbedingungen gefordert werden muß.
3. Er muß einen Grenzwert geben, bis zu dem man bei günstigster Konstruktion gelangen kann.

Am vollständigsten würden diese Bedingungen erfüllt, wenn als Maßstab ein „Wirkungsgrad“ gewählt würde. Ein solcher kann jedoch nur dann frei von Willkür definiert werden, wenn es sich entweder bei der aufgenommenen und abgegebenen Leistung um gleichartige Größen handelt, oder wenn ein Idealfall angegeben werden kann, wie ein solcher z. B. bei den Wärmekraftmaschinen durch den Carnotschen Prozeß gegeben ist. Leider trifft beides im vorliegenden Fall nicht zu. So wurde denn von verschiedenen Seiten versucht, hier einen anderen Ausweg zu finden.

### Diskussion der bisherigen Vorschläge

Durch H. Kühne<sup>2)</sup> wird eine strömungstechnisch günstige Oberflächenform, d. h. die Strömung durch Rohre, mit einer strömungstechnisch ungünstigen Form — hierfür ist die Strömung quer um Rohre gewählt — bei gleichem Druckabfall und gleicher spezifischer Wärmeleistung  $Q/\Delta_m$  ( $Q$  = durchgesetzte Wärme-

menge,  $\Delta_m$  = mittl. Temperaturdifferenz) miteinander verglichen. Dabei ergibt sich, daß bei der strömungstechnisch ungünstigeren Form die kleinere Austauschfläche benötigt wird, sie also für den Wärmeübergang die günstigere Form darstellt. Nach dieser Methode lassen sich die für bestimmte Betriebsbedingungen möglichen Konstruktionen miteinander vergleichen, jedoch ist damit noch kein allgemein anwendbarer Maßstab gefunden, der auch eine Bewertung von Austauschern, die für ganz verschiedene Betriebsbedingungen ausgelegt sind, ermöglicht.

Man kann ferner auf alte Überlegungen von Reynolds aufbauen, wonach dieselben Teilchen, die bei ihrer Berührung mit der Wand ihren Impuls verlieren und damit zu dem Druckverlust führen, dabei auch die Temperatur der Wand annehmen. Man gelangt dann<sup>3)</sup> zu folgender Beziehung zwischen dem durch Reibung bedingten Druckverlust  $\Delta p_r$  [mm WS = kg/m<sup>2</sup>] und der Wärmeübergangszahl  $\alpha$  [kcal/m<sup>2</sup>h °C]

$$\alpha = 3600 \frac{f}{F} \cdot c_p \cdot g \cdot \frac{\Delta p_r}{w} \quad (1)$$

$f$  [m<sup>2</sup>] = Durchtrittsquerschnitt;  $F$  [m<sup>2</sup>] = Übertragungsfläche;  $c_p$  [kcal/kg °C] = spezifische Wärme;  $g$  [m/s<sup>2</sup>] = 9,81;  $w$  [m/s] = Gasgeschwindigkeit.

Bei jedem Versuch an Austauschapparaten ist  $\Delta p$  und das durchgesetzte Volumen  $V$  [m<sup>3</sup>/s] unmittelbar der Messung zugänglich. Dagegen ist bei veränderlichem Strömungsquerschnitt — und das sind ja gerade die technisch interessanten Fälle — keine eindeutige Definition von  $f$  und  $w$  möglich. Eliminiert man eine dieser Größen auf Grund der Beziehung  $V = f \cdot w$ , so gelangt man zu einer Proportionalität von  $\alpha$  mit  $V \cdot f^2$  bzw.  $V/w^2$ , so daß nun die nur willkürlich zu definierenden Größen  $f$  und  $w$  sogar im Quadrat auftreten, also auch der nach Gl. (1) berechnete Wert für  $\alpha$  in hohem Maße willkürlich ist. Daran ändert sich auch nichts, wenn statt des Druckabfalls  $\Delta p$  die Widerstandszahl  $\lambda$  eingeführt oder wenn an Stelle von Gl. (1) eine Gleichung gewählt wird, in der auch der besonders in zähen Flüssigkeiten sehr wesentliche Wärmedurchgangswiderstand der laminaren Grenzschicht berücksichtigt ist<sup>4)</sup>.

Trotzdem kann natürlich bei der Bewertung von gleichartig konstruierten Austauschern ein Vergleich der tatsächlich erreichten Wärmeübergangszahl mit der nach Gl. (1) berechneten Wärmeübergangszahl von Vorteil sein<sup>5)</sup>.

Auch die von I. Jung<sup>6)</sup> eingeführte „dimensionslose Ausnutzungszahl“, die das Verhältnis zwischen einer passend definierten dimensionslosen Wärmeübergangszahl zu der ebenfalls dimensionslosen Widerstandszahl darstellt, kann nur dann willkürfrei definiert werden, wenn der Strömungsquerschnitt eindeutig festliegt. Denn in der Formel für die Reibungswiderstandszahl tritt  $w$  explizit auf.

### Ein Modell des maximalen Wärmeübergangs

Die Geschwindigkeit  $w$  kann jedoch eliminiert werden, wenn man in ein passend ausgewähltes Modell für den Wärmeübergang noch eine zusätzliche Beziehung zwischen der Geschwindigkeit

<sup>1)</sup> Gekürzte und umgearbeitete Fassung eines am 26. 9. 1947 auf der Apparatebaugtagung in Ettlingen gehaltenen Vortrags. Vgl. den Tagungsbericht, diese Ztschr. 20, 23 [1948].

<sup>2)</sup> Z. Ver. dtsh. Ing. Beih. Verfahrenstechnik 47 [1944]; ferner auch Technik 2, 127 [1947], Auszug diese Ztschr. 20, 30 [1948].

<sup>3)</sup> H. Thoma: Hochleistungskessel, Berlin 1927.

<sup>4)</sup> Vgl. dazu M. ten Bosch: Die Wärmeübertragung, Berlin 1936, S. 111–113.

<sup>5)</sup> Vgl. W. Linke, Vortrag Ettlingen, diese Ztschr. 20, 27 [1948].

<sup>6)</sup> I. Jung, VDI-Forschungsheft 380, Berlin 1936, S. 7.

und dem in der Zeiteinheit auf die Einheit der Übertragungsfläche auftreffenden Volumen einführt. Da das Modell dem höchstmöglichen Wärmeübergang entsprechen soll, setzen wir voraus:

1. Von der Ausbildung einer den Wärmeübergang hindernden Grenzschicht sei abgesehen. (Praktisch läßt sich das nur erreichen, wenn man eine sehr feine Unterteilung der Fläche vornimmt, also eine stete Folge von Anlaufvorgängen zugrunde legt.)
2. Jedes Flüssigkeitsteilchen, das an der Wand seinen Impuls und seine thermische Energie ausgetauscht hat, verläßt sie wieder auf dem kürzesten Weg mit der Geschwindigkeit  $w$ .

Man gelangt dann zu folgendem Modell des Wärmeübergangs, Bild 1: Das in der Sekunde auf die Wand auftreffende Gasgewicht  $G$  [kg/s] ist gegeben durch

$$G = g \cdot M = w \cdot \gamma \cdot F/2 \quad (2)$$

$M$  [kg/s, m] = Gasmasse/s;  $\gamma$  = spez. Gewicht des Gases. Der Faktor  $F/2$  rührt entsprechend Voraussetzung 2 davon her, daß die Hälfte der Übertragungsfläche für die ankommenden, die andere Hälfte für die reflektierten Gasteilchen zur Verfügung stehen muß.

Ferner ist für die Beschleunigung auf die Geschwindigkeit  $w$  ein Leistungsaufwand  $L$  [mkg/s] erforderlich von

$$L = M \cdot w^2/2 \quad (3)$$

oder unter Benutzung von Gl. (2)

$$L = w^3 \cdot \gamma \cdot F/4g \text{ oder } w = (L \cdot 4g/F \cdot \gamma)^{1/3} \quad (4)$$

Andererseits ist die übertragene Wärme  $Q$  [kcal/h] gegeben durch:

$$Q = M \cdot g \cdot c_p \cdot \Delta t \cdot 3600 \quad (5)$$

Aus der Definition der Wärmeübergangszahl

$$\alpha = Q/F \cdot \Delta t \quad (6)$$

folgt damit

$$\alpha_{\max} = \frac{M \cdot g \cdot c_p \cdot 3600}{F} = w \cdot \gamma \cdot c_p \cdot 1800 \quad (7)$$

Der Index „max“ soll dabei andeuten, daß es sich um den maximal möglichen Wärmeübergang handelt. Mit  $w$  nach Gl. (4) folgt damit schließlich

$$\alpha_{\max} = 1800 \cdot (4g)^{1/3} \cdot c_p (L \cdot \gamma^2/F)^{1/3} = 6110 \cdot c_p (L \cdot \gamma^2/F)^{0,333} \quad (8)$$

wobei an Stelle von  $L$  natürlich auch  $\Delta p \cdot V$  gesetzt werden kann. Damit ist also eine Gleichung für den maximalen Wärmeübergang gefunden, in der neben den Konstanten  $c_p$  und  $\gamma$  des Mediums nur noch  $L/F$ , also die Ventilationsleistung je Einheit der Übertragungsfläche, auftritt. Wie zu erkennen, handelt es sich hierbei also um eine strömungstechnisch besonders ungünstige Anordnung einer Austauschfläche.

Es fragt sich nun, ob es zweckmäßig ist, dieses Modell als „Idealfall“ für den Vergleich von Wärmeaustauschern heranzuziehen. Zunächst kann eingewandt werden, daß es sich hierbei nur um eine spezielle Anordnung handelt, und daß bei geänderten geometrischen Verhältnissen noch höhere Werte von  $\alpha_{\max}$  zu erzielen wären. Sodann ist bei der Ableitung der Gleichungen angenommen, daß die mit der Geschwindigkeit  $w$  zurückflutende Strömung nicht auf eine zweite und vielleicht dritte wärmeübertragende Wand auftrifft, sondern daß ihre Energie restlos durch Wirbelbildung aufgezehrt wird. Ferner würden aber auch mit diesem Modell als Vergleichsbasis alle Austauscher für zähe Flüssigkeiten, bei denen die Ausbildung einer Grenzschicht sehr schwer zu vermeiden ist und bei denen gerade der Wärmewiderstand dieser Grenzschicht den wesentlichsten Teil des gesamten Widerstands darstellt, zu ungünstig abschneiden. Es scheint deshalb angezeigt, einen den praktischen Verhältnissen näherliegenden Fall als Grundlage für den Vergleich zu wählen.

#### Das glatte Rohr als Vergleichsgrundlage

Es wurde deshalb vom Verfasser vorgeschlagen<sup>7)</sup>, als Vergleichsgrundlage das glatte Rohr mit kreisförmigem Querschnitt zu

<sup>7)</sup> P. Grassmann, Ann. d. Phys. V, 42, 203 [1942].

wählen, bei dem durch eine Reihe von Untersuchungen die Gesetze für Druckabfall und Wärmeübergang sehr genau erforscht sind. Der Grundgedanke ist dabei der folgende: Die Güte der Ausnutzung der Ventilationsleistung für die Erzwingung des Wärmeübergangs wird durch eine Gütezahl definiert, die gleich dem Verhältnis der tatsächlich gemessenen Wärmeübergangszahl zu der bei gleichem Druckabfall für ein glattes Rohr berechneten Wärmeübergangszahl ist. Oder man kann auch sagen: Man dividiert die in den Austauscher hineingesteckte Ventilationsleistung  $L = \Delta p \cdot V$  durch die eingebaute Austauschfläche und erhält damit die je Flächeneinheit zugeführte „spezifische Ventilationsleistung“  $L/F$ . Dann berechnet man, welche Wärmeübergangszahl  $\alpha_0$  in einem glatten Rohr unter Aufwendung derselben spezifischen Ventilationsleistung erzielt würde. Das Verhältnis der tatsächlich erreichten Wärmeübergangszahl zu der für das Rohr berechneten wird dann als Gütezahl  $G$  bezeichnet. Das glatte Rohr dient hier also als Normalfall, auf den alle übrigen Fälle bezogen werden. Damit soll aber nicht gesagt werden, daß es auch den Idealfall eines Wärmeaustauschers darstellt.

Um die Gütezahl berechnen zu können, muß also zunächst die Wärmeübergangszahl  $\alpha_0$  für das glatte Rohr als Funktion von  $L/F$  ausgedrückt werden. Unter Benutzung der Kraussoldschen<sup>8)</sup> Gleichungen folgt nach Elimination von  $w$  mit Hilfe von  $L$

$$\alpha_0 = 1,27 \frac{\lambda^{0,63} \cdot c_p^{0,37}}{d^{0,127} \cdot g^{0,2} \cdot \mu^{0,503}} \cdot \left( \frac{L \cdot \gamma^2}{F} \right)^{0,291} = C_1 \left( \frac{L}{F} \right)^{0,291} \quad (9)$$

oder geschrieben als Funktion der dimensionslosen Kenngrößen  $Nu = \alpha \cdot d/\lambda$  und  $Pr = 3600 \cdot \mu \cdot c_p \cdot g/\lambda$

$$(Nu)_0 = 0,0615 \left( \frac{L \cdot g \cdot d^3}{F \cdot \gamma \cdot \nu^3} \right)^{0,291} (Pr)^{0,37} \quad (9a)$$

Dabei ist  $\lambda$  [kcal/m h °C] = Wärmeleitfähigkeit;  $d$  [m] = Rohrdurchmesser;  $\mu$  [kg s/m<sup>2</sup>] = Zähigkeit;  $L$  [mkg/s] = Ventilationsleistung;  $\nu = \mu \cdot g/\gamma$  [m<sup>2</sup>/s] die kinematische Zähigkeit.

Da nach Definition

$$G = \alpha/\alpha_0 \quad (10)$$

ist, wobei  $\alpha$  die in dem zu prüfenden Austauscher tatsächlich gemessene Wärmeübergangszahl darstellt, ist es ohne weiteres verständlich, daß sich der Wert von  $G$  erniedrigt, falls durch geringe Wärmeleitung des Wandmaterials, Verkrustung oder dergleichen sich  $\alpha$  verschlechtert. Aber auch, wenn durch irgendwelche Einbauten oder enge Zuleitungsrohre der Druckabfall in dem betreffenden Austauscher vergrößert wird, ohne daß dadurch gleichzeitig der Wärmeübergang sich verbessert, ergibt sich ein ungünstigerer Wert für  $G$ . Denn da nun die Ventilationsleistung größer ist, folgt nach Gl. (9) ein größerer Wert von  $\alpha_0$ .

Auch bei anderen Strömungsformen, beispielsweise der Strömung quer zu Rohrregistern, läßt sich Druckabfall und Wärmeübergang in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit und den physikalischen Konstanten des Mediums durch eine entsprechende Funktion mit etwa den gleichen Exponenten darstellen wie beim glatten Rohr<sup>9)</sup>. Damit folgt auch für diese Austauscher eine ähnliche Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von  $L/F$  und von den physikalischen Konstanten wie nach Gl. (3), wobei im wesentlichen nur an Stelle von 1,27 ein anderer Zahlenfaktor tritt. Dies bedeutet aber, daß die Gütezahl von den speziellen Betriebsbedingungen wenigstens innerhalb eines nicht zu großen Bereichs einigermaßen unabhängig ist, also die oben angeführte Bedingung 2 erfüllt.

#### Berechnung der Austauschfläche

Damit kann  $G$  aber auch für die Berechnung von Austauschern herangezogen werden. Führen wir an Stelle der für die praktische

Rechnung zu sperrigen Gleichung  $\frac{1}{d_1 k_1} = \frac{1}{d_1 \alpha_1} + \frac{1}{d_2 \alpha_2}$  für die Wärmeübergangszahl  $k$  die Näherungsgleichung

$$k = \delta \cdot \alpha \quad (11)$$

ein<sup>10)</sup>, wobei  $\alpha$  die Wärmeübergangszahl auf der Seite des Austauschers ist, bei der es auf die Erzielung eines günstigen Wärmeübergangs bei kleinem Druckverlust ankommt, so folgt nach

<sup>8)</sup> H. Kraussold, Forsch. Ing.-Wes. 4, 39 [1933].

<sup>9)</sup> Vgl. H. Kühne, Z. Ver. dtsh. Ing. Beih. ft Verfahrenstechnik 37/46 [1943].

<sup>10)</sup> Siehe H. Kühne: Die Grundlag der Berechnung von Oberflächenaustauschern. Erscheint demnächst in Buchform im Verlag Vandenhoeck u. Ruprecht, Göttingen.

einigen Umformungen für die für eine bestimmte spezifische Wärmeleistung  $Q/\Delta_m$  nötige Übertragungsfläche:

$$F = \left( \frac{Q}{\Delta_m \cdot \delta \cdot G \cdot C_1} \right)^{1,41} \frac{1}{L^{0,41}} = Q \left( \frac{Q}{V \cdot \Delta p} \right)^{0,41} \frac{1}{(\Delta_m \cdot \delta \cdot G \cdot C_1)^{1,41}} \quad (12).$$

Damit ist aber gezeigt, daß für einen vorgegebenen Austauschvorgang bei hoher Gütezahl nur eine kleine Austauschfläche benötigt wird, womit auch eine Brücke zu den Überlegungen von H. Kühne geschlagen ist.

Von dieser Gleichung ausgehend kann leicht die wirtschaftlich günstigste Größe der Austauschfläche in Abhängigkeit vom Druckabfall  $\Delta p$  ermittelt werden: Die Amortisationskosten können in erster Näherung proportional mit  $F$ , also mit  $1/\Delta p^{0,41}$  angesetzt werden. Die Kraftkosten gehen für Flüssigkeiten und für  $\Delta p < 1$  at auch für Gase etwa proportional mit  $\Delta p$ . Die durch Addition dieser beiden Beträge sich ergebenden Gesamtkosten, wobei unter Umständen noch die Amortisation für die Ventilatoranlage und ähnliches zu berücksichtigen ist, ergibt bei einem bestimmten Wert von  $F$  ein Minimum. Ähnlich kann auch die günstigste Größe der Austauschfläche in Abhängigkeit von  $\Delta_m$  bestimmt werden.

Bei der Konstruktion von Austauschern ist es ferner wichtig, sich immer vor Augen zu halten, daß die benötigte Austauschfläche nur verhältnismäßig wenig von der je Raumeinheit umzusetzenden Wärmemenge  $V/Q$  und vom zulässigen Druckabfall  $\Delta p$  abhängt — eine Verdoppelung von  $\Delta p$  ergibt erst eine Verringerung der Fläche auf 75% —, dagegen sehr stark von den folgenden Gliedern:  $\Delta_m$ ,  $\delta$ ,  $G$  und  $C_1$ . Durch Verdoppelung irgendeiner dieser Größen kann nämlich die Austauschfläche auf 37,5% verkleinert werden!  $C_1$  ist außer von  $d$  nur von den physikalischen Konstanten des strömenden Mediums abhängig. Diese Größen sind in der Konstanten  $K$  der Tabelle 1 für einige typische Stoffe zusammengefaßt. Da  $K$  von 50 bis 165 bei Gasen unter Normalbedingungen, auf 3500 bis 9000 bei Wasser und schließlich bis  $78 \cdot 10^6$  bei Helium II — das nur theoretisch von Interesse ist — ansteigt, ergeben sich also je nach der Natur des strömenden Mediums bei gleicher spezifischer Ventilationsleistung nach Gl. (9) bzw. (12) um Größenordnungen verschiedene Werte für  $\alpha$  und vor allem für  $F$ .

Tabelle 1  
Werte der Konstanten  $K$  für verschiedene Stoffe

$$K = 1,27 \frac{\lambda^{0,63} c_p^{0,37} \gamma^{0,582}}{g^{0,212} \mu^{0,503}}$$

	Wärmeleitfähigkeit	Spez. Wärme	Spez. Gewicht	Zähigkeit	$K$
	$\frac{\text{kcal}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kcal}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	$\frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{m}^2}$	
Kohlensäure 0°, 760 mm QS	0,0121	0,197	1,9768	$1,77 \cdot 10^{-4}$	50,3
Wasserdampf (ohne Kond.) + 100°	0,0201	0,486	0,5775	$1,28 \cdot 10^{-4}$	55,2
Luft 0°, 760 mm QS	0,0208	0,240	1,2928	$1,77 \cdot 10^{-4}$	59,1
Wasserstoff 0°, 760 mm QS	0,150	3,40	0,08987	$0,86 \cdot 10^{-4}$	165,5
Luft 0°, 200 at abs	0,02	0,320	250	$3,23 \cdot 10^{-4}$	1044
Wasser (flüssig) 0°	0,480	1,0093	1000	$182,9 \cdot 10^{-4}$	3480
Flüss. Luft am norm. Siedepunkt	0,18	0,45	875	$16,6 \cdot 10^{-4}$	4315
Wasser (flüssig) + 80°	0,579	1,0017	971,8	$35,9 \cdot 10^{-4}$	8690
Flüss. Helium am norm. Siedepkt.	$\sim 0,028$	1,00	125	$1,13 \cdot 10^{-4}$	$\sim 2220$
Flüss. Helium II bei 1,5° abs.	280000	0,35	145	$0,34 \cdot 10^{-4}$	$\sim 78 \cdot 10^6$

Ist man in der Wahl des Mediums frei, dient dieses also nur als Wärmeträger, so können durch die Auswahl von Medien mit möglichst hohem  $K$ -Wert sehr wesentliche Einsparungen an Austauschfläche erreicht werden.

### Die Gütezahl einiger Austauschertypen

Um den ungefähren Stand der Entwicklung zu kennzeichnen, seien im folgenden die schon vor mehreren Jahren mit Luft ermittelten Werte für  $G$  einiger Austauschertypen mitgeteilt. Es handelt sich dabei teils um Laboratoriums-, teils um Betriebsversuche an fertig zusammengebauten Austauschern. Dementsprechend sind die Strömungswiderstände in den Zuleitungen in den gemessenen Werten für  $\Delta p$  mit eingeschlossen, so daß die Werte für  $G$  etwas niedriger ausfallen, als wenn nur die Druckabfälle in der eigentlichen Austauschschlange eingesetzt würden. Als Bauelemente dienten fast durchweg Rohre mit kreisförmigem Querschnitt, so daß nur die Druckabfälle und Wärmeübergangszahlen für das außen die Rohre bespülende Gas — das „Außengas“ — von Interesse waren.

Zunächst wurden einige Austauschertypen untersucht, bei denen die Strömung des Außengases im wesentlichen parallel zu den Rohren erfolgte. In primitiver Weise können derartige Austauscher z. B. dadurch hergestellt werden, daß in ein weiteres Rohr mehrere engere Rohre eingezogen werden. Das Innengas strömt dann durch die engen Rohre hin, und das Außengas strömt in dem verbleibenden Rohrquerschnitt des weiteren Rohres wieder zurück. Ähnliche Strömungsverhältnisse erhält man auch, wenn man in eine schraubenförmige Nut mehrere Rohre einlegt, die dann im allgemeinen natürlich noch durch besondere Bauelemente distanziert wurden. Es wurde jedoch darauf geachtet, daß diese Einbauten die Strömung möglichst wenig stören. Die Untersuchung an insgesamt drei kleineren Modellen derartiger Austauscher mit zwei bis sechs Rohren führten im Mittel zu  $G = 36\%$ . Diese niedrige Gütezahl ist wohl zu einem wesentlichen Anteil dadurch bedingt, daß bei diesen Austauschern der Anteil der Flächen, an denen Reibungsarbeit geleistet wird, die aber nicht am Wärmeaustausch beteiligt sind — also z. B. die Innenwand des Außenrohres — verhältnismäßig groß ist. Andererseits ist aber auch sicher ein recht wesentlicher Teil der Fläche, durch die an sich ein Wärmeaustausch erfolgen könnte, unwirksam, da er in toten Winkeln liegt und nicht von der Strömung gespült wird.

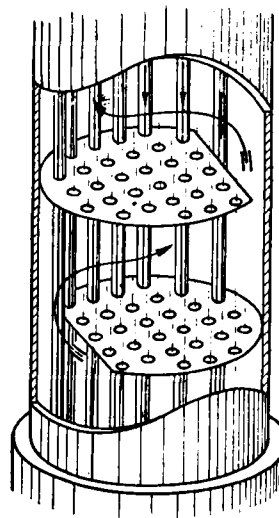


Bild 2  
Röhrenaustauscher mit Schikaneblechen

Ebenfalls ziemlich ungünstige Werte ergaben sich auch bei einem Austauscher mit geraden Rohren und Schikaneblechen nach Bild 2. Wenn hier auch nur ein einziger Versuch an einer technischen Anlage vorliegt, so ist doch anzunehmen, daß es bei dieser Konstruktion ganz allgemein immer schwierig sein wird, eine gleichmäßige Bespülung der gesamten Austauschfläche zu erreichen und die Ausbildung von toten Winkeln zu vermeiden. Zudem hat man hier keinen reinen Gegenstrom, sondern abschnittsweise einen Kreuzstrom, was wieder eine Verkleinerung des Wertes für  $G$  bedingt. Der Versuch ergab etwa  $G = 36\%$ .

Für sehr kleine Apparate, z. B. Wasserstoff-Verflüssiger, für den Gebrauch in Laboratorien hat sich die sogenannte „twisted tube“<sup>11)</sup> gut bewährt. Sie besteht aus einem bis auf einen kleinen Spalt plattgewalzten Rohr, das — um dem Innendruck von mehreren hundert Atmosphären standzuhalten — verdreht ist, Bild 3. Dieses Rohr ist dann in ein weiteres Rohr eingezogen, durch das das Außengas wieder zurückströmt. Die Verdrehung des Innenrohres führt außerdem zu einer sehr wirksamen Durchwirbelung des zurückströmenden Außengases. Allerdings sind auch bei dieser Konstruktion zahlreiche Flächen vorhanden, die nicht dem Austausch dienen. Trotzdem erreicht man Werte für  $G$  von 70%.

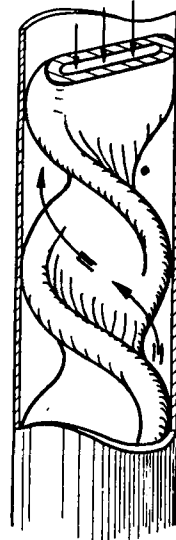


Bild 3  
Spiralphattenrohr „twisted tube“

Sehr gut bewährt haben sich insbesondere in der Technik der Gasverflüssigung und -zerlegung die sogenannten gewickelten Austauscher nach Bild 4, die wohl erstmals von der Firma Adolf Messer G. m. b. H. in Frankfurt a. M. verwandt wurden: Auf ein tragendes Kernrohr sind in Form einer mehrgängigen Schraube die Austauscherrohre gewickelt, wobei immer eine Lage mit rechtsgängiger Wicklung mit einer linksgängig gewickelten Lage abwechselte. So erhält man ein Geflecht von Rohren, ohne daß zur Distanzierung noch irgendwelche Bau-

<sup>11)</sup> F. R. Bichowsky, Ind. Engng. Chem., 14, 62/64 [1922].  
J. A. van Lammeren; Technik der tiefen Temperaturen. Berlin 1941, S. 52.

elemente verwandt werden müssen, die einen zusätzlichen Druckverlust bedingen könnten, der zum Wärmeaustausch nichts beiträgt. Auch hat man, trotzdem im einzelnen Querstrom mit seinen schon oben erwähnten günstigen Eigenschaften vorliegt,

den verlässlichsten Messungen Austauschertypen, die bezüglich Druckabfall und Wärmeübergang noch günstiger abschneiden als das glatte Rohr. Dies ist auch verständlich, denn berechnet man  $G$  für den Modellversuch nach Bild 1, so erhält man nach Gl. (8) und (9)

$$G_{max} = \alpha_{max}/\alpha_0 = 10,6 (\text{Pr})^{0,63} \left(\frac{d}{\mu}\right)^{0,127} \left(\frac{L \cdot \gamma}{F}\right)^{0,042} \quad (13).$$

Die Exponenten der beiden letzten Glieder sind dabei so niedrig, daß diese Faktoren praktisch keine sehr wesentliche Rolle spielen. Wesentlich ist der Zahlenfaktor, der besagt, daß auch für  $\text{Pr} \approx 1$ , also für Gase,  $G$  — wenigstens theoretisch — sehr wesentlich über 1 gesteigert werden kann. Dazu kann bei zähen Flüssigkeiten mit hohem Wert der *Prandtl'schen* Konstanten noch eine weitere sehr wesentliche Vergrößerung von  $G$  treten, wenn es gelingt, die Ausbildung einer Grenzschicht — etwa durch die stete Aufeinanderfolge von Anlaufvorgängen — möglichst weitgehend zu unterdrücken.

### Zusammenfassung

Ausgehend von der Notwendigkeit, eine Kenngröße zu definieren, die ein Maß für die Ausnützung des Druckgefälles zur Erzielung eines günstigen Wärmeübergangs darstellt, werden zunächst die bisher in dieser Richtung gemachten Vorschläge diskutiert. Es wird sodann ein Modell für den maximalen Wärmeübergang gegeben, jedoch vorgeschlagen, nicht dieses, sondern die Strömung durch ein glattes Rohr als Vergleichsgrundlage zu wählen, da hier die Verhältnisse am genauesten erforscht sind. Es werden die durch Messung ermittelten Werte dieser Kenngröße für einige Austauschertypen mitgeteilt und durch Vergleich mit dem Modell des maximalen Wärmeübergangs die weiteren Entwicklungsmöglichkeiten gezeigt. Eingeg. 27. Nov. 1947 [B49]

Bild 4

„Gewickelter“ Austauscher

Die Rohrschlange wird in einen dichten Außenmantel eingebaut. Im Betrieb strömen die zu kühlenden oder zu erwärmenden Gase in den Rohren, während das kälte- bzw. wärmeabgebende Gas durch die Lücken zwischen den einzelnen Rohren hindurchtritt

über den ganzen Austauscher hin einen exakten Gegenstrom. Mit dieser Konstruktion lassen sich sowohl nach Messungen an technischen Anlagen wie nach Laboratoriumsversuchen Werte für  $G$  von 60 bis 85% erreichen.

### Möglichkeiten der weiteren Entwicklung

Aber welcher Wert von  $G$  kann im günstigsten Fall erreicht werden? Sicher sind auch  $G$ -Werte, die größer als 1 sind, möglich; das hat *H. Kühne*<sup>1)</sup> an zwei Beispielen gezeigt, d. h. es gibt nach

<sup>1)</sup> *H. Kühne*, Z. Ver. dtsch. Ing. Beiheft Verfahrenstechnik 47 [1944], bes. S. 51; Technik 2, 127 [1947], bes. S. 130. Vgl. a. die Arbeit des gleichen Verfassers (erscheint demnächst im „Gesundheitsingenieur“).

## Beziehungen zwischen Metallunterlage und Film als Grundlage der Korrosionsschutzwirkung von Schutzüberzügen

Von Dr. OTTO JORDAN, München

Zweck der Ausführungen ist es, Anregungen zur wissenschaftlichen Grundlagenforschung auf dem Korrosionsschutzgebiet durch Schutzüberzüge zu geben und zugleich dem Fernerstehenden die Aufgaben näherzubringen, da auch in ausgesprochenen Notzeiten die wissenschaftliche und technische Entwicklung in der Welt nicht stehen bleibt. Alle wissenschaftlichen Erkenntnisse sind wertlos, wenn sie nicht systematisch mit hohem Verantwortungsgefühl durch freiwillige Zusammenarbeit ausgewertet und insbesondere durch Erziehung dem mit der Ausführung der Rostschutzanstriche bzw. Lackierung Beauftragten vertraut werden; denn dieser entscheidet mit seiner oft schwer kontrollierbaren Handarbeit über die Lebensdauer zahlreicher durch Lack und Anstrich geschützten Metallkonstruktionen und Gegenstände lebenswichtigster Art<sup>1)</sup>.

Zur Verhinderung der Oberflächenkorrosion von Metallen und insbesondere von Eisen ist der Anstrich oder Lack, also der aus einem organisch-chemischen Bindemittel mit oder seltener ohne Zusatz von Pigment bestehende, nachträglich\* mittels Streichen, Tauchen oder Spritzen aufgebraute Schutzfilm nur eines von mehreren gebräuchlichen Mitteln. Während man aber die anorganischen Überzüge der Galvanotechnik, anodischen Oxidation, Phosphatisierung und dgl. im allgemeinen meist bei relativ kurzlebigen oder kleineren Gegenständen anwendet und infolge der dafür vorhandenen Einrichtungen auch nur anwenden kann, dient der Lackanstrich wegen seiner bequemen und vielseitigen Aufbringungsmethoden gerade auch zum Schutz besonders langlebiger Eisenteile und Großkonstruktionen. Er wird unter den verschiedensten und oft ungünstigsten Bedingungen aufgebracht und soll gleichwohl seine anspruchsvollen Funktionen erfüllen. Dabei wird in Zukunft angesichts der Überfülle an Aufbauaufgaben wie auch aus Gründen der Materialersparnis die Forderung nach möglichst langer Lebensdauer erst recht erhoben werden müssen.

Die an den organischen Korrosionsschutz gestellten Anforderungen sind außerordentlich hohe, und zwar sowohl was die

fehlerfreie Aufbringung, als auch die Dauerhaftigkeit unter den verschiedensten Einflüssen der Witterung, der Industriegase, von Wasser, Lösungen von Chemikalien, wie Salzen, Säuren, Alkalien, oft auch durch mechanische Beanspruchung anbelangt.

Es ist deshalb verständlich, daß dieses Gebiet, die darin verwendeten Rohstoffe und Anwendungsverfahren zu dem umstrittensten der Lacktechnik gehören, besonders seitdem es notwendig geworden ist, an Bleimennige und auch an trocknenden Ölen zu sparen bzw. zu schneller trocknenden Produkten überzugehen. Die Vielzahl der Fehlerquellen, die bei der Vorbehandlung und der Aufbringung der Anstriche auftreten können, schließt am fertigen Objekt vielfach eine exakte Beurteilung fast aus und macht es auch oft schwer, Fortschritte an einzelnen Objekten einwandfrei zu beurteilen. Hierzu kommt, daß wissenschaftliche Teilergebnisse immer nur im Gesamtbild betrachtet werden können und daß daher stets eine enge Zusammenarbeit zwischen den Metallurgen, den Physikochemikern und den Organikern zur Diskussion der Ergebnisse bestehen sollte. Eine solche Zusammenarbeit enger und regelmäßiger zu gestalten, wäre eine begrüßenswerte Aufgabe, besonders dann, wenn auch der mit der praktischen Ausführung von Korrosionsschutzüberzügen Beauftragte aus Industrie und Handwerk hinzugezogen wird.

<sup>1)</sup> Die Ausführung wurden erstmalig während des Krieges vor einem größeren geschlossenen Kreise gemacht.