プレート型熱交換器の伝熱特性に関する基礎的研究*

今野 宏 卓***, 岡田 克 人***
笹林 敬 吾***, 大谷 茂 盛**

東北大学工学部 化学工学科**

緒 言

プレート型熱交換器は数十年前、欧州において開発された熱交換器であり、その構造は多管式熱交換器とはかなり異なる。この型の熱交換器は種々の利点をもっており、戦後わが国に導入されて以来、酪農工業、食品工業などに用いられてきたが、最近では一般の化学工業にも広く使われている。

流路間隔がわずか数 mm であるプレート型熱交換器における熱貫流率は、普通の熱交換器に較べてかなり大きい値を有しているが、その伝熱機構については、従来ほとんど検討が行なわれておらず、また実用器における伝熱係数についても測定者によりまちまちの値が報告されている^{2,7,9,12)}。そこで本報ではプレート型熱交換器の伝熱係数が大きな値を有する理由の究明と、その設計上の基本的な資料を得る目的で基礎的な検討をこころみた。すなわち、プレート型熱交換器の流路の一部分とみなせる間隔の極く狭い平行平板内における強制対流熱伝達に関する実験を行ない、その流路間隔の大きさ、加熱区間の長さ、流路入口の形、伝熱板内面の形状、および流体の乱れなどの諸因子が伝熱係数におよぼす影響について考察した。

1. 実験装置と測定方法

1-1 装置の熱交換部本体

実際に用いられているプレート型熱交換器は Fig. 1 に示すように多数の薄い伝熱板①からなり、板周囲には細いガスケット②がある。この伝熱板を重ねて前後から強くしめつければ、板と板の間に狭い間隙を持った流体のチャンネルが形作られる。このチャンネルの一つおき

に二種の流体③および④を流して熱交換を行なわせるものである。

この実用器の伝熱板は、プレス加工により波形や半球殻など種々の凹凸がつけられており、この流路のジグザグによる激しい乱れによって伝熱係数の増大をはかっている (Fig. 2 参照)。

しかし伝熱板の凹凸の形状の一つ一つを実験的に検討することは余りにも種類が多く、またある一種のみに限定して考察することも意味が少ない。そこでこれらの流路を一般的な形のものに置きかえて考え、次の3種類の実験を行なってプレート型熱交換器の伝熱機構を検討することにした。

(i) 純粋な平行平板間における場合 伝熱板相互によって形成される流路の一部とみられる平行平板間における実験を行なった。熱交換部本体は Fig. 3 に示すように、二枚の銅板*と distance piece (真鍮) とによ

Fig. 1 Schematic diagram of plate heat exchanger

Fig. 2 Configuration of plates

* 伝熱板として 2 mm 厚の銅板を用いた実験も行なった。

* <Fundamental Studies on the Heat Transfer Characteristics of a Plate Type Heat Exchanger>

Received on January 30, 1967

第三回日本伝熱シンポジウム (昭和 41 年 5 月) にて発表

** Hirotaka Konno, Shigemori Ohtani (Dept. of Chem. Eng., Tōhoku Univ., Sendai, Japan)

*** Katsuto Okada (森永乳業(株) Morinaga Milk Industry Co., Tokyo, Japan)

**** Keigo Sasabayashi (昭和電工(株) Shōwa Denkō Co., Tokyo, Japan)

Fig. 3 Heat transfer plate used in the experiment

Fig. 4 Experimental channel with the heat transfer promoters

Fig. 5 Irregularities of heat transfer plate surface

て矩形断面の流路を形作り、伝熱方向以外の側面には塗料をぬって外部からの熱の出入をなるべく少なくした。また実用器のジグザグな流路は平行平板において助走区間のくりかえしであると考えられるので、各種の入口形状に対して助走区間における流れ方向の壁の温度分布を実測し局所の伝熱係数を求めた。

(ii) 棒を挿入した場合 流路を展開して考えると、流路間隔は拡大縮小をくりかえしており、この拡大縮小による流れの乱れの影響をみるために流路中にFig. 4で示すような円柱棒を色々なピッチで挿入した。

(iii) 壁面に Fig. 5で示すように故意に凹凸をつけた場合 流路の拡大縮小を検討するために行なった。

1.2 測定方法

実験に用いた装置の大略を Fig. 6に示す。ポンプPより送られた液はバルブ①②で流量を調整し、オリフィス

- ① Valve ② Valve ③ Orifice meter
- ④ Heat exchanger ⑤ Steam inlet
- ⑥ Drain ⑦ Tank ⑧ Cooling water
- ⑨ Thermocouple (water inlet)
- ⑩ Thermocouple (water outlet)
- ⑪ Thermocouple (wall)

Fig. 6 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig. 7 Schematic diagram of preliminary experimental apparatus for measurement of surface temperature

③で計量、熱交換部④で水蒸気により加熱されてタンク⑦へ戻る。⑦には適量の冷却水⑧を通して実験中水温を一定に保つ。使用液には水を用い、熱交換部の出入口には熱電対⑨⑩を挿入し液温を測定した。とくに液出口には混合室を設けて流体の平均温度を測定した。なお熱交換部の壁表面温度の測定は伝熱係数算出に当たって重要であるが、これは次章で述べる。

熱電対はすべて銅-コンスタンタン（直径 0.2mm）を用い電子管式自動平衡記録計で読みとり、定常状態における値を用いて解析を行なった。

測定範囲は、液 Re 数 800~30,000、間隔 $z \pm 1.5$ mm、挿入棒径 1.6~3mm、棒のピッチ 6~90mm である。

2. 壁表面温度の測定と伝熱係数の算出

2.1 表面温度測定とその検討

本実験の場合には流体側の伝熱係数 h は大きく数千~数万に達し、蒸気側の h に匹敵するようになり、蒸気側の熱抵抗は無視できなくなる。したがって流体側の h の算出のためには壁の表面温度を精度良く測定することが必要であるが、かかる場合の固体壁の表面温度を実測することは相当に困難を伴う。金属板表面に単に熱電対を取り付けて温度を測っても、はたして目的としている板表面温度が求められているだろうか。それを検討するために Fig. 7に示す装置によって予備実験を行ない、

Fig. 8 Comparison of the extrapolated and the measured surface temperature

Fig. 9 Schematic diagram of channel

Fig. 10 Average heat transfer coefficients vs. Re

種々の熱電対の取付方法について考察した。すなわち上面にはられた溝(0.5×0.5)に直径0.2mmの銅-コンスタンタン熱電対を(a)ハンダ付、(b)熱電対の上から鉛を打ち込みふたをして表面を仕上げる、(c)同様に銅でふたをして表面を仕上げる、(d)流動性の接着剤で取り付け、その上に薄いアルミ箔を貼る、などの方法で取り付けた。同時に円柱の高さ方向に三カ所、直径1mmの孔を中心まであけ、ここに熱電対を挿入して、その先端の位置を正確に求め高さ方向の温度分布を測定し、この測定温度の直線性をしらべ表面温度を外挿し得るようにした(もしこの直線性が成立するならば壁温は正確に求められる筈である)。円柱の上面を蒸気で加熱し底面を水で冷却して、上面に取り付けた熱電対の指示温度と、外挿により求めた表面温度を比較した。

その結果の一例をFig. 8に示す。実験結果によれば、(d)の接着剤で取り付けたものがほぼ一致し、他はいずれも実測値の方が外挿点より数度高く出ている。したが

Fig. 11 Local heat transfer coefficients vs. x/D

Fig. 12 Average heat transfer coefficients between entrance and a distance x

って、薄い銅板(厚さ2mm)を用いて熱交換部本体を形作って行なった実験の場合は(d)と同様な方法によって求めた値を表面温度とした。

しかし表面への接着は操作がむずかしく、また接着剤の耐久度も問題となるので、確実さを増すため大部分の実験はFig. 3に示したように厚い銅の伝熱板(厚さ20mm)を用いて厚さ方向にI II IIIの3カ所に板の中心部まで直径1mmの孔をあけ、三点の温度が直線性を示すことを確かめつつ外挿して表面温度を求めた。測定は板の長さ方向に6カ所について行なった。

2.2 伝熱係数の算出

伝熱開始点より任意の距離 x の温度をFig. 9のようにあらわし局所伝熱係数 h_x を次式で定義した。

$$q_x = h_x(t_{ws} - t_{bs}) \quad (1)$$

壁の厚さ方向三点の温度が直線性を示すことから壁の内の等温線図を画いたところ、互にはほぼ平行であった。壁を通過する単位面積当たりの熱量は次式で求め得る。

$$q_x = \frac{\lambda}{\delta}(t_{bs} - t_{ws}) \quad (2)$$

Eq. (2)において壁の表面温度 t_{bs} , t_{ws} はFig. 3の①②点より外挿して求め、Eq. (1)中の流体温度 t_{bs} は次式により算出した。

$$t_{bs} = t_{b0} + \frac{x}{L}(t_{bL} - t_{b0}) \quad (3)$$

これは実験を行なった結果、 t_{bs} の絶対値が t_{ws} に比べて小さい上に、流体の温度上昇も大きくないところから t_{bs} を入口から出口まで直線的に変化するものと置いて

ても、 $(t_{wx}-t_{bx})$ には数パーセントの誤差しか生じない。Eq. (1), (2), (3) より局所伝熱係数 h_x が算出できる。また対数平均温度差にもとづく伝熱係数 h_{in} は常法のように Eq. (4), (5) より算出した。

$$Q = wC_p(t_{bL} - t_{bo}) = Ah_{in}(\Delta t)_{av} \quad (4)$$

$$(\Delta t)_{av} = \{(t_{wo} - t_{bo}) - (t_{wL} - t_{bL})\} / \ln \frac{t_{wo} - t_{bo}}{t_{wL} - t_{bL}} \quad (5)$$

3. 実験結果とその考察

3.1 間隔 Z の影響

Z の大きさが伝熱係数におよぼす影響をしらべるために、 $Z=1, 2.6, 5\text{mm}$ とかえて、得られた $(Nu)_{in}$ 数と Re 数との関係を Fig. 10 に示した。大部分の測定値は McAdams⁹⁾ の式による計算値からの偏倚は小さい。すなわちかかる狭い流路における伝熱の場合も $(Nu)_{in}$ におよぼす Z の影響はあまり認められず、大略 McAdams の式と同様な傾向を示している。

図中、 Re 数が 7,000 以下で Nu 数が Re 数に関係なく一定値で比較的大きな値をとる場合があるが ($x=5\text{mm}$, $L/D=20$)、これは後述の L/D の影響とみられる。

流路の狭い場合に関する伝熱については Washington¹³⁾ は厚さ 1.6mm、幅 12cm、長さ 1.2m の銅板を重ねて矩形断面の流路をつくり、空気を流して実験を行ない $Re > 13,000$ で伝熱係数が McAdams の式に一致したと報告している。また Levy⁶⁾ はステンレス製の $2.5\text{mm} \times 60\text{mm}$ のダクトを作り水を流して伝熱係数を求めており、McAdams の式より約 30% 低い値を得ている。

一般の円管における Nu 数の値は $Re < 10,000$ で McAdams の式より小さな値を示し、 Re 数 5,000, 3,000 ではそれぞれ約 80%, 60% となるといわれている。

極く細いパイプについては Blake¹⁴⁾ は内径 1.6mm の銅管、鋼管を使用して実験を行なった結果、銅管における伝熱係数は McAdams の式とほぼ同じ値を、鋼管についてはほぼ 2 倍の値を得ている。後者については管径に対する相対的粗さが大きいことから説明を行なっている。

本研究でも予備実験として内径 1.5mm の銅管を用い伝熱係数を測定したが、その結果は $Re > 10,000$ では McAdams の式に一致し、この程度の管径では d の小さいための影響は認められなかった¹¹⁾。

3.2 x/D の影響

円管の助走区間における伝熱係数に関しては古くより多くの研究があるが¹⁰⁾、ここでは伝熱面が平滑な銅製矩形流路の h_x が流れの方向にいかに変化するかをしらべ

た。測定結果の一例を $(Nu)_x$ 対 x/D 線図で各 Re 数について示した (Fig. 11)。 $(Nu)_x$ は x/D の増加とともに減少するが、 x/D が 20~30 になると一定値に漸近するようになる。この漸近した値を Re 数に対して点綴すると McAdams の式にほぼ一致する。

各 x/D における $(Nu)_{in}$ の値を Fig. 12 に示した。実験結果を整理すれば、 $x/D < 60$ の場合は $(Nu)_{in}$ は次の実験式で表わし得た*。

$$\frac{(Nu)_{in}}{Pr^{0.4}} = 0.053(Re)^{0.8} \left(\frac{D}{x}\right)^{0.22} \quad Re > 10,000 \quad (6)$$

また $(Nu)_{in}$ は x/D が約 60 以上ではほぼ一定値を示す。 $Re > 10,000$, $x/D > 60$ では入口の形に関係なくほぼ McAdams の式で表わされるが、 $Re < 10,000$ では後述のごとく入口の形の影響をうけることがわかる。

実際のプレート型熱交換器において、伝熱板が形づくるジグザグな流路は $x/D \approx 1 \sim 2$ に相当しており、また常に流れの方向を変えているので、助走区間のくりかえしと見なすことができ、したがって x/D の大きい平滑管の場合にくらべほぼ 2~3 倍の伝熱係数が得られるものと推察される。

3.3 入口の形状の影響

流体入口部の形が h_x におよぼす影響については、空気をういて円管による解析があるが¹⁰⁾、本報では Fig. 13 に示すように、[A] ある角度で絞られた入口、[B] 急に狭くなった入口、[C] 速度助走区間をもった入口、の 3 通りのものについてそれぞれ実験を行なった。

同じ $x/D=9$ の点における局所ヌッセルト数を [A], [B], [C] のそれぞれについて Fig. 13 に示した。 $Re > 10,000$ の領域においては入口の形の影響はほとんどないが、 $Re < 10,000$ の領域では入口の形による乱れの影響がはっきりあらわれている。急に流れが縮小するものが Nu 数が大きく、流れの助走区間を持ったものが最も小さい値を示した。これは Re 数が 10,000 以下の小さい範囲では流体本体の乱れがそれほど大きくないために入口部の乱れが大きく影響したのに対し、 Re 数が 10,000 以上では流体自身の乱れ、混合が激しいため入口部の乱れはそれほど響いてはこないためと思われる。

3.4 流路の形状による影響

流れに故意に乱れを与え、それが伝熱係数におよぼす影響をしらべるため次の二種類の実験をこころみた。

3-4-1 流れに棒を挿入し乱れを作った場合 円管中に回転面を有する物体を挿入した場合の実験は行なわれているが¹⁵⁾、ここでは流路中を流れる液体を激しく

* h_x を長さ方向に平均して得られる h_m ($h_m = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx$) は実用的な意味は薄いが、本実験のように t_{bx} , t_{wx} が入口から出口まで直線的に上昇すると見ても差し支えないような場合には $h_m = h_{in}$ となることが容易に証明される。

Fig. 13 Local heat transfer coefficients at $x/D=9$ vs. Re

Fig. 14 Average heat transfer coefficients of channel with heat transfer promoters vs. Re

乱す目的で、流れに直角に真鍮の丸棒を挿入し(Fig. 3)¹⁾ 間隔 Z , 挿入棒の径 d , 棒のピッチ p を変え測定を行なった^{*}。この場合の $(Nu)_{in}$ 数と Re 数との関係を Fig. 14 に示す。 $p=90\text{mm}$ の場合の伝熱係数の値は挿入しない場合に比べ約 2 倍となった。

挿入した棒の直径による影響は $p>45\text{mm}$ で Re 数が 10,000 以上ではほとんどあらわれず $p<45\text{mm}$ で Re 数 8,000 以下で棒径による差が生じ、径の細いものほど $(Nu)_{in}$ 数は小さい値をとる。しかし棒の径が細くなっても、挿入しない場合に比べて、伝熱係数は大きな値を示している。

$d=3\text{mm}\phi$ の丸棒を挿入したときのピッチと伝熱係数の関係を Fig. 15 に示す。ピッチを縮めていくと伝熱係数は増加し、ピッチが 10mm 前後で最大値をとった後、減少するようになる。

なお流体流路の代表径としては伝熱における相当直径をとることにした。棒挿入の場合、および次に述べる壁面に凹凸のある場合いずれもこの相当直径の考えを延長

* 棒の形が伝熱係数に及ぼす影響を見るため角柱をピッチ 22.5mm で $\bullet$ のように挿入した実験も行なったが(最小流路断面は 3mm の丸棒挿入時と同じ)、その伝熱係数は丸棒挿入の場合と大差なかった。

** 2mm 厚の銅板の表面に縦 3mm、厚さ 1.5mm の板を Fig. 16 の中に示したごとくはりつけた実験も同時に行なった。

Fig. 15 Effect of pitch of heat transfer promoters

Fig. 16 Effect of irregularities of heat transfer plate surface

し、 $4 \times (\text{流路中の流体の体積}) \div (\text{伝熱面積})$ で計算した。

3-4-2 壁面の形状により乱れを作った場合 壁面形状の伝熱係数におよぼす影響については円管中にリングを挿入して行なった実験があるが、ここでは Fig. 4 に示した流路を銅板(厚さ 20mm)で作し、液側壁面の凹凸の高さ 2mm、ピッチ $p=4\sim 12\text{mm}$ 、間隔 $Z=2, 4, 6\text{mm}$ と変えて実験を行ない⁵⁾、その測定結果の一例を、Fig. 16 に示した^{**}。凹凸をつけることにより Nu 数は大きくなり、McAdams の式に比べて約 4 倍に達するものもある。図よりわかるように、ここでもピッチが細か過ぎると、Fig. 15 で示した丸棒挿入の場合と同様に、必ずしも伝熱係数は増加しないことがある。また Re 数の指数も 0.6~0.8 であった。

実用のプレート型熱交換器の伝熱係数は多管式の約 3~5 倍である。この値は今回の実験において $x/D=2$ 程度での h_{in} 、または流れを乱したときの h_{in} に近い値であり、伝熱係数の大きくなる支配的因子は何れにせよ流れの乱れの繰り返しによるものと考えられる。

結 論

プレート型熱交換器における流路の一部とみなせる部分をとり出して、強制対流熱伝達に関する実験を行ない、実用器の熱伝達係数の値が大きい理由を検討した。実験結果を要約すると

1) 平滑流路に関しては、間隔 Z の Nu 数におよぼす影響は Z の大小にかかわらず、ほぼ同じ値をとり McAdams の式と同様な傾向を有する。

2) x/D による局所伝熱係数 h_x の値は $x/D > 20$ ではほぼ一定値を示す。また対数平均温度差にもとづく h_{in} については $x/D > 60$ では McAdams の式、 $x/D < 60$ では Eq. 6 で表わし得る。

3) 流路の入口形状の影響は Re 数 10,000 以上では流体本体の乱れが激しくなり、形状による差異がなく、 Re 数 8,000 以下の遷移領域では入口部における乱れを大きくする形状のものほど Nu 数は大きい値を示した。

4) 実用器に見られるように流路内の流れを故意に乱

すために、i) 流路に棒を挿入した場合、ii) 伝熱面に凹凸をつけた場合、の測定を行なったが、平滑な場合にくらべ Nu 数は約 4 倍位に達することがある。棒および凹凸のピッチを細かにすれば Nu 数は増加するが、あるピッチで Nu 数は極大値をとり、さらにピッチを細かにすると逆に Nu 数は減小する傾向がみられた。

5) プレート型熱交換器の伝熱係数 h が他の型のものに比べて大きい理由としては助走区間の繰りかえしの効果、あるいは流れ本体の乱れの影響が支配的な因子と思われる。

〔附 記〕 本報は化学工学東北大会（昭和 39 年 10 月）、化学工学第 30 年会（昭和 40 年 4 月）、および第 3 回日本伝熱シンポジウム（昭和 41 年 5 月）において発表したものをまとめたものである。

本研究を行なうに当たっては終始、東北大学工学部前田四郎教授より懇切なる御助言と御指導をたまわった。測定については村尾弘一、小野実信、千葉陽一諸氏の助力を得た。また実験に際しては森永乳業株式会社より種々の御便宜をたまわった。併せて感謝の意を表わします。

Nomenclature

A : heat transfer area	[m ²]
C_p : specific heat of fluid	[kcal/kg·°C]
D : equivalent diameter	[m]
d : diameter of heat transfer promoter	[m]
h_{in} : heat transfer coefficient	[kcal/m ² ·hr·°C]
h_x : local heat transfer coefficient	[kcal/m ² ·hr·°C]
L : length of channel	[m]
$(Nu)_{in}$: Nusselt number based on h_{in}	[—]
$(Nu)_x$: Nusselt number based on h_x	[—]
p : pitch of heat transfer promoters	[m]
Pr : Prandtl number	[—]
* Q : total heat flux	[kcal/hr]
q_x : local heat flux	[kcal/m ² ·hr]
Re : Reynolds number	[—]
t : temperature	[°C]

$(\Delta t)_{av}$: logarithmic mean temperature difference	[°C]
w : rate of fluid	[kg/hr]
Z : depth of channel	[m]
λ : thermal conductivity of wall	[kcal/m·hr·°C]
δ : wall thickness	[m]

Suffix

b : bulk
L : at exit
o : at entrance
s : wall surface of steam side
x : distance from entrance
w : wall surface of fluid side

Literature cited

- Blake, F.C. & W.A. Peters: *I. E. C.*, **18**, 845 (1924)
- Buonopane, R.A., R.A. Troupe & J.C. Morgan: *Chem. Eng. Progr.*, **59**, No. 7, 57 (1963)
- Evans, L.B. & S.W. Churchill: *Chem. Eng. Progr. symposium series*, **59**, No. 41, 36 (1963)
- Konno, H., K. Okada, K. Sasabayashi & S. Maeda: Preprint of 30th Annual Meeting of Soc. Chem. Eng., Japan (1965) p. 27
- Konno, H., K. Okada, K. Sasabayashi & S. Ohtani: Preprint of 3rd heat transfer symposium of Japan (1966)
- Levy, S., R.A. Fuller & R.O. Niemi: *J. of Heat Transfer*, **81**, 129 (1959)
- Maslov, A.M.: *Kholodilnaya Tekhnika*, **8**, 25 (1965)
- McAdams, W.H.: *Heat Transmission* (3rd edition, McGraw-Hill Book, New York 1954)
- McKillop, A.A. & W.L. Dunkley: *I. E. C.*, **52**, 740 (1960)
- Mills, A.F.: *J. of Mechanical Eng. Sci.*, **8**, 63 (1962)
- Okada, K., H. Konno & S. Ohtani: *Kagaku Kōjō*, **11**, No. 6, 69 (1967)
- Parker, D.V.: *Brit. Chem. Eng.*, **1**, 142 (1956)
- Washington, L. & W.M. Marks: *I. E. C.*, **20**, 337 (1937)

ガス系流動層における気泡の会合 (桐葉良三・松野隆一・岡谷高宗・森 素明, 化学工学, 31, 861~867 (1967))

気泡会合の挙動を明らかにするため, 2つの気泡が2次元流動層内に存在する際の会合の研究を行なった。2つの気泡の相対的位置が種々異なる場合, あるいは2つの気泡径比が種々の場合の気泡の上昇速度の変化, path line, 会合に要する時間を調べた。そして著者らの得た気泡会合のモデルと比較し, 実験結果がそのモデルでかなりよく説明できることを知った。

Packed-Fluidized Bed 内での伝熱 (加藤邦夫・服部一男・久保田宏, 化学工学, 31, 867~871 (1967))

Packed Fluidized Bed 内での伝熱の機構を解明する目的で実験的検討を行なった。その結果層内での有効熱伝導率は層内流動化粒子の運動によって支配されており, 軸方向の熱伝散係数は軸方向の粒子混合拡散係数と一致することを見いだした。また層内充填物および層壁からの熱伝達についても解析をおこなった結果これらにおよぼす主要因子は層内での粒子混合のおききを示す因子, $(u - u_{mf})/u_{mf}$ $D_p \epsilon_b$ であることが同時に明らかにされた。

プレート型熱交換器に関する基礎的実験 (今野宏卓・岡田克人・笹林敬吾・大谷茂盛, 化学工学, 31, 872~877 (1967))

プレート型熱交換器の伝熱係数 h が大きい値をもつ理由の究明と, 設計資料を得る目的で実用器の流路の一部とみなせる間隙の狭い平行平板内での強制対流熱伝達に関する実験を行なった。流路間隙, 流路入口の形, 助走区間の影響, 伝熱板内面に凹凸を故意につけた場合, および流路に細い円柱を挿入し流体に乱れを与えた影響などについて検討を行なった。この結果平滑ダクトにおける平均の h は円管に対する式とはほぼ等しい。しかし入口近辺では McAdams の式による計算値の数倍にも達する。また流路変化により流れを乱した場合, h は約5倍に達することがあり, これらの因子が実用器において h が大きい値をもつ支配的原因と思われる。

コロナ放電下におけるガス吸収について (内ヶ崎一・浅野喜朗・菅原 実・高松敏文, 化学工学, 31, 878~886 (1967))

濡電塔を用いたコロナ放電下におけるガス吸収の際, ガス側が主抵抗となる場合吸収速度が顕著に促進された。吸収速度の促進はコロナ放電による塔内ガス流の「乱れ」が増大することによって起こることがわかった。

多孔板塔の圧力損失 (正野博視・鈴木 功・平田光徳, 化学工学, 31, 886~891 (1967))

塔径 505 mm の多孔板塔の1段当りの圧力損失を, 空気-水系で研究した。多孔板の孔径は 5, 10, 15 mm で, 堰高さは 30, 60, 90 mm である。ガスと液の流量はそれぞれ, $0 \sim 1.5$, $3.3 \times 10^{-3} \sim 8.8 \times 10^{-3}$ [m³/sec·m²·bubbling area] の範囲である。乾き板圧力損失, 相当清澄液, 余剰圧力損失の結果を検討し, 各実験式を得た。これらの実験式の和として計算した1段当りの圧力損失は, 実験値と ± 10 パーセント以内で一致した。

圧入器の定圧通過特性に関する研究 (栗田賢一郎, 化学工学, 31, 891~896 (1967))

圧入器での定圧通過過程は, 一般に Ruth 式の成立する通過期間と, 圧密現象のために Ruth 式からの偏倚を示す通過圧密期間との二過程より成り立つ。与えられた圧入器の定容積の室内では, ケータの平均空隙率が最終的には一定値に収束する。この値を用いてと室容積固有の最大圧液量 V_L と, 室内の通過余力率 $g(\theta)$, および Ruth 式よりの偏倚の程度を示す修正係数 ϕ とが定義でき, 全通過期間での工学的取扱いが極めて便利となる。

工業反応速度論的研究に対する示差熱解析の応用 —— 芳香族化合物の液相高圧水添反応 —— (石井忠雄・矢幡郁三郎・武谷 愿, 化学工学, 31, 896~901 (1967))

反応速度論的研究に示差熱解析を用いる Kissinger の方法りを 100 atm における芳香族化合物の液相接触水添反応に応用した。昇温速度 ϕ を $1.08 \sim 2.80$ °C/min で変化させ, 示差温度が最高になる点の試料室の温度を測定して, ベンゼンおよびジフェニルエーテルの水添反応に対する種々の速度論的知識が DTA データから得られた。ベンゼンに対して, 同方式等温実験および DTA より得られた結果はそれぞれ $E=18.3$, 20.0 kcal/mol; $\ln A=18.6$, 21.9 ; $n=1.0$, 1.1 であった。

中型重油噴霧燃焼炉における残留炭素粒子の粒度分布について (佐賀井武・杉山幸男, 化学工学, 31, 901~907 (1967))

重油噴霧燃焼のための中型実験炉を試作し, 予備実験として液滴群の粒度分布と微粒化操作条件との関係を試験した。粒度分布既知の噴霧を炉内で燃焼させ, 炭素粒子を炉端で捕集した。実験の結果として, 炭素粒子の粒度分布は主として燃料液滴群の粒度分布に依存することが判った。

燃焼現象が粒径の目録則に支配されると仮定して炭素粒径の粒度分布および平均粒径の式を誘導した。実験値と理論値との一致は良好であった。

別に, 図式解法をも提案した。

多孔性物体内の気体の流れ —— 粒状層の場合 —— (杉山幸男・清水 賢・志水千明, 化学工学, 31, 907~914 (1967))

定常および非定常実験結果の検討, および2つのモデルによる考察から, 多孔性物体 (粒状層の場合) 中の気体の流れを記述する方程式が提示された。オリフィスをもつ毛細モデルではすべての実験結果が, β (オリフィス径/空孔径) $= 0.75 \sim 0.80$ の2つの曲線の中に入り, また粒状層モデルでは, 粒子・流体間相互作用が, $Q_{edp}/\mu(1-\epsilon)$ に依存するという事実を考慮して, $Q_{edp}/\mu(1-\epsilon) < 1000$ の範囲で妥当な半経験式を得た。

触媒粒子内拡散係数の位置的变化を伴う有効係数 (笠岡成光・阪田祐作・福岡正祐, 化学工学, 31, 914~920 (1967))

触媒粒子内の細孔・密度分布あるいはガス濃度分布によって変化する拡散係数の有効係数におよぼす影響について, 詳細に解析した。粒子内拡散係数の変化を, 外部表面からの位置の関数すなわち, 直線あるいは双曲線とする場合, また, 屈曲点あるいは極値を有するものと仮定し, 等温1次反応系における無限平板触媒の有効係数の解析解を導出した。数値検討の結果, シーラムジュラス $\phi = L\sqrt{h/D_{eff}}$ がおよそ $0.5 \sim 5$ では, 外部表面近傍における粒子内拡散係数の変化模様は有効係数に大きく影響することなどを明らかにした。

多孔性固体中の表面拡散について (坂下邦夫・荒井 深・小林晴夫, 化学工学, 31, 920~925 (1967))

多孔質体中の表面拡散を定量的に検討するために, 40μ , 500μ glass beads を焼結した多孔質体中の CO_2 と C_2H_6 の拡散量を $20^\circ C$, $1 \sim 12$ atm で測定した。この多孔質体に対するガス相拡散は分子拡散支配で整理することができ, その値は圧力に対して一定となる。総拡散量から非吸着性ガスについて求めたガス相拡散量を引いて表面拡散量を分離し, これについて定量的に検討し, その結果, 表面積の大きいほど, ガスの吸着性の強いほど, 操作圧の高いほど表面拡散の寄与は大きくなることを明らかにした。

水酸化カルシウム懸濁液による亜硫酸ガスの吸収 (美坂康有・山田 登, 化学工学, 31, 925~926 (1967))

濡電塔で水酸化カルシウム懸濁液により亜硫酸ガスの吸収実験を行なった。実験の範囲は $G=18 \sim 58$ l/min, $L=0.2 \sim 2.5$ l/min, $d_{pav} = (0.7 \sim 8) \times 10^{-3}$ atm で結果は総物質量移動係数で整理した。実験は溶存アルカリの供給速度が亜硫酸ガスの吸収量より大きい範囲で行なったが, 総物質量移動係数は d_{pav} に関係なく一定でかつ水酸化ナトリウム溶液による吸収とほとんど同じ値を示し, 亜硫酸カルシウム沈殿生成の物質量移動速度におよぼす影響は少ないことがわかった。

水中における粒体の多孔板からの流出速度 (大木勝弥・綱川 浩・青木隆一, 化学工学, 31, 926~927 (1967))

水中における粒体の多孔板からの流出速度を測定した。流出速度は孔の数に比例しては増加せず, ある限界流出速度に近づくことがわかった。流出速度は, 先に求められた単一孔オリフィスの場合と同様な方法で計算が可能である。

エチレンの水和によるエタノールの合成に関する研究

—— 冷エチレン注入式固定床反応器 —— (栗林 浩・久郷昌夫, 化学工学, 31, 928~929 (1967))

固体リン酸触媒を用いてエチレンの水和によるエタノールを合成する際の反応速度式について検討した結果, 理想温度操作経路と同様に理想モル比 (H_2O/C_2H_4) 操作経路も存在することを知り, 冷エチレン注入式反応器を提案し, さらに一般的な冷ガス導入式における理論的最適条件式を導出した。この式は, 反応物の一成分である冷注入物によって温度と生成物濃度のみならず原料モル比も変化する。この三者が三様の影響を反応速度におよぼしていることを考慮してある。