垂直平行平板間の自然対流熱伝達*

——様熱流束および断熱の二平板の場合——

宮 武 修**・藤 井 哲**

藤 井 丕 夫**・田 中 宏 史**

九州大学生産科学研究所

緒 言

著者らは前報¹⁾において、無限流体中に設置した一方が一樣温度、他方が断熱の2枚の垂直平行平板間で生ずる自然対流熱伝達の数値解析を行なった。

本報では、一方が一樣熱流束、他方が断熱の垂直2平板の場合について数値解析し、さらに実測値を得て、局所 Nusselt 数について両者を比較検討した。

この研究は、前報に対して加熱条件を単に一樣温度から一樣熱流束に変えるという意味からだけでなく、比較的容易に、かつ精度よく実験が可能な一樣熱流束と断熱平板の組み合わせの場合について、より詳細に熱伝達係数を局所的に実測し、数値解と比較することにより、前報の一樣温度平板の場合も含めて、数値解法の妥当性を検証することを主たる目的としたものである。

1. 基礎方程式

温度 T_0 の無限流体中に、距離 b を隔てて垂直に長さ l の2平板が置かれ、一方の平板は一樣熱流束 q_w をもつように加熱され、他方の平板は断熱されている。

この場合、平板間流体について連続、運動およびエネルギー方程式は次式で与えられる。

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} - \frac{dP}{dX} + \theta \quad (2)$$

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (3)$$

ここで、

$$U = \frac{bu}{\nu Gr^*} \quad (4)$$

$$V = \frac{bv}{\nu} \quad (5)$$

$$X = \frac{x}{bGr^*} \quad (6)$$

$$Y = \frac{y}{b} \quad (7)$$

$$P = \frac{(p - p_0)b^2}{\rho \nu^2 Gr^{*2}} \quad (8)$$

$$\theta = \frac{k(T - T_0)}{q_w b} \quad (9)$$

$$Gr^* = \frac{g \beta q_w b^4}{k \nu^2} \quad (10)$$

$$Pr = \frac{c \mu}{k} \quad (11)$$

座標 (X, Y) の原点は加熱平板の前縁にとった。

平板間入口および出口における圧力は周囲流体の静圧に等しいとし、流体は平板間に一樣な速度分布をもって流入するとすれば、次の境界条件が与えられる。

$$X=0, 0 < Y < 1; U=Q, V=0, \theta=0 \quad (12)$$

$$Y=0, X \geq 0; U=0, V=0, \partial \theta / \partial Y = -1 \quad (13)$$

$$Y=1, X \geq 0; U=0, V=0, \partial \theta / \partial Y = 0 \quad (14)$$

$$X=0; P=0 \quad (15)$$

$$X=L; P=0 \quad (16)$$

ここで、 Q および L は、それぞれ無次元流量および無次元平板長さで、次式により定義される。

$$Q = \int_0^1 U dY \quad (17)$$

$$L = \frac{l}{bGr^*} \quad (18)$$

これら Q と L は互に独立したものではなく、ある Prandtl 数 Pr の流体について、 L が与えられれば Q は必然的に定まる量である。

次に、熱伝達の推進温度差として、加熱壁温度と周囲流体温度の差 $(T_w - T_0)$ をとった場合の局所熱伝達係数を h_{loc} とし、代表長さとして平板間隔 b を用いると、局所 Nusselt 数は次式で与えられる。

$$Nu_{loc} = \frac{h_{loc} b}{k} = \frac{q_w b}{k(T_w - T_0)} = \frac{1}{\theta_w} \quad (19)$$

平板間入口から無次元距離 X までの熱収支式、

* <Natural Convective Heat Transfer between Vertical Parallel Plates—One plate has a uniform heat flux and the other is thermally insulated—>
Received on December 7, 1971
第8回日本伝熱シンポジウム (大阪, 1971年5月22日) にて講演発表

** Osamu Miyatake (正会員), Tetsu Fujii (正会員), Motoo Fujii and Hiroshi Tanaka Research Institute of Industrial Science, Kyushu Univ., Fukuoka, Japan

$$\frac{X}{Pr} = \int_0^1 U \theta dY \quad (20)$$

は数値計算の精度を確認するために用いた。

2. 数値解析法

数値計算は、以上の基礎式を差分方程式に変換し、連立法により反復を行ないながら、前進的に行なった。

格子は水平 (Y) 方向には等間隔で 100 分割し、垂直 (X) 方向には、はじめの 10 個のレベルは等間隔にとったが、その後は X の値が 10 倍になるごとに、18 個のレベルで計算を行なわせるようにして、ほぼ一定比で間隔を増加させた。

X の最初のレベルは常に $L \times 10^{-4}$ より小さな値の位置にとり、P の値が再び 0 となる位置で決定される $X = L$ に到達するまでに、最低 65 個の各レベルにおいて、解が十分収束するまで反復計算を行なった。

Fig. 1 Velocity and temperature profiles

Fig. 2 Variation of induced flow rate and heated wall temperature at channel outlet

計算は、 $Pr=0.7$ および 10 について、 $Q=3 \times 10^{-3} \sim 3 \times 10^{-1}$ の範囲で行なった。

3. 数値解析結果

Fig. 1 に $Pr=10$ に対する速度分布と温度分布の結果の一例を実線で示した。(a) は $Q=3 \times 10^{-1}$ ($L=2.02 \times 10^{-4}$) の場合で、(b) は $Q=3 \times 10^{-3}$ ($L=3.44 \times 10^{-4}$) の場合である。

それぞれ平板間出口のごく近傍 (上側) と、その $1/10^2$ の高さ (下側) における分布を示している。

(a) は平板が長い場合に相当し、ほとんど全域で速度分布 U は放物線状である。このような場合には、平板間を通過するにつれて、流体はしだいに次式の温度分布をもつようになることが容易に解析的に導ける (Appendix)。

$$\theta = \frac{X}{PrQ} - \frac{Y^4}{2} + Y^3 - Y + \frac{13}{35} \quad (21)$$

図中の 1 点鎖線は上式を示したもので、出口近傍ではこの漸近温度分布にきわめて近くなっている。

(b) は平板が短い場合に相当し、下図 ($X=3.4 \times 10^{-5}$) においては、まだ一様な速度分布域が中心部に残っているのに対し、出口近傍の上図では、点線で示した一様熱流束単一平板の自然対流熱伝達の場合の分布⁹⁾に類似していることがわかる。

Fig. 2 には平板間で誘起される無次元流量 Q および出口における加熱壁の無次元温度 $\theta_{w,L}$ と $Pr/L=(b/l)Gr*Pr$ の関係を示した。無次元平板長さ L が大の場合には、無次元流量 Q が放物線速度分布で流れる場合の壁面せん断力と、 X 方向に直線的に変化してゆく流体混合温度の上昇による浮力の釣り合いから、 Q を導くと次式が得られる。

$$Q = 0.204 \left(\frac{b}{l} Gr * Pr \right)^{-1/2} \quad (22)$$

また、この場合 $\theta_{w,L}$ は Eq. (21) より、

$$\begin{aligned} \theta_{w,L} &= \frac{L}{PrQ} + \frac{13}{35} \cong \frac{L}{PrQ} \\ &= \left(Q \cdot \frac{b}{l} Gr * Pr \right)^{-1} \end{aligned} \quad (23)$$

Eq. (22) を Eq. (23) に代入すれば、

$$\theta_{w,L} = 4.90 \left(\frac{b}{l} Gr * Pr \right)^{-1/2} \quad (24)$$

図中には 1 点鎖線で Eqs. (22), (24) を記入したが、 $(b/l)Gr*Pr$ が小さい場合、 Q , $\theta_{w,L}$ はこれらの式に漸近してゆくことがわかる。

一様熱流束の単一平板の自然対流熱伝達の場合、Sparrow ら⁹⁾ は次式を与えている (ただし $Pr=0.7$ については内挿値)。

$$\theta_{w,L} = 1.93 \left(\frac{b}{L} Gr^* Pr \right)^{-1/5} \quad (Pr=0.7) \quad (25)$$

$$\theta_{w,L} = 1.678 \left(\frac{b}{L} Gr^* Pr \right)^{-1/5} \quad (Pr=10) \quad (26)$$

これらの式も図中に細線で示したが、 $(b/L)Gr^*Pr$ が大きい場合、 $\theta_{w,L}$ はこれら単一平板の解に近くなることがわかる。

次に、平板間における無次元圧力 P の X 方向の分布を Fig. 3 に示した。一様入口速度分布の影響を大きく受けるようになる低 Prandtl 数の流体が短い平板間を流れる場合 ($Pr=0.7$, $Q=3 \times 10^{-3}$) を除けば、平板中央で最低の圧力 P_{min} をもつ放物線分布を示す。このように、平板間入口領域で生じた圧力降下は浮力の大きい平板間出口領域で回復される。

Fig. 4 には無次元圧力の最低値 P_{min} と無次元流量 Q の関係を示した。 P_{min} は Q により大きく変化するが、 P_{min}/LQ で示すと、ほぼ一定の値となる。

Fig. 5 には局所 Nusselt 数 Nu_{loc} と $(b/L)Gr^*Pr$ の関係を示した。図中の●、○の印はそれぞれ $Pr=0.7$, 10 に対する平板間出口の状態、各曲線の終点を示している。

平板が長い場合、すなわち $(b/L)Gr^*Pr$ が小の場合には、平板間入口から十分な距離 X を隔てた位置における局所 Nusselt 数は、Eq.(21) より次式で与えられる。

$$Nu_{loc} = \left(\frac{X}{PrQ} + \frac{13}{35} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{Q \cdot \left(\frac{b}{x} \right) Gr^* Pr} + \frac{13}{35} \right)^{-1} \quad (27)$$

数値計算結果による Nu_{loc} と Eq.(27) とが2または1% 以内で一致する領域を図中に1点鎖線で示した。

また、図中には細線で、一様熱流束の単一平板の自然対流熱伝達に関する次式の Sparrow ら⁹⁾ の解を示した(ただし $Pr=0.7$ については内挿値)。

$$Nu_{loc} = 0.519 \left(\frac{b}{x} Gr^* Pr \right)^{1/5} \quad (Pr=0.7) \quad (28)$$

$$Nu_{loc} = 0.596 \left(\frac{b}{x} Gr^* Pr \right)^{1/5} \quad (Pr=10) \quad (29)$$

図中において、勾配1/5のこれらの直線より上部に Nu_{loc} がある部分は断熱壁の存在により熱伝達が促進された領域であり、下部にある部分はその逆の領域である。無次元流量 Q が小さい場合には、伝熱面の大部分で熱伝達は単一平板の場合に比して大きくなり、平板間出口における局所 Nusselt 数が単一平板の解に近い。 Q が大きくなるにつれて、熱伝達が単一平板の場合より小さくなる領域が増し、断熱壁の存在により、しだいに熱伝達が阻害されてくる。

4. 数値計算の適用性に関する考察

以上の数値計算においては、平板間入口速度分布は一様と仮

Fig. 3 Variation of fluid pressure

Fig. 4 Variation of minimum fluid pressure

定した。この仮定には近いが、一様分布からやや変形した分布で流体は流入するであろう。

そこで、はじめに入口速度分布の仮定に関して考察する。

入口速度分布の影響をみるために、実際に一様分布とは異なった他の入口速度分布を与えて数値計算することにし、ここでは次式で示されるように、無次元流量が Q となるような放物線入口速度分布を与えた。

$$U = 6QY(1-Y) \quad (30)$$

Fig. 6 は一様入口速度分布および放物線入口速度分布の双方の場合について、 Nu_{loc} を比較したものである。

$(b/x)Gr^*Pr$ の大きい前縁近傍の領域においては、強制対流の様相を示すので、入口直後の一様熱流束円管内強制対流の式²⁾を平板間強制対流の式に変換すると、一様入口速度分布の場合には、

$$Nu_{loc} = 0.886 \left(Q \cdot \frac{b}{x} Gr^* Pr \right)^{1/3} \quad (31)$$

そして、放物線入口速度分布の場合には次式となる。

$$Nu_{loc} = 1.183 \left(Q \cdot \frac{b}{x} Gr^* Pr \right)^{1/3} \quad (32)$$

そこで、 $(b/x)Gr^*Pr$ が大きくなると、これらの式に漸近する傾向があらわれ、両速度分布について Nu_{loc} は異なってくる。しかし、両者の差が大きくなる $Q=3 \times 10^{-3}$ の場合でも、平板長さの1/10を通過すると、その差があらわれなくなることがわかる。

したがって、入口速度分布の仮定は、伝熱面温度分布にほとんど影響を与えないといえる。

次に、平板間隔に関する考察する。平板間隔 b が平板長さ L に比して大きくなると、単一平板の場合に近づき、局所 Nusselt 数は Eqs.(28), (29) で表わされるようになり、本数値解法の適

Fig. 5 Variation of local Nusselt number

Fig. 6 Comparison of local Nusselt numbers for uniform inlet velocity profile and parabolic inlet velocity profile

用限界が存在することが考えられる。単一平板への移行は平板間出口の断熱平板側で逆流が生ずるような場合に起こりうる。しかし、Fig. 1からもわかるように、数値計算した範囲内においては、 $Q=3 \times 10^{-3}$ の場合においても、平板間出口において温度境界層は断熱平板に到達しており、 $Pr=0.7$ の場合で無次元断熱壁温度は無次元加熱壁温度の9.8%、 $Pr=10$ の場合は6.1%上昇している。したがって、幅 b の全域で流体に十分浮力が働いており、まだ平板間出口において逆流は存在しなく、本数値解法の適用限界内であるとみてよいであろう。

5. 実験結果

実験装置は垂直円筒面からの自然対流熱伝達に関する従来の研究に使用した装置⁵⁾を用いた。すなわち、伝熱面は高さ1.00m、外径82.0mmφ、内径66.0mmφの黄銅製垂直円筒で、20分割された電気加熱器により内部から加熱される。

この伝熱面と同心に外径93.0mmφ、内径87.0mmφまたは外径100.0mmφ、内径95.0mmφのアクリル樹脂製円筒を設置した。

この程度の2重管(内管・外管径比=0.943, 0.863)

の場合、局所 Nusselt 数は平行平板の場合のそれと、強制対流の場合⁷⁾から類推すると2.4%以内で一致し、単一平板の自然対流の場合⁸⁾から類推すると2.7%以内で一致するので、曲率の影響は無視できであろう。

さらに、2重管を純水で満たした高さ1.42m、径385mmφのアクリル樹脂製の流体容器内に取り付けた。

この容器外壁にはジャケットを設け、容器上部には蛇管を設けて、これらに冷却水を流し、容器内の流体に温度勾配がつくのを防いだ。このことにより、実験において断熱管外側の領域における垂直方向の温度分布は、1.3°C以内で一様となった。

加熱器単位で20分割された伝熱面の各区間の中点において、局所的な伝熱面温度 T_w を熱電対を用いて20点測定し、同時に流入する周囲流体温度 T_f も熱電対を用いて測定した。

各加熱器の電気入力是最下端の加熱器を除いて、電圧計および電流計により同一になるように調節し、その電力から伝熱面熱流束 q_w を定めた。

伝熱面の下端においては、ベークライト支持部からの熱損失があるので、最下端の加熱器の電気入力、従来

Fig. 7 Comparison of experimental results with numerical solution

の経験から、他の加熱器のそれよりも10%大きくしたが、この部分の実測値は不正確なので採用しなかった。

以上の測定値から、局所 Nusselt 数 Nu_{loc} を Eq.(19) より算出した。実測値は純水について得たが、その整理にあたって、体膨張係数 β は温度 T_0 から $(T_w + T_0)/2$ までの平均体膨張係数を用いた。

物性値の温度依存性に関して、一様温度単一平板の場合、物性値を温度 T_0 で定めると、局所 Nusselt 数は $(\mu_w/\mu_0)^{0.11}$ を乗ずることにより補正されることが数値解析により求まっているので¹⁾、その関係を本解析系においても適用することにして、その他の物性値は温度 T_0 基準で定めた。

実測した Nu_{loc} を Fig. 7 に示した。実線は数値計算結果による理論線である。

実験条件は図中の表にまとめた。表の作成にあたって、上述のように β 以外の物性値は温度 T_0 における値を用いた。なお、 Gr^* は β の温度依存性により高さ方向に変化するので、平行平板の中央の高さ ($x=l/2$) において算定したものを示した。また、 Q は表示した $(b/l)Gr^*Pr$ の値に対して、数値計算により理論的に求めた。

流体粘度の温度依存性に対する補正としては、上述の一様温度の単一平板の場合の補正 $(\mu_w/\mu_0)^{0.11}$ を形式的に変換して得られる一様熱流束の単一平板の場合の補正¹⁾をそのまま用い、 $(\nu_w/\nu_0)^{0.17}$ とした。

実験結果と数値計算結果の Nu_{loc} はよく一致しており、数値解法の妥当性が検証されたといえよう。

ただし、 $(b/l)Gr^*Pr$ が小の場合、 $(b/x)Gr^*Pr$ の小さい出口の近傍で実測値が数値解より大きくなる傾向があるが、これは断熱壁として設置したアクリル樹脂の外筒が完全な断熱材ではないので、流体の温度が上昇すると、断熱壁から周囲流体へ熱が伝達されるためである。

このように実測値を局所的にまとめると、 $(b/l)Gr^*Pr$ の大きい場合、断熱壁の存在により熱伝達が促進されることが実験からも明確にわかる。

結 言

無限流体中の垂直平板間の自然対流熱伝達に関して、実験的検証の比較的容易な、一様熱流束と断熱の2平板の組み合わせの場合について数値解析を試み、さらに局所 Nusselt 数について実測値を得て比較検討した結果、次の結論を得た。

a) 数値解析結果から得た結論

1. 無次元平板長さ L が長い場合には、平板間の大部分で垂直方向速度 U は放物線分布であり、平板間出口領域の温度 θ は放物線速度分布に対する漸近温度分布で表わされる。一方、 L が短い場合には、平板間出口近傍の U, θ の分布は一様熱流束の単一平板の自然対流熱伝達の解に類似した分布をもつ。
2. 平板間で誘起される無次元流量 Q および加熱平板上端での無次元温度 $\theta_{w,L}$ は、Prandtl 数 Pr が定まった流体については、 $Pr/L=(b/l)Gr^*Pr$ の関数で表わされる。 L が大きくなるにつれて $Q, \theta_{w,L}$ も大きくなり、 $Q, \theta_{w,L}$ は流れが放物線分布として浮力と粘性力の釣り合いから誘導した式に近くなる。一方、 L が小さい場合には、 $\theta_{w,L}$ は一様熱流束単一平板自然対流熱伝達の解に近くなる。
3. 平板間の無次元圧力 P の垂直方向の分布は、低 Pr の流体が平板長さ L の小さい平板間を流れる場合を除けば、平板中央 ($L/2$) で最低圧力 P_{min} を有する放物線分布を示す。
4. 局所 Nusselt 数 Nu_{loc} は、 Pr の定まった流体については、 Q をパラメータとして、 $(b/x)Gr^*Pr$ の関数で表わされる。その結果は単一平板の自然対流の場合より熱伝達が促進される領域と阻害される領域とがある。 Q が小さい場合は熱伝達が促進される領域がほとんどであるが、 Q が大きくなるにつれて

促進される領域が減少するとともに、放物線速度分布強制対流の場合の漸近 Nusselt 数に漸近する。

5. 入口速度分布の Nu_{loc} への影響は数値解析した $Q \geq 3 \times 10^{-3}$ に限れば、平板長さの 1/10 を通過すればなくなるので、平板の温度分布を求めるためには、入口速度分布の仮定の是非はほとんど関係ない。また数値解析した範囲においては、温度分布の発達状態からみて、平板間で一部逆流が生ずることはなく、本解析法の適用限界内にあると考えられる。
- b) 実験結果と数値解析結果を比較して得た結論
1. Nu_{loc} の実測値を $Q = 3.20 \times 10^{-3} \sim 3.16 \times 10^{-1}$ の範囲で純水について得た。 Nu_{loc} に動粘度の温度依存性に対する補正 $(\nu_w/\nu_0)^{0.17}$ を用いれば、実験結果と数値解析結果はよく一致した。 Q の小さい実測値は断熱平板の存在により熱伝達が促進されていることが明らかである。
2. 数値解析結果と実験結果がよく一致したことで、

本解析法の妥当性が検証されたと考えられる。そこで他の条件、例えば両平板が異なる温度あるいは異なる熱流束を持つ場合において、同様の数値解析を行えば、実測値を正しく予測する結果が得られるであろうという根拠を得た。

Appendix

Eq.(21) の誘導：この場合、速度分布は Eq.(30) で表わされるので、エネルギー方程式は、

$$6QY(1-Y)\frac{\partial \theta}{\partial X} = \frac{1}{Pr} \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \quad (A.1)$$

熱的に十分発達した状態では、 θ は次式で示される。

$$\theta = CX + F(Y) \quad (A.2)$$

Eq.(A.2) を Eq.(A.1) に代入して解き、壁面での θ に関する境界条件 Eqs.(13), (14) と熱収支式 Eq.(20) を用いて、定数 C および Y の関数 $F(Y)$ を定めると Eq.(21) が導かれる。

Nomenclature

b = distance between plates [m]	V = dimensionless velocity in Y -direction defined by Eq.(5) [—]
c = specific heat of fluid [kcal/kg·°C]	v = velocity in y -direction [m/hr]
Gr^* = modified Grashof number defined by Eq.(10) [—]	X = dimensionless axial coordinate defined by Eq.(6) [—]
g = gravitational acceleration [m/hr ²]	x = axial coordinate [m]
h_{loc} = local heat transfer coefficient based on temperature difference $(T_w - T_0)$ [kcal/m ² ·hr·°C]	Y = dimensionless transverse coordinate defined by Eq.(7) [—]
k = thermal conductivity of fluid [kcal/m·hr·°C]	y = transverse coordinate [m]
L = dimensionless height of channel defined by Eq.(18) [—]	β = coefficient of thermal expansion [1/°C]
l = height of channel [m]	θ = dimensionless temperature defined by Eq.(9) [—]
Nu_{loc} = local Nusselt number defined by Eq.(19) [—]	μ = fluid viscosity [kg/m·hr]
P = dimensionless pressure defined by Eq.(8) [—]	ν = fluid kinematic viscosity [m ² /hr]
Pr = Prandtl number defined by Eq.(11) [—]	ρ = fluid density [kg/m ³]
p = fluid pressure [kg/m·hr ²]	
Q = dimensionless flow rate defined by Eq.(17) [—]	
q_w = uniform heat flux at heated wall [kcal/m ² ·hr]	<Subscripts>
T = temperature [°C]	L = channel outlet condition
U = dimensionless velocity in X -direction defined by Eq.(4) [—]	$\min$ = minimum value
u = velocity in x -direction [m/hr]	o = ambient fluid condition
	w = heated wall condition

Literature cited

- 1) Akagi, S.: *Trans. JSME*, **30**-213, 625 (1964)
- 2) Beek, W.J. and R. Eggink: *De Ingenieur*, **74**, 81 (1962)
- 3) Fujii, T. and H. Uehara: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **13**, 807 (1970)
- 4) Fujii, T., H. Uehara and N. Fujino: *Rep. Res. Inst. Ind. Sci., Kyushu Univ.*, **42**, 1 (1966)
- 5) Fujii, T., M. Takeuchi, H. Uehara and H. Imura: *Trans. JSME*, **35**-280, 2381 (1969)
- 6) Fujii, T., M. Takeuchi and M. Fujii: *Trans. JSME*, **35**-280, 2390 (1969)
- 7) Hatton, A.P. and A. Quarmby: *Int. J. Heat Mass Transfer*, **5**, 973 (1962)
- 8) Miyatake, O. and T. Fujii: *Kagaku Kōgaku*, **30**, 405 (1972)
- 9) Sparrow, E.M. and J.L. Gregg: *Trans. ASME*, **78**, 435 (1956)

垂直平行平板間の自然対流熱伝達——一様熱流束および断熱の二平板の場合——(宮武 修・藤井 哲・藤井丕夫・田中 宏史, 化学工学, 36, 859~864 (1972))

一様熱流束および断熱の2枚の垂直平行平板間の自然対流熱伝達に関して、非線型の偏微分基礎方程式を連立法を用いて、反復を行ないながら前進的に数値解析した。Prandtl 数 0.7, 10 の流体について、速度、温度、圧力、誘起流量および局所 Nusselt 数の数値計算結果を得た。実験は純水について行ない、広い Rayleigh 数の範囲にわたって、局所 Nusselt 数を実測した結果は、数値解析結果とよく一致した。

Group Relaxation 法による多成分系蒸留計算(石川 矯・平田光徳, 化学工学, 36, 865~871 (1972))

蒸留塔の段数、原料供給段の位置および操作条件を与えて、塔内組成分布ならびに留出組成、缶出組成を求める新しい多成分系蒸留計算法について述べる。この方法は、非定常状態における物質収支を各段で独立に作り、得られた(段数+2)×(成分数-1)の連立方程式を、Group Relaxation 法で解き、定常状態の解を得るものである。この方法の特徴は、計算を始める時の初期値として、塔内各段上の液組成が、原料組成に等しいという、ごく自然な仮定のみによって、理想系、非理想系ともに必ず収束解が得られることである。

数値例をあげ、収束の過程および本法の有用性が述べられている。

多成分系の蒸留における段数と還流比の相関について(椿 正明・平岩 宣, 化学工学, 36, 872~879 (1972))

前報で示した多成分系通常蒸留操作の設計問題に対する厳密な計算法を応用し、仮想成分から成る原料に対し、分離仕様、原料予熱状態を変えた広範な数値実験を行ない、Gilliland の相関を補正した形式の、段数と還流比の濃縮部および回収部それぞれに対する相関を求めた。そして本相関に基づく新しい簡便計算法を示した。

多成分系の蒸留における非限界成分の分離について(椿 正明・平岩 宣, 化学工学, 36, 880~888 (1972))

前報における数値実験のさい、同時に得られた非分配成分の分離は分離曲線および分離特性曲線として表現される。分離特性曲線と前報で定義した段数特性曲線には相関があり、多成分系通常蒸留操作において非限界成分の分離の推算に用いることができることが分かった。

乱流域の攪拌槽自由表面における液側物質移動係数に及ぼす物性および乱れの影響(片岡 広・宮内照勝, 化学工学, 36, 888~896 (1972))

乱流域の攪拌槽自由表面において種々のガス-液系についてガス吸収実験を行ない、液側物質移動係数を測定した。表面の一部が汚染されている蒸留水の場合には、実験結果は Levich の理論で説明できた。表面の清浄な有機溶剤の場合には、平均の散逸エネルギーの物質移動係数への影響は表面更新説の場合と同様であった。自由表面近傍の局所的な散逸エネルギーを熱線流速計で測定したところ、攪拌槽全体の平均値の約6%であった。局所的なεにより液側物質移動係数は、蒸留水および有機溶剤について共にかなりよく相関された。

水素ガスによるヘマタイト粉砕粒子の還元反応について——水蒸気分圧の影響——(千田 信・井田光夫・只木楨力・前田四郎, 化学工学, 36, 896~903 (1972))

緻密なヘマタイト粉砕試料の水素還元(還元温度 350~500°C)を行ない、化学分析(臭素-メタノール法)および顕微鏡観察により反応進行状態を調べた結果、反応ガス中の水蒸気量が少なくと固体中心より、ヘマタイト、マグネタイトおよび金属鉄の三層がならび、殻状モデルによる取り扱いが可能であった。しかし、水蒸気量が増すとマグネタイト層内に金属鉄が点在するようになり、殻状の金属鉄層は存在しなかった。

<化学工学データ>

ダイヤフラムセルによる電解質水溶液中におけるガスの拡散係数の測定(恩田格三郎・竹内 寛・小林 猛・高橋正博・藤根道彦, 化学工学, 36, 903~907 (1972))

一枚のミリボアフィルターを用いたダイヤフラムセルは、シンターガラスを用いた市販のダイヤフラムセルよりも実験時間が短縮できるうえに、液柱塔の場合に較べて液量が少なくてすむという利点をもっている。そこで筆者らは、この装置を用いて水ならびに各種電解質水溶液中における CO₂ と H₂S の拡散係数を測定し、その結果を文献値ならびに恩田らの方法によって推算された値と比較した。その結果、±5%の範囲内で実験値と文献値の一致が認められた。それ故に、この装置は溶液中におけるガスの拡散係数を簡単に、しかも精度良く測定することのできる便利な装置であると考えられる。

<技術報告>

工業的 Crystal-Oslo 型晶析装置の熱交換器におけるスケーリング(青山吉雄, 化学工学, 36, 907~912 (1972))

逆溶解性の無水芒硝を Crystal-Oslo 型晶析装置で晶析させる場合、熱交換器出口の伝熱管にスケーリングを起こし易いことが知られている。そこで数基の工業的 Crystal-Oslo 型晶析装置についてこの系のスケーリングデータを取り、その誘導期間と過飽和度、溶液温度および pH との関連について実験式を求めた。この結果、実験式中の過飽和度および溶液温度としては熱交換器出口の伝熱管内面における値をとることが妥当なことがわかった。さらにスケーリングに関連をもつ諸因子の影響についてもふれた。

<寄 書>

液-液異相系における層流液柱長さについて——重液相中に軽液を分散させた場合——(高橋照男・北村吉朗, 化学工学, 36, 912~914 (1972))

重液相中に相互に溶解しない軽液を分散させてそのとき形成される液柱の挙動を実験的に調べた。層流液柱は次の二つの形式で崩壊することが観察された。すなわち、 $\mu_D/\mu_C < 1.0 \sim 1.5$ のときは滴状に崩壊し、 $\mu_D/\mu_C > 1.0 \sim 1.5$ のときは波状に崩壊する。さらに滴状に崩壊するときの層流液柱長さは、前報で求めた表面乱れの最大成長速度に基づいた半実験式によって相関できることが明らかになった。

回転円筒型抽出装置の分散相ホールドアップおよび総括物質移動容量係数の検討(中原俊輔・権藤晋一郎・楠浩一郎, 化学工学, 36, 914~916 (1972))

外筒内径約 2.5 cm、内筒外径約 1.7 cm、の二重円筒型抽出装置において、イソプロピルエーテル、トルエン、メチルイソブチルケトンを分散相とする場合のホールドアップφを測定し、分散相のホールドアップは実験変数の幅の積で相関した。また、総括物質移動容量係数 K_{da} と N の関係は両相の空塔速度に依存することを示した。

<Technical Report>

Scaling at the Heat Exchanger of Industrial Crystal-Oslo Crystallizers, Y. Aoyama (Daidoh Plant Eng. Co.)

Kagaku Kōgaku, 36, 907~912 (1972)

In crystallizing of sodium sulphate anhydride, having inversely soluble property with temperatures, by Crystal-Oslo crystallizer, it has been known that scaling occurs frequently on the heating pipe of heat exchanger. Scaling data, therefore, were collected as regards this system with nine units of industrial Crystal-Oslo crystallizer and experimental correlations were determined for the induction period in scaling with the degree of supersaturation, solution temperature and pH. As a result, it has become cleared that values of the degree of supersaturation and solution temperature in these experimental equations are appropriate to take values at the inner surface of heating pipe of heat exchanger exit. Effects of factors affecting on scaling, are discussed.

<Short Communications>

Laminar Breakup Length of a Liquid Jet in Another Immiscible Liquid—Dispersion of Lighter Liquid, T. Takahashi and Y. Kitamura (Okayama Univ.)

Kagaku Kōgaku, 36, 912~914 (1972)

The behavior of a lighter liquid jet injected into denser immiscible liquid was experimentally studied. A laminar jet was observed to break in following two patterns; it was broken by symmetric disturbance when $\mu_D/\mu_C < 1.0 \sim 1.5$, and it broken into a wavy jet when $\mu_D/\mu_C > 1.0 \sim 1.5$. Furthermore, it was found that the laminar breakup length of a jet broken by symmetric disturbances was correlated by the semi-empirical equation derived in the previous paper, which was based on the maximum growth rate of interfacial disturbances.

Notes on the Holdup of Dispersed Phase and the Overall Capacity Coefficient of Mass Transfer in Rotary Annular Column Extractor, S. Nakahara, S. Gondo and K. Kusunoki (Kyushu Univ.)

Kagaku Kōgaku, 36, 914~916 (1972)

The holdup of the dispersed organic phase, such as isopropyl ether, toluene and methyl isobutyl ketone, was measured in the extractor of rotary annular columns, 2.4 cm in inner diameter of stators and 1.7 cm or 1.5 cm in diameter of rotors. The holdup of the dispersed phase was correlated to the experimental variables in terms of the product of the powers. The effect of rotating speed of the rotor on the overall capacity coefficient of mass transfer was found to depend on the superficial velocities of continuous and dispersed phase.

Effect of Physical Properties and of Turbulence on the Rate Coefficient of Mass Transfer at the Free Surface of Agitated Vessels in Turbulent Region, H. Kataoka and T. Miyauchi (Univ. of Tokyo)

Kagaku Kōgaku, 36, 888~896 (1972)

Liquid-phase mass transfer coefficients at the free surface of agitated vessels in turbulent region were measured by gas absorption for several gas-liquid systems. Experimental results for partially contaminated distilled water were explained by Levich's theory.

Effects of energy dissipation on mass transfer coefficients for organic solvents having clean surface, were found to be similar to those of the surface renewal theory. Local energy dissipation ϵ in the vicinity of free surface was measured by hot wire flow-meter as about 6% of average ϵ in the vessel, by which mass transfer coefficients were correlated fairly well for both organic solvents and distilled water.

On the Reduction of Ground Particles of Hematite with Hydrogen Gas—Effects of Partial Pressure of Water Vapor, T. Chida (Tohoku Univ.), M. Ide (Takasago Thermal Eng. Co., Ltd.), T. Tadaki and S. Maeda (Tohoku Univ.)

Kagaku Kōgaku, 36, 896~903 (1972)

Hydrogen reduction of the ground particles of dense hematite was performed in a flow system at temperatures from 350 to 500°C. Fractional conversion of reduction was measured by the chemical analysis (the bromine-methanol method) and simultaneously, the cross-sections of the sample particles were observed by microscope.

As the partial pressure of water vapor in reduction gases was low, a concentric layer of magnetite was formed around the hematite core and was followed by a layer of metallic iron. However, as the partial pressure of water vapor became higher, a layer of metallic iron was not formed, but metallic iron was scattered like dots in the magnetic layer.

<Chemical Engineering Data>

Measurement of the Diffusivity of Gases in Aqueous Electrolyte Solutions by a Diaphragm Cell, K. Onda, H. Takeuchi (Nagoya Univ.), T. Kobayashi, M. Takahashi (Suzuka Technical College) and M. Fujine (Nagoya Univ.)

Kagaku Kōgaku, 36, 903~907 (1972)

The diaphragm cell made of a Millipore filter has the following advantages: It does not require a long experimental time as compared with the conventional diaphragm cell (made of a sintered glass disk) and a large quantity of liquid as compared with the liquid-jet column.

Then, the diffusivities of carbon dioxide and hydrogen sulphide in water and aqueous electrolyte solutions were measured by using this diaphragm cell.

It was found that the agreements between the experimental results and the values estimated by the method of Onda et al. are within a deviation of $\pm 5\%$.

Therefore, this diaphragm cell is a convenient apparatus which can measure the diffusivity of gases in solutions easily and accurately.

Natural Convective Heat Transfer between Vertical Parallel Plates—One plate has a uniform heat flux and the other is thermally insulated, O. Miyatake, T. Fujii, M. Fujii and H. Tanaka (Kyushu Univ.)

Kagaku Kōgaku, 36, 859~864 (1972)

Natural convective heat transfer between two vertical parallel plates has been analysed numerically.

A uniform heat flux is applied at one plate, while the other plate is thermally insulated.

A forward-marching, implicit method with iteration was used to solve the nonlinear partial-differential equations.

Numerical results are obtained for the variations of velocity, temperature, pressure, induced flow rate, and local Nusselt number for fluids having Prandtl numbers 0.7 and 10.

Experimental measurements with water over a wide range of Rayleigh numbers give local Nusselt numbers which are in good agreement with the numerical solution.

Calculation of Multicomponent Distillation by Group Relaxation Method, T. Ishikawa and M. Hirata (Tokyo Metro. Univ.)

Kagaku Kōgaku, 36, 865~871 (1972)

A new method is developed for calculating the composition profile, the temperature profile and the product compositions in multicomponent distillation, when number of plate, location of feed plate, and operating conditions are specified. This method employs the group relaxation algorithm for the solution of the nonlinear material balance equations at unsteady state condition around each stage in the column.

The nonlinear material balance equations are solved simultaneously for each component, therefore, no matching is required. The method may be started with the assumption only that all the liquid compositions on each stage equal to the feed compositions, and will be applied to either ideal system or nonideal system.

The computational procedure is simple, fast, and numerically stable. Some problems discussed to demonstrate the feasibility of the method.

On the Correlation of the Number of Equilibrium Steps with Reflux Ratio in Multicomponent Distillation, M. Tsubaki and H. Hiraiwa (Chiyoda Chem. Eng. & Const. Co., Ltd.)

Kagaku Kōgaku, 36, 872~879 (1972)

Modified correlation of Gilliland's convention which is to estimate the required number of equilibrium steps for the enriching and recovery sections separately is obtained from the results of numerical experimentations for various hypothetical feed compositions, separation specifications and q -values, with the design-oriented rigorous multicomponent distillation calculation method previously proposed by the author. And new shortcut distillation calculation method is proposed on this correlation.

On the Distribution of Nonkey Components in Multicomponent Distillation, M. Tsubaki and H. Hiraiwa (Chiyoda Chem. Eng. & Const. Co., Ltd.)

Kagaku Kōgaku, 36, 880~888 (1972)

The distribution of nonkey components which was obtained from the same rigorous numerical experiments for the previous paper is expressed as distribution characteristics curve as well as distribution curve. The relationship between distribution characteristics and step number characteristics defined in the previous paper is found to be able to use for the estimation of the distribution of nonkey components in the conventional multicomponent distillation calculation.