琉球大学学術リポジトリ

平行平板流路内に千鳥状に平板を置いた場合の壁面熱伝達

メタデータ	言語: Japanese 出版者: 琉球大学工学部 公開日: 2008-04-02 キーワード (Ja): キーワード (En): Comvective Heat Transfer, Heat Transfer Augmentation, Turbulence-Promoter, Pressure Drop, Duct Flow 作成者: 親川, 兼勇, 新里, 隆男, Oyakawa, Kenyu, Shinzato, Takao メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/5570

平行平板流路内に千鳥状に平板を置いた場合の壁面熱伝達

親川兼勇*　新里隆男**

Heat Transfer in a Rectangular Duct with Thin Plates Inserted in Staggered Arrangement

Kenyu OYAKAWA*　Takao SHINZATO**

Abstract

This paper investigates how the local heat transfer coefficients and the friction facter are affected by the pitch and the clearance between thin plate and duct wall when thin plates (thickness: 5 mm, length: 20 mm) are set in a staggered arrangement in a rectangular duct in order to augment heat transfer from the duct wall.

Average heat transfer coefficient in fully developed region increases with a decreasing pitch and attains a maximum at P=4 (P: pitch), and its value is two times of that in smooth duct; the friction facter λ, on the other hand, increases five times at P=4, two times at P=12 in comparison with value of smooth duct.

The degree of augmentation is also analysed taking account of pressure loss. In the low-Reynolds number turbulent regime, η, which is the ratio of the average heat transfer for the present system to that for a smooth duct under the condition of equivalent pumping power, is larger than unity.

Key Words: Comvective Heat Transfer, Heat Transfer Augmentation, Turbulence-Promoter, Pressure Drop, Duct Flow.

1．緒　言

伝熱促進を図るため流路内に種々の形状の乱流促進体をそう入する方法がある[1]。著者らは高い熱通過率を有するプレート型熱交換器の流路の一部分とみなせる平行平板流路に単一円柱を設置し，その円柱径と流路幅との比を変化させた場合の流れ場および壁面熱伝達率の測定を行い，局所壁面熱伝達特性が流出するカルマンうずの有無に左右され，カルマンうず流出の限界比近傍において高い伝熱促進があることを示した[2]。また円柱列の相互干渉を避け1本の流動特性の持続を図るためには円柱をオフセットした千鳥配置が望ましいことを示した。この結果を

受付：1987年10月31日，本研究は第20回日本伝熱シンポジウム（昭和58年）で講演済．

＊機械工学科
Dept. of Mechanical Engineering.
＊＊短大部機械工学科
Dept. of Mechanical Engineering, Junior College.

ふまえ，円柱列を千鳥状に設置した場合のピッチおよびオフセット比を変化させ，壁面熱伝達の増進機構について明らかにし，さらに促進体そう入による流動抵抗の増加を考慮した熱的性能評価を試み，円柱列配置による熱的性能の有利性を示した[3]。また傾斜帯板および垂直帯板などの種々の形状の乱流促進体を設置した場合の熱伝達率増進および熱的性能比の検討も行った[4]。高性能プレート型熱交換器の開発には，乱流促進体はその形状および配置などパラメータが多く，最適な促進体の形状，配置を決定し実際の応用に資するための基礎的資料の蓄積が必要である。ここでは，薄板などを流れに平行に置いたような流動抵抗の小さい場合に注目し，熱伝達率の増加割合は小さいが，低抵抗の場合について熱的性能比の立場からの有効性の検討を行う。また壁面近傍および流路中心にも配置し，主流をかく乱させた場合に主流のかく乱が流動抵抗の増大をうわまわる効果を壁面熱伝達増進に与えるかを知りたい。

本実験は既報[3][4]と同様に促進体を千鳥状に配置し，対向側の促進体からの効果も期待するものである。長谷川ら[5]，一宮[6]は平行平板流路内に設置された突起が対向壁面の熱伝達率向上に有効なことを示している。また藤田ら[7]は乱流境界層内に二次元物体を伝熱面から浮かせて，すきまを設けた場合の系統的な実験を行い，すきまがある場合に伝熱促進が図られることを示している。促進体を千鳥状にし，かつ壁面とのすきまを設けた本実験の場合はこれら両者の利点を有するものと考える。

流動抵抗の小さい薄い平板を流路流れに平行に壁面近傍に設置した場合と壁面近傍および主流中心にも配置し主流のかく乱を強めた場合に対して，すきまおよび平板間間隔を変化させ壁面熱伝達率ならびに壁面静圧分布を求め，熱伝達特性におよぼす平板配置の影響を明らかにするとともに，熱的性能比について検討したものである。

2．実験装置および実験方法

実験装置の全体図を図1に示す。遠心送風機①で送入された空気は整流部②を経て，風洞出口に接続した円弧絞り③より流路に流入する。流路は高さ2 L＝50mm，幅300mmの長方形断面で，全長4,800mmである。入口から1,800mmの速度助走区間をとり，ついで1,800mmの伝熱面，その下流に後続ダクトが設けられている。最初の促進体は加熱開始点から570mmにそう入した。この断面で温度場はほぼ発達している。本実験では促進体は厚さ5mm，流れ方向に20mmのアルミニウム製平板であり，流路幅に対するブロッケージ比は0.1である。実験は空気を用い，平板間間隔fを平板長さsで除した値をピッチ比P（＝f/s）とし，P＝4，8，12の各々に対して平板

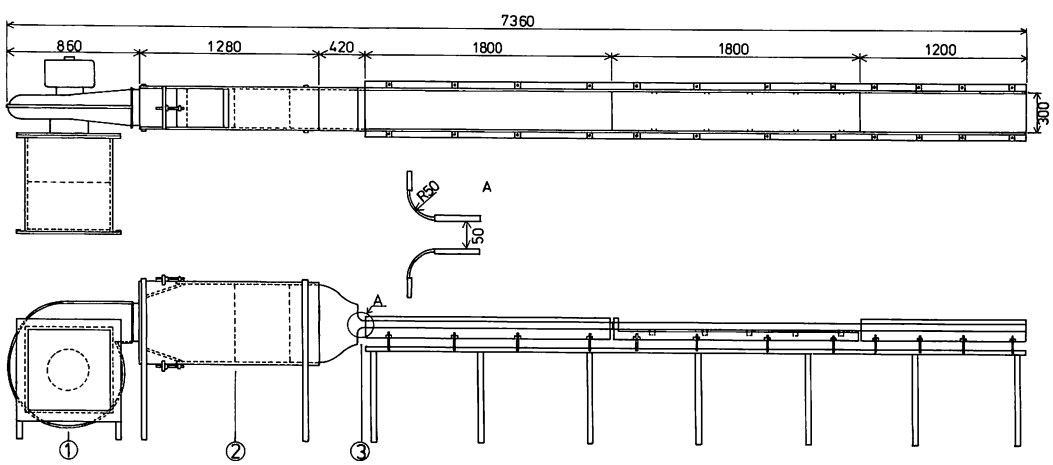

Fig. 1 Experimental apparatus

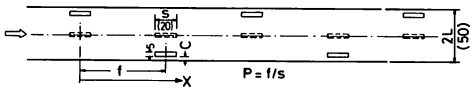

Fig. 2 Arrangement of thin plates

と伝熱面とのすきまCが3㎜（以下C＝3と呼ぶ），5㎜（C＝5）の場合と，さらに流路中心にも平板が置かれた場合（C＝3AおよびC＝5A）について，流路レイノルズ数 Re＝4×10^4～1.9×10^5の範囲で行った。促進体の本数はP＝4の場合9本，P＝8，12の場合には7本である。その配置および主な記号を図2に示す。流路上壁側の促進体には奇数番号，下壁側の促進体には偶数番号を付す。またx座標は第1促進体中央を原点とした。

平板列そう入による圧力降下を求めるため，アルミニウム製上下壁にϕ0.4㎜の静圧孔（上下壁とも各123本）を設け壁面静圧P_xを測定した。また伝熱面は，上下壁をベークライト板にかえ，これに厚さ30μm のステンレスはく（300×1,800㎜）を接着し，直流加熱による表面熱流束$\dot{q}_w$一定の条件とした。壁面温度t_{wx}の測定は下壁面で行い，流路スパン中心線上に92点ステンレスはく裏面にはんだ付けされたϕ70μm の銅－コンスタンタン熱電対から求めた。流れ方向の各位置の流体バルク温度t_{bx}は流路入口温度を測定し，これに測定位置までの伝熱面の総発熱量に相当する温度上昇を加えて求め，局所熱伝達率$h_x=\dot{q}_w/(t_{wx}-t_{bx})$を求めた。なお（$t_{wx}-t_{bx}$）はほぼ3～15℃である。さらに流れの可視化をフルオレセインをトレーサーとして水路で行った。

3．実験結果および考察

3.1 壁面静圧分布

平板列設置による圧力降下は著しい。図3(a)，(b)，(c)に壁面近傍のみに設置された平板による圧力降下をP＝4，8，12の場合について示す。縦軸のP_xは下壁面静圧であり，P_∞は大気圧にとってある。xは第1平板中央よりの距離である。図(a)について述べる。下壁面の静圧分布は上壁側に設置された平板1，3，5，7，9により降下し，第2，4，6，8番の平板のすぐ上流でせき止め降下により一たん上昇し，平板直下で急激に降下し，その下流で再び上昇する形となる。なお第1平板の上流および第9平板の下流の分布は他の対応する領域におけるそれとは異なる。奇数番と偶数番目の平板による分布は相違し，2平板間の2fの分布が相似形となる。図中のすきまCが3㎜と5㎜を比較すると，分布に大きな差異はみられないが，すきまの大きいC＝5の場合が圧力降下が小さい。またPが大きくなっても分布形状に大きな差異はないが，第2，4，6番目の上流で急激な圧力上昇をし，その下流に平坦部が現れる。P＝12となると奇数番目の下流の圧力分布にも平坦部が現れ，平板間距離が大きいことにより，十分な圧力回復が行われていることを示す。また圧力降下の勾配はPの増大とともに小さくなる。

つぎに、P＝8について流路中心にも平板列を設置した場合も含めて配置による分布の相違をみてみる（図4）。圧力降下をより明確に示すために，圧力係数の基準値P_0を第1平板の上流の値を用いた。中央に平板を入れ，主流をかく乱させた場合に大きな圧力降下が生じる。すなわち形状抵抗による圧力降下は流路中央に平板が置かれた場合に最も著しく，また壁近傍の設置についてはP＝4を除いて，流路中心に近い側に置かれた場合に著しい。

3.2 抵抗係数

圧力は2ピッチ間で相似な分布を示した。この2ピッチ当りの圧力降下$\triangle p$から求まるx方向の圧力勾配（$-dp/dx$）＝$\triangle p/2f$を用いて抵抗係数λを次式で定義する。

$$\lambda=(\triangle p/2f)D_h/\frac{1}{2}\rho\overline{U}^2 \quad \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots(1)$$

ここでD_hは水力直径，ρは流体の密度，$\overline{U}$は流路内の平均流速である。

全平板列による圧力降下は図4の破線で示す$\triangle p/(\frac{1}{2}\rho\overline{U}^2)$となるが，$\lambda$の計算には最初と最後の平板を除いた第2～第6平板間の圧力降下を用いた。式(1)で求めたλをレイノルズ数（＝$\overline{U}\cdot D_h/\nu$，$\nu$：流体の動粘性係数）に対して整理した結果を図5に示す。図中の$\lambda_0=0.3164Re^{-1/4}$は滑面流路における値を示し，各$\lambda$は滑面流路のそれに比べて大きな値を示している。$\lambda$は本実験の範囲ではReに依らずほぼ一定となる。C

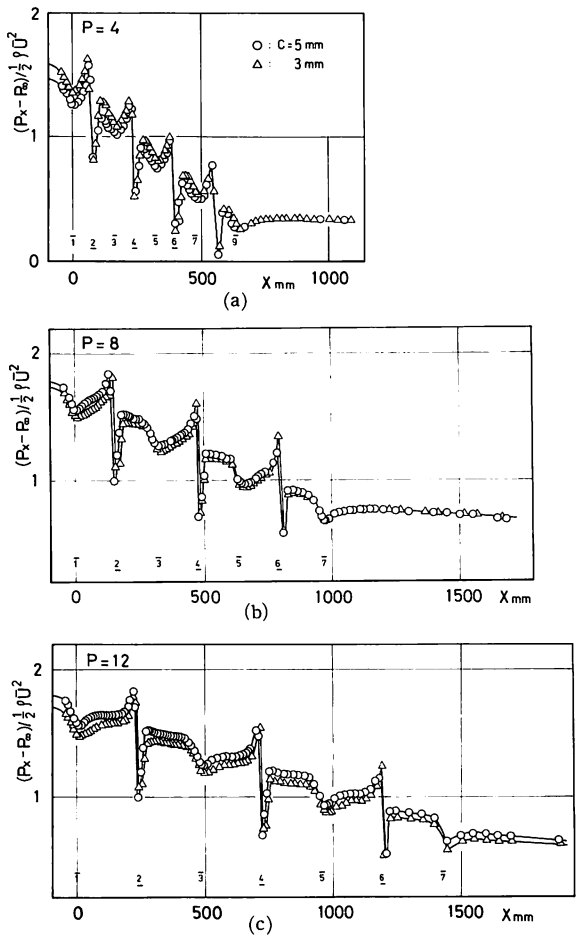

Fig. 3 Streamwise wall pressure distribution

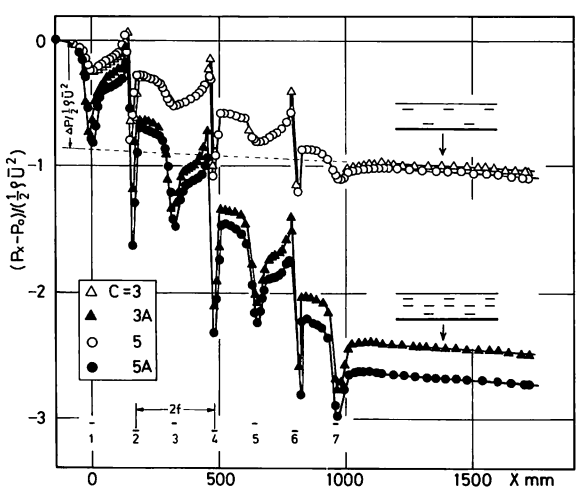

Fig. 4 Change of wall pressure distribution with C (P=8)

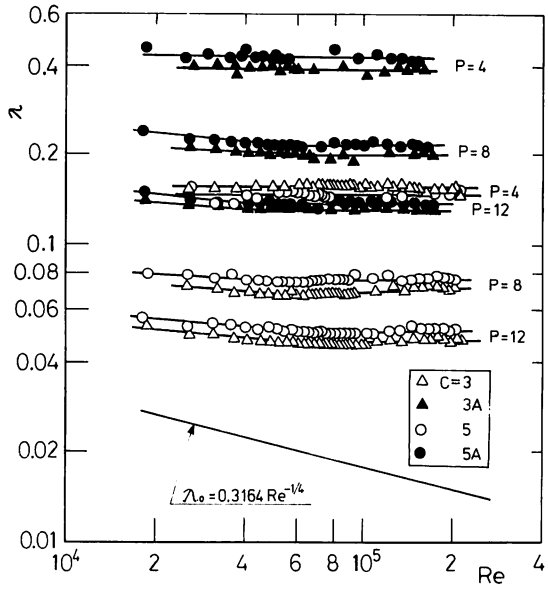

Fig. 5 λ-Re diagram

については，すきまの大きな場合，すなわち流路中心に位置する程，λ は大きくなる。とくに流路中心にもあるC＝5A，3Aの配置に著しく大きくなる。Pによる λ はPが大きくなると減少する。P＝4とP＝12を比べてみると，P＝4のC＝3，5の値がP＝12の3A，5Aより大きくなる。これは図3(a)から知れるように圧力回復が十分に図られないうちに，つぎの平板直下で圧力降下が強められることによる。

3.3 局所熱伝達率

局所熱伝達率 h_x の下流方向の変化が種々のReに対して，PおよびCを変え測定された。本実験では，後述するように低レイノルズ数域において，熱伝達率測定の精度が問題となる。まず低速域における精度をみるために，P＝12，C＝3㎜で $\overline{U}$＝6.18m/sに対して熱流束 $\dot{q}_w$＝58W/m²から465W/m²に変え，下壁面の h_x の流れ方向の分布を測定した。その結果を図6に示す。なおこの熱流束の範囲は主流温度と壁面温度の差が約3℃～25℃に対応する。$\dot{q}_w$＝58W/m²の場合に測定値に多少のバラツキがあるものの，$\dot{q}_w$ を変化させても各 h_x 分布値は3％以内で同一の値を示している。これから低速においても，流路壁からの熱損失および自然対流の影響が無視しうる程度であることが分る。

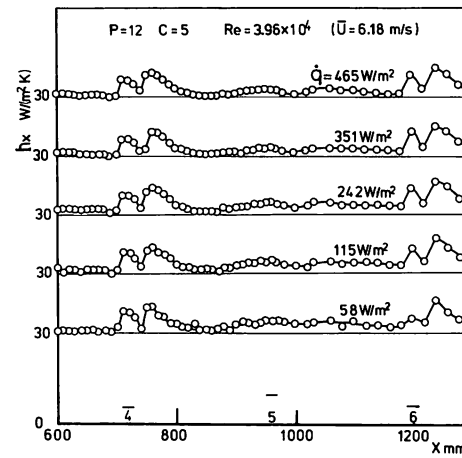

Fig. 6 Local heat transfer coefficient distributions at varing heat flux $\dot{q}_w$

ここで h_x 分布におよぼすReの影響をC＝3㎜としたP＝4，8，12の各々に対して図7(a)，(b)，(c)に示す。第1平板上流域の熱伝達率は一定値を示し，十分に発達した乱流滑面流路における値を示している。また最後部の平板の十分下流における値も滑面流路のそれに漸近する。なお最初の平板による熱伝達率は他の対応する

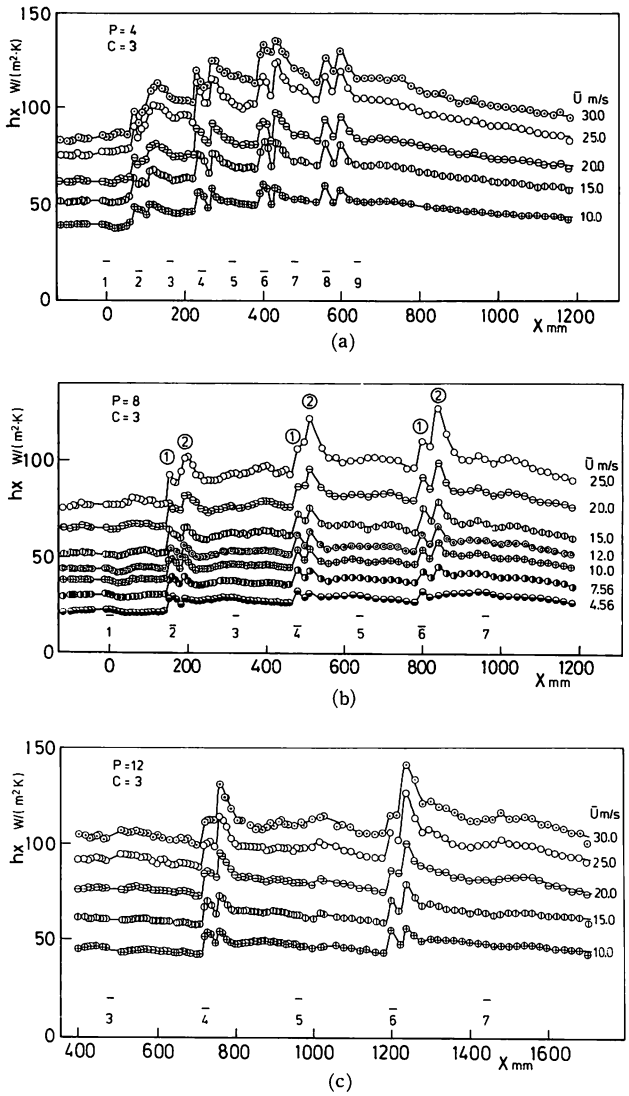

Fig. 7 Streamwise distributions of local heat transfer coefficient

領域の値に比べると小さい。いずれのPに対しても分布は下壁面に近い平板の直下で極大値をとり，その下流で下降した後に再び極大値をとる。このおおよその分布形状は流速の変化に対して相似形となる。図(b)に示す極大値①および②を用いて説明すると，下壁面に近い平板の直下ですきま流れによる加速効果によりピーク①をとり，その下流で再び平板上端からのはく離せん断層流れの下壁面への片寄りによりピーク②をとる。ただこのピーク②は平板端からCの約10倍の位置にあり，層流で噴出した壁噴流が極大熱伝達率をとる位置にほぼ等しい。おそらく再付着的な効果に加えて，噴流的な効果も顕著と思われる。そして下流で対壁側に位置する平板の影響により僅かに上昇した熱伝達率を示す分布となる。2 f 間の分布が相似形となる。先に流速による変化は相似形となると述べたが，より詳細に述べると流速の増大とともにはく離せん断層速度は増大し，すきま流れによる極大値①に比べてより大きな極大値②をとるように

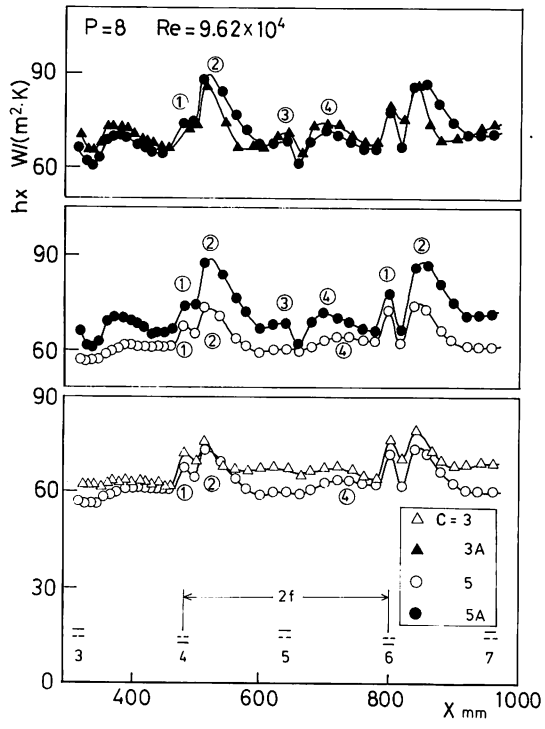

Fig. 8 Variation in the local heat transfer distribution with clearance C

なり，さらに対壁側平板の影響も著しくなることを付け加えておく。

つぎに，h_x分布におよぼす平板配置の影響をP＝8，Re＝9.62×10^4を例にとり図8に示す。まず流路中心に平板をもたないC＝3とC＝5のh_x分布を比べてみると，ピーク①および②ともC＝3が大きく，さらにC＝3の場合には下流のかなりの領域で高い値を示している。対壁側平板によるピーク④はC＝5の場合が顕著となるが，その領域における値はC＝3が大きい。C＝5と流路中心にも平板があるC＝5Aとの比較をすると，C＝5Aの場合にはh_x分布値は増大しており，とくにピーク②の増大が目立つ。またその位置もかなり下流に移動している。さらに対壁の平板位置で極小を示す分布となる。C＝3AおよびC＝5Aのh_xを比べてみると，ピーク②はC＝5Aが大きく，逆に③および④はC＝3Aが大きい。これは，流路内に千鳥状に円柱列を置き[3]，その円柱の流路中心からのオフセット量を変化させた場合に，円柱対壁の熱伝達増進は円柱オフセット比が大きい場合，すなわち円柱と壁面との間隙が小さい場合により顕著となることに対応する。これら局所熱伝達率分布を前述の抵抗係数と比較すると，h_x分布値はC＝3の場合が大きいが，抵抗係数はC＝5が大きい。また中心にも平板がある3A，5Aの抵抗係数は著しく大きいが，h_xは中心にない場合に比べてそれ程大きくない。すなわち中心断面に近く位置すると主流を大きくかく乱し抵抗係数は大きくなるが，平板端からのはく離せん断層流れは壁面近傍にすきまより噴出した流れが存在するために壁近傍の熱輸送を高めない。また平板と壁面との間隙が小さい場合の熱伝達率は主流のかく乱の影響を余り受けず，間隙Cに規定される流れ場の性状によるようである。ここで，流路中心に平板を置かないC＝3，5に対して最大熱伝達率ピーク②を間隙Cを代表長さとして最大ヌセルト数Nuj(＝h_{max}・C/k)とRej(＝$\overline{U}$・C/ν)の形で整理すると図9となる。なおkは流体の熱伝導率である。図より，各P

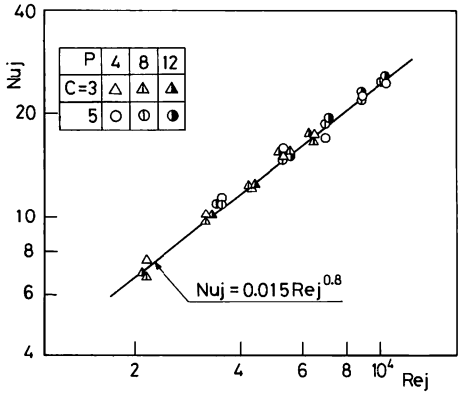

Fig. 9 Arrangement of maximum Nusselt number

にかかわらず

$$Nuj = 0.015Rej^{0.8} \quad \cdots\cdots(2)$$

で相関される。これは層流で噴出した壁噴流の最大熱伝達率に類似した形となる。

3.4 平均熱伝達率

h_x分布は2 f 間の繰り返しとなるが，類似の分布形が得られる第3平板から第7平板まで（P＝4の場合には第4平板から第8平板まで）のh_x分布から平均熱伝達率$\overline{h}$を求め，平均ヌセルト数$\overline{Nu}$（$=\overline{h}\cdot 4L/k$）をうる。図10(a)，(b)，(c)はP＝4，8および12に対してCを変化させた場合の$\overline{Nu}$とReの関係を示す。なお図中に発達した乱流滑面流路の結果[2]

$$Nu_\infty = 0.019Re^{0.8} \quad \cdots\cdots(3)$$

を比較のために示した。この実験式は本実験装置の流路幅を2 L＝50mmおよび20mmとした場合に得られたものであり，従来の滑面流路の値，たとえば$Nu_\infty = 0.023Re^{0.8}\cdot Pr^{0.3}$とほぼ一致する（ただし本実験は熱流束一定）。この実験値を図11に示す。

$\overline{Nu}$とReとの関係について述べる。いずれのPの場合も$\overline{Nu}$はNu_∞より大きい値をとり

$$\overline{Nu} = C'\cdot Re^{0.8} \quad \cdots\cdots(4)$$

で相関される。とくにP＝4の場合に$\overline{Nu}$は最も

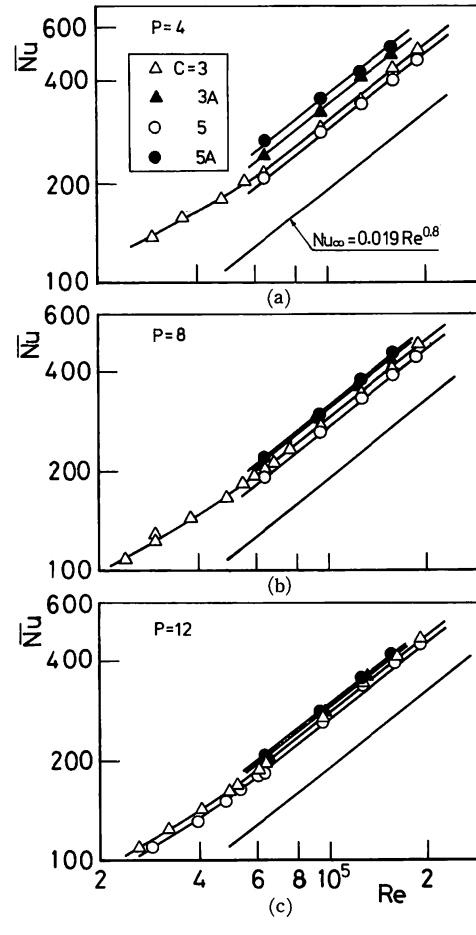

Fig. 10 Variation of average Nusselt number with clearance C

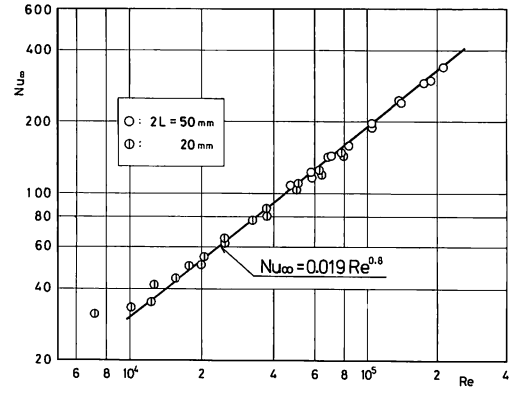

Fig. 11 Nusselt number in fully developet smooth duct

大きくなり，Nu_∞の約2倍となる。Pの増大とともに$\overline{Nu}$は小さくなる傾向にある。Cによる$\overline{Nu}$の値は，中心に平板を置いたC＝5Aの場合が最も大きく，ついで3A，3，5の順となる。またCの影響が最も顕著となるのはP＝4の場合である。C＝5Aと3Aの$\overline{h}$を比較すると，C＝3Aの場合はピーク④で示される対壁側の平板の影響を大きく受け，一方C＝5Aはピーク②の値およびその下流への効果が大きくなるため，結果として$\overline{Nu}$の値はC＝5Aの場合が大きくなる。なおレイノルズ数が小さくなると，$\overline{Nu}$に対するReのべき数は小さくなるようである。

3.5　熱的性能比

上述のように平板そう入は同じReに対して高い平均熱伝達率が得られるが，同時に圧力損失も増加する。熱交換器の設計目的により種々の熱的性能評価[1]が考えられるが，ここではポンプ動力および伝熱面積が一定という条件で平板そう入による熱伝達率の増加比を求める。平板列

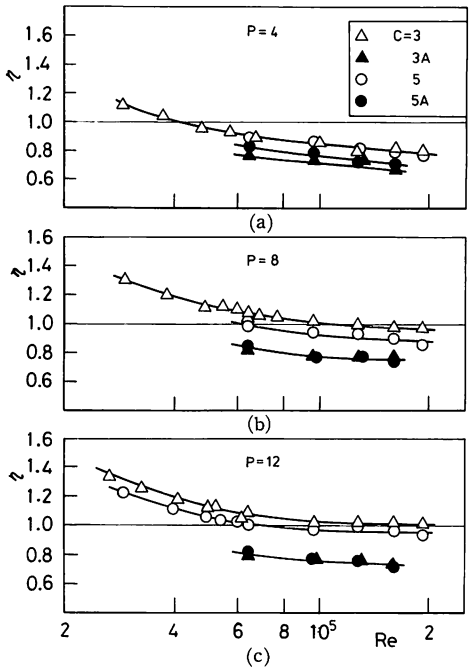

Fig. 12　η-Re diagrem
(effect of clearance and pitch)

をそう入した場合のReに対応する滑面流路のRe_0は上記の条件から

$$Re_0 = Re(\lambda/\lambda_0)^{1/3} \quad \cdots\cdots(5)$$

ここにλ_0を滑面流路の摩擦抵抗係数で，$\lambda_0 = 0.3164Re_0^{-1/4}$を上式に代入して

$$Re_0 = (\lambda Re^3/0.3164)^{1/2.75} \quad \cdots\cdots(6)$$

このRe_0に対するNu_∞を式(3)から求め平均熱伝達増進比

$$\eta = \overline{h}/h_\infty = \overline{Nu}/Nu_\infty \quad \cdots\cdots(7)$$

を算出した。各Pに対して，平板配置をパラメータとしたη－Re線図を図12に示す。図より流路中心にも平板がある場合には，いずれのPに対しても$\eta < 1$であり，圧力損失に相当する程の熱伝達率の増加は望めないことが分る。流路中心には平板を置かずに，壁面近傍流れを乱し，かつ対壁側に置かれた平板の効果による伝熱促進を図る方が良いようである。P＝8およびP＝12のC＝3の場合には低レイノルズ数域において$\eta \geqq 1$となり，Re＝3×10^4（P＝8の場合は$\lambda^{\frac{1}{3}}Re = 1.1\times10^4$，P＝12の場合には$\lambda^{\frac{1}{3}}Re = 1.29\times10^4$）で$\eta = 1.3$となる。P＝4は平均ヌセルト数$\overline{Nu}$は大きいものの，$\lambda$も大きいため結果としてC＝3でも$\eta \geqq 1$となる速度域は小さくなる。なお低レイノルズ数で$\eta$が大きくなるのは乱流促進体を用いた場合の一般的な傾向であるが，これは先のλ－Re線図でλがReに依らず一定値となることからも推察できる。このηの値は棚沢ら[8]の多孔板乱流促進体を用いた流路内伝熱促進におけるのより小さいが，千鳥状円柱[3]より大きな値となる。ただ伝熱促進を論ずるには熱的性能比ηの値が重要であるが，熱伝達率自身も大きくなければならない。本実験の場合は，熱伝達率は滑面に比べて最大2倍ぐらいであるので，圧力損失を小さくしなければならないような場合にピッチを大きくして用いるべきであろう。

比較のためP＝8のC＝2㎜とした場合，さらに抵抗を小さくするために平板の前・後縁を半円径にした場合のλ－Re，および$\overline{Nu}$－Re線図を図13(a)，(b)に示す。半円径にした場合にλは減少するが，同時に$\overline{Nu}$の値も小さくなる。結果

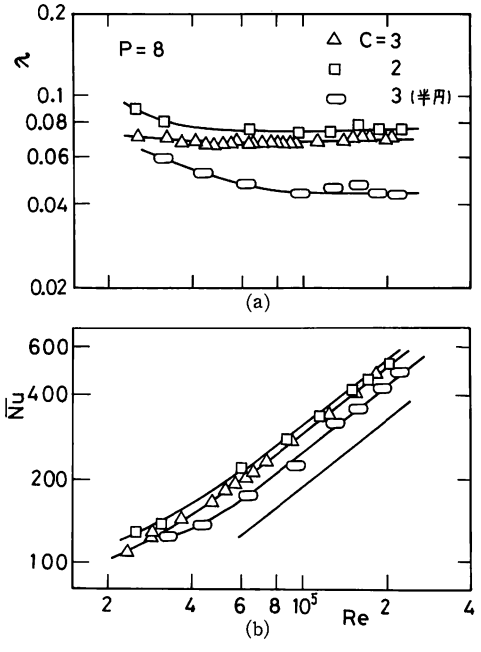

Fig. 13　Change of λ and Nu with clearance C and promoter shape

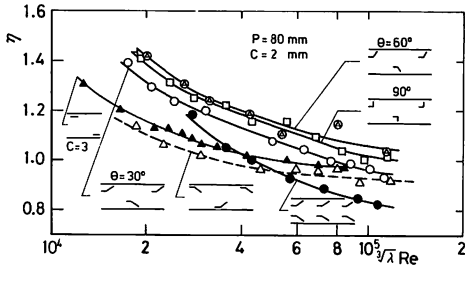

Fig. 14　η-Re diagram (effect of promoter shapes)

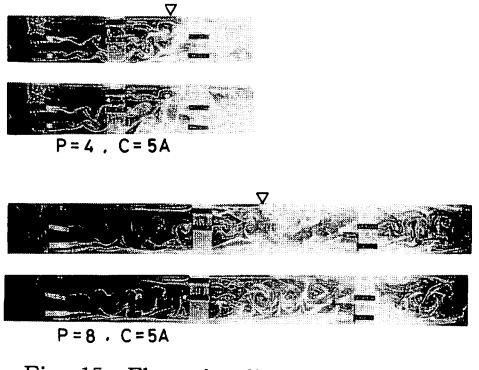

Fig. 15　Flow visualization (Re=2,000) (▽:position of peak ②)

として η の値は平板の場合と大きくは変らない。C＝2も同様である。

つぎに種々の形状の乱流促進体の η との比較をP＝8に対して行う。横軸は等ポンプ動力に対応する $\lambda^{\frac{1}{3}}$ Re で整理した結果を図14に示す。傾斜板の θ＝30°, 60°, 90°の結果および千鳥配置と両側に対配置した結果[4]を示す。本結果は傾斜板の値より小さく，負の角度をもつ傾斜板(△印)よりは大きい。また図より対配置した場合より千鳥配置した方が有利であることがわかる。

3.6　流れの可視化

フルオレセインをトレーサとして，水路内で可視化実験を行った (Re≒2,000)。流路側面からの観察写真を図15に示す。これはP＝4およびP＝8でいずれも熱伝達率が高い値を示すC＝5Aの場合である。図中の▽印は各々上壁面の最大熱伝達率位置を示す。平行な2平板端よりカルマンうずが放出され，下流で合体される。流路中心に置かれた平板により流れは著しくかく乱される。P＝8の場合，すきまから流出した流れが強い旋回をしながら壁面に沿って流れているために，流路中央部のかく乱は壁面上に影響を余りおよぼさないようである。すなわち抵抗係数は大きくなるが熱伝達率増進に対しては，中心の平板は余り効果的でないと言える。

4．結　　論

以上の実験結果を要約すればつぎのとおりである。

(1)　抵抗係数 λ はReに依らず一定値を示し，Pが小さい程大きくなる。また流路中心にも平板を置いた場合には，置かない場合の約3倍の λ となる。

(2)　局所熱伝達率の分布形状は平板配置により大きく変る。すきまCより流出する流れは壁噴流的性状をしている。

(3)　平均ヌセルト数は各Pに対して $\overline{Nu}=C'\cdot Re^{0.8}$ で相関され，P＝4の場合に最も大きい。Cによる影響もP＝4の場合に顕著である。

(4)　熱的性能比はP＝8，12のC＝3の場合に高い値をとり，低いレイノルズ数で η＝1.3 (Re＝3×10⁴) となる。

以上の結果より壁近傍の流れの性状によっては，主流部かく乱は熱輸送効果を高める程は寄与しない。壁近傍に設置し，圧力損失を減少させた形での利用が有効である。

参考文献

(1) Bergles, A.E., Progress in Heat and Mass Transfer, I, (1969), 331, Pergamon Press.

(2) 親川・馬渕，機論，47-414，B(昭56)，315.

(3) 親川・馬渕，機論，48-432，B(昭57)，1509.

(4) 親川・新里・馬渕，機論，52-474，B(昭61)，860.

(5) 長谷川・ほか3名，第13回伝熱シンポ講論，(昭和51-5)，100.

(6) 一宮・横山，第20回伝熱シンポ講論，(昭58-6)，79.

(7) 藤田・ほか2名，機論，49-442，B(昭58)，1178.

(8) 棚沢・ほか3名，機論，49-439，B(昭58)，676.