

報 文

オフセットフィン列型熱交換器の高効率化に関する研究
(第一報, 千鳥配列矩形平板まわりの流れと圧力損失)

青森職業訓練短期大学校 小林 崇

Experimental Studies on The High Efficiency of An Offset-strip-fin Type Compact Heat Exchanger
(1st Report, Pressure Drop and Fluid in Plates with Offseted Strips)

Takashi Kobayashi

要 約 本研究は、航空機用のプレートフィン型コンパクト熱交換器や、排熱エネルギー回収用熱交換器の伝熱面として、広く用いられているオフセットフィン列の最適設計値に関する実験的研究で、オフセットフィン列型熱交換器の高効率化のための設計指針を得ること目的としている。

その第一報として、本報告は、千鳥状に平板を配置した系の圧力損失特性と、流れの様相を明らかにすることを目的とし、千鳥状に平板を配置した供試ダクトを含む回流水槽型の実験装置を製作し、平板の厚さと長さを変えて、実験をおこなった。

実験は、圧力損失特性を探るための圧力損失係数測定実験と、流れの様相を把握し、圧力損失特性の原因を探るための流れの可視化実験に分けて行なわれた。

その結果、圧力損失係数測定実験によって、平板が厚くなるほど圧力損失は増大し、しかも一定の厚さ以上では飛躍的に増加することや、厚い平板では、平板の長さが圧力損失にあまり影響しないなどの知見を得た。

一方、アルミ粉末による懸濁法を用いた流れの可視化実験によって、平板の厚さの増加に伴う圧力損失の増大の原因として、流れの平板前縁での離れの規模の増大や、乱流化が深く関係するなどの知見を得た。

I 緒 言

プレートフィンに千鳥状に配置したオフセットフィン列型熱交換器は、フィン前縁から発達してきた境界層が分断・更新されるために、従来のプレートフィン型熱交換器と比較して、伝熱性能が良好で、圧力損失が少ないことから、小型高性能化に適した形式である。そのため、このタイプは用途も航空機用のコンパクト熱交換器から、排熱エネルギー回収用熱交換器まで広範囲におよび、より一層の高性能化が期待される熱交換器である。

このオフセットフィン列型熱交換器に関する研究は、1942年のNorris・Spofford⁽¹⁾以来、数多く行なわれていて、実機の熱交換器のコアを使用して伝熱・圧力損失特性を求めたKays・London⁽²⁾の研究や、実機のコアを拡大し、モデル化した実験装置により伝熱・圧力損失特性を明らかにしたSparrowら⁽³⁾の研究、および層流のモデルによ

る数値解析から伝熱・圧力損失特性を推定したPatankarら⁽⁴⁾や、Suzukiら⁽⁵⁾の研究がある。しかしながら、伝熱・圧力損失特性の原因を探り、オフセットフィン列の最適設計値を推定しようとする研究は少なく、オフセットフィン列型熱交換器の性能予測は、フィン個々の性能実験に依存しているのが現状である。これは、オフセットフィン列内の流れが、フィン前縁側では整流されたり、後方では逆に層流から乱流へ遷移、すなわち乱流化するなど、流れが複雑なことに起因する。

著者らは以前に⁽⁶⁾、実機のオイルクラウを想定し、近似等温壁を持つ平板を、矩形ダクト内に千鳥状に配置した実験装置により供試液体を冷却し、その伝熱特性、圧力損失特性、および総合性能特性を明らかにし、従来、オイルクラウなどの熱交換器で用いられているフィン間隔より狭いところに最適値が存在し、フィン列内流れのフィン前縁での離れと乱流化が、最適値に深く関わることを示した。

本研究は、オフセットフィン列型熱交換器の低・中流速

域での最適値を明らかにし、それをもたらす原因を探ることを目的としている。

その第一報として、本報告は千鳥状に平板を配置した系の圧力損失特性と流れの様相を明らかにすることを目的とし、千鳥状に平板を配置した供試ダクトを含む回流水槽型の実験装置を製作し、平板の厚さと長さを変えて、圧力損失係数測定実験と流れの可視化を行ない、各平板列回りの流れの様相と、圧力損失特性に及ぼす平板の厚さと長さの影響について、考察を行なったものである。

記 号

$$Re \equiv \frac{Dh \cdot U}{\nu} \quad ; \text{レイノルズ数}$$

ν : 動粘性係数 (m²/sec)

U : コア内平均流速 (m/sec)

Dh : 水平直径 (m)

N : 平板列数 (列)

Nn : 1, 2...n : 列番号 (列)

f : 圧力損失係数

f_e : 平板厚さ最小の供試ダクトにおける圧力損失係数

H : 平板ピッチ (mm)

L : 平板長さ (mm)

t : 平板厚さ (mm)

λ : 管摩擦係数

ρ : 密度 (kg/m³)

t/L : アスペクト比

t/H : ピッチ比

He : 静圧水頭 (mmAq)

ΔP : 圧力損失水頭 (mmAq)

II 実験装置および方法

1 実験装置

図 1 に実験装置の概略を示す。装置はオーバーフロー式回流水槽であり、直管部ダクトの全長は4,400mmである。この中で供試ダクトは400mmあり、前部に2,400mmの助走区間、後部に1,600mmの後流区間を有する。ダクト断面は30×60mmの矩形で、ダクトは厚さ10mmの亚克力製である。助走区間はダクトの等価水力直径の60倍の長さがあり、供試液体である水は、供試ダクトに十分発達した流れとなって流入する。ダクト上面にφ1mmの小孔を供試ダクトをはさんで200mmごとに12個設置し、圧力損失測定用静圧タップとした。このタップから、ビニール管により、静圧をマンオメータに導き、計測した。

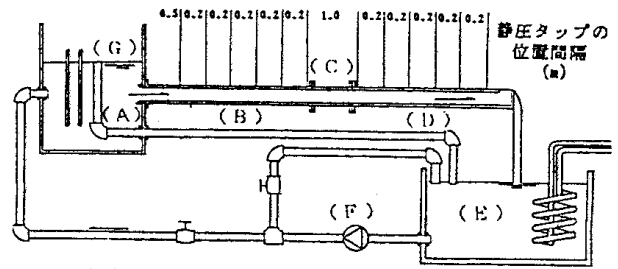


図 1. 実験装置系統と静圧タップの位置

図 2 に供試ダクトにおける矩形平板の配置を示す。矩形平板は高さ29.5mmの亚克力製で、ダクト底面に固定されており、その配置は5行の千鳥状である。

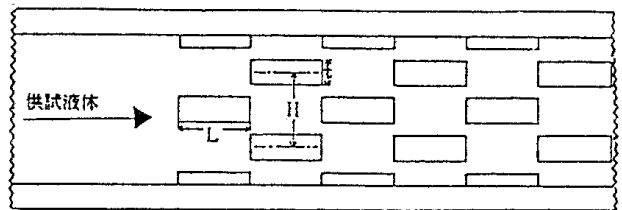


図 2. 矩形平板の配置

表 1 に各供試ダクトにおける平板の寸法と配置を示す。各平板のピッチは一定となっており、No. 1～4 の供試ダクトは、平板の厚さの影響を検討するために、平板長さが等しく平板厚さが異なる平板列からなり、No. 4～6 の供試ダクトは、平板の長さの影響を検討するために、平板厚さが等しく平板長さが異なる平板列からなる。

表 1. 矩形平板の各寸法

	L(mm)	H(mm)	t(mm)	N(列)	Dh(m)	t/H	L/H
No.1	30	30	3	10	0.0284	0.10	1.0
No.2	30	30	5	10	0.0273	0.16	1.0
No.3	30	30	7	10	0.0260	0.23	1.0
No.4	30	30	10	10	0.0240	0.33	1.0
No.5	60	30	10	5	0.0240	0.33	2.0
No.6	90	30	10	3	0.0240	0.33	3.0

一般に、実機のオイルクーラー等と比較して、本実験の平板のアスペクト比 t/L は大きい。宇佐美⁽⁷⁾によれば、実機のオフセットフィンがプレス加工により製作されるため、フィン前縁の切欠きにバリを生じ、このバリがフィンのアスペクト比を増加させたのと同様の効果があると報告されており、その影響を考慮したためである。

2 実験方法

実験は、各々の幾何寸法を持つ供試ダクトに対し、流れの可視化実験と圧力損失測定実験とを交互に行った。

図 3 に流れの可視化実験の方法を示す。流れの可視化実験ではアルミ粉末を供試液体に懸濁させ、その供試液

体を供試ダクトに流入させた。このとき、キセノンランプによる幅3mmのスリット光を、供試ダクト両側面中央部から照射し、上面からの流れの様相を観察し、毎秒400コマ撮影可能の高速ビデオで録画した。

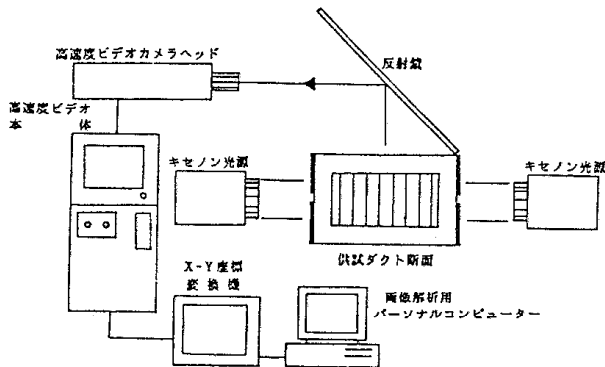


図3. 流れの可視化方法

圧力損失測定実験では、まず、直管ダクトのみで管摩擦係数 λ を算出し、既存の値⁽⁸⁾と一致することを確認した。このとき、マノメータは遊尺顕微鏡により0.02mmまで測定した。つぎに、供試ダクトを種々に変えて実験を行ない次式により平板1列あたりの平均の圧力損失係数 f を算出した。

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho \cdot U^2 \cdot N} \dots\dots\dots(1)$$

ここに ΔP は助走区間と後流区間の圧力勾配線の延長線の落差である。(後述図8参照)

また、本報告のレイノルズ数 Re は、水力直径 D_h を平板列の平均流断面より定義し、平均流速 U を、ダクト出口でメシリンダーにより計測した供試液体の流入量より算出し、決定したが、水力直径を最小流路断面より定義した場合にも同様の結果が得られた。

III 実験結果および考察

1 流れの様相

図4に高速ビデオの録画からスケッチした平板まわりの流れの様相を示す。 $t/H=0.1$, $L/H=1.0$, $Re=860$ の場合、流れは第一列平板後縁ではく離し、そのはく離域は次列の平板前縁まで及ぶ。この状態からレイノルズ数を増加すると波動型のゆらぎが始まり、 $Re=3,170$ で、流れは第一列平板の前縁ではく離し、平板側面のはく離せん断層から周期的に渦を放出して乱れが発生する。この乱れは後方の平板にいくにつれて増大し、流れは層流から周期的な渦の発生と崩壊を伴う遷移流へと移行する。 $t/H=0.33$, $L/H=1.0$ と平板長さが等しく平板を厚くした場合、 $Re=2,450$ のとき、流れは第一列平板前縁ではく離

し、後縁から乱れが発生する。この乱れは平板が薄い場合よりも急激に増大し、流れは層流から遷移流、乱流へと移行する。平板厚さが等しく、平板が長い $L/H=3.0$ の場合、短い場合と同程度の $Re=3,150$ のとき、流れは第一列平板前縁側ではく離し、側面はく離域より渦を放出し、乱れを発生させるが、平板が短い場合と比較して、乱れは増大しない。

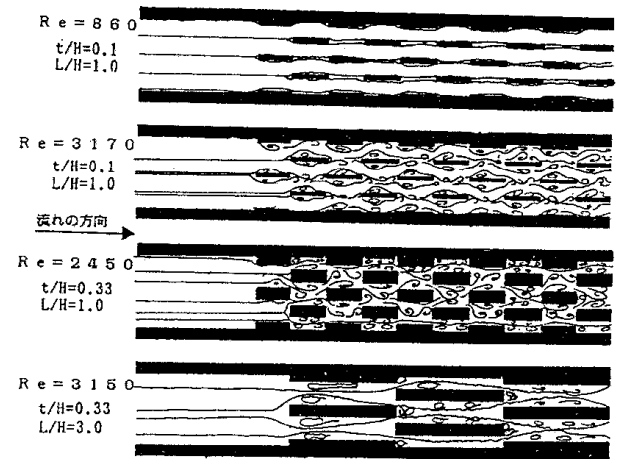


図4. 流れの様相

以上の流れの様相から、乱れ等の概要を把握するために、図5のごとくフローパターンを分類する。この中で(a)は層流状態、(b)・(c)は遷移流の状態、(d)は乱流状態を示す。

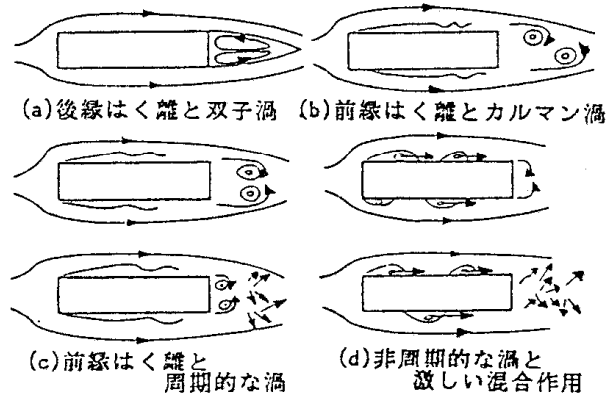


図5. フローパターンの分類

レイノルズ数に対して、平板列が対応するこれらのフローパターンの領域を示したのが図6(A), (B), (C)である。なお、図(C)は平板1列をさらに3分割した領域について、フローパターンを示した図である。

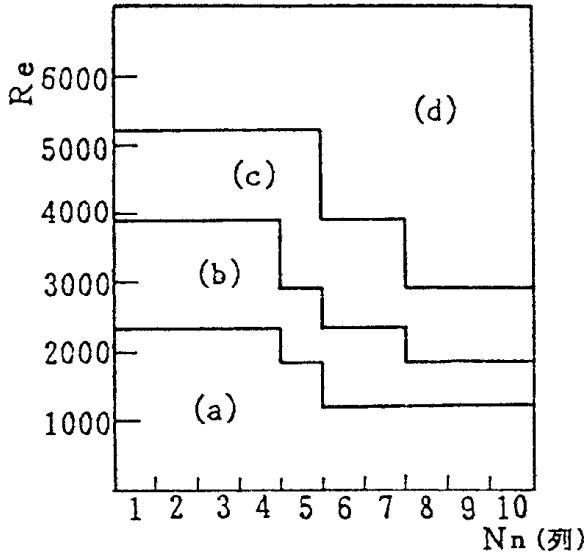


図 6 . (A)フローパターンの領域
($t/H=0.1, L/H=1.0$)

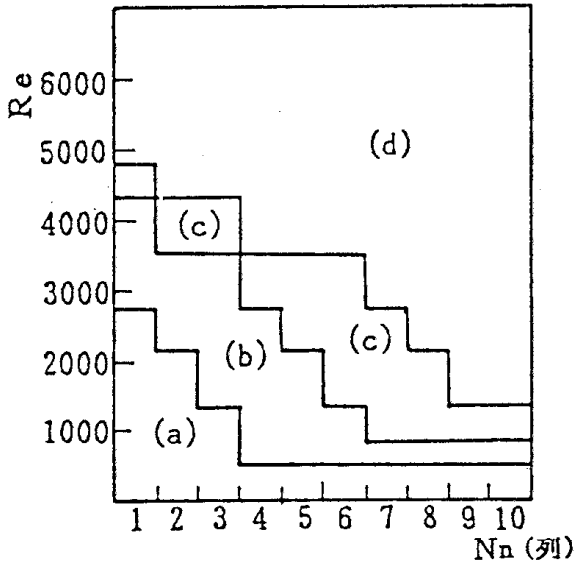


図 6 . (B)フローパターンの領域
($t/H=0.33, L/H=1.0$)

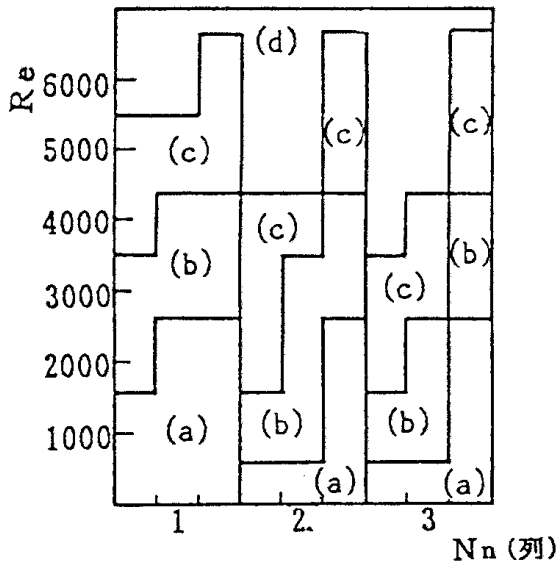


図 6 . (C)フローパターンの領域
($t/H=0.33, L/H=3.0$)

平板長さが等しく、平板厚さが異なる幾何寸法のフローパターンの領域を示した図 6 (A)と(B)を比較すると、平板が厚い(B)の方が低レイノルズ数域で乱流化するが、これは平板が厚い場合、各平板列入口での流路の急縮小と、その後の急拡大による流れの加速と減速作用が大きいためと思われる。また、平板第一列では平板が厚い方が高レイノルズ数域まで乱れの発生がなく、これは平板の厚さの増加に伴いない、流路が狭められたことによる縮流効果が増大し流れが整流されたためと思われる。

図 6 (C)では、低レイノルズ数域で、第二列平板に流入した流れが、いったん乱れを発生させるが、次列の平板の縮流効果の影響をうけて、乱れが減衰し、以下この繰り返しになることを示している。なお(b)と(c)の区別は、完全なカルマン渦の形成の有無によって行なわれた。

2 圧力損失特性

図 7 に、平板列のない直管ダクトのみで実験を行ない、算出した管摩擦係数 λ とレイノルズ数 Re の関係を示す。平滑円管内乱流の摩擦損失に関するBlasiusの式に 5%以内の範囲で一致している。

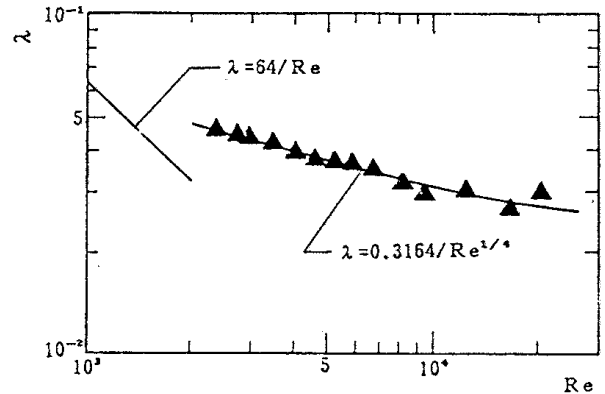


図 7 . レイノルズ数に対する管摩擦係数

図 8 に、供試ダクトを装着した実験で得られた、静圧水頭 He と測定位置 X の関係の一例を示す。測定位置 X の増加につれて、静圧水頭は直線的に減少している。

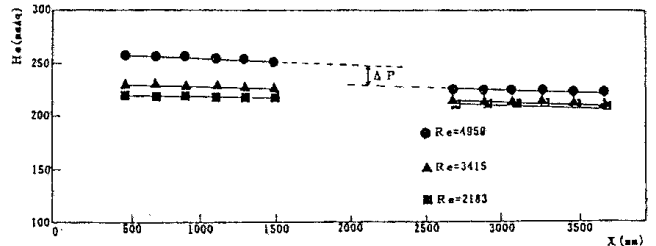


図 8 . 静圧水頭に対する測定距離

図 9 に平板厚さを変えたときのレイノルズ数に対する圧力損失係数を示す。平板が厚いほど圧力損失は大きいですが、これは平板が厚いほど流れは偏り、流路の方向変換にともなう損失と、乱流化による渦損失が大きいためと思

われる。また、レイノルズ数が増加するにつれて圧力損失係数は減少するが、その減少の割合は平板が厚いほど少ない。平板が薄い場合には、レイノルズ数が増加しても前縁はく離に伴うはく離域の規模は増大せず、それに伴う圧力損失も大きくならないことから、圧力損失係数の減少率は大きい。これに対し、平板が厚い場合、レイノルズ数の増加とともに、はく離域の規模と渦の大きさが増大するために、圧力損失係数の減少率が低下するものと思われる。

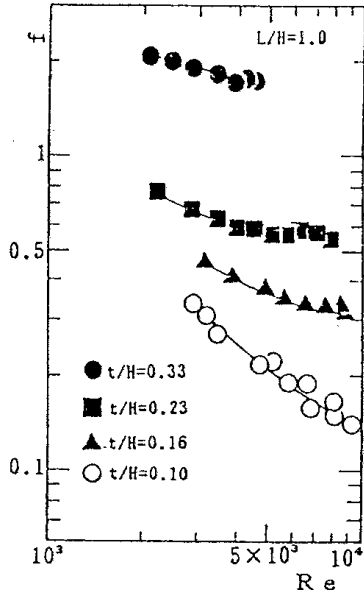


図9. レイノルズ数に対する損失係数
(平板厚さの影響)

図10は $Re=3,500$ と $7,000$ の場合について、平板厚さが最小の $t/H=0.1$ のときの f を f_e とし、それぞれの f を f_e で除した増加倍率 f/f_e を t/H に対して示した図である。 $Re=3,500$ の場合、平板厚さが増すにつれて増加倍率も二次曲線的に増大し、厚さが3.3倍で圧力損失係数は約7倍に達する。

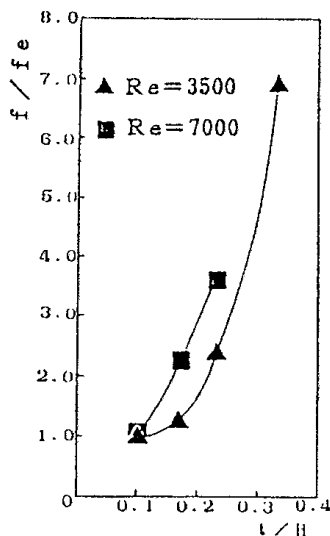


図10. 平板厚さに対する
損失係数の増加倍率

図11に平板長さを変えたときのレイノルズ数に対する圧力損失係数を示す。 $Re=1,800$ では、平板が長いほど圧力損失は大きい。これは流れが層流の場合、平板長さの増加とともに壁面摩擦による損失が増大するためと思われる。一方、 $Re=4,000$ 以上では損失係数がほとんど等しく、平板長さの影響が見受けられない。これはレイノルズ数の増加とともに、前縁はく離によるはく離域の規模が増大し、本実験の範囲では、平板がその中にはいってしまい、壁面摩擦による損失の占める割合が少なくなるためと思われる。

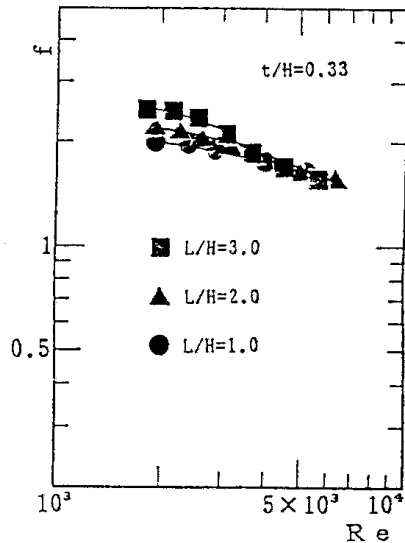


図11. レイノルズ数に対する損失係数
(平板長さの影響)

IV 結 言

千鳥配列矩形平板に対し、平板厚さと長さを変えて、圧力損失係数測定実験と流れの可視化実験を行ない、圧力損失特性を流れの様相から考察した結果、以下の点が明らかになった。

- (1) 平板が厚いほど、第一列平板における整流効果は大きい。これは流路の縮小に伴う縮流効果の増大に起因する。
- (2) 平板が厚いほど、第二列平板以降では、低レイノルズ数域で乱流化するが、これは流れの減速と増速の作用の増大に起因する。
- (3) 平板が厚いほど、圧力損失は増大するが、これは、上記の乱流化による渦損失が増大するためと思われる。
- (4) 厚い平板では、本実験の範囲では圧力損失に対する平板長さの影響は小さいが、これは流れが平板前縁ではく離するために、壁面摩擦による損失が関与しなくなるためである。

おわりに、本原稿をまとめるにあたり、貴重なご助言を賜った、本校辻校長、石巻専修大学武山教授、東北大学熊谷助教授、島田助教授に感謝の意を表します。

文 献

- (1) Morris · Spofford, Trans. ASME, 64, (1942), 489.
- (2) Kaus, London, Compact Heat exchangers (2nd ed.), McGraw-Hill, (1964)
- (3) Sparrow · はか 2 名, J. Heat Transfar, 99, (1977), 4.
- (4) Patankar · Prakash, int. J. Heat Mass Transfer, 24, (1981), 1801.
- (5) Suzuki · はか 2 名, Int. J. Heat Mass Transfer, 28, (1985), 823.
- (6) 小林 · はか 3 名, 第23回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭61-5), 325.
- (7) 宇佐美, 第20回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (昭58-6), 475.
- (8) Blasius, Phys. Zeits., 12, (1911), 1175.