

高性能対流熱交換技術

Enhanced Convective Heat Transfer.

棚 澤 一 郎*

Ichiro Tanasawa

1. はじめに

熱エネルギーの有効利用に関連する諸技術の中で、熱交換技術はもっとも重要な地位を占めるものの一つである。現在、一時的な安定状態にあるとは言うものの、長い時間スケールで考えれば、化石燃料資源の枯渇と価格の高騰は避けられない全世界的趨勢であり、これに伴って、利用される熱源の種類は多様化するとともにその温度はしだいに低下し、熱交換のために許容される温度差は小さくなっていかざるを得ない。熱交換技術の高度化に対する要求がいつそう厳しいものになって来つつあるのは当然のことと言える。

ここで、熱交換技術の高度化とは、第一に伝熱性能の向上であり、第二に装置の小型・軽量化であり、第三にコストの低減であると言ってよいであろう。もちろん、一口に熱交換技術といっても、その目的に応じて多種多様なものがあり、性能に対する要求も千差万別である。伝熱面材料の耐熱性・耐蝕性に対する要求が優先する場合もあろうし、装置の保守・点検の容易さが重要となる場合もあるかも知れない。しかし、これらのいわばケースバイケースの条件については、個々の具体的事例に即して考えていく他はない。

本稿では、上述の熱交換技術の高度化に関する三つの項目のうち、最初の項目、すなわち伝熱性能の向上について、もっとも必要度が高いと考えられる対流熱交換技術を対象として、性能の向上のための中心技術である伝熱促進技術の基本的な考え方と研究開発の動向について述べてみたい。

2. 伝熱促進の考え方

熱担体である流体と伝熱面の間での単位時間当たりの熱移動量を増加させるための技術を伝熱促進(heat transfer enhancement)という。周知のように、伝

熱という物理的過程はきわめて単純な法則に支配されており、伝熱促進技術にも特別な施策の余地があるわけではない。すなわち、熱交換を行うべき二つの流体があり、その温度差が ΔT 、伝熱面積が A 、熱通過率が U であるとき、単位時間当たりの移動(交換)熱量 Q は次式で表わされる。

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (1)$$

伝熱促進とは、式(1)の Q を大きくする手段にほかならないから、そのためには右辺の三つの因子のそれぞれを大きくするよう工夫すればよいことになる。次にその方法について考えてみる。

(a)温度差 ΔT を大きくする：

たとえば、高温の物体の温度を速く下げたいときには、冷却用流体の温度はできるだけ低い方がよいことは明らかである。しかし、熱交換装置の伝熱面では、 ΔT はあらかじめ与えられていることが多い。また、熱エネルギー有効利用の見地からも、 ΔT は小さくとるべきである。ただし、伝熱面の両側を流れる流体間の熱交換のような場合でも、 ΔT の内容を吟味し、その構成を変えることによって ΔT を有効に働かせる余地がありうる。たとえば、伝熱面材料として熱伝導率の大きいものを用い、その厚さを小さくすれば、固体壁内での温度降下に費やされる分を熱交換に有効に利用することができる。その一つの極限が、伝熱壁を持たない直接接触式熱交換装置であり、新しいタイプの熱交換方式として研究開発が進められつつある。伝熱促進を考える場合にも考慮の余地は十分にある。

(b)伝熱面積 A を大きくする：

伝熱面に種々の加工を施して有効面積を大きくし、移動熱量の増大をはかることは、伝熱促進技術として古くから用いられてきた。拡大面(extended surface)と総称されるものがそれであり、フィン付き面(finned surface)はその代表的なものである。これも周知のことであるが、フィン付き面については、フィン効率 ϵ (fin efficiency) という重要な量があり、フィンに

*東京大学生産技術研究所 第二部・教授
〒106 東京都港区六本木7-22-1

よる面積増加がそのまま伝熱量増大に貢献するわけではなく、フィン効率が1よりも小さくなる分だけ寄与率が下がることを考慮に入れておく必要がある。いま、フィン付き伝熱面におけるフィン表面の面積 A_f 、フィンの付いていない部分の面積を A_b とし、一方、フィンを全部取り除いた場合の伝熱面の面積を A_0 とすると、熱伝達率がいたるところで等しいと仮定するなら

$$\frac{\text{フィン付き面における伝熱量}}{\text{フィンのない面における伝熱量}} = \frac{A_b + \epsilon A_f}{A_0} \quad (2)$$

となる。フィン効率は、フィンの形状・寸法、材料の熱伝導率、フィン表面と流体の間の熱伝達率に依存する。とくにフィン材料の熱伝導率について言えば、フィン効率は材料の熱伝導率が低い程低下するから、低熱伝導率の材料で熱流方向に高いフィンを作っても有効ではないことになる。

なお、最近研究開発されているフィン面の中には、面積拡大以外の効果を狙ったものがいろいろあるがそれらについては後述する。

(c)熱伝達率 α を大きくする：

狭い意味での伝熱促進は、熱伝達率の増大を指すと書いてもよいであろう。しかし、熱交換の場合には注意が必要である。すなわち、熱交換におけるコンダクタンスあるいは熱通過率は、通常二つの熱伝達率と一つの熱伝導コンダクタンス（熱伝導率を伝熱壁の厚さで割ったもの）によってきまるが、伝熱促進を有効に実現するにはこれら三つの量を同じ程度に改善しなければならない。

3. 伝熱促進技術の分類

a. Berglesによる分類：1978年カナダのトロントで開かれた第6回国際伝熱会議での講演において、Bergles〔1〕は伝熱促進技術を次のように分類している。

(1) 能動的な方法 (active technique) — 機械的補助、伝熱面振動、流体振動、静電場、注入（噴射）、吸込など。

(2) 受動的な方法 (passive technique) — 表面加工、粗面、拡大面、流体置換、添加物など。

(3) 複合的な方法 (combined technique)

上記の3分類のうち、(1)は何らかの外部動力の助けを借りて（例えば伝熱面を振動させるなどして）伝熱の促進をはかるもの、(2)はそうした助けを借りないもの、(3)は(1)と(2)とを組合せたものである。これらの具

体的内容についてはここではふれないが、省エネルギーの立場からは、できるだけ外部からの補助を要しない(2)の方法で伝熱促進をはかるのが望ましいことは言うまでもないことである。しかし技術の進展とともに事情はやや変わりつつある。

なお、やや古いデータではあるが、Webb〔2〕によれば、強制対流伝熱において、文献に現れた促進技術は、その約80%が上記の(2)に属し、その中でも粗面や拡大面を用いるものが圧倒的に多い。

b. 熱伝達率向上法の要点：上記のような分類はともかくとして、狭義の伝熱促進すなわち熱伝達率の向上を実現するための主要な方法は、ほとんどが次の二つに帰着すると筆者は考えている。

(1)温度境界層を薄くすること。

(2)伝熱面近傍の流体を入れ換えること。

たとえば、平板上の対流熱伝達においては、前縁から発達する温度境界層は下流に進むにつれて厚くなり、そのために熱伝達率が低下する。逆に、前縁付近の温度境界層厚さがゼロに近いところでの熱伝達はきわめて良好である。この原理を利用しているのが後述の各種中断フィン (interrupted fin) である。

温度境界層の厚さを恒常的に小さく保つことが困難な場合には、流れを旋回させたり、剥離・再付着を利用したり、流れに攪乱を与えたりすることによって、伝熱面近くの流体を入れ換える方法が用いられる。伝熱面とは温度を異にする主流の流体塊が伝熱面に接触することにより伝熱が促進される。この方法は、ある意味では(1)の方法のバリエーションと見ることもできる。流体の入れ換えによって、伝熱面上の境界層の時間平均的あるいは面積平均的な厚さが減少すると考えられるからである。

4. 対流伝熱促進技術の具体例

a. 拡大伝熱面：拡大伝熱面は、伝熱促進のためにもっとも古くから実用されているものであり、とくに空気のように伝熱特性の劣る流体を用いて熱交換を行わなければならない場合によく用いられる。最近では、加工技術の進歩と利用目的の多様化に伴って、特殊な形態の拡大伝熱面が製作されるようになってきている。また、単に伝熱面積を広げるだけでなく、フィン表面上に形成される温度境界層を、薄くしたり攪乱したりすることによって熱伝達率の増大をはかるなど、二重・三重の効果を狙ったものへと移行しつつある。

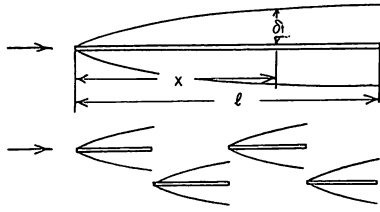


図-1 中断フィンの原理

b. 中断フィン：図-1に示すように、流れの中に置かれた、流体とは異なる温度の表面上には、速度および温度の境界層が発達する。このような場合の伝熱は、温度境界層の厚さ δ_t に支配されるが、流れが層流の場合には δ_t は伝熱面先端からの距離 x の平方根に比例して増大するので、局所的熱伝達率は h_x は x の平方根に逆比例して減少し、また伝熱面全体の平均熱伝達率 h_m も伝熱面の長さ l の平方根に逆比例する。すなわち、

$$h_x \propto x^{-1/2}, \quad h_m \propto l^{-1/2} \quad (3)$$

この原理を利用したのが中断フィンと呼ばれるものである。図-1の下半分に示したような、伝熱面を周期的にずらしたいわゆるオフセット・フィンはその典型的なものであるが、このような形式のフィンでは、伝熱面上に形成される境界層の発達が途中で中断されるため、全体として高い熱伝達率が実現される。さらに、このような伝熱面において、一つのフィン片を離れた流れが、そのまま次のフィン片に当たると、境界層中断の効果が減殺されることを考慮して、フィンの面を流れに対して少し傾けるなどの工夫が講じられることが多い。そのようなフィン片の配置による伝熱性能の変化については、最近鈴木〔3〕による計算結果が報告されている。図-2〔4〕に示すようなコルゲート・ルーバー・フィン (corrugated louvered fin) は実際に使われているこの種の伝熱面の代表的な例である。

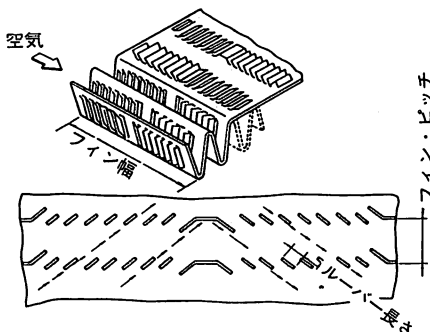


図-2 コルゲート・ルーバー・フィン

コルゲート・ルーバー・フィンは、近年自動車用ラジエータの放熱面に使われているが、その開発によって、現在の自動車用ラジエータのコアの体積および重量は、20年前に較べて約4分の1になったと言われている。

c. 乱れ促進体 (タービュレンス・プロモータ) :
流れに攪乱を与えることにより伝熱促進をはかる目的で、伝熱面付近に設けられる小物体を乱れ促進体あるいはタービュレンス・プロモータ (turbulence promoter) とよぶ。乱れ促進体としては、種々の形状、形式のものが提案されているが、最も一般的なものは、伝熱面に等間隔に突出物を設ける方法である。

図-3に示すように、平板上に1枚の平板状突出物が置かれた場合の二次元的な流れにおいて、突出物上端で剥離した流れは、突出物の高さの数倍ないし10倍の下流位置で平板に再付着する。平板表面と流れの主流温度に差がある場合には、この再付着点付近での熱伝達率が高い値をとることが観測されている。

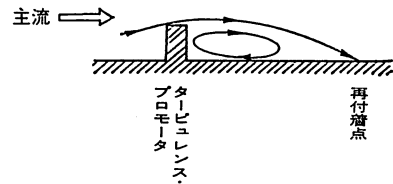


図-3 乱れ促進体の原理

乱れ促進体による伝熱促進の原理は、伝熱面上に適切な間隔で突出物を配置し、その間の再付着点での高い熱伝達率を利用することにある。しかし、突出物直後ではかえって熱伝達率が低下することと、突出物によって流動抵抗が増大することの二つの短所を克服する工夫が必要である。

図-3に示したような、いわゆる二次元粗さ形の乱れ促進体の性能については、これまで多くの報告がある。最も先駆的な研究はNunner〔5〕によるもので、彼は、円管内面に各種断面形状のピストンリングを配列した場合の、熱伝達と圧力損失を測定し次の整理式を得ている。

$$\frac{Nu_r}{Nu_s} = \frac{f_r}{f_s} \cdot \frac{1 + CRe^{-1/8} (Pr - 1)}{1 + CRe^{-1/8} (Pr \frac{f_r}{f_s} - 1)} ;$$

$$C = 1.5 \quad Pr^{-1/6} \quad (4)$$

ここで、 Nu_r , f_r は粗い面、 Nu_s , f_s は滑らかな面におけるヌセルト数および摩擦係数である。

Nunner以後の研究者は、設置する突起の形状と寸法、配置 (ピッチと高さの比や主流に対する傾き)、流

路の形状・寸法などをパラメータとし種々の流速に対して実験を行っているがそれらについての紹介は割愛する。

前述のように、乱れ促進体による伝達促進の一つの弱点は、促進体直後の熱伝達率が低いことである。対応策としては、突出物と伝熱面との間に間隙を設けることが考えられる。ただ、このような促進体では、上端での剥離流の再附着による熱伝達率増大の効果が逆に弱まる可能性があり、全体としての性能向上が実現されるかどうかは慎重に検討する必要がある。

乱れ促進体のもう一つの欠点である流動損失の増大に対しては、例えば促進体のピッチと高さの比が5を越えた場合に、形状抵抗に起因する分が流動損失全体の80%以上になることから、促進体の形状を工夫したり、主流に対してなす角度を変えたりするなどの配慮がなされている。例えば、Wilkie [6]やHanら[7]は、矩形断面の促進体のエッジを斜めに切り落したり、丸めたり、あるいは台形にしたりした場合の摩擦係数の減少を測定している。また森ら[8]は半円弧形に近い促進体を配列した流路について実験を行い、同じく形状抵抗が小さいことを報告している。さらに、棚沢ら[9,10]は、促進体の形状抵抗を減少させるために、多数の円孔のあいた多孔板（あるいは一部のみ円孔のある半多孔板）を促進体として用いた実験結果を発表している。このような流動損失の問題は、熱伝達率向上との相互関連が重要であり、これについては後節の性能評価の項で述べる。

以上述べたのは、主として二次元的に配列された乱れ促進体についてであったが、当然三次元的に配列され、三次元的な乱れの発生を狙った乱れ促進体もいくつか考案されている。ただし、それらについての紹介は省略する。

d. ねじれテープ：図-4に示すようないわゆるねじれテープ (twisted tape) を円管内に挿入する方法は、流動損失の増大が少ないという利点もあり、管内流の伝熱促進に有効な方法とされている。

このねじれテープによる伝熱促進法については、Koch [11] 以来数多くの研究があるが、それらによれば、旋回流による壁面近傍での流速増加および流体の混合が主な伝熱促進のメカニズムであり、さらに若

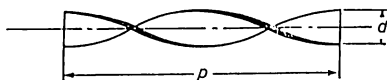


図-4 ねじれテープ

干の遠心力による効果も期待できる。したがって、管路内に挿入されるテープのねじれの度合いが重要なパラメータとして登場する。

例えば、Lopina-Bergles [12] は、ねじれのピッチ(p)の半分を直径(d)で割った量、すなわち $y = p/2d$ だけを変数として用いて、円管を加熱した場合の水流への伝熱におけるねじれテープの効果を表わす下記の簡易実験式を提案している。ただし、その適用範囲には問題がある。

$$\frac{\alpha}{\alpha_0} = 2.26 y^{0.248} \tag{5}$$

ここで α/α_0 はねじれテープを挿入した場合の熱伝達率と平滑円管内流における熱伝達率との比である。

流体のプラントル数や体積力の効果をも考慮に入れた整理式としては、Thorsen-Landis [13] による次式がある。

$$\begin{aligned} Nu &= C (1 + 0.07 K) Re^{0.8} Pr^m \left(\frac{T_w}{T_b}\right)^{-n} \\ &\quad \times \left(1 \pm \frac{0.25\sqrt{Gr}}{Re}\right) \\ K &= \frac{\left(\frac{\pi d}{p}\right)^2}{\left\{1 + \left(\frac{\pi d}{p}\right)^2\right\} \left(\frac{d}{2}\right)} \\ \frac{Gr}{Re^2} &= \frac{D_h \beta (T_w - T_b) \left(\frac{\pi d}{p}\right)^2}{\left(\frac{d}{2}\right)} \end{aligned} \tag{6}$$

ただし T_w および T_b は円管内壁の表面温度および流体の混合平均温度、 β は流体の体積膨張係数、 D_h はねじれテープが挿入された流路の水力直径で、円管内に厚さ t のテープがほぼびったりと納まっているときには

$$D_h = \frac{4 \left(\frac{\pi d^2}{4} - dt\right)}{\pi d - 2t + 2d} \tag{7}$$

で計算される。また、定数 C 、指数 m および n は、管壁が加熱壁であれば $C = 0.021$, $m = 0.4$, $n = 0.32$ 、冷却壁であれば $C = 0.023$, $m = 1/3$, $n = 0.1$ とし、複号は加熱の場合に正、冷却では負とする。この違いは、前述の旋回流による遠心力の効果が、加熱の場合と冷却の場合とで異なることによるものである。なお、式(6)の変数 K は、旋回流の壁面での曲率を表わす有次元量で、その単位は m^{-1} であることに注意を要する。

なお、式(5)、(6)などにはねじれテープの材料の熱物性値が含まれていないが、これはテープのフィンとしての効果を無視していることを意味している。ねじれテープを熱伝導率の高い材料で作製し、管内壁との間隙

をごく小さくした場合には、熱伝達率が若干高くなるという報告もある。

最近二階ら [14] はプレート式熱交換器の流路にねじれテープを挿入することによって良い性能を得たという報告を行っている。また、ねじれテープを設置した伝熱管を高温に加熱すると、旋回流による伝熱促進に加えて、管壁からテープへの熱放射によってさらに伝熱が促進されることが渡辺ら [15] の実験および解析によって確かめられている。

ねじれテープと同じように、管内流に旋回を起こさせ伝熱促進をはかる方法としては、管内壁にらせん状溝（ライフル溝）を切るのも有効である。これ以外にも、流路内に挿入したり、流路自体の形を特殊なものにしたり（例えば円管コイル状にしたり、矩形管をねじったり [16] するなど）して、流路内に二次流れを起こさせ、流体の混合・攪拌により伝熱促進をはかる方法は数多く考案されているが、紙数の関係でそれらに言及することは省略する。

5. 伝熱促進に対する性能評価

伝熱促進のためには、伝熱面の形状に工夫を凝らし

たり、伝熱面上あるいは伝熱流路内にいろいろな形式の乱れ促進体やねじれテープ、あるいはこれに類する抵抗体を置いたりすることが行われ、これによって確かに、熱伝達の向上は得られるが、同時に流動損失の増大というマイナスが生じ、総合的な性能は必ずしも改善されない可能性がある。したがって、各種の伝熱促進法の特徴を比較する場合には、伝熱・流動の両面を考慮して評価基準を設ける必要がある。ただし、一般に伝熱面の性能評価という場合には、時によっては伝熱性能だけが問題になったり、ポンプ動力の大小だけが重要だったり、あるいは車両用の熱交換器のように、重量・体積・騒音などが制限条件になったりするなど、具体的な使用目的に応じて多様な評価基準がありうる。特に、実用機器においては経済性能評価が最優先されるのが普通である。しかしここでこれらすべてに言及する余裕はないので、流動・伝熱性能だけを考慮の対象とした評価法についてのべるにとどめたい。

表1はShah [17] によってまとめられた各種評価法の中からよく用いられているものを抜粋したものである。詳細については原典を参照していただきたい。

伝熱促進による利得と、流動損失の増加によるマイ

表1 熱交換器用伝熱面の性能比較法

性能比較法または性能比較プロット	注 釈
j 因子と f 因子の直接比較法	
a. $\eta = j / (f/2)$ vs. Re b. j/f vs. Re c. $1/j, (f/j)^{1/2}, (f/j^3)^{1/2}$ vs $(f/j)^{1/2} Re$	理想効率 $\eta = 1$ は、fが表面抵抗のみにより、かつ $Pr = 1$ のレイノルズ・アナログに基づく。大部分の伝熱面で $\eta < 1$ 。 面積性能係数 (area goodness factor) [本文参照] これらのプロットの縦座標は、それぞれ流路長さ、流路面積、伝熱面積に比例。横座標は伝熱ユニット数、圧力効果、質量流量に比例。面積性能係数や体積性能係数の方がより直接的で簡明。
伝熱量をポンプの動力の関数として比較する方法	
d. $(\alpha/c_p) Pr^{2/3}$ vs. $E \cdot \rho^2$ e. α vs. E f. $\alpha \beta$ vs. $E \beta$ g. α vs. $J = \rho C_p E / \alpha$	流体の物性値と D_h は一定とする。αとE（単位伝熱面積当たりのポンプ動力）を直接比較する方がよい。 体積性能係数 (volume goodness factor) [本文参照]。 水力直径は一定として比較。 βは単位体積当たりの伝熱面積で熱交換のコンパクトさを表わす。この方法はeと似ているが、水力直径の異なる流路に用いられる。 JはJenssen比較係数と呼ばれ、必要な熱伝達率を得るのに要する単位伝熱面積当たりのポンプ動力に対応する。α vs. Eの方が物理的意味が明確。
そ の 他 の 比 較	
h. α vs. Re; α vs. G; αA vs. G; $\alpha A/\sqrt{V}$ vs. G; $\alpha A/\Delta p$ vs. G.	これらのプロットは伝熱および圧力損失特性を個々に比較するもの。摩擦係数との関連において伝熱性能を比較するものではない。

ナスの利得とを合せて評価する一つの方法として、流路に流体を送り込むのに要するポンプ動力を同じにするという条件の下で、伝熱量を比較するという考え方は、伝熱・流動性能の総合評価法として最も妥当なものと思われる。流路の摩擦係数を f 、レイノルズ数を Re とすると、ポンプ動力は fRe^3 に比例し、伝熱量は α に比例するから、性能比較には、グラフの縦軸に熱伝達率 α (あるいはヌセルト数 Nu) の基準面 (多くの場合平滑流路) に対する比、横軸に fRe^3 をとり、いろいろな伝熱面についてプロットして見ればよい。ただし、筆者らは横軸として $\sqrt[3]{f} Re$ を用いており、この方が横軸の幅がせばまりプロットしやすくなる上、横軸の数値がレイノルズ数と同程度になるため理解に便であると主張している。表 1 中、 e の体積性能係数 (volume goodness factor) [この言葉は、後出の面積性能係数とともに、筆者が作った訳語で一般には用いられていないが、適当な訳語がない現状なので、あえて用いた。] を比較する方法は実質的にこれと同じものである。すなわち単位伝熱面積当たりのポンプ動力を表わす E に対して単位面積当たりの伝熱量に比例する α を比較しているからである。なお、1 枚の伝熱面の性能だけでなく、熱交換器流路を構成させたときのコンパクトさまで含めて比較するには表 1. f の方法が適している。

コルバーンの j 因子とファニングの f 因子の比 j/f は面積性能係数 (area goodness factor) と呼ばれ、これを同一レイノルズ数において比較する方法もよく採用されている。詳しい説明は省略するが、この面積性能係数は、流量、圧力損失および熱交換器の伝熱ユニット数 (単位温度差当たりの伝熱量と熱容量流量の比) が与えられた場合の、流路前面面積の 2 乗に逆比例するから、熱交換器のコンパクトさの度合を示すものと考えることができる。

表 1 に示されているその他の性能評価も大部分は上述の体積性能係数あるいは面積性能係数の変形と見ることができ、表中の注釈にもあるように、それらの方が特に有効であるとは考えにくい。

具体的な熱交換器を念頭に置いて、それに適した伝熱面を選択する場合の条件については、例えば Bergles ら [18] を参照されたい。

以上述べたような各種の評価法とは観点を異にする評価法で、最近欧米各国においてよく議論されるようになったものに、熱力学第二法則に基づく評価法 (second-law analysis) がある。これは一つの熱交

換装置あるいは伝熱面について、そこでのエントロピー生成の大小によって性能を比較しようというものである。前述の評価法の中で、たとえば体積性能係数においては、流体駆動に要する動力 (エネルギー) と交換熱量とを比較の対象としており、これはいわば熱力学第一法則に基づく評価法と言える。これに対して、第二法則に基づく評価法では、流れにおける摩擦損失および有限の温度差のもとでの熱移動に起因するエントロピー生成を評価の対象とする。一般には、第一法則の評価と第二法則の評価とは一致しないから、体積性能係数の大きい伝熱面が必ずしも優れた伝熱面とは言えないことになる。ここでは、第二法則の評価について詳しく説明する余裕はないが、興味を持たれる向きは、Bejan [19] の解説などを参照していただきたい。

文 献

- [1] Bergles, A. E.: Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 6 (1978), 89.
- [2] Webb, R. L.: Development in Heat Exchanger Technology—I (ed by Chisholm, D), Applied Science Publishers (1980), 179.
- [3] 鈴木: 文部省科学研究費補助金エネルギー特別研究, 昭和60年度研究成果報告書 (1986), 4.
- [4] 藤掛: 日本機械学会誌, 81-714 (1978), 426.
- [5] Nunner, W.: VDI-Forschungsheft, 455, Ser. B, 22 (1956).
- [6] Wilkie, D.: Proc. 3rd Int. Heat Transfer Conf., Vol. 1 (1966), 1.
- [7] Han, J. C. et al.: Int. J. Heat Mass Transfer, 21 (1978), 1143.
- [8] 森・ほか3名: 第19回日本伝熱シンポジウム講演論文集 (1982), 13.
- [9] 棚沢・ほか3名: 日本機械学会論文集, 49-439 B (1983), 676.
- [10] 棚沢・ほか3名: 日本機械学会論文集, 50-451 B (1984), 896.
- [11] Koch, R.: VDI-Forschungsheft, 469, Ser. B, 24 (1958).
- [12] Lopina, R. F. and Bergles, A. E.: Trans. ASME, J. Heat Transfer, 91 (1969), 434.
- [13] Thorsen, R. and Landis, F.: Trans. ASME, J. Heat Transfer, 90 (1968), 87.
- [14] 二階: RC70研究成果報告書I, 日本機械学会 (1985), 232.
- [15] 渡辺・ほか2名: 日本機械学会論文集, 49-439 B (1983), 685.
- [16] Kieda, et al.: ASME paper, 84-HT-75 (1984).
- [17] Shah, R. K.: Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 4 (1978), 193.
- [18] Bergles, A. E.: Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 2 (1974), 239.
- [19] Bejan, A., "Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow," John Wiley & Sons (1982).