オフセットフィンの低レイノルズ数域における伝熱・流動特性* (フィン材質の影響)

水野昌幸^{*1}, 堀政義^{*1}, 工藤一彦^{*2}

Heat Transfer and Flow Characteristics of Offset Fins in Low-Reynolds-Number Region (Effect of Thermal Conductivity of Fins)

Masayuki MIZUNO, Masayoshi HORI and Kazuhiko KUDO

The effects of thermal conductivity of fins on the heat-transfer characteristics of offset fins in low-Reynolds-number region are studied. Three-dimensional forced convection flow is solved numerically considering heat conduction in fins, and the results are compared with experimental results. It was found that: (1) heat-transfer coefficient on SUS fins in water is less than that on aluminum fins. This is caused by the fact that the thermal boundary layer which developed on the bottom surface relaxes the temperature gradient in the fluid perpendicular to the fin surface, as well as by the fact that the heat conduction characteristics of SUS fins is poor. (2) Analytical results of pressure drop and heat-transfer coefficients agree very well with those obtained by experiment, which shows the validity of the present analyses.

Key Words: Thermal Engineering, Heat Transfer, Forced Convection, Heat Exchanger, Offset Fins, Space Station, Numerical Analysis, Experiment

1. 結 言

宇宙ステーションなどに搭載される熱交換器は、小型、軽量化の要求とともに、低動力運転を前提としているため、伝熱促進効果の期待の高いオフセットフィンが用いられる。従来より、オフセットフィンに関しては、主に空気、ガス系への利用のために、数百以上の中・高レイノルズ数域を中心として、いくつかの実験例^{(1)~(3)}が報告されている。ところが宇宙用熱交換器のような、水・液系媒体を用いた場合や、その常用運転域である低レイノルズ数域 ($Re < 200$) については、極めて少なく実験式化されていない。

鶴岡ら⁽⁴⁾は、作動流体に水を用いて実験を行った結果、フィン材に、アルミに比べて熱伝導率の低いステンレス鋼 (SUS) を用いた場合には、熱伝達率が低下する可能性を示唆している。著者らは、この実験の取得データ⁽⁴⁾を再検討した結果、流路の隔壁(冷却側と被冷却側を隔てる壁)から発達する温度境界層がフィ

ン面を覆うことにより、フィン面の熱伝達特性が変化した結果であると推測するに至った。このことを実験的に立証するためには、フィン面と隔壁の熱伝達特性を同時に測定する必要があるが、極細フィンの場合には特に測定精度に問題がある。

一方、数値解析的に伝熱流動特性を求めようとする試みには、隔壁を考慮していない無限幅フィンの二次元解析⁽⁵⁾があり、一般的な特性が調べられているが、上記の推測に基づくならば、対象とする低レイノルズ数域への適用には問題がある。隔壁の温度境界層の発達が著しい低レイノルズ数域では、三次元的に熱伝達特性を調べる必要があると考える。

そこで本研究では、フィンの熱伝導を考慮した定常三次元強制対流場の数値解析を行い、フィンの材質が熱伝達特性に影響を及ぼす機構及びその定量的効果、すなわち、(1)フィン面と隔壁面の温度境界層の発達状況、および(2)熱伝達率・熱流束に及ぼす影響について、SUSとアルミの場合を比較し、考察した。さらに、(3)解析の妥当性を確認するために実験を行い、比較した。

* 原稿受付 平成5年4月28日。

^{*1} 正員、石川島播磨重工業(株)技術研究所 (〒235 横浜市磯子区新中原町1)。

^{*2} 正員、北海道大学工学部 (〒060 札幌市北区北13条西8丁目)。

2. 記号

- A : 面積 m^2
 D_e : 水力直径 $4hs/2(h+s)$ m
 f : 摩擦損失係数
 g : 重力加速度 m/s^2
 ΔH : 試験体コア部ヘッド差 m
 h : フィン高さ m
 L : 試験体コア部長さ m
 ℓ : オフセット長 m
 Nu : ヌセルト数
 P : 圧力 Pa
 Pr : プラントル数
 Q : 単位時間当たりの受熱量 W
 q : 熱流束 W/m^2
 Re : レイノルズ数 $U_m D_e / \nu$
 s : フィンピッチ m
 T : 温度 K
 T_m : 混合平均温度 K
 t : フィン厚 m
 U_j : 流速 m/s
 $x_i (x, y, z)$: 座標 m
 λ : 熱伝導率 W/(mK)
 ν : 動粘性係数 m^2/s
 ϕ_f : フィン効率
 添字:
 fd : 十分発達した領域
 H : ヒータ加熱面
 in : 入口
 w : 壁面(フィン面 f , 隔壁面 b の総称)

3. 解析手法

計算に用いた解析モデルを図1に示す。実際のフィン流路断面形状の1/4の部分についてモデル化を行い、入口より数えて12枚目のフィンまでを計算対象として扱った。入口、出口、フィン面、隔壁以外はすべて対称境界としているため、モデル上面は実際の流路の中心を表している。ここで支配方程式は、定常、非圧縮、定物性値を仮定した場合、テンソル表記法($i, j = 1, 2, 3$)によると次のとおりである。

$$\text{連続の式: } \frac{\partial U_j^*}{\partial x_j^*} = 0 \quad (1)$$

$$\text{運動方程式: } U_j^* \frac{\partial U_i^*}{\partial x_j^*} = \frac{1}{Re} \frac{\partial^2 U_i^*}{\partial x_j^{*2}} - \frac{\partial P^*}{\partial x_i^*} \quad (2)$$

エネルギー式

$$\text{流体: } U_j^* \frac{\partial T^*}{\partial x_j^*} = \frac{1}{Re \cdot Pr} \frac{\partial^2 T^*}{\partial x_j^{*2}} \quad (3)$$

$$\text{フィン: } \frac{\partial^2 T^*}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial^2 T^*}{\partial z^{*2}} + \frac{\lambda}{\lambda_f} \frac{2}{t^*} \left(\frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right)_{y^*=f} = 0 \quad (4)$$

ここで、式中の使用変数はすべて無次元化しており、 $U_i^* = U_i / U_m$, $x_i^* = x_i / D_e$, $T^* = (T - T_{in}) / (T_b - T_{in})$, $P^* = P / (\rho U_m)$, $Re = U_m D_e / \nu$, $t^* = t / D_e$ で表される。

なお本計算では、フィン内の熱バランス式⁽⁴⁾に関しては、フィンが薄く、厚さ方向の温度を一定と仮定した。また、流れ場と温度場の計算の際にはフィン厚を0とした。この仮定は、流動特性的には、フィンの厚さを代表寸法としたレイノルズ数($Re < 23$)が、カルマン渦の発生条件($Re > 60$)よりもはるかに小さいことと、低レイノルズ数域での伝熱特性におよぼすフィン厚の影響が僅少であるという研究結果^{(3) (5)}から、妥当と考える。

支配方程式の離散化には有限体積法を用い、対流項、拡散項を評価する差分スキームは、べき乗法によった。また、離散化式の解法はSIMPLEアルゴリズム⁽⁶⁾に基づき、行列反復解法にはline-by-line法を採用した。

速度境界条件として、入口端では、一様速度 U_m で流入し、出口端では、自由流出するものとした。また、固体壁面上のすべての速度成分と、対称境界面に垂直な速度成分は0とし、対称境界面に平行な速度成分の垂直方向勾配を0とした。

一方、加熱条件として、底面(隔壁)で一様温度 T_b を与えている。すなわちこれは、実際の流路の上下隔壁を加熱面とした場合に相当する。そのほかの温度境界条件としては、各フィンの入口側と出口側の端面を断熱、上端を対称境界とした。これをもとに式(4)を解

図1 解析モデル

き、フィン面の温度分布 $T_f(x, z)$ を得る。また、流体側は入口端で一様温度 T_m 、出口端で自由流出とし、対称境界面では垂直方向の温度勾配を0と与えた。

計算はすべて、水の物性値としてプラントル数 Pr に5.0、熱伝導率 λ に 0.62 W/(mK) を与えた。またフィンの材質には、比較的使用実績のあるもので、かつ熱伝導率 λ_f が一桁違うSUSとアルミの二種類を選び、それぞれの値を 16.3 W/(mK) 、 228 W/(mK) と与えた。したがって、式(4)の左辺第三項にかかる係数のうち、流体(水)とフィン材の熱伝導率比 (λ/λ_f) は、それぞれ、 3.80×10^{-2} と 2.72×10^{-3} となり、式(4)に対する第三項の寄与度を変えて評価を行った。

解析結果は、原則として流体側温度を混合平均温度 T_m とし、フィン面・隔壁面の平均温度を基準として求めたヌセルト数 Nu 、および隔壁温度基準の無次元平均熱流束 q_w^* で整理した。ここで、添字の w はフィン面 f または隔壁面 b における平均値を指す。

$$Nu = \frac{q_w D_c}{\lambda(T_w - T_m)} \quad (5)$$

$$q_w^* = \frac{q_w D_c}{\lambda(T_b - T_m)} \quad (6)$$

4. 実験装置と方法

試験体の概要を図2に示す。試験体は、オフセットフィンの単段流路モデル(全長300mm、全幅50mm、流路幅40mm)で、フィン高 $h=3.60 \text{ mm}$ 、フィンピッチ $s=4.11 \text{ mm}$ 、オフセット長 $\ell=12.0 \text{ mm}$ 、フィン厚 $t=0.28 \text{ mm}$ のSUS製オフセットフィンの上下を、板厚2mmのSUS板ではさんでロウ付けしたものを使用した。壁温測定は、試験体の片側に溝(幅3mm、深さ1.2mm)加工を施し、熱電対を4ヶ所設置(図2に x -座標を図示)して行った。また流体の出口温度については、混合室内で平均温度を測定したが、微小流路内部の温度分布の測定は困難なので、出入口部を含めて流路断面の中心に熱電対を設置(図2に x -座標を図示)して行った。試験体内部の混合平均温度は、出口部での中心温度と平均温度の比を試験体内部にも適用して推定した。

また、実験装置の系統図を図3に示す。加熱には、ラバーヒータを使用し、試験体隔壁温度の均一化を図るため、厚さ80mmのアルミブロックをフィラー材を介して、隔壁にボルトで全面的に圧着し、ブロックの外側を十分に断熱した。試験体の出入口端にはアクリル製のヘッドを設けた。試験体への水の供給は、微小流量のため、試験装置の5m上方に設置した200ℓの大型ヘッドタンクから行い安定供給をはかった。流量測定

は、下流側でメスシリンダーを使用し、単位時間当たりの体積流量を測定した。なお、試験中の気泡発生を防ぐため、供給水には脱気水を使用した。

実験結果は、壁温測定用熱電対の設置位置にもとづき、流路方向を入口部($x=45 \sim 115 \text{ mm}$)、中心部($x=115 \sim 185 \text{ mm}$)、および出口部($x=185 \sim 255 \text{ mm}$)の3ヶ所に分割し、試験体両端部の影響を除外して整理した。すなわち流体の温度上昇分から各領域の単位時間当たりの受熱量 Q を算出し、壁温と水温の対数平均温度差 ΔT_m 、ヒータによる加熱面積 $A_H (=A_b + \text{フィン基部断面積})$ を用いて、設計資料として有用である加熱面ベース(みかけ)のヌセルト数 Nu_H で整理した。

$$Nu_H = \frac{Q \cdot D_c}{A_H \cdot \Delta T_m \cdot \lambda} \quad (7)$$

また、流動特性については、差圧変換器により、入口出口の影響を除いたコア部(範囲 $x=8 \sim 292 \text{ mm}$ 、長さ $L=284 \text{ mm}$)のヘッド差 ΔH を測定し、次式により摩擦損

図2 オフセットフィン試験体の概要

図3 実験装置の系統図

図4 摩擦損失係数

図5 加熱面ベースのヌセルト数

失係数 f を求めた。ただし、 U_m は入口平均流速(m/s)を示す。

$$f = \Delta H \frac{D_e}{4L} \frac{2g}{U_m^2} \quad (8)$$

5. 結果と考察

5.1 実験値と解析結果の比較 図4に、式(8)によって求められた摩擦損失係数 f と Re の関係を示す。図中の破線は、従来データ⁽²⁾の整理式⁽⁴⁾であり、以下に示す通りである。

$$f = f_D \frac{16}{Re} \left(\frac{D_e}{D_c} \right)^2 \left(\frac{s+h}{s+2h} \right) \quad (9)$$

ただし、 f_D 、 $D_c' [= 2hs/(2h+s)]$ はそれぞれ高さ h 、幅 $s/2$ の矩形ダクトの摩擦損失係数⁽⁷⁾と水力直径である。図より、本実験値は式(9)とよく一致していることがわかる。実験値はフィン加工時に発生する端部のぼりやロウ付けの影響を含んでいるため、若干の誤差原因となっているものと考えられるが、これによって誘発される剥離などは、この比較からみる限り流動特性に大きな影響を与えるものではない。

また、フィン厚を無視した今回の解析結果を図中に実線で示す。解析結果は、本実験値と式(10)に示したWietingの実験式⁽¹⁾の中間的な値を示しており、流動特性については、解析の妥当性を十分確認できる。

$$f = 7.661 \left(\frac{\ell}{D_c} \right)^{-0.384} \left(\frac{s}{h} \right)^{-0.092} Re^{-0.712} \quad (10)$$

図5にヌセルト数 Nu_H と Re の関係を示す。実験値は試験体の両端を除いた領域($x=45 \sim 255\text{mm}$)の平均値(図の○印)と、4.項で述べた出口部(図の□印)の2領域について示しており、どのレイノルズ数域においても出口域のヌセルト数が低くなる傾向が示されている。今回の実験では、発達域(定義は後述)の開始点はばらっているが、少なくとも上記の出口部では、平均ヌセルト数がほぼ一定となり、発達域とみなすことができる。図の実線は、 $\lambda=0.62\text{W/(mK)}$ 、 $Pr=5.0$ とした場合の解析結果で、式(7)で整理した発達域での Nu_H の値を示した。実験結果の出口部に比べて、絶対値は若干高めであるが、勾配は比較的良い一致を示していることがわかる。また、解析・実験値はともに、レイノルズ数の低下にともなって一定値に近づく傾向がみられた。また、図の一点鎖線は、 $Re > 100$ の実験値から得られた装置全体の平均ヌセルト数に関する従来の実験式⁽¹⁾を Nu_H に換算して示したもので、 $Re < 1000$ で適用できるとされるものである。これと今回の平均値(○印)とは、 $Re > 100$ で勾配が一致していることがわかる。なお、参考に示した図の破線は、同じアスペクト比を有する矩形ダクト内発達層流の、加熱面ベースのヌセルト数と Re の関係を示しており、次式により算出した。ここで、 Nu_{fd} の値は文献⁽⁷⁾によった。

$$Nu_H = Nu_{fd} \cdot \left(\phi_f \frac{A_f}{A_H} + \frac{A_b}{A_H} \right) \quad (11)$$

今回の解析は計算時間と計算機の容量の問題で、実験装置の入口側の半分を解析しているので、装置全体の平均ヌセルト数を示したWieting⁽¹⁾の式と厳密な比較はできないが、発達域に関する解析結果は、本解析のレイノルズ数範囲で実験結果と良い一致を示すことがわかった。したがって、以後の熱伝達機構に関する検

討は、解析によって進めることとする。

5.2 伝熱流動機構 図6はx-y断面($z/D_c=0.42$)およびx-z断面($y/D_c=0.22$)における流体の速度ベクトルと等温線で、入口から、フィン5枚目の中流域にかけて示している(ただしy, z軸方向に2.5倍拡大した)。いずれもSUSフィンに対して $Re=100$ の流体が図左側より一様流入した場合を示している。

図6 速度ベクトルと等温線

図7 流路断面の等温線

$Re=100$ 程度の、流速が遅い場合には、速度場の発達早い、フィン後端から次のフィン前縁に到達するまでの速度回復がはやくなる。等温線については、図6(b)(ii)に示すように、中流域にかけて下面の隔壁からの温度境界層が上方に厚くなり、フィン面を覆いつくすまでに発達する様子がよく表れている。また、フィン面、隔壁それぞれに垂直な方向の温度勾配が下流になるほど緩やかになっており、温度場の発達状況がよくわかる。

図7に、解析の結果得た $Re=100$ における温度助走域($x/l=0.65$)と、十分発達したと考えられる領域($x/l=4.6$)における1/4流路断面の等温線をアルミとSUSのフィンの場合について示す。いずれも図面の左端がフィン面、下端が隔壁面(加熱条件 $T^*=1$)を表し、そのほかの境界は対称面である。なお、各等温線の間隔は、 $\Delta T^*=0.05$ である。まず隔壁面に垂直な方向の流体の温度勾配に関しては、助走域(a)(b)、発達域(c)(d)ともにフィンの材質による差異はほとんどみとめられない。これに対して、フィン面に垂直な方向の流体の温度勾配に注目すると、助走域(a)(b)では材質による差は僅少であるが、発達域(c)(d)では、アルミに比べてSUSの方が緩やかとなっていることがわかる。これは、熱伝導率の小さいSUSフィンの高さ方向の温度降下が大きくなるため、フィン面一流体間よりも隔壁一流体間の温度差が大きくなり、隔壁の伝熱寄与がアルミに比べて大きくなる。その結果、隔壁から発達する温度境界層がフィン側に影響を与え、フィン面に垂直な方向の温度勾配を緩やかにし、フィン面での熱伝達を抑制するものである。すなわち、隔壁温度境界層支配によるフィン面の熱伝達抑制効果といえる。なお、発達域における最低温度部分の位置が、助走域の場合と違うのは、各図の右端が上流側フィンの後流に位置しており、高温の後流の影響を受けたためである。

5.3 フィン材質の熱伝達特性への影響 図8(a)(b)には、解析で得たフィン面および隔壁の平均温度を式(5)(6)に代入して求めた平均ヌセルト数、無次元熱流束、および無次元流体温度 T^* の流れ方向の変化を示す。フィン面のヌセルト数 Δ が、奇数番目に比べて偶数番目の値が高くなっているのは、二段目のフィン前縁付近での主流の増速効果と、その後のフィン後流部での速度回復が多少不十分なことの影響が三段目以降にも表れているためと考えられる。一方、隔壁のヌセルト数 Δ は材質の影響を受けないことがわかる。ま

図8 ヌセルト数, 無次元熱流束, 無次元流体温度の流れ方向変化

図9 フィン面と隔壁のヌセルト数

た, フィン面の熱伝達量の違いが流体の温度上昇の差に表れているほかには, いずれも熱的な発達が入り近くで完了しており, 計算領域をフィン12枚目までとしたことの妥当性を十分に説明できる. なお, 本論文で称している発達域は, 平均ヌセルト数がほぼ一定となる領域と定義する.

図9に, 解析の結果得られた発達域での平均ヌセルト数と Re の関係をアルミとSUSフィンについて示した. 図中の○△と●▲は, それぞれ隔壁とフィンの平均温度を式(5)に代入して求めたものである. 隔壁のヌセルト数は, $Re < 100$ においてほぼ一定で, 同一アスペクト比の十分発達した矩形ダクト流のそれとほぼ等しい結果となった. また, フィン面は発達域においても, オフセットフィンの前縁効果によって高いヌセルト数を有し, Re の低下にともなって減少する. また, SUS

の場合がアルミに比べて低く, 上述の隔壁温度境界層支配によるフィン面の熱伝達抑制効果が大きいことがわかる. アルミとSUSのフィン面のヌセルト数の差は, 熱伝達に対するSUSフィンの寄与が, 隔壁から流体への熱伝達によるフィン近傍の流体温度の上昇という流体側の影響によって低下することを明確に示している. また, フィン面のヌセルト数を隔壁温度基準 (式(5)で $T_w = T_b$ と置く) で再整理した結果を2本の破線で示す. この場合, 隔壁とフィン面を同条件のもとで比較することにより, フィンの熱伝導性を考慮した熱通過率に相当するものを比較していることになる. フィン高さ方向の温度降下が小さいアルミの場合, フィンの平均温度で求めた結果との差が小さいのに対し, SUSの場合には, フィンのヌセルト数が隔壁と同程度となり, フィン面の伝熱寄与がアルミフィンに比べて小さいことがわかる.

以上のことから, フィン面の熱伝達特性は, フィン内部の熱伝導特性と, それによって誘発される流体側の温度勾配の変化という2つの効果によって決定されることが明らかになった.

6. 結 論

宇宙での使用を前提としたオフセットフィン型熱交換器において, 低レイノルズ数域における, フィンの熱伝導を考慮した定常三次元数値解析と検証実験を行い, 以下の結論を得た.

(1) 水を作動媒体とし, フィン材にSUSを用いた場合には, アルミの場合と比較してフィン面のヌセルト数が低下することがわかった. これはフィン内部の熱

伝導特性が悪いことと、隔壁から発達する温度境界層がフィン面に垂直な方向の流体側の温度勾配を緩和する方向に作用する結果であり、隔壁温度境界層支配によるフィン面の熱伝達抑制効果といえることができる。

(2) 発達域における隔壁の平均ヌセルト数は、矩形ダクト流にほぼ等しく、 Re の影響は僅少である。一方、フィン面の平均ヌセルト数は、 Re の減少にともない低下する。

(3) 圧力損失特性および加熱面ベースのヌセルト数において、実験結果は解析とよく一致し、解析の妥当性が確認できた。

なお、本研究を進めるにあたり、多大の御協力を頂

いた IHI の徳富英昭氏、秋吉亮氏、森岡幹雄氏に深く謝意を表します。

文 献

- (1) Wieting, A. R., Trans. ASME, Ser. C, 97-3(1975), 488.
- (2) Kays, W. M. and London, A. L., Compact Heat Exchangers, 3rd. Ed., (1984), McGraw-Hill.
- (3) 喜, 他 3 名, 機論, 55-519, B(1989), 3507.
- (4) 鶴岡, 他 3 名, 第25回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1988), 127.
- (5) 喜, 他 3 名, 機論, 57-542, B(1991), 3469.
- (6) Patankar, S. V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, (1980), Hemisphere Publishing.
- (7) 伝熱工学資料改訂第4版, (1986), 51.