空調機用熱交換器のフィンに関する研究*
(第3報, ルーバ形状の検討)平松道雄^{*1}, 石丸典生^{*1}, 松崎耕正^{*1}Research on Fins for Air Conditioning Heat Exchangers
(3rd Report, Heat Transfer Analysis for Louver Array)

Michio HIRAMATSU, Tsuneo ISHIMARU, and Koushou MATSUZAKI

Louvered fins are presently employed in various types of compact heat exchangers for automotive and room air conditioners. These louvered fins have been designed such that the width of the louver is small in order to obtain a high heat transfer coefficient. Since the pressure drop increases as the width of louver becomes smaller, the design of the louver array becomes important to suppress the increment of pressure drop. The present report shows the numerical calculation results of heat transfer and pressure drop for typical four types of louver arrays, and suggests the best arrangement of louver array for high heat transfer performance.

Key Words: Numerical Analysis, FDM, Heat Exchanger, Louvered Fins, Heat Transfer, Pressure Drop

1. 緒 言

自動車や家庭用空調機などのコンパクト形熱交換器では、フィン高性能化のため、ルーバフィンのように、フィンに切り起こしを設けたものが多く使われている。本研究第1報⁽⁵⁾および第2報⁽⁶⁾では一般的なルーバフィンについて解析を行い、ルーバの特性を明らかにした。ここでは、傾斜ルーバフィン、平行ルーバフィン、およびオフセットフィンについての数値計算(第1報による差分計算法)を進め、第1~2報で解析したルーバフィンとの比較を行った。

解析の結果は、従来まで実験的⁽¹⁾⁽²⁾に確かめられていることや計算⁽³⁾⁽⁴⁾で得られていることを十分説明できるものであり、これら切り起こしをもつフィンを熱交換器へ適用する際に、適切な条件で使う必要があることを示している。

2. 記 号

C_f : 抵抗係数

$$= \Delta P / \left(\frac{1}{2} \rho U_0^2 \right) \frac{d_e}{4L}$$

d_e : 相当直径 $\equiv 2P_f$

j_h : コルバーンの j_h 因子

$$\equiv \frac{Nu}{Re Pr^{1/3}}$$

L : フィン全長

l_1 : フィン流路幅

l_2 : ルーバ流路幅

(l_2/l_1 : 流路比)

Nu : ヌセルト数 $\equiv \alpha P_f / \lambda$

P_f : フィンピッチ

P_l : ルーバピッチ

Pr : プラントル数 $\equiv 0.71$

ΔP : 圧損

Re : レイノルズ数 $\equiv U_0 P_f / \nu$

T : 流体無次元温度 $\equiv (T' - T_0) / (T_w - T_0)$

T' : 流体温度

T_0 : 入口温度

T_w : フィン表面温度

U_0 : 入口速度

u : 速度ベクトル ($u \equiv u'/U_0, v \equiv v'/U_0$)

x, y : 流入方向とそれに垂直な方向の座標

* 平成元年7月14日 東海支部岐阜地方講演会において講演、原稿受付 昭和64年1月5日。

^{*1} 正員, 日本電装(株) (〒448 刈谷市昭和町1-1)。

- α : 熱伝達率
 β : フィン傾斜角度
 γ : ルーバ迎え角
 θ : ルーバ角度 $=\beta+\gamma$
 λ : 流体の熱伝導率
 ν : 流体の動粘性係数
 ρ : 流体の密度
 ψ : 流れ関数
 ω : 渦度

添 字

' : 有次元の変数

3. 解 析 方 法

3・1 解析モデル 図1は、今回解析を行ったフィン形状である。解析対象は図中の斜線部分である。各フィンの全長 L は、すべて同じ寸法であり、フィン切り起こしピッチ (=ルーバピッチ P_l) は切り起こされたフィンの幅に等しい。そして、このルーバピッチ P_l を代表長さにとった。解析パラメータは、第2報で用いた流路比 l_2/l_1 であり、図中(a)~(d)の各フィンに対し、式(1)~(4)のように定義できる。

また、差分計算の格子には、第1報および第2報と同じく、フィン傾斜に沿う斜交格子を採用した。

(1) 基本ルーバフィン ($\beta=0^\circ, \gamma \neq 0^\circ$)

$$l_2/l_1 = \frac{P_l}{P_f} \tan \gamma = \frac{P_l}{P_f} \tan \theta \quad (1)$$

(2) 傾斜ルーバフィン ($\beta \neq 0^\circ, \gamma \neq 0^\circ$)

$$l_2/l_1 = \frac{P_l}{P_f} (\tan \beta + \tan \gamma) \quad (2)$$

(3) 平行ルーバフィン ($\beta=0^\circ, \gamma=0^\circ$)

$$l_2/l_1 = \frac{P_l}{P_f} \tan \beta \quad (3)$$

(4) オフセットフィン ($\beta=0^\circ, \gamma=0^\circ$)

$$l_2/l_1 = \frac{l_2}{P_f} \quad (4)$$

3・2 基礎方程式と境界条件 二次元非圧縮な定常流れと仮定し、流れ関数 ψ と渦度 ω に関する ψ - ω 系の方程式を解く。解析を層流の範囲に限定すれば、流れおよび熱の基礎方程式は以下になる。

$$\nabla^2 \psi = \omega \quad (5)$$

$$\nabla \cdot (u\omega) = \frac{1}{Re} \nabla^2 \omega \quad (6)$$

$$\nabla \cdot (uT) = \frac{1}{RePr} \nabla^2 T \quad (7)$$

式(5)~(7)の基礎方程式には、第1報で説明したように座標変換を行う。図1に示した各フィンの境界条件は以下のように与えられる。

上流で、

$$u=(1, 0), T=0 \quad (8)$$

下流で、

$$\frac{\partial u}{\partial x}=0, \frac{\partial T}{\partial x}=0 \quad (9)$$

フィン表面で速度が零で、かつ、壁温は一定とし、

$$u=0, T=1 \quad (10)$$

また、上部、下部の段階状の境界には周期条件を適用する (詳細は第1報)。

$$f(x, y_0 + P_f/P_l) = f(x, y_0) + C \quad (11)$$

ここで、 f は ψ, u, v, ω, T などの変数であり、 y_0 は下部境界の座標値、 C はフィンピッチ P_f 間の流量が保存されているために流れ関数 ψ に対してのみ与えられる定数である ($C=P_f/P_l$)。

図1 フィン解析モデルと計算領域

4. 計算結果と考察

4.1 傾斜ルーバの特性 フィン傾斜角 β を $0^\circ \sim 20^\circ$ に変化させたときの熱伝達と圧損の特性を図2に示す。 $\beta=0^\circ$ の場合が基本ルーバフィンに対応し、 β を増すに従って、ヌセルト数 Nu の極大値が流路比 l_2/l_1 の小さいほうへ移る。この理由は、図3の流線図に示すように、フィンに傾斜角 β をもたせることによって l_2/l_1 が比較的小さい場合にルーバ間を流体が通りやすくなるためである (いずれも $P_f/P_l=1.0$, $Re=250$ の例)。また、流路比 l_2/l_1 に対し、ヌセルト数に二つのピークをもつ理由は、先の第2報で述べたように、前方ルーバの後流の影響によるものである。

一方、抵抗係数 C_f は、図2で示したように、流路比 l_2/l_1 が大きいところで、傾斜角 β が大きくなるにつれ、減少していく。このように C_f が減少する理由は、フィンに傾斜角 β をもたせることによってルーバの迎え角 γ を低くできるためである。

以上のことから、傾斜ルーバフィンの場合、適正な流路比 l_2/l_1 を確保するためのルーバ迎え角 γ を低く設定できるので、基本ルーバフィン ($\beta=0^\circ$) に対し l_2/l_1 が0.3以上では圧損が下がり、また、小さな l_2/l_1 でもルーバ間の流れが良好に保たれ、熱伝達にも良い結果を与える。

次に、熱伝達と圧損の比である j_h/C_f を用いて、傾

図2 傾斜ルーバフィンの熱伝達と圧損

斜ルーバフィンの性能比較を行った(図4)。この図にみられるように、フィン傾斜角 $\beta=0^\circ \sim 20^\circ$ に対し、流路比 l_2/l_1 の最適値は0.3付近にあり、 $\beta=10^\circ \sim 20^\circ$ の傾斜ルーバフィンのほうが基本ルーバフィン ($\beta=0^\circ$) より約4%性能が向上する。

次に傾斜角 β の最適条件について検討する。図5は、傾斜角 β に対する j_h/C_f の値を、ルーバフィンの最適配列状態である $l_2/l_1=0.3$ の場合について評価したものである。式(2)で $l_2/l_1=0.3$ の条件のもと、 β を増していくとルーバの迎え角 γ が $\beta=16.7^\circ$ で零になり、それ以上の β では逆に負の迎え角になる。図5でわかるように、 $\gamma=0$ 付近では j_h/C_f が最も高い。これは、図6で示すように、ヌセルト数は β の増加に対し、ほぼ一様に上昇していくが、 C_f は β の高いところで急激に上昇するためである。

なお、文献(2)では、フィン傾斜角 $\beta=10^\circ$, $Re=$

(a) 基本ルーバフィン ($\beta=0^\circ$, $l_2/l_1=0.25$) (b) 傾斜ルーバフィン ($\beta=10^\circ$, $l_2/l_1=0.25$)

図3 基本ルーバと傾斜ルーバフィンの流れの比較

図4 傾斜ルーバフィンの最適条件

300 のときに、ルーバ角度 $\theta = \beta + \gamma$ が 16.38° で、 j_h/C_f が最大となっており、本解析結果の $\beta = 10^\circ$ の場合 $l_2/l_1 = 0.3$ では $\theta = 16.7^\circ$ となり、両者はほぼ一致する。

4.2 各種フィンの比較 傾斜ルーバフィンの特殊な例として、フィン傾斜角 $\beta \neq 0^\circ$ 、ルーバ迎え角 $\gamma = 0^\circ$ の場合を考える。これは、図1(c)に示す平行ルーバフィンに相当する。そこで、基本ルーバフィン ($\beta = 0^\circ, \gamma \neq 0^\circ$)、傾斜ルーバフィン ($\beta = 10^\circ, \theta \neq 0^\circ$)、平行ルーバフィン ($\beta \neq 0^\circ, \gamma = 0^\circ$)、およびオフセットフィン ($\beta = 0^\circ, \gamma = 0^\circ$) の4種類について、熱伝達と圧損の比較を行った。図7はヌセルト数 Nu と抵抗係数 C_f の計算結果である。いずれのフィンも、 Nu, C_f の特性が流路比 l_2/l_1 によって明確に関係づけられる。この図で、オフセットフィンを除く他のフィンは Nu の二つの極大値をもつ。抵抗係数の低い l_2/l_1 の小さいほうに着目すると、流路比 $l_2/l_1 = 0.35 \sim 0.4$ で、 Nu が最大とな

る。このときの速度分布を図8(a)~(c)に示す。これらの図からわかるように、ルーバ前縁部の流入速度が大きく、かつ、ルーバ間の速度も大きい。オフセットフィンの場合は、上下方向のフィン配列が対称となる $l_2/l_1 = 0.5$ で Nu が最も高く、それ以外のところでは、他のフィンに比べ Nu が著しく低い。この理由は、図9の速度分布をみればわかる。オフセットフィンでは、切り起こされたフィンが一直線上に並ぶため、常に前方ルーバの後流の影響を受ける。図9(a)の $l_2/l_1 = 0.5$ の例では、フィン上下の流れの配分がバランスしているので、 Nu も高いが、図9(b)のように l_2/l_1 が小さくなると、図8(a)~(c)の各フィンと違って、流体の流れ方向に対し一方的に広い流路と狭い流路が存在するので、下流ほど、流体が広い流路のほうへ偏って流れてしまい、狭い流路側のフィン表面では流速が遅くなり、熱伝達率が低下する。

一方、抵抗係数 C_f は、基本ルーバフィン、傾斜ルーバフィン、平行ルーバフィン、オフセットフィンの順で低い値を示し、ルーバ迎え角 γ を小さくしたほうが低くなる。

以上の結果を、 j_h/C_f を用いて比較したのが図10である。オフセットフィンを除く他のフィンは、図4で示した結果と同様、流路比 $l_2/l_1 = 0.3$ 付近で j_h/C_f が最大になる。オフセットフィンでは、 $l_2/l_1 = 0.5$ で

図5 フィン傾斜角の最適条件

図6 フィン傾斜角に対する特性変化

図7 各フィンの熱伝達と圧損

(a) 基本ルーバフィン ($\beta=0^\circ$, $l_2/l_1=0.4$) (b) 傾斜ルーバフィン ($\beta=10^\circ$, $l_2/l_1=0.35$) (c) 平行ルーバフィン ($\gamma=0^\circ$, $l_2/l_1=0.35$)図8 各フィンの速度分布 ($Re=250$) (a) オフセットフィン ($l_2/l_1=0.5$) (b) オフセットフィン ($l_2/l_1=0.35$)

図9 オフセットフィンの速度分布

j_h/C_f が最大になる。ただし、オフセットフィンは、基本ルーバフィンの最適値に対して j_h/C_f で約3%性能が低い。

このように、切り起こしのある各フィンの特性は、流路比 l_2/l_1 によって定まり、いずれのフィンを熱交換器に使うにしても、最適な l_2/l_1 を選ぶ必要がある。

5. 結 言

フィンに切り起こしのある代表的な4種類のフィンとして、基本ルーバフィン、傾斜ルーバフィン、平行ルーバフィン、およびオフセットフィンを選び、各フィンの熱伝達と圧損の解析を数値計算を用いて行った。その結果、以下の成果を得た。

図10 各フィンの最適条件

(1) 切り起こしのあるフィンの熱伝達と圧損の特性は、フィンの配列状態を表すパラメータである流路比 l_2/l_1 によって関係づけられる。

(2) フィンの配列が一直線上に並ぶオフセットフィンを除けば、熱伝達には二つの極大値を与える l_2/l_1 が存在する。圧損の低いほうでみたとき、 $l_2/l_1=0.35 \sim 0.4$ で熱伝達が最大になる。

(3) オフセットフィンは、上下のフィン配列が対称となる $l_2/l_1=0.5$ で熱伝達が最大になる。

(4) 圧損に対する熱伝達の比でみたとき、フィン配列の最適条件は、オフセットフィンで $l_2/l_1=0.5$ 、基本ルーバフィン、傾斜ルーバフィン、および平行ルーバフィンでは $l_2/l_1 \approx 0.3$ である。

(5) 今回のフィンの中では、平行ルーバフィンと傾斜ルーバフィンの性能(熱伝達/圧損)が良いが、最適配列条件と比較した場合、各フィンの性能差は、基本ルーバフィンに対し、-3%~+4%である。

文 献

- (1) Norris, R. H. and Spofford, W. A., High-Performance Fins for Heat Transfer, *Trans. ASME*, 64 (1942), 489.
- (2) 田中・伊藤・工藤・富田, 傾斜ルーバコルゲートフィン熱交換器の開発, 機論, 49-442, B(1983), 1204.
- (3) 林・白石・鈴木, 平行ルーバフィン型熱交換器の伝熱特性, 第23回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1986-5), 343.
- (4) 友田・鈴木, コンパクト型熱交換器の伝熱特性の数値解析(フィン形状の影響), 第25回日本伝熱シンポジウム講演論文集, (1988-6), 175.
- (5) 本論文集 3449 ページ.
- (6) 本論文集 3457 ページ.