

# 渦発生体を有する自動販売機用高性能 フィンアンドチューブ型熱交換器の開発

岩崎 正道<sup>†</sup> 齋藤 博史<sup>‡</sup>  
望月 貞成<sup>‡</sup> 村田 章<sup>‡</sup>

## Development of a High-Performance Fin-and-Tube Heat Exchanger with Vortex Generators for a Vending Machine

Masamichi IWASAKI<sup>†</sup>, Hiroshi SAITO<sup>‡</sup>,  
Sadanari MOCHIZUKI<sup>‡</sup> and Akira MURATA<sup>‡</sup>

### Abstract

The effect of delta-wing-vortex generators (combination of a delta wing and a delta winglet pair) on the heat transfer performance of fin-and-tube heat exchangers for vending machines has been investigated. Flow visualizations, numerical simulations and heat transfer experiments were conducted to find an optimum geometrical shape and arrangement of the vortex generators. Maximum heat transfer enhancement was achieved by the combination of (a) the delta wing with the apex angle of 86 degrees and (b) the delta winglet pair with the inline angle of 45 degrees. In relatively low Reynolds number range, about 40 % increase in heat transfer coefficient was attained with the above mentioned combination of the vortex generators compared to the ordinary heat exchangers with plain fins. It was revealed that the heat transfer enhancement was attributed to (1) the longitudinal vortices generated by the delta wing and (2) the reduction of wake area behind the tube. It was also found that an increase in the apex angle of the delta wing brought about heat transfer enhancement, and the scale as well as the strength of the induced longitudinal vortices played an important role in the heat transfer performance.

**Key Words:** *Fin-and-tube heat exchanger, Vortex generators, Longitudinal vortex, Heat transfer, Pressure drop*

### 記号

$a$	: 迎え角	[°]	$\lambda$	: 空気の熱伝導率	[W/(m·K)]
$\theta$	: 頂角, 傾斜角	[°]	$f$	: 摩擦係数	
$Z$	: 長さ	[mm]	$\rho$	: 空気密度	[kg/m <sup>3</sup> ]
$H$	: フィンピッチ	[mm]	$\Delta P$	: 静圧差	[Pa]
$Re$	: レイノルズ数		$F$	: 修正係数	
$U$	: 流速	[m/s]	添字		
$\dot{q}$	: 熱流束	[W/m <sup>2</sup> ]	$VG$	: 渦発生体	
$T$	: 温度	[°C]	$dw$	: Delta wing 渦発生体	
$L_f$	: フィン流路方向長さ	[mm]	$dwp$	: Delta winglet pair 渦発生体	
$A$	: フィン面積	[m <sup>2</sup> ]	$plain$	: プレーンフィン	
$\alpha$	: 熱伝達率	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	$w$	: 壁面, 温水	

受付日: 2006年3月27日, 第43回日本伝熱シンポジウムより受付, 担当エディター: 千田 衛

<sup>†</sup> 富士電機アドバンステクノロジー (株) 機器技術研究所 (〒191-8502 東京都日野市富士町1)

<sup>‡</sup> 東京農工大学大学院 機械システム工学専攻 (〒184-8588 東京都小金井市中町2-24-16)

<i>a</i>	:	空気
<i>b</i>	:	混合
<i>in</i>	:	入口
<i>out</i>	:	出口
<i>m</i>	:	平均
<i>lm</i>	:	対数平均
<i>local</i>	:	局所

## 1 緒言

飲料自動販売機は街角やオフィスに置かれ、利便性は広く受け入れられている反面、2002年末に「エネルギーの使用の合理化に関する法律」(省エネ法)の特定機器に指定され、地球温暖化防止に向けた更なる省エネルギーの推進が望まれている。コールド飲料とホット飲料を混在して販売する飲料自動販売機では庫内の冷却、加熱運転の効率向上が省エネルギー化には必要不可欠であり、高効率でコンパクトな熱交換器の開発が製品開発上の大きなテーマとなっている。空調や自動車用熱交換器では空気側の伝熱促進技術の進歩[1]より高性能化が進められているが、飲料自動販売機の冷凍・冷蔵用熱交換器では結露や着霜が特に問題となり、前述の技術を直接適用することができず、新たな着眼点からのブレークスルーが必要となっている。

近年、低圧力損失、高熱伝達の実現性を秘めた渦発生体を用いた伝熱促進に関する研究[2-4]が注目されており、筆者らは図1に示す2種類の渦発生体(Delta wing, Delta winglet pair)を用いたフィンアンドチューブ熱交換器を提案している。

本研究は、飲料自動販売機用高性能フィンアンドチューブ熱交換器の開発のための基礎として、(1)可視化実験と熱流体数値解析によりフィン上での流動・伝熱現象およびその機構を明らかにし、(2)上記2種類の渦発生体の最適な形状・配置に関する設計指針を得ると共に、(3)その知見を基に設計した熱交換器の伝熱・圧力損失特性の評価を行うことを目的とする。

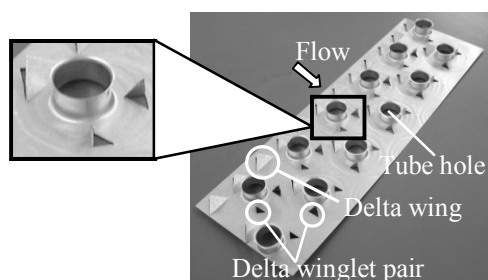


Fig. 1 View of the fin with vortex generators.

## 2 実験装置および実験方法

### 2.1 可視化実験

渦発生体周りの流動、伝熱現象を明らかにするためにフィン間の流れ場および温度場の可視化を行った。可視化用テストセクションは2列千鳥配列の伝熱管を有するフィンアンドチューブ熱交換器実機のフィン間を模擬した2倍拡大モデルである。事前の可視化実験により、渦発生体の切り越し穴が渦発生体周りの流れ場(渦発生体の切り越し面)に与える影響を確認した上で、可視化用テストセクションには渦発生体の切り越し穴が無い熱交換器フィンモデルを採用した。

図2に流れ場の可視化用テストセクション(アクリル樹脂製)を示す。伝熱管前方には図2(b)に示すDelta wing(迎え角  $\alpha_{dw}=15\sim 35^\circ$ , 頂角  $\theta_{dw}=20\sim 60^\circ$ , 底辺長さ  $Z_{dw}=9\sim 18$  mm)を、また、伝熱管後方には図2(c)および(d)に示す伝熱管の管配列毎に配置向きが異なるDelta winglet pair(迎え角  $\alpha_{dwp}=45^\circ$ , 底辺長さ  $Z_{dwp}=7\sim 13$  mm, 底辺からの傾斜角  $\theta_{dwp}=20\sim 90^\circ$ , 底辺長さ  $Z_{dwp}=7\sim 13$  mm)を設置した。Delta wingの形状は二等辺三角形であり、垂直線長さを固定し、頂角  $\theta_{dw}$  および底辺長さ  $Z_{dw}$  を変化させた。Delta winglet pairの形状は傾斜角  $\theta_{dwp}=90^\circ$  では矩形、それ以外は垂直三角形であり、底辺長さ  $Z_{dwp}$  を固定し、底辺からの傾斜角  $\theta_{dwp}$  を変化させた。代表寸法にフィンピッチ  $H(=10$  mm)の2倍を、代表流速にコア前面流速  $U_{in}$  を用いて定義されたレイノルズ数  $Re$  が  $Re=600\sim 3000$  の範囲で可視化実験を行った。可視化手法には粒子懸濁法と色素流脈法を用いた。粒子懸濁法では作動流体に水、トレーサ粒子にはイオン交換樹脂(平均粒子直径 200  $\mu\text{m}$ , 比重 1.01)を用いた。色素流脈法では作動流体に水、染料注入には多分岐細管(内径  $\phi 0.2$  mm, 1 mm 間隔  $\times 7$  本)を用いた。また、伝熱管周りの流れの詳細観察には伝熱管から直接、インクを滲出(前縁淀み点より  $\pm 15^\circ$  位置,  $\phi 1$  mm  $\times 2$ )させる方法を用いた。画像記録にはビデオおよびデジタルカメラを用いた。

図3に温度場の可視化用テストセクションを示す。テストセクションは流れ場の可視化と同様な熱交換器フィン間を模擬した拡大モデルである。渦発生体、伝熱管は非加熱とし、フィン片面を導電性プラスチックフィルムヒータにより通電加熱し、一様熱流束条件を与えている。作動流体には空気を用い、実験は  $Re=600\sim 3000$  の範囲で行った。フィン表面温度

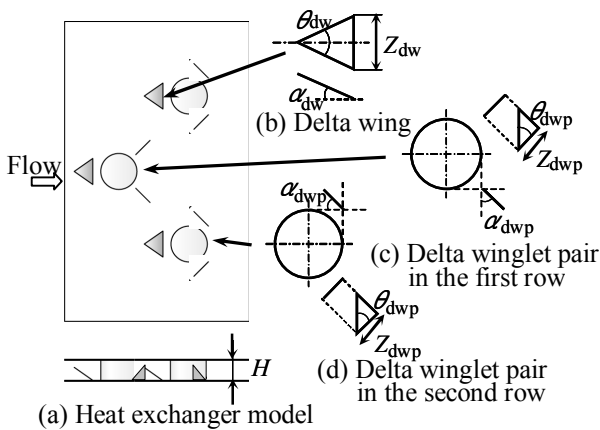


Fig. 2 Schematic diagram of the test section for visualization.

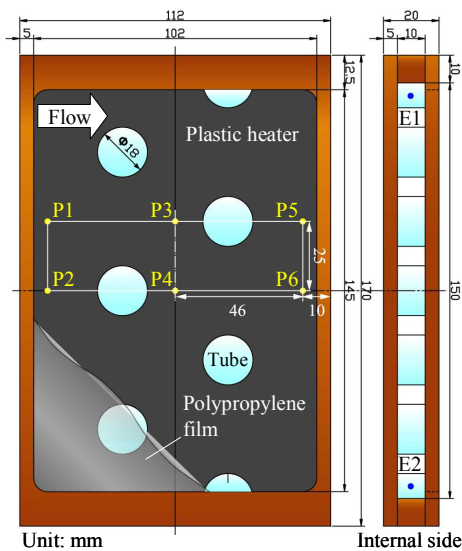


Fig. 3 Schematic diagram of the test section for heat transfer experiment.

分布の測定には赤外線放射温度計(NEC 三栄社製)使用し、放射率は熱電対により計測したフィン上の6箇所(図3 (P1~6))の温度より求めた。

### 2.2 熱交換器性能評価実験

図4に示す実験装置を用い、温水法による熱交換器性能評価実験を行った。熱交換量は、空気側の受熱量より求めた。熱交換器前後の空気温度の測定には、白金線(線径 $\phi 0.03$  mm)を張り廻らせた測温センサー[5]を用いた。図5に示す試作した熱交換器実機は2列千鳥管配列のフィンアンドチューブ熱交換器( $W \times H \times D = 200 \times 150 \times 47.25$  mm)である。表1に示すように(1)プレーンフィンと(2)プレーンフィンにDelta wingとDelta winglet pair両方を設置した場合

Table 1 Configurations of heat exchangers.

Fin configuration	Plain	Delta wing+Delta winglet pair	
$a_{dw} [^\circ]$	-	35	35
$\theta_{dw} [^\circ]$	-	60	86
$Z_{dw} [mm]$	-	6.5	10.45
$a_{dwp} [^\circ]$	-	45	45
$\theta_{dwp} [^\circ]$	-	45	45
$Z_{dwp} [mm]$	-	3.5	3.5

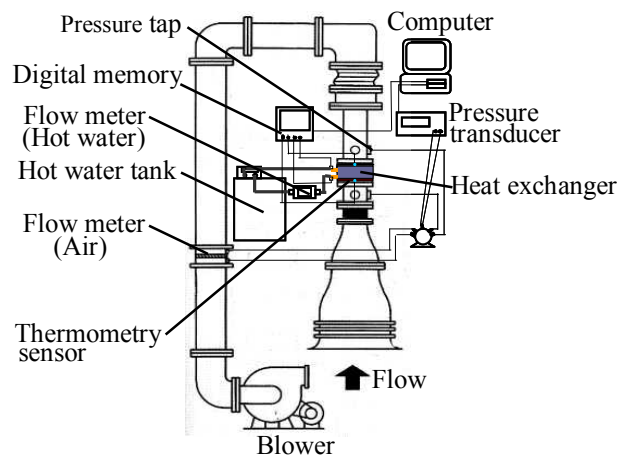


Fig. 4 Schematic diagram of test apparatus.

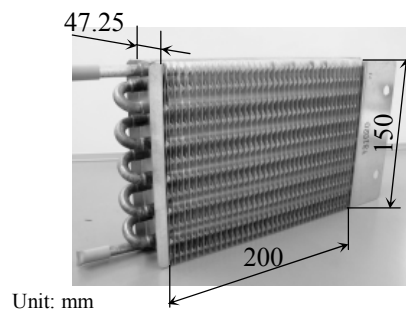


Fig. 5 View of the heat exchanger.

それぞれについて  $Re=300 \sim 4000$  の範囲で熱交換器の伝熱・圧力損失を評価した。

### 3 数値シミュレーション

本計算では、連続の式、定常、非圧縮、粘性流れのNavier-Stokes方程式およびエネルギー方程式をセル中心型の有限体積法を用いて解いた。対流、温度項の離散化にはTVDスキームを応用した2次精度のMARSスキーム、圧力の計算にはSIMPLE法を用いた。計算対象とする流れ場はレイノルズ数  $Re=600$  付近の層流域であるが、渦発生体の後流は複雑な流

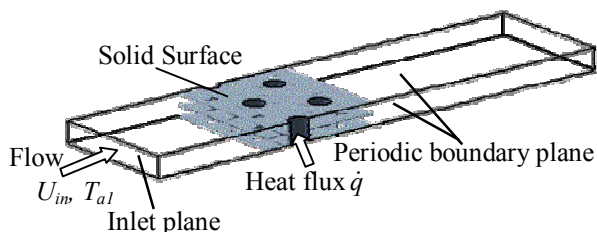


Fig. 6 Computational domain.

れを呈しており、特に渦発生体から生じる縦渦の予測精度を向上させるために乱流モデルを使用した。乱流モデルには2次流れの非等方性乱流を表現可能な低  $Re$  型非線形  $k-\epsilon$  モデル[6]を用いた。流体格子数は約80万点、固体格子数は約20万点である。図6に示すように境界条件には、固体表面にNon-Slip条件、計算領域の周囲に周期対称境界条件、 $Re=600$  付近での温水法による熱交換器実機の性能評価と同条件の熱流束  $\dot{q}=5385 \text{ W/m}^2$  を伝熱管内面に与え、また、前面流速  $U_{in}=1 \text{ m/s}$ 、熱交換器入口空気温度  $T_{a1}=16^\circ\text{C}$  を計算領域入口に設定した。表1に示す Delta wing (頂角  $\theta_{dw}=60^\circ, 86^\circ$ ) および Delta winglet pair と両方を組み合わせた場合での熱交換器実機の平均熱伝達率をプレーンフィンの場合での平均熱伝達率で基準化した熱交換器の伝熱性能比の実験値と計算値との差は5%以下であった。

#### 4 実験、計算結果および考察

##### 4.1 渦発生体周りの流動と伝熱特性

Delta wing(迎え角  $\alpha_{dw}=35^\circ$ 、頂角  $\theta_{dw}=60^\circ$ 、底辺長さ  $Z_{dw}=13 \text{ mm}$ )のみを設置した場合およびDelta wing とDelta winglet pair(迎え角  $\alpha_{dwp}=45^\circ$ 、底辺からの傾斜角  $\theta_{dwp}=45^\circ$ 、底辺長さ  $Z_{dwp}=7 \text{ mm}$ )を組み合わせた場合のそれぞれについて1列目伝熱管周りの流れの可視化結果(フィン間中央断面)およびフィンの局所ヌセルト数  $Nu$  分布を図7に示す。 $Nu$  は、入口・出口間の空気温度差から求められる熱流束  $\dot{q}$ 、約  $50 \times 170 \text{ pixel}$  に分割されたフィン面の各要素毎の局所壁温  $T_w$  および空気の混合平均温度  $T_b$  を用いて、次式より算出した。

$$Nu = \frac{\dot{q}}{T_w - T_b} (2H) \quad (1)$$

熱流束一定条件下で、空気の混合平均温度  $T_b$  は次式で算出される。

$$T_b = T_{a1} + \frac{x(T_{a2} - T_{a1})}{L_f} \quad (2)$$

ここで、 $T_{a1}$  はフィンの入口空気温度、 $T_{a2}$  はフィンの出口空気温度、 $x$  は流路方向位置、 $L_f$  はフィンの流れ方向長さを示す。なお、不確かさ解析による局所ヌセルト数  $Nu$  の誤差は15%以下、入口・出口間の空気温度差から求められる熱流束  $\dot{q}$  の誤差は13%以下となっている。図7(a-1)より、Delta wing 下流には、中心線を境に一对の縦渦が生じ、渦崩壊なくかなり下流域までフィン間を旋回した流れが存続することが分かる。これに応じて、図7(a-2)に示されるように、伝熱管前方から下流域までの熱伝達率が高くなる事が分かる。図7(b-1, b-2)より、Delta wing と Delta winglet pair の双方を用いた場合には、前述の Delta wing のみによる影響に加えて、Delta winglet pair により伝熱管後流の淀み域に伝熱管上流の流れが流れ込み、死水域が縮小され、さらにDelta winglet pair では縦渦は生じないがDelta winglet pair の傾斜端部を横切った流れがフィン面に対して下降流となることでDelta winglet pair 後流に攪拌が生じることが分かる。これに応じて、伝熱管およびDelta winglet pair 後方での熱伝達率が高くなる事が分かる。

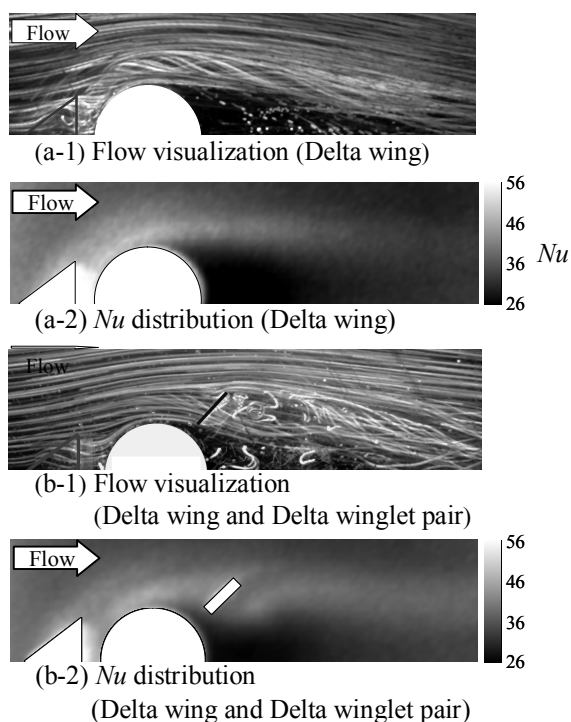


Fig. 7 Flow visualization and  $Nu$  distribution on the fin ( $Re=1000$ ).

### 4.2 渦発生体による伝熱特性比較

(a)Delta wing, (b)Delta winglet pair, (c)上記(a)と(b)両方の組み合わせ, および(d)渦発生体が無いプレーンフィンの各場合について, 温度場の可視化結果からフィン面全体の平均ヌセルト数  $Nu_m$  を算出した結果を図 8 に示す. 図中のエラーバーは不確かさ解析に基づく誤差範囲を示す. 局所壁温  $T_w$  と空気の混合平均温度  $T_b$  との積分平均温度差  $\Delta T_m$  により得られる平均熱伝達率  $\alpha_m$  を用いた次式により, 平均ヌセルト数  $Nu_m$  を算出した.

$$Nu_m = \frac{\dot{q}}{\Delta T_m} (2H) \quad (3)$$

積分平均温度差  $\Delta T_m$  は次式により求めた.

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \int_0^A (T_w - T_b) dA \quad (4)$$

ここで,  $A$  はフィン部面積で, 非加熱体である渦発生体および伝熱管部を含まない. 図 8 より, Delta wing のみ, および Delta winglet のみの場合には, プレーンフィンに比べて, それぞれ約 20~35% および約 20~30% の熱伝達が向上することが分かる. さらに, 上記 2 種類の渦発生体を組み合わせると, 相乗効果が生じ, 約 50~70% の熱伝達が向上することが分かる. これらの向上率は, レイノルズ数が高くなるほど大きくなる傾向を示している. その理由は, レイノルズ数すなわち流速が増大することで, 渦発生体による流れの攪拌作用が強くなり, フィン面上の熱伝達が促進されるためと考えられる.

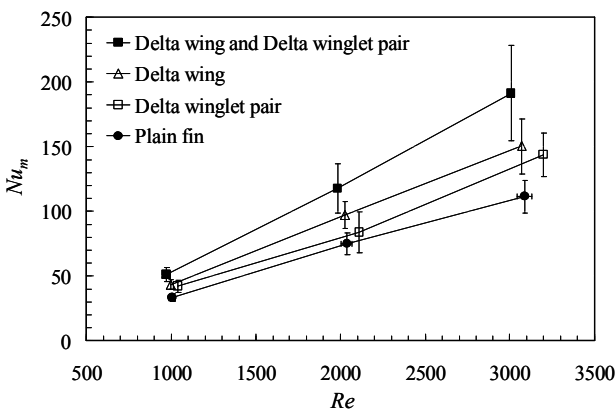


Fig. 8 Measured mean Nusselt number.

### 4.3 渦発生体による伝熱促進メカニズム

2 種類の渦発生体併設による伝熱促進メカニズムを明らかにするため, プレーンフィンの場合および Delta wing (迎え角  $\alpha_{dw}=35^\circ$ , 頂角  $\theta_{dw}=40^\circ, 60^\circ, 80^\circ$ ) と Delta winglet pair (迎え角  $\alpha_{dwp}=45^\circ$ , 底辺からの傾斜角  $\theta_{dwp}=45^\circ$ ) を組み合わせ設置した場合のそれぞれについての数値シミュレーション結果を図 9, 10, 11 示す. 図 9 より, 渦発生体の切り起こし面では Delta wing 上で生じる一対の縦渦がフィン面に対して下降流となる Delta wing 後流中心軸上で特に熱伝達率が高くなるのが分かる. また, 1 列目伝熱管後方での熱伝達率分布の様相は図 7 の可視化によって得られた死水域の縮小に対応していることが分かる. 図 9(b)中の流れ方向に垂直な A 断面での温度分布と 2 次流れの速度ベクトルを図 10(a~d)に示す. 図中の丸印は旋回速度が最大となる位置を渦の半径とした縦渦の代表スケールを表す. 図 9(b)中 B の Delta wing 上で生じる縦渦の強さを Critical Point 理論[7]に基づき渦度で表示したものを図 11(e~g)に示す. 図 10, 11 よりフィン間に設置した Delta wing の迎え角が一定な条件で頂角  $\theta_{dw}$  を大きくすると縦渦の渦度は減少するが, 縦渦のスケールが増大することでフィン間中央付近の空気のフィン壁面への輸送が促進され, フィン壁面の温度境界層が薄くなるのが分かる. 従って, 縦渦による伝熱促進では縦渦の強さに比べて, 縦渦の空間的スケールの大きさがより大きな影響をもたらすと考えられる.

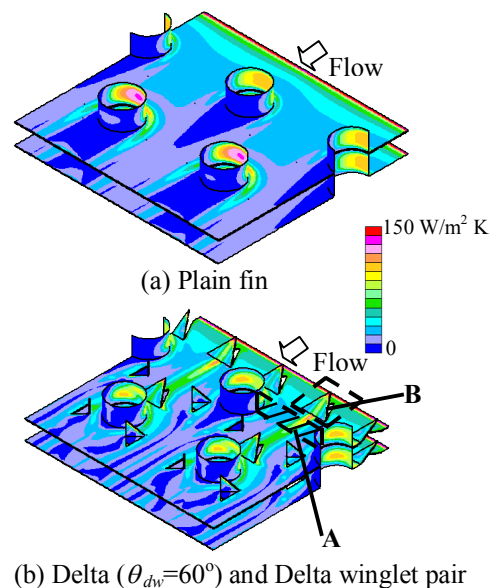


Fig. 9 Computed heat transfer coefficient distribution on the fin ( $Re=600$ ).

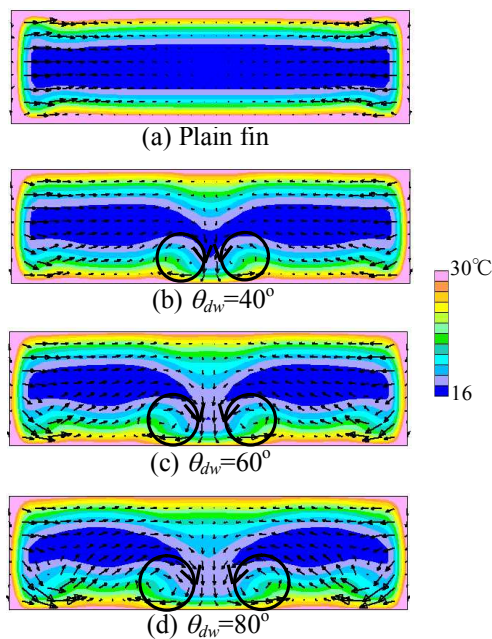


Fig. 10 Velocity vectors and temperature contours in the cross-section A (Fig. 9) ( $Re=600$ ).

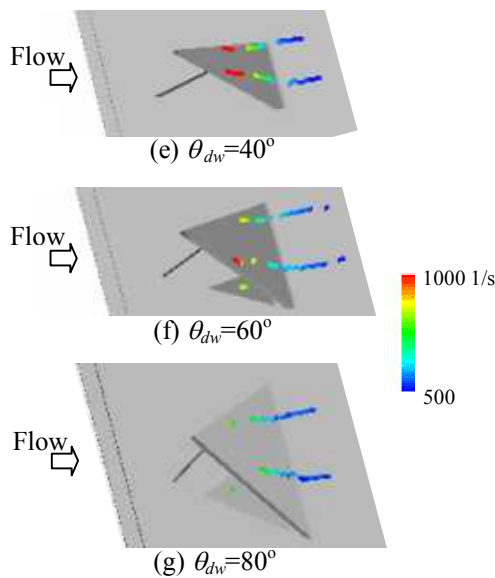


Fig. 11 Vorticity Coutours in the B area (Fig. 9) ( $Re=600$ ).

#### 4.4 Delta winglet pair の傾斜角 $\theta_{dwp}$

Delta winglet pair による熱伝達向上の主因の一つは、伝熱管後流の死水域縮小にある。そこで、Delta winglet pair(迎え角  $a_{dwp}=45^\circ$ 、底辺からの傾斜角  $\theta_{dwp}=20\sim 90^\circ$ )を設置した場合としない場合についての流れ場の可視化結果から、それぞれ伝熱管と Delta winglet pair 後流の死水域総面積  $A_{dwp}$  および伝熱管後流の死水域総面積  $A_{plain}$  を求め、 $A_{dwp}/A_{plain}$  を  $\theta_{dwp}$  に対してプロットした結果を図 12 に示す。ただし、

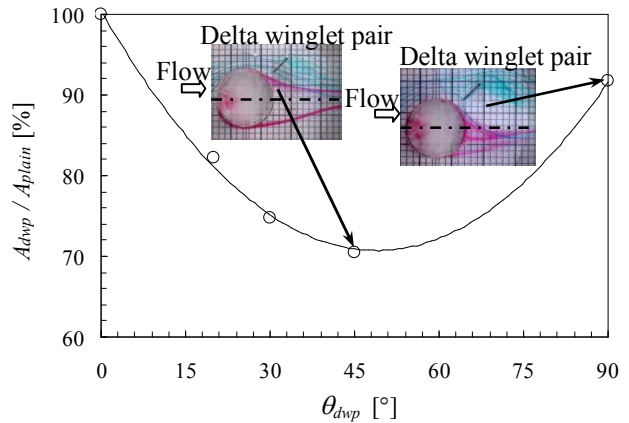


Fig. 12 Measured dead water zone ( $Re=600$ ).

死水域の算定に際しては、伝熱管の剥離せん断層を示す流脈線(図中の赤太線)の伝熱管中心側を伝熱管の死水域、Delta winglet pair 周りの流脈線(図中の青細線)が欠落する領域を Delta winglet pair の死水域と定義し、フィン面を  $1 \times 1$  mm に分割し、死水域面積を可視化画像から読み取った。図中には上下、それぞれに Delta winglet pair を設置した場合と設置しない場合での 1 列目伝熱管周りの可視化結果を示す。なお、事前の可視化実験により、Delta winglet pair の傾斜角  $\theta_{dwp}$  に対して伝熱管、Delta winglet pair の後流の死水域が大きく変化し、特に  $\theta_{dwp}$  が  $60\sim 90$  度間では Delta winglet pair の死水域が一様に発達することを確認している。図 12 より、以下のことが分かる。(1)  $A_{dwp}/A_{plain}$  が最小となる  $\theta_{dwp}$  が存在し、その値は概ね 45 度付近にある。(2)  $\theta_{dwp}$  が  $0\sim 45$  度の間においては、 $\theta_{dwp}$  の増加に伴い  $A_{dwp}/A_{plain}$  は減少する。(3)  $\theta_{dwp}$  が 45 度を越えて増加すると、伝熱管後流の死水域は縮小されるが Delta winglet pair の死水域が発達するため、フィン上での全死水領域は拡大し、その結果、 $A_{dwp}/A_{plain}$  は増加する。

#### 4.5 Delta wing の頂角 $\theta_{dw}$

Delta wing の頂角  $\theta_{dw}$  も熱伝特性に大きな影響を与える。Delta wing(迎え角  $a_{dw}=35^\circ$ 、頂角  $\theta_{dw}=40\sim 80^\circ$ ) と Delta winglet pair(迎え角  $a_{dwp}=45^\circ$ 、底辺からの傾斜角  $\theta_{dwp}=45^\circ$ )を組み合わせした場合とプレーンフィンの場合それぞれについての計算結果より、渦発生体の切り起こし面と対面との両面の平均熱伝達率をプレーンフィンの平均熱伝達率で基準化し、頂角  $\theta_{dw}$  に対してプロットした結果を図 13 に示す。図中には、フィン面上の局所熱伝達率分布も示されている。これらより、Delta wing の頂角  $\theta_{dw}$  が大きくなると Delta wing 後流中心軸上付近の局所熱伝達率が上昇する

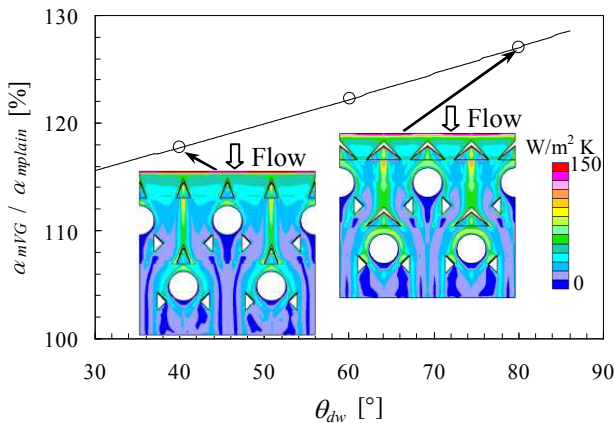


Fig. 13 Calculated mean heat transfer coefficient on the fin ( $Re=600$ ).

とともにその領域が拡大し、その結果フィンの平均熱伝達率は直線的に増加することが分かる。すなわち、すでに4.3節で述べたように、頂角 $\theta_{dw}$ が大きくなると縦渦のスケールが増大し、フィン間中央付近の流体とフィン面近傍の流体との交換が促進されることによりフィン壁面の温度境界層が薄くなり、フィンの熱伝達が向上したためと考えられる。

#### 4.6 熱交換器性能評価

渦発生体による熱交換器の性能向上を確認するため、表1に示す Delta wing (頂角 $\theta_{dw}=60^\circ, 86^\circ$ )および Delta winglet pair と両方を組み合わせた場合とプレーンフィンの場合それぞれについて、熱交換器実機を用い、伝熱・圧力損失特性を調べた。プレーンフィンの場合で基準化し、 $Re$ に対する平均ヌセルト数 $Nu_m$ と摩擦係数 $f$ をプロットした結果を図14に示す。ただし、 $Nu_m$ は次式より算出した。

$$Nu_m = \frac{\dot{q}}{F \cdot \Delta T_m} (2H) \quad (5)$$

ここで $\dot{q}$ および $F$ は、それぞれ、熱交換器フィン面の熱流束および Roetzel が提案する修正係数[8]である。また、 $\Delta T_m$ は、次式により定義される対数平均温度差である。

$$\Delta T_m = \frac{(T_{w1} - T_{a2}) - (T_{w2} - T_{a1})}{\ln \frac{T_{w1} - T_{a2}}{T_{w2} - T_{a1}}} \quad (6)$$

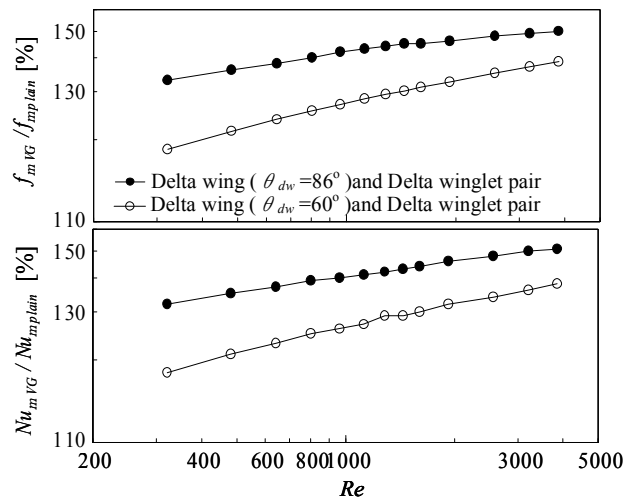


Fig. 14 Measured friction factor and Nusselt number.

摩擦係数 $f$ は熱交換器入口・出口の静圧差 $\Delta P$ に基づき、次式より算出した。

$$f = \frac{\Delta P \cdot (2H)}{(2L_f \cdot \rho \cdot U_{in}^2)} \quad (7)$$

ここで、 $L_f$ は熱交換器フィンの流れ方向長さ、 $U_{in}$ は熱交換器の前面流速を示す。

図14より、以下のことが分かる。(1)Delta wing と Delta winglet pair を組み合わせた熱交換器の $Nu_m$ は、レイノルズ数 $Re=300 \sim 4000$ において、プレーンフィンの場合に比べて、頂角 $\theta_{dw}=60^\circ$ の場合には約20~40%、頂角 $\theta_{dw}=86^\circ$ の場合には約30~50%向上し、圧力損失はそれぞれ約20~40%および約30~50%増加する。前節の伝熱実験と熱交換器実機評価との伝熱性能の差異は、熱流束の印加条件の相違に起因した伝熱管とフィン間の接触熱抵抗、さらにはフィン効率によるものと考えられる。(2)熱伝達の向上率、圧力損失増加率は、レイノルズ数が高くなるほど大きくなる傾向を示す。これにより、今まで性能向上が困難であった低レイノルズ数域において、優れた伝熱特性を有する自動販売機用熱交換器が実現可能であることが示された。

#### 5 結言

2列千鳥の管配列を有するフィンアンドチューブ型熱交換器の伝熱管前方に Delta wing、伝熱管後方に Delta winglet pair の渦発生体を設置した場合について、フィン間の流動、伝熱現象の可視化実験、熱・

流体数値解析を行い、現象の把握とその機構の解明を試みるとともに、試作実機熱交換器の伝熱・圧力損失特性の評価を行い、以下の結論を得た。

- (1)Delta wing により一対の縦渦が生じ、伝熱管周辺から下流域までの熱伝達率が上昇する。
- (2)縦渦による伝熱促進には縦渦の強さの他に、縦渦の空間的スケールの大きさが寄与する。Delta wing の頂角を大きくすると縦渦のスケールは増大する。
- (3)Delta winglet pair を設置すると、伝熱管後流の淀み域が縮小され、さらに Delta winglet pair 後流では縦渦は生じないが傾斜端部を横切った流れがフィン面に対して下降流となることで Delta winglet pair 後流に攪拌が生じ、熱伝達が促進される。Delta winglet pair の傾斜角が 45 度付近において、伝熱管および Delta winglet pair の淀み域が最も縮小される。
- (4)Delta wing および Delta winglet pair 双方を設置すると、レイノルズ数  $Re=300\sim 4000$  において、プレーンフィンの場合に比べて、熱伝達率は約 30～50%向上し、圧力損失は約 30～50%増加する。

#### 参考文献

- [1] 笠井 一成, “空調用熱交換器の変遷”, 冷凍, 75-878, (2000), 14-19.
- [2] Fiebig, M., Kallweit, F., Mitra, N., and Tiggelbeck, S., Heat transfer enhancement and drag by longitudinal vortex generators in channel flow”, *Exp. Thermal Fluid Science*, **4** (1991), 103-114.
- [3] Torii, K., Kwak, K., and Nishino, K., “Heat transfer enhancement accompanying pressure-loss reduction with winglet-type vortex generators for fin-tube heat exchangers”, *Int. J. Heat Mass Transfer*, **45** (2002), 3795-3801.
- [4] 田中 武雄, 伊藤 正昭, 畑田 敏夫, 松島 均, “矩形渦発生体の傾斜角度, 迎え角度, 及び配列が伝熱性能に及ぼす影響”, 日本機械学会論文集, **66-645, B** (2000), 166-173.
- [5] 八木 良尚, 望月 貞成, “改良シングルプロア法の開発(平行平板群への適用による本測定法の検証)”, 日本機械学会論文集, **56-529, B** (1990), 176-180.
- [6] Chen, W., Lien, F., and Leschziner, M., “Computational prediction of flow around highly loaded compressor-cascade blades with none-linear eddy-viscosity models”, *Int. J. Heat Fluid Flow*, **19** (1998), 307-319.
- [7] Haimes, R., and Kenwright, D., “On the velocity gradient tensor and fluid feature extraction”, *AIAA Paper*, **99-3288** (1999), 1-10.
- [8] 瀬下裕, 藤井雅雄, “コンパクト熱交換器”, 日刊工業新聞社.