1 列傾斜ピンフィン群を設置したエンドウォールの熱伝達*

松本 亮 介^{*1}, 吉川 進 三^{*2}
千田 衛^{*2}, 鈴木 聖 教^{*3}Heat Transfer Characteristics of Endwall with A Single Row
of Oblique Pin FinsRyosuke MATSUMOTO^{*4}, Shinzo KIKKAWA,
Mamoru SENDA and Masayuki SUZUKI^{*4} Kansai University, Department of Mechanical Systems Engineering,
Yamate-cho 3-3-35, Suita, Osaka, 564-8680 Japan

The effect of a single row of oblique pin fins on the endwall heat transfer is investigated experimentally using two types arrangement. One is the "single row" arrangement, in which all the pin fins are inclined to the same direction, and the other is the "cross row" arrangement, in which the pin fins are alternately inclined upstream and downstream. Pin fins are inclined to the streamwise direction from $\theta = -60$ degrees (upstreamwise) to $+60$ degrees (downstreamwise), where θ is an angle between the axis of pin fin and the normal of the endwall. The averaged Nusselt number of the oblique pin fins for "single row" arrangement is smaller than that of the perpendicular pin fins, because the endwall heat transfer in the downstream of the pin fins is not enhanced. In the case of the "cross row" arrangement of $-30 \leq \theta \leq +30$, the heat transfer shows the almost same value at the perpendicular pin fins. The "cross row" arrangement of $\theta = \pm 30$ degrees shows about 25% less pressure loss than that of the perpendicular pin fin in spite of almost the same averaged Nusselt number.

Key Words: Heat Transfer Enhancement, Oblique Pin Fin, Forced Convection, Endwall, Thermosensitive Liquid Crystal, Flow Visualization, Pressure Loss Coefficient

1. 緒 論

ピンフィンとはタービン翼の内部対流冷却において、翼後縁部の狭い冷却流路の熱伝達を促進するのに用いられている。翼の構造上、冷却流路の高さとピンフィンの直径との比 H/D は 0.5~4.0 と比較的小さく、ピンフィンの熱伝達はピンフィン両端に接した冷却流路壁面であるエンドウォールの影響を強く受ける。この H/D の範囲では、エンドウォールの影響を受けない長いピンフィンに比べてピンフィンの熱伝達は低下することが報告⁽¹⁾ されている。一方、実際のタービン冷却では、熱の大部分はピンフィンよりもエンドウォールを通じて伝わる事が知られており⁽¹⁾、したがって短いピンフィン群の熱伝達ではエンドウォールでの熱伝達が重要となる。

ピンフィン群の形状や配列がエンドウォールの熱伝

達に及ぼす影響については、Metzger⁽²⁾ や Lau ら⁽³⁾、著者ら⁽⁴⁾ により報告されている。それらの研究によると、ピンフィンとエンドウォールの相互作用による馬てい渦の発生、ピンフィン群による流れの加速、主流乱れの増加のおもに三つの影響によりエンドウォールの熱伝達が促進されていることが明らかにされている。

通常、ピンフィンはエンドウォールに対して垂直に設置されているが、ピンフィンをエンドウォールに対して流れ方向に傾斜させた場合、ピンフィンとエンドウォールとの干渉が強くなり、大きなスケールの馬てい渦が発生し、エンドウォールの熱伝達が促進されることが予測される。これまでに著者らは、流れ方向に傾斜させた単独ピンフィンがエンドウォール熱伝達に及ぼす影響について調べ、上流側にピンフィンを傾斜させるとエンドウォールの熱伝達が促進されることを報告した⁽⁵⁾。

本報では、ピンフィン直径の3倍の高さを有する流路においてピンフィンを流路高さにわたり1列配列し、1列傾斜ピンフィン群がエンドウォールの熱伝達に及ぼす影響について調べた。ピンフィンによる圧力損失についても測定し、また流れの可視化により伝熱

* 原稿受付 1999年9月2日。

^{*1} 正員、関西大学工学部 (☎ 564-8680 吹田市山手町 3-3-35)。^{*2} 正員、同志社大学工学部 (☎ 610-0321 京田辺市多々羅都谷 1-3)。^{*3} (株)キーエンス (☎ 533-8555 大阪市東淀川区東中島 1-3-14)。

E-mail: matumoto@kansai-u.ac.jp

機構を考察した。なお、比較のため単独傾斜ピンフィンにおける結果も一部併せて示す。

なおエンドウォールの熱伝達分布は二次元の複雑な現象であるため、二次元温度分布を色分布で表示する感温液晶を伝熱面に張り付け、ビデオカメラ、画像処理装置を用いて定量的に測定を行った。

おもな記号

- D : ピンフィン直径
 D_H : 流路相当直径
 f : 圧力損失係数 $= \Delta P / \{ (1/2) \rho U_{\max}^2 \}$
 H : 流路高さ
 h : 局所熱伝達率
 h_{AVE} : 平均熱伝達率
 h_N : ピンフィンを設置していない場合の熱伝達率
 Nu_{AVE} : 平均ヌセルト数 $= D \cdot h_{AVE} / \lambda$
 Re : レイノルズ数 $= U_m \cdot D / \nu$
 Re_H : レイノルズ数 $= U_m \cdot D_H / \nu$
 S : ピンフィン軸間距離
 U_m : 流路平均速度
 $U_{\max}$: 最小流路平均速度 $= U_m \cdot (S/D) / (S/D - 1)$
 X, Y, Z : 列中央のピンフィン中心を原点とする座標 (図1 参照)
 X' : 加熱開始点からの距離
 δ_A : アクリル板の厚さ
 ΔP : 圧力差
 θ : ピンフィン傾斜角度
 λ : 空気の熱伝導率
 λ_A : アクリルの熱伝導率

2. 実験装置

実験には常温常圧の空気を作動流体とする吸込式風洞を用いた。整流部、収縮部を通った空気は、幅 270 mm、高さ 60 mm、長さ 3 050 mm のアクリル樹脂製矩形流路のテストセクションに送られる。テストセクションの概要を図1に示す。テストセクションの入口には境界層を発達させるための直径 1.1 mm のトリッピングワイヤを流路幅にわたり設置した。テストセクション片面には、トリッピングワイヤから 1 400 mm 下流より、幅 270 mm、長さ 600 mm にわたり、厚さ 10 μ m の加熱用ニクロムはく①を6枚張り付け、通電加熱することにより等熱流束を得た。伝熱面温度の測定には、幅 125 mm、長さ 400 mm のコレステリック形感温液晶シート②をニクロムはくと流路壁面の間に張り付け、その色分布を CCD ビデオカメラ③を用いて撮影することにより温度分布を求めた。ビデオ

カメラの RGB の各出力信号は画像処理装置で A-D 変換され、パーソナルコンピュータに取り込まれる。照明には 100 W のハロゲンランプ④を2台使い、液晶測定面全面が均一に照らされるように設置した。流体温度は加熱部の上流側と下流側に設置した熱電対⑥により測定した。

加熱用ニクロムはくからアクリル板を通して伝わる損失熱量を評価するため、加熱部のダクトの外面温度分布についても感温液晶を用いて測定した。なお、この感温液晶は伝熱面温度の測定時には取り外せる構造となっている。

トリッピングワイヤから 1 740 mm、加熱開始点から 340 mm の位置にピンフィン⑦を流路高さにわたり設置した。ピンフィンは直径 20 mm のアクリル製円管である。ピンフィンの傾斜角度は、エンドウォールに対して垂直となる $\theta = 0^\circ$ を含む、 $\theta = -60 \sim +60^\circ$ までの 15° 間隔の9種類とした。 θ が正の場合は注目するエンドウォールに対してピンフィンが下流側へ傾

Fig. 1 Test section

Fig. 2 Pin fin arrangements

斜していることを意味する。

ピンフィンの配列を図2に示す。ピンフィンは、すべてのピンフィンが同じ方向に傾斜した1列同方向配列、ピンフィンごとに上流側と下流側に傾斜方向が入れ替わる1列交互配列の2種類の配列で設置した。ピンフィン軸間無次元距離は $S/D=1.93$ の一定とした。

3. 実験方法

ピンフィン群を設置し、流路内の速度を所定の速度に設定した後、ニクロムはくに通電加熱する。壁面熱流束と流体温度は、伝熱面温度が感温液晶の呈色温度範囲内に収まるように設定した。流体に伝達される熱流束 q_1 は、テストセクションの亚克力板に伝わる損失熱量を考慮し、式(1)で与えられる。なお、 q はニクロムはくの発生する熱流束である。外面への熱損失は、ニクロムはくの発生熱流束 q に対し最大で約14%であった。

$$q_1 = q - (T_W - T_R) / (\delta_A / \lambda_A) \quad (1)$$

伝熱面温度 T_W 、およびダクト外面温度 T_R は、感温液晶の画像データの 480×180 画素(実寸法約 $320 \text{ mm} \times$ 約 115 mm)の領域を、画素ごとに 480×180 点の温度分布に色/温度変換することにより得られた。液晶の呈色と温度の関係は、ニューラルネットワークを用いてあらかじめ校正されており、 $30.0 \sim 40.0^\circ\text{C}$ の間で 0.2 K の精度で定量的に色/温度変換が可能である。色/温度変換法の詳細については、前報⁽⁴⁾⁽⁵⁾を参照されたい。

q_1 を用いて局所熱伝達率 h は式(2)より求めた。

$$h = q_1 / (T_W - T_{INF}) \quad (2)$$

混合平均温度 T_{INF} は、加熱部の入口と出口との間で

(a) Delay time 30 ms

(b) Delay time 30 ms

Fig. 3 Flow visualization photographs for a single oblique pin fin $\theta=45^\circ$, $Re=3.7 \times 10^3$

直線的に増加するものとして求めた。

単独ピンフィンの結果との比較のため、レイノルズ数 Re は代表速度に流路の平均速度 U_m を用いた式(3)により定義される。

$$Re = D \cdot U_m / \nu \quad (3)$$

レイノルズ数は $Re=3.7, 5.4, 7.3 \times 10^3$ と変化させた。また、ピンフィンを設置していない場合のエンドウォールの熱伝達との比較を行うため、流路の相当直径 D_H を代表長さとしたレイノルズ数 Re_H も用いた。

$$Re_H = D_H U_m / \nu \quad (4)$$

4. 実験結果および考察

4.1 流れの可視化 スモークワイヤ法により流れの可視化を行った。図3から図5にカメラ、および発煙用のニクロム線の配置を併せて示す。図3は傾斜角度 $\theta=45^\circ$ の単独ピンフィンを側方から撮影した流れの可視化写真である。発煙後20 msの図3(a)では、流路の下側において逆流が発生し、ピンフィン背面に向かう流れが観察された。その逆流した流れはピ

(a) Top view for $\theta=15^\circ$

(b) Side view for $\theta=45^\circ$

Fig. 4 Flow visualization photographs for a single row of pin fin, $Re=3.7 \times 10^3$

ンフィン背面に沿って流れ、発煙後 30 ms の図 3(b) ではピンフィン直後のエンドウォール上に衝突するのが観察された。したがって単独ピンフィンでは、ピンフィンが上流側に傾斜するように設置されたエンドウォールにおいて、ピンフィン背面に沿ってピンフィン直後のエンドウォール上に衝突する流れと、また馬てい渦の発生によりエンドウォールの熱伝達が促進されることが前報⁶⁾により確認されている。

図 4 は、1 列同方向配列における流れの可視化写真である。傾斜角度 $\theta = -15^\circ$ におけるピンフィン列の上側から撮影した可視化写真を図 4(a) に示す。傾斜角度 $\theta = -15^\circ$ の場合、ピンフィン間のすきま流れがコアング効果の働きで偏向し、さらに偏向の方向が周期的に変化する流れのスイッチング⁶⁾が観察され、図 4(a) に示す二つの写真のように各ピンフィン後流の幅が変化した。また、各ピンフィンからカルマン渦に似た渦の放出が確認された。図 4(b) は傾斜角度 $\theta = 45^\circ$ の 1 列同方向配列において側方から撮影した流れの可視化写真である。図 3(b) の単独ピンフィンの場合と同様に、ピンフィン背面に沿ってピンフィン直後のエンドウォールに衝突する流れが観察された。

1 列交互配列においてテストセクション上方から撮影した流れの可視化写真を図 5 に示す。図 5(a) は傾斜角度 $\theta = -15^\circ$ における可視化写真である。上側のエンドウォールに対して上流側に傾斜した中央のピンフィン下流においては、ピンフィン後流において煙が巻き込まれず、スパン方向に広がった後流が観察され、

(a) Top view for a cross row of pin fin $\theta = -15^\circ$

(b) Top view for a cross row of pin fin $\theta = -45^\circ$

Fig. 5 Flow visualization photographs for a cross row of pin fin, $Re = 3.7 \times 10^3$

また図 4(a) と同様の渦の放出が確認された。それに対して、中央のピンフィンに隣接する下流側に傾斜したピンフィンでは、その後流はスパン方向に狭まり、馬てい渦の発生も確認できない。図 5(b) に傾斜角度 $\theta = -45^\circ$ の 1 列交互配列における流れの可視化写真を示す。傾斜角度 $\theta = -15^\circ$ における場合と同様に、上流側に傾斜した中央のピンフィンの後流はスパン方向に広がるが、その広がりには傾斜角度 $\theta = -15^\circ$ の 1 列交互配列に比べ狭く、カルマン渦と思われる渦の放出も観察されない。

4.2 エンドウォールの局所熱伝達率分布 各ピンフィン配列におけるエンドウォールの熱伝達率分布を色分布として図 6~8 に示す。実験範囲のレイノルズ数では熱伝達率分布のパターンには大きな変化はなかったため、代表としてレイノルズ数が $Re = 3.7 \times 10^3$ における結果について示す。各図における黒いラインは、はくの切れ目のため測定が不可能な領域であり、図 6~8 中の黄色の枠線は後述する平均熱伝達率を求

(b) $\theta = 0$ degree

(a) $\theta = -45$ degrees

(c) $\theta = +45$ degrees

Fig. 6 Distributions of heat transfer coefficient on endwall with a single pin fin for $Re = 3.7 \times 10^3$

Fig.7 Distributions of heat transfer coefficient on endwall with a single row of pin fin for $Re=3.7 \times 10^3$

Fig.8 Distributions of heat transfer coefficient on endwall with a cross row of pin fin for $Re=3.7 \times 10^3$

める際の領域を示している。熱伝達分布は、ピンフィンを設置した場合のエンドウォールの局所熱伝達率 h と、ピンフィンを設置していない場合の局所熱伝達率 h_N との比 h/h_N で表す。 h_N は式(5)に示した片面加熱の平行平板間ヌセルト数 Nu_0 を、加熱開始点近くの助走部を考慮に含めた式(6)に代入して求めた局所熱伝達率 $h_N^{(7)}$ から算出した。ピンフィンを設置していないときのエンドウォールの熱伝達の値が、式(6)に一致することは前報⁽⁵⁾において確認されている。

$$Nu_0 = 0.019 \cdot Re_H^{0.8} \cdot Pr^{0.5} \dots\dots\dots (5)$$

$$Nu_N = D_H \cdot h_N / \lambda = Nu_0 \cdot \{1 + C / (X'/D_H)\} \dots\dots (6)$$

$$\text{ただし, } C = 0.8 \cdot \{1 + (Re_H/1700)^{-1.5}\}$$

図6に単独ピンフィンの場合におけるエンドウォールの熱伝達率分布を示す。図6(b)のエンドウォールに対して垂直にピンフィンを設置した場合、コブラ形の熱伝達率分布⁽⁸⁾の形状を示し、ピンフィンの周囲において明らかに馬てい渦の影響による熱伝達率の高い領域が確認できる。

ピンフィンをエンドウォールに対して上流側に傾斜させた $\theta = -45^\circ$ における熱伝達率分布を図6(a)に示す。 $\theta = 0^\circ$ の場合に観察されたコブラ形のくびれはなくなり、ピンフィン下流の熱伝達率が促進される領域は流れ方向にもスパン方向にも広がる。また、流れの可視化で観察されたピンフィン背面に沿ってエンドウォール上に衝突する流れにより、ピンフィン直後のエンドウォールにおいて極めて高い熱伝達率を示した。ピンフィンを下流側に傾斜させた場合、流れの可視化では馬てい渦の発生は観察されなかった⁽⁵⁾。そのため、図6(c)熱伝達率分布では熱伝達率の上昇はピンフィンの周囲とピンフィン中心線上のわずかな領域に限られ、エンドウォールの熱伝達はほとんど促進されない。

図7に1列同方向配列のエンドウォールの熱伝達率分布を示す。エンドウォールに対して垂直にピンフィンを設置した図7(c)の場合、ピンフィン列下流の広範囲にわたり熱伝達が促進されているのが観察される。しかし、最大速度をもつピンフィンの間のエンドウォール上では熱伝達率の上昇はそれほど観察されず、図6(b)の単独ピンフィンの場合と比べても、ピンフィン側方での熱伝達の上昇は少ない。このことから、1列配列でピンフィン軸間距離が比較的狭い場合、馬てい渦よりむしろピンフィン間から噴出されるすきま流れの効果により、エンドウォールの熱伝達率が上昇していると考えられる⁽⁴⁾。

ピンフィンを上流側に傾斜させた図7(a)の傾斜角

度 $\theta = -45^\circ$ の場合、単独ピンフィンと同様に、ピンフィン背面に沿ってピンフィン直後のエンドウォール上に衝突する流れにより、ピンフィン直後のエンドウォールにおいて極めて高い熱伝達率を示した。しかし、 $X/D > 0.4$ のピンフィン列下流の領域ではエンドウォールの熱伝達率は $\theta = 0^\circ$ の場合より低い値を示す。また、図7(b)の $\theta = -15^\circ$ では、 $X/D = 2.0$ 付近において高い熱伝達率を示す。図4(a)の流れの可視化で観察された流れの偏向現象のスイッチングが高い熱伝達率を引き起こしたと考えられる。ピンフィンを下流側に傾斜させた1列同方向配列の熱伝達率分布を図7(d), (e)に示す。単独ピンフィンと同様に傾斜角度の増加とともにエンドウォールの熱伝達は減少した。

1列同方向配列で平行平板間にピンフィンを設置した場合、ピンフィンが上流側に傾斜している側のエンドウォールでは高い熱伝達率を示すのであるが、下流側に傾斜している側のもう一面のエンドウォールでは熱伝達率は促進されないこととなる。そこでピンフィンの傾斜方向が入れ替わる1列交互配列でピンフィンを設置し、熱伝達率分布の測定を行った。

1列交互配列におけるエンドウォールの熱伝達率分布を図8に示す。1列交互配列ではピンフィンごとに傾斜方向が入れ替わるため、傾斜角度 θ は中央のピンフィンの傾斜角度により表すこととする。1列交互配列ではピンフィン配列は、傾斜角度 θ の符号にかかわらず同じ配列形状となるが、 θ が正の場合は中央のピンフィンを含む3本のピンフィンが下流側に傾斜し、 θ が負の場合には4本のピンフィンが下流側に傾斜することとなる。しかしながら、図8では θ の符号にかかわらずほぼ同様の熱伝達率分布を示した。

図8(b)の $\theta = -15^\circ$ の場合、中央のピンフィンの後流において極めて高い熱伝達率を示し、熱伝達の促進される領域はスパン方向にも流れ方向にも広がった分布を示した。それに対して中央のピンフィンに隣接する下流側に傾斜したピンフィン下流においては、熱伝達の上昇はピンフィン軸上のわずかな領域に限られる。これらの熱伝達分布の形状は図5(a)で観察された流動パターンとよく一致しており、中央のピンフィン後流の高い熱伝達率は図5(a)で観察された渦の放出の影響であると考えられる。同様の熱伝達率分布が図8(d)の $\theta = +15^\circ$ の場合においても観察された。

図8(a)の傾斜角度 $\theta = -45^\circ$ の場合、上流側に傾斜した中央のピンフィンにおいては、下流の広範囲にわたり熱伝達の促進が観察され、その分布形状は単独ピンフィンの場合の熱伝達分布⁽⁵⁾とよく一致する。

また他の傾斜角度 θ においても、単独ピンフィンにおける熱伝達分布と同様の熱伝達分布を示した。

1 列交互配列ではピンフィンの傾斜方向が入れ替わるため、実際の最小流路断面は 1 列同方向配列の場合より大きくなり、ピンフィンのブロックage による流体の加速は緩やかとなる。そのため、ピンフィン間のすきま流れの効果が弱まり、単独ピンフィンと同様に馬てい渦とピンフィン背面に沿ってエンドウォール上に衝突する流れにより熱伝達が促進されていると考えられる。

4.3 平均熱伝達率 式(7)により、平均熱伝達率 h_{AVE} を求めた。

$$h_{AVE} = \frac{\iint q_1 dYdX}{\iint (T_w - T_{INF}) dYdX} \dots\dots\dots (7)$$

平均の領域は、図 7, 8 の図中に示した黄色の枠線内であり、スパン方向にはピンフィン軸間距離と等しい $-1.93D \leq Y \leq 1.93D$ とし、流れ方向には $11D$ の範囲内とした。図 9, 10 に、各配列における平均ヌッセルト数を示す。なお、式(6)から求めたピンフィンを設置していない場合におけるエンドウォールの平均ヌ

ッセルト数も図 9, 10 中に併せて示す。

図 9 に 1 列同方向配列における平均ヌッセルト数 Nu_{AVE} を示す。単独ピンフィンの平均ヌッセルト数は、ピンフィンが上流側に傾斜するとともに増加し、 $\theta = -45^\circ$ において最大値を示した⁽⁵⁾ ののであるが、1 列同方向配列ではピンフィンを上流側に傾斜させると平均ヌッセルト数は減少し、 $\theta = -30^\circ$ において極小値を示した。これは、図 7 で観察されたように、 $X/D > 4.0$ のピンフィン列下流の領域ではエンドウォールの熱伝達率の促進が弱いのである。傾斜角度が $\theta = -45, -60^\circ$ の場合には、ピンフィン背面に沿ってエンドウォールに衝突する流れによる熱伝達率の上昇により、平均ヌッセルト数は $\theta = -30^\circ$ の場合に比べ増加するものの、 $\theta = -60^\circ$ の場合においてさえ垂直に設置したピンフィンの平均ヌッセルト数とほぼ等しい値となる。また、ピンフィンを下流側に傾斜させた場合、傾斜角度とともに平均ヌッセルト数は減少する。このように 1 列同方向配列では、ピンフィンを上流側に傾斜させた場合においても、単独ピンフィンで観察されたようなエンドウォールの広範囲にわたる伝熱促進効果は望めない。

1 列交互配列における平均ヌッセルト数 Nu_{AVE} を図 10 に示す。図 8 で観察されたように傾斜角度 θ の符号の違いによらずほぼ等しい平均ヌッセルト数分布を示し、図 10 では $\theta = 0^\circ$ に対して対称のヌッセルト数分布を示した。1 列交互配列では、 $\theta = \pm 15^\circ$ の場合においてわずかに高い平均ヌッセルト数を示すものの、傾斜角度が $-30^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ の範囲においては、 $\theta = 0^\circ$ の場合とほぼ等しい平均ヌッセルト数を示した。図 8 ではどの傾斜角度においても上流側に傾斜したピンフィンの下流域では熱伝達率が広範囲にわたり増加しているのであるが、(1) 下流側に傾斜したピンフィン下流域においては熱伝達率の促進が弱いこと、(2) 平均

Fig. 9 Averaged Nusselt numbers for a single row

Fig. 10 Averaged Nusselt numbers for a cross row

Fig. 11 Representative streamwise pressure distribution for a single row of $\theta = 0^\circ$, $Re = 7.3 \times 10^3$

Fig. 12 Effect of oblique angle θ on pressure loss coefficient f for $Re=7.3 \times 10^3$

領域を図8中の黄色の枠線内としたためにピンフィンの影響を受けないエンドウォールの上流側の領域が含まれること、以上二つの理由により、平均ヌッセルト数は垂直にピンフィンを設置した場合とほぼ等しい値を示した。特に、傾斜角度の増加とともに平均ヌッセルト数を算出する領域内にピンフィン上流側の熱伝達が促進されない領域が増大するため、傾斜角度が $\theta = \pm 45^\circ, \pm 60^\circ$ では平均ヌッセルト数は減少する。

4.4 圧力損失 内径 1.5 mm の静圧管を用いて流れ方向の圧力分布を測定し、1 列同方向配列、1 列交互配列における圧力損失係数 f を算出した。図 11 に、レイノルズ数 $Re=7.3 \times 10^3$ 、傾斜角度が $\theta=0^\circ$ の 1 列配列における流れ方向の圧力分布の一例を示す。圧力の測定位置は各 X/D の位置において中央ピンフィンの軸上とピンフィン間上のダクトの上部、中央部、下部の各 6 点とした。流れ方向の圧力分布はピンフィン列で急激に減少し、ピンフィン列下流部では減速による圧力回復が観察される。よってピンフィン列による圧力損失 ΔP は、図 11 に示すピンフィン上流側とピンフィン下流側の圧力回復後との圧力差とした。

圧力損失係数 f は式(8)より定義される。

$$f = \Delta P / (1/2 \cdot U_{\max}^2 \cdot \rho) \quad \dots\dots\dots (8)$$

図 12 に $Re=7.3 \times 10^3$ における傾斜角度 θ と圧力損失係数 f との関係を示す。

傾斜円柱まわりの流れの取扱いに際しては、通常、円柱軸に垂直な横断流成分と軸に平行な接線流成分の二つに分離し、両者はそれぞれ独立した速度成分と仮定する Independence Principle が用いられている⁽⁹⁾。Independence Principle が成り立てば、傾斜円柱の抗力係数は傾斜角度 θ とともに $\cos^2 \theta$ 倍に減少するのであるが、実際には円柱の傾斜とともに流れの三次元性が強くなり、単独傾斜円柱における効力係数は Independence Principle で予測される値よりも高

い値を示すことが、Ramberg⁽¹⁰⁾ により報告されている。本研究においても、図 11 に示すように傾斜角度とともに抗力係数は減少するものの、平行平板間に傾斜ピンフィンを設置しているため図 3～5 で観察されたように流れの三次元性が極めて強く、 $\theta=0^\circ$ における圧力損失係数 f_0 の $\cos^2 \theta$ 倍の値より高い値を示した。

1 列交互配列ではピンフィンごとに傾斜方向が入れ替わるため、実際の最小流路断面は 1 列同方向配列の場合より大きくなり、ピンフィンのブロッケージによる流体の加速は緩やかとなる。そのため、1 列同方向配列の抗力係数より低い値を示す。1 列交互配列の平均ヌッセルト数は、図 11 より傾斜角度が 30° 以下の場合、 $\theta=0^\circ$ の場合とほぼ等しい値を示すのに対し、抗力係数は $\theta=0^\circ$ の場合に比べ $\theta=15^\circ$ で約 14%、 $\theta=30^\circ$ で約 25% 減少する。

5. 結 論

本研究では、すべてのピンフィンが同じ方向に傾斜した 1 列同方向配列、およびピンフィンごとに傾斜方向が上流側と下流側に入れ替わる 1 列交互配列の 2 種類の配列でピンフィンを設置し、1 列傾斜ピンフィン群がエンドウォールの熱伝達に及ぼす影響について調べた。その結果より以下の結論が得られた。

(1) 1 列同方向配列でピンフィンを上流側に傾斜させた $\theta=-45^\circ, -60^\circ$ の場合、ピンフィン直後のエンドウォール上に衝突する流れにより高い熱伝達率を示す。しかしピンフィンが上流側に傾斜した場合においても、 $\theta=0^\circ$ の場合に比べて、ピンフィン下流域のエンドウォールの熱伝達率が促進されず、 $\theta=-30^\circ$ において平均熱伝達率は極小値を示す。また下流側に傾斜させた場合、傾斜角度とともに平均ヌッセルト数は減少する。

(2) 1 列交互配列では上流側に傾斜したピンフィンの下流側では、広範囲にわたり熱伝達が促進される。特に $\theta=15^\circ$ においては、熱伝達が促進される領域が最も広い。しかし、下流側に傾斜したピンフィン下流においては、熱伝達の上昇はピンフィン軸上のわずかな領域に限られるため、 $-30^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ の範囲においては平均ヌッセルト数は $\theta=0^\circ$ の場合とほぼ等しい値を示す。

(3) どちらの配列においても、傾斜角度とともに抗力係数は減少する。特に 1 列交互配列では、実際の最小流路断面は 1 列同方向配列の場合より大きくなるため流体の加速は緩やかとなり、1 列同方向配列の抗力係数より低い値を示す。 $\theta=0^\circ$ の場合とほぼ同等の

平均ヌッセルト数を示す傾斜角度が $\theta=30^\circ$ においても、抗力係数は $\theta=0^\circ$ の場合に比べ約 25% 減少する。

最後に本実験に協力いただいた当時同志社大学 4 年生の畑大作君、平内秀和君、福馬弘之君、八木裕己君、井石和則君に謝意を表す。

文 献

- (1) VanFossen, G. J., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **104** (1982), 268-274.
- (2) Metzger, D. E. and Haley, S. W., *ASME Paper*, 82-GT-138 (1982), 1-7.
- (3) Lau, S. C., Kim, Y. S. and Han, J. C., *J. Thermophys.*, **1**-4 (1987), 365-372.
- (4) Matsumoto, R., Kikkawa, S. and Senda, M., *JSME Int. J.*, **40**-1, B (1997), 142-151.
- (5) Matsumoto, R., Kikkawa, S., Senda, M. and Suzuki, M., *Enhanced Heat Transf.*, **7** (2000), 167-184.
- (6) Nishikawa, E., *Steam Power Engineering - Thermal and Hydraulic Design Principles*—, Chap. 3, (1999), 171-178, Cambridge Univ. Press.
- (7) 伝熱工学資料改訂第 4 版, (1986), 57, 日本機械学会.
- (8) 一宮浩市・秋野詔夫・功刀資彰・光城浩二, *機論*, **52**-474, B (1986), 919-925.
- (9) Schlichting, H., *Boundary-Layer Theory*, 6th ed., (1968), 238-244, McGraw-Hill.
- (10) Ramberg, S. E., *J. Fluid Mech.*, **128** (1983), 81-107.