波状形熱交換器の伝熱促進に関する基礎的研究*

森 康夫^{*1}, 内田 豊^{*1}, 小泉 博義^{*1}Fundamental Study on the Convective Heat Transfer
Augmentation of a Wavy Type Heat Exchanger

Yasuo MORI, Yutaka UCHIDA, and Hiroyoshi KOIZUMI

The purpose of this study is to study a heat transfer augmentation method for a two dimensional wavy duct with a bend angle of 60° by means of the instertion of flow guide-plates. Experimental studies were carried out by inserting two guide-plates with different features, the main heat transfer augmentation factors of which are the flow acceleration and the flow separation and reattachment. It is clarified that the augmentation of heat transfer performance by the flow separation is superior to the flow acceleration, and the effect by the former was found to spread in a very wide region. On the contrary, the flow acceleration method was found to have a limited heat transfer enhancing area. The average Nusselt number in the case of the insertion of guide-plates for flow separation was found to increase about 1.52 times compared with a wavy bare duct, and about 1.41 times that of a straight duct for the given pumping power.

Key Words: Forced Convective Heat Transfer, Heat Transfer Augmentation, Wavy Duct, Guide Plate, Flow Separation, Flow Acceleration

1. 緒 言

これまで単相強制対流場の高性能伝熱促進法としてさまざまな形状の波状流路が熱交換器への適用を目的に提案され、その伝熱特性ならびに伝熱性能の評価がなされてきた⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、波状流路の欠点は、伝熱促進の主要因である主流のかく乱を大きくするため波状折れ曲り角度を大きくすると、流路内の流れは流路の一方に偏りその側の伝熱促進もあまりなされなくなるばかりでなく、流動損失の増大を引き起こす。すなわち、伝熱性能面からはある波状折れ曲り角度において伝熱性能の最大値を持つようになるが、この時の波状流路の伝熱性能は、流路内に伝熱促進体を挿入した直管流路のそれに比べて必ずしも高くなく、また大きな伝熱促進がなされているともいいがたい。

上述のように、従来の波状流路による伝熱促進に関する研究は、主として波状流路形状にのみ注目されその伝熱ならびに流動特性について研究がなされてきた。これに対して、本研究はその伝熱特性を積極的に促進するため、簡単な構造の導流板を流路内に設置し、

かつ伝熱促進が伝熱面近傍の流れの加速によるか、はく離による乱れ強さの増加によるかを基礎研究で明らかにするとともに、最適導流板の形状を求めることを目的とする。

上記の目的を達成するため、波状部前後に直管部を有する波状流路の伝熱促進量が大きい波状折れ曲り角度が60°の波状流路内に、流路全面にわたり高い熱伝達率が得られるような最適位置、形状の導流板を挿入し、波状流路の伝熱促進と、伝熱性能の向上をはかる。具体的には伝熱促進の主要因が流れのはく離・再付着によるものと、流れの加速によるもののどちらが効果的かを明らかにし、かつ導流板挿入位置、形状の最適条件を見出すため、各種導流板挿入時の局所ヌセルト数、壁面静圧係数、流速・乱れ強さ分布等の伝熱・流動特性を、流路内に導流板を挿入しない場合（以後波状空流路と呼ぶ）とともに実験的に求めて比較し、波状流路内の最適導流板挿入位置・形状を求める。

記 号

C_p : 壁面静圧係数 $= (P - P_0) / (\rho U_m^2 / 2)$
 f : 摩擦係数 $= \Delta P / \{ (\rho U_m^2 / 2) \cdot (L / 2H) \}$
 H : 流路幅 $= 30 \text{ mm}$
 h : 局所熱伝達率

* 昭和63年3月14日 東海支部第37期総会講演会において講演、原稿受付 昭和62年7月31日。

^{*1} 正員、電気通信大学電気通信学部 (〒182 調布市調布ヶ丘1-5-1)。

- L : 1 ピッチあたりの流路壁に沿う長さ
 $=0.246 \text{ m}$ (図 2 (a) 中の太線部分の長さ)
 Nu : ヌセルト数 $=h \cdot 2H/\lambda$
 Nu_m : 平均ヌセルト数
 P : 圧力
 ΔP : 完全発達部の流路の 1 ピッチ
 $(X^*=5.1 \sim 13.3)$ の区間の圧力降下量
 q_w : 壁面熱流束
 Re : レイノルズ数 $=U_m \cdot 2H/\nu$
 T_m : 混合平均流体温度
 T_w : 壁温
 U : 平均速度
 U_m : 流路断面内平均速度
 u : 変動速度
 X : 流路壁面に沿う流れ方向座標 [図 2 (a) 参照]
 X^* : 流れ方向無次元座標 $=(X-X_0)/H$
 θ : 波状折れ曲り角度 $=60^\circ$
 λ : 流体の熱伝導率
 ν : 流体の動粘性係数
 ρ : 流体の密度

添 字

- 0: 基準点 (完全発達域で $X^*=8.2$ に対応する 1
 ピッチ上流の点) における値

2. 実験装置および方法

2.1 実験装置 実験装置の概略を図 1 に示す。試験部は流路幅 H が 30 mm, 横幅 300 mm の長方形断面で、波状部前後に $2H$ の直管部を有する折れ曲り角度 $\theta=60^\circ$ の波状流路である。作動流体を空気とし、空気流量はオリフィス流量計にて求めた。なお、本研究では波状流路内に挿入した導流板の流れの制御による伝熱促進を主目的としているため、 Re 数は乱流域である 1.7×10^4 についてのみ実験を行った。波状流路の入口助走区間を短くし測定部の乱れの強い状態に近づけるため、乱流格子を設けるとともに波状の 2.5 ピッチの速度助走区間を測定部上流側に設け、全長を 5 ピッチ (1230 mm) とし、流れを十分に発達させた。波状流路は板厚 5 mm のアクリル平板ならびに内径 20 mm および 90 mm で肉厚 5 mm の円筒にて製作し、これを 10 mm 厚アクリル側壁に NC 旋盤にて 5 mm 幅の波状みぞを設けて固定し、波状流路の寸法精度を高めた。

図 2 (a) に波状流路形状の詳細を、図 2 (b)～(d) には、導流板挿入位置、幾何学的形状ならびに寸法を示した。挿入導流板は 0.8 mm 厚のステンレス板と曲げ加工の容易な 1 mm 厚アルミニウム板で作製した。

図 2 (b) は流れのはく離・再付着を伝熱促進の主要因とした導流板 (I) を、(c) は流れの加速を伝熱促進の主要因とした導流板 (II) を、(d) には両者の伝熱促進効果を組合せて流路内全面にわたり、一様かつ高い伝熱促進の得られることを目的とした導流板 (III) を示す。これらの導流板は、図 1 に示す波状の 2.5 ピッチの流路測定部にわたり挿入し、流れを発達させた。

2.2 速度場の測定 波状流路の伝熱促進を目的に流路の一部に導流板を挿入する際、速度場と温度場とが厳密に対応するよう流れ方向の静圧ならびに局所ヌセルト数分布を同時に測定可能な実験装置とした。

加熱用 30 μm 厚ステンレスはくを 5 mm 厚アクリル材に接着し、これに内径 1 mm, 外径 2 mm のステンレスパイプを図 3 に示すように、流路両壁の流れ方向に交互に合計 94 箇所の静圧孔を設けた。静圧分布の測定には 0.098 Pa (0.01 mm Aq) の分解能を有する精密微差圧計と 0.98 Pa の分解能を有する圧力変換器とを併用して測定した。基準点 X_0 での静圧 P_0 と圧力降下を測定している流れ方向の距離 $(X-X_0)$ 下流での静圧 P との差より壁面静圧係数 C_p を次式にて定義した。

$$C_p = (P - P_0) / (\rho U_m^2 / 2) \quad \dots\dots\dots (1)$$

また I 形プローブを用いた熱線流速計にて、流速ならびに乱れ強さの分布を測定した。

なお、流路のスパン方向の平均流速分布の測定結果より流路の横幅 (流れに垂直方向) 300 mm の中央部約 200 mm では、流路中央流速を基準として約 10 % 程度の流速変化が存在し、本波状流路のアスペクト比を 10 と大きくしているにもかかわらず流れは二次元性を多少欠いている。

2.3 温度場の測定 測定区間は波状の 2.5 ピッチの速度助走区間以降より加熱され、加熱区間は 2.5

図 1 実験装置

ピッチ〔図2(a)に流路の1ピッチを示す〕である。伝熱面は厚さ5mmの亚克力平板および円筒にて作製し、これに厚さ30 μ m、幅300mmのステンレスはくをエポキシ樹脂にて接着し、交流電源にて熱流束一定の条件下で直接通電加熱した。

はく裏面には素線直径0.1mmのCu-Co熱電対を流路中央両側壁の流れ方向に合計94箇所ハンダ付けし、局所の壁温-混合平均流体温度差より局所熱伝達率 h を次式にて求めた。

$$h = q_w / (T_w - T_m) \quad (2)$$

流入空気温度は熱電対にて直接測定し、任意の位置における混合平均流体温度 T_m は、流量と加熱開始点からのステンレスはく発熱量より求めた。熱流束 q_w はステンレスはくへの入力電力から伝熱面裏面よりの熱損失を差し引いて求めた。

(a) Without Guide Plate

(b) With Guide Plate (I)

(c) With Guide Plate (II)

(d) With Guide Plate (III)

Dimensions in mm

図2 流路形状ならびに導流板挿入位置、形状

局所ヌセルト数は、アスペクト比の大きい長方形断面流路の等価直径 $2H$ を用いて次式にて定義した。

$$Nu = h \cdot 2H / \lambda \quad (3)$$

平均ヌセルト数 Nu_m は、波状流路の1ピッチにわたる局所ヌセルト数を代数平均したものである。なお、局所ヌセルト数分布は予備実験より測定部において十分に発達していることを確認した。

3. 実験結果と考察

3.1 波状空流路の実験結果と考察 波状流路の伝熱促進の研究の基礎となる伝熱促進用導流板を取付けない流路として波状流路の主流のかく乱効果を保持しつつ、流動損失を小さくし、伝熱促進ならびに伝熱性能の高いように波状折れ曲り部に曲率を持たせた波状流路についての予備実験を行った。この時の局所ヌセルト数ならびに壁面静圧係数分布を図4に、波状折れ曲り部凸壁頂部での流速ならびに乱れ強さの分布を三角印にて図5に示す。

図4の流れ方向無次元座標 X^* が5.1~8.2を凸壁、8.2~13.3を凹壁と呼ぶ。図4に示すごとく、流路内の流れは凸壁頂部近くまでの加速により壁面静圧係数は降下し、凹壁頂部直前の X^* が6.4付近で最低圧を示す。このわずかに下流 $X^*=7.0$ 付近で Nu 数は極小値をとり、この位置が時間平均はく離点であることを示しており、その後 X^* が7.7付近で流れは再附着して Nu 数に極大値を示す。この波状空流路の伝熱特性をさらに明らかにするため、I形熱線プローブを用いた熱線流速計にて波状折れ曲り頂部の平均流速ならびに乱れ強さの分布を求めた結果を三角印にて図5に示す。凸壁頂部近傍に平均流速の最大値を持つ鋭い角部を流れる自由渦的なポテンシャル流れに近い速度分布形となり、凹壁付近での平均流速を大きく減速させる。この凹壁近傍の流れの減速により X^* が8.5から12.0にわたる広い範囲で凹壁の伝熱促進を妨げられ、波状折れ曲り角度 60° と大きい場合には、波状折れ曲

図3 伝熱面の構造

りコーナ部の曲率半径を大きくすると伝熱促進効果は小さいことが明らかとなった。その後、この自由渦に近い速度分布形による凸壁頂部近傍の流体は、反対壁である凹壁の $X^*=12$ 付近の流路壁に斜めに衝突する形で流れることにより $X^*=12$ 付近の Nu 数を増加させる。この波状空流路は滑らかな平行平板流路の平均ヌセルト数 $Nu_m^{(3)}$ と比較して約 2.27 倍に、また摩擦係数 $f^{(4)}$ は約 8 倍に増加する。

3・2 導流板挿入時の実験結果と考察 3・1 の折れ曲り角度の大きい波状空流路内には強い偏流が生じ、部分的には高い伝熱特性を持つところもあるが平均してあまり大きな伝熱促進効果は期待できず、特に波状折れ曲り部の曲率半径を大きくしたことによる伝熱促進に及ぼす影響も小さいことが明らかになった。そこでこれらの結果と考察を基にし、波状流路内に図 2 の導流板等を挿入することによる流路内の平均的伝熱促進性能の向上に対する検討を行った。各種の導流板の実験を行い、その結果の代表的なもののうち伝熱促進の主要因が流れのはく離・再付着によるものを導流板(I)とし、その結果を図 6 に、伝熱促進の主要因が流れの加速によるものを導流板(II)としその結果を図 7 に、また流れのはく離・再付着と加速の効果を組合せ一様かつ高い伝熱促進を目的としたものを導流板(III)とし、その結果を図 8 に示す。なお、図 6, 7 には比較のため、波状空流路の Nu 数分布を一点鎖線にて併記してある。

図 6 は、波状凸壁頂部近傍での自由渦的なポテンシャル流れに近い流れによる凹壁付近での広い範囲にわたる流れの減速などによる低伝熱特性域を、はく離・再付着流により伝熱促進させる目的で、流路 1 ピッチに板幅 7 mm の平板導流板 4 枚を挿入したときの Nu 数ならびに C_p 分布を示してある。凸壁頂部近傍に挿

入した導流板により X^* が 7.5 のはく離点での Nu 数の極小値ならびに X^* が 8.2 の再付着点での Nu 数の極大値は、一点鎖線にて示す波状空流路と比較してそれぞれ 0.5 H 程下流にずれるだけで、はく離域の大きさにはほとんど違いはみられない。この時の波状折れ曲り凸壁頂部の流れは、挿入導流板幅が 7 mm と小さいため丸印にて図 5 中に示すように、同図中の三角印にて示す波状空流路の流速分布とほとんど変わらない流れ場となっている。しかし、曲り外側凹壁近傍に設けた導流板端部にて生じるはく離せん断層にて生成される乱れが増加し、図 5 中の丸印にて示す流路中央凹壁寄りの乱れ強さ $\sqrt{u^2}$ が極大値を持つようになる。そしてこの強い乱れを伴う流れが凹壁の広い範囲に再付着する結果、波状空流路での凹壁側の低い Nu 数を向上させ、 X^* が 10~13 付近の凹壁の Nu 数を著しく増加させる。また、この 1 ピッチ中の 4 枚の導流板は流路内全体の乱れ強さを大きくするため、流路内全面にわたり大きな伝熱促進をもたらす。波状空流路に比べて平均ヌセルト数 Nu_m の値を約 1.52 倍増加させる。一方 C_p 分布は波状空流路の分布形とほぼ同じで、挿入導流板形状が小さいため、 f の増加は約 4 倍程に抑制されており、伝熱促進効果が大きく伝熱性能の向上もはかられている。

次に壁面近傍での流れを加速させた場合の伝熱促進効果を明らかにするため、導流板(II)を挿入した場合の Nu 数、 C_p 分布の測定結果を四角印にて図 7 に示す。波状空流路での凸壁 X^* が 7.0 付近の流れのはく

図 4 波状空流路の Nu , C_p 分布

図 5 波状折れ曲り頂部の U , $\sqrt{u^2}$ 分布

離による Nu 数の低下は、後縁がこの位置にある導流板による流れの加速により伝熱促進される。しかし、加速用導流板直後の急拡大により流れは減速し、 Nu 数は低下しはじめ、 X^* が 8.5 付近で Nu 数の極小値を生じる。このように流れの加速による伝熱促進効果は、局所的な狭い領域に限られる。この時の波状折れ曲り頂部の流速分布を、挿入導流板の存在により測定できない流路中央約 5 mm の部分を除き四角印にて図 5 に示す。同図中の三角印にて示すごとく波状空流路内では凸壁頂部近傍に最大流速を持つポテンシャル流の自由渦に近い速度分布形を示す。しかしこの速度分布形は曲り外側凹壁ならびに凸壁頂部近傍に設けた二つの導流板により、曲り外側凹壁近くに平均流速の最大値を持ち凸壁頂部に近づくにつれて流速を漸減する分布形となり、曲り外側凹壁の X^* が 9 から 12 付近の Nu 数を向上させる。導流板(II)に示す形状にても部分的に流れははく離し、局所的には乱れ強さが大きい値を示すが、この乱れを伴う流れを壁面近傍で加速させても波状空流路に比べて平均ヌセルト数 Nu_m の値は約 1.22 倍の増加にとどまり、伝熱促進の主要因が流れのはく離・再付着による導流板(I)の場合の約 1.52 倍に比べて小さい。また、摩擦係数 f は波状空流路に比べて約 7.3 倍に急増し、その伝熱性能は著しく低下する。

波状流路内に挿入した導流板(I)、(II)の実験結果より、流れのはく離・再付着および加速による導流板の伝熱促進効果が明らかになった。そこで、広範囲な領域にわたる伝熱促進の著しい導流板(I)による $X^* = 7.5$ 近傍のはく離による Nu 数の低下を向上させることを目的に、導流板(II)の持つ局所的な伝熱促進効果を加えた図 2 に示した導流板(III)の結果を六角印にて図 8 に示す。 X^* が 7~8 近傍の流れのはく離による Nu 数の低い値を、流れの加速による導流板により向上でき、その結果流路全面にわたりほぼ一様な高い値の Nu 数分布が得られた。かくて波状流路内に挿入された導流板によりその伝熱特性を大きくかえられると同時に、波状空流路に比べて平均ヌセルト数の値が約 1.55 倍に伝熱促進されることが明らかとなった。

上述の研究では波状流路内の一部に導流板を挿入することにより顕著な伝熱促進ならびに伝熱性能の向上がはかられる導流板形状、挿入位置を実験的に明らかにした。このような導流板は 1 枚のステンレス薄板から導流板部以外を切り抜いた後、プレス加工することにより容易に製作可能である。このようにして作った導流板を流路内に挿入すればよく、その性能を本研究結果より予測でき、多くの熱交換を目的とする機器の

図 6 導流板(I)挿入時の Nu , C_p 分布 図 7 導流板(II)挿入時の Nu , C_p 分布 図 8 導流板(III)挿入時の Nu , C_p 分布

図9 伝熱性能評価

伝熱性能向上に対し有効に用いることができると考えられる。

4. 伝熱性能の評価

3章の実験結果より、大きな波状折れ曲りによる強い偏流の生じている流路内に導流板を挿入することによって流れを制御し大きな伝熱促進がなされることが明らかになった。しかし、波状流路は熱交換を目的に工業上広く用いられており、伝熱促進の向上のみでなく、流動損失の増加も考慮した伝熱性能を評価することも重要である。伝熱面の性能評価法として広く用いられている送風機動力を表すパラメータである $f^{1/3} \cdot Re$ に対して Num 数を表示する方法⁽⁵⁾にて、波状空流路、導流板(I)、(II)、(III)挿入時の伝熱性能を求めた結果を図9に示す。図中の実線は、平滑な平行平板流路の結果であり、図中の斜線部が伝熱性能の優れた領域を示している。図中の三角印で示す波状空流路の結果は、実線にて示す平行平板流路の約1.33倍の伝熱性能の向上がみられるが、流れのはく離・再付着を伝熱促進の主要因とする導流板(I)の挿入により、図中丸印にて示されるごとく平行平板流路の約1.41倍とさらに大きな伝熱性能の向上が得られている。このことは波状流路内に伝熱促進体を挿入することなく、流路のもつ主流のかく乱効果を保持し、かつ流動損失の小さい伝熱性能の優れた波状流路形状を求める従来の研究に対して、本研究で流路の一部に挿入した導流板により大きな伝熱促進と同時に、熱交換器として使用される Re 数の大きな乱流域での伝熱性能も向上させ得るとの結果が得られた。一方、図中四角印にて示す流れの加速を伝熱促進の主要因とする導流板(II)に対する結果は、流動損失の増加が著しくその割には伝熱性能の向上があまりみられない。加速とはく離・再付着の両効果を同時に用いてほぼ全域で高い伝熱特性の得られた六角印にて示す導流板(III)を挿入した場合には、約1.27倍の伝熱性能の向上となる。

5. 結 論

波状部前後に直管部を有する波状折れ曲り角度が60°の波状流路の伝熱特性を積極的に促進するため、波状流路内の一部に導流板を挿入することの実験的検討を、レイノルズ数 $Re=1.7 \times 10^4$ の十分に発達した乱流域にて行い、以下の結論を得た。

(1) 導流板のない波状折れ曲り角度の大きい波状流路内の流れは、凸壁頂部近傍に最大流速をもつ自由渦的な流れとなり、部分的には高い伝熱特性を持つところもあるが平均してあまり大きな伝熱促進効果は期待できない。特に波状折れ曲り部の曲率半径を大きくすることによる伝熱促進に及ぼす影響は小さい。

(2) 波状折れ曲り凸壁頂部近傍の自由渦的な流路の一方に偏った流れの一部に導流板を挿入し、流れを制御することにより、伝熱特性の改善ならびに顕著な伝熱促進効果が得られた。

(3) 局所的伝熱促進には流れの加速による導流板が適しているが、広範囲かつ大きな伝熱促進には流れのはく離・再付着による導流板が適している。流れの加速とはく離・再付着の両効果を適切に用いる導流板の形状・位置を選ぶと、流路内全面にわたりほぼ一樣な高い値のヌセルト数分布が得られる。実験結果をもとにした最適形状・位置の導流板挿入時の伝熱促進効果は、同じレイノルズ数で平均ヌセルト数が波状空流路の約1.55倍、平行平板流路の3.53倍となった。

(4) 同一送風機動力を意味する無次元パラメータに対して、平行平板流路との伝熱性能を比較評価した結果、平均ヌセルト数は波状空流路の場合で約1.33倍、はく離・再付着を用いる導流板の場合は約1.41倍の特性の向上が得られた。一方加速による導流板は伝熱性能の向上があまりみられない。加速とはく離・再付着の両効果を同時に用いてほぼ一樣で高い伝熱特性を得られる導流板を挿入した場合には、約1.27倍の伝熱性能の向上となることが明らかとなった。

本研究を卒業研究として実験を実施した溝上英人君、那須秀彦君に謝意を表す。

文 献

- (1) 泉ほか3名、機論、48-434, B (昭57), 1994.
- (2) 例えば、Sparrow, E. M., ほか1名、Int. J. Heat Mass Transfer, 26-7 (1983), 993.
- (3) Novotny, J. L., ほか3名、A. J. Ch. E Journal, 10-4 (1964), 466.
- (4) Jones, O. C. Jr., Trans. ASME, J. Fluid Eng., 98-2 (1976), 173.
- (5) 棚沢・ほか3名、機論、49-439, B (昭58), 676.