1 列円形水噴流群による熱伝達*

嚴 基 讚^{*1}, 李 鍾 洙^{*2}, 徐 正 閔^{*3}

Heat Transfer from a Row of Circular Water Jets

Ki-Chan Ohm, Jong-Su Lee and Jeong-Yun Seo

Experiments have been conducted to obtain local heat transfer coefficient distributions and average heat transfer associated with impingement of single water jet and a row of circular, free surface-water jets on a constant heat flux surface. The nozzle configuration is reverse cone type, and nozzle exit diameter is 8 mm in the case of single water jet, and nozzle arrays are a row of 3 jets (nozzle dia.=4.6 mm) and a row of 5 jets (nozzle dia.=3.6 mm). Nozzle-to-target plate spacings ranging from 16 mm to 80 mm were investigated for two jet center to center spacings 25 mm and 37.5 mm in the jet velocity of 3 m/s to 8 m/s. For the single jet, the nozzle-to-target plate spacings of maxima in the Nusselt number were observed at $r/D=3$ in the jet velocity $V_0 \geq 6$ m/s for H/D from 4 to 10. Except for the condition of $V_0=8$ m/s of $H/D=10$, the average Nusselt number reveals the following ranking: a row of 5 jets, a row of 3 jets, single jet. Compared with the single jet, average heat transfer enhancement for a row of 3 or 5 jets was presented. Correlations for average heat transfer were presented.

Key Words: Heat Transfer, Heat Transfer Enhancement, Water Jet, Nozzle Arrays, Reverse Cone Type Nozzle

1. 緒 言

衝突水噴流による平板伝熱面上の局所熱伝達係数は停滞点で最大値をもち、下流にいくにつれて減少するので、その分布が均一ではない。熱伝達の増進と熱伝達係数分布の均一化は群噴流の配列を適切に構成すれば得られ、群噴流による熱伝達特性はノズルの形状およびサイズ、ノズル間のピッチ、ノズルの配列形式、ノズル-伝熱面間距離、噴流速度および流量、噴流の方向、伝熱面に衝突した流体の流動制限条件、自由噴流あるいはサブマージド噴流などによってかわる。

群噴流では、噴流が伝熱面に衝突したあと壁面流が伝熱面上で衝突して干渉およびスプレーが発生するが噴流間のピッチが短くノズル-伝熱面間距離が長い場合は噴流が伝熱面に到達する前に隣の噴流との干渉が起こることになり、前者と後者の熱伝達特性が異なる⁽¹⁾⁽²⁾。単一噴流の場合は、衝突領域での熱伝達係数が高くその下流方向へ急激な減少によって熱応力が発生するので伝熱面の変形ができるが、群噴流の場合は

ノズル群を適切に構成すれば熱伝達係数分布の均一化が得られるので変形を防止するだけでなく噴流間の干渉効果およびスプレーによる熱伝達の増進が可能である。このような観点から工業的応用価値は単一噴流に比して高く、高温金属および非金属の冷却、タービン翼の冷却、X-ray 装備の冷却、内燃機関および高性能コンピュータ要素の冷却などに利用されている。

空気を利用した群噴流の熱伝達に関する研究は、1961年 Gardon ら⁽³⁾をはじめ、熱伝達が最大になるノズル-伝熱面間距離およびノズルの開口面積比率⁽⁴⁾、ノズル間のピッチの影響⁽²⁾⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾、熱伝達係数分布の均一化のために横風を適用する研究⁽⁸⁾⁽⁹⁾ などがある。

液噴流群に関する研究は、Bensmaili ら⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾の三角配列の組合せ形および四角配列の組合せ形の噴流群を構成した実験から、後者は前者に比して物質伝達係数が高い結論を得た。Slayzak ら⁽¹²⁾は1列の6噴流を二つの列に構成した水噴流群から二つの列間のピッチが短い場合の熱伝達増進を究明しており、Pan ら⁽¹³⁾と Womac ら⁽¹⁴⁾は多角配列の円形水噴流群から噴流間のピッチが短いほど平均 Nu 数が増加する結果を得た。

1列の群噴流に関する研究として、Metzger ら⁽⁸⁾の1列の6噴流の熱伝達実験と Koopman ら⁽¹⁾の1列の

* 原稿受付 1996年8月16日。

^{*1} 正員, 仁荷工業専門大学(韓国仁川市南区龍現洞 253)。^{*2} 安東工業専門大学(韓国慶北安東君臨河面新德里山 38-1)。^{*3} 正員, 仁荷大学校(韓国仁川市南区龍現洞 253)。

4 噴流および 6 噴流の物質伝達実験がある。しかし既存の 1 列群噴流に関する研究⁽¹⁾⁽⁸⁾は噴流流体が空気であり、ノズルは垂直円筒形オリフィスである。ところが著者ら⁽¹⁹⁾は単一水噴流による熱伝達実験から垂直円筒形オリフィスより逆円すい形オリフィスの場合に熱伝達性能が向上した結果を得た。したがって本研究では、噴流流体は冷却能力が高い水であり、ノズルの形状が逆円すい形のオリフィスの単一噴流、1 列の 3 噴流、1 列の 5 噴流としてノズルの総開口面積がおおのと同じように製作して、同一な流量の条件から熱伝達特性と単一噴流に比べ群噴流の熱伝達増進を究明した。噴流方向は上向きであり、ノズル-伝熱面間距離と噴流速度(あるいは噴流流量)を変化させた場合の各噴流群に対する局所熱伝達および平均熱伝達特性を調査した。

記 号

- A : 伝熱面積 m^2
 D : 単一噴流のノズル出口径, 無次元数の代表長さ m
 d_3 : 1 列 3 噴流のノズル出口径 m
 d_5 : 1 列 5 噴流のノズル出口径 m
 h : 局所熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
 $\bar{h}$: 平均熱伝達係数 $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$
 H : ノズル-伝熱面間距離 m
 I : 電流 A
 k : 熱伝導率 $\text{W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$
 q : 熱流束 W/m^2

Fig. 1 Schematic diagram of the experimental facility

- r : 半径方向座標 m
 V : 電圧 V
 V_0 : 噴流速度 m/s
 X_n : ノズル間ピッチ m
 ν : 流体の動粘性係数 m^2/s
 Nu_D : 局所ヌッセルト数 $= \frac{hD}{k}$
 $\overline{Nu_D}$: 平均ヌッセルト数 $= \frac{\bar{h}D}{k}$
 Pr : Prandtl 数
 Re_D : レイノルズ数 $= \frac{V_0 D}{\nu}$

2. 実験装置および方法

図 1 は実験装置の系統図である。水槽 1 内の水道水がポンプ 2 およびオリフィス 4 を通過してノズル室 7 に流入した後、分散板 6 を通過するとノズル室内の流体の流動が均一になる。その水はノズル室の上部に設置したオリフィス形ノズルから噴出して伝熱面 9 に衝突したあと試験水槽 16 の下部から排水される。設定した流量はバルブ 3 によって調節され、流速あるいは流量は水銀マノメータ 5 の液柱差によって計算される。ノズル室は直径 150 mm, 高さ 150 mm の円筒であり、その下部から内径 20 mm の円管を通じて供給された水がノズル室の下部から 50 mm 上方に設置した分散板(ピッチ 7.5 mm, 直径 5 mm)を通過しながら均一な流動になり、上部に設置したノズル板のノズルから噴出される。

伝熱面はステンレスはく板 (10×150×0.03 mm) で

Fig. 2 Nozzle configuration and arrays of multijets

あり、幾何学的停滞点から 6.25 mm 間隔に 10 個の熱電対 (T 型, 直径 50 μm) をステンレスはく板の裏面に溶着した後, 1 辺が 190 mm, 厚さ 15 mm の正四角形のバークライト板に接着された。温度は停滞点から片方の 20 個点 (0~59.375 mm) で測定し, 試片の表面と裏面の温度差は無視した。各点の温度は 10 s 間隔に 5 回測定した平均値を取った。ステンレスはく板の両端は銅ブロックに締結して通電加熱され, 熱流束は電流計 15 から測定した電流および電圧計 13 から測定される電圧と伝熱面積を含む次の式から計算し, 等熱流束条件として 0.1 MW/m² である。噴流水の温度は 21.5~25°C である。

$$q = \frac{I \cdot V}{A} [\text{W/m}^2] \quad \dots\dots\dots (1)$$

本研究で使用したノズルは逆円すい形オリフィスである。図 2 にはノズルの寸法およびノズル間のピッチを示す。単一噴流用のノズルは図 2 の断面図のような形状として厚さ 5 mm, 直径 8 mm, 半円すい角 45° の逆円すい形であり, 流出損失をへらすために入口に 0.5 mm の平行部を置いた。図 2(a) は 1 列の 3 噴流用のノズルとして直径 $d_3=4.6$ mm, ノズル間のピッチ $X_n=37.5$ mm ($X_n/d_3=8.152$) であり, 図 2(b) は 1 列の 5 噴流用のノズルとして直径 $d_5=3.6$ mm, $X_n=25$ mm ($X_n/d_5=6.944$) である。ノズル径は単一噴流および群噴流のノズルの開口面積が同じように決定したので, 噴流速度が同一な条件は噴出流量が同一の意味である。

噴流の方向は上向きであり, 噴流速度は $V_0=3\sim 8$ m/s, ノズル伝熱面間距離は $H=16\sim 80$ mm であり, 単一噴流のノズル径 D に無次元化すると $H/D=2$

Fig. 3 Axial variation of stagnation point Nusselt number for single jet

~10 となる。なお中央ノズルから半径方向の測定距離は $r=0\sim 59.375$ mm ($r/D=0\sim 7.42$) の範囲である。代表長さを単一ノズルの直径 D にすると Re 数の範囲は 27 000~70 000 の範囲である。本実験の不確か率は $Nu_D=\pm 7.43\%$, $Re_D=\pm 4.2\%$ である。

3. 実験結果および考察

本研究では無次元数 (Nu_D , Re_D , H/D , r/D) の代表長さ D は単一噴流の直径 8 mm に定めることにした。

3.1 単一噴流の局所熱伝達 図 3 に単一噴流のノズル-伝熱面間距離 (H/D) と停滞点の Nu 数の関係を示す。本実験範囲の低速噴流 ($V_0=3\sim 5$ m/s) では停滞点の熱伝達係数が最大になる距離は $H/D=4$ であり, それより高速噴流 ($V_0=6\sim 8$ m/s) では $H/D=8$ で最大値をもつ。このように噴流速度が増加すると熱伝達係数が最大になるノズル-伝熱面間距離が増加する現状は Lee ら⁽¹⁵⁾ の空気噴流からも現れている。

図 4 は単一噴流での半径方向の局所 Nu 数の分布を示した線図の代表例であり, $H/D=2$ の図 4(a) から熱伝達係数は停滞点で最大値をもち, 下流方向へ単純減少する。その減少率は $r/D=2$ まで急激し, その

Fig. 4 Radial profiles of the local Nusselt number for single jet. (a) $H/D=2$, (b) $H/D=6$

Fig. 5 Photograph of impingement of jets and the interaction fountain for $V_0=3$ m/s. (a) Illustration of flow pattern for 1 row of multijet array, (b) 1 row of 3 jets: $H=32$ mm, (c) 1 row of 5 jets: $H=64$ mm

下流領域では緩慢となる。図 4(b)は $H/D=6$ での分布図であり、 $V_0 \leq 5$ m/s ($Re_D=45\,000$) では Nu 数の第 2 極大値が存在しないが、 $V_0 \geq 6$ m/s ($Re_D=53\,000$) では $r/D \approx 3$ に第 2 極大値が現れており、このような現状は $H/D=4 \sim 10$ で共通的に現れている。このような第 2 極大値は Stevens ら⁽¹⁶⁾ のチューブ形のノズルによる下向き衝突水噴流の研究においても $r/D=3$ に現れているが、本実験条件の $H/D=2$ に類似の $H/D=1.7$ では第 2 極大値が存在しない。

3・2 群噴流の干涉現状 図 5(b), (c)は噴流速度 $V_0=3$ m/s の場合、おのおの 1 列の 3 噴流 ($H=32$ mm) および 1 列の 5 噴流 ($H=64$ mm) による衝突板上の流動現状を左上方向から撮影した写真である。図 5(a)は噴流群が衝突板に衝突時の流動現状の説明図である。噴流の間の壁面流動領域で流れが互いに干涉を起こし、噴流の間のほとんど中央位置に半円形の下

Fig. 6 Visualization of flows associated with a row of jets ($H=80$ mm or $H/D=10$)

向き fountain [図(b):半径約 70 mm, 図(c)半径約 50 mm] を生成したあと衝突板を離脱するが、流れの干涉によって生じる干涉面は周期的にわずかに左右に揺れる。

図 6 はノズル衝突板間距離 $H=80$ mm で 1 列の 3 噴流および 1 列の 5 噴流の衝突現状を噴流の直上方向から撮影した写真の代表例として、(a)は 1 列の 3 噴流の $V_0=3$ m/s の条件であり、干涉面は噴流の間のほとんど中央位置に現れているが、スプレーによる流動のかく乱作用は中央噴流側より両端噴流側にもっと大きく現れている。しかし噴流速度が増加された $V_0=4$ m/s の図 6(b)にはかく乱作用が中央噴流側にも現れており、干涉面は両端噴流側にかたよるのがみられる。そのとき中央噴流による壁面流動はその下流の流れが写真の上下両方向に制限を受けるため、噴流中心から 180° 領域に拡大される両端噴流に比べ流体の停滞時間が長くなり、かく乱作用の大小の複合的作用によって熱伝達係数の大きさが決定されると思われる。図 6(c)および(d)は 1 列の 5 噴流の衝突流動現状である。低速の(c)から、中央噴流側ではスプレーによるかく乱作用がみられないが、両側の噴流らの側ではわずかのかく乱作用がみられる。それより噴流速度が大きい $V_0=4$ m/s の図 6(d)では低速の図 6(c)の場合より両側の噴流等のかく乱作用がはげしい。このような現状は衝突速度が大きくなるほど、噴流間のピッチが小さくなるほど著しく、かく乱作用は温度境界層

Fig. 7 Comparison of local Nusselt number profiles for single jet, 1 row of 3 jets and 1 row of 5 jets at $V_0 = 3$ m/s and the results of Slayzak et. al.⁽¹²⁾. (a) $H/D=2$, (b) $H/D=6$, (c) $H/D=10$

をかく乱させ熱伝達を促進させると考えられる。

3.3 群噴流の局所熱伝達 図7は $V_0=3$ m/s の同一流量(同一な噴流速度とは3種類の噴流群の総噴・出流量が同一)の条件で単一噴流, 1列の3噴流, 1列

Fig. 8 Comparison of local Nusselt number profiles for single jet, 1 row of 3 jets and 1 row of 5 jets at $V_0 = 7$ m/s. (a) $H/D=2$, (b) $H/D=6$, (c) $H/D=10$

の5噴流の Nu 数の分布を $H/D=2, 6, 10$ の場合に対しおのこの表示した線図である。1列の3噴流の場合(●印), $H/D=2$ では中央停滞点と両端停滞点の Nu 数がほぼ同じであるが, H/D が増加すれば, 図7(b), (c)のように両端停滞点の Nu 数がもっと大きくなる。写真は提示しなかったが, $H/D=2$ の $V_0=3$ m/s では中央噴流だけでなく両端噴流側にもかく乱現状が現れていないので各停滞点の Nu 数がほぼ同じであるが, H/D が大きくなると図6(a)のように両端の噴

流側にかく乱作用が起こるので、図 7(b) および図 7(c) では両端の停滞点の Nu 数が中央停滞点より大きな値をもつ。ところが $H/D=2$ でも噴流速度が増加すると両端噴流側にかく乱作用が発生するので図

Fig. 9 Effect of nozzle-to-plate spacing on average Nusselt number for single jet, 1 row of 3 jets and 1 row of 5 jets. (a) $V_0=3$ m/s, (b) $V_0=6$ m/s, (c) $V_0=8$ m/s

8(a)のように1列の3噴流の両端噴流の停滞点の Nu 数が中央停滞点より大きくなる。図 7の1列の5噴流($\triangle$ 印)に注目すれば、全 H/D の条件で中央停滞点より両側の噴流等の停滞点の Nu 数をもっと大きいものである。これは図 6(c) から観察すると中央停滞点ではスプレーによるかく乱作用がみられないが、両側の噴流等ではかく乱作用が発生するので熱伝達係数がもっと大きくなると思われる。ところが中央停滞点に比べ両側の噴流等の停滞点の Nu 数の高い程度は1列の3噴流と比較して1列の5噴流の場合にもっと大きい。これは図 6のようにノズル間のピッチが小さくなるほど両側の噴流等のかく乱作用がはげしいためである。

このような現状は Slayzak ら⁽¹²⁾の2列間の円形水噴流群においても現れている。図 7において、同一な流量の条件で中央停滞点の Nu 数は3噴流の場合が最も高く、単一流で最も低いが、隣の噴流等の停滞点では $H/D=10$ を除外すれば5噴流の増が3噴流より高く、 $H/D=10$ ではほぼ類似の値をもつ。単一噴流の停滞点の Nu 数が群噴流の停滞点の Nu 数より低い現状は Slayzak ら⁽¹²⁾の実験 [図 7(d)] でも現れており、このような現状は前述したように隣の噴流の間に生成された干渉噴流のスプレーによるかく乱作用の有無に関係があるものと考えられる。噴流間のピッチが小さくなるほどかく乱作用が活発するので噴流の間の壁面流動領域の熱伝達が増進されることも文献 (12) と同一な傾向である。群噴流の場合、同一な噴流速度(あるいは噴流流量)の条件では中央噴流の停滞点の Nu 数はノズル直径が大きい3噴流の場合が5噴流より高い。これはかく乱作用がない単一噴流を除外

Fig. 10 Variation of average Nusselt number with Reynolds number at different nozzle-to-plate spacings

すれば、図 6(a), (c) からみられるように $V_0=3$ m/s では中央停滞点でかく乱作用が微弱するので伝熱面に到達する運動量の大きさがかく乱作用の効果より熱伝達に及ぼす影響がもっと大きいのである。しかし中央噴流を除外した噴流等の停滞点の Nu 数は、 $H/D=10$ を除外すれば 5 噴流の場合が 3 噴流の場合より高い。これはノズル径が小さいにもかかわらず噴流間のピッチが小さいのでもっと強いかく乱作用に起因するものと考えられる。

図 8 は噴流速度が大きい $V_0=7$ m/s の場合として、図 7 と同一な条件の H/D で単一噴流と群噴流の Nu 数の分布を比較した。噴流速度が増加すると図 6(b), (d) のようにスプレーによるかく乱作用は中央噴流でもわずかに発生しているが、両側の噴流等からもっと活発に作用するため中央噴流と両側噴流等の Nu 数の差がもっと大きくなる。この場合、中央停滞点の Nu 数に注目すれば $H/D=2$ では 5 噴流 > 3 噴流 > 単一噴流の順であり、 $H/D=6$ では 3 噴流 > 単一噴流 > 5 噴流の順で、 $H/D=10$ では単一噴流 > 3 噴流 > 5 噴流の順として、 H/D が小さい場合は運動量の大きさよりかく乱作用の強さが熱伝達に及ぶ影響がもっと強まって、 H/D が大きい場合は運動量の大きさの影響がもっと強いことがわかる。また両側噴流等の停滞点の Nu 数を比較すると $H/D=2, 6$ で 5 噴流が 3 噴流より高いのは噴流間のピッチが小さな場合にかく乱作用の効果が運動量の効果より大きいためであり、 $H/D=10$

Fig. 11 Comparison of average Nusselt number correlations for single jet, 1 row of 3 jets and 1 row of 5 jets at $H/D=2$

Fig. 12 Correlation of average Nusselt number for single jet at $H/D=4\sim 10$

Fig. 13 Correlation of average Nusselt number for 1 row of 3 jets at $H/D=4\sim 10$

Fig. 14 Correlation of average Nusselt number for 1 row of 5 jets at $H/D=2\sim 10$

で3噴流がもっと高いのはかく乱作用の効果より運動量の影響がもっと大きいと考えられる。

3.4 平均熱伝達 図9は H/D と平均 Nu 数の関係を、同一な流量の条件で単一噴流、3噴流、5噴流に対し比較した線図である。あらゆる H/D での平均 Nu 数は単一噴流より群噴流の場合が高く、 $H/D=10$ の $V_0=8$ m/s の条件を除外すれば平均 Nu 数はピッチが小さな5噴流が3噴流より高い。このような傾向は Womac ら⁽¹⁴⁾ の 2×2 および 3×3 の四角配列の円形水噴流群でも現れており、Huber ら⁽¹⁷⁾ の 3×3 配列の空気群噴流における平均 Nu 数の最大値は噴流間のピッチがノズル直径の8倍 ($X_n/d=8$) の条件から得られたが、本研究の1列の水噴流群では平均 Nu 数が1列の3噴流 ($X_n/d_3=8.152$) より1列の5噴流 ($X_n/d_5=6.944$) の条件で高い。また平均 Nu 数の最大値をもつノズル-伝熱面間距離に注目すると、単一噴流の場合、 $V_0=3 \sim 4$ m/s では $H/D=4$ 、 $V_0=5 \sim 8$ m/s では $H/D=8 \sim 10$ である。1列の3噴流の場合は、 $V_0=3 \sim 4$ m/s では $H/D=8$ 、 $V_0=5 \sim 8$ m/s では $H/D=10$ であり、1列の5噴流は $V_0=3$ m/s では $H/D=2$ 、 $V_0=4 \sim 8$ m/s では $H/D=4$ である。したがって、噴流間のピッチおよび噴流速度によって平均 Nu 数の最大値をもつ H/D が変化していることがわかる。

図10は噴流の Re 数と平均 Nu 数の関係を各 H/D における単一噴流、1列の3噴流、1列の5噴流に対し比較した線図として、全 H/D において群噴流が単一噴流に比して熱伝達が増進されており、その増進率は H/D が小さくなるほど大きい。3噴流と5噴流を比較すると $H/D=2 \sim 8$ では5噴流がもっと高いが、 $H/D=10$ の $Re_D \geq 50\,000$ では3噴流が5噴流より高い。単一噴流に比べ群噴流の平均 Nu 数の増進率は $H/D=2$ で最大であり、1列の3噴流は1.9～2.28倍、1列の5噴流は2.32～3.75倍である。 $H/D=8$ でその増進率が最も低いが、3噴流は1.52～2.12倍、5噴流は1.69～2.05倍の増進率が得られた。

本研究で単一水噴流および水噴流群による平均 Nu 数はおのおの $\overline{Nu_D} = f(Re_D, Pr, H/D)$ の関数関係があるが、 $H/D=2$ を除外すれば単一噴流は $\overline{Nu_D} \propto (H/D)^{0.181}$ 、1列の3噴流は $\overline{Nu_D} \propto (H/D)^{0.044}$ 、1列の5噴流は $\overline{Nu_D} \propto (H/D)^{-0.08}$ の関係があるので H/D の影響はそれほど強くない。

$H/D=2$ における平均熱伝達に関する無次元関係は図11のように整理した。線図中には Womac ら⁽¹⁸⁾ の単一水噴流の結果もいっしょに表示したが、それらの実験条件は伝熱面積 12.7×12.7 mm ($r/D=1$) に対する平均 Nu 数であり、本研究の単一水噴流〔伝熱面積

10×59.375 mm ($r/D=7.42$)〕の結果より高いのは平均した伝熱面積の差異があるためである。 $H/D=2$ における無次元整理式を単一噴流は式(2)に、1列の3噴流は式(3)に、1列の5噴流は式(4)に示す。

$$\overline{Nu_D} = 6.337 \times 10^{-2} Re_D^{0.702} \cdot Pr^{0.4} \dots\dots\dots (2)$$

$$\overline{Nu_D} = 3.223 \times 10^{-2} Re_D^{0.844} \cdot Pr^{0.4} \dots\dots\dots (3)$$

$$\overline{Nu_D} = 1.5 \times 10^{-3} Re_D^{1.153} \cdot Pr^{0.4} \dots\dots\dots (4)$$

$H/D=4 \sim 10$ では前述したように $\overline{Nu_D} = f(Re_D, Pr, H/D)$ で表示できるので単一噴流は図12に、1列の3噴流は図13に、1列の5噴流は図14に整理し、おのおの $\pm 15\%$ 精度で式(5)～(7)で表示される。

単一噴流：

$$\overline{Nu_D} = 9.445 \times 10^{-5} Re_D^{1.3} \cdot (H/D)^{0.181} \cdot Pr^{0.4} \dots\dots\dots (5)$$

1列3噴流：

$$\overline{Nu_D} = 1.603 \times 10^{-4} Re_D^{1.335} \cdot (H/D)^{0.044} \cdot Pr^{0.4} \dots\dots\dots (6)$$

1列5噴流

$$\overline{Nu_D} = 1.195 \times 10^{-3} Re_D^{1.184} \cdot (H/D)^{-0.08} \cdot Pr^{0.4} \dots\dots\dots (7)$$

4. 結 論

本研究はノズルの形状が逆円すい形オリフィスであり、ノズルの総開口面積が同一な単一噴流、1列の3噴流、1列の5噴流の向上き衝突水噴流系を構成して、ノズル-伝熱面間距離 $16 \sim 80$ mm、噴流速度 $3 \sim 8$ m/s の範囲で熱伝達特性を実験的に調べた結果、次の結論を得た。

(1) 単一噴流の場合、停滞点の熱伝達係数の最大値をもつノズル-伝熱面間距離は噴流速度 $3 \sim 5$ m/s では $H/D=4$ 、噴流速度 $6 \sim 8$ m/s では $H/D=8$ である。

(2) 単一噴流の場合、熱伝達係数は停滞点で最大値をもち、下流側へ漸次減少する。その減少率は $r/D \div 2$ まで急減し、その下流では緩慢となり、 $H/D \geq 4$ の $V_0 \geq 6$ m/s では $r/D \div 3$ の近傍に第2極大値が存在する。

(3) 1列の3噴流の場合、 $H/D=2$ では中央の停滞点と両側の噴流等の停滞点の Nu 数がほぼ同じであるが、 H/D が増加すると両側の噴流等の停滞点の Nu 数が高くなる。1列の5噴流の場合は全 H/D において中央停滞点より両側の噴流等の停滞点の Nu 数が高い。

(4) 同一な流量で中央停滞点の Nu 数は1列の3噴流が1列の5噴流より高いが、中央噴流以外の停滞点らの Nu 数は $H/D=10$ を除外すれば1列の5噴流

がもっと高い。

(5) 平均 Nu 数が最大になるノズル-伝熱面間距離は、1 列の 3 噴流の場合は $H/D=8\sim 10$ 、1 列の 5 噴流の場合は $H/D=2\sim 4$ である。

(6) $H/D=2\sim 8$ では平均 Nu 数の大きさは 1 列の 5 噴流 > 1 列の 3 噴流 > 単一噴流の順であり、 $H/D=10$ の $Re_D \geq 50\,000$ では 1 列の 3 噴流 > 1 列の 5 噴流 > 単一噴流である。群噴流では単一噴流に比べ 1 列の 3 噴流の場合に最大 2.28 倍、1 列の 5 噴流の場合は最大 3.75 倍の熱伝達増進効果を得た。

文 献

- (1) Koopman, R. N. and Sparrow, E. M., *Int. J. Heat Mass Transf.*, **19** (1976), 673-683.
- (2) Obot, N. T. and Trabold, T. A., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **109** (1987), 872-879.
- (3) Gardon, R. and Cobonpue, J., *Proc. 2nd Int. Heat Transf. Conf.*, (1961), 454-460.
- (4) Huang, G. C., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, (1963), 237-245.
- (5) Kercher, D. M. and Tabakoff, W., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, **92** (1970), 73-82.
- (6) Hollworth, B. R. and Berry, R. D., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **100** (1978), 352-357.
- (7) Behbahani, A. I. and Goldstein, R. J., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **105** (1983), 354-360.
- (8) Metzger, D. E. and Korstad, R. J., *Trans. ASME, J. Eng. Power*, (1972), 35-42.
- (9) Florschuetz, L. W., Metzger, D. E. and Su, C. C., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **106** (1984), 34-41.
- (10) Bensmaili, A. and Coeuret, F., *J. Electrochem. Soc.*, **137** (1990), 1744-1750.
- (11) Bensmaili, A. and Coeuret, F., *J. Electrochem. Soc.*, **137** (1990), 3086-3093.
- (12) Slayzak, S. J., Viskanta, R. and Incropera, F. P., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **116** (1994), 88-95.
- (13) Pan, Y. and Webb, B. W., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **117** (1995), 878-883.
- (14) Womac, D. T., Incropera, F. P. and Ramadhyani, S., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **116** (1994), 482-486.
- (15) Lee, S. J., Lee, J. H. and Lee, D. H., *Int. J. Heat Mass Transf.*, **37**-6 (1994), 967-976.
- (16) Stevens, J. and Webb, B. W., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **113** (1991), 71-78.
- (17) Huber, A. M. and Viskanta, R., *Int. J. Heat Mass Transf.*, **37**-18 (1994), 2859-2869.
- (18) Womac, D. J., Ramadhyani, S. and Incropera, F. P., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **115** (1993), 106-115.
- (19) 嚴基讚・李鍾洙, Heat Transfer from Single and Arrays of Impinging Water Jets (Part. 1, Single Water Jet), 韓國學術振興財団, 研究結果報告書, (1995).