

平面と曲面からなる二次元柱群の熱伝達

土田 一・後藤 智*

Heat Transfer around Two-dimensional Bluff Bodies Consisting of a Plane Surface and Curved One

Hajime TSUCHIDA and Satoshi GOTO*

(2006年11月30日受理)

To achieve the purpose to develop the efficiency of the heat exchanger and to make it compact, we settled three two-dimensional bluff bodies consisting of a plane surface and curved one cut from a circular cylinders, in tandem with equal distances between centers, at right angle to flow of air, and made the property of heat transfer clear by researching on the property of flow of air. Their in-line pitch ratio is in the range of $1.15 \leq c/d \leq 1.9$ (c =distance between tube's centers, d =tube diameter); the Reynolds number range from 1.41×10^4 to 1.99×10^4 . It was found that there existed a critical Reynolds number, and that heat transfer in 2nd T.P. and 3rd T.P. was better than in 1st T.P. in cases of any Reynolds number.

1. 緒言

熱交換器とは、ある流体から他の流体へ熱移動させる装置であり、産業、民生の各分野にわたって、加熱、予熱、蒸発、凝縮、冷却などの操作に広く利用されている⁽¹⁾。特に管型熱交換器では、円管が使用されることがほとんどであるが、性能向上のためには熱伝達に優れることは当然であるが、流動抵抗が円管のそれよりも低いことが要求される。

省エネルギー、エネルギーの有効利用という時代の要請により、熱交換器の高性能化及びコンパクト化に関してこれまで種々の試みがなされている⁽²⁾⁽³⁾。しかしながら、特に円管を用いてコンパクト化を想定した研究⁽²⁾では、そのピッチ比が1.2以下で急激に伝熱性能が低下することが報告されている。

一方、円管を切断角 $\theta_c=53^\circ$ で削り出した平面と曲面からなる単独二次元柱(図1)を、空気流に対して迎え角 $\theta=90^\circ$ で設置した場合、抗力係数と背圧係数が円管の60%程度となり、また、平均熱伝達率に関してもレイノルズ数が 6.0×10^4 以上では最大33%程度増加することから、熱伝達を促進できしかも流動抵抗も小さくできることが示されている⁽³⁾。さらに、二次元柱を流れ方向に極めて狭い間隔

($c/d=1.15$)で2本設置した場合の研究⁽⁴⁾では、円管で構成される一行管群⁽²⁾と比較し、特に下流側二次元柱(2nd T.P.)の熱伝達が約1.4倍程度向上し、流動抵抗も小さくなることが報告されている。このような背景より、本研究では、新たな伝熱管として提案されている前述の平面と曲面からなる二次元柱を、空気流に対して迎え角 $\theta=90^\circ$ で流れ方向に3本設置し、極めて狭い間隔($c/d=1.15$)から比較的広い間隔($c/d=1.9$)において、流速を変化させるとともに、二次元柱群の熱伝達特性を流れ特性との関連で明らかにするための実験的研究である。

表記記号

c_p : 圧力係数 $= (p - p_\infty) / (0.5 \cdot \rho \cdot U_\infty^2)$

C_D : 抗力係数 $= D / (0.5 \cdot l \cdot d \cdot \rho \cdot U_\infty^2)$

c : 軸間距離 [mm]

D : 抗力

d : 二次元柱の円弧間距離

l : 二次元柱のスパン方向の長さ [mm]

Nu : ヌセルト数 $= \alpha \cdot d / \lambda$

Re : レイノルズ数 $= U_\infty \cdot d / \nu$

s : 二次元柱の半円周 $= 43.4$ [mm]

S : 伝熱面積 [m²]

T_∞ : 主流温度 [K]

T.P. : テストピース

* 秋田工業高等専門学校専攻科学生

- U_{∞} : 主流速度 [m/s]
- x : 上側曲面中央からの円周方向の距離
- X : 主流方向の距離 [mm]
- Y : 主流と直角方向の距離
- α : 熱伝達率 [$W/(m^2 \cdot K)$]
- θ : 迎え角 [deg.]
- θ_c : 切断角 [deg.]
- ν, λ, ρ : 空気の動粘性係数, 熱伝導率, 密度

2. 実験装置及び実験方法

長さ約1000mm, 高さ320mm, 幅214mmの矩形断面を測定部とする吹き出し形風洞を用い, 測定部中央に図1に示すような, 断角 $\theta_c=53^\circ$ で削りだした二次元柱を迎え角 $\theta=90^\circ$ で主流方向に3本並べて設置し(以後, 上流側を1stT.P., 中央を2ndT.P., 下流側を3rdT.P.と呼称する), 熱伝達率を測定した。また熱伝達特性を流れ特性との関連で考察するため, それぞれの二次元柱の圧力係数 c_p を測定した。熱伝達測定用二次元柱は, 図2に示すように, ベークライトと同様の熱伝導率を持つポリアセタール製で, 0.1mmのT型熱電対を平面部は3.0mm間隔, 曲面部は2.4mm間隔で合計32本配置し, 厚さ $20\mu m$ のステンレス箔の裏に固定されている。ステンレス箔の幅は20mmで, 上記素材に7巻きし, 直流電源を用い通電加熱し, 熱流束一定のもとで熱伝達の測定を行った。圧力係数については, 熱伝達

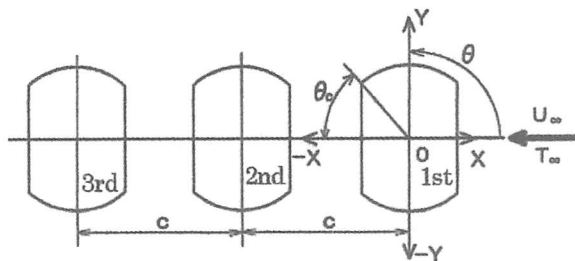


図1 座標系

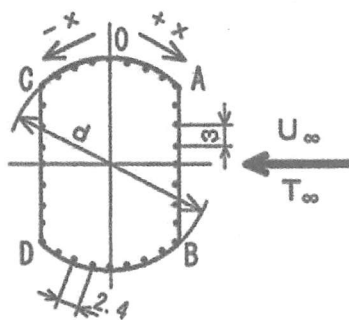


図2 熱伝達率および圧力測定用二次元柱

測定用二次元柱と同一寸法のもを製作し, 表面温度の測定位置と同一になるように0.6mmの圧力孔を16個あけ, 角度を変えることにより, 32箇所の圧力を測定した。また, これらの結果から抗力係数 C_D を求めた。なお, それぞれのT.P.の中心軸を基準とし, 二次元柱の上流側を+, 下流側を-としている。実験は, 二次元柱の円弧間距離 d を代表長さとした Re 数を, $1.41 \times 10^4 \sim 6.15 \times 10^4$ (主流速度 $U_{\infty}=7 \sim 32m/s$)について, 無次元軸間距離 c/d を1.15, 1.3, 1.6, 1.75, 1.9の5種類に関して行った。なお, 二次元柱のブロックージ比は0.094, アスペクト比は7.13である。さらに, 流れ模様を観察するため自作の回流水槽を使用し, アルミ粉を用いた表面浮遊法による可視化も行った。

3. 実験結果及び考察

レイノルズ数 Re (主流速度 U_{∞})の変化による熱伝達特性がどのように変化するのか, 以下, 流れの可視化及び局所熱伝達率について記述し, 次に圧力分布及び抗力係数の挙動, さらには平均熱伝達率について述べる。

3.1 流れの可視化

熱伝達特性を流れ特性との関連で把握するため, 自作の回流水槽を用い, アルミ粉をトレーサーとした表面浮遊法による流れの可視化を行った。図3は $c/d=1.3$ の場合で, その実験条件は $Re=0.52 \times 10^4$ ($U_{\infty}=0.175m/s$), シャッタースピードは0.3秒である。1stT.P.に衝突した主流は1stT.P.上下曲面に沿うように流れ, 曲面から剥離した流れは2ndT.P.の上下曲面に沿う流れと前面に衝突する流れに分かれる。また, 2ndT.P.前面に衝突する流れは1stT.P.背面に巻き込まれるように流れ, T.P.間で

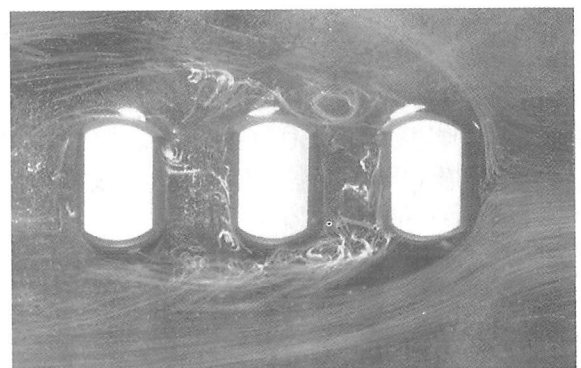


図3 表面浮遊法による流れの可視化
($Re=5200, c/d=1.3$, シャッタースピード0.3秒)

は比較的淀んだ流れとなっている。2ndT.P. 上下曲面に沿う流れは剥離した後、3rdT.P. 上下曲面に沿う流れと、T.P. 間に巻き込まれる流れに分かれる。さらに3rdT.P. 上下曲面を剥離した流れは、3rdT.P. 背面へ巻き込まれるように流れた後、3rdT.P. 背面へ再付着する流れと、後流側へ流れるものとに分かれる。なお、いずれのT.P. 平面部近傍の流れ場は、剥離流の巻き込みによる渦形成やその放出などにより複雑なものとなっている。図示はしていないが $c/d=1.9$ の場合、 $c/d=1.3$ と比較して、T.P. 間でより大きな渦形成が起きている様子がうかがえる。また、T.P. 間の流れ場は比較的安定した流れ場となっている。

3.2 局所熱伝達率

3.2.1 1stT.P. の局所熱伝達率

図4は、 $c/d=1.3$ の場合の局所熱伝達率を Re 数をパラメータにとり示したものである。ここで、縦軸は局所熱伝達率 α 、横軸は測定位置 x/s を表し、A-B間、C-D間はそれぞれ上流側平面部及び下流側平面部、A-C間、B-D間はそれぞれ上側曲面部及び下側曲面部を示している。 Re 数によって分布形状が異なり、 $Re \leq 3.90 \times 10^4$ の場合はT.P. 中心部より上流側では、平面A-B間ではほぼ α が一定値を示し上下曲面部で低下している。一方、曲面部下流側では後方に向かうにつれ徐々にその値が増加し、平面C-D間で極大値が存在している。この場合、流れの可視化及び後述の圧力分布より、A-B間に衝突した流れは平面部から曲面部に沿って流れるが、曲面中心部までは層流境界層が形成され徐々にその厚さが増すことから α 値が低下する。

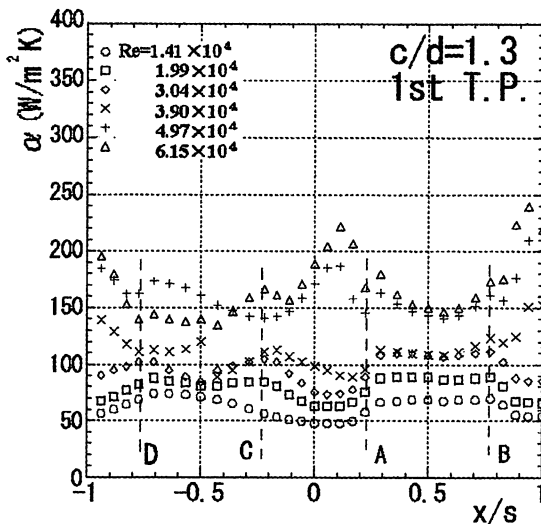


図4 1stT.P. の局所熱伝達率 ($c/d=1.3$)

その後中心部近傍から境界層が乱流に遷移し、C及びDコーナー近傍の背面部に巻き込まれ渦を形成するため極大値が現われるものと考えられる。 $Re \geq 4.97 \times 10^4$ では、 $Re \leq 3.90 \times 10^4$ の場合の分布形状と異なっている。特にT.P. 中心部より上流側において、A-B間ではその中心近傍に極小値が存在しA、B両コーナーを経て $x/s=0.1$ 及び 0.9 近傍に最大値が現われている。この場合、流速が増加していることから、平面部に衝突した流れが主流速度よりも大きくなる増速効果により α 値が高く、最大値を示す位置では流れがはく離することから、その下流域で α 値が減少しているものと考えられる。図5は、 $c/d=1.9$ の場合について示したものである。 Re 数によらず $c/d=1.3$ の場合とほぼ同様な分布形状を示しているものの、C-D間の中央部近傍で若干異なった分布となっている。すなわち、 $x/s=-0.5$ 近傍に α 値の極大値が存在している。このことは、T.P. 間の間隔が広がることで、T.P. 間に形成される渦領域が1stT.P. 背面中央部にほぼ安定な形で存在するためと考えられる。また、図示はしていないが、 $c/d=1.15$ は $c/d=1.3$ の分布形状と、 $c/d=1.6$ 及び 1.75 は $c/d=1.9$ の場合とほぼ同様の分布形状を示している。

3.2.2 2ndT.P. の局所熱伝達率

図6は、 $c/d=1.3$ の場合について示したものである。 $Re \leq 1.99 \times 10^4$ ではその分布形状はほぼ同様で、平面A-B間の中央部よりやや下部近傍で最小値を示している。A、Bコーナーに近づくに従い α が緩やかに増加し、曲面部である x/s が 0.2 及び ± 1 近傍に最大値が存在する。その後曲面部の下流側へ

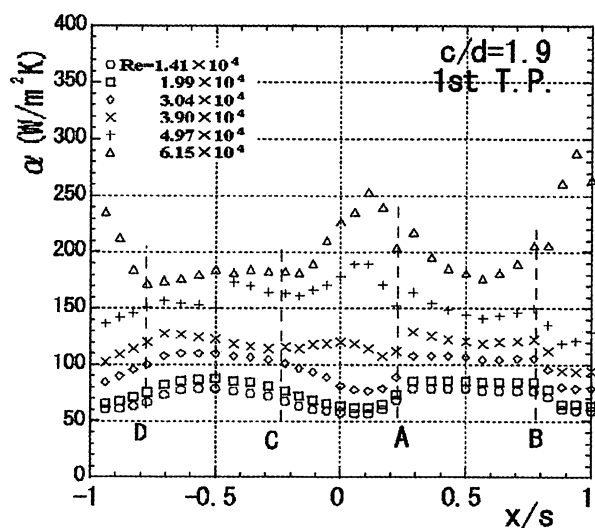


図5 1stT.P. の局所熱伝達率 ($c/d=1.9$)

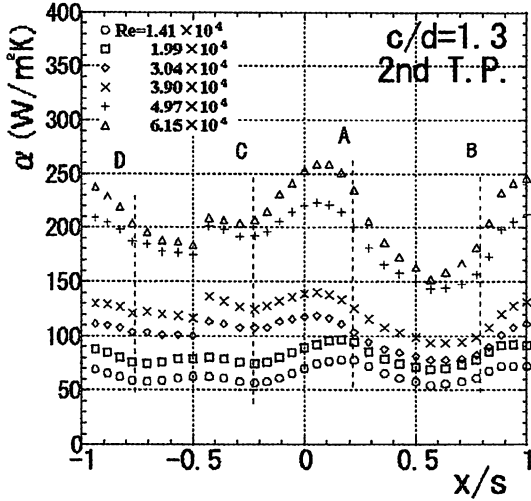


図6 2ndT.P.の局所熱伝達率 (c/d=1.3)

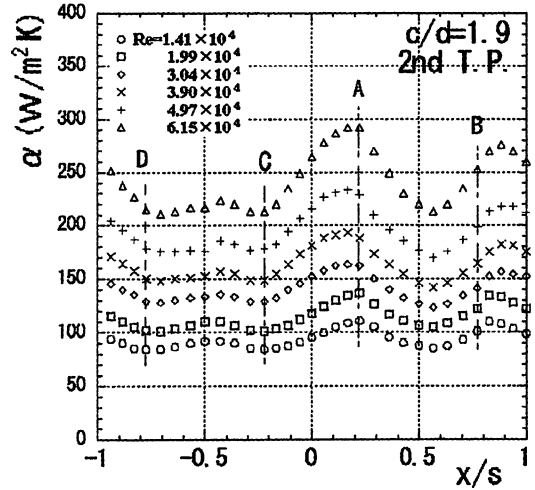


図7 2ndT.P.の局所熱伝達率 (c/d=1.9)

向かうに従い α は減少している。平面C-D間では、A-B間とは異なり平面中央部近傍で α の値が増加している傾向が見られる。 $Re \geq 3.04 \times 10^4$ において、T.P.上流側では、 α の分布形状は、 $Re \leq 1.99 \times 10^4$ とほぼ同様となっているが最大値と最小値が明確に現れている。特にT.P.上側の最大値を示す位置が、 $x/s = 0.1$ 近傍に存在し、 $Re \leq 1.99 \times 10^4$ に比較して下流側へ移行している。これらの場合、 $Re \leq 3.99 \times 10^4$ では1stT.P.曲面部から剥離した流れが2ndT.P.のA及びB近傍へ衝突し、その後T.P.間に流れ込む流れと2ndT.P.曲面の沿う流れに分けられる。T.P.間に流れ込む流れはA-B平面に沿って流れ、交互にA及びBコーナー近傍に渦を形成することから中央部近傍の流れが弱まり α の最小値が存在するものと考えられる。一方、衝突後の2ndT.P.曲面には、乱流境界層が形成され、下流側に向かうほど厚くなることから α 値が緩やかに低下すると考えられる。しかし、 $Re \geq 4.97 \times 10^4$ では曲面部である $x/s = 0.1$ 及び ± 1 近傍で境界層が剥離していると考えられ、曲面部下流側で α 値の低下が著しいものとなっている。また、流速の増加に伴い、1stT.P.から剥離した流れの衝突が2ndT.P.の曲面中央部近傍へ後退することから α の最大値も下流側へ移行しているものと考えられる。なお、 $Re \leq 3.99 \times 10^4$ と比較し、 α 値が著しく増加し、曲面部の変化が顕著となっている。なお、C-D間では、 Re 数の増加とともに平面近傍での渦形成が盛んになることから、この部分の α 値はA-B間に比較して増加するものと考えられる。図7は $c/d = 1.9$ の場合について示したものである。いずれの Re 数においてもその分布形状及び挙動は、 $c/d = 1.3$ の場合とほぼ同様な

ものとなっている。すなわち、A-B間の中央部よりやや下部近傍で α が最小値を示し、この部分からA、Bに近づくに従い α が緩やかに増加する。しかし、 α の最大値を示す位置が $c/d = 1.3$ と異なり、いずれの Re 数においても上側が $x/s = 0.2$ 近傍、下側が $x/s = 0.8$ 近傍となっている。このことは、軸間距離が広くなることで1stT.P.からの剥離流の衝突と同時に主流の巻き込みも加わり、ほぼ定まった位置に最大値が存在するものと考えられる。また、図示はしていないが、 $c/d = 1.15$ は $c/d = 1.3$ の分布に、 $c/d \geq 1.6$ では $c/d = 1.9$ とほぼ同様の分布形状を示している。

3.2.3 3rdT.P.の局所熱伝達率

図8及び図9は、 $c/d = 1.3$ 及び $c/d = 1.9$ について

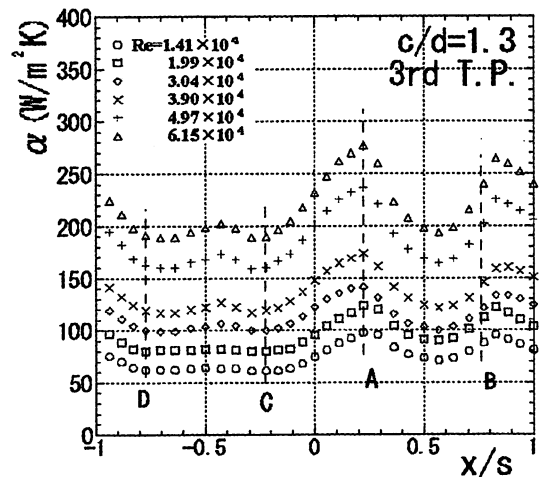


図8 3rdT.P.の局所熱伝達率 (c/d=1.3)

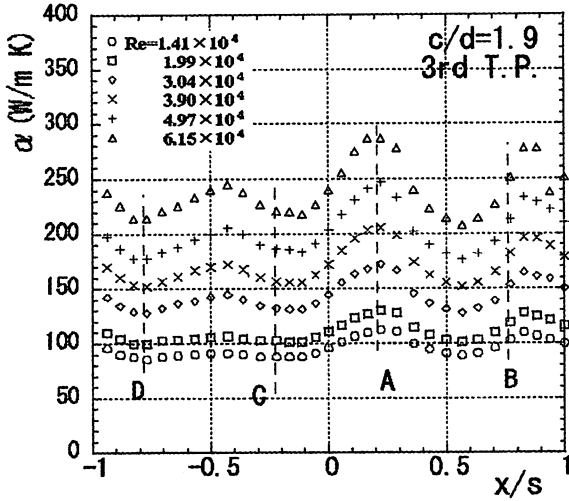


図9 3rdT.P.の局所熱伝達率 (c/d=1.9)

示したものである。いずれの Re 数においても、その分布形状は 2ndT.P. の場合とほぼ同様なものとなっている。しかしながら、2ndT.P. の c/d=1.3 の場合に見られた α の極大値を示す位置が、Re 数の増加とともに曲面部の下流側へ移動している挙動は、c/d=1.9 の場合では現われていない。この場合可視化より、T.P. 間に存在する渦流が、剥離流に引き込まれるように A-B 平面から曲面部に沿って放出されることを確認している。このことから、A 及び B コーナー近傍で極大値が存在するものと考えられる。図示はしていないが、c/d=1.15 は c/d=1.3 での分布とほぼ同様の形状を示しており、c/d=1.6 及び c/d=1.75 の場合は、c/d=1.9 の場合とほぼ同様である。

3.3 圧力分布

3.3.1 1st T.P. の圧力分布

図10及び図11は圧力用 T.P. を 1stT.P. として、それぞれ c/d=1.3, c/d=1.9 で得られた圧力係数 c_p について、Re 数をパラメータにとり示したものである。c/d=1.3 の場合、A-B 間では、Re 数によらずほぼ一定の c_p を示すが、A, B 各コーナー近傍で c_p は急激に減少し、小さい値を示している。すなわち、この近傍の流速が増速されていることが推察され、高 Re 数ほどその効果が顕著となっている。その後、上下曲面部で下流側へ向かうほど c_p は回復し背面部ではほぼ同一の値を示している。ここで、 c_p の最小値を示す A 及び B コーナー近傍からの c_p 値の上昇割合は高 Re 数ほど顕著となっているが、低 Re 数 ($Re \leq 3.04 \times 10^4$) では明確な c_p の上昇は見られない。c/d=1.9 の場合、c/d=1.3 の場合とほぼ同様となっているが、 c_p の最小値が c/d=1.3 と比較しやや高い値を示している。また、曲面部から背面部にかけて Re 数による c_p 値のばらつきが小さくなっている。このことは、軸間距離が広くなることで、1stT.P. から剥離した流れが、T.P. 間に流れ込み、比較的安定した流れとなっていると考えられる。図示はしていないが、c/d=1.15 及び c/d=1.75 の場合、分布の範囲に Re 数によるばらつきが見られ、c/d=1.3 の分布に類似している。c/d=1.6 の場合、ばらつきは少なく、c/d=1.9 における分布形状とほぼ同様になっている。

3.3.2 2ndT.P. の圧力分布

図12及び図13は、圧力用 T.P. を 2ndT.P. として、c/d=1.3 及び c/d=1.9 の場合について示したもので

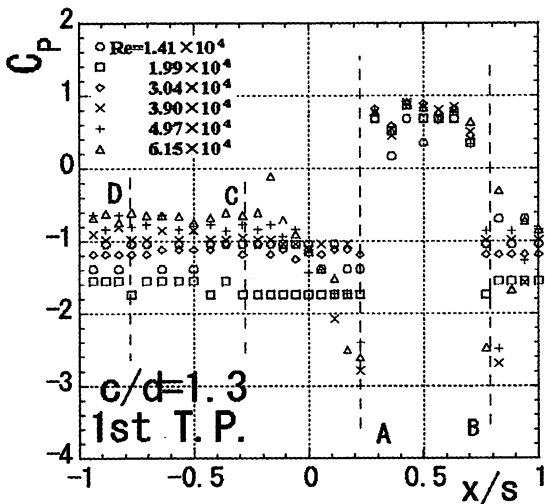


図10 1stT.P.の圧力分布 (c/d=1.3)

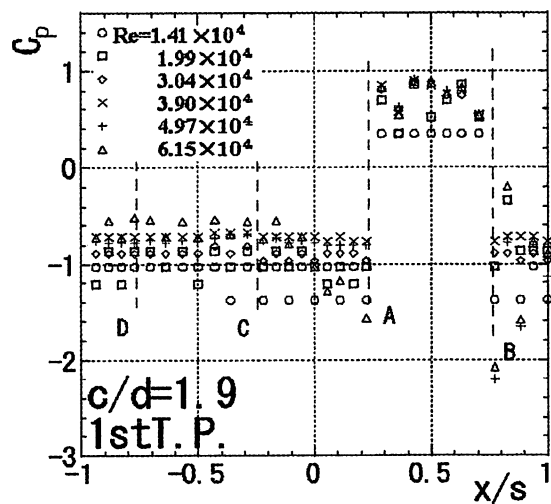


図11 1stT.P.の圧力分布 (c/d=1.9)

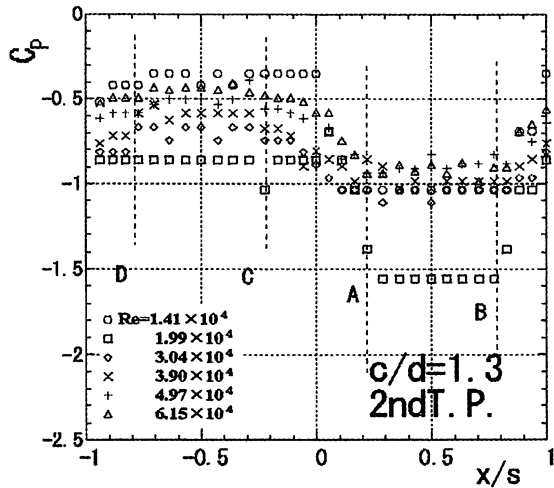


図12 2ndT.P. の圧力分布 (c/d=1.3)

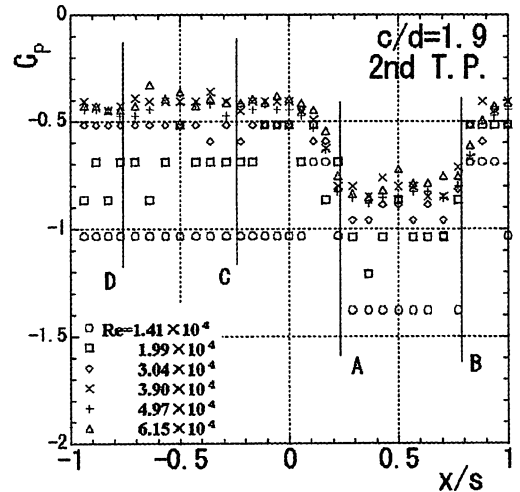


図13 2ndT.P. の圧力分布 (c/d=1.9)

あり、いずれの c/d においてもほぼ同様な分布形状となっている。すなわち、A-B間では、1stT.P. に比べかなり低い値でほぼ一定値を示し、曲面部で徐々に c_p 値が上昇、 $x/s=0$ 及び 1 近傍を境に下流側以降ではほぼ一定値を示している。この場合、3.2.2でも述べたが 1stT.P. から剥離した流れが、2ndT.P. の A 及び B コーナー近傍に交互に衝突し渦を形成しながら平面部に沿って流れることから、A-B間で低い c_p を示していると考えられる。また、T.P. 間から放出される流れは曲面部に沿って流れ、背面部に巻き込まれ、高 Re 数ほど複雑な流れを形成することから、A-B間に比較し曲面部と背面部の c_p 値が高くなっているものと考えられる。なお、図8で α の最大値が存在する位置では、明確な c_p 値の変化はみられず、前述したように A-B平面を経

て曲面部に沿う流れと 1stT.P. から剥離した流れが合流するためと推察される。

3.3.3 3rdT.P. の圧力分布

図14及び図15は、圧力用 T.P. を 3rdT.P. として、 $c/d=1.3$ 、 $c/d=1.9$ で得られた結果を示したものである。 $c/d=1.3$ (図15) の場合、背面部と前面部の c_p 値に大きな差はみられないが、得られたデータの変動が前面部において比較的大きく 3rdT.P. 前面近傍の流れがかなり複雑となっていることを示唆している。 $c/d=1.9$ (図15) の場合、 $c/d=1.3$ とは異なり c_p 値の変動も少なく、その分布形状は 1stT.P. に類似したものとなっている。これより、軸間距離が広がることで、T.P. 間の流れ場が比較的安定した流れになっていると推察される。なお、図示はして

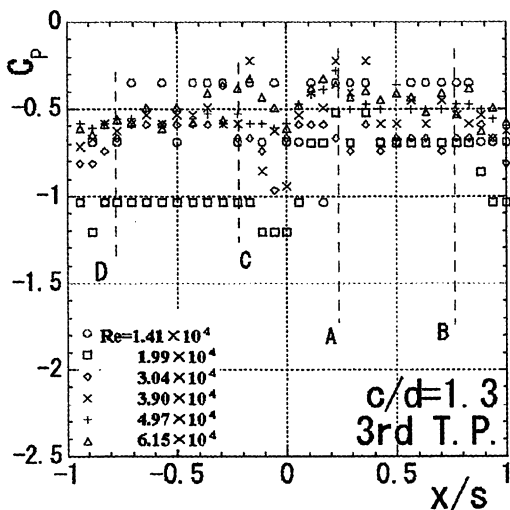


図14 3rdT.P. の圧力分布 (c/d=1.3)

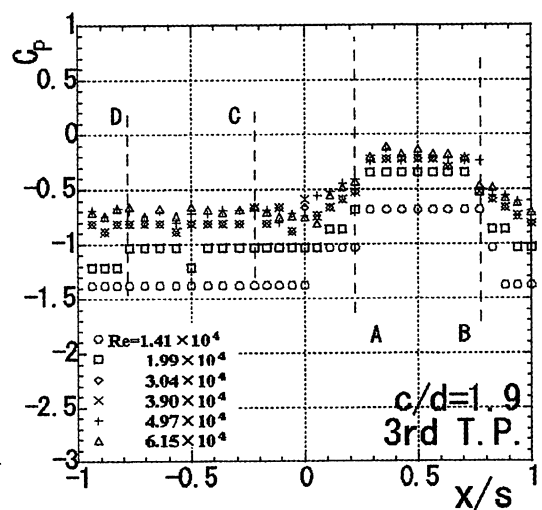


図15 3rdT.P. の圧力分布 (c/d=1.9)

いないが、 $c/d=1.15$ においては、A、B各コーナー近傍で c_p は大きな値を示し、前面部では、背面部より少し大きい値を示しており、他の c/d の分布形状とは異なっている。 $c/d=1.6$ 及び 1.75 は $c/d=1.9$ の分布形状に近いものとなっている。

3.4 抗力係数

図16及び図17に、圧力係数 c_p より求めた1stT.P., 2ndT.P., 3rdT.P.の抗力係数 C_D を、 $c/d=1.3$ と $c/d=1.9$ の場合について示した。 $c/d=1.3$ の1stT.P.において、Re数の増加にともない C_D 値が増加し、Re数が 3.04×10^4 近傍で最大値を示すが、その後徐々に減少している。このことは、1stT.P.と2ndT.P.の空間内の流れ場が変化、特に1stT.P.背面近傍での渦形成が、Re数の増加とともに頻繁に行われて

いると考えられる。2ndT.P.の場合、3本の二次元柱で最も低い値を示し、Re数によらず若干ばらつきは見られるが、 C_D が -0.5 程度でほぼ一定値となっている。3rdT.P.の場合、2ndT.P.に比較して C_D がやや高い値を示すが、Re数による依存性はほとんど見られない。 $c/d=1.9$ においては、各T.P.ともRe数による変化はほとんど見られないが、3rdT.P.では $c/d=1.3$ の場合に比較して高い値を示していること、また、1stT.P.では $Re \leq 3.04 \times 10^4$ において $c/d=1.3$ の場合よりも低い C_D 値となっている。ここで、相場ら⁽²⁾の一行管群の第一、第二、第三管と比較した場合、 $c/d=1.3, 1.9$ のいずれの軸間距離でもほとんど差異はみられない。

3.5 平均熱伝達

図18及び19は、二次元柱全面の平均熱伝達では Nu_m を $c/d=1.3$ 及び $c/d=1.9$ について示したもので、比較のため相場ら⁽³⁾の一行管群で得られた結果も示してある。いずれの場合も、 $Nu_m \propto Re^n$ なる関係が成り立つことを示している。

$c/d=1.3$ の場合、 $Re \leq 3.90 \times 10^4$ では3rdT.P.が最も高い Nu_m を示し、1stT.P.および2ndT.P.では Nu_m に若干の差異は見られるが、ほぼ同程度となっている。また、いずれのT.P.においてもそのべき指数 n は約0.6となっており、Re数による依存性は見られない。しかしながら、 $Re > 3.97 \times 10^4$ では、いずれのT.P.の場合も急激に Nu_m が増加し、特に2ndT.P.と3rdT.P.が同程度の Nu_m を示し、1stT.P.よりも高い値を示している。この場合図示はしていないが、平面部に比較し曲面部の熱伝達の向上が顕著となっている。このことは、3.2節でも述べたが

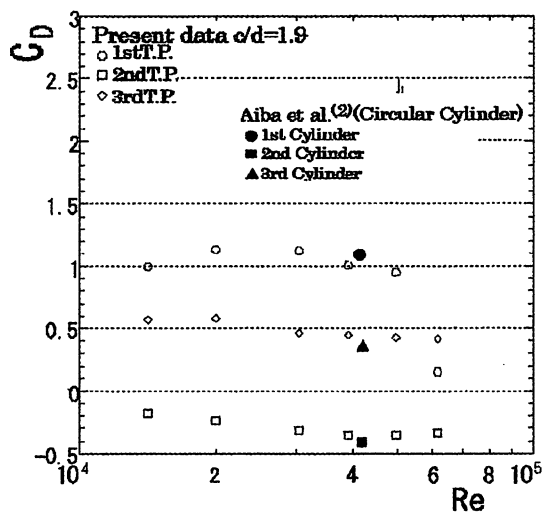


図16 抗力係数 ($c/d=1.3$)

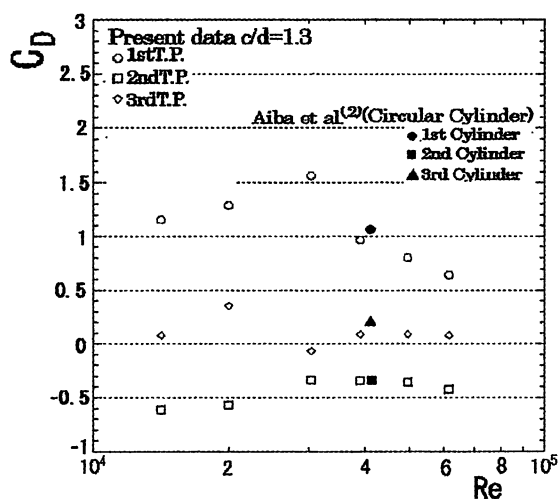


図17 抗力係数 ($c/d=1.9$)

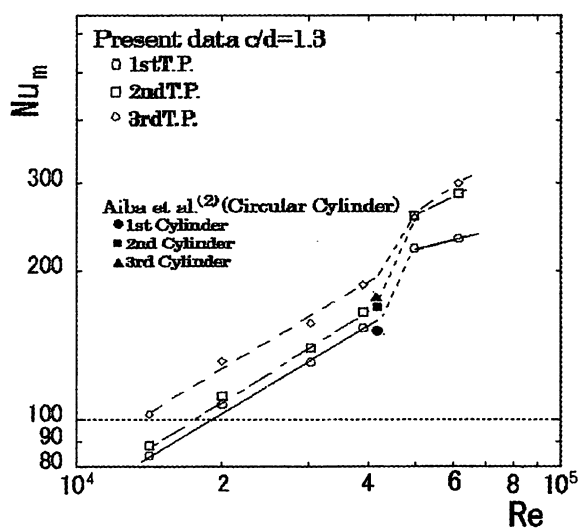


図18 平均熱伝達 ($c/d=1.3$)

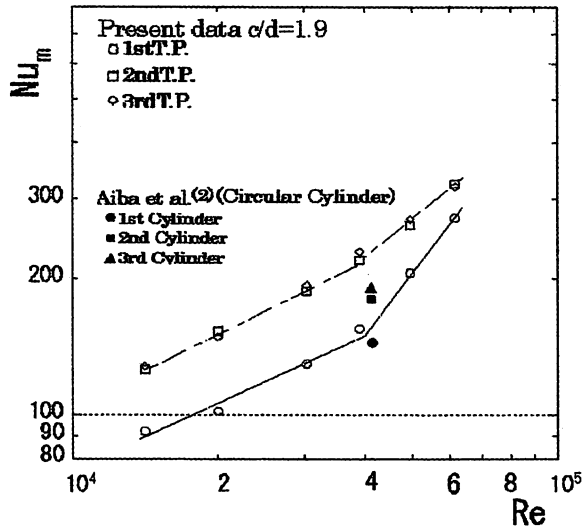


図19 平均熱伝達 (c/d=1.9)

曲面部には乱流境界層が形成され、しかもその乱れ強さが $Re \leq 3.97 \times 10^4$ に比較し増加するためと考えられる。

$c/d=1.9$ の場合、 $c/d=1.3$ の場合と同様に $Re \approx 4.0 \times 10^4$ を境にベキ指数 n が変化し、 $Re > 4.0 \times 10^4$ で 1st T.P. の Nu_m の向上が顕著となっている。しかし、 $c/d=1.3$ の場合とは異なり、階段状のような変化は見られない。図示してはいないが、他の c/d においても同様な結果となっており、 $Re \approx 4.0 \times 10^4$ を境に T.P. 周りの流動状況が変化していることが明らかとなった。

ここで、 $c/d=1.3$ においては、同一軸間距離における相場らの結果⁽³⁾ ($Re=4.1 \times 10^4$) と比較し、1st T.P. と 2nd T.P. においてはほぼ同程度の値を示すが、3rd T.P. では二次元柱がやや高い値を示す。 $c/d=1.9$ においては、 $c/d=1.8$ における相場らの結果⁽³⁾ ($Re=4.1 \times 10^4$) との比較になるが、いずれの T.P. においても、円管に比較し約15%から20%割程度熱伝達が向上する結果が得られた。以上のことから、気流に直交する熱交換器を本研究で提案する

平面と曲面からなる二次元柱で構成した場合、有効な手段となり得ることの知見を得た。

4. 結 言

平面と曲面からなる二次元柱を、迎え角 $\theta = 90^\circ$ で主流方向と平行に3本並べて設置し、無次元軸間距離 c/d を1.15から1.9の5種類について、レイノルズ数 Re を変化させ、二次元柱群の熱伝達特性を流れ特性との関連で明らかにするための実験的研究を行った。本研究の実験範囲で得られた主な結果を以下に示す。

- (1) 抗力係数 C_D は一行管群の場合と比較しいずれの c/d でも、ほぼ同程度の C_D 値を示す結果が得られた。
- (2) 本実験のレイノルズ数 Re の範囲では、一行管群の同一軸間距離に比較し、平均熱伝達がほぼ同程度もしくは高い値を示し、最大で20%程度促進される。
- (3) 平均熱伝達特性において、レイノルズ数が $Re \approx 4.0 \times 10^4$ 近傍でその特性に急激な変化が生じ、このレイノルズ数以上で熱伝達の向上が顕著となることから、臨界レイノルズ数が存在することが明らかとなった。

参考文献

- (1) 関信弘一編, 伝熱工学 (1988), 森北出版
- (2) 例えば, 相場眞也・他2名, 機論46-406, B (1980), 1143-1143
- (3) 相場眞也・高橋洋輔, 機論, 65-638, B (1999), 3406-3413
- (4) 土田一・他2名, 秋田高専研究紀要No.39 (2004-2), 23-29
- (5) 日本機械学会, 伝熱工学資料