

琉球大学学術リポジトリ

長方形流路内の伝熱特性に関する研究 (アスペクト比の影響)

メタデータ	言語: 出版者: 琉球大学工学部 公開日: 2010-07-28 キーワード (Ja): キーワード (En): Forced convection, Heat transfer, Aspect ratio, Fully developed duct flow, Entrance region 作成者: 澤田, 亜希子, 親川, 兼勇, 屋我, 実, 瀬名波, 出, Sawada, Akiko, Oyakawa, Kenyu, Yaga, Minoru, Senaha, Izuru メールアドレス: 所属:
URL	http://hdl.handle.net/20.500.12000/17627

長方形流路内の伝熱特性に関する研究

(アスペクト比の影響)

澤田 亜希子* 親川 兼 勇** 屋 我 実** 瀬名波 出**

Characteristics of Heat Transfer in Rectangular Ducts
(Effects of aspect ratio)Akiko SAWADA*, Kenyu OYAKAWA*,
Minoru YAGA* and Izuru SENAHA*

Abstract

This paper shows how the local heat transfer coefficients along rectangular ducts are affected by the aspect ratios of a duct varying in the range 1.0 ~ 2.6 in order to obtain the basic information on the heat transfer mechanisms in both square and rectangular ducts. It was found that the streamwise local heat transfer coefficients at a lower wall are higher than that at a side wall except the aspect ratio $AP=1$. As an aspect ratio increases, the local values on both walls increase, moreover the heat transfer coefficients at far downstream attain to the results obtained from the circular duct or the parallel plate duct. The dependency of an aspect ratio on the heat transfer characteristics of the rectangular duct is also presented.

Key Words: Forced convection, Heat transfer, Aspect ratio,
Fully developed duct flow, Entrance region

1. 諸 言

伝熱促進技術に関する研究はコンパクト熱交換器の設計, 高温高熱流束下の熱除去などの省エネルギー, 省資源において重要な課題となりつつあり, そのため対流伝熱場における熱伝達率増進に関する研究が数多くなされている¹⁾. そのなかでも廃熱回収をはじめ冷凍機などにも広く使用されているシェルアンドチューブ熱交換器に多く用いられている管内单相流に関する伝熱促進技術は円管流路だけでなく非円管流路についても研究が行われている^{2)~4)}. 非円管流路内の乱流では円管の場合と異なり, コーナー付近で速度が著しく減少

し, また乱流応力場の非等方性により2次流れが発生する⁵⁾. 2次流れは主流速度線を歪ませる結果, 流路内の流動, 伝熱特性は非常に複雑になる. この非円管流路として正方形流路内の乱流熱伝達に関する種々の研究^{6)~10)}が知られているが, 工業的に応用範囲の多い長方形断面をした流路での全面熱伝達に関する研究, とくに流路断面のアスペクト比を変化させた場合の管内熱伝達に関する研究はほとんど見あたらない. 一般に非円管内流れの熱伝達を扱う場合, ヌセルト数 Nu , レイノルズ数 Re を求めるのに伝熱面の代表寸法に相当直径をとり, 円管の場合と同じ $Nu-Re$ の関係式を用いて伝熱特性を知ることができる. しかしながら前

受理: 1995年5月12日

* 大学院工学研究科機械工学専攻 Graduate Student, Fac. of Eng.

** 機械システム工学科 Dept. of Mechanical Systems Eng., Fac. of Eng.

述のように円管の場合と異なり非円管流路内の流れは非常に複雑になる。このため流れの相似性を仮定した簡単な方法により円管の場合と同様に計算するのでは精度の良い結果が得られない。従って正確に伝熱特性を知るためには個々の場合について実験を行わなければならない。

本研究では長方形流路内の熱伝達が種々のアスペクト比(流路の縦横比)に対してどのような特性をもつかを明らかにし、また非円形流路での伝熱現象解明の一助とすることを目的としている。そこで、長方形流路内の伝熱促進における基礎研究として正方形流路、及びそれから流路幅を8段階に伸長したそれぞれの長方形断面をもつ流路において滑面での局所熱伝達率を測定し、アスペクト比が局所熱伝達率、伝熱特性におよぼす影響について実験的に明らかにした。

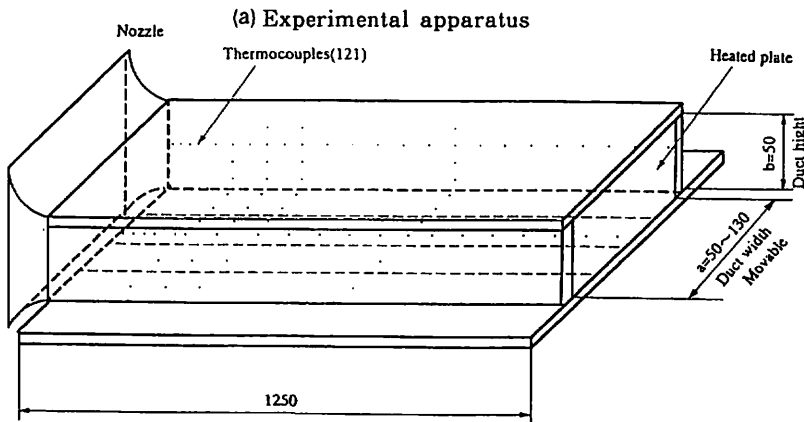
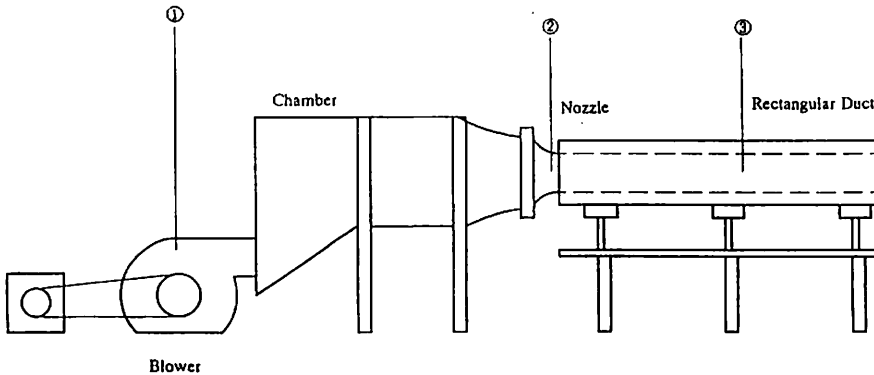
- b : 流路高さ (mm)
- C : 比例定数
- De : 相当直径 ($= 2ab/(a+b)$)
- hx : 熱伝達率 (W/m^2K)
- h_w : 下流での熱伝達率 (W/m^2K)
- Nu : ヌセルト数 ($= h_w \cdot De/\lambda$)
- Nux : 局所ヌセルト数 ($= hx \cdot X/\lambda$)
- Re : レイノルズ数 ($= U \cdot De/\nu$)
- Rex : 局所レイノルズ数 ($= U \cdot X/\nu$)
- Pr : プラントル数
- U : 主流速度 (m/s)
- X : 入口部からの流れ方向距離 (mm)
- λ : 流体の熱伝達率 (W/mK)
- ν : 流体の動粘性係数 (m^2/s)
- ρ : 流体の密度 (kg/m^3)

記号

- AP : アスペクト比 ($= a/b$)
- a : 流路幅 (mm)

2. 実験装置および実験方法

実験装置の概略図を図1(a)に示す。実験装置は大別



(b) Schematic diagram of test section

Fig. 1 Experimental apparatus, dimension and symbols

すると①送風部, ②ノズル部, ③測定部により構成される。送風部には片吸込みターボファン型遠心送風機(エバラ製)を用いた。作動流体である空気は遠心送風機により送られチャンパーを経て, ノズルを介し測定部へと送られる。チャンパー部の開閉窓の開閉によって流量調整を行うことにより測定部での主流速度 U をコントロールした。主流はチャンパー出口に設置した $1/4$ 円弧の左右に移動可能な可変式のノズルによって絞られ, 流路内に流入する。測定部である流路の概略を図1(b)に示す。

測定流路は高さ $b=50\text{mm}$ と一定とし, 流路幅 $a=50\text{mm}\sim 130\text{mm}$ の範囲で移動可能である正方形および長方形断面をもつ全長 1250mm の直線流路である。本実験は流路幅を 50mm より 10mm ずつ変化させた。対応するアスペクト比は $AP=1.0\sim 2.6$ である。測定流路の加熱板である上下壁および左右の側壁は厚さ 10mm のベークライト板に厚さ $30\mu\text{m}$, 幅 49mm のステンレス箔を上下面にそれぞれ4枚, 両側壁に1枚接着し, 直流電流により通電加熱することにより熱流束一定の伝熱面とした。これを各流速の空気流により測定部を冷却し, 熱的に定常状態に達した後壁面温度を測定する。壁面温度は測定部の下壁および左側壁面のステンレス箔裏面にハンダ付けされた $\phi 70\mu\text{m}$ の銅-コンスタンタン熱電対によりその起電力を $1\mu\text{V}$ の精度で測定することにより求めた。熱電対は流れ方向に31本ずつ, $X=200, 250, 300, 350, 450$ および 700mm の位置にはスパン方向に5~13本ずつの計121本設けた。熱電対をステンレス箔裏面にハンダ付けするため壁裏面に $\phi 8\text{mm}$ の熱電対取り付け用の穴を設けてい

る。熱電対取付後, 穴からの熱損失を防ぐためにガラスウールを詰めて空気層を作り, さらに測定部全体をガラスウールおよび保温性の高いスポンジで覆うことによりベークライトを通して外部へ散逸する熱損失を抑えると同時に壁面温度の測定精度を上げている。流速は流路入口部に設置したピトー管により測定した。

本実験は主流速度 $U=10, 15, 20, 25\text{m/s}$ で行った。対応するレイノルズ数(相当直径を代表長さとして用いた)は $Re=3.2\times 10^4\sim 1.2\times 10^6$ である。なお測定流路入口に $\phi 3\text{mm}$ のトリッピングワイヤーを設置し乱流域に遷移しやすくした状態で実験を行った。

3. 実験結果および考察

3.1 流路入口における伝熱特性

正方形ならびに各アスペクト比の長方形流路における伝熱現象を実験的に明らかにするためには, 流路入口における伝熱特性を確認する必要がある。通常, 管内流れの流路入口部では境界層は層流から遷移域を経て乱流境界層へ発達する。その際のレイノルズ数 Re と局所ヌセルト数 Nu は入口よりの距離 X を代表長さとして使い, それぞれ Re_x, Nu_x を用いるのが常である。本実験でも同様に代表長さ X をとり, Nu_x と Re_x の関係を求めた。なお本実験では流路全長の関係より入口部において乱流境界層へ遷移しやすくするため $\phi 3\text{mm}$ のトリッピングワイヤを取り付けてありその状態での結果である。

下壁面, 側壁面でのそれぞれの結果を $AP=1.4, 1.6, 2.0$ の場合を例にとり図2(a), (b)に示す。図中には

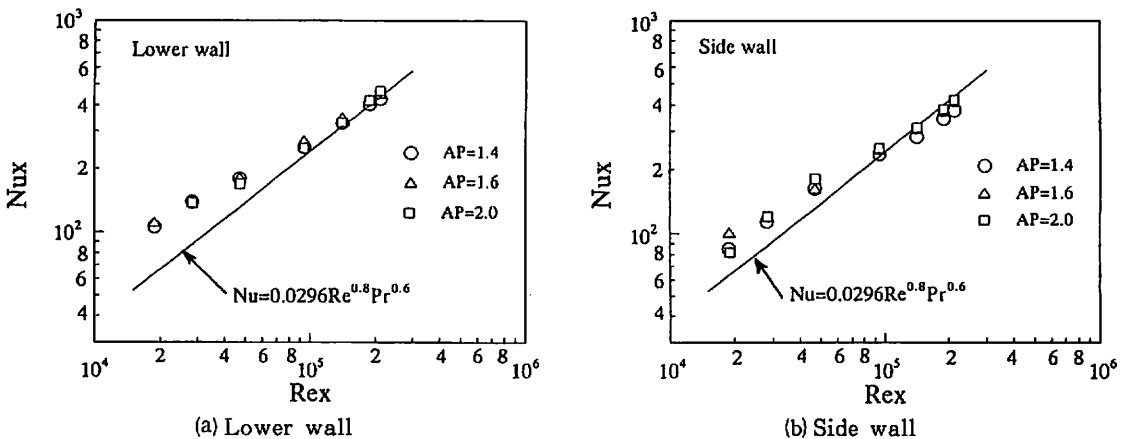


Fig. 2 Comparison of the data obtained at entrance region to the formula of local heat transfer coefficients of turbulent boundary layer on a flat plate

平板乱流境界層の熱伝達の式 $Nu=0.0296Re^{0.8}Pr^{0.4}$ を示しておく。

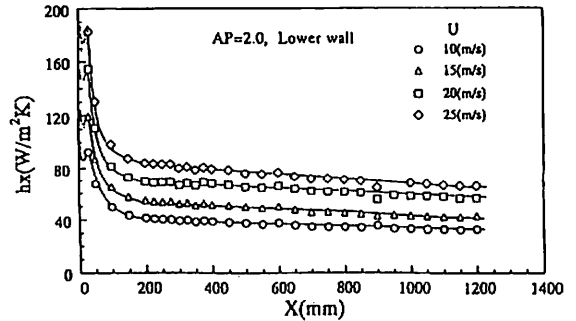
本実験で得られた Nux はトリッピングワイヤを取り付けているため、流路入口よりすぐに乱流境界層に遷移した状態で発達する分布となる。ここで Nux は低 Re 域において両壁面ともに平板乱流境界層による熱伝達の式より高い値となっているが、これはトリッピングワイヤを設けているため、流れのはく離、再付着がおりそのため局所熱伝達率が高められたこと、ならびにその際再付着下流で新たに温度境界層は再発達をしていくものであることより、見かけの境界層発達開始点がずれることに起因しよう。下壁面での局所ヌセルト数は $AP=1.4, 1.6, 2.0$ いずれもほぼ同じ値をとる。ここではこの3つの AP を例示してあるが全ての AP について、ほぼ同じ値をとることを確認している。側壁の場合は下壁に比べると僅かにバラつきがあるもののほぼ同程度の値を示している。これらのことよりアスペクト比を種々変化させた流路形状においても入口部における伝熱特性は平板乱流境界層における値とほぼ等しい状態で流入してあると考えられる。

3. 2 流れ方向局所熱伝達率

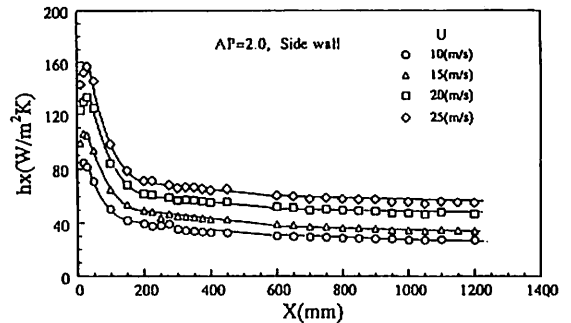
流路形状を流路高さ $b=50\text{mm}$ 一定とした状態で、流路幅 $a=50\sim 130$ まで 10mm づつ変化させ実験を行った。アスペクト比 $AP=1.0\sim 2.6$ の範囲で 0.2 づつ変化させたことに相当する。主流速度 $U=10, 15, 20, 25\text{ m/s}$ でのアスペクト比を変化させた各流路形状での流れ方向局所熱伝達率を測定した。

主流速度を変化させた場合の流れ方向局所熱伝達率分布を $AP=2.0$ の場合を例にとり、下壁面および側壁面での熱伝達率分布をそれぞれ図3(a), (b)に示す。縦軸に熱伝達率 hx 、横軸に流路入口(加熱開始点)からの距離 X をとる。熱伝達率は下壁面、側壁面ともに流路入口部、すなわち乱流境界層の発達場において急激に減少する分布となっている。その後熱伝達率はゆるやかに減少し、一定の値に近づき定常乱流熱伝達率に達する。なお側壁面入口部において局所熱伝達率は $X=25\text{mm}$ 近傍で一度上昇しているが、これは流路入口部にとりつけたトリッピングワイヤにより流れのはく離・再付着による影響によるものである。下壁面においても同様の現象が現れているであろうが、熱板入口部の直後での熱伝達率が測定できなかったため、見かけ上単調に減少する分布となった。

通常管内乱流熱伝達分布は流速の増加とともに増大



(a) Lower wall



(b) Side wall

Fig. 3 Variation of streamwise local heat transfer coefficients with velocity

していき、その分布形状は流速によらず相似となる。本実験の正方形および長方形流路においても同様な傾向をもち、流速とともに増大する相似分布となる。以上、ここでは $AP=2.0$ を例にとり説明したが、上述の流れ方向熱伝達特性は全 AP に対しても同様となる。

ここで下壁面および側壁面での熱伝達率分布を比較してみると、下壁面の熱伝達率分布値のほうが側壁面の値より高くなっている。その他の流路形状については、たとえば $AP=1.0$ の正方形断面の流路については、若干のばらつきはあるもののほとんど両者とも同じ値となった。しかしながら例示している $AP=2.0$ を含めて、長方形断面を持つ流路では全ての場合において下壁面での熱伝達率が側壁面の値を上回る傾向をもつ。このことより長方形流路の場合は、その流路空間内速度場、乱流応力場、ならびに温度場での非対称性により境界層の発達状態が側壁、下壁で異なっているものと考えられる。

3. 3 アスペクト比による局所熱伝達率の変化

前述のように長方形流路において、下壁および側壁

での温度境界層の発達状態が異なることが示唆される。このことが局所熱伝達率分布、とくに発達した定常乱流熱伝達にどのように影響するかを調べる必要がある。そこで両壁面での局所熱伝達率をアスペクト比を変化させた場合について比較した結果を図4(a), (b)に示す。図中、左側より $AP=1.0, 1.2$ と順に大きくした場合の分布を表している。各 AP での流路入口での局所熱伝達率は前述したように、乱流境界層発達場における熱伝達分布を呈する。流路下流において定常乱流熱伝達率に達した値は AP により異なり、長方形流路では $AP=1.2\sim 2.6$ にかけて徐々に大きくなる傾向をもつことがわかる。また AP が小さいほど定常乱流熱伝達に達するのがより下流側に移行するようである。このことは側壁面での熱伝達分布においても同様な傾向をもつことが確認される。しかし下壁面ほど顕著ではない。このことは上下壁および両側壁における速度、温度分布の発達状態が異なることに起因し、あるアスペクト比でスパン方向流れ場に非一様性が起こることによる。

$AP=2.4$ および 2.6 についてはほぼ同値となっている。 $AP=2.0$ 以上ではスパン方向の非一様性は消え熱伝達率は平行平板流路の熱伝達特性に漸近していくものであると考えられる。

下壁および側壁面での熱伝達率を比較した場合は、流路入口部においてはほぼ同値であるが、 $X=200$ mmより下流域においては全体的に下壁面の場合が高くなる傾向をもつ。また定常乱流熱伝達に達する位置は側壁面の方が僅かに上流側となっている。

3. 4 伝熱特性

管内乱流境界層が十分発達したと見られる下流において、相当直径を用いて算出したヌセルト数 Nu とレイノルズ数 Re との関係を $AP=1.0, 1.6, 2.0, 2.6$ を例に取り図5(a), (b)に示す。比較のため円管および平行平板における十分に発達した乱流場における壁面ヌセルト数 $Nu_w=0.019Re^{0.8}$ を図中に示す。いずれの AP の場合においても Re の増加に伴い Nu は $Nu_w=0.019Re^{0.8}$ に平行に増加する分布をもつ。またいずれも $Nu_w=0.019Re^{0.8}$ よりも低い値となるものの $AP=2.0$ および 2.6 がほぼ同値で最も高く、平行平板の Nu_w に近い値となっている。前項での hx の結果とともに本実験での長方形流路 $AP=1.2\sim 2.6$ の範囲で AP が大きくなる程すなわち形状が平行平板に近づくほど、 hx, Nu とも高くなり、平行平板の伝熱特性に近づくようである。ここで $AP=1.0$ の場合にやや高い値をもつのは、本実験では確認されていないものの $AP=1.0\sim 1.2$ の

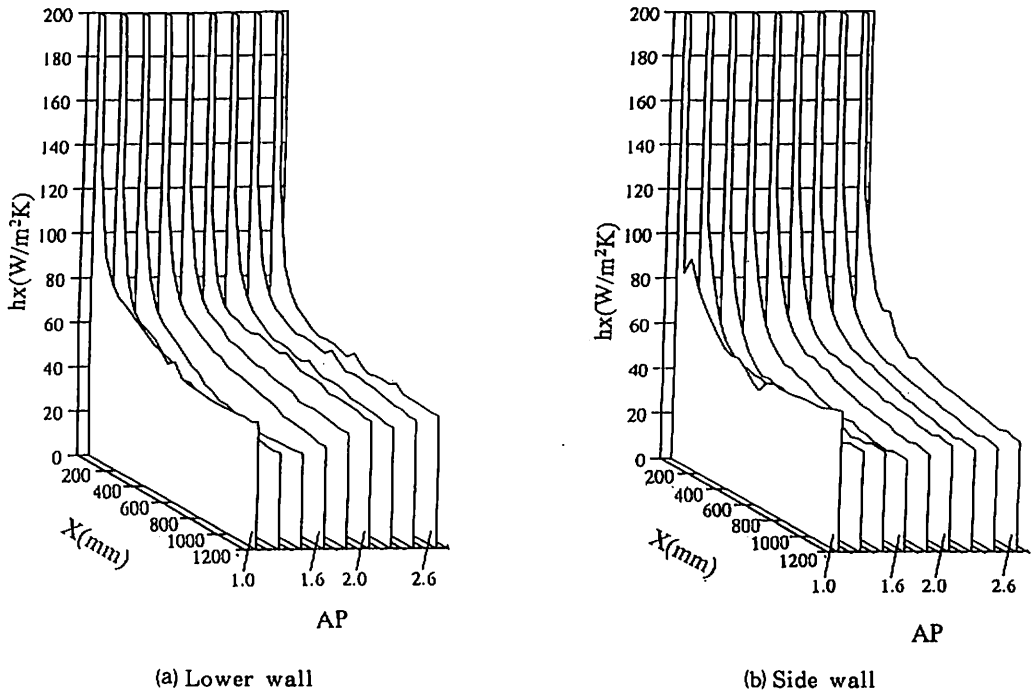


Fig. 4 Variation of streamwise local heat transfer coefficients with aspect ratio

範囲で Nu の最小値が存在しよう。 $AP=1.0$ の正方形流路の場合はより円管流路の形状に近づいているために、 Nu はより $Nu_{\infty}=0.019Re^{0.8}$ に近づいているものと予測される。これらの結果よりアスペクト比を変化させた場合、長方形流路内伝熱特性に影響を及ぼすことが確認された。そこで、この影響をより定量的に調べるため、本実験の実験レイノルズ数範囲における代表的な値として $Re=6 \times 10^5$ をとり、そのときの Nu を算出することより AP との関係について調べてみた。その結果を下壁面、左壁面それぞれの場合について図6(a), (b)に示す。いずれの場合も $AP=1.2, 1.4$ と大きくなるにつれて Nu は増大していき、その増加の割合はある一定の傾きをもつことが確認されよう。そこでこの Nu - AP 線図の傾きを n とすると下壁面での Nu におよぼす AP の依存性は $n=1/2$ 、側壁においては $1/3$ 乗を得る。このことより AP と Nu の関係において規則性があるものと推測され、その関係を平行平板にお

ける $Nu=0.019Re^{0.8}$ に比例定数 C 、アスペクト比の影響因子 AP^n を乗じた式

$$Nu=0.019Re^{0.8} \times C \times AP^n \dots \dots \dots (1)$$

で表されるものと仮定すると、下壁面において

$$Nu=0.011Re^{0.8} AP^{1/2} \dots \dots \dots (2)$$

側壁面において

$$Nu=0.011Re^{0.8} AP^{1/3} \dots \dots \dots (3)$$

を得ることができた。なお前述のように $AP=1.0 \sim 1.2$ 近傍において Nu が極小値をもつと思われるが、ここでは $AP=1$ を除いたものとした。

以上の結果の確認のため、本実験で得られた長方形

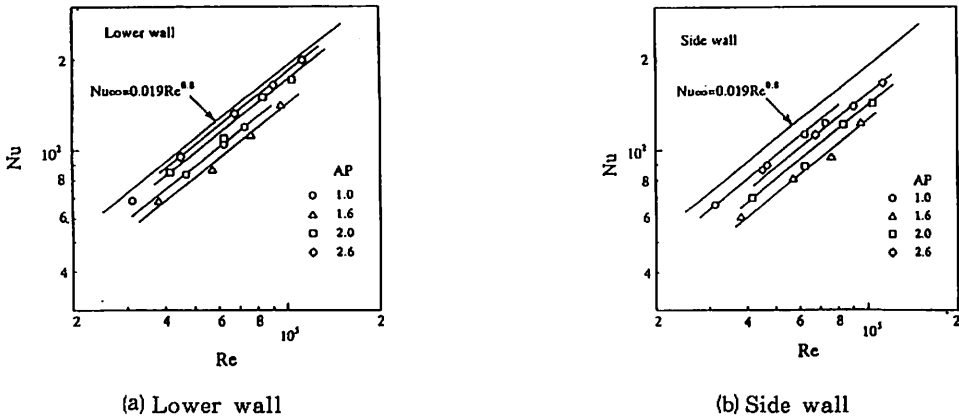


Fig. 5 Relation between Nu and Re

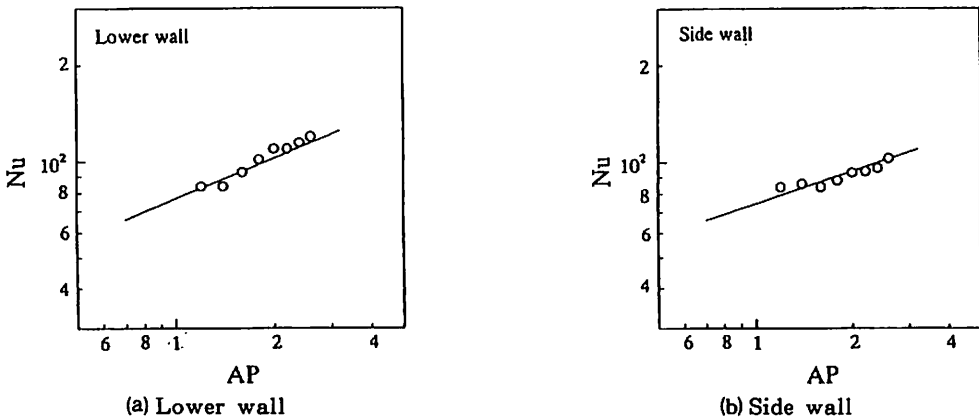


Fig. 6 Effect of an aspect ratio on Nusselt number

流路での下壁, 側壁の Nu をそれぞれ $AP^{1/2}$, $AP^{1/3}$ で除した値 $Nu/AP^{1/2}$, $Nu/AP^{1/3}$ と Re の関係を図7(a), (b)に示す. 多少のばらつきはあるもののそれぞれ式(2), (3)上にある.

4. 結 言

正方形および長方形流路内の伝熱現象における基礎研究としてアスペクト比 AP を $AP=1.0\sim 2.6$ の範囲で変化させ局所熱伝達率を測定し, 伝熱特性への影響を検討した. この結果以下の結論を得た.

- (1) アスペクト比 $AP=1.0$ の正方形流路において局所熱伝達率は下壁面, 側壁面とも同じ値を示したが, アスペクト比 $AP=1.2\sim 2.6$ での局所熱伝達率は下壁面が側壁面より高くなる. またこの現象は流速が大きくなるほど顕著である.
- (2) 局所熱伝達率はアスペクト比が大きくなるほど全体的に高くなり, またより上流域で定常乱流熱伝達率に達する傾向が見られた.
- (3) ヌセルト数 Nu はアスペクト比 AP の影響を受けその関係は $Nu-Re$ の関係式 $Nu=0.019Re^{0.8}$ にアスペクト比の影響因子 AP^n を乗じた形で表すことが

できた. $AP=1.2\sim 2.6$ の長方形流路の下壁面で

$$Nu=0.011Re^{0.8}AP^{1/2}$$

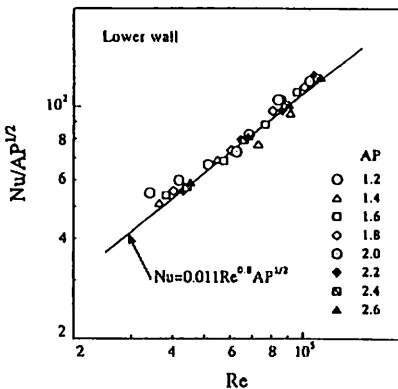
側壁面において

$$Nu=0.011Re^{0.8}AP^{1/3}$$

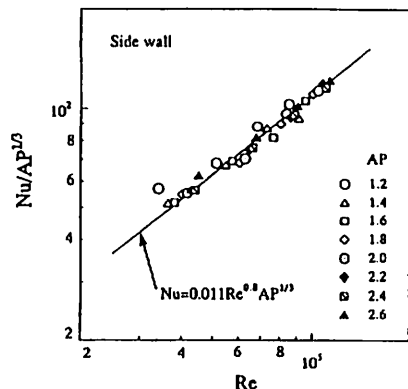
となる実験式を得た.

参考文献

- (1) Bergles, A.E. and Webb, R.L., Augmentation of Convection Heat Transfer, (1971) 1, ASME.
- (2) 親川, 瀬名波, 馬淵, 機論, 60-575, B (1994), 2532.
- (3) 親川, 馬淵, 機論, 47-414, B (1981), 308.
- (4) Oyakawa, K. et al., Proc. Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, (1993), 633.
- (5) Melling, A. and Whitelaw, J.H., J. Fluid Mech. 78-2 (1976), 289.
- (6) 藤田, 横沢, 廣田, 西垣, 機論, 53-492, B (1987), 2370.
- (7) 杉山, 秋山, 柴田, 機論, 57-535, B(1991), 1044.
- (8) 明, 小林, 機論, 57-540, B (1991), 2538.
- (9) 廣田, 横沢, 鏡味, 室伏, 機論, 58-548, B (1992), 218.
- (10) 藤田, 機論, 45-390, B (1979), 2559.



(a) Lower wall



(b) Side wall

Fig.7 Relation between Nu/AP^n and Re