垂直平行平板間に発達する自然対流の乱流熱伝達*

稲垣 照美^{*1}, 丸山 真治^{*2}Turbulent Heat Transfer of Natural Convection
between Vertical Parallel PlatesTerumi INAGAKI^{*3} and Shinji MARUYAMA^{*3} Ibaraki University, Dept. of Mechanical Engineering,
4-12-1, Nakanarusawa, Hitachi, Ibaraki, 316-8511 Japan

We measure heat transfer coefficients of natural convection between two vertical smooth parallel plates heated uniformly in the laminar, transition and turbulent regions. The heat transfer characteristics are experimentally investigated with changing width, δ , between the vertical parallel plates, heat flux, q_w , length, L , of the vertical parallel plates and heating conditions variously. For natural convection between the vertical parallel plates, in the turbulent region of $Ra_x^* > 10^4$, the heat transfer is strongly suppressed owing to the effect of combined convection. On the contrary, the heat transfer in the laminar region is enhanced owing to the tunnel effect. These tendencies become marked with decreasing δ and increasing L . The position occurring heat transfer reduction shifts to the downstream with increasing q_w under a fixed δ . Furthermore, under smaller δ , we can not clearly distinct the transition process in accordance with both the heat transfer enhancement in the laminar region and the heat transfer reduction in the turbulent region.

Key Words: Natural Convection, Turbulent Flow, Heat Transfer, Vertical Parallel Plate

1. 緒言

滑らかな垂直平行平板間に発達する自然対流の熱伝達については、これまで幾つかの実験あるいは解析⁽¹⁾⁻⁽⁵⁾が試みられている。さらに近年の研究^{(6),(7)}としては、小型計算機内部の自然空冷技術向上へ向けた伝熱のモデル化が行われており、垂直平行平板間群内の伝熱面に突起を設けることで、様々な伝熱特性を実験および解析の両面から明らかにしている。しかしながら、これらの研究は、いずれも層流域を中心に議論を展開したものである。一方、大型熱交換器などにおいて実用上重要となる $Ra_x^* > 10^4$ に亘る乱流域の垂直平行平板間に発達する自然対流熱伝達に対しては、十分な知見が得られているとは必ずしも言えない。すなわち、乱流熱伝達に及ぼす熱流束、垂直平行平板流路長さ、垂直平行平板間隔および加熱条件などに対する影響評価は、自然対流の伝熱問題で残された数少ない事例と考えられる。

このことから本研究では、下流側に乱流域が存在するような比較的大きな寸法の滑らかな一様熱流束加熱垂直平行平板間に発達する自然対流を実現し、層流、遷移および乱流域に亘る熱伝達について実験的な検討を加えることにした。従来の体系では下流側に乱流

域が存在せず、 Ra_x^* 数が比較的小さな流れであったが、本実験における乱流域の熱伝達には、共存対流効果や煙突効果などが同時に作用し、伝熱工学的にも興味深い問題であろう。

主要記号

h_{wx} : 局所熱伝達率 [W/m²K]
 Gr_x^* : 局所修正グラスホフ数 ($=g\beta q_w x^4 / \kappa \nu^2$) [-]
 Gr_L : グラスホフ数 ($=g\beta \Delta T L^3 / \nu^2$) [-]
 g : 重力加速度 [m/s²]
 L : 垂直平行平板流路長さ (=伝熱面全長) [mm]
 Nu_x : 局所ヌッセルト数 ($=q_w / (T_{wx} - T_{in})$) [-]
 Pr : プラントル数 ($=\nu / \alpha$) [-]
 q_w : 伝熱面熱流束 [W/m²]
 Ra_x^* : 局所修正レイリ数 ($=Gr_x^* \cdot Pr$) [-]
 Re_L : レイノルズ数 ($=LU / \nu$) [-]
 T_{in} : 流路入口温度 [K]
 T_{mx} : 膜温度 [K] ($=(T_{wx} + T_{in})/2$)
 T_{out} : 流路出口温度 [K]
 T_{wx} : 伝熱面温度 [K]
 U : 流路内流速 [m/s]
 x : 伝熱面 (流路) 下端からの距離 (高さ) [mm]

ギリシャ記号

ΔT : 流路出入口温度差 ($=(T_{out} - T_{in})$) [K]
 α : 水の熱拡散率 [m²/s]

* 原稿受付 2000年1月20日。

^{*1} 正員, 茨城大学工学部 (〒316-8511 日立市中成沢町 4-12-1)。^{*2} (株)スズキ (〒432-8611 浜松市高塚町 300 番地)。

E-mail: inagaki@mech.ibaraki.ac.jp

β : 水の体積膨張率 $(=\rho_{in}-\rho_m)/\rho_m/(T_m-T_{in})$ [1/K]
 δ : 垂直平行平板間隔 [mm]
 κ : 水の熱伝導率 [W/mK]
 ν : 水の動粘性係数 [m²/s]
 ρ_{in} : 入口温度に基づいた水の密度 [Kg/m³]
 ρ_m : 膜温度に基づいた水の密度 [Kg/m³]

2. 実験装置と計測法

図1は、滑らかな垂直平行平板間に発達する自然対流の定常熱伝達率を計測するための実験装置の概略を示したものである。作動流体に水を用いるため、大型水槽（高さ2000 mm×横1000 mm×奥行き1000 mm）を用意し、その中に伝熱実験装置全体を埋没設置した。伝熱面は、長さ L mm×幅300 mm×厚さ13 mmの亚克力基板上に長さ300 mm×幅50 mm×厚さ30 μ mの短冊状ステンレスはくを両平板流路側（内側）に貼り付け、直列に接続したもので、ジュール加熱により単一平板の場合でも同様伝熱面熱流束条件下で層流域、遷移域および乱流域の自然対流を同時に誘起することが可能である。これら伝熱面は、長さ1900 mm×幅400 mm×厚さ13 mmの亚克力側板を介して平行に対峙させてある。ここでは、垂直平行平板間隔 δ や熱流束 q_w の影響を考察するために、 δ を20, 30, 60, 120, 240 mmの5種類、熱流束を2000, 3900, 5600 W/m²の3種類に種々変化させている。さらに伝熱面全長 L は、それが伝熱特性に及ぼす影響を考察するため、1800, 1600および1400 mmの3種類とした。この垂直平行平板流路は、水槽底面から100 mm離して大型水槽の中央部に設置してある。流路内では、層流、遷移及び乱流域の流れが同時に実現可能である。伝熱面の温度計測は、伝熱面片面のはく裏面中心線上に設置した直径100 μ mのK型熱電対により実施した。この熱電対は、予め恒温水槽内で温度検定を実施し、ステンレスはく裏面中心線上に伝熱面下端から $x=25$ mmを基点として流れ方向50 mm毎に計36本スポット溶接してある。亚克力板裏

Fig.1 Schematic Illustration of Experimental Apparatus for Heat Transfer Measurement

面への熱伝導損失は、上記熱電対設置個所の伝熱面裏面にやはり同様のK型熱電対を設置し、フーリエの法則から算出した。同様な熱電対は、垂直平行平板流路出入口および大型水槽の下層、中層、上層に設置してある。実験では、水を大型水槽内に充填後24時間放置し、その後加熱を開始した。また測定は、熱的平衡状態下にて行っている。大型水槽内の水は、実験条件を変える毎に入れ替え、実験中に大型水槽内部で温度成層が生じないように、その最上部に常温水道水を通水した銅製冷却用配管を巡らせてある。これらの工夫により、水槽内部における最上層と最下層の温度差は、ある一つの任意条件の実験中1.0 K程度に抑えることができた。

熱伝達率 h_{wx} は、伝熱面温度 T_{wx} と流路入口温度 T_{in} との温度差に基づいて定義した。 T_{in} は、大型水槽内下層の静止流体温度でもある。ここでは、垂直平行平板流路内の速度分布を定量的に計測することが困難であるため、混合平均温度を決定することができない。また無次元化の際の熱物性値は、全て膜温度 T_{mx} で評価してある。温度データには、NEC三栄製データロガーDE1200を利用して熱的平衡状態で600秒間採取した時間平均および独立に4回繰り返したアンサンブル平均の総平均値（総数3200個）を用い、異常値は予め修正トンプソン τ 法で排除してある。

3. 実験結果および考察

3.1 垂直な平板に沿う自然対流の熱伝達

ここでは、まず本伝熱面の単一加熱面としての妥当性を検証するため、垂直平行平板流路を構成せず、一様な熱流束で加熱した単一垂直伝熱面に沿って発達する自然対流の熱伝達率を計測した。図2は、 Ra_x^* - Nu_x 数平面上に3種類の熱流束($q_w=2000, 3900, 5600$ W/m²)および $L=1800$ mmに対する伝熱実験データをまとめたものであり、図から、層流域から乱流域に亘る広い領域において、実測値が以下に示した従来の経験式や理論式^{(8),(9)}と良好に対応していることがわかる。

Fig.2 Local Nusselt Number of Natural Convection Heat Transfer along a Vertical Smooth Flat Plate

$$Nu_x = 0.6 \left(\frac{\nu_\infty}{\nu_w} \right)^{0.17} Ra_x^{*0.2} \quad (\text{Laminar Region}) \quad (2)$$

$$Nu_x = 0.568 Ra_x^{*0.22} \quad (\text{Turbulent Region}) \quad (3)$$

$$Nu_x = 0.6 Ra_x^{*0.22} \quad (\text{Turbulent Region}) \quad (4)$$

なお、図中の Nu_x 数や Ra_x^* 数の代表長さは、伝熱面下端からの距離 x とした。

3. 2 垂直平行平板間自然対流の熱伝達

3. 2. 1 δ の影響について ここでは、垂直平行平板流路を構成した自然対流の熱伝達率を計測した $L=1800$ mm の結果について述べる。図 3 および図 4 は、両伝熱面を同一の熱流束 ($q_w=3900$ W/m²) で一様加熱した垂直平行平板間自然対流について、 h_{wx} - x 平面上および Ra_x^* - Nu_x 数平面上に代表的な伝熱実験結果を示したものである。3. 1 節で述べた単一加熱平板に沿う自然対流の伝熱相関式とともに δ をパラメータとして計測データをまとめている。これらの図から明らかのように、 Ra_x^* 数の小さな層流域では、 δ が小さくなるほど、熱伝達率が向上していることがわかる。伝熱促進現象は、流路入口付近において特に顕著であることから、伝熱促進は、煙突効果によって入口付近の流入速度が増大したことに起因していると考えられる。さらに、 δ が小さくなるほど伝熱促進が顕著になることに加えて、遷移域が特定しにくくなっていることもわかる。これは、層流域において伝熱促進が生じ、乱流域において伝熱劣化が生じたためと考えられる。一方、 Ra_x^* 数の大きな乱流域あるいは流路出口付近では、 δ が小さくなるにつれ、伝熱劣化現象が顕著に現れていることがわかる。これは、垂直平行平板間で発生する共存対流効果に起因していると考えられるが、伝熱劣化が特に Ra_x^* 数の大きな 10^{14} 以上の領域でも生じていることは興味深い。従来の共存対流に関する研究（例えば、文献(10)、(11)）では、浮力作用方向と強制対流作用方向が同一の場合、乱流域の熱伝達率がある領域で顕著に低下することが報告されているが、本実験でも乱流域において同様な伝熱現象が生じているものと推察される。なお、本研究で言及し

Fig.3 Local Heat Transfer Coefficient between Vertical Smooth Flat Plates ($L=1800$ mm, $q_w=3900$ W/m²)

Fig.4 Local Nusselt Number between Vertical Smooth Flat Plates ($L=1800$ mm, $q_w=3900$ W/m²)

Fig.5 Wall Fluctuating Temperature in the Turbulent Region ($L=1800$ mm, $x=1625$ mm, $q_w=3900$ W/m²)

ている Ra_x^* 数 $>10^{14}$ の乱流域では、層流域と異なり、いずれの場合も壁面温度変動が存在することを伝熱面に設置した熱電対の信号成分から確認している。ここでは、 δ をパラメータとして代表的な壁温変動の計測例 ($L=1800$ mm, $x=1625$ mm, $q_w=3900$ W/m²) を図 5 に示す。この図は、同一実験条件下における乱流域の壁温変動を示したものである。図から、伝熱劣化が生ずる $\delta=20$ mm においては、壁温が最も上昇かつその変動量が減少する層流化が引き起こされていることが推察できる。同一熱流束における壁温は、 δ が小さくなるほど増大し、その変動量は逆に低下する傾向にあると考えられる。この傾向は、先に示した伝熱特性、 δ が小さくなるほど乱流域の伝熱劣化が顕著になる、と良好に符合する。また同様の現象は、並行流における乱流共存対流の伝熱劣化域においても報告(10)、(11)されている。これらの研究では、乱流輸送量の低下が伝熱劣化に起因したものと結論付けているが、垂直平行平板間の乱流自然対流でも類似の現象が生じていることが推察できる。

一方、これら一連の伝熱現象は、他の異なる熱流束

Fig.6 Local Nusselt Number between Vertical Flat Plates ($L=1800$ mm, $q_w=2000$ W/m²)

Fig.8 Local Heat Transfer Coefficient between Vertical Flat Plates ($L=1800$ mm, $\delta=20$ mm)

Fig.7 Local Nusselt Number between Vertical Flat Plates ($L=1800$ mm, $q_w=5600$ W/m²)

Fig.9 Local Nusselt Number between Vertical Flat Plates ($L=1800$ mm, $\delta=20$ mm)

($q_w=2000, 5600$ W/m²)および垂直平行平板流路全長 ($L=1400, 1600$ mm)においても同様に観察することができた。図6～図7は、それらの様子を $Ra_x^*-Nu_x$ 数平面上にまとめて示したものである。

3. 2. 2 q_w の影響について ここでは、熱流束が伝熱に及ぼす影響について考察する。図8および図9は、 $h_{wx}-x$ 平面上および $Ra_x^*-Nu_x$ 数平面上に δ を固定し、 q_w をパラメータとした伝熱実験結果をまとめたものである。代表的な例として、 $L=1800$ mmおよび $\delta=20$ mmの場合を示している。これらの図より、乱流域では、 q_w が高いほど伝熱劣化現象がより Ra_x^* 数の大きな側で生じていることがわかる。これは、共存対流効果が強制対流と自然対流が互いに干渉する現象であるため、煙突効果により流路内流速が増加すれば、自然対流がより支配的な領域、すなわち Ra_x^* 数の大きな側において共存対流が実現し、伝熱劣化が生じるためではないかと推察される。したがって、熱機器設計の際は、特にこの伝熱劣化域に注意しなければならない。一方、層流域では、 q_w の影響がほとんど観察されない。これら一連の現象は、他の異なる平行平板間隔(δ)

Fig.10 Local Nusselt Number between Vertical Flat Plates ($L=1800$ mm, $\delta=30$ mm)

=30, 60, 120, 240 mm)および 垂直平行平板流路全長 ($L=1400, 1600$ mm)においても同様に観察することができた。図10～図13は、それらの様子を $Ra_x^* - Nu_x$ 平面上にまとめて示したものである。

3. 2. 3 L の影響について ここでは、垂直平行平板流路長さが伝熱特性に与える影響について考察する。図14および図15は、 $h_{wx} - x$ 平面上および $Ra_x^* - Nu_x$ 数平面上に $\delta=20$ mmおよび $q_w=3900$ W/m²を固定し、 L をパラメータ($L=1800, 1600, 1400$ mm)とした代表的な伝熱実験結果をまとめたものである。これらの図から、層流域から乱流域に亘り、 L が長くなるほど層流域の伝熱促進や乱流域の伝熱劣化が顕著に現れていることがわかる。また、伝熱劣化域がより Ra_x^* 数の大きな側へ移行している。これは、垂直平行平板流路長さが長くなるほど、煙突効果が増大するためと推察できる。すなわち、下流側から上流側への浮力吸引効果が高まり、流路内の平均流速が増大するためではないかと考えている。平均流速が増大すれば、必然的に共存対流に起因する伝熱劣化域もより Ra_x^* 数の大

Fig.13 Local Nusselt Number between Vertical Flat Plates ($L=1800$ mm, $\delta=240$ mm)

Fig.11 Local Nusselt Number between Vertical Flat Plates ($L=1800$ mm, $\delta=60$ mm)

Fig.14 Local Heat Transfer Coefficient between Vertical Flat Plates ($\delta=20$ mm, $q_w=3900$ W/m²)

Fig.12 Local Nusselt Number between Vertical Flat Plates ($L=1800$ mm, $\delta=120$ mm)

Fig.15 Local Nusselt Number between Vertical Flat Plates ($\delta=20$ mm, $q_w=3900$ W/m²)

Table 1 Non-dimensional parameters for considering the effect of combined convection on turbulent heat transfer ($L=1800$ mm)

q_w (W/m ²)	δ (mm)	U (m/s)	Re_L	Gr_L	Gr_L/Re_L^2	$Gr_L/(Pr^{0.5} Re_L^{3.0})$
2000	20	1.63E-01	2.64E+05	4.04E+10	5.80E-01	7.18E-07
3900	20	2.18E-01	3.65E+05	7.11E+10	5.33E-01	5.10E-07
5600	20	2.89E-01	5.18E+05	1.38E+11	5.15E-01	3.69E-07
2000	30	1.89E-01	3.10E+05	5.41E+10	5.64E-01	6.10E-07
3900	30	2.23E-01	3.75E+05	7.39E+10	5.24E-01	4.95E-07
5600	30	2.75E-01	4.88E+05	1.23E+11	5.14E-01	3.90E-07
2000	60	1.23E-01	1.88E+05	2.40E+10	6.79E-01	1.05E-06
3900	60	1.63E-01	2.54E+05	3.68E+10	5.72E-01	7.28E-07
5600	60	2.07E-01	3.35E+05	5.97E+10	5.33E-01	5.47E-07
2000	120	9.95E-02	1.40E+05	1.20E+10	6.16E-01	1.29E-06
3900	120	1.34E-01	1.95E+05	2.09E+10	5.52E-01	8.98E-07
5600	120	1.72E-01	2.61E+05	3.57E+10	5.24E-01	6.70E-07
2000	240	1.05E-01	1.49E+05	1.33E+10	6.02E-01	1.21E-06
3900	240	1.29E-01	1.88E+05	1.96E+10	5.56E-01	9.34E-07
5600	240	1.61E-01	2.43E+05	3.12E+10	5.29E-01	7.21E-07

きな側へ移行するのである。なお、一連の現象は、他の異なる δ や q_w の条件下においても同様に観察することができた。

3. 2. 4 共存対流効果に関する一考察 最後にここでは、垂直平行平板間に発達する自然対流の乱流熱伝達に及ぼす共存対流効果について考察を進める。一般に、垂直平行平板間に発達する自然対流の速度分布を各々の高さ毎に定量的に測定することは極めて難しい。この場合、流速を熱線流速計、LDVあるいはPIVで計測したとしても、大きな温度変動や屈折率の変化を伴っており、精度の高い計測はとても期待できない。そこで、ここでは、文献(12)に提案されているような流体モデルを基に考察することにした。

まず、全長 L の流体柱出入口間に ΔT の温度差が存在し、内部で摩擦損失が全くないものと仮定する。そうすれば、垂直平行平板間に誘起される流速 U は、ベルヌーイの定理と流体柱に生じる水頭差から決定することができる。このように定義すれば、 U を用いてレイノルズ数を暫定的に $Re_L (=LU/\nu)$ で求めることができる。また、グラスホフ数は、 ΔT を利用して $Gr_L (=g\beta\Delta TL^3/\nu^2)$ と決定できる。表1は、以上のように算出した U 、 Re_L 、 Gr_L 、 Gr_L/Re_L^2 および $Gr_L/(Pr^{0.5} Re_L^{3.0})$ についてまとめた結果の一例 ($L=1800$ mm) であり、自然対流に対する強制対流の効果を概略ではあるが、表している。なお、 Gr_L/Re_L^2 および $Gr_L/(Pr^{0.5} Re_L^{3.0})$ は、慣性力に対する浮力の比を表している。前者 Gr_L/Re_L^2 は、ナビエ・ストークス方程式の次元解析から直接得ることができる。後者 $Gr_L/(Pr^{0.5} Re_L^{3.0})$ は、半経験的に導出した無次元数であり、代表寸法に依存しない特徴を有している。これらの無次元数は、 U を ΔT に基づいて算出しているため、垂直平行平板流路上層の乱流域を代表していると考えられることもできる。

この表から、例えば文献(13)で示した乱流の共存対流域 (伝熱劣化域)、 $1.0 \times 10^{-6} < Gr/(Pr^{0.5} Re^{3.0})$ (代表長さ: 等価直径および x) $< 6.0 \times 10^{-5}$ 、と比較すると、 $Gr_L/(Pr^{0.5} Re_L^{3.0})$ の値については、やや小さな値であることがわかる。ここで定義した U は、垂直平行平板流路全域で一定であり、実際には摩擦損失のためにさらに小さくなる。しかも、自然対流では、通常各々の高さ毎に U が異なる値を取るはずである。したがって、 $Gr_L/(Pr^{0.5} Re_L^{3.0})$ の値は、表で示した値より実際には大きくなり、これまで実験や乱流モデルによる数値シミュレーションから明らかになっている共存対流域に位置する可能性はあると考えることができる。すなわち、乱流域の伝熱劣化は、共存対流効果に起因し得る可能性がある。さらに、等温加熱垂直平板に沿う層流

共存対流を解析した Gryzagoridis⁽¹⁴⁾ は、領域、 $1.0 \times 10^{-1} < Gr/Re^{2.0}$ (代表長さ: x) $< 3.0 \times 10^0$ 、において層流共存対流の熱伝達率が強制対流のそれに比べ大きく向上することを指摘し、これを共存対流域と定義した。この表からも、暫定的に導出した無次元数がこの共存対流域に位置していることがわかる。層流域における伝熱促進は、やはり共存対流効果に起因するものと推察できる。

4. 結言

本実験は、下流に乱流域が存在しながら垂直平行平板間に発達する自然対流の熱伝達について、熱流束、平板間隔、垂直平行流路長さおよび加熱条件の影響などを実験的に検討したものである。その結果、両伝熱面を同一の熱流束で一様加熱した場合、乱流域に伝熱劣化が、層流域に伝熱促進現象が現れることが明らかとなった。この傾向は、平行平板間隔が狭いほど顕著であり、熱流束が高くなるほど伝熱劣化がより Ra_x^* 数の大きな側へと移行する。さらに、伝熱劣化や伝熱促進は、垂直平行平板流路長さが長いほど、顕著になる。

参考文献

- (1) 相原利雄、伝熱工学の進展、4、養賢堂 (1976), 119
- (2) Bar-Cohen, A. and Rohsenow, W. M., Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol.106-1 (1984), 116
- (3) 宮武修、藤井哲、化学工学、第36巻第4号 (1972), 405
- (4) 宮武修、藤井哲、化学工学、第37巻第5号 (1973), 491
- (5) 宮武修、藤井哲、化学工学、第37巻第8号 (1973), 852
- (6) 藤井不夫、儀間悟、富村寿夫、張興、日機論B、第59巻第566号 (1993), 290
- (7) 藤井不夫、儀間悟、富村寿夫、張興、日機論B、第61巻第581号 (1995), 239
- (8) Vliet, G. C. and Liu, C. K., Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol.91 (1969), 517
- (9) Holman, J. P., Heat Transfer (7th Edition) (1990), 344
- (10) Kitamura, K. and Inagaki, T., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.30, No.1 (1987), 23
- (11) Tanaka, H., Mruyama, S. and Hatano, S., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.30, No.1 (1987), 165
- (12) 一色尚次、伝熱工学、森北出版 (1981), 94
- (13) Inagaki, T., Trans. ASME, J. Heat Transfer, Vol.118 (1996), 213
- (14) Gryzagoridis, J., Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.18 (1975), 911