上方が拘束された水平上向き加熱平板上自然対流の流動と伝熱*

北村 健三^{*1}, 浅川 智幸^{*2}

Fluid Flow and Heat Transfer of Natural Convection over Upward-Facing Horizontal, Heated Plate Shrouded by Parallel, Insulated Plate

Kenzo KITAMURA and Tomoyuki ASAKAWA

The present paper describes experimental results on the fluid flow and heat transfer of natural convection in between the upward-facing, horizontal heated plate and the insulated cover plate. The experiments were carried out with water. The widths of the test plates W and their gaps H were changed as $W=50\sim 250$ mm and $H=10$ mm $\sim\infty$ (no cover plate). The visualization studies with dye and liquid crystal thermometry revealed that the roll cells of which axes perpendicular to the flow direction appear and become dominant over the heated plate with decreasing the gaps. These roll cells inhibit the heat transfer and, thus, the heat transfer coefficients become smaller than those without cover plate. While, it is found that the flow and heat transfer in the region near the plate edges are unaffected by the cover plate. The conditions of the above reduced heat transfer are determined empirically. Moreover, the non-dimensional correlations for the local and the over-all heat transfer coefficients of the heated plates are proposed based on the present heat transfer results.

Key Words: Heat Transfer, Natural Convection, Parallel Plate Channel, Roll Cells, Flow Visualization, Electronics Cooling

1. 緒 言

著者らは、ここ数年来水平な上向き加熱平板上に生じる自然対流について実験的検討を加えている⁽¹⁾。その結果によれば、例えば伝熱面が十分大きな場合、図1(a)に模式的に示すように、伝熱面上には大きく分けて伝熱面の端部から伝熱面中央に向かって順に、層流境界層流、遷移流および乱流の三つの流れが生じることがわかっている。

さて、このような上向き加熱平板の上方に図1(b)に示すように、ある間隔を隔てて固体壁が存在するとき、上述の加熱平板まわりに生じる自然対流がどのように変化するかという問題は工学的に非常に興味のもたれるところである。また、応用上もこの体系は例えばIC素子を搭載したプリント基板を電子機器内に水平に設置し、自然対流冷却する場合などに見られるものであり、加熱面と対向壁間に生じる自然対流の流動・伝熱特性を解明することは、これら機器の放熱設計を行うための基礎資料として重要と思われる。

このことから本体系下における自然対流に関しては、従来いくつかの研究が行われている。その代表的なものとして、Sparrow-Carlson⁽²⁾の実験、および竹内ら⁽³⁾⁽⁴⁾による解析と実験が挙げられる。このうち前者は、伝熱面等熱流束加熱、対向壁断熱、試験流体空気の場合について、伝熱面の局所および平均熱伝達率の測定を行ったものである。彼らは幅 W が 76.2 mm に固定された伝熱面の熱伝達率を数種の平板間隔 H について測定しているが、測定が限られた条件下で行われていることもあって、得られた結果は一般性に乏

Fig. 1 Natural convection over heated plate

* 原稿受付 1997年3月26日.

^{*1} 正員、豊橋技術科学大学機械システム工学系(〒441 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1).^{*2} 豊橋技術科学大学大学院.

しく、また伝熱面上の流動については何ら明らかにされていない点が問題点として指摘できるだろう。

一方、後者は伝熱面等温加熱、対向壁断熱および等温冷却、試験流体空気の場合を対象に、伝熱面まわりの流れおよび温度場について二次元解析を行い、実験結果と比較したものである。彼らが解析を行った伝熱面幅 W 基準のグラスホフ数 $Gr_w = 10^5 \sim 10^7$ の範囲では、解析結果と実験値との一致は比較的良好であるが、さらにグラスホフ数が高くなった場合には、伝熱面上の流動は後述するように三次元的となることが予想される。このため、彼らの得た結果にはおのずから適用限界があるものと思われる。

以上の研究状況を考慮して、本研究ではまず始めに、従来ほとんど明らかになっていない伝熱面上の流動現象、特に三次元流動の詳細について流れの可視化により把握することにした。同時に、これら伝熱面上の流動と伝熱面の局所伝熱特性との関連を可視化により探った。次に、これらの可視化結果を参考にして、伝熱面の局所熱伝達率の測定を行い、伝熱に及ぼす諸パラメータの影響を明らかにするとともに、無次元パラメータを用いた一般的な伝熱整理式を提案した。以上の実験に際しては、できる限り広いレーレー数範囲をカバーすることを目標とし、このために伝熱面の大きさを種々変化させた実験を行った。

2. 実験装置および測定

本実験で用いた装置の概略を図2に示す。伝熱面は厚さ10 mmのアクリル板表面に、厚さ30 μm のステンレスはくヒータを張り付けたもので、交流を通電することにより等熱流束条件で加熱できるようになっている。実験には大きさの異なる3種類の伝熱面、幅 $W \times$ 長さ $L = 50 \times 150 \text{ mm}$, $150 \times 250 \text{ mm}$ および $250 \times 600 \text{ mm}$ を使用した。この伝熱面の裏面には厚さ20 mmの発泡スチロール製断熱材を張り付け、裏面への熱の逃げを防止している。一方、この伝熱面の上

① Heated Plate ② CoverPlate ③ Spacer ④ Base ⑤ Thermal Insulation

Fig. 2 Experimental apparatus

方にはアクリル製スペーサを介して対向壁を設置した。この対向壁は伝熱面と同一寸法で、断熱壁条件とした。このため後述の可視化用には、間に厚さ1 mmの空気層を挟んだ厚さ1 mm ガラス板2枚からなるペアガラス板を、また熱伝達率測定用には厚さ5 mmのウレタンフォーム板をそれぞれ使用した。伝熱面と対向壁の間隔 H は上述のスペーサにより調節し、 $H = 10, 15, 20, 30 \text{ mm}$ の4段階変化させた。なお、参考までに対向壁のない場合(以下これを $H = \infty$ と称す)についても実験を行った。上述のスペーサは伝熱面の長手方向の両端面の全幅にわたって設置されており、これにより伝熱面側面からの流体の侵入を防ぐとともに、流れの主方向が伝熱面の幅方向になるようにした。

以上の実験装置全体を、底面積 $750 \times 750 \text{ mm}^2$ 、深さ750 mmのアクリル製水槽の底面中央部に水平になるよう設置した。試験流体には、可視化、熱伝達率測定の容易さなどから常温の水を使用した。

後述する伝熱面の局所熱伝達率の測定に際しては、伝熱面表面温度 T_{wx} を、伝熱面中心線上のヒータ裏面にスポット溶接した径100 μm のC-A熱電対により測定した。また、伝熱面の熱流束 q_w は、ヒータから伝熱面裏面への熱伝導損失が、最大でもヒータ加熱量 Q の4%程度であったことを考慮して、 Q を伝熱面表面積 A で除すことにより求めた。これらの T_{wx} および q_w を用いて、本研究では伝熱面の局所熱伝達率 h_x を次式で定義した。

$$h_x = q_w / (T_{wx} - T_\infty) \quad (1)$$

ここで、 T_∞ は伝熱面に流入する周囲流体温度であり、伝熱面と同一水平面上で十分離れた位置に設置した熱電対により測定した。

なお、以上の実験装置により実現し得た伝熱面幅 W 基準の修正レーレー数 $Ra_w^* (= g\beta q_w W^4 / \lambda \alpha \nu)$ および対向壁間隔 H 基準の修正レーレー数 $Ra_H^* (= g\beta q_w H^4 / \lambda \alpha \nu)$ は、それぞれ $7.7 \times 10^7 < Ra_w^* < 8.5 \times 10^{11}$, $1.4 \times 10^5 < Ra_H^* < 3.1 \times 10^7$ であった。

3. 実験結果および考察

3・1 流れおよび温度場の可視化 まず始めに伝熱面と対向壁間にどのような流れが生じるかアルミニウム粉による可視化によって調べてみた。その代表的な結果を図3に示す。図3はスリット光を伝熱面上方から照らし、伝熱面中心線上の流れ方向断面内の流動状況を可視化、写真撮影したものである。

図3から、伝熱面と対向壁からなる流路内には、流路の開放端側から低温周囲流体が伝熱面に沿って流入

Fig. 3 Flow visualization in the plane parallel to the main flow ($W=150$ mm, $H=10$ mm, $q_w=1500$ W/m²)

し、ついで伝熱面付近を流路中央に向かって流れ、流路中央で上昇、反転して断熱対向壁に沿って流れ、再び開放端から流出するという一連の循環流が生じていることがわかる。なお、対向壁が存在する場合にこのような循環流が発生することは、図3の条件だけでなく本実験のすべての W , H および q_w 条件下においても共通して見られた。

ところで、図3だけを見ると流路内の流れは二次元的なように見えるが、流れに直角な断面について流れの可視化を行ってみると、実際には三次元的な流れが生じていることがわかる。図4は、幅 $W=200$ mm の伝熱面について、伝熱面端から 25 mm 伝熱面中央寄りの地点に染料注出口を設け、ここから静かに染料を伝熱面上に沿って流出させたときの可視化結果を示している。これらの写真は、伝熱面の上方から光を当て、伝熱面の開放端側から撮影したものである。

まず、伝熱面上方に対向壁のない場合 ($H=\infty$)、図4(a)から明らかなように、染料は伝熱面からはく離し、はく離した後の染料は乱れながら伝熱面上方へと流れ去っていく。なお、このはく離は伝熱面端部から流入した低温流体が伝熱面に沿って流れるうちに加熱され、高温となってはく離するものであり、その詳細については著者らの文献(1)に詳しい。一方、伝熱面上に対向壁を設置した場合であるが、この場合にも図4(b)~(e)に示すように対向壁のない場合と同様な染料のはく離が観察される。しかし、間隔 H が狭くなるにつれて、はく離した後の染料は流路中央付近で反転、下降するようになり、流れ方向に軸をもついわゆるロールセル状の流れが伝熱面近傍に生じていることがわかる。このロールセル状流れは間隔 H が狭くなるに従って次第に揺動しなくなり、定常な流れとなる。さらに、これらの写真では染料の主流方向の変化が読取れないが、伝熱面上方から染料を観察した結果によれば、上述したロールセル状流れは伝熱面中央付近まで達していること、また伝熱面中央部でセル状対流が解消した後、染料は断熱壁に沿って乱れながら開放端に向かって流れていくことを確認している。したがって、図4(c)~(e)に見られる断熱壁側の染料は伝熱

Fig. 4 Flow visualization in the plane normal to the main flow ($W=200$ mm, $q_w=1500$ W/m², (a) $H=\infty$, (b) $H=30$ mm, (c) $H=20$ mm, (d) $H=15$ mm, (e) $H=10$ mm)

面中央から開放端側に戻る流れの様子を表しており、断熱面側には加熱面側に見られるようなセル状流れは存在しないことがわかる。

以上の流れの可視化によって明らかになった流路内の流れが、伝熱面からの熱伝達にいかなる影響を及ぼすかについて、伝熱面表面温度分布を感温液晶シートにより可視化することにより調べてみた。その代表的な結果を図5に示す。図5は、幅 $W=250$ mm の伝熱面の表面温度分布を伝熱面の真上から写真撮影したものである。論文の写真はモノクロのため色の変化が不明であるが、伝熱面の両端ごく近傍および白くふち取りされた暗い部分が実際には茶色もしくは暗赤色で温度の低い部分を、またその他の黒く見える部分が実際には青色で温度の高い部分を、そして白く見える部分が実際には黄色で中間の温度を示している。伝熱面は等熱流束条件で加熱しているので、温度の低い所は熱伝達率が高い領域に、逆に温度の高い所は熱伝達率の

Fig. 5 Surface temperature distribution of the heated plate ($W=250$ mm, $q_w=2\,000$ W/m², (a) $H=\infty$, (b) $H=30$ mm, (c) $H=20$ mm, (d) $H=15$ mm, (e) $H=10$ mm)

低い領域にそれぞれ対応している。

さて、まず対向壁のない図5(a)の結果であるが、伝熱面の両端部ごく近傍では温度分布はスパン方向に一様であり、この領域での温度は伝熱面端からの距離 x の増加とともに急激に高くなっていることがわかる。なお、この領域は伝熱面端部から流入した流体が伝熱面に沿って流れる、いわゆる層流境界層領域に相当することを前報⁽¹⁾で確認している。一方、この領域の下流側(伝熱面中央側)では、低温のすじ状模様が発生している。この低温のすじ状模様は時間とともにその位置や大きさが変化しない準定常的なもので、伝熱面に沿う境界層流が高温となって伝熱面から三次元的にはく離し、入れ替わって伝熱面上方にある低温流体が伝熱面近傍に侵入するという一連の縦渦運動により生じるものである⁽¹⁾。一方、この低温すじ状模様は伝熱面の下流に行くに従って消滅、合体し始め、次第に不規則かつ非定常な低温はん点模様を形成するようになる。この領域はいわゆる上向き加熱平板上自然対流の乱流域に相当する⁽¹⁾。ただし、本図に示した伝熱面は幅 $W=250$ mm と比較的狭いこともあって、この乱流域は十分な広がりを見せていない。

以上の知識を基に、対向壁が存在する場合の可視化結果について考察する。図5(b)~(e)を見てまず気付くことは、対向壁間隔 H が減少するにつれて伝熱面表面温度が伝熱面端部ごく近傍を除いて全体的に高くなるという事実である。これらの実験を通じて伝熱面の熱流束 q_w と周囲流体温度 T_∞ は一定に保っているので、上の結果は間隔 H が狭くなるにつれて伝熱面の熱伝達率が全般的に低下することを意味している。もう一つの重要な実験結果は、間隔 H が小さくなるにつれて乱流域が消失し、代わりに低温すじ状模様が伝熱面中央に至る広い領域を占めるようになることである。この低温すじ状模様は、時間とともにその位置や大きさが変化しない定常的なもので、流れの可視化で明らかにした流れ方向に軸をもつロールセル状対流により生じたものである。これらの可視化結果から、対向壁によって上向き加熱平板上に生じる自然対流の乱流への遷移が抑制されること、かわりに縦渦の形成が助長されることがわかる。

3・2 局所伝熱特性 さて、以上の可視化結果を参考にして、次に伝熱面の局所熱伝達率を測定してみた。この局所熱伝達率に対しては、伝熱面の幅 W 、対向壁との間隔 H および伝熱面熱流束 q_w の三つがおもに影響するものと考えられる。そこで本研究では、これら三つのパラメータを $W=50\sim 250$ mm, $H=10\sim 30$ mm および ∞ , $q_w=500\sim 1\,500$ W/m² の範囲内

で系統的に変化させて測定を行った。なお、このとき低温すじ状模様の生じている領域での局所熱伝達率をどのようにして求めるかが問題となる。すなわち、この領域では、局所熱伝達率が流れ方向に変化するだけでなく伝熱面のスパン方向にも大きく変化し、しかもすじの間隔が非常に密なため計測が著しく困難である。そこで、本研究ではこの領域における局所熱伝達率を、実用性をも考慮してスパン方向に平均した値で定義することにした。この平均値の求め方であるが、前述の可視化結果から、低温すじ状模様は実験を繰返すごとに発生位置が変化することを確認している。この事実を利用して、まず、ヒータに通電加熱して定常状態になるまで待ち、伝熱面のスパン方向に何箇所か設けた熱電対により伝熱面表面温度を測定する。しかるのちヒータを切り、再度同様な測定を行うという操作を何度も(通常は十数回～二十数回)繰返し、得られた表面温度の平均値から局所熱伝達率を算出した。この測定法は基本的に前報⁽¹⁾で採用されたのと同様であり、十分精度の高い測定が可能であることを確認している。

さて、このような測定により得られた実験結果のうち、対向壁間隔 H の影響を調べた結果を図 6(a) に示す。図 6(a) は伝熱面の幅および熱流束を $W=250$ mm, $q_w=1500$ W/m² と一定に保ち、 H を 10～30 mm および対向壁のない場合 ($H=\infty$) の五とおり変化させたときの局所熱伝達率 h_x を、横軸に伝熱面端

(a) Local heat transfer coefficients along the flow direction

(b) Local Nusselt numbers vs. local modified Rayleigh numbers

Fig. 6 Local heat transfer data for variable gaps H ($W=250$ mm, $q_w=1500$ W/m²)

部からの距離 x をとってプロットしたものである。まず対向壁のない場合の結果であるが、局所熱伝達率は $x=15$ mm 付近で極小、 $x=30\sim40$ mm 付近で極大値を取り、以降伝熱面中央 $x=125$ mm に向かって緩やかに低下していく。この熱伝達率の極小値は、図 5(a) の可視化結果でいうと低温すじが現れる直前の温度の高い部分に相当しており、層流境界層流が伝熱面からはく離する直前の位置に当たる。また、極大値は図 5(a) で低温すじがスパン方向に最も拡大した部分に相当しており、伝熱面上にある低温流体が伝熱面近傍へ侵入してくる位置に対応している⁽¹⁾。次に、対向壁を設置した場合の局所熱伝達率であるが、まず $H=30$ mm の場合、局所熱伝達率は伝熱面中央付近で対向壁のない場合よりも若干低くなる以外は、 $H=\infty$ のそれに一致している。これに対して、 H を 20, 15, 10 mm と徐々に狭くしていくと、伝熱面中央部での熱伝達率の低下が次第に顕著となり、特に $H=10$ mm の場合、伝熱面中央部付近での熱伝達率は $H=\infty$ の約 1/3 程度にまで低下するようになる。また同時に、この伝熱劣化域が伝熱面の端部付近にまで拡大していくことがわかる。

以上の結果を、伝熱面端からの距離 x を代表長さにとった局所ヌッセルト数 $Nu_x (=h_x \cdot x / \lambda)$ 、局所修正レーレー数 $Ra_x^* (=g\beta q_w x^4 / \lambda \nu)$ 平面上に描き直してみたのが図 6(b) である。図 6(b) 中に示す実線は、著者らが先に提案した対向壁のない水平上向き加熱平板上自然対流に対する伝熱整理式であり⁽¹⁾、これらは以下のように表せる。

$$Nu_x = 0.66 Ra_x^{*1/6} \quad (10^2 < Ra_x^* < 10^6) \quad \cdots \cdots (2)$$

$$Nu_x = 0.066 Ra_x^{*1/3} \quad (10^6 < Ra_x^* < 5 \times 10^7) \quad \cdots \cdots (3)$$

$$Nu_x = 0.70 Ra_x^{*1/5} \quad (5 \times 10^7 < Ra_x^* < 8 \times 10^{10}) \quad \cdots \cdots (4)$$

図 6(b) から明らかなように、対向壁のない場合の本実験値は、これらの式と良好に一致している。一方、対向壁のある場合の局所ヌッセルト数 Nu_x であるが、図 6(b) から H の減少とともに Nu_x は単調に低下していき、また、 Nu_x が $H=\infty$ の Nu_x から低下し始める局所修正レーレー数 Ra_x^* の値は、 H が小さくなるほど、より小さくなることがわかる。なお、これら Nu_x および Ra_x^* 中の物性値の代表温度には局所伝熱面温度 T_{wx} と周囲流体温度 T_∞ の中間温度をとっている。

次に、熱流束 q_w および間隔 H をそれぞれ一定 $q_w=500$ W/m², $H=10$ mm に保ち、伝熱面幅を $W=50\sim250$ mm の範囲で 3 段階変化させた場合について、局所ヌッセルト数 Nu_x を測定した結果を図 7 に示す。

Fig. 7 Local heat transfer data for variable plate widths W ($H=10$ mm, $q_w=500$ W/m²)

Fig. 8 Local heat transfer data for variable heat fluxes q_w ($W=250$ mm, $H=10$ mm)

図7から、幅 $W=50$ mm および 150 mm の伝熱面の局所ヌッセルト数分布は $W=250$ mm のそれとほぼ一致しており、このことから局所ヌッセルト数分布に対して伝熱面の大きさは影響を及ぼさないといえる。さらに本実験では、 $W=250$ mm の伝熱面について開放端の一方を閉じた場合についても測定を行ってみた。その結果を図7中●印で示す。図7から、開放端からの距離 x を代表長さにとった局所ヌッセルト数 Nu_x は、両端が開放された $W=250$ mm の伝熱面の局所ヌッセルト数分布の延長線上にあることがわかる。この結果は、片端閉鎖の場合も両端開放の場合と基本的な伝熱特性が変化しないことを意味しており、非常に興味深い。

最後に、伝熱面熱流束 q_w の影響を調べた結果を図8に示す。図8は、伝熱面幅および対向壁間隔を $W=250$ mm, $H=10$ mm 一定に保ち、伝熱面熱流束 q_w を 500 , 1000 W/m² および 1500 W/m² の3段階変化させたときの局所ヌッセルト数分布を表したものである。図8から明らかなように、 Nu_x は伝熱面熱流束 q_w の増加に伴ってわずかながら高くなる結果が得られた。

3・3 局所伝熱特性の整理 以上の熱伝達率の測定結果から、対向壁が存在する場合の局所ヌッセルト数は一般的にいて、伝熱面の端部では対向壁のない場合に一致し、伝熱面中央部ではかなり低くなることがわかった。そこで、まずどのような条件下で局所ヌッセルト数が対向壁のない場合のそれより低下し始めるか調べてみた。

さて、図6～8を見てわかるように、特定の H および q_w に対して局所ヌッセルト数 Nu_x が対向壁のない

Fig. 9 Criteria for heat transfer reduction

Fig. 10 Heat transfer correlation for the region $Ra_{xc}^* > 0.18 Ra_H^{*4/3}$

い場合の Nu_x より低下し始める局所修正レイレー数 Ra_{xc}^* が存在する。そこで、このレイレー数を Ra_{xc}^* とし、 Ra_{xc}^* を種々の対向壁間隔 H および伝熱面熱流束 q_w の下で求めてみた。そして、この Ra_{xc}^* を縦軸に、また横軸に H を代表長さとする修正レイレー数 $Ra_H^* (= g\beta q_w H^4 / \lambda \alpha \nu)$ をとって実験値をプロットしたところ、図9に示す結果が得られた。図9から、本実験値は図9中実線で示す直線のまわりにまとまることがわかる。この直線を近似すると以下のように表せる。

$$Ra_{xc}^* = 0.18 Ra_H^{*4/3} \dots\dots\dots (5)$$

また、図9で実線より右側の領域の Nu_x は対向壁のない場合に一致し、逆に左側の領域では対向壁のない場合よりも低くなると判別できる。

そこで、この左側の領域、具体的にいうと $Ra_{xc}^* > 0.18 Ra_H^{*4/3}$ の領域について、次に無次元パラメータを用いた整理を試みた。各種の整理を行った中で最も実験データがよくまとまったのが、図10に示す結果であった。すなわち、縦軸に $(Nu_x / Ra_x^{*1/3})$ をとり、横軸

に (H/x) をとって上記領域に相当するすべての実験値をプロットすると、図 10 中○印で示すようになった。図 10 から、ばらつきは認められるものの、データは図 10 中実線で示す直線のまわりにほぼまとまることからわかる。なお、この直線を式で表せば、

$$Nu_x/Ra_{xc}^{1/3}=0.13(H/x) \quad \cdots \cdots \cdots (6)$$

となる。

以上の整理式によって、対向壁間隔 H および伝熱面熱流束 q_w があらかじめ与えられている場合の伝熱面の任意の地点 x における局所ヌッセルト数 Nu_x が予測できる。すなわち、与えられた H , q_w を基に Ra_H^* を計算し、ついで Ra_{xc}^* を式(5)から求める。そして、任意の x 地点での修正レーレー数 Ra_x^* が、 $Ra_x^* < Ra_{xc}^*$ を満たすならば式(2)～(4)から、逆に $Ra_x^* > Ra_{xc}^*$ ならば式(6)から Nu_x が求められるというわけである。なお上の伝熱整理式は、あくまでも本実験範囲内； $7.7 \times 10^7 < Ra_H^* < 8.5 \times 10^{11}$, $1.4 \times 10^5 < Ra_H^* < 3.1 \times 10^7$ に限って成り立つ式であることを断っておく。

さらに、これらの局所ヌッセルト数の整理式を伝熱面の全幅 W にわたって積分平均すれば、伝熱面の平均ヌッセルト数 $Nu_w (=hW/\lambda)$ が伝熱面幅 W 基準の修正レーレー数 Ra_w^* の関数として求められる。参考までに、それらの式を列挙すれば以下になる。

(1) $x_c > W/2$ のとき

(i) $7.7 \times 10^7 < Ra_w^* < 8 \times 10^8$ ならば

$$Nu_w = 0.04 Ra_w^{1/3} + 9.7 \quad \cdots \cdots \cdots (7)$$

(ii) $8 \times 10^8 < Ra_w^* < 8.5 \times 10^{11}$ ならば

$$Nu_w = Ra_w^{1/5} - 13.5 \quad \cdots \cdots \cdots (8)$$

(2) $x_c < W/2$ のとき

$$Nu_w = 0.62 Ra_w^{1/3} (H/W)$$

$$- 0.78 Ra_{xc}^{1/3} (H/x_c) + C \quad \cdots \cdots \cdots (9)$$

ここで、上式右辺の定数 C は Ra_{xc}^* によって以下のようにならされる。

(i) $10^6 < Ra_{xc}^* < 5 \times 10^7$ のとき

$$C = 0.1 Ra_{xc}^{1/3} + 9.9 \quad \cdots \cdots \cdots (10)$$

(ii) $5 \times 10^7 < Ra_{xc}^*$ のとき

$$C = 1.75 Ra_{xc}^{1/3} - 14.3 \quad \cdots \cdots \cdots (11)$$

なお、上式中の Ra_{xc}^* および x_c は、式(5)で与えられる修正レーレー数 Ra_{xc}^* および流れ方向距離 x_c である。

これらの式のうち、式(7), (8)は著者らが得た対向壁のない場合の平均ヌッセルト数の整理式⁽¹⁾に一致する。また、これらの整理式(7)～(11)は本実験で得た伝熱面の平均ヌッセルト数を $\pm 10\%$ 程度の精度で予測することを確認している。

以上、本研究では加熱平板上に生じる流動と伝熱特

性について一連の実験的検討を加えてきたが、さらに対向壁間隔が狭くなった場合、あるいは伝熱面がさらに大きくなった場合に、これらの流動や伝熱がどのように変化するかといった問題は非常に興味のもたれるところである。これらの問題については本研究の今後の課題としたい。

4. 結 言

本研究は、水平な上向き加熱平板上に生じる自然対流の流動、伝熱に対し、平板上方に設置された対向壁がいかなる影響を及ぼすかについて実験的に検討したものである。加熱平板が等熱流束条件で加熱され、対向壁が断熱かつ加熱平板と同一寸法を有する場合を対象とし、試験流体には常温の水を用いた。実験は、加熱平板幅 W , 平板-断熱壁間隔 H および伝熱面熱流束 q_w を、 $W=50 \sim 250$ mm, $H=10 \sim 30$ mm および ∞ , $q_w=500 \sim 1500$ W/m² の範囲でそれぞれ系統的に変化させ、これにより伝熱面幅 W および対向壁間隔 H 基準の修正レーレー数 Ra_w^* , Ra_H^* が、それぞれ $7.7 \times 10^7 < Ra_w^* < 8.5 \times 10^{11}$, $1.4 \times 10^5 < Ra_H^* < 3.1 \times 10^7$ の領域をカバーした。

まず、加熱平板上に生じる自然対流の流動状況と加熱平板の局所伝熱特性を、染料による流れおよび液晶による表面温度分布の可視化により調べた。その結果、対向壁がない場合に加熱平板上に観察された乱流域が、対向壁間隔 H が狭くなるにつれて次第に消失し、両端部を除く加熱平板上のほとんどの領域がロールセル状流れによって覆われることを見いだした。このロールセル状流れは時間とともに位置や大きさが変化しない定常的なもので、加熱面のスパン方向に規則正しいピッチで並ぶ。

以上の可視化結果を基に、次に加熱面の局所熱伝達率を測定した。その結果、対向壁間隔が狭くなるにつれて熱伝達率は両端部付近を除く伝熱面の大部分で単調に低下することを確認した。また、この熱伝達率が対向壁のない場合のそれよりも低下する条件を明らかにするとともに、伝熱劣化域の局所ヌッセルト数を予測する無次元伝熱整理式を提案した。

文 献

- (1) Kitamura, K. and Kimura, F., *Int. J. Heat Mass Transf.*, **38**-17 (1995), 3149-3159.
- (2) Sparrow, E. M. and Carlson, C. K., *Int. J. Heat Mass Transf.*, **29** 3 (1986), 369-379.
- (3) 竹内正紀・ほか3名, 機論, **52** 474, B (1986), 886-893.
- (4) 竹内正紀・ほか2名, 機論, **57** 538, B (1991), 2070-2077.