下向き傾斜加熱平板に沿う強制-自然対向流共存対流の流動と伝熱*

北村 健三^{*1}, 松本 寿太郎^{*2}
光石 暁彦^{*1}, 三角 利之^{*3}Fluid Flow and Heat Transfer of Opposing Mixed Convection
Adjacent to Downward-Facing, Inclined Heated PlatesKenzo KITAMURA^{*4}, Jutaro MATSUMOTO,
Akihiko MITSUISHI and Toshiyuki MISUMI^{**} Department of Mechanical Engineering, Toyohashi University of Technology,
1-1 Hibarigaoka, Tempaku-cho, Toyohashi-shi, Aichi, 441-8580 Japan

Experimental investigations have been carried out for opposing mixed convective flows of air adjacent to downward-facing, inclined heated plate. The experiments covered the ranges of the Reynolds and modified Rayleigh numbers as; $Re_L = 400 - 4600$ and $Ra_L^* = 1.0 \times 10^7 - 5.4 \times 10^8$, and the inclination angles as; $\theta = 15$ to 75° from horizontal. The flow fields over plates were visualized with smoke. The results showed that a separation of forced boundary layer flow occurs first at the bottom edge of the plate, and then, the separation point shifts toward upstream with increasing the wall heat flux, and finally, reaches to the top edge of the plates. It was found that the separations at the bottom and top edges are predicted with the non-dimensional parameter as; $(Gr_L^*/Re_L^{2.5}) = 0.35$ and 1.0 , respectively. The local heat transfer coefficients of the inclined plates were also measured and the results showed that minimum coefficients appear in the separation region. Moreover, it was revealed that the forced, natural and combined convective flows can be classified by the non-dimensional parameter $(Gr_L^*/Re_L^{2.5})$.

Key Words: Heat Transfer, Mixed Convection, Opposing Flow, Separation of Flow, Inclined Plate

1. 緒 言

一様な強制対流主流中に有限な大きさの加熱平板が流れに平行に設置され、平板から流れに向かって熱が移動する体系は、対流伝熱の中で最も基本的かつ重要な体系の一つである。この体系下で流速が十分大きければ、平板からの伝熱は強制対流伝熱として取り扱える。一方、平板が強く加熱された場合、あるいは流速が小さな場合には、浮力の影響が無視できなくなり、強制対流と自然対流が共存した、いわゆる共存対流あるいは複合対流と呼ばれる流れが出現する。この共存対流のうち、とくに浮力と慣性力の作用する方向が同じ場合を並行流共存対流、逆向きの場合を対向流共存対流と称する。このうち並行流共存対流については、流れは比較的安定であり、解析的な取り扱いも容易なことから、今まで数多くの実験や解析が行われ、その伝熱・流動特性についてはかなりの程度明らかにされている。一方、後者の対向流共存対流では、浮力と慣性力が逆向きに作用することから、流れは本質的に不安定となり、レイノルズ数やレイリー数がたとえ純強制あるいは純自然対流時に層流と見なせるような低い

値であっても、平板上には浮力に基づく離れや逆流が発生するなど、非常に複雑な流動・伝熱状況を呈する。このような流れを取り扱うことは、実験・解析のいずれにしても困難であり、このため平板まわりの対向流共存対流の伝熱・流動に関しては、今まで限られた数の解析や実験が試みられているに過ぎない。

そのうち解析的研究であるが、著者らが知るいずれの解析^{(1)~(3)}も、平板上に強制対流層流境界層流れが発達すると仮定し、この境界層流に浮力が付加的に作用する場合を対象としており、対向流共存対流で最も特徴的かつ重要な現象と考えられる離れや逆流の発生を予測、模擬しようとした解析は見当たらない。一方、実験に依れば、はく離や逆流が発生する強浮力下での伝熱、流動を探ることは可能と思われるが、そのような強浮力下での実験を行なった例としては、わずかに Oosthuizen & Bassey⁽⁴⁾ および Kobus & Wedekind⁽⁵⁾ らの実験が挙げられるにすぎない。これら2つの実験はいずれも、長さ 12-25mm 程度の試験平板を用いて、平板を一樣な下降気流中に垂直に設置した場合について、平均熱伝達率を測定したものである。しかし、試験平板が小さなこともあって、平板上にどのような流れが生じているか、また、流れと伝熱との対応関係など詳細は不明のままである。

このことから著者らは先に、長さ $L=100-200\text{mm}$ 程度の比較的大きな試験平板を一樣な鉛直下降気流中に

* 原稿受付 2007年10月16日。

^{*1} 正員、豊橋技術科学大学機械システム工学系(☎441-8580 豊橋市天伯町雲雀ヶ丘1-1)。^{*2} 豊橋技術科学大学機械システム工学系。^{*3} 正員、鹿児島工業高等専門学校機械工学科(☎899-8150 霧島市隼人町真孝1350-1)。

E-mail: kitamura@mech.tut.ac.jp

垂直に設置した場合⁶⁾, さらに平板の加熱面側を水平から一定の傾斜角 θ で上向きに設置し, 平板と平行に一樣な強制対流を流した場合⁷⁾について, 平板まわりに生じる対向流共存対流の流動と伝熱の流れの可視化および伝熱実験により探った. その結果, 強制対流流速 u_∞ を一定に保ち, 伝熱面熱流束 q_w を増加させていくと, 平板表面に沿う強制対流層境界層流れがまず平板下端部ではく離し始め, さらに q_w を増加させると, このはく離点が平板の上流側へ遡上していき, 遂には平板上端からはく離することを明らかにした. また, 垂直を含む傾斜角 $\theta = 30^\circ$ 以上の傾斜平板では, このはく離の発生が浮力と慣性力の比を表す無次元パラメータ $(Gr_{L0}^*/Re_L^{2.5})$ で予測可能なことを明らかにした. ここで Gr_{L0}^* は, 平板長さ L を代表長さ, 重力加速度 g の替わりに平板に平行な成分 $g \sin \theta$ をとった修正グラスホフ数 $Gr_L^* (= g \sin \theta \beta q_w L^4 / \lambda \nu^2)$ であり, Re_L は平板長さ基準のレイノルズ数 $Re_L (= u_\infty L / \nu)$ である. さらに平板の熱伝達率を測定し, その平均熱伝達率を純強制あるいは自然対流値と比較したところ, 上述した無次元パラメータ $(Gr_{L0}^*/Re_L^{2.5})$ の値が 0.2 以下では純強制対流, 3 以上では純自然対流の熱伝達率に一致し, 両者の中間の領域では純強制および純自然対流のいずれとも一致せず, この領域が狭義の共存対流域に相当することを明らかにした.

さて, 本研究はこれらの成果を踏まえ, 前報⁷⁾の上向き傾斜平板に替えて, 図1に示すような下向き加熱傾斜平板まわりに生じる対向流共存対流の伝熱, 流動特性を実験的に解明しようとするものである. この体系については, 著者らの知る限り, Mucoglu & Chen⁸⁾が, 等温平板に沿う強制対流層境界層に浮力が逆向きに作用する場合について相似変数を用いた解析を試みた例と, この解析結果を検証する目的で Ramachandran ら⁹⁾が境界層内の速度, 温度分布を計測した例がわずかに挙げられるに過ぎない. しかし, これらの研究は浮力に基づく逆流が生じない, 強制対流が支配的な領域を対象としたもので, 平板上に逆流が生じるような強浮力下の流動・伝熱特性については全く不明である. また, とくに強い浮力が作用する場合, 上向き加熱面上の流れは不安定となるのに対して, 下向き加熱面では逆に安定となる. このような安定性の差異は, 共存対流の流動・伝熱に影響を及ぼすものと予想されるが, 上向きと下向き加熱面で流動・伝熱がどのように変化するか明らかになっていない. このことから, 本研究では下向き傾斜加熱平板を対象に, 前報と同様な実験を遂行し, 流動・伝熱の詳細を探ることとした. 本研究は対向流共存対流の流動, 伝熱特性

について包括的な理解を得ることを主目的としたものであるが, 本研究の成果は, 例えばソーラコレクターの裏面側への漏洩熱量評価, 日射を受けた屋根裏まわりの換気・断熱設計, あるいは微風運転時におけるエアコン室内機のフィンまわりの伝熱・流動設計などに対して有益な資料を提供するものと考えている.

Fig.1 Present flow configuration

2. 実験装置および測定

本研究で用いた実験装置の構成および寸法諸元を図2に示す. 装置は水平から垂直までの任意の角度 θ に設定可能な吸込型小型風洞, および試験平板から成り立っている. 実験室内の空気は, この風洞の整流胴上部から吸い込まれ, 整流胴および縮流ノズルで一樣かつ低乱れ度の流れに整流された後, 断面積 $300 \times 300 \text{ mm}^2$, 長さ 600 mm の試験ダクト内に流入し, プロアーにより実験室内へ排気される. なお, 縮流ノズル出口での強制対流流速 u_∞ を LDV により計測したところ, 流速は試験ダクトの壁面から 30 mm 以内の領域を除く中央断面内において $\pm 5\%$ の範囲で一樣であり, その乱れ度は最大でも 3% 以下であった. 試験平板は長さ $L=200 \text{ mm}$ で, 厚さ 1 mm , 幅 300 mm のパルサ板を2枚, 間に 1 mm の空気層を挟んで貼り合せた構造となっている. この平板の下側表面に厚さ $30 \mu\text{m}$ のステンレス箔ヒータを貼り付け, 交流を通電することにより等熱流束条件で加熱した. また, 平板中心線上のヒータ裏側に径 $100 \mu\text{m}$ の K 型熱電対を, 平板上端からの流れ方向距離 $x = 5, 10, 20, 30, 40, 60, 85, 115, 140, 160, 170, 180, 190$ および 195 mm の14地点にスポット溶接し, 壁温 T_{ux} を測定した. なお, 空気の実験では対流伝熱量に比して, ヒータ表面からの放射熱損失, および平板裏面への熱伝導損失が無視できない可能性がある. そこで放射熱損失については, 無限空間への放射を仮定し, 次式により放射熱流束 q_r を求めた. ここで, ε は平板表面の放射率であり, 予め検定したステンレス箔の放射率 $\varepsilon = 0.16$ を採用した.

$$q_r = \varepsilon \sigma (T_{\text{ux}}^4 - T_\infty^4) \quad \dots\dots\dots (1)$$

また熱伝導損失 q_c は, パルサ板上面に設置した熱流束

計により計測した。そして、対流熱流束 q_w をヒータの発熱量から、これら放射および熱伝導損失量を差し引くことにより算出した。この対流熱流束 q_w をもとに、局所熱伝達率 h_x を次式で定義した。

$$h_x = q_w / (T_{wx} - T_\infty) \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで、 T_∞ は強制対流主流の温度であり、縮流ノズル出口部に設置した熱電対により測定した。なお、本実験で得られた局所熱伝達率 h_x について誤差評価を行なった結果によれば、 h_x の平均値に対する相対誤差は最大でも $\pm 5\%$ 以内に収まることを確認している。本実験で用いた平板は厚さが 3mm あり、このままでは純強制および自然対流時に平板端部で流れがはく離する可能性がある。そこで、この流れのはく離を防止するために、平板の上下端部に直径 3mm のアルミパイプを接着した。このアルミパイプは同時に平板を試験ダクト中央部に支持する役目と、可視化用の煙の導入・流出口としての役目を兼ねている。このためパイプにスリット口を設け、このスリットから煙を平板表面に沿って静かに流出させた。

実験は、これら実験装置全体を水平から 15, 30, 45, 60 および 75° 傾斜させた場合について行った。また、平板長さ L 基準のレイノルズ数 $Re_L (= u_\infty L / \nu)$ および修正レイリー数 $Ra_L^* (= g \beta q_w L^4 / \lambda \alpha \nu)$ を、 $Re_L = 400 \sim 4600$, $Ra_L^* = 1.0 \times 10^7 \sim 5.4 \times 10^8$ の範囲で変化させた。これらはいずれも純強制および純自然対流時に平板上の流れが層流とみなせる値である。なお、後述する無次元数中の物性値は膜温度 $T_f (= (T_{wx} + T_\infty) / 2)$ で評価し、体膨張率 β のみ $1/T_\infty$ で評価した。

3. 実験結果および考察

3・1 流れの可視化

まず傾斜平板まわりにどのような流れが生じるかについて煙を用いた可視化により調べてみた。その代表的な可視化結果を傾斜角 $\theta = 30^\circ$ の場合について図3に示す。この図は平板の中心線上にスリット光を照射し、平板側方から流れを写真撮影したもので、平板は実際には図の右側を上にして水平から 30° 傾いており、強制対流主流は平板の上端(右側)から下端(左側)に向かって一様な流速 $u_\infty = 0.20 \text{ m/s}$ で流れている。まず熱流束が最も小さな図3(a)の結果であるが、平板上端部に設けたスリットから流出した煙は、平板表面に沿って流れ、そのまま平板下端に到っている。この結果より平板上には強制対流層流境界層流れが実現されていることが分かる。つぎに、熱流束を 50 W/m^2 に増加させると、図3(b)に示すように、煙は平板に沿って流れた後、表面からはく離し始めている。さらに熱流束を 75, 100 W/m^2 と増加させて

Fig.2 Experimental apparatus

(a) $q_w = 25 \text{ W/m}^2$

(b) $q_w = 50 \text{ W/m}^2$

(c) $q_w = 75 \text{ W/m}^2$

(d) $q_w = 100 \text{ W/m}^2$

(e) $q_w = 150 \text{ W/m}^2$

Fig.3 Visualized flow field over inclined plate (side view, $\theta = 30^\circ$, $u_\infty = 0.20 \text{ m/s}$)

いくと、このはく離位置は次第に平板の上端側へ遡上していき、ついには図 3(d), (e) に示すように、平板上端で流れがはく離するようになる。これに伴って、平板上には非常にスケールが大きいはく離泡が形成されることが分かる。このはく離泡内の流れを調べるために、本実験では平板下端部に設けたスリットからも煙を流出させている。この煙は図 3(d), (e) に示すように、平板表面に沿って上流側へ流れていき、平板上端付近ではく離した煙と合流し、はく離泡の外縁に沿って下流へ流れ去っていく様子が読み取れる。これよりはく離泡内には浮力に基づく逆流が発生していることが分かる。なお図には示していないが、さらに熱流束を増加させていくと、平板に沿う流れは平板上端からブルームとなって離脱・上昇していくことを確認している。つぎに、図 3 と同じ条件で煙の流れを平板の正面から撮影した結果を図 4 に示す。平板上にはく離の生じない図 4(a) では、平板上端のスリットから流出した煙はそのまま平板下端部まで層状に流れている様子が読み取れる。一方、図 4(b) では図中点線で示す部分ではく離が生じているが、このはく離は平板のスパン方向に一樣に生じており、膜状のはく離であることが分かる。なお、この膜状のはく離の発生は、本実験で行なった傾斜角 $\theta = 15 \sim 75^\circ$ の平板上で共通して観察された。

以上の可視化結果から、下向き傾斜加熱平板上にも、垂直平板⁽⁶⁾あるいは上向き傾斜平板⁽⁷⁾と同様、浮力の作用により、流れのはく離が生じることが明らかとなった。このはく離の発生がどのようなパラメータに支配されているか明らかにすることは工学的に重要と思われる。そこで本研究では、強制対流流速 u_∞ 、伝熱面熱流束 q_w および傾斜角 θ を系統的に変化させた場合について、同様な可視化を行い、平板下端ではく離が生じ始める条件、およびこのはく離が伝熱面上端に到達する条件を調べてみた。その結果を図 5 に示す。

図 5 は、平板の下端ではく離が生じる条件およびこのはく離が上端に達する条件を、横軸に u_∞ 、縦軸に q_w をとってプロットしたもので、傾斜角 θ を $15 \sim 75^\circ$ の範囲で変化させている。この図から、下端および上端はく離とも流速 u_∞ が同じならば、傾斜角 θ が大きくなるほど、より小さな熱流束 q_w で生じることが分かる。そこで本研究では、これら u_∞ , q_w および θ を適当な無次元パラメータを用いて整理することにより、より一般的にはく離の発生条件を探ることにした。その結果、データが最も良くまとまったのが、重力加速度 g の代わりに平板に平行な方向の重力加速度 $g \cdot \sin \theta$ をとった修正グラスホフ数 $Gr_{L\theta}^* (= g \sin \theta \beta q_w L^4 / \lambda \nu^2)$ と、レイノルズ数 $Re_L (= u_\infty L / \nu)$ を用いて実験値を整理

した場合であった。この無次元パラメータを用いて、平板下端ではく離開始条件、およびはく離が平板上端に到達する条件をプロットし直した結果を図 6 に示す。この図 6 から、平板の下端および上端ではく離が生じる条件は、平板の傾斜角 θ の如何に依らず、それぞれ 1 本の曲線のまわりにまとまること分かる。

Fig.4 Front view of flow separation ($\theta = 30^\circ$, $u_\infty = 0.20 \text{ m/s}$)

Fig.5 Conditions of separation at bottom and top

Fig.6 Non-dimensional correlation of separation

ここで、これらの直線を式で表すと、平板下端ではく離が生じる条件は、 $(Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5})=0.35$ で、またはく離が平板上端で生じる条件は、 $(Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5})=1.0$ で表せることが分かった。さらに、これら下向き傾斜平板のはく離条件は、著者らが先に明らかにした垂直平板⁶⁾、および水平からの傾斜角が 30° 以上の上向き傾斜平板⁷⁾のはく離条件とも一致することが分かった。このように加熱面が下向きおよび上向きの如何に依らず、同じ無次元パラメータ $(Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5})$ によってく離の発生が規定される結果は、工学的にも非常に重要かつ興味深い結果と言える。

3・2 傾斜平板の伝熱特性 さて、以上の流れの可視化結果から、無次元パラメータ $(Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5})$ が0.35以上になると、傾斜平板上にはく離が発生することが分かった。この流れのはく離は平板まわりの伝熱特性に支配的な影響を及ぼすものと考えられる。そこで本研究では、可視化と同じ条件下で傾斜平板の局所熱伝達率を測定し、平板まわりの流動と伝熱特性との関連を調べることにした。

実験に先立ち、装置および測定の検定を兼ねて、純強制対流および純自然対流時の局所熱伝達率を測定してみた。そのうち純強制対流の熱伝達率を測定した代表的な例を図7に示す。なお、本実験で用いた試験平板の上下端部には、流れのはく離を防止するためアルミパイプを接着しており、この部分は非加熱となっている。このような非加熱前縁部を有する強制対流層流境界層流の伝熱相関式は、等熱流束加熱平板に対して、以下の式で与えられる⁽¹⁰⁾。

$$Nu_x = Nu_0 / [1 - (s/\chi)]^{1/3} \quad \dots\dots (3)$$

ここで、 s は非加熱部長さ、 χ は非加熱部前縁（アルミパイプ前縁）からの距離であり、加熱平板前縁からの距離を x とすると、 $\chi=s+x$ で表せる。また、 Nu_0 は非加熱部前縁から速度・温度境界層が同時に発達すると仮定したときの局所ヌッセル数であり、以下のように入えられる。

$$Nu_0 = 0.458 Re_x^{1/2} Pr^{1/3} \quad \dots\dots (4)$$

ここで、 $Nu_0 = h_0 \chi / \lambda$ 、 $Re_x = u_\infty \chi / \nu$ 。

なお、本実験で用いた円柱状の前縁では非加熱部長さ s を明確に決定できないことから、この s を種々変化させ、実験値と相関式の一致が最も良好となる値を求めることにした。その結果、 $s=2.0\text{mm}$ とした場合に最も良好な一致を見た。そこで、本研究では後述する純強制対流の熱伝達率の基準値として、式(3)で $s=2.0\text{mm}$ とした値を採用することにした。

つぎに純自然対流の局所熱伝達率であるが、本研究

で取り扱う下向き傾斜加熱平板に沿う自然対流の伝熱特性については、藤井・井村⁽¹¹⁾が常温の水を対象に実験を行い、伝熱相関式の導出を試みている。その結果によれば、平板の傾斜角 θ が水平から 5° 以上であれば、平板下端からの距離 ξ を代表長さとする局所ヌッセル数 $Nu_\xi (=h_\xi \xi / \lambda)$ は傾斜角 θ の如何に依らず、板に平行な重力加速度成分 $g \cdot \sin \theta$ をとった局所修正レイリー数 $Ra_{\xi,\theta}^* (=g \sin \theta \cdot \beta q_w \xi^4 / \lambda \alpha \nu)$ を用いて整理でき、両者の間に以下の相関式が成り立つことを明らかにしている。

$$Nu_\xi = C \cdot Ra_{\xi,\theta}^{*1/5} \quad \dots\dots (5)$$

ここで、上式中の定数 C は等熱流束加熱された垂直平板まわりの層流自然対流のそれに等しく、プラントル数 $Pr=0.72$ の空気に対して、 $C=0.518$ となる。この結果を参考に、本実験では純自然対流の局所熱伝達率を、傾斜角 θ を種々変化させた場合について測定し、 $Nu_\xi - Ra_{\xi,\theta}^*$ 平面上にプロットしてみた。その結果を図8に示す。この図から、本実験値は式(5)と良好に一致していることが分かる。そこで本研究では、純自然対流の局所熱伝達率の基準値として式(5)から算出した値を採用することにした。

Fig.7 Local Nusselt numbers of pure-forced convection

Fig.8 Local Nusselt numbers of pure-natural convection

さて以上の結果を基に、つぎに共存対流の伝熱特性について検討していく。まず図3に示した可視化実験と同じ条件下で、平板の流れ方向の局所熱伝達率を測定した結果を図9に示す。図9は、平板上端からの距離 x の地点における局所熱伝達率 h_x をプロットしたもので、比較のため $u_\infty = 0.2 \text{ m/s}$ の純強制対流の局所熱伝達率を点線で、また、 $q_w = 150 \text{ W/m}^2$ の純自然対流の局所熱伝達率を実線で記した。まず、熱流束が最も小さな $q_w = 25 \text{ W/m}^2$ の場合であるが、局所熱伝達率は平板全面に亘って純強制対流のそれにほぼ一致することが分かる。このとき平板上の流れは図3(a)の可視化に示したように、層流境界層流れを維持したまま平板下端に到っている。つぎに $q_w = 50 \text{ W/m}^2$ の場合、局所熱伝達率は平板の上端付近で純強制対流値と一致しているのに対し、 $x = 50 \text{ mm}$ よりも下流側では低い値を示している。図3(b)の可視化結果によれば、煙は平板に沿って流れた後、はく離しており、このはく離の発生位置と熱伝達率が低下し始める位置がほぼ対応している。このことから熱伝達率低下の原因ははく離の発生にあると考えられる。また、さらに熱流束を $75, 100 \text{ W/m}^2$ と増加させていくと、図3(c), (d)に示すように、この流れのはく離位置は平板の上端側へ遡上していき、これに伴って熱伝達率も図9に示すように、とくに平板上端部付近で顕著に低下するようになる。これに対して平板の下半部では、熱流束の増加と共に熱伝達率は逆に増加していき、その値は平板の下端部へ行くほど高くなることから分かる。これは図3の流れの可視化で明らかにしたように、はく離泡内に強制対流と逆向きの自然対流が発生するためで、とくに熱流束が最も大きな $q_w = 150 \text{ W/m}^2$ では、局所熱伝達率が平板下半部で純自然対流の値にほぼ一致している結果が注目される。なお、この流速条件下では、平板上半部の局所熱伝達率は自然対流値より若干低い値を示しているが、更に流速 u_∞ を低くしていくと、局所熱伝達率は平板全体に亘って純自然対流のそれに一致する結果が得られている。

3・3 熱伝達率の無次元整理 上述の結果から下向き加熱傾斜平板まわりの伝熱特性は、はく離の有無、あるいははく離がどこで生じるかによって大きな影響を受けることが分かった。そこで本研究では、傾斜角 θ 、熱流束 q_w および強制対流主流速 u_∞ を系統的に変化させた場合について局所熱伝達率の測定を行い、流れのはく離と伝熱特性のより一般的な関連を探ることとした。

さて、流れの可視化結果をまとめた図6によれば、平板上にはく離が生じる条件は、 $0.35 < (Gr_{L,\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 1.0$ で与えられる。そこで本研究では、まず平板上に

Fig.9 Local heat transfer coefficients of inclined plate

はく離が生じない ($Gr_{L,\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 0.35$ の領域について伝熱特性を調べてみた。図10は、実験で得られた局所熱伝達率 h_x を、それと同一の地点における純強制対流の局所熱伝達率 h_{xf} と比較した結果を示したものである。図の縦軸には熱伝達率比 (h_x/h_{xf}) をとり、また横軸には平板上端からの距離 x を代表長さとする無次元パラメータ ($Gr_{x,\theta}^*/Re_x^{2.5}$) をとっている。なお、この無次元パラメータを横軸にとると、平板上端付近のデータは図の左側に位置し、下端に向かうにつれて図の右側へと移動していく。図には便宜上 ($Gr_{L,\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 0.25$ と $0.25 < (Gr_{L,\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 0.35$ に相当するデータを異なる記号で表示した。この図から、($Gr_{L,\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 0.25$ のデータは傾斜角 θ および ($Gr_{x,\theta}^*/Re_x^{2.5}$) の如何によらず ($h_x/h_{xf}) = 1$ となり、その熱伝達率は純強制対流値に一致することが分かる。一方、 $0.25 < (Gr_{L,\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 0.35$ のデータであるが、横軸の ($Gr_{x,\theta}^*/Re_x^{2.5}$) がおよそ 0.1 以上の領域では、値が 1 より低くなっていることが分かる。この結果は、平板の下端部ではく離が生じる以前に、既に下端付近で伝熱が劣下し始めることを意味している。

つぎに平板の上端で強制対流がはく離、あるいは平

Fig.10 Local heat transfer coefficients for ($Gr_{L,\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 0.35$

板に沿う逆流がブルームとなって離脱・上昇する ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5} > 1.0$ の領域での伝熱特性について検討してみる。図 11 は、縦軸に実験で得られた局所熱伝達率 h_x を純自然対流の局所熱伝達率 h_{xn} で割った値 (h_x/h_{xn}) をとり、横軸に ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}$) をとってプロットしたものである。説明の便宜上、浮力が相対的に大きな ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5} > 3$ の実験値と、小さな $1 < (Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 3$ の実験値を異なる記号で示した。まず、この図から ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5} > 3$ のデータは、傾斜角 θ および ($Gr_{x\theta}^*/Re_x^{2.5}$) の値の如何によらず ($h_x/h_{xn} = 1$), すなわち平板上の全ての地点において局所熱伝達率が純自然対流のそれにほぼ一致することが分かる。一方、浮力が相対的に小さな $1 < (Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 3$ のデータは自然対流の熱伝達率と完全には一致していない。これらの結果は、はく離が平板の上端へ到達すると同時に局所熱伝達率が純自然対流のそれに一致するのではなく、自然対流熱伝達の実現されるには、さらに強い浮力、($Gr_{x\theta}^*/Re_x^{2.5} > 3$ を必要とすることを示している。

つぎに平板上ではく離が生じる $0.35 < (Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 1.0$ のデータであるが、純強制対流で規格化した熱伝達率比 (h_x/h_{xf}) を、横軸に ($Gr_{x\theta}^*/Re_x^{2.5}$) をとって整理してみた。その結果を図 12 に示す。図には便宜上 ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}$) の値がそれぞれ $0.35-0.55$, $0.55-0.75$ および $0.75-1.0$ の領域に相当するデータを異なる記号で示した。まず、はく離が平板の下端付近で生じると考えられる $0.35 < (Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 0.55$ のデータであるが、横軸の ($Gr_{x\theta}^*/Re_x^{2.5}$) が小さな平板上端付近では純強制対流の熱伝達率に一致するのに対して、($Gr_{x\theta}^*/Re_x^{2.5}$) が大きくなる、すなわち下流に向かうにつれて、熱伝達率は純強制対流値から次第に低下していく様子が図 12 から読み取れる。そして、この低下域は ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}$) の値が大きくなるにつれて上流側 (図の左側) へ拡大していき、また低下割合も大きくなっていくことが分かる。一方、とくに ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}$) が 0.55 以上の場合、($Gr_{x\theta}^*/Re_x^{2.5}$) が 0.4 より大きな領域では、熱伝達率比 (h_x/h_{xf}) は 1 より大きくなり、局所熱伝達率は純強制対流値よりも高くなる。これらの結果から、平板上にはく離が生じる場合には、平板のどこではく離するかによって局所熱伝達率が大きく異なることが明らかである。また、図 12 の結果から、局所熱伝達率比 (h_x/h_{xf}) はパラメータ ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}$) によってほぼ決定され、傾斜角の如何に依らないことが分かる。

最後に、以上の局所熱伝達率のデータを基に、傾斜平板の平均熱伝達率 h_m を求めた結果を図 13 に示す。図 13 は、実験で得られた平均熱伝達率 h_m を純強制および自然対流の平均熱伝達率 h_{mf} , h_{mn} でそれぞれ規格

化した値を縦軸にとり、横軸に ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}$) をとってプロットしたものである。このような整理を行なうと、本実験値はそれぞれ一本の曲線のまわりにまとまることが分かる。また図 13 から、($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}$) が 0.25 以下の領域での平均熱伝達率は純強制対流のそれに一致すること、一方、($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}$) が 3.0 以上の領域では、純自然対流の熱伝達率に一致することが分かる。これらの領域では、前述したように局所熱伝達率も純強制および純自然対流の値にほぼ一致していることから、前者を強制対流域、後者を自然対流域とみなすことが

Fig.11 Local heat transfer coefficients for ($Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5} > 1$)

Fig.12 Local heat transfer coefficients for $0.35 < (Gr_{L\theta}^*/Re_L^{2.5}) < 1$

Fig.13 Average heat transfer coefficients of inclined plate

できる。一方、この中間の領域、すなわち $0.25 < (Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}) < 3.0$ では、平均熱伝達率 h_m は純強制対流値 h_{mf} よりも明らかに低い値を示し、また、純自然対流値との比 (h_m/h_{mn}) も、 $1 < (Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}) < 3$ の領域で 1 以下、逆に $(Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}) < 1$ の領域では 1 以上となっている。このように平均熱伝達率が純強制および自然対流値のいずれとも一致しない領域を、前報^(6,7)に倣って共存対流域と定義すると、下向き傾斜平板まわりの対向流共存対流域は、 $0.25 < (Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}) < 3.0$ の領域に相当すると言える。また、この下向き傾斜平板の共存対流域の上・下限値は、前報^(6,7)で得た垂直加熱平板あるいは上向き加熱傾斜平板の共存対流域、 $0.2 < (Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}) < 3.0$ とほぼ等しい値となった。このように体系が垂直、上向き、下向きと大きく異なるにも関わらず、平板まわりの対向流共存対流域が全て同じパラメータ ($Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}$) および値により定義される結果は、非常に興味深くかつ重要な結果と言える。

4. 結 言

本研究では下向き加熱傾斜平板まわりの対向流共存対流の流動と伝熱を実験により調べた。常温の空気を試験流体に用い、試験平板を水平から $\theta = 15 - 75^\circ$ の範囲で傾斜させた。実験は、純強制および純自然対流時に平板まわりの流れが層流となる平板長さ基準のレイノルズ数および修正レイリー数が、それぞれ $400 < Re_L < 4600$, $1.0 \times 10^7 < Ra_L^* < 5.4 \times 10^8$ の範囲で行った。

まず平板上の流動を可視化により調べた。その結果、以下の知見が得られた。

(1) 傾斜平板に沿う強制対流境界層流れは、浮力の増加に伴って、まず平板下端部ではく離し始め、ついでこのはく離点が上流側へ移動し、ついには平板上端部ではく離する。また、このときはく離泡内には浮力に基づく逆流が発生する。

(2) 上述した平板下端部ではく離開始条件およびはく離が平板上端へ到達する条件は、無次元パラメータ ($Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}$) によって規定され、それぞれ ($Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}$) = 0.35 および 1.0 で与えられる。

つぎに平板の局所熱伝達率を測定した。その結果、以下の知見が得られた。

(3) 傾斜平板の局所および平均熱伝達率は上述のパラメータ ($Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}$) を用いて整理でき、とくに ($Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}$) < 0.25 および ($Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}$) > 3 の領域での熱伝達率は、それぞれ純強制および純自然対流の熱伝達率

に一致する。

(4) 一方、この中間の領域 $0.25 < (Gr_{L,0}^*/Re_L^{2.5}) < 3$ では、平板の伝熱特性は流れのはく離の影響を強く受け、純強制および自然対流のいずれとも異なる特性を示す。

そこで、本研究ではこの領域を共存対流域と定義した。

(5) このように定義した共存対流域の上・下限値は、著者らが先に得た垂直あるいは上向き傾斜加熱平板まわりの共存対流域のそれらとほぼ同一の値を示す。

文 献

- (1) Szewczyk, A.A., Combined Forced and Free Convection Laminar Flow, *Transaction of the ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 86, No. 4 (1964), pp. 501-506.
- (2) Merkin, J.H., The Effect of Buoyancy Forces on the Boundary-Layer Flow over a Sem-Infinite Vertical Flat Plate in a Uniform Free Stream, *J. of Fluid Mechanics*, Vol. 35 (1969), pp. 439-450.
- (3) Oosthuizen, P.H. and Hart, R., A Numerical Study of Laminar Combined Convective Flow over Flat Plates, *Transactions of the ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 95, No. 1 (1973), pp. 60-63.
- (4) Oosthuizen, P.H. and Bassey, M., An Experimental Study of Combined Forced and Free-Convection Heat Transfer from Flat Plates to Air at Low Reynolds Numbers, *Transactions of the ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 95, No. 1 (1973), pp. 120-121.
- (5) Kobus, C.J. and Wedekind, G.L., An Experimental Investigation into Forced, Natural and Combined Forced and Natural Convective Heat Transfer from Stationary Isothermal Circular Disks, *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 38, No. 18 (1995), pp. 3329-3339.
- (6) Kitamura, K., Yamamoto, M. and Kimura, F., Fluid Flow and Heat Transfer of Opposing Mixed Convection Adjacent to Vertical Heated Plates, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 70, No. 699 (2004), pp. 2943-2950.
- (7) Misumi, T., Shigemaru, S., Kitamura, K. and Kamiya, K., Fluid Flow and Heat Transfer of Opposing Mixed Convection Adjacent to Upward-Facing, Inclined Heated Plates, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 72, No. 720 (2006), pp. 1993-2001.
- (8) Mucoglu, A. and Chen, T.S., Mixed Convection on Inclined Surfaces, *Transactions of the ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 101, No. 3 (1979), pp. 422-426.
- (9) Ramachandran, N. Armary, B.F. and Chen, T.S., Measurements of Laminar Mixed Convection Flow Adjacent to an Inclined Surface, *Transactions of the ASME, J. Heat Transfer*, Vol. 109, No. 1 (1987), pp. 146-150.
- (10) Lighthill, M.J., Contributions to the Theory of Heat Transfer Through a Laminar Boundary Layer, *Proceedings of the Royal Society of London, Ser. A*, 202 (1950), pp. 359-367.
- (11) Fujii, T. and Imura, H., Natural-Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 15 (1972), pp. 755-767.