

<研究報告>等温水平円板からの自由対流に及ぼす延長面加熱の影響

著者	小山 隆行, 川畑 貴央
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	41
ページ	33-37
別言語のタイトル	Effects of Extension Surface Heating on the Natural Convection above a Horizontal Isothermal Circular Plate
URL	http://hdl.handle.net/10232/515

<研究報告>等温水平円板からの自由対流に及ぼす延長面加熱の影響

著者	小山 隆行, 川畑 貴央
雑誌名	鹿児島大学工学部研究報告
巻	41
ページ	33-37
別言語のタイトル	Effects of Extension Surface Heating on the Natural Convection above a Horizontal Isothermal Circular Plate
URL	http://hdl.handle.net/10232/00003238

等温水平円板からの自由対流に及ぼす延長面加熱の影響

小山 隆行*・川畑 貴央**

Effects of Extension Surface Heating on the Natural Convection above a Horizontal Isothermal Circular Plate

Takayuki OYAMA and Takao KAWABATA

An experimental study is described concerning natural convection above a 73.8-mm circular plate, having an extension surface, heated on the lower side by steam at atmospheric pressure. Nusselt numbers were obtained at Rayleigh numbers about 1.2×10^6 under three temperature distributions for the extension surface around the heated circular plate. As a result, the Nusselt number is the highest when the extension surface is cooled at bulk fluid temperature. In this case, the thermal plumes generated intermittently from the edge of the circular plate, where the heat transfer performance is considerably high as is well known. On the other hand, when the extension surface is heated the Nusselt number is low and conventional plumes were observed.

Key Words : natural convection, heat transfer, flow visualization, circular plate, extension surface, upstream heating

1. 緒 言

加熱された水平上向き面からの自由対流は、工業機器内や自然界で生じている現象であり、その伝熱機構の解明は工学や工業上意義のあることと考えられ、このため多数の研究が報告されている。

流れが二次元的な場合について、石黒ら [1] は、自由対流を二次元的に拘束した水槽内で、伝熱面幅（代表長さ： d ） $d = 7.6, 28, 205\text{mm}$ の3種類の等温伝熱面によりレーレー数 R_a が $1.5 \times 10^4 < R_a < 7.6 \times 10^9$ の範囲で実験を行い、平均熱伝達と自由上昇流の挙動との関係を報告している。また、レーレー数 $R_a = 1.8 \times 10^9$ と $R_a = 7.59 \times 10^9$ の局所ヌセルト数分布を示し、この分布の特徴と流れの関係について述べている。Fujii ら [2] は、等温伝熱面（ $d = 50, 300\text{mm}$ ）の傾斜角の熱伝達への影響を調べた研究の中で、水平上向きの場合の熱伝達と流れ場の観察結果を報告している。北村ら [3] は、等熱流束伝熱面（ $d = 20, 30, 50, 100, 150, 250\text{mm}$ ）により修正レーレー数 Ra^* が $10^6 < Ra^* < 10^{12}$ で詳細な実験

を行い、伝熱面上の流動と局所伝熱特性との対応関係を明らかにした。

一方、三次元的で軸対称な場合については、次のような研究結果が報告されている。Husar ら [4] は、円形を含む様々な形状の伝熱面を用いて化学的手法により、 $2 \times 10^6 < Ra < 3.5 \times 10^8$ で、伝熱面のごく近傍の流れ場の詳細を報告している。Yousef ら [5] は、延長面を有する等温の正方形伝熱面（ $d = 100, 200, 400\text{mm}$ ）を用いて、Mach-Zehnder 干渉計による伝熱面近傍の温度勾配の測定より、 $1.9 \times 10^6 < Ra < 1.7 \times 10^8$ で、レーレー数とヌセルト数の関係を報告している。これらの測定値の中で、従来の研究によれば層流熱伝達を示すと考えられる $2 \times 10^6 < Ra < 4 \times 10^6$ の範囲のデータは、レーレー数が小さくなるとヌセルト数は増加し、一定値に近づく傾向がみられ特異な傾向を示している。この理由について、Yousef らは、加熱面上の流れは平板の4辺より発生する一塊のプルームにより支配されており、このようなプルームは高い熱伝達係数を生じさせるので熱伝達が良くなったのではないかと推測している。

以上述べたように、流れが二次元的な場合については、北村ら [3] の実験により伝熱面上の流動と局所伝熱特性との対応関係は明らかにされたが、三次元の場合、Yousef らのデータにおけるヌセルト数の特異性の原因は明確にされていない。考えられる原因の1つとして、

平成11年5月31日受理

*機械工学科・講師

**九州大学大学院総合理工学研究科
先端エネルギー理工学専攻2年

Yousef らの実験装置では、彼らの示した干渉縞の写真よりわかるように、延長面とバルク流体の温度は等しく、延長面と伝熱面の温度分布がステップ状になるように工夫されており、このような温度分布の場合とそうでない場合とでは、流れの様相が異なり、その結果、熱伝達も異なったのではないかと考えられる。そこで、本研究では、このような推定が正しいか否かを確認する目的で、延長面を有する円形の伝熱面を用いて、延長面と円形伝熱面の温度分布がステップ状で、このステップ高さを3種類変えて熱伝達係数と上昇するブルームの温度分布の測定を行った。また、シュリーレン装置を用いてブルームの挙動を観察した。

2. 記号

- a : 熱拡散率 [m^2/s]
 d : 代表長さ [m]
 g : 重力加速度 [m/s^2]
 Gr : グラスホフ数 = $g\beta(t_w - t_b)d^3/\nu^2$ [-]
 h : 伝熱面からの高さ [m]
 q : 熱流束 [W/m^2]
 t : 温度 [$^{\circ}C$]
 t_w : 伝熱面温度 [$^{\circ}C$]
 t_b : バルク流体温度 [$^{\circ}C$]
 T : 無次元温度 = $(t - t_b)/(t_w - t_b)$ [-]
 Ra : レーレー数 = $g\beta(t_w - t_b)d^3/\nu\alpha$ [-]
 Nu : ヌセルト数 = ad/λ [-]
 α : 熱伝達係数 = $q/(t_w - t_b)$ [$W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$]
 β : 体膨張係数 = $1/(t_b + 273.15)$ [$1/K$]
 λ : 熱伝導率 [$W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$]
 ν : 動粘度 [m^2/s]

3. 実験装置と方法

実験装置は、アクリルと木材製の密閉容器（下面50×50cm、高さ100cm）の下面中央に、Fig.1に示した直径73.8mm、厚さ0.5mmの円形銅板①の伝熱面が配置され、これを下から大気圧の水蒸気により加熱する構造になっている。伝熱用円形銅板の周囲は、ステップ状温度分布を実現するため、黄銅製の冷却装置②に囲まれ、これに続いてステンレス鋼板が置かれ、延長面③（密閉容器下面）を形成している。伝熱用円形銅板の下部にはフェンダー⑤が取り付けられ、この内面での凝縮を防ぐため、フェンダー⑤と黄銅製のスカート④との隙間に水蒸気が進入し、フェンダーの外側を加熱する構造になっている。このため、伝熱用円形銅板の下面のみで凝縮した飽和水を採取することができる。また、フェンダー⑤とスカート④との隙間に進入した蒸気は、スカートの上部先端部分を加熱するので、銅板伝熱面より延長面への伝導によ

る熱損失を防ぐ役割も有している。この高温のスカート上部先端部分は延長面を加熱し伝熱面の上流側を加熱するので、これを防止する場合は、冷却装置②に流水し伝熱面と延長面の温度分布をステップ状に保つことが可能である。伝熱面の表面温度は、線径0.1mmのK熱電対（クロメル・アルメル）により、円形銅板の下面で、その中心（伝熱面より0.5mm下）及び銅板の縁より4mm内側の位置で測定した温度から、銅板内の温度降下を考慮することにより求め、延長面温度はFig.1の右上部に示された延長面の位置で測定した。バルク流体（空気）温度は、延長面上方6mmの高さで容器壁近くに取り付けた熱電対により測定した。伝熱量は、伝熱面下面での約1時間の凝縮水をピーカーに採取し、その質量を電子十皿天秤で計測し、大気圧状態の潜熱より求めた。また、一直線上に19本配置された自作の多点同時計測用の温度プローブにより、伝熱面からの高さを変えてブルームの水平方向の温度分布を測定した。流れの可視化には、ナイフエッジを取り付けていないシュリーレン装置を用い、長焦点レンズを通過した像を高速度ビデオカメラで撮影した後、映像を明瞭にするため画像処理ソフトにより処理し、時系列の影写真（shadow photograph）を得た。なお、流れの可視化実験では、寸法が下面44×44cm、高さ80cmの密閉容器を使用した。実験は、冷却装置に周囲の大気温度の水を流して延長面を冷却しバルク流体温度に保った場合、大気温度より高い水を流し中間冷却した場合、水を流さず非冷却で熱伝導により延長面が加熱されている場合の3種類で行った。また、装置の強度上、大気圧

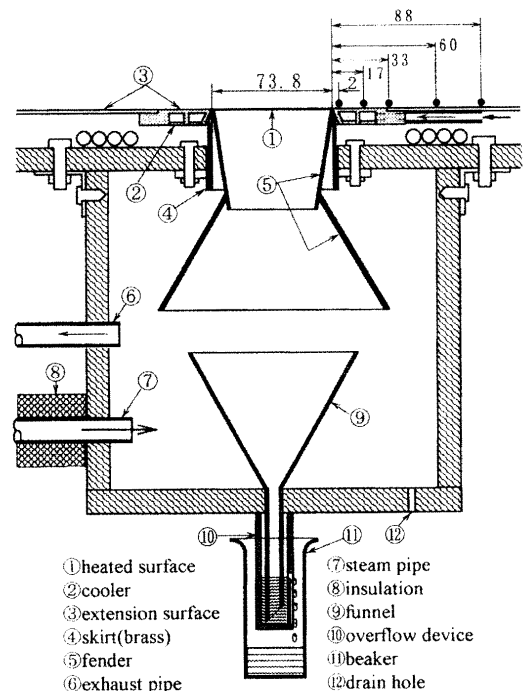


Fig.1 Experimental apparatus

の水蒸気による加熱しかできないため、それぞれの実験条件に対して一つのレーレー数で測定を行った。

4. 実験結果と考察

Fig.2は、本実験装置で実現された伝熱面と延長面の温度分布を示し、3本の太い実線は熱伝達の測定の場合、2本の細い実線は流れの可視化実験の場合である。図の縦軸は、伝熱面あるいは延長面と、バルク流体の温度差 ($t-t_b$) を伝熱面とバルク流体の温度差 (t_w-t_b) で除した無次元温度 T 、横軸は伝熱面中心からの距離 x をその直径 d で除した無次元距離を示す。また、伝熱面の縁に対応する $x/d = 0.5$ の位置の温度は、伝熱面の2点の温度より外挿した値を示している。この図より、冷却した場合、延長面の温度はほぼバルク流体温度に保たれ、伝熱面と延長面の境で温度分布に大きなステップが生じている事がわかる。一方、加熱されている場合、この温度ステップが小さく、また、伝熱面近くの延長面の温度は伝導による加熱のためバルク流体より高くなり、伝熱面から遠ざかると共に次第に減少している。延長面を中間冷却した場合、温度分布は上記2つの温度分布の間に

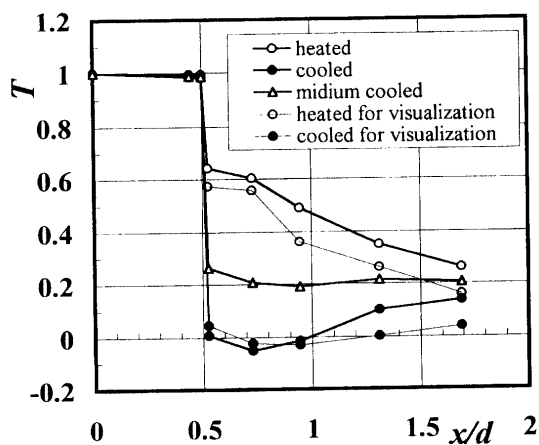


Fig.2 Temperature distribution

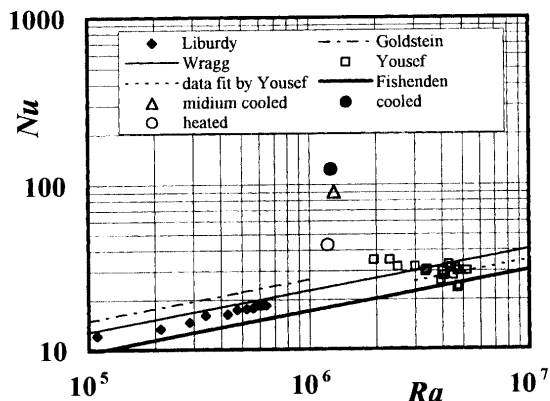


Fig.3 Comparison of Nusselt numbers

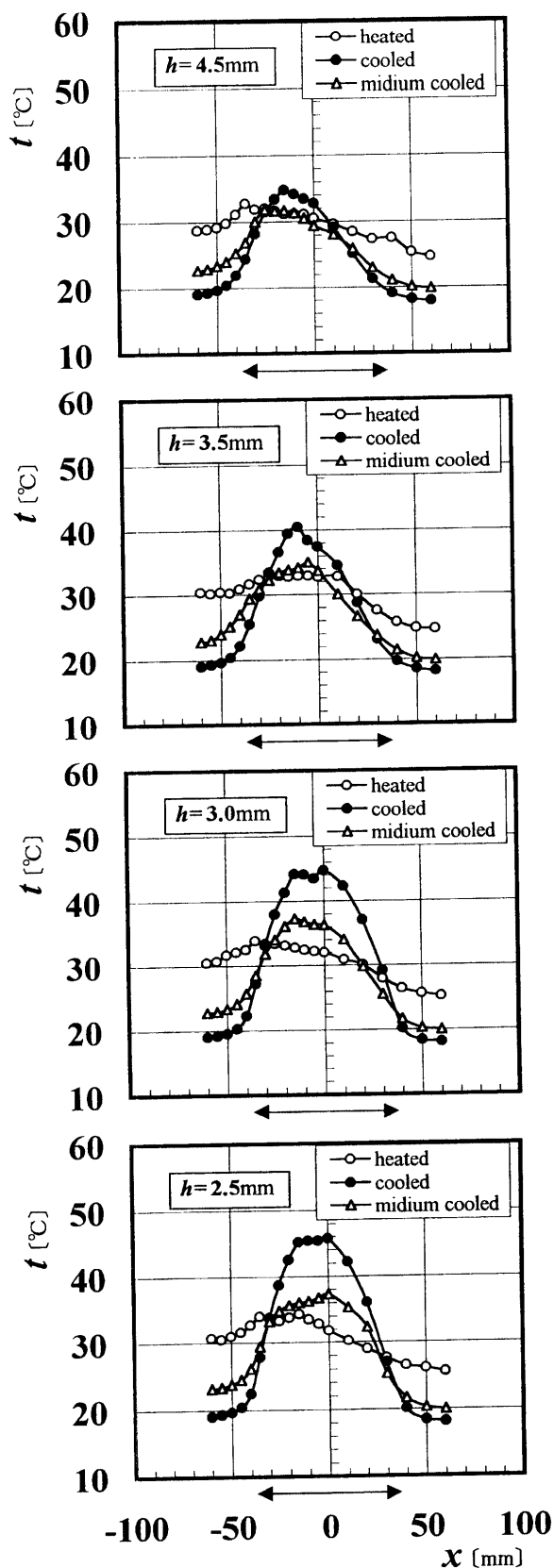


Fig.4 Temperature distribution

位置している。

Fig.3は、3種類の温度分布に対する熱伝達の測定結果で、ヌセルト数 Nu (代表長さは伝熱面直径) とレーレー数 Ra の関係を示している。図には比較のため、他の研究者の等温伝熱面による実験結果も示されている。ひし形の印は Liburdy ら [6] による直径50.8mmの円形平板を用いた実験結果を、一点鎖線は Goldstein ら [7] による直径1.27~20.3cmのナフタリンによる物質伝達の測定から熱伝達と物質伝達のアナロジーにより求めた熱伝達の整理式を示す。また、細い実線は Wragg ら [8] による円形平板に対する実験式を、太い実線は Fishenden ら [9] による正方形平板に対するそれを表している。これらの実験より、レーレー数が $Ra < 10^7$ では、式の勾配を示す Ra の指数は $n = 1/4$ であり、層流熱伝達が生じていることがわかる。本実験では、延長面加熱の場合 (○印) $Ra = 1.21 \times 10^6$ で $Nu = 43.1$ 、冷却の場合 (●印) $Ra = 1.25 \times 10^6$ で $Nu = 123$ 、中間

冷却の場合 (△印) $Ra = 1.29 \times 10^6$ で $Nu = 90.4$ となり、従来の測定値よりかなり高くなった。また、本実験では、ヌセルト数が延長面の加熱の程度に強く影響される結果が得られた。

このヌセルト数の異なる原因を調べるため、伝熱面近くの流体の温度測定を行った。Fig.4はそれぞれ伝熱面からの高さ $h = 4.5, 3.5, 3.0, 2.5\text{mm}$ の位置における流体の水平方向の温度分布を示し、横軸下の両端矢印の線は伝熱面の直径に対応している。これらの図より、延長面の冷却の程度により伝熱面中央部付近上部の流体温度は異なり、延長面が冷却されステップ状温度分布のステップ高さが大きいほど、流体温度は高いことが分かる。

次に、流れ場の観察結果を Fig.5, 6 に示す。これらは、Fig.2 に示した延長面温度分布の下での流れ場の、0.08秒ごとの連続写真で、Fig.5 は延長面冷却で $Ra = 2.28 \times 10^6$ 、Fig.6 は延長面加熱で $Ra = 2.17 \times 10^6$ の場合である。写真の上に表示された数字は、最初の写真

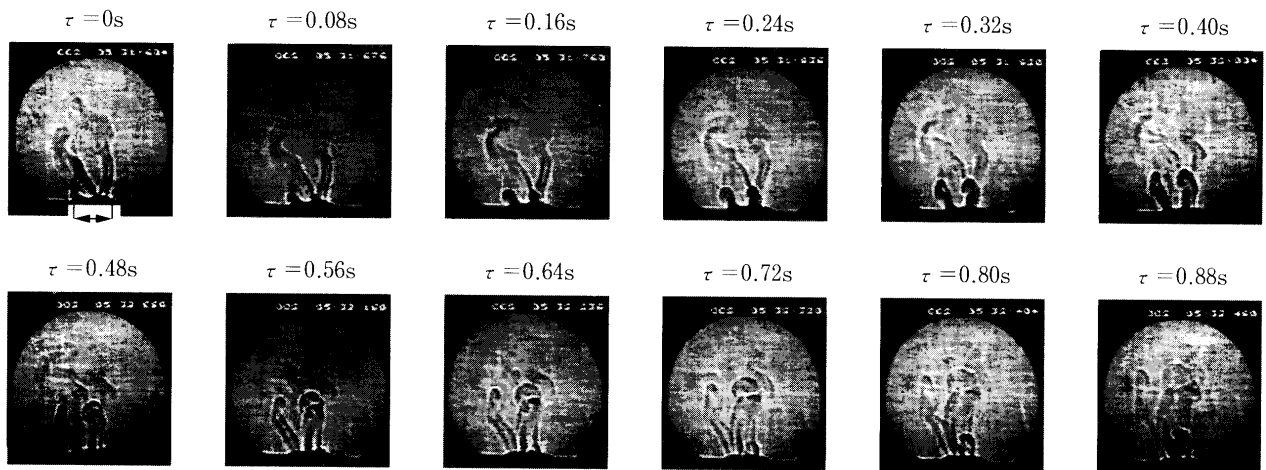


Fig.5 Behavior of plumes for cooled extension surface, $Ra = 2.28 \times 10^6$

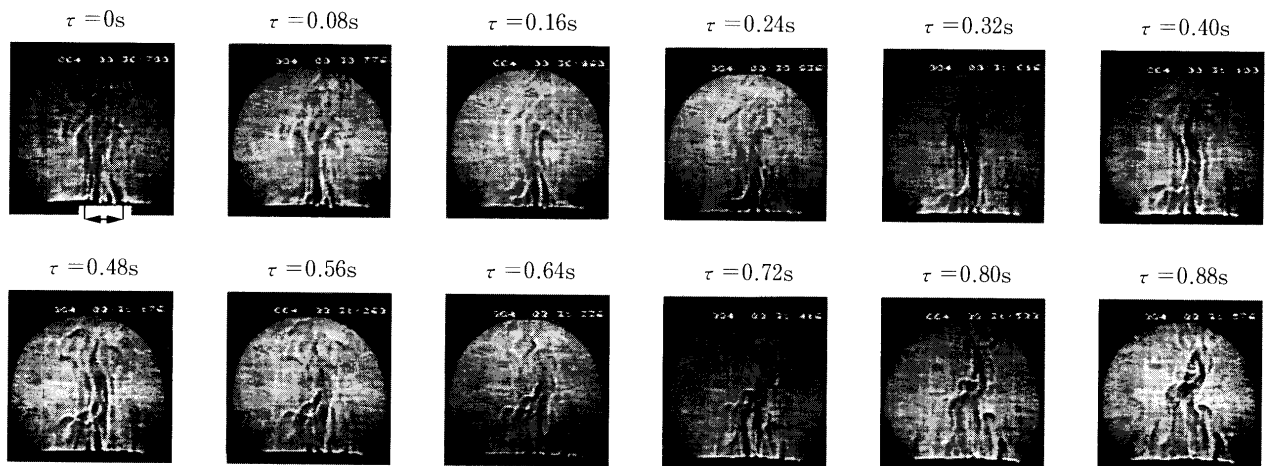


Fig.6 Behavior of plumes for heated extension surface, $Ra = 2.17 \times 10^6$

の状態を時刻 $\tau = 0$ としたときからの経過時間を示し、写真下の両端矢印は伝熱面直径に対応している。この2つの流れ場を比較すると、延長面冷却の場合は、Fig.4の $h = 2.5\text{mm}$ の温度分布に対応して伝熱面上にはっきりした温度境界層が認められ、延長面加熱の場合とは明確に異なっていることがわかる。上昇するプルームの挙動は、延長面冷却の場合、伝熱面の前縁付近よりプルームが噴出を始め、上昇して、これに続いて次のプルームの噴出が出現するというように間欠的に生じている。さらに、温度境界層の厚さはほぼ一定で時間的に変動していないことより、プルームは伝熱面の前縁付近でのみ発生し、このプルームの発生に伴う伝熱面上流からの流れは、伝熱面の中央付近には達していないことが分かる。これに対して、延長面加熱の場合は、数本のプルームが筋状に立ち上がり、伝熱面上流からの流れがこの中央部まで及び、延長面の加熱がある場合とない場合とでは流れの様相が異なっている。

以上の測定結果より、延長面冷却の場合、本実験結果のヌセルト数が従来より非常に大きくなったのは、熱伝達の極端に良いことで知られている伝熱面の前縁付近でプルームが発生するためと考えられる。これに対して、延長面加熱の場合は、Fig.4の温度分布から分かるように、伝熱面上流側にすでに温度境界層が発達しており、加熱された流体が伝熱面上に流れ込むため熱伝達は低くなると考えられる。

5. 結 論

延長面を有する直径73.8mmの等温加熱された水平上向きの円形平板伝熱面を用いて、約 1.2×10^6 のレーレー数で、(1)延長面が加熱されて流体の上流加熱がある場合、(2)延長面をほぼバルク流体温度に保った場合、(3)延長面温度を条件(1)と(2)の中間ぐらいにした場合の熱伝達の測

定と、また(1)と(3)の場合で流れ場の観察を行い以下のことが分かった。延長面が冷却されて、伝熱面と延長面の境界における温度ステップが大きいほど、ヌセルト数は従来得られている値より大きくなり、この場合、伝熱性能の極端に良い伝熱面前縁からプルームが発生する。これに対して、延長面が冷却されて温度ステップが小さくなると熱伝達は悪くなり、この場合伝熱面より数本の筋状のプルームが発生する。

終わりに、実験および結果の整理に協力された本学卒業生、小田健一君に謝意を表する。

文 献

- (1) 石黒亮二・阿部俊夫・長瀬秀俊, 機論, **43**-366, 638 (1977)
- (2) T.Fujii and H.Imura, Int. J. Heat Mass Transf., **15**, 755 (1972)
- (3) 北村健三・木村文義, 機論, **58**-556, B, 3715 (1992)
- (4) R.B.Husar and E. M.Sparrow, Int. J. Heat Mass Transf., **11**, 1206 (1968)
- (5) W.W.Yousef, J.D.Tarasuk and W.J.McKeen, Trans. ASME, **104**, 493 (1982)
- (6) J.A.Liburdy, R.Dorroh and S.Bahl, Proc. ASME / JSME Therm. Eng. Joint Conf., **3**, 605 (1987)
- (7) R.J.Goldstein, E.M.Sparrow and D. C. Jones., Int. J. Heat Mass Transf., **16**, 1025 (1973)
- (8) A.A.Wragg and R. P.Loomba, Int. J. Heat Mass Transf., **13**, 439 (1970)
- (9) M.Fishenden and O.A.Saunders, "An Introduction to Heat Transfer", Clarendon Press, Oxford, 89 (1957)