断面台形の密閉容器内の自然対流熱伝達*
(実験的研究)木村 照夫**, 部谷 尚道**
竹内 正紀**, 臼井 滝雄***Natural Convection Heat Transfer in a Trapezoidal Enclosure
(Experimental Investigation)by Teruo KIMURA, Naomichi HEYA,
Masanori TAKEUCHI, and Takio USUI

Natural convection heat transfer in a vertical trapezoidal enclosure was investigated experimentally. Two opposite parallel surfaces were kept in a vertical position and were maintained at uniform temperature, while the floor and the ceiling were insulated. The experiments were carried out using water in the range of $2.0 \times 10^7 < Ra_w < 2.0 \times 10^8$ for the cases of horizontal upper-surface and horizontal lower-surface. The ratios of the cold surface length to the hot surface length were varied in the range of 0.4~1.6. The paper presents the method of evaluating the temperature distribution, and the average Nusselt number of the natural convection in the trapezoidal enclosure by referring to the temperature distribution and the Nusselt number in the rectangular enclosure.

Key Words: Convective Heat Transfer, Natural Convection, Trapezoidal Enclosure, Rectangular Enclosure, Experimental Investigation

1. 緒 言

密閉容器内の自然対流熱伝達現象は、建築構造物や電気・電子機器の設計に際し配慮すべき問題であって、このことに関して従来より数多くの解析がなされている〔例えば文献(1)~(4)〕。しかしこれらの研究で対象とされた密閉容器の多くは断面長方形のものであって、非長方形断面としては著者らの知るかぎり、平行四辺形のもののみみられるにすぎない。実際上は長方形や平行四辺形のみならず種々の形状のものがある。それらのすべてのものについての熱伝達特性を知ることは困難であるので、いくつかの基本的な形状のものについての特性を明らかにしておけば、他の種々の形状に対する特性を推定しうるものと考えられる。そこで本研究では基本的な形状の一つとして、高温の鉛直面とそれに対向する低温の鉛直面、上下が平行でない断面熱面からなる断面台形の密閉容器内の自然対流熱伝達の特性を実験的方法により明らかにする。なお実験に用いた流体は純水で、取扱ったレーレー数 Ra_w の範囲は $2.0 \times 10^7 < Ra_w < 2.0 \times 10^8$ である。

2. 主 な 記 号

g : 重力の加速度
 G_{rw} : グラスホフ数 $= g\beta W^3(T_H - T_C)/\nu^2$
 H : 容器の加熱面高さ
 M : 容器の冷却面高さ
 m : 冷却面高さ と 加熱面高さ との比 $= M/H$
 N_{uw} : 平均ヌセルト数 $= \alpha_m W/\lambda$
 Pr : プラントル数 $= \nu/\kappa$
 q_m : 平均熱流束
 Ra_w : レーレー数 $= G_{rw} Pr$
 T : 温度
 W : 容器の幅
 X, Y : 直角座標
 x, y : 無次元直角座標 $= X/W, Y/W$
 α_m : 平均熱伝達係数 $= q_m/(T_H - T_C)$
 β : 体膨張係数
 θ : 無次元温度 $= (T - T_C)/(T_H - T_C)$
 κ : 熱拡散率
 λ : 熱伝導率
 ν : 動粘度
 添 字
 C : 冷却面

* 昭和60年11月15日 熱工学講演会において講演、原稿受付
昭和60年4月30日。

** 正員、福井大学工学部 (〒910 福井市文京3-9-1)。

*** 敦賀工業高等学校 (〒914 敦賀市山泉13)。

H : 加熱面

3. 実験装置と方法

図1は実験装置の概略を示す。ここで容器天井部が水平な場合をCase1, 容器底部が水平な場合をCase2とする。加熱面高さ H は50 mm 一定として、冷却面高さ M を種々(20~80 mm)に変化させた。このとき加熱面高さに対する冷却面高さの比 $m(=M/H)$ は0.4~1.6である。容器の幅 W は50 mm($H/W=1$)、容器奥行き D は120 mm 一定とした。容器の鉛直な一側壁には電気加熱用のカートリッジヒータを5本取付け、それらを独立に調節することにより伝熱面を一樣温度に加熱した。また、これに対面する一側壁には恒温水を循環させるパイプを冷却面高さに応じて $5 \times m$ 本取付け、恒温槽から送られる恒温冷却水の流量を調節することにより伝熱面を一樣温度に冷却した。加熱、冷却両壁には熱伝導性、工作性を考慮して5 mm 厚の黄銅板を用い、とくに加熱壁は容器高さ方向に熱が移動するのを防ぐために、黄銅板加熱面を5等分割し、各黄銅板間には厚さ0.5 mm のベークライト板をはさんで互いに接着してある。容器の上下壁は系外部への熱移動を防ぐように厚さ20 mm のベークライト板を用い、また容器前後壁は容器内の観察を可能とし、系外部への熱移動を防ぐように厚さ15 mm の透明アクリル板を用いてある。ヒータ部裏面には系外部への熱移動を防ぐように厚さ15 mm の石綿と、厚さ25 mm の石こう板を取付けてある。加熱面の温度は、それぞれ壁に容器奥行き方向の中央に温接点ができるように埋め込んだ素線径0.2 mm のクロメル・アルメル熱電対を用いて測定した。また、移動装置を用いて同種の熱電対を温接点が容器奥行き方向の中央断面に位置するように設定し、この断面内の温度を測定し

図1 実験装置(密閉容器)概略

た。流体には脱気した純水を用いた。容器内の流動状態を知るためにはチモールブルー溶液をトレーサとして外径2 mm のビニルパイプを通して容器内の奥行き方向の中央断面内に注入し、その流脈をスケッチした。実験は加熱面の温度を30~53°C、冷却面の温度を17~20°Cでそれぞれ一定に保った。なお、この際表面温度の測定値のばらつきは加熱面と冷却面の温度差の±1.5%以下におさえた。

4. 実験結果と考察

4.1 流動状態と温度分布 本実験で取扱ったレイレー数 R_{aw} (代表寸法は容器幅 W) の範囲は $2.0 \times 10^7 < R_{aw} < 2.0 \times 10^8$ であり、この範囲内においては容器内の流動状態、温度分布は定性的に一致していた。図2に容器内の流動状態の概略をCase1, Case2について示す。図2でみられるように、Case1の場合、 $m \leq 1$ であると容器内には全壁面に沿って流動する循環流が生じ、壁面近傍(壁面より約4 mm 程度)の流体層の速度は容器中央部の流速に比べて著しく大きい。しかし $m > 1$ 、すなわち冷却面の高さが加熱面の高さよりも高くなると、冷却面に沿って下降する速度の大きい流体層は加熱面下端の高さに相当する冷却面高さ付近で流動方向を急激に変え、水平方向に加熱面に向かって流動し、その後、加熱面、天井部に沿って流動し、容器内を循環するようになる。この循環流より下方の領域では流体は冷却面とは接するが、加熱面とは接しない非常に弱い対流を生じる。同様の流動状態

図2 流動状態の概略

は Case 2 でもみられ, Case 1, $m > 1$ の流動状態は Case 2, $m < 1$ に, また Case 1, $m < 1$ の流動状態は Case 2, $m > 1$ にみられる。すなわち断面台形の密閉容器内では, 伝熱面に沿う流体層の流動の下流側にある断熱面がその伝熱面に対して直角あるいは鈍角をなすときは流体は全壁面に沿って流動するが, 鋭角をなすときには流体は全壁面に沿って流動せず, 容器底部 (Case 1) あるいは容器天井部 (Case 2) には冷却面あるいは加熱面の一方にしか接することのない非常に弱い対流が存在することになる。このように伝熱面に沿う流れの向きと断熱面とのなす角度によって台形容器内の流動様相が異なるのは次のように説明できる。先述のように壁面に沿う循環流の速度境界層 (速度の大きい領域) の厚さは容器幅のごく一部分に限られており, また後述するように (図 3) 水平断面の温度分布は容器中央部で容器幅の大部分にわたって一様である。このような流れは断面長方形の密閉容器内の自然対流に関して Eckert-Carlson⁽⁹⁾ が示している境界層領域の流動様式に相当し, この領域では容器内の流動と熱伝達は壁面温度と容器幅の中央断面の流体温度との温

度差にもとづく浮力が駆動力となる対流によって行われる。傾斜断熱面と水平面で囲まれる断面三角形の領域では, 上記の駆動力は Case 1, $m > 1$ の場合には冷却面に沿って, $m < 1$ の場合には加熱面に沿ってのみ生じる。容器底部では冷却面で冷やされた流体が流れてくるので, 後述するように $m > 1$ の場合には中央断面の温度と冷却面との温度差は非常に小さく, したがって流動のための駆動力も非常に小さいので, 非常に弱い流れしか生じないものと考えられる。他方 $m < 1$ の場合には加熱面と中央断面との温度差が大きく, 駆動力も大きいので加熱面に沿う流れが生じる。同様な事柄は Case 2 についても言える。

図 3 に容器内中央部 3 断面 ($x=0.25, 0.5, 0.75$) の無次元温度 θ の分布を Case 1 の数種の m に対し, さらに図 4 には $x=0.5$ の断面における θ の分布におよぼす m の影響を Case 1, Case 2 について示す。図 3 より明らかなように, それぞれの m について, 一方の伝熱面しか存在しない容器高さを除いて 3 断面の温度はほぼ一致し, 水平方向に温度がほぼ一様である。したがって本実験で取扱った R_{aw} の大きな範囲では前述の壁面に沿う速度の大きい流体層によって熱移動

図 3 容器内温度分布 (Case 1, $R_{aw}=1 \times 10^3$)

図 4 容器中央断面 ($x=0.5$) の温度分布 ($R_{aw}=1 \times 10^3$)

がなされているといえる。図4でみられるように Case 1では容器中央部($x=0.5$)の温度分布は m によらずほぼ一定の傾向を示しており、冷却面高さは温度分布にほとんど影響を与えない。一方 Case 2では容器中央部($x=0.5$)の温度分布は m によってその傾向を異にし、 m の増大とともに温度こう配は全般に小さくなり、温度も低くなる。このように Case 1, Case 2で温度分布に及ぼす m の影響が異なる事実は次のように説明できる。図5(a), (b)は $m=0.4$ および1.6を例に、Case 2の温度分布と Case 2の加熱面、冷却面のそれぞれと同一高さの伝熱面をもつ断面長方形の密閉容器内の温度分布を $x=0.5$ の断面について示す。図5より明らかなようにいずれの場合においても断面台形容器内の温度分布は、一方の伝熱面しか存在しない容器高さを除いて、それぞれの容器の冷却面高さと同じ高さの伝熱面をもつ断面長方形の容器内の温度分布に一致する。したがって図4(a)および図5と図2の流動状態を参照すると、断面台形の密閉容器内の温度分布は容器の上部(Case 1)あるいは下部(Case 2)に長方形形状に循環する強い循環流が生じる場合には短いほうの伝熱面高さで、また台形形状に循環するただ一つの強い循環流が生じる場合には長いほうの伝熱面高さと同じの伝熱面高さをもつ断面長方

形の密閉容器内の温度分布から推定できることになり、これに関する伝熱面高さが Case 1では一定であったのに対し、Case 2では各 m に応じて温度分布を支配する伝熱面高さが変化したため、各 Case によって温度分布に及ぼす m の影響が異なることになる。

4.2 平均熱伝達係数 図6は Case 1, Case 2に対し、 m の値を種々に変化させた場合の加熱面の平均熱伝達係数 α_{mH} に関する平均ヌセルト数 N_{uwH} と R_{aw} の関係を示す。ここに α_{mH} は加熱面に供給した全熱量を加熱面全表面積で除して求まる加熱面の平均熱流束 q_{mH} と加熱面と冷却面との温度差($T_H - T_C$)との比 $[\alpha_{mH} = q_{mH} / (T_H - T_C)]$ で定義した。図6でみられるように本実験範囲内($2.0 \times 10^7 < R_{aw} < 2.0 \times 10^8$)においては一定の m に対し、 R_{aw} の増加とともに N_{uwH} は増大し、その増大の割合は m の値に関係なく一定で、断面長方形の容器($m=1$)の場合と一致する。しかし R_{aw} が同一でも N_{uwH} は m の値によって変化するため、各 Case の m と N_{uwH} との関係を一例として $R_{aw} = 1.0 \times 10^8$ の場合について示すと図7の

(a) $m=0.4$

(b) $m=1.6$

図5 容器内温度分布 ($R_{aw} = 1 \times 10^8$)

図6 加熱面の平均ヌセルト数とレイレー数の関係

図7 加熱面の平均ヌセルト数と m の関係

ようになる。図7より明らかなように N_{uwH} は m の増大とともに増大するが、その増大の割合は Case 1 のほうが Case 2 に比べて小さい。Case 1 では $m > 1$ において N_{uwH} の増加はほとんどみられず m の値にかかわらずほぼ一定となり、その値は縦横比 $H/W = 1$ ($m=1$) の断面長方形の密閉容器の N_{uwH} とほぼ一致する。このことと Case 1, $m > 1$ では先述のように容器上部に一つの強い循環流が生じ、この循環流の流動状態、大きさ、および循環流内部の温度分布は m が大きくなっても変化しないことより (図2, 4), この循環流が熱伝達に大きく関与することを示している。一方、Case 2 においても $m < 1$ では容器下部に一つの強い循環流が生じ、容器上部には加熱面にのみ接する流動の弱い高温領域が存在することになるが、 m の増大とともにこの領域は減少し、両伝熱面を循環する流体領域が増加するため N_{uwH} は m の増大とともに増大する。一定の m に対して各 Case の N_{uwH} を比較すると $m < 1$ では全壁面に沿っての循環流が形成される Case 1 のほうが、一方 $m > 1$ では同じく全壁面に沿っての循環流が形成される Case 2 のほうが N_{uwH} は大きくなる。冷却面の平均ヌセルト数 N_{uwC} は加熱面と冷却面との長さが異なるため N_{uwH} とは異なるが、各伝熱面を通過する熱量は等しいことより N_{uwC} は

$$N_{uwC} = N_{uwH} / m \quad \dots\dots\dots (1)$$

から求まる。

以上の断面台形の容器の熱伝達係数を同じ温度条件におかれた断面長方形の容器の熱伝達係数から推定することができれば、断面長方形の密閉容器の研究が数多く行われていることを考えると非常に好都合である。先述のように断面台形の容器内には長方形形状に流動する強い循環流と三角形形状の領域における非常に弱い流れとが存在する場合と、台形形状に流動する

ただ一つの強い循環流が生じる場合があり、いずれの場合の循環流も伝熱面に沿い境界層的存在である。強い循環流と非常に弱い流れが存在する場合には、非常に弱い流れの領域では伝熱面の熱伝達は無視でき、熱移動のほとんどは長方形形状に循環する強い循環流が接する伝熱面の領域で行われると考えられる。この循環流の鉛直部の長さは図8に示すように Case 1 では加熱面、Case 2 では冷却面の長さに等しいので、それらの伝熱面の総伝熱量が対応する断面長方形の密閉容器の総伝熱量で与えられるとすると、加熱面、冷却面の平均ヌセルト数は

$$\left. \begin{array}{l} \text{Case 1, } m > 1: N_{uwH} \approx N_{uw}(H) \\ \quad \quad \quad N_{uwC} \approx N_{uw}(H)/m \\ \text{Case 2, } m < 1: N_{uwH} \approx N_{uw}(M) \cdot m \\ \quad \quad \quad N_{uwC} \approx N_{uw}(M) \end{array} \right\} \dots (2)$$

で計算される。ここに、 $N_{uw}(H)$, $N_{uw}(M)$ はそれぞれ伝熱面高さが H あるいは M の断面長方形の密閉容器の N_{uw} を表す。図9には加熱面の実験値および式(1)で求めた冷却面の実験値と式(2)による推定値を記入してあるが、それらの値は良く一致している。

台形形状に循環するただ一つの強い循環流が生じる場合には、前述のように鉛直伝熱面に沿う流れは境界層的存在であるので、その熱伝達は上下の角近傍で若干相違するものの、広い空間におかれた単独の鉛直伝熱面の熱伝達と同様になる⁽⁵⁾。さらに図5に示したように容器内コア領域の温度は、断面長方形容器では鉛直方向にほぼ直線状に変化し、一方断面台形容器でもその温度は短いほうの鉛直伝熱面の存在する高さの範囲で直線的に変化し、かつその値は長いほうの鉛直伝熱面と同じ長さの伝熱面をもつ断面長方形容器の対応する高さの範囲の値と一致する。以上の事実をもとに、周囲流体温度が鉛直方向に変化する場合の鉛直平板からの自然対流の解析⁽⁶⁾を用いて、断面台形容器の短いほう

図8 容器内流動状態の比較

図9 加熱面および冷却面の平均ヌセルト数

図 10 容器内流動状態の比較

うの伝熱面〔図 10(a)〕からの総伝熱量 Q_a , 短いほうの伝熱面長さと等しい長さをもつ断面長方形〔図 10(b)〕の総伝熱量 Q_b , および長いほうの伝熱面長さと等しい長さの伝熱面をもつ断面長方形〔図 10(c)〕の総伝熱量 Q_c を, それぞれの伝熱面を単独の鉛直平板として周囲流体に図 5 の温度分布を与えて計算し, それらの値を比較すると次のようになる。すなわち, Q_a と Q_b では, 伝熱面長さは同じであっても伝熱面と周囲流体の温度差が大きくなる分だけ Q_a のほうが大きくなり, Q_a と Q_c では, 温度差が同じであっても伝熱面長さが流れの下流部分で短い分だけ Q_a のほうが小さくなる。そこで試みに, 単純にこれらの算術平均 $(Q_b + Q_c)/2$ を求め, その値と Q_a を比較するとその値は断面台形の長い辺と短い辺の比が 2 以下で 9 % 以内で一致する。これらの事実は断面台形の密閉容器の総伝熱量が図 10 のように鉛直面の長さが台形の短いほうと長いほうのそれぞれの鉛直面長さに等しい断面長方形の密閉容器の総伝熱量の算術平均で推定できることを示している。しかもこの方法によって求めた密閉容器に対する値は単独の鉛直平板による場合の値と異なり, それは容器の角の影響も含んだものであるから, 当然, 単独の鉛直平板と仮定して計算した値より実際に近い値が得られる。このように考えると断面台形の密閉容器の加熱面と冷却面の平均ヌセルト数は

Case 1, $m < 1$ および Case 2, $m > 1$:

$$\left. \begin{aligned} N_{uwH} &\cong 0.5[N_{uw}(H) + N_{uw}(M) \cdot m] \\ N_{uwC} &\cong 0.5[N_{uw}(H)/m + N_{uw}(M)] \end{aligned} \right\} \dots\dots (3)$$

で与えられる。この結果も図 9 に示してあるが, 図に示す m の範囲で実験値と式 (3) による推定値は良く一致している。

5. 結 言

本研究では密閉容器内の自然対流熱伝達現象の解明の一環として, 断面が台形の密閉容器内の自然対流熱伝達現象を, 純水を用いた実験 ($2.0 \times 10^7 < Ra_w < 2.0 \times 10^8$) により明らかにした。実験範囲内では伝熱面に沿う流れは境界層的であり, このような流れ場において得られた結果を要約すると次のとおりである。

(1) 容器内の流動状態は伝熱面に沿う流体層の流動の下流側にある断熱面とその伝熱面とのなす角度が鋭角が鈍角かによって異なる。

(2) 断面台形の密閉容器内の温度分布は, 容器の上部 (Case 1) あるいは下部 (Case 2) に長方形形状に循環する強い循環流が生じる場合には短いほうの伝熱面高さ, また台形形状に循環するただ一つの強い循環流が生じる場合には長いほうの伝熱面高さと同じ伝熱面高さをもつ断面長方形の密閉容器内の温度分布から推定できる。

(3) 断面台形の密閉容器に関する平均ヌセルト数は容器内の流動状態に応じて本文式 (2), (3) を適用することにより, 断面長方形の密閉容器に関する平均ヌセルト数から推定できる。

文 献

- (1) MacGregor, R. K. and Emery, A. F., *Trans. ASME, Ser. C*, 91-3 (1969), 391.
- (2) Meyer, B. A., ほか 2 名, *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, 101-4 (1979), 655.
- (3) Nansteel, M. W. and Greif, R., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, 103-4 (1981), 623.
- (4) 中村・浅古, 機論, 46-403, B (昭 55), 471.
- (5) Eckert, E. R. G. and Carlson, W. O., *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2 (1961), 106.
- (6) 竹内・ほか 2 名, 機論, 40-332 (昭 49), 1046.