半円断面密閉容器内の自然対流熱伝達*

木村 照夫^{*1}, 竹内 正紀^{*1}
永井 二郎^{*1}, 平野 誠^{*2}Experimental Study of Natural Convection Heat Transfer
in Semicircular EnclosureTeruo KIMURA, Masanori TAKEUCHI,
Niroh NAGAI and Makoto HIRANO

An experimental study of natural convection heat transfer in a differentially heated semicircular enclosure was carried out. The flat surface was heated and the radial surface was cooled isothermally. The effects of angle of enclosure inclination on the heat transfer across semicircular regions of several radii were measured for Rayleigh number Ra_R ranging from 6.72×10^6 to 2.33×10^8 , using water as a working fluid. The angle of inclination varied from -90° to 90° with radii R of 50, 40 and 30 mm. The flow patterns were sketched from the results of a visualization experiment using aluminum powder. The temperature measurements in the enclosure were carried out using liquid crystal and thermocouples. The results indicate that different flow patterns were encountered as the angle of inclination varied, and the heat transfer rate was largely dependent on the flow pattern. In particular, enhanced heat transfer rates can be obtained when plume-like flow occurs along both hot and cold walls in the case of an upward facing hot wall. Heat transfer for the inclined enclosure can be predicted using the equation for a vertical enclosure presented in this paper.

Key Words: Heat Transfer, Natural Convection, Semicircular Enclosure, Inclination Angle, Flow Visualization

1. 結 言

空調システム, 電気電子機器, 太陽熱集熱装置などの熱設計に関連して, 従来より密閉容器内の自然対流熱伝達の研究が数多くなされてきた。特に, 鉛直な対向2平面がそれぞれ高温, 低温に保持された長方形断面容器に対する研究は種々の工学的応用に対して重要かつ基本的形状であることより例えば Emery ら⁽¹⁾ や Newell ら⁽²⁾ 等の多くの研究者によって取り上げられてきた。また, 長方形断面容器の伝熱面が傾斜した場合の研究は太陽熱集熱装置の設計等に関連して重要であり, 例えば Holands ら⁽³⁾ や尾添ら⁽⁴⁾ 等によって数多くなされている。

一方, より広い工学的要求に対して容器の断面形状が熱伝達に及ぼす影響を議論した論文がいくつか見られ, 例えば, Flack⁽⁵⁾ は二等辺三角形断面の, Poulikakos ら⁽⁶⁾ は正三角形断面の容器についての実験を行っている。また, 木村ら⁽⁷⁾ は台形断面容器を取扱い, 最近では Al-ani ら⁽⁸⁾ の扇形断面容器に対する研究も見られる。種々の断面形状の中でも半円形状は基本形状

の一つと考えられ, この断面形状をもつ密閉容器内の熱伝達現象を明確にしておくことは工学的に有用であると考えられるが, 著者の知る限りこのような形状の容器内の自然対流熱伝達現象を取扱った研究は見あたらない。

本研究は, このような研究の現状を踏まえ, 平面部と半円状曲面部がそれぞれ高温, 低温に保たれた半円断面密閉容器が種々の角度に置かれた場合の熱伝達現象を純水を用いた実験により明らかにした。

おもな記号

Gr_R : グラスホフ数 $= g\beta R^3(T_H - T_C)/\nu^2$

g : 重力の加速度

h_i : 加熱面の局所熱伝達率 $= q_i/(T_H - T_C)$

h_m : 加熱面の平均熱伝達率 $= q_m/(T_H - T_C)$

Nu_R : 加熱面の局所ヌッセルト数 $= h_i R/\lambda$

$\overline{Nu_R}$: 加熱面の平均ヌッセルト数 $= h_m R/\lambda$

Pr : プラントル数

q_i : 各ヒータブロックの熱流束

q_m : 加熱面の平均熱流束

R : 容器の半径

Ra_R : レーレー数 $= Gr_R \cdot Pr$

T : 温度

* 原稿受付 1996年2月16日。

^{*1} 正員, 福井大学工学部 (〒910 福井市文京 3-9-1)。

^{*2} 福井大学大学院。

T_c : 冷却面温度

T_H : 加熱面温度

Y : 加熱面下端から加熱面に沿って計った無次元距離 $= y/R$

y : 加熱面下端から加熱面に沿って計った距離

γ : 容器傾斜角

β : 純水の体膨張係数

θ : 無次元温度 $= (T - T_c) / (T_H - T_c)$

λ : 純水の熱伝導率

ν : 純水の動粘度

2. 実験装置と方法

図1は本研究に用いた密閉容器の概略を示している。容器断面は半径 R の半円形で、平面部と半円状曲面部がそれぞれ加熱、冷却面である。本実験では R が 30, 40 mm および 50 mm の三通りの黄銅製伝熱面をもつ容器を作成し、容器の奥行き寸法はいずれの場合も 120 mm とした。加熱面の裏面には容器の大きさに応じて 6~10 本のカートリッジヒータを取付け、それぞれの供給電力量を個別に調整することにより加熱面を一樣温度に制御した。このとき隣接するヒータブロック間の熱移動を避けるために加熱面はヒータ本数に応じて厚さ 0.5 mm のベークライト板によって分割されている。加熱壁外側には補償用のヒータを取付け、系外部への熱損失を防いでいる。一方、冷却面の裏面には容器の大きさに応じて 10~15 本の水路を設け、各水路を流れる恒温水の流量を調整することにより冷却面を一樣温度に制御した。容器の前後面には内部の観察が可能なように厚さ 10 mm のアクリル板を用いたが、系外部への熱損失を防ぐために厚さ 10 mm の発泡スチロールでカバーをし、可視化実験のときのみこのカバーを取り除いた。

各伝熱面温度は各壁面に埋め込まれた熱電対 (Type

K, 素線径 0.2 mm) により測定した。また図2に示す容器内部の 8 箇所に熱電対を設置し、流体温度を測定した。さらに、冷却面奥行き方向のほぼ中央に設けた幅 2 mm の透明アクリル板からなるスリット孔より、ハロゲンランプを用いてスリット光を投入し、この断面の流動状態と温度分布をそれぞれアルミニウム粉末と感温液晶 [(株) 日本カプセルプロダクト, KXN 2030] を用いて観察した。

容器は加熱面が鉛直の場合を傾斜角 $\gamma = 0^\circ$ とし、 $\pm 90^\circ$ (加熱面下向きを正とする) の範囲で 15° おきに傾斜させて実験した。また、それぞれの傾斜角において加熱面と冷却面の温度差 ΔT を種々 ($\Delta T = 10 \sim 50^\circ\text{C}$) 変化させた。本実験では ΔT にかかわらず加熱面と冷却面の平均温度が 30°C となるように伝熱面温度を設定した。この際、各伝熱面における温度のばらつきは、それぞれ加熱面と冷却面の平均温度差の $\pm 2\%$ 以内に収まるように制御した。

なお、供試流体としては脱気した純水を用いた。結果の整理に際し、いずれの場合も物性値は加熱面と冷却面の平均温度で評価した。純水のプラントル数 Pr は全実験を通じて $Pr = 5.4$ 一定である。

3. 結果と考察

図3はあらかじめ行った容器断面中央部 (図2の番号⑧の位置) の奥行き方向温度分布の測定結果を記号欄に示す無次元温度 θ で表している。いずれの傾斜角においても容器奥行き方向に温度は一定値を示しているが、 $\gamma = -90^\circ$ においては場所的に温度の変動が見られる。これは、後述する加熱面が上向きになった場合に生じる不安定流れによるものである。以下の実験結果の考察に際し、温度は容器奥行き方向中央断面での測定値を対象とした。

本研究ではレーレー数 Ra_R と加熱面の局所および

Fig. 1 Apparatus for experiment

Fig. 2 Location of thermocouple setting

Fig. 3 Temperature distribution in depth direction (point ⑧ in Fig. 2)

平均ヌッセルト数 Nu_R , $\overline{Nu_R}$ を半径 R を用いて記号欄に示すように定義した。この定義によると本実験の Ra_R の範囲は $6.72 \times 10^6 < Ra_R < 2.33 \times 10^8$ である。ここで伝熱量 q は分割した各加熱面のヒータに供給した電力から求めた。したがって、冷却面の局所ヌッセルト数は求まらないが、冷却面の平均ヌッセルト数は加熱面の平均ヌッセルト数の $2/\pi$ 倍となる。

図4(a), (b)および図4(c)は加熱面の局所ヌッセルト数 Nu_R の分布を $Ra_R = 3.22 \times 10^7$ の場合を例に各半径の容器について比較している。図4には $\gamma = -30^\circ, 0^\circ$ および 30° の場合について示しているが、いずれの場合も Nu_R の分布は半径 R にかかわらず同一線上にのっている。このような結果は他のすべての γ においても同様であった。したがって、本実験範囲では容器半径が変わっても現象は相似であると考えられる。 Nu_R の分布の詳細な考察は後述するとして、図5はすべての大きさの容器と傾斜角において得られた平均ヌッセルト数 $\overline{Nu_R}$ とレイレー数 Ra_R の関係を両対数グラフ上で表している。図5より明らかなように、 γ の値にかかわらず同一の γ においては $\overline{Nu_R}$ は Ra_R の増大とともに増加し、その変化の傾向は R が異なっても同一直線で表される。さらに直線の傾きは $\gamma = 75^\circ$ と 90° を除き、ほぼ一致し、 $-90^\circ \leq \gamma \leq 60^\circ$ の範囲では $\overline{Nu_R}$ は次式で近似できる。

$$\overline{Nu_R} = C_i \cdot Ra_R^{1/4} \dots \dots \dots (1)$$

γ が $75^\circ, 90^\circ$ と大きくなると Ra_R の増加に伴う $\overline{Nu_R}$ の増加割合が小さくなるが、これは加熱面が上部、冷却面が下部に位置することによって熱移動に対して熱伝導が支配的になるためと考えられる。試みに $\gamma = 75^\circ, 90^\circ$ の場合 $\overline{Nu_R}$ の実験式を求めると、それぞれ次式となる。

(a) $\gamma = -30^\circ$

(b) $\gamma = 0^\circ$

(c) $\gamma = 30^\circ$

Fig. 4 Local Nusselt number along the hot wall

Fig. 5 Average Nusselt number

$\gamma = 75^\circ$:

$$\overline{Nu_R} = 0.375 Ra_R^{0.197} \dots\dots\dots (2)$$

$\gamma = 90^\circ$:

$$\overline{Nu_R} = 1.96 Ra_R^{0.072} \dots\dots\dots (3)$$

いま、式(1)の係数 C_i の大きさに着目すると、傾斜角 γ との関係は図6のようになる。図6より明らかなように γ が 60° より小さくなるに従って C_i は急激に大きくなるが $0^\circ \leq \gamma \leq -30^\circ$ では増加率が減少する。しかし、 $\gamma = -30^\circ$ 付近で C_i は再び急激に大きくなる。その後およそ $\gamma < -60^\circ$ では C_i の変化は小さくなるが大きな値を保持している。図6より C_i の変化の様子は概略 $\gamma = -30^\circ$ を境に二つの式で表せると考えられる。次式はそれぞれの γ の領域での C_i の近似式を示している。

$60^\circ \geq \gamma \geq -30^\circ$

$$C_i = C_0 \cos^{1/4} \gamma \{1 - 0.283(\gamma/90) - 0.0951(\gamma/90)^2\} \dots\dots\dots (4)$$

$-30^\circ \geq \gamma \geq -90^\circ$

$$C_i = C_0 \{1.5 \cos^{1/4}(\gamma + 78) - 0.313\} \dots\dots\dots (5)$$

ここで C_0 は $\gamma = 0^\circ$ における $C_i (=0.310)$ の値である。これらの式から推定される C_i の値も図6に示してあるが、実験値をほぼ満足することがわかる。このような C_i の傾向は $\overline{Nu_R}$ の傾向を示していることはいうまでもない。

以上のように加熱面の平均ヌセルト数 $\overline{Nu_R}$ は容器傾斜角 γ によって複雑に変化することが明らかとなったが、以下では傾斜角 γ が $\overline{Nu_R}$ に及ぼす影響を局所ヌセルト数と流動および温度場の観察結果を基に考察する。

図7は可視化実験により観察された流動状態および

Fig. 6 Value of C_i versus angle of inclination

温度場の特徴を数種の容器傾斜角について示している。ここで、温度場は感温液晶の色判別により大ざっぱに高温部と中温部および低温部の3段階に分けて示してある。 $\gamma = 0^\circ$ すなわち加熱面が鉛直に置かれた場合には図7(a)に示すように Ra_R が大きい場合の特徴である各伝熱面に沿って容器内を循環する境界層流れが生じ、伝熱面から離れた領域ではほとんど流動が認められない。しかし容器上部のコナ付近では弱い

(a) $\gamma = 0^\circ$

(b) $\gamma = 45^\circ$

(c) $\gamma = 90^\circ$

(d) $\gamma = -60^\circ$

(e) $\gamma = -90^\circ$

Fig. 7 Observed flow and temperature fields (black: higher temp., white: middle temp., gray: lower temp.)

流動ではあるが冷却面からはく離し、加熱面に向かう不安定な局所的流れも観察された。これは冷却面は場所によって伝熱面の傾斜角が異なり、この領域で冷却面が下方に向いている影響と考えられる。すなわち冷却面の傾斜角が場所によって異なり局所的な不安定流れが生じることが半円断面容器内の流動状態の特徴であるといえる。このときの温度場は伝熱面の近傍を除き、温度成層している。このような流動と温度場の様子は $-30^\circ \leq \gamma \leq 0^\circ$ で同様に見られた。 γ が大きくなると $\gamma = 45^\circ$ の結果 [図 7(b)] に見られるように容器下部には同一水平面上に加熱面が存在しない領域が発生し、その部分では流動はよどみ、前述の循環流は加熱面下端高さを冷却面から加熱面に向かって流動する。したがって、 γ が大きくなるほどこのよどみ部が増加し、熱伝達に寄与する冷却面面積が小さくなり、このことと、加熱面が下方に向き、流動への浮力の効果が小さくなることが重複し、この領域では図 6 のように平均熱伝達率 C_i が大きく低下したものと考えられる。対向する伝熱面が加熱、冷却される長方形断面容器では境界層流れを示すレーレー数の領域においては加熱面が傾斜して下向きに配置されると容器の上下に流動のよどみ部が生じる⁽⁹⁾ が、半円断面の場合には幾何学的理由によりよどみ部は容器下方にのみ生じることになる。温度場の観察よりよどみ部の温度は他の領域に比べて大きく低下し、冷却面温度にほぼ等しい温度であった。図 8 は同一の Ra_R において傾斜角が $-30^\circ \leq \gamma \leq 60^\circ$ の範囲で局所 Nu_R の分布を比較したものである。図 8 より明らかなように加熱面では γ の減少とともに伝熱面全般にわたって Nu_R が増加する。測定できなかったが、冷却面の Nu_R は容器下方のよ

どみ部で極端に小さく、この領域が γ の増加とともに増大することは容易に推察できる。

$\gamma = 90^\circ$ では加熱面が水平下向きとなり、容器内の同一水平面上には冷却面しか存在しなくなるが、同一水平面上においても冷却面から離れるに従って若干温度上昇があり、図 7(c) のように左右対称な弱い循環流が生じることが確認された。したがって、 $\overline{Nu_R}$ も Ra_R の増加とともに若干ではあるが式 (3) のように増加したものと考えられる。

$\gamma < -30^\circ$ になると図 7(d) の $\gamma = -60^\circ$ の結果に示されるように加熱面上方では加熱面からはく離して上昇するブルームが生じ、このブルームは発達しながら加熱面上方へと移動し、消滅と発生を繰返していた。このブルームは容器奥行き方向には連続ではなく、容器内の流動は三次元的ではあるが、各断面では時間平

Fig. 8 Effect of γ on local Nusselt number along the hot wall

(a) $\gamma = 60^\circ$

(b) $\gamma = -60^\circ$

Fig. 9 Temperature history in the enclosure

Fig. 10 Effect of γ on local Nusselt number along the hot wall

均的に同様の現象が生じていた。同様のブルームは冷却面下流側にも観察された。これらの冷却面あるいは加熱面近傍に到達したブルームは各伝熱面に沿ってそれぞれ下降、上昇し、半円断面容器内の流動は巨視的にはブルームを伴う時計回りの二次元的な循環流が支配的であることが確認された。

図9(a), (b)はそれぞれ $\gamma=60^\circ$ および -60° における容器内部の数箇所の温度の時間変動を示している。図9中の数字は図2に示した熱電対番号である。図9より明らかなように、流動が安定な $\gamma=60^\circ$ では各測温点で温度の時間変動は見られないが、ブルームが発生する $\gamma=-60^\circ$ では測温点でブルームの発生と消滅に対応して高、低温を繰返し、その変動は伝熱面近傍で顕著である。このようなブルームが発生する容器傾斜角と先述の $\overline{Nu_R}$ が急激に大きくなる角度が一致している。これはブルームの発生、消滅の繰返しにより加熱面上方の流れが乱され熱伝達が大きく促進されたものと考えられる。このことは $-90^\circ \leq \gamma \leq 0^\circ$ の範囲の局所 Nu_R を比較した図10にも現れており、 $\gamma=-30^\circ$ と -45° の結果を比較すると $\gamma=-45^\circ$ の場合に加熱面上方での Nu_R の大きな増加が確認できる。 $\gamma=-75^\circ$ では加熱面上方のブルームは冷却面に到達後、冷却面に沿って左右の方向に下降し、巨視的に二つの逆方向に流動し、大きさの異なる循環流を生じる。したがって、加熱面上方には冷却面からの下降流

が到達し、その結果 Nu_R が増加し、 $\gamma \geq -60^\circ$ の結果とは違った Nu_R の分布となる。このことは $\gamma=-90^\circ$ で顕著であり、左右対称な明確な循環流が生じ、 Nu_R の分布も加熱面の中央部で小さく両端に近づくほど大きくなる分布となる。ただし、 $\gamma=-90^\circ$ では流れはかなり不安定であり、中央部に限らず任意の場所から非定常にブルームが発生するが、中央部分に発生するブルームの成長がいちばん顕著であり、ブルームが冷却面に到達後、冷却面に沿って図7(e)に示すように左右対称な循環流を形成することが流れの観察により確認された。

4. 結 言

本研究では基本断面形状の一つである半円断面の密閉容器の平面部が等温に加熱され、対向する半円状の曲面が等温に冷却される場合の自然対流熱伝達現象を $-90^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$, $6.72 \times 10^6 \leq Ra_R \leq 2.33 \times 10^8$ の範囲において供試流体として純水 ($Pr=5.4$) を用いた実験により明らかにした。その結果、半円断面の密閉容器では $\gamma=90^\circ$ から γ が減少するに従って、熱伝導支配の流れ→容器下方によみ部をもつ境界層流れ→全容器壁面に沿って循環する境界層流れ→ブルームを伴う巨視的二次元単一循環流流れ→ブルームを伴う巨視的二次元分離循環流支配流れへと変化し、特にブルームの発生が熱伝達を大きく上昇させる要因となること、さらに、各傾斜角における平均ヌッセルト数は本文に示した式(1)～(5)で見積もれることがわかった。

文 献

- (1) Emery, A. and Chu, N.C., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **87**(1965), 110-116.
- (2) Newell, M.E. and Schmidt, F.W., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **92**(1970), 159-165.
- (3) Holands, K.G.T. and Konicek, L., *Int. J. Heat Mass Transf.*, **16**(1973), 1467-1476.
- (4) Ozeo, H., ほか2名, *Int. J. Heat Mass Transf.*, **20**(1977), 123-129.
- (5) Flack, R.D., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **102**(1980), 770-772.
- (6) Poulikakos, D. and Bejan, A., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, **105**(1983), 652-655.
- (7) 木村照夫・ほか3名, *機論*, **52**-474, B(1986), 870-875.
- (8) Al-ani, N. and Nansteel, M.W., *Trans. ASME, J. Heat Transf.*, (1993), 133-139.
- (9) 木村照夫・ほか2名, *機論*, **54**-504, B(1988), 2075-2082.