

局部加熱面・冷却面を有する容器内の水の 自然対流熱伝達に関する数値解析

細川 純*・佐々木 章

Numerical Analysis on Heat Transfer of Water in Enclosures with Partial Heating and Cooling Walls

Jun HOSOKAWA and Akira SASAKI

(1998年11月30日受理)

Heat transfer of water have been investigated in an enclosure with partial heating and cooling walls by numerical analysis. As a physical model, a two-dimensional vertical enclosure is considered. The enclosure is H in height and W in width, and partial heating and cooling walls are $H/2$ in height. Aspect ratio is 1. The heating wall temperature is changed from 2°C to 20°C . The cooling wall temperature is 0°C .

The effects of the position of heating and cooling walls for the flow pattern and the heat transfer characteristics have been discussed in this report.

1. 序 論

矩形容器内における水の自然対流熱伝達特性に関する研究は、これまで多くの研究者によって実験及び解析がなされているが^{(1),(2)}, それらの研究は加熱面及び冷却面がいずれも容器側面全体に備え付けられている場合であり、水の密度が最大となる約 4°C 近傍での熱伝達特性に関して調べられている。しかし、積雪寒冷地においては工場や一般家庭における管路や水道管などは局所的な冷却によって凍結、破損等の問題が生じる場合がある。そのため、この種の問題を解決しなければならないのであるが、あまり研究がなされていない。

すなわち、局所的に冷却面、加熱面を有する場合の熱伝達特性に関する研究は、電子機器の冷却問題と関連して行われており⁽³⁾, 水のような約 4°C で最大密度を有する場合に関しては、ほとんど研究がなされていないようである。

そのため本研究は、凍結を伴わない場合で、容器左側面に加熱面を、容器右側面に冷却面をそれぞれ局所的に、様々な位置に配置した場合の数値解析を行い、自然対流熱伝達特性について検討を加えた。

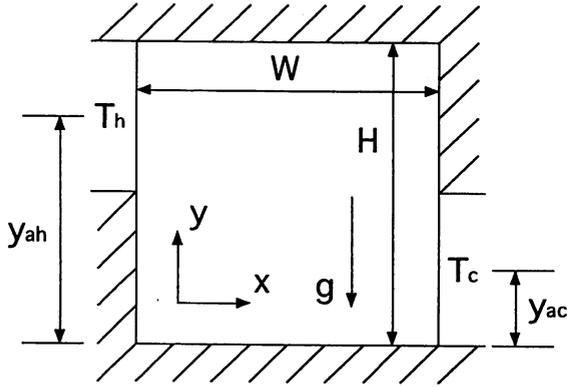
主要記号

a : 温度伝導率
 c : 比熱
 g : 重力加速度
 H : 容器の高さ
 Nu : 平均ヌッセルト数
 P : 圧力
 Pr : プラントル数
 R : 冷却面位置と加熱面位置の比
 Ra : レイレー数
 T : 温度
 t : 時間
 u, v : x, y 方向の速度
 W : 容器の幅
 x, y : 座標
 β : 体膨張係数
 θ : 無次元温度
 λ : 熱伝導率
 μ : 粘性係数
 ν : 動粘性係数
 ρ : 密度
 ϕ : 無次元流れ関数

添字

ac : 冷却面位置

* 秋田工業高等専門学校専攻科学生



$$R = y_{ac}/y_{ah}$$

図1 物理モデル

- ah : 加熱面位置
- c : 冷却面
- h : 加熱面
- T : 温度の関数

2. 数値モデル

図1に、解析を行ったモデルの代表的な物理モデルを示す。容器寸法は高さ H 、幅 W で $H/W = 1$ とした2次元モデルを考えた。容器左側面に加熱面を、容器右側面に冷却面をそれぞれ局部的に配置し、加熱面及び冷却面の高さは $H/2$ とした。また、容器は加熱面及び冷却面を除いてすべて断熱壁で囲われている。

加熱面及び冷却面位置は、容器の底面からそれらの中心位置までの高さで表し、加熱面位置 y_{ah} 、冷却面位置 y_{ac} とした。また、冷却面位置と加熱面位置の比を、 $R = y_{ac}/y_{ah}$ とおいた。

解析を行なうに当たり、次のような仮定を導入した。

- ① 流体は非圧縮，層流，2次元である。
- ② 熱物性値は、浮力の項に表れる密度を除き一定として扱う。

基礎方程式は以下のようになる。

連続の式

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad \dots\dots\dots(1)$$

運動方程式

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad \dots\dots\dots(2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \rho \tau g \quad \dots\dots\dots(3) \end{aligned}$$

エネルギー方程式

$$\begin{aligned} c_p \frac{\partial T}{\partial t} + c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) \\ = \lambda \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad \dots\dots\dots(4) \end{aligned}$$

初期条件及び境界条件は、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} t = 0; u = v = 0, T = T_h \\ x = 0; u = v = 0 \\ \text{断熱部分 } \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \\ \text{加熱部分 } T = T_h \\ x = W; u = v = 0 \\ \text{断熱部分 } \frac{\partial T}{\partial x} = 0 \\ \text{冷却部分 } T = T_c \\ y = 0, H; u = v = 0, \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(5)$$

上記の基礎方程式に流れ関数 ϕ^* 、渦度 ω^* を導入した後、無次元化を行い、コントロール・ボリューム法を用いて差分方程式を導いた。容器内の格子分割は 41×41 とした。計算はSOR法を用い、定常状態になるまで繰り返し計算を行った。なお、浮力の項に含まれる密度には藤井らの関係式⁽⁴⁾を用いた。また計算は、 $\rho^2 g W^3 / \mu^2 = 1.03 \times 10^7$ の条件のもとで行った。

図2に、解析を行なった3種類のケース全9タイプの物理モデルを示す。いずれのモデルにおいても、加熱面を左側面に、冷却面を右側面に取り付けている。さらに、これらのモデルは、すべて $H/W = 1$ 、 $T_c = 0^\circ\text{C}$ という条件のもとで計算を行った。加熱面温度 T_h の範囲は、 $2 \sim 20^\circ\text{C}$ である。

局部加熱及び冷却の場合における平均ヌッセルト数 Nu は、以下のように定義した。

$$Nu = \frac{W}{\lambda (T_h - T_c) (H/2)} \int_0^{H/2} \lambda \frac{\partial T}{\partial x} dy \quad \dots\dots\dots(6)$$

3. 結果と考察

3.1 数値解析手法の検討

加熱面及び冷却面が、それぞれ容器側面全体に設置されている場合を計算し、加熱面温度 T_h と平均ヌ

局部加熱面・冷却面を有する容器内の水の自然対流熱伝達に関する数値解析

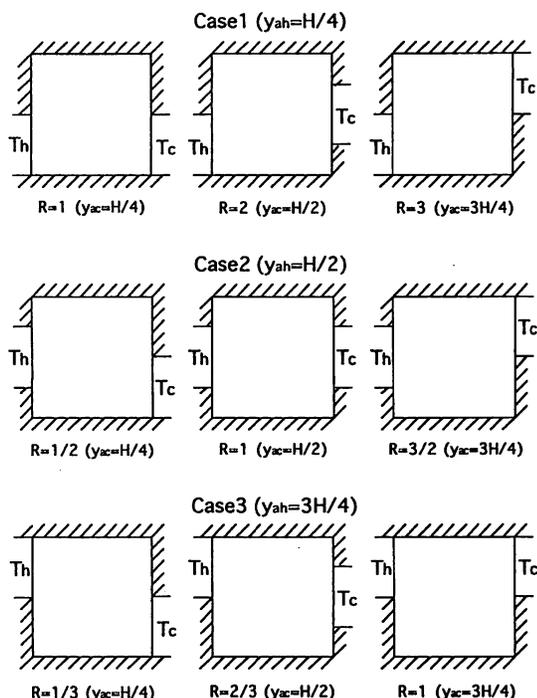


図2 9種類の物理モデル

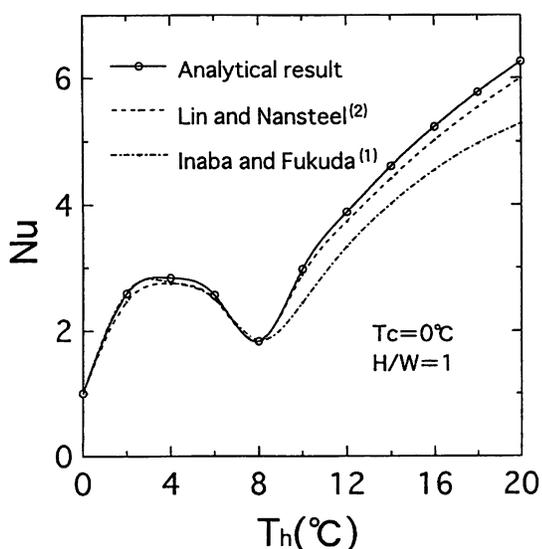


図3 側面全体加熱及び冷却の場合の数値結果の比較

ッセルト数 Nu との関係を示す Inaba and Fukuda⁽¹⁾ 及び Lin and Nansteel⁽²⁾ の結果と比較した。 $H/W = 1$, $T_c = 0^\circ\text{C}$ という条件である。

ここでは、平均ヌッセルト数 Nu を次のように定義した。

$$Nu = \frac{W}{\lambda(T_h - T_c)H} \int_0^H \lambda \frac{\partial T}{\partial x} dy \quad \dots\dots\dots(7)$$

結果は図3に見られるように、Lin and Nansteel

の結果とは、 $T_h = 0 \sim 8^\circ\text{C}$ で平均ヌッセルト数 Nu にほとんど差がなく、 $T_h > 8^\circ\text{C}$ でもほぼ同様の傾向を示している。 $T_h = 4^\circ\text{C}$ の場合は約3%の差であり、 $T_h = 20^\circ\text{C}$ の場合でも約4.5%の差であった。このことから、本数値解析結果は熱伝達特性の傾向を良くとらえていることが分かる。

3.2 容器内の水の流れ模様及び温度分布

Case 3の $R = 1$ の場合を代表例として、加熱面温度を 4°C から 10°C まで 2°C おきに変化させた場合の流れ模様及び温度分布を図4に示す。左が流れ模様を、右が温度分布を表す。

$T_h = 4^\circ\text{C}$ の場合の流れ模様を見ると、左側面上部の加熱面に沿って水が下に向かって流れていることが分かる。これは、水が約 4°C で最大密度を持つためであるといえる。冷却面で冷却され、密度が小さくなった水が上昇し、加熱面上で 4°C に暖められることによって密度が大きくなり、下降する大きな反時計方向周りの循環流れを形成する。

$T_h = 6^\circ\text{C}$ の場合、 $T_h = 4^\circ\text{C}$ の場合と同様な反時計方向周りの流れになっている。しかし、加熱面温度が 6°C になったことで $4 \sim 6^\circ\text{C}$ の温度領域が加熱面近傍に現われ、それにより $0 \sim 4^\circ\text{C}$ の温度領域における反時計方向周りの流れが若干右側に押し寄せられていることが分かる。 $4 \sim 6^\circ\text{C}$ の領域の時計方向周りの流れが容器内の左上の隅に存在するが、流れ関数の値が $\phi_{\min} = -9.63 \times 10^{-3}$ と反時計方向周りの流れの値に比べ非常に小さいために、図では省略している。また、反時計方向周りの流れ関数の値は 4°C の場合に比べ、小さくなっていることが分かる。

$T_h = 8^\circ\text{C}$ の場合、 4°C の部分を境に、 $0 \sim 4^\circ\text{C}$ の領域と $4 \sim 8^\circ\text{C}$ の領域に、流れの大きさが等しい、時計方向周りと反時計方向周りの2つの渦が存在する。流れ関数の値より、ほぼ等しい強さの流れが生じていることが分かる。これは、 $T_h = 6^\circ\text{C}$ の場合に左上の隅に存在した時計方向周りの非常に小さい渦が、加熱面温度を上昇させることによってその領域が拡大され、それに伴い $0 \sim 4^\circ\text{C}$ の流れの領域が狭くなったものと考えられる。また流れ関数の値は、時計方向周りと反時計方向周りの2つの流れとも、 $T_h = 4^\circ\text{C}$ 及び $T_h = 6^\circ\text{C}$ の場合に比べ、さらに小さくなっているのが分かる。

$T_h = 10^\circ\text{C}$ の場合は、時計方向周りの流れが $T_h = 8^\circ\text{C}$ の場合よりさらに強くなっていることが渦の大きさ、流れ関数の絶対値、温度分布から分か

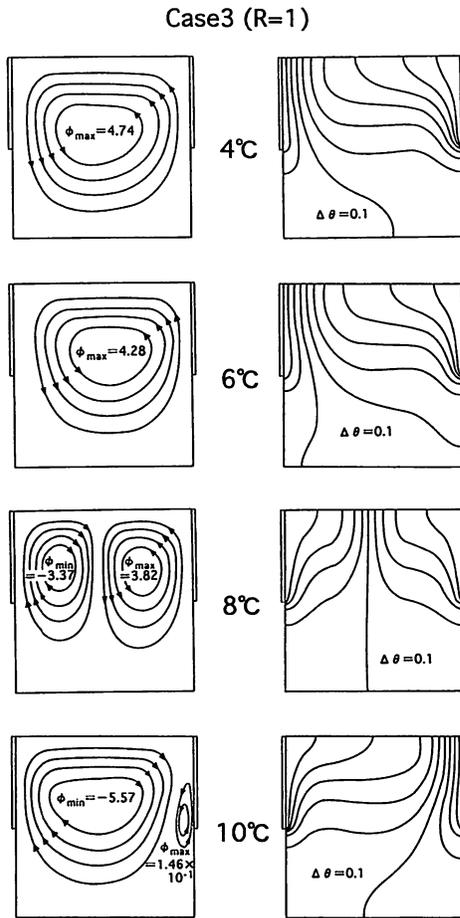


図4 流れ模様及び温度分布
(Case 3 の $R = 1$ の場合)

る。それに対して $0 \sim 4^\circ\text{C}$ の領域の反時計方向周りの流れは、 $4 \sim 10^\circ\text{C}$ の領域の時計方向周りの流れに押されて小さな渦になっている。時計方向周りの流れにおける流れ関数の絶対値は $T_h = 4^\circ\text{C}$ 、 $T_h = 6^\circ\text{C}$ 及び $T_h = 8^\circ\text{C}$ の場合と比較して最も大きい値になっている。

3.3 熱伝達特性

加熱面位置を $y_{ah} = H/4$ に固定し、冷却面位置を $R = 1$ ($y_{ac} = H/4$)、 $R = 2$ ($y_{ac} = H/2$)、 $R = 3$ ($y_{ac} = 3H/4$) と変えて計算した Case 1 の場合の、加熱面温度 T_h と平均ヌッセルト数 Nu の関係を図5に示す。ただし、図中の Lin and Nansteel の結果は、図3で示した加熱面及び冷却面がいずれも容器側面全体に設置されている場合の結果であり、比較のために図示した。Case 2 (図7)、Case 3 (図9) の場合も同様である。

図5より、 $R = 1$ ($y_{ac} = H/4$) の場合は加熱面温度 T_h が $0 \sim 8^\circ\text{C}$ の範囲で Nu が $R = 2$ ($y_{ah} = H/$

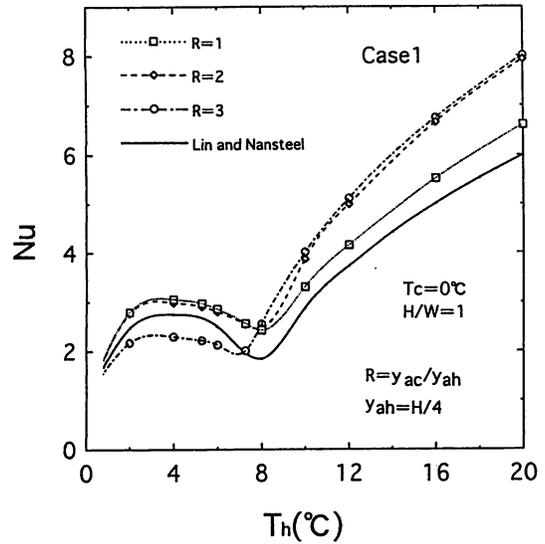


図5 加熱面温度 T_h と平均ヌッセルト数 Nu の関係
(Case 1)

2), $R = 3$ ($y_{ac} = 3H/4$) の場合に比べ最も大きく、 $T_h = 8^\circ\text{C}$ 以上では逆に Nu が最も小さくなっている。それに対し、 $R = 3$ の場合は $T_h = 0 \sim 8^\circ\text{C}$ の範囲で Nu が $R = 1$ 、 $R = 2$ の場合に比べ最も小さく、 $T_h = 8^\circ\text{C}$ 以上では逆に Nu が最も大きな値を示している。さらに、 $T_h = 8^\circ\text{C}$ 以上では、全てのモデルで Lin and Nansteel の結果より Nu が大きい値になっているのが分かる。これは $T_h = 8^\circ\text{C}$ 以上の温度条件では、時計方向周りの流れの影響が強く、冷却面で冷やされた水が容器の底面に沿って流れ、左側面下部に取り付けられた加熱面に突き当たり、高さが $H/2$ である局部加熱面だけで加熱されたためであると思われる。

図6に、Case 1 の $R = 1$ と $R = 3$ の場合の $T_h = 4^\circ\text{C}$ 及び $T_h = 10^\circ\text{C}$ での流れ模様、温度分布を示す。

$T_h = 4^\circ\text{C}$ では、流れ関数の値は $R = 1$ の場合が $R = 3$ の場合に比べ大きくなっており、 $R = 1$ の場合の流れが強いことが分かる。そのために熱伝達が良く、 Nu が大きくなっているといえる。温度分布を見ても、 $R = 1$ の場合が $R = 3$ の場合に比べ加熱面及び冷却面付近の温度勾配が大きく、熱移動量が多いことが分かる。

$T_h = 10^\circ\text{C}$ では、流れ関数の絶対値から明らかにように、 $R = 3$ の場合が $R = 1$ の場合よりも流れが強いことが分かる。そのため、熱伝達が良く、 Nu が大きいと考えられる。温度分布を見ても $R = 3$ の場合は $R = 1$ の場合に比べ、加熱面及び冷却面付近の温度勾配が大きく、熱移動量が多いことを示してい

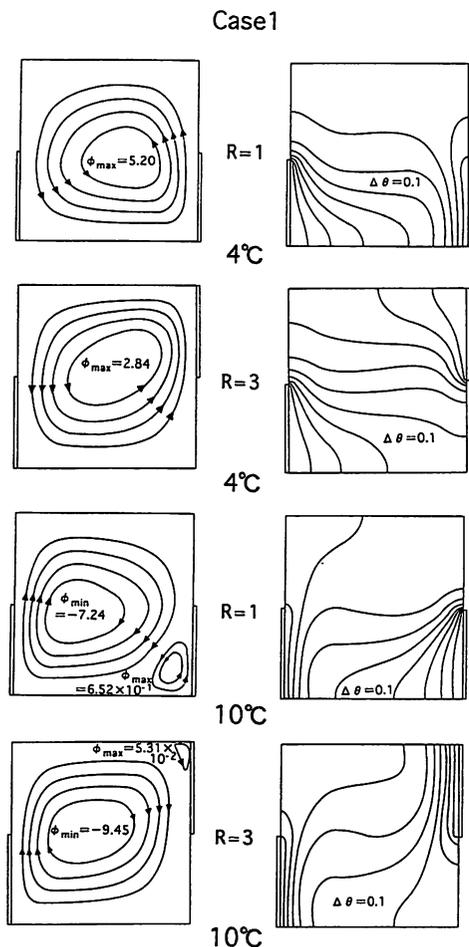


図6 流れ模様及び温度分布 (Case 1)

る。また、 $R = 1$ の場合の流れ模様では、冷却部分に小さい渦ができてることが分かる。これは、この部分の流れの温度範囲が $0 \sim 4^\circ\text{C}$ であるため水の密度逆転が起こり、流れの向きが容器内の大きい流れと反対になって反時計方向に流れている。この小さい渦により熱の伝達が間接的になり、熱伝達の効率が悪くなっているということも考えられる。 $R = 3$ の場合の流れ模様でも、右上の冷却部分に非常に小さい渦ができているが、 $R = 1$ の場合の渦よりは影響が少ないことが流れ関数の値から分かる。

加熱面位置を $y_{ah} = H/2$ に固定し、冷却面位置を $R = 1/2$ ($y_{ac} = H/4$), $R = 1$ ($y_{ac} = H/2$), $R = 3/2$ ($y_{ac} = 3H/4$) と変えて計算した Case 2 の場合の、加熱面温度 T_h と平均ヌッセルト数 Nu の関係を図7に示す。

加熱面温度が $0 \sim 8^\circ\text{C}$ の範囲では、 $R = 1$ の場合の Nu が最も大きく、 $R = 1/2$ の場合が $R = 1$ の場合と近い値になっている。 $R = 3/2$ の場合は、この温度範囲では最も Nu が小さい。 $T_h = 8^\circ\text{C}$ 以上の範

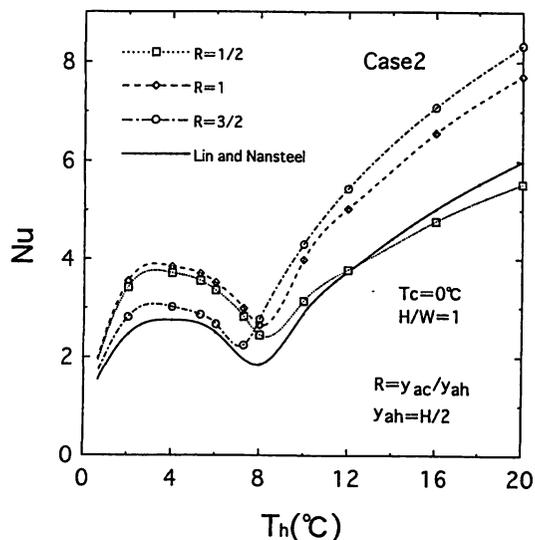


図7 加熱面温度 T_h と平均ヌッセルト数 Nu の関係 (Case 2)

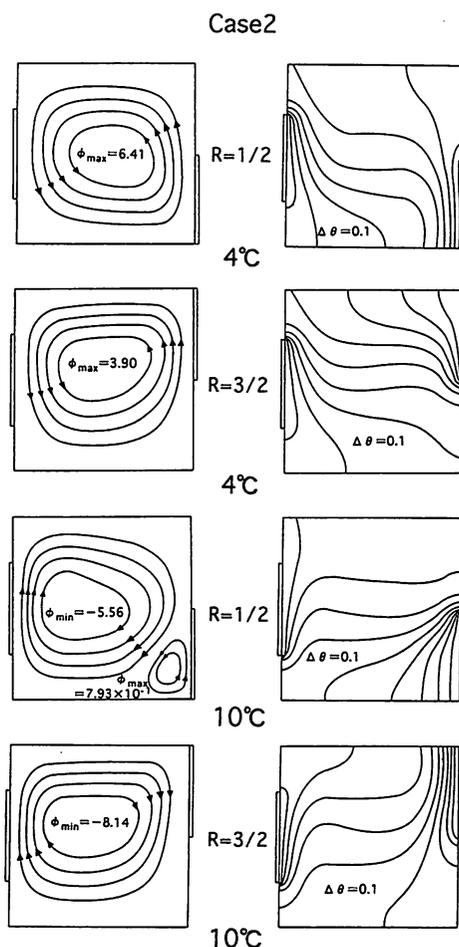


図8 流れ模様及び温度分布 (Case 2)

围では、 $R = 3/2$ の場合が最も Nu が大きく、 $R = 1$ の場合が $R = 3/2$ の場合と近い値になっている。 $R = 1/2$ の場合が最も Nu が小さい。また、 $T_h = 12^\circ$

C以下の温度条件では全てのモデルでLin and Nansteelの結果よりNuが大きい値になっている。

図8に、Case 2の $R = 1/2$ と $R = 3/2$ の場合の $T_h = 4^\circ\text{C}$ 及び $T_h = 10^\circ\text{C}$ での流れ模様、温度分布を示す。

$T_h = 4^\circ\text{C}$ では、流れ関数の値は $R = 1/2$ の場合が $R = 3/2$ の場合に比べ大きくなっており、 $R = 1/2$ の場合の流れが強いことが分かる。そのために熱伝達が良く、Nuが大きくなっているといえる。温度分布を見ても、 $R = 1/2$ の場合は $R = 3/2$ の場合に比べ加熱面及び冷却面付近の温度勾配が大きく、熱移動量が多いことが分かる。

$T_h = 10^\circ\text{C}$ では、流れ関数の絶対値から明らかにように、 $R = 3/2$ の場合が $R = 1/2$ の場合よりも流れが強いことから、熱伝達が良く、Nuが大きいと考えられる。温度分布を見ても $R = 3/2$ の場合は冷却面付近の温度勾配が特に大きく、熱移動量が多いことを示している。 $R = 1/2$ の場合の流れ模様では、冷却部分に温度範囲が $0 \sim 4^\circ\text{C}$ である小さい渦ができています。これにより熱の伝達が間接的になり、熱伝達の効率が悪くなっていると考えられる。また、 $R = 3/2$ の場合の流れ模様には冷却部分に小さい渦はできなかった。これをCase 1の $R = 3$ の場合と比較する。温度分布における等温線の位置関係から、 $R = 3/2$ (Case 2) の場合が $R = 3$ (Case 1) の場合より、容器上部において加熱面から冷却面に向かう流れが強いことが分かる。そのため、冷却面近傍での温度範囲が $0 \sim 4^\circ\text{C}$ である反時計方向周りの流れが生じにくくなり、流れ模様には表れなかったのではないかと考えられる。

加熱面位置を $y_{ah} = 3H/4$ に固定し、冷却面位置を $R = 1/3$ ($y_{ac} = H/4$), $R = 2/3$ ($y_{ac} = H/2$), $R = 1$ ($y_{ac} = 3H/4$)と変えて計算したCase 3の場合の、加熱面温度 T_h と平均ヌッセルト数Nuの関係を図9に示す。

加熱面温度が $0 \sim 8^\circ\text{C}$ の範囲では、 $R = 2/3$ の場合のNuが最も大きく、次に大きい値になっているのが $R = 1/3$ の場合であり、 $R = 1$ の場合はこの範囲では最もNuが小さくなっている。 8°C 以上の範囲を見てみると、 $R = 1$ の場合が最もNuが大きく、次に $R = 2/3$ の場合となり、 $R = 1/3$ の場合が最もNuが小さくなっている。さらに $T_h = 8^\circ\text{C}$ 以下の温度条件では、全てのモデルでLin and Nansteelの結果よりNuが大きい値になっており、 $T_h = 8^\circ\text{C}$ 以上の場合は $R = 1/3$ と $R = 2/3$ がLin and Nansteelの結果よりNuが小さい値になって

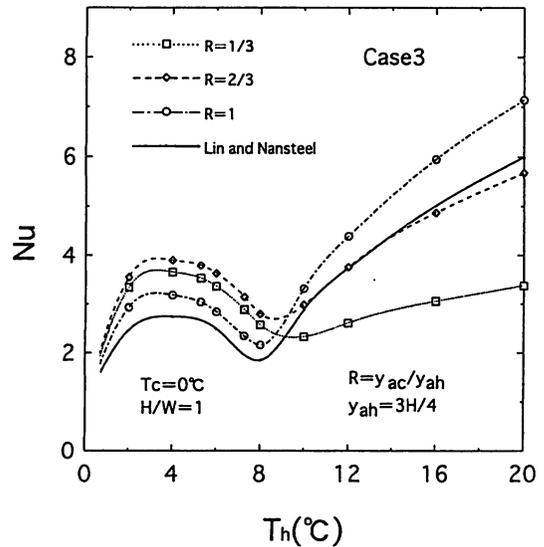


図9 加熱面温度 T_h と平均ヌッセルト数Nuの関係 (Case 3)

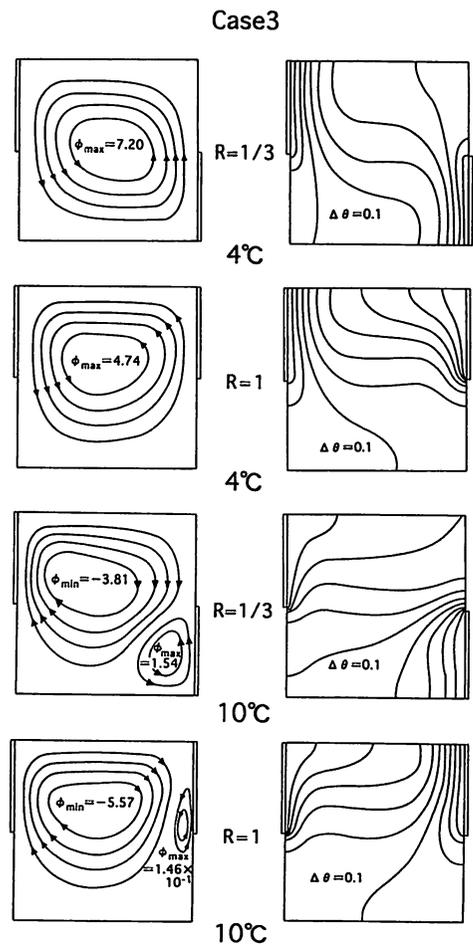


図10 流れ模様及び温度分布 (Case 3)

いる。これは、加熱面が上部にあるため流れが容器全体に行き渡らず、対流の強さが小さいためと考えられる。

図10に、Case 3 の $R = 1/3$ と $R = 1$ の場合の $T_h = 4^\circ\text{C}$ 及び $T_h = 10^\circ\text{C}$ での流れ模様、温度分布を示す。

$T_h = 4^\circ\text{C}$ では、流れ関数の値は $R = 1/3$ の場合が $R = 1$ の場合に比べて大きくなっており、 $R = 1/3$ の場合の流れが強いことが分かる。そのために熱伝達がよく、 Nu が大きくなっているといえる。温度分布を見ても、 $R = 1/3$ の場合は $R = 1$ の場合に比べ加熱面及び冷却面付近の温度勾配が大きく、熱移動量が多いことが分かる。

$T_h = 10^\circ\text{C}$ では、流れ関数の絶対値から明らかのように、 $R = 1$ の場合が $R = 1/3$ の場合よりも流れが強いことが分かるため熱伝達がよく、 Nu が大きいと考えられる。温度分布を見ても、 $R = 1$ の場合は冷却面付近の温度勾配が特に大きく、熱移動量が多いことを示している。 $R = 1/3$ の場合の流れ模様では、冷却部分に温度範囲が $0 \sim 4^\circ\text{C}$ である小さい渦ができています。これにより熱の伝達が間接的になり、熱伝達の効率が悪くなっていると考えられる。 $R = 1$ の場合の流れ模様でも、冷却部分に小さい渦ができていますが、 $R = 1/3$ の場合の渦よりは影響が少ないことが流れ関数の値から分かる。

図5、図7、図9において、いずれのケースにおいても、冷却面が上部に配置されているモデルで、加熱面温度が 8°C 以下の範囲では最も平均ヌッセルト数 Nu が小さく、加熱面温度が 8°C 以上の範囲では最も平均ヌッセルト数 Nu が大きい。

3. 4 平均ヌッセルト数 Nu の無次元整理

加熱面温度 T_h と平均ヌッセルト数 Nu の関係をレイレー数 Ra を用いて無次元整理した。レイレー数 Ra を次式のように定義する。

$$Ra = \frac{g\beta(T_h - T_c)W^3}{av} \dots\dots\dots(8)$$

図11、図12、図13に、3つのケースに対するレイレー数 Ra と平均ヌッセルト数 Nu の関係を示す。ただし、レイレー数 Ra は絶対値として扱っている。図中の McAdams の結果⁽⁵⁾は、加熱面及び冷却面がそれぞれ容器側面全体に設置されている場合の結果であり、比較のため図示した。図から明らかのように、3つのケースのどのモデルも直線関係になっているのが分かる。しかし、いずれのモデルも1つの直線でまとめることができなく、レイレー数の範囲によって直線の勾配が異なっている。レイレー数が 2×10^3 以下では、平均ヌッセルト数 Nu はレイレー数に関係なく一定の値をとっている。この領域は、

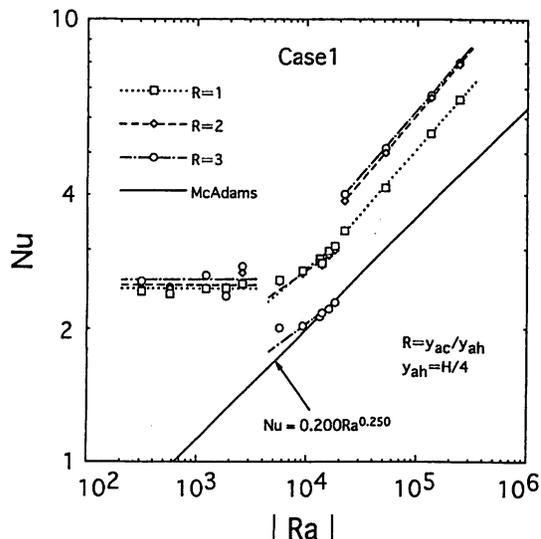


図11 Ra と Nu の関係 (Case 1)

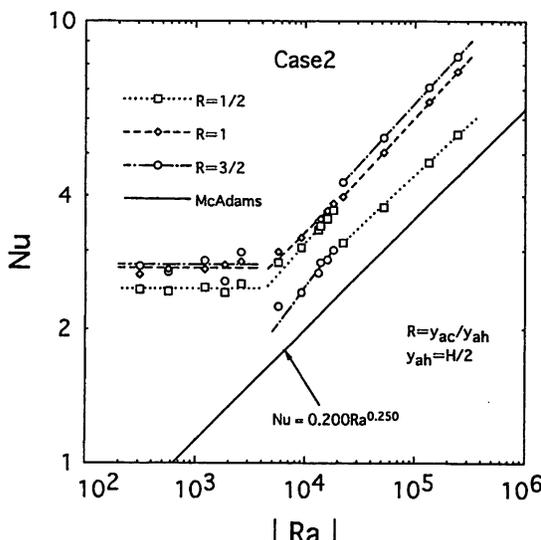


図12 Ra と Nu の関係 (Case 2)

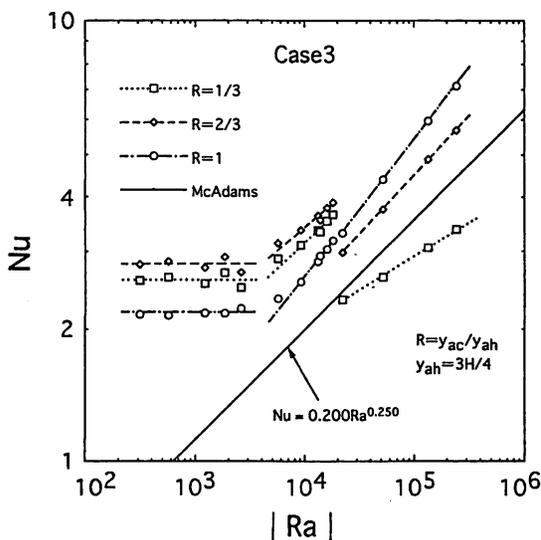


図13 Ra と Nu の関係 (Case 3)

表1 係数 c と n

Case1	$2 \times 10^2 < Ra < 2 \times 10^3$	$1 \times 10^4 < Ra < 2 \times 10^4$		$2 \times 10^4 < Ra < 3 \times 10^5$	
		Nu = c · Ra ^n		Nu = c · Ra ^n	
		c	n	c	n
R=1	2.45	0.494	0.185	0.181	0.290
R=2	2.47	0.542	0.173	0.192	0.300
R=3	2.56	0.416	0.173	0.222	0.289

Case2	$2 \times 10^2 < Ra < 2 \times 10^3$	$1 \times 10^4 < Ra < 2 \times 10^4$		$2 \times 10^4 < Ra < 3 \times 10^5$	
		Nu = c · Ra ^n		Nu = c · Ra ^n	
		c	n	c	n
R=1/2	2.46	0.234	0.281	0.287	0.238
R=1	2.74	0.307	0.257	0.252	0.276
R=3/2	2.77	0.125	0.325	0.272	0.276

Case3	$2 \times 10^2 < Ra < 2 \times 10^3$	$1 \times 10^4 < Ra < 2 \times 10^4$		$2 \times 10^4 < Ra < 3 \times 10^5$	
		Nu = c · Ra ^n		Nu = c · Ra ^n	
		c	n	c	n
R=1/3	2.58	0.358	0.236	0.492	0.155
R=2/3	2.80	0.481	0.212	0.202	0.269
R=1	2.18	0.140	0.318	0.134	0.321

加熱面温度 T_h が 8°C 近辺の結果に相当する。したがって、図のように一定値を示すのは、図4の 8°C の温度分布から分かるように、2つの渦の存在によって熱伝達が間接的になり、熱の移動形態が熱伝導状態になっているためと思われる。レイレー数が $2 \times 10^3 \sim 1 \times 10^4$ の領域内では、Case 1 の $R = 3$ の場合及び Case 2 の $R = 3/2$ の場合の平均ヌッセルト数 Nu が急激に変化することが分かる。一方、レイレー数が 1×10^4 以上の領域では、平均ヌッセルト数 Nu はレイレー数 Ra の増加と伴に増大するが、 $|Ra| = 2 \times 10^4$ を境にその増加の割合が変化する。しかし、Case 1, Case 2, Case 3 いずれの場合も $R = 1$ の場合は、レイレー数が $1 \times 10^4 < |Ra| < 2 \times 10^4$ と 2×10^4 以上の範囲で似たような傾きになっている。Case 3 の $R = 1/3$ の場合でレイレー数の範囲が 2×10^4 以上の結果を除くと、平均ヌッセルト数 Nu が McAdams の結果より大きい値となっており、側面全体加熱及び冷却の場合より熱伝達が良いと考えられる。

これらの直線を、McAdams の式と同様に次式の形で表すことができると考えて、 Nu の整理を試みた。

$$Nu = c \cdot |Ra|^n \dots\dots\dots(9)$$

式(9)を用いた各ケースの場合の係数の一覧表を表

1に示す。

4. 結 論

本研究では、容器左側面に加熱面を、容器右側面に冷却面をそれぞれ局部的に、様々な位置に配置した場合の数値解析を行い、自然対流熱伝達特性について検討を加えた。その結果、本研究の範囲内で以下のことが明らかとなった。

(1)容器側面の局部加熱面及び局部冷却面位置が変化することによって、容器内の水の熱伝達特性も変化する。

(2)冷却面が下部に配置されている全てのモデルで、 $T_h = 10^\circ\text{C}$ の場合の流れ模様には冷却部分に $0 \sim 4^\circ\text{C}$ の温度領域の小さい渦が存在する。この流れにより熱の伝達が間接的になり、熱伝達の効率が悪くなっていると考えられ、密度逆転の影響が顕著に表れている。

(3)加熱面が上部に、冷却面が下部に配置されている場合、加熱面温度が 8°C 以上の範囲では、他のケースに比べ平均ヌッセルト数 Nu は小さい。さらに、側面全体を加熱及び冷却した McAdams の結果より平均ヌッセルト数 Nu が小さく、熱伝達が悪い。

(4)いずれのケースにおいても、冷却面が上部に配置されているモデルで、加熱面温度が 8°C 以下の範囲では最も平均ヌッセルト数 Nu が小さく、加熱面温度が 8°C 以上の範囲では最も平均ヌッセルト数 Nu が大きい。

(5)全てのモデルにおいて、レイレー数 Ra と平均ヌッセルト数 Nu の関係は直線関係となり、平均ヌッセルト数 Nu をレイレー数 Ra の絶対値のべき乗で表現することができる。

参考文献

- (1) Inaba and Fukuda, J. Fluid Mech. (1984) Vol. 142, pp. 363-381.
- (2) Lin and Nansteel, Int. J. Heat Mass Transfer. (1987), Vol. 30, No. 11, pp. 2319-2329.
- (3) Valencia and Frederick, Int. J. Heat Mass Transfer. (1989), Vol. 32, No. 8, pp. 1567-1574.
- (4) 藤井 哲・藤井丕夫, 第11回伝熱シンポ講論集 (1974), C101, pp. 369-372.
- (5) 関 信弘 編, 伝熱工学(1988), 森北出版株式会社.