

## 外管加熱・内管冷却した水平二重管の配置角度による伝熱特性の変化\* (外管が楕円形状管の場合)

廣瀬 宏一\*<sup>1</sup>, 八戸 俊貴\*<sup>2</sup>, 野田 渉\*<sup>3</sup>

### Characteristics of Natural Convection Heat Transfer in a Oriented Horizontal Annuli with Heated Outer Tube and Cooled Inner Tube (In the Case of the Elliptical Outer Tube)

Koichi HIROSE, Toshitaka HACHINOHE and Wataru NODA

This study was researched by a numerical analysis and experiment, on a natural convection heat transfer in a oriented horizontal elliptical annuli between heated outer tube and cooled inner tube. The outer tube was elliptical tube, and inner tube was cylindrical tube. It was experimented with the outer tube oriented to vertical side, slant upper side 45 degrees, horizontal side, respectively. The numerical analyses were performed by changing the elliptical ratio, inner tube radius, oriented angle, and Rayleigh number as parameters. Results obtained for different conditions are presented as temperature profiles, flow patterns, local Nusselt number, and total heat transfer. It was presented that the heat transfer enhancement effect or heat transfer obstruction effect for the total heat transfer by oriented angle.

**Key Words:** Natural Convection, Elliptical Annuli, Heat Transfer, Numerical Analysis

#### 1. 結 言

内管と外管を有する二重管内の自然対流熱伝達は、熱交換器や様々な蓄熱システムにおいて現れてくる伝熱形態であり、容器内の自然対流熱伝達の基本となるものの一つである。二重管内の自然対流熱伝達に関する研究は、実験及び数値解析により従来から数多く行われているが、従来の研究の大半は同心二重円管内の自然対流熱伝達を対象としており、内管側を加熱し、外管側を冷却する場合を主としている<sup>(1)~(5)</sup>。

一方、近年エネルギーの有効利用が進められるにいたり、トロンプ壁のような実用上駆動力を使わないパッシブな伝熱技術の重要性が増している。相変化物質(Phase Change Materials)を管内に封入して太陽熱の吸収、放出を利用し、エネルギーの需給に時間的整合性を持たせる試みなどがなされている<sup>(6)</sup>。日射の有効面積を考えたとき、管形状を従来の円管から楕円管等にすることが考えられる。近年の管の加工技術の進歩に伴い、任意の形状における二重管内の自然対流熱伝達の研究は、こうしたパッシブな伝熱制御技術を確立

する基礎としても有効であると思われる<sup>(7),(8)</sup>。

こうした観点に立ち、本研究においては作動流体を空気として、外管を楕円管、内管を円管とし、外管を加熱、内管を冷却した場合の二重管内の自然対流熱伝達について、二重管全体を様々な角度に配置して実験及び数値解析を行い、二重管の配置角度に伴う伝熱特性の変化を明らかにしたのでそれを報告する。

#### 記号表

$a$	: 温度伝導率	[m <sup>2</sup> /s]
$B(\phi)$	: 外管形状関数	
$F(\phi)$	: 内管形状関数	
$g$	: 重力加速度	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	: 熱伝達率	[W/(m <sup>2</sup> ·°C)]
$Q$	: 伝熱量	[kJ]
$R$	: 半径	[mm]
$\bar{R}_o$	: 外管の相当平均半径	[mm]
$r$	: 半径方向距離	[mm]
$T$	: 温度	[°C]
$t$	: 時間	[s]

\* 原稿受付 1998年4月24日。

\*<sup>1</sup> 正員, 岩手大学工学部(☎020-8551 盛岡市上田四丁目3-5)。

\*<sup>2</sup> 正員, 岩手大学大学院。

\*<sup>3</sup> (株)富士ファコムシステム(☎151-0053 東京都渋谷区代々木4-30-3)。

E-mail: k.hirose@iwate-u.ac.jp

## 外管加熱・内管冷却した水平二重管の配置角度による伝熱特性の変化\* (外管が楕円形状管の場合)

廣瀬 宏一\*<sup>1</sup>, 八戸 俊貴\*<sup>2</sup>, 野田 渉\*<sup>3</sup>

### Characteristics of Natural Convection Heat Transfer in a Oriented Horizontal Annuli with Heated Outer Tube and Cooled Inner Tube (In the Case of the Elliptical Outer Tube)

Koichi HIROSE, Toshitaka HACHINOHE and Wataru NODA

This study was researched by a numerical analysis and experiment, on a natural convection heat transfer in a oriented horizontal elliptical annuli between heated outer tube and cooled inner tube. The outer tube was elliptical tube, and inner tube was cylindrical tube. It was experimented with the outer tube oriented to vertical side, slant upper side 45 degrees, horizontal side, respectively. The numerical analyses were performed by changing the elliptical ratio, inner tube radius, oriented angle, and Rayleigh number as parameters. Results obtained for different conditions are presented as temperature profiles, flow patterns, local Nusselt number, and total heat transfer. It was presented that the heat transfer enhancement effect or heat transfer obstruction effect for the total heat transfer by oriented angle.

**Key Words:** Natural Convection, Elliptical Annuli, Heat Transfer, Numerical Analysis

#### 1. 結 言

内管と外管を有する二重管内の自然対流熱伝達は、熱交換器や様々な蓄熱システムにおいて現れてくる伝熱形態であり、容器内の自然対流熱伝達の基本となるものの一つである。二重管内の自然対流熱伝達に関する研究は、実験及び数値解析により従来から数多く行われているが、従来の研究の大半は同心二重円管内の自然対流熱伝達を対象としており、内管側を加熱し、外管側を冷却する場合を主としている<sup>(1)~(5)</sup>。

一方、近年エネルギーの有効利用が進められるにいたり、トロンプ壁のような実用上駆動力を使わないパッシブな伝熱技術の重要性が増している。相変化物質(Phase Change Materials)を管内に封入して太陽熱の吸収、放出を利用し、エネルギーの需給に時間的整合性を持たせる試みなどがなされている<sup>(6)</sup>。日射の有効面積を考えたとき、管形状を従来の円管から楕円管等にすることが考えられる。近年の管の加工技術の進歩に伴い、任意の形状における二重管内の自然対流熱伝達の研究は、こうしたパッシブな伝熱制御技術を確立

する基礎としても有効であると思われる<sup>(7),(8)</sup>。

こうした観点に立ち、本研究においては作動流体を空気として、外管を楕円管、内管を円管とし、外管を加熱、内管を冷却した場合の二重管内の自然対流熱伝達について、二重管全体を様々な角度に配置して実験及び数値解析を行い、二重管の配置角度に伴う伝熱特性の変化を明らかにしたのでそれを報告する。

#### 記号表

$a$	: 温度伝導率	[m <sup>2</sup> /s]
$B(\phi)$	: 外管形状関数	
$F(\phi)$	: 内管形状関数	
$g$	: 重力加速度	[m/s <sup>2</sup> ]
$h$	: 熱伝達率	[W/(m <sup>2</sup> ·°C)]
$Q$	: 伝熱量	[kJ]
$R$	: 半径	[mm]
$\bar{R}_o$	: 外管の相当平均半径	[mm]
$r$	: 半径方向距離	[mm]
$T$	: 温度	[°C]
$t$	: 時間	[s]

\* 原稿受付 1998年4月24日。

\*<sup>1</sup> 正員, 岩手大学工学部(☎020-8551 盛岡市上田四丁目3-5)。

\*<sup>2</sup> 正員, 岩手大学大学院。

\*<sup>3</sup> (株)富士ファコムシステム(☎151-0053 東京都渋谷区代々木4-30-3)。

E-mail: k.hirose@iwate-u.ac.jp

- $u, v$  :  $r, \phi$ 方向の速度 [m/s]
  - $\alpha$  : 楕円率
  - $\beta$  : 体膨張係数 [1/°C]
  - $\eta$  : 境界固定法による独立変数
  - $\lambda$  : 熱伝導率 [W/(m·°C)]
  - $\nu$  : 動粘性係数 [m<sup>2</sup>/s]
  - $\psi$  : 流線関数
  - $\Omega$  : 渦度
  - $\phi$  : 角度 [deg]
  - $\phi_x$  : 外管の配置角度 [deg]
  - $Nu$  : ヌセルト数,  $Nu = 2h\bar{R}_o/\lambda$
  - $Pr$  : プラントル数,  $Pr = \nu/\alpha$
  - $Ra$  : レイリー数,  $Ra = g\beta(T_o - T_i)(\bar{R}_o)^3 / (\alpha\nu)$
- 添字
- $+$  : 無次元量
  - $i$  : 内管側
  - $o$  : 外管側
  - $w$  : 管壁

2. 数値解析

本研究で用いた主な記号を記号表に示し、物理モデル及び座標系を図1に示した。本研究では内管の中心を原点とする極座標系を用い、角度 $\phi$ および外管の形状を表す配置角度 $\phi_x$ は内管の垂直上方から時計回りにとった。内管の半径を $R_i$ 、内管の温度を $T_i$ 、外管の温度を $T_o$  ( $T_o > T_i$ )とし、物理的には外管側を加熱し、内管側を冷却する場合を想定した。

本研究においては、外管を楕円管としたため、 $Ra$ 数の算出に用いる代表長さには相当平均半径 $\bar{R}_o$ を用いた。これは楕円管の周方向長さに等しい円周長さを持つ円管の半径として算出したものである。

解析を行うにあたり次の仮定を用いた。

- (i) 流れは層流である。
- (ii)  $\alpha, \nu$ および $\lambda$ などの物性値は一定である。
- (iii) Boussinesq近似が成立する。

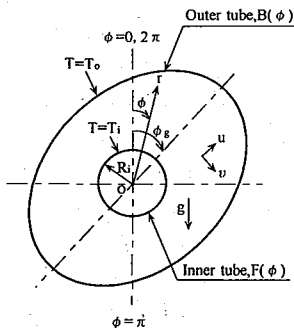


Fig.1 Physical model and coordinate system

本研究で用いた、無次元変数および無次元化した基礎方程式を以下に示した。

無次元変数:

$$t^* = \frac{\alpha t}{(\bar{R}_o)^2} \quad r^* = \frac{r}{\bar{R}_o} \quad u^* = \frac{u\bar{R}_o}{\alpha} \quad v^* = \frac{v\bar{R}_o}{\alpha}$$

$$\phi^* = \frac{\phi}{\pi} \quad T^* = \frac{T - T_i}{T_o - T_i} \quad \Omega^* = \frac{\Omega(\bar{R}_o)^2}{\alpha} \quad \psi^* = \frac{\psi}{\alpha} \quad \dots (1)$$

$$B^*(\phi) = \frac{B(\phi)}{\bar{R}_o} \quad F^*(\phi) = \frac{F(\phi)}{\bar{R}_o} \quad \phi_x^* = \frac{\phi_x}{\pi}$$

無次元化した基礎方程式:

$$\frac{\partial \Omega^*}{\partial t^*} + \frac{1}{\pi r^*} \frac{\partial \eta^*}{\partial r^*} \left( \frac{\partial \psi^*}{\partial \phi^*} \frac{\partial \Omega^*}{\partial \eta^*} - \frac{\partial \psi^*}{\partial \eta^*} \frac{\partial \Omega^*}{\partial \phi^*} \right)$$

$$= Pr \nabla^2 \Omega^* - Pr Ra \left\{ \frac{\cos(\pi \phi^*)}{\pi r^*} \left( \frac{\partial T^*}{\partial \eta^*} \frac{\partial \eta^*}{\partial \phi^*} + \frac{\partial T^*}{\partial \phi^*} \right) \right.$$

$$\left. + \sin(\pi \phi^*) \left( \frac{\partial T^*}{\partial \eta^*} \frac{\partial \eta^*}{\partial r^*} \right) \right\} \dots (2)$$

$$\frac{\partial T^*}{\partial t^*} + \frac{1}{\pi r^*} \frac{\partial \eta^*}{\partial r^*} \left( \frac{\partial \psi^*}{\partial \phi^*} \frac{\partial T^*}{\partial \eta^*} - \frac{\partial \psi^*}{\partial \eta^*} \frac{\partial T^*}{\partial \phi^*} \right) = \nabla^2 T^* \dots (3)$$

$$\Omega^* = -\nabla^2 \psi^* \dots (4)$$

なお、外管として楕円管を用いたことによる境界面の形状変化に対応するため境界固定法を導入し、内管の形状関数を $F(\phi)$ 、外管の形状関数を $B(\phi)$ とした。式(2)、式(3)中での $\eta^*$ は境界固定法を用いるための独立変数であり、式(5)の様に定義した。

$$\eta^* = \frac{r^* - F^*(\phi)}{B^*(\phi) - F^*(\phi)} \dots (5)$$

また解析における初期条件及び境界条件は以下のようにした。

$$t^* = 0 \quad ; \quad T^* = \psi^* = \Omega^* = 0 \dots (6)$$

$$\phi^* = 0 \quad ; \quad T^*(\phi^* = 0) = T^*(\phi^* = 2)$$

$$\psi^*(\phi^* = 0) = \psi^*(\phi^* = 2)$$

$$\Omega^*(\phi^* = 0) = \Omega^*(\phi^* = 2) \dots (7)$$

$$\eta^* = 0 \quad ; \quad T^* = 0, \psi^* = \frac{\partial \psi^*}{\partial \eta^*} = 0, \Omega^* = \Omega_{w,i}$$

$$\eta^* = 1 \quad ; \quad T^* = 1, \psi^* = \frac{\partial \psi^*}{\partial \eta^*} = 0, \Omega^* = \Omega_{w,o}$$

数値解析には、4次精度多点差分法を用い、全周計算を行った。流線関数の導出には多点SOR法を用いた。計算は任意の点における温度、渦度の値がほぼ定常になる無次元時間まで行った。

なお、結果の整理に用いた $Nu$ 数および伝熱量は式(9)、式(10)の様に定義した。

$$Nu_i = 2 \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \Big|_{r^*=1} \dots \dots \dots (9)$$

$$Q_i = \oint_F \frac{\partial T^*}{\partial r^*} \Big|_{r^*=1} ds \dots \dots \dots (10)$$

流れが定常になる場合、伝熱量は理論的には内管側と外管側とで等しい値を持つため、伝熱量の評価については、簡単のため内管側を用いることにした。

数値解析におけるパラメータは、実験装置および実験条件を考慮して決定した。 $Ra$ 数は実験条件に対応させ $Ra=5 \times 10^4, 10^5, 1.5 \times 10^5$ の3種類、内管半径 $R_i^*$ は実験における $R_i^*=0.42$ を中心にその前後として $R_i^*=0.3, 0.42, 0.5, 0.6$ の4種類、楕円率 $\alpha$ については実験における楕円率が $\alpha=1.16$ と比較的小さいため $\alpha=1.16, 1.2, 1.4, 1.6$ の4種類を選択した。またそれぞれの場合において二重管全体を中心軸まわりにある角度まで回転させたときの配置角度 $\phi_x$ に関しては、 $\phi_x=0 \sim 90^\circ$ までを主に $10^\circ$ 刻み(必要に応じて $2^\circ$ 刻み)で変化させて計算した。

計算における分割数は $n \times \phi = 20 \times 40$ 分割とし、時間刻み $\Delta t^*$ は、 $\Delta t^*=2.0 \times 10^{-5} \sim 5.0 \times 10^{-5}$ までを必要に応じて使い分けた。

### 3. 実験および方法

実験装置の概略を図2に示した。実験装置は大別して、試験部、恒温水循環部、温度測定部に分けられる。まず、恒温水循環装置⑥(EYELA, CIP-201)によって熱媒体(水道水)の温度を設定温度でコントロールし、恒温水槽⑦を用いることによってさらに熱媒体の温度変化を少なくし、ケミカルポンプ⑧、⑨を用いて試験部①に循環させ外管側を加熱し、内管側を冷却した。

図3には供試二重管の詳細図を示した。図に示すように、外管側は外径 $\phi 100$ [mm]、肉厚3[mm]の銅管を楕円状に変形させた。変形後は楕円の長径が106.6[mm]、短径が92.8[mm]となり、楕円の長径/短径で示される楕円率 $\alpha$ は $\alpha=1.16$ となる。さらに外管の外側を外径 $\phi 165$ [mm]の塩ビ管で覆って三重管構造とし、熱媒体を塩ビ管の下部から上部に均等に流入させる事により、むらなく加熱できるようにした。内管側は外径 $\phi 40$ [mm]、肉厚3[mm]の銅管を用い、中心に通した $\phi 13$ [mm]の亚克力パイプの先端部にあけた4個の穴( $\phi 6$ [mm])から冷却用の熱媒体を内管の内側に流入させ、背面に設けた4本のアルミパイプ( $\phi 7$ [mm])から流出させた。

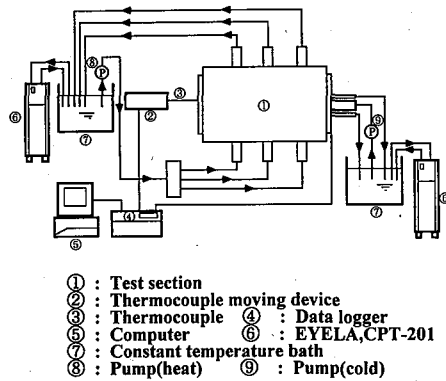


Fig.2 Schematic diagram of experimental apparatus

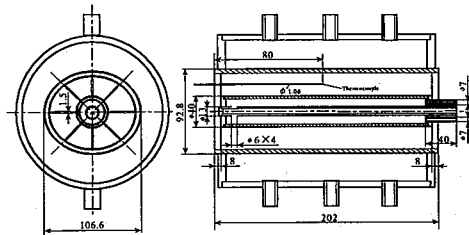


Fig.3 Details diagram of experimental apparatus

管壁温度測定用の熱電対は、外管に関しては外管の内面に周方向に8点、軸方向に2点、内管に関しては、内管の表面に周方向に8点配置した。内部温度の測定では、熱電対を $\phi 1.06$ [mm]のステンレスパイプに通し、熱電対移動装置②(読みとり顕微鏡、位置精度0.1mm、マイクロメーター、位置精度0.05mm)に取り付けた保持装置に固定し、移動させながらデータロガー④によって内部の温度場を測定した。観察窓などによる端面効果の影響を調べるため、予備実験として内管下部側において中心軸方向の温度分布を調べた。これにより観察窓から10[mm]程度までは温度変化が大きい、20[mm]程度でほぼ落ち着き、40[mm]以上離れると温度変化がほとんどないことが確認された。このことから、内部温度の測定を行った観察窓から80[mm]の位置では温度分布の2次元性は確保されていると判断した。測定には素線径0.2[mm]のT型熱電対(銅-コンスタンタン)を用いた。楕円管内部の温度測定用として前面の亚克力窓には角度 $45^\circ$ ごとに幅1.8[mm]のスリットを設け、切り込みを入れたサランラップを貼り付け、外気の影響が入らないようにした。

加熱・冷却用の熱媒体を試験部に約2~3時間循環させ、外管及び内管共に周方向、軸方向において設定温

度で一様となったことを確認した後、実験を行った。実験中の外管内面及び内管表面の温度変化は設定温度に対し周方向、軸方向とも $\pm 0.1[^\circ\text{C}]$ 以内であった。

実験においては内管、外管の設定温度を変更し $Ra$ 数を $Ra \approx 5 \times 10^4 \sim 1.5 \times 10^5$ の範囲で変化させた。それぞれの場合の設定温度は $Ra \approx 5 \times 10^4$ では $T_i \approx 20.5[^\circ\text{C}]$ ,  $T_o \approx 25[^\circ\text{C}]$ ,  $Ra \approx 10^5$ では $T_i \approx 20[^\circ\text{C}]$ ,  $T_o \approx 29[^\circ\text{C}]$ , および $Ra \approx 1.5 \times 10^5$ では $T_i \approx 20[^\circ\text{C}]$ ,  $T_o \approx 33.5[^\circ\text{C}]$ を目標とした。また、二重管の配置角度 $\phi_g$ は、 $\phi_g = 0, 45, 90^\circ$ と変化させた。

## 4. 結果 および 考察

### 4-1. 実験結果と数値解析結果との比較

数値解析の妥当性を確認するため、作動流体は空気では $Pr=0.71$ とし、 $Ra$ 数は $Ra=10^5$ の場合について実験結果と数値解析結果の比較を行った。

図5(a)には二重管の配置角度 $\phi_g=0^\circ$ としたときの半径方向温度分布の実験結果と数値解析結果との比較を示した。半径方向については独立変数 $\eta^*$ を用いて整理し、 $\eta^*=0$ で内管を、 $\eta^*=1$ で外管を表す。図において点は実験結果を表し各種の線分は計算結果を示している。 $\phi=0^\circ$ 方向では内管付近で急激な増加が見られ、 $180^\circ$ 方向では $\eta^*=0.8$ 付近から急激に増加してゆく様子が見られる。各方向の温度分布とも流れが衝突流となり等温線分布が密になる部分を除いて実験結果と数値解析結果との差は実温度で $0.1 \sim 0.4[^\circ\text{C}]$ 以内であり非常に良い一致が見られた。図5(b)には $\phi_g=0^\circ$ とし縦形楕円形状の場合の数値解析による流線および等温線を示した。図5(b)の左の図には流線を $\Delta\psi^*=\pm 2$ として示した。また右の図には等温線を $\Delta T^*=0.1$ として示した。等温線の図から内管の垂直下方側でブルームが発生しており、 $180^\circ$ 方向の実験結果と対応していることがわかる。流線の図から渦の中心が二重管の下半部側にあることがわかる。

図6(a)には二重管の配置角度 $\phi_g=45^\circ$ とし、外管が斜形楕円形状の場合の温度分布の実験結果と数値解析との比較を示した。測定は $45^\circ$ 毎に行なったが、図の煩雑さを避けるため、結果は $90^\circ$ 毎で表示した。図5(a)と同様に、等温線分布が密になる部分を除いて実験結果と数値解析結果との差は実温度で $0.1 \sim 0.5[^\circ\text{C}]$ 以内であり良く一致していることがわかる。

図6(b)には斜形楕円形状の場合の流線および等温線を示した。 $\Delta\psi^*$ ,  $\Delta T^*$ は図5(b)と同様の値を用いた。流れ場、温度場とも非対称になっていることがわかる。

図7(a)には二重管をさらに回転させ、 $\phi_g=90^\circ$ とし外管が横形楕円形状の場合の温度分布を比較した。図

5(a)と同様に $45^\circ$ 毎の結果を表示した。 $\phi=180^\circ$ 方向で若干差が大きくなっているが、これはこの部分で内外管の距離が狭まるとともに、内管下部側に下降流が生じており内部温度は外管の管壁付近で急激に変化するため測定結果に誤差が入りやすくなったためと思われる。こうした等温線分布が密になる部分を除いて実験結果と数値解析結果との差は実温度で $0.1 \sim 0.5[^\circ\text{C}]$ 以内であり比較的良好一致が見られた。

図7(b)には横形楕円形状の場合の流線および等温線を示した。 $\phi=180^\circ$ 方向でのブルームの発達が抑制される様子がわかる。

実験結果と数値解析結果の比較から、どの配置角度でも二重管内の各方向の温度分布特性は定性的に非常に良く一致していることがわかる。また、定量的にも測定誤差が入りやすい等温線が密な部分を除いて、どの配置角度の場合でも両者の差は実温度で $0.5[^\circ\text{C}]$ 以内であり、良い一致が見られた。このことから本数値解析手法は外管を楕円形状とし、外管加熱、内管冷却という加熱条件においても十分妥当であると思われる。

### 4-2. 数値解析による各種伝熱特性

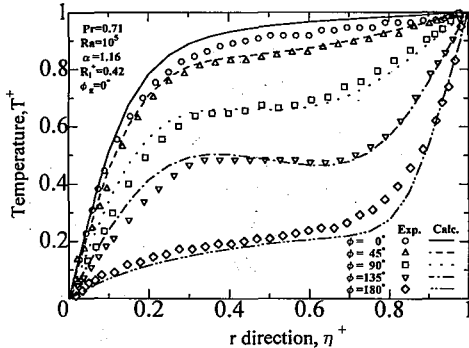
これらをふまえて、外管の楕円率、二重管の配置角度、内外径比および $Ra$ 数を変化させて数値解析を行い、伝熱特性の変化を調べた。

図8には $Pr=0.71$ ,  $Ra=10^5$ ,  $R_i^*=0.42$ とした場合の外管の楕円率 $\alpha$ をパラメータとして $\alpha=1.2, 1.4, 1.6$ と変化させたときの二重管の配置角度 $\phi_g$ に対する内管側の無次元伝熱量 $Q_i^*$ の変化を示した。図8から $\alpha=1.2$ と楕円率が小さいときは配置角度を増加させることによって無次元伝熱量 $Q_i^*$ が緩やかに減少してゆくことがわかる。これは縦形楕円形状に比べて横形楕円形状では流れの発達が制限され熱伝達が抑制されることを示している。楕円率を $\alpha=1.4, 1.6$ と大きくした場合、 $\phi_g$ が大きくなり横形楕円形状に近いところで伝熱量が急に増加する領域が見られた。これは外管加熱、内管冷却のため、内管下部側では上が重く、下が軽いという密度的な不安定から2次渦が発生し、これによって内管下部側では内管に向かう上昇流が発達し、管壁への衝突流となる部分で局所 $Nu$ 数が急激に増大したため内管全体の伝熱量が増加したものである。 $\alpha=1.4$ の場合には $\phi_g \approx 74^\circ$ において急激に増加し、その後大きな変化はない。 $\alpha=1.6$ の場合には $\phi_g \approx 62^\circ$ で急激に増加し、その後緩やかに増加する様子が見られる。このように楕円率 $\alpha$ の相違により伝熱量の増加はじめる配置角度 $\phi_g$ の値、さらにその後の増加傾向が異なっており、2次渦の発生による伝熱量の増加という全体的な傾向は変わらないものの、個々の場合で伝熱特性が少しずつ異なる

っていることがわかった。

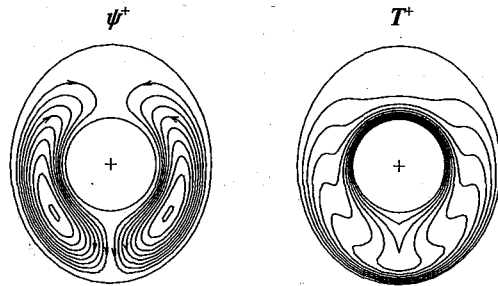
図9(a)には図8において見られた伝熱量が急激に増大する場合の代表的なものとして $\alpha=1.4$ で二重管の配置角度 $\phi_s=74^\circ$ における流線および等温線を、図9(b)にはその場合における内管および外管周りの局所 $Nu$ 数分布を示した。図9(a)から内管下部側で2次渦が発生していることがわかった。

生し、等温線が複雑に入り組んでいる様子が明確にわかる。また、図9(b)から、温度場、流れ場が非対称になるため、局所 $Nu$ 数分布も非対称になること、および図9(a)において内管下部側の2次渦が発生している部分における局所 $Nu$ 数が急激に増大していることがわかる。

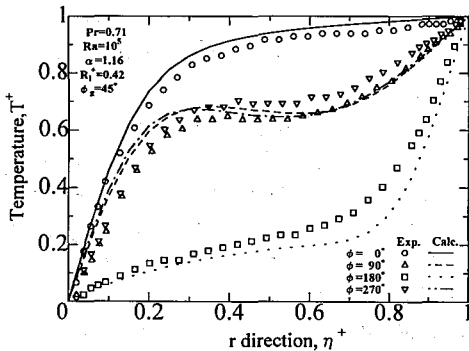


(a) Dimensionless temperature distribution

Fig.5 For oriented angle  $\phi_s=0^\circ$  ( $Pr=0.71, Ra=10^5, \alpha=1.16, R_i^+=0.42$ )

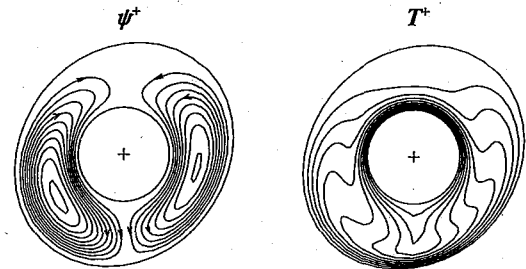


(b) Streamlines and isotherms  
( $\Delta\psi^+=\pm 2, \Delta T^+=0.1$ )

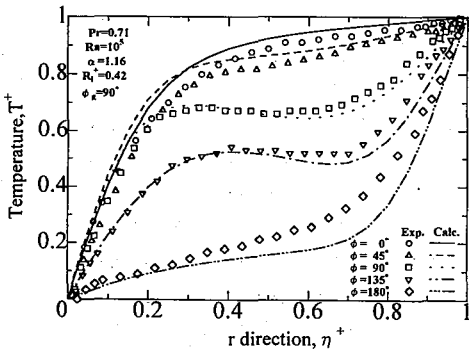


(a) Dimensionless temperature distribution

Fig.6 For oriented angle  $\phi_s=45^\circ$  ( $Pr=0.71, Ra=10^5, \alpha=1.16, R_i^+=0.42$ )

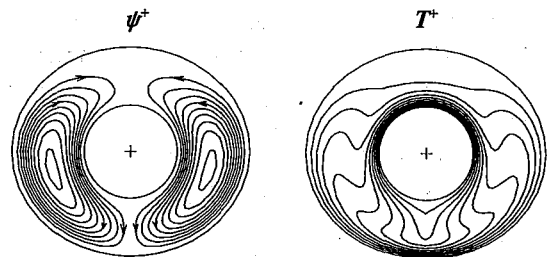


(b) Streamlines and isotherms  
( $\Delta\psi^+=\pm 2, \Delta T^+=0.1$ )



(a) Dimensionless temperature distribution

Fig.7 For oriented angle  $\phi_s=90^\circ$  ( $Pr=0.71, Ra=10^5, \alpha=1.16, R_i^+=0.42$ )



(b) Streamlines and isotherms  
( $\Delta\psi^+=\pm 2, \Delta T^+=0.1$ )

図10には  $Pr=0.71, Ra=10^5$  として外管の楕円率を  $\alpha=1.4$  と固定し、内管半径  $R_i^+$  を  $0.3, 0.42, 0.5$  および  $0.6$  と変化させたときの二重管の配置角度  $\phi_g$  に対する無次元伝熱量  $Q_i^+$  の変化を示した。

図から  $R_i^+=0.3$  と小さい場合、無次元伝熱量は配置角度が大きくなるにつれてわずかに減少しているが、全体としての変化は小さいことがわかる。これは外管に比べて内管が相対的に小さいため、外管形状の影響が小さくなり、単一円管周りの流れによる熱伝達のような状態になり配置角度による影響が小さくなったものと思われる。 $R_i^+=0.42$  および  $0.5$  と内管半径が大きくなると配置角度の増加に伴い、外管形状が縦形楕円から横形楕円へと変化する事により伝熱量が減少する傾向が大きくなることわかる。また配置角度がある値になると伝熱量が急激に増加する。これは図8において示した円管下部側の熱的不安定による2次渦の発生による伝熱量の増加に相当するものである。

$R_i^+=0.6$  とさらに内管半径を大きくすると  $\phi_g$  の増加にともなう伝熱量の変化がそれ以下の場合と比べて逆の傾向となっている。また全体として  $R_i^+$  が増加すると伝熱量が増加するのは、伝熱面積が増加するためである。このように内管半径により熱伝達特性は大きく変化することが明らかになり、二重管を回転させることによるパッシブな伝熱制御を考えると、用途に合わせたパラメータの選択の重要性が示された。

図11(a), (b), (c), (d) は図10において見られた伝熱量の変化が他の場合に比べて定性的に逆の傾向を有する  $R_i^+=0.6$  のときの場合について、代表的な配置角度における流線、等温線を示した。図11(a)には配置角度  $\phi_g=0^\circ$  の場合を示し、図11(b)には  $\phi_g=50^\circ$  の場合、図11(c)には  $\phi_g=74^\circ$  の場合、図11(d)には  $\phi_g=90^\circ$  の場合について示した。各図とも左の図は流線を示し、右の図は等温線を示している。

$R_i^+=0.6$  と大きい場合、外管の楕円管に対して相対的に内管が大きいいため、外管の短軸方向で内外管の距離が狭まり、逆に長軸方向で距離が拡がり、対流域が二分されたようになる。こうした二重管全体を中心軸周りに適当な配置角度  $\phi_g$  まで回転させて配置するため図11(a)~(d)に示すように、楕円管の短軸で二分された領域と重力方向の関係は配置角度  $\phi_g$  によって大きく異なることになる。このため二重管内の対流形態も配置角度により大きく異なる。図11(a)から  $\phi_g=0^\circ$  の縦形楕円形状の場合は対流域は円管の上部側と下部側とに大きく分けられ、加熱面が重力方向に長くなる利点が生かされず、流れが十分に発達せず伝熱量が小さいことがわかる。図11(b)に示した  $\phi_g=50^\circ$  の斜形楕円形

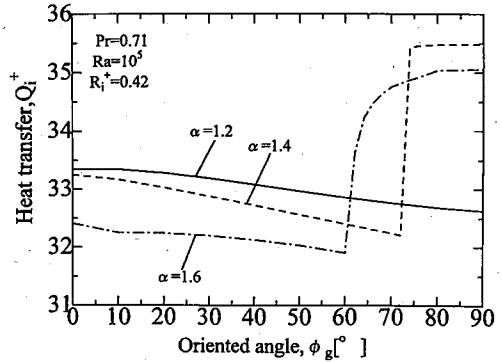
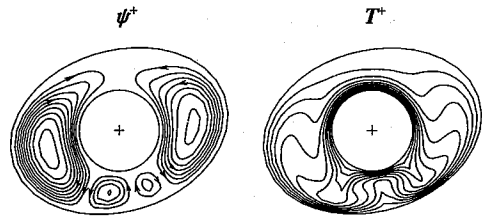
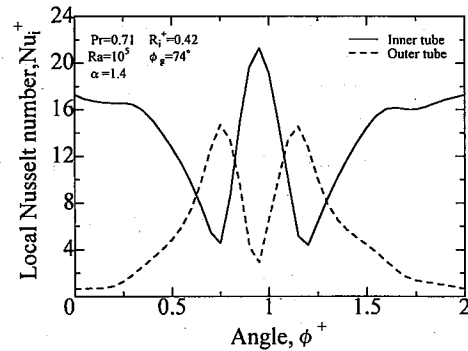


Fig.8 Variation of heat transfer profiles ( $Pr=0.71, Ra=10^5, R_i^+=0.42$ )



(a) Streamlines and isotherms ( $\Delta \psi^+ = \pm 2, \Delta T^+ = 0.1$ )



(b) Local Nusselt number profiles

Fig.9 For oriented angle  $\phi_g=74^\circ$  ( $Pr=0.71, Ra=10^5, \alpha=1.4, R_i^+=0.42, \phi_g=74^\circ$ )

状の場合、内管の左右に主要な流れが発達していることがわかる。また図からわかるように、内管下部側では下部加熱、上部冷却という加熱条件となり、密度的な不安定による2次渦の発生が見られた。さらに図11(b)の等温線分布に示すように、楕円の短軸部で流れが妨げられることなく加熱面に沿う主要な流れの発達にともなう、図11(a)と比べ等温線が密な領域が内管の上部側で拡大していることがわかる。これらが伝熱量の増加につながったと思われる。図11(c)には伝

熱量が急に低下した $\phi_e=74^\circ$  の場合を示した。 $\phi_e$ が大きくなり、横形楕円形状に近づいてくると対流域は内管の左右に大きく分けられ、重力方向の加熱面の長さが短くなり、流れが発達しにくいこと、および斜形楕円形状の場合に見られた内管下部側での渦が発生しないため伝熱量が低いものと思われる。図11(d)に示す $\phi_e=90^\circ$  の横形楕円の場合にも同様の傾向が見られた。

### 5. 結 言

外管側を加熱し、内管側を冷却した場合の外管側を楕円形状管にし内管側を円管にした二重管内の配置角度による伝熱特性について、数値解析および実験の両面から研究を行い、以下のような知見を得た。

- (1)外管を楕円形状管にした場合における二重管内の温度分布の実験結果と解析結果の比較は良い一致を示しており、解析手法として本数値解析は十分な妥当性を有している。
- (2)外管加熱、内管冷却の場合、内管半径が小さいとき外管の配置角度が増加すると若干伝熱を抑制し、内管半径が大きいと外管の配置角度により伝熱を大幅に促進する場合がある。こうした伝熱促進や伝熱抑制効果の存在は動力を用いないパッシブな伝熱制御技術の可能性を示すものとして意味がある。
- (3)楕円率、内管半径をパラメータとして変化させるとき、二重管の配置角度 $\phi_e$ による伝熱量の急激な増加は円管下部側で密度的不安定による2次渦の発生による。また内管半径が大きいとき、二重管の配置角度 $\phi_e$ の増加によって伝熱量が減少するなど伝熱特性が逆の傾向になる場合があり積極的な伝熱制御技術の確立に向けて詳細な解析とパラメータの整理が重要である。

### 文 献

- (1)Kuehn T.H. and Goldstein R.J., Trans.ASME, J. Heat Transfer, 100 (1978), 635.
- (2)Kuehn T.H. and Goldstein R.J., J. Fluid Mech., 74 (1976), 695.
- (3)Ho C.J. and Lin Y.H., Trans. ASME, J.Heat Transfer,110 (1988), 894.
- (4)Cho C.H., Chang K.S and Park K.H.,Trans.ASME, J.Heat Transfer,104(1982), 624.
- (5)Powe R.E., Carley C.T. and Bishop E.H.,Trans. ASME,J.Heat Transfer,67(1969), 310.
- (6)関 信弘,蓄熱工学,vol.1,(1995),215,森北出版.
- (7)廣瀬・斉藤・大内,機論, 60-575,B(1994),2511.
- (8)Chin-Hsiang Cheng and Chih-Chung Chao, Numer. Heat Transfer, 30(1996),283.

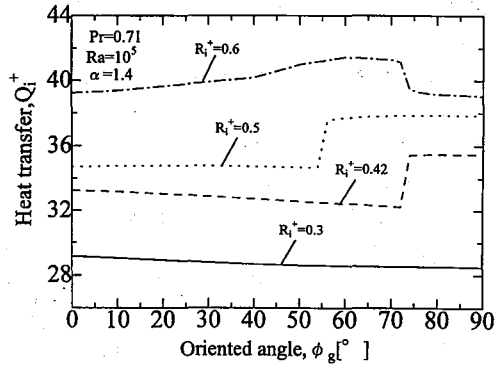


Fig.10 Variation of heat transfer profiles (Pr=0.71,Ra=10<sup>5</sup>,\alpha=1.4)

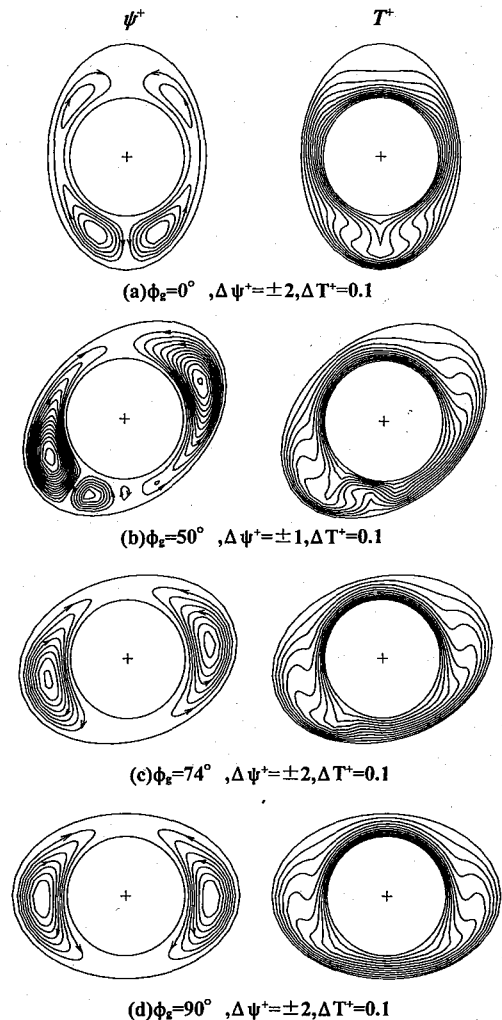


Fig.11 Streamlines and isotherms (Pr=0.71,Ra=10<sup>5</sup>,\alpha=1.4,R\_i^\*=0.6)