

〈論 文〉

부채형 공간내의 자연대류에 대한 간격비와 경사각의 영향

배태열* · 배대석** · 권순석***

(1992년 5월 25일 접수)

Effect of Aspect Ratio and Inclination on Natural Convection in Circular Trapezoidal Cavities

T.Y. Bae, D.S. Bai and S.S.Kwon

Key Words : Aspect Ratio(간격비), Inclination(경사각), Circular Trapezoidal Cavity(부채형 공간)

Abstract

Two-dimensional natural convection within a circular trapezoidal cavity with parallel cylindrical top and bottom walls at different temperatures and two adiabatic side walls has been solved by finite-difference methods. This study has been conducted to evaluate the effects of aspect ratio and inclination in the natural convection for various Rayleigh numbers. The minimum average Nusselt number occurs at the point of transition from a conductive heat transfer to a convective heat transfer. Numerical results are compared to experimental results with qualitatively good agreement.

기 호 설 명

A : 내, 외측벽의 단면적
 g : 중력 가속도
 h : 대류 열전달 계수
 k : 열전도율
 L : 부채형 공간내의 반경방향의 길이, r_o-r_i
 Nu : Nusselt수
 Pr : Prandtl수
 Q : 방정식의 계수 혹은 축 방향 단위 길이당 전체 열전달량
 r : 반경 방향 좌표
 Ra : Rayleigh수
 T : 온도
 v : 속도
 V : 무차원 속도

W : 와도
 α : 열확산 계수
 β : 열 팽창 계수 혹은 부채형 공간의 경사각
 θ : 부채형 공간내의 원주방향 좌표
 ν : 동점성 계수
 Φ : 무차원 온도
 Ψ : 유동함수
 ϕ : 무차원 유동함수
 ω : 무차원 와도

하첨자

i : 내측 등온벽
 max : 최대값
 o : 외측 등온벽
 r : 반경방향
 T : 부채형
 θ : 원주방향

*정회원, 동아대학교 대학원 기계공학과

**정회원, 경남전문대학 기계설계학과

***정회원, 동아대학교 기계공학과

상첨자

— : 평균

1. 서 론

정상상태 자연대류에 관한 Rayleigh⁽¹⁾의 연구이래, 사각형 혹은 환상형을 가진 공간내에서의 자연대류에 관한 연구는 형상의 단순성 및 중요성 그리고 응용의 관점에서 매우 유용하기 때문에 많은 연구⁽²⁾가 진행되었다.

Ozoe등^{3,4)}은 한 면이 가열되고 다른 한 면은 냉각되는 사각형 밀폐공간에 대하여 유한차분법으로 수치해석하고, 실험 결과와 비교하여 사각형 밀폐공간의 경사각과 형상비가 공간내의 유체 유동에 미치는 영향을 이론적으로 예측하였으며, Catton 등⁵⁾은 경사진 사각형 공간내의 자연대류 현상에 대하여 형상비의 의존성을 유한요소법으로 계산하여 이론적으로 예측하였다. Kuehn과 Goldstein⁶⁾은 수평 환상 공간내의 자연대류에 대한 속도 및 온도 분포와 국소 열전달계수를 수치해석하고, Mach-Zehnder 간섭계를 사용하여 온도 분포와 국소 열전달계수를 실험적으로 구하였다. Campo등⁷⁾은 삼각형 공간내에서 공기의 자연대류에 대하여 유한요소법을 사용하여, 2차원적으로 수치해석하여 선행 실험 결과와 비교하였으며, Lam등⁸⁾은 아래면을 가열하고 윗면의 각도가 변하는 경사 사다리꼴 각기둥에서의 자연대류 현상을 수치해석하고 실험 결과와 비교하였다. 이와같이 최근에는 수치해석상의 복잡성에도 불구하고 특수하면서도 공학적으로 실제 형상과 유사한 형상에 대한 연구가 지배적이다. 부채형 공간은 실제 형상에 유사한 형상중의 하나이며, 원자로, 환부착 열교환기, 집열식 태양열 가열기등의 일부분에 해당한다. Lyican등^(9,10)은 크기가 30°인 2차원 부채형 공간에 대하여, 사각형 공간을 기본 구조로 하여 Galerkin법으로 온도장과 속도장을 해석하고, 경사각에 대하여 난류개시 Rayleigh수를 예측하였으며, 사다리꼴 공간에 대하여 실험하여 해석적 연구와 유사한 결과를 얻었다.

본 연구는 크기가 45°인 부채형 공간내의 자연대류 열전달 특성을 고찰하기 위하여 간격비, 경사각 그리고 Rayleigh 수를 변수로 하여 유한 차분법으

로 수치해석 하고, 대표적인 간격비 $L/r_i=1.6$ 에서 $Ra=2.51 \times 10^4$ 및 $Pr=0.71$ 일 때, Mach-Zehnder 간섭계를 사용하여 실험 하였으며, 수치해석과 실험결과를 비교하였다.

2. 수치해석

부채형 공간의 도식적 형상은 Fig. 1과 같다. 좌측벽과 우측벽은 단열적이고, 안벽은 고온 등온이고 바깥벽은 저온 등온이다. 공간내의 유체는 밀도를 제외한 다른 물리적 성질은 일정한 것으로 가정하였으며 Boussinesq근사⁽¹¹⁾를 따른다. 2차원 부채형 공간내의 유체 유동은 정상 층류 유동인 것으로 가정하고 복사에 의한 열전달은 무시 하였으며, 무차원 변수들은 다음과 같이 정의 한다.

$$R = (r - r_i) / L, \quad \Phi = (T - T_o) / (T_i - T_o) \quad (1a)$$

$$V_r = v_r L / \alpha, \quad V_\theta = v_\theta L / \alpha \quad (1b)$$

$$v_r = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta}, \quad v_\theta = -\frac{\partial \Psi}{\partial r} \quad (1c)$$

$$\psi = \Psi / \alpha, \quad \omega = WL^2 / \alpha \quad (1d)$$

$$Ra = g\beta\Delta T L^3 / \nu\alpha, \quad Pr = \nu / \alpha \quad (1e)$$

유동함수와 와도를 도입한 무차원 지배 방정식은 다음과 같다.

$$\nabla^2 \psi = -\omega \quad (2)$$

$$\nabla^2 \omega = \frac{1}{Pr} \left(V_r \frac{\partial \omega}{\partial R} + \frac{V_\theta \partial \omega}{R \partial \theta} \right) + Ra (\sin \theta \frac{\partial \Phi}{\partial R} + \frac{\cos \theta}{R} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta}) \quad (3)$$

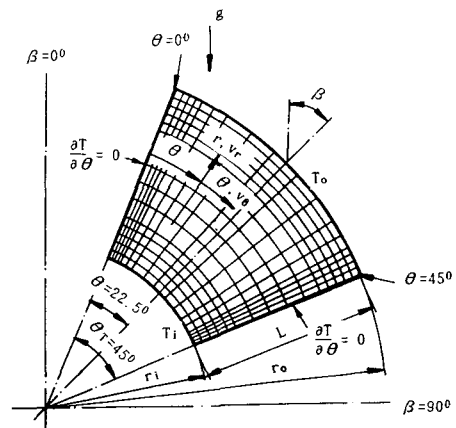


Fig. 1 Schematic diagram of the geometry investigated and grid system

$$\nabla^2 \Phi = V_r \frac{\partial \Phi}{\partial R} + \frac{V_\theta}{R} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} \quad (4)$$

$$Q_o = k \cdot \pi \cdot \overline{Nu_o} \cdot \Delta T \quad (14)$$

경계 조건은 다음과 같다.

(1) $r=r_i$ 에서

$$V_r = V_\theta = 0, \quad \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial R^2}, \quad \Phi = 1 \quad (5)$$

(2) $r=r_o$ 에서

$$V_r = V_\theta = 0, \quad \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial R^2}, \quad \Phi = 0 \quad (6)$$

(3) $\theta=0^\circ, 45^\circ$ 에서

$$\psi = V_r = V_\theta = 0, \quad \omega = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial \theta^2}, \quad \frac{\partial \Phi}{\partial \theta} = 0 \quad (7)$$

수치해석을 위하여 (2)~(4)의 편미분 방정식에 유한차분법을 적용하였으며, 수렴속도와 계산의 안정성을 위하여 중심차분법, hybrid법을 사용하였고, 유동함수, 와도, 온도의 이완계수는 1.35, 0.5, 1.2로 하였다. 격자의 형상은 안벽과 바깥벽 및 좌우 양측 단열벽 부근에서의 온도 구배 계산을 보다 정확히 하기위하여 이곳의 격자 간격은 중앙부분의 격자 간격보다 미소하게 취하였으며, 전체 격자수는 $16 \times 18 = 228$ 개 이고, 이때 수렴 기준은 다음과 같다.

$$\frac{Q^m - Q^{m-1}}{Q^m} \leq 10^{-4} \quad (8)$$

여기서 Q 는 유동함수 또는 온도를 나타내며 m 은 반복 횟수를 나타낸다.

하나의 해를 구하는데 소요되는 시간은 32bit 퍼스날 컴퓨터로 대부분 10분 이내 였으나, $\beta=0^\circ$ 부근에서는 Rayleigh수가 증가하면 수렴에는 많은 시간이 소요되었다. 계산하여 얻어진 결과로부터 Nusselt수는 다음과 같이 구하였다.

(1) 국소 Nusselt수

$$Nu_i = -\left(\frac{\partial \Phi}{\partial R}\right)_{r=r_i} \quad (9)$$

$$Nu_o = -\left(\frac{\partial \Phi}{\partial R}\right)_{r=r_o} \quad (10)$$

(2) 평균 Nusselt수

$$\overline{Nu}_i = \frac{1}{A} \int Nu_i dA \quad (11)$$

$$\overline{Nu}_o = \frac{1}{A} \int Nu_o dA \quad (12)$$

축 방향의 단위 길이당 전체 열전달량 Q 는 다음과 같다.

$$Q_i = k \cdot \pi \cdot \overline{Nu}_i \cdot \Delta T \quad (13)$$

3. 실험

$\theta_r=45^\circ$ 인 부채형 공간내의 유체가 공기인 경우 자연대류의 실험적 해석을 하기 위하여 시험편의 안벽은 두께 1 mm, $r_i=14.425$ mm, 바깥벽은 두께 2 mm, $r_o=37.5$ mm의 순동($k=386$ W/m $^\circ$ C)을 사용하였고, 좌측 및 우측벽은 두께 10 mm의 석면보드($k=0.166$ W/m $^\circ$ C)에 두께 20 mm의 베이클라이트($k=0.232$ W/m $^\circ$ C)로 2중 구조화 하여 단열도를 높였으며, 광축 방향으로의 밀도차에 의한 광의 간섭영향을 줄이기 위하여 시험편의 길이는 160 mm로 하였다. 안벽에는 두께 0.1 mm의 니크롬판을 균일하게 감아 만든 가열기를 설치하고, 이 가열기에 일정한 열을 공급하기 위하여 전압조절기, 전압계 및 전류계를 설치 하였으며, 바깥벽에는 등온 및 정상 상태를 얻기 위하여 냉각수 통로를 만들어 바깥벽을 냉각하였다. 안벽과 바깥벽에는 각각 5개씩의 Chromel-Alumel 열전대를 부착하여 벽면의 온도를 측정하였다. 안벽과 바깥 벽면에 부착한 5개의 열전대의 온도차가 0.1 $^\circ$ C 이내인 상태로 10분 이상 지속되면서 바깥 벽면의 온도가 시험편 주위의 온도와 같은 때를 정상상태로 하였는데, 정상상태에 도달 하는데는 약 3시간이 걸렸다. 등온선을 얻기 위해서 광원이 He-Ne 레이저인 Mach-Zehnder 간섭계를 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

본 연구는 $\theta_r=45^\circ$ 인 부채형 공간에서, $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$ 에서 $0.375 \leq L/r_i \leq 4.0$, $Ra=2.51 \times 10^4$ 일때 $Pr=0.71$ 과, $1 \leq L/r_i \leq 3$, $2 \times 10^3 \leq Ra \leq 8 \times 10^3$ 일 때 $Pr=10$ 의 범위에 대하여 수치해석하고, $L/r_i=1.6$, $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$ 일때, Mach-Zehnder 간섭계를 사용하여 실험 하였으며, 수치해석과 실험 결과를 비교하였다.

4.1 수치해석 결과

Fig. 2는 $L/r_i=1, 2$ 및 3에서 $Ra=2 \times 10^3, 4 \times 10^3$ 및 8×10^3 , $Pr=10$ 일때와 $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$ 일때의 경사각에 대한 안벽 평균 Nusselt수를 나타낸다. $Pr=10$, $L/r_i=1.0$ 에서는, $Ra \leq 4 \times 10^3$ 인 경우 경사각에 대한 평균 Nusselt수의 변화가 작기

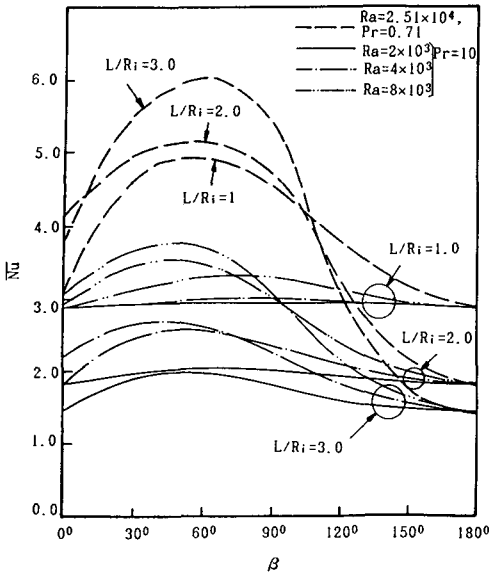


Fig. 2 Mean Nusselt number of hot wall versus tilt angle for various Rayleigh numbers at $Pr=0.71, 10, L/r_i=1, 2, 3$

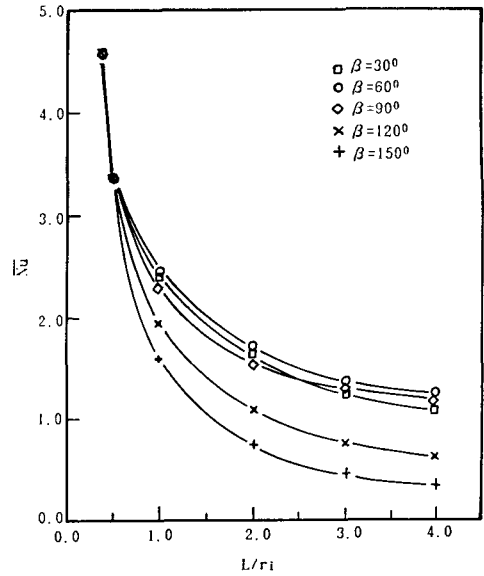


Fig. 4 Mean Nusselt number of cold wall versus aspect ratio for various inclinations at $Ra=2.51 \times 10^4, Pr=0.71$

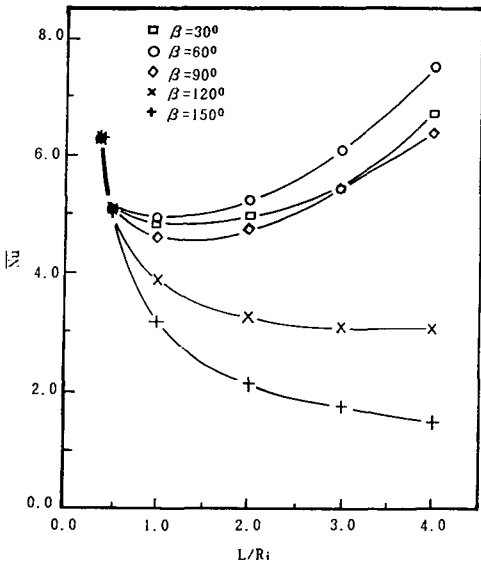


Fig. 3 Mean Nusselt number of hot wall versus aspect ratio for $Pr=0.71, Ra=2.51 \times 10^4$

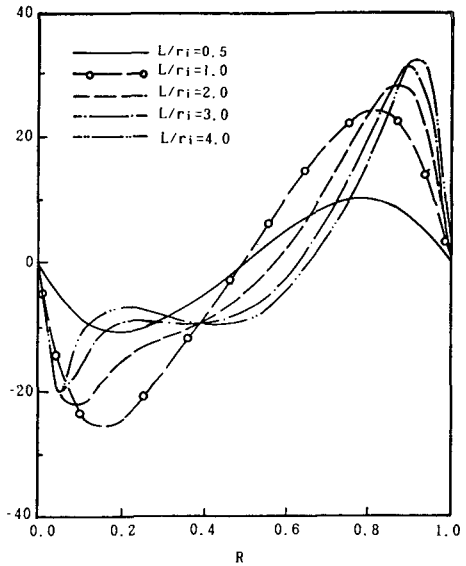


Fig. 5 Dimensionless angular velocity versus dimensionless radial coordinate for various aspect ratios at $Ra=2.51 \times 10^4, Pr=0.71, \beta=60^\circ, \theta=22.5^\circ$

때문에 전도에 의한 열전달이 지배적이다. $L/r_i \geq 2$ 에서 Rayleigh수, 경사각 및 간격비가 평균 Nusselt수에 크게 영향을 미치는 것은 대류 때문이며 최대 평균 Nusselt수는 Prandtl수에 관계없이 $\beta=45^\circ \sim 60^\circ$ 부근에서 나타난다. 최소 평균 Nusselt

수는 간격비에 관계없이 $\beta=180^\circ$ 부근에서 나타나는데, 이는 열원이 냉각벽보다 위에 존재 함으로써 전도에 의한 열전달이 지배적이다. 따라서 Rayleigh수가 증가하게 되면 부력의 상승은 더욱

더 저해되기 때문에 평균 Nusselt수는 Rayleigh 수, Prandtl수에 관계없이 최저값으로 거의 변화가 없다.

Fig. 3은 $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $\beta=30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ 및 150° 에서 L/r_i 에 대한 안벽 평균 Nusselt수 분포를 나타낸다. $L/r_i \leq 0.5$ 에서는 모든 경사각에서 평균 Nusselt수가 거의 같게 나타나는데, 이는 전도에 의한 열전달이 지배적이기 때문이다. $\beta \leq 90^\circ$ 인 경우 $L/r_i=1$ 에서 평균 Nusselt수가 최소가 되고, L/r_i 가 1보다 증가하면 평균 Nusselt수는 증가하는데, 이것은 간격비가 증가하면 공간내의 유체량의 증가로 대류 유동이 활발하기 때문이다. $L/r_i=1$ 부근의 평균 Nusselt수가 최소가 되는것은 전열 유체에 대한 열전달이 전도에서 대류로 변화하는 경우인 것으로 고려된다. $\beta \geq 120^\circ$ 인 경우는 L/r_i 가 증가하여 공간내의 전열 유체량이 증가하여도 평균 Nusselt수는 감소한다. 이는 열원이 냉각벽보다 위쪽에 존재 함으로써 전도에 의한 열전달이 지배적이다. 따라서 간격비가 증가하여 공간내의 유체량이 증가하면 부력의 상승은 더욱더 저해되기 때문에 간격비가 증가하여도 평균 Nusselt수는 감소한다.

Fig. 4는 $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $\beta=30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ 및 150° 에서 L/r_i 에 대한 바깥벽 평균 Nusselt수의 분포를 나타낸다. $L/r_i \leq 0.5$ 에서는 Fig. 3의 안벽에서 처럼 평균 Nusselt수가 모든 경사각에서 거의 같은 값을 가지며, $L/r_i \geq 1$ 에서는 바깥벽에서의 냉각 면적이 증가하기 때문에 평균 Nusselt수는 모든 경사각에서 감소한다. 열평형의 관점에서 Fig. 3과 Fig. 4의 열 전달량은 동일해야 하나 수치 계산 과정의 각종 오차로 인하여 1%이하의 열평형 오차가 생겼다.

Fig. 5는 $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $\beta=60^\circ$, $\theta=22.5^\circ$ 에서 $L/r_i=0.5, 1, 2, 3$ 및 4에서, 무차원 반경 방향 좌표에 대한 무차원 원주방향의 속도 분포를 나타낸다. $L/r_i \leq 1$ 에서는 부채형 공간내의 좌표 중심을 기준으로 좌우가 거의 대칭이 되는데, 이는 대류 유동에서 상승과 하강의 거리가 유사하기 때문이다. $L/r_i \geq 2$ 에서는 간격비가 증가할수록 상승과 하강의 거리가 현저하게 달라짐으로 좌우 불균형의 속도 분포를 나타낸다.

Fig. 6과 Fig. 7은 $\theta=7.5^\circ$ 와 $\theta=37.5^\circ$ 인 경우 $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $\beta=60^\circ$ 에서 무차원 반경 방향 좌표에 대한 무차원 반경방향의 속도 분포를

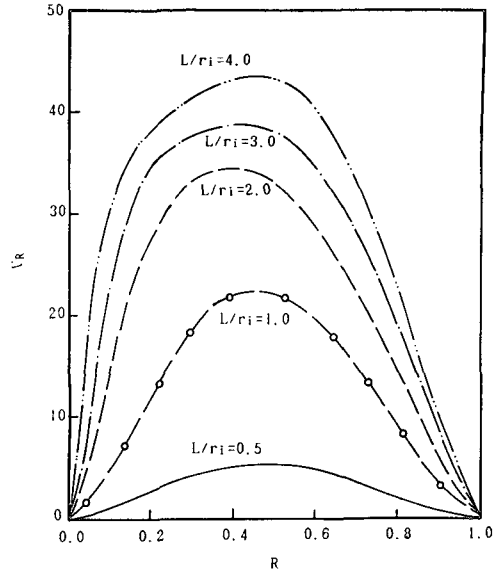


Fig. 6 Dimensionless radial velocity versus dimensionless radial coordinate for various aspect ratios at $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $\beta=60^\circ$, $\theta=7.5^\circ$

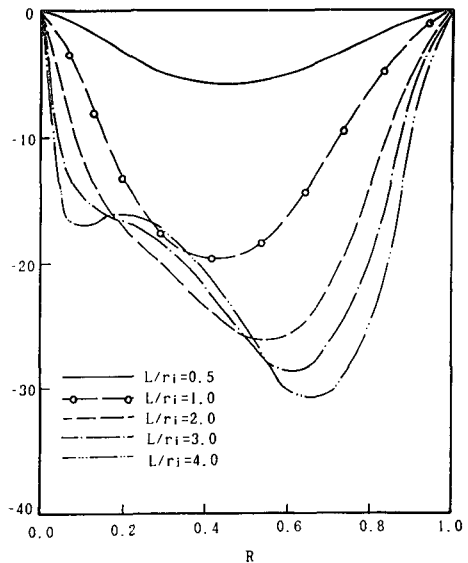


Fig. 7 Dimensionless radial velocity versus dimensionless radial coordinate for various aspect ratios at $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $\beta=60^\circ$, $\theta=37.5^\circ$

각각 나타낸다. $\theta=7.5^\circ$ 인 경우 무차원 반경방향의 속도분포는 간격비가 증가함에 따라 좌우가 거의 대칭적으로 속도가 증가하며, $\theta=37.5^\circ$ 인 경우는

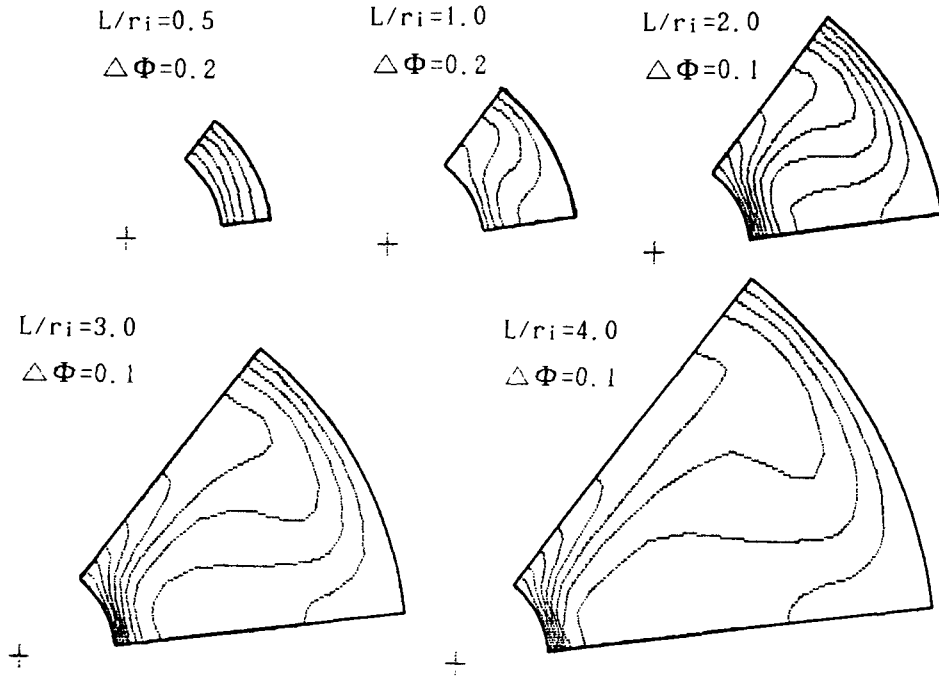


Fig. 8 Isotherms for various aspect ratios at $Ra = 2.51 \times 10^4$, $Pr = 0.71$, $\beta = 60^\circ$

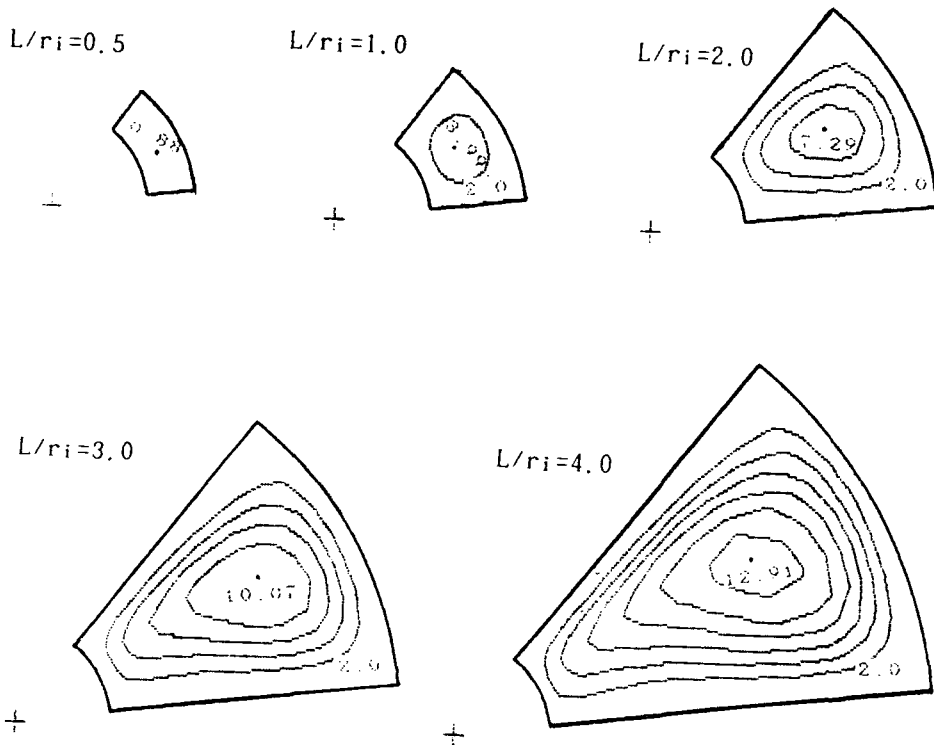


Fig. 9 Streamlines for various aspect ratios at $Ra = 2.51 \times 10^4$, $Pr = 0.71$, $\beta = 60^\circ$, $\Delta\psi = 2.0$

속도가 증가하기는 하나 $L/r_i \leq 2$ 에서는 속도 분포가 거의 좌우 대칭이 되고, $L/r_i \geq 3$ 에서는 안벽 부근의 속도 분포가 비대칭으로 변화한다.

Fig. 8은 $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $\beta=60^\circ$, $L/r_i=0.5, 1, 2, 3$ 및 4에서의 등온선을 나타낸다. L/r_i

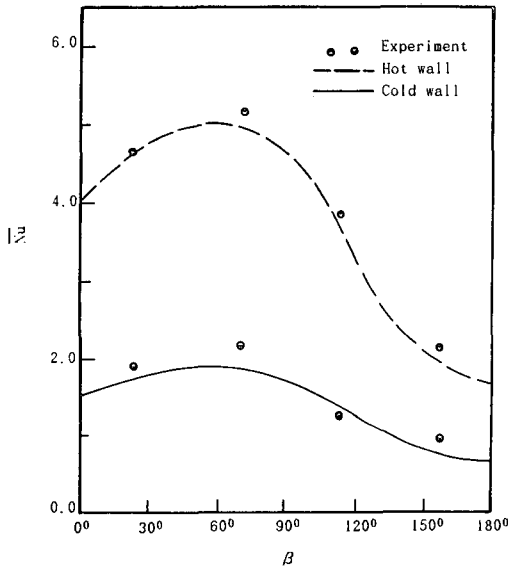


Fig. 10 Comparison of experimental and numerical results of heat transfer at $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $L/r_i=1.6$

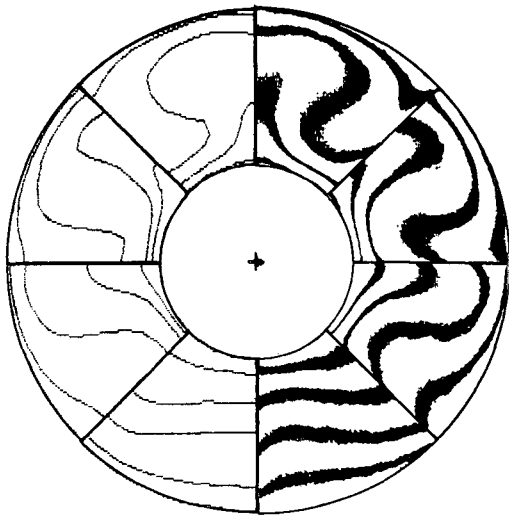


Fig. 11 Comparison of numerical and experimental isotherms at $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $L/r_i=1.6$, $\beta=22.5^\circ, 67.5^\circ, 112.5^\circ, 157.5^\circ$

$i=0.5$ 에서는 등온선이 거의 평행으로 분포되어 전도에 의한 열 전달이 지배적이며, $L/r_i \geq 1$ 에서는 대류의 발달로 등온선이 점차 변형되고, $L/r_i \geq 2$ 에서는 부채형 공간내의 좌표 중심 부근에서 온도 반전 현상도 나타난다.

Fig. 9는 $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $\beta=60^\circ$, $L/r_i=0.5, 1, 2, 3$ 및 4에서의 유선을 나타낸다. $L/r_i=0.5$ 에서는 유체 유동이 거의 없으며, $L/r_i \geq 1$ 에서는 대류의 발달로 부채형 공간내에서의 유동이 활발하게 된다. $L/r_i=1$ 인 경우의 $\psi_{max}=3.9$ 보다 $L/r_i=4$ 일때의 $\psi_{max}=12.91$ 이 약 3.2배 큰 값을 가지며, $L/r_i \leq 2$ 에서의 유선은, 부채형 공간내의 좌표 중심을 기준으로 좌우가 거의 대칭적이나, $L/r_i \geq 3$ 에서의 유선은, 부채형 공간내의 속도장의 심한 불균형으로 비대칭적으로 발달한다.

4.2 수치 계산과 실험 결과와의 비교

Fig. 10은 $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $L/r_i=1.6$, $\beta=22.5^\circ, 67.5^\circ, 112.5^\circ$ 및 157.5° 에서의 안벽과 바깥벽에서 수치적으로 계산한 평균 Nusselt수와 실험 결과⁽¹²⁾를 비교한 것이다. 수치 계산에서는 안벽 및 바깥벽의 $\beta=60^\circ$ 부근에서 최대 평균 Nusselt 수를 나타낸다. 수치 계산과 실험 결과의 최대 편차는 $\beta=157.5^\circ$ 인 바깥벽 평균 Nusselt수는 0.7315, 실험값은 0.943으로 약 29%의 편차를 보이고 있으나 수치 계산 과정의 각종 오차와 실험에서의 단열 조건의 한계 등을 고려 하면 실험값은 정성적으로 수치 계산에서 예측한 경향을 나타내고 있다고 할 수 있다.

Fig. 11은 본 연구의 실험적 고찰을 위하여 $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$, $L/r_i=1.6$, $\beta=22.5^\circ, 67.5^\circ, 112.5^\circ$ 및 157.5° 에서 Mach-Zehnder 간섭계로 얻은 등온선을 수치 계산 결과와 비교한 것이다. 실험에 있어서의 좌우 단열벽 부근을 제외하고는 수치 계산 결과와 정성적으로 잘 일치함을 나타낸다.

5. 결론

$\theta_r=45^\circ$ 인 부채형 공간에서, $0^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$ 에서 $0.375 \leq L/r_i \leq 4.0$, $Ra=2.51 \times 10^4$, $Pr=0.71$ 일때와 $1 \leq L/r_i \leq 3$, $2 \times 10^3 \leq Ra \leq 8 \times 10^3$, $Pr=10$ 일때의 범위에 대하여 수치해석하고, $L/r_i=1.6$ 에서 $Ra=2.51 \times 10^4$ 인 공기에 대하여 실험한 결과는 다음과

같다.

(1) $\beta \leq 90^\circ$ 에서 안벽의 최소 평균 Nusselt수는 $L/r_i=1$ 부근에서 나타났으며, 이 부근에서 전도에서 대류로 열전달의 형태가 변화되는 것으로 고려된다.

(2) $\beta \geq 120^\circ$ 에서는 간격비가 증가하여 공간내의 전열 유체량이 증가 하여도 평균 Nusselt수는 감소한다.

(3) 최대 평균 Nusselt수를 나타내는 경사각은 L/r_i , Rayleigh수, Prandtl수에 관계없이 $\beta=45^\circ \sim 60^\circ$ 부근이다.

(4) 수치해석 결과와 실험 결과는 좌, 우측 단열 벽면 부근을 제외하고는 정성적으로 잘 일치한다.

참고문헌

- (1) Lord Rayleigh, 1916, "On Convection Currents in a Horizontal Layer When the Higher Temperature is on the Underside," *Phil. Mag.*, series 6, Vol. 32, pp. 529~546.
- (2) Ostrach, S., 1972, "Natural Convection in Enclosures," *Advances in Heat Transfer*, Vol. 8, pp. 161~227.
- (3) Ozoe, H., Yamamoto, K., Sayama, H. and Churchill, S.W., 1974, "Natural Circulation in an Inclined Rectangular Channel Heated on One Side and Cooled on the Opposing Side," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 17, pp. 1209~1217.
- (4) Ozoe, H., Sayama, H. and Churchill, S.W., 1975, "Natural Convection in an Inclined Rectangular Channel at Various Aspect Ratios and Angles Experimental Measurements," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 1425~1431.
- (5) Catton, I., Ayyaswamy, P.S. and Clever, R.M., 1974, "Natural Convection Flow in a Finite Rectangular Slot Arbitrarily Oriented with Respect to the Gravity Vector," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 17, pp. 173~184.
- (6) Kuehn, T.H. and Goldstein, R.J., 1976, "An Experimental and Theoretical Study of Natural Convection in the Annulus between Horizontal Concentric Cylinders," *J. Fluid Mech.* Vol. 74, part 4, pp. 695~719.
- (7) Campo, E.M. del, Sen, M. and Ramos, E., 1988, "Analysis of Laminar Natural Convection in a Triangular Enclosure," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 353-372.
- (8) Lam, S.W., Gani, R. and Symons, J.G., 1989, "Experimental and Numerical Studies of Natural Convection in Trapezoidal Cavities," *ASME J. Heat Transfer* Vol. 111, pp.372~377.
- (9) Lyican, L., Witte, L.C. and Bayazitoglu, Y., 1980, "An Analytical Study of Natural Convection Heat Transfer within a Trapezoidal Enclosure," *ASME J. Heat Transfer* Vol. 102, pp. 640~647.
- (10) Lyican, L., Witte, L.C. and Bayazitoglu, Y., 1980, "An Experimental Study of Natural Convection in Trapezoidal Enclosures," *ASME J. Heat Transfer* Vol. 102, pp. 648~653.
- (11) Gray, D.D. and Giorgini, A., 1976, "The Validity of the Boussinesq Approximation for Liquids and Gases," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 19, pp. 545~551.
- (12) Hauf, W. and Grigull, U., 1970, "Advances in Heat Transfer," Academic press, New York, London, Vol.6, pp.133~366.