

〈論 文〉

경사진 직사각형 공간내에서 내부적으로 가열되는 유체의 자연대류유동 및 열전달

이재현* · 김재근** · 박만흥***

(1991년 8월 29일 접수)

Natural Convection Flow and Heat Transfer in a Fluid Heated Internally within an Inclined Rectangular Enclosure

Jae-Heon Lee, Jae-Gun Kim and Man-Heung Park

Key Words : Natural Convection(자연대류), Rectangular Enclosure(직사각 밀폐공간) Internal Heat Generating Fluid(내부발열유체), Aspect Ratio(중횡비)

Abstract

A basic study is performed on two-dimensional natural convective flow and heat transfer in a fluid heated internally within an inclined rectangular enclosures. For Rayleigh numbers from 1.0×10^4 to 1.5×10^5 , aspect ratio of 1/4, 1/3 and 1/2, and inclined angle from 0° to 90° , the governing equations were solved numerically and the experiments were performed by Mach-Zehnder interferometer using low salinity water as a test fluid. For aspect ratios adapted in present study, the natural convection occurs the most intensive at inclined angle of 0° . This became weak at inclined angles of 60° and 30° in case of aspect ratios of 1/3 and 1/2 respectively. The intensity of flow was roughly in proportion to Rayleigh numbers and in proportion to the forth power of aspect ratios.

기 호 설 명

A : 중횡비 (= W/L)	Ra : Rayleigh 수
Cp : 정압비열	T : 온도
g : 중력가속도	TR : $\Delta T_{max}/\Delta T_{max2}$
H : 단위체적당 발열량	ΔT_{max} : 밀폐공간내의 최대온도 상승치
k : 열전도율	ΔT_{max2} : 2차원 순수열전도에 의한 밀폐공간내의 최대온도 상승치
L : 밀폐공간의 x 방향의 길이	u, v : 밀폐공간내의 x, y 방향의 속도
Nu : Nusselt 수	W : 밀폐공간의 y 방향 길이
p : 압력	x, y : 직교좌표계
Pr : Prandtl 수	α : 열확산계수
	β : 열팽창계수
	θ : 경사각도
	μ : 점성계수

*정회원, 한양대학교 기계공학과

**정회원, 한양대학교 대학원

***정회원, 한국전력기술주식회사

ν	: 동점성계수
ρ	: 밀도
ϕ	: 일반적인 독립변수
Ψ	: 유동함수

하첨자

B	: 아래벽면
L	: 왼쪽벽면
max	: 최대값
o	: 기준값
R	: 오른쪽벽면
T	: 윗벽면

상첨자

*	: 유차원값
	: 평균값

1. 서 론

내부발열유체의 자연대류현상에 관한 연구는 별의 내부 및 지구내부의 용융액체의 유동 및 열전달에 관심을 보이면서 시작되었다^(1,2,3,4). Tritton and Zarraga⁽⁵⁾는 발열유체의 얇은층에서 Benard Convection에 대한 실험적인 연구를 행하고 단열된 면위에 유체가 펼쳐져 있을 때 난류유동의 시작은 내부발열량을 특성온도로 환산하여 사용한 내부 Rayleigh 수가 자연대류유동의 시작을 의미하는 임계 Rayleigh 수의 약 80배인 1.1×10^5 근처에서 이루어진다고 보고하였다. Kulacki and Goldstein⁽⁶⁾은 상하 두개의 동일한 등온평판사이에 존재하는 내부발열유체층에 대하여 발열유체로부터의 자연대류열전달을 고려한 최초의 조직적인 실험적 연구를 하였으며 내부 Rayleigh 수가 임계 Rayleigh 수의 100배정도인 1.4×10^5 근처에서 난류유동이 시작된다고 보고하였다. McKenzie 등⁽⁷⁾은 지구내부의 용융액체의 유동을 2차원 정상층류유동으로 가정하여 최초의 수치적인 시뮬레이션을 행하였다. Kikuchi⁽⁸⁾은 내부적으로 발열되며 아래 벽면에서도 가열되는 수평한 유체층의 난류자연대류에서 윗벽면과 아래평면의 온도 차이를 특성온도로 사용한 외부 Rayleigh 수가 2.2×10^6 에서 1.1×10^8 까지, 내부 Rayleigh 수가 2.3×10^6 에서 3.5×10^8 까지 범위에서 열전달량의 상관관계식을 구하였다.

상기 연구의 대부분은 발열유체가 수평면에 넓게

펼쳐져서 종횡비가 0.5 이하이며 벽면의 영향이 없다고 가정된 1차원 유체층에 주로 관심을 둔 것이다. 벽면의 영향을 고려한 사각형 밀폐공간 내부에 존재하는 발열유체에 관한 연구는 공학적으로 Resin등을 기본물질로 사용하는 발열화학반응 공정중에 포함되는 화학공업에 응용되거나⁽⁹⁾ Micro-Wave Heating에 응용 될 수 있다⁽¹⁰⁾. 최근에는 원자로 안정성에 관한 관심이 높아지면서 발열유체의 자연대류에 관한 연구가 많아지고 있다^(11,12). 가상적인 원자로 파열사고에서 노심이 용융되어, 일부는 자연히 방사능으로 오염된 공동(cavity) 부분이 생기고 동시에 높은 내부발열량을 가지는 많은 양의 핵분열유체가 이 공간내부에 존재하게 될 수 있다. 이때 발열유체의 냉각은 주로 자연대류 열전달에 의하여서 이루어지며 이 공간내부에서 제거되는 열량의 정확한 추정이 필요하게 된다. Schulenberg and Muller⁽¹³⁾는 원자로 파열사고후에 실제로 발생 될 수 있는 상황으로서 용해된 연료봉의 파편 입자가 유체용기의 아래쪽에서 응고되어서 다공성 물질을 이루고 있는 유체층에서의 자연대류유동의 성질, 온도분포 및 열전달량등을 층류유동으로 가정하여 수치적으로 연구하였다. Bergholz⁽¹⁴⁾는 종횡비가 1보다 큰 밀폐공간에서 발열유체에 발생된 열이 측면벽에 의하여 냉각될때 Oseen Linearization Method를 이용한 층류유동영역의 경계층방정식을 사용하여 해석적으로 벽면에서의 온도분포를 구하였으며 Emara and Kulacki⁽¹⁵⁾는 열면과 아래면이 단열된 종횡비가 1 및 0.5인 사각형 밀폐공간에서 Prandtl수가 0.05에서 20까지 변하고 내부 Rayleigh 수가 $5 \times 10^4 \sim 5 \times 10^8$ 범위에서 2차원 유동의 온도분포 및 유동상태를 층류유동영역에 이용되는 기본 방정식을 이용하여 수치적으로 연구하였다. 정사각 밀폐공간내부에서 Prandtl수가 6.05인 발열유체에 의해 자연대류가 일어날 때 내부 Rayleigh 수가 $1 \times 10^4 \sim 1.5 \times 10^5$ 범위에서 온도분포 및 유동형태를 Lee and Park⁽¹⁶⁾과 Lee and Goldstein⁽¹⁷⁾은 각각 수치적 및 실험적으로 구하였다.

본 논문에서는 상기 연구의 연장으로서 내부 Rayleigh 수가 $1 \times 10^4 \sim 1.5 \times 10^5$ 범위 일 때 Prandtl수가 6.05인 내부발열유체에 의해 자연대류가 일어나는 밀폐공간에서 종횡비가 1/2, 1/3 및 1/4로 변화할 때 유동, 온도분포 및 열전달특성을 수치적인 방법 및 실험적인 방법으로 연구하였다.

2. 기본방정식과 수치계산방법

Fig. 1에는 본 연구에서 선택한 수치계산 모델을 보여준다. 경사각이 θ 인 경사진 공간내부의 유체는 단위 체적당 H 의 열량을 발생하고 있으며 이 열량은 T_o^* 의 온도로 균일하게 유지하고 있는 4개의 벽면을 통하여 방출한다.

무차원 방정식을 얻기 위한 무차원 변수들을 다음과 같이 정의한다.

$$P^* = P^* + \rho_o \cdot g \cdot (y^* \cdot \cos \theta + x^* \cdot \sin \theta) \quad (1a)$$

$$T = \frac{T^* - T_o^*}{H \cdot L^2 / 8k}, \quad x = \frac{x^*}{L/2}, \quad y = \frac{y^*}{L/2} \quad (1b)$$

$$p = \frac{p'(L/2)^2}{\rho_o \cdot \nu^2}, \quad u = \frac{u^*(L/2)}{\nu}, \quad v = \frac{v^*(L/2)}{\nu} \quad (1c)$$

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot (L/2)^3}{\alpha \cdot \nu} \cdot \frac{H \cdot L^2}{8k}, \quad Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (1d)$$

무차원에 이용된 특성길이는 $L/2$ 이며 특성온도는 $(H \cdot L^2 / 8k)$ 이다. 여기서 특성온도는 높이가 L 인 발열유체층이 같은 온도로 유지되는 2개의 벽면 사이에 존재하며 발열량이 H 로써 발열유체의 열전도율이 k 일때 순수 전도에 의하여서만 벽면으로 열전달이 이루어질때 유체내부에서 발생할 수 있는 가능한 최대상승온도를 나타낸다. 식(1a)에서 p^* 는 국소정압(local static pressure)이며 p' 는 수력학적 압력을 포함하는 동압(dynamic pressure)을 의미하는 것이다.

정의된 무차원 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

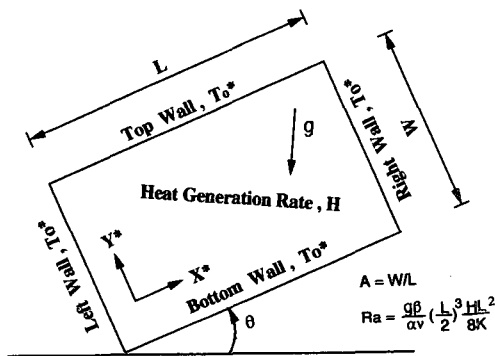


Fig. 1 Schematic representation of inclined rectangular enclosure containing heat generation within it

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{Ra}{Pr} T \cdot \sin \theta \quad (3)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{Ra}{Pr} T \cdot \cos \theta \quad (4)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \frac{2}{Pr} \quad (5)$$

무차원화된 경계조건은 아래와 같다.

$$x=0, \quad x=2, \quad y=0 \quad \text{및} \quad y=2A \quad \text{에서} \\ u(x, y) = v(x, y) = T(x, y) = 0 \quad (6)$$

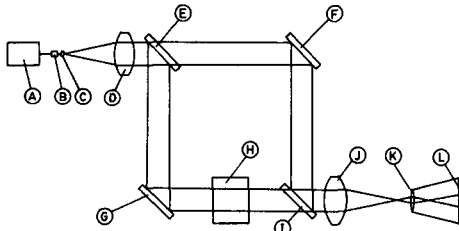
지배방정식은 Control-Volume Formulation⁽¹⁸⁾ 방법으로 차분화 하였다. 이 방법은 하나의 작은 제어체적에 관하여 기본방정식 (2)~(5)를 차분화 시키므로 본 연구의 목적에 부합할 수 있다. 최종 차분화된 방정식은 격자점 P 에서 다음과 같이 일반화 할 수 있다.

$$a_p \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (7)$$

여기서 ϕ 는 u, v 및 T 를 나타내며 첨자 nb 는 P 의 이웃하는 격자점을 나타낸다. \sum 는 모든 이웃하는 격자점의 합을 의미한다. 본 연구에서는 2차원 유동으로 가정하였기 때문에 4개의 이웃하고 있는 점이 있다. 차분방정식은 SIMPLE(semi implicit method for pressure linked equation) 알고리즘에 의해 해가 구하여진다. 격자점의 배열은 종횡비가 1/2, 1/3 및 1/4인 경우에 대해 각각 32×17 , 32×12 및 32×10 을 사용하였다. 실제 수치계산에서는 반복횟수가 100회 정도에서 수렴되었으며 밀폐공간내의 열평형(heat balance)이 0.1% 이내이고 각 계산값들이 10회이상 반복하는 동안 유효 4자리 안에서 변하지 않을 때를 수렴값으로 얻었다.

3. 실험장치 및 방법

전체 실험장치는 크게 2 부분으로 구분되며 그 하나는 광학유리창이 설치된 유체 용기이며 나머지는 유체용기 내부에 잠겨 있는 시험체적이다. 유체용기는 20mm 두께의 두꺼운 Plaexglass를 사용하며 체적은 $290 \times 300 \times 300$ mm이다. 이 용기의 양쪽 단면에는 두께 36mm, 지름 200mm이며 표면의 정밀도가 광파장의 1/4 범위에 해당하는 광학유



A : He-Ne Laser (15mW) B : Beam Expander
 C : Pin Hole D : Convex Lens (f=1500mm)
 E : Beam Splitter F : Full Reflection Mirror
 G : Full Reflection Mirror H : Test Apparatus
 I : Beam Splitter
 J : Convex Lens (f=1500mm)
 K : Long Focus Camera Lens
 L : Camera Screen

Fig. 2 Optical alignment in present study

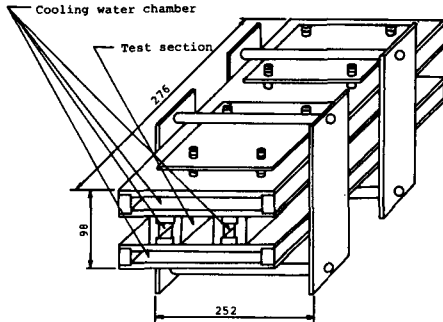


Fig. 3 Contitution of test volume

리창이 설치되어 있다. 이 유체용기는 360° 회전 및 상하 위치조정이 가능한 지지대 위에 놓여지며 지지대는 10mm 두께의 알루미늄판으로 제작되었다. 조립된 장치는 양쪽 끝의 광학유리를 통하여 광선이 투과될 수 있도록 Mach-Zehnder 간섭계의 시험광로에 놓여진다. 실험에 사용된 Mach-Zehnder 간섭계는 유효지름이 200mm이며 Fig. 2와 같은 광학계의 배치로 이루어져 있고 사용된 광원은 15mW He-Ne 레이저 광원을 사용하였다. 유체용기 내부에는 0.02molar 정도의 전기전도성을 가진 NaCl 수용액이 부어지며 Fig. 3과 같은 시험체적이 유체용기내부에 잠겨진다. 이 시험체적은 4개의 순환수통으로 구성되어 있으며 순환수통의 한쪽 벽면은 8mm 두께의 동판으로 제작되었으며 4개의 동판 벽면이 직사각형 밀폐공간의 냉각벽면 역할을 한다. 상하 순환수통의 체적은 각각 20×250×270mm이며 좌우 순환수통의 체적은 각각

40×30×270mm이다. 상하 순환수통사이의 간격은 40mm로 고정되어 있으며 좌우 순환수통 사이의 간격을 20mm 및 10mm로 배치하여 종횡비가 각각 1/2 및 1/4이 되게 하였다. 4개의 순환수통으로는 -10℃~100℃까지 온도가 조절되는 항온조로부터 순환수가 직렬로 공급되며 유량은 2l/min이다. 시험유체에 내부발열을 주기 위하여 좌우 냉각벽면에 Slide Transformer를 이용한 8V~60V의 60Hz 교류전기를 인가 시켜 H=300~6000 Watt/m³의 발열량을 얻었다.

실험을 시작할 때 시험유체의 온도 및 순환수의 온도는 실험실의 실내온도와 동일하게 지정된다. 밀폐공간의 냉각벽면 온도는 순환수의 온도와 같으므로 만약 실내온도와 순환수 온도 혹은 시험유체의 온도가 다르면 상호간의 열전달현상 때문에 밀폐공간 내의 유동현상이 정상상태에 도달하는데 까지 매우 오랜시간이 소요된다. 하나의 조건에서 실험이 완료되고 나서 경사각도 혹은 내부발열량등을 변화시킨 후에는 밀폐 공간 내부의 현상이 정상상태에 도달되기까지는 4시간 정도가 소요된다. 밀폐공간 냉각벽면온도의 동일성을 검정하기 위하여 12개의 0.3mm 지름의 C-C 열전대를 벽면에서 5mm 깊이로 삽입하여 온도를 측정하였으며 각 위치에서의 온도오차는 0.1℃ 이하이었다.

4. 결과 및 고찰

수치적 연구의 조건과 실험적 연구의 조건을 동일하게 선정하여 각각의 연구를 행하여 실험결과와 계산결과를 정량적으로 비교하여 이론계산의 타당성 정도를 밝히고 이에 따라 수치계산에 사용된 여러가지 가정의 영향 및 이론방정식의 적용 한계를 설정할 수 있다.

본 연구에서는 간섭계에 의해 촬영된 온도장과 같은 조건에서 수행된 수치계산의 온도분포에 대한 정성적인 비교를 행하며 이어서 몇가지 선정된 조건에서 온도분포 및 열전달계수등의 정량적인 비교를 행하였다. 이러한 정량적인 비교를 한 후 여러가지 조건의 수치계산에 대한 결과에 대해 정량적인 논의하였다.

4.1 실험결과와 이론계산의 비교

간섭계에 의한 실험에서는 각 경우에 대한 등온선분포, 수직 Fringe 및 수평 Fringe의 변화가 촬

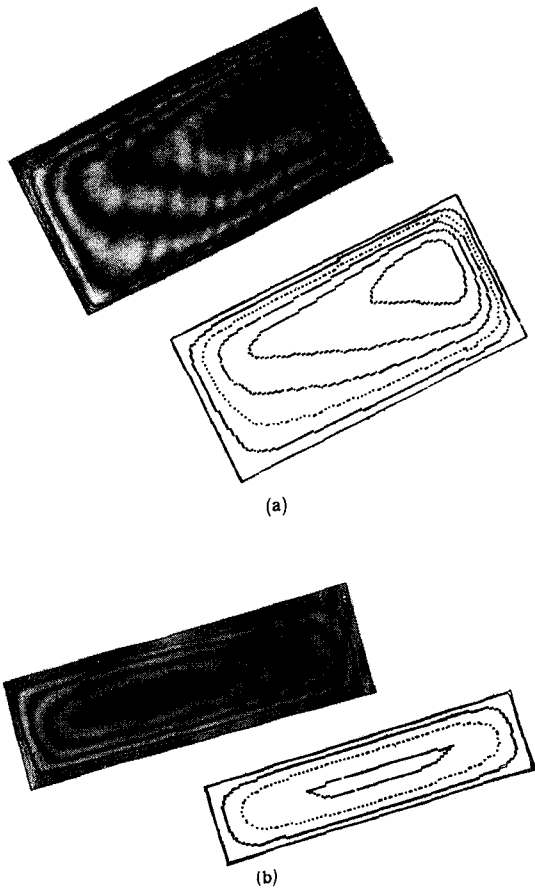


Fig. 4 (a) Comparison between experimental isotherms and numerical isotherms, $A=1/2$, $Ra=1.0 \times 10^5$, $\theta=15^\circ$
 (b) Comparison between experimental isotherms and numerical isotherms, $A=1/4$, $Ra=1.5 \times 10^5$, $\theta=15^\circ$

영되었다. 실험 및 이론계산이 수행된 여러가지 조건중에서 간섭계 실험 및 수치계산에 의한 등온선 분포의 예를 Fig. 4(a) 및 Fig. 4(b)에 보여준다. Fig. 4(a)는 $A=1/2$, $Ra=1.0 \times 10^5$ 및 $\theta=30^\circ$ 인 경우이며 Fig. 4(b)는 $A=1/4$, $Ra=1.5 \times 10^5$ 및 $\theta=15^\circ$ 인 경우이다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 밀폐공간내의 온도분포와 최대온도위치가 잘 일치하고 있다. Fig. 4(a)의 조건에서 수치 계산결과와 x 방향 및 y 방향에 대한 수직 및 수평 Fringe Mode 때의 간섭사진으로 구한 밀폐공간내의 온도 분포를 각각 Fig. 5(a) 및 Fig. 5(b)에 보여주며 밀폐공간내에서 온도의 최대편차는 3% 정도이다.

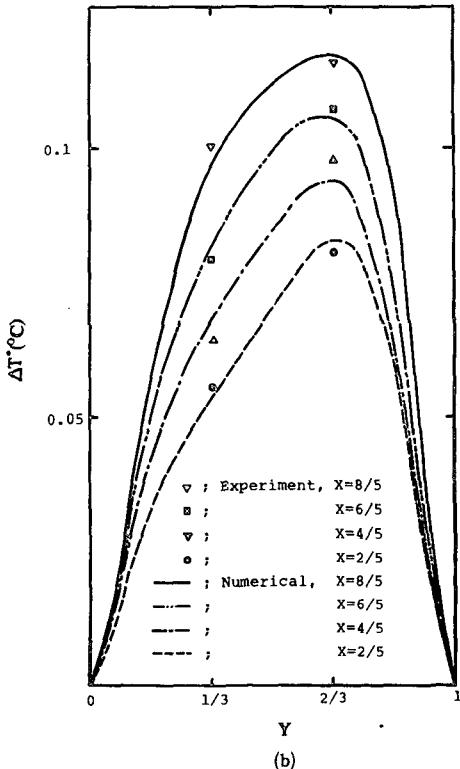
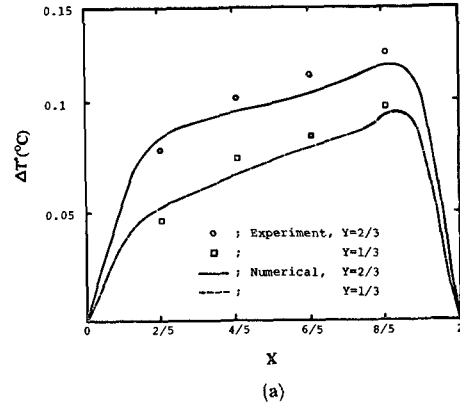


Fig. 5 (a) Comparison of temperature distributions between experimental and numerical results, along x axis, $A=1/2$, $Ra=1.0 \times 10^5$, $\theta=30^\circ$
 (b) Comparison of temperature distributions between experimental and numerical results, along y axis, $A=1/2$, $Ra=1.0 \times 10^5$, $\theta=30^\circ$

4.2 수치해석 결과 및 검토

실험결과와 수치계산결과와의 비교에서 본 연구에 사용한 이론모델과 계산결과와의 타당성이 입증되었으므로 열전달량 및 유동의 현상에 대한 중형비,

Rayleigh 수 및 경사각도 등에 대한 변수들의 영향을 수치계산 결과에 의하여 검토하였다.

수치계산은 중횡비가 1/2, 1/3 및 1/4, Rayleigh수가 1.0×10^4 , 5.0×10^4 , 1.0×10^5 및 1.5×10^5 , 그리고 경사각도가 0° , 15° , 30° , 45° , 60° , 75° 및 90° 의 전부 84개 경우에 대하여 수행하였다.

(1) 온도분포 결과

계산된 3가지 중횡비의 온도분포는 모두 유사하게 나타나며, Fig. 6에 대표적으로 중횡비가 1/2인 경우에 대한 등온선분포를 나타내었다. 계산된 Rayleigh 수가 1.0×10^4 , 5.0×10^4 , 1.0×10^5 및 1.5×10^5 일때 각 등온선의 무차원 온도차는 등간격으로 각각 0.1, 0.06, 0.03 및 0.02이며 실제 실험에서 적용한 한변의 길이를 특성길이로 한 유차원 온도차로 환산하면 각각 0.007°C , 0.021°C , 0.021°C 및 0.021°C 이다. 순수 열전도만에 의한 등온선의 분포는 이론적으로 밀폐공간의 기하학적 중심에 대하여 점대칭(point symmetric)이다. 그러나 밀폐공간의 내부유체는 자체적인 발열에 의하여 가열되며 이 발열량은 벽면에서 제거되면서 정상상

태에 도달된다. 가열에 의해 밀도가 작아진 유체부분은 부력에 의하여 상승하게 되며 이에 의하여 자연대류의 영향은 점대칭적인 등온선분포를 중력의 반대방향으로 상승시킨다. 따라서 그림에서 보는 바와 같이 자연대류의 영향은 중력 반대방향인 상부의 등온선 간격을 조밀하게 만든다. 자연대류의 존재는 내부발열에 의하여 발생된 열량이 주위의 냉각벽면으로 전달되는것을 촉진시키므로 자연대류의 발생은 유체내부의 온도상승을 약화시킨다. 일반적으로 계산결과에서 자연대류의 영향은 중횡비 및 Rayleigh 수가 클수록 강하게 나타나지만 경사각도에 대하여서는 간단하게 그 영향을 기술하기 어렵다. 자연대류 영향의 정도를 경사각도, 중횡비 및 Rayleigh수에 관하여 정량적으로 알기 위하여 2차원 순수 열전도에 의한 최대온도 상승값과 자연대류의 영향이 포함된 본 연구에서의 최대온도값을 비교하였다.

2차원 순수 열전도에 의한 최대온도 상승값 ΔT^*_{max2} 는 다음과 같다.

$$\Delta T^*_{max2} = \frac{H \cdot L^2}{8k} \left(1 - \frac{32}{\pi^2} \right)$$

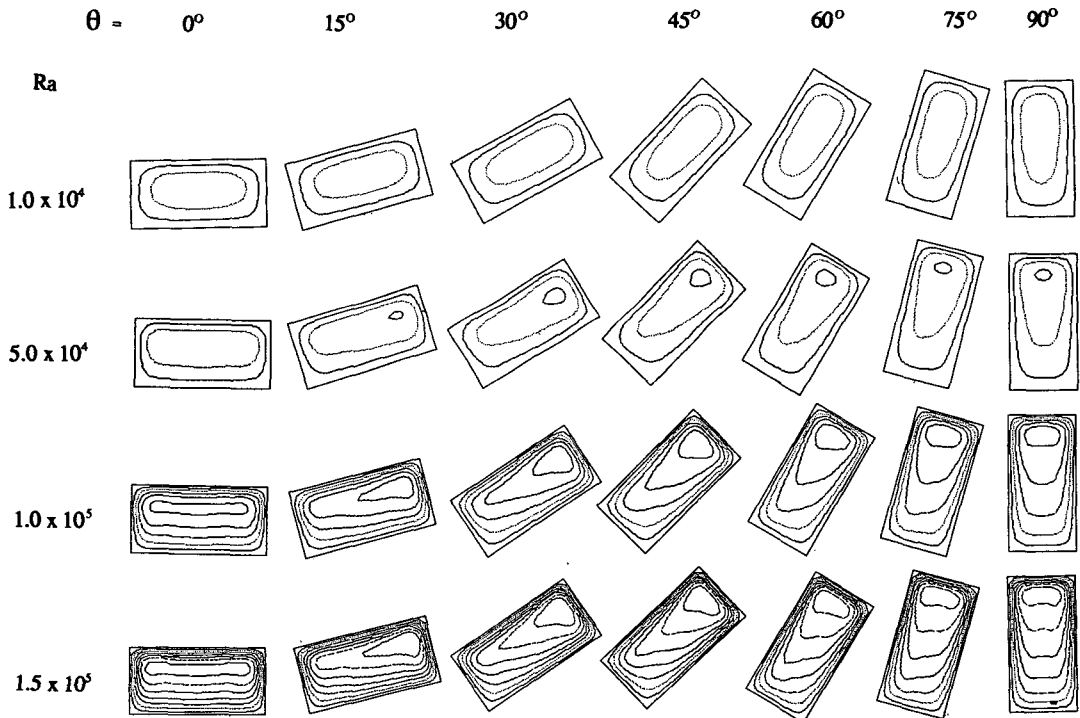


Fig. 6 Numerical isotherms, A=1/2

$$\sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)^3 \cdot \cosh\{(2n+1) \cdot \pi \cdot A/2\}} \quad (8)$$

상기식에 의하면 2차원적인 최대 온도상승치는 본 연구에서 채택된 1차원 유체층에서 가능한 최대 온도상승치인 $H \cdot L^2 / (8k)$ 값에 비하여 $A=1/4, 1/3$ 및 $1/2$ 인 경우에 각각 0.0622, 0.1091 및 0.2277 배이다. 따라서 자연대류의 영향이 포함되어 계산되는 밀폐공간내의 최대 온도상승치 ΔT_{max} 와 ΔT_{max2}^* 의 무차원 값인 ΔT_{max2} 와의 비율인 $TR (= \Delta T_{max} / \Delta T_{max2})$ 은 자연대류 영향을 나타내는 지표가 될 수 있으며 이 값이 1이면 자연대류의 영향이 없음을 나타내고 1보다 작은 정도가 자연대류의 영향을 나타낸다. 자연대류의 영향은 밀폐공간내의 최대온도의 크기뿐만 아니라 최대온도의 위치도 아울러 이동시킨다.

Table 1, 2 및 3에는 계산이 수행된 종횡비 1/4, 1/3 및 1/2에 대한 각각의 TR의 값과 최대온도 위치를 표시하였다. 여기에서 경사각도가 0° 및 90°에서 자연대류의 영향이 뚜렷이 나타나는 경우

에는 열전달 현상이 대칭성에 의하여 최대온도 위치가 두곳에 존재한다.

Table 1의 종횡비가 1/4인 경우, 계산된 TR의 값은 모든 경우에 99% 이상으로서 경사각도 및 Rayleigh수에 관계없이 자연대류의 영향이 미소함을 알 수 있으며 최대 온도 위치는 y 좌표의 중앙 부근의 0.25 근처에 좌우벽면의 중간위치에서 보다 약간 상승하여 나타난다.

Table 2의 종횡비가 1/3인 경우, Rayleigh수가 1.5×10^5 일때 경사각도가 0° 및 15°에서는 TR의 값이 약 92% 정도까지 줄어든다. 동일한 Rayleigh수에서는 경사각도가 60°인 경우에 TR이 가장 크게 계산되므로 자연대류의 영향이 가장 작게 나타남을 알 수 있다. 경사각도가 증가함에 따라 밀폐공간의 수평면 투사면적이 작아지고 수직면 투사면적은 증가하게 된다. 그러므로 경사각도가 증가되면 유체가 상하로 유동하는 길이가 길어지므로 부력에 의해 상승하는 유체와 벽면을 따라 하강하는 유체사이의 전단응력이 증가하여 자연대류 강도가 감소되기도 하지만 반면에 증가된 수직면의

Table 1 $TR (= \Delta T_{max} / \Delta T_{max2})$ and positions (x, y) of maximum temperature (aspect ratio=1/4)

θ		Ra	1.0×10^4	5.0×10^4	1.0×10^5	1.5×10^5
0	TR		0.9996	0.9994	0.9990	0.9975
	(x, y)		(1.000, 0.281) (—)	(1.000, 0.281) (—)	(1.000, 0.281) (—)	(1.000, 0.281) (—)
15	TR		0.9989	0.9997	0.9995	0.9980
	(x, y)		(1.030, 0.281)	(1.030, 0.281)	(1.100, 0.281)	(1.170, 0.281)
30	TR		1.0000	1.0000	0.9998	0.9990
	(x, y)		(1.030, 0.281)	(1.100, 0.281)	(1.230, 0.281)	(1.300, 0.281)
45	TR		1.0000	1.0000	1.0000	0.9999
	(x, y)		(1.030, 0.281)	(1.170, 0.281)	(1.300, 0.281)	(1.370, 0.281)
60	TR		1.0000	1.0000	1.0000	0.9999
	(x, y)		(1.030, 0.281)	(1.170, 0.281)	(1.300, 0.281)	(1.430, 0.281)
75	TR		0.9998	0.9996	0.9995	0.9995
	(x, y)		(1.030, 0.281)	(1.170, 0.281)	(1.300, 0.281)	(1.430, 0.281)
90	TR		0.9996	0.9994	0.990	0.9969
	(x, y)		(1.030, 0.250) (—)	(1.170, 0.250) (—)	(1.300, 0.250) (—)	(1.430, 0.250) (—)

Table 2 $TR(=\Delta T_{max}/\Delta T_{max2})$ and Positions(x, y) of maximum temperature (Aspect Ratio=1/3)

θ \ Ra		1.0×10^4	5.0×10^4	1.0×10^5	1.5×10^5
		0	TR	0.9986	0.9858
	(x, y)	($\underline{1.000}, 0.367$)	($\underline{1.000}, 0.367$)	($\underline{1.000}, 0.367$)	($\underline{1.000}, 0.367$)
15	TR	1.0000	0.9858	0.9509	0.9188
	(x, y)	(1.030, 0.367)	(1.030, 0.367)	(1.100, 0.367)	(1.230, 0.367)
30	TR	1.0000	0.9876	0.9555	0.9326
	(x, y)	(1.030, 0.367)	(1.100, 0.367)	(1.430, 0.367)	(1.630, 0.367)
45	TR	1.0000	0.9904	1.9683	0.9528
	(x, y)	(1.100, 0.367)	(1.370, 0.367)	(1.630, 0.367)	(1.700, 0.367)
60	TR	1.0000	0.9922	0.9766	0.9583
	(x, y)	(1.100, 0.367)	(1.430, 0.367)	(1.630, 0.367)	(1.700, 0.367)
75	TR	0.9995	0.9922	0.9757	0.9555
	(x, y)	(1.100, 0.367)	(1.500, 0.367)	(1.630, 0.367)	(1.700, 0.367)
90	TR	0.9986	0.9885	0.9711	0.9509
	(x, y)	($\underline{1.000}, 0.333$)	($\underline{1.500}, 0.333$)	($\underline{1.700}, 0.333$)	($\underline{1.770}, 0.333$)

투사면적으로 인하여 냉각벽면을 따라 하강되는 유체의 유동에 대한 관성력을 증가시키므로 자연대류 강도가 증가될 수 있다. 따라서 경사각도가 60°인 경우에 전단응력의 증가가 가장 크면 관성력의 증가가 가장 작을 것이라 판단된다.

Table 3의 종횡비가 1/2 경우, Rayleigh수가 5.0×10^4 일때 경사각도가 30°에서 자연대류 강도가 가장 약화 되었음을 볼 수 있다. 이는 종횡비의 증가에 따라 전단 응력의 증가는 30°에서 가장 크고 그 이상의 경사각도에서는 냉각벽면을 따라 하강하는 유체의 관성력이 증가되기 때문이라 판단된다. 최대온도의 위치는 다른 종횡비와는 달리 경사각도가 0°일때 Rayleigh수의 증가에 따라 상승되며, $Ra=1.0 \times 10^5$ 일때는 $\theta=60^\circ$ 이상에서, 그리고 $Ra=1.5 \times 10^5$ 일때는 $\theta=45^\circ$ 이상에서 그 위치가 x 방향 전체길이의 약 90% 높이에 까지 상승되어 나타난다. 따라서 계속되는 Rayleigh수의 증가에 의해서도 최대온도 위치는 크게 변하지 않을 것이라 판단된다.

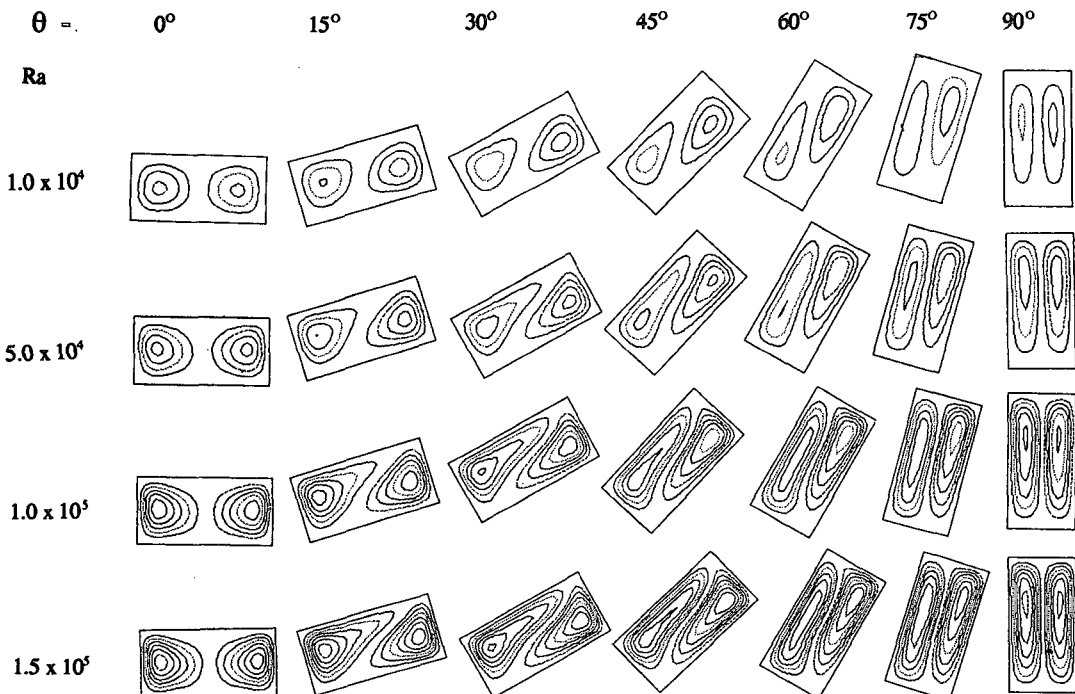
(2) 유선분포 결과

계산된 3가지 종횡비의 유선분포는 모두 유사하게 나타나며 Fig. 7에 대표적으로 종횡비가 1/2인 경우에 대한 유선분포를 나타내었다. 계산된 Rayleigh수가 1.0×10^4 , 5.0×10^4 , 1.0×10^5 및 1.5×10^5 일때 각 유선간의 차이를 등간격으로 나타내었으며 무차원 값은 각각 0.1, 0.2, 0.2 및 0.2이다. 종횡비, 경사각도 및 Rayleigh수에 따라 유동의 강도는 다르지만 모든 경우에 밀폐공간 내부의 유동은 2-Roll 대류유동 영역이다. 두개의 Roll이 각각 시계방향 및 반시계방향의 유동방향을 가지며 이는 내부발열에 의하여 가열된 유체가 밀폐공간의 중앙부분에서 상승하여 벽면에 충돌하고 두 부분으로 나누어져서 다른 벽면을 따라 하강하기 때문이다. 종횡비 또는 Rayleigh수가 클수록 자연대류의 유동이 강해지며 경사각도에 따라서는 임의적으로 언급하기가 어렵다.

Table 4, 5 및 6에는 각각 종횡비가 1/4, 1/3 및 1/2일때 밀폐공간 내부에서의 최소 및 최대 유동함

Table 3 $TR(=\Delta T_{max}/\Delta T_{max2})$ and positions(x, y) of maximum temperature(aspect ratio=1/2)

θ \ Ra		1.0×10^4	5.0×10^4	1.0×10^5	1.5×10^5
		0	TR	0.9348	0.7645
	(x, y)	(1.000, 0.567) (—)	(1.000, 0.633) (—)	(1.570, 0.781) (0.430, 0.700)	(1.630, 0.700) (0.370, 0.700)
15	TR	0.9392	0.8018	0.7333	0.6929
	(x, y)	(1.170, 0.567)	(1.573, 0.633)	(1.700, 0.700)	(1.700, 0.700)
30	TR	0.9498	0.8251	0.7429	0.6924
	(x, y)	(1.300, 0.567)	(1.630, 0.633)	(1.700, 0.700)	(1.700, 0.700)
45	TR	0.9594	0.8237	0.7249	0.6722
	(x, y)	(1.370, 0.567)	(1.700, 0.567)	(1.700, 0.633)	(1.770, 0.700)
60	TR	0.9629	0.8237	0.7249	0.6722
	(x, y)	(1.430, 0.567)	(1.700, 0.567)	(1.770, 0.633)	(1.770, 0.633)
75	TR	0.9686	0.8167	0.7184	0.6652
	(x, y)	(1.430, 0.500)	(1.700, 0.500)	(1.770, 0.567)	(1.770, 0.633)
90	TR	0.9708	0.8154	0.7153	0.6613
	(x, y)	(1.430, 0.500) (—)	(1.700, 0.500) (—)	(1.770, 0.500) (—)	(1.770, 0.633) (1.770, 0.367)

**Fig. 7** Numerical stream lines, $A=1/2$

수 값을 나타내었다. 여기에서 양으로 표시된 최대 유동함수 및 음으로 표시된 최소유동함수는 각각 반시계방향 및 시계방향으로 회전하는 Roll의 중심에서의 유동함수 값이며 각각의 절대값이 유동의 세기를 나타낸다. 계산된 모든 경우의 전체적인 유동강도의 변화를 살펴보면, 모든 Rayleigh 및 중횡비에서 경사각도가 0° 및 90°일때 내부발열에 의한 자연대류현상의 유동 특성상 두방향의 세기가 동일하게 나타나며 경사각도가 증가함에 따라 시계방향 유동의 세기가 반시계방향 유동의 세기보다 크게 나타난다.

Table 4의 중횡비 1/4인 경우, 경사각도가 증가함에 따라 $Ra=1.0 \times 10^4$ 에서는 반시계방향 및 시계방향 유동의 세기가 모두 감소한다. $Ra=5.0 \times 10^4$ 에서는 시계방향 유동의 세기가 $\theta=75^\circ$ 에서 $\theta=60^\circ$ 일때 보다 약간 상승하다가 감소하며 반시계방향 유동의 세기는 $\theta=90^\circ$ 에서 $\theta=75^\circ$ 일 때 보다 약간 상승한다. Rayleigh수가 1.0×10^5 및 1.5×10^5 인 경우에는, 반시계방향 유동의 세기는 경사각도가 증가함에 따라 감소하다가 각각 $\theta=90^\circ$ 및 75° 에서 증가하며 시계방향 유동의 세기는 $\theta=15^\circ$ 및 30° 에서 증가하다가 점차 감소하는 경향을 나타낸다.

다. 모든 경사각도에서 유동함수의 크기는 대략 Rayleigh수에 비례한다.

Table 5의 중횡비가 1/3인 경우, 유동세기의 변화에 대한 경향은 중횡비가 1/4인 경우와 유사하게 나타나며 $\theta=15^\circ$ 및 30° 에서의 증감경향의 변화는 낮은 Rayleigh수인 5.0×10^4 까지 낮아져서 나타난다. 유동함수의 절대값은 동일한 Rayleigh수 및 경사각도에서 중횡비가 1/4인 경우에 비하여 2~3배 정도 크다. 즉 유동의 세기는 Rayleigh수에 거의 비례하지만 중횡비에 대하여서는 비례하지 않는다.

Table 6의 중횡비 1/2인 경우, Rayleigh수 및 경사각도가 동일할때 유동함수의 절대값은 중횡비 1/4에 비하여 10~22배, 중횡비 1/3에 비하여 2~8배 정도 증가하였다. 중횡비가 1/2인 경우에도 앞의 중횡비와 마찬가지로 두방향 유동강도의 증감경향은 유사하게 나타나며 계산된 모든 Rayleigh수에서 두방향 유동 강도의 증감 경향은 $\theta=15^\circ$ 에서 바뀌었다.

본 연구에서 채용한 세가지의 중횡비를 가진 밀폐공간에 유동함수값을 절대값으로 검토한 유동의 강도는 대략적으로 중횡비의 4승에 비례한다고 할

Table 4 Maximum and minimum stream function within the enclosure (aspect ratio=1/4)

$\theta \backslash Ra$	1.0×10^4	5.0×10^4	1.0×10^5	1.5×10^5
0	+0.0145 -0.0145	+0.0722 -0.0722	+0.1420 -0.1420	+0.2090 -0.2090
15	+0.0140 -0.0141	+0.0684 -0.0711	+0.1330 -0.1430	+0.1920 -0.2130
30	+0.0137 -0.0139	+0.0664 -0.0708	+0.1270 -0.1440	+0.1830 -0.2160
45	+0.0127 -0.0130	+0.0609 -0.0669	+0.1150 -0.1370	+0.1640 -0.2080
60	+0.0109 -0.0111	+0.0517 -0.0508	+0.0974 -0.1200	+0.1390 -0.1840
75	+0.0100 -0.0101	+0.0485 -0.0522	+0.0953 -0.1070	+0.1410 -0.1630
90	+0.0099 -0.0099	+0.0498 -0.0498	+0.0995 -0.0995	+0.1490 -0.1490

Table 5 Maximum and minimum stream function within the enclosure (aspect ratio=1/3)

$\theta \backslash Ra$	1.0×10^4	5.0×10^4	1.0×10^5	1.5×10^5
0	+0.0587 -0.0587	+0.2750 -0.2750	+0.4820 -0.4820	+0.6380 -0.6380
15	+0.0566 -0.0579	+0.2540 -0.2800	+0.4330 -0.4990	+0.5720 -0.6580
30	+0.0544 -0.0570	+0.2340 -0.2850	+0.3890 -0.5040	+0.4970 -0.6650
45	+0.0487 -0.0522	+0.2020 -0.2680	+0.3340 -0.4680	+0.4320 -0.6170
60	+0.0436 -0.0470	+0.1820 -0.2440	+0.3010 -0.4420	+0.3920 -0.5890
75	+0.0385 -0.0411	+0.1670 -0.2140	+0.3010 -0.3960	+0.4220 -0.5370
90	+0.0369 -0.0369	+0.1810 -0.1810	+0.3400 -0.3400	+0.4740 -0.4740

Table 6 Maximum and minimum stream function within the enclosure (aspect ratio=1/2)

θ	Ra			
	1.0×10^4	5.0×10^4	1.0×10^5	1.5×10^5
0	+0.3240	+0.8610	+1.1300	+1.3200
	-0.3240	-0.8610	-1.1300	-1.3200
15	+0.3050	+0.8040	+1.1100	+1.3100
	-0.3450	-0.8770	-1.1500	-1.3200
30	+0.2780	+0.7320	+1.0300	+1.2400
	-0.3440	-0.8620	-1.1700	-1.3900
45	+0.2470	+0.6590	+0.9280	+1.1200
	-0.3260	-0.8430	-1.1600	-1.3900
60	+0.2140	+0.6050	+0.9000	+1.1100
	-0.3000	-0.8000	-1.1400	-1.3800
75	+0.1940	+0.6550	+0.9740	+1.1800
	-0.2580	-0.7680	-1.0900	-1.3100
90	+0.2230	+0.7170	+1.0300	+1.2400
	-0.2230	-0.7170	-1.0300	-1.2400

수 있다.

(3) 열전달량

국소 및 평균 열전달량은 특성길이 $L/2$ 과 특성온도 $H \cdot L^2 / (8k)$ 를 사용하여 아래와 같이 정의하였다.

윗벽면과 아래벽면의 열전달량은 다음과 같이 정의하였다.

$$Nu_T \text{ or } Nu_B = \frac{\left. \frac{\partial T^*}{\partial x^*} \right|_{wall} \cdot \frac{L}{2}}{H \cdot L / (8k)} = \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{wall} \quad (9)$$

$$\overline{Nu_T} \text{ or } \overline{Nu_B} = \frac{1}{2} \int_0^2 Nu_x dx \quad (10)$$

왼쪽벽면과 오른쪽벽면의 열전달량은 다음과 같이 정의하였다.

$$Nu_L \text{ or } Nu_R = \frac{\left. \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \right|_{wall} \cdot \frac{L}{2}}{H \cdot L / (8k)} = \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{wall} \quad (11)$$

$$\overline{Nu_L} \text{ or } \overline{Nu_R} = \frac{1}{2A} \int_0^{2A} Nu_y dy \quad (12)$$

정상상태에서는 유체내부에서 발열되는 열량과 벽면으로 전달되는 열량이 같으므로 이를 실험결과 및 계산결과의 검증을 위한 하나의 방법으로서 채택하였으며 열평형을 고려하면 아래와 같은 등식이

성립된다.

$$(\overline{Nu_T} + \overline{Nu_B}) / A + (\overline{Nu_L} + \overline{Nu_R}) = 4 \quad (13)$$

$TR=1$ 인 경우, 즉 자연대류가 존재하지 않으면 각각의 종횡비에서 평균열전달량은 다음과 같다.

$$A=1/4 : \overline{Nu_T} = \overline{Nu_B} = 0.431, \quad \overline{Nu_L} = \overline{Nu_R} = 0.271$$

$$A=1/3 : \overline{Nu_T} = \overline{Nu_B} = 0.545, \quad \overline{Nu_L} = \overline{Nu_R} = 0.363$$

$$A=1/2 : \overline{Nu_T} = \overline{Nu_B} = 0.725, \quad \overline{Nu_L} = \overline{Nu_R} = 0.550$$

본 연구에서 채택된 밀폐공간에서 x 방향 길이 L 이 일정하게 사용되었으며 길이가 L 인 윗벽면과 아래벽면에서 Nu_B 의 분포를 검토하면 종횡비의 변화에 따른 국소 열전달량의 변화를 잘 볼 수 있다. Fig. 8 및 Fig. 9에는 $Ra=1.5 \times 10^5$ 및 $\theta=45^\circ$ 인 경우의 Nu_T 및 Nu_B 의 분포를 각각 보여준다. 종횡비가 증가함에 따라 Nu 가 증가되고 특히 $x=1.7$ 부근에서 Nu 의 증가에 현저한 영향을 미치며, 이 x 위치는 최대온도의 위치에 해당됨을 Table 2 및 Table 3에서 알 수 있다. 그러므로 국소열전달에 대한 종횡비의 영향은 최대온도의 위치에서 가장 큰것임을 예측할 수 있다.

Fig. 10, Fig. 11 및 Fig. 12에는 각각 종횡비가 1/4, 1/3 및 1/2의 경우에 경사각도에 따른 평균열전달량의 변화를 여러가지 Rayleigh수에 대하여 나타내었다. 종횡비가 1/4인 Fig. 10에서 보면 Rayleigh수의 경우에 $\overline{Nu_R}$ 및 $\overline{Nu_B}$ 는 경사각도에 따라 증가하며 $\overline{Nu_L}$ 및 $\overline{Nu_T}$ 는 감소되고 Rayleigh수가 클수록 증가율 또는 감소율이 커진다. 만약 자연대류가 발생하지 않는다면 $\overline{Nu_L}$ 및 $\overline{Nu_R}$ 그리고 $\overline{Nu_T}$ 및 $\overline{Nu_B}$ 는 경사각도에 무관하여야 한다. 이는 $Ra=1.0 \times 10^4$ 인 경우에 확인된다. 경사각도 증가에 따라 $\overline{Nu_R}$ 이 증가하는것 만큼 $\overline{Nu_L}$ 이 감소되며 $\overline{Nu_B}$ 가 증가하는것 만큼 $\overline{Nu_T}$ 의 감소가 보인다. 종횡비가 1/3인 경우의 Fig. 11에서 보면, 종횡비 1/4인 경우보다 경사각도에 따르는 \overline{Nu} 의 변화가 명백해 진다. 경사각도 90° 에서 $\overline{Nu_T}$ 및 $\overline{Nu_B}$ 는 모든 Rayleigh수에서 $TR=1$ 인 경우의 \overline{Nu} 값인 0.545 근처가 된다. 이는 경사각도 90° 인 경우, x 가 큰 위치에서 자연대류 발생에 의한 국소적인 열전달은 x 가 작은 위치에서 보다 훨씬 크지만 이들의 x 방향 평균치는 자연대류의 존재에 민감하지 않다는 뜻이다. 이 현상은 경사각도 0° 인 경우의 $\overline{Nu_L}$ 및 $\overline{Nu_R}$ 에서도 근사하게 나타남을 볼 수 있다. $\overline{Nu_L}$ 은 경사각도 0° 일때 Rayleigh수가 큰 경우

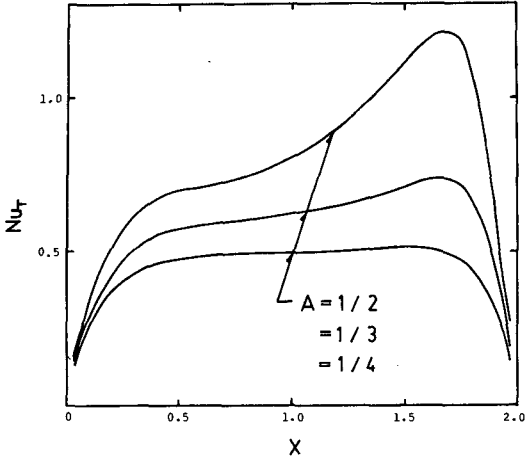


Fig. 8 Distributions of Nu_T along with x Axis, $Ra = 1.5 \times 10^5$, $\theta = 45^\circ$

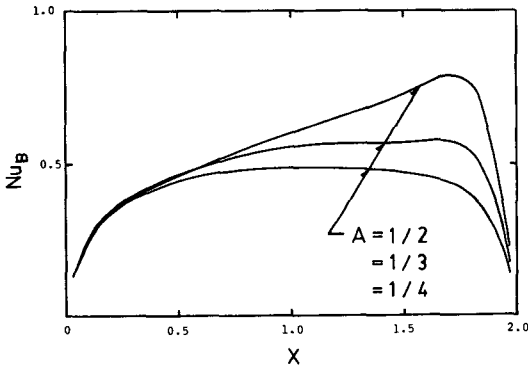


Fig. 9 Distributions of Nu_B along with x Axis, $Ra = 1.5 \times 10^5$, $\theta = 45^\circ$

에 더 큰 값을 나타내지만 경사각도 15° 이상에서는 \overline{Nu}_T 가 작을수록 더 큰 값을 갖는다. \overline{Nu}_T 도 Nu_L 과 같은 양상을 보이나 경사각도가 60° 보다 큰 경우에 나타난다. 이의 이유는 \overline{Nu}_L 의 경우에 경사각도 15° 이상에서 Rayleigh수의 증가가 등온선 분포의 상향 이동을 촉진시키기 때문이며 \overline{Nu}_T 의 경우에는 경사각도 60° 를 전후하여 Thermal Plume의 충돌위치가 윗벽면에서 오른쪽 벽면으로 이동하기 때문이다. Fig. 12의 종횡비 1/2인 경우, 종횡비 1/3인 경우에 비하여 Rayleigh수의 영향이 더욱 현저하게 나타나며 특히 \overline{Nu}_R 은 경사각도에 따라 영향을 많이 받는다. \overline{Nu}_T 및 \overline{Nu}_B 는 경사각도 90° 에서 종횡비 1/3에서와 같은 거동을 보이며 이로써 \overline{Nu}_T 및 \overline{Nu}_B 는 Rayleigh수 및 종횡비의 관계없이 경사각도 90° 인 경우에는 자연대

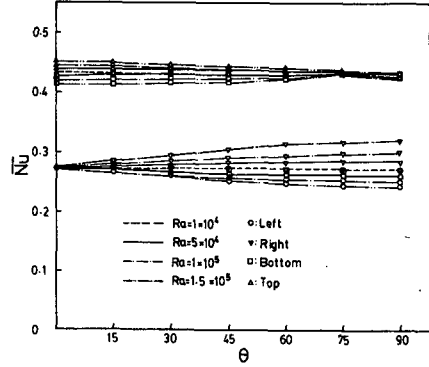


Fig. 10 Effect of inclined angle on \overline{Nu} of each wall for various Rayleigh Numbers, $A=1/4$

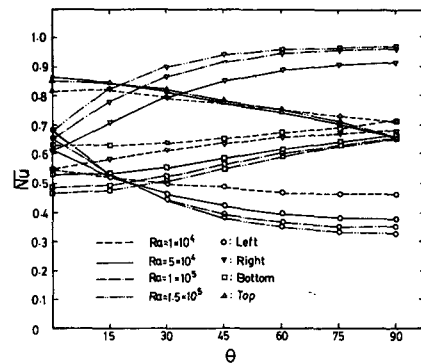
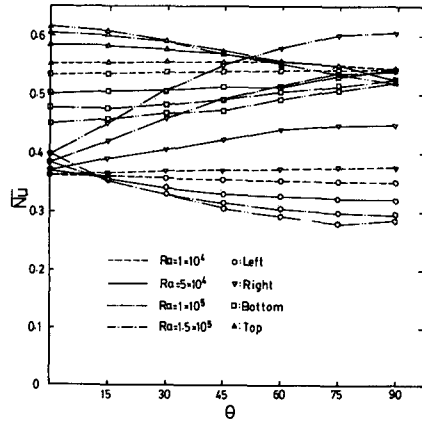


Fig. 12 Effect of inclined angle on \overline{Nu} of each wall for various Rayleigh Numbers, $A=1/2$

류의 영향을 거의 받지 않는다고 할 수 있다. 경사각도에 따른 \overline{Nu}_L 의 변화는 종횡비 1/3에서 설명한 바와 같은 거동을 보이나 \overline{Nu}_T 는 경사각도 45° 이상에서 Rayleigh수의 증가에 따라 감소된다.

5. 결 론

중횡비가 1/2, 1/3 및 1/4인 직사각형 밀폐공간내의 유체가 부피적으로 균일한 발열량을 가지면서 가열되는 경우, Rayleigh 수가 $1.0 \times 10^4 \sim 1.5 \times 10^5$ 범위에서 경사각도가 $0^\circ \sim 90^\circ$ 로 변화할때 실험 및 이론적 연구에 의하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 중횡비가 1/3 및 1/2인 경우에 동일한 Rayleigh수에서 자연대류의 영향은 경사각도가 각각 60° 및 30° 에서 가장 작게 나타나지만 두 중횡비에서 모두 경사각도 0° 에서 가장 크게 나타난다.

(2) 자연대류 유동의 강도는 동일한 Rayleigh수 및 경사각도에서 개략적으로 중횡비의 4승에 비례한다.

(3) 중횡비가 1/4인 경우, 본 연구에서 채용된 Rayleigh수 범위에서 자연대류의 영향은 거의 없다. 따라서 하나의 무차원 변수만으로 직사각형 밀폐공간내에서 내부발열에 의한 자연대류의 영향을 표시하기 위하여서는 중횡비가 포함된 특성길이를 사용하는 Rayleigh수의 도입이 요구된다.

(4) 중횡비가 1/3 및 1/2인 경우에 경사각도가 90° 이면 Rayleigh수의 변화에 따라 윗벽면과 아래 벽면에서 국소열전달계수의 분포에 많은 영향이 생기나 이의 평균치인 평균열전달계수에는 거의 영향이 없다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 터보-동력기계연구센터의 지원으로 수행된 연구의 일부이며 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Bethe, H.A., 1968, "Energy Production in Stars," Science, Vol. 161, pp. 541~547.
- (2) Runcorn, S.K., 1962, "Convective Currents in the Earth's Mantle," Nature, Vol. 195, pp. 1248~1249.
- (3) Tozer, D.C., 1966, "Heat Transfer and Convection Currents," Proceedings Royal Society, Vol. A258, pp.252~271.
- (4) Gaskell, T.F., ed., 1967, The Earth's Mantle,

Academic Press, New York.

- (5) Tritton, D.J. and Zarraga, M.N., 1967, "Convection in Horizontal Layers with Internal Heat Generation-Experiments," J. Fluid Mech., Vol.30, pp. 21~31.
- (6) Kulacki, F.A. and Goldstein, R.J., 1972, "Thermal Convection in an Horizontal Fluid Layer with Uniform Volumetric Energy Sources," J. Fluid Mech., Vol.55, pp.271~287.
- (7) Mckenzie, D.P., Roberts, J.M. and Weiss, N.O., 1974, "Convection in the Earth's Mantle: Towards a Numerical Simulation," J. Fluid Mech., Vol.62, pp. 465~538.
- (8) Kikuchi, Y., Kawasaki, T. and Shioyama, T., 1982, "Thermal Convection in a Horizontal Fluid Layer Heated Internally and from Below," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 25, pp.363~370.
- (9) Suo-Anttila, A.J. and Catton, I., 1975, "The Effect of a Stabilizing Temperature Gradient on Heat Transfer from a Molten Fuel Layer with Volumetric Heating," ASME J. Heat Transfer, Vol.97, pp. 544~548.
- (10) Suo-Anttila, A.J. and Catton, I., 1977, "An Experimental Study of a Horizontal Layer of Fluid with Volumetric Heating and Unequal Surface Temperature," AIChE Symposium Series, Vol.73, pp.72~77.
- (11) Baker, L. Jr., Faw, R.E. and Kulacki, R.A., 1976, "Postaccidental Heat Removal-Part I: Heat Transfer within an Internally Heated Nonboiling Liquid Layer," Nuc. Sci. & Engrg., Vol.66, pp.223~230.
- (12) Baker, L. Jr. and Faw, R.E., 1976, "Postaccidental Heat Removal-Part II: Heat Transfer from an Internally Heated Liquid to a Melting Solid," Nuc. Sci. & Engrg., Vol.66, pp.231~238.
- (13) Schulenberg, T. and Muller, U., 1984, "Natural Convection in Saturated Prouis Layers with Internal Heat Sources," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.27, No.5, pp. 677~685.
- (14) Bergholz, R.F., 1980, "Natural Convection of a Heat Geneating Fluid in a Closed Cavity," ASME J. Heat Transfer, Vol.102, pp.242~247.
- (15) Emara, A.A. and Kulacki, F.A., 1980, "A

- Numerical Investigation of Thermal Convection in a Heat-Generating Fluid Layer," ASME J. Heat Transfer, Vol. 102, pp.531~537.
- (16) Lee Jae-Heon and Park Man-Heung, 1984, "Natural Convection Flow and Heat Transfer in an Inclined Square Containing Internal Energy Sources," Trans. KSME, Vol.8, No. 2, pp. 171~177.
- (17) Lee Jae-Heon and Goldstein, R.J., 1988, "An Experimental Study on Natural Convection Heat Transfer in an Inclined Square Enclosure Containing Internal Energy Sources," ASME J. Heat Transfer, Vol.110, pp. 345~349.
- (18) Patankar, S.V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere Publishing Corporation.