

사각공간내에서의 부분바닥가열에 의한 자연대류에 관한 연구

Natural Convection in a Rectangular Enclosure with Localized Heating from Below

한 화 택*
H. T. Han

Key words : Natural Convection(자연대류), Low Reynolds $k-\epsilon$ Turbulence Model(저 레이놀즈 $k-\epsilon$ 난류 모델), Partial Heating(부분가열), Rectangular Enclosure(사각밀폐공간), Ondol(온돌)

Abstract

In this study, the geometry consists of a two-dimensional rectangular enclosure with localized heating from below. The size and the location of the heater on the floor has been varied, and one of the vertical walls remains at a low temperature simulating a cold window. The governing equations for momentum, energy and continuity, which are coupled with turbulent equations have been solved using a finite volume method. A low Reynolds number $k-\epsilon$ model has been incorporated to solve the turbulent kinetic energy and the dissipation rate. The heat transfer characteristics and the thermal environmental characteristics of the room have been obtained for various system parameters in a room with a partially heated floor.

기호설명

F_n : 형상계수	Pr : Prandtl 수 ($=\nu/a$)
g : 중력가속도 [$9.8m/s^2$]	Pr_T : 난류 Prandtl 수
h : 열전달계수 [W/m^2C]	Ra : Rayleigh수 ($=g\beta(T_{hot}-T_{cold})L^3/a\nu$)
H : 사각공간의 높이 [m]	R_T : 난류 Reynolds 수 ($=k^2/\nu\epsilon$)
i : 수평방향 단위벡터	s : 가열면의 중심까지의 거리 [m]
j : 수직방향 단위벡터	T : 온도 [$^{\circ}C$]
k : 사각공간의 길이 [m]	u : 속도벡터 [m/s]
L : 가열면의 크기 [m]	u : 수평 속도성분 [m/s]
\bar{l} : 평균복사온도 (Mean Radiant Temperature)	v : 수직 속도성분 [m/s]
MRT : Nusselt수 ($=hL/\lambda$)	v_{ref} : 자연대류특성속도 ($=\sqrt{g\beta(T_{hot}-T_{cold})L}$)
Nu : 난류운동에너지 [m^2/s^2]	VRT : 벡터복사온도(Vector Radiant Temperature)
OT : 작용온도 (Operative Temperature)	x : 수평좌표 [m]
	y : 수직좌표 [m]

* 정희원, 국민대학교 기계설계학과

그리스문자

α	: 열확산계수 [m^2/s]
β	: 열팽창계수 [$1/^\circ\text{C}$]
Δy_{\min}	: 수직방향의 최소 격자 크기 [m]
ε	: 난류운동에너지 소산율 [m^2/s^3]
ϕ_n	: 공간내의 점과 벽체위의 제한체적이 이루는 각도
λ	: 열전도율 [$\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$]
ν	: 동점성계수 [m^2/s]
ν_T	: 난류 동점성계수 [m^2/s]
ρ	: 유체 밀도 [kg/m^3]
σ_ε	: 난류운동에너지 소산율 확산계수 [m^2/s]
σ_k	: 난류운동에너지 확산계수 [m^2/s]
θ	: 무차원온도 $(= (T - T_{\text{cold}}) / (T_{\text{hot}} - T_{\text{cold}}))$

1. 서 론

온돌은 오래전 부터 주거용 난방방식으로 널리 이용되어 왔으며 우리 민족에게는 난방방식 이상의 중요한 의미를 지니고 우리 고유의 생활양식 및 문화 형성에도 큰 영향을 미쳐 왔다. 이는 바닥면 가열에 의한 온돌 난방방식이 가져다 주는 특유의 실내 열환경 조건에 기인한다고 할 수 있겠다. 근래에는 전통적인 온돌 방식이 다양하게 개선, 발전되어 온수 파이프를 이용하여 아파트 등과 같은 밀집형 주거형태에 알맞도록 변형되어 왔고, 전선화와 조립화등의 새로운 공법이 시도되고 있다. 또 최근 들어 에너지 절약적 차원에서 건물 구조체의 단열 성능이 강화됨에 따라 비교적 낮은 바닥온도로도 실내공기의 난방이 충분하기 때문에 우리가 전통적으로 이용하여 오던 온돌바닥의 따스함을 확보하기는 어려워졌다. 이와같은 현상에 대한 보완책으로 온돌바닥 전체를 가열 하지않고 난방면적을 줄이는 대신 바닥온도를 높여 우리의 습성에 적합한 조건으로 난방을 하고자 하는 부분난방방식(partial heating system)이나 차분난방방식(differential heating system)에 대한 관심이 높아지고 있다.^[1] 이러한 새로운 온돌 난방방식에 의한 실내 열환경의 개선이나 난방용 소비에너지의 절감을 위해서는 기본적으로 다양한 온돌구조체에 대한 정확한 열전

달 해석 및 열환경 해석 방법의 정립이 필요하다.

사각공간내에서의 자연대류 열전달문제는 공학적으로 매우 흥미있는 문제이고 응용분야가 다양하여 지금까지 무수히 많은 실험과 수치해석 연구가 진행되어 왔다. 수치 유체층내의 수평 온도구배에 의한 자연대류 유동과 수평 유체층내에 불안정한 온도 구배에 의한 Benard 대류유동이 그중 대표적인 문제이며 정사각형 내에서의 수평온도구배에 의한 자연대류문제는 수치해석 방법의 검증 등에 종종 사용되고 있다.^[2] 최근들어 실내공간에서의 기류 해석등의 공기조화 문제에 응용하기 위하여 난류영역에서의 자연대류 해석이 활발하게 진행되고 있으며,^[3] 3차원 해석도 수행되고 있다.^[4] 또한 이와같이 단순한 온도 경계조건을 변형하여 여러가지 복합적인 온도 경계조건에 의한 자연대류에 관한 연구가 수행되고 있으며,^[5] 사각공간내에 칸막이등의 장애물이 존재하는 경우에 대한 연구도 다수 진행되고 있다.^[6-7]

반면 수직면 또는 수평면이 부분적으로 가열되거나 냉각되는 경우에 대한 자연대류에 관한 연구는 매우 제한적이다. Chu 등^[8]은 수직면위에 가열면이 존재할 때 가열면의 크기와 위치가 자연대류 열전달에 미치는 영향에 관하여 연구하였는데, 2차원 층류유동에 관하여 수치해석을 수행하였다. 최근에는 Gatheri 등^[9]이 수직 벽면에 가열판과 냉각판이 나란히 존재하는 경우에 대하여 자연대류에 의한 유동의 상호 간섭에 관한 연구를 수행하였다. 밀면이 부분적으로 가열되는 경우에 대한 난류형태의 자연대류 현상은 온돌을 사용하는 공간에서 발생하는 독특한 문제로서 현재까지 이에 관한 연구가 활발히 진행되지 못하였다.

따라서 본 연구에서는 부분바닥난방에의 응용을 위하여 바닥면이 부분적으로 가열되고 있는 사각공간내에서의 자연대류에 관한 연구를 통하여 부분바닥 가열시 사각공간 내에서의 열유동 특성과 가열면의 열전달 특성을 구하는데에 있다. 가열면의 위치와 크기 등에 따른 작동유체의 유동형태와 가열면의 열전달계수의 변화 등에 관하여 고찰하고 부분바닥 가열시 온돌공간에의 응용을 위한 열환경적 특성을 고찰하고자 한다.

2. 지배방정식 및 경계조건

$$\frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + G + B - \epsilon - D \tag{5}$$

2.1 지배방정식

해석을 단순화하기 위하여 유동을 2차원 정상상태의 유동으로 가정하였으며 점성소산을 무시하였다. 또한 공간내의 유체는 비압축성, 뉴우튼 유체이고 부력항에 나타나는 밀도 이외의 모든 유체의 물성치는 일정하다는 Boussinesq 근사를 적용하였다. 위의 가정을 이용하여 직각좌표계에서의 연속방정식과 Navier-Stokes 방정식, 그리고 에너지 방정식을 표시하면 다음과 같다.

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \nu_T) \left(2 \frac{\partial u}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_T) \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] \tag{2}$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + g\beta(T - T_{ref}) + \frac{\partial}{\partial x} \left[(\nu + \nu_T) \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[(\nu + \nu_T) \left(2 \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \tag{3}$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\alpha + \frac{\nu_T}{Pr_T} \frac{\partial T}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\alpha + \frac{\nu_T}{Pr_T} \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right] \tag{4}$$

여기서 나타난 난류 점성계수를 구하기 위하여 Jones와 Launder^[10]에 의해 제안된 저 Reynolds 수 난류 모델의 k-ε 방정식을 이용하였다. 부력항이 존재하는 경우에 대하여 수정된 난류운동 에너지 방정식과 난류 운동에너지 소산율 방정식은 다음과 같다.

$$u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] +$$

$$u \frac{\partial \epsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \epsilon}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\nu + \frac{\nu_T}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial y} \right] + \frac{\epsilon}{k} [C_1(G + C_3B) - C_2\epsilon] + E \tag{6}$$

여기서

$$G = \nu_T \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right]$$

$$B = -\frac{\nu_T}{Pr_T} g\beta \frac{\partial T}{\partial y}$$

$$\nu_T = c_\mu k^2 / \epsilon$$

$$D = 2\nu \left(\frac{\partial k^{1/2}}{\partial x_j} \right)^2$$

$$E = 2\nu \nu_T \left(\frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_k} \right)^2$$

이고, 위의 방정식에서 사용된 상수와 계수는 $\sigma_k = 1.0$, $\sigma_{\epsilon q} = 1.3$, $Pr_T = 0.9$ 이며

$$C_1 = 1.45$$

$$C_2 = 2.0 [1 - 0.3 \exp(-R_T^2)]$$

$$C_3 = \tanh |v/u|$$

$$C_\mu = 0.09 \exp \left(\frac{-2.5}{1 + R_T/50} \right)$$

이다. 여기서 R_T 는 난류 Reynolds 수이며, 그 값은 $k^2/\nu\epsilon$ 이다.

2.2 경계조건

Fig.1은 해석모델의 형상과 온도경계조건을 보여 주고 있다. 우측의 수직벽면은 차가운 창문 또는 외벽에 해당하고 바닥면은 일부 또는 전부가 가열되고 있다. 속도에 관한 경계조건으로는 벽면에서 모두 점착조건을 사용하였으며 온도경계조건은 Fig.1에 나타난 바와 같이 우측 냉각면과 바닥 가열면은 등온조건을 그리고 나머지 면에 대해서는 단열조건을 적용하였다. 또한 벽면에서의 난류운동 에너지와 난류운동에너지 소산율은 모두 0으로 주어졌다.

필요한 유체역학적 무차원 변수로는 Rayleigh수와 Prandtl수이며 기하학적 형상을 결정하는 무차원 변수는 종횡비 H/L, 가열면의 크기 l/L, 그리고 가열면의 위치 s/L의 총 5개이다. 본 연구에서 작동유체가 공기로 주어져 있으므로 Prandtl수의 영향을 고려하지 않았고 사각공간의 종횡비가 0.6으로 주어진 경우에 대하여 계산을 수행하였다. 수치해석이 수행된 무차원변수의 범위는 다음과 같다. Rayleigh 수의 계산시 밀면의 길이를 특성 길이로 사용하였다.

Rayleigh수 = $10^4 - 10^{11}$

Prandtl수 = 0.7

공간 종횡비 H/L = 0.6

가열면 크기 l/L = 0.25 - 1.0

가열면 위치 s/L = 0.25 - 0.75

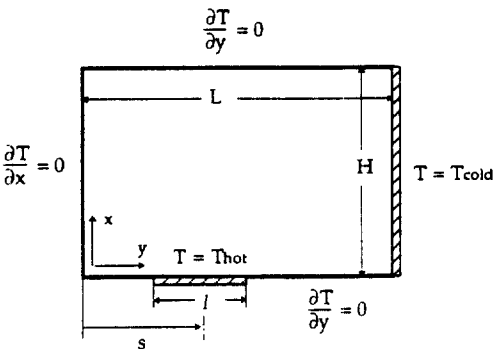


Fig.1 Configuration of the model shown with temperature boundary conditions.

3. 수치해석 방법

수치해석에 사용된 격자계는 벽면 가까이에서의 급한 속도구배나 온도구배를 분해하기 위하여 벽면 가까이 갈수록 점차 조밀하게 되도록 격자를 설정하였다. 가열면을 따라서는 균일한 간격의 격자가 사용되었다.

$$\frac{x_i}{l} = \left(\frac{i-2}{i_{i1}-2} \right)^{2.5} \quad i=2,3,\dots,i_{i1} \quad (7)$$

$$\frac{y_j}{H/2} = \left(\frac{j-2}{j_{H/2}-2} \right)^{2.5} \quad j=2,3,\dots,j_{H/2} \quad (8)$$

여기서 l 과 i_{i1} 은 각각 벽면으로부터 가열면 선단까지의 거리와 격자의 갯수이며 $H/2$ 와 $j_{H/2}$ 는 밀면으로부터 사각공간의 중간높이까지의 거리와 격자수이다. 반대쪽 면에 대해서도 동일한 방법을 사용하였다.

위의 지배방정식과 경계조건을 각 격자점에서의 제한 체적에 적용하여 차분방정식을 유도하고 압력항의 처리는 SIMPLE(Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations)방법^[11]을 이용하였다. 수렴조건으로는 연속방정식의 최대오차가 10^{-8} 이하이며 각 격자점에서 반복하여 계산되는 값의 상대변화가 10^{-6} 이하이면 수렴된 것으로 간주하였다. 계산수행에는 보통 10000번 이상의 반복계산이 요구되었다.

얻어진 결과로부터 가열면으로부터의 국소 Nusselt 수와 평균 Nusselt 수는 다음의 식과 같이 벽면에서의 온도구배를 계산함으로써 구하였다.

$$Nu_x = \frac{hL}{k} = \frac{\partial \left(\frac{T - T_{cold}}{T_{hot} - T_{cold}} \right)}{\partial (y/L)} \Bigg|_{y=0} \quad (9)$$

$$\overline{Nu} = \frac{1}{l} \int_0^l Nu_x dx \quad (10)$$

또한 공간내 유체의 평균온도는 각 격자점에서의

온도값을 전 사각공간에 대하여 적분함으로써 구하였다.

4. 결과 및 고찰

우선 사용된 격자계가 수치해석 결과에 미치는 영향을 고려하기 위하여 44×30, 56×40, 74×52, 92×64의 몇가지 다른 격자계에 대하여 예비 계산을 수행하였다. Fig.2는 l/L이 0.5이고 Rayleigh 수가 10⁷ 일때의 격자수에 따른 평균 열전달 계수를 보이고 있다. 56×40 일때의 결과가 외삽한 결과에서 1% 이내의 오차를 보인다. Fig.3은 Rayleigh 수가 10¹⁰ 일때 격자수에 따른 가열면 중앙에서의 온도분포를 보인다. 이 경우 92×64 격자계에 의한 평균열전달계수가 56×40의 경우와 비교하여 약 10%의 오차를 보이고 74×52의 경우와는 2% 이내의 오차를 보인다. 본 계산에 있어서 Rayleigh 수가 10⁹ 이하의 경우에는 56×40의 격자계를 사용하였고 10⁹ 이상에 대해서는 74×52의 격자를 사용하였다.

또한 본 난류모델과 수치코드를 검증하기 위하여 Heiss 등이^[12] 행한 실험결과와 비교하였다. 부분적으로 가열되는 바닥면에 의한 자연대류에 관한 실험결과를 찾아볼 수 없기 때문에 비교적 단순화된 정사각형내에서의 수평온도구배에 의한 자연대류 실험결과와 비교하였다. 정사각형의 크기는 가로와 세로 길이가 모두 0.25m이며 작동유체는 물이고 가열면과 냉각면의 온도차는 43.4°C이며 수평면은 모두 단열되어 있다. 이때의 Rayleigh 수는 약 2.5×10¹⁰이다. Fig.4는 정사각형 중앙에서의 수직속도 성분에 대한 실험결과와 Chen 등이^[13] 행한 수치모델 결과를 함께 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 비록 단순한 2차원 정상상태의 경우에 대하여서도 난류 자연대류에 대한 수치모사결과는 충분히 만족스러운 수준은 아니나 비교적 실험결과와 잘 일치하고 있다. 본 논문에서 사용된 수치코드도 약간의 오차의 범위를 보이고 있으나 Chen등이 수행한 두가지 모델에 비하여 상당히 개선된 결과를 보인다.

Fig.5는 가열면의 크기가 밀면 면적의 절반이며 가열면이 그림과 같이 밀면의 좌측, 중앙, 우측에 위치한 경우에 대하여 Rayleigh 수에 따른 사각공

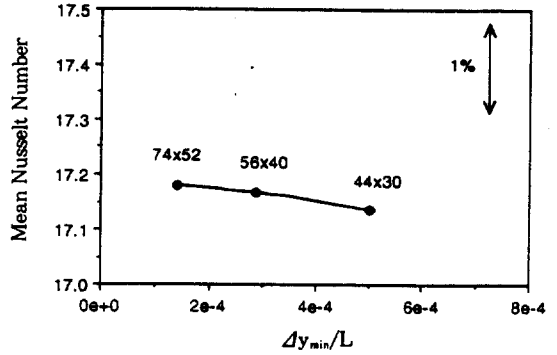


Fig.2 Grid dependence on mean Nusselt number at Ra=10⁷, l/L=0.5, s/L=0.5

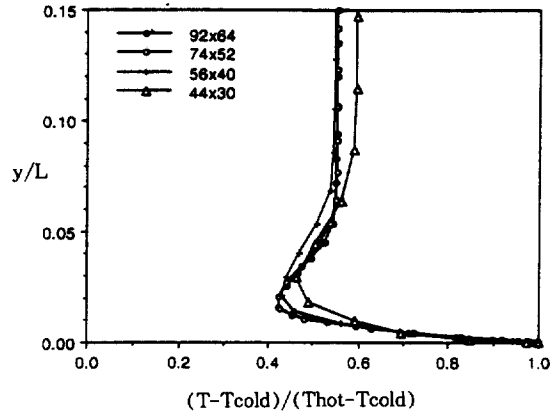


Fig.3 Grid dependence on the vertical temperature distribution along the center of the heated plate at Ra=10¹⁰, l/L=0.5, s/L=0.5

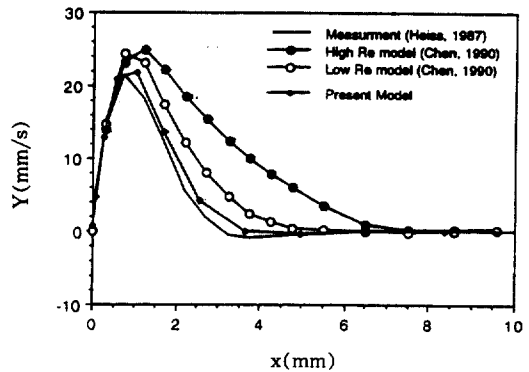


Fig.4 Profiles of vertical component of velocity near the hot wall at the middle height (y=125mm)

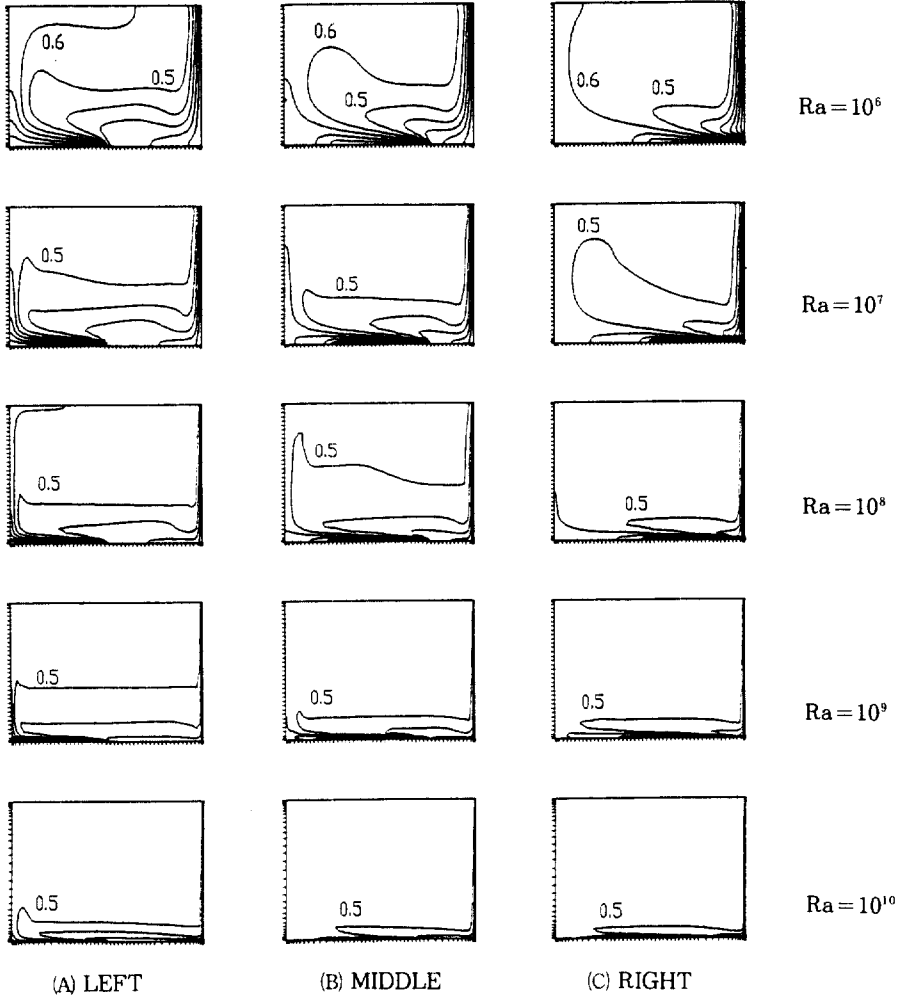


Fig.5 Isothermal contours for three different locations of heated plate at various Rayleigh numbers. ($L=0.5$)

간내의 등온선 분포를 보이고 있다. Rayleigh 수가 증가할수록 등온선 분포가 벽면 가까이 조밀하게 형성되며 유체공간내에서는 수직방향으로의 약간의 온도 구배만이 존재할 뿐 전체적으로 균일한 온도분포를 보이고 있다. Rayleigh수가 10^8 이하인 경우는 난류운동에너지와 난류운동에너지 소산을 값이 수치오차이내로 수렴되어 종류로 계산한 결과와 동일한 결과를 보였다. Rayleigh수가 10^9 이상인 경우에는 수직방향의 온도구배도 거의 사라지고 벽면 가까이를 제외하고는 전 유체공간에서

보다 균일한 온도장을 보인다.

바닥의 가열면이 우측의 냉각 수직면으로부터 멀리 떨어진 경우에는 (LEFT) 공간내의 유동이 활발하며 가열면이 냉각면 가까이 위치한 경우에는 (RIGHT) 냉각면을 따라 하강하는 차가운 유체가 가열면에서 가열된 유체와 충돌하여 전체 공간으로 확산되는 것을 다소 억제하고 있다.

이 때의 가열면으로 부터의 국소 열전달계수가 Fig.6에 나타나 있고, 이를 전 가열면에 대하여 적분하여 구한 평균 열전달계수가 Fig.7에 나타나 있

다. 가열면의 위치가 냉각면 가까울수록 평균열전달계수는 증가하였다. Rayleigh수가 10^{10} 이상인 경우에 대해서는 평균열전달계수가 위치에 무관하게 거의 일정하게 나타난다. 또한 Rayleigh 수가 클수록 열전달 계수는 증가하며 가열면중 냉각면 가까운 쪽에서 국소 열전달 계수의 최대값이 나타난다. 가열면이 중앙에 위치하는 경우에 대해서 Rayleigh 수에 따른 평균 Nusselt 수의 변화가 Fig.8에 나타나 있다. Rayleigh수가 10^9 이하의 층류유동의 경우에 로그 그래프상의 기울기가 0.23으로 나타나며, 3×10^9 이상의 난류유동인 경우에는 기울기가 0.42로 나타나 층류유동에 비하여 급한 기울기를 보인다.

Fig.9는 가열면이 밀면의 중앙에 위치하는 경우에 대하여 가열면의 크기에 따른 평균열전달계수와 공간내의 유체의 평균온도를 보인다. 가열면이 클수록 평균열전달계수는 감소하며 공간내의 유체의 평균온도는 증가하는 것을 보인다. 즉 밀면이 부분적으로 가열되는 경우 가열면의 크기가 감소함에 따라 동일한 실내온도를 유지하기 위해서는 보다 높은 가열면의 온도가 요구된다. 이것은 바닥면을 따라 불균일한 온도분포를 유발하나 가열면을 따라서 국부적으로 온열감을 제공할 수 있는 장점이 있을 것으로 판단된다. 또한 가열면 크기의 증가에 따른 무차원 실내 평균온도의 증가율이 둔화되는 것은 가열면이 커질수록 열전달계수가 감소하기 때문이다. Fig.10은 가열면을 포함한 밀면을 따라서 위치에 따른 온도분포를 보인다. 가열면의 온도는 일정하게 유지되고 비가열 바닥면은 단열되어 있다고 가정하였기 때문에 가열면으로 부터 멀리 떨어져 수직벽면에 가까울수록 비가열 바닥면의 온도는 감소한다. 특히 수직 냉각면 쪽의 바닥면은 매우 낮은 온도를 보인다.

사각 공간내의 열환경 조건은 온도 뿐만 아니라 기류의 속도 및 복사장에 의하여 영향을 받는다. Fig.11은 Rayleigh수가 10^{11} 일때의 공간내의 유속의 절대값 크기와 난류운동에너지 분포를 보이고 있다. 자연대류에 의한 특성 속도, v_{ref} 는 $\sqrt{g\beta(T_{hot}-T_{cold})L}$ 으로 표현할 수 있다. 그림에서 유체속도의 절대값은 v_{ref} 을 이용하여 무차원화되었고 난류운동에너지는 v_{ref}^2 으로 무차원화되었다. $Ra=10^{11}$ 은 공기가 작동 유체이며 사각공간의 밀면의 길이가 4m인 경우에

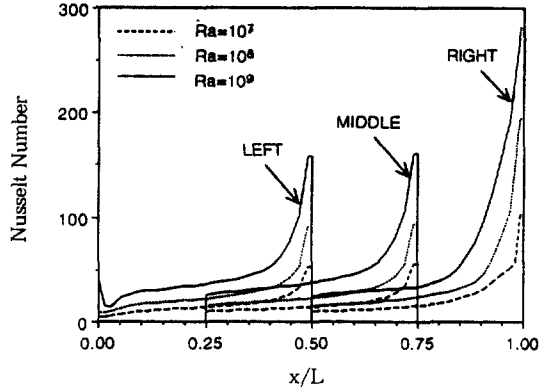


Fig.6 Local Nusselt number distributions at various Rayleigh numbers. ($l/L=0.5$)

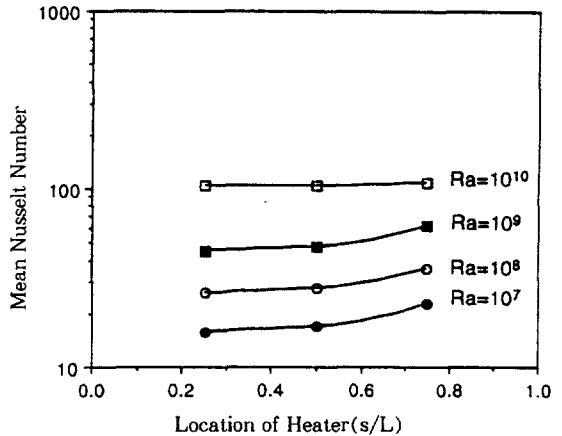


Fig.7 Mean Nusselt number as a function of heater location. ($l/L=0.5$)

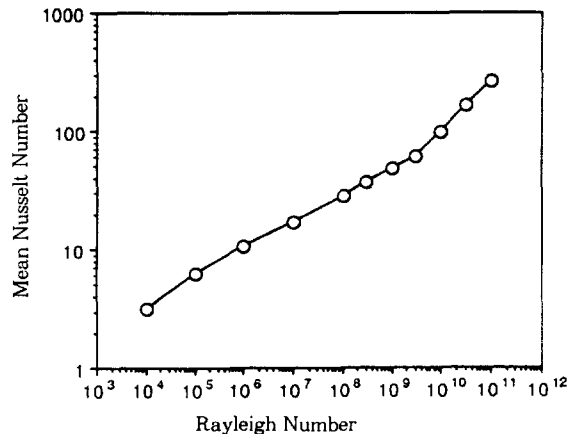
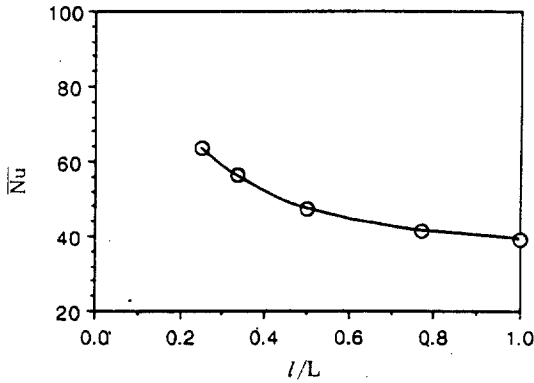
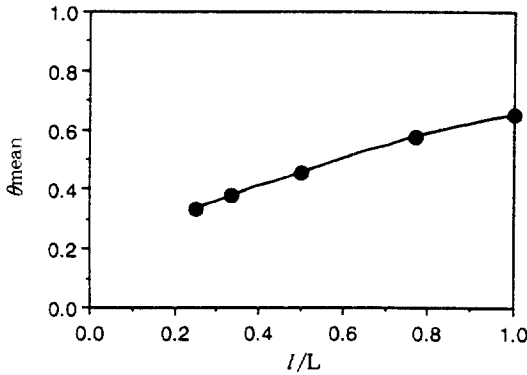


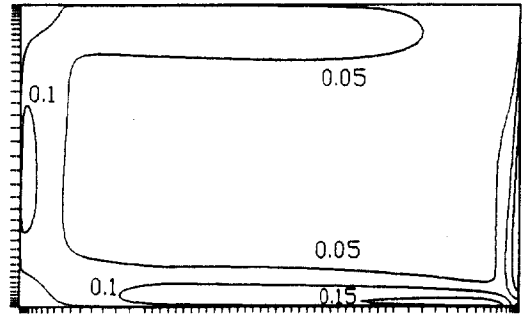
Fig.8 Nusselt number correlation as a function of Rayleigh number. ($l/L=0.5, s/L=0.5$)



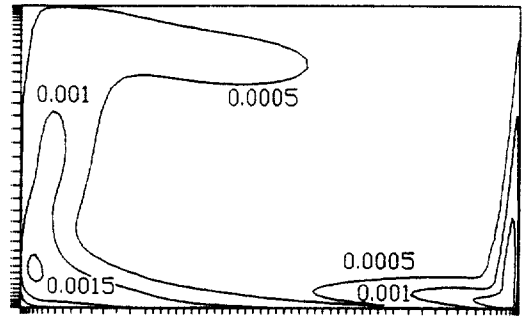
(a) Mean Nusselt Number



(b) Mean Fluid Temperature



(a) Velocity Magnitude



(b) Turbulent Kinetic Energy

Fig.9 Mean Nusselt number and mean fluid temperature as a function of heater size. ($Ra = 10^9$, $s/L = 0.5$)

Fig.11 Distributions of velocity magnitude and turbulent kinetic energy. ($Ra = 10^{11}$, $l/L = 0.5$, $s/L = 0.5$)

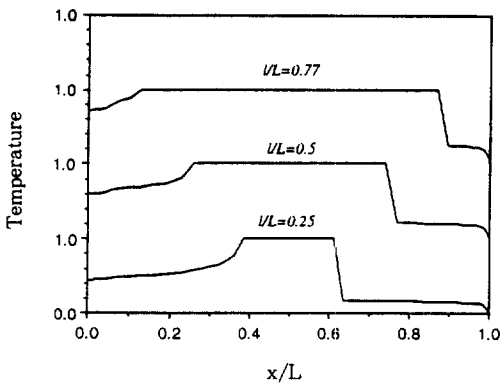


Fig.10 Floor temperature distributions for various heater sizes. ($Ra = 10^9$, $s/L = 0.5$)

대하여 온도차, $T_{hot} - T_{cold}$ 가 약 $20^{\circ}C$ 에 해당된다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 냉각벽면과 바닥의 가열면을 따라 경계층이 형성되며 경계층 인접한 곳에서 비교적 큰 유속을 보이고 사각공간 중앙 부분에서는 유속이 매우 작다. 바닥의 가열면을 지나며 가열된 유체는 단열 수직면 부근에서 상승기류(plume)를 형성하며 위로 향한다. 유속의 섭동량을 나타내는 난류운동에너지의 분포도 유속의 분포와 유사한 경향을 보인다.

사각 밀폐공간내에서 가열면의 위치와 Rayleigh 수에 따라 유체의 온도분포가 바뀔과 더불어 서로 다른 복사온도장을 형성한다. 평균복사온도란 불균일한 복사장에서 주위환경과 복사열교환을 행하는 것과 같은 양의 복사 열교환을 행하는 가상의 균일

한 주위온도를 의미한다. 평균복사온도는 밀폐된 공간내에 있는 물체의 형상에 의하여 영향을 받는데 본 논문에서는 복사의 방향에 영향을 받지 않는 등방성을 갖는 미소 구형에 대하여 계산하였다. 또 복사열전달은 절대온도의 4승법칙을 만족하나 일반적으로 온도차가 그리 크지 않은 실내공간에 대해서는 선형화하여 구할 수 있다. 온도 불균일이 30°C 이내인 경우 선형화함으로써 발생하는 복사온도의 오차는 1% 이내이다. 또한 벡타복사온도는 복사열전달의 방향에 따른 차이를 의미하며 평균복사온도와 벡타복사온도는 다음의 식처럼 공간을 둘러싸고 있는 미소 제한체적 n에 대하여 전 벽체에 걸쳐 적분함으로써 구하여진다.

$$MRT = \sum_n (F_n T_n^4)^{1/4} \quad (11)$$

$$VRT = \sum_n (F_n T_n^4)^{1/4} (i \cos \phi_n + j \sin \phi_n) \quad (12)$$

여기서 F_n 은 가상구로부터 벽면의 n 번째 제한체적까지의 바라보기 형상계수이고 T_n 은 그벽면의 절대온도이며 ϕ_n 은 그점으로부터 벽면의 제한체적의 중심과 이루는 각도이다. 또한 i, j는 각각 수평방향과 수직방향으로의 단위 벡타이다.

Fig.12 (a)와 (b)는 가열면의 위치에 따른 평균복사온도와 벡타복사온도의 분포를 보인다. 벡타복사

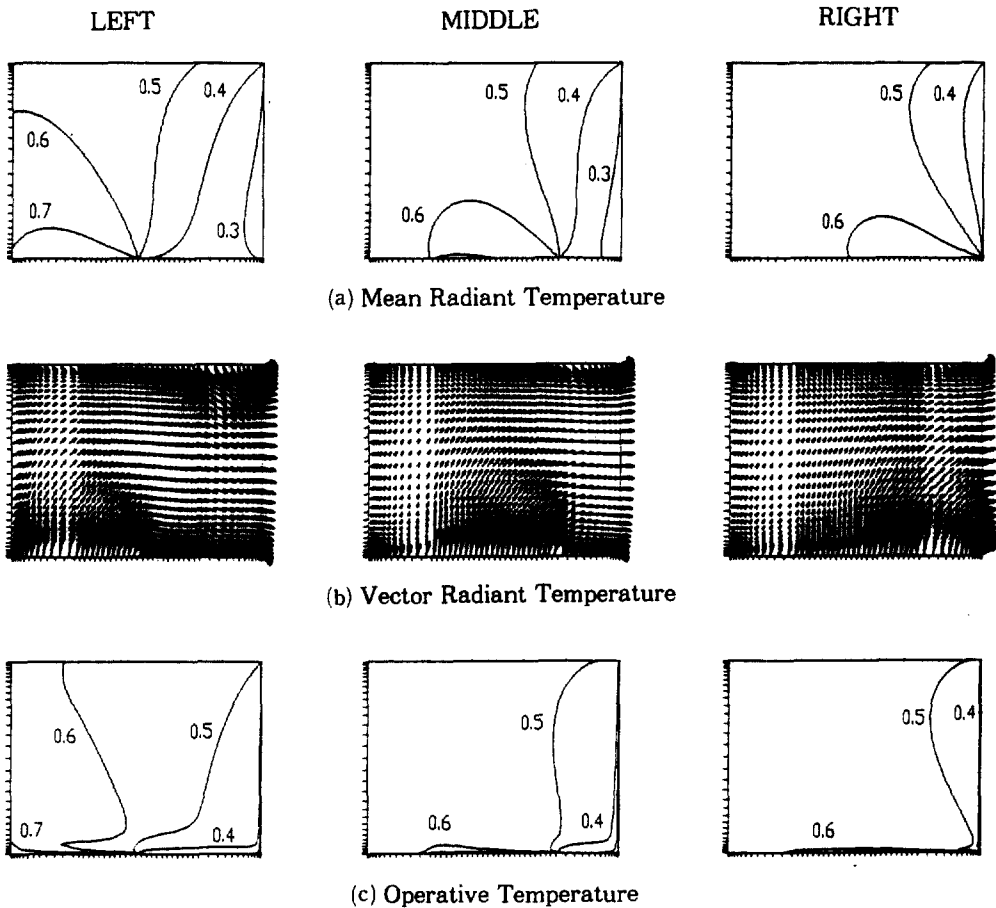


Fig.12 Distributions of mean radiant temperature, vector radiant temperature, and operative temperature. ($Ra = 10^{11}$, $l/L = 0.5$, $s/L = 0.5$)

온도에서 화살표의 방향과 크기는 각각 불균일 복사장의 방향과 그 크기를 의미한다. 작용온도는 대류에 의한 열전달과 복사에 의한 열전달에 의하여 나타나는 평균적인 감지온도를 의미한다. Fig.12-(c)는 대류에 의한 열전달계수와 복사열전달계수가 동일하다고 가정하였을때의 작용온도의 계산예이다. 작용온도등의 열환경변수들의 계산에 관한 상세한 사항은 참고문헌⁽¹⁾에서 찾을 수 있다. 가열면이 우측의 냉각면 가까이 위치할수록 복사온도장이나 작용온도의 불균일이 비교적 좁은 구역에 국한되어 나타난다.

5. 결 론

사각밀폐공간내에서 밀면이 부분적으로 가열되고 있는 경우에 대하여 자연대류에 의한 열전달계수 및 유체의 온도분포를 수치해석 방법을 통하여 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

Rayleigh 수가 증가할수록 유체내의 온도구배는 벽면 가까이로 국한되며 사각공간의 중앙부분에서는 수직방향으로의 온도 성층화가 발생한다. Rayleigh수가 더욱 증가하여 3×10^9 이상일때는 난류 형태의 유동이 발생하고 수직방향으로의 온도구배는 사라진다.

가열면의 크기가 작을수록 공간내의 온도불균일은 심화되고 가열면으로부터의 열전달계수는 증가한다.

바닥의 가열면이 수직냉각면 가까이 위치할수록 평균열전달계수가 증가하며 유체공간내의 온도는 보다 균일한 분포를 보인다. 또한 이 경우 평균복사온도나 벡타복사온도의 불균일이 냉각면 가까이에만 국한되어 전체 실내공간에 대하여서는 균일한 열환경을 제공할 것으로 예측되었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 연구비(과제번호 : KOSEF 923-0900-002-2) 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 과학기술처, 1992, '저가 고효율 난방시스템 연구, 과학기술처.
2. de Vahl Davis, G., 1983, "Natural Convection of Air in a Square Cavity: A Benchmark Numerical Solution," Int. J. for Numerical Methods in Fluids, Vol. 3, pp. 249-264.
3. Henkes, R.A.W.M., and Hoogendoorn, C. J., 1994, "Scaling of the Turbulent Natural Convection Flow in a Heated Square Cavity," J. of Heat Transfer, Vol. 116, pp. 400-408.
4. Ozoe, H., Mouri, A., Hiramitsu, M., Churchill, S. W. and Lior, N., 1986, "Numerical Calculation of Three-Dimensional Turbulent Natural Convection in a Cubical Enclosure Using Two-Equation Model for Turbulence," ASME J. Heat Transfer, Vol. 108, pp. 806-813.
5. Chen, K. S., Ho, J. R. and Humphrey, J. A. C., 1987, "Steady Two-Dimensional, Natural Convection in Rectangular Enclosures with Differently Heated Walls," ASME J. Heat Transfer, Vol. 109, pp. 400-406.
6. Lin, N. N. and Bejan, A., 1983, "Natural Convection in a Partially Divided Enclosure," Int. J. of Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 12, pp. 1867-1878.
7. Nansteel, M. W. and Greif, R., 1994, "An Investigation of Natural Convection in Enclosures with Two- and Three-dimensional Partitions," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 4, pp. 561-571.
8. Chu, H. H. S., Churchill S. W., and Patterson, C. V. S., 1976, "The Effect of Heater Size, Location, Aspect Ratio, and Boundary Conditions on Two-dimensional, Laminar,

- Natural Convection in Rectangular Channels," ASME J. Heat Transfer, Vol. 98, pp. 194-201.
9. Gatheri, F. K., Reizes, J. A., Leonardi, E, and de Vahl Davis, G., 1994, "Natural Convection in an Enclosure with Localized Heating and Cooling: A Numerical Study," Proc. 10th Int. Heat Transfer Conf. 3-NT-12, pp. 361-366, London.
 10. Jones, W. P. and Launder, B. E., 1972, "The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence," Int. J. of Heat and Mass Transfer, Vol. 15, pp. 301-314.
 11. Patankar, S. V., 1980, 'Numerical Heat Transfer and Fluid Flow,' Hemisphere Pub. Co., New York.
 12. Heiss, A., 1987, "Numerische und experimentelle Untersuchungen der laminaren und turbulenten Konvektion in einem geschlossenen Behälter," Ph. D. Thesis, Technische Universität Muenchen.
 13. Chen, Q., Moser, A., and Huber, A., 1990, "Prediction of Buoyant, Turbulent Flow by a Low-Reynolds-Number $k-\epsilon$ Model," ASHRAE, Vol. 96, Part 1, pp. 564-573.