空氣調和·冷凍工學 論文集 第7卷 第2號(1995)/pp. 207~216

좁은 환기구를 가진 사각공간에서의 혼합대류 열전달

Mixed Convection Heat Transfer in a Rectangular Enclosure with Various Outlets

이 철 재 *, 정 한 식 **, 권 순 석 ***
C. J. Lee, H.S.Chung, S. S. Kwon

Key words : Mixed Convection Heat Transfer(혼합대류 열전달), Rectangular Enclosure(사각공간), Minimum Cell(최소셀), Outlet(유출구)

Abstract

Flow and heat transfer characteristics of mixed convection heat transfer in a rectangular enclosure with various outlets are numerically investigated. The parameters considered here include Reynolds number, Grashof number and the position of outlet. The results show streamlines, isotherms, Nusselt numbers, velocity and temperature distributions. It has been shown that as Reynolds number increases, the size of cell decreases at $Re \leq 100$ and increases at $Re > 100$ for $Gr = 10^4$. There is a minimum size of cells at $Re = 100$, $Gr = 10^4$. The maximum mean Nusselt number occurs at $Re = 400$, $Gr = 10^4$ and one right outlet. The mean Nusselt numbers can be formulated by the correlation equation $Nu = C \cdot Gr^a \cdot Re^b$.

기 호 설 명

b : 유입 및 유출구 폭
g : 중력가속도
Gr : Grashof $g\beta L^3(T_S - T_\infty)/\nu^2$
L : 사각공간 길이
Nu : Nusselt수 hL/k
Pr : Prandtl수 ν/α
Re : Reynolds수 $u_\infty L/\nu$
T : 온도
U : 무차원 수평방향 속도 u/u_∞
V : 무차원 수직방향 속도 v/u_∞
X : 무차원 수평방향 좌표 x/L
Y : 무차원 수직방향 좌표 y/L
α : 열확산계수
β : 체적팽창계수
μ : 점성계수
ν : 동점성계수 μ/ρ
ρ : 밀도
h : 열전달계수
k : 열전도율

그리스문자

W : 무차원 와도 wL/u_∞
Φ : 무차원 온도$(T-T_\infty)/(T_S-T_\infty)$
Ψ : 무차원 유동함수 $\psi/u_\infty L$

* 동아대학교 대학원
** 경상대학교 수산대학
*** 동아대학교 기계공학과

하 첨 자

max : 최대치
T : 전체
∞ : 주위유체
S : 밑면

상 첨 자

— : 평균

1. 서 론

전자장비의 냉각, 농산물의 건조, 건물내부의 공기조화 그리고 화재시 연기제어 등 여러 공학적인 관점에서 사각공간내부에서의 유동 및 열전달 현상에 많은 관심이 집중되고 있다. 특히 전자장비의 냉각시나 화재시 유체의 유동 및 온도장은 유출입구의 크기, 수량 및 위치에 따라 영향을 많이 받고 있음을 알 수 있다.

E.Papanicolaou와 Y.Jaluria[1]는 정사각형공간에서 유출입구와 발열체가 존재할 때 발열체의 위치 그리고 Richardson수 등의 변화에 따른 열전달 특성을 연구하였다.

Hideo Inaba[2] 등은 바닥면이 가열단면인 사각형 내부 공간에서 Reynolds수, Grashof수 그리고 사각형의 종횡비등을 변수로 자연대류, 혼합대류 그리고 강제대류 각각의 영역에 대하여 실험을 수행하여 유동형태, 온도분포, 열전달특성 등을 보고하였으며 $Nu \propto (D/W)Gr \cdot Re$의 관계식을 제시하였다.

Hazim B. Awbi와 Guohui Gan[3]은 천정하부 150mm 벽면에서 실내온도보다 5.5K 높은 공기를 112(ℓ/sec)로 분사하는 경우를 수치해석하여 PMV(Predicted Mean Vote)와 PPD(Predicted percentage of dissatisfied)를 구한 후 실내환경에 대한 공기유동과 열적쾌감도를 예측할 수 있는 3차원 프로그램을 개발하였다.

Kenneth M.Elovitz와 David M.Elovitz[4]는 다층건물내에서 화재가 발생하였을 때 화염의 위치에 대한 연기의 제어방법, 흡입구와 배출구의 위치에 대한 연기제어 방법 및 인명피해를 최소화 할 수 있는 방안을 연구하였다.

한국건설연구원[5]에서는 1993년 정책연구 과제의 하나로 국내 지하공간의 환기 및 방제시설의 현황과 문제점을 분석하여 그 대책을 제시하였다. 이 연구에서는 지하생활 공간의 환경요소로서 환기, 열환경, 조명, 분진 및 소음을 제시하고 있으며 특히 환기구의 위치, 지열, 공기압축 및 고온용수 등의 고려가 무엇보다도 중요한 요소임을 제시하고 있다.

본 연구는 농산물의 건조, 건물내부의 공기조화, 그리고 화재시의 매연대책 등을 연구하기 위하여 기본형상인 2차원 사각공간내의 혼합대류열전달 특성을 규명하고자 한다.

2. 수치해석

Fig.1은 해석 대상인 정사각형공간의 기하학적 형상이다. 왼쪽면 하부에서 공기가 일정한 속도와 온도로 유입하여 윗면의 왼쪽 및 오른쪽 유출구로

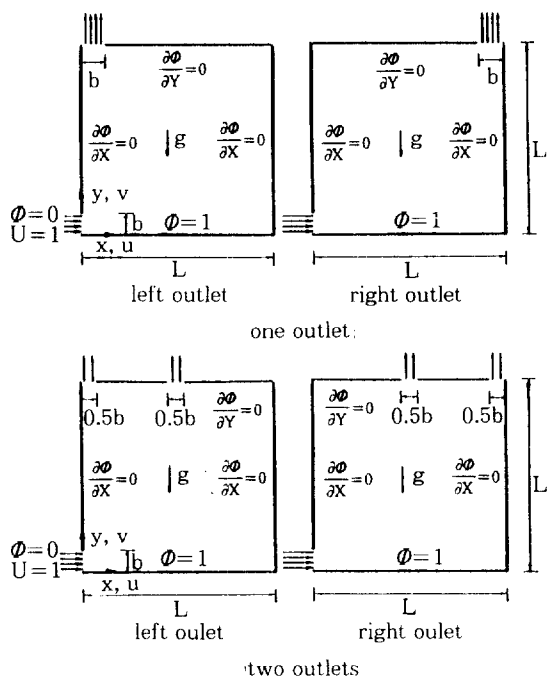

Fig.1 Schematic diagram of the geometry investigated

유출하며 유출구의 수는 1개와 2개인 경우를 비교하였다. 유출구가 1개인 경우 유입구와 유출구는 0.1L로 하였으며, 유출구가 2개인 경우 유출구의 전체 단면적이 1개인 경우와 같도록 폭을 1/2로 하였다. 유체는 Boussinesq 근사를 따른다고 가정하고 2차원 비압축성 층류 혼합대류에 대한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

$$W = -\nabla^2\Psi \tag{1}$$

$$U\frac{\partial W}{\partial X} + V\frac{\partial W}{\partial Y} = \frac{1}{Re}\nabla^2 W \frac{Gr}{Re^2}\frac{\partial \Phi}{\partial X} \tag{2}$$

$$U\frac{\partial \Phi}{\partial X} + V\frac{\partial \Phi}{\partial Y} = \frac{1}{Pr\ Re}\nabla^2\Phi \tag{3}$$

여기서

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial X^2}+\frac{\partial^2}{\partial Y^2},\ U = \frac{\partial\Psi}{\partial Y},\ V = -\frac{\partial\Psi}{\partial X} \tag{4}$$

와 같고, 오른쪽 1개의 유출구의 경우 경계조건은 다음과 같다.

1) 밑 면

$$U=V=0,\ \Psi=0,\ \Phi=1,\ W=-\frac{\partial^2\Psi}{\partial Y^2} \tag{5}$$

2) 오른쪽면

$$U=V=0,\ \Psi=0,\ \frac{\partial\Phi}{\partial X}=0,\ W=-\frac{\partial^2\Psi}{\partial X^2} \tag{6}$$

3) 윗 면

$$U=V=0,\ \Psi=0.1,\ \frac{\partial\Phi}{\partial Y}=0,\ W=-\frac{\partial^2\Psi}{\partial Y^2} \tag{7}$$

4) 왼쪽면

$$U=V=0,\ \Psi=0.1,\ \frac{\partial\Phi}{\partial X}=0,\ W=-\frac{\partial^2\Psi}{\partial X^2} \tag{8}$$

5) 유입부

$$U=1,\ V=0,\ \Psi=Y,\ W=-\frac{\partial^2\Psi}{\partial X^2} \tag{9}$$

6) 유출부

$$U=\frac{\partial V}{\partial X}=0,\ \frac{\partial\Phi}{\partial X}=0,\ W=-\frac{\partial^2\Psi}{\partial Y^2} \tag{10}$$

수치해석을 수행하기 위하여 지배방정식 (1)-(3)과 경계조건 (5)-(10)을 유한차분식으로 유도후 S.O.R. 기법을 사용하여 수치해석하였다. 또한 수렴조건은 다음과 같다.

$$MAX\ |\ (Q^M - Q^{M-1})/Q^M\ |\ \leq 10^{-5} \tag{11}$$

여기서 Q는 유동함수 또는 온도를 나타내며 M은 반복회수를 나타낸다. 얻어진 결과로부터 국소 Nusselt수와 평균 Nusselt수는 다음과 같이 구하였다.

1) 국소 Nusselt수

$$Nu = \frac{h\cdot L}{K} = -\frac{\partial\Phi}{\partial Y}\bigg|_{Y=0} \tag{12}$$

2) 평균 Nusselt수

$$\overline{Nu} = \frac{1}{L}\int_0^L Nu\ dx \tag{13}$$

3. 결과 및 고찰

본 연구는 Pr = 0.71, Re = 30 − 600, Gr = 700 − 100000에서 유출구가 1개와 2개인 경우 각각의 구 위치를 왼쪽과 오른쪽으로 하여 유체유동 및 열전달해를 구하였다.

Fig.2는 Pr = 0.71, Gr = 10000에서 유출구가 1개 및 2개인 경우 각각의 유출구 위치를 왼쪽과 오른쪽에 위치시켰을 때 여러가지 Reynolds수에 대한 유선을 나타낸 것이다. Reynolds수가 증가함

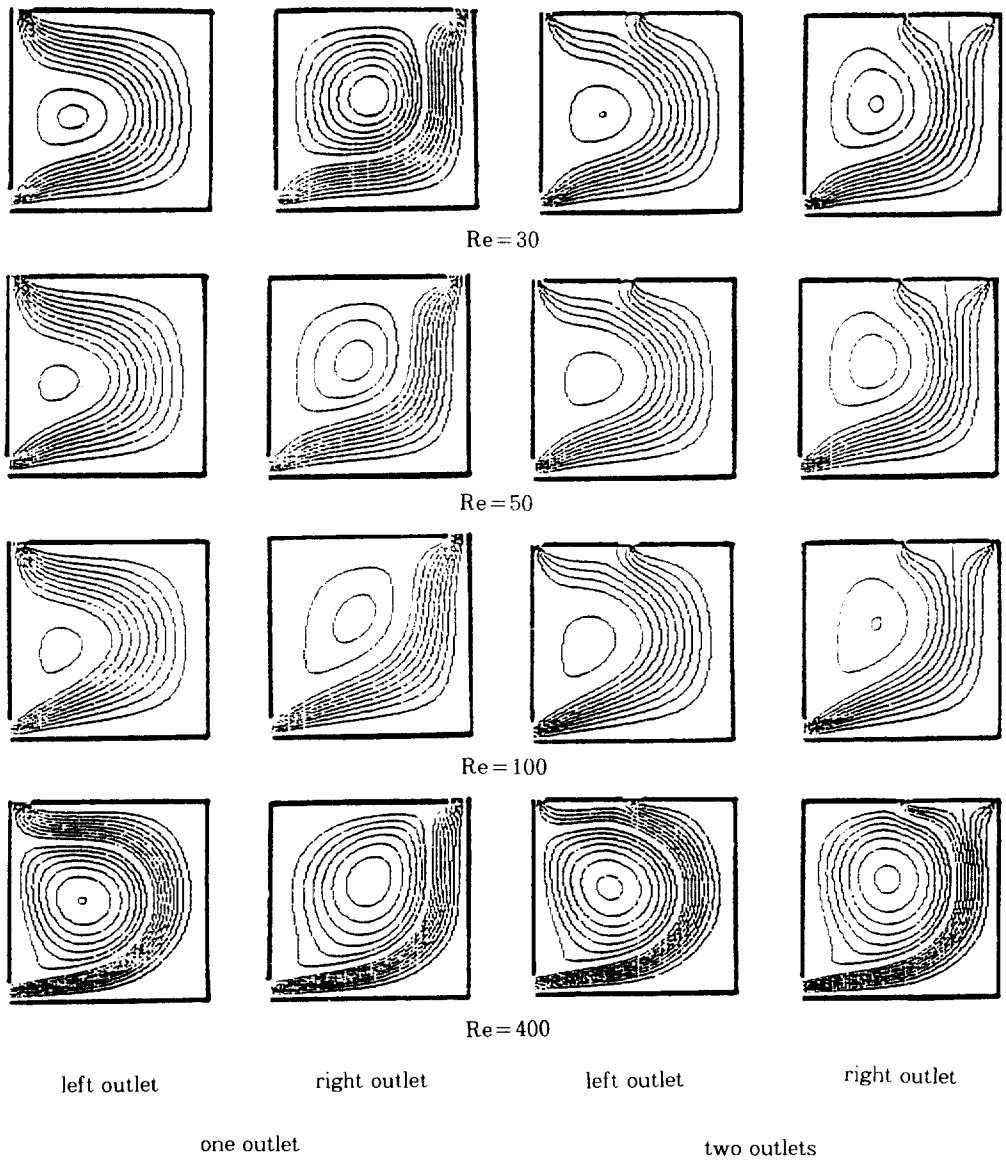

Fig.2 Streamlines for various Reynolds numbers at Gr = 10000 Pr = 0.71($\triangle\Psi$ = 0.01)

에 따라 Cell이 Re<100에서는 감소하고, Re>100에서는 증가하였다. 이는 Re = 100, Gr = 10000은 $Gr/Re^2=1$로서 강제대류에서 자연대류로 변하는 혼합대류 영역이며, 부력과 관성력이 동일하게 작용하여 cell의 발달이 억제되었다. 또한 유출구에 대한 영향은 Reynolds수가 낮은 경우에는 부력의 영향을 더욱 크게 받는 자연대류의 영역에 가깝기 때문에 유출구의 이동에 대한 cell의 변화가 크게 나타났으나 Reynolds수가 높은 경우는 관성력의 영향을 크게 받는 강제대류의 영역에 가까우므로 유출구를 이동하여도 cell의 변화가 작게 나타났다.

Fig.3은 Fig.2와 같은 조건에서의 등온선을 나타낸 것이다. Reynolds 수가 증가할수록 유체의 유입속도가 빨라지고 밑면으로부터의 대류열전달이 촉진되므로 등온선이 조밀해짐을 알 수 있다. 유출구에 대한 영향은 유출구가 1개인 경우가 2개인 경우보다 오른쪽 유출구에서는 열전달이 양호하고,

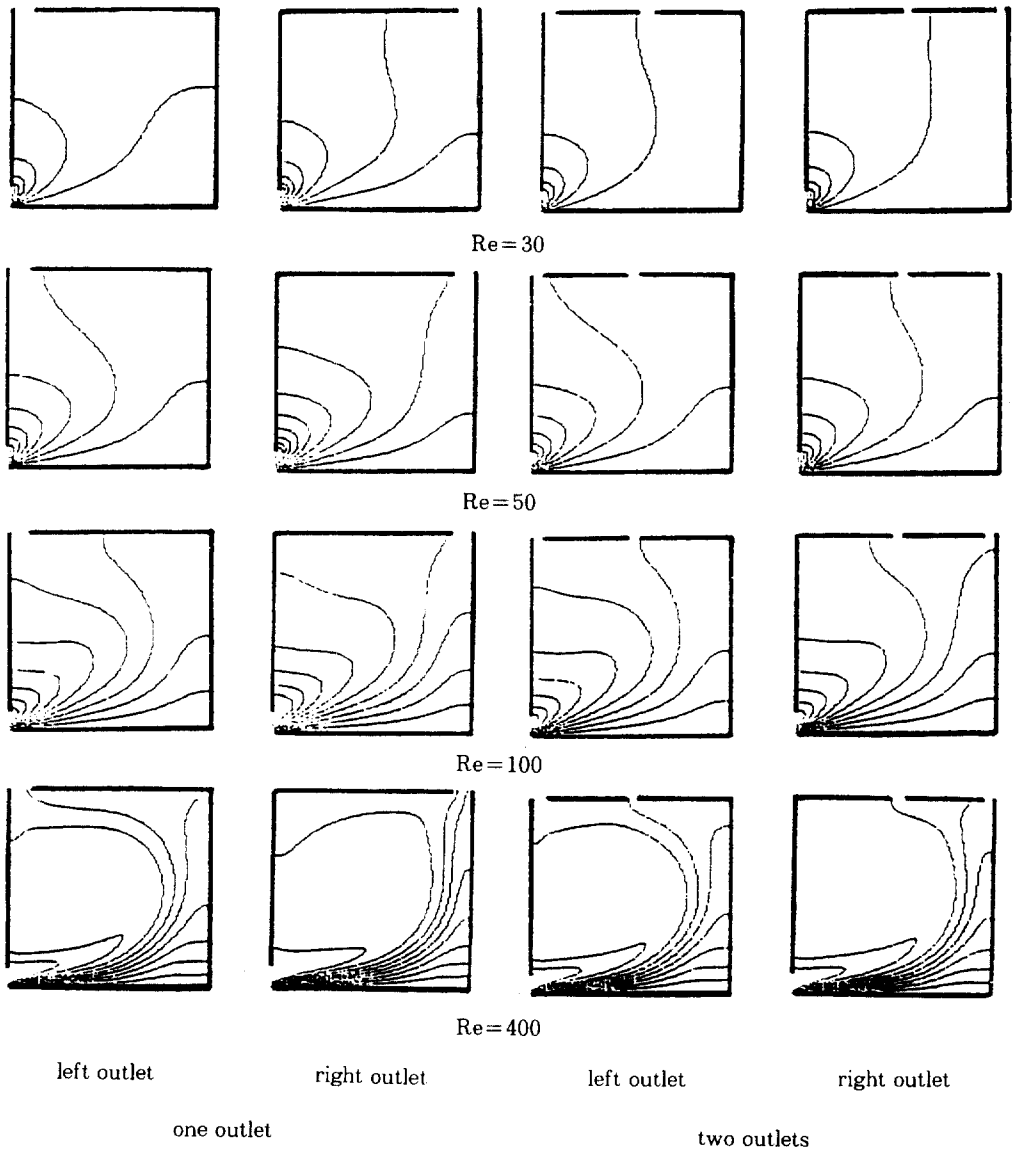

Fig.3 Isotherms for various Reynolds numbers at Gr = 10000 and Pr = 0.71($\triangle\Phi$ = 0.1)

왼쪽 유출구에서는 열전달이 둔화되었다. 이는 유체의 유동거리가 오른쪽 1개의 유출구가 가장 짧기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 Re=400의 오른쪽 1개의 유출구일 때 열전달이 가장 활발하였다.

Fig.4는 Pr = 0.71, Gr = 10000일 때 사각밑면에서부터의 무차원 수직거리 Y = 0.5인 지점에서의 여러가지 Reynolds수 및 유출구 변화에 대한 무차원온도 분포를 나타낸 것이다. Reynolds수를 증가시킬수록 온도분포는 낮게, 그리고 유출구를 오른쪽으로 이동시킬수록 최저온도점은 오른쪽으로 이동함을 알 수 있다. 온도분포는 유출구가 1개인 오른쪽 유출구의 경우가 가장 낮게, 유출구가 1개인 왼쪽 유출구가 가장 높게 나타났다. 이는 열배출이 오른쪽 한개의 유출구에서 가장 잘 일어나고 왼쪽 1개의 유출구에서 가장 둔화되기 때문이

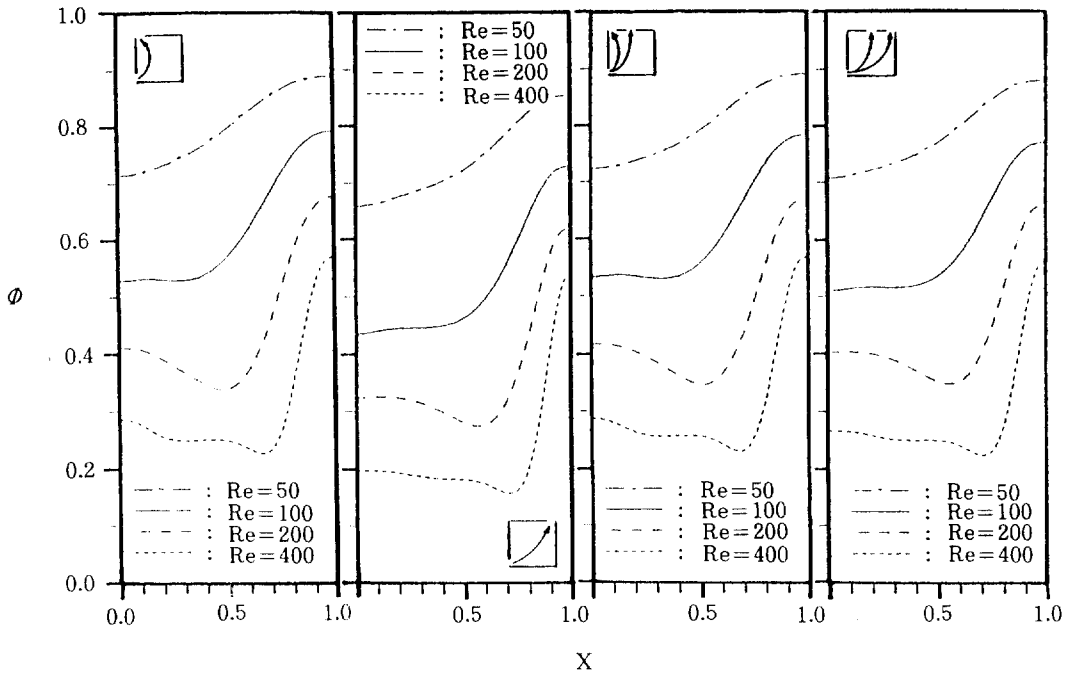

Fig.4 Dimensionless temperature distribution versus dimensionless horizontal distance for various Reynolds numbers at Pr = 0.71, Gr = 10000, Y = 0.5

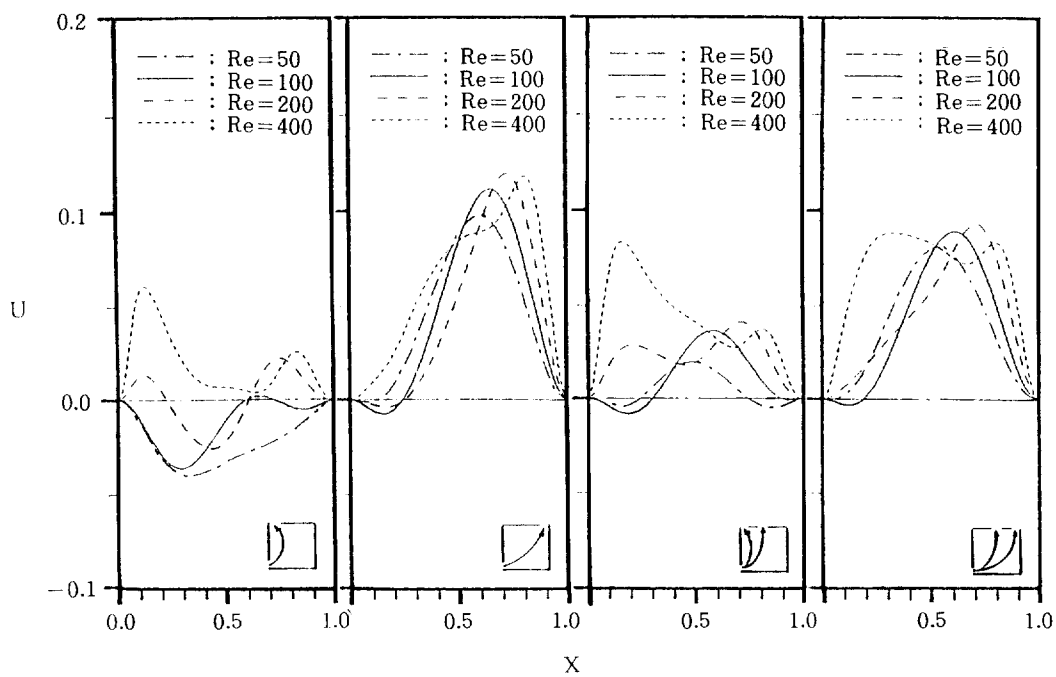

Fig.5 Dimensionless horizontal velocity versus dimensionless horizontal distance for various Reynolds numbers at Pr = 0.71, Gr = 10000, Y = 0.5

다.

Fig.5는 Pr = 0.71, Gr = 10000일 때 무차원 수평방향속도 U를 나타낸 것이다. 일반적으로 왼쪽 유출구보다 오른쪽 유출구의 속도분포가 높게 나타나 오른쪽 유출구에서 유체유동이 원활함을 알 수 있으며, 유출구가 2개인 경우 유동의 분산으로 인하여 속도 변화폭이 작게 나타났다. 따라서 속도분포는 오른쪽 1개의 유출구에서 가장 높게 왼쪽 1개의 유출구에서 가장 낮게 나타났다. 또한 Reynolds수가 증가하면 오른쪽 유출구에서는 대체로 최고속도의 분포가 유출구쪽으로 이동하였으나 왼쪽 유출구에서는 유출구가 1개일 때 Re=50에서는 음의 속도만을 나타내다가 Re=400에서는 양의 속도만을 나타내었고 최고속도는 유출구쪽에서 그리고 유출구의 반대쪽에 제 2 의 최고속도가 나타났다. 이는 유동거리가 길고 Reynolds수가 높은 결과로 속도분포가 불규칙하게 된 것이다.

Fig.6은 Fig.5와 같은 조건에서 무차원 수직방향속도 V를 나타낸 것이다. 오른쪽에는 양의 속도를 그리고 왼쪽에서는 음의 속도분포를 나타내고 있으며 유출구를 오른쪽으로 이동 시킬수록 최고속도는 높게 그리고 음의속도 분포는 넓게 나타났다. 또한 최고 및 음의속도 분포는 Re = 100을 기준으로 하여 변하고 있으며, 이는 Fig.2에서 보는 바와 같이 Reynolds수의 증가에 따라 cell이 Re≤100에서는 감소하고, Re>100에서는 증가하여 Re = 100을 기준으로 하여 유동형태가 변하고 있음을 알 수 있다.

Fig.7은 Pr=0.71, Gr=10000일 때 밑면에서의 국소 Nesselt수 분포를 나타낸 것으로 Reynolds수가 증가함에 따라 국소 Nusselt수는 증가하였다. 입구영역에서는 차가운 유체와 가열된 유체와의 온도차가 현저함으로 열전달이 가장 활발하며 무차원 수평거리가 증가함에 따라 Nusselt수는 급격히 감소하다 X≥0.7에서는 거의 일정한 값을 나타내었다. 이는 오른쪽 하부에 유동 정체영역이 존재하기 때문이다.

Fig.8은 Re에 대한 평균 Nusselt수를 나타낸 것으로 Re가 증가함에 따라 평균 Nusselt수가 선형적으로 증가함을 알 수 ㅇ있다. 또한 유출구가 1개인

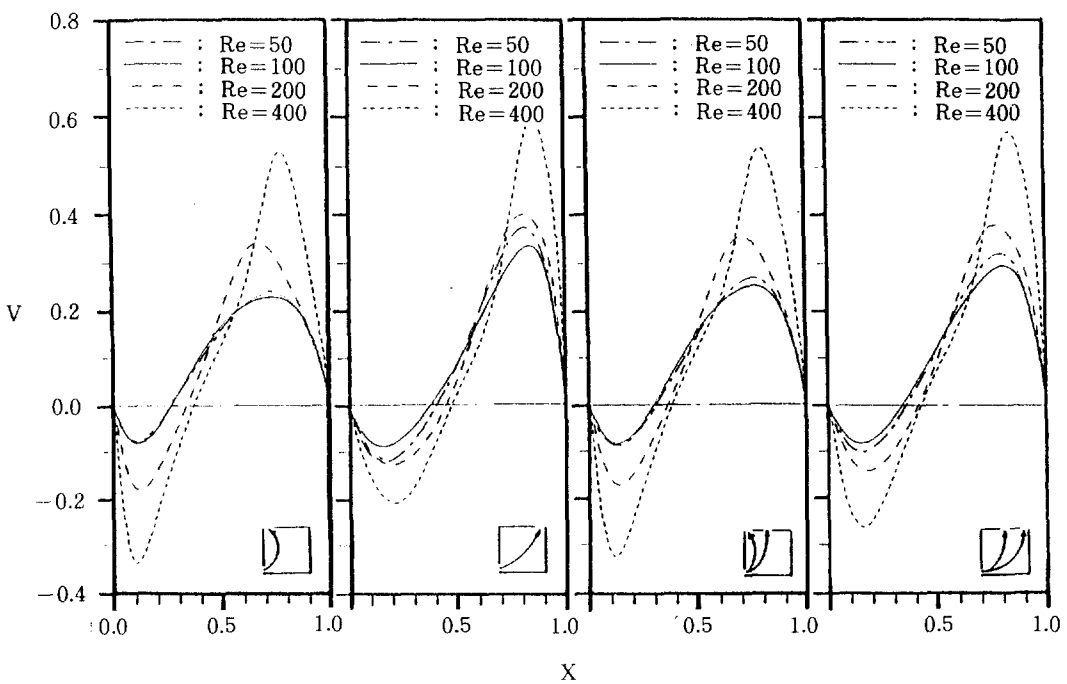

Fig.6 Dimensionless vertical velocity versus dimensionless horizontal distance for various Reynolds numbers at Pr = 0.71, Gr = 10000, Y = 0.5

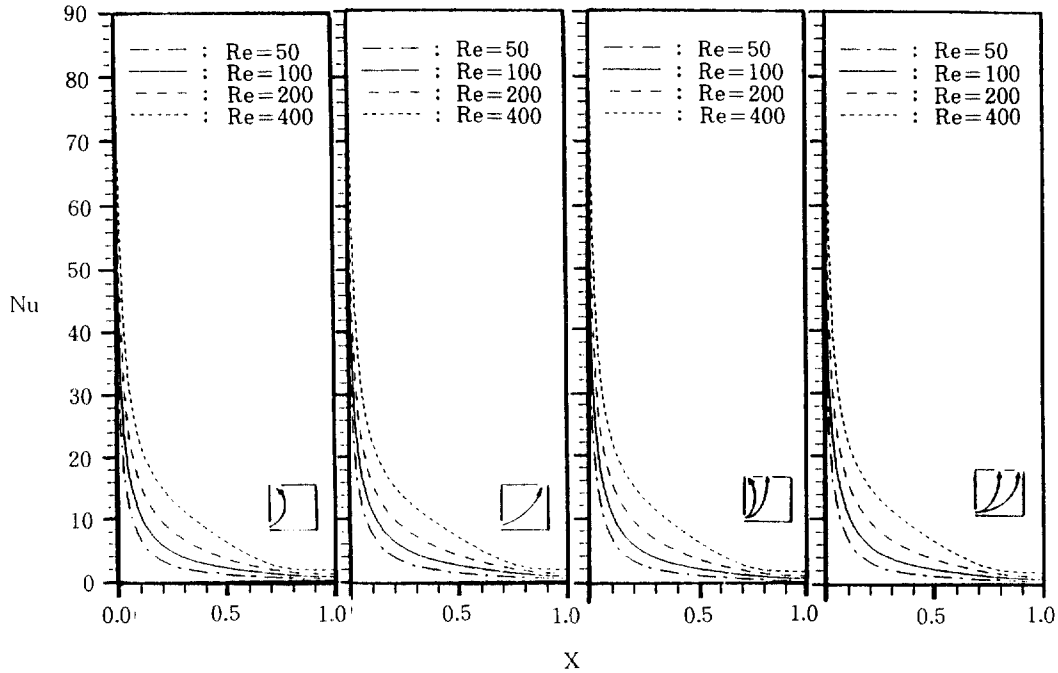

Fig.7 Local Nusselt number versus dimensionless horizontal distance for various Reynolds numbers at Pr = 0.71, Gr = 10000

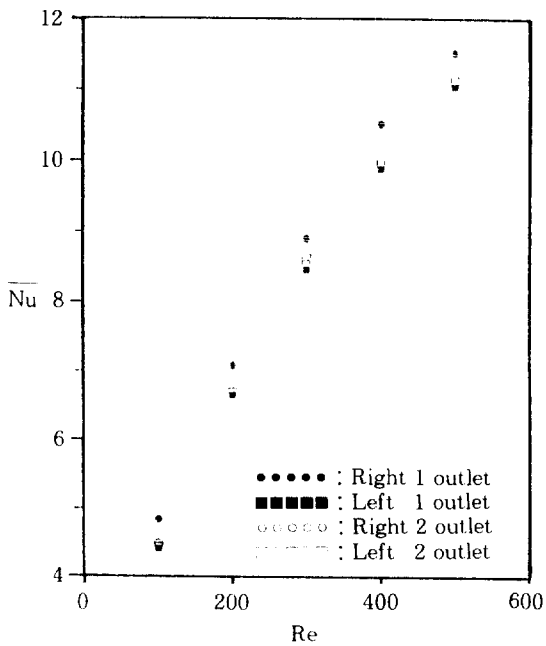

Fig.8 Mean Nusselt number versus Reynolds number for various outlet at Pr = 0.71, Gr = 10000

경우와 비교하여 보면 유출구가 2개인 경우의 평균 Nusselt수는 유출구가 1개인 오른쪽 유출구보다 낮게, 왼쪽 유출구보다는 대체로 높게 분포되어 있으며 오른쪽 1개의 유출구를 기준으로 비교하여 보면 오른쪽 유출구가 4.97%, 그리고 왼쪽 유출구가 6.46% 각각 낮게 나타났다.

Fig.9는 Gr에 대한 평균 Nusselt수의 분포를 여러가지 Reynolds수 및 유출구에 대하여 나타낸 것이다. Re의 증가에 따라 평균 Nusselt수 분포는 높게 나타났으며 Gr의 증가에 따라서는 다소 증가하였다. 유출구에 대한 영향은 오른쪽 1개의 유출구가 가장 높게 왼쪽 1개의 유출구가 가장 낮게 나타났다.

Fig.10은 Pr = 0.71, $700 \le Gr \le 100000$과 $30 \le Re \le 600$에서 $Gr^{0.04} \cdot Re^{0.61}$에 대한 평균 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. $Gr^{0.04} \cdot Re^{0.61}$이 증가함에 따라 열전달이 촉진되어 평균 Nusselt수는 선형적으로 증가하였으며 유출구에 대한 영향은 오른쪽 1개의 유출구가 가장 높게 왼쪽 1개의 유출구가 가장 낮게 나타났다. 이상의 결과로부터 다음과

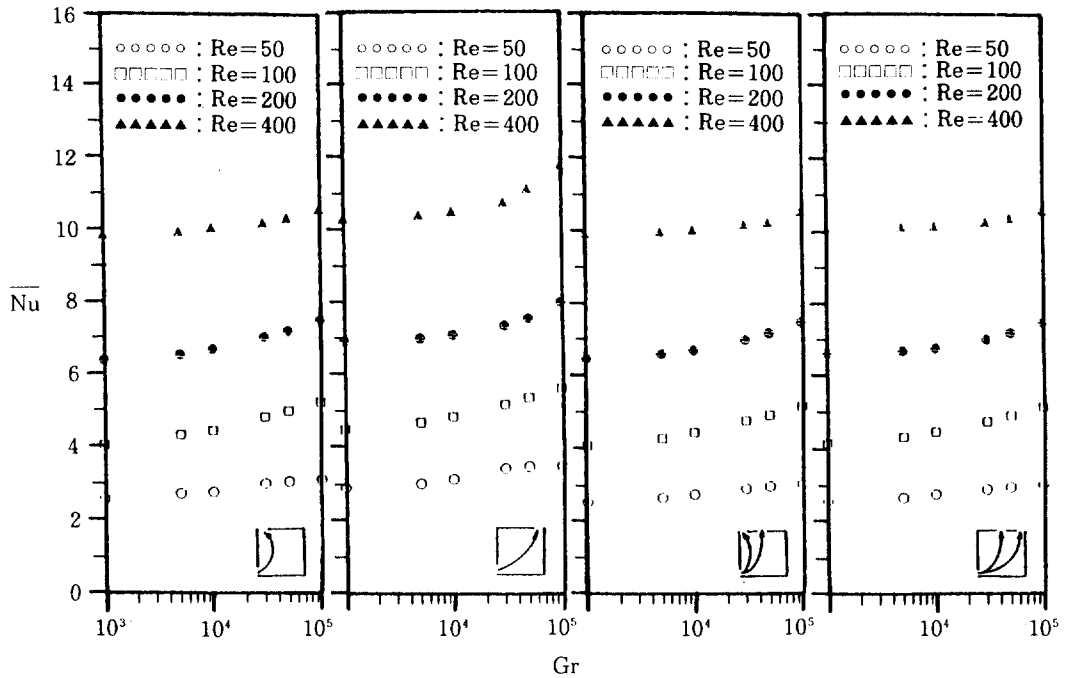

Fig.9 Mean Nusselt number versus Grashof number for various Reynolds numbers at Pr = 0.71

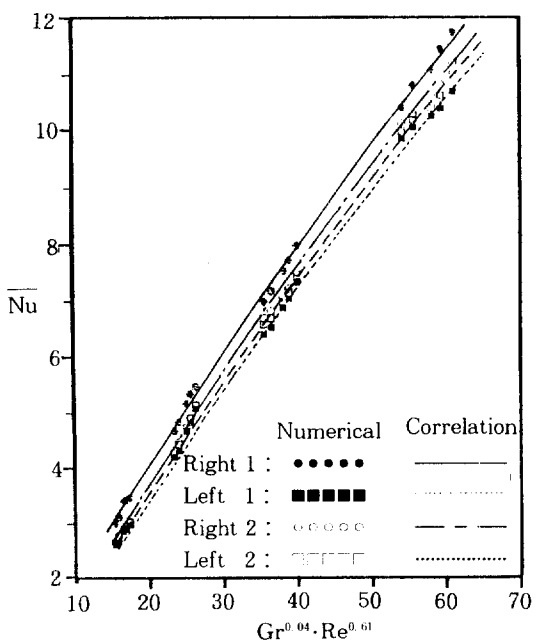

Fig.10 Comparison of Mean Nusselt number in numerical solutions and correlations for various outlets

같은 상관식을 만들 수 있다.

right one outlet : $\overline{Nu}=0.201\ Gr^{0.04}\cdot Re^{0.61}$ (14)

left one outlet : $\overline{Nu}=0.182\ Gr^{0.04}\cdot Re^{0.61}$ (15)

right two outlets: $\overline{Nu}=0.191\ Gr^{0.04}\cdot Re^{0.61}$ (16)

left two outlets : $\overline{Nu}=0.188\ Gr^{0.04}\cdot Re^{0.61}$ (17)

4. 결 론

Pr = 0.71, $700 \le Gr \le 100000$과 $30 \le Re \le 600$의 범위에서 왼쪽면 하부로 공기가 유입하여 윗면으로 출하는 경우에 대하여 유체의 유동 및 열전달을 연구한 결과는 다음과 같다.

1) 사각내부의 유동은 Re = 100, Gr = 10000에서 유출구의 위치와 관계없이 cell이 최소가 되었다.

2) 온도분포는 Reynolds수가 높을수록 낮게 나타났으며, 대류열전달이 촉진되어 등온선이

조밀하였다. 따라서 본 연구에서는 Re = 400의 오른쪽 1개의 유출구에서 열전달이 가장 활발하였다.

3) 입구영역에서의 국소 Nusselt수는 유입유체와 가열면과의 온도차가 크므로 열전달이 활발하며 X가 증가하면 급격히 감소하다고 X ≥0.7에서는 오른쪽 하부 유체 정체영역의 영향으로 열전달이 둔화되었다.

4) 평균 Nusselt수는 $Gr^{0.04} \cdot Re^{0.61}$의 증가에 따라 선형적으로 증가하였고, 오른쪽 1개의 유출구가 가장 높게 왼쪽 1개의 유출구가 가장 낮게 나타났다. 이는 유출구를 오른쪽으로 이동 시킬수록 유체의 유동거리가 짧아져서 대류열전달이 활발해지기 때문이다.

5) 이상의 결과로 평균 Nusselt수에 대한 상관식을 다음과 같이 만들었다.

right one outlet : $\overline{Nu} = 0.201\ Gr^{0.04} \cdot Re^{0.61}$

left one outlet : $\overline{Nu} = 0.182\ Gr^{0.04} \cdot Re^{0.61}$

right two outlets: $\overline{Nu} = 0.191\ Gr^{0.04} \cdot Re^{0.61}$

left two outlets : $\overline{Nu} = 0.188\ Gr^{0.04} \cdot Re^{0.61}$

참 고 문 헌

1. Papanicolaou, Y. Jaluria, 1990. "Mixed Convection from an Isolated Heat Source in a Rectangular Enclosure" Numerical Heat Transfer, Part A, vol.18, pp.427-461.
2. Hideo Inaba, Takeyuki Fukuda, Masahiro Sugawara, 1986. "Mixed, Forced and Natural convective Heat Transfers in Cavities Heated from Bottom Surface". Bulletin of JSME. vol.29, Np.249, pp/862-866.
3. Hazim B. Awbi, Guohui Gan, 1994, "Predicting Air Flow and Thermal comfort in Offices", ASHRAE Journal, february, pp.17-21
4. Kenneth M.Elovitz, David M.Elovitz, 1993, "Understanding smoke management and control", ASHRAE Journal, vol.35, No4, pp.34-37
5. 한국건설기술연구원, 1994, "지하생활공간 개발에 대한 연구(환기 및 방재기술 분야를 중심으로)", 월간설비공사, 4월호, pp.86-101
6. W.L.Oberkampf, L.I.Crow. 1976. "Numerical Study of the Velocity and Temperature Fields in a Flow-Through Reservoir". Transactions of the ASME, Journal of Heat Transfer. pp.353-359.
7. S.K.Chaturvedi, T.O.Mohieldin, G.C.Huang, 1988. "Mixed Laminar Convection in Trombe Wall Channels" Journal of Solar Energy Engineering, vol.110, pp.31-37
8. C.J.Ho, F.J.Tu, 1992, "Laminar Mixed Convection of Cold water in a vertical Annulus with a Heated Rotating Inner Cylinder", Transactions of the ASME, vol.114, pp.418-424
9. Francois Penot, Milos Pavlovic, 1986, "Heat Transfer Analysis of Mixed Convection in a Heated Cavity" Proceeding of the 8th International Heat Transfer Conference, vol.3, pp. 1419-1424