

실내공기 제어를 위한 사각공간내의 혼합대류에 관한 연구

이 철 재* · 정 한 식** · 권 순 석***
(96년 7월 27일 접수)

The Study of Mixed Convection in a Rectangular Enclosure for Indoor Air Control

Cheol-Jae Lee* · Han-Shik Chung** · Sun-Sok Kwon***

Key Words : Indoor Air Control(실내공기제어), Mixed Convection(혼합대류), Rectangular Enclosure(사각공간), Minimum Cell(최소셀), Outlet(유출구), Holographic interferometry(홀로그래픽 간섭계)

Abstract

The Numerical and experimental studies on the mixed convection of a rectangular enclosure for indoor air control has been studied numerically using the finite volume method and experimentally with holographic interferometry and Laser apparatus. The parameters studied here are $Pr = 0.71$, $30 \leq Re \leq 600$, $700 \leq Gr \leq 100000$ and the positions of an outlet. The results show streamlines, isotherms, velocity distributions and photograph of holographic interferometry and streamlines. It is found that the minimum cell occurs at $Re=100, Gr=10000$. The mean Nusselt numbers can be expressed by the correlation equation $Nu = C \cdot Gr^a \cdot Re^b$. The comparison of numerical and experimental results shows a good agreement.

기 호 설 명

b : 유입 및 유출구 폭 ($b=0.1L$)

g : 중력가속도

Gr : Grashof 수 $g \beta L^3 (T_s - T_o) / \nu^2$

L : 사각공간 길이

Nu: Nusselt 수 hL/k

Pr: Prandtl 수 ν/α

Re: Reynolds 수 $U_o L/\nu$

T: 온도

U: 무차원 수평방향 속도 u/U_o

V: 무차원 수직방향 속도 v/U_o

* 경동전문대학 건축설비과

** 경상대학교 수산대학 선박기계공학과

*** 동아대학교 공과대학 기계공학과

- X : 무차원 수평방향 좌표 x/L
- Y : 무차원 수직방향 좌표 y/L
- α : 열확산계수
- β : 체적팽창계수
- μ : 점성계수
- $\Delta\Psi$: 유선간의 stream function 차
- $\Delta\theta$: 등온선간의 무차원 온도차
- ν : 동점성계수($= \mu/\rho$)
- ρ : 밀도
- h : 열전달계수
- k : 열전도율
- Ψ : 무차원 유동함수 Ψ/U_0L
- W : 무차원 와도 w/LU_0
- θ : 무차원 온도 $(T - T_0)/(T_s - T_0)$

하첨자

- max : 최대치
- T : 전체
- ∞ : 주위유체
- s : 벽면

상첨자

- : 평균

1. 서론

해상에 장기간 정체되는 해상구조물이나 운항이 필요한 선박은 고밀도 실내 환경의 구축이 필수적이며, 이러한 실내의 환경특성은 외부환경에 대한 적응성이 낮기 때문에 전체 구조물의 설계단계부터 세심히 고려하여야 할 문제이다. 이러한 문제는 자연대류와 강제대류가 적절히 공존하는 혼합대류로의 접근이 필요하며 쾌적한 환경구축 또는 화재 발생에 대비한 매연제어 측면에서도 대단히 중요한 연구대상이다.

K.Elayed 등¹⁾은 사무공간에서의 내부 공기유동과 배출현상을 수치해석으로 연구하였다. 이 연구에서는 속도, 온도 그리고 오염물질의 분포에 대한 보고가 있었으며 특히 실내 중앙에 커다란 공기유동 부분이 존재함을 보고하였다. J.Xu 등²⁾은 실내의 매연 배출 특성에 대한 수치해석적인 예측과 실험

적인 측정 결과를 비교 연구하였다. 천장 부분에서 공기의 흡입과 배출이 이루어지는 경우에 대하여 평균속도와 난류특성을 실험적으로 연구한 결과와 난류 K- ϵ 모델로서 SIMPLER 알고리즘을 이용한 수치해석 결과를 상호 비교 연구하였다. S.D.Dahl 등³⁾은 건물내의 습기의 축적과 비등은 유동현상을 연구하였다. 건물내에서의 습도와 관계되는 평균습도분포의 자료를 제시하고, 등온상태와 비등온상태에서의 습도 측정결과와 이론값을 비교하였다.

실내의 배연대책에 대한 연구결과도 많이 찾아볼 수 있다. 특히 고밀도 주거환경이나 고층화 내지 지하공간에서의 화재에 대한 배연대책은 대단히 중요한 요소로서 각종 건물에 대한 실제 실험부터 이론적 제안등에 대한 보고가 있었다.^{4) 6)} K.M.Elovitz와 D.M.Elovitz⁷⁾는 다층 구조물내에서 화재가 발생하였을 때 화염의 위치에 대한 연기의 제어방법, 흡입구 및 배출구의 위치에 대한 연기제어 방법 및 인명피해를 최소화할 수 있는 방안을 연구하였다. H.B.Awbi와 G.Gan⁸⁾은 천정하부 150mm 벽면에서 실내온도보다 5.5K 높은공기를 112(l/sec)로 분사하는 경우를 수치해석하여 PMV (Predicted Mean Vote)와 PPD(Predicted percentage of dissatisfied)를 구한 후 실내환경에 대한 공기유동과 열적 쾌감도를 예측할 수 있는 3차원 프로그램을 개발하였다. 이상의 연구들을 고찰해보면 대부분은 실내 오염물질의 배출 특성에 중점을 두고 있으며 배연대책으로는 실제 건물을 대상으로한 결과로서 포괄적 적용을 위하여는 보다 많은 연구가 요구된다.

본 연구에서는 고밀도 주거환경에서 요구되는 실내공기의 제어를 위한 실내의 공기 유동 특성과 배연 대책의 기본 자료를 확보하기 위한 열전달 특성을 연구하고자 한다.

2. 수치해석 및 실험

고밀도 주거환경을 모델링하기 위하여 하나의 실내에 대한 외부 공기의 흡입과 배출을 고려한 Fig. 1과 같은 정사각형공간의 기하학적 형상을 가정한다. 왼쪽면 하부에서 공기가 U_0 , T_0 로 유입하여 윗면의 유출구로 유출하고, 유출구 위치는 3가

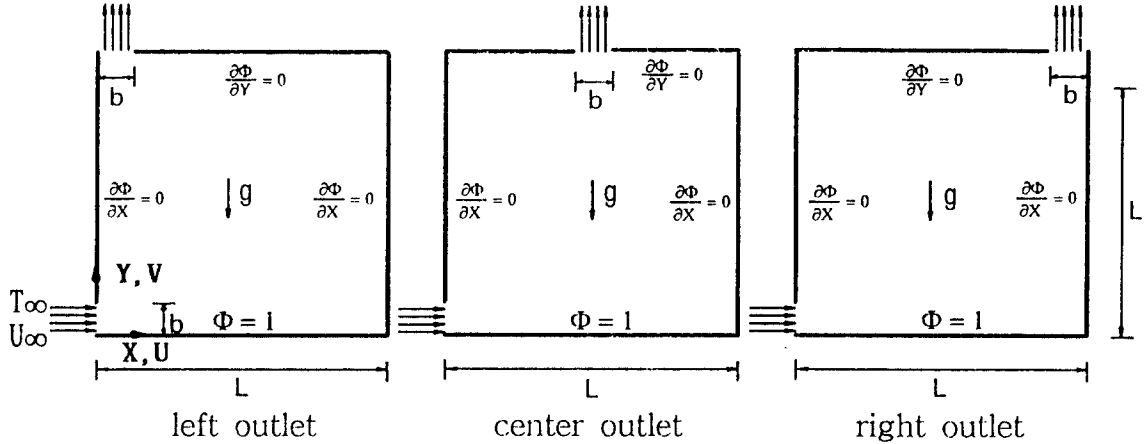


Fig. 1 Schematic diagram of the geometry investigated

지 경우로 왼쪽, 중앙 및 오른쪽에 있다. 유체는 Boussinesq approximation에 따른다고 가정하고 2차원 비압축성 층류혼합 대류에 대한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

$$W = -\nabla^2 \psi \quad (1)$$

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

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

여기서

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2}, \quad U = \frac{\partial \psi}{\partial Y}, \quad V = -\frac{\partial \psi}{\partial X} \quad (4)$$

위의 기본방정식에 대한 경계조건은 다음과 같다.

1) 밑 면

$$U = V = \psi = 0, \quad \Phi = 1, \quad W = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} \quad (5)$$

2) 오른쪽면

$$U = V = \psi = 0, \quad \frac{\partial \Phi}{\partial X} = 0, \quad W = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} \quad (6)$$

3) 윗 면

$$U = V = 0, \quad \psi = 0.1, \quad \frac{\partial \Phi}{\partial Y} = 0, \quad W = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} \quad (7)$$

4) 왼쪽면

$$U = V = 0, \quad \psi = 0.1, \quad \frac{\partial \Phi}{\partial X} = 0, \quad W = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} \quad (8)$$

5) 유입부

$$U = 1, \quad V = 0, \quad \psi = 0.1, \quad W = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} \quad (9)$$

6) 유출부

$$U = \frac{\partial \Phi}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = 0, \quad W = -\frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} \quad (10)$$

수치해석을 수행하기 위하여 지배방정식 (1)-(3)과 경계조건 (5)-(10)을 유한체적법(finite volume method)으로 유도후 S.O.R.(successive over relaxation)기법을 사용하여 수치해석하였다. 또한 수렴조건은 다음과 같다.

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

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

1) 국소 Nusselt수

$$N_u = \frac{hL}{K} = -\frac{\partial \Phi}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (12)$$

2) 평균 Nusselt수

$$\bar{N}_u = \frac{1}{L} \int N_u dx \quad (13)$$

수치해석의 타당성을 검증하기 위하여 실험을 하였다. 작동유체인 공기를 강제적으로 이동하기 위하여 베크라이트로 소형 풍동을 제작하였다. 가변 팬을 풍동의 출구에 설치하여 공기를 흡입하는 방법을 채택하였다. 풍동의 길이는 500mm이며, 가로와 세로의 치수는 각각 100mm 이다. Holographic 간섭계, Smoke generator와 Laser장치를 이용하여 등온선과 유선을 가시화 하여 수치해석 결과와 비교하였다⁹⁾.

3. 결과 및 고찰

수치해석은 Pr=0.71에서 Gr=700-100000과 Re = 30 - 600을 변수로 하여 해를 구하였다.

Fig. 2는 유출구가 오른쪽, 중앙, 왼쪽인 경우 여러가지 Reynolds수에 대한 유선을 나타낸 것이다. Re의 증가에 따라 왼쪽상부 cell이 Re<100까지는 감소하며, 그 이상에서는 다시 증가하는 특성을 보이고 있다. 즉 Re=100, Gr=10000은 혼합대류지수 Gr/Re²=1로서 유출구의 위치에 관계없이 Cell이 최소가 되는 특성을 나타내고 있다. 유출구가 우측으로 이동하면 이 Cell은 Re<50에서는 증가하고 Re=400에서는 유사한다.

Fig. 3은 유출구가 오른쪽, 중앙, 왼쪽인 경우 여러가지 Reynolds수에 대한 등온선을 나타낸 것이다. Re가 증가할수록 유체의 유입속도가 빨라지고 이로 인하여 밀면으로부터의 열전달이 촉진되며, 유출구가 오른쪽으로 이동할수록 유체의 흐름이 원활하여 열전달이 촉진됨을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 Re=400의 오른쪽 유출구가 열전달이 가장 활발하며, Re=30의 왼쪽 유출구가 열전달이 가장 둔화됨을 알 수 있다.

Fig. 4는 실내밀면에서부터의 무차원수직거리 Y= 0.5인 지점에서의 여러가지 Re에 대한 무차원 온도분포를 나타낸 것이다. 온도분포는 Re가 낮을수록, 무차원수평거리 X가 1에 가까울수록 높게

나타났다. 이는 Re가 낮을수록 자연대류의 영향이 강하여 대류열전달이 둔화되며, X가 1에 가까울수록 열전달이 둔화되기 때문이다. 수평방향에 대한 온도분포는 Re가 높을수록 우측벽면에서의 온도구배가 크게 나타났고, Re=50을 제외하고는 유출구가 오른쪽으로 이동할수록 온도분포가 낮게 나타났다. 이는 Re가 클수록, 그리고 유출구가 오른쪽으로 이동할수록 유체유동이 촉진되어 대류 열전달이 활발하기 때문이며, Re=50은 자연대류 영역으로서 유체유동보다도 유출구의 위치가 열전달에 더 많은 영향을 미친 결과이다.

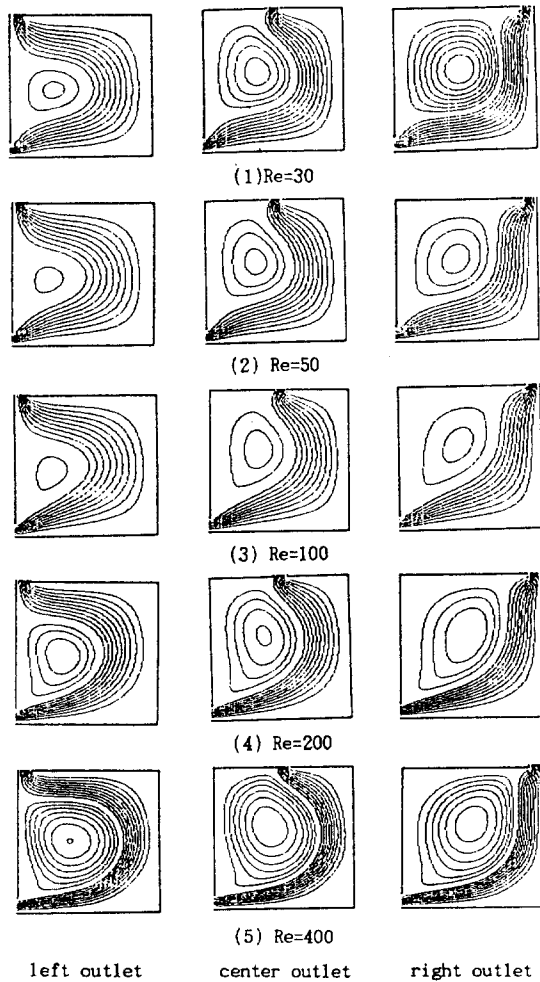


Fig. 2 Streamlines for various Reynolds numbers at Gr = 10000 and Pr = 0.71 ($\Delta\psi = 0.01$)

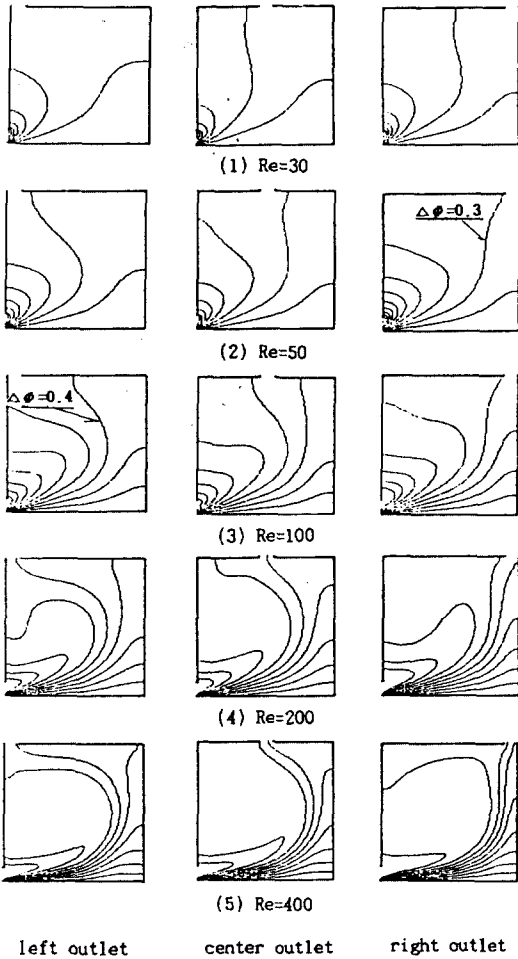


Fig. 3 Isotherms for various Reynolds numbers at $Gr = 10000$ and $Pr = 0.71$ ($\Delta\phi = 0.1$)

Fig. 5는 $Y=0.5$ 에서의 무차원 수평방향속도인 U 속도분포를 나타낸 것이다. 오른쪽유출구의 경우 최고속도의 분포는 Re 가 높을수록 높게 그리고 오른쪽으로 이동하여 나타나며, 중앙유출구에서는 $Re \leq 200$ 까지는 최고속도의 분포가 오른쪽으로 이동하고 $Re=400$ 의 경우 다시 왼쪽으로 이동하여 나타났다. 왼쪽유출구에서는 $Re=50$ 인 경우 음의 값을, $Re=400$ 인 경우 양의 값을 나타내었다.

Fig. 6은 $Y=0.5$ 에서의 무차원 수직방향속도 분포를 나타낸 것이다. 최고속도는 오른쪽에서 나타나고 Re 가 증가함에 따라 $Re=100$ 까지는 감소하다

가 그 이상에서는 증가함을 알 수 있으며, 이는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 $Re=100$ 을 기준으로 하여 유동형태가 변화된 결과이며, 유출구가 왼쪽으로 이동함에 따라 유동형태의 변화가 작게 나타남을 알 수 있다.

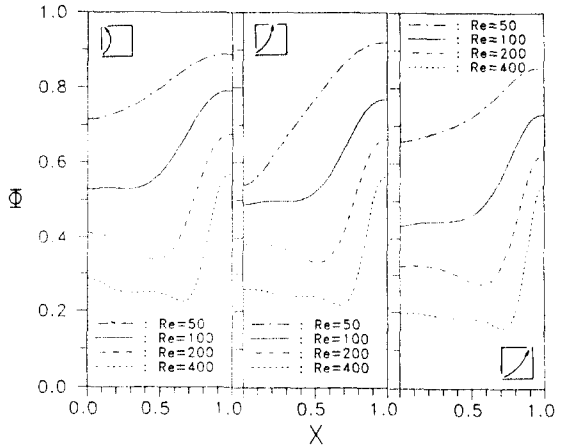


Fig. 4 Dimensionless temperature distribution versus dimensionless horizontal distance for various Reynolds numbers at $Pr = 0.71$, $Gr = 10000$, $Y = 0.5$

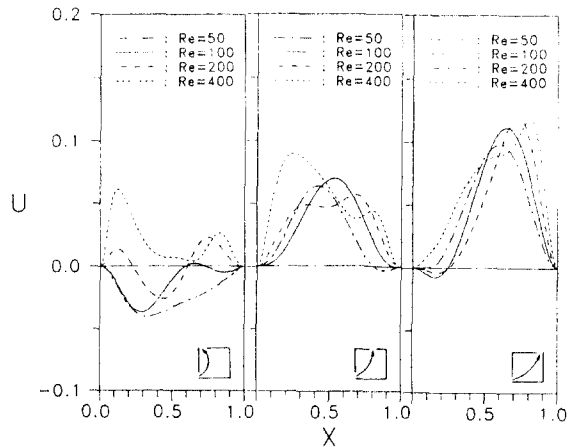


Fig. 5 Dimensionless horizontal velocity versus dimensionless horizontal distance for various Reynolds numbers at $Pr = 0.71$, $Gr = 10000$, $Y = 0.5$

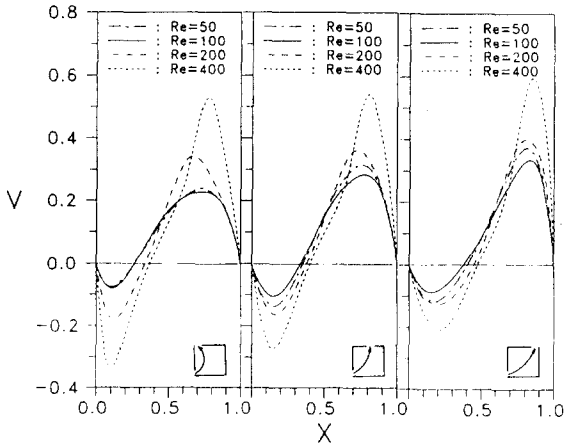


Fig. 6 Dimensionless vertical velocity versus dimensionless horizontal distance for various Reynolds numbers at $Pr = 0.71$, $Gr = 10000$, $Y = 0.5$

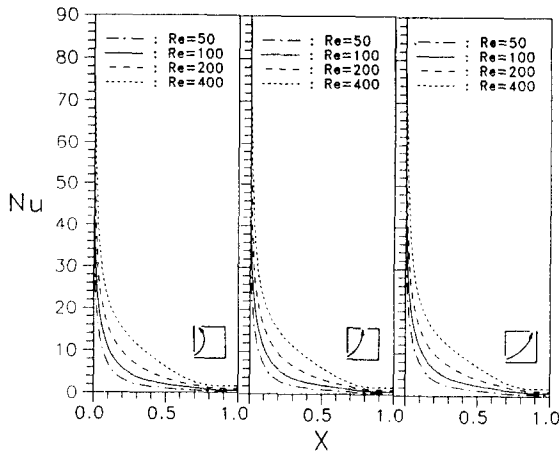


Fig. 7 Local Nusselt number versus dimensionless horizontal distance for various Reynolds numbers at $Pr = 0.71$, $Gr = 10000$

Fig. 7은 여러가지 Re에 대한 밀면에서의 국소 Nusselt수를 나타낸 것이다. Re가 증가함에 따라 국소 Nusselt수는 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있으며, 입구영역에서는 차가운 유체와 가열된 유체와의 온도차가 현저함으로 열전달이 가장 활

발하며, 무차원 수평거리가 증가함에 따라 급격히 감소하다가 $X \geq 0.7$ 에서는 거의 일정한 값을 나타내었다. 이는 유입구쪽의 유체가 X방향으로 증가함에 따라 온도차의 감소로 부력의 영향이 감소한 결과로 열전달이 둔화된 결과이다.

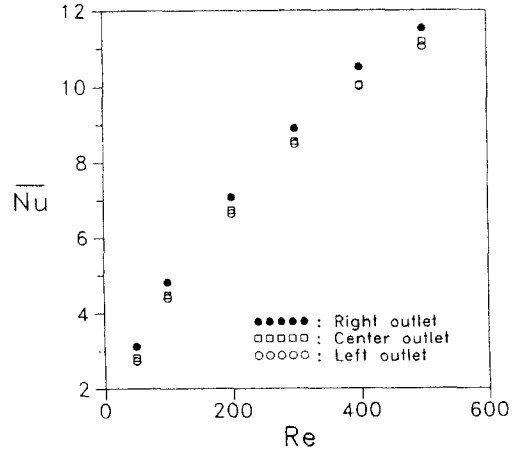


Fig. 8 Mean Nusselt number versus Reynolds number for various outlets at $Pr = 0.71$, $Gr = 10000$

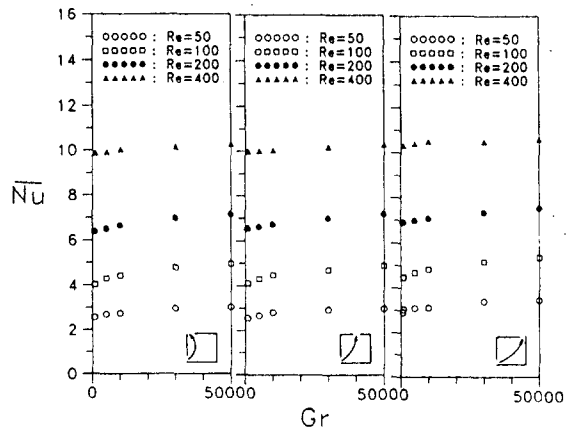


Fig. 9 Mean Nusselt number versus Grashof number for various Reynolds numbers at $Pr = 0.71$

Fig. 8은 Re에 대한 평균 Nusselt수를 나타낸 것으로 Re가 증가함에 따라 평균 Nusselt수가 선형

적으로 증가함을 알 수 있으며 오른쪽유출구의 경우가 가장 높게, 왼쪽유출구의 경우가 가장 낮게 나타나 왼쪽 유출구에서 유동저항이 가장 크게 나타남을 알 수 있다.

Fig. 9는 Gr에 대한 평균 Nusselt수의 분포를 여러가지 Re에 대하여 나타낸 것이다. Re의 증가에 따라 평균 Nusselt수 분포는 높게 나타났으나, Gr의 증가에 따른 평균 Nusselt수 분포는 다소차이를 나타내었다. 즉 본 계산 영역에서는 Gr의 영향보다 Re의 영향을 많이 받고 있음을 알 수 있다. 유출구에 대한 영향은 왼쪽유출구를 기준으로 하였을 때 중앙 및 오른쪽 유출구에서 평균 Nusselt수가 각각 1.6%, 10.4 % 높게 나타났다.

Fig. 10은 Pr=0.71, $700 \leq Gr \leq 100000$ 과 $30 \leq Re \leq 600$ 에서 $Gr^{0.04} \cdot Re^{0.61}$ 에 대한 평균 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. $Gr^{0.04} \cdot Re^{0.61}$ 가 증가함에 따라 열전달이 촉진되어 평균 Nusselt수는 선형적으로 증가하며 오른쪽유출구의 경우가 가장 높게, 왼쪽 유출구가 가장 낮게 나타났다. 이들 결과로부터 다음과 같은 상관식을 만들수 있다.

$$\text{right outlet} : \overline{Nu}_u = 0.201 Gr^{0.04} Re^{0.61} \quad (14)$$

$$\text{center outlet} : \overline{Nu}_u = 0.185 Gr^{0.04} Re^{0.61} \quad (15)$$

$$\text{left outlet} : \overline{Nu}_u = 0.182 Gr^{0.04} Re^{0.61} \quad (16)$$

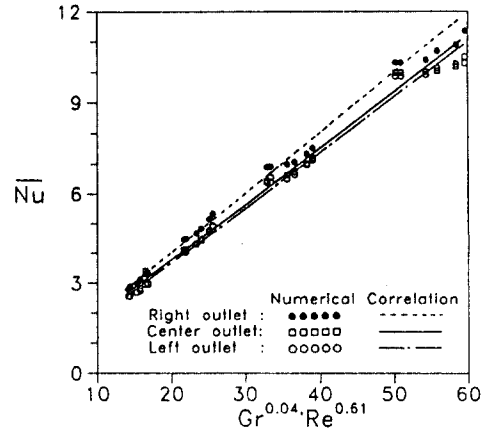
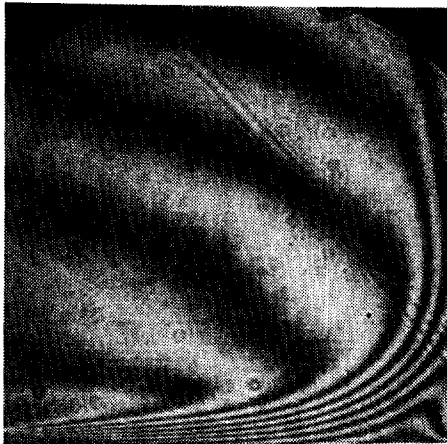
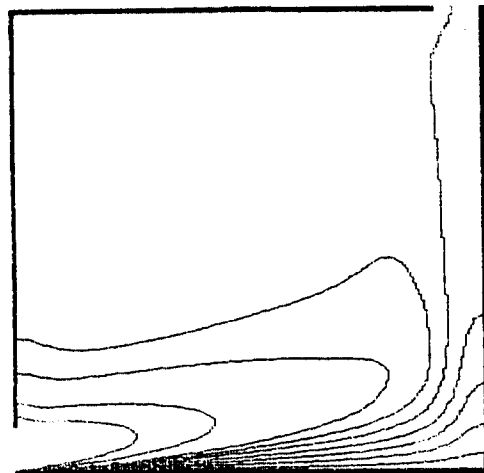


Fig. 10 Comparison of Mean Nusselt number in numerical solutions and correlations for various outlets

Fig. 11~Fig. 13은 오른쪽 유출구의 조건에서 Pr=0.71에서 간접계로서 실험한 결과와 수치해석 결과를 각각 비교한 것이다. 등온선의 결과는 간접

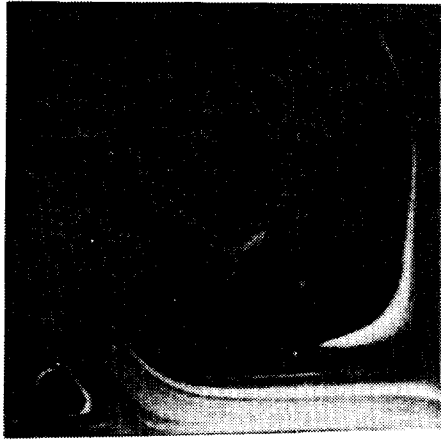


Holographic photograph

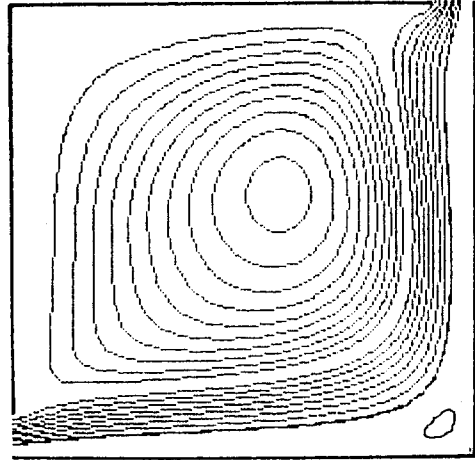


numerical isotherms

Fig. 11 Comparison of Holographic interferometer photograph and numerical result at Pr = 0.71, Re = 80, Gr = 2.687×10^6



(a) experimental result



(b) numerical result

Fig. 12 Comparison of streamlines between experimental and numerical result for right one outlet at $Pr = 0.71$, $Re = 80$, and $Gr = 2.687 \times 10^6$

계의 간섭 특성을 이용한 것이고, 유선은 연기발생기를 이용하여 촬영한 것이다.

Fig. 11은 $Pr=0.71$, $Re=80$, $Gr=2.687 \times 10^6$ 에서의 Holographic 간섭계로 부터 얻은 등온선을 수치해석결과와 비교한 것이다. 유입구에서는 차가운 유체의 유입으로 인하여 열전달이 활발하며, 오른쪽으로 갈수록 열전달이 둔화되는 정상적인 현상이 다같이 나타났다. 그러나 왼쪽 상부와 오른쪽 하부에서 실험시 완전한 단열성의 부족으로 인하여 부분적으로 열전달이 다소 둔화되는 영역이 발생되었다.

Fig. 12는 $Re=80$, $Gr=2.687 \times 10^6$ 에서의 smoke generator와 레이저 장치로 부터 얻은 유동사진과 수치해석으로 얻은 결과를 비교한 것으로 실험과 수치해석 모두에서 대류열전달에 의한 주유동은 유입구로부터 밀면과 오른쪽면을 따라 유출구쪽으로 흐르며, 오른쪽 하부 모서리 부분에 Cell이 나타나 유동의 정체가 나타남을 알 수 있다. 이 부분은 Fig. 13에 나타난 바와같이 등온선의 간격이 넓은 부분으로 열전달의 둔화가 일어나는 부분이다.

Fig. 13는 $Pr=0.71$, $Re=80$, $Gr=2.678 \times 10^6$ 에서 가열면의 국소 Nusselt수 분포를 실험과 수치 해석하여 비교한 것이다. 일반적으로 입구영역에서 높

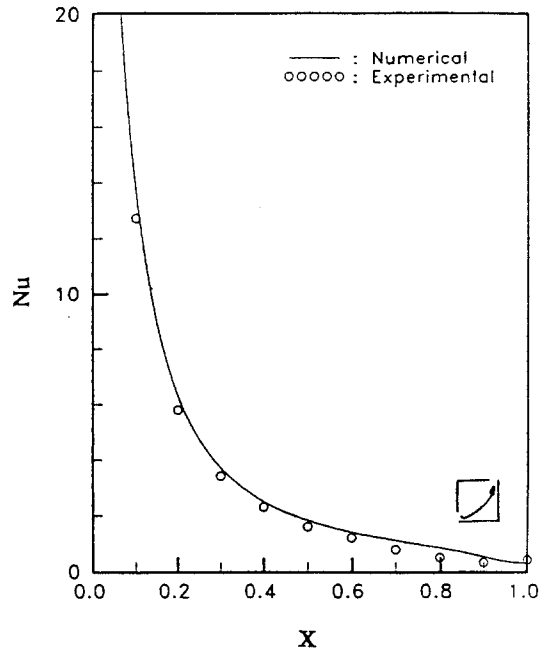


Fig. 13 Comparison of local Nusselt number between experimental and numerical result for right one outlet at $Pr = 0.71$, $Re = 80$, and $Gr = 2.687 \times 10^6$

은 Nusselt수 분포를 나타내었고, X=1.0 부근에서는 실험시의 단일부족으로 인한 Nusselt수 값이 다소 낮게 나타나는 영역이 나타났으나, 나머지 영역에서는 정상상태의 유지, 실험장치의 정밀도, 수치해석에서의 오차 등으로 수치해석의 결과와 실험결과는 다소 차이는 있으나 정성적으로 잘 일치함을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

실내공기 제어를 위한 사각공간내의 혼합대류에 대하여 수치해석과 실험으로 유체의 유동 및 열전달을 연구한 결과는 다음과 같다.

- 1) 실내공기의 유동은 $Gr/Re^2=1$ 인 $Re=100$, $Gr=10000$ 에서 유출구의 위치와 관계없이 cell이 최소가 되었다.
- 2) 실내온도 변화는 Re 가 높을수록, 유출구가 오른쪽으로 이동할수록 유체유동이 촉진되어 크게 나타나고 밀면에서 전열된 열이 잘 배출된다. 즉 열전달은 $Re=400$ 의 오른쪽 유출구가 가장 활발하며, $Re=30$ 의 왼쪽 유출구가 가장 낮게 나타났다.
- 3) 평균 Nusselt수는 $Gr^{0.04} Re^{0.61}$ 의 증가에 따라 선형적으로 증가함을 알 수 있고, 왼쪽유출구의 경우를 기준으로 하여 중앙 및 오른쪽 유출구를 비교한 결과 평균적으로 각각 1.6%, 10.4% 증가 하였으며 다음과 같은 상관식을 만들수 있다.

$$\text{right outlet} : \overline{N}_u = 0.201Gr^{0.04}Re^{0.61}$$

$$\text{center outlet} : \overline{N}_u = 0.185Gr^{0.04}Re^{0.61}$$

$$\text{left outlet} : \overline{N}_u = 0.182Gr^{0.04}Re^{0.61}$$

- 4) 수치해석의 결과를 제한된 영역에서 실험으로 확인한 결과 등온선 및 유선 모두 정성적으로 잘 일치하였다.

참고문헌

- 1) K.Elayed, T.H.Kuehn, J.W.Ramsey and J.Xu, "Numerical simulation of airflow and contaminant transport in an office building", 1992 Proceedings vol.1 38th Annual Technical Meeting, Tennessee, pp.54-57, 1992
- 2) J.Xu, H.Liang and T.H.Kuehn, "Comparison of numerical predictions and experimental measurements of ventilation in a room", Proceeding Roomvent '94, Poland, pp.213-227, 1994
- 3) S.D.Dahl, T.H.Kuehn, J.W.Ramsey and C.H. Yang, "Moisture storage and non-isothermal transport properties of common building materials", HVAC&R Research vol.2, No.1, pp.42-58, 1996
- 4) J. Klote, "Full scale smoke control tests at the Plaza Hotel Building", ASHRAE Journal April, pp.28-32, 1989
- 5) G.T.Tamura, "Stair pressurization systems for smoke control", ASHRAE Journal July, pp.14-18, 1991
- 6) R.Marchant, "Sandwich pressurization systems for smoke control", ASHRAE Journal November, pp.20-26, 1992
- 7) K.M.Elovitz and D.M.Elovitz, "Understanding Smoke Management and Control", ASHRAE Journal, vol.35, No 4, pp.34-37, 1993
- 8) H.B. Awbi and G. Gan, "Predicting Air Flow and Thermal Comfort in Offices", ASHRAE Journal, Feb., pp.17-21, 1994
- 9) U.Grigull and W.Hauf, "Advances in Heat Transfer Optical Method in Heat Transfer", Academic Press, New York, London, Vol.6, pp.134-312, 1970