

수평전도벽과 간막이가 직 4 각형 밀폐공간내에서의 2 차원 층류 자연대류에 미치는 영향

Effect of Horizontal Conducting Walls and Partitions on Two-Dimensional
Laminar Natural Convective Heat Transfer in a Rectangular Enclosure

이 택 식*, 이 상 우**
Taik Sik Lee, Sang Woo Lee

ABSTRACT

Laminar natural convective heat transfer within a two-dimensional rectangular enclosure with horizontal conducting walls and partitions was investigated by numerical analysis and experiment. The enclosure consists of two isothermal vertical walls and two adiabatic horizontal walls. This combined heat transfer problem of conduction and natural convection was solved using finite difference method with SIMPLE algorithm, and temperature distributions in the air filled enclosure was obtained using Mach-Zehnder interferometer. Good agreement was obtained between the predicted and measured results. The effect of geometric parameters and thermal properties on heat transfer was studied for Grashof numbers in range, $1 \times 10^4 \leq Gr \leq 6.4 \times 10^5$. It was found that both velocity and temperature fields were influenced significantly by thermal conductivity of the conducting walls and the partitions, and by geometry of partitions.

기 호 설 명

<p>A : $(=w/h)$ 종횡비</p> <p>b : 간막이 및 수평전도벽의 두께(m)</p> <p>b^* : $(=b/H)$ 밀폐공간의 총 높이에 대한 수평전도벽의 두께의 비</p> <p>C : 비열(kJ/kg °C)</p> <p>g : 중력가속도(m/s²)</p> <p>Gr : Grashof 수</p> <p>H : 직 4 각형 밀폐공간의 총 높이(m)</p> <p>h : 직 4 각형 밀폐공간의 유체부분의 높이(m)</p> <p>h_l : 아래 간막이의 길이(m)</p>	<p>h_u : 위 간막이의 길이(m)</p> <p>h^* : $(=(h_l+h_u)/h)$ 4 각형 밀폐공간의 유체부분의 높이에 대한 간막이의 총길이의 비</p> <p>h_l^* : $(=h_l/h)$ 4 각형 밀폐공간의 유체부분의 높이에 대한 아래 간막이의 길이의 비</p> <p>h_u^* : $(=h_u/h)$ 4 각형 밀폐공간의 유체부분의 높이에 대한 위 간막이의 길이의 비</p> <p>k : 열전도율(W/m °C)</p> <p>k^* : $(=k_s/k_f)$ 유체의 열전도율에 대한 고체의 열전도율의 비</p>
---	---

* 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

** 서울대학교 대학원 기계공학과

Nu : $(= \frac{q_w \cdot h}{k_f \cdot (T_h - T_c)})$ 국소 Nusselt 수

\bar{Nu} : $(= \int_0^H Nu \, d\eta)$ 평균 Nusselt 수

P : 무차원 압력

p : 압력 (Pa)

p' : $(= p + \rho_c g y)$ Boussinesq 근사로부터 유도된 압력 (Pa)

Pr : $(= \frac{\nu_f}{\alpha_f})$ Prandtl 수

\bar{Q} : $(= \frac{\int_0^H q_w \, dy}{k_f \cdot (T_h - T_c)} \cdot \frac{h}{H})$ 평균무차원열유속

q : 국소열유속 (W/m^2)

T : 온도 ($^{\circ}C$)

U : x 방향 무차원속도

u : x 방향 속도 (m/s)

V : y 방향 무차원속도

v : y 방향 속도 (m/s)

w : 직 4 각형 밀폐공간의 폭 (m)

w_l : 저온벽면으로부터 아래 간막이의 중심까지의 거리 (m)

w_u : 저온벽면으로부터 위 간막이의 중심까지의 거리 (m)

w_l^* : $(= \frac{w_l}{w})$ 직 4 각형 밀폐공간의 폭에 대한 아래 간막이의 위치의 비

w_u^* : $(= \frac{w_u}{w})$ 4 각형 밀폐공간의 폭에 대한 위 간막이의 위치의 비

ζ : x 의 무차원 좌표

ζ : 직교좌표계의 횡좌표 (m)

ζ_f : xy 좌표계의 원점이 y 축 방향으로 b 만큼 이동한 새로운 좌표계의 횡좌표 (m)

ζ : y 의 무차원 좌표

ζ : 직교좌표계의 종좌표 (m)

ζ_f : xy 좌표계의 원점이 y 축 방향으로 b 만큼 이동한 새로운 좌표계의 종좌표 (m)

회 략 문 자

: 열확산계수 (m^2/s)

β : 체적팽창계수 (K^{-1})

η : $(= y_f/h)$ y_f 좌표를 직 4 각형 밀폐공간의 유체부분의 높이로 무차원한 값

θ : $(= \frac{T - T_c}{T_h - T_c})$ 무차원온도

μ : 점성계수 ($kg/m \cdot s$)

ν : 동점성계수 (m^2/s)

ρ : 밀도 (kg/m^3)

하 첨 자

c : 저온벽

f : 유체

h : 고온벽

interface : 유체와 고체의 경계면

l : 아래 간막이

s : 고체

u : 위 간막이

w : 등온벽

상 첨 자

\ast : 비율

1. 서 론

직 4 각형 밀폐공간내에서의 자연대류에 관한 연구는 태양열 집열장치, 빌딩, 주택 등의 주거공간에서의 냉난방 문제 등 에너지가 고려되는 실제문제에 대한 많은 연구가 진행되어 종횡비, 경사각, Grashof 수 등의 변화에 따른 결과^(1,2)가 제시되었다. 최근에는 전열량을 증가시키거나 감소시키기 위하여 흰, 장애물을 설치한 기하학적 연구가 이루어지고 있다. 특히 이 경우에는 밀폐공간내에 고체부분과 유체부분이 동시에 존재하므로 전도열전달과 자연대류가 복합적으로 일어나게 된다.

Meyer 등⁽³⁾은 경사진 등온면 사이에 여러 개의 전도벽이 존재할 때 그 벽의 물성치 등이 자연대류에 미치는 영향을 연구하였고 Nansteel 등⁽⁴⁾은 내부가 물로 채워져 있는 직 4 각형 밀폐공간에 1 개의 수직 간막이가 존재하는 경우에 대한 실험적 연구를 하였으며, Bajorek 등⁽¹⁰⁾은 Mach-Zehnder 간섭계를 사

용하여 밀폐공간에 길이가 같은 2개의 간막이를 가지는 모델에 대해 실험적 연구를 수행하였다. Bejan⁽¹¹⁾은 내부에 유동의 장애물이 부착되어 있고, 다공성 물질이 존재하는 경우에 대하여 수치해석을 시도하였다. Bajorek 등⁽¹⁰⁾의 실험에서는 간막이의 물성치와 기하학적 특성에 따른 결과 뿐 아니라 유동특성에 대한 결과를 제시하지 못하고 있고, 공기 등의 기체를 고체로 직접 단열하는 것은 불가능한 일⁽¹²⁾인데 공기보다 열전도율이 훨씬 큰 Plexiglass ($k = 0.5 - 1 \text{ W/m}^\circ\text{C}$)를 단열벽으로 사용하고 있어, 정확한 실험결과를 제시하지 못하였다.

본 논문에서는 고층빌딩, 아파트 등에 있어서 각 층간의 기하학적 대칭구조를 고려하여 열전달이 없다고 가정하고, 바닥과 천정의 두께를 고려한 열전달 시스템을 연구하였다. 이것은 좌우 경계면이 저온과 고온으로 일정하게 유지되고, 상하 경계면은 단열벽으로 구성되어 있으며, 단열벽 상하에 수평전도벽이 존재하고, 그 곳에 간막이가 부착되어 있는 구조이다. 이와같은 전도와 자연대류가 결합된 시스템에 대해서 수치해석을 수행하였고, Mach-Zehnder 간섭계를 이용한 실험적 연구를 병행해서 수치해석의 타당성을 검증하고, 간막이와 수평전도벽이 자연대류 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 지배방정식과 경계조건

해석모델은 Fig.1과 같이 직 4각형 밀폐공간 ABCD의 내부에 간막이와 수평전도벽으로 이루어진 T자 모양의 2개의 고체부분과 나머지 공간에 존재하는 유체부분으로 구성되어 있으며, 윗면 AD와 아랫면 BC는 단열벽면이고 좌우 벽면 AB와 CD는 저온 T_c , 고온 T_h 로 일정하게 유지되어 있다.

유체는 비압축성, 뉴우튼 유체이고 고체와 유체의 물성치는 일정하며, 2차원 층류 유동으로 가정하였고, 다음과 같은 무차원 변수를 도입하여 지배방정식을 유도하였다. 여기서 하첨자 f, s 는 각각 유체와 고체를 나타낸다.

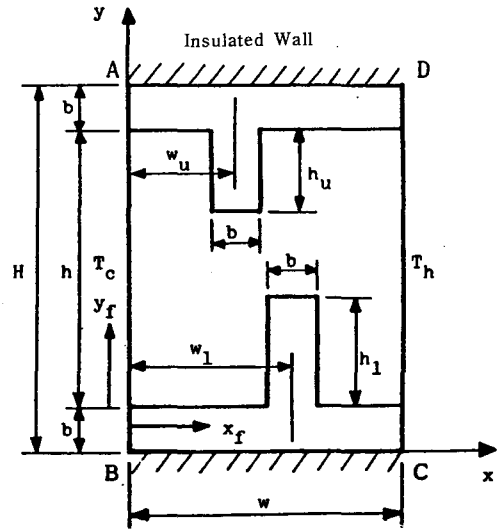


Fig. 1 Schematic diagram of the partitioned rectangular enclosure

$$X = \frac{x}{h}, Y = \frac{y}{h}, U = \frac{uh}{\nu_f}, V = \frac{\nu h}{\nu_f}$$

$$\theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}, P = \frac{h^2 \rho'}{\rho_c \cdot \nu_f^2} \quad (1)$$

$$Pr = \frac{\nu_f}{\alpha_f}, Gr = \frac{g \beta_f (T_h - T_c) h^3}{\nu_f^2}, k^* = \frac{k_s}{k_f}$$

그리고 다음의 Boussinesq 근사를 적용하였다

$$\rho = \frac{\rho_c}{1 + \beta(T - T_c)} \dots \dots \dots (2)$$

무차원 지배방정식을 유체와 고체부분으로 나누어 다음과 같은 식을 얻는다.

유체부분 : 연속방정식

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \dots \dots \dots (3)$$

운동량방정식

$$\frac{\partial(UU)}{\partial X} + \frac{\partial(UV)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) \dots \dots \dots (4a)$$

$$\frac{\partial(UV)}{\partial X} + \frac{\partial(VV)}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) + Gr \cdot \theta \dots \dots \dots (4b)$$

에너지방정식

$$\frac{\partial(U\theta)}{\partial X} + \frac{\partial(V\theta)}{\partial Y} = \frac{1}{Pr} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2}\right) \dots \dots (5)$$

고체부분 : 에너지방정식

$$0 = \frac{1}{Pr} \cdot k^* \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \dots\dots\dots (6)$$

경계조건은 다음과 같다.

$$\theta(0, Y) = 0, \quad U(0, Y) = 0, \quad V(0, Y) = 0 \dots\dots\dots (7) \sim (9)$$

$$\theta\left(\frac{w}{h}, Y\right) = 1, \quad U\left(\frac{w}{h}, Y\right) = 0,$$

$$V\left(\frac{w}{h}, Y\right) = 0 \dots\dots\dots (10) \sim (12)$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{r=0} = 0, \quad U(X, 0) = 0, \quad V(X, 0) = 0 \dots\dots\dots (13) \sim (15)$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right|_{y=\frac{H}{h}} = 0, \quad U\left(X, \frac{H}{h}\right) = 0, \quad V\left(X, \frac{H}{h}\right) = 0 \dots\dots\dots (16) \sim (18)$$

고체와 유체의 경계면에서 에너지평형이 이루어져야 하므로 다음과 같은 조건이 필요하다.

$$\left. k_f \frac{\partial \theta_f}{\partial X} \right\}_{\text{interface}} = \left. k_s \frac{\partial \theta_s}{\partial X} \right\}_{\text{interface}} \quad (19)$$

$$\left. k_f \frac{\partial \theta_f}{\partial Y} \right\}_{\text{interface}} = \left. k_s \frac{\partial \theta_s}{\partial Y} \right\}_{\text{interface}}$$

3. 수치해석

앞에서 유도한 지배방정식을 수치해석하기 위하여 유한차분법을 적용하였다. Fig. 2는 고체와 유체의 경계면근처의 격자배열을 나타내고 있는데, staggered grid를 사용하였고 고체와 유체의 경계면은 U, V 가 위치하는 검사면과 일치시켰다. 고체내부에서의 U, V 의 값을 iteration에 관계없이 항상 0이 되도록 하기 위해서 유한차분방정식의 생성항을 이용하였고⁽¹³⁾, 열전도율의 현격한 차이가 있는 격자점사이에서 에너지평형이 유지되도록 검사면에서 열전도율을 Patanker⁽¹³⁾의 방법대로 정의하였다. 무차원화된 에너지방정식이 식(5), 식(6)과 같이 주어지면 고체와 유체의 경계면에서 식(19)을 만족하므로 계산영역 내부의 경

계조건 식(19)는 수치해석시 해가 수렴하면 자연스럽게 만족된다. SIMPLE algorithm으로 유동장을 풀었으며 수렴의 척도로 유동장이 연속방정식을 만족하는 정도와 다음과 같이 저온벽과 고온벽에서의 에너지평형이 이루어지는 정도를 고려하였다.

$$\left| 1 - \frac{\bar{Q}_c}{\bar{Q}_h} \right| < 0.001 \dots\dots\dots (20)$$

여기서 \bar{Q}_c, \bar{Q}_h 는 기호설명에서 정의된 바와 같이 저온벽과 고온벽에서의 평균무차원열유속을 나타낸다. 그리고 적절한 under relaxation으로 계산의 안정성을 확보하였다.

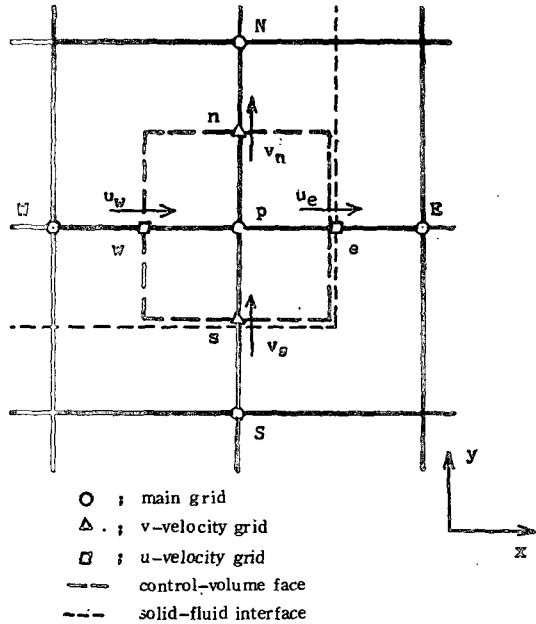
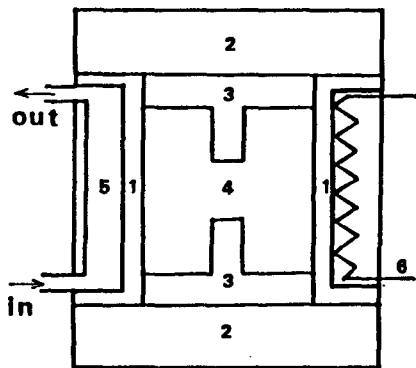


Fig. 2 Grid spacing

4. 실험

실험에 사용된 직 4각형 밀폐공간의 모형이 Fig. 3에 나타나 있다. 고온벽은 길이가 270 mm, 높이가 40mm, 그리고 두께가 10mm인 동판으로 되어 있는데 니크롬선에 교류전압을 가하여 가열하였고, 온도제어기를 이용하여 니크롬선 양단에 걸리는 전압을 제어함으로써 등온으로 유지시켰다. 저온벽은 크기와 재질이

고온벽과 동일하며 일정한 온도의 냉각수를 순환시켜 등온으로 유지하였다. 실험장치의 길이를 270mm로 한 것은 실험장치의 양끝의 영향을 줄여 밀폐공간내의 유동이 2차원이 되도록 하기 위함이며 고온벽의 온도의 불균일성을 막기 위해 니크롬선을 등간격으로 촘촘하게 부착하였다. 실제 실험시에 고온, 저온벽에 있어서 길이 방향의 온도차는 1°C 이내로 유지되었고, 높이 방향의 온도 차이는 거의 없었다. 온도 측정에는 copper constantan 열전대를 이용하였으며 multi-channel recorder를 이용하여 온도를 기록하였다. 단열벽은 열전도율이 0.03 W/m°C인 polystyrene foam으로 되어 있고, 상하 단열벽과 내부 공기사이에는 수평전도벽과 간막이로 이루어진 고체부분이 위치하고 있다. 고체부분의 열전도율이 너무 크면 등온벽과 만나는 곳에서 열접촉저항이 크게 되어 실험 오차가 증가되며, 너무 작아서 단열벽의 열전도율과 비슷해지면 단열조건이 충족될 수 없다. 따라서 정확한 실험을 위해서는 적당한 재질의 선택이 필수적이다. 이와같은 이유로 간막이의 재질로 열전도율이 0.190 W/m°C인 아크릴수지를 선택하였다.⁽¹⁴⁾ 공기부분에서의 자연대류에 의한 온도분포를 구하기 위하여



- 1. copper plate
- 2. polystyrene foam
- 3. acrylic resin
- 4. air
- 5. cooling water
- 6. nichrome wire

Fig. 3 Schematic diagram of experimental models

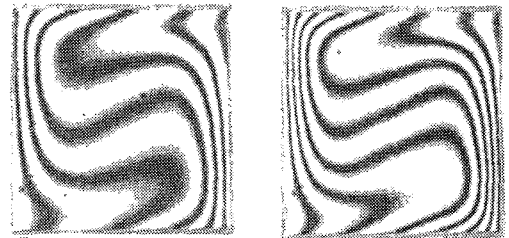
Mach-Zehnder 간섭계를 이용하였다.

실험조건은 종횡비 A 가 1, 밀폐공간의 높이에 대한 고체부분의 두께의 비 b^* 가 0.125인 경우에 대하여 간막이가 없는 경우, 상하에 간막이가 각각 1개씩 존재하는 경우, 그리고 2개의 간막이가 동시에 존재하는 경우에 대하여 Grashof 수가 4.63×10^4 에서 1.42×10^5 까지의 범위에서 실험을 실시하였다. Fig.4는 실험에서 얻은 간섭무늬사진(interferogram)의 한 예를 보여주는데 각각의 간섭무늬는 등온선을 나타낸다.⁽¹⁵⁾ Fig. 4의 (a), (b)는 상하 간막이의 길이 h_t^* , h_b^* 가 모두 0인 경우의 간섭무늬사진이고, (c), (d)는 h_t^* 과 h_b^* 이 모두 0.33일 때이다.

5. 결과 및 검토

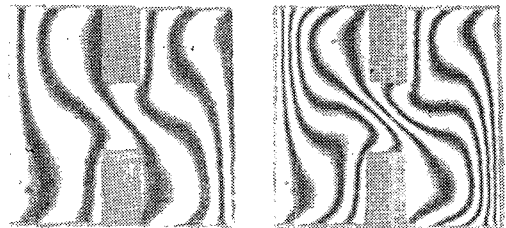
5.1 수치해석 결과와 실험 결과의 비교

수치해석 결과의 타당성을 검증하기 위해 각 파라미터를 실험 조건과 일치시켜 비교하였는데 실제로 비교된 조건은 Pr 수가 0.71, k^* 는



(a) $Gr=4.63 \times 10^4$

(b) $Gr=7.80 \times 10^4$



(c) $Gr=4.70 \times 10^4$

(d) $Gr=9.19 \times 10^4$

Fig. 4 Interferograms (infinite fringe field)

(a) and (b) : $h_t^* = 0.0$, $h_b^* = 0.0$

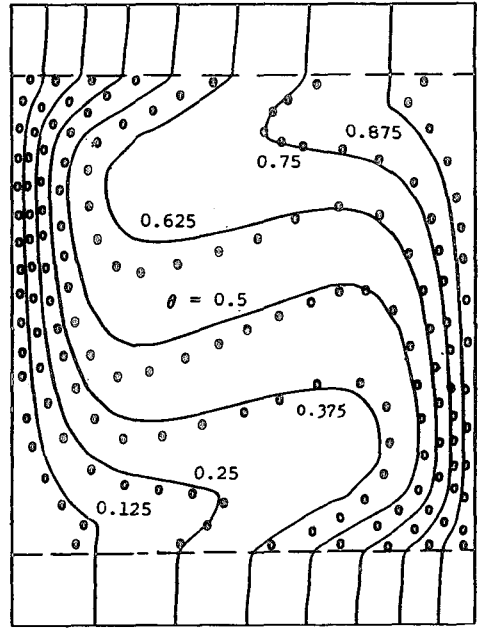
(c) and (d) : $h_t^* = 0.33$, $h_b^* = 0.33$

7.25, A 는 1, b^* 는 0.125, 그리고 w_1^* 과 w_2^* 이 모두 0.5의 경우이다. Fig. 5는 온도분포를 나타낸 것으로 (a)는 수평전도벽만이 존재하고 간막이는 없는 경우($h_1^* = h_2^* = 0$)이고, (b)는 수평전도벽과 간막이가 모두 존재하는 경우($h_1^* = h_2^* = 0.33$)이다. 실선은 수치해석으로부터 얻은 등온선이고 기호로 표시된 것은 실험 결과를 나타내는 것이다. 그림 내부에 쓰여진 숫자는 무차원 온도를 나타내는데 대부분의 등온선들이 잘 일치하고 있지만, 오차도 조금 발생하고 있음을 보여준다. 그 이유로서 실험적으로는 등온벽과 아크릴수지가 만나는 곳에서의 열접촉저항의 영향, 단열조건의 어려움, 물성치의 불확실성 등을 들 수 있고, 수치해석의 가정 및 근사해법으로부터 오차가 발생했으리라 생각된다.

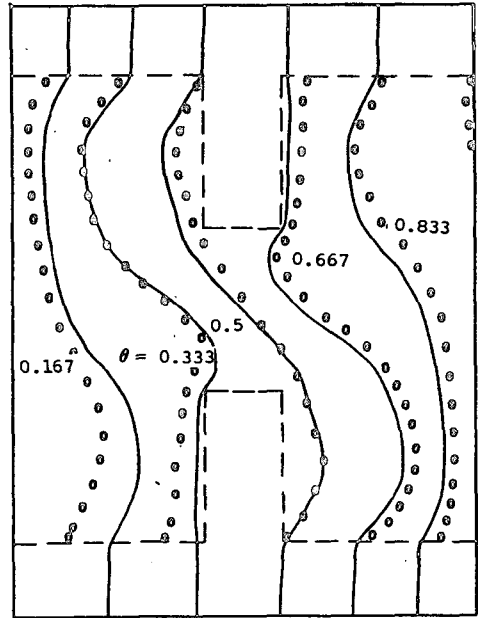
5.2 수치해석 결과 및 검토

본 연구에 관계되는 파라미터는 기하학적으로 종횡비 A , 간막이의 두께의 비 b^* , 위 아래 간막이의 길이의 비 h_1^* , h_2^* , 위 아래 간막이의 위치를 결정하는 w_1^* , w_2^* 등이 있고, 물성치로는 Prandtl 수, 열전도율의 비 k^* 가 있으며, 그리고 Grashof 수가 있다. 여기서는 A 를 1, b^* 는 0.125, 그리고 Pr 수는 공기의 경우에 해당하는 수치인 0.71로 고정하였다. Gr 수는 1.0×10^4 부터 6.4×10^5 까지 계산을 수행하였고 k^* 는 0.001에서 1000까지의 범위로 수치해석을 하였다.

Fig. 6은 열전도율의 비 k^* 를 변화시킨 경우의 온도분포를 나타낸 것인데 Fig. 1에서 표시된 바와같이 좌측벽은 저온으로 유지되고 우측벽은 고온으로 유지된다. k^* 가 커지면 등온선들은 고체내부에서 수직으로 변하고, 서로의 간격도 균일해진다. k^* 의 값이 1근방인 (b)의 경우에는 고체 및 유체내부의 온도는 전도와 자연대류의 상호작용에 의해 확립되지만, k^* 가 충분히 큰 (c)의 경우에는 고체내부에는 자연대류에 관계없이 선형 온도분포가 형성되며, 이것에 의해 유체내부의 온도분포가 영향을 받는다. 반대로 (a)와 같이 k^* 가 충분히 작은 값



(a) $Gr = 7.80 \times 10^4$



(b) $Gr = 4.70 \times 10^4$

Fig. 5 Comparison of isotherms between experimental and numerical results (- : numerical result, O : experimental result)

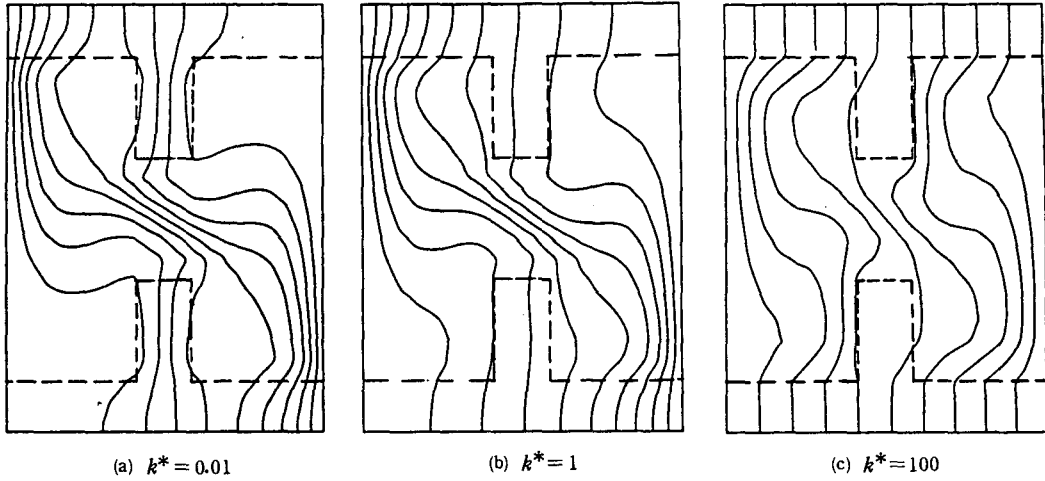


Fig. 6 Effect of thermal conductivity ratio k^* on temperature distribution; $Gr = 1 \times 10^5$, $Pr = 0.71$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $h_1^* = 0.33$, $h_u^* = 0.33$, $w_1^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$

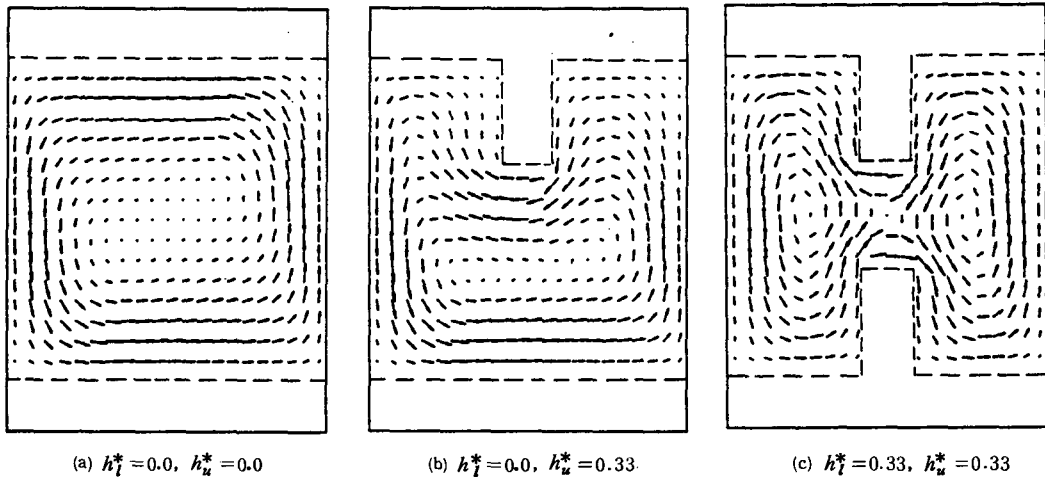


Fig. 7 Velocity vectors from numerical results: $Gr = 1 \times 10^5$, $Pr = 0.71$, $k^* = 10$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $w_1^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$

을 가지면 고체내부의 온도장은 유체에서의 자연대류에 의해 수동적으로 결정된다. Fig. 7은 간막이가 없는 경우, 간막이가 위에 1개 있는 경우, 그리고 위 아래에 2개의 간막이가 존재하는 경우에 유체부분에서의 속도벡터를 표시한 것이다. (a), (b)와는 달리 간막이가 상하에 2개 존재하는 (c)의 경우 일부의 유체만이 고온구역에서 저온구역으로 이동하고, 나머지는 자기구역에서 순환한다.

Fig. 8은 간막이의 위치를 중심에 고정하고 ($w_1^* = w_u^* = 0.5$), 위 아래의 간막이의 길이를 동시에 변화시켰을때 고온벽의 위치의 변화에 따른 국소 Nu 수의 분포를 나타낸다. 간막이의 총 길이가 증가하면 국소 Nu 수는 급격히 감소함을 나타내고 있다. Fig. 9는 Gr 수의 변화에 따른 고온벽에서의 국소 Nu 수의 분포를 나타내고 있다. Gr 수가 증가하면 국소 Nu 수의 최대값은 급격히 증가하고, 고온벽의 국소 Nu 수

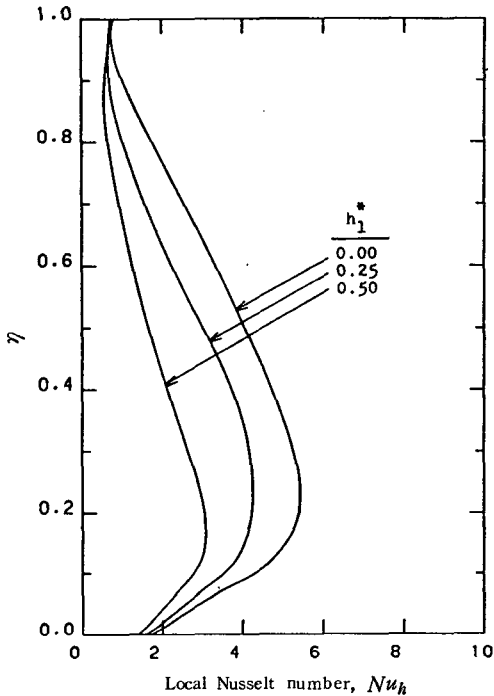


Fig.8 Effect of the total length of partition on local Nusselt number: $Gr = 1 \times 10^5$, $k^* = 10$, $Pr = 0.71$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $h_1^* = h_u^*$, $w_l^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$

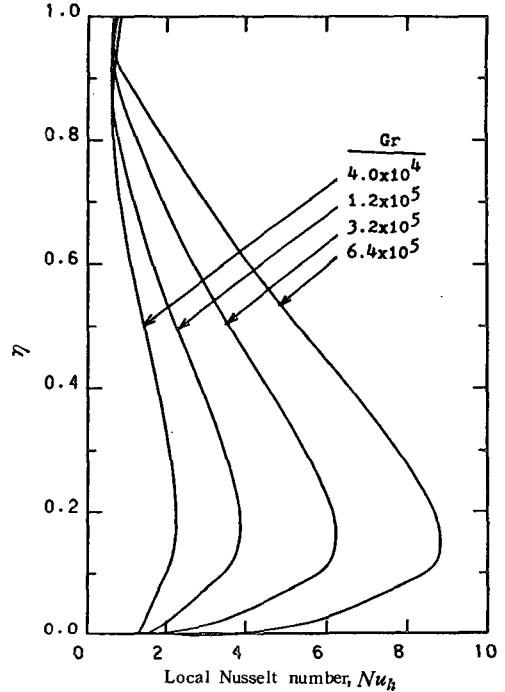


Fig.9 Effect of Grashof number on local Nusselt number: $k^* = 10$, $Pr = 0.71$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $w_l^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$, $h_l^* = 0.33$, $h_u^* = 0.33$

의 차이가 커지게 된다. Fig.10은 열전도율의 비 k^* 의 값의 변화에 따른 고온벽에서의 국소 Nu 수의 분포를 표시하고 있는데 k^* 가 증가하면 국소 Nu 수의 최대값은 감소하지만 최소값은 조금 증가하고, 국소 Nu 수가 최대가 되는 위치는 고온벽의 윗쪽 위치로 이동한다. 이것은 k^* 가 증가할수록 수평전도벽에 선형온도분포가 형성되므로 온도구배가 큰 고온벽 하단에서는 온도구배가 감소하는 반면, 온도구배가 작은 고온벽 상단에서는 온도구배가 조금 증가하기 때문이다(Fig. 6).

각 파라미터의 변화에 따른 전체적인 열전달 특성을 알아보기 위하여 평균 Nusselt 수 \bar{Nu} 와 평균무차원열유속 \bar{Q} 를 다음과 같이 정의하였다.

$$\bar{Nu} = \int_0^1 Nu \, d\eta \quad \dots\dots\dots (21)$$

$$\bar{Q} = \frac{\int_0^H q_w \, dy}{k_f \cdot (T_h - T_c)} \cdot \frac{h}{H} \quad \dots\dots\dots (22)$$

따라서 \bar{Nu} 는 유체를 통해 이동하는 열유속의 정도를 나타내고, \bar{Q} 는 유체 및 수평전도벽을 통해 이동하는 전체 열유속의 크기를 나타내는 무차원수이다.

Fig. 11은 위 아래의 간막이의 길이는 고정하고, 간막이의 위치를 $w_l^* = w_u^*$ 로서 동시에 이동시켰을 경우 \bar{Q} 와 고온벽, 저온벽에서의 평균 Nusselt 수 \bar{Nu}_c , \bar{Nu}_h 의 변화를 나타낸다. 간막이의 위치가 $w_l^* = w_u^* = 0.5$ 일 경우 고온벽 구역과 저온벽 구역이 기하학적으로 대칭이 되므로 \bar{Nu}_c 와 \bar{Nu}_h 의 차이가 발생하게 되는데 이것은 고온벽에서 유체부분을 통해 나온 열이 수평고체부분을 통하여 저온벽으로 이동하거나 고온벽에서 수평고체부분을 통해 흘러나온 열이 유체로 이동하여 유체를 통해

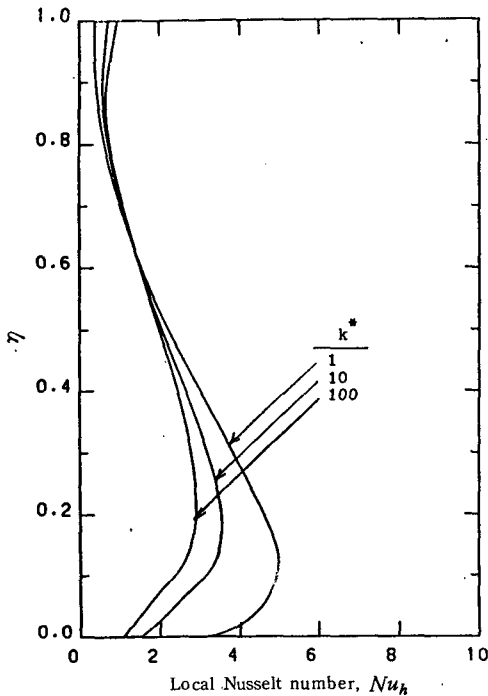


Fig. 10 Effect of thermal conductivity ratio k^* on local Nusselt number: $Gr = 1 \times 10^5$, $Pr = 0.71$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $h_1^* = 0.33$, $h_u^* = 0.33$, $w_1^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$

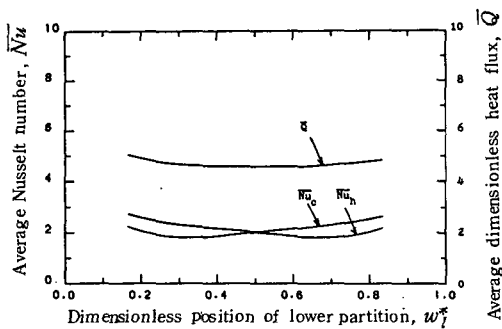


Fig. 11 Average Nusselt number and average dimensionless heat flux as a function of position of partitions: $Gr = 1 \times 10^5$, $k^* = 10$, $Pr = 0.71$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $h_1^* = 0.33$, $h_u^* = 0.33$, $w_1^* = w_u^*$

저온벽으로 흘러 들어감을 의미한다. 그러나 간막이가 중심에 있지 않을지라도 \bar{Q} 의 변화는 거의 없다. Fig. 12는 위 아래 간막이가 모두 중앙에 있고 두 간막이의 길이를 같게 유지하

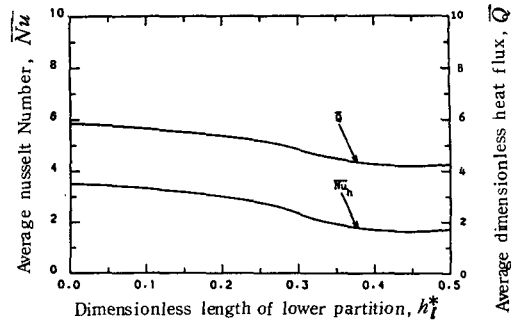


Fig. 12 Average Nusselt number and average dimensionless heat flux as a function of the total length of partitions; $Gr = 1 \times 10^5$, $k^* = 10$, $Pr = 0.71$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $h_1^* = h_u^*$, $w_1^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$

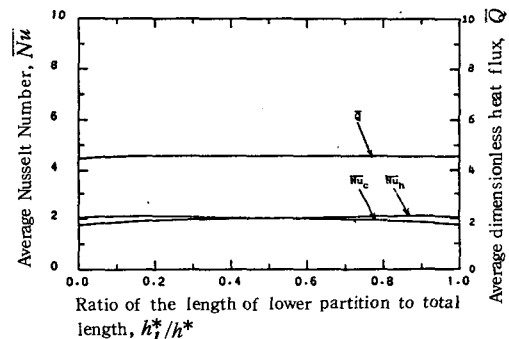


Fig. 13 Average Nusselt number and average dimensionless heat flux as a function of the length of lower partition with a fixed total length; $Gr = 1 \times 10^5$, $k^* = 10$, $Pr = 0.71$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $h_1^* + h_u^* = 0.67$, $w_1^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$

면서 ($h_1^* = h_u^*$) 간막이의 길이를 동시에 증가시키면 아래 간막이의 길이의 변화에 따른 \bar{Q} 와 \bar{Nu}_h 의 변화를 나타낸 것이다. h_1^* 을 증가시키면 간막이에 의해 고온구역에서 저온구역으로의 유동이 방해를 받으므로 유체유동에 실려 이동하는 전열량은 크게 감소한다. 따라서 \bar{Nu}_h 는 급격히 줄어 들고 이와 동일하게 \bar{Q} 도 감소하므로 수평전도벽을 통한 전열량은 거의 변화가 없음을 알 수 있다. Fig. 13은 간막이의 총 길이를 일정하게 유지했을 때 위 아래 간막이의 길이의 비가 \bar{Nu}_c , \bar{Nu}_h 및 \bar{Q} 에 미치는

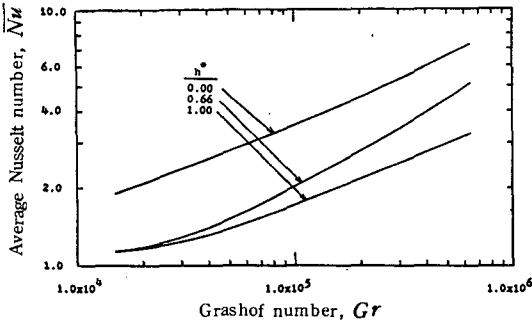


Fig. 14 Average Nusselt number for total lengths of partitions as a function of Grashof number : $k^* = 10$, $Pr = 0.71$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $h_1^* = h_u^*$, $w_1^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$

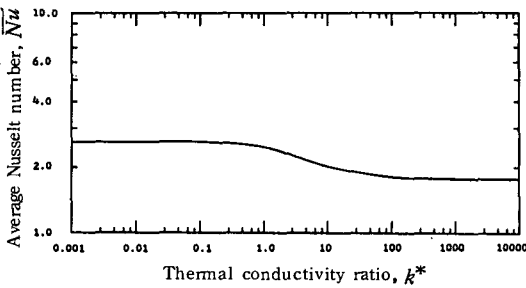


Fig. 15 Average Nusselt number as a function of thermal conductivity ratio : $Pr = 0.71$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $h_1^* = 0.33$, $h_u^* = 0.33$, $w_1^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$

영향을 조사한 것인데 \bar{Nu}_c , \bar{Nu}_h , Q 모두 거의 변화하지 않았다. 그러므로 간막이의 총 길이가 변하지 않을 경우에 위 아래 간막이의 길이의 비를 변화시켜 열전달량을 변화시키기 어렵다. Fig. 14는 간막이의 총길이를 변화시켰을때의 \bar{Nu}_h 와 Gr 수의 관계를 보여준다. Gr 수가 작으면 자연대류의 강도가 약해지므로 k^* 가 0.66과 1인 경우 서로 비슷한 값을 가지며, Gr 수가 커지면 자연대류가 왕성하게 일어나므로 k^* 가 0.66인 곡선은 k^* 가 0인 곡선에 접근한다.

Fig. 15는 위 아래 간막이가 중앙에 있고 간막이의 길이가 각각 $0.33h$ 일때 k^* 가 \bar{Nu}_h 에 미치는 영향을 나타낸 것이다. k^* 의 값이 1에서 100까지 변할때 \bar{Nu}_h 의 변동이 상대

적으로 크고, 그밖의 범위에서는 \bar{Nu}_h 가 거의 변화하지 않았다. 왜냐하면 k^* 의 값이 대략 100보다 크면 수평전도벽에서는 비로소 완전한 선형온도분포가 형성되고, k^* 가 1보다 작게 되면 유체에서의 자연대류가 가장 두드러진 열전달 방식이 되므로, k^* 가 100보다 크거나 1보다 작은 범위에서 k^* 가 변화하여도 온도장의 변화가 상대적으로 작기 때문이다. Fig. 16은 Fig. 15와 같은 시스템에서 k^* 가 변화할 때 \bar{Nu}_h 와 Gr 수의 관계를 표시한 것이다. k^* 의 값이 클수록 곡선의 기울기는 완만해지고, Gr 수가 증가하면 세 곡선의 차이는 현저해진다. Gr 수가 작으면 유체를 통한 열전달은 자연대류의 강도가 약해지므로 대부분 전도에 의해서 이루어진다. 그런데 Pr 수가 일정하면 k^* 가 달라도 유체에서의 전도에 의한 열전달량의 변화는 적다. 그러나 Gr 수가 크면 자연대류가 활발하게 일어나게 되는데 이때 k^* 의 값이 크면 수평전도벽이 유체에서의 자연대류를 억제시키므로 k^* 가 큰 곡선은 k^* 가 작은 곡선에 비하여 경사가 상대적으로 완만해지게 된다.

Pr 수가 0.71, k^* 가 10, 중형비 A 가 1, 고체부분의 두께의 비 b^* 가 0.125일때 수치 해석 결과로부터 얻은 고온벽에서의 평균 Nusselt 수의 자료를 최소사승법으로 처리하여 다음과 같은 관계식을 얻었다. 간막이가 없을 경

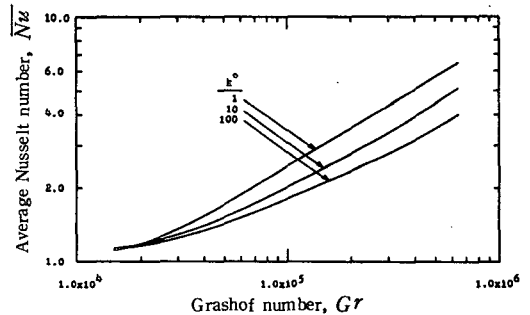


Fig. 16 Average Nusselt number as a function of Grashof number with varying thermal conductivity ratio : $Pr = 0.7$, $A = 1.0$, $b^* = 0.125$, $h_1^* = 0.33$, $h_u^* = 0.33$, $w_1^* = 0.5$, $w_u^* = 0.5$

우($h_1^* = 0, h_2^* = 0$)는 다음과 같다.

$$\overline{Nu}_h = 0.0645 Gr^{0.350} \quad 1 \times 10^4 \leq Gr \leq 6.4 \times 10^5 \quad (23)$$

간막이가 중심위치에 있을 경우($h_1^* = 0.33, h_2^* = 0.33$) 다음과 같이 주어진다.

$$\overline{Nu}_h = 0.0144 Gr^{0.434} \quad 2 \times 10^4 \leq Gr \leq 6.4 \times 10^5 \quad (24)$$

6. 결 론

간막이가 존재하는 직 4각형 밀폐공간에서 유동 및 열전달 특성을 연구하기 위하여, 수치해석과 Mach-Zehnder 간섭계를 이용한 실험을 병행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 전도와 자연대류가 상호작용하는 문제를 수치적으로 해석하였으며, 실험 결과와 비교하여 그 타당성을 검증하였다.

(2) Grashof 수가 충분히 클 때, 유체의 열전도율에 대한 고체의 열전도율의 비 k^* 가 크게 되면 간막이의 수평전도벽에 선형 온도분포가 형성되고 이것이 유체내부의 온도장에 영향을 주어 유체를 통한 전열량을 감소시키나, k^* 가 작으면 유체에서의 자연대류가 고체내부의 온도장을 결정한다. 즉 k^* 의 변화에 따라 수평전도벽은 유체에서의 자연대류를 촉진시키거나 억제시키는 역할을 한다.

(3) 상하 간막이의 위치를 같게 유지하고 그 위치를 동시에 이동시키면, 유체와 간막이의 수평전도벽을 통해 이동하는 총 전열량은 간막이의 위치에 거의 영향을 받지 않으나, 이 총전열량에 비하여 영향을 통한 전열량은 상대적으로 크게 변화한다.

(4) 상하 간막이의 길이의 합을 증가시키면 전열량은 크게 감소한다. 그러나 간막이의 총 길이를 일정하게 유지하고 상하 길이의 비율만을 바꾸면 전열량은 거의 변화하지 않는다.

(5) 열전도율의 비 k^* 의 값이 1에서 100까지 변할때 평균 Nusselt 수는 크게 변화하지만 그 이외의 범위에서는 거의 영향이 없었다.

1. Arnold, J.N., Catton, I., and Edwards, D.K., "Experimental Investigation of Natural Convection in Inclined Rectangular Regions of Differing Aspect Ratios," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 67-71, 1976.
2. Hollands, K.G.T., Unny, T.E., Raithby, G.D., and Konicek, L., "Free Convective Heat Transfer Across Inclined Air Layers", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 98, pp. 189-193, 1976.
3. Randall, K.R., Mitchell, J.W., and El-Wakil, M.M., "Natural Convective Heat Transfer Characteristic of Flat Plate Enclosures", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 101, pp. 120-125, 1979.
4. Sernas, V., and Lee, E.I., "Heat Transfer in Air Enclosures of Aspect Ratio Less than one," ASME Journal of Heater Transfer, Vol. 103, pp. 617-622, 1981.
5. Shiralkar, G.S., and Tien, C.L., "A Numerical Study of Laminar Natural Convection in Shallow Cavities," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 226-231, 1981.
6. Wirtz, R.A., Righi, J., and Zirilli, F., "Measurements of Natural Convection Across Tilted Rectangular Enclosures of Aspect Ratio 0.1 and 0.2," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 521-526, 1982.
7. Elsherbiny, S.M., Raithby, G.D., and Hollands, K.G.T., "Heat Transfer by Natural Convection Across Vertical Air Layers," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 96-102, 1982.
8. Nansteel, M.W., and Grief, R., "Natural Convection in Undivided and Partially Divided Rectangular Enclosures," ASME

- Journal of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 623-629, 1981.
10. Bajorek, S.M., and Lloyd, J.R., "Experimental Investigation of Natural Convection in Partitioned Enclosures," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 527-532, 1982.
 11. Bejan, A., "Natural Convection Heat Transfer in a Porous Layer with Internal Flow Obstructions," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 6, pp. 815-822, 1983.
 12. Elsherbiny, S.M., Hollands, K.G.T., and Raithby, G.D., "Effect of Thermal Boundary Condition on Natural Convection in Vertical and Inclined Air Layers," ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 515-520, 1982.
 13. Pantankar, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, 1980.
 14. Mark, H.F., Gaylord, N.G., and Bikales, N.M., "Encyclopedia of Polymer Science and Technology," Vol. 1, John Wiley & Sons Inc., 1964.
 15. Hauf, W., and Grigull, U., "Optical Methods in Heat Transfer," Advances in Heat Transfer, Vol. 6, edited by J.P. Hartnett and T. F. Irvine, Jr., Academic Press, New York, pp. 133-366, 1970.