

<論 文>

# 고립된 발열물체를 가지는 정사각형 밀폐공간 내에서의 자연대류 열전달 및 유동 특성에 관한 연구

이 재 현\*

(1984년 5월 18일 접수)

## Natural Convection Heat Transfer and Flow Characteristics in a Square Enclosure with an Isolated Heat-Generating Innerbody

Jae Heon Lee

### Abstract

The steady two-dimensional laminar natural convection from a rectangular isolated innerbody containing volumetric uniform heat generation in a square enclosure has been investigated numerically. The temperature and flow fields within the enclosure are plotted and the heat transfer rates from the innerbody and from the wall of enclosure are presented.

The area of innerbody is 1/25 of that of enclosure and the aspect ratios are 4 and 1/4. The maximum nondimensional temperature rise of the "lying" configuration is roughly 17% higher than that of "standing" configuration using fluid of  $Pr=0.7$  when the centre of innerbody coincide with the centre of enclosure. It is found that the effect of displacement of innerbody in the enclosure on heat transfer and flow field is greater in "lying" configuration than in "standing configuration".

In order to estimate the thermal environment in a room with heater or radiator, the method presented here may be useful.

### 기 호 설 명

- $a, b$  : 내부발열체의  $x, y$  방향의 길이(Fig. 1)
- $A$  : 차분방정식의 상수
- $B$  : 차분방정식의 source 항
- $c, d$  : 내부발열체 중심과 가까운 벽과의 거리(Fig.1)
- $F$  : 내부발열체의 중횡비(= $a/b$ )
- $Fx, Fy$  : 내부발열체 중심의  $x, y$  방향 위치(= $2c/L$ ), (=  $2d/L$ )
- $g$  : 중력 가속도

- $k$  : 열전도 계수
- $L$  : 밀폐공간의 폭 및 높이
- $Nu$  : 국소 Nusselt 수
- $\bar{Nu}$  : 평균 Nusselt 수
- $p$  : 압력
- $p'$  : 수정된 압력(Eq. 5)
- $Pr$  : Prandtl 수(= $\nu/\alpha$ )
- $\dot{q}$  : 발열체내의 단위부피당 열발생량
- $Ra$  : Rayleigh 수( $g\beta L^3 \Delta T^*/\alpha\nu$ )
- $t$  : 시간

\* 정회원, 한양대학교 공과대학

- $T$  : 온도
- $\Delta T^*$  : 기준 온도차(Eq. 5)
- $x, y$  : 직교 좌표
- $\alpha$  : 열확산 계수
- $\beta$  : 열팽창 계수
- $\Gamma$  : 무차원 확산계수
- $\rho$  : 밀도
- $\nu$  : 동점성 계수
- $\phi$  : 일반적인 종속변수
- $\mathcal{W}$  : 유동함수

하 첨 자

- $f$  : 유체
- max : 최대값
- $o$  : 기준량
- $s$  : 발열체

상 첨 자

- \* : 유차원 값
- : 평균치

1. 서 론

유한제적용 갖는 밀폐공간에서의 자연대류 열전달 현상은 연료탱크, 태양열 시스템 원자로 냉각장치 등을 비롯하여 생활주변에서까지 흔히 볼 수 있다. 이에 관한 연구는 공학적인 응용의 필요성에 따라 여러가지의 전문화된 분야로 세분되어 계속적으로 연구자들의 관심을 끌고 있다<sup>(1)</sup>. 세분된 분야중의 하나로써 밀폐공간 내부의 유동을 방해하는 물체 혹은 차폐벽이 존재하는 경우의 연구보고가 최근 2~3년 전부터 많아지고 있다.

Emery<sup>(2)</sup>는 단순한 수직 차폐벽이 밀폐공간내의 자연대류 열전달량에 미치는 영향을 보고 하였으며 Janikowski 등<sup>(3)</sup>은 차폐벽의 크기를 하나의 변수로 추가하여 외부벽으로 부터의 열전달량의 변화를 실험적으로 연구하였다. Nansteel 등<sup>(4)</sup>은 중횡비가 1/2인 사각형 밀폐공간에서 상부벽에 매달린 차폐벽의 열전달량 및 유동 구조에의 영향을 보고하였다. Bajorek 등<sup>(5)</sup> 및 Chang 등<sup>(6)</sup>은 차폐벽이 상부벽 및 하부벽에서부터 형성되어 있는 경우 평균열전달량에 관한 이의 영향을 조사 하였다. Lin 등<sup>(7)</sup> 및 Bejan<sup>(8)</sup>은 밀폐공간내의 차폐벽의 기하학적 형상이 열전달량과 유동구조에 미치는 영향을 조사하였다. 참고문헌 (2)~(8)의 차폐벽은 단순히 유동을 제한하는 역할을 하며 차폐벽의 온도 경계조건은 모두 단열이었으며, 이들 차폐벽은 외부벽에 연결

된다. 또한 자연대류유동은 외부벽들이 서로 다른 온도로 유지됨으로써 발생하였다.

그러나 내부의 유동 장애물이 외부벽과 완전히 분리된 경우 즉 “섬”과 같은 위치로 존재하는 경우의 연구는 최근에 보고하였다. Exeter 등은 원자로의 core debris bed에서의 응용을 위하여 밀폐공간내부에 작은 발열체가 있는 경우의 열전달 및 유동구조를 수치적으로 연구하고<sup>(9)</sup>, 이어서 전기적으로 가열되는 구리판을 이용하여 실험적인 극소 열전달량의 분포를 연구하였다<sup>(10)</sup>. Sparrow 등은 하나의 수직판내부에 다른 하나의 작은 수직판이 위치할때 구성되는 공간에서의 자연대류열전달을 연구하였으며<sup>(11)</sup>, 이때 내부수직판과 바깥쪽 수직판의 온도는 서로 다르게 유지된다. 이어서 외부판이 수직으로부터 경사졌을때 외부판과 내부판과의 기하학적 위치에 따른 파라미터들이 열전달에 미치는 영향을 연구하였다<sup>(12)</sup>. Asako 등<sup>(13)</sup>은 연돌에서의 자연대류유동 및 열전달량을 연구하기 위하여 연돌에서 멀리 떨어진 외벽으로 둘러 싸여진 밀폐공간을 구성하고 연돌의 일 부면에서 발열을 고려하였다. 자연대류 유동의 발생이 내부 발열체에서 부터 기인되는 경우는 Exeter<sup>(9,10)</sup> 및 Asako<sup>(13)</sup>의 연구결과 이외에는 찾아보기 어렵다. 이들의 연구는 원자로 혹은 연돌에의 응용만을 목적으로 하였으므로 광범위한 응용을 위해서는 정보가 부족하다. 이러한 물리적인 현상은 실내에서 난방기기에 의한 자연대류에서 볼 수 있으며 특히 실내에서의 난방기기의 위치선택은 실내공간의 효율적인 이용과 더불어 난방 효과에 영향을 준다.

본 연구는 밀폐공간내부에 발열량과 기하학적 위치가 서로 다른 여러개의 발열체가 존재하게 될 때 자연대류에 의한 효과적인 냉각을 위한 발열체의 배열에 정보를 주는 연구의 첫단계로서 우선 공간내의 1개의 발열체가 있는 경우 발열체의 기하학적 위치에 따른 자연대류 열전달량 및 유동구조의 변화를 수치적인 방법으로 예측하는 것이다. 이러한 형태의 자연대류 유동 영역의 구별에 관한 정보가 부족하였으므로 본 연구에는 직판에 의하여 충분히 층류유동으로 판단될 수 있는 실제적인 모델을 가정하였다. 즉 균일하게 300K로 유지되는 10cm 길이의 4개의 벽에 둘러싸인 2차원적(깊이는 1m 임)인 공간으로 채워진 공간의 내부에 발열량 12,500 Watt/m<sup>2</sup>을 가지는 단면 1cm×4cm의 구리판이 존재하는 경우를 선택하였으며 이에 따라 발열체의 열전도 계수와 대류유체의 열전도 계수와의 비율 KR은 14710이며 Rayleigh 수는 5.58×10<sup>5</sup>이다. 또한 내부발열체의 면적은 전체 밀폐공간면적의 1/25을

점유하도록 고정되어 있다. 내부 발열체의 형상은 수평길이(a)와 수직길이(b)의 비율  $F(=a/b)$ 가 1/4 되는 수직으로 세워져 있는 경우 및  $F$ 가 4 되는 수평으로 놓여진 경우의 두 가지로 선택하였다. 발열체는  $F=1/4$  때  $Fy(=2d/L)$ 가 1로 고정되고  $Fx(=2c/L)$ 가 변하여,  $F=4$  때는  $Fx$ 가 1로 고정되고  $Fy$ 가 변하면서 공간내에 위치하도록 하였다. 본 연구에서는  $F=1/4$  때 및  $F=4$  일때 각각  $Fx$  및  $Fy$ 가 변하는 율을 동일하게 선택하였다. 따라서  $F=1/4$  때의  $Fx$  값은 중력의 방향을 90°회전 시킬때의 경우인  $F=4$  일 때의  $Fy$  값과 동일하여진다.

2. 기본 방정식 및 수치해석 방법

본 연구에서 채택된 밀폐공간과 발열체의 배치의 한 예가 Fig. 1에 보여진다. 외부벽의 4개면은 동일온도  $T_0^*$ 로 일정하게 유지되며 발열체에서는 부피적으로 균일한 내부적인 발열을 한다. Boussinesq Approximation을 이용한 무차원 기본 방정식은 아래와 같으며 정상상태의 해는 비정상 상태의 해가 긴 시간후에 수렴되는 경우로 채택하였다.

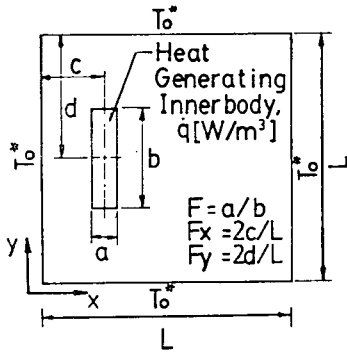


Fig. 1 Schematic diagram of square enclosure with heat generating innerbody

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

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{\partial p}{\partial x} + \Gamma \nabla^2 u \tag{2}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = - \frac{\partial p}{\partial y} + \Gamma \nabla^2 v + \frac{Ra}{Pr} T \tag{3}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{KR}{Pr} (\nabla^2 T) + \frac{S}{Pr} \tag{4}$$

$$x = \frac{x^*}{L}, y = \frac{y^*}{L}, u = \frac{u^*}{(\nu/L)}, v = \frac{v^*}{(\nu/L)}$$

$$p = \frac{p' L^2}{(\rho^* \nu^2)}, t = \frac{t^* \nu}{L^2} T = (T^* - T_0^*) / \Delta T^*$$

$$p' = p^* + \rho_0^* g y^*, Pr = \nu / \alpha$$

$$Ra = \frac{g \beta L^3 \Delta T^*}{\alpha \nu}, \Psi = \int_0^y u dy, Nu = \left| \frac{\partial T^*}{\partial x^*} \right| \frac{L}{\Delta T^*}$$

$$= \frac{\partial T}{\partial x}, \bar{Nu} = \int_{l_1}^{l_2} Nu dy / (l_2 - l_1),$$

$$\Delta T^* = \frac{8a^2}{8k_f} \left\{ 1 - \frac{32}{\pi^3} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(-1)^n}{(2n+1)^3 \cosh[(2n+1)\pi b/2a]} \right\} \tag{5}$$

$\Delta T^*$ 는 채워진 특성온도이며 발열체가 자연대류체의 물성치를 가지면서  $T_0^*$ 의 벽면 온도로서 발열량  $\dot{q}(W/m^2)$  일때 열전도에 의한 가능한 최고온도로서 본 연구의 경우 5.93°C이다.  $l_1, l_2$ 는 평균 Nusselt 수  $\bar{Nu}$ 를 고려하는 구간을 뜻한다.

기본 방정식 (1)~(4)에 관한 초기조건 및 경계조건은 다음과 같다.

$$U=V=T=0 \text{ at } t=0 \tag{6}$$

$$U=V=T=0 \text{ at } x=0,1 \text{ and } y=0,1 \tag{7}$$

$$S = \dot{q} L^2 / (k_f \Delta T^*), \Gamma = \infty, KR = \frac{k_s}{k_f} \text{ and}$$

$$U=V=0; \text{ in solid region} \tag{8}$$

$$S=0, \Gamma=1 \text{ and } KR=1; \text{ in liquid region} \tag{9}$$

밀폐공간내에서 유체는 공기로, 발열물체는 구리로 선택하여 수치해석을 행하였으며 상온(300K)에서의 물성치를 선택하였다. 기본방정식은 Control-volume formulation<sup>(11)</sup> 방법으로 차분화 하였다. 이 방법은 하나의 작은 제어체적에 관하여 기본방정식 (1)~(4)를 차분화 시키므로 본 연구의 목적에 부합될 수 있다. 최종 차분화된 방정식은 격자점 P점에서 다음과 같이 일반화 할 수 있다.

$$A_p \phi_p = \sum A_{ni} \phi_{ni} + B \tag{10}$$

여기에서  $\phi$ 는 속도 혹은 온도를 표시하며 첨자 nb는 grid point P점에 이웃하는 격자점을 표시한다.  $\sum$ 는 모든 이웃하고 있는 격자점에서의 합을 의미한다. 본 연구에서는 2차원 유동으로 가정하였기 때문에 4개의 이웃하고 있는 점이 있다. 이 차분 방정식은 Elliptic SIMPLE(Semi Implicit Method for Pressure Linked Equation) Finite Difference Method에 의해 해가 구해지며 하나의 시간 구간마다 Under-relaxation 반복법에 의해서 수렴된다. 정상상태의 해를 얻기 위하여 시간구간은 충분히 길게 취하였다. 격자점의 배열은 발열체의 위치에 따라 14×14 또는 15×14를 사용하였으며 발열체 주위에는 상대적으로 정밀한 해를 얻기 위하여 격자점의 배치를 조밀하게 하였다. Under-relaxation factor는 0.5에서 부터 시작하여 수렴정도에 따라 factor를 줄여서 factor가 0.1 근처일때 수렴값을 얻

있으며 반복횟수가 120회 정도에서 수렴되었다. 수치 계산 과정에서 일회 반복 계산마다 해의 수렴성을 알기 위하여 발열체에서 발생하는 열량과 자연대류 열전달에 의하여 외부벽으로 유출되는 열량과의 열균형을 조사 하였으며, 열균형오차(heat balance error)가  $\pm 0.01\%$  이내이면 충분히 수렴 되었다고 간주하였다. 이 이후에 전체 구간에서의 온도, 속도, 압력, 유동함수 등을 구하고 외부벽 및 발열체로부터의 국소  $Nu$  수, 평균  $Nu$  수 등을 구하였다.

### 3. 결과 및 고찰

유동의 특성, 온도분포의 특성 및 열전달율의 분포 등을 알기 위하여 각각 유선의 분포, 등온선의 분포,  $Nu$  수의 분포등의 결과를 중심으로 고찰 하고자 한다.

#### 3.1. 유선과 등온선 분포

Fig. 2에서 발열체가 수직으로 세워져 있을때 즉  $F=1/4$  및  $d=L/2$ 인 경우 발열체의  $x$ 방향위치가  $F_x=0.2, 0.4, 0.6, 0.8,$  및  $1.0$ 으로 변화함에 따른 유선 분포를 각각 나타내었다. 계산된  $F_x$ 의 모든 경우에 자연대류유동이 발열체벽면에서 상승하고 좌우의 외부벽면을 따라 하강함을 볼 수 있으며 이는 서

로 다른 온도로 유지되는 외부벽면을 가지는 공간에서 생기는 자연대류유동의 연구로부터 충분히 예상될 수 있는 것이다.  $F_x=0.2$ 인 경우, 발열체 왼쪽의 간격이 좁기 때문에 이 부분에서의 유동은 아주 미약하여 여기에서는 열전달 현상이 주로 전도에 의한 것임을 예측할 수 있다.  $F_x$ 가 커짐에 따라 무차원 유동함수의 공간내에서의 최대값은 감소된다. 이는 발열체에 인접하여 유입될 유체가 낮은 온도의 외부공간 아랫면에 접하여 이동되는 거리가 짧아지기 때문에 유체의 온도도 상대적으로 증가하게 되며 이에 따라 발열체와 유체사이의 온도차이가 감소되어 자연대류유동의 세기도 감소되는 결과이다.

Fig. 3은 발열체가 수평으로 놓여 있을때 즉  $F=4$  및  $c=L/2$ 인 경우, 발열체의  $y$ 방향위치가  $F_y=0.2, 0.4, 0.6, 0.8,$  및  $1.0$ 으로 변화됨에 따른 유선의 분포를 나타낸다.  $F_y=0.4$  이상에서는  $F_y$ 가 증가함에 따라 유동의 강도는 점차 약해진다. 이 현상도  $F=1/4$ 일때와 같이 설명될 수 있다.  $F_y=0.2$ 인 경우에는 발열체 아랫쪽의 간격이 좁기 때문에 이 부분에 순환유체가 유입되지 못하며 따라서  $F_y=0.4$ 에 비하여 유체가 낮은 온도의 아랫면에 접하여 이동되는 거리가 오히려 짧아지기 때문에 자연대류유동의 세기는  $F_y=0.4$ 때 보다 약하다.

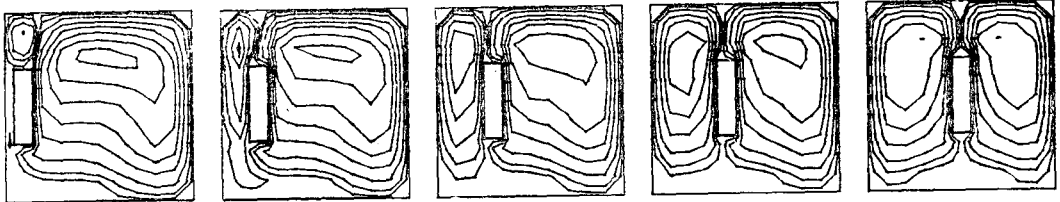


Fig. 2 Numerical streamlines,  $Ra=5.58 \times 10^5$ ,  $F_x=0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0$

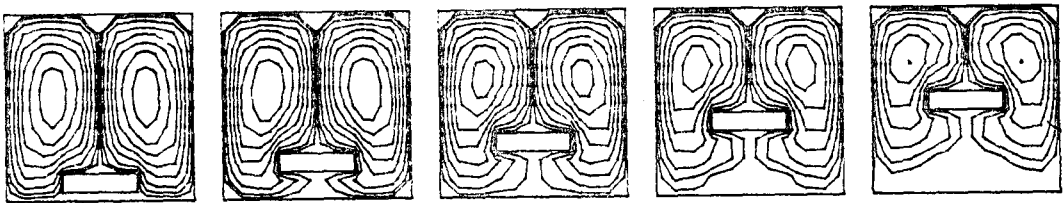


Fig. 3 Numerical streamlines,  $Ra=5.58 \times 10^5$ ,  $F=4$ ,  $F_y=0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0$

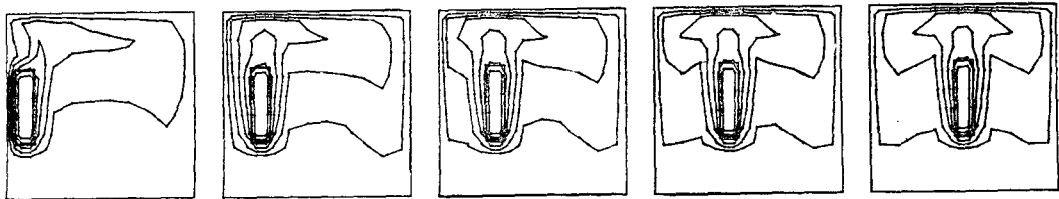


Fig. 4 Numerical isotherms,  $Ra=5.58 \times 10^5$ ,  $F_x=0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0$

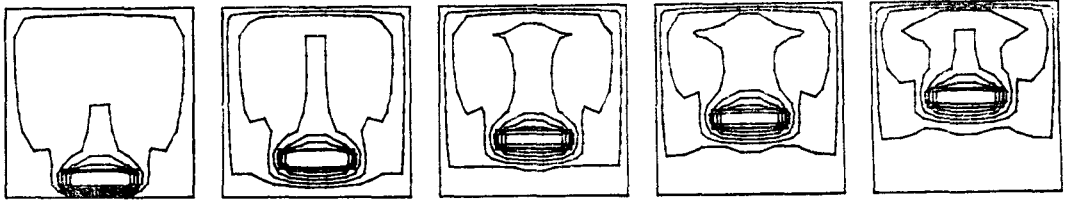


Fig. 5 Numerical isotherms,  $Ra=5.58 \times 10^5$ ,  $F=4$ ,  $Fy=0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0$

Fig. 4는 Fig. 2의 각각의 경우에 대응되는 등온선의 분포이다. 등온선 사이의 온도차이는 무차원으로 0.3이다. 발열체 왼쪽면과 오른쪽면 부근의 온도분포는 수직 가열면에서의 경계층 유동에서 볼 수 있는 온도분포가 발열체 뒷면에서의 온도분포에 중첩되어 나타난다.  $Fx=0.2$ 로 발열체가 밀폐공간의 왼쪽벽에 치우쳐 있을 때 발열체의 왼쪽면 근처의 등온선 분포에 의하면 이 부분의 열전달은 거의 전도에 의해서만 행하여진다고 볼 수 있다. 또한 이 경우, 발열체의 오른쪽 모퉁이 부근의 등온선이 공간의 중앙으로 확장되어 있으며 이는 이 부분에서 공간내부쪽으로 향하는 강한 유동의 영향 때문이다.  $Fx=0.8$  이상에서는 발열체 좌우의 등온선에서 모두 온도반전현상이 보인다. 이는 밀폐공간의 좌우벽면에 모두 경계층 유동이 발달되었음을 나타낸다.

Fig. 5는 Fig. 3에 해당되는 각각의 경우에 관한 등온선의 분포이다. 발열체가  $Fx=1.0$ 이 되게 수평으로 놓여 있으므로 모든 경우에 좌우 벽면으로부터의 경계층 유동에 의한 온도반전 현상이 보인다. 발열체 뒷면에서 thermal plume이 발생되며 이는 외부공간 뒷면에서 충돌되어 좌우 2개로 분리되어 공간내부로 하강한다. 발열체 좌우면은 그 길이가 짧기 때문에 온도분포에 큰 영향을 미치지 않는다. 발열체 아랫면의 하부에서는 유동이 거의 정지 상태이므로 열전달은 주로 전도로써만 진행된다.  $Fy$ 가 증가됨에 따라 thermal plume의 폭이 넓어진다. 이는 thermal plume의 상승이 좀더 가까운 거리에서 내부 공간의 뒷면에 의해 저지되기 때문이다. 밀폐공간 하부의 온도는  $Fy$ 가 증가함에 따라 점점 외부벽 아랫면의 온도와 비슷해지며 이는 발열체의 영향을 거의 받지 않는 부분이 증가됨을 의미한다.

발열체 내부에서의 최고 상승온도는 Fig. 6에 나타내었다.  $F=1/4$ 인 경우에  $Fx=0.4$ 일 때 가장 높고  $Fx$ 가 증가함에 따라 점차 감소한다. 이는  $Fx$ 가 증가함에 따라 아주 미약하던 발열체의 왼쪽면 부근에서의 자연대류 유동이 강해지고 따라서 발열체의 냉각효과가

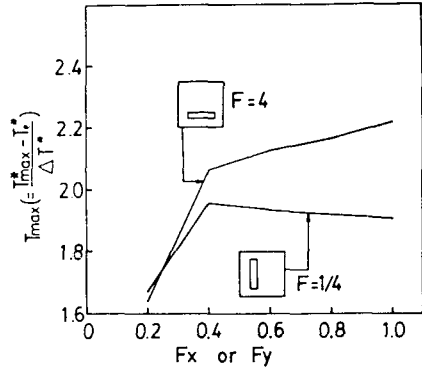


Fig. 6 Effect of  $Fx$  or  $Fy$  in the  $T_{max}$

커지기 때문에 나타나는 현상으로 믿어진다.  $Fx=0.2$ 일 때는 외부공간의 왼쪽면으로 전도되는 열량이 많기 때문에 최고 상승온도는 가장 낮게 나타난다. 따라서 발열체의 효과적인 냉각을 위해서는 그 위치가 외부공간의 벽면에 아주 가깝거나 혹은 공간의 중심선에 위치하는 것이 유리하다고 할 수 있다.

$F=4$ 인 경우에 발열체 내부의 최대상승온도는  $F=1/4$ 인 경우에 비하여, 중심이 내부공간의 중심과 일치하는 경우 Fig. 4(e)와 Fig. 5(e)의 예를 들면 약 17% 정도가 더 크다.  $Fy$ 가 증가함에 따라 이 최대 온도는 점차 증가하는데 이는 발열체 아랫면에서 열전도에 의한 발열체의 냉각율이 감소하기 때문이며  $Fy=0.2$ 인 경우에는 전도에 의한 열전달이 아주 크기 때문에 급격히 감소하는 것으로 생각된다.

### 3.2. 열전달량의 분포

$Fx$  혹은  $Fy$ 의 변화에 따르는 외부벽 4개의 면으로의 평균열전달량을 알기 위하여  $\bar{Nu}$ 의 변화를 Fig. 7에서 보여준다.  $F=1/4$ 인 경우  $Fx$ 의 증가에 따라  $\bar{Nu}$ 가 뒷면에서는  $Fx=0.4$ 에서 급격히 상승한 후 점차 증가하고 왼쪽면에서는  $Fx=0.4$ 에서 급격히 감소한 후 서서히 감소하며 밀면에서는 큰 변화가 없다. 오른쪽면에서는  $Fx=0.2$ 에 비하여  $Fx=0.4$ 에서 상당히 증가된다. 이는  $Fx=0.2$ 에서 왼쪽면으로 전도되던 열량의

일부가  $Fx$  증가에 따라 자연대류에 의하여 윗면으로 이동되며 왼쪽면 부근의 미약하던 대류유동이 점차 강해지면서 등온선의 분포가 오른쪽벽으로 이동되는 결과이다.

$F=4$ 인 경우는  $Fy$ 의 증가에 따른  $\bar{Nu}$ 의 변화경향은  $F=1/4$ 인 경우와 비슷하나 변화율은  $F=1/4$ 인 경우보다 크다. 이는 발열체가 수평으로 놓여 있으면서 수직방향으로 이동되는 경우가 수직으로 세워져 있으면서 수평방향으로 이동되는 경우에 비하여 자연대류유동 및 열전달에 더 많은 영향을 주는 것임을 알 수 있다. 오른쪽면과 왼쪽면에서는  $Fx=1$ 인 중심선에 대해 대칭으로 동일하다.

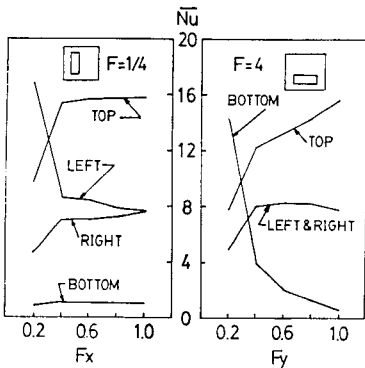


Fig. 7  $\bar{Nu}$  distributions in the walls of enclosure

발열체에서의 4개벽에 관한 평균열전달량인  $\bar{Nu}$ 의 분포를 Fig. 8에서 보여준다.  $F=1/4$ 일때 왼쪽면과 윗면에서는  $Fx=0.2$ 일때  $\bar{Nu}$ 가 가장 크게 나타나며  $Fx=0.4$ 에서 급격히 떨어진다. 오른쪽면과 밑면에서도  $Fx=0.2$ 일때 가장 낮고  $Fx=0.4$ 에서 급격히 증가한다. 이는  $Fx=0.2$ 일때 앞에서 언급한 왼쪽면에서의 열전도가 크기 때문이다.  $F=4$ 일때 모든면에서  $Fy$ 가 증가함에 따라 큰 변화는 없다.

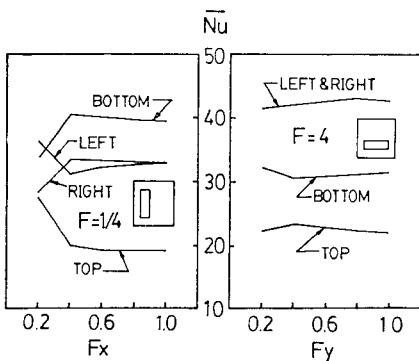


Fig. 8  $\bar{Nu}$  distributions in the walls of innerbody

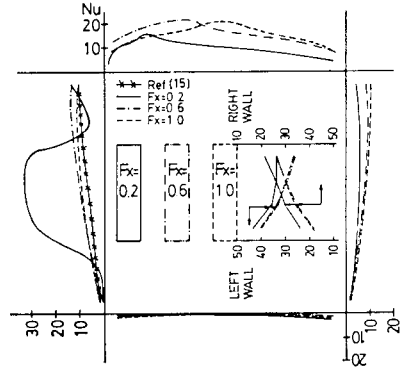


Fig. 9  $Nu$  distributions in the each wall of enclosure and innerbody,  $F=1/4$ ,  $Fx=0.2, 0.6, 1.0$

외부공간과 발열체의 벽면에서의 극소 열전달율의 변화도 각부위의 온도분포와 더불어 관심의 대상이 된다.  $F=1/4$ 인 경우, 계산된 결과중에서  $Fx=0.2, 0.6$  및  $1.0$ 의 경우에 외부벽의 4개면과 발열체의 좌우면의  $Nu$ 의 분포를 Fig. 9에 보여준다.  $Fx=0.6, 1.0$ 일때 외부벽의 좌우면 및  $Fx=0.2$ 때의 오른쪽면에서는 강제층 유동에 의한 자연대류 열전달 특성을 가진다. 단일 무한 등은 수직평판에서의 잘 알려진 상관 관계식인  $Nu=0.508Pr^{1/2}(0.952+Pr)^{-1/4}Gr^{1/4}(15)$ 와의 비교에서 거의 유사함은 이 강제층 유동을 입증한다.  $Fx=0.2$ 일때는 외부벽의 왼쪽면에서  $Nu$ 가 높게 나타나는데 이는 발열체로부터의 열전도 영향이 크게 나타나기 때문이다. 외부벽 윗면에서의 최대  $Nu$ 수는 발열체의 수직대칭선 위치에 존재하며 이 위치는 thermal plume의 충돌위치이다. 발열체의 좌우면에서  $Nu$ 의 분포에 의하

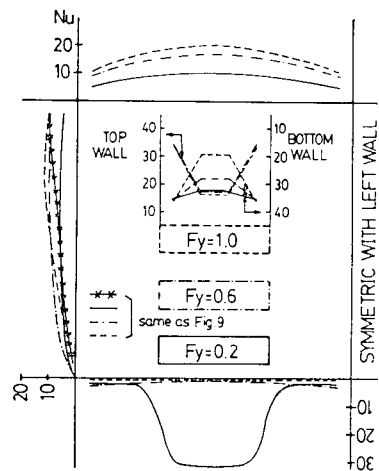


Fig. 10  $Nu$  distributions on the each wall of enclosure and innerbody,  $F=4$ ,  $Fy=0.2, 0.6, 1.0$

면  $Fx=0.4$  이상 일 때 발열체를 따라 경계층 유동이 발달됨을 보여준다.  $Fx=0.2$  때는 외부벽과의 열전도에 의한 영향으로 왼쪽면에서의 값은 오른쪽면에서의 값보다 훨씬 크다.

Fig. 10에서는  $F$ 의 값이 4인 경우, 외부벽의 4면과 발열체 상하면에서  $Nu$ 의 분포를 보여준다. 외부벽의 좌우면은  $F=1/4$  일때와 유사하며 윗면에서는 thermal plume의 충돌위치에서 극대값을 가지며 이 극대값은  $Fy=1.0$  때 가장 크다. 아랫면에서는  $Fy=0.2$  때 발열체와의 사이에서 열전도때문에 발열체의 투영면 위치의  $Nu$ 가 크게 나타남을 알 수 있다. 발열체의 윗면에서는 윗면의 중앙부분에 상승하는 thermal plume의 영향으로 이 부분에서  $Nu$ 가 감소한다. 아랫면에서는 발열체 하부의 중앙부분의 유체가 거의 정체상태이므로  $Nu$ 가 낮다.

#### 4. 결 론

본 연구의 목적을 달성하려고 하면 밀폐공간의 크기 및 중횡비, 발열체의 크기 및 중횡비, 발열체의 밀폐공간내에서의 위치, 발열량, 공간내부 유체의 종류 그리고 발열체의 물리적 성질에 따라 상세한 정보가 요구된다. 이번의 연구는 그 일차적인 단계로서 앞서 서론에서 설명한 조건에 한하여 아래와 같은 결론은 얻었다.

(1) 제어체적방법에 의한 F.D.M. 방법에 의하면 내부에 "설"과 같이 존재하는 유동 방해물로부터의 자연대류 열전달 및 유동을 예측할 수 있다.

(2) 동일한 단면적의 직사각형 발열체를 밀폐공간내부에 수직으로 세워 위치할 때가 수평으로 놓여 있는 경우보다 자연대류에 의한 열전달은 더욱 효과적이며 예를 들면 발열체의 중심이 밀폐공간의 기하학적 중심에 있을때 최고 온도상승은 수평인 경우가 수직인 경우보다 약 17%높다.

(3) 밀폐공간의 기하학적 중앙으로 발열체가 옮겨질수록 자연대류에 의한 발열체로부터의 열전달율은 증가한다.

(4) 수평으로 놓여진 발열체가 수직방향으로 이동되는 경우가 수직으로 세워진 발열체가 수평방향으로 이동되는 경우에 비하여 자연대류 유동 및 열전달에 더 많은 영향을 준다.

(5) 이 연구의 방법은 발열체가 있는 실내의 열적분위기(thermal environment)를 충족시키는 목적에 이용될 수 있다.

#### 참 고 문 헌

- (1) D. Pnueli, "Free Convection and Its Applications", Proc. 7th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 1, pp. 253~259, München, 1982
- (2) A.F. Emery, "Exploratory Studies of Free-Convection Heat Transfer through an Enclosed Vertical Liquid Layer with a Vertical Baffle", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 91, pp. 163~165, 1969
- (3) H.E. Janikowski, J. Ward and S.D. Probert, "Free Convection in Vertical, Air-Filled Rectangular Cavities Filled with Baffles", Proc. 6th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 1, pp. 257~262, Toronto, 1978
- (4) M.W. Nansteel and R. Greif, "Natural Convection in Undivided and Partially divided Rectangular Enclosures", ASME J. Heat Transfer, Vol. 103, pp. 623~629, 1981
- (5) S.W. Bajorek and J.R. Lloyd, "Experimental Investigation of Natural Convection in Partitioned Enclosures", ASME J. Heat Transfer, Vol. 104, pp. 529~532, 1982
- (6) L.C. Chang, J.R. Lloyd and K.T. Yang, "A Finite Difference Study of Natural Convection in Complex Enclosures", Proc. 7th Int. Heat Transfer conf., Vol. 2, pp. 183~188, München, 1982
- (7) N.N. Lin and A. Bejan, "Natural Convection in a Partially Divided Enclosure", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 12, pp. 1867~1878, 1983
- (8) A. Bejan, "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
- (9) M. K. Exeter, N. Hay and J. J. Webster, "Finite Element Solutions for Free Convection Flow Around an LMFBR Debris Tray", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 25, No. 7,

pp. 999~1011, 1982

- (10) M.K. Exeter, N. Hay, J.J. Webster and T.A. Dullforce, "Natural Convection Heat Transfer in a Confined-Flow Geometry", Nuclear Science and Engineering, Vol. 83, pp. 253~266, 1983
- (11) E.M. Sparrow and M. Charmchi, "Natural Convection Experiments in an Enclosure between Eccentric or Concentric Vertical Cylinders of Different Height and Diameter", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 26, No. 1, pp. 133~143, 1983
- (12) E.M. Sparrow, P.C. Stryker and M.A. Ansari, "Natural Convection in Enclosures with Off-Center Innerbodies", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 1, pp. 49~56, 1984
- (13) Y. Asako and H. Nakamura, "Heat Transfer by Natural Convection from Heated Vertical Pipe with Chimney", 21th National Heat Transfer Symposium of Japan, Kyoto, Paper No. K209, pp. 583~585, 1984
- (14) S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, 1980
- (15) J.P. Holman, *Heat Transfer*, McGraw-Hill 1981