

직사각형 전도성 장애물을 갖는 밀폐공간내에서의 자연대류

추 홍 룩

대구보건전문대학 산업안전과

1. 서 론

밀폐공간내에서 일어나는 자연대류 열전달은 태양열 집열판, 연료탱크, 원자로의 핵반응로, 초전도 자성체의 냉각 및 건물이나 방의 효율적인 열설계, 화재시의 안전대책등 공업적으로 그 응용성이 매우 광범위하고 다양하게 생활주변에서 흔히 볼 수 있다. 밀폐공간내에 경계층 유동이 존재할 경우, 이 경계층 흐름은 일반적으로 외부유동에서의 경계층 유동과는 달리 코어영역(Core region)에서의 흐름과 서로 밀접한 관계가 있다.

밀폐공간내에서의 자연대류에 관한 초기의 연구는 주로 수평원판이나 큰 종횡비의 직각 밀폐공간¹⁾에 대하여 이루어져 왔다. Rayleigh수가 충분히 커서 밀폐공간내에 경계층 흐름이 존재하는 경우에 대해서 Fu ²⁾등에 의해 연구되었고, Nansteel³⁾등은 종횡비가 1/2인 사각 밀폐공간에서의 상부벽에 매달린 차폐벽의 열전달량 및 유동구조에의 영향을 보고하였다. 한편, 내부의 유동 장애물이 외부벽과 완전히 분리된 경우에 대하여는 House⁴⁾등이 정사각 밀폐공간의 중앙에 고립된 전도성 장애물이 있을 때 열전달 및 유동특성을 수치해석적으로 구명하였다.

경계층 유동과 코어유동의 관계는 밀폐공간을 이루는 벽면의 조건에 의해 발생하는 유동장애 어떤 일정한 열전도율을 갖는 고립된 장애물을 장착하는 경우 경계층 유동 및 코어유동의 상관관계가 더욱 더 복잡해진다. 그러므로 밀폐공간내에 어떠한 형태의 장애물이 놓이는 경우 장애물의 위치, 크기 및 열전도율의 변화가 밀폐공간내의 유체유동과 열전달에 미치는 영향에 대한 조사가 요구된다.

따라서 본 연구에서는 양 측면이 고온 및 저온의 등온면이고, 상 하부면은 단열면으로 구성되어 있는 정사각형 밀폐공간의 중앙에 고립된 전도성 장애물이 들어 있을 때 자연대류 열전달에 중요한 영향을 미치는 매개변수인 Rayleigh수, 전도성 장애물의 형상비 및 장애물의 열전도율비를 변화시켜 속도분포, 온도분포, 유선분포 및 평균 Nusselt를 구하여 이들 매개변수가 열전달에 미치는 영향을 조사하였다.

2. 이론 해석

본 연구에 사용된 직사각형 밀폐공간의 기하학적 형상과 좌표계는 Fig. 1과 같다.

Fig.1

여기서 밀폐공간의 벽면은 한변의 길이가 L인 정사각형이고, 밀폐공간의 왼쪽 수직벽면은 고온면, 오른쪽 수직 벽면은 저온면으로서 각각 등온면이다. 상하 수평 벽면은 단열면으로 구성되어 있다.

본 연구에서 사용된 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

$$\text{연속방정식 : } \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \dots\dots\dots (1)$$

운동량방정식 :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial X} + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) + \text{RaPr}\theta \dots\dots (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = - \frac{\partial P}{\partial Y} + \text{Pr} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) \dots\dots\dots (3)$$

$$\text{에너지방정식 : Fluid : } U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \dots\dots\dots (4)$$

$$\text{Solid : } K^* \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) = 0 \dots\dots\dots (5)$$

본 연구에서 사용한 수치계산방법은 F.D.M.으로서 Patanker⁷⁾가 개발한 Simple 알고리즘을 사용하여 계산하였다. 수치계산 과정 중 고체 장애물의 영역에서는 Prandtl수를 10³⁰으로 두어 이 영역에서 속도는 "0"에 접근하도록 하였다. 또한 에너지방정식에서 확산계수는 1이고 장애물에서는 K*로 바뀌게 된다. 본 수치계산에 사용된 절점수는 32×32로서 적절한 절점수를 선택하여 계산하였다.

본 계산에서는 고온 벽면과 저온 벽면에 대하여 식 (7)과 같이 평균 Nusselt수를 정의하여 사용하였다.

$$\text{Nu}_m = \pm \int_0^1 \frac{\partial \theta}{\partial Y} \Big|_{Y=0,1} dX \dots\dots\dots (6)$$

본 연구에서 고려된 작동유체는 열전도율이 0.02373 W/mK인 일반 공기이고, 장애물의 형상비 ζ를 0.5, 1.0 및 2.0으로 변화시켰으며, 유체와 고체 장애물의 열전도율비 K*는 1.0, 6.6 및 34.0, Rayleigh수는 10⁴, 10⁵ 및 10⁶으로 각각 변화시켰다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 2는 본 연구의 범위중 Ra=10⁴, 장애물의 형상비 ζ=0.5, 장애물의 열전도율비 K*=1.0, 6.6 및 34.0까지 변화되는 경우의 유선과 등온선 분포를 대표적으로

제시한 그림이다.

Fig.2

Fig. 2(a)의 $K^*=1.0$ 인 경우 유선분포에서 유동은 좌측 고온벽면 부근에서 상승하여 상부 단열면을 따라 거의 수평으로 좌측에서 우측으로 이동하여 밀폐공간의 우측 저온벽면 주위에서 하강하며, 하부 단열면을 따라서 우측에서 좌측으로 수평으로 이동하여 다시 고온벽면을 따라 상승하는 큰 Cell 모양을 형성하면서 등온벽면을 따라 장애물의 외부를 시계방향으로 회전하는 엔드영역(벽면유동영역)을 형성한다. 이러한 Cell 형태의 유동이 생기는 것은 좌측 고온벽면 부근의 공기가 고온벽면으로부터 가열되어 가벼워져서 고온벽면을 따라 고온벽면의 상단부까지 상승하고, 상단부에서는 상부 단열면을 따라 관성력에 의하여 거의 수평으로 이동하기 때문이다. 이 때 수평으로 이동하는 유체 중에서 장애물 부근을 이동하는 유체는 장애물에 의해 냉각되어 아래로 조금 처지게 된다. 또한, 장애물 상부를 지난 유체는 저온벽면에 의해 냉각되어 벽면을 따라 하강하게 되고, 하강하던 유체는 하부 단열면을 따라 관성력에 의하여 거의 수평으로 이동한다. 이 때에도 장애물 부근을 지나가는 유체는 장애물에 의해 가열되어 약간 상승하게 된다. 장애물의 좌측 부근에는 전도성 장애물에 의해 밀폐공간내를 회전하는 2차 유동이 일어나고 있다. 이 유동은 벽면유동영역의 유동과 섞이지 않고 완전히 분리되어 벽면유동영역의 안쪽에 형성된다. 이 유동영역을 코어유동영역이라 하고, 이는 고온벽면에 의해 가열된 고온의 유체가 상부 단열면을 따라 저온 벽면쪽으로 수평이동 할때 장애물 부근을 지나가는 고온의 유체가 장애물에 의해 냉각되어 하강하기 때문이다. 등온선 분포에서는 좌우측 등온벽면쪽의 등온선이 거의 수직으로 분포하기 때문에 전체 벽면에서 균일한 열전달이 이루어진다. 장애물내에서의 열전달은 대부분 장애물 좌측에서 우측으로의 열전도가 일어나고, 상대적 장애물의 상부에서 하부 방향으로의 열전도는 미약하다.

Fig. 2(b)의 $K^*=6.6$ 일때의 유선분포는 Fig. 2(a)와 유사한 형태로서 유선이 등온벽면 쪽으로 더욱 접근한 형태이고, 장애물 좌우측 부근에서 2차유동이 더욱 활발히 일어나고 있다. 등온선 분포에서는 장애물내에서의 등온선이 넓게 분포하여 장애물 내의 온도변화가 작다. 이는 장애물의 존재로 인해 장애물의 상부와 하부통로로 유동하는 고온과 저온의 유체사이에서 장애물이 절연체로 작용하기 때문이다. 그리고 좌우 등온벽면에 등온선 분포가 더욱 조밀하다.

Fig. 2(c)의 $K^*=34.0$ 인 경우 유선이 등온 벽면쪽으로 더욱 접근하고 장애물 부근에 코어영역의 범위가 더 활발히 형성된다. 또한 등온벽면에서의 등온선 간격이 더욱 조밀하다.

이상과 같이 $Ra=10^4$ 이고 $\xi=0.5$ 로 일정할때 K^* 값이 증가할수록 등온벽면 근처에서 등온선 간격이 더욱 작아 K^* 가 증가할수록 열전달이 더욱 활발해짐을 알수 있다.

Fig. 3은 $\xi =0.5, 1.0$ 및 2.0 인 경우 Rayleigh수 변화에 따른 평균 Nusselt수의 분포를 나타낸 그림이다.

Fig.3

Fig. 3(a)에서 $Ra=10^4$ 및 10^6 일때는 등온선 분포에서 예측된 바와같이 K^* 가 증가할수록 평균 Nusselt수가 증가한다. 그러나 $Ra=10^5$ 에서는 K^* 가 증가할수록 평균 Nusselt수는 감소한다.

Fig. 3(b)는 $\zeta=1.0$ 인 경우로서 Fig. 3(a)의 경우와 비교할 때 전 Rayleigh수 범위에 대하여 평균 Nusselt수가 크다. 또한 K^* 의 값이 작을수록 평균 Nusselt수가 커진다. 이러한 성향은 Rayleigh수의 증가에 따라 일정한 성향으로 나타난다.

Fig. 3(c)는 $\zeta=2.0$ 인 경우로서 $Ra=10^4$ 및 10^5 일때는 K^* 가 증가할수록 평균 Nusselt수가 증가한다. 그러나 $Ra=10^6$ 에서는 K^* 가 증가할수록 평균 Nusselt수는 감소한다. 또한 Fig. 3(a),(b)에 비해서 K^* 에 따른 평균 Nusselt수의 변화가 더욱 크다.

Fig. 4는 $Ra=10^4, 10^5$ 및 10^6 인 경우 ζ 에 따른 평균 Nusselt수의 분포를 나타낸 그림이다.

Fig.4

Fig. 4(a)에서 $K^*=6.6$ 일 때 K^* 의 변화에 따른 평균 Nusselt수의 변화가 $K^*=1.0, 34.0$ 일때에 비교해 거의 변화가 없다. 또한 $K^*=34.0$ 인 경우 K^* 의 변화에 따른 평균 Nusselt수의 변화가 가장 크다. $K^*=1.0$ 이고 $\zeta=2.0$ 일 경우 평균 Nusselt수가 가장 작다.

Fig. 4(b)에서 ζ 가 증가함에 따라 평균 Nusselt수는 증가하다가 감소한다.

Fig. 4(c)에서 K^* 에 따른 평균 Nusselt수의 변화가 가장 크다. 또한 $K^*=1.0$ 일 때 평균 Nusselt수는 가장 큰 값을 나타낸다.

이상과 같이 Rayleigh수가 증가할수록 장애물의 열전도율비 K^* 가 열전달에 미치는 영향은 커진다. 단, 장애물의 형상비 $\zeta=0.5$ 일때 K^* 가 열전달특성에 미치는 영향이 가장 작다.

4. 결론

1. 장애물의 형상비 $\zeta=1.0$ 일 경우 Rayleigh수에 관계없이 K^* 가 증가할수록 평균 Nusselt수는 감소한다.
2. 장애물의 형상비 $\zeta=0.5$ 일 경우 $Ra=10^4$ 일때 K^* 가 증가할수록 평균 Nusselt수가 증가하고, $Ra= 10^5, 10^6$ 일때는 감소한다.
3. 장애물의 형상비 $\zeta=2.0$ 일 경우 $Ra=10^4, 10^5$ 에서는 K^* 가 증가할수록 평균 Nusselt수는 증가하고, $Ra=10^6$ 에서는 감소한다.

참 고 문 헌

- (1) S. Ostrach, "Advances in Heat Transfer", Vol. 8, Academic Press, New York, pp. 161~226, 1972.
- (2) Fu, W. S., Perng, J. C., and Shieh, W. J., "Transient Laminar Natural Convection in an Enclosure Partitioned by an Adiabatic Baffle," Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 16, pp. 325~350, 1989.
- (3) M. W. Nansteel and R. Grief, "Natural Convection in Undivided and Partially Divided Rectangular Enclosures", Trans. ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 103, pp. 623~ 629, 1981.
- (4) J. M. House, C. Beckermann and T. F. Smith, "Effect of a Centered Conducting Body on Natural Convection Heat Transfer in an Enclosure", Numerical Heat Transfer, Part A. Vol. 18, pp. 213~225, 1990.

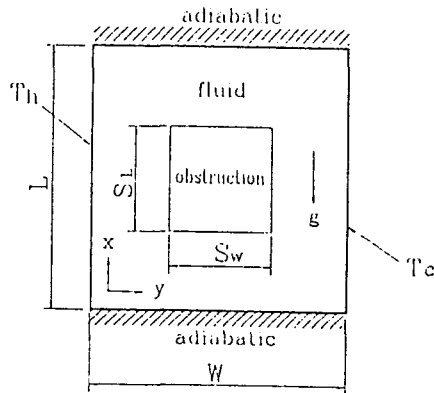


Fig. 1 Schematic of enclosure with centered solid body

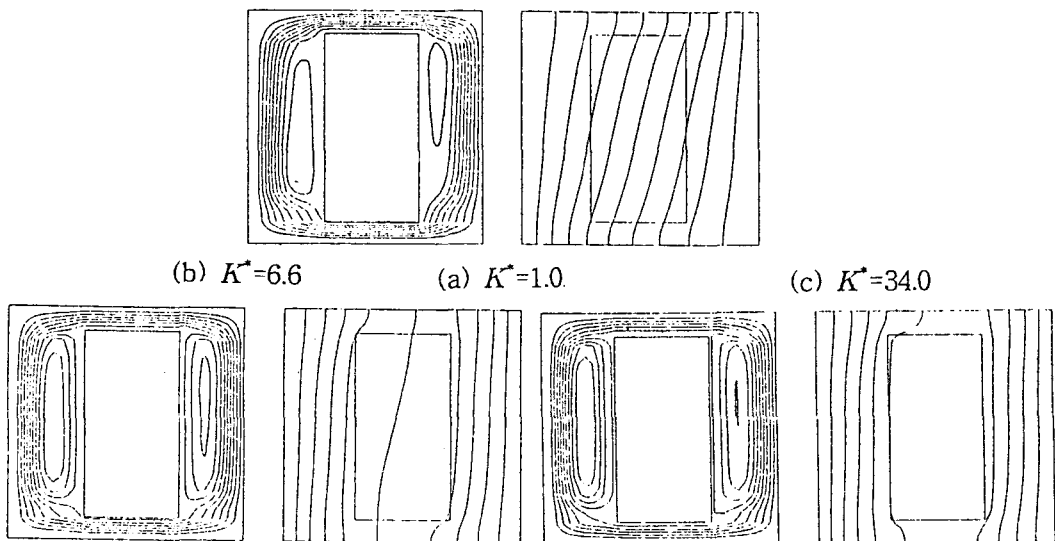
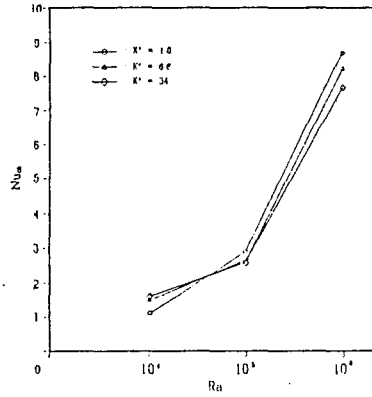
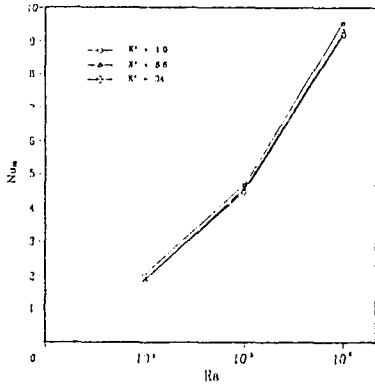


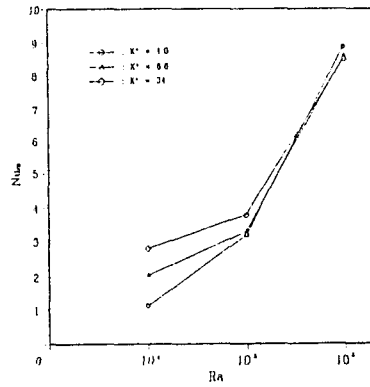
Fig. 2 Streamlines and isotherms at $Ra=10^4$, $\xi=0.5$
and (a) $K^*=1.0$, (b) $K^*=6.6$, (c) $K^*=34.0$



(a) $\xi = 0.5$

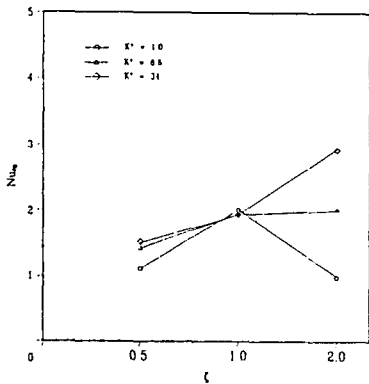


(b) $\xi = 1.0$

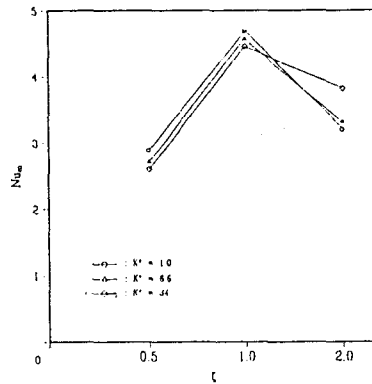


(c) $\xi = 2.0$

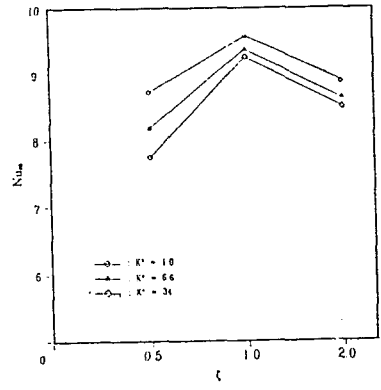
Fig. 3 Mean Nusselt numbers with Rayleigh number at (a) $\xi = 0.5$, (b) $\xi = 1.0$, (c) $\xi = 2.0$



(a) $Ra = 10^4$



(b) $Ra = 10^5$



(c) $Ra = 10^6$

Fig. 4 Mean Nusselt numbers with aspect ratio ξ at (a) $Ra = 10^4$, (b) $Ra = 10^5$, (c) $Ra = 10^6$