

[논문] 태양에너지  
*Solar Energy*  
Vol. 17, No. 1, 1997

## 돌출부를 가진 L형 공간 내에서의 자연대류 열전달

배석태

동명전문대학 기계과

### **A Numerical Study on the Natural Convection in the L-shaped enclosure having a Protrusion**

**Suk-Tae Bae**

#### **Abstract**

The numerical study on the natural convection inside the L-shaped enclosure having a protrusion of which left wall is maintained at  $T_c$ . Right wall and part of the bottom and 2nd floor are at  $T_h$  has been performed numerically for aspect ratio  $A=1$ , geometrically different cases and for  $Ra=5 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$ .

As the L-shaped of the enclosure goes thicker horizontally and the smaller 2nd floor's length, the mean Nusselt number at the left cold wall becomes smaller for same  $Ra$ , and there is little influence of the increase of  $Ra$  on mean Nusselt number.

## 1. 서론

우리나라의 공연장은 대부분 다목적 Hall 성격을 지니며 이 같은 공간은 밀폐된 대공간의 Hall을 구성하는 것으로 또 구조체의 형상이 다양하고 공간에 대한 거주밀도가 바닥에 밀집되어 있는 경우가 많다. 특히 겨울철에 외기에 면한 벽면은 찬 공기의 유동이 발생하게 되어 무대의 전면을 걸쳐 객석으로 유동하게 된다. 또 객석의 출입구면은 대기실등으로 둘러 싸여있고 바닥면은 난방과 관객들의 체온 등에 의해 외벽면보다는 상대적으로 높은 온도하에 있다고 가정할수 있으므로 전체공간으로는 자연대류가 발생하여 열손실이 생긴다. 무대 외벽면에서 발생한 냉기류가 무대앞 객석으로 이동하게 되고 객석 윗부분의 공기가 무대의 윗쪽으로 이동하게 된다. 이렇게 될 경우 무대부에 있는 연출자들 및 관객들에게 불쾌감을 주게되며 무대에 설치한 막이 S형으로 휘는 경우도 있다<sup>(1)</sup>.

이러한 현상을 분석하고 적절한 공기조화장치를 설치하기 위해서는 실내의 온도분포와 유동상태를 구하여야 하며 이 문제는 복잡한 구조를 가지는 밀폐공간에서의 자연대류 열전달에 속한다. 단순한 사각형 형태의 공간인 자연대류 열전달이 많이 연구되어 왔으며 특히 사각공간에서의 자연대류에 대한연구의 대표적인 예를들면 Batchelor<sup>(2)</sup>는 사각형밀폐공간에서 자연대류 문제를 Rayleigh수 및 종횡비에따라 장방형 및 경계층영역으로 구분하고 이에따르는 이론적배경을 제시하였으며, Churchill<sup>(3)</sup>등은 한쪽 벽면이 등온으로 가열되고 다른면이 등온냉각되는 수직장방형의 밀폐공간에서 자연대류에 대한 종횡비의 영향에 대해서 연구하였다. 1979년에 영국의 Swansea에서 개최된 Conference on Numerical

method in Thermal problems에서 사각형 밀폐공간내의 자연대류 열전달문제가 활발하게 논의된후 1983년에 Jones등<sup>(4)</sup>은 9개국의 30여명의 열전달 연구자로부터 이 문제에 대한 37편의 연구결과를 수집하여 이를 정리하였으며, 이를 바탕으로 하여 Davis<sup>(5)</sup>는 격자계의 수정 및 외삽법을 통해 해의 정밀도를 향상시켰다. 그러나 실제공간의 형상을 다룬 모델에 대한 자연대류 해석의 연구는 거의 없다.

본 논문에서는 실내공간에서 공기의 유동에 대한 2차원 수치해석에 적용할 수 있는 하나의 모델로서 위에서 연구된 사각형 밀폐공간의 모델 및 해석방법을 확대하여 좌측의 수직 벽면이 등온냉각되고, 상부전체는 단열되고, 2층객석부로 가정한 돌출부는 등온가열이고 바닥면의 일부는 등온가열 및 단열되어 있는 L형 밀폐공간에서의 자연대류 열전달에 관하여 수치해석하였다. 수치계산에서는 ADI법과 SOR법을 사용하여 종횡비  $A=1$ 인 경우 Rayleigh수 및 단열부와 2층객석부의 길이변화에 따르는 등온선과 유선함수분포를 구하였고 이들로부터 L형의 수직 목부분에서의 속도, 좌측냉각부에서의 국소 Nusselt수 및 평균 Nusselt수를 구하여 Rayleigh수 및 공간의 형상이 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다.

## 2. 수치해석

### 2-1 모델링

본 해석에 사용된 모델링은 Fig. 1에 나타나 있다. 일반적인 공연장을 임의로 간주하여 무대부가 있으나 무대부바닥(L)은 단열상태이며, 또 무대부와 객석부천장은 단열된 상태로 볼수 있으므로 온도변화가 없고, 좌측벽은 무대부 전면의 북쪽을 향하므로 저온으로 등온냉각( $T_c$ )이고, 남쪽인 우측벽과 2층객석부와

1층의 바닥면 일부가 고온으로 등온가열( $T_h$ )로 일정하다. 나머지 벽은 단열되어 있다.

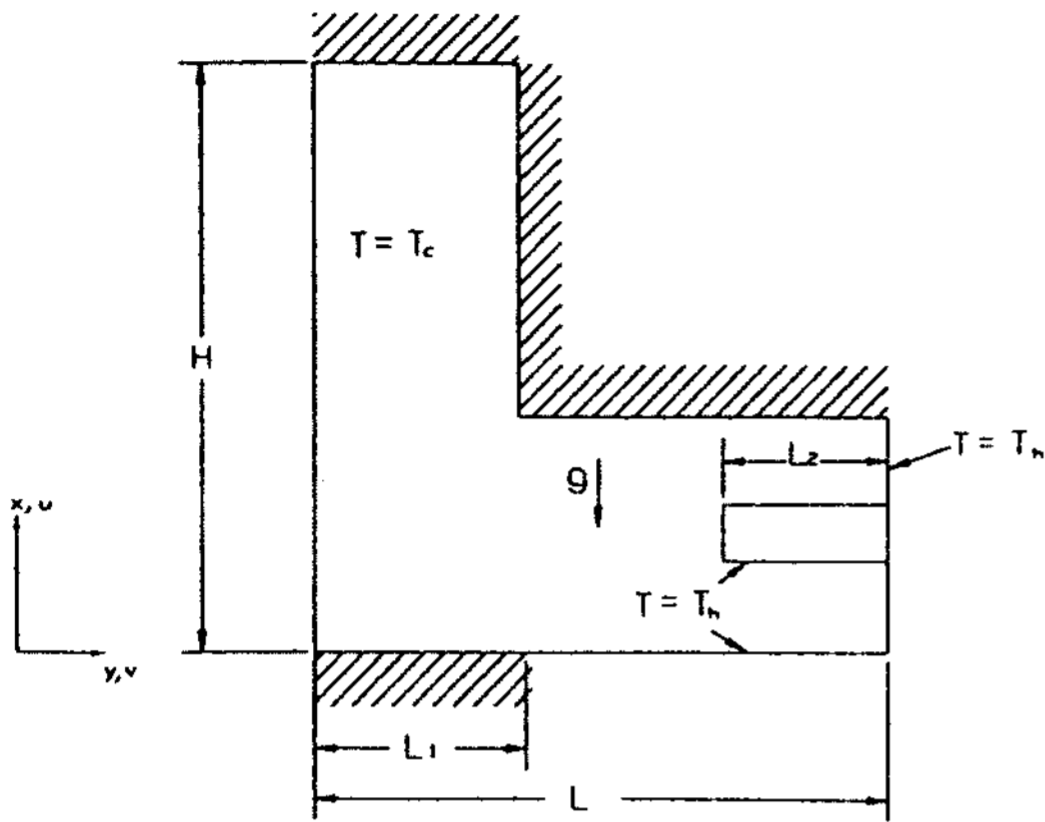


Fig. 1 Thermal boundary condition of a rectangular enclosure

2-2 지배방정식

지배방정식의 가정은 다음과 같다.

- 1) Boussinesq approximation.
- 2) 점성소산, 복사 에 의한 열전달은 무시한다.
- 3) 유체는 비압축성 유체이고, 2차원 층류유동이다.

무차원변수 및 무차원지배방정식은 다음과 같다.

$$\tau = \frac{t\nu}{a^2}, X = \frac{x}{L}, Y = \frac{y}{L} \quad (1)$$

$$U = \frac{uL}{\nu}, V = \frac{vL}{\nu}$$

$$P = \frac{p'd^2}{\rho\nu^2}, \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c},$$

$$Grd = \frac{g\beta(T_h - T_c)d^3}{\nu^2}$$

$$Ra = Gr \cdot Pr = g\beta(T_h - T_c)d^3/\alpha\nu$$

$$A = H/L$$

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

$$(2)$$

$$\frac{\partial\Gamma}{\partial\tau} + U\frac{\partial\Gamma}{\partial X} + V\frac{\partial\Gamma}{\partial Y} = \left( \frac{\partial^2\Gamma}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\Gamma}{\partial Y^2} \right)$$

$$-Grd\frac{\partial\theta}{\partial Y} \quad (3)$$

위식에서  $\Gamma$ 는 무차원 와도로서 다음과 같다.

$$\Gamma = \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial Y} \quad (4)$$

무차원 유선함수  $\Psi$ 를 도입하면 속도  $U$  및  $V$ 는 다음과 같고 따라서 이 식에서 유선함수와 와도의 관계는 아래와 같다.

$$U = \frac{\partial\Psi}{\partial Y}, V = -\frac{\partial\Psi}{\partial X} \quad (5)$$

$$-\Gamma = \frac{\partial^2\Psi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2\Psi}{\partial Y^2} \quad (6)$$

무차원화된 초기조건 및 경계조건은

$$\tau = 0; 0 \leq X \leq A, 0 \leq Y \leq 1;$$

$$(\text{전영역}); \Gamma = 0, \theta = 0$$

$$\tau > 0; 0 < X < A, Y = 0; \Psi = 0, \theta = 0$$

$$\tau > 0; 0 < X < EX, Y = 1; \Psi = 0, \theta = 1$$

$$X = 0, 0 < Y < EY; \Psi = 0, \frac{\partial\theta}{\partial X} = 0$$

$$X = 0, EY < Y < 1; \Psi = 0, \theta = 1$$

$$X = EX, EY < Y < 1; \Psi = 0, \frac{\partial\theta}{\partial X} = 0$$

$$X = A, 0 < Y < EY; \Psi = 0, \frac{\partial\theta}{\partial X} = 0$$

$$Y = EY, EX < X < A; \Psi = 0, \frac{\partial\theta}{\partial Y} = 0$$

2-3 수치해석방법

에너지방정식과 와도방정식은 ADI법, 유선함수는 SOR법으로 수치해석하였다. L형 밀폐공간에서  $Pr = 0.72$ (공기)인 유체에 대하여 종횡비(A)는 1로서 일정하고 L형 공간의 Case별 형상에 따라 1~3번으로 분류하고 다시 2층객석부로 가정한 돌출부의 길이에 따라 1~3번으로 다시 분류하였다.  $Ra$ 가  $5 \times 10^5 \sim$

2×10<sup>6</sup>의 범위에서 자연대류의 영향을 수치해석 하였다. 각 Case의 분류는 L공간의형상변화(좌측상부의길이)에 따라  $\frac{2}{8}L$ 일 때를 Case 1,  $\frac{3}{8}L$ 은 Case 2,  $\frac{4}{8}L$ 인 경우는 Case 3으로 분류하였고, 2층 객석부로 가정한 돌출부의 길이에 따라 다시  $\frac{3}{8}L$ 인 경우는 Case -1,  $\frac{2}{8}L$ 은 Case -2,  $\frac{1}{8}L$ 일 때는 Case -3으로 하였다. 즉 Case 1-1의 의미는 L공간 좌측상부의 길이가  $\frac{2}{8}L$ 이고 2층객석부의 무차원길이가  $\frac{2}{8}L$ 이다.

Fig. 2는 각 Case별로 연구한 공간형태를 표시한 그림이다. 에너지방정식과 와도방정식은 ADI(Alternating Direction Implicit)법으로 해를 구하였고, 유동함수는 SOR법으로 구하였다. 유선함수의 반복계산시 완화계수(Relaxation factor) $\omega$ 는 1.75로 하였고<sup>(6)</sup>, 수렴판정기준은 다음과 같다. 여기서 m은 반복회수이다.

$$\frac{|\Psi_{i,j}^{(m+1)} - \Psi_{i,j}^{(m)}|}{|\Psi_{i,j}^{(m+1)}|} < 1 \times 10^{-7} \quad (8)$$

국소 Nusselt수, 평균 Nusselt수는

$$Nu_x = \frac{h_x d}{\lambda} = -\left(\frac{\partial \theta}{\partial Y}\right)_{Y=0} \quad (9)$$

$$Nu_m = \frac{h_m d}{\lambda} = -\frac{1}{A} \int_0^A \left(\frac{\partial \theta}{\partial Y}\right)_{Y=0} dX \quad (10)$$

$$Nu_{xy} = \frac{7\theta_{i,0} - 8\theta_{i,1} + \theta_{i,2}}{6\Delta Y} \quad (11)$$

정상상태 도달의 판정기준은 평균 Nusselt수의 변화를 고려하면 다음과 같다.

$$\frac{|Nu_m^{(n+1)} - Nu_m^{(n)}|}{|Nu_m^{(n+1)}|} < 1 \times 10^{-7} \quad (12)$$

여기서 n은 시간증분이다.

수치해석의 정당성을 검증하기 위하여 2가지 방법을 사용하였다. 첫 번째는 우측벽면 및 2층객석부와 바닥면의 일부가 고온으로써 밀폐공간내로 유입되는 열량(Q<sub>H</sub>)과 좌측의 저온벽면에서 외부로 유출되는 열량(Q<sub>C</sub>)의 비교이며, Q<sub>H</sub>와 Q<sub>C</sub>는 3~5% 범위내로 일치하고 있으며 Ra가 작으면 그차이는 비교적 크게 나타나게 되고, Ra가 크면 그 차이가 작게 나타난다. 두 번째는 사각형 공간에 근접한 L형 경우와 사각형의 결과를 비교한 결과 국소Nu수가 0.74% 이내로 잘 일치 하였다.

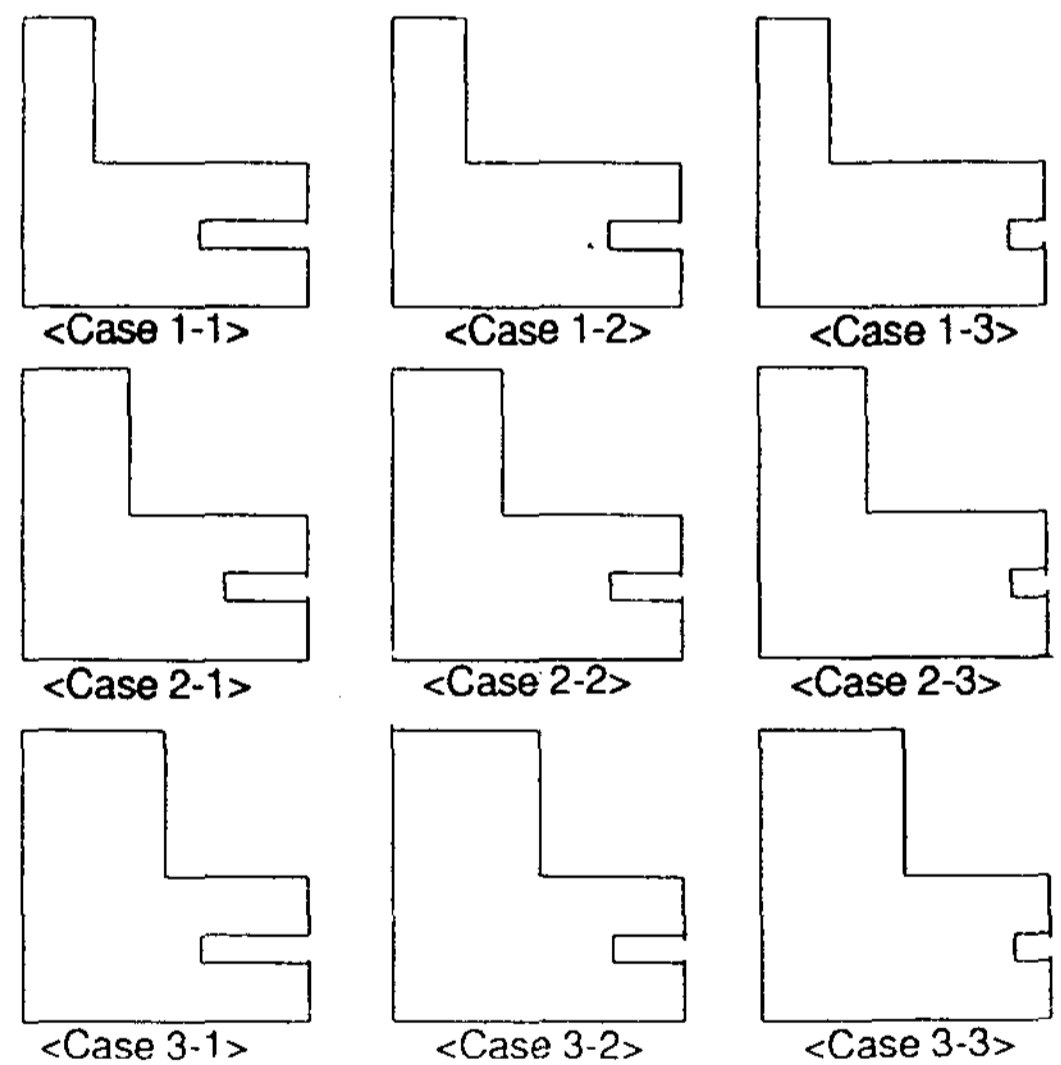


Fig. 2 Each Case distribution

### 3. 결과 및 고찰

수치해석의 해는 각 Case에서 Pr0.72, A=1, Ra=1×10<sup>5</sup>~2×10<sup>6</sup>에 대해 구하였다.

Fig. 3-1과 3-2는 등온선과 유선함수를  $Ra$ 가  $5 \times 10^5$ 인 경우에 여러 Case에 대해 도식화한 것이다. 등온선의 경향에서 알 수 있듯이 온도역전현상이 일어나고 있지만 특히 L공간 좌측상부와 2층객석부로 간주한 돌출부의 간격이 근접할수록 온도역전현상의 정도가 두드러진다. 이는 유동의 간섭이 2층객석

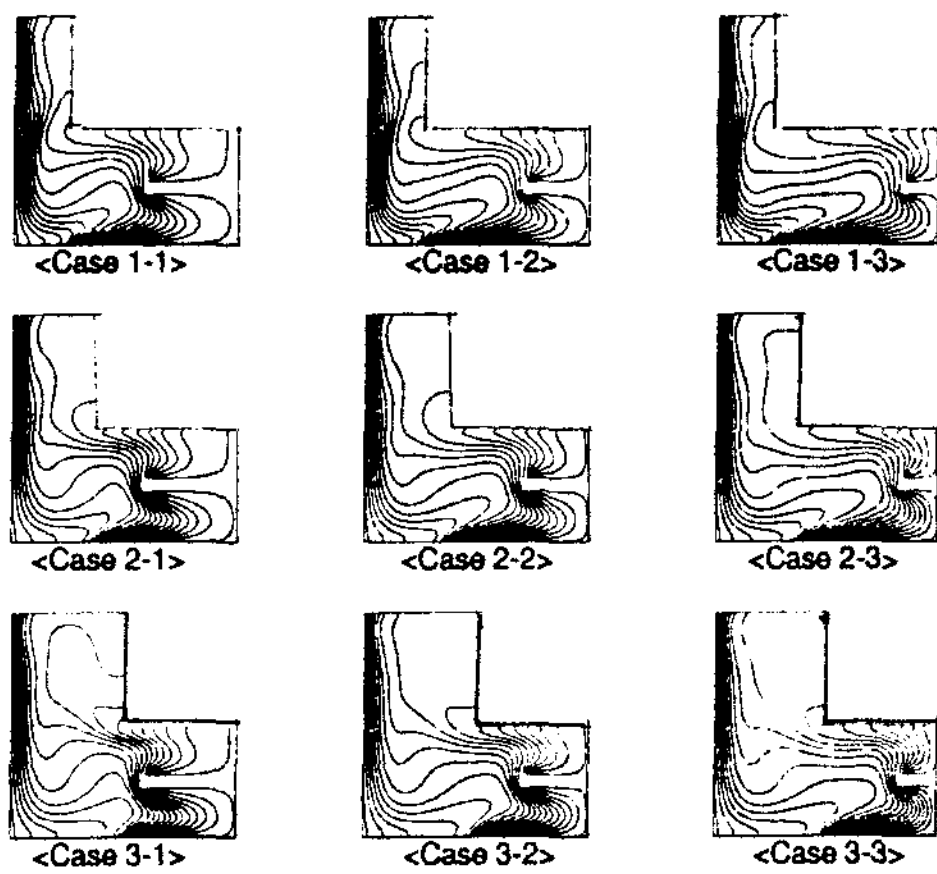


Fig. 3-1 Isotherms at various Cases for  $Ra=5 \times 10^5$

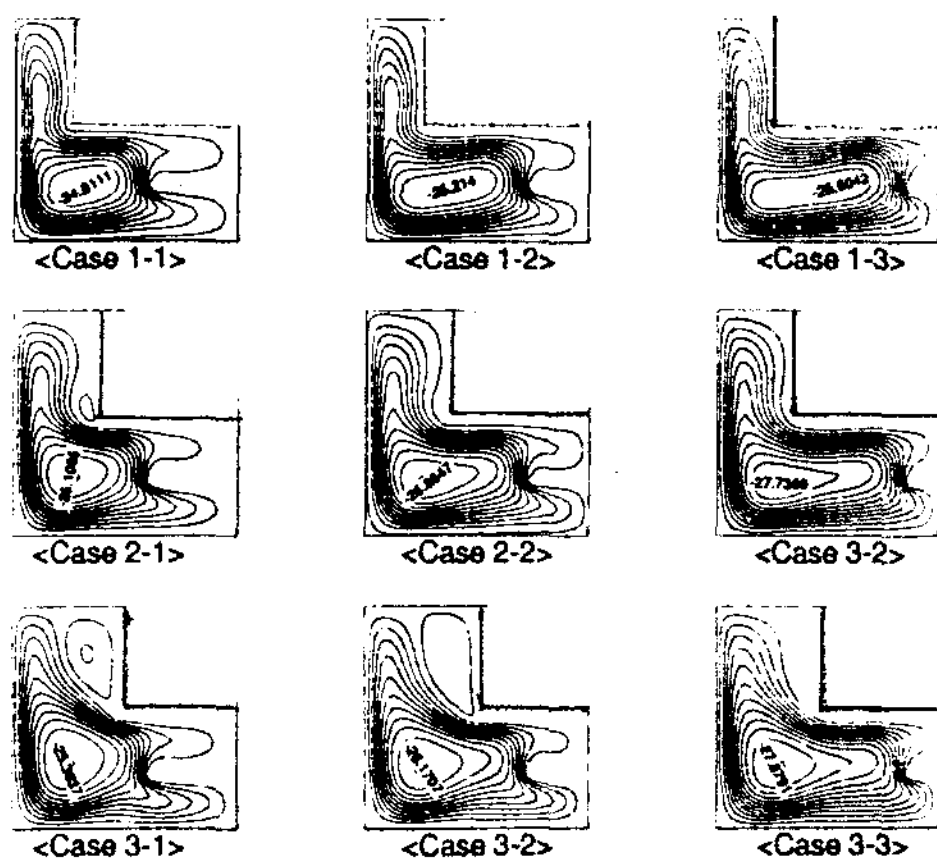


Fig. 3-2 Streamlines at various Cases for  $Ra=5 \times 10^5$

부의 길이가 짧을수록 심해지기 때문이라고 판단된다. 유선함수의 각 Case별 최대치를 살펴보면 우측하부에 열전달이 활발함을 알 수 있다. 또 L공간 좌측상부의 길이가 커질수록 정체지역(stagnation region)이 나타나기 시작했다. 이 정체지역의 영향으로 L공간 좌측상부의 유동함수의 모양은 L공간 좌측상부와 2층객석부의 간격이 넓어질수록 유동의 중심이 넓어짐을 알 수 있다.

Fig. 4-1과 4-2는 등온선과 유동함수  $Ra$ 가  $1 \times 10^6$ 일 때에 고려한 여러 Case에 대해 나타낸 것이다. 등온선의 모습을 살펴보면 중심부의 등온선의 간격은 넓어지고 좌측벽면과 우측하단부의 간격은 Fig. 3보다 더 조밀해졌고 돌출부의 상부보다는 하부에 등온선의 간격이 조밀한 것으로 보아 이 부근에서 열전달이 집중적으로 일어남을 알 수 있다. 이는 돌출부하부와 상부에서의 유선함수의 분포를 비교하면 잘 알 수 있다. 정체지역은 여전히 존재하며 정체지역의 부력에 의한 영향으로 그 유동함수의 좌측으로의 편향은 두드러졌다.

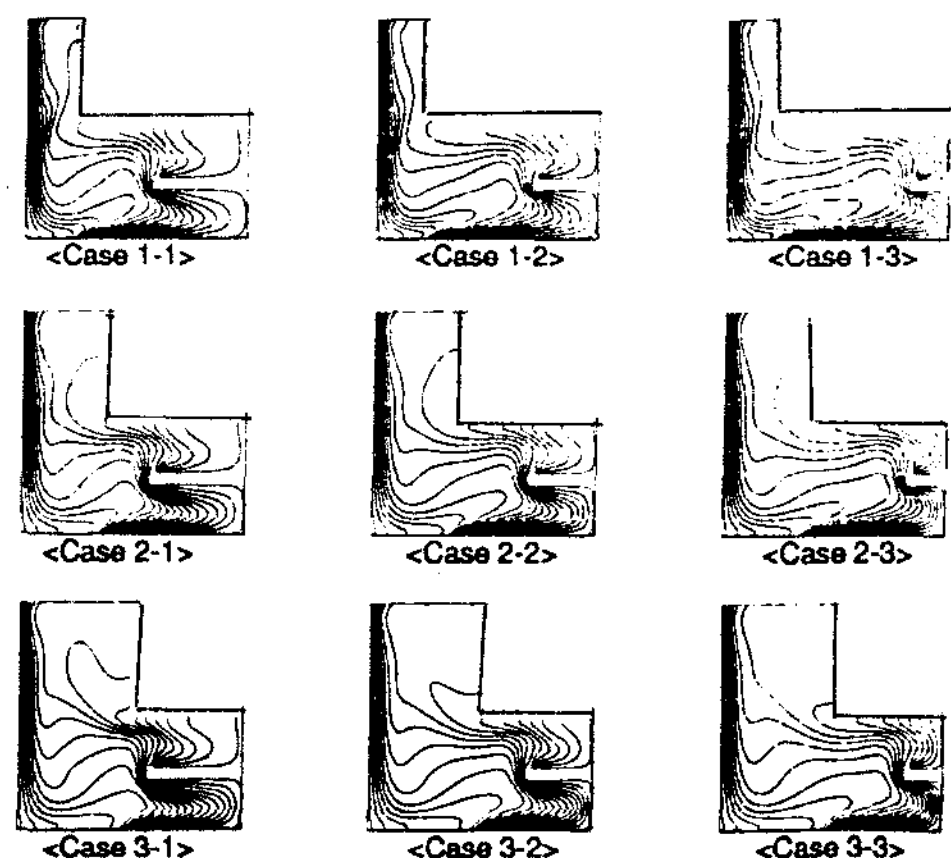


Fig. 4-1 Isotherms at various Cases for  $Ra=1 \times 10^6$

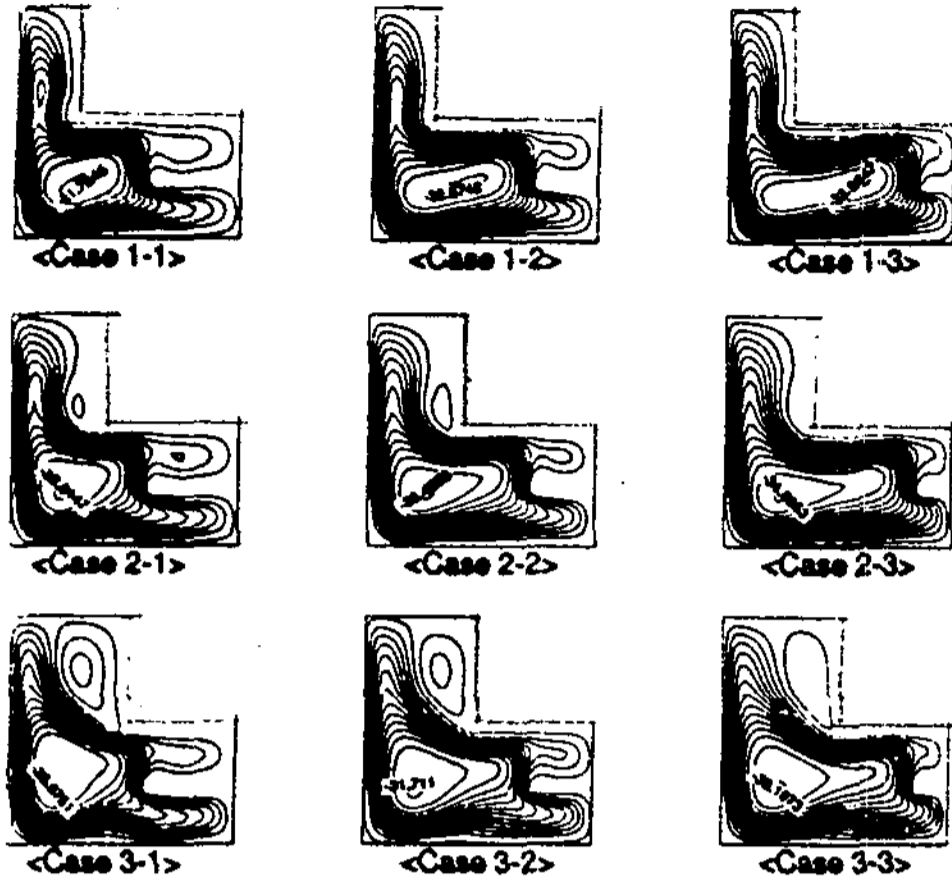


Fig. 4-2 Streamlines at various Cases for  $Ra=1 \times 10^6$

Fig. 5-1과 5-2는  $Ra=2 \times 10^6$ 일 때의 등온선과 유선함수의 모습이다. 등온선간의 간격이 Fig. 4-1, 2와 정성적으로 유사하게 중심부에서는 더욱 넓어지고 좌측벽면에서 2층 객석부로 가정된 돌출부의 상·하부로 유동이 뺏어 가고 있으나 유선함수에서는 좌측공간과 우측공간 하부로 유동이 활발하며 정체지역의

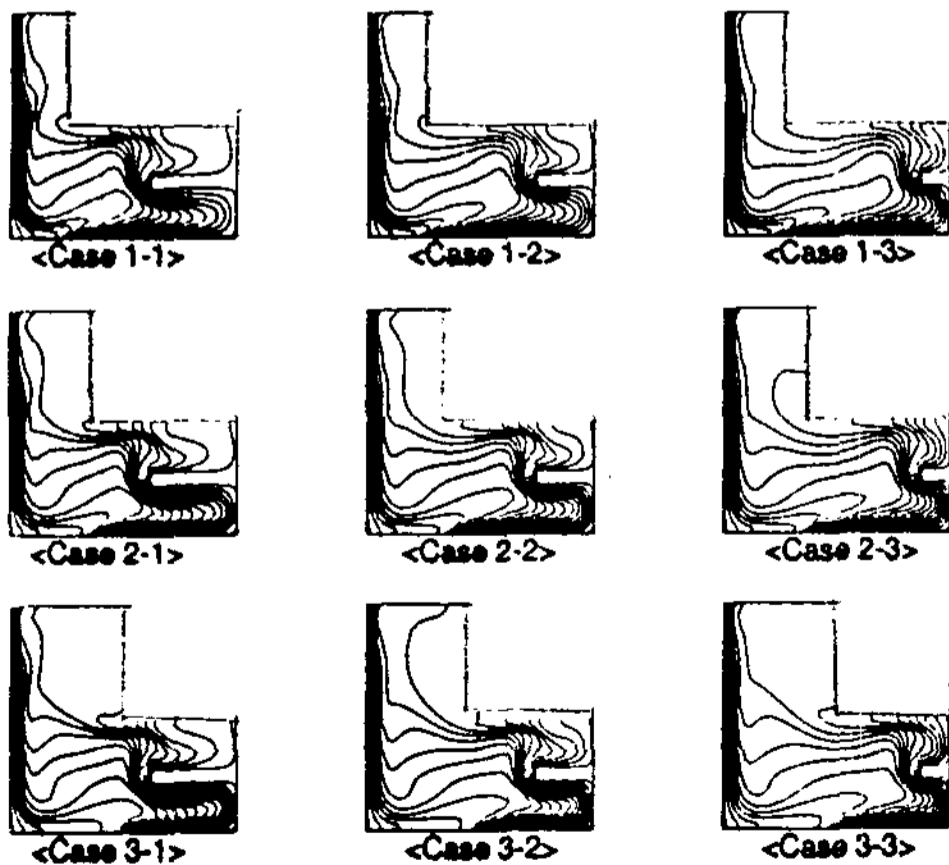


Fig. 5-1 Isotherms at various Cases for  $Ra=2 \times 10^6$

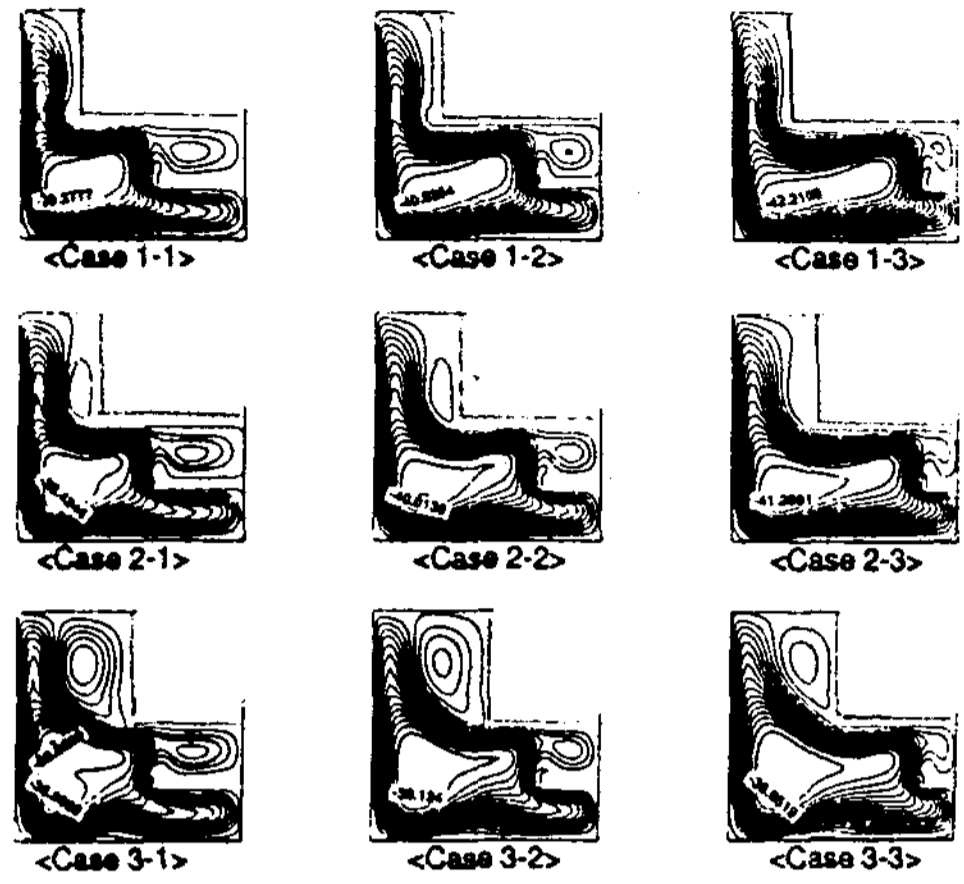


Fig. 5-2 Streamlines at various Cases for  $Ra=2 \times 10^6$

크기가 커졌고, 돌출부 끝부근에서도 정체지역이 나타나 이의 영향으로 인하여 돌출부 상부의 유동이 밀려 올라가는 경향을 보인다. 따라서 본 연구에서 살펴본바 1, 2층으로 나뉜 객석부에서는 같은 조건이라면 1층보다는 2층에 공기정체현상이 문제가 되므로 이를 해소하기 위해 공기조화설비를하여 신선한 공기를 공급시켜 쾌적성을 향상시켜야 할 것이다.

Fig. 6은  $Ra=2 \times 10^6$ 일 때 무차원시간증분에 따른 변화를  $\tau=0.001, 0.01, 0.104$  일때에 Case 2-2에 대해 나타낸 것이다. 이는 공연장의 난방은 대개 공연시작전에 행해지므로 시간증분에 따른 유동장의 모습을 보기위해 나타내었다. 초기온도를 0으로 가정하였으므로 난방을 시작한 시점인  $\tau=0.001$ 일 때 등온선의 분포에서 보듯 초기유동의 단계를 보이며 유선함수는 돌출부 상·하에서 cell이 형성되어 있고 좌측벽면과 바닥난방부의 온도차에 의한 유선함수의 이동을 볼 수있다.  $\tau=0.01$ 인 단계에서는 등온선의 모습을 살펴보면 활발한

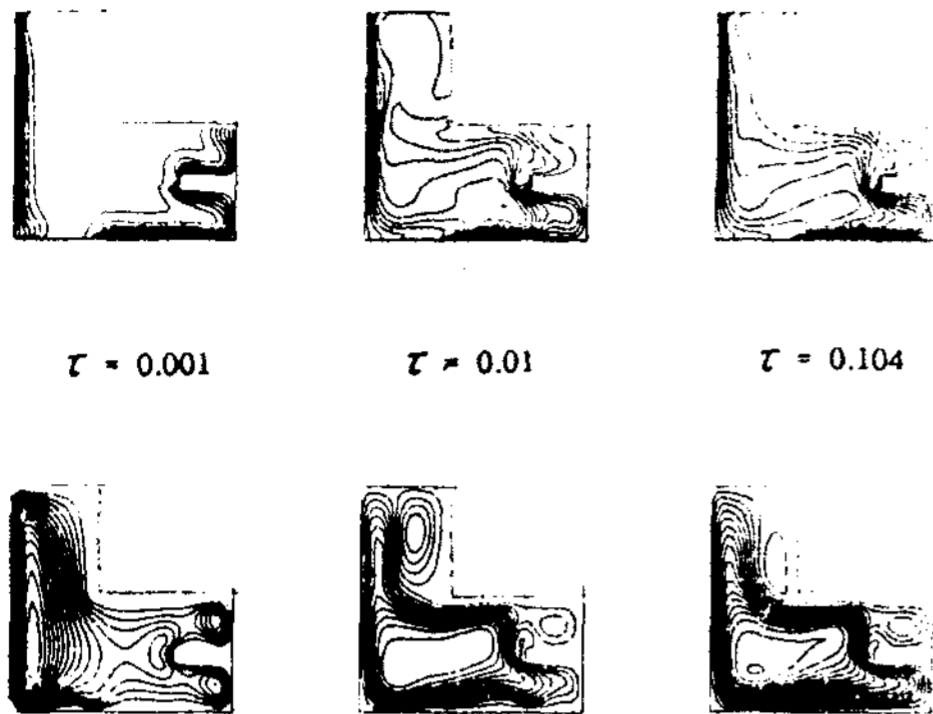


Fig. 6 Isotherms and Streamlines at Cases 2-2,  $Ra=2 \times 10^6$  for dimensionless time step

온도역전과 유동의 전이를 볼 수있고 유선함수에서는 중심부의 간격이 넓어지고 좌측공간 상부에 정체지역이 보이고 2층객석부에서는 돌출부의 부력에 의한 영향으로 유동이 간섭을 받고 있다.  $\tau=0.104$ 에서는 발열부에서 상부로 향하는 유동의 영향으로 좌측공간상부에 존재하는 정체지역의 정도가 줄어들었으나 시간이 지남에 따라 돌출부의 부력에 의한 영향이 증대하여 돌출부 상부의 정체정도는 더욱 심해졌다.

Fig. 7은  $Ra=2 \times 10^6$ 일 때 속도Vector의 분포를 나타낸 것이다. 공기의 유동을 보면 아래쪽에 찬바람이 우측으로 이동하여 가열된 공기는 상승하여 위로 올라가고 좌측 차가운 벽면의 온도에 의해 공기는 아래로 내려가 순환함을 알 수 있고 좌상부 공간이 넓을수록 자연대류가 활발하여 속도벡터는 크게 나타나는 것을 알 수있다. 여기에서 명확하게 알 수 있듯이 좌측상단부의 공간이 얇은 L형의 경우와 2층 돌출부의 길이가 짧을수록 무대부에

서 객석으로 향하는 유동의 속도가 작아서 커튼의 휘어짐을 줄일 수 있다.

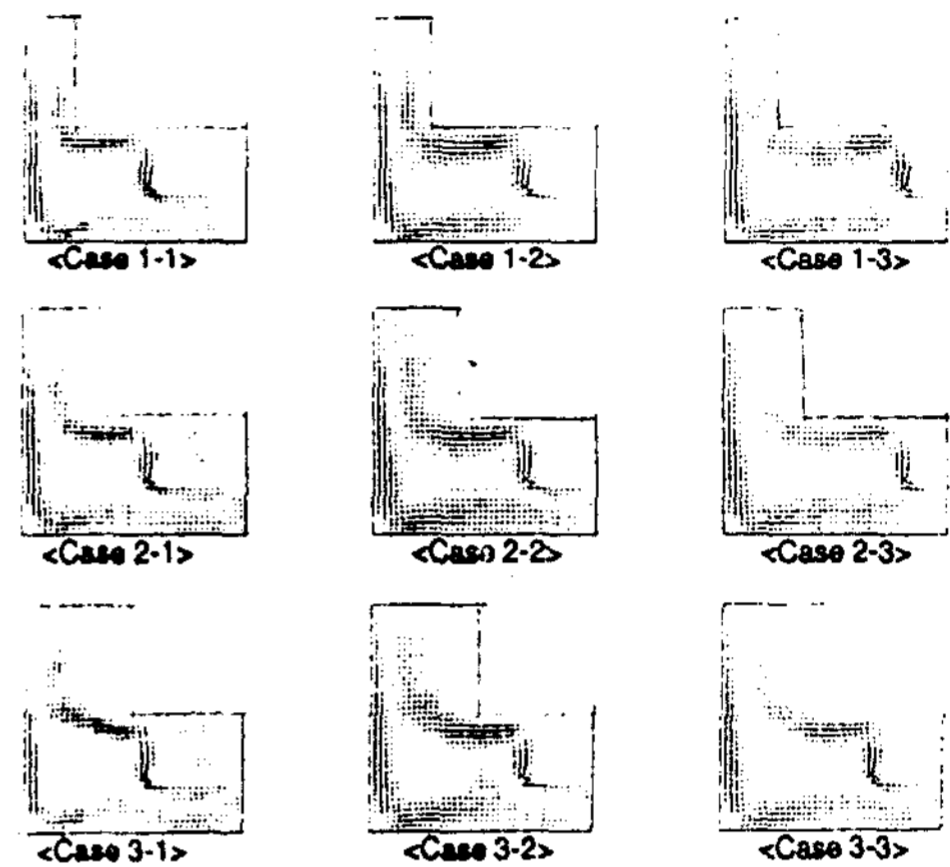


Fig. 7 Velocity vector profiles at various Cases for  $Ra=2 \times 10^6$

Fig. 8~Fig. 10은 각 Case에서 하부 단열부의 끝에서 수직 상방향에 따르는 무차원 Y 방향의 속도 V의 분포를 나타내었다. 공연장에서 외기에 접한 부분은 cold draft에 의한 기류가 발생하게 된다. 일반적으로 무대부는 외기에 많이 노출되어 있어 냉기류가 무대부 전면으로 이동하게 되고 객석 윗부분의 공기가 무대위로 향하게 된다. 따라서 무대의 커튼이 휘어지고 2층객석부로 더운공기가 정체되어 관객에게 불쾌감을 주게된다. 또 많은 인원의 이동이 짧은시간에 이루어지므로 열적 응답성이 빨라야 한다<sup>11)</sup> 이의 경향을 살펴보기위해 L공간 좌측상부의 길이가 짧은 경우인 Case 1에서 2층객석부의 위치에 따라  $Ra=5 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$ 에 대해 도식화한 것이다.

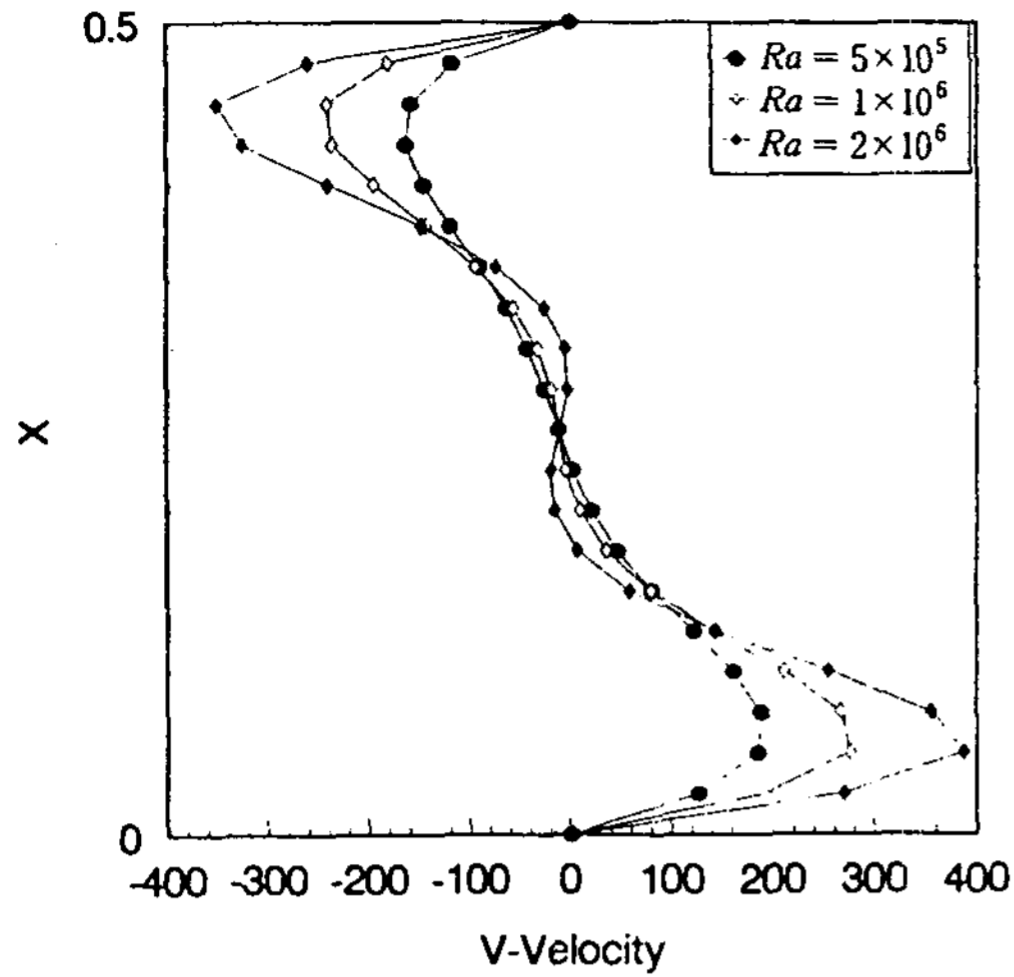


Fig. 8 V Velocity profiles at Case 1-1  
Y=0.25 for Ra=5×10<sup>5</sup>~2×10<sup>6</sup>

Fig. 8은 Case 1-1일 때이며 그림에서 알 수있듯이 중심부에서의 유동이 활발한 관계로 급격한 S자 형을 보이다가 Ra가 증가할수록 중심부에서는 완만한 평행류의 유동을 보인다.

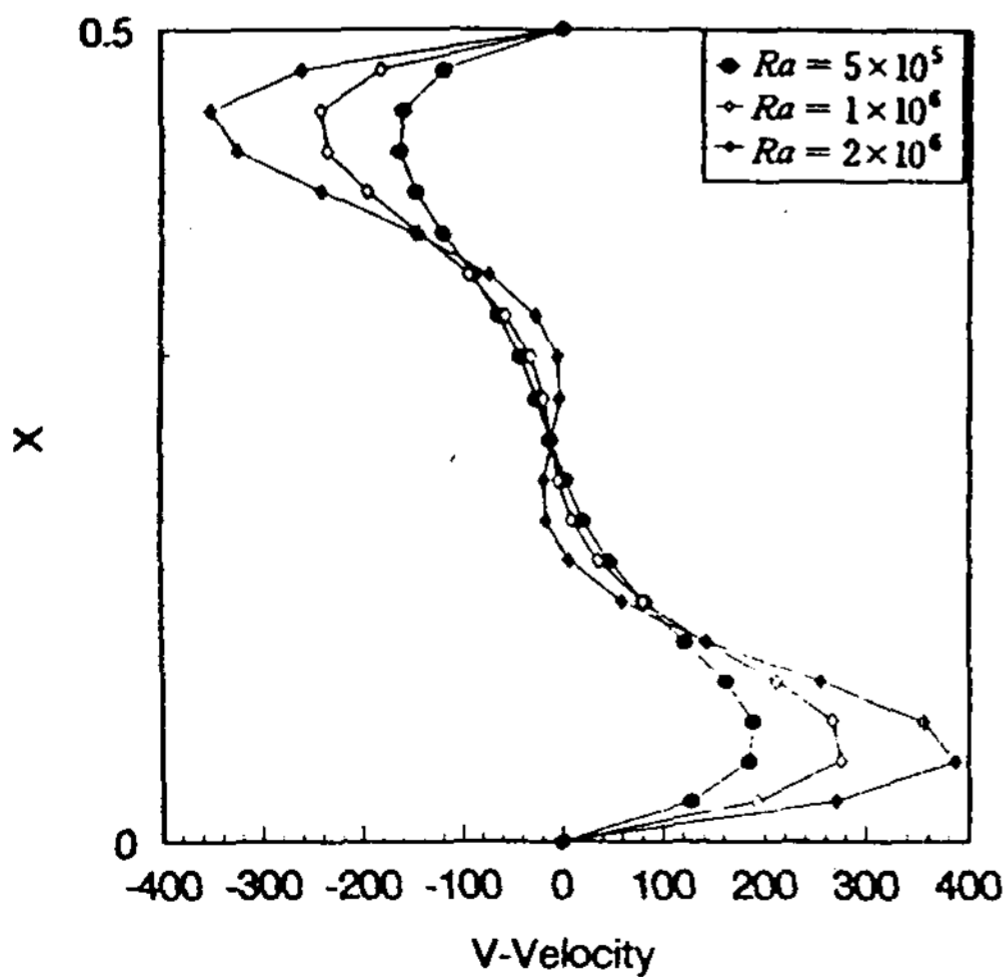


Fig. 9 V Velocity profiles at Case 1-2  
Y=0.25 for Ra=5×10<sup>5</sup>~2×10<sup>6</sup>

Fig. 9는 Case 1-2일 때이며 2층객석부의 길이가 Case 1-1보다 짧아졌으므로 1층 객석부로의 속도가 커졌으며 Rayleigh수가 커질수록 그경향은 두드러진다.

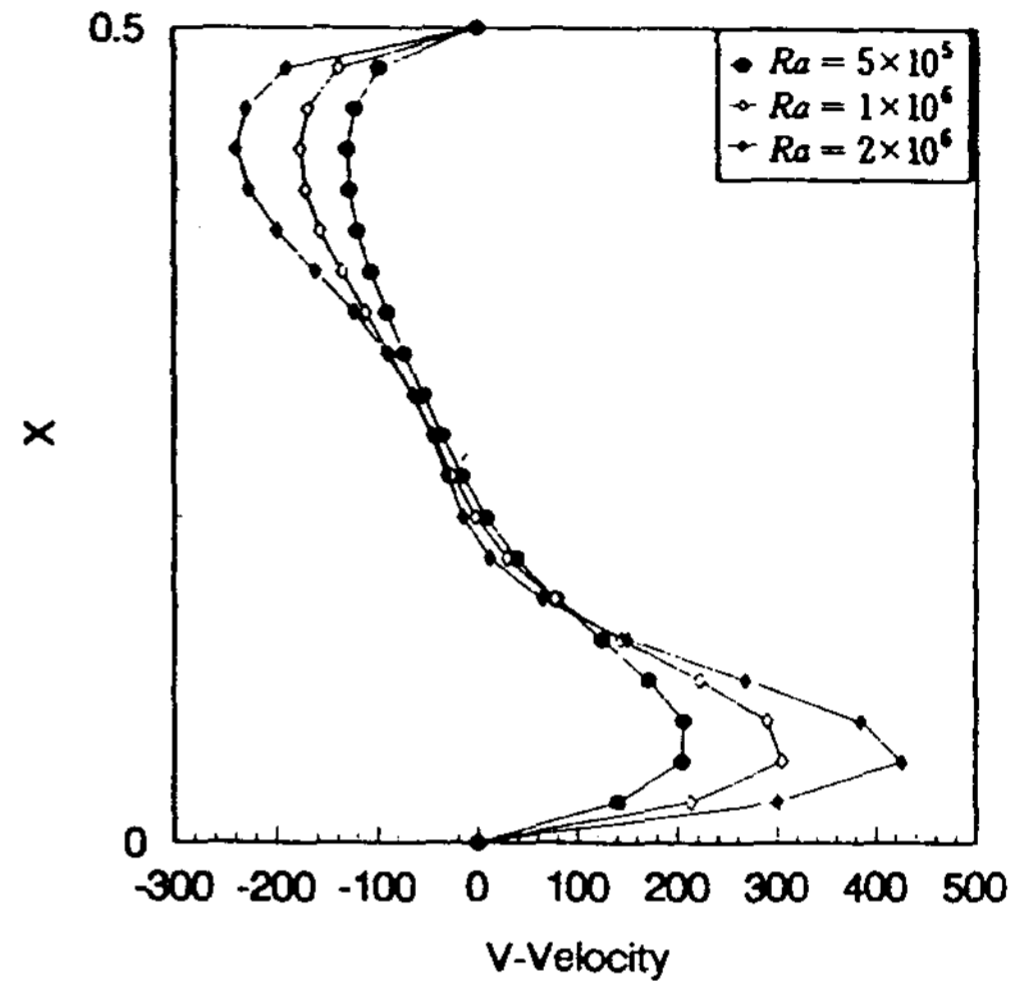


Fig. 10 V Velocity profiles at Case 1-2  
Y=0.2 for Ra=5×10<sup>5</sup>~2×10<sup>6</sup>

Fig. 10은 Case 1-3으로서 고려한 Case중 2층객석부의 길이가 본 연구에서 고려한 Case 중 가장 짧은 경우이다. Case1-2에 비해 우향의 속도는 커졌고 좌측으로의 속도는 줄어드는 경향을 보인다. 이는 유동의 중심이 2층 객석부의 영향으로 내부 순환력이 증가하여 속도가 커졌다고 생각된다.

Fig. 11은 저온면인 좌측벽면에서 Ra=2×10<sup>6</sup>일 때 각 Case에 대해 국소 Nu분포를 나타낸 것이다. 각 Case에서 분포는 유사한 경향을 보이지만 L공간 좌측상부의 길이와 2층 객석부의 길이가 짧아질수록 국소 Nu의 값이 커짐을 알 수있다. 또한 공간내의 유동이 냉각부인 좌측벽면으로 진행될 때 곧바로 온



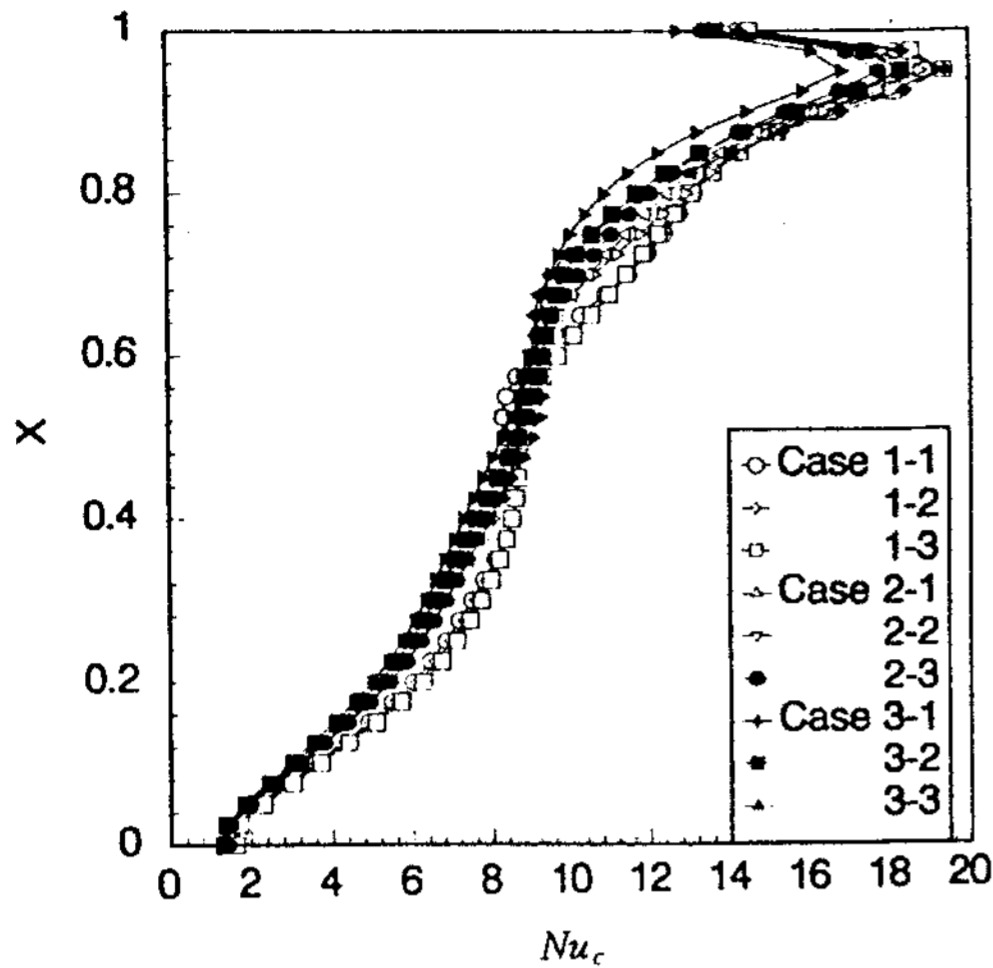


Fig. 11 Local Nusselt numbers profiles at  $Ra=2 \times 10^6$  for various Cases

도차에 의한 열전도현상이 일어나지 않고 수직무차원길이  $X=0.9$  부근에서 일어나 Case에 관계없이 그 부근에서 최대값을 가진다. 이로 미루어보아 국소 Nusselt수가 큰 Case 1의 경우가 난방효과면에서는 불리함을 알 수 있다.

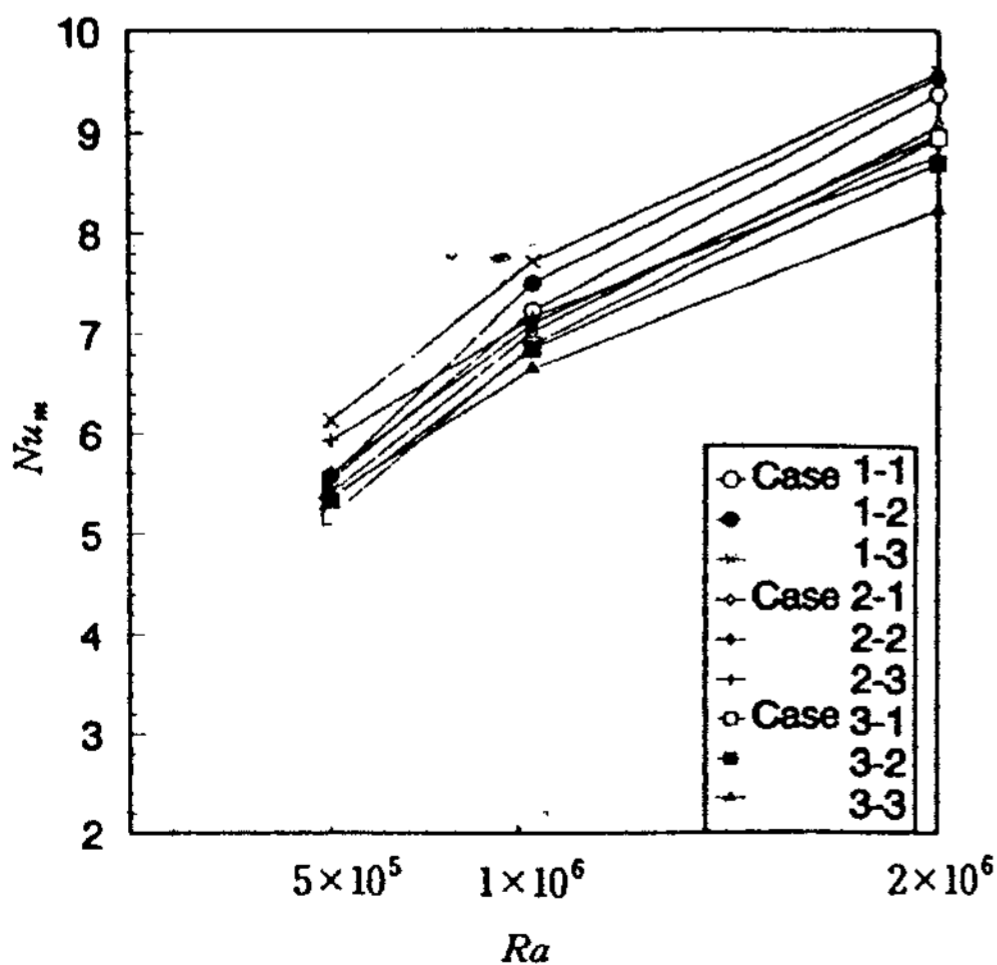


Fig. 12 Mean Nusselt numbers profiles at  $Ra=5 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$  for various Cases

Fig. 12는 Rayleigh수  $5 \times 10^5$ ,  $1 \times 10^6$ ,  $2 \times 10^6$ 인 경우의 좌측벽면에서의 평균 Nusselt수를 각각의 Case별로 나타낸 것이다.  $Ra$ 가  $1 \times 10^5$ 일 때는 Case에 관계없이 유사한 값을 가지나  $Ra$ 가 커질때 얇은 L형이 될수록 2층 객석부의 길이가 줄어들수록 평균 Nusselt수의 값이 증가함을 알 수있다.

#### 4. 결론

공연장으로 가정한 L형 공간내에서 좌측벽면이 등온으로 냉각되고 2층객석부와 1층바닥면의 일부가 등온으로 가열되며 나머지는 단열되어 있는 밀폐공간에서 2층 객석부의 길이의 변화,  $Ra$ 의 변화, L형공간형상의 변화가 공간내의 자연대류에 미치는 영향을 수치해석한 결과는 다음과 같다.

1. 2층 객석부의 길이가 내부유동에 미치는 영향은 길이가 길어질수록 객석부상부에 정체지역이 형성된다.
2. L형 공간의 수직목부분 즉 공연장에서의 무대부 전면에서의 속도분포는 L공간좌측상부의 크기가 작을수록 2층객석부의 길이가 짧아질수록 우향으로의 속도는 증가하였다.
3. 본 연구에서 고려한 Case중 Case 3-3의 경우가 난방에너지의 공급면에서는 유리하지만 2층객석부에서 공기정체가 문제시되므로 공조설비등을 이용해 쾌적성을 향상시켜야 할 것이다.

#### 기 호

- A : aspect ratio,  $H/L$
- d : characteristic length
- g : gravitational acceleration,  $m/sec^2$

Gr : Grashof number,  $g\beta(T_h - T_c)d^3/\nu^2$   
 h : heat transfer coefficient,  $W/m^2\text{ }^\circ C$   
 $h_x$  : local heat transfer coefficient  
 $h_m$  : mean heat transfer coefficient  
 H : vertical height of enclosure, m  
 k : thermal conductivity of fluid,  $W/m\text{ }^\circ C$   
 L : horizontal length, m  
 m : number of grid in X-direction  
 n : number of grid in Y-direction  
 $Nu_x$  : local Nusselt number at cold wall  
 $Nu_m$  : mean Nusselt number  
 $p'$  : pressure  
 P : dimensionless pressure  
 Pr : Prandtl number,  $\nu/\alpha$   
 Ra : Rayleigh number,  $g\beta d^3(T_h - T_c)/\alpha\nu$   
 T : temperature  
 U : dimensionless velocity in X  
 V : dimensionless velocity in Y

Greek Symbols

$\alpha$  : thermal diffusivity  
 $\beta$  : thermal expansion coefficient  
 $\theta$  : dimensionless temperature  
 $\nu$  : kinematic viscosity  
 $\rho$  : density  
 $\Gamma$  : dimensionless vorticity  
 $\Psi$  : streamline function

Subscripts

d : characteristic length  
 m : mean  
 x : local

참고 문헌

1. 김성천, "Auditorium 공조설비 시스템" 공기조화 냉동공학회, 24권 6호, 1996, pp. 643~648.
2. G. K. Batchlor, "Heat Transfer by Free Convection across a Closed Cavity between Vertical Boundaries at different temperature", Appl. Math, vol. 12, 1954, pp. 209~233.
3. J. O. Wilkes and S. W. Churchill, "The Finite-Difference Computation of Natural Convection in a Rectangular Enclosure", A. I. Ch. E. Journal, vol. 12, 1966, pp. 161-166.
4. G. De Vahl Davis and I. P. Jones, "Natural Convection in a Square Cavity: a Comparison Exercise", Int. J. for Numerical Methods in Fluids, vol. 3, 1983, pp. 227-248.
5. G. De Vahl Davis, "Natural Convection of Air in a Square Cavity: a Bench Mark Numerical Solution", Int. J. for Numerical Methods in Fluids, Vol. 3, 1983, pp. 249-264.
6. 송성암, 김동균, 배석태, 김시범, "L형공간 내에서의 자연대류 열전달" 동아대학교 생산기술연구소 제1권 제2호 별쇄, 1996, pp. 91-100.

# A Numerical Study on the Natural Convection in the L-shaped enclosure having a Protrusion

Suk-Tae Bae

## Abstract

The numerical study on the natural convection inside the L-shaped enclosure having a protrusion of which left wall is maintained at  $T_c$ . Right wall and part of the bottom and 2nd floor are at  $T_h$  has been performed numerically for aspect ratio  $A=1$ , geometrically different cases and for  $Ra=5 \times 10^5 \sim 2 \times 10^6$ .

As the L-shaped of the enclosure goes thicker horizontally and the smaller 2nd floor's length, the mean Nusselt number at the left cold wall becomes smaller for same  $Ra$ , and there is little influence of the increase of  $Ra$  on mean Nusselt number.