

<論 文>

# 안정온도구배가 밀폐용기내의 자연대류에 미치는 영향

김무현\* · 이진호\*\* · 장은구\*\*\*

(1989년 9월 5일 접수)

## Effect of Stabilizing Thermal Gradients on Natural Convection in a Completely Confined Rectangular Enclosure

Moo-Hyun Kim, Jinho Lee and Eun-Gu Jang

**Key Words:** Natural Convection(자연대류), Rectangular Enclosure(직각밀폐용기), Stabilizing Thermal Gradients(안정온도구배), Flow Retardation(유동지연), Thermal Stratification(열적성층화)

### Abstract

Natural convection due to end wall temperature difference in a completely confined rectangular enclosure was studied experimentally for the use of adiabatic and isothermal horizontal boundary conditions. In the isothermal horizontal boundary case, depending on the temperature difference ratio  $\Delta T_v/\Delta T_H$ , the flow retardation effect due to stabilizing thermal gradient is appreciable and global flow pattern changes much compared to the case of adiabatic horizontal boundary. Temperature distribution in the enclosure is strongly stratified when the stable thermal gradient is imposed.

### 1. 서 론

밀폐용기내의 자연대류는 건물 및 태양집열판의 단열, 원자로 및 초경도자성체의 냉각, 결정성장(crystal growth), 축열장치, 환경공학, 지구물리학 및 천체물리학 등에 광범위하게 관련되어 지금까지 많은 연구와 관심의 대상이 되어왔다. 직각밀폐용기내의 자연대류에 관한 지금까지의 연구의 대부분은 밀폐용기의 수평경계면의 조건이 단열이고 물리적 변수로서 Rayleigh 수(또는 Grashof 수) 및 종횡비의 변화에 중점을 두고 이루어졌다. 그러나 밀폐용기내의 흐름 및 열전달 특성은 새롭고 미세한 물리적 조건의 변화에 의해 특이하고 다양하

게 나타나므로 최근의 연구들은 밀폐용기내의 유체의 종류(또는 Prandtl 수의 변화), 다양한 경계조건 및 용기의 기하학적 형태의 변화에 따르는 유동 및 열전달특성에 많은 관심을 기울이고 있다.

Prandtl 수의 변화에 대한 연구로서 Lee등<sup>(1)</sup>은, 높은 Rayleigh 수의 경계층 흐름영역에서 Prandtl 수의 크기의 정도(order of magnitude)가  $Pr \gg 1$ ,  $Pr \sim 1$  및  $Pr \ll 1$ 의 세 가지 경우에 대해 해석적으로 코어온도 및 속도분포를 구한 결과  $Pr \gg 1$ 인 경우 평행흐름이,  $Pr \sim 1$  및  $Pr \ll 1$ 인 경우 정체흐름 및 경계층흐름이 일어났다. Kamotani등<sup>(2)</sup> 및 Lee 등<sup>(3)</sup>은 각각  $5.5 \leq Pr \leq 2 \times 10^4$  및  $6.9 \leq Pr \leq 10^3$ 의 범위에서 코어영역의 비평행유동특성을 가지화하여 관찰, 조사한 결과 열전달률이  $Pr$ 수에 영향받다는 결과를 얻었고 Lee등<sup>(4)</sup>, Kim등<sup>(5)</sup> 그리고 Shiralkar와 Tien<sup>(6)</sup>의 수치해석에서 국소 Nusselt 수는  $0.01 \leq Pr < 0.7$ 의 범위에서  $Pr$ 수의 변화에

\*정회원, 울산대학교 공과대학 기계공학과

\*\*정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

\*\*\*연세대학교 대학원

크게 영향을 받는 것으로 나타났다.

수평면에서의 경계조건의 변화에 대한 연구로서 Ostrach와 Raghavan<sup>(7)</sup>은 두 수평면이 등온을 유지하고 종횡비가 1 및 3,  $Pr$ 수가 매우 큰( $10^4 \sim 10^6$ ) 경우 밀폐용기내 안정온도구배가 자연대류에 미치는 효과를 실험적으로 연구하였다. 그들은 밀폐용기내 자연대류흐름이 안정온도구배에 의해 지연(retardation) 또는 감쇄되는 경향을 정성적으로 관찰하였으나 유동장에 관해 정성적으로 관찰했을 뿐 온도장,  $Pr$ 수가  $10^4$  이하인 경우 그리고 종횡비가 1 이하인 경우에 대하여는 아직도 연구가 이루어지지 않고 있다. Sernas와 Lee<sup>(8,9)</sup>는  $0.1 \leq A \leq 1.0$  및  $10^6 \leq Gr_L \leq 3 \times 10^7$  범위일 때 수평면의 조건이 등온인 경우와 단열인 경우 실험 및 수치적으로 조사한 결과 수평경계조건의 차이에 따른 열전달 및 유동형태의 차이를 관찰하였다. 그러나 이들은 등온조건이 단지  $T_H = T_T > T_C = T_B$ 인 경우, 즉 고온수직면과 상부수평면이 서로 같은 온도로 높게, 저온수직면과 하부수평면이 서로 같은 온도로 낮게 유지되는 경우에 대해서만 결과를 얻었다. 최근에 Kirkpatrick와 Bohn<sup>(10)</sup>은 정방형 밀폐용기내 시험유체가 물이고 Rayleigh수가 매우 높은 경우( $\sim 10^{10}$ ) 밀폐용기의 내 면이 일정온도조건으로 유지될 때 각 면에서의 열전달율을 실험으로 조사한 결과 하부수평면을 가열할 경우 밀폐용기내의 유동장의 혼합(mixing)이 향상되고 열적 성층화(thermal stratification)가 감소한다는 결과를 얻었다.

본 연구에서는 직각밀폐용기의 수평경계면이 단열인 경우뿐만 아니라 등온조건을 갖는 경우에 대해 실험적으로 연구하여 경계조건의 변화가 직각밀폐용기내 흐름 및 열전달에 미치는 영향, 특히 등온조건을 갖는 경우 수직 온도차에 따르는 안정온도 구배효과로 예상되는 흐름의 억제, 지연효과를 각종 물리적 변수들의 영향과 함께 세밀히 조사하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험장치

본 실험에서 사용된 밀폐용기의 개략도는 Fig. 1과 같이 기본적으로 고온과 저온으로 유지되는 두 수직면과 등온조건(단  $T_T \geq T_B$ ) 또는 단열조건으로 유지되는 두 수평면으로 이루어지며 등온수평면

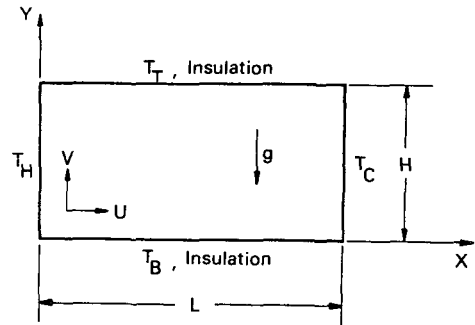
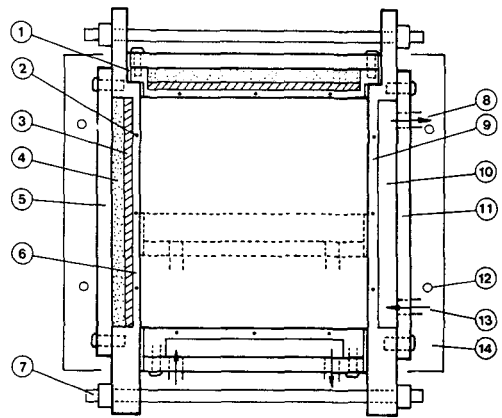


Fig. 1 Schematic diagram of the enclosure



- ① Silicone gasket
- ② Thermocouple probe
- ③ Electrical heater
- ④ Ceramic insulation
- ⑤ Bakelite plate
- ⑥ Aluminum plate(hot wall)
- ⑦ Steel rod
- ⑧ Coolant outlet
- ⑨ Aluminum plate (cold wall)
- ⑩ Coolant flow passage
- ⑪ Bakelite plate
- ⑫ Holding bar
- ⑬ Coolant inlet
- ⑭ Plexiglass cover

Fig. 2 Schematic diagram of test section

조건인 경우의 시험용기는 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 밀폐용기의 고온벽과 상부수평면은 두께 20mm, 높이 400mm, 폭 200mm 및 두께 20mm, 수평길이 320mm, 폭 200mm의 알루미늄판으로 각각 제작하였으며 알루미늄판의 뒷면에  $300\text{mm} \times 170\text{mm} \times 10\text{mm}$ 의 홈을 만들고 얇은 운모판에  $14.2\Omega/\text{m}$ 니크롬선을 일정간격으로 감은 가열판을 부착하였다. 이 경우 가열판으로부터 외부로의 열손실을 줄이기 위해 가열판 뒷면에 세라믹 단열재를 덮은 다음 두께 10mm의 베이클라이트판을 부착하여 알루미늄판과 나사체결하였다. 저온벽과 하부수평면의 크기 및

재질은 고온벽 및 상부수평면과 같으며 알루미늄판의 뒷면에 폭 10mm, 깊이 10mm의 지그재그형의 안내홈을 내어 냉각수 또는 항온수가 잘 순환되도록 하였으며 알루미늄 뒷면에 부드러운 실리콘가스켓을 대고 10mm 두께의 베이클라이트판을 부착, 나사체결하였다. 그림에서 보는 바와 같이 본 실험장치는 밀폐용기의 수평길이( $L$ )를 고정하고 수직높이( $H$ )를 변화시킴으로써 1 이하의 종횡비( $A=H/L$ )를 임의로 얻을 수 있게 제작하였다. 본 실험의 등온수평면조건시 밀폐용기의 네 면은 각각의 온도조건을 유지하는 것이 무엇보다 중요하므로 조립시 수직벽과 수평면 사이에 두께 1~2mm의 단열성이 좋은 가스켓을 끼워 서로 격리시켰다. 수평경계면이 단열조건인 경우에는 고온 및 저온벽은 등온조건인 경우와 같으나 상부 및 하부수평벽은 두께 25mm, 수평길이 320mm, 폭 200mm 및 두께 25mm, 수평길이 300mm, 폭 200mm의 베이클라이트판으로 각각 제작하였으며 그 위에 실험시 단열효과를 높이기 위하여 세라믹단열재 및 코르크판을 각각 부착하였다. 밀폐용기의 앞, 뒷면에는 두께 5mm, 한 변의 길이가 420mm인 정사각형 투명아크릴판을 2중으로 하여 중간에 5mm두께의 공기층을 두어 Z-방향으로의 열손실을 최소화하면서 가시화로 유동을 관찰할 수 있도록 하였다.

## 2.2 실험방법

실험은 Fig. 2와 같은 시험용기내에서 시험유체로 물과 실리콘오일을 사용하고 두 가지 수평경계조건, 즉 베이클라이트를 사용한 단열수평면인 경우와 등온수평면의 경우 1 이하의 종횡비( $A=H/L=0.2, 0.5, 1.0$ )에 대하여 수행되었다.

온도측정은 밀폐용기내부의 경우 열전대 이송대를 사용하여 수직방향의 세곳( $Y/H=0.94, 0.5, 0.06$ )에 대해 각 위치마다 수평방향으로 11곳( $11 \times 3$ ), 수평방향의 세곳( $X/L=0.125, 0.5, 0.875$ )에 대해 각 위치마다 수직방향으로 9곳( $9 \times 3$ ) 등한 가지 실험에 대하여 X-Y평면상에서 도합 60곳의 온도를 디지털온도계 및 전위차계를 사용하여 기록하였다.

유동장의 흐름형태 및 속도측정은 가시화방법에 의해 관찰, 조사하였다. 시험유체가 물인 경우는 붉은 색 물감용, 실리콘오일인 경우는 소량의 알루미늄입자(aluminum powder)를 실리콘오일에 섞은 후 이송대 및 주사기를 통해 용기내부 관측지점에

주입하였다. 속도측정은 뒷면 투명유리면에 스크린을 부착하고 앞면에는 자(scale)를 부착하여 입자 및 물감의 이동거리를 30초 또는 1분단위로 관찰, 기록하였으며 대부분의 경우 비디오카메라로 흐름형태 및 속도를 HR-6700U VTR에 녹화, 재생하여 세밀히 조사하였다.

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 단열수평면 밀폐용기

Fig. 3은 종횡비가 0.2인 단열밀폐용기인 경우 물의 속도분포를  $Ra_H (=g\beta\Delta T_H H^3/\alpha\nu, \Delta T_H = T_H - T_C)$  및  $X/L$ 의 변화에 따라 나타낸 것이다.  $Ra_H$ 가  $5.08 \times 10^6$ 일 때 속도분포는 양쪽 수직면 근처를 제외한 대부분의 영역에서 거의 평행흐름으로 나타났다.  $Ra_H$ 가 증가하면 시계방향의 주 흐름속도는 차츰 증가하며 최대 주 흐름속도가 나타나는 위치는 상·하수평면에 점차 접근한다. 그리고 용기의 중심부근처에는 음의 수평속도를 갖는 약한 반류(back flow)가 관찰되었다. 용기의 중심부근

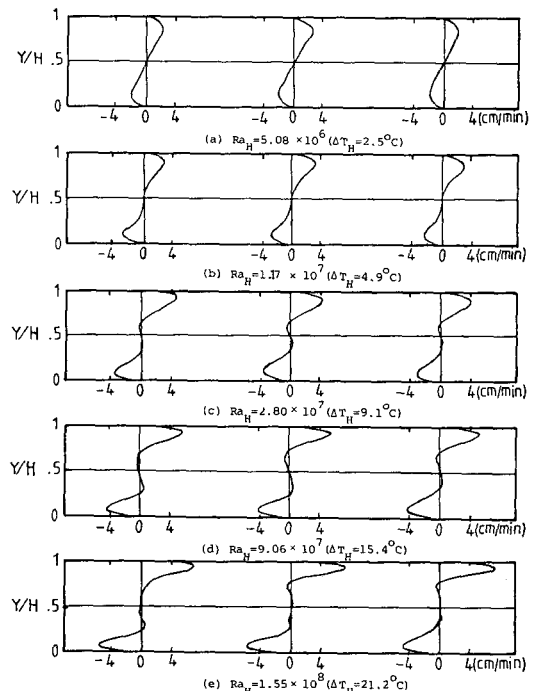


Fig. 3 Horizontal velocity at  $X/L=1/6, 3/6, 5/6$  for the bakelite insulated enclosure with water and  $A=0.2$

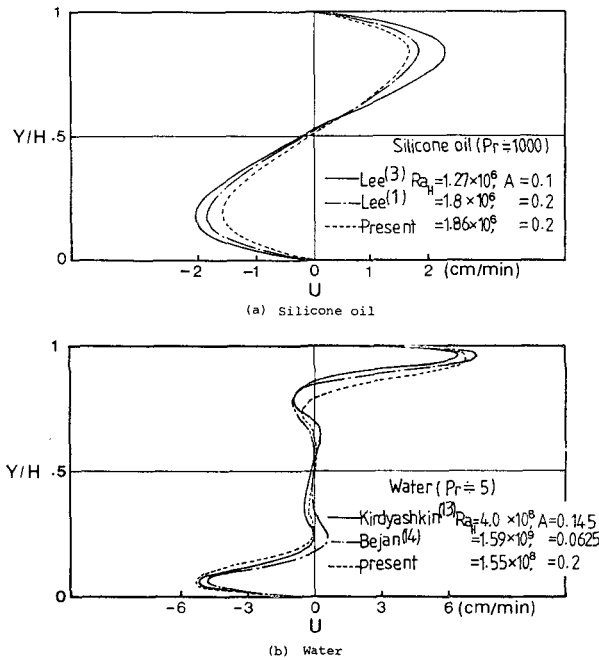


Fig. 4 Comparison of velocity with previous results for the insulated enclosure

처에서의 반류는  $Ra_H$ 가  $2.8 \times 10^7$  및  $9.06 \times 10^7$ 일 때 한 개의 변곡점을 가지며 이 때는 비교적 단순한 주흐름과 반대방향인 이차흐름(secondary flow)으로 나타났다. 그러나  $Ra_H$ 가  $1.55 \times 10^8$ 인 경우는 변곡점이 2개 이상 관찰되었으며 이런 경우는 이차흐름 뿐 아니라 미세하나마 삼차흐름(tertiary flow)도 존재하는 것을 알 수 있다. 특히  $Ra_H$ 가 큰 경우 그림 (e)에서와 같이 밀폐용기내의 흐름이 경계층흐름특성을 지닌 일종의 분사흐름(jet flow)형태로 두 수평면근처에 인접하여 나타나며 코어영역은 미약한 2,3차흐름만 존재하는 거의 정체흐름상태로 있게 된다. 이러한 흐름특성은  $Ra_H$ 가 낮은 (a) 및 (b)의 경우에서와 같이 용기내의 흐름이 평행흐름으로만 나타나는 경우와는 확연히 구별된다. 일반적으로 (a) 및 (b)와 같이 유동이 평행흐름으로 나타나는 경우를 평행흐름영역(parallel flow regime)이라 하며 (e)와 같이 수평면근처의 경계층흐름과 정체코어형태의 흐름으로 나타나는 경우를 경계층흐름영역(boundary layer flow regime)이라 한다. 이와 같은 밀폐용기내 경계층흐름영역의 특성은 Lee등<sup>(1)</sup>의 해석적 결과와 매우 잘 일치하며, 낮은 종횡비일 때 단순히  $Ra_H$ 가 크

다는 사실만으로 밀폐용기내의 흐름이 항상 평행하다는 가정하의 해석적 결과<sup>(11,12)</sup>는 적절치 못하며 이와같은 가정의 사용에는 매우 유의해야 할 것이다. Fig. 4는 본 실험과 동일한 변수 및 물리적 조건으로서 실험한 기존연구결과가 없으므로 종횡비,  $Ra_H$  및  $Pr$ 이 꼭 같지는 않으나 서로 비슷한 경우의 본 실험결과와 타 연구자의 결과를 비교한 것이다.  $Ra_H$  및 종횡비가 약간씩 다르나 높은  $Pr$ 의 경우 평행흐름특성이, 물인 경우 강한 분사흐름특성이 비교적 잘 일치하고 있다.

Fig. 5는 양단온도차가  $29^\circ\text{C}$ 인 경우 공기, 실리콘오일 및 물에 대한 수직온도분포를 나타내고 있다. 여기서  $\theta$ 는 무차원 온도,  $(T - T_c)/(T_h - T_c)$ 를 나타낸다. 그림에서 상대적으로  $Ra_H$ 가 낮은 공기의 경우 온도가 수직 및 수평방향으로 모두 변하고 있으나 실리콘오일 및 물의 경우는 두 상·하수평면근처에서는 수평방향변화, 즉  $X/L$ 의 변화에 따라 온도차이가 뚜렷하나 코어부분에서는  $X/L$ 의 변화에 관계없이 거의 일정한 온도도, 그리고 수직방향으로는 안정되게 성층화되어 나타났다. 이러한 경향은 Kirdyashkin<sup>(13)</sup>, Bejan등<sup>(14)</sup> 및 Lee등<sup>(3)</sup>에 의해서도 관찰된 현상으로 이는  $Ra_H$ 의

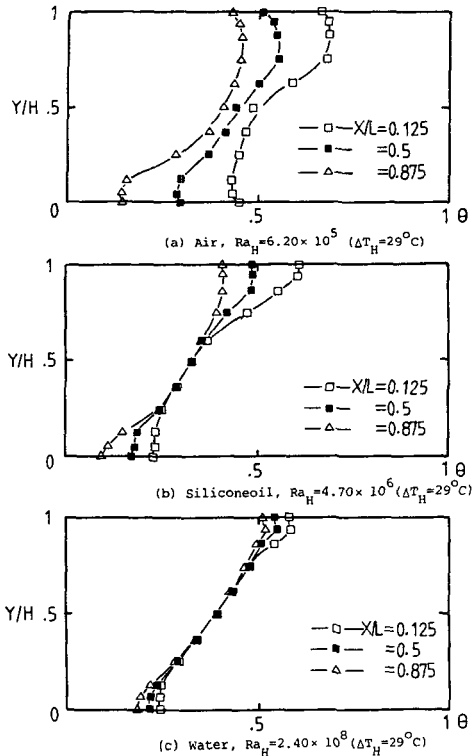


Fig. 5 Vertical temperature profile for the bakelite insulated enclosure with  $A=0.2$

증가에 따라 수평경계면근처에 열경계층이 형성된 결과이다. 즉  $Ra_H$  값이 충분히 크면 용기내부의 온도분포는 수평면근처의 수평열경계층영역에서의 비선형적인 온도분포와 그 바깥, 즉 코어에서의 선형적으로 안정되게 성층화된 온도분포로서 이루어진다. 따라서  $Ra_H$ 가 큰 경우 코어형상은 Lee<sup>(15)</sup>에 의해 지적되었듯이  $Pr \geq 1$ 인 경우 정체흐름과 성층화된 온도분포,  $Pr \gg 1$ 인 경우 평행흐름과 성층화된 온도분포로 나타남을 알 수 있다.

3.2 등온수평면 밀폐용기

등온수평면조건의 실험은 단일수평면조건의 실험보다 장치의 제작에서부터 결과를 얻기까지 실험상의 어려움이 따르고 두 수평면이 밀폐용기내 자연대류현상에 독립적인 변수로 작용하므로 단순히 양단수직벽조건에 종속적이었던 단일수평면밀폐용기와는 물리적 상황이 크게 달라진다. 특히 자연대류흐름을 가능하는  $Ra_H$  수의 역할이 반감된다. 일반적으로 일정간격으로 떨어진 두 수평면에서 상부면

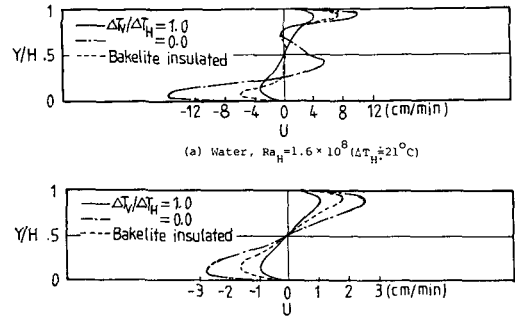


Fig. 6 Comparison of velocity at  $X/L=0.5$  in the constant temperature and the bakelite insulated enclosure for  $A=0.2$

의 온도가 하부면의 온도보다 높으면 상부쪽에는 밀도가 낮은 유체가, 하부쪽에는 상대적으로 밀도가 높은 유체가 위치하게 되어 중력장하에서 유체의 상태는 정적으로 안정되게 된다. 이와같이 수직방향에 대하여 양의 온도구배가 이루어짐으로써 유체의 상태가 정적으로 안정될 때 이를 안정온도구배라 하고 그 역을 불안정온도구배(destabilizing thermal gradient)라 한다. 직각밀폐용기 내에서 두 수직면의 온도차에 의해 자연대류흐름이 기본적으로 존재할 때 이와같은 안정온도구배를 부과하면 이 자연대류흐름은 억제, 지연되며 따라서 용기내 유체의 유속과 유량이 감소하게 된다. 안정온도구배로 인한 흐름의 억제효과를 나타내는 매개변수는 종횡비 1인 경우는 수평 및 수직면간의 온도차로서 계산된 Rayleigh 수의 비,  $Ra_V/Ra_H$ (여기서  $Ra_V = g\beta\Delta T_V H^3 / \alpha\nu$ ,  $\Delta T_V = T_T - T_B$ )로서 나타낼 수 있으나 종횡비가 1이 아닌 경우는 길이의 영향이 커서 그 의미가 반감되므로 본 연구에서는 수평 온도차에 대한 수직온도차의 비, 즉 온도차비(temperature difference ratio)로서 정의한 매개변수,  $\Delta T_V / \Delta T_H = (T_T - T_B) / (T_H - T_C)$ 를 새롭게 도입하여 사용하였다.

Fig. 6은 종횡비 0.2인 경우 수평면경계조건에 따른 물과 실리콘오일의  $X/L=0.5$ 에서의 속도분포이다. Fig. 6(a)는  $\Delta T_V / \Delta T_H = 1.0$ , 0 및 단일 등세 가지 조건에서 수평온도차  $\Delta T_H = 21^\circ\text{C}$ 로서 일정한 경우(따라서  $Ra_H$ 는 일정) 수평면의 조건에 따라 흐름특성이 크게 바뀔을 알 수 있다. 온도차비가 1.0인 경우 수직안정온도분포로 인해 속도크기가 온도차비가 0인 경우에 비해 대략 1/3로 감소하며 하부수평면근처의 속도는 이보다 더 감소함을

알 수 있다. 온도차비가 0인 경우 속도분포는 온도차비가 1 및 단열수평면조건인 경우와 달리 하단부의 속도가 더 크게 나타나고 이 큰 속도는 좌측수직벽에 이르러 일부는 수직벽을 따라 상승하고 일부는 반향되어 용기중심부까지 그 세력이 미치고 있다. 이와같은 하단부의 큰 속도는  $T_T = T_B$ 인 경우 상부수평면은 냉각되는 반면 하부수평면은 가열되어 결국 이곳에서 속도가 증가되기 때문이다. 밀폐용기내 안정온도구배는 흐름을 억제시킴으로써 유량을 크게 감소시킬 뿐 아니라  $\Delta T_V / \Delta T_H = 0$  및 단열수평면조건인 경우의 속도분포에서 나타나듯 강한 반류와 이차 및 삼차흐름이 없는 안정된 평행흐름장으로 나타나게 함을 뚜렷이 관찰할 수 있다. 이와같은 안정온도구배에 따른 흐름억제효과는 Prandtl수에도 영향을 받아, Fig. 6(a), (b)에서 중형비가 일정하고 온도차비가 0에서 1로 될 때 물의 흐름이 실리콘오일보다 더 크게 억제되고 있다. 이는  $Pr$ 수가 낮을수록 안정온도구배의 영향으로 관성력이  $Pr$ 수가 큰 유체에 비해 더 크게 억제되기

때문이다.

Fig. 7은 물과 실리콘오일에 대한 유동함수와 온도차비의 관계를 나타내었다. 여기서 유동함수  $\Psi$ 는 실험에서 얻어진  $X/L=0.5$  지점에서의 양의 속도분포를 기초로  $\Psi = \int_0^y U dy$ 의 관계식으로부터 계산된 값이다. 각 그림에서 높은  $Ra_H$ 인 경우는  $\Delta T_H$ 가 비교적 크므로  $\Delta T_V / \Delta T_H < 1.0$ 의 영역에, 낮은  $Ra_H$ 인 경우는  $\Delta T_H$ 가 비교적 작으므로  $\Delta T_V / \Delta T_H > 1.0$ 의 영역에 해당된다. 물의 경우를 살펴보면  $Ra_H = 1.6 \times 10^8$ 일 때  $\Delta T_V / \Delta T_H = 0$ 인 경우는 단열인 경우에 비해 2.3배 증가하나 온도차비가 점차 증가함에 따라  $\Psi$ 는 감소하여 온도차비가 1.0인 경우는 단열인 경우에 비해 5% 정도 감소한다. 여기서 밀폐용기내 흐름의 억제효과는  $\Delta T_V / \Delta T_H$ 가 0 근처의 낮은 값의 범위일 때 크게 나타나며 1 이상에서는 크게 둔화되어 나타났다.  $Ra_H$ 가 낮은 실리콘오일의 경우를 살펴보면 물의 경우와 비슷한 경향을 보이거나 온도차비 0 근처의 흐름 억제효과는 물의 경우보다 감소하여 온도차비가 0인 경우는 단열인 경우에 비해 1.6배로 증가하는데, 이는 앞의 속도분포에서  $Pr$ 수에 따라 고찰된 사실을 잘 뒷받침해 주고 있다.

Fig. 8은 시험유체가 물인 경우  $\Delta T_V / \Delta T_H$ 의 변화에 따르는 속도분포를 나타낸다. 먼저  $\Delta T_V /$

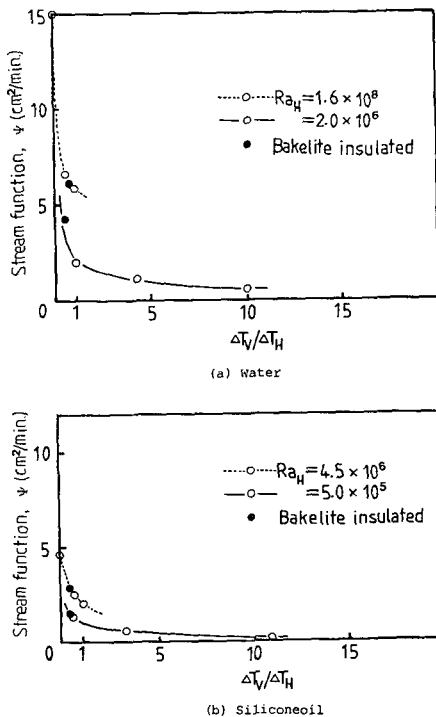


Fig. 7 Relation between stream function calculation(based on velocity profile) and temperature difference ratio for  $A=0.2$

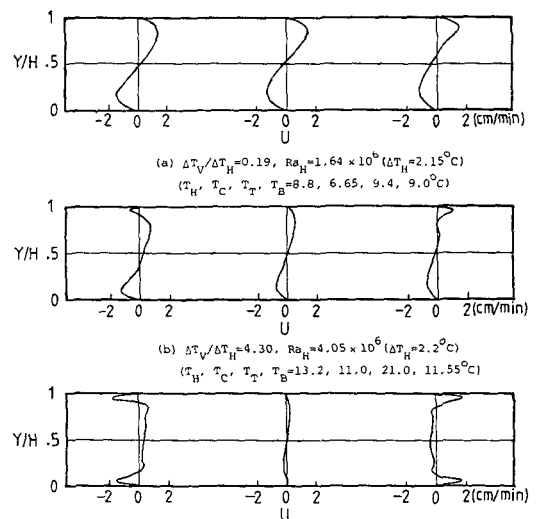


Fig. 8 Velocity profile at  $X/L=1/6, 3/6, 5/6$  for the constant temperature enclosure with water,  $A=0.2$  and varying  $\Delta T_V / \Delta T_H$

$\Delta T_H = 0.19$ 일 때 Fig. 8(a)에서 속도분포는 완만하고  $X/L$ 의 증가에 따라 상단부속도가 증가하여 전체적으로 중심점에 대해 대칭으로 나타난다.  $\Delta T_V/\Delta T_H = 4.3$ 일 때는 (a)의 경우에 비해 속도분포가 불규칙하며  $X/L = 0.5$ 에서 속도가 뚜렷이 감소한다.  $X/L = 1/6$  지점에서 상단부근처에 음의 속도가 관찰되었는데 이것은 상부수평면온도가 고온수직벽온도보다 높으므로 좌상부 코너에 이차셀이 형성되기 때문이다. 이 이차셀의 영향으로 밀폐용기내 유동형태는 Fig. 9(b)에서 보듯 좌상부의 이차흐름과 좌하에서 우상으로 경사진 주흐름형태로 나타나서 단일셀 흐름형태로 나타난 Fig. 9(a)의 경우와는 다르다.  $\Delta T_V/\Delta T_H = 20.6$ 일 때  $X/L = 0.5$  지점에서의 최대수평속도크기는 온도차비가 0.19인 경우에 비해 대략 1/5로 매우 감소하고  $X/L = 1/6$  및 5/6 지점에서는 각각 두 수평면근처에 서로 비슷한 모양의, 비슷한 크기의 속도분포가 관찰되었다. 이때의 흐름특성은 Fig. 9(c)에서와 같이 왼쪽하부 및 오른쪽상단부의 흐름은 양수직면의 온도차에 따르는 기본적인 자연대류흐름과 같은 시계방향이나 왼쪽상부 및 오른쪽하부는 기본적인 자연대류흐름과 반대방향인 이차흐름형태로 뚜렷이 나타난다. 즉 온도차비가 커서  $\Delta T_V/\Delta T_H \gg 1$ 인 경우 직각밀폐용기내의 유동은 코어영역에서는 두 수직면

의 온도차에 의한 자연대류흐름은 강력한 수직안정 온도구배로 인해 억제되어 거의 나타나지 않고 단지 양단코너에서 이웃하는 두 인접면간의 온도차이에 의한 셀형태의 흐름으로 나타나고 있다. 이상에서 살펴본 바와 같이 본 실험의 결과 직각밀폐용기의 내 면의 온도조건이 " $T_H \geq T_T > T_B \geq T_C$ "인 경우는 단일셀흐름형태로 나타난다. 단일수평면밀폐

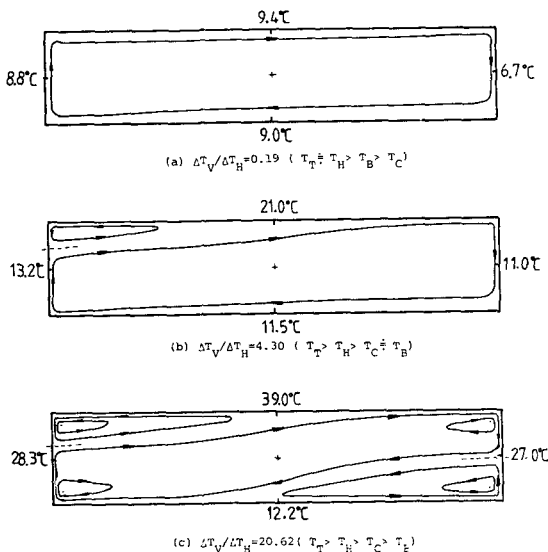


Fig. 9 Overall flow pattern of Fig. 8 for water with varying  $\Delta T_V/\Delta T_H$

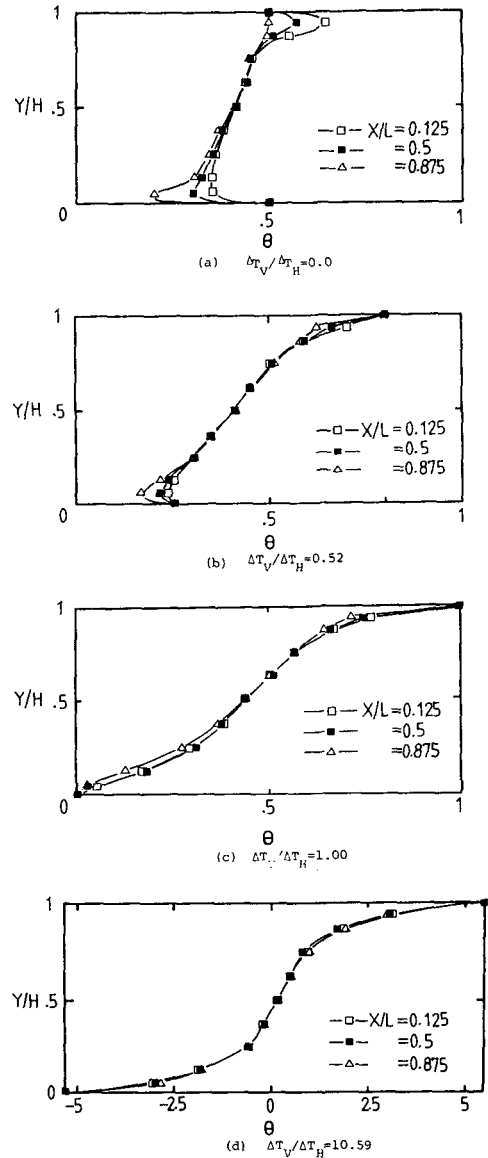


Fig. 10 Vertical temperature profile for the constant temperature enclosure with silicone oil,  $A = 0.5$  and  $Ra_H \approx 10^7$

용기의 경우 수평면은 등온이 아니지만 상부면 및 하부면의 평균온도를  $\bar{T}_T$  및  $\bar{T}_B$ 라고 할 경우 " $T_H > \bar{T}_T > \bar{T}_B > T_C$ "를 만족하여 왼쪽상부 및 오른쪽 하부코너에서 이차셀은 관찰되지 않는다. 그러나 " $T_T > T_H > T_B \geq T_C$ " 경우는 좌상코너에 이차셀이 나타나며 " $T_T > T_H > T_C > T_B$ " 경우는 좌상 및 우 하코너에 두 개의 이차셀이 나타난다.

Fig. 10은 종횡비 0.5인 경우 실리콘오일에 대한 수직온도분포를 온도차비,  $\Delta T_V/\Delta T_H$ 의 변화에 따라 나타내고 있다. Fig. 10(a)에서  $\Delta T_V/\Delta T_H=0$ 인 경우를 살펴보면 용기의 코어영역에서는 대략 선형적인 분포로  $X/L$ 의 변화에 별 차이를 보이지 않으나 두 수평면근처에서는 비선형적인 분포로  $X/L$ 의 변화에 크게 차이를 보이고 있다. 즉 온도차비가 0인 경우 밀폐용기의 두 수평면근처에 뚜렷한 열경계층이 형성되고 있다. 그러나  $\Delta T_V/\Delta T_H$ 가 점차 증가할수록 수직방향으로의 열적 성층화현상이 강화되어 수평열경계층의 특성은 거의 사라지며, 특히 온도차비가 커서  $\Delta T_V/\Delta T_H=10.59$ 이면 수직온도구배는 두 수평면경계면근처에서 크게, 코어에서 작게 나타나는 열적 특성을 나타내고 있다. 또한  $\Delta T_V/\Delta T_H$ 가 0 및 0.52인 경우 용기의 하부 수평면을 통해 열의 유입이 나타나고 있는데 이때문에 온도차비가 낮아 0에 가까울수록 용기의 하단부 주흐름속도가 상단부주흐름속도보다 크게 나타나게 함을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구는 사각형 밀폐용기내의 양단의 온도차로 인한 자연대류현상을 수평경계면이 단열조건인 경우와 등온조건을 갖는 경우에 대해 실험적으로 연구 구명하여 경계조건 변화가 직각밀폐용기내 흐름 및 열전달에 미치는 영향, 특히 등온조건을 갖는 경우 수직온도차에 따르는 안정온도구배로 인한 흐름특성을 중점적으로 구명하였다.

등온수평면조건에서 위수평면온도가 아래수평면 온도보다 높은 경우 밀폐용기내의 수직안정온도구배의 영향으로 흐름은 크게 억제, 지연되며 이러한 흐름의 억제효과는 수평온도차에 대한 수직온도차의 비,  $\Delta T_V/\Delta T_H$ 가 0 근처의 낮은 값의 범위일 때 크게 나타나며 1 이상에서는 크게 둔화되어 나타나고 Prandtl수가 낮을수록 더 크게 나타난다. 또한 새로운 매개변수인  $\Delta T_V/\Delta T_H$ 에 따른 흐름특

성으로서  $\Delta T_V/\Delta T_H < 1$ 인 경우 밀폐용기내 흐름은 시계방향인 단일셀형태로 나타나고  $\Delta T_V/\Delta T_H > 1$ 인 경우 고온수직벽 위쪽 코어에 이차셀이 관찰되고  $\Delta T_V/\Delta T_H \gg 1$ 인 경우는 두 수직면의 온도차에 의한 자연대류흐름은 강력한 수직 안정온도구배로 인해 억제되어 거의 나타나지 않고 양단 코너에는 이웃하는 두 인접면간의 온도차에 의한 부력의 영향으로 국부적으로 셀형태의 흐름이 나타난다. 한편 온도차비가 0에서부터 점차 증가할수록 수직안정온도구배의 증가로 열적성층화가 뚜렷이 확립되어 수평열경계층의 특성은 점차 사라진다.

#### 參 考 文 獻

- (1) Lee, J., Kim, M.H. and Jean, J.M., 1988, "Analysis of Natural Convection Core Configuration at Boundary Layer Flow Regime in a Low Aspect Ratio Rectangular Enclosure", Trans. KSME, Vol. 12, No. 2, pp. 349~358.
- (2) Kamotani, Y., Wang, L.W. and Ostrach, S., 1983, "Experiments on Natural Convection Heat Transfer in Low Aspect Ratio Enclosures", AIAA Jour., Vol. 21, No. 2, pp. 290~294.
- (3) Lee, J., Hwang, K.S. and Hyun, M.T., 1985, "High Prandtl Number Natural Convection in a Low Aspect Ratio Rectangular Enclosure", Trans. KSME, Vol. 9, No. 6, pp. 750~756.
- (4) 이진호, 김무현, 황기영, 강종석, 1988, "완전히 밀폐된 직각용기내의 자연대류에 관한 유한차분해석", 연세논총, 제24집, pp. 299~317.
- (5) Kim, M.H., Lee, J., Kang, S.H. and Son, Y.S., 1988, "Finite Element Analysis of Natural Convection of Fluids with Low Prandtl Number in a Square Enclosure", Trans. KSME, Vol. 12, No. 3, pp. 541~550.
- (6) Shiralkar, G.S. and Tien, G.L., 1981, "A Numerical Study of Laminar Natural Convection in Shallow Cavities", J. Heat Transfer, Vol. 103, pp. 226~231.
- (7) Ostrach, S. and Raghavan, C., 1979, "Effect of Stabilizing Thermal Gradients on Natural Convection in Rectangular Enclosures", J. Heat Transfer, Vol. 101, pp. 238~243.
- (8) Sernas, V. and Lee, E.I., 1981, "Heat Transfer in Air Enclosure of Aspect Ratio Less Than One", J. Heat Transfer, Vol. 103, pp. 617~622.
- (9) Lee, E.I. and Sernas, V., 1980, "Numerical Study of Heat Transfer in Rectangular Air Enclosures of Aspect Ratio Less Than One", ASME Paper, 80



- WA/HT-43.
- (10) Kirkpatrick, A.T. and Bohn, M., 1986, "An Experimental Investigation of Mixed Cavity Natural Convection in the High Rayleigh Number Regime", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, No. 1, pp. 69~82.
- (11) Tichy, J. and Gadgil, A., 1982, "High Rayleigh Number Laminar Convection in Low Aspect Ratio Enclosure with Adiabatic Horizontal Walls and Differentially Heated Vertical Walls", *J. Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 103~110.
- (12) Shiralkar, G.S., Gadgil, A. and Tien, C.I., 1981, "High Rayleigh Number Convection in Shallow Enclosures with Different End Temperatures", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 1621~1629.
- (13) Kirdyashkin, A.G., 1984, "Thermogravitational and Thermocapillary Flow in a Horizontal Liquid Layer under the Conditions of Horizontal Temperature Gradient", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 27, No. 8, pp. 1205~1218.
- (14) Bejan, A., Al-Homoud, A.A. and Imberger, J., 1981, "Experimental Study of High Rayleigh Number Convection in a Horizontal Cavity with Different End Temperatures", *J. Fluid Mech.*, Vol. 109, pp. 283~299.
- (15) Lee, J., 1984, "Scaling Analysis of Core Flow Pattern in a Low Aspect Rectangular Enclosure. (II) End Driven Flow Regime", *Trans. KSME*, Vol. 8, pp. 375~384.