

## 바닥이 가열되는 정6면체 공간내의 열전달

김 종 엽\*

한국동력자원연구소  
(1989년 9월 4일 접수, 1989년 12월 29일 채택)

## Heat Transfer in a Cube Heated from Below

Chongyup Kim\*

Korea Institute of Energy and Resources  
(Received 4 September 1989; accepted 29 December 1989)

### 요 약

본 연구에서는 바닥이 가열되는 정6면체 공간내의 열전달을 이론적으로 해석하였다. 상온 부근에서도 복사의 영향과 벽면의 열전도가 중요함에 착안하여 벽면간의 복사, 공간내의 난류성 대류와 벽체의 열전도에 관한 방정식들로 구성된 모델방정식을 유도하고 이의 해를 구하였다. 경계층을 제외하고는 공간내의 온도가 일정하다는 새로이 제안된 "Isothermal core postulate"와 내벽면이 grey body로 구성되어 있다는 가정을 기본으로할 때, 복사에 관한 방정식은 2-D의 적분방정식으로, 벽체내의 열전도에 관하여는 3-D의 라플라스 방정식으로 주어지고, 열전도식의 경계조건과 총괄에너지 수지식에 대류에 관한 항이 포함되었다.

기준변수 set을 온돌방에서의 값을 고려하여 정하고, 이를 중심으로 파라미터값을 변화시키면서 parametric study를 수행하였다. 본 연구의 결과 기본가정 "Isothermal core postulate"의 타당성이 확립되고, 온돌방의 경우 바닥으로부터의 열속 중 복사와 대류가 서로 대등한 값을 가짐을 알 수 있었다.

**Abstract**—In this research, a theoretical analysis was performed on the heat transfer in a cube heated from below. Being noted that radiation and conduction effects were not negligible in the room temperature range, model equations were derived and solved on the radiation between walls, turbulent convection inside the cube and conduction through walls based on the newly proposed "isothermal core postulate". The radiation equation was a classical 2-D integral equation and the conduction equation was a 3-D Laplace equation. The convection term was included in the overall energy balance and boundary conditions imposed on the Laplace equation.

Parametric studies were performed by varying system parameters from a reference set which could be suitable to "ondol" system. Two major conclusions from this study were that the isothermal core postulate was appropriate and half of the heat flux from the bottom was due to radiation.

### 1. 서 론

공간내에서의 자연대류현상은 지금까지 많은 연구의

대상이 되어 왔으나, 주로 2차원 공간에서의 문제가 다루어졌고 3차원 공간의 문제에 관하여는 최근에 들어서 연구가 시도되고 있다. 또한 대부분의 경우 대류만을 고려하고 벽면간의 복사를 무시하고 있으며, 경계면에서의 조건도 이상화된 경우, 즉 주어진 온도 또는 일정

\*현주소 : 충남대학교 공과대학 고분자공학과

한 열속(heat flux) 등만을 고려하고 있다. 그러나 실제 경우에 있어서 자연대류의 열전달 계수가 매우 작아 복사의 효과가 크고, 벽면내의 열전도에 큰 영향을 미치게 되므로 이들은 동시에 고려되어야 한다.

이러한 시스템으로는 여러 가지가 있겠으나, 구체적인 예로서는 온돌방과 지표면의 열전달 시스템을 들 수 있다. 후자의 경우 우리의 일상생활과 관계된 예로서는 구름이 없는 날 기온이 빙점 이하로 강하되지 않아도 지표에서 복사에 의한 열손실로 인하여 서리가 생기는 현상을 들 수 있다. 즉 지표부근의 공기가 비록 빙점 이상이라도, 복사에 의한 열손실이 전도나 대류에 의하여 충분히 보충되지 못하면 서리가 생기게 된다. 이때 구름이 덮여 있는 경우에는 구름에서 복사된 열에 의하여 서리의 생성이 억제될 수도 있다. 이러한 예는 우리가 늦가을이나 초겨울에 흔히 볼 수 있는 현상으로서 지구과학자들에게 깊은 관심의 대상이 되어 이론적으로 많은 연구가 되어 왔으나 온돌방과 같은 경우는 대개의 경우 실험 등에 의존하여 왔고, 이론적인 연구가 되어 있지 못하다.

온돌방은 바닥이 가열되는 시스템으로 Rayleigh number가 매우 커서 이론적인 해석이 어렵고, 또한 실제시스템을 해석하기 위하여는 주위의 조건 및 시스템 파라미터 등을 현실적인 값으로 구체화하여야 하므로 아직까지 기초적인 연구가 되어 있지 못한 현실점에서는 모델링이 거의 불가능한 것으로 생각된다. 본 연구에서는 이러한 점에 착안하여 바닥이 가열되는 유한 공간내의 열전달을 이론적으로 해석하기 위한 기본적인 연구를 수행하였다.

바닥이 가열되는 온돌방과 같은 경우에는 공간내의 유체의 유동이 불안정하여 난류(turbulent flow)가 된다. 이러한 난류는 직접적인 해석이 매우 어려워 대개의 경우 모델링을 통하여 해석을 하게 되나, 본 연구에서 택한 3차원 시스템에서는 모델링조차 쉽지 않다. 또한 바닥이 가열될 때의 자연대류현상은 실제 shear flow turbulence와는 다른 것으로도 알려져 있다. Shear flow에서의 turbulence는 main flow의 에너지가 먼저 큰 eddy로 전달되고, 점점 작은 eddy로 단계적으로 전달되면서 작은 eddy에서 에너지 소멸이 일어나지만, 바닥이 가열되어 생기는 thermal이나 plume의 경우는 point source의 작은 eddy에서 큰 eddy로 에너지가 전달된다(Turner[1]). 본 연구에서는 바닥이 가열되는 3차원 공간내에 대류, 복사 및 벽체의 열전도가 모두 고려된 열전달 시스템을 해석하기 위하여 공간내의 대류가 널리 알려져 있고 실험적으로

도 뒷받침이 잘 되어 있는 Howard[2]의 모델을 따르고 가정함으로써 문제를 단순화시켜 모델을 설정하고 이의 해석을 시도하였다.

## 2. 문제의 구성

### 2-1. 대류

바닥이 가열되는 공간내에서 대류현상을 해석하기 위하여 먼저 중력방향에 수직으로 위치한 두 개의 무한한 수평판을 생각하자. 여기서 평판간의 거리를  $D$ 라 하고, 윗면의 온도는  $T_1$ , 아랫면의 온도는  $T_0 (> T_1)$ 으로 유지시킬 때 공간내의 대류는 계의 Rayleigh number  $Ra$ 와 Prandtl number  $Pr$ 에 의하여 결정된다. 온돌방의 경우에는  $D=240\text{ cm}$ ,  $\Delta T=T_0-T_1=10^\circ\text{C}$ ,  $T_0=300\text{ K}$  정도로서  $Ra=1.4\times 10^{10}$ ,  $Pr=0.71$ 을 얻는데 이 경우의 대류형식은 Krishnamurti[3]의 그림으로부터 완전한 난류임을 알 수 있다. 따라서 이 경우 공간 내부의 대류에 관하여는 Navier-Stokes equation 및 energy equation의 직접해는 불가능하고 공간 내부의 난류에 관한 모델링 방법을 이용할 수밖에 없다.

바닥이 가열되는 표면으로부터의 난류에 관하여는 Herring[4]과 Elder[5]의 mean field approximation과 Howard[2]의 model을 대표적으로 꼽을 수 있으나 Nusselt number나 온도분포 등의 결과식은 거의 동일하게 주어지므로 여기서는 비교적 간단하고, 최근 그 가정이 Foster와 Waller[6]에 의하여도 잘 뒷받침된 Howard model을 이용하기로 한다. 유체가 가열된 수평표면 근처에서 가열되면 유체층이 불안정하여 지고, 결국 유체내에 운동이 생기게 된다. 이때 유체의 운동은 어느 한 점을 중심으로 모이다가 갑자기 위로 상승하는 thermal이나 비정상상태의 plume이 되며, 표면의 여기저기에 이러한 현상이 나타난다. Howard의 model에 의하면 이 경우의 수직방향 온도분포와 Nusselt number가 각각 다음과 같이 주어진다.

$$T = \frac{1}{2} \Delta T \{ (1 + 2\xi^2) \operatorname{erfc} \xi - 2\pi^{-\frac{1}{2}} \xi e^{-\xi^2} \} \quad (1)$$

$$Nu = \frac{D}{\delta} = 0.1 Ra^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

$$\xi = \frac{1}{2} \pi^{\frac{1}{2}} z / \delta \quad (3)$$

이 때  $Ra=1.0\times 10^{10}$ 이며 공간 내부의 온도는 경계면

에 부착된 얇은 경계층(boundary layer)을 제외하고는 일정한 값을 갖는데 이러한 결과는 다음의 system modeling에서의 중요한 가정으로 이용될 것이다.

## 2-2. 모델의 설정

바닥이 가열되는 유한공간내의 열전달을 해석하기 위하여 다음과 같은 시스템을 고려하기로 한다. :

- 1) 시스템은 Fig.1에 표시된 것과 같이 3점의 수직 벽으로 구성된 정6면체의 구조를 갖는다.
  - 2) 바닥(면 1)과 천정(면 6)의 온도는 각각  $T_0$  및  $T_1$ 으로서 일정하게 유지되며  $T_0 > T_1$ 이다.
  - 3) 공간밖의 온도는  $T_{a2}$ 로 일정하고,  $T_{a2} < T_0$ 이다.
  - 4) 공간내의 공기는 광학적으로 얇아 복사열을 흡수 방출하지 않는다.
  - 5) 내부면들은 grey body로서, 복사도와 흡수도는 같다.
  - 6) 수직면의 각 층의 열전도도는 상수이고, 4면은 서로 동일하며, 두 바깥층의 열전도도는 가운데층의 열전도도에 비하여 훨씬 큰 값을 갖는다.
  - 7) 외벽면에서의 열전달 계수는 상수이다.
  - 8) 시스템을 결정하는 온도가 모두 시간에 따라 일정한 상수이므로 시스템은 정상상태가 유지된다.
- 여기서 수직면을 3점으로 구성한 것은 실제 온돌시스템을 고려한 것으로서, 일반적으로 건물의 벽은 열전도도가 비교적 큰 벽돌 콘크리트 사이에 단열재가 삽입되기 때문이다. 이 경우에는 각 층의 열전도도를 지정하면 시스템의 온도분포가 자연적으로 결정이 된다. 반면 벽면의 온도를 일정한(uniform) 값으로 지정하면 모델식의 계산은 쉬우나 시스템이 너무 간단해져서 온돌방과 같은 실제 시스템을 묘사하기 적당치 않을 뿐만 아니라 적절한 값의 선택도 문제가 된다. 이는 다음에서 논의될 복사의 현상이 온도에 따라 매우 민감하게 변하기 때문에 더욱 중요한 의미를 갖는다. 따라서 벽을 3층으로 구성함으로써 시스템을 임의적으로 고정시키지 않고 벽면의 온도분포를 계산하는데, 본 모델에서는 벽 가운데 층의 열전도도가 대단히 낮기 때문에 벽면의 온도는 거의 일정한 값을 갖게 됨을 예측할 수 있다.

수직벽면의 온도가 일정하고 공간 내부의 온도가 일정하면 수직벽면 부근의 열전달은 모서리 부근을 제외하고는 수직평판에서의 자연대류로 근사시킬 수 있다. 이 경우에는 유체의 유동과 온도변화는 벽면부근의 얇은 경계층내에만 국한된다. 본 연구에서 대상으로 하고 있는 정6면체 공간의 경우 바닥이 가열되므로

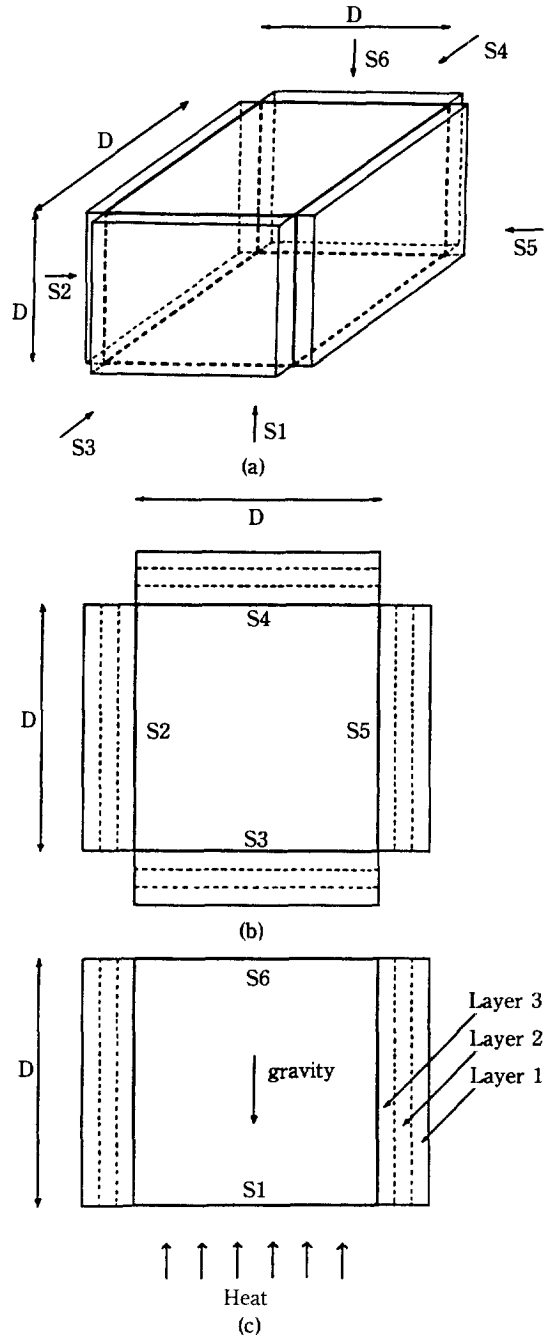


Fig. 1. System geometry. S1, S2, ..., S6: surface number.

(a) perspective view, (b) top view, (c) side view.  
Drawn not in scale.

Howard의 결과에서 바닥과 천정 부근을 제외한 부분에서는 온도가 일정하고 수직벽면의 열전도도가 커서 공간내부와 접하는 면의 온도가 거의 일정하므로, 정6

면체 공간은 수직벽면 및 상하면에 부착된 얇은 경계층과 경계층을 제외한 등온부분으로 나누어짐을 가정할 수 있다. 여기서는 이러한 부분을 "Isothermal core"라고 정의하였다(Isothermal core postulate: ICP). 여기서 한 가지 주의할 점은 수직벽의 존재로 인하여 상하면의 대칭성이 없어지게 되는데, 이 경우 isothermal core temperature (ICT)가 천정의 온도보다 높으면 역시 Howard의 model과 식이 적용되어 정상적으로 변화가 없지만, ICT가 천정면의 온도보다 낮으면 천정부근에는 안정한 층화(stable stratification)가 생겨 Howard model이 적용되지 않는다. 그러나 바닥으로부터 가열되는 경우 바닥에서 올라오는 thermal의 momentum으로 인하여 공간 내부는 완전한 mixing이 이루어지고, 천정 부근에는 열전도만이 존재하는 정지공기층이 경계층으로서 존재하게 되므로 isothermal core postulate는 역시 성립한다. 그러나 이 경우의 경계층의 두께에 관한 적절한 이론이 없어 Nusselt number, 즉 열전달 계수를 예측하기가 곤란한 문제가 있다. 본 연구에서는 이러한 경우 다른 벽면에서의 대류에 의한 열전달 계수가 상대적으로 매우 크기 때문에 천정면에서는 대류에 의한 열전달 계수는 0이라고 가정하였다.

1)-8)에 주어진 계에 대하여 이상에서 논의된 isothermal core postulate를 토대로 하여 열전달 모델을 구성하고, 다음에 주어진 복사, 전도 및 총괄에너지 수지식을 세워 모델의 해를 구한다.

### 2-3. 복사

대부분의 경우 상온부근의 열전달에서 복사효과를 무시하고 있으나 자연대류와 연립된 경우에는 자연대류의 열전달 계수가 작아서 복사와 대류가 거의 동일한 역할을 한다. 이 점에 관하여는 Cess[7]가 처음 발표한 것으로 알려져 있다. 예로서 앞에서 생각한 수평평판의 경우  $D=240\text{ cm}$ ,  $T_0=300\text{ K}$ ,  $T_1=290\text{ K}$ 이면 공기의 경우  $Ra=1.4 \times 10^{10}$ 이 되는데, 상하양면을 모두 완전 흑체라고 할 때 바닥에서의 복사열은  $5.0\text{ cal/cm}^2\text{hr}$ , 대류에 의한 방열량은 Howard의 model을 이용할 때  $2.2\text{ cal/cm}^2\text{hr}$ 임을 알 수 있다.

복사는 벽면간의 열교환이므로 공간내의 유체가 광학적으로 두껍지(optically thick) 않은 경우에 복사열속(radiation flux)은 공간 내부의 대류와 직접 관계되지 않고, 공간을 이루는 벽체내의 열전달을 지배하는 열전도방정식의 경계조건 안에만 포함된다. Grey diffuse enclosure 내에서의 복사 열전달의 해석을 위하

여 Sparrow[8]의 방법을 이용하면, 다음과 같은 온도와 열속간의 적분방정식으로 쓸 수 있다.

$$\frac{q(\mathbf{x})}{\epsilon(\mathbf{x})} = \sigma T^4(\mathbf{x}) - \int_{\xi} \sigma T^4(\xi) dF_{dA_x-dA_\xi} + \int_{\xi} \frac{(1-\epsilon(\xi))q(\xi)}{\epsilon(\xi)} dF_{dA_x-dA_\xi} \quad (4)$$

식 (4)는 주어진 위치  $\mathbf{x}$ 에서의 surface element와 위치변수  $\xi$ 에서의 surface element 간의 복사 열전달을 나타내는 식으로서 emissivity도 위치의 함수일 경우까지를 포함하는 일반적인 식이며, 여기서  $dF_{dA_x-dA_\xi}$ 는  $\mathbf{x}$ 와  $\xi$ 에서의 surface element들간의 angle factor를 나타낸다.

이 때 경계면이 N개의 sub-surface로 되어 있고, 각 sub-surface 내에서의 온도와 열속이 일정하면 (Collocation method),

$$\frac{q_k}{\epsilon_k} = \sigma \sum_{l=1}^N (T_k^4 - T_l^4) F_{k-l} + \sum_{l=1}^N (1-\epsilon_l) \frac{q_l}{\epsilon_l} F_{k-l} \quad (5)$$

$$k=1, 2, \dots, N$$

으로 쓸 수 있다. 위 식들에서 한 위치에서 온도 혹은 열속을 알면 그 위치에서의 열속 또는 온도를 구할 수 있다.

### 2-4. 수직면에서의 열전도

수직벽면 각 층에서의 열전도에 관한 방정식은 시스템이 정상상태에 있고 열전도도가 위치나 온도의 함수가 아니므로 다음과 같은 Laplace equation으로 주어지며,

$$\nabla^2 T^{(l)} = 0, \quad l=1, 2, 3 \quad (6)$$

문제의 대칭성으로부터 우리가 고려하여야 할 영역은 Fig.2에 표시된 것과 같다. 여기서 열전도 문제를 1차원적인 모델, 즉 벽면에 수직한 방향에 대한 x방향만의 간단한 2차상 미분방정식으로 표시하지 않고 3차원의 완전한 Laplace 방정식으로 표시한 것은, boundary D에서 복사열속에 관한 항이 경계조건에 포함되므로 수학적으로 대칭성이 없어지기 때문이다. 이 때 만약 벽면의 열전도도가 매우 크면 복사열속에 의한 효과가 벽면 전체에 평균되어 고려가 되고 문제가 간단해지는 장점이 있겠으나, 문제의 일반성을 유지하고, 특히 복사의 효과를 검토하기 위하여 3차원의 식을 그대로 사용하였다. 경계조건은 먼저 층간의 경계면에서 온도분포가 연속이고 면에 수직한 방향으로의 열속이 같아야 한다는 두 가지로서, Fig.2의 경계면 B와 C에

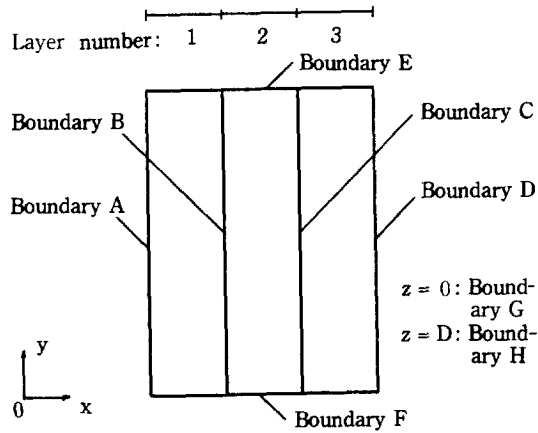


Fig. 2. Boundaries where the boundary conditions are imposed.

서 각각 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\text{Boundary B : } T^{(1)} = T^{(2)}, \quad (7)$$

$$k_1 \frac{\partial T^{(1)}}{\partial n} = k_2 \frac{\partial T^{(2)}}{\partial n} \quad (8)$$

$$\text{Boundary C : } T^{(2)} = T^{(3)}, \quad (9)$$

$$k_2 \frac{\partial T^{(2)}}{\partial n} = k_3 \frac{\partial T^{(3)}}{\partial n} \quad (10)$$

경계면 A와 D에서는 mixed type 으로 주어지며 특히 경계면 D에서는 복사의 영향이 있음을 주의할 때 다음과 같다.

$$\text{Boundary A : } k_1 \frac{\partial T^{(1)}}{\partial n} = h_o (T^{(1)} - T_{a2}) \quad (11)$$

$$\text{Boundary D : } k_3 \frac{\partial T^{(3)}}{\partial n} = h_i (T^{(3)} - T_{a1}) + q_r \quad (12)$$

여기서 경계면 A의 경우는 복사에 의한 효과를 대류항에 포함시켰다. 경계면 E, F, G 및 H에서는 각 층의 두께가 벽의 가로 또는 세로 (=D)에 비하여 아주 작으므로 면에 수직한 방향으로의 열전달 양이 무시할 정도로 작다고 가정하면

$$\text{Boundary E and F : } \frac{\partial T^{(2)}}{\partial y} = 0 \quad (13)$$

$$\text{Boundary G and H : } \frac{\partial T^{(2)}}{\partial z} = 0 \quad (14)$$

를 얻는다.

## 2-5. 총괄에너지수지(Overall energy balance)

자연대류에 관하여는 본 모델에서 풀어야 할 지배방

정식이 없다. 자연대류는 “isothermal core postulate”에서 완전한 섞임(mixing)을 가정하므로 이미 해가 존재한다고 할 수 있다. 그러나 자연대류는 다음과 같은 총괄에너지수지에서 복사 및 전도 등에 연립되어 있다. 총괄에너지수지는 바닥으로부터의 전체 열속(복사+대류)이 수직벽과 천정을 통하여 빠져나간다는 점을 고려하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Q_{r1}A + h_b (T_1 - T_{a1})A = 4U(T_{a1} - T_{a2})A - Q_{r6}A + h_v (T_{a1} - T_6)A \quad (15)$$

여기서  $Q_{r1}$ 과  $Q_{r6}$ 는 각각 면 1(바닥)과 면 6(천정)에서의 복사열전달을 나타내며,  $U$ 는 수직벽을 통한 열전달의 총괄열전달 계수로서 다음과 같은데

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \sum_{i=1}^3 \frac{L_i}{k_i} + \frac{1}{h_o} \quad (16)$$

$h_o$ 는 상수이나  $h_i$ 는 수직벽 안쪽에서의 열전달 계수로서 내부온도가 결정되어야 구할 수 있다. 앞에서 수직벽면에서의 열전달을 수직평판에서의 자연대류로 가정하였고, 이 때 열전달은 Gr이 커서 완전한 난류에 의하므로 열전달 계수 값은 다음과 같은 공기의 난류영역에서의 von Karman의 integral 법에 의한 Nu를 이용하여 구하였다[9].

$$Nu = \frac{h_i L}{k_a} = 0.0211 (GrPr)^{0.4} \quad (17)$$

식 (15)를  $T_{a1}$ 에 대하여 풀면

$$T_{a1} = \frac{4UT_{a2} + Q_{r1} + Q_{r6} + h_b T_1 + h_v T_6}{4U + h_b + h_v} \quad (18)$$

가 되어 주어진 복사열속과 온도분포로부터 내부온도를 결정할 수 있다.

## 3. 수치해법

시스템을 지배하는 방정식은 식 (4), (6) 및 (18)로서 서로 연립이 되어 있다. 여기서는 연립된 식들의 수치해를 위하여 다음과 같은 축차대입법을 사용하였다.

- 1) Isothermal core temperature  $T_{a1}$ 을 가정한다.
- 2) 벽면의 온도를 가정한다.
- 3) 주어진 벽면온도 분포에 대하여 복사방정식을 풀어서 복사열속을 계산한다.
- 4) 3)의 결과와 1)의  $T_{a1}$ 을 전도방정식의 경계조건에 대입하여 전도방정식의 해를 구한다.
- 5) 3)-4)의 과정을 주어진  $T_{a1}$ 에 대하여 벽면의 온

**Table 1. Reference data set for the system parameters**

Reference temperature	305 K
Ceiling temperature	300.43 K (27.28°C)
Emissivity of the wall	0.9
Edge length of the cube	240 cm
Thickness of the wall: layer 1	5 cm
layer 2	5 cm
layer 3	5 cm
Thermal conductivity of the wall: layer 1	0.0036 cal/cm sec K
layer 2	0.00008 "
layer 3	0.0036 "
Outside temperature	-15 deg. C
Outside heat transfer coefficient	0.0001 cal/cm <sup>2</sup> sec K

도값이 수렴할 때까지 계속한다.

6) 수렴된 온도분포를 만족시키는  $T_{a1}$ 을 총괄에너지 수지를 이용하여 구한다.

7) 3)-6)의 과정을  $T_{a1}$ 이 수렴할 때까지 계속한다.

3)에서 복사방정식을 풀 때는 각 면을  $L \times L$ 의 mesh로 분할하여 식 (5)의 collocation 법으로 해를 구하였으며 4)에서 전도방정식을 풀 때는 먼저 3차원의 Laplace equation을 centered difference scheme으로 유한차분화한 후 Gauss-Seidel iteration으로서 해를 구하였다. 이 때 각 층은  $M \times M \times N$  mesh로 분할하여 수직벽 전체가  $M \times M \times 3N$  mesh가 되도록 하였다.

계산의 정확도와 discretization 방법의 타당성을 조사하기 위하여 복사방정식의 해를 구하는 mesh 수의 영향을 조사한 결과 한 면을  $1 \times 1$ ,  $2 \times 2$  또는  $3 \times 3$ 의 mesh로 분할할 때 바닥으로부터의 열속이 Table 1의 reference data set을 사용할 경우 isothermal core temperature는 26.960, 26.913, 26.909로, total flux는 0.001490, 0.001495, 0.001493으로 적절히 수렴하는 것을 볼 수 있었다. 전도방정식을 풀기 위한 mesh 수의 영향은 복사방정식을 풀 때  $L \times L$  sub-surface로 분할 후 각 sub-surface에서  $6 \times 6$  mesh로 분할하는 것이 계산시간, PC memory 문제 등을 고려할 때 가장 적절한 것으로 판단되었다. 결국 이 경우 실제 계산에 사용한 mesh는  $L=3$ ,  $M=6$ ,  $N=6$ 이 된다. 계산은 i80287 numeric coprocessor가 내장된 IBM PC/AT compatible computer에서 수행하였으며, 전도방정식을 풀 때 수렴오차는 0.0001로  $T_{a1}$ 의 수렴오차

는  $T_{a1}$ 값의 drifting을 고려하여 0.000001의 작은 값을 사용하였는데, 이 경우 계산시간은 약 1시간 소요되었다.

#### 4. 결과 및 검토

본 연구의 근본적인 목적은 대류-복사-전도가 서로 연립된 실제 시스템에서의 열전달 메카니즘에 관한 기본지식을 습득하는데 있다. 그러나 온돌방과 같은 실제 시스템의 예를 볼 때 본 모델은 상당히 단순화된 것으로서 모델내의 시스템변수를 온돌방과 관련하여 적절히 선택하기엔 어려운 점이 많다. 반면 본 연구의 모델제산에 필요한 시스템 변수는 10개 이상이므로 모든 변수 set에 대한 parametric study도 불가능하다. 따라서 이러한 문제들을 현실적으로 해결하기 위하여 Table 1에 나타난 기준변수(reference parameter) set을 정하여 수치해의 정확성과 가설의 타당성을 검토한 후 1가지 변수만을 변화시키면서 주로 관심의 대상이 된 복사 및 벽체의 열전도에 관한 변수를 중심으로 parametric study를 수행하였다.

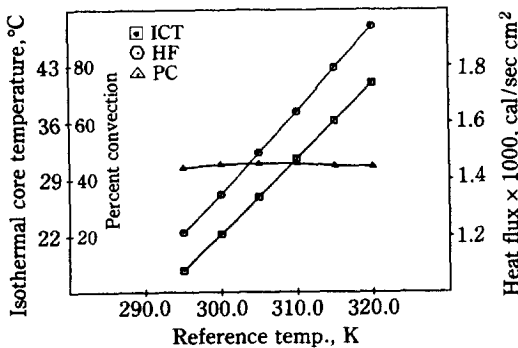
기준변수 set의 결정시에는 온돌방 data를 가능한 대로 직접 사용하도록 하였다. 벽체의 열전도는 중간층은 일반적으로 단열재의 열전도도로서, 내외층은 콘크리트의 열전도도로서 택하였고, 두께도 비교적 크기가 실제와 비슷한 5cm씩으로 하였다. 수직벽면의 외부열전달 계수도 실제 예상값을 취하였다(Rohsenow 등 [10]). 윗면 외부에서의 열전달 계수는 온돌방의 경우 잘 알려져 있지 않으므로 온도 실험치를 바로 지정하였다.

Table 1의 기준변수 set에서의 계산결과를 Table 2에 나타내었다. Table 2에서 수직벽 안쪽면의 온도의 편차는 0.12 K로서 시스템의 온도변화폭(temperature difference scale) 10 K에 비하여 아주 작은 값을 가지므로 수직벽의 온도는 일정하다고 할 수 있다. 또한 수직벽에서의 Ra도  $10^{10}$ 의 크기를 가지므로 경계층의 존재를 쉽게 확인할 수 있다. 따라서 바닥에서의 대류가 Howard model을 따르는 것을 고려할 때 "Isothermal core postulate"는 적절한 가정이었음을 확인할 수 있다. 윗면에서는 면의 온도 27.28°C가 공간내의 온도 26.91°C보다 약간 낮게 계산되었는데 이는 실험적으로도 알려진 사실이다.

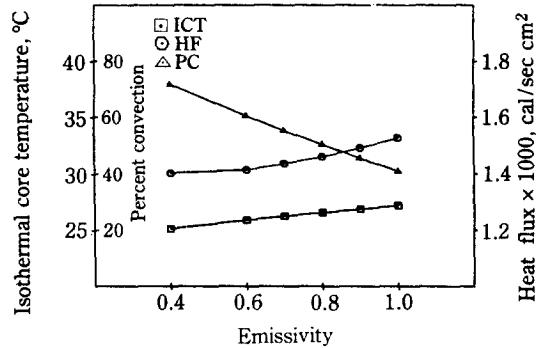
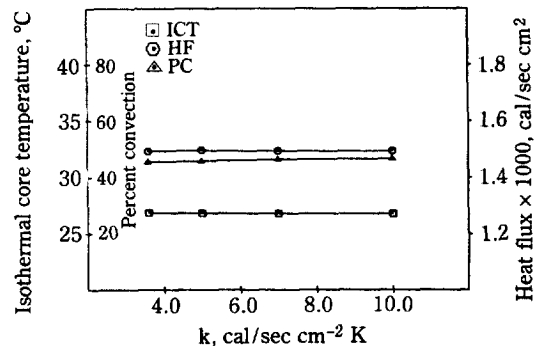
다음으로 바닥으로부터의 전체 열속 중 대류가 차지하는 비율은 약 45%로서 이보다 약간 큰 55%는 복사

**Table 2. Results when the reference input data set is used**

Inside temperature	: 26.909 deg. C
Stark number	: 18.742
Inside Biot number	: 0.0463
Rayleigh number, Ra	
at the bottom	: 8.643E+9
sidewall	: 2.922E+9
ceiling	: 8.757E+8
Heat flux at the bottom	
Convection	: 6.801E-4 cal/cm <sup>2</sup> sec
Radiation	: 8.129E-4
Percent convection	: 45.55%
Scaled radiation heat flux (and deviation)	
scale: $\sigma T_{ref}^4$	
at the bottom	: 0.069373 (0.00020)
at a sidewall, lower 1/3	: -0.025443 (0.00164)
median 1/3	: -0.017332 (0.00135)
upper 1/3	: -0.015607 (0.00100)
at the ceiling	: 0.008470 (0.00137)
Temperature at a side wall	
Mean	: 25.325 deg. C
Deviation	: 0.123 deg. C

**Fig. 3. Effect of the reference temperature.**

에 의하여 방출되는 것을 볼 수 있다. 따라서 상온 부근의 대류해석에 복사 영향이 무시되어서는 안되며 복사와 대류는 서로 병립된 열전달 메카니즘임을 알 수 있다. 바닥으로부터의 복사는 바닥이 등온이고 공간 및 벽면에서의 경계조건이 대칭으로 주어져 거의 일정한 값을 나타내었다. 가로/높이의 비가 더 큰 실제 온돌방의 경우에는 더욱 일정한 값을 가질 것으로 생각되므로 바닥으로부터의 열속은 위치에 관계없이 거의 일정하다고 할 수 있다. 벽면의 복사량은 높이에 따라 작아지는데 이의 주된 원인은 angle factor가 높이에 따라 변하기 때문이다.

**Fig. 4. Effect of the emissivity of the wall.****Fig. 5. Effect of the thermal conductivity of the outer layer of a sidewall.**

방안온도는 바닥온도보다 약 4.9 K 낮게 계산되었다. 본 연구의 모델에는 창문이나 infiltration 등의 영향이 포함되어 있지 않으므로 실제보다 높게 계산되었을 것으로 생각된다. 여기서 주의할 것은 본 모델을 이용하면 모델의 계산결과와 동일한 구조를 갖는 실제 시스템에서의 실험치를 비교함으로써 infiltration이나 창문 등의 역할을 계산할 수도 있다는 점이다.

Fig. 3, 4, 5 및 6에는 본 연구에서 중요한 parameter로 택한 바닥온도(reference temperature), 벽면의 복사도, 벽내외층의 열전도도 및 벽 중간층 두께 등의 시스템 변수가 바닥으로부터의 전체 열속(total heat flux), 이 중 대류량이 차지하는 비(percent convection) 및 ICT에 미치는 영향을 표시하였다. 그림들에서 벽면의 복사도의 변화 경우를 제외하고는 모두 percent convection이 45% 정도로 거의 일정한 값을 가짐을 볼 수 있다. 또한 벽면의 복사도가 0.4로 아주 작은 값을 갖는 경우에도 percent convection은 70% 정도로서 복사의 효과가 대류에 비하여 결코 무시될 수 없음을 알 수 있다.

수직벽 내외층의 열전도도의 변화에 대하여는 시스템

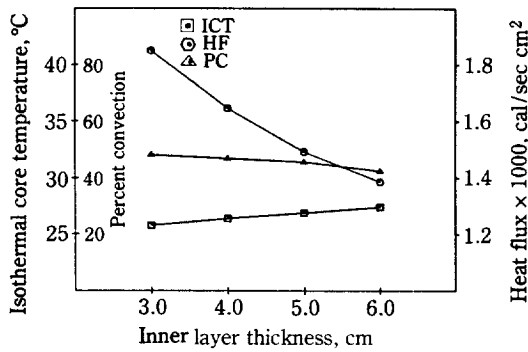


Fig. 6. Effect of the inner layer thickness.

의 특성이 거의 변화하지 않음을 볼 수 있다. 이는 수직벽면의 열전도도가 충분히 커서 바깥으로의 열저항이 없을 뿐만 아니라 Table 1에서 택한 열전도도값에서도 열전도도가 훨씬 큰 경우와 마찬가지로 안쪽면의 온도가 충분히 일정함을 나타내는 것으로서 기준변수 set에서 0.12 K로 계산된 수직면의 온도 편차는 시스템의 특성을 변화시키지 않는 충분히 작은 값임을 의미한다.

## 5. 결 론

이상에서 볼 때 본 연구에서 대상으로 삼은 바닥으로부터 가열되는 시스템의 경우 "Isothermal core postulate"가 매우 적절한 것이며, 상당히 넓은 parameter 범위에서 바닥으로부터의 total heat flux 중 대류가 차지하는 비중은 약 50% 정도로서 상당부분을 복사가 차지하고 있음을 알 수 있다. 이는 기타 다른 상온 부근의 자연대류와 복사가 연립된 시스템에서도 복사의 영향이 결코 무시되어서는 안되며, 오히려 복사와 대류가 병립된 메카니즘임을 나타낸다.

본 연구에서는 가능한 한 시스템변수를 줄여 비교적 간단한 시스템에 대한 해석을 시도하였으나 "Isothermal core postulate"를 위반하지 않는 한계내에서는 다른 여러 가지 인자들도 쉽게 모델안에 포함시킬 수 있어 본 연구에서 제시한 모델을 현실적으로 발전시키므로써 실제 시스템을 대상으로 한 정량적인 계산을 하는데 충분히 이용할 수 있을 것이다. 이러한 결과는 열전달 시스템의 연구에 있어서 독립적으로 측정할 수 없는 물리량의 예측을 가능케 하여 실험결과의 해석에 좋은 자료가 될 뿐 아니라 온돌 난방에 있어서 최적 바닥 온도, 단열두께, 최적 난방형식 및 자동제어시스템을 결정하는 이론적인 모델로서 사용되어 궁극적으로는 에너지 절약 및 적절한 사용에 기여할 것이다.

그러나 여기서 주의할 점은 본 연구의 모델은 실제 온돌방과는 상당한 거리가 있는 온돌방 열전달의 기본 연구만을 위한 것이라는 점이다. 예를 들어서 태양열의 효과, 비정상상태의 문제, 창문, infiltration 등의 역할은 본 연구에서 전혀 고려되지 않았고, 시스템의 크기나 면적/부피의 값도 실제 온돌방과는 차이가 있다. 따라서 본 모델의 계산결과를 실제 실측치와 직접 비교할 수는 없으며, 본 모델의 결과는 각 파라미터의 영향을 검토하고 대류-복사-전도가 서로 연립된 시스템에서의 열전달 메카니즘에 관한 기본 연구(fundamental research)로서 이해하여야 한다.

## 감 사

본 연구를 기본연구사업으로 지원하여 주신 과학기술처에 감사드립니다.

## NOMENCLATURE

- A : area of the cube surface
- D : gap distance or edge length of the cube
- F : view factor
- h : heat transfer coefficient
- k : thermal conductivity of the wall
- $k_a$  : thermal conductivity of air
- L : thickness of the wall or number of subdivisions
- M : number of subdivisions
- n : normal direction
- N : number of subdivisions
- Nu : Nusselt number
- q : heat flux
- Q : heat flux, non-dimensionalized
- Ra : Rayleigh number
- T : temperature
- U : overall heat transfer coefficient
- x : x coordinate
- $\mathbf{x}$  : position vector
- y : y coordinate
- z : z coordinate

## Greek Letters

- $\delta$  : thickness of the boundary layer
- $\epsilon$  : emissivity
- $\xi$  : defined in eqn. (3)
- $\xi$  : position vector
- $\sigma$  : Stefan-Boltzmann constant



### Superscript

(*l*) : *l*-th layer

### Subscripts

0 : lower surface  
 1 : upper surface  
 a1 : isothermal core  
 a2 : ambient  
 B : bottom  
 U : upper surface

### REFERENCES

1. Turner, J.S.: "Buoyancy Effects in Fluids", Camb. Univ. Press, London (1973).
2. Howard, L.N.: Proc. 11th Int. Cong. Appl. Mech., Muenich (ed. H. Goetler) 1109, Springer Verlag, Berlin (1964).
3. Krishnamurti, R.: *J. Fluid Mech.*, **42**, 295 (1977).
4. Herring, J.R.: *J. Atmos. Sci.*, **20**, 315 (1963).
5. Elder, J.W.: *J. Fluid Mech.*, **35**, 417 (1969).
6. Foster, T.D. and Waller, S.: *Phys. Fluids*, **28**, 455 (1985).
7. Cess, R.D.: *Adv. Heat Trans.*, **1** (ed. T.F. Irvine and J.P. Hartnett), 38 (1967).
8. Sparrow, E.M.: *Adv. Heat Trans.*, **2**, (ed. J.P. Hartnett and T.F. Irvine), 399 (1965).
9. Ede, A.E.: *Adv. Heat Trans.*, **4** (ed. J.P. Hartnett and T.F. Irvine), 1 (1967).
10. Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P. and Ganic, E.N.: "Handbook of Heat Transfer Applications", 2nd ed., McGraw Hill, New York (1985).