

# 3차원 실내공간의 가열장애물에 대한 열전달 및 난류유동의 수치해석

정 호 민

통영수산전문대학

(1994년 10월 19일 접수)

## A Numerical Analysis of Turbulent Flow Field and Heat Transfer in a Three Dimensional Room with a Heat Generating Obstacle

Hyo - Min JEONG

Tong-Yeong National Fisheries College

(Received October 19, 1994)

Turbulent flow characteristics and heat transfer in a three-dimensional room with a desk-type heat generating obstacle have been investigated numerically by the  $k - \epsilon$  two equation turbulence model. The room model has one supply opening on the ceiling and two exhaust openings on the side walls. The results of the flow structure and heat transfer have been represented for air for the inlet velocities in the range 0.1-10.0m/s. As the results of the three dimensional simulations, the relationships between mean Nusselt number and Reynolds number are clarified.

### 기호설명

$U_i$  : 시간평균속도     $U_{in}$  : 유입속도  
 $u_i$  : 변동속도         $X_i$  : 좌표  
 $\rho$  : 공기밀도          $\mu$  : 점성계수  
 $\mu$  : 와류 점성계수     $\delta_{ij}$  : Kronecker Delta  
 $k$  : 난류 에너지         $\epsilon$  : 난류에너지 소산율  
 $\sigma_k, \sigma_\epsilon, \sigma_T, C_1, C_2$  : 모델상수

### 첨 자

$i, j$  : 직교좌표계의 방향 ( $i, j = 1 \sim 3$ )

### 서 론

실내공간에 대한 기류의 문제가 과거 어느때보다 그 중요성이 급격히 대두되고 있으며, 이것은 작업환경의 쾌적성, 제품의 품질 향상등에 많은 영향을 미치고 있는 것이 사실이다. 특히 실내공간에 발열체가 존재하는 경우는 생활주변에서 흔히 접하는 난방기기에 의한 환기 문제를 비롯하여 고도의 환경조건을 요구하는 청정실의 기류제어에 대한 문제에 이르기 까지 그 적용범위가 광범위 하며, 보다 다각적인 연구검토가 최근 들어 활발히 이루어지고 있다. 즉, 청정실에서 발생한 분진등의

보다 원활한 배출과, 작업중에 발생 할 수 있는 열 기류에 대한 적절한 조치는 대단히 중요한 문제이며 또한, 실제의 청정실의 실내 기류제어를 계획 할 경우, 실내에 설치되고 있는 생산설비장치등의 기류장애물이 유동장 등에 미치는 영향을 고려하여 설계, 제작 할 필요가 있다. 이러한 실내기류 제어를 위한 기본 설계시에는 실내의 각 공간에 대한 실험치가 부가 되어야 한다. 그러나, 3차원인 경우에는 실험치에만 의존하는 것은 상당한 시간적 경제적인 부담이 따르며 이에 대한 대책이 강구 되어야 한다. 최근에는 계산기의 급속한 성장에 힘입어 계산시간 및 기억용량의 비약적인 발전으로 3차원 실내유동의 해석도 가능하게 되었다. 2차원에 대한 해석만으로는 충분한 기초자료로 활용되지 못하는 것이 현실이며 보다 실제적인 문제의 적용을 위하여서는 3차원적인 해석이 강력히 요구되고 있다. 이에 관련하여 기존의 연구로, 실내공간의 열 전달에 관하여서는 출입구가 존재하지 않은 밀폐 공간에 관한 층류 및 난류자연대류를 비롯하여 근래에는 실내에 차폐막을 설치하여 이에 대한 열전달의 효과에도 많은 관심이 주어지고 있다<sup>1,4)</sup>. 최근에는 계산기의 능력향상에 힘입어 보다 복잡한 형상에 대한 수치계산도 가능함에 따라 보다 다양한 정보를 계산으로 구할 수 있게 되었다.

그래서 본 연구에서는, 난류유동이 지배적인 실내에 대한 열전달의 특성을 조사하기 위한 기초연구로, 천정의 중앙부에서 신선한 공기가 일정온도로 유입하여 양쪽 벽면의 하부에서 유출되는 3차원의 실내모델에 대하여, 그내부에 장애물이 발열체로 존재하는 경우 난류열전달 및 유동패턴에 관하여 수치 계산하였다.

또한, 천정부의 유입 속도변화에 대한 특성도 아울러 조사 하여 최적의 실내 환경 지표를 마련하고자 한다.

## 수 치 해 석

### 1. 지배방정식

실내공간에 대한 유동은 정상상태이며 비압축

성을 가정한 3차원 난류유동이며 이에 대한 지배 방정식은 다음과 같다.

$$\text{연속방정식 } \frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

$$\text{운동량 방정식 } \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} [\mu(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i})] - \frac{\partial}{\partial X_j} [\rho \overline{u_i u_j}] \quad (2)$$

### 2. 난류모델의 선정

난류 유동장에서는 시간평균속도가 벽 근처에 있어서는 큰 기울기를 가진다. 난류계산을 할 경우 이러한 벽 근처의 점성저층까지 포함하여 벽면까지의 상세한 계산하기 위하여 제안된 저 레이놀즈 수 모델이 있다. 이 저 레이놀즈 수 모델에는 여러 연구자에 의하여 서로 다른 모델정수가 제안되고 있지만 대표적인 것으로서 Launder<sup>5,6)</sup>, Rodi<sup>7)</sup> 등에 의한 모델이 폭넓게 사용되고 있다. 이 저 레이놀즈 수 모델은 벽면의 경계조건으로서  $U_i = k = \epsilon = 0$ 을 대입 하므로 형상이 복잡한 계산의 경우는 아주 편리한 수단으로 생각 되어 질 수도 있으나 벽면 근처의 차분간격이  $y^+ = 1$ 의 크기가 되도록 좁은 격자간격을 설정하지 않으면 타당한 계산치를 얻을 수 없는<sup>8)</sup> 큰 단점도 지니고 있다. 벽면 근처의 점성저층의 상부에서는 점성의 효과가 거의 무시 될 수 있고 난류혼합이 지배적이기 때문에 잘 알려진 벽 법칙 즉, 대수속도 분포가 성립한다. 그래서, 본 연구에서는 벽면의 효과를 충분히 고려 할 수 있는 벽 법칙을 이용하여 벽에서 가장 가까운 격자점에 대하여 벽함수<sup>9),10)</sup>를 적용시켜 계산을 행한다.

난류모델로서는 공학적으로 그 가치가 인정되어 폭넓게 사용되고 있는 표준  $k-\epsilon$  모델을 채택하였다.

위식의 운동량 방정식에서  $-\rho \overline{u_i u_j}$ 는 레이놀즈 응력으로서 평균속도 기울기의 함수로 가정한다. 즉, Boussinesq의 와류점성의 가정을 채택하여, 다음과 같이 레이놀즈 응력을 모델링 한다.

$$-\rho \bar{u}_i \bar{u}_j = \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3)$$

여기서, 대문자  $U$ 는 평균속도, 소문자  $u$ 는 변동속도 성분을 나타낸다. 또한,  $\mu$ 는 와류점성 계수로서 층류의 점성계수와는 달리 물성치가 아니며 오히려 난류의 구조에 의존하는 양으로서 다음식과 같이 모델링 한다.

$$\mu = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (4)$$

이 와류점성계수는 다음식 2개의  $k-\epsilon$  수송 방정식으로부터 구해진다.

난류에너지방정식

$$\frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + G - \rho \epsilon \quad (5)$$

난류에너지 소산 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial X_j} &= \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right] \\ &+ C_1 \frac{\epsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (6)$$

이다. 여기서 난류생성항  $G$ 는 다음과 같다.

$$G = \mu \left( \frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \frac{\partial U_i}{\partial X_j} \quad (7)$$

이상에서 난류의 유동장이 구해지면 다음의 에너지 방정식을 이용하여 유동장에대한 온도의 분포를 계산 할 수 있다. 여기서는 온도차에 의한 부력의 효과를 무시하는 강제대류에 의한 열전달이 지배적이라 가정하였다.

에너지 방정식

$$\frac{\partial(TU_j)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[ \left( \frac{\mu}{\sigma_T} \right) \frac{\partial T}{\partial X_j} \right] \quad (8)$$

또한, 각 방정식에서 사용된 모델상수는 다음과 같은 값을 사용 하였다.

$$\begin{aligned} C_1 &= 1.44 & C_2 &= 1.92 & \sigma_\epsilon &= 1.3 \\ \sigma_k &= 1.0 & C_\mu &= 0.09 & \sigma_T &= 1.0 \end{aligned}$$

### 3. 경계조건 및 수치계산법

위의 지배방정식을 풀기 위하여 사용된 경계조건은 다음과 같다.

#### (1) 입구

입구에서는 일정온도를 가진 속도( $U_{in}$ )로 유입하며,  $U_{in}$ 에 수직인 속도 성분은 0으로 하였다.  $k$ 의 값은 유입류의 평균에너지의 3%( $k_{in}=0.03 U_{in}^2$ )로 하였다. 또한  $\epsilon$ 값을  $\epsilon_{in}=k_{in}^{1.5}/0.005L$ 로 하였다. 여기서  $L$ 은 실내 공간의 가로 방향의 길이를 나타낸다.

#### (2) 출구

출구의 방향과 수직인 모든 변수의 기울기는 항상 0이되는 Neumann조건으로 하였다. 특히, 온도의 출구 방향에 대한 기울기는 0으로 하였다.

#### (3) 실내벽면 및 장애물 벽면

벽면에 수직인 속도성분은 0으로 하였으며, 벽면에 평행한 속도성분은 벽함수를 적용시켜 구하였다. 또한, 온도의 경우는 실내벽면에서는 단열, 장애물에서는 항상 일정한 온도로 가열이 되고 있다고 가정 하였다.

이상에서 주어진 방정식으로부터 온도 및 유동장을 계산하기 위하여 계산영역을  $24 \times 30 \times 42$ 의 staggered grid 격자계로 하여 유한체적법(Finite Volume Method)을 채택하였으며, 대류항은 Hybrid scheme을 사용 하였고, 압력항은 SIMPLE<sup>11)</sup> 알고리즘으로 처리 하였다. 또한, 이산화된 방정식은 선순법(Line by Line Method)으로 반복계산을 하였고, 반복 계산중 해의 발산을 막고 수렴성을 향상시키기 위하여 하향이완(under-relaxation)계수를 사용하였고 그 계수는 속도의 경우 0.1, 압력은 0.2, 기타 난류항은 0.4로 하여 계산하였다. 또한, 온도장의 해석에는 상기방법으로 이미 구한 속도장을 초기조건으로하여 계산하였다. 난류유동장계산에서의 초기조건은 층류로 가정한 계산결과를 이용하였다. 이때의 해의 수렴성의 판정에 관해서는 입구의 운동량 및 유량으로 무차원화 한 각방향의 운동량 방정식 및 연속의 식의 오차가 1%미만일때를 수렴조건으로 하였다.

4. 실내공간 모델

Fig.1(a)에 본계산에서 사용한 3차원 실내공간

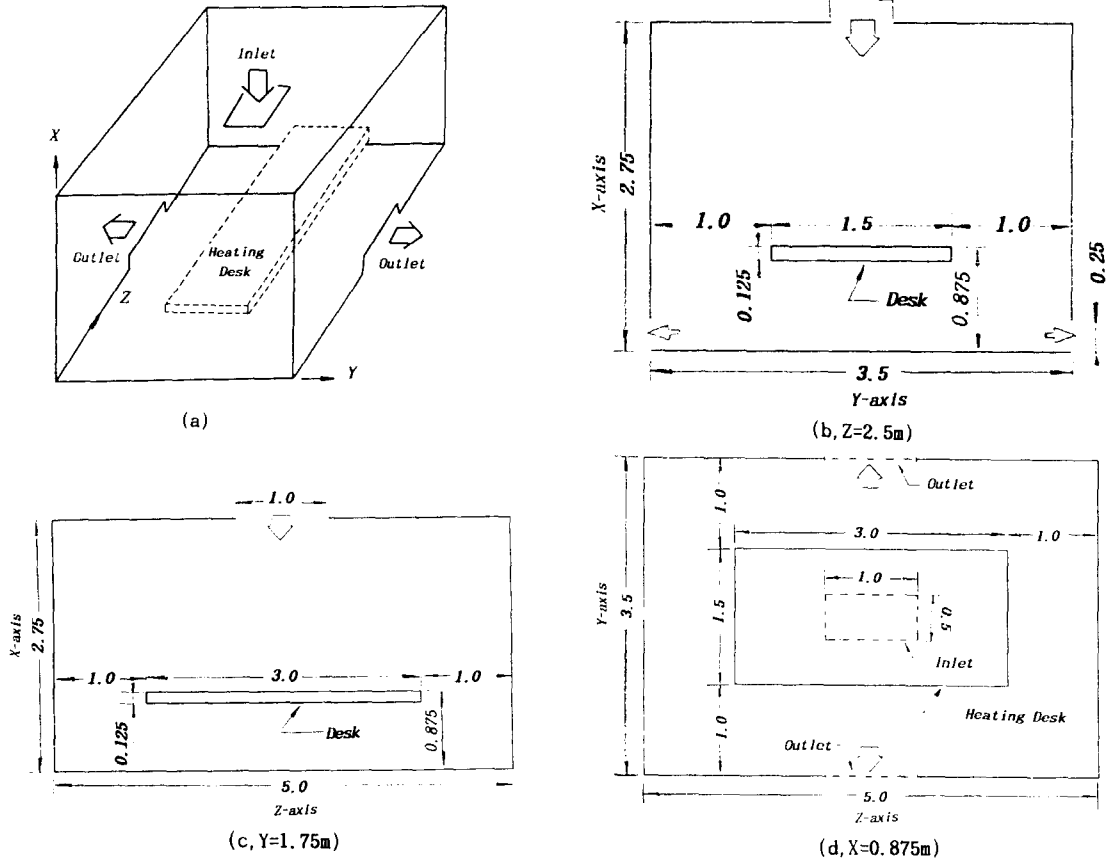


Fig. 1. The geometry considered

을 기준으로 한 평면도를 나타낸다. 실내공간의 (2.75m×3.5m×5.0m)의 중앙부의 천정에 공기가 유입하여 양측면하부의 벽에서 유출하며, 실내에는 바닥으로부터 0.875m 높이에 작업대의 역할을 가정한 책상형의 장애물이 설치되어 있다. 이 장애물의 크기는 1.5m×3.5m이며, 항상 일정 온도로 가열되는 발열체로 가정하였다.

결과 및 고찰

1. 유동장 특성

본 연구에서는 유입속도의 크기 변화에 대한 실

의 모델을 나타낸다. 그림의 (b), (c)는 각각 Z축, Y축의 중심단면을 나타내며, (d)는 작업대의 면

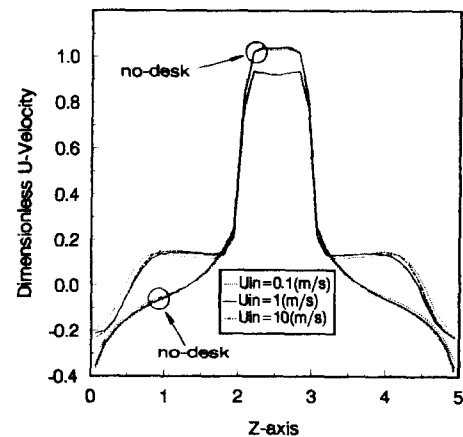


Fig. 2. Dimensionless U-Velocity profile

3차원 실내공간의 가열장애물에 대한 열전달 및 난류유동의 수치해석

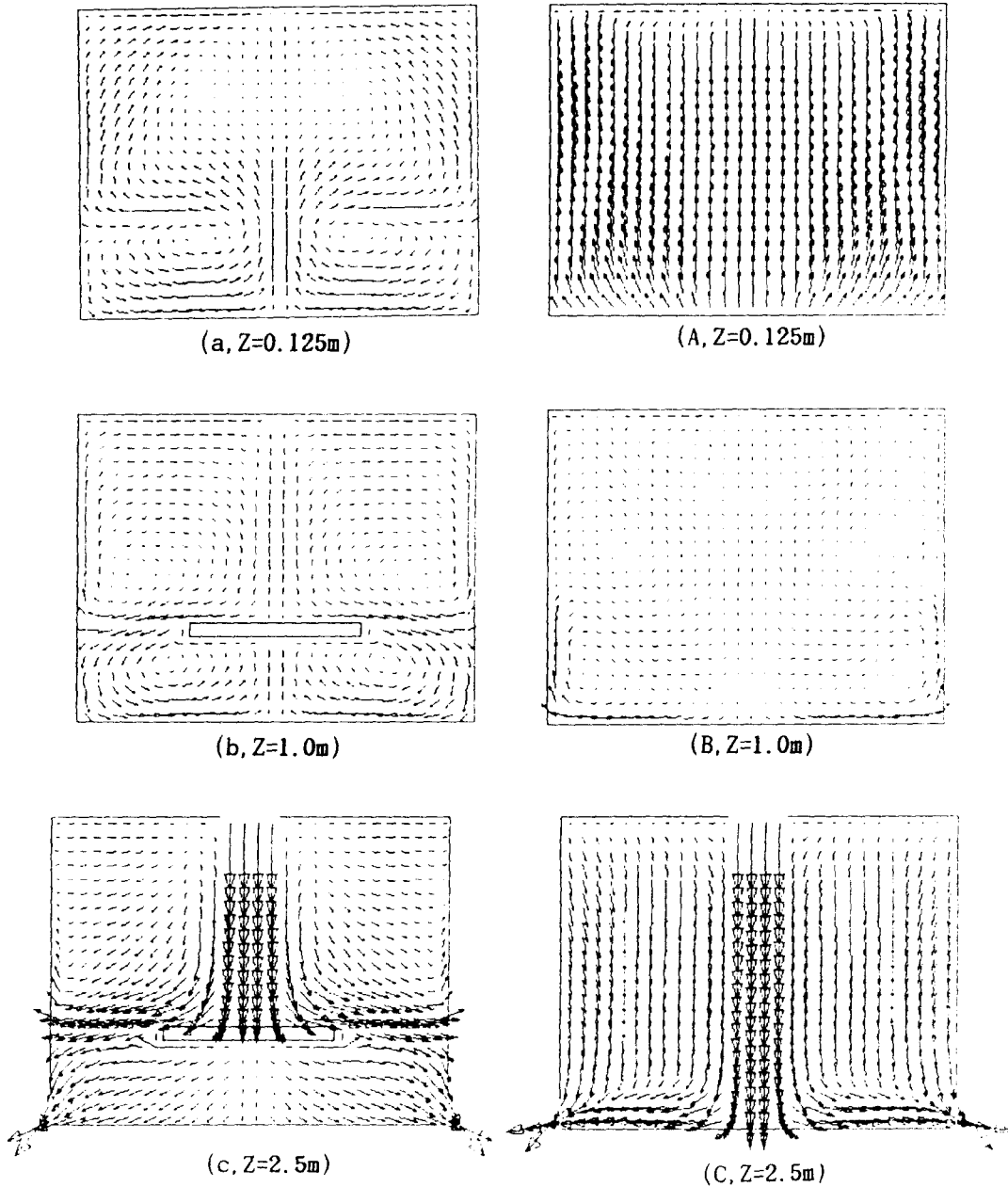


Fig. 3. Velocity vectors in X-Y plane

내 유동장의 현상을 조사하기 위하여 유입속도의 크기를  $U_m = 0.1, 1, 10.0(m/s)$ 의 3종류로 하여 해석하였다.

Fig.2에는 X축, Y축 공간 길이의 중심선상을

대표로 하여 Z축에 따른 속도크기를 표시한 것이다. 그림의 종축의 무차원 속도  $U$ 는 3종류의 유입속도를 각각 기준으로 하여 무차원화 시킨 것이다. 즉, 장애물을 설치하지 않는 경우(no-desk)

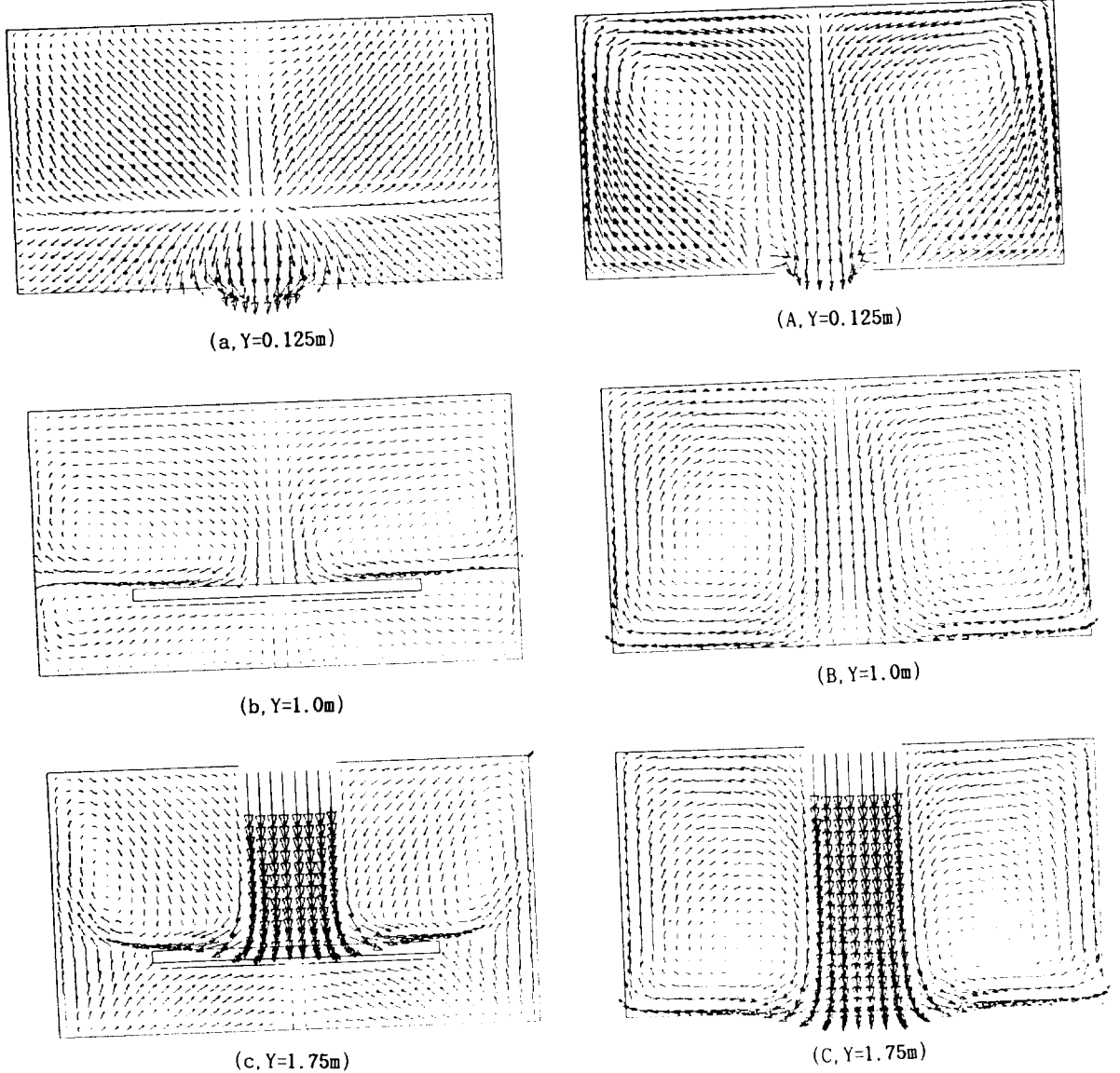


Fig. 4. Velocity vectors in X-Z plane

는 유입속도의 크기 변화에 따라서 내부 유동형태는 완전한 상사적인 분포가 됨을 표시한다. 장애물이 설치된 경우는 중심부의 유입측에서는 완전한 상사 분포를 하고, 장애물이 끝나는 부분( $Z=0-1m, 4-5m$ )에서 비교적 각각의 속도 크기에 따라 유동 패턴에는 약간의 차이가 있으나, 전체적으로는 유입속도에 대하여 상사적 분포라고 할 수

있다. 또한, 다른 단면에서의 속도도 마찬가지로 거의 동등한 현상을 보였다.

그래서 다음의 속도 벡터에 대한 그림에서는 유입속도를  $1m/s$ 로 한정하여 나타내었다. Fig. 3, 4, 5에는 각각 XY, XZ, YZ평면에 대한 속도 벡터를 표시하였다. 각 그림의 소문자(a)(b)(c)는 장애물이 존재하였을 경우, 대문자(A)(B)(C)는

3차원 실내공간의 가열장애물에 대한 열전달 및 난류유동의 수치해석

장애물이 없는 경우에 대하여 나타낸 것이며, 그림상에 속도 크기는 Fig.3(C, c)의 상부 유입구

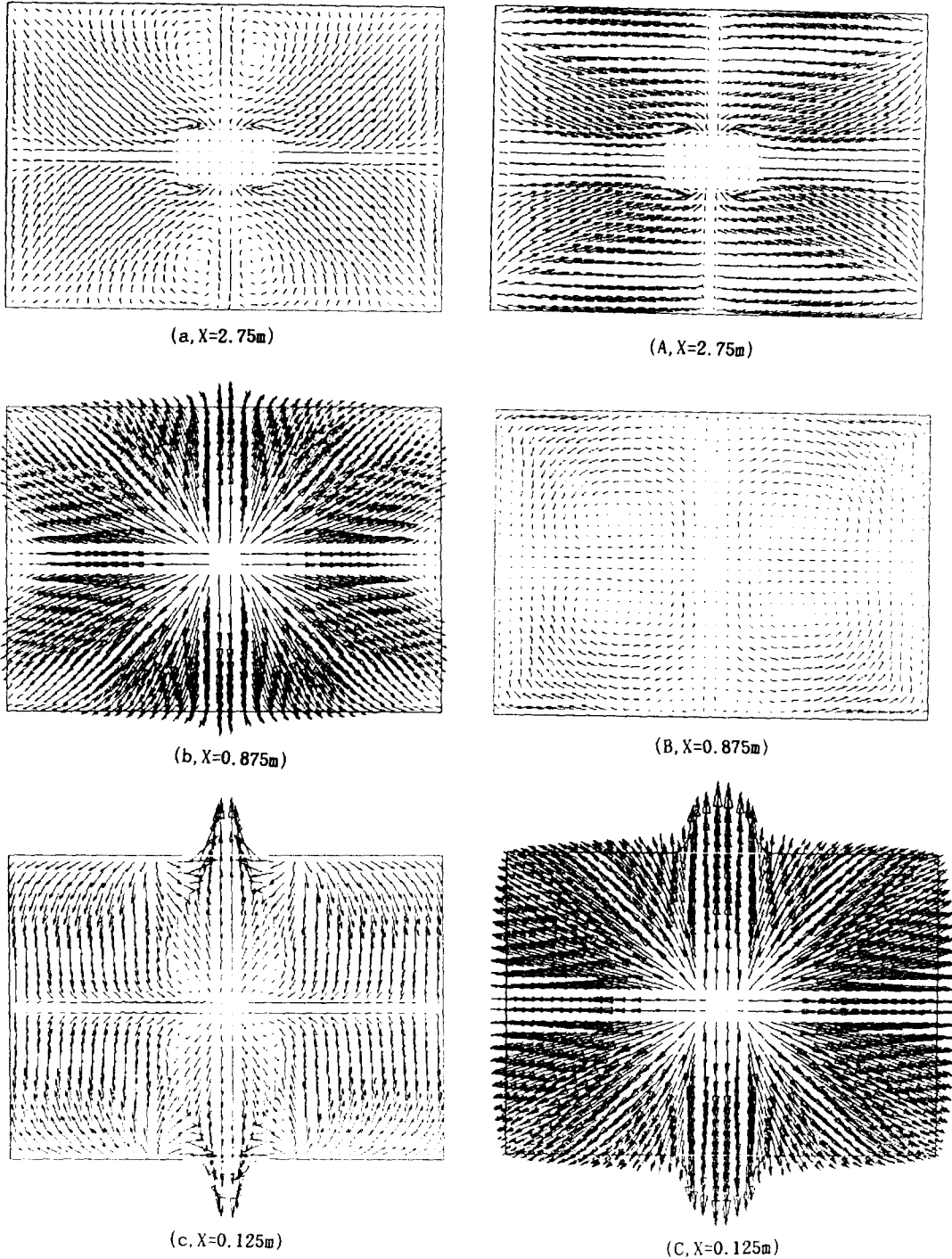


Fig. 5. Velocity vectors in Y-Z plane

측의 속도 벡터가  $1m/s$  임을 나타낸다. Fig.3은 X-Y평면의 속도벡터(U, V속도)를 나타낸다. 장애물이 없는 경우 (A-C)는 중심부(C)에서 유입된 유체가 공간의 바닥면을 거쳐 벽면상(A)에서는 벽면을 따라서 상승하는 기류가 형성되는 비교적 단순한 유동패턴을 보인다. 그러나, 장애물이 존재함에 따라 중심부(c)에서는 일부의 공기유동이 상부 공간과 하부 유출구도 양분되는 현상이 나타난다. 장애물의 끝 단면(b)에서는 장애물을 기준으로 상부와 하부의 유동 패턴이 2차 흐름(Secondary flow)의 형태로 재순환 영역을 구성한다. 이러한 형태는 벽면상 (a)에서도 강력히 존재하여, 장애물이 공간내 전체에 큰 영향을 미치고 있음을 나타낸다.

다음의 Fig.4는 X-Z평면의 속도 벡터 (U,W속도)를 나타낸다. 장애물이 없는 경우는 중심부에서 (C) 좌우 양측면에 큰 재순환 영역이 발달되며, 측면벽으로 갈수록 재순환 영역의 중심이 공간내의 중앙부로 이동되며(B), 측면벽(A)에서는 중심부에 존재하는 유출구에서 큰 속도로 배출되며 평면의 양측에는 약  $45^\circ$ 경사진 재순환 영역이 발달한다. 그러나, 장애물에 존재하게 되면 공간의 중심부(c)에서는 장애물 상부에서는 좌우대칭의 재순환 영역이 존재하여 그 하부에서는 장애물 상부로 이동하려는 유속성분이 존재하게 된다. 장애물의 끝면(b)에서는 상부의 유입구에서의 직접적인, 하강기류의 영향은 없지만, 장애물 중앙부위 근처에는 유입류의 영향이 남아 있게 되고, 대체적인 유동 패턴은 중앙부(c)와 유사하다. 측면벽(a)에서는 장애물 위치를 기준으로 상부 및 하부에는 각각 상승기류 및 하강 기류로서 양분되는 특이한 유동 패턴을 보인다.

이상에서와 같이 책상형의 장애물이 실내 유동장에 설치됨에 의한 유동패턴은 장애물이 없는 경우에 비해 상당히 복잡하며, 장애물을 기준으로 상하부면의 유동이 분리되는 현상을 나타낸다.

다음의 Fig.5는 Y-Z평면의 속도 (V, W속도) 벡터를 나타낸다. 장애물이 존재하지 않는 경우 (A-C), 상부벽면(A)에서는 중심 유입구측을 향

하여 공기유동이 집중하며, 중심단면 (B)에서는 거의 미약한 속도 성분을 가지고 실내 바닥면(C)에서는 천정면과 역 방향으로 유출구 및 방사형상으로 확산되는 형상을 보여주고 있다.

그러나 장애물이 존재함에 따라서는 비교적 작은 유속이 천정면을(a) 지배하지만 공간내의 장애물상에서는(b) 전체 기류가 장애물 표면을 따라 확산되는 형상을 보이며, 공간 하부면(c)에서는 유출구 근방만이 비교적 큰 속도를 가지고 유출되는 반면, 내부의 대부분 영역에서는 오히려 중심면을 향하는 유체 유동현상이 공존하는 현상을 보이고 있다. 또한 이 Y-Z평면에서의 유동은 거의 십자형태로 기류가 분할되는 특성을 보이고 있고, 이러한 기류특성은 후술하는 가열장애물에 의한 온도분포가 실내공간 전영역이 걸쳐서 확산되지 못하고 한쪽면에 집중되는 것과 관련된다.

## 2. 온도 및 열전달 특성

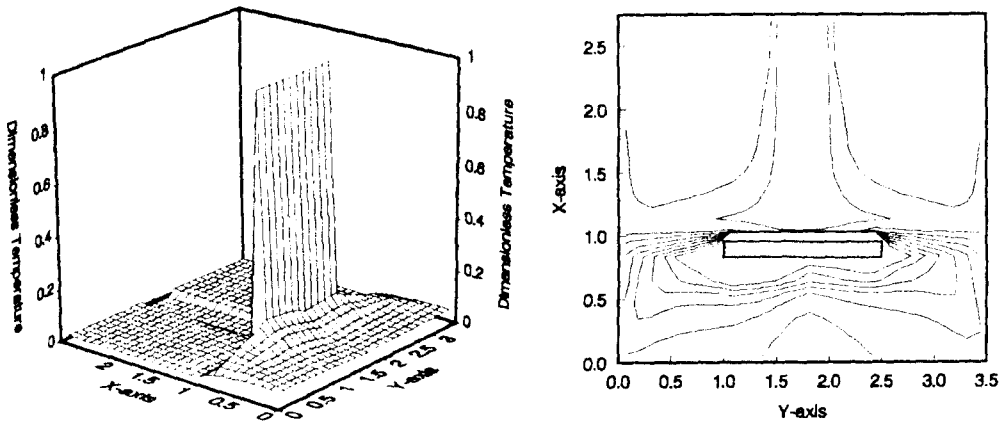
Fig.6(a-c)는 X-Y 평면( $Z=2.5m$ )에 대한 무차원 온도 분포를 나타낸다. 이들 온도는 다음 식으로 무차원화 시킨 값으로 표시하였다.

$$T = \frac{(T_{ij} - T_{\infty})}{(T_h - T_{\infty})} \quad (9)$$

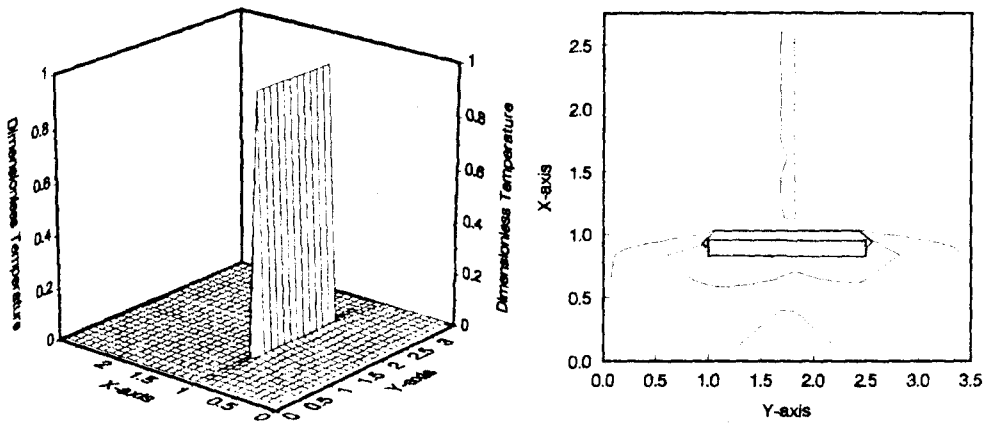
여기서  $T_{\infty}$ 는 유입구에서의 온도,  $T_h$ 는 발열체 장애물의 가열온도,  $T_{ij}$ 는 공간내의 계산된 온도를 각각 나타낸다. 그림의 (a), (b), (c)는 각각 유입속도가 0.1, 1.0, 10m/s인 경우이며, 좌측 그림은 3차원 표시의 온도 분포이며 우측 그림은, 동 그림에 대한 등온선 분포를 나타내었다. 그림 중의 직사각형은 발열체인 장애물을 표시하여 이것은 좌측그림에서 무차원 온도 1을 나타내는 부분에 해당한다. 또한, 등온선의 간격은 무차원 온도 0에서 0.1까지를 20등분하여 표시하였다. 그림에서, 유입유속이 작아짐에 따라(a) 발열체에 의한 실내의 온도 상승 효과가 커짐을 나타내며, 발열체 주변에서의 온도 구배가 작아진다. 그러나, 유입 유속이 커지면(b,c) 발열체 주위에서는 급격한 온도 변화가 있음을 타나낸다. 즉, 저속류



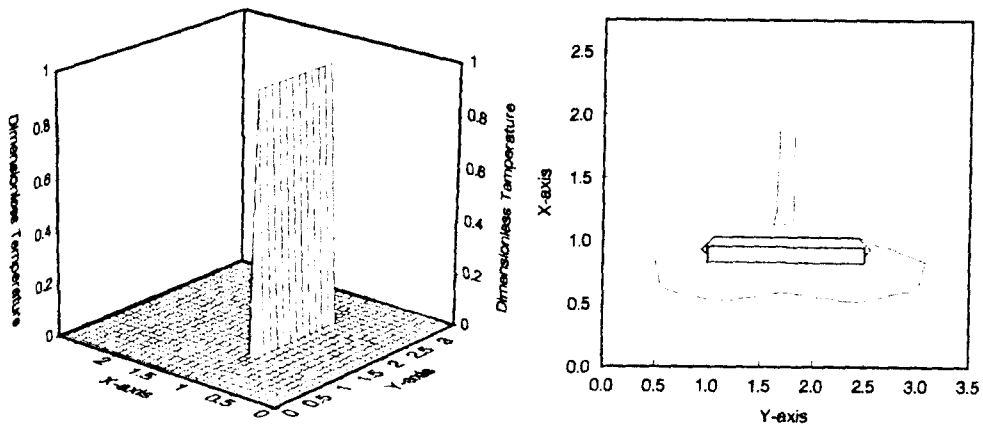
3차원 실내공간의 가열장애물에 대한 열전달 및 난류유동의 수치해석



(a,  $U_{in}=0.1\text{m/s}$ )



(b,  $U_{in}=1\text{m/s}$ )



(c,  $U_{in}=10\text{m/s}$ )

**Fig. 6.** Dimensionless temperature in X-Y plane  
( $Z=2.5\text{m}$ )

에서는 열이 전도적인 특성이 강해지고, 고속류에서는 유체기류에 좌우되어 대류의 특성이 지배적임을 알수 있다. 또한,  $Y=1.5m$  부근의 상단면에서 무차원 온도가 0인 영역은 공간내로 유입하는 통로로써 항상 신선한 공기가 유입되는, 가열체의 온도 영향이 없음을 의미한다.

다음의 Fig.7은 각 유속에 대한 X-Z평면( $Y=1.75m/s$ )의 온도 분포를 표시한다.

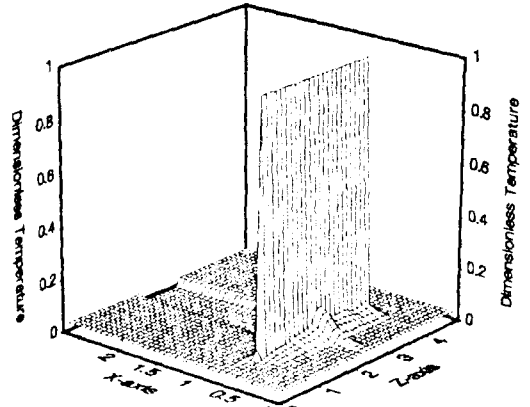
전체적 특성은 Fig.6의 X-Y평면과 유사하나, 이 단면에서는 저속에서도 Fig.7(a)에서 처럼 공간내에 열의 전파가 상당히 억제 됨을 나타낸다. 이것은 Fig.4(c)의 속도에서 알 수 있듯이 장애물 상부의 기류가 하부의 기류와는 완전히 독립적인 면과 Fig.3(c)의 경우는 상부기류의 영향이 하부에도 그 영향이 미침과에 연유한다.

Fig. 8(a, b, c,  $U_{in}=0.1m/s$ )은 Y-Z평면의 온도분포로써, 각각  $X=2.75m$ (a),  $0.875m$ (b),  $0.125m$ (c)의 단면상의 값을 나타낸다.

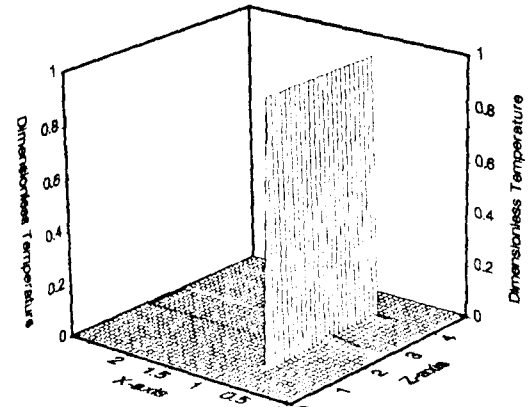
다른 속도 ( $U_{in}=1.10m/s$ )에서 유사한 분포를 하였기 때문에 전체적 분포가 명확히 나타나는  $U_{in}=0.1m/s$ 를 선택하였다. 우선, 그림 (a)는 속도 벡터 Fig.5(a)의 부분으로써 유입구측에 해당되는 중심부의 직사각형에 해당되는 곳에서는 무차원 온도가 0를 나타낸다. 또한 유속이 비교적 큰 부분에서 온도도 비교적 상승되는 경향을 나타내고 있다. 다음의 그림 (b)는 속도벡터 Fig.5(b)에 해당하며 유입류에 의한 영향이 단면의 중심을 기준으로 그 영향이 양측면으로 확산 됨을 나타내는 것은 속도 벡터에서도 잘 나타내어 주고 있다.

그림 (c)는  $Z=2.5m$  부근의 중심에서 높은 온도 분포를 하는 것은 Fig.5(c)에서 알 수 있듯이 이 부분이 유출부으로써 발열체로부터의 고온이 유출되기 때문이다.

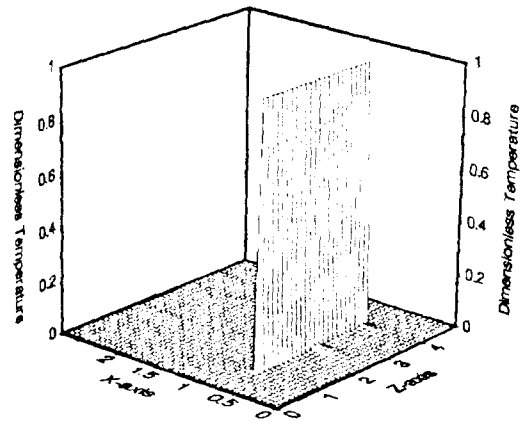
다음의 Fig. 9(a,b,c)는 유입속도가 0.1, 1, 10m/s인경우에 발열체 장애물의 상면에서의 국소 열전달 율을 나타내는 Nusselt 수의 분포를 표시하였다. 이 Nu수는 다음의 정의식으로 구하였다.



(a,  $U_{in}=0.1m/s$ )



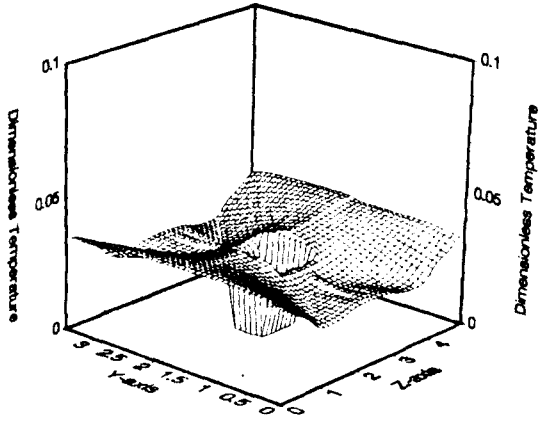
(b,  $U_{in}=1m/s$ )



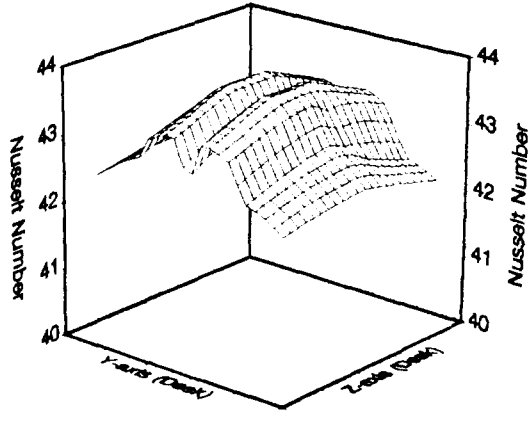
(c,  $U_{in}=10m/s$ )

Fig. 7. Dimensionless temperature in X-Z plane ( $Y=1.75m$ )

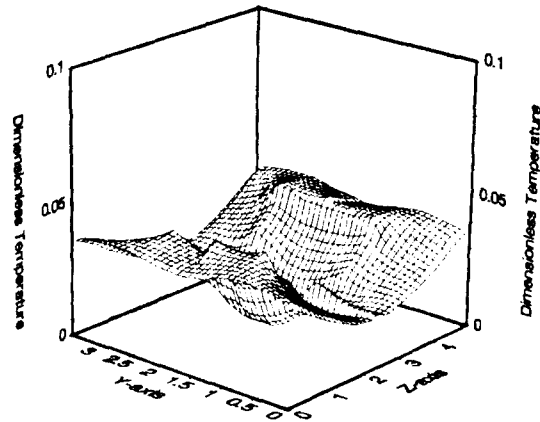
3차원 실내공간의 가열장애물에 대한 열전달 및 난류유동의 수치해석



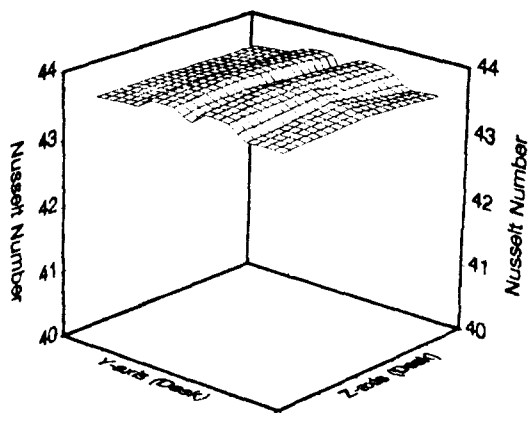
(a,  $X=2.75m$ )



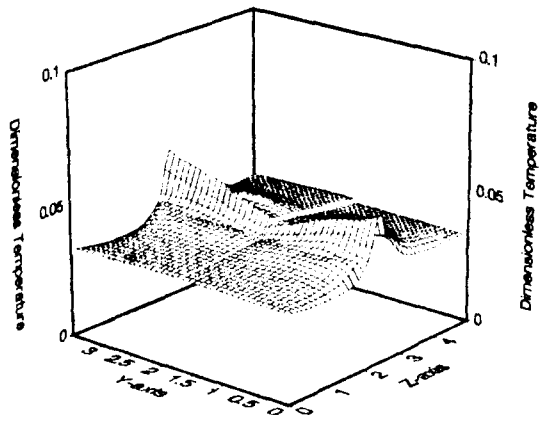
(a,  $U_{in}=0.1m/s$ )



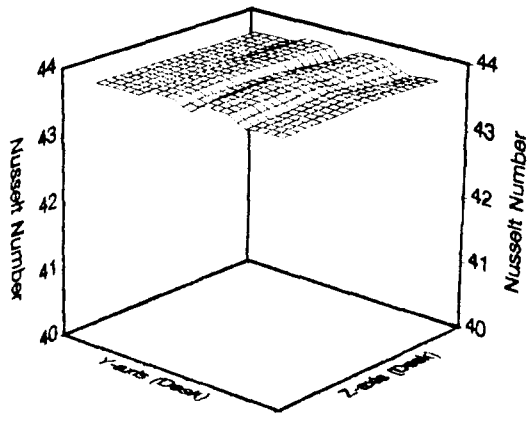
(b,  $X=0.875m$ )



(b,  $U_{in}=1m/s$ )



(c,  $X=0.125m$ )



(c,  $U_{in}=10m/s$ )

**Fig. 8.** Dimensionless temperature in Y-Z plane

**Fig. 9.** Nusselt Number profile on the desk

$$Nu_n = \frac{\partial T}{\partial n} \quad (10)$$

여기서  $n$ 는 발열면에서의 수직 거리를 나타낸다.

유입속도 변화에 따른 Nu수의 형상은 유사함을 알 수 있고, 장애물의 Y축 방향의 중심선에서는 최소의 Nu수를 타나내는 것은 Fig. 5(b)에서도 알 수 있듯이 이부분( $Y=1.75m$ )에서는 비교적 유속이 작고 한 방향으로의 속도 성분만 존재하여 열의 이동이 둔화되기 때문이다. 특히, 유입 유속이 증가함에 따라 전체적인 Nu수는 점점 단면위치에서 거의 같은 값을 가지는 형상으로 된다.

다음의 Fig.10은 다음 정의식에 의한 전체 열전달율을 의미하는 평균 Nusselt ( $Nu$ )와 입구 Reynolds 수의 관계를 나타내었다.

$$Nu = \frac{1}{A} \int Nu \cdot dx \quad (11)$$

여기서 입구 Reynolds수는 입구의 유속 ( $U_{in}=0.1, 1, 10m/s$ )을 대표 속도로서 Reynolds 수를 의미한다. 또한, 그림상의 2종류는 장애물 상부 및 하부면에 대한 평균 Nu수를 나타낸다. 즉, 입구 Re수가  $10^4$ 부근( $U_{in}=0.1$ )에서  $10^5$ 까지

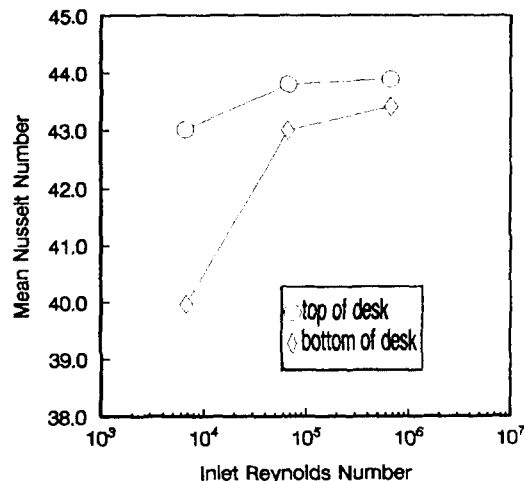


Fig. 10. The relationships mean Nusselt Number and inlet Reynolds Number

는 전체적 열전달이 급격히 증가하여 Re수가  $10^5$ ( $U_{in}=1m/s$ )이상에서는 거의 일정한 열전달율을 나타내고 있음을 알 수 있다.

## 결 론

3차원 실내공간의 상부에서 일정유속이 유입하여 양측면 하부쪽으로 유출될 경우, 책상형의 가열 장애물 영향에 의한 유동장의 변화와 온도분포를 수치계산 한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 표준 k- $\epsilon$  2방정식 모델로 난류유동장을 해석한 결과 장애물을 기준으로 상하부에는 독립적인 큰 재순환 영역이 존재함을 알 수 있었다.

(2) 유입류의 속도 변화에 따른 전체적인 유동 패턴은 큰 변화없이 상사적인 분포를 하는 것을 알 수 있었다.

(3) 유입속도가 감소함에 따라서, 공간에 대한 발열체의 온도영향이 커진다.

(4) Re수가 작은 범위( $10^4-10^5$ )에서는 열전달이 급격히 상승하며, Re수가  $10^5$  이상이 되면 열전달이 거의 일정하다.

## 참고 문헌

- 1) Bilski, S.M., Lloyd, J.R., and Yang, K.T. (1986) : An Experimental Investigation of the Laminar Natural Convection Velocity Field in Square and Partitioned Enclosures. Proceedings, 8th International Heat Transfer Conference, Hemisphere Publishing Corp., Washington, DC, 1513 - 1518.
- 2) Jetli, R., Acharya, S., and Zimmerman, E. (1986) : Influence of Baffle Location on Natural Convection in a Partially Divided Enclosure. Numerical Heat Transfer, Vol.10, 521 - 536
- 3) Kelkar, K.M., and Patankar, S.V. (1990) : Numerical Prediction of Natural Con-

- vection in Square Partitioned Enclosure. Numerical Heat Transfer, Vol.17, pp.269-285.
- 4) Karki, K.C., Sathyamurthy, P.S., and Patankar S.V.(1992) : Natural Convection in a Partitioned Cubic Enclosure. J. of Heat Transfer, Vol.114, 410-417.
- 5) Launder, B.E. and Sharma(1974) : Application of the Energy Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow Near a Spinning Disc. Letters in Heat and Transfer, Vol.1, 131-138.
- 6) Jones, W.P. and Launder, B.E.(1973) : The Calculation of Low-Reynolds-Number Phenomena with a Two-Equation Model of Turbulence. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol.16, 1119-1130.
- 7) Patel, V.C., Rodi, W. and Scheuerer, G. (1985) : Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows : A Review, AIAA J., Vol.23, No.9, 1308-1319.
- 8) 小竹進, 土方邦夫(1990) : 熱と流れ, (株)丸善出版, 14-20.
- 9) 香月正司, 中山顯(1990) : 熱流動の数値シミュレーション, 森北出版, 50-54.
- 10) Launder, B.E. and Spalding, D.B.(1974) : The Numerical Computation of Turbulent Flows. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 269-289.
- 11) Patankar, s.v.(1984) : Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. Hemisphere Publishing corporation.