

〈論 文〉

# 전자장비에서 벽면의 대류열방출 및 통기구의 효과를 고려한 3차원 자연대류 냉각

이관수\* · 백창인\*\* · 장보웅\*\* · 임광옥\*\*

(1995년 4월 27일 접수)

## Three-Dimensional Natural Convection Cooling of the Electronic Device with the Effects of Convective Heat Dissipation and Vents

Kwan-Soo Lee, Chang-In Baek, Bo-Woong Jang and Kwang-Ok Lim

**Key Words** : Electronic Device(전자장비), Natural Convection(자연대류), Vents(통기구)

### Abstract

The numerical simulation on the three-dimensional natural convection heat transfer in the enclosure with heat generating chip is performed, and the effects of convective heat loss and vents are also examined. The effects of the Rayleigh number and outer Nusselt number ( $Nu_o$ ) on the maximum chip temperature and the fractions of heat loss from the hot surfaces are investigated. The results show that conduction through the substrate is dominant in heat dissipation. With the increase of Rayleigh number, heat dissipation through the chip surfaces increases and heat loss through the substrate decreases. Maximum dimensionless temperature with vents is found to decrease about 40% compared to the one without vents at  $Nu_o=0.1$ . It is also shown that effects of size and location of the vents are negligible.

### 기 호 설 명

$d$ : 칩의 높이 (m)	$k_s$ : 기판의 열전도율 ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )
$g$ : 중력 가속도 ( $ms^{-2}$ )	$L$ : 밀폐공간의 길이 (m)
$h_c$ : 칩의 두께 (m)	$l$ : 칩의 폭 (m)
$H_c$ : 칩의 무차원두께 ( $h_c/d$ )	$Nu_o$ : 외부 Nusselt수, $hd/k_f$
$h_s$ : 기판의 두께 (m)	$P$ : 무차원 압력
$h_x$ : 출구의 폭 (m)	$Pr$ : Prandtl수 ( $\nu/a$ )
$h_y$ : 입구의 폭 (m)	$Q$ : 열입력 (W)
$H_x$ : 출구의 무차원 폭 ( $h_x/d$ )	$Ra$ : Rayleigh수 ( $=g\beta Qd^2/\alpha\nu k_f$ )
$H_y$ : 입구의 무차원 폭 ( $h_y/d$ )	$R_c$ : 유체의 열전도율에 대한 칩의 열전도율의 비 ( $k_c/k_f$ )
$k$ : 열전도율 ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )	$R_s$ : 유체의 열전도율에 대한 기판의 열전도율의 비 ( $k_s/k_f$ )
$k_c$ : 칩의 열전도율 ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )	$T_\infty$ : 외부공기의 온도 (K)
$k_f$ : 유체의 열전도율 ( $Wm^{-1}K^{-1}$ )	$U, V, W$ : 무차원 속도성분
	$v_x$ : 출구까지의 길이 (m)

\*정회원, 한양대학교 기계공학과

\*\*한양대학교 대학원 기계공학과

- $v_y$  : 입구까지의 높이 (m)  
 $V_x$  : 출구까지의 무차원 길이 ( $v_x/d$ )  
 $V_y$  : 입구까지의 무차원 높이 ( $v_y/d$ )  
 $X, Y, Z$  : 무차원 좌표계  
 $y_l$  : 칩까지의 높이 (m)  
 $z_l$  : 칩까지의 길이 (m)  
 $Z_c$  : 칩의 무차원 폭 ( $l/d$ )

## 그리스문자

- $\alpha$  : 열확산계수 ( $m^2s^{-1}$ )  
 $\beta$  : 열팽창계수 ( $K^{-1}$ )  
 $\nu$  : 동점성계수 ( $m^2s^{-1}$ )  
 $\rho$  : 유체의 밀도 ( $kgm^{-3}$ )  
 $\phi$  : 무차원온도 ( $= \frac{T - T_\infty}{Q/k_jd}$ )

## 하첨자

- $c$  : 칩(chip)  
 $f$  : 유체(fluid)  
 $i$  : 접촉면(interface)  
 $s$  : 기판(substrate)  
 $x$  :  $x$  방향(x-direction)  
 $y$  :  $y$  방향(y-direction)  
 $max$  : 최대값

## 1. 서 론

디지털 컴퓨터, 전자통신기기 등을 비롯한 전자장비들은 반도체 기술의 급속한 발전에 따라 장비의 전체적인 크기는 점점 작아지는 반면, 그 기능은 고도화되는 추세를 보이고 있다. 전자장비에서 이러한 집적화 및 고도화는 방출되는 열의 증대를 의미한다. 잘 알려진 바와 같이, 전자장비에서 접속온도(junction temperature)가 85°C 이상에서 매 10°C씩 증가할 때마다, 전자부품의 수명은 절반으로 감소하게 된다.<sup>(1)</sup> 이와 같이, 에너지생성률의 증가는 장시간 동안의 신뢰성을 요구하는 전자장비에 있어서 가장 큰 걸림돌이 되어, 칩의 온도를 허용온도 이하로 유지시키는 것이 전자장비에서 필수적 과제로 부각되고 있다.

일반적으로 전자장비의 냉각에는 팬을 이용한 강제대류 냉각이 가장 널리 사용되고 있으나, 냉각팬에서 발생하는 소음, 진동 및 공간적인 제한 등으로 인하여 그 대안이 요구되고 있다. 이에 따라,

자연대류를 이용한 냉각방식이 점점 증가하는 추세이지만, 공기를 이용한 자연대류 냉각은 공기가 갖는 낮은 열전도계수 및 Prandtl수의 영향으로 열제거 용량이 타 냉각방식에 비하여 많이 떨어지기 때문에 비교적 작은 열입력을 갖는 전자장비에서만 사용되고 있는 실정이다. 그러므로, 공기를 이용한 자연대류 냉각은 그 냉각효과가 한계가 있기 때문에, 절연액체를 이용한 액침냉각(immersion cooling)이나, 외부로의 열전달량을 증대시키는 핀을 부착시키거나, 또는 전자장비의 케이스에 통기구(vent)를 두는 방법 등을 사용하여 냉각효과를 증대시키고 있다.

전통적으로 전자장비의 열적해석은, 열저항회로망법(thermal resistance networks method)을 사용하여 수행되어 왔다.<sup>(2)</sup> 그러나, 이 방법은 관련되는 대류열전달계수, 난류파라미터, 공기유량 등에 대한 정보를 알고 있다는 가정하에 이루어지기 때문에, 전도-대류-복사 등이 복합된 실제 문제를 정확히 해석하기에는 적합치 않다. 전자장비의 복합열전달 문제에 대한 수치적 연구도, 돌출된 발열 칩 등에 의한 기하학적 복잡성과 수치계산의 어려움으로 인하여 문제를 2차원으로 가정한다든가, 칩을 등온으로 가정하는 등의 많은 비합리적인 요소를 갖고 있는 것이 대부분이었다. 그러나, 최근에는 수치기법과 컴퓨터의 눈부신 발달에 힘입어 전자장비를 최대한 실제 상황과 가깝게 모델링하려는 연구들이 활발해 지고 있다.

Afrid 등<sup>(3)</sup>은 단열 수직벽에 한개 및 세개의 발열체가 부착되어 있을 때의 자연대류 열전달을 연구하였는데, 발열체의 크기가 클수록 그리고 발열체간의 공간이 클수록 냉각효과가 향상된다고 주장하였다. Afrid 등<sup>(4)</sup>은 수직 단열판위에 알루미늄 히터가 10행 8열로 규칙적으로 배열되어 있고, 마주보는 매끈한 판이 있는 경우의 3차원 자연대류를 1열의 히터만을 계산영역으로 설정하여 수치해석하였다. 이관수 등<sup>(5)</sup>은 Afrid 등<sup>(4)</sup>의 연구와 동일한 문제에 대하여 채널내에 주기적으로 완전 발달된 유동이 형성된다는 점을 이용하여 하나의 모듈만을 계산 영역으로 설정하고 수치계산하여, 계산 시간과 컴퓨터 기억용량을 줄일 수 있다는 것을 보였다. Wroblewski 등<sup>(6,7)</sup>은 절연액체로 가득찬 3차원 밀폐공간내에 한쪽 벽이 칩이 부착된 기판으로 이루어져 있을 경우의 자연대류를 수치해석하고, 경계조건의 변화에 따른 최대온도변화를 조사하였다.



$$+ (Pr/Ra)^{1/2} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Z^2} \right) + \phi \quad (3)$$

z-방향 운동량방정식

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} + W \frac{\partial W}{\partial Z} = - \frac{\partial P}{\partial Z} + (Pr/Ra)^{1/2} \left( \frac{\partial^2 W}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 W}{\partial Z^2} \right) \quad (4)$$

에너지방정식

유체 :

$$U \frac{\partial \phi}{\partial X} + V \frac{\partial \phi}{\partial Y} + W \frac{\partial \phi}{\partial Z} = (1/RaPr)^{1/2} \left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Z^2} \right) \quad (5)$$

칩 :

$$\left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Z^2} \right) + 1/(H_c Z_c R_c) = 0 \quad (6)$$

기판 :

$$\left( \frac{\partial^2 \phi}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial Z^2} \right) = 0 \quad (7)$$

여기서, 사용된 무차원변수들은 다음과 같다.

$$X = x/d, Y = y/d, Z = Z/d, U = u/U_0$$

$$V = v/U_0, W = w/U_0, P = p/\rho U_0^2$$

$$\phi = \frac{T - T_\infty}{Q/k_f d}, H_c = \frac{h_c}{d}, Z_c = \frac{l}{d}$$

$$Ra = g\beta Q d^2 / \alpha \nu k_f, U_0 = (g\beta Q / k_f)^{1/2}$$

$$R_c = k_c / k_f, R_s = k_s / k_f$$

## 2.2 경계조건

속도에 대한 경계조건은 모든 벽면과 기판, 칩에서는 점착조건을 주었고, 유입구 및 유출구에서는 압력 경계조건을 주었다. 입출구 단면에서 압력 경계조건을 부여할 때, 출구 단면에서는 대기압을 줄 수 있으나, 입구 단면에서는 정지하고 있던 공기가 가속함에 따라 상대적인 압력의 결손(defect)이 생기게 되어 다음과 같이 압력값을 처리하였다. 즉,

$$P_{in} = -\frac{1}{2} \bar{U}^2$$

$$P_{ex} = 0$$

여기서,  $\bar{U}$ 는 유입구 단면에서의 평균속도로써 반복계산시 그 전 반복에서의 속도값을 이용하여 계산되고, 입구영역에서의 음부호는 공기가 정지 상태에서 입구 단면으로의 가속에 의한 것이다.<sup>(6)</sup>

또, 각 유입구, 유출구에서 단면에 평행한 속도성분에 대해서는 0 구배조건을 주었다.

온도에 대한 경계조건으로는 밀폐공간을 이루는 기판 후면 및 모든 벽면에서는 주위의부로 일정한 열방출이 일어난다. 즉, 밀폐공간 외벽에서의 대류 열전달계수( $h$ )가 주어졌을 때, 경계에서의 무차원 온도  $\phi_1$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\phi_1 = \frac{\phi_2}{\frac{hd}{k_f} \Delta X + 1} = \frac{\phi_2}{Nu_o \Delta X + 1}$$

여기서,  $Nu_o$ 는 밀폐공간의 외부 Nusselt수이고,  $\phi_1$ 는 경계점에서의 무차원온도,  $\phi_2$ 는 경계 바로 안쪽 격자점에서의 무차원온도 값이다. 유입구 및 유출구 단면에서의 온도 경계조건은, 단면과 수직인 속도성분이 밀폐공간내로 향하면  $\phi = 0$ , 주위의부로 향하면 0 구배조건을 주었다.

## 3. 수치해석 방법 및 검증

무차원 지배방정식 (1)~(7)은 유한차분법을 이용하여 이산화시켰다. 격자계는 프로그래밍이 용이한 엇갈리지 않은 격자계(non-staggered grid)를 사용하였다. 이 때, 엇갈리지 않은 격자계에서 발생하는 압력의 지그재그(zig-zag)현상을 해결하기 위하여 압력수정방정식에 다음과 같은 4계 압력완충항(4<sup>th</sup>-order pressure damping term)을 더하여 계산하였다.

$$4^{th}\text{-order pressure damping term} = 0.01 \Delta s \nabla^4 p$$

여기서,  $\Delta s$ 는 국소격자크기에 비례하는 상수이다. 또한 속도와 압력의 상호 연관성을 고려하여 주기 위하여 예측자 및 다중수정자법(predictor/multi-corrector method)을 사용하였다.

전체 계산영역을 하나의 방정식제로 풀기 위하여, 칩과 기판에서는 운동량방정식을 풀때는 확산계수 값을 매우 큰 값으로 주어 고체 영역으로 근사시켰고, 에너지방정식을 풀때는 확산계수 및 생성항을 적절히 주어 수치계산하였다. 또한, 기판, 칩 및 공기의 경계면에서의 확산계수는 Patankar<sup>(9)</sup>가 제안한 조화평균을 사용하여, 재료 성질의 급격한 변화를 고려하였다.

Wroblewski 등<sup>(7)</sup>은 칩에서 열입력이 주어진 전도와 자연대류가 복합된 열전달문제의 수치해석에는 단순한 온도 경계조건이 주어진 열전달 문제,

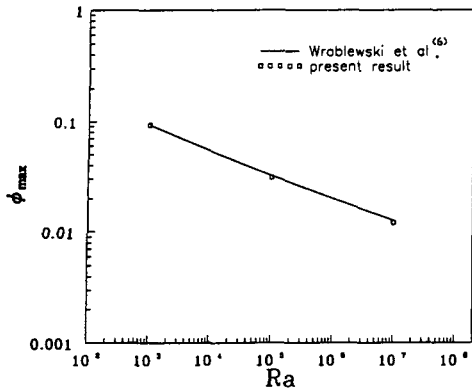


Fig. 2 Comparison of the maximum dimensionless temperature with existing result

즉 블럭이 등온조건으로 주어진 경우에 비하여 해의 수렴에 상당히 많은 반복계산이 요구된다고 보고한 바 있다. 본 연구에서는 전도와 자연대류의 복합열전달 문제인 동시에, 경계조건도 저온의 heat sink가 있는 경우가 아니라 외부로의 대류열 전달조건으로 주어져 있기 때문에, Wroblewski 등의 문제보다 수렴이 더 느려 해의 수렴에 30000 번 이상의 반복계산이 소요되었다. 본 연구에서 사용된 격자계는 24×23×23의 비균일 격자계이며, 수렴조건으로는 각 변수들의 상대변화가 0.005%내에 들고, 최대온도 값의 상대변화가 그 값의 0.00001배 내에 들 때를 수렴한 것으로 간주하였다.

개발된 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 Wroblewski 등의 해석결과와 비교하였다. Wroblewski 등은 3차원 밀폐공간에서 절연 액체가 채워져 있으며, 기관위에 돌출된 발열칩이 부착되어 있고, 기관의 반대쪽 벽이 일정 온도로 유지되는 경우의 열전달을 해석하였다. Fig. 2는 Rayleigh수의 변화에 따른 최대 무차원온도 값을 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 Wroblewski 등의 결과와 거의 일치하는 것을 볼 수 있다.

#### 4. 결과 및 고찰

기본적인 수치계산은 밀폐공간에 통기구가 없고,  $Pr=0.7$ ,  $R_c=7846$ ,  $R_s=100$ 으로 고정되고, Rayleigh수가  $10^3$ 에서  $10^7$ 으로 변화하는 경우에 대하여 행하여졌다. 이때, 외부로의 대류열방출을 나타내는 외부 벽면의 평균 Nusselt수,  $Nu_o$ 는 10으로 두었다. 외부로의 대류열방출은 전자장비의 사

용환경, 전자장비 케이스의 외부형상 또는 외부 방열핀의 부착유무 등에 의하여 크게 차이가 날 수 있기 때문에, 이  $Nu_o$ 가 0.01에서 15로 변화할 때의 영향을 조사하였다. 또한, 전자장비 케이스에 통기구가 설치되어 있을 때,  $Nu_o$ 의 영향을 조사하였다. 전자장비의 냉각은 시스템 내의 온도를 허용 제한온도 이하로 유지시키는 것이 목적이므로, 주어진 열입력 및 기하학적 조건에 따른 최대온도의 크기를 예측하는 것이 주된 과제이다. 또한, 전자장비의 냉각효과를 적은 경비로 극대화시키기 위해서는 전자장비의 열전달 메카니즘에 대한 이해가 필요하다. 따라서, 본 연구에서는 각 인자의 변화에 따른 시스템 내의 무차원 최대온도와 칩에서 발생한 열의 기관 및 칩 각 부위로의 소산율을 조사하였다.

#### 4.1 Rayleigh수의 영향

외부 벽면의 평균 Nusselt수,  $Nu_o$ 를 10으로 두고, Rayleigh수를  $10^3 \sim 10^7$ 으로 변화시키면서 장비 내에서의 열적환경의 변화를 조사하였다. 3차원 유동과 열전달을 나타내기 위해서, Fig. 3과 Fig. 4에  $Z=2.55$ 일 때  $X$ - $Y$ 단면과,  $X=0.229$ 일 때  $Y$ - $Z$ 단면의 속도장과 온도장을 각각 나타내었다. Fig. 3(a)에서 보는 바와 같이  $X$ - $Y$ 평면에서의 주(主) 유동은 동심원의 형태를 이룬다. 벽면을 따르는 속도는 외부로의 열방출로 인하여 순환하면서 점점 작아진다. 온도장 역시 주위로의 전파가 거의 일정한 비율로 이루어 짐을 볼 수 있다.  $Y$ - $Z$ 방향으로의 전파 역시 동심원의 형태를 이루고 있음을 Fig. 4(a)에서 볼 수 있다. Fig. 3(b), (c) 및 Fig. 4(b), (c)는 Rayleigh수가 각각  $10^5, 10^7$ 일 때의 속도장과 온도장으로서, 칩주위에서 유동속도가 다른 영역에 비해서 매우 커지는 것을 볼 수 있다. 칩주위 속도의 증가로 인하여 전체적인 유동 또한 동심원의 형태에서 점점 굴곡이 나타나면서, 아래쪽 벽면으로 갈수록 층이 이루어짐을 볼 수 있다.

전도가 지배적인 온도장 또한 강한 부력의 영향으로 칩주위에서 온도구배가 급격해지고, 벽면을 따르던 유동이 외부로 열방출을 활발하게 하면서 상부벽면으로 갈수록 등온선의 간격이 좁아짐을 볼 수 있다. 즉, Rayleigh수가 증가함에 따라 칩 주위의 유동 및 등온선은 수직 벽(isolated wall)에서의 경계층 문제와 거의 유사한 경향을 나타내고 있다. 따라서, 장비내의 대부분 공간이 거의 주위의

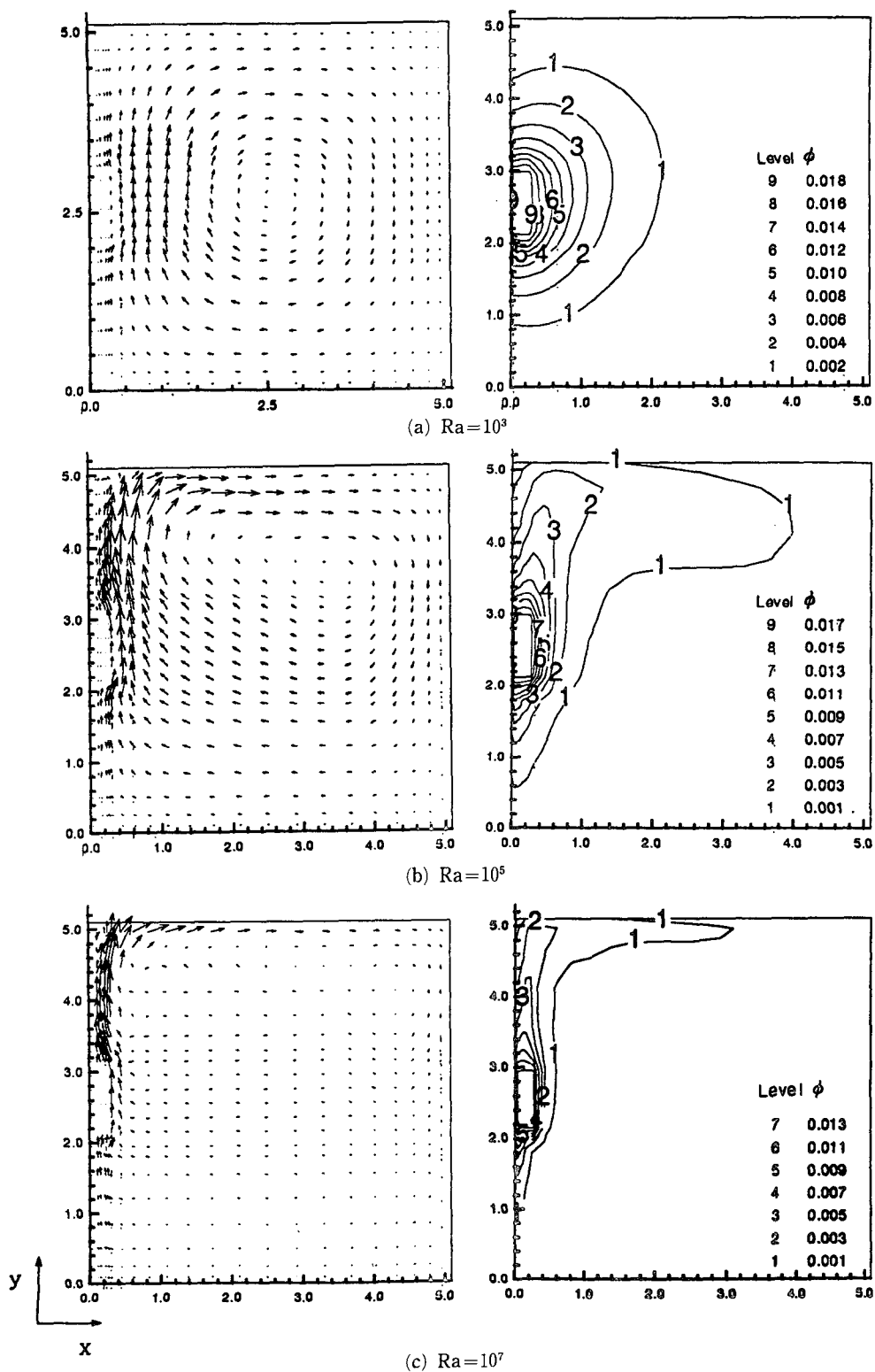


Fig. 3 U-V velocity vectors and isotherms for the X-Y plane at  $Z=2.55$

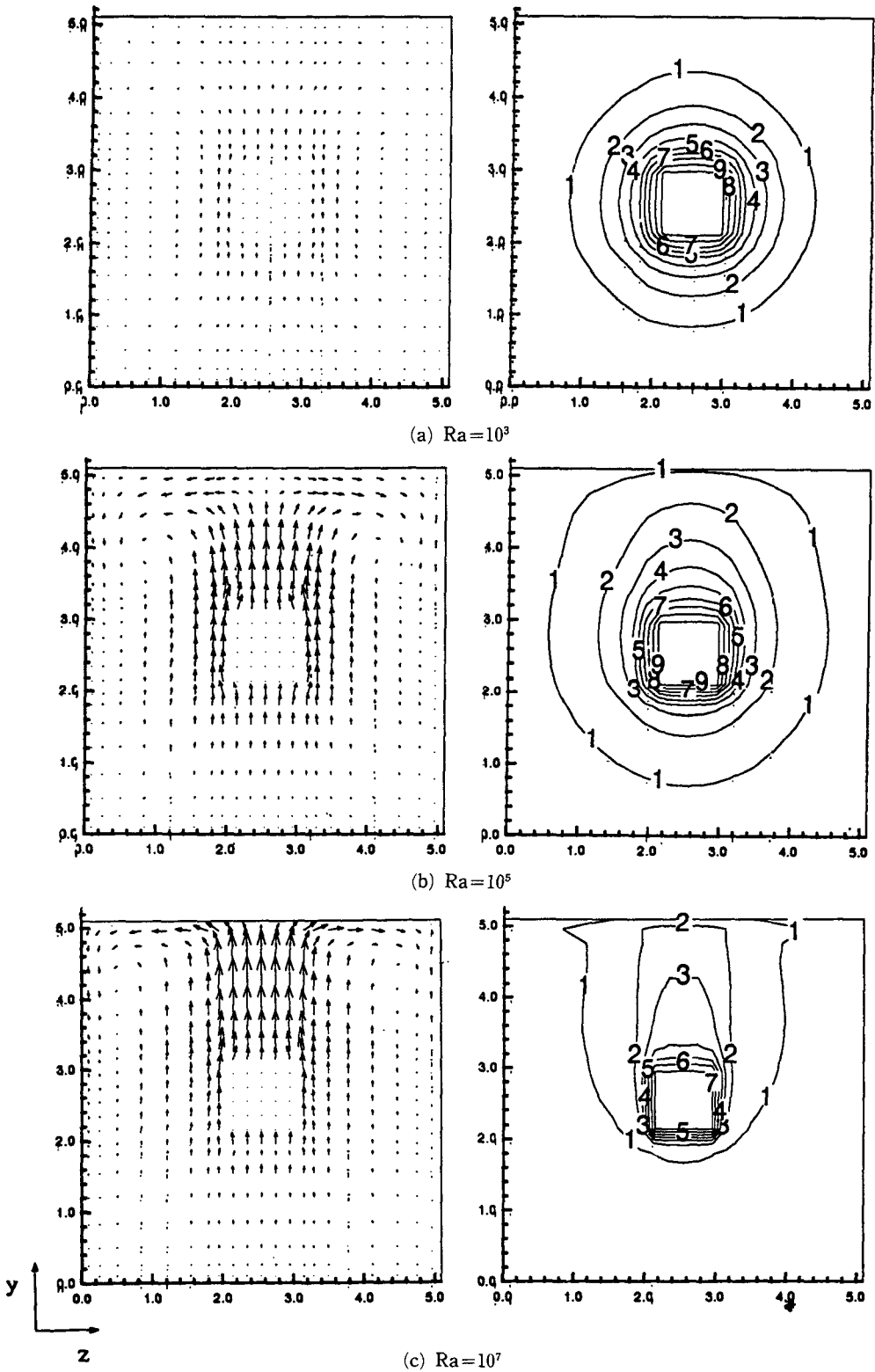


Fig. 4 W-V velocity vectors and isotherms for the Z-Y plane at  $X=0.229$

부온도와 비슷한 저온 영역으로 유지되고, 칩주위 및 기관 상부주위로만 온도구배가 형성되고 있다. 이것은 칩의 크기에 비하여 설정된 모델의 전체 크기와  $Nu_o$ 이 크기 때문인 것으로 판단된다.

$Nu_o=10$ 일 때, Rayleigh수의 변화에 따른 칩의 최대 무차원온도와 각 부분에서의 열방출비를 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다.

Rayleigh수가 증가함에 따라, 최대 무차원온도는 서서히 감소하다가 점점 급격히 감소하게 된다. 이는 Rayleigh수가 낮은 범위에서는 부력이 약하기 때문에 거의 전도가 지배적이어서 Rayleigh수의 증가에 따른 최대 무차원온도의 변화가 선형적으로 나타나지만, Rayleigh수가 큰 범위에서는 부력의 증가로 인한 유동강도의 증대로 칩 표면에서의 냉각효과가 커지기 때문에 최대 무차원온도는 급격히 감소하는 것으로 판단된다. 기관과 칩 각 표면으로부터의 열방출은 기관을 통해서 약

50~80%, 칩의 앞 표면(front)을 통하여 약 10~40% 정도 이루어지고, 옆면, 뒷면 및 아랫면을 통해서는 약 1~5% 정도 이루어지는 것으로 나타났다. 기관을 통해서 많은 양의 열이 방출되는 것은 기관의 높은 열전도계수에 의해 칩에서 발생한 열을 전도에 의하여 확산시키고, 이를 외부로 방출시키기 때문이다. Rayleigh수가 증가할수록, 칩 앞면을 통한 방출량의 비율이 점점 커지는데, 이것은 부력의 증대로 인한 내부유동 강도의 증가에 기인한 것이다.

#### 4.2 외부 벽면 Nusselt수( $Nu_o$ )의 영향

칩의 열입력이 일정할 경우(Rayleigh수를  $10^5$ 로 고정) 외부로의 대류열방출 값의 변화와 통기구의 유무에 따른 장비내의 열적환경의 변화를 조사하였다.

Fig. 7과 Fig. 8은 각각 케이스에 통기구가 없을 때와 있을 때  $Nu_o$ 의 영향을 나타낸 것이다. 통기구가 없는 밀폐구조인 경우,  $Nu_o$ 가 매우 작을 때에는 벽면이 단열되어 있는 경우와 유사하므로, 유체가 벽면을 통해서 열을 제대로 방출하지 못한채 순환하게 된다. 따라서, Fig. 7(a)에서 보는 바와 같이 장비내의 전체적인 온도가 상승하게 되어, 장비내에 열적인 층이 이루어짐을 볼 수 있다. 이 층은  $Nu_o$ 가 증가함에 따라 차츰 넓어져서 사라지게 된다. 이것은  $Nu_o$ 가 작을 때는 칩에서 발생한 열이 잘 방출되지 못하고, 거의 기관과 윗쪽 벽을 통해서만 방출되기 때문에 장비내에 열적층이 생기는 것이고,  $Nu_o$ 가 증가함에 따라 냉각효과가 증대되어 장비내의 온도가 점점 낮아져서 외부 온도와 비슷하게 유지되기 때문에 열적층이 사라지게 되는 것이다. 이에 비해, Fig. 8에서와 같이 통기구가 설치되어 있는 경우에는 유입구를 통한 외부 찬 공기의 유입으로  $Nu_o$ 의 증가에 따른 속도장 및 온도장의 형태에는 거의 변화가 나타나지 않고 있다.

Fig. 9는 통기구가 없는 경우와 있는 경우의 각각에 대해서,  $Nu_o$ 의 변화에 따른 최대 무차원온도를 비교한 것이다.  $Nu_o$ 이 0.01에서 10으로 증가함에 따라, 최대 무차원온도는 통기구가 없는 경우에는 약 40~50%, 통기구가 있는 경우에는 약 2~40% 썩 감소하였다.  $Nu_o$ 이 1이상인 영역에서는 통기구의 유무에 따른 최대온도의 크기가 거의 없는 것으로 나타났다. 이것은  $Nu_o$ 이 어느 정도 이상인 영역에서는 외부로의 열방출량이 크기 때문

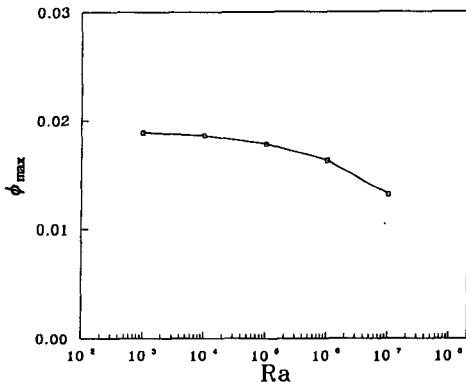


Fig. 5 Variation of the maximum dimensionless temperature with Rayleigh number

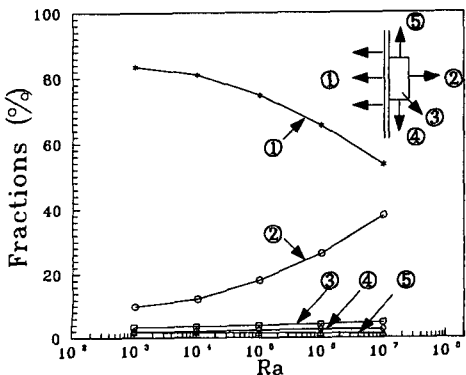


Fig. 6 Variation of the fractions of heat loss with Rayleigh number



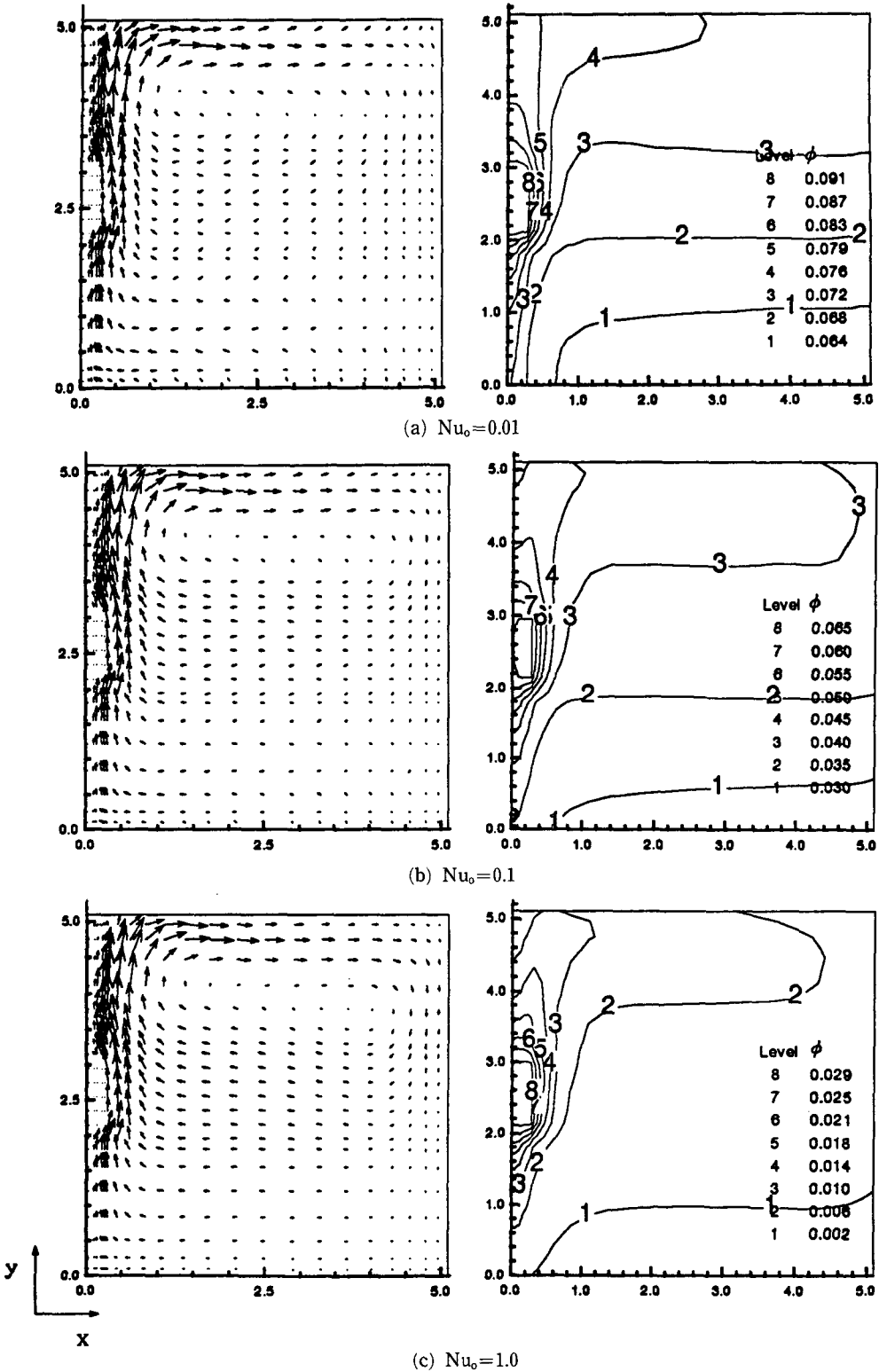
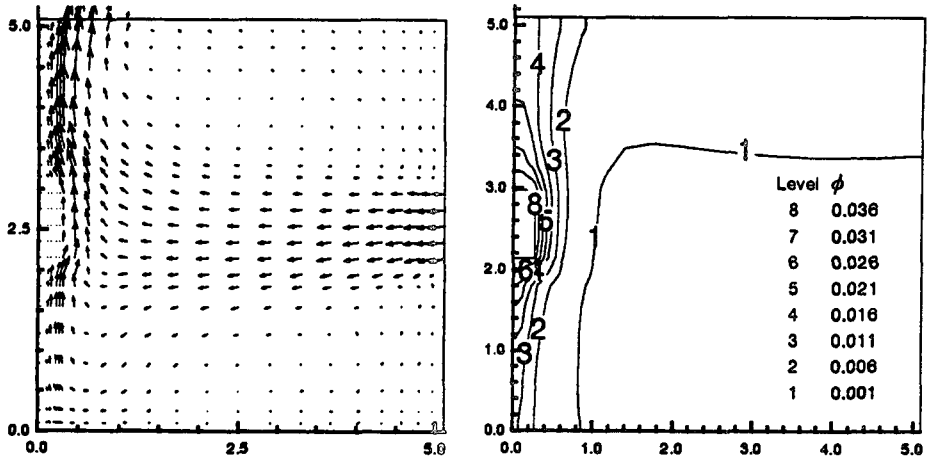
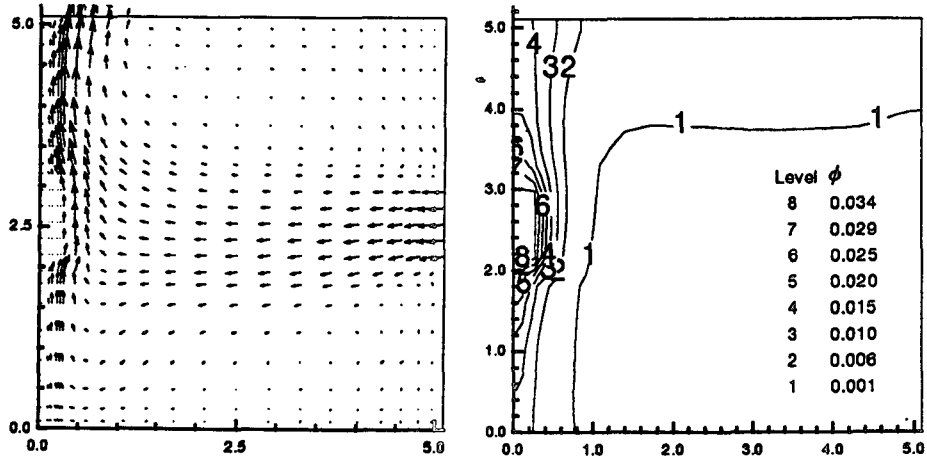


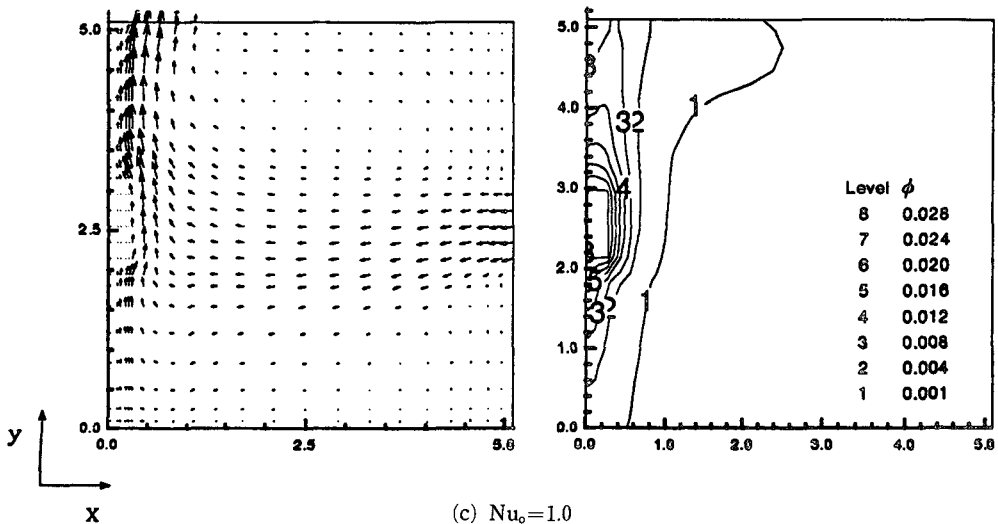
Fig. 7 U-V velocity vectors and isotherms without vents



(a)  $Nu_0=0.01$



(b)  $Nu_0=0.1$



(c)  $Nu_0=1.0$

Fig. 8 U-V velocity vectors and isotherms with vents

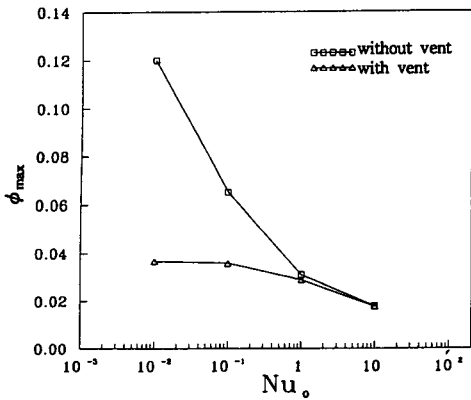


Fig. 9 Variation of the maximum dimensionless temperature with  $Nu_o$ .

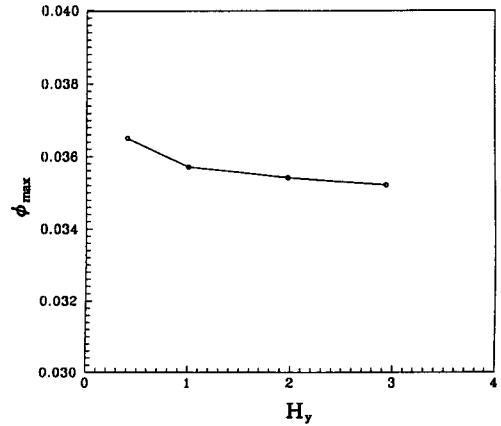


Fig. 11 Variation of maximum dimensionless temperature with  $H_y$ .

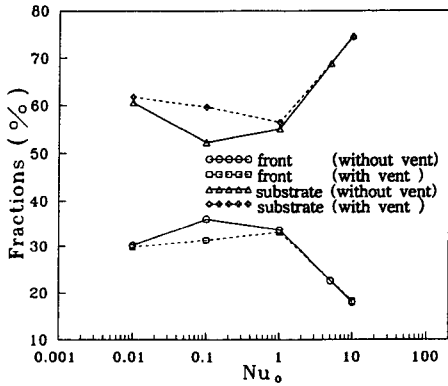


Fig. 10 Variation of the fractions of heat loss with  $Nu_o$ .

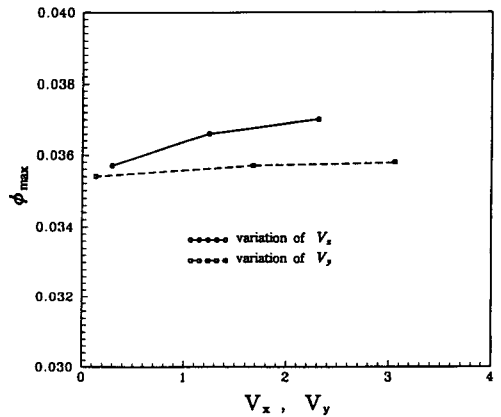


Fig. 12 Variation of maximum dimensionless temperature with  $V_x$  and  $V_y$ .

에, 통기구가 없는 경우에도 칩 주위로의 유동공기의 온도가 외부공기 온도와 비슷하기 때문이다.

Fig. 10은  $Nu_o$ 의 변화에 따른 기관과 칩 앞면으로부터의 열방출비율, 통기구가 있는 경우와 없는 경우에 대하여 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이  $Nu_o$ 이 작은 영역에서는 기관을 통한 열방출량의 비가 감소하다가, 큰 영역에서는 급속히 증가함을 볼 수 있다.

기관을 통한 열방출은 기관에서 케이스 내부로의 열방출과 기관 후면의 벽을 통한 열방출의 합으로 계산된다.  $Nu_o$ 이 작은 범위에서는 칩에서 발생한 열은 기관으로 전도되어 기관후면의 벽을 통해서만 일부분만을 방출하고, 케이스 내부로 대부분의 열을 방출한다. 칩에서의 열방출량은 칩표면의 냉각공기의 온도에 큰 영향을 받기 때문에,  $Nu_o$ 이 증가함에 따라 냉각공기의 온도 또한 낮아지게 되어

결국 칩에서의 열방출량이 증가하게 된다. 그러나,  $Nu_o$ 이 커지게 되면 기관 후면을 통해 방출하는 열의 양이 급격히 증가하게 되어, 기관을 통한 열방출량이 증가하게 되는 것이다.

통기구가 있는 경우에는 유출구를 통해 뜨거운 유체를 대부분 방출하기 때문에, 외부벽면의 영향은 매우 작은 것으로 나타났다. 따라서, 기관을 통한 열전달량은 거의 일정함을 볼 수 있다. 그러나,  $Nu_o$ 이 1일때 부터는 기관을 통해 전도된 열의 뒷면을 통한 열방출이 많아지기 때문에 기관을 통한 열방출 비율이 증가함을 보였다.

### 4.3 통기구의 크기 및 위치의 영향

Fig. 11과 Fig. 12는  $Nu_o$ 이 0.1이고,  $Ra=10^5$ 일 때 통기구의 크기 및 위치의 변화에 따른 최대 무차원온도 값의 변화를 나타낸 그림이다. Fig. 11은

$L/2$  되는 위치에 유입구의 중심을 정하고 유입구의 크기를 0.4~3으로 변화시켰을 때 최대 무차원 온도를 나타낸 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 유출구가 존재할 때 유입구의 크기의 변화는 칩의 최대온도변화에 큰 영향을 미치지 못하는 것으로 나타났다. Fig. 12는 Fig. 8의 기본 형태에서  $V_x$  및  $V_y$ 를 각각 변화시켰을 때의 장비의 최대 무차원 온도 값을 조사한 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 입구의 크기는 클수록, 위치는 아래쪽에 위치할수록 냉각효과가 약간 향상되었고, 출구의 위치는 칩 바로 위쪽에 위치하는 것이 가장 효과적이었다.

## 5. 결 론

본 연구에서는 돌출된 발열칩이 부착된 밀폐공간에서의 3차원 자연대류열전달을 수치적으로 해석하고, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 통기구가 없을 경우, Rayleigh수의 변화에 따라서 기판을 통해서 전체의 50~80%, 칩의 표면을 통해 20~40% 정도의 열을 방출하였다.

(2) 외부로의 대류열방출이 작을 때 ( $Nu_o \leq 0.1$ )에는 통기구의 설치로 최대온도 값을 40% 이상 감소시킬 수 있었지만,  $Nu_o$ 이 1 이상일 때에는 통기구의 설치로 인한 최대온도 값의 변화가 거의 없었다.

(3)  $Nu_o$ 이 작은 영역에서는 칩으로부터의 열방출 비율이 약간씩 증가하는 경향을 보였으나,  $Nu_o$ 이 1 이상이 되면 기판을 통한 열방출비율이 크게 증가하였다.

(4) 본 연구에서 고려된 기하학적 조건에서 입구는 크고 아래쪽에 위치할수록, 출구의 위치는 칩에서 가까울수록 열전달이 향상되었으나, 그 영향은 무시할 정도였다.

## 후 기

이 연구는 1993년도 한국과학재단의 목적기초(특정) 연구과제(과제번호: 93-0600-02-3) 지원의 연구비에 의하여 수행되었으며, 동 재단의 관계제위께 감사의 뜻을 포함합니다.

## 참고문헌

- (1) Hannemann, R. J. 1981, "Microelectronic Device Thermal Resistance : A Format for Standardization," *Heat Transfer in Electronic Equipment (ASME HTD-20)*, pp. 39~48.
- (2) Kraus, A. D., and Bar-Cohen, A., 1983, *Thermal Analysis and Control of Electronic Equipment*, McGraw Hill, New York.
- (3) Afrid, M. and Zebib, A., 1989, "Natural Convection Air Cooling of Heated components Mounted on a Vertical Wall," *Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 15*, pp. 243~259.
- (4) Afrid, M. and Zebib, A. 1991, "Three Dimensional Laminar and Turbulent Natural Convection Cooling of Heated Blocks," *Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 19*, pp. 405~424.
- (5) 이관수, 백창인, 김우승, 1994, "주기적으로 완전발달한 PCB채널내의 3차원 층류 자연대류 냉각에 관한 수치적 연구," 대한기계학회논문집, 제18권, 제10호, pp. 2751~2761.
- (6) Wroblewski, D. E. and Joshi, Y., 1993, "Computations of Liquid Immersion Cooling for a Protruding Heat Source in a Cubical Enclosure," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, No. 5, pp. 1201~1218.
- (7) Wroblewski, D. E. and Joshi, Y., 1994, "Liquid Immersion Cooling of a Substrate-Mounted Protrusion in a Three-Dimensional Enclosure : The Effect of Geometry and Boundary Conditions," *J. Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 112~119.
- (8) Beckermann, C., Smith, T. F. and Pospichal, B., 1994, "Use of a Two-Dimensional Simulation Model in the Thermal Analysis of a Multi-Board Electronic Module," *J. Electronic Packaging*, Vol. 116, pp. 126~133.
- (9) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, McGraw-Hill, New York.