

〈논 문〉

## 상부가 개방된 수직 캐비티내의 한쪽면에 배열된 다양한 발열조건을 갖는 발열체의 최적배열

유갑종\* · 추홍록\*\* · 최병철\*\*

(1995년 2월 11일 접수)

### The Optimal Array of Various Heat-Generating Heaters Located on One Wall of a Vertical Open Top Cavity

Kap-Jong Riu, Hong-Lock Choo and Byung-Cheol Choi

**Key Words :** Natural Convection Cooling (자연대류 냉각), Optimal Array (최적배열), Flush-Mounted Configuration (동일평면형태), Protruding Configuration (돌출형태)

#### Abstract

An experimental investigation of two-dimensional steady natural convection cooling in a vertical open top cavity with conducting side walls of finite thickness is presented. The various heat-generating discrete heaters are located on one vertical wall of the cavity. When each heater dissipates different amount of power, the purpose of the work is to obtain the optimal array condition of the heaters. The four cases of non-uniform heating conditions are considered. The temperature fields in the cavity were visualized by the interferometer and local temperatures of the vertical wall were measured by thermocouples. The heaters were arranged in two configurations: flush-mounted on a vertical wall or protruding from the wall about 4.5mm. The vertical wall was constructed out of copper or epoxy-resin sheet. Experiments have been conducted for air with constant Prandtl number ( $Pr=0.7$ ), the aspect ratio of 4.6, 7.5, 9.5, power input in the range of 0.9W~4.2W, For the enhancement of the cooling effectiveness, the upper and lower of vertical wall would give the better position for the heaters of higher heat flux.

#### 기 호 설 명

a : 수직벽면으로부터 발열체가 돌출된 길이, m  
 $A_R$  : 캐비티 종횡비,  $H/W$   
 $H$  : 캐비티 높이, m  
 $T$  : 온도,  $^{\circ}\text{C}$   
 $W$  : 캐비티 폭, m  
 $y$  : 캐비티의 하단에서부터 발열체 중심까지의  
 국소거리, m

#### 하첨자

max : 최대값  
 $w$  : 수직벽면  
 $\infty$  : 주위공기

#### 1. 서 론

최근 전자산업기술의 급속한 발전과 함께 핵심적인 전자부품들의 발열밀도가 지속적으로 증가함에 따라 전자부품의 효과적인 냉각특성의 파악이 매우

\*회원, 경북대학교 공과대학 기계공학과

\*\*경북대학교 대학원 기계공학과

절실히 요구되는 시점에 있다. 이러한 전자부품에 대한 열적상황의 설정은 시스템에 있어서 수명시간의 연장, 안정성과 신뢰성 향상 및 차세대 시스템의 개발에 있어서 매우 중요한 요인이 된다.

지금까지의 냉각방식 중 자연대류 냉각방식은 전자파로부터의 안정성, 장비의 소형화 및 경량화, 장비의 유지보수, 경제성면에 있어서 많은 장점을 내포하고 있다. 이러한 배경에서 PCB(printed circuiting board) 채널에서의 자연대류 열전달특성을 조사한 많은 연구결과들이 발표된 바 있다. 이들 연구 중에는 2차원 채널을 구성하는 벽면 자체가 등은 및 균일 열유속인 경우에 대한 Aung<sup>(1)</sup>, Wirtz<sup>(2)</sup>, 실제 전자부품의 실질적인 모델로 기판(substrate)에 전자소자와 유사한 작은 사각형태의 불연속 발열체가 부착된 Kang<sup>(3)</sup>, Jaluria<sup>(4)</sup>, 그리고 발열체가 부착된 수직벽면의 열전도율의 영향을 고려한 Zinnes<sup>(5)</sup>, Mallinson<sup>(6)</sup> 등의 연구가 있다.

이상의 연구들에서는 채널의 기하학적인 구조가 수평, 수직 및 사각 밀폐공간인 경우가 대부분이다. 그러나 가혹한 환경하에서 구조적 견고성이 요구되는 항공우주용 및 군사용 전자장비에 있어서 수직채널의 상부만이 개방된 캐비티의 구조를 갖는 경우가 흔히 있다. 이러한 상부만이 개방된 캐비티 구조에 관한 연구로는 1990년 Davis와 Behnia<sup>(7)</sup>의 단일발열체의 냉각특성에 관한 수치해석, 1994년 추홍록<sup>(8)</sup>의 한쪽 면에 배열된 다섯 개의 균일 가열 조건을 갖는 발열체에 대한 실험적 연구가 각각 수행된 바 있다.

상기 지금까지의 연구들에서는 발열체들의 발열량이 동일한 균일 가열조건만이 고려되었다. 그러나 실제 전자장비에서는 발열량이 서로 다른 부품들이 조합되어 있는 불균일 가열조건인 경우가 대부분이다. 이러한 경우 발열량이 서로 다른 발열체들의 배열방법에 따라 다른 냉각효과가 나타날 수 있기 때문에 발열체들의 냉각효과를 예측함에 있어서 지금까지 제시되어 온 균일 가열조건에서의 결과들을 응용하는데 한계가 있다. 1991년 Smith 등<sup>(9)</sup>은 다양한 발열조건에 전자부품이 부착된 세 개의 PCB로 구성된 밀폐된 전자 패키지에서의 전도, 대류 및 복사가 고려된 복합 열전달 모드에 관한 수치해석적 연구를 수행하였다. 그러나 이들의 연구에서는 PCB 별로 열발생에 일정한 차이를 두는 경우가 고려되어 발열체 자체의 최적배열에 관한 결과를 예측하는 것은 어렵다. 이와 같이 발열체가

불균일 가열조건인 경우에는 일반적인 냉각특성의 예측이 어렵기 때문에 각각의 기하학적 구조에 따른 개별적 특성 파악이 요구된다.

이상의 상황에서 볼 때 지금까지 상부가 개방된 수직 캐비티에 부착된 다양한 발열조건을 갖는 발열체의 최적배열에 대한 구체적 연구가 수행된 바 없다.

따라서 본 연구는 상부만이 개방된 수직 캐비티 내의 한쪽 수직벽면에 발열량에 차등을 둔 불연속 발열체들이 배열된 경우에 수직벽면의 재질, 발열체 형태 및 중형비 변화에 따른 2차원 자연대류 열전달특성을 실험적으로 조사하였다. 본 연구의 목적은 상부만이 개방된 수직 캐비티내의 한쪽 벽면에 발열량이 각기 다른 불연속 발열체들을 배치할 때 발열면의 온도를 낮게 하고, 균일한 온도분포를 얻기 위한 발열체들의 최적의 배열방법을 조사하는 것이다. 이를 위하여 본 연구에서는 Mach-Zehnder 간섭계를 이용하여 온도장을 가시화하고, 열전대로 수직벽면의 온도분포를 구하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험 장치

본 연구에서 사용한 실험장치는 추홍록<sup>(8)</sup>의 연구에서 제시된 장치를 이용하여 실험을 수행하였다.

상부만이 개방된 캐비티는 여섯 개의 비가열면과 다섯 개의 발열면으로 구성되어 있고, (Fig. 1 참조) 실험부의 전원은 총 다섯 개의 직류전원 공급장치를 이용하여 실험조건에 맞는 전압을 각각 변화시켜 발열체에 공급하였다. 이때 공급되는 전압 및 전류는 디지털 멀티미터(resolution:  $1\mu V$  on  $100mV$  and  $1m\Omega$  on  $100\Omega$ )로 측정하였다. 실험부 각 위치의 온도는 캐비티에서 외부로 유도된 열전대를 아날로그-디지털 변환기(analog-to-digital converter)로 구성된 데이터 처리장치에 연결하여 측정하였다. 캐비티내의 온도장은 Mach-Zehnder 간섭계를 이용하여 가시화하였다. 간섭계에 사용된 거울의 유효직경은 200mm이고, 광원으로는 30 mW의 He-Ne 레이저를 사용하였다. 간섭계의 모든 요소들은 빔 스플리터(bean splitter)의 각도를  $45^\circ$ 로 유지하여 중심이 일치되도록 하였다. 간섭계의 외부에는 외부교란 효과를 차단하기 위하여 투명한 아크릴로 제작된 격막을 설치하였다.

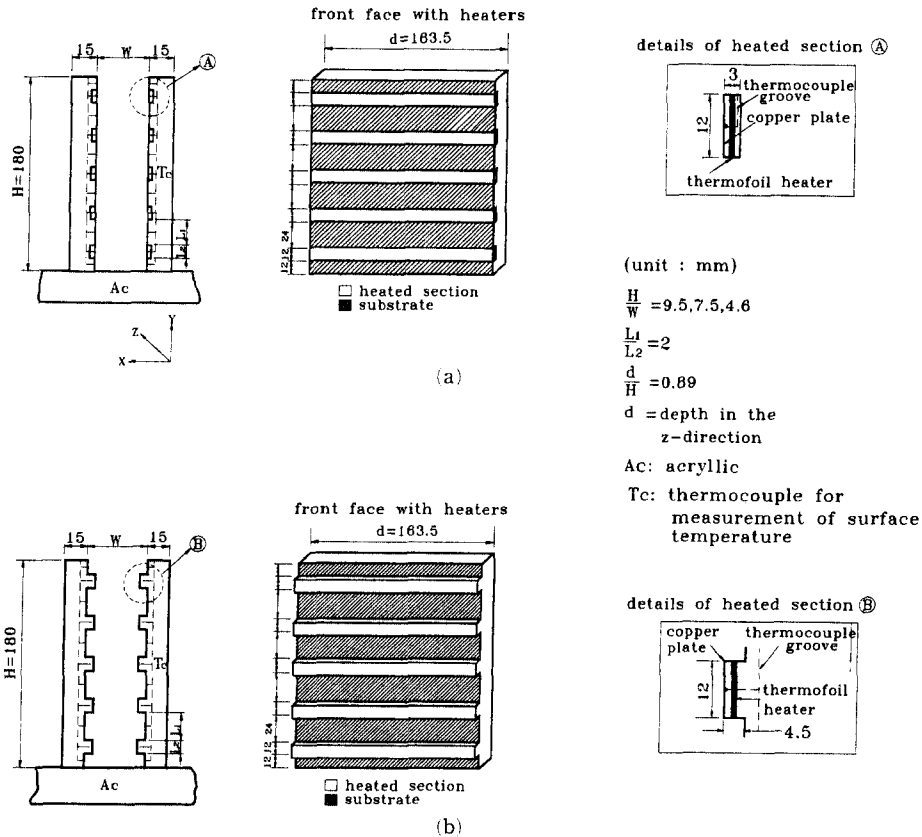


Fig. 1 Geometry and details of the vertical open top cavity for (a) flush-mounted configuration, (b) protruding configuration

Fig. 1은 수직 캐비티의 상세도이다.<sup>(8)</sup>

Fig. 1(a)는 발열체가 수직벽면에 부착된 형태가 동일평면형태 즉, 발열체면과 수직벽면이 일치된 면인 경우이다. 캐비티를 이루는 수직벽면은 전자 장비내에 설치된 기관을 모사한 것으로 일반적인 재료로 많이 사용되고 있는 구리(copper)와 에폭시 레진(epoxy-resin)의 두 종류로 제작하였다. 발열체가 부착된 수직벽면은 높이 180mm, 두께 15mm, z방향의 길이 163.5mm로 하였다. 수직벽면을 지지하고 외부유동을 막기 위한 밀면판과 수직벽의 전후에 설치된 벽면은 주위로의 열손실을 최소화하기 위하여 두께 15mm의 투명한 아크릴로 제작하였으며, 수직벽면은 이러한 면들에 가공된 슬롯(slot)에 고정되도록 장치하였다. 또한 발열면과 비가열면의 폭의 비( $L_1/L_2$ )는 2로 정하였다.<sup>(4,8)</sup>

발열부분에 대한 상세도 A에서 발열체는 전자소자를 모사한 것으로 두께 3mm, 폭 12mm, 길이

163.5mm로 하였다. 발열체의 제작은 두께 3mm의 동판에 깊이 2mm의 직사각형의 자리면을 가공한 다음, 두께 0.5mm, 저항 22.1Ω의 써모포일 가열기(thermofoil heater, 10mm×155mm)를 부착한 후 두께 1.9mm의 동판으로 된 박판을 충분히 압착시켜 제작하였다.

본 실험에서는 총 11개의 T형 열전대(지름 0.25 mm)를 사용하여 각 부의 온도를 측정하였다. 열전대는 발열체 표면온도를 측정하기 위하여 발열체 전면 중심의 표면에서 0.3mm되는 깊이에 각각 한 개씩 부착하였으며, 비가열면의 온도를 측정하기 위하여 비가열면 중심 표면에서 0.3mm되는 깊이에 각각 한 개씩의 열전대를 부착하였다. 캐비티의 모든 외벽면은 두께 20 mm의 코르크판과 두께 20 mm의 스티로폼을 사용하여 이중으로 단열시켰다.

Fig. 1(b)는 발열체가 수직벽면에 부착된 형태가 돌출형태인 경우이다. 캐비티의 기하학적 형태 및

구성은 발열부분에 대한 상세도 ⑩에서 발열면이 수직벽면에서 4.5mm 돌출된 경우를 제외하고는 Fig. 1(a)의 경우와 동일하다.

## 2.2 실험 방법

실험전에 제작한 발열체로부터의 균일 열유속을 확인하기 위한 예비실험을 수행한 결과 각 부분의 최대온도차는  $\pm 0.2^\circ\text{C}$  이내의 범위로 나타났다. 모든 실험장치의 전원을 연결하고 실험부를 수평 받침대를 이용하여 정확히 수평이 유지되도록 한 후 각각의 발열체에 실험조건에 맞는 전압을 공급한다. 온도가 정상상태에 도달하는 과정을 확인하기 위하여 컬러 모니터에서 시간변화에 따른 온도변화를 관찰한다. 본 실험에서는 시간당 온도변화가  $\pm 0.3^\circ\text{C}$  이내일 때를 정상상태에 도달하는 기준으로 정하였다. 온도가 정상상태에 도달한 후 30초 간격으로 10회 온도측정을 하였다. 모든 자료를 기록한 후 캐비티내의 온도장을 촬영하였다.

## 2.3 실험 범위

본 실험에서는 상온의 공기( $P_r \approx 0.7$ )를 주위유체로 사용하였고, 수직 벽면에 부착된 발열체의 수는 다섯 개이다. 발열체가 부착된 수직 가열벽면 및 상대벽면의 재질로 사용된 구리와 에폭시 레진의 열전도율은 각각  $398\text{W/mK}$ 와  $0.6\text{W/mK}$ 이다. 캐비티의 종횡비( $A_R = H/W$ ) 변화는 캐비티의 높이  $H$ 를 180mm로 일정하게 하고 캐비티 폭  $W$ 를 19mm( $A_R = 9.5$ ), 24mm( $A_R = 7.5$ ), 39mm( $A_R = 4.6$ )로 각각 변화시켜 얻었다. 또한 각각의 발열체에 공급되는 열량의 범위는  $0.9\text{W} \sim 4.2\text{W}$ 까지로 하였다.

Table 1은 본 연구에서 고려한 네 가지의 불균

**Table 1** Cases of non-uniform heating conditions

| Case No.<br>Heater No. | Case 1 | Case 2 | Case 3 | Case 4 |
|------------------------|--------|--------|--------|--------|
| 1                      | 0.9    | 4.2    | 3.4    | 0.9    |
| 2                      | 1.7    | 3.4    | 1.7    | 2.5    |
| 3                      | 2.5    | 2.5    | 0.9    | 4.2    |
| 4                      | 3.4    | 1.7    | 2.5    | 3.4    |
| 5                      | 4.2    | 0.9    | 4.2    | 1.7    |
| Total                  | 12.7W  |        |        |        |

일 가열조건에서 발열체 위치에 따른 공급열량을 나타낸 도표이다.

발열체 순서는 캐비티 하부를 기준으로 하였다. 여기서 각 경우에 있어서 발열체로의 공급열량은 예비실험결과 발열면의 온도가  $100^\circ\text{C}$ 를 초과하지 않는 발열량  $4.2\text{W}$ 를 기준치 100%로 하여 80%가 되는  $3.4\text{W}$ , 60%인  $2.5\text{W}$ , 40%인  $1.7\text{W}$ , 20%인  $0.9\text{W}$ 의 발열량이 각각의 발열체에 불균일하게 가해진다. 즉, case 1은 수직벽면의 상부로 갈수록 발열량이 증가하는 경우, case 2는 하부로 갈수록 발열량이 증가하는 경우, case 3은 고발열량의 발열체가 벽면의 상·하부에 나뉘어 위치하는 경우, case 4는 고발열량의 발열체가 벽면의 중심부에 집중되어 위치하는 경우를 각각 나타낸다.

간섭계로 촬영한 간섭무늬의 등온선 해석은 Gladstone-Dale의 방정식<sup>(10)</sup>인 식 (1)로 계산하였다. 이때 프린지의 수 및 간격은 정밀 현미경으로 측정하였다.

$$\frac{T}{T_\infty} = \frac{1}{1-C S_i}, \quad C = \frac{2\lambda R T_\infty}{3drP} \quad (1)$$

여기서  $T_\infty$ 는 주위공기 온도,  $d$ 는  $z$ 방향의 실험부 길이,  $r$ 는 비굴절률,  $\lambda$ 는 He-Ne 레이저 광선의 파장,  $P$ 는 대기압,  $R$ 는 일반기체상수,  $S_i$ 는 이상간섭차수를 각각 나타낸다.

측정광속의 굴절에 대한 보정은 식 (2)를 사용하여 계산하였다.

$$S_i = S + \Delta S_i, \quad \Delta S_i = \frac{\lambda dn_\infty}{12b^2} \quad (2)$$

여기서  $S$ 는 간섭무늬의 간섭차수,  $n_\infty$ 는 공기의 굴절률,  $b$ 는 프린지 간의 간격을 각각 나타낸다.

본 실험에서 열전대에 의해 측정된 온도의 정확도는  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  정도이다. 또한 각각의 발열체에 가해지는 전압 및 저항에 대한 불확실도는 전압의 경우 1%, 저항의 경우에는 0.06%, 길이의 측정에 대한 불확실도는  $\pm 0.25\text{mm}$  정도로 모든 실험치에 대한 충분한 가치성을 확인하였다. 또한 간섭무늬의 등온선 해석에 있어서 오차는 10% 이내이다.

## 3. 결과 및 고찰

본 연구의 목적은 상부만이 개방된 수직 캐비티내의 한쪽 벽면에 발열량이 각기 다른 다섯 개의 불연속 발열체들을 배치할 때 수직벽면의 재질, 발

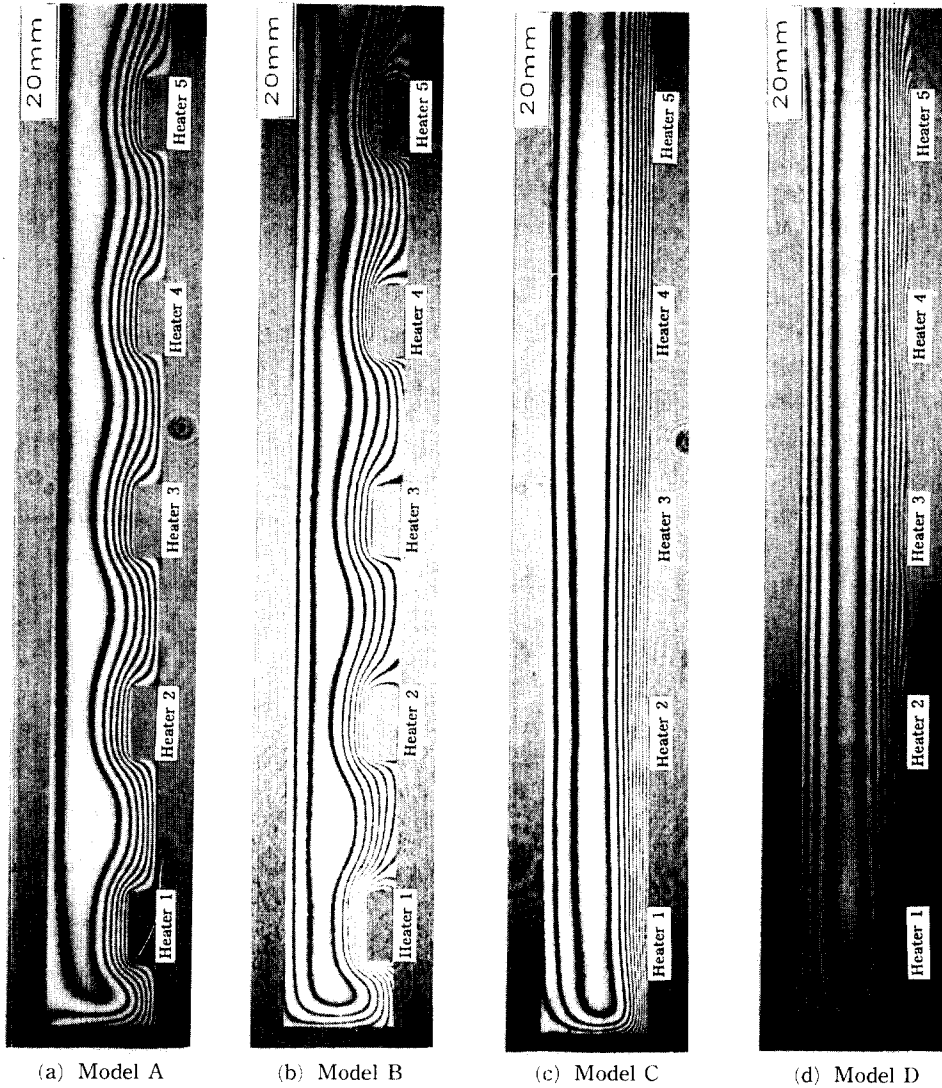


Fig. 2 Infinite fringe interferograms for the heating case 3 at  $A_R=9.5$

|         | Vertical wall material | Heater configuration |
|---------|------------------------|----------------------|
| Model A | Copper                 | Protruding           |
| Model B | Exoxy-resin            | Protruding           |
| Model C | Copper                 | Flush-mounted        |
| Model D | Epoxy-resin            | Flush-mounted        |

열체 형태 및 중형비 변화에 따른 발열체들의 최적의 배열방법을 조사하는 것이다.

전자장비의 냉각에 관련된 PCB 설계에 있어서는 발열체가 부착된 벽면의 최대온도가 매우 중요하다. 따라서 본 연구의 결과 및 고찰에 있어서는

수직벽면과 주위공기와의 국소온도차( $T_W - T_\infty$ )와 최대온도차  $\Delta T_{\max}(= (T_W - T_\infty)_{\max})$ 로 발열체의 냉각효과를 제시하였다.

Fig. 2는 캐비티 중형비가 9.5이고 불균일 가열 조건 중 case 3일 경우에 온도장을 가시화한 사진

이다.

여기서 불균일 가열조건 중 case 3은  $y/H=0.1, 0.3, 0.5, 0.7, 0.9$ 에 위치한 발열체에 각각 3.4W, 2.5W, 0.9W, 1.7W, 4.2W의 열량이 불균일하게 가해지는 경우로 총발열량은 12.7W이다.

수직벽면의 재질이 구리이고 돌출형태의 발열체인 "model A"에서는 발열체들의 발열량이 불균일함에도 불구하고 발열면과 비가열면에 각각 동일한 여섯 개의 프린지가 수직벽면의 돌출된 형상을 따라 균일하게 형성되어 있다. 이는 발열체들의 발열량이 불균일하여도 벽면의 열전도율이 비교적 커서 벽면으로의 전도 열전달량이 많아 벽면의 열적조건이 등온에 근접되기 때문이다. 이때 주위공기 온도와 각각의 발열면과의 국소온도차는 발열량이 가장 작은  $y/H=0.5$ 에서 35.6°C로 최소치, 발열량이 가장 큰  $y/H=0.9$ 에서 38.0°C로 최대치가 나타난다. 이때 발열면에 있어서의 평균온도차는 36.3°C이다.

벽면의 재질이 에폭시레진이고 돌출형태인 "model B"의 경우 발열면에 6~9개, 비가열면에 5~7개의 프린지가 형성되어 발열면과 비가열면과의 온도차가 비교적 큼을 알 수 있다. 또한 고발열량의 발열체가 위치한 캐비티의 상·하부( $y/H=0.1, 0.9$ )에서 프린지수가 많고, 프린지 간격이 조밀하다. 이때 주위공기 온도와 각각의 발열면과의 온도차는  $y/H=0.5$ 에서 34.1°C로 최소치,  $y/H=0.9$ 에서 68.1°C로 최대치가 나타난다. 또한 발열면에 있어서의 평균온도차는 49.6°C이다.

돌출형태의 발열체인 "model A와 B"에 있어서 구리벽인 "model A"의 경우에 프린지 분포가 벽면을 따라 거의 일정하여 벽면온도가 균일하고 동시에 "model B"보다 발열면의 평균 온도가 13.4°C 정도(26.9%) 낮게 나타나 냉각효과가 우수하다<sup>(8)</sup>.

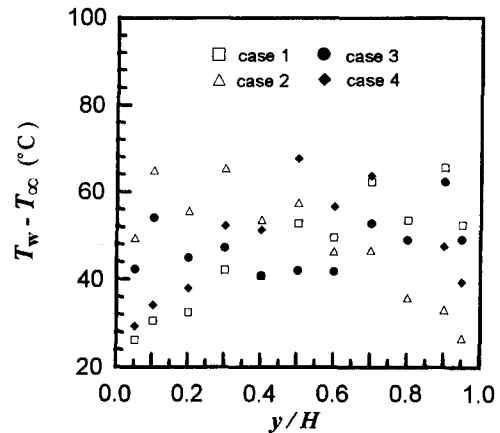
벽면의 재질이 구리이고 동일평면형태인 "model C"에서는 아홉 개의 프린지가 수직벽면에 평행하게 형성되어 있다. 이때 주위공기의 온도와 각각의 발열면과의 온도차는  $y/H=0.5$ 에서 37.4°C로 최소치,  $y/H=0.9$ 에서 40.1°C로 최대치가 나타난다. 또한 발열면에 있어서의 평균온도차는 38.6°C이다.

벽면의 재질이 에폭시레진이고 동일 평면형태인 "model D"의 경우 발열면에 8~11개, 비가열면에 6~9개의 프린지가 형성되어 발열면과 비가열면과의 온도차가 큼을 알 수 있다. 주위공기 온도와 각

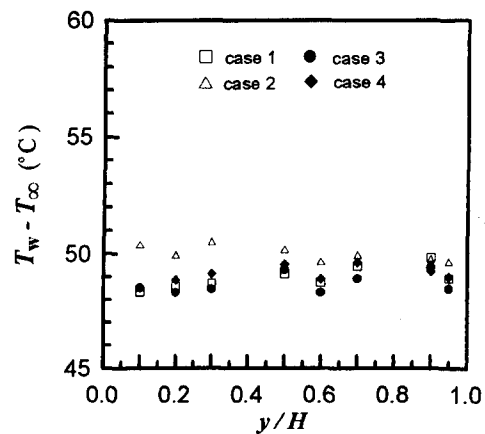
각의 발열면과의 온도차는  $y/H=0.5$ 에서 31.6°C로 최소치,  $y/H=0.9$ 에서 51.5°C로 최대치가 나타난다. 또한 발열면에 있어서의 평균온도차는 41.7°C이다.

동일평면형태의 발열체인 "model C와 D"에 있어서 구리벽인 "model C"에서 프린지 분포가 벽면을 따라 거의 일정하여 벽면온도가 균일하고 동시에 "model D"보다 발열면 온도가 3.1°C 정도(7.4%) 낮게 나타나 냉각효과가 우수하다<sup>(8)</sup>. 이와 같이 동일한 발열체 형태에 있어서는 구리벽인 경우가 에폭시레진 벽일 때에 비해 냉각효과가 우수하다.

수직벽면의 재질이 구리인 "model A와 C"에 있



(a) Epoxy-resin



(b) Copper

Fig. 3 Local temperature difference along the vertical wall for the flush-mounted heater configuration at  $A_r=9.5$

어서는 돌출형태인 “model A”일 때, 에폭시레진벽인 “model B와 D”에 있어서는 동일 평면형태인 “model D”일 때에 평균온도차가 작게 나타나 냉각효과가 우수하다.

이상의 벽면의 재질 및 발열체 형태에 따른 냉각특성은 균일 가열조건<sup>(8)</sup>에서의 성향과 동일하다.

Fig. 3은 캐비티 종횡비가 9.5이고 동일 평면형태일 때 수직벽면의 무차원거리에 따른 벽면의 국소온도차를 나타낸 그림이다.

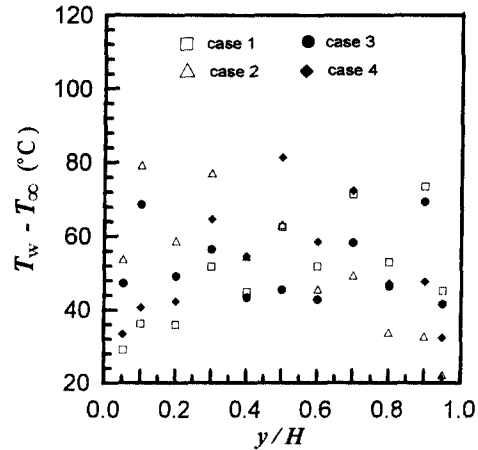
수직벽면의 재질이 에폭시레진인 Fig. 3(a)에 있어서 case 1은 벽면의 상부로 갈수록 발열량이 증가하는 경우로 벽면의 하부에서 상부로 갈수록 온도차가 증가한다. 또한 발열면과 비가열면의 온도차가 상부로 갈수록 증가한다. 이는 벽면의 열전도율이 작아서 대부분의 열량이 발열면에서 주위공기로 전열되어 발열량이 큰 발열면에서의 온도가 증가하기 때문이다. case 2는 벽면의 하부로 갈수록 발열량이 증가하는 경우로 case 1일 때의 성향과 반대이다. case 3의 경우 즉, 벽면의 하부와 상부 ( $y/H=0.1, 0.9$ )에 발열량이 큰 발열체가 나뉘어 위치한 경우에는 다른 경우에 비해 수직벽면 전체적으로 비교적 균일한 온도분포가 나타난다. case 4는 고발열량의 발열체가 벽면의 중심부에 집중되어 위치한 경우로 벽면의 중심에서 상·하로 갈수록 온도차가 감소한다. 수직벽면의 재질이 구리인 Fig. 3(b)에서는 Fig. 3(a)에 비해 수직벽면의 온도분포가 전반적으로 균일하게 나타난다. 특히, 다른 경우에 비해서 case 3일 때에 비교적 균일하고도 낮은 온도분포를 나타낸다.

결국 냉각효과는 동일조건에서 벽면의 열전도율이 큰 구리일 경우에 우수하다. 또한 벽면의 재질에 관계 없이 발열조건이 case 3인 경우, 즉 캐비티의 상·하부에 고발열량의 발열체가 각각 나뉘어 위치하는 경우에 냉각효과가 가장 우수하다. 이러한 결과는 균일 가열조건인 경우<sup>(8)</sup> 캐비티의 상·하부에 각각 위치한 발열체의 냉각특성이 비교적 우수하게 나타난 결과와 연관된다. 즉, 이는 고발열량을 갖는 발열체가 캐비티의 상·하부 즉,  $y/H=0.1$  및  $0.9$ 에 위치하여 상호간의 열적 상호간섭의 영향을 작게 받고, 고발열량의 발열체가 위치한  $y/H=0.1$ 에서는 캐비티 밀판으로의 전도 열손실이 다소 발생하고, 열경계층이 형성되는 전단(leading edge)부근으로서 대류열전달이 활발히 일어나기 때문이다. 동시에  $y/H=0.9$ 인 경우는 열

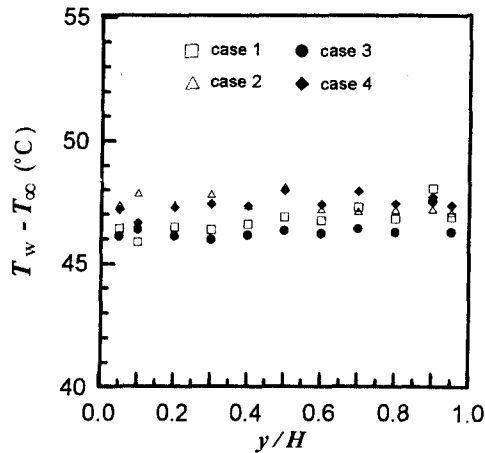
경계층의 영향으로 인한 온도상승 효과보다는 말단효과(end effect)가 작용하고, 또한 상부만이 개방된 캐비티에서는 상부에서 주위공기가 유입되기 때문에 온도가 낮은 주위공기가 유입되면서 상향하는 공기와 활발한 열교환을 하기 때문에 상대적으로 최상부에 위치한 발열체의 냉각특성이 우수해지기 때문이다.

Fig. 4는 캐비티의 종횡비가 9.5이고 돌출형태일 때 수직벽면의 무차원거리에 따른 벽면의 국소온도차를 나타낸 그림이다.

전반적인 성향은 동일 평면형태인 Fig. 3과 동일하다. 단, 수직벽면의 재질이 에폭시레진인 Fig.



(a) Epoxy-resin



(b) Copper

Fig. 4 Local temperature difference along the vertical wall for the protruding heater configuration at  $Ar=9.5$

4(a)의 경우 동일 평면형태(Fig. 3(a) 참조)에 비해 동일조건에서 발열면과 비가열면과의 온도차가 더욱 크게 나타난다. 이는 돌출형태의 경우 벽면으로의 전도 열전달량이 동일 평면형태에 비해 작기 때문이다. 수직벽면의 재질이 구리인 Fig. 4(b)의 경우 모든 경우에 있어 국소온도차가 동일 평면형태(Fig. 3(b) 참조)일 때에 비해 작게 나타난다.

Fig. 5는 캐비티의 종횡비가 7.5일 때 각각의 불균일 발열조건에 있어서 수직벽면의 최대온도차를 나타낸 그림이다.

모든 경우에 있어서 case 3일 때에 최대온도차가 가장 작다. 반면, 최대온도차가 가장 큰 경우는 벽면의 재질이 에폭시레진일 때는 case 4, 구리일 때는 case 2인 경우이다. 이는 에폭시레진벽일 때는 벽면의 열전도율이 작아서 대부분의 열량이 발열면으로부터 주위유체로 전열되는 상황에서 고발열량의 발열체가 수직벽면의 중심부에 상·하로 인접되어 열적 상호간섭의 영향이 크고, 캐비티 상부에서 주위공기가 유입되는 유동특성으로 인해 냉각공기 및 가열공기와와의 계면에 있어서의 상호 열교환이 비교적 미약할 것으로 판단되는 수직벽면의 중심부( $y/H=0.5$ )에 위치하여 나타나는 현상으로 생각된다. 반면, 구리벽일 때는 벽면의 열전도율이 커서 벽면온도가 거의 등온에 근접되는 상황에서 고발열량의 발열체가 벽면의 하부에 인접되어 위치하기 때문으로 생각된다.

수직벽면의 재질이 구리이고 돌출형태인 발열체

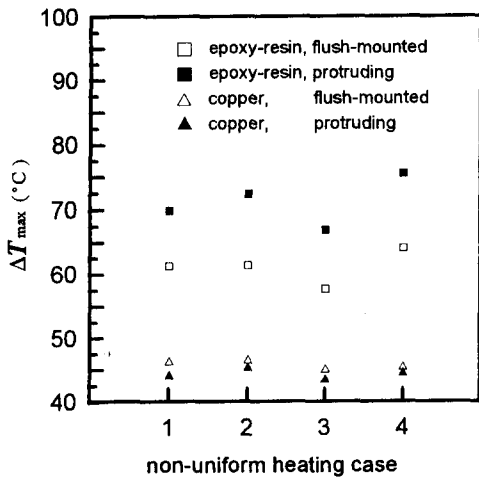


Fig. 5 Maximum temperature difference for each non-uniform heating case at  $Ar=7.5$

의 발열조건이 case 3인 경우에 벽면의 온도분포가 균일하고, 최대 온도차가 가장 작게 나타나 냉각효과가 가장 우수하다.

Fig. 6은 각각의 종횡비에 있어서 불균일 발열조건에 따른 최대온도차를 나타낸 그림이다.

모든 경우에 발열체 형태에 관계 없이 종횡비가 감소할수록 즉, 캐비티 폭이 증가할수록 벽면의 최대온도차가 감소한다. 이는 균일 가열조건<sup>(8)</sup>에서와 동일한 성향으로 캐비티 폭이 증가할수록 캐비티내로 유입되는 주위공기의 질량유량이 증가하여 대류 열전달이 활발해지기 때문이다. 이때 종횡비 감소

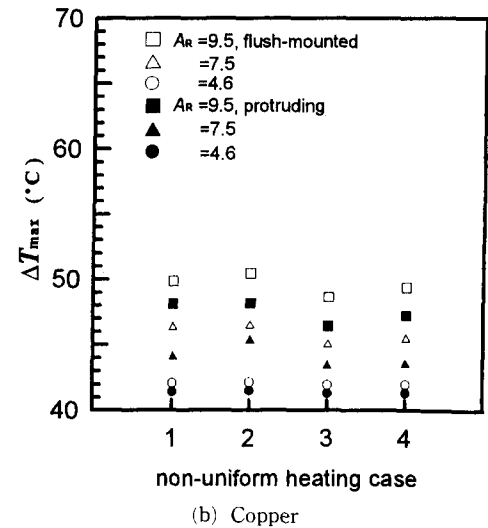
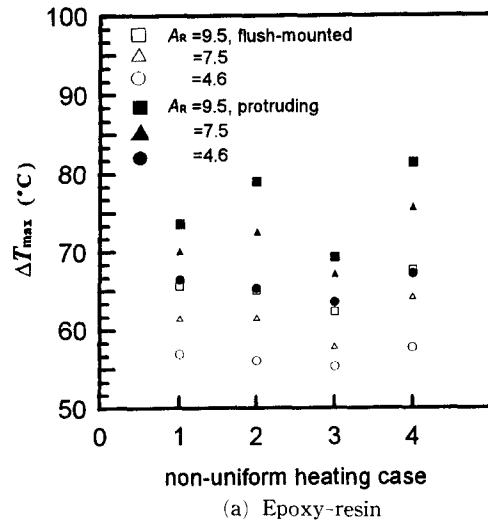


Fig. 6 Maximum temperature difference for three aspect ratios



에 따른 최대온도차의 감소율은  $A_R=9.5$ 를 기준으로  $A_R=7.5$  및  $A_R=4.6$ 으로 캐비티 폭이 증가함에 따라 예폭시레진벽일 때는 6.9%~7.6% 및 15.9%~17.7%, 구리벽일 때는 6.2%~7.4% 및 14.7%~15.4% 정도이다. 중횡비 변화에 따른 최대온도차의 감소율은 벽면의 열전도율이 작은 예폭시레진벽일 때가 구리벽일 때보다 크게 나타나 균일 가열조건<sup>(8)</sup>에서의 성향과 일치한다. 또한 캐비티 폭이 증가할수록 각각의 조건에 따른 상대적인 온도차는 점차 감소한다. 이는 캐비티 폭이 증가할수록 질량유량이 증가하여 벽면의 재질 및 발열체 형태에 따른 영향이 감소되기 때문으로 생각된다. 이러한 성향은 구리벽인 경우에도 동일하다. 단, 캐비티 폭의 증가에 따른 냉각효과의 증대는 어느 일정 폭 이상에서는 한계가 있을 것으로 예측된다. 상기의 Figs. 2~6의 결과들에서 불균일 가열조건인 경우 최대의 냉각효과는 수직벽면의 재질이 구리이고 발열체의 형태가 돌출형태인 경우에 나타난다. 또한 캐비티 상·하부에 고발열량의 발열체가 각각 나뉘어 위치한 경우에 냉각효과가 가장 크고, 캐비티 폭이 증가할수록 증대된다.

#### 4. 결 론

상부만이 개방된 수직 캐비티내의 한 쪽 수직벽면에 배열된 다양한 발열조건을 갖는 발열체들의 최적배열에 대한 실험적 연구를 수행하여 발열면의 온도를 낮게 하고, 균일한 온도분포를 얻기 위한 냉각효과면에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 최대의 냉각효과가 나타나는 발열체의 최적배열조건은 고발열량의 발열체를 캐비티의 상·하부에 각각 나뉘어 배열하는 경우이다.

(2) 발열체의 냉각효과는 벽면재질의 열전도율이 클 경우에 우수하고, 캐비티의 폭이 클수록 증대된다. 발열체의 돌출된 형상은 구리벽일 때는 열전달 특성을 촉진하고, 예폭시레진 벽일 때는 열전달 특성을 감쇠하는 역할을 한다.

(3) 캐비티의 폭이 증가할수록 벽면의 재질 및 발열체 형태에 따른 영향이 줄어들어 이들 조건에 따른 최대 온도차의 변화는 점차 감소한다.

#### 후 기

이 연구는 1993년도 학술진흥재단의 공모과제 연

구비에 의하여 수행되었으며, 이에 동 재단의 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

#### 참고문헌

- (1) Aung, W., Fletcher, L. S. and Sernas, V., 1972, "Developing Laminar Free Convection between Vertical Flat Plate with Asymmetric Heating," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 2293~3308.
- (2) Wirtz, R. A., Stutzman, R. J., 1982, "Experiments on Free Convection between Vertical Plates with Symmetric Heating," *J. of Heat Transfer*, Vol. 104, pp. 501~507.
- (3) Kang, B. H. and Jaluria, Y., 1990, "Natural Convection Heat Transfer Characteristics of a Protruding Thermal Source Located on Horizontal and Vertical Surfaces," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, No. 6, pp. 1347~1357.
- (4) Jaluria, Y., 1982, "Buoyancy-Induced Flow Due to Isolates Thermal Sources on a Vertical Surface," *J. Heat transfer*, Vol. 104, pp. 223~227.
- (5) Zinnes, A. E., 1970, "The coupling of Conduction with Laminar Natural Convection from a Vertical Flat Plate with Arbitrary Surface Heating," *Transactions of the ASME*, pp. 528~ 535.
- (6) Mallison, G. D., 1987, "The Effect Side-Wall Conduction on Natural Convection in a Slot," *J. of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 419~426.
- (7) Behnia, M. and Vahl Davis, G. de., 1990, "Natural Convection Cooling of an Electronic Component in a Slot," *Proceeding of 9th international Heat Transfer Conference*, Vol. 3-El-11, pp. 343~348.
- (8) 추홍록, 1994, "불연속 발열체가 부착된 수직 Open Top Cavity내에서의 자연대류 냉각에 관한 실험적 연구," 경북대학교 박사학위 논문.
- (9) Smith, T. F., Beckerman, C. and Weber, S. W., 1991, "Combined Conduction, Natural Convection, and Radiation Heat Transfer in an Electronic Chassis," *Transaction of the ASME*, Vol. 113, pp. 382~391.
- (10) Hauf, W. and Grigull, W., 1970, "Advances in Heat Transfer," Vol. 6, pp. 133~339.