

## 수직 채널내의 가열 돌출 배열에서의 대류 열전달

金義光\* · 白秉峻\*\* · 朴福春\*\* · 宋圭根\*\* · 金晋宅\*\*\*

### A Study of the Convective Heat Transfer in a Vertical Channel of an Array of Heated Protrusions

E. K. Kim, B. J. Baek, B. C. Pak, K. K. Song and J. T. Kim

**Key words** : Natural Convection(자연대류), Forced Convection(강제대류), Heated Protrusion(가열돌출부), Cooling of Electronic Equipment(전자장비 냉각)

#### Abstract

Natural and forced convection experiments were carried out in order to investigate the effects of channel spacing, gap between protrusions and number of rows of protrusion. In natural convection, the optimum channel spacing was found to be approximately 20mm regardless of the protrusion gaps. For optimum channel spacing the heat transfer coefficients were converged to an asymptotic value after the fourth row. The heat transfer coefficient for each row approaches to constant values for protrusion gaps larger than 10 mm. An experimental correlation has been suggested by using a modified Rayleigh number, based on the dimensionless characteristic length( $G/L$ ). In forced convection, the heat transfer coefficients were not merged to an asymptote until the fifth row and increases as the channel spacing at the constant Reynolds number decreases.

#### 기호설명

$G$ : 발열체 사이의 거리 (m)	$h_{S2}$ : 발열체 윗면의 열전달 계수 ( $W/m^2 \cdot K$ )
$g$ : 중력 가속도 ( $m/s^2$ )	$h_{S3}$ : 발열체 아래면의 열전달 계수 ( $W/m^2 \cdot K$ )
$H$ : 채널 높이 (m)	$k$ : 공기의 열전도도 ( $W/m \cdot K$ )
$h_S$ : 열전달 계수 ( $W/m^2 \cdot K$ )	$L_i$ : $i$ 번째 발열체의 발열면 높이 (m)
$h_{S1}$ : 발열체 발열면의 열전달 계수 ( $W/m^2 \cdot K$ )	$Nu$ : 채널 Nusselt 수 ( $h \cdot S/k$ )
	$P$ : 발열체의 돌출 길이 (m)
	$Pr$ : Prandtl 수

\* 한국 원자력 연구소(원고접수일 : 98년 6월)

\*\* 전북대학교 기계공학부

\*\*\* 전북대학교 대학원 정밀기계공학과

- $q_1$  : 발열면의 대류 열전달량 ( $W/m^2$ )
- $q_2$  : 발열체 윗면의 대류 열전달량 ( $W/m^2$ )
- $q_3$  : 발열체 아랫면의 대류 열전달량 ( $W/m^2$ )
- $q_r$  : 복사 열전달량 ( $W/m^2$ )
- $q_s$  : 단위 면적당 공급된 열량 ( $W/m^2$ )
- $Ra$  : Rayleigh 수 ( $Pr \cdot g \cdot \beta \cdot q \cdot S^3/k \cdot \nu^2$ ).  
( $S/H$ )
- $Ra^*$  : 수정된 Rayleigh 수  
( $Pr \cdot g \cdot \beta \cdot q \cdot S^3/k \cdot \nu^2$ )( $S/(Li_1 + Li/2)$ )
- $Ra^{**}$  : 새로 제시된 Rayleigh 수  
( $G/L$ 의 관계식을 이용)
- $Re$  : 채널 Reynolds 수 ( $U \cdot S/\nu$ )
- $S$  : 채널 간격 (m)
- $St$  : Stanton 수 ( $Nu/(Re \cdot Pr)$ )
- $T_a$  : 채널 유입 공기 온도 ( $^{\circ}C$ )
- $T_g$  : 발열체 사이의 공기 온도 ( $^{\circ}C$ )
- $T_s$  : 발열체 중간 높이의 표면 온도 ( $^{\circ}C$ )
- $T_{s2}$  : 발열체 윗면의 평균 표면 온도 ( $^{\circ}C$ )
- $T_{s3}$  : 발열체 아랫면의 평균 표면 온도 ( $^{\circ}C$ )
- $U$  : 공기의 유입 속도 (m/s)
- $dT$  :  $T_s - T_a$
- $\beta$  : 공기의 열팽창 계수 ( $2/(T_s + T_{air})$ )
- $\epsilon$  : 스테인레스의 방사율 (0.22)
- $\sigma$  : 스테판-볼츠만 상수 ( $W/m^2 \cdot K^4$ )
- $\sigma_s$  : 표준 편차
- $\nu$  : 공기의 동점성 계수 ( $m^2/s$ )

## 1. 서 론

오늘날 열전달의 관심 분야 중의 하나는 전자장비 냉각에 관한 것이다. 이는 회로의 집적화 기술이 빠르게 발전함에 따라 전기소자(electronic module)의 집적화, 소형화, 고밀도화에 의한 단위 체적당 소산 시켜야할 열량은 지수적으로 증가하기 때문이다. 온도를 10K 낮춤으로써 잡음(acoustical noise)에 의한 소자의 실패율(rate of chip failure)을 줄일 수 있어 전자 장비의 신뢰도를 50%정도 향상시킬 수 있으므로, 장비 내의 고부하점(hot spot)의 제거와 소자의 표면 온도를 적정 온도 이하로 유지하는 냉각 기술은 전자 소자의 성능 향상과 신뢰도를 좌우하는 중요한 문제로 대두되었다.

많은 전자 장비들이 적정 간격을 유지하는 인쇄 회로기판(PCB ; Printed Circuit Board)에 부착되기 때문에 전자장비 냉각에 관한 문제를 채널 열전달 문제로 모델화 할 수 있고, 냉각 방법은 사용이 용이하고 경제적인 공기를 냉각 매체로 채택하고 있다.

채널 안에서의 공기를 냉각 매체로 사용한 자연, 강제대류의 열전달 문제는 수 년 동안 연구의 대상이 되어왔다. 자연대류에 관한 연구로, Levy<sup>1)</sup>는 평판과 유체사이의 온도를 최소화하는 열전달 계수 값을 갖는 최소 평판사이의 거리를 구하였다. 최대 열전달의 85%가 되는 거리를 최적 평판거리로 간주하고, 두 평판의 온도차는 경계층이 평판 사이에 잠기지 않을 때 최소가 된다고 보고하였다. Bar-Cohen과 Rohsenow<sup>2)</sup>는 매끄러운 채널 안에서의 자연대류에 대한 발달하는 유동과 완전 발달한 유동에 대해 복합 관계식을 완성하였고, 이식을 이용하여 최적 평판 거리를 계산하였다. Ortega와 Moffat<sup>3)</sup>는 수직 채널에서 실제 부품과 유사한 정육방 발열체 실험에서, 열전달 계수가 5열(row)까지 감소하다가 5열 이후는 감소하되 접근값에 수렴한다고 보고하였다. 채널 간격이 19mm 경우, 7열까지는 열전달 계수가 감소하지만 10열에서는 채널 간격이 커지면 미소하게 열전달 계수가 커진다고 보고하였는데, 7열 이상의 경향은 매끄러운 채널에서의 발표된 결과들과 반대되는 현상이다. 최용문과 박경암<sup>4)</sup>은 수직 채널 안에 7개의 직사각형의 발열체들을 설치하여 실험한 결과, 열전달 계수는 4열부터 접근값을 가지고 채널간격이 20mm 보다 클 때의 채널간격은 열전달 계수에 영향을 미치지 않음을 보고하였다. 또, 돌출된 각 열의 발열체들의 Nu 수와 Ra 수들을 한 식으로 상관시킬 수 있는 관계식을 발표하였으나, 이는 발열체들 사이의 간격을 고려하지 않은 연구 결과들이었다.

강제 대류로는 Sparrow<sup>5)</sup> 등은 정육면체의 나프탈렌을 실험하여, 완전 발달된 유동에서 Sherwood 수가 5열 이후에서 수렴하고, 첫 열의 열전달 계수와 접근값이 큰 차이가 있다고 보고하였다. Moffat 등<sup>6)</sup>은 정육방체 배열에서, 셋째, 넷째 열에서 입구 영역이 나타나고, 입구 영역과 완전 발달 영역 사이의 열전달 계수와 차는 Sparrow<sup>5)</sup> 등의

연구 결과 보다 작다고 보고하였다. Tai와 Lucas<sup>7)</sup>는 4열의 열 발생 소자를 대상으로 실험하였는데 낮은 속도에서는 셋째와 넷째 열의 외부 열저항이 거의 같았으나, 속도가 커짐에 따라서 그 차이는 커짐을 보고하였다. Nakayama<sup>8)</sup> 등은 첫 열과 둘째 열의 열전달 계수 차가 높은 공기 속도에서 큰 것으로 보고하였는데 이는 Moffat<sup>6)</sup>의 연구 결과 보다 크게 나타났다.

효율적인 전자장비 냉각이 요구되고 있는 시점에서, 기존 발표된 연구들은 비교하기에 어려움이 많은 실정이다. 따라서 본 연구에서는 일곱 열의 장방형 발열체가 부착된 수직 채널에서의 공기의 자연, 강제 대류의 영향에 관한 연구를 검토한다. 자연 대류에서는 최적 채널 간격에 대한 분석과, 발열체 사이의 간격이 열전달에 미치는 영향 및 강제 송풍에 의한 열전달 증가에 미치는 속도의 영향을 검토하고자 한다.

## 2. 실험 장치

Fig. 1은 본 실험에 사용된 매우 낮은 난류강도를 갖는 개회로(open circuit) 흡입형식의 채널을 도시한 것이다. 채널은 크게 수축부(mixing chamber), 실험부(test section), 확산부(diffuser)로 나뉜다.

실험부는 높이 330mm, 가로 180mm, 세로 60mm로 한쪽 벽면에는 7열의 돌출된 직사각형의 발열체가 부착되어 있으며, 발열체가 부착된 판의 뒷면은 20mm의 스티로폼(styrofoam)으로, 옆면은 5mm의 스티로폼으로 단열 하였다. 채널 안쪽

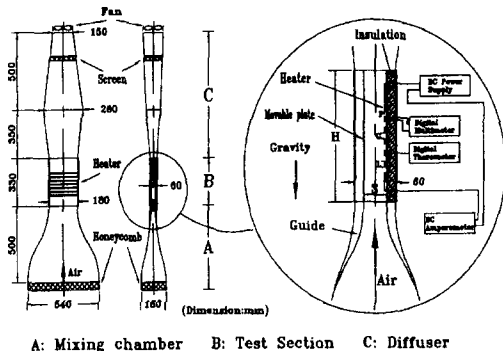


Fig. 1 Dimension and structure of a wind channel

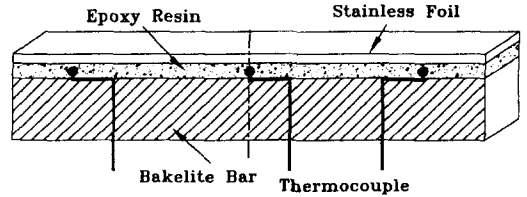


Fig. 2 Detailed view of heated protrusion

에는 채널 간격을 조절할 수 있도록 움직일 수 있는 플라스틱유리(plexiglass) 판(두께 5mm)을 설치하였다. 또 이 판과 수축부와는 완전한 곡선의 안내판을 부착하여 시험부 입구에서의 난류, 유동 박리 등의 발생을 방지하였다. 길이 170mm, 높이 10mm, 두께 5mm인 직사각형의 7개의 발열체들은 핀을 가지고 있는 반도체들(dual-in-line chips)을 2차원으로 모사한 것으로 첫 열은 실험부 입구에서 90mm 떨어진 곳에 설치하였다.

Fig. 2는 발열체 한 개의 상세도이다. 170mm×10mm×5mm의 배크라이트(bakelite) 막대 앞면에 발열을 위하여 두께 0.03mm의 스테인레스 박판을 에폭시(CIBA-GEIGY standard epoxy)로 부착하였다. 이 배크라이트 막대와 스테인레스 박판은 접착 두께의 감소와 부착력을 증가시키기 위하여 가압한 상태로 80℃에서 1시간 처리 후 사용하였다. 발열면 중앙의 표면 온도 측정을 위하여 T형(constantan-copper, No.24) 열전대를 사용하였고, 스테인레스 박판의 열용량이 작기 때문에 열전대를 통한 열손실을 막기 위해 20mm를 구부려서 스테인레스 박판 바로 밑면에 부착하였다. 각 열의 발열체에 전력이 공급될 수 있도록 저항이 아주 적은 구리 도선을 이용하여 직렬로 연결하여 직류를 공급하였다.

## 3. 실험 과정

현재까지의 연구들에서는 1000W/m<sup>2</sup> 이하의 발열량이 자연대류로 냉각이 가능한 것으로 알려져 있으나, 예비 실험 결과 본 실험 범위에서 한 여름의 대기 온도(30℃)를 기준으로 전자 장비의 효율적인 운전 온도인 70℃ 이내를 유지하기 위해서는 약 800W/m<sup>2</sup> 이하까지 자연대류로의 냉각이 가능

하므로, 전력을 100W/m<sup>2</sup>부터 일정한 간격으로 820W/m<sup>2</sup> 까지 공급하였다. 채널 간격은 7~45mm의 범위에서 실험하였고 대표적인 몇 개의 실험에서는 데이터 비교 분석을 위하여 실험부 앞판을 제거한 상태에서 채널 간격을 무한대로 가정하여 온도 등을 측정하였다.

발열체 사이의 간격은 5, 10, 15mm로 변화시키면서 실험하였고, 강제 대류의 효과를 측정하기 위하여 발열체 사이의 간격이 제일 적은 5mm를 대표적으로 실험하였다. 속도는 균일한 속도로 가정하여 입구에서 유동 방향으로 40mm되는 곳의 평균 속도를 사용하였고, 송풍량은 송풍기의 회전 속도를 송풍기에 공급되는 전압을 변화시켜 0.2~4.0m/s 범위를 사용하였다.

실험에서는 각 열의 발열체의 발열면 중앙 표면 온도, 각 열의 공급 전력, 입구 속도를 측정하였고, 발열면(Side 1), 발열체의 윗면(Side 2), 아래면(Side 3) 등을 통한 대류 열전달량은 다음 장에서 설명할 수치적 방법을 이용하여 계산하였다.

#### 4. 데이터 처리 방법

열전달 계수의 계산에 정확성을 기하기 위하여 복사에 의한 열손실을 Stefan-Boltzmann 법칙을 사용하여 보정하였다.

$$q_r = \epsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4)$$

$$\sigma = 5.67 \times 10^{-8} [W/m^2K^4] \quad (1)$$

T<sub>s</sub>는 발열면의 표면 온도, T<sub>∞</sub>는 앞 판의 온도이다. 앞 판의 온도는 입구의 공기 온도 T<sub>a</sub>와 같다고 가정하여 계산하였다. 처음 반복에서는 발열체 위, 아래 면으로의 열손실이 없는 것으로 가정하고 q<sub>1</sub>은 q<sub>s</sub> - q<sub>r</sub>로 계산하여 뉴우튼 냉각법칙(Newton's law of cooling)에 적용하여서 h<sub>s1</sub>을 구한다.

$$h_{s1} = (q_s - q_r) / (T_s - T_a)$$

$$= q_1 / (T_s - T_a) \quad (2)$$

다음 단계로 발열체의 윗면, 아래 면의 열전달 계수 h<sub>s2</sub>, h<sub>s3</sub>를 구하기 위하여 Fujii와 Imura<sup>29)</sup>가 제시한 자연 대류에 의한 수평면의 윗면과 아래 면의 열전달 관계식과 Chyu와 Goldstein<sup>30)</sup>이 제시한

Table 1. Correlations used in the determination of h<sub>s2</sub>, h<sub>s3</sub>.

자연 대류		
발표된 식	적용 식	
Side 2 Nu <sub>2</sub> = 0.58Ra <sub>2</sub> <sup>1/4</sup>	hs <sub>2</sub> = (0.58 × k <sub>air2</sub> × Ra <sub>2</sub> <sup>1/4</sup> ) / (2 × P)	
Side 3 Nu <sub>3</sub> = 0.16Ra <sub>3</sub> <sup>1/4</sup>	hs <sub>3</sub> = (0.16 × k <sub>air3</sub> × Ra <sub>3</sub> <sup>1/4</sup> ) / (2 × P)	
강제 대류		
발표된 식	적용 식	
Side 2 St <sub>2</sub> = 1.7 × 10 <sup>-3</sup>	hs <sub>2</sub> = (St <sub>2</sub> × U <sub>2</sub> × k <sub>air2</sub> × Pr <sub>2</sub> ) / U <sub>2</sub>	
Side 3 St <sub>3</sub> = 1.3 × 10 <sup>-3</sup>	hs <sub>3</sub> = (St <sub>3</sub> × U <sub>3</sub> × k <sub>air3</sub> × Pr <sub>3</sub> ) / U <sub>3</sub>	

강제 대류에서의 유동 방향 면과 유동 반대 방향 면의 Stanton 수를 Table 1과 같이 이용하였다.

2 × P는 자연 대류 실험에서 Side 2, 3의 Nu 수의 특성 길이로, 발열체 뒷면에 대칭으로 가상의 발열체가 존재하는 것으로 가정하여 발열체의 돌출 길이의 2배를 사용하였다. U는 속도 값으로 입구의 균일한 속도와 같다고 가정하여 평균 속도 값을 사용하였으며, 발열체 사이의 공기의 온도는 최용문과 박경암<sup>4)</sup>이 제시한 식 (3)을 몇몇 대표적 실험에서 검증한 후 사용 하였다.

$$\frac{(T_s - T_g)}{(T_s - T_a)} = 0.0024(T_s - T_a) + 0.54 \quad (3)$$

위와 같은 과정으로 측정된 q<sub>s</sub>, T<sub>a</sub>, 계산된 h<sub>s2</sub>, h<sub>s3</sub>, T<sub>g</sub> 가정한 h<sub>s1</sub>을 이용하여 발열체를 12 × 11 격자로 나누어 수렴성이 양호한 ADI 방법으로 계산하여 발열체 내부 및 경계의 온도를 구한다.

다음 단계로, 이 때 얻어진 온도를 이용하여 발열면의 윗면과 아래면(Side 2, Side 3)의 열손실을 뉴우튼의 냉각 법칙에 의해 아래와 같이 구한다.

$$q_{s2} = h_{s2} (T_{s2} - T_g)$$

$$q_{s3} = h_{s3} (T_{s3} - T_g) \quad (4)$$

여기에서 T<sub>s2</sub>와 T<sub>s3</sub>는 열전대에 의해 측정된 값이며, 이식을 이용하여 i + 1번째 계산을 위한 h<sub>s1</sub>을 아래식을 이용하여 수정한다.

$$h_{s1} = (q_s - q_r - q_2 - q_3) / (T_s - T_a)$$

$$= q_1 / (T_s - T_a) \quad (5)$$

이 단계에서 계산된 발열체 경계의 온도를 이용하여 h<sub>s2</sub>, h<sub>s3</sub>를 Table 1에 제시된 식을 이용하여 다시 수정 계산하고, 이렇게 수정된 h<sub>s1</sub>, h<sub>s2</sub>, h<sub>s3</sub>,

Tg 등을 이용하여 내부 온도를 다시 계산한다. 이러한 과정을 반복 계산을 계속하여, 측정 온도와 계산된 온도와의 차이가 0.1% 미만일 때의  $h_{s1}$  값을 참 값으로 근사하였다.

### 5. 실험 결과 및 고찰

#### 5.1. 자연 대류

Fig. 3은 발열체 사이의 간격(G)과 발열량이 각각 10mm와 340W/m<sup>2</sup>으로 고정되었을 때, 채널 간격 변화에 따른 각 열의 열전달 계수를 나타낸 것으로, 채널 간격이 넓어지면서 열전달 계수는 급격히 증가하다가 간격이 20mm부터는 거의 일정해짐을 알 수 있다. 이는 채널 간격이 넓어짐에 따라서 인접한 벽면의 영향이 감소된 것으로 판단된다.

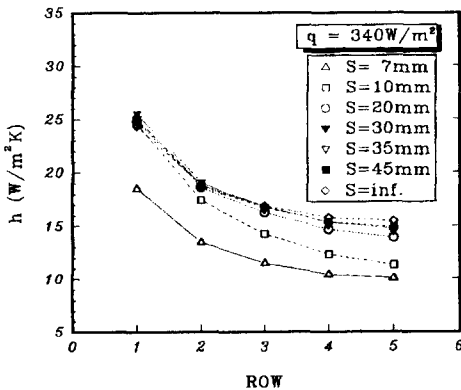


Fig. 3 Heat transfer coefficients of natural convection (G=10mm)

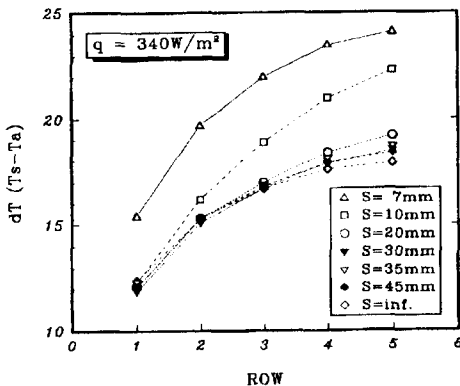


Fig. 4 Temperature difference between surface and air for natural convection (G=10mm)

다. Fig. 4는 Fig. 3과 같은 조건에서의 입구의 공기온도와 표면온도의 차이를 도시한 것이다. 마찬가지로 채널 간격이 넓어지면서 채널간격 증가에 따른 냉각공기량의 증가에 의해 온도차는 작아지다가 채널간격이 20mm부터는 거의 일정해짐을 알 수 있다.

Fig. 5는 각 열의 열전달 계수를 첫 열의 열전달 계수로 나누어 무차원화시켜, 각 조건에 대해 비교한 것이다. 각 열의 열전달 계수는 첫째열부터 찬 공기의 유입으로 첫째, 둘째 열의 차이는 크고, 이웃하고 있는 두 열간의 열전달 계수의 차이는 유동의 하류로 갈수록 감소한다.

3열 이후부터 열전달 계수비는 작아지다가 4열과 5열은 거의 차이가 없게 된다. Fig.5는 채널 간격이 커질수록(S=30mm) 열전달계수의 비는 증가하여, 제5열의 열전달계수는 발열체 간격이 G=5mm에서는 첫열의 50% 정도이나, 그 간격이 증가하여 G=10, 15mm에서는 첫 열의 60% 정도로 열전달이 증가함을 나타내고 있다.

채널 간격의 변화에 따른 열전달 계수의 변화를 분석하기 위하여 Fig. 6에 채널 간격 변화에 대한 열전달 계수 값을 도시하였다. 채널 간격이 증가됨에 따라 열전달 계수는 20mm까지는 급격히 증가하다가, 30mm에서 최대 값을 보인다. 따라서 본 실험에 사용된 채널에서의 최적 채널 간격은 30mm이라고 판단된다. 이는 최용문과 박경암<sup>4</sup>이 발표한 최적 채널 간격 20mm보다 50% 크고, Bar-Cohen과 Rohsenow<sup>2)</sup>가 제시한 최적 채널

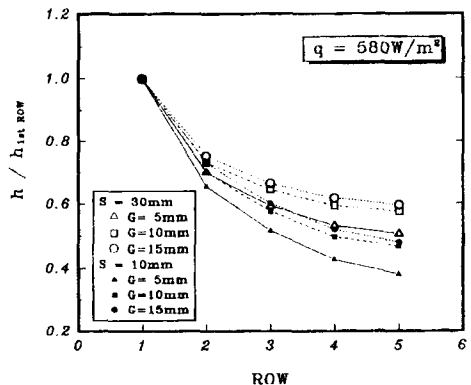


Fig. 5 Nondimensional heat transfer coefficients for natural convection

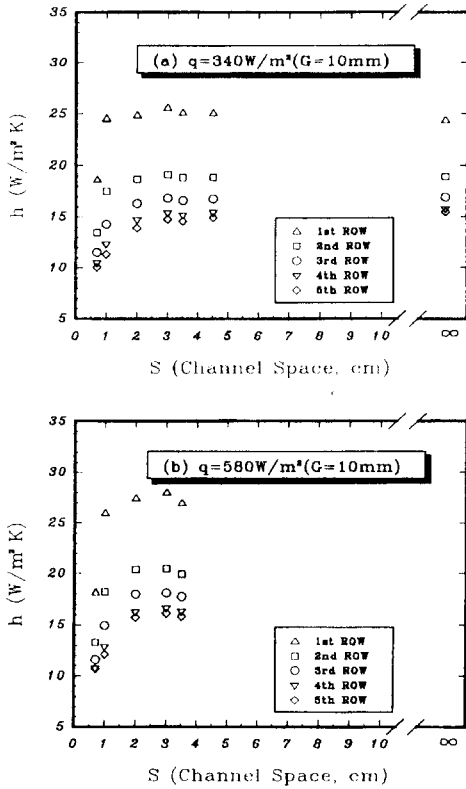


Fig. 6 Heat transfer coefficients for various channel spacing

간격 식을 본 실험의 채널에 적용하여 얻은 최적 채널 간격(약 30mm)과 유사함을 알 수 있다.

또, 부력에 의한 공기 상승량이 큰 고발열량에서, 채널 간격 35mm 이상에서는 채널의 한쪽면을 제거한 평판유동과 비교할 때 큰 차이가 없으므로 35mm 이상에서는 채널 효과가 없음을 알 수 있다. 또한 채널 간격 35mm 이상에서는 열전달 계수가 조금 감소함을 보이는데, 이는 채널 간격이 큰 경우 기준점 이상이 되면 속도 경계층 형성이 오히려 불안정해지기 때문으로 생각된다. Fig. 7은 발열체 사이의 간격을 구분하여 발열량과 채널 간격의 변화에서 얻은 열전달 계수들을 Ra 수와 Nu 수로 표시한 것이다. 수직 채널에서 Nu 수의 특성 길이로는 채널의 간격  $S$ 를 사용하고, Ra 수는  $S/H$ 를 곱하여 사용하는 것이 일반적인데, 각 열의 발열량이 같을 때 Ra 수는 비슷하지만 Nu 수는 차이가 있어 그림에서와 같이 실험 결과 점들이 일정 기울

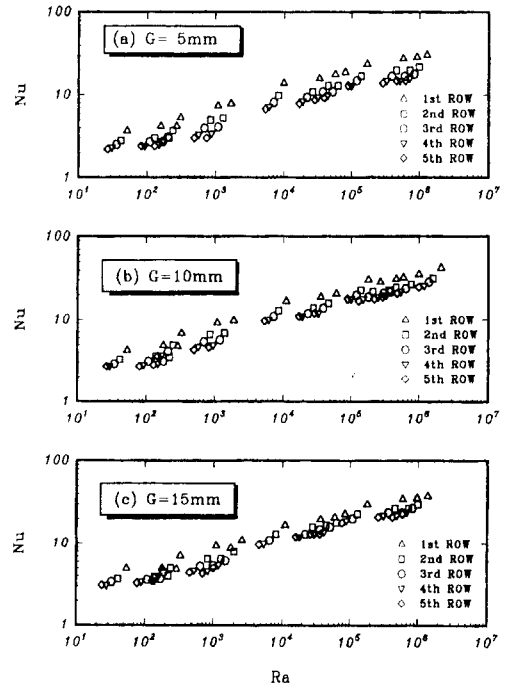


Fig. 7 Heat transfer data distribution using  $S/H$  as a characteristic length

기의 사선 위에 위치한다. 이런 이유로 Ortega와 Moffat<sup>31</sup> 등은 실험 결과를 하나의 관계식으로 무차원화하는데 실패하였으나, 최용문과 박경암<sup>41</sup>이 Ra 수에 채널 간격  $S$ 를 발열면 부위만의 높이를 합산하여 나누는 특성 길이를 사용한 무차원 수,

$$Nu = \frac{hS}{k} \quad (6)$$

$$Ra^* = \frac{g\beta q S^4 Pr}{k\nu^2} [S / (\sum Li - 1 + Li/2)] \quad (7)$$

단,  $(\sum Li - 1 + Li/2)$ 는  $i$ 번째 발열체에서 열전대 위치까지 발열체 높이의 합을 사용하여 다음 식,

$$Nu = 0.995 Ra^{*0.213} \quad (\text{표준편차}, \sigma = 0.21) \quad (8)$$

으로 한 관계식에 표시하였다. [Fig.8 (b) 참조]

그러나, 본 연구와 같이 실제 기판과 유사한 돌출된 면에서 열이 발생하는 경우, 채널의 간격, 채널의 높이, 발열면의 폭, 발열체의 돌출 길이외에 발열체 사이의 간격을 고려한 하나의 무차원 관계식을 유도해야 할 것이다.

본 실험의 실험 결과를 각각의 발열체 사이의 간격에 대해 Fig. 8과 같이 각각의 식에 근사하였다. 근사식들은 아래와 같다.

i)  $G=5mm$  일때  $Nu=0.800Ra^{*0.213}$  (9)

ii)  $G=10mm$  일때  $Nu=1.028Ra^{*0.213}$  (10)

iii)  $G=15mm$  일때  $Nu=1.052Ra^{*0.213}$  (11)

즉 발열체 사이의 간격(G) 변화에 대해 열전달 계수 및 Nu 수의 변화를 나타낸 것이다.  $G=5mm$

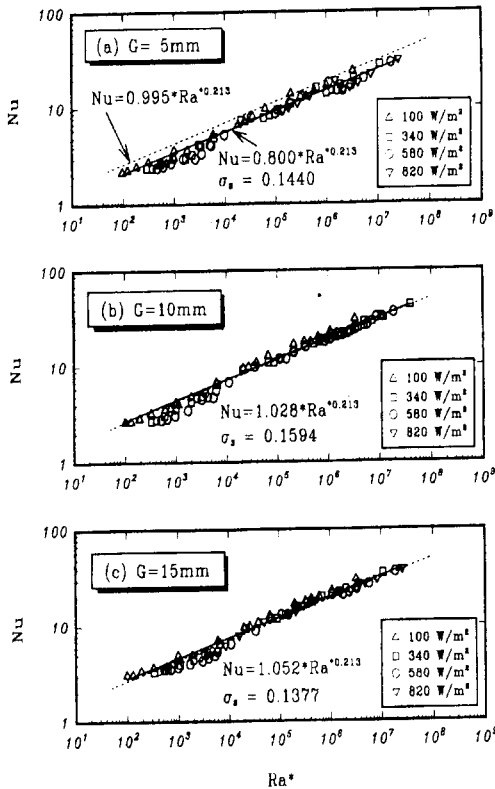


Fig. 8 Correlation using modified Ra number ( $Ra^*$ )

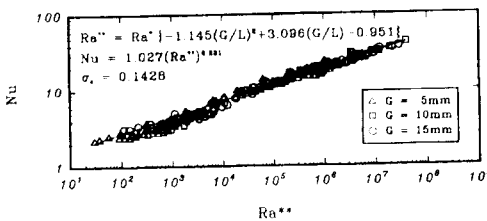


Fig. 9 Correlation using new Ra number ( $Ra^{**}$ )

( $G/L=0.5$ )일 때는  $G=10mm$ ( $G/L=1.0$ )일 때에 비해 25%정도 감소하였다. 그러나,  $G=15mm$ ( $G/L=1.5$ )일 때는 변화가 거의 없는 2%정도의 증가를 보였다. 이의 결과로 채널 사이의 간격이 어느 이상이 되면 열전달 계수 값에 영향을 미치지 않는다고 예측할 수 있다. 본 실험에서는 채널 간격이  $10mm$ ( $G/L=1.0$ ) 이상에서의 발열체 사이의 간격의 증가는 열전달 계수 증가에 큰 영향을 미치지 않았다. 앞의 (9), (10), (11)의 관계식들을 한 관계식으로 표현하기 위해서 Ra 수를 수정된  $Ra^*$ 에 발열면의 폭에 대한 발열체 간격의 비,  $G/L$ 을 조합하여 한 그래프에 나타내면 Fig.9와 같으며, 다음과 같은 수정된  $Ra^{**}$ 로 상관관계식을 얻을 수 있었다.

$$Ra^{**} = Ra^* [-1.145(\frac{G}{L}) + 3.096(\frac{G}{L}) - 0.951] \quad (12)$$

$$Nu = 1.027Ra^{**0.213} \quad (13)$$

위의 식들을 사용하여 자연 대류에 대한 모든 실험 결과들을 한 무차원 수의 관계식으로 표현할 수 있었다.

### 5. 2. 강제 대류

Fig. 10은 채널 간격(S)이 10mm일 때의 각 발열량에 대해 속도 변화에 대한 각 열의 열전달 계수들을 도시한 그림이다. 입구 속도의 변화는 0.4~3.5m/s(약  $Re < 2200$ )의 범위를 사용하였다. 이 그

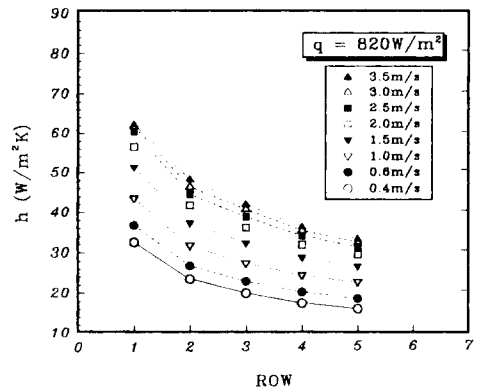


Fig. 10 Heat transfer coefficients for forced convection ( $S=10mm$ )

림에서 알 수 있듯이 강제 대류에서도 자연 대류와 같이 첫 열의 열전달 계수는 찬 공기의 유입으로 다른 열에 비해 크게 나타났다. 그러나, 자연대류와는 달리 냉각 공기가 강제로 유입됨으로써 실험에서 얻은 5열까지의 열전달 계수는 열 사이에서의 차이는 점차로 줄어들지만 충분한 공기에 냉각 효과가 지속되어 여전히 5열까지의 열전달 계수는 감소함을 보인다.

Re 수의 변화에 대한 열전달 계수의 증가를 면밀히 살펴보기 위해서 Fig. 11에 Re 수에 대해 각 열의 열전달 계수를 도시하였다. 가로축의 아래쪽은 Re 수를 위쪽에는 속도(m/s)를 표시하였다. 총류 영역에서는 속도의 증가, 즉 Re 수의 증가에 따라 열전달 계수는 서서히 증가하여 Re 수가 약 2000 이상에서 각각의 점근값에 수렴함을 관찰할 수 있다. Re 수가 2500보다 커지면서 열전달 계수

는 급격히 증가함을 알 수 있다. 열전달 계수의 급격한 증가는 총류로부터 난류로의 천이로 판단하여,  $2500 < Re \leq 3800$  사이에서 발생함을 예측할 수 있다. 채널간격 변화에 대해 열전달 계수를 비교해 보면, 채널간격이 증가할수록 오히려 열전달 계수가 작아지는데 이는 냉각 공기량이 일정하게 유지되며, 채널간격이 좁아짐으로써 발열면 위의 국부속도가 오히려 커지기 때문이다.

### 5.3. 자연대류와 강제대류의 결과 비교

Fig. 12는 각각의 속도에 대해 각 열에 대한 발열면의 온도와 공기의 온도의 차를 표시한 그림으로, 가장 왼쪽의 값은 자연 대류에서의 부류에 의해 발생하는 속도를 측정하여 도시하였다. 이 그림에서 자연 대류의 값들이 속도 변화에 대한 강제 대류의 값들의 관계와 부드럽게 관계되어짐을 확

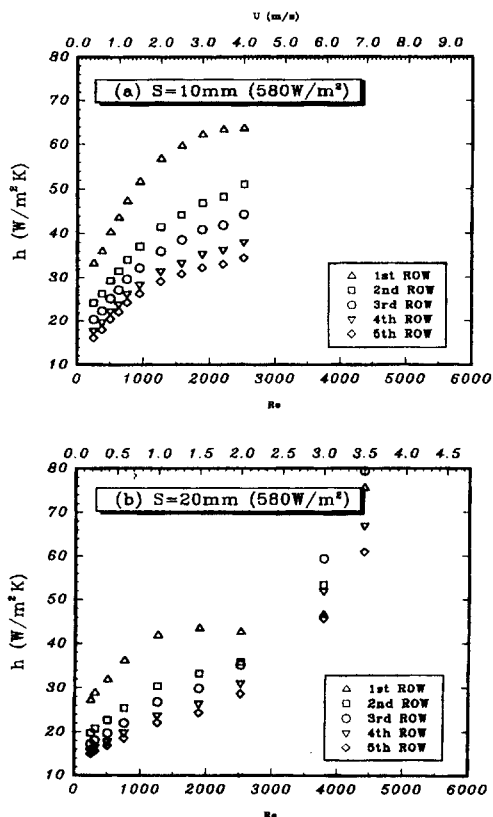


Fig. 11 Heat transfer coefficients vs. Re number for forced convection

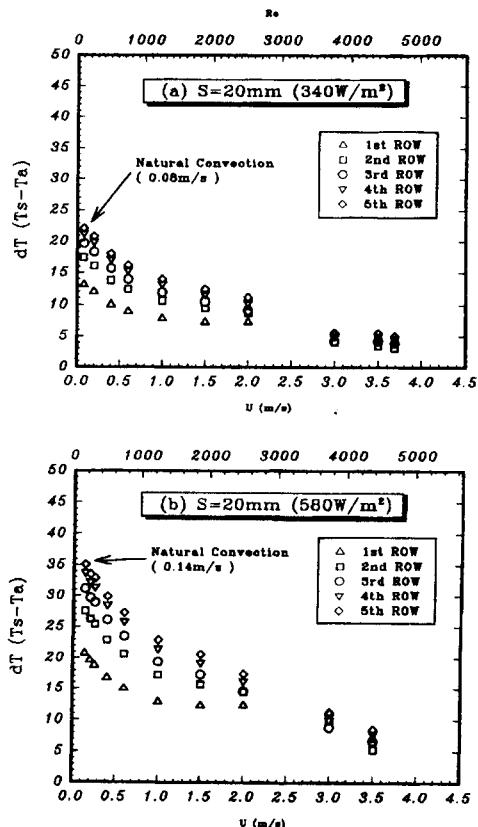


Fig. 12 Temperature difference for various velocities



**Table 2. Effect of forced convection**

열	$\frac{\Delta T_{\text{natural}}}{\Delta T_{\text{forced}}} \times 100 (\%)$		
	S=100mm	S=20mm	S=35mm
1열	270%	170%	160%
5열	290%	200%	150%

인하였다. 1열을 기준으로 강제 대류의 속도 증가에도 열전달이 더 증가하지 않고 수렴되는 속도를 기준으로 유입 공기와 표면 온도의 차를 자연 대류에서의 유입 공기와 표면 온도차로 나누어, 그 백분율을 Table 2에 표시하였다. 1열과 5열에서 자연대류와 비교하여 강제냉각에 의해 표면온도가 낮아짐을 보여주고 있다. 이 값들은 채널 간격이 같은 조건에서 발열량과 무관하게 거의 동일함을 확인하였다.

강제대류에 의한 냉각 효과의 증가는 채널 간격이 10mm일 때가 다른 세 가지의 채널 간격 들 중 가장 좋은 열전달을 가짐을 알 수 있었다. 이는 앞 절에서도 설명한 바와 같이 채널 간격이 작을 경우 (S=10mm, S/P=2.0) 발열면의 국부 속도의 증가에 기인된 것이다.

### 6. 결 론

수직 채널 내에서 전자장비 칩을 2차원으로 묘사한 가열 돌출 배열을 사용하여 발열량, 채널 간격, 돌출 발열체의 간격, 유입 공기 속도 등을 변화시키며 대류 열전달에 관한 실험을 수행한 결과 아래와 같은 결론을 얻었다. 자연 대류에서는

- 1) 열전달 계수는 채널 간격 20mm까지는 예민하게 증가하나 30mm이후에는 미세한 증가를 함으로써 이 간격은 최적 채널 간격을 나타낸다.
- 2) 발열체 사이간격을 5mm에서 10mm까지 증가시킬 때 열전달계수는 25% 이상 증가하였다.
- 3) 자연대류의 경우 방열체사이 간격을 포함한 새롭게 제시된 무차원 특성 길이를 사용하여 Ra 수와 Nu 수는

$$Ra^{**} = Ra^* [ - 1.145(\frac{G}{L})^2 + 3.096(\frac{G}{L}) - 0.951 ]$$

$$Nu = 1.029Ra^{**0.213}$$

와 같은 상관 관계식으로 나타낼 수 있었다.

- 4) 강제대류의 경우 층류 영역에서 열전달 계수는 속도 증가에 따라 증가하여, Re 수가 약 2,000 이상에서는 속도의 증가에 따른 변화가 적었으며, 강제대류의 층류범위에서 전체적인 냉각 효과는 채널 간격이 10 mm 일 때에 가장 효과적이었으며, 이 때의 전체적인 냉각효과는 평균적으로 자연 대류의 약 280% 이었다.

### 후 기

본 연구 수행에 협조해 주신 자동차 신기술 연구소에 깊이 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Levy, E.K., "Optimum Plate Spacings for Laminar Natural Convection Heat Transfer from Parallel Vertical Isothermal Flat Plates.", *Journal of Heat Transfer*, Vol.93, pp.463~465, 1971.
2. Bar - Cohen, A., and Rohsenow, W.M., "Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates, " *Journal of Heat Transfer*, Vol.106, pp.116~123, 1984.
3. Ortega, A., Moffat, R.J., "Heat Transfer from an Array of Simulated Electronic Components: Experimental Results for Free Convection with and without a Shrouding Wall", *Heat in Electronic Equipment*, HTD Vol.48, pp.5~15, 1985.
4. 최용문, 박경암, "장방형 발열체가 부착된 채널에서 자연 대류 연구", 대한 기계 학 회 논문집, 제17권, 제2호, pp.438~444, 1993.
5. Sparrow, E.M., Vemuri, S.B., and Kadle, D.S., "Enhanced and Local Heat Transfer, Pressure Drop and Flow Visualization for Array of Block-like Electronic Components", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.26, No.5, pp.689~699, 1983.
6. Moffat, R.J., Arvizu, D.E., Ortega, E., "Cooling Electronic Components: Forced Convection Experiments with An Air - Cooled Array", *Heat Transfer in Electronic Equipment - 1985*, HTD - Vol.48, pp.17 - 27, 1985.

7. Tai, C.C., Lucas, V.T., "Thermal Characterization of a Card - on Board Electronic Package", Heat Transfer in Electronic Equipment 1985, HTD - Vol.48, pp.49~57, 1985.
8. Nakayama, W., Mastsushima, H., Goel, P., "Forced Convective Heat Transfer from Arrays of Finned Packages", Cooling Technology for Electric Equipment, Hemisphere, pp. 195~210, 1988.
9. Fujii, J., Imura, H., "Natural Convection Heat Transfer from a Plate with Arbitrary Inclination, "International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol.15, pp.755~767, 1972.
10. Chyu, M.K., Goldstein, R.J., "Local Mass Transfer in Rectangular Cavities with Segregated Turbulent Flow", Heat Transfer, Proceedings of 8th International Heat Transfer Conference, Hemisphere, Washington, D.C., Vol.3, pp.1065~1070, 1986.

**저 자 소 개**



**김의광(金義光)**

1957년 4월생. 1976년 부산대학교 기계공학과 졸업. 1981년 부산대학교 기계공학과 졸업(석사). 현재 한국 원자력 연구소



**백병준(白秉峻)**

1955년 7월생. 1979년 서울대학교 기계공학과 졸업. 1990년 미국 미주리 대학교 졸업(박사). 현재 전북대학교 기계공학부 부교수. 당학회 회원.



**박복춘(朴福春)**

1956년 1월생. 1978년 전북대학교 졸업. 1989년 미국 드렉셀 대학교 졸업(박사). 현재 전북대학교 기계공학부 부교수.



**송규근(宋圭根)**

1954년 12월생. 1981년 전북대학교 졸업. 1987년 일본 북해도 대학교 졸업(박사). 현재 전북대학교 기계공학부 부교수. 당학회 회원



**김진택(金晉宅)**

1968년 3월생. 1991년 전북대학교 공과대학 정밀기계공학과 졸업. 1994년 전북대학교 정밀기계공학과 졸업(석사)