

## 간접냉각방식을 이용한 열원이 부착된 채널내의 열전달 촉진에 관한 연구

**The study on heat transfer enhancement using indirect cooling system  
in the channel with heat source**

김 광 추\*, 박 만 흥\*, 윤 준 규\*\*  
K. C. Kim, M. H. Park, J. K. Yoon

**Key words:** Indirect cooling system(간접냉각방식), Heat removal(열제거), Cooling fluid(냉각용 유체), Flow direction(유동방향), Separation(박리)

### ABSTRACT

A numerical study is carried out for increasing heat removal using indirect cooling system. Computation is performed for nine cases as variation of flow condition in the lower channel. As the result of this study, water is more effective than air at the same pressure loss in spite of the lower inlet velocity. In channel configuration, the vertical channel is more effective than horizontal channel because of the buoyancy effect. Under the condition that heat generation is the same, counter flow effectively decreases the temperature difference among blocks. Parallel flow is more effective than counter flow when average temperature of all blocks is considered. In the case of installing obstacles in the lower channel, it is desirable to install obstacles in the bottom of lower channel. Heat transfer rate increases as the height of obstacles increases.

### 기 호 설 명

$C_p$  : 정압비열, [J/kg · K]  
 $g_y, g_z$  : 중력가속도, [m/sec<sup>2</sup>]  
 Gr : Grashof수  
 $h$  : 블록의 높이, [m]  
 $H$  : 채널의 높이, [m]  
 $k$  : 열전도계수, [W/m · K]  
 $k$  : 난류운동에너지  
 $L$  : 블록의 길이, [m]  
 $L_i, L_o$  : 채널 입출구의 길이, [m]

Pr : Prandtl수  
 Re : Reynolds수  
 $s$  : 평판의 높이, [m]  
 $S$  : 블록간의 간격, [m]  
 $u_m$  : 입구의 평균속도, [m/sec]

### 그리스문자

$\mu$  : 점성계수, [kg/m · sec]  
 $\nu$  : 동점성계수, [m<sup>2</sup>/sec]  
 $\rho$  : 밀도, [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\beta$  : 열팽창계수, [K<sup>-1</sup>]  
 $\epsilon$  : 난류운동에너지 소산율

\* 한국전력기술(주)  
 \*\* 경원전문대 자동차정비과

$\sigma$  : 난류 Prandtl수  
 $\Delta p$  : 압력손실,  $[N/m^2]$

### 하첨자

a : 공기  
 f : 물  
 t : 난류

## 1. 서 론

전자장비와 같은 열원이 부착된 채널내의 유동 및 열전달에 관한 연구는 현재까지 활발히 진행되어져 왔으며, 대부분의 연구는 다수의 열원을 갖는 단일채널에 대해 2차원 및 3차원 층류 및 난류유동에 대해 강제대류, 자연대류 및 혼합대류 조건에서의 열전달 현상을 실험이나 수치해석을 통해 구하고 이들 조건에서의 열전달 촉진 방안을 제시하였다. 이들 열전달 촉진 방안에 대한 기존 연구결과들을 보면, 채널내의 Reynolds수의 증가(입구속도의 증가), 열원간의 간격(spacing)의 증대, 난류발생기의 설치, 열침(heat sink)을 이용한 냉각 등을 제시하고 있다. 그러나 이러한 기존의 연구들은 모두 채널내의 열발생이 커질 경우 안정적인 작동허용온도를 유지하기 위해서는 한계가 있으며 송풍기의 속도를 증가시킴에 따른 소음 및 진동 등의 문제를 안고 있다. 따라서 이러한 문제점을 개선하고 보다 큰 냉각효과를 얻기 위해서는 새롭고 다양한 열제거 메카니즘을 이용한 냉각방식이 연구 되어져야 한다.

기존의 연구들은 공기를 냉각유체로 하는 단일 채널에서의 열전달 촉진에 관한 연구들이 대부분이었다. Davalath등<sup>(1)</sup>은 채널내에 3개의 단위체적당 열발생을 갖는 사각 장애물에 대해 2차원 층류에 대한 연구를 실시하였으며 유한체적법(Finite Volume Method)을 이용한 수치연구를 실시하였으며 열원간의 간격에 따른 열전달 효과를 구하고 평균 Nusselt수에 관한 상관관계식을 제시하였다. Kim등<sup>(2)</sup>은 3개의 장애물을 갖는 수직채널의 층류유동에 대해 유한요소법(Finite Element Method)을 사용한 수치계산을 통해 부력이 열전달 향상에 도움이 됨을 연구하였다. Vafai등<sup>(3)</sup>은 채널내의 다공성매질을 사용하여 열전달을 향상시킬 수 있음을 보여 주었으며,

Hung등<sup>(4)</sup>은 열발생 리브(rib)가 설치된 수직 채널내에 난류발생기(turbulence promoter)를 부착하여 열전달 증대 효과를 얻을 수 있음을 실험을 통하여 보여주었다. Park등<sup>(5)</sup>은 이들 실험결과를 수치계산을 통해 검증하고 난류발생기의 각도에 따른 열전달 효과 및 압력강하 등을 구하였다. 그밖에 Ray등<sup>(6)</sup>은 전자장비의 발열밀도가  $1000 W/m^2$  이상일 경우 프레온이나 물과 같은 액체를 이용한 냉각방식을 제안하고 유로내의 부착된 칩을 발열부분과 이를 둘러싼 절연부분으로 나누어 냉각용유체로 프레온과 물을 사용한 층류혼합대류에 대하여 Rayleigh 수 및 절연체의 전도비에 따른 열전달 효과를 수치해석을 통해 연구하였다. Incropera<sup>(7)</sup> 및 Chu<sup>(8)</sup>는 채널내의 열발생을 갖는 장애물의 열을 제거하기 위한 냉각방법으로 열침냉각, 난류 발생기, 평행유동(parallel air flow), 충돌유동(impinging air flow), 수냉식 열교환기(water-cooled interboard heat exchangers), 간접액체냉각(indirect liquid cooling), 절연액체를 이용한 액침냉각(immersion cooling) 및 상변화를 이용한 2상 열사이펀(two phase thermosyphons)등을 이용한 방법 등에 대해 언급하고 있다.

본 연구에서는 일정한 열발생을 갖는 고체블록이 존재하는 채널외에 하부에 또 하나의 채널을 부착하는 간접냉각방식(indirect cooling system)을 채택하여 하부채널에서의 기하학적형상 및 다수의 유동조건에 대한 열전달 현상을 비교 분석하여 열전달을 향상시키기 위한 열제거 메카니즘을 모색해 보고자 한다.

## 2. 이론해석

### 2.1 해석모델

본 연구에서 수행하고자 하는 모델의 기하학적형상 및 치수는 Fig. 1 및 Table 1과 같다. 유로는 블록이 존재하는 상부채널 외에 냉각효과를 증대시키기 위한 하부채널로 이루어져 있으며 이들 상·하 채널은 스테인레스 평판으로 분리되어 있다. 상부채널은 냉각용 유체로 공기가 흐르도록 하였으며 블록은 구리로 가정하고 단위체적당 일정한 열발생이 있다고 가정하였다. 상부채널내의 모든 조건은 고정시키고 하부채널에서의 각

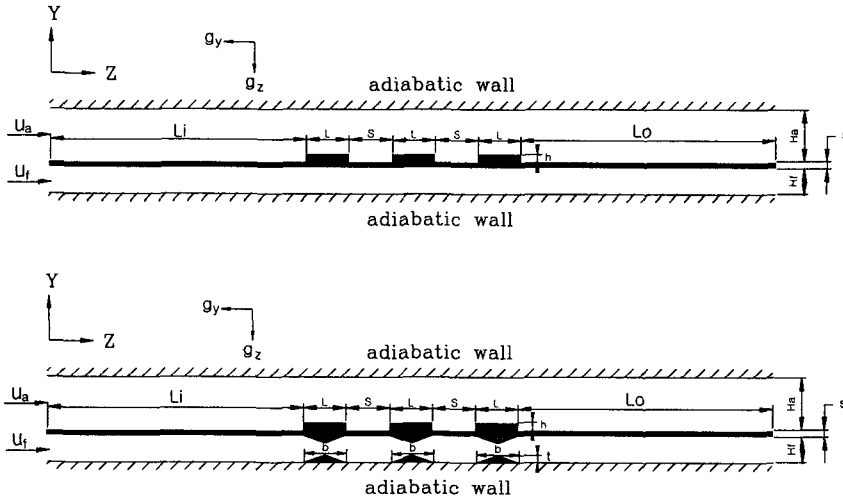


Fig. 1 Schematic diagram of the calculated domain.

유동조건 및 형상조건에 따라 Fig. 1의 (a)의 기하학적 조건에 대해서는 CASE 1~CASE 5의 5가지 경우로 나누어 하부채널의 냉각용 유체에 따른 영향, 채널의 중력에 대한 설치방향 및 하부채널의 유동방향에 따른 열전달 효과를 분석하고 Fig. 2의 (b)의 기하학적 조건에 대해서는 CASE 6~CASE 9의 4가지 경우로 나누어 하부채널의 장애물 설치위치 및 높이에 따른 열전달 효과를 분석하였다.

2.2 물성치

Table 2는 계산에 사용된 냉각용 유체인 공기 및 물의 물성치를 나타내고 있으며 스테인레스 평판의 물성치 및 구리 발열블록의 물성치는 Table 3과 같다.

2.3 지배방정식

유동은 정상상태의 2차원 비압축성 난류유동이며, 부력에 대해서는 Boussinesq's approximation을 적용하였다. 유체의 마찰에 의한 점성소산은 무시하고 모든 물성치는 온도와 압력에 관계없이 일정하다고 가정하였을 때 지배방정식은 다음과 같다.

Table 1 Physical dimensions (m)

Symbol	L	S	h	s	b	Ha	Hf	Li	Lo	t
Dimension	0.05	0.05	0.012	0.01	0.05	0.062	0.03	0.5	0.5	0.005 0.01 0.015

Table 2 Thermal properties of cooling fluid at 293K

Properties	air	water
$\rho$	1.189 [kg/m <sup>3</sup> ]	1000 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	$1.84 \times 10^{-5}$ [kg/m · sec]	$1.0 \times 10^{-3}$ [kg/m · sec]
Pr	0.7	7
$\beta$	$3.41 \times 10^{-3}$ [K <sup>-1</sup> ]	$0.18 \times 10^{-3}$ [K <sup>-1</sup> ]

Table 3 Thermal properties of plate and blocks at 300K

Properties	plate(ANSI 316 S.S)	blocks(Copper)
$\rho$	8238 [kg/m <sup>3</sup> ]	8954 [kg/m <sup>3</sup> ]
$C_p$	468 [J/kg · K]	383 [J/kg · K]
k	13.4 [W/m · K]	381 [W/m · K]

연속 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \tag{1}$$

### 운동량 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho g_i \beta (T - T_{in}) \\ & + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \end{aligned} \quad (2)$$

### 에너지 방정식

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left( \frac{\mu_t}{\sigma_t} + \frac{\mu}{Pr} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} \right\} \quad (3)$$

본 연구에서의 난류모델의 채택은 Chen-Kim의 저레이놀즈 모델을 채택하였다. 이는 일반적으로 표준  $k-\epsilon$  모델이 고레이놀즈유동에 한하며 벽면에서의 점성효과, 유동의 박리 및 재부착이 있을 경우 이를 예측하는데 어려움이 있어 이를 보완하기 위한 수정 2방정식 모델중  $\epsilon$ -방정식에 새로운 항등을 추가함으로써 유동장내에 장애물등이 있는 경우에 유동특성을 잘 예측할 수 있다고 알려진 Chen-Kim의 저레이놀즈 모델을 채택하였다<sup>(9)</sup>.

### 난류운동에너지 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i k) = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right] \\ & + P_k + G_b - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (7)$$

식(7)의 Reynolds 전단응력에 의한 난류에너지 생성항  $P_k$  및 부력에 의한 생성항  $G_b$ 는 다음과 같다.

$$P_k = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (8)$$

$$G_b = -\frac{\mu_t}{\sigma_t} g_i \beta \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (9)$$

### 난류운동에너지 소산을 방정식

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i \epsilon) = & \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right] \\ & + \frac{\epsilon}{k} (C_{1\epsilon} f_1 (P_k + G_b) - C_{2\epsilon} f_2 \epsilon) + S_\epsilon \end{aligned} \quad (10)$$

식(10)의 난류운동에너지 소산을 방정식에 추가된 생성항  $S_\epsilon$ 는 다음과 같다.

$$S_\epsilon = f_1 C_{3\epsilon} P_k^2 / k \quad (11)$$

각 식에서 사용된 난류 점성계수, 난류Reynolds 수 및 난류상수는 다음과 같다.

$$\mu_t = \frac{C_\mu f_\mu \rho k^2}{\epsilon}$$

$$\sigma_t = 0.9, \sigma_k = 0.75, \sigma_\epsilon = 1.15, C_\mu = 0.09$$

$$C_{1\epsilon} = 1.15, C_{2\epsilon} = 1.9, C_{3\epsilon} = 0.25$$

$$f_1 = 1 + (0.05/f_\mu)^2$$

$$f_2 = 1 - \exp(-R_t^2)$$

$$f_\mu = [1 - \exp(-0.0165R_y)]^2 \cdot \left( 1 + \frac{R_t}{20.5} \right)$$

$$R_t = \frac{k^2}{\nu \epsilon}, R_y = \frac{\sqrt{k} \cdot y}{\nu} \quad (12)$$

상·하 채널내부의 레이놀즈수는 다음과 같이 정의하였다.

$$Re = \frac{\rho u_m H}{\mu} \quad (13)$$

여기서  $u_m$ 은 입구의 평균속도이며,  $H$ 는 특성길이로서 본 연구에서는 각 채널의 높이를 나타낸다.

Grashof수는 다음과 같이 정의하였다.

$$Gr = \frac{g \beta q H^5}{\nu_f^2} \quad (14)$$

여기서  $g$ 는 중력가속도,  $\beta$ 는 열팽창계수,  $q$ 는 단위체적당 열발생률을 나타내며,  $\nu_f$ 는 유체의 동점성계수이다.

## 2.4 경계조건

각 채널에서 냉각용유체의 입구속도는 균일속도 조건을 사용하였으며, 입구온도는 일정온도로

유입된다고 가정하였다. 입구에서의  $k$ 와  $\epsilon$ 의 초기조건으로는 식(14)와 같이 Nallasamy<sup>(10)</sup>가 제시한 방법에 의한 값을 사용하였으며, 유출구에서의 경계조건은 Neumann조건을 사용하였다. 또한 블록은 각각 단위체적당 일정한 열발생( $6.0 \times 10^6 \text{W/m}^3$ )을 가지고 있으며 각 채널벽은 단열조건을 사용하였다.

$$k_{in} = 0.003\alpha_{in}^2, \quad \epsilon_{in} = \frac{0.009k_{in}^{1.5}}{0.03H} \quad (15)$$

2.5 수치해석

본 해석을 위해 유한체적법(Finite Volume Method)<sup>(11)</sup>을 사용하는 상용 프로그램인 PHOENICS 코드가 이용되었으며 압력과 속도가 급격히 변화하는 벽면이나 물체의 선단과 벽 가까이 그리고 끝단에 격자가 밀집하도록 Fig. 2와 같이  $y$ 와  $z$ 방향에 대하여  $25 \times 70$ 의 비균일격자로 나누고 경계밀착좌표계(Body Fitted Coordinate System)을 사용하여 계산하였다. 또한 연속방정식이나 에너지방정식에 사용된 제어체적의 검사면에 속도성분의 제어체적을 위치하도록 하는 엇갈린 격자계를 사용하였다. 대류항의 변수분포 가정은 Hybrid Scheme을 사용하였으며 압력항은 SIMPLEST(Semi-Implicit Method for the Pressure Linked Equation Shortened) 방법<sup>(9)</sup>을 사용하였다. 방정식을 계산하는 과정에서 해의 수렴은 아래와 같이 정의된 잉여(Residual)값이 조사되었으며 이들 값이  $10^{-3}$ 이하이면 수렴한 것으로 간주하였다.

$$Residual = \sum_{all \ domain} | \sum a_{nb} + b - a_p \phi_p | \quad (16)$$



(a) CASE 1, 2, 3, 4 & 5



(b) CASE 6, 7, 8 & 9

Fig. 2 Grid system(25×70).

해의 수렴성을 개선하고 해가 발산하는 것을 막기위하여 하향이완계수(underrelaxation factor)를 사용하였다. 본 수치계산에서는 압력과 난류량 및 온도에 대해서는 선형이완(linear relaxation)방법을 적용하여 0.3, 0.4, 및 0.5의 값을 이완계수의 값으로 사용하였으며, 속도장에 대해서는 오류시간간격이완(false time step relaxation)방법을 적용하였으며 오류시간간격으로는 0.2의 값을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

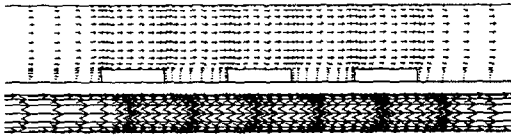
본 연구는 냉각효과를 증대시키기 위하여 고열원을 갖는 채널 하부에 또다른 냉각용 유체가 흐를 수 있도록 하부채널을 가지는 간접냉각 유로방식을 채택하여, 상부채널의 유동조건 및 기하학적 조건은 변화시키지 않고 하부채널내부의 유동유체, 유동방향 및 유로형상에 따라 9가지의 경우로 변화시키면서 계산을 실시하여 유동현상 및 온도분포등을 고찰하였다.

3.1 하부채널의 냉각용 유체에 따른 영향

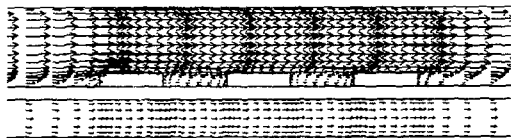
발열이 존재하는 채널내에서 상·하부채널의 냉각용 유체가 같은 경우 및 서로 다른 경우에 대한 열전달 효과를 살펴보기 위하여 하부채널의 동일 압력손실 조건에서 상부채널의 냉각용 유체는 공기이며 하부채널의 냉각용 유체가 각각 공기 및 물인 경우에 대하여 수치계산을 수행하였다. CASE 1인 경우는 상·하부채널의 냉각용유체를 모두 공기로 가정하였으며 상부채널의 공기의 입구속도 및 온도는 각각 1 m/sec 및 293K이며, 하부채널의 공기의 입구유속 및 온도는 각각 7.69 m/sec 및 293K로 하여 계산하였다. CASE 2인 경우는 상부채널은 CASE 1과 동일한 조건의 공기로 하였고 하부채널의 냉각용 유체는 물로 가정하여 하부채널내의 압력손실( $\Delta p = \frac{\rho v^2}{2g}$ )이 CASE 1인 경우와 동일하다고 가정하여 하부채널내의 냉각용 유체의 입구속도를 0.25 m/sec, 입구온도는 293K가 유입되도록 하였다. Fig. 3과 Fig. 4에 CASE 1 및 CASE 2에 대한 상·하채널에서의 속도분포 및 온도분포를 도시하였다. Fig. 3의 상부채널의 속도는 동일하며 그림에서

는 하부채널의 속도가 30배 정도의 차이가 있어 상부채널의 크기를 동일하게 하여 도시할 경우 하부채널의 유동을 도시하기가 어려워 상부채널의 속도의 크기를 다르게 하여 도시하였다. Fig. 4의 등온선은 CASE 1에 대해서는 최저온도 293K에서 최고온도 1021K까지 52K 간격으로 도시하였으며 CASE 2에 대해서는 최저온도 293K에서 최고온도 370K까지 5.5K의 간격으로 도시하였다.

Fig. 3의 속도분포를 살펴보면 블록의 전·후단 및 블록사이에서 재순환영역이 관찰되었으며 이러한 재순환영역의 영향으로 인하여 Fig. 4의 온도분포에서의 왜곡(distortion)현상이 나타났다. Fig. 4의 온도분포에서는 CASE 1인 경우보다 CASE 2인 경우가 열전달이 증가됨에 따라 블록주위로 등온선이 밀집되어져 있는 것을 볼 수 있다.

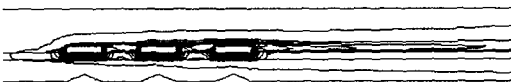


(a) CASE 1

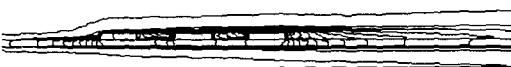


(b) CASE 2

Fig. 3 Velocity vector plot for CASE 1 & 2.



(a) CASE 1



(b) CASE 2

Fig. 4 Isotherms for CASE 1 & 2.

Fig. 5~Fig. 6은 각각 CASE 1 및 CASE 2에 대한 블록 표면 온도 및 인접격자점에서의 유체의 온도분포이다. Fig. 5의 CASE 1과 CASE 2에서의 블록 표면의 인접격자점에서의 유체의 온도분포를 살펴보면, 하부채널의 냉각용유체로 공기를 사용하는 CASE 1인 경우에는 압력강하 (pressure gradient)가 크게 일어나는 첫 번째 블록의 왼쪽 상단모서리 지점인 B에서 모든 블록에 대해 가장 낮은 온도값을 보여주었으며 이러한 현상은 하류로 계속 이어져 모든 블록에 대해 왼쪽 상단모서리 지점인 B점에서 4개면중에서 가장 낮은 온도값을 나타내었다. 그러나 하부채널의 냉각용유체로 물을 사용하는 CASE 2인 경우에는 첫 번째 블록에서는 유동장에 의한 영향이 상대적으로 크기 때문에 CASE 1과 같이 왼쪽모서리 상단인 B점에서 낮은 온도값을 보여주고 있지만 유동의 영향이 하류로 갈수록 점차 둔화되면서 블록에서의 열전달은 상부채널의 유동에 의한 영향 보다는 하부채널로의 전도에 의한 열전달의 영향이 커짐에 따라 세 번째 블록의 경우에는 첫 번째 블록이나 두 번째 블록에 비해 B점에 대한 D점 부근의 온도가 상대적으로 낮아지는 경향을 보여주고 있다.

Fig. 6의 블록 표면의 온도분포를 보면, CASE 1의 경우는 첫 번째 블록 및 두 번째 블록의 경우에 왼쪽 하단 부근인 A점에서 가장 낮은 온도값을 보여주는 반면 세 번째 블록의 경우에는 블록에서의 최저 온도점이 A점에서 D점으로 옮겨지고 있음을 알 수 있다. CASE 2의 경우에는 세 개의 블록 모두 블록에서의 최저 온도점이 A점과 D점 모두에서 나타났으며 블록의 최고온도값의 크기에 있어서는 CASE 1인 경우와 비교하여 0.362배 정도의 낮은 온도값을 나타냈다. 이는 하부채널의 동일한 압력손실을 고려하더라도 CASE 1과 같이 하부채널의 냉각용 유체로 공기를 사용하는 것보다는 CASE 2와 같이 열용량이 큰 물등과 같은 냉각용 유체를 사용하는 것이 상당한 열전달 효과를 볼 수 있으며 압력손실이 공동력과 비례한다고 했을 경우 작은 동력을 가지고도 냉각유체에 따라 큰 열전달 효과를 볼 수 있으므로 공기를 냉각용 유체로 사용하는 경우 열원의 증가에 따라 송풍기의 속도를 증가시키며 따른 소음 및 진동 등의 문제점을 감소시킬 수 있다. 블록윗면에서의 온도분포만을 살펴보면,

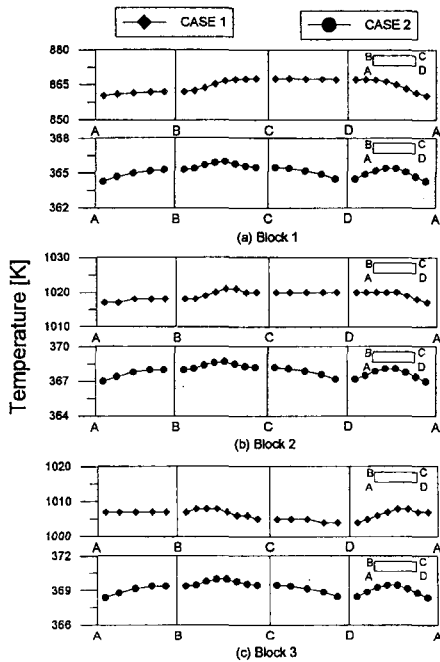


Fig. 5 Temperature distribution of the air near the surface of blocks for CASE 1 & 2.

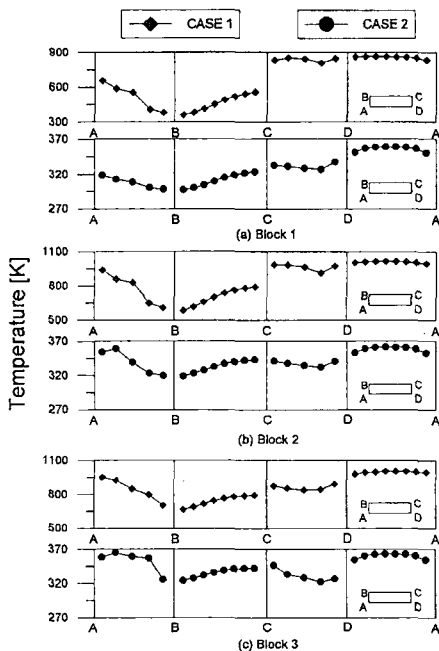


Fig. 6 Temperature distribution of the surface of blocks for CASE 1 & 2.

CASE 1인 경우는 블록표면의 온도분포가 선형적으로 나타남을 볼 수 있는데 이는 Fig. 5의 블록 표면 인접격자점에서의 유체의 선형적인 온도분포와 비슷한 경향을 보이고 있어 아직까지 블록표면의 온도가 블록에서의 유체유동에 크게 좌우되고 있음을 알 수 있다. 그러나 CASE 2인 경우는 블록 표면의 온도분포와 인접격자점에서의 유체의 온도분포와는 다소 많은 차이를 보여주고 있다. 즉, CASE 1인 경우는 블록표면의 온도가 유체의 유동특성에 좌우되어 온도분포가 선형적인데 비해 CASE 2인 경우에는 상부채널의 공기 유체유동에 의한 영향보다는 하부채널의 냉각용 유체인 물의 유체유동에 의한 열전달이 상대적으로 크게 나타나 블록의 우측면에 열전달이 증가함에 따라 선형적이 아닌 포물선적인 온도분포 경향을 보여주고 있다.

### 3.2 채널의 중력에 대한 설치방향 및 하부채널의 유동방향에 따른 영향

채널의 중력에 대한 설치방향 및 하부채널의 냉각용 유체의 유동방향에 따른 열전달 효과를 살펴보기 위하여 채널의 설치방향이 수평 및 수직인 경우와, 하부채널의 냉각용 유체의 유동방향을 상부채널의 유체 유동방향과 동일하게 한 경우와 반대로 한 경우에 대한 수치계산을 수행하였다.

본 CASE 3, 4 & 5에서는 상부채널의 유동 및 온도조건은 CASE 1 및 2의 조건과 동일하게 설정하였으며 하부채널에 대해서는 냉각용 유체로는 물을 사용하였고, 입구속도는 CASE 1인 경우에 식(13)에 의해 계산된 하부채널의  $Re=14942$ 와 동일한 레이놀즈수가 되도록  $0.5 \text{ m/sec}$ 로 정하였으며 입구온도는  $293\text{K}$ 로 가정하였다. CASE 3에서는 CASE 1 & 2와 같이 수평채널로 가정하여 y방향에 대해 부력조건을 부여하여 계산하였고, CASE 4에서는 수직채널로 가정하여 z방향에 대해 부력조건을 부여하였으며 CASE 5에서는 CASE 4와 같이 수직채널로 가정하고 하부채널의 유동방향을 상부채널의 유동방향과 반대방향으로 가정하여 계산을 수행하였다.

Fig. 7은 3가지 경우에 대한 블록 표면의 각면에 대한 온도분포를 나타내고 있다. 우선 수평채널과 수직채널로 가정하여 계산한 경우의 CASE

3와 CASE 4에 대한 결과를 살펴보면, 온도차이가 미소하기는 하지만 수평채널로 가정한 경우보다 수직채널로 가정한 경우가 블록표면에서 전체적으로 다소 낮은 온도분포를 보여주었다. 이는 채널이 수평방향인 경우보다 수직방향인 경우에 부력에 의한 영향이 크게 나타나기 때문이며  $Gr/Re^2$ 의 값이 커질수록 이러한 현상은 두드러지게 크게 나타날 것으로 생각된다.

CASE 5와 같이 상·하 채널의 유동방향이 반대인 대향유동(counter flow)인 경우는 유동방향이 동일한 평행유동(parallel flow)인 경우에 첫 번째 블록에서 끝 블록으로 갈수록 각 면에서의 평균 온도값이 커지는 것과는 반대로, 첫 번째 블록에서 끝 블록으로 갈수록 각 면에서의 평균 온도값이 낮아지는 경향을 보여주었다. 첫 번째 블록과 마지막 블록에서의 온도차에 있어서는 대향류인 경우가 평행류인 경우보다 절반이하로 작게 나타났다. 이러한 결과는 만약 블록간에 대한 온도값의 변화를 작게 하고자 하는 경우에는 대향유동조건을 사용하는 것이 유리할 것으로 판단된다. 그러나 전체 블록에 대한 평균온도값은 대향류인 경우가 평행류인 경우보다 미소하지만 약간 높은 값을 나타내었다. 이는 평행류인 경우는 하부채널의 입구에서의 차가운 유체가 직접 블록의 열을 빼앗아 가지만 대향류인 경우는 상부채널 출구의 유체는 이미 고온의 블록을 지나면서 열전달이 이루어져 입구보다 높은 온도를 가지게 되고 이러한 상부채널의 출구 온도가 하부채널 입구의 유체에 영향을 미치게 되기 때문이라고 생각된다<sup>(13, 14)</sup>. 따라서 이러한 상승된 온도를 가지게 된 유체가 블록이 있는 곳에서 열전달이 이루어 지기 때문에 좋은 결과를 보여주지 못한 것으로 생각된다. 이러한 추정이 가능하다면 상부채널의 출구 온도가 상당히 높을 경우에는 이러한 현상은 더욱더 크게 나타날 것이며 따라서 블록의 열발생 조건이 모두 동일한 경우에 블록간의 온도차를 줄여야 할 경우에는 하부채널의 유동방향을 반대로 하는 대향류인 경우가 유리하며, 출구온도가 높고 블록간의 온도차 보다는 블록 전체의 평균온도값의 감소만 고려한다면 유동방향을 반대로 하는 것보다는 하부채널의 유동방향을 동일하게 하는 평행류인 유동조건이 유리할 것으로 생각된다.

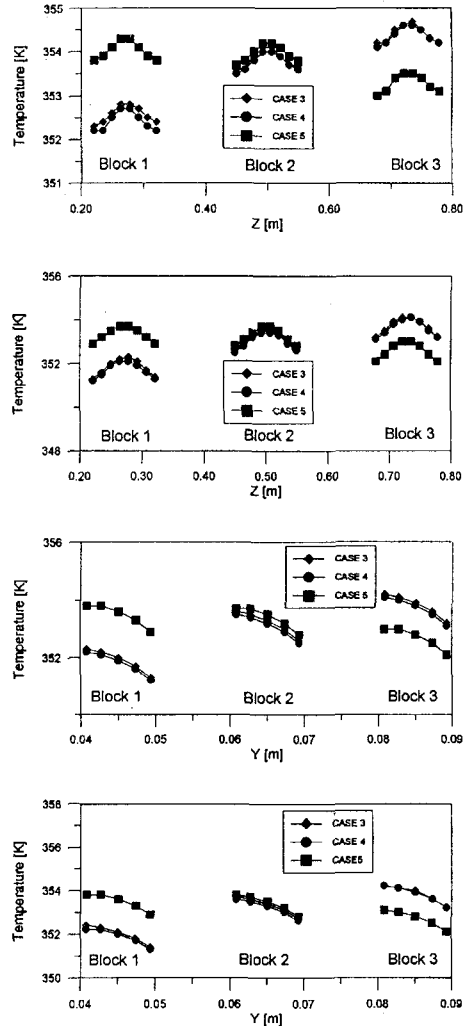


Fig. 7 Temperature distribution of the surface of blocks CASE 3, 4 & 5.

### 3.3 하부채널의 장애물 설치에 따른 영향

강제대류 냉각에 있어 유동장내에 장애물을 설치하게 되면 장애물을 지나면서 유동은 박리하게 되고 이러한 유동의 박리(separation)는 열전달을 향상시킨다. 또한 박리현상으로 인해 장애물 주위에는 압력강하가 일어나게 되고 이때 압력변화율이 크면 클수록 속도가 증가하므로 열전달은

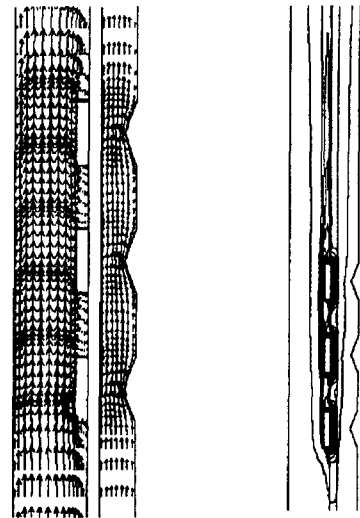


더욱더 향상된다<sup>(5, 12)</sup>. 본 계산에서는 이러한 박리 현상을 이용하여 앞선 결과들의 블록 상하면의 포물선 형태의 온도분포를 감소시키며 압력손실을 최소화 하여 하부로의 열전달을 증가시킬 목적으로 하부채널내에 블록이 위치한 지점에 블록과 같은 폭의 삼각형 장애물을 설치하여 장애물의 위치 및 높이에 따른 열전달효과를 살펴보았다. 이때 장애물의 재질은 전도에 의한 열전달효과를 배제하고 위치변화에 따른 유동변화에 의한 열전달효과만을 살펴보기 위하여 평판의 재질과 동일한 재질로 가정하였다.

유동조건은 모두 수직채널인 CASE 4의 경우와 동일하다. CASE 6에서는 장애물을 하부채널의 윗면에 장애물을 설치하였으며, CASE 7에서는 CASE 6와는 반대로 장애물을 하부채널의 바닥면에 위치하도록 하였다. 이때 장애물의 폭과 블록의 폭은 같으며 장애물의 높이는 0.01 m로 하였다. CASE 8과 CASE 9에서는 CASE 7과 동일하게 하부채널의 바닥면 장애물을 설치하였으나 CASE 8은 장애물의 높이를 CASE 7에 대해 1/2의 크기로, CASE 9에서는 1.5배의 크기로 가정하여 장애물의 높이에 따른 계산을 실시하였다.

Fig. 8은 장애물을 하부채널의 바닥면에 설치한 CASE 7에 대한 속도분포 및 온도분포이다. 이때 온도분포는 최저온도 293K에서 최고온도 348K까지 4K의 온도간격으로 도시하였다. 하부채널내의 유동은 Fig. 8(a)와 같이 삼각형 장애물을 지나면서 모서리 부근에서 박리하게 되고 이러한 박리현상으로 인해 장애물 상부의 전체적인 속도분포는 위로 향하게 되며 상부의 속도가 빨라지는 것을 볼 수 있다. 이러한 하부채널내의 장애물 설치에 따른 유동특성은 Fig. 8(b)의 온도분포에서 블록이 설치된 지점의 평판하부의 등온선을 국부적으로 블록쪽으로 이동시키게 되어 블록이 설치된 지점의 평판하부의 등온선도가 블록하부쪽으로 좀 더 밀집되어져 있는 것을 볼 수 있다. 따라서 블록에서 하부채널로의 열전달이 CASE 4에 비해 보다 향상된 것을 알 수 있다.

Fig. 9에 CASE 6 ~ CASE 9에서의 블록표면의 각 면에 대한 온도분포를 도시하였다. CASE 6과 CASE 7인 경우를 살펴보면 장애물을 하부채널의 상부에 설치한 CASE 6인 경우는 장애물에 의한 유동의 박리에 의한 열전달의 증가 보다



(a) vector plot

(b) isotherms

Fig. 8 Velocity vector plot and isotherms for CASE 7.

는 장애물의 전도에 의한 하부채널로의 열전달이 장애물이 없을 경우의 유체에 의한 하부로의 열전달 보다 크게 감소하여 CASE 4인 경우보다 오히려 높은 온도분포를 보여 주었다. 이는 장애물의 재질을 평판과 동일한 재질로 가정하여 계산함에 따라 발열체의 열이 장애물을 통한 전도에 의해 열전달이 이루어진 후 하부채널의 저온의 냉각유체로 전달되며 이러한 전도에 의한 열전달이 장애물이 없는 경우의 직접적인 저온유체의 유동에 의한 열전달보다 작은 결과로서 만약 장애물을 상부에 설치하는 경우에 열전도계수가 우수한 재질을 사용하지 않는다면 오히려 장애물이 없는 경우보다도 열전달효과에 있어 떨어진다 는 것을 의미한다. 이와는 반대로 장애물을 하부채널의 하부에 설치한 CASE 7인 경우는 CASE 6인 경우와는 달리 CASE 4인 경우에 비해 상당히 좋은 열전달 효과를 보여주었다. 하지만 블록 상·하면의 온도분포의 포물선형태는 그대로 유지되었다. CASE 8과 CASE 9인 경우의 장애물의 높이에 따른 각면의 온도분포를 보면 장애물의 높이를 증가시키는 것이 열전달을 보다 향상시킬 수 있음을 알 수 있다. 하지만 장애물의 높이를 무조건 증가시키는 것은 압력손실(동력손

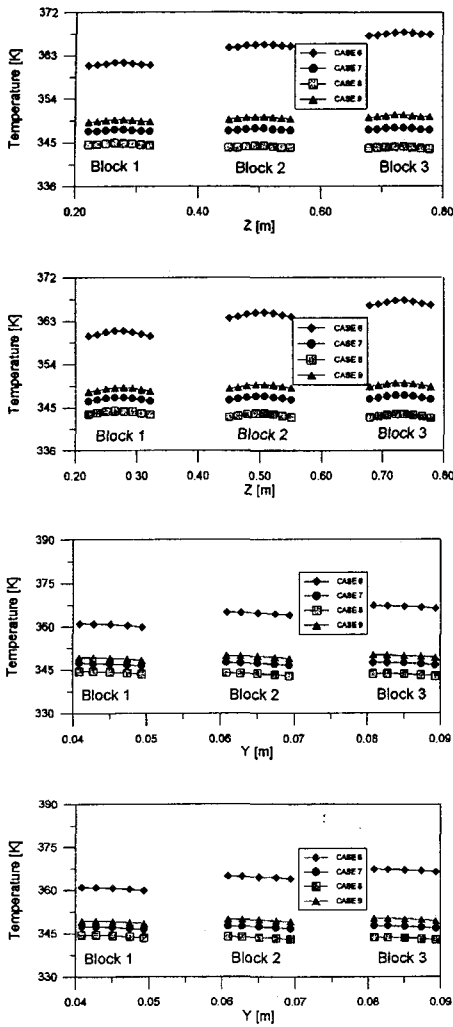


Fig. 9 Temperature distribution of the surface of blocks CASE 6, 7, 8 & 9.

실)이 크게 나타날 것이므로 적정한 높이의 장애물을 설치하여야 할 것이다. 이상의 결과에서 하부채널내에 장애물을 설치하여 유동의 박리를 발생시켜 열전달을 향상시킬 경우에 장애물의 열전도에 의한 영향이 우수한 경우가 아니라면 장애물을 하부채널의 상부에 설치하는 것 보다는 하부에 설치하는 것이 바람직하며 장애물의 높이가 증가함에 따라 열전달 효과는 증가함을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

열원이 존재하는 채널에서 냉각효과를 증대시키기 위하여 채널 하부에 또다른 채널을 설치하는 간접냉각유로방식을 이용하여 하부채널내의 냉각유체, 유동방향 및 장애물의 설치등에 따른 9가지 경우에 대하여 수치계산을 실시하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 일정한 열발생을 갖는 블록이 존재하는 채널의 하부에 또다른 채널을 부착하여 냉각하는 간접냉각방식의 경우에 하부채널의 냉각용유체로 물을 사용한 경우가 공기를 사용한 경우보다 최고온도값에 있어 동일 압력손실 조건에 대해서는 0.362배, 동일 레이놀즈수 조건에서는 0.347배의 낮은 온도값을 나타냈다. 이는 압력손실이 곧 동력과 비례한다고 했을 경우 작은 동력을 자기도 냉각유체에 따라 큰 열전달 효과를 얻을 수 있으므로 열원의 열원의 증가에 따라 송풍기의 속도를 증가시킴에 따른 소음 및 진동 등의 문제점을 감소시킬 수 있으며, 공기를 냉각용유체로 사용한 경우에 일반적인 작동허용온도를 벗어난 큰 온도값을 물을 냉각용유체로 사용하여 작동허용온도 이내로 유지시킬 수 있다.

(2) 하부채널의 냉각용 유체로 열용량이 큰 유체를 사용하는 것이 비록 유량이 상대적으로 적더라도 상부채널의 유동장에 의한 열전달에 의존할 경우에 나타나는 블록 상면 우측에서의 높은 온도값을 상대적으로 크게 감소시켜 온도 불균형에 의한 좌우측간에 선형적인 온도분포를 감소시킬 수 있다.

(3) 채널을 설치함에 있어 수평방향 보다는 수직방향으로 설치하는 수직채널이 보다 많은 부력을 얻을 수 있기 때문에 열전달 효과를 얻을 수 있다. 또한 하부채널내의 냉각용 유체의 유동방향에 있어서는 블록의 열발생 조건이 모두 동일한 조건에서 블록간의 온도차를 줄여야 할 경우에는 하부채널의 유동방향을 반대로 하는 대항류인 경우가 유리하며, 출구온도가 높고 블록간의 온도차 보다는 블록 전체의 평균온도값의 감소만 고려한다면 유동방향을 반대로 하는 대항유동보다는 하부채널의 유동방향을 동일하게 하는 평행유동을 사용하는 것이 보다 효과적이다.

(4) 하부채널내에 장애물을 설치하여 유동의 박리를 발생시켜 열전달을 향상시킬 경우에 장애

물내의 열전도에 의한 영향이 큰 경우가 아니라면 장애물을 하부채널의 상부에 설치하는 것은 장애물을 설치하지 않은 경우보다도 바람직하지 않으며, 하부에 설치하는 것이 장애물이 없는 경우보다 상당한 열전달 향상을 얻을 수 있다. 이때 장애물의 높이가 증가함에 따라 열전달은 보다 향상된다.

### 참 고 문 헌

1. Davalath J. and Bayaszitoglu Y., 1987, Forced convection cooling across rectangular blocks, J. Heat Transfer, Vol. 109, pp. 321-328.
2. Kim W. T. and Boehm R. F., 1992, Laminar buoyancy-enhanced convection flows on repeated blocks with asymmetric heating, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 22, pp. 421-434.
3. Vafai K. and Kim S. J., 1990, Analysis of surface enhancement by a porous substrate, J. Heat Transfer, Vol. 112, pp. 700-705.
4. Hung Y. H. and Lim H. H., 1993, An effective installation of turbulence promoters for heat transfer augmentation in a vertical rib-heated channel, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, pp. 29-42.
5. 박찬우, 장승일, 남평우, 정종수, 1995, 난류발생기의 형상에 따른 수직 PCB 채널에서의 열전달 및 압력손실 변화, 대한기계학회 춘계학술대회 논문집(II), pp. 162-168.
6. Subhashis Ray and J. Spinivasan, 1992, Analysis of conjugate laminar mixed convection cooling in a shrouded array of electronic components, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 35, pp. 815-822.
7. Incropera F. P., 1988, Convection heat transfer in electronic equipment cooling, J. Heat Transfer, Vol. 110, pp. 1097-1109.
8. R. C. Chu, 1986, Heat transfer in electronic systems, Proc. 8th Intl. Heat Transfer Conf., pp. 293-305.
9. Ludwig J. C., Qin H. Q. and Spalding D. B., 1989, The PHOENICS Reference Manual, TR/200, CHAM.
10. Nallasamy, M., 1985, Critical evaluation of various turbulence models as applied to internal fluid flows, NASA TP 2474.
11. S. V. Patankar, 1980, Numerical heat transfer and fluid flow, McGraw-Hill, New York.
12. S. S. Hsieh and D. Y. Huang, 1987, Numerical computation of laminar separated forced convection on surface-mounted ribs, Numerical Heat Transfer, Vol. 12, pp. 335-348.
13. 김광추, 박만홍, 이종원, 1996, 간접액체냉각방식을 이용한 열원이 부착된 채널내의 혼합대류 열전달, 대한기계학회 춘계학술대회 논문집(B), pp. 536-540.
14. 김광추, 박만홍, 이종원, 1996, 간접액체냉각방식을 이용한 열원이 부착된 채널내의 난류 열전달, 대한기계학회 추계학술대회 논문집(B), pp. 537-542.