

등온사각빔이 부착된 채널에서의 대류열전달

Convective Heat Transfer in a Channel with Isothermal Rectangular Beams

이 재 신*, 권 순 석**
J. S. Ree, S. S. Kwon

Key words : Convective Heat Transfer(대류열전달), Buoyancy(부력), Horizontal Channel(수평채널), Vertical Channel(수직채널)

Abstract

Convective heat transfer in a two-dimensional horizontal and vertical channel with isothermal rectangular beams attached to one adiabatic wall is investigated from the numerical solution of Navier-Stokes and energy equations. The solutions have been obtained for dimensionless beam spacings, $S/L=1\sim 4$, aspect ratios of beam, $H/B=0.25\sim 4$, Reynolds numbers, $Re=50\sim 1000$ and Grashof numbers, $Gr=0\sim 5\times 10^4$.

The total mean Nusselt number, Nu_T for horizontal and vertical channels shows same value at $Gr=0$. As Gr increases, Nu_T for horizontal channel increases, but Nu_T for vertical channel shows similar value at $S/L=2$, $H/B=0.25$, $Re=100$.

The total mean Nusselt number for horizontal channel is higher than that for vertical channel. As H/B increases, Nu_T for both channel decrease at $Gr=10^4$, $Re=100$.

기 호 설 명

B : 빔폭	n : 빔표면에서 수직방향좌표
C : 채널폭	Nu : Nusselt수, hL/k
g : 중력가속도	Pr : Prandtl수, ν/α
Gr : Grashof 수, $g\beta L^3 \Delta T/\nu^2$	Re : Reynolds수, $u_\infty L/\nu$
h : 열전달계수	s : 빔의 표면거리
H : 빔높이	S : 빔사이 간격
k : 열전도율	T : 온도
L : 특성길이, $L=(B+2H)/3$	ΔT : 온도차, T_s-T_∞
L_1 : 입구에서 상류빔 전면까지의 거리	U : 무차원 수평방향 속도, u/u_∞
L_2 : 하류빔 후면에서 출구까지의 거리	V : 무차원 수직방향 속도, v/u_∞
	ω : 와도
	W : 무차원 와도, $\omega L/u_\infty$
	x : 수평방향좌표

* 동아대학교 대학원 기계공학과

** 동아대학교 공과대학 기계공학과

- X : 무차원 수평방향좌표, x/L
 y : 수직방향좌표
 Y : 무차원 수직방향좌표, y/L

그리스 문자

- α : 열확산계수
 β : 체적팽창계수
 μ : 점성계수
 ν : 동점성계수, μ/ρ
 ρ : 밀도
 ϕ : 유동함수
 Φ : 무차원 온도, $(T-T_w)/(T_s-T_w)$
 ψ : 무차원 유동함수, $\phi/u_w L$

하 첨 자

- f : 유체
 LP : 하평판
 s : 표면
 T : 전체
 UP : 상평판
 w : 주위유체
 MAX : 최대

상 첨 자

- : 평균

1. 서 론

전자산업에서 전자부품의 소형화로 인하여 전자부품의 냉각기술에 관한 문제가 대두되게 되었다. 대부분의 전자부품은 정해진 온도한계를 넘어서면 그 신뢰성을 보증할 수 없을 뿐만아니라 수명도 짧아지므로 이 냉각기술의 중요성은 이미 널리 알려진 사실이다. 따라서 전자계산기 및 농신기기 등의 전자장치에서의 냉각시루에 관한 연구는 활발히 되고있다. 특히 다수의 전자부품이 사용되는 전자기기와 같은 경우는 다른 전자부품들 간의 온도차가 크지 않아야 하며, 적정온도를 유지시켜

야한다. 그러므로 대부분의 전자기기나 마이크로 칩을 사용하는 전자계산기는 냉각효율이 낮은 자연냉각방식보다는 경제적인 면에서는 불리하지만 냉각효율이 좋은 강제 및 혼합대류를 이용한 냉각방식을 채택하고 있으며, 이러한 전자장비에서는 비교적 유체의 유속이 작고 표면과 주위유체와의 온도차가 크기 때문에 유체의 부력영향을 무시할 수 없는 혼합대류현상을 가진다.

Bayazitoglu등^{1,2)}은 수평채널에서 강제대류에 대하여 평판이 단열인 경우와 전도되는 경우에 블럭의 열발생률과 열전달증가를 위한 블럭사이의 최적간격을 수치해석과 실험적으로 연구하였으며, Kang등³⁾은 사각형 발열체가 부착된 수평평판에서 혼합대류에 대하여 실험으로 연구한 결과 발열체 각면에서의 평균 Nusselt수를 Reynolds수와 Grashof수의 함수로 상관식을 나타내었다. Kim등⁴⁾은 다중채널에서 혼합대류에 대하여 평판이 전도되는 경우에 블럭의 최대온도와 부력의 영향을 수치해석으로 연구하였으며, Choi등⁵⁾은 혼합대류에서 국소열원을 가진 채널에서 경사각이 열전달률에 미치는 영향에 대하여 수치해석을 연구하였다. Haba-chi등⁶⁾은 블럭이 부착된 수직채널에서 블럭이 부착된 평판은 일정한 온도를 유지하며 반대편평판이 단열인 경우와 일정한 온도를 유지하는 경우에 대하여 Renolds수, Grashof수와 블럭의 형상비에 대한 재부착길이와 매끄러운 수직채널에서의 평균 Nusselt수를 비교하였다.

본 연구에서는 2개의 등온사각빔이 한 단열벽에 부착된 단열채널에서의 대류 열전달 특성을 고찰하기 위하여 Grashof수, Reynolds수, 빔의 형상비(H/B)와 간격비(S/L) 그리고 채널의 위치를 변수로하여 수치해석하였다.

2. 이론해석

2.1 지배방정식

연구대상으로 취한 사각빔의 도시적 형상과 격자계는 Fig.1과 같다. 단열된 평행벽면의 한쪽면에 표면온도가 일정한 사각빔을 부착하였고, 유입부에서는 온도, T_w 의 공기와 균일 속도, U_w 로 유입되는 것으로 가정하였다. 도식적 형상의 무차원 치수는

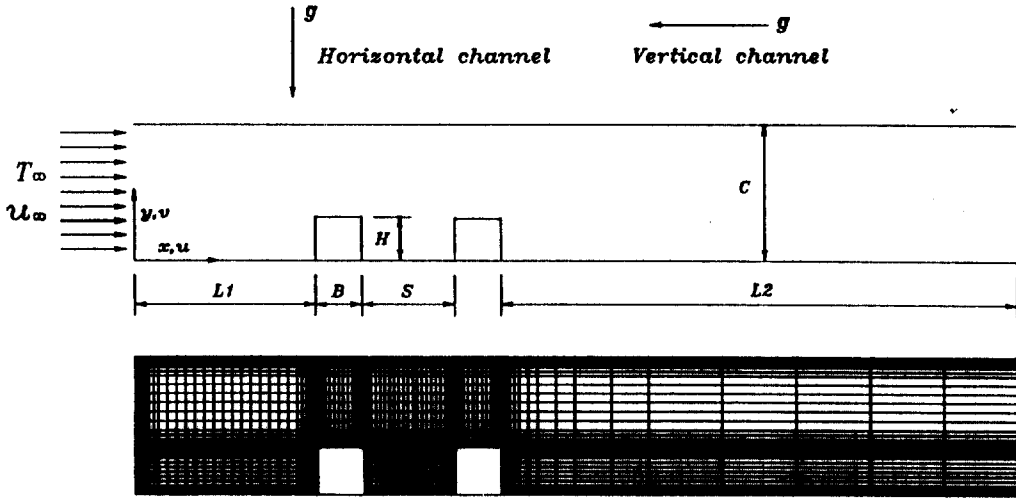


Fig.1 Schematic diagram of square beams and grid system

$L1/L=4.0$, $B/L=1.0$, $H/L=1.0$, $S/L=2.0$, $L2/L=10.0$, $C/L=3.0$ 이며, 격자계는 온도와 속도의 변화가 심한부분에서는 격자를 조밀하게 하여 불균일하게 구성하였으며, 격자수는 118×41 로 하였다. 벽면과 빔표면에서는 점착조건을 적용하였으며, 유체의 물리적 성질은 밀도의 온도에 따른 변화를 제외하고 일정한 것으로 하였고, 점성소산과 복사에 의한 열전달은 무시하였다.

위의 가정에 따른 2차원, 정상, 층류 혼합대류에 대한 연속방정식, 운동량방정식 및 에너지방정식에 유동함수와 와도를 도입한 무차원 방정식으로 정리하면 다음과 같다.

$$W = -\Delta^2 \psi \quad (1)$$

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} = \frac{1}{Re} \Delta^2 W + \frac{Gr}{Re^2} \frac{\partial \Phi}{\partial X} \quad (2)$$

$$U \frac{\partial \Phi}{\partial X} + V \frac{\partial \Phi}{\partial Y} = \frac{1}{Rr Re} \Delta^2 \Phi \quad (3)$$

또한 여기서 사용된 무차원 변수들은 다음과 같다.

$$\Delta^2 = \frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2}, \quad U = \frac{\partial \psi}{\partial Y}, \quad V = -\frac{\partial \psi}{\partial X},$$

$$W = \frac{\partial V}{\partial X} - \frac{\partial U}{\partial Y}$$

2.2. 경계조건

식(1), (2) 및 (3)의 해를 구하기위한 경계조건은 다음과 같다.

1) 유입부

$$U=1, V=0, \Phi=0, \psi=Y, W=0 \quad (4)$$

2) 평판 표면

$$U=V=\frac{\partial \Phi}{\partial Y}=0, \psi_{LP}=0, \psi_{UP}=Y_{MAX}, W=-\frac{\partial^2 \psi}{\partial Y^2} \quad (5)$$

3) 사각빔 표면

$$U=V=0, \Phi=1, W=-\frac{\partial^2 \psi}{\partial n^2} \quad (6)$$

4) 유출부

$$V=\frac{\partial \psi}{\partial X}=\frac{\partial \Phi}{\partial X}=0, W=-\frac{\partial^2 \psi}{\partial X^2} \quad (7)$$

2.3 수치해석

수치해석을 하기위하여 지배방정식 (1)-(3)과 경계조건 (4)-(7)을 유한차분법을 사용하여 유한차분식으로 유도한후, S.O.R. 기법으로 수치해석하였으며, 수렴기준은 다음과 같다.

$$MAX |(Q^m - Q^{m-1})/A^m| < 10^{-4} \tag{8}$$

여기서 Q 는 유동함수 또는 온도를 나타내며, m 은 반복회수를 나타낸다. 계산기는 80486(66Mz) 퍼스널 컴퓨터를 사용하였으며, 한 해를 구하는데는 보통 1시간 정도 소요되었다. 얻어진 결과로부터 다음의 식에 의하여 Nusselt수를 구하였다.

1) 국소 Nusselt수

$$Nu = \frac{hL}{K_f} = - \frac{\partial \phi}{\partial n} \tag{9}$$

2) 평균 Nusselt수

$$\overline{Nu} = \frac{1}{3L} \int_0^B Nu \, ds \tag{10}$$

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 $Pr=0.71$, $1 \leq S/L \leq 4$, $0.25 \leq H/B \leq 4$, $50 \leq Re \leq 1000$, $0 \leq Gr \leq 5 \times 10^4$ 의 범위에서 해를 구하였다.

Fig.2는 $H/B=1.0$, $S/S=2$, $Gr=10^4$, $Re=100$ 인 경우 채널의 위치에 따른 유선과 등온선을 나타낸 것이다. 유선에서는 수직채널이 수평채널에 비하여 부력의 영향으로 재순환영역의 발달이 억제되어 재순환영역의 크기가 감소하였으나, 상류벽의 하 면에서는 재순환이 형성되었다. 등온선에서 수직채널인 경우 수평채널에 비하여 유동방향으로 부력의 상승효과가 저지되어 전반적으로 열전달이 둔화되었다.

Fig.3은 $S/L=2$, $Gr=10^4$, $Re=100$ 인 경우 형상비에 따른 수평채널에서 빔각면의 평균 Nusselt수 분포를

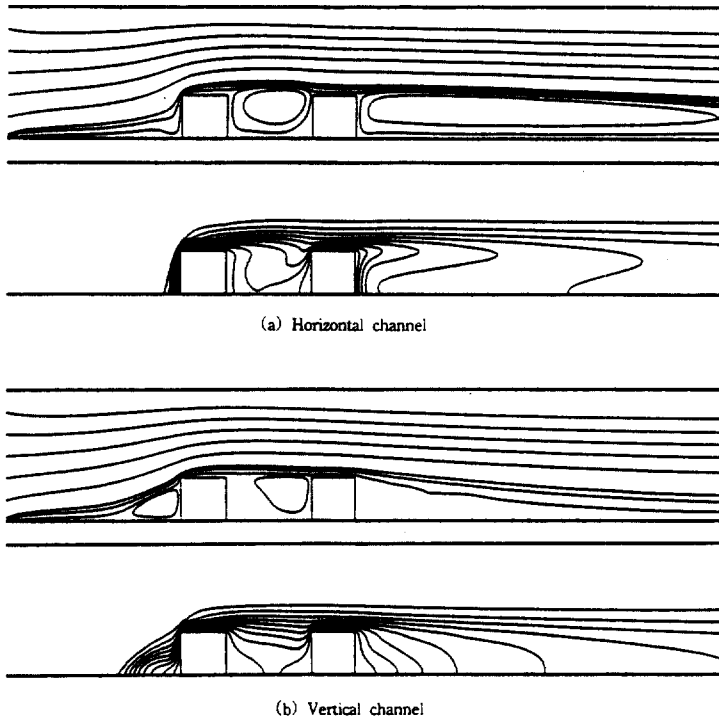


Fig.2 Streamlines and isotherms for channel position at $H/B=1.0$, $S/L=2$, $Gr=10^4$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.

나타낸 것이다. 형상비가 증가할수록 하류빔의 5, 6면은 증가하였으며, 상류빔의 1, 2, 3면과 하류빔의 4면은 감소하였다. 각면의 평균 Nusselt수 분포는 전반적으로 형상비에 관계없이 차가운 유체와 만나는 상류빔의 1면에서 높은 분포를, 상류빔의 3면에서 낮은분포를 보였다.

Fig.4는 Fig.3과 동일한 조건의 수직채널에서 빔 각면의 평균 Nusselt수 분포를 나타낸 것이다. 형상비가 증가할수록 상류빔의 2면과 하류빔의 5면은 증가하였으며, 상류빔의 1, 3면과 하류빔의 4면은 감소하였다. 그리고 하류빔의 6면은 형상비에 관계없이 거의 유사한 분포를 보였다. $H/B > 3.0$ 에서는 상류빔의 2면과 하류빔의 5면이 상류빔의 1면보다 높은 값을 나타내었다. 이는 상류빔의 1면에서는 부력의 영향으로 정체영역이 발달하여 열전달이 감소되었으며, 상류빔의 2면과 하류빔의 5면에서는 유속이 부력의 상승효과를 촉진시켜 열전달이 증가되었다.

Fig.5는 $S/L=2, Gr=10^4, Re=100$ 인 경우 형상비에 따른 수평과 수직채널에서 빔의 전체 평균 Nusselt수 분포를 나타낸 것이다. 전체 평균 Nusselt수는 형상비가 증가할수록 감소하였으며, $H/B=0.25$ 가

$H/B=4.0$ 에 비하여 수평채널에서는 19.3%, 수직채널에서는 36.1% 증가하였다. 이는 형상비가 증가할수록 상류빔의 1, 3면과 하류빔의 4면에서 열전달이 감소하기 때문이며, 형상비에 관계없이 수평채널, $Gr=0$, 수직채널의 순으로 높은 값을 보이고 있다.

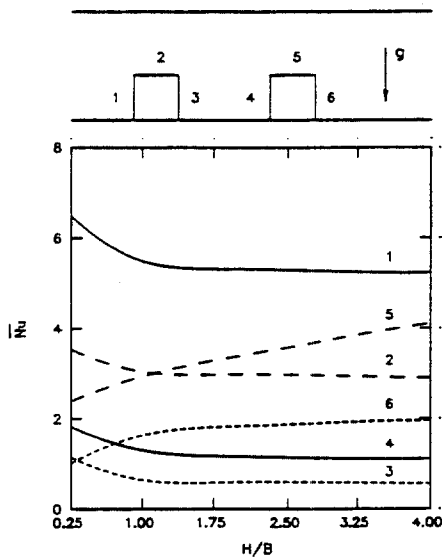


Fig.3 Mean Nusselt number distributions for various aspect ratios at $S/L=2, Gr=10^4, Re=100$ and $Pr=0.71$. (Horizontal channel)

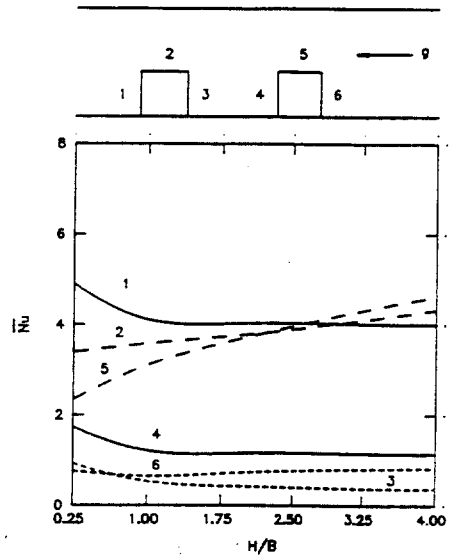


Fig.4 Mean Nusselt number distributions for various aspect ratios at $S/L=2, Gr=10^4, Re=100$ and $Pr=0.71$. (Vertical channel)

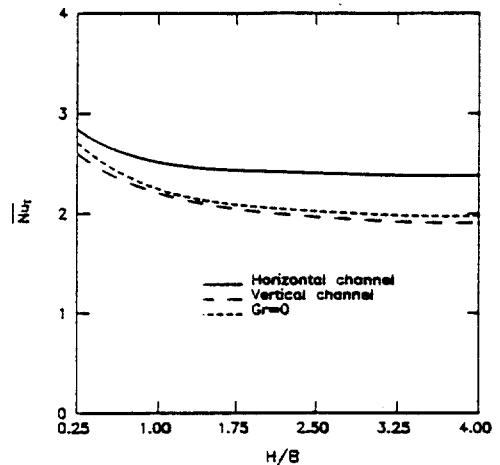


Fig.5 Total mean Nusselt number distributions for various aspect ratios at $S/L=2, Gr=10^4, Re=100$ and $Pr=0.71$.

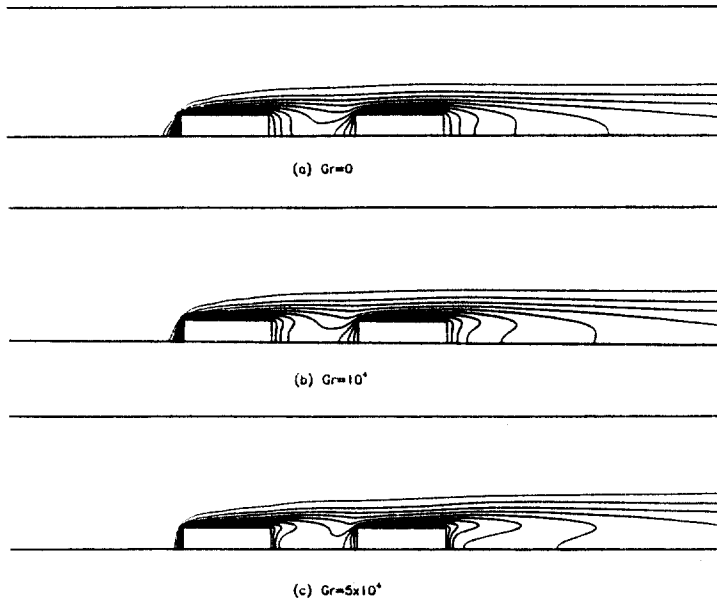


Fig.6 Isotherms for various Grashof numbers at $H/B=0.25$, $S/L=2$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.
(Horizontal channel)

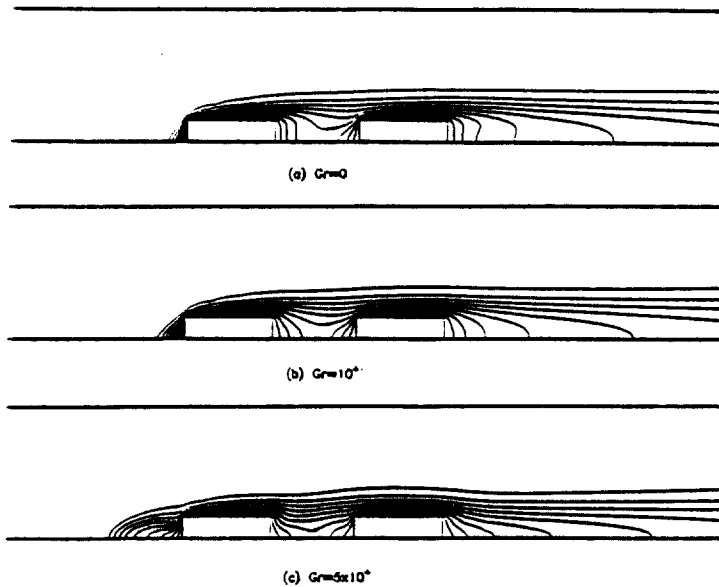


Fig.7 Isotherms for various Grashof numbers at $H/B=0.25$, $S/L=2$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.
(Vertical channel)

Fig.6과 Fig.7은 $H/B=0.25, S/L=2, Re=100$ 인 경우 Grashof수에 따른 수평과 수직채널에서의 등온선 분포를 나타낸 것이다. $Gr=0$, 즉 부력의 영향을 고려하지 않은 순수강제대류의 경우는 채널의 위치에 관계없이 동일하며, Grashof수가 증가할수록 상류빔의 1면에서 수평채널의 경우 유속이 부력의 상승효과를 촉진시켜 열전달이 증가하였으나 수직채널의 경우 구석진부분에서 정체현상이 심화됨으로 인하여 감소하였다.

Fig.8은 수평채널에 부착된 사각빔에서 대류열전달 특성을 파악하기 위하여 $H/B=0.25, S/L=2, Gr=10^4$ 인 경우 Reynolds수에 따른 빔각면의 국소 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. 국소 Nusselt수 분포는 Reynolds수가 증가하면 전반적으로 증가되었고, 특히 빔의 각 모서리에서는 단 효과(end effect)로 높은 값을 나타내었으며, 상류빔 1면의 구석진 부분에서는 정체현상이 심화됨으로 인하여 열전달이 둔화되었다. 상류빔의 3면과 하류빔의 4면에서는 Reynolds수에 관계없이 유사한 분포를 보였다.

Fig.9는 Fig.8과 동일한 조건의 수직채널에서의 여러가지 Reynolds수에 대하여 빔각면의 국소 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. 국소 Nusselt수는 수평채널에 비하여 상류빔의 1면에서 낮은 값을 보이고있다. 이는 부력의 상승효과가 저지되고 부

본적으로 정체영역이 발생되어 열전달이 둔화되었다.

Fig.10은 수평채널에 부착된 사각빔에서 대류열전달 특성을 파악하기 위하여 $H/B=0.25, S/L=2, Re=100$ 인 경우 Grashof수에 따른 빔각면의 국소 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. Grashof수의 증가로인한 부력의 영향이 상류빔의 1, 3면과 하류빔의 4, 6면에서 크게 나타났다. 상류빔의 2면과 하류빔의 5면에서는 Grashof수에 관계없이 유사한 분포를 보였다. 이는 부력보다도 유체의 유속에

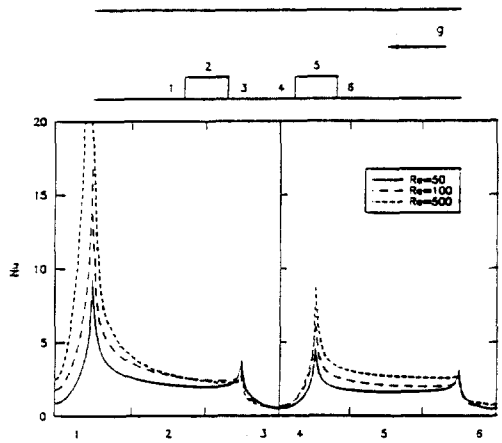


Fig.9 Local Nusselt number distributions for various Reynolds numbers at $B/H=4.0, Gr=10^4, S/L=2$ and $Pr=0.71$. (Vertical channel)

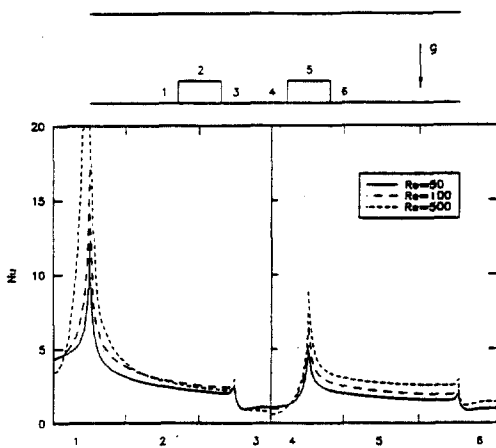


Fig.8 Local Nusselt number distributions for various Reynolds numbers at $H/B=0.25, Gr=10^4, S/L=2$ and $Pr=0.71$. (Horizontal channel)

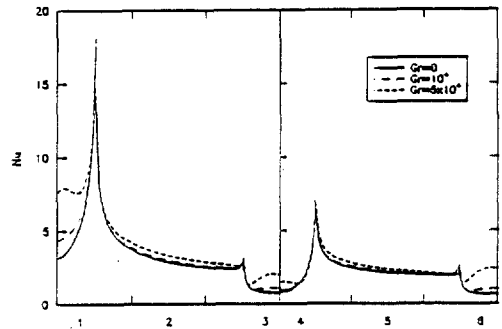


Fig.10 Local Nusselt number distributions for various Reynolds numbers at $B/H=0.25, Re=100, S/L=2$ and $Pr=0.71$. (Horizontal channel)

영향을 크게 받기 때문이다.

Fig.11은 Fig.10과 동일한 조건의 수직채널에서 여러가지 Grashof수에 대하여 빔각면의 국소 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. 상류빔과 하류빔의 전체면에서 Grashof수의 증가로인한 부력의 영향이 나타났다. 상류빔 1면에서는 Grashof수가 증가할수록 낮은 값을 보이고있다. 이는 부력의 상승으로 인하여 빔표면과의 온도차가 작아지기 때문이다.

Fig.2는 $H/B=0.25, S/L=2, Gr=10^4$ 인 경우 Reynolds수에 따른 수평, 수직채널에서 빔의 전체 평균 Nusselt수 분포를 나타낸 것이다. 전체 평균 Nusselt수는 Reynolds수가 증가할수록 증가하였다. 전체 평균 Nusselt수 분포는 수평채널이 수직채널의 경우보다 높은 값을 나타내고 있으나 $Re=1000$ 에서 동일한 값에 접근되었다. 이는 Reynolds수가 증가할수록 부력의 영향이 작아지기 때문이다. 순수강제대류($Gr=0$)는 수평채널보다는 다소 낮은 분포를 보이고 수직채널보다는 다소 높은 분포를 보이며, $Re=500$ 이후 수직채널과 동일한 값을 보이고 있다.

Fig.13은 $H/B=0.25, S/L=2, Re=100$ 인 경우 Grashof수에 따른 수평과 수직채널에서 빔의 전체 평균 Nusselt수 분포를 나타낸 것이다. $Gr=0$, 즉 부력을 고려하지 않은 순수강제대류에서는 채널의 위치에 관계없이 같은 값을 보인다. Grashof수가 증가할수록 수평채널에서는 증가하였으나 수직채널에서는 거의 동일한 값을 나타내고있다. 이는 수직채널인 경우 상류빔의 1면에서 부력의 상승효과로 인한

정체현상이 Grashof수가 증가할수록 심화되기 때문이다. Grashof수에 관계없이 수평채널이 수직채널보다 높은 값을 보이고 있다.

Fig.14는 $Gr=10^4, Re=100$ 인 경우 형상비에 대한 빔의 간격비(S/L) 변화에 따른 수평, 수직채널에서 빔의 전체 평균 Nusselt수 분포를 나타낸 것이다. 전체 평균 Nusselt수는 형상비에 관계없이 간격비가

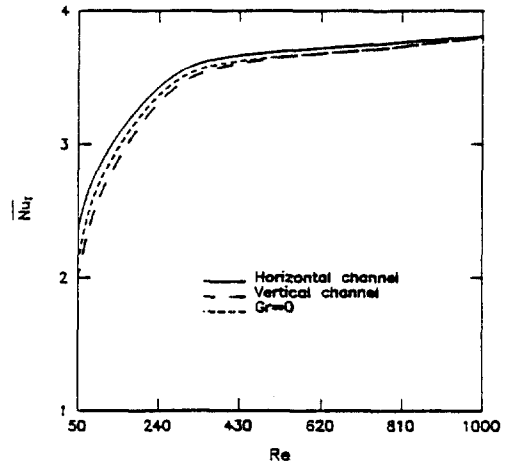


Fig.12 Total mean Nusselt number distributions for various Reynolds numbers at $H/B=0.25, S/L=2, Gr=10^4$ and $Pr=0.71$.

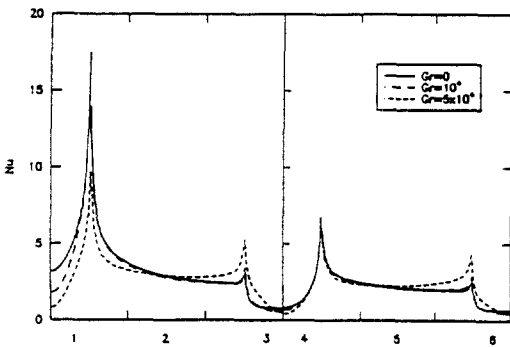


Fig.11 Local Nusselt number distributions for various Reynolds numbers at $B/H=4.0, Re=100, S/L=2$ and $Pr=0.71$. (Vertical channel)

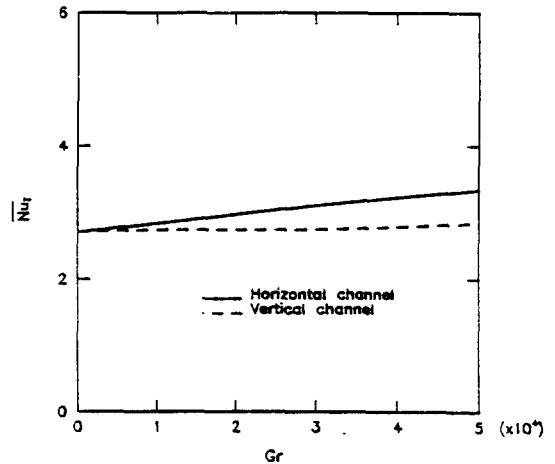


Fig.13 Total mean Nusselt number distributions for various Grashof numbers at $H/B=0.25, S/L=2, Re=10^4$ and $Pr=0.71$.

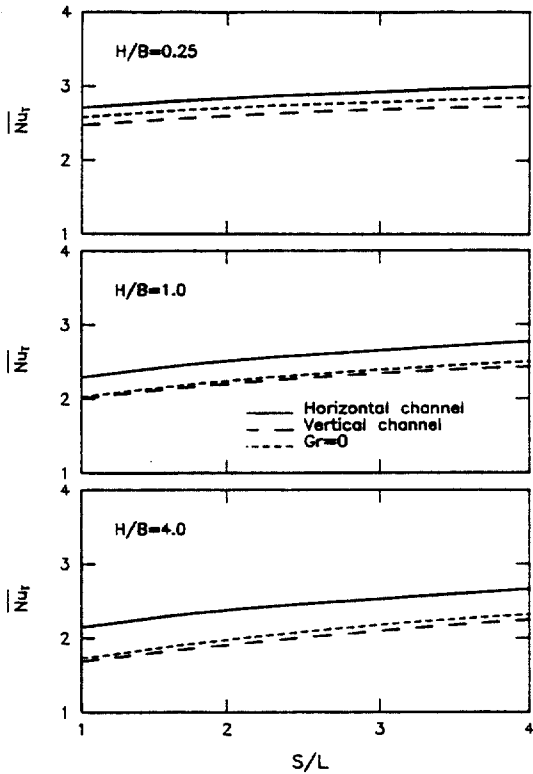


Fig.14 Total mean Nusselt number distributions for various beam spacings at $Gr=10^4$, $Re=100$ and $Pr=0.71$.

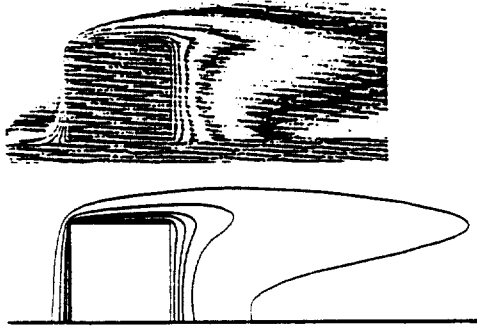


Fig.15 Comparison of the experimental and numerical isotherms at $Gr=4871$, $Re=50$ and $Pr=0.71$. (Horizontal channel)

증가할수록 증가하였고, 간격비에 관계없이 수평 채널이 수직채널인 경우보다 높은 값을 나타내었다. 빔의 전체 평균 Nusselt수 분포에서 부력을 고려하지 않은 순수강제대류($Gr=0$)는 수평채널보다는

낮은 값을, 수직채널보다는 높은 값을 나타내고있다. 이는 부력이 수평채널에서는 열전달을 촉진시키나 수직채널에서는 열전달을 방해시키기 때문이다. 형상비가 증가할수록 전반적으로 낮은 값을 나타내었고, 수평채널의 경우가 부력의 영향이 크게 나타나고있다.

Fig.15는 $Gr=4871$, $Re=50$ 의 단일빔을 가진 수평채널에서의 수치계산으로 구한 등온선과 실험으로 얻은 간섭사진의 등온선 비교이다. 완전히 단열판의 제작이 불가능하므로 1면과 3면의 하부에서 단열판으로 열이 전도되어 다소 차이를 보이나, 실험과 수치해석에서 생기는 오차를 고려할때 실험에서 얻은 등온선과 수치계산으로 구한 등온선은 비교적 잘 일치하고있다.

4. 결 론

등온 사각빔에서의 대류 열전달에 대하여 $Pr=0.71$, $1 \leq S/L \leq 4$, $0.25 \leq H/B \leq 4$, $50 \leq Re \leq 1000$, $\times 10^4$ 의 범위에서 수치해석한 결과를 다음과 같다.

1) $Gr=10^4$, $S/L=2$, $H/B=0.25$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 전체 평균 Nusselt수는 Reynolds수가 증가할수록 증가하였으며, $Re=1000$ 에서 동일한 값을 나타내고있다.

2) $Re=100$, $S/L=2$, $H/B=0.25$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 전체 평균 Nusselt수는 $Gr=0$ 에서는 같은 값을 나타내며, Grashof수가 증가할수록 수평채널에서는 증가하였으나 수직채널에서는 거의 동일한 값을 나타내고있다. Grashof수에 관계없이 수평채널이 수직채널보다 높은 값을 보이고 있다.

3) $Gr=10^4$, $Re=100$, $S/L=2$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 전체 평균 Nusselt수는 형상비가 증가할수록 감소하였으며, 형상비에 관계없이 수평채널이 수직채널보다 높은 값을 보이고 있다. $H/B=0.25$ 가 $B/H=4.0$ 에 비하여 수평채널에서는 19.3%, 수직채널에서는 36.1% 증가하였다.

4) $Gr=10^4$, $Re=100$ 인 경우 수평과 수직채널에서 빔의 전체 평균 Nusselt수는 간격비가 증가할수록 증가하였으며, 형상비가 증가할수록 감소하였다.

5) 실험으로 얻은 간섭사진의 등온선과 수치계산으로 구한 등온선이 비교적 잘 일치하여 수치

해석의 타당성을 입증하였다.

참 고 문 헌

1. Davalath, J. and Bayazitoglu, Y., 1989, "Combined Forced and Free Convection Cooling of Heated Blocks", AIAA Paper No.89-0425.
2. Than, H.T. and Bayazitoglu, Y., 1988, "An Experimental Study of Forced Cooling over Heated Rectangular Blocks", Proc. of the 1st World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Dubrovnik, Yugoslavia, pp.1228-1234.
3. Kang, B.H., Jaluria, Y. and Tewari, S., 1990, "Mixed Convection Transport from an Isolated Heat Source Module on a Horizontal Plate", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.112, pp.653-661.
4. Kim, S.Y., Sung, H.J. and Hyun, J.M., 1992, "Mixed Convection from Multiple-Layered Boards with Cross-Streamwise Periodic Boundary Condition", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.35, No.11, pp.2941-2952.
5. Choi, C.Y. and Ortega, A., 1993, "Mixed Convection in an Inclined Channel with a discrete Heat Source", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, No.12, pp.3119-3134.
6. Habachi, S. and Acharay, S., 1986, "Laminar Mixed Convection in a Partially Blocked Vertical Channel", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.29, No. 11, pp.1711-1722.
7. Jaluria, Y., 1986, "Mixed Convection Flow over Localized Multiple Thermal Sources on a Vertical Surface", Physics of Fluids, Vol.29, pp.934-940.
8. Kennedy, K.J. and Zebib, A., 1982, "Combined Forced and Free Convection between Parallel Plates", Proc. of the 7th Int. Heat Transfer Conference, Vol.3, pp.447-451.
9. Kennedy, K.J. and Zebib, A., 1993, "Combined Free and Forced Convection between Horizontal Parallel Planes : Some Case Studies", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.26, pp.471-474.
10. Rao, K.V., Armaly, B.F. and Chen, T.S., 1984, "Analysis of Laminar Mixed Convection Plumes Along Vertical Adiabatic Surfaces", ASME Journal of Heat Transfer, Vol.106, pp.552-557.
11. Chen, Y.M. and Kuo, Y., 1988, "Interferometric Studies on Forced Convection Cooling Across Rectangular Blocks", 3rd Int. Symp. on Transport Phenomena in Thermal Control, pp.85-96.
12. Maughan, J.R. and Incropera, F.P., 1987, "Experiments on Mixed Convection Heat Transfer for Airflow in a Horizontal and Inclined Channel", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.30, pp.1307-1318.
13. Choi, C.Y. and Ortega, A., 1993, "Mixed Convection in an Inclined Channel with a Discrete Heat Source", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.36, No.12, pp.3119-3134.
14. Tewari, S., Jaluria, Y. and Goel, S., 1987, "Natural and Mixed Convective Transport from Finite-Size Heat Sources on a Flat Plate in Cooling of Electronic Equipment", ASME HTD, Vol.89, pp.1-9.
15. Pera, L. and Gebhart, B., 1975, "Laminar Plume Interactions", J. Fluid Mech, Vol.68, part 2, pp.259-271.