

〈論 文〉

수직 및 수평 단열판에 부착된 등은 사각비임에서의 자연대류 열전달

박재림* · 권순석**

(1991년 8월 16일 접수)

Laminar Natural Convection Heat Transfer from an Isothermal Rectangular Beam Attached to Horizontal and Vertical Adiabatic Plates

Jae-Lim Park and Sun-Sok Kwon

Key Words : Horizontal Type(수평형), Rectangular Beam(사각비임) Vertical Type(수직형) WP(Wetted Perimeter : 접수길이)

Abstract

Laminar natural convection heat transfer from an isothermal rectangular beam attached to horizontal and vertical adiabatic plates has been studied for various aspect ratios of the beam and Grashof numbers. The local Nusselt number was increased with decreasing H/B for the constant beam width, B, and with increasing H/B for the constant beam height, H. The total mean Nusselt number of the vertical type was higher than that of horizontal type in the range of $H/B \leq 0.52$, but reversed in the $H/B > 0.52$ at constant beam width. The total mean Nusselt number of the horizontal type was generally higher than that of vertical type at constant beam height. The total mean Nusselt number of the vertical type was higher than that of horizontal type in the range of $H/B \leq 0.43$ at constant wetted perimeter, but reversed in the $H/B > 0.43$.

기 호 설 명

B : 비임폭

g : 중력가속도

Gr : Grashof수, $g\beta L^3(T_s - T^\infty)\nu^2$

h : 열전달계수

H : 비임높이

k : 열전도계수

L : 특성길이, 비임폭변화 : $L=H$, 비임높이변화 : $L=B$, 접수길이일정 : $WP/3$

Nu : Nusselt수, hL/k

Pr : Prandtl수, ν/α

s : 비임표면

T : 온도

u : 수직방향속도

U : 무차원 수직방향속도, u/u_∞

v : 수평방향속도

V : 무차원 수평방향속도, v/u_∞

WP : 접수길이, $B+2H$

W : 무차원와도, wN/u_∞

x : 수직방향좌표

X : 무차원 수직방향좌표, x/L

y : 수평방향좌표

Y : 무차원 수평방향좌표, y/L

y : 수평방향좌표

Y : 무차원 수평방향좌표, y/L

α : 열확산계수

*정회원, 부산전문대학 자동차과

**정회원, 동아대학교 공과대학 기계공학과

- β : 체적팽창계수
- μ : 점성계수
- ν : 동점성계수, μ/ρ
- ρ : 밀도
- ψ : 유동함수
- Ψ : 무차원 유동함수, $\psi/u_{\infty}L$
- ω : 와도
- Φ : 무차원 온도, $(T - T_{\infty}) / (T_s - T_{\infty})$

하첨자

- S1 : 비임 우측면(수평형), 비임 하향면(수직형)
- S2 : 비임 상향면(수평형), 비임 측면(수직형)
- S3 : 비임 좌측면(수평형), 비임 상향면(수직형)
- T : 전체
- ∞ : 주위유체

상첨자

- : 평균

1. 서론

무한유체속에 있는 발열체로부터의 전열현상은 대류열전달의 기본적 문제로 취급되고 있다. 열교환기나 전자장비 등에서 발생하는 열의 효율적 냉각을 위해서는 가열표면과 주위유체와의 접촉면적을 확대 시켜야 한다. 전열면적 증가 방법의 하나로 fin에 의한 전열촉진에 관한 연구⁽¹⁻⁴⁾가 활발히 진행되고 있으며 최적핀 결정에 초점을 두어 왔다.

그러나, 자연대류 냉각방식을 채택하는 전자교환기나 통신기기 등의 전자장비에 적용되는 micro-chip과 같은 장방형 발열체는 기관과 같은 고체벽에 부착되어 있으며 효율적 방열을 위한 전열효과는 발열체의 형상 및 배치 그리고 기관의 설치 방법에 따라 달라질 수 있다.

Miyamoto 등⁽⁵⁾은 가열된 사각 prism주위에서의 자연대류 연구에서 prism의 형상비와 Grashof수를 변수로 하여 수치해석 하였으며, Ortega와 Moffat⁽⁶⁾는 수직벽에 부착된 여러개의 정육면 발열체로부터의 자연대류연구에서 차단판의 유무와 발열체의 열수에 따른 전열특성을 연구 하였다.

Fujita 등⁽⁷⁾은 수직가열평판에 장방형 돌기가 부착된 경우와 단을 이룬 경우의 자연대류열전달 현상을 단의 폭과 장방형의 형상비를 변수로 하여 실험적으로 고찰 하였으며 돌기주위의 박리현상과 장

방형돌기 상부에서의 vortex 존재를 실험적으로 확인 하였다. Choi와 Chang⁽⁸⁾은 등은 사각실린더에서의 자연대류 열전달특성을 Rayleigh수를 변수로 하여 수치해석하였다.

본 연구는 주위유체가 공기인 정상 층류 상태에서 수직 및 수평단열판에 부착된 등은 사각비임에서의 자연대류열전달 현상을 비임의 형상비와 Grashof수를 변수로 하여 고찰 하였다.

2. 수치해석

2.1 지배방정식

수평 및 수직단열판에 부착된 등은 사각비임의 도식적 형상과 좌표계는 Fig. 1과 같다. 수평 및 수직단열판은 반 무한평판이며 비임의 폭을 B, 높이를 H로 하여 무차원형상비 H/B를 변화시켰다. 비임은 균질의 재질로 가정하여, 비임표면 온도 T_s 는 일정하고 비임주위의 유체는 Boussinesq Approximation에 따른다고 가정하였다.

이상의 가정을 도입하여 2차원 비압축성, 층류 자연대류에 대하여 유동함수(ψ : stream function)와 와도(W: vorticity)를 도입하여 무차원 방정식으로 정리하면 다음과 같다.

$$W = -\nabla^2 \psi \tag{1}$$

$$U \frac{\partial W}{\partial X} + V \frac{\partial W}{\partial Y} = \nabla^2 W - Gr \frac{\partial \Phi}{\partial X} \tag{2}$$

$$\nabla^2 \Phi = Pr (U \frac{\partial \Phi}{\partial X} + V \frac{\partial \Phi}{\partial Y}) \tag{3}$$

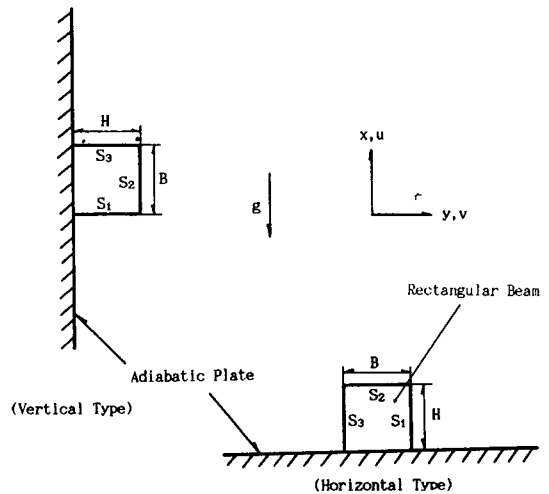


Fig. 1 Schematic diagram of geometries.

여기서

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial X^2} + \frac{\partial^2}{\partial Y^2}, \quad U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y}, \quad V = -\frac{\partial \Psi}{\partial X} \quad (4)$$

무차원 지배방정식 (1), (2) 및 (3)의 해를 구하기 위한 경계조건은 다음과 같다.

(1) 단열평판표면

(a) 수평형 :

$$U = V = \Psi = \frac{\partial \Phi}{\partial X} = 0, \quad W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} \quad (5)$$

(b) 수직형 :

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

(2) S₁ 및 S₃면

(a) 수평형 :

$$U = V = \Psi = 0, \quad \Phi = 1, \quad W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \quad (7)$$

(b) 수직형 : U = V = Ψ = 0, Φ = 1,

$$W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} \quad (8)$$

(3) S₂면

(a) 수평형 :

$$U = V = \Psi = 0, \quad \Phi = 1, \quad W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \quad (9)$$

(b) 수직형 :

$$U = V = \Psi = 0, \quad \Phi = 1, \quad W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} \quad (10)$$

(4) 유입부

(a) 수평형 :

$$U = \Phi = \frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} = 0, \quad W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \quad (11)$$

(b) 수직형 :

$$U = \Phi = \frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} = 0, \quad W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} \quad (12)$$

(5) 유출부

$$V = \frac{\partial \Phi}{\partial X} = \frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} = 0, \quad W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \quad (13)$$

2.2 해석방법

Fig. 2는 본 해석에 사용된 격자망을 나타낸다. 격자망은 수평방향에 대하여 27개 수직방향에 대하여 39개로 분할 하였다. 본 연구에서는 온도변화가 큰 비입표면 부근과 단열평판 근방에서는 조밀하게 나누고 그 근처에서 멀어질수록 점차 증가하는 가변격자를 사용하였다.

본 해석에서는 식 (1)~(4)와 경계조건(5)~(13)을 유한차분법을 사용하여 유한차분식으로 유도후

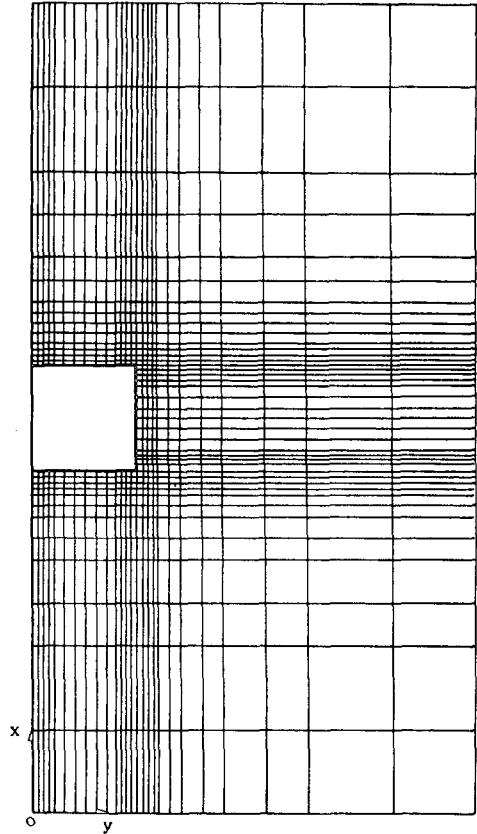


Fig. 2 Grid system for computation.

S.O.R 기법으로 수치해석 하였으며 수렴기준은 다음과 같다.

$$\text{Max} |(Q^m - Q^{m-1}) / Q^m| \leq 10^{-3} \quad (14)$$

여기서 Q는 유동함수 또는 온도를 나타내며 m은 반복회수를 나타낸다.

한개의 해를 구하는데 소요시간은 32bit PC를 사용하여 1.5시간 정도였다. 수치해석하여 구한 해는 다음식들에 의하여 Nusselt 수를 계산하는데 사용하였다.

(1) 국소 Nusselt 수

(a) 수평형

$$S_1 \text{ 및 } S_3 \text{면} : Nu = -\frac{\partial \Phi}{\partial Y} \Big|_{Y=B/2} \quad (15)$$

$$S_2 \text{면} : Nu = -\frac{\partial \Phi}{\partial X} \Big|_{X=H} \quad (16)$$

(b) 수직형

$$S_1 \text{면} : Nu = -\frac{\partial \Phi}{\partial X} \Big|_{X=0} \quad (17)$$

$$S_2\text{면} : Nu = -\frac{\partial\Phi}{\partial Y}\Big|_{Y=H} \quad (18)$$

$$S_3\text{면} : Nu = -\frac{\partial\Phi}{\partial X}\Big|_{X=B} \quad (19)$$

(2) 평균 Nusselt 수

(a) 수평형

$$S_1\text{ 및 }S_3\text{면} : \overline{Nu}_{s1,s3} = 1/H \int_0^H Nu dX \quad (20)$$

$$S_2\text{면} : \overline{Nu}_{s2} = 1/B \int_0^B Nu dY \quad (21)$$

(b) 수직형

$$S_1\text{ 및 }S_3\text{면} : \overline{Nu}_{s1,s3} = 1/H \int_0^B Nu dY \quad (22)$$

$$S_2\text{면} : \overline{Nu}_{s2} = 1/B \int_0^B Nu dX \quad (23)$$

(3) 전체평균 Nusselt 수

$$\overline{Nu}_r = \frac{H(\overline{Nu}_{s1} + \overline{Nu}_{s3}) + B \overline{Nu}_{s2}}{B + 2H} \quad (24)$$

3. 결과 및 고찰

본 연구는 $Pr=0.71$, $5000 \leq Gr \leq 20000$ 에서 무차원 비임 형상비 $0.1 \leq H/B \leq 4.0$ 인 경우에 대하여 수치해석 하였다.

Fig. 3과 Fig. 4는 $Pr=0.71$, $Gr=5000$, $0.25 \leq$

$H/B \leq 4.0$ 인 경우 수평단열판과 수직단열판에 부착된 등은 사각비임주위의 유선과 등은선분포를 나타내고 있다. Fig. 3에서 보면 H/B 가 1보다 작아지거나 커질수록 비임주위의 등은선이 조밀해지는데 이는 열전달의 증가를 나타낸다. S_2 면은 상승하는 가열된 Plume에 싸여 있으므로 S_1 및 S_3 면에 비하여 열전달이 잘 안됨을 알 수 있다.

Fig. 4에서 보면 H/B 가 1보다 작아질수록 등은선은 조밀해 지나 H/B 가 1보다 커질 때에는 큰변화가 없다. 일반적으로 S_3 면 부근에서는 상승유체가 단열벽의 영향으로 S_1 및 S_2 면에 비하여 유동이 활발하지 못하며 Vortex가 존재⁽⁷⁾하고 H/B 가 1보다 작아지거나 커질수록 vortex가 소멸되어 지는데 이는 대류열전달을 방해한다.

Fig. 5는 $Pr=0.71$, $Gr=5000$, $H/B=0.25, 0.5, 1.0$ 인 비임의 높이가 변하는 경우 수평단열판에 부착된 비임표면의 국소 Nusselt 수 분포를 대칭축을 중심으로 반만을 나타내고 있다. 비임표면의 국소 Nusselt 수는 무차원 비임형상비가 감소할수록 증가하고, 비임상부의 직각모서리에서 최대값 S_2 면의 대칭선상에서 최소값을 나타내는데 이는 상부의 직각모서리에서 열상승류의 단효과에 의한 열경계층의 밀착에 기인하며 S_2 면은 상승되는 가열된 Plume에 싸여 열전달을 방해하기 때문이다.

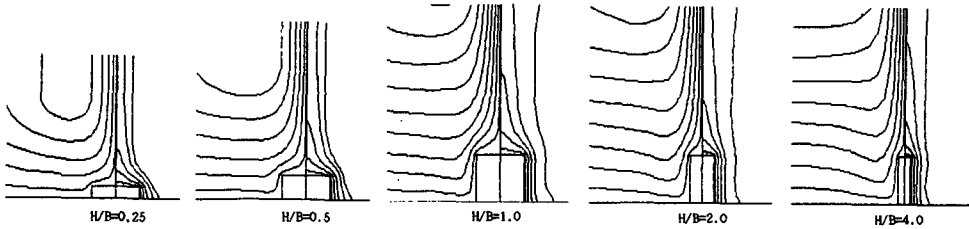


Fig. 3 Streamlines and isotherms for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$. (Horizontal type)

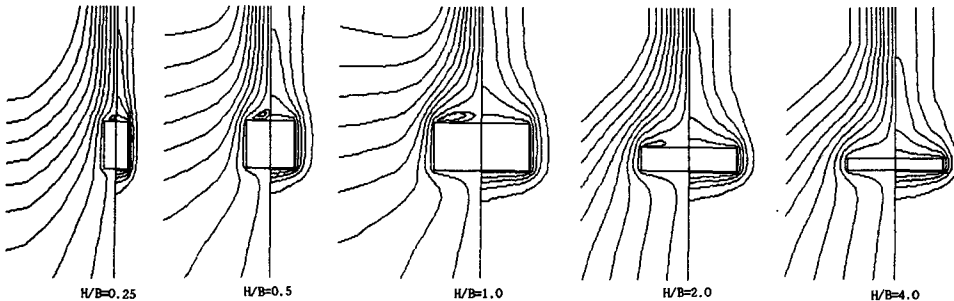


Fig. 4 Streamlines and isotherms for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$. (Vertical type)

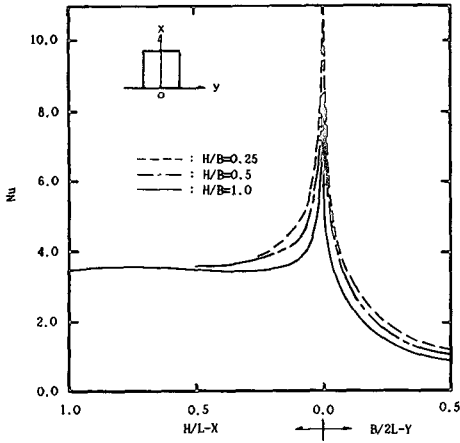


Fig. 5 Local Nusselt number distributions for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$, (Horizontal type)

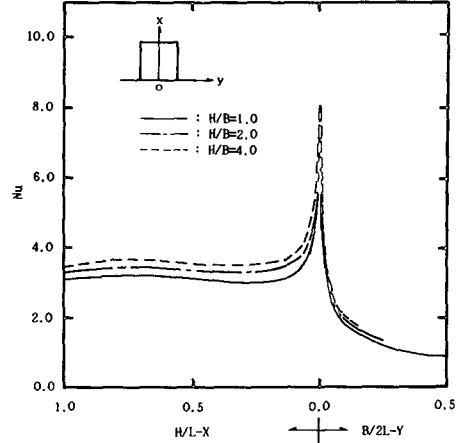


Fig. 7 Local Nusselt number distributions for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$, (Horizontal type)

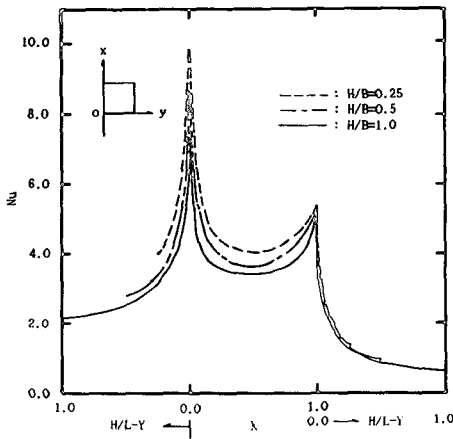


Fig. 6 Local Nusselt number distributions for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$, (Vertical type)

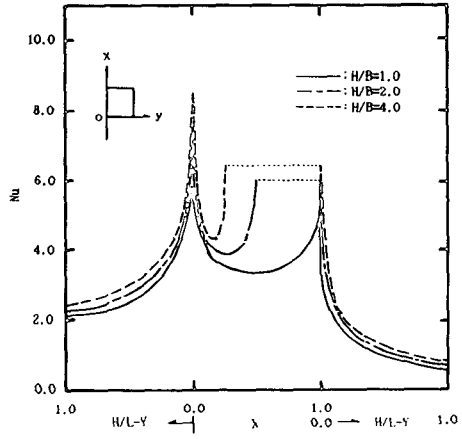


Fig. 8 Local Nusselt number distributions for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$, (Vertical type)

Fig. 6은 Fig. 5와 동일한 조건에서 수직단열판에 부착된 비임표면의 국소 Nusselt수 분포를 나타낸다. H/B 가 감소할수록 S_1 및 S_2 면의 국소 Nusselt수는 다소 증가하나 S_3 면에서는 거의 변화가 없다. 그리고 국소 Nusselt수는 하부 직각모서리에서 최대값을, S_3 면 코너에서 최소값을 나타내고 있다. 이는 하부 직각 모서리에서 상승류의 상호작용으로 열전달이 매우 촉진되고 S_3 면에서는 상승되는 가열된 유체가 단열판의 간섭으로 직각코너에 부딪쳐 유동의 정체현상이 일어나기 때문이다.

Fig. 7은 $Pr=0.71$, $Gr=5000$, $H/B=1.0$,

2.0, 4.0인 비임폭이 변하는 경우 수평단열판에 부착된 비임표면의 국소 Nusselt수 분포를 나타내고 있다. H/B 가 증가할수록 각면의 국소Nusselt수는 증가하며 상부 직각모서리에서 최대값, S_2 면의 중앙부에서 최소값을 나타내었다.

Fig. 8은 Fig. 7과 동일한 조건에서 수직단열판에서 부착된 비임표면의 국소Nusselt수 분포이다. H/B 가 증가할수록 국소Nusselt수는 증가하며 S_2 면에서는 유동의 정체현상과 단열판의 영향으로 S_1 및 S_3 면에 비하여 낮은값을 나타낸다.

Fig. 9는 $Pr=0.71$, $Gr=5000$, $0.25 \leq H/B \leq 4.0$

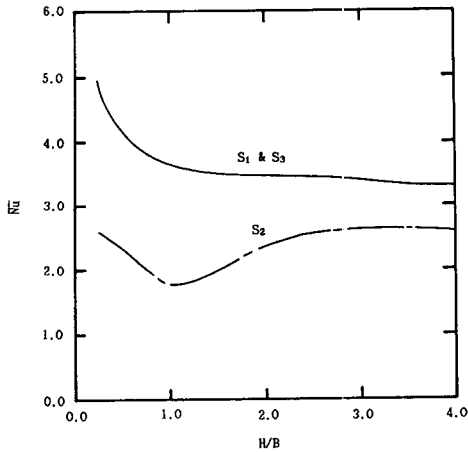


Fig. 9 Mean Nusselt number distributions of the beam surfaces for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$, (Horizontal type)

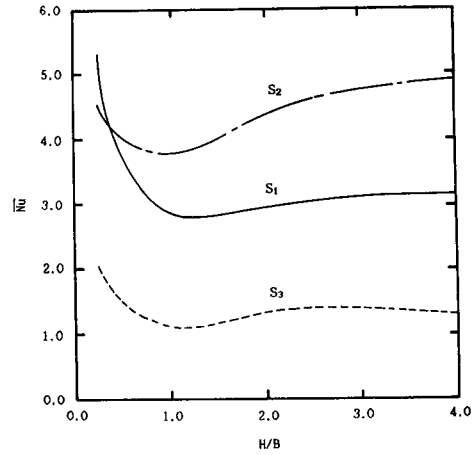


Fig. 10 Mean Nusselt number distributions of the beam surfaces for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$, (Vertical type)

인 경우 수평단열판에 부착된 사각비임 각면의 평균 Nusselt수를 나타낸다. S_1 및 S_3 면의 평균 Nusselt수는 H/B 가 증가할수록 $H/B \leq 1.0$ 까지 급격히 하락하다가 그이후는 미소한 감소를 나타내고 S_2 면의 경우는 H/B 가 증가할수록 $H/B \leq 1.0$ 까지 급격히 하락하다 $1.0 \leq H/B \leq 3.0$ 까지 다시 증가하며 $H/B \geq 3.0$ 부터는 거의 일정한 값을 나타낸다. $H/B=1.0$ 인 경우 H/B 가 증가할수록 S_2 면의 평균 Nusselt수가 감소하는 것은 H/B 가 증가할수록 S_2 면에 의한 유체유입의 방해로 인하여 열 전달을 감소시키기 때문이다.

Fig. 10은 Fig. 9와 동일한 조건에서 수직단열판에 부착된 등온사각비임 각면의 평균 Nusselt수를 나타내고 있다. S_1 면의 평균 Nusselt수는 H/B 가 증가할수록 $H/B \leq 1.0$ 까지 급격히 감소하다가 그이후 미소하게 증가함을 나타낸다. 이는, H/B 가 증가할수록 S_1 면이 상승하는 유체를 차단시켜 대류 유동을 방해하기 때문이다. S_2 면의 평균 Nusselt수는 H/B 가 증가할수록 $H/B \leq 1.0$ 에서는 감소하다가 서서히 증가한다. $H/B \leq 0.5$ 에서 S_1 면의 평균 Nusselt수가 S_2 면보다 높게 나타나는데 이는 H/B 가 감소할수록 S_1 면과 단열판에 의한 유동정체현상의 영향을 받기 때문이다. S_3 면의 평균 Nusselt수는 H/B 가 증가할수록 $H/B \leq 1.0$ 에서는 감소하며 $1.0 \leq H/B \leq 2.0$ 에서 미소하게 증가하다가 그이후 거의 일정한 값을 나타낸다. 이는, H/B 가 증가할수록 상승되는 가열된 유체가 수직단열판의 간섭으

로 직각코너에 유동정체 영역이 증가하기 때문이다.

Fig. 11은 $Gr=5000$, $Pr=0.71$, $0.25 \leq H/B \leq 1.0$ 인 비임의 높이가 변하는 수직 및 수평단열판에 부착된 등온사각비임의 전체평균 Nusselt수를 나타낸 것이다.

전체평균 Nusselt수는 H/B 가 증가함에 따라 수직형의 경우는 크게 감소하나 수평형의 경우는 거의 일정한 값을 나타낸다. $H/B \leq 0.52$ 에서는 수직형이 수평형보다 높게 나타나며 $H/B > 0.52$ 에서는 반대현상을 나타내었다.

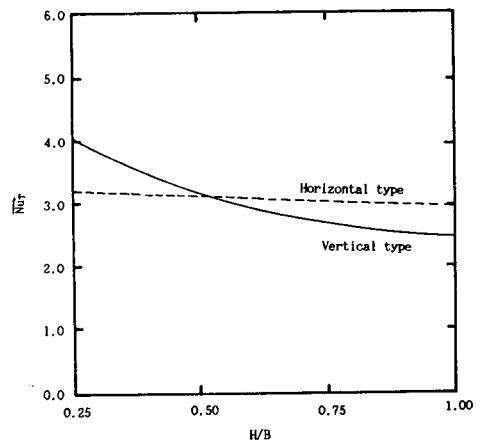


Fig. 11 Total mean Nusselt number distributions for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$.

Fig. 12는 $Gr=5000$, $Pr=0.71$, $1.0 \leq H/B \leq 4.0$ 인 비임의 폭이 변화하는 경우 수평 및 수직 단열판에 부착된 등온사각비임의 전체평균 Nusselt 수 분포를 나타내고 있다. 전체평균 Nusselt 수는 H/B 가 증가하면 수직형은 거의 일정한 값을 나타내나 수평형은 다소 증가하다가 감소함을 나타내며 $H/B=2.7$ 에서 최대값을 나타낸다.

Fig. 13은 $Pr=0.71$, $5000 \leq Gr \leq 20000$. $H/B=0.25, 0.5, 1.0$ 인 경우 수평단열판에 부착된 등온 사각비임의 전체평균 Nusselt 수 분포를 나타낸다. Grashof 수가 증가함에 따라 전체평균 Nusselt 수는 증가 하였으며 H/B 가 감소할수록 높게 나타났

다. 전체평균 Nusselt 수는 $H/B=1.0$ 인 경우에 비하여 평균적으로 $H/B=0.5$ 인 경우 4.5%, $H/B=0.25$ 인 경우 8.7%증가하였다.

Fig. 14는 Fig. 13과 동일한 조건에서 수직단열판에 부착된 등온사각비임의 전체 평균 Nusselt 수 분포를 나타낸다. Grashof 수가 증가함에 따라 전체평균 Nusselt 수는 증가하였으며 H/B 가 감소할수록 크게 증가하였다. 전체평균 Nusselt 수는 전반적으로 $H/B=1.0$ 인 경우에 비하여 $H/B=0.5$ 인 경우 약 28%, $H/B=0.25$ 인 경우는 약 60%가 증가하였다.

Fig. 15와 Fig. 16은 $Pr=0.71$, $5000 \leq Gr \leq$

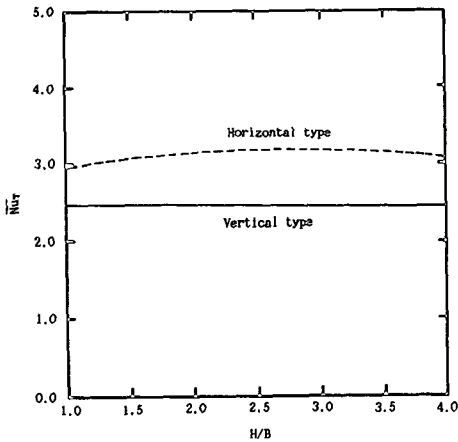


Fig. 12 Total mean Nusselt number distributions for various aspect ratios at $Pr=0.71$ and $Gr=5000$.

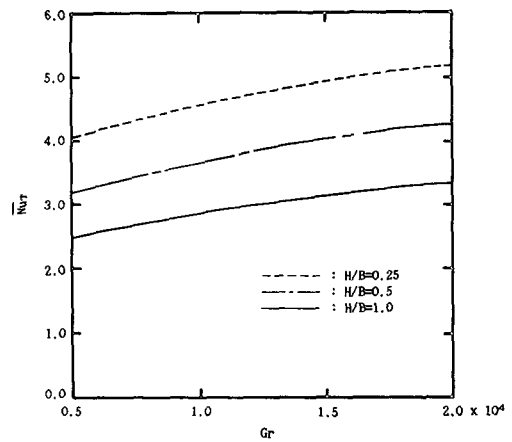


Fig. 14 Total mean Nusselt number distributions of various aspect ratios for various Grashof numbers at $Pr=0.71$, (Vertical type)

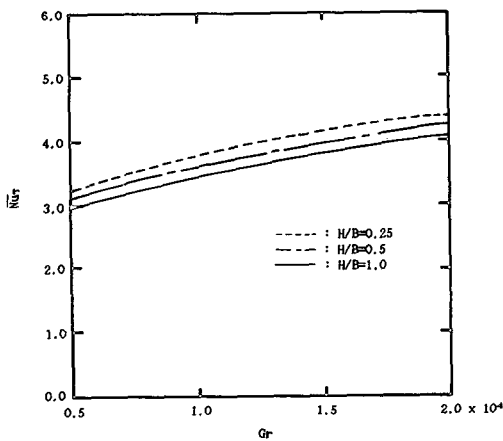


Fig. 13 Total mean Nusselt number distributions of various aspect ratios for various Grashof numbers at $Pr=0.71$, (Horizontal type)

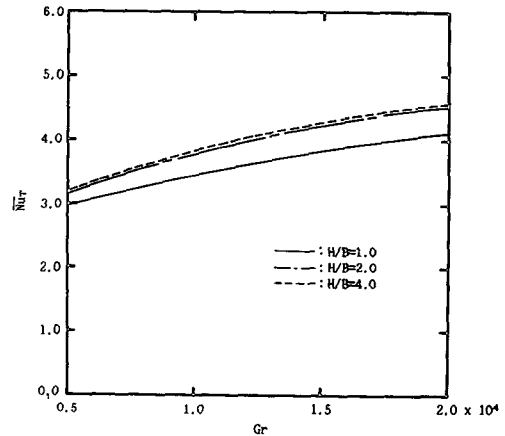


Fig. 15 Total mean Nusselt number distributions of various aspect ratios for various Grashof numbers at $Pr=0.71$, (Horizontal type)

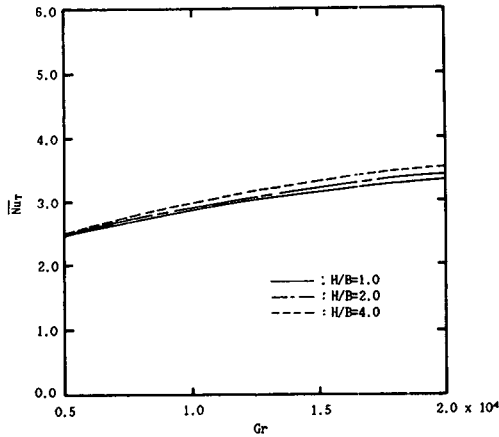


Fig. 16 Total mean Nusselt number distributions of various aspect ratios for various Grashof numbers at $Pr=0.71$. (Vertical type)

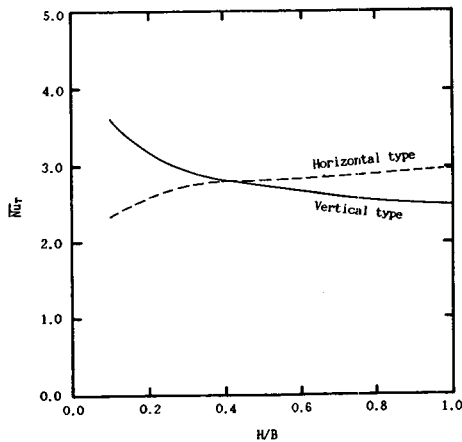


Fig. 17 Total mean Nusselt number distributions for various aspect ratios at $WP=3.0$, $Pr=0.71$, and $Gr=5000$.

20000, $H/B=1.0, 2.0, 4.0$ 에서 수평단열 판 및 수직단열판에 부착된 등온사각비임의 전체평균 Nusselt 수 분포를 나타낸다. Grashof 수 증가에 따른 전체평균 Nusselt 수는 수평형인 경우 H/B 가 증가함에 따라 다소 증가하나 수직형의 경우는 미소하게 증가하였다. 수평형의 경우 전체평균 Nusselt 수는 평균적으로 $H/B=1.0$ 에 비하여 $H/B=2.0$ 인 경우 약 9%, $H/B=4.0$ 인 경우 약 11% 증가하였다. 수직형의 경우는 $H/B=1.0$ 에 비하여 $H/B=2.0$ 인 경우 약 1.5%, $H/B=4.0$ 인 경우 약 3.8% 증가하였다.

Fig. 17은 $Gr=5000, Pr=0.71, 0.1 \leq H/B \leq 1.0$

에서 수평 및 수직단열판에 부착된 등온 사각비임의 접수길이가 일정 ($WP=3.0L$)한 경우 전체평균 Nusselt수 분포를 나타낸다. 전체평균 Nusselt수는 수평형인 경우 H/B 가 증가하면 $H/B \leq 0.43$ 에서는 현저히 증가하다 그 이후는 미소하게 증가하며 수직형인 경우는 현저히 감소하다 그 이후는 미소하게 증가한다. 전반적으로 전체평균 Nusselt수는 $H/B \leq 0.43$ 에서는 반대현상을 나타내었다.

4. 결 론

수직 및 수평단열판에 부착된 등온 사각비임으로 부터의 자연대류열전달에 대하여 $Pr=0.71, 5000 \leq Gr \leq 20000, 0.1 \leq H/B \leq 4.0$ 의 범위에서 수치해석한 결과는 다음과 같다.

(1) 수평 및 수직단열판에 부착된 비임표면의 국소 Nusselt수는 비임의 폭이 일정할 경우 H/B 가 감소할수록, 비임의 높이가 일정할 경우 H/B 가 증가할수록 증가하였다.

(2) 전체평균 Nusselt수는 비임의 폭이 일정할 때 $H/B \leq 0.52$ 에서는 수직형이 수평형 보다 높게 나타났으며 $H/B > 0.52$ 에서는 반대현상을 나타내었다.

(3) 전체평균 Nusselt수는 비임의 높이가 일정할 때 거의 일정한 값을 나타내나 수평형이 수직형 보다 높게 나타났으며 $H/B=2.7$ 에서 최대값을 나타내었다.

(4) 전체평균 Nusselt수는 비임의 폭이 일정할 때 Grashof수 증가에 따라 증가하였고, H/B 가 감소할수록 증가하였다. 그리고, $H/B=1.0$ 인 경우에 비하여 평균적으로 수평형일때 $H/B=0.5$ 는 4.5% $H/B=0.25$ 는 8.7% 증가 하였으며, 수직형일때 $H/B=0.5$ 는 28% $H/B=0.25$ 는 60% 증가 하였다.

(5) 전체평균 Nusselt수는 비임의 높이가 일정할 때 Grashof수 증가에 따라 증가 하였고 H/B 가 증가할수록 수평형은 미소하게 증가하나 수직형은 크게 증가하였다. 그리고, $H/B=1.0$ 인 경우에 비하여 평균적으로 수평형일때 $H/B=2.0$ 은 9% $H/B=4.0$ 은 11% 증가하였으며, 수직형일때 $H/B=2.0$ 은 1.5% $H/B=4.0$ 은 3.8% 증가 하였다.

(6) 접수길이가 동일할 때 전체평균 Nusselt는 $H/B \leq 0.43$ 에서는 수직형이 수평형 보다 높게 나타났으며 $H/B > 0.43$ 에서는 반대현상을 나타내었다.

참 고 문 헌

- (1) Jones, C.D. and Smith, L. F., 1970, "Optimum Arrangement of Rectagular Fins on Horizontal Surfaces for Free Convection Heat Transfer", ASME J. of Heat Transfer, Vol. 92, pp. 6~10.
- (2) Aihara, T., 1970, "Natural Convection Heat Transfer from Vertical Rectangular Fin Arrays, part3, Heat Transfer from Fin Plates", Bull. JSME., Vol. 13, No.64, pp. 1192~1200.
- (3) Kuehn, T. H., Kwon S. S., and Tolpadi A. K., 1983, "Similarity Solution for Conjugate Natural Convection heat Transfer from a Long Vertical Plate Fin", Int.J. Heat Mass Transfer, Vol.26, No.11, pp.1718~1721.
- (4) Sane, N. K. and Sukhatme, S.P., 1974, "Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Rectangular Fin Arrays", 5th Int. Heat Transfer Conference, Tokyo, pp. 114~118.
- (5) Miyamoto, M., Katoh Y., Kurihaa, J., and Yamashita, K., 1985, "Free Convection Heat Transfer from Vertical and Horizontal Short Plates", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.28, pp.1733~1745.
- (6) Ortega, A. and Moffat, R. J., 1985, "Heat Transfer from an Array of Simulated Electronic Components : Experimental Results for Free Convection with and without a Shrouding Wall", Int. Heat Transfer in Electronic Equipment, ASME HTD 48, pp. 5~15.
- (7) 坪内爲雄, 藤田尚毅, 渡邊徹, 1980, "ステップおよび突起からのけく離をともなう 自然対流 熱傳達", 日本機械學會 論文集(B編), 46巻 409號, pp. 1742~1749.
- (8) Choi C. J. and Chang K.S., 1986, "Seperated Laminar Natural Convection above a Horizontal Isothermal Square Cylinder", Int. Heat Mass Transfer, Vol. 13, pp. 201~208.