

수직 배열된 평판에서 혼합대류 열전달

Mixed Convection Heat Transfer from Vertical In-Line Plates

김 상 영* 이 재 신* 권 순 석**
S. Y. Kim, J. S. Ree, S. S. Kwon

ABSTRACT

The mixed convection heat transfer from vertical inline plates has been studied numerically by the finite difference method and experimentally with Mach-Zehnder interferometer. The dimensionless spacing, s/L_1 , the relative length, L_2/L_1 and the dimensionless temperature ratio, Φ_2/Φ_1 are varied parametically.

The lower plate mean Nusselt numbers show same values as s/L_1 , Φ_2/Φ_1 and L_2/L_1 increase. The upper plate mean Nusselt numbers increase as s/L_1 and Φ_2/Φ_1 increase, but L_2/L_1 decreases. The upper plate mean Nusselt number is higher than the lower plate mean Nusselt for $s/L_1 = 1.8$ at $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $L_2/L_1=0.5$ and $\Phi_2/\Phi_1=1.0$. A comparison between the experimental and numerical results show good agreement.

기 호 설 명

s : 평판 간격	U : 무차원 수직방향 속도 u/u_∞
g : 중력가속도	V : 무차원 수평방향 속도 v/u_∞
Gr : Grashof 수 $g\beta L_1^3 (T_L - T_\infty)/\nu^2$	X : 무차원 수직방향 좌표 x/L_1
L_1 : 아래 평판길이	Y : 무차원 수평방향 좌표 y/L_1
L_2 : 위 평판길이	α : 열확산 계수
Φ_1 : 무차원 아래 평판온도	β : 체적팽창 계수
Φ_2 : 무차원 위 평판온도	μ : 점성계수
Nu : Nusselt 수 hL_1/k	ν : 동점성계수 μ/ρ
Pr : Prandtl 수 ν/α	ρ : 밀도
Re : Reynolds 수 $u_\infty L_1/\nu$	h : 열전달계수
T : 온도	k : 열전도계수
	Ψ : 무차원 유동함수 $\Psi/u_\infty L_1$
	W : 무차원 와도 $\omega L_1/u_\infty$

* 東亞大學校 大學院 機械工學科

** 東亞大學校 工科大學 機械工學科

Φ : 무차원 온도 $(T - T_{\infty}) / (T_L - T_{\infty})$

<하첨자>

- max : 최대치
- L : 아래 평판
- U : 위 평판
- ∞ : 주위 유체

<상첨자>

- : 평균

1. 서론

대류 열전달은 일반적으로 자연대류와 강제대류로 나눌 수 있다. 그러나 전자장치의 냉각문제, 밀집형 열교환기의 평판핀, 원자로의 냉각장치 등과 같은 경우에 있어서는 자연대류와 강제대류가 동시에 일어나는 혼합대류현상을 가진다.

평판에서의 대류열전달은 많은 연구자들에게 의하여 관심있는 문제로 취급되어 왔다.

Mercer 등¹⁾은 강제대류에 대하여 평판 입구 부위에서 평판의 조건을 바꾸어 가며 실험과 수치해를 상호 비교 검토하였다. Sparrow와 Faghri²⁾은 수직 배열된 평판에서 두평판의 상대적인 길이와 온도 및 간격비를 변수로 하여 자연대류 열전달 특성을 연구하였으며, Chang 등³⁾은 수직 배열된 원통 사이에서 간격비, Rayleigh 수를 변수로 하여 자연대류 열전달 특성을 연구하였다. Kwon 등⁴⁾은 두개의 수직 평행평판의 혼합대류 열전달에 대하여 평판간격과 평판온도를 변수로 하여 수치해석하였고, 평판간격과 평판온도에 의한 Interactive Flow가 대류열전달에 미치는 영향을 고찰하였다.

본 연구에서는 수직 배열된 평판에서 평판간격과 평판온도 및 평판길이를 변수로 하여 혼합대류 열전달 특성을 고찰하였다.

2. 이론해석

2.1 지배방정식

수직 배열된 평판의 도식적 형상은 Fig.1과

같다. 평판 입구에서 공기는 속도, u_{∞} 와 온도, T_{∞} 이다. 평판의 온도는 아래 평판이 높고($\Phi_1 = 1.0$), 위 평판은 같거나 낮다($\Phi_2 = 1.0, 0.6, 0.2$). 또한 유체는 Boussinesq Approximation을 따른다고 가정하였다. 2차원 비압축성, 층류 혼합대류에 대하여 유동함수(Ψ : Stream function)와 와도(W : Vorticity)를 도입하여 무차원 방정식으로 정리하면 다음과 같다.

$$W = -\nabla^2 \Psi \dots\dots\dots (1)$$

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

$$U \frac{\partial \Phi}{\partial X} + V \frac{\partial \Phi}{\partial Y} = \frac{1}{Pr Re} \nabla^2 \Phi \dots\dots\dots (3)$$

여기서

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

또한, 여기서 사용된 무차원 변수들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} X &= x/L_1, Y = y/L_1, \Psi = \psi / (u_{\infty} L_1), U = u/u_{\infty} \\ V &= v/u_{\infty}, W = \omega L_1 / u_{\infty}, \Phi = (T - T_{\infty}) / (T_L - T_{\infty}) \\ Re &= u_{\infty} L_1 / \nu, Pr = \nu / \alpha, Gr = g \beta L_1^3 \Delta T / \nu^2 \end{aligned}$$

경계조건은 다음과 같다.

1) 아래 평판 표면

$$U = V = \Psi = 0, \Phi = 1, W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \dots\dots (5)$$

2) 위 평판 표면

$$U = V = \Psi = 0, \Phi = \Phi_2, W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \dots\dots (6)$$

3) 유 입 부

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

4) 유 출 부

$$V = \frac{\partial \Psi}{\partial X} = \frac{\partial \Phi}{\partial X} = 0, \quad U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \Big|_{Y=0},$$

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

5) 외부경계

$$U = 1, \quad V = 0, \quad \Psi = Y_{max}, \quad \Phi = 0,$$

$$W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial Y^2} \dots \dots \dots (9)$$

6) 대칭축

$$V = \Psi = W = 0, \quad U = \frac{\partial \Psi}{\partial Y} \Big|_{Y=0}, \quad \frac{\partial \Phi}{\partial Y} = 0 \dots (10)$$

2.2 수치해석

수치해석을 하기 위한 격자망은 Fig.1과 같이 수직방향에 대하여 87개, 수평방향에 대하여 15개로 분할하였고, 평판의 형상은 좌우 대칭이므로 대칭축을 중심으로 반만을 계산하였다. 본 해석에서는 식(1)~(4)와 경계조건 (5)~(10)을 유한 차분법으로 사용하여 유한 차분식으로 유도후 S. O. R기법으로 수치해석하였다. 또한 수렴기준은 다음과 같다.

$$MAX |(Q^m - Q^{m-1}) / Q^m| \leq 10^{-3} \dots \dots \dots (11)$$

여기서 Q 는 유동함수 또는 온도를 나타내며 m 은 반복회수를 나타낸다.

수치해석을 하여 구한 해는 다음의 식들에 의해 Nusselt 수를 계산하는데 사용되었다.

가. 국소 평판 Nusselt 수

$$Nu = \frac{hl}{k_f} = -\frac{\partial \Phi}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \dots \dots \dots (12)$$

여기서 $l = L_1, L_2$

나. 평균 평판 Nusselt 수

$$\bar{Nu} = \frac{1}{l} \int Nu \, dl \dots \dots \dots (13)$$

여기서 $l = L_1 + L_2$

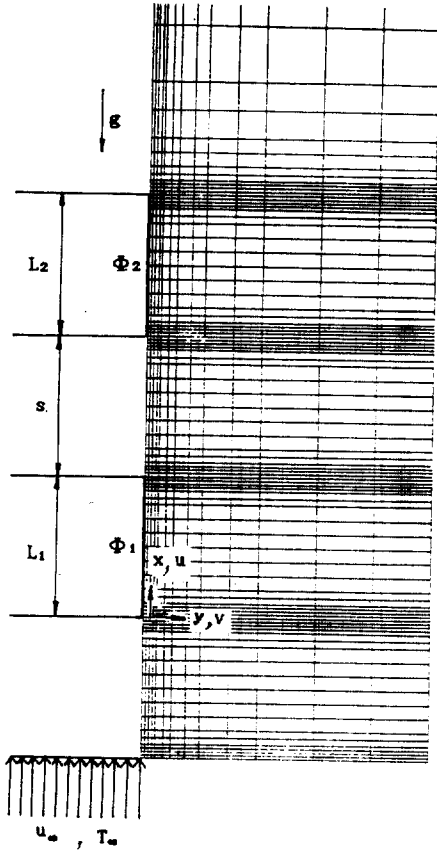


Fig.1 Schematic diagram and grid system

3. 결과 및 고찰

본 연구는 $Re = 100$, $Gr = 10^4$ 과 $Pr = 0.71$ 에서 무차원 평판간격, $0.1 \leq s/L_1 \leq 2.0$. 무차원 온도비, $0.2 \leq \Phi_2/\Phi_1 \leq 1.0$. 무차원 평판의 길이비, $L_2/L_1 = 0.5, 1.0, 2.0$ 인 경우에 대하여 수치해석 하였다.

Fig.2는 $Re = 100$, $Gr = 10^4$, $Pr = 0.71$, $s/L_1 = 1.0$, $L_2/L_1 = 1.0$ 에서 무차원 온도비, $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0, 0.6, 0.2$ 에 대한 등온선을 나타낸 것이다. Φ_2/Φ_1 가 감소할수록 위 평판 주위의 등온선은 감소되며, $\Phi_2/\Phi_1 = 0.2$ 일때 위 평판에서는 아래 평판에서 생성된 등온선에 싸여 있음을 알 수 있다. 이는 위 평판의 온도보다 주위 유체의 온도가 높음으로 인하여 나타난 현상이다.

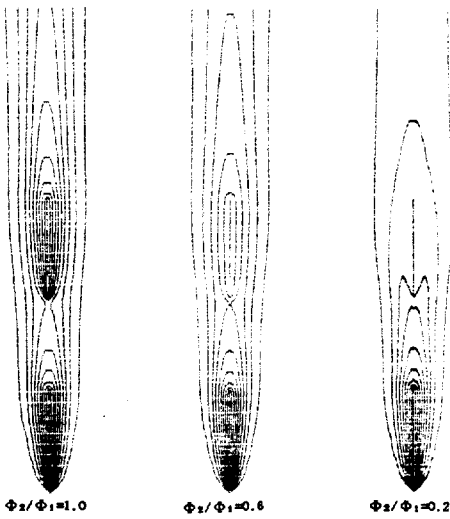


Fig. 2 Isotherms for various upper plate temperature at $Re = 100, Gr = 10^4, Pr = 0.71, s/L_1 = 1.0, L_2/L_1 = 1.0$

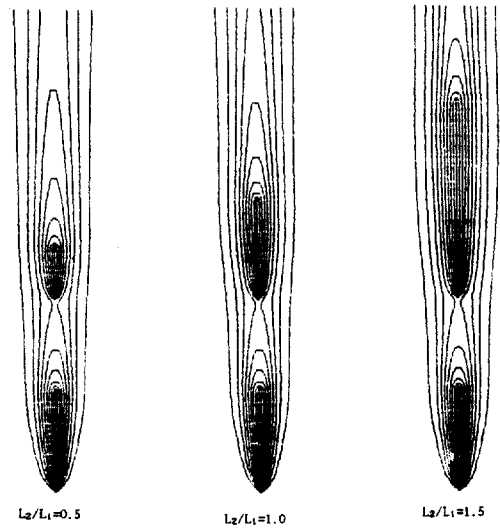


Fig. 3 Isotherms for various upper plate lengths at $Re = 100, Gr = 10^4, Pr = 0.71, s/L_1 = 1.0, \Phi_2/\Phi_1 = 1.0$

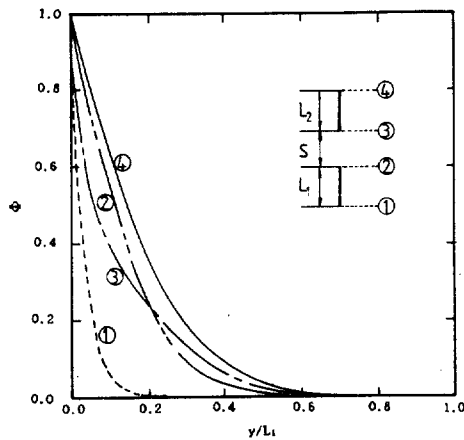


Fig. 4 Dimensionless temperature distributions for y/L_1 at $Re = 100, Gr = 10^4, Pr = 0.71, s/L_1 = 1.0, L_2/L_1 = 1.0, \Phi_2/\Phi_1 = 1.0$

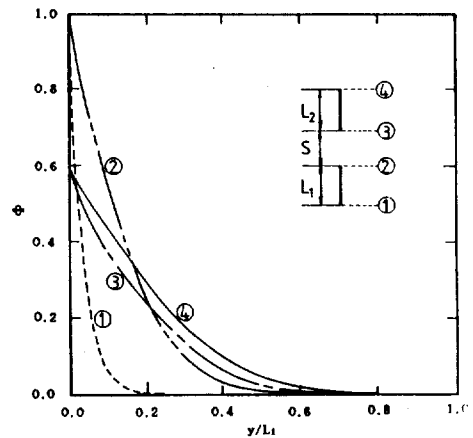


Fig. 5 Dimensionless temperature distributions for y/L_1 at $Re = 100, Gr = 10^4, Pr = 0.7, s/L_1 = 1.0, L_2/L_1 = 1.0, \Phi_2/\Phi_1 = 0.6$

Fig. 3은 $Re=100, Gr=10^4, Pr=0.71, s/L_1=1.0, \Phi_2/\Phi_1=1.0$ 에서 $L_2/L_1=0.5, 1.0, 2.0$ 에 대한 등온선을 나타낸 것이다. 무차원 평판의 길이비, L_2/L_1 가 증가할수록 위 평판 주위의 등온선 간격이 확대되고 있다. 이는 무차원 평판의 길이비가 증가할수록 아래 평판

에서의 가열된 유체가 위 평판에 크게 영향을 주기 때문이다.

Fig. 4는 $Re=100, Gr=10^4, Pr=0.71, s/L_1=1.0, \Phi_2/\Phi_1=1.0, L_2/L_1=1.0$ 에서 y/L_1 에 대한 무차원 온도분포를 나타내고 있다. 온도 기울기는 $y/L_1 < 0.2$ 일때 아래 평판의 선단, $x/$

$L_1 = 0.0$, 위 평판의 선단, $x/L_1 = 2.0$, 아래 평판의 후단, $x/L_1 = 1.0$, 위 평판의 후단, $x/L_1 = 3.0$ 의 순으로 완만하게 나타내고 있다. 이는 경계층이 시작되는 평판 선단에서 열전달이 잘되고 있음을 나타낸다.

Fig. 5와 Fig. 6은 Fig. 4와 동일한 조건에서 $\Phi_2/\Phi_1 = 0.6, 0.2$ 의 y/L_1 에 대한 무차원 온도분포를 나타내고 있다. Fig. 4와의 비교에서 아래 평판의 선·후단 온도분포는 Φ_2/Φ_1 에 관계없이 일정하게 나타났으며, 온도 기울기는 Φ_2/Φ_1 가 감소하면 완만하였다. Fig. 6의 $\Phi_2/\Phi_1 = 0.2$ 인 경우에 있어서는 위 평판의 부근에서 온도 기울기가 반대로 나타났다. 이는 위 평판의 온도보다 주위의 유체온도가 높기 때문이다.

Fig. 7은 Fig. 4와 동일한 조건에서 y/L_1 에 대한 수직방향속도 분포를 나타내고 있다. 속도분포는 y/L_1 가 증가하면 증가하다가 감소하였으며, 수직 거리에 관계없이 최대속도는 $y/L_1 = 0.18$ 부근에서 나타났으며, $y/L_1 = 0.8$ 이후부터는 주위 유체속도, u_∞ 에 접근되었다.

Fig. 8은 $Re = 100, Gr = 10^4, Pr = 0.71, L_2/L_1 = 2.0$ 에서 s/L_1 에 대한 아래 평판과 위 평판의 평균 Nusselt 수를 나타내고 있다. 무차원 평판간격, s/L_1 와 무차원 온도비, Φ_2/Φ_1 가 증가하면 아래 평판의 평균 Nusselt 수는 거의 일정하였고, 위 평판의 평균 Nusselt 수는 증가하였다. 또한 $\Phi_2/\Phi_1 = 0.2$ 일때는 위 평판의 온도보다 주위의 유체온도가 높음으로 인하여 평균 Nusselt 수가 음의 값을 나타내었다.

Fig. 9와 Fig. 10은 Fig. 8와 동일한 조건에서 $L_2/L_1 = 1.0, 0.5$ 일때 s/L_1 에 대한 아래 평판과 위 평판의 평균 Nusselt 수를 나타내고 있다. Fig. 8과 유사한 경향을 나타내고 있으며, 아래 평판의 평균 Nusselt 수는 무차원 평판의 길이비, L_2/L_1 에 관계없이 거의 동일한 분포를 보이며, 무차원 평판의 길이비, L_2/L_1 가 감소하면 위 평판의 평균 Nusselt 수는 증가하였다. 또한 무차원 길이비, $L_2/L_1 = 0.5$ 이고 무차원 온도비, $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 일때는 $s/L_1 = 1.8$ 이후부터 아래 평판보다 위 평판의 평균 Nusselt 수가 높게 나타났다.

Fig. 11은 $Re = 100, Gr = 10^4, Pr = 0.71$ 에서 s/L_1 에 대한 아래 평판과 위 평판의 평균 Nusselt 수의 비를 나타내고 있다. 아래 평판과 위 평판의 평균 Nusselt 수의 비는 무차원 평판간격, s/L_1 와 무차원 온도비, Φ_2/Φ_1 가 증가하면 증가하였다. 이 평균 Nusselt 수의 비는 $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 일때 무차원 평판의 길이비, L_2/L_1 가 높을수록 낮게 나타났고, $\Phi_2/\Phi_1 = 0.6$ 일때 $s/L_1 < 0.4$ 때는 L_2/L_1 가 높을수록 높게 나타났고, $s/L_1 > 0.4$ 때는 반대로 나타났으며, $\Phi_2/\Phi_1 = 0.2$ 일때 L_2/L_1 가 높을수록 높게 나타났다.

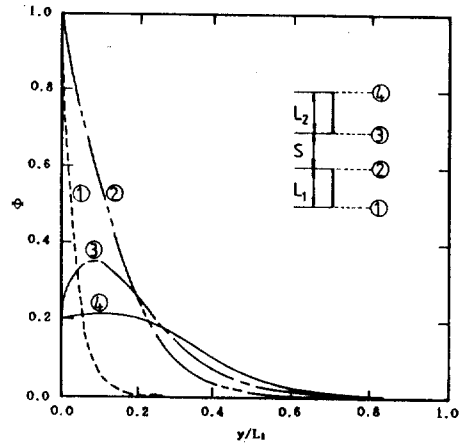


Fig. 6 Dimensionless temperature distributions for y/L_1 at $Re = 100, Gr = 10^4, Pr = 0.7, s/L_1 = 1.0, L_2/L_1 = 1.0, \Phi_2/\Phi_1 = 0.2$

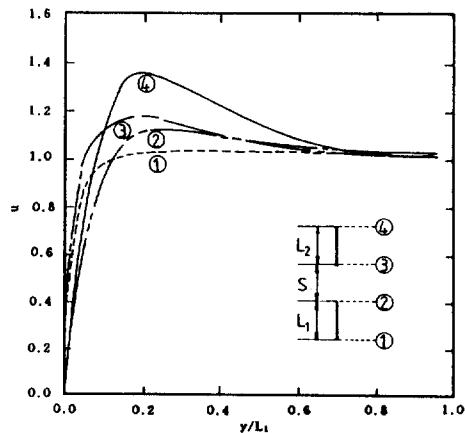


Fig. 7 Dimensionless vertical velocity distributions for y/L_1 at $Re = 100, Gr = 10^4, Pr = 0.71, s/L_1 = 1.0, L_2/L_1 = 1.0, \Phi_2/\Phi_1 = 1.0$

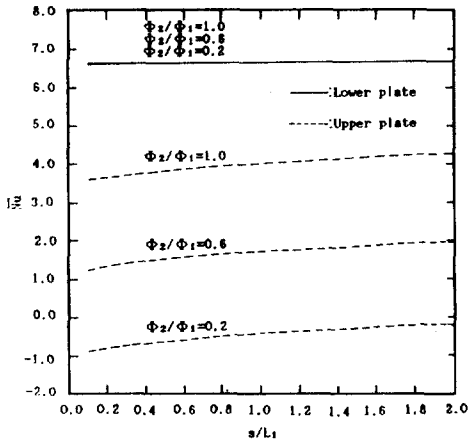


Fig. 8 Mean Nusselt number distributions versus s/L_1 for lower and upper plates at $Re = 100$, $Gr = 10^4$, $Pr = 0.71$, $L_2/L_1 = 2.0$

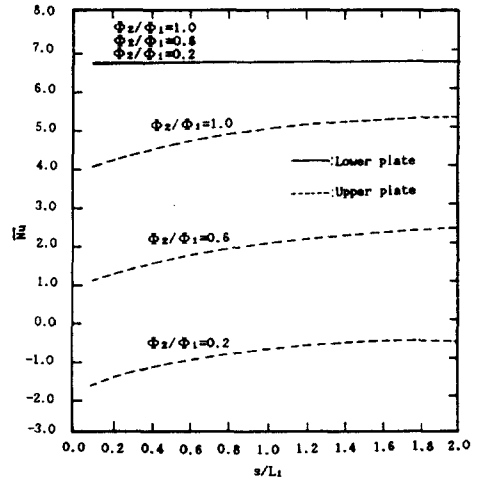


Fig. 9 Mean Nusselt number distributions versus s/L_1 for lower and upper plates at $Re = 100$, $Gr = 10^4$, $Pr = 0.71$, $L_2/L_1 = 1.0$

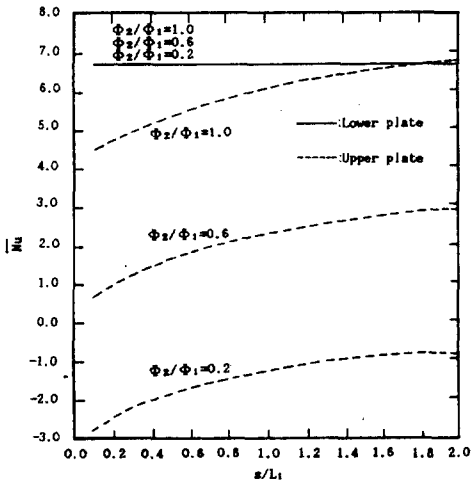


Fig. 10 Mean Nusselt number distributions versus s/L_1 for lower and upper plates at $Re = 100$, $Gr = 10^4$, $Pr = 0.71$, $L_2/L_1 = 0.5$

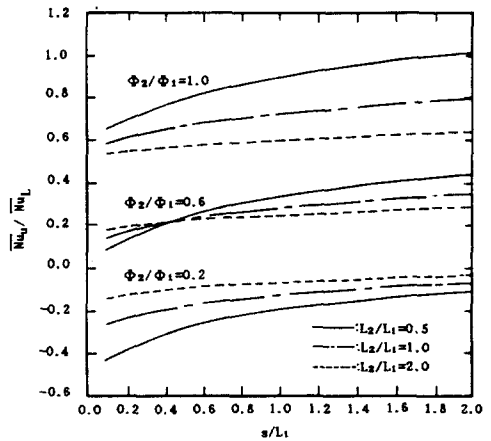


Fig. 11 Ratio of mean Nusselt number versus s/L_1 for lower and upper plates at $Re = 100$, $Gr = 10^4$, $Pr = 0.71$

4. 실험해석

4.1 실험장치

본 실험에 사용된 시험부분의 기하학적 형상은 Fig. 12과 같으며 발열부인 니크롬박판(nichrome film)과 지지대겸 전원공급역할을 하는 순동판(copper plate)의 접합은 은납으

로 스파크(spark) 용접하였다. Fig. 13은 실험 장치의 개략도를 나타내며 발열부에 전원을 공급하기 위하여 슬라이덱스(slidax) ①를 사용하였으며 작동유체인 공기를 강제적으로 유동시키기 위하여 소형 풍동을 함석으로 사용 제작하였다. 풍동의 입구는 공기의 유동을 안정화시키기 위하여 직경 6mm 스트로(straw)

다발로 HONY-COMB을 만들었으며, 시험부는 꿀절름이 일정한 광학유리를 장착한 두께 20mm의 아크릴 판을 사용 제작하고, 공기를 강제 유동시키기 위한 팬은 가변형 로우타리 팬(variable rotary fan)을 사용, 풍동의출구에 부착 공기를 흡입하는 방법으로 하였다.공기의 유동속도는 열선유속계(hot wire anemometer) ㉑로 측정하였으며 발열부의 온도는 전위차계(potentiometer) ㉒로 측정하였다.

광원으로는 헬륨-네온 레이저(He-Ne Laser) ㉓를 사용하였으며 레이저 광은 광확산렌즈(beam expander lens) ㉔에 의해 확산되어 핀홀(pin hole) ㉕를 통과한 후 볼록렌즈(convex lens) ㉖에 의해 평행광으로 된다.이 평행광은 반투과거울(half reflection mirror)

㉗에 의해 목적광과 기준광으로 분리되어 목적광은 시험부분 ㉘를 통과한 후 다시 반투과거울에서 주위공기를 통과한 기준광과 만나 간섭을 이룬다. 이 간섭무늬는 볼록렌즈에 의해 축소되어 완전반사거울에 의해 장초점카메라(long focus camera) 필름속에 수록된다.

4.2 실험방법

수직 평행 평판 주위 유체유동영역에서의 온도분포를 가시화하기 위하여 먼저 간섭계를 수평으로 놓고 광원인 레이저광을 사용하여 무한대 간섭무늬가 얻어지도록 조절을 한 후 시험부분을 광축에 평행하게 위치시킨다.공기의 유동은 풍동을 이용하여 강제적으로 원하는 속도를 얻은 후 일정시간이 지나 공기의 유동이 정상상태가 된 후 수직 평행 평판의 표면 온도가 원하는 온도에 도달할때까지 슬라이더스로 연속적으로 전원을 공급하였으며, 발열부의 간섭무늬가 변하지 않을 때 정상상태로 간주하였다. 이때 평판표면의 온도는 중심부가

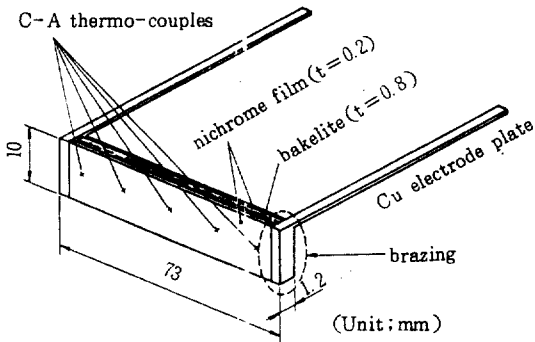
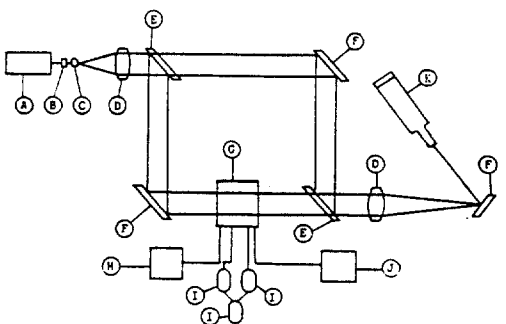


Fig. 12 Schematic diagram of the test part



- ㉓ He-Ne Laser
- ㉔ beam expander
- ㉕ pin hole
- ㉖ convex lens
- ㉗ beam splitter
- ㉘ full reflection mirror
- ㉙ test apparatus
- ㉚ thermometer
- ㉛ slidax
- ㉜ hot-wire anemometer
- ㉝ long focus camera

Fig. 13 Overall experimental system for the temperature distribution measurement

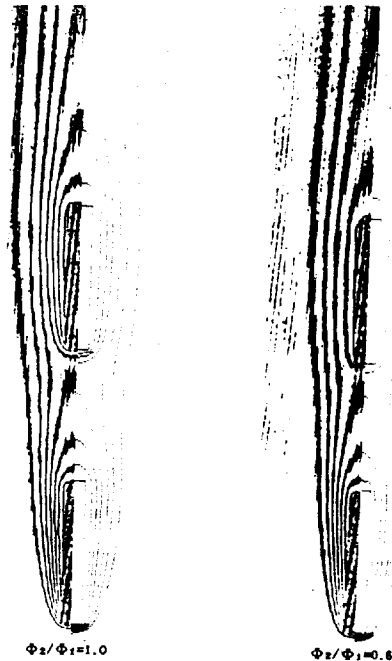


Fig. 14 Comparison of the experimental and numerical isotherms for Φ_2/Φ_1 at $Re = 100$, $Gr = 7740$, $Pr = 0.71$, $s/L_1 = 0.9$, $L_2/L_1 = 1.0$

양쪽가장자리보다 다소 높게 나타났으나 그 차이는 약 4.4%였으며 평판표면온도는 그 평균치를 취하였다. 대체적으로 평판의 온도와 유속을 정상상태로 취하는데 요하는 시간은 1~2시간이 걸렸다. 간섭무늬의 기록장치로는 초점거리 500mm인 Nikon 카메라를 사용하였고 필름은 간섭무늬의 명암 대비를 높이기 위해 Microfilm으로 노출시간은 5~6초를 주었다.

5. 수치해석과 실험해석과의 비교

Fig. 12는 $Re = 100$, $Gr = 7740$, $Pr = 0.71$ 에서 수치해석과 실험에서 얻은 등온선을 비교한 것이다. 본 수치해석에서는 평판 두께가 무한히 얇다고 가정하였으나, 실험과 상호 비교하기 위하여 실험과 동일한 두께로 변경, 수치해석하였다. 이 등온선은 아래와 위 평판의 선단에서 약간 오차를 보이나, 대체적으로 잘 일치하였다.

6. 결 론

수직 배열된 평판에서 혼합대류 열전달에 대하여 $Re = 100$, $Gr = 10^4$, $Pr = 0.71$ 에서 무차원 평판간격, 무차원 온도비와 무차원 평판의 길이비를 변화시켜 수치해석한 결과는 다음과 같다.

1. 무차원 온도비, Φ_2/Φ_1 와 무차원 평판의 길이비, L_2/L_1 에 관계없이 무차원 평판간격, s/L_1 가 증가하면 아래 평판의 평균 Nusselt 수는 거의 일정하였고, 위 평판의 평균 Nusselt 수는 증가하였다.

2. 무차원 온도비, Φ_2/Φ_1 가 증가하면 아래 평판의 평균 Nusselt 수는 거의 일정하였고, 위 평판의 평균 Nusselt 수는 증가하였다.

3. 무차원 평판의 길이비, L_2/L_1 가 증가하면 아래 평판의 평균 Nusselt 수는 거의 일정하였고 위 평판의 평균 Nusselt 수는 감소하였다.

4. 무차원 평판의 길이비, $L_2/L_1 = 0.5$ 이고 무차원 온도비, $\Phi_2/\Phi_1 = 1.0$ 일때 무차원 평판 간격, $s/L_1 = 1.8$ 이후부터는 아래 평판보다 위 평판의 평균 Nusselt 수가 높게 나타났다.

5. 수치해석과 실험으로 얻은 등온선은 대체적으로 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

1. W.E. Mercer, W.M. Pearce & J.E. Hitchcock, 1967, "Laminar Forced Convection in the Entrance Region Between Parallel Flat Plates", ASME. J. of Heat Transfer, PP. 251-257.
2. E.M. Sparrow, M. Faghri, 1980, "Natural Convection Heat Transfer from the Upper Plate of a Coliner, Separated Pair of Vertical Plates", ASME. J. of Heat Transfer, PP. 623-629.
3. S.K. Park and K.S. Chang, "Numerical Study on Interactive Laminar Natural Convection from a Pair of Vertically Separated Horizontal Cylinders", Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology.
4. 권순석, 양성환, 이재신, 김상영, 1990. "수직 평행 평판에서 Interactive Flow 가 대류 열전달에 미치는 영향" 공기조화 냉동공학회 초록집, pp. 55~59.
5. Sparrow, E.M. and Gregg, J.L., 1959, "Buoyancy Effects in Forced Convection Flow and Heat Transfer", ASME J. of Applied Mechanics, Vol. 13, PP. 133-134.