

〈論 文〉

수직 등은 평행 평판에서 상호작용 유동이 대류 열전달에 미치는 영향

김상영* · 정한식** · 권순석***

(1991년 8월 16일 접수)

The Effect of the Interactive Flow on Convective Heat Transfer from Two Vertical Isothermal Parallel Plates

Sang-Young Kim, Han-Shik Chung and Sun-Sok Kwon

Key Words : Mixed Convection(혼합대류), Interactive Flow(상호작용 유동), Vertical Isothermal Parallel Plates(수직 등은 평행 평판).

Abstract

The effect of the interactive flow on convective heat transfer from two vertical isothermal parallel plates have been studied numerically by the finite difference method. The Reynolds number, Grashof number, the relative length, L_2/L_1 , and the dimensionless plate spacing, b/L_1 are varied as parameters. In case of outside mean Nusselt number, left outside mean Nusselt numbers show same values as L_2/L_1 and b/L_1 increase, but right outside mean Nusselt numbers decrease as L_2/L_1 increases. The inside mean Nusselt numbers are constant at narrow spacings and increase at wide spacings as Grashof numbers increase. The optimum plate spacing on left inside mean Nusselt numbers is $b/L_1=0.4$ at $Re=100$ and $b/L_1=0.3$ at $Re=200$. For the right inside mean Nusselt number, the optimum plate spacings move to the narrow spacing as Reynolds numbers increase and L_2/L_1 decrease.

기 호 설 명

b : 평판 간격
 Gr : Grashof수 $g\beta L_1^3(T_L - T_\infty)/\nu^2$
 g : 중력가속도
 K : 열전도율
 L_1 : 왼쪽 평판길이
 L_2 : 오른쪽 평판길이
 Nu : Nusselt수 hL_1/K_f

\overline{Nu}_{Li} : 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt 수
 \overline{Nu}_{Lo} : 왼쪽 평판의 외측 평균 Nusselt수
 \overline{Nu}_{Ro} : 오른쪽 평판의 외측 평균 Nusselt수
 Pr : Prandtl수 ν/α
 Re : Reynolds수 $u_\infty L_1/\nu$
 T : 온도
 U : 무차원 수직방향 속도 u/u_∞
 V : 무차원 수평방향 속도 v/u_∞
 X : 무차원 수직방향 좌표 x/L_1
 Y : 무차원 수평방향 좌표 y/L_1
 α : 열확산 계수
 β : 체적팽창 계수

*정회원, 동아대학교 대학원 기계공학과

**정회원, 창원기능대 열설비학과

***정회원, 동아대학교 기계공학과

- μ : 점성계수
- ν : 동점성 계수 μ/ρ
- ρ : 밀도
- h : 열전달 계수
- k : 열전도 계수
- Ψ : 무차원 유동함수 $\psi/u_\infty L_1$
- W : 무차원 와도 $\omega L_1/u$
- Φ : 무차원 온도 $(T - T_\infty)/(T_L - T_\infty)$
- 하첨자
- L : 왼쪽 평판
- LI : 왼쪽 평판의 내측
- LO : 왼쪽 평판의 외측
- R : 오른쪽 평판
- RI : 오른쪽 평판의 내측
- RO : 오른쪽 평판의 외측
- max : 최대치
- ∞ : 주위 유체
- 상첨자
- : 평판

1. 서 론

평판의 2차원 유동에서 두개의 평판 사이의 간격을 좁힐경우 평판부근의 밀도변화에 따른 부력 상승차에 의한 Interactive Flow가 대류 열전달에 크게 영향을 미친다.

Bar-Cohen등⁽¹⁾은 양 평판 사이의 열전달을 최대로 하는 최적 평판간격을 자연대류 열전달에 대하여 제시하였으며, Mercer등⁽²⁾은 강제대류에 대하여 평판입구 부위에서 평판의 조건을 바꾸어 가며 실험과 수치해를 상호 비교 검토하였다. Sparrow와 Faghri⁽³⁾은 수직 배열된 평판에서 두 평판의 상대적인 길이와 온도 및 간격비를 변수로 하여 자연대류 열전달 특성을 연구하였으며, Gebhart와 Pera⁽⁴⁾는 두개의 열원을 가진 경우 간격비에 대한 Plume Interaction의 영향을 실험적으로 연구하였다. Kwon 등⁽⁵⁾은 두개의 수직 평행 평판의 혼합대류 열전달에 대하여 평판간격과 평판온도를 변수로 하여, 두 평판에서의 Interactive Flow가 대류 열전달에 미치는 영향을 고찰하였다.

본 연구에서는 수직 등은 평행평판의 혼합대류 열전달에 대하여 두 평판의 길이가 다른 경우를 고찰하고자 Reynolds수, Grashof수, 평판간격을 변수로 하여 수치해석 하였다.

2. 수치해석

2.1 지배방정식

수직 등은 평행 평판의 도식적 형상은 Fig. 1과 같다. 평판의 입구에서는 온도, T_∞ 의 공기가 균일 속도, u_∞ 로 유입되며, 평판의 온도 T_c 는 일정하다. 또한, 유체는 Boussinesq 근사에 따른다고 가정하였다. 2차원 비압축성, 층류 혼합대류에 대하여 유동함수(Ψ : Stream function)와 와도(W : Vorticity)를 도입하여 무차원 방정식으로 정리하면 다음과 같다.

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

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

$$U \frac{\partial \Phi}{\partial X} + V \frac{\partial \Phi}{\partial Y} = \frac{1}{PrRe} \nabla^2 \Phi \tag{3}$$

여기서

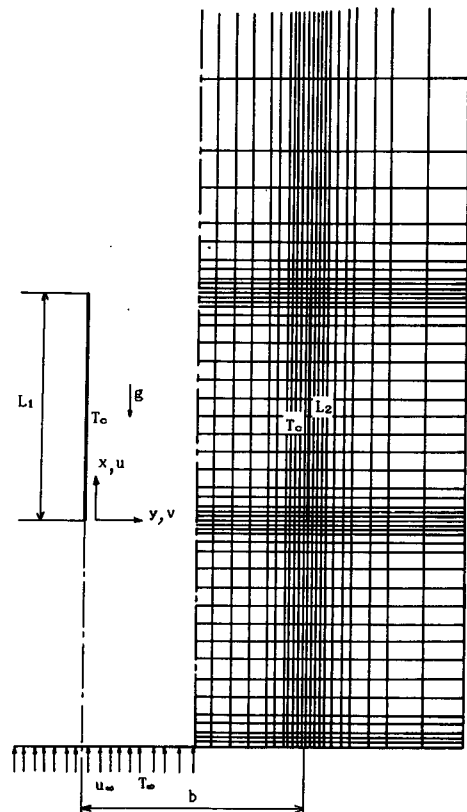


Fig. 1 Schematic diagram and grid system

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

경계조건은 다음과 같다.

(1) 왼쪽 평판 표면

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

(2) 오른쪽 평판 표면

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

(3) 유입부

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

(4) 유출부

$$V = \frac{\partial \Psi}{\partial X} = \frac{\partial \phi}{\partial X} = 0, \quad W = -\frac{\partial^2 \Psi}{\partial X^2} \quad (8)$$

(5) 외부경계

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

2.2 수치해석방법

수치해석을 하기 위하여 지배방정식 (1)~(4)와 경계조건 (5)~(9)를 유한차분법을 사용하여 유한차분식으로 유도 후, S.O.R. 기법으로 수치해석 하였다. 또한 수렴기준은 다음과 같다.

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

여기서 Q 는 유동함수 또는 온도를 나타내며, m 은 반복회수를 나타낸다. 얻어진 결과로부터 Nusselt수는 다음과 같이 구하였다.

(1) 국소 Nusselt수

$$Nu = \frac{hL}{K_f} = -\frac{\partial \phi}{\partial Y} \Big|_{Y=0} \quad (11)$$

(2) 평균 Nusselt수

$$\bar{Nu} = \frac{1}{L} \int NudL \quad (12)$$

3. 수치해석 결과 및 고찰

본 연구는 $Re=100$ 및 200 , $Pr=0.71$ 에서 $Gr=10^3, 10^4, 10^5$, 무차원 평판길이, $L_2/L_1=0.5, 1.0, 1.5$ 및 무차원 평판간격, $0.1 \leq b/L_1 \leq 1.0$ 을 변수로 하여 수치해석 하였다.

Fig. 2는 $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $b/L_1=0.4$ 에서 무차원 평판길이, $L_2/L_1=0.5, 1.0, 1.5$

에 대한 등온선을 나타낸 것이다. 등온선의 증첩은 무차원 평판길이, $L_2/L_1=1.0$ 인 경우는 양 평판사이의 중심선에서 대칭을 이루고 그외의 경우는 평판길이가 짧은쪽으로 기울어짐을 알 수 있다. 이는 Grashof수가 낮음으로 인하여 경계층이 두꺼운 긴 평판에서 대류유동이 둔화되기 때문이다.

Fig. 3은 Fig.2와 같은 조건에서 $Re=200$ 인 경우의 등온선을 나타낸 것이다. 동일간격에서 Reyn-

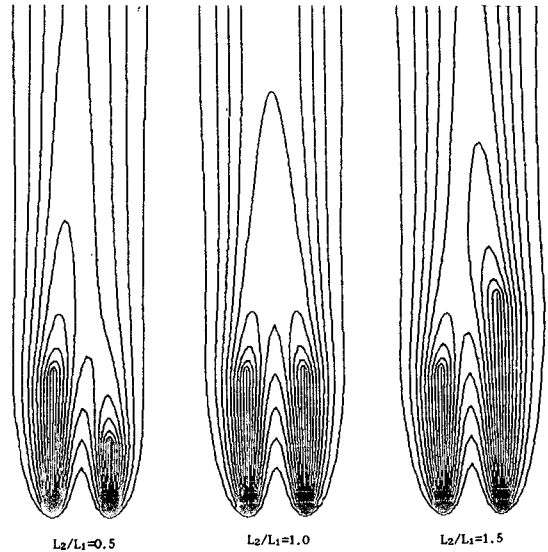


Fig. 2 Isotherms for various right plate lengths at $Re=100$, $Pr=0.71$, $Gr=10^4$, $b/L_1=0.4$

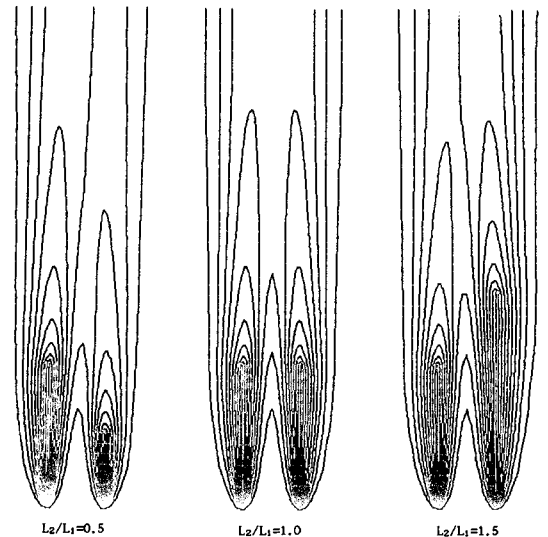


Fig. 3 Isotherms for various right plate lengths at $Re=200$, $Pr=0.71$, $Gr=10^4$, $b/L_1=0.4$

olds수가 증가할수록 온도 경계층은 현저히 얇아져서 열전달이 증가함을 알 수 있다. 이는 Reynolds수가 증가할수록 온도 경계층이 양 평판으로 분리되었기 때문이다. 또한 부력의 영향보다 Reynolds수의 영향이 큼으로 인하여 짧은 쪽으로 기울어지는 현상이 없어졌다.

Fig. 4는 Fig. 2와 같은 조건에서 $Gr=10^5$ 인 경우의 등온선을 나타낸 것이다. 등온선의 중첩은 무차원 평판길이, $L_2/L_1=1.0$ 에서는 Fig.2와 유사한 경향으로 나타났으나 그 외의 경우는 평판길이가 긴

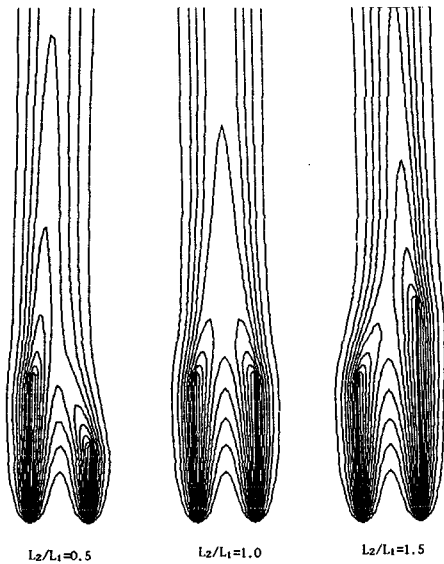


Fig. 4 Isotherms for various right plate lengths at $Re=100$, $Pr=0.71$, $Gr=10^5$, $b/L_1=0.4$

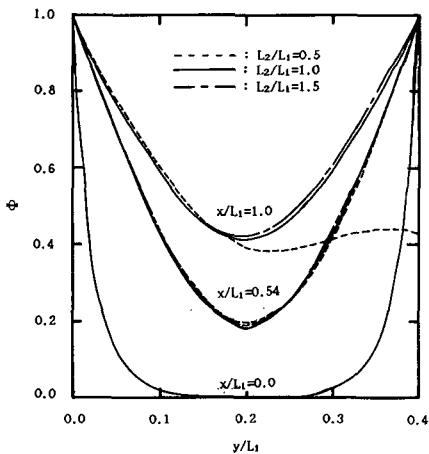


Fig. 5 Dimensionless temperature distributions versus y/L_1 for various lengths at $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $b/L_1=0.4$

쪽으로 기울어지는 현상이 나타났다. 이는 Grashof수가 높음으로 인하여 부력의 영향이 증가하여 발열량이 작은 쪽의 열 상승류가 대류유동이 활발하고 발열량이 큰 열 상승류 쪽으로 유인되기 때문이다.

Fig. 5는 $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $b/L_1=0.4$ 에서 무차원 평판간격, b/L_1 에 대한 무차원 온도분포를 여러가지 무차원길이, L_2/L_1 에 대하여 나타낸 것이다. 온도분포는 양 평판에서 생성된 온도 경계층이 중첩되어 출구로 갈수록 상승됨을 알 수 있다. 양평판의 입구온도 분포는 L_2/L_1 에 관계없이 일정하나, 출구로 갈수록 왼쪽 평판의 온도기울

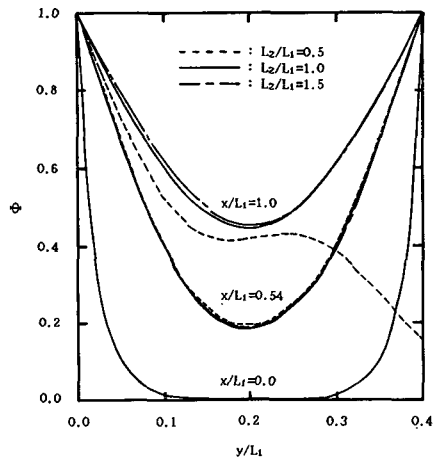


Fig. 6 Dimensionless temperature distributions versus y/L_1 for various lengths at $Re=100$, $Gr=10^5$, $Pr=0.71$, $b/L_1=0.4$

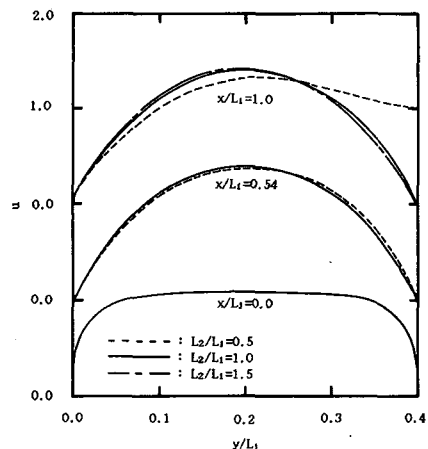


Fig. 7 Dimensionless vertical velocity distributions versus y/L_1 for various lengths at $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $b/L_1=0.4$

기는 $L_2/L_1=0.5$, 오른쪽 평판의 온도기울기는 $L_2/L_1=1.5$ 에서 가장 낮은분포를 보였다. 이는 양 평판에서 생성된 열 경계층의 불균형으로 인한 현상이다. 또한 $L_2/L_1=0.5$ 의 경우 $x/L_1=1.0$ 에서는 완만한 온도분포를 보였다.

Fig. 6은 Fig. 5와 같은 조건에서 $Gr=10^5$ 인 경우의 무차원 온도분포를 나타낸 것이다. Fig. 5와 유사한 경향을 보이며, 출구로 갈수록 왼쪽 평판의 온도기울기는 $L_2/L_1=0.5$, $L_2/L_1=1.0$, $L_2/L_1=1.5$ 순으로 높게 나타났으며, 오른쪽 평판의 온도기울기는 거의 동일한 분포를 보였다. 이는 평판의 길이가 증가 할수록 열 경계층의 두께가 증가하기 때문이다. 또한 $L_2/L_1=0.5$ 의 $x/L_1=1.0$ 는 완만한 온도분포를 보이다가 $b/L_1 > 0.3$ 일 때는 급격하게 감소하였다.

Fig. 7는 Fig.5와 같은 조건에서 수직방향 속도분포를 나타낸 것이다. 양 평판의 입구속도 분포는 L_2/L_1 에 관계없이 일정하였고, 출구측으로 갈수록 발달된 속도분포를 보였다. 이는 관성력과 부력이 동시에 작용하기 때문이다. 무차원 평판길이, $L_2/L_1=1.0$ 일 때 최대속도는 양 평판의 중간에서 나타났고, $L_2/L_1=0.5$ 일때 속도분포는 오른쪽 부분이, $L_2/L_1=1.5$ 일 때 왼쪽부분이 증가하였다. 이는 왼쪽 평판과 오른쪽 평판부근의 밀도변화에 따른 부력상승차에 의한 상호작용 때문이다.

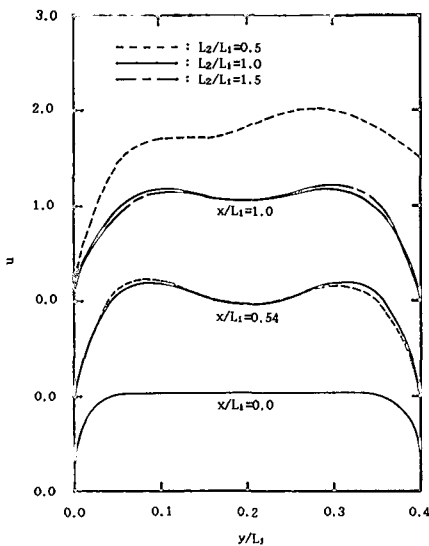


Fig. 8 Dimensionless vertical velocity distributions versus y/L_1 for various lengths at $Re=100$, $Gr=10^5$, $Pr=0.71$, $b/L_1=0.4$

Fig. 8는 Fig. 5와 같은 조건에서 $Gr=10^5$ 인 경우의 수직방향 속도분포를 나타낸 것이다. 양 평판의 입구속도 분포는 Fig. 7과 거의 유사한 경향을 보이며, 자연대류의 영향이 커져서 평판근방에서 최대속도 분포를 나타내었다. 이 속도분포는 출구측으로 갈수록 왼쪽 평판에서는 $L_2/L_1=0.5$, $L_2/L_1=1.0$ 순으로 오른쪽 평판에서는 $L_2/L_1=0.5$, $L_2/L_1=1.5$, $L_2/L_1=1.0$ 순으로 높게 나타났다. 또한 $L_2/L_1=0.5$ 의 $x/L_1=1.0$ 에서는 오른쪽 평판의 길이가 짧음으로 인하여 $x/L_1=1.0$ 에서는 열상승류임으로 속도가 빨라지기 때문이다.

Fig.9는 Fig.5와 같은 조건에서 왼쪽 평판의 내

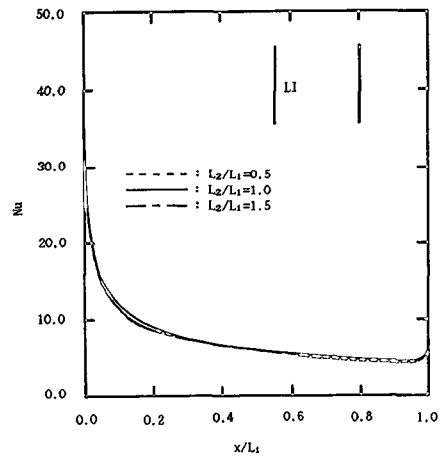


Fig. 9 Left inside local Nusselt number distributions versus x/L_1 for various lengths at $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $b/L_1=0.4$

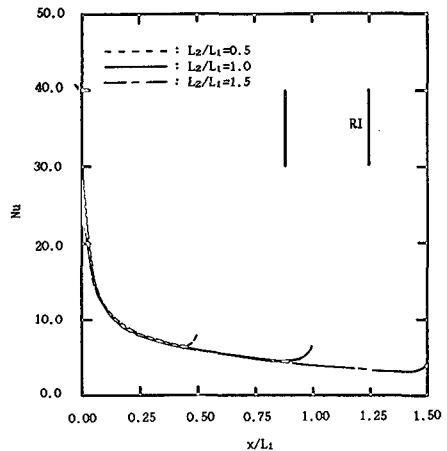


Fig. 10 Right inside local Nusselt number distributions versus x/L_1 for various lengths at $Re=100$, $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $b/L_1=0.4$

측 국소 Nusselt수를 나타낸 것이다. 무차원 평판 길이, $L_2/L_1=1.0$ 일 때 평판의 아래 부분에서는 $L_2/L_1=0.5, 1.5$ 보다 높은 국소 Nusselt수 분포를 보였고, 평판의 위 부분에서는 $L_2/L_1=0.5$ 보다 높고 $L_2/L_1=1.5$ 와 거의 동일한 국소 Nusselt수 분포를 보였다. 이는 양 평판의 상호작용이 비대칭인 경우보다 대칭인 경우가 대류유동을 활발하게 하기 때문이다. 또한 평판의 입구에서는 주위의 찬 공기가 유입되므로 국소 Nusselt수가 높게 나타났고, 평판의 출구에서는 평판의 단 효과로 인하여 다소 증가하였다.

Fig. 10은 Fig. 5와 같은 조건에서 오른쪽 평판의 내측 국소 Nusselt수를 나타낸 것이다. 무차원 평판길이, L_2/L_1 가 증가할수록 열 경계층이 두꺼워지므로 낮은 국소 Nusselt수 분포를 보였다.

Fig. 11는 $Re=100, Pr=0.71, L_2/L_1=1.0$ 에서 b/L_1 에 대한 평균 Nusselt수를 여러가지 Grashof

수에 대하여 나타낸 것이다. b/L_1 가 증가할수록 $Gr=10^3, 10^4$ 에서는 증가하다 감소하여 최대값을 가지며, 이 최대값은 $Gr=10^3$ 인 경우 $b/L_1=0.4$ 에서 $\overline{Nu}_{L1,R1}=7.58, Gr=10^4$ 인 경우 $b/L_1=0.4$ 에서 $\overline{Nu}_{L1,R1}=7.66$ 로 나타났다. 이는 양 평판의 상호작용이 열전달을 촉진시키기 때문이다. b/L_1 가 좁은 경우에서는 양 평판으로부터 가열된 유체의 열적 간섭으로 Grshof수에 관계없이 거의 동일한 분포를 보이며, $Gr=10^5$ 인 경우 $b/L_1>0.3$ 일 때는 평판사이의 열적간섭이 점차 감소되어 평균 Nusselt수는 증가 하였다. 또한 양 평판길이가 같음으로 인하여 왼쪽과 오른쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수, $\overline{Nu}_{L1,R1}$ 는 동일한 분포를 보였다.

Fig. 12는 Fig. 11과 같은 조건에서 $L_2/L_1=0.5$ 인 경우 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수를 나타낸 것이다. Fig. 11과 유사한 경향을 보이며, 이 최대값은 $Gr=10^3$ 인 경우 $b/L_1=0.4$ 에서 $\overline{Nu}_{L1}=7.16, Gr$

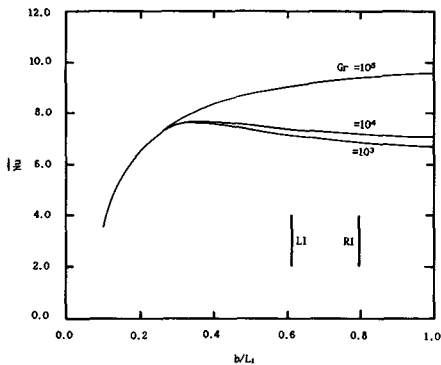


Fig. 11 Inside mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for various Grashof numbers at $Re=100, Pr=0.71, L_2/L_1=1.0$

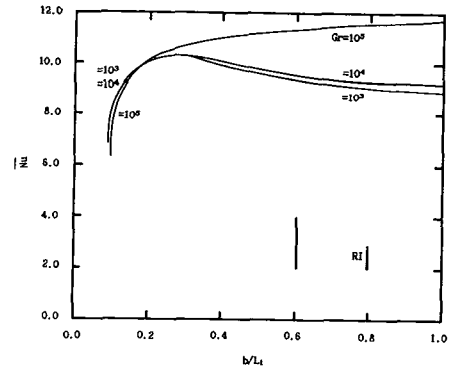


Fig. 13 Right inside mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for various Grashof numbers at $Re=100, Pr=0.71, L_2/L_1=0.5, b/L_1=0.4$

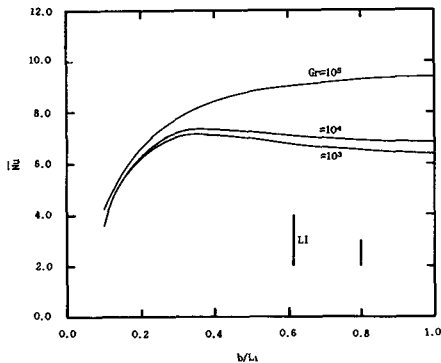


Fig. 12 Left inside mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for various Grashof numbers at $Re=100, Pr=0.71, L_2/L_1=0.5, b/L_1=0.4$

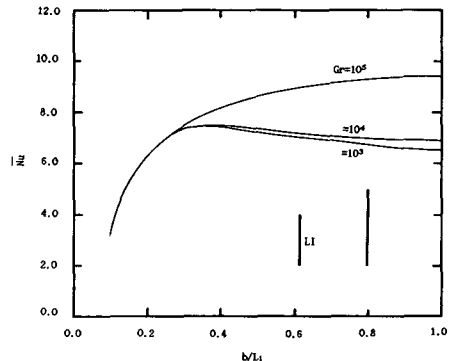


Fig. 14 Left inside mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for various Grashof numbers at $Re=100, Pr=0.71, L_2/L_1=1.5, b/L_1=0.4$

$=10^4$ 인 경우 $b/L_1=0.4$ 에서 $\overline{Nu}_{L1}=7.35$ 로 나타났다. b/L_1 가 좁은 경우 $Gr=10^3, 10^4$ 에서는 거의 동일한 분포를 보였으며, $Gr=10^5$ 의 평균 Nusselt수의 값은 $Gr=10^3, 10^4$ 의 값 보다 약간 높은 분포를 보였다. 이는 오른쪽 평판의 길이가 짧고 Grashof수가 높으므로 인하여 열적간섭을 적게 받기 때문이다.

Fig. 13은 Fig. 11과 같은 조건에서 $L_2/L_1=0.5$ 인 경우 오른쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수를 나타낸 것이다. 이 최대값은 $Gr=10^3$ 인 경우 $b/L_1=0.3$ 에서 $\overline{Nu}_{R1}=10.27$, $Gr=10^4$ 인 경우 $b/L_1=0.3$ 에서 $\overline{Nu}_{R1}=10.31$ 로 나타났다. $b/L_1 < 0.2$ 일 때는 $Gr=10^5$ 의 평균 Nusselt수의 값은 $Gr=10^3, 10^4$ 의 값 보다 약간 낮은 분포를 보였다. 이는 왼쪽 평판의 길이가 길고 부력의 영향이 크므로 인하여 열전달을 방해하기 때문이다.

Fig. 14는 Fig. 11과 같은 조건에서 $L_2/L_1=1.5$ 인 경우 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수를 나타낸 것이다. 이 최대값은 $Gr=10^3$ 인 경우 $b/L_1=0.4$ 에서 $\overline{Nu}_{L1}=7.42$, $Gr=10^4$ 인 경우 $b/L_1=0.4$ 에서 $\overline{Nu}_{L1}=8.48$ 로 나타났다. 또한 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt 수는 $L_2/L_1=1.0, L_2/L_1=1.5, L_2/L_1=0.5$ 순으로 높게 나타났다. 이는 평판의 길이가 짧음으로 인하여 열 경계층의 두께가 얇아지기 때문이다.

Fig. 15은 Fig. 11과 같은 조건에서 $L_2/L_1=1.5$ 인 경우 오른쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수를 나타낸 것이다. 이 최대값은 $Gr=10^3$ 인 경우 $b/L_1=0.4$ 에서 $\overline{Nu}_{R1}=5.99$, $Gr=10^4$ 인 경우 $b/L_1=0.5$ 에서 $\overline{Nu}_{R1}=6.14$ 로 나타났다. $b/L_1 < 0.3$ 일 때는 $Gr=10^3$ 의 평균 Nusselt수의 값은 $Gr=10^4, 10^5$ 의 값 보다 약간 높은 분포를 보였다. 이는 오른쪽 평판의 길이가 길고 Grashof수가 높으므로 열적간섭을 많이 받기 때문이다. 또한 오른쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수는 $L_2/L_1=0.5, L_2/L_1=1.0, L_2/L_1=1.5$ 순으로 높게 나타났다.

Fig. 16은 $Gr=10^4, Pr=0.71, L_2/L_1=1.0$ 에서 b/L_1 에 대한 평균 Nusselt수를 $Re=100$ 과 200 에 대하여 나타낸 것이다. 왼쪽과 오른쪽의 외측 평균 Nusselt수, $\overline{Nu}_{L0,RO}$ 와 내측 평균 Nusselt수, $\overline{Nu}_{L1,RI}$ 는 Reynolds수가 증가할수록 증가 하였고 $\overline{Nu}_{L0,RO}$ 는 b/L_1 에 관계없이 거의 일정한 값을 나타내었다. $Re=100$ 에서는 $b/L_1 > 0.26$, $Re=200$ 에서는 $b/L_1 > 0.10$ 일때 외측 평균 Nusselt수 보다 내측

평균 Nusselt수가 높게 나타났다. 이는 상호작용 유동이 열전달을 촉진시킨 때문이다.

Fig. 17과 Fig. 18은 Fig. 16과 같은 조건에서 $L_2/L_1=0.5$ 인 경우 왼쪽과 오른쪽 평판의 평균

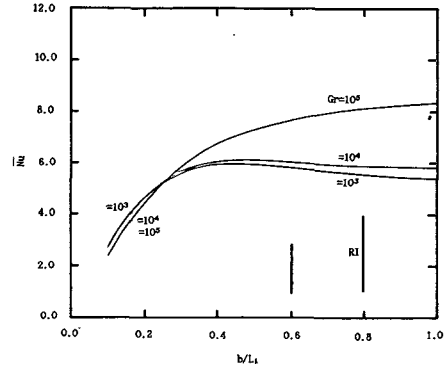


Fig. 15 Right inside mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for various Grashof numbers at $Re=100, Pr=0.71, L_2/L_1=1.5, b/L_1=0.4$

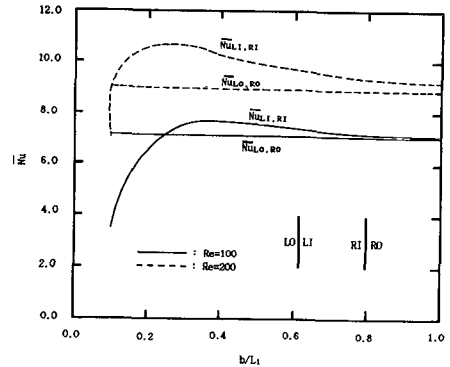


Fig. 16 Mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for left and right plates at $Gr=10^4, Pr=0.71, L_2/L_1=1.0$

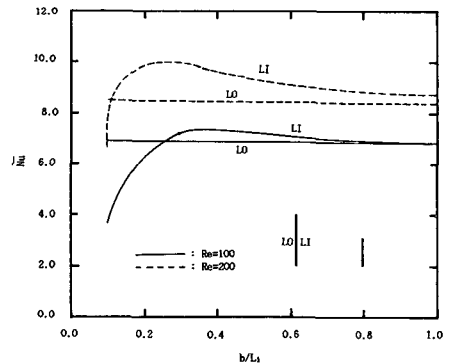


Fig. 17 Mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for left plate at $Gr=10^4, Pr=0.71, L_2/L_1=0.5$

Nusselt수를 나타낸 것이다. b/L_1 가 증가할수록 내측 평균Nusselt수는 외측 평균Nusselt수에 접근되었다. 이는 양 평판의 상호간섭이 일어나지 않으므로 인한 현상이다. 왼쪽 평판인 경우, $Re=100$ 에서는 $b/L_1 > 0.27$, $Re=200$ 에서는 $b/L_1 > 0.11$ 오른쪽 평판인 경우, $Re=100$ 에서는 $b/L_1 > 0.15$ $Re=200$ 에서는 $b/L_1 > 0.10$ 일때 외측 보다 내측 평균 Nusselt수가 높게 나타났다.

Fig. 19와 Fig. 20은 Fig. 16과 같은 조건에서 $L_2/L_1=1.5$ 인 경우 왼쪽과 오른쪽 평판의 평균 Nusselt수를 나타낸 것이다. 왼쪽 평판인 경우, $Re=100$ 에서는 $b/L_1 > 0.26$, $Re=200$ 에서는 $b/L_1 > 0.10$ 오른쪽 평판인 경우, $Re=100$ 에서는 $b/L_1 > 0.35$, $Re=200$ 에서는 $b/L_1 > 0.15$ 일때 외측 보다 내측 평균 Nusselt수가 높게 나타났다. 또한 \overline{Nu}_{L0} 는 상호 간섭이 일어나지 않으므로 인하여 b/L_1 와 L_2/L_1 에 관계없이 일정한 값을 가지며, \overline{Nu}_{R0} 는 L_2/L_1 가 증

가 할수록 열 경계층의 두께가 증가하여 감소하였다.

Fig. 21은 $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $re=100$ 과 200 에서 b/L_1 에 대한 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수를 여러가지 L_2/L_1 에 대하여 나타낸 것이다. 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt, \overline{Nu}_{L1} 는 b/L_1 가 증가하면 증가함에 따라 증가하다 감소하며 이에 따라 \overline{Nu}_{L2} 값이 가장 큰 최적간격을 구할 수 있다. 평판 간격이 좁으면 양 평판으로부터의 가열된 유체의 열적 간섭이 열전달을 방해하고 평판간격이 증가하면서 양 경계층의 상호작용으로 열전달을 촉진시키며 평판간격이 더욱 넓어지면 단일 평판과 같이 상호간섭이 없어지게 된다. 또한 Reynolds수에 관계없이 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수, \overline{Nu}_{L1} 의 분포는 $L_2/L_1=1.5$, $L_2/L_1=0.5$ 순으로 높게 나타났다. 이는 양 평판의 상호작용이 비대칭인 경우보다 대칭인 경우가 열전달을 촉진시키기 때문이다.

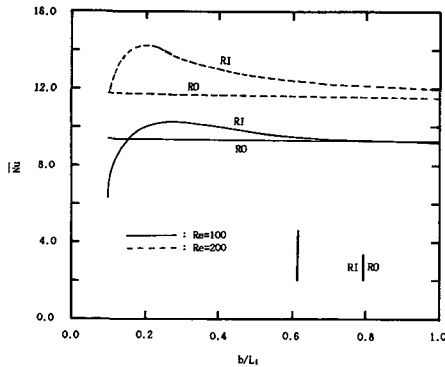


Fig. 18 Mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for right plate at $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $L_2/L_1=0.5$

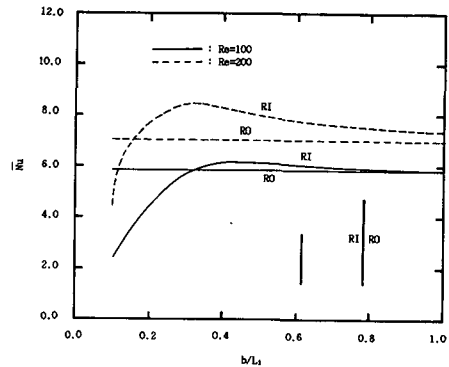


Fig. 20 Mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for right plate at $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $L_2/L_1=1.5$

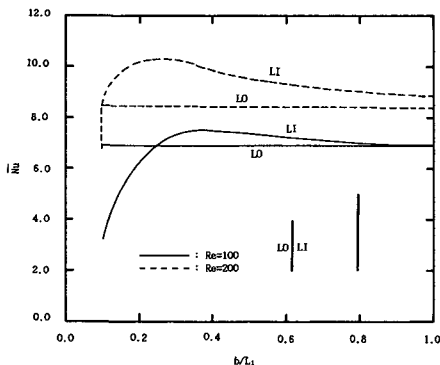


Fig. 19 Mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for left plate at $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $L_2/L_1=1.5$

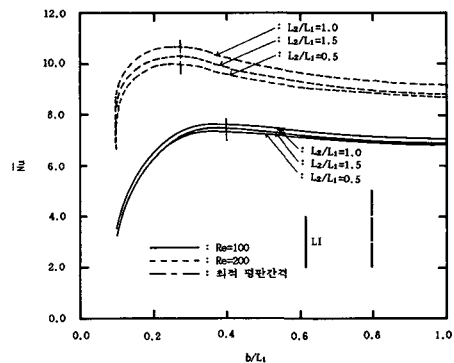


Fig. 21 Left inside mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for Reynolds numbers at $Gr=10^4$, $Pr=0.71$

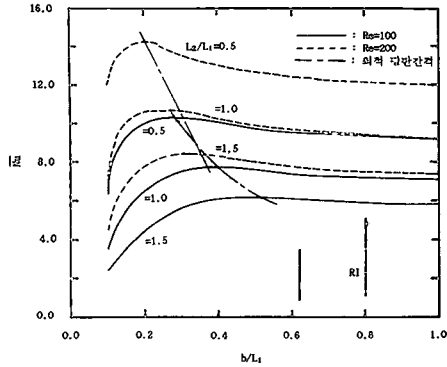


Fig. 22 Right inside mean Nusselt number distributions versus b/L_1 for Reynolds numbers at $Gr=10^4$, $Pr=0.71$

Fig. 22은 Fig.21과 같은 조건에서 오른쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수, \overline{Nu}_{RI} 의 분포를 나타낸 것이다. \overline{Nu}_{RI} 는 b/L_1 가 증가할수록 증가하다 감소하여 최대값을 가지며 최적 평판간격은 평판의 길이비가 증가할수록 증가하였다. 또한 Reynolds수에 관계없이 오른쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수, 평균 \overline{Nu}_{RI} 의 분포는 $L_2/L_1=0.5$, $L_2/L_1=1.0$, $L_2/L_1=1.5$ 순으로 높게 나타났다. 이는 평판길이에 따른 열 경계층의 두께의 영향 때문이다.

Table 1는 $Gr=10^4$, $Pr=0.71$, $Re=100$ 과 200 에서 L_2/L_1 에 대한 왼쪽 평판의 내측 최대 평균 Nusselt수를 위한 최적 평판간격을 나타낸 것이다. 열전달을 최대화 하는 최적간격은 L_2/L_1 에 관계없이 $Re=100$ 에서 $b/L_1=0.4$, $Re=200$ 에서 $b/L_1=0.3$ 에서 나타났다.

Table 1 The optimum plate spacings of left inside plate for the maximum mean Nusselt number at $Gr=10^4$, $Pr=0.71$

LI	L_2/L_1	b/L_1	Nu_{LI}
Re=100	0.5	0.4	7.35
	1.0	0.4	7.66
	1.5	0.4	7.48
Re=200	0.5	0.3	9.98
	1.0	0.3	10.64
	1.5	0.3	10.27

Table 2 The optimum plate spacings of Right inside plate for the maximum mean Nusselt number at $Gr=10^4$, $Pr=0.71$

RI	L_2/L_1	b/L_1	Nu_{RI}
Re=100	0.5	0.3	10.31
	1.0	0.4	7.66
	1.5	0.5	6.14
Re=200	0.5	0.2	14.23
	1.0	0.3	10.64
	1.5	0.35	8.43

Table 2는 Table 1과 같은 조건에서 오른쪽 평판의 내측 최대 평균 Nusselt수를 얻을 수 있는 최적 평판간격을 나타낸 것이다. Table 1과 마찬가지로 열전달을 최대화 하는 최적간격은 Reynolds수가 증가할수록 좁은곳으로 이동하였고 L_2/L_1 가 증가할수록 넓은곳으로 이동하였다.

4. 결론

수직 등은 평행 평판의 혼합대류 열전달에 대하여 $Re=100$ 과 200 , $Gr=10^3$, 10^4 , 10^5 , 무차원 평판길이, $L_2/L_1=0.5$, 1.0 , 1.5 및 무차원 평판간격, $0.1 \leq b/L_1 \leq 1.0$ 에서 수치해석한 결과 다음과 같다.

(1) 외측 평균 Nusselt수의 경우, \overline{Nu}_{LO} 는 b/L_1 와 L_2/L_1 에 관계없이 일정한값을 가지며, \overline{Nu}_{RO} 는 L_2/L_1 가 증가할수록 감소하였다.

(2) 내측 평균 Nusselt의 경우, \overline{Nu}_{LI} 와 \overline{Nu}_{RI} 는 b/L_1 가 좁은 경우에는 Grashof수에 관계없이 거의 동일한 분포를 보였으며, b/L_1 가 증가할수록 Grashof수의 영향은 더욱 크게 나타났다.

(3) 왼쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수, \overline{Nu}_{LI} 는 b/L_1 가 증가하면 증가하다 감소하여 최대값을 가지며 이때 열전달을 최대화하는 최적간격은 L_2/L_1 에 관계없이 $Re=100$ 에서 $b/L_1=0.4$, $Re=200$ 에서 $b/L_1=0.3$ 에서 나타났다.

(4) 오른쪽 평판의 내측 평균 Nusselt수, \overline{Nu}_{RI} 는 b/L_1 가 증가하면 증가하다 감소하여 최대값을 가지며 이때 열전달을 최대화하는 최적간격은 Reynolds수가 증가할수록 좁은곳으로 이동하였고 L_2/L_1 가 증가할수록 넓은곳으로 이동하였다.

참고문헌

- (1) Bar-Cohen, A. and Rohsenow, W.M., 1984, "Thermally Optimum Spacing of Vertical, Natural Convection Cooled, Parallel Plates," Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 116~123.
- (2) Mercer, W.E., Pearce, W.M. and Hitchcock, J. E., 1967, "Laminar Forced Convection in the Entrance Region between Parallel Flat Plates," Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, pp. 251~257.
- (3) Sparrow, E.M., Faghri, M., 1980, "Natural Convection Heat Transfer from the Upper Plate of a Coliner, Separated Pair of Vertical Plates," Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, pp. 623~629.
- (4) Gebhart B., and Pera, L. 1975, "Laminar Plume Interaction," J. of Fluid Mechanics, Vol. 68, pp. 259~271.
- (5) 권순석, 양성환, 이재신, 김상영, 1991, "수직 평행 평판에서 Interactive Flow가 대류열전달에 미치는 영향", 대한기계학회논문집 제15권 제3호, pp. 992~1000.
- (6) Jaluria, Y. 1982, "Thermal Plume Interaction with Vertical Surfaces," Letters in Heat and Mass Transfer, Vol. 9, pp. 107~117.
- (7) Ramanathan S. and Kumar, R., 1991, "Correlations for Natural Convection between Heated Vertical Plates," Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 113, pp. 97~107.
- (8) Kim, S.H. Anand N.K. and Fletcher L.S. 1991, "Free Convection between Series of Vertical Parallel Plates with Embedded Line Heat Sources," Trans. of the ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 113, pp. 108~115.