

〈論 文〉

垂直平板핀이 附着된 水平平板에서의 自然對流 熱傳達에 대한 數值解析

金善政* · 權容一* · 權純錫**

(1990년 2월 20일 접수)

Numerical Solution for the Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Flat Plate with Vertical Fins

Sun Jung Kim, Yong Il Kwon and Sun Sok Kwon

Key Words : Natural Convection(자연대류), Finite Difference Method(유한차분법), Vertical Upward Fin(상향핀), Vertical Downward Fin(하향핀), Horizontal Flat Plate(수평평판)

Abstract

The natural convection heat transfer from a horizontal flat plate with vertical fins has been studied by a numerical method. The governing equations for the system are solved by finite difference method and successive over relaxation scheme for $Pr=0.71$, $C_F=7.75$, $R_a=4 \times 10^3 \sim 7 \times 10^3$ and $H/S=1.0 \sim 6.0$. From the results obtained for various dimensionless fin length, H/S , the mean plate Nusselt numbers decrease as dimensionless fin length, H/S increases. The mean Nusselt numbers for vertical upward fins increase rapidly up to $H/S=2.0$ and then decrease with increasing dimensionless fin length, H/S and its maximum value occurs at $H/S=2.0$. The mean Nusselt numbers for vertical downward fins increase rapidly up to $H/S=4.0$ and then decrease with increasing dimensionless fin length, H/S and its maximum value occurs at $H/S=1.0$. The mean plate, fin and total Nusselt numbers for vertical upward fins show higher value at $H/S \leq 3.0$ and lower value at $H/S > 3.0$ than those for vertical downward fins.

기 호 설 명

C_F : 핀 전도변수 ($t_F/2s$) (K_F/K_f)
 g : 중력가속도
 G_r : Grashof수, $g\beta s^3 \Delta T/\nu^2$
 H : 핀 길이
 h : 열전달 계수
 K : 열전도율
 N_u : 누셀트수, hs/k

Pr : 프란틀수, ν/α
 s : 핀 간격
 T : 온도
 t : 핀 두께
 u : 수직방향속도
 U : 무차원 수직방향속도, us/ν
 v : 수평방향속도
 V : 무차원 수평방향속도, vs/ν
 w : 무차원 와도, ws^2/ν
 x : 수직방향좌표
 X : 무차원 수직방향좌표, x/H

*동아대학교 대학원
 **정회원, 동아대학교 기계공학과

- y : 수평방향좌표
- Y : 무차원 수평방향좌표, y/s
- α : 열확산률
- β : 체적팽창계수
- ν : 동점성계수
- ψ : 유동함수
- Ψ : 무차원 유동함수, ψ/ν
- ϕ : 무차원 온도, $(T - T_\infty)/(T_p - T_\infty)$

하첨자

- b : 평판
- f : 유체
- F : 흰
- T : 전체
- ∞ : 주위유체

상첨자

- : 평균

1. 서론

흰(fin)으로부터의 자연대류 열전달현상은 자동차방열기, 냉각탑, 전자장치 부품등에서 나타나고 있으며 이러한 장치등에서 열을 효율적으로 방열시키기 위하여 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 실제 확대표면으로서의 흰은 3차원이므로 주로 실험적으로 연구가 많이 되어 있고 3차원을 수치해석으로 푸는데 어렵기 때문에 이 분야의 해석이 요구되고있다.

Harahap과 McManus⁽¹⁾는 수직 직각 흰 배열에서 실험적인 자료를 정리하여 평균열전달계수를 흰의 길이 및 간격에 관한 함수로 상관식을 만들었다. John과 Smith⁽²⁾는 실험으로 평판표면위의 직사각형흰배열에서 흰길이가 10인치인경우 최대열전달의 최적흰배열과 기본설계방법을 제안하였다. Welling과 Wooldrige⁽³⁾는 공기중에서 흰배열에 관하여 자연대류를 주어진 온도에서 흰간격에 대한 흰높이비의 최적치를 실험적으로 구하였다. Lock와 Gunn⁽⁴⁾는 등은 정지유체내에 있는 선단이 뾰족한 하향흰에서 전도와 대류에 관하여 열전도율, 세장비 및 Prandtl-Grashof수변화를 포함한 무차원과 라미타에 의하여 열전달 특성이 변화됨을 연구하였다. Kown등^(5~7)은 수평과 수직평판에 부착된 흰배열에서 자연대류 열전달을 흰위치, 흰높이 및 레이놀즈수 변화에 따른 열전달 특성에관하여 실험적으

로 연구하였다.

본 연구에서는 수치해석을 위한 2차원 형상을 선정하여 흰의 길이와 간격을 변수로 수직평판흰이 상향 또는 하향으로 부착된 수평평판에서의 자연대류 열전달특성을 고찰하였다.

2. 이론 해석

2.1 지배방정식

연구대상으로 취한 유체의 유동을 포함하는 기하학적 형상은 Fig. 1과 같다. 등온수평평판에서 흰으로는 전도에 의하여 그리고 주위유체로는 층류자연대류에 의하여 열전달이 일어난다. 유체의 밀도는 온도의 선형함수로 하고 밀도를 제외한 물리적 성질은 일정한 것으로 가정하였다. 유체의 유동은 정상층류유동인 것으로 가정하였고 에너지소산 및 복사열전달은 무시하였다. 2차원 정상층류유동에 대한 기본방정식인 연속방방식, 운동량방정식, 에너지방정식을 무차원화하기 위하여 무차원 변수

$$X = x/s, Y = y/s, \Psi = \psi/\nu$$

$$U = us/\nu, W = ws^2/\nu$$

$$\phi = (T - T_\infty)/(T_p - T_\infty), Pr = \nu/\alpha$$

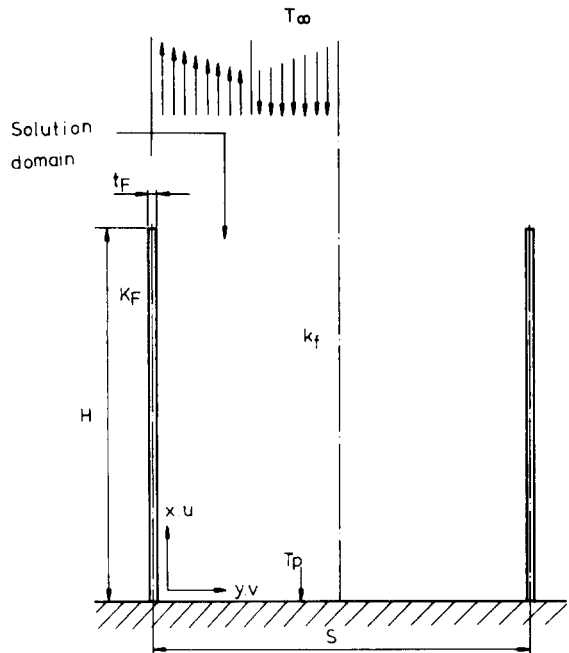


Fig. 1 Schematic diagram of the geometry investigated

$$Gr = g\beta s^3 \Delta T / \nu^2$$

를 이용하면 다음과 같이 무차원 지배방정식을 얻는다.

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

$$U(\partial W / \partial X) + V(\partial W / \partial Y) = \nabla^2 W + Gr(\partial \phi / \partial Y) \tag{2}$$

$$U(\partial \phi / \partial X) + V(\partial \phi / \partial Y) = (1/Pr) \nabla^2 \phi \tag{3}$$

여기서

$$\nabla^2 = \partial^2 / \partial X^2 + \partial^2 / \partial Y^2$$

$$U = \partial \psi / \partial Y, V = -(\partial \psi / \partial X) \tag{4}$$

2.2 경계조건

무차원지배방정식 (1), (2), (3)의 해를 얻기 위한 경계조건은 다음과 같다.

$$\text{평판표면: } \psi = U = V = 0, \phi = 1, W = -(\partial^2 \psi / \partial X^2) \tag{5}$$

$$\text{대칭축: } \psi = W = V = 0, \partial U / \partial Y = \partial \phi / \partial Y = 0 \tag{6}$$

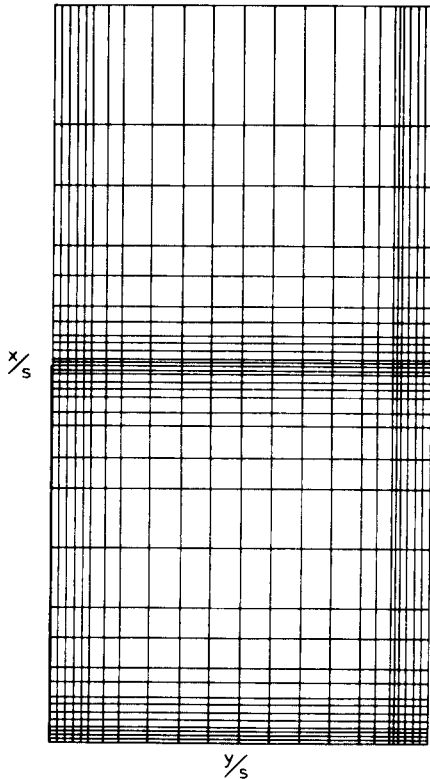


Fig. 2 Grid system for upward fins

핀은 핀길이에 비하여 핀두께가 매우 작을 경우에 1차원으로 가정할수 있으므로 이에 대한 경계 조건은 다음과 같다.

$$C_F(\partial^2 \phi / \partial X^2) = -(\partial \phi / \partial Y) \\ U = V = \psi = 0, W = -(\partial^2 \psi / \partial X^2) \tag{7}$$

핀상부는 대칭축과 같은 조건을 가진다.

외부유동영역에서는 유체가 수직상하방향으로 유입되고 온도는 X방향으로 변화가 없는 것으로 가정하여 다음과 같다.

$$V = \partial \phi / \partial X = \partial^2 \psi / \partial X^2 = 0 \tag{8}$$

계산영역은 수직 평판 핀 사이의 중심 수직축에 대하여 좌우 대칭이므로 좌측만 하였다.

2.3 수치해석

수치해석은 유한차분식을 적용하였으며 S. O. R. 방법을 사용하였다. 격자는 Fig. 2와 같이 수평방향에 대하여 23개 수직방향에 대하여 41개 분할하였다. 수렴기준은 유동함수와 온도의 최고 변화율이 동시에 10^{-3} 이내인 경우로 하였다. 전자계산기는 30mega bite의 PC를 사용하였다. 열전달계산을 위한 국소 누셀트수 Nu , 평균 누셀트수 \bar{Nu} 는 다음과 같이 계산하였다.

$$\text{국소평판 누셀트수: } Nu_p = h_p S / K_f = -(\partial \phi / \partial X) \tag{9}$$

$$\text{평균평판 누셀트수: } \bar{Nu}_p = (1/0.5) \int_0^{0.5} Nu_p dY = \bar{h}_p S / K_f \tag{10}$$

$$\text{국소핀 누셀트수: } Nu_f = h_f S / K_f = -(1/\phi_f)(\partial \phi / \partial Y) \tag{11}$$

$$\text{평판면적을 기준으로한 평균핀 누셀트수: } \bar{Nu}_f = (1/0.5) \int_0^{M/S} Nu_f \phi_f dX \tag{12}$$

$$\text{평판면적을 기준으로한 평균전체 누셀트수: } \bar{Nu}_T = \bar{Nu}_p + \bar{Nu}_f \tag{13}$$

3. 결과 및 고찰

수치계산은 $Ra = 7 \times 10^3$, $Pr = 0.71$, $C_F = (t_f/2S)(K_f/K_f) = 7.75$ 인 경우 무차원 핀길이, $H/S = 1.0 \sim 6.0$ 이다. Fig. 3(a)는 $H/S = 1.0$ 에서의 유선과 등온선을 나타낸다.

상향핀의 경우는 핀주위의 유체가 핀으로부터 가열되어 핀을 따라 상승하여 반시계방향으로 와류유동이 발생하고 핀상부로 갈수록 유선이 조밀한것은 대류유동이 활발하기 때문이다. 하향핀의 경우는

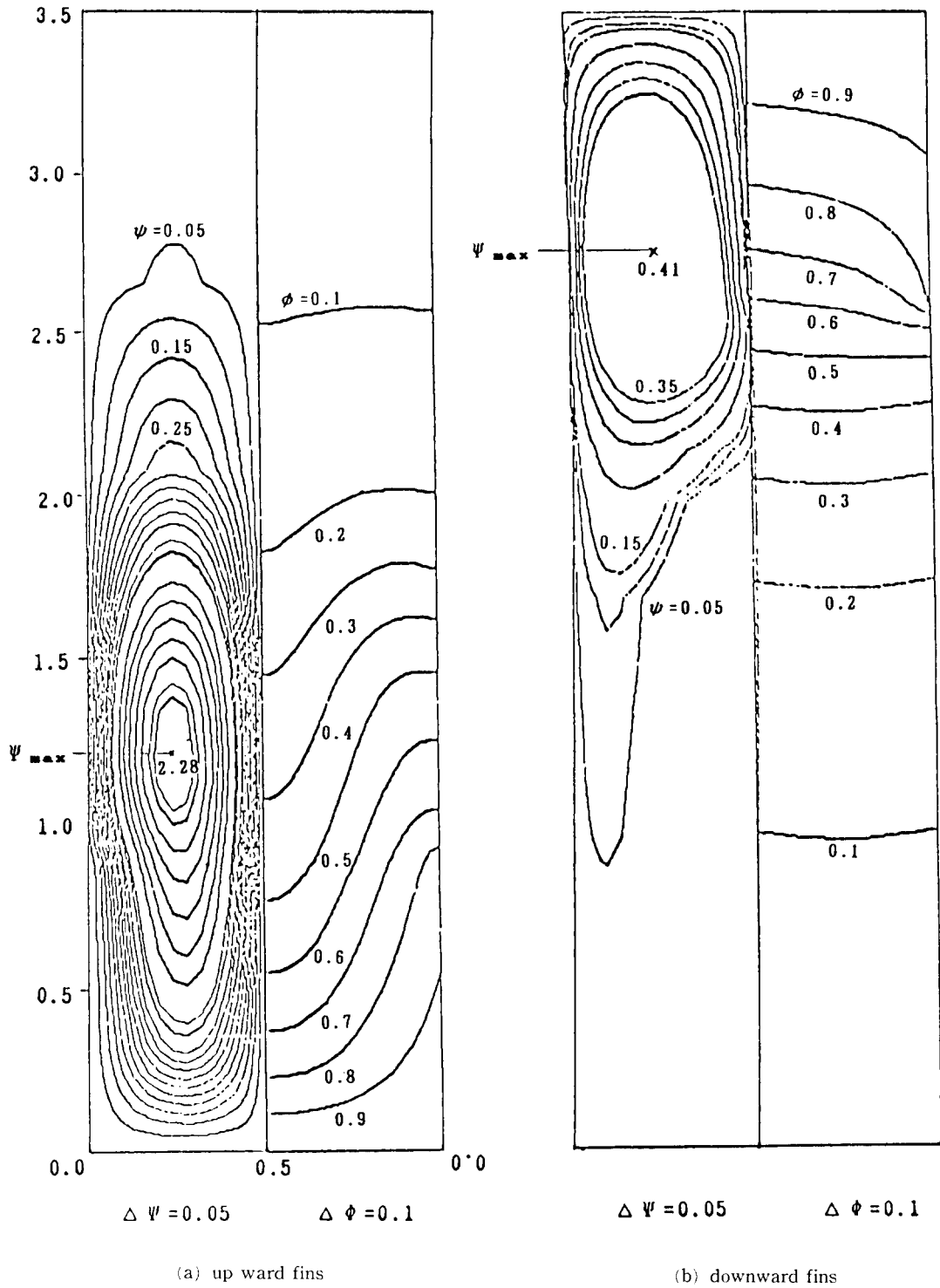


Fig. 3 (a) Streamlines and isotherms for $Ra=7 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $C_F=7.75$, $H/S=1.0$

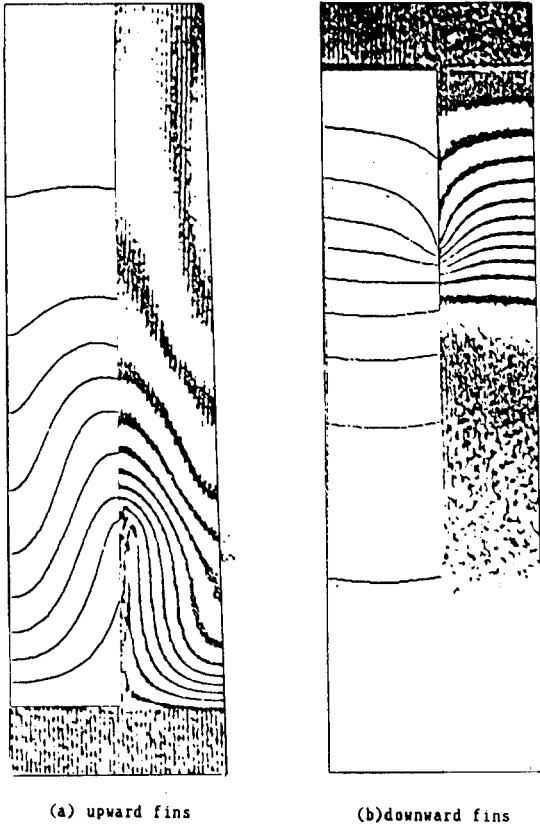


Fig. 3 (b) Comparison of numerical($Ra=7 \times 10^3$) and experimental isotherms($Ra=6.5 \times 10^3$)

핀하부에서 유체가 핀으로부터 열전달을 받아서 핀을 따라 상승하고 핀사이의 평판 중앙에서 하향하여 시계방향으로 와류유동이 발생하고 핀에 접근할수록 열전달에 의하여 유선이 조밀한 현상을 나타내게 된다.

Fig. 3(b)는 수직평판 핀이 상, 하향으로 부착된 수평평판의 경우에 실험에서 얻은 등온선과 수치해석에서 구한 등온선을 상호 비교한 것이다. 오른쪽 부분이 실험결과인 간섭사진이고 왼쪽부분이 수치해석 결과이다. 양쪽의 등온선모양을 관찰하면 수치적 결과는 2차원적이고 실험은 2차원에 접근하도록 하였기 때문에 다소 그 결과가 차이가 있으나 거의 유사한 경향을 나타낼 수 있다. Fig. 4는 여러가지 무차원 핀길이에 관하여 무차원 수직거리에 대한 무차원 온도분포를 나타낸다. 무차원 핀길이가 증가함에 따라 핀온도는 감소하였다. 이는 핀의 대류열전달이 무차원 핀길이가 증가함에 따라 증가되기 때문이다. 상향핀과 하향핀에서의

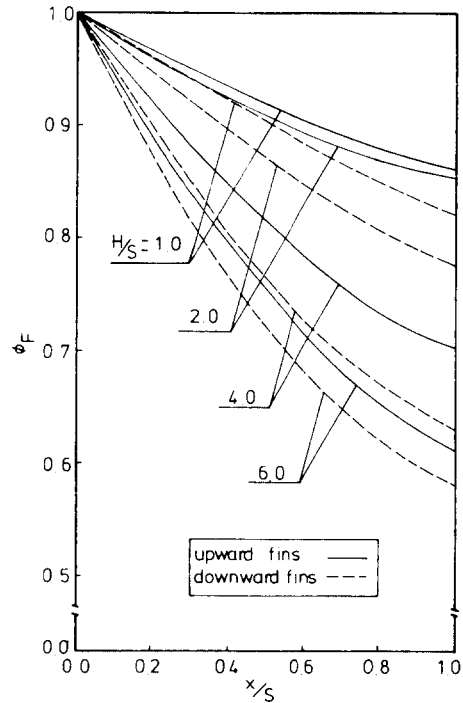


Fig. 4 Dimensionless fin temperature distributions for various upward fins and downward fins at $Ra=7 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $C_F=7.75$

무차원 온도를 비교하면 상향핀이 높은 값을 나타내었다. 이는 상향핀에서는 핀의 전부가 열상류속에 있고 하향핀에서는 핀 선단부분의 열전달이 촉진되기 때문이다.

Fig. 5는 여러가지 무차원 핀길이에 관하여 무차원수평거리에 대한 국소핀 누셀트수를 나타낸다. 국소핀 누셀트수는 핀선단으로 갈수록 급격한 증가를 나타내며 무차원 핀길이가 증가함에 따라 낮은 값을 나타내었다. 이는 무차원 핀길이가 증가하면 주위유체와 온도차가 적기 때문에 핀으로부터 대류열전달이 둔화되기 때문이다. 핀선단에서 하향핀의 국소핀 누셀트수는 주위 유체온도가 낮아서 상향핀보다 높은 값을 나타내었다.

Fig. 6은 여러가지 무차원 핀길이에 관하여 무차원수평거리에 대한 국소평판 누셀트수를 나타낸다. 국소평판 누셀트수는 평판중앙에서 최대값을, 핀의 부착지점에서는 최소값을 나타내었으며 무차원핀길이가 증가함에 따라 감소하였다. 이는 핀으로부터 가열된 유체의 영향을 받기 때문이다. 상향평판과 하향평판을 비교하면 국소평판 누셀트수는 상향평

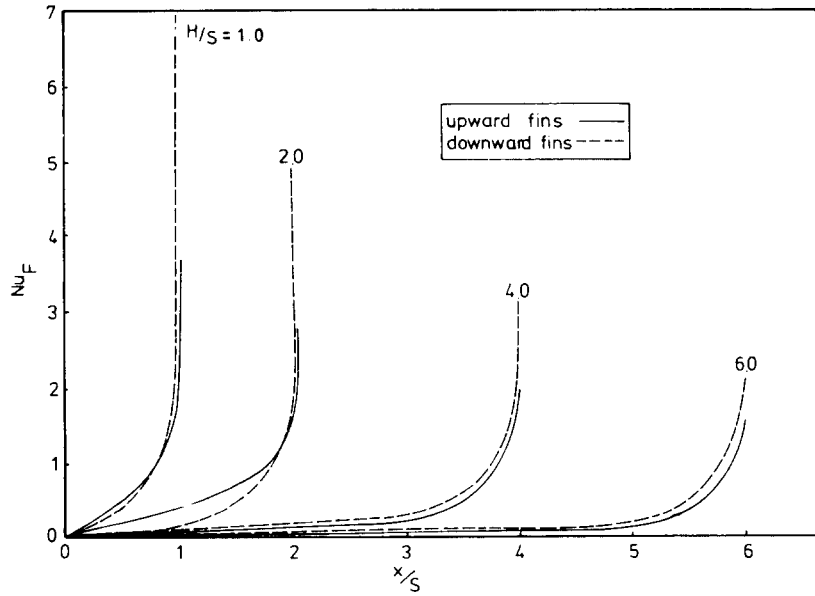


Fig. 5 Local fin Nusselt number distributions for various upward fins and downward fins at $Ra=7 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $C_f=7.75$.

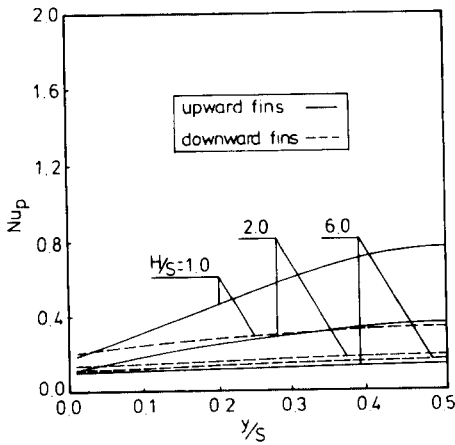


Fig. 6 Local plate Nusselt number distributions for various upward fins and downward fins at $Ra=7 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $C_f=7.75$

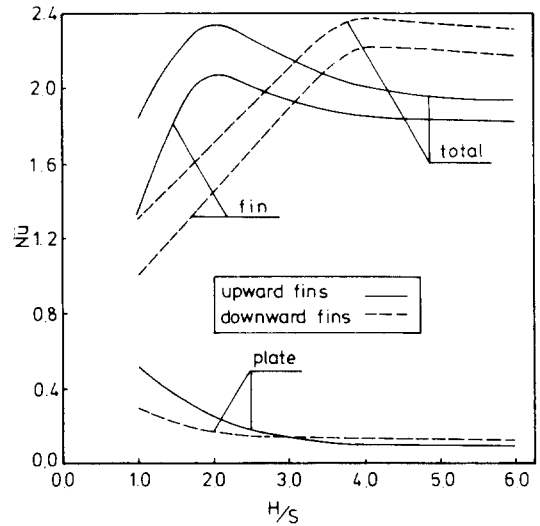


Fig. 7 Mean Nusselt number distributions versus dimensionless fin lengths for upward fins downward fins at $Ra=7 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $C_f=7.75$

판에서는 급격한 변화를 나타내나 하향평판에서는 완만한 변화를 나타낸다. 이는 상향평판에서는 대류유동이 촉진되나 하향평판에서는 대류유동이 둔화되기 때문이다.

Fig. 7은 무차원길이에 대한 평균평판, 흰 및 전체 누셀트수를 나타낸다.

평균평판 Nusselt수는 무차원 흰길이가 증가함에 따라 감소하였고 $H/S \leq 3.0$ 에서는 상향흰이 부착

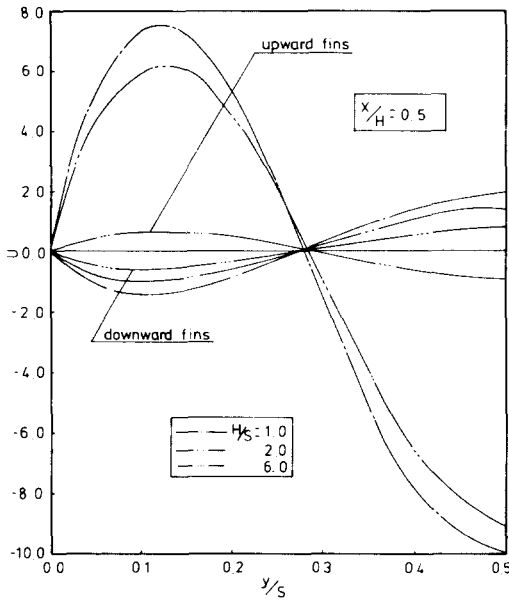


Fig. 8 Dimensionless vertical velocity distributions at $X/H=0.5$ for various upward fins and downward fins at $Ra=7 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $C_f=7.75$

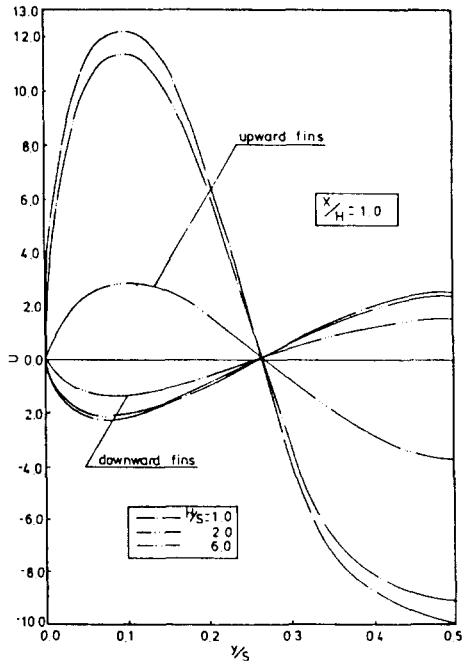


Fig. 9 Dimensionless vertical velocity distributions at $X/H=1.0$ for various upward fins and downward fins at $Ra=7 \times 10^3$, $Pr=0.71$, $C_f=7.75$

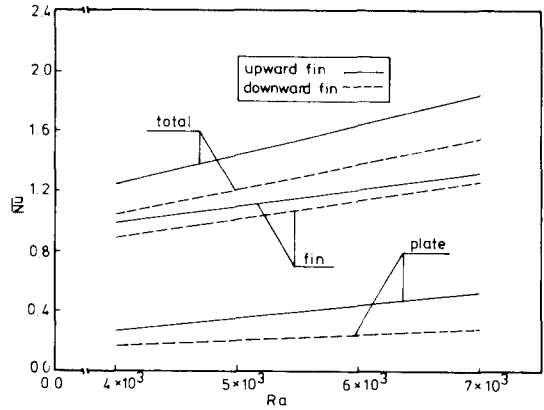


Fig. 10 Effect of Rayleigh number on mean Nusselt number for upward fins and downward fins at $H/S=1$, $Pr=0.71$, $C_f=7.75$

된 경우가 하향핀이 부착된 경우보다 높은 값을 나타내고 $H/S > 3.0$ 에서는 반대로 나타내었다. 이는 무차원 핀길이가 증가함에 따라 상향평판에서는 평판으로부터의 대류열전달의 정체가 핀에 의하여 크게 영향을 받고 하향평판에서는 영향이 적게 받기 때문이다.

상향평판핀 누셀트수는 $H/S=2.0$ 까지는 급격히 증가하고 그 이후는 감소하여 최대값은 $H/S=2.0$ 임을 나타내고 하향평판핀 누셀트수는 $H/S=4.0$ 까지는 급격히 증가하고 그 이후는 감소하여 최대값은 $H/S=4.0$ 에서 나타났다. 평균전체 누셀트수는 $H/S \leq 3.0$ 에서는 상향핀이 부착된 경우가 높은 값을 나타내고 $H/S > 3.0$ 에서는 반대로 나타났으며 최대평균전체 누셀트수는 상향핀이 부착된 경우는 $H/S=2.0$, 하향핀이 부착된 경우 $H/S=4.0$ 에서 나타내었다.

Fig. 8은 $X/H=0.5$ 에서 여러가지 무차원핀 길이에 관하여 무차원 수평거리에 대한 무차원 수직방향속도를 나타낸다. 핀 내부에서의 무차원 수직방향 절대속도는 무차원수평거리가 증가하면 $Y/S \leq 0.13$ 에서는 증가하고 $Y/S > 0.13$ 에서는 감소하다가 $Y/S=0.28$ 에서 속도가 0이 되며 $Y/S > 0.28$ 에서는 증가한다. 상향핀에서는 유체가 평판중앙으로 유입하여 핀을 따라 부력의 방향으로 유출하기 때문에 무차원수직방향속도는 높은 값을 나타내었고 하향핀에서는 유체가 핀을 따라 유입하여 평판중앙으로 부력의 반대방향으로 유출하기 때문에 낮은 값을 나타내었다. 일반적으로 무차원수직방향속도는 하향핀의 경우보다 상향핀에서 현저하게 큰 값

을 나타낸다.

Fig. 9는 $X/H=1.0$ 에서 여러가지 무차원 횡길이에 관하여 무차원 수평거리에 대한 무차원 수직방향속도를 나타낸다. 횡선단에서의 무차원 수직방향속도는 Fig. 8과 유사한 경향을 나타내었으나 횡선단에서는 횡내부보다 횡의 간섭을 작게 받아 다소 높은 값을 나타내었다.

Fig. 10은 $H/S=1.0$ 에서 레이놀즈수에 대한 평균 누셀트수를 나타낸다.

레이놀즈수가 증가함에 따라 평균평판, 횡 및 전체 누셀트수는 증가하였다. 상향횡이 부착된 경우와 하향횡이 부착된 경우를 비교하면 평균누셀트수는 레이놀즈수 증가에 따라 평판에서는 현저한 차이가 있었으나 횡에서는 그 차이가 미소하였다. 이는 상향평판에서는 횡이 상향으로 부착되어 대류유동을 촉진시켜주나 하향평판에서는 횡이 하향으로 부착되어 대류유동이 평판에 의하여 차단되기 때문이다. $H/S=1.0$ 에서는 평판과 횡의 길이가 동일하기 때문에 횡에서의 열전달은 유동이 안정되어 상향횡과 하향횡의 차이가 미소하다. 평균전체 누셀트수는 상향횡이 부착된 경우가 하향횡이 부착된 경우보다 전반적으로 33%증가하였다.

4. 결 론

수직평판횡이 부착된 수평평판에서의 자연대류열전달에 관하여 수치해석한 결과는 다음과 같다.

(1) 국소횡 누셀트수는 무차원횡길이가 증가함에 따라 감소하였고 횡선단에서 하향횡이 상향횡보다 높은 값으로 급격히 증가하였으며 국소평판 누셀트수는 상향평판이 하향평판의 경우 보다 높은 값을 나타내었다.

(2) 평균평판 누셀트수는 무차원 횡길이가 증가함에 따라 감소하였고, 평균횡 누셀트수는 무차원 횡길이가 증가함에 따라 상향횡에서는 $H/S=2.0$ 에서 하향횡에서는 $H/S=4.0$ 에서 최대값을 나타내었다.

(3) 평균전체 누셀트수는 $H/S \leq 3.0$ 에서는 상향횡이 부착된 경우가 높고 $H/S > 3.0$ 에서는 반대로 나타났으며 최대평균전체 누셀트수는 상향횡이 부착된 경우는 $H/S=2.0$, 하향횡이 부착된 경우는 $H/S=4.0$ 으로 최적횡길이를 나타내었다.

(4) $H/S=1.0$ 에서 평균평판, 횡 및 전체 누셀트수는 레이놀즈수가 증가함에 따라 증가되었으며 평균전체 누셀트수는 상향횡이 부착된 경우가 하향횡이 부착된 경우보다 전반적으로 33%증가되었다.

참 고 문 헌

- (1) Harahap, F. and McManus, H. N., 1967, "Natural Convection Heat Transfer from Horizontal Rectangular Fin Arrays", ASME, J. of Heat Transfer Vol. 89, pp. 32~38.
- (2) Johns, C. D. and Smith, L. F., 1970, "Optimum Arrangement of Rectangular Fins on Horizontal Surface for Free Convection Heat Transfer", ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 92, pp. 6~10.
- (3) Welling, J. R. and Wooldrige, C. B., 1965, "Free Convection Heat Transfer Coefficients from Rectangular Vertical Fins", ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 87, pp. 439~444.
- (4) Lock, G. S. H. and Gunn, J. G., 1968, "Laminar Free Convection from a Downward-Projecting Fin", ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 90, pp. 63~70.
- (5) Kwon, S. S., Kim, S. J. and Chun, Y. O., 1987, "Natural Convection Heat Transfer from a Horizontal Flat Plate with Upward-Projecting Fins", Research Report Institute of Korean Resources Development Dong-A University, Vol. 11-2, pp. 25~30.
- (6) Kwon, S. S., Kim, S. J. Oh, W. K. and J. H., 1988, "An Experimental Investigation of Natural Convection Heat Transfer from Fin Arrays on a Horizontal Flat Plate", KSAE, Vol. 10-1, pp. 26~32.
- (7) Kwon, S. S., Kim, S. J., Lee, J. C. and Seo, L. S., 1988, "Natural Convection from a Vertical Flat Plate", KSARE, Vol. 17-4, pp. 448~455.