

<論 文>

외부 직각모서리 부근에서의 자연대류 열전달

신순철* · 장근식** · 김승수**

(1985년 6월 18일 접수)

Natural Convection Heat Transfer Past an Outer Rectangular Corner

Soon-Cheol Shin, Keun-Shik Chang and Seung-Soo Kim

Key Words: Natural Convection(자연대류), Mach-Zehnder Interferometer(Mach-Zehnder 간섭계), Outer Rectangular Corner(외부 직각모서리), Thermal Plume Interaction(열상승류의 상호작용), New Characteristic Length(새로운 특성길이)

Abstract

Laminar natural convection heat transfer past an outer rectangular corner was experimentally investigated by using Mach-Zehnder interferometer. The present geometry represents the case when the plume from a vertical flat plate and that from a horizontal one merge into a single plume. The temperature distribution and the local heat flux were measured in the range of Grashof number $8 \times 10^4 < Gr_{LH} < 1.25 \times 10^6$. The effect of the geometric aspect ratio was also considered. Correlation for the average Nusselt number vs. Grashof number was obtained by using a newly determined characteristic length. To determine the interaction of the plumes, the present results were compared with the similarity solutions available from the isolated vertical and isolated horizontal flat plates.

기 호 설 명

<p>d : 각 평판부위의 선단으로부터의 거리</p> <p>g : 중력가속도</p> <p>Gr_L : 특성길이 L에 대한 Grashof 수, $g\beta L^3 (T_s - T_\infty)/\nu^2$</p> <p>$Gr_{LH}, Gr_{LV}$: 수평부위, 수직부위 길이에 대한 Grashof 수</p> <p>h_x : 국소 열전달 계수</p> <p>\bar{h} : 평균 열전달 계수</p> <p>k : 열전도 계수</p> <p>L : 특성길이</p>	<p>L_H, L_V : 수평부위, 수직부위의 길이</p> <p>Nu_x : 국소 Nusselt 수</p> <p>\overline{Nu}_L : 평균 Nusselt 수</p> <p>Pr : Prandtl 수</p> <p>q''_x : 국소 열유속</p> <p>r : 종횡비, L_H/L_V</p> <p>Ra_L : 특성길이 L에 대한 Rayleigh 수, $Gr_L \cdot Pr$</p> <p>s : 평판면을 따라서의 거리</p> <p>T : 온도</p> <p>x, y : 직교좌표</p> <p>α : 열확산계수</p> <p>β : 체적팽창계수</p> <p>η : 상사변수</p>
--	--

* 한국과학기술원 기계공학과
 **정회원, 한국과학기술원 기계공학과

- $=y/x(Gr_x/4)^{1/4}$: 수직평판
- $=y/x(Gr_x/5)^{1/5}$: 수평평판
- θ : 무차원온도, $(T-T_e)/(T_s-T_e)$
- ν : 동점성계수

- 하첨자
- a : 주위공간
 - s : 평판면

1. 서 론

자연대류 열전달 현상은 온도장의 형성에 따라 밀도의 변화가 유발되고 이에 따른 체적력과 지구중력간의 상호작용에 따라 유동이 발생하는 현상이다. 수평평판이나 수직평판을 가열하면 벽면 주위에 경계층이 형성되고 하류에서는 열상승류가 생긴다. 수직평판에 관한 층류 자연대류 열전달의 경우에는 평판 주위의 유동에 대하여 수식화가 가능하고 이들에 대한 상사해로부터 $\overline{Nu}_L=0.516(Gr_L \cdot Pr)^{1/4}$ 의 관계가 알려져 있고 이는 실험결과들과 잘 일치하고 있다⁽¹⁾. 수평평판의 경우에는 가열함에 따라 선단부근의 경계층에서 부력이 유동의 방향과 직각을 이루어 유동이 간접적인 힘에 의해 형성되므로 박리, 주기성, 불안정성 등의 복잡한 문제가 발생한다. Schmidt⁽²⁾는 반 무한 수평평판의 경우 선단부근에서 경계층이 존재함을 실험을 통해서 밝혔다. Gill 등⁽³⁾과 Rotem⁽⁴⁾은 위를 향해 가열된(아래를 향해 냉각된) 수평평판과 아래를 향해 가열된(위를 향해 냉각된) 수평평판 중 전자에 대해서만 상사해가 존재함을 보였다. 유한한 수평평판을 가열할 때 경계층은 양쪽 끝에서 시작되어 평판의 중앙에서 만나 열상승류를 형성한다. 반 무한 수평평판의 가정하에서 유도된 상사해의 결과는 실험으로 구한 유한평판의 결과와는 다르다. 즉 반 무한평판의 경우 상사해로부터 $\overline{Nu}_L \sim Ra_L^{1/5}$ 의 관계가 얻어지는 데 반하여 유한평판에서의 실험결과들은 $\overline{Nu}_L \sim Ra_L^{1/4}$ 의 관계를 보여 준다. 이는 유한평판의 경우에 평판의 양쪽 끝에서 생긴 두 경계층이 중앙에서 만나 열상승류를 형성함으로써 발생하는 상호작용의 결과로 반 무한평판 위에서의 상사해에서 이미 가정한 경계층 유동과는 다른 유동이 형성되기 때문인 것으로 알려져 있다⁽⁵⁾.

실제로 복잡한 형상을 갖는 발열체들로부터 생성되는 많은 열상승류들이 어떻게 상호작용을 일으키고 그 결과가 열전달양에 어떤 영향을 미칠 것인가 하는 것은 중요한 관심사가 되어 왔다. 가열된 수평평판과 수

Table 1 Experiments and theories on heated horizontal and vertical plates

Vertical plate	
(1) Lorenz(1881) : Theory	$\overline{Nu}_L=0.548(Gr_L Pr)^{1/4}$ for air
(2) Schmidt and Beckmann(1930) : Similarity solution	
	$\overline{Nu}_L=0.516(Gr_L Pr)^{1/4}$
(3) Gryzagoridis(1971) : Experiment	$\overline{Nu}_L=0.555(Gr_L Pr)^{1/4}$ $10 < Gr_L Pr < 10^9$
Horizontal plate	
(1) Rotem and Claassen(1969) : Similarity solution	$\overline{Nu}_L=0.639(Gr_L Pr)^{1/5}$ $Pr=0.72$
(2) Pera and Gebhart(1973) : Perturbation method	$\overline{Nu}_L=0.646(Gr_L Pr)^{1/5}$ $Pr=0.72$
(3) Goldstein and Lau(1983) : Finite difference method	$\overline{Nu}_L=0.621(Gr_L Pr)^{1/5}$ $40 < Gr_L Pr < 8 \times 10^3$
(4) Al-Arabi and El-Riedy(1976) : Experiment	$\overline{Nu}_L=0.70(Gr_L Pr)^{1/4}$ $2 \times 10^5 < Gr_L Pr < 4 \times 10^7$
Rectangular plate in air	

직평판이 인접해 있을 때에도 각각의 열상승류는 다른 열상승류에 영향을 미친다. 떨어진 거리가 가까워짐에 따라 상호작용의 정도가 커지고 그 결과 열상승류는 휘어진다. 외부 직각모서리 근처에서의 유동을 수평평판과 수직평판이 결합된 형태로 생각할 수 있고 또한 이와 같이 해석하는 근본적인 이유는 이로부터 얻어진 결과들을 독립된 수평평판과 수직평판에 대해 이미 알려진 결과들과 정량적 및 정성적인 비교가 가능하다는 점이다(Table 1).

본 연구는 공기($Pr \approx 0.72$) 중에서 등온으로 가열된 유한한 길이의 수평평판과 수직평판이 직각을 이루는 경우의 2차원 유동 및 열전달 현상을 $Gr_{LH} < 1.25 \times 10^6$ 인 층류영역에서 고찰하였다. 수평부위 및 수직부위로부터 발생하는 평면 열상승류(plume)의 상호작용에 의해 독립된 각 평판에 대한 상사해 및 실험과는 다른 결과를 얻을 수 있었고 이들을 온도장(temperature field)의 변화 및 국소 열유속의 변화에 초점을 맞추어 해석하였다. 또한 Nusselt 수를 Grashof 수와, 수평부위와 수직부위의 중첩비에 대해 정리하였는데 보다 일반적인 중첩비에 대해서도 해석이 가능하도록 이 형상에 대한 새로운 특성길이를 제시하였다. 이상의 실험을 위해서는 Mach-Zehnder 간섭계(MZI)를 사용하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

3조각으로 구성된 시편은 두께가 10mm인 황동판을 밀링가공으로 제작하였다. 시편들의 폭은 340mm로 충분히 길게 하여 3차원 효과를 가능한 한 줄였고 단위길이를 40mm로 하여 조립에 의해 세 가지 서로 다른 종횡비가 가능하도록 설계하였다. Fig. 1에는 각 시편과 시편지지대와의 조립상태를 도시하였다. 시편 *a*의 직각부분은 두 개의 단위길이 황동판을 나사로 고정하였고 양쪽 끝에는 홈을 만들어 시편 *b*를 연결할 수 있도록 하였다. 시편 뒷면에는 황동판을 2mm 두께로 깎아내서 시편과 시편지지대 사이에 박판형 가열기를 각 단위길이에 한 개씩 부착하였다. 또한 단위길이의 중앙에 시편의 폭 방향으로 3개의 작은 구멍을 뚫어 열전대를 장치하여 폭 방향 온도의 균일정도를 측정하였다. 본 실험에서는 평판온도 균일화의 상대오차가 1.5% 내로 유지되었다. 온도의 측정을 위하여 *T*형 열전대(copper-constantan)를 사용하였다. MZI를 이용한 실험에서는 ($T_s - T_a$)가 과히 크지 않으므로 실험오차를 줄이기 위해서는 열전대의 정밀한 보정이 필요하다. 본 실험에서는 열전대의 오차한계가 0.1°C가 되도록 세심한 주의를 기울였다. *T*형 열전대는 1°C당 약 40μV의 전위차를 가진다는 것이 측정되었다.

등온으로 가열된 시편 주위의 온도장을 구하기 위하여 MZI를 사용하였는데 이것은 온도에 따라 매질의 굴절율이 변화함으로써 광로의 변화가 있는 시험광(test beam)과 평면파를 계속하고 있는 기준광(reference beam)과의 간섭을 유발시켜 온도장을 가시화하게 된다. 본 실험에는 광원으로 10mW의 He-Ne LASER($\lambda=6328\text{\AA}$)가 부착된 8inch MZI를 사용하였다. 시편 위의 유동에 대한 외부의 교란을 최소한으로 줄이기 위하여 시편을 시험공간 내에 장치하게 된다. 시험공간은 100×100×70cm의 연강 구조물 위에 투명 아크릴로 밀봉

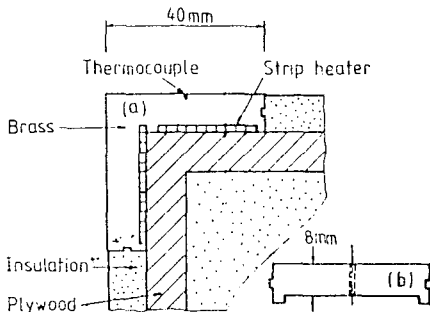


Fig. 1 Assembly of test model

한 것이다. 시험광이 통과하는 부분은 항온실에서 정밀하게 가공된 광학유리창을 장치하였다. 시험공간 속에서 시편을 오랜시간 가열하면 열성층화 현상이 발생하는데 이의 감시측정을 위해 높이방향으로 일정한 간격에 따라 열전대를 장치하였다. 실험은 수평, 수직부위의 길이가 40×40, 40×80, 80×40mm인 즉 종횡비가 1, 0.5, 2인 3가지 경우에 대하여 수행하였고 각 종횡비에 대해서 ($T_s - T_a$)를 달리 함으로써 각각 다른 Grashof 수에 대한 온도장을 구하였다. 실험은 MZI의 무한대 프린지 상태에서 행하였다. 온도장 사진의 해석을 위해서는 Hauf와 Grigull⁽⁶⁾을 참조하였다.

시편의 폭 34cm에 대해 프린지 1개의 온도차가 약 2.1°C임이 측정되었다. 온도장 사진에서 벽면에서의 온도구배를 측정하여 국소 열유속을 구한다. 단위면적당의 열전달양을 q''_x 이라 하면

$$\begin{aligned} q''_x &= h_x(T_s - T_a) \\ &= k \left[- \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \right]_x \end{aligned} \quad (1)$$

위의 관계로부터 다음의 근사식을 얻게 된다.

$$\begin{aligned} h_x &= \frac{k}{T_s - T_a} \left[- \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \right]_x \\ &\cong \frac{k}{T_s - T_a} \left[- \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \right]_x \end{aligned} \quad (2)$$

또한 평균 열전달 계수 및 평균 Nusselt 수는 다음과 같이 구한다.

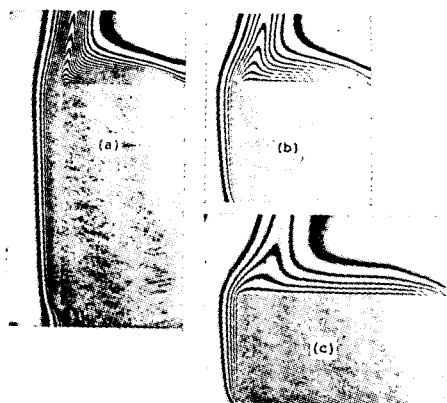
$$\begin{aligned} \bar{h} &= \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx \\ &\cong \frac{k}{L} \frac{1}{T_s - T_a} \int_0^L \left[- \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \right]_x dx \end{aligned} \quad (3)$$

$$\bar{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} \cong \frac{1}{T_s - T_a} \int_0^L \left[- \left(\frac{dT}{dy} \right)_{y=0} \right]_x dx \quad (4)$$

3. 결과 및 고찰

3.1. 경계층에서의 온도분포 및 국소 열유속

Rotem과 Claassen⁽⁷⁾은 수평평판의 선단부근에서 경계층이 존재하고 하류로 가면서 구동력이 약해짐에 따라 불안정한 와류로 천이됨을 밝혔다. Fig. 2의 온도장 사진에서 보는 바와 같이 수평부위의 선단부에서 경계층이 형성되었다. Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5는 각각 종횡비가 1, 0.5, 2인 경우에 대하여 주어진 Grashof 수 상태에서의 온도분포이다. 열상층류의 상호작용이 경계층에 미치는 영향을 고찰하기 위해 벽면 위에서의 온도분포를 무차원화 된 변수에 대하여 구하고, 수평부위에 대해서는 Pera와 Gebhart⁽⁸⁾의 상사해와 비교하였고 수직부위의 온도분포는 Schmidt와 Beckmann⁽¹⁾의 결과와



(a) $r=0.5$, $Gr_{LH}=234000$
 (b) $r=1.0$, $Gr_{LH}=157000$
 (c) $r=2.0$, $Gr_{LH}=799000$

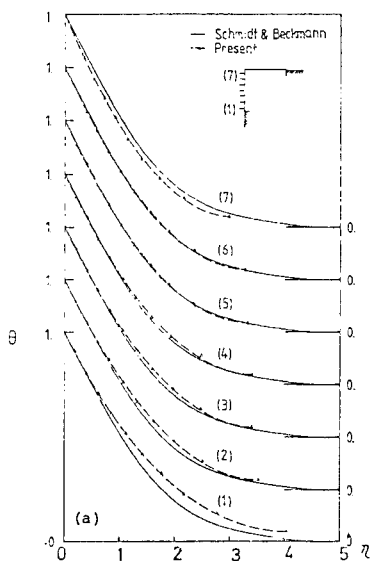
Fig. 2 Interferograms

비교하였다. Fig. 6(a), Fig. 6(b)는 각각 $r=1, 2$ 인 경우에 대하여 평판의 전 영역에 걸쳐서 구한 벽면에서의 온도구배로부터 국소 열유속을 계산하여 도시하고 이를 상사해의 결과와 비교한 것이다. 수직부위(Fig. 3(a))의 경우에 선단부분은 상사해에 비해 경계층이 부풀어 있음을 알 수 있다. 이것은 온도장 사진으로부터 알 수 있듯이, 실험에서 다소간에 피할 수 없는 바의 시편과 절연체와의 열전도에 의해 경계층이 시편보다 더 상류

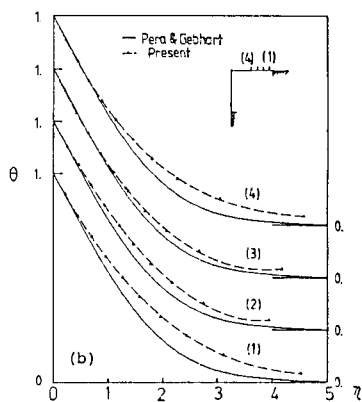
에서 시작되기 때문이다. 따라서 실험에서는 선단부근에서 상사해에서 가정한 경계층 형태와는 다르므로 서로 상당한 차이가 있다. 또한 이 부분에서 벽면에서의 온도구배도 상사해에 비해 작으므로 국소 열유속도 상사해보다 작다. 경계층이 하류로 진행함에 따라 선단부분의 효과가 극복되어 상사해와 흡사한 온도분포 및 국소 열유속을 나타내었다. 그러나 모서리 부근에서는 열상승류의 상호작용에 의해 경계층이 벽면으로 상당히 당겨진다. 이것은 온도구배의 증가를 의미하므로 국소 열유속도 증가함을 볼 수 있다.

수평부위(Fig. 3(b))의 경우에도 선단부근에서 상사해의 경우보다 경계층이 부풀어 있고 그 정도가 수직부위에 비해 더 심하다는 것을 알 수 있다. 이것은 열상승류의 상호작용에 의해 경계층의 상부에서 구동력이 약해짐에 따라 부력의 영향을 크게 받기 때문이다. 벽면에서의 온도구배를 비교해 볼 때 국소 열유속도 상사해에 비해 작다는 것을 알 수 있다. 평판 상에서 형성된 두 개의 경계층이 모서리 부근에서 만나 열상승류를 형성하는데, 수평부위 상에서 열상승류 바로 아래 벽면에서의 국소 열유속은 경계층 영역에 비해 급격히 감소함을 알 수 있다. 이것은 열상승류의 존재로 인하여 위로부터 차가운 공기의 유입이 제한되기 때문이다.

$r=0.5$ 인 경우에는 Fig. 2의 온도장 사진에서 보듯

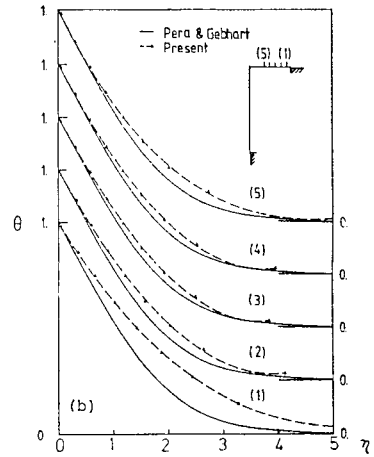
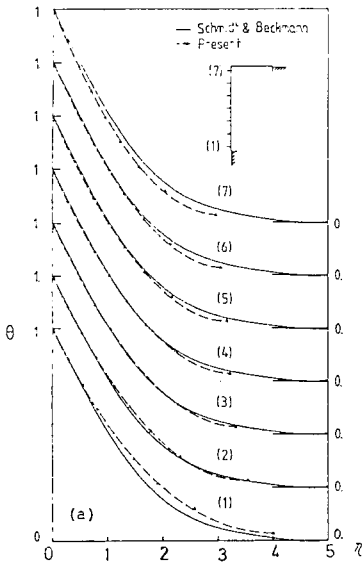


(a) In normal direction to the vertical plate
 $d/L_v=1/14(1), 3/14(2), 5/14(3), 7/14(4),$
 $9/14(5), 11/14(6), 13/14(7)$



(b) In normal direction to the horizontal plate
 $d/L_H=1/14(1), 3/14(2), 5/14(3), 7/14(4)$

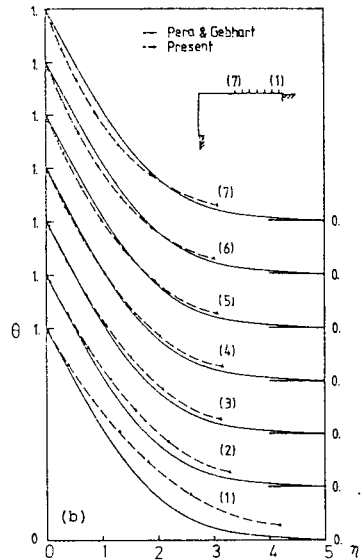
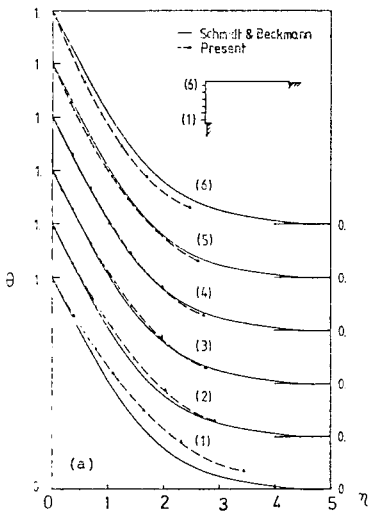
Fig. 3 Comparison of present temperature distribution with similarity solution($r=1$, $Gr_{LH}=171000$)



(a) In normal direction to the vertical plate
 $d/L_v=3/28(1), 7/28(2), 11/28(3), 15/28(4),$
 $19/28(5), 23/28(6), 27/28(7)$

(b) In normal direction to the horizontal plate
 $d/L_H=1/14(1), 3/14(2), 5/14(3), 7/14(4)$
 $9/14(5)$

Fig. 4 Comparison of present temperature distribution with similarity solution($r=0.5, Gr_{LH}=146000$)



(a) In normal direction to the vertical plate
 $d/L_v=1/12(1), 3/12(2), 5/12(3),$
 $7/12(4), 9/12(5), 11/12(6)$

(b) In normal direction to the horizontal plate
 $d/L_H=1/24(1), 3/24(2), 5/24(3), 7/24(4)$
 $9/24(5), 11/24(6), 13/24(7)$

Fig. 5 Comparison of present temperature distribution with similarity solution($r=2, Gr_{LH}=925000$)

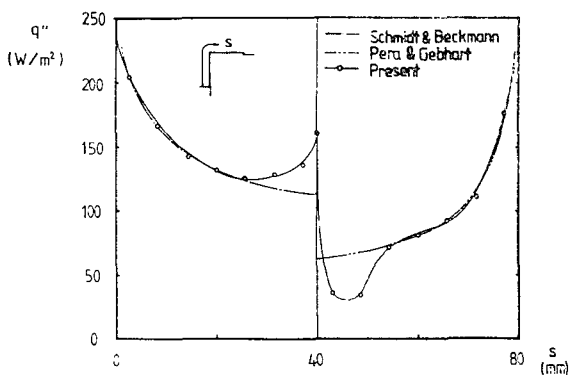
이 $r=1$ 인 경우에 비해 수직부위로부터 보다 많은 열상승류가 발생하므로 수평부위 상의 경계층의 존재로 인한 영향을 덜 받게 되어 열상승류의 휘는 정도가 작아진다. 수평부위 상에서의 경계층이 상사해에 비해 매우 부풀어 있고 벽면에서의 온도구배의 절대값도 상사해에 비해 전반적으로 작은 값을 나타내고 있다(Fig. 4). $r=2$ 인 경우에는 Fig. 2에서 보듯이 $r=1$ 인 경우에 비해 열상승류의 휘어지는 정도가 심하다. 따라서 수직부위의 모서리 부근의 국소 열유속은 다소 증가하나 수직부위의 전반에 걸쳐 $r=1, 0.5$ 인 경우와 비슷한 온도분포가 얻어졌다. 수평부위의 경우에는 경계층이 하류로 진행함에 따라 국소 열유속이 매우 작아지는 열상승류의 아랫부분에 도달하기 전에 국소 열유속이 상사해에 비해 다소 증가하지만 경계층의 상부는 여전히 부풀어 있는 부분이 발견되었다. 이것은 종횡비 r 이 커짐에 따라 수평부위의 길이도 상대적으로 길어져 구동력이 충분하지 못하여, 열상승류 상호작용의 결과로 경계층의 상부는 부력의 영향이 지배적이거나 벽면 근처에서는 유동의 상승으로 인한 공백을 메우기 위해 상사해의 경우보다 유입유량이 증가하기 때문인 것으로 사료된다(Fig. 5). 위의 사실로부터 비교적 불안정

한 수평평판 상에서의 유동이 수직평판 상의 유동에 비해 열상승류의 상호작용에 민감함을 알 수 있다.

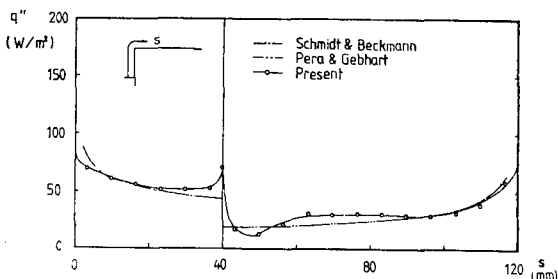
3.2. 평균 Nusselt 수 및 특성길이

Fig. 7은 평판의 각 부위에 대한 평균 Nusselt 수를 도시한 것이다. 수직부위(Fig. 7(a))의 경우에는 모서리 부근에서 유입유량의 증가에 따른 국소 열유속의 증가에도 불구하고 선단 앞 부분의 연장된 절연체 평면의 존재가 유입유량을 감소시키게 되어 평균 Nusselt 수는 독립된 수직평판에 대한 상사해 및 실험치와 비슷한 값들이 얻어졌다. 수평부위(Fig. 7(b))의 경우에도 선단 앞 부분의 연장된 평면은 유입유량의 감소를 가져온다⁽⁶⁾. 또한 열상승류의 아래평면에서의 급격한 국소 열유속의 감소로 인하여 $r=0.5$ 와 $r=1$ 일때 상사해보다 약 15% 작은 평균 Nusselt 수가 산출되었다. $r=2$ 인 경우에는 수평부위의 선단에서 하류로 진행해 감에 따라 경계층 영역에서 상사해의 경우보다 큰 값의 국소 열유속이 얻어졌는데 이로 인하여 상사해의 결과보다 다소 큰 값의 평균 Nusselt 수가 얻어졌다. 독립된 유한한 수평평판의 경우에는 양끝 쪽에서 경계층이 시작되는 데 비하여 본 실험에서는 한 쪽 끝에 수직평판으로부터 형성된 경계층이 차가운 공기의 유입을 방해하는 효과가 발생한다. 따라서 Al-Arabi와 El-Riedy⁽⁹⁾의 유한한 수평평판에 대한 실험치와 비교해 볼 때 약 50% 정도 작은 평균 Nusselt 수가 얻어졌다.

본 연구는 실험결과를 Grashof 수와 종횡비에 대해 정리하였는데 이와같이 수직평판과 수평평판이 맞붙은 모서리에서의 열전달 현상을 보다 잘 설명할 수 있도록 새로운 특성길이를 결정함으로써 종횡비에 무관하게 Nusselt 수와 Grashof 수 만의 관계를 유도해 내는



(a) $r=1, Gr_{LN}=171000$



(b) $r=2, Gr_{LN}=799000$

Fig. 6 Local heat flux from the heated surface

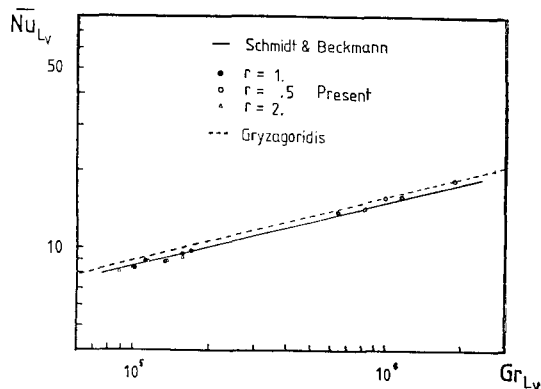


Fig. 7(a) Correlations of the average Nusselt number to the Grashof number about the vertical plate

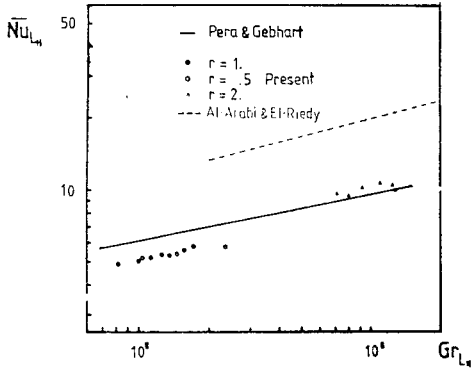


Fig. 7(b) Correlations of the average Nusselt number to the Grashof number about the horizontal plate

것이 매우 바람직하다. King⁽¹⁰⁾은 사각형 Cylinder에 대해 특성길이를 수직, 수평평판 길이의 조화평균으로 결정하였다. 그러나 본 연구의 경우에 위의 정의를 따른다면 $r=0.5$ 일 때와 $r=2$ 일 때는 같은 특성길이로 계산된다. 실제로 앞에서 고찰한 바와 같이 두 경우는 서로 상이한 온도장 및 유동장을 형성하고 서로 다른 열전달 특성을 가지므로 위의 정의를 따르는 것이 불합리한 것으로 생각된다. 따라서 특성길이를 각 평판부위 길이의 지수의 곱으로 가정하고 이에 대한 Nusselt 수와 Grashof 수의 관계를 실험치를 회기 분석하여 편차가 가장 작도록 새로이 결정하였고 이때 직각모서리에서의 열전달 관계식을 구하면 다음과 같다(Fig. 8).

$$L = (L_H^2 L_V)^{1/3} \tag{5}$$

$$\overline{Nu}_L = 0.403 Gr_L^{0.246} \quad 10^5 < Gr_L < 10^6 \tag{6}$$

각 종횡비에 대한 모든 실험치들은 위의 관계식으로부터 4% 이내의 편차로 잘 맞고 있음을 확인하였다. 이와 같이 특성길이를 정의하는 데 있어서 수평부위의 길이에 비중을 둔다는 것이 물리적인 타당성을 갖는 것

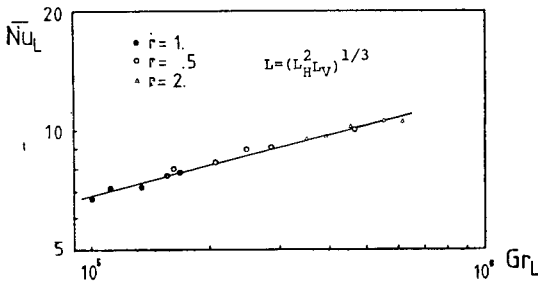


Fig. 8 Correlations of the average Nusselt number to the Grashof number based on newly determined characteristic length

으로 생각된다. 왜냐하면 수평부위의 길이가 길어짐에 따라 수평부위 상에서의 유동은 보다 불안정해서 와류 운동으로 빨리 천이되기 때문이다.

4. 결 론

외부 직각모서리를 가진 평판상에서 수평부위와 수직부위에 의해 형성되는 열상승류의 상호작용에 따라 상사해와는 다른 새로운 형태의 온도장 및 유동장이 형성됨을 고찰하였다. 수평부위에서는 경계층이 모서리 근처까지 연장되었다. 수직부위의 모서리 부근에서는 열전달이 다소 증가한 반면 수평부위의 열상승류 하부에서는 차가운 공기의 유입이 제한됨으로 인해 열전달이 급격히 감소하였다. 종횡비 r 이 커짐에 따라 수평부위의 경계층 윗 부분은 부력의 영향을 받아 부풀어 오르나 벽면근처에서는 유입유량의 증가로 인해 상사해보다 극소 열유속도 증가하였다. 또한 r 이 커짐에 따라 수평평판으로부터 방출되는 열량비가 커지므로 열상승류의 휘는 정도가 심하였다.

후 기

본 연구를 수행하는데 많은 도움을 준 KAIST의 조철형 박사께 감사의 뜻을 표합니다.

References

- (1) Schmidt, E. and Beckmann, B., "Das Temperature und Geschwindigkeitsfeld von Einer Warme Abgebender Senkrechter Platte bei Naturlicher Konvektion", Tech. Mech. Thermodynamik Vol. 1, pp. 341~391, 1930
- (2) Schmidt, E., "Schlierenaufnahmen des Temperaturfeldes in der Nahe Warmeabgebender Korper", V. D.I. Forschung, Vol. 3, pp. 181~189, 1932
- (3) Gill, W.N., Zeh, D.W. and Del-Casal, E., "Free Convection on a Horizontal Plate", Z.A.M.P. Vol. 16, pp. 532~541, 1965
- (4) Rotem, Z., "Free Convection Boundary Layer Flow Over Horizontal Disks and Plates (I)", Similar Solutions Near Plate, Proc. 1st Canadian National Congr, Applied Mech, Vol. 2b, pp. 309~310, 1967
- (5) Goldstein, R.J. and Lau, K., "Laminar Natural Convection from a Horizontal Plate and the Influence

- of Plate-Edge Extensions", *J. Fluid Mech.*, Vol. 129, pp. 55~75, 1983
- (6) Haup, W. and Grigull, U., "Advanced in Heat Transfer", Vol. 6, pp.133~366, 1970
- (7) Rotem, Z. and Claassen, L., "Natural Convection Above Unconfined Horizontal and Slightly Inclined Surfaces", *J. Fluid Mech.* Vol. 38, part 1, pp.173~192, 1969
- (8) Pera, L. and Gebhart, B., "Natural Convection Boundary Layer Flow Over Horizontal and Slightly Inclined Surfaces", *Int. J. Heat Mass Transfer.* Vol. 16, pp.1131~1146, 1973
- (9) Al-Arabi, M. and El-Riedy, M., "Natural Convection Heat Transfer From Isothermal Horizontal Plates of Different Shapes", *Int. J. Heat Mass Transfer.* Vol. 19, pp.1399~1404, 1976
- (10) King, W.J., "The Basic Laws and data of Heat Transmission", *Mech. Eng.* Vol. 54, p.247, 1932