

斷熱壁에 附着된 等温四角비임에서의 自然對流 熱傳達

An Experimental Study on the Natural Convection from the Isothermal Square Beam with an Adiabatic Wall

李 哲 載,* 朴 載 林,* 權 純 錫**
C. J. Lee J. L. Park S.S.Kwon

ABSTRACT

Steady laminar natural convection heat transfer from an isothermal square beam with adiabatic wall has been studied for various inclination angles of the wall and Rayleigh numbers by using Mach-Zehnder Interferometer in air. The different temperature and fluid fields were obtained as the inclination angle changes showing the effects of the ascending heated fluid and the adiabatic wall. The maximum total mean Nusselt number was found at $\theta=45^\circ$.

記 號 說 明

b : 프린지 幅
 g : 重力加速度
 Gr : Grashof 數 $g\beta L^3(T_s - T_\infty)/\nu^2$
 k : 熱傳導率
 L : 特性길이
 Nu : 局所 Nusselt 數 hL/k
 \bar{Nu} : 平均 Nusselt 數 $hL_{X1}/k, hL_Y/k, hL_{X2}/k$
 \bar{Nu}_T : 全體平均 Nusselt 數
 Pr : Prandtl 數 ν/α
 Ra : Rayleigh 數 $g\beta L^3(T_s - T_\infty)/\alpha\nu$
 T : 溫度 $^\circ C$
 ΔT : 溫度差 $(T_s - T_\infty)$
 α : 熱擴散係數
 β : 熱膨脹係數
 ν : 動粘性係數
 θ : 斷熱壁傾斜角

〈添 字〉

s : 四角비임 表面
 T : 全體
 ∞ : 周圍
 $-$: 平均值

1. 緒 論

工學上 複雜한 形狀을 갖는 發熱體 周圍에서 自然對流 熱傳達에 대한 많은 研究가 遂行되었으며 實際적으로 應用되고 있다. 特히 熱交換器, 熱移動시스템, 冷却塔 및 電子部品 등 매우 廣範圍한 領域에서 複雜한 形狀을 갖는 發熱裝置의 效率인 放熱에 關心이 高潮되고 있다.

加熱된 垂直平板에 대한 層流 自然對流 熱傳達의 경우 平板表面 周圍에서의 流動에 대하여 數式化 할 수 있고 이들에 대한 相似解

* 東亞大學院

** 東亞大

도 알려져 있다. 水平板의 경우는 境界層에서 浮力이 流動方向과 垂直하게 作用함으로써 그 部分에 剝離, 停滯, 不安定性 등 複雜한 問題가 發生한다.

Yousef 등¹⁾은 上向 等溫 水平平板에서의 自然對流 熱傳達에서 境界層內의 剝離와 edge effect에 대하여 實驗的으로 考察하였고, Schulenberg²⁾는 下向 等溫 水平平板에서의 自然對流 熱傳達 現象을 Prandtl數와 Rayleigh算을 變數로 하여 數值解析하였다. Gryzagoridis³⁾는 等溫 垂直平板에서의 自然對流 熱傳達에 미치는 先端形狀의 形響에 대하여 研究하였다. Shin 등⁴⁾은 等溫 垂直平板과 水平平板이 組合된 外部 直角모서리에서 그리고 Choi와 Chang⁵⁾은 等溫 水平四角실린더에서의 自然對流 熱傳達을 平板의 縱橫比와 Grashof數를 變數로 하여 考察하였으며 새로운 形態의 流動場과 그리고 四角실린더 上部 plume에서 Vortex의 存在를 確認하였다.

本 論文에서는 周圍 流體가 空氣인 定常層流狀態에서 斷熱壁에 附着된 等溫 四角비임에서의 自然對流 熱傳達 現象을 斷熱壁의 角度와 Rayleigh數를 變數로 하여 實驗的으로 考察하였다.

2. 實驗裝置 및 方法

2.1 實驗裝置

本 實驗에 使用된 四角비임(Square beam)의 材質은 純銅이며 內部에 加熱裝置를 附着하기 위하여 幅 12mm로 밀링加工 하였다. 그리고 비임 表面溫度를 測定하기 위하여 길이 方向으로 各各 3개씩 서로 어긋나게 直徑 1.2mm 깊이 8mm의 구멍을 뚫어 熱電對를 插入하였다.

Fig.1은 斷熱壁에 附着된 四角비임의 概略圖이다. $\theta = 90^\circ$ 인 경우 X_1 은 비임의 下部面이고 X_2 는 上部面이며 Y는 側面을 나타낸다. 그리고 S는 下部面과 斷熱壁이 만나는 점에서 비임表面을 따라 時計方向으로 測定한 거리이다. Fig.2는 四角비임의 상세도이다.

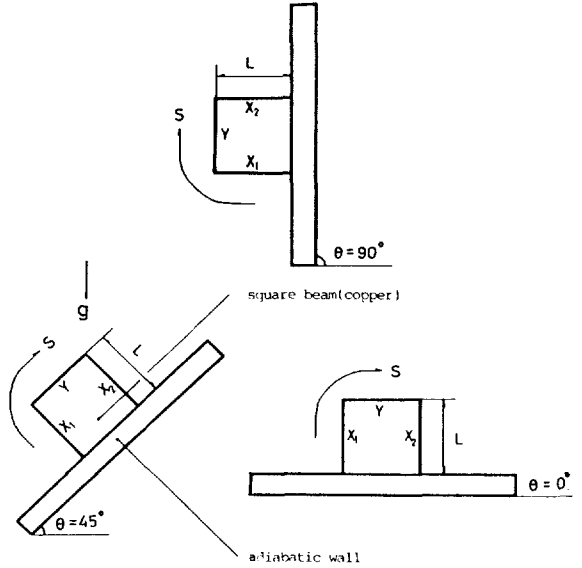


Fig.1 Schematic diagram of the geometry

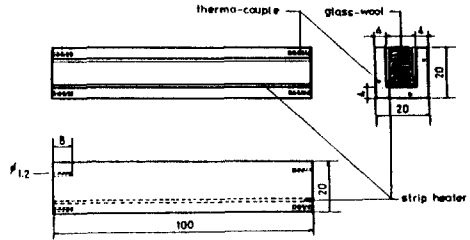


Fig.2 Drawing of square beam

비임의 表面溫度 測定誤差를 줄이기 위하여 熱電對 보정은 0°C 恒溫槽를 製作하여 使用하였고 溫度場의 測定에는 光路差(Optical path difference)를 利用한 마하-젠더(Mach-Zehnder) 干涉計를 使用하였다. 비임을 加熱하기 위하여 저항이 305Ω 인 스트립히터(Strip heater)를 비임 內部에 附着한 후 유리纖維(Glass wool)을 채워 斷熱시키고 斷熱壁에 비임을 附着하였다. 비임의 兩端은 斷熱壁과 같은 材質의 두께 20mm인 四角 斷熱板을 附着하였고 斷熱壁과 垂直되게 支持板을 組立하여 兩端에 角度 調節裝置를 附着하였다. 斷熱壁의 斷熱效果를 알기 위하여 斷熱壁에 비임으로부터 5mm 間隔으로 上下 各各 5개씩의 구멍을 뚫어 熱電對를 插入하였다.

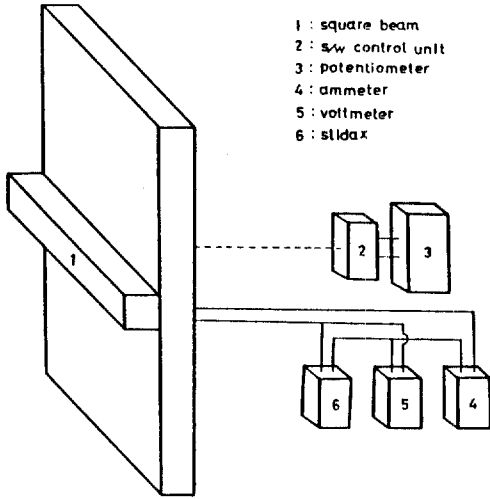


Fig.3 Schematic diagram of experimental apparatus

Fig.3은 본 實驗裝置의 電氣配線圖를 나타낸다.

2.2 實驗方法

干涉計를 調整하여 有限 프린지의 幅을 가능한 좁게 하여 實驗의 精度를 높인 후 無限大 프린지 狀態로 맞추어 解析을 하였다. 無限 프린지 狀態에서 試驗部位에 비임을 水平位置 시키고 正確한 水平狀態를 確認하기 위하여 試驗部 뒤의 스크린에 비치는 影像을 살펴 보면서 調整하였다. 비임의 角度 調節은 水平計로 正確히 水平狀態로 맞춘 후 支持臺 옆에 附着된 角度器로 調節하였다. 그리고 비임을 加熱하여 一定한 時間이 經過한 후 定常狀態

가 되었을 때 等溫線을 나타내는 干涉무늬를 撮影하였고 이 撮影은 렌즈가 附着되지 않은 35mm 카메라와 ASA 400의 高感度 필름을 使用하였다. 干涉寫眞 撮影時 干涉의 바른 像을 얻기 위하여 赤熱된 電球의 필라멘트를 利用하여 카메라를 正確히 位置시켰다. 現像은 微細한 프린지 幅을 正確히 判讀할 수 있도록 露出을 적게하고 印畫時間을 길게 주었으며 振動이나 騒音에 의한 프린지 搖動이 發生하므로 干涉寫眞 撮影은 주로 夜間에 實施하였다.

實驗은 斷熱壁과 水平面과의 角度를 90°, 45° 및 0°의 세 경우에 대하여 비임의 表面溫度를 變化시키면서 各 경우의 溫度場을 구하였다. 그리고 溫度場의 解析을 위하여 干涉寫眞은 工具顯微鏡을 使用하여 프린지 幅과 비임 表面으로부터의 距離를 여러번 測定한 후 平均値를 취하였다. $\theta = 0^\circ$ 인 경우 비임 周圍의 溫度場의 크기가 干涉計의 直徑보다 크기 때문에 對稱軸을 中心으로 溫度場의 半만을 撮影하였다.

本 實驗에서 測定된 비임表面 및 斷熱壁의 溫度는 Table 1 및 Table 2와 같다.

3. 熱傳達 計算

熱傳達 係數를 얻기 위하여 비임 表面에서의 局所 Nusselt 數를 求하였다. 비임 表面溫度의 平均値는 다음과 같다.

$$\bar{T}_s = \frac{1}{6} \sum_{i=1}^6 T_i \dots\dots\dots (1)$$

單位面積當, 單位時間當 熱傳達量 q 는 비임

Table 1. Surface temperature of the square beam

No. \ °C	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	\bar{T}	ref.	error	T _∞
1	60.04	60.02	59.97	60.01	60.03	59.99	60.01	60.00	+0.04 -0.03	26.80
2	70.05	70.03	69.98	70.02	70.04	70.00	70.02	70.00	+0.05 -0.02	26.80
3	80.07	80.05	79.97	80.03	80.06	79.98	80.02	80.00	+0.07 -0.03	26.80
4	90.06	90.03	89.96	90.05	89.97	90.01	90.02	90.00	0.06 -0.04	26.80

Table2. Surface temperature of the adiabatic wall in the near beam

No. T(°C)	upper plate surface					lower plate surface				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
60.01	30.87	32.55	34.12	36.03	37.85	35.68	33.16	31.83	29.60	27.80
70.02	31.76	33.72	35.06	39.62	38.21	36.87	34.18	32.76	31.21	28.60
80.02	32.85	34.62	36.81	37.24	38.96	37.27	35.61	33.89	32.45	29.71
90.01	33.79	35.96	37.53	38.07	39.67	38.02	36.83	34.99	33.06	30.53

表面에서의 溫度勾配와 流體의 熱傳達率에 比例한다.

$$q = -k \left(\frac{dT}{dy} \right)_s = h(T_s - T_\infty) \dots\dots\dots (2)$$

局所 Nusselt 數는 다음과 같이 計算된다.

$$Nu = \frac{hL}{k} = - \frac{L}{T_s - T_\infty} \left(\frac{dT}{dy} \right)_s \dots\dots\dots (3)$$

여기서,

$$\left(\frac{dT}{dy} \right)_s = \left(\frac{dT}{dy} \right)_s = \left(\frac{dT}{b} \right) \dots\dots\dots (4)$$

그러므로 Nusselt 數는 다음과 같이 表示된다.

$$Nu = \frac{L}{T_s - T_\infty} \left(\frac{dT}{b} \right) \dots\dots\dots (5)$$

여기서 ΔT와 b는 비임 表面에서 가장 가까이 있는 2개의 프린지 사이 溫度差와 幅이다. 그리고 各面(X₁, Y, X₂)의 平均 Nusselt 數는 다음과 같다.

$$\bar{Nu} = \frac{1}{L} \int_0^L Nu \, ds \dots\dots\dots (6)$$

全體平均 Nusselt 數는 다음과 같이 表示된다.^{6,7,8)}

$$\bar{Nu}_T = \frac{\bar{Nu}_{X1} + \bar{Nu}_Y + \bar{Nu}_{X2}}{3} \dots\dots\dots (7)$$

4. 實驗結果 및 考察

干涉計를 利用하여 斷熱壁에 四角비임이 附着된 경우 傾斜角度 θ와 Rayleigh 數를 變數로 하여 撮影된 干涉寫眞을 分析 考察한 結果는 다음과 같다.

Fig.4는 Ra = 1.56 × 10⁴, Fig.5는 Ra = 1.79 × 10⁴, Fig.6은 Ra = 1.99 × 10⁴ 그리고 Fig.7은 Ra = 2.13 × 10⁴인 경우 θ = 90°, 45° 및

0°에 대한 干涉寫眞을 나타낸 것이다.

一般的인 傾向은 Rayleigh 數가 增加함에 따라 비임周圍에 프린지의 數가 增加하고 더욱 稠密하여짐을 볼 수 있고 이는 비임 表面으로부터의 自然對流 熱傳達이 增加함을 나타낸다. 또한 完全한 斷熱壁을 製作할 수 없기 때문에 비임으로부터의 傳熱에 의하여 上流쪽 熱境界層이 약간 부풀어 있음을 볼 수 있다. 그러나 θ = 45°의 上部 直角모서리를 除外한 나머지 모서리 附近에서는 熱上昇流의 相互作用에 의하여 境界層이 상당히 안쪽으로 당겨져 있음을 볼 수 있는데 이는 溫度勾配의 增加 즉, 局所 Nusselt 數의 增加를 나타낸다. θ = 90°의 경우 下流에 있는 X₂ 表面에서는 境界層의 不安定性和 不規則한 流動을 볼 수 있는데 이는 上昇되는 더운 流體가 斷熱壁의 干涉으로 直角코너에 부딪쳐 流動의 停滯現象이 일어나기 때문이다. θ = 45°의 경우는 X₂ 表面의 停滯現象은 거의 줄어들어 있음을 볼 수 있고 이는 下流쪽으로 더운 流體가 流動時에 斷熱壁의 干涉으로부터 멀어져서 流體가 θ = 90°에 비하여 더욱 잘 流出되기 때문이다. 그러나 θ = 0°의 경우는 θ = 90°와 θ = 45°에 비하여 Y 表面이 上昇하는 Plume속에서 싸여 있고 上流는 斷熱壁으로 遮斷되어 流體 流動이 잘 안됨을 알 수 있다.

Fig.8은 θ = 90°인 경우 各 Rayleigh 數에 대한 비임 表面의 局所 Nusselt 數를 나타낸 것이다. 이 경우 대체적으로 X₁ 表面의 局所 Nusselt 數가 X₂ 表面의 것보다 다소 높게 나타났는데 이는 上部쪽 表面에서의 流動의 停滯現象과 上昇流의 影響으로 그 表面의 熱傳達을 妨害하기 때문이다. 最大 局所 Nusselt

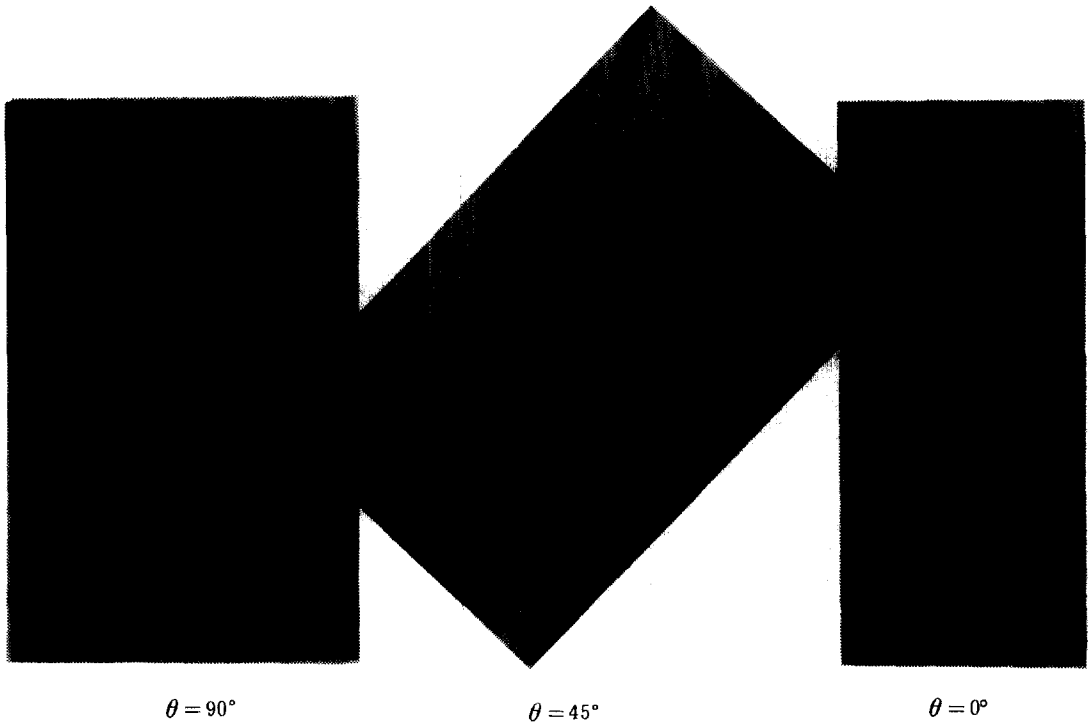


Fig.4 Interferograms from the experimental test at $Ra=1.56 \times 10^4$

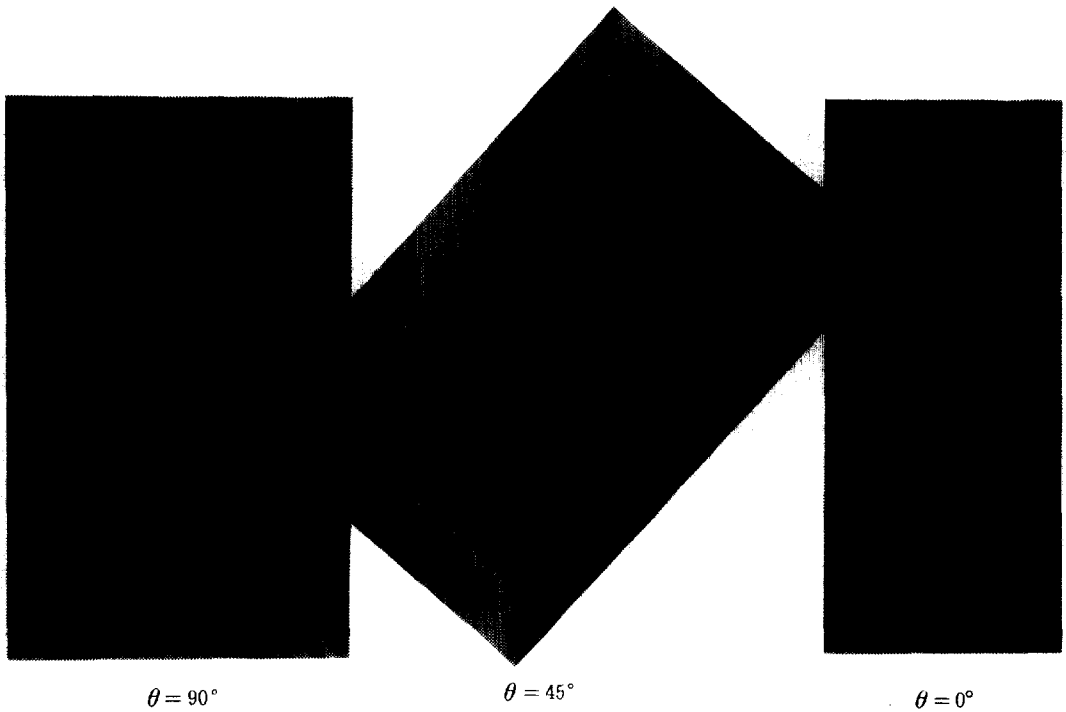


Fig.5 Interferograms from the experimental test at $Ra=1.79 \times 10^4$

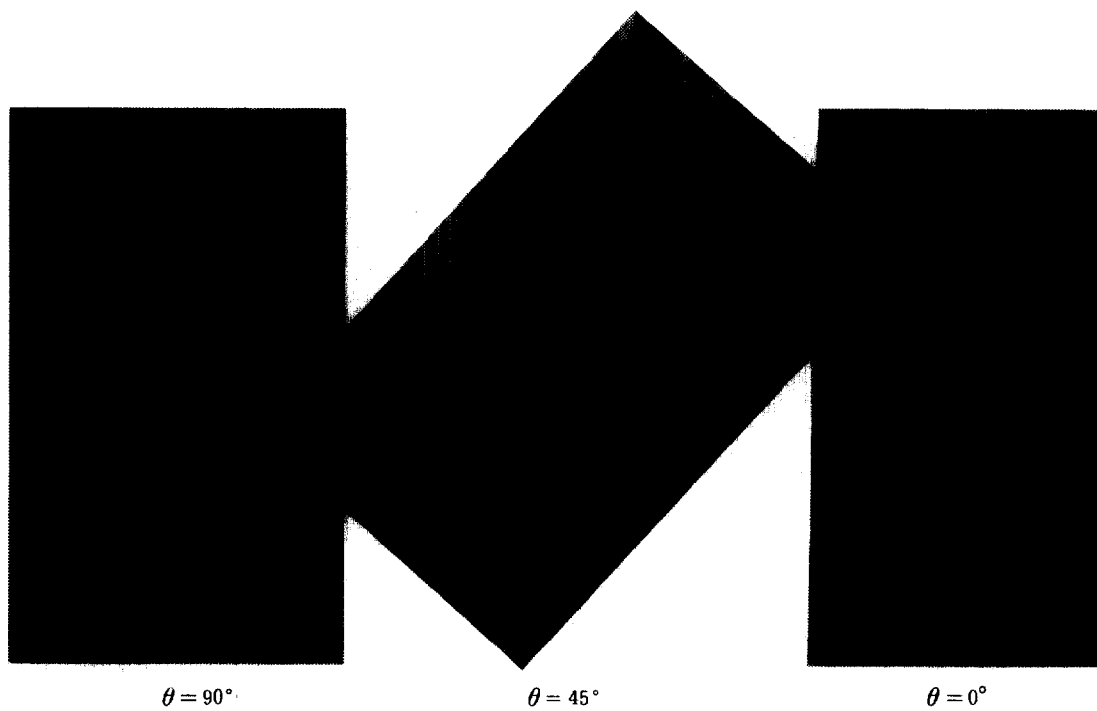


Fig.6 Interferograms from the experimental test at $Re=1.99 \times 10^4$

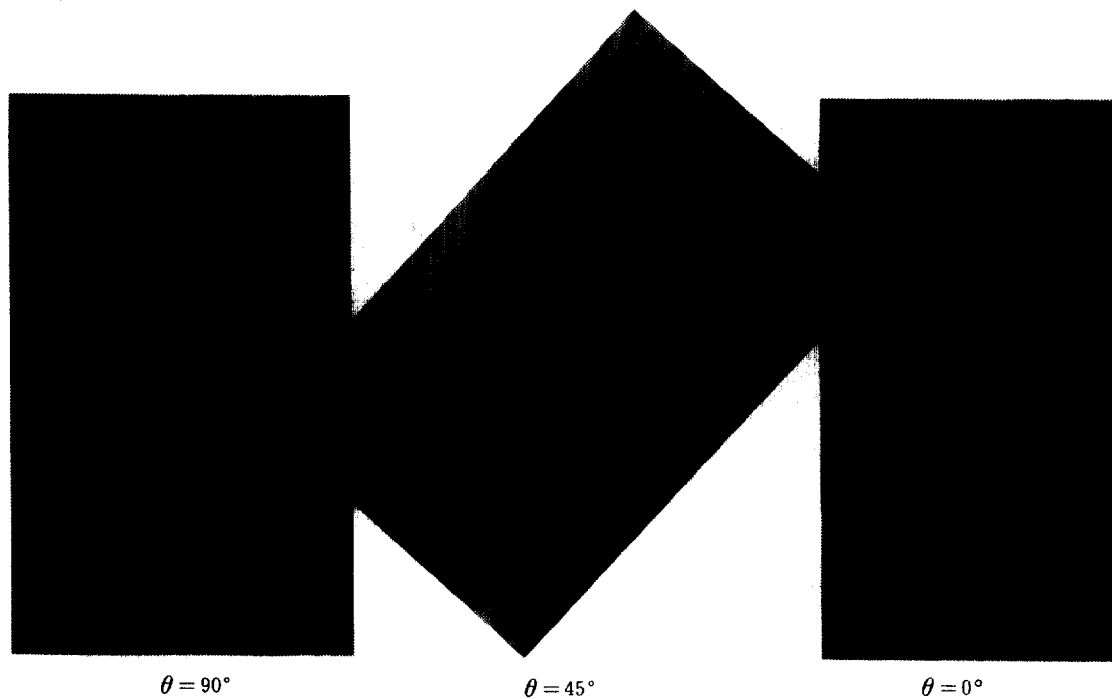


Fig.7 Interferograms from the experimental test at $Re=2.13 \times 10^4$

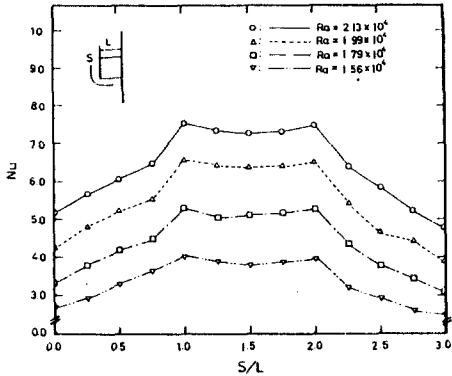


Fig. 8 Local Nusselt number vs. dimensionless distance at $\theta = 90^\circ$

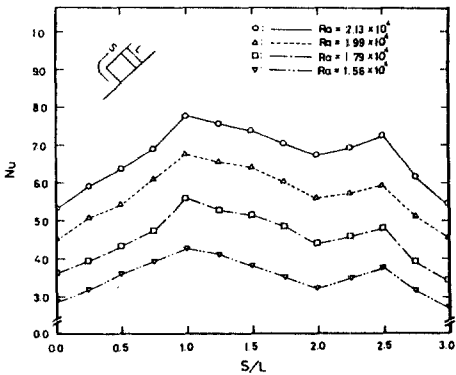


Fig. 9 Local Nusselt number vs. dimensionless distance at $\theta = 45^\circ$

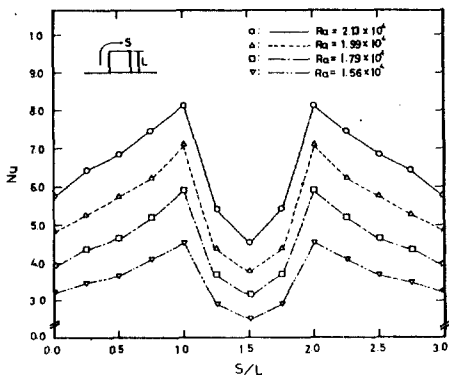


Fig. 10 Local Nusselt number vs. dimensionless distance at $\theta = 0^\circ$

數는 下部 直角모서리 部分에서 나타나고, 上部모서리 보다 약간 높게 나타났는데 이는 上部모서리에서 加熱된 上昇流의 傳熱減少 때문

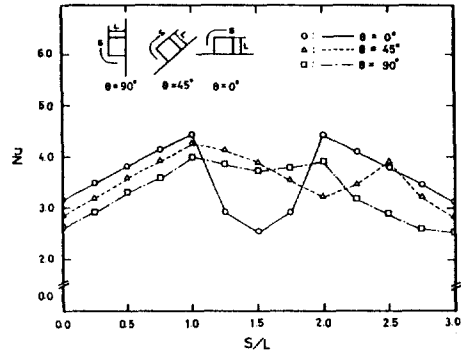


Fig. 11 Local Nusselt number from the heated surface at $Ra = 1.56 \times 10^4$

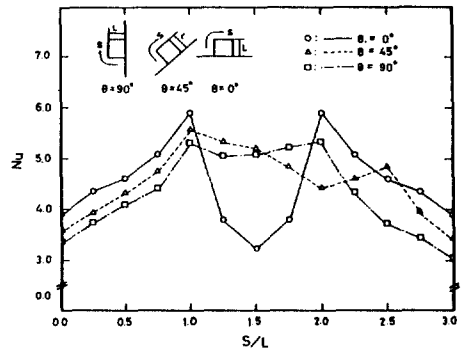


Fig. 12 Local Nusselt number from the heated surface at $Ra = 1.79 \times 10^4$

이다. Fig. 9는 $\theta = 45^\circ$ 인 경우 각 Rayleigh 數에 대한 비입表面의 局所 Nusselt 數를 나타낸 것이다. 이 경우는 下部쪽 先端에서 Nusselt 數는 增加하여 下部모서리에서 最大가 되고 上部모서리로 갈수록 漸次的으로 그 값이 떨어진다. 이것은 上部 直角모서리 部分이 上昇하는 Plume 속에 싸여 있기 때문에 熱傳達이 減少되고 있다. Fig. 10은 $\theta = 0^\circ$ 인 경우 각 Rayleigh 數에 대한 비입表面의 局所 Nusselt 數를 나타낸 것이다. 이 경우 最大 Nusselt 數는 兩모서리에서 나타나고, Y 表面에서 Nusselt 數가 急激히 下落하는 것을 볼 수 있는데 이는 Y 表面이 兩側面으로부터 上昇하는 加熱된 流體속에 싸여 있기 때문이다.

Fig. 11은 $Ra = 1.56 \times 10^4$ 인 경우 $\theta = 90^\circ$, 45° 및 0° 에 대한 비입表面의 局所 Nusselt 數를 比較하였다. 여기서 X_1 表面에서는 $\theta =$

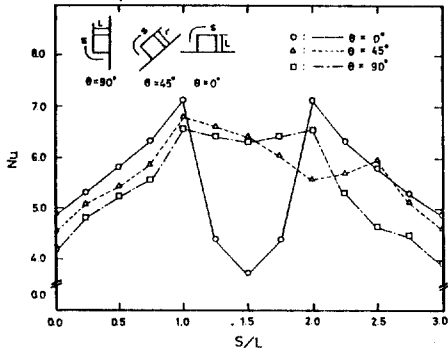


Fig. 13 Local Nusselt number from the heated surface at $Ra=1.99 \times 10^4$

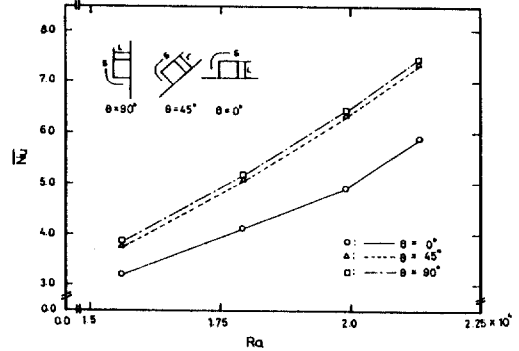


Fig. 16 Mean Nusselt number vs. Rayleigh number at surface Y

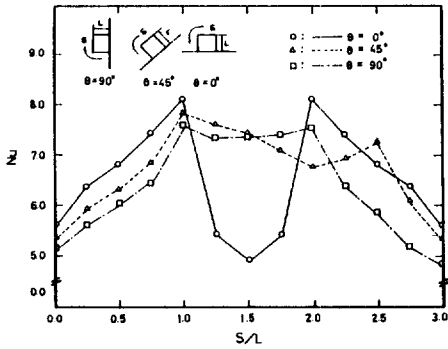


Fig. 14 Local Nusselt number from the heated surface at $Ra=2.13 \times 10^4$

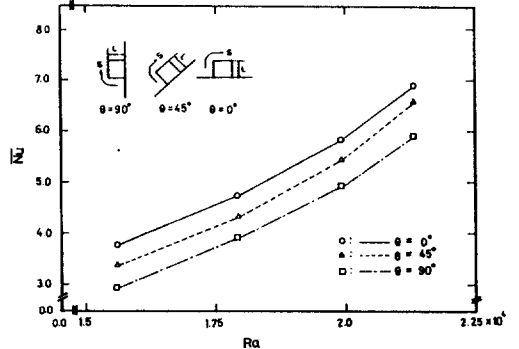


Fig. 17 Mean Nusselt number vs. Rayleigh number at surface X_2

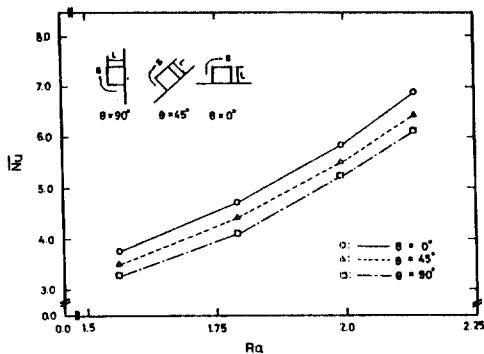


Fig. 15 Mean Nusselt number vs. Rayleigh number at surface X_1

0° , $\theta = 45^\circ$, $\theta = 90^\circ$ 의 順으로 그 값이 增加하였으며, Y表面에서는 $\theta = 90^\circ$ 와 $\theta = 45^\circ$ 인 경우가 $\theta = 0^\circ$ 에 比較하여 相當히 높으나 X_2 表面에서는 $\theta = 90^\circ$ 가 가장 낮고 $\theta = 45^\circ$ 와 $\theta = 0^\circ$ 인 경우는 $\theta = 90^\circ$ 보다 높으며 이들 差는 근소하였다. Fig. 12는 $Ra = 1.79 \times 10^4$,

Fig. 13은 $Ra = 1.99 \times 10^4$ 그리고 Fig. 14는 $Ra = 2.13 \times 10^4$ 인 경우 비임表面의 局所 Nusselt 數를 $\theta = 90^\circ$, 45° 및 0° 에 대하여 比較하였다. 이들은 Fig. 11의 傾向과 類似하였으며, Rayleigh 數가 增加할수록 各表面의 Nusselt 數가 增加하였다.

Fig. 15는 Rayleigh 數에 대한 X_1 表面의 平均 Nusselt 數를 나타낸 것이다. $\theta = 0^\circ$ 일 때 가장 높은 값이며 $\theta = 90^\circ$ 일 때가 가장 낮는데 이는 $\theta = 90^\circ$ 인 경우 對流流動이 이 面과 斷熱壁의 干涉을 받기 때문이다. Fig. 16은 Rayleigh 數에 대한 Y表面의 平均 Nusselt 數를 나타낸 것이다. $\theta = 90^\circ$ 인 경우가 $\theta = 45^\circ$ 인 경우보다 약간 높게 나타났으며 $\theta = 0^\circ$ 에 比較하여 顯著히 높게 나타났다. 이는 $\theta = 90^\circ$ 인 경우 Y表面이 加熱된 流體속에 싸여있기 때문이다. Fig. 17은 Rayleigh 數에 대한 X_2 表面의 平均 Nusselt 數를 나타낸 것으로

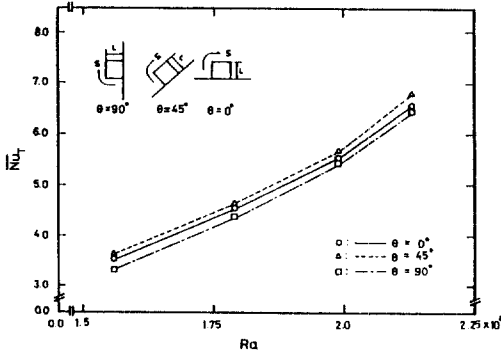


Fig. 18 Total mean Nusselt number vs. Rayleigh number

Fig. 15의 경우와 類似한 傾向을 보이나 全體적으로 볼 때 $\theta = 0^\circ$ 인 경우를 除外하고 X_1 表面보다 다소 낮은 分布를 나타내고 있다. 이는 下流쪽에서 流動의 停滯現象과 上昇流로 인하여 傳熱이 減少하기 때문이다. Fig. 18은 $\theta = 90^\circ, 45^\circ$ 및 0° 인 경우 Rayleigh 數 變化에 따른 全體平均 Nusselt 數를 나타내었다. 全體적으로 全體平均 Nusselt 數는 Rayleigh 數 增加에 따라 增加하였고 $\theta = 45^\circ$ 인 경우가 가장 높게, $\theta = 90^\circ$ 인 경우가 가장 낮게 나타났다. 이것은 $\theta = 90^\circ$ 인 경우 X_1 및 X_2 表面에서 直角코너 部分의 流動의 不安定 및 停滯現象 등이 심하여 自然對流 熱傳達到 障害要因이 되기 때문이다.

5. 結 論

定常 層流狀態에서 斷熱壁에 附着된 等溫 四角비임에서의 自然對流 熱傳達到 現象을 傾斜角 θ 와 Rayleigh 數를 變數로 하여 空氣中에서 實驗 考察한 結果는 다음과 같다.

(1) 斷熱壁 傾斜角 θ 를 變化시킴으로써 비임의 水平表面과 垂直表面에 의하여 形成되는 熱上昇流의 相互作用에 따라 서로 다른 溫度場과 流動場이 形成되었다.

(2) $\theta = 45^\circ$ 의 下流側 直角모서리를 除外한 $\theta = 0^\circ, 90^\circ$ 의 各 모서리 部分에서는 加熱된 上昇流의 相互作用으로 인하여 局所 Nusselt 數가 增加되었다.

(3) $\theta = 90^\circ$ 의 경우, Y 表面은 斷熱壁의 干

渉이 가장 적고 浮力驅動力이 제일 크게 作用하여 熱傳達到 最大가 되었다.

(4) $\theta = 0^\circ$ 의 경우, Y 表面은 Plume 下部에 位置하여 周圍 流體의 流入이 방해됨으로써 熱傳達到 最少가 되었다.

(5) Rayleigh 數 變化에 대한 全體平均 Nusselt 數는 $\theta = 45^\circ$ 일 때 最大이며 $\theta = 90^\circ$ 의 경우 最少로 되었다.

REFERENCES

1. W.W. Yousef, J.D. Tarasuk and W.J. Mckeen, "Free Convection Heat Transfer from Upward Facing Isothermal Horizontal Surfaces", J. of Heat Transfer, vol.104, pp.493-500, 1982.
2. T. Schulenberg, "Natural Convection Heat Transfer below Downward Facing Horizontal Surfaces", Int. J. Heat Mass Transfer, vol.28, No.2, pp.467-477, 1985.
3. J. Gryzagoridis, "Leading Edge Geometry Effect on Natural Convection from an Isothermal Vertical Plate", Letters in Heat & Mass Transfer, vol.5, pp.203-213, 1973.
4. S.C. Shin, K.S. Chang and S.S. Kim, "Natural Convection Heat Transfer Past an Outer Rectangular Corner", K.S.M.E., vol.9-5, pp.598-605, 1985.
5. C.J. Choi and K.S. Chang, "Separated Laminar Natrual Convection above a Horizontal Isothermal Square Cylinder", Int. Comm. Heat Mass Transfer, vol.13, pp.201-208, 1986.
6. E.R.G. Eckert and R.J. Goldstein, "Measurements in Heat Transfer", McGraw-Hill Book Co., pp.241-286, 1976.
7. J.P. Harnett and T.F. Irvine, "Advances in Heat Transfer", vol.6, pp.192-360, 1970.
8. W. Hauf and W. Grigull, "Advanced in Heat Transfer", vol.6, pp.133-396, 1970.