

< 論 文 >

# 四角리브를 갖는 傳熱面에 衝突하는 2次元 噴流의 熱傳達에 관한 研究

金 相 弼\* · 徐 正 閔\*\*

(1986年 9月 8日 接受)

## Heat Transfer of a Two-Dimensional Jet Impinging on the Wall with Transverse Repeated Ribs of Square Cross-Section

Sang Pil Kim and Jeong Yun Soo

**Key Words:** Impinging Air Jet(衝突噴流), Ribbed Plate(리브板), Stagnation Region(停滯領域), Flow-Visualizaion(流動의 可視化)

### Abstract

The purpose of this study is augmentation of heat transfer without additional power in the case of rectangular air jet which impinges vertically on the heating surface.

The experimental results are obtained heat transfer augmentation of a two-dimensional impinging jet using the surface roughness of transverse repeated-rib type. The integral average heat transfer coefficient of ribbed plate is about two times larger than that of flat plate. In order to supplement the information about the mechanism of heat transfer augmentation, the flow structure in the stagnation region is visually studied by using the smoke wire technique. The heat transfer augmentation is due to the effect of stretching of large scale vortex in the stagnation region.

### 記 號 說 明

- $B$  : 노즐 (nozzle)의 幅
- $e$  : 리브의 높이
- $H$  : 노즐-傳熱面間 距離
- $p$  : 리브의 피치 (pitch)
- $x$  : 停滯點으로부터의 距離
- $u_e$  : 노즐出口流速

$\bar{h} = \int_0^x h dx / \int_0^x dx$  : 平均 熱傳達係數

$\bar{Nu}_f = \bar{h}_f \cdot B / \lambda$  : 平板의 平均 Nusselt 數

$\bar{Nu}_r = \bar{h}_r \cdot B / \lambda$  : 리브板의 平均 Nusselt 數

### 1. 序 論

衝突噴流에 의한 熱 및 物質傳達效果는 대단히 크기 때문에 工業上 應用範圍가 대단히 넓다. 또한 衝突噴流系의 構成이 비교적 간단하기 때문에 加熱, 冷却,

\* 正會員, 東洋工業專門大學 機械科

\*\* 正會員, 仁荷大學校 工科學 機械工學科

乾燥 과정에서 그 傳熱特性을 利用한 例가 壓倒的으로 많다<sup>(1-3)</sup>.

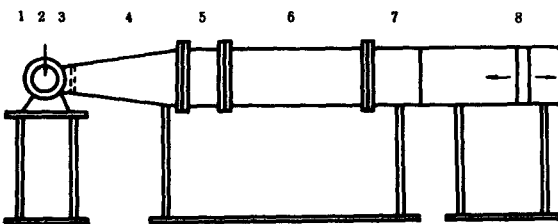
傳熱面上에서의 傳熱增進效果는 一般적으로 流體흐름의 旋回, 攪亂, 剝離, 再附着에 따라 變化한다. 이들을 變化시키는 方法으로는 傳熱面을 凹凸形으로 하거나<sup>(4,5)</sup> 傳熱面 前方에 多孔板, 로드群, 傾斜핀 등을 設置한다<sup>(6,7)</sup>.

本 研究는 2次元衝突噴流에서 四角리브(rib)를 갖는 凹凸形傳熱面에 대한 實驗에 관한 것이며, 리브의 높이( $e=5\text{mm}$ ) 일정하게 하고 리브의 피치( $p=25, 35, 50\text{mm}$ ) 變化, 노즐出口와 傳熱面間 距離( $H/B=1\sim 14$ ) 및 노즐出口流速( $u_e=12.30\sim 18.07\text{m/s}$ )의 變化에 따른 傳熱特性을 實驗的으로 究明하고 平板傳熱面의 경우와 比較檢討한다. 또한 스톱코와이어(smoke-wire)法으로 平板 및 리브板에서의 流體의 暴動을 可視化하여 傳熱機構의 定性的 特性을 檢討하는데 目的이 있다.

2. 實驗裝置 및 實驗方法

本 實驗에 使用한 實驗裝置의 概略圖는 Fig. 1, 座標系는 Fig. 2와 같다. 空氣는 送風機에 의해서 보내지며 流量은 넵퍼로 調節한다. 流路에는 鐵網과 허니콤(honeycomb)을 設置하여 空氣의 均一한 流動을 얻도록 하고 出口幅 50mm, 높이 500mm인 四角노즐(絞縮比 5 : 1인 sine 曲線)로 噴出하게 된다. 노즐出口에서 空氣의 平均流速 範圍는 12.30~18.07m/s이며 리브의 形狀은 Table 1과 같다.

傳熱面의 構成은 리브가 붙은 베크라이트板에 두께 0.03mm, 幅 10mm인 스테인리스강 箔板 3매를, 또 平板에서는 두께 0.03mm, 幅 20mm인 스테인리스강 箔板 15매를 각각 노즐中心에서 x方向으로 附着하고



- 1. Centrifugal blower
- 2. Flow rate control damper
- 3. Wire mesh
- 4. Diffuser
- 5. Honeycomb
- 6. Setting chamber
- 7. Nozzle
- 8. Target plate

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

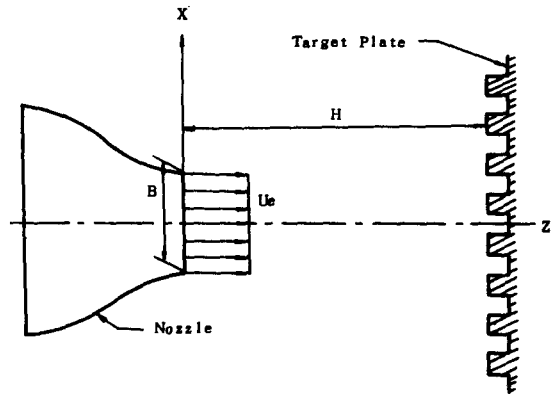
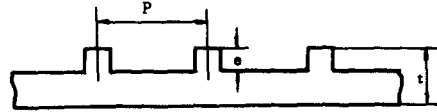


Fig. 2 Coordinate system (top view)

Table 1 Specification of ribbed plate

Plate No.	Thickness $t$ (mm)	Depth $e$ (mm)	Pitch $P$ (mm)	$P/e$	Materials
1	20	5	25	5	Bakelite
2	20	5	35	7	"
3	20	5	50	10	"



銅板으로 連結하여 自動電壓調整器와 슬라이더스를 使用하여 供給電壓을 調節하여 熱流束을 一定하게 유지하며 直接通電加熱하였다. 傳熱面 溫度는  $\phi 0.07\text{mm}$ 인

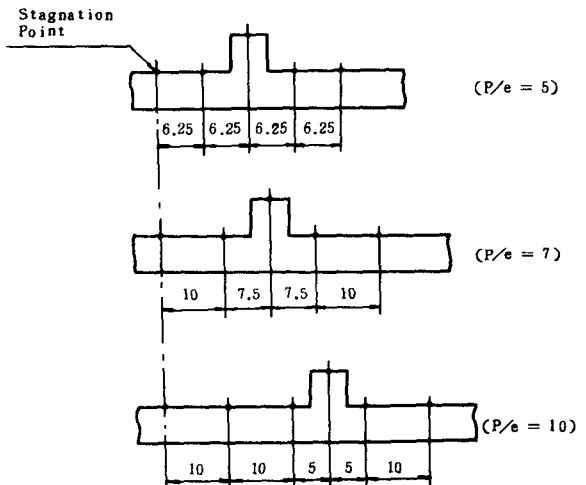


Fig. 3 Target plate for measuring temperature

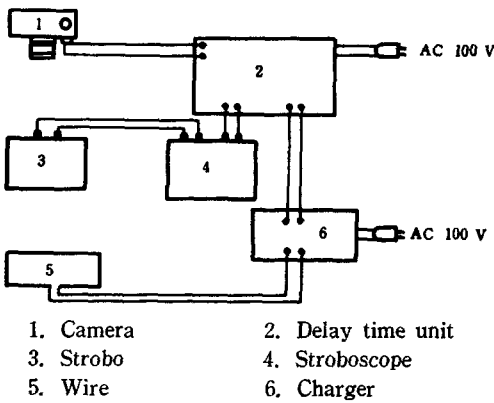


Fig. 4 Smoke wire system

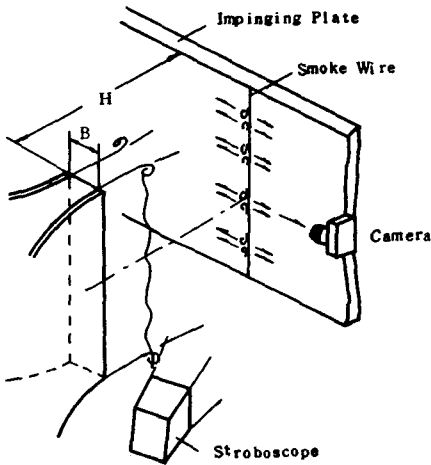


Fig. 5 Arrangement of smoke wire system

Cu-Co 熱電對를 스테인리스강 箔板 裏面に Fig. 3 과 같은 위치에 납땜하여 附着하고 리브板의 각 피치마다 반복 측정하였다. 이때 噴流의 中心은 리브板 凹部の

中央點과 항상 一致하도록 設置하였다. 베크라이프판 뒷쪽으로의 손실열량은 0.64% 이하 임으로 무시하였다.

스모크와이어법에 의한 流體 流動의 可視化 實驗裝 置의 系統圖는 Fig. 4, 配置圖는 Fig. 5 와 같다. 연기 發生은 流動 파라핀에 少量의 機械油를 混合하여 直徑 0.1mm 인 니크롬線에 꼴고루 칠하고 通電加熱한다. 撮影條件은 露出 5.6, 遲延時間 40ms 로 하고, 필름은 0. ASA 400 으로 고속카메라를 使用하여 撮影하였다.

3. 實驗結果 및 考察

本 實驗에서는 노즐에서의 噴流의 均一性을 調查하 기 위하여 衝突板 設置 예정 位置의 噴流中心에서 x 方向으로 自由噴流의 速度分布를 測定하였다. Fig. 6 은 0. x 方向의 速度分布를 나타내며 Z/B 에 따라 左右對稱 性を 나타내고 있다. 그리고 停滯線에서의 靜壓分布는 噴流中心에서 y 方向으로 4.5%의 작은 誤差範圍이므 0. 로 노즐로부터의 噴流는 2次元的 流動이 된다.

3.1 平板傳熱面에서의 熱傳達

Fig. 7 은 平板傳熱面에서 노즐의 各 出口流速에 대 한 停滯點에서의 Nusselt 數와 H/B 의 關係를 나타낸 7. 것이다. Nusselt 數는 H/B 의 增加에 따라 初期에는 7. 서서히 增加하지만 H/B=4 附近에서 增加率이 커지며 8. H/B=8~10 附近에서 最大值가 된다. 그 후 H/B 의 8. 增加와 함께 서서히 減少하는 傾向으로 나타나며 이러 9. 한 傾向은 軸對稱衝突噴流의 경우와도 類似하며<sup>(7)</sup>, 다 9. 른 研究結果에서도 類似한 傾向을 提示하고 있다<sup>(3, 6-10)</sup>. 10. 이러한 原因은 Fig. 17 에 보인 바와 같이 H/B=10 인 10. 경우가 H/B=6 인 10. 경우에 비하여 衝突面上에 噴流의 10. 方向과 反對方向으로 不規則的으로 發生하는 渦流의 10. 規模가 크며 빨리 擴散되고 있는데, 이는 傳熱面上的

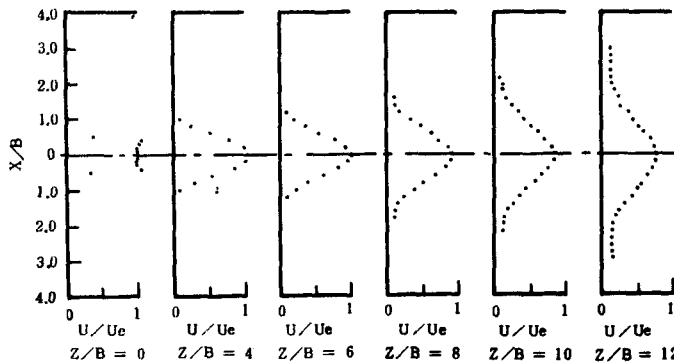


Fig. 6 X-directional variation of dimensionless velocity of a rectangular jet at different Z/B

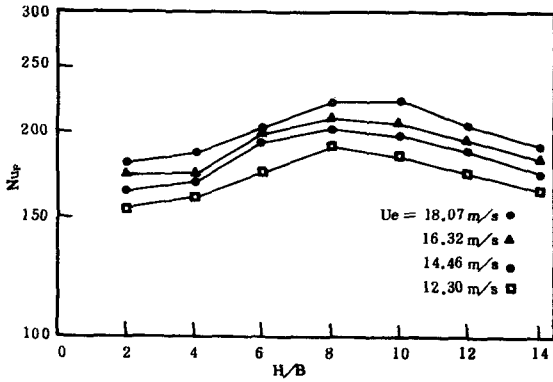


Fig. 7 Stagnation heat transfer coefficient on plates placed at various axial distance from nozzle exit

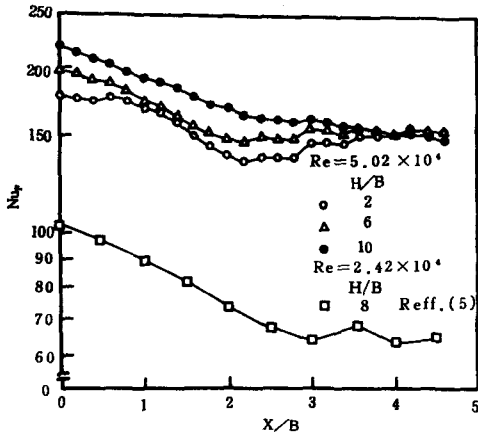


Fig. 8 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the flat plate

흐름을 旋回하거나 攪亂시켜서, 溫度境界層을 攪亂시키며 同時に 流體의 一部가 자리바꿈을 하므로서 Nusselt 數가 크게 나타나는 것으로 생각된다.

Fig. 8 은  $Re=5.02 \times 10^4$  에서 各  $H/B$  에 대한 Nusselt 數와  $x/B$  의 關係를 <sup>(6)</sup> 등의 研究結果와 比較하여 나타낸 것이다.  $H/B=2$  인 포텐셜 코어 (potential core) 領域에서는  $x/B$  가 커짐에 따라 Nusselt 數는 減少하다가 다시 增加하여  $x/B=0.6$  附近에서 頂點을 이루는데 이것은 噴流의 亂流도가 混合領域의 中心, 즉  $x=1/2B$  인 位置에서 가장 커지기 때문인 것으로 생각된다<sup>(6)</sup>. 그러나  $H/B>6$  일 때는  $x/B$  가 커짐에 따라 Nusselt 數는 서서히 減少한다.  $x/B=3$  인 位置에서는 모든  $H/B$  에 대하여 頂點을 갖는데, 이것은 壁面噴流에서의 噴流의 遷移性 때문이라고 생각된다<sup>(6)</sup>.

### 3.2 리브板 傳熱面에서의 熱傳達

衝突噴流에 의한 傳熱增進效果를 높이기 위하여 리브의 높이를 一定하게 하고 피치를 變化시킨 3種 ( $p=25, 35, 50\text{mm}$ )의 리브板에서의 局部熱傳達係數의 測定結果를 平板의 경우와 比較하여 나타내면 Fig. 9, 10, 11 과 같다. 어느 경우에서도 停滯點의 位置는 리브와 리브間 凹部底面의 中央이 된다. 各 그림에서 熱傳達係數는 上下로 크게 變하고 있지만  $x/B<0.5\sim 0.6$  에서는  $x/B>1.0$  에 비하여 熱傳達係數가 相對的으로 낮아지고 있다. 이와 같은 이유는  $x/B<0.5\sim 0.6$  인 領域에서는 噴流의 흐름의 減速과 더불어 리브에 의한 흐름의 阻害가 가장 커서 흐름의 停滯現象을 招來하기 때문이라고 생각된다. 그러나 리브板에서도 停滯點 附近에서의 熱傳達係數는  $H/B$  가 커짐에 따라 增加되고

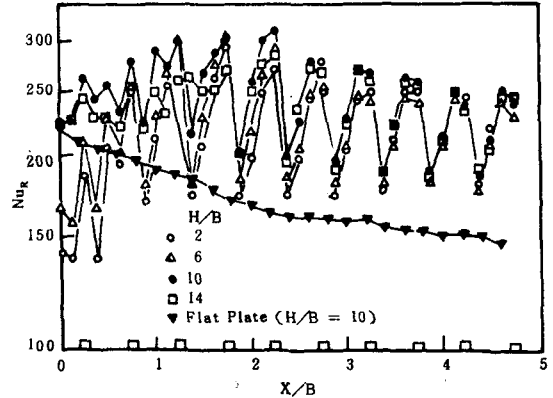


Fig. 9 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the ribbed plate ( $U_e=18.07\text{m/s}$ ,  $P/e=5$ )

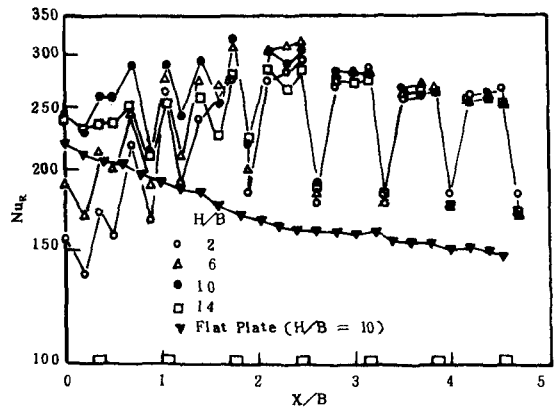


Fig. 10 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the ribbed plate ( $U_e=18.07\text{m/s}$ ,  $P/e=7$ )

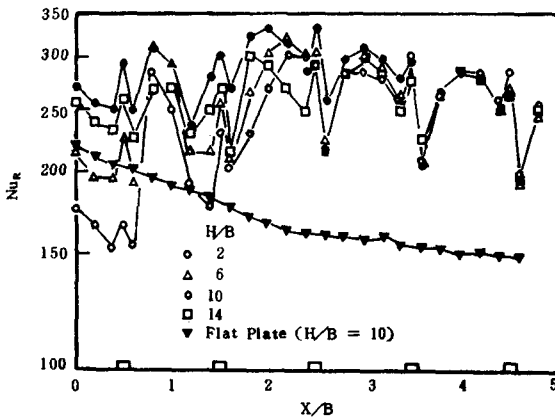


Fig. 11 X-directional distribution of heat transfer coefficient for the ribbed plate ( $U_c=18.07\text{m/s}$ ,  $P/e=10$ )

있으며, 이것은平板의 경우와類似한데 그것은平板의停滯點의熱傳達에서言及한바와같이리브의길이方向으로發生하는渦流의影響때문으로생각된다.

Fig. 9에나타낸 $P/e=5$ 인경우,停滯點에서첫번째리브까지熱傳達係數는모든 $H/B$ 에서減少하며 $x/B < 0.4$ 에서最小值가된후 $x/B \approx 1.1$ 附近까지不規則하게變化한다. $x/B < 1.1$ 이되면각 $H/B$ 에대한熱傳達係數의差는작아진다.리브와리브間에서의熱傳達係數의變化는리브左側部底面에서는높고右側部底面에서는낮으며거의周期的인變化가反復된다.이와같은原인은渦流와剝離現象때문이라고생각된다.또 $x/B$ 가큰下流域에서는熱傳達係數의減少率이平板의경우에비하여작다.이러한結果는下流域에서는渦流의影響보다도리브에의한剝離의效果가월등하게크기때문이라고생각된다<sup>(5,11)</sup>.

Fig. 10은 $P/e=7$ 인리브板에서의熱傳達係數의分布를나타낸것으로서, $P/e=5$ 인경우에비하면리브와리브間에있어서의熱傳達係數는平坦한分布로나타난다.

Fig. 11은 $P/e=10$ 인리브板에서의熱傳達係數의分布로서停滯點에서첫번째리브까지는 $P/e=5,7$ 인경우와類似한傾向을갖지만그이후부터는리브와리브間의底面中央부와리브의頂上面에서높은熱傳達係數가얻어진다.이와같은現象은2번째리브以後부터더욱確實하게周期的으로나타나고있다.그原인은 $x/e=6\sim 8$ 인位置에서再附着點이形成되며<sup>(12)</sup>리브의左側底面에서의剝離現象때문이라고생각된다.또 $H/B$ 의變化에따른影響은 $P/e=5,7$ 인경우와

마찬가지로 $x/B < 2$ 인範圍에서는 $H/B$ 의影響을크게받지만 $x/B > 2$ 인範圍에서는 $H/B$ 에의한熱傳達係數의差는작아진다.

Fig. 12, 13, 14는停滯點에서부터距離 $x$ 까지의平均熱傳達係數를 $\bar{h} = \int_0^x h dx / \int_0^x dx$ 로定義하여리브板의平均熱傳達係數를平板의그값과함께표시한것이다. 전반적인경향으로는 $x/B$ 가增加함에따라리브板의平均熱傳達係數는平板에서의平均熱傳達係數의減少率이큰領域에서增加하고있다.또한 $H/B$ 가커짐에따라平均熱傳達係數도增加하며 $H/B=10$ 에서最大가되는데그이상에서는다시감소하면서下流域으로갈수록 $H/B$ 에따른熱傳達係數의差는작아지고있다.

Fig. 15는 $U_c=18.07\text{m/s}$ , $H/B=10$ 에서각 $P/e$ 에대한리브板의平均熱傳達係數를平板인경우와比較

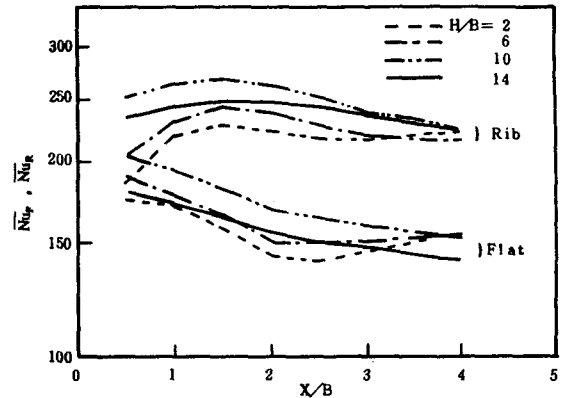


Fig. 12 Average heat transfer distribution in X-direction by the integration ( $U_c=18.07\text{m/s}$ ,  $P/e=5$ )

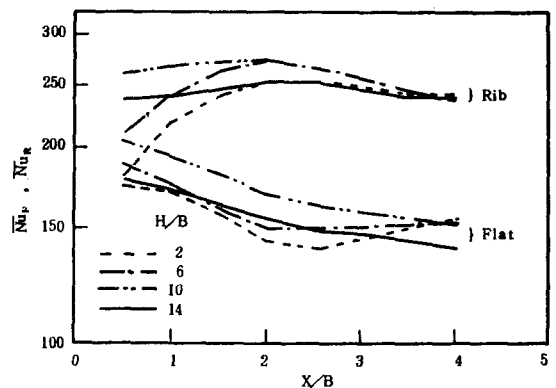


Fig. 13 Average heat transfer distribution in X-direction by the integration ( $U_c=18.07\text{m/s}$ ,  $P/e=7$ )

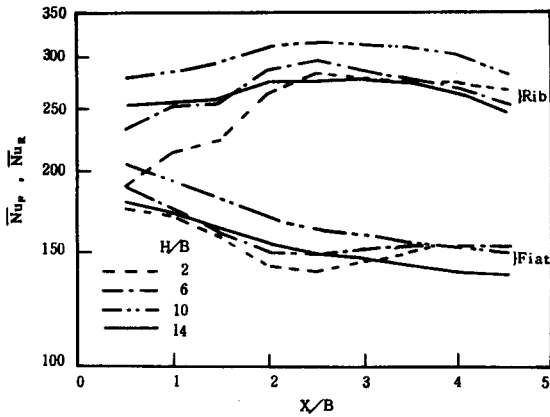


Fig. 14 Average heat transfer distribution in X-direction by the integration ( $U_s=18.07\text{m/s}$ ,  $P/e=10$ )

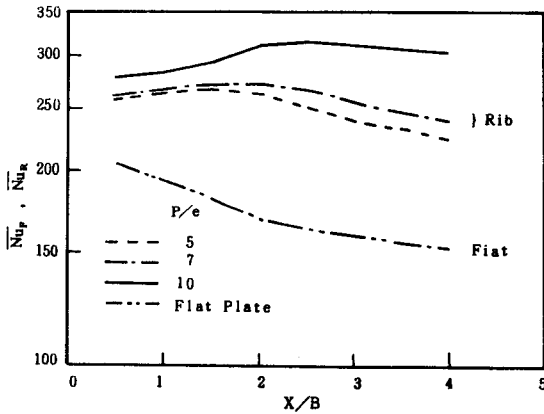


Fig. 15 X-directional variation of average heat transfer coefficient at different ribbed plate ( $U_s=18.07\text{m/s}$ ,  $H/B=10$ )

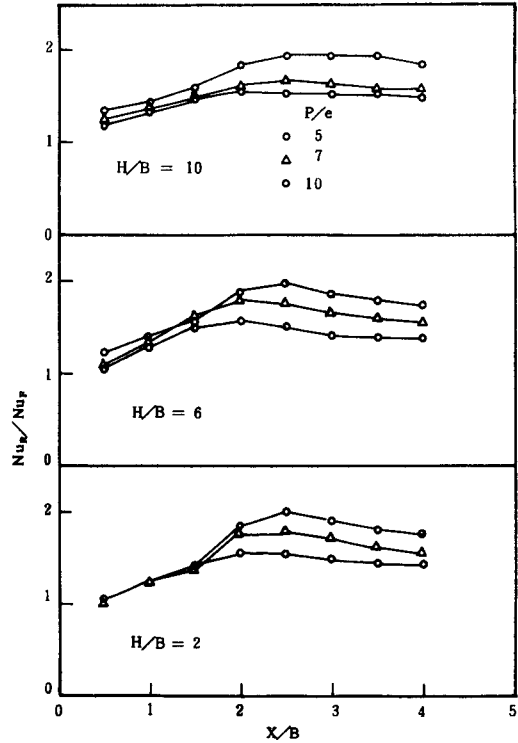


Fig. 16 Comparison with average heat transfer coefficient on the flat plate and each ribbed plate

本 實驗範圍에서 平板과 같은 크기의 리브板에 대한 平均熱傳增進率은  $P/e=5$ 에서 1.45 배,  $P/e=7$ 에서 1.56 배,  $P/e=10$ 에서 1.68 배가 된다. 여기서 리브板의 傳熱面積擴大率을 고려하면  $P/e=10$ 에서는 2.02 배의 傳熱增進率을 얻을 수 있다.

한 것이다. 리브의 피치가 커질수록 平均熱傳達係數는 큰 값이 되며 增加 範圍도 넓어지고 있다. 이와 같은 原因은 局所熱傳達係數에서 言及한 바와 같이  $P/e < 7$ 에서는 剝離에 의한 熱傳達增進效果가 있으나,  $P/e=10$ 에서는 剝離現象外에 再附着에 의한 熱傳達增進效果가 있기 때문이라고 생각된다.

Fig. 16은 각  $H/B$ 에 대하여  $P/e$ 를 媒介變數로 하여 리브板과 平板의 平均熱傳達係數의 比를  $x/B$ 에 따라 比較한 것이다.  $x/B < 1.5$ 에서는 각  $P/e$ 에 대하여 傳熱增進比率의 差異는 적지만  $x/B > 1.5$ 에서는 리브의 피치에 대한 影響으로 傳熱增進比率의 差異가 커진다. 각  $H/B$ 에 대하여  $P/e=10$ ,  $x/B=2\sim 2.5$ 인 경우 가장 높은 傳熱增進效果가 나타나고 있다.

### 3.3 流體流動의 可視化

Fig. 17은  $Re_B=1.84 \times 10^4$ ,  $H/B=6, 10$ 인 경우 스토크 와이어법에 의한 平板上的 衝突領域에서 衝突噴流의 流動機構를 可視化한 寫眞이다. 平板上的 衝突領域에서는 衝突噴流의 흐름과 反對方向으로 渦流가 不規則的으로 發生하고 있으며  $H/B=10$ 의 경우가  $H/B=6$ 에 비하여 渦流의 規模가 크고 흐름의 攪亂이 심하다는 것을 알 수 있다. 이와 같은 現象으로부터 Fig. 7, 8에서  $H/B$ 가 커짐에 따라 熱傳達係數가 增加하여  $H/B=8\sim 10$ 에서 最大가 되는 原因을 確認할 수 있다.

Fig. 18은 3種( $p=25, 35, 50\text{mm}$ )의 리브板에서  $H/B=10$ 인 경우 衝突領域에서 衝突噴流의 流動機構를 可

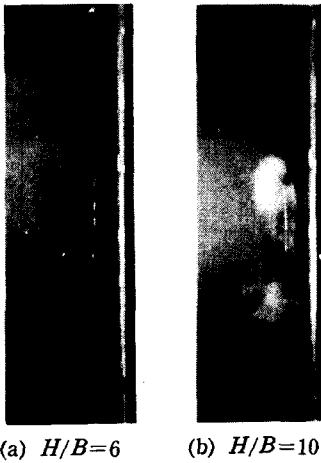


Fig. 17 Flow-visualization in stagnation region of flat plate

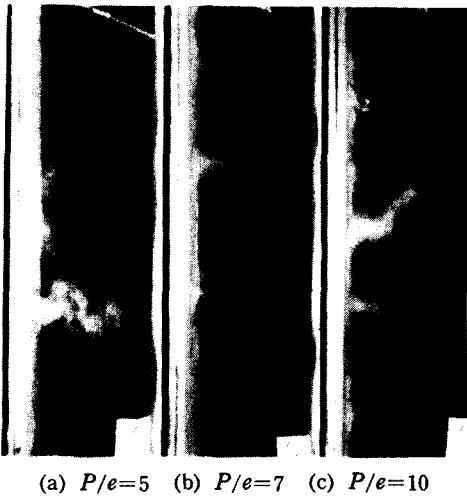


Fig. 18 Flow-visualization in stagnation region of ribbed plate ( $H/B=10$ )

視化한 寫眞이다. 리브板에서도 平板과 마찬가지로 不規則的인 渦流가 發生되고 있다. 각 리브에 의한 渦流의 規模에는 큰 차이를 보이지 않지만 피치가 커짐에 따라 흐름의 攪亂이 심해지고 있는데 이는 Fig. 15, 16과 같이  $P/e=10$  일 때의 傳熱增進效果가  $P/e=5, 7$  일 때 보다 良好하다는 것을 確認할 수 있다. 또한 Fig. 17(b)와 Fig. 18을 比較하면 리브板에서의 渦流의 規模가 平板보다 크며 흐름의 攪亂도 强하다. 이와 같은 現象이 리브板의 傳熱增進效果를 주는 要因중의 하나라고 생각된다.

#### 4. 結 論

本 研究는 2次元衝突噴流에서 傳熱增進을 目的으로 四角리브를 갖는 傳熱面( $P/e=5, 7, 10$ )과 平板傳熱面에 대하여 노즐出口와 傳熱面間거리 ( $H/B=1\sim 14$ ) 및 노즐出口流速 ( $U_0=12.30\sim 18.07\text{m/s}$ )를 變數로 하여 實驗을 하고 流體의 舉動을 可視化한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

- (1) 리브板傳熱面에서는 平板傳熱面에서 熱傳達係數가 減少하는 領域에서도 높은 熱傳達係數를 얻을 수 있다.
- (2) 리브의 피치가 작으면 리브의 頂上面에서 가장 큰 熱傳達係數가 나타나며, 리브의 피치가 크면 리브와 리브間底面에서 가장 큰 熱傳達係數가 나타난다.
- (3) 衝突噴流에서 衝突面의 衝突領域에서는 噴流의 흐름과 反對方向의 渦流가 不規則的으로 發生한다.
- (4) 渦流의 規模는  $H/B=10$ 에서 가장 커지며, 渦流의 擴散도 强하게 되며, 리브板의 경우가 平板의 경우보다 渦流의 擴散이 더욱 强하게 된다.
- (5) 리브板의 경우 傳熱面積擴大率을 고려하면 平板보다 약 2倍의 傳熱增進效果를 얻을 수 있다.

#### 參 考 文 獻

- (1) Kercher, D.M. and Tabakoff, W. "Heat Transfer by a Square Array of Round Air Jets Impinging Perpendicular to a Flat Surface Including the Effect of Spent Air", J. of Eng. for Power, Trans. ASME, Vol. 92, No. 1, pp. 73~82, 1970
- (2) R.J. Goldstein and A.I. Behbahani, "Impingement of a Circular Jet with and without Cross Flow", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 9, pp. 1377~1382, 1982
- (3) C.J. Hoogendoorn, "The Effect of Turbulence on Heat Transfer at a Stagnation Point", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 20, pp. 1333~1338, 1977
- (4) 車指永, 平田 賢, "衝突噴流熱傳達の增進技術に関する研究(第六報)", 日本機械學會講演論文集, No. 830-13, pp. 90~92, 1983
- (5) 車指永, 平田 賢, "大規模粗さを有する平板に衝突する二次元噴流の構造", 流れの可視化, Vol. 4, No. 14, pp. 77~82, 1984
- (6) M.M. Ali Khan, "Heat Transfer Augmentation in

- Impinging Jet System”, Ph. D. Thesis, University of Tokyo, 1980
- (7) 李寬錫, 金相弼, 徐正閔, “衝突空氣噴流에 의한 平板上에서의 熱傳達에 관한 實驗的 研究”, 仁荷大學校 産業科學技術研究所論文集, 第14輯, pp. 67~74, 1986
- (8) R. Gardon and J.C. Akfirat, “The Role of Turbulence in Determining the Heat Transfer Characteristics of Impinging Jets”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 8, pp. 1261~1272, 1965
- (9) R. Gardon and J.C. Akfirat, “Heat Transfer Characteristics of Impinging Two-Dimensional Air Jets”, J. of Heat Transfer, Tran. ASME, pp. 101~108, 1966
- (10) 仲戶川 哲人, “衝突噴流의 熱傳達에 관한 研究”, 東京大學 博士學位論文, 1971
- (11) 車指永, 平田 賢, “矩形粗さを有する平板に衝突する二次元噴流의 構造”, 流れの可視化, Vol. 3, No. 10, pp. 151~156, 1983
- (12) R.L. Webb, E.R.G. Eckert and R.J. Goldstein, “Heat Transfer and Friction in with Repeated-Rib Roughness”, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 14, pp. 601~617, 1971