

衝突噴流系에서 亂流促進體에 의한 放熱效果에 관한 研究

An Experimental Study on the Cooling Effect by a Turbulence Promoter in Impinging Air Jet System

李 龍 和*, 徐 正 閔**
Y. H. Lee, J. Y. Seo

air jet

Key Words : Impinging Air Jet (衝突空氣噴流), Turbulence Promoter (亂流促進體), Clearance(間隙), Heat Transfer Enhancement (熱傳達增進)

ABSTRACT

The purpose of this study was to investigate the enhancement of heat transfer without additional external power in the case of rectangular air jet impinging vertically on the flat heating surface. In an attempt to enhance the heat transfer rate in two-dimensional impinging jet, the technique used in the present study was placement of square rod bundles as a turbulence promoter in front of the heat transfer surface. The effects of the clearance between the flat plate and square rod, and the nozzle exit velocity on the heat transfer characteristics have been investigated experimentally.

The results obtained through this study were summarized as follows. High heat transfer enhancement was achieved by means of flow acceleration and thinning of boundary layer by inserting rods in front of the heating flat plate. The smaller the clearance between rod and heating plate was, the larger heat transfer effect became. Average Nusselt number reached maximum at $Re=5.76 \times 10^4$ and $C=1\text{mm}$ and the enhancement rate of heat transfer became maximum at this condition with the enhancement ratio as high as about 1.427 when normalized by the flat plate value. The correlating equation of average Nusselt number and Reynolds number was obtained, which is

$$Nu_o = 1.324 \cdot Re^{0.459} \cdot (C/A)^{-0.034}$$

기 호 설 명

A	: 正4角rod의 한 변의 길이 [mm]	h	: 熱傳達 係數 [W/m ² · °C]
A _s	: 傳熱面積 [m ²]	H	: 노즐-衝突板間 距離 [mm]
B	: 노즐 幅 [mm]	I	: 電流 [Ampere]
C	: 平板과 Rod 사이의 間隙 [mm]	k	: 熱傳達率 [W/m · °C]
		L	: 노즐의 높이 [mm]
		Nu	: 局部 Nusselt 數

* 柳韓專門大學 建築設備科

** 仁荷大學校 機械工學科

- Nuf : Rod없는 平板에서의 局部 Nusselt 數
- Nuo : 平均 Nusselt 數
- P : 正4角rod 피치[mm]
- Re : Reynolds 數
- T_w : 傳熱面上的 局部溫度 [°C]
- T : 노즐 出口에서의 空氣溫度 [°C]
- X : 停滯點으로부터의 거리 [mm]
- U_e : 노즐 出口 流速 [m/s]
- V : 電壓 [Volt]
- ν : 動粘性係數 [m²/s]
- q : 熱流束 [W/m²]

1. 서 론

單相強制對流 熱傳達 中에서 衝突噴流를 利用한 方法은 傳熱面上的 停滯點에서 發生하는 渦流(large-scale eddy)에 의해 높은 熱 및 物質 傳達 效果를 얻을 수 있기 때문에¹⁾ 各種 乾燥, 冷却裝置등에 널리 使用되어 왔으며^{2,3)}, 近年에는 電子部品の 冷却⁴⁾에 利用하므로써 裝置의 小型化를 圖謀하고 있다.

衝突噴流系에서 放熱效果에 의한 機器의 小型化를 이룩하기 위해서는 動力의 增加없이 受動的인 方法으로 熱傳達을 增進시키는 수 밖에 없으며, 일반적으로 이 方法에는 傳熱面 表面의 加工, 突起物 設置등, 소위 亂流促進體(turbulence promoter)를 設置하는 方法등을 들 수 있다.⁵⁾ 특히 衝突噴流系에서 이와 같은 方法으로 전 열증진을 도모한 研究로는 Ali Khan⁶⁾, Seo⁷⁾ 등의 研究가 있다.

그런데 亂流促進體를 傳熱面に 直接 接觸시키지 않고 傳熱面으로부터 間隙을 두고 設置하면 亂流促進體와 傳熱面間의 흐름의 加速化와 境界層의 薄膜效果 및 流體의 交換作用에 의해 熱傳達係數의 向上이 期待된다.^{8, 9, 10)}

본 研究에서는 亂流促進體에 의한 傳熱增進를 圖謀하기 위하여 2次元 衝突噴流系에서 正4角 rod를 傳熱面 前方에 間隙을 두고 設置하여 間隙變化에 따른 熱傳達 特性을 통해서 熱機器의 小型化에 대해 研究 檢討하고자 한다.

즉, 2次元 衝突噴流系에서 노즐-電熱面間 距離는 固定하고 平板傳熱面 前方에는 한 변이

4mm인 正4角rod를 피치(p=50mm)를 一定하게 하여 傳熱面과 rod間의 間隙을 各各 C=1, 2, 4, 6, 8mm로 變化시키면서 노즐出口 流速變化에 따른 傳熱特性을 糾明하여, 平板의 경우와 比較하고 正4角rod群의 最適設置 條件을 밝히고자 한다.

2. 實驗裝置 및 實驗方法

衝突噴流系의 概略圖를 Fig. 1에 나타내었다. 空氣는 送風機 ①에 의해 보내지며, 流量은 댐퍼 ②로 調節한다. 均一한 流動을 얻기 위하여 流路에는 鐵鋼 ③과 하니콤 ⑤를 設置하였으며, 4角노즐(出口幅 50mm, 絞縮比 15:1인 Sine 曲線)을 통해 平均流速 2, 8, 14, 18m/s로 各各 噴出し켰으며, 이 때 Reynolds 數(Re=U_e · B/ν)의 範圍는 0.64×10⁴~5.76×10⁴이다.

노즐에서 噴出된 噴流는 노즐出口로부터 100 mm(H/B=2)인 위치에 설치한 衝突板(平板傳熱面) ⑨와 衝突하게 되며, 噴流가 2次元이 되도록 噴出後의 流路 上下面에 平行板을 設置하였다. 平板傳熱面 前方에는 正4角Rod群 ⑧을 設置하였다. 한편 實驗에 使用한 4角 노즐에서 噴流의 初期 亂流強盜는 0.9%, potential core의 倍置는 약 H/B=5로 나타났으며, 4角 노즐의 2次元性에 대해서는 이미 實驗의으로 확인하였다.¹¹⁾

Fig. 2는 平板傳熱面 前方에 正4角Rod群을 設置한 경우를 나타낸 것이다. 여기서 B는 노즐 幅(B=50mm), L은 노즐의 높이(L=500mm)를

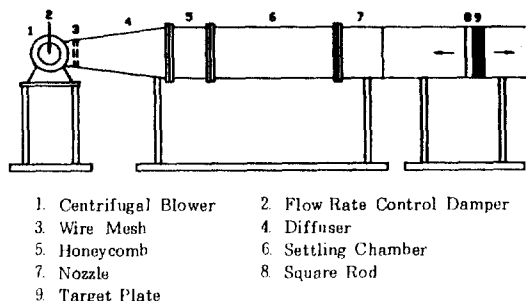


Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

나타낸다. H는 노즐 出口로부터 衝突板 까지의 距離를 나타내며, 無次元 距離로서는 H/B를 使用하였다. 平板上에서의 座標는 노즐 幅 方向을 X로 하고 停滯點으로부터의 노즐 幅 方向의 距離는 無次元距離(X/B)로 취했다. 또한 A는 正 4角 로드의 한 변의 길이, P는 로드 피치, C는 로드와 傳熱面間 間隙을 나타낸다. 로드는 銅 棒으로 만들었으며, 噴流의 中心은 傳熱面 中央部에 있는 로드와 로드 사이의 中心線과 항상 一致하도록 하고, 로드는 노즐 幅 方向으로 設 置하였다.

본 연구에서는 길이가 490mm, 한변의 길이가 4mm인 正4角로드 10개를 p=50mm로 고정하고, C를 각각 1, 2, 4, 6, 8mm로 변화시켜 實驗하였다.

Fig. 3은 傳熱面裝置를 나타낸 것이다. 衝突板은 두께 20mm의 Bakelite板(500×500mm)으로 하였으며, 이 위에 두께 0.03mm인 스테인레스 鋼箔板(10×500mm) 3枚를 y방향으로 중앙으로부터 X方向으로 附着하고 銅板으로 直列連結하여 傳熱面을 구성하였다. 또한, 自動電壓調整器와 슬라이다스를 使用하여 供給電壓을 調節하여 熱流束($q = I \cdot V / A_s$)을 $1000W/m^2$ 으로 一定하게 유지하는 直接通電 加熱法을 採用하였다. 여기서 傳熱面積(A_s)은 $0.015m^2$ 이며, 熱流束의 不確定性(uncertainty)은 4% 未滿이었다. 傳熱面의 溫度測定은 0.07mm인 C-C 熱電對를 停滯點으로부터 5mm 間隔으로 스테인레스 箔板의 裏面에 溶着하고 Data Logger에 連結하여 各點마다 1분간격으로 10회에 걸쳐 反復測定한 것의 平均値를 취하였으며, 測定溫度의 平均値를 취하므로써 생기는 不確定性은 1% 未滿이었다. 이때 노즐出口의 噴流溫度와 電熱面의 온도차는 15℃미만, 또한 노즐出口의 噴流溫度와 室內空氣溫度와의 差는 0.5℃미만이었으며, Bakelite板의 熱傳導率은 $0.262W/m^{\circ}C$ 로 작기때문에 衝突板을 통한 熱損失은 무시하였다.

熱傳達係數(h), 局部Nusselt數(Nu), 平均Nusselt數(\bar{Nu}_0)는 각각 다음과 같이 계산하였다.

$$h = q / (T_w - T)$$

$$Nu = h \cdot B / k$$

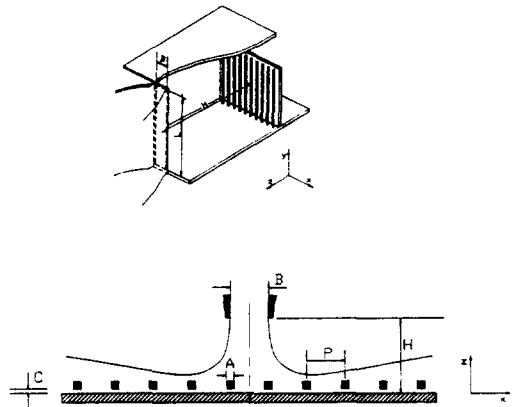


Fig.2 Coordinate system

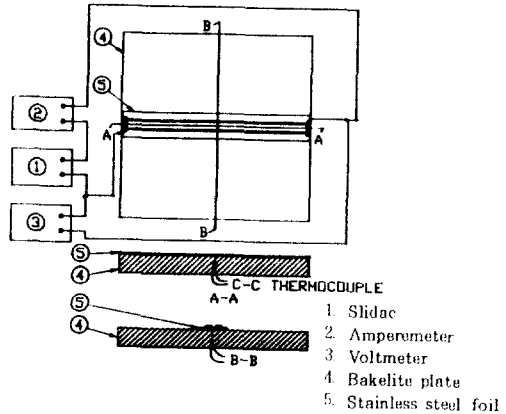


Fig.3 Detail of heating apparatus.

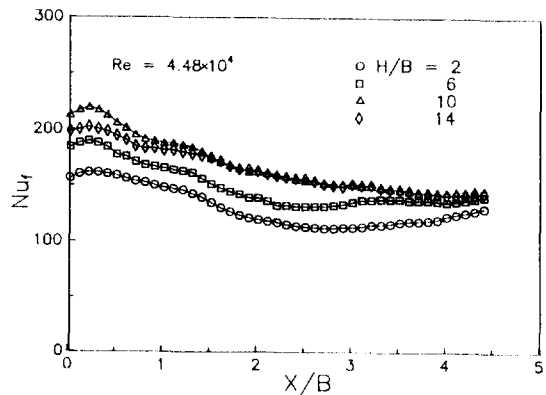


Fig.4 Distribution of local Nusselt number along the flat plate without square rods at various impinging distance.

$$\overline{Nu_0} = \int_{X=0}^{X=4B} Nu \cdot dx / \int_{X=0}^{X=4B} dx$$

여기서 T_w 는 傳熱面의 溫度, T 는 노즐出口에서의 噴流溫度이다.

3. 實驗結果 및 考察

Fig. 4는 $Re=4.48 \times 10^4$ 인 경우, 노즐-傳熱面間距離(H/B)를 파라미터로 하여 停滯點($X/B=0$)으로부터의距離(X/B)變化에 따른 局部 Nusselt數의 變化를 나타낸 線圖이다.

局部熱傳達係數 分布를 보면 $H/B=10$ 인 條件에서 Nusselt數가 最大가 되며 噴流의 potential core 領域인 $H/B=2$ 에서 가장 작게 나타난다. $H/B=10$ 인 條件에서 熱傳達係數가 最大가 되는 것은 噴流와 周圍 停止流體와의 剪斷作用으로 일어나는 噴流中心의 亂流中心의 亂流強度를 增加(즉, 渦流(large eddy)의 生成)시켜 傳熱面에 衝突하기 때문에 熱傳達係數가 最大가 된다.¹⁾ 그리고 $H/B=2$ 인 條件에서는 停滯點上의 流體가 노즐出口의 亂流強度를 거의 그대로 유지하여 $H/B=10$ 의 경우와 같이 渦流의 生成이 크지 못하기 때문이다.

Fig. 5는 傳熱面이 potential core 領域內에 設置되는 $H/B=2$ 인 경우의 Reynolds數 變化에 따른 熱傳達係數의 分布를 나타낸 것이다.

$Re=5.76 \times 10^4$ 인 條件에서 壁面噴流의 熱傳達特性을 보면 $X/B=3$ 의 近傍에서 熱傳達係數의 再上昇 現象이 나타나는데, 이것은 노즐 出口에서 生成된 小規模의 渦流가 점차 成長하여 壁面噴流領域에서 大規模의 渦流가 되어 傳熱面에서의 境界層을 攪亂시키기 때문이라고 생각되며, 이러한 現象은 Reynolds數가 낮아지면 점차 減少하여, $Re=0.64 \times 10^4$ 의 경우에서는 熱傳達係數의 再上昇 現象은 나타나지 않는다. 이것은 流速의 減少로 인해 傳熱面近傍의 攪亂效果가 작아지기 때문이며, 熱傳達係數의 降下 現象도 크게 나타나고 있지는 않지만 停滯點보다는 熱傳達係數가 작게 나타나고 있다.

만일 $H/B=2$ 인 條件에서 傳熱增進이 이루어진다면, 衝突噴流에 의한 冷却系의 小型化를

기대할 수 있을 것으로 생각된다. 따라서 傳熱增進을 위한 技術의 하나로 本實驗과 같이 平板傳熱面前方에 正4角로드群을 設置하여 이때의 傳熱增進效果를 考察해 보기로 한다.

Fig. 6~Fig. 9는 로드와 傳熱面間에 間隙($C=1, 2, 4, 6, 8$ mm)을 두고 設置 할때의 平板에서의 局部熱傳達係數分布를 로드를 設置하지 않은 平板에서의 경우와 비교하여 나타낸 것이다.

Fig. 6은 Reynolds數가 5.76×10^4 인 경우, 平板傳熱面前方에 間隙을 두고 設置하므로써 停滯點近傍을 제외한 全 領域에서 로드가 없는 平板傳熱面의 경우보다 局部熱傳達係數가 크게

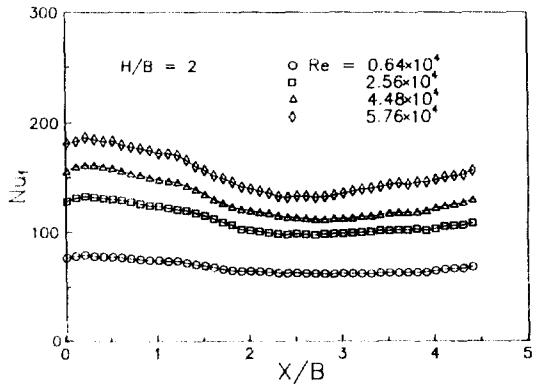


Fig.5 Distribution of local Nusselt number along the flat plate without square rods at various Reynolds number.

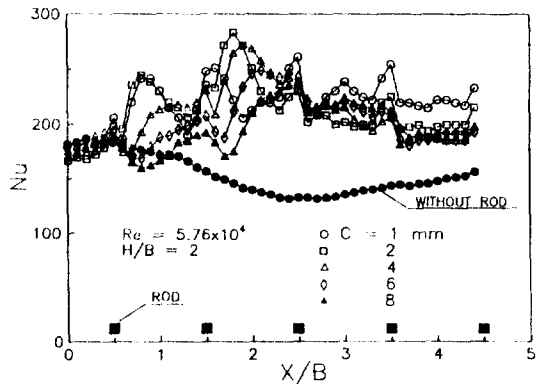


Fig.6 Distribution of local Nusselt number along the flat plate with square rods at various clearance($Re=5.76 \times 10^4$).

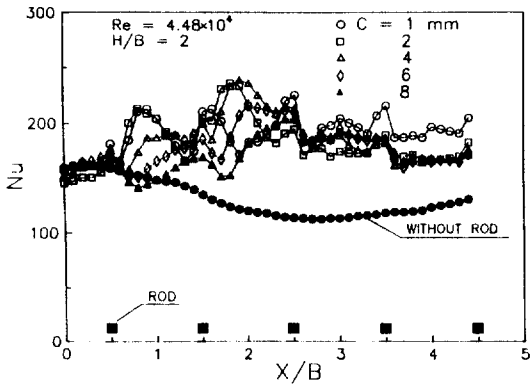


Fig. 7 Distribution of local Nusselt number along the flat plate with square rods at various clearance ($Re = 4.48 \times 10^4$).

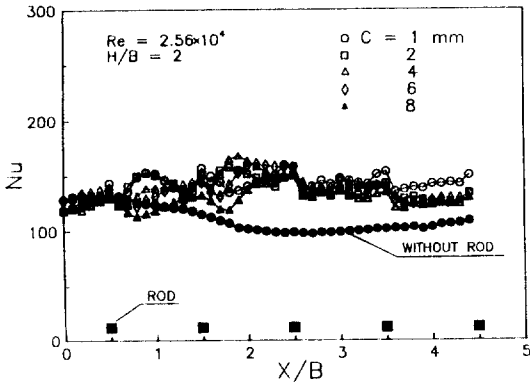


Fig. 8 Distribution of local Nusselt number along the flat plate with square rods at various clearance ($Re = 2.56 \times 10^4$).

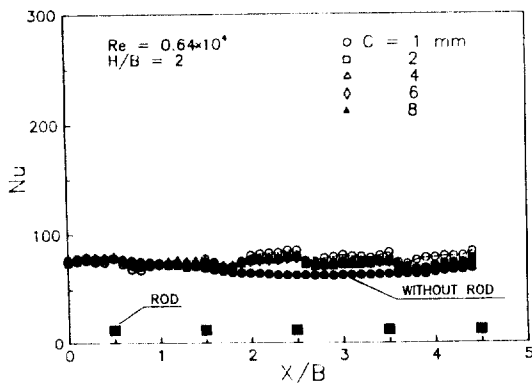


Fig. 9 Distribution of local Nusselt number along the flat plate with square rods at various clearance ($Re = 0.64 \times 10^4$).

나타나고 있다. 즉, $X/B < 0.5$ 인 영역에서의 局所 熱傳達係數는 로드의 設置와는 관계없이 平板과 거의 동일한 값을 갖지만 $X/B \geq 0.5$ 인 영역에서는 全般的으로 熱傳達係數가 增加하고 있다. 그런데 停滯點附近에서 로드 設置에 따른 熱傳達效果가 나타나지 않는 것은 로드 設置로 인해 생기는 흐름의 停滯效果 때문이라고 생각 되는데, 間隙이 점차 增加하면 로드-傳熱面 사이의 공기의 유동이 유발하게 되므로 흐름의 停滯效果는 減少하게 되어 결국 熱傳達係數는 로드가 없는 平板의 경우까지 회복되게 된다.

$X/B \geq 0.5$ 인 영역에서는 로드 直下點에서 熱傳達係數의 第 1極大值가 나타나고 로드 直前에서 第 1極小值, 로드 直後에서 第 1極小值, 그리고 인접한 두 개의 로드 사이에서는 第 2極大值가 나타나고 있다. 이와 같은 極大值와 極小值가 모든 로드 사이에서 주기적으로 反復되며 로드 直下點에서의 熱傳達係數(第 1極大值)는 停滯點으로부터 두 번째의 로드 設置位置부터 크게 增加하는데, 最大가 되는 것은 間隙이 가장 좁은 $C = 1$ mm에서 일어남을 알 수 있으며, 間隙이 增加할 수록 熱傳達係數는 점차 減少하고 있다.

여기서 熱傳達係數의 第 1極大值 存在는 平板傳熱面과 로드 사이의 流路를 通過하는 流體의 加速에 의한 效果라고 생각된다. 그리고 停滯點으로부터 첫 번째 로드가 設置된 곳에서는 흐름의 加速效果가 그다지 크게 나타나고 있지 않는데, 이것은 噴流의 方向變化(衝突領域에서 壁面噴流로의 移行)가 완전히 이루어지지 않았기 때문이라고 생각된다.

또한, 로드 直前·後에서의 熱傳達係數의 降下는 流體가 平板에서 剝離하기 때문이며, 두 개의 로드 사이에서 熱傳達係數의 極大值가 나타나는 것은 로드위를 타고 넘은 自由流線에 의한 境界層의 薄膜效果가 있기 때문이라고 생각되는데 이 效果에 의한 熱傳達係數의 極大值의 위치는 間隙이 增加할수록 로드로부터 떨어진 位置에서 나타나고 있다.⁹⁾

Fig. 7~Fig. 9에서도 Fig. 6의 경우와 마찬가지로 同一한 傾向을 나타내지만, Reynolds數가

점차 減少함에 따라, 특히 $Re=0.64 \times 10^4$ 인 Fig. 9의 경우에는 X/B 全領域에서 로드의 設置效果가 크게 나타나지 않고 있다. 이것은 流體의 流速이 작기 때문에 로드 設置에 따른 흐름의 攪亂으로 인한 境界層의 薄膜效果가 전반적으로 크게 나타나지 않고 있기 때문이다. 그리고 로드가 傳熱面 가까이 있는 $C=1mm$ 인 경우에는 약간 熱傳達增進效果가 나타나고 있다.

Fig. 10은 間隙이 $C=1mm$ 인 경우에 Reynolds數 變化에 따른 局部熱傳達係數의 分布를 나타낸 것이다. 낮은 Reynolds數에서는 加速 및 境界層에서의 流體交換作用이 크지 않지만 Reynolds數가 커질 수록 이들 效果에 의한 局部傳熱增進效果가 현저하게 나타나며, X/B 方向으로의 熱傳達係數分布의 變化는 本 實驗範圍의 모든 速度에 관계없이 類似한 傾向으로 나타난다.

Fig. 11~Fig. 14는 노즐-傳熱面間 間隙을 parameter로 하여 로드를 設置한 平板傳熱面과 로드가 없는 平板傳熱面과의 局部熱傳達係數의 比를 X/B 에 따라 나타낸 것이다.

Fig. 11은 $Re=5.76 \times 10^4$ 인 경우로서 停滯點 近傍을 제외한 全 領域에서 熱傳達增進效果가 나타나고 있다. 局部傳熱增進效果는 加速에 의한 로드의 直下點에서 최고 1.8배로 나타나며, 또 로드를 타고 넘은 自由流線에 의한 境界層의 薄膜效果로 인한 熱傳達係數의 增大는 局部的으로 볼때 거의 2배까지도 나타난다. 또한 剝離에 의해 熱傳達係數가 減少하는 로드 直前·後에서도 平板의 경우보다 熱傳達의 增進效果가 나타난다.

그러나 Reynolds數가 감소함에 따라 전체적인 局部熱傳達係數의 增進比率는 감소하는데, 특히 $Re=0.64 \times 10^4$ 인 Fig. 14의 경우에는 局部熱傳達係數의 增進率이 $Re=5.76 \times 10^4$ 의 경우(Fig. 11 참조)보다는 낮지만 全般的으로는 로드를 設置하지 않은 경우에 비해서 傳熱增進效果가 있으며, 局部的으로는 最高 1.35배 까지 增進된다.

Fig. 15는 Reynolds數 變化에 따른 平均熱傳達係數와 로드와 傳熱面間的 間隙과의 關係를 나타낸 것이다. Reynolds數 變化에 關係없이 間隙이 가장 작은 $C=1mm$ 에서 平均熱傳達係數는

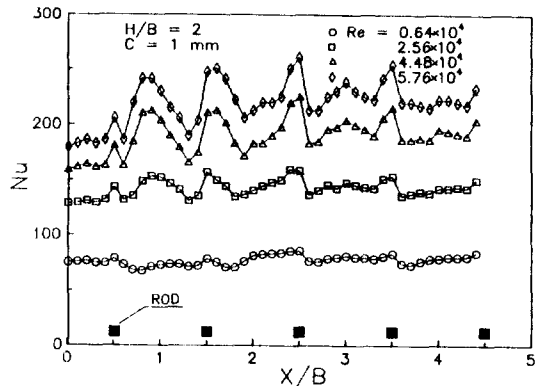


Fig.10 The effect of Reynolds numbers on local Nusselt number distribution($C=1mm$).

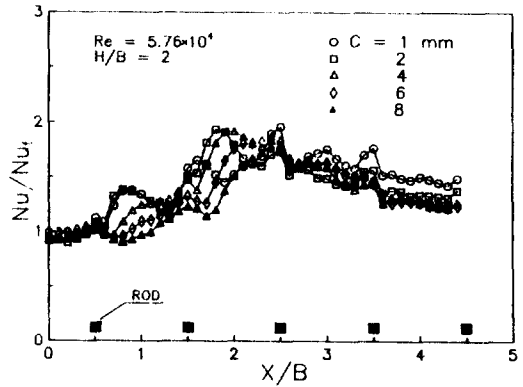


Fig.11 Comparison with local Nusselt number on the flat plate with and without square rods($Re=5.76 \times 10^4$).

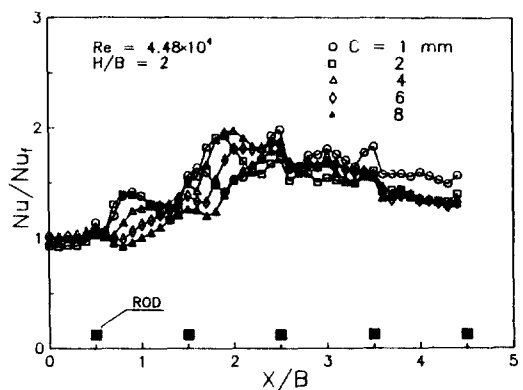


Fig.12 Comparison with local Nusselt number on the flat plate with and without square rods($Re=4.48 \times 10^4$).

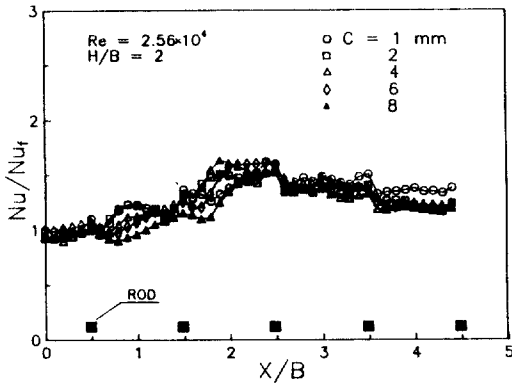


Fig.13 Comparison with local Nusselt number on the flat plate with and without square rods($Re=2.56 \times 10^4$).

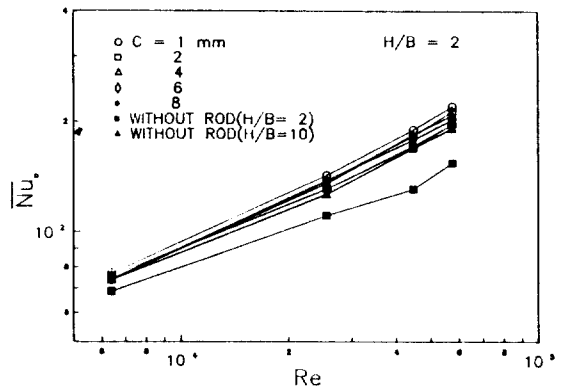


Fig.16 Comparison with local Nusselt number on the flat plate with and without rods at various Reynolds number.

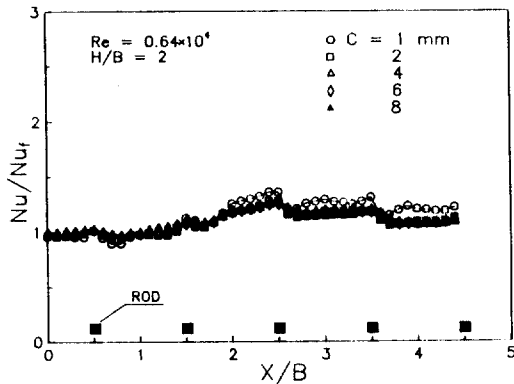


Fig.14 Comparison with local Nusselt number on the flat plate with and without square rods($Re=0.56 \times 10^4$).

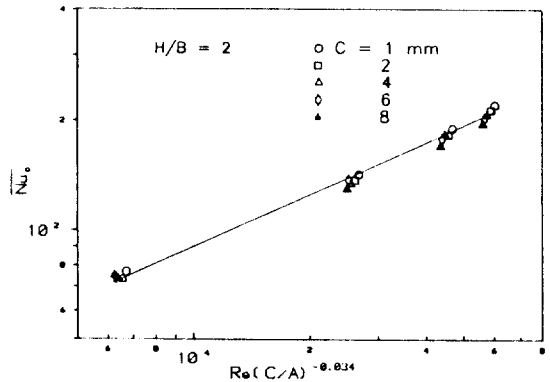


Fig.17 Correlation of average Nusselt number and Reynolds number.

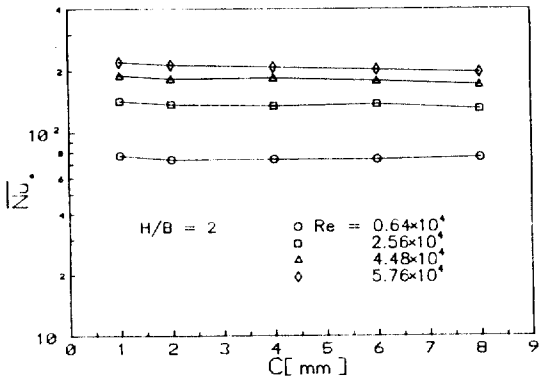


Fig.15 Distribution of Nusselt number on the flat plate with square rods at various clearance.

最大가 되며 間隙이 增加할 수록 熱傳達係數는 약간씩 減少하고 있다.

Fig. 16은 平均熱傳達係數와 Reynolds數와의 관계를 각 間隙에 대해 나타낸 것이다. 로드를 설치하지 않은 平板의 경우의 平均熱傳達係數는 Reynolds數에 관계없이 $H/B=10$ 의 경우가 $H/B=2$ 의 경우보다 크다(Fig. 4 參照). 그러나 $H/B=2$ 인 조건에서 로드를 설치하면 $H/B=10$ 보다 큰 平均熱傳達係數를 얻을수 있음을 그림에서 알 수 있다. 따라서 衝突噴流를 이용한 冷却裝置에서 傳熱面近方에 로드群을 설치하면 노즐과 傳熱面間의 距離를 1/5로 작게 하면서도 熱傳達效果는 크게 높일 수 있다. 즉 衝突噴流系에서 亂流促進體를 이용하면 冷却裝置의 小

型化를 이룩할 수 있으며, 또한 既存의 熱効換器에 이와같은 亂流促進體(로드群)을 이용하면 높은 傳熱增進效果가 기대된다. 傳熱增進效果는 間隙이 가장 작은 1mm에서 最大가 되며 특히 $Re=5.76 \times 10^4$, $C=1\text{mm}$ 인 경우를 보면 平均熱傳達係數는 로드群을 설치하지않은 경우에 비해 약 1.43배의 最高 傳熱增進效果가 나타난다.

Fig. 17은 平均熱傳達係數의 Reynolds數 對한 變化를 로드와 각 間隙에 대해 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 Reynolds數에 대한 Nu_o 의 증가경향은 C/A 의 영향을 포함하여 실험결과를 정리하면 다음 관계식으로 표시된다.

$$\overline{Nu_o} = 1.324 \cdot Re^{0.459} \cdot (C/A)^{0.034}$$

4. 結 論

本 研究는 2次元 衝突噴流系에서 熱傳達을 增進시키기 위하여 平板傳熱面前方에 間隙이 1, 2, 4, 6, 8mm 떨어진 倍置에 pitch가 50mm, 幅이 4mm인 正4角로드群을 設置하고, 또 Reynolds數를 $0.64 \times 10^4 \sim 5.76 \times 10^4$, 노즐-傳熱面間 無次元距離(H/B)를 2로 하여 實驗한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

- 1) 平板傳熱面에서 熱傳達係數가 급격하게 減少하는 領域에서도 로드群을 設置하면 높은 熱傳達係數를 얻을 수 있으며 Reynolds數가 낮아지면 傳熱增進效果는 減少한다.
- 2) 모든 Reynolds數에 대해 熱傳達係數가 最大로 되는 最適間隙은 $C=1\text{mm}$ 이다.
- 3) 最大 傳熱增進率은 $Re=5.76 \times 10^4$, $C=1\text{mm}$ 에서 나타나는데 로드群을 設置 하지않은 경우보다 약 42.7% 增進한다.
- 4) 平均熱傳達係數와 Reynolds數의 相關關係는 $\overline{Nu_o} = 1.324 \cdot Re^{0.459} \cdot (C/A)^{0.034}$ 로 표시된다.
- 5) 로드群이 없는 傳熱面에서는 $H/B=10$ 의 경우에 熱傳達效果가 最大로 되는데 로드群을 설치하면 $H/B=2$ 에서도 이에 상당하는 傳熱效果를 얻을 수 있기 때문에 放熱效果에 의한 傳熱機器의 小型化를 도모할 수

있다.

참 고 문 헌

1. Kunio Kataoka, 1990, "Impingement Heat Transfer Augmentation Due to Large Scale Eddies.", Proc. 9th International Heat Transfer Conference, Vol. 1, KN-15, pp. 255~273.
2. H.Martin, 1977, Advanced in Heat Transfer, Academic Press, Vol. 13, pp. 1~60, Academic Press, New York.
3. M. M. Ali Khan, 1980, "Heat Transfer Augmentation in Impinging Jet System", Ph. D. Thesis, University of Tokyo.
4. Richard C. Chu, 1986, "Heat Transfer in Electronic System.", Proc. 8th International Heat Transfer Conference, Vol. 1, pp. 293~305.
5. Bergles, A. E., 1978, "Enhancement of Heat Transfer", Proc. 6th Int. Heat Transfer Conference, Vol. 6, pp. 89-108.
6. R. L. Webb, E. R. G. Eckert and R. J. Goldstein, 1971, "Heat Transfer and Friction in Tubes with Repeated-Rib Roughness", Int. J. Heat mass Transfer, Vol. 14, pp. 601~617.
7. Yong Hwa Lee, Sang Pil Kim, Jeong Yun Seo, 1988, "Augmentation of Heat Transfer by Two-Dimension Impinging Air Jet-Effect of Clearance between Flat plate and Rod", Proc. of the 1st KSME-JSME Thermal and Fluids Engineering Conference, 2, pp. 2-398~2-402.
8. 藤田秀臣, 高兵平七郎, 出下亮一, 1976, "壁面近傍におかれた二次元圓柱が平板 強制對流熱傳達におよぼす影響.", 日本機械學術論文集(第2部), 42卷 361號, pp.2828~2836.
9. 藤田秀臣, 高兵平七郎, 浴壽美, 1981, "壁面近傍におかれ二次元圓柱が平板強制對流熱傳達におよぼす影響.", 日本機械學術論文集(B編), 47卷, 414號, pp. 317~325.
10. 相場眞也, 土田一, 東海林傳美, 佐木了, "壁面近傍におかれた圓管まわりの熱傳達", 日本機械學術論文集(B編), 51卷, 463號, pp.

866~873, 1985.

11. 李龍和, 金相弼, 徐正閔, 1991, “平板傳熱面に衝突하는 2次元噴流系の熱傳達特性에 관한研究.”, 空氣調和・冷凍工學 論文集, 第 3卷 第 1號, pp. 61~68.