

衝突水噴流에 의한 圓筒內面에서의 熱傳達增進에 관한 研究

Augmentation of Heat Transfer for Circular Water Jet Impinging on a Cylindrical Inner Surface

嚴基讚*; 禹昶基** 崔國光** 徐正閔***
K. C. Ohm, C. K. Woo, G. G. Choi, J. Y. Seo

ABSTRACT

An experimental study of the heat transfer characteristics between circular water jet and cylindrical inner surface is presented. The ratios of the semi-cylinder's inner diameter and the nozzle outlet diameter were varied parametrically, as were the Reynolds number and the supplementary water heights.

The measurements showed that circumferential distribution of the heat transfer coefficient peaked at the stagnation point and, there occurred a kind of a secondary maximum of heat transfer that moved toward to stagnation point as the ratio d/D increased.

The local heat transfer coefficient increases as the Reynolds number becomes larger, and the rate of increase is subjected to the influence of d/D & position of angle.

Also, optimum heights of supplementary water which brings about the augmentation of heat transfer are $S/D=1$ for the stagnation point, the position of 15° & 30° angle, but for the positions of 45° angle ($d/D=10\sim 11.67$), 60° & 75° angle, the heat transfer coefficients in the case of using supplementary water are smaller than simple jet ($S/D=0$).

記 號 說 明

d : 試片直徑(m)
 D : 노즐出口直徑(m)
 h : 局所熱傳達係數($W/m^2 k$)
 h_s : 停滯點의 熱傳達係數($W/m^2 k$)
 k : 熱傳導率(W/mk)

S : 補助水層높이(m)
 V_o : 노즐出口速度(m/s)
 θ : 角度(degree)
 ν : 動粘性係數(m^2/s)
Pr : Prandtl 數
 $Nu = hD/k$: Nusselt 數
 $Re_D = V_o D/\nu$: Reynolds 數
 $Nu_s = h_s D/k$: 停滯點의 Nusselt 數

* 인하공업전문대학 기계설계과

** 인천대학교 기계공학과

*** 인하대학교 기계공학과

1. 緒 論

衝突噴流은 그 傳熱特性에서 볼 때 物體의 加熱·冷却 또는 乾燥, 局所 熱傳達의 改善등에 널리 應用되고 있으며, 流量制御에 의한 局所 熱傳達特性的 變化가 容易하고 裝置가 小形이며, 所要動力이 작아 工業的 利用價値가 크다고 할 수 있다.

이러한 噴流은 噴流媒體, 流量, 노즐-物體間 距離, 노즐의 形象(圓形 및 2次元), 物體의 形象에 따라서 그 熱傳達 特性이 달라지며, 그 基礎的 研究로서 單一噴流에 의한 平板에서의 熱傳達 및 流動特性的 研究은 많이 이루어져 왔으나, 平板 이외의 物體에 대한 研究은 平板에 비해 적은 편이다. 그중에서 工業的 應用도가 비교적 큰 圓筒外面에서의 熱傳達에 관한 研究은 몇편에 불과하다.¹⁻³⁾ 著者들은 衝突水噴流을 利用하여 半圓筒 外面에서의 熱傳達 增進에 관한 研究⁴⁾를 통해 局所 熱傳達特性 및 增進을 위한 方案을 提示한 바 있다.

對象物體가 曲面인 경우에는 織物, 製紙의 乾燥, 가스터빈翼의 冷却, 金屬棒材, 鋼線, 圓筒의 冷却 등에 利用도가 크다고 할 수 있으므로 噴流에 의한 傳熱特性 및 傳熱效果의 向上方案이 要求되고 있는 實情이다. 지금까지 알려진 方案으로서는 노즐과 傳熱面 사이에 媒介物을 設置하는 方法⁵⁾, 傳熱面に 粗度(돌기附着)를 주는 方法⁶⁾, 噴流群에 의한 方法⁷⁾ 등을 들 수 있다. 그러나 著者들은 衝突水噴流系에 補助水를 使用함으로써 平板^{8,9)} 및 半圓筒 外面⁴⁾에 대해서 熱傳達 增進效果를 얻은 바 있다.

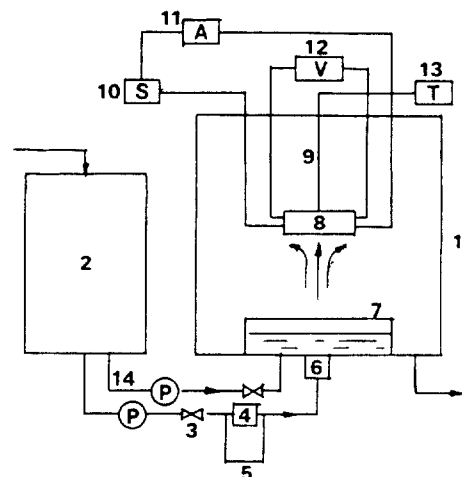
그런데 熱傳達 對象物體로서 曲面內面인 경우로서는 空氣噴流에 의한 單獨噴流¹⁰⁾ 및 群噴流¹¹⁻¹³⁾에 의한 研究이 있는 정도이다.

本 研究에서는 鉛直上向 圓形水噴流系에서, 半圓筒 內面의 熱傳達과 熱傳達增進方法의 하나로 補助水를 利用하는 補助水 同伴水噴流에 의한 熱傳達 效果를 實驗的으로 究明하고자 한다.

2. 實驗裝置의 方法

實驗裝置의 概略圖는 Fig.1과 같다. 試驗水槽 1內에는 補助水槽 7을 製作·設置하고 그 下面에 Sine Curve 形의 圓形노즐을 設置하였으며, 補助水槽의 上方向에 試片이 裝着된다. 水槽 2內에는 一般 水道물이 계속 流入되어 貯藏되고, 이 물은 펌프를 통해 오리피스 4를 거쳐 노즐(出口直徑 $D=6\text{ mm}$, sine curve 形) 6에서 鉛直 上方向으로 補助水層을 通過하여 試片 8에 衝突한다. 노즐에서의 噴出速度는 밸브 3에 의해서 調整되고 마노미터 5의 水銀液柱差로 그 速度를 換算한다. 傳熱面에 衝突한 물은 試驗水槽 1에서 排水시킨다.

補助水를 使用하지 않는 경우(以下 單一水噴流라 稱함)에는 補助水 供給管路의 밸브를 잠가서 補助水槽 7內에 물을 供給하지 않지만, 補助水를 使用하는 경우(以下 補助水 同伴水噴流라 稱함)에는 補助水의 水位가 一定하도록 밸브로 調整하면서 供給하며, 이때 노즐에



1. Test chamber 2. Water tank 3. Valve 4. Orifice
5. Manometer 6. Nozzle 7. Supplementary water tank
8. Test specimen 9. Thermocouple 10. Slidac
11. Ampere meter 12. Volt meter 13. Thermometer
14. Supplementary water line

Fig. 1 Experimental apparatus of impinging water jet system

서 噴出한 水噴流가 그 補助水層을 通過하면서 主噴流徑의 增大로 인해 傳熱面에서의 衝突領域의 擴大效果를 가져오게 되는데, 그 結果 衝突速度는 減少하게 된다.⁹⁾

傳熱面은 스테인레스 箔板(두께 30 μm, 幅 10 mm)이며, 그 裏面에 熱電對(C-C, 50 μmφ)를 測定點에 熔着(납땜)시켜 半圓筒內面(直徑 40~70 mm)에 接着시킨다(Fig. 2參照). 測定點은 停滯點(stagnation point) 및 그 點으로부터 圓周方向으로 15°間隔으로 75°位置까지로 하며, 試片의 加熱은 通電加熱에 의한 等熱流束 條件으로 하여, 電流計 11의 電流와 電壓計 12의 電壓으로 熱流束을 計算한다.

노즐-傳熱面間(노즐出口-傳熱面의 停滯點間)距離는 一定(180mm)하며 노즐出口直徑 $D = 6\text{ mm}$, 半圓筒內面의 直徑 d 는 각각 40, 50, 60, 70mm이며 無次元 깊이는 $d/D = 6.67, 8.33, 10, 11.67$. 補助水層의 높이 S 는 각각 0, 6, 12, 18mm이며 無次元 높이는 $S/D = 0, 1, 2, 3$. 노

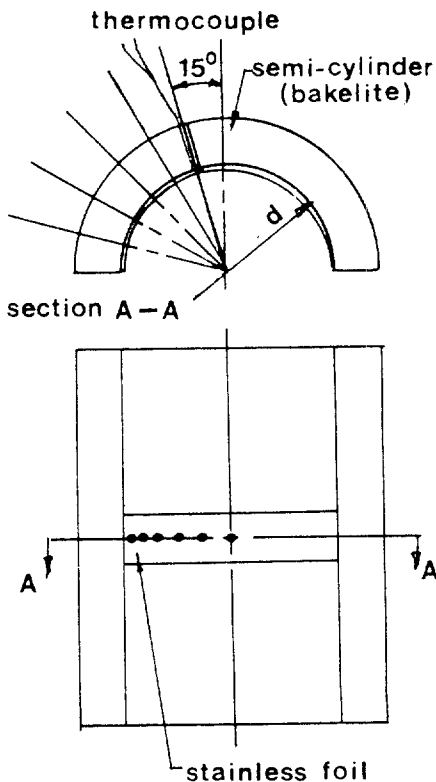


Fig. 2 Configuration of test specimen

즐出口速度는 $V_0 = 3.59 \sim 8.3\text{ m/s}$ 로서 $Re_D = 24000 \sim 54000$. 測定點의 位置는 停滯點(0°)으로부터 圓周上 位置角 $15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$ 에서 局所 熱傳達에 대한 實驗을 行하였다.

3. 實驗結果 및 考察

3.1 停滯點에서(stagnation point)에서의 熱傳達

本 實驗 條件에서는 噴流徑이 傳熱面경보다 작으므로 水噴流가 傳熱面에 衝突하면 停滯點을 포함하는 衝突領域과 壁面噴流領域이 存在하는데, 2節에서 言及한 바와같이 補助水層의 높이를 增大시키면 노즐에서 噴出된 水噴流가 그 補助水層을 通過하면서 補助水를 同伴하기 때문에 噴流徑이 擴大되어, 傳熱面에 衝突했을때의 衝突領域이 增大하는 效果와 더불어 衝突速度는 減少하게 된다.^{8,9)} 그러나 그 衝突領域은 傳熱面의 直徑에 비하여 작으므로 壁面噴流領域도 存在하게 된다.

Fig. 3은 單一水噴流에서 停滯點의 熱傳達係數를 d/D (傳熱面의 直徑/노즐出口直徑) = 6.67~11.67에 대해서 나타내었다. 이 線圖에서 보듯이 熱傳達係數는 Reynolds 수의 增加에 따라 一定하게 增大하며, 本 實驗範圍의 領域에서는 d/D 의 影響을 거의 받지 않음을 알

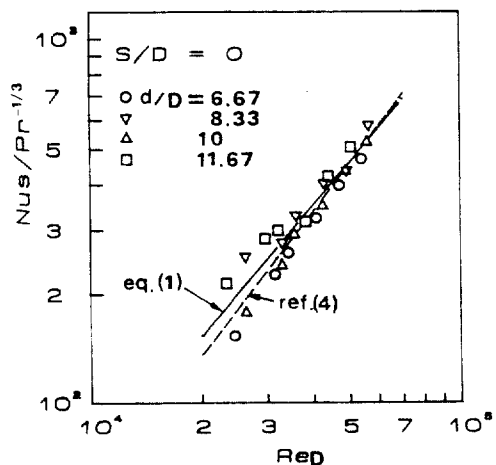


Fig. 3 Stagnation point Nusselt number vs. Reynolds number ($S/D = 0$)

수 있다. 따라서 데이터를 代表하는 式을 (1) 식과 같이 표시하였으며, 또한 著者들이 遂行한 半圓筒 外面의 停滯點에서의 實驗結果⁴⁾를 點線으로 表示하였는데 큰 差異가 없음을 알 수 있다.

補助水 同伴水噴流에 의한 停滯點에서의 熱傳達の 傾向도 單一水噴流의 경우와 그 傾向은 類似하며 $S/D=1\sim3$ 의 條件에 대한 線圖를 Fig. 4~6에 表示하고, 各各에 대한 實驗式을 (2)~(4)式으로 整理할 수 있다.

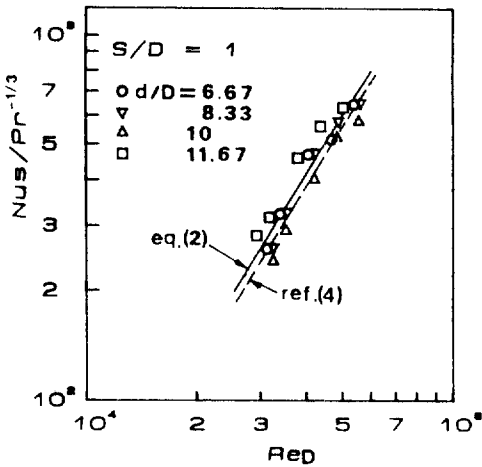


Fig. 4 Stagnation point Nusselt number vs. Reynolds number ($S/D=1$)

$$S/D=0: Nus=1.23 \cdot 10^{-3} Re_D^{1.186} \cdot Pr^{1/3} \quad (1)$$

$$S/D=1: Nus=1.86 \cdot 10^{-5} Re_D^{1.597} \cdot Pr^{1/3} \quad (2)$$

$$S/D=2: Nus=1.65 \cdot 10^{-5} Re_D^{1.588} \cdot Pr^{1/3} \quad (3)$$

$$S/D=3: Nus=2.93 \cdot 10^{-5} Re_D^{1.528} \cdot Pr^{1/3} \quad (4)$$

Fig. 7은 單一水噴流와 補助水 同伴水噴流의 경우 停滯點에서의 熱傳達係數를 比較한 線圖이다. 이 線圖에 의하면 Reynolds數의 增加에 따른 熱傳達係數의 增加率은 補助水 同伴水噴流의 경우가 더 크다는 것을 알 수 있으며, 熱傳達係數의 값은 補助水層 높이를 노

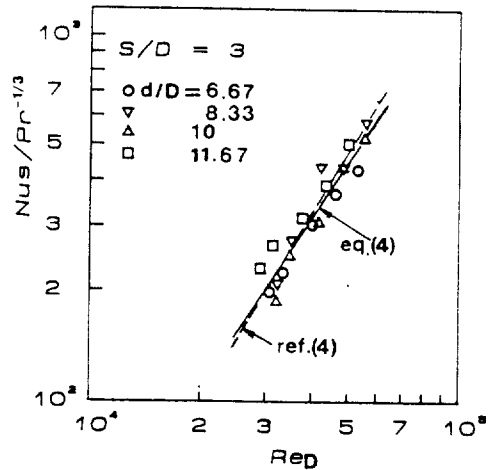


Fig. 6 Stagnation point Nusselt number vs. Reynolds number ($S/D=3$)

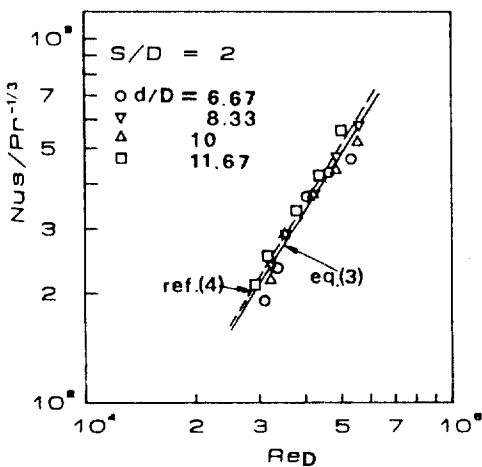


Fig. 5 Stagnation point Nusselt number vs. Reynolds number ($S/D=2$)

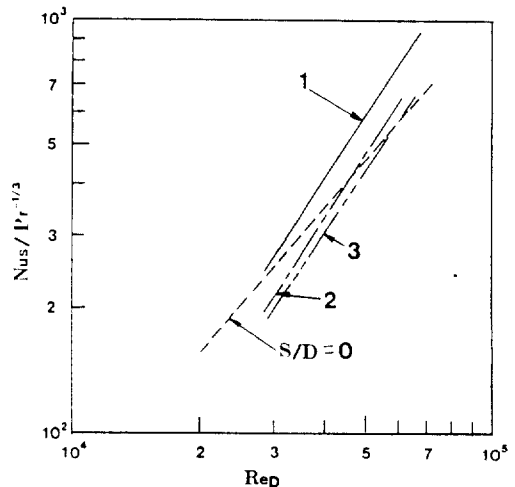


Fig. 7 Influence of supplementary water on stagnation point heat transfer

줄 직徑과 같은 높이인 $S/D = 1$ 의 條件에서 가장 크게 나타난다. 이러한 結果는 著者들이 遂行한 平板傳熱面⁹⁾과 半圓筒 外面⁴⁾의 경우와 一致하여, 停滯點의 熱傳達 增進을 위한 最適 補助水層 높이는 $S/D = 1$ 인 條件이 된다.

3.2 圓周上에서의 局所 熱傳達

Peter Hrycak¹³⁾는 噴流에 의한 圓筒內面에서의 熱傳達係數는 停滯點에서 最大이고, 이 점으로부터 減少하다가 45° 位置에서 第2의 極大 熱傳達係數가 나타난다는 結果를 報告하였다.

Fig. 8~12는 各各 停滯點으로부터 $15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$ 位置角에서 S/D 를 파라미터로 하여 Reynolds 數의 變化에 따른 熱傳達係數를 表示한 線圖이다. 이들 線圖에서 알 수 있는 바와 같이 Reynolds 數가 增加하면 熱傳達係數도 增加하는데 d/D 가 작을수록 그 增加率이 크다. 또한 停滯點으로부터 멀수록, 즉 位置角이 클수록 그 增加率은 減少하는데 이 傾向은 半圓筒 外面⁴⁾의 경우와는 相反된다.

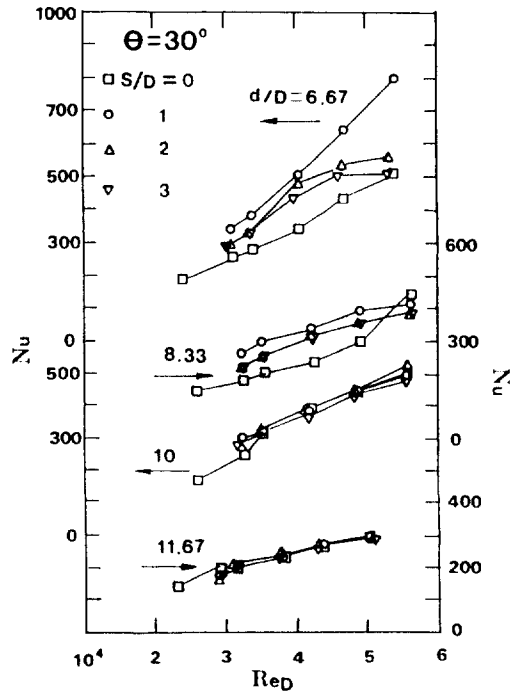


Fig. 9 Influence of supplementary water on local heat transfer (30° position angle)

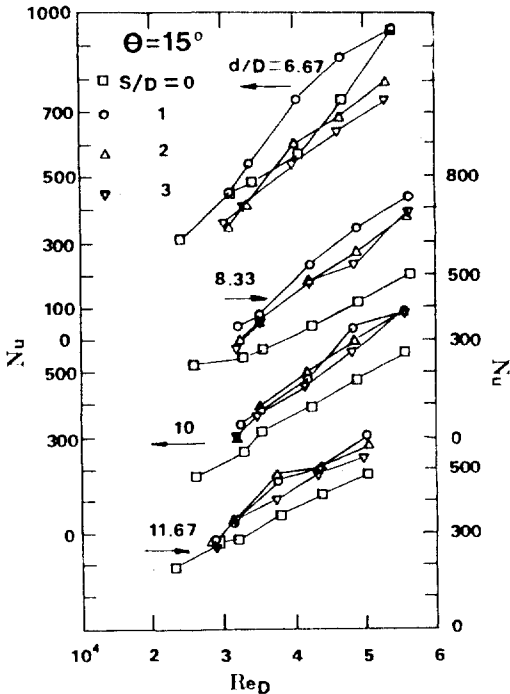


Fig. 8 Influence of supplementary water on local heat transfer (15° position angle)

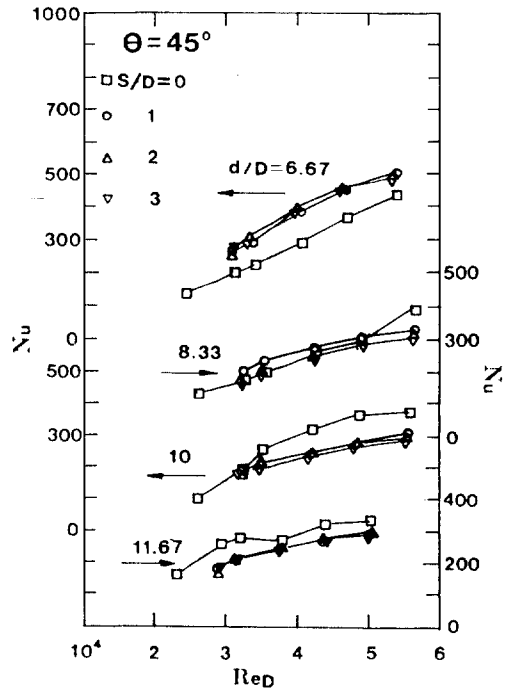


Fig. 10 Influence of supplementary water on local heat transfer (45° position angle)

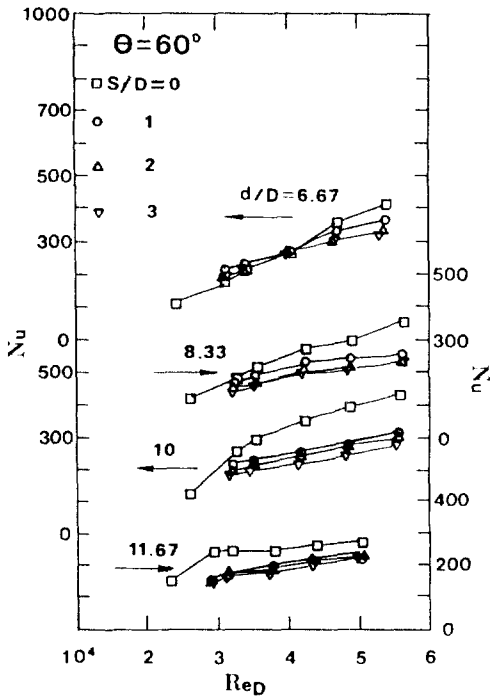


Fig.11 Influence of supplementary water on local heat transfer (60° position angle)

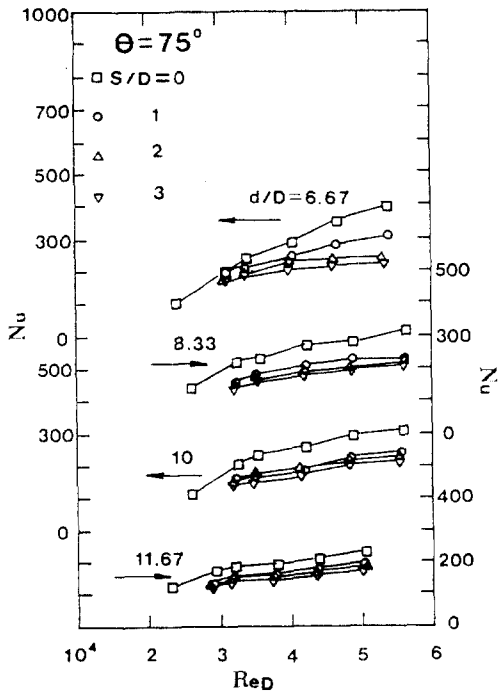


Fig.12 Influence of supplementary water on local heat transfer (75° position angle)

各位置角에서의 補助水層 높이(S/D)에 注目해 보면 Fig.8(15°位置角)에서는 모든 d/D 條件에서 $S/D=1$ 인 경우에 熱傳達係數가 가장 크므로, 停滯點에서의 最適 補助水層 높이와 一致한다. 그러나 $d/D=8.33\sim 11.67$ 에서는 補助水를 使用한 경우가 使用치 않은 경우($S/D=0$) 보다 共히 熱傳達係數가 크지만, $d/D=6.67$ 에서는 $S/D=2, 3$ 의 경우보다 $S/D=0$ 인 경우가 오히려 더 優秀하게 나타난다. 30°位置角(Fig.9)에서는 $d/D=6.67\sim 8.83$ 에서 $S/D=1$ 의 경우에 熱傳達係數가 가장 크고, $d/D=10\sim 11.67$ 에서는 補助水 有無에 따라 別로 差異가 없다. 45°位置角(Fig.10)에서는 $d/D=10\sim 11.67$ 에서 補助水를 使用치 않는 것이 有利함을 알 수 있으며, 60°位置角 및 75°位置角(Fig.11, 12)에서는 本實驗 範圍의 모든 d/D 條件에서 補助水를 使用하면 오히려 熱傳達係數가 減少하고 있다. 이러한 現象은 補助水를 使用함으로써 衝突速度가 減少하므로 壁面噴流 領域에서 壁面을 流動하는 速度의 減少에 의한 영향 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 13은 單一 水噴流의 경우, 圓周方向의 各位置角에 대한 熱傳達係數를 停滯點의 熱傳達係數로 無次元化한 Nu/Nu_s 와 $Re_p^{0.3}$ 의 곱인 $(Nu/Nu_s) \cdot Re_p^{0.3}$ 을 d/D 의 파라미터로 하여 表示한 線圖로서, 線圖에 표시된 各記號는 $29000 < Re_p < 54200$ 에 대한 데이터의 範圍를 表示하였다. 여기서 $d/D=6.67$ ($d=40\text{ mm } \phi$)에서는 停滯點으로부터 位置角의 增加에 따라 熱傳達係數의 減少現象이 나타나다가 75°位置角에서 增加하고 있으나, $d/D=8.33$ ($D=50\text{ mm } \phi$)에서는 30°位置角으로부터 약간 增加하고 있어서 $d/D=6.67\sim 8.33$ 에서는 75°位置角 以後에 熱傳達係數의 第2極大值가 나타날 것으로 推定할 수 있다. $d/D=10$ ($d=60\text{ mm } \phi$)에서는 60°位置角, $d/D=11.67$ ($d=70\text{ mm } \phi$)에서는 45°位置角에서 第2의 極大值가 나타남을 알 수 있으며, 따라서 d/D 의 增大에 따라 熱傳達係數의 第2極大值는 停滯點쪽으로 移動함을 알 수 있다.

補助水層 높이를 노즐 出口直徑과 같은 높이로 한 $S/D=1$ 의 경우는 Fig. 14에 나타냈다. 이 條件에서의 $d/D=6.67\sim 8.33$ 範圍에서는 停滯點으로부터 位置角의 增加에 따라 熱傳達係數가 單純減少하는 傾向이 있으나, $d/D=10$ 에서는 60° 位置角, $d/D=11.67$ 에서는 45° 位置角에서 역시 第2極大值가 나타난다. 이러한 現象은 $S/D=2$ (Fig. 15)와 $S/D=3$ (Fig. 16)에서도 同一한 傾向으로 나타나고 있

는데, $d/D=6.67\sim 8.33$ 의 直徑이 작은 半圓筒에서는 75° 位置角 이후의 位置에서 第2極大值가 存在할 것으로 推測되며, 이것은 추후 實驗的으로 確認되어야 할 課題이다.

그러나 半圓筒 外面의 경우⁴⁾에서는 第2極大值가 存在하지 않으며, 추후 衝突水噴流에 의한 半圓筒의 內·外面에서의 d/D 에 따른 流動特性이 究明되어야 할 것이다.

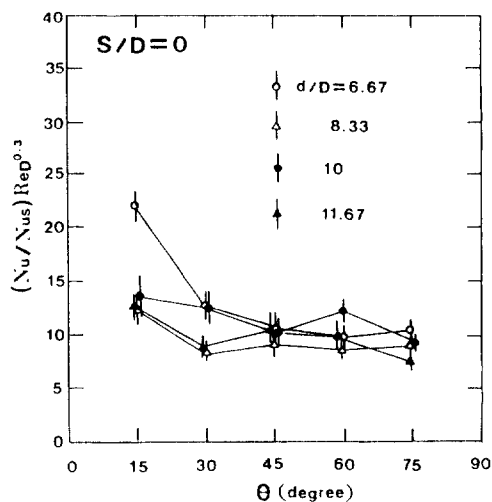


Fig. 13 Local distribution of heat transfer coefficient ($S/D=0$)

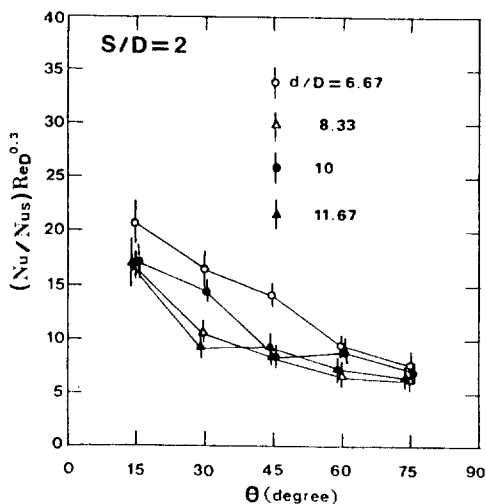


Fig. 15 Local distribution of heat transfer coefficient ($S/D=2$)

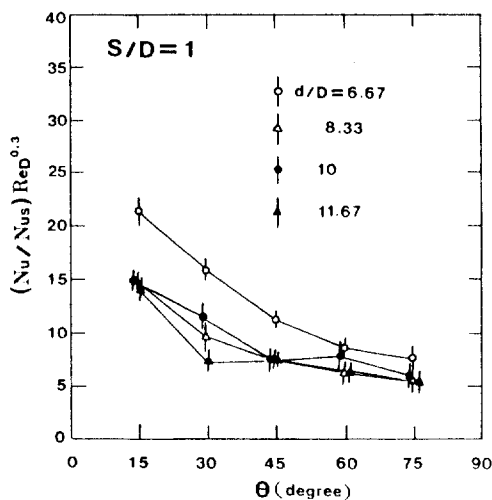


Fig. 14 Local distribution of heat transfer coefficient ($S/D=1$)

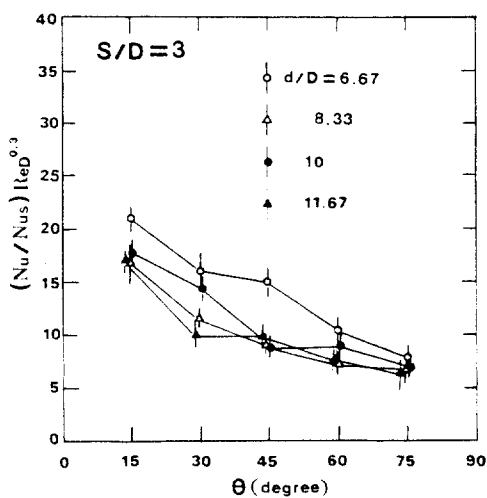


Fig. 16 Local distribution of heat transfer coefficient ($S/D=3$)

停滯點으로부터 15° 位置角까지는 급격한 熱傳達係數가 減少하는데 Fig. 13~16에서 位置角의 增加에 따른 熱傳達係數의 分布는 單一水噴流($S/D=0$)의 경우가 補助水를 使用한 경우($S/D=1, 2, 3$)에 비해 큰 변화없이 比較的 等分布의이므로, 熱傳達係數의 等分布側面에서는 補助水를 使用하지 않는 것이 有利하다고 할 수 있다.

4. 結 論

鉛直 上向 衝突水噴流系에서 노즐은 直徑 $6\text{ mm } \phi$ (sine curve 形), 노즐 出口速度 $3.59 \sim 8.29\text{ m/s}$ 의 範圍, 傳熱面은 等熱流束 條件으로 하고 單一水噴流 및 補助水 同伴水噴流에 의한 局所 熱傳達特性을 實驗에 의해 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 停滯點에서의 熱傳達係數가 가장 크며, d/D 에 관계없이 $Nu_s = C \cdot Re_D^n \cdot Pr^{1/3}$ 의 無次元式으로 表示된다.

2) 停滯點에서의 熱傳達 增進을 위한 最適 補助水層의 높이는 $S/D=1$ 이다.

3) 各 位置角에서, Reynolds 數가 增加함에 따라 熱傳達係數가 增加하며, 그 增加率은 d/D 가 작을수록 크고, 位置角이 클수록 완만하다.

4) 停滯點(0°)과 15° 및 30° 位置角에서의 最適 補助水層 높이는 $S/D=1$, 45° 位置角의 $d/D=10 \sim 11.67$ 및 60° , 75° 位置角에서는 補助水를 使用하지 않는 편이 熱傳達係數가 優秀하다.

5) $S/D=0$ 에서, 各 位置角에서의 熱傳達係數는 停滯點으로부터 減少하다가 第2의 極大值가 나타나는데, 그 位置는 d/D 의 增大에 따라 停滯點쪽으로 移動한다. 그러나 補助水를 使用하는 경우에는 $d/D=6.67 \sim 8.33$ 의 範圍에서 第2의 極大值가 存在하지 않는데 $d/D=10$ 에서는 60° 位置角, $d/D=11.67$ 에서는 45° 位置角에서 各各 第2의 極大值가 나타난다.

5. 後 記

이 論文은 1989年度 韓國學術振興財團 學術研究 助成費에 의하여 研究된 것이며, 韓國學術振興財團에 感謝드립니다.

參 考 文 獻

1. H. Schuh and B. Perrson, Heat Transfer on Circular Cylinders exposed to Free-Jet Flow, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 7, pp. 1257-1271, 1964.
2. E.M. Sparrow, C.A.C. Altemani and A. Chaboki, Jet-Impingement Heat Transfer for a Circular Jet Impinging in Crossflow on a Cylinder, Journal of Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 106, pp. 570-577, 1984.
3. E.M. Sparrow and A. Alhomoud, Impingement Heat Transfer at a Circular Cylinder due to an offset or non-offset Slot Jet, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 12, pp. 2297-2306, 1984.
4. 嚴基讚, 崔國光, 徐正閔, 衝突水噴流에 의한 Semi-Cylinder 面에서의 熱傳達에 관한 實驗的 研究, 空氣調和·冷凍工學 第17卷 第6號, pp. 708~716. 1988.
5. M. M. Ali-Kahn, 笠木, 平田, 衝突噴流 熱傳達의 增進技術에關する 研究(第1報), 日本機械學會 第905回 講演論文集, No. 790~18. pp. 104~106. 1979.
6. Peter Hrycak, Heat Transfer from Impinging Jets to a Flat Plate with Conical and Ring Protuberances, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 27, No. 11, pp. 2145-2154, 1984.
7. R.J. Goldstein and J.F. Timmers, Visualization of Heat Transfer from Arrays of Impinging Jets, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 25, No. 12, pp. 1857-1868, 1982.

8. 嚴基讚, 徐正閔, 衝突水噴流에 의한 熱傳達 促進에 관한 研究, 大韓機械學會 論文集, 第6卷 第4號, pp. 301~307. 1982.
9. Ohn Ki Chan, Choi Gug Gwang and Seo Jeong Yun, Augmentation of Heat Transfer from Upward Circular Impinging Water Jet, Trans. of the Jar. Vol. 5, No. 1, pp. 79-88, 1988.
10. Peter Hrycak, Heat Transfer and Flow Characteristics of jets Impinging on a Concave Hemispherical Plate, Proc. 7th Int. Heat Trans. Conf. München, Vol. 3, pp. 357-362, 1982.
11. D.E. Metzger, T. Yamashita and C.W. Jenkins, Impingement Cooling of Concave Surfaces with Lines of Circular Air Jets, Journal of Eng. for Power, Trans. ASME, pp.149-158, 1969.
12. W. Tabakoff, and W. Clevenger, Gas Turbine Blade Heat Transfer Augmentation by Impingement of Air Jets having various Configurations, Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, pp. 51-60, 1972.
13. Peter Hrycak, Heat Transfer from a Row of Impinging Jets to Concave Cylindrical Surfaces, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 24, pp. 407-419, 1981.