

衝突水噴流에 의한 Semi-cylinder 면에서의 熱傳達에 관한 實驗的 研究

An Experimental Study on Heat Transfer of Semi-cylindrical
Surface by Impinging Water Jet

염 기 찬*, 최 국 광**, 서 정 윤***
Ohm K. C. , Choi G. G. , Seo J. Y.

ABSTRACT

Local heat transfer coefficients were measured on semi-cylinders on which a circular water jet impinged in crossflow. The ratio of the semi-cylinder's diameter and the nozzle outlet diameter were varied parametrically, as were the Reynolds number and the supplementary water heights.

The measurements showed that the circumferential distribution of the heat transfer coefficient peaked at the stagnation point. For a fixed supplementary water height, the peak heat transfer coefficient was not depend on the curvature of test specimen (d/D). Optimum height of supplementary water which brought about the augmentation of heat transfer at the stagnation point was $S/D=1$.

The Nusselt number decreased as the circumferential distance or angle increased. The circumferential distribution of dimensionless heat transfer (Nu/Nus) was independent of d/D ($d/D \geq 8.33$), but for the $d/D < 8.33$, it was depended on d/D . At a fixed angle of specimen, dimensionless heat transfer (Nu/Nus) decreased as the ratio d/D increased. The extent of the decrease between $d/D=6.67$ and 8.33 was markedly greater than that between $d/D=8.33$ and 10 , or $d/D=10$ and 11.67 .

記 號 說 明

d : 試片直徑(m)
 D : 노즐出口直徑(m)
 h : 熱傳達係數($W/m^2 K$)
 k : 熱傳導率(W/mK)
 l : 圓周方向距離(m)
 S : 補助水層높이(m)

V_o : 노즐出口速度(m/s)
 θ : 각도(degree)
 ν : 動粘性係數(m^2/s)
 Pr : Prandtl 數
 $Re_D = V_o D / \nu$: Reynolds 數
 $Nu = hD/k$: Nusselt 數
 $Nus = hD/k$: Stagnation Point 에서의
 Nusselt 數

* 仁荷工業專門大學 機械設計科

** 仁川大學 機械科

*** 仁荷大 工大 機械科

1. 緒 論

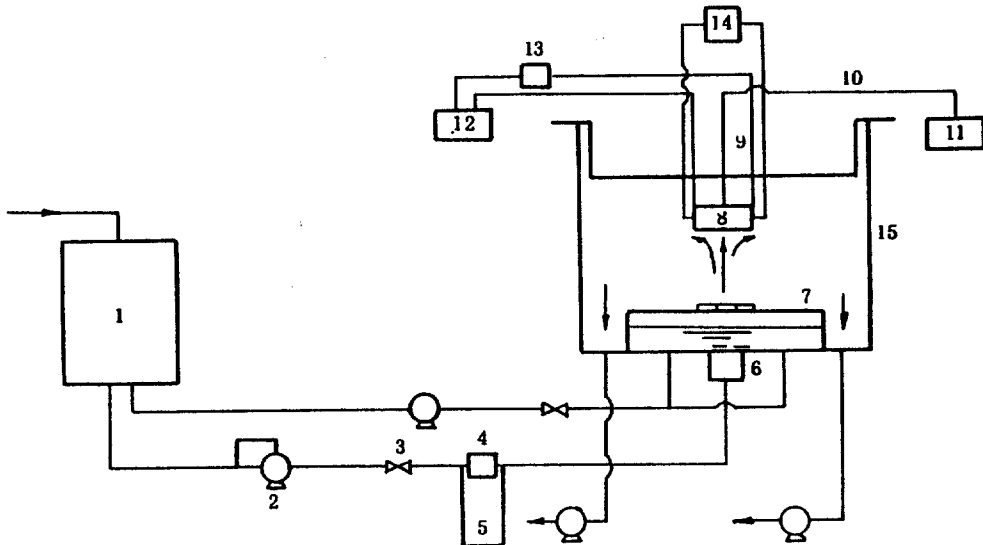
物體를 加熱, 冷却, 乾燥시키는데 噴流를 利用하면 比較的 간단한 장치 및 작은 所要動力과 制御의 容易性 때문에 工業的 應用範圍가 넓다. 이러한 噴流에 의한 熱傳達 效果는 噴流媒體, 노즐의 形狀, 對象物體의 形狀, 노즐과 대상물체간의 幾何學的 배치 등에 따라서 그 特性이 달라진다. 또한 上記 條件이 정해지면 분출속도(또는 流量)의 變化 및 單一 噴流인가 또는 群噴流인가에 따라서도 熱傳達 效果는 달라진다. 그리고 熱傳達效果를 增進시키는 方法으로서는 노즐과 傳熱面 사이에 媒介物體를 설치하거나 전열면의 表面조도를 이용하여 傳熱效果를 增進시키는 方法을 생각할 수 있다.

그 基礎的 研究로서는 二次元 및 圓形噴流에 의한 無限平板上의 熱傳達에 관한 연구가 대부분이며, 著者들은 鉛直上向 衝突水噴流에서 補助水層을 이용하여 熱傳達의 增進效果를

얻었다.^{1,2)} 그러나 對象物體가 平板이 아닌 圓柱에 관해서는 二次元 空氣噴流中の 圓柱外面에 관한 研究^{3,4)} 圓形空氣噴流中の 圓柱內面^{5,6,7)} 및 圓柱外面⁸⁾에서의 熱傳達에 관한 연구가 있을 정도이다.

이와같은 曲面에서의 熱傳達은 織物, 製紙의 乾燥, 가스터빈翼의 冷却 등에 이용되고 있을 뿐 아니라, 金屬棒材 및 鋼線, 圓管의 冷却 및 溶接部의 冷却 등 넓은 分野에서 볼수 있으며 따라서 이들의 傳熱特性에 관한 究明은 매우 精實하고도 重要하다. 그러나 비교적 冷却效果가 큰 水噴流를 利用한 圓柱外面上의 熱傳達 및 그 效果의 增進에 관한 연구(非沸騰領域)는 거의 이루어지지 않고 있다.

이러한 觀點으로부터 本 研究는 上向 圓形水噴流에 의한 半圓筒 外面에서의 熱傳達 및 水噴流가 補助水層을 通過하는 補助水同伴水噴流에 의한 熱傳達效果에 관해서 實驗的으로 檢討하였다.



- | | | | |
|------------------|------------------|-----------------------------|------------------|
| 1. Water tank | 2. Water pump | 3. Valve | 4. Orifice |
| 5. Manometer | 6. Nozzle | 7. Supplementary water tank | |
| 8. Test specimen | 9. Copper bar | 10. Thermocouple | 11. Thermometer |
| 12. Slidac | 13. Ampere meter | 14. Voltmeter | 15. Test chamber |

Fig. 1 Experimental apparatus of impinging water jet system

2. 實驗裝置 및 方法

실험장치의 概略圖는 Fig.1 과 같다. 使用한 물은 一般水道물로서 水槽①에 저장되어 펌프 ②로 送출시킨 물은 오리피스④를 거쳐 노즐 ⑥에서 噴出된다. 이 때 노즐(出口直徑 $D=6$ mm, Sine curve 形)에서의 분출속도(또는 流量)는 밸브③으로 조절하여 마노미터 ⑤에서 나타나는 水銀液柱差에 의해서 換算된다. 노즐에서 噴出된 水噴流는 傳熱面에서 衝突한 후 試驗槽⑩에서 排水된다.

補助水を 使用하는 경우에는 補助水槽의 水位가 一定하도록 水槽①로부터 물을 供給하며, 노즐에서 噴出한 水噴流는 그 補助水層을 통과하게 된다. 따라서 水噴流는 補助水を 同伴하게 되므로 傳熱面에 衝突하는 流量의 增大 및 噴流徑의 增大效果(衝突領域의 擴大效果)가 있는 反面, 傳熱面에 衝突하는 충돌속도는 감소하게 된다.²⁾

傳熱面에 메크라이트製인 Semi-cylinder 에 接着시킨 스테레스 薄板(두께 $30 \mu\text{m}$, 幅 10 mm) 裏面の 各 點에 溶着시킨 C-C 熱電對 ($50 \mu\text{m}\phi$)에 의해서 Stagnation Point 로부터 圓周方向으로 15° 간격으로 75° 위치까지 온도를 測定하였다. 試片의 加熱은 通電加熱方式의 等熱流束條件으로 하였으며, 電流計⑭의 電流와 電壓計⑮의 電壓으로 熱流束을 計算하였다.

實驗은, 노즐과 傳熱面사이의 距離는 一定 ($H=180$ mm)하게 하고 파라미터로는 半圓筒의 直徑과 노즐 出口直徑과의 比 d/D , 노즐出口에서의 Reynolds 數, 補助水層 높이와 노즐直徑과의 比 S/D , 그리고 停滯點(0°)로부터 圓周上 位置角($15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 75^\circ$)에서의 局部熱傳達에 관해서 報告한다.

傳熱面の 形狀 및 熱電對의 위치는 Fig. 2 와 같다. 實驗範圍는 Semi-cylinder 直徑 $d=40, 50, 60, 70$ mm, 노즐출구직경 $D=6$ mm 에 대한 조건 $d/D=6.67, 8.33, 10, 11.67$ 補助水層높이 $S=0, 6, 12, 18$ mm에 대한 條件 $S/D=0, 1, 2, 3$ 이며, 노즐출구속도 범위는 $V_0=4.7 \sim 8.3$ m/s ($Re_D=31000 \sim 55000$)이다.

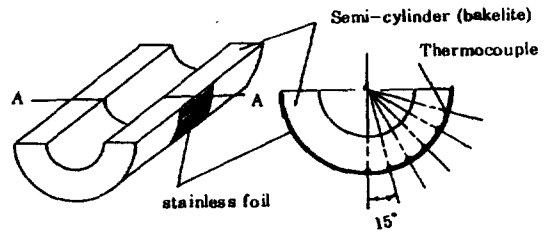


Fig. 2 Configuration of specimen

3. 實驗結果 및 考察

3.1 停滯點(stagnation point)에서의 熱傳達

衝突噴流中에 놓인 圓周上의 流體力學의 特性은 均一流中에 놓여진 경우와는 다르다. 즉 噴流徑이 圓周直徑보다 작은 경우에는 停滯點 근방에 있어서 均一流와 比較할 때 큰 壓力勾配를 가지며,³⁾ 코안다效果에 의하여 圓周를 따라 壁噴流가 形成된다. 本 實驗의 條件은 衝突領域이 圓周直徑에 비해 작으므로 壁噴流領域이 存在한다.

Fig. 3은 補助水を 사용하지 않는 單一水噴流의 경우 停滯點에서의 熱傳達係數를 試片의 直徑과 노즐直徑의 比인 d/D 를 파라미터로 하여 표시하였다. 이 線圖에서 알 수 있는 바와 같이 本 實驗範圍에서는 停滯點의 熱傳達係數

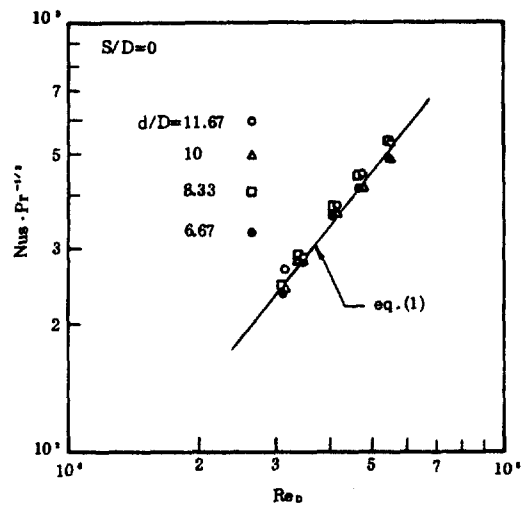


Fig. 3 Stagnation point Nusselt number vs. Reynolds number ($S/D=0$).

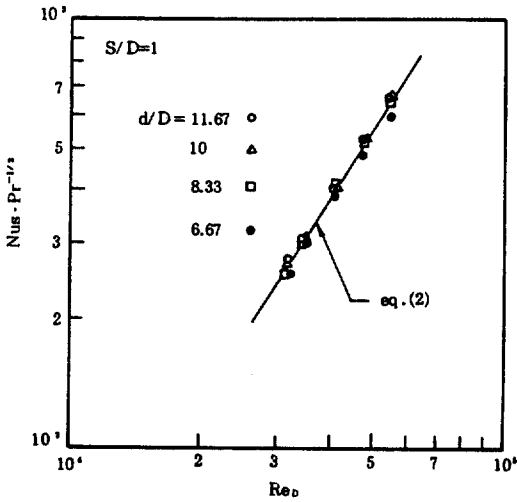


Fig. 4 Stagnation point Nusselt number vs. Reynolds number ($S/D=1$).

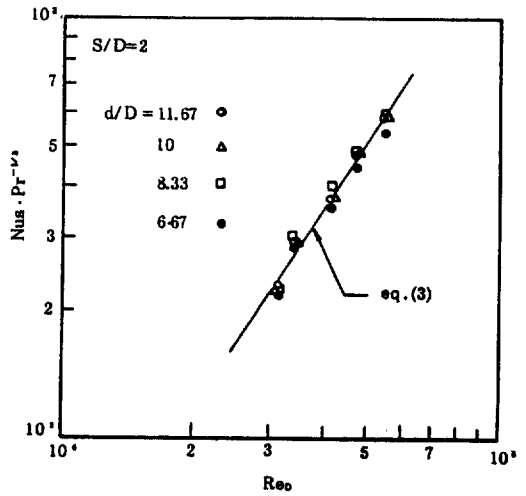


Fig. 5 Stagnation point Nusselt number vs. Reynolds number ($S/D=2$).

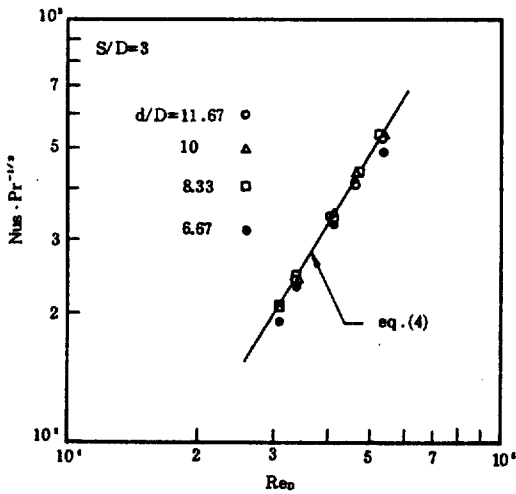


Fig. 6 Stagnation point Nusselt number vs. Reynolds number ($S/D=3$).

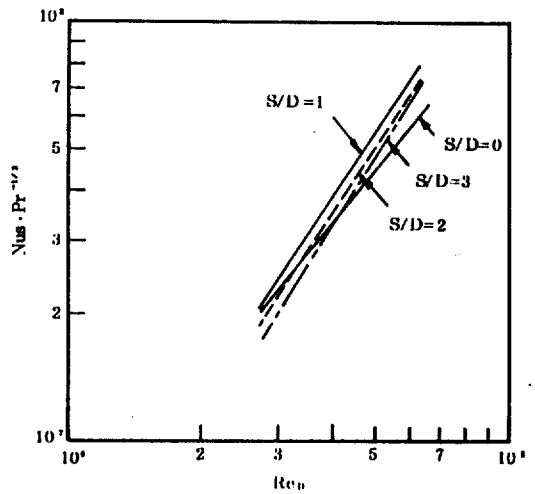


Fig. 7 Influence of supplementary water on Stagnation point Heat Transfer

는 d/D 의 영향을 받지않고 Reynolds 數의 增加에 따라 일정하게 增大하는 경향을 나타내고 있다. 이와같은 現象은 補助水 同伴水噴流의 경우에도 동일한 경향으로 나타난다 (Fig. 4~6의 $S/D=1\sim 3$ 參照). $S/D=0$ 및 $S/D=1, 2, 3$ 의 각 조건에서의 실험결과를 無次元 整理式으로 表示하면 다음과 같다.

$$S/D=0 : Nus = 3.170 \times 10^{-4} Re_D^{1.31} Pr^{1/3} (1)$$

$$S/D=1 : Nus = 1.205 \times 10^{-5} Re_D^{1.63} Pr^{1/3} (2)$$

$$S/D=2 : Nus = 1.120 \times 10^{-5} Re_D^{1.63} Pr^{1/3} (3)$$

$$S/D=3 : Nus = 4.500 \times 10^{-6} Re_D^{1.71} Pr^{1/3} (4)$$

Fig. 7은 停滯點에서의 熱傳達를 나타내는 實驗式을 單一水噴流 ($S/D=0$) 및 補助水 同伴水噴流 ($S/D=1, 2, 3$)의 경우에 대해서 比較한 線圖이며, $S/D=1$ 인 조건에서 熱傳達效果가 우수함을 알 수 있으며, 이 결과는 平板

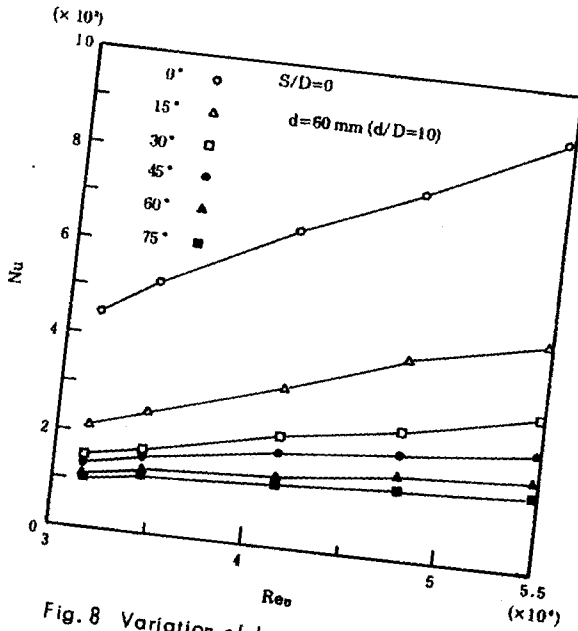


Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient at local point

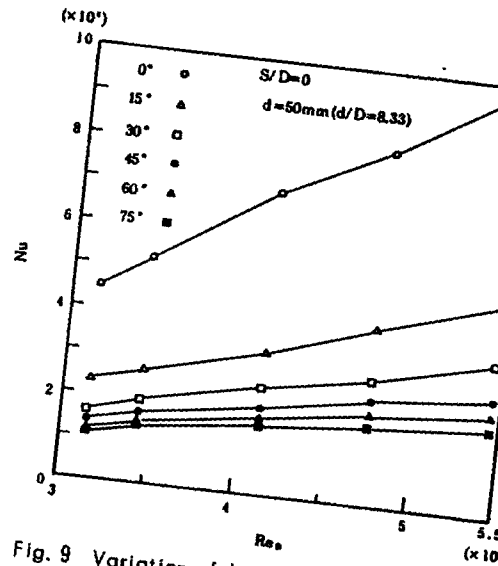


Fig. 9 Variation of heat transfer coefficient at local point

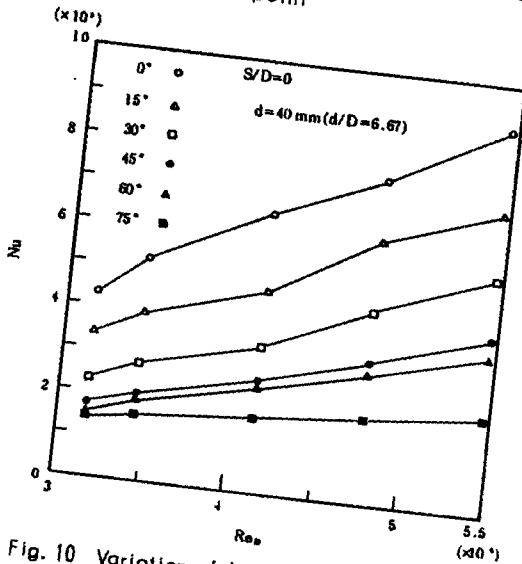


Fig. 10 Variation of heat transfer coefficient at local point

달계수가 最大로 되는것은 그 대상물체가 平板, 圓周, 球에 관계없이 공통점으로 나타나지만, 停滯點으로부터의 거리가 멀어짐에 따라 熱傳達係數는 平板^{1,2)}에서는 단순한 減少, 圓周⁴⁾ 및 球⁵⁾에서는 제 2의 最大值가 存在한다.

本 實驗에서는 對象物體가 半圓筒이며, 停滯點(0°)을 비롯하여 圓柱方向의 각 위치각 (15°, 30°, 45°, 60°, 75°)의 局部點 熱傳達係數의 變化를 구하였다.

Fig. 8~10은 單一水噴流인 경우, 각 局部點에 대하여 Reynolds數의 變化에 따른 熱傳達係數의 變化를 나타내는 線圖이다. 이들 線圖에서 알 수 있는 바와같이 동일한 Reynolds數에서는, 熱傳達係數는 停滯點에서의 最大値로부터 위치각의 增加에 따라 減少하고 있으며, 또 Reynolds數의 增加에 따른 熱傳達係數의 增加率은 위치각의 증가에 따라 완만해지고 있다. 또한 試片의 直徑 d=60, 50 mm(d/D=10 및 8.33, Fig. 8, 9參照)에서는 停滯點(0°)과 15° 위치각 사이의 熱傳達係數의 差가 상당히 크며 위치각의 증가에 따라 그 差는 점차 작아지는 傾向이 있다(d=70 mm 즉 d/D=11.67의 경우도 동일한 傾向임). 그러나 d=40 mm(d/D=6.67)인 Fig.

傳熱面에 대한 著者들의 研究²⁾와 일치하고 있다. 또한 補助水를 사용하지 않는 경우에 비해서 Reynolds수가 增加할수록 熱傳達增進效果가 增大한다.

3.2 圓周上에서의 局部熱傳達

衝突水噴流系에서는 前方 停滯點에서 열전

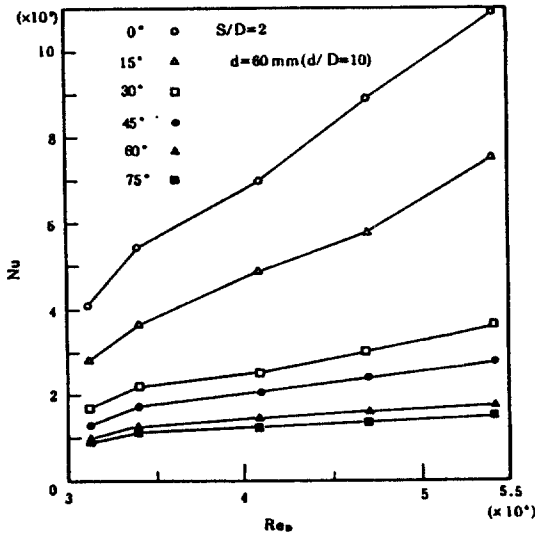


Fig. 11 Variation of heat transfer coefficient at local point

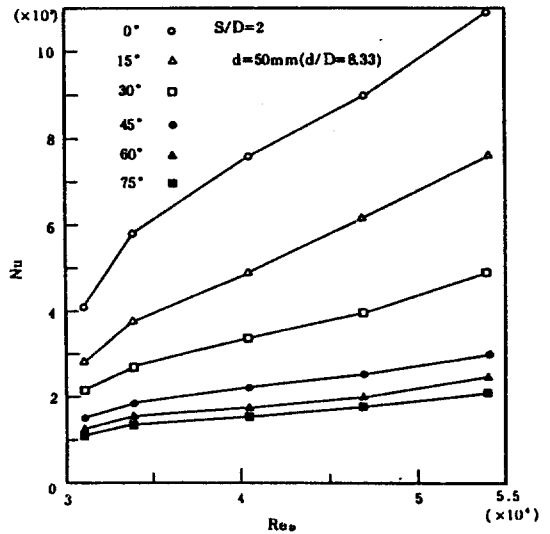


Fig. 12 Variation of heat transfer coefficient at local point

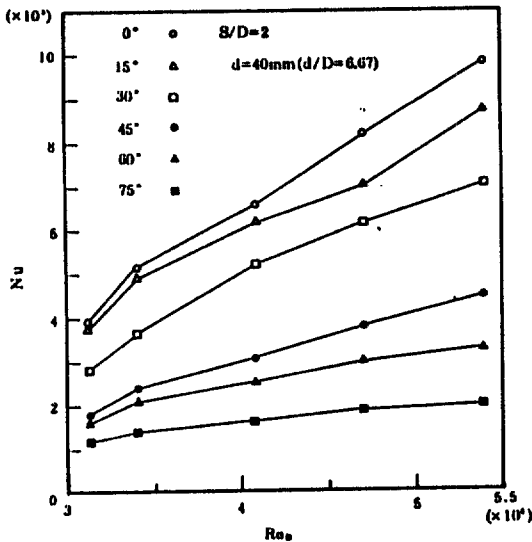


Fig. 13 Variation of heat transfer coefficient at local point

10에서는 停滯點과 15° 위치각 사이의 熱傳達係數가 상당히 작아지고 있음을 볼 수 있으며 위치각의 增加에 따른 열전달계수의 減少幅도 均일함을 알 수 있다.

Fig. 11~13은 補助水 同伴水噴流의 경우의 例로서 單一水噴流인 경우의 性질과 類似하지만 停滯點에서의 熱傳達特性과 마찬가지로 補

助水를 使用하면 30° 以內의 위치각에서는 Reynolds 數의 增加에 따른 열전달계수의 增加率이 單一水噴流에 비해 커지며, $d=40\text{mm}$ ($d/D=6.67$)에서는 30°와 45° 위치각사이에 熱傳達係數의 값이 큰 差를 나타낸다. 이것은 衝突領域과 壁噴流領域의 한계에서 나타나는 現象일것으로 생각되며 $S/D=1$ 및 $S/D=3$ 의 경우도 類似한 特性을 갖는다. 따라서 各 圓周위치에서의 局部熱傳達係數分布의 特性에는 曲率(d/D)의 影響이 있다고 생각되며 그 限界値는 $d/D=6.67$ 과 8.33 사이에 存在할것으로 推測할 수 있다.

Fig. 14~17은 橫軸에 停滯點으로부터 圓周方向距離 ℓ 를 노즐직경으로 無次元化한 ℓ/D 를 取하고, 縱軸에는 停滯點에서의 Nusselt 數에 대한 各 點에서의 局部 Nusselt 數의 比로 표시한 線圖이며 파라미터는 d/D 이다.

이들 線圖에서 $d/D=8.33\sim 11.67$ 의 데이터와 $d/D=6.67$ 의 데이터는 서로 다른 群을 形成하고 있으며 同一한 圓周方向距離에서는 後者の 無次元 Nusselt 數가 더 크다. 3.1節에서 考察한 바와같이 停滯點에서는 曲率 d/D 의 熱傳達에 대한 影響이 $d/D=6.67\sim 11.67$ 範圍에서 거의 없지만 圓周方向의 各 點에서는 Fig. 14~17에서 보는 바와 같이 本 實驗

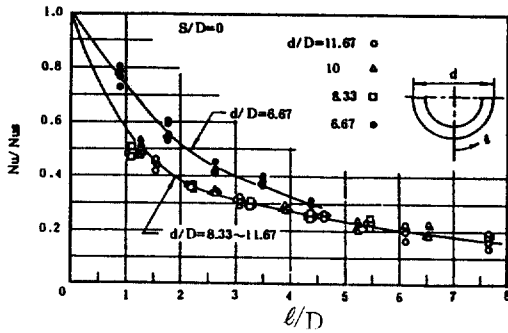


Fig. 14 Circumferential distribution of heat transfer coefficient ($S/D=0$)

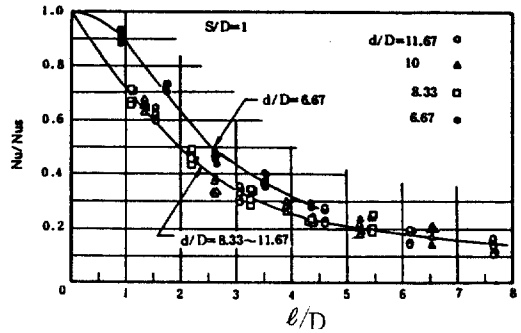


Fig. 15 Circumferential distribution of heat transfer coefficient ($S/D=1$)

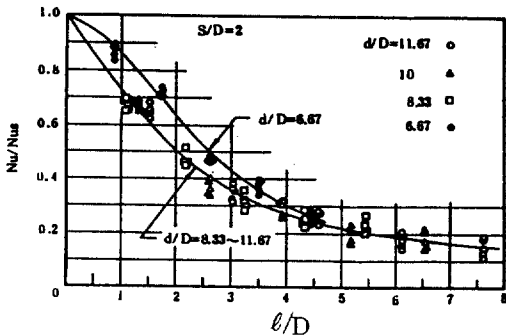


Fig. 16 Circumferential distribution of heat transfer coefficient ($S/D=2$)

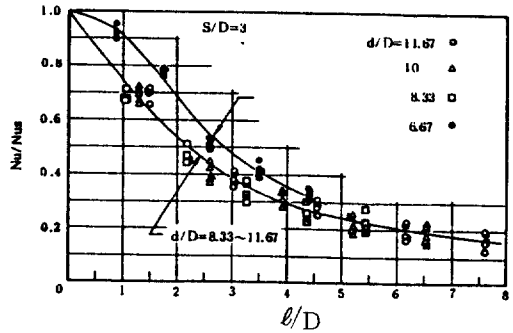


Fig. 17 Circumferential distribution of heat transfer coefficient ($S/D=3$)

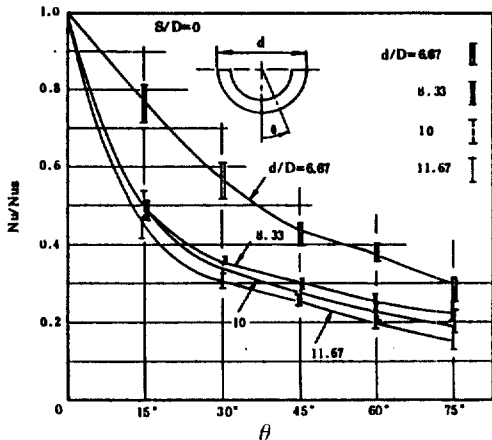


Fig. 18 Distribution of local heat transfer coefficient ($S/D=0$)

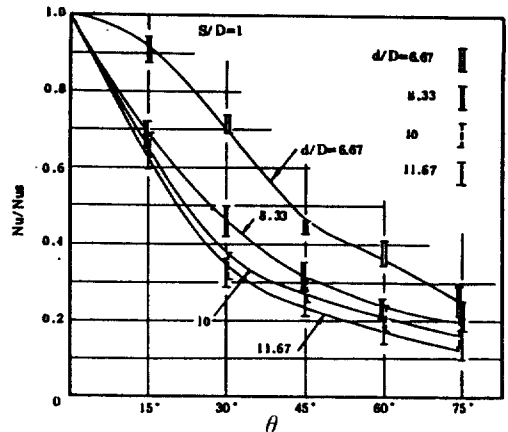


Fig. 19 Distribution of local heat transfer coefficient ($S/D=1$)

範圍內에서, $d/D \geq 8.33$ 에서는 曲率의 영향이 무시되며 $d/D = 6.67$ 과 8.33 사이에서 어떤 限界値 以下에서는 曲率의 영향이 나타나는 것으로 생각할 수 있다. 이들 線圖에서 停滯點의

熱傳達係數에 대한 局部點의 熱傳達係數比 (Nu/Nus)는 補助水를 使用하는 경우가 單一水噴流의 경우에 비해 $l/D \leq 4.5$ 領域에서는 더 크지만 $l/D > 4.5$ 領域에서는 補助水의 使

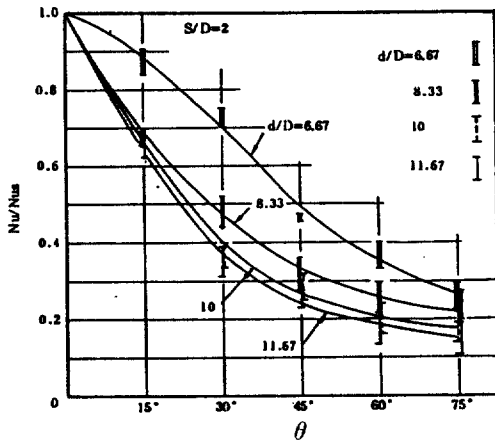


Fig. 20 Distribution of local heat transfer coefficient ($S/D=2$)

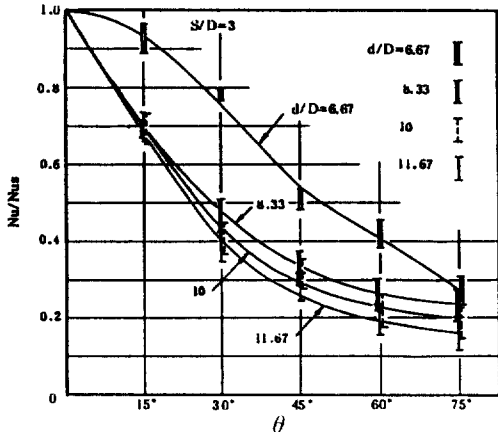


Fig. 21 Distribution of local heat transfer coefficient ($S/D=3$)

用有無, 또 補助水層높이에 관계없이 거의 동일한 分布를 나타내고 있다. 또한 $\ell/D \leq 4.5$ 領域에서 $S/D=1$ 인 條件과 $S/D=2$ 인 條件에서는 Nu/Nus 分布가 거의 類似하며 $S/D=3$ 에서 그 分布가 가장 높은 分布值를 나타낸다. 또한 ℓ/D 의 증가에 따른 Nu/Nus 의 減少分布曲線에 注目하면 補助水를 使用하는 경우의 $d/D=6.67$ 條件에서는 停滯點 근방에서 減少率이 현저하게 작음을 볼 수 있다.

Fig. 18~21은 圓周方向의 各 위치각에 대한 Nu/Nus 를 d/D 의 파라미터로 하여 표시한 線圖로서 各 記號는 $31000 \leq Re_D < 55000$ 에서 데이터의 範圍를 表示하였다. 이들 線圖에서도 $d/D=6.67$ 과 $d/D=8.33 \sim 11.67$ 의 위

치각 增加에 따른 Nu/Nus 의 分布는 상당한 차이가 있으며, $S/D=1 \sim 3$ 에서는 $d/D=6.67$ 條件에서 Stagnation Point를 岐點으로 初期에 完만하게 減少가 始作되어 그 外의 다른 條件과는 減少分布가 다르다는 것을 알 수 있다. Nu/Nus 의 값은 d/D 가 작을수록 크며, 熱傳達의 無次元分布는 全般的으로 單一水噴流($S/D=0$)의 경우보다 補助水 同伴水噴流의 경우가 높은 分布를 나타내는데 $S/D=3$ 인 경우에 가장 높은 分布를 나타낸다.

4. 結 論

本 研究는 노즐出口直徑 $d=6$ mm인 노즐로부터 噴出하는 水噴流를 분출속도 $V_0=4.7 \sim 8.3$ m/s에 따라 等熱流束條件下에서 半圓筒의 外面에 鉛直方向으로 衝突시킬때 補助水를 使用하여 熱傳達實驗을 한 結果, 다음과 같은 結論을 얻었다.

- 1) 停滯點에서의 熱傳達係數는 試片의 曲率 d/D 에 關係없으며 $Nus = C \cdot Re_D^n \cdot Pr^{1/3}$ 의 無次元式으로 表示된다.
- 2) 停滯點에서는 補助水層높이가 $S/D=1$ 인 條件에서 最大의 熱傳達效果가 나타난다.
- 3) Reynolds數의 增加에 따른 熱傳達係數의 增加率은 위치각의 증가에 따라 完만해진다.

4) 停滯點에 대한 圓周方向 局部點의 無次元 Nusselt數 比의 分布에서, $d/D \geq 8.33$ 에서는 曲率의 影響을 받지 않지만 $d/D=6.67$ 과 8.33 사이의 어떤 限界值以下에서는 曲率의 影響을 받게된다. 補助水가 使用될 때는 $\ell/D \leq 4.5$ 領域에서 그 影響을 받으며 Nu/Nus 의 값은 높은 分布로 나타나지만 補助水의 影響을 받지 않는다.

5) 停滯點으로부터 圓周方向으로의 위치각 增加에 따른 無次元 Nusselt數 比의 分布는 d/D 의 條件에 따라 相異하며, 동일위치각에서는 d/D 가 작을수록 熱傳達效果가 良好한데 補助水 使用에 의한 無次元 熱傳達係數는 높아지는 效果가 나타난다.

5. 後 記

이 論文은 1987 年度 韓國學術振興財團 自由公募課題 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. 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.
2. Ohm 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.
2. 熊田, 馬淵, 川島豊, “衝突噴流による熱傳達に関する研究”, (第 2 報, 二次元空氣噴流中のポテンシャルコア領域におかれた圓柱からの物質傳達), 日本機械學會論文集, 38 卷, 315 號, pp. 2915-2926, 1972.
4. 熊田, 馬淵, 川島豊, 平田, “衝突噴流による熱傳達に関する研究”, (第三報, 二次元空氣噴流中の發達領域におかれた圓柱からの物質傳達), 日本機械學會論文集, 40 卷, 330 號, pp. 471~478, 1974.
5. 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.
6. TABAKOFF. W. and CLEVENGER. W., “Gas Turbine Blade Heat Transfer Augmentation by Impingement of Air Jets Having Various Configurations”. Journal of Eng. for Power, Trans. ASME, pp.51-60, 1972.
7. METZGER. D.E., YAMASHITA. T., and JENKINS. C.W., “Impingement Cooling of Concave Surfaces with Lines of Circular Air Jets”, Journal of Eng. for Power, Trans. ASME, pp.149-158, 1969.
8. SPARROW. E.M., Altemani. C.A.C., and Chaboki. A., “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.
9. 烏居, 天野, 圓形自由噴流中に置かれた球の熱および物質傳達に関する研究”(第 2 報, 局所熱傳達特性), 日本機械學會論文集(B編), 49 卷, 446 號, pp. 2137~2146, 1983.