

衝突水噴流에 의한 壁面噴流 領域에서의 傳熱特性

嚴 基 讚*, 徐 正 閔**

Heat Transfer Characteristics in Wall Jet Region
with Impinging Water Jet

Ki Chan Ohm and Jeong Yun Seo

ABSTRACT

The purpose of this investigation is to study heat transfer characteristics in wall jet region on a flat plate caused by upward impinging water jet. In the wall jet region, heat transfer results by impinging water jet are being compared with the ones with supplementary water.

As the radius increases, the heat transfer coefficient in the wall jet region consequently decreases, but decreasing nozzle-heat plate distance, the reduction rate increases.

The experimental equation is expressed as follows :

$$\frac{N_{ur}}{Pr^{0.4}} \cdot \bar{\xi} = m(\bar{\gamma} \cdot Re\delta)^n, m = 0.034 \sim 0.056, n = 1.74 \sim 2.007$$

The optimum height of supplementary water is obtained to improve heat transfer effect of wall jet region.

* 嚴 基 讚 : 仁荷工業專門大學 機械科

** 徐 正 閔 : 仁荷大工大機械工學科教授

記號說明

- A : 傳熱面積 (m^2)
 $b_{\frac{1}{2}}$: 衝突半徑 (m)
 C_p : 定壓比熱 ($Kcal/kg^{\circ}C$)
 D : 노즐出口直徑 (m)
 H : 노즐出口 - 傳熱面間 距離 (m)
 h : 熱傳達係數 ($Kcal/m^2h^{\circ}C$)
 I : 電流 (Ampere)
 P : 壓力 (kg/m^2)
 q : 熱流束 ($Kcal/m^2h$)
 r : 半徑方向 距離 (m)
 S : 補助水層 높이 (m)
 u : r 方向 速度 (m/s)
 V : 電壓 (volt)
 V_0 : 노즐出口速度 (m/s)
 V_s : 衝突速度 (m/s)
 a, b, c, d : 常數
 μ : 粘性係數 (kg_s/m^2)
 δ : 液膜 두께 (m)
 λ : 熱傳導率 ($Kcal/mh^{\circ}C$)
 $N_{ur} = h \cdot r / \lambda$: Nusselt number
 $Re_D = V_0 \cdot D / \nu$: Reynolds number
 $Re_{\delta} = u \cdot \delta / \nu$: Reynolds number
 $Pr = C_p \mu / \lambda$: Prandtl number

添 字

- ∞ : 自由流線 혹은 無限遠方
 S : 停滯點 (stagnation point)
 ω : 壁面噴流領域
 O : $S/D = 0$
 1 : $S/D = 1$
 2 : $S/D = 2$
 3 : $S/D = 3$

1. 緒 論

物體를 冷却하는 有效한 方法의 하나로서 노즐에서 噴出하는 噴流를 物體에 衝突시키는 方法이 있다. 그 方法으로는 지금까지 空氣噴流를 利用한 冷却이 많이 研究되어 왔고^{1,2)}, 水噴流에 의한 경우는 傳熱面에 대해서 下向式 水噴流의 衝突로 冷却效果를 얻는 方法이 많이 研究되고 있다.^{3,4,6)} 또 最近에는 噴霧冷却과 浮力噴流(buoyant jet)⁵⁾에 의한 方法이 環境汚染에 關聯되는 分野에까지 利用되는등, 工學的 應用範圍가 擴大되고 있다.

本 研究의 目的은 圓形노즐 (sine曲線形)을 통해 噴出된 鉛直上向 水噴流가 補助水層을 通過한후 通電加熱한 傳熱面에 衝突할때, 주로 stagnation point의 熱傳達에 대한 考察⁷⁾에 이어 壁面噴流領域에서의 傳熱特性을, 實驗의으로 究明하는데 있다. 噴流의 領域은 그림 1과 같이 自由噴流領域, 衝突領域, 壁面噴流領域으로 區分한다.⁸⁾

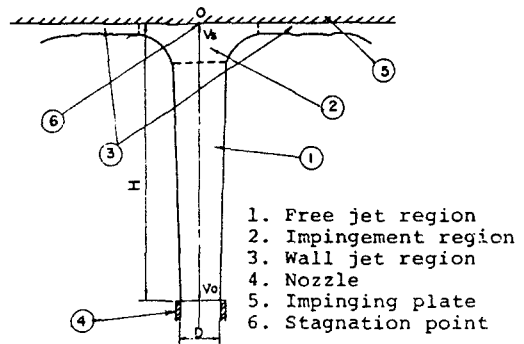


Fig.1. Sketch of an Axi-symmetric upward impinging water jet

2. 實驗裝置 및 實驗方法

實驗裝置의 概略圖는 그림 2와 같다. 물탱크의 물이 orifice를 通過할때 manometer에서 速度를 測定하고, 노즐에서 噴出된 물은 補助水層을 通

過하여 傳熱面に 衝突하게 하였다. 이때 水噴流과 同伴하는 물의 量을 補充하면서 補助水層의 높이 S를 一定하게 유지하였고, 衝突板 ⑩은 上下 左右로 移動할 수 있게 製作하였다.

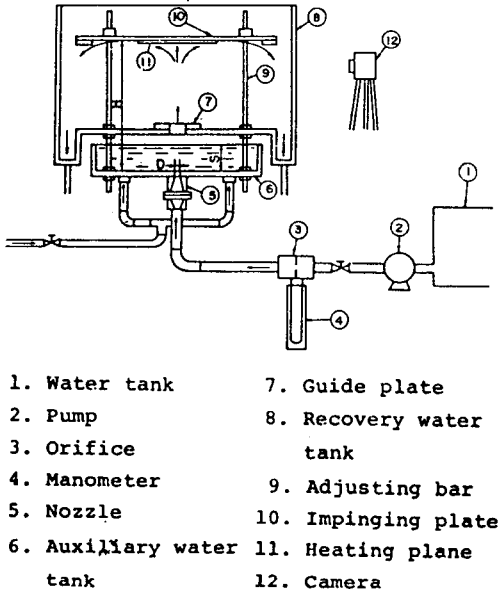


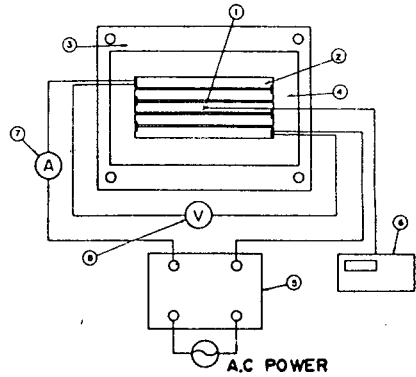
Fig. 2. Experimental Apparatus

實驗範圍는, 노즐直徑 $D = 8 \text{ mm } \phi$, 노즐出口-傳熱面間 距離 $H = 80 \sim 400 \text{ mm}$ ($H/D = 10, 20, 30, 40, 50$), 半徑方向 距離 $r = 10 \sim 50 \text{ mm}$, 補助水層의 높이 $S = 0 \sim 24 \text{ mm}$ ($S/D = 0, 1, 2, 3$), 노즐出口速度 $V_0 = 3.59 \sim 8.29 \text{ m/s}$ 로 하였으며 通電에 의한 定常加熱法으로 熱流束은 $q = 91976 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ 로 一定하게 유지시켰다.

實驗은 먼저 衝突領域에서 噴流의 全壓 및 靜壓을 pitot tube에 의해서 測定한 다음, 그림 3과 같이 熱板인 stainless 箔板(두께 $30 \mu\text{m}$, 幅 10 mm , 길이 200 mm) 5개를 베그라이트板에 附着하여 通電加熱하고 中央에 附着된 C-C thermocouple($50 \mu\text{m} \phi$)에 의해서 溫度를 測定하였다. 이때 熱流速은 다음과 같이 구하였다.

$$q = 0.24 I \cdot V \times (3600 \times 10^{-3}) / A \text{ (Kcal/m}^2\text{h)}$$

加熱部와 溫度測定 裝置는 그림 3과 같다.



1. Thermo-couple
2. Stainless steel plate
3. Bakelite Guide plate
4. Bakelite impinging plate
5. Slidac
6. Digital thermometer
7. Ampere meter
8. Volt meter

Fig. 3. Apparatus of Heating and Temperature test

3. 實驗結果 및 考察

3.1 衝突半徑 및 衝突速度

本 研究에서는 衝突半徑 $b_{\frac{1}{2}}$ 을 stagnation point로부터 靜壓이 零이 되는 點까지의 半徑方向 距離로 定義하고 $S/D = 0, 1, 2, 3$ 에 대해서 衝突半徑은 다음 式으로 表示된다.⁷⁾

$$\text{衝突半徑} : b_{\frac{1}{2}}/D = a \cdot H/D + b \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\begin{cases} S/D = 0 : a = 0.0039, & b = 0.57 \\ S/D = 1 : a = 0.0026, & b = 0.743 \\ S/D = 2 : a = 0.00625, & b = 0.88 \\ S/D = 3 : a = 0.00724, & b = 1.024 \end{cases}$$

또한 衝突速度는 衝突直前, 즉 衝突板 바로 밑의 0.5 mm 位置에서의 速度로 定義하였으며, $S/D = 0, 1, 2, 3$ 에서의 衝突速度는 다음式으로 表示된다.⁷⁾

$$\text{衝突速度} : V_0/V_s = C \cdot H/D + d \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$\begin{cases} S/D = 0 : C = -0.0034, d = 0.661 \\ S/D = 1 : C = -0.0046, d = 0.573 \\ S/D = 2 : C = -0.0051, d = 0.505 \\ S/D = 3 : C = -0.0062, d = 0.5 \end{cases}$$

3.2 衝突領域에서의 靜壓分布

stagnation point의 靜壓에 대한 衝突領域內 임의점의 靜壓의 無次元項과, 衝突半徑에 대한 임의의 半徑의 無次元項과의 關係式은 다음과 같이 表示된다.⁷⁾

$$\frac{P-P_\infty}{P_s-P_\infty} = 1 - \tanh^2(1.223 \frac{r}{b\frac{1}{2}}), b\frac{1}{2} \geq r \dots (3)$$

3.3 熱傳達에 關한 關係式

壁面噴流領域에서의 液膜두께는 連續方程式으로부터 다음과 같이 表示된다.^{3,9)}

$$2\pi r \delta u = \frac{\pi}{4} D^2 V_0$$

$$\therefore \delta = D/8 \cdot (\frac{r}{D}) \cdot (\frac{u}{V_0}) \dots (4)$$

液膜두께 δ 를 대표길이로 한 Reynolds number와 노즐直徑 D 를 대표길이로 잡은 Reynolds number를 각각 다음과 같이 定義한다.

$$Re_\delta = \frac{u \cdot \delta}{\nu} \dots (5)$$

$$Re_D = \frac{V_0 \cdot D}{\lambda} \dots (6)$$

$$\therefore Re_\delta = Re_D / 8 \cdot \frac{r}{D} \dots (7)$$

$$\text{따라서 } Re_D = 8 \cdot \frac{r}{D} Re_\delta \dots (8)$$

또 켈기흐름에 대한 Mangler transformation^{10,11)}의 式, $N_{ur} / \sqrt{Re_r} = 0.763 Pr^{0.4}$ 을 利用한 熱傳達 解析의 結果⁷⁾는 다음式으로 表示된다.

$$h = 0.844 Pr^{0.4} \frac{\lambda}{\sqrt{\lambda}} \cdot \sqrt{\frac{V_s}{b\frac{1}{2}}} \dots (9)$$

따라서 (9)式的 V_s 에는 (2)式을, $b\frac{1}{2}$ 에는 (1)式을 각각 代入하면

$$\frac{h \cdot r}{Pr^{0.4} \lambda} = 0.844 \frac{r}{\sqrt{\nu}} \cdot \sqrt{\frac{V_0 (d+C \cdot H/D)}{D(a \cdot H/D + b)}}$$

$$= 0.844 \sqrt{8 \cdot \frac{r}{D} Re_\delta} \cdot \frac{r}{D} \cdot \frac{\sqrt{d+C \cdot H/D}}{\sqrt{a \cdot H/D + b}}$$

$$\therefore \frac{h \cdot r}{Pr^{0.4} \lambda} = 0.844 \sqrt{8} \cdot (\frac{r}{D})^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{Re_\delta} \cdot$$

$$\sqrt{d+C \cdot H/D} / \sqrt{a \cdot H/D + b}$$

$$\therefore \frac{h \cdot r}{Pr^{0.4} \lambda} \cdot \sqrt{(a \cdot H/D + b)/8} \cdot (\frac{D}{r})^{\frac{3}{2}}$$

$$= 0.844 \sqrt{Re_\delta (d+C \cdot H/D)} \dots (10)$$

윗式에서 $S/D = 0, 1, 2, 3$ 의 각 條件에서의 $\sqrt{(a \cdot H/D + b)/8} \cdot (\frac{D}{r})^{\frac{3}{2}}$ 의 값을 각각 $\xi_{0w}, \xi_{1w},$

ξ_{2w}, ξ_{3w} 로 表示하고, $(d+C \cdot H/D)$ 의 값을 각각 $\bar{\eta}_0, \bar{\eta}_1, \bar{\eta}_2, \bar{\eta}_3$ 으로 表示하면 一般的으로 (10)式은 다음과 같이 表示된다.

$$\frac{N_{ur}}{Pr^{0.4} \lambda} \cdot \bar{\xi}_w = 0.844 (\bar{\eta} \cdot Re_\delta)^{0.5} \dots (11)$$

(11)式은 流體實驗結果에 따라 얻은 壁面噴流領域에서의 熱傳達에 關한 半實驗式이 된다. 따라서 本實驗結果에 대한 一般式은 다음과 같이 表示된다.

$$\frac{N_{ur}}{Pr^{0.4}} \cdot \bar{\xi} = m (\bar{\eta} \cdot Re_\delta)^n \dots (12)$$

그림 4는 半徑方向에서의 熱傳達係數의 變化를 $S/O = 0, H/D = 20, V_0 = 3.59 \sim 8.29 \text{ m/s}$ 인

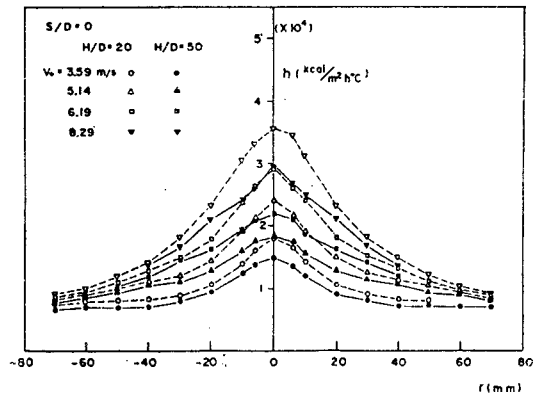


Fig.4. Radial distribution of heat transfer coefficient ($S/D = 0$)

조건에 대해서 나타낸 것이다. 이 선도에 의하면 $r = 0$, 즉 stagnation point에서 熱傳達係數가 最大가 되고, r 가 增加함에 따라 減少한다. 그런데 r 의 增加에 따른 熱傳達係數의 減少率은 작아진다. 이때 노즐-傳熱面間 距離가 작은 $H/D = 20$ 인 경우가 $H/D = 50$ 인 경우보다 半徑方向의 熱傳達係數의 減少率이 더 크다는 것을 알 수 있으며, 그 現象은 $r = 0 \sim 20$ mm 範圍에서 더욱 顯著하게 나타난다.

또한, 그림 5에서는 $H/D = 30$, 그림 6에서는 $H/D = 50$ 일때 半徑方向에 따른 熱傳達係數의 變化를 補助水層높이를 parameter로 하여 表示하였다. 이때 H/D 가 一定할때는 S/D 의 값이 클수록, 즉 補助水層의 높이가 클수록 板에 衝突하는 衝突速度가 減少하는데, 이런 條件에서 $r \geq 20$ mm인 領域에서는 $S/D = 1$ 인 條件에서 熱傳達係數는 最大가 크다. 따라서 H/D 가 一定한 狀態에서 壁面噴流領域의 傳熱效果를 向上시키기 위한 最適補助水層의 높이는 $S/D = 1$ 이다. 또 r 가 增加함에 따른 熱傳達係數의 減少率은 $r \geq 20$ mm 領域에서 S/D 의 값에 관계없이 거의 같다는 것을 알 수 있다.

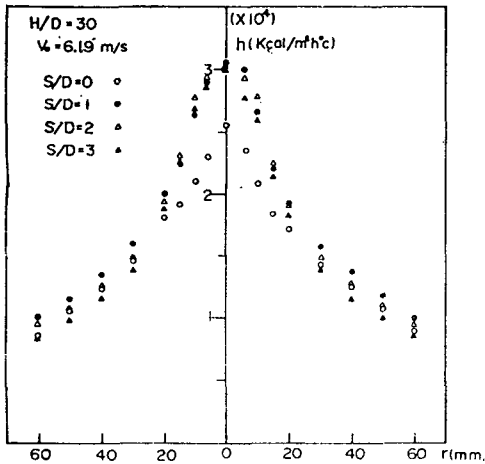


Fig.5. Radial distribution of heat transfer coefficient ($H/D = 30$)

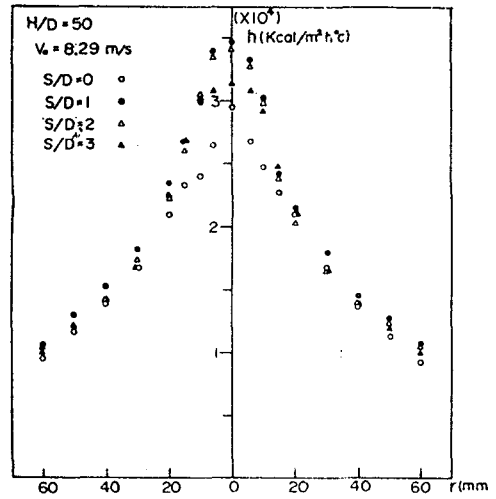


Fig.6. Radial distribution of heat transfer coefficient ($H/D = 50$)

本 研究에서는 (12)式을 토대로 하여 $S/D = 0 \sim 3$ 의 각 條件에서 얻은 實驗結果를 橫軸에 $(\bar{\eta} \cdot Re_p)^{0.5}$, 縱軸에 $\frac{Nur}{Pr^{0.4}} \bar{\xi}$ 項을 취하여 表示하면, 本 實驗範圍의 $H/D, r, V_0$ 의 모든 값에 적용할 수 있는 一般의 實驗式을 얻을 수 있다. (그림 7 ~ 10 參照)

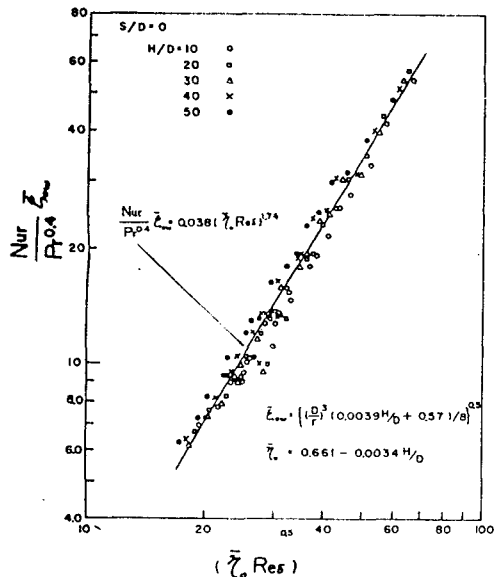


Fig.7. Experimental heat transfer data in wall jet region ($S/D = 0$)

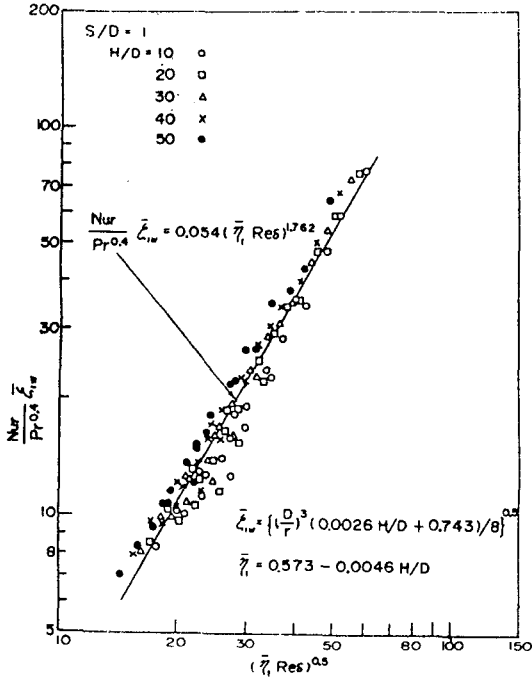


Fig. 8. Experimental heat transfer data in wall jet region (S/D=1)

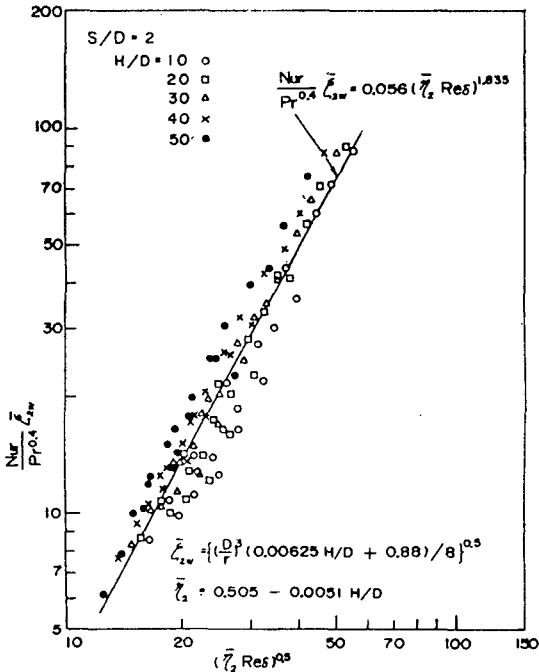


Fig. 9. Experimental heat transfer data in wall jet region (S/D=2)

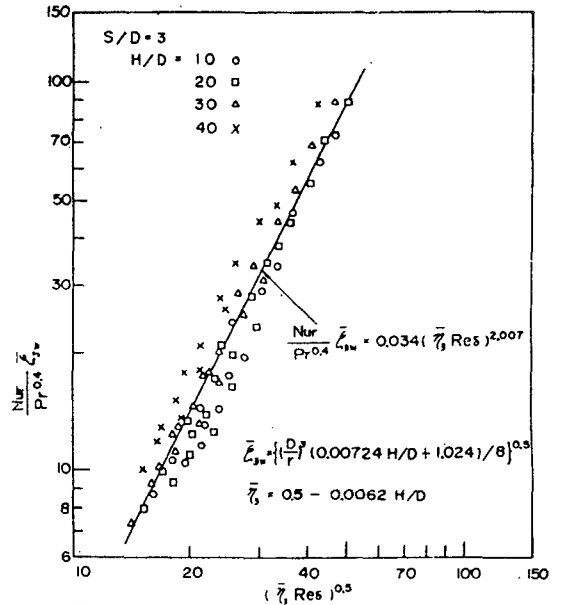


Fig. 10. Experimental heat transfer data in wall jet region (S/D=3)

따라서 實驗結果를 S/D = 0, 1, 2, 3 에서 정리 하면 (12) 式의 m 과 n 은 table.1 과 같이 정리된 다. 이 結果들을 綜合, 比較하면 그림 11 과 같이 된다. 이 선도에 의하면 同一한 衝突 Reynolds 數 에서는 補助水層의 높이 가 클수록 傳熱 效果는 增加 하지만 $(\bar{\eta} \cdot Re \delta)^{0.5}$ 의 값이 약 17.5 이하에서는 S/D = 3 인 경우가 S/D = 2 인 경우보다 오히려 傳熱 效果가 減少하는 傾向이 있으며, 따라서 傳熱 效果의 增進을 위한 限界 補助水層의 높이 가 存在함을 알 수 있다.

Table 1. Values of m & n

條件	常數	m	n
S/D = 0		0.038	1.740
S/D = 1		0.054	1.762
S/D = 2		0.056	1.835
S/D = 3		0.034	2.007

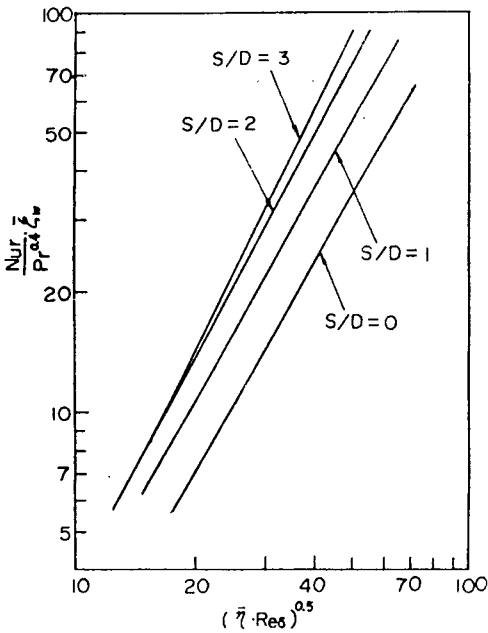


Fig.11. Comparison of heat transfer for various supplementary water quantity in wall jet region

그리고 補助水を 同伴하는 水噴流에서 노즐-傳熱面間 距離가 一定한 狀態에서 同一한 衝突速度를 얻으려면 S/D의 값이 클수록, 즉 補助水層의 높이가 클수록 同伴水噴流의 入力Energy의 消費가 增大하므로, 傳熱效果의 向上과 入力Energy의 節約이라는 觀點에서 볼때 最適 補助水層의 높이를 고려해야 할 것이다. 그림 11에서 보면 $(\bar{\eta} \cdot Re_{\delta})^{0.5}$ 의 값이 40일때 S/D=0인 경우를 基準으로 하여 $\frac{Nu_r}{Pr^{0.4}} \cdot \bar{\xi}$ 의 增加量을 比較하면, S/D=1인 경우는 1.51배, S/D=2인 경우는 2.1배, S/D=3인 경우는 2.36배로 傳熱效果가 增大한다. 그러나 入力Energy는 S/D=0을 基準으로 할 때 S/D=1인 경우는 1.67배, S/D=2인 경우는 2.52배, S/D=3인 경우는 3.2배가 된다. 그런데 傳熱效果의 增加率は S/D=3의 경우가 S/D=2의 경우보다 작으므로 入力Energy를 고려할때 最適 補助水層의 높이는 S/D=2인 경우로 생각할 수 있다.

4. 結 論

補助水を 同伴하는 水噴流를 水平 傳熱面에 鉛直上向으로 衝突시켰을때 壁面噴流領域內에서의 傳熱特性에 관한 實驗을 한 效果, 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 熱傳達係數는 stagnation에서 가장 크고 半徑方向 距離 r가 增加함에 따라 減少한다. 이때 그 減少率은 노즐-傳熱面間 距離 H가 작을 수록 더 크다. 그러나 H가 一定할 경우 $r \geq 20mm$ 領域에서는 r의 增加에 따른 熱傳達係數의 減少率은 補助水層높이에 관계없이 거의 一定하다.

2) S/D=0, 1, 2, 3의 각 條件에서 熱傳達의 實驗式은

$$\frac{Nu_r}{Pr^{0.4}} \cdot \bar{\xi} = m(\bar{\eta} \cdot Re_{\delta})^n$$

으로 表示할 수 있으며, $m = 0.034 \sim 0.056, n = 1.74 \sim 2.007$ 의 範圍에 있다.

3) 壁面噴流領域에서의 傳熱效果를 增大시키기 위한 補助水層의 높이는 노즐-傳熱面間 距離가 一定한 條件에서는 S/D=1, 同一한 衝突速度인 條件에서는 S/D=2가 되며, 傳熱增進을 위한 限界 補助水層의 높이가 存在함을 알 수 있다.

參 考 文 獻

1. 陳義男, 平板面に 吹付ける 噴流に 關する 研究, 東京大學 博士學位論文, 1969
2. E. M. Sparrow, B.J. Lovell, Heat Transfer characteristics of an Obliquely Impinging circular Jet, Journal of Heat Transfer, Vol.102, pp 202-209, 1980
3. Shiro Nagai, Totomu Kawai & Karou Taniguchi, On the cooling by a Water Jet, Transaction of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.21, No.104, pp. 310-315, 1955

4. 平田賢, 森岡茂, 衝突水噴流の熱傳達に関する研究, 日本機械學會 論文集, 42 卷, 353 號, pp.236-243, 1976
5. C. J. Chen & C. P. Nikitopoulos, On the Near Field Characteristics of Axi-Symmetric Turbulent Buoyant Jets in an Uniform Environment, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.22, pp.245-255, 1979
6. M. Monde & Y. Katto, Burnout in a High Heat-Flux Boiling System with an Impinging Jet, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol.21, pp.295-305, 1978
7. 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
8. 平田賢, 傳熱工學の基礎と最近の諸問題, 日本船用機關學會誌, 第 6 卷, 第 9 號, 1971
9. E. J. WATSON, The Radial spread of a liquid Jet over a Horizontal plane, J. Fluid Mech, Vol.20, Part3, pp.481-499, 1964
10. HERMANN SCHLICHTING, Boundary layer Theory (7th edith), pp.245-247, McGraw-Hill, LONDON, 1978
11. 甲藤好郎, 傳熱概論, pp.68-421, 養賢堂, 東京, 1978