

<論 文>

衝突水噴流에 의한 熱傳達促進에 관한 研究

嚴 基 讚\* · 徐 正 閔\*\*

(1982年 3月 24日 接受)

Augmentation of Heat Transfer on a Flat Plate with Impinging Water Jet

Ki Chan Ohm and Jeong Yun Seo

Abstract

The purpose of this investigation is to study heat transfer characteristics at a stagnation point on a flat plate caused by upward impinging water jet.

At the stagnation point, heat transfer results by impinging water jet are being compared with the ones with supplementary water. Optimum supplementary water quantity are supplied in order to improve the effect of heat transfer for each nozzle-to-plate distance. As the nozzle outlet velocity increases, the heat transfer coefficient at stagnation point consequently increases.

Changing the nozzle-to-plate distance, growth rate of heat transfer also varies accordingly. This optimum range of Reynolds number is obtained to improve heat transfer effect.

記 號 說 明

$a, b, a', b', c, c_1$ : 常數	$V_0$ : 노즐出口速度(m/s)
$A$ : 傳熱面積(m <sup>2</sup> )	$V_s$ : 衝突速度(m/s)
$b_{\frac{1}{2}}$ : 衝突半徑(m)	$x$ : 壁面方向 座標
$D$ : 노즐出口直徑(m)	$\rho$ : 密度(kg·s <sup>2</sup> /m <sup>4</sup> )
$g$ : 重力加速度(m/s)	$\lambda$ : 熱傳導率(kcal/mh°C)
$h$ : 熱傳達係數(kcal/m <sup>2</sup> h°C)	$\mu$ : 粘性係數(kg·s/m <sup>2</sup> )
$H$ : 노즐出口-傳熱面間 距離(m)	$Re_D = V_0 D / \nu$ : 레이놀즈 수
$P$ : 壓力(kg/m <sup>2</sup> )	$Nu_D = h \cdot D / \lambda$ : 누셀트 수
$q$ : 熱流束(kcal/m <sup>2</sup> h)	$Pr = c_p \mu / \lambda$ : 프란틀 수
$r$ : 半徑方向 座標	$\zeta = \sqrt{b_{\frac{1}{2}} / D}$
$S$ : 補助水의 높이(m)	$\bar{\eta} = V_s / V_0$
$T$ : 傳熱面溫度(°C)	
$T_w$ : 물의 溫度(°C)	
$u$ : $x$ 方向 速度(m/s)	
$v$ : $y$ 方向 速度(m/s)	

添 字

$\infty$ : 自由流線 혹은 無限遠方
$s$ : 停滯點(stagnation point)
$0$ : $S/D=0$ (補助水가 없는 경우)
$1$ : $S/D=1$
$2$ : $S/D=2$
$3$ : $S/D=3$

\* 正會員, 仁荷工業專門大學

\*\* 正會員, 仁荷大學校 機械工學科

## 1. 緒 論

物體를 冷却 또는 加熱하는 方法으로 노즐로부터 噴出하는 噴流를 物體에 衝突시켜서 熱을 移動시키는 것이 있다. 이러한 噴流는 그 流動流體別로 보면 液體, 空氣, 浮力物質로 分類할 수 있다.

噴流의 工業的 應用範圍는 織物 및 製紙乾燥, 除塵, 機械部品の 冷却, 塗裝, 金屬의 Tempering 및 quenching 그리고 環境汚染의 關聯性에 이르기까지 광범위하게 利用되고 있다.<sup>1)</sup>

그런데 지금까지는 下向水噴流를 利用하여 熱傳達의 效果가 研究되어 왔으며 특히 空氣噴流에 대한 研究가 活潑히 進行되고 있다.

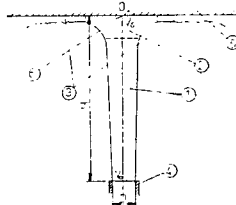
平田<sup>2)</sup>은 水噴流를 傳熱面에 下向衝突시킨 實驗을 하였으며, 이 結果는  $Nu_D = 0.763 \left\{ (1+\zeta)^{\frac{1}{2}} \cdot Re_D \right\}^{0.5} \cdot Pr^{0.4}$ <sup>3)</sup> 와 近似하게 나타났었다. 여기서  $\zeta = 2gH/V_0^2$ 이다. 이 結果에서는  $(1+\zeta)^{\frac{1}{2}} Re_D$ 가 理論的인 衝突速度에 의한 것이므로 實際 衝突速度에 의한 값과는 차이가 있다고 생각된다.

Shiro Nagai<sup>3)</sup> 등은 steam으로 加熱된 銅板에 水噴流를 下向으로 衝突시키는 實驗에서 노즐徑을 3種類로 바꾸어 實驗한 結果, 노즐徑이 작을수록 局部冷却 效果가 크다는 結論을 얻었으며 洪永杓<sup>6)</sup> 등은 頂角이 다른 數種의 錐기형物體에 空氣噴流를 衝突시켰을 때  $Nu_x = c_1 Rex^{\frac{1}{2}} \cdot Pr^{0.4}$ 의 實驗式에서  $c_1 = 0.945$ (頂角 180°인 경우),  $c_1 = 0.646$ (120°인 경우),  $c_1 = 0.542$ (60°인 경우)를 얻었으며 頂角이 클수록 亂流의 效果가 커져서 熱傳達係數가 增大된다고 報告하였다.

Sparrow 등<sup>9)</sup>은 orifice에서 空氣를 下向으로 噴出시켜 板(naphthalene 平板)에 衝突시킬 때 그 板을 90°(垂直衝突)에서 30°까지 傾斜지게 하여 實驗한 結果, 物質傳達係數의 最大點은 幾何學的 stagnation point에서 上傾斜쪽에 存在함을 밝혀냈으며 傾斜度를 增加시키면 그 位置는 上向으로 이동한다고 하였다. 그러나 平均 物質 및 熱傳達係數는 衝突板의 傾斜를 크게 할수록 減少하며 局所 物質 및 熱傳達係數는 物質傳達의 最大點을 기준으로 할때 上傾斜쪽이 下傾斜쪽보다 減少率이 크다고 하였다. 그런데 Pamadi<sup>10)</sup> 등의 解析에 의하면 物質傳達의 最大點이 stagnation point와 일치하지 않는 理由로서는 주로 mixing을 유발하는 非等速 亂流의 영향 때문이라고 하였다. 그러나 그가 半實驗의 亂流모델을 적용하여 구한 結果에 따르면 stagnation point에서 最大 熱傳達係數가 나타남을 보

였다.

本 實驗에서는 補助水를 同伴시키므로써 噴流徑을 增大시키고, 따라서 衝突領域의 擴大로 인한 熱傳達效果를 期待하기 위한 上向水噴流의 方法을 택하였다. 즉 鉛直上向水噴流를 平板에 垂直으로 衝突시킬 때와 補助水를 同伴시킬 때, 각각의 경우의 stagnation point에서의 熱傳達效果를 研究하고자 한다. 여기서 平田이 適用한 理論式에 本實驗에서 얻어진 衝突速度, 衝突半徑, 靜壓分布를 適用한 半實驗式과 熱傳達에 관한 實驗結果를 比較하고, 同時에 熱傳達效果를 最大로 할 수 있는 最適補助水量과 熱傳達係數의 增進率을 最大로 하는 베이놀즈 수의 最適範圍를 구하고자 한다.



1. Free jet region
2. Impingement region
3. Wall jet region
4. Nozzle
5. Impinging plate
6. Stagnation point

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

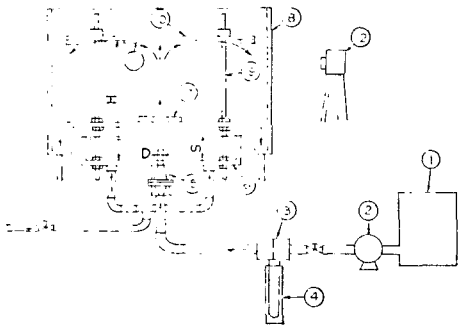
噴流의 流動領域은 平田<sup>2)</sup>에 準하여 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 自由噴流領域, 衝突領域, 壁面噴流領域으로 나누고 노즐出口速度  $V_0$  및 노즐과 衝突平板과의 距離  $H$ 를 變化시킨다. 補助水를 同伴하는 경우에는 補助水높이  $S$ 를 노즐直徑의 1~3배의 범위로 택하였다.

## 2. 實驗裝置 및 實驗方法

### 2.1. 實驗裝置 및 實驗條件

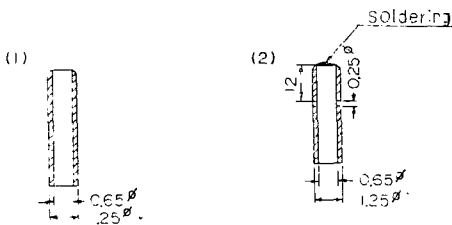
實驗裝置의 概略圖는 Fig. 2에 나타냈다. 물탱크 ①의 一般水道물은 펌프 ②로 送出되고, ③의 orifice와 노즐 ⑤를 지나 噴出된 물은 補助水層을 通過하고 이때 補助水 탱크 ⑥에 있는 물을 同伴하여 噴出하므로 噴流徑의 增大效果를 가져와 衝突半徑이 커지게 되어 冷却範圍를 넓힐 수 있게 하였다. 이 噴流는 加熱面 ⑩에 衝突한 후 回收 탱크에서 排水된다. 이때 노즐出口速度  $V_0$ 는 마노미터 ④에 나타난 液柱差로부터 구하였다. 여기서 衝突板 ⑩은 左右上下로 移動할 수 있게 製作했으며 또한 全壓 및 靜壓測定用板과 加熱面을 附着한 板을 따로 製作하여 全壓, 靜壓 및 溫度測定時 각각 交換할 수 있게 하였다.

實驗條件은 노즐出口徑  $D=8\text{mm}\phi$ , 노즐出口와 平板間距離  $H=80\sim 400\text{mm}$ , 補助水높이  $S=8\sim 24\text{mm}$ , 노



- 1. Water tank
- 2. Pump
- 3. Orifice
- 4. Manometer
- 5. Nozzle
- 6. Auxiliary water tank
- 7. Guide plate
- 8. Recovery water tank
- 9. Adjusting bar
- 10. Impinging plate
- 11. Heating plane
- 12. Camera

Fig. 2 Experimental apparatus.



- (1) Total pressure pitot tube
- (2) Static pressure pitot tube

Fig. 3 Sketch of pitot tube.

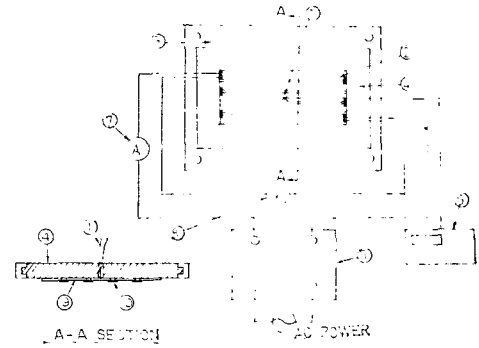
출구 속도  $V_0=3.59\sim 8.29\text{m/s}$  로 하였으며 熱流束  $q=91976\text{kcal/m}^2\text{h}$  로 一定하게 하였다.

### 2.2. 實驗方法

本實驗에서는 全壓 및 靜壓 pitot tube 를 Fig. 3 과 같이 製作하여 全壓 및 靜壓測定用 衝突板의 구멍에 끼워 水柱直管에 連結하여 水柱의 높이로 각각 全壓과 靜壓을 測定하고 그 差인 動壓으로 衝突速度를 얻었다 이때 全壓 및 靜壓은 全壓孔 또는 靜壓孔이 衝突板 밑의 0.5mm 되는 위치에 두고 測定하여 本實驗에서의 衝突速度는 噴流가 衝突板에 衝突하기 直前의 速度로 定義된다. 여기서 stagnation point 의 位置는 노즐中心에서 鉋를 내려 決定하고 pitot 管이 附着된 衝突板으로 水平移動시키면서 각 點에서의 값들을 얻었다.

加熱裝置는 Fig. 4 와 같다.

여기서 c-c thermocouple ( $50\mu\text{m}\phi$ ) ①을 加熱部인 stainless 箔板(두께  $30\mu\text{m}$ , 幅 10mm, 길이 200mm) 中



- 1. Thermo-couple(c-c)
- 2. Stainless steel plate
- 3. Bakelite guide plate
- 4. Bakelite impinging plate
- 5. Slidac
- 6. Digital thermometer
- 7. Ampere meter
- 8. Volt meter
- 9. Stainless heat plate
- 10. Copper plate

Fig. 4 Apparatus of heating and temperature test.

央에 납땀하여 強力接着劑로 附着하고 차례로 銅板으로 連結하여 直接 通電加熱하였다. 加熱面表面溫度는 一定한 熱流束狀態에서  $H/D$  및  $S/D$  를 變化시키면서 測定하였으며 熱流束은 다음 式으로 計算하였다.

$$q=0.24IV \times (3600 \times 10^{-3})/A \text{ (kcal/m}^2\text{h)}$$

### 3. 實驗結果의 考察

#### 3.1. 衝突領域에서의 靜壓分佈

本實驗에서 衝突半徑  $b_{1/2}$  은 stagnation point 로부터 靜壓이 零이 되는 點까지의 距離로 定義한다. Fig. 5 에는 한例로 縱軸에 임의점의 壓力을 stagnation point 의 壓力으로 無次元化한 項을, 橫軸에는 半徑方向의 距

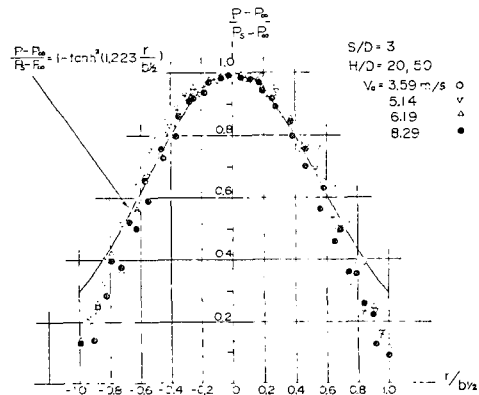


Fig. 5 Static pressure distribution on impingement surface ( $S/D=3$ ,  $H/D=20, 50$ ).

離를 衝突半徑으로 無次元化한 項으로 각각 表示했다. 그 結果는 다음 式으로 表示될 수 있다.

$$\frac{p-p_\infty}{p_s-p_\infty} = 1 - \tan h^2 \left( 1.223 \frac{r}{b_{\frac{1}{2}}} \right), \quad b_{\frac{1}{2}} \geq r \quad (1)$$

3.2. 衝突半徑 및 衝突速度

各  $H/D$ 에 따라 衝突半徑 및 衝突速度의 變化를 나타낸 例를  $S/D=0$ 과  $S/D=2$ 인 條件에 대하여 Fig. 6과 Fig. 7에 例示하였으며 그 結果는  $S/D=0 \sim 3$  條件에서 각각 다음 式으로 表示할 수 있다.

衝突半徑 :

- $S/D=0 : b_{\frac{1}{2}}/D = 0.0039H/D + 0.57 = \bar{\zeta}_0^2 \quad (2)$
- $S/D=1 : b_{\frac{1}{2}}/D = 0.0026H/D + 0.743 = \bar{\zeta}_1^2 \quad (3)$
- $S/D=2 : b_{\frac{1}{2}}/D = 0.00625H/D + 0.88 = \bar{\zeta}_2^2 \quad (4)$
- $S/D=3 : b_{\frac{1}{2}}/D = 0.00724H/D + 1.024 = \bar{\zeta}_3^2 \quad (5)$

衝突速度 :

- $S/D=0 : V_s/V_0 = -0.0034H/D + 0.661 = \bar{\eta}_0 \quad (6)$
- $S/D=1 : V_s/V_0 = -0.0046H/D + 0.573 = \bar{\eta}_1 \quad (7)$
- $S/D=2 : V_s/V_0 = -0.0051H/D + 0.505 = \bar{\eta}_2 \quad (8)$
- $S/D=3 : V_s/V_0 = -0.0062H/D + 0.5 = \bar{\eta}_3 \quad (9)$

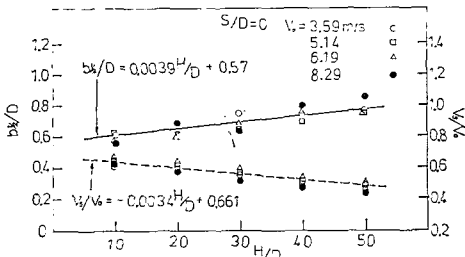


Fig. 6 Impingement radius and impinging velocity at stagnation point ( $S/D=0$ ).

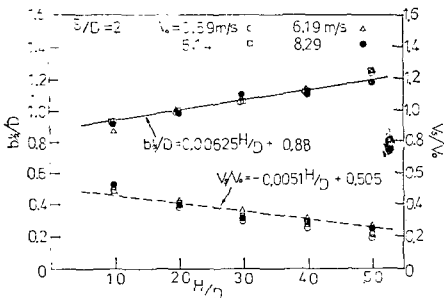


Fig. 7 Impingement radius and impinging velocity at stagnation point ( $S/D=2$ ).

여기서 노즐-平板間 距離가 클수록, 補助水 높이가 높을수록 衝突半徑은 커지고 反對로 衝突速度는 減少한다.

3.3. 熱傳達係數

(가) 熱傳達係數의 關係式

本 研究에서는 다음과 같은 無次元量을 定義한다.

$$\bar{u} = u_\infty/V_s, \quad \bar{v} = v/V_s, \quad \bar{r} = r/b_{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

靜壓分布의 實驗結果式  $\frac{p-p_\infty}{p_s-p_\infty} = 1 - \tan h^2 \left( 1.223 \frac{r}{b_{\frac{1}{2}}} \right)$ 에서  $1.223\bar{r} = \bar{r}_a$ 라 하면 噴流의 速度分布를 다음의 雙曲 tangent 函數로 近似시킬 수 있다.<sup>8)</sup>

$$\bar{u} = \tan h \left( 1.223 \frac{r}{b_{\frac{1}{2}}} \right) = \tan h \bar{r}_a \quad (11)$$

$r=0$ 에서  $\bar{r}=0$ (stagnation point)인 條件에서는

$$d\bar{u}/d\bar{r}_a = \text{sech}^2 \bar{r}_a = 1 \quad (12)$$

stagnation point 近傍의 流速分布는 stagnation point를 通하는 直線的 變化로 보고 近似시키면 다음 式이 된다.

$$\left( \frac{d\bar{u}}{d\bar{r}_a} \right)_{\bar{r}_a=0} = \frac{\bar{u}}{\bar{r}_a} \quad \therefore \bar{u} = \left( \frac{d\bar{u}}{d\bar{r}_a} \right)_{\bar{r}_a=0} \cdot \bar{r}_a \quad (13)$$

$$\therefore \bar{u} = \bar{r}_a \quad \text{즉} \quad \frac{u_\infty}{V_s} = 1.223 \frac{r}{b_{\frac{1}{2}}} \quad \therefore u_\infty = 1.223 \frac{V_s}{b_{\frac{1}{2}}} \cdot r \quad (14)$$

따라서 stagnation point 近傍의 速度勾配를  $c$ 라고 하면

$$u_\infty = c \cdot r \text{ (or } cx) \text{에서 } c = 1.223 V_s/b_{\frac{1}{2}} \quad (15)$$

$$\text{한편 } \frac{Nur}{\sqrt{Re}r} = \frac{h_s \cdot r}{\lambda} / \sqrt{\frac{u_\infty \cdot r}{\nu}} = \frac{\sqrt{\nu}}{\lambda} \cdot h_s \cdot \frac{1}{\sqrt{c}} \quad (16)$$

또한 峯기흐름에 대한 Mangler 變換<sup>9)</sup>에서의  $Nur/\sqrt{Re}r = 0.763Pr^{0.4}$  式과 式(16)을 關聯시키면  $h_s = 0.763Pr^{0.4} \frac{\lambda}{\sqrt{\nu}} \sqrt{c}$ 이므로 熱傳達係數  $h_s$ 는

$$h_s = 0.844Pr^{0.4} \frac{\lambda}{\sqrt{\nu}} \cdot \sqrt{\frac{V_s}{b_{\frac{1}{2}}}} \quad (17)$$

이 된다.

(나) Stagnation point에서의 熱傳達係數

加熱面의 熱流束은  $q=91976 \text{ kcal/m}^2 \text{ h}$ 로 一定하게 하여 實驗하였으며 熱傳達係數  $h$ 는 다음式으로부터 計算하였다.

$$q = h(T - T_w) = h\Delta T \quad (18)$$

各  $H/D$ 에 대해서 노즐出口의 Reynolds 수에 대한 熱傳達係數와의 關係를  $S/D$ 를 parameter로 하여 比較한 例를 Fig. 8과 Fig. 9에 나타냈다. 그 結果  $H/D=10$ 에서는  $S/D=2$ 일 때,  $H/D=20 \sim 50$ 에서는  $S/D=1$ 인 條件에서 熱傳達係數가 가장 큰 것으로 나타나서 補助水量에 의한 熱傳達效果의 增進을 期待하기 위해서는 最適補助水量이 存在함을 알 수 있다. 또한 熱傳達係數의 增加率은  $H/D=10$ 일 때는  $Re_0 = (4 \sim 6) \times 10^4$

범위에서,  $H/D=20\sim50$ 에서는  $Re_D=(5.3\sim6.0)\times 10^4$  범위에서 각각 가장 높다는 것을 알 수 있다.

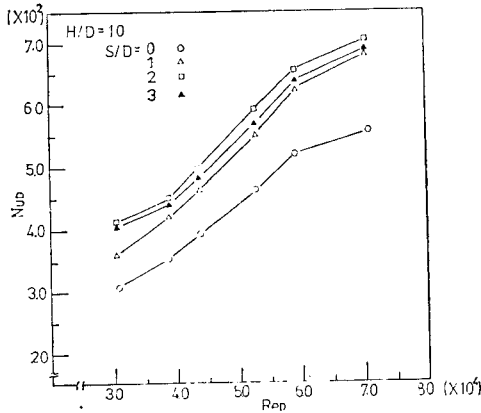


Fig. 8 Comparison of heat transfer results without supplementary water and with supplementary water at stagnation point ( $H/D=10$ ).

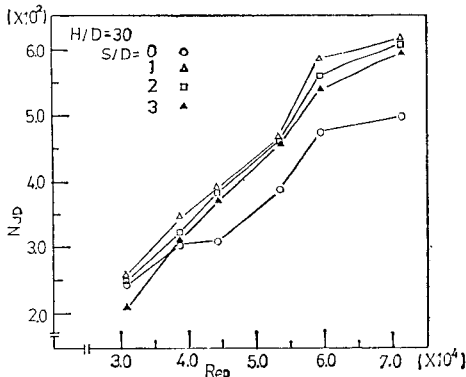


Fig. 9 Comparison of heat transfer results without supplementary water and with supplementary water at stagnation point ( $H/D=30$ ).

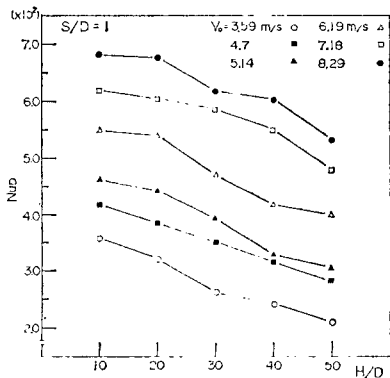


Fig. 10 Correlations of Nusselt number and  $H/D$  for various nozzle outlet velocity at stagnation point ( $S/D=1$ ).

Fig. 10 및 Fig. 11은  $H/D$ 에 따른 熱傳達係數의 變化를  $S/D=1$  및 3인 條件에 대해서 表示하였다. 여기서 노즐-平板間 距離가 커짐에 따라 熱傳達係數는 減少하며 그 減少率이  $S/D=0\sim1$ 에서는  $H/D=20\sim30$ 에서,  $S/D=2\sim3$ 에서는  $H/D=10\sim20$ 에서 각각 가장 크게 나타나고 있다.

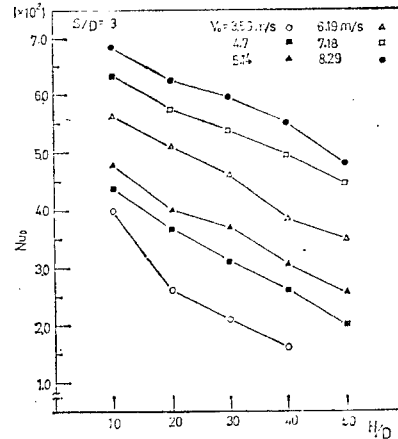


Fig. 11 Correlations of Nusselt number and  $H/D$  for various nozzle outlet velocity at stagnation point ( $S/D=3$ ).

다음은 (17)式에서 衝突半徑  $b_{1/2}$ 에는 (2)~(5)式을 衝突速度  $V_s$ 에는 (6)~(9)式을 代入하여 熱傳達의 一般關係式을 구하면 다음과 같은 半實驗式을 얻을 수 있다.

$$\frac{N_{uD}}{P_r^{0.4}} \bar{\zeta} = 0.844(\bar{\eta} \cdot Re_D)^{0.5} \quad (19)$$

윗 式에서 左邊의  $N_{uD}/P_r^{0.4} \cdot \bar{\zeta}$ 項과 右邊의  $(\bar{\eta} \cdot Re_D)^{0.5}$ 項에 實測한 熱傳達係數와 물의 溫度變化를 고려한 各物性值를 代入하여 橫軸에는 實際 衝突速度에 대한  $(\bar{\eta} \cdot Re_D)^{0.5}$ 을 잡고 縱軸에는  $N_{uD}/P_r^{0.4} \cdot \bar{\zeta}$ 를 表示하여 實驗結果를 整理하면 Figs. 12~15와 같으며 모든  $H/D$ 에 대하여 얻은 實驗結果를 나타내는 一般式은 式(20)으로 整理되며 이때 本實驗範圍에서의  $c$ 와  $n$ 의 값은 Table 1과 같이 表示된다.

$$\frac{N_{uD}}{P_r^{0.4}} \cdot \bar{\zeta} = c \left[ \bar{\eta} \cdot Re_D \right]^n \quad (20)$$

Table 1 Experimental values of  $c$  and  $n$  (eq. 20).

Coefficient	$c$	$n$
Condition		
$S/D=0$	0.0238	0.855
$S/D=1$	0.0139	0.955
$S/D=2$	0.017	0.962
$S/D=3$	0.036	0.895

Fig. 12는 補助水를 使用하지 않았을 경우에  $H/D=10\sim 50$ 에서의 熱傳達을 整理한 것이다. 이 경우에는 本實驗範圍의 모든  $H/D$ 條件에서 比較的 代表實驗式에 잘 一致하고 있다. Fig. 13~15는  $S/D=1\sim 3$ 인 경우를 각각 표시한다. 여기서  $H/D=40, 50$ 에서는  $H/D=10\sim 30$ 條件에 비해 代表實驗式에서 벗어나고 있다. 이것은 노즐出口와 加熱面間距離가 커질수록, 또  $S/D$ 가 커질수록 同一한 衝突速度에서는 衝突半徑이 증가하여 冷却領域이 커지므로 Stagnation point에서의 熱傳

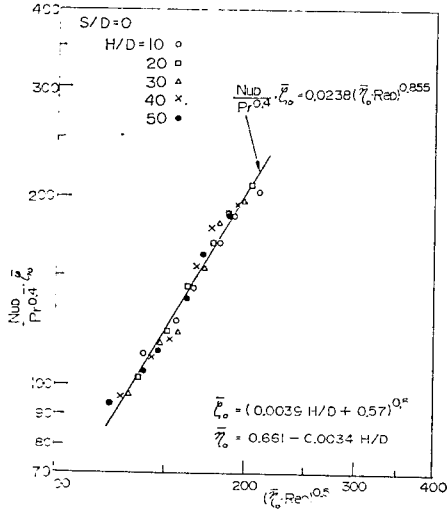


Fig. 12 Experimental heat transfer data at stagnation point ( $S/D=0$ ).

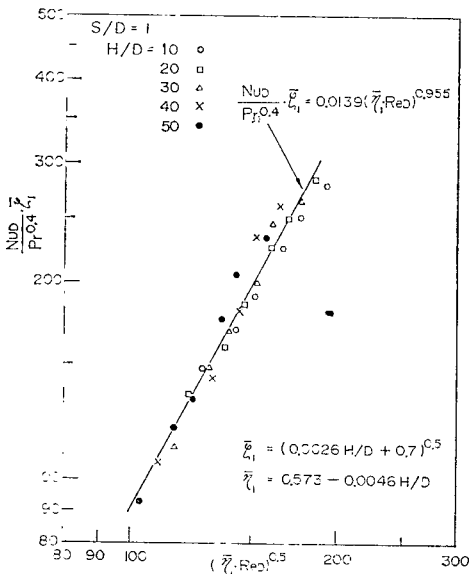


Fig. 13 Experimental heat transfer data at stagnation point ( $S/D=1$ ).

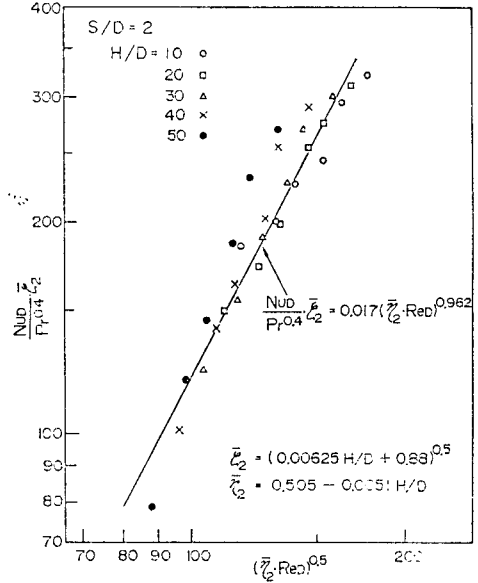


Fig. 14 Experimental heat transfer data at stagnation point ( $S/D=2$ ).

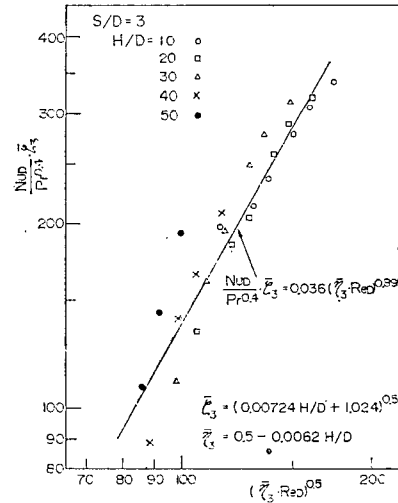


Fig. 15 Experimental heat transfer data at stagnation point ( $S/D=3$ ).

達係數가 커지기 때문이라고 생각된다. 따라서 同一한 衝突速度에서는  $H/D$ 를 크게 하면 衝突半徑의 增大效果로 인해 더 큰 熱傳達效果가 기대된다.

Fig. 16은  $S/D=0\sim 3$ 範圍에서 stagnation point의 熱傳達係數를 綜合的으로 比較한 것이다. 이 그림에서 補助水를 同伴하지 않는 경우( $S/D=0$ )보다 補助水를 同伴하는 경우에, 同一한 衝突速度에서는 熱傳達係數가 커지며, 補助水의 높이를 크게 할수록 熱傳達效果가 커진다. 그러나 補助水의 높이에 따른 熱傳達係數

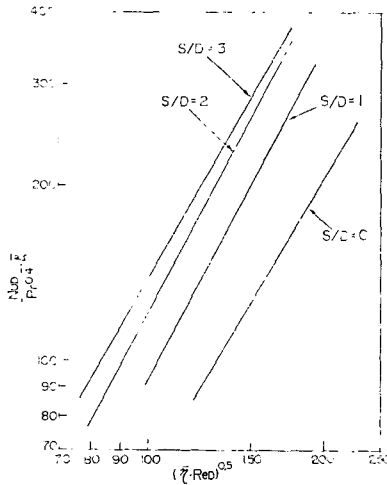


Fig. 16 Comparison of heat transfer for various supplementary water quantity.

의 增加幅은 작아진다.

#### 4. 結論

圓形노즐로부터 噴出되는 水噴流가 補助水를 同伴하여 鉛直上向으로 傳熱板에 衝突할 때의 熱傳達效果에 관한 實驗結果에서 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 衝突領域에서 靜壓分布의 無次元 近似式은 다음式으로 表示된다.

$$\frac{P - P_s}{P_s - P_{in}} = 1 - \tan^2 \left( 1.223 \frac{r}{b} \right)$$

또 衝突半徑은  $H$ 가 클수록 커지는 反面, 衝突速度는 減少하며 다음의 關係式에서는 實驗結果에 따라 常數  $a, b, a', b'$ 의 係數는 각각 아래와 같다.

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

$$a = 0.0026 \sim 0.00724, \quad b = 0.57 \sim 1.024$$

$$\text{衝突速度} ; V_s / V_0 = -a' \cdot H / D + b'$$

$$a' = 0.0034 \sim 0.0062, \quad b' = 0.5 \sim 0.661 \text{ 이다.}$$

2) 補助水를 同伴할 때 stagnation point에서의 熱傳達에 관한 無次元式과 係數  $c$  및  $n$ 의 값은 다음의 범위에 있다.

$$\frac{Nu_D}{P_s - P_{in}} \zeta = c (\bar{\eta} \cdot Re_D)^n$$

$$c = (1.39 \sim 3.6) \times 10^{-2}, \quad n = 0.855 \sim 0.962$$

3) Stagnation point에서의 熱傳達效果는 (i)  $H/D = 10$  에서는  $S/D = 2$  일 때, (ii)  $H/D = 20 \sim 50$  에서는  $S/D = 1$  일 때 각각 最大가 되어 각  $H$ 에 대한 最適

補助水量이 存在함을 알 수 있다.

4) 노즐出口速度를 增加시키면 stagnation point의 熱傳達係數가 增加하나, 그 增加率은 (i)  $H/D = 10$  일 때  $Re_D = (4.0 \sim 6.0) \times 10^4$  범위에서, (ii)  $H/D = 20 \sim 50$  일 때  $Re_D = (5.3 \sim 6.0) \times 10^4$  범위에서 각각 最大가 되어 각  $H$ 에 대해서 傳熱促進을 위한 레이놀즈 수의 最適範圍가 存在한다.

#### 後 記

本 研究는 1981年度 文敎部 研究助成費로 遂行되었음.

#### 參 考 文 獻

- (1) 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.
- (2) 平田賢, 森岡茂, 衝突水噴流의 熱傳達에 關する 研究, 日本機械學會論文集 42卷, 353號, pp.236~243, 1976.
- (3) 甲藤好郎, 傳熱概論, pp.68~421, 養賢堂, 東京, 1978.
- (4) Herman Schlichting, Boundary Layer theory(7th edith), pp.245~247. McGraw-Hill, London, 1978.
- (5) Shiro Nagai, Tutomu 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.
- (6) 洪永杓, 平田賢, 西脇仁一, 鳥居燕, 噴流에 依る 熱傳達(第四報), 第六回 日本傳熱シンポジウム 講演論文集, pp.193~196, 1969.
- (7) 平田賢, 傳熱工學의 基礎と 最近의 諸問題, 日本船用機關學會誌, 第6卷, 第9號, 1971.
- (8) 陳義男, 平板面에 吹付ける 噴流에 關する 研究, 東京大學 博士學位 論文, 1969.
- (9) 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.
- (10) B.N. Pamadi, I.A. Belov, A Note on the Heat Transfer Characteristics of Circular impinging jet. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 23, pp.783~787, 1980.