

管内蒸氣 噴霧流의 凝縮熱傳達

金 時 榮*

Heat Transfer of Condensation by the Injecting Steam Flow in the Tube

Si-Young KIM*

An experimental study has been performed on the heat transfer characteristics of condensation by the injecting steam flow in the tube.

The comparison between results of experimental data and available data concerning equivalent Reynolds number has studied.

As the result, the followings were obtained.

1. The shear stress of the radial direction in the tube when the injecting steam flow was condensed can be written as

$$\sqrt{\tau_o/\tau_{ov}} = 1 + 1.46 X_{if}^{0.20}$$

2. The effect of the heat transfer in the injecting steam flow was less than the value of equivalent Reynolds number. The reason are the nonuniform fluid film of the axial and radial direction in the tube.

3. The value of N_u by the heat transfer of condensation can be written as

$$N_u = 1.08 \frac{\rho_l d / \mu_l}{\delta + (2.5/P_{rl}) \ln(y_i/\delta)} \left(\frac{\tau_o}{\rho_l} \right)^{1/2}$$

結 論

陸上 및 海上용으로 많이 이용되고 있는 管流熱交換器에 있어서 水平 및 垂直管内蒸氣流의 凝縮熱傳達에 대해서는 水蒸氣 또는 冷媒의 測定結果에 대해서 많은 實驗式이 提示되어 있다¹⁾. 또 凝縮過程의 태반을 차지하는 環狀流狀態에 대해서는 熱傳達과 壁面剪斷應力의 關係를 나타내고 있는 몇개의 解析의 方法도 報告되어 있다²⁾. 그런데, 管流 凝縮熱傳達의 主要한 關係를 갖는 壁面 剪斷應力을 豫測하는 方法에 대해서는 수직 管内下向流 및 水平管内流에 대해서 凝縮熱傳達에 관한 實驗을 행한것이 報告³⁾되어 있고 또 環狀流域에 있어 剪斷應力과 熱傳達率을 그리고 수직管的 경우에 대해서도 實驗式과 解析의 方法에 의한 結果⁴⁾를 提示하고 있다. 本 論文에서는

水平管内 凝縮過程의 하나로서 噴霧流領域에 대하여 熱傳達의 重要한 關係를 갖는 剪斷應力 및 熱傳達效果에 대하여 實驗을 行하고 이들을 相當 Reynolds數를 근거로 한 熱傳達效果와 比較검토했으며 그 結果를 提示하였다.

記號說明

C : 比熱 Kcal/kg°C
 d : 內徑 m
 G : 質量速度 kgm/s
 g : 重力加速度 9.80m/s²
 h : 局所熱傳達率 Kcal/m²k°C
 h_{fg} : 蒸發熱 Kcal/kg
 k : 熱傳導率 Kcal/mh°C

*釜山水產大學: National Fisheries University of Pusan

- l, L : 測定部上流端에서 距離, 有効冷却長 m
 - M : 管軸方向運動量 kg
 - p : 壓力 kg/m^2
 - q : 熱流速 $Kcal/m^2h$
 - r : 半徑 m
 - t, t_{sat} : 溫度, 飽和溫度 $^{\circ}C$
 - u_m, u^* : 平均流速, 摩擦速度 $=(\tau_0/\rho_i)^{1/2}$ m/s
 - u^+ : 無次元速度 $=u/u^*$
 - W, W_T : 重量流量, 入口蒸氣流量 kg/h
 - x : 乾度 $=W_v/W_T$
 - y : 壁面에서의 距離 m
 - y^+ : 無次元距離 $=yu^*/\nu_i$
 - α : Boid率
 - Γ : 管周長當의 凝縮液質量流量 $kg \cdot s/m^2$
 - δ : 凝縮液의 層流底層두께 m
 - δ^+ : 無次元層流底層두께 $=\delta u^*/\nu_i$
 - μ : 粘性係數 $kg \cdot s/m^2$
 - ν : 動粘性係數 m^2/s
 - ρ : 密度 $kg/s/m^4$
 - τ : 剪斷力 kg/m^2
 - P_r : Prandtl數
 - $R_{e,f}$: 凝縮液의 膜 Reynolds數 $=4\Gamma/\mu_l$
 - N_{ud} : 無次元熱傳達率 $=hd/k_i$
 - X_{tt} : Lockhart-Martinelli Parameter

$$= \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \frac{\mu_l}{\mu_v} \frac{\rho_v}{\rho_l} \frac{1}{x}^{0.5}$$
- 添字
- c : 冷却水
 - l : 凝縮液
 - v : 蒸氣
 - i : 氣液界面
 - 0 : 壁面

實驗裝置 및 方法

實驗裝置는 Fig.1에 그 系統을 나타냈다. 蒸發器로부터 충분히 脫氣된 蒸氣가 過熱器를 거쳐 流量調節 閥보를 통해서 水平으로 配置된 傳熱部 內管으로 보내고 거기서 凝縮된 물은 補助탱크에 보내지며 나머지 復水되지 않은 蒸氣는 流動상태 조사관을 지나 모두 復水되어 탱크에 저장되도록 하였다. 傳熱部는 豫冷部와 測定部로 나누고 內部銅管과 同心으로 고정시킨 冷却水管에 의해 噴霧流狀態로 되도록 調節하였다. 각각의 냉각수 저장탱크에는 測定用 눈금을 만들었다. 測定部 噴霧流路는 5區域으로 나누었고

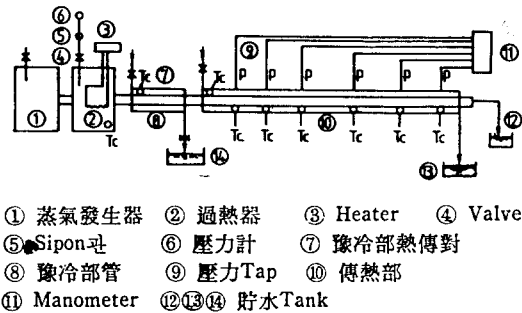


Fig. 1. Experimental Set-Up.

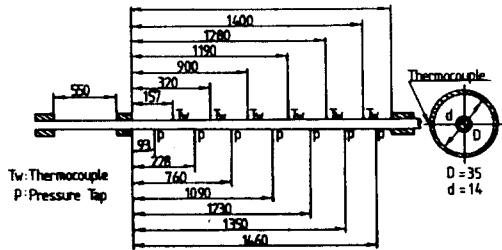


Fig. 2. Schematic Diagram of Test Section.

冷却水 入口 및 出口에는 溫度測定用 熱傳對가 設置되어있다.

測定部內管에는 Fig. 2와 같이 噴霧流 壓力測定用 Tap을 7個所 壁溫測定用 熱傳對를 外壁에 6個를 設置하였다. 그리고, 出口에는 透明樹脂製의 비닐流動狀態 관찰用管(5)을 붙여놓았다. 또 測定管은 黃銅으로서 內徑 14mm이며 管의 全長은 2,080mm, 豫冷部의 長이는 550mm, 測定部 有効長이는 1,530mm, 外冷部管의 內徑은 36mm의 PVC管으로 하였다. 實驗은 蒸發器內壓力를 1.5kg/cm², 傳熱部入口 蒸氣과열도를 약 5^oC로 하였으며, 入口蒸氣流量을 W_T, 豫冷傳熱量을 Q_p, 測定部 傳熱量을 Q_t로하여 測定部 乾度を 0.9~0.16으로 하였으며, 實驗범위를 Table 1에 나타냈다. 蒸氣流量 W_T는 저수탱크流量 W_c와 그 溫度 상승으로부터 구했다. 管길이 Δl區間에 있어서 冷却水의 溫度上昇을 Δt_c라 하면 外管으로부터 外氣에의 放熱量을 無視하면 그 位置에서의 熱傳達率은

$$h = \frac{C_c W_c \Delta t}{2\pi r_0 (t_{sat} - t_0) \Delta l} \dots\dots\dots(1)$$

Table 1. Experimental Range

蒸氣重量 W _T kg/h	重量 速度 W _T /A kg/m ² h	豫冷却傳熱量 Q _p Kcal/h	測定部傳熱量 Q _t Kcal/h
14.00	90.9×10 ⁴	20980	105020

管内蒸氣 噴霧流의 凝縮熱傳達

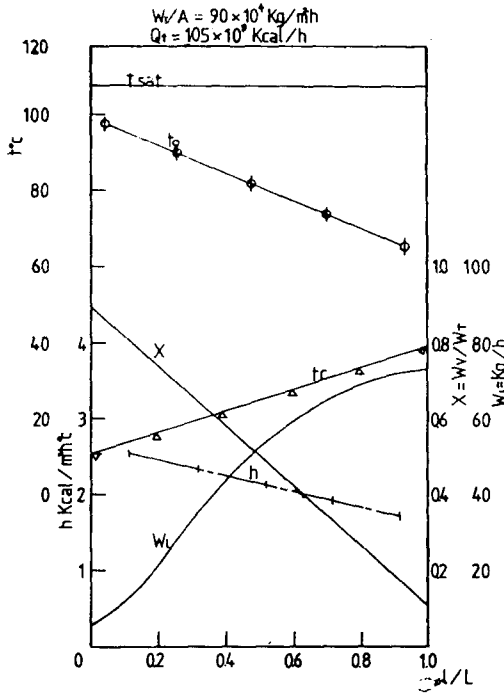


Fig. 3. Temperature, Flux of Condensed Liquid and Heat Conduction Coefficients.

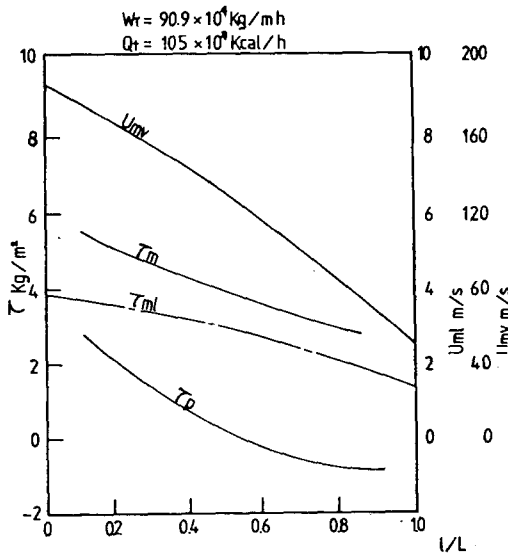


Fig. 4. Shear Stress and Velocity Distribution.

이며, 여기서 t_0 는 管内面溫度이고, t_{sat} 는 飽和溫度이다. 그리고, 熱傳達率의 計算은 壁溫測定 熱傳達 T_w 의 位置를 $l/L=0.103, 0.209, 0.588, 0.778,$

0.837, 0.915에서 測定하였다. Fig. 3은 測定部 管徑 이에 따른 溫度 t_c, t_{sat}, t_0 의 變化 및 熱傳達率分布를 나타내고 있다. 또, 그림中的 凝縮液 流量 W_l 乾度 x 는 各部分에서 $\Delta W_l = C_c W_c \Delta t_c / h_{fg}$ 로 하여

$$W_l = W_{l0} + \sum_{i=1}^n \Delta W_{li} \dots \dots \dots (2)$$

로부터 구하였으며 W_{l0} 는 豫冷部에서의 凝縮量이다. 그리고 Fig. 4의 線圖 u_{v0} 및 u_{l0} 는 氣相 및 液相이 各各 單獨으로 存在하여 流動하고 있을 때 平均流速이다. 그림中的 實線은 本實驗의 各入口 蒸氣流量 W_r 일 때의 凝縮過程이다.

壁面剪斷應力 및 凝縮熱傳達

壁面剪斷應力을 求하기 위하여 凝縮液은 모두 管壁을 따라 均一한 厚께의 液膜으로서 흐르고 中心部의 噴霧蒸氣流中에는 液滴이 存在하지 않는다고 했을 때 壁面剪斷應力을 運動量式에 의하여 구하였다³⁾.

$$\tau_0 = -\frac{r_0}{2} \frac{\Delta p}{\Delta l} - \frac{1}{2\pi r_0} \left(\frac{\Delta M_v}{\Delta l} + \frac{\Delta M_l}{\Delta l} \right) \dots \dots (3)$$

여기서,

$$\Delta M_v = \Delta(W_v u_{mv})/g, \Delta M_l = \Delta(W_l u_{ml})/g \dots \dots (4)$$

$$u_{mv} = W_v / \rho_v g \pi r_0^2 a, u_{ml} = W_l / \{ \rho_l g \pi r_0^2 (1-\alpha) \} \dots (5)$$

이다.

그리고, 式(3)의 右邊 第1項은 壓力의 項으로서 管의 길이方向에 따른 壓力分布測定으로부터 구했다. 그리고, 第2項은 運動量의 項으로서 길이方向의 凝縮液流量分布는 式(2)로부터 구하였으며,

Boid率³⁾ α 는

$$\alpha = 1 / \left\{ 1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{2/3} \right\} \dots \dots \dots (6)$$

이다. 그리고 管内에 蒸氣單의 單相이 存在했을 때의 壁面의 剪斷應力 τ_{0v} 는 Cavallini⁶⁾에 의하여

$$\tau_{0v} = 0.023 \left(\frac{u_{ml}}{v_v} \right)^{-0.20} \rho_v u_{mv}^2 \dots \dots \dots (7)$$

으로부터 구할수 있다. 또 本實驗의 값들을 比較하기 위하여 壁面剪斷應力은 Soliman에 의한 近似式⁷⁾ ϕ_v 는

$$\phi_v = \sqrt{\tau_0 / \tau_{0v}} = 1 + 2.85 X_{ll}^{0.523} \dots \dots \dots (8)$$

Kosky等⁸⁾은

$$\phi_v = (1 + X_{ll}^{2/n})^{n/2} (n=5.13) \dots \dots \dots (9)$$

Akers等¹⁾은

$$\phi_v = 1 + 1.09 X_{ll}^{0.093} \dots \dots \dots (10)$$

이 잘 利用되고 있으며 여기서 X_{ll} 는 Lockhart 變數⁹⁾

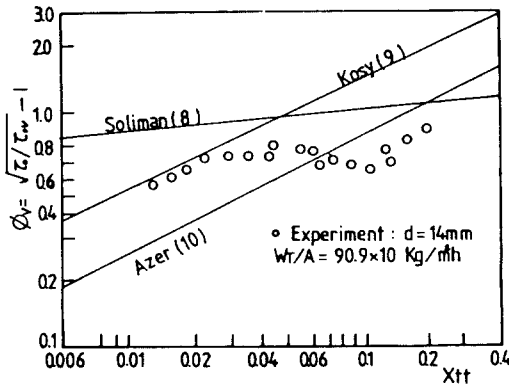


Fig. 5. Values of θ vs. X_{tt} .

로서

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0.5}$$

이다. 그리고 본實驗에 의하여 구한 Fig. 3과 式(4) (5)로부터 구한 τ_m , τ_p , u_{mv} , u_{ml} 값들은 Fig. 4와 같다.

그리고 Fig. 5는 여기서 행한 實驗의 τ_0 값과 蒸氣相만이 存在할 때의 式(7)에 의한 값의 比를 求하여 나타냈고, 다른 有效資料들과 比較하였다. 그리고, 氣相界面剪斷應力 및 壁面剪斷應力에 注目하여 $\sqrt{\tau_0/\tau_{0v}}$ -1의 값을 X_{tt} 에 대해서 整理해서 다음과 같이 表示할 수 있었다.

$$\sqrt{\tau_0/\tau_{0v}} = 1 + 1.46 X_{tt}^{0.20} \dots \dots \dots (11)$$

그리고 熱傳達率의 實驗結果를 지금까지의 實驗式인 管内 凝縮熱傳達을 二相流의 相當 Reynolds數를 써서 表示하고 있는 몇개의 式⁵⁾이 提示되어 있으므로 이들中 比較한 Fig. 6의 Akers等¹⁾의 式으로서는

$$\left. \begin{aligned} N_{ud} &= \frac{hd}{kl} = 0.265 P_{rl}^{1/3} R_{ex}^{0.8}; R_{ex} > 50,000 \\ &= 5.03 P_{rl}^{1/3} R_{ex}^{1/3}; R_{ex} < 50,000 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (12)$$

이며 Cavallini等⁶⁾은

$$N_u = \frac{hd}{kl} = 0.05 P_{rl}^{1/3} R_{ex}^{0.8} \dots \dots \dots (13)$$

으로 주었으며 여기서

$$R_{ex} = \frac{Gd}{\mu_l} \left\{ (1-x) + x \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{1/2} \right\}$$

이다.

그리고, Fig. 7에서는 Boyko等¹⁰⁾이 高壓蒸氣로 부터 구한 式의 값을 본實驗과 比較한 것이며 그 式은

$$N_{ud} = \frac{hd}{kl} = 0.024 P_{rl}^{0.43} R_{ex}^{0.8} \dots \dots \dots (14)$$

이다. 그리고, 여기서

$$R_{ex}' = \frac{Gd}{\mu_l} \left\{ (1-x) + x \frac{\rho_l}{\rho_v} \right\}^{0.625}$$

이다.

그리고, 本實驗에서 구한 資料들로부터 N_{ud} 를 구하기 위하여 使用된 式⁶⁾은 다음과 같다.

$$N_{ud} = \frac{hd}{kl} = \frac{P_{rl}}{t_i} \frac{d}{\nu_e} \left(\frac{\tau_0}{\rho_l} \right)^{1/2} \dots \dots \dots (15)$$

이며 t_i 式은

$$t_i = \rho_l g C_l (t_{sat} - t_0) (\tau_0/\rho_l)^{1/2} \dots \dots \dots (16)$$

이다.

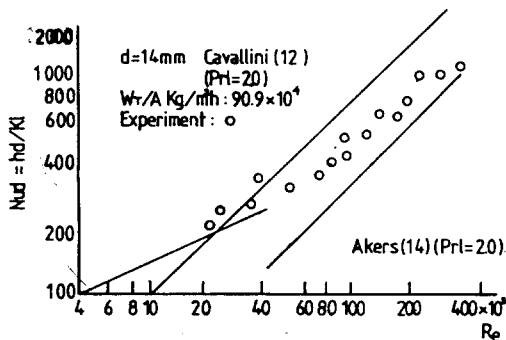


Fig. 6. Condensation of Heat Transfer Ratio.

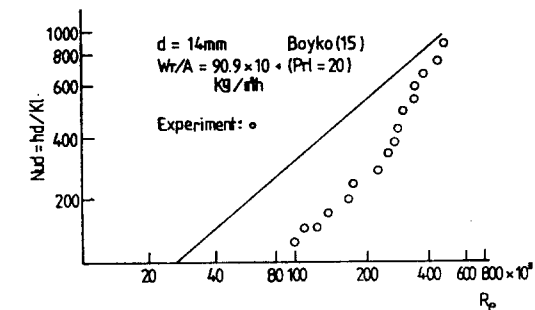


Fig. 7. Condensation of Heat Transfer Ratio.

考 察

水平管의 噴霧蒸氣流의 凝縮熱傳達率을 구하기 위한 實驗值과 相當 Reynolds數를 근거로 하여 구한 값들과를 比較해 보면 同一入口 蒸氣流量에 있어서 Fig. 6에서 噴霧流쪽이 Cavallini⁶⁾의 값보다 低 Reynolds 값에서는 거의 같은 값을 보이거나 高 Reynolds數로 移動함에 따라 약간의 차이를 보이고 있다. 이것의 主要한 原因으로서의 壁面剪斷應力의 값이 凝縮

管内蒸氣 噴霧流의 凝縮熱傳達

液膜두께가 고려되는 傳熱部의 끝쪽에서 거의 같은 값을 보이는 環狀流의 特性이고 Reynolds數가 큰값은 噴霧流이므로 그 차이가 있다고 생각된다. 그리고 Reynolds數가 200×10^3 以上の 값은 管中心에서 測定된 Akers¹⁾의 값에 거의 같은 값을 나타내는 것은 바로 噴霧流의 特性인 것으로 噴霧流에서 나타나고 管内의 不均一한 液膜形成과 Reynolds數에 따른 u_{vi} 과 u_{mc} 의 값 차이에 의한 流速分布에 기인한 N_u 의 값 차이를 볼수 있다고 생각된다. 이러한 원인들이 바로 本實驗의 값이 低Reynolds數에서는 管壁에서 구한 Cavallini⁶⁾의 값과 거의 一致하고 高Reynolds數에서는 速度測定을 中心에서 取한 Akers¹⁾의 값보다 약간 낮게 나타나는 차이를 볼수 있다고 생각된다. 그러므로, 壁面剪斷應力에 주로 영향을 미치는 것은 管壁의 流體流動이 入口쪽에서 난류의 狀態로 流入되어 傳熱部를 지나면서 底層層流를 形成하는 것으로 되어 本噴霧流의 實驗에서는 이들 過程의 영향을 考慮하지 않으면 안된다. 그래서 Reynolds數의 變化에 따라 底層層流의 두께가 變化하므로 이들 함수關係에 대해서는 植田¹¹⁾가 實驗式을 提示하고 있으므로 이를 利用하여 溫度分布을 구하였다. 그關係는 Fig.8 과 같으며 溫度 t_i 를 이값을 考慮한 式으로 쓰면

$$t_i = \delta \cdot P_{r,i} + 2.5 \ln(y_i/\delta) \dots \dots \dots (17)$$

式(17)을 利用하여 本實驗의 結果에 대한 N_u 를 구한다. 즉, N_u 는

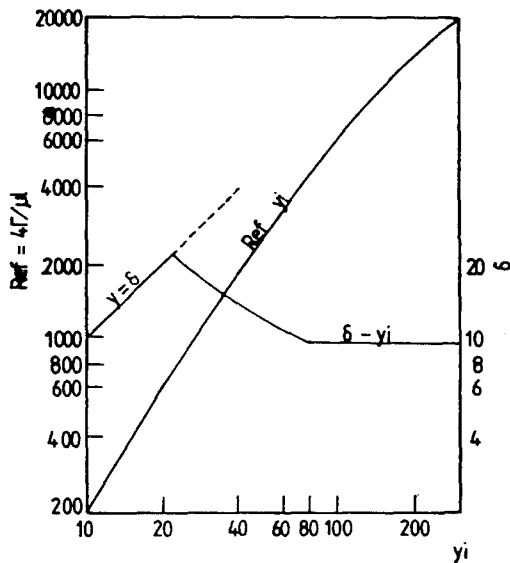


Fig. 8. Values of δ vs. y_i .

$$N_u = \frac{hd}{k_i} = 1.08 \frac{\rho_i d / \mu_i}{\delta + (2.5/P_{r,i}) \ln(y_i/\delta)} \left(\frac{\tau}{\rho_i} \right)^{1/2}$$

으로 쓸수 있으며 그리고 Fig.7의 Boyko¹⁰⁾와의 實驗值와의 比較에서는 本實驗의 값이 다소 낮게 나타나는 것은 高溫의 蒸氣만으로 存在할 경우의 熱傳達效果이므로 本實驗의 凝縮이 시작되면 凝縮液膜 δ 가 形成되는 部分에서는 약간의 차이를 보이나 乾度가 높은 入口 部分에서는 거의 일치함을 보인다. 그리하여 亂流液膜으로 形成되는 入口 部分에서 層流液膜으로 形成되어 變化하면서 熱傳達率은 서서히 떨어진다. 그러므로 水平管 噴霧流 凝縮에서 管길이 方向으로 熱傳達率이 떨어지면서 凝縮液膜이 서서히 증가하는 現象을 보인다.

結 論

水平管内 蒸氣噴霧流의 凝縮熱傳達에 關하여 實驗을 行하고 相當 Reynolds數를 근거로한 熱傳達效果와의 比較에서 그 結果를 要約하면 다음과 같다.

1. 管内 凝縮蒸氣 噴霧流일 경우의 壁面剪斷應力の 式은 다음과 같이 쓸수 있다.

$$\sqrt{\tau_0/\tau_{0c}} = 1 + 1.46 X_{ii}^{0.20}$$

2. 噴霧流의 凝縮熱傳達效果가 相當 Reynolds數에 의한 값보다 대체로 낮게 나타난 이유는 管内 半徑 및 길이 方向의 不均一한 液膜形成에 의한 Reynolds數 測定값의 차이 때문이다.

3. 噴霧流의 凝縮熱傳達效果에 의한 N_u 의 값은 다음과 같다.

$$N_u = 1.08 \frac{\rho_i d / \mu_i}{\delta + (2.5/P_{r,i}) \ln(y_i/\delta)} \left(\frac{\tau_0}{\rho_i} \right)^{1/2}$$

參 考 文 獻

- 1) Akers, W.W.(1959): Heat Transfer of the Flow in the Pipe. Chem. Eng. Prog. Symp., 29(55), 171.
- 2) Bae, S.(1970): Laminar Heat Transfer in Regular Channels. MIT. Tech. Rep., DSR 72591-74.
- 3) Ueda, T.(1974): Experimental Study of Combined Forced and Free Convection in a Vertical Tube. Proc. 5th. Int. Heat Transf. Cont. Tokyo, III-304.
- 4) Agrawal, H.C.(1962): Variational Method for

- Combined Free and Forced Convection in Channels. Int. J. Heat and Mass Transfer, 5, 439-444.
- 5) Mandhane, J.M.(1974): Heat Transfer to longitudinal Laminar Flow Between Cylinders. Int. J. Multiphase Flow, 1(4), 537.
- 6) Cavallini, A.(1974): Laminar Convection in Uniformly Heated Pipes. Prog. 5th. Int. Heat Transfer. Conf. Tokyo, III-309.
- 7) Soliman, H.M.(1974): Shear Stress of Walls in the Steam Flow in the Pipe. Proc. 5th. Int. Heat Transf. Conf. Tokyo, III-241.
- 8) Kosky, P.G.(1971): Local Heat Transfer in Wedge-Shaped Passages. A.I.ch.E.J., 17(5), 1037.
- 9) Lockhart, R.W.(1949): Coefficients of Dry in Two Phase Flow in the Tube. Chem. Eng. Prog., 45(1), 39.
- 10) Boyko, L.D.(1967): Nusselt Number of Laminar Flow through Non-Circular Ducts. Int. J. Heat & Mass Transf., 10(3), 36.
- 11) 植田(1972): 管内증기류의 凝縮熱傳達. 機論, 38(306), 397.