

均一한 熱流束에서의 수직銅管內的 強制對流 熱傳達에 關한 研究

A study on the forced convection heat transfer in the
vertical copper tube at uniform wall heat flux

白高吉* · 車指永** · 徐正閔***

Abstract

A number of methods has been developed for calculation of heat transfer in the vertical round tube under conditions of forced convection with uniform heat flux at wall.

I would like to express hereby one of applications of this study in the design of heat exchanger instruments for water flow at 15.8°C ($p_r=8$) used frequently in our daily life.

Also all the results are investigated for forced convective heat transfer in the case of heated water flow at uniform wall heat flux in the vertical round copper tube, where the ratio of length to diameter will be 44.

They are well in agreement with Gratz and Kraussold equation respectively in laminar and transition flow range. In turbulent flow in the range from $Re=10,000$ to $65,000$, the experimental formula is show as follows; $Nu=0.023 Re^{0.814} Pr^{0.4}$. And this is agreed with Dittus-Boelter equation when Reynolds number exponent increases from 0.80 to 0.814.

Nomenclature

A ; Area (m^2)
 B_i ; Biot number
 C ; Specific heat (kcal/kg°C)
 D ; Diameter (m)
 h ; Ratio of convective heat transfer
 (kcal/m² hr °C)
 K ; Ratio of conductive heat transfer
 (kcal/m hr °C)
 L ; Length of test tube (m)

N_u ; Nusselt number (Dh/k)
 R, r ; Radii of tube (m)
 Re ; Reynolds number ($\rho v D / \eta$)
 Pr ; Prandtl number ($C_p \eta / k$)
 Q ; Heat quantity (kcal)
 T, t ; Temperature (°C)
 v ; Average velocity of fluid (m/sec)
 ω ; Quantity of condensated water (kg)
 y ; Thickness of fluid film (m)
 ρ ; Density of fluid (kg/m³)
 Δx ; Small Distance (m)
 η ; Absolute viscosity (kg·sec/m²)
 λ ; Latent heat (kcal/kg)

* 大田工業專門大學

** 仁荷工業專門大學

*** 仁荷大工大

Subscript

- avg; Average
- b ; Fluid bulk
- i ; Internal
- o ; Outer
- v ; Wall
- v_i ; Internal wall
- v_o ; External wall

第1章 緒 論

現在까지 圓管内 對流熱傳達에 關한 많은 理論式들이 나왔고 이들을 뒷받침 하기 爲한 많은 實驗들이 行하여졌다.

그러나 그中에서 단지 몇 개의 實驗結果만이 熱交換器를 設計하는데 有用하게 使用되었다.

膜理論(film theory)에 따르는 對流熱傳達는 傳導나 輻射와는 다르며 流體가 갖는 特性들이 달라질 때 더욱 더 複雜하게 된다. 따라서 이와 같이 複雜한 現象을 解析하기 爲하여 無次元方程式을 導入하게 된다.

對流熱傳達는 流體의 特性뿐만 아니라 그 以外 流體運動의 여러가지 要素에 依하여 影響을 받는다. 卽 流體의 特性으로는 ①流體의 密度 ②加熱量 ③熱傳導率 ④粘性 等과 이 밖의 特性으로는 ⑤流體의 速度 ⑥攪拌度 等이 布含된다.

ㄱ) 對流熱傳達의 定義

Newton은 固體와 流體사이의 對流性傳達率 이 그 사이의 溫度差와 熱이 通過하는 面積에 反比例한다고 하였다. 이것을 式으로 표시하면 다음과 같다.

$$dQ = h_x (T_v - T_b) dA \dots\dots\dots(1)$$

Fig. 1에서 보는 바와 같이 熱對流에서 重要한 熱抵抗은 固體에 接하는 두께 y 로 表示되는 얇은 流體膜에서 일어난다.⁽¹⁾ 流體膜을 통한 對流熱傳達를 熱傳導의 경우로 바꾸어 가정하여 式으로 表示하면

$$dQ = R \cdot \frac{\Delta T}{y} dA \dots\dots\dots(2)$$

그러므로 (1)式과 (2)式에서

$$h_x = \frac{k}{y} \dots\dots\dots(3)$$

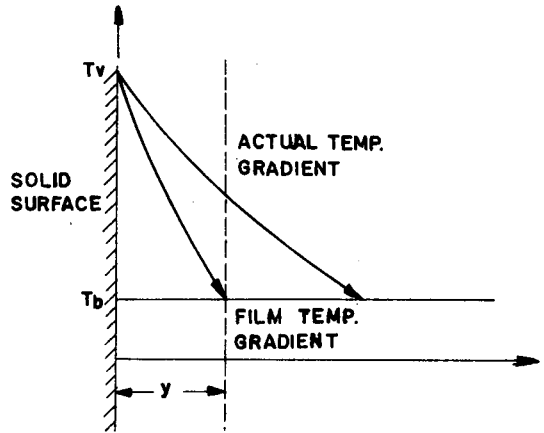


Fig. 1. Film temp. Gradient between wall & liquid in convective heat transfer.

(3)式에서 流體膜의 두께 y 의 값을 알면 熱傳導로 취급할 수 있다. 卽, Fig. 1에서 보는 바와 같이 理論적으로는 얇은 流體膜을 가정하는 것이다.

ㄴ) 强制對流熱傳達

Fig. 2에서 熱平衡을 考察하면 x 部分에 들어오는 流體가 가진 熱 Energy는^{(1), (2)}

$$Q_x = \rho \bar{v} C_p \pi R^2 T \dots\dots\dots(4)$$

Δx 部分에서 들어오는 熱 Energy는

$$Q_{\Delta x} = 2\pi R \Delta x h_x \Delta T \dots\dots\dots(5)$$

$x + \Delta x$ 部分에서 나가는 流體가 가진 熱 Energy는

$$Q_{x+\Delta x} = \left\{ \rho \bar{v} C_p T + \frac{d}{dx} (\rho \bar{v} C_p T) \Delta x \right\} \cdot \pi R^2 \dots\dots\dots(6)$$

위의 3式에서 $Q_x + Q_{\Delta x} = Q_{x+\Delta x}$ 이므로

$$h_x = \int_T \frac{R \rho \bar{v} C_p}{2L \Delta T} dT \dots\dots\dots(7) \text{ 이 된다.}$$

(7)式을 다시 粘性和 熱傳導率을 導入하여 與次元 또 再配列하면 다음과 같다.

$$\frac{hD}{k} = \int_T \left(\frac{\rho \bar{v} D}{\eta} \right) \left(\frac{C_p \eta}{k} \right) \left(\frac{D}{L} \right) \cdot \frac{dT}{4\Delta T} \dots\dots(8)$$

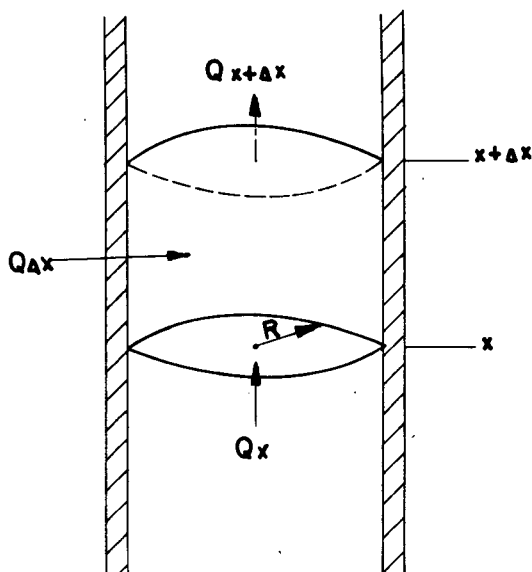


Fig.2. Heat balance for small heated area on round tube .

위 式을 간단히 表示하면

$$N_u = f(R_e, Pr, D/L) \dots \dots \dots (9)$$

(9) 式에 對해서 지금까지 發表된 實驗式들을 流體흐름의 領域別로 보면 다음과 같다.

(a) 層流(Laminar Flow) ($R_e < 2,100$)

Gratz 에 依하면⁽⁴⁾

$$N_u = 2.0 (R_e \times Pr \times D/L)^{1/4} \cdot \left(\frac{7}{7_w}\right)^{0.14} \dots \dots \dots (10)$$

(b) 遷移區域(Transition Range) ($2,100 < R_e < 10,000$)

Krausold 에 依하면⁽⁵⁾

$$N_u = 0.024 \cdot R_e^{0.8} Pr^{0.35} \dots \dots \dots (11)$$

(c) 亂流(Turbulent Flow) ($R_e > 10,000$)

Sieder and Tate 에 依하면⁽⁶⁾

$$N_u = 0.027 R_e^{0.8} Pr^{1/4} \left(\frac{7}{7_w}\right)^{0.14} \dots \dots \dots (12)$$

Sparrow et al 에 依하면⁽⁷⁾

$$N_u = C R_e^{0.84} \cdot Pr^{0.44} \dots \dots \dots (13)$$

Dittus -Boelter 에 依하면⁽⁸⁾

$$N_u = 0.023 R_e^{0.8} Pr^{0.4} \dots \dots \dots (14)$$

本 實驗에서는 15.8°C ($Pr=8$)인 물^{(7), (8)} 이 $L/D=44$ 일 때의 熱對流 경향 및 效果에 對하여 究明코져 한다. 미끄러운 銅管內를 흐를 경우 熱對流의 效果가 어떻게 變하는가를 考察

하기 爲하여 各 流動 領域別로 實驗式을 求하고 위에 있는 各種式과 比較 檢討하였다.

第 2 章 實驗裝置

Fig. 3 은 實驗裝置의 概略圖이며 Fig. 4 는 이 장치에 對한 사진이다. 實驗裝置는 다음과 같다.

1) Test section ; 呼稱徑 1/2 inch (內徑 1,385 cm, 外徑 1,588 cm), 길이 60.7cm의 L Type 直銅管이다.

2) Test chamber ; Diameter 5inch, 길이 91cm의 유리관이 Test section을 둘러싸고 있으며 Test section 週圍의 Glass 사이의 熱對流를 減少시키기 爲하여 구멍 뚫린 Brass cylinder로 둘러싸여 있고 위에 Steam의 壓力을 읽을 수 있는 Thistle tube가 있다.

3) Feed Tank ; Dia 6", 높이 6"의 Glass tube이며 아래에 試驗水의 入口와 出口가 있다.

4) Condensate receiver ; Dia 6", 높이 8"의 용기가 Test section아래 왼쪽 선반위에 놓여져 있다.

5) Steam inlet line ; Steam은 Steam boiler에서 얻어지며 凝縮水를 除去하기 爲하여 또 Test section에서의 蒸氣壓을 一定하게 하기 爲하여 Drain을 設置하고 壓力計를 지나서 U-bend를 통하여 Stainless steel mesh pad를 거쳐서 Test section으로 Steam이 均一하게 들어간다.

6) Thermocouple ; 4개의 C-A Thermocouple들이 2個는 Test section의 試驗水 入口와 出口에 2個는 Test section 外部의 上下에 設置되어 있다. Lead wire를 통하여 Thermocouple Selector switch를 지나서 Potentiometer에 連結된다.

7) Potentiometer ; OMEGA型의 正確한 Potentiometer를 使用하였으며 Ice bottle를 통하여 Thermocouple selector switch를 C-A Lead wire로써 連結한다.

8) Flow meter ; Test section을 지나는 試

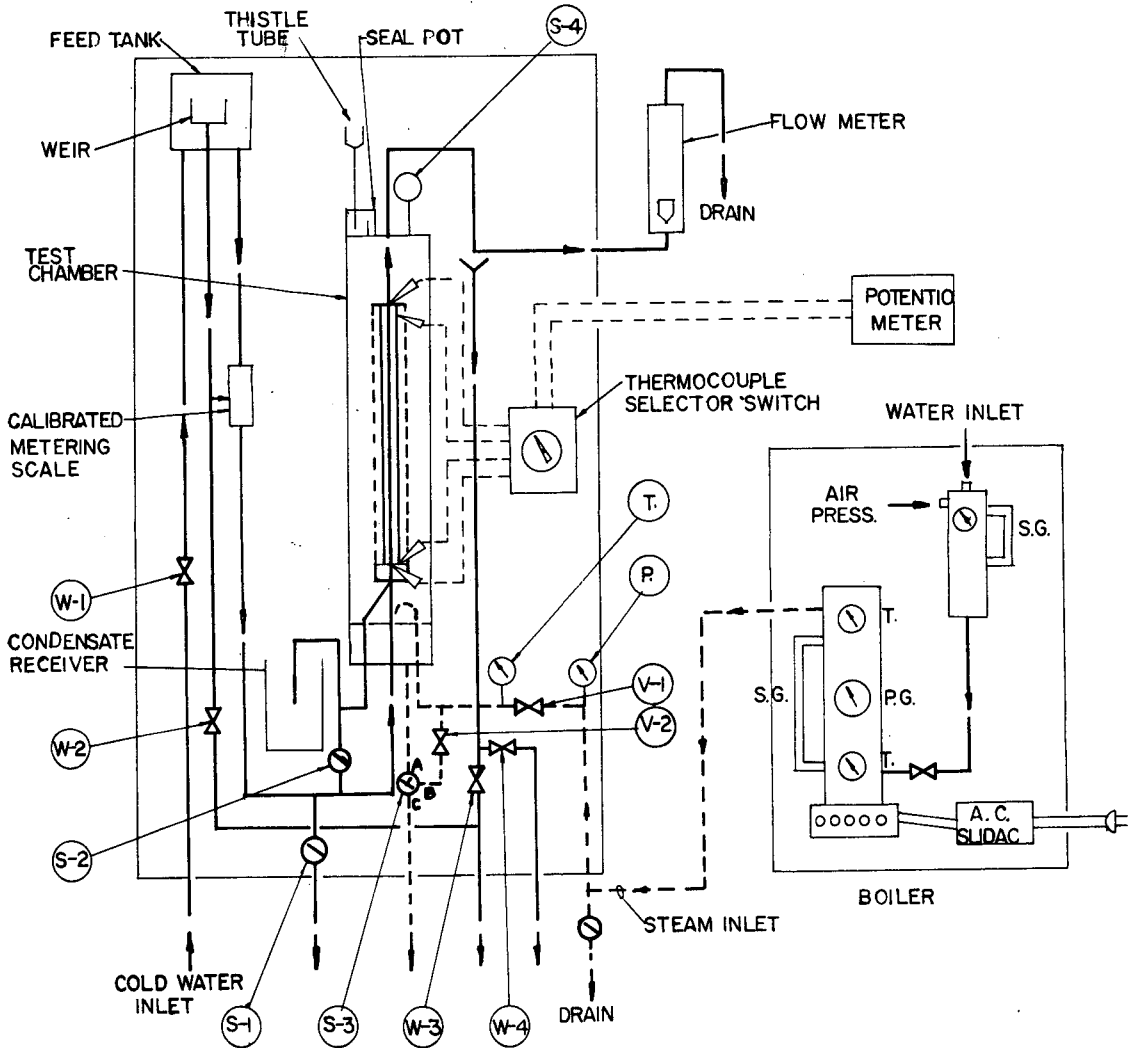


Fig. 3. Flow diagram of apparatus.

驗水の 流量을 測定하기 爲하여 Test section 을 지나서 右側 上段에 設置되어 있다.

9) Boiler ; 主要部分은 Boiler 와 貯水槽로 構成된다. Boiler는 Liquid zone (밑부분) 과 Vapor zone (윗部分) 으로 나누어지며 그 사이에 비등억제자가 있어 습증기 區域에서 發生하는 氣泡가 Vapor zone 으로 들어가는 것을 막는다. Liquid zone 에는 5個의 Heating element 와 溫度計, Vapor zone 에는 나선형의 fin

이 있는 Heating tube 와 溫度計가 있다. 또 옆에는 Water level sight glass가 있다. 또 이 Boiler는 25 kg/hr 의 Steam 을 發生할 수 있는 能力을 가진다. 貯水槽는 10 l 의 물을 저장할 수 있으며 Boiler 實驗壓力을 이겨서 Boiler 에 물을 供給하기 爲한 加壓裝置가 있다. Boiler 와 貯水槽 사이에 Boiler 水位를 調節하기 爲한 Needle valve가 設置되어 있고 또 이 Boiler 를 Slidac을 通하여 100 Volt 의 電源에 連結한다.

10) Piping, Valves and Drains ; 이들은 Fig. 3의 Sketch에서와 같이 設置되어 있다. 試驗水와 Steam의 流量을 正確히 調節하기 爲하여 Needle valve 들이 試驗水 入口과 Steam 入口에 設置되어 있다.

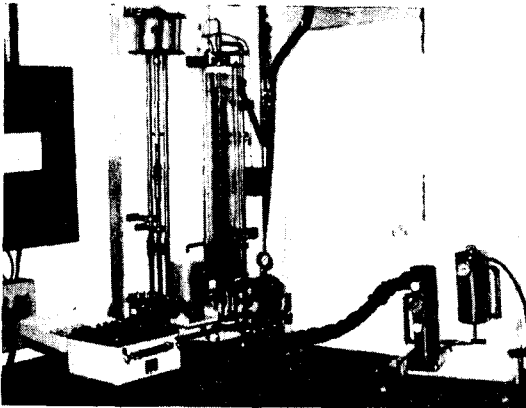


Fig. 4. 실험 장치의 사진

第三章 實驗方法

I. Water flow

- 1) Water feed line 을 15.8 °C, 3atm 의 Water source 에 連結한다.
- 2) Flow meter 出口의 Drain 을 下水道로 連結한다.
- 3) Water metering valve (W-1), Drain valve (W-3), (W-4)와 (S-2)를 잠근다.
- 4) Weir flow valve (W-2)를 잠근다.
- 5) W-1을 調節하여 Flow meter 에서 願하는 流量 卽 Test section에서 願하는 R₀ 數를 얻도록 한다.
- 6) 새는 部分이 없는가 確認한다.

II. Steam flow

- 1) Boiler 의 Steam 出口를 Steam inlet line에 連結한다.
- 2) Steam line 및 Test chamber를 2" 두께의 Glass wool로 Insulation하여 熱이 外部로 새어 나가지 않도록 한다.
- 3) Slidae 을 通하여 電源에 連結한다.
- 4) Boiler와 Steam line에 있는 壓力計, 温

度計, 水位計들이 正常 狀態인가 點檢한다.

- 5) Vent cock (S-4)를 잠그고 새는 곳이 없나 檢査한다.
- 6) S-3을 A-C로 열어 實驗하지 않을 경우 凝縮水를 除去한다.
- 7) Steam 壓力이 ± 13mmH₂O 만큼 振動하면 V-2와 Drain valve를 열어 凝縮水를 除去한다.
- 8) 一定한 實驗條件 卽 Thistle tube의 壓力이 76mmH₂O가 되도록 한다.

III. 凝縮水 (Condensated water)

- 1) 一定한 實驗條件이 되면 S-2를 천천히 연다.
- 2) Receiver를 건조시키고 冷却水가 管끝에 나타나면 S-2를 급히 잠근다.

IV. 測定 (Measuring)

- 1) 實驗條件이 2~3分間 一定하면 Receiver에 10分間 凝縮水를 받는다.
- 2) 그 사이에 Potentio meter로 Test section의 入口와 出口에서 試驗水의 溫度와 管의 溫度를 測定한다.
- 3) 凝縮水를 1gr의 正確度를 가진 저울로 무게를 단다.

V. 注意 点

- 1) Stean의 壓力과 溫度가 一定한가 살핀다.
- 2) Boiler의 壓力, 溫度, 水位 等を 살핀다.
- 3) 冷却水의 流量을 流量計에서 살핀다.
- 4) Condensate receiver에 凝縮水를 받을 때 注意를 要한다.

第四章 實驗結果 및 考察

I. Data reduction

實驗한 結果들로부터 對流熱傳達率을 다음과 같이 求한다.

$$h = \frac{Q}{A_{avg}(T_v - T_b)} = \frac{\omega \lambda}{A_{avg}(T_v - T_b)} \dots (15)$$

이 Data를 간단히 하기 爲하여 相對值인 h/h_{D-B} 卽, N_U/N_{U-D-B}를 쓴다. N_{U-D-B}는 (14)式에서와 같이 Dittus-Boelter의 式에서 求한 N_U 數

이다. 또 本 實驗에서 適用되는 Nu 數는 다음과 같다.

$$Nu = \frac{D \omega \lambda}{K A_{avg} (T_v - T_b)} \dots\dots\dots(16)$$

(16) 式에서 計算된 對流熱傳達率은 實際的으로 管壁의 熱的 特性의 影響을 받는다. 管을 平面壁으로 생각하면 管壁의 半徑方向 溫度差와 流體間의 溫度差는 Biot 數⁽¹⁾에 關係된다.

$$\frac{T_{v0} - T_{vi}}{T_{vi} - T_b} = \frac{h(r_o - r_i)}{2K_{tube}} \dots\dots\dots(17)$$

溫度 上昇에 依한 管壁의 熱傳導率에서의 誤差를 e_h 라 하면 h 에 나타나는 誤差는 $B_i \times e_h$ 로 된다.

空氣를 試驗流體로 使用할 경우 Biot 數의 影響 卽, $B_i \times e_h$ 는 아주 작기 때문에 無視한다. 그러나 本 實驗에서 B_i 는 0.1~0.9의 範圍에서 R_e 의 增加에 따라 增加한다. 그러므로 管材料의 熱傳導率은 一般的으로 使用되는 값과 一致하지 않는다. 그러나 h 또는 Nu 에 미치는 影響은 $L/D > 15$ 의 範圍에서는 아주 작기 때문에 無視한다.

溫度測定에서는 C-A Thermocouple lead wire는 5°C에서 부터 90°C의 範圍에서 $\pm 0.5^\circ C$ 의 誤差가 있으나 너무 작으므로 無視한다. 또 Thermocouple lead wire loss에 따른 測定 溫度의 誤差도 작으므로 無視하였다. 이 후에 나타나는 Data 들은 Thermocouple 이 溫度-기전력 特性에 큰 誤差가 없어 無視하도록 한다.

Biot 數가 0.5 이고 管壁과 流體사이의 溫度差가 5°C인 경우 (16) 式에 넣는 값들이 다음과 같은 誤差를 갖게 된다.

- ρ ; 0.25 %
- K_{tube} ; 0.5 %
- r_o, r_i ; 0.3 %
- $t_v - t_b$; 0.5 %

위 表中 ρ 와 r 가 熱傳達量에 約 1.2%의 誤差를 준다. 또 $1 + B_i = 1.5$ 이므로 이 誤差는 1.8%로 增加하며 K_{tube} , $t_v - t_b$ 의 項들을 布含하여도 h 에서의 最終 誤差는 2% 未滿이다. 다음

15.8°C의 물의 性質들은 計算上 많이 使用된다.

- $\rho_{15.8} = 998.9 \text{ kg/m}^3$
- $c_{15.8} = 1.0 \text{ kcal/kg}^\circ C$
- $\eta_{15.8} = 1.167 \text{ kg} \cdot \text{sec/m}^2$
- $k_{15.8} = 0.553 \text{ kcal/m} \cdot \text{hr} \cdot ^\circ C$
- $Pr_{15.8} = 8.14$

溫度 上昇에 따른 물의 性質 變化를 알아보면 아래와 같다.⁽⁶⁰⁾

t (°C)	15.8	43
$\rho/\rho_{15.8}$	1,000	0.994
$c/c_{15.8}$	1,000	0.997
$\eta/\eta_{15.8}$	1,000	0.550
$k/k_{15.8}$	1,000	1.070
$Pr/Pr_{15.8}$	1,000	0.513

15.8°C에서 43°C의 範圍에서 물은 實際的으로 粘性力이 變하여 約 50%로 減少하고 熱傳導率은 1.07 배가 된다. 그러나 密度와 比熱은 거의 變하지 않는다. 그렇지만 이들의 影響에다 D 가 0.25%, t_b 가 0.5°C의 誤差를 가지며는 Nu/N_{UD-B} 에 미치는 影響은 R_e 에는 0.5%, R_r 에는 0.2%의 誤差가 나타나게 된다.

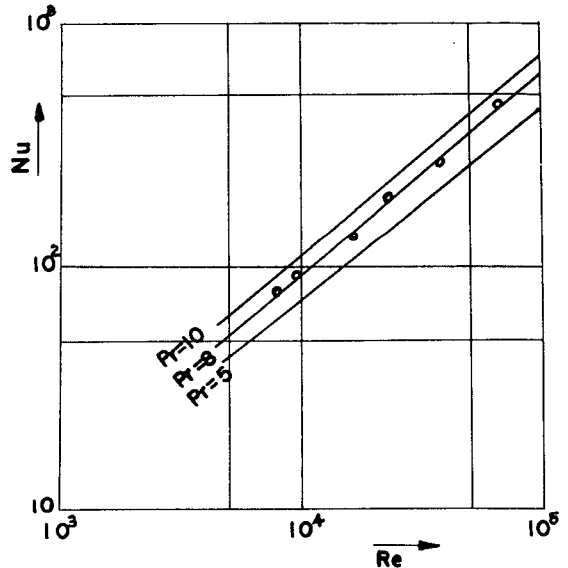


Fig. 5. Relations between Nusselt, Reynolds & Prandtl No. predicted by the Martinli analogy between radial heat transfer for const. flux and small temp. difference.

따라서 溫度 測定에서의 誤差에 따른 試驗水의 熱傳達率에서의 誤差는 아주 작다. 따라서 實驗結果에 對한 誤差는 1% 以內이기 때문에 計算하여 얻은 값은 만족할 만하다.

II. 對流熱傳達

Fig. 5에는 本 實驗에서 求한 Nu 數와 Re 數에 關한 線圖이며 이미 發表된 Nu 를 그려서 Martinelli 式⁽⁸⁾과 比較하면 本 實驗과 잘 一致한다.

Fig. 6에는 管壁과 流體間의 溫度差가 36°C, 44.5°C, 53°C이고 Re 數가 10,000, 15,000, 20,040 일 경우에 얻은 實驗結果를 Nu 數對 Nu_{D-B} 數⁽⁹⁾를 나타낸 것이다.

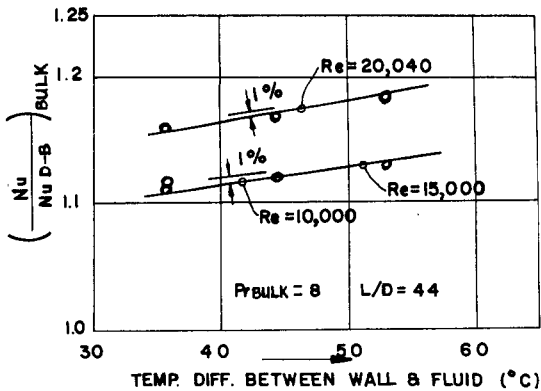


Fig. 6. Effect of the heating rate on Nusselt on. AT $Re=10,000, 15,000$ and $20,040$

또 Fig. 7 은 Re 數가 35,000, 65,000 인 경우에 各各의 溫度差가 36°C, 19.5°C, 11°C 또, 19.5°C, 10.7°C, 5.3°C 인 경우에 Nu/Nu_{D-B} 의 變化를 表示한다.

Fig. 6 과 Fig. 7 에서 Nu 의 誤差率을 減少시켜 간단하게 나타내기 爲하여 Nu/Nu_{D-B} 를 使用하였다.

모든 값들은 一直線에 있게 되며 이 값의 直線과의 誤差는 1% 미만이다. 加熱率이 0.1%, 流量이 0.3% 流體 溫度 上昇이 0.5°C에 따른 誤差는 試驗水의 溫度 上昇이 5°C에서 1.1%의 誤差를 가져온다.

Fig. 8에는 Sieder and Tate⁽⁶⁾가 한 實驗의

結果와 本 實驗의 結果를 比較하여 表示하였다.

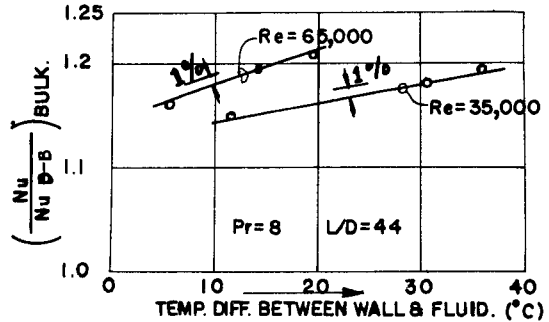


Fig. 7. Effect of heating rate on Nusselt on. AT $Re = 35,000$ & $65,000$.

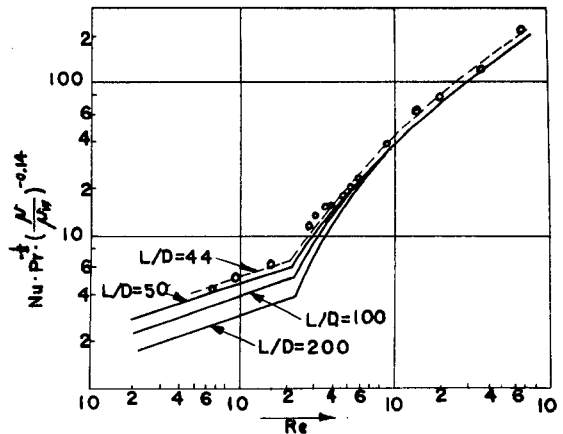


Fig. 8. Test results compared with Sieder & Tate equation between Reynolds number & dimensionless groups.

$L/D = 44$ 인 경우에는 層流에서는 잘 一致하며 遷移區域에서는 약간 이탈하는 傾向이 있다. 그러나 亂流에서는 點線으로 表示된 바와 같이 Sieder and Tate 結果와는 다른 傾向이 나타난다. 이 曲線에 對한 Re 의 指數를 Dittus-Boelter의 式에서 求하면 加熱率에 따라 조금은 變하며 Re 의 指數는 $m = 0.810 \sim 0.818$ 이 된다. 그 平均値는 0.814가 된다. 따라서 이때의 對流 熱傳達率에 對한 Nu 는 $Pr = 8$ 인 물에 있어서는 보통 많이 使用하는 式인 $Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ 代身 $Nu = 0.023 Re^{0.814} Pr^{0.4}$ 를 使用하여야 正

確한 값을 얻을 수 있다.

第五章 結 論

15.8°C ($Pr = 8$)인 물이 垂直銅管 內에서 加熱될 때의 對流熱傳達率에 關해서 實驗을 한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 層流區域에서는 $Nu = 2.0 (Re \cdot Pr \cdot D/L)^{1/4} \cdot (\eta/\eta_w)^{0.14}$ (4)의 式과 一致한다.
2. 遷移區域에서는 $4,000 < Re \leq 10,000$ 의 範圍에서 $Nu = 0.024 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.33}$ (5)의 式과 一致하나 $2,100 < Re \leq 4,000$ 의 範圍에서는 위 式을 使用하면 約 5% 程度의 誤差가 생긴다.
3. 亂流區域 ($10,000 \leq 65,000$)에서는 $Nu = 0.027 Re^{0.81} \cdot Pr^{0.4}$ 의 式을 얻었으며 이 式을 Dittus-Boelter의 式(6)과 比較하면 Re 數의 指數는 $m = 0.8$ 에서 0.814로 變하는데 이것은 이 領域에서 對流熱傳達率이 增進함을 나타내는 것이다.

Reference

1. Alen J. Chapman, "Heat Transfer", Second edition, Macmillan Co., New York, 1960, p. 256 and 150.
2. M. S. Ojalvo, D. K. Anand and R. P. Dunber, "Combined Forced and Free Turbulent Convection in a Vertical Circular Tube with Volume Heat Sources and Const wall Heat Edition", Journal of Heat Transfer, Trans ASME, Series C, Nov, 1967, p. 329.

3. Scott, "Free and Forced Convection System Manual", Scott Engineering Sciences, Pompano Beach, Florida.
4. T. Baumeister, "Standard Handbook for Mechanical Engineers", Seventh edition, McGraw-Hill Co. Inc., New York, N. Y., p. 4-102.
5. Frank-Kamenetskii, "Diffusion and Heat Transfer in Chemical Kinetics", Plenum Press, Inc., 1969, p. 39
6. E. N. Sieder and G. E. Tate, "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes", Industrial Engineering Chemical, Vol. 28, 1936, P. 1434.
7. R. Siegel and E. M. Sparrow, "Comparison Turbulent Heat Transfer Results for Uniform wall Heat Flux and Uniform wall Temperature", Journal of Heat Transfer, Series C, May, 1960, P. 153.
8. W. H. McAdams, "Heat Transmission", third edition, McGraw-Hill Book Co. Inc., New York N. Y., 1951, P. 213.
9. R. W. Allen and E. R. G. Eckert, "Friction and Heat-Transfer Measurements to Turbulent Pipe of Water ($Pr = 7$ and 8) at Uniform Wall Heat Flux", Journal of Heat Transfer, Trans ASME, Series C, Vol. 86, 1964, P. 301~310.
10. G. A. Kemeny and E. V. Somers, "Combined Free and Forced-Convective Flow in Vertical Circular Tubes - Experiments with Water and Oil", Journal of Heat Transfer, Trans ASME, Series C, Nov, 1962, P. 341.