

# 비틀림 테이프에 의한 二重管型 熱交換器의 性能에 關한 研究

金斗千\* , 金喆漢\*\*

## A Study on the Performance of a Shell Tube Heat-Exchanger with Twisted Tape

Kim Doo Chun , Kim Chul Han

### Abstract

Friction losses and heat transfer characteristics were studied experimentally for fully developed turbulent flow in tubes with twisted tape swirl generators.

Data were obtained for pitch-to-diameter ratios from 8.10 to 25.71 with water under forced convection cooling conditions.

The experimental results of this and that of previous swirl flow investigation by Smithberg and Landis were compared.

Nusselt number and friction data are combined in a constant pumping power comparison for swirl and straight flow, which indicates that improvement of 2.0 times in the best performance can be obtained with twisted tape-insert tube.

A twisted tape-insert tube is recommended in the case of low temperature difference in heat-exchanger.

\* 正會員, 陸軍士官學校

\*\* 中央大學校 大學院

記 號 說 明

- A : 面積 [  $m^2$  ]
- $C_p$  : 定圧比熱 [  $KJ/kg \cdot ^\circ C$  ]
- D : 管의 內徑 [  $m$  ]
- $D_e$  : 相當直徑 [ 式(8) ]
- $g_o$  : 比例常數 [  $= 1 kg \cdot m / N \cdot S^2$  ]
- G : 質量流動率 [  $kg/m^2 \cdot S$  ]
- H : 피치 [ 비틀림 테이프의  $360^\circ$  回轉에 對하여 定義 ]
- $h$  : 對流熱傳達係數 [  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  ]
- $k$  : 熱傳導係數 [  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  ]
- L : 熱交換器 內管의 길이 [  $m$  ]
- $m$  : 質量流動率 [  $kg/S$  ]
- P : 定圧 [  $N/m^2$  ]
- Q : 全熱量 [  $KW$  ]
- $q$  : 單位面積當 熱傳達量 [  $= Q/A$  ] [  $KW/m^2$  ]
- $R_f$  : 不潔係數 [  $m^2 \cdot ^\circ C/W$  ]
- $\Delta T_{em}$  : 對數平均溫度差 [  $^\circ C$  ]
- U : 總合熱傳達係數 [  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  ]
- $n_e$  : 全 fin 效率
- $\mu$  : 粘性係數 [  $kg/m \cdot S$  ]

[ 無次元數 ]

- f : fanning 摩擦係數
- $N_u$  : Nusselt 數 [  $= hD/k$  ]
- $Pr$  : Prandtl 數 [  $= \mu C_p/k$  ]
- $Re$  : Reynolds 數 [  $= D_H \bar{u}/\nu$  ]
- $St$  : Stanton 數 [  $= k/\rho C_p \bar{u}$  ]

[ 添 字 ]

- a : 軸方向成分
- b : 부피 (bulk) 溫度에 대한 計算
- c : 冷水條件
- e : empty tube
- h : 溫水條件
- i : 入口 또는 內部條件
- o : 出口條件

- s : 渦流流動 (swirl flow) 條件
- w : 管壁에 대한 計算

I. 序 論

여러가지 形態의 熱傳達 시스템은, 비틀림 테이프 (twisted tape), 코일선 (coiled wire), 브러시 (brush), 메시 (mesh)와 같은 여러 物質을 管內에 插入함으로써 熱傳達 係數를 向上시킬 수 있다.<sup>(1~8)</sup>

熱傳達에 있어서 亂流促進物의 有利한 效果는 1921年 Royds에 의하여 主張되었으며 以後 많은 研究家들에 의하여 研究되었으나 그들의 結果는 작은 範圍의 實驗變數와 特정한 實驗裝置로 制限되었기 때문에 一般의인 性能豫測은 不可能하였다.<sup>(9)</sup> Margolis와 Kreith는 코일선과 비틀림 테이프를 插入하여 물과 空氣에 대한 適切한 無次元 形態의 데이터를 提供하였으나 어떤 關係式이나 性能을 豫測하지는 못하였다. 以後 非壓縮性 流體에 對하여 비틀림 테이프를 插入한 管에서의 解析的인 研究는 Smithberg와 Landis<sup>(6)</sup>에 의하여 遂行되었으며 管壁과 流體의 溫度差가 매우 크거나 熱傳達率이 높은 境遇의 性能豫測은 Thorsen과 Landis<sup>(7)</sup>가 研究하였다.

오늘날 熱交換器의 設計는 單位體積當 더 높은 熱傳達率을 얻으려 하고 있으며 普通 常用되고 있는 流體對 流體의 熱交換器에 있어서 이 事實은 裝置의 크기를 줄이려는 經濟的인 側面에서 明白하다. 이를 成就하기 위하여 傳熱面積을 넓히고 或은 熱傳達係數를 向上시킨다. 특히 宇宙船이나 航空機에 使用되는 熱交換器는 무게와 크기가 매우 重要한 媒介變數가 되며 太陽熱을 利用한 시스템에서 使用하는 液體對 液體의 熱交換器와 같이 溫度差가 작은 境遇에 熱傳達係數는 매우 重要한 事項이다.

本 研究에서는 비틀림 테이프를 插入한 管을 利用한 液體對 液體의 二重管型 熱交換器를 設計·製作하여 摩擦損失과 熱傳達係數 및 熱交換器의 向上을 檢討하고자 한다.

( smooth pipe )의 條件에 接近한다.

摩擦係數 解析에서 使用하였던 同一한 流動모델을 근거로 한 全體 熱傳達は 管壁 境界層流動과 볼텍스混合으로 因한 에너지 交換效果 그리고 핀(fin)으로 作用하는 비틀림 테이프를 通한 熱傳達이다. 따라서 全 Nusselt 數는 다음과 같다.

II. 理論解析

1. 비틀림 테이프를 插入한 管의 熱傳達

Smithberg 와 Landis<sup>(6)</sup>는 非壓縮性 流體의 渦流流動( swirl flow )을 重疊된 強制 볼텍스(vortex)로 因한 軸方向流動과 無視할수 있는 第二의 回轉效果로 構成되어 있는 것으로 假定하였다. 따라서 非壓縮性 流動의 에너지損失은 모멘텀缺陷( momentum defect )에 의하므로, 이들은 다음과 같은 세가지 成分으로 壓力降下를 豫測하였다.

- i ) 軸方向流動으로 因한 에너지 損失成分
- ii) 接線方向損失成分
- iii) 볼텍스 混合損失

이러한 制限으로 Smithberg 와 Landis 는 全 摩擦係數 f 를 다음과 같이 豫測하였으며 式(2)와 같이 單純化함으로써 暗示的인 關係式의 短點을 피하였다.

$$f = 0.464 \sqrt{f} \left( \frac{D}{H} \right)^2 + \frac{0.0498}{Re} \left( \frac{DA_f}{HA_c} \right) \left[ 1125 \ln ( Re \sqrt{f} ) - 3170 \right] + 0.046 Re^{-0.2} \dots\dots\dots(1)$$

$$f = \left[ 0.046 + 2.1 \left( \frac{H}{D} - 0.5 \right)^{-1.2} \right] \cdot Re^{-n} \dots\dots\dots(2)$$

여기서,  $n = 0.2 \left[ 1 + 1.7 \left( \frac{H}{D} \right)^{-1.2} \right]$

이 方程式은 Reynolds 數  $5 \times 10^3 \sim 1 \times 10^5$  의 領域에서 11% 以內로 式(1)에 接近하고 H/D 를 無限大에 接近시킴으로써 매끈한 管

$$Nu = \frac{\left( 1 + \frac{2}{\pi} \eta_e \right) Re Pr}{1 + \frac{700}{Re f} \left( \frac{D}{H} \right) \left( \frac{D_H}{D} \right) Pr^{0.731}} \left[ \frac{50.9 \left( \frac{D}{H} \right)}{Re \sqrt{f}} + 0.023 \left( \frac{D}{D_H} \right) \times Re^{-0.2} Pr^{-2/3} \left( 1 + \frac{0.0219}{\left( \frac{H}{D} \right)^2 f} \right)^{1/2} \right] \dots(3)$$

그러나, 本 研究에서는 핀으로 作用하는 비틀림 테이프가 熱傳達到 重要하게 寄與하지 않으므로 Nusselt 數 計算時 式(3)의 핀效果를 無視하였다. 즉,

$$Nu = \frac{Re Pr}{1 + \frac{700}{Re f} \left( \frac{D}{H} \right) \left( \frac{D_H}{D} \right) Pr^{0.731}} \left[ \frac{50.9 \left( \frac{D}{H} \right)}{Re \sqrt{f}} + 0.023 \left( \frac{D}{D_H} \right) \times Re^{-0.2} Pr^{-2/3} \left( 1 + \frac{0.0219}{\left( \frac{H}{D} \right)^2 f} \right)^{1/2} \right] \dots(4)$$

2. 二重管型 熱交換器의 熱傳達

熱交換器의 溫水로부터 內管과 外管사이의 環狀空間을 흐르는 수도물에 傳達된 熱量은

$$q = U A_o \Delta T_{em} \dots\dots\dots(5)$$

여기서, A<sub>o</sub>는 熱交換器 內管의 外部 表面積이다.

Fig.1에서 보는바와 같이 總合 熱傳達係數를 熱回路網을 利用하여 다음과 같이 나타낼수 있다.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{i0}} + \frac{1}{h_o} \dots\dots\dots(6)$$

熱傳達係數의 計算時 式(6)의 右邊에 不潔係數  $R_f$  가 더하여지는 것이 普通이나, 本 研究에 서는 熱交換器를 長時間 作用시키지 않았으므로 不潔係數는 考慮하지 않았다. 그러나, 熱交換器를 長時間 動作시키면 熱傳達面이 흐름속에 있는 여러가지 堆積物로 덮히거나, 流體와 熱交換器를 만들때 使用한 物質과의 相互作用으로 熱傳達面이 腐蝕되어 熱흐름에 對한 附加의인 低抗이 나타나게 되고 熱交換器의 性能이 떨어지게 되므로 不潔係數를 考慮하여야 한다. 式(6)의 熱傳達係數  $h_o$ 를 求하기 위해 熱交換器의 內管과 外管 사이의 環狀空間을 흐르는 流體에 對하여 wiegand가 提案한 熱傳達關係式을 利用한다.<sup>(9)</sup>

$$\frac{h_o D_e}{k} = 0.023 \left( \frac{D_e G}{\mu} \right)^{0.8} Pr^{0.4} \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^{0.45} \dots(7)$$

여기서,  $D_e$ 는 相當直徑을 나타내며, Fig.1에서

$$\text{相當直徑} = \frac{4 \times \text{流動面積}}{\text{接水길이}}$$

이다. 따라서

$$D_e = 4 \times \frac{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)}{\pi (D_2 + D_1)} = D_2 - D_1 \dots\dots(8)$$

그러므로, 式(7)에서  $h_o$ 가 求하여지며  $h_i$ 는 다음과 같이 計算된다.

$$h_i = h_{i0} \times \frac{OD}{ID} \dots\dots\dots(9)$$

여기서, ID와 OD는 熱交換器 內管의 內徑과 外徑이다.

以上에서 求한  $h_i$ 를 利用하여 熱傳達係數에 關한 便利한 無次元數  $Nu$ 를 求한다.

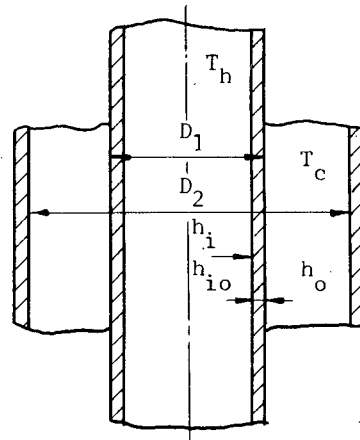


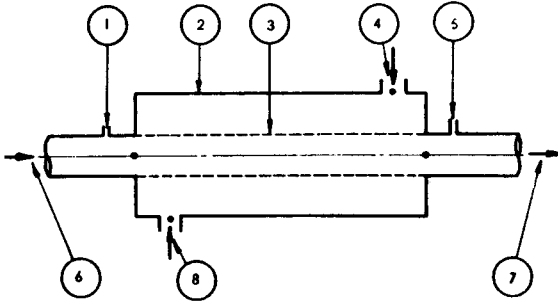
Fig.1 Heat Transfer Coefficient and Geometric Configuration

### III. 實驗裝置 및 實驗方法

#### 1. 實驗裝置

實驗部分은 Fig.2에서 나타난 바와 같이 길이 83 cm인 매끈한 銅管과 그 外部에 1 in. 鋼鐵파이프로 되어 있으며 200 ℓ 容量의 물탱크에서 2000 W 히터 (Heater) 3個와 溫度調節器로서 適正溫度로 制御된 물이 溫水펌프를 通하여 銅管內部로 들어가며 이 물은 實驗部分에서 熱交換이 이루어진 후 流量計를 지나 탱크로 다시 들어간다. 그리고 銅管外部의 環狀空間을 수도물이 通過하여 熱交換이 이루어진 후 流量計를 通하여 排水된다. 이 過程에서 熱損失을 最大한 줄이기 위하여 두께 20 mm의 유리纖維를 감고 25 mm의 斷熱커버를 씌웠으며 保温테이프를 감았다. 또한 二重管型 熱交換器 內管에서의 流動이 完全히 發達된 흐름이 이루어 지도록 保障하기 위하여 펌프에서 管 入口까지  $L/D = 155$ 로 充分한 餘裕를 주었다. 모든 溫度測定은 銅-콘스탄탄 (C-C # 28) 熱傳對를 溫水와 冷水의 入口와 出口에 各各 設置한 후 測定部分

의 基準點인 얼음물에 連結하였으며 水銀棒狀 溫度計로 計器修正을 하였다. 그리고, 管內部の 壓力降下를 測定하기 위하여 熱交換器 前後에 壓力밸브를 設置하여 마노미터와 連結하였다.



- 1. Pressure Valve (to manometer)
- 3. Steel Pipe (1")
- 3. Copper Tube
- 4. City Water
- 5. Pressure Valve (to manometer)
- 6. Hot Water (from tank)
- 7. to Flow Meter
- 8. to Flow Meter
- Thermocuple

Fig.2 Schematic Diagram of Test Section

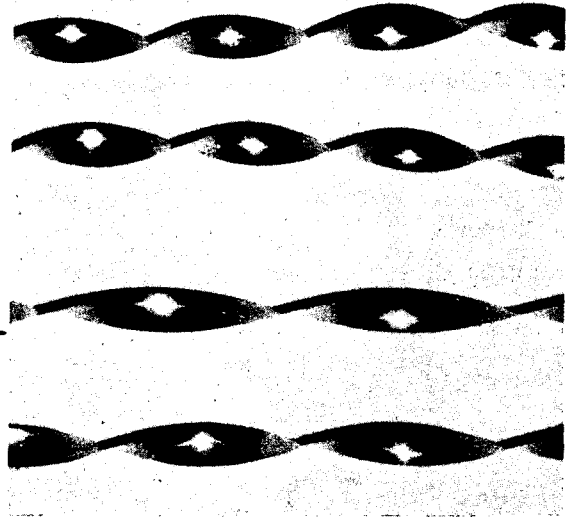
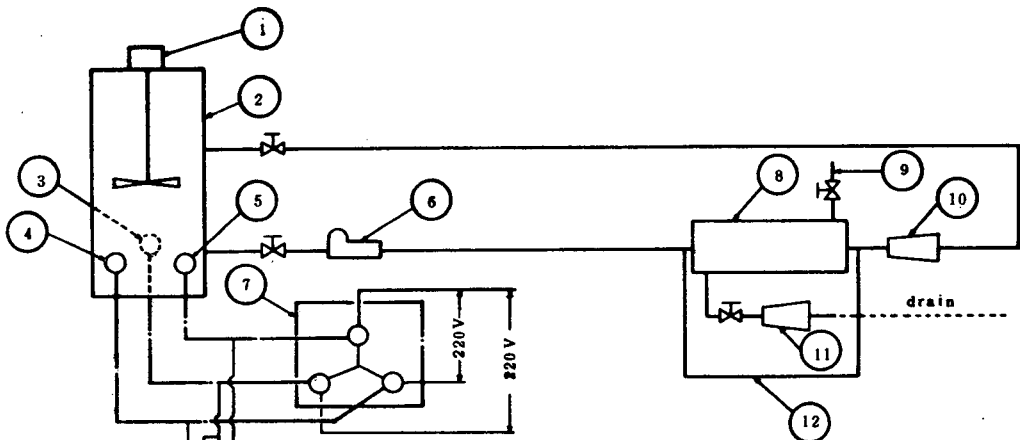


Fig.3 Photo of the Twisted Tapes used in Test

Fig.3에 나타난 바와같이 銅管內부에 插入한 비틀림 테이프는 引張試驗器에 두께 0.3 mm 인 304 스테인레스鋼을 設置하고 350~ 500kg의 荷重을 가하면서 願하는 피치가 나올때 까지 비틀었으며, 이 테이프가 銅管壁面に 均一하게 接觸하도록 引拔을 시킨 結果 壁面으로 約 0.25 mm 程度 파고 들어갔다.



- 1. Circulation Motor
- 2. Tank
- 3. Heater 1.
- 4. Heater 2.
- 5. Heater 3.
- 6. Water pump
- 7. Temperature Indicating Controller (WYE Connection)
- 8. Heat Exchanger
- 9. City Water
- 10. Flow Meter
- 11. Flow Meter
- 12. Manometer System

Fig.4 Schematic Diagram of the Layout for Experimental Equipment

2. 實驗方法

溫度調節器로 熱交換器 入口의 물의 溫度를  $80 \pm 1^\circ\text{C}$ 로 制御하고 溫水流量計에서 流量이 10 l 일때의 時間을 測定하여 願하는 時間이 나올때 까지 밸브로 流量調節을 한후 銅管内로 供給하였으며 熱交換을 위한 수도물의 供給은 水 圧의 變動을 考慮하여 밸브를 一定한 位置에 固定시키고 流量計의 눈금을 읽었다.

供給되는 溫水の 流動과 수도물의 流動이 定 常狀態에 加감도록 充分한 時間이 지난 후 實驗 部分에서의 摩擦損失을 計算하기 위한 마노미 터의 눈금을 읽었으며, 溫水和 冷水의 入口와 出口溫度를 7~8 회에 걸쳐 12點 打點式 自 動平衡型溫度記錄計로 記錄하였으며, 하나의 熱 交換器에 대한 모든 데이터를 얻은 후 피치가 다 른 테이프를 挿入한 熱交換器를 實驗部分에 設 置하여 連續的으로 實驗을 遂行하였다. 本 研究에서 使用한 實驗裝置의 概略의인 回路圖가 Fig.4에 表示되었다.

IV. 實驗結果 및 考察

1. 摩擦係數

本 研究과 Smithberg 와 Landis 에 의해 얻 어진 摩擦係數가 Fig.5 와 Fig.6 에 比較되었다. 여기서, 摩擦係數  $f$ 와 Reynolds數  $R_e$ 는 水 力直徑에 대한 값이며 비틀림 테이프를 挿入한 管과 挿入하지 않은 管에서의 壓力降下가 直 接 比較된다. 비틀림 테이프를 挿入하지 않은 管에서는 摩擦係數에 關한 一般의인 近似式  $f = 0.046 R_e^{-0.2}$ 에 8% 以內로 一致하였다. 그 러나, 비틀림 테이프를 挿入한 管에서의 摩擦係 數는  $H/D = 16.15$ 에 對한 데이터를 除外하고 理論的으로 豫測한 式(2)에 20%程度로 벗어난 다. 이것은 本 研究에서 使用한 管과 비틀림 테 이프의 相對粗度가 약간 크기 때문인 것으로 推 定된다. 이 粗度效果의 크기가 어느 程度인 가 는 現在 結定되지 않고 있으며 過流流動의 熱傳

達과 壓力降下에 미치는 粗度の 效果를 正確하 게 結定하기 위한 廣範圍한 研究가 要望된다. 또한, 等溫 摩擦係數와 冷却되고 있는 摩擦係 數의 差異를 補正하기 위하여 管壁과 부피溫度 에 對한 粘性係數의 指數 0.35에  $(D_H/D_i)$ 가 곱하여져야 한다. 즉,

$$f_{s, iso} = f_s (\mu_b / \mu_w)^{0.35} (D_H/D_i) \dots (10)$$

이 方程式은 等溫條件에 對한 다른 研究家의 過流流動 摩擦係數에 잘 一致하고 있다. 그러나 本 研究에서는 實驗部分의 管壁溫度를 測定하지 못하여 이 方程式의 正當性은 檢討하지 못하였다.

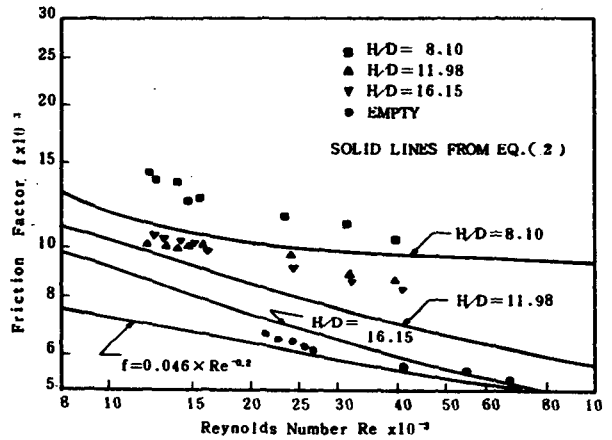


Fig.5 Predicted and Experimental Friction Factors

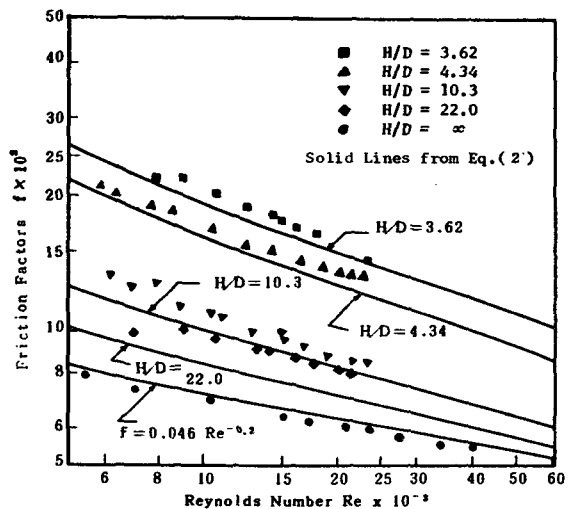


Fig.6 Predicted and Experimental Friction Factors (Data from Reference 6)

2. 熱傳達係數

2.1 Nusselt 數

Fig.7 과 Fig 8 에 本 實驗에서 얻어진 Nusselt 數와 參考文獻(6)에서 얻어진 Nusselt 數가 比較되었다.

그림에서 보는 바와같이 本 實驗에서 얻어진 Nu 의 結果가 理論的으로 豫測한 式(4)와 比較하여 몇몇 特定한 點을 除外하고 20 程度 벗어

나는 理由는 熱交換으로 因하여 温水와 冷水의 溫度가 熱交換器를 따라 變하고 있기 때문이며, 式(4)는 管壁에 均一한 熱流速(heat flux)를 주고 豫測된 式이기 때문이다. 그리고, 溫度差가 작기 때문에 若干의 誤差가 發生한 것으로 생각된다. 특히, 溫度差가 매우 큰 實驗에서와 같이 熱傳達이 높은 境遇 Reynolds 數가 增加함에 따라 誤差의 可能性이 대단히 커진다.<sup>(6)</sup>

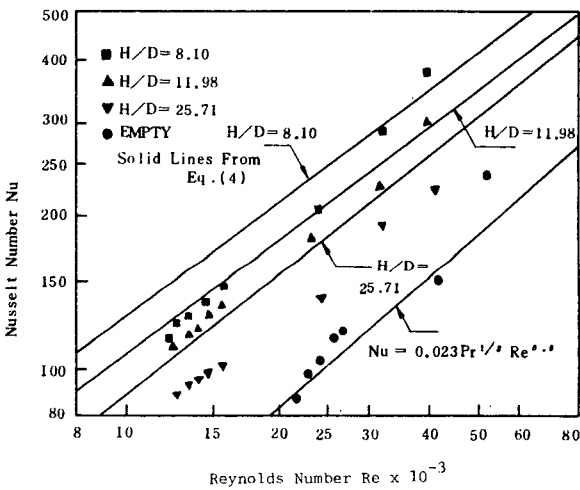


Fig.7 Predicted and Experimental Data of Nusselt Number

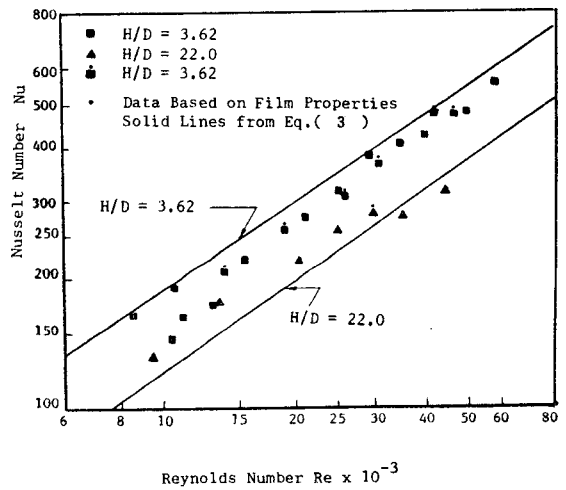


Fig.8 Predicted and Experimental Nusselt Number for Water (from reference 6)

2.2 同一 펌프動力에 對한 比較

開發費用, 最初費用, 運轉費用, 維持費用 등과 같은 많은 窮極의 結定因子에 因한 向上된 技術을 作用하기 위하여 一般的으로 適用되는 選擇基準을 確立하는 것은 대단히 어려운 일이다. 비틀림 테이프를 插入한 管과 插入하지 않은 管을 比較하기 위하여 同一한 펌프動力에서 熱傳達係數를 比較한다. 그러므로, 渦流流動에서 얻어진 摩擦係數와 Reynolds 數를 結合하여 empty tube 에 相當하는 軸方向 Reynolds 數로 나타낼 수 있다.<sup>(1)</sup>

$$Re_{i,e} = [ 21.7 (A_s / A_e) (Re_{i,s})^3 f_{i,s} ]^{0.357} \dots (11)$$

式(11)은 Reynolds 數에 相當하는 Nu<sub>e</sub>를 計算하기 위한 便利한 軸方向 流動關係式을 包含하고 있다. 그러므로, 同一 펌프動力에 對한 Nusselt 數의 比 (Nu<sub>s</sub> / Nu<sub>e</sub>)<sub>p</sub>를 Reynolds 數에 對하여 나타낼 수 있다. Fig.9에 나타낸 바와같이 비틀림 테이프를 插入한 管은 同一한 펌프動力에 對하여 비틀림 테이프를 插入하지 않은 管에 比하여 Reynolds 數 10<sup>4</sup> ~ 5 × 10<sup>4</sup>의 領域에서 Nusselt 數가 最大 2 倍, 最小 1.4 倍 增加함을 알 수 있다.

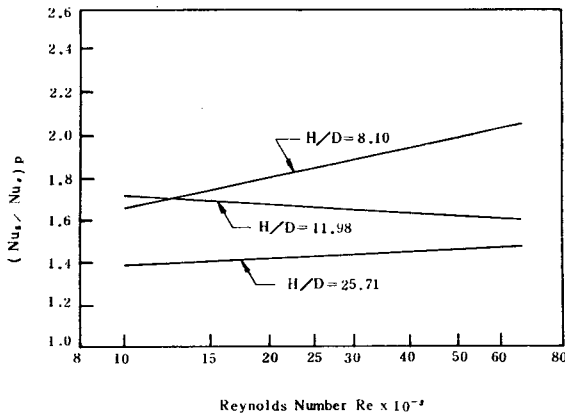


Fig.9 Performance of the Twist Tape - Insert Tube at Constant Pumping Power

## V. 結 論

圓管內에 비틀림 테이프를 插入하여 亂流를 促進시킴으로써 熱傳達係數를 20%以上 增加시킬 수 있다는 事實은 지금까지 研究되어진 바이다. 이 熱傳達機構를 比較的 溫度差가 작은 二重管型 熱交換器에 適用하여 實驗한 結果 다음과 같은 事實을 알 수 있었다.

1. 理論式과 實驗結果는 대체로 20%程度의 誤差가 發生하고 있다. 이것은 式(4)가 管壁에 均一한 熱流速을 주고 豫測된 式이며, 實驗에 使用한 銅管과 비틀림 테이프의 相對粗度가 若干 크기 때문으로 推定된다.

2. 同一 泵動力에 對하여 比較한 結果 Reynolds 數  $1 \times 10^4 \sim 5 \times 10^4$ 의 領域에서 비틀림 테이프를 插入한 管의 Nusselt 數가 最大 2 倍, 最小 1.4 倍 增加하였다.

3. 주어진 Reynolds 數에서 總合 熱傳達係數는 大略 10~30% 增加함을 알 수 있었다.

따라서, 管內部와 殼側(shell-side)의 流體溫度差가 比較的 작은 境遇 熱交換器의 管內部에 비틀림 테이프를 插入함으로써 管內의 對

流熱傳達係數를 增加시킬 수 있으며 裝置를 小形, 輕量化할 수 있다. 비틀림 테이프를 插入한 熱傳達 增加機構는 다른 方法에 比하여 比較的 製作이 容易하고 低廉할 뿐만 아니라 相當한 熱傳達 增加를 期待할 수 있으므로 勸獎할 만한 方法이다.

## Reference

1. A.E. Bergles and R.F. Lopina, "Heat Transfer and Pressure Drop in Tape-Generated Swirl Flow of Single-Phase Water," J. Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 91, 1969, pp. 434-442.
2. A.E. Bergles, F.E. Megerlin and R.W. Murphy, "Augmentation of Heat Transfer in Tubes by use of Mesh and Brush Inserts," J. Heat Transfer, Trans. ASME Vol. 96, 1974, pp. 145-151.
3. A.W. Date, "Prediction of fully-Developed Flow in a Tube Containing a Twisted-Tape," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 17, 1974, pp. 845-859.
4. A.F. Nooruddin and P.S. Murti, "Heat Transfer to Gas-Liquid Mixtures in a Vertical Tube Fitted with Twisted-Tapes," Int. J. Heat Transfer, Vol. 16, 1973, pp. 1655-1657.
5. L. T. Fan, S. T. Lin and N. Z. Azer, "Surface Renewal Model of Condensation Heat Transfer in Tubes with inline static Mixers," Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 21, 1978, pp. 849-854.
6. E. Smithberg and F. Landis, "Friction and Forced Convection Heat-Transfer Characteristics in Tubes with Twisted



- Tape Swirl Generators," J.Heat Transfer, Trans. ASME, Vol.86, 1964, pp.39-49.
7. R.Thoren and F.Landis, "Friction and Heat Transfer Characteristics in Turbulent Swirl Flow Subjected to Large Transverse Temperature Gradients," J.Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 90, 1968, pp.87-97.
8. W.R.Gambill, "Subcooled Swirl-Flow Boiling and Burnout with Electrically Heated Twisted Tapes and Zero Wall Flux," J.Heat Transfer, Trans. ASME, Vol. 87, 1965, pp.342-348.
9. J.G.Knudsen and D.L.Katz, "Fluid Dynamics and Heat Transfer," first edition, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, N.Y., 1958.
10. E.R.G.Eckert and R.M.Drake, Jr., "Heat and Mass Transfer," second edition, McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, N.Y., 1959. pp.203-204, 221-226.
11. Warren M.Rohsenow and Harry Choi, "Heat, Mass and Momentum Transfer," Prentice-Hall, Inc., New Jersey.