

<論 文>

보일러用 裸管 및 리브블이 管의 熱傳達 特性에 관한 研究

金 鍾 輔* · 韓 勝 鐸**

(1985年 6月 10日 接受)

A Study on Heat Transfer Characteristics of Smooth and Ribbed Tubes for Boiler

Chong Bo Kim and Seung Tak Han

Key Words: Smooth Tubes(裸管), Ribbed Tubes(리브블이 管), Rifled Tubes(旋條管), Heat Exchanger(熱交換器), Boiler Tubes(보일러 管), Heat Transfer(熱傳達)

Abstract

Heat transfer characteristics in terms of the tube wall-temperature and the enthalpy have been investigated utilizing ribbed (rifled) tubes in order to enhance heat transfer performance.

Considerations were given for the cases of smooth tubes in order to compare with the case of ribbed tubes. The tilt angle of the experimental tubes are from 0° to 90°, in order to simulate the boiler water tubes having 15°~90° inclined angle in boiler nose and studded tubes (burner zones). Natural convection and forced convection (Re=1810) conditions were considered in the experiments.

The experimental results for the effect for the tube inclination through a natural convection and forced convection are presented and it is shown that ribbed tubes permit an appreciable increase in heat transfer coefficients and consequently it means substantial reductions in boiler water wall tubes and heat exchanger surface areas.

記 號 說 明

O·D : 管의 外徑(mm)

I·D : 管의 內徑(mm)

t : 管의 두께(mm)

L : 管의 길이(mm)

x : 管의 下段으로부터 任意의 길이(mm)

$Re = \frac{\rho u D_i}{\mu}$: Reynolds 數

Q : 流體의 流量(m³/s)

Pe : 電力量(kwh)

q : 熱傳達率(kcal/s)

h : 熱傳達 係數(kcal/m² h°C)

A : 斷面積(m²)

*正會員, 仁荷大學校 工科大學 機械工學科

**韓國電力技術(株) 火力發電技術研究室

T_w : 管壁溫度(°C)

T_v : 體積溫度(°C)

\dot{m} : Mass Rate of Flow (kg/s)

r : 半徑(mm)

C : 比熱(kcal/kg°C)

$N_u = hD_i/k$: Nusselt 數

1. 序 論

最近 에너지節約 政策의 一環으로 보일러나 各種 熱交換器의 高性能化가 國內外的으로 推進되고 있다. 에너지節約을 爲한 技術은 大部分 能量을 最大의 效率로 利用하는 方策을 求 하는데 있으며 이는 熱傳達 效率를 向上 시키는 것과 같다. 에너지源이 不足한 우리나라는 熱을 좀더 効果的으로 使用하는 研究가 끊임없이 이루어지고 있으며 이에 따라 좀더 傳熱效率이 向上되고 高溫에서도 性能이 좋은 管(tube)을 研究하게 되었다. 從來에는 Fig. 1 과 같은 裸管이 보일러나 各種 熱交換器에 使用되어 왔으며 아직도 많이 사용하고 있으나, 近來에는 Fig. 2 와 같은 管內面에 螺旋形의 構造로 加工한 리브들이 管(ribbed, or rifled tube)이

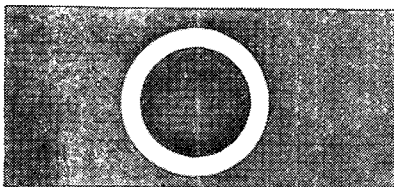


Fig. 1 Section of smooth tube

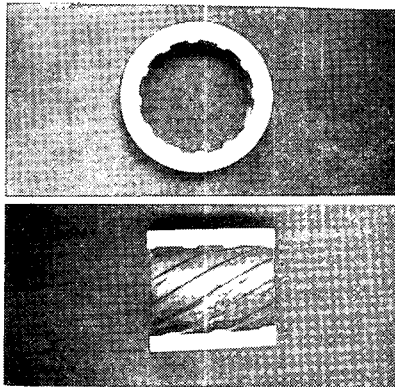


Fig. 2 Section of ribbed tube

研究되고 있다^(1~7). 이 리브들이 管은 加熱되는 高溫의 管面과 熱을 받지 않고있는 低溫의 管面 사이의 傳熱을 螺旋形의 리브에 依해 流體에 순환력을 주어 管壁 附近의 溫度勾配(temperature gradient)가 작아 지므로 管의 局部過熱을 防止하여 裸管에서 일어나기 쉬운 膜沸騰(film boiling)을 避하고 定常狀態의 核沸騰(nucleate boiling) 狀態를 維持시키며 리브에 의한 傳熱面積을 增大 시킨다는 點에서 管內面에 筋(fin)을 設置한 경우보다 좋은 效果를 나타낸다. 따라서 本實驗은 一般 熱交換器나 低壓 보일러의 傳熱管이 設置場所나 位置에 따라, 特히 보일러의 경우 爐形이나 버너 周圍에서 管이 15°~90° 까지 傾斜를 이루고 있으므로 實驗用 管에 0°~90° 까지 管傾斜角을 주어 傾斜角에 對한 熱傳達 特性을 比較實驗 하였고, 一般적으로 使用하는 熱交換器內의 流體 흐름이 自然循環이나 強制循環의 경우가 많으므로 本 研究는 自然 및 強制循環 모두를 實驗 했으며 使用한 리브들이 管은 管의 두께와 直徑, 리브數, 리브 퍼치(pitch), 높이 및 幅 등을 使用 하려는 熱交換器나 보일러에 合당하도록 設計, 選定하면 그 適用 範圍는 매우 넓다고 생각돼 研究 檢討 하고자 한다.

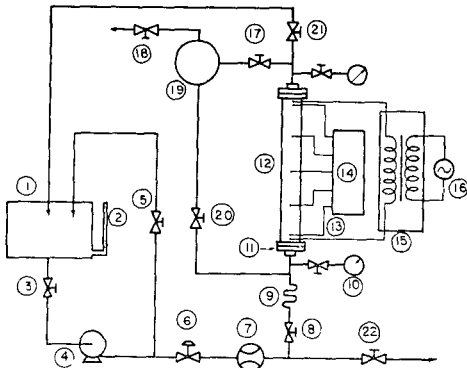
2. 實驗裝置 및 方法

2.1 實驗裝置

本 研究를 위한 實驗裝置의 概略圖는 Fig. 3 과 같다. 自然循環의 경우는 貯水槽 ①에 있는 물을 펌프 ④에 의해 試驗用 管 ⑫와 드럼(drum) ⑬에 물을 채운 뒤 空氣排出 밸브 ⑭와 水排出 밸브 ⑮를 使用하여 充分히 空氣를 排出 시킨뒤 닫고 水供給 밸브 ⑧을 닫은 뒤 펌프 ④를 停止 시키고 관련된 밸브를 操作한후 交流電流 ⑯를 變壓器 ⑰를 거쳐 一定한 電流을 實驗用 管에 감은 電氣加熱器(band heater)에 供給, 加熱 하였고 물은 드럼과 試驗用 管內를 自然循環 시켰으며 試驗用 管에 設置한 電氣加熱器와 加熱用 電源 및 電壓, 電流 等の 概略圖를 Fig. 4 에 나타냈다.

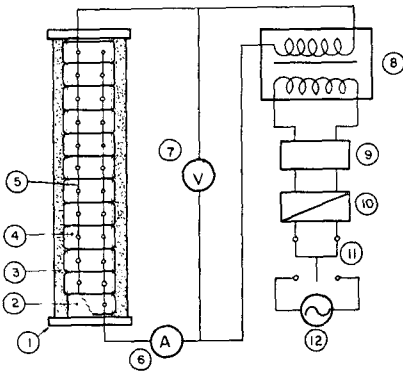
強制循環은 펌프 ④에 依해 排出된 물을 流量 調節 밸브 ⑥과 流量計 ⑦ 및 바이패스 밸브(by-pass valve) ⑤로 流量을 調節 하였다. 그리고 本 實驗에 使用한 管은 보일러용 材質의 管을 使用하였으며 詳細한 事項은 Table 1 과 같다.

實驗用 管은 400w/ea 容量의 電氣 加熱器 8 個를 管 外部에 감아 加熱하였으며 放熱을 막기위해 유리섬유(glass wool) 30mm 로 保溫 했고 溫度 測定은 물



- ① Water tank
- ② Level gauge
- ③ Water supply valve
- ④ Water feed pump
- ⑤ By-pass valve
- ⑥ Flow control valve
- ⑦ Flowmeter
- ⑧ Supply valve
- ⑨ Flexible hose
- ⑩ Pressure gauge
- ⑪ Rubber lining flange
- ⑫ Test section
- ⑬ Thermocouple (C-C)
- ⑭ Data logger
- ⑮ Transformer
- ⑯ A.C. power
- ⑰ D/M inlet valve
- ⑱ Vent valve
- ⑲ Drum
- ⑳ Circulation valve
- ㉑ Discharge valve
- ㉒ Drain valve

Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus



- ① Rubber lining flange
- ② Test piece
- ③ Insulation(glass wool)
- ④ Band heater
- ⑤ Electric connection code
- ⑥ Ampere meter
- ⑦ Volt meter
- ⑧ Transformer
- ⑨ Slidac
- ⑩ Fuse
- ⑪ Knife switch
- ⑫ A.C power

Fig. 4 Apparatus of heating and A.C power

Table 1 Description of tubes

Tube name	O.D (mm)	I.D (mm)	t (mm)	L (mm)	Material	Remark
Smooth	63.5	49.0	7.25	1,600	STBA20	Ribs : 12ea
Ribbed	63.5	49.0 (mean)	7.25 (mean)	1,600	STBA20	Rib width : 4.2 Rib depth : 1.5

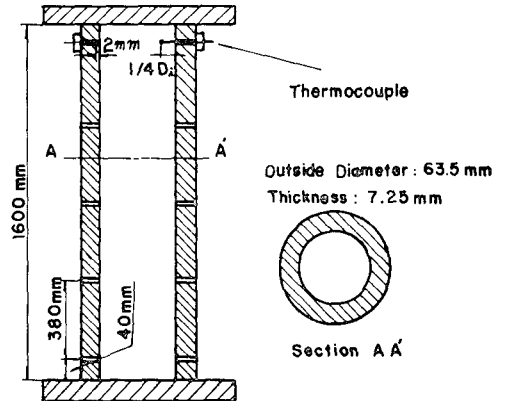


Fig. 5 Location of thermocouple

과 管壁溫度를, 各各 5 個의 熱電對(thermo-couple)를 使用하여 測定했으며 자세한 位置 및 그림은 Fig. 5 와 같다. 여기서 溫度 測定用 熱電帶의 位置를 $1/4D_i$ 로 한 것은 管中心部($1/2D_i$)는 回轉流體의 停滯點이 形成되 正確한 溫度測定이 어렵고 또한 管壁에 가까울수록 流體의 溫度 보다는 管壁溫度의 影響을 크게 받을것으로 豫想되므로 流體의 平均 溫度로는 $1/4D_i$ 地點을 擇하였다.

그리고 流體溫度 測定用 熱電對($1/4D_i$ 지점)의 正反對側에 管壁溫度 測定用 熱電對를 管內壁에서 2mm 떨어진 位置에 插入하여 管壁溫度를 測定하였다.

2.2 實驗方法

自然循環과 強制循環 모두 傾斜角이 $90^\circ, 45^\circ, 0^\circ$ 일 경우 管壁溫度와 Enthalpy 및 Nusselt 數가 裸管과 리브붙이 管에서 어떻게 變化 하는가를 實驗 하였다, 強制循環의 $Re > 2300$ 에서는 實驗된바 있어⁽⁸⁾ 本 實驗에서는 $Re < 2300$ 以下인 $Re = 1810$ 을 基準으로 했으며 自然循環의 總流量은 $Q = 0.016\text{m}^3/\text{min}$ 電力量 $Pe = 2.1\text{ kwh}$ 로 했으며 強制循環은 $Q = 0.002\text{m}^3/\text{min}$, $Pe = 3.8\text{ kwh}$ 로 하였다.

또한 本 實驗은 管의 微小길이 dx 에 加해진 熱量 dq 를 流體의 부피 溫度 差項과 熱傳達 項으로 나타낸 式 $dq = mCdT = h(2\pi r)dx(T_w - T_v)$ 으로 하여 $q = hA(T_w - T_v)_{av}$ 에서 A 는 熱傳達이 일어난 總面積으로 一定하며 變數는 $h, \Delta T$ 이므로 이를 實驗에 依해 求 하고자 했다.

3. 實驗結果 및 考察

3.1 管壁溫度

Fig. 6~8은 自然循環 ($P=1\sim 2\text{kg/cm}^2\text{-a}$)時 Fig. 9~11은 強制循環 ($Re=1810$)時 管壁 溫도와 엔탈피와의 關係를 나타냈다. 그림에서 알 수 있듯이 試驗用 管의 傾斜가 90° 에서 0° 로 기울어 짐에 따라 流體의 循環이 적어져 自然, 強制循環 모두 管傾斜 90° 일 때는 裸管이 리브관이 管보다 管壁溫度가 約 $3\sim 7^\circ\text{C}$ 높다. 이것은 리브관이 管일 경우 流體가 螺旋形 리브에 의해 回轉 하면서 循環하나 裸管은 오직 比重差에 의하여 循環하기 때문이다. 그러나 傾斜角이 0° 일 때는 反對로 리브관이 管의 管壁溫度가 높은것은 層流流動 에서는 리브에 의해 流體의 흐름에 妨害를 주며 리브는 오직 傳熱面積 增加效果만을 갖어오기 때문이다. 여기서 參考한 事項은 試驗用 管의 長이를 L 로 하여, 熱電對 設置位置를 管의 中心長이 $x/L=0.5$ 로 하였으며 上部를 $x/L=1$ 로 設定 하였으나 管의 長이가 짧아 $x/L=0.5$ 에서의 管壁溫度는 安定된 값이 나오지 않았으며 長수록 精確한 값을 나타내고 있다.

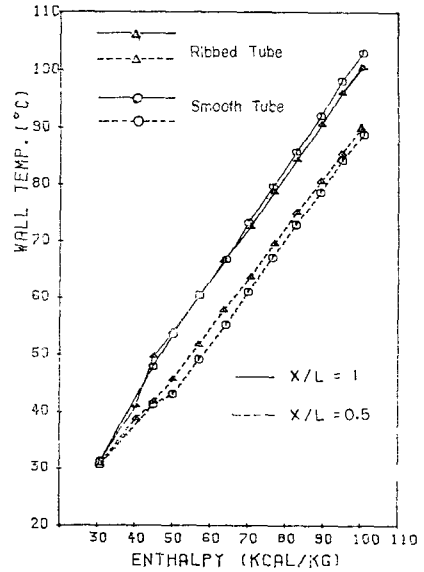


Fig. 7 Experimental results in terms of wall temperature versus enthalpy for free convection at $\theta=45^\circ$, $P=1.0\sim 2.0\text{kg/cm}^2$ abs

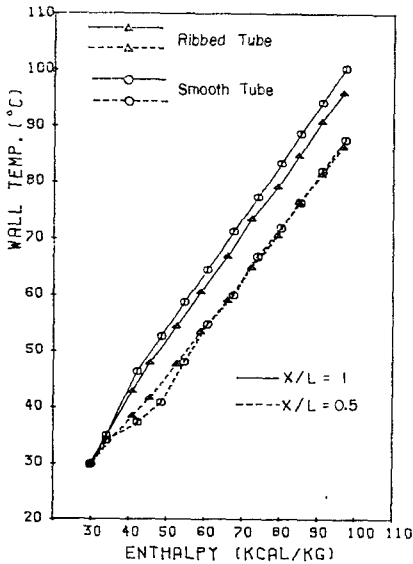


Fig. 6 Experimental results in terms of wall temperature versus enthalpy for free convection at $\theta=90^\circ$, $P=1.0\sim 2.0\text{kg/cm}^2$ abs

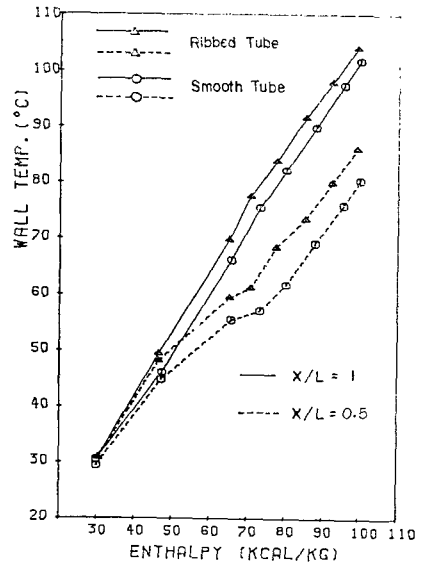


Fig. 8 Experimental results in terms of wall temperature versus enthalpy for free convection at $\theta=0^\circ$, $P=1.0\sim 2.0\text{kg/cm}^2$ abs

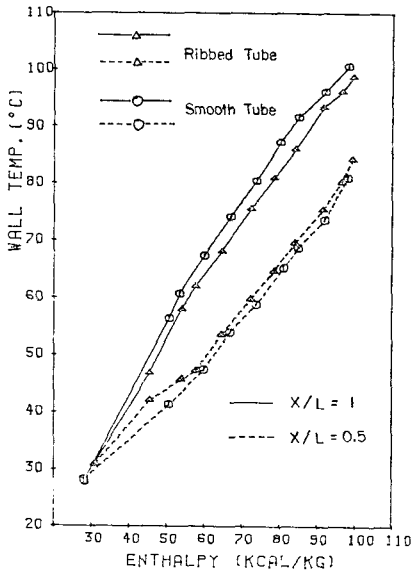


Fig. 9 Experimental results in terms of wall temperature versus enthalpy for forced convection at $\theta=90^\circ$, $Re=1810$

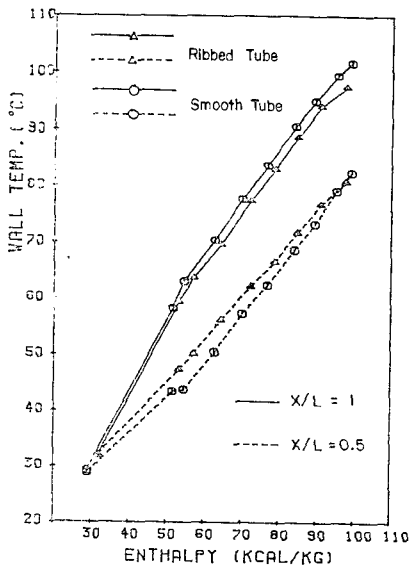


Fig. 10 Experimental results in terms of wall temperature versus enthalpy for forced convection at $\theta=45^\circ$, $Re=1810$

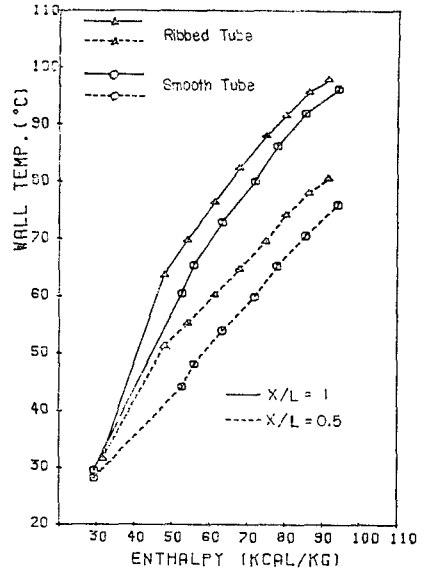


Fig. 11 Experimental results in terms of wall temperature versus enthalpy for forced convection at $\theta=0^\circ$, $Re=1810$

3.2 管의 熱傳達

Fig. 12~17 은 自然對流 ($P=1\sim 2\text{kg/cm}^2\text{-a}$)와 強制對流 ($Re=1810$)의 傾斜角에 따른 熱傳達 係數와 Nusselt 數를 엔탈피와 比較 圖示하였다. 自然對流 에서의 熱傳達을 보면 管傾斜角 90° 일때는 리브블이 管쪽이 훨씬 잘되어 h , Nu 값이 裸管보다 約 3倍 높았으나 傾斜角이 작아짐에 따라 熱傳達은 鈍化되어 0° 일때는 反對로 裸管쪽이 約 1.5倍 큰것은 管壁 溫度 에서와 같이 리브의 役割은 오직 傳熱面積 增加效果만을 갖어 왔을뿐 오히려 流體의 흐름을 防禦하였기 때문이다.

여기서 그림의 內容을 좀더 說明하면 엔탈피의 算出은 $dq=di-AvdP$ kcal/kg에서 外部에 한일이 없으므로 $dq=di$ 로 나타낼 수 있으며 $dq=Q\cdot h\cdot A\cdot \Delta T=Q\cdot h\cdot A\cdot (T_w-T_f)$ 에서 dq 는 外部에서 加熱한 一定한 熱量이며 流量과 管面積 A 도 一定하므로 엔탈피는 h 와 ΔT 의 函數임을 알수있다. 그런데 實驗에 依하면 管傾斜角이 90° , 45° 일때 裸管의 壁溫度가 리브블이 管壁溫度 보다 높았으며 $1/4D_i$ 에서 測定한 流體의 溫度는 熱傳達이 잘되는 리브블이 管에서 높게 나타나 ΔT 는 리브블이 管쪽이 적었고 따라서 h 값은 리브블이 管이 름을 알 수 있었다. 이러한 現狀은 管의 長이가 長고 時間에 따른 加熱量이 持續됨에 따라 Fig. 12~13,

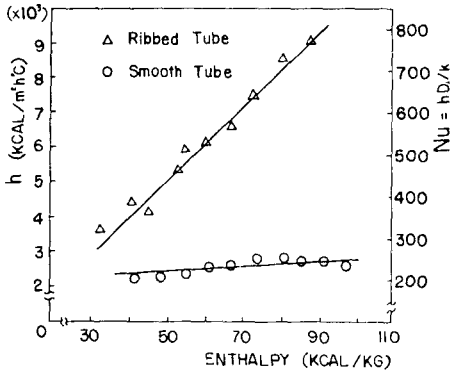


Fig. 12 Experimental results in terms of convection heat transfer coefficient and Nusselt number versus enthalpy for free convection at $\theta=90^\circ$, $P=1.0\sim 2.0\text{kg/cm}^2\text{abs}$

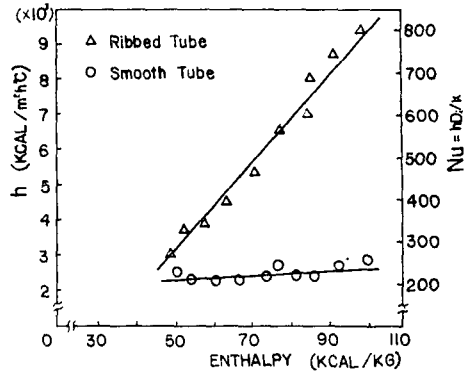


Fig. 15 Experimental results in terms of convection heat transfer coefficient and Nusselt number versus enthalpy for forced convection at $\theta=90^\circ$, $Re=1810$

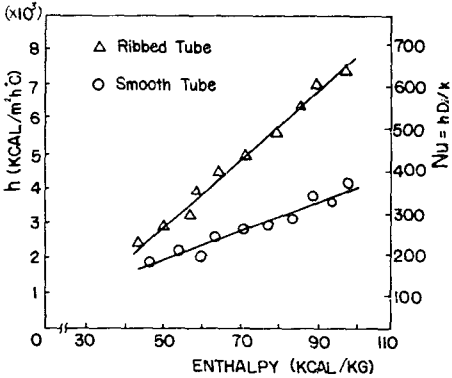


Fig. 13 Experimental results in terms of convection heat transfer coefficient and Nusselt number versus enthalpy for free convection at $\theta=45^\circ$, $P=1.0\sim 2.0\text{kg/cm}^2\text{abs}$

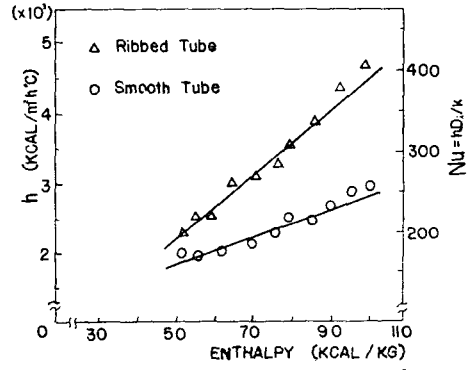


Fig. 16 Experimental results in terms of convection heat transfer coefficient and Nusselt number versus enthalpy for forced convection at $\theta=45^\circ$, $Re=1810$

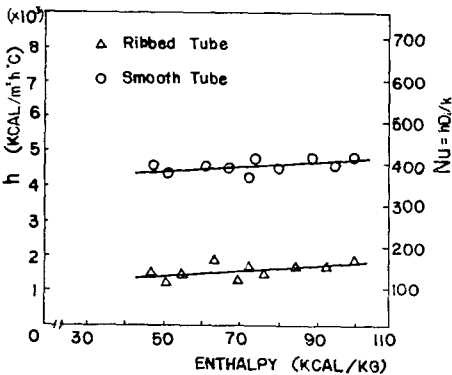


Fig. 14 Experimental results in terms of convection heat transfer coefficient and Nusselt number versus enthalpy for free convection at $\theta=0^\circ$, $P=1.0\sim 2.0\text{kg/cm}^2\text{abs}$

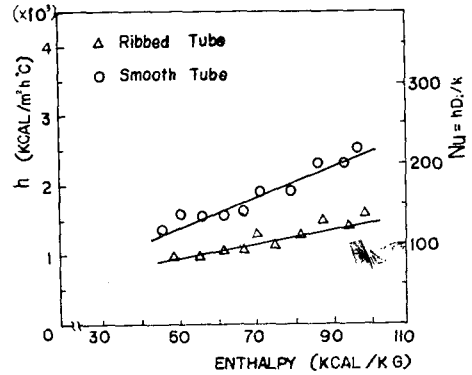


Fig. 17 Experimental results in terms of convection heat transfer coefficient and Nusselt Number versus enthalpy for forced convection at $\theta=0^\circ$, $Re=1810$

15~16 에서와 같이 리브붙이 管에서는 管壁과 流體의 溫度차가 적어 h 가 增加 했으며 이는 蒸氣發生이 裸管보다 容易하며 流體의 循環도 活發함을 나타내고 있다.

4. 結 論

本 實驗은 材質 STBA20, 外徑 $\phi 63.5$ 內徑 $\phi 49.0$, 두께 $t=7.25$ 길이 $L=1600$, 리브數 12 個, 리브幅 4.2 mm 리브높이 1.5mm 螺旋形의 리브가 加工된 리브붙이 管과 同規格(材質, 길이..., 단 裸管의 平均直徑은 리브붙이 管의 平均直徑과 같음) 裸管과의 傳熱特性을 壓力 1.0~2.0kg/cm²-a 의 自然循環과 $Re=1810$ 인 強制循環 時 管 傾斜角을 0°~90° 로 變化시켜 傳熱現狀을 傾斜角에 對하여 實驗한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 層流流動 에서는 自然對流나 強制對流 모두 傾斜角이 45°~90° 일때는 리브붙이 熱傳達係數가 裸管보다 約 2~3 倍 增加하여 水冷管壁의 溫度가 낮은 傾向을 보였으나 管傾斜角이 0° 일때는 裸管의 熱傳達係數가 約 1.5 倍 높아 리브붙이 管의 管壁溫度가 높아져 不利하다.

(2) 層流流動 에서는 管傾斜가 45° 以上 일때는 리브붙이 管을 使用 하는것이 膜沸騰을 防止하고 核沸騰을 일으켜 보일러 水冷管의 過熱에 依한 破裂을 防止할 수 있다고 생각된다.

(3) 層流流動시 管傾斜가 45° 以上일 경우 리브붙이 管을 使用하면 熱傳達係數가 2~3 倍 增大 되므로 보일러 蒸發管이나 터어빈 蒸氣凝縮用 凝縮器(condenser), 보일러 燃料加熱用 熱交換器(Bunker-C oil heater), 보일러 用水加熱器 등 各種 熱交換器에 適用하면 傳熱管의 길이, 重量, 및 設置面積을 줄일수 있어 經濟的일 것이라고 생각한다.

References

- (1) Ralph L. Webb & Arthur E. Bergles, "Heat Transfer Enhancement: Second Generation Technology" Mechanical Engineering, June 1983
- (2) Webb, R.L. "Heat Transfer in Finned Tube Heat Exchangers" Heat Transfer Engineering Vol. 1, pp. 33~49, 1980
- (3) Nakayama, W. "Enhancement of Heat Transfer" Heat Transfer 1982, Vol. 1, Washington, D.C. Hemisphere Publishing Corp. pp. 223~240, 1982
- (4) Warren, I. "Ljungstrom Heat Exchanger for Waste Heat Recovery" Heat Recovery System, Vol. 2, pp. 257~271, 1982
- (5) Yilmaz, S. & Westwater, J.W., "Effect of Commercial Enhanced Surface on the Boiling Heat Transfer Curve" Advanced in Enhanced Heat Transfer, HTD-Vol. 18 New York, ASME pp. 73~91, 1981
- (6) Rudy, T.M. & Webb, R.L. "An Analytical Model to Predict Condensate Retention on Horizontal, Internal Fin-Tubes" Proceedings 1983 ASME-JSME Thermal Engineering Conference, Honolulu, Hawaii Mar, 1983
- (7) J.W. Ackerman "Pseudoboiling Heat Transfer to Supercritical Pressure Water in Smooth and Ribbed Tubes" Transaction of the ASME J. of Heat Transfer 8, 1970
- (8) Sellars, J.R.M. Tribus & J.S. Klein: "Heat Transfer to Laminar Flows in a Round Tube or Flat Conduit" The Graetz Problem Extended, Trans. ASME Vol. 78, p. 441, 1956
- (9) Babcock-Hitachi K.K. "Technical Information for Coal Fired Boiler" p. 17, 20, 1983
- (10) Nippon Kōkan Technical Bulletin "Test Results for Rifled Tubing" pp. 2~8, 1983