

水平管內 R-113 冷媒의 沸騰熱傳達에 關한 研究

崔炳喆* · 金垣寧** · 金京根**

A Study on the Boiling Heat Transfer of R-113 in a Horizontal Tube

B.C. Choi, W.N. Kim, K.K. Kim

Abstract

The information on the heat transfer characteristics, flow pattern and pressure drop, are very important for the design of general heat exchanger, refrigerating system, air conditioning system and energy recovery system.

In these systems, water or lubricating oil contained in working fluid affects greatly the flow and heat transfer condition and this phenomena must be considered in the practical design.

An experiment has been performed for studying the flow and heat transfer characteristics of the forced convective horizontal flow of R-113 under the range of the liquid single phase state to the boiling flow state.

Basic experimental results are obtained in the case that water or lubricating oil does not contaminate in the test fluid.

Experimental results are as follows;

- (1) The local heat transfer coefficients in the nucleate boiling region and transition boiling region are almostly ten times as large as that of liquid single phase flow.
- (2) The measured heat transfer coefficient in the present experimental range is relatively agreed well with the predicted value from the various experimental results for the boiling flow.

使用記號

B_0	: 보일링數, 式(3·7)		h_{Lo}'	: 亂流液單相流의 熱傳達率, 表(4·1)	kcal/m ² hr°C
D	: 直徑	m	h_{TP}	: 二相流의 熱傳達率	kcal/m ² hr°C
f	: 摩擦係數		k	: 熱傳導率	kcal/mhr°C
G	: 質量速度	kg/m ² hr	L	: 實驗部의 길이	m
h_{Lo}	: 亂流液單相의 熱傳達率	kcal/m ² hr°C	ΔP	: 壓力差	kg/m ²
			q	: 傳熱面의 外表面熱流束	kcal/m ² hr

* 正會員, 韓國海洋大學 大學院

** 正會員, 韓國海洋大學

- q_0 : 傳熱面의 內表面熱流束 kcal/m²hr
- r : 半徑 m
- T : 溫度 °C
- ΔT : 溫度差 °C
- x : 乾度
- X : Lockhart-Martinelli 파라미터, 式(3·8)
- μ : 粘度 kg/mhr
- ρ : 密度 kg/m³
- ξ : 벤딩部 摩擦係數, 式(3·2)
- γ : 蒸發潛熱 kcal/kg
- ac : 加速度
- f : 摩擦
- i : 入口
- l : 液相
- o : 出口
- s : 飽和狀態
- tt : 氣液 兩相이 모두 亂流狀態
- w : 壁面
- z : 加熱開始點으로부터의 거리 m

1. 序 論

相變化를 동반하는 二相流의 傳熱特性, 流動樣式 및 壓力損失에 관한 知識은 各種 產業用 熱交換器, 冷凍機, 空氣調和機 및 大形 冷凍室의 冷凍코일等の 設計에 매우 重要하다.

一般的으로 液單相流 狀態로 蒸發管에 流入한 流體는 加熱에 의하여 下流方向으로 갈수록, 加熱 및 蒸發이 進行하며, 흐름형태는 (1) 液單相流 (2) 氣泡流 (3) 스택류 (4) 環狀流 (5) 噴霧流 순으로 흐름양식이 發達해 가면서 보이드율도 급격히 증가한다. 또한, 下流로 갈수록 氣液의 平均流速이 증대하여 감으로써, 傳熱의 패턴은 (1) 液單相流의 熱傳達 (2) 核沸騰熱傳達 (3) 液膜內의 對流熱傳達 (4) 蒸氣와 衝突液滴에 의한 熱傳達 (5) 蒸氣單相流의 強制對流 熱傳達로 傳熱樣式도 복잡하게 변한다¹⁾. 따라서, 비록 단순한 形狀을 갖는 傳達管의 경우에도 設計에 必要한 動作流體의 熱傳達率을 精確히 豫測하는 것은 쉽다.

本研究에서는 특히 냉동코일과 같은 경우의 傳熱과 流動特性을 調査하기 위한 基礎實驗을

目的으로, 水平傳熱管을 이용하여 비교적 넓은 범위의 質量速度와 熱流束에 對하여 沸騰傳熱實驗을 행하였다. 實驗을 통하여 얻어진 局所熱傳達率의 測定値는 從來 Dengler-Addoms²⁾, Pujol-Stenning³⁾, Schrock-Grossman⁴⁾, Wright⁵⁾ 등 他研究者에 의하여 제시된 實驗結果와 비교를 하였으며, 流動特性 및 壓力損失 등에 관하여도 檢討하였다.

本研究를 수행함에 있어서 研究目的에 적합한 대규모 實驗裝置를 직접 設計, 製作하였으며 測定機器들은 精密하게 檢定을 하여 測定誤差를 最小化하였다.

2. 實驗裝置 및 實驗方法

2.1 實驗裝置

그림(2·1)에 實驗裝置의 配管圖를 나타낸다. 液貯藏탱크로부터 實驗流體인 R-113은 스프레이너를 통하여 循環펌프에 吸入된다. 循環펌프를 流出하는 R-113은 바이패스밸브에 의해 流量과 壓力이 調節되어지고 流量計에 의해 體積流量이 測定된 후 豫熱器에 流入한다.

豫熱器에서 豫熱된 實驗流體는 實驗部의 入口 調節 밸브를 거쳐 助走區間에 流入한다. 實驗部의 入出口에는 R-113의 流動狀態를 관찰하기 위해 觀察窓이 設置되어 있으며, 그 프레지에서 壓力과 溫度도 測定할 수 있게 設計하였다.

實驗部는 그림(2·2)와 같이 外徑 10.1mm, 內徑 7.1mm의 銅管으로 加熱部는 400mm이며, U部의 半径직경은 100mm로서 벤딩되어 있다. 實驗部의 外壁溫度測定用 熱電對는 軸方向 200mm 간격으로 C-A 熱電對 22개를 設置하였다. 또한, 實驗部에는 0.5mm Fe-Cr熱線을 그라스를 튜브에 內藏하여 5mm 간격으로 감아 加熱을 行하였으며, 따라서 熱流束은 均一적으로 均一하다고 생각된다.

實驗部의 加熱部管內에서 沸騰二相流로 된 후 流出하는 R-113은 實驗部의 出口에서 그 溫度와 靜壓이 測定되고 出口 觀察窓에서 流動狀態가 觀察된 후 사이크론에 流入한다. 사이크론에서는 蒸氣와 液이 分離되어 蒸氣는 凝縮器로 되돌

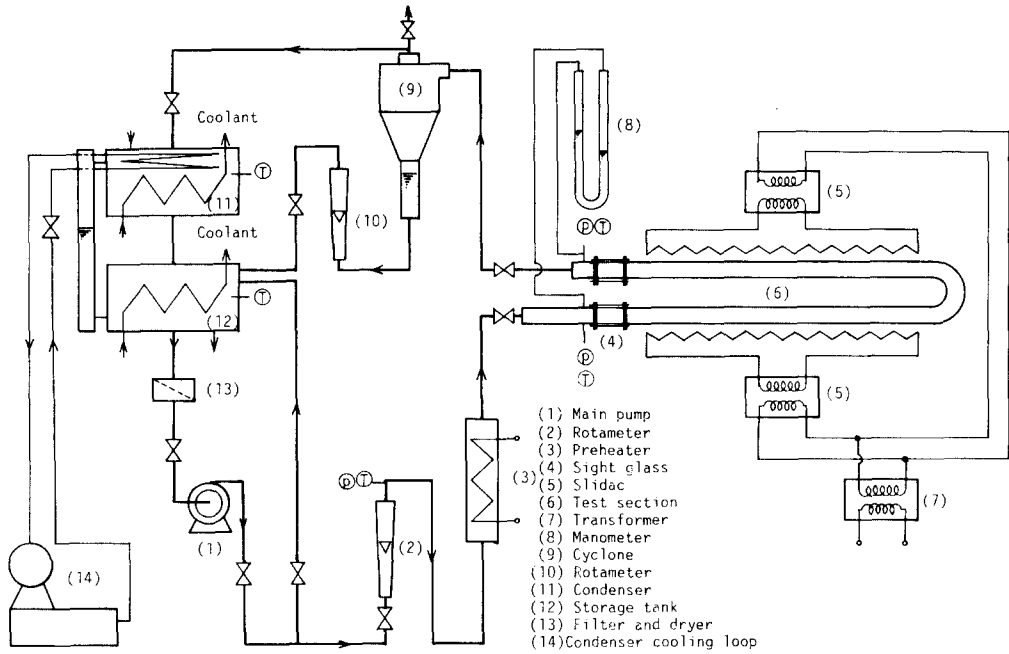


Fig. 2-1 Flow diagram of apparatus.

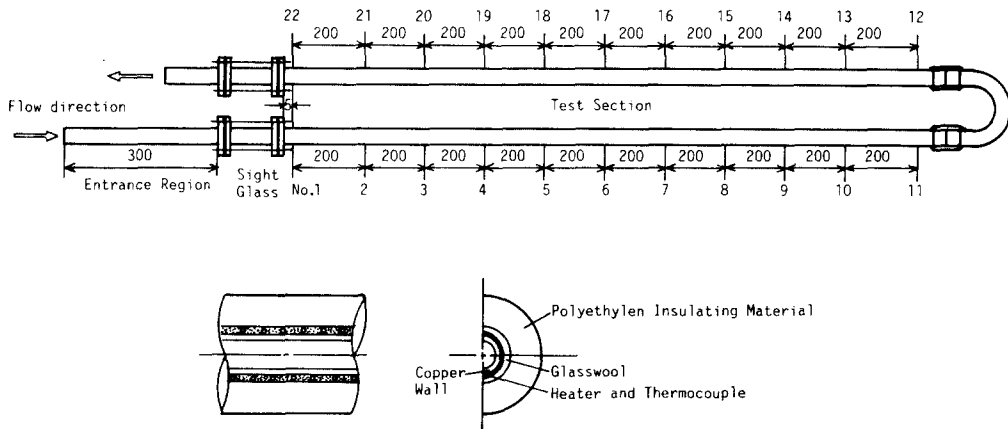


Fig. 2-2 Axial distribution of thermocouple.

아가고, 液은 液貯藏탱크로 되돌아 간다.
 實驗에 使用한 浮子式 流量計 및 實驗部의 熱
 電對 檢定曲線을 그림(2.3) 및 그림(2.4)에 各

나타내었다. 그림(2.3)에서 x 軸 上단은 斷面積
 이 $3.959 \times 10^{-6} \text{m}^2$ 인 實驗部에서의 體積流量을 質
 量速度로 換算한 計算值로 同時에 표시하였다.

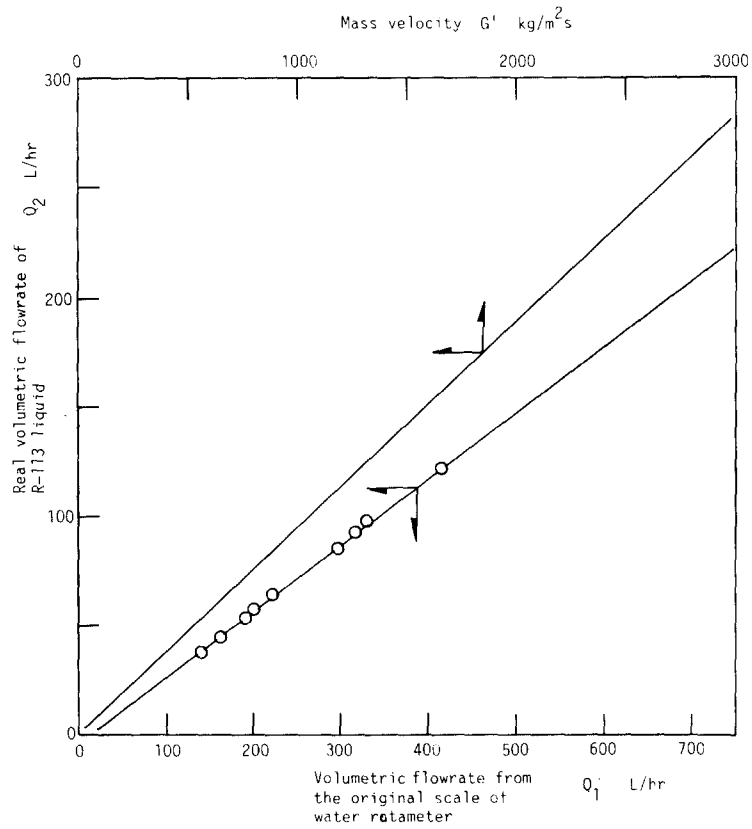


Fig. 2.3 Calibration results of main float type flowmeter.

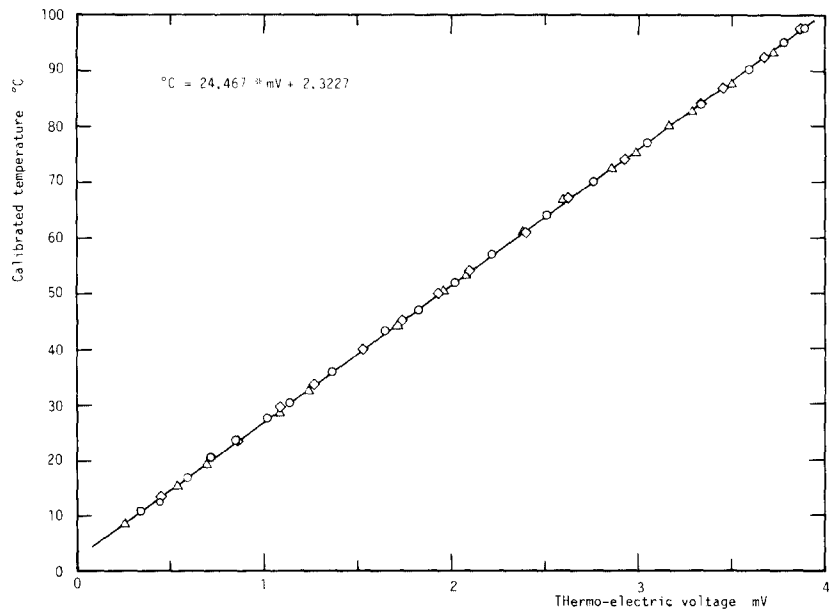


Fig. 2.4 Calibration results of 3-thermocouples.

2.2 實驗方法

實驗의 準備過程에서는 먼저 實驗裝置의 各部 밸브를 열고 實驗裝置內의 空氣를 大氣溫度에 해당하는 蒸發壓力까지 眞空펌프로 빼낸다. 주 循環펌프의 바이패스밸브, 流量計 入口 出口 밸브, 實驗部 入口 밸브, 蒸氣加壓用 밸브 등을 열고 주 循環펌프를 시동하며, 잠시 후 주순환펌프의 吐出壓力와 流量計의 流量 등의 變動이 없나 확인하고 實驗部 加熱量 調節用 슬라이더의 전원을 넣는다. 또한, 豫熱器에도 約 20~30V정도의 電壓을 가해 豫熱을 한다. 系內의 壓力이 전반 적으로 상승하면, 實驗部의 入口壓力이 3.2kg/cm²ab.가 되게 凝縮器內 冷却水量을 가감하여 系內의 壓力을 調節한다. 實驗部의 入口 出口 壓力, 溫度, 流量이 設定한 實驗條件에 가까워지 면 豫熱을 完了하고 正常運轉으로 들어가 本實驗을 한다.

實驗條件은 實驗部 入口流量을 일정히 하고, 實驗部 入口壓力의 變動이 ±0.02kg/cm²ab. 入口 溫度가 ±0.2°C 정도 이내로 유지되는 正常 狀態下에서 필요한 各部를 測定한다. 이렇게 하여 所定의 條件에서 測定이 끝나면 加熱熱流束을 段階의 으로 높여가며 實驗을 행한다.

3. 實驗結果

3.1 壓力損失

실제의 蒸發管 設計에 있어서는 管内 壓力損失의 精確한 豫測을 필요로 한다. 本 實驗에 사용 한 마노미터는 斷面積이 一定한 逆U字形 마노 미터를 경사지게 설치함으로써 미세한 差壓까지 測定이 可能하게 하였다. 그림(3.1)에 液單相流의 壓力損失 測定值를 水頭 및 kg/ms²의 單位로 表示하였다.

相變化를 동반하는 경우 管内 壓力損失은 일반적으로 다음 식과 같이 표현된다.

$$\Delta P = \Delta P_s + \Delta P_f + \Delta P_{ac} \quad (3.1)$$

本實驗에서와 같이 液單相流의 傳熱實驗에서 是 加熱量이 적어 實驗流體의 體積增加는 微小 하므로 ΔP_s와 ΔP_{ac}는 무시할 수 있다. 따라서,

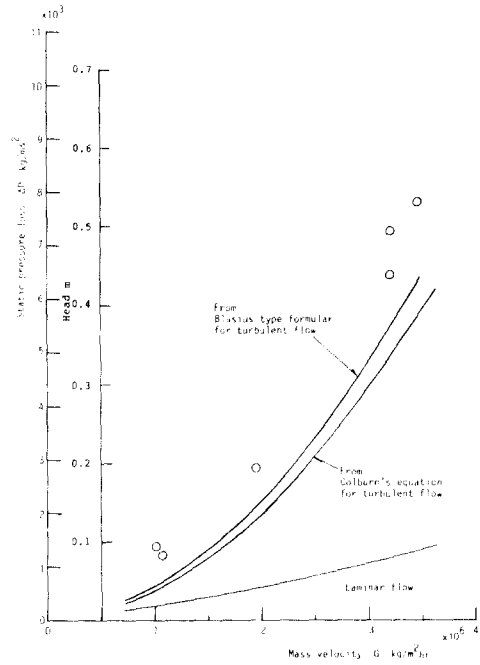


Fig. 3.1 Static pressure loss between inlet and outlet of test section.

$$\Delta P = 4f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{G^2}{2\rho_l} + \zeta \frac{G^2}{2\rho_l} \quad (3.2)$$

가 된다. 제1항의 摩擦損失係數로는 亂流인 경우, Blasius式은

$$f = 0.079(G \cdot D / \mu_l)^{-0.25} \quad (3.3)$$

Colburn式에 의하면

$$f = 0.046(G \cdot D / \mu_l)^{-0.2} \quad (3.4)$$

로 表現된다. 本實驗範圍는 레이놀즈數가 約 4000~20000의 亂流狀態로서, Blasius式 및 Colburn式에 의한 計算値와 비교했을 때 實驗値가 이들의 값보다 높게 나타나고 있으나 대체로 일치하고 있음을 알 수 있다.

3.2 液單相流의 傳熱實驗

液單相流의 傳熱實驗은 本實驗裝置의 타당성 을 확인하기 위하여 質量速度, 436.5, 597.8kg/m²s에 대하여 행하였다.

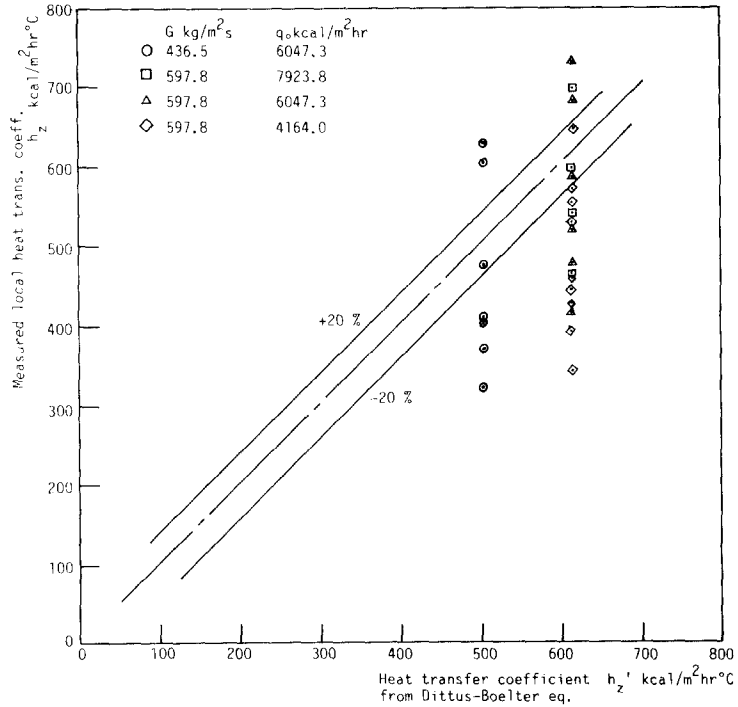


Fig. 3.2 Measured local heat transfer coefficients of R-113 liquid flow.

液單相流의 傳熱實驗을 할 때는 벽면근처에서 核沸騰이 일어나지 않는 낮은 熱流束에서 實驗을 하였으며, 加熱開始點으로부터 축방향 z 위치에서의 局所熱傳達率과 亂流強制對流의 熱傳達에 관한 Dittus-Boelter의 식에 의한 계산치를 비교한 것이 그림(3.2)에 나타나 있다. 加熱量이 沸騰二相流에 비해 매우 적다. 따라서, 傳熱面과 實驗流體의 溫度差가 매우 적기 때문에 비교적 測定誤差가 크지만 동일한 質量速度에 대한 測定值의 平均값은 대체로 -20% 이내로서, 本實驗의 傳熱管은 實驗裝置로서 妥當性이 있다고 할 수 있으며 實驗部의 방열손실도 무시할 수 있다고 생각된다.

3.3 沸騰二相流의 傳熱實驗

3.3.1 壁溫分布의 測定

沸騰二相流의 實驗範圍은 표(3.1)과 같다. 實驗流體와 접한 傳熱管内表面溫度 즉, 傳熱面溫

〈表 3.1〉 沸騰二相流의 實驗範圍
Pin = 3.2 kg/cm²ab.

RUN	G (×10 ⁶) kg/m ² hr	q (×10 ⁴) kcal/m ² hr	B ₀ (×10 ⁴)
1	1.749	1.276	2.318
		1.984	3.005
		2.832	5.145
		3.904	7.093
		5.063	9.199
2	2.231	5.566	10.30
		1.990	2.834
		2.864	4.080
		3.904	5.561
3	2.713	5.063	7.211
		6.371	9.077
		1.984	2.324
		2.848	3.336
		3.867	4.529
		5.063	5.931
		6.371	7.462
		7.108	8.325

度 T_w는 測定한 傳熱面の 外表面的 溫度로부터 正常狀態 1次元 熱傳導 方程式을 해석하여 다음과 같이 구하였다.

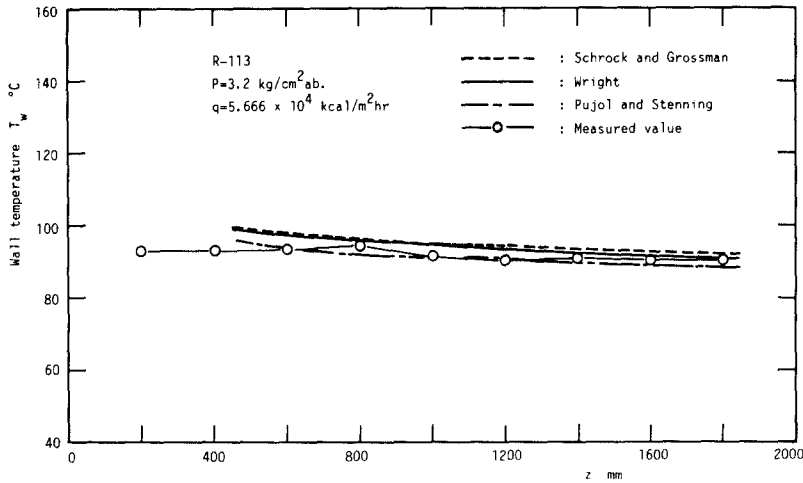


Fig. 3.3 Wall temperature distribution along the heating tube.

$$T_w = T_{w0} + q_0 / k \cdot r_0 \cdot \ln(r_i / r_0) \quad (3.5)$$

그림(3.3)에는 測定한 T_w 의 管길이 方向分布의 한 예를 나타낸다. 이것은 質量速度가 $1.749 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 일때 熱流束이 $5.666 \times 10^4 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$ 의 條件下에서 測定한 結果이다.

入口壓力이 $3.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab.}$ 에 해당하는 飽和溫度가 86.02°C 인 점을 감안하면, 표면온도는 이보다 약간 높은 정도로 沸騰二相流의 熱傳達率은 매우 높아, 적은 溫度差로도 막대한 熱의 傳達이 可能함을 알 수 있다. 또한, 傳熱面 表面溫度는 下流로 갈수록 하강하는 경향을 보이는데 이는 주로 壓力降下로 인하여 飽和溫度가 약간씩 낮아지기 때문이라 생각된다.

3.3.2 沸騰曲線

그림(3.4)는 質量速度 $2.231 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 일때의 傳熱實驗結果를 沸騰曲線上에 정리한 것이다. 즉, 壁面 過熱度

$$\Delta T = T_w - T_s \quad (3.6)$$

에 대하여 加熱 熱流束을 정리한 結果이다. 그림중의 實線은 壁面過熱度 測定值의 平均値를 나타내고 있다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 熱流束이 대체적으로 낮은 $3 \times 10^5 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$ 이하의 範圍에서 비교적 部分的인 核沸騰을 보이고, 그 이상의

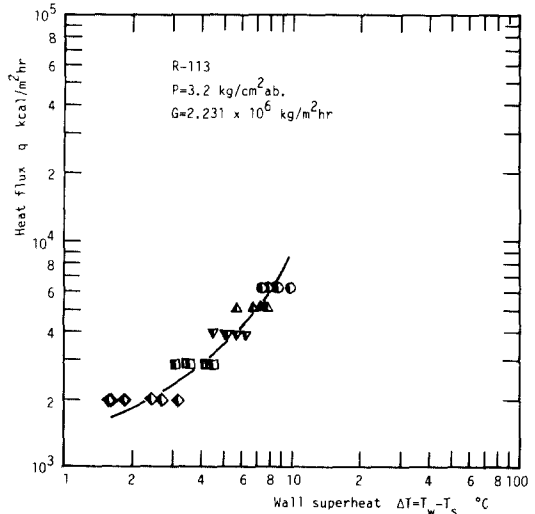


Fig. 3.4 Boiling curve of the forced convective flow.

熱流束에서는 曲線의 기울기에서 판단하면 비교적 發達한 核沸騰의 特性을 나타내고 있음을 알 수 있다. 그러나, 더욱 熱流束이 큰 영역에서 實驗데이터가 없는 것은 實驗管이 길기 때문에 비교적 낮은 熱流束에서 實驗管 出口部近에서 드라이아웃이 發生하여 實際의인 限界熱流束狀態에 도달하기 때문이다.

3.4 沸騰二相流의 局所熱傳達率

보일러 또는 冷凍시스템의 蒸發管에서와 같은 管内 強制對流 沸騰二相流에서는 下流로 進行함에 따라, 液單相流에 의한 傳熱, 核沸騰이 支配的인 영역을 거쳐, 發生 蒸氣量의 增大에 의한 氣液의 平均流速이 增加하여 壁面上의 液膜內의 強制對流과 氣液系面에서의 蒸發이 주된 傳熱機構가 되는 強制對流 傳熱領域으로 傳熱패턴이 發達된다.

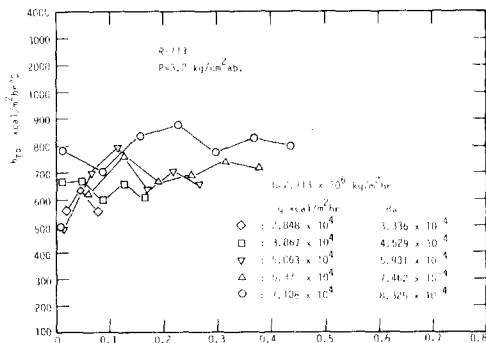


Fig. 3.5 Local boiling heat transfer coefficient versus equilibrium quality.

本實驗에서와 같이 熱流束이 均一한 系에서는, 熱平衡 乾度가 管길이 方向에 비례하므로, 熱平衡 乾度 x 는 傳熱 및 흐름의 特性을 表現하는 變수로 자주 利用되고 있다. 그림(3.5)에 質量速度가 $2.713 \times 10^6 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$ 인 경우 各 熱流束의 局所熱傳達率 및 熱平衡乾度 x 에 대하여 나타내고 있다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 多少의 分散은 있지만 한 質量速度에서 加熱熱流束이 增加할수록 局所熱傳達率도 增加하는 경향임을 알 수 있다.

蒸發管의 實際 設計에 있어서 沸騰流의 熱傳達率은 管入口에서 全質量流量이 液相으로 흐른다고 가정했을 때의 局所熱傳達率에 대한 沸騰流의 局所熱傳達率의 比, 즉, h_{TP}/h_{LO} 를 보일링數 B_0

$$B_0 = q/(\gamma \cdot G) \quad (3.7)$$

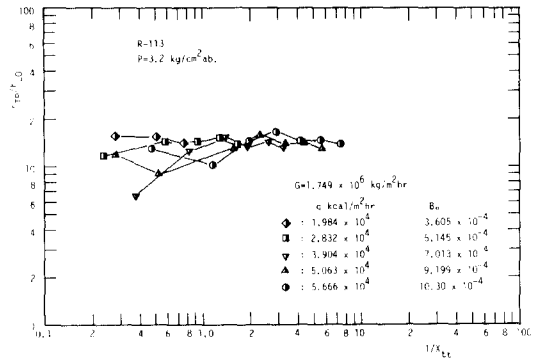


Fig. 3.6 Local boiling heat transfer coefficient ratio versus Lockhart-Martinelli parameter.

및 Lockhart-Martinelli의 파라미터 X_{tt}

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \quad (3.8)$$

의 函數로 表現하고 있다. 그림(3.6)은 보일링數를 파라미터로 하여 局所熱傳達率比 h_{TP}/h_{LO} 를 $1/X_{tt}$ 에 대하여 정리한 結果를 보이고 있다. 이 그림에서 알 수 있는 바와 같이 強制對流 沸騰二相流의 熱傳達率은 液單相流의 경우에 비하여 約 10배의 オーダー를 갖고 있음을 알 수 있다.

4. 實驗結果의 檢討

4.1 流動樣式

氣液二相流의 流動樣式의 判별에 가장 널리 利用되고 있는 判別법은 Baker線圖⁶⁾, Soliman and Azer線圖⁷⁾ 등이 있지만 여기서는 Baker線圖에서 추정된 入口壓力 $3.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab}$. 에서의 R-113의 流動樣式을 質量速度와 熱平衡乾度로 變換시켜 그림(4.1)과 같이 나타내었다⁸⁾. 그림중의 ●는 質量速度가 $2.713 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 인 경우를, ○는 $2.231 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 인 경우를, ▲는 $1.749 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 인 경우를 나타낸다. 횡축이 加熱量으로부터 計算한 加熱管 出口에서의 熱平衡乾度이므로 各各의 기호로 연결한 구간은 實驗管内 流動패턴의 變化를 나타낸다. 이 그림에서 判단할 수 있는 바와 같이 本實驗範圍에서 實驗

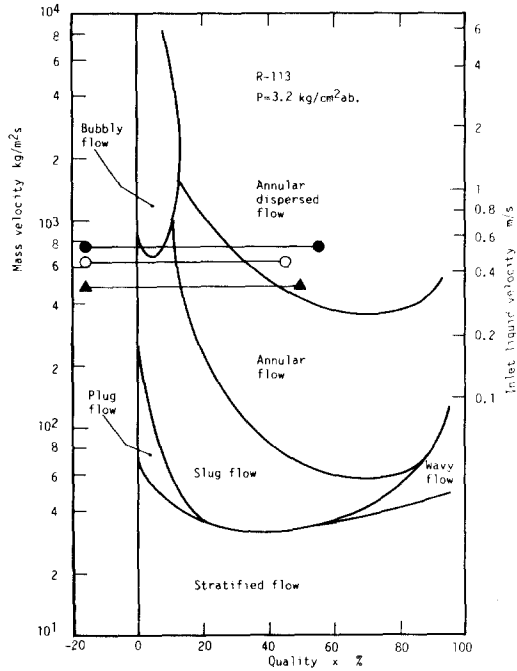


Fig. 4.1 Flow pattern map for R-113 horizontal flow.

管内 流動은 液單相流, 스택流, 環狀流로 變하고 있음을 알 수 있다.

4.2 二相流에 關한 他研究結果와의 比較

표(4.1)은 沸騰二相流의 熱傳達率에 關하여 從來의 研究結果를 整理한 것이다. Dengler-Addoms는 強制對流가 支配的인 傳熱領域에 關하여 이 표와 같은 熱傳達率 相關式을 제시하였으며, Pujol-Stenning, Schrock-Grossman 및 Wright는 本實驗에서와 같이 核沸騰領域 및 強制對流 蒸發領域의 熱傳達率에 關한 相關式을 표에서와 같이 제시하고 있다.

그림(4.2)는 上記 式들에 의한 計算結果와 本實驗의 測定結果의 一部를 比較한 것이다. 그림은 本實驗에서 채용한 質量速度가 2.231×10^6 kg/m²hr, 熱流束이 6.371×10^4 kcal/m²hr인 경우를 프로팅한 것이다.

他研究者에 의해 제시된 式들에 의한 豫測值間에는 상당한 幅을 가지고 있음을 알 수 있으며, 本實驗데이터는 Schrock-Grossman의 結果보다 약간 높게 나타나며, Pujol-Stenning과 Wright의 提示式에 의한 豫測值과 比較적 잘 一致하고 있음을 알 수 있다.

〈表 4.1〉 비등2상류의 열전달율에 관한 타연구결과

Author	Fluid, Flow direction	Inside dia. (mm), Length (m)	Pressure (kg/cm²ab.), Mass velocity(kg/m²hr), Heat flux(kcal/m²hr)	Recommended correlation, $\frac{h_{TP}}{h_{LO}}$ or $\frac{h_{TP}}{h_{LO}'}$
Dengler-Addoms	Water, Upflow	D = 25.4 L = 6.1	P = 0.6 - 2.8 G = $(0.21 - 4.93) \times 10^6$	$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 3.50(1/X_{tt})^{0.5}$
Pujol-Stenning	R-113, Up & Down flow	D = 15.8 L = 5.79	P = 2.22 - 5.543 G = $(0.72 - 6.82) \times 10^6$ q = $(0.05 - 0.48) \times 10^6$	$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 0.90 \left[B_0 \times 10^4 + 4.45 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.37} \right]$
Schrock-Grossman	Water, Upflow	D = 2.95 - 10.97 L = 0.38 - 1.01	P = 3.98 - 8.69 G = $(0.86 - 16.02) \times 10^6$ q = $(0.16 - 3.93) \times 10^6$	$\frac{h_{TP}}{h_{LO}'} = 0.739 \left[B_0 \times 10^4 + 1.5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{2/3} \right]$
Wright	Water, Down flow	D = 18.27, 11.98, 1.72, 1.42	P = 1.0 - 5.0 G = $(1.93 - 12.31) \times 10^6$ q = $(0.37 - 2.39) \times 10^6$	$\frac{h_{TP}}{h_{LO}'} = 0.67 \left[B_0 \times 10^4 + 3.5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{2/3} \right]$

$$h_{LO} = 0.023 \frac{k_l}{D} \left(\frac{G \cdot D}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C p_l \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{0.4} \quad h_{LO}' = 0.023 \frac{k_l}{D} \left(\frac{G \cdot D}{\mu_l} \right)^{0.8} \left(\frac{C p_l \cdot \mu_l}{k_l} \right)^{1/3}$$

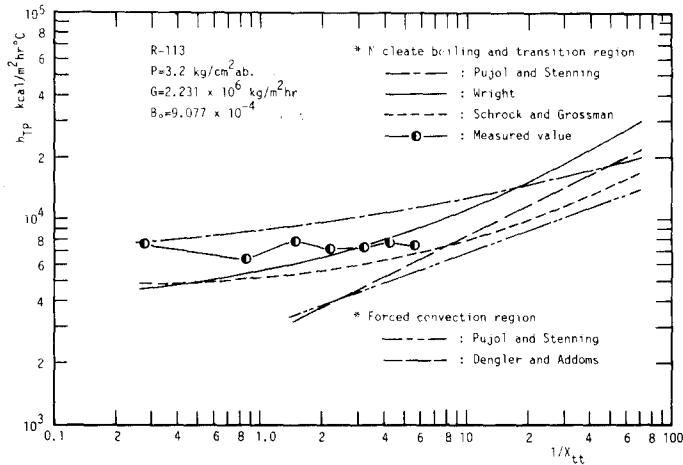


Fig. 4.2 Local boiling heat transfer coefficient of the forced convective flow.

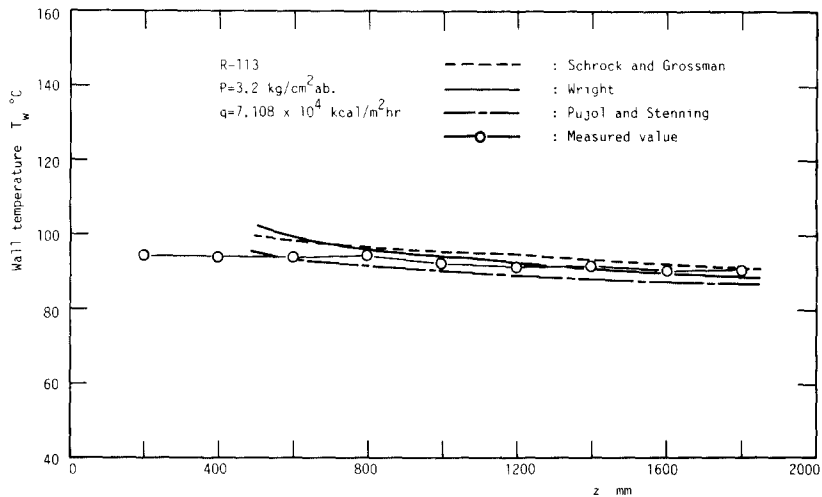


Fig. 4.3 Wall temperature distribution along the heating tube.

原子爐와 같은 強制發熱의 沸騰管 設計에 있어서 가끔 傳熱面 溫度의 豫測을 필요로 하게 되는데 이러한 경우 壁溫 T_w 는

$$T_w = \frac{q}{h_{TP}} + T_s \quad (4.1)$$

로 표시되는데, 여기서 h_{TP} 는 표(4.1)의 熱傳達率 相關式에 의하여 求하면 傳熱面 溫度 T_w 를 推

定할 수 있다. 이렇게 하여 傳熱面 溫度의 推定 結果를 그림(3.3)과 그림(4.3)에 나타내었다.

熱傳達率式의 정리에 있어서 표(4.1)의 식들은 상당한 폭을 가지고 있음에도 불구하고, 壁溫과 飽和溫度의 差 $\Delta T = T_w - T_s$ 가 적은 관계로, 高熱 프럭스의 경우라도 傳熱面 溫度는 비교적 정확히

豫測할 수 있음을 보여 주고 있다.

參 考 文 獻

5. 結 論

冷媒 R-113을 利用하여 水平管内 強制對流 沸騰熱傳達에 關한 基礎的인 實驗을 한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 液單相流의 強制對流 傳熱實驗 結果 및 壓力 損失의 測定結果는 從來의 研究 結果와 比較적 잘 一致한다.

(2) 沸騰二相流의 熱傳達率은 흐름 및 傳熱狀態의 影響은 받지만, 核沸騰領域 및 遷移領域에서의 局所熱傳達率은 全流量이 液單相으로 同一管内를 흐를 때의 熱傳達率에 비해 약 10배의 크기를 갖는다.

(3) 本實驗範圍에 있어서 沸騰二相流의 局所熱傳達率의 測定結果는 상당한 分散은 있지만, 比較적 從來의 研究結果에서 제시된 實驗式과 좋은 相關을 가지며, 加熱量이 우선적으로 決定되는 強制發熱系의 設計時 傳熱面溫度의 豫測에 本實驗結果는 有効한 資料로 利用될 수 있다고 思料된다.

- 1) 金京根, 氣液二相流, 大和出版社 (1986)
- 2) C. E. Dengler and J. N. Addoms, Heat Transfer Mechanism for Vaproization of Water in a Vertical Tube, Chem. Eng. Prog. Symp. Ser., No. 18, Vol. 52, 95~103 (1959)
- 3) L. Pujol and A. H. Stenning, Effect of Flow Direction on the Boiling Heat Transfer Coefficient in Vertical Tubes, Symp. Ser. Canadian Soc. Chem. Eng., No. 1, Vol. 401, Plenum Press, 401~453 (1969)
- 4) V. E. Schrock and L. M. Grossman, Forced Convection Boiling in Tubes, Nuclear Science and Engineering, Vol. 12, 474~481 (1962)
- 5) R. M. Wright, Downflow Forced Convection Boiling of Water in Uniformly Heated Tubes, USAZC Rep., UCRL-9744 (1961)
- 6) O. Baker, Simultaneous Flow of Oil and Gas, Oil Gas J., 53, 185-190 (1954)
- 7) H. M. Soliman and N. Z. Azer, Visual Studies of Flow Patterns During Condensation Inside Horizontal Tubes, Proc. 5th Int. Heat Transfer Conf., Vol. 3, 241-245 (1974)