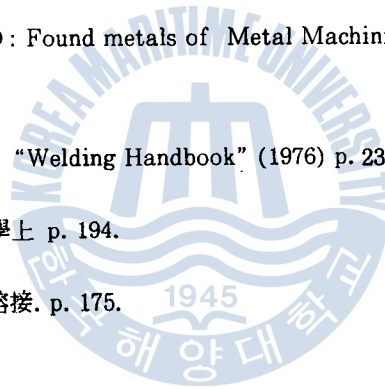


參 考 文 獻

- 1) Metal Handbook : “Arc welding of cast iron” American Society for metals (NOV 1984) 30-31.
- 2) 日本熔接學會編: 熔接便覽 “鑄鐵의 熔接性” p.864.
- 3) Metal Handbook, “metallograpy structures and phase diagram” American Society for metals vol 8 (1973) p. 87.
- 4) 仁態賢次・副島一雄共著: 現代熔接技術大系 “鑄鋼・鑄鐵熔接のかんどころ. 冷間 arc 熔接 p. 145.
- 5) GEOFFREY BOOTHROYD: Found metals of Metal Machining and Machine Tools(1981) p. 226.
- 6) American welding society, “Welding Handbook” (1976) p. 237
- 7) 臼井英治: 切削, 研削加工學上 p. 194.
- 8) 荒木透, 金子秀夫: 鐵鋼の熔接. p. 175.



水平管内 R-113 冷媒의 強制對流 沸騰熱傳達에 關한 研究

崔 炳 喆

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

Choi Byeong-chul

〈目 次〉

使用記號	
Abstract	
第1章 序 論	
1.1 研究의 目的	
1.2 從來의 研究	
第2章 實驗裝置 및 實驗方法	
2.1 實驗裝置의 概要	
2.2 實驗裝置의 各部 設計	
2.3 實驗部의 構造	
2.4 實驗方法	
第3章 實驗結果	
3.1 壓力損失	
3.2 液單相流의 傳熱實驗	
3.3 沸騰二相流의 傳熱實驗	
3.4 沸騰二相流의 局所熱傳達率의 整理	
第4章 實驗結果의 檢討	
4.1 流動樣式	
4.2 二相流의 熱傳達率에 關한 他研究 結果와의 比較	
第5章 結 論	
參考文獻	

使用記號

B_0	: 보일링數, = $q / (G \cdot (i'' - i'))$	
C_p	: 定壓比率	$\text{kcal} / \text{kg } ^\circ\text{C}$
D	: 直徑	m
d_e	: 流路相當直徑	m
f	: 摩擦係數	
g	: 重力加速度	m / hr^2
G	: 質量速度	$\text{kg} / \text{m}^2 \text{ hr}$
G_T	: 全質量流量	kg / hr
h_{LO}	: 亂流液單相의 熱傳達率, 式 (3.28)	$\text{kcal} / \text{m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$
h_{LO}'	: 亂流液單相의 熱傳達率, 式 (4.6)	$\text{kcal} / \text{m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$
h_{TP}	: 二相流의 熱傳達率	$\text{kcal} / \text{m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$
h_z	: 液單相流의 熱傳達率	$\text{kcal} / \text{m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$
h_z'	: 亂流液單相의 熱傳達率, 式 (3.21)	$\text{kcal} / \text{m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$
i	: 電流	A
i'	: 飽和液의 엔탈피	kcal / kg
i''	: 飽和蒸氣의 엔탈피	kcal / kg
k	: 熱傳導率	$\text{kcal} / m \text{ hr } ^\circ\text{C}$
L	: 實驗部의 길이	m
LMTD	: 對數平均溫度差	$^\circ\text{C}$

mV	: 熱電對의 熱起電力	mV
P	: 壓力	kg/m ²
ΔP	: 壓力差	kg/m ²
P_r	: 프란틀數, $= C_{p1} \cdot \mu_1 / k_1$	
Q	: 加熱量	kcal/hr
Q_1	: 附着 流量計의 눈금	ℓ/hr
Q_2	: 實際 體積 流量	ℓ/hr
q_0	: 傳熱面의 內表面熱流束	kcal/m ² hr
q	: 傳熱面의 外表面熱流束	kcal/m ² hr
Re	: 레이놀즈數, $= G \cdot D / \mu$	
R_t	: 總電氣抵抗	Ω
r	: 半徑	m
T	: 溫度	℃
V	: 電壓	Volt
W	: 電力	Watt
x	: 乾度	
X	: Lockhart - Martinelli 파라미터, 式(3.27)	
v'	: 飽和液의 比體積	m ³ /kg
v''	: 飽和蒸氣의 比體積	m ³ /kg

- μ : 粘 度 $kg/m \text{ hr}$
- σ : 剪斷力 kg/sec^2
- ρ : 密 度 kg/m^3
- ζ : 벤딩部 摩擦係數, 式(3.2)
- r : 蒸發潛熱 $kcal/kg$
- λ : Baker 의 流動樣式線圖係數
- ψ : Baker 의 流動樣式線圖係數



添 字

A	:	空 氣	
ac	:	加 速 度	
bulk	:	벌크 溫度	
g	:	氣 相	
in	:	入 口	
<i>l</i>	:	液 相	
m	:	平 均	
o	:	出 口	
s	:	飽和狀態	
t-t	:	氣液 兩相이 亂流	
w	:	壁 面	
w'	:	물	
z	:	實驗部 加熱開始點으로부터의 거리	<i>m</i>
z'	:	높이	<i>m</i>

Abstract

The information on the heat transfer characteristics, flow pattern and pressure drop is very important for designing 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 characteristics 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 experimental range of liquid single phase flow to boiling flow.

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

Experimental results are as follows;

- (1) The local heat transfer coefficient in the nucleate and transition boiling region is 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 well agreed with the predicted value from the previous experimental results for the boiling flow.

第 1 章 序 論

1.1 研究의 目的

水平管内 沸騰二相流의 傳熱特性, 流動樣式 및 壓力損失에 關한 知識은 各種産業用 熱交換器, 冷凍機, 空氣調和機 및 大形 冷凍室의 코일等의 設計에 매우 重要하다.

이러한 冷凍機, 空氣調和機, 大型冷凍室 冷凍코일 및 比較的 낮은 溫度的 熱源으로부터 熱을 回收하기 위하여 沸點이 낮은 프레온 같은 有機媒体를 利用한 低壓 發展시스템等에서는 冷媒中에 混入되는 潤滑油에 의해 傳熱特性이 크게 變하게 된다. 이와 같은 現象은 現場의 設計에 있어서 考慮하여야 할 重要的 事項이라고 생각된다.

本 研究에서는 이러한 點에 着眼하여, 水平管을 利用하여 比較的 낮은 沸點을 가지고 있는 R-113을 實驗流体로 한 實驗을 液單相에서부터 比較的 熱流束이 큰 沸騰에 이르는 範圍에 對하여 一次的으로 潤滑油가 混入되지 않은 경우의 流動 및 傳熱特性的 實驗을 行했다.

本 實驗의 實驗部로는 內徑 7.1 mm, 外徑 10.1 mm, 全長 4314 mm, 加熱部 總길이 4000 mm의 銅管을 使用했다. 實驗流体는 R-113으로서, 實驗部 入口壓力은 $3.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab.}$ 이고, 質量速度는 $1.749 \sim 2.713 (\times 10^6) \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$, 熱流束 $1.276 \sim 7.108 (\times 10^4) \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$

에 대하여 實驗을 行하였다.

1.2 從來의 研究

實際의 冷凍시스템의 設計에 있어서는, 蒸發器內에서의 壓力損失, 傳熱特性的 變化 및 流動特性에 關한 知識을 必要로 한다. 또한 實用的인 面에 있어서는 시스템내에 數 %의 潤滑油가 混入되었을 때 上記의 제반 熱流體工學的 特性이, 本 實驗과 같이 冷媒에 潤滑油가 混入되지 않았을 때와 比較하여, 어떻게 變化하는가를 알 必要가 있다. 여기에서는 蒸發管內의 壓力損失¹⁻⁷⁾ 및 沸騰二相流의 傳熱에 關한 從來의 研究結果⁶⁻¹⁰⁾를 요약하여 記述한다.

1.2.1 摩擦損失에 關한 研究

Bo. Pierre^{6,7)}는 實驗部 全長 4080 ~ 9500 mm, 內徑 12, 18 mm인 水平狀態의 銅管을 利用하여, 質量速度 1.33 ~ 12.4 ($\times 10^5$) kg/m² hr, 熱流束 1000 ~ 26000 kcal/m² hr, 入口乾度 $x_{in} = 0.1 \sim 0.2$ 의 實驗範圍에서 實驗을 行하였다. 潤滑油 濃度는 體積比로 0 ~ 12%이며, 實驗流體는 R-12, R-22이다. 이때 單位길이당 壓力損失의 實驗式을 다음과 같이 제시하고 있다.

$$\frac{\Delta P}{L} = \left[f + \frac{(x_{in} - x_0)}{x_m \cdot L} \cdot de \right] \left(\frac{G'}{A} \right)^2 \frac{v_m}{de} \quad (1.1)$$

여기서, v_m 은 平均比體積으로 $v_m = (v_{in} + v_0) / 2$ 이고, de 는

流路相當直徑이다.

潤滑油가 0.5 % 以下 含有한 경우 式(1·1)에 있어서 摩擦係數에 관하여 $f = 0.0185(B_0 \cdot Re^{-1})^{\frac{1}{4}}$ 을, 潤滑油가 體積比로 6~12 %인 경우 $f = 0.053(B_0 \cdot Re^{-1})^{\frac{1}{4}}$ 을 제시하고 있으며, 이와같이 摩擦係數 f 를 보일링수 B_0 와 레이놀즈수 Re 의 函數로서 表現하고 있다.

Hatada 등은 ¹⁾ 水平管에서 潤滑油가 R-22 沸騰流에 미치는 影響에 對해 論하였으며, 이것은 Lockhart - Martinelli²⁾의 理論을 利用한 Johannessen³⁾의 研究結果를 基礎로 한 것이다.

實驗管 內徑은 7.13 mm, 길이는 5700 mm, 熱流束은 約 1.29×10^4 kcal/m² hr, 質量速度 $G' = 625 \pm 25$ kg/m² sec의 範圍이다.

이 實驗結果 局所乾度가 $x = 0.5$ 의 實驗條件下에서 潤滑油가 9.6 % 含有했을때 約 10 %, 20.1 % 含有했을때는 20 % 程度의 壓力損失이 增加한다는 實驗結果를 얻고 있다.

1.2.2 沸騰二相流 傳熱에 關한 實驗

Dengler - Addoms¹¹⁾는 實驗部 길이 6096 mm, 內徑 25.4 mm, 두께 3.175 mm인 垂直銅管을 利用하여, 質量速度 2.148 ~ 49.3($\times 10^5$) kg/m² hr, 實驗部出口 乾度 0 ~ 70 %의 實驗範圍에서 上昇하는 물의 경우에 대하여 實驗하고 있다.

이러한 條件下에서 強制對流가 支配的인 傳熱領域에 關한 實驗式을 다음과 같이 제시하고 있다.

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 3.55 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.5} \dots\dots\dots (1.2)$$

Pujol - Stenning¹²⁾은 R-113을 利用하여 實驗部의 길이 5794 mm, 內徑 15.8 mm 인 曲管을 垂直으로 設置하여 壓力 2.223 ~ 5.543 kg/cm² ab. 質量速度 0.72 ~ 6.82 (× 10⁶) kg/m² hr, 熱流束 0.05 ~ 0.48 (× 10⁵) kcal/m² hr의 實驗範圍에서 强制對流 蒸發域의 熱傳達率의 式을 다음과 같이 제시하고 있다.

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 4.0 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.37} \dots\dots\dots (1.3)$$

또한, 核沸騰 및 强制對流 遷移領域에 關해서는 다음 式을 제시하고 있다.

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 0.90 \left[B_0 \times 10^4 + 4.45 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0.37} \right] \dots\dots\dots (1.4)$$

Schrock - Grossman¹³⁾은 물을 利用하여 實驗部의 길이 381 ~ 1016 mm, 內徑 2.951 ~ 10.965 mm 인 垂直管을 設置하여, 質量速度 0.861 ~ 16.015 (× 10⁶) kg/m² hr, 熱流束이 1.628 ~ 39.339 (× 10⁵) kcal/m² hr 인 實驗範圍에 關한 實驗을 하였는데, 核沸騰 및 遷移領域의 熱傳達率式을 다음과 같이 제시하였다.

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 0.739 \left[B_0 \times 10^4 + 1.5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \dots\dots\dots (1.5)$$

Wright¹⁴⁾는 內徑 18.273 mm, 길이 1.718 mm인 것과 內徑

11.979 mm, 길이 1421.07 mm인 두 개의 管을 利用하여 質量速度 19.338 ~ 123.06($\times 10^5$) kg/m² hr, 熱流束 3.744 ~ 23.874($\times 10^4$) kcal/m² hr, 壓力 1.11 ~ 4.79 kg/cm² ab. 로 下降하는 물에 대하여 實驗을 하고 核沸騰 및 強制對流 蒸發域에서의 熱傳達率式을 다음과 같이 제시하였다.

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 0.07 \left[B_0 \times 10^4 + 3.5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \dots\dots\dots (1.6)$$



第 2 章 實驗裝置 및 實驗方法

2.1 實驗裝置의 概要

그림 (2.1) 에 實驗裝置의 配管圖를 나타내었다. 液貯藏탱크로부터 實驗流体인 R - 113 은 스트레이너를 통하여 循環펌프에 吸入된다. 循環펌프를 流出하는 R - 113 은 바이패스 밸브에 의해 流量과 壓力이 調節되어지고, 流量計 入口에서 R - 113 의 壓力과 溫度가 測定된 後 主流量計에서 體積流量이 測定되고 豫熱器에 流入한다.

豫熱器에서는 豫熱器에 內裝된 電氣히터가 슬라이드에 結線되어 加熱熱量이 調節되며, 또한 豫熱器內에는 써모스태트가 內裝되어 셋팅 溫度 以上에서 슬라이드 2 차축이 자동차단 되도록 設計되어 있다. 實驗流体는 實驗條件 所定의 溫度 가까이까지 加熱되어 實驗部의 入口調節밸브를 거쳐 助走區間 (calming section) 에 流入한다.

實驗部의 入口에는 R - 113 의 流動狀態를 觀察하기 위한 觀察窓을 設置하였으며, 그 出口에서 靜壓과 溫度가 測定된다. 實驗部의 加熱部 管內에서 沸騰二相流로 된 後 流出하는 R - 113 은 實驗部의 出口에서 다시 그 靜壓과 溫度가 測定되고 出口觀察窓에 依해 流動狀態가 觀察된 後 R - 113 의 蒸氣 및 液은 사이크론에 流入한다.

사이크론에서 R - 113 의 蒸氣와 液이 各各 分離되어 蒸氣는 壓力調節用 밸브를 통하여 凝縮器로 되돌아 가고, 液은 液流量測定

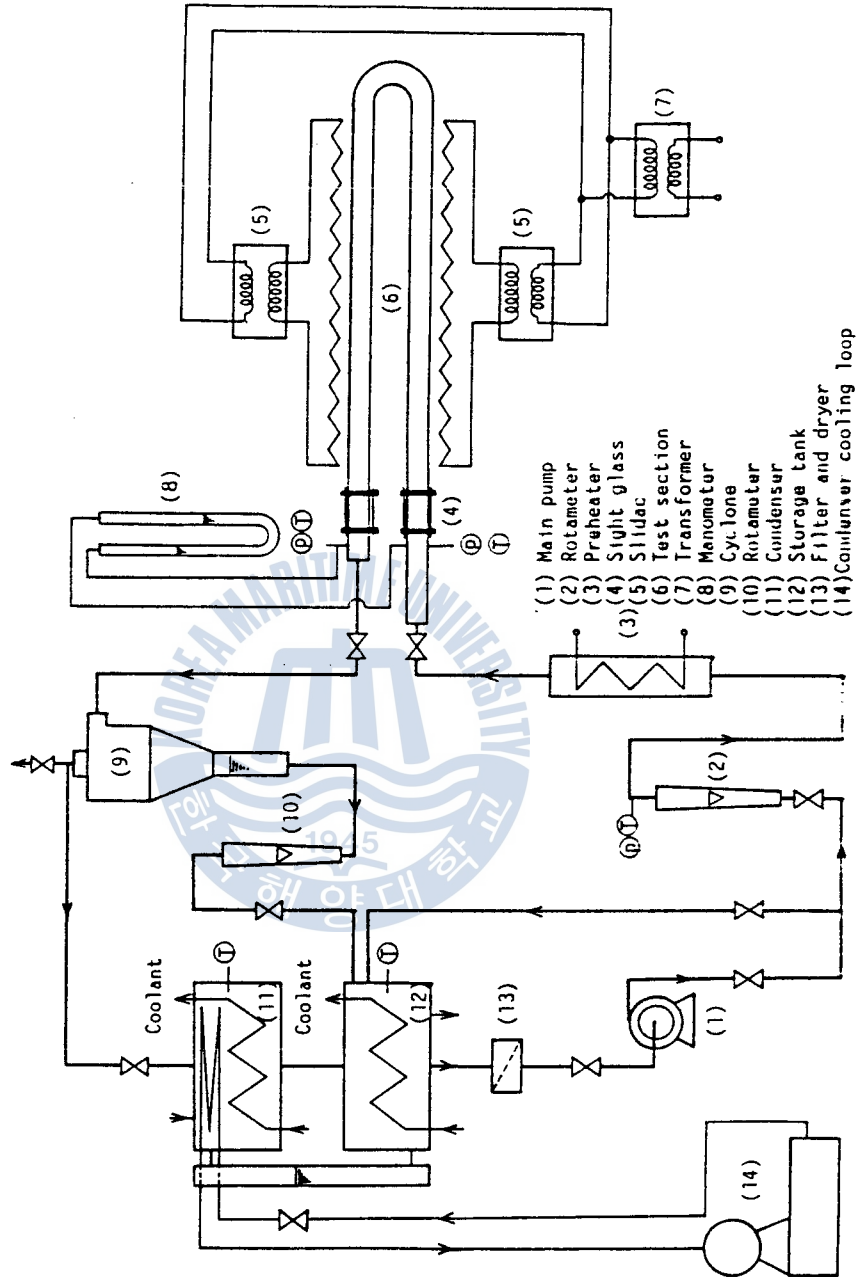


Fig. 2.1 Flow Diagram of Apparatus

用 流量計를 거쳐 液調節用밸브를 通하여 液貯藏탱크로 되돌아 간다.

液貯藏탱크와 凝縮器에는 레벨게이지가 附着되어 있어 항상 R-113 液의 레벨을 볼 수 있게 되어 있다. 또한, 사이크론에도 觀察窓이 附着되어 있어 液의 레벨을 볼 수 있게 되어 있다.

實驗部는 內徑 7.1 mm, 外徑 10.1 mm의 銅管으로 助走區間 300 mm 觀察窓 300 mm (入出口), 加熱部 $2000 \times 2 = 4000$ mm와 벤딩부(直徑 100 mm) 314 mm로 되어 있다.

加熱部の 加熱은 電氣抵抗이 $7.09 \Omega/m$ 인 Fe-Cr 熱線을 利用하여, 길이가 各各 4700 mm인 6개의 加熱線을 5 mm 間隔으로 加熱部 4000 mm에 並列로 均一하게 設置하여 加熱이 되게 하였다.

實驗部管의 外壁에는 200 mm 間隔으로 C-A 熱電對가 管의 上部와 下部에 交代로 附着되어 있어서, 實驗部管의 外壁溫度를 測定할 수 있게 하였다.

流量計는 浮子式 流量計로서 流量測定の 精度가 높고, 主循環펌프는 磁石式으로서, 實驗流体인 R-113의 漏洩이 完全히 防止되도록 되어 있다.

스트레이너는 실리카겔이 封入된 것으로 R-113 內에 混入된 水分 및 不純物이 제거되도록 되어 있다.

液貯藏탱크는 內徑 500 mm, 두께 10 mm, 길이 900 mm의 大形 銅管을 利用하여 製作하였으며, 內部冷却코일은 3/4" 銅管으로 直徑 400 mm 捲線을 19 回로 하여 R-113이 充分히 冷却되게 設計하

였다.

凝縮器도 液貯藏탱크와 같은 規格으로 되어 있으며, 冷却코일의 捲線은 24 回로 增加하여 蒸氣 R-113 이 充分히 凝縮되게 設計하였다.

液貯藏탱크와 凝縮器는, 各各 別개의 冷却펌프를 가지는 冷却루프에 의하여 冷却된다. 冷却水는 수도물로서, 가로 1819 mm, 세로 812 mm, 높이 812 mm의 冷却水탱크에 貯藏되며, 이 탱크는 冷却펌프가 一定 헤드를 維持할 수 있도록 設計하였다. 또한, 各各의 冷却루프에는, 冷却펌프의 出口와 實驗裝置의 運轉位置 가까이 바이패스 밸브를 設置하여 實驗中 冷却流量의 調節이 용이하게 하였으며, 全冷却水 라인은 內徑 1"의 수도관을 利用하였다.

空氣抽出 밸브는 實驗 前에 實驗裝置內의 空氣를 眞空펌프로 뽑아내어, 그 眞空에 의하여 實驗流体 R-113을 吸入시키며 또한, 實驗裝置內의 空氣를 排除하기 위해 設置되어 있다.

實驗裝置에 使用한 斷熱材는 아티론板, 아티론튜브, 그라스울 튜브 등이다. 實驗裝置의 運轉時나 各部 測定에 必要한 部分은 全部 斷熱하였다. 即, 凝縮器, 液貯藏탱크, 豫熱器, 實驗部管, 사이크론, 全 파이프라인과 밸브類를 充分히 斷熱하였다.

2.2 實驗裝置의 各部設計

2.2.1 豫熱器

豫熱器는 挿入型 電熱器 1000 W, 2000 W 두 개를 溫度調節用 스퀘이드에 直列로 連結하여 加熱을 하고 있다.

그 規格은 內徑 110 mm, 두께 5 mm, 길이 600 mm인 鋼管으로 製作하였으며, 實驗流体인 R-113이 側面으로 들어와 길이 200 mm인 두 개의 電熱器가 있는 豫熱器 入口 近處에서 加熱되어 나머지 400 mm에서 充分히 混合된 後 豫熱器 위쪽에 設置한 出口로 나가도록 設計되어 있다.

出口에는 自動溫度調節器의 센서와 壓力測定用 탭이 同時에 附着된 프렌지가 設置되어 있다. 이 自動溫度調節器에 依해 豫熱器內 R-113이 所定の 溫度를 維持할 수 있도록, 그 所定の 溫度 以上에서는 電源이 차단되고, 그 以下の 溫度에서는 連結되게 되어 있다.

2.2.2 觀察窓

觀察窓은 그림 (2.2)와 같이 設計되어 實驗部 入出口에 各各 設置되어 있다.

觀察窓의 構造는 黃銅으로 加工한 두 개의 프렌지形 部品과 內徑 7 mm, 두께 1.2 mm, 길이 300 mm인 Pyrex유리로 되어 있다. 組立後 露出되는 Pyrex 유리길이는 約 250 mm 이며, 實驗部 入出口에서 R-113의 流動狀態를 觀察할 수 있게 設計하였다.

또한, 觀察窓에는 壓力과 溫度를 同時에 測定할 수 있는 1/8" 탭이 두 개가 設置되어 있다. 그리고, 實驗部の 觀察窓과 主파이프

라인 (3/4") 과의 連結에는 法兰지를 製作하여 使用하였다.

2.2.3 氣液分離裝置

實驗部에서 나온 R-113 的 蒸氣와 液은 氣液分離裝置인 사이크론에서 分離되고, 液의 流量은 流量計에서 測定된다.

그림 (2.3) 에는 사이크론의 概略圖를 나타내고 있다. 사이크론의 液分離能力은, 사이크론의 入口壓力이 $3.1 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab.}$ 에서 R-113 的 蒸氣의 流入速度가 $8 \sim 16 \text{ m/sec}$ 的 경우 分離可能한 最小液滴徑은 $2.20 \sim 1.55 \mu\text{m}$ 로 되게 사이크론의 本体徑을 50 mm 로 設計하였다.¹⁵⁾

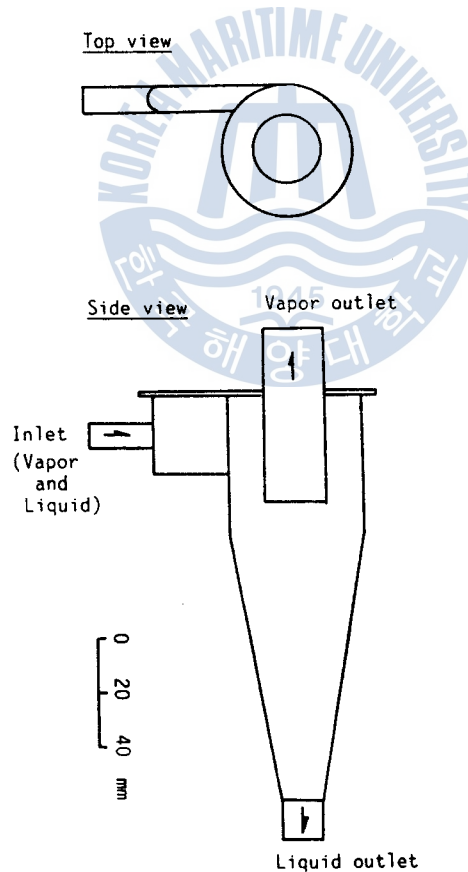


Fig. 2.3 Cyclone separator

사이클론에 流入한 R-113의 蒸氣와 液滴은 約 5回 사이클론 本體內를 回轉하여 液滴은 遠心力으로 因해 壁에 附着되어, 液膜 이 되어 아래로 흘러 내리게 되고, 蒸氣는 蒸氣出口로 流出된다. 分離된 液滴은 그림(2.3)에서와 같이 液滴 流量을 測定할 수 있는 유리管에 모이게 되고 이 레벨의 上昇速度로부터 體積流量을 測定할 수 있다.

2.2.4 凝縮器 및 貯藏液탱크

凝縮器 및 液貯藏탱크는 同一한 構造의 Shell & Coil Type 熱交換器로서, 內徑 500 mm, 두께 10 mm, 길이 900 mm의 鋼管을 外筒으로 하였으며, 冷却水코일은 3/4" 銅管(外徑 19.05 mm, 두께 1 mm)으로 길이는 凝縮器用이 $400 \text{ mm} \times \pi \times 24 \text{ 捲} = 30,160 \text{ mm}$, 液貯藏用이 $400 \text{ mm} \times \pi \times 18 \text{ 捲} = 22,620 \text{ mm}$ 이다. 冷却水는 銅管內를 흘러서 實驗流体를 冷却하게 된다.

凝縮器 入口에서 R-113의 溫度가 約 85 °C이고 冷却된 後 出口에서의 溫度가 30 °C일때, 冷却水の 溫度를 均一하게 20 °C로 할때 對數平均溫度差 $LMTD = (\Delta T_1 - \Delta T_2) / (\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}) = (85 - 30) / \ln \left(\frac{85}{30} \right) = 52.81 \text{ °C}$ 가 되며, 本 實驗에서의 最大加熱量이 3500 W라고 하면, 傳熱斷面積 $A = q / k \cdot (LMTD) = 3.500 / (246.4 \times 52.81) = 0.26896 \text{ m}^2$ 이므로 凝縮器의 冷却코일 길이는 $L = A / D \times \pi = 0.26896 / (0.0164 \times \pi) = 5.22 \text{ m}$ 程度가 必要하게 된다.

冷却水로는 수도물을 使用하여 各各 별도로 設置한 冷却水 循環

펌프로 循環시켰다. 凝縮器의 冷却用 펌프는 3相, 220 V, 容量이 150 ℓ/min 인 遠心펌프이고, 液貯藏탱크 冷却用펌프는 單相, 110V, 容量이 60 ℓ/min 인 遠心펌프를 使用하였으며, 各 탱크 流量調節은 탱크入口의 流量調節밸브와 바이패스 밸브를 利用하여 調節하게 되어 있다.

2.2.5 測定裝置

A) 流量計

R-113 液用 流量計는 浮子式이다. 本 實驗에서는 물 測定用 流量計를 R-113 測定用으로 대신 使用하였으므로 Kim, C.S 等^{15, 17)}의 方法에 依해 精密한 檢定을 하여 使用하였다.

그림 (2.4)는 流量計의 檢定루프를 나타내고 있다. 檢定루프에는 本 實驗에 使用하고 있는 凝縮器, 液貯藏탱크, 主循環펌프 및 豫熱器를 利用할 수 있게 配管을 하였다. 檢定用 메스실린더는 아크릴 管으로 內徑이 86 mm이고, 이것의 레벨게이지 內徑은 7.8 mm 이다.

檢定方法은, 主循環펌프에 循環되어지는 R-113 液流量을 메스실린더에 附着된 레벨게이지에 의하여 流体 上昇速度를 測定하여, 流量計의 눈금과 比較하는 方法이다. 이때 循環펌프의 出口 即, 流量計 入口에는 溫度와 壓力을 同時에 測定할 수 있는 프렌지가 設置되어 있다.

流量計는 浮子式이므로, 使用溫度 및 壓力의 變化에 따라 流量計

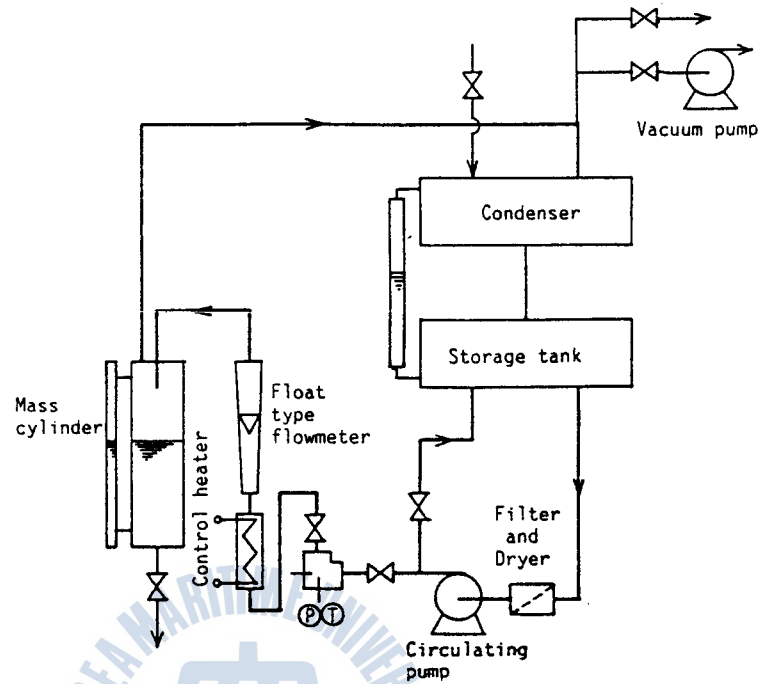


Fig. 2.4 Calibration loop for float type flowmeter

에 흘러 들어가는 流体의 密度가 變化하므로 이에 對한 補正을 할 必要가 있다.

檢定에 있어서 레벨게이지의 一定레벨까지의 上昇速度를 求할때는 한 눈금에 對한 時間測定을 5回 以上하여 그 測定値를 平均해서 求하고, 이를 最小自乘法으로 處理하였다.

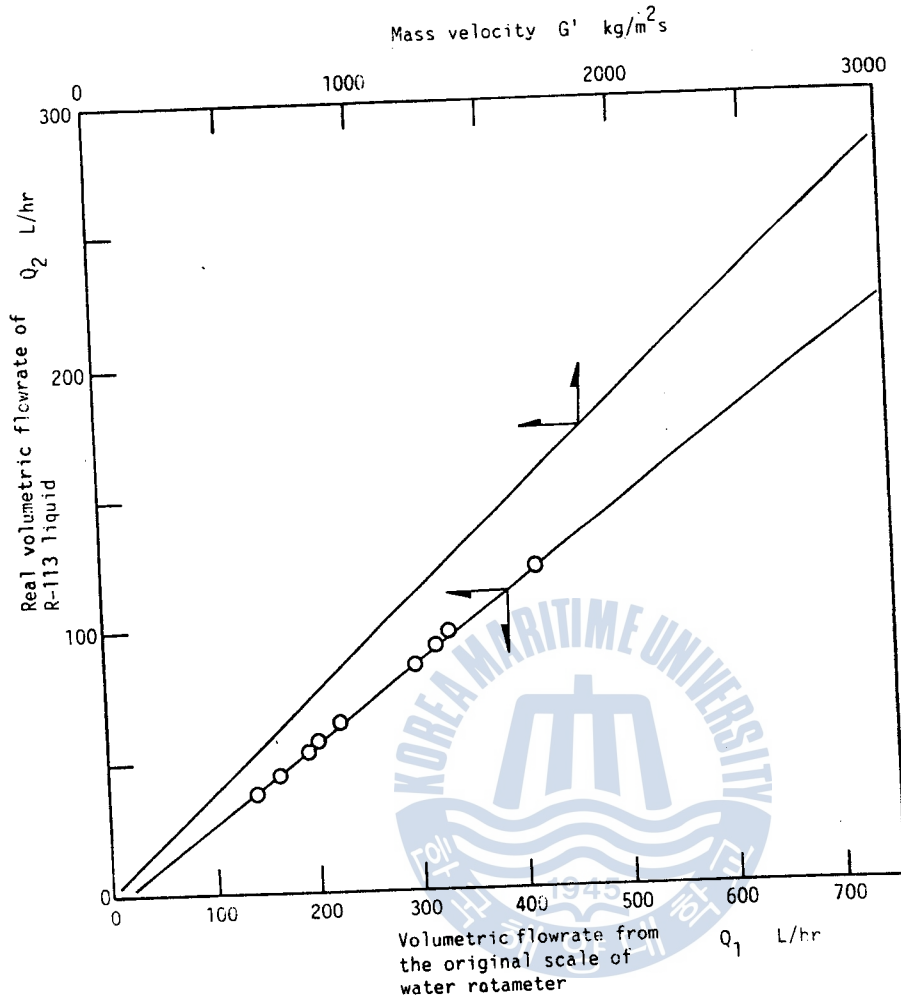


Fig. 2.5 Calibration result of main float type flowmeter

그림 2.5 는, 常溫 大氣壓에서 本 實驗用 流量計의 檢定 結果를 나타내고 있으며 使用範圍에서는 거의 線形的인 變化를 하고 있음을 알 수 있다. 또한, 이 그림의 橫軸의 上端에는, 本 實驗의 加熱部 內徑 7.1 mm 에 대한 眞의 體積流量을 質量速度로 換算한 값을 同時에 나타내었다.

B) 溫度測定裝置

實驗裝置의 各部 溫度測定에는 C-A 熱電對를 利用하였다. 實驗部의 外壁溫度 測定用 熱電對에는 Chromel - Alumel 素線을 電氣熔接을 하여 製作하였다. 主流量計의 入口溫度, 凝縮器 內部溫度 및 實驗部 入出口 溫度는 外徑 1.5 mm의 Sheathed Type C-A 熱傳對를 使用하였다. 또한, 熱傳對의 基準接點에는 아이스박스 3個를 直接 製作하여 使用하였다.

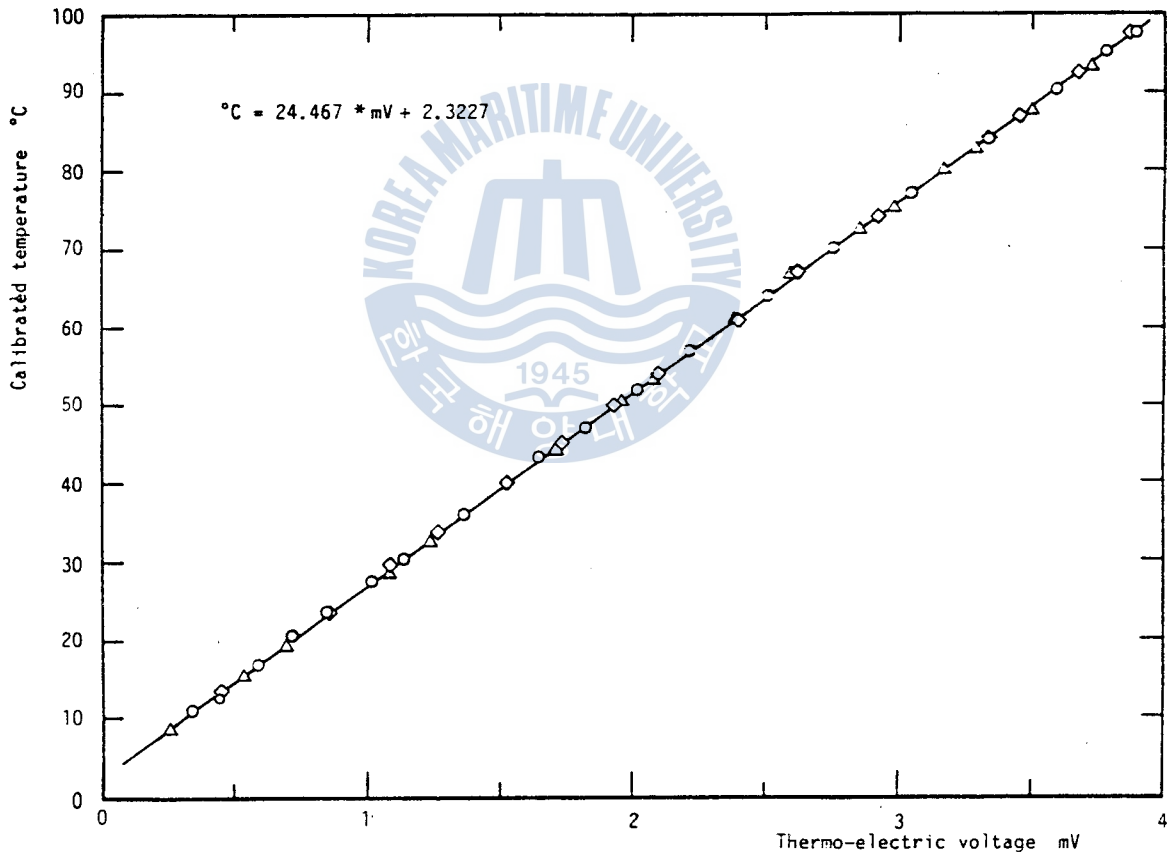


Fig. 2.6 Calibration result of 3-thermocouples

熱電對의 檢定은 後述하는 그림(2.7)과 같은 熱電對 檢定 裝置를 製作하여, $0^{\circ}\text{C} \sim 97^{\circ}\text{C}$ 의 範圍에 대하여, 測定誤差 0.01°C 의 標準溫度計의 눈금과 멀티미터로 測定한 各 熱電對의 熱起電力을 記錄하여, 그 結果를 最小自乘法으로 처리하였다. 그림(2.6)은 그 結果의 一例를 나타낸다.

C) 壓力計

實驗部 入口 및 出口에서의 壓力測定을 위하여 브루론形 精密壓力計(最小눈금 0.0051 kg/cm^2)를 各各 設置하고, 또한 양단간의 미세한 差壓도 測定이 可能하도록 傾斜形 逆U字 마노미터도 設置하였다.

凝縮器에는 眞空壓力의 測定이 可能한 $0.0 \sim 2.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab.}$ 範圍의 壓力計를, 流量計 入口 및 各 冷却水펌프 出口에는 $2.0 \sim 16 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab.}$ 의 壓力計를 實驗裝置의 運轉用으로 設置하였다.

2.2.6 熱電對 檢定裝置

그림(2.7)에 나타난 바와 같이 熱電對 檢定 裝置는 內徑 110 mm , 두께 5 mm , 높이 200 mm 의 鋼管으로 製作하였다. 그 鋼管 外部에 設置한 加熱線은 운모튜브를 끼워 絶緣이 되게 하여 管下部에서부터 約 筒 높이까지 감고 玻璃을 튜브로 고정시켰다.

加熱線의 入力電源은 슬라이더으로 調節하여 所定の 溫度로 正常的으로 一定히 維持한 狀態에서 여러개의 熱電對를 同時에 同一한 溫度에서 檢定할 수 있게 하였다.

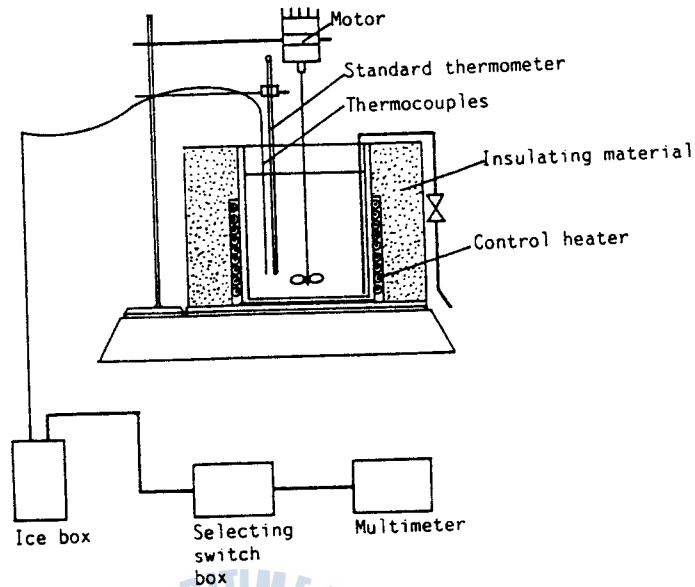


Fig. 2.7 Calibration apparatus for thermocouples

容器内の流体는 溫度를 $0^{\circ}\text{C} \sim 100^{\circ}\text{C}$ 範圍에서는 물을 사용하고 100°C 以上에서는 식용유를 사용한다. 容器內에서 加熱되어지는 流体는 그 溫度差를 最少로 하기 위해 스펀드에 고정된 小形 모터 (60 Rpm) 에 直徑 約 30mm 의 프로펠러를 直結하여 回轉시키므로써 流体는 攪亂되어, 熱電對 檢定裝置內의 流体溫度差를 0.1°C 以下가 되게 하였다.

標準溫度計는 別途의 스펀드에 고정시켰으며, 同時に 檢定할 여러 개의 熱電對는 그림 (2.7) 과 같이 아이스박스, 로타리 스위치를 거쳐 멀티미터에서 그 熱起電力이 測定되게 하였다.

實驗 後 裝置內의 流体를 除去하기 爲해 排水管을 設置하였다.

2.2.7 實驗流体

實驗流体로서 R-113을 사용한 理由는 그 蒸發潛熱이 적기때

에 過冷狀態로 부터 比較的 적은 加熱量으로 二相流狀態를 實驗할 수 있으며, 飽和狀態의 液과 蒸氣의 密度比가 高壓水蒸氣의 狀態에 近接하는 性質을 가지고 있기 때문이다.

R-113의 壓力이 3.2 kg/cm² ab.에 있어서 液과 蒸氣의 密度比는 67.8 : 1로 水蒸氣의 23.8 kg/cm² ab. 程度의 密度比에 가깝다. 大氣壓에서 R-113의 飽和溫度는 47 °C 程度로 比較的 取扱이 容易하다. R-113의 主要 物性值는 表(2.1)과 같다.¹⁵⁾

表 2.1 · R-113의 物性值

物 性 \ 壓 力	1.034 kg/cm ² ab.	1.534 kg/cm ² ab.	3.2 kg/cm ² ab.
Ts [°C]	47.47	59.83	86.02
i' [kcal/kg]	110.23	113.07	119.29
i'' [kcal/kg]	145.33	147.88	150.80
v' [m ³ /kg]	6.22 × 10 ⁻⁴	6.76 × 10 ⁻⁴	7.09 × 10 ⁻⁴
v'' [m ³ /kg]	0.136	0.0936	0.0465
μ _l [kg/m hr]	1.820	1.591	1.217
μ _g [kg/m hr]	0.039	0.040	0.042
k _l [kcal/m hr °C]	0.0731	0.0698	0.0627
C _{pl} [kcal/kg °C]	0.228	0.234	0.246
σ [kg/sec ²]	0.0163	0.0148	0.0118
ρ _l [kg/m ³]	0.151 × 10 ⁴	1.48 × 10 ³	1.41 × 10 ³
ρ _g [kg/m ³]	7.37	10.70	21.5
$P_r = \frac{C_{pl} \cdot \mu_l}{k_l}$	5.683	5.333	4.770

2.3 實驗部の 構造

實驗部는 그림(2.8)에 나타난 바와 같이 外徑 10.1 mm, 內徑 7.1 mm의 銅管으로 加熱部 4 000 mm, 만곡직경 100 mm로 中心線 길이 約 314 mm의 벤딩부로 構成되어 있다. 또한 入出口에는 各各 可視部 300 mm가 設置되어 있고, 入口側 可視部 上流에는 300 mm의 助走區間으로 되어 있다.

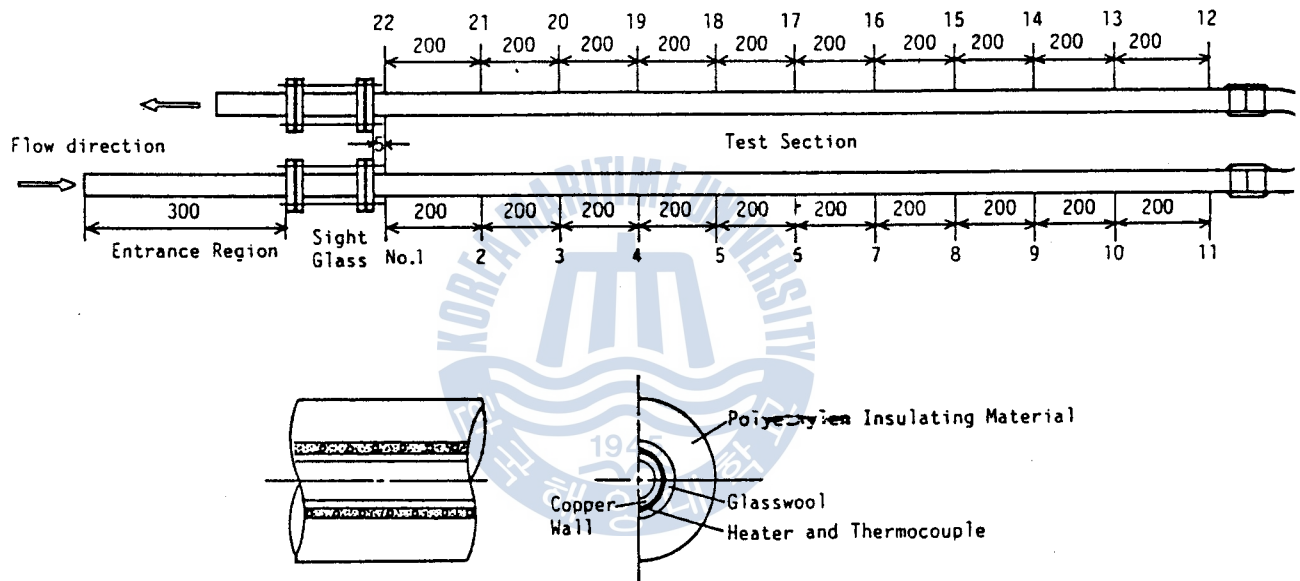


Fig. 2.8 Axial Distribution of Thermocouple

實驗部の 外壁溫度 測定用 熱電對는 그림(2.8)에 表示된 것과 같이 200 mm 間隔으로 C-A 熱電對 22 個를 設置하였는데 實驗部 圓周方向의 影響을 調査하기 위해 180° 間隔으로 교대로 熱電對를 附着하였다.

附着方法은 銅管周圍에 熱電對를 감아 密着固定시키고 그 위에 斷熱을 위해 玻璃을 튜브를 덮고 그 外部에 아티론 튜브로 斷熱하였다.

實驗管 入口 및 出口의 可視部는 프렌지를 製作하여, 그림(2.8)과 같이 組立하였다. 實驗部의 加熱은 電氣抵抗이 $7.09 \Omega/m$ 이고 直徑이 0.5 mm 인 Fe-Cr 熱線을 玻璃을 튜브에 內裝하여 4700 mm 씩 6個를 實驗部 銅管에 約 5 mm 간격으로 감아 熱流束이 均一하게 하였다.¹⁶⁾ 그리고, 이 6個의 加熱線을 정격용량 7.5 KVA , 2次許容最大電流 75 A 인 슬라이더에 並列로 連結하여 二次側 電壓을 加減함으로써 熱流束을 調節하도록 하였다.

加熱線의 各 抵抗은 33.274Ω , 33.278Ω , 33.243Ω , 33.307Ω , 33.593Ω , 33.824Ω 으로 並列로 連結하였으므로 總抵抗은

$$R_t = 1 / \sum_{i=1}^6 \frac{1}{R_i} = 5.57 \Omega \text{ 이다. 最大 入力電壓이 } 130 \text{ V 일}$$

때 $W = V^2/R = 3.034 \text{ KW}$ 이므로 全電流는 $I = W/V = 23.34 \text{ A}$ 가 된다. 따라서 이 경우의 全電流는 加熱量 調節用 슬라이더의 許容最大 電流인 75 A 以內가 됨을 알 수 있다.

사진(2.1)에 實驗裝置의 全景을, 사진(2.2)에 主循環펌프, 流量計, 사이클론, 豫熱器를 사진(2.3)은 實驗部와 實驗裝置 全景을 보인다.

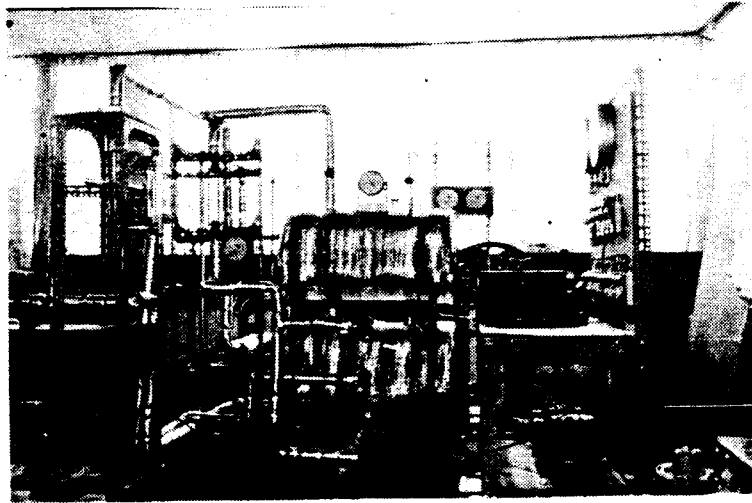


Photo.2.1 實驗裝置의 全景



附着方法은 銅管周圍에 熱電對를 감아 密着固定시키고 그 위에 斷熱을 위해 玻璃을 튜브를 덮고 그 外部에 아티론 튜브로 斷熱하였다.

實驗管 入口 및 出口의 可視部는 프레지를 製作하여, 그림(2.8)과 같이 組立하였다. 實驗部의 加熱은 電氣抵抗이 $7.09 \Omega/m$ 이고 直徑이 0.5 mm 인 Fe-Cr 熱線을 玻璃을 튜브에 內裝하여 4700 mm 씩 6個를 實驗部 銅管에 約 5 mm 간격으로 감아 熱流束이 均一하게 하였다.¹⁶⁾ 그리고, 이 6個의 加熱線을 정격용량 7.5 KVA , 2次許容最大電流 75 A 인 슬라이닥에 並列로 連結하여 二次側 電壓을 加減함으로써 熱流束을 調節하도록 하였다.

加熱線의 各 抵抗은 33.274Ω , 33.278Ω , 33.243Ω , 33.307Ω , 33.593Ω , 33.824Ω 으로 並列로 連結하였으므로 總抵抗은

$$R_t = 1 / \sum_{i=1}^6 \frac{1}{R_i} = 5.57 \Omega \text{ 이다.}$$

最大 入力電壓이 130 V 일 때 $W = V^2/R = 3.034 \text{ KW}$ 이므로 全電流는 $I = W/V = 23.34 \text{ A}$ 가 된다. 따라서 이 경우의 全電流는 加熱量 調節用 슬라이닥의 許容最大 電流인 75 A 以內가 됨을 알 수 있다.

사진(2.1)에 實驗裝置의 全景을, 사진(2.2)에 主循環펌프, 流量計, 사이크론, 豫熱器를 사진(2.3)은 實驗部와 實驗裝置 全景을 보인다.

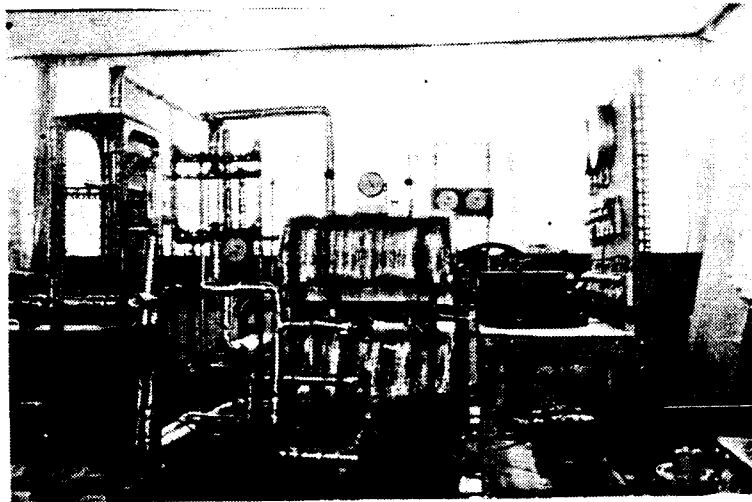


Photo.2.1 實驗裝置의 全景



Photo.2.2 主循環펌프, 流量計, 사이크론, 豫熱器

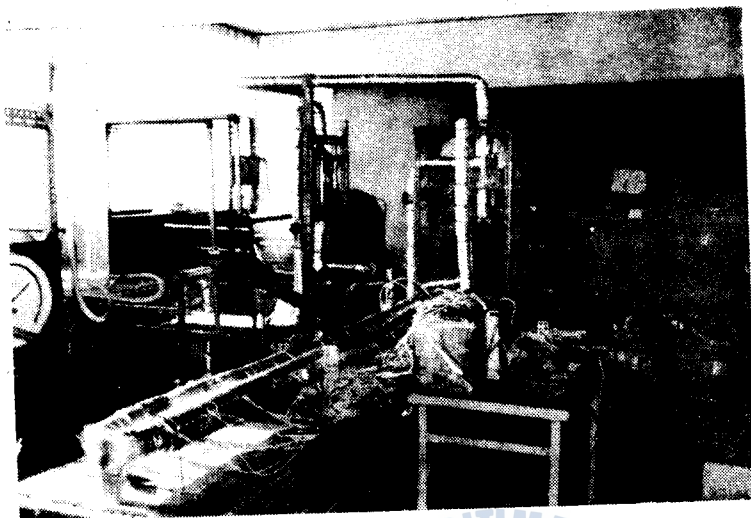


Photo. 2.3

實驗部와 全景



2.4 實驗 方法

2.4.1 實驗 準備

먼저 冷却水 탱크에 수도물을 充分히 받아 둔다. 다음에 實驗裝置의 各部밸브를 열고 實驗裝置內의 空氣를 眞空펌프로 빼낸다.

R-113은 飽和溫度가 室溫의 20℃程度일때 飽和壓力이 0.371 kg/cm² ab. 이므로 系內의 壓力이 約 0.45 kg/cm² ab. 가 될때까지 眞空을 시킨다.

멀티미터는 電源을 넣은 後 約 30分 程度 豫熱을 要하므로 實驗 前에 準備를 하고, 熱電對用 基準接點 아이스 박스에는 얼음을 잘게 부수어 넣고 實驗準備를 完了한다.

2.4.2 豫 熱

主循環펌프의 바이패스 밸브, 流量計 入口 및 出口밸브, 實驗部 入口 밸브, 蒸氣加壓用 밸브를 完全히 열고 主循環펌프를 始動하여 流量을 約 2 l/min程度로 循環시킨다. 잠시後 主循環펌프의 吐出壓력과 流量計의 流量等の 變動이 없나를 確認하고 實驗部 加熱量 調節用 슬라이더의 電源을 넣는다. 그리고, 이때 入力된 電源을 멀티미터로 確認한다.

豫熱을 始作할 때는 實驗루프內의 壓力이 낮으므로 加熱電壓을 約 5~10 V程度 入力시킨다. 또 콘트롤 히터 및 豫熱器에도 約 20~30 V程度의 電壓을 入力시켜 豫熱을 한다. 그리고, 豫熱器의 自動溫度調節器 차단세팅溫度를 50℃에 맞춘다.

以上과 같이 豫熱器 콘트롤 히터에 의해 豫熱이 되며 豫熱段階에서 各部 熱電對의 作動을 確認하여 둔다.

豫熱을 하면 液貯藏탱크內의 溫度가 높아지므로 主循環펌프 出口에 있는 熱電對로부터 液貯藏탱크內의 溫度가 約 40~45℃ 程度되게 冷却水量을 調節하여 溫度를 一定히 維持한다. 液貯藏탱크內의 溫度가 높으면 主循環펌프에 캐비테이션이 일어나기 쉽다.

또, 實驗部の 入口出力이 約 3 kg/cm² ab. 가 되게 凝縮器 內의

冷却水量을 加減하여 系内の 壓力을 調節한다. 實驗部の 入口出力, 流量, 溫度가 設定한 實驗條件에 가까워지면 豫熱을 終了하고 正常運轉으로 들어간다.

2.4.3 實驗

實驗部の 入口壓力의 調節은 實驗部の 加熱量이 적을때는 蒸氣加壓用밸브로 調節하고, 加熱量이 많을 때는 蒸氣加壓用 밸브 만으로는 調節이 안되므로 凝縮器内の 冷却水量으로 調節한다.

實驗部에 들어가는 流量調節은 主循環펌프의 바이패스 밸브와 吐出밸브로 한다. 이때 主循環펌프로부터 流出하는 流量이 많이 振動하므로 實驗中에는 항상 유의한다.

實驗中 入口溫度를 一定히 하기 위해서는 豫熱器 및 콘트롤 히터의 加熱量을 슬라이더에 의해 調節하여 實驗部 入口에 있어서 所定の 溫度로 維持한다.

以上の 操作에 의해 實驗部 入口에 있어서 溫度, 壓力, 流量이 一定하게 되면 사이크론의 下部 레벨게이지의 레벨을 밸브操作으로 一定히 維持한다.

이것으로 測定이 可能的한 定常狀態가 되면 本實驗에 들어간다. 實驗條件은 實驗部 入口流量을 一定히 하고, 實驗部 入口壓力의 變動이 $\pm 0.02 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab.}$, 入口溫度가 $\pm 0.2 \text{ }^\circ\text{C}$ 程度 以內로 維持되는 正常狀態에 도달하면 必要的 各부의 測定을 한다.

이렇게 하여 所定の 條件에서 測定이 끝나면, 加熱熱流束을 段

階的으로 높여가며 實驗을 行한다.

實驗部의 壁溫測定用 熱電對 22 個 및 主循環펌프出口, 凝縮器內 溫度, 實驗部 入出口 液溫度는 熱起電力이 0.001 mV의 正確度를 갖는 멀티미터에 의해 檢出되며 이들 熱起電力은 各各의 溫度檢定 曲線에 의해 溫度로 換算한다.

測定이 끝났으면 實驗部의 콘트롤 히터用 電源을 段階的으로 낮춰가면서 電源을 차단하며, 主循環펌프의 流出量을 3ℓ/min 까지 增加시키고 콘트롤 히터, 豫熱器 等の 電源을 차단시킨다. 다음에 凝縮器 液貯藏탱크의 却冷水를 增大시켜 實驗裝置 全体를 冷却시킨다.

實驗部 入口가 1.03kg/cm ab., 液貯藏탱크內 溫度가 45℃ 程度 되면 全 電源을 차단하고 實驗을 終了한다.

또, 長期間 實驗裝置를 運轉하지 않을때는 冷却水탱크, 凝縮器內의 물을 排水하고, 實驗流体 R-113은 排出用 밸브를 通해 全 實驗裝置內의 것을 모두 排除한다.

第 3 章 實 驗 結 果

3.1. 壓 力 損 失

실제의 蒸發管 設計에 있어서 管内壓力損失의 正確한 豫測은 設計上 重要하다. 相變化를 동반하는 경우 管内 壓力損失은 一般的으로 다음式과 같이 表現된다.

$$\Delta P = \Delta P_{z'} + \Delta P_f + \Delta P_{ac} \dots\dots\dots (3.1)$$

上式 右邊 第1項은 重力項을, 第2項은 摩擦損失을, 第3項은 加速損失을 나타낸다. 본 實驗과 같이 液單相流의 傳熱實驗에서는 加熱量이 적어 實驗 流體의 體積增加는 微少하므로 $\Delta P_{z'}$ 와 ΔP_{ac} 는 無視할 수 있다.

이러한 경우, 式 (3.1)은

$$\Delta P = 4f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{G^2}{2\rho_1} + \zeta \frac{G^2}{2\rho_1} \dots\dots\dots (3.2)$$

上式的 第2項은 實驗管 벤딩部の 附加損失로서, 損失係數 $\zeta = 0.95$ 로 추정된다.¹⁸⁾ L은 實驗部の 길이로 4.314 m이다. 第1項의 摩擦損失係數는 層流인 경우

$$f = 16 / (GD / \mu_1) \dots\dots\dots (3.3)$$

亂流인 경우는 Blausius 式에서

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

이며, Colburn 式에 의하면

$$f = 0.046 (G \cdot D / \mu_l)^{-0.2} \dots\dots\dots (3.3)''$$

로 表示할 수 있다.

3.1.2 傾斜 逆U字形 마노미터

本 實驗에 使用한 마노미터는 그림 (3.1) 에 나타난 바와 같이 마노미터 斷面積이 一定한 傾斜 逆U字形 마노미터로서 微細한 差壓까지 測定이 可能하게 하였다.

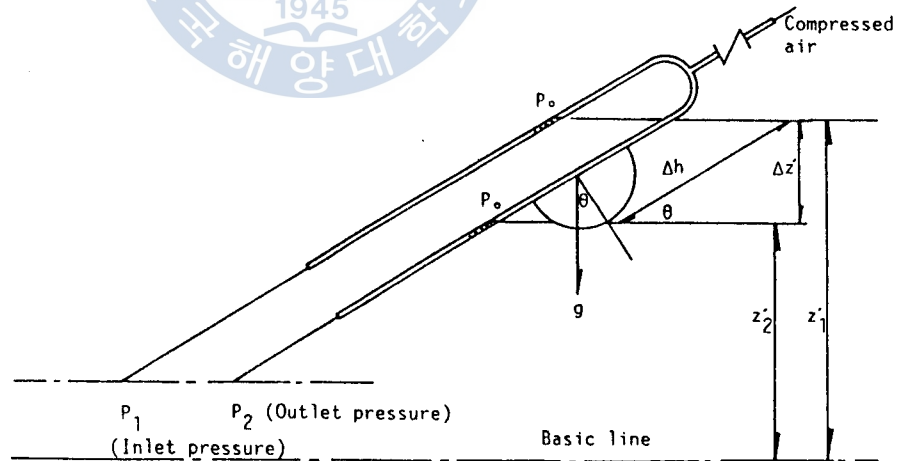


Fig. 3.1 Inclined type manometer

마노미터의 上部에는 밸브가 附着되어 있으며 콤프레서에 連結되어
 어져 있어 마노미터內的 上部에 一定한 壓力 P_0 를 加할 수 있다.
 實驗 入口壓力 P_1 과 出口壓力 P_2 에 對하여 다음 式이 成立한다.

$$P_1 + \rho g Z'_2 = P_0 + \Delta h \sin \theta \cdot \rho \cdot g \dots\dots\dots (3.4)$$

$$P_2 + \rho g Z'_2 = P_0 \dots\dots\dots (3.5)$$

上式에서 入口와 出口 間의 差壓 $P_1 - P_2$ 에 對하여 整理하면

$$P_1 - P_2 = \rho g \cdot \Delta h \cdot \sin \theta \dots\dots\dots (3.6)$$

가 된다.

液單相流의 測定結果가 그림 (3.2) 에 나타나 있다.

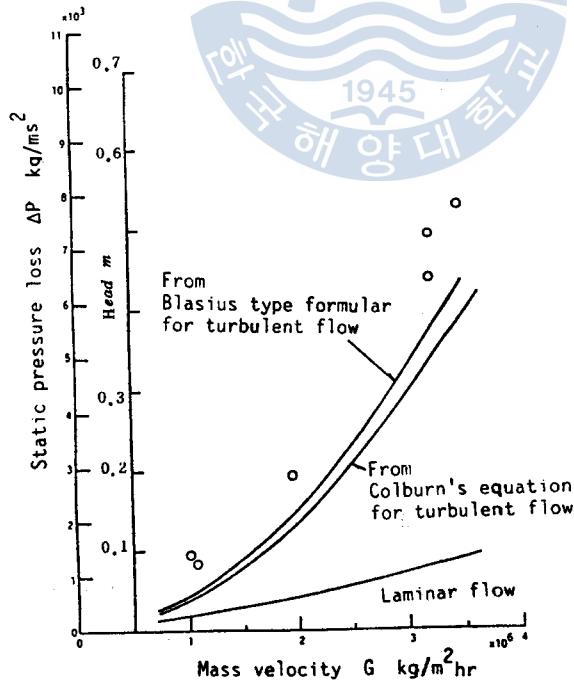


Fig. 3.2 Static pressure loss between inlet and outlet of test section

實驗範圍는 레이놀즈數, Re 가 約 4000 ~ 20000의 亂流狀態로서, 式(3.3)'의 Blasius 式의 摩擦係數 f 와 式(3.3)''의 Colburn 式의 摩擦係數 f 를 利用한 計算結果와 比較했을때, 實驗値가 이들 값보다 약간 높게 나타나고 있으나, 대체로 一致하고 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 妥當性을 確認하기 爲해서 行했다. 實驗時 入口壓力은 거의 大氣壓 근방에서 行했으며, 質量速度는 그림(3.4)에 圖示되어 있는 바와 같이 $G' = 436.5, 597.8$ $kg/m^2 \text{ sec}$ 에 對하여 行하였다.

그리고, 液單相流의 傳熱實驗을 할때는 壁面近處에서 核沸騰이 일어나지 않는 낮은 熱流束에서 實驗을 하였으며, 實驗部에서 大氣로 의 熱損失은 無視하였다.

3.2.1 實驗管內의 全質量流量

主循環펌프 出口의 流量計는 물 測定用으로, R-113 測定用으로 使用하기 爲해 스테인레스 錐를 알루미늄錐로 바꾸고 앞 2.2.5에서 論述한 바와 같이 精密한 檢定을 하였다. 流量計의 눈금을 가상적인 눈금으로 하여, 檢定曲線으로부터의 眞의 體積流量 Q_2 , l/min 를 求하여, 이로부터 全質量流量 G_T 와 質量速度 G 를 다음과 같이 求하였다.

$$Q_2 = 0.3045 \times Q_1 - 4.4754 \quad \dots\dots\dots (3.7)$$

$$G_T = Q_2 \times 10^{-3} \times \rho_1 \quad \dots\dots\dots (3.8)$$

$$G = G_T / A \quad \dots\dots\dots (3.9)$$

여기서 Q_1 은 附着流量計의 눈금이며, Q_2 는 實驗流体인 R-113 의 實際體的流量을 나타내고 있으며, ρ_1 은 流量測定 溫度에서의 密度를 나타내고 A 는 實驗部 管의 斷面積으로 $A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} \times (7.1 \times 10^{-3})^2 = 3.9592 \times 10^{-6} m^2$ 이다.

3.2.2 加熱量의 計算

加熱量은 實驗部の 加熱電壓을 멀티미터로 測定하여 計算하였다. 加熱線과 슬라이닥의 리드선의 連結部에는 銅으로 된 放熱板을 設置하여 連結部에서 發生하는 熱을 제거시켰다. 또 實驗部 電熱線의 絶緣을 위해 直徑 1.0 mm의 그라스울 튜브에 加熱線을 內裝시켰으며, 放熱板 근방은 데프론으로 絶緣을 시켰다.

實驗部管 外部에는 直徑 40 mm 그라스울 튜브로 먼저 斷熱을 시키고, 그 위에 다시 두께 10 mm의 아티론 斷熱材로 充分히 斷熱시켰으므로 實驗部の 放熱損失은 거의 無視할 수 있다.

加熱量, Q kcal/hr 는 슬라이닥으로부터 나오는 電壓 V Volt에 의해

$$Q = 0.86 V^2 / R_t \quad \dots\dots\dots (3.10)$$

으로 求하며, 여기서 R_t 는 總抵抗으로 5.57 Ω 이다. 따라서 式 (3.10) 은

$$Q = 0.1544 V^2 \dots\dots\dots (3.10)'$$

과 같이 된다. 이를 傳熱管 外表面 熱流束 q_0 kcal/m²·hr 로 換算시키면 다음 式과 같이,

$$q_0 = Q / (\pi D_0 L) \dots\dots\dots (3.11)$$

로 表示할 수 있다.

3.2.3 實驗部管의 内壁溫度

그림 (2.8) 에서와 같이 附着된 熱電對로 부터 發生하는 熱起電力 mV 를 熱電對 檢定曲線式인 다음式에 代入해서 實驗部의 外壁溫度를 求한다.

$$T = 24.467 \times mV + 2.3227 \dots\dots\dots (3.12)$$

단, 實驗部의 入出口의 Sheathed Type 熱電對는 다음 檢定曲線式에 의해 實驗流體의 入出口 溫度를 求한다.

$$T = 19.674 \times mV + 2.0528 \dots\dots\dots (3.13)$$

外壁溫度로부터 内壁溫度의 計算은 實驗部의 管을 均一하게 加熱한다고 가정하면, 다음과 같이 求할 수 있다.

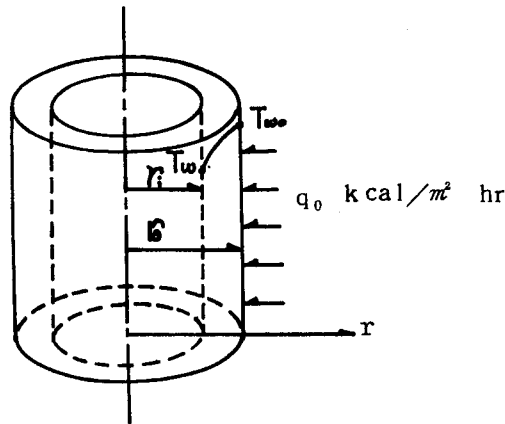


Fig. 3.3 One-dimensional heat flow through a hollow cylinder

正常狀態에서 非發熱系에 대한 筒座標系의 熱平衡方程式은

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(r \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad \dots\dots\dots (3.14)$$

境界條件으로는

$$r = r_o \text{ 에서 } T = T_{w0},$$

$$r = r_o \text{ 에서 } k \frac{dT}{dr} = q_0$$

라 할 수 있으므로, 式(3.14)에서 實驗管 內壁溫度 T_w °C를 求하면,

$$T_w = T_{w0} + q_0/k \cdot r_o [\ln(r_i/r_o)] \quad \dots\dots\dots (3.15)$$

가 된다. 式(3.15)에 있어서 k 는 銅의 熱傳導率로서 $k = 320$

kcal/m hr °C를 採擇했다.¹⁹⁾ 또한, 定常狀態에서 式(3.11)로 表現되는 傳熱管 外部表面 熱流束 q_0 로 부터 傳熱管 內表面 熱流束 q 를 求하면

$$\begin{aligned} q &= \frac{2\pi r_o}{2\pi r_i} q_0 \\ &= \frac{\pi \times 10.1 \times 10^{-3}}{\pi \times 7.1 \times 10^{-3}} q_0 \\ &= 1.423 q_0 \dots\dots\dots (3.16) \end{aligned}$$

의 關係를 갖는다.

3.2.4 物 性 值

實驗管의 入口 및 出口에서 測定한 壓力에 의해 實驗部 內의 壓力分布를 直線的으로 近似化하여 求한 局所的인 飽和壓力에 대한 局所的인 飽和壓力에 대한 局所的인 物性値는 큰 變化가 없으므로, 入口의 壓力을 基準으로 한 定壓比熱, 粘性係數, 蒸發潛熱, 飽和溫度, 密度 等を 決定해서 使用하였다.

3.2.5 엔탈피와 벌크溫度

實驗部의 入口壓力에 對한 飽和液의 엔탈피, i' KCal/kg로 부터 實驗部 入口에서의 엔탈피, i'_{in} KCal/kg은 다음式과 같이 된다.

$$i_{in} = i' + C_{pl}(T_{in} - T_s) \dots\dots\dots (3.17)$$

또 入口 乾度 x_{in} 은

$$x_{in} = (i_{in} - i') / (i'' - i') \quad \dots\dots\dots (3.18)$$

과 같이 정의된다. 그리고, 實驗部의 入口에서 Z m 거리의 엔탈피
는 加熱熱量과의 熱平衡으로 부터

$$i_z = i_{in} + (\pi DZ) q / G_T \quad \dots\dots\dots (3.19)$$

또한, 벌크 溫度는

$$T_{bulk,z} = T_{s,z} + (i_z - i_z') / C_{pl,z} \quad \dots\dots\dots (3.20)$$

와 같이 求해진다. 上式의 i_z 는 Z 의 位置에서의 飽和液의 엔탈피
이고, 添字 Z 는 加熱 開始點으로부터의 거리를 나타낸다.

3.2.6 液單相流의 強制對流 熱傳達의 實驗結果

熱傳達率은 傳熱面의 內壁溫도와 流体벌크溫度에 의하여 各各 求
함으로써, 加熱開始點에서 부터 軸方向 Z 位置에서의 局所熱傳達率은

$$h_z = q / (T_{wz} - T_{bulk,z}) \quad \dots\dots\dots (3.21)$$

로 定義된다. 여기서 q 는 傳熱管 內表面의 熱流束으로, 式(3.16)
과 같이 $q = 2\pi r_0 q_0 / (2\pi r_i)$ 의 關係를 갖는다.

그림(3.4)는 式(3.21)에 의한 實驗結果와 亂流強制對流의 熱傳達
達率에 關한 Dittus-Boelter 의 式

$$h_z' = 0.023 \left(\frac{k_l}{D}\right) \left(\frac{G \cdot D}{\mu_l}\right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl} \cdot \mu_l}{k_l}\right)^{0.4} \quad \dots\dots\dots (3.22)$$

계 의한 計算値를 比較한 것이다. 그림(3.4)에 나타난 바와 같이 同一한 質量速度에 對한 測定値의 平均값은 대체로 -20% 以內로서, 本 實驗에서 設計한 水平傳熱管은 實驗裝置로서 妥當性이 있다고 할 수 있다. 또한, 實驗部로 부터의 放熱損失도 거의 無視할 수 있다고 생각된다.

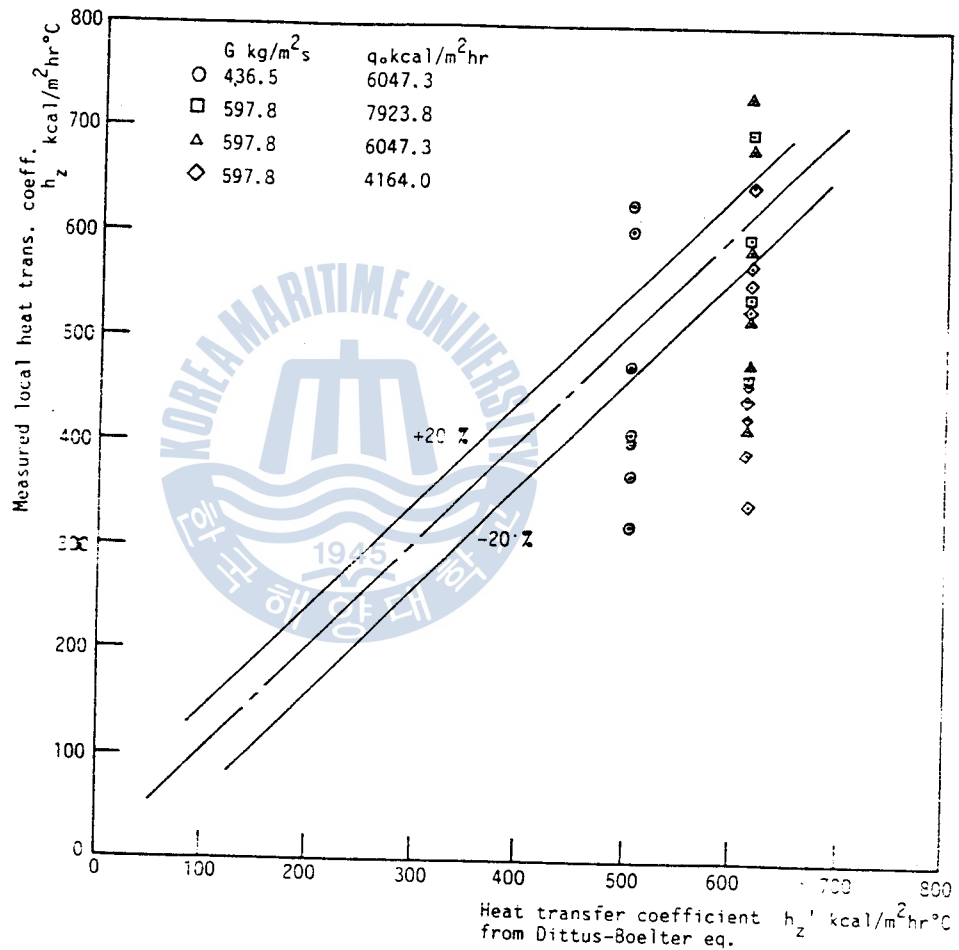


Fig. 3.4 Measured local heat transfer coefficient of R-113 liquid flow

3.3 沸騰二相流의 傳熱實驗

沸騰二相流의 實驗範圍는 表(3.1)과 같이 質量速度 $G =$

表 3.1 沸騰二相流의 實驗範圍

$$P_{in} = 3.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab.}$$

RUN	$G(\times 10^6)$ $\text{kg/m}^2 \text{ hr}$	$q(\times 10^4)$ $\text{kcal/m}^2 \text{ hr}$	$B_0(\times 10^4)$
1	1.749	1.276	2.318
		1.984	3.605
		2.832	5.145
		3.904	7.093
		5.063	9.199
		5.666	10.300
		1.990	2.834
2	2.231	2.864	4.080
		3.904	5.561
		5.063	7.211
		6.371	9.077
3	2.713	1.984	2.324
		2.848	3.336
		3.867	4.529
		5.063	5.931
		6.371	7.462
		7.108	8.325

1.749×10^6 , 2.231×10^6 , $2.713 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 下에서, 各各加熱熱流束을 높여가면서 實驗部의 前半部 즉, $Z = 0 \sim 2000 \text{ mm}$ 의 區間에 對하여 實驗을 行하였다. 全 實驗範圍에 있어서 實驗部 入口 壓力 $P_{in} = 3.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab.}$ 으로 一定히 維持하였으며 또한, 入口 過冷度 $\Delta T_l = T_s - T_l = 22.35 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 시 一定히 하였다.

3.3.1 壁溫分布의 測定

測定된 傳熱面의 外表面溫度 T_{w_0} 에서 傳熱面 流体側 內表面溫度 T_w 는 前述한 式(3.15)에서 求할 수 있다. 이와 같이하여 求한 傳熱面內 溫度 T_w 의 管 길이 方向分布의 測定結果를 그림(3.5) ~ 그림(3.7)에 나타낸다. 이들 그림에 있어서 加熱熱流束은, 各各의 質量速度 下에서 加한 가장 큰 熱流束의 경우의 測定結果이다.

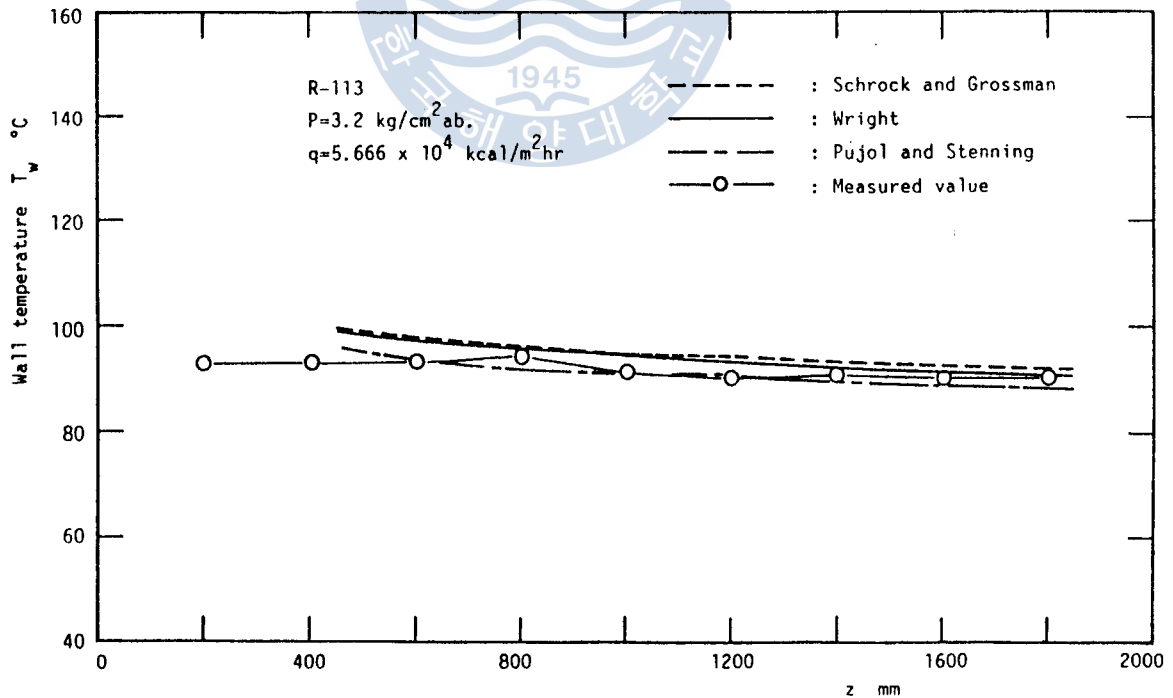


Fig. 3.5 Wall temperature distribution along the heating tube

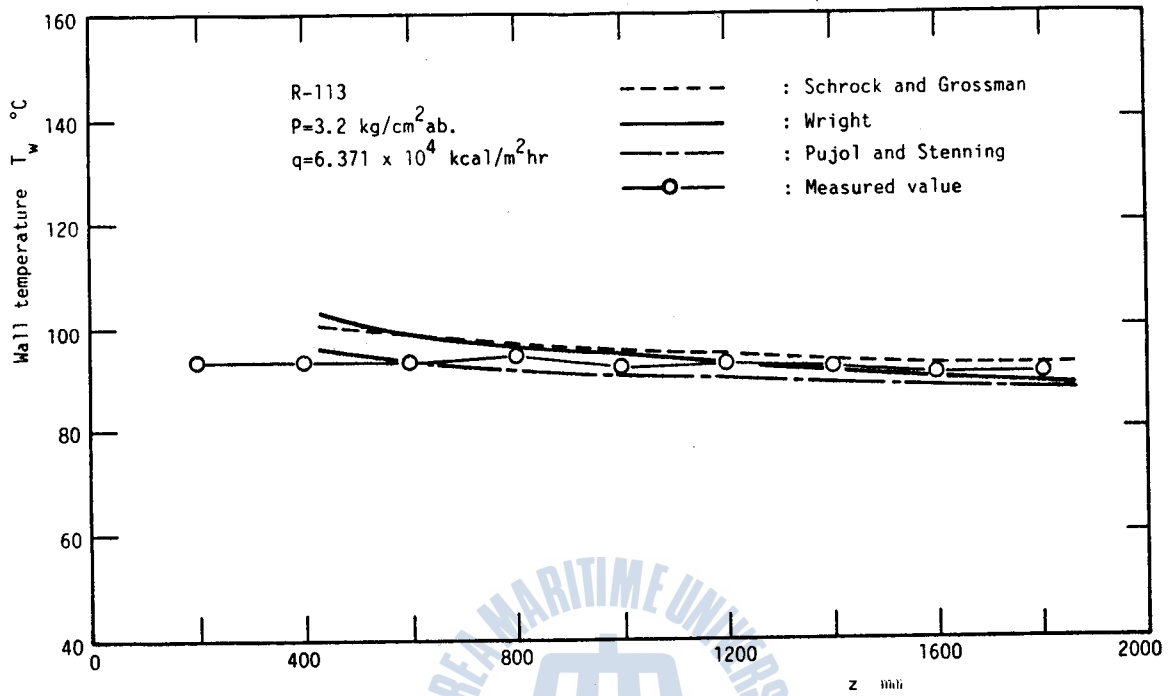


Fig. 3.6 Wall temperature distribution along the heating tube

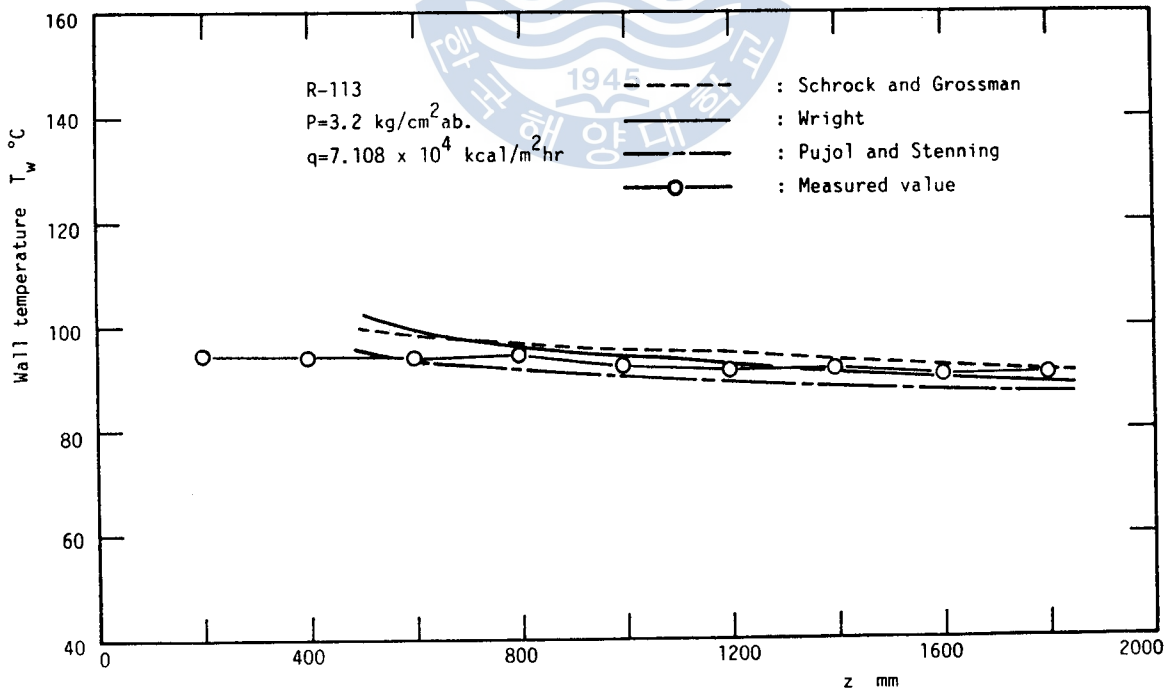


Fig. 3.7 Wall temperature distribution along the heating tube

入口壓力 $P_{in} = 3.2 \text{ kg/cm}^2 \text{ ab.}$ 에 해당하는 飽和溫度가 $T_s = 86.02 \text{ }^\circ\text{C}$ 인 點을 감안하면, 表面溫度는 이보다 약간 높은 정도로 沸騰二相流의 熱傳達率은 매우 높아 적은 溫度差로 莫大한 熱의 傳達이 可能함을 알 수 있다. 또한, 傳熱面 表面溫度 T_w 는 下流로 갈수록 약간 下降하는 傾向을 보이며, 이는 壓力降下로 인하여 飽和溫度가 약간씩 낮아지기 때문이라 생각된다.

3.3.2 沸騰曲線

沸騰傳熱實驗에 있어서는 沸騰曲線, $q - \Delta T$ 曲線으로 實驗結果를 정리하는 경우가 많다.²⁰⁾ 沸騰曲線の y 軸은 加熱熱流束으로서, 本實驗에서는 式(3.16)으로부터 計算할 수 있다. 또한 x 軸은 壁面의 過熱度로서

$$\Delta T = T_w - T_s \dots\dots\dots (3.23)$$

이다.

그림(3.8) ~ 그림(3.10)은 表(3.1)에 나타낸 實驗條件下에서 測定한 實驗結果를 沸騰曲線으로 정리한 것이다. 沸騰曲線으로 表示하는 沸騰流의 傳熱特性은 管内沸騰流의 흐름의 狀態를 詳細하게 表現하지는 못하지만 대체적인 傾向을 얻을 수 있다. 이러한 傾向을 얻기위하여 各各의 熱流束에 있어서 傳熱面 過熱度の 단순 平均值를 求하여 曲線으로 連結한 沸騰曲線을 各各의 그림에 表現하고 있다.

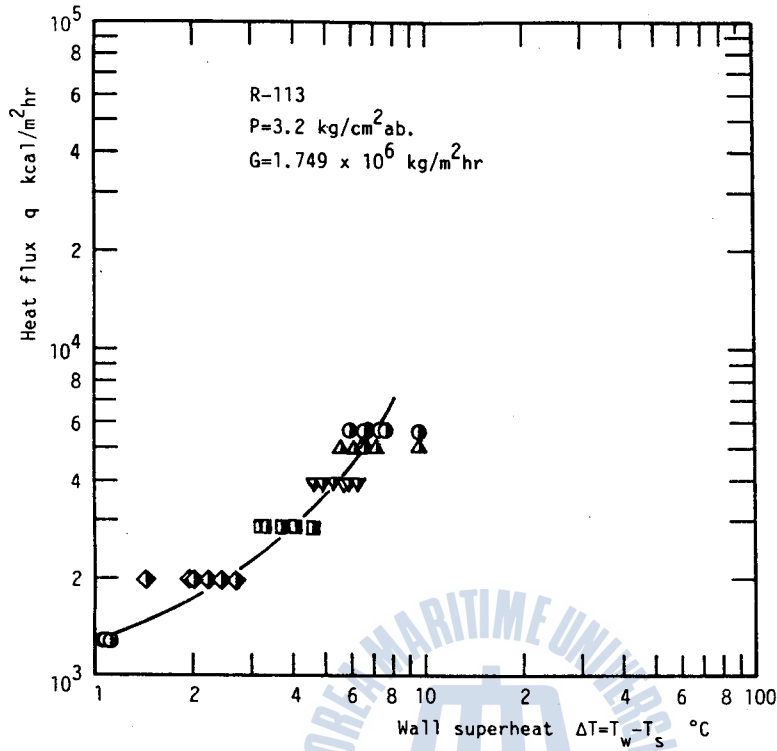


Fig. 3.8 Boiling curve of the forced convective flow

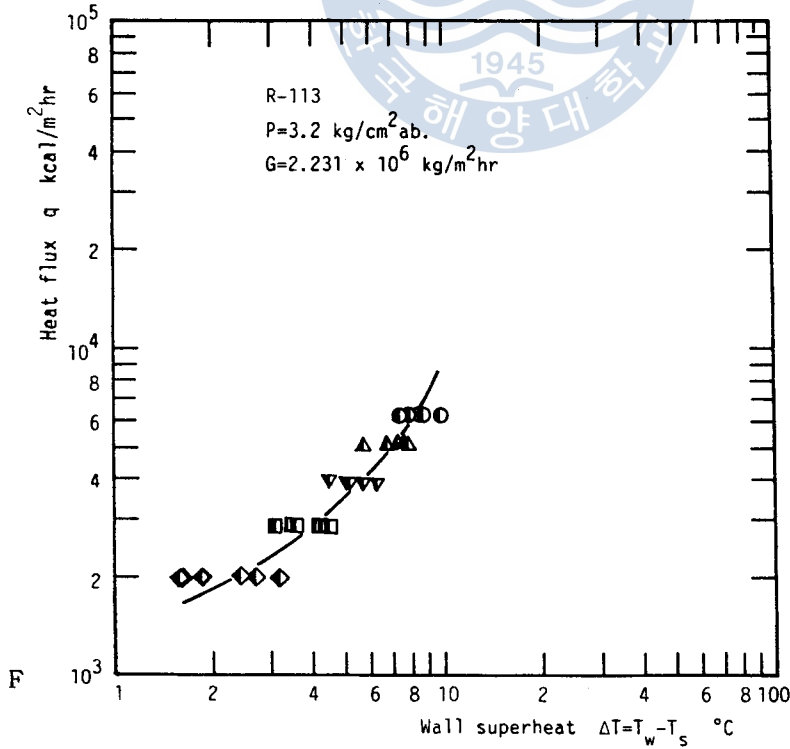


Fig. 3.9 Boiling curve of the forced convective flow

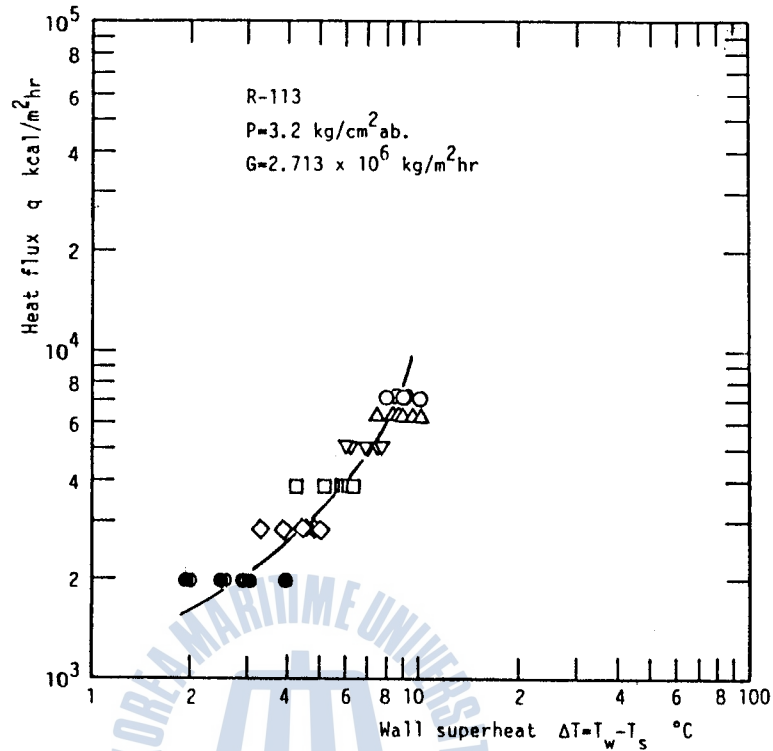


Fig. 3.10 Boiling curve of the forced convective flow

이들 그림에서 熱流束이 대체적으로 낮은 $q = 3 \times 10^4 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr}$ 以下の 範圍에서는 比較的 部分的인 核沸騰 (Partical nucleate boiling) 的인 特性을 보인다. 그 以上の 熱流束에서는 發達한 核沸騰 (developed nucleate boiling) 的인 特性을 나타내고 있다.

3.4 沸騰二相流의 局所熱傳達率의 整理

沸騰二相流의 局所熱傳達率 h_{TP} 는

$$h_{TP} = q / (T_w - T_s) \dots\dots\dots (3.24)$$

으로 表示된다.

보일러 또는 冷凍시스템의 蒸發管에서와 같은 一般的인 管内 強制對流 沸騰二相流에 있어서는 下流로 進行함에 따라, 液單相流에 의한 傳熱, 核沸騰이 지배적인 領域을 거쳐, 發生蒸氣量의 增大에 의한 平均流速이 增加되는 氣液二相流에 의한 強制對流傳熱領域으로 傳熱패턴이 發達된다.

그림 (3.11), 그림 (3.12), 그림 (3.13)은 式 (3.24)에 의한 局所熱傳達率의 測定結果를 各各의 測定位置에서의 熱平衡乾度에 對하여 프롯팅한 것을 나타내었다.

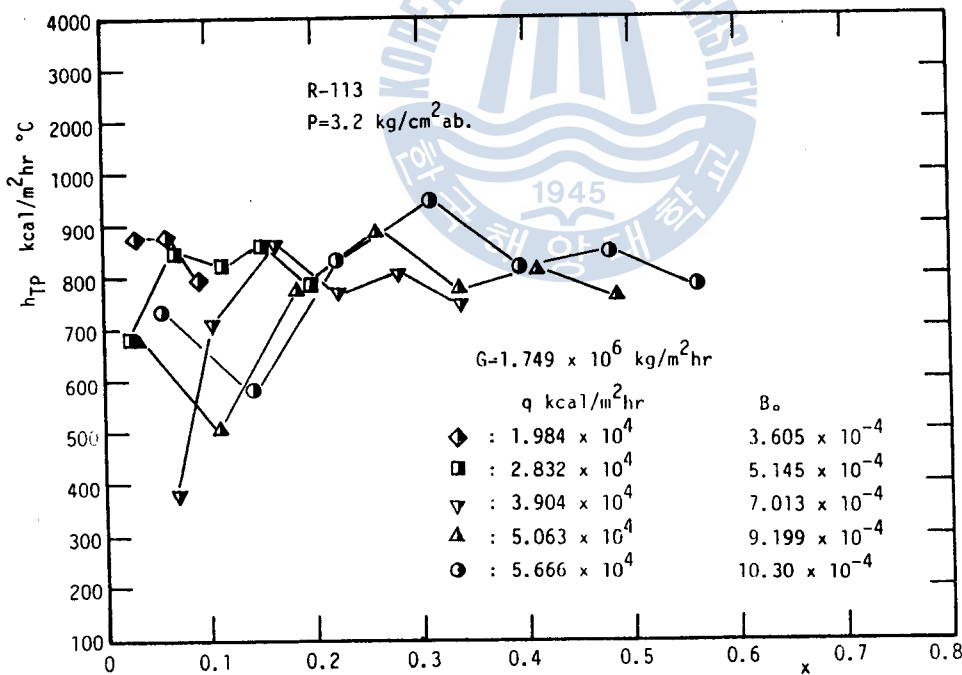


Fig. 3.11 Local boiling heat transfer coefficient versus equilibrium quality

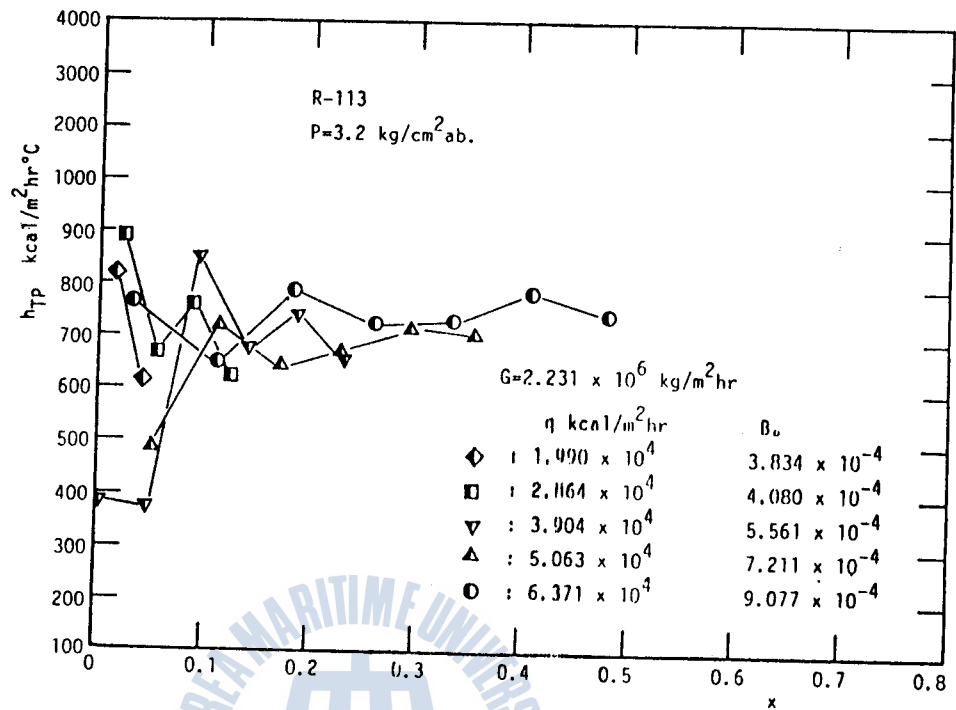


Fig. 3.12 Local boiling heat transfer coefficient versus equilibrium quality

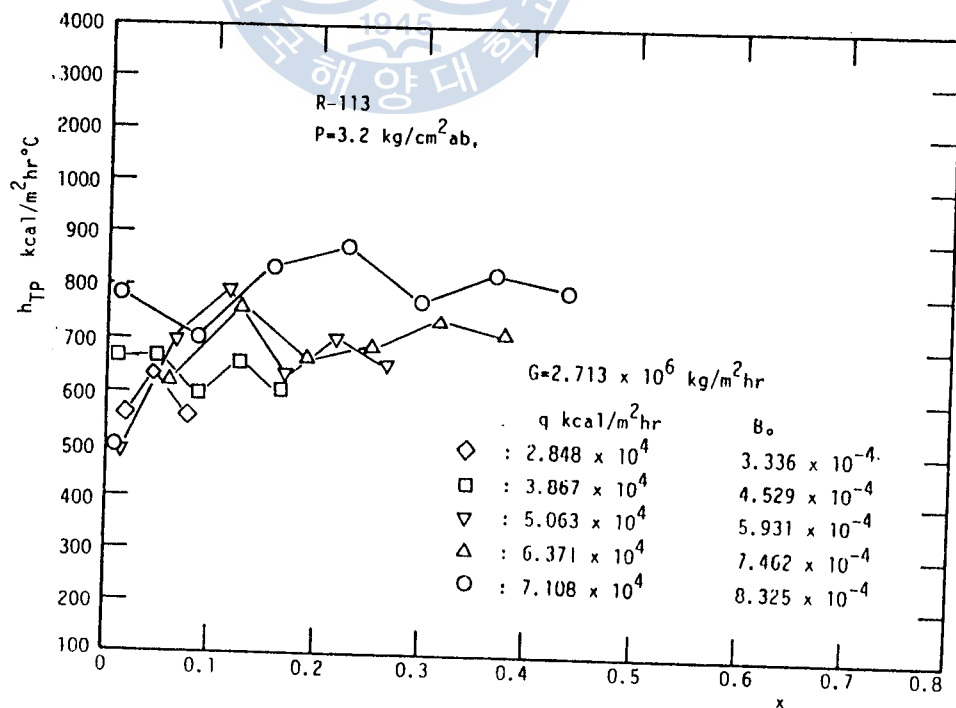


Fig. 3.13 Local boiling heat transfer coefficient versus equilibrium quality

여기에서 熱平衡乾度 x 는,

$$x = \frac{(i_z - i_z')}{(i_z'' - i_z')} \dots\dots\dots (3.25)$$

로 정의되며, 前述한 式(3.18)에서 加熱量으로부터 局所 엔탈피를 求함으로써 計算할 수 있다. 式(3.25)로 表現되는 熱平衡 乾度 x 는, 本 實驗과 같은 熱流束이 均一한 $q(z) = \text{Constant}$ 인 系에 있어서, 管方向길이 Z 에 比例하게 되며, 이러한 理由로 傳熱 및 흐름의 特性을 表現하는 基本的 變數로 자주 利用되고 있다.

이들 그림에서 알 수 있는 바와 같이 多少의 分散은 있지만 同一한 質量速度에서는 加熱熱流束 q 가 增加할수록 局所熱傳達率 h_{Tp} 의 값도 增加하는 傾向임을 알 수 있다.

Lockhart - Martinelli²⁾는 非加熱의 空氣 - 水系의 實驗을 통하여 氣液二相流의 壓力損失을 整理함에 있어서 다음과 같은 파라미터

$$X_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.9} \left(\frac{\mu_l}{\mu_g}\right)^{0.1} \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right)^{0.5} \dots\dots\dots (3.26)$$

를 제시하고 있다. 이는 Lockhart - Martinelli 파라미터로 불려지는 것으로서, 基本的으로는 乾度 x 를 基本으로 하며, 氣液의 粘度 및 密度를 반영시킨 것이다. 式(3.26)에 있어서 파라미터 X 의 添字 tt 는 氣液 모두가 亂流狀態인 경우를 의미한다.

同一한 管内를 氣相流量만이 單獨으로 흐른다고 가정할 경우의 摩擦壓力損失을 $(\Delta P/\Delta Z)_g$ 라 하고, 管内 氣液二相流의 摩擦壓力

損失을 $(\Delta P/\Delta Z)_f$ 라고 하면,

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_f = \left(\frac{\Delta P}{\Delta Z}\right)_g \cdot \Phi_{gll} \dots\dots\dots (3.27)$$

의 關係를 갖는 것으로 알려져 있다. 式 (3.27) 에서 Φ_{gll} 는 X_{ll} 의 函數로서 Lockhart - Martinelli 의 實驗結果를 利用하여 그림 (3.14) 와 같이 정리하였다. 또한, Chisholm²¹⁾ 은 실제 計算上의 便利를 위하여 Φ_{gll} 와 X_{ll} 와의 關係를

$$\Phi_{gll}^2 = 1 + 21X_{ll} + X_{ll}^2 \dots\dots\dots (3.28)$$

과 같이 近似式으로 表現하고 있다.

蒸發管의 實際 設計에 있어서 沸騰流의 熱傳達率 h_{TP} 와 管入口 條件에서 全質量流量이 液相으로 흐른다고 가정했을 때의 局所熱 傳達率 h_{LO}

$$h_{LO} = 0.023 \frac{k_l}{D} \left(\frac{G \cdot D}{\mu_l}\right)^{0.8} \left(\frac{C_{pl} \cdot \mu_l}{k_l}\right)^{0.4} \dots\dots\dots (3.29)$$

과의 比, 즉 h_{TP}/h_{LO} 를 보일링數 B_0

$$B_0 = \frac{q}{\gamma \cdot G} \dots\dots\dots (3.30)$$

및 X_{ll} 의 函數로서 表現하고 있다.

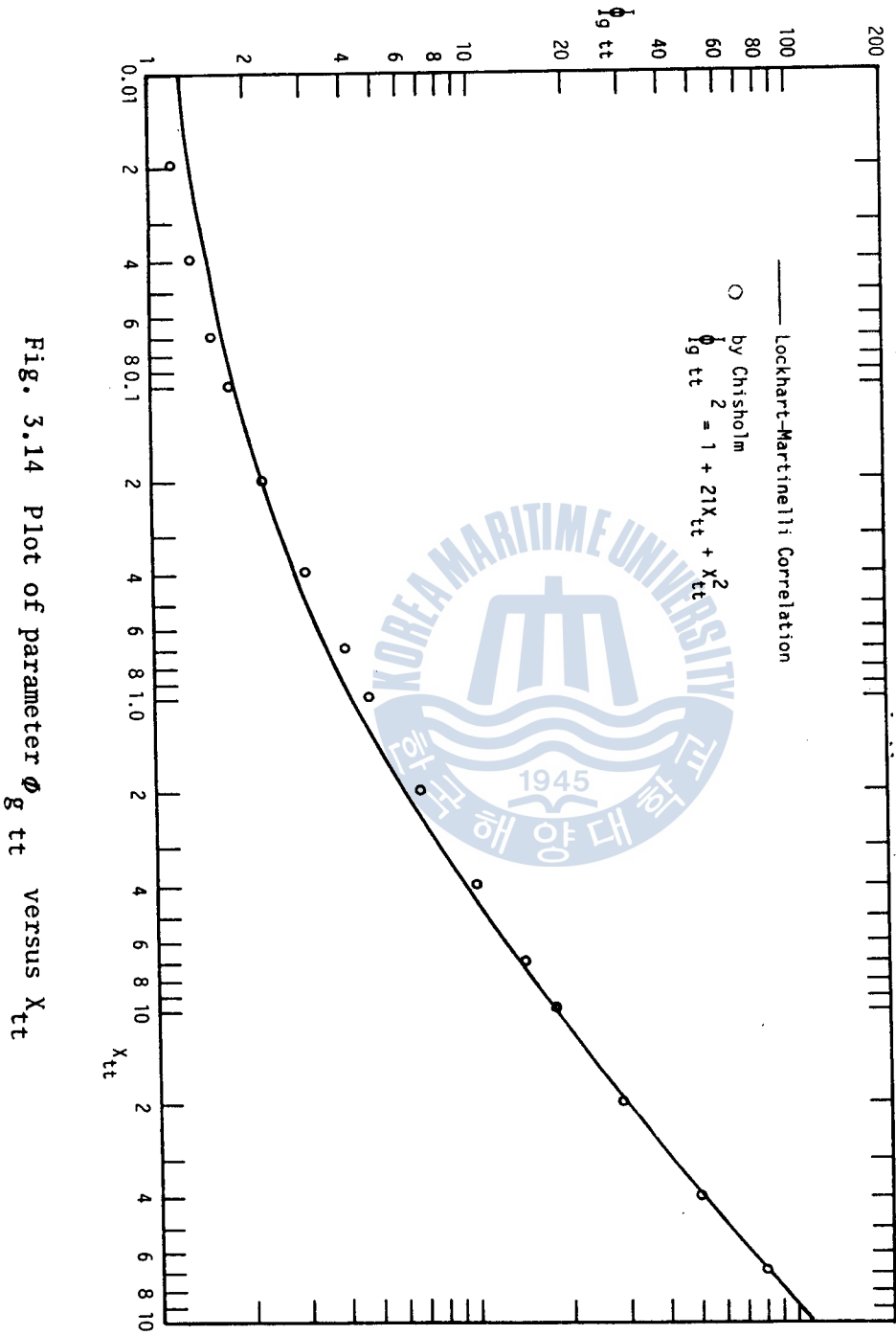


Fig. 5.14 Plot of parameter $\phi_{g,tt}$ versus X_{tt}

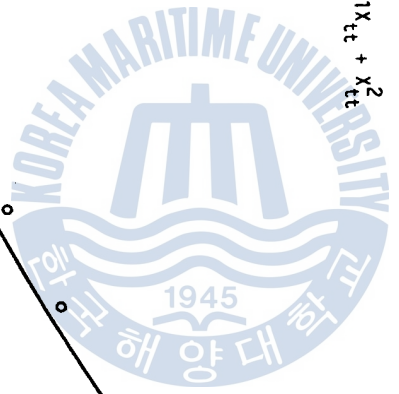


그림 (3.15), 그림 (3.16), 그림 (3.17)은 보일링수 B_0 를 파라미터로 하여 局所熱傳達率의 比 h_{TP}/h_{LO} 를 $1/X_{tt}$ 에 對하여 整理한 結果를 보이고 있다.

式 (3.29)에서 求한, 質量速度 $G = 1.749 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 일때의 熱傳達率 $h_{LO} = 611.2 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$, $G = 2.231 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 의 경우는 $h_{LO} = 742.5 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$, $G = 2.713 \times 10^6 \text{ kg/m}^2 \text{ hr}$ 의 경우는 $h_{LO} = 868.3 \text{ kcal/m}^2 \text{ hr } ^\circ\text{C}$ 이다.

이들 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 比하여 約 10배의 오더를 가지고 있음을 알 수 있다.

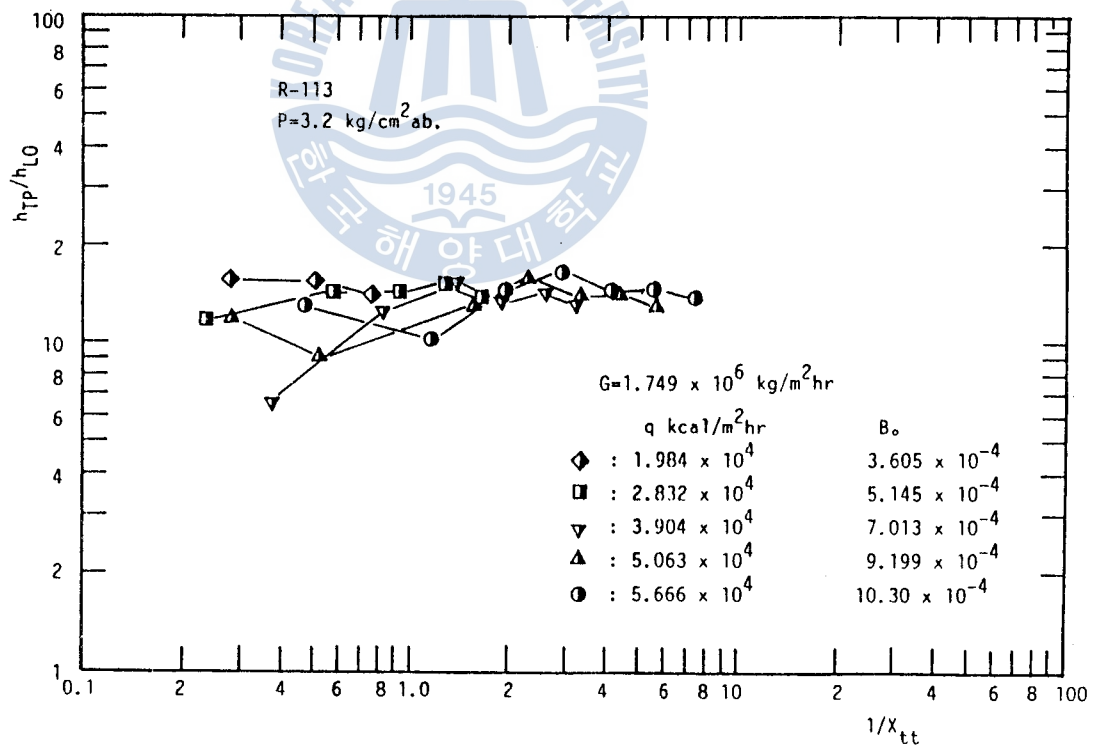


Fig. 3.15 Local boiling heat transfer coefficient ratio versus Lockhart-Martinelli parameter

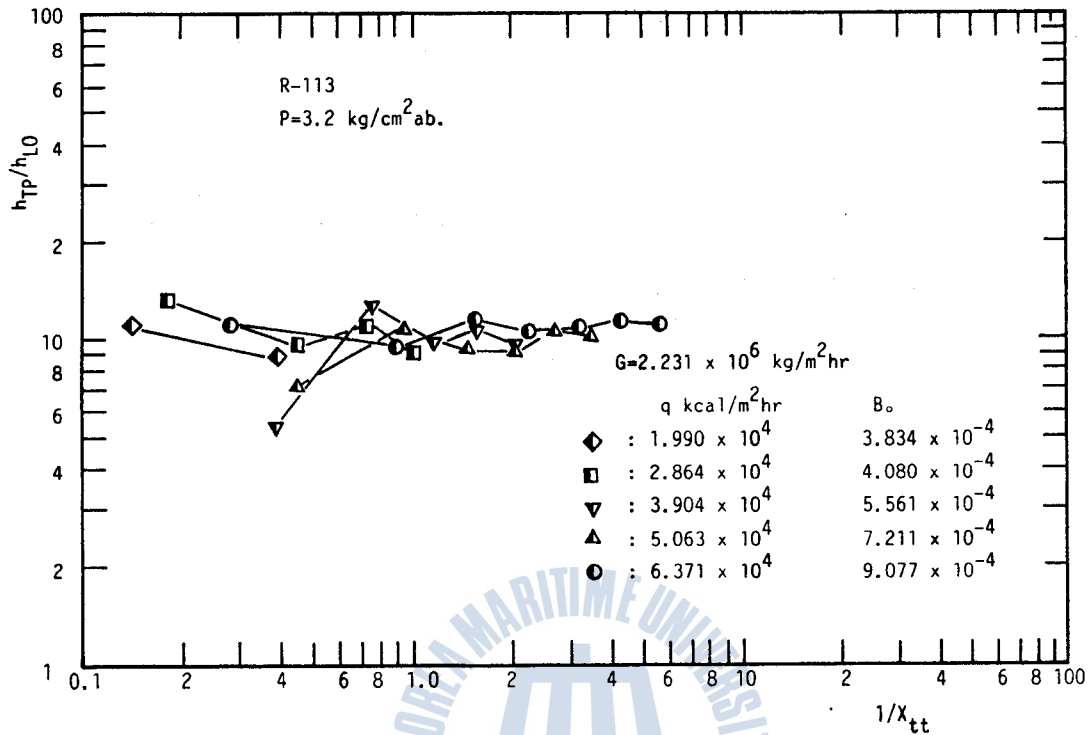


Fig. 3.16 Local boiling heat transfer coefficient ratio versus Lockhart-Martinelli parameter

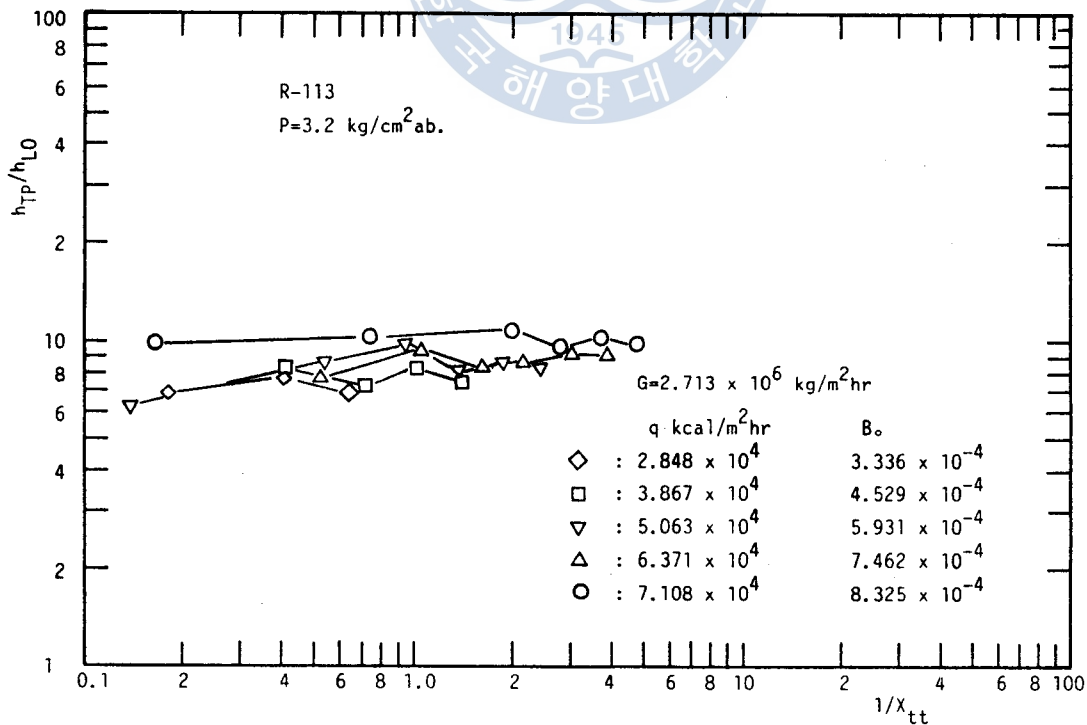


Fig. 3.17 Local boiling heat transfer coefficient ratio versus Lockhart-Martinelli parameter

第 4 章 實驗結果의 檢討

本章에서는 氣液二相流의 流動樣式에 對하여 檢討하고 二相流의 熱傳達率에 關한 他 研究者의 研究結果와 本 實驗의 實驗結果를 比較 考察하였다.

4.1 流動樣式

氣液二相流의 流動樣式에는 가장 널리 使用되고 있는 Baker 線圖²²⁾, Soliman and Azer 線圖²³⁾ 등이 있지만, 本章에서는 Baker 線圖에서 추정한 壓力 $1.5 \text{ kg/cm}^2 \text{ abs.}$ 에서의 R-113의 流動樣式을 流量과 乾度의 關係로 變換시켜 그림(4.1)과 같이 나타내었다.

Baker 線圖는 氣相質流速度 G_g 와 兩相의 質流 速度比 G_l/G_g 를 座標軸으로 하여, 여기서 物性值에 對한 補正으로서 다음 式을 도입하고 있다.

$$\lambda = \left[\left(\frac{\rho_g}{\rho_A} \right) \left(\frac{\rho_l}{\rho_w'} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (4.1)$$

$$\psi = \frac{\sigma_w'}{\sigma} \left[\frac{\mu_l}{\mu_w'} \left(\frac{\rho_w'}{\rho_l} \right)^2 \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (4.2)$$

단, ρ 는 密度, μ 는 粘性係數, σ 는 表面張力, 添字 A, W' 는

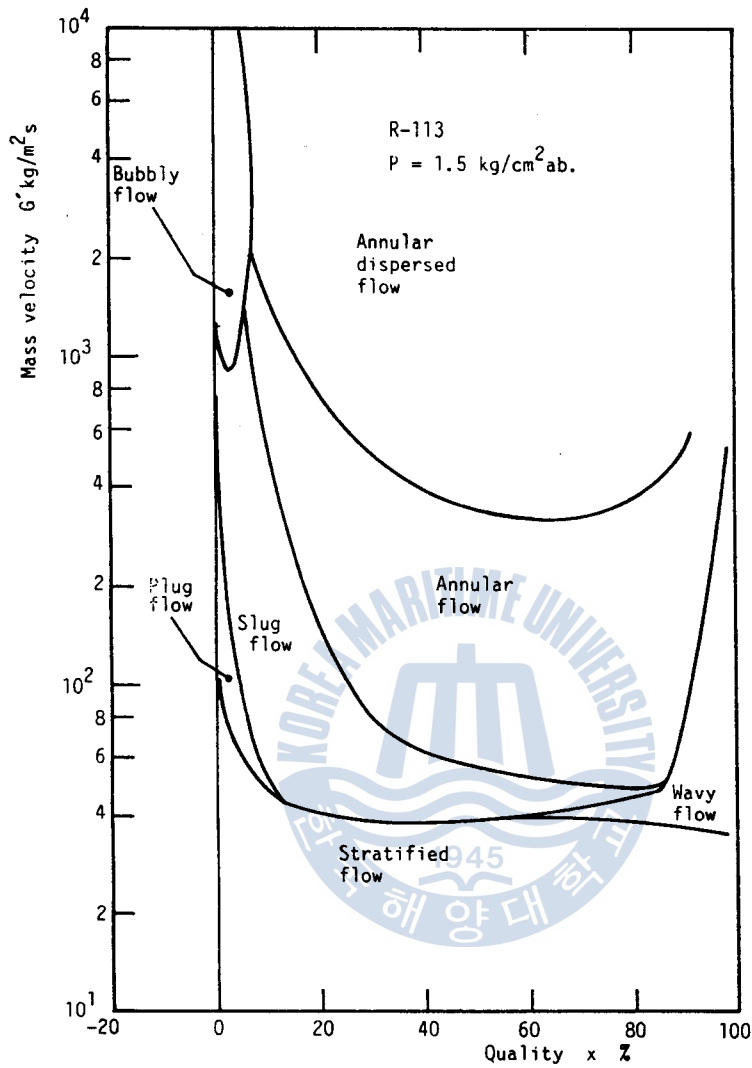


Fig. 4.1 Flow pattern map for R-113 horizontal flow

大氣壓 20 ℃에서 各各 空氣와 물을 의미하며, σ_w' 는 이 狀態에서 空氣 - 물의 表面張力이다. 大氣壓 20 ℃에서 空氣, 물 및 壓力 1.5 $\text{kg/cm}^2 \text{ ab.}$ 에서 R-113 의 物性値는 다음 表 4.1 과 같다.

表 4.1 空氣·물 및 R-113 의 物性值

物性	空 氣	물	R - 113	
			氣 体	液 体
P [kg/cm ² ab.]	1.033	1.033	1.5	
ρ [kg/cm ³]	1.166	998.2	10.46	1575
μ [kg/m sec]	.	1.003×10^{-3}	.	7.033×10^{-4}
σ [kg/sec ²]	.	0.0725	.	0.0197

따라서, 壓力 1.5 kg/cm² ab. 에서 式(4.1) 과 式(4.2) 의 값은 各各

$$\lambda = \left[\frac{10.46}{1.166} \times \frac{1575}{998.2} \right]^{\frac{1}{2}} = 3.7623$$

$$\psi = \frac{0.0725}{0.0197} \left[\frac{7.033 \times 10^{-4}}{1.003 \times 10^{-3}} \times \left(\frac{998.2}{1575} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 2.4124$$

이다. 이것을 Baker 線圖의 橫從軸에 代入하면 各 遷移領域에서 G_g 와 G_l/G_g 의 값을 알 수 있으므로, 乾度는 $G_g/(G_l + G_g)$ 의 關係에서 求할 수 있다. 이와 같이 하이 壓力 1.5 kg/cm² ab. 에서 求한 流動狀態의 變化를 그림(4.1)에 나타낸다.²⁰⁾

4.2 二相流의 熱傳達率에 關한 他研究結果와의 比較

4.2.1 沸騰二相流의 傳熱에 關한 研究

A) Dengler - Addoms¹¹⁾

Dengler - Addoms 는 길이 6096 mm, 內徑 25.4 mm, 두께 3.175 mm의 垂直銅管을 利用하였다. 實驗範圍는 質量速度 $G = 2.148 \sim 49.3 (\times 10^5) \text{ kg/m hr}$, 實驗流体는 물로서 上昇流의 경우이다.

Dengler - Addoms 는 乾度가 增加되어 얇은 液膜이 管壁을 따라 흐르며 얇은 液膜을 통하여 管中心部로 移動하여 氣液 境界面에서 液膜이 蒸發하여 傳熱이 行해지는 強制對流가 支配的인 傳熱領域에 關하여 다음과 같은 實驗式을 제시하였다.

$$\frac{h_{TP}}{h_{Lo}} = 3.50 (1/X_{tt})^{0.5} \dots\dots\dots (4.3)$$

B) Pujol - Stenning¹²⁾

Pujol - Stenning 은 本 實驗과 같이 R-113을 利用하여 總길이 5794 mm, 內徑 15.8 mm의 曲管을 垂直으로 設置하여 入口壓力 2.223 ~ 5.543 kg/cm² ab., 質量速度 0.72 ~ 6.82 ($\times 10^6$) kg/m² hr, 熱流束 0.05 ~ 0.481 ($\times 10^5$) kcal/m² hr의 實驗範圍에서 強制對流 蒸發域에 對하여 다음과 같은 實驗式을 제시하였다.

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 4.0 (1/X_{II})^{0.37} \dots\dots\dots (4.4)$$

또한, 本 實驗과 같이 核沸騰領域 및 強制對流로 遷移하는 過程에서의 熱傳達率에 關하여 다음의 實驗式을 제시하였다.

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 0.90 [B_0 \times 10^4 + 4.45 (\frac{1}{X_{II}})^{0.37}] \dots\dots\dots (4.5)$$

C) Schrock - Grossman¹³⁾

Schrock - Grossman 은 길이 381 ~ 1016 mm, 內徑 2.951, 6.02, 10.965 mm를 利用하였으며, 實驗範圍는 質量速度가 0.861 ~ 16.015 ($\times 10^6$) kg/m² hr, 壓力이 2.953 ~ 35.507 kg/cm² ab., 熱流速이 1.628 ~ 39.339 ($\times 10^5$) kcal/m² hr 이다. 또 實驗流体로는 물로서 上昇流이다.

이러한 實驗 條件下에서 核沸騰 및 遷利領域의 熱傳達率에 關한 다음과 같은 實驗式을 제시하였다.

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}'} = 0.739 [B_0 \times 10^4 + 1.5 (\frac{1}{X_{II}})^{\frac{2}{3}}] \dots\dots\dots (4.6)$$

여기서 h_{LO}' 는

$$h_{LO}' = 0.023 \frac{k_f}{D} (\frac{G \cdot D}{\mu_f})^{0.8} (\frac{C_{pf} \cdot \mu_f}{k_f})^{\frac{1}{4}} \dots\dots\dots (4.7)$$

이다.

D) Wright¹⁴⁾

實驗管은 內徑 18.273 mm, 길이 1718 mm인 것과 內徑 11.979 mm, 길이 1421.07 mm의 두 개를 利用하여 實驗範圍로서 質量速度 19.338 ~ 123.06 ($\times 10^5$) kg/m² hr 熱流束은 3.744 ~ 23.874 ($\times 10^4$) kcal/m² hr, 壓力은 1.11 ~ 4.79 kg/cm² ab.이며 實驗流体는 물로서 管内 下降流에 關하여 實驗을 하였다. 核沸騰, 強制對流 蒸發域에서 熱傳達率에 關하여

$$\frac{h_{TP}}{h_{LO}} = 0.67 [B_0 \times 10^4 + 3.5 \left(\frac{1}{X''}\right)^{\frac{2}{3}}] \dots\dots\dots (4.8)$$

을 제시하고 있다.

4.2.2 沸騰二相流의 傳熱實驗結果의 檢討

그림 (4.2), 그림 (4.3), 그림 (4.4)는 上記의 式들에 對한 計算結果와 本實驗의 測定結果의 一部를 比較하여 나타낸 것이다. 이들 그림에서 본 實驗結果의 實驗데이터는 各各의 質量速度에 있어서 가장 熱流束이 높을때의 것을 채용하였다.

他 研究者에 의해 제시된 式들에 의한 豫測值 間에는 상당한 幅을 갖고 있음을 알 수 있으며, 本 實驗데이터는 Schrock - Grossman 에 의한 結果 보다는 약간 높게 나타나며, 比較的 Pujol 과 Wright 의 提示式에 의한 豫測值와 比較的 잘 一致함을 알 수 있다.

強制對流 沸騰域에 關한 本 實驗의 데이터는 現在의 實驗範圍에

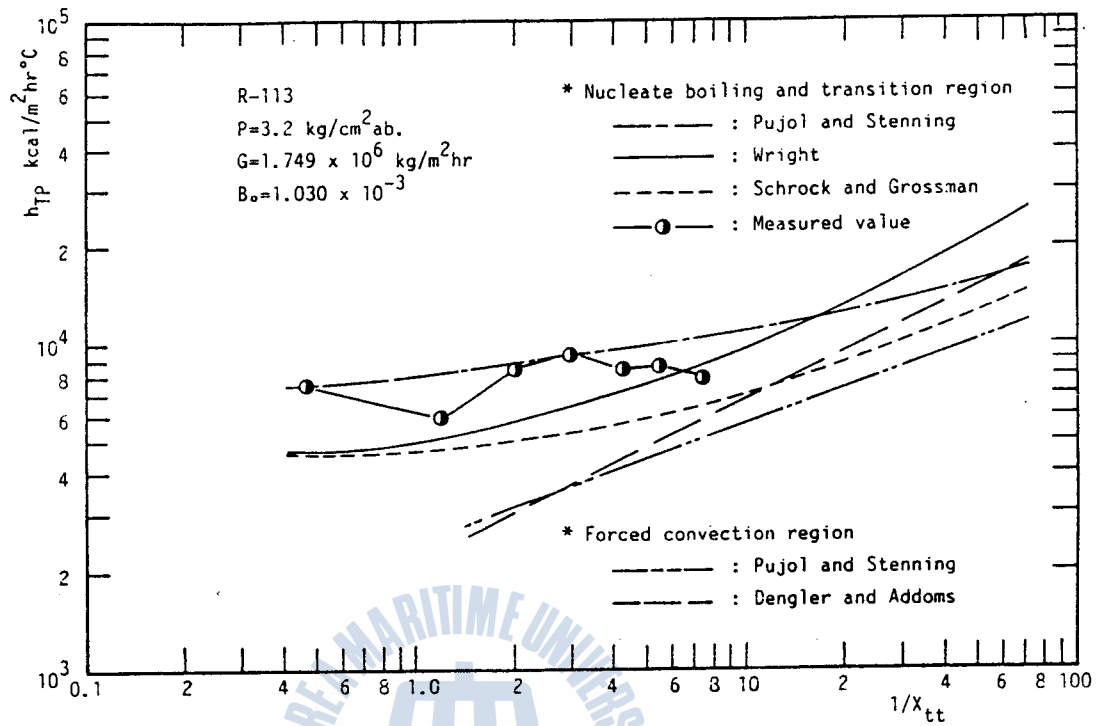


Fig. 4.2 Local boiling heat transfer coefficient of the forced convective flow

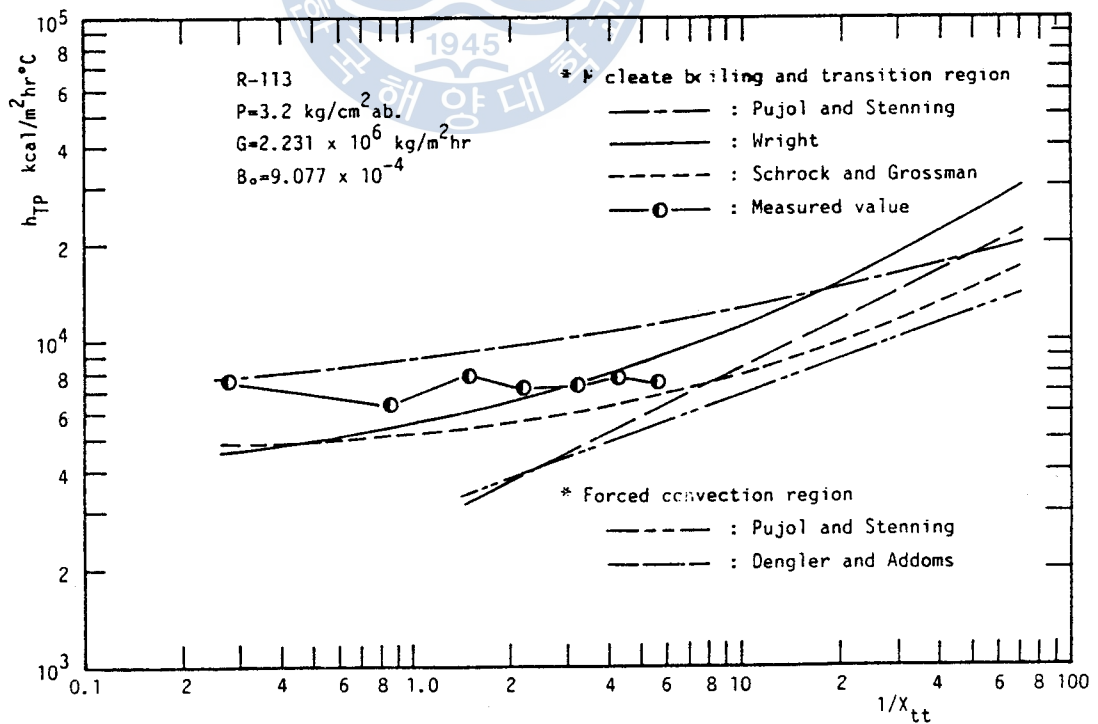


Fig. 4.3 Local boiling heat transfer coefficient of the forced convective flow

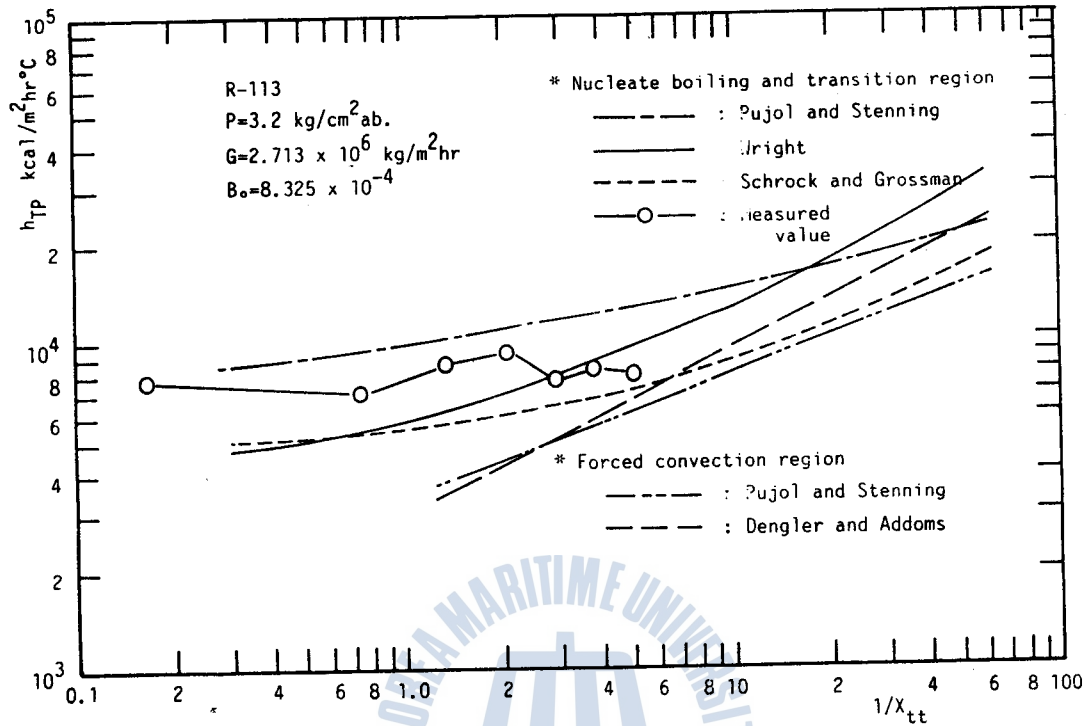


Fig. 4.4 Local boiling heat transfer coefficient of the forced convective flow

서 測定結果는 없지만, 今後 本 實驗裝置의 曲管部 後半의 $Z = 2000 \sim 4000 \text{ mm}$ 를 利用하여 수행하고자 한다.

原子爐와 같은 強制發熱의 沸騰管 設計에 있어서는 가끔 傳熱面 溫度의 豫測을 必要로 하게 된다. 이러한 경우 傳熱面 溫度는 式 (3.24)로 부터

$$T_w = \frac{q}{h_{TP}} + T_s \dots\dots\dots (4.8)$$

으로 表示된다. 따라서, h_{TP} 의 값은 式(4.5), 式(4.6), 式(4.8)에 의하여 逆算하여 求하고, 이로부터 傳熱面 溫度 T_w 를 推定할

수 있다. 이렇게 하여 式(4.5), 式(4.6), 式(4.8)에 의한 傳熱面 溫度的 推定結果를 前述한 그림(3.5), 그림(3.6), 그림(3.7)에 表示하였다. 熱傳達率의 整理에 있어서 式(4.5), 式(4.6), 式(4.8)은 상당한 幅을 가지고 있음에도 불구하고, 壁溫과 飽和 溫度的 差 $\Delta T = T_w - T_s$ 가 적은 關係로, 高熱플럭스의 경우라도 傳熱面 溫度는 比較的 正確히 豫測할 수 있음을 보이고 있다.



第 5 章 結 論

冷凍機 等の 傳熱코일 內에 潤滑油가 混入되었을 때의 傳熱性能이 어떻게 變化하는가를 알기 위하여, 一次的으로 潤滑油가 混入되지 않은 狀態에 關한 實驗을 수행하였다. 즉, 冷媒 R-113을 利用하여 水平管内의 強制對流 沸騰熱傳達에 關한 基礎的 研究를 通하여 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 比較的 잘 一致한다.

(2) 沸騰二相流의 熱傳達率은 흐름 및 傳熱의 影響을 많이 받지만, 核沸騰領域 및 遷移領域에서의 局所熱傳達率은 全流量이 液相으로 同一管内를 흐를 때의 熱傳達率에 比해 10배 程度의 오더를 갖는다.

(3) 本 實驗範圍에 있어서 沸騰二相流의 局所熱傳達率의 測定値는 상당한 分散은 있지만, 比較的 從來의 研究結果에서 提示된 實驗式과 좋은 相關을 갖으며, 加熱量이 우선적으로 決定되는 強制發熱系에 있어서 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 생각된다.

끝으로, 本 研究를 冷凍시스템, 冷凍코일에서의 傳熱 및 흐름의 問題에 초점을 맞추어, 潤滑油가 混入된 狀態에 있어서, 넓은 範圍의 質量速度 및 加熱熱量의 實驗範圍에 對해 沸騰流의 傳熱特性의 變化, 壓力損失, 流動패턴 등에 關하여 理論 및 實驗結果를 蓄積하므로써 더욱 本 研究結果를 發展시키고자 한다.



参 考 文 献

- 1) 畑田・千秋・石羽根, 水平管内で沸騰 および凝縮する冷媒の 圧力損失と ホールドアップ, 日本冷凍學會誌, 53-612, pp.897 ~ 904 (1978).
- 2) R.W.Lockhart and R.C. Martinelli, Proposed Correlation of Data for Isothermal Two - Phase, Two -Component in Pipes, Chem.Eng. Prog., Vol.45, No.1, pp.39 ~ 48(1949).
- 3) Thorbjörn Johannessen, Theoretical Solution of the Lochart and Martinelli Flow Pressure Drop and Hold-Up, Int. J. Heat Mass Transfer, 15, pp.1443 ~ 1449 (1972).
- 4) 畑田・千秋・高曾, 水平管中で沸騰する R-22 の 圧力損失に及ぼす 冷凍機油の影響, 日本冷凍學會誌, 55 ~ 631, pp.383 ~ 392.(1980).
- 5) 西山槐, 冷媒の水平管内凝縮熱伝達と 圧力降下, 日本冷凍學會誌, 54-623, pp.759 ~ 766(1979).
- 6) Bo Pierre, Flow Resistance with Boiling Refrigerants - Part I, ASHRAE Journal, pp.58 ~ 65(1964).
- 7) Bo Pierre, Flow Resistance with Boiling Refrigerants - Part II, ASHRAE Journal, pp.73 ~ 77.(1964)
- 8) 坂口晴・山崎, 油フロン 113 の混合液の沸騰熱伝達に及ぼすフロン濃度 の影響, 日本冷凍學會誌, 58 ~ 672, pp.913 ~ 931(1983).

- 9) 西川・藤田・大田・日高, 核沸騰における フロン系冷媒の 熱傳達率について, 日本冷凍學會誌, 53-607, pp.389 ~ 401(1978).
- 10) G. R. Green and F. G. Furse, Effect of Oil on Heat Transfer from a Horizontal Tube to Boiling
- 11) 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, pp. 95 ~ 103. (1956).
- 12) 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, pp. 401 ~ 453 (1969).
- 13) V. E. Schrock and L. M. Grossman, Forced Convection Boiling in Tubes, Nuclear Science and Engineering, Vol. 12, pp. 474 ~ 481. (1962).
- 14) R. M. Wright, Downflow Forced - Convection Boiling of Water in Uniformly Heated Tubes, USAZC Rep., UCRL - 9744, (1961).
- 15) 金京根, 沸騰二相流における熱傳達率と液滴流量, 日本東京大學碩士學位論文, pp. 24 ~ 115 (1978).
- 16) 伊藤・木村, 内面 螺旋みぞ付き管の沸騰熱傳達と壓力損失, 日本機械學會論文集(B), Vol 45, 389, pp. 118 ~ 126 (1979).
- 17) 金春植・金京根・李英浩, 浮子式 流量計의 性能特性에 關한 研究(I), 韓國船用機關學會誌, Vol 9, 4, pp. 339 ~ 347 (1985).

- 18) 金春植·宋江燮, 流体力學, 韓國海洋大學圖書出版部, pp.203 ~ 204
(1976)
- 19) 日本機械學會, 傳熱工學資料集, p.294(1980).
- 20) 植田辰洋, 氣液二相流(流れと熱傳達), 養賢堂, pp.11 ~ 18, pp.256
~ 266(1981).
- 21) Chisholm, D. and Laird, A. D. K., Two - Phase Flow in Rough
Tubes, Trans. ASME, 80-2, pp.276 ~ 286(1958).
- 22) Baker, O., Simultaneous Flow of Oil Gas J., 53, pp.185 ~ 190
(1954).
- 23) Soliman, H.M. and Azer, N.Z., Visual Studies of Flow
Patterns During Condensation Inside Horizontal Tubes, Proc.
5th Int. Heat Transfer Conf., 3, pp.241 ~ 245(1974).

Triac에 의한 誘導電動機의 速度制御特性에 관한 研究

朴 熙 道

A Study on Speed Control Characteristics of Induction Motor by Using Triacs

Park Hee-do

〈目 次〉

- Abstract
記號說明
1. 序 論
 2. 理 論
 - 2.1 一次側 電力制御原理
 - 2.2 게이트 펄스 제어에 따른 波形解析
 - 2.3 等價回路와 特性方程式의 誘導
 3. 시스템의 設計 및 構成
 - 3.1 시스템의 概要
 - 3.2 게이트 펄스 制御回路
 - (1) 位相角 調節部
 - (2) 게이트 트리거 回路
 4. 實 驗
 - 4.1 供試機의 定數 測定實驗
 - 4.2 點弧位相角에 따른 速度測定實驗
 - 4.3 토크 特性 測定實驗
 5. 實驗結果 및 檢討
 - 5.1 電算 시뮬레이션과 實測值와의 比較
 - 5.2 電動機 토크와 負荷 토크의 考察
 6. 結 論
參考文獻