

4. 平均有効壓力, 出力 및 토오크는 A-機關의 경우 實驗值과 多少 크고, B-機關의 경우 高負荷에서는 計算值과 크며 低負荷에서는 實驗值과 크다. 最大誤差는 A-機關의 1/4負荷에서 發生하며 約 6% 程度이다.

以上の 結果로 부터 시뮬레이션의 誤差는 상당히 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그러나 本 프로그램을 基礎로 하여 吸·排氣系統의 시뮬레이션을 추가하고 機械效率, 容積效率, 燃料準備率 및 燃燒率의 推定을 좀 더 合理的으로 行한다면 매우 有用한 시뮬레이션 프로그램이 될 것으로 思料된다.

參 考 文 獻

1. S. Izumi. et al. Combustion of Degraded Fuel in High Speed Diesel Engines, 14th CIMAC, 1981.
2. Ashley S. Campbell, Thermodynamic Analysis of Combustion Engines, pp.153~160, John Wiley & Sons, 1979.
3. Rowland S. Benson, Advanced Engineering Thermodynamics, Second edition, pp.23~46, Pergamon Press, 1977.
4. Rowland S. Benson. et al. Internal Combustion Engines, pp.79~84, pp.155~161, pp.273~301, Pergamon, 1979.
5. 全孝重, 船用內燃機關講義, pp.78~82, 韓國海洋大學 海事圖書出版部, 1979.
6. 金熙喆, 俞炳澈, 內燃機關, pp.354~383, 文運堂, 1980.
7. 日本造船研究協會, 排氣ターボ高過給 船用中小型ディーゼル機關の 性能シミュレーションの 研究報告書, 研究資料 No.162, pp.11, 1972.3.
8. 三木 毅 外 2人, 電子計算機による 4 사이클排氣ター보過給ディーゼル機關의 熱사이클의 시뮬레이션, 船用機關學會 春季講演會前刷, 1969.5.
9. 永井 將 外 1人, 變動壓排氣ター보過給二사이클ディーゼル機關における 사이클의 近似理論的解析, 日本船用機關學會誌, 第4卷 第2號, 1969.
10. 永井 將, 大形2사이클ディーゼル機關의 사이클特性, 日本船用機關學會誌, 第4卷 第10號, 1969.
11. 永井 將 外 3人, 大形ディーゼル機關における 有効燃燒率의 解析, 日本船用機關學會誌, 第5卷 第1號.
12. 下津正輝 外 1人, 高過給四사이클中速ディーゼル機關による 燃燒實驗(熱發生 패턴, 燃料噴霧의 燃燒速度について), 日本機械學會論文集(B編), 47卷 418號, 1981.
13. 徐錫洪, 副室付키ディーゼル機關의 熱力學的 特性, 內燃機關, Vol.4, No.35, 1965.

可變傳熱 히이트 파이프의 特性에 관한 研究

金 鎔 模

An Experimental Study on Heat Transfer Characteristics
of Variable Conductance Heat Pipe

Yong-mo Kim

〈目 次〉

Abstract

記號說明

1. 序 論
 2. 可變傳熱 히이트 파이프의 傳熱理論
 3. 實驗裝置 및 實驗方法
 - (1) 實驗用 히이트 파이프
 - (2) 加熱部 및 冷却部
 - (3) 溫度測定部 및 壓力測定部
 - (4) 實驗方法
 4. 實驗結果 및 考察
 5. 結 論
- 參考文獻

Abstract

The heat-pipe is characterised by the highly effective thermal conductance. In order to change the thermal conductance, the heat-pipe is connected to a reservoir having a space which is filled with non-condensable gas.

In normal operation, the vapour of working fluid will tend to pump the non-condensable gas into the reservoir and the gas-vapour interface situates at some point along the condenser section. The thermal conductance is affected by non-condensable gas. It is concluded that the suitable position of interface can be used to control the temperature of condenser section.

In this experiment, the evaporating part is connected to the lowest position of heat-pipe. The copper heat-pipe which is filled with Freon-113 or distilled water as working fluid is utilized. The design parameters of the heat-pipe are as follows;

Length and material of tube	; 915mm, copper
Outside and inside diameter of tube	; 25.4mm, 19.4mm
Length of condenser section	; 250mm
Length of evaporator section	; 100mm
Wicks	; 4 layers, 100 mesh, brass
Non-condensable gas	; air
Working fluid	; Freon-113 and distilled water

As results of experimental study, thermal conductance can be increased by the operating pressure which is influenced by non-condensable gas. A correlative equation between the thermal conductance and the mass of non-condensable gas is also obtained.

記號說明

A_w ; 워스의 斷面積 (m ²)	Re_{max} ; 最大 레이놀드 數
A_c ; 히이트 파이프 凝縮部 斷面積 (m ²)	R_u ; 워스의 外側半徑 (m)
C_p ; 定壓比熱 (kcal/°C)	R_o ; 워스의 內側半徑 (m)
d ; 워스의 素線 (m)	S ; 不凝縮 가스가 占有할 수 있는 斷面積 (m ²)
d_o ; 히이트 파이프 外徑 (m)	T_{gi} ; 非作動部 가스 溫度 (°K)
d_o' ; 斷熱材 外徑 (m)	T_{gr} ; 리서버의 가스 溫度 (°K)
g ; 重力加速度 (m/sec ²)	T_r ; 冷却水 平均溫度 (°K)
H ; 콘덕턴스 (W/°C)	T_{sc} ; 冷却水 平均溫度 (°K)
H_c ; 콘덕턴스 常數	t ; 溫度 (°C)
h ; 作動液量 레벨게이지 높이 (m)	t_{ci} ; 冷却水 入口溫度 (°C)
K ; 透過率	t_{co} ; 冷却水 出口溫度 (°C)
k ; 熱傳導係數 (kcal/m·hr·°C)	t_o ; 室內溫度 (°C)
L ; 히이트 파이프 全 길이 (m)	t_s ; 飽和溫度 (°C)
L_a ; 斷熱部 길이 (m)	V ; 作動流體 體積 (m ³)
L_c ; 凝縮部 길이 (m)	V_c ; 凝縮部 體積 (m ³)
L_{ca} ; 凝縮部 作動部 길이 (m)	V_o ; 워스 有孔部를 完全히 채울 수 있는 體積 (m ³)
L_{ci} ; 凝縮部 非作動部 길이 (m)	V_r ; 리서버의 體積 (m ³)
L_e ; 蒸發部 길이 (m)	V_s ; 電壓 (V)
L_{eff} ; 히이트 파이프 有効 길이 (m)	ϵ ; 有孔率
M ; 冷却水量 (g/sec)	ρ_l ; 液相密度 (kg/m ³)
m_g ; 不凝縮 가스量 (kg)	U_l ; 凝縮부의 速度 (m/sec)
\dot{m} ; 單位 時間當 凝縮液量 (kg/sec)	σ_l ; 表面張力 (N/m)
N ; 不凝縮 가스가 占有하는 體積 (m ³)	ν ; 動粘性係數 (m ² /sec)
P' ; 作動前 壓力 (mmHg)	U_m ; 凝縮液의 平均速度 (m/sec)
P_{gi} ; 非作動部 가스 分壓 (kg/m ²)	
P_{gr} ; 리서버의 가스 分壓 (kg/m ²)	
P_s ; 飽和 壓力 (mmHg)	
P_v ; 蒸氣 壓力 (kg/m ²)	
P_{vr} ; 리서버의 蒸氣 分壓 (kg/m ²)	
P_{vs} ; 冷却水 濕도에 대한 作動流 體의 飽和壓力 (kg/m ²)	
Q' ; 히이트 플럭스 (kcal/m ² ·hr)	
Q_c ; 凝縮部 回收熱량 (W)	
Q_e ; 蒸發部 加熱量 (W)	
Q_l ; 斷熱部에서의 熱損失量 (W)	
R ; 電氣抵抗 (Ω)	
	첨 자
	a ; 斷熱部
	c ; 凝縮部
	e ; 蒸發部
	g ; 가스
	i ; 非作動
	r ; 리서버
	v ; 蒸氣

1. 序 論

히이트 파이프는 作動流體의 潛熱을 利用하여 熱을 輸送하기 때문에 매우 높은 傳熱性能을 갖는 傳熱素子이다. 이러한 히이트 파이프는 NASA에서 研究 開發되어 現在에는 많은 工學分野에 應用되고 있다. 最近에는 히이트 파이프의 傳熱抵抗을 制御할 수 있도록 人爲的으로 不凝縮가스를 注入하여 回收部에서 熱回收量을 調節할 수 있는 可變傳熱 히이트 파이프(Variable Conductance Heat Pipe : VCHP)도 開發되고 있다.¹⁾²⁾

히이트 파이프는 作動條件 및 狀態에 따라 設計條件이 다르다. 히이트 파이프內의 不凝縮가스量은 作動壓力, 傳熱抵抗 및 蒸發部の 傳熱性能에 影響을 미치고 있다. 이러한 VCHP에 관하여서는 1965年 Wyatt가 SE-4 衛星用 VCHP의 實驗結果로부터 不凝縮가스量을 調節함에 따라 傳熱量의 制御가 可能하다고 發表하였다.

히이트 파이프의 設計는 使用目的에 따라 壓力變化 및 傳熱抵抗, 熱輸送限界 및 最適 不凝縮가스量 等에 關한 研究를 必要로 한다. 即, 各各의 設計條件들에 의해서 히이트 파이프의 設置個數와 尺寸을 決定할 수 있다. 히이트 파이프에 있어서 不凝縮가스는 凝縮部에 모여서 傳熱抵抗을 變化시키며 作動壓力에 影響을 미친다. 또한 이러한 壓力의 變化는 蒸發部の 傳熱特性에도 影響을 미치고 있다.

實驗用 히이트 파이프는 웍스를 內裝한 것으로서 蒸發部를 下端으로 하여 垂直方向으로 設置하였다. 本 論文에서는 不凝縮가스量과 作動液量에 따른 히이트 파이프의 傳熱抵抗 및 作動壓力, 그리고 傳熱性能의 變化에 關하여 實驗的 研究를 行하였다.

2. 可變傳熱 히이트 파이프의 傳熱理論

Fig. 1은 不凝縮가스가 存在하는 히이트 파이프의 作動流體 및 不凝縮가스의 狀態를 나타낸다. Fig. 1(a)는 熱入力이 없는 靜的 平衡狀態로 히이트 파이프內에 不凝縮가스는 均一하게 分布되고 加熱이 始作된 다음 動的 平衡狀態는 Fig. 1(c)와 같이 나타나게 된다. 即, 不凝縮가스는 凝縮部에서 凝縮되지 못하고 어느 정도의 體積을 차지하게 된다. 熱入力이 增加하면 蒸發量 및 作動壓力이 增加하므로 不凝縮가스가 占有한 體積은 減少되고 凝縮面積이 增加하므로 콘덕턴스는 增加하게 된다. 이와 같이 不凝縮가스를 含有한 히이트 파이프를 可變傳熱 히이트 파이프라 한다. 不凝縮가스를 含有하는 一般的인 VCHP는 Fig. 2에서 보는 바와 같다.³⁾

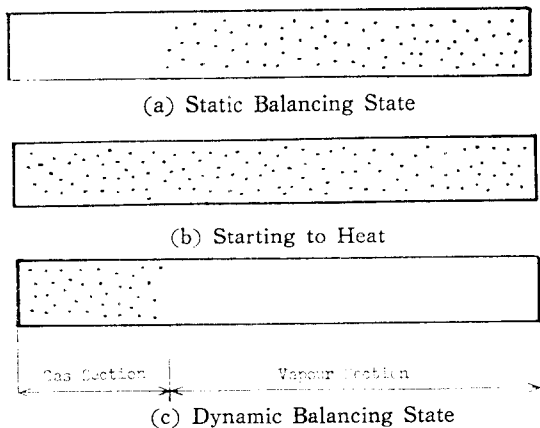


Fig.1 Motion of Gas and Vapour

不凝縮가스를 함유한 히이트 파이프의 解析은 凝縮部의 蒸氣와 不凝縮가스와의 境界面의 變化를 檢討함으로써 可能하다. 이와 같은 히이트 파이프의 콘덕턴스 解析에 있어서는 다음과 같은 假定을 行한다.

1. 히이트 파이프는 定常狀態에 있다.
2. 凝縮部를 占有한 不凝縮가스는 理想氣體로 다룬다.
3. 히이트 파이프內의 蒸氣와 가스 全壓은 같다.
4. 管壁에 의한 軸方向 熱傳導는 無視한다.

Fig. 2에서 凝縮部의 作動部分 길이 L_{ca} , 斷面積 a_c , 管內 히이트 파이프 熱通過率을 H_c 라 할 때 히이트 파이프 콘덕턴스 H 는

$$H = H_c \cdot a_c \cdot L_{ca} \quad (1)$$

H 는 L_{ca} 의 길이의 變化에 影響을 받는다. 따라서 $L_{ca} = L_c$ 일 때 即 凝縮部 全體가 有效凝縮部로 作用할 때 콘덕턴스는 最大이며 이 境遇 H_{max} 는

$$H_{max} = H_c \cdot a_c \cdot L_c \quad (2)$$

가 된다. 式 (1)과 (2)로부터

$$\frac{H}{H_{max}} = \frac{L_{ca}}{L_c} \quad (3)$$

를 얻는다. 히이트 파이프 中에 封入된 不凝縮가스의 全質量은 狀態方程式으로 부터

$$m_g = \frac{P_{gi}}{R_g \cdot T_{gi}} \cdot a_c \cdot (L_c - L_{ca}) + \frac{P_{gr}}{R_g \cdot T_{gr}} \cdot V_r \quad (4)$$

가 된다. 式 (4)의 右邊의 第1項은 凝縮部의 가스 質量이고, 第2項은 리서버內의 가스 質量을 나타낸다. 假定 3에서

$$P_{gi} + P_{vi} = P_v \quad (5)$$

$$P_{gr} + P_{vr} = P_v \quad (6)$$

가 된다. 凝縮部中 非作動部分에서 氣相과 液相이 相平衡을 이루고 있다면 P_{vi} 는 그 때의 飽和壓力 P_{vs} 와 近似的으로 같다. 따라서

$$T_{gi} = T_{sc} \quad (7)$$

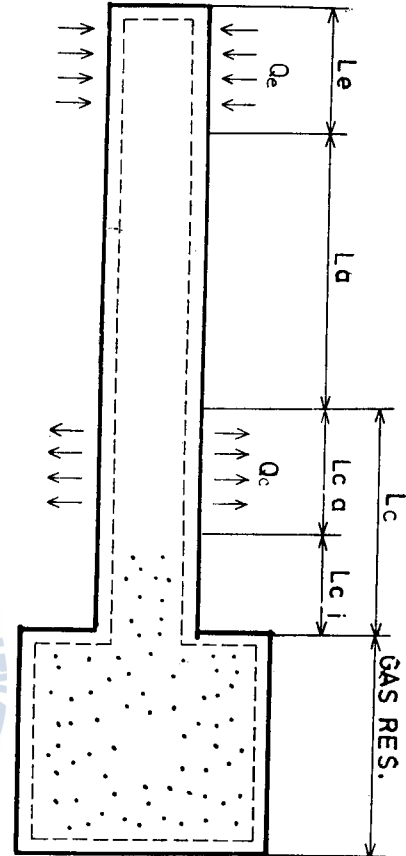


Fig. 2 Outline of VCHP

$$P_{vi}=P_{vs} \tag{8}$$

이 고 또한

$$T_{gr}=T_r \tag{9}$$

이므로 式 (5), (6), (7), (8), (9)를 式(4)에 代入하여 凝縮部 作動部分의 길이 L_{ca} 에 대하여 整理 하면

$$L_{ca}=L_c-\frac{m_g \cdot R_g \cdot T_{sc}}{a_c \cdot (P_v-P_{vs})}+\frac{V_r \cdot T_{sc} \cdot (P_v-T_{vr})}{a_c \cdot T_r \cdot (P_v-P_{vs})} \tag{10}$$

이 된다. 그리고 上式의 兩邊을 L_c 로 나누면

$$\frac{L_{ca}}{L_c}=1-\frac{m_g \cdot R_g \cdot T_{sc}}{V_c \cdot (P_v-P_{vs})}+\frac{V_r \cdot T_{sc} \cdot (P_v-P_{vr})}{V_c \cdot T_r \cdot (P_v-P_{vs})} \tag{11}$$

이 된다. 또한 式(11)을 式(3)에 代入하면

$$\frac{H}{H_{max}}=\frac{L_{ca}}{L_c}=1-\frac{m_g \cdot R_g \cdot T_{sc}}{V_c \cdot (P_v-P_{vs})}+\frac{V_r \cdot T_{sc} \cdot (P_v-P_{vr})}{V_c \cdot T_r \cdot (P_v-P_{vs})} \tag{12}$$

이 된다.

3. 實驗裝置 및 實驗方法

實驗裝置의 全體 配置圖는 Fig. 3 및 Fig. 4에서 보는 바와 같다. 이 그림에서 보는 바와 같이 實驗裝置는 히이트 파이프, 冷却部, 加熱部, 溫度測定部 및 壓力測定部로 構成되어 있다.

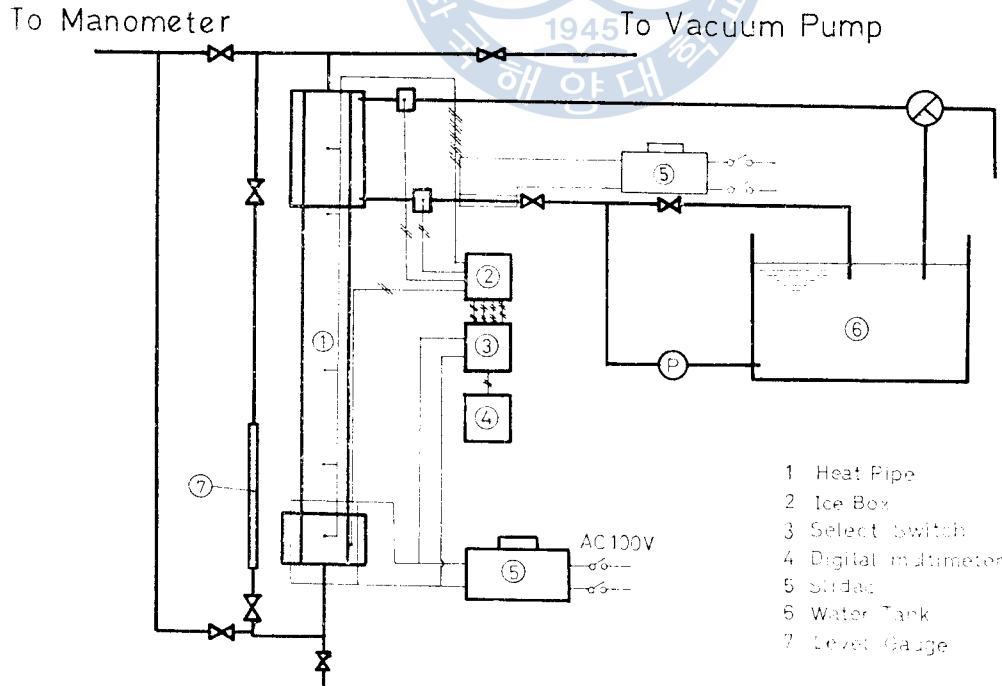


Fig. 3 Schematic Diagram of Experimental Apparatus

(1) 히이트 파이프

實驗用 히이트 파이프로서는 Fig. 5와 같이 全長 915mm, 外徑 25.4mm, 內徑 19.4mm의 銅파이프를 使用하였다. 全 길이에서 蒸發部는 100mm, 斷熱部는 565mm, 凝縮部는 250mm이다. 作動流體의 循環을 위한 웍스로서는 100메쉬의 브라스網을 4겹으로 하여 內壁에 密着시키고 密着裝置로서 피치 14mm 銅線스프링을 利用하였다. Fig. 6은 히이트 파이프의 凝縮部の 詳細圖이다. 이 그림에서 보는 바와 같이 凝縮部の 凝縮效率를 增加시키기 위해서 傳熱핀을 設置하였으며 材質은 브라스棒을 使用하였다. 銅파이프의 上下端은 나사를 利用하여 組立하였으며 데프론 "0"링으로써 氣密度를 向上시켰다. 蒸發部の 作動壓力 計測用器機의 接續과 作動流體의 供給을 위한 連結幫을 加工하였다.

히이트 파이프內的 封入量을 알 수 있도록 凝縮部和 蒸發部에 各各 6.35mm 銅파이프를 使用하여 레벨게이지에 連結함으로써 封入된 作動流體量을 測定할 수 있게 하였다.



Fig. 4 Photo of Experimental Apparatus

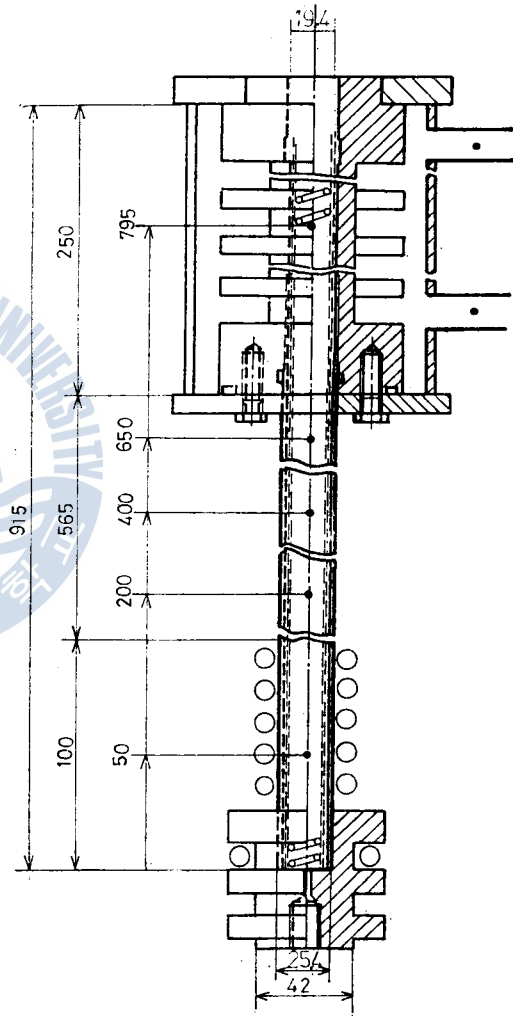


Fig. 5 Schematic Assembling Diagram of Experimental Parts

(2) 加熱部 및 冷却部

蒸發部에서의 加熱은 抵抗이 3.7Ω인 니크롬線으로 電氣加熱하였으며 니크롬線은 沙器皮膜으로 히이트 파이프 本體와 絶緣하였으며, 되도록 均一한 熱플럭스를 갖도록 하였다. 斷熱材로서는 글라

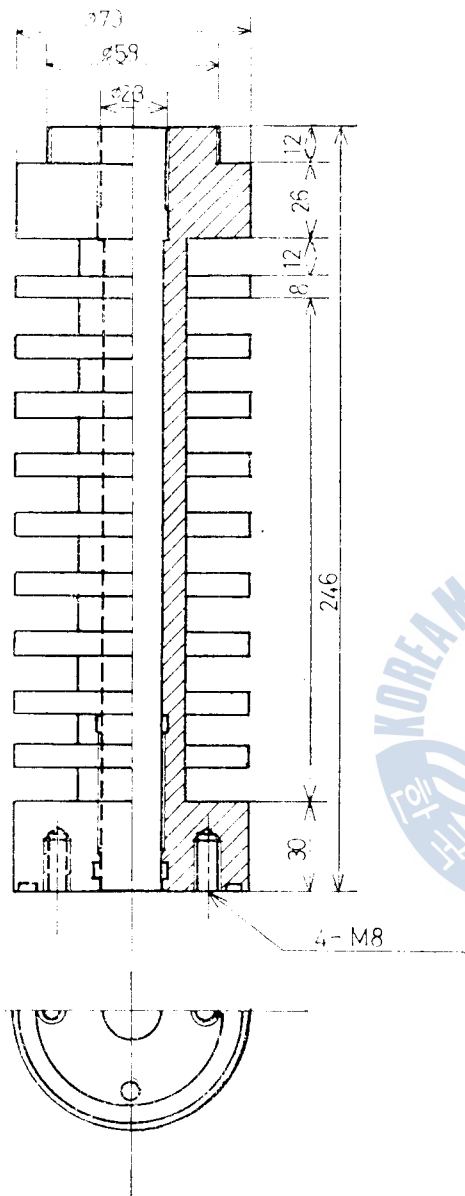


Fig. 6 Detail of Condenser Section

스울을 使用하였다. 電源의 供給은 나이프 스위치
를 거쳐 可變變壓器에 連結하여 加熱量을 調節할
수 있도록 하였으며 이 때의 電壓은 디지털 멀티
미터로 測定하게 하였다.

凝縮部 冷却水량의 調節은 바이패스 파이프에 의
해서 可能하도록 하였으며 冷却水溫度를 一定하게
維持하도록 補助히터를 設置하였다. 補助히터
의 位置는 冷却水가 加熱된 後 凝縮部 入口에서
充分히 混合될 수 있도록 하였으며 補助히터는
리본히터의 電氣加熱이고 可變 變壓器에 連結하
여 冷却水溫度를 調節할 수 있게 하였다. 冷却水
량을 알기 위한 裝置로 3方콧을 冷却水 出口側에
設置하였다.

(3) 溫度測定部 및 壓力測定部

各部の 溫度測定은 C-A 熱電對로써 行하였으
며 히이트 파이프 各부의 熱電對 附着位置는 Fig.
5와 같이 蒸發部 末端으로부터 各各 50mm, 200
mm, 400mm, 650mm, 795mm이다. 蒸發部側의
熱電對는 傳熱壁과 接한 網에 固定시켰으며 凝縮
部側의 熱電對는 蒸氣側과 接한 網에 固定시켰
다. 또한 最大熱輸送量에 到達하였을 때 蒸發部 傳
熱壁의 急速한 溫度上昇을 監視하고 傳熱壁 溫度
를 測定하기 위해서 蒸發部 傳熱壁의 外部에도 熱
電對를 附着하였다. 蒸發部 外壁에 附着된 熱電對
는 熱電對 感知部를 接着劑로써 傳熱壁에 附着시
킨 後 鐵線밴드로 감아 完全히 密着시켰다. 그리
고 凝縮部의 入口와 出口에 各各 熱電對를 設置하
였으며 이와 같이 設置된 熱電對는 熱電對用 0°C

基準接點箱子에 連結하였다. 이렇게 하여 發生된 熱起電力은 選擇스위치에서 順次的으로 디지털 電
壓計에 入力되어 測定하도록 하였다. 本 實驗에 使用된 全 熱電對는 最小 눈금이 0.1°C인 標準溫
度計가 指示하는 溫度와 디지털 電壓計로 測定한 熱起電力을 比較하여 檢定하였으며 測定溫도와 熱
起電力과의 關係를 最小自乘法으로 處理함으로써 다음과 같은 檢定式을 얻었다.

$$t = 24.186\text{mV} + 2.535 \quad ; t < 62^\circ\text{C} \quad (13)$$

$$t = 23.96\text{mV} + 2.958 \quad ; t \geq 62^\circ\text{C} \quad (14)$$

또한 傳熱壁에 附着된 熱電對 檢定式은

$$t=24.184\text{mV}+4.994 \quad ; t < 50^{\circ}\text{C} \quad (15)$$

$$t=24.546\text{mV}+4.320 \quad ; t \geq 50^{\circ}\text{C} \quad (16)$$

히이트 파이프의 作動壓力를 測定하기 위하여 蒸發部와 凝縮部에 各各 6.35mm 銅파이프와 冷凍 機用 밸브를 利用하여 마노미터에 連結하였다.

(4) 實驗方法

本 實驗에서 作動流體는 蒸溜水 및 R-113이며 不凝縮가스는 空氣를 擇하였다. 作動流體는 眞空 펌프를 使用하여 히이트 파이프內를 眞空으로 하고 負壓를 利用하여 封入하였다. 封入量은 레벨게 이지 눈금에 의하여 調節하였고 또한 眞空펌프로써 不凝縮가스量도 調節할 수 있게 하였다.

實驗은 封入量을 一定히 유지하면서 점차 加熱量을 增加시켜 限界熱輸送量까지 行하였다. 위 條件下의 實驗이 끝난 後 다시 원하는 不凝縮가스量 만큼 補充하여, 上述한 바와 同一한 方法으로 實驗을 反復하였다.

히이트 파이프內의 溫度分布가 定常狀態에 到達되어 있는가는, 斷熱部 워스內에 設置된 熱電對의 熱起電力이 安定되었는가를 디지털 電壓計로 監視함으로써 確認 可能하였으며 溫度分布가 定常狀態에 到達한 後 各部의 溫度 測定을 行하였다. 冷却水의 入口 및 出口의 溫度와 冷却水量으로부터 凝縮部의 放熱量을 決定하고 各部의 熱電對의 熱起電力을 디지털 멀티미터로써 測定·記錄하였으며 作動中 壓力는 마노미터로써 測定하였다. 또한 蒸發部에서의 電氣的 加熱量의 測定은 니크롬 히이타의 兩端間 電壓을 測定함으로써 可能하였다.

本 實驗에서 動作流體 一定量에 대해서 대한 不凝縮가스量은 理想氣體의 狀態方程式으로부터 計算할 수 있다. 即 100메쉬의 브라스 網에 對한 有孔率은 他實驗結果에서 有孔率 $\varepsilon=0.69^{(4)}$ 이며 브라스 網 素線의 直徑 $d=0.1\text{mm}$ 로 주어지고 있다. 따라서 內徑이 19.4mm인 本 히이트 파이프에서 不凝縮가스가 古有할 수 있는 實際 斷面積 S 는

$$\begin{aligned} S &= \pi R_w^2 - \{\pi(R_w^2 - R_s^2) \cdot (1 - \varepsilon)\} \\ &= 2.8 \times 10^{-4} (m^2) \end{aligned} \quad (17)$$

가 된다. 그러므로 레벨게이지 눈금 높이가 h 인 境遇 不凝縮가스가 占有하는 體積 N 은

$$N = 2.8 \times 10^{-4} \times (0.915 - h) \quad (18)$$

이다. 式(18)을 理想氣體의 狀態方程式으로 整理하면 不凝縮가스량 m_g 는

$$m_g = \frac{P'}{273+t} \{1.3 \times 10^{-4} (0.915 - h) + 4.38 \times 10^{-5}\} \quad (19)$$

가 된다. Table 1은 作動前 作動流量의 레벨게이지 높이 h 에 對한 不凝縮가스量의 計算値와 計測 用 銅파이프內의 不凝縮가스量을 합한 값을 보여주고 있다.

Table 1. Non-Condensable Gas Weight According to Vacuum and Height of Level Gauge

$h(\text{cm})$	P'	760	610	460	310	160
1		4.10×10^{-4}	3.30×10^{-4}	2.49×10^{-4}	1.68×10^{-4}	8.67×10^{-5}
2		4.08×10^{-4}	3.28×10^{-4}	2.47×10^{-4}	1.67×10^{-4}	8.6×10^{-5}
3		4.05×10^{-4}	3.25×10^{-4}	2.45×10^{-4}	1.65×10^{-4}	8.53×10^{-5}
4		4.02×10^{-4}	3.23×10^{-4}	2.43×10^{-4}	1.64×10^{-4}	8.46×10^{-5}
5		3.99×10^{-4}	3.20×10^{-4}	2.41×10^{-4}	1.63×10^{-4}	8.39×10^{-5}

作動流體의 封入量 V 는 穴의 有孔部를 完全히 채울 수 있는 量 V_0 와 的 無次元으로 表示하는 方法이 適用된다. 本 實驗用 히이트 파이프의 V_0 는

$$V_0 = \pi(R_w^2 - R_v^2) \cdot L \cdot \varepsilon = 29.5 \times 10^{-6} (\text{m}^3) \tag{20}$$

이 된다.

蒸發部에 供給된 電氣의 加熱量 Q_e 는 本 實驗에 使用된 니크롬 히이터의 抵抗 R 이 常溫에서 3.7 Ω 이므로 電氣의 加熱量 Q_e 는

$$Q_e = \frac{V_e^2}{R} (\text{Watt}) \tag{21}$$

가 된다. 한편 凝縮部에서 放熱된 熱量 Q_c 는

$$Q_c = 4.2 \times (t_{co} - t_{ci}) \times M \times C_p (\text{Watt}) \tag{22}$$

이다. 蒸發部, 斷熱部에서 斷熱材로 放熱된 熱量 Q_i 에 對하여서는, 銅파이프의 傳熱抵抗을 無視하고 히이트 파이프內의 飽和溫度 t_s 가 近似的으로 均一하다고 하면 Q_i 은 다음과 같이 求할 수 있다.

$$Q_i = \frac{2\pi k_{L,a} \cdot (t_s - t_o)}{t_n \cdot (d_o' / d_o)} \tag{23}$$

여기서 d_o 는 히이트 파이프의 外徑, d_o' 는 斷熱材의 外徑으로서 70mm이다. 또한 k 는 玻璃을 熱傳導率 $k=0.038(\text{W}/\text{m}^\circ\text{C})$ 이다. 式(23)에 의하여 파이프內의 作動流體의 飽和溫度의 室溫과의 差에 의한 本 實驗範圍에서의 放熱損失은 R-113의 實驗의 境遇 約 5.0 Watt 정도로 매우 적다. 그러므로 斷熱材를 통한 放熱損失을 無視하고 히이트 파이프의 熱輸送量의 計算便宜를 爲해 히이터의 兩端間의 電壓으로부터 計算한 加熱量 即 式(21)에 의한 값을 加熱量으로 하였다. Fig. 7은 Q_e 와 $Q_c + Q_i$ 과의 關係를 實驗的으로 求한 結果를 보여준다.

凝縮部에서의 凝縮液膜에 對하여서는 參考文獻 (6)에서와 같이 凝縮液膜內의 速度分布를 假定함으로서 一般的인 速度境界層의 積分方程式을 導入할 수 있다. 冷却部 下端의 凝縮液量은

$$\dot{m} = \frac{\rho_i \cdot K \cdot A_w}{U_i \cdot L_{eff}} \cdot \left(\frac{2\sigma_i}{r_c} + \rho_i \cdot g \cdot L \right) \tag{24}$$

과 같다. 또한 이 境遇 最大平均流速을 갖는 最下端에서의 레이놀드數는

$$Re_{max} = \frac{U_m \cdot L_c}{\nu} = 5500 \quad (25)$$

이며, 後述하는 本 實驗結果를 式(25)에 의하여 計算하면 Re_{max} 는 5500이므로 本 實驗에 있어 凝縮 落下 液狀은 亂流狀態임을 알 수 있다.

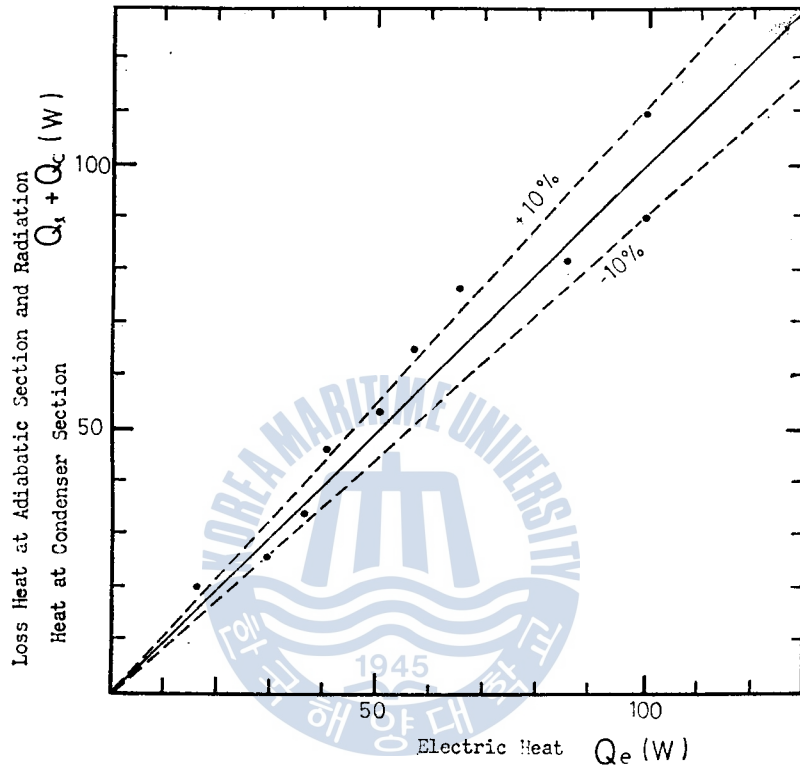


Fig. 7 Experimental Results of Heat Balance in the Heat-Pipe

4. 實驗結果 및 考察

Fig. 8은 作動流體가 蒸溜水인 境遇에 대하여 加熱量을 파라미터로 했을 때 不凝縮가스量과 作動壓力과의 關係를 나타낸다. 加熱前의 壓力이 높으면 作動壓力도 相對的으로 높아진다. 또한 Fig. 9에서 알 수 있는 바와 같이 加熱量의 增加는 漸次 作動壓力을 增加시킨다. 이 境遇 各各의 實驗條件에 對한 實驗結果로서 Table 2와 같은 實驗式을 얻을 수 있다.

Fig. 10은 作動壓力에 對한 水의 飽和溫度와 蒸發部의 웍스內에 設置한 No. 2 熱電對로부터 測定한 溫度를 나타낸다. 이 그림으로부터 蒸發部內의 液相 또는 氣相의 作動液은 거의 飽和狀態임을 알 수 있다.

Fig. 11은 加熱量의 變化에 따른 軸方向의 溫度分布의 一例를 나타낸다. 히이트 파이프內의 各部의 溫度는 加熱量의 增加에 따라 약간씩 增加하고 있으나 凝縮部의 溫度增加는 他部分보다 더욱 크

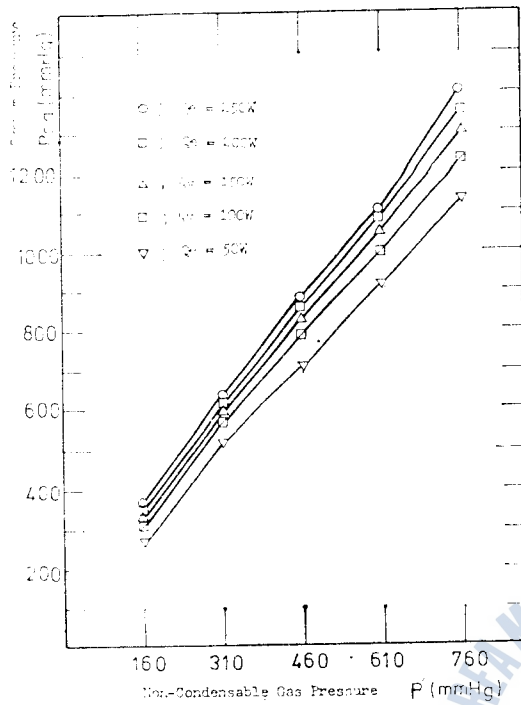


Fig. 8 Experimental Results of System Pressure According to Non-Condensable Gas

Table 2. Experimental Results of System Pressure According to Heat Flux

P' (mmHg)	P_{sa} (mmHg)
160	$70.58 \times Q'^{0.153}$
310	$170.22 \times Q'^{0.124}$
460	$247.17 \times Q'^{0.119}$
610	$359.75 \times Q'^{0.105}$
760	$444.63 \times Q'^{0.1026}$

다. 이것은 作動壓力의 增加로 因하여 凝縮部의 不凝縮가스와 作動流體의 境界面이 凝縮部의 末端을 向하여 移動함으로써 일어나는 現象이다. 이러한 現象은 有效凝縮部의 長이를 增加시키는 것으로 式(1)에서도 알 수 있는 바와 같이 콘덕턴스를 增加시키게 된다. Fig. 12, Fig. 13은 不凝縮가스량을 파라미터로 하여 콘덕턴스와 加熱

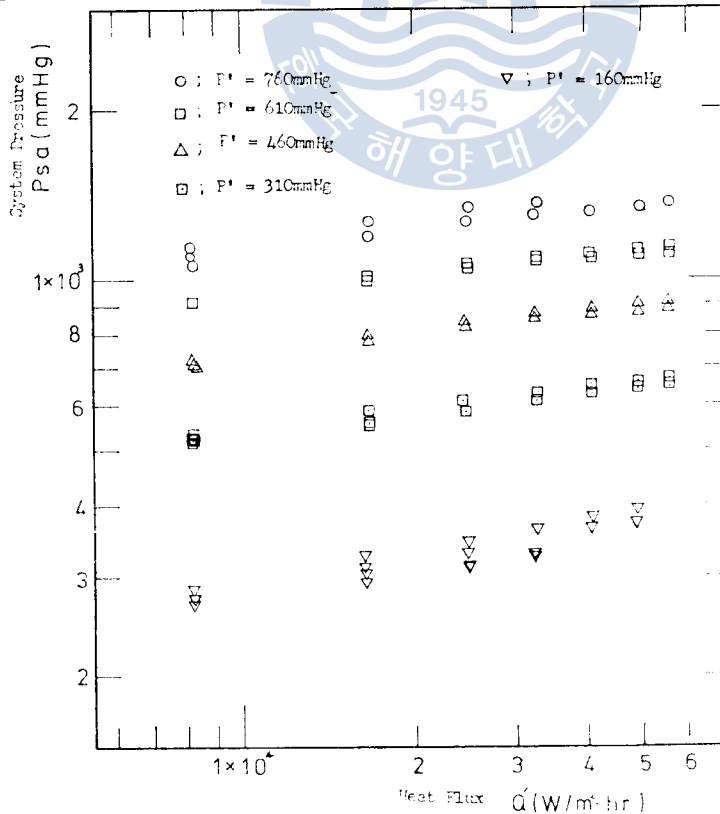


Fig. 9 Experimental Results of System Pressure According to Heat Flux

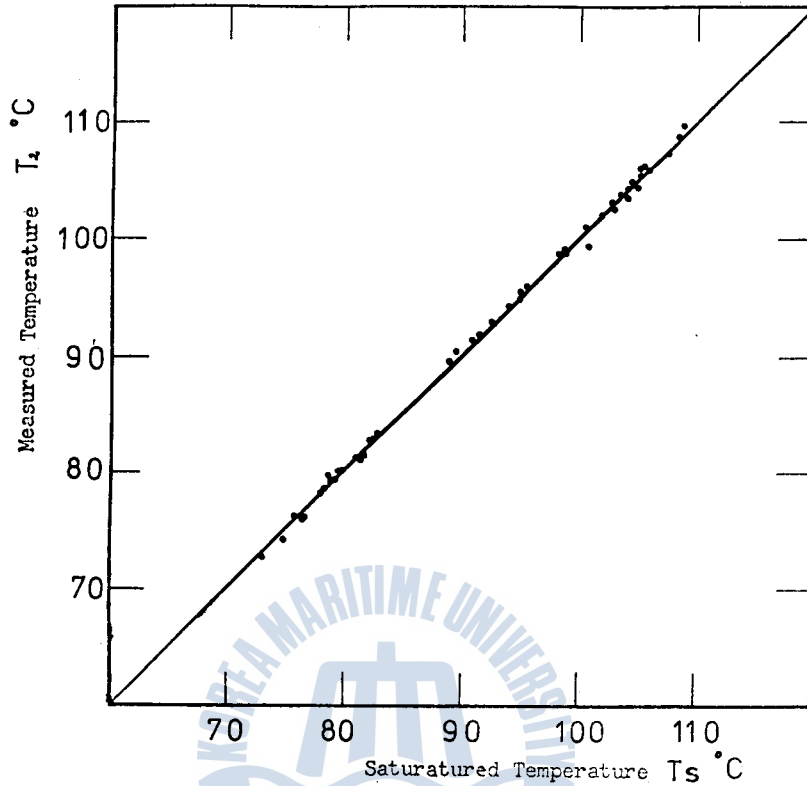


Fig. 10 Comparison of Measured Value at No.2 Thermocouple According to Saturated Temperature

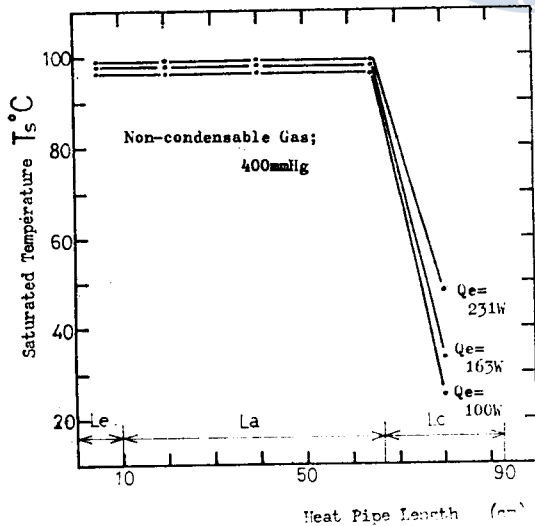


Fig. 11 Typical Temperature Distribution in the Heat Pipe.

量과의 關係를 나타낸 것으로서 作動液量의 封入量 V/V_0 가 1.5, 1.2인 境遇를 나타낸다. 여기서 콘덕턴스 H 는

$$H = \frac{Q_e}{\Delta t} \quad (26)$$

로 定義되며 이것은 實驗的 結果로 알 수 있다. 上式에서 Δt 는 蒸發部와 凝縮部와의 溫度差를 나타낸다. Fig. 12, 13에서 不凝縮가스量이 增加할수록 콘덕턴스는 작아지고 加熱量이 增加하면 콘덕턴스는 增加함을 알 수 있다. Fig 14, 15는 加熱量을 파라미터로 하였을 때 콘덕턴스와 不凝縮가스量과의 關係를 나타낸다.

히이트 파이프의 콘덕턴스는 上述한 바와 같이 不凝縮가스量과 加熱量, 作動壓力의 影響을 받는다. 따라서 다음과 같은 一般的인 關係를

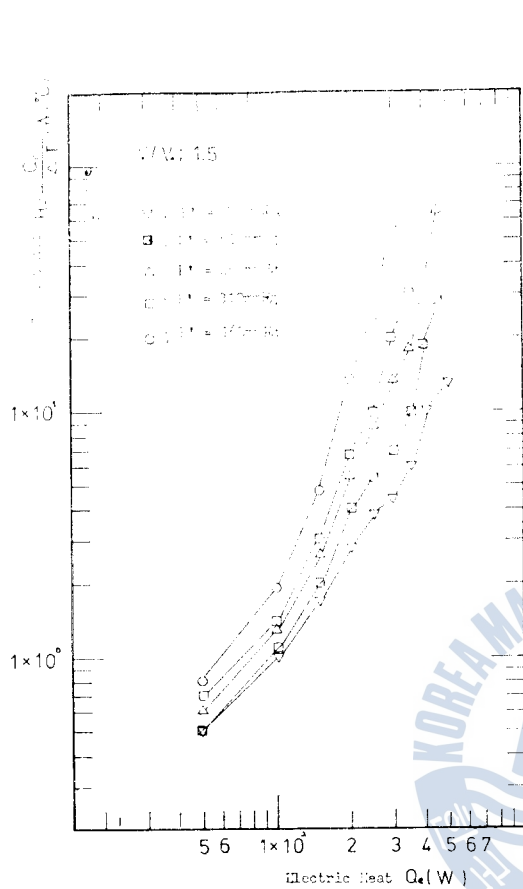


Fig. 12 Experimental Results of Conductance According to Quantity of Input Heat at $V/V_0=1.5$

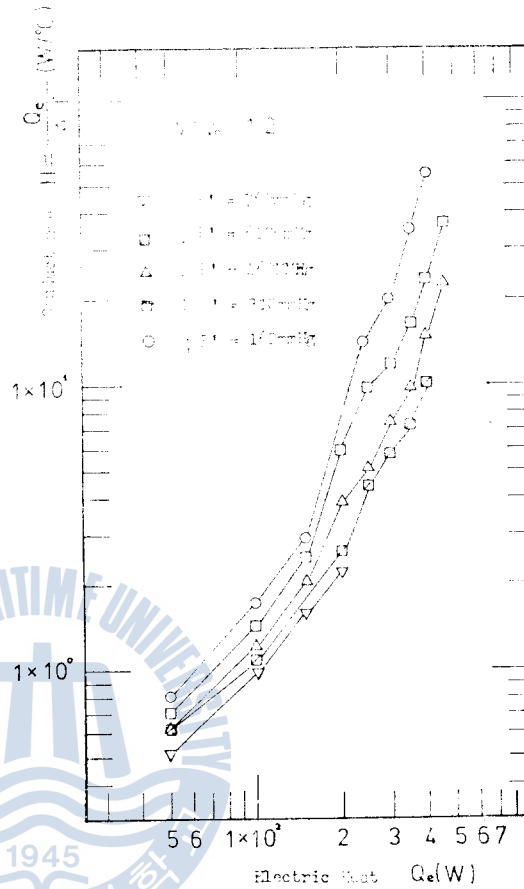


Fig. 13 Experimental Results of Conductance According to Quantity of Input Heat at $V/V_0=1.2$

연는다.

$$H=f(P_s \cdot P' \cdot Q_e) \tag{27}$$

따라서 本 實驗의 範圍內的 實驗結果로 부터 다음과 같은 式을 求할 수 있다.

$$H=10^{-1.4795} \times K'^{0.8621} \quad ; K' < 110 \tag{28}$$

$$H=10^{-4.289} \times K'^{2.2144} \quad ; K' \geq 110 \tag{29}$$

여기서, K' 는

$$K' = \frac{P_{sa} - P'}{P'} \cdot Q_e$$

이때 Fig(16)에 式(28), (29)의 計算結果와 實驗結果를 比較하여 表示하였다.

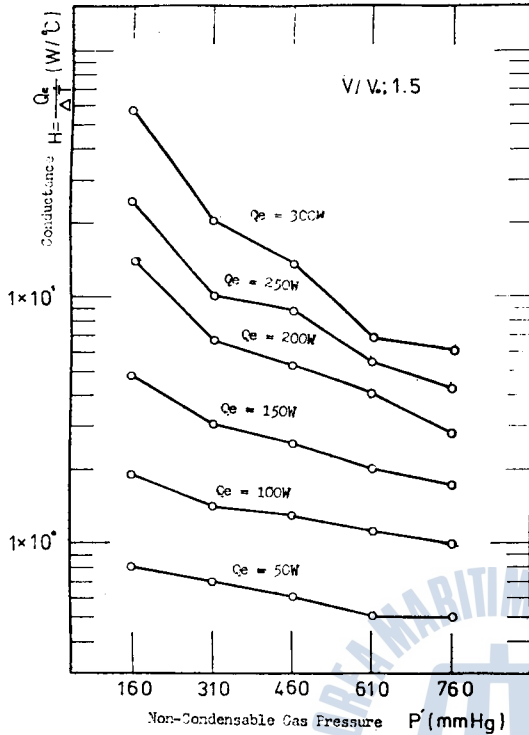


Fig.14 Effects of Non-condensable Gas to Conductance at $V/V_s=1.5$

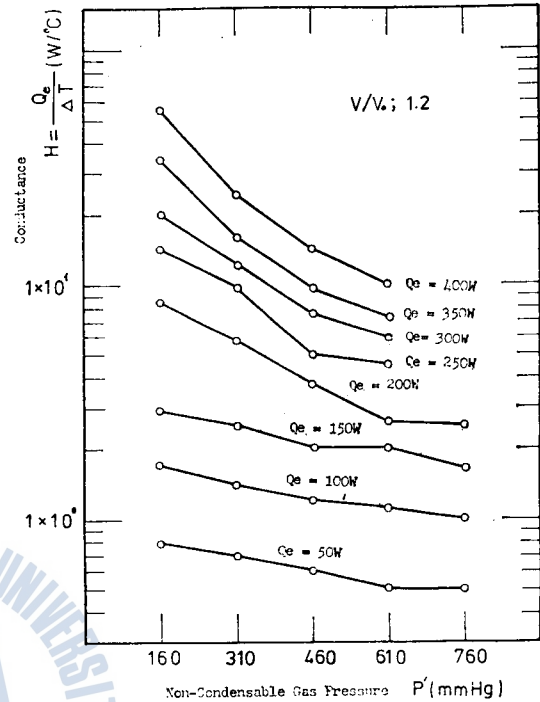


Fig.15 Effects of Non-condensable Gas to Conductance at $V/V_s=1.2$

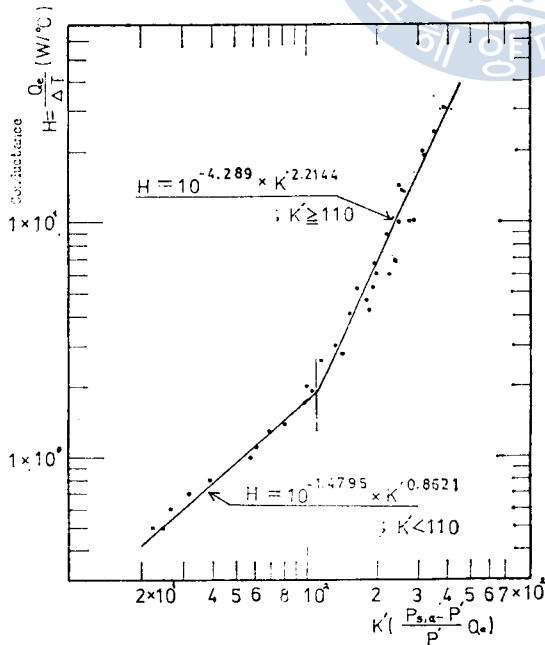


Fig.16 Experimental Results of Conductance

5. 結 論

本實驗用 히이트 파이프는 蒸發部가 下段에 있는 垂直形이다. 作動流體로서 蒸溜水와 R-113 을 利用하여 實驗한 結果 다음과 같은 研究結果를 얻었다.

(1) 冷却水의 溫度가 一定할 境遇 加熱量의 增加는 作動壓力를 增加시키며 作動壓力 P_{sa} 와 히이트 플럭스 Q' 와의 關係는 다음과 같다.

P' (mmHg)	P_{sa} (mmHg)
160	$70.58 \times Q'^{0.153}$
310	$170.22 \times Q'^{0.124}$
460	$247.17 \times Q'^{0.119}$
610	$359.75 \times Q'^{0.105}$
760	$444.63 \times Q'^{0.1026}$

(2) 不凝縮가스량의 減少는 有効凝縮部의 長이를 增加시키고 傳熱抵抗에 影響을 미친다. 따라서 可變傳熱 히이트 파이프의 境遇 不凝縮가스량에 따라 傳熱抵抗을 變化시킬 수 있다.

(3) 本 實驗用 히이트 파이프의 콘덕턴스 H 는

$$H=10^{-1.4795} \times K'^{10.8621} \quad ; K' < 110$$

$$H=10^{-4.2890} \times K'^{2.2144} \quad ; K' \geq 110$$

$$\text{단 } K' = \frac{P_{sa} - P'}{P'} \cdot Q_e$$

와 같음을 알았다.

本 研究에서는 不凝縮가스 및 作動流量의 變化가 히이트 파이프에 미치는 影響에 대하여 基礎的 研究를 하였으나 웍스의 種類 및 히이트 파이프 直徑, 長이 等 여러가지 파라미터에 關하여서는 앞으로 더욱 많은 研究가 있어야 된다고 생각한다.

參 考 文 獻

- 1) Kosson R. et al, Development of a High Capacity Variable Conductance Heat Pipe, AIAA Paper 73-728, 1978.
- 2) Bienert W. et al, Study to Evaluate the Feasibility of a Feed Back Controlled Variable Conductance Heat Pipe, Contract NAS25772, Tech. Summary Report, DIM-70-4, Dynatherm., Sept. 1970.
- 3) 村上正秀, 松下正, 大島耕一, ヒートパイプ工學, pp.168, 朝倉書店, 日本, 1979.
- 4) Dunn P.D. Reay D.A. Heat Pipes, 2nd Edition pp.106-108, Pergamon Press, 1978.
- 5) 吉岡啓介, 本田節弘, 野田英彦, 浜武俊朗, 金網ウイシクをもつ ヒートパイプにおける 封入液量と 最大熱輸送量に 關する 研究, 第18回 日本 傳熱シンポジウム 講演論文集, pp.94~96, 1981.
- 6) 金明煥, 金春植, 씨모싸이론型 傳熱핀의 熱傳達에 關한 研究, 韓國海洋大學 船舶工學研究所 論文集, pp.273~302, 1983.

平面 굽힘 疲勞荷重에 의한 알루미늄 合金材의 모서리 균열 傳播舉動에 관한 研究

金 英 鍾

An Investigation of the Behavior in the Corner Crack
Propagation of Al-Alloy by the Plane Bending Fatigue

Young-jong Kim

Abstract

記號說明

1. 序 論

2. 實驗方法

2.1 試驗材 및 試驗片

2.2 實驗裝置 및 實驗方法

3. 實驗結果 및 考察

3.1 모서리 균열의 傳播特性

3.2 모서리 균열의 形狀變化

3.3 板두께 및 材質의 變化에 따른 모서리 균열의 傳播舉動

3.4 모서리 균열의 傳播舉動에 미치는 過負荷의 영향

4. 結 論

參考文獻