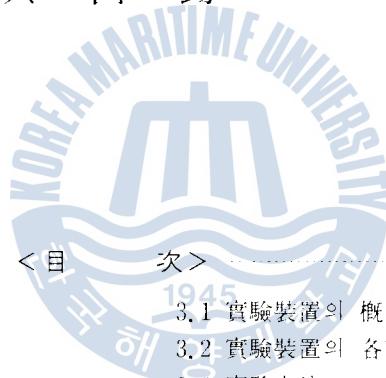


얼음 冷却部를 갖는 傾斜型 히트파이프의 热傳達特性에 關한 研究

A Study on the Heat Transfer Characteristics of an Inclined Type
Heat Pipe with an Ice Chamber

吳 日 錫



< 目 次 >

Abstract

記號說明

第1章 序 論

第2章 热傳達特性에 關한 處理解析

2.1 蒸氣流速을 考慮한 凝縮熱傳達
特性

2.2 沸騰熱傳達特性

2.3 컨더坎스(Conductance)모델에
와한 傳熱解析

第3章 實驗裝置 및 實驗方法

3.1 實驗裝置의 概要

3.2 實驗裝置의 各部詳細

3.3 實驗方法

第4章 實驗結果 및 考察

4.1 히트파이프의 热傳達係數

4.2 作動液量의 變化에 대한 影響

第5章 結 論

參考文獻

附錄

Abstract

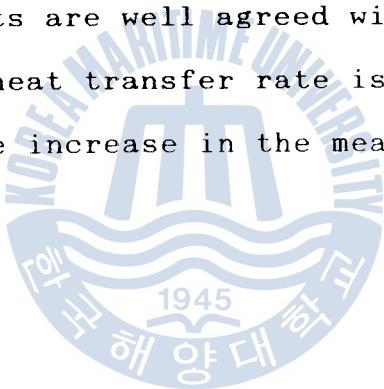
The heat pipe is a device of much higher thermal conductance than any other solid materials. Since this device takes advantage of the large amount of latent heat, considerable quantities of heat can be transferred with a very small temperature difference from the heated end to the cooled end.

The inclined heat pipe consists of three major parts ; evaporator of the part which working fluid is evaporated, condenser of the part which is condensed, adiabatic section of the part with which is connected them. The inclined range from 30 to 50 degree is known that the heat transfer rate takes the maximum value. In this experiment, to observe the flow state of the working liquid, the adiabatic section is made from a granite glass.

R - 113 is used as the working fluid. And the amount of working liquid, the axial length of the evaporated part to that of the condensed,

the operating temperature and the heat flux are used as the experimental parameters

In this paper, the experimental results are compared with the calculated ones by the previous computer program based on the Rohsenow's equation for the nucleate boiling heat transfer and the Nusselt's equation for the laminar film boiling. The experimental boiling and condensation heat transfer coefficients are well agreed with the calculated ones. The heat transfer rate is increased appreciably with the increase in the mean operating pressure.



x : 軸方向의 길이 (m)

y : 凝縮部 内壁面에서 液膜두께 까지의 거리 (m)

δ : 凝縮液膜의 두께 (m)

δ_0 : 凝縮部 끝 端에서 길이 L_C 인 지점의 液膜두께 (m)

η_c : 實驗係數

Θ : 水平面에서의 傾斜角 (°)

μ_l : 液의 粘性係數 (kg/(m s))

ν_l : 液의 動粘性係數 (m² /s)

ρ_l : 液의 密度 (kg/m³)

ρ_v : 蒸氣의 密度 (kg/m³)

σ : 表面張力 (kg/s²)

Γ : 單位 圓周길이 당의 液膜流量 (kg/(m s))

Γ_0 : 길이 L_C 位置에서의 液膜의 流量 (kg/(m s))

τ_i : 氣液界面의 上向剪斷力 (kg/m²)

τ_m : 平均剪斷力 (kg/m²)

第 1 章 序 論

히트파이프는 内部에 封入된 作動流體의 相變化와 毛細管力, 또는 重力에 의한 作動流體의 環流로 热을 輸送하는 热傳達裝置이다. 이 傳熱素子는 構造가 간단하여 製作이 容易하고, 制御를 할 수 있으며, 人爲的인 外力を 加하지 않고 계속적으로 긴 거리를 적은 温度差로서 많은 热을 輸送할 수 있는 特徵을 가지고 있다. 이 裝置는 热을 加하여 주는 蒸發部, 외부로 热을 放出하는 부분인 凝縮部, 나머지 연결부분인 斷熱部로 구분되는 構造이다.

蒸發部에서는 외부의 热源에 의해 作動液이 蒸發하고, 그 發生蒸氣는 미소한 壓力差로서 중앙의 蒸氣通路를 通하여 凝縮部로 이동한다.¹⁾ 여기서 蒸氣는 凝縮되며, 이 때 潛熱을 放出한다. 凝縮된 作動液은 重力에 의해 蒸發部로 還流되는데, 作動液을 還流시키는 方法에서 毛細管力を 利用하기 위해 위크 (Wick)를 가지는 通常의 히트파이프와, 위크를 가지지 않는 히트파이프 (Wickless Heat Pipe or Thermo Syphon Heat Pipe)로 区分된다. 일반적으로 위크를 갖지 않는 히트파이프는 壓力損失이 작으므로 热輸送能力이 더 크다고 알려져 있다.²⁾

이와 같이, 高性能 傳熱素子인 히트파이프는 蒸氣의 潛熱을 이용함으로 原子爐나 放射性 同位元素爐의 冷却, 가스化 烟管의 热回取, 電子回路의 冷却, 發電機나 變壓機의 冷却, 터이번과 나 回轉軸의 冷却, 廢熱回取用 热交換器, 太陽熱 集熱裝置,

第 2 章 热傳達特性에 關한 理論解析

Fig. 2.1은 하트 파이프 내의 전형적인 热傳達과 流動狀態를 나타내고 있다. 封入된 作動流體의 量이 현저하게 적은 경우에는, 蒸發部에 드라이 아웃 (Dry-out)을 發生시켜서 热輸送界限를 초래하지만, 반대로 封入된 作動流體의 量이 適當量以上이 되면, 液封入量에 의존하지 않는 거의 一定한 热輸送能力를 나타내는 것으로 알려져 있다. 그런데 管內 蒸氣流速이 높은 경우에는, 蒸氣흐름에 液滴이 同伴되어 凝縮部에 流入하고, 또한 液封入量이 過多하면, 上昇氣泡에 의해 液의 일부가 凝縮部로 이동하여, 마찬가지로 凝縮熱傳達의 低下를 초래하여 热輸送能力를 減少시키는 것으로 생각된다.

2.1 蒸氣流速을 考慮한 凝縮部의 凝縮熱傳達特性

凝縮部에서 热傳達은 封入量이 적은 경우에는 膜狀凝縮에 의한 热傳達이 主가 된다.¹⁶⁾

Fig. 2.2와 같이 높이 L_c , 内徑 D_c 의 垂直管 内面에 凝縮液膜이 形成되어 層流狀態로 흘러내리고, 氣液界面에는 上方向의 剪斷力이 作用하는 微小體積을 생각한다. Nusselt의 理論에 따라 壁面에서의 거리 y 의 位置에 作用하는 힘의 均衡條件은

$$\rho_v g(\delta-y)dx = \mu_1 \frac{du}{dy} dx + \tau_i dx + \rho_1 g(\delta-y)dx$$

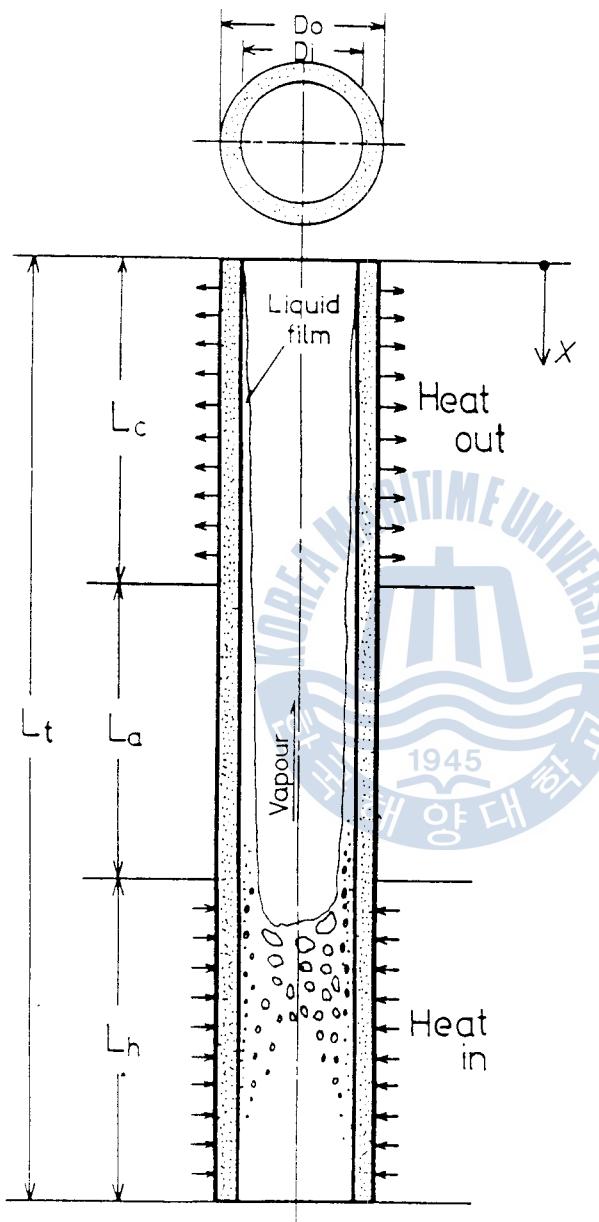


Fig.2.1 The state of flow and heat transfer
in a thermosyphon type heat pipe

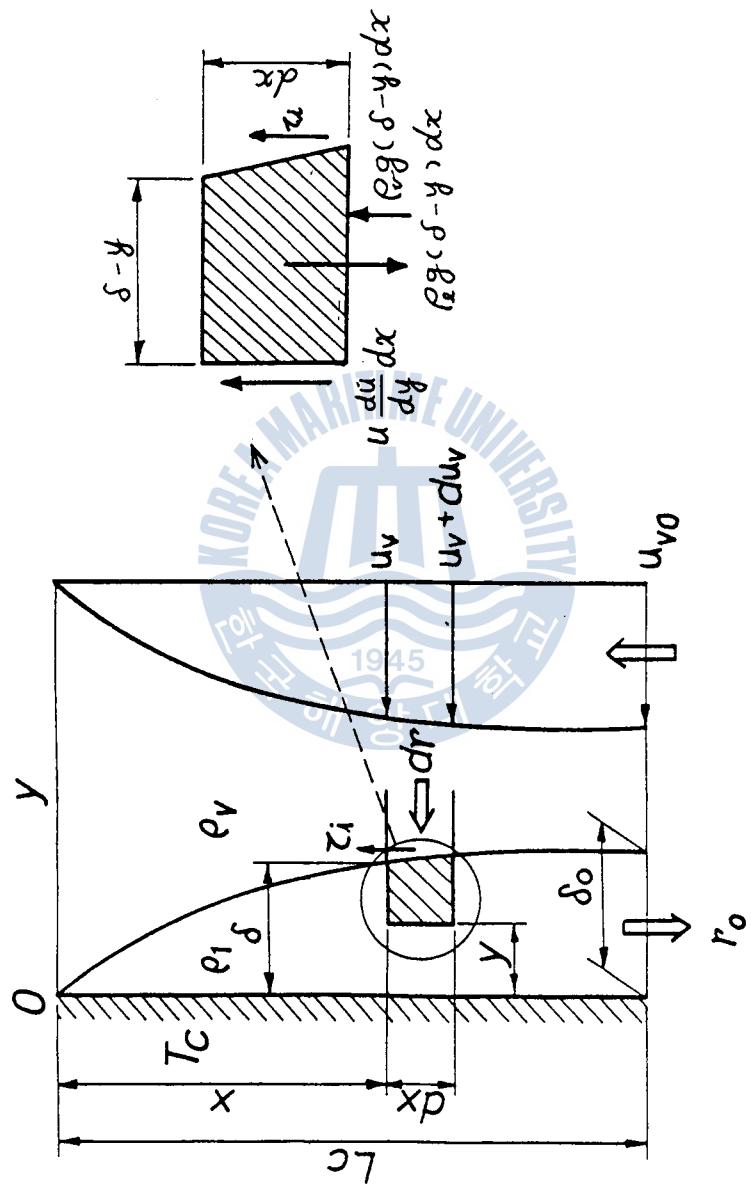


Fig 2.2 Force Balance in the liquid film

$$\mu_1 \frac{du}{dy} + \tau_i = (\rho_1 - \rho_v) g (\delta - y) \quad (2.1)$$

이다.

여기서, μ_1 是 液體의 粘性係數, u 는 液의 流速, ρ_1 과 ρ_v 는 각각 液體와 蒸氣의 密度, g 는 重力加速度, δ 는 液膜두께이다. 그리고 이式을 項別 積分하여 速度 u 에 對하여 整理하면,

$$u = \frac{g(\rho_1 - \rho_v)}{\mu_1} \left(\delta y - \frac{1}{2} y^2 \right) - \tau_i \frac{y}{\mu_1} \quad (2.2)$$

로 되고, 單位圓周길이 당의 液膜流量은 다음과 같다.

$$\Gamma = \rho_1 \int_0^\delta u dy = \frac{g(\rho_1 - \rho_v)}{3\nu_1} \delta^3 - \tau_i \frac{\delta^2}{2\nu_1} \quad (2.3)$$

단, $\nu_1 = \mu_1 / \rho_1$ 은 動粘性係數이다. $dx(1/dx)$ 구간의 縮量을 $d\Gamma$, 이 구간의 液膜두께의 增加를 $d\delta$ 라 하면, 다음과 같이 변형된다.

$$\frac{d\Gamma}{d\delta} = \frac{g(\rho_1 - \rho_v)}{\nu_1} \delta^2 - \tau_i \frac{\delta}{\nu_1} \quad (2.4)$$

dx 區間의 單位圓周 길이 당의 傳熱量은, 蒸發熱을 h_v , 液의 热傳導率을 k_1 이라 하면,

$$Q = dh_v d\Gamma = \frac{k_1}{\delta} (T_s - T_{wc}) dx \quad (2.5)$$

로 表示된다. 또한 이 位置의 热傳達率은 $h_x = k_1 / \delta$

이다. 式 (2.4)를 式 (2.5)에 代入하면, x 와 δ 의 關係가 구하여지며, 冷却面 높이 L_c 와 그 位置의 液膜두께 δ_0 에 關한 다음의 式이 誘導된다.

$$\frac{k_1(T_s - T_{wc})}{4h_v} L_c = \frac{g(\rho_1 - \rho_v)}{4\nu_1} \delta_0^4 - \frac{\tau_i}{3\nu_1} \delta_0^3 \quad (2.6)$$

位置 $x=L_c$ 즉 凝縮部 下端에서의 液膜流量 Γ_0 와 δ_0 의 사이에는 式 (2.3)에 나타난 바와 같이

$$\Gamma_0 = \frac{g(\rho_1 - \rho_v)}{3\nu_1} \delta_0^3 - \tau_i \frac{\delta_0^2}{2\nu_1} \quad (2.7)$$

의 關係가 있으므로 冷却面 전 길이에 대한 平均熱傳達率은

$$h_{cm} = 4h_v \Gamma_0 / [(T_s - T_{wc}) L_c] \quad (2.8)$$

으로 된다.

위 式을 式 (2.6), (2.7)의 關係를 利用하여 整理하면, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} h_{cm} &= \frac{k_1 \left[\frac{g(\rho_1 - \rho_v)}{3\nu_1} \delta_0^3 - \tau_i \frac{\delta_0^2}{3\nu_1} \right]}{\left[\frac{g(\rho_1 - \rho_v)}{4\nu_1} \delta_0^3 - \frac{\tau_i}{3\nu_1} \delta_0^3 \right]} \\ &= \frac{2k_1}{\delta_0} \frac{2g(\rho_1 - \rho_v) \delta_0^3 - 3\tau_i \delta_0^2}{3g(\rho_1 - \rho_v) \delta_0^3 - 4\tau_i \delta_0^2} \\ &= \frac{4k_1}{3\delta_0} \frac{1 - \frac{3}{2} \frac{\tau_i}{g(\rho_1 - \rho_v) \delta_0}}{1 - \frac{4}{3} \frac{\tau_i}{g(\rho_1 - \rho_v) \delta_0}} \quad (2.9) \end{aligned}$$

그런데, $\tau = 0.2$ 경우에는

$$h_{cm} = \frac{4k_1}{3\delta_0}$$

이 식으로, 式(2.6)을 代入하여 整理하면

$$h_{cm} = \frac{4}{3} \left[\frac{g(\rho_1 - \rho_v) \Delta h_v k_1^3}{4\nu_1 (T_s - T_{wc}) L_c} \right]^{1/4} \quad (2.10)$$

으로 된다.

히트파이프 凝縮部에서 發生하는 凝縮液膜流의 레이놀즈數는

$$R_e = \frac{4L}{\mu_1}$$

로 定義되는데, 이 값은 일 반적으로 적고 上向 蒸氣流速도 비교적 낫다. 그러므로, 蒸氣摩擦에 의한 界面剪斷力은 极히 적다. 그러나 凝縮蒸氣가 갖는 運動量이 液膜에 전하여 자는 것에 의한 剪斷力은 無視할 수 없는 경우가 있다. 後者の剪斷力은 蒸氣流速을 u_v 라 하면 다음 式으로 表示된다.

$$\tau = u_v dL/dx \quad (2.11)$$

Fig.2.2에 나타난 바와 같이 凝縮部의 蒸氣流速은 蒸氣의 凝縮에相反하여 下段의 u_{vo} 에서 점점 減少하여 凝縮部의 끝端에서는 0으로 된다. 定常狀態下에서는 히트파이프의

凝聚部에는 임의의 位置 x 에서의 斷面을 흘러내리는 液膜流量과
위로 올라가는 蒸氣의 流量은 항상 똑같다. 즉, 液膜두께가
內徑에 비하여 無視할 수 있는 것이라면,

$$\pi D_c \Gamma = \frac{\pi}{4} D_c^2 \rho_v u_v \quad (2.12)$$

로 되며 다음式으로 變形할 수 있다.

$$\frac{d\Gamma}{dx} = \frac{D_c}{4} \rho_v \frac{du_v}{dx} \quad (2.13)$$

剪斷力 $\tau = 0$ 인 경우에는, 局所熱傳達率에 따른 $d\Gamma/dx$ 는 $x^{-\frac{1}{4}}$ 에 比例 한다. 지금의 경우도 近似的으로 이 關係가 성립하는 것으로 하면, 위 式에서

$$du_v/dx \propto x^{-\frac{1}{4}}$$

로 되므로 積分하여 整理하면

$$u_v/u_{vo} = (\chi/L_c)^{3/4} \quad (2.14)$$

로 되고 位置 x 에서의 剪斷力은

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{D_c}{4} \rho_v u_v \frac{du_v}{dx} \\ &= \frac{3}{4} \cdot \frac{D_c}{4L_c} \rho_v u_{vo}^2 \left(\frac{\chi}{L_c} \right)^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (2.15)$$

로 한다. 또한 $x = 0$ 에서 $x = L_c$ 사이의 平均剪斷力은 다음과 같이 구하여 진다.

$$\begin{aligned}\tau_m &= \frac{1}{L_c} \int_0^{L_c} \tau \, dx \\ &= \frac{1}{2} \cdot \frac{D_c}{4L_c} \rho_v u_{v0}^2\end{aligned}\quad (2.16)$$

히트파이프의 热輸送量 Q 가 주어지면 u_{v0} 와 Γ_0 는 다음의 式에서 구해진다.

$$Q = \frac{\pi}{4} D_c^2 \rho_v u_{v0} \Delta h_v \quad (2.17)$$

$$Q = \pi D_c \Gamma_0 \Delta h_v \quad (2.18)$$

그러므로 凝縮蒸氣의 運動量 效果를 考慮한 경우의 热傳達率 은, 약간의 誤差를 包含하기는 하지만, 式(2.16)에서 얻은 τ_m 을 式(2.7)의 τ_i 로 看做 , 代入하여 구한다. 즉 , 式(2.7)에서 δ_0 를 算出하여 그 값을 式(2.8)에 代入하면 热傳達率 h_{cm} 의 값을 決定 할 수 있다.

2.2 沸騰熱傳達特性

蒸發部의 傳熱過程은 蒸發에 의한 傳熱過程과 沸騰에 의 한 傳熱過程으로 생각할 수 있으며 , 어느 傳熱過程을 취할

것인가는 加熱面의 热流束과 壁面過熱度 (Wall superheat)가 沸騰開始條件을 만족하는가로 決定할 수 있을 것이라 생각되어 진다. 그러나 히트파이프에 있어서는 热輸送量이 아주 적지 않은 한 沸騰에 의한 傳熱過程이 보통이므로 本 實驗에서는 沸騰에 關한 式을 使用해서 蒸發部의 傳熱過程을 解釋하였다.

푸-울 沸騰 (Pool boiling) 热流束과 壁面過熱度의 關係 즉, 沸騰曲線에 대하여는 몇 개의 式이 提案되고 있지만 Rohsenow의 整理式을 쓰면 다음과 같이 된다.

$$\frac{C_{p1} (T_{wh} - T_s)}{\Delta h_v} = C_{sf} \left[\frac{q_{hm}}{\mu_1 \Delta h_v} \left\{ \frac{\sigma}{g(\rho_1 - \rho_v)} \right\}^{1/2} \right]^{1/3} \cdot Pr_1^{1/7} \quad (2.19)$$

단, C_{p1} = 齋和液의 比熱 ($\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$), C_{sf} = 加熱表面과 流體의 組合에 따라 決定되는 常數, 보통 $0.003 - 0.020$ 의 範圍, Δh_v = 蒸發潛熱 (엔탈피의 差) (kJ/kg), g = 重力加速度 (m/s^2), $Pr_1 = (C_{p1} \mu_1 / k_1) =$ 齋和液의 프란클數, q_{hm} = 沸騰熱 풀 럭스 (kw/m^2), T_{wh} = 蒸發部 壁面溫度 ($^\circ\text{C}$), T_s = 液의 齋和溫度 ($^\circ\text{C}$), μ_1 = 齋和液의 粘性係數 (kg/m s), ρ_1, ρ_v 는 각각 流體와 齋和蒸氣의 密度 (kg/m^3), σ = 氣液界面에서의 表面張力 (kg/s^2) 이다.

2.3 콘덕턴스 (Conductance) 모델에 의한 傳熱解釋

히트파이프에서는 热輸送의 주요한 機構 (Mechanism)은 Fig.

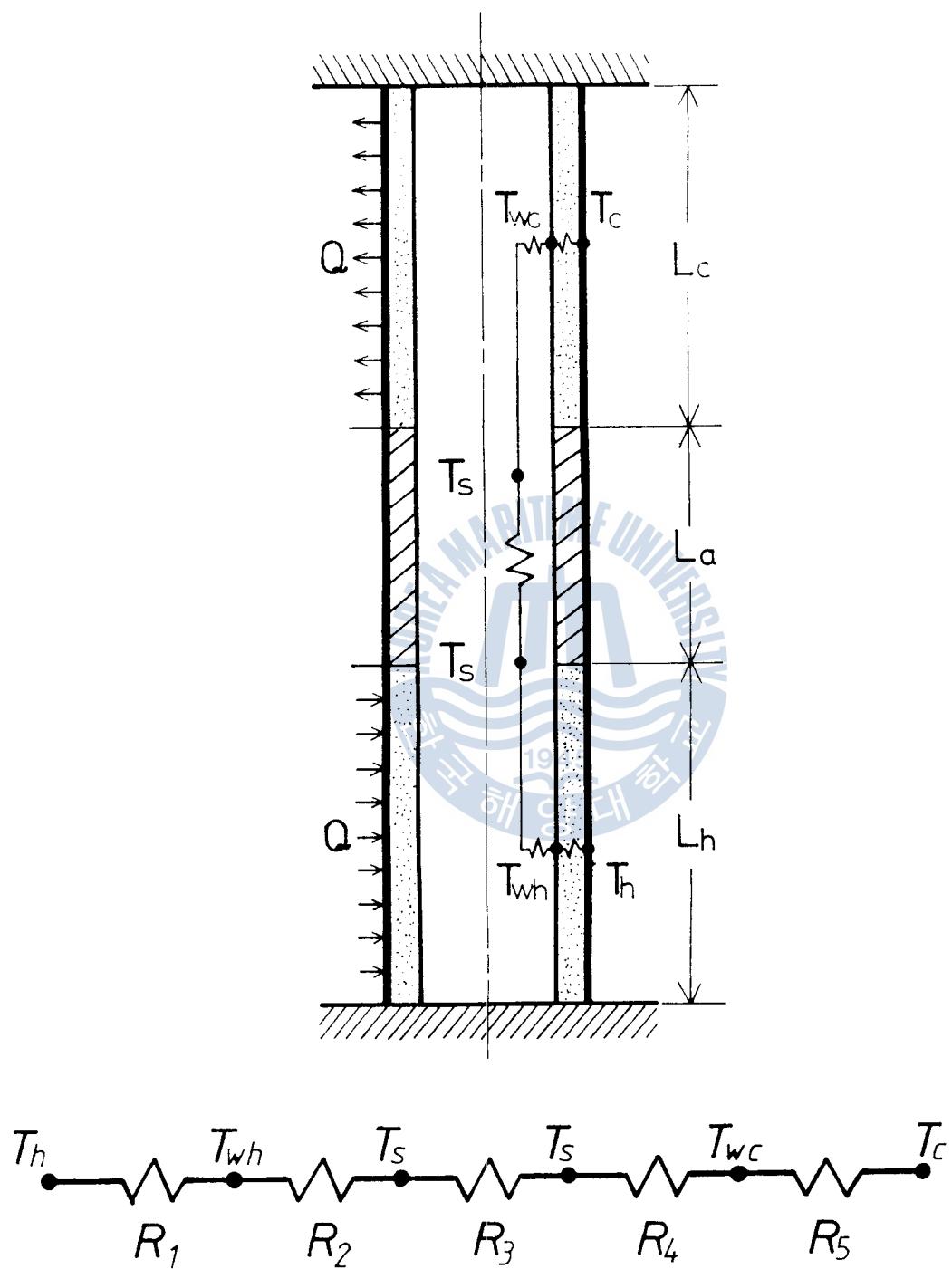


Fig.2.3 Thermal resistances in a heat pipe

2.3에 나타낸 바와 같이, 다음의 3가지로構成된다.

첫째, 히트파이프 管壁을 통하여 蒸發部內에 있는 作動流體가 液-蒸氣 界面에서 蒸發하며, 둘째, 蒸發部에서 凝縮部로의 蒸氣흐름에 의한 潛熱의 對流輸送이며, 셋째, 凝縮部에 놓여 있는 蒸氣 - 液界面에서 凝縮하여 管壁을 통하여 热을 放出하게 된다.

히트파이프 管壁을 통하여 液에 傳達되는 過程은 푸리에 (Fourier)法則을 利用하여 整理할 수 있는데, 이 法則을 適用하면, 温度差에 의해 일어나는 热傳達量 Q 에 대하여 다음 式으로 나타낼 수 있다.³⁾

$$Q = \frac{1}{R} (T_1 - T_2) \quad (2.20)$$

단, R 은 热抵抗이고, T_1 와 T_2 는 각각 局部의 温度이다.

Fig.2.3에 나타낸 바와 같이, 히트파이프의 直列 热流路의 각각에 대하여, 式(2.20)을 適用하면, 그림에 表示된 장소의 각각의 温度를 利用하여, 아래의 關係가 얻어진다.

蒸發部 管壁:

$$T_h - T_{wh} = \frac{\ln(r_{ho}/r_{hi})}{2\pi L_h k} Q \quad (2.21)$$

蒸發部 内部:

$$T_{wh} - T_s = \frac{1}{h_{bm} \cdot A_{hi}} Q \quad (2.22)$$

凝縮部 内部：

$$T_s - T_{wc} = \frac{1}{h_{cm} \cdot A_{ci}} Q \quad (2.23)$$

凝縮部 管壁：

$$T_{wc} - T_c = \frac{\ln(r_{co}/r_{ci})}{2\pi L_c k} Q \quad (2.24)$$

위의 4 式을 聯立시켜 ($T_h - T_c$)에 대하여 整理하면, 다음과 같아 표시된다.

$$T_h - T_c = Q \left[\frac{\ln(r_{ho}/r_{hi})}{2\pi L_h k} + \frac{1}{h_{hm} \cdot A_{hi}} + \frac{1}{h_{cm} \cdot A_{ci}} + \frac{\ln(r_{co}/r_{ci})}{2\pi L_c k} \right] \quad (2.25)$$

으로 본다.

그러므로

$$Q = A_p (T_h - T_c) \left[A_p \left\{ \frac{\ln(r_{ho}/r_{hi})}{2\pi L_h k} + \frac{1}{h_{hm} \cdot A_{hi}} + \frac{1}{h_{cm} \cdot A_{ci}} + \frac{\ln(r_{co}/r_{ci})}{2\pi L_c k} \right\} \right]^{-1} \quad (2.26)$$

위 식을 热貫流率의 概念을導入한 다음 식

$$Q = A_p U_{hp} (T_h - T_c) \quad (2.27)$$

과 等價로 놓으면, 热貫流率 U_{hp} 는

$$U_{hp} = [A_p \{ \frac{\ln(r_{ho}/r_{hi})}{2\pi L_h k} + \frac{1}{h_{hm} \cdot A_{hi}} + \frac{1}{h_{cm} \cdot A_{ci}} \\ + \frac{\ln(r_{co}/r_{ci})}{2\pi L_c k} \}]^{-1} \quad (2.28)$$

로 된다.

또한, Fig. 2.3에 나타난 热抵抗의 概念을 利用하면,

$$U_{hp} = \frac{1}{A_p} \cdot \frac{1}{R_1 + R_2 + R_4 + R_5} \quad (2.29)$$

가 얻어진다. 여기서, R_1 은 蒸發部에 있어서 傳導에 의한 热抵抗, R_2 는 蒸發部 内壁面과 封入된 作動液 사이의 热抵抗, R_4 는 聚縮部 内壁面과 作動流體 사이의 热抵抗, R_5 는 聚縮部에서 傳導에 의한 热抵抗을 나타낸다. 그리고 R_3 는 미소한 값이므로 무시하고, 이 抵抗들은 앞서 나온 式(2.20)을 利用하면 다음과 같이 표시된다.¹⁹⁾

$$R_1 = \frac{\ln(r_{ho}/r_{hi})}{2\pi L_h k} \quad (2.30)$$

$$R_2 = \frac{1}{h_{hm} A_{hi}} \quad (2.31)$$

$$R_4 = \frac{1}{h_{cm} A_{ci}} \quad (2.32)$$

$$R_5 = \frac{\ln(r_{co}/r_{ci})}{2\pi L_c k} \quad (2.33)$$

第 3 章 實驗裝置 및 實驗方法

3.1 實驗裝置의 概要

Fig.3.1에 實驗裝置의 全體 配置圖를 나타낸다. 이 그림에 나타낸 바와 같이, 實驗裝置는 作動流體를 蒸發시키는 加熱用 銅을 록 (1), 蒸發部와 凝縮部 사이를 連結하는 유리로 된 斷熱部 (2), 作動流體를 凝縮시키는 冷却탱크 (3)로構成되는 實驗部와 冷却탱크 속의 물을 열리기 위한 冷凍裝置 (4)로構成되어 있다. 또한, 實驗部와 밀폐루프를構成하는 레벨 게이지 (5)가 設置되어 있어 作動液의 레벨을 監視할 수 있으며, 1 ml 눈금으로 表示되어 있는 뷰우렛 (6)을 使用하여 미리 計算된 作動液를 정확히 注入할 수 있도록 하였다. 그리고 水頭差를 利用하여 冷却탱크 속에 물을 注入시키기 위해 水頭탱크 (7)를 設置하였으며, 또한, 實驗部 内부의 真空을 形成하기 위한 진공펌프 (8), 内部의 作動壓力을 測定하기 위한 마노메타 (9)를 각각 設置하였다.

또한, 實驗部의 内部溫度와 内壁面溫度 그리고 冷却탱크 内의 얼음의 溫度를 測定하기 위하여, 미리 檢定된 C-A 热電對가 設置되어 있으며, 이 热電對들은 기준 접점인 아이스 박스와 선택 스위치를 가진 펜 기록계와 멀티메타를 통하여, 定常 狀態에서의 各部 溫度를 동시에 기록할 수 있도록 하였다.

本 實驗에서 使用한 作動流體는 常溫에서 液體의 狀態로 보관

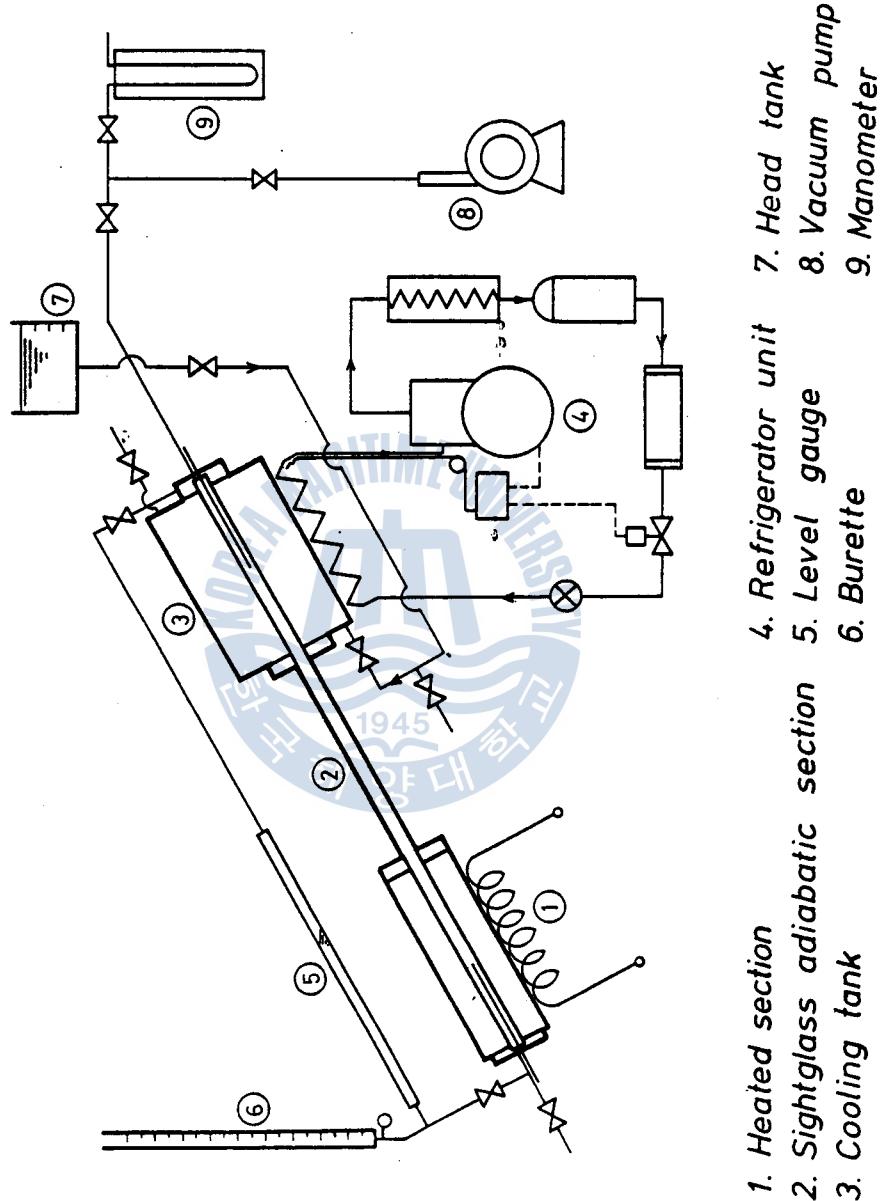


Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental apparatus

하기 容易한 R-113($C_2F_3Cl_3$)이다. 實驗裝置는 設置後, 氣密試驗과 耐壓實驗이 가능하도록 構成되어 있으며, 實驗部는 그라스울 및 폴리에틸렌을 使用하여 충분히 斷熱하였다.

3.2 實驗裝置의 各部設計

本 實驗裝置의 實驗部는 饱和狀態下에서 作動液을 蒸發시키는 蒸發部와 蒸發된 饱和蒸氣에서 潛熱을 吸收하여 凝縮시키는 凝縮部, 그리고 作動流體의 通路인 斷熱部로 構成되어 있다. 凝縮部에서 凝縮된 作動液은 重力에 의해 下方向에 位置한 蒸發部로 還流되어 다시 蒸發하게 되는 연속적인 循環作用으로 热을 傳達하는 構造로 되어 있다.

Fig.3.2에 實驗部 詳細圖를 나타내었으며, Fig.3.3에 實驗裝置의 全景을 나타낸다. 實驗部 全體의 길이는 1000mm이고, 蒸發部, 斷熱部, 凝縮部 길이는 각각 400mm, 300mm, 300mm이다. 内部의 作動液을 蒸發시키는 蒸發部는 시판용 銅블록을 加工하여 加熱用히터선을 감을 수 있도록 하였으며, 凝縮部는 길이 300mm, 直徑 300mm의 원통형 容器속에 길이 300mm, 内徑 16mm, 두께 10mm인 銅파이프를 加工하여 冷却탱크兩端에서 조립되는 構造로 하였다. 그리고, 蒸發部와 凝縮部를 連結하는 斷熱部는 銅블럭의 内部를 直徑 20mm정도로 加工하고, 内徑 16mm, 길이 300mm인 강화유리를 黃銅加工物 속에 設置하여 内部의 流動狀態를 觀察할 수 있도록 하였다. 그리고, 組立時에 斷熱部

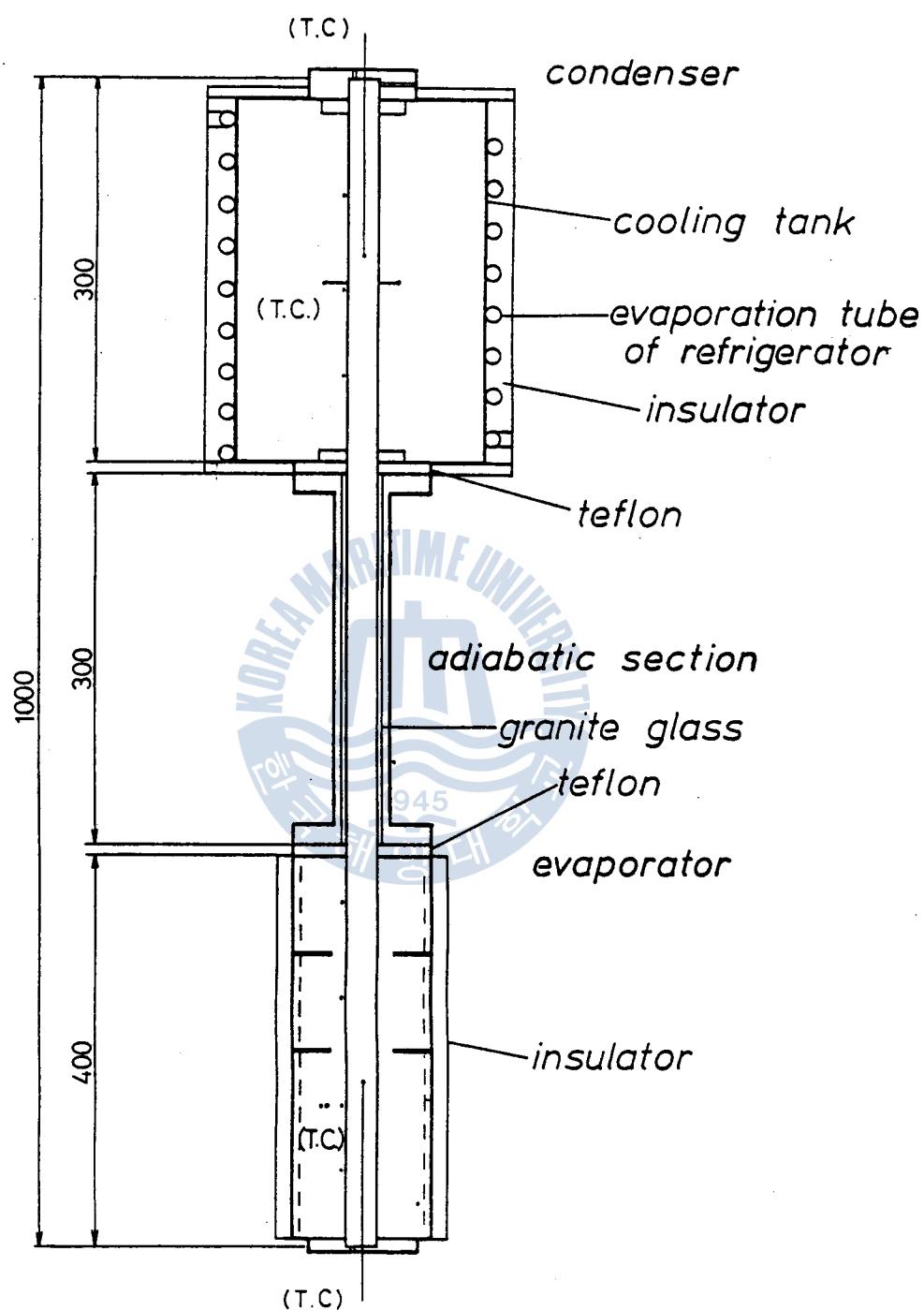


Fig. 3.2 Detailed diagram of test section

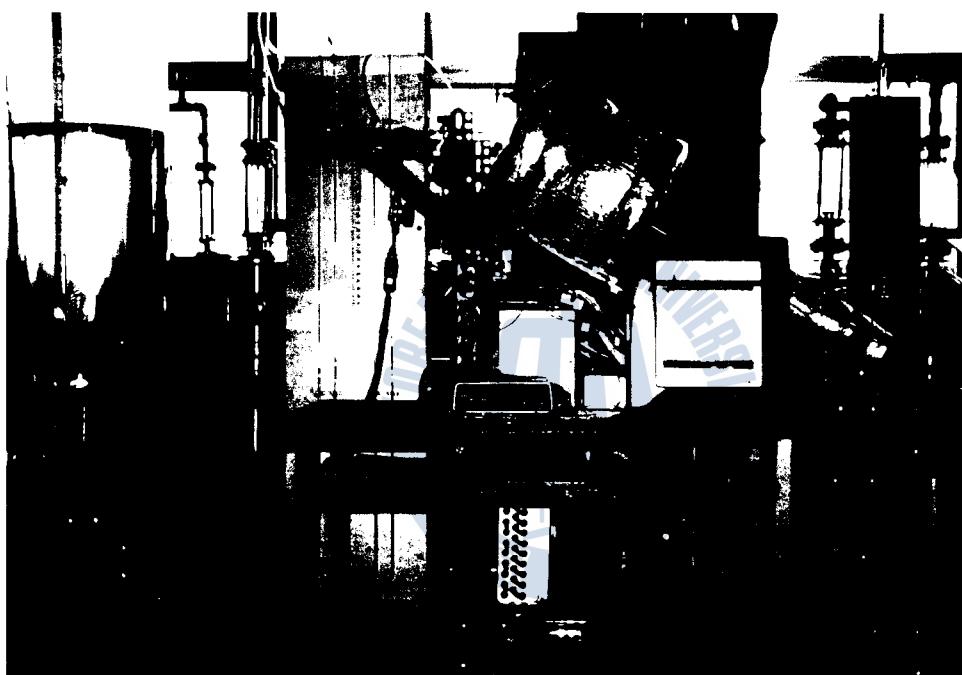


Fig.3.3 Photo of experimental apparatus

兩側에는 外徑 78mm, 內徑 15.8mm, 두께 3mm의 테프론을 끼워 熱의 移動을 遮斷시켰다.

그림에서와 같이 實驗部 兩側에는 銅으로 加工된 캡을 使用해 서, 作動液을 供給하는 뷔우렛과 레벨게이지 그리고, 마노메타와 레벨 게이지에 連結되도록 하였다. 이 캡들은 實驗部와 組立될 수 있도록 1", 1.5"의 나사로 加工되어 있으며, 中央에는 2mm의 구멍을 加工하여 内部溫度 測定用 热電對를 組立할 수 있도록 하였다. 本 實驗에서 가장 중요한 裝置인 热電對는 그림에 나타낸 바와 같이, 内部의 作動溫度 測定用이 2개, 蒸發部의 内壁面 測定用이 4개, 热流束 計算을 위해 半徑方向으로 2개, 温度 監視用 1개로 蒸發部에는 모두 8개를 設置하였으며, 冷却側에는 内壁溫度 測定用 3개, 冷却탱크 속 얼음 測定用 2개로 모두 6개가 設置되어 있다. 實驗의 변수 중에 하나인 凝縮部에 대한 蒸發部의 길이의 比를 變化시키기 위하여, 蒸發部 下端에서 길이가 200mm와 300mm인 지점에 폭 3mm, 깊이 20mm인 홈을 半徑方向으로 加工하여 그 속에 切緣物質을 注入시켰다. 蒸發部 길이가 200mm, 300mm, 400mm일 때, 凝縮部의 길이에 대한 蒸發部 길이의 無次元比는 각각 0.67, 1.00, 1.33이다.

Fig.3.4는 히트파이프의 蒸發部인 加熱 銅블록의 詳細圖를 나타낸다. 그림에서와 같이, 内壁面 温度가 均一한 分布를 갖도록 하기 위하여, 外徑 78mm, 길이 400mm의 銅블록을 加工하여 蒸發部로 使用하였다. 銅블록 内側은 直徑 16mm의 구멍을 加工하여, 内部流動과 加熱狀態에 영향을 미치지 않도록 하였다.¹⁷⁾ 그리고 外側은 파치가 8mm이고 폭이 3mm인 삼각홈을 나사식으로

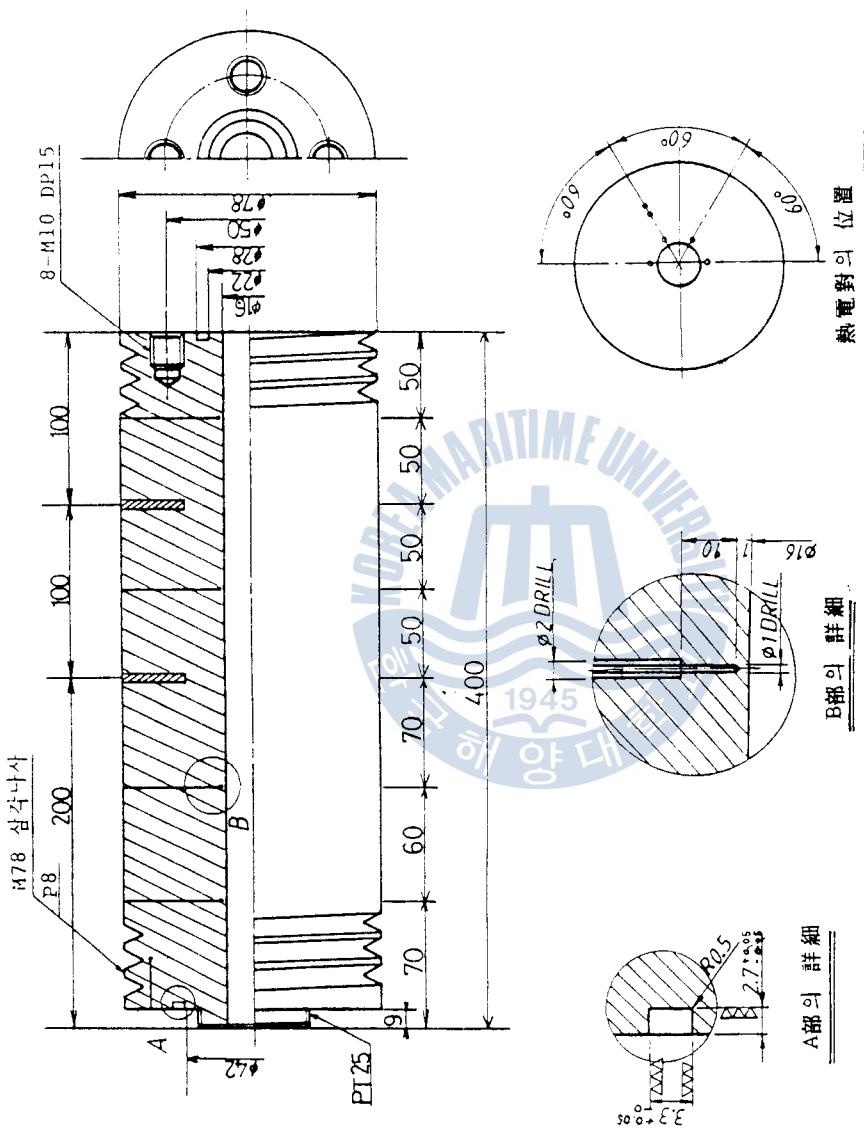


Fig.3.4 Detailed diagram of the heating copper block

加工하여 絶緣物質을 얇게 바른 후, 칸탈선(Fe-Cr)을 연속적으로 감고, 그 위에 다시 絶緣物質을 발랐다. 絶緣物質은 磷酸(H_3PO_4)과 물을 약 1對3의 比率로 섞은 混合液에 酸化마그네슘(MgO)을 適當한 量으로 섞어서 만들었으며, 칸탈선 위에 絶緣物質을 固着시킨 후, 長時間이 지나면 우수한 絶緣物質이 된다. 그리고 하터의 끝과 電線과의 連結部에는 電線의 耐熱溫度가 낮기 때문에 이로 因하여 發生되는 損傷을 防止하기 위해 連結部에 放熱片을 設置하였다. 또, 銅블록 全體는 外部로의 热損失을 防止하기 위해 銅블록 表面에 그라스울과 폴리에틸렌을 使用하여 충분히 斷熱시켰다. 또한, 加熱 銅블록 하단의 ケップ 連結部와 上端의 斷熱部 접속部分에는 오링홀을 精密加工하여 作動流體의 漏泄을 防止하였다. 内部壁面에 設置된 热電對는 'B部 詳細'에 나타낸 바와 같이, 直徑 2mm와 1mm의 드릴로 精密加工하였으며, 加工後 생기는 V자形의 흠은 별도의 精密加工을 통하여 斷面이 반듯한 狀態가 되도록 함으로서 热電對 구멍에 밀착되게 하여 測定誤差를 最小化하였다. 銅블록 속에 심어져 있는 热電對는 모두 外徑 1mm의 스테인레스 뷰브 속에 $50\ \mu m$ 의 C-A 热電對를 밀어 넣고, 접점이 약간 나오도록 하여 加工된 흠에 접점이 密着되도록 하였다. 内表面 热電對는 'C部 詳細'에 나타낸 바와 같이, 半徑 方向으로 60° 각도씩 어긋나게 심어져 있으며, 蒸發部 下端에서의 거리는 70mm, 130mm, 250mm, 350mm이다. 또한, 内面에서의 거리는 각각 1.20mm, 0.90mm, 1.00mm, 1.20mm이며, '銅블록 가운데 심어져 있는 热電對는 内表面에서의

두께가 15.3mm, 17.4mm이다.

Fig.3.5는 内部의 流動狀態를 관찰하기 위해 길이 300mm, 直徑 78mm의 黃銅加工物 속에 外徑 19.8mm, 内徑 16mm의 강화유리가 조립되어 있는 斷熱部의 詳細圖를 나타낸다. 兩端에는 加熱部와 凝縮部를 連結하기 위해 4개의 10mm볼트 구멍을 加工하였으며, 軸方向의 外側 壁面과 유리管이 끼워지는 内壁面에는 詳細圖에 나타낸 것과 같은 오링홈을 精密加工하였다.

Fig.3.6과 Fig.3.7은 冷却탱크의 外側에 얼음이 얼리도록 1/2" (12.7mm)의 銅파이프를 감은 狀態와 탱크 内部에 하트파이프가 組立되어 있는 全景을 각각 찍은 寫眞이다. 冷却탱크는 軸方向의 두께가 10mm, 半徑 方向의 두께가 4mm인 철판으로 製作하였으며, 冷却탱크 속에 캡과 組立되는 銅파이프는 外徑이 26mm, 内徑이 16mm가 되도록 直徑 30mm의 黃銅棒으로 製作되었다. Fig.3.7에서 보는 바와 같이 冷却탱크 内部는 하트파이프 주위에 直徑이 약 150mm되는 칠망을 製作하여, 얼음 融解時에 얼음 덩어리가水面으로 浮上하는 것을 防止하였다. 하트파이프 内表面에는 下端에서 거리가 75mm, 150mm, 225mm 되는 지점에, 蒸發部 内側 热電對와 똑같은 方法으로 3군데 設置하였으며, 약 150mm되는 지점에서 하트파이프와의 거리가 약 30mm 되는 位置에 冷却탱크 内部의 얼음 温度를 測定하기 위한 热電對를 각각 附着시켰다. 그리고 冷却탱크의 亂部分에 組立되어 있는 캡에는 中央에 内部의 作動 温度를 測定하기 위한 热電對가 設置되어 있으며, 真空펌프와 마노메터를 連結하도록 되어 있다. Fig.3.8은 冷却탱크에 設置한 銅파이프와 連結된 冷凍裝置를 나타내는

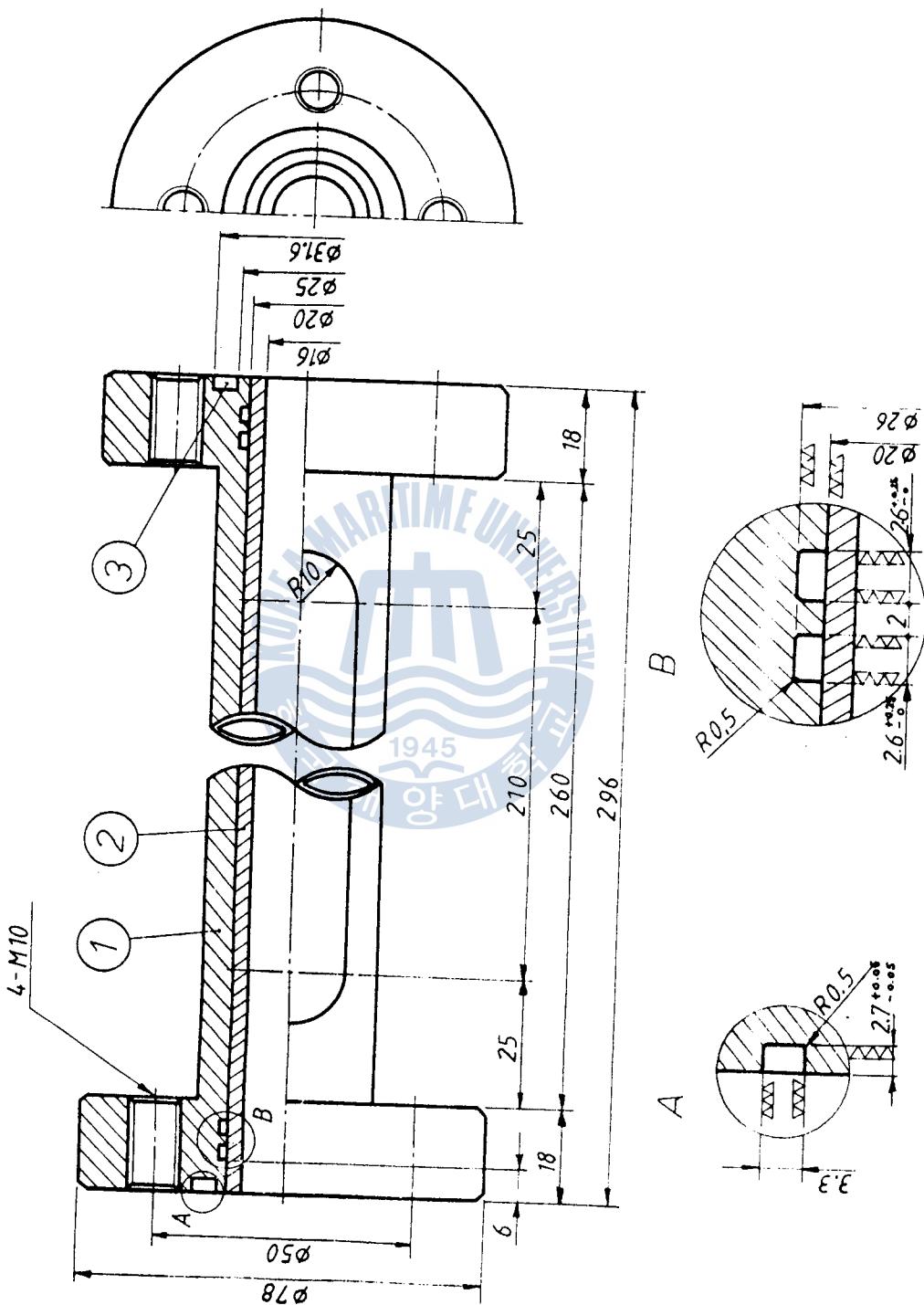


Fig. 3.5 Detailed diagram of adiabatic section

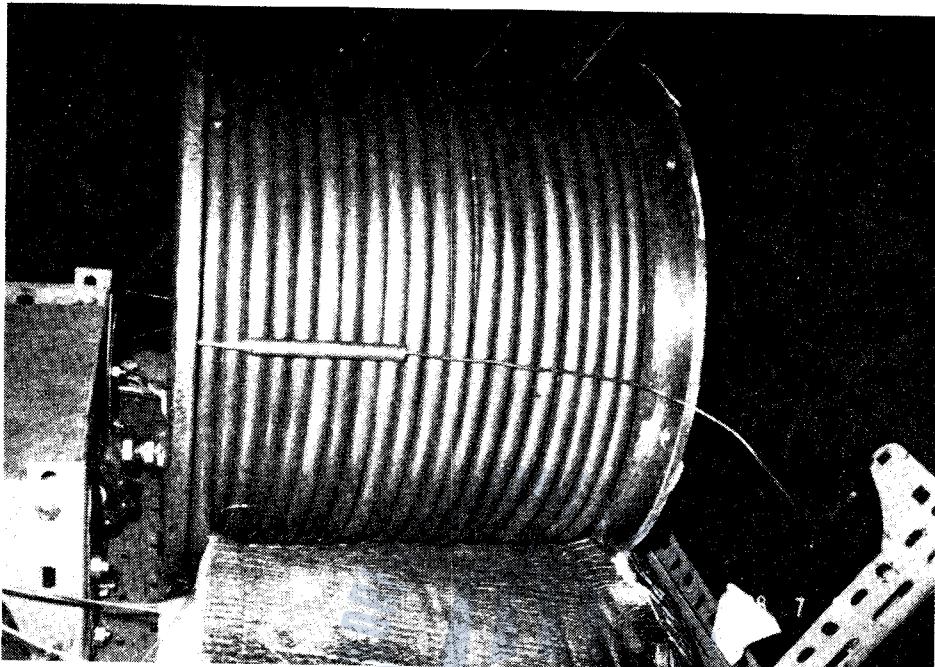


Fig.3.6 Photo of evaporating coil rolled cooling tank

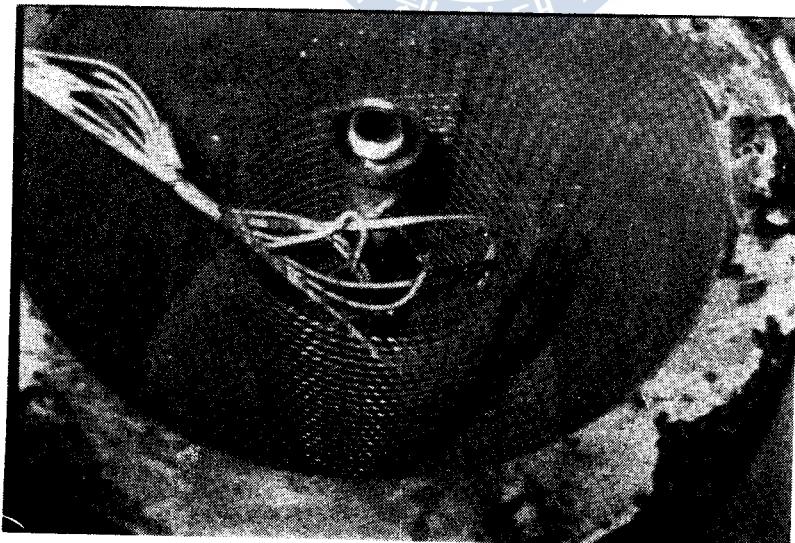


Fig.3.7 Photo of the inside of the cooling tank

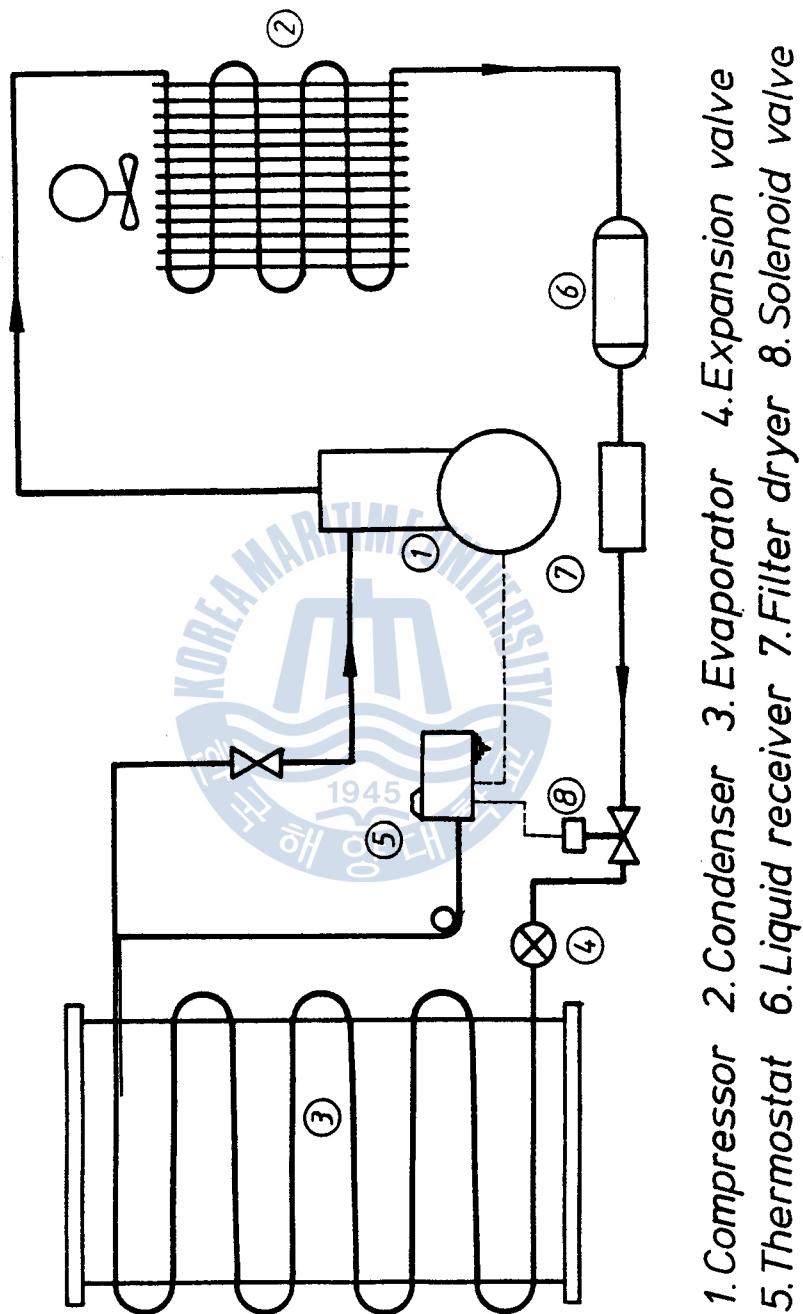


Fig. 3.8 Schematic diagram of refrigerator units

系統圖이다. 이 冷凍裝置는 그림에서와 같이 壓縮器, 空冷式
凝縮器, 펑창밸브, 冷却탱크에 設置된 蒸發器, 受液器, 電子弁,
溫度調節器 等으로 構成되어 있다. 本 實驗에 設置된 壓縮器는
1/2馬力이며, 使用된 冷媒는 R - 12이다.

Fig.3.9는 實驗에서 使用한 热電對 중에서 하트파이프의 内部
溫度를 測定하는 热電對 2개를 檢定한 結果例를 나타내고 있다.
本 研究에서 使用된 모든 热電對는 50 μm 의 Chromel-Alumel 热傳
對와 直徑 200 μm 의 씨스형 热電對를 납땜하여 連結해서 使用하였다.
이와 같이 標準溫度計에 의한 指示溫度와 이에 상당하는 热電對
의 热起電力과의 檢定結果를 最少自乘法으로 처리한 直線의
方程式을 Table. 3.1에 나타내었다.¹⁸⁾ 本 實驗에서 使用한
作動流體는 R - 113($\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$)이다. 大氣壓에서 R - 113의
蒸發溫度는 47.57 $^{\circ}\text{C}$, 凝固點은 -35 $^{\circ}\text{C}$ 이며, 臨界壓力은 3.413MPa
, 臨界溫度는 214.1 $^{\circ}\text{C}$ 이다. Table. 3.2는 R - 113의 液狀 및
氣狀의 物性值를 實驗範圍內에서 數式化한 結果를 나타내고
있다.²¹⁾

3.3 實驗方法

Table. 3.3은 本 實驗에 있어서의 實驗 파라메타와 實驗의
範圍를 나타내고 있다. 이 표에 나타낸 作動壓力의 範圍는
Fig.3.1에 表示한 實驗部의 凝縮部側에 設置된 마노메타에 의해

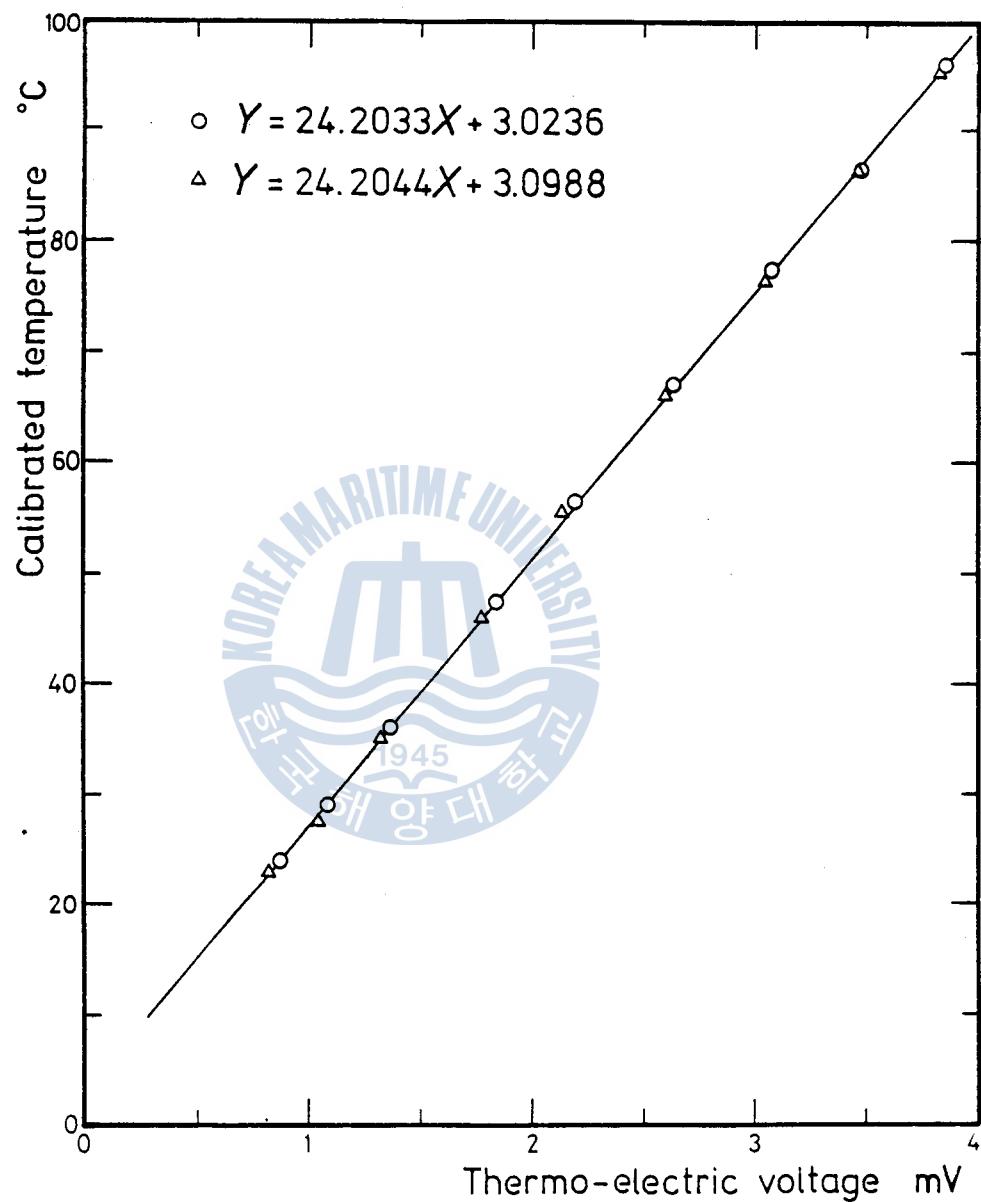


Fig.3.9 Calibration results of 2-thermocouples

Table.3.1 Calibration results of C - A thermocouples by least-squares curve fitting

No. 1	$Y = 24.12033 \cdot X + 3.0236$
No. 2	$Y = 24.1569 \cdot X + 2.5141$
No. 3	$Y = 24.2570 \cdot X + 1.7282$
No. 4	$Y = 24.1140 \cdot X + 2.0254$
No. 5	$Y = 24.0121 \cdot X + 2.4535$
No. 6	$Y = 24.2641 \cdot X + 2.8435$
No. 7	$Y = 24.1998 \cdot X + 2.1528$
No. 8	$Y = 24.2559 \cdot X + 2.8057$
No. 9	$Y = 24.2044 \cdot X + 3.0988$
No. 10	$Y = 24.3867 \cdot X + 2.4080$
No. 11	$Y = 24.4920 \cdot X + 1.9862$
No. 12	$Y = 25.3303 \cdot X + 1.6195$
No. 13	$Y = 24.6198 \cdot X + 2.0634$
No. 14	$Y = 24.4433 \cdot X + 2.5820$

Y = Temperature ($^{\circ}\text{C}$)

X = Thermoelectric Voltage (mV)

Table. 3.2 Property values of R-113

Property	0.037 MPa	0.04 MPa
T _s (°C)	20.23	21.96
h _l (kJ/kg)	214.98	216.54
h _v (kJ/kg)	367.32	367.93
μ ₁ (kg/m·s)	0.693 x 10 ⁻³	0.677 x 10 ³
ν ₁ (m ² /s)	0.440 x 10 ⁻⁶	0.431 x 10 ⁶
k _l (kJ/m·s·°C)	0.738 x 10 ⁻⁴	0.734 x 10 ⁴
C _{p1} (kJ/kg · °C)	0.950	0.952
σ (kg/s ²)	0.0177	0.0175
ρ _l (kg/m ³)	1572.6	1567.3
ρ _v (kg/m ³)	2.913	3.134
P _{r1} = C _{p1} · μ ₁ / k _l	8.92	8.78

Table.3.3 Range of Experimental parameters

Kind of working fluid	R - 113
Inner diameter of heat pipe d mm	16
Ratio of the amount working fluid V^* ($= V_t / V_h$)	0.17, 0.22, 0.28 , 0.43, 0.50
Total length L _t mm	1000
Ratio of heated length to cooled length L' ($= L_h / L_c$)	1.33
Mean working pressure P MPa	0.02 - 0.05

測定된 壓力을 의미한다. 實驗에 들어가기 전에, 實驗部 内部를 아세톤, 알코올, 증류수의 順으로 깨끗이 씻어내고, 최종적으로 作動流體인 R - 113을 넣고 약간 加熱하여 内部의 불순물을 완전히 除去하였다. 그리고 冷却탱크 속의 물을 열려서 凝縮部로 使用하기 위해 Fig. 3.8과 같은 冷凍裝置를 이용하였다. 冷却탱크 속의 정확한 量의 물供給은 水頭탱크를 이용하였으며, 물을 열리는 동안은 大氣壓 狀態로 維持되도록 밸브를 調節하였다. 常溫의 물이 $-5^{\circ}\text{C} \sim -10^{\circ}\text{C}$ 정도의 얼음으로 되는데 所要되는 時間은 約 14 ~ 16 時間 이었다. 또 實驗에 앞서, 히트파이프 内의 空氣를 真空펌프로 뽑아내고, 實驗部를 獨立시킨 후, 미리 計算된 作動液을 注入하였다. 다음에 蒸發部를 약간 加熱하여, 實驗部 속에 包含되어 있는 不凝縮 가스를 除去하는 方法을 使用하였다. 蒸發部에서 蒸發되는 蒸氣에 의해 不凝縮 가스는 管 上端으로 上昇하여, 凝縮部의 끝段에 滯留하게 되므로 凝縮部側의 밸브를 몇 번 열어서 内部의 殘留空氣를 완전히 除去하였다. 히트파이프가 定常狀態에 도달하기 위해서는 상당한 時間이 필요하다고 알려져 있는데 本實驗에서는 3 ~ 4 時間의豫備加熱이 필요하였다. 그리고 實驗部가 定常狀態에 到達되었는가는 펜 記錄計에 나타나는 蒸發部側의 内表面溫度가 一定한가, 또한 蒸發部와 凝縮部의 内部溫度가 一致하는가로 確認하였다.

定常狀態에 到達하였을 때 各部의 内部溫度와, 内壁面溫度, 作動壓力 等을 記錄하였으며, 점차적으로 電壓을 增加시켜 가면서 實驗을 진행하였다. 加熱길이를 먼저 400mm로 한 狀態에서 作動液量을 바꾸어 가면서 각각의 實驗條件 下에서 热流束과 热傳達係數等을 測定하였다.

第 4 章 實驗結果 및 考察

本 實驗裝置의 實驗部인 하트파이프는 全體的으로 30° 傾斜して 있으며, 作動流體를 凝縮시키는 凝縮部는 冷却탱크 속에 물을 얼려서 冷却시키므로, 비교적 낮은 温度 $-5^{\circ}\text{C} \sim -10^{\circ}\text{C}$ 에서 作動液이 凝縮되어 下部에 있는 蒸發部로 흘러내리게 된다.

Fig.4.1은 이러한 實驗條件 下에서, 傳熱量의 增加에 따른 内部壓力과 温度와의 關係를 比較하여 나타낸 것이다. 加熱길이가 400mm 이고, 無次元 作動液의 量(V^*)이 0.22인 實驗條件下에서 定常狀態 時의 内部溫度와 壓力과의 關係를 나타내었다. 点線으로 表示된 것은 兩端에서 測定된 内部溫度를 平均하여 壓力과의 關係를 나타낸 것이다며, 直線으로 表示된 것은 凝縮部側에 連結된 마노메타를 통하여 測定된 内部壓力을 나타낸다. 加熱量이 적어서 壓力이 낮은 경우에는 内部溫度와의 差가 적지만, 加熱量이 增加하여 内部壓力이 높아질 수록 内部溫度와의 差가 커지는 것을 볼 수 있다. 이와 같이 加熱量이 增加할수록 内部壓力과의 差가 커지는原因是 蒸氣流速의 增加에 따른 界面의 摩擦力에 의한 壓力損失에 起因한다고 생각되어진다. 摩擦力에 의한 壓力損失은 兩端의 길이와 液의 流速에 比例하여 커진다.

4.1 하트파이프의 热傳達係數

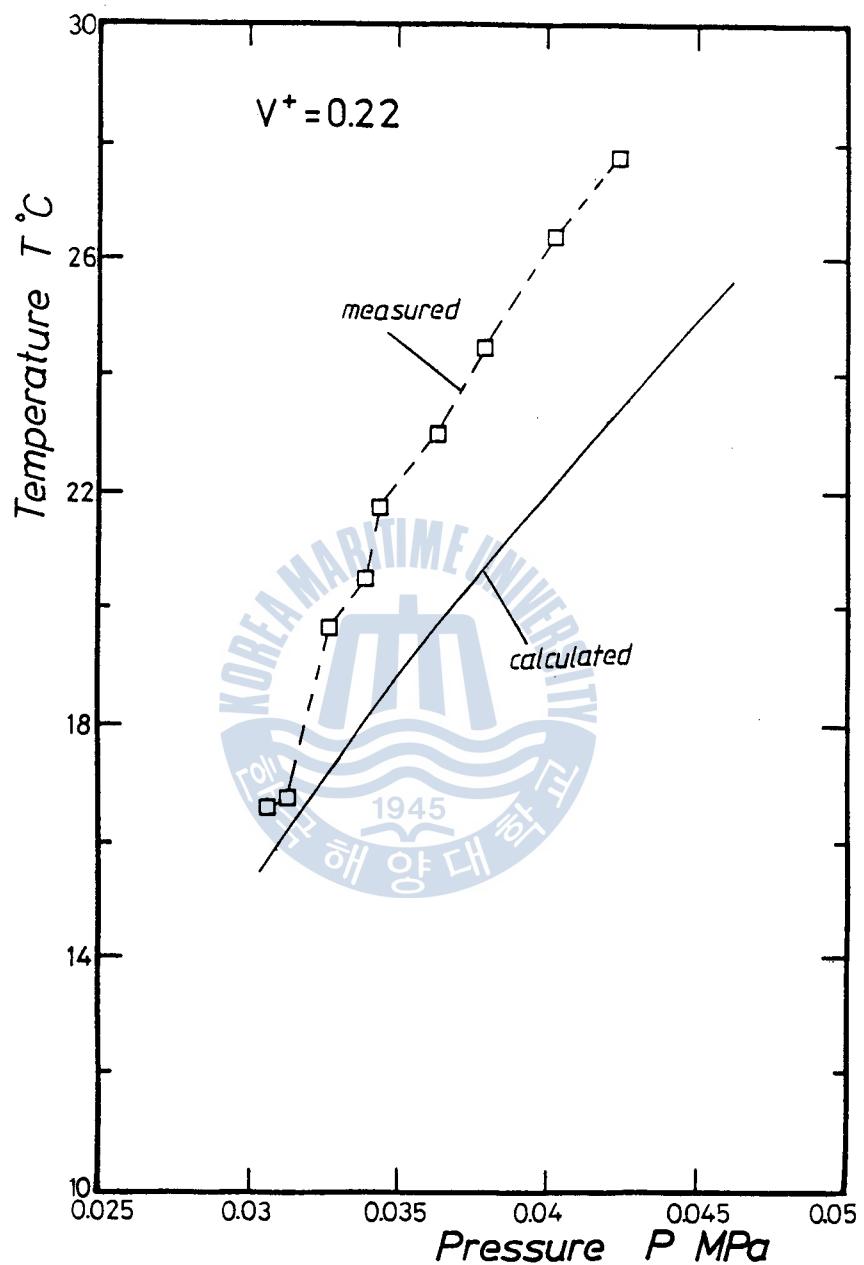


Fig. 4.1 Comparison of the measured inner temperature with saturated temperature from the measured pressure at $V^+=0.22$

히트파이프에 있어서 热傳達係數들은 다음과 같은 式으로 나타낼 수 있다.

$$Q = A_{hi} \cdot h_{hm} \cdot (T_{wh} - T_s) \quad (4.1)$$

$$Q = A_{ci} \cdot h_{cm} \cdot (T_s - T_{wc}) \quad (4.2)$$

$$Q = A_{hi} \cdot h_t \cdot (T_{wh} - T_{wc}) \quad (4.3)$$

式(4.1), 式(4.2), 式(4.3)에서 蒸發部의 平均 热傳達係數, 縱縮部의 热傳達係數, 管熱傳達係數들을 각각 計算할 수 있다. 그리고 위의 式들에서 다음의 關係式이 成立한다는 것을 알 수 있다.

$$\frac{1}{h_t} = \frac{1}{h_{hm}} + \frac{1}{h_{cm}} \cdot \frac{l_h}{l_c} \quad (4.4)$$

단, l_h 는 加熱 길이, l_c 는 冷却 길이를 意味한다.

作動液의 封入量이 적은 경우에 ($V^* = 0.0184$), Cohen-Baylay는 蒸發部의 热傳達係數에 關하여, 蒸發部에서도 液膜의 蒸發이 일어나고 있는 것으로 생각하여, Nusselt의 理論式 式(2.10)과 같은 式을 適用시키고 있다. 그러나 普通의 热輸送量範圍에서는 푸울沸騰(Pool boiling)의 關係式 式(2.19)를 利用하여 蒸發部의 平均熱流束과 平均 热傳達係數를 잘 計算할 수 있는 것으로

알려져 있다. 本 實驗에서도 式(2.19)를 利用하여 蒸發部의 平均 热流束과 平均 热傳達係數들을 計算하였는데, 여기서 C_{sf} 的 值은 Ueda의 論文을 參考하여 0.0047로 취하였다. 式(2.19)는 平均 热流束 q_{hm} , 内壁温 T_{wh} , 饱和温度 T_s 에 關한 式으로서, 饱和温度 T_s 가 정해지면 나머지의 物性值들이 決定되어져 다음과 같이 간단한 式으로 나타내어진다.

$$q_{hm} = C \cdot (T_{wh} - T_s)^3 \quad (4.5)$$

단, C는 饱和温度 T_s 에 의해서 決定되어지는 常數이다. Fig.4.2는 内部壓力이 0.037MPa ($T_s=20^{\circ}\text{C}$)인 경우에 温度差 ($T_{wh} - T_s$)와 平均熱流束 q_{hm} 과의 關係를 나타낸 것이다. 作動液量의 變化에는 그다지 큰 영향이 없으나, 無次元 封入量의 比가 0.22, 0.28인 경우에 計算值와 비교적 잘一致하였으며, 饱和壓力이 0.037MPa일 때 式(4.4)의 常數 C의 値은 3.277이었다. 饱和壓力이 增加할수록 같은 温度差에 대하여 热流束의 値은 커지게 된다. Fig.4.3은 式(4.1)을 利用하여 過熱度 ($T_{wh} - T_s$)와 平均熱傳達係數 h_{hm} 과의 關係를 饱和温度 $P=0.037\text{MPa}$ 인 경우에 대하여 나타내었다. 그림에서 알 수 있듯이 一定한 饱和壓力에 대하여 温度差의 値이 增加할수록 平均熱傳達係數의 値은 增加하게 된다. Fig.4.4는 凝縮部에서의 平均 凝縮热傳達係數를 나타내는 그림으로서, Nusselt의 理論式을 利用하여 計算值와 實驗值를 비교한 것이다. 앞에서 나온 Nusselt의 式(2-10)은 重力加速度를 考慮하면 다음과 같이

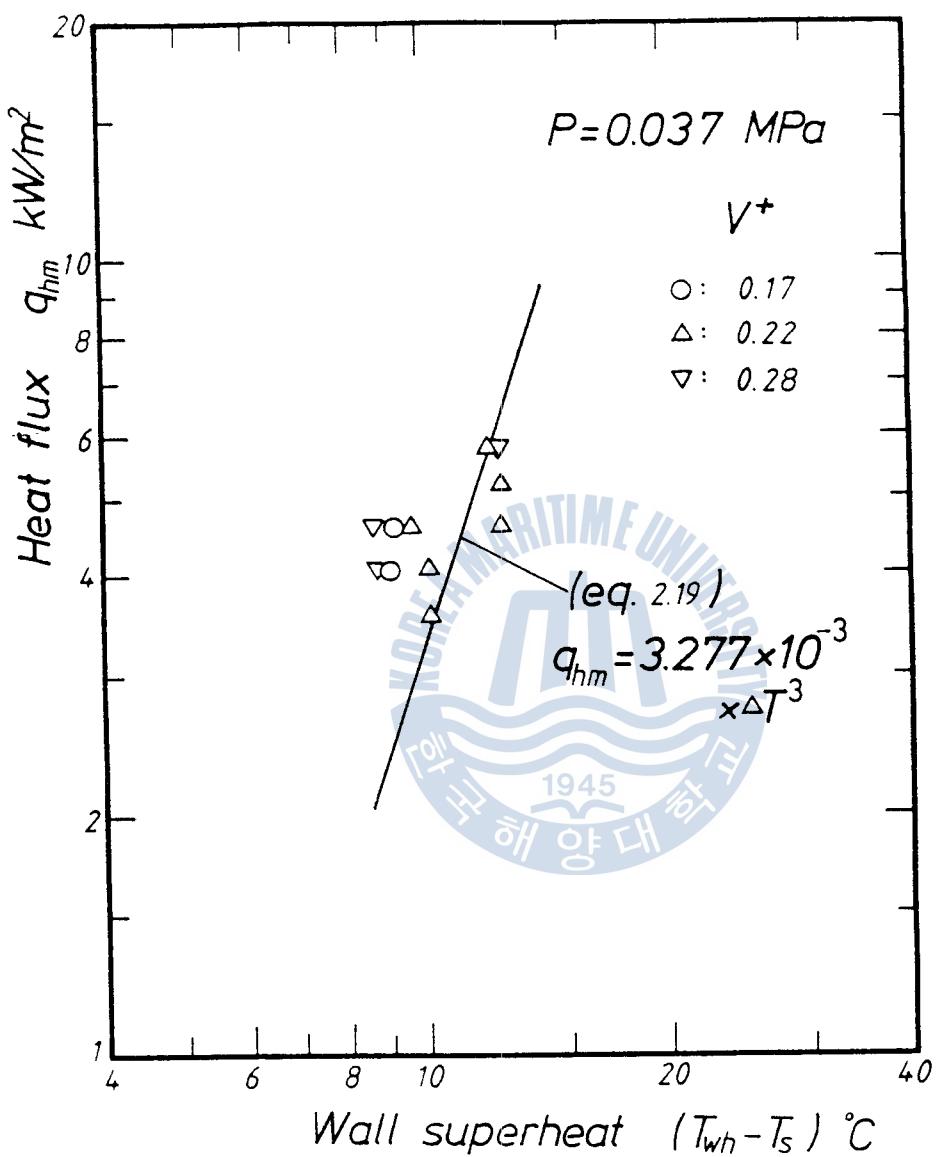


Fig. 4.2 Variation of mean heat flux with ΔT_s

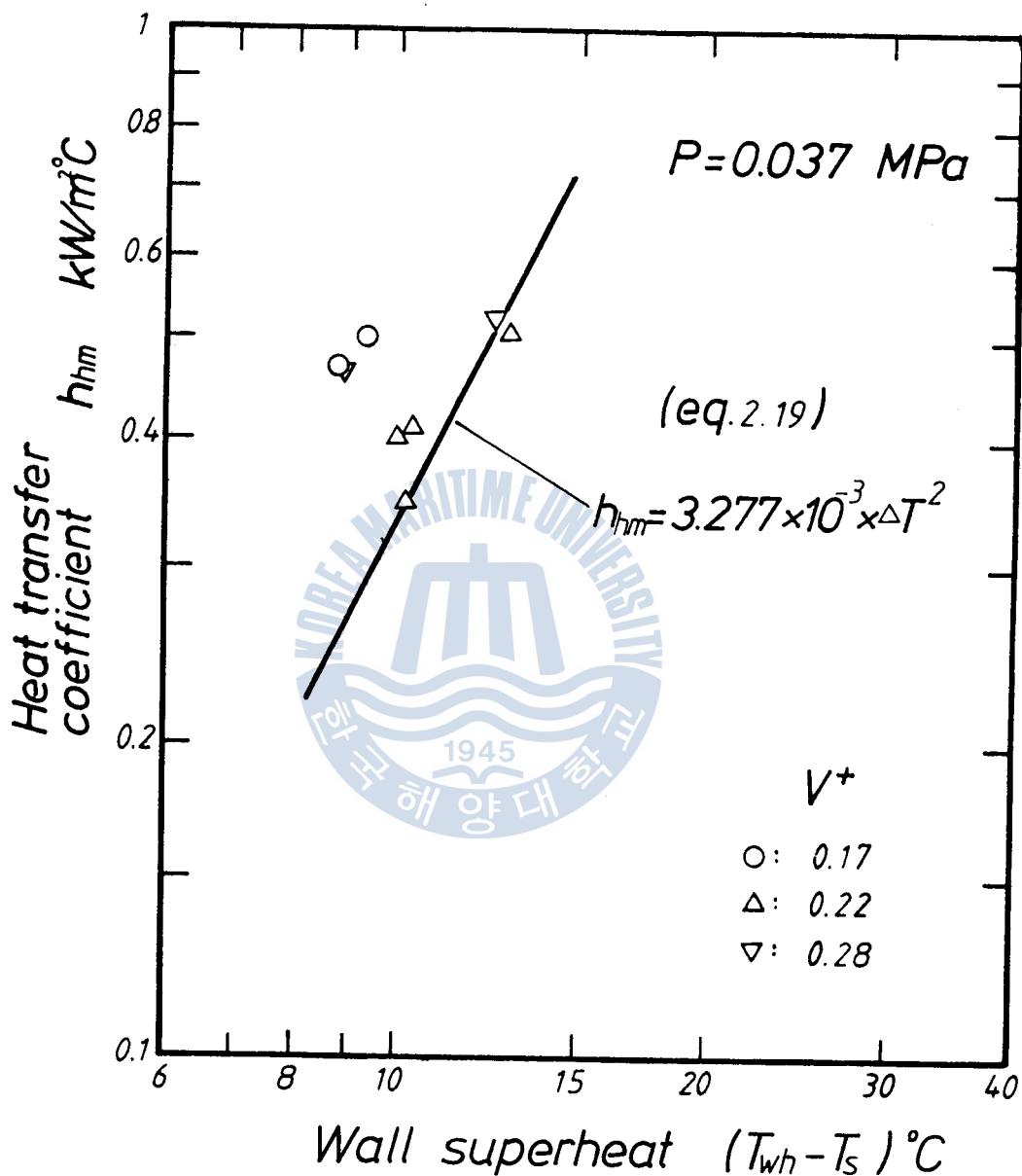


Fig. 4.3 Mean heat transfer coefficient in the heated section

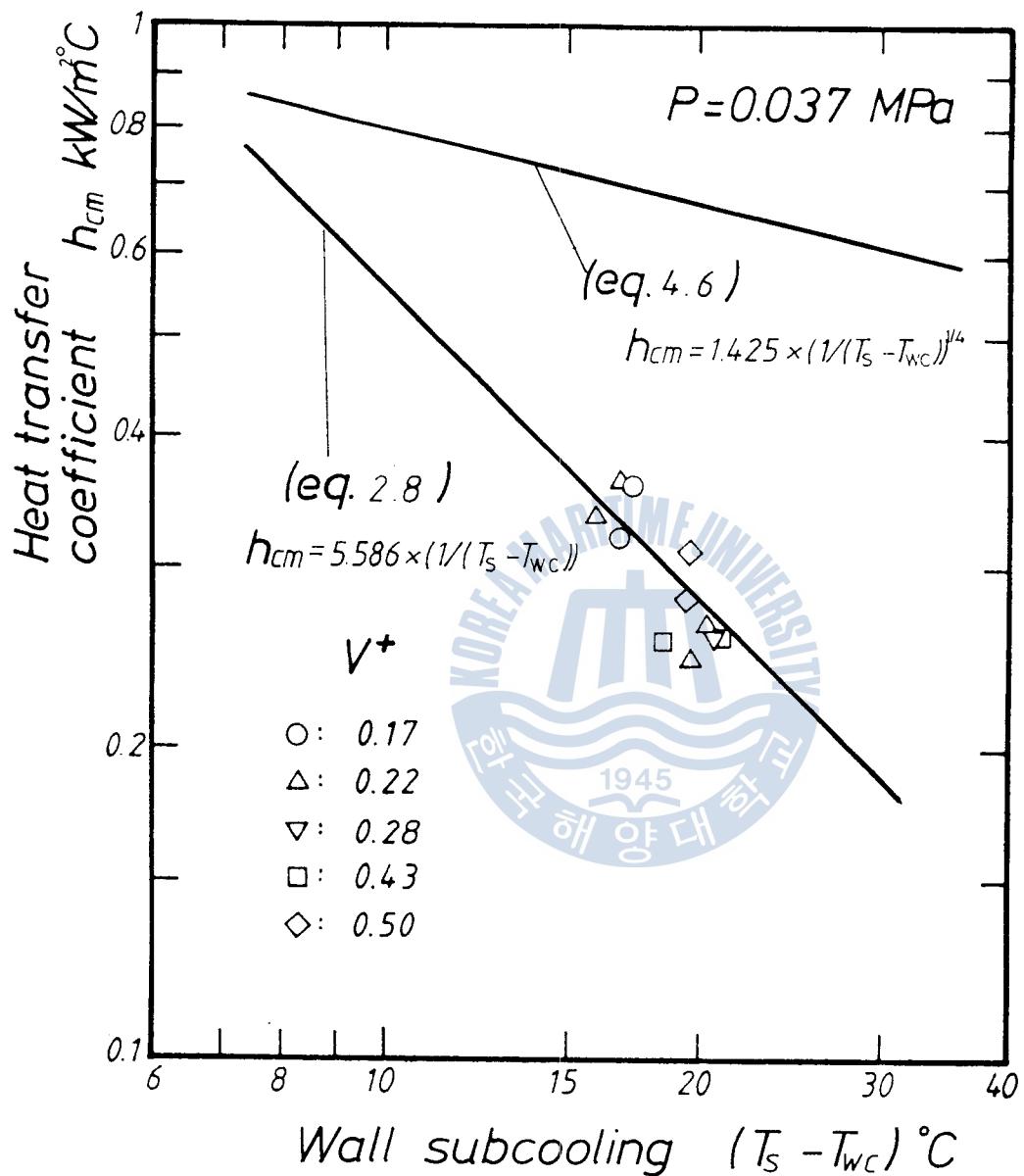


Fig.4.4 Mean heat transfer coefficient in the cooled section

變形된다.

$$h_{cm} = \eta_c \cdot \frac{4}{3} \left[\frac{g \cdot \sin\theta (\rho_1 - \rho_v) 4 h_v k_1^3}{4 \nu_1 (T_s - T_{wc}) L_c} \right]^{1/4} \quad (4.6)$$

여기서, η_c 는 實驗係數로서 값의 範圍는 보통 1.1 - 1.2 이다. 그리고 $g \cdot \sin\theta$ 는 傾斜角을 考慮한 軸方向의 加速度 成分이며, 本實驗에서의 傾斜角은 30° 이다. 그림에서 上端部分에 완만한 기울기를 가진 直線은 實驗係數 η_c 를 1.1로 하여 式(4.6)에 適用한 計算值이며, 아래에 있는 기울기가 큰 直線은 앞에서 言及한 蒸氣의 流速을 考慮한 式(2.8)에 適用하여 計算한 直線의 式이다. 그림에서와 같이 實驗值는 Nusselt의 式에 의한 값보다 상당히 작게 나타나고 있으며, 蒸氣의 流速을 考慮한 式과 비교적 잘一致하고 있음을 알 수 있다. 鮑和壓力이 0.037MPa일 때 Nusselt의 式은

$$h_{cm} = 1.425 \times (T_s - T_{wc})^{-1/4} \quad (4.7)$$

로 되며, 蒸氣의 流速을 考慮한 式(2.8)에 의한 平均 熱傳達係數에 關한 式은

$$h_{cm} = 507.80 \times \Gamma_o (T_s - T_{wc})^{-1} \quad (4.8)$$

로 된다. 이와 같이 凝縮部의 平均 熱傳達係數가 Nusselt式에 의한 計算值 보다 낮게 되는 原因은 다음과 같이 생각되어 진다.

凝縮部의 温度가 낮은 열음속에서 實驗部 속의 蒸氣를
凝縮시키므로 즉, 放熱容量이 커서 液의 流速이 높아지게 되어
蒸氣가 가지고 있는 界面의 運動量이 凝縮에 의한 液膜을
增加시키기 때문이며, 더욱이 内部壓力이 높을수록 热傳達係數가
減少하게 되는데, 이러한 原因도 蒸發部에서 發生한 液滴의
일부가 蒸氣흐름에 同伴되어 凝縮部로 流入함으로써, 凝縮
液膜두께를 증가시켜 热傳達率을 低下시키는 效果를 가져온다고
생각되어 진다. Fig.4.5는 作動液量에 따른 飽和溫度 T_s 와
蒸發部의 平均熱流束 과의 關係를 나타낸 것이다. 단순히 飽
和溫度를 增加시켰을 때, 平均 热流束은 作動液量에는 큰 關係
없이 增加하지만, 作動液量의 比가 $V^* = 0.50$ 일 때 热流束이 약간
낮게 增加하고 있음을 알 수 있다. 이와같이 内部의 飽和壓力이
増加할수록 热流束의 기울기는 減少하며, 限界值가 存在하는 것
을 알 수 있다.

4.2 作動液量의 變化에 대한 영향

Fig.4.6은 作動液量의 變化에 따른 飽和溫度와 蒸發部의 平均
熱傳達係數와의 關係를 나타낸 것으로서, 作動液量이 비교적
작은 경우에는 ($V^* = 0.28$ 以下), 飽和溫度가 增加함에 따라
熱傳達係數도 增加하는 傾向을 보이고 있지만, 이範圍內에서

凝縮部의 温度가 낮은 얼음 속에서 實驗部 속의 蒸氣를
凝縮시키므로 즉, 放熱容量이 커서 液의 流速이 높아지게 되어
蒸氣가 가지고 있는 界面의 運動量이 凝縮에 의한 液膜을
增加시키기 때문이며, 더우기 内部壓力이 높을수록 热傳達係數가
減少하게 되는데, 이러한 原因도 蒸發部에서 發生한 液滴의
일부가 蒸氣흐름에 同伴되어 凝縮部로流入함으로써, 凝縮
液膜두께를 증가시켜 热傳達率을 低下시키는 效果를 가져온다고
생각되어 진다. Fig.4.5는 作動液量에 따른 飽和溫度 T_s 와
蒸發部의 平均熱流束 과의 關係를 나타낸 것이다. 단순히 饱
和溫度를 增加시켰을 때, 平均 热流束은 作動液量에는 큰 關係
없이 增加하지만, 作動液量의 比가 $V^* = 0.50$ 일 때 热流束이 약간
낮게 增加하고 있음을 알 수 있다. 이와 같이 内部의 饱和壓力이
增加할수록 热流束의 기울기는 減少하며, 限界值가 存在하는 것
을 알 수 있다.

4.2 作動液量의 變化에 대한 영향

Fig.4.6은 作動液量의 變化에 따른 饱和溫度와 蒸發部의 平均
热傳達係數와의 關係를 나타낸 것으로서, 作動液量이 비교적
작은 경우에는 ($V^* = 0.28$ 以下), 饱和溫度가 增加함에 따라
热傳達係數도 增加하는 傾向을 보이고 있지만, 이範圍內에서
作動液量이 작을수록 饱和溫度가 增加함에 따라 热傳達係數값의
增加幅이 減少한다는 것을 알 수 있다. 그리고 作動液量의 比가

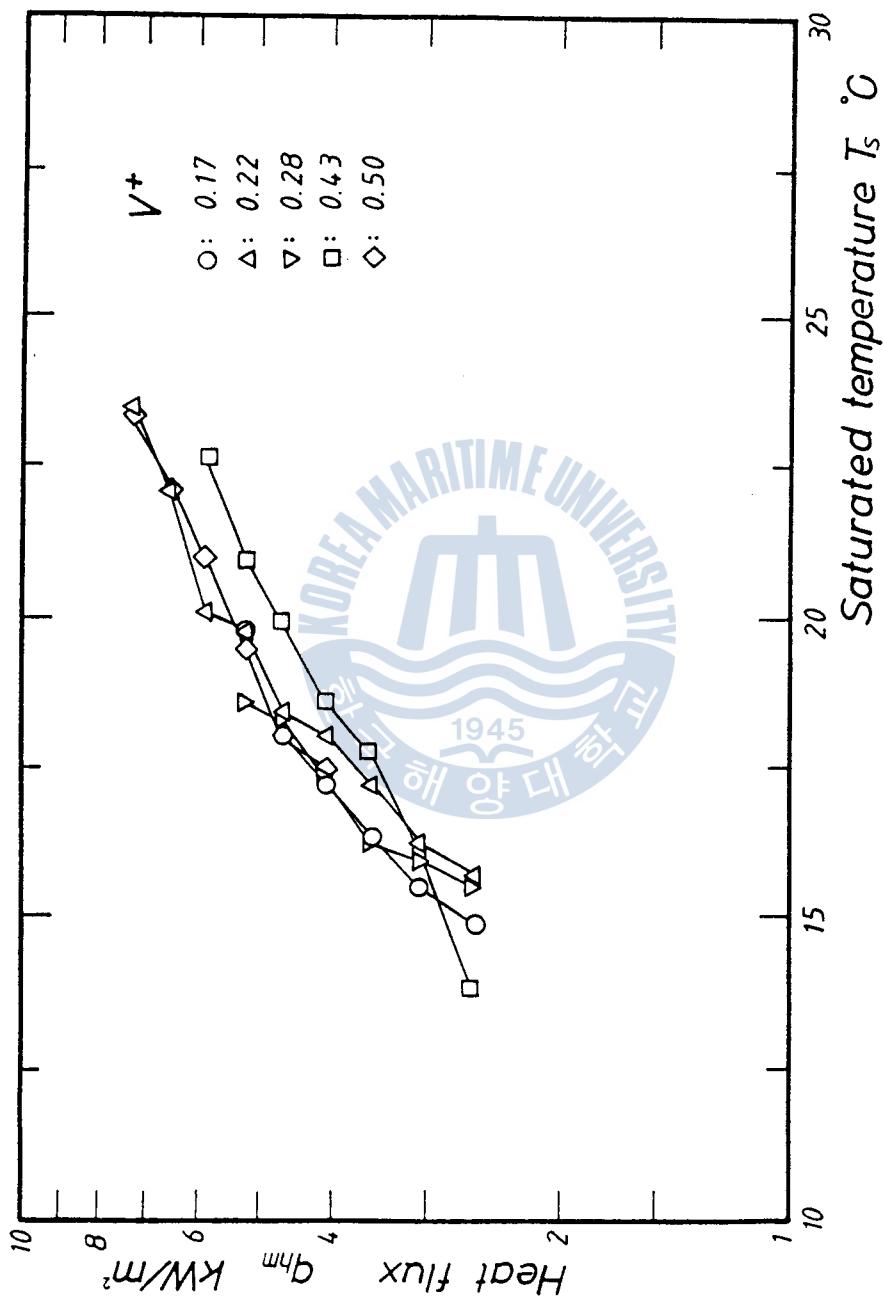


Fig. 4.5 Variation of mean heat flux with the saturated temperature, T_s

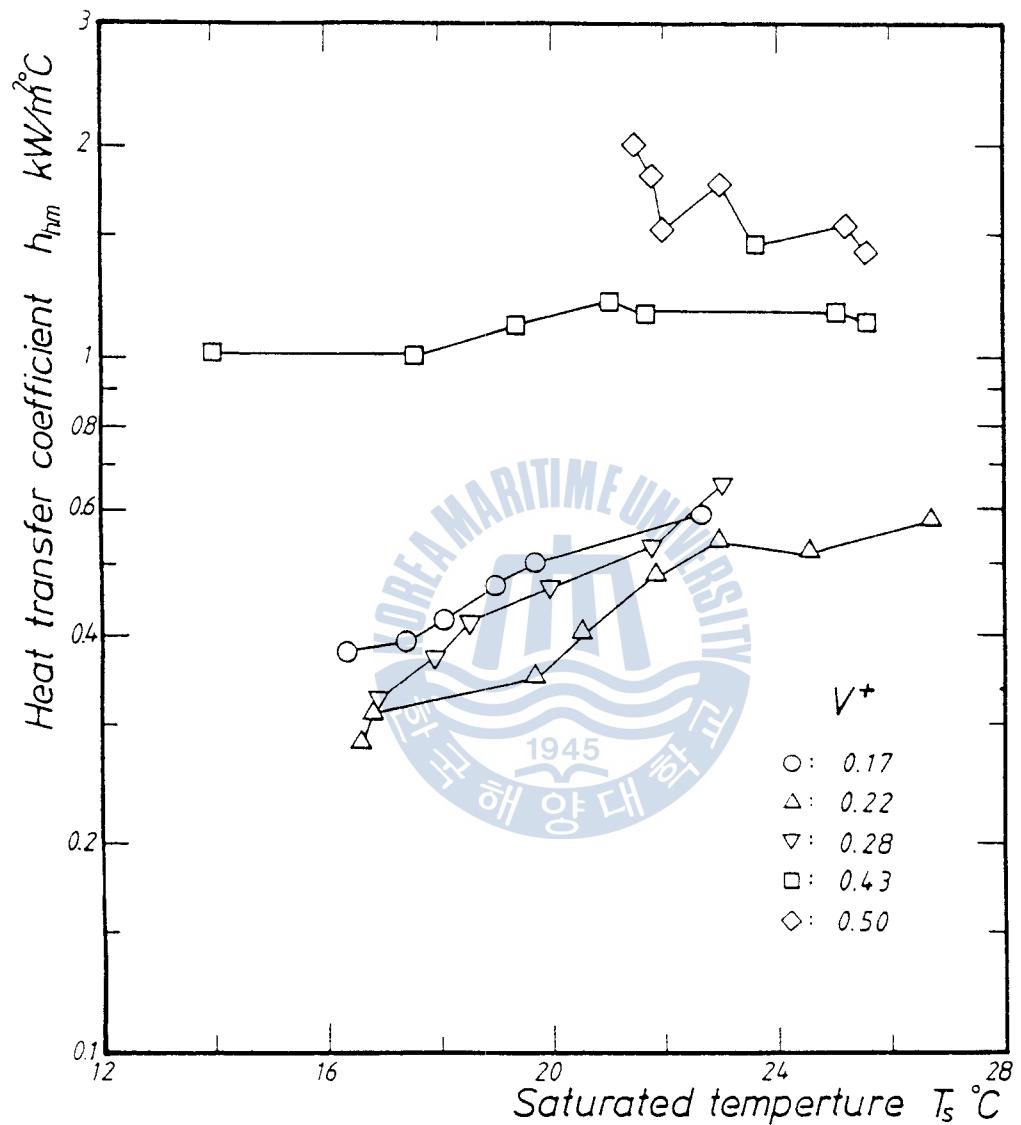


Fig. 4.6 Variation of mean heat transfer coefficient with the saturated temperature in heated section

0.43일 경우에는 鮑和溫度가 增加함에 따라 热傳達係數값은 거의
一定한 값을 가지며, $V^*=0.50$ 인 경우에는 鮑和溫度가 增加함에
따라 热傳達係數의 값은 오히려 減少하는 傾向을 나타내었다.

그러나 전반적으로 液封入量이 增加할수록 热傳達係數의 값은
增加한다는 것을 알 수 있다. 다음에는 凝縮部에 있어서, 鮑和
溫度에 대한 平均 热傳達係數와의 關係를 Fig. 4.7에 나타내었다.
全體的으로 鮑和溫度가 增加함에 따라 热傳達係數의 값은 增加하
고 있으나, 作動液量이 $V^*=0.22$ 以下인 경우에는 비교적 낮은 温度
에서 热傳達係數의 값이 增加하다가 그 以上으로 增加하지 않는
限界가 存在한다는 것을 알 수 있다.

일반적으로 作動液量이 많아지게 되면, 液이 凝縮部까지
上昇하여 亞冷卻(Subcooling)狀態가 되므로 週期的인 爆發
沸騰(Bust boiling)을 蒸起시켜 히트파이프 裝置 全體에 振動을
發生시키게 된다. 그러므로 液-蒸氣混合레벨이 거의 蒸發部와
같은 位置에 있거나 약간 높게 있도록 히트파이프를 作動 시키는
것이 좋다.⁶⁾ Larkin 과 Imura 는 液-蒸氣混合 레벨을
조사하였다. 그들은 먼저 미리 決定된 물의 量으로 유리管을
채우고, 유리管의 바닥에서 水蒸氣 대신 空氣의 여러가지
流動比들을 導入함으로써, 上昇되는 混合레벨의 높이를
測定하였다. 이들 實驗에 의하면, $V^*=1/5 - 1/3$ 이 液封入量으로
適當하다고 생각되어지며, Harada等은 $V^* = 0.25 - 0.30$ ²⁰⁾이
封入量으로서 適當하다고 생각하였다.

Fig.4.8은 热輸送特性을 나타내는 그래프로서, 蒸發部 壁溫과
凝縮部 壁溫의 差 ($T_{wh} - T_{wc}$)와 傳熱量 Q의 關係를 나타낸 것이

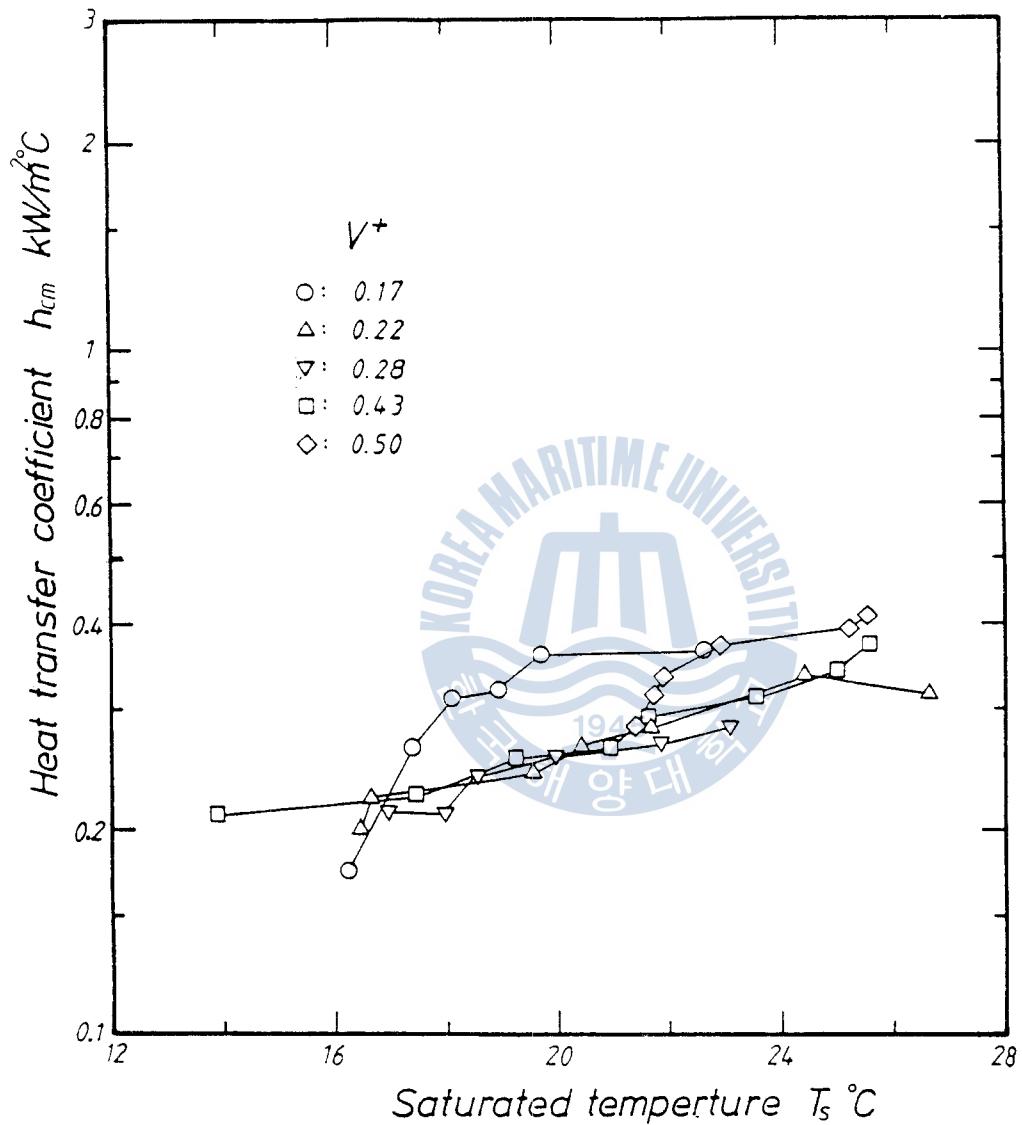


Fig. 4.7 Variation of mean heat transfer coefficient with the saturated temperature in cooled section

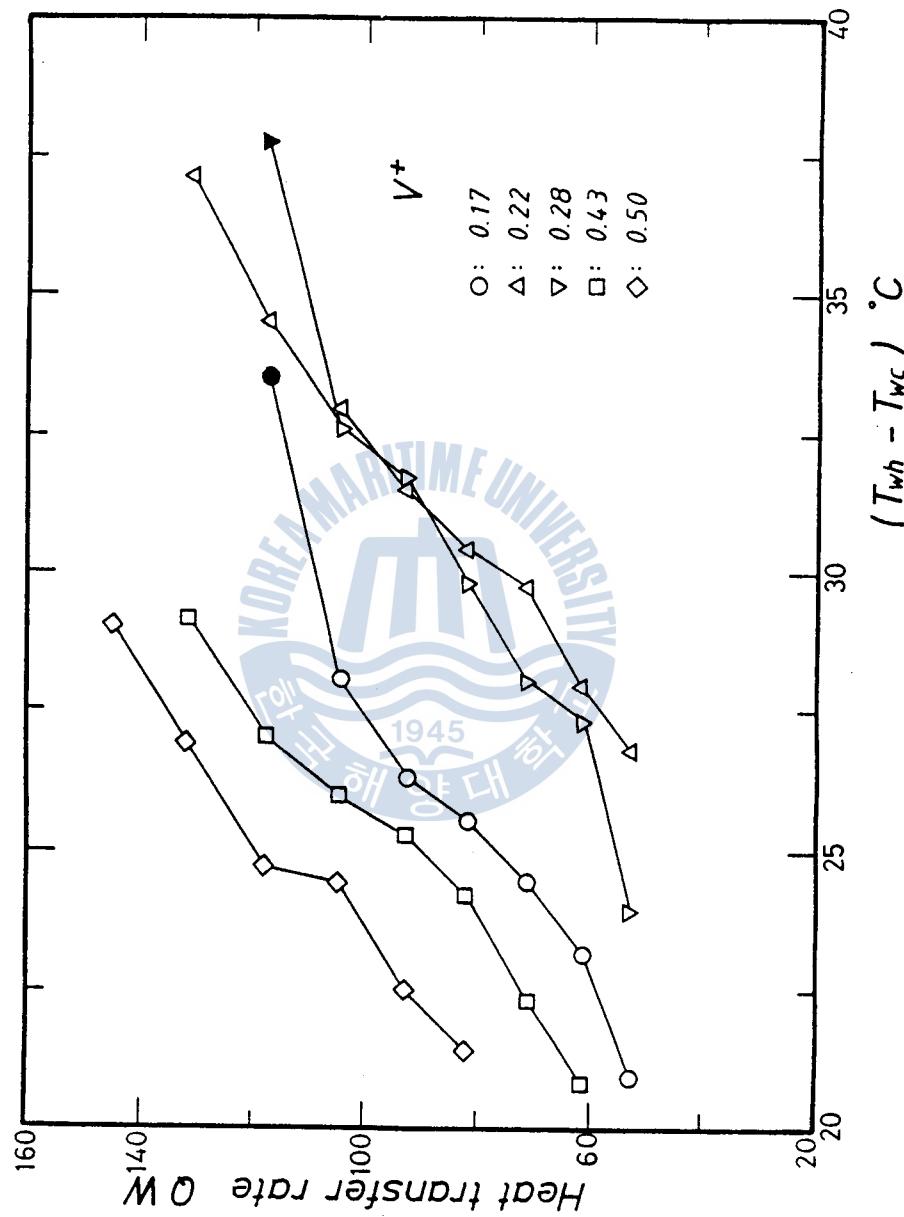


Fig. 4.8 Characteristics of heat transfer rate

다. 壁面溫度의 差가 클수록 傳熱量은 增加하는 傾向을 보이고 있으며, 같은 温度差에 대해 作動液量이 많을수록 傳熱量이增加하며, 液量이 적은 경우에는 温度差가 클수록 增加하다가 그以上으로 增加하지 않는 現象이 나타남을 알 수 있다. 그림에서 검은 칠을 한 領域에서 蒸發部의 壁溫이 급격히 높아지고 凝縮部의 壁溫이 갑자기 떨어지는 限界에 到達하였으며, 그以上 傳熱量을 輸送할 수 없는 드라이 아웃 (Dry-out)에 이어렸다고 생각되어 진다. 作動液量의 變化가 管熱傳達係數에 미치는 영향에 대한 그림이 Fig.4.9에 나타나 있다.

式(4.4)에서 알 수 있듯이 管熱傳達係數 h_t 는 蒸發部의 平均熱傳達係數 h_{hm} , 凝縮部의 热傳達係數 h_{cm} 그리고 蒸發部와 凝縮部의 길이 l_h , l_c 의 函數이다. 그림에서 알 수 있듯이 一定한 作動壓力에 대하여 內部壓力이 增加할수록, 같은 內部壓力에 대하여 作動液量이 增加할수록 管熱傳達係數는 增加하게 된다. 그리고 作動液量이 $V^* = 0.17$, $V^* = 0.50$ 인 경우에는 內部作動壓力의 영향이 약간 작게 나타나고 있음을 알 수 있다. Fig.4.10 은 傳熱量 Q와 液封入量 V^* 의 變化를 파라메타로 하여 蒸發部 壁溫과 凝縮部 壁溫의 差 ($T_{wh} - T_{wc}$)의 關係를 나타내고 있다. 加熱源에서 가하는 傳熱量 Q가 增加할수록, 그리고 兩端壁溫의 差가 커질수록, 热傳達係數는 增加하며, 傳熱量이 增加함에 따라, 温度差 ($T_{wh} - T_{wc}$)에 대한 管熱傳達係數의 영향은減少되는 것을 알 수 있다. 그리고 封入量의 比가 $V^* = 0.17$ 인 경우가 $V^* = 0.22$, $V^* = 0.28$ 일 때보다 管熱傳達係數의 값이 크다는 것을 알 수 있다.

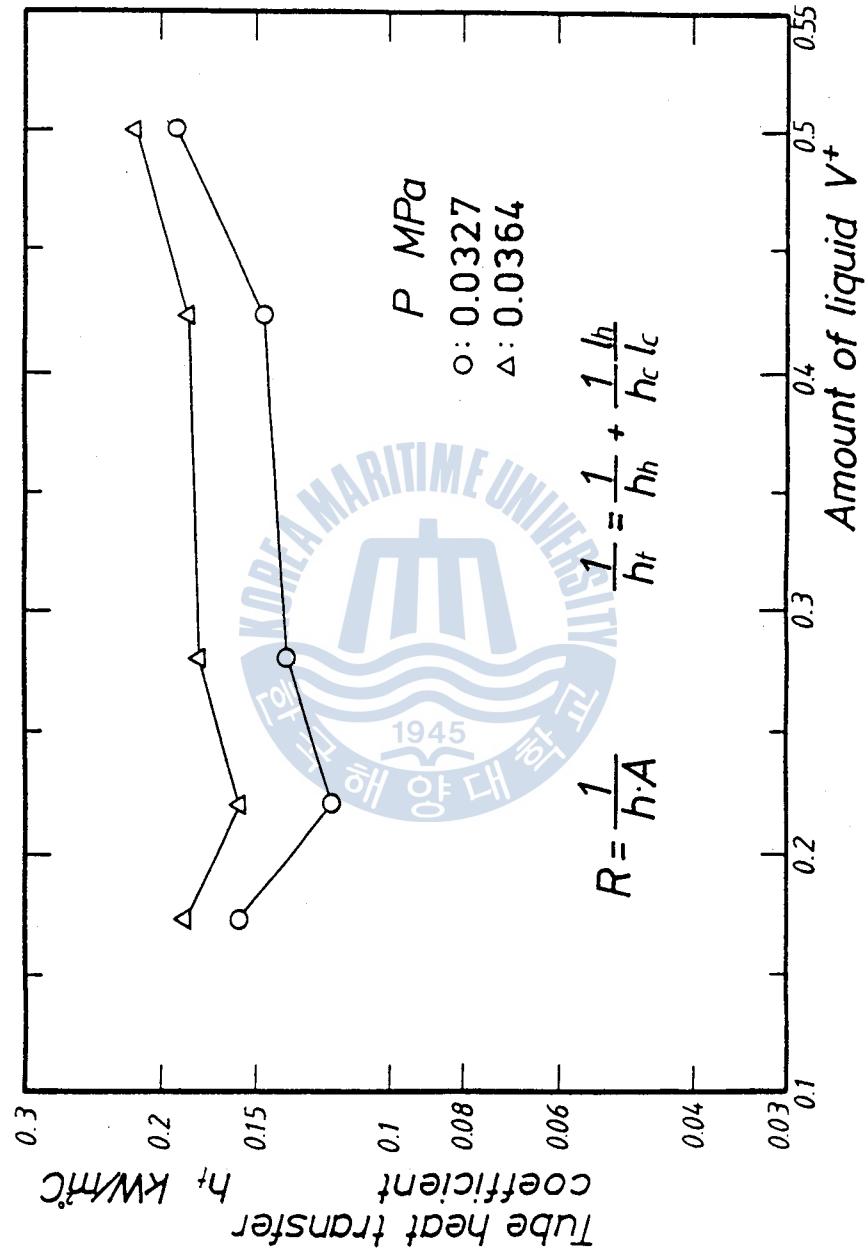


Fig.4.9 Effect of V^+ on tube heat transfer coefficient

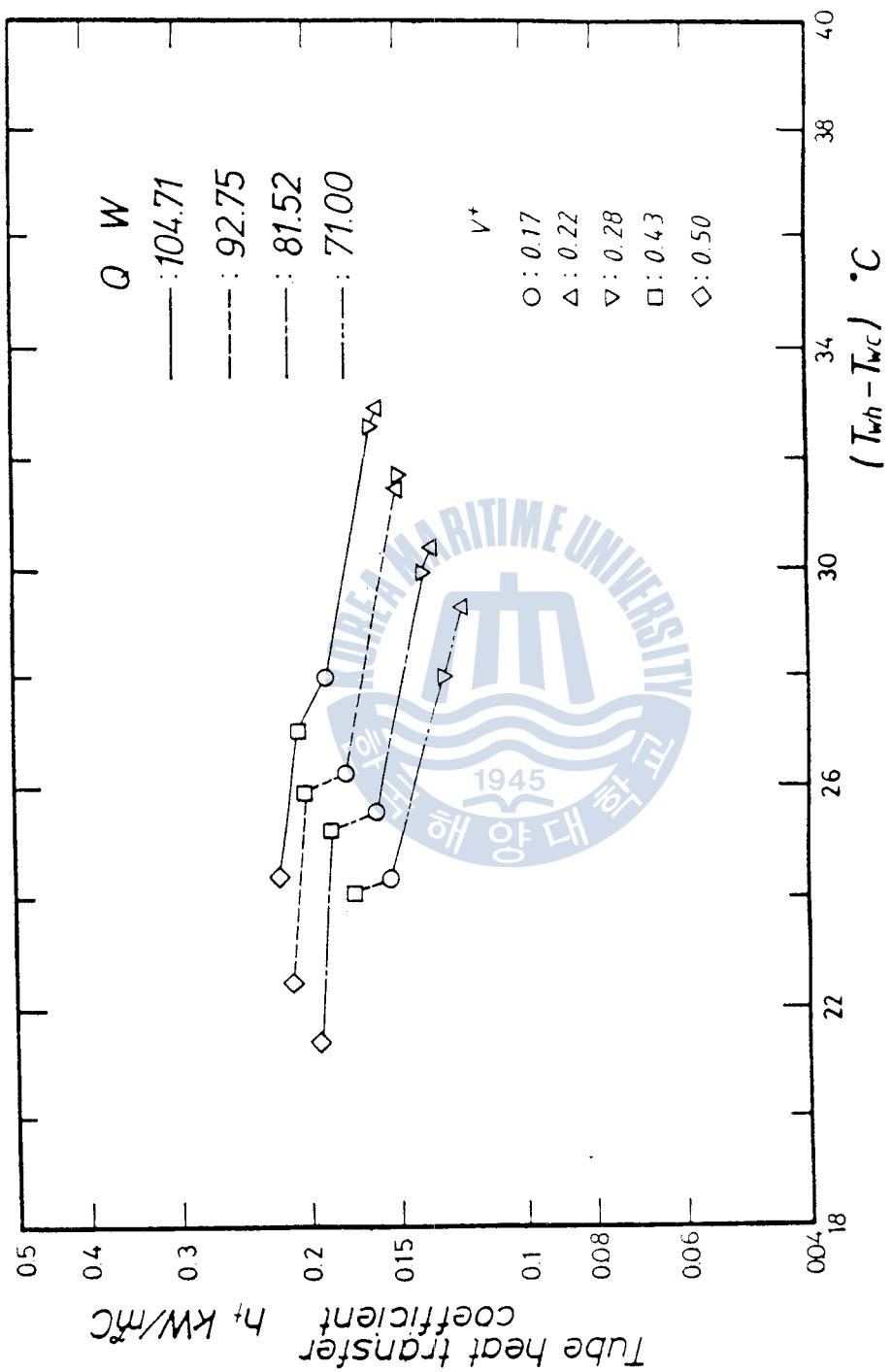


Fig.4.10 Tube heat transfer coefficient against
temperature difference, $T_{wh} - T_{wc}$

第 5 章 結 論

作動流體를 $R = 113$ 으로 하고 内部蒸氣의 潛熱을 用음
凝縮部를 통하여 吸收하는 傾斜진 히트파이프의 性能實驗을
통하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

- 1) 各 部分의 热抵抗計算에 의한 콘덕턴스(Conductance)모델로
서, 各部의 热傳達係數와 热流束을 計算할 수 있었다.
- 2) 沸騰熱傳達係數와 凝縮熱傳達係數는 液封入量이 적은 경우 ($V^* = 0.28$ 以下)에 計算值와 實驗值가 비교적 잘一致하였다.
- 3) 作動液量이 많을수록, 蒸發部와 凝縮部의 壁溫差가 클수록
傳熱量과 管熱傳達係數는 增加하지만, 어느 限界가 存在한다는
것을 알 수 있었다.

本研究에서는 液封入量, 作動壓力 그리고 热流束을 파라메타
로 하여 實驗을 행하였으나, 히트파이프의 全體의 길이, 蒸發
部길이와 凝縮部길이의 比, 內徑 그리고 作動流體의 種類 等을
바꾸어가면서, 더 넓은 範圍에 걸쳐 各種 热輸送限界에 關한
實驗을 금후 행할 필요가 있다고 생각한다.

參 考 文 獻

- 1) P.D.Dunn, D.A.Reay : Heat pipes, Pergamon press , Oxford, pp.1-5 (1976)
- 2) 深野徹, 角口勝彦 : 密閉型二相 サーモサイポンの 作動限界熱流束に 關する 實驗的研究, 機械學會論文集, 53-487, pp.1065-1071 (1987)
- 3) S.W.Chi : Heat pipe theory and practice, McGraw -Hill, New York, pp.1-129 (1976)
- 4) T.P.Cotter : Theory of heat pipes, Los Alamos Scientific Laboratory, LA-3246-MS (1965)
- 5) H.Cohen and F.J.Bayley : Heat-transfer problems . of liquid-cooled gas-turbine blades, Proc.Inst.Mech Engers 169, pp.1063-1080 (1955)
- 6) B.S.Lakin : An experimental study of a two-phase thermosypon tube, 70-CSME-6(EIC-70-1046), 84th Annual Meeting.Eng.Institute of Canada, Ottawa (1970)
- 7) Y.Lee, U.Mital : A two-phase closed thermosyphon , Int, New York, pp.1695-1707 (1972)
- 8) C.L.Tien and K.S.Chung : Entrainment limits in heat pipes, AIAA Journal, 17-6, pp.643-646 (1979)
- 9) G.A.Savchenkov, Z.R.Gobis : Low temperature two- phase closed thermosyphon investigation, Proc.2nd Int

附 錄

5) 트 봉에 關한 Program 및 R-113의 物性值

```

100 WIDTH "LPT1:",130
110 DIM Q1(500),Q2(500),HCM(500),HHM(500),TWC(500),TWH(500),P(500),PS(500),BL(50)
0),BG(500),VSL(500),KVSL(500),TS(500),T(500),TCL(500),CPL(500),SGM(500),DL(500),
DG(500),PK(500),A1(500),A1(500),A2(500)
120      LPRINT "Ts['C']";TAB(12);"Tc['C']";TAB(23);"Twh['C']";TAB(35);"Q[KW]";TAB(
44);"Qhm[KW/M2]";TAB(58);"Qcm[KW/M2]";TAB(71);"Hhm[KW/M2'C]";TAB(85);"Hcm[KW/M2'
C]";TAB(102);"Th['C']";TAB(113);"Tc['c']";TAB(124);"U['C/W]"
125      PRINT "Ts['C']";TAB(12);"Tc['C']";TAB(23);"Twh['C']";TAB(35);"Q[KW]";TAB(
44);"Qhm[KW/M2]";TAB(58);"Qcm[KW/M2]";TAB(71);"Hhm[KW/M2'C]";TAB(85);"Hcm[KW/M2'
C]";TAB(102);"Th['C']";TAB(113);"Tc['c']";TAB(124);"U['C/KW]"
130 G=9.810001 '[m/s^2 ]
140 BC=1.12:RI=8.000001E-03:CSF=.0047:PIB=3.14152
150 RHO=.039:BCO=.013
160 KT=.12 '[Kw/mk]
170 LC=.3:LH=.4:TS(1)=283.15
180      I=1
190      TS(I+1)=TS(I)+1
200      GOSUB 540
210      PK(I)=CPL(I)*VSL(I)/TCL(I)
220      PS(I)=(1/.1013)*P(I)*760
230      T(I)=TS(I)-273.15
240      GOSUB 270
245 IF I=50 THEN 260
250 I=I+1:GOTO 190
260 END
270 '*****Q1,Q2*****
280 TWC(1)=TS(1)-5:TWH(1)=TS(1)+5
290 FOR K=1 TO 100
300      TWC(K+1)=TWC(K)-.5
310      ACI=2*PIB*RI*LC
320      A=G*(DL(I)-DG(I))
330      DHV=BG(I)-BL(I):DTC=TS(I)-TWC(K)
340      HCM(K)=BC*4/3*(A*DHW*TCL(I)^3/(4*VSL(I)*DTC*LC))^(.25)
350      Q1(K)=ACI*HCM(K)*DTC
360 FOR X=1 TO 100
365      TWH(X+1)=TWH(X)+.5
370      DTH=TWH(X)-TS(I)
390      AHI=2*PIB*RI*LH
400      QHM=VSL(I)*DHV/(CSF^3*PK(I)^5.1)*(A/SGM(I))^(.5)*(CPL(I)*DTH/DHV)^3
410      HHM(X)=QHM/DTH
420      Q2(X)=AHI*HHM(X)*DTH
425 IF TWC(K)< 263.15 THEN 250
430 IF ABS(Q1(K)-Q2(X))>.001 THEN 510

```

```
440 AA=PIB*RI^2
450 TH=TWH(X)+LOG(RHO/RI)/(2*PIB*LH*KT)*Q2(X)
460 TC=TWC(K)-LOG(BC0/RI)/(2*PIB*LC*KT)*Q2(X)
470 U=Q2(X)/(AA*(TH-TC))
480 QHM=Q2(X)/AHI;QCM=Q2(X)/ACI
490 C=273.15
500   LPRINT USING "####.##    ####.##    ####.##    ####.##    ####.##";
      ####.##    ####.##    ####.##    ####.##    ####.##";TS(I)-C
      ,TWC(K)-C,TWH(X)-C,Q2(X),QHM,QCM,HHM(X),HCM(K),TH-C,TC-C,U
504   PRINT USING "####.##    ####.##    ####.##    ####.##    ####.##";
      ####.##    ####.##    ####.##    ####.##    ####.##";TS(I)-C
      ,TWC(K)-C,TWH(X)-C,Q2(X),QHM,QCM,HHM(X),HCM(K),TH-C,TC-C,U
510 NEXT X
520 NEXT K
530 RETURN
```



```

540 REM PROPERTY OF R-113 LIQUID AND GAS
550 REM SAT.PRES.VERS.TBMP TS=KELVIN.P=MPa
560 IF TS(I)>=316 THEN GOTO 590
570 P(I)=.5825007-1.025694E-03*TS(I)-1.735168E-05*TS(I)^2+4.944931E-08*TS(I)^3
580 GOTO 610
590 P(I)=1.063357+3.42884E-03*TS(I)-5.894745E-05*TS(I)^2+1.213189E-07*TS(I)^3
600 REM ENTHALPHY OF SAT.LIQUID VERS.PRESSURE BL=EJ/KG
610 IF P(I)>=.2 THEN 700
620 IF P(I)>=9.000001E-02 THEN 680
630 IF P(I)>=.04 THEN 660
640 BL(I)=180.3784+1686.513*P(I)-28916.75*P(I)^2+232333.7*P(I)^3
650 GOTO 720
660 BL(I)=192.6635+764.7758*P(I)-4797.631*P(I)^2+14689*P(I)^3
670 GOTO 720
680 BL(I)=83.36841+3162.57*P(I)-21334.96*P(I)^2+49524.14*P(I)^3
690 GOTO 720
700 BL(I)=218.332+225.3467*P(I)-265.1918*P(I)^2+155.1547*P(I)^3
710 REM ENTHALPHY OF SAT. GAS VERS. PRESSURE BG=EJ/KG
720 IF P(I)>=.2 THEN 810
730 IF P(I)>=9.000001E-02 THEN 790
740 IF P(I)>=.04 THEN 770
750 BG(I)=345.6313+1056.425*P(I)-17849.82*P(I)^2+138547.8*P(I)^3
760 GOTO 830
770 BG(I)=344.5355+904.5793*P(I)-9727.616*P(I)^2+43102.21*P(I)^3
780 GOTO 830
790 BG(I)=126.939+5574.454*P(I)-39861.15*P(I)^2+93998.21*P(I)^3
800 GOTO 830
810 BG(I)=370.3796*P(I)+126.2384*P(I)-152.2844*P(I)^2+85.85894*P(I)^3
820 REM DENSITY OF SAT.LIQUID VERS.PRESS DL=KG/M3
830 IF P(I)>=.2 THEN 920
840 IF P(I)>=9.000001E-02 THEN 900
850 IF P(I)>=.04 THEN 880
860 DL(I)=1679.684-5216.607*P(I)+89493.08*P(I)^2-720821.6*P(I)^3
870 GOTO 950
880 DL(I)=1626.696-1654.964*P(I)+3868.147*P(I)^2+10018.95*P(I)^3
890 GOTO 950
900 DL(I)=1541.005+191.7342*P(I)-7234.467*P(I)^2+20513.54*P(I)^3
910 GOTO 950
920 DL(I)=1557.059-644.3423*P(I)+638.5381*P(I)^2-334.9024*P(I)^3
930 GOTO 950
940 REM DENSITY OF SAT.GAS .VERS.DG=KG/M3
950 IF P(I)>=.2 THEN 1040
960 IF P(I)>=9.000001E-02 THEN 1020
970 IF P(I)>=.04 THEN 1000
980 DG(I)=1.992607E-02+86.03176*P(I)-302.4241*P(I)^2+2368.068*P(I)^3
990 GOTO 1050
1000 DG(I)=.1413574+76.90391*P(I)-60.44354*P(I)^2+144.6886*P(I)^3
1010 GOTO 1050
1020 DG(I)=5.62265-48.50523*P(I)+869.0208*P(I)^2-2089.288*P(I)^3
1030 GOTO 1050

```

```

1040 DG(I)=.565504+69.20158*P(I)-7.169508*P(I)^2+7.618599*P(I)^3
1050 REM VISCOSITY OF SAT.LIQUID VBS,SAT.TBMP   VSL=Kg/m*s
1060 IF TS(I)>350 THEN GOTO 1120
1070 IF TS(I)>=310 THEN GOTO 1100
1080 VSL(I)=(8404.832-25.28161*TS(I)-6.410836E-02*TS(I)^2+2.068362E-04*TS(I)^3)*
10^-6
1090 GOTO 1150
1100 VSL(I)=(5067.191-15.85766*TS(I)-1.626745E-02*TS(I)^2+6.616715E-05*TS(I)^3)*
10^-6
1110 GOTO 1150
1120 VSL(I)=(4510.971-22.2757*TS(I)+3.583951E-02*TS(I)^2-1.745217E-05*TS(I)^3)*1
0^-6
1130 GOTO 1150
1140 REM KINETIC VISCOSITY OF SAT.LIQUID KVSG=m2/s
1150 IF TS(I)>= 350 THEN GOTO 1210
1160 IF TS(I)>= 310 THEN GOTO 1190
1170 KVSL(I)=(4.114211-6.53933E-03*TS(I)-6.52737E-05*TS(I)^2+1.5298E-07*TS(I)^3)*
10^-6
1180 GOTO 1240
1190 KVSL(I)=(2.926362-8.50706E-03*TS(I)-1.22537E-05*TS(I)^2+4.2077E-08*TS(I)^3)*
10^-6
1200 GOTO 1240
1210 KVSL(I)=(2.604066-.0123133*TS(I)+1.86498E-05*TS(I)^2-7.6999E-09*TS(I)^3)*10
^-6
1220 GOTO 1240
1230 REM SPECIFIC HEAT OF SAT.LIQUID CPL=KJ/Kg*K
1240 CPL(I)=-2.456191+.0301653*TS(I)-9.1089E-05*TS(I)^2+9.4899E-08*TS(I)^3
1250 REM THERMAL CONDUCTIVITY OF SAT.LIQUID TCL=KJ/m*K
1260 IF TS(I)>= 320 THEN GOTO 1290
1270 TCL(I)=(151.4319-.316269*TS(I)+2.22137E-04*TS(I)^2-1.58555E-07*TS(I)^3)*10^
-6
1280 GOTO 1310
1290 TCL(I)=(139.2252-.173927*TS(I)-3.11126E-04*TS(I)^2+4.90983E-07*TS(I)^3)*10^
-6
1300 REM SURFACE OF R-113 SGM=Kg/s2
1310 IF TS(I)>=350 THEN GOTO 1400
1320 IF TS(I)>=320 THEN GOTO 1380
1330 IF TS(I)>=300 THEN GOTO 1360
1340 SGM(I)=(56.94015-.0984495*TS(I)-3.2503E-04*TS(I)^2+6.9749E-07*TS(I)^3)*10^
-3
1350 GOTO 1420
1360 SGM(I)=(38.93746-9.302521E-03*TS(I)-3.01344E-04*TS(I)^2+2.93385E-07*TS(I)^3)*
10^-3
1370 GOTO 1420
1380 SGM(I)=(64.57673-.139216*TS(I)-2.3363E-04*TS(I)^2+5.6873E-07*TS(I)^3)*10^-3
1390 GOTO 1420
1400 SGM(I)=(77.3709-.325756*TS(I)+5.4514E-04*TS(I)^2-4.3386E-07*TS(I)^3)*10^-3
1410 GOTO 1420
1420 RETURN

```

크랭크軸 비틀림振動粘性댐퍼의 設計와 댐퍼性能시뮬레이션프로그램開發

A Study on the Design of the Torsional Vibration Viscous Damper
for the Crankshaft and Developing of its Performance Simulation
Computer Program

李忠紀

< 目

次 >

- | | |
|---------------------------------------|----------------------------------------------|
| 1. 머릿말 | 4. 4 댐퍼의 強度 |
| 2. 推進軸系비틀림振動의 回避 및 抑制方法 | 5. 댐퍼性能시뮬레이션프로그램 |
| 3. 비틀림振動粘性댐퍼의 理論 | 5. 1 開發된 시뮬레이션프로그램의 特徵과 플로우차트 |
| 3. 1 비틀림振動粘性댐퍼의 概要 | 5. 2 實際機關에 대한 시뮬레이션結果과 機關製作者에 의한 計算結果와의 比較檢討 |
| 3. 2 多실린더機關에 適合한 비틀림振動粘性댐퍼의 크기와 最適減衰值 | 6. 비틀림振動粘性댐퍼의 設計 |
| 3. 3 비틀림振動粘性댐퍼의 慣性모멘트 | 6. 1 供試機關 |
| 3. 4 비틀림振動粘性댐퍼의 減衰係數 | 6. 2 供試機關軸系의 概略圖와 비틀림振動시뮬레이션結果 |
| 4. 비틀림振動댐퍼의 設計製作 | 6. 3 設計된 댐퍼의 要目 |
| 4. 1 粘性댐퍼의 構造와 치수 | 7. 結論 |
| 4. 2 粘性댐퍼의 材質과 組立 | 参考文獻 |
| 4. 3 댐퍼의 發熱 | |