

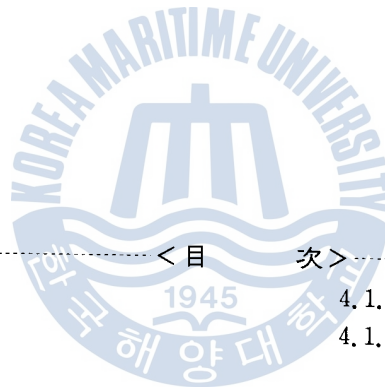
參考文獻

1. 全孝重, "船舶動力轉達裝置", 太和出版社, 1986.
2. 全孝重, "機械力學", 一中社, 1984.
3. 全孝重, "船用디젤機關 推進軸系의 強制減衰비블림振動에 關한 研究",
韓國船用機關學會誌, 第4卷 第2號, 1980.
4. B.I.C.E.R.A., "A Handbook on Torsional Vibration", Cambridge
University Press, 1958.
5. Ker Wilson, "Practical Solution of Torsional Vibration Problems",
Chapman & Hall Ltd., London, Vol.1(1956), Vol.2(1963), Vol.3(1965),
Vol.4(1968), Vol.5(1969).
6. Den Hartog J.P., "Mechanical Vibration", 4th Ed., McGraw-Hill Book
Co., 1958.
7. Shan S.Kuo, "Computer Applications of Numerical Method", Addison
Wesley, 1972.
8. 岩本昭一, "ディーゼル機關の おじり 振動ダンパについて", 日本船用機關學會誌,
第9卷 第8號, 1980.
9. Denji Hirayama, Shoichi Iwamoto, "Characteristics of a Torsional
Vibration Damper of Viscous-Shear Type Attached to a Multi-
Cylinder Diesel Engine", 日本機械學會論文集(第2部), 第27卷 第18, 昭和36.
10. Toshiro Seki, Takeshi Saito, Shoichi Iwamoto, "Characteristics of a
Viscous-Torsional Vibration Damper Attached to a High-Speed
Multi-Cylinder Diesel Engine", 와세다大學研究所報告集, 35集, 1966.
11. "トーションレバインダンパ", 富士自動車興業(株)
12. Shoichi Iwamoto, "粘性おじり 振動ダンパ作動油の 温度上昇に 關する 實驗的研究"
Journal of the M.E.S.J., Vol.12, No.4, 1977

廢熱을 利用한 沸騰形 船舶用 造水器의 熱設計에 관한 研究

A Study on the Thermal Design of a Boiling Type Marine
Fresh Water Generator by the Exhaust Energy

崔 淳 豪



< 目 次 >

Abstract	4. 1. 3 亂流熱傳達係數
記號說明	4. 1. 4 凝縮部 冷却 튜브의 熱貫流率
第1章 序 論	4. 2 凝縮部の 電算設計
第2章 造水器의 構造와 作動原理	4. 3 蒸發部 補助熱源用 加熱코일의 傳熱解析
第3章 關聯流體 및 材質의 物性值	4. 4 蒸發部 補助熱源用 加熱코일의 電算設計
3. 1 關聯流體 物性值의 函數化	第5章 計算結果 및 性能實驗
3. 1. 1 多項式 最小自乘法 理論	5. 1 브라인의 蒸發量 計算
3. 1. 2 Causs-Jordan 消去法	5. 2 콘덴서의 凝縮量 計算
3. 1. 3 物性值의 TABLE값과 函數值와의 比交	5. 3 性能實驗
3. 2 關聯材質의 物性值	第6章 結 論
第4章 造水器 主要部の 設計	參考文獻
4. 1 凝縮部の 傳熱解析	
4. 1. 1 中空圓筒의 熱傳導方程式	
4. 1. 2 凝縮熱傳達係數	

ABSTRACT

In the place isolated from land, as ships or islets, it is important to secure the fresh water for drinking and general service. In case of ships, leaving port, they are supplied with the only essential fresh water for the maximum of an inboard space and the reduction of a navigation expense. And it is general to produce the other difficient fresh water with the various exhaust energy generated in an engine room for a voyage.

At present, a reverse osmosis pressure type and an evaporation type are extensively used on ship though there are the various methods to produce a fresh water. The former produces the fresh water with applying a high pressure (approximately $55 \sim 60 \text{ Kgf/cm}^2$) on the one side of a reverse membrane. And the latter produces the fresh water with heating a seawater and condensing vapours from it.

A reverse osmosis pressure type is small and light but the expense of an installation and operation is high. So, the small sized vessels select usually this

type because of their confined space. On the other hand, an evaporation type is large and heavy but their structures are simple and durable. And the operating cost of it is lower than that of a reverse osmosis pressure type. Thus, the large sized vessels select ordinarily this type because they have the plentiful exhaust energy as heating source for the evaporation of a seawater.

This study is on the evaporation type fresh water generator enables to be used for miniature ships. The objects of this paper are the development of a computer program enables to output the optimum design of main parts of an evaporation type fresh water generator for miniature ships and the confirmation of the program's reliance as comparing the generated fresh water by an experiment to the calculated fresh water by a computer program.

記號說明

C_1	: 積分常數	
C_2	: 積分常數	
C_p	: 定壓比熱	(Kcal / Kg °C)
$C_{p\ell}$: 液相의 定壓比熱	(Kcal / Kg °C)
C_{sf}	: 實驗係數	
dA_i	: 微少길이 傳熱管의 內表面積	(m ²)
dA_o	: 微少길이 傳熱管의 外表面積	(m ²)
d_i	: 傳熱管의 內徑	(m)
dq_r	: 單位時間 當 半徑方向 微少傳熱量	(Kcal / hr)
dx	: 傳熱管의 微少길이	(m)
f_i	: 傳熱管 內面의 汚染係數	(m ² hr °C / Kcal)
f_o	: 傳熱管 外面의 汚染係數	(m ² hr °C / Kcal)
Gal_ℓ	: 無次元 갈릴레이 數	(= L ³ g / v _ℓ)
G_ℓ	: 單位時間 當 液相의 브라인 供給量	(Kg / hr)
G_v	: 單位時間 當 氣相의 브라인 蒸發量	(Kg / hr)
g	: 重力加速度	(m / sec ²)
H_{fg}	: 飽和液의 蒸發潛熱	(Kcal / Kg)
h	: 傳熱媒質의 熱傳達係數	(Kcal / m ² hr °C)
h_{bo}	: 沸騰 熱傳達係數	(Kcal / m ² hr °C)
h_{co}	: 凝縮 熱傳達係數	(Kcal / m ² hr °C)
h_{tu}	: 亂流 熱傳達係數	(Kcal / m ² hr °C)

k	: 傳熱媒質의 熱傳導率	(Kcal / m hr °C)
k_c	: 콘덴서 冷却 튜브의 熱傳導率	(Kcal / m hr °C)
k_l	: 液體의 熱傳導率	(Kcal / m hr °C)
k_s	: 補助熱源用 加熱 코일의 熱傳導率	(Kcal / m hr °C)
L	: 傳熱管의 길이	(m)
Nu	: 無次元 Nusselt 數	(= $h_{tu} d_i / k$)
Pr	: 無次元 Prandtl 數	(= $C_p \mu / k$)
Pr_l	: 液體의 無次元 Prandtl 數	(= $C_{pl} \mu_l / k_l$)
\dot{q}	: 單位體積 當 發熱量	(Kcal / m)
q_r	: 半徑方向 傳熱率	(Kcal / hr)
R_{th}	: 熱抵抗	(hr °C / Kcal)
r_i	: 傳熱管의 內半徑	(m)
r_o	: 傳熱管의 外半徑	(m)
S	: 實驗係數	
T	: 溫度	(°C)
T_1	: 傳熱壁의 高溫側 溫度	(°C)
T_2	: 傳熱壁의 低溫側 溫度	(°C)
T_{eff}	: 熱交換器의 溫度效率	
T_i	: 最少길이 傳熱管 內의 液體 平均溫度	(°C)
T_{in}	: 冷却水 入口溫度	(°C)
T_{out}	: 冷却水 出口溫度	(°C)
T_s	: 飽和蒸氣의 平均溫度	(°C)
$\Delta \dot{T}$: 液體의 溫度와 飽和溫度와의 差	(°C)
ΔT_{sat}	: 傳熱壁面의 過熱度	(°C)

U : 熱貫流率 (m hr °C / Kcal)
 U_{ℓ} : 液體의 流動速度 (m / sec)
 U_{∞} : 無限遠方에서의 蒸氣速度 (m / sec)

γ_{ℓ} : 液體의 比重量 (Kgf / m³)
 γ_v : 氣體의 比重量 (Kgf / m³)
 μ_{ℓ} : 液體의 粘性係數 (Kg / m sec)
 μ_v : 氣體의 粘性係數 (Kg / m sec)
 ν_{ℓ} : 液體의 動粘性係數 (m sec)
 σ_{ℓ} : 液體의 表面張力 (Kgf / m)
 ρ : 傳熱媒質의 密度 (Kg / m³)
 ρ_{ℓ} : 液體의 密度 (Kg / m³)
 ρ_v : 氣體의 密度 (Kg / m³)



凝縮과 沸騰熱傳達에 관한 實驗式들을 傳熱量 計算式에 참고하였다.

특히 凝縮部設計用 電算프로그램은 各種의 陸上 産業用 콘덴서 및 船舶에서의 터어빈 排壓維持用 復水器, 그리고 CARGO OIL PUMP TURBINE用 콘덴서 등을 仕樣에 구애받지 않고 단시간內的 最適設計를 가능케 하리라 생각된다.



第 2 章 造水器の構造及作動原理

造水器の構造は FIG. 2.1 に於て如く、本體内の真空壓力に對する飽和溫度以上(或は飽和溫度以下)供給する蒸氣(該蒸氣は、通常、海水供給部より供給する)を、本體内の蒸氣供給部(本體部)に供給し、海水供給部より供給する海水を、本體部の加熱部(加熱部)に供給し、加熱部より供給する蒸氣(該蒸氣は、通常、海水供給部より供給する)を、本體部の蒸氣供給部(蒸氣供給部)に供給する。従つて、本體部の蒸氣供給部(蒸氣供給部)より供給する蒸氣(該蒸氣は、通常、海水供給部より供給する)は、本體部の蒸氣供給部(蒸氣供給部)に供給される。

この造水器は、本體部の蒸氣供給部(蒸氣供給部)に供給する蒸氣(該蒸氣は、通常、海水供給部より供給する)を、本體部の蒸氣供給部(蒸氣供給部)に供給する。

この造水器は、本體部の蒸氣供給部(蒸氣供給部)に供給する蒸氣(該蒸氣は、通常、海水供給部より供給する)を、本體部の蒸氣供給部(蒸氣供給部)に供給する。

この造水器は、本體部の蒸氣供給部(蒸氣供給部)に供給する蒸氣(該蒸氣は、通常、海水供給部より供給する)を、本體部の蒸氣供給部(蒸氣供給部)に供給する。



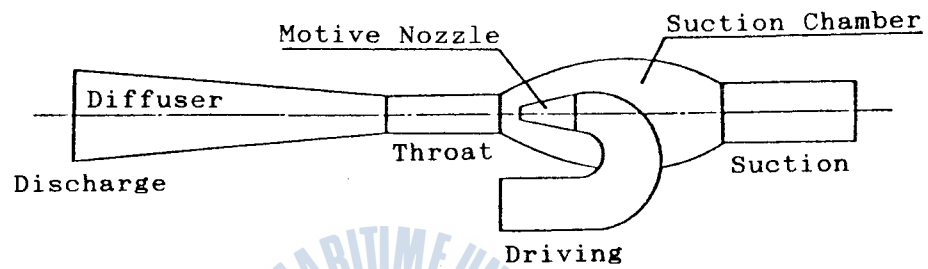
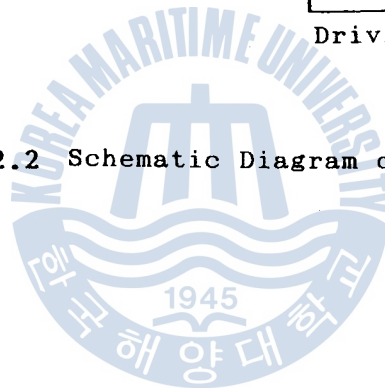


FIG. 2.2 Schematic Diagram of Combination Ejector



第 3 章 關聯流體 및 材質의 物性值

本章에서는 造水器 各부의 熱設計에 필요한 關聯流體 및 材質의 物性值를 전산프로그램에 사용할 수 있도록 函數化하는 과정을 보이고 있다. 造水器의 作動에 關聯된 流體는 非壓縮性인 海水이나 현재까지는 海水의 物性值가 체계적으로 정리되어 있지 않으며 船舶의 航海地域別로 海水의 鹽度가 다르므로 그 物性值가 일정하지 않다. 이와 같은 이유때문에 熱設計에 필요한 海水의 物性值는 參考文獻에 있는 淡水의 物性值를 기준으로 하였다.

3.1 關聯流體 物性值의 函數化

本 研究가 대상으로 하고있는 造水器의 凝縮部와 蒸發部 補助熱源用 코일을 통과하는 流體는 각각 海水와 發電機用 原動機 冷却清水이다.

이들 流體는 非壓縮性이므로 壓力에 의한 영향은 미소하여 무시할 수 있으나 溫度의 變化는 큰 영향을 미치므로 이는 반드시 고려되어야만 한다. 따라서 溫度를 獨立變數로 하는 物性值의 函數가 필요하며 이 節은 溫度를 獨立變數로 가지는 多項式의 函數로서 物性值를 근사시키 는 最小自乘法 理論과 이에 의해서 나타나는 線形聯立方程式을 풀기위 한 Gauss-Jordan 消去法을 소개하고 函數值와 參考文獻에 있는 TABLE의 값을 比較한다.

3.1.1 多項式 最小自乘法 理論

$n+1$ 개의 分点에서 函數 $f(X)$ 의 近似值가 주어져 있다고 가정하고, 이에 대한 近似函數로서 m 次 多項式을 最小自乘法으로 구하는 경우를 생각하자.

分点	X_i	X_0	X_1	X_{n-1}	X_n
近似值	$f(X_i)$	$f(X_0)$	$f(X_1)$	$f(X_{n-1})$	$f(X_n)$

近似式 $P_m(X)$ 는 다음과 같이 定義된다.

$$\begin{aligned}
 P_m(X) &= a_0 + a_1 \cdot X + a_2 \cdot X^2 + a_3 \cdot X^3 + \dots + a_m \cdot X^m \\
 &= \sum_{k=0}^m a_k \cdot X^k
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

각 分点 X_i 에서 近似多項式 $P_m(X_i)$ 와 $f(X_i)$ 사이의 偏差 δ_i 는

$\delta_i = f(X_i) - P_m(X_i)$ 로서 定義되고, 이는 다음과 같다.

$$\delta_0 = f(X_0) - P_m(X_0) = f(X_0) - (a_0 + a_1 \cdot X_0 + \dots + a_m \cdot X_0^m)$$

$$= f(X_0) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_0^k$$

$$\delta_1 = f(X_1) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_1^k$$

$$\delta_2 = f(X_2) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_2^k$$

$$\vdots \quad \quad \quad \vdots$$

$$\delta_n = f(X_n) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_n^k$$

따라서 δ_1 ($i = 1, 2, 3, \dots, n$) 의 제곱의 총 E 는 다음과 같다.

$$E = \delta_0^2 + \delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \dots + \delta_n^2 = \sum_{i=0}^n \delta_i^2$$

$$= \sum_{i=0}^n \left(f(X_i) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_i^k \right)^2 \quad (4.2.1)$$

우선 δ_0 에 대하여 $\frac{\partial E}{\partial a_0} = 2 \cdot \left(\sum_{i=0}^n (f(X_i) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_i^k) \cdot (-1 - 1 - \dots - 1) \right) = 0$ 이므로 $\frac{\partial E}{\partial a_0} = 0$ 이다. 마찬가지로 $\frac{\partial E}{\partial a_1} = 2 \cdot \left(\sum_{i=0}^n (f(X_i) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_i^k) \cdot (-X - X - \dots - X) \right) = 0$ 이므로 $\frac{\partial E}{\partial a_1} = 0$ 이다. 여기서 $X_i = 0, 1, 2, 3, \dots, n$ 이므로

$$\frac{\partial E}{\partial a_0} = 2 \cdot \left(\sum_{i=0}^n (f(X_i) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_i^k) \cdot (-1 - 1 - \dots - 1) \right) = 0$$

$$\frac{\partial E}{\partial a_1} = 2 \cdot \left(\sum_{i=0}^n (f(X_i) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_i^k) \cdot (-X - X - \dots - X) \right) = 0$$

$$\vdots$$

$$\frac{\partial E}{\partial a_j} = 2 \cdot \left(\sum_{i=0}^n (f(X_i) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_i^k) \cdot (-X - X - \dots - X) \right) = 0$$

따라서,

$$\frac{\partial E}{\partial a_n} = \left[\sum_{i=0}^n \{ f(X_i) - \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_i^k \} \right] \cdot \left(- \sum_{i=0}^n X_i^j \right) = 0 \quad (3.3)$$

$$(j = 0, 1, 2, 3, 4, 5, \dots, m)$$

上式을 展開하면 다음과 같다.

$$\sum_{i=0}^n \sum_{k=0}^m a_k \cdot X_i^{k+j} = \sum_{i=0}^n f(X_i) \cdot X_i^j \quad (3.4)$$

$$(j = 0, 1, 2, 3, 4, 5, \dots, m)$$

上式에 $j = 0, 1, 2, 3, 4, \dots, m$ 을 代入하고, 정리하면 다음과 같다.

$j = 0$ 인 경우

$$a_0 \sum_{i=0}^n X_i^0 + a_1 \sum_{i=0}^n X_i^1 + a_2 \sum_{i=0}^n X_i^2 + \dots + a_m \sum_{i=0}^n X_i^m = \sum_{i=0}^n f(X_i) \cdot X_i^0$$

$j = 1$ 인 경우

$$a_0 \sum_{i=0}^n X_i^1 + a_1 \sum_{i=0}^n X_i^2 + a_2 \sum_{i=0}^n X_i^3 + \dots + a_m \sum_{i=0}^n X_i^{m+1} = \sum_{i=0}^n f(X_i) \cdot X_i^1$$

$j = 2$ 인 경우

$$a_0 \sum_{i=0}^n X_i^2 + a_1 \sum_{i=0}^n X_i^3 + a_2 \sum_{i=0}^n X_i^4 + \dots + a_m \sum_{i=0}^n X_i^{m+2} = \sum_{i=0}^n f(X_i) \cdot X_i^2$$

$$\vdots$$

$$\vdots$$

$$\vdots$$

j = m 인 경우

$$a_0 \sum_{i=0}^n X_i^m + a_1 \sum_{i=0}^n X_i^{m+1} + a_2 \sum_{i=0}^n X_i^{m+2} + \dots + a_m \sum_{i=0}^n X_i^{2m} = \sum_{i=0}^n f(X_i) \cdot X_i^m$$

이는 線形聯立 1次方程式의 형태이며, 다음과 같이 表現할 수 있다.

$$\begin{bmatrix}
 \sum_{i=0}^n X_i^0 & \sum_{i=0}^n X_i^1 & \sum_{i=0}^n X_i^2 & \dots & \sum_{i=0}^n X_i^m \\
 \sum_{i=0}^n X_i^1 & \sum_{i=0}^n X_i^2 & \sum_{i=0}^n X_i^3 & \dots & \sum_{i=0}^n X_i^{m+1} \\
 \sum_{i=0}^n X_i^2 & \sum_{i=0}^n X_i^3 & \sum_{i=0}^n X_i^4 & \dots & \sum_{i=0}^n X_i^{m+2} \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\
 \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\
 \sum_{i=0}^n X_i^m & \sum_{i=0}^n X_i^{m+1} & \sum_{i=0}^n X_i^{m+2} & \dots & \sum_{i=0}^n X_i^{2m}
 \end{bmatrix}
 \begin{bmatrix}
 a_0 \\
 a_1 \\
 a_2 \\
 \vdots \\
 \vdots \\
 a_m
 \end{bmatrix}
 =
 \begin{bmatrix}
 \sum_{i=0}^n f(X_i) \cdot X_i^0 \\
 \sum_{i=0}^n f(X_i) \cdot X_i^1 \\
 \sum_{i=0}^n f(X_i) \cdot X_i^2 \\
 \vdots \\
 \vdots \\
 \sum_{i=0}^n f(X_i) \cdot X_i^m
 \end{bmatrix}
 \quad (3.5)$$

上式은 3.1.2 절에 記述되어진 Gauss-Jordan 消去法에 의해서 解가 구해질 수가 있으며, 따라서 式 (3.1)이 구해진다.

3.1.2 Gauss-Jordan 消去法

3.1.1절에 記術되어진 式 (3.5)에서 X_i 와 $f(X_i)$ 는 각각 주어진 溫度 값과 그 溫度에서의 어떤 物性值를 表現하고 있다.

式 (3.5)에서 列 Vector $[a_0, a_1, a_2, \dots, a_m]^T$ 를 구함으로써 物性值에 대한 近似 多項式을 결정할 수 있고, 이 多項式은 未知의 溫度 값들에서의 物性值를 推定할 수 있게 해준다.

列 Vector $[a_0, a_1, a_2, \dots, a_m]^T$ 를 구하는 方法은 여러가지가 있으나, 本 論文의 프로그램에서는 Gauss-Jordan 消去法을 利用한 逆進 代入法을 사용하였으며, 여기에 이를 간략히 소개한다.

다음과 같은 線形聯立 1次方程式을 생각하여 보자.

$$a_{11}X_1 + a_{12}X_2 + a_{13}X_3 + \dots + a_{1n}X_n = b_1 \quad (3.6)$$

$$a_{21}X_1 + a_{22}X_2 + a_{23}X_3 + \dots + a_{2n}X_n = b_2 \quad (3.7)$$

$$\begin{array}{ccccccc} \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \end{array}$$

$$a_{n1}X_1 + a_{n2}X_2 + a_{n3}X_3 + \dots + a_{nn}X_n = b_n \quad (3.8)$$

X_1 을 消去하기 위해서는 우선 式 (3.6)의 양변을 a_{11} (단 $a_{11} \neq 0$)

으로 나누어야 한다.

$$X_1 + \frac{a_{12}}{a_{11}} X_2 + \frac{a_{13}}{a_{11}} X_3 + \dots + \frac{a_{1n}}{a_{11}} X_n = \frac{b_n}{a_{11}} \quad (3.9)$$

式 (3.7)에서 X_1 을 消去하기 위해서는 式 (3.9)의 양변에 a_{21} 을 곱하고 式 (3.7)에서 빼면 된다.

$$\begin{aligned} & \left(a_{22} - \frac{a_{12} a_{21}}{a_{11}} \right) X_2 + \left(a_{23} - \frac{a_{13} a_{21}}{a_{11}} \right) X_3 + \dots + \left(a_{2n} - \frac{a_{1n} a_{21}}{a_{11}} \right) X_n \\ & = \left(b_2 - \frac{b_1 a_{21}}{a_{11}} \right) \end{aligned}$$

上式은 다음과 같이 表現할 수가 있다.

$$a_{22}^{(1)} X_2 + a_{23}^{(1)} X_3 + \dots + a_{2n}^{(1)} X_n = b_2^{(1)} \quad (3.10)$$

단 $a_{2j}^{(1)} = a_{2j} - \frac{a_{21} a_{1j}}{a_{11}}$ 이고 $b_2^{(1)} = b_2 - \frac{a_{21} b_1}{a_{11}}$ 이다.

($j = 2, 3, 4, \dots, n$)

式 (3.8)에서 X_1 을 消去하기 위해서는 式 (3.9)의 양변에 a_{31} 을 곱하고 式 (3.8)에서 빼면 된다.

$$\left(a_{32} - \frac{a_{12} a_{31}}{a_{11}} \right) X_2 + \left(a_{33} - \frac{a_{13} a_{31}}{a_{11}} \right) X_3 + \dots + \left(a_{3n} - \frac{a_{1n} a_{31}}{a_{11}} \right) X_n$$

$$\begin{array}{r}
 a_{44}^{(3)} X_4 + \dots + a_{4n}^{(3)} X_n = b_4^{(3)} \\
 \vdots \\
 a_{nn}^{(n-1)} X_n = b_n^{(n-1)}
 \end{array} \quad (3.14)$$

式 (3.14)에서 係數는 다음과 같다.

$$a_{ij}^{(k)} = a_{ij}^{(k-1)} - \frac{a_{ij}^{(k-1)} \cdot a_{ik}^{(k-1)}}{a_{kk}^{(k-1)}}$$

$$b_i^{(k)} = b_i^{(k-1)} - \frac{b_k^{(k-1)} \cdot a_{ik}^{(k-1)}}{a_{kk}^{(k-1)}}$$

($i = k+1, k = 1, 2, 3, \dots, n$, 그리고 $j = i, i+1, i+2, \dots, n$ 이고

$a_{ij}^0 = a_{ij}$ 이고 $b_i^0 = b_i$ 를 나타낸다.)

이와 같이 Gauss-Jordan 消去法은 線形聯立方程式 (3.5)를 式 (3.14)와 같은 형태로 變形시켜 이로부터 X_n 을 구하고, 이를 逆으로 代入함으로써 X_1 까지 순서대로 구하는 方法이다. 이렇게 하여 구한 $X_1, X_2, X_3, \dots, X_n$ 은 앞에서의 列 Vector $[a_0, a_1, \dots, a_m]^T$ 에 해당하고, 이로서 溫度를 獨立變數로 취하는 物性值의 近似 多項式을 구할 수 있다.

3.1.3 物性値의 TABLE 값과 函數値와의 比較

最小自乘法으로 처리한 近似多項式에 의해서 구한 物性値는 實際의 物性値와 比較함으로서, 그 正確度를 確認할 수 있다.

이 절에서는 參考文獻 (7)의 TABLE에 나와있는 물의 飽和壓力에 대한 飽和溫度를 近似函數에 의한 飽和溫度와 比較함으로서, 그 例를 보이고 있는데 TABLE 3.1은 飽和壓力에 대한 飽和溫度의 값을 2次式과 4次式으로 近似한 경우의 數値를 보이며, FIG. 3.1 에 近似式의 傾向을 보이고 있다.

TABLE 3.1 Comparison of Saturated Temperature between Practical Value and Approximate Value

Sat. Pressure (KPa)	Sat. Temp. (K)	Sat. Temp. by Least Square Method (K)	
		Quadratic Eq.	Biquadratic Eq.
0.6112	273.16	274.5205	273.1497
0.9911	280.00	279.0097	280.0169
1.9186	290.00	288.6859	289.9921
3.5341	300.00	301.1908	300.0015
6.2261	310.00	309.7531	309.9999

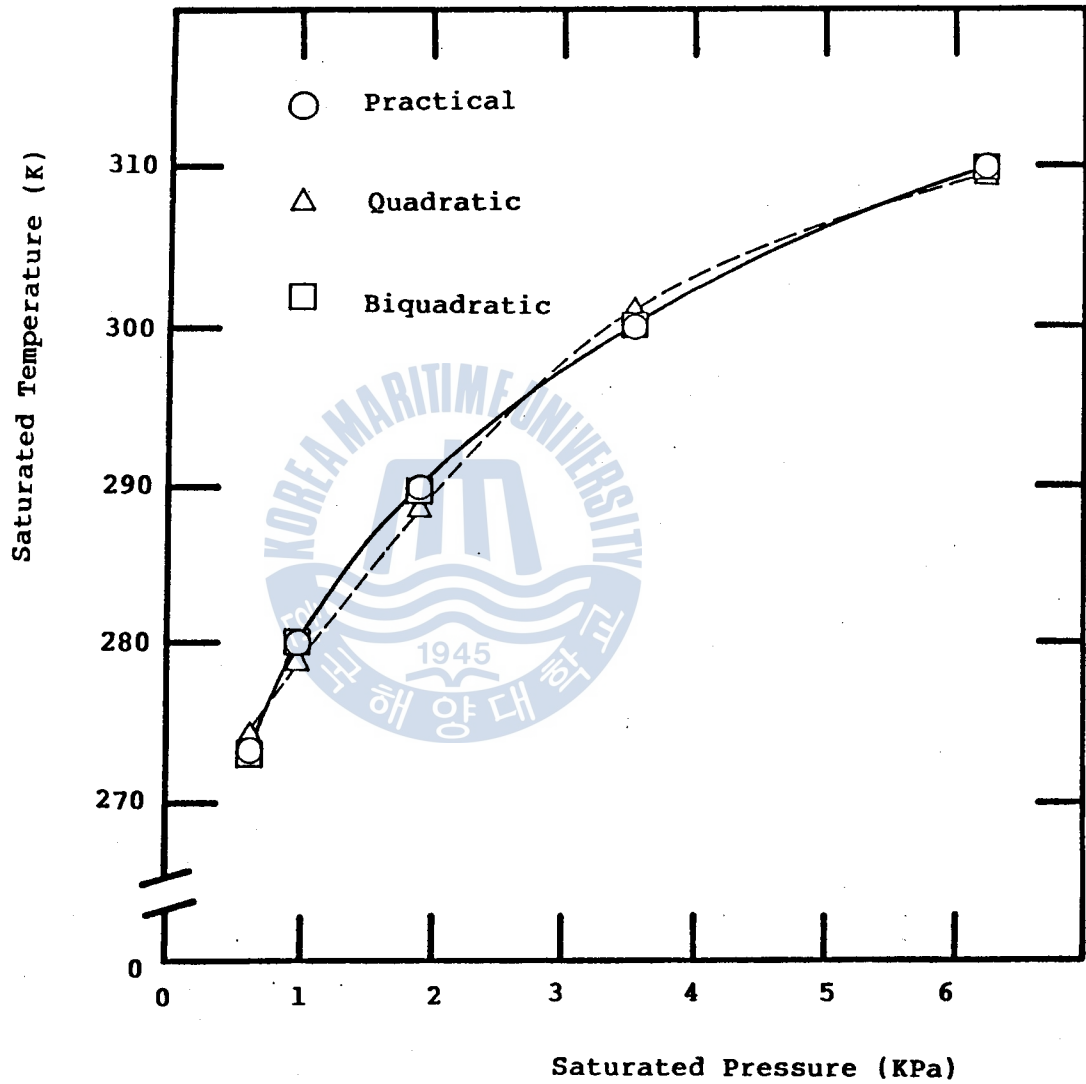


FIG. 3.1 Variation of Saturated Temperature to Pressure of Water

3.2 關聯材質의 物性值

造水器의 熱設計에 關聯되는 材質은 콘덴서튜브용의 銅管과 蒸發部補助熱原用의 加熱코일인 鋼管의 두 種類이다.

熱設計에 영향을 미치는 이들 材質의 物性值는 당연히 熱傳導率이며, 이들 역시 溫度에 따라서 變化하는 溫度의 函數이다. 그러나 이들 材質의 溫度變化에 대한 熱傳導率의 값이 상세하게 알려져 있지 않으므로 本 論文의 熱設計에서는 參考文獻 (8)의 20 °C에 주어진 값에서의 각 材質의 熱傳導率을 기준으로 하였으며, 이는 TABLE 3.2에 주어져 있다.

TABLE 3.2 Thermal Conductivity of Copper Pipe and Carbon Steel Pipe at 20 °C

Material	Thermal Conductivity (Kcal/m hr °C)
Copper Pipe	320
Carbon Steel Pipe	60

第 4 章 造水器 主要部の 設計

第 2 章에서 說明되어진 것과 같은 이유때문에 主機冷却用 海水의 出口溫度는 45°C 를 超過할 수 없으며, 通常 44°C 의 브라인이 造水器內로 供給된다.

設計基準의 造水容量을 가지는 造水器를 設計함에 있어서 중요한 점은 브라인을 蒸發시키기 위한 熱量을 確保하는 것과 發生된 蒸氣를 冷却시켜 凝縮시킬 수 있는 凝縮部の 冷却能力을 確保하는 것이다.

本章에서는 1 ~ 2 Ton/day의 造水能力을 가지는 造水器를 設計하는데 필요한 구체적인 熱設計에 관한 사항들을 記述한다.

4.1 凝縮部の 傳熱解析

凝縮部 設計時에 고려해야할 사항은 發生된 蒸氣로부터의 凝縮部 冷却튜브內를 통과하는 冷却水로의 傳熱過程에 관한 것이며 發生蒸氣를 모두 凝縮시킬 수 있는 最適의 冷却튜브의 길이를 계산하는 것이다.

4.1.1 中空圓筒의 熱傳導方程式

凝縮器의 冷却 튜브는 中空圓筒形 管이며, 이의 傳熱解析을 위하여 우선 圓筒形 座標系에 대한 熱傳導方程式이 결정되어야 하며, 이로부터 관벽의 內外側의 溫度差에 의해 傳熱量을 구할 수 있다.

FIG. 4.1과 같이 길이 L인 中空圓筒形 管을 생각하여 보자. 이와 같은 系에 대한 圓筒座標系 熱傳導方程式은 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4.1)$$

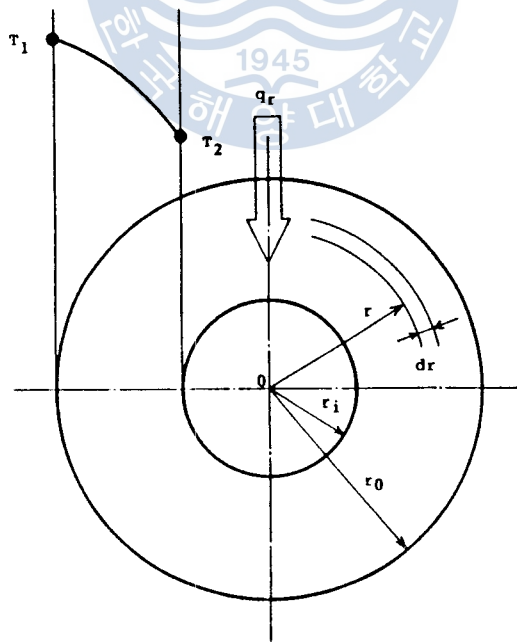


FIG. 4.1 One Dimensional Heat Flow in a Circular Tube

内部發熱量이 없고 半徑方向으로만 熱傳達이 일어나는 1次元 正常狀態 條件으로 假定하면, 式 (4.1)은 다음과 같이 단순한 常微分方程式이 된다.

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \cdot \left(kr \cdot \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (4.2)$$

境界條件 : $r = r_i$ 에서 $T = T_2$, $r = r_o$ 에서 $T = T_1$

그리고 半徑 r 되는 곳에서 圓筒表面을 통해서 傳導되는 傳熱量 q_r 은 Fourier 의 法則에 의하면 다음과 같다.

$$q_r = -k \cdot A \cdot \frac{dT}{dr} = -k \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot L) \cdot \frac{dT}{dr} \quad (4.3)$$

q_r 을 구하기 위해서는 $\frac{dT}{dr}$ 를 구해 式 (4.3)에 代入해야 하며, 이는 式 (4.2)를 積分하면 된다.

熱傳導率 k 가 一定하다고 假定하면, 式 (4.2)는 다음과 같다.

$$\frac{1}{r} \cdot \frac{d}{dr} \cdot \left(kr \cdot \frac{dT}{dr} \right) = \frac{k}{r} \cdot \frac{d}{dr} \cdot \left(r \cdot \frac{dT}{dr} \right) = 0$$

따라서

$$d \cdot \left(r \cdot \frac{dT}{dr} \right) = 0 \quad (4.4)$$

式 (4.4)를 不定積分하면, 결과는 다음과 같다.

$$T(r) = C_1 \cdot \ln(r) + C_2$$

上式에서 C_1 과 C_2 는 積分常數이며, 이는 式 (4.2)의 境界條件으로 부터 구해지며 다음과 같다.

$$C_1 = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_o}{r_i}}, \quad C_2 = T_1 - \frac{(T_1 - T_2) \cdot \ln(r_o)}{\ln \frac{r_o}{r_i}}$$

따라서, 半徑方向에 대한 溫度分布는 다음과 같은 式으로 表現된다.

$$T(r) = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_i}{r_o}} \cdot \frac{\ln(r)}{\ln(r_o)} + T_1 \quad (4.5)$$

式 (4.5)를 r 에 대해서 微分하면, $\frac{dT}{dr}$ 가 구해진다.

$$\frac{dT}{dr} = \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_i}{r_o}} \cdot \frac{1}{r} \quad (4.6)$$

上式을 式 (4.3)에 代入하면, 半徑方向 傳熱量 q 는 다음과 같다.

$$q_r = 2 \cdot \pi \cdot k \cdot L \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_i}{r_o}} \quad (4.8)$$

上式은 冷却 튜브의 管벽을 통해서 飽和蒸氣로 부터 冷却水로 傳達되는 傳熱量을 나타낸다.



4.1.2 凝縮熱傳達係數

蒸發部에서 蒸發된 蒸氣는 蒸氣流路를 통해 상승하여 콘덴서의 冷却 튜브 外側에서 凝縮된다. 이러한 凝縮熱傳達현상에는 凝縮이 傳熱表面 에서 물방울 狀態로 일어나는 液滴凝縮과 膜狀態로 凝縮되어 傳熱管을 타고 흘러 내리는 膜凝縮이 있다.

이와 같이 凝縮의 형태에 따라 熱傳達係數에는 현저한 차이가 존재 하며, 같은 膜凝縮 狀態에서도 膜의 흐름狀態가 層流 혹은 亂流인가에 따라서 또 다르다.

垂直平面 또는 垂直圓管의 內側이나 外側에서 單一成分의 氣體가 凝縮 을 하는 경우에는 $\frac{C_{p\ell} \cdot (T_s - T_w)}{H_{fg}} < 0.51$, $\frac{h_{co} \cdot L}{k_\ell} < 1 \times 10^4$ 의 범위

에 대해서 參考文獻 (8) 에서는 다음과 같은 實驗式이 傳熱解析時에 잘 만족되고 있는 것을 밝히고 있으며, 本 論文에서는 이를 參照하였다.

$$\begin{aligned}
 Nu &= \frac{h_{co} \cdot L}{k_\ell} \\
 &= \left[2 \cdot (X_1)^4 \cdot (Re_\ell)^2 + 0.78 \cdot \frac{(Ga_\ell) \cdot (Pr_\ell)}{H} \right]^{0.25} \quad (4.9)
 \end{aligned}$$

式 (4.9)에서 x_1 , R , H , Re_l , Gal_l 은 각각 다음과 같다.

$$x_1 = 0.45 \cdot \left(1.2 + \frac{Pr_l}{R \cdot H} \right)^{0.33}$$

$$R = \left[\frac{\rho_l \cdot \mu_l}{\rho_v \cdot \mu_v} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$H = \frac{C_{pl} \cdot (T_s - T_w)}{H_{fg}}$$

$$Re_l = \frac{U_\infty \cdot L}{\nu_l}$$

$$Gal_l = \frac{L^3 \cdot g}{\nu_l^3}$$



上式들 中の Re_l 에서 U_∞ 는 無限遠方에서의 蒸氣速度로 定義되며, 이는 管群의 경우에서 管群의 投影面積으로 蒸氣流量을 나는 蒸氣의 斷面平均流速이다. 단 管群의 投影面積은 管群의 最外側列까지의 지름에 管群의 높이를 곱한 面積을 의미한다.

따라서 凝縮熱傳達係數는 式 (4.9)로 부터 다음과 같이 정리된다.

$$h_{co} = \left[2 \cdot (x_1)^4 \cdot (Re_l)^2 + 0.78 \cdot \frac{(Gal_l) \cdot (Pr_l)}{H} \right]^{0.25} \cdot \frac{k_l}{L} \quad (4.10)$$

4.1.3 亂流熱傳達係數

콘덴서의 冷却 튜브內에는 冷却水가 亂流狀態로 流動을 하며, 이로 인하여 冷却 튜브의 內面에서 冷却水로의 強制對流에 의한 傳熱 현상이 발생한다.

現在까지 單相流의 亂流 흐름에 기인하는 局所熱傳達係數에 관한 實驗式은 여러가지가 발표되었으며, 다음과 같은 Dittus-Boelter 式이 實驗結果와 잘 일치함이 밝혀져 있으며, 本 論文에서는 이 實驗式을 채택하였다.

$$h_{tu} = 0.023 \cdot (Re_{\ell})^{0.8} \cdot (Pr_{\ell})^n \quad (4.11)$$

上式에서, $Re_{\ell} = \frac{U_{\ell} \cdot d_i}{\nu_{\ell}}$ 는 無次元 Reynolds數로서 이는 管內의 流體가 層流, 혹은 亂流狀態로서 流動하는 가를 구분해주는 척도이다. 그리고 Nu 역시 無次元 Nusselt數로서 $Nu = \frac{h_{tu} \cdot d_i}{k_{\ell}}$ 로 定義되며, 이는

管內를 흐르는 流體의 主流方向에 수직한 임의의 위치에서의 流體溫度와 流體平均溫度間의 溫度差에 대한 管壁溫도와 流體平均溫度間의 溫度差와의 比를 나타내는 式이다.

式 4.11 에서 傳熱管內的 單相流가 加熱되는 경우에는 $n = 0.4$ 이며, 冷却되는 경우에는 $n = 0.3$ 이다. 本 研究에서의 콘덴서는 傳熱管內를 통과하는 冷却水가 加熱되는 형태이므로 $n = 0.3$ 이 되며 Nu 의 定義로부터 亂流熱傳達係數는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h_{tu} = 0.023 \cdot (Re_l)^{0.8} \cdot (Pr_l)^{0.4} \cdot \frac{k_l}{d_i} \quad (4.12)$$



4.1.4 凝縮部 冷却튜브의 熱貫流率

飽和蒸氣에서 콘덴서의 冷却튜브内를 흐르는 冷却水로의 傳熱은 다음과 같은 過程을 거치게 된다.

- (1) 飽和蒸氣로 부터 冷却튜브外面으로의 凝縮熱傳達에 의한 傳熱.
- (2) 冷却튜브外面에서 内面으로의 傳導에 의한 傳熱.
- (3) 冷却튜브内面에서 冷却水로의 亂流熱傳達에 의한 傳熱.

FIG. 4.2는 凝縮部の 冷却튜브를 設計하기 위한 傳熱管 微小區間内の 熱平衡 및 管内流體의 溫度變化를 보이는 그림이다.

그림에서 보는 바와 같이 傳熱管外側 飽和蒸氣의 平均溫度를 T_s , 管外面의 溫度를 T_1 , 管内面の 溫度를 T_2 , 그리고 管内流體의 平均溫度를 T_f 라고 하면 微小길이 傳熱管 dx 를 통한 微小流入熱量 dq_r 을 구할 수 있고 이로 부터 凝縮部の 熱貫流係數를 計算해낼 수 있으며, 이를 위해서는 우선 위에서 언급한 傳熱過程들에 의한 微小傳熱量 dq 을 구해야 한다.

첫째, 凝縮熱傳達에 의한 微小傳熱量 dq_r 은 凝縮熱傳達係數를 h_{co} 라고 하면, 傳熱面積 dA_o 는 微小길이 傳熱管 dx 의 外表面積이므로 다음과 같다.

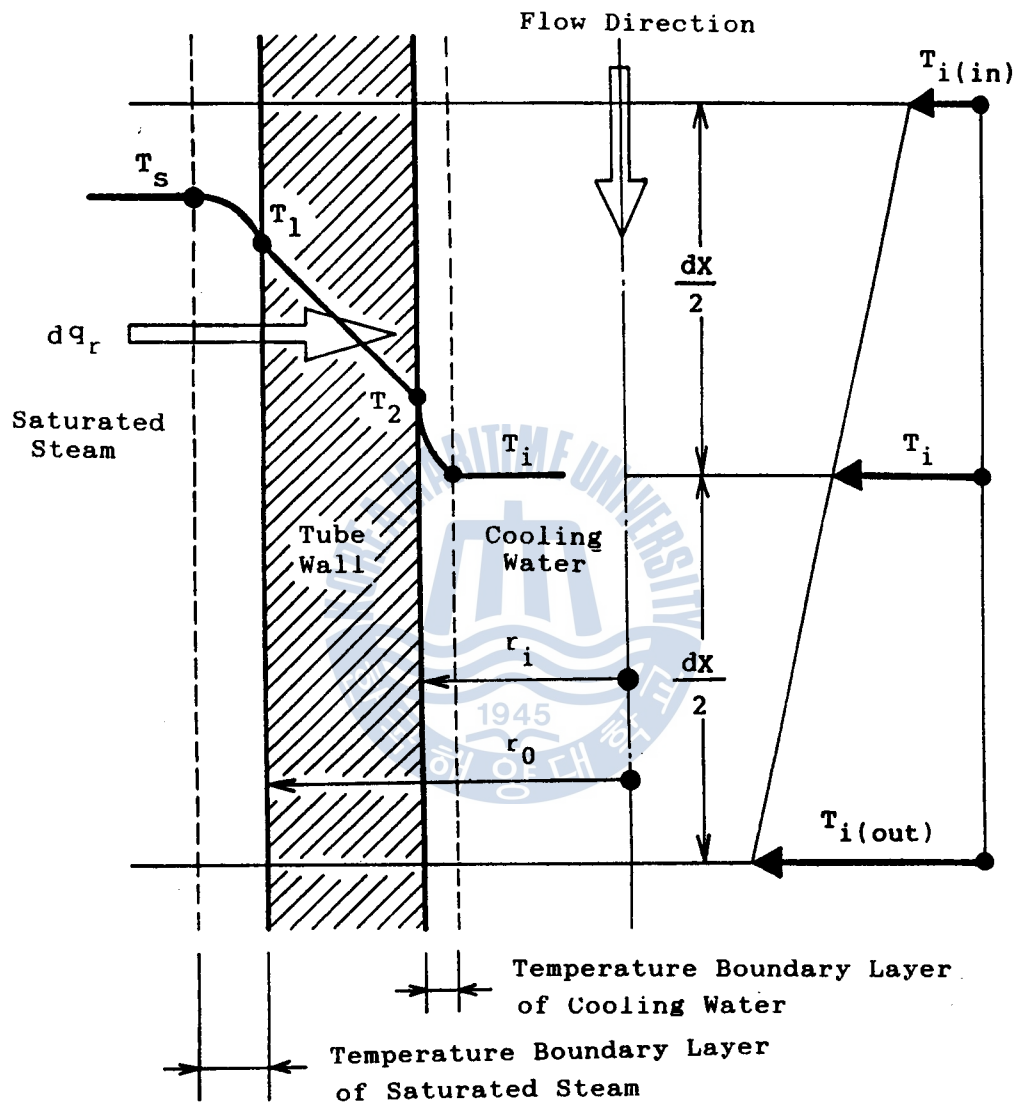


FIG. 4.2 Diagram of Heat Balance and Temperature Profile in Condensing Tube

$$dq_r = h_{co} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot dx \cdot (T_s - T_1) \quad (4.13)$$

둘째, 傳熱管壁을 통해 傳導되어지는 微小傳熱量 dq_r 은 式 (4.8)에서 이미 언급되어진 바와 같으며 다음과 같다.

$$dq_r = 2 \cdot \pi \cdot k_c \cdot dx \cdot \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \frac{r_i}{r_o}} \quad (4.14)$$

셋째, 管内面에서 冷却水로의 亂流熱傳達에 의한 微小傳熱量 dq_r 은 亂流熱傳達係數를 h_{tu} 라고 하면, 傳熱面積 dA_i 는 微小길이 傳熱管 dx 의 內表面積이므로 다음과 같다.

$$dq_r = h_{tu} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot dx \cdot (T_2 - T_i) \quad (4.15)$$

正常狀態 條件下에서는 式 (4.12), 式 (4.13), 式 (4.14)에 의해서 表現된 微小傳熱量 dq_r 은 모두 같은 값이며, 上式들을 더함으로써 飽和 蒸氣의 平均溫度와 冷却水平均溫度와의 差, 즉 微小길이 傳熱區間內的 전체 溫度差로서 微小傳熱量 dq_r 을 表現할 수 있다.

$$(T_s - T_i) = (T_s - T_1) + (T_1 - T_2) + (T_2 - T_i)$$

$$\left[\frac{1}{h_{co} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot dx} + \frac{1}{\frac{2 \cdot \pi \cdot k_c \cdot dx}{\ln \frac{r_i}{r_o}}} + \frac{1}{h_{tu} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot dx} \right] \cdot dq_r$$

따라서 dq_r 은 다음과 같이 表現된다.

$$dq_r = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot dX \cdot (T_s - T_i)}{\frac{1}{h_{co}} + \frac{r_o}{k_c} \cdot \ln \frac{r_i}{r_o} + \frac{1}{h_{tu}} \cdot \frac{r_o}{r_i}} \quad (4.16)$$

上式의 分母項은 單位面積, 單位時間當 單位熱量이 傳達되기 위해서 유지되어야 하는 溫度差, 즉 熱抵抗을 나타내며 이의 逆數는 熱貫流率로서 單位面積當, 單位時間當 單位溫度差에 대해서 傳達되는 熱量을 의미 한다. 이를 式으로 나타내면 熱抵抗 R_{th} 와 熱貫流率 U 는 다음과 같다.

$$R_{th} = \frac{1}{h_{co}} + \frac{r_o}{k_c} \cdot \ln \frac{r_i}{r_o} + \frac{1}{h_{tu}} \cdot \frac{r_o}{r_i} \quad (4.17)$$

$$U = \frac{1}{R_{th}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{co}} + \frac{r_o}{k_c} \cdot \ln \frac{r_i}{r_o} + \frac{1}{h_{tu}} \cdot \frac{r_o}{r_i}} \quad (4.18)$$

따라서 式 4.16 은 다음과 같이 表現된다.

$$\begin{aligned} dq_r &= \frac{2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot dx \cdot (T_s - T_i)}{R_{th}} \\ &= 2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot dx \cdot U \cdot (T_s - T_i) \end{aligned} \quad (4.19)$$

이상에서 알 수 있듯이 熱貫流率 U 의 값만 알게 되면, 飽和蒸氣로 부터 콘덴서의 冷却 튜브로 傳達되는 熱量을 구할 수 있다. 이 傳熱量은 冷却水가 飽和蒸氣로 부터 흡수하는 熱量이며, 이를 飽和蒸氣의 蒸發潛熱로 나눔으로써 콘덴서가 凝縮하는 造水量을 計算할 수 있다.

그러나 造水器를 長時間 運轉하게 되면, 冷却水나 브라인 등의 流體內에 鎔解된 각종 成分이 析出되거나 流體中에 함유된 浮游物 또는 異物質 등이 管의 内外面에 침적되어 스케일이 형성된다. 이는 傳熱效果를 심히 低下시키므로, 傳熱管의 熱設計時에는 스케일, 즉 汚染物質의 영향은 반드시 고려해 주어야 한다.

(9)

이는 汚染係數로서 定義되며, 熱抵抗에 부가되어 이를 증가시키는 원인이 되며, 일반적으로 汚染係數는 流體의 物性值, 溫度, 流速, 傳熱管의 材質, 表面의 加工狀態 및 運轉時間 등에 의하여 변하는 것으로 알려져 있다. 이에 관한 값들은 체계적인 實驗에 의해 밝혀져 있으며 이들을 TABLE 4.1 에 나타내었다.

TABLE 4.1 Fouling Factor of Heat Exchanger.

Temperature of Heating Fluid	Below 115 °C		115 ~ 200 °C	
Temperature of Water	Below 50 °C		Above 50 °C	
Velocity of Water	Below 0.9 m/sec	Above 0.9 m/sec	Below 0.9 m/sec	Above 0.9 m/sec
Evaporated Water	0.0001	0.0001	0.0001	0.0001
Sea Water	0.0001	0.0001	0.0002	0.0002
Treated Water	0.0002	0.0002	0.0004	0.0004

TABLE 4.1 에서 알 수 있듯이 海水의 溫度가 50 °C 이하일 경우에는 流速에 관계없이 0.0001 m hr °C / Kcal이므로 本研究에서는 이값을 熱設計時에 사용하였다. 그러므로 管外側 汚染係數 f_o 와 管内側 汚染係數 f_i 는 0.0001 m hr °C / Kcal로 결정되며 앞에서의 式 (4.17)과 式 (4.18)은 汚染係數의 영향을 고려한 다음과 같은 수정된 式이 된다.

$$R_{th} = f_o + \frac{1}{h_{co}} + \frac{r_o}{k_c} \cdot \ln \frac{r_i}{r_o} + f_i + \frac{1}{h_{tu}} \cdot \frac{r_o}{r_i} \quad (4.20)$$

$$U = \frac{1}{R_{th}} = \frac{1}{f_o + \frac{1}{h_{co}} + \frac{r_o}{k_c} \cdot \ln \frac{r_i}{r_o} + f_i + \frac{1}{h_{tu}} \cdot \frac{r_o}{r_i}} \quad (4.21)$$

式 (4.21)에서 分母에 나타나는 項들은 콘덴서 冷却 튜브의 寸數 및 關聯 材質의 物性值가 주어지면 모두 결정되는 값이므로 熱貫流率 U의 값과 콘덴서 전체의 傳熱面積이 구하여지므로 目標로 하는 造水量을 凝縮시킬 수 있는 最適의 콘덴서 寸數가 계산될 수 있다.

4.2 凝縮部の電算設計

콘덴서 혹은 각종 熱交換器의 設計時에는 傳熱管의 長이를 무한히 길게 하면, 결과적으로 두 流體의 溫度가 똑같이 되어 傳熱量이 最大로 된다. 그러나 이와 같이 設計를 하게 되면, 熱交換器의 크기가 극도로 크게 되어 材料費도 상당히 增加하게 되므로 熱交換器를 設計할 때에는 다음의 式으로 주어지는 溫度效率을 定義하여 이 溫度效率이 약 0.75 ~ 0.80 이 되도록 傳熱管의 長이를 결정함으로써 熱交換器의 크기 및 材料費가 最適으로 된다는 것이 알려져 있다.

$$T_{\text{eff}} = \frac{T_{\text{in}} - T_{\text{out}}}{T_{\text{in}} - T_s} \quad (4.22)$$

FIG. 4.3 은 이미 4.3절에서 제시되어진 바와 같은 計算過程에 의하여 電算處理하는 경우 設計基準의 造水量과 傳熱管의 長이를 入力하면 反復計算에 의하여 冷却水量, 冷却水出口溫度 및 콘덴서 冷却 튜브 길이의 變化에 따라 造水할 수 있는 淸水量을 出力하는 電算프로그램의 流動圖를 보여주고 있다.

造水器를 作動하면 冷却水 펌프는 콘덴서에 冷却水を 供給하고 一定 길이의 冷却 튜브를 통과한 冷却水는 飽和蒸氣로 부터의 傳熱量에 의하여 溫度가 上昇하므로 反復計算의 主要한 方法은 다음과 같다.

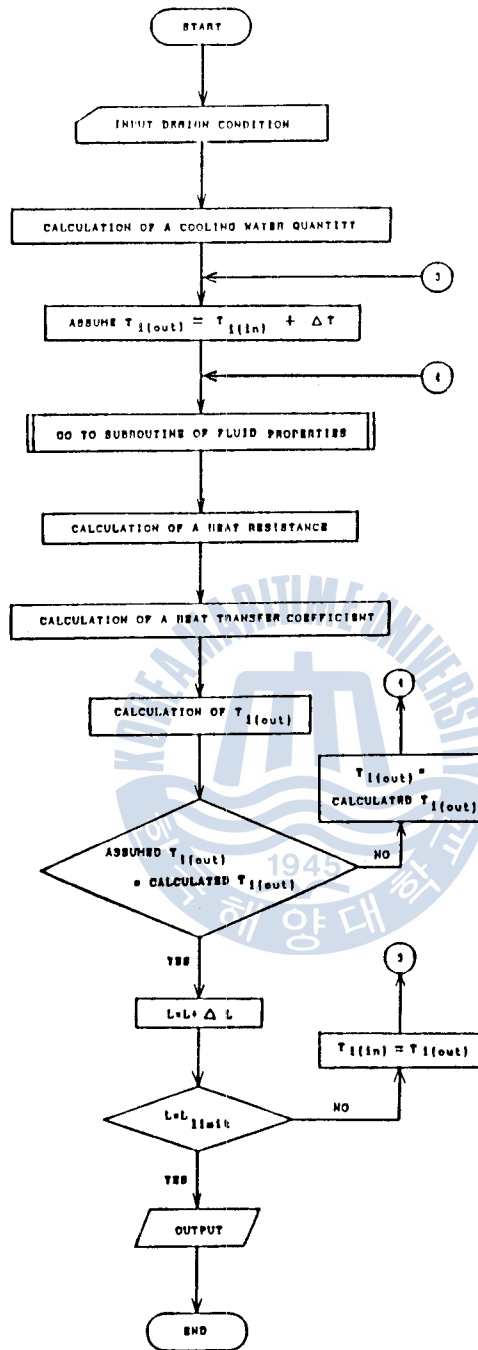


FIG. 4.3 Flow Chart for Numerical Calculation of Heat Transfer in Condensing Tubes

(1) 一定한 길이의 冷却튜브에서 冷却水の 入口側 流入溫度가 $T_{i(in)}$ 일 때, 一定溫度 上昇量 ΔT 를 假定하면, 冷却水の 出口側 流出溫度는 $T_{i(out)} = T_{i(in)} + \Delta T$ 가 된다. 그리고 計算過程에 필요한 流體의 物性値는 $T_{mean} = \frac{T_{i(in)} + T_{i(out)}}{2}$ 인 入口溫도와 出口溫도의

算術平均 溫度에서의 값을 취하여 4.1절에서 언급된 計算方法에 의해 飽和蒸氣로 부터 冷却水로의 傳熱量을 구한다.

(2) 一定길이 冷却튜브 内를 流動한 冷却水는 溫度가 上昇할 것이고 冷却水 入出口側 溫度差를 구해서 (1)에서 假定한 溫度上昇量 ΔT 가 적절한 것인가를 비교한다.

(3) 假定한 ΔT 가 適切하다면, 이 冷却水 出口溫度 $T_{i(out)}$ 는 다음의 연속되는 一定길이 冷却튜브内로의 流入溫度가 될 것이고 (1), (2)의 過程을 反復한다.

(4) 그러나, (2)에서의 結果가 ΔT 가 適切하지 않은 것으로서 判定되면, 計算되어진 $T_{i(out)}$ 를 過程 (1)에서의 冷却水 出口溫度로서 채택하여 (1), (2)의 過程을 反復시킨다.

本 研究의 프로그램에서는 一定길이의 冷却튜브를 통과한 후의 冷却水の 溫度 上昇幅은 $\Delta T = 0.1 \text{ } ^\circ\text{C}$ 로써 假定하였고, 흐름방향으로의 一定한 冷却튜브의 길이는 $\Delta X = 0.1 \text{ m}$ 를 취하였다.

4.3 蒸發部 補助熱源用 加熱코일의 傳熱解析

本 研究에서의 設計대상인 造水器內로 供給되는 브라인의 入口溫度는 이미 第 2 章에서 밝힌 바와 같은 이유로 45°C 이하의 溫度이며, 브라인 自體만이 保有하고 있는 熱量으로는 設計用量的 造水量을 生産하기 어렵다. 따라서 추가의 熱量供給이 필요하며 이는 補助熱源用 加熱코일을 設置함으로서 가능하므로 이 補助熱源은 魚船內에 설치된 冷凍機 壓縮機의 出口에서 나오는 高溫, 高壓의 가스인 冷媒, 혹은 出口溫度가 造水器內의 飽和溫度보다 높은 發電機 原動機用 冷却清水를 加熱코일로 통과시킴으로써 熱量을 供給 할 수 있다.

보통 冷凍機 壓縮機에서 冷媒의 出口溫度는 120°C 정도이며, 發電機 原動機用 冷却清水의 出口溫度는 $43 \sim 52^{\circ}\text{C}$ 이기 때문에 이들은 補助熱源으로서 충분한 傳熱用량을 가지고 있다.

물론 發電機 原動機用 冷却清水의 出口溫度보다 冷凍機冷媒의 壓縮機 出口에서의 溫度가 훨씬 높기 때문에 補助熱源으로는 冷凍機의 冷媒가 훨씬 유리하다. 그러나 冷凍機冷媒는 대부분 암모니아가 사용되어지고 있으며, 壓縮機出口에서는 기체상태이기 때문에 漏泄의 위험이 높고, 또 水溶性이므로 漏泄되는 경우에는 造水器에서 생산된 凝縮液 및 이와 연결된 清水탱크內의 清水를 모두 汚染시킬 위험이 있으므로 傳熱效果는 떨어지지만 漏泄의 위험이 적고 취급이 용이한 發電機 原動機用 冷却清水를 補助熱源으로 선택하였다.

蒸發部 補助熱源用 加熱코일 역시 4.1.4 節에서 설명한 바와 같이 거의 유사한 다음의 傳熱過程을 거쳐 브라인에 熱量이 傳達되어진다.

(1) 補助熱源用的 發電機 原動機用 冷却清水에서 傳熱管内面으로의 亂流熱傳達到 의한 傳熱.

(2) 傳熱管内面에서 外面으로의 傳導에 의한 傳熱.

(3) 傳熱管外面에서 蒸發部內的 브라인으로의 沸騰熱傳達到 의한 傳熱.

위의 설명에서 알 수 있듯이, 加熱코일의 傳熱過程이 4.1.4 절에서의 설명과 다른 점은 (3)項인 沸騰熱傳達到⁽¹⁰⁾에 관한 사항이다. 沸騰熱傳達到란 傳熱管的 表面에서 飽和狀態의 液體가 沸騰을 일으키고, 이에 의해 발생한 氣泡에 의해 주위의 液體로 傳熱되는 현상을 말하며, 沸騰의 條件에 대해서 Rohsenow는 表面거칠기 및 材質에 관한 체계적인 實驗을 통해 다음과 같은 實驗式을 제시하고 있으며, 本 論文에서는 이를 채택하였다.

$$\frac{C_{p_l} \cdot \Delta T_{sat}}{H_{fg}} = C_{sf} \cdot \left[\frac{q}{H_{fg} \cdot \mu_l} \cdot \sqrt{\frac{\sigma_l}{(\gamma_l - \gamma_v) \cdot g}} \right]^{0.33} \cdot Pr_l^s \quad (4.23)$$

本 研究에서는 補助熱源用 傳熱코일을 鋼管으로 제작하였기 때문에 $C_{sf} = 0.006$, $s = 0.1$ 의 값을 택하였다.

따라서 沸騰熱傳達에 의해 傳達되는 傳熱量 dq_r 은 式 (4.23)으로 부터 다음과 같이 정리된다.

$$q = \left[\frac{C_{pl} \cdot \Delta T_{sat}}{H_{fg} \cdot Pr_l \cdot C_{sf}} \right]^3 \frac{H_{fg} \cdot \mu_l}{\sqrt{\frac{\sigma_l}{(\gamma_l - \gamma_v) \cdot g}}} \quad (4.24)$$

式 (4.24)에서 알 수 있는 바와 같이 沸騰熱傳達에 의한 傳熱은 溫度의 3승에 비례한다. 따라서 沸騰熱傳達계수 h_{bo} 는 다음과 같이 정리된다.

$$h_{bo} = \left[\frac{C_{pl}}{H_{fg} \cdot Pr_l \cdot C_{sf}} \right]^3 \cdot (T_w - T_s)^2 \frac{H_{fg} \cdot \mu_l}{\sqrt{\frac{\sigma_l}{(\gamma_l - \gamma_v) \cdot g}}} \quad (4.25)$$

그러므로 蒸發部 補助熱源用 加熱코일의 熱抵抗 및 熱貫流率은 FIG. 4.2를 참조하면 凝縮部에서의 熱抵抗 및 熱貫流率과 비슷한 형태의 式으로 정리된다.

上式에서 ΔT_{sat} 는 傳熱表面溫度와 飽和溫度 T_s 와의 差, 즉 壁面過熱度이며, $C_{p\ell}$ 은 브라인의 定壓比熱, H_{fg} 는 브라인의 飽和溫度에서의 蒸發潛熱, g 는 重力加速度, γ_ℓ 과 γ_v 은 각각 液相과 氣相의 比重量, Pr_ℓ 은 브라인의 프라블수, μ_ℓ 은 브라인의 粘性係數, σ_ℓ 은 브라인의 表面張力을 나타내고, C_{sf} 와 s 는 液體와 傳熱面의 材質에 의해 결정되는 係數이며, TABLE 4.2에 이들 C_{sf} 와 s 에 대한 값을 정리하였다.

TABLE 4.2 Values of C_{sf} and s

Surface Combination	C_{sf}	s
Water - Nickel	0.006	1.0
Water - Platinum	0.013	1.0
Water - Copper	0.013	1.0
Water - Brass	0.013	1.0

$$R_{th} = \frac{1}{f_o + \frac{1}{h_{bo}} + \frac{r_o}{k_s} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} + f_i + \frac{1}{h_{tu}} \cdot \frac{r_o}{r_i}} \quad (4.26)$$

$$U = \frac{1}{R_{th}} = \frac{1}{f_o + \frac{1}{h_{bo}} + \frac{r_o}{k_s} \cdot \ln \frac{r_o}{r_i} + f_i + \frac{1}{h_{tu}} \cdot \frac{r_o}{r_i}} \quad (4.27)$$

蒸發部補助熱源用 加熱코일의 熱抵抗과 熱貫流率에 관한 式 (4.26)과 式 (4.27)을 凝縮部冷却류브의 熱抵抗 및 熱貫流率에 관한 式 (4.20), 式 (4.21)과의 비교에서 나타나는 차이는 傳熱管壁을 통한 傳導에 관한 項이며 이는 凝縮부와 加熱코일에서의 傳熱方向이 서로 반대이기 때문에 나타나는 현상이다.

4.4 蒸發部 補助熱源用 加熱코일의 電算設計

加熱코일의 電算設計 方法은 원칙적으로 凝縮部の 電算設計 方法과 거의 같다. 단지, 차이점은 凝縮部에서의 傳熱管内를 流動하는 液體의 溫度는 傳熱管을 통과함에 따라 溫度가 上昇하는데 비해 加熱코일에서는 造水器 本體內的 飽和溫度보다 높은 溫度의 液體가 流動하기 때문에 造水器 蒸發部の 브라인에 熱量을 供給하고 그 자신의 溫度는 傳熱管을 통과함에 따라 下降한다는 것이다.

反復計算의 方法은 加熱液이 一定길이의 加熱코일을 통과함에 따라 溫度가 저하되므로 다음과 같다.

(1) 一定길이의 加熱코일에서 加熱液의 入口側流入溫度에서 一定溫度 減少量 ΔT 를 假定하여 出口溫度를 $T_{i(out)} = T_{i(in)} - \Delta T$ 로 한다. 이때, 傳熱管内를 통과하는 加熱液의 物性値는 入口溫도와 出口溫度와의 算術平均 溫度인 $T_{mean} = \frac{T_{i(in)} + T_{i(out)}}{2}$ 에서의 값으로 한다.

한편, 브라인의 物性値는 蒸發部內가 一定한 眞空壓力으로 유지되어 지므로, 이 壓力에서의 飽和溫度에 해당하는 값을 취하고 4.3절에서 언급한 熱貫流率을 利用하여 加熱液에서 브라인으로 傳達되는 傳熱量을 구한다.

(2) 一定길이의 加熱코일內를 流動한 加熱液은 溫度가 減少 하므로,

(1) 에서 計算한 傳熱量으로 加熱液의 入出口側溫度差를 구하여 처음에 假定한 溫度減少量 ΔT 가 적절한가를 비교한다.

(3) 假定한 溫度減少量 ΔT 가 적절하다면, 이 加熱液의 出口側溫度 $T_{i(out)}$ 는 다음의 연속되는 一定길이의 加熱코일內로의 流入溫度가 되므로 (1), (2)의 過程을 反復한다.

(4) 그러나 (2) 에서의 결과인 溫度減少量 ΔT 가 적절하지 않은 것으로 判定되면 計算된 $T_{i(out)}$ 를 過程 (1)에서의 加熱液의 出口溫度로 재택하여 (1), (2)의 過程을 反復시킨다.

加熱코일의 設計를 위한 電算프로그램에서도 또한 앞의 4.2절에서와 같이 흐름방향으로의 加熱코일의 길이는 $\Delta X = 0.1 \text{ m}$ 로 일정하게 하고, 溫度減少量은 $\Delta T = 0.1 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 취하였다.

加熱코일의 設計를 위한 프로그램의 流動圖는 凝縮部 콘덴서의 경우와 거의 유사하기 때문에 여기에서는 별도로 나타내지 않았다.

第 5 章 計算結果 및 性能實驗

5.1 브라인의 蒸發量計算

本 研究에서 設計하고자 하는 造水器는 序論에서 밝힌 바와 같이 設置 對象이 魚船이기 때문에 蒸發에 필요한 熱量의 確保가 어려우며, 이와 같은 이유 때문에 高眞空維持用 이젝터를 사용하여 本體內를 약 715mmHg 의 眞空壓力으로 維持한다. 따라서 이에 해당하는 飽和溫度는 약 36 °C 정도이며, 供給되는 브라인은 이보다 높은 溫度이기 때문에 계속적인 蒸發이 가능하다. 따라서 供給되는 브라인과 飽和溫度와의 差를 $\Delta\dot{T}$ 라고 하면, 즉 $\Delta\dot{T} = T_l - T_s$ 라하면 蒸發되는 브라인의 量은 다음과 같다.

$$G_v = \frac{G_l \cdot C_{pl} \cdot \Delta\dot{T}}{H_{fg}} \quad (5.1)$$

上式에서 C_{pl} 은 蒸發部內에서 飽和水狀態를 유지하는 브라인의 定壓 比熱로 $C_{pl} = 0.998 \text{ kcal/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ 이며, H_{fg} 는 蒸發潛熱로 $H_{fg} = 577.16 \text{ Kcal/kg}$ 이다. 그리고 $G_l \text{ Kgf/hr}$ 은 브라인의 供給量이다. 따라서 브라인의 蒸發量은 $\Delta\dot{T}$ 와 G_l 에 의해 변화할 것이다. 즉 $\Delta\dot{T}$ 를 增加시키거나 혹은 G_l 을 增加시킴으로써 브라인의 蒸發量을 增加시킬 수 있다.

TABLE 5.1과 FIG. 5.1에는 브라인의 供給溫度가 각각 40°C , 42°C , 44°C , 즉 ΔT 가 4°C , 6°C , 8°C 를 유지하는 경우에 브라인의 供給量 변화에 대한 브라인 蒸發量을 나타낸다.

TABLE 5.1에서 알 수 있듯이 補助熱源의 加熱없이 1 Ton/day의 清水를 生産하기 위하여 ΔT 를 8°C 로 유지하는 경우, 브라인 供給量은 적어도 3 Ton/hr 이상이 되어야 한다.

TABLE 5.1 Variation of Evaporated Quantity according to Supplied Brine Quantity.

G_b (Ton/hr) \ $\Delta T (^{\circ}\text{C})$	4	6	8
1	0.166 Ton/day	0.249 Ton/day	0.332 ton/day
2	0.332 Ton/day	0.498 Ton/day	0.664 Ton/day
3	0.498 Ton/day	0.747 Ton/day	0.996 Ton/day
4	0.664 Ton/day	0.996 Ton/day	1.328 Ton/day
5	0.830 Ton/day	1.245 Ton/day	1.660 Ton/day

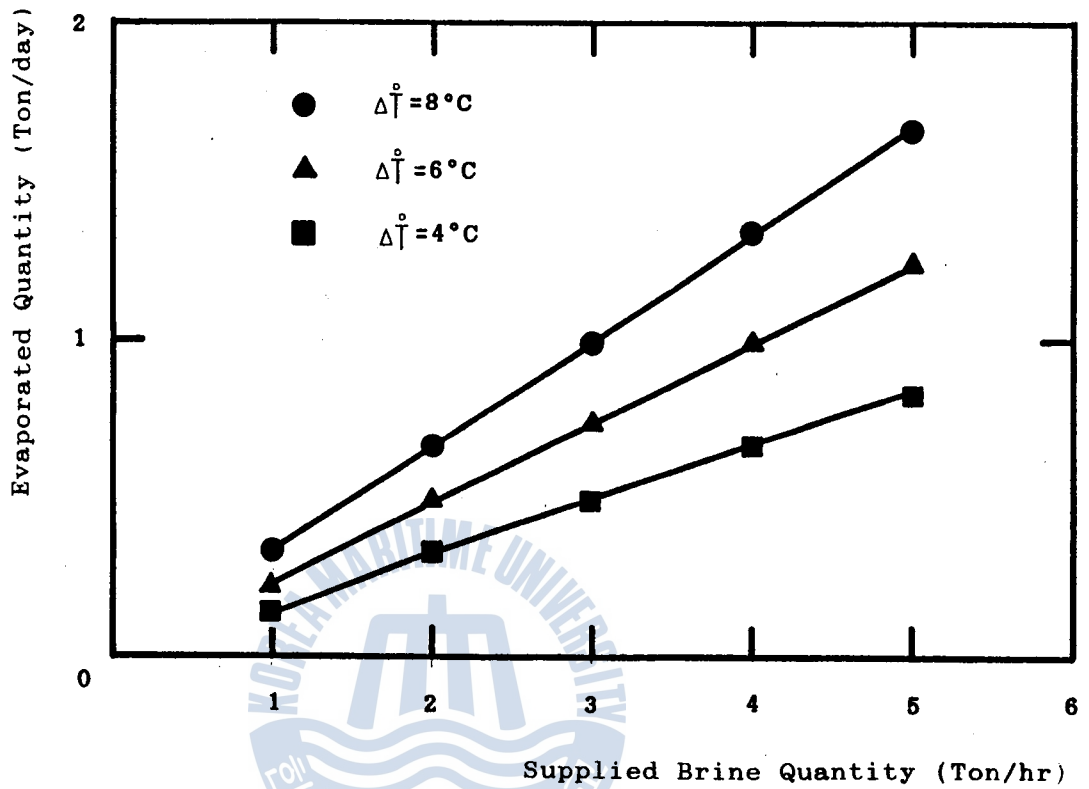


FIG. 5.1 Variation of Evaporated Quantity according to Supplied Brine Quantity

그리고 補助熱源用 加熱코일을 사용하여 브라인에 熱量을 추가로 供給하였을 경우에는 이미 4.3절에서 說明한 傳熱過程에 의해 브라인이 蒸發되며, 이 브라인蒸發量을 TABLE 5.2에 나타내었다. 이는 加熱코일設計用 電算프로그램의 出力結果이며 加熱코일의 길이에 따른 브라인 蒸發量 및 加熱液의 溫度變化이다.

TABLE 5.2 Output of Computer Program for
Design of Heating Coil

CALCULATED RESULTS FOR THE DESIGN OF EVAPORATING SIDE

- A. Design condition..... 1.Coil quantity : 14-turn
2.Inside diameter : 9.4 mm
3.Thickness : 2.3 mm
4.Coil length : 1.2 M
- B.Operating condition..... 1.Aux.heating source fluid : NH₃
2.Flowrate : 500 kg/hr
3.Inlet temperature : 100 °C
4.Brine flowrate : 3 ton/hr
5.Brine Temp.difference : 5 °C
- C.Performance data..... 1.Total fresh water generating rate
at the design condition : 729 kg/day
2.Outlet temp.of aux.heating
source fluid : 90.5 °C (ΔT = 10.5 °C)
- D.Calculation sheet(DATA NO.: 1-3)

Coil length (M)	Total FW generating rate (kg/day)	Outlet temp.of aux. source fluid (°C)	HTC of fluid in coil (kcal/m ² ·°C)	Reynolds No. of fluid in coil
1.1	621.193	97.0079	76.4671	6715.87
1.2	635.192	96.1803	76.531	6758.86
1.3	642.442	95.2887	76.5945	6801.72
1.4	650.554	94.4091	76.6578	6844.14
1.5	660.527	93.5418	76.7206	6886.13
1.6	672.363	92.685	76.7832	6927.67
1.7	682.07	91.8421	76.8454	6968.77
1.8	691.643	91.0025	76.9072	7009.43
1.9	701.085	90.1661	76.9685	7049.63
2.0	710.398	89.3328	77.0294	7089.39
2.1	719.584	88.5024	77.09	7128.69
1.2	728.644	88.7914	77.1499	7167.84
1.3	737.58	89.0142	77.2095	7205.94
1.4	746.394	89.2472	77.2685	7243.88
1.5	755.086	89.4917	77.3271	7281.37
1.6	763.659	89.746	77.3851	7318.4
1.7	772.113	89.0102	77.4426	7354.98
1.8	780.451	89.2855	77.4997	7391.1
1.9	788.674	89.5703	77.5562	7426.77
2.0	796.784	89.865	77.6121	7461.98
2.1	804.78	89.1625	77.6674	7496.75
2.2	812.667	89.4676	77.7222	7531.06
2.3	820.443	89.7807	77.7764	7564.92
2.4	828.112	89.1407	77.8302	7598.33
2.5	835.674	89.4826	77.8833	7631.3

5.2 콘덴서의 凝縮量計算

造水器의 蒸發部에서 蒸發된 蒸氣는 上昇하여 凝縮部方向으로 이동하며 콘덴서의 冷却튜브外面에 接觸하여 凝縮되고, 凝縮이 되지않은 蒸氣는 造水器內를 眞空으로 維持하기 위하여 이젝터의 흡입측과 連結된 콘덴서 中心部에 設置한 추기라인을 통해 排出된다. 따라서 콘덴서의 凝縮能力이 부족하다면, 蒸發部에서 蒸發된 蒸氣의 대부분은 凝縮되지 못하고 造水器 밖으로 排出되어지기 때문에 蒸發된 蒸氣를 모두 凝縮시킬 수 있는 콘덴서를 設計한다는 것은 매우 중요하다.

TABLE 5.3에는 4.2절에서 記述한 바와 같은 計算方法을 이용하여 製作한 콘덴서設計用 프로그램의 出力을 보이고 있다. 實際 製作에 사용한 冷却튜브는 外徑과 內徑이 각각 12mm, 10mm인 구리관이며, 冷却水의 流動方式은 FIG. 5.2에 보인 것과 같은 4 Pass Flow Type이다. 그리고 冷却튜브는 FIG. 5.3에 보이는 바와 같이 콘덴서헤드의 1/4에 36개가 設置되었다.

TABLE 5.3 Output of Computer Program for Design of Condenser

The Following is Specification of the Condenser.		
Inlet Temperature of Cooling Water.	30	°C
Inner Pressure of Condenser.	6.800001E-02	Kg/cm ² .abs
Quantity of Supplied Steam.	41.7	Kg/hr
Quantity of Tube.	36	EA
Notice : This Condenser is 4 Pass Flow Type.		
Capacity of Cooling Water is 11.67 Ton/hr.		
Out-Diameter of Condenser is 0.336 m.		

Out Temp. of C.W (°C)	Quantity of F.W (Ton/day)	Length of Tube (m)
30.01018	5.005689E-03	.025
30.03044	1.496923E-02	.05
30.06066	2.982873E-02	.075
30.10067	4.950446E-02	.1
30.15029	7.390261E-02	.125
30.20929	.1029135	.15
30.27741	.1364123	.175
30.35438	.1742621	.2
30.43989	.2163129	.225
30.53359	.2623855	.25
30.63519	.3123467	.275
30.74433	.3660165	.3000001
30.86051	.4231453	.3250001
30.98337	.4835634	.3500001
31.1125	.5470636	.3750001
31.24747	.6134309	.4000001
31.38782	.682448	.4250001
31.53311	.7538903	.4500001
31.68286	.8275332	.4750001
31.83663	.9031484	.5000001
31.99395	.9805072	.5250001
32.15435	1.059383	.55

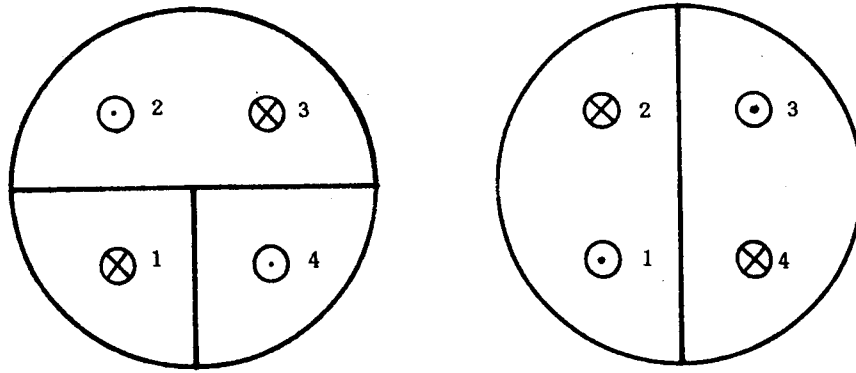


FIG. 5.2 Flow Direction of Cooling Water in Condenser

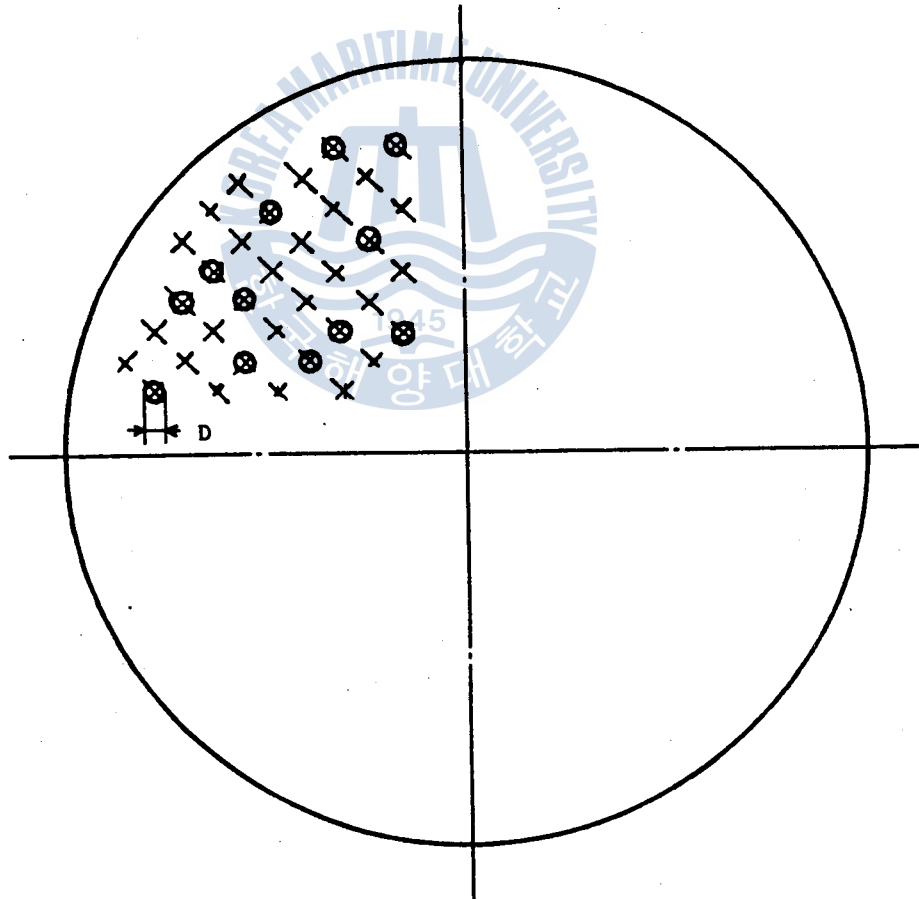


FIG. 5.3 Diagram of Condenser Head.

5.3 性能實驗

本 研究의 實驗裝置는 FIG. 5.4에 보인 것처럼 주위 空氣와의 斷熱狀態를 維持하기 위해 斷熱材로 감싼 造水器 本體와 브라인供給系統, 그리고 冷却水供給系統 및 測定裝置들로 構成되어 있으며 造水器本體는 序論部에서 언급한 바와 같이 蒸發部, 補助熱源用 加熱코일, 蒸氣流路, 콘덴서, 集水탱크 및 推氣라인으로 構成되어 있다. 冷却水供給系統은 冷却水탱크, 冷却水供給펌프 및 콤비네이션 이젝터이며, 브라인供給系統은 브라인탱크, 브라인供給펌프, 1次 加熱히터와 2次 加熱히터로 構成되어 있다. 測定裝置로는 冷却水の 콘덴서入出口側 溫度差와 브라인의 入出口側 溫度差를 測定하기 위해 熱電對를 이용한 디지털식 溫度計를 설치하였고, 造水器 蒸發部內的 飽和壓力을 測定하기 위해 마노메타를 設置하였다. FIG. 5.5는 實驗裝値의 전체배치에 대한 寫眞이다.

實驗方法은 冷却水供給펌프를 통해 15 Ton/hr의 冷却水を 供給하고 이 冷却水는 콘덴서를 통과하여 이젝터 驅動라인을 거쳐 FIG. 2.2에 보인 驅動노즐을 통해 高速으로 噴射된다. 이 高速噴流는 주위의 空氣를 牽引하여 흡입실內를 眞空狀態로 維持하고 이젝터의 흡입측에 連結된 推氣라인을 통해 造水器 本體內的 不凝縮가스를 흡입하므로 蒸發部를 약 45 mmHg abs., 즉 715 mmHg정도의 眞空狀態로 만든다.

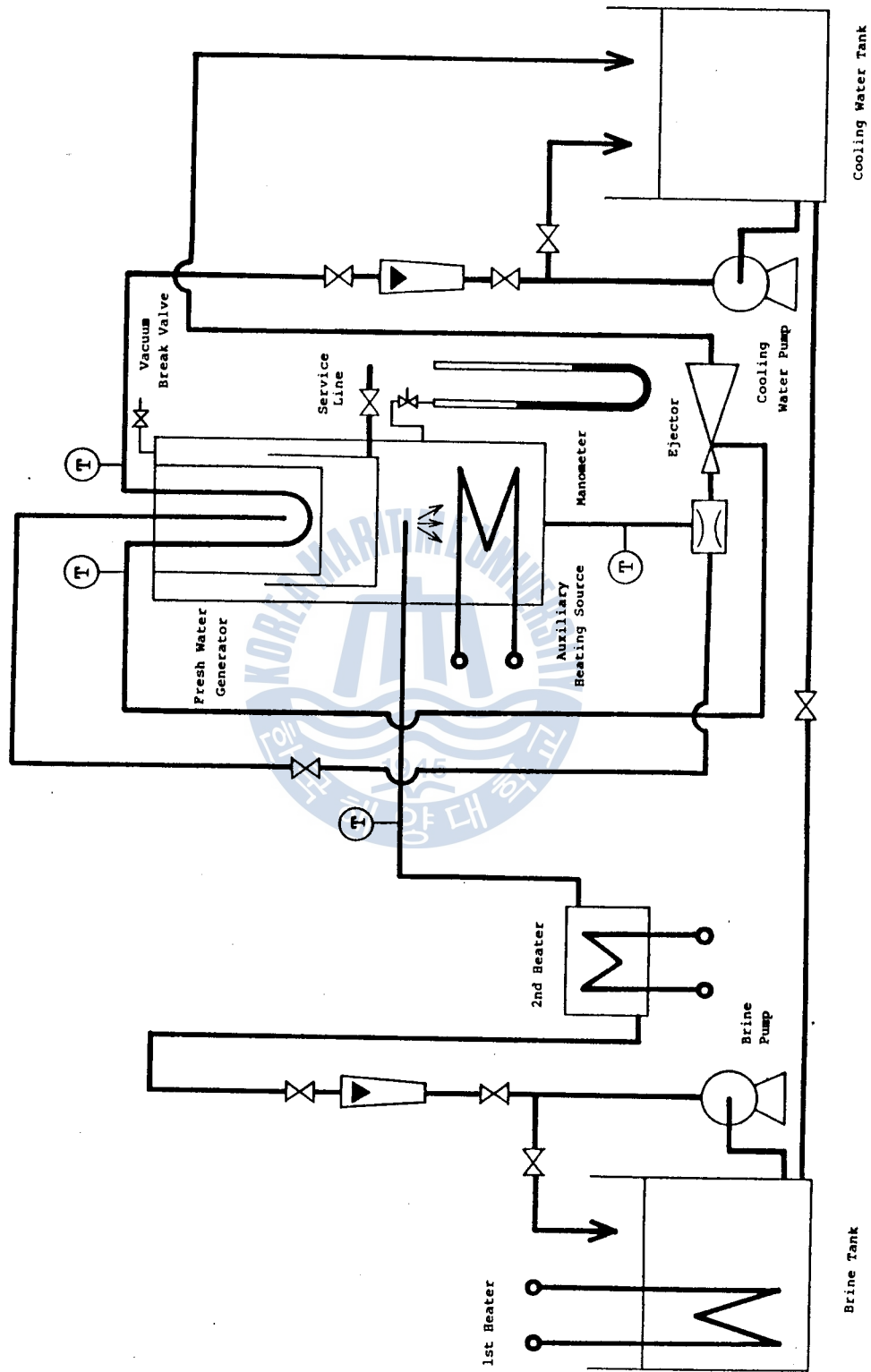


FIG. 5.4 Schematic Diagram of Experimental Apparatus



FIG. 5.5 Photo of Experimental Apparatus

本體內를 眞空으로 維持시킨 後, 브라인 供給탱크에서 브라인을 電氣 히터로 1次 加熱하고, 브라인供給펌프로 3 Ton/day의 브라인을 2次 加熱히터로 보내어 여기에서 造水器內的 眞空壓力에 대응하는 飽和溫度인 36 °C보다 높은 溫度로 한번 더 加熱하여 蒸發部內로 供給한다.

2次 加熱히터에는 히터에 供給되는 電壓을 미세하게 조절할 수 있는 슬라이더를 電源側에 連結하여 히터의 發熱量을 一定하게 調節하여 實驗中에 브라인의 溫度를 一定하게 維持하였다. 蒸發部內的 飽和溫度보다 높은 온도로 供給된 브라인은 飽和溫度와의 差에 해당하는 熱量만큼 계속적으로 蒸發되며, 蒸發되고 남은 브라인은 이젝터의 흡입측에 連結된 브라인排出라인을 통해 排出되므로 蒸發部內的 水位는 一定하게 維持된다. 蒸發된 蒸氣는 蒸氣流路를 따라 이동하여 上部의 冷却水가 통과하는 콘덴서에서 凝縮이 되고 그 일부는 不凝縮가스와 함께 推機라인을 통해 排出된다. 그리고 브라인의 入出口側에 設置한 디지털 溫度計로 브라인의 入出口溫度差를 測定하여 브라인이 蒸發된 量을 計算하고 實際로 造水된 淸水量 및 冷却水가 蒸氣로 부터 흡수한 熱量과 相互 比較하였다.

FIG. 5.6, FIG. 5.7, FIG. 5.8에 각각 $\Delta T = 4^{\circ}\text{C}$, 6°C , 8°C 일 때, 브라인의 入出口側에서 測定한 溫度差로서 計算한 브라인蒸發量과 實際의 造水量을 比較하여 나타내었다.

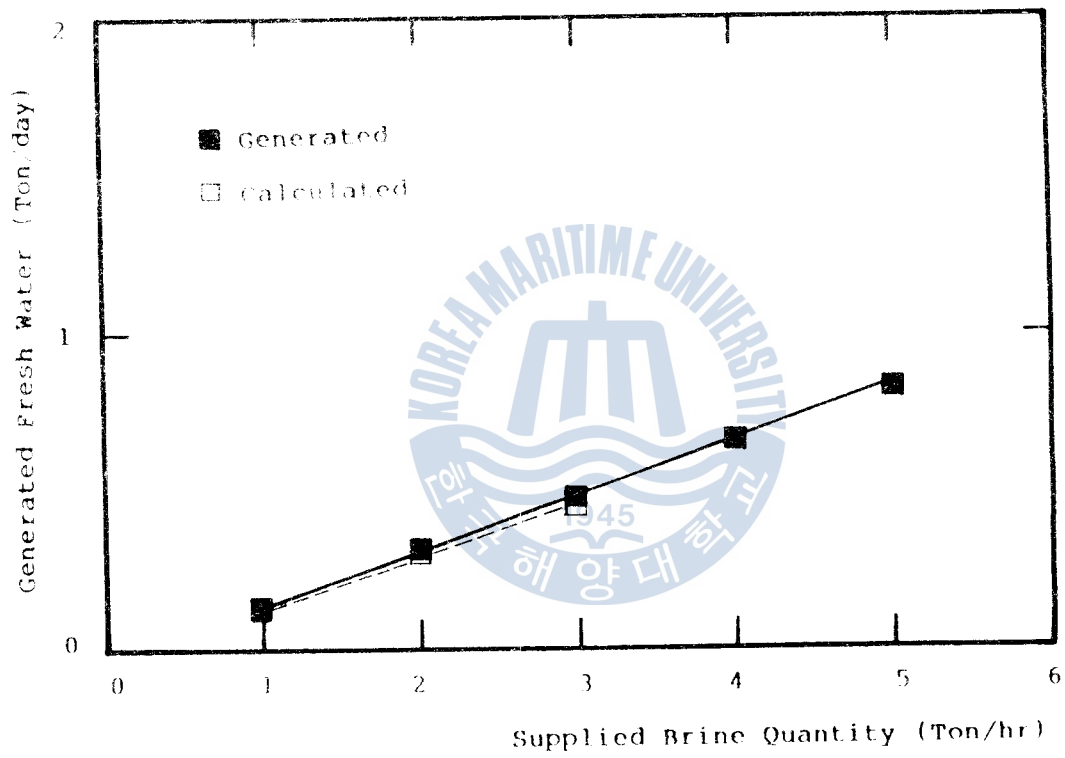


FIG. 5.6 Comparison of Generated Fresh Water with Calculated Fresh Water at $\Delta T = 4^{\circ}\text{C}$

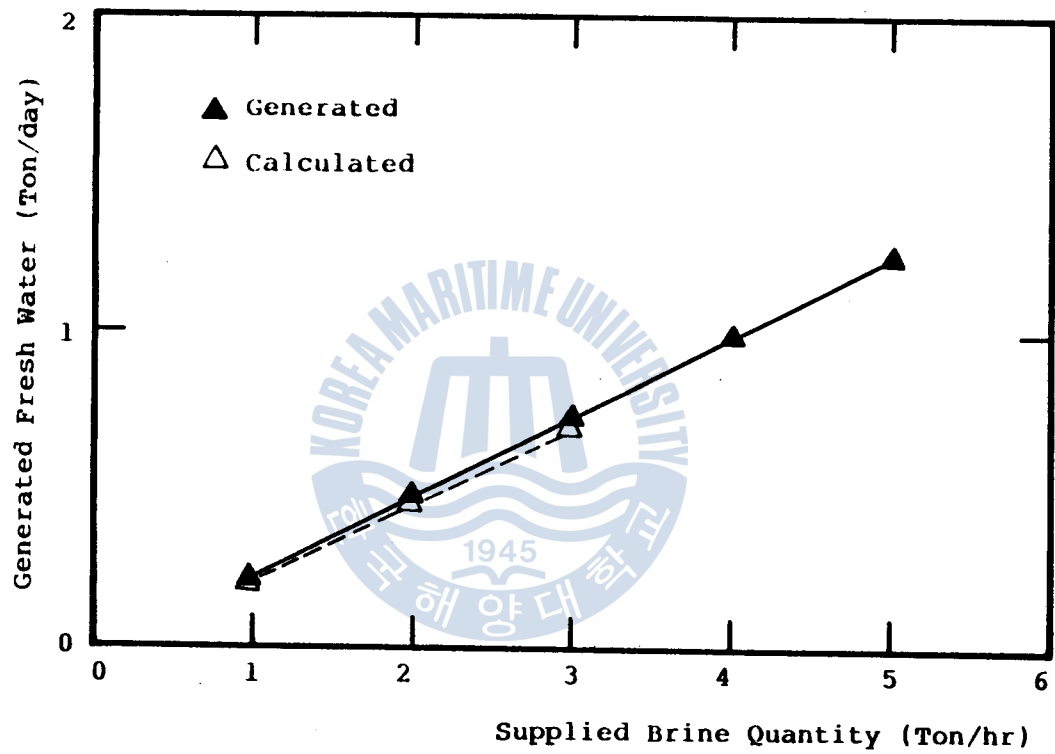


FIG. 5.7 Comparison of Generated Fresh Water with Calculated Fresh Water at $\Delta T = 6^{\circ}\text{C}$

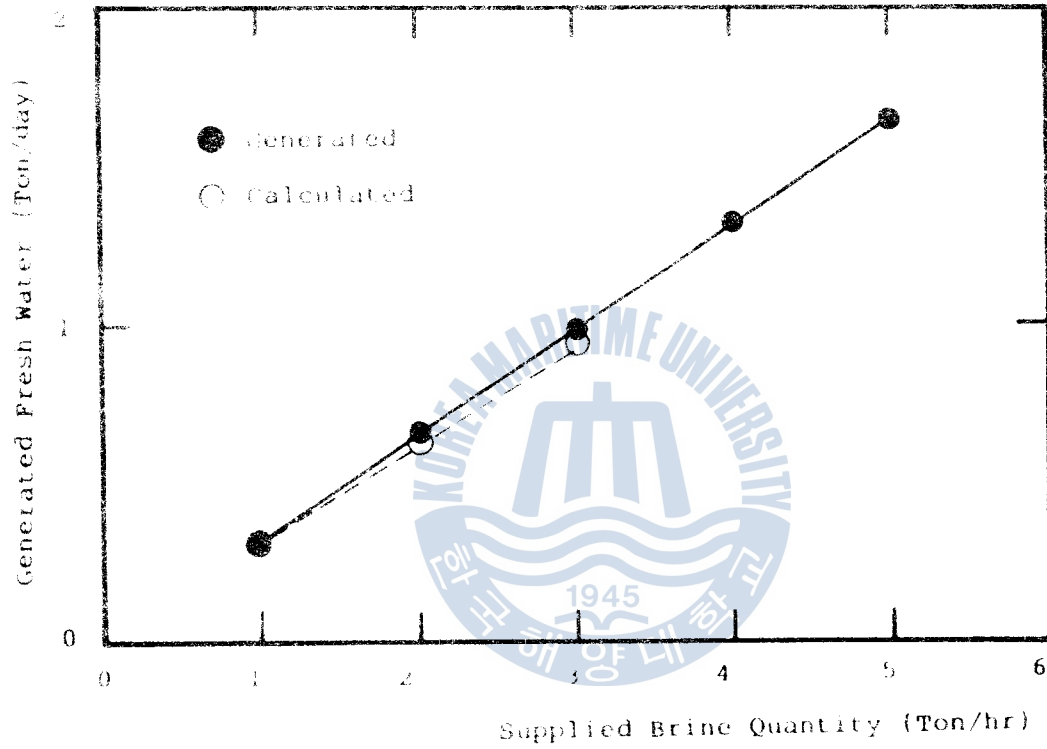


FIG. 5.8 Comparison of Generated Fresh Water with Calculated Fresh Water at $\Delta T = 8^{\circ}\text{C}$

第 6 章 結 論

本 研究의 目的은 船舶의 氣關室에서 發生하는 廢熱을 이용하여 高眞空狀態에서 清水를 製造하여 船內에 供給하는 沸騰形 船舶用 小形 造水器의 熱設計를 위한 電算 프로그램의 開發이며, 이 프로그램의 信賴度를 確認하기 위한 性能實驗에서 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 凝縮器를 設計하기 위해서 고려한 冷却 튜브 外面에서의 膜凝縮에 관한 證理의 實驗式인 凝縮 熱傳達係數의 妥當性을 實驗結果로부터 간접적으로 確認할 수 있었다.

(2) 제한적인 實驗條件 때문에 蒸發部의 補助熱源用 加熱코일의 熱設計에 필요한 沸騰 熱傳達係數에 관해 발표된 既存 實驗式의 妥當性은 確認하지 못했으며 이를 위해서는 加熱코일용의 加熱히터, 加熱液 탱크, 加熱液 供給펌프 등의 實驗裝置의 보강이 필요하다.

(3) 本 實驗에서는 造水器 本體內의 眞空狀態 維持와 브라인 排出을 위해 氣體와 液體를 混合하여 동시에 흡입하는 한개의 콤비네이션 이젝터를 사용하였는데, 實驗中에 眞空狀態는 設計條件에 맞게 維持되었으나 브라인의 水位가 점차 上昇하여 長時間에 걸친 연속적인 實驗이 곤란하였다. 이는 브라인 排出이 잘 안되기 때문이며, 이를 해결하기 위해서는 이젝터의 構造變更이 필요하다.

(4) 補助熱源이 없는 狀態에서 실시한 造水量의 實驗結果는 브라인의 過熱度가 높을수록 計算値와의 誤差가 큰 傾向을 나타내었는데 브라인 供給量이 3 Ton/hr , 過熱度가 8 °C 인 경우 1 Ton/day 에 가까운 清水가 造水되었으며, 計算値와의 誤差는 약 6.3 % 었다.



參考文獻

- (1) 金 京根, 小形 컴팩트한 廢熱利用式 造水器 開發, 科學技術處 特定課提 最終報告書, 1988年.
- (2) 金 京根, 金 鎔模, 각종 이젝터의 國産化 開發과 産業用 에너지 節約에 關한 시스템의 應用, 熱流體 機資材 展示會 講演資料, 1987年.
- (3) 具 炳柱, 廢熱利用 蒸發式 小形 造水器의 開發과 그 性能實驗에 關한 研究, 全南大學 大學院 博士學位 請求論文, 1988年.
- (4) 基元産業社, 基元産業社 設計資料, 1984年.
- (5) 金 京根, 高 相喆, 液體用 이젝터의 性能特性의 CAD와 實驗結果와 의 比較에 關한 研究, 韓國海洋大學 大學院 碩士學位 請求論文, 1987年.
- (6) 金 昌孝, 數值解法과 電算프로그래밍, 教學社, 1984年.
- (7) 日本機械學會, 流體의 熱物性值集, 三美印刷, 1986年.
- (8) 日本機械學會, 傳熱工學資料集 3版, 明善印刷, 1980年.

- (9) 尾花英朗; 熱交換器 設計 Hand Book, 工學圖書株式會社, 1974年.
- (10) 金 京根, 氣液二相流, 太和出版社, 1986年.
- (11) Forster, " The Rate of Growth of Vapor Bubbles in Superheated Water.", Journal of Applied Mechanics, 20, Page 537~ 545, 1953年.



