

# 冷凍裝置用 熱交換器

徐 正 閔\*

## 1. 序 論

冷凍裝置에서 凝縮器나 蒸發器는 基本的인 要素가 되며 이것들의 熱交換作用에 있어서 設計의 基礎가 되는 冷媒의 蒸發이나 凝縮現象에 대한 研究가 活潑해진 것은 比較的 最近의 일이라고 말할 수 있다.

現在 이들에 關한 많은 研究가 이루어지고 있는데도 不拘하고 實際裝置에 充分히 높은 程度로 利用되지 못하는 것은 基礎的이며 實用狀態와는 다른 單純한 現象의 解析에 끝이는 段階를 벗어나지 못하고 있기 때문이다.

따라서 實用上 安全率이 큰 熱交換器를 設計하고자 하는 傾向은 增大하고 있다.

그러나,

① 冷凍裝置가 産業面 뿐만 아니라 널리 日常生活에 普及되어 그 形式에 따라 生産數量이 增大하고 있으며

② 그의 生産價格이 차지하는 熱交換器價格의 比率이 매우 높으며

③ 利用者나 消費者側이 小形化, 高能力化를 要求하게 된 것.

④ energy 節減을 위한 Heat pump 裝置의 利用과 擴大와 더불어 大形에 있어서는 空氣熱源用熱交換器가 裝置치수의 大部分을 차지하게 된 것.

등의 추세로 인하여 合理的이고 보다 精密한 設計에 대한 要望이 높아져가고 있다. 그리고 1973年에 시작된 oil shock 以來 資源의 有限性問題의 認識과 그의 消費에 대한 節約問題는 앞으로 生産手段의 基本的 方針으로 굳어져가고 있는 實狀이다.

따라서 本節에서는 이상의 熱交換器에 대한

最適設計를 위해서 지금까지의 冷媒의 凝縮 및 蒸發에 關한 傳熱特性을 中心으로 裝置의 實用化를 目的으로 한 結果들에 대해서 記述코자 한다.

## 2. 凝縮器 및 蒸發器의 熱交換器로서의 特徵

冷凍裝置用 熱交換器에서 蒸發器, 凝縮器는

$$\Phi = KA\bar{\Delta}t \dots\dots\dots(1)$$

로 그 能力이 표시되며 必要한  $\Phi$ 에 대해서  $K, A, \bar{\Delta}t$ 는 複雜한 相互關係를 갖는다. 그리고 實際裝置에서는 定量的으로 不明確한 現象도 많다.

### 2-1 熱貫流率

管의 熱傳導抵抗을 無視하여 空氣冷却 或은 空冷凝縮器를 생각하면

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_a} + \frac{m}{\alpha_r} \dots\dots\dots(2)$$

$$m = \frac{A_a}{A_r} = \frac{A_p + \eta_{ct} A_f}{A} \dots\dots\dots(3)$$

$\eta_{ct}$  : fin 接觸效率

이며 一定한 冷媒飽和溫度, 管徑에서는 거의

$$\alpha_r = c_1 \varphi n_1 = c_1 \left( \frac{m\Phi}{A_a} \right) n_1 = c_1 (m \alpha_a \bar{\Delta}t) n_1 \dots\dots(4)$$

$\varphi$  = 冷媒側熱流密度 kcal/m<sup>2</sup>h(W/m<sup>2</sup>)

$n_1 = 0 < n_1 < 1, c_1$  : 定數

이며  $\alpha_a$  或은  $\bar{\Delta}t$ 를 크게 하므로서 (2)式에 의하면  $K$ 를 增大시킬 수 있다.

여기서  $\alpha_a$ 는 fin 熱交換器이나 水冷方式에서도

$$\alpha_a = c_2 u^{n_2} \dots\dots\dots(5)$$

$u$  : 流體速度 m/s

\* 正會員, 仁荷工大

$n_2 : 0 < n < 1, c_2 : \text{定數}$

의 形式으로 整理할 수 있으므로,  $u$ 를 크게 하므로서  $K$ 는 增大한다. 그러나 空冷方式 或은 空氣冷却에서는 所要動力이  $u^3$ 에 比例하며, 또 騒音防止를 위한 限界 때문에  $u = 2.5 m$  程度가 使用되는데 水冷凝縮의 경우라도 pump의 動力 때문에  $u = 1 \sim 2 m/s$  程度가 採用된다.

따라서 冷凍裝置에서 風速이나 물의 速度를 크게 하여 熱交換器의 能力을 增加시키는 데는 限界가 있으며  $\alpha_a$ 의 增大를 위해서는 別途의 對策이 必要하다.

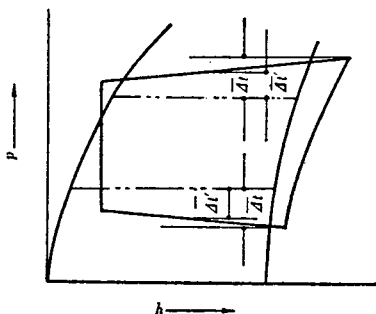
特異한 形狀의 fin이나 corrugate-fin의 利用은 熱交換器의 高能力化나, 資源節約을 위해서 必要하며, 現在 이와 같은 傾向은 增加하고 있다.

### 2-2 平均溫度差

平均溫度差( $\bar{\Delta t}$ )는 蒸發溫度  $t_0$ 가 높은 경우를 除外하고는 凝縮器, 蒸發器의 經濟的인 運轉을 위해서  $5 \sim 8 K$  程度의 값을 採用하는 것이 普通이다.

이와같이  $\bar{\Delta t}$ 의 값은 작으므로 蒸發管이나 凝縮管에서 冷媒의 壓力降下가 있으면 그림 1에 표시된 바와 같이  $(\bar{\Delta t} - \bar{\Delta t}') / \bar{\Delta t}$ 는  $0.1 \sim 0.2$ 의 값이되 (1)式에 의해서 그만큼 能力은 減少하게 된다.

이 때문에 能力이 큰 空冷凝縮器나 液循環비가 큰 冷媒液 強制循環式 蒸發器의 設計에 있어서는 특별히 冷媒의 管內壓力損失의 計算을 包含시킬 必要가 있다.



[그림 1]  $\bar{\Delta t}$ 의 變化

### 2-3 傳熱面積

傳熱面積의 擴大를 위한 fin 熱交換器에서는 資源節約上 많은 fin이 使用되는 傾向이 있다. fin을 얇게 하면 同一配管 pitch에서는 fin 效率  $\eta_f$ 가 작아지므로 合理的인 配管 pitch는 考慮할 必要가 있다.

또한  $\eta_c$ 의 增加를 위한 工作上的의 研究가 必要하다.

### 2-4 冷媒의 分流

冷媒를 各 冷却管에 均一하게 分流시키는 것은 冷却器의 能力을 充分히 發揮시키는데 있어서 매우 重要하지만은 往往 이것이 達成되지 못하는 경우가 많다.

이 問題는 各 冷却管內의 冷媒의 壓力降下와 密接한 關係가 있다. 예를 들면 蒸發器의 特定한 管에서 한번에 많은 冷媒가 흐르면 그 管內의 壓力降下가 커지기 때문에 그 後의 管에서는 冷媒가 흐르기 쉽게 되며 그대로 安定이 되는 性質이 있다.

또한 同一한 理由에서 負荷가 걸리기 쉬운 管에는 餘分으로 流動하기 쉽다.

따라서 液 header, distributor에 대한 考察과 더불어 distributor에서 各 冷却管에 이르는 分岐管內의 흐름의 抵抗의 均一化를 必要로 하며 同時에 冷却管內의 흐르지 못한 冷媒의 壓力損失을 補償하는 研究를 必要로 한다.

### 2-5 180°C曲管의 影響

180°C曲管部에서는 冷媒의 흐름은 심한 擾亂을 받으며, 그 結果 2相流의 樣相에 여러가지 影響을 주게 된다.

曲管部에서의 2相流熱傳達에 대한 研究는 極히 最近의 일에 屬한다.(1)

曲管部에서의 冷媒流의 擾亂은 흐름의 前後의 2相流에 複雜한 影響을 주며 冷媒熱傳達에 있어서 큰 變化를 일으키게 한다. 따라서 靜의 條件에서 얻은 計算을 基本으로 하여 얻은 裝置의 能力과 實測值間에는 差가 생기게 된다.

이 問題에 關한 定量的인 取扱은 앞으로의 課題가 된다.

2-6 기름의 影響

蒸發器는 冷媒中에 溶入되어 있는 油分의 蒸溜器의 性格을 가지며 冷媒液中の 기름 및 分離된 기름은 熱傳達의 立場에서 볼 때 바람직 하지 못하다. 기름의 含有量과 平均熱傳達率과 의 關係에 대해서는 stephan<sup>(2)</sup>의 實驗報告가 있다.

一般적으로 0~5% 程度까지는 支配의 影響이 없다고 한다. 이 問題는 熱傳達 그 自體보다도 오히려 配管上의 問題가 實際에 있어서 重要하다.

3. 蒸 發 器

3-1 蒸發管內에서의 壓力降下

運轉條件과 必要冷凍能力이 定해지면 冷媒質 量流量  $q_m$ 는 決定된다. 2-2에서 말한 바와 같 이  $\bar{\Delta t}$ 의 減少를 避하기 위해서는 蒸發管中에서 의 壓力降下 $\bar{\Delta t}$ 를 支障이 없을 程度의 값이 되 도록  $q_m$ 를 分岐하는 것이 必要하다.

蒸發管中の 2相流의 壓力降下 $\Delta p$ 는 摩擦에 의한 壓力降下  $\Delta p_f$ 와 蒸發를 同伴하는 冷媒流 速의 加速에 必要한 壓力降下  $\Delta P_a$ 의 合이된다. ( $\Delta p, \Delta p_f, \Delta P_a$ 는 모두 한 回路에 대한 값이다)

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta P_a \dots\dots\dots(6)$$

Chawla<sup>(3)</sup>는 R11에 대한 2相流實驗結果에서 液流速 $u_L$ 와 蒸氣流速 $u_V$ 의 比  $\epsilon = u_L/u_V$ 에 대 해서

$$\epsilon = 58 R_{eL}^{-0.5} \cdot \frac{1-x}{x(\mu_L/\mu_V)} \cdot d^{0.5}$$

$R_{eL}$  : 液體 Reynolds 數  $x$  : 乾燥度

$\mu$  : 粘度  $d$  : 管内徑

와 같이 整理하여 이것과 2相流基本式에서

$$\Delta p_f = \frac{0.3164}{(qmd)^{1/4}} \cdot \frac{q_m^3 r}{8\varphi \rho_V} \cdot \psi \dots\dots\dots(7)$$

$$\psi = \int_{x_1}^{x_2} \{x^{1/19} + d^* x^{1/19} + (1-x)^{1/2}\}^{18/8} dx$$

$$d^* = \frac{(\mu_L/u_V) q_m^{1/2}}{0.27\Gamma \mu_L^{1/6} g^{1/6} \rho_V^{1/3}}$$

$r$  : 蒸發潛熱  $\rho$  : 密度  
 $\Gamma$  :  $\rho_L/\rho_V$   $g$  : 重力加速度

를 구하였다. 또  $\Delta P_a$ 는 力學的 平衡條件에서 다음과 같은 式으로 나타나며 計算過程은 省略 한다.<sup>(1)</sup>

$$\Delta P_a = \frac{q_m}{\rho_V} \left[ x^2 - \frac{2}{\Gamma} \left( x - \frac{x^3}{2} \right) + b^* \left\{ 2(1-x)^{1/2} + \ln \frac{1-(1-x)^{1/2}}{1+(1-x)^{1/2}} + \frac{4}{3}(1-x)^{3/2} \right\} + \frac{1}{b^*\Gamma} \left\{ \frac{2(2x^2+x+2)(1-x)^{1/2}}{5} \right\}_{x_1}^{x_2} \right] \dots\dots\dots(8)$$

$$b^* = \frac{0.27\mu_L^{1/6} \rho_L^{1/3} g^{1/6}}{(\mu_L/\mu_V) \cdot q_m^{1/2}}$$

따라서 分岐流量  $q_m$ 와 假定된 管의 길이  $l$ 에 의해서 定해지는 熱流密度 $\varphi$ 에서  $\Delta p$  즉  $\bar{\Delta t}$ 를 豫想할 수 있다.

또  $\varphi$ 가 假定되면

$$\alpha_r = f_1(\varphi \cdot q_m \cdot d \cdot t_o)$$

이므로,  $\alpha_a$ 를 알면 内外面積化 $m$ 의 冷却管의  $K$ 의 값이 얻어지며 (1)式에 의하여  $\varphi_o$ 이 定해진다.

따라서 必要에 의한  $\varphi_o$ 와 計算에 의한  $\varphi$ 가 一致하도록 反復 計算에 의해서  $l$ 를 定하게 된다.

또 주어진 條件에서는

$$K = f_2(l) \dots\dots\dots(9)$$

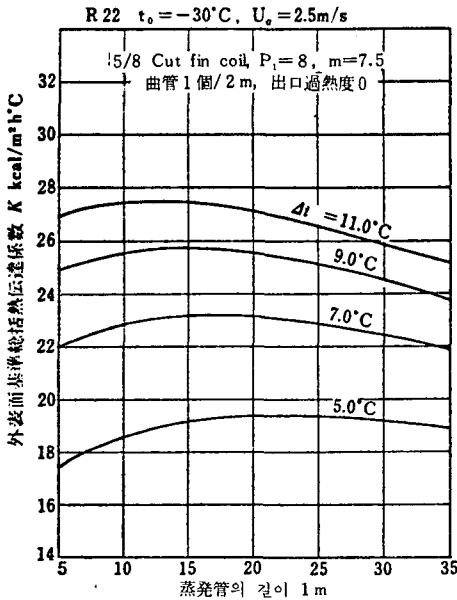
의 關係가 있으므로 最適設計로서는

$$\frac{dK}{dl} = 0$$

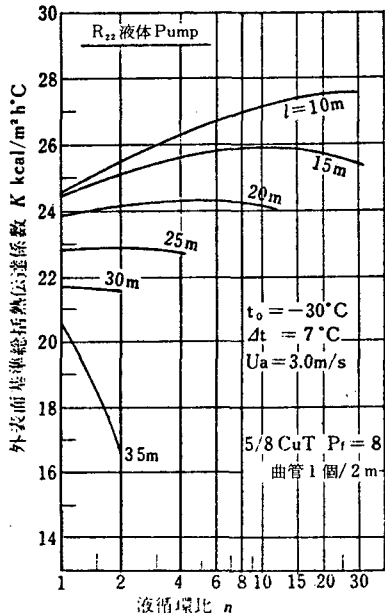
의 條件에 의해서  $K_{max}$ 를 구하게 된다. 이것은 冷却管이 너무 짧으면 冷媒質量流量 效果에 의한 熱傳達效果가 減少하며 冷却管이 너무 길면 冷媒壓力損失에 의한  $\bar{\Delta t}$ 의 低下로 冷凍能力  $\varphi_o$ 의 減少를 가져오는 것을 뜻한다.

그림 2는 5/8의 CuT管, fin pitch 8mm, 内外面積比 7.5, 曲管數 1個/2m, 風速 2.5m/s의 R-22 空冷蒸發器의 計算結果의 한 例를 表示한

것이며, 한 回路의 길이가 特히 긴 冷却管을 갖는 蒸發器는 資源節約上 適切치 못하며,  $K$  값이 반대로 低下하는 것을 알 수 있다.



[그림 2]  $K$ 와  $l$ 에 관한 計算例  
R<sub>22</sub>, 5/8 CpT fin coil, P<sub>r</sub>=8, m=7.5, 曲管1/2m



[그림 3] 液強制循環比와  $K$  및  $l$ 와의 關係計算例

그림 3 은 마찬가지로 치수의 fin tube를 使用 할 때의 R-22 液強制循環式蒸發器에 대한 計算例이며 適正液循環比는 각각의 蒸發器 固有值에 따라 달라진다는 것을 알 수 있다.

同一한 趣旨의 計算은 Granryd<sup>(4)</sup>나 Lorenzen<sup>(5)</sup>에 의해서도 이루어고 있다. Granryd 는 Pierre<sup>(6)</sup>의 壓力降下에 대한 實驗式을 利用 하였다.

(7)式的 精度는 ±20%이며, 또  $\alpha_r$ 를 주는 式의 精度와 未知의 2相流狀態도 豫想되지만 R-22 空冷蒸發器의 計算値는 實驗<sup>(3)</sup>과 같 一致한다.

### 3-2 冷媒의 熱傳達

#### 3-2-1 管內對流熱傳達

蒸發器에 一般的으로 採用되는 5~8 K의  $\Delta t$ 의 範圍內에서는  $\alpha_r$ 는 大體的으로 (4)式과 같이  $\varphi$ 의 값에 의해서 支配되지만 管內 冷媒質量 流量  $q_m$ 이 增加하며, freon 冷媒에서는 質量 流量速度  $q_m/(\pi d^2/4)$ 이 10 kg/m<sup>2</sup>·s 보다 커지면  $\alpha_r$ 는 對流熱傳達이 支配的이 되며, 管內完全 蒸發의 경우는 大略

$$\alpha_r = c \left( \frac{4 q_m}{\pi d^2} \right)^n \dots\dots\dots(10)$$

$c$ : 定數     $n$ : 指數  $0 < n < 1$

의 形式으로 表示된다.

$\Delta t$ 가 클수록 對流熱傳達域에서  $q_m$ 는 커진다. 一般的으로 使用되고 있는 25m程度의 蒸發 管에서는  $q_m$ 이 작기 때문에 對流熱傳達이 支配 的은 되지 못하며, 오히려 沸騰熱傳達狀態 或은 兩者의 遷移域에 關係된다.

對流熱傳達域에서의  $\alpha_r$ 에 대한 報告는 R-12 R-22에 대해서 內徑 0.732, 길이 8 in 管에서 실시한 Lavin<sup>(7)</sup>등의 報告가 있으며, 管徑에 대 해서는 整理된 것이 없다.

R-12, R-21, R-22의 2相流의 對流熱傳達의 式을 Schlunder<sup>(8)</sup>등은 다음과 같이 提示하였 다.

$$Nu_{chL} = \frac{\alpha_{cr} d_{hL}}{\lambda_L}$$

$$= 0.035 \cdot \left(\frac{x}{1-x}\right) \cdot \frac{\mu_L}{\mu_G} \cdot Re_L^{0.825} \cdot Fr_L^{0.475} \dots\dots\dots(11)$$

$$\left. \begin{aligned} \alpha_r &= 18.0 \varphi^{0.25} (R-22) \\ \varphi &= 110 \sim 2000 \text{ kcal/m}^2\text{h} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(15)$$

여기서,

$$Re_L = \frac{4q_{mr}}{\pi d_i} \cdot \frac{(1-x)}{\mu_L},$$

$$Fr_L = \frac{q_{mr}^2 (1-x)^2}{\mu_L^2 \cdot g \cdot d_i},$$

$$d_{hL} = d_i \left\{ 1 - \left( 1 + \frac{1-x}{x} \cdot \frac{1}{\epsilon \Gamma} \right)^{-\frac{1}{2}} \right\} \dots\dots\dots(12)$$

$$\epsilon = 0.935 \times 10^{-3} \cdot \left(\frac{x}{1-x}\right) \cdot \frac{\mu_L}{\mu_G} \cdot (Re_L \cdot Fr_L)^{-\frac{1}{4}} \dots\dots\dots(13)$$

로 주어진다.  $\epsilon$  은 2相流에서의 氣液兩相의 流速比  $u_L/u_G$  이며 (13)式은 實驗値를 整理한 것이다.

以上の (11), (12), (13)式을 利用하여 任意의 冷媒 質量流量에 대한 冷媒의 對流熱傳達率  $\alpha_{cr}$  를 구할 수 있다. 다음은  $5/8 Cu T$ , R-22에 대해서  $\alpha_{cr}$  를 구해보기로 한다. 해 보기로 한다.

$$t_0 = -30^\circ C, q_{mr} = 100 \text{ kg/h}, l = 15 \text{ m}$$

라고 하면,

$$\mu_L = 0.3046 \text{ cp}^{(3)} = 0.3046 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{cm} \cdot \text{s}}$$

$$\frac{\mu_L}{\mu_G} = \frac{0.3046}{1.066 \times 10^{-2}} = 0.286 \times 10^2,$$

$$\frac{\mu_G}{\mu_L} = 3.5 \times 10^{-2}$$

이며,  $q_{mr}$  를 kg/s로 換算하여 (11), (12), (13)式에서 乾燥度  $x=0 \sim 1$  일 때의  $\alpha_{cr}$  를 구하고 다시 積分平均値를 구하면 對流平均熱傳達率  $\bar{\alpha}_{cr}$  는

$$\bar{\alpha}_{cr} = 555.5 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{k}$$

가 된다. 各種  $q_{mr}$  의 값에 대해서  $\bar{\alpha}_{cr}$  를 구하면 그림 4의 點線과 같이  $\bar{\alpha}_{cr} \sim q_{mr}$  의 關係가 얻어진다. 여기서 簡單한 式으로 整理하면

$$\bar{\alpha}_{cr} = 4.516 q_{mr}^{1.045} \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{k} \quad (q_{mr} : \text{kg/h}, R22) \dots\dots\dots(14)$$

이며 거의  $q_{mr}$  에 正比例한다고 볼 수 있다.

### 3-2-2 管外對流熱傳達

水平管外對流傳達式으로서 Ratiani, Agallani(1963)는

$$\alpha_r = 14.9 \varphi^{0.25} (R-12) \left\{ \right.$$

를 提案하고 있다.

### 3-2-3 管内沸騰熱傳達

水平管内에서의 冷媒의 沸騰熱傳達에 대해서는 Ashley<sup>(9)</sup> 以來 많은 報告가 있으며, Pierre<sup>(10)</sup>는 R-12, R-22, R-502에 共用할 수 있는 式으로서 표 1의 實驗範圍에서 完全蒸發時의 式(6)을 提案하였다.

$$Nu = 0.01 \left( Re^2 \cdot \frac{J \Delta h}{l g} \right)^{0.4} \dots\dots\dots(16)$$

다만, (16)式에서의  $Re$  는

$$Re = \frac{4 q_{mr} d_i}{\pi d_i^2 \mu_L} = \frac{4 q_{mr}}{\pi d_i \mu_L}$$

이며,

$\Delta h$ : 蒸發管入口出口間에서의 冷媒의 enthalpy 差 kcal/kg

$$J : 427 \text{ kgf} \cdot \text{m/kcal}$$

<表 1> Pierre의 實驗範圍

	R502	R12	R22
蒸發溫度 $t_0$ (°C)	0	10, 0, -10 -15, -20	-10, -20
熱流密度 $\varphi_r$ (kw/m <sup>2</sup> )	1.7~25	1.1~23	2.3~30
冷媒流量 $q_{mr}$ (kg/h)	22~145	15~140	30~120
기름含有量 (Vol.%)	0	0~18	0
管内徑 $d_i$ (mm)	12, 18	12, 18	12, 18
管的 길이 $l$ (m)	4.78~14.3	2~9.5	2~8.72

이다. 따라서

$$\bar{\alpha}_{br} = \frac{Nu \cdot \lambda_L}{d_i}$$

에 의하여 管内平均沸騰熱傳達率을 구할 수 있다.

R-11 및 물에 대한 沸騰熱傳達의 Stephan<sup>(11)</sup>의 實驗式을 修正한 Chawla<sup>(4)</sup>의 式을 實用의인 形式으로 整理하면

$$\bar{\alpha}_{br} = c \varphi_r^{0.7} \cdot q_{mr}^{0.1} \cdot d_i^{-0.54} \dots\dots\dots(17)$$

가 된다.  $c$ 는 蒸發溫度  $t_0$ 에 의하여 多少 變하는 常數이며 그 값을 다음의 표 2와 같다.

<表 2> 蒸發溫度  $t_0$  와  $C$

$t_0$ (°C)	5	7	-15	-23	-30
R 12	0.2198	0.2052	0.1969	0.1881	0.1798
R 22	0.2579	0.2433	0.2345	0.2242	0.2154

(4)式的  $n_1$ 은 (16)式에서는  $n_1 = 0.4$ , (17)式에서는  $n_1 = 0.7$ 이 된다.

蒸發管에서는

$$\pi d_i l \bar{\varphi}_r = q_{mr} \Delta h \dots\dots\dots(18)$$

의 關係가 있으므로 (16), (17)式은 모두

$$\bar{\alpha}_{br} = \gamma \bar{\varphi}_r^{0.8}$$

의 關係로 나타난다.

위의 두 式은 直管(16), u字管(17)에 관한 것이 다.

$d_i = 1.387 \times 10^{-2} m$  (5/8 Cu T),  $l = 15 m$ ,  $t_0 = -30^\circ C$ , R22,  $\Delta h = 39 kcal/kg$ ,  $\bar{\varphi}_r = 1,000 kcal/m^2 \cdot h$ 의 경우에 대해서 (16)式에 의하여  $\bar{\alpha}_{br}$ 를 구하면, (18)式에서부터

$$q_{mr} = 16.76 kg/h$$

가 된다.

$$\left. \begin{aligned} \mu_L &= 0.3046 \times 10^{-3} kg/m \cdot s \\ \lambda_L &= 0.097 kcal/m \cdot h \cdot k \end{aligned} \right\} (5)$$

이므로

$$Nu = 54.4, \bar{\alpha}_{br} = 380.4 kcal/m \cdot h \cdot k$$

가 된다.

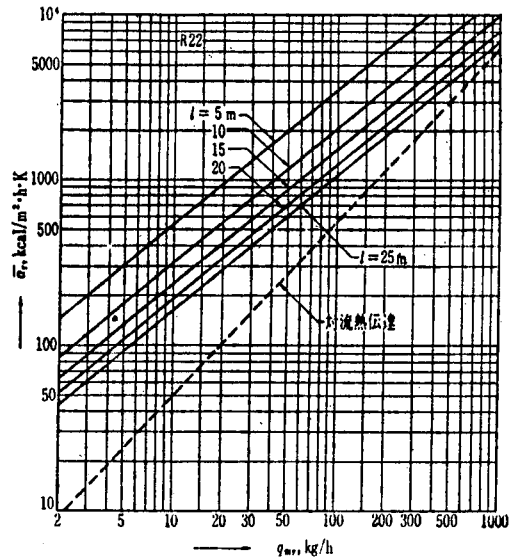
同一條件에서 (17)式을 써서  $\bar{\alpha}_{br}$ 을 구하면,

$$\bar{\alpha}_{br} = 362.2 kcal/m \cdot h \cdot k$$

가 되며 (16)式이 약간 큰 값으로 나타나지만 實際的으로는 空氣쪽의 熱抵抗도 있기 때문에 支障은 없는 것으로 볼 수 있다.

(17)式에서  $\bar{\alpha}_{br}$ 와  $q_{mr}$ 의 關係를 구하면 그림 4의 實線과 같다.

1 回路當 길이  $l$ 인 蒸發 coil에서는 同一



[그림 4] 5/8 Cu T,  $\Delta h = 39 kcal/kg$ , R22, 管内蒸發時의  $x=0 \sim 1$ 에서의 平均熱傳達率  $\bar{\alpha}_{br}$ , ( $t_0 = 30^\circ C$ )

冷媒流量일 때 (18)式을 따라서  $\bar{\varphi}_r$ 가 減少하기 때문에  $\bar{\alpha}_{br}$ 가 작아진다.

또 實際冷凍 및 空氣冷却用蒸發 coil에서는  $\bar{\varphi}_r = 1000 \sim 30000 kcal/m^2 \cdot h$ 이며,  $\Delta h = 39 kcal/kg$ 라고 하면 5/8 Cu T管에서는

$$q_{mr} = 15 \sim 500 kg/h$$

程度가 된다. 따라서 冷凍 및 空調를 包含하는 實用範圍內에서는 그림 4에서 알 수 있는 바와 같이

$$\bar{\alpha}_{br} > \bar{\alpha}_{cr}$$

로 보아도 되며 거의 모든 경우에 있어서 冷媒側熱傳達은 沸騰熱傳達到 속한다.

前述한 바와 같이 (17)式은 Stephan(11)의 沸騰熱傳達 實驗式에서 구한 熱傳達率  $\bar{\alpha}_b$ 를 Chawla(3)가

$$\bar{\alpha}_{br} = 29 Re_L^{-0.3} \cdot Fr_L^{0.4} \cdot \alpha_b \dots\dots\dots(10)$$

와 같이 修正한 것을 基礎로 하고 있다. 따라서

$$\bar{\alpha}_{br(x=x)} = \bar{\alpha}_{br,(x=1)} \cdot (1-x)^{0.1} \dots\dots\dots(20)$$

이며 그림 5에 表示된 바와 같이 冷媒는 蒸發管出口쪽을 向하여 흐름에 따라  $\bar{\alpha}_{br}$ 는 조금씩

減少하게 된다.

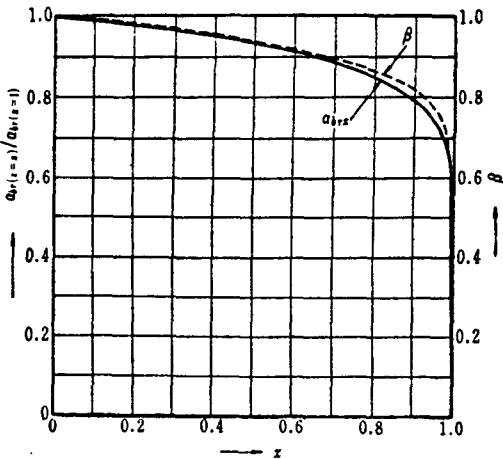
따라서 (17)式的  $\bar{\alpha}_{br}$ 는  $x=0\sim 1$ 間的 積分平均値이며,

$$\bar{\alpha}_{br} = 0.911 \alpha_{br}(x=0) \dots\dots\dots (21)$$

가 된다. 또 實際의 경우에서 蒸發器入口에서의 冷媒가  $x > 0$  以上の 乾燥度를 가질때의 平均熱傳達率  $\bar{\alpha}_{br}(x=x_1)$ 는 그림 5의 補正係數  $\beta$ 를 使用하여

$$\bar{\alpha}_{br}(x=x_1) = \beta \bar{\alpha}_{br} \dots\dots\dots (22)$$

로 구하면 된다.  $\beta$ 는  $x=0\sim 1$ 間的 積分平均値와 (21)式에서 구한 것이다.



[그림 5] 局所沸騰熱傳達率  $\alpha_{brx}$  및 任意入口乾燥度  $\alpha$ 에 대한  $\bar{\alpha}_{br}$ 의 補正係數  $\beta$  (管内蒸發)

沸騰熱傳達에서는 上述한 바와 같이  $\bar{\alpha}_{br}$ 는  $\bar{\alpha}_r$ 의 0.8 乘에 比例하여 增加하므로 蒸發器로서는 空氣쪽의 熱傳達抵抗을 減少시키거나, 内外平均溫度差를 크게 하면  $\bar{\alpha}_r$ 가 增加하여 熱通過率  $K$ 도 그만큼 커진다.

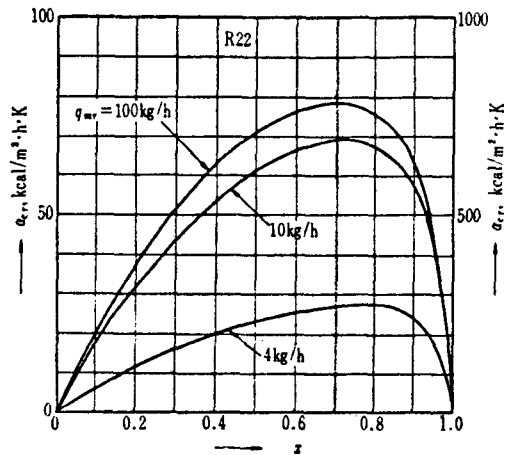
그러나 後者는 蒸發溫度가 높은 空調條件以外에서는 壓縮機의 크기 및 動力이 增加하기 때문에 Energy節約이라는 立場에서 볼 때 바람직한 것이 못된다.

沸騰現象에서는 傳熱面에 微細한 凹部가 있으면 그곳에서의 氣泡發生이 容易하며, 熱傳達은 이 氣泡의 伴流作用에 의하여 促進되기 때문에  $\bar{\alpha}_{br}$ 는 커진다.

따라서 粗面加工 傳熱面의 蒸發管의 (13)(14) 研究가 活潑하다. 그러나 이와같은 管에서는 冷媒의 壓力損失이 커지지 않을 것, 기름이나 微細 Scale에 의한 面의 汚損등의 經時變化가 없을 것 등이 實用上 必要하다.

inner fin tube는 冷媒側 傳達面積을 fin을 써서 擴大하고 冷媒側熱傳達抵抗을 減少시키고자 하는 것이다.

이 경우의  $\bar{\alpha}_r$ 의 算出에는 Schluder (15)의 實驗式이 있다. 또 對流熱傳達時의 2相流乾燥度  $x$ 와  $\alpha_{cr}$ 의 關係는 (11), (12), (13)式으로 算出되며 例示하면 그림 6과 같다.



[그림 6] 5/8 Cu T內에서의 R22 對流局所熱傳達率 例  $t_o = 30^\circ\text{C}$

또 沸騰熱傳達率에 대한 蒸發溫度의 影響은 표 2에 表示된 바와 같이 比較的 적으며, (16)式을 使用하는 경우는 必要로 하는 蒸發溫度에 대한  $\mu_L$ 를 使用하여  $Re$ 를 計算하면 된다.

冷媒에 溶解된 潤滑油의 熱傳達率에 미치는 影響에 대해서는 Stephan (16)의 實驗이 있으며, 大略 3%程度까지의 溶解量에 대해서는 影響이 없다고 보아도 된다.

### 3-2-4 管外沸騰熱傳達

管外에서의 冷媒의 蒸發沸騰에 의한 熱傳達은 주로 shell & tube 式의 滿液式 蒸發器나 subcooler 등에서 일어난다.

물을 冷却하는 滿液式蒸發器에서는 물쪽의 熱傳達率에 比하여 冷媒쪽의 그것이 작기 때문에 low fin tube가 使用된다.

이 경우의 冷媒쪽 熱傳達의 研究는 管内蒸發 沸騰의 그것에 比하면 그다지 많지는 않다.

Slipcevic (17)은 다른 研究者(18), (19)의 實驗結果와 相當히 잘 一致하는 다음의 沸騰熱傳達式을 提案하였다.

$$Nu = \frac{\alpha_{br} b}{\lambda_L} = 0.3 \times 10^{-3} \cdot \psi^{1.3} \cdot f\left(\frac{1}{R}\right) \cdot S_i \quad (23)$$

$$S_i = \psi^{0.375} \cdot \epsilon^{0.2} \quad \dots\dots (SI \text{ 單位}) \quad (23)$$

$\psi$  : 裸管과의 表面積比 ( $\psi \geq 1$ )

$$f\left(\frac{1}{R}\right) = 1 + 25 \cdot \left(\frac{1}{R}\right)^{0.7} \cdot \psi^{0.115} \quad \dots\dots (24)$$

$$S_i = \frac{\Delta h \cdot \varphi^2}{g^2 \cdot T_o \cdot \lambda_L \cdot \mu_L} \quad (\text{Siede 數}) \quad \dots\dots (25)$$

$$\epsilon = \frac{R}{b} \quad \dots\dots (26)$$

$$b = \sqrt{\frac{\sigma}{g \cdot (\mu_L - \mu_G)}} \quad (\text{Laplace 定數}) \quad \dots\dots (27)$$

여기서 裸管을 생각하면  $\psi = 1$  이므로 (23)式은

$$Nu = \frac{\alpha_{br} b}{\lambda_L} = 0.3 \times 10^{-3} \cdot f_o\left(\frac{1}{R}\right) \cdot S_i \quad (28)$$

$$S_i^{0.375} \cdot \epsilon^{0.2} \quad \dots\dots (28)$$

$$f_o\left(\frac{1}{R}\right) = 1 + 25 \cdot \left(\frac{1}{R}\right)^{0.7} \quad \dots\dots (29)$$

가 된다.

一般的으로 使用되고 있는 3/4 CuT 19 low fin tube에서는 두께 1.15 mm,  $d_i = 1.585 \times 10^{-2} m$ ,  $m = 3.5$  이므로

$$\psi = \frac{3.5 \times \pi d_i}{(d_i + 2 \times 1.15 \times 10^{-3}) \pi} = 3.1$$

또 low fin tube는 表面粗度를 引拔鋼管과 同一한 程度로 생각하여

$$R = 0.4 \times 10^{-6}$$

라고 하면 R-22에 대해서는

$$b = 0.986 \times 10^{-3} m, \epsilon = 0.406 \times 10^{-3} \quad \dots\dots 0^\circ C$$

$$b = 1.119 \times 10^{-3} m, \epsilon = 0.357 \times 10^{-3} \quad \dots\dots 30^\circ C$$

가 된다. 따라서 (23)式에서 3/4 CuT 19 low fin에서는

$$Nu = 0.0769 \varphi_r^{0.659} \left( \varphi_r : \frac{kcal}{m^2 \cdot h} \right) \quad \dots\dots 0^\circ C$$

$$Nu = 0.0462 \varphi_r^{0.659} \left( \varphi_r : \frac{kcal}{m^2 \cdot h} \right) \quad \dots\dots -30^\circ C$$

..... (30)

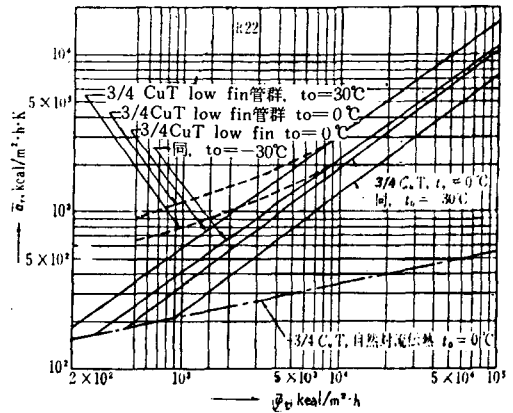
또 3/4 CuT 裸管에서는

$$Nu = 0.0178 \varphi_r^{0.75} \left( \varphi_r : \frac{kcal}{m^2 \cdot h} \right) \quad \dots\dots 0^\circ C$$

$$Nu = 0.012 \varphi_r^{0.75} \left( \varphi_r : \frac{kcal}{m^2 \cdot h} \right) \quad \dots\dots -30^\circ C$$

..... (31)

(30), (31)式을 圖示하면 그림 7 과 같다. 그림 中에서 3/4 CuT 裸管에 대한 熱傳達率은 Bier (20)의 實驗結果와 잘 一致함을 나타내고 있다.



[그림 7] 3/4 CuT, 19 low fin tube 및 3/4 CuT管的 單管 및 管郡의 計算  $\alpha_{br}, \alpha_{cr}$  (管外蒸發)

그림에서 自然對流熱傳達曲線은

$$Nu = \frac{\alpha_r d}{\lambda_L} = 0.53 (G_r \cdot Pr)^{1/4} \quad \dots\dots (32)$$

이며, 이 때,

$$G_r = \frac{g \beta_L (t_w - t_o)}{\nu_L^2}$$

이므로  $\alpha_r - \varphi_r$ 의 關係를 구하기 위해서는 反復 計算을 해야 한다.

예를 들면 管内流體가 물일 때  $u_w = 1 m/s$  면  $\alpha_w = 2577.4 kcal/m^2 \cdot h \cdot K$ 로 보고, 또 미리  $\Delta \bar{t}$



를 정해두고,  $\varphi_r$ 를 假定하여

$$\varphi_r \rightarrow \varphi_w = m\varphi_r \rightarrow \Delta t_w = m\varphi_r/\alpha_w \rightarrow \Delta t_r$$

$$\rightarrow Gr \rightarrow Nu \rightarrow \alpha_r \rightarrow \varphi_r'$$

의 順序로 計算하여,  $\varphi_r = \varphi_r'$ 가 되는  $\varphi_r$ 와  $\alpha_r$ 의 關係를 구한다.

또 이 計算에서는  $m = 19/17$ 로 잡았다. 그리고  $\alpha_w$ 는

$$Nu = \frac{\alpha_w d_i}{\lambda_w} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

를 使用하면 된다.

그림 7에서 알 수 있는 바와 같이 冷媒의 管外熱傳達에서는 管內의 그것과 마찬가지로 常用熱流密度에 대해서 沸騰熱傳達이 支配的이다. 沸騰時에는 伴流에 의한 強制對流가 생겨서 傳熱이 促進되게 되며, 이 作用을 促進시키기 위해서 shell tube式 滿液蒸發器에서는 shell 底部로부터 積極的으로 가스를 吹入하는 方法도 實用되고 있다.

이 경우 그림 5에서 類推할 수 있는 바와 같이 平均乾燥度가 過大해지지 않도록 負荷에 따라 吹入가스량을 제어할 必要가 있다.

그림 7은 單一管에 대한 計算値이지만은 shell tube式 滿液式 蒸發器에서는 上下로 管이 配列되어 밀의 管表面에서의 沸騰에 의한 對流作用이 이보다 위에 있는 管의 熱傳達을 促進하게 된다. Slipcevic<sup>(21)</sup>의 提案에 따라, 多數의 管例(6~4列)에 대한 管外冷媒平均熱傳達率  $\bar{\alpha}_r$ 의 式으로서 Bier<sup>(20)</sup>는 實驗値에서,

$$\bar{\alpha}_r = \alpha_{br} \left(1 + \frac{\alpha_{cr}}{\alpha_{br}}\right) \cdot \left[0.96 + 1.5 \left(1 + \frac{\varphi_r}{430}\right)^{-1}\right]$$

.....(23)

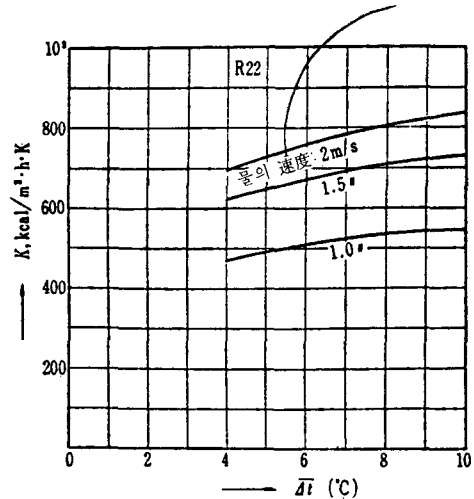
를 提示하였다. 위 式에서

$$\left(1 + \frac{\varphi_r}{430}\right)^{-1}$$

는 上述한 對流效果가 熱流密度  $\varphi_r$ 의 增大와 더불어 減少함을 뜻하며,  $\varphi_r > 10^4$  kcal/m<sup>2</sup>h 以上이 되면 效果는 零이 된다.

그림 8은 3/4 low fin tube를 使用한 R-22 滿液式蒸發器管群의  $K$ 값이며, 물의 速度를 2 m/s의 程度가 아니면 管內外傳熱의 平衡을 얻

기 어려움을 알 수 있다.  $\alpha_r$ 는 그림 7에서 얻는다.



[그림 8] 水冷却用 R22 滿液式蒸發器管群 (3/4 CuT, 19 low fin tube의 計算  $K$ 값, 水温 0°C, 汚染없음

以上的 3-2-2~3-2-4에서 實用蒸發器內에서는 熱流密度  $\varphi$ 의 增加는  $\alpha_r$ 의 增大를 위해서 必要하며, 이 때문에 非冷媒流體側의 熱傳達의 促進이 重要하다.

한편 冷媒側自體의 熱傳達을 積極的으로 促進하는 일도 重要하며 前述한 바와 같이 傳熱의 促進을 위해서 冷媒流內에 coil을 삽입하거나 壁面에 沸騰氣泡를 발생시키기 쉬운 人工의 凹部를 만드는 등, 여러가지로 研究가 進行되고 있다.

그러나 이것들은 同時에 工作이 容易해야 한다는 難點을 안고 있기 때문에 아직은 廣範圍하게 實用할 수 있는 段階에 到達하지는 못하고 있다.

#### 4. 凝 縮 器

##### 4-1 凝縮管內에서의 壓力降下

管外凝縮의 壓力降下는 空冷式 condenser에서 考慮해야 할 問題이며, 1回路當 管의 길이의 適正化는 3-1의 경우와 마찬가지로 同안

시 할 수 없는 문제이다.

Azer<sup>(22)</sup>는 管内環狀凝縮液流로서 karman의 亂流境界層 速度分布를 使用하여 摩擦에 의한 壓力降下를 구하였다.

즉,

$$-\left(\frac{dp}{dl}\right)_f = \left[ 1 + 1.09 \left(\frac{\mu_L}{\mu}\right)^{0.004} \cdot \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0.036} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.02} \right]^2 \times \left[ \frac{0.143 \mu_V^{0.2} x^{1.8} q_m^{1.8}}{g_c \rho_V d^{4.8}} \right] \dots \dots \dots (34)$$

〔單位:  $ft \cdot lb_f \cdot h$   
 $g_c = 4.175 \times 10^8 \text{ lbm} \cdot ft / \text{lb}_f \cdot h \cdot h$ 〕

運動量變化에 따르는 壓力變化  $(dp/dl)_a$ 를 구하는데 있어서 void 係數에는 Zivi의 式<sup>(23)</sup>

$$a = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x}\right)(\rho_V/\rho_L)^{2/3}}$$

를 使用하여

$$-\left(\frac{dp}{dl}\right)_a = \left(\frac{q_m}{\pi^2 r_o^4 g_c}\right) \left[ \frac{1-2x-2(1-x)(\rho_V/\rho_L)^{2/3}}{\rho_L(\rho_V/\rho_L)^{2/3}} + \frac{2x+(1-2x)(\rho_V/\rho_L)^{2/3}}{\rho_V} \right] \frac{dx}{dl} \dots \dots \dots (35)$$

$\frac{dx}{dl} = -\frac{1}{l}$ 로 가정함 ( $l:1$  回路의 길이)

를 구하고 있다. 따라서

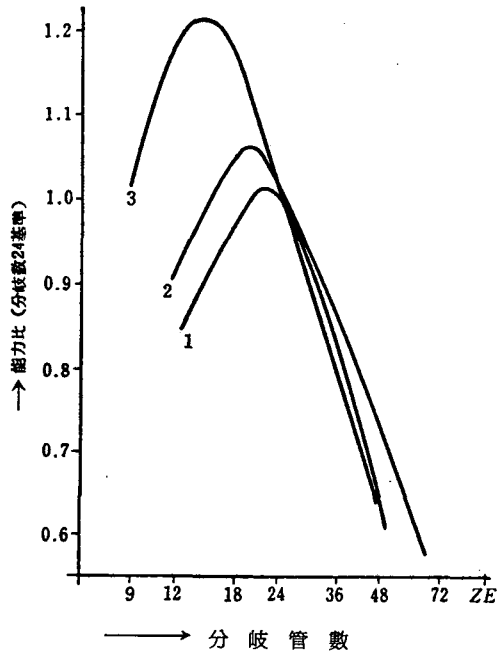
$$\frac{dp}{dl} = \left(\frac{dp}{dl}\right)_f + \left(\frac{dp}{dl}\right)_a$$

이 구해지며, 式(34), (35)에서 環狀流로서의 凝縮 管内 壓力降下가 豫想(±15%精度) 된다.

Dolz<sup>(24)</sup> 등은 空冷 condenser의 適正分岐管數의 計算結果를 例示(그림 9, 그림 10) 하였다. 計算에 있어서는 Chawla<sup>(3)</sup>의 壓力降下式 및 Chawla<sup>(25)</sup>의 (39)式, fin面에 대해서는 Schmidt<sup>(26)</sup>의 式을 使用하였다.

4-2 管外凝縮熱傳達

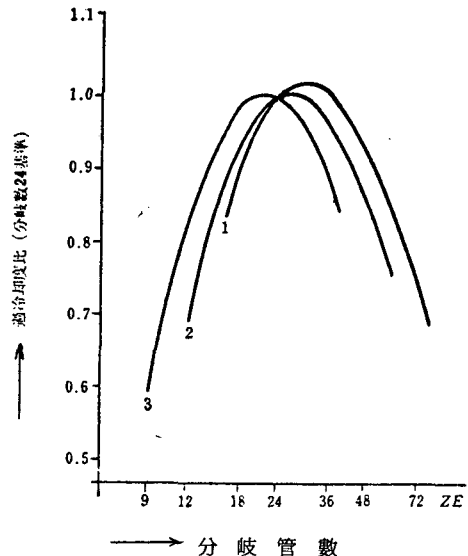
冷媒를 管外에서 凝縮시킬 때의 冷凍空調用 實際裝置의 거의 大部分은 shell & tube式 水 冷凍凝縮器이다.



- 1. 凝縮器入口空氣溫度 20°C
- 2. 凝縮器入口空氣溫度 25°C
- 3. 凝縮器入口空氣溫度 30°C

〔그림 9〕 分岐管數와 能力비

凝縮器入口冷媒飽和溫度 40°C  
 凝縮器入口冷媒가스溫度 90°C  
 過冷却用傳熱面積 / 全傳熱面積 0.2



〔그림 10〕 分岐管數와 能力비(條件은 圖와 同一)

위의 경우 冷却水쪽의 熱傳達率  $\alpha_w$  가 freon 冷媒의 그 값보다 크므로 3/4 CuT low fin tube 가 冷却管으로 使用된다.

當初 low fin tube 는 19fin管이 使用되었지만은 그래도 冷却水쪽의 熱傳達抵抗이 작기 때문에 근자에는 26 fin도 使用된다.

內外面積比는 19fin에서 3.5, 26fin에서 4.3 程度이다.

$n$  個의 水平裸管이 上下로 配列될 때의  $n$  番 條의 管의 膜狀凝縮時의 熱傳達에는 Nusselt 의 式

$$\bar{\alpha}_r = 0.725 \left( \frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L^2 \cdot g \cdot r}{\mu_L \cdot \Delta t_r \cdot D_e} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (36)$$

를 使用하면 되며, low fin tube 에 대해서는 위 式을 修正한 다음의 Beatty<sup>(27)</sup>의 式이 有名하다.

$$\bar{\alpha}_r = 0.689 \left( \frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L^2 \cdot g \cdot r}{\mu_L \cdot \Delta t_r \cdot D_e} \right)^{1/4}$$

$$\frac{1}{D_e^{1/4}} = 1.30 \frac{\eta_f A_f}{A_e} \cdot \left( \frac{1}{H} \right)^{1/4}$$

$$+ \frac{A_b}{A_e} \cdot \left( \frac{1}{D_b} \right)^{1/4}$$

$$A_e = \eta_f A_f + A_b, H = \frac{0.5 A_f}{D_f} \dots\dots\dots (37)$$

$D_f$ : fin 外徑, ft,  $D_b$ : fin 根本徑, ft

(單位: ft, lb, h)

Peason<sup>(28)</sup>은 3/4의 26 fin tube와 19 fin tube 에 대해서 R-22 를 써서 實驗을 하여 Yoo<sup>(29)</sup>의 式에 대해서 다음 式과 같이 係數를 定하고 있다.

$$\bar{\alpha}_r = \frac{0.725 C}{N^{1/4}} \cdot \left( \frac{\lambda_L^3 \cdot \rho_L^2 \cdot g \cdot r}{\mu_L \cdot \Delta t_r \cdot D_e} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (38)$$

26 fin 管..... 0.725 C = 0.9687

19 fin 管..... 0.725 C = 0.949

$N$ : 垂直方向平均列數

<表 3> 26 fin 管, 19 fin 管 寸數

		26 fin	19 fin
呼 稻 外 徑	in	3/4	3/4
fin 寬 度	in	0.623	0.623
fin 高 度	in	0.056	0.056

		26 fin	19 fin
內 徑	in	0.557	0.557
fin 數	in	262	191
外表面傳熱面積	ft <sup>2</sup> /ft	0.625	0.495
內外面積比(實值)		4.3	3.4
fin 面 積	ft <sup>2</sup> /ft	0.548	0.397
fin의 밀면面積	ft <sup>2</sup> /ft	3.61	3.48
平均 fin 두께	in	0.0123	0.0123
平均 fin 熱抵抗 Btu/ft <sup>2</sup> ·h·F		0.000068	0.000062
$(1/D_e)^{1/4}$ ( $D_e$ : ft)		3.61	3.48

26 fin tube 의 使用으로 19 fin tube 의 경우 보다 25 %의 能力이 增加한다고 한다.

4-3 水平管内凝縮熱傳達

空冷 Condenser 나 蒸發式 Condenser 와 같이 水平管内에서 蒸氣速度의 影響을 받으면서 凝縮하는 경우의 熱傳達에 關한 研究는 比較的 새롭다. 이 凝縮方式은 冷却水不足에 의한 空冷 凝縮器의 大型化나 大型空氣熱源 heat pump의 利用의 增加傾向을 생각할 때, 實用上 重要한 問題가 된다. Chaddck<sup>(30)</sup>는 蒸氣流速이 그다지 크지 않을 때는 凝縮液이 底部에 積이면서 흐르는 現象을 開水路로 取扱하고, 管壁에 대해서는 Nusselt 의 式을 適用하여 整理하였으며, 이 計算에서  $\alpha_r$  는  $q_m$  에 支配됨을 나타내고 있다. 最近에 Chawla<sup>(25)</sup>는 凝縮管内에서 冷媒는 gas 狀에서 環狀流狀이 되며, 液膜두께  $\delta$  에 대해서는 Nusselt 의 凝縮式을 使用하여,  $q_m$  이 큰 範圍까지 使用할 수 있는 다음 式을 整理하였다.

$$N_{uL} = \frac{\alpha_r d}{\lambda_L} \left[ 1 - \left( 1 + \frac{1-x^{-1/2}}{x\epsilon\Gamma} \right) \right]$$

$$= 0.0066 (R_{eL} \cdot F_{rL})^{0.475} \cdot \frac{x}{1-x} \Gamma^{0.3}$$

$$\cdot \left( \frac{\eta_L}{\eta_v} \right)^{0.8} \cdot R_{eL}^{0.35} \cdot P_{rL}^{0.42}$$

.....  $R_{eL} F_{rL} < 109$

$$= 0.015 (R_{eL} \cdot F_{rL})^{0.3} \cdot \frac{x}{1-x} \Gamma^{0.3}$$

參 考 文 獻

$$\cdot \left(\frac{\eta_L}{\eta_V}\right)^{0.8} \cdot R_{eL}^{0.35} \cdot P_{rL}^{0.42}$$

$$\dots\dots\dots R_{eL} F_{rL} \geq 109$$

$$\dots\dots\dots (39)$$

이 때의 2相流 parameter  $\epsilon$ 은 實驗結果의 整理에서

$$\epsilon^{-3} = \epsilon_1^{-3} + \epsilon_2^{-3}$$

$$\log \epsilon_1 = 0.9592 + \log A$$

$$\log \epsilon_2 = \left[ 0.1675 - 0.0551 \log \frac{k}{d} \right] \log A - 0.67$$

(k : 管内壁粗度)

Chawla 의 取扱에 따르면 凝縮管内의 壓力降下는 蒸發管에서의 壓力降下式(6)을 適用하게 된다.

高速蒸氣流에서의 管内凝縮에서는 凝縮主要部는 環狀流에 支配된다고 하는 Soliman<sup>(31)</sup>의 思考方式을 適用하여 Azer<sup>(22)</sup>는 軸方向에 對稱인 環狀流로 取扱하여 蒸氣 및 液膜을 통하는 運動量에 대해서는 각각의 平均速度에 대해서 구하고 다음 式과 같은 實用上 便利한 局所  $Nu$  數를 提案하였다. (흐름의 方向은 Z이다.)

$$\frac{Nu_z}{P_{rL}^{0.337} \cdot R_e^{0.9}}$$

$$= 0.039 \frac{x^{0.9}}{4.67-x} \cdot \frac{\mu_V}{\mu_L} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5} \cdot \phi_V \dots (40)$$

$$R_e = \frac{4 q_m}{\pi d \mu_V}$$

$$\phi_V = 1 + 1.09 \cdot \left(\frac{\mu_L}{\mu_V}\right)^{0.1} \cdot \left(\frac{q_{mL}}{q_{mV}}\right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_V}{\rho_L}\right)^{0.5}$$

(21)式을 Abis의 R-12에 대한 實驗結果와 比較할 때 最大誤差는  $\pm 30\%$ 라고 한다.

5. 後 記

本文에서는 앞서 言及한 바와 같이 主로 冷媒의 熱傳達特性을 中心으로 實際上的 熱交換에 관해서 記述하였으며, 時間的인 制約과 資料의 不備로 인하여 당초의 目的에 따르지 못한 點을 부끄럽게 생각하면서 약간이나마 實用上 도움이 된다면 多幸으로 생각하는 바이다.

- (1) Pujol, ASHRAE Trans. 78 (1972), Part I, 262
- (2) Stephan, Kaltetechnik, 16 (1964), 6, 162
- (3) Chawla, VDI-Forschungsheft 523 (1967)
- (4) Granryd, Kylteknisk Tidskrift, nr 4, 1968
- (5) Lorentzen, I. I. R. Meeting of Commissions D, & B<sub>2</sub>, Tokyo, 1974.1
- (6) Pierre, Kylteknisk Tidskrift, nr 8, 1975
- (7) Lavin, young, AIChE Preprint 21e, Symposium on Two-phase Flow and Heat Transfer, Feb. (1964)
- (8) Schluder, Chawla, Kaltetechnik-Klimatisierung, 20 (1967)
- (9) Ashley, Ref. Eng. 50 (1942), 89
- (10) Pierre, Kylteknisk Tidekrift, nr 5, 1969
- (11) Stephan, Abh. des Deutschen Kaltevereins (D KV), nr 18 (1964)
- (12) R22 冷媒物性值表(S. 50) 冷凍協會
- (13) 江, 日本冷凍協會講演論集(S. 51), 75
- (14) Hulle, Kaltetechnik-Klimatisierung, 23 (1971), 7, 198
- (15) Schluder, Chawla, Kaltetechnik-Klimatisierung, 21 (1969)
- (16) Stephan, Kaltetechnik, 16 (1964), 4, 162
- (17) Slipcevic, Klima-Kalte Technik, 2 (1974), 2, 69
- (18) Gorenflo, TH Karlsruhe, (1966)
- (19) Dundin, Cholodilnaja Technika, 46 (1969), 11, 16
- (20) Bier, et. Klima+Kalte ingenieur 11 (1976)
- (21) Slipcevic, Klima-Kaltetechnik, 10, 10. (1974)
- (22) Azer, Abis, Soliman, ASHRAE Trans. 78 (1972), Part I, 135
- (23) Zivi, ASME Trans. Series C, 86 (1964), 237
- (24) Dolz, Frauendorf, 14 th I. I. R Congress (1975), B<sub>2</sub> Preprint
- (25) Chawla, Kaltetechnik-Klimatisierung, 9 (1972), 233
- (26) Schmit, Paper No. 4 of DKV
- (27) Beatty, Katz, Chemical Engin, Progress, 44 (1948), 1, 55
- (28) Peason, ASHRAE J. (1969), 6, 7729
- (29) Young, Wanrd, Refining Eng, 29 (1957)
- (30) Chaddock, Ref. Engin, 65 (1957), 4, 36, 90
- (31) Soliman, Azer, ASHRAE Trms. 77 (1971), Part I, 210

Nomenclature

A : 面積  $m^2$   
 a : 길이  $m$

冷凍裝置用 熱交換器

$b$ : Laplace 定數	$m$	$\varphi$ : 熱流密度	$\text{kcal}/m^2 \cdot h$
$C$ : 定數		$\Psi$ : lowfin 管表面積과 fin  밑면의 徑의相當	
$D$ : 直徑	$ft$	裸管과 의 表面積比	
$d$ : 直徑	$m$		Subscripts
$g$ : 重力加速度	$m/s^2$	$a$ : 空氣側	
$\Delta h$ : Enthalpy 差	$\text{kcal}/\text{kg}$	$b$ : 沸騰	
$J$ : 熱의 일당량	$427 \text{ kg f} \cdot m/\text{kcal}$	$c$ : 對流	
$K$ : 熱通過率	$\text{kcal}/m^2 \cdot h \cdot K$	$e$ : 有效 또는 相當	
$k$ : $A_e/A$		$F$ : 前面	
$l$ : 길이	$m$	$f$ : fin	
$m$ : 有效管內外面積比		$G$ : 氣相	
$n$ : 指數 또는 fin 的 數		$hL$ : 水力平均	
$q$ : 流量	$\text{kg}/h, m^3/h$	$i$ : 內側	
$R$ : 表面粗度	$m$	$k$ : 高溫 또는 高壓側	
$\Delta t$ : 溫度差	$^{\circ}\text{C}, K$	$L$ : 液相	
$u$ : 速度	$m/s$	$m$ : 質量	
$x$ : 乾燥度		$o$ : 低溫 또는 低壓側	
$\alpha$ : 熱傳達率	$\text{kcal}/m^2 \cdot h \cdot K$	$p$ : 管	
$\beta$ : 膨脹係數	$^{\circ}\text{C}^{-1}$	$r$ : 冷媒	
$\Gamma$ : $\rho'/\rho$		$sup$ : 過熱	
$r$ : 定數		$v$ : 體積	
$\eta$ : 效率		$w$ : 水	
$\mu$ : 粗性係數	$\text{kg}/\text{cm} \cdot \text{s} (\text{P}), \text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}$	Superscripts	
$\lambda$ : 熱傳導率	$\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot K$	— : 平均을 包含	
$\rho$ : 密度	$\text{kg}/m^3$	' : 飽和液 또는 數記號	
$\sigma$ : 表面張力	$\text{kgf}/\text{m}$	" : 乾燥飽和蒸氣	
$\emptyset$ : 熱流	$\text{kcal}/h$		