

空調用 冷凍裝置의 性能解析

Performance Analysis of Refrigerating Cycle for Packaged Air Conditioner

朴 大 輝 *
Dae Hui Park

1. 序 言

小形 패키지 에어컨디셔너나 룸 에어컨의 冷凍裝置는 周知하는 바와 같이 壓縮機, 凝縮器, 交箱裝置, 蒸發器의 4가지 기본적인 機器로 構成되어져 있다. 이것들은 配管들로 연결되어 閉回路를 構成하고 冷媒를 순환시켜 冷凍 사이클을 이루고 있다. 즉, 壓縮機로부터 나온 高溫, 高壓의 冷媒가스는 凝縮器로 들어가서 空氣 또는 물과 熱 交換하여 凝縮되고 이 凝縮된 冷媒液은 膨脹밸브 혹은 毛細管을 통과하면서 減壓되어 適定量의 冷媒가 蒸發하기 쉬운 低溫 · 低壓의 冷媒로 되어 蒸發器로 들어간다. 蒸發器에서 室內空氣와 熱交換하면서 蒸發되어 다시 壓縮機로 流入된다. 이와같이 冷凍 사이클을 構成하고 있는 각각의 要素機器들 은 서로 性能에 영향을 미치기 때문에 冷凍 사이클 全體의 밸런스를 고려하여 각 要素의 性能解析을 하지 않으면 안된다. 이러한 各 構成 要素機器의 性能解析은 設計計算으로는 대단히 어렵기 때문에 주로 實驗에 의존해 왔다. 그러나 처음부터 實驗에 의존한다면 비용도 많이 들 뿐만 아니라 많은 시간을 필요로 하게 되므로 먼저 設計 計算으로 冷凍 사이클을 檢討할 필요가 있다. 따라서 本稿에서는 小形 空冷式 패키지 에어컨디셔너의 各 構成要素機器의 性

能으로부터 冷凍사이클 全體의 定常運轉狀態를 計算으로 구하는 방법을 간단히 소개하고 자 한다.

2. 冷凍사이클

一般的으로 에어컨디셔너의 冷凍사이클은 蒸發器나 凝縮器에 流入되는 空氣의 流量이나 入口空氣의 溫度 등의 運轉條件이 設定되면 壓縮機, 凝縮器, 絞縮裝置 및 蒸發器의 性能에 適合한 狀態로 平衡狀態를 이룬다. 이 點을 사이클 밸런스點 혹은 매칭 포인트라고 한다.

이것은 그림 1과 같은 使用冷媒의 壓力-엔탈피 線圖(Mollier線圖)를 使用하여 各 構成

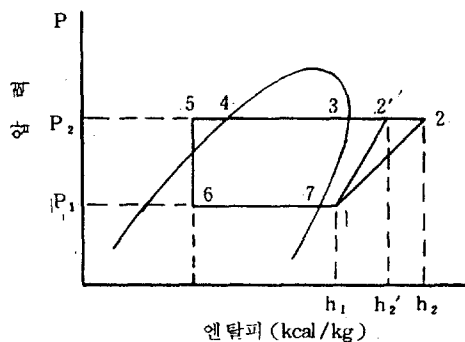


그림 1. 冷凍사이클

要素의 入口, 出口에서의 冷媒狀態를 표시하여 運轉狀態를 計算하면 편리하다.

그림 1에서 점 1에서 2는 壓縮機에서의 壓縮行程이다. 理想的인 冷凍사이클에서는 1의 狀態의 低壓過熱蒸氣는 壓縮機에서 斷熱壓縮되어 2'의 高溫·高壓의 過熱蒸氣로 된다. 그러나 실제로는 壓縮時 冷媒가스는 壓縮機의 內部에서 多少 熱交換을 하기 때문에 보통 폴리트로픽 過程으로 취급된다. 壓縮機에서 吐出된 高溫·高壓의 冷媒蒸氣는 凝縮器에서 거의 等壓의 狀態로 放熱하여 점 3에서 凝縮을 시작하여 점 4에서 전부 液化하고 계속해서 飽和溫度以下로 過冷却되어 점 5의 狀態로 된다. 점 5에서 毛細管에 의해 絞縮되어 斷熱膨脹되면서 減壓되어 6의 濕蒸氣狀態로 되어 蒸發器로 들어가게 된다. 蒸發器에서는 冷媒는 蒸發器를 통과하는 空氣로부터 熱을 吸收하여 蒸發되고(점 7), 다시 飽和溫度 以上으로 加熱되어 蒸發器를 나와 壓縮機로 吸入된다. 실제적인 冷凍사이클에서는 凝縮器와 蒸發器에서 冷媒의 流動에 의한 壓力降下가 생기므로 이것을 고려하여 設計計算을 하여야 하나, 이 영향은 壓縮비가 아주 크지 않다면 아주 작기 때문에 여기서는 計算을 보다 간단히 하기 위하여 무시하기로 한다.

壓縮機의 理論壓縮일량 P_i (kcal/h) 및 凝縮器의 放熱量 Q_c , 蒸發器의 吸熱量 Q_E 는,

$$P_i = G_R(h_2' - h_1) \quad (1)$$

$$Q_c = G_R(h_5 - h_2) \quad (2)$$

$$Q_E = G_R(h_2 - h_6) \quad (3)$$

로 구할 수가 있다. 여기서 G_R 은 冷媒流量 (kg/h), h_1, h_2', h_5, h_6 는 각각 그림 1의 점 1, 2', 5, 6에서의 冷媒 엔탈피 (kcal/kg)을 나타낸다. 以下 文中의 變數의 첨자 번호는 그림 1에서의 각 점의 번호를 나타낸다.

3. 冷凍사이클 構成機器의 性能計算

앞에서 다룬 바와 같이 에어콘디셔너에 주어진 熱負荷가 일정한 경우 冷媒의 흐름은 定常으로 되어 冷凍사이클은 平衡狀態로 된다.

보통 이러한 冷凍사이클의 平衡狀態는 에어콘디셔너를 칼로리미터등에서 數時間 운전하여 각 負荷가 定安되었을 때 비로소 얻을 수 있다. 즉 冷凍사이클의 각 構成機器들은 자신의 性能에 의해 서로 다른 機器에 영향을 끼쳐서, 負의 피이드백 作用을 되풀이 하면서 平衡狀態에 도달하여 冷凍사이클을 形成하게 된다. 實驗的으로는 各部의 壓力, 溫度를 測定하여 平衡狀態를 알 수 있다. 그러나 이러한 實驗方法은 보통 많은 時間과 經費를 소모하기 때문에, 각 構成機器의 初期設計 단계에는 計算을 통해 性能을 예측하지 않으면 안된다. 따라서 여기서는 壓縮機, 凝縮器, 毛細管 및 蒸發器의 性能計算에 필요한 計算式을 冷媒가 흐르는 方向에 따라 기술하고자 한다.

3.1 壓縮機

에어콘디셔너 性能의 대부분은 壓縮機에 의해 정해지므로 計算上 가장 重要な 부분이다. 그러나 壓縮機의 性能特性을 定式化하는 것은 壓縮行程中에 熱의 出入 등이 있기 때문에 대단히 어렵다. 따라서 壓縮機에서의 冷媒變化는 폴리트로픽 變化로 취급하여, 通用하고 있는 壓縮機의 實驗을 통해 實驗式을 기초로 性能計算式을 유도하는 수 밖에 없다. 壓縮機의 性能計算에 關係되는 式은 다음과 같다.

$$G_R = \eta_v \cdot \frac{V_D}{v_1} \quad (4)$$

$$\eta_v = A - B \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \quad (5)$$

$$n = f(P_1, P_2, t_1) \quad (6)$$

$$t_2 = (t_1 + 273.15) \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 273.15 \quad (7)$$

$$P_a = P_i \cdot \eta_v \cdot \eta_c \cdot \eta_m \cdot \eta_{motor} \quad (8)$$

여기서,

V_D : 壓縮機의 理論吐出量 (m^3/h)

v_1 : 吸入가스 比體積 (kg/m^3)

n : 폴리트로픽指數

P_1 : 吸入壓力 (kg/cm^2)

- P_2 : 吐出壓力 (kg/cm²)
- t_1 : 壓縮機의 入口溫度
- t_2 : 壓縮機의 出口溫度
- A, B : 實驗定數
- η_v : 體積效率
- η_c : 斷熱壓縮效率
- η_m : 機械效率
- η_{motor} : 전동기 효율
- P_a : 壓縮機 전동기 入力 (kcal/h)

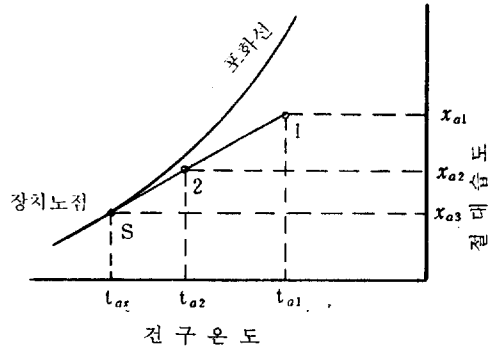


그림 2. 空氣線圖

그리고 壓縮機 全體의 熱的인 밸런스를 고려하면 壓縮機에 供給되는 熱量과 放出하는 熱量은 똑 같으므로 다음 式이 성립된다.

여기서

$$P_a = G_R(h_2 - h_1) + K_s(t_s - t_a) \quad (9)$$

K_s : 壓縮機 表面에서의 放熱係數 (kcal/h·°C)

t_s : 壓縮機 表面溫度 (°C)

t_a : 壓縮機 周圍의 溫度 (°C)

따라서 上記式으로부터 壓縮機의 諸元과 壓縮機의 入口溫度 및 入·出口壓力가 주어진 冷媒流量, 出口溫度가 결정되고 ASHRAE 데이터 등의 冷媒物性值 計算式으로부터 出口 엔탈피가 결정된다. 그리고 壓縮機에서의 消費電力도 구해진다.

3. 2 熱交換器

에어콘에서 使用되는 熱交換器, 즉 凝縮器나 蒸發器는 強制通風式 핀 튜우브形이다. 이 熱交換器에서 空氣側의 交換熱량과 冷媒의 凝縮 또는 蒸發 等の 變化에 의한 熱량은 똑 같다. 그리고 空氣側의 熱량은 에어컨디셔너의 外氣條件이나 熱交換器의 熱傳達率, 傳熱面積 等を 使用하여 計算할 수 있다. 먼저, 熱通過率은 다음 式으로 구해진다.

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{\alpha_R} \cdot \frac{A_o}{A_i} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} \cdot \frac{A_o}{A_i} + \frac{1}{\alpha_a} + R \quad (10)$$

여기서,

K : 外面積基準 熱通過率 (kcal/m²·h·°C)

A_i : 內側傳熱面積 (m²)

A_o : 外側傳熱面積 (m²)

α_R : 冷媒側 熱傳達率 (kcal/m²·h·°C)

α_a : 空氣側 熱傳達率 (kcal/m²·h·°C)

δ_p : 파이프 두께 (mm)

λ_p : 파이프 熱傳導率 (kcal/m·h·°C)

R : 接觸熱低抗 (m²·h·°C/kcal)

(추후 나오는 上記 變數中에서 添字C가 붙으면 凝縮器側을 나타내고 E가 붙으면 蒸發器側을 나타낸다. 그리고 添字 g가 붙으면 가스域, l이 붙으면 液域, m이 붙으면 二相域을 나타낸다)

3.2.1 凝縮器

먼저 凝縮器入口의 空氣溫度, 空氣流量 및 冷媒의 凝縮溫度를 t_c 라고 하면, 交換熱量 Q_c 는,

$$Q_c = K_c \cdot A_{co} \cdot \Delta t_m = C_{pac} \cdot G_{ac} (t_{ao} - t_{ai}) \quad (11)$$

$$\Delta t_m = \frac{t_{ao} - t_{ai}}{\ln \frac{t_c - t_{ai}}{t_c - t_{ao}}} \quad (12)$$

여기서,

C_{pac} : 空氣의 定壓比熱 (kcal/kg·°C)

G_{ac} : 空氣의 重量流量 (kg/h)

t_{ao}, t_{ai} : 空氣의 出口, 入口溫度 (°C)

(12) 式을 (11) 式에 代入하여 정리하면

$$Q_c = (1 - \beta_c) C_{pac} \cdot G_{ac} (t_c - t_{ai}) \quad (13)$$

단, $\beta_c^{-1} = \exp \frac{K_c \cdot A_{co}}{C_{pac} \cdot G_{ac}}$

(13) 式은 傳熱管內의 冷媒溫度와 入口空氣溫度로부터 交換熱량을 구할 수 있는 式이다.

한편, 凝縮器에서는 冷媒가 흘러가면서 空氣와 熱交換함에 따라 GAS, 二相, 液으로 變化하고 있다. 따라서 各 領域에서의 熱傳達率 및 溫度差가 다르므로 各 各 나누어서 性能計算을 하지 않으면 안된다. 여기서 가스域, 二相域, 液域의 傳熱面積比率를 各 領域에서의 熱量배분으로부터 各 各 R_{cg}, R_{cm}, R_{cl} 이라고 하면

$$R_{cg} + R_{cm} + R_{cl} = 1 \quad (14)$$

또 ASHRAE 데이터로부터 가스域과 液域의 單相流의 冷媒側 熱傳達率 α_{RC1} 은

$$\alpha_{RC1} = 0.023 \frac{\lambda_R}{d} Re_{c1}^{0.8} \cdot Pr_{c1}^{0.4} \quad (15)$$

또 二相域의 冷媒側 熱傳達率 α_{RC2} 는

$$\alpha_{RC2} = 13.8 \frac{\lambda_{RL}}{d} \left(\frac{C_p \cdot \mu_e}{\lambda_{RL}} \right)^{1/3} \left(\frac{r}{C_p \cdot \Delta t} \right)^{1/6} \left[\left(\frac{dG_g}{\mu_e} \right) \left(\frac{r_e}{r_g} \right)^{1/2} \right]^{1/5} \quad (16)$$

λ : 冷媒의 熱傳導率 (kcal/m·h·°C)

d : 管內徑 (m)

Re : Reynolds 數

Pr : Prandtl 數

μ_e : 液冷媒의 粘性係數 (kg·h/m²)

r : 蒸發潛熱 (kcal/kg)

Δt : 凝縮溫度와 傳熱壁溫度와의 差 (°C)

G_g : 가스冷媒流速 (kg/m²·h)

r_e, r_g : 液冷媒, 가스冷媒의 密度 (kg/m³)

또 空氣側 熱傳達率은 FIN 표면을 等溫面으로 보고 층류 열전달로 생각하여 $\alpha_a = 0.664 \cdot Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}$ 의 實驗式이 있으나 실제로 사용하고 있는 FIN의 종류와 形狀에 따라 오차를 클 수도 있으므로, 사용하고 있는 FIN의 實驗 데이터로부터 구하는 것이 좋다. 따라서, 強制通風式 핀 튜우브形 熱交換器에서는 最小間隙의 風速으로 정리하는 것이 좋다.

$$\text{즉, } \alpha_a = C \cdot U_{max}^N \quad (17)$$

여기서

C : 定數, N : 指數, $0 < N < 1$

U_{max} : 最小間隙의 風速 (m/s)

以上으로부터 整理하면

가스域 :

$$Q_{cg} = (1 - \beta_{cg}) C_{pac} \cdot G_{ac} \cdot R_{cg} \left(\frac{t_2 + t_c}{2} - t_{ai} \right) = G_R (h_2 - h_3) \quad (18)$$

二相域 :

$$Q_{cm} = (1 - \beta_{cm}) C_{pac} \cdot G_{ac} \cdot R_{cm} (t_c - t_{ai}) = G_R (h_3 - h_4) \quad (19)$$

液 域 :

$$Q_{ce} = (1 - \beta_{cl}) C_{pac} \cdot G_{ac} \cdot R_{cl} \cdot \left(\frac{t_4 + t_5}{2} - t_{ai} \right) = G_R (h_4 - h_5) \quad (20)$$

이 式들을 이용하여 凝縮器의 크기나 空氣流量, 入口空氣溫度 등을 設定하여 壓縮機의 出口壓力 및 溫度條件으로부터 凝縮器의 出口溫度 및 엔탈피를 구할 수 있게 된다.

3.2.2. 蒸發器

蒸發器는 表面에서 除濕을 同伴한 熱移動과 物質移動을 同時에 고려하지 않으면 안된다. 그리고 冷媒側도 二相域과 過熱蒸氣部分인 單相域部分이 존재하므로 따로 計算을 하여야 한다. 그러나 過熱域에서의 除濕은 극히 적으므로 보통 무시하고 計算한다.

그림 2 에서 入口溫度 t_{a1} , 絕對溫度 x_{a1} 인 空氣가 蒸發器의 冷却面에 접촉하면 冷却面 表面溫度까지 冷却·除濕되어 溫度 t_{a2} , 絕對溫度 x_{a2} 로 된다. 한편, 表面에서 접촉하지 않은 空氣는 冷却도 除濕도 되지 않고 통과하여 出口에서 冷却·除濕된 空氣와 混合하여 t_{a2} , x_{a2} 의 空氣로 된다. 이때 冷却面에 접촉한 空氣를 “有效空氣”, 접촉하지 않은 空氣를

“바이패스空氣”라고 하고 全風量에 대한 유효공기의 比率를 接觸係數, 바이패스 공기의 比率를 “바이패스係數”라고 한다. 여기서 접촉계수 C_f 는 다음 式과 같다.

$$C_f = 1 - \exp\left(-\frac{\alpha_{aE} \cdot A_{Eo}}{G_{aE} \cdot C_{pae}}\right) \quad (21)$$

또, 二相域의 面積比率를 R_{Em} , 過熱域 比率를 R_{Eg} 라고 하면

$R_{Em} + R_{Eg} = 1$ 이 되고, 二相域에서의 熱交換量은

$$\begin{aligned} Q_{Em} &= G_{aE} \cdot R_{Em} \cdot C_f (h_{a1} - h_{as}) \quad (22) \\ &= G_R (h_7 - h_6) \end{aligned}$$

그리고 冷媒와 冷却面 表面사이의 熱流는

$$Q_{Em} = K_{Em} (t_{as} - t_E) \cdot A_{Eo} \cdot R_{Em} \quad (23)$$

여기서,

$$\frac{1}{K_{Em}} = \frac{1}{\alpha_{REm}} \cdot \frac{A_{Eo}}{A_{Ei}} + \frac{\delta_p}{\lambda_p} \cdot \frac{A_{Eo}}{A_{Ei}} + R \quad (24)$$

$$\alpha_{REm} = 0.227 \left(\frac{Q_{Em}}{A_{Ei} \cdot R_{Em}} \right)^{0.6} \cdot G_R^{0.3} \cdot d_{Ei}^{-0.3} \quad (25)$$

K_{Em} : 二相域에서의 外面基準 熱通過率 (kcal/m²·h·°C)

α_{REm} : 二相域에서의 冷媒側 熱達率 (kcal/m²·h·°C)

α_{aE} : 空氣側 熱傳達率 (kcal/m²·h·°C)

h_{a1} : 入口空氣 엔탈피

h_{as} : 蒸發器表面 飽和空氣 엔탈피 (kcal/kg)

그리고 過熱域에서는 除濕을 무시하고 凝縮器의 單相域에서와 마찬가지로

$$\begin{aligned} Q_{Eg} &= (1 - \beta_{Eg}) C_{pae} \cdot G_{aE} \cdot R_{Eg} \cdot \left(t_{a1} - \frac{t_1 + t_E}{2} \right) \\ &= G_R (h_1 - h_7) \quad (26) \end{aligned}$$

이 式들을 利用하여 蒸發器의 크기나 空氣

流量, 入口空氣溫度, 濕度 등을 設定하여 壓縮機 入口壓力, 凝縮器 出口溫度, 엔탈피 條件으로부터 蒸發器의 出口溫度 및 엔탈피를 구할 수 있게 된다.

3.3 毛細管

毛細管內的 冷媒의 흐름은 일반적으로 入口가 液이고 中間部부터 2相流로 된다. 즉 過冷却된 冷媒液이 毛細管 入口로 들어와서 흘러가면서 管摩擦에 의해 冷媒의 壓力이 降下하여 飽和壓力에 도달하게 되면 冷媒는 蒸發을 시작하게 된다. 이 蒸發이 시작되는 지점을 發泡點이라고 한다. 이 點으로부터 下流의 흐름은 飽和液과 飽和蒸氣가 혼합되어 있는 氣液 二相流로 되어 下流方向으로 가면서 乾度 (quality, dryness fraction)가 증가하게 된다. 따라서 計算은 液域과 二相域으로 분리하여야 한다. 먼저 液域은

$$\Delta P_1 = f_e \cdot \frac{\Delta L}{D} \cdot \frac{G^2}{2g} \cdot v_s \quad (27)$$

$$L_1 = \left(f_e \cdot \frac{1}{D} \cdot \frac{G^2}{2g} \cdot v_s \right)^{-1} \cdot (P_5 - P_m) \quad (28)$$

여기서,

L_1 : 液相部分의 毛細管길이 (m)

D : 毛細管 內徑 (m)

G : 冷媒重量速度 (kg/m²·s)

v_s : 毛細管 入口冷媒의 比體積 (m³/kg)

P_5 : 入口壓力 (kg/m²)

P_m : 플래싱 開始部の 壓力 (kg/m²)

管摩擦係數 f_l 는 亂流域에서 Blasius의 式으로

$$f_l = 0.3164 \times R_e^{-1/4} \quad (29)$$

다음에 二相流 部分은 噴霧流로 가정하면 冷媒의 乾度が 增加함에 따라 液相과 氣相의 流速이 增加하기 때문에 壓力損失은 摩擦壓力損失 ΔP_f 와 加速壓力損失 ΔP_a 의 합으로 된다.

따라서,

$$\Delta P_2 = \Delta P_f + \Delta P_a \quad (30)$$

그런데,

$$\Delta P_f = f \cdot \frac{\Delta L}{D} \cdot \frac{G^2}{2g} \cdot v$$

$$\Delta P_a = \frac{G^2}{2g} \cdot \Delta v \quad \text{이므로}$$

$$\Delta P = f \cdot \frac{\Delta L}{D} \cdot \frac{G^2}{2g} \cdot v + \frac{G^2}{2g} \cdot \Delta v \quad (31)$$

$$\therefore \Delta L = \frac{D}{f} \cdot \frac{2g}{G^2} \cdot \frac{1}{v} \cdot \Delta P - \frac{D}{f} \cdot \frac{1}{v} \cdot \Delta v \quad (32)$$

$$\therefore L_2 = \int_{P_6}^{P_m} \frac{D}{f} \cdot \frac{2g}{G^2} \cdot \frac{1}{v} \cdot dP - \int_{v_m}^{v_6} \frac{D}{f} \cdot \frac{1}{v} \cdot dv \quad (33)$$

여기서,

$$v : xv_g + (1-x)v_f$$

x : 乾度

v_g : 가스 냉매의 비체적 (m^3/kg)

v_l : 액 냉매의 비체적 (m^3/kg)

v_m : 플래싱점의 비체적 (m^3/kg)

v_6 : 毛細管 出口의 비체적 (m^3/kg)

P_6 : 毛細管 出口의 壓力 (kg/m^2)

毛細管 全長, L 은

$$L = L_1 + L_2 \text{가 된다.}$$

여기서는 毛細管의 길이를 구했으나, 일반적으로 冷凍사이클의 性能計算에서는 毛細管의 仕樣이 먼저 주어진다. 따라서 毛細管의 仕樣이 주어지고 冷媒重量流量 G_R , 入口壓力 P_2 , 入口溫度 t_5 등이 주어지면 P_m 이 구해지고 이에 따라 液相域의 길이 L_1 이 구해진다. 따라서 주어진 毛細管의 길이로부터 二相域의 길이가 구해지고 微小區間에서의 壓力降下가 式(31)에 의해 계산되면 相當하는 溫度降下 Δt 가 冷媒物性值計算에 의해 구할 수 있다. 이것을 순차적으로 반복하여 각 區分길이의 合計가 毛細管 全길이와 같게 되었을 때의 溫度가 毛細管 出口溫度가 된다.

3.4 冷媒量의 計算

以上の 方法으로 冷媒사이클의 各點의 狀態가 결정되면 冷媒量을 計算한다. 먼저 壓縮機內의 冷媒는 冷凍機油 中에 溶解되어 있는 것과 壓縮機內部的 空間에 차있는 가스와의 합이 된다. 溶解度는 實驗式을 사용한다. 따라서 壓縮機內의 冷媒量 G_K 는,

$$G_K = V_{oil} \cdot \eta_R + \frac{V_{comp}}{v_K} \quad (34)$$

여기서,

V_{oil} : 油量 (cc)

V_{comp} : 壓縮機 內部空間의 容積 (m^3)

η_R : 油에 대한 冷媒의 溶解度 (kg/cc)

v_K : 壓縮機內의 가스의 比體積 (m^3/kg)

다음에 熱交換器內의 冷媒는 氣體, 液體의 二相으로 存在한다. 二相域에 대해서는 氣體體積率을 구해 計算한다. 氣相과 液相의 速度가 똑같다고 가정하면 任意斷面의 VOID率 F_g 는 다음과 같이 된다.

$$F_g = \frac{v_g \cdot x}{v_g \cdot x + v_l(1-x)} \quad (35)$$

여기서,

x : 乾度

v_g, v_l : 각각 飽和가스, 飽和液의 比體積 (m^3/kg)

또, 이 領域에서의 熱流束은 一定하다고 假定하면, 管의 길이에 따라 乾度 x 는 比例한다. 따라서 氣體體積率 J 는 다음 式과 같이 된다. 添字 i 은 入口, o 는 出口를 나타낸다.

$$\begin{aligned} J &= \frac{1}{x_o - x_i} \int_{x_i}^{x_o} F_g dx \\ &= \frac{1}{x_o - x_i} \cdot \frac{v_g}{v_g - v_l} \left[x - \frac{v_l}{v_g - v_l} \cdot \ln \left\{ v_l + (v_g - v_l)x \right\} \right]_{x_i}^{x_o} \quad (36) \end{aligned}$$

이 式으로 J 를 구하면 熱交換器內의 冷媒量을 計算할 수 있다. 먼저 凝縮器의 경우에

는 $x_o = 0$, $x_i = 1$ 이므로 二相域 氣體體積率 J_c 는,

$$J_c = v_g \left[\frac{1}{v_g - v_l} - \frac{v_l}{(v_g - v_l)^2} \cdot \ln \frac{v_g}{v_e} \right] \quad (37)$$

따라서 冷媒量은 가스域, 二相域, 液域으로 나누어서 다음과 같이 된다.

$$G_{COND} = V_{COND} \left[\frac{2R_{cg}}{v_g + v_2} + \frac{J_c R_{cm}}{v_g} + \frac{(1-J_c) R_{cm} + R_{cl}}{v_l} \right] + \frac{V_{cl}}{v_l} \quad (38)$$

여기서,

V_{COND} : 凝縮器內의 體積 (m^3)

V_{cl} : 凝縮器 入口에서 毛細管入口 사이의 配管體積 (m^3)

蒸發器의 경우에는 $x_o = 1$, $x_i = x_6$ 이므로 二相域 氣體體積率 J_E 는,

$$J_E = \frac{v_g}{1-x_6} \left[\frac{1-x_6}{v_g - v_l} - \frac{v_l}{(v_g - v_l)^2} \cdot \ln \frac{v_g}{x_6 v_g + (1-x_6)v_l} \right] \quad (39)$$

따라서 蒸發器에서의 冷媒封入量은 二相域과 가스域으로 구분하여 다음과 같다.

$$G_{EVA} = V_{EVA} \left[\frac{(1-J_E) \cdot R_{Em}}{v_l} + \frac{J_E \cdot R_{Eg}}{v_g} + \frac{2 R_{Eg}}{v_g + v_l} \right] \quad (40)$$

여기서, V_{EVA} : 蒸發器內容積 (m^3)

以上을 合計하여 사이클 全體의 冷媒封入量이 구해진다.

즉,

$$G_{TOTAL} = G_K + G_{COND} + G_{EVA} \quad (41)$$

4. 冷凍사이클의 計算

各 要素機器들의 設計計算式을 이용하여 冷

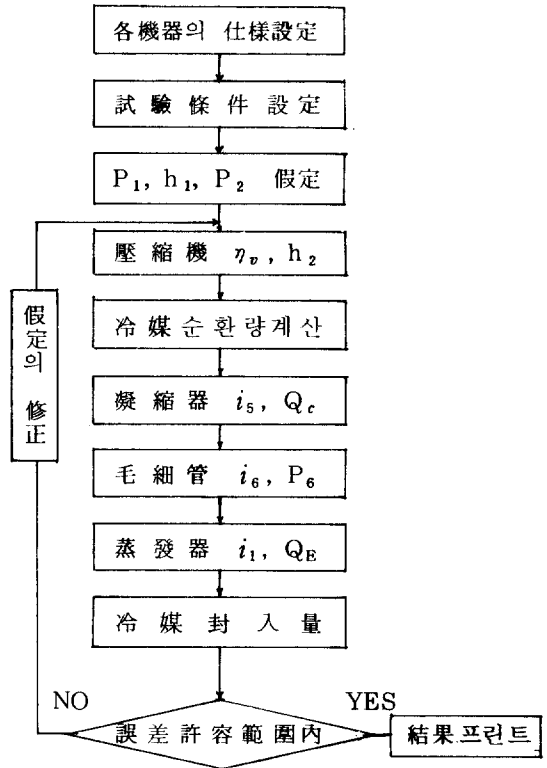


그림 3. 사이클計算 흐름圖

凍사이클의 性能解析은 이것들을 連繫시켜 풀면 좋다. 그러나 各式들은 대단히 복잡하므로 이것은 아주 어렵다. 따라서 먼저 壓縮機 入口側인 점1의 상태, 즉 吸入壓力 P_1 및 엔탈피 h_1 과 吐出壓力 P_2 를 假定하여 순차적으로 壓縮機의 出口 엔탈피, 凝縮器, 毛細管, 蒸發器의 出口狀態를 주어진 式으로 計算하여 나간다. 그러나 以上の 計算結果는 원래 P_1 , P_2 , h_1 을 假定하여 計算한 값이기 때문에 計算結果와 假定한 값과 誤差가 생긴다. 이 경우 計算을 完了하기 위해서는 假定值를 ΔP_1 , ΔP_2 , Δh_1 만큼 微量 修正시켜 수치해석적으로 上記의 計算을 반복해 나가야 한다.

이렇게 하여 計算結果와 假定值가 허용범위內에 들면 計算完了한 것으로 한다. 이 計算 흐름圖를 그림 3에 나타낸다.

5. 結 言

以上으로 패키지 에어컨디셔너 冷凍사이클

의 安定狀態에서의 性能解析을 計算에 의해 구하는 통상적인 方法에 대해 서술했는데, 실제 冷凍裝置에서는 熱交換器 및 配管에서의 壓力損失에 의한 영향, 冷凍機油에 의한 영향, 潤滑의 오염 등에 의해 計算値와 다소 차이가 있을 수 있다. 뿐만 아니라, 각 構成機器의 性能計算에 적용된 式의 精度가 보다 精確한 性能解析을 위해서 무엇보다도 重要한 사항이므로 冷凍사이클의 構成機器 각각에 대한 보다 많은 基礎 實驗的 研究가 활발히 進行되어 실제 活用될 수 있도록 하여야 할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

- 1) ASHRAE HANDBOOK OF FUNDAMENTAL, 1985.
- 2) 新井外 2 名 : 空調用 冷凍裝置의 Cycle Simulation : 冷凍 Vol 52, No. 593.
- 3) 埋橋 : 空調用 熱交換器의 熱傳達特性 : 日立評論 Vol 51, No. 456.
- 4) 山下外 2 名 : 毛細管 流量에 미치는 冷凍機油의 영향 : 冷凍 Vol 48, No. 549.
- 5) 傳熱工學資料 : 日本機械學會, 1977.
- 6) 冷凍空調便覽基礎篇 : 日本冷凍協會, 1976.