

## 평판핀-관 응축기의 수치 시뮬레이션 Numerical Simulation of Plate Finned-Tubes Condenser

민 묘 식\*, 최 상 경\*\*  
M. S. Min, S. G. Choi

**Key words** : Two-Phase Flow(2상유동), Plate Finned-Tubes Condenser(평판핀-관 응축기), Refrigerant Pressure Drop(냉매압력 강하), Degree of Sub-Cooled(과냉각도)

### Abstract

A simulation program of the plate finned-tubes condenser widely used in the air conditioning system was developed. The program took into account the variations of the flow properties and fluid friction factor of refrigerant, and the heat transfer coefficients of refrigerant and air sides.

The program was applied to a copper tube condenser which has outside diameter of 10.05mm, inside diameter of 9.35mm, length of 5.20m and three rows arraied staggered. Simulation results were such that refrigerant was super-heated state from the entrance to the 0.14m point, two-phase flow from the 0.14m point to the 4.10m point, sub-cooled state from the 4.10m point to the outlet. The degree of sub-cooled was 6.1 °C.

The variations of refrigerant quality, temperature, pressure, velocity, specific enthalpy, specific volume and air temperature, tube temperature were showed.

### 기 호 설 명

$A_f$  : 핀의 면적[m<sup>2</sup>]  
 $A_i$  : 관의 단면적[m<sup>2</sup>]  
 $C_p$  : 냉매의 정압비열[kJ/kg · °C]  
 $C_{pa}$  : 공기의 정압비열[kJ/kg · °C]  
 $d_i$  : 관의 내경[m]  
 $d_o$  : 관의 외경[m]  
 $f$  : Fanning의 마찰계수  
 $G$  : 냉매의 단위면적당 질량유량[kg/m<sup>2</sup> · s]  
 $h$  : 냉매의 비엔탈피[kJ/kg]  
 $h_c$  : 접촉 열저항[W/m<sup>2</sup> · °C]  
 $h_f$  : 포화액의 비엔탈피[kJ/kg]

$h_g$  : 포화증기의 비엔탈피[kJ/kg]  
 $h_i$  : 냉매측 열전달계수[W/m<sup>2</sup> · °C]  
 $h_o$  : 공기측 열전달계수[W/m<sup>2</sup> · °C]  
 $K_a$  : 공기의 열전도계수[W/m · °C]  
 $K_f$  : 핀의 열전도계수[W/m · °C]  
 $K_{ff}$  : 포화액의 열전도계수[W/m · °C]  
 $K_t$  : 관의 열전도계수[W/m · °C]  
 $Le$  : 상당길이[m]  
 $m_a$  : 핀 피치당 공기의 질량유량[kg/s]  
 $m_r$  : 냉매의 질량유량[kg/s]  
 $N_u$  : Nusselt수[ $h_o \cdot d_o / K_a$ ,  $h_i \cdot d_i / K_{ff}$ ]  
 $P$  : 냉매의 압력[Pa]  
 $P_i$  : 관 안쪽의 접수길이 [mm]  
 $P_o$  : 관 바깥쪽의 접수길이[m]  
 $P_{or}$  : 관 바깥쪽의 상당 접수길이[m]

\* 정회원, 유한전문대학 기계설계과

\*\* 정회원, 국방과학연구소

- $P_r$  : Prandtl 수 $[ν]$   
 $q_1$  : 흰 핏치당 관 벽에서 공기로의 열전달량[W]  
 $q_2$  : 흰 핏치당 흰에서 공기로의 열전달량[W]  
 $q_{ref,tube}$  : 냉매로부터 관 벽으로의 단위면적당 열전달량[W/m<sup>2</sup>]  
 $q_{tube-air}$  : 관 벽으로부터 공기로의 단위면적당 열전달량[W/m<sup>2</sup>]  
 $R_e$  : Reynolds 수 $[U \cdot d/ν]$   
 $S_r$  : Stanton 수 $[h/G \cdot C_p]$   
 $T_a$  : 공기의 온도[°C]  
 $T_r$  : 냉매의 온도[°C]  
 $T_i$  : 관 벽의 온도[°C]  
 $U$  : 냉매의 평균속도[m/s]  
 $V$  : 냉매의 비체적[m<sup>3</sup>/kg]  
 $X$  : 냉매의 건도  
 $Z$  : 냉매 유동방향의 좌표[m]  
 $Z_p$  : 흰 핏치[m]  
 $δ_i$  : 흰의 두께[m]  
 $η_f$  : 흰 효율  
 $μ_f$  : 액체상태 냉매의 점성계수[kg/m · s]  
 $μ_g$  : 기체상태 냉매의 점성계수[kg/m · s]  
 $ρ$  : 냉매의 밀도[kg/m<sup>3</sup>]  
 $ρ_f$  : 포화액의 밀도[kg/m<sup>3</sup>]  
 $ρ_g$  : 포화증기의 밀도[kg/m<sup>3</sup>]

## 1. 서 론

기체와 액체 사이의 열교환이 이루어지는 열교환기에는 기체측의 열전달을 증가시키기 위하여 흰을 부착시키는 것이 일반적이다. 액체의 압력이 높을 경우에는 원형관을 사용하고 기체측에는 평관형의 연속흰을 부착하는 것이 대량 생산에 적합하여 경제적이다. 특히 냉방기를 구성하는 증발기와 응축기는 평판흰이 연속적으로 부착된 평판흰-관 열교환기를 사용하는 것이 보편화 되어 있다. 따라서 냉방기의 효율적 설계를 위하여는 평판흰이 연속적으로 부착된 다관식 평판흰-관 열교환기에 대한 시뮬레이션 연구가 필요하다.

Hiller와 Glicksman<sup>1)</sup>은 유효성 NTU 방법을 사용하여 흰-관 열교환기를 모형화하여 해석하였다. Ellison 등<sup>2)</sup>은 Hiller가 행한 모형해석 결과를 공랭식

응축기에 적용하였다. 이들은 냉매와 공기측 총괄 열전달계수가 일정하다는 가정하에 이 문제를 다루었다. Patankar와 Spalding<sup>3)</sup>은 셸-관(shell&tube) 열교환기에 대하여, 셸측은 3차원유동, 관측은 1차원유동으로 가정하고 지배방정식을 도출하여 이들 방정식을 연립시켜 유한 차분법으로 풀었다. Belloty와 Stock<sup>4)</sup>은 동심 2중 원관 열교환기에 대한 온도, 압력분포를 유한차분법을 사용하여 계산하였다. 그러나 이들 연구에서는 모두 열전달계수와 유체의 물성치변화는 고려하지 아니하였다. 응축기나 증발기와 같이 상변화를 수반하는 열교환기에서는 유동과 함께 상변화가 일어나므로 유동특성, 열전달계수, 관마찰계수등이 변화한다. 따라서 유동특성, 열전달계수, 관마찰계수등이 일정하게 유지된다는 가정에서 문제를 다루었을 때에는 많은 오차가 따를 것으로 생각된다. 그리하여 Anand와 Tree<sup>5-6)</sup>는 유동특성, 열전달계수 및 관마찰계수의 변화를 고려하여 흰-관 응축기의 특성을 단일관로의 흰-관열교환기로 모형화하여 수치계산하였다. 박동규<sup>7-8)</sup>는 길이 6.0m인 단일관로의 응축기에 대해 냉매 및 공기측의 열전달계수 변화, 관마찰계수의 변화등을 고려한 시뮬레이션을 수행하였다. 그러나 Anand와 박동규의 연구는 단일관로로 모형화하였기 때문에 설계인자를 도출하고, 설계인자들의 영향을 규명할 수는 있으나, 실제 증발기나 응축기의 운전성능 예측에 적용하기에는 어려운 점이 있을 것으로 생각되었다.

그리하여 민묘식 등<sup>9-11)</sup>은 냉방기에 널리 쓰이고 있는 다관식 평판흰-관 증발기의 성능을 예측할 수 있는 프로그램을 개발하여, 이를 모형 증발기에 대하여 시뮬레이션을 실시하고, 시뮬레이션 결과와 실험으로 측정된 측정값들을 비교하여 프로그램의 타당성을 검증하였다.

본 연구에서는 증발기와 함께 냉방기의 필수 구성요소인 다관식 평판흰-관 응축기에 대하여 시뮬레이션을 실시하였다. 다관식 평판흰-관 응축기가 관의 길이에 따라 냉매의 질, 냉매의 압력, 관벽의 온도, 공기의 온도, 냉매의 온도, 냉매의 평균속도, 냉매의 비엔탈피 및 냉매의 비체적이 어떻게 변화하는가를 예측함으로써 냉방기 설계를 위한 기초자료를 제시하였다.

2. 수학적 모형화

평판형-관 응축기에는 관배열에 따라 정렬배열과 엇갈린 배열이 있다. 여기에서는 공조기의 응축기에서 보편적으로 이용되고 있는 엇갈린 배열에 대하여 시뮬레이션 하고자 한다. 일반적인 엇갈린 배열 평판형-관 응축기의 단면도를 Fig.1에 표시하고 Fig.2에는 1개관을 검사체적으로 택하여 열의 흐름을 표시하였다.

Fig.1에서 대칭선을 따라 정6각형의 검사체적을 잡아서 이 6각형을 해석의 기본요소로 취한다. 대칭성을 고려하면 6각형 경계에서는 단열이라고 볼 수 있다. 각각의 열교환기 요소는 냉매측, 관 및 공기측의 검사체적으로 세분하여 해석하는 것이 요구되고 이를 도시하면 Fig.2와 같다.

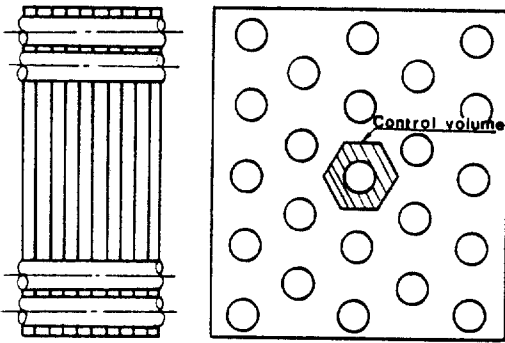


Fig.1 Side view of a finned-tube condenser with staggered arrangement.

2.1 지배방정식

2.1.1 냉매측

냉매측 검사체적에 대하여 연속방정식, 운동량 방정식 및 에너지방정식을 적용하면 다음과 같이 된다.

연속방정식 :

$$\frac{dm_r}{dZ} = \frac{d(\rho U)}{dZ} = 0 \tag{1}$$

운동량방정식 :

$$G^2 \frac{d}{dZ} \left( \frac{1}{\rho} \right) = -\frac{dP}{dZ} - \frac{2f}{d_i} \frac{G^2}{\rho} \tag{2}$$

에너지 방정식 :

$$m_r \frac{dh}{dZ} = -P_i \cdot q_{ref-tube} \tag{3}$$

2.1.2 관벽

에너지 방정식 :

일반적으로 열교환기에서 관의 두께는 얇고 금속의 열전도계수는 매우 커서 관 반경 방향의 열전도저항은 다른 열저항에 비하여 무시할 수 있

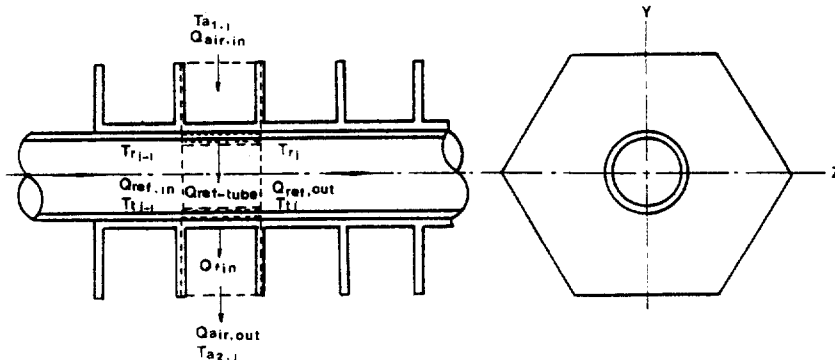


Fig.2 Control volume for thermal analysis.

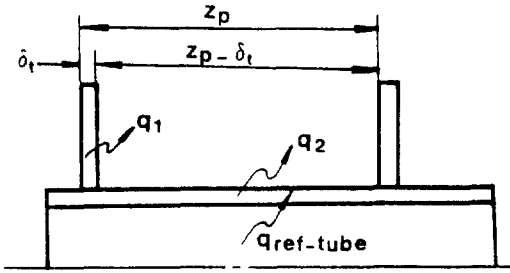


Fig.3 Heat transfer from the refrigerant to the air.

으므로 반경 방향에서 관의 온도는 일정한 것으로 가정한다.<sup>5-8)</sup> 따라서 관에 대한 검사체적에 에너지 방정식을 적용하면

$$P_i \cdot q_{ref-tube} - P_o \cdot q_{tube-air} = -K_t A_t \frac{d^2 T_r}{dz^2} \quad (4)$$

을 얻는다.

두께가 얇은 관에서는 축방향의 열전도도 무시할 수 있는 것으로 알려져 있다.<sup>5-8)</sup> 식 (8)에서 축방향의 열전도도를 무시하면

$$P_i \cdot q_{ref-tube} = P_o \cdot q_{tube-air} \quad (5)$$

과 같이 쓸 수 있다.

그리고 Fig.3에서

$$P_i \cdot q_{ref-tube} = P_i h_i (T_r - T_i) \quad (6)$$

이다. 실제 계산에서는 한 핏치를 기준으로 계산 하므로 관으로 부터 공기로 방열되는 열량은 핏치당의 양으로 구하였다. 흰 핏치를 \$Z\_p\$라 하면 Fig.3으로 부터

$$\begin{aligned} P_o Z_p \cdot q_{tube-air} &= q_1 + q_2 \\ &= p_o (Z_p - \delta_t) h_o (T_i - T_a) + \frac{T_i - T_a}{\frac{1}{h_c P_o \delta_t} + \frac{1}{h_o \eta_f A_f}} \\ &= \left( \frac{h_o \eta_f A_f h_c P_o \delta_t}{h_o \eta_f A_f + h_c P_o \delta_t} + P_o (Z_p - \delta_t) h_o \right) (T_i - T_a) \quad (7) \end{aligned}$$

2.1.3 공기축

에너지 방정식 :

공기축의 검사체적에 에너지 방정식을 세우면 다음과 같이 된다.

$$m_a C_{pa} dT_a = P_o Z_p \cdot q_{tube-air} \quad (8)$$

2.2 보조방정식

지배 방정식을 풀기 위하여 필요한 각종 계수와 열역학적 물성치들을 다음과 같이 구한다.

2.2.1 열전달계수

1) 단상 유동의 경우

냉매가 단상(single phase)으로 유동할 때의 냉매측 열전달 계수에 대하여는 Kays와 London<sup>12)</sup>의 데이터를 Hiller와 Glicksman<sup>1)</sup>이 \$R\_c\$값에 따라 다음과 같이 수식화 하였다.

a. 층류 유동 (\$R\_c \le 3500\$)

$$S_i P_r^{2/3} = 1.0647 R_c^{-0.78992} \quad (9.a)$$

b. 천이 유동 (\$3500 < R\_c < 6000\$)

$$S_i P_r^{2/3} = 3.5194 \times 10^{-7} R_c^{1.03804} \quad (9.b)$$

c. 난류 유동 (\$R\_c \ge 6000\$)

$$S_i P_r^{2/3} = 0.0180 R_c^{-0.13750} \quad (9.c)$$

흰이 부착되고 엇갈린 배열의 공냉식 열교환기에 공기축 열전달계수는 Zukauskas<sup>13)</sup>가 다음과 같이 수식화 하였다.

$$N_u = 0.245 R_c^{0.58} \quad (20 \le R_c < 500) \quad (10.a)$$

$$N_u = 0.4 R_c^{0.625 E - 0.375} \quad (500 \le R_c < 10^4) \quad (10.b)$$

$$N_u = 0.043 (a/b)^{0.2} (Z_p/d_o)^{0.18} (e/d_o)^{-0.14} R_c^{0.8} \quad (10^4 \le R_c < 2 \times 10^5) \quad (10.c)$$

여기서,

$\varepsilon$ = 환이 없는 관의 표면에 대한 환불이관의  
 총표면적비  
 $a$ = 가로방향 상대핏치  
 $b$ = 세로방향 상대핏치  
 $e$ = 환의 높이

2.2.2 압력 강하와 Fanning의 마찰계수  
 관 마찰에 의한 압력 강하는

$$\Delta P = \frac{2Z_2 G^2}{d_i \rho} \quad (16)$$

이다.

2) 응축 열전달계수

응축 열전달계수는 D.P.Traviss등<sup>14)</sup>의 상관관계식

$$\frac{N_u F_2}{P_f R_g^{0.9}} = FXT \quad (0.1 \leq FXT < 1) \quad (11.a)$$

$$\frac{N_u F_2}{P_f R_g^{0.9}} = FXT^{1.15} \quad (1 \leq FXT < 15) \quad (11.b)$$

을 사용한다.

여기서,

$$FXT = 0.15(XTT^{-1} + 2.85 XTT^{-0.476}) \quad (12)$$

$F_2$ 는  $R_g$  값에 따라

$$F_2 = 0.707 P_f R_g^{0.5} \quad (R_g < 50) \quad (13.a)$$

$$F_2 = 5P_f + 5m[1 + P_f(0.0963R_g^{0.585} - 1)] \quad (150 < R_g \leq 1125) \quad (13.b)$$

$$F_2 = 5P_f + 5m(1 + 5P_f) + 2.5m(0.00313R_g^{0.812}) \quad (1125 < R_g) \quad (13.c)$$

이다. 그리고,

$$XTT = \left[ \frac{1-X}{X} \right]^{0.9} \left[ \frac{\rho_g}{\rho_f} \right]^{0.5} \left[ \frac{\mu_f}{\mu_g} \right]^{0.1} \quad (14)$$

$$R_g = \frac{G(1-X)}{\mu_f} d_i \quad (15)$$

이다.

이고 Fanning의 마찰계수  $f$ 는 유동상태에 따라 다음과 같이 쓸 수 있다.<sup>15)</sup>

층류 유동

$$f = \frac{16}{R_e} \quad (17.a)$$

난류 유동

$$5000 < R_e \leq 30000 \quad f = \frac{0.0791}{R_e^{0.25}} \quad (17.b)$$

$$30000 < R_e \quad f = \frac{0.046}{R_e^{0.2}} \quad (17.c)$$

그리고 응축과정에 있을 때의  $R_e$ 수 계산에서의 점성계수( $\mu_{TP}$ )는 다음과 같이 주어진다.

$$\mu_{TP} = \frac{\mu_f}{1 + X(\mu_f/\mu_g - 1)} \quad (18)$$

2.2.3 환 효율

평판 환에 대한 환 효율은 다음과 같이 주어진다.<sup>12)</sup>

$$\eta_f = \frac{Tanh(ml)}{ml} \quad (19)$$

여기서,

$$m = \left[ \frac{2h_o}{K_f \delta_f} \right]^{1/2} \quad (20)$$

$l$ = 유효 환 길이 =  $\frac{1}{2}$  × 관의 핏치

2.2.4 냉매의 점성계수와 열전도계수

R22 냉매의 열역학적 물성치 중 점성계수와 열전도계수는 Hiller와 Glicksman<sup>1)</sup>이 수식화한 것을 SI단위로 환산하여 다음과 같이 주어진다.

점성계수

$$\begin{aligned} \text{포화액 } \mu_f &= 1.3561 \times 10^{-10} \times T^6 + 2.7657 \times 10^{-8} \\ &\times T^5 - 1.364 \times 10^{-6} \times T + 2.3481 \times 10^{-4} \end{aligned} \quad (21)$$

$$\text{포화증기 } \mu_g = 5.6476 \times 10^{-8} \times T + 1.2248 \times 10^{-5} \quad (22)$$

열전도계수

$$\text{포화액 } K_f = -4.95 \times 10^{-4} \times T + 0.10015 \quad (23)$$

$$\text{포화증기 } K_g = 6.2265 \times 10^{-5} \times T + 9.4435 \times 10^{-3} \quad (24)$$

위에서 온도, 점성계수 및 열전도계수의 단위는 각각 °C, kg/m · s, W/m · °C이다.

3. 수치계산

3.1 지배방정식의 유한차분화

Fig4와 같이 계산절점을 설정하고 지배방정식들을 유한차분식으로 풀어 쓰면 다음과 같이 된다.

냉매측 연속방정식 :

$$\rho_{j-1} U_{j-1} - \rho_j U_j = 0 \quad (25)$$

냉매측 운동량방정식 :

$$(P_{j-1} - P_j) - G^2 \left[ (V_j - V_{j-1}) + \frac{f}{d_i} Z_p (V_j + V_{j-1}) \right] = 0 \quad (26)$$

냉매측 에너지방정식 :

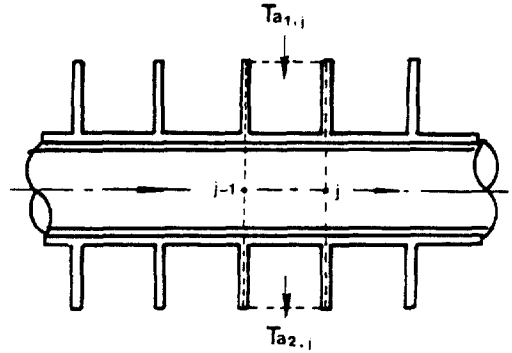


Fig.4 Grid points of the control volume.

$$m_r (h_{j-1} - h_j) = C [0.5(T_{r_{j-1}} + T_{r_j}) - T_i] \quad (27)$$

관벽에서의 에너지방정식 :

$$\begin{aligned} C [0.5(T_{r_{j-1}} + T_{r_j}) - T_i] &= (A+B) [T_i - 0.5(T_{a_{1,j}} \\ &+ T_{a_{2,j}})] \end{aligned} \quad (28)$$

공기측 에너지방정식 :

$$\begin{aligned} m_a C_{pa} (T_{a_{2,j}} - T_{a_{1,j}}) &= (A+B) [T_i - 0.5 \\ &(T_{a_{2,j}} + T_{a_{1,j}})] \end{aligned} \quad (29)$$

여기서

- $V$  = 냉매의 비체적
- $T_i$  = 관벽온도의 대표값
- $A = P_o h_o (Z_p - \delta_i)$
- $B = \frac{h_o \eta_f A_f h_c P_o \delta_i}{h_o \eta_f A_f + h_c P_o \delta_i}$
- $C = P_i h_i Z_p$

이다.

유한차분식(25) - (29)는 좌표방향으로 풀어나가는 초기치문제(initial value problem)이다. 수치해석을 위하여는 열교환기 입구에서 냉매와 공기의 물성치 및 관벽의 온도가 주어져야 한다. 그러나 관벽온도의 초기값을 부여하는 것이 어려우므로 식(27), (28), (29)로부터  $T_i$ 를 소거하면

$$m_a C_m (T_{a1,j} - T_{a2,j}) + \frac{0.5C(A+B)}{(A+B+C)} [T_{r_{j-1}} + T_r - T_{a1,j} - T_{a2,j}] = 0 \quad (30)$$

$$m_r (h_j - h_{j-1}) + \frac{0.5C(A+B)}{(A+B+C)} [T_{r_{j-1}} + T_r - T_{a1,j} - T_{a2,j}] = 0 \quad (31)$$

으로 된다.<sup>6,9,10,11,14)</sup>

이제 관벽온도  $T_r$ 는 식 (27)로 부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_r = \frac{0.5}{(A+B+C)} [C(T_{r_{j-1}} + T_r) - (A+B)(T_{a1,j} + T_{a2,j})] \quad (32)$$

수치해석에 이용될 방정식은 (25), (26), (30) 및 (31)의 4개나 미지수는 6개( $\rho$ ,  $U$ ,  $P$ ,  $T_a$ ,  $T_r$ ,  $h$ )이므로 비엔탈피와 밀도에 관한 일반식

$$h = h(P, T_r) \quad (33)$$

$$\rho = \rho(P, T_r) \quad (34)$$

을 추가하여 문제를 해석하였다.<sup>16)</sup>

또, 2상유체의 비엔탈피와 밀도는 다음과 같이 된다.

$$h = h_f (1-X) + h_g X \quad (35)$$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_f} (1-X) + \frac{X}{\rho_g} \quad (36)$$

### 3.2 수치계산을 위한 모형 응축기의 제원과 입구조건

모형 응축기의 치수는 압축기 동력 2.2kW인 시판 냉방기의 치수를 고려하여 결정하였다. 응축기 수평부분의 전체길이는 5.2m이고 0.65m마다 U밴드로

연결되어 있어 냉매 흐름의 방향이 바뀐다. 그리고 5.2m인 동관들이 여러개 병렬로 배치되어 있다. 입구조건에 해당하는 공기의 유량, 공기의 입구온도, 냉매의 입구압력, 냉매의 유량등은 모형응축기를 정상상태로 운전하였을 때 실제로 측정된 값으로 하였다.<sup>10-11)</sup> 위와 같은 기준에 의한 모형 응축기의 치수와 입구조건은 다음과 같다.

관의 내경	9.35mm
관의 외경	10.05mm
흰두께	0.12mm
흰핏치	2.00mm
관의 피치	25.00mm
관의 길이	5.20m(0.65m×8)
6각환 한번의 길이	14.3mm
냉매의 종류	R22
공기의 유량	0.28kg/hr
공기의 입구온도	29°C
냉매의 입구압력	2.027MP <sub>abs</sub>
냉매의 유량	28kg/hr
관의 열수	3열

### 3.3 수치계산 절차

Fig.5와 같이 길이 650mm인 동관이 8개, 3열로 배치된 응축기에 대하여 시뮬레이션 한다. Fig.5의 수평관에는 1부터 8까지 냉매 흐름의 순서를 표시 하였는데 홀수번호 관과 짝수번호 관에서의 냉매 흐름 방향은 정반대이다. 제1 열에서는 공기의 입구온도가 어디서나 29°C로 일정하지만, 제 2열과 제 3열에 들어오는 공기의 입구온도는 바로 앞에 있는 제 1열 및 제 2열에서 가열된 후 배출된 공기의 온도로 한다.

관과 관을 연결하는 U밴드 부분에서는 관로의 부차손실에 해당하는 압력 강하가 있는 것으로 보았다. U밴드의 상당길이  $L_e$ 를 사용하여 압력강하량은 다음과 같이 계산하였다.

$$\Delta P = f \frac{L_e}{d_i} \frac{1}{2} \rho U^2 \quad (37)$$

3.2의 입구조건을 초기조건으로 하고 Fig.2의 검사체적에 대하여 유한차분식으로 되어있는 지배방정식을 풀어 나간다. 그렇게 하여, 관의 길이 방향에

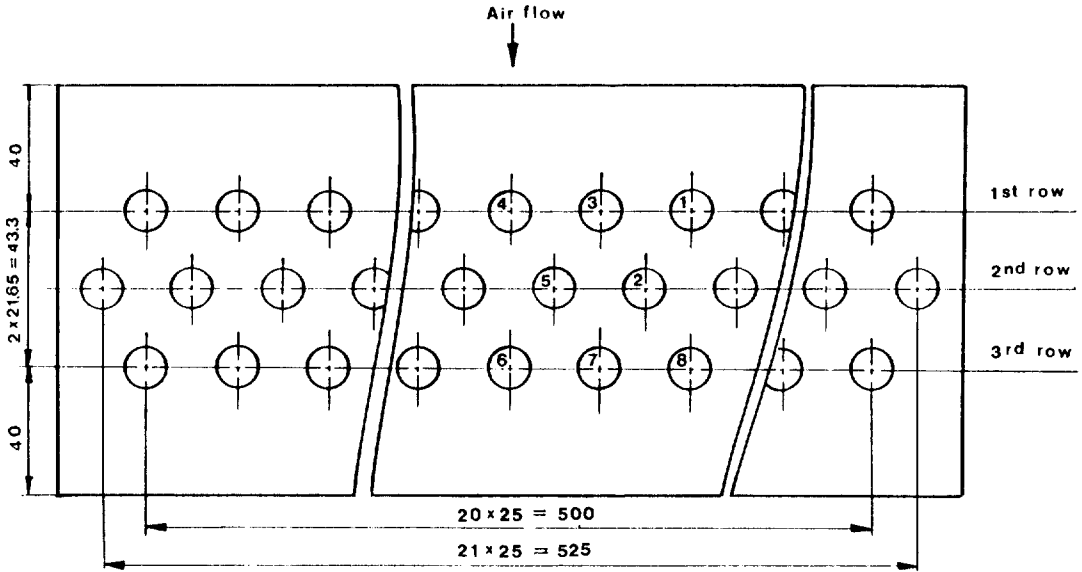


Fig.5 Flow diagram of multi-tube heat exchanger.

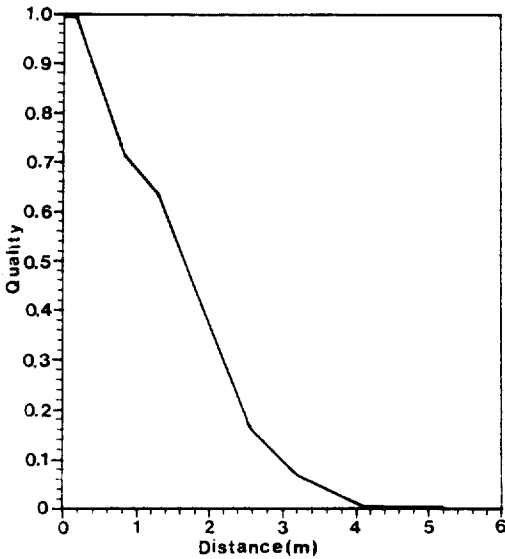


Fig.6 Variation of quality along the tube for condenser.

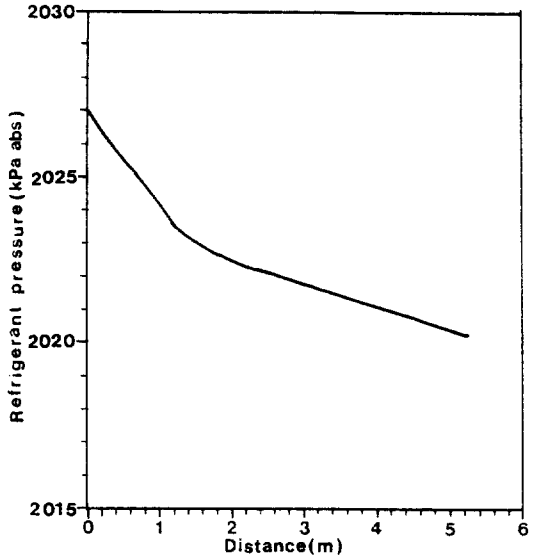


Fig.7 Variation of refrigerant pressure along the tube for condenser.

따라 냉매와 공기의 상태치 및 관벽의 온도가 어떻게 변화하는가를 예상한다.

#### 4. 결과 및 고찰

관의 길이에 따라 냉매의 질, 냉매의 압력, 냉매의

온도, 관벽의 온도, 공기의 온도, 냉매의 비엔탈피, 냉매의 비체적 및 냉매의 속도가 어떻게 변화하는가를 Fig.6-Fig.13에 도시하였다.

Fig.6은 응축기에서 냉매의 건도가 변하는 것을 나타내고 있다. 응축기 입구로부터 0.14m까지는 과열증기 상태이다. 0.14m부터 4.10m까지는 냉매의



건도가 1에서 0까지 점진적으로 떨어지는 응축과정에 있다. 4.10m부터 관 출구인 5.2m까지는 과냉각 상태로 유동한다.

Fig.7은 관마찰에 의한 압력강하를 보여주고 있다. 응축기 입구에서 압력은 2027kPa<sub>abs</sub>이고 출구에서의 압력은 2020kPa<sub>abs</sub>이다. 따라서 7kPa의 압력강하가 있다.

Fig.8은 냉매의 온도변화를 보여주고 있다. 응축기 입구로부터 0.14m 까지의 과열증기 구간에서 냉매

의 온도는 55.5°C부터 52.1°C까지 떨어진다. 응축과정에서는 응축온도가 51.9°C에서 51.7°C로 완만하게 떨어진다. 이는 Fig.7에서의 압력강하에 대응하여 응축온도도 낮아지기 때문이다. 관 길이 4.10m에서 냉매온도는 51.7°C이고, 여기서부터는 과냉각 상태로 들어간다. 응축기 출구에서 냉매온도는 45.6°C이다. 따라서 과냉각도는 6.1°C이다.

Fig.9에는 관벽의 온도변화를 도시하였다. Fig.10에는 검사체적 출구에서의 공기 온도가 변화하는

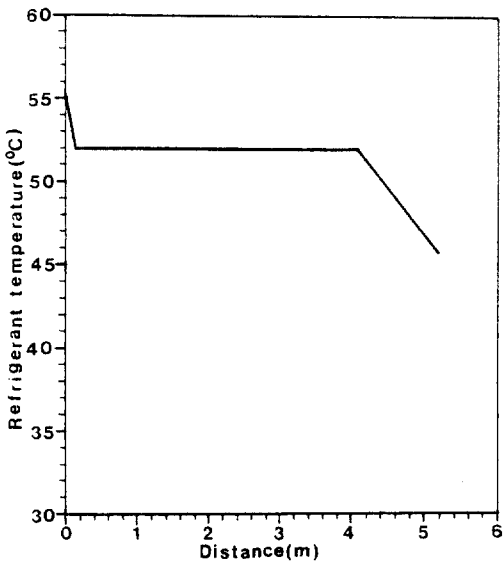


Fig.8 Variation of refrigerant temperature along the tube for condenser.

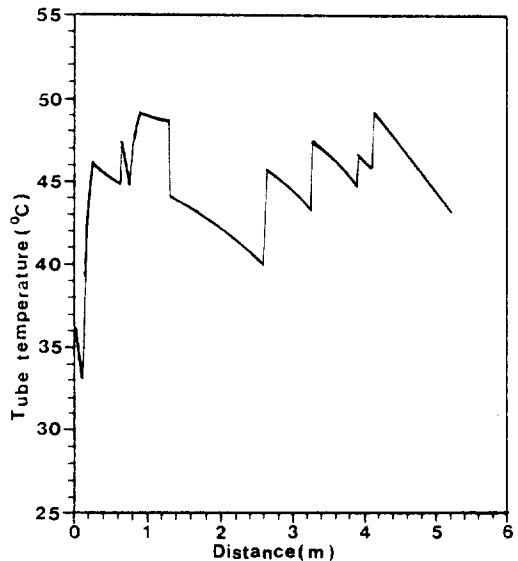


Fig.9 Variation of tube temperature along the tube for condenser.

Table 1 Comparison of the tube temperature at various points

Distance from the inlet(m)	The state of refrigerant	The row of the tube	Temperature range(°C)
0~0.14	Super heated	1st row	36.7~33.5
0.14~0.26	Two phase	1st row	39.3~46.2
0.26~0.65	Two phase	1st row	46.2~44.8
0.65~0.90	Two phase	2nd row	47.3~49.1
0.90~1.30	Two phase	2nd row	49.1~48.5
1.30~2.60	Two phase	1st row	44.1~40.0
2.60~3.25	Two phase	2nd row	45.7~43.2
3.25~3.90	Two phase	3rd row	47.4~44.6
3.90~4.10	Two phase	3rd row	46.5~45.7
4.10~5.20	Sub cooled	3rd row	48.9~43.1

Table 2 Comparison of the air temperature at the outlet

Distance from the inlet(m)	The state of refrigerant	The row of the tube	Temperature range(°C)
0~0.14	Super heated	1st row	36.4~29.9
0.14~0.26	Two phase	1st row	37.5~43.3
0.26~0.65	Two phase	1st row	43.3~42.1
0.65~0.90	Two phase	2nd row	45.6~48.1
0.90~1.30	Two phase	2nd row	48.1~47.5
1.30~2.60	Two phase	1st row	41.6~38.1
2.60~3.25	Two phase	2nd row	44.8~42.3
3.25~3.90	Two phase	3rd row	46.9~44.2
3.90~4.10	Two phase	3rd row	46.5~45.7
3.90~4.10	Two phase	3rd row	46.2~45.4
4.10~5.20	Sub cooled	3rd row	48.8~37.7

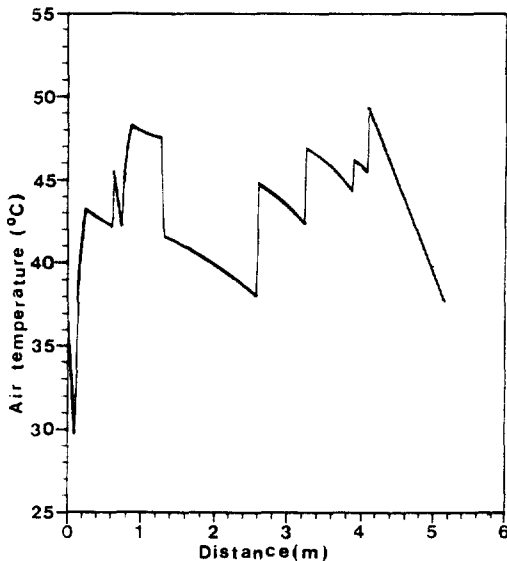


Fig.10 Variation of air temperature along the tube for condenser.

것을 도시하였다. 그리고 Table 1, Table 2에는 관의 위치에 따라 관벽의 온도와 공기의 출구 온도가 변화하는 것을 비교하여 놓았다. 관벽의 온도와 공기의 온도 및 냉매의 온도는 서로 상관관계가 있다. 다음은 관의 위치에 따른 온도 변화를 구체적으로 검토한다.

## 1) 0~0.14m

관은 제 1열의 위치에 있고 냉매는 과열증기

상태이다. 냉매의 온도가 55.5°C에서 52.1°C로 3.4°C 떨어지는 동안 관벽의 온도는 36.7°C~33.5°C이고, 공기의 온도는 36.4°C~29.9°C를 유지한다. 잠열이 없고 현열로만 열전달이 이루어지므로 냉매의 온도 강하가 크다.

## 2) 0.14m~0.65m

2상유동을 하게 되므로 0.14m에서 0.26m까지의 짧은 구간에서 관벽의 온도와 공기의 출구 온도가 크게 상승한다. 관벽의 온도는 46.2°C까지, 공기의 출구 온도는 43.3°C까지 상승한다. 이는 응축으로 열교환량이 증가했기 때문이다. 0.26m 이후 0.65m까지는 응축온도의 미세한 감소에 따라 관벽의 온도와 공기의 출구 온도가 작은 범위에서 낮아진다. 즉 관벽의 온도는 46.2°C에서 44.8°C로 1.4°C 낮아지고, 공기의 출구 온도는 43.3°C에서 42.1°C로 1.2°C 낮아진다.

## 3) 0.65m~1.30m

2상유동을 계속하고 있다. 관은 제 2열에 배치 되어 있다. 공기의 입구 온도는 제 1열을 통과한 공기의 출구 온도와 같다. 따라서 관벽의 온도와 공기의 출구 온도가 급격히 상승한다. 0.65m부터 0.90m까지의 구간에서 관벽의 온도가 47.3°C~49.1°C를 유지하고, 공기의 출구온도는 45.6°C에서 48.1°C까지 올라가는 다소 불안정한 상태가 나타난다. 불안정한 상태가 나타난 것은 관의 위치가 제 1열에서 제 2열로 변함에 따라 생기는 과도기 현

상이라고 생각된다. 0.90m 이후는 안정상태에 들어간다. 관벽의 온도와 공기의 출구 온도가 냉매의 응축온도 강하에 부응하여 서서히 낮아진다.

4) 1.30m~2.60m

관은 제 1열에 위치하고 2상유동 상태가 계속된다. 제 1열에 위치하므로 관벽의 온도와 공기의 출구 온도가 다시 크게 낮아진다. 관벽의 온도가 44.1°C에서 40.0°C로 떨어진다. 이에 대응하여 공기의 출구 온도도 41.6°C에서 38.1°C로 떨어진다.

5) 2.60m~3.25m

2상유동 상태에 있다. 관은 제 2열에 배치되어 있다. 따라서 관벽의 온도와 공기의 출구 온도가 다시 높아진 상태에서 열평형이 이루어진다. 관벽의 온도는 45.7°C로부터 43.2°C까지 떨어진다. 이에 대응하여 공기의 출구 온도는 44.8°C에서 42.3°C까지 떨어진다.

6) 3.25m~4.10m

2상유동이 계속되다가 4.10m에서는 응축이 끝난다. 관은 제 3열에 위치하고 있다. 따라서 제 2열보다도 높은 온도 범위에서 열평형이 이루어진다. 3.25m로부터 3.90m까지 구간에서 관벽의 온도는 47.4°C~44.6°C, 공기의 출구 온도는 46.9°C~44.2°C를 유지한다. 3.90m에서 U관으로 연결되어 냉매의 흐름

방향향이 바뀐다. 따라서 3.90m로부터 4.10m 구간에서는 관벽의 온도와 공기의 출구 온도가 약간 높아진 상태에서 열평형이 이루어진다.

7) 4.10m~5.20m

관은 제 3열에 위치하고 냉매는 과냉각 상태에

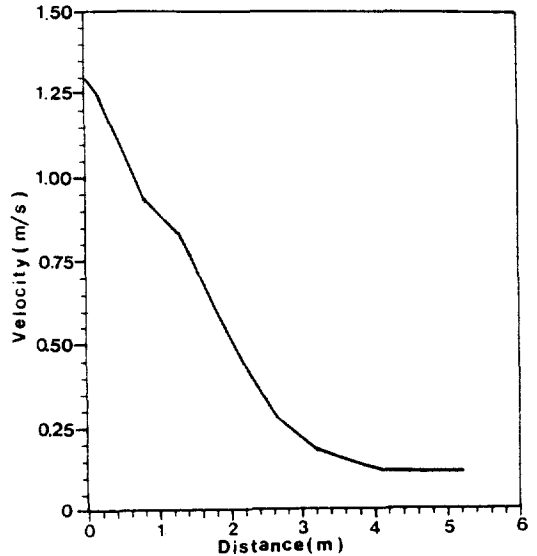


Fig.12 Variation of average refrigerant velocity along the tube for condenser.

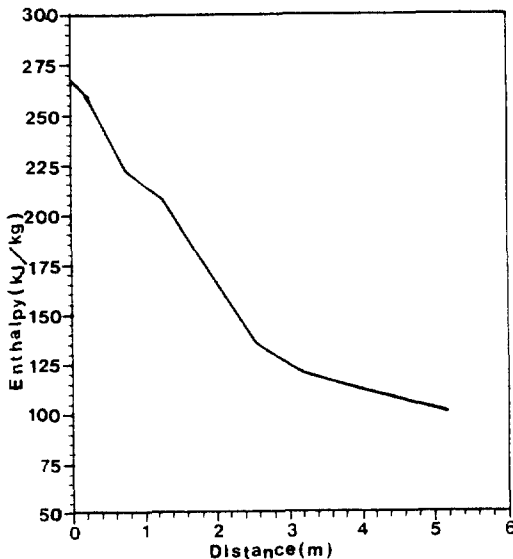


Fig.11 Variation of refrigerant specific enthalpy along the tube for condenser.

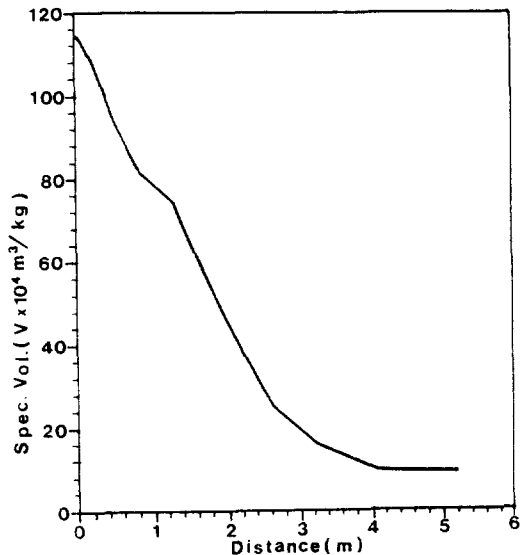


Fig.13 Variation of average specific volume of refrigerant along the tube for condenser.

Table 3 Value of specific enthalpy, average velocity and specific volume of the refrigerant

	Inlet of the condenser	Outlet of the condenser
Specific enthalpy(kJ/kg)	266.4	101.8
Average velocity(m/s)	1.3	0.11
Specific volume(m <sup>3</sup> /kg)	0.011	0.0009

있다. 현열에 의해서만 열교환이 이루어지므로 냉매의 온도가 51.7°C에서 45.6°C로 크게 떨어진다. 이에 대응하여 관벽의 온도는 48.9°C에서 43.1°C까지 크게 떨어진다. 공기의 출구 온도도 48.8°C에서 37.7°C까지 크게 낮아진다.

Fig.11, Fig.12, Fig.13은 응축이 진행됨에 따라 냉매의 비엔탈피, 냉매의 평균 속도 및 냉매의 평균 비체적이 점진적으로 감소함을 나타내고 있다. 응축기 입구와 출구에서 냉매의 비엔탈피, 평균 속도 및 평균 비체적의 값을 Table 3에 수록하였다.

## 5. 결 론

냉매의 열역학적 물성치의 변화, 냉매측 열전달 계수의 변화 및 냉매측 관마찰 손실을 고려하여 평판 환-관 응축 열교환기의 성능을 예측하고 공조기기 설계의 기초자료로 활용할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 내경 9.35mm, 외경 10.05mm 이고 길이 5.2m인 동관이 3열 엇갈린 배열로 설치되어 있는 경우에 시뮬레이션을 실시하여 다음의 결과를 얻었다.

1) 응축기 입구로부터 0.14m까지는 과열증기 유동, 0.14m부터 4.10m까지는 2상유동, 4.10m부터 5.20m까지는 과냉각 상태의 유동을 한다.

2) 냉매가 길이 5.2m의 응축기를 통과하는 동안에 7kPa의 압력강하가 있었다.

3) 응축기 입구에서 냉매의 온도는 55.5°C 출구에서는 45.6°C이고, 출구에서의 과냉각도는 6.1°C이다.

4) 공기의 입구 온도가 29°C일 때 응축기의 제 3열을 통과한 공기의 출구 온도는 관 길이 4.10m까지에서 46.9°C~45.4°C를 유지한다. 그러나 과냉각 구간인 4.10m 이후에서는 온도가 크게 낮아져 출

구인 5.20m를 통한 공기의 온도는 37.7°C까지 떨어진다.

## 후 기

본 연구는 유한전문대학 학술연구비의 지원으로 이루어졌습니다. 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. G.C. Hiller and L.R.Glicksman, 1971, Improving Heat Pump Performance via Compressor Capacity Control-Analysis and Text Vol-ume II. Appendices Report # 24525-96, Heat transfer Laboratory, MIT.
2. R.D.Ellison, F.A.Creswick, S.K.Fischer and W.L. Jackson, 1981, "A Computer Model for Air-Cooled Refrigerant Condensers with Specified Refrigerant Condensers", ASHRAE Transactions, V.87, Part, Ch 81-16, No.4
3. S.V.Patankar and D.B.Spalding, 1974, "A Calculation Procedure for the Transient and Steady State Behavior", Heat Exchangers : Design and Theory Source Book, N.H.Afgan and E.U.Schlunder, eds. Scripta Book Company
4. J.J.Bellotty and D.E.Stock, 1979, "A Numerical Design Scheme for Concentric Heat Exchangers", ASHRAE Transactions, No.2543, GLA-44, 1979.
5. N.K.Anand, and D.R.Tree, 1982, "Steady State Simulation of a Single Tube-Finned Condenser Heat Exchanger", ASHRAF Transactions, Vol.88, Part 2.
6. N.K.Anand, 1983, "Numerical Simulation of Single

- Tube Heat Exchanger", Ph.D Thesis, Purdue University.
7. 박동규, 1988, 관벽의 축방향 전도를 고려한 핀-관 열교환기에 관한 연구", 석사학위논문, 한양대학교.
  8. 박희용, 이관수, 박동규, 1989, "핀-관 열교환기의 모델링", 대한기계학회 논문집 제13권, 제5호, pp.952-961.
  9. 손병진, 민묘식, 최상경, 1989, "평판핀이 부착된 증발기의 시뮬레이션", 공기조화·냉동공학 논문집, 제1권, 제4호, pp.297-304.
  10. 손병진, 민묘식, 김홍배, 1991, "평판핀이 부착된 증발기의 특성에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제15권, 제3호, pp.982-991
  11. 민묘식, 1991, "평판핀-관 증발기의 특성에 관한 연구", 박사학위 논문, 한양대학교
  12. W.M.Kays and A.L.London, 1964, Compact Heat Exchangers, Mcgraw Hill Inc.
  13. A.Zukauskas, 1981, "Air-Cooled Heat Exchangers", Heat Exchangers : Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, Hemisphere Publishing Corporation, pp.77-80.
  14. D.P.Traviss, W.M.Rohsenow, and A.B.Baron, 1973, "Forced Convection Condensation Inside Tubes : A Heat Transfer Equation for Condenser Design", ASHRAE Transactions, Vol.79, Part 1.
  15. R.K.Shah, 1981, "Compact Heat Exchangers", Heat Exchangers : Thermal Hydraulic Fundamentals and Design, Hemisphere Publishing Corporation, pp.111-124
  16. G.T.Kartsoumes, and R.A.Erth, 1971, "Computer Calculation of Two Thermodynamic Properties of Refrigerant 12, 22, and 502", Presented at ASHRAE Annual Meeting, Washington D.C. August 22-26 No.2200.