

〈論 文〉

흡수식 열펌프용 공냉식 응축기의 성능특성에 관한 시뮬레이션

박윤철* · 민만기**

(1994년 11월 17일 접수)

Computer Simulation on the Performance of Air-Cooled Condenser for an Absorption Heat Pump

Yun-Cheol Park and Man-Ki Min

Key Words : Absorption Heat Pump(흡수식 열펌프), Vacuum Pressure(진공압력), Double Effect(이중효용), Air Cooled Condenser(공냉식 응축기), Vertical Tube(수직관), Film Condensation(막응축)

Abstract

Computer simulation was conducted to study performance characteristics of air-cooled condenser of a double effect absorption heat pump with variations of saturation pressures and mass flow rates of the refrigerant ; volume flow rates, relative humidities and temperatures of the air. The vertically installed condenser had the staggered tube array with continuous plate fins of wavy type. When the saturation pressure of the condenser was decreased from 760 torr to 20 torr, heat transfer rates and condensing rates of refrigerant were decreased. If excess refrigerant flows in the condenser, the pressure and saturation temperature of the condenser were increased which makes the refrigerating capacity of an absorption heat pump reduced.

기 호 설 명

A : 열전달 면적 (m^2)
 C_{pm} : 습공기의 정압비열 ($C_{pm} = C_{p,a} + 0.444 W, Kcal/kg \cdot ^\circ C$)
 h : 열전달계수 ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
 i : 엔탈피 (J/kg)
 i_{fg} : 증발잠열 (J/kg)
 L : 관의 길이 (m)
 R_e : 원형관의 연속선에 대한 등가직경 (m)
 s : 흰 사이의 거리 (m)
 t : 섭씨온도 ($^\circ C$)
 V : 공기의 속도 (m/s)
 x : 건도
 x_a : 공기의 유동방향에 직각으로 놓인 관사이의

거리 (m)

x_b : 공기의 유동방향으로 놓인 관사이의 거리 (m)
 y : 흰의 높이 (m)
 W : 비습도 (kg_v/kg_a)
 δ : 막두께 (m)
 Γ : 단위길이당 응축냉매의 질량유량 ($kg/m \cdot s$)

하첨자

a : 공기
 b : 혼합평균
 l : 액체
 v : 기체
 r : 냉매
 s : 포화상태
 sc : 과냉액체

*고려대학교 대학원

**정회원, 고려대학교 기계공학과

sp : 과열증기
tp : 이상유동
w : 벽면

1. 서 론

산업발달과 생활수준의 향상으로 에너지의 수요가 날로 급증하고 있으며 에너지의 소비량이 많은 냉동공조분야에 있어서는 하절기에 냉방을 위한 전력수요 집중현상이 가중되어 전력수급에 상당한 차질까지 초래하고 있다.

따라서 하절기의 냉방전력의 감소와 환경문제로 제약을 받고 있는 CFC계열의 냉매의 사용을 줄이기 위한 방법으로 기존의 증기압축식 냉동사이클을 대체할 새로운 냉동시스템의 개발에 많은 관심이 집중되고 있다. 지금까지의 대체 냉동시스템으로는 흡착식과 흡수식 냉동시스템이 고려되고 있으며 하절기 오후의 전력의 첨두부하를 감소시키기 위한 방안으로 빙축열시스템에 대해서도 많은 연구가 진행되고 있다. 도시가스는 동절기에 수요가 집중되고 있으며 하절기에는 가스수요가 감소하는 경향에 있다. 따라서 가스연소의 흡수식 열펌프를 사용하므로써 도시가스를 냉방용 연료로 사용하여 동절기와 하절기의 가스수요의 균등화를 얻을 수 있다. 이것은 하절기 전력수요의 최대값의 완화와 더불어 에너지 사용의 집중을 피할 수 있으므로 국가적인 측면에서 안정된 에너지를 공급할 수 있는 큰 장점이 있다. 이러한 흡수식 열펌프에 사용되는 흡수제로는 LiBr용액과 암모니아가 가장 널리 사용되고 있으며 우리 나라 대부분의 흡수식 냉동기는 산업용 및 빌딩용으로 대용량의 수냉형의 흡수식 열펌프가 주류를 이루고 있다. 그러나 대형의 수냉형 흡수식 열펌프는 가정이나 사무실용으로 사용하기에는 부적당하여 소형의 공냉형 흡수식 열펌프의 연구개발이 국내외에서 활발하게 수행되고 있다.

공냉형 흡수식 열펌프의 여러 요소기기 중에서 외부로 열을 방출하여야 하는 흡수기와 응축기는 공기를 사용해서 냉각시켜야 하나 기존의 수냉형 흡수식 열펌프에 비하여 공기측의 열전달계수가 물에 비하여 너무 낮아서 많은 전열면적이 필요하여 흡수기와 응축기의 면적이 커지고 또한 외기의 온도변화에 따라 시스템의 성능이 크게 변화한다. 따라서 흡수기와 응축기의 성능이 전체시스템의 성능에 미치는 영향이 수냉식에 비하여 현저하게 커지

므로 고효율의 소형 흡수기 및 응축기의 개발은 소형 흡수식 열펌프 개발에 가장 중요한 문제가 된다.

이러한 공냉형 흡수식 열펌프에 대한 국내의 연구로는 김 등⁽¹⁾의 연구 및 김⁽²⁾의 시뮬레이션 연구 등이 있다. 김 등⁽¹⁾은 국내에서는 처음으로 공냉식을 연구한 것으로서 각 열교환기의 열교환율이 각 부분에서 균일한 상태에 있다고 가정하여 에너지 평형식을 사용하여 냉동사이클을 해석하였고 이에 뒤이어 김⁽²⁾이 흡수기와 더불어 각 요소들의 국부적인 성능특성을 구하고 전체시스템의 성능을 예측하여 소형 흡수식 열펌프의 설계자료를 제공하였다. 기존의 연구들은 주로 흡수기와 전체사이클에 중점을 둔 연구들로서 전체시스템에서 1/3정도의 열량을 방열하여야 하는 응축기에 대해서는 많은 가정을 하여 간단한 에너지 평형이나 혹은 입구상태를 고정하여 간략한 계산만을 수행할 수 있었다.

따라서 본 연구에서는 흰이 달린 수직관내에서 발생기로부터 발생한 냉매증기를 응축시키는 응축기의 진공도, 냉매의 유량, 온도 및 공기의 유량과 온도를 변화시켜 응축기의 성능특성을 파악하여 가정용이나 사무실용으로 사용이 가능한 3RT급의 가스이용 소형 공냉식 흡수식 열펌프의 개발을 위한 기본자료를 제공하고자 한다.

2. 성능해석의 기본 관계식

2.1 기본 모델

본 연구에서의 이중효용 공냉형 흡수식 냉방사이클에서 사용되는 공냉식 응축기는 저압에서의 압력을 유지하고 충분한 열교환 능력을 확보하기 위하여 여러개의 관을 수직으로 배열하고 관외부에 흰을 부착한 형태로서 개략적인 형태는 Fig. 1과 같으며 계산에 사용된 모델 응축기의 시방은 Table 1과 같다. 본 연구에서의 흡수식 열펌프는 이중효용으로써 직렬흐름방식보다 용액의 결정위험이 적은 병렬흐름방식을 채택하고 있으며 흡수용액으로 LiBr용액을 사용하고 냉매로는 물을 사용한다.

응축기는 상부헤더, 웨이비(wavy)흰이 달린 수직관, 하부헤더로 구성되어 있으며 재생기에서 발생한 냉매증기는 증기의 압력차에 의하여 상부헤더로 가게 되고 상부헤더에 모인 증기는 수직관내부를 따라 흘러 내리면서 공기와 열전달을 함으로써 응축하게 된다.

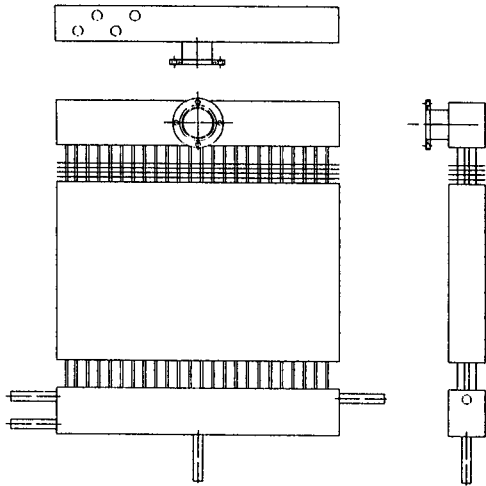


Fig. 1 Schematic of condenser

2.2 열전달계수

냉매가 단상 열전달을 하는 부분은 과열증기구역과 과냉액체구역으로 나눌 수 있다. 일반적으로 비체적의 차이로 인하여 과열증기가 통과하는 부분은 과냉액체가 통과하는 부분보다 단면적이 크다. 따라서 과열증기가 응축기로 유입될 때 입구에서 축소되는 부분이 발생하며 이러한 경우에 대한 과열증기의 열전달계수⁽³⁾는 다음과 같이 구한다.

$$h = C_1 G_r c_{p,v} Pr^{-2/3} Re^{c_2} \quad (1)$$

$$C_1 = 1.10647 \quad \text{for } Re < 3500$$

$$= 3.5194 \times 10^{-7} \quad \text{for } 3500 \leq Re \leq 6000$$

$$= 0.01080 \quad \text{for } 6000 < Re$$

$$C_2 = -0.78992 \quad \text{for } Re < 3500$$

$$= 1.03804 \quad \text{for } 3500 \leq Re \leq 6000$$

$$= -0.13750 \quad \text{for } 6000 < Re$$

과냉액체의 열전달계수는 냉매가 증류일 경우 Holman의 해석적 해인 $Nu = 4.364$ 을 사용하며 난류일 경우 가장 일반적인 Dittus-Boelter식을 사용한다.⁽⁴⁾

수직관에서의 응축 열전달계수⁽⁵⁾는 유동의 방향과 속도에 따라 달라진다. 유속이 작은 경우에 수직아래 방향으로 흐르는 냉매의 응축냉매는 중력의 지배를 받으며, 이때의 열전달계수는 Nusselt의 이론에 의하면 다음과 같으며 응축막의 길이에 대하여 적분한 것이다.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = 0.943 \left(\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_g) g i_{fg}' L^3}{\mu_l(t_b - t_w)} \right)^{1/4} \quad (2)$$

냉매가 수직관에서 막응축을 할 때 응축냉매의 단위길이당 질량유량은 식(3)과 같으며 응축액의 두께는 식(4)와 같다.

$$\Gamma = \left(\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g \delta^3}{3\mu_l} \right) \quad (3)$$

$$\delta = \left(\frac{4\mu_l k_l L (t_v - t_w)}{g i_{fg} \rho_l (\rho_l - \rho_v)} \right)^{1/4} \quad (4)$$

관의 표면온도는 응축량과 열전달률에 따라 달라지므로 열평형방정식을 사용하여 식(5)와 같이 계산하며 이때 F 는 Crossflow형 열교환기에서의 LMTD 보정계수⁽⁶⁾로서 모델 응축기에서는 0.5정도이다.

Table 1 Heat exchanger dimensions

Inside diameter of the tube	15.88 (mm)
Outside diameter of the tube	16.10 (mm)
Length of the tube	788 (mm)
Frontal area of the condenser	472800 (mm ²)
Tube number of air flow direction	2
Fin pitch	8.25 (Fins/in)
Fin thickness	0.2 (mm)
Spacing of the tube passes perpendicular to the direction of the air flow	38 (mm)
Spacing of the tubes in the direction of air flow	33 (mm)

$$t_w = t_s - t_{a,out} + t_{a,in} - \left(\frac{\dot{Q}_{sp} - \dot{m}_r \cdot i_{fg}(1-x)}{\dot{m}_r c_p F} \right) \times \text{Lm} \left(\frac{t_s - t_{a,out}}{t_w - t_{a,in}} \right) \quad (5)$$

증기의 속도가 매우 클 때는 유동은 전단력의 지배를 받으므로 annular 모델을 그대로 적용할 수 있고, 따라서 열전달계수는 건도의 함수로 계산되는 Travis et al.⁽⁷⁾의 응축 열전달계수인 식(7)을 사용하며 식(6)과 같이 국부 열전달계수를 전체 열교환기중의 이상유동이 차지하는 영역에 대하여 건도에 대하여 적분한 평균값을 사용한다.

$$\frac{1}{h_{ave}} = \frac{\int_{x_{in}}^{x_{out}} \frac{dx}{h(x)}}{x_{in} - x_{out}} \quad (6)$$

$$Nu = \frac{Re_i^{0.9} Pr_i F_1^b}{F_2} \quad (7)$$

where,

$$b=1 \quad (F_1 \leq 1)$$

$$b=1.15 \quad (F_1 > 1)$$

$$Nu = \frac{hD}{k_i}$$

$$Pr_i = \frac{\mu_i c_{p,i}}{k_i}$$

$$Re_i = \frac{G(1-x)D}{\mu_i}$$

$$F_1 = \frac{0.15}{X_{ii}} (1 + 285 X_{ii}^{0.524})$$

$$F_2 = 0.707 Pr_i Re_i^{0.5} \quad (Re_i \leq 50)$$

$$F_2 = 5 Pr_i + 5 \ln [1 + Pr_i (0.09636 Re_i^{0.585} - 1)] \quad (50 < Re_i \leq 1125)$$

$$F_2 = 5 Pr_i + 5 \ln (1 + 5 Pr_i) + 2.5 \ln (0.00313 Re_i^{0.812}) \quad (1125 < Re_i)$$

X_{ii} 는 Lockhard-Martinelli (1949)가 제안한 변수로써 다음과 같다.

$$X_{ii} = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{0.9} \left[\frac{\nu_i}{\nu_v} \right]^{0.5} \left[\frac{\mu_i}{\mu_v} \right]^{0.1} \quad (8)$$

이때 건도가 0.0에서 0.05사이와 0.95에서 1사이의 단상유동에서, 이상유동으로 혹은 이상유동에서 단상유동으로 변화하는 경우의 열전달계수는 이 구간에서 선형적으로 변한다고 가정하여 단상에서의 열전달계수와 이상에서의 열전달계수를 선형적으로 보간하여 사용한다.

증기의 상태가 과열증기이고 열전달 표면의 온도가 포화온도보다 높을 경우 응축은 일어나지 않으며, 증기는 냉각되어 과열도가 줄어든다. 열전달 표면의 온도가 포화온도보다 낮아지면 막응축이 진행되는데 이때의 응축액은 증기의 과열상태로 인하여 단지 약간의 증가만 있을 뿐이다. 이와같이 열전달 표면에서는 응축이 진행되지만 전체증기의 평균온도가 포화온도보다 높은 경우에 있어서 평균 열전달계수의 계산에는 과열증기의 엔탈피가 포함되어야 한다. 따라서 식(2)의 i'_{fg} 는 식(9)와 같이 i''_{fg} 를 사용하고 식(7)은 식(10)에 의해서 과열증기의 영향⁽⁸⁾을 고려한다.

$$i''_{fg} = i_{fg} + 3/8 c_{p,i} (t_s - t_w) + c_{p,v} (t_b - t_s) \quad (9)$$

$$h_{tp} = h_{ave} \left(\frac{i'_{fg} + c_{p,v} (t_b - t_s)}{i''_{fg}} \right)^{0.25} \quad (10)$$

공기측 열전달계수에는 J-factor를 사용하여 구할 수 있으며 제습이 없는 평판관을 가진 열교환기의 J-factor는 Gray and Webb⁽⁶⁾의 공기의 유동방향에 4개의 관열을 가진 경우에 대한 관계식⁽¹¹⁾을 사용한다.

$$j_{4-rows} = 0.14 Re^{-0.328} \left(\frac{x_b}{x_a} \right)^{-0.502} \left(\frac{S}{D} \right)^{0.0312} \quad (11)$$

이식의 경우 레이놀즈수는 관외경 기준이며, 공기의 흐름방향에 대하여 관이 4개의 열을 가진 경우에 사용되는 식이고 이보다 많은 열을 가진 열교환기에는 이식을 그대로 사용할 수 있으나 관의 열수가 작은 경우에는 다음식으로 보정한다.

$$\frac{j_N}{j_{4-rows}} = 0.992 [2.24 Re^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031}]^{0.607(4-N)} \quad (12)$$

따라서 공기측 열전달계수는 식(13)과 같으며 환의 형상에 대한 보정계수인 C_o 는 모델 응축기에 사용된 환이 웨이비(wavy) 환이므로 1.45를 사용한다.

$$h_a = 0.992 C_o \rho c_p V Pr^{-2/3} j_{4-rows} [2.24 Re^{-0.092} \left(\frac{N}{4} \right)^{-0.031}]^{0.607(4-N)} \quad (13)$$

그러나 Gray and Webb⁽⁶⁾식은 공기의 유량이 아주 적을 때, 즉 층류인 공기가 흐를 경우에 대해서는 정확한 열전달계수를 예측한다고 보기 어려우므로 이때의 공기에 대한 열전달계수는 Zukauskas⁽⁴⁾가 제안한 식을 사용한다.

2.3 응축기의 성능계산

열교환하는 습공기의 상태량을 계산하기 위하여 임의의 온도에서의 수증기의 포화압력은 기준에 사용되어 온 Goff-Gratch[1949]의 식을 수정보완한 Wexler-Hyland[1983]의 계산식⁽⁹⁾을 이용하여 구하며 냉매의 상태량은 빌딩 시뮬레이션 프로그램인 HVACSIM⁺⁽⁹⁾의 서브루틴 프로그램을 사용하여 계산한다.

응축기의 열전달률을 계산하기 위하여 먼저 Fig. 2에서와 같은 연속적인 원을 갖는 엇갈린 배열을 갖는 관에서의 유효율은 Schmidt가 제안한 다음식으로 나타낼 수 있다.⁽¹¹⁾

$$\eta = \frac{\tanh\left(\left[\frac{2h}{ky}\right]^{1/2} r \left(\frac{Re}{r} - 1\right) [1 + 0.35 \ln\left(\frac{Re}{r}\right)]\right)}{\left[\frac{2h}{ky}\right]^{1/2} r \left(\frac{Re}{r} - 1\right) [1 + 0.35 \ln\left(\frac{Re}{r}\right)]} \quad (14)$$

$$\frac{Re}{r} = 1.27 \frac{M}{r} \left(\frac{L}{M} - 0.3\right)^{0.5} \quad (15)$$

표면효율은 원의 온도가 관표면의 온도와 같을 때 원과 표면에서의 열전달에 대한 실제 열전달률의 비로써 식(16)과 같다.

$$\eta_s = \frac{\dot{q}}{hA(t_b - t_a)} = \frac{hA_b(t_b - t_a) + h\eta A_{fin}(t_b - t_a)}{hA(t_b - t_a)} \quad (16)$$

따라서 응축기의 열전달률의 계산을 위하여 관의 외표면에 원을 가진 열교환기에서 원의 접촉저항까지 고려한 총체 열전달계수는 다음식과 같다.

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_r} + \frac{A_r}{A_a h_a \eta_s} + \frac{D_i}{D_o h_{contact}}$$

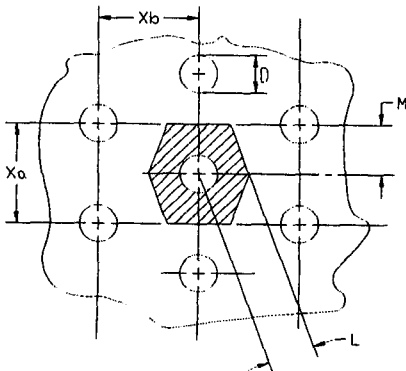


Fig. 2 Hexangular tube array⁽¹²⁾

$$+ \pi D_i \left[\frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{k_{tube}} + \frac{\ln\left(\frac{D_o + 2y}{D_o}\right)}{k_{fin}} \right] \quad (17)$$

여기서, 관과 원사이의 접촉저항은 Ekels의 실험식에 의하여 다음과 같이 계산된다.

$$\frac{1}{h_{contact}} = C \left[\frac{D\left(\frac{S}{y} - 1\right)^2}{y} \right]^{0.6422} \quad (18)$$

여기서, \$C\$는 상수로서 \$3.913E-7\$이다.

열교환기의 성능은 유용도와 \$NTU\$를 사용하여 이상유동, 과열증기와 과냉액체의 세부분으로 나누어서 계산하며 이상유동영역에서는 다음 식을 사용한다.

$$\epsilon_{ip} = 1 - e^{-NTU} \quad (19)$$

$$NTU = \frac{UA_o}{C_{min}} \quad (20)$$

이식에서 최소의 열용량(\$C_{min}\$)이 공기측일 경우에는 습공기에 대한 평균비열을 사용하며 총체 열전달계수는 식(17)에서 냉매측의 열전달계수 \$h_r\$을 건도의 함수로써 이상유동영역에서 계산한 열전달계수인 \$h_{ip}\$를 사용하며 \$A_o\$는 공기의 단위 질량당 냉매측의 열전달면적이다.

과열증기와 과냉액체영역에서 두 유체가 섞이지 않는 직교류형 열교환기(crossflow-heat exchanger)의 유용도⁽⁶⁾는 다음 식으로 계산할 수 있다.

$$\epsilon = 1 - \exp\left\{ \frac{1}{C\eta} \left[\exp((-NTU)(C)(\eta)) - 1 \right] \right\} \quad (21)$$

여기서 \$\eta = NTU^{-0.22}\$, \$C = C_{min}/C_{max}\$이며 이상영역에서와 마찬가지로 총체 열전달계수에서의 냉매의 열전달계수는 과열증기 혹은 과냉액체의 열전달계수를 사용한 총체 열전달계수를 사용하고 열전달면적은 전체 열전달 면적중 과열증기 혹은 과냉액체가 차지하는 면적으로써 식(22)와 같다.

$$A_o = Fraction_{sp} A_r \quad (22)$$

전체 열교환기의 열전달량은 과열증기, 이상유동 및 과냉액체의 각 구간에서의 열전달량의 합으로써 계산하며 이상유동을 하는 구간의 열전달량의 계산은 응축에서의 엔탈피 차를 사용하여 구할 수 있고 이때 이상유동을 하는 구간의 면적비를 이상유동에서의 열전달량인 \$\dot{Q}_{ip}\$를 얻기위해서 필요한 공기의 유량비를 사용하여 식(23)과 같이 계산한다.

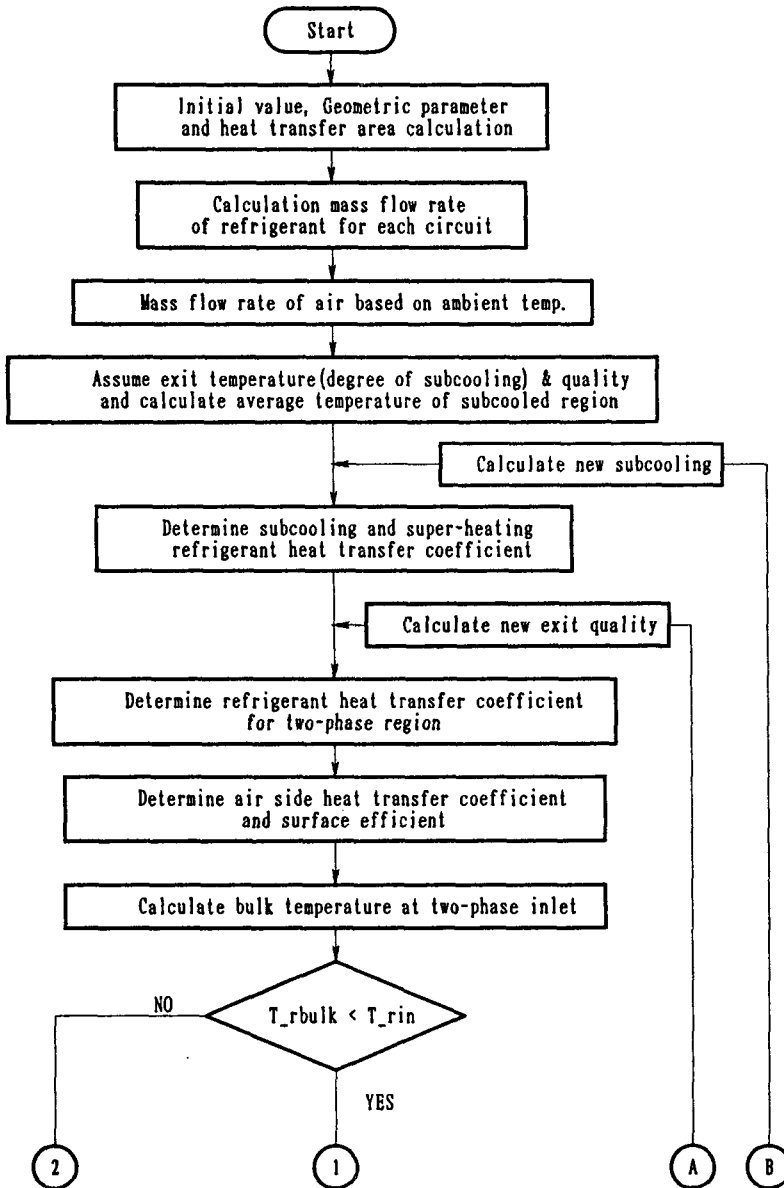
$$\begin{aligned}
 Fraction_{tp} &= \frac{\dot{m}_{a,tp}}{\dot{m}_a} \\
 &= \frac{\dot{Q}_{tp}}{\epsilon_{tp} C_{p,m} (t_r - t_{a,in})} / \dot{m}_a \\
 &= \frac{\dot{m}_r i'_{fg}}{\epsilon_{tp} C_{p,m} (t_r - t_{a,in})} / \dot{m}_a \\
 &= \frac{\dot{m}_r [i'_{fg} + C_{p,v} (t_b - t_s)]}{\epsilon_{tp} C_{p,m} (t_r - t_{a,in})} / \dot{m}_a \quad (23)
 \end{aligned}$$

체를 응축시키기 위해 필요한 공기의 유량보다 공급하는 공기의 유량이 적으므로 냉매는 완전히 응축되지 못하고 이상상태로 응축을 끝낸다. 이때 이상유동이 발생하는 구간은 전체 열교환 면적중 과열증기의 영역을 제외한 구간이 된다. 따라서 이상유동이 일어나는 구간은 식(24)와 같다.

$$Fraction_{tp} = 1 - Fraction_{sp} \quad (24)$$

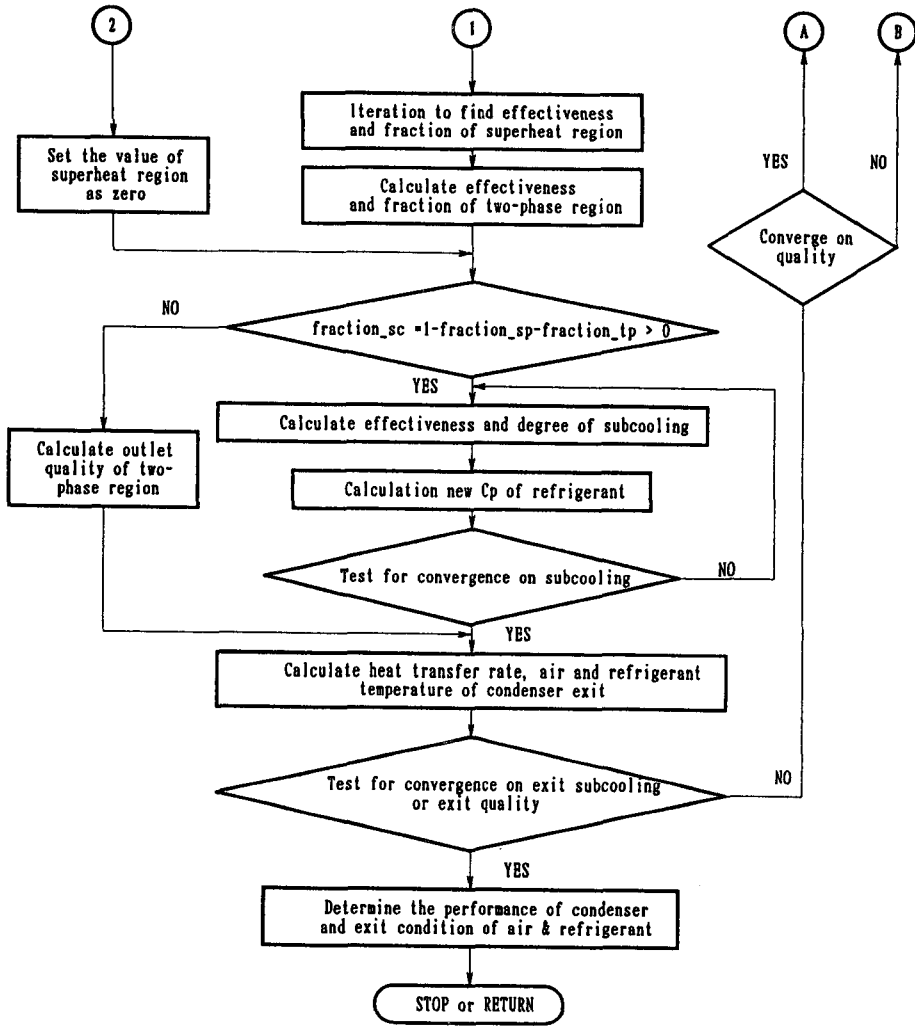
이 식에서 $Fraction_{tp}$ 의 값이 1보다 크면 냉매전

전체 열전달 면적중 과열증기가 차지하는 구간의



(a)

Fig. 3 Continued



(b)
Fig. 3 Flow chart of simulation program

계산은 처음에 과열증기의 분율, $Fraction_{sp}$ 을 가정하여 식(25)로부터 C_{min} 과 C_{max} 를 결정하고 전체 열전달 면적중 과열증기가 차지하는 열전달면적을 계산한다. 이로부터 식(21)에서 유용도를 계산하고 이때의 유용도와 유용도의 정의인 식(26)에서 계산한 유용도를 비교하여 허용 오차범위 이내에 들 때까지 반복계산하여 과열증기의 분율, $Fraction_{sp}$ 을 구한다.

$$C_a = Fraction_{sp} \dot{m}_a C_{pm} \quad (25)$$

$$C_r = \dot{m}_r C_{pr}$$

$$\epsilon'_{sp} = \frac{\dot{q}_{actual}}{\dot{q}_{max}} = \frac{C_r (t_{r,in} - t_{tp,in})}{C_{min} (t_{r,in} - t_{a,in})} \quad (26)$$

본 연구에서의 해석은 상태량, 열전달계수 및 응축기의 성능계산으로 크게 나눌 수 있으며 계산순서는 다음과 같다.

(1) 응축기의 형상에 대하여 냉매와 공기의 입구 조건으로부터 냉매와 공기의 상태량을 계산한다.

(2) 응축기 출구의 건도, 과냉도 및 이상구간에서의 벽온도를 가정한다.

(3) 공기측의 열전달계수와 냉매측의 과열증기, 이상유동 및 과냉액체의 열전달계수를 계산한다.

(4) 과열증기, 이상유동 및 과냉액체가 전체열교환기에서 차지하는 분율을 계산하여 열교환기의 유용도 식으로부터 열교환기의 성능을 계산한다.

(5) 계산된 열교환기의 성능으로부터 출구의 상태를 구하여 가정된 진도 혹은 과냉도와 벽면온도를 비교하여 가정 값과 같아질 때까지 위의 과정을 반복한다.

Fig. 3은 위의 계산과정을 도시한 것이다.

3. 결과 및 고찰

흡수식 열펌프에 사용하는 응축기의 성능을 예측하기 위하여 응축기에 공급되는 냉매의 포화압력과 유량, 공기의 온도, 상대습도 및 유량 등을 주요변수로 하여 계산을 수행하였으며 응축기가 일반적으로 작동하는 조건을 기준으로 하여 위의 변수를 변화시키면서 결과를 구했다. 기준이 되는 조건은 Table 2에 나타내었다.

응축기에서 열전달하는 공기의 상태와 공급되는 냉매의 상태량을 작동조건에 고정하고 냉매의 유량을 0.01 g/s에서 2.50 g/s으로 변화시킬 때 응축기의 열전달률은 Fig. 4에서와 같이 계속증가하나 냉매유량이 0.57 g/s이상이 되면 열전달률은 1340W

에서 더 이상 증가하지 않는다. 이것은 응축기의 최대용량을 나타내며, 흡수식 열펌프에서 냉매가 흐를 수 있는 이유는 냉매의 기체와 액체 사이의 비체적의 차이에 의한 압력차가 그 원인이며 따라서 냉매가 많이 응축된다는 것은 더 많은 냉매가 응축기로 유입된다는 것을 의미한다. 그러므로 냉매의 유량증가는 결국 응축량의 증가에서 기인된 것이므로 응축기의 최대 열전달량에 해당하는 냉매가 유입되었을때 이후의 냉매 유량증가는 실제적으로는 불가능한 것이다. 응축기가 최대 열전달에 도달하였다는 것은 2차유체인 공기측의 출구온도가 Fig. 7에서와 같이 이미 냉매의 포화온도와 같아졌음을 의미하기 때문이다. 따라서 Fig. 4에서 열전달률이 최대에 도달한 이후의 냉매의 유량증가는 흡수식 열펌프의 발생기 온도가 높아져서 발생하는 냉매증기량이 많아졌을 경우이며 이러한 경우 응축기의 최대열전달 가능한 유량보다 더 많은 냉매가 유입되더라도 응축기의 열전달률은 일정하므로 응축기 출구의 진도가 높아져서 비응축 냉매가 증가하고 이것은 결국 시스템의 압력을 높이는 원인으

Table 2 Operating conditions and variation ranges

Variables	Operating conditions	Variation ranges
Refrigerant flow rate	0.5 g/s	0.01~2.5 g/s
Condenser pressure	80 Torr	760~20 Torr
Air temp.	25 °C	15~35 °C
Air flow rate	3.0 m ³ /min	2.0~4.0 m ³ /min
Air humidity	70%	55~95%

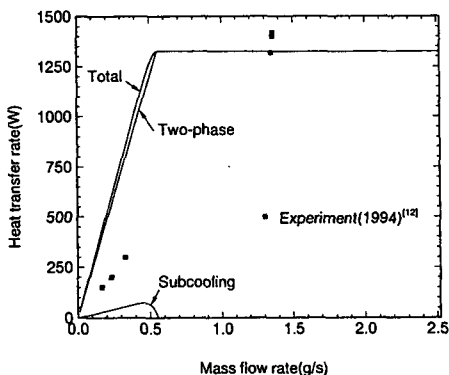


Fig. 4 Variation of heat transfer rate with mass flow rate of refrigerant

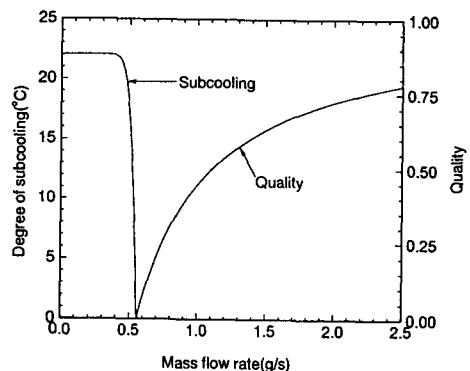


Fig. 5 Variation of quality and degree of subcooling with mass flow rate of refrigerant

로 작용한다. 이때 만약 재생기의 압력이 응축기의 압력변동에 영향을 받지않고 일정하다면 응축기의 압력상승은 응축기에 공급되는 냉매의 증기량을 감소시켜 흡수식 열펌프의 냉방능력을 감소시킨다. 따라서 정확한 응축기의 성능예측은 전체시스템의 성능에도 큰 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 계산의 정확성을 살펴보기 위하여 Fig. 4에 남⁽¹²⁾이 응축기의 성능시험에서 구한 응축기의 총 열전달량과 비교하였다. 실험결과 중에서 실험조건이 응축기의 압력이 80Torr이고 열교환하는 공기의 유량이 2.9303 m³/min일때와 비교하였을때 냉매유량이 작은 경우에는 계산결과가 실험결과 보다 높은 열전달률을 나타내고 있으나 유량이 많은 경우에는 계산결과가 약간 낮은 열전달률을 나타내고 있다.

Fig. 5는 냉매의 유량증가에 따른 응축기 출구에서의 전도와 과냉도의 변화를 나타내고 있다. 과냉도는 냉매의 유량이 아주 적을 때 22℃에서 유량이 증가할수록 급격하게 감소하여 응축기의 최대 열전달에 도달하였을때 0에 가까워지며 이후 과잉의 냉매가 공급되면 서서히 전도가 증가한다.

응축기의 열전달량을 계산하기 위한 공기의 열전달계수와 과열증기, 이상 및 과냉액체의 각 영역에 대한 냉매의 열전달계수는 Fig. 6에 나타나 있다. 전체 응축기를 흐르는 냉매는 응축기의 여러개의 관에 균등이 분배된다고 가정하였을때 하나의 관에서 냉매의 레이놀즈수는 응축기의 냉매유량이 최대 유량인 2.5 g/s이고 하나의 관에서의 유량이 0.089 g/s일때에도 12정도의 아주 느린 속도로 흐르고 있다. 이때의 열전달계수는 152 W/m²℃에서 유량이 증가할 수록 서서히 증가하다가 과냉도가 감소함에 따라 벽면의 온도가 증가하여 기체와의 온도차가 감소하고 과냉액체 부분의 길이가 감소하므로 급격히 증가함을 알 수 있다. 공기측의 열전달계수는 9.0 W/m²℃ 정도에서 거의 일정하며 이상영역에서의 열전달계수는 유량이 증가함에 따라 Fig. 7에서와 같이 관표면의 온도가 감소하고 또한 이상영역이 전체 열전달구간에서 차지하는 면적이 감소하여 열전달계수가 서서히 감소하다가 이상영역이 전체 응축기를 차지할 때에는 이상영역이 전체 응축기를 차지한 이후의 유량증가는 응축기 출구의 전도의 증가를 동반하므로 유량이 증가하더라도 거의 일정함을 알 수 있다. 이때에는 Fig. 4에서와 같이 냉매의 유량이 증가하더라도 열전달량이 일정하므로 관을 따라 흘러 내려오는 냉매의 막두께와 열전달

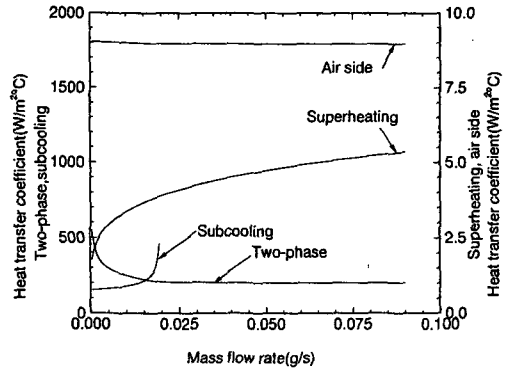


Fig. 6 Variation of heat transfer coefficient with mass flow rate of refrigerant in one tube

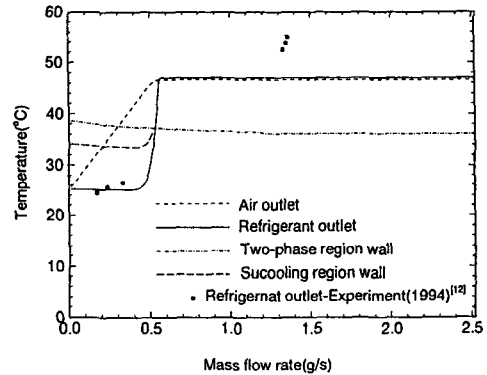


Fig. 7 Variation of temperature with mass flow rate of refrigerant

길이가 거의 일정하다. 따라서 이상영역의 열전달계수는 거의 일정하며, 이것은 식(2)를 살펴보면 잘 알 수 있다. 이상영역에서의 열전달계수를 정확히 살펴보기 위하여 Fig. 8에 하나의 관에 대하여 이상영역이 시작되는 지점부터 끝나는 지점까지의 열전달계수의 변화가 나타나 있다. 이상유동에서의 액막의 두께는 응축이 진행될 수록 두꺼워지며 이러한 액막두께의 영향과 열전달길이가 이상유동영역에서 응축이 진행될 수록 열전달계수가 감소하는 경향을 나타내고 있다. 과열증기의 열전달계수는 유량이 증가함에 따라 증가하나 레이놀즈 수가 공기측보다 작으므로 열전달계수가 공기보다 작은 것이 특징이다.

Fig. 7은 냉매의 유량증가에 대하여 관의 표면온도 및 냉매와 공기의 출구온도를 나타내고 있다. 관표면의 온도는 이상영역이 시작되는 포화온도부터 이상영역이 끝나는 관표면의 온도를 식(5)로

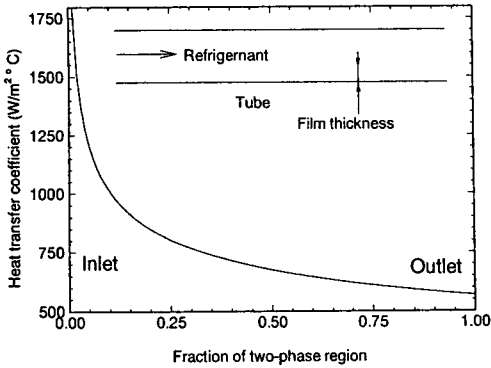


Fig. 8 Variation of heat transfer coefficient with vertical distance fraction of two-phase region

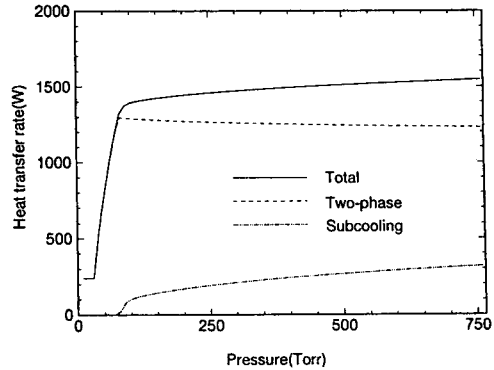


Fig. 9 Variation of heat transfer rate with condensing pressure

부터 계산한 후 포화온도와 끝부분의 관표면온도의 평균값을 나타내고 있다. 이 그림에서 냉매의 유량이 적을 때 응축기 출구의 냉매의 온도는 공기의 입구온도인 25 °C와 같은 온도까지 떨어져서 과냉도가 거의 22 °C에 달하며 이 구간에서는 냉매의 열용량보다 2차유체인 공기의 열용량이 더 크다는 것을 알 수 있다. 이 경우 냉매는 과잉의 열교환을 하여 응축기 출구로 빠져나가며 냉매의 유량이 계속 증가하면 냉매의 출구온도가 급격히 증가하여 포화온도인 47 °C에 도달한 후 냉매의 건도만이 증가하며 냉매의 출구온도는 일정하다. 남⁽¹²⁾의 실험 결과와 비교하였을때 유량이 적은 경우에는 응축기 출구의 냉매온도가 비슷한 경향을 보이고 있으나 유량이 1.35 g/s로 높아졌을 경우에는 실험결과가 계산보다 약 6 °C정도 높은 경향을 나타내고 있다. 이러한 경향은 실험에서는 응축기 출구에 응축된 냉매가 축적되는 하부헤더를 설치하여 응축된 냉매가 응축기를 빠져 나가지 못하고 응축기의 압력을 상승시키는 요인으로 작용하였기 때문이며 계산에서는 이러한 하부헤더를 고려하지 않았기 때문이다. 이러한 하부헤더의 영향은 응축되는 냉매의 유량이 적은 경우에는 그 영향이 적으나 응축되는 유량이 증가할 수록 커지는 경향을 나타내고 있다. 벽면온도는 유량이 증가할 수록 서서히 감소하여 열전달률이 일정해지면 거의 변화가 없으며 공기의 출구온도는 유량이 적을 때부터 직선적으로 증가하여 냉매의 포화온도보다 약간 낮은 온도에서 일정한 값을 갖는다.

입구상태를 작동조건에 고정하고 냉매의 포화압력인 응축기의 압력을 760 Torr에서 20 Torr까지

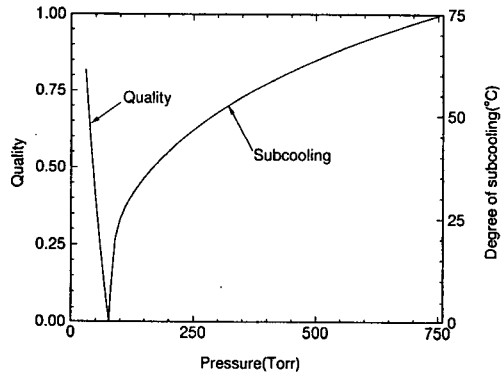


Fig. 10 Variation of quality and degree of subcooling with condensing pressure

강하시킬때 응축기의 열전달률은 Fig. 9에 나타낸 것과 같이 응축기의 압력이 높을때는 열전달률이 1500 W로부터 압력이 낮아질수록 서서히 감소하는데 이때 이상영역의 열전달률은 1250W로 거의 일정하며 열전달률의 감소는 전적으로 과냉영역의 열전달률의 감소에 의한 것이다. 응축기의 압력이 100 Torr에 가까워 지면서 Fig. 10에 나타낸 것과 같이 과냉액체영역이 없어지고 압력이 더욱 낮아지면 응축기 출구의 건도가 증가하며 이때부터 열전달률이 급격히 감소한다. Fig. 10에서 응축기의 압력이 낮아지면 응축기 출구의 과냉도가 서서히 줄어들는데 과냉도의 감소는 처음에는 응축기의 압력 강하에 따른 냉매의 포화압력의 강하와 비슷한 기울기를 가지나 압력이 낮아지면 과냉도의 감소기울기가 포화온도의 감소기울기보다 커진다. 건도는 압력강하에 따라 선형적으로 변화하는 경향을 나타내고 있다.

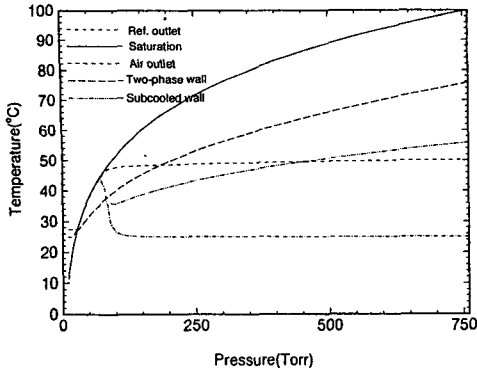


Fig. 11 Variation of temperature with condensing pressure

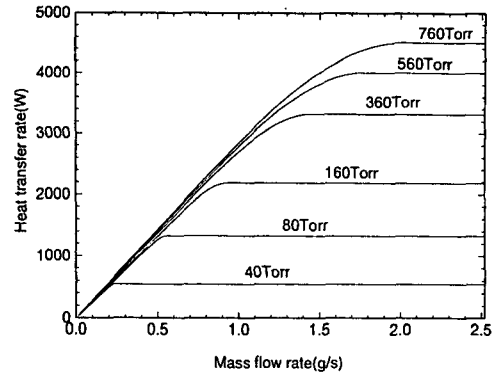


Fig. 12 Variation of heat transfer rate with mass flow rate of refrigerant for various condensing pressure

Fig. 11은 응축기의 압력강하에 따른 냉매의 포화온도, 냉매의 출구온도, 공기의 출구온도, 이상 영역에서의 벽면온도 및 과냉액체의 벽면온도를 나타내고 있다. 주어진 작동조건에서 압력이 약 100 Torr정도까지 낮아지더라도 냉매의 온도는 공기의 입구온도와 같은 25 °C로 계속유지되며 포화압력과 차이인 과냉도만이 감소하며 공기의 출구온도는 약 50 °C이다. 이러한 이유는 응축기의 작동조건으로 설정한 Table 2의 조건들이 응축기의 일반적인 작동압력인 80 Torr에서 계산의 모델로 사용한 응축기가 최대의 열전달률을 나타낼때 응축기에 공급되는 냉매유량, 즉 응축유량을 0.5 g/s로 고정하였기 때문이며 이 유량을 응축시키는데 필요한 열량 이외의 열량은 냉매를 과냉시키는데 소요되며 냉매의 출구온도는 공기의 입구온도 이하로는 떨어지지 못하므로 25 °C를 유지한다. 또한 공기의 출구온도는 냉매를 0.5 g/s를 응축시키는데 필요한 열량 이외의 열량을 빼앗아 가지 못하므로 50 °C를 유지한다. 그러나 응축기의 압력이 100Torr정도에 도달하면 냉매의 온도는 급격히 상승한다. 따라서 응축기의 압력변화에 대한 열전달률의 변화를 살펴보기 위하여 Fig. 12에 응축기의 냉매유량을 변화시키면서 열전달률의 변화를 구하였다. 이 그림을 보면 본 연구에서 사용한 응축기의 여러가지 작동압력에서 최대의 열전달이 발생하는 냉매의 유량을 파악할 수 있으며 압력이 감소함에 따라 냉매의 포화온도와 공기의 온도차가 작아져서 열전달률이 감소하는 것을 알 수 있다. 여기서 최대 열전달률에 가까운 부분에서 열전달률의 변화기울기가 응축기의 압력이 감소함에 따라 급격히 변화하는 이유는 압력

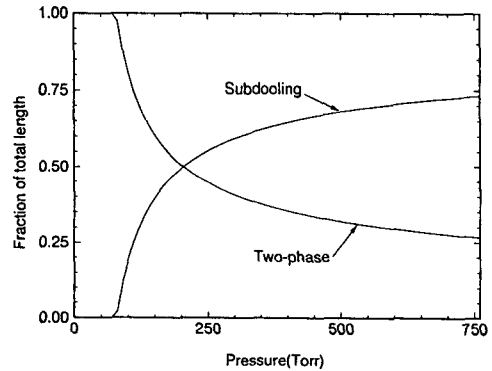


Fig. 13 Variation of length occupied by subcooling or two-phase region with condensing pressure

이 낮아 질 수록 과냉액체의 부분이 작아지고 또한 과냉액체에서의 열전달률이 감소하기 때문이다.

Fig. 13은 응축기의 압력강하에 대하여 응축기의 과냉액체영역과 이상응축영역이 발생하는 면적을 전체 응축기의 면적에 대한 비로써 나타내고 있다. 압력이 대기압인 760 Torr에서 20 Torr까지 낮아질때 과냉액체 영역의 감소와 이상응축의 증가 기울기가 압력이 낮아짐에 따라 급격히 증가하는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 14은 입구상태를 작동조건에 고정하고 열전달하는 공기의 체적유량을 변화시킬 때의 열전달률과 공기 및 냉매의 출구온도를 나타낸 것이다. 유량이 2.0 m³/min에서 2.9 m³/min까지 증가할때 냉매의 열전달률은 900 W에서 1280 W까지 변하고 냉매와 공기의 응축기 출구온도는 냉매의 포화온도와 같은 온도로서 일정하며 이때의 냉매는 항상 이

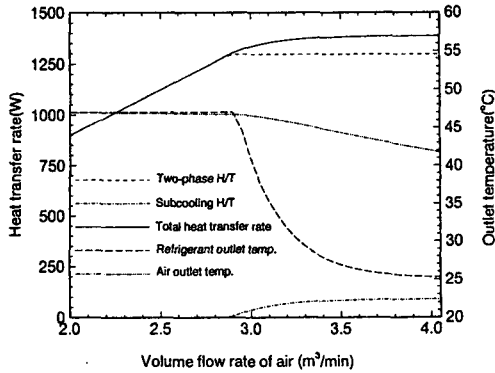


Fig. 14 Variation of heat transfer rate and outlet temperature with volume flow rate of the air

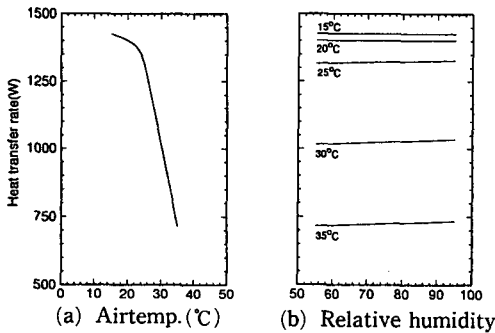


Fig. 15 Variation of heat transfer rate with temperature and relative humidity of condenser inlet air

상영역으로 응축기의 출구를 빠져나온다. 공기의 유량을 더욱 증가시키면 과냉액체영역이 발생하고 이때부터 응축기의 열전달률은 과냉액체의 열전달률에 지배를 받으며 냉매의 과냉도는 점점 증가하여 응축기 출구의 냉매온도가 급격히 떨어지고 공기의 온도도 강하한다.

위에서 공기의 유량변화에 대한 결과를 살펴보았으며 Fig. 15는 공기의 온도와 상대습도의 변화에 대한 응축기의 성능변화를 나타내고 있다. 그림 (a)에서 공기의 입구온도가 증가할때 응축기의 열전달률은 공기의 온도가 26 °C까지는 완만히 감소하나 26 °C 이후에는 급격히 감소한다. 이와같은 이유는 공기의 온도가 26 °C일 때까지는 과냉도는 감소하지만 과냉액체영역이 존재하나 공기의 온도가 26 °C가까워 지면 과냉액체 영역은 없어지고 이상응축 열전달만이 존재한다. 응축기에서 이상응축과 과냉액체가 동시에 존재하는 15 °C에서 26 °C 사이에

서는 이상응축의 열전달률은 공기의 온도에 거의 영향을 받지 않으며 모든 냉매증기가 포화액상태가 되는 구간에서의 열전달률이므로 거의 일정한 값을 갖지만 과냉액체는 공기의 입구온도가 증가하면 열전달률이 감소하므로 이 구간에서의 응축기의 열전달률의 감소는 과냉액체의 열전달률의 감소에 의한 것이다. 과냉액체의 영역이 없어지는 26 °C 이후에는 응축기의 출구의 건도가 증가하므로 열전달률이 응축기 출구의 건도의 증가에 의해서 급격히 감소한다. 이러한 경향은 공기의 온도를 5 °C 간격으로 변화 시키면서 상대습도에 대한 열전달률의 변화를 나타낸 Fig. 15의 그림 (b)를 살펴보면 잘 알 수 있다. 공기의 온도가 낮을 때에는 공기의 온도증가에 따른 열전달률의 변화는 작지만 그 변화기울기는 크며 공기의 온도가 26 °C 이후에는 공기의 온도증가에 따른 열전달률의 감소는 크지만 그 감소 기울기는 거의 일정하다. 응축기의 입구공기의 온도를 15 °C로부터 35 °C까지 5 °C 간격의 공기온도에 대하여 상대습도를 변화시켰을 때 각각의 응축기 입구공기의 온도에 대하여 상대습도가 변하더라도 열전달률의 변화는 거의 나타나지 않으나 공기의 온도가 올라갈수록 상대습도가 높아지면 열전달률이 약간 증가하는 경향이 나타난다.

4. 결 론

이중효용 흡수식 열펌프의 응축기에 대하여 기준 작동조건에서 냉매의 포화압력과 유량, 공기의 온도, 상대습도 및 유량 등을 변화시켜 가면서 응축기의 성능을 예측하기 위한 시뮬레이션 계산을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 응축기가 발생기에서 발생하는 냉매증기를 완전히 응축시키지 못할 경우 과잉의 냉매가 응축기에 공급되어 비응축된 냉매가 응축기의 압력을 상승시킨다.
- (2) 기준 작동조건에서 열전달계수는 공기측이 8.97 W/m²°C이며 냉매측은 과열증기영역에서 3.77 W/m²°C, 이상응축영역에서 215.9 W/m²°C 및 과냉액체 영역에서 239.9 W/m²°C이다.
- (3) 응축기의 열전달량은 공급되는 공기의 상대습도의 변화에 대하여는 거의 변화가 없으나 온도변화에 대하여는 큰 차이를 나타내고 있다. 일반적인 흡수식 열펌프에서는 응축기를 냉각하는 2차유체의 온도를 사용하여 흡수식 열펌프의 용량을 제어하는

경우도 있으므로 2차유체로써 외부공기를 사용하는 공냉형의 경우에는 2차유체의 온도조절로서는 용량 조절이 불가능하며 냉각공기의 온도가 상승하였을 때 이것으로 인한 흡수식 열펌프의 용량감소를 고려한 응축기의 설계가 필요하다.

(4) 응축기의 압력이 낮아질수록 열전달률이 감소하므로 진공에서 작동하는 흡수식 열펌프에 사용되는 응축기는 작동압력 이외에 다른 조건이 같다면 기존의 대기압이나 고압에서 작동하는 열교환기보다 더 큰 용량의 열교환기를 선택하여야 한다.

참고문헌

- (1) 김선창, 김영률, 오명도, 김영인, 이홍원, 1992, "공냉형 병렬방식 2중효용 흡수식 냉방시스템의 성능 시뮬레이션," 공기조화·냉동공학회 하계학술발표 논문집, pp. 134~141.
- (2) 김동선, 1992, "천연가스를 열원으로 하는 소형 간접 공냉 흡수식 열펌프의 냉방 성능 시뮬레이션에 관한 연구," 석사학위논문, 고려대학교 서울.
- (3) Kays, W. M. and London, A. L., 1974, *Compact Heat Exchangers*, McGraw-Hill, New York, pp. 182.
- (4) Holman, J. P., 1986, *Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York.
- (5) Collier, J. G., 1972, *Convective Boiling and Condensation*, McGraw-Hill, New York, pp. 314~359
- (6) Sadik KaKac, 1991, *Boilers, Evaporators and Condensers*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 663~671.
- (7) Traviss, D.P., Rohsenow, W. M., and Baron, A. B., 1972, "Forced Convection Condensation Inside Tubes: A Heat Transfer Equation for Condenser Design," *ASHRAE Trans.*, Vol 79, pp. 157~165.
- (8) Rohsenow, W. D., Hartinett, J. P. and Canic, E. N., 1985, *Handbook of Heat Transfer Fundamentals*, pp. 11.1~11.50.
- (9) 宇田川 光弘, 1986, "パソコンによる 空調調和 計算法," オム社, pp. 26~43.
- (10) Park, Cheol, Clark, D. R. and Kelly, G. E., 1986, "HVACSIM+ Building Systems and Equipment Simulation Program: Building Loads Calculation," *National Bureau of Standards: NBSIR 86-3331*.
- (11) McQuiston, F. C. and Parker, J. D., 1988, *Heating, Ventilating and Air Conditioning: Analysis and Design*, 3rd ed., John Willy & Sons, Inc., pp. 476~483.
- (12) 남명우, 1994, "흡수식 냉동기의 공냉식 응축기의 성능특성에 관한 실험적 연구," 석사학위논문, 고려대학교, 서울.