

대체냉매의 2중관 응축기 열 및 물질전달과 성능평가

이 상 무[†], 박 병 덕^{*}, 小山 繁^{**}

MMC 종합기술연구소, ^{*}상주대학교 기계공학부, ^{**}구주대학 기능물질과학연구소

Heat and Mass Transfer Characteristics and Performance Evaluation of a Double-Tube Condenser for an Alternative Refrigerant

Sang-Mu Lee[†], Byung-Duck Park^{*}, Shigeru Koyama^{**}

Central Research Institute, Mitsubishi Materials Corporation, Saitama 330-8508, Japan

^{*}School of Mechanical Engineering, Sangju National University, Sangju 742-178, Korea

^{**}Institute of Advanced Material Study, Kyushu University, Fukuoka 816-8580, Japan

(Received November 16, 2001; revision received April 29, 2002)

ABSTRACT: This paper deals with heat and mass transfer characteristics and performance evaluation of a counter flow double-tube condenser for a multi-component refrigerant mixture. The local heat and mass transfer characteristics of ternary zeotropic refrigerant mixtures composed of HFC32/HFC125/HFC134a are evaluated for a counter flow double-tube condenser cooled by water. Then, the local values of vapor quality, thermodynamic states at bulk vapor, vapor-liquid interface and bulk liquid, heat flux and condensation mass flux are obtained. The heat exchange performance for ternary zeotropic refrigerant mixtures composed of HFC32/HFC125/HFC134a on the total pressure drop and the heat transfer characteristics are also compared with those for R404A, R410A, R502, R22, R32, R123 and R134a.

Key words: Horizontal smooth tube(수평 평활관), Condensation(응축), Zeotropic mixture refrigerant(비공비 혼합냉매), Heat and mass transfer(열과 물질전달)

기 호 설 명

C_p : 정압비열 [J/kgK]

D_{kj} : 확산계수 [m^2/s]

D_{kj}^M : 다중요소혼합에서 $k-j$ 상의 확산을 [m^2/s]

D_{kj}^* : 확산계수 [m^2/s]

d_{wi} : 시험관의 내경 [m]

d_{wo} : 시험관의 외경 [m]

D : 환상관의 내경 [m]

G : 질량유속 [kg/m^2s]

Ga : Galileo 수 [-]

h : 엔탈피 [J/kg]

j_k : 요소 k 의 확산질량유속 [kg/m^2s]

M_k : 요소 k 의 분자량 [kg/mol]

\dot{m} : 전체 응축질량유속 [kg/m^2s]

\dot{m}_k : 요소 k 의 응축질량유속 [kg/m^2s]

Nu : Nusselt 수 [-]

P : 압력 [Pa]

$\frac{dP}{dz}$: 압력구배 [Pa/m]

Ph : 상변화 수 [-]

Pr : Prandtl 수 [-]

q : 열유속 [W/m^2]

[†] Corresponding author

Tel.: +81-48-642-0310; fax: +81-48-643-4438

E-mail address: smlee@mmc.co.jp

- Re : Reynolds 수 [-]
- Sc : Schmidt 수 [-]
- Sh : Sherwood 수 [-]
- T : 온도 [K]
- W : 질량유량 [kg/s]
- x : 건도 [-]
- y_k : 요소 k의 질량분율 [kg/kg]
- z : 응축에 필요한 길이 [m]

그리스 문자

- α : 열전달계수 [W/m²K]
- β : 물질전달계수 [kg/m²s]
- Δz : 검사체적의 길이 [m]
- λ : 열전도계수 [W/mK]
- μ : 동점성계수 [Pa s]
- ρ : 밀도 [kg/m³]
- ξ : 요소 k의 응축질량유속에서 전체 응축질량 유속으로의 비율 [-]
- Φ_v : 마찰손실계수 [-]
- X_# : Lockhart-Martinelli parameter [-]
- ψ : 기공률 [-]

하첨자

- b : 체적
- C : 냉각수
- F : 강제대류
- i : 기액계면
- in : 냉매입구
- k : 요소 k (k=1, 2, 3)
- L : 액체
- r : 냉매
- V : 증기
- w : 벽

1. 서론

오존층 파괴와 지구온난화와 같은 환경문제로 인해 CFC계의 냉매는 전폐가 진행되고 있다. 또

한 중소형 공조기 및 칠러(Chiller)의 냉매로 널리 사용되고 있는 R22와 같은 HCFC계 냉매는 규제물질로서 가까운 미래에 전폐가 결정되어 있다. 이에 CFC계의 단일냉매로의 대체냉매 개발은 완성단계에 있지만 HCFC계는 단일냉매와 같은 특성을 지니면서 오존층 및 지구환경을 보호할 수 있는 순수냉매가 최근까지 개발되지 못하였기 때문에 선진국들은 HFC계 혼합냉매와 탄화수소계의 자연냉매의 개발에 총력을 기울이고 있다. 그러나 탄화수소계 냉매의 사용상의 제약으로 HFC계의 2성분 및 3성분 혼합냉매인 R410A와 R407C가 R22의 대체냉매로 거의 확실시되어 개발되고 있다. 특히 비공비(zeotropic) 혼합냉매는 상변화 과정 중에 온도구배를 이용함으로써 COP를 향상시킬 수 있는 가능성을 가지고 있다. 이러한 점에서 HFC32/HFC125/HFC134a(23/25/52 wt%)로 구성된 비공비 혼합냉매 R407C는 지금까지 에어컨과 냉동장치에 작동유체로 폭넓게 사용되어 온 R22의 대체냉매의 하나로 가장 유망하게 고려되고 있으며 이를 이용한 공조기의 제품화가 이루어지고 있다. 이러한 혼합냉매에 의한 관내의 응축특성은 여러 연구가 수행되어 왔으며 최근 Sami et al.,^(1,2) Doerr et al.,⁽³⁾ Linton et al.,⁽⁴⁾ Ebisu and Torikoshi,⁽⁵⁾ 그리고 Hihara and Zhang⁽⁶⁾에 의해 수평관의 3성분 혼합냉매의 응축에 대해서 실험적인 연구가 수행되어 평균 열전달계수와 국소 마찰압력강하에 대한 실험적인 상관식이 제안되었다. 그러나, 이들 연구에서는 3성분 혼합냉매에 대한 열 및 물질전달 특성을 예측하기 위한 일반적인 방법을 제시하지 못하였다. Koyama et al.,⁽⁷⁾ Lee et al.⁽⁸⁾은 수평 평활관에 대한 2성분 및 3성분 증기혼합의 응축특성을 예측하기 위한 일반적인 방법을 보고한 바 있다. 본 연구에서는 이 방법을 대향류 2중관 응축기에 확장하여 R407C에 포함된 HFC32/HFC125/HFC134a의 3성분 혼합냉매의 응축특성을 파악하고 각 냉매의 열교환 성능을 평가하였다.

2. 예측모델

본 연구에서 사용한 예측모델은 Lee et al.⁽⁸⁾에 의한 관내 3성분 혼합냉매에 대한 응축예측모델을 사용하였다. Fig. 1에 대향류 2중관 응축기에 대한 물리적인 모델을 나타낸다. 2중관에서 시험

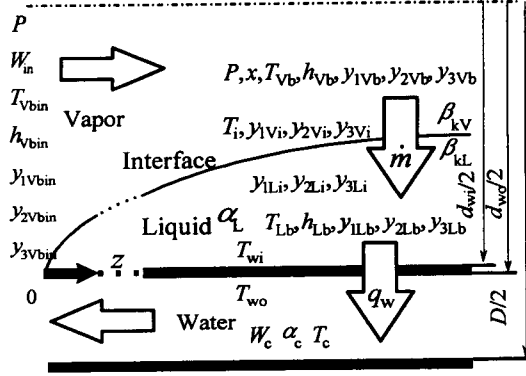


Fig. 1 Physical model.

관의 내경 및 외경은 각각 d_{wi} , d_{wo} 이며, 환상관의 내경은 D 이다. 3성분 증기혼합냉매의 수평관 입구는 W_{in} 의 질량유량을 가지며, 냉각수가 대향류로 흐르는 환상관 영역은 W_c (질량유속, G_c)의 질량유량을 가진다. 증기혼합냉매는 축 방향으로 $z=0$ 지점에서 응축이 되기 시작한다. 임의의 2상 영역지점 z 에서 체적증기의 열역학적 상태는 $(P, T_{vb}, h_{vb}, y_{1vb}, y_{2vb}, y_{3vb})$, 기체-액체의 경계면의 상태는 $(T_i, y_{1vi}, y_{2vi}, y_{3vi}, y_{1li}, y_{2li}, y_{3li})$, 체적액체의 상태는 $(P, T_{Lb}, h_{Lb}, y_{1Lb}, y_{2Lb}, y_{3Lb})$ 이다. 냉각수온도는 T_c 이고 T_{wi} 와 T_{wo} 는 시험관의 내·외측 벽면온도를 나타낸다. q_w 는 시험관의 내부 표면에 작용하는 벽면 열유속이다. \dot{m} 은 총 응축질량유속이며 α_L 는 액막 열전달계수를 표시한다. 또한 β_{kL} 과 β_{kV} 는 각각 성분 $k(k=1, 2, 3)$ 에 대한 액막과 기상의 물질전달계수를 나타낸다.

본 계산모델에서 주요 가정은 다음과 같다.

(1) 상 평형은 오직 기체-액체 경계면에서만 이루어진다. 체적증기는 포화상태이며, 체적액체는 과냉상태이다.

(2) 마찰에 의한 압력강하는 Table 1에 나타난 수평 평활관에서 단일냉매의 응축에 대하여 제시된 Haraguchi et al.⁽⁹⁾의 상관식을 이용하여 계산한다.

(3) 증기상에서의 대류 열전달은 무시한다.

(4) 액막의 열전달계수는 Table 1에 나타난 수평 평활관에서 단일냉매의 응축에 대하여 제시된 Haraguchi et al.⁽⁹⁾의 상관식을 이용하여 계산한다.

Table 1 Correlation equation used in the prediction method⁽⁹⁾

Correlation for frictional pressure drop

$$\phi_V = \sqrt{\frac{dP_F/dz}{dP_V/dz}} = 1 + 0.5 \left[\frac{G_r}{\sqrt{g d_{wi} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.75} X_H^{0.35}$$

where:

$$\frac{dP_V}{dz} = - \frac{0.092 G_r x^2}{d_{wi} \rho_V (G_r x d_{wi} / \mu_V)^{0.2}}$$

$$X_H = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1}$$

Correlation of liquid film heat transfer

$$Nu = \frac{\alpha_L d_{wi}}{\lambda_L} = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$$

where:

$$Nu_F = 0.0152(1 + 0.6 Pr_L^{0.8})(\phi_V / X_H) Re_L^{0.77}$$

$$Nu_B = 0.725 H(\Psi) \left(\frac{Ga Pr_L}{Ph} \right)^{1/4}$$

$$H(\Psi) = \Psi + \{10[(1-\Psi)^{0.1} - 1] + 1.7 \times 10^{-4} Re\} \sqrt{\Psi} (1 - \sqrt{\Psi})$$

$$\Psi = \left[1 + \frac{\rho_V (1-x)}{\rho_L x} \right] \times \left(0.4 + 0.6 \sqrt{\frac{\frac{\rho_L + 0.4 \frac{1-x}{x}}{\rho_V} + 0.4 \frac{1-x}{x}}{1 + 0.4 \frac{1-x}{x}}} \right)^{-1}$$

$$Re_L = \frac{G_r (1-x) d_{wi}}{\mu_L}, \quad Re = \frac{G_r d_{wi}}{\mu_L}$$

Correlation of vapor mass transfer

$$Sh_{kV} = \frac{\beta_{kV} d_{wi}}{\rho_V D_{kV}^*} = 0.023 \sqrt{\Psi} \phi_V^2 Re_V^{0.8} Sc_{kV}^{1/3}$$

where:

$$Re_V = \frac{G_r x d_{wi}}{\mu_V}, \quad Sc_{kV} = \frac{\mu_V}{\rho_V D_{kV}^*}$$

$$D_{kV}^* = D_{kV} - D_{kI}$$

$$D_{kI} = M_k D_{kI}^M \left(\sum_{m=1}^3 \frac{y_{mVb}}{M_m} \right) - \frac{M_k}{M_j} \left(\sum_{m=1}^3 D_{km}^M y_{mVb} \right)$$

(5) 액막에서 반경방향으로의 질량분율의 분포는 균일하고 물질전달계수는 무한하다.

(6) 증기코어(vapor core)에서 성분 k 와 j 사이의 물질전달의 상호효과를 무시하고, 성분 k 의 물질전달계수는 Table 1의 상관식을 이용하여 계산한다. 이 식은 Koyama et al.⁽¹⁰⁾의 마찰압력강하의 상관식으로 Chilton-Colburn⁽¹¹⁾의 해석을 기초로 한 것이다.

대향류 2중관 응축기의 열교환 성능예측에 사용되는 지배방정식은 다음과 같다.

냉매의 운동방정식

$$\frac{dP}{dz} = -\frac{4W_{in}}{\pi d_{wi}^2} \frac{d}{dz} \left[\frac{x^2}{\Psi \rho_V} + \frac{(1-x)^2}{(1-\Psi)\rho_L} \right] + \frac{dP_F}{dz} \quad (1)$$

여기서 dP/dz 는 정압변화이고, Ψ 는 이상유동 평활관에 대한 Smith 방정식⁽¹²⁾으로부터 얻어진 기공률이다. dP_F/dz 는 마찰에 의한 압력강하로 Table 1에 나타난 상관식으로 계산한다.

냉매의 열평형식

$$q_w = -\frac{W_{in}}{\pi d_{wi}} \frac{d}{dz} \{xh_{Vb} + (1-x)h_{Lb}\} = a_L(T_i - T_w) \quad (2)$$

여기서 액막의 열전달계수 a_L 은 Table 1의 상관식을 이용해서 구한다.

증기코어에서 성분 k 의 질량평형식

$$\dot{m}_k = -\frac{W_{in}}{\pi d_{wi}} \frac{d}{dz} (xy_{kVb}) = -\frac{W_{in}y_{kVi}}{\pi d_{wi}} \frac{dx}{dz} - \beta_{kV}(y_{kVi} - y_{kVb}) \quad (3)$$

여기서 \dot{m}_k 는 성분 k 의 응축질량유속이다. 기상 물질전달계수 β_{kV} 는 Table 1에 나타난 상관식을 이용해서 계산되어진다.

액막에서 성분 k 의 질량평형식

$$y_{kLb} = y_{kLi} \quad (4)$$

건도와 질량분율과의 상관관계

$$x = (y_{kVbin} - y_{kLb}) / (y_{kVb} - y_{kLb}) \quad (5)$$

여기서 y_{kVbin} 은 냉매입구에서 체적질량분율(bulk mass fraction)이다.

내부관에서 반경방향 벽면 열전도량

$$q_w = \frac{2\lambda_w(T_{wi} - T_{wo})}{\pi d_{wi} \ln(d_{wo}/d_{wi})} \quad (6)$$

여기서 λ_w 는 내부관의 열전도도이다.

냉각수의 열평형식

$$q_w = -\frac{W_c C_{pc}}{\pi d_{wi}} \frac{dT_c}{dz} = \frac{d_{wo}}{d_{wi}} a_c (T_{wo} - T_c) \quad (7)$$

여기서 냉각수의 열전달계수인 a_c 는 Dittus-Boelter 식에서 구한다.

본 연구에 사용된 2중관 응축기는 동관으로 Table 2에 사양을 나타낸다.

예측계산은 대향류 2중관 응축기의 사양과 응축기의 냉매의 질량분율 y_{kVbin} , 냉각수의 질량유속 $G_c (=400 \text{ kg/m}^2\text{s})$, 냉각수의 출구온도 T_{Cout} , 총열전달량 Q , 응축관의 총길이 L 이 상수치로 주어졌을 때, 응축기의 냉매의 입구온도 T_{Vbin} 와 질량유량 W_{in} 을 가정한 상태에서 지배방정식(1), (2), (3)과 (7)로부터 구한 유한차분방정식을 응축시작점부터 식(4), (5)를 만족하도록 계산해 간다. 그리고 계산에서 구한 총열전달량 Q , 응축관의 총길이 L 이 처음에 주어진 값과 일치할 때까지 응축기 냉매의 입구온도 T_{Vbin} 와 질량유량 W_{in} 을 수정해 가면서 반복계산을 한다.

Table 2 Dimensions of condenser

Inside diameter of inner tube d_{wi} [m]	0.00892
Outside diameter of inner tube d_{wo} [m]	0.00952
Inside diameter of outer tube D [m]	0.016
Total condensation tube length L [m]	3.5
Thermal conductivity of the copper tube λ_w [W/mK]	385

Table 3 Component of refrigerant mixtures

Number	Component	rate (%)
R407A	R32/R125/R134a	20/40/40
R407B	R32/R125/R134a	10/70/20
R407C	R32/R125/R134a	23/25/52
R407D	R32/R125/R134a	15/15/70
R404A	R125/R143a/R134a	44/52/4
R410A	R32/R125	50/50
R502	R22/R115	48.8/51.2

계산에서 사용한 혼합냉매의 조건은 Table 3과 같다. 또한 Table 3에 주어진 혼합냉매 이외에 순수 냉매 R22, R32, R123, R134a에 대해 계산을 수행하였다. 혼합냉매의 열 및 수송 물성치는 프로그램 패키지 REFPROP Ver 6.0⁽¹³⁾을 이용하여 계산하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 혼합냉매의 국소 열 및 물질전달 특성

Fig. 2는 외경 10 mm, 내경 8.4 mm의 수평 평활관에서 2성분 혼합냉매(HFC134a/HCFC123)의 저휘발성 성분(HFC134a)의 질량분율 35%, 65%, 85%에 대해 Haraguchi et al.⁽¹⁴⁾의 실험결과와 본 예측계산과의 비교결과를 나타낸 것이다. Fig. 2와 같이 온도분포에 대한 예측계산의 결과는 건

도1 근처를 제외하면 Haraguchi et al.⁽¹⁴⁾의 실험치와 유사한 경향을 나타내고 있고 열전달계수는 예측계산치와 실험치의 오차가 $\pm 25\%$ 이내에 일치하고 있으므로 혼합냉매의 응축특성을 예측하기 위한 모델이 신뢰할 만한 것으로 사료된다.

순수냉매의 응축열전달 특성은 액막의 열저항에만 지배되지만 혼합냉매는 기본적으로 액막의 열저항과 증기코어의 물질저항에 의해 지배된다고 볼 수 있다. 따라서 혼합냉매 R32/125/134a에 대한 응축열전달 결과로 액막의 열저항과 냉매증기의 물질저항에 대해 검토한다.

Fig. 3은 3성분 혼합냉매 R407C의 $P_{in}=2.35$ MPa ($T_{vbm}=57^\circ\text{C}$), $G_r=277$ kg/m²s, $G_c=400$ kg/m²s일 경우의 축방향 온도분포, 응축질량유속, 질량분율, 액막 열전달계수, 혼합냉매의 열전달저항 정도와 증기 및 액막 내의 물질확산의 정도를 나타낸다. Fig. 3(a)에서 모든 온도 T_{vb} , T_i , T_{Lb} , T_{wi} , T_c 는 냉매유동방향에 대해 감소하는 것으로 나타났다. 이는 대향류 2중관 응축기에서 비공비 혼합냉매의 전형적인 특징으로 증기코어에서의 물질전달저항에 의한 온도차 ($T_{vb}-T_i$)는 크게 나타나지 않았다. Fig. 3(b)에서 \dot{m}_1 과 \dot{m}_2 는 응축이 진행됨에 따라 증가하고, \dot{m}_3 은 감소하였다. 이는 응축시작점에서는 응축하기 쉬운 고휘발성 성분이 많이 응축하고 있음을 의미한다.

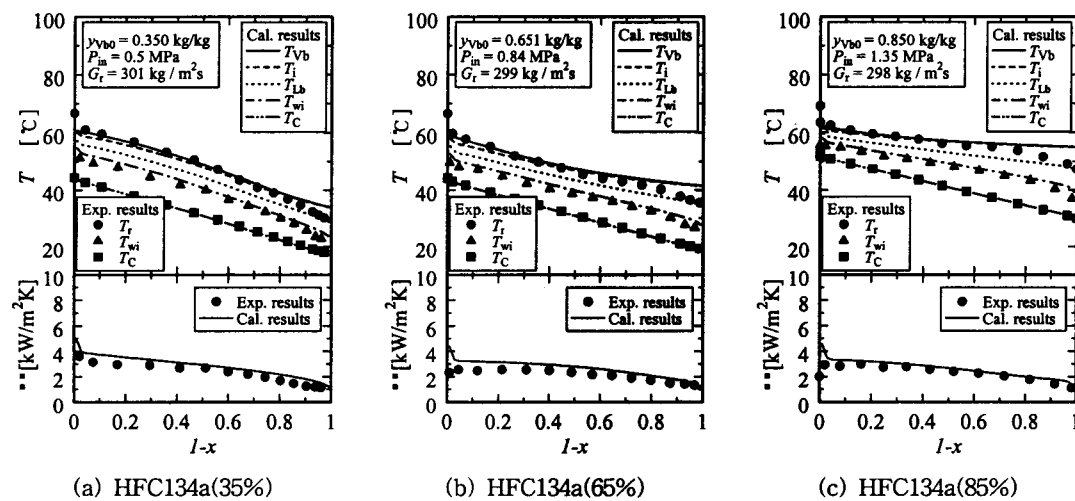
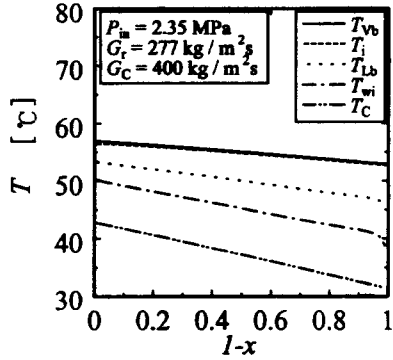
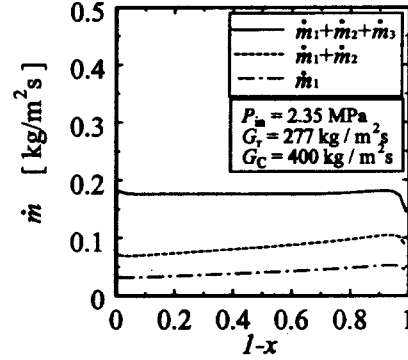


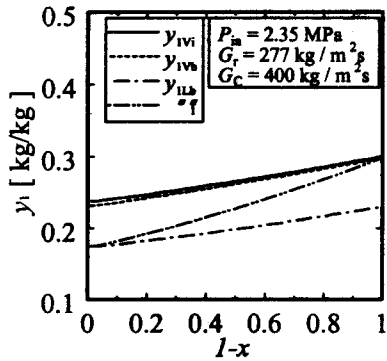
Fig. 2 Comparison between predicted and experimental results for condensation of HFC134a/HCFC-123.



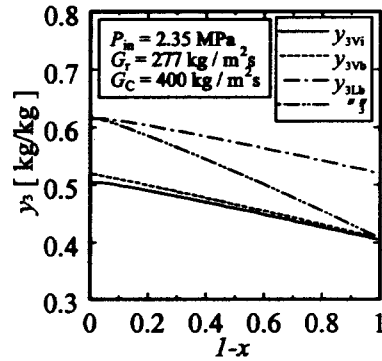
(a) Distribution of temperature



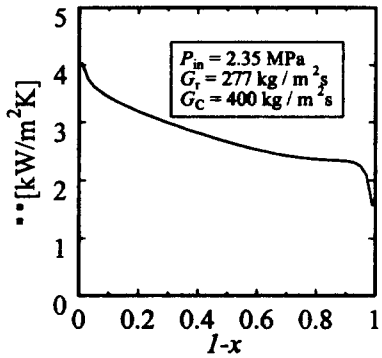
(b) Distribution of condensation mass flux



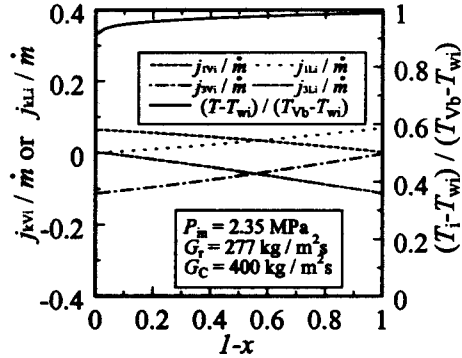
(c) Distribution of mass fraction (HFC32)



(d) Distribution of mass fraction (HFC134a)



(e) Distribution of heat transfer coefficient



(f) Diffusion effect on condensation heat and mass transfer

Fig. 3 Condensation characteristics of R407C.

Fig. 3(c)와 (d)에서는 y_{1vb} , y_{1vi} , y_{1lb} ($=y_{1li}$)는 응축이 진행됨에 따라 증가하였고, 반면에 y_{3vb} , y_{3vi} , y_{3lb} ($=y_{3li}$)은 감소하는 것을 보여주고 있다. 이는 성분 1(HFC32)이 응축이 진행될수록 농도가 진행되는 것을 의미하며, 성분 3(HFC134a)

은 농도가 약해지는 것을 의미한다. 또한 \dot{m}_k 와 \dot{m} 의 비 ξ_k 가 응축시작점에서의 y_{kLb} 와 동일하고 응축이 끝나는 영역에서는 y_{kvb} 에 근접하는 것을 나타낸다. Fig. 3(e)에서는 액막 열전달계수가 응축이 진행됨에 따라 감소하고 있다. 이것은

포화상태로 유입된 증기가 응축이 시작되는 응축기 입구 부근에서는 증기속도가 빨라서 액막의 두께가 감소하게 되어 열전달계수가 증가하고 응축이 진행됨에 따라 증기의 속도가 감소하며 액막의 두께도 증가하여 열전달계수도 감소한다. Fig. 3(f)에서는 혼합냉매 열전달의 저하 정도 $(T_i - T_{wi}) / (T_{vb} - T_{wi})$ 와 증기 및 액막 내의 물질확산의 정도 j_{kVi} / \dot{m} 및 j_{kLi} / \dot{m} 를 나타내고 있다. 여기서 기체-액체 경계면에서의 성분 k 의 증기측 및 액막측의 확산질량유속 j_{kVi} , j_{kLi} 는 다음과 같이 정의한다.

$$j_{kVi} = \beta_{kV}(y_{kVi} - y_{kVb}) = y_{kVi} \dot{m} - \dot{m}_k \quad (8)$$

$$j_{kLi} = \beta_{kL}(y_{kLi} - y_{kLb}) = \dot{m}_k - y_{kLi} \dot{m} \quad (9)$$

j_{1Vi} / \dot{m} 의 값은 냉매 유동방향에 대해 감소하면서 응축 종료점에서 0이 되고, j_{3Vi} / \dot{m} 의 값은 냉매 유동방향에 대해 증가하면서 응축 종료점에서 0이 된다. 반면, j_{1Li} / \dot{m} 의 값은 응축 시작점에서는 0이고 냉매 유동방향에 대해 증가하면서 응축 종료점에서 최대가 되며 j_{3Li} / \dot{m} 의 값은 응축 시작점에서는 0이고 냉매 유동방향에 대해 감소하면서 응축 종료점에서 최소가 된다. 이는 응축 시작점에서는 기상영역에서의 물질전달이 지배적이고 응축이 진행되면서 기상영역에서의 물질전달보다 액상영역에서의 물질전달이 점점 증가함을 의미한다. 그리고, $(T_i - T_{wi}) / (T_{vb} - T_{wi})$ 의 값은 응축이 진행됨에 따라 증가하여 응축 종료점에서 1에 근접한다. 이것은 3성분 비공비 혼합냉매의 응축열전달 특성은 응축이 진행됨에 따라 순수냉매와 같이 액막의 열저항이 지배적으로 되어 감을 의미한다.

3.2 응축기의 열교환 성능평가

예측 계산결과로부터 응축기의 열교환 성능을 평가하기 위해 총합 열전달계수 K_m 과 평균 열전달계수는 다음과 같이 구하였다.

총열전달량 Q_T 는 아래의 식으로부터 구한다.

$$Q_T = W_r(h_{rin} - h_{rou}) \quad (10)$$

여기서 h_{rin} 와 h_{rou} 는 냉매의 입구 및 출구에서의 엔탈피이다. 그리고, 총합 열전달계수 K_m 는 다음과 같이 정의한다.

$$K_m = \frac{Q_T}{A_T \Delta T_{ln}} \quad (11)$$

여기서 A_T 는 총전열면적이고, 대수 평균 온도차 ΔT_{ln} 은 냉매의 입출구온도 T_{rin} , T_{rou} 와 냉각수의 입출구온도 T_{Cin} , T_{Cout} 를 이용하여 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{rin} - T_{Cout}) - (T_{rou} - T_{Cin})}{\ln\left(\frac{T_{rin} - T_{Cout}}{T_{rou} - T_{Cin}}\right)} \quad (12)$$

그리고 냉매측의 평균 열전달계수는 α_{mr} 은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\alpha_{mr} d_{wi}} = \frac{1}{K_m d_{wi}} - \frac{1}{\lambda_w} \ln\left(\frac{d_{wo}}{d_{wi}}\right) - \frac{1}{\alpha_{mC} d_{wo}} \quad (13)$$

여기에서 α_{mC} 는 냉각수측의 평균 열전달계수이며 다음의 식으로부터 구한다.

$$\alpha_{mC} = \frac{\lambda_C}{D - d_{wo}} 0.023 \text{Re}_C^{0.8} \text{Pr}_C^{0.4} \quad (14)$$

Table 4에 냉각수의 유량 및 출구온도, 총열전달량 $Q_T (= 2.5 \text{ kW})$ 및 응축관의 총길이 L 의 조건이 동일하게 주어질 때 3성분 비공비 혼합냉매 R407A, R407B, R407C, R407D, R404A에 대한 응축기의 열교환 성능을 2성분 혼합냉매 R410A, R502와 순수냉매 R22, R32, R123, R134a에 대한 응축기의 열교환 성능과 비교한 결과를 나타낸다. 총합 열전달계수는 R32, R410A, R404A, R123, R407B, R502, R407A, R407C, R134a, R22, R407D의 순으로 감소한다. 총압력강하는 R32, R407C, R407D, R22, R410A, R407A, R134a, R407B, R502, R404A, R123의 순으로 증가한다.

Table 4 Comparison of condensation characteristics among several kinds of refrigerants

Refrigerant	G_r (kg/m ² s)	G_c (kg/m ² s)	T_{vbin} (°C)	P (kPa)	ΔP (kPa)	K_m (W/m ² K)	α_{mr} (kW/m ² K)	α_{mc} (kW/m ² K)
R407A	306.5	400	56.6	2475	1.67	1643	3.42	2.97
R407B	397.1	400	55.4	2619	2.55	1700	3.68	2.97
R407C	277.3	400	57.0	2354	1.45	1627	3.35	2.97
R407D	271.4	400	57.4	2050	1.51	1604	3.26	2.97
R404A	412.1	400	53.8	2505	3.30	1786	4.10	2.97
R410A	308.5	400	52.9	3266	1.66	1862	4.53	2.97
R502	424.6	400	54.8	2352	3.18	1682	3.59	2.97
R22	273.4	400	55.7	2211	1.58	1622	3.33	2.97
R32	198.1	400	52.5	3325	0.89	1982	5.31	2.97
R123	251.3	400	55.5	251	9.07	1764	3.99	2.97
R134a	276.7	400	55.9	1526	2.03	1623	3.34	2.97

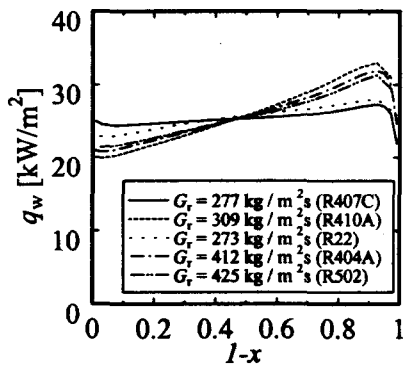


Fig. 4 Distribution of heat flux.

Fig. 4에 국부 열유속 분포를 나타낸다. R407C에서 열유속은 냉매증기와 냉각수 사이의 온도차는 냉매 유동방향에 대해 변화하지 않으므로 응축이 진행됨에 따라 약간 증가하면서 응축이 끝나기 전에 감소한다. 순수냉매 R22 및 near-azeotropic 냉매 R410A, R404A, R502의 경우, 열유속은 냉매증기와 냉각수 사이의 온도차는 냉매 유동방향에 대해 증가하므로 응축이 진행함에 따라 증가하였고, 응축이 끝나기 전에 급속하게 감소하고 있다.

4. 결 론

R32/125/134a을 혼합한 3중 혼합냉매에 대한 응축특성을 대항류 2중관 응축기에 대해 예측하였고, 순수냉매 R22, R32, R123, R134a와 혼합냉

매인 R410A, R407A, R407B, R407C, R407D, R404A, R502의 열교환 성능을 평가하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) R407C의 국부응축에 대한 열 및 물질전달 특성은 응축 시작점에서는 기상영역에서의 물질전달이 지배적이고 응축이 진행되면서 기상영역에서의 물질전달보다 액상영역에서의 물질전달이 점점 증가하였다.

(2) 3성분 비공비 혼합냉매의 응축열전달 특성은 응축이 진행됨에 따라 순수냉매와 같이 액막의 열저항이 지배적으로 되었다.

(3) 총열전달량과 응축관의 총길이의 값이 주어질 때 총합 열전달계수는 R32, R410A, R404A, R123, R407B, R502, R407A, R407C, R134a, R22, R407D의 순으로 감소하였고, 총압력강하는 R32, R407C, R407D, R22, R410A, R407A, R134a, R407B, R502, R404A, R123의 순으로 감소하였다.

참고문헌

1. Sami, S. M., Schnotale, J. and Smale, J. G., 1992, Prediction of the Heat Transfer Characteristics of R22/R152a/R114 and R22/R152a/R124, ASHRAE Transactions, Vol. 98, Part 2, pp. 51-58.
2. Sami, S. M., Tulej, P. J. and Song, B., 1995, Study of Heat Refrigerant Mixtures Inside Air/Refrigerant-Enhanced Surface Tubing,

- ASHRAE Transactions, Vol. 101, Part 1, pp. 1402-1412.
3. Doerr, T.M., Eckels, S.J. and Pate, M.B., 1994, In-Tube Condensation Heat Transfer of Refrigerant Mixtures, ASHRAE Transactions, Vol. 100, Part 2, pp. 547-557.
 4. Linton, J.W., Snelson, W.K., Triebe, A.R. and Hearty, P.F., 1994, Soft Optimization Test Results of R-32/R-125/R-134a (10%/70%/20%) Compared to R-502, ASHRAE Transactions, Vol. 100, Part 2, pp. 558-565.
 5. Ebisu, T. and Torikoshi, K., 1998, Heat Transfer Characteristics and Correlations for R-410A Flowing Inside a Horizontal Smooth Tube, ASHRAE Transactions, Vol. 104, Part 2, pp. 556-561.
 6. Hihara, E. and Zhang, L., 1998, Condensation Heat Transfer of Mixed Refrigerants Inside a Horizontal Tube, Transactions of The Japan Society of Mechanical Engineers (in Japanese), Vol. 64, No. 619, pp. 166-172.
 7. Koyama, S., Ishibashi, A. and Yu, J., 1996, A Prediction Model for Condensation of Binary Refrigerant Mixtures Inside a Horizontal Smooth Tube, Proceedings of The Third KSME-JSME Thermal Engineering Conference, Vol. 3, pp. 192-196.
 8. Lee, S.M., Park, B.D. and Koyama, S., 2001, A Prediction Model for Condensation of Zeotropic Refrigerant Mixtures Inside a Horizontal Smooth Tube (in Korean), Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 4, pp. 262-270.
 9. Haraguchi, H., Koyama, S. and Fujii, T., 1994, Condensation of Refrigerant HCFC 22, HFC 134a and HCFC 123 in a Horizontal Smooth Tube, Transactions of The Japan Society of Mechanical Engineers (in Japanese), Vol. 60, No. 574, pp. 245-252.
 10. Koyama, S., Yu, J. and Ishibashi, A., 1998, Condensation of Binary Refrigerant Mixtures in a Horizontal Smooth Tube, Thermal Science & Engineering, Vol. 6, No. 1, pp. 123-129.
 11. Chilton, T.H. and Colburn, A.P., 1934, Mass transfer coefficients: Predictions from data on heat transfer and fluid friction, Ind. Eng. Chem., Vol. 26, No. 11, pp. 1183-1187.
 12. Smith, S.L., 1971, Void Fractions in Two-Phase Flow: A Correlation Based upon an Equal Velocity Head Model, Heat and Fluid Flow, Vol. 1, No. 1, pp. 22-39.
 13. McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemon, E.W. and Peskin, A.P., 1998, NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP), version 6.0.
 14. Haraguchi, H., Kogawa, K., Koyama, S. and Fujii, T., 1994, An Experiment on Condensation of a HFC134a/HCFC123 Mixture inside Horizontal Tubes, The Proceedings of 31 National Heat Transfer Symposium of Japan, Vol. 2, pp. 742-744.