

프로판/부탄 혼합자연냉매의 평활관과 마이크로핀관 내의 응축성능평가

이 상 무, 이 주 동*, 박 병 덕**

(주)Kobelco-Materials 동관 개발부, *삼성전자(주) 공조개발팀, **상주대학교 자동차공학과

Condensing Performance Evaluation in Smooth and Micro-Fin Tubes for Natural Mixture Refrigerant (Propane/Butane)

Sang-Mu Lee, Joo-Dong Lee*, Byung-Duck Park**

Research and Development Section, Kobelco-Materials Copper Tube Ltd., Hatano 257-0015, Japan

**Air Conditioning R&D Team, Samsung Electronics Co. Ltd., Suwon 443-742, Korea*

***Department of Automotive Engineering, Sangju National University, Sangju 742-178, Korea*

(Received September 17, 2004; revision received July 4, 2005)

ABSTRACT: This paper deals with the heat exchange performance prediction of a counter flow type double-tube condenser for natural refrigerant mixtures composed of Propane/n-Butane or Propane/i-Butane in a smooth tube and a micro-fin tube. The local characteristics of heat transfer, mass transfer and pressure drop are calculated using a prediction method developed by the authors. The total pressure drop and the overall heat transfer coefficient are also evaluated on various heat exchange conditions. The calculated results of the natural refrigerant mixtures are compared with HCFC22. In conclusion, natural refrigerant mixtures composed of Propane/n-Butane or Propane/i-Butane are appropriate candidates for alternative refrigerant from the viewpoint of heat transfer characteristics.

Key words: Natural mixture refrigerant(혼합자연냉매), Propane/Butane(프로판/부탄), Condensation(응축), Smooth tube(평활관), Micro-fin tube(마이크로핀관)

기 호 설 명

C_p : 정압비열 [J/kgK]
 D : 외부관의 내경 [m]
 D_{12} : 확산계수 [m^2/s]
 d_{wi} : 내부관의 내경 [m]
 d_{wo} : 내부관의 외경 [m]
 G : 질량유속 [kg/m^2s]

Ga : Galileo 수, gpd/μ
 h : 엔탈피 [J/kg]
 j : 요소의 확산질량유속 [kg/m^2s]
 K : 총합 열전달계수 [kW/m^2K]
 \dot{m} : 전체 응축질량유속 [kg/m^2s]
 \dot{m}_1 : 고휘발성 성분의 응축질량유속 [kg/m^2s]
 Nu : Nusselt 수, ad/λ
 P : 압력 [kPa]
 dP/dz : 압력구배 [kPa/m]
 Ph : 상변화 수, $C_p(T_{sat} - T_w)/h$
 Pr : Prandtl 수, $C_p\lambda/\mu$

¹ Corresponding author

Tel.: +82-54-530-5335; fax: +82-54-530-5407

E-mail address: bdpark@sangju.ac.kr

- Q_T : 총열전달률 [kW]
- q : 열유속 [W/m^2]
- Re : Reynolds 수, Gd/μ
- Sc : Schmidt 수, $\mu/\rho D_{12}$
- Sh : Sherwood 수, $\beta d/\rho D_{12}$
- T : 온도 [K]
- W : 질량유량 [kg/s]
- x : 건도 [-]
- y_1 : 고휘발성 성분의 질량분율 [kg/kg]
- z : 냉매흐름방향 [m]

그리스 문자

- α : 열전달계수 [W/m^2K]
- β : 물질전달계수 [kg/m^2s]
- η_A : 열전달면적의 확대계수
- λ : 열전도계수 [W/mK]
- μ : 동점성계수 [Pa s]
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- ξ : \dot{m}_1/\dot{m} 의 비율
- Φ_V : 2상류 마찰손실승수
- X_u : Lockhart-Martinelli parameter
- Ψ : 기공률

하첨자

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

1. 서 론

지구온난화 파괴를 방지하기 위하여 CFC계와 HCFC계의 냉매의 대체냉매로서 HFC계의 냉매

가 개발되었다. 하지만 1997년 교토의정서에 따라 HFC계의 냉매도 지구온난화를 방지하기 위하여 사용이 축소되어야만 한다. 이에 최근 탄화수소계(HC), 물, 이산화탄소(CO₂), 암모니아(NH₃)와 같은 자연계 냉매가 각광을 받고 있다. 프로판, n-부탄, i-부탄과 같은 탄화수소계 자연계냉매는 폭발성에 대한 문제점을 가지고 있으나 화학적 안정성, 환경친화성, 가격, 무독성, 냉동기 오일과의 친화성 등으로 CFC12나 HCFC22가 주로 사용되는 증기 압축식 히터펌프와 냉동기의 대체냉매로서 주목을 받고 있다.^(1,2) 또한 이들을 이용하여 기존의 CFC12나 HCFC22의 특성과 비교한 시스템에 관한 연구도 최근 활발히 진행되고 있다.^(3,4) 이에 본 연구에서는 대체냉매로서 우수한 성능을 가지고 있는 탄화수소계의 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄과 같은 2종류의 혼합자연냉매를 이용하여 수평의 평활관과 마이크로핀관에 대하여 응축 특성을 고찰하였다. 응축기의 형태로는 2중관 대향류형 응축기를 사용하고 Lee et al.⁽⁵⁾이 제시한 바 있는 모델을 사용하여 해석을 하였다. 이들 해석에 의해 얻어진 자연계 혼합냉매들에 대한 결과들을 HCFC22의 결과와 비교 검토하였다.

2. 예측모델

Fig. 1에 대향류 2중관 응축기에 대한 물리적인 모델을 나타낸다. 2중관에서 내부관(시험관)의 내경 및 외경은 각각 d_{wi} , d_{wo} 이다. 내부관에는 평활관과 마이크로핀관을 사용하였다. 프로판/n-부

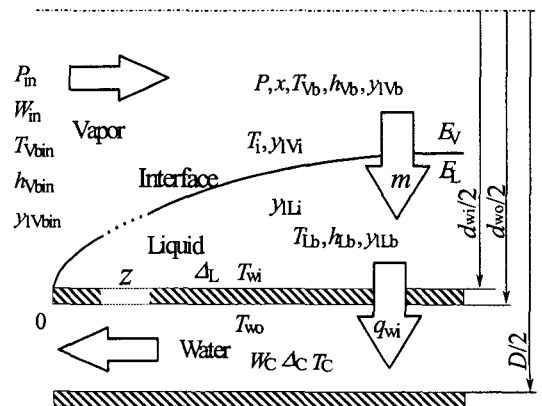


Fig. 1 Physical model.

탄 혹은 프로판/i-부탄의 혼합자연냉매 증기의 질량유량은 W_m 이고, 냉각수가 대향류로 흐르는 환상관 영역의 질량유량은 W_C 이다. 증기혼합냉매는 축 방향으로 $z=0$ 지점에서 응축이 되기 시작한다. 임의의 2상영역 지점 z (건도 x)에서 체적증기의 열역학적 상태는 $(P, T_{vb}, h_{vb}, y_{1vb}, y_{2vb})$, 기체-액체의 경계면의 상태는 $(P, T_i, y_{1vi}, y_{2vi}, y_{1Li}, y_{2Li})$, 체적액체의 상태는 $(P, T_{Lb}, h_{Lb}, y_{1Lb}, y_{2Lb})$ 이다. T_{wi} 와 T_{wo} 는 내부관의 내·외측 벽면온도이고 q_{wi} 는 내부관의 내부 표면에 작용하는 벽면 열유속이다. α_L 는 액막 열전달계수를 표시한다. 또한 β_L 과 β_V 는 각각 성분 $k(k=1, 2)$ 에 대한 액상과 기상의 물질전달계수를 나타낸다. 본 계산모델에서 주요한 가정은 다음과 같다.

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

(2) 마찰에 의한 압력강하는 Table 1에 나타낸

수평의 평활관과 마이크로핀관에서 단일냉매의 응축에 대하여 제시된 Haraguchi et al.⁽⁶⁾의 상관식을 이용하여 계산한다.

(3) 액막의 열전달계수는 Table 1에 나타낸 상관관계를 사용하였다. 이들의 상관관계는 단일냉매의 응축에 대하여 제시된 것으로 수평의 평활관에는 Haraguchi et al.⁽⁷⁾의 상관식을 마이크로핀관에는 Yu and Koyama⁽⁸⁾의 상관식을 이용하여 계산한다.

(4) 증기상에서 대류열전달은 무시한다.

(5) 액막에서 반경방향으로의 질량분율의 분포는 균일하고 물질전달계수는 무한하다.

(6) 각 성분의 증기물질전달계수는 Table 1의 상관식을 이용하여 계산한다. 이 식은 Chilton and Colburn⁽⁹⁾의 해석을 기초로 하여 Koyama et al.⁽¹⁰⁾가 마찰 압력강하의 상관식으로 유도한 것이다.

대향류 2중관 응축기의 열교환 성능예측에 사용되는 지배방정식은 다음과 같다.

Table 1 Correlation equation used in the prediction method

| Smooth tube | Micro-fin tube |
|---|--|
| <p>Correlation for frictional pressure drop</p> $\Phi_V = 1 + 0.5 \left[\frac{G_r}{\sqrt{g d_{wi} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.75} X_{\#}^{0.35}$ <p>where :</p> $X_{\#} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1}$ | <p>Correlation for frictional pressure drop</p> $\Phi_V = 1.1 + 1.3 \left[\frac{G_r X_{\#}}{\sqrt{g d_{wi} \rho_V (\rho_L - \rho_V)}} \right]^{0.35}$ <p>where :</p> $X_{\#} = \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0.9} \left(\frac{\rho_V}{\rho_L} \right)^{0.5} \left(\frac{\mu_L}{\mu_V} \right)^{0.1}$ |
| <p>Correlation of liquid film heat transfer</p> $Nu \equiv \frac{\alpha_L d_{wi}}{\lambda_L} = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$ <p>where :</p> $Nu_F = 0.0152(1 + 0.6 Pr_L^{0.8}) (\Phi_V / X_{\#}) Re_L^{0.77}$ $Nu_B = 0.725 H(\Psi) \left(\frac{Ga Pr_L}{Ph} \right)^{1/4}$ $H(\Psi) = \Psi + \{10[(1-\Psi)^{0.1} - 1] + 1.7 \times 10^{-4} Re\} \sqrt{\Psi} (1 - \sqrt{\Psi})$ | <p>Correlation of liquid film heat transfer</p> $Nu \equiv \frac{\alpha_L d_{wi}}{\lambda_L} = (Nu_F^2 + Nu_B^2)^{1/2}$ <p>where :</p> $Nu_F = 0.0152(3 + Pr_L^{1.1}) (\Phi_V / X_{\#}) Re_L^{0.68}$ $Nu_B = \frac{0.725}{\eta_A^{1/4}} H(\Psi) \left(\frac{Ga Pr_L}{Ph} \right)^{1/4}$ $H(\Psi) = \Psi + \{10(1-\Psi)^{0.1} - 8.0\} \sqrt{\Psi} (1 - \sqrt{\Psi})$ |
| <p>Correlation of vapor mass transfer</p> $Sh_V \equiv \frac{\beta_V d_{wi}}{\rho_V D_{12}} = 0.023 \sqrt{\Psi} \Phi_V^2 Re_V^{0.8} Sc_V^{1/3}$ | |
| <p>Correlation of Dittus-Boelter</p> $Nu_c \equiv \frac{\alpha_c d_{wo}}{\lambda_c} = 0.023 Re_c^{0.8} Pr_c^{0.4}$ | |

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⁽¹¹⁾으로부터 얻어진 기공률이다. dP_F/dz 는 마찰에 의한 압력강하로 Table 1에 나타낸 상관식으로 계산한다.

냉매의 열평형식

$$q_{wi} = -\frac{W_{in}}{\eta_A \pi d_{wi}} \frac{d}{dz} (x h_{vb} + (1-x) h_{Lb}) = \alpha_L (T_i - T_{wi}) \quad (2)$$

여기서 η_A 는 마이크로핀관의 확장계수이고 평활관의 경우에 $\eta_A=1$ 이다. 액막의 열전달계수 α_L 은 Table 1의 상관식을 이용해서 구한다.

증기코어에서 성분 k의 질량평형식

$$\dot{m}_1 = -\frac{W_{in}}{\pi d_{wi}} \frac{d}{dz} (x y_{1vb}) = -\frac{W_{in} y_{1vi}}{\pi d_{wi}} \frac{dx}{dz} - \beta_V (y_{1vi} - y_{1vb}) \quad (3)$$

여기서 \dot{m}_1 는 고휘발성 성분의 응축 질량유속이다. 기상 물질전달계수 β_V 는 Table 1에 나타낸 상관식을 이용해서 계산하였다.

액막에서 성분 k의 질량평형식

$$y_{1Lb} = y_{1Li} \quad (4)$$

건도와 질량분율과의 상관관계

$$x = (y_{1vbin} - y_{1Lb}) / (y_{1vb} - y_{1Lb}) \quad (5)$$

여기서 y_{1vbin} 은 냉매입구에서 체적질량분율이다.

내부관에서 반경방향 벽면 열전도량

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

여기서 λ_w 는 내부관의 열전도계수이다.

냉각수의 열평형식

$$q_{wi} = -\frac{W_C C_{pC}}{\eta_A \pi d_{wi}} \frac{dT_C}{dz} = \frac{\alpha_C d_{wo}}{\eta_A d_{wi}} (T_{wo} - T_C) \quad (7)$$

여기서, 냉각수의 열전달계수인 α_C 는 Dittus-Boelter 식⁽¹²⁾에서 구한다.

예측계산은 프로판/n-부탄, 프로판/i-부탄의 혼합자연냉매에 대하여 수행하였다. 계산에서 2중관 응축기의 입구에서 냉각수와 냉매의 조건은 실제 응축기의 조건과 잘 일치하는 값들로 정의하였다. 식(1)~(7)의 방정식을 풀어서 국소의 건도, 냉매체적증기의 열역학적 상태, 기체-액체의 경계면과 냉매체적증기, 벽온도, 벽열유속과 냉각수온도를 구하였다.

본 연구에 사용된 2중관 응축기는 동관으로 Table 2에 사양을 나타낸다. 시험관인 내부관은 외경은 7.0 mm, 외부관의 내경은 12 mm, 전체 응축길이는 3 m이다.

계산에서 사용한 혼합냉매의 조건은 Table 3과 같다. 각 입구의 냉매상태는 포화증기상태이고 총 응축관길이, 총열전달률 Q_T , 냉각수의 질량유속 G_C 와 냉각수의 출구온도 T_{Cout} 는 일정한 값으로 주었다. 또한 Table 3에 나타낸 것과 같이 순수냉매 HCFC22에 대하여도 같은 조건에서 계산

Table 2 Dimension of condenser

| | | Smooth | Micro-fin |
|------------|--------------------|---------|-----------|
| Inner tube | d_{wi} [m] | 0.00637 | 0.0065 |
| | η_A [-] | 1 | 2.12 |
| | d_{wo} [m] | 0.007 | 0.007 |
| | λ_w [W/mK] | 385 | 385 |
| Outer tube | D [m] | 0.012 | 0.012 |
| | Tube length [m] | 3.0 | 3.0 |

Table 3 Condition of refrigerant and cooling water for smooth and micro-fin tube

| Case | Refrigerant | y_{1Vbin} | G_C | T_{Cout} | Q_T | $(G_r)_{HCFC22}$ | |
|------|------------------|-------------|-------|------------|-------|------------------|-----------|
| | | | | | | Smooth | Micro-fin |
| a | Propane/n-Butane | 0-1 | 200 | 42.85 | 1.5 | 318 | 305 |
| b | Propane/n-Butane | 0-1 | 300 | 42.85 | 1.5 | 315 | 302 |
| c | Propane/n-Butane | 0-1 | 400 | 42.85 | 1.5 | 314 | 301 |
| d | Propane/i-Butane | 0-1 | 300 | 42.85 | 1.5 | 315 | 302 |

을 수행하였다. 혼합냉매의 열 및 수송 물성치는 프로그램 패키지 REFPROP Ver 6.0⁽¹³⁾을 이용하여 계산하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 2중관 대향류형 응축기의 해석 모델을 통해서 총응축관길이, 총열전달률, 냉각수의 질량유속, 그리고 냉각수의 출구온도가 일정한 값으로 주어질 때 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 냉매의 질량유속, 냉매의 압력강하, 평균 열전달계수에 대하여 HCFC22의 결과와 비교 검토하였다.

Fig. 2와 Fig. 3에 평활관과 마이크로핀관의 냉매의 질량유속 G_r 과 냉매입구에서 고휘발성 성분의 질량분율 y_{1Vbin} 과의 관계를 나타낸다. 여기서 기호 ○, △, □, ▽는 Table 3의 계산조건 (a), (b), (c), (d)를 나타낸다. 모든 경우에 있어서 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 질량유속 G_r 값은 Table 3에서 나타내는 HCFC22의 결과보다 작다. 이는 주로 응축잠열의 차이에 따른 것이다. 또한 마이

크로핀관의 질량유속 G_r 값이 평활관의 질량유속 G_r 값보다 약간 작다. 이는 마이크로핀관 내의 총합 열전달계수가 평활관의 총합 열전달계수보다 거의 두 배로 높고 마이크로핀관 내에서는 냉매 입구 압력이 낮아지고 잠열이 증가하기 때문이다. 그리고 모든 경우에 있어서 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 질량유속 G_r 값은 고휘발성 성분의 질량분율 y_{1Vbin} 의 증가에 따라 감소하다가 y_{1Vbin} 이 0.2~0.4 kg/kg인 중간영역에서 최소치를 나타내고 다시 증가한다. 이는 질량분율 y_{1Vbin} 의 변화에 따른 각 냉매의 포화압력에서의 응축 잠열의 변화에 영향을 받고 있기 때문이다.

Fig. 4와 Fig. 5는 평활관과 마이크로핀관 내에서 냉매입구에서 고휘발성 성분의 질량분율 y_{1Vbin} 과 응축길이 3m 전체에서 냉매의 압력강하 ΔP_T 와의 관계를 나타낸다. 각 그림에서 HCFC22 값을 표준으로 하기 위하여 기호 ▲로 나타내었다. 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 압력강하 ΔP_T 의 값은 고휘발성 성분의 질량분율 y_{1Vbin} 의 증가에 따라 감소한다. 이는 질량분율의 증가에 따라 액체의 동점성계수, 액체밀도가 감소하므로 압력

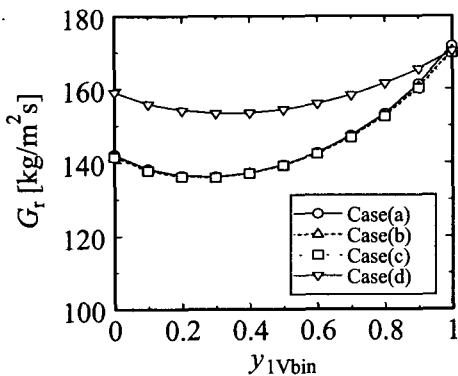


Fig. 2 Relation between G_r and y_{1Vbin} (smooth tube).

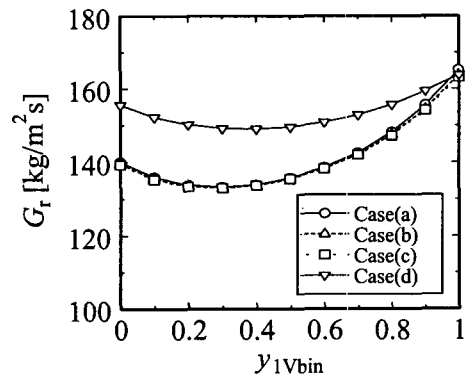


Fig. 3 Relation between G_r and y_{1Vbin} (micro-fin tube).

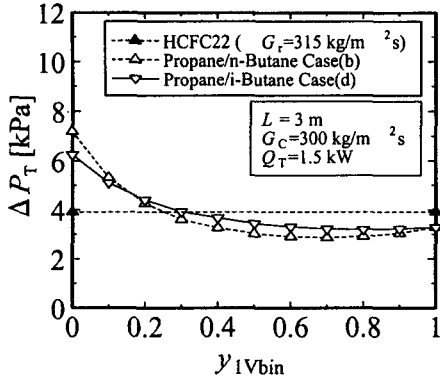


Fig. 4 Relation between ΔP_T and y_{1vbin} (smooth tube).

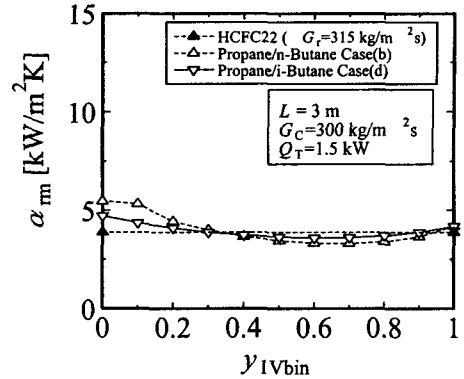


Fig. 6 Relation between α_{rm} and y_{1vbin} (smooth tube).

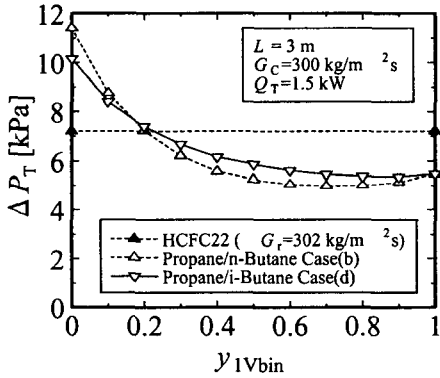


Fig. 5 Relation between ΔP_T and y_{1vbin} (micro-fine tube).

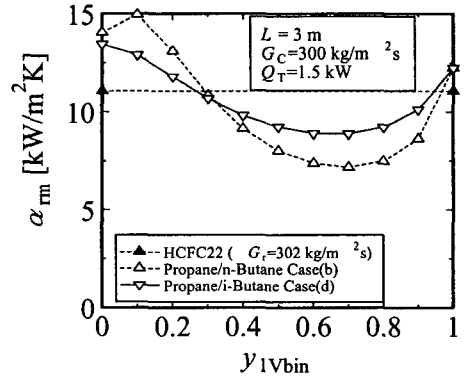


Fig. 7 Relation between α_{rm} and y_{1vbin} (micro-fine tube).

강하도 감소된다. 그리고 질량분율 0.2 kg/kg를 기준으로 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 냉매의 압력강하가 달라지고 있다. 이것은 프로판/n-부탄의 액체의 동점성계수, 액체밀도의 값이 프로판/i-부탄의 값보다 크고, 질량유속에 대해서는 프로판/n-부탄의 질량유속이 프로판/i-부탄보다 작다는 복합적인 영향에 의한 것으로 분석된다. 또한 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 압력강하 ΔP_T 의 값은 평활관에서 0.3 kg/kg, 마이크로핀관에서 0.2 kg/kg보다 클 때 HCFC22의 압력강하 ΔP_T 보다 작은 값을 나타낸다.

Fig. 6와 Fig. 7은 평활관과 마이크로핀관에 대해서 프로판/n-부탄, 프로판/i-부탄과 HCFC22의 평균 열전달계수 α_{rm} 를 나타낸다. 질량분율 0.3 kg/kg를 기준으로 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 냉매의 평균 열전달계수 α_{rm} 이 달라지고 있

다. 이것은 응축 잠열에 대해서는 프로판/n-부탄의 값이 프로판/i-부탄의 값보다 크고, 물질확산 저항에 의한 열전달저하에 대해서는 프로판/i-부탄이 프로판/n-부탄보다 작다는 복합적인 영향에 의한 것으로 판단된다. 평활관에서 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 평균 열전달계수 α_{rm} 값은 $y_{1vbin} \leq 0.3$ kg/kg 혹은 $y_{1vbin} \geq 0.9$ kg/kg의 영역에서 HCFC22보다 높다. 하지만 마이크로핀관에서 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 평균 열전달계수 α_{rm} 값은 $y_{1vbin} \leq 0.3$ kg/kg의 영역에서 HCFC22보다 크다. 마이크로핀관의 경우에 프로판/n-부탄의 평균 열전달계수 α_{rm} 는 $y_{1vbin} = 0.1$ kg/kg 가까이에서 최대치를 나타낸다.

Fig. 8와 Fig. 9는 평활관과 마이크로핀관에서 프로판/n-부탄, 프로판/i-부탄과 HCFC22의 압력강하와 평균 열전달계수를 총체적으로 비교 평가한

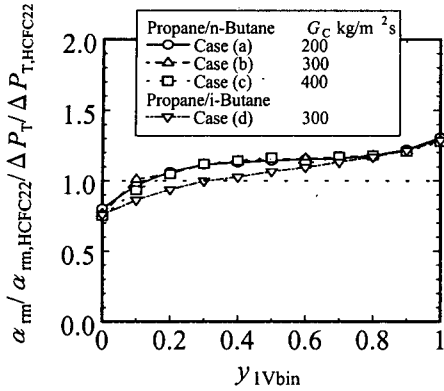


Fig. 8 Relation between $\alpha_{rm}/\alpha_{rm, HCFC22}/\Delta P_T/\Delta P_{T, HCFC22}$ and y_{1Vbin} (smooth tube).

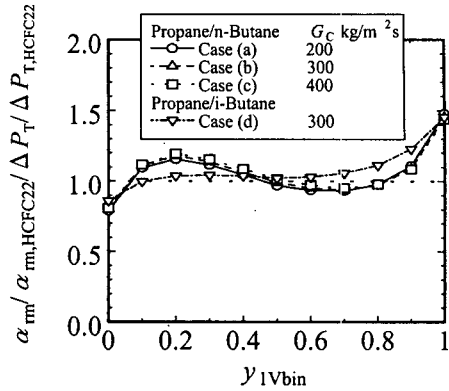


Fig. 9 Relation between $\alpha_{rm}/\alpha_{rm, HCFC22}/\Delta P_T/\Delta P_{T, HCFC22}$ and y_{1Vbin} (micro-fin tube).

결과를 나타낸다. 평활관에서 프로판/n-부탄, 프로판/i-부탄의 $\alpha_{rm}/\alpha_{rm, HCFC22}/\Delta P_T/\Delta P_{T, HCFC22}$ 값은 질량분율 y_{1Vbin} 의 증가와 함께 증가한다. 하지만 마이크로핀관에서도 프로판/n-부탄, 프로판/i-부탄 $\alpha_{rm}/\alpha_{rm, HCFC22}/\Delta P_T/\Delta P_{T, HCFC22}$ 값은 질량분율 y_{1Vbin} 의 증가와 함께 증가하고, $y_{1Vbin} = 0.2$ kg/kg 부근에서 최대의 값에 도달한다. 질량분율 y_{1Vbin} 이 이보다 증가하면 감소하였다가 다시 증가한다. 평활관에서 프로판/n-부탄, 프로판/i-부탄의 $\alpha_{rm}/\alpha_{rm, HCFC22}/\Delta P_T/\Delta P_{T, HCFC22}$ 값은 $y_{1Vbin} \geq 0.2$ kg/kg의 영역에서 HCFC22보다 커지지만 마이크로핀관에서는 프로판/n-부탄, 프로판/i-부탄의 $\alpha_{rm}/\alpha_{rm, HCFC22}/\Delta P_T/\Delta P_{T, HCFC22}$ 값이 $0.1 \leq y_{1Vbin} \leq 0.4$ 와 $y_{1Vbin} \geq 0.9$ 의 영역에서 HCFC22보다 크다.

4. 결 론

본 연구에서는 혼합자연냉매 프로판/n-부탄, 프로판/i-부탄의 열전달과 압력강하 특성을 2중관 열교환기의 응축에 대해서 냉매의 입구 질량분율, 질량유동과 냉각수의 조건에 대해서 예측하였다. 예측된 결과를 HCFC22와 비교하여 아래의 결과를 얻었다.

- (1) 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 질량유속의 값은 HCFC22보다 46% 정도 작다. 또한 마이크로핀관의 질량유속값이 평활관의 질량유속값보다 4% 정도 작다.
- (2) 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 압력강하의 값은 고휘발성 성분의 질량분율이 평활관에서

0.3 kg/kg, 마이크로핀관에서 0.2 kg/kg보다 클 때 HCFC22의 압력강하보다 작은 값을 나타낸다.

(3) 평활관에서 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 평균 열전달계수는 $y_{1Vbin} \leq 0.3$ kg/kg 혹은 $y_{1Vbin} \geq 0.9$ kg/kg의 영역에서 HCFC22보다 높다. 하지만 마이크로핀관에서 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄의 평균 열전달계수는 $y_{1Vbin} \leq 0.3$ kg/kg의 영역에서 HCFC22보다 크다.

(4) 프로판/n-부탄, 프로판/i-부탄과 HCFC22의 압력강하와 평균 열전달계수를 총체적으로 비교 평가한 결과로 볼 때 프로판/n-부탄과 프로판/i-부탄은 HCFC22의 대체냉매로서 가능성이 있음을 확인할 수 있다.

참고문헌

1. Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., 2000, Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system, Int. J. Refrigeration, Vol. 23, pp. 232-242.
2. Mathur, G. D., 2000, Hydrodynamic characteristics of propane (R-290), isobutane (R-600a), and 50/50 mixture of propane and isobutane, ASHRAE Transactions, Vol. 106, pp. 571-582.
3. Oh, H. K., Park, S. J., Park, K. W., Roh, G. S. and Jeong, J. C., 2001, Study on condensation heat transfer characteristics of hydrocarbons natural refrigerants, International

- Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 9, No. 3, pp. 10-17.
4. Yoon, W. J. and Kim, Y. C., 2002, Performance characteristics of propane/isobutane mixture in a small refrigeration system, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 1, pp. 73-82.
 5. Lee, S. M., Park, B. D. and Koyama, S., 2002, Heat and mass transfer characteristics and performance evaluation of a double-tube condenser for an alternative refrigerant, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 6, pp. 468-476.
 6. Haraguchi, H., Koyama, S., Kogawa, K. and Fujii, T., 1993, Condensation heat transfer of refrigerant HFC134a, HCFC123 and HCFC22 in a horizontal smooth tube and a horizontal micro-fin tube, Proc. 30th National Heat Transfer Symp. of Japan, Yokohama, Vol. II, pp. 343-345.
 7. Haraguchi, H., Koyama, S. and Fujii, T., 1994, Condensation of refrigerants HCFC22, HFC134a and HCFC123 in a horizontal smooth tube, Transactions of The Japan Society of Mechanical Engineers, Vol. 60, No. 574, pp. 245-252.
 8. Yu, J. and Koyama, S., 1998, Condensation heat transfer of pure refrigerants in micro fin tube, Proceedings of International Refrigeration Conference at Purdue, pp. 325-330.
 9. 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.
 10. Koyama, S., Yu, J. and Ishibashi, A., 1998, Condensation of binary refrigerant mixtures in a horizontal smooth tube, Thermal Science and Engineering, Vol. 6, No. 1, pp. 123-129.
 11. 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.
 12. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1981, Fundamentals of heat transfer, John Wiley and Sons Inc., p. 406.
 13. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP), Ver. 6.0.