

# 대체냉매 HFC-134a의 모세관 성능에 관한 수치해석적 연구

## Investigation of the Performance of the Alternative Refrigerant HFC-134a through Capillary tube : Numerical Analysis

김 창 년\* · 박 영 무\*\*  
C. N. Kim, Y. M. Park

**Key words :** Capillary Tube (모세관), Choked Flow (폐쇄유동), Two-Phase Flow (2 상유동),  
Alternative Refrigerant HFC-134a (대체냉매 R-134a)

### Abstract

Performance charts of capillary tubes for R-134a are presented. The calculation is based on the one-dimensional, adiabatic flow through capillary tube.

The length of capillary tube changes with inlet pressure, mass flux, inlet quality (or subcooling), and inside diameter. The length for R-134a is shorter by 12.5 ~ 23% than that for R-12 as mass flux varies, by 13 ~ 18.5% as inlet pressure changes, by 15 ~ 15.2% as inside diameter changes, and by 3.6 ~ 20% as subcooling (or quality) changes. In general, the length for R-134a is shorter than that for R-12 by 10 ~ 20%.

Pressure drop per unit length for R-134a is greater than that for R-12 since specific volume of R-134a is larger than that of R-12 and vapor pressure of R-134a is greater than that of R-12. Flash point of R-134a is ahead of that of R-12.

### 기 호 설 명

$A_o$  : 모세관의 단면적 ( $m^2$ )  
 $B$  : 무차원 수 ( $B = G^2 / (\rho_c \cdot P_c)$ )  
 $D$  : 모세관의 직경 (mm)  
 $f$  : 마찰계수  
 $G$  : 질량 플럭스 ( $kg/s \cdot m^2$ )  
 $\dot{m}$  : 질량 유량 ( $kg/s$ )  
 $P$  : 압력 (kPa)  
 $T$  : 온도 ( $^{\circ}C$ )  
 $V$  : 냉매의 속도 (m/s)  
 $x$  : 건도  
 $Z$  : 모세관의 길이 (mm)

### 회 략 문 자

$\rho$  : 냉매의 밀도 ( $kg/m^3$ )  
 $\tau_w$  : 벽면에서의 전단응력 ( $N/m^2$ )  
 $\alpha$  : 공극율 (void fraction)  
 $\pi$  : 원주율  
 $\mu$  : 점성계수  
 $\xi$  : 길이의 무차원 수 ( $\xi = Z/D$ )

### 첨 자

inlet : 입구  
 sat : 포화상태  
 $f$  : 포화액  
 $g$  : 포화증기  
 $h$  : 혼합 상태량  
 $r$  : 환산 상태량

\*정회원, 아주대학교 기계공학과 대학원

\*\*정회원, 아주대학교 기계공학과

$c$  : 임계 상태량  
 $sp$  : 단상영역  
 $tp$  : 이상영역  
 $sc$  : 과냉

## 1. 서 론

소형 냉동시스템의 주요 냉매로 사용해 왔던 R-12를 포함한 CFC 계열 냉매가 오존층 파괴 및 지구 온도상승의 중요한 원인 중의 한가지로 밝혀짐에 따라<sup>(1,2)</sup> 새로운 대체냉매를 개발하기 위하여 활발한 연구가 이루어지고 있다. 특히, 가정용 냉장고와 자동차용 냉방기의 주 냉매로 사용해 왔던 R-12의 대체냉매는 사용량이 많고 파괴효과가 크므로 가장 시급한 연구개발 과제였으며 가장 가능성이 높은 냉매로서 R-134a가 이미 개발되어 실용 단계에 와있다.<sup>(3)</sup> R-12를 R-134a로 교체하였을 때 시스템의 에너지 효율의 저감과 기계적 손상을 방지하기 위하여 시스템을 구성하는 각 부품의 R-134a에 대한 특성을 연구하여 새로운 설계기준을 제시하여야 한다.

냉동 시스템의 팽창장치는 압축기와 열교환기에 비하여 구조는 간단하지만 전체 시스템의 압력 및 유량을 조절하는 중요한 역할을 하는 부품으로서 고압단과 저압단의 균형을 유지하며 전체의 성능에 중요한 영향을 미친다.<sup>(4)</sup>

모세관은 소규모 밀폐형 압축기를 사용하는 가정용 냉장고, 에어컨, 제습기 등에 많이 사용하는 가장 보편적인 팽창장치로서 길이는 대체로 1~6m, 직경은 0.5~2mm 정도이며 그 이용범위가 점차 확대되고 있다.

모세관은 한번 설치하면 시스템의 부하 및 압축기 토출 압력의 변화에 따른 변경이 불가능하므로 사전에 냉동용량에 적합한 모세관을 선정하여야 한다. 따라서 모세관의 성능을 쉽게 계산할 수 있는 모세관 성능선도나 전산코드를 구성할 필요가 있다. R-12나 R-22의 성능 선도는 ASHRAE 편람<sup>(5)</sup>을 이용할 수 있으나, 대체냉매를 사용하는 모세관 성능선도는 아직까지 발표된바가 없다.

모세관 유동에 대한 본격적인 연구는 Bolstad와 Jordan<sup>(6)</sup>에 의해 시작되었다. 1.0668 mm, 5.4864 m 모세관 표면에 열전대를 설치하여 길이 방향의 온도변화를 측정하였으며, 0.6096 m마다 압력계를

설치하여 압력 강하량을 측정하였다. 단일조건하에서 실험을 수행하여, 폐쇄(choked)유동의 존재를 검증하였으며 증발기 압력을 더이상 내리도 유동량에 큰 영향이 없다는 사실을 확인하였다.

Whitesel<sup>(7,8)</sup>은 이상(two-phase)상태 입구조건하에서 단일된 모세관내에서의 이상(two-phase) 유동 실험과 해석을 하였으며, 실험에 사용한 모세관의 직경은 0.9144~2.286 mm, 길이는 0.3048~1.524 m이다.

Dudley<sup>(9)</sup>는 R-12를 작동유체로하여, 유리 모세관을 이용하여 입 출구의 압력, 온도, 유량을 측정하였으며, 유동 사진을 찍어 이상 유동 형상을 확인하고 초기 비등점이 이론적인 계산에 의한 위치보다 상당히 지연된 위치에서 발생한다는 사실과 비등점도 일정하지 않다는 실험결과를 보고하였다. 유사한 유리 모세관 실험은 Cooper, Chu, Brisken<sup>(10)</sup>에 의해서도 수행되었으나 설계 자료로 사용할 만한 결과는 제시되지 않았다. 다만, 유리 모세관을 이용하여 모세관 내의 이상(two-phase) 유동을 가시화함으로써 그 형상이 slug 혹은 bubble 유동이 아니고 fog 유동이라고 보고하였다.

Mikol<sup>(11)</sup>은 R-12와 R-22에 대하여 직경 1.4097 mm, 길이 1.271~1.8288 m 모세관을 사용하여 모세관 내의 압력과 온도변화를 0.1524 m 간격으로 측정하였다. 그의 실험에서도 비등 지연 현상이 발견되었다.

Erth<sup>(12)</sup>는 처음으로 컴퓨터를 이용하여 실제 냉매 물성치와 지배 방정식으로 부터 모세관 유동을 해석하고 Bolstad<sup>(6)</sup>와 Whitesel<sup>(7,8)</sup>의 실험자료를 이용하여 모형을 검증하였다. Scott<sup>(13)</sup>는 기존의 실험 및 해석 방법에 대한 광범위한 연구를 바탕으로 부족한 실험자료를 보충하여 비등 지연현상을 재확인하고 이를 고려한 비평형 유동모형을 제안하고 이를 기초로 하여 새로운 모세관 성능 선도를 제안하였다.

Goldstein<sup>(14)</sup>은 소직경의 모세관 내의 이상유동에 관한 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 제시하였다. 그는 모세관 입 출구에서의 급격축소 및 급격확대로 인한 압력강하, 단상영역에서의 압력강하 그리고 이상영역에서의 압력강하를 각각 계산하였으며, 중력의 효과는 마찰이나 운동량에 의한 압력강하량에 비하여 미소하여 무시하였다. Kuehl과 Goldschmidt<sup>(15,16,17)</sup>는 냉매 R-22를 사용하여 모세관의 길이와 직경변화에 따른 유동특성을 고찰하였다.

Chen, Li, Lin와 Chen<sup>(18)</sup>, Li, Lin와 Chen<sup>(19)</sup>, Li, Lin, Chen와 Chen<sup>(20)</sup> 등은 Mikol<sup>(6)</sup>, Dudley<sup>(9)</sup> 등의 실험에서 관찰된 모세관 내의 비등지연 현상에 착안하고 모세관 내의 유동이 metastable 유동이라는 사실을 중시하여, 비평형-drift-flux 모형을 이용하여 열역학적 포화점과 실제로 증발이 일어나는 위치의 차이점을 해석하고 실험적 검증을 시도하였다. 특히 Li, Chen, Chen과 Lin<sup>(21)</sup>은 처음으로 대체 냉매 R-134a를 사용하여 모세관 내에서의 유동을 수치적으로 해석하고 R-12와 비교하여 같은 조건하에서 압력 손실은 53% 증가하고 유량은 6% 감소한다고 발표하고, 같은 조건이라면 R-134a를 사용할 때 R-12보다 모세관의 길이가 10% 정도 짧다고 주장하였다.

앞에서 언급하고 있듯이 Bolstad<sup>(6)</sup>의 모세관 압력-유량 특성에 관한 연구 이후로 모세관의 유동 특성에 관한 많은 연구가 수행 되어왔으며 축적된 연구결과를 이용하여 ASHRAE에서는 R-12와 R-22용 모세관 성능선도를 제시하고 있다. 그러나 아직 R-134a를 사용하는 시스템의 모세관에 대한 단편적인 압력-유량관계 수치모형은 제시된 적이 있으나<sup>(21)</sup> 설계 혹은 선정기준이 제시 된적이 없었다.

따라서 본 연구에서는 대체냉매를 사용하는 시스템의 설계기술 확보 및 시스템성능 향상을 위해서 핵심 부품의 하나인 모세관의 성능을 제시하여 기존의 냉매 R-12와 대체냉매 R-134a에 대하여 비교, 검토 하였으며, 대체냉매 R-134a에 대한 모세관 성능선도를 제시하였다.

## 2. 모세관 유동의 지배 방정식

모세관의 냉매 유동은 크게 단상영역(Single-Phase Region)과 이상영역(Two-Phase Region)으로 분류하며, 각 영역별로 다음과 같은 가정하에서 지배방정식을 유도한다.

1. 유동은 1차원, 정상유동이다.
2. 단열 유동이다.
3. 모세관은 직선, 수평이며, 단면적은 일정하다.
4. 관내 벽의 마찰계수는 일정하다.

### 2.1 단상영역

단상영역은 모세관 입구에서 시작하여 처음 기포

가 발생하는 비등점까지를 말하며, 이 영역에서의 냉매 유동은 선형 압력강하와 등온이라는 특성을 가지고 있다.<sup>(6)</sup> 연속방정식과 운동방정식은 다음과 같이 표시한다.

$$\frac{\dot{m}}{A_o} = G = \rho V = \text{const.} \quad (1)$$

$$-A_o dP - \tau_w(\pi D) dZ = 0 \quad (2)$$

여기서,

$$\tau_w = f \frac{(\rho_f V^2)}{8} = f \frac{(G^2 / \rho_f)}{8} \quad (3)$$

이다.

식(3)을 식(2)에 대입하면

$$dZ = \frac{-dP}{f \frac{G^2}{2\rho_f D}} \quad (4)$$

이 된다. 단상영역에 해당하는 모세관의 길이를 계산하기 위하여 식(4)를 적분하면, 다음과 같은 식(5)를 얻을 수 있다.

$$Z = \frac{P_{inlet} - P_{sat}}{f \frac{G^2}{2\rho_f D}} \quad (5)$$

### 2.2 이상영역

이상영역은 비등점으로부터 모세관 출구까지이다. 이 영역에서는 액상과 기상이 공존하며, 압력 강하는 비선형이고, 관의 출구부분으로 갈수록 단위 길이당 압력 강하가 증가한다.<sup>(6)</sup> 이상유동의 기본 방정식을 유도하는데 다음과 같은 가정을 한다.

1. 임의의 점 Z의 전단면에서 혼합물의 압력은 일정하다.
2. 임의의 점 Z에서 각 상의 성질은 체적값(bulk value)으로 한다.

$$\dot{m} = \dot{m}_f + \dot{m}_g \quad (6)$$

$$-A_o dP - \tau_w(\pi D) dZ = d(\dot{m}V)_f + d(\dot{m}V)_g \quad (7)$$

$$(\dot{m}h)_f + (\dot{m}h)_g + 1/2\{(\dot{m}V^2)_f + (\dot{m}V^2)_g\} = 0 \quad (8)$$

이상영역에서의 건도(x, quality)<sup>(22)</sup>와 공극율( $\alpha$ , void fraction)<sup>(23)</sup>은 다음과 같이 정의한다.

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_f + \dot{m}_g} \quad (9)$$

$$\alpha = \frac{A_g}{A} = \frac{A_g}{A_f + A_g} = \frac{x}{x + (1-x) \cdot \rho_g / \rho_f} \quad (10)$$

이상영역의 전단응력은 단상영역과 마찬가지로 이상유동 마찰의 압력 구배로 정의한다.<sup>(23)</sup>

$$\frac{dP}{dz}\Big|_{ip} = \frac{4 \cdot \tau_w}{D} = \frac{f_{ip}}{D} \rho_h \frac{V^2}{2} \quad (11)$$

여기서,

$$\rho_h = \frac{\rho_f \cdot \rho_g}{x \cdot \rho_f + (1-x) \cdot \rho_g} \quad (12)$$

또한, 이상유동에서의 마찰계수  $f_{ip}$ 는 단상유동과 마찬가지로 Moody chart로 부터 얻는다.<sup>(13)</sup> 단, 점성계수는 이상유동의 평균 점성계수이며, 여러가지 관계식이 제안되었으나, 여기서는 Scott<sup>(13)</sup>가 제안한 다음 관계식을 사용한다.

$$\mu = \mu_f \quad (13)$$

### 2.3 무차원화

위에 제시된 이상유동의 기본방정식은 해석적 엄밀해를 구할 수 없으므로 수치적인 방법으로 해를 구한다. 위의 식은 유체의 물성과 모세관의 직경 및 길이에 따라 유량과 압력강하의 특성이 달라지므로, 사용냉매의 임계온도, 임계압력, 임계밀도를 이용하여 온도, 압력, 밀도를 무차원화하고, 길이는 직경으로 무차원화하면 사용냉매와 모세관의 직경에 무관하게 모세관 특성을 해석할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 다음과 같은 무차원 변수를 이용하였다.

$$\xi = \frac{z}{D}, \quad T_r = \frac{T}{T_c}, \quad P_r = \frac{P}{P_c},$$

$$\rho_r = \frac{\rho}{\rho_c}, \quad h_r = \frac{h \cdot \rho_c}{P_c}$$

위의 무차원 변수들을 식(5)와 식(7), (8)에 대입하여 정리하면,

과냉영역 :

$$\xi_{sp} = \frac{L_{sp}}{D} = \frac{2 \cdot \rho_{rr} \cdot (P_{r,inlet} P_{r,sat})}{f \cdot B} \quad (14)$$

여기서,

$$B = \frac{G^2}{\rho_c \cdot P_c}$$

이다.

이상영역 :

$$\left[ \frac{dT_r}{d\xi} - B \left( \frac{x}{\rho_{gr}^2} \frac{d\rho_{gr}}{dT_r} + \frac{1-x}{\rho_{fr}^2} \frac{d\rho_{fr}}{dT_r} \right) \right]$$

$$\frac{dT_r}{d\xi} + \frac{dP_r}{d\xi}\Big|_{ip} + B \left( \frac{1}{\rho_{gr}} - \frac{1}{\rho_{fr}} \right) \frac{dx}{d\xi} = 0 \quad (15)$$

$$\left[ (1-x) \frac{dh_{fr}}{dT_r} + x \frac{dh_{gr}}{dT_r} - B \left( \frac{x \cdot (1-x)}{\rho_{fr} \cdot \rho_{gr}^2} \right. \right.$$

$$\left. \left. + \frac{x^2}{\rho_{gr}^3} \right) \frac{d\rho_{gr}}{dT_r} - B \left( \frac{x \cdot (1-x)}{\rho_{fr}^2 \cdot \rho_{gr}} \right. \right.$$

$$\left. \left. + \frac{(1-x)^2}{\rho_{fr}^3} \right) \frac{d\rho_{fr}}{dT_r} \right] \frac{dT_r}{d\xi} + \left[ h_{fr} + \right.$$

$$\left. + B \left( \frac{x}{\rho_{gr}^2} - \frac{1-x}{\rho_{fr}^2} + \frac{1-2x}{\rho_{fr} \cdot \rho_{gr}} \right) \right] \frac{dx}{d\xi} = 0 \quad (16)$$

### 3. 계산 방법

모세관 입 출구의 냉매 상태와 냉매의 유량 및 모세관의 직경을 입력하고, 먼저 모세관 입구의 냉매 상태를 판단한다. 모세관 입구의 냉매 상태가 압축액 상태이면, 단상영역 부분의 모세관길이를 계산한 후 이상영역의 모세관길이를 계산한다. 만일, 모세관 입구의 냉매 상태가 포화증기 상태이면, 단상영역의 계산은 생략하고 바로 이상영역의 길이를 계산한다. 적분방법으로 4차의 Runge-Kutta방법을 사용하였다.

단상영역의 길이는 식(14)로 부터 압력차와 마찰계수를 이용하여 계산한다. 이상영역에서는 적분구간에 따른 적분치의 수치적 안정성을 보장하기 위하여, 먼저 임의의 적절한 미소구간  $\Delta L$ 을 가정하여 그 구간에서 식(15)와 (16)을 적분하여 구간의 끝에서  $T_i$ 와  $x_i$ 를 계산한다. 그리고 미소구간  $\Delta L$ 을 다시 이등분하여  $\Delta L$ 구간의 적분을  $\Delta L/2$ 간격으로 2번 수행하여 그 결과를  $T'_i$ 와  $x'_i$ 라 한다. ( $T_i - T'_i$ )와 ( $x_i - x'_i$ )가 동시에 수렴반경( $\epsilon=0.0001$ )내에 들면  $i$ 구간의 계산이 완료되고, 다음 구간  $\Delta L$ 을 가정하여 계산을 계속 진행한다. 그러나 만일, 수렴반경내에 들지 않았으면 처음 가정한 미소구간  $\Delta L$ 을  $\Delta L/2$ 로 줄여서 수렴할 때 까지 계산을 반복한다.

미소길이를 결정할 때 주의해야 할 점은 압력강하의 계산에서 구간의 길이가 크면 발산하게 되므로 미소길이를 적절히 조정하며 계산을 진행하여야 한다. 특히, 모세관 출구 부근에서의 압력강하는 입구 부근보다 더 크며, 출구 방향으로 진행할수록 더욱 커지므로<sup>(6)</sup> 미소길이는 더욱 작게하여야 한다.

미소구간의 압력을 점점하여 처음에 입력한 출구 압력보다 계산된 압력이 낮거나 혹은 폐쇄 유동이

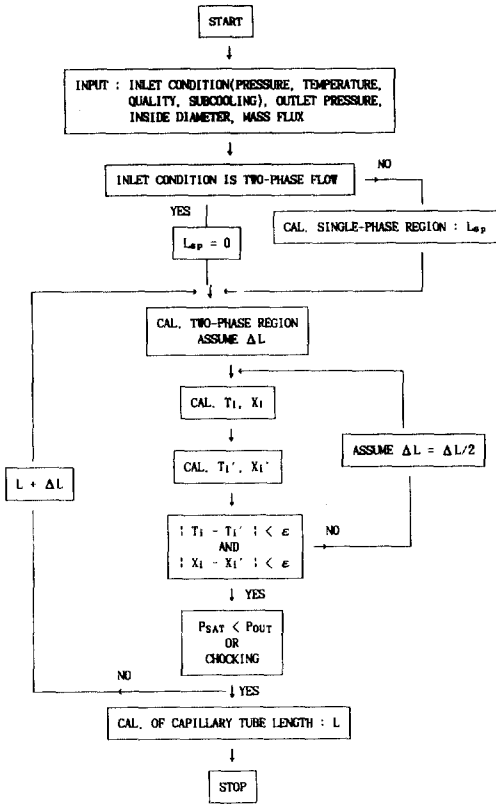


Fig. 1 Flow chart for the capillary tube simulation

발생하였을 경우에 계산은 종료된다. Fig. 1은 모세관 시뮬레이션 프로그램의 순서도이다.

$T$ 와  $x$ 를 계산하기 위해서는 냉매의 열역학적 물성치가 필요하며 본 연구에서는 R-12의 열역학적 물성치와 전달 물성치는 참고문헌(24)을 참고하였으며, R-134a의 경우에는 참고문헌(3)과 (25)를 이용하였다.

#### 4. 결과 및 토의

모세관의 길이에 영향을 미치는 변수는 입구에서 냉매의 상태, 질량유량, 모세관직경, 출구압력 등이다. 따라서 각 변수의 영향을 조사하기 위하여 기준 조건을 설정하는 것이 필요하다.

소형 냉장고에서 응축 온도가 40°C 부근이므로 이에 해당하는 각 냉매의 포화압력을 감안하여 모세관 입구압력은 1000 kPa를 기준으로 정했다. 모세관 직경은 ASHRAE의 표준모세관직경이며 출구압력을 0 kPa로 입력하는 것은 폐쇄유동(choked

Table 1 Reference conditions for the numerical simulation

변 수	기준 조건
모세관 입구압력 (절대 압력)	1000 kPa
모세관 입구의 냉매 상태	포화액 (saturated liquid)
질량 플럭스	4000 kg/s·m <sup>2</sup>
모세관 직경	1.63 mm
모세관 출구압력 (절대 압력)	0 kPa

flow)이 발생할 때까지 계산을 수행하기 위해서이다.

#### 4.1 모세관 유동의 특성

Fig. 2는 R-134a와 R-12가 각각 직경 1.63 mm의 모세관을 따라 유동하는 동안의 압력 및 포화압력 분포를 나타낸다.

단위길이당 압력강하를 살펴보면, R-134a가 R-12보다 큰것을 알 수 있다. 이것은 같은 온도에서 R-134a의 액체 및 증기의 비체적이 R-12보다 커서 유동 속도가 증가되어 마찰 계수가 증가하기 때문이다. R-134a의 액체 비체적은 온도 범위 0°C ~ 40°C 내에서 R-12보다 약 8%가 크며, 증기 비체적은 0°C의 온도에서 약 20%가 크다.<sup>(21)</sup>

R-134a의 포화압력은 20°C 이하의 온도에서는 R-12보다 낮으나, 20°C 이상의 온도에서는 더 높다.

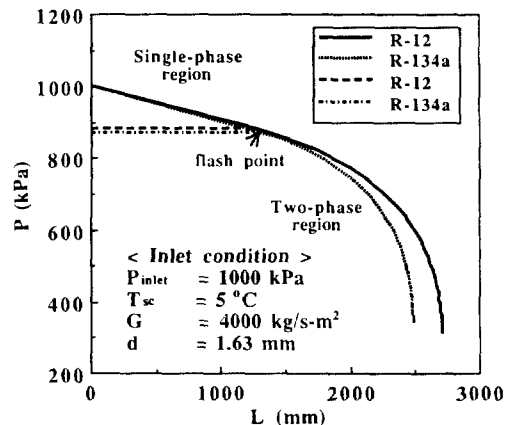


Fig. 2 Distribution of calculated pressure along a capillary tube with R-12 and R-134a

냉동 시스템에 적용되는 냉매에 있어서, 모세관 입구의 온도는 보통 20°C보다 높다. 입구온도 30°C에서 R-134a의 포화압력은 R-12의 포화압력보다 25 kPa이나 더 높다. 이것은 같은 입구온도 및 압력에서 냉매가 모세관을 따라 유동할 경우 R-12보다 R-134a가 포화압력에 먼저 도달한다는 것을 의미하며, 또한 R-134a가 R-12보다 먼저 기화된다는 것을 의미한다. 따라서, R-134a는 R-12보다 단상 액체영역은 짧고 이상영역은 더 길며, 압력강하는 더 크다.

4.2 질량 플럭스에 따른 모세관길이의 변화

Fig. 3은 질량 플럭스에 따른 모세관 길이의 변화를 나타낸다. 질량플럭스가 증가하면, 유동저항

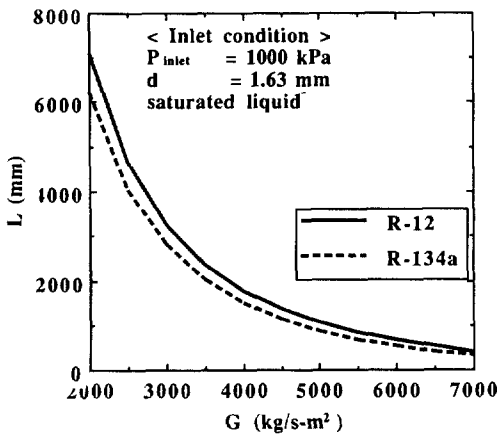


Fig. 3 Capillary tube length with variation of mass flux

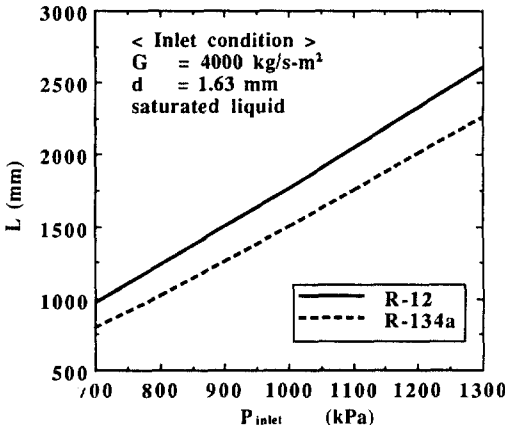


Fig. 4 Capillary tube length with variation of inlet pressures

이 증가하여 압력강하가 증가하므로 모세관 길이는 감소한다. 질량 플럭스가 작을 경우에는 단위질량 플럭스당 길이변화가 크며, 질량 플럭스가 큰 경우에는 길이변화가 작은 것을 볼 수 있으며, 질량 플럭스가 커질수록 단위질량 플럭스당 길이 변화량이 감소함을 보이고 있다. 따라서 모세관 길이는 질량 플럭스가 적을 경우 질량 플럭스의 변화에 예민함을 알 수 있다.

질량 플럭스의 변화에 따라 R-134a의 모세관 길이가 R-12보다 약 12.5~23% 정도 짧다.

4.3 입구압력에 따른 모세관 길이의 변화

모세관의 입구압력 변화에 따른 길이변화를 고찰하기 위하여 기준조건하에서 입구압력을 700~1300 kPa로 변화시키면서 모세관의 길이를 계산하였다.

Fig. 4는 모세관 입구압력의 변화에 따른 모세관 길이의 변화를 나타낸 것으로써 입구압력의 변화에 따라 거의 선형적인 변화를 하는 것을 알 수 있다. 입구압력이 높아지면 냉매의 액체 비체적이 커지고 질량유량이 작아지기 때문에 압력 강하가 감소한다. 따라서 모세관 길이가 늘어ना야 한다.

R-12와 R-134a를 비교해 보면, 입구 압력의 변화에 따라 R-134a의 모세관 길이가 R-12보다 약 13~18.5% 정도 짧다.

4.4 모세관의 직경에 따른 모세관 길이의 변화

기준조건하에서 직경을 0.4~2 mm로 변화시키면서 모세관의 길이를 계산하였다. Fig. 5로부터 모세관의 길이는 직경의 변화에 따라 거의 선형적인

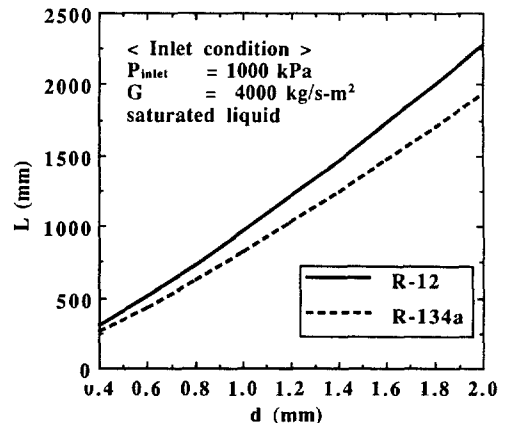


Fig. 5 Capillary tube length with variation of tube diameters

변화를 하는 것을 알 수 있다. 모세관의 직경이 증가하면 유동저항이 감소하여 모세관의 길이가 증가한다. 직경의 변화에 따라 R-134a의 모세관 길이가 R-12보다 약 15~15.2% 정도 짧으며, 직경 변화에 따라 거의 일정한 길이차를 보이고 있다.

4.5 과냉도 및 건도에 따른 모세관 길이의 변화

Fig. 6은 과냉도와 건도에 따른 모세관 길이의 변화를 나타낸다. 과냉도는 기준조건하에서 0~20℃로 변화시키면서 길이를 계산하였으며, 건도는 기준조건하에서 0~0.5로 변화시키면서 길이를 계산하였다. 그림의 X축에는 건도를 음의 부호(-)로 표기하여 과냉도와 함께 나타내었다.

과냉도가 증가하면 입구압력과 포화압력의 차가 증가하여 단상영역의 길이가 길어져 그 만큼 압력강하량이 감소하여 전체 모세관 길이가 증가하며, 반면 건도가 증가하면 모세관의 길이는 감소하는 것을 알 수 있다. 그리고 포화상태점을 변곡점으로 하여 양쪽 모두 2차 곡선 형태를 나타냄을 알 수 있다. 또한, 과냉도에 따른 길이의 변화가 건도의 변화에 따른 길이의 변화보다 더 큰 것을 알 수 있다.

R-12와 R-134a를 비교해 보면, 과냉도에 따른 두 냉매의 길이차는 약 3.6~10.8%이며, 건도에 따른 길이차는 16.3~20.4%이다.

4.6 R-134a용 모세관 성능 선도와 이용 방법

모세관의 질량유량은 표준 모세관의 질량유량과

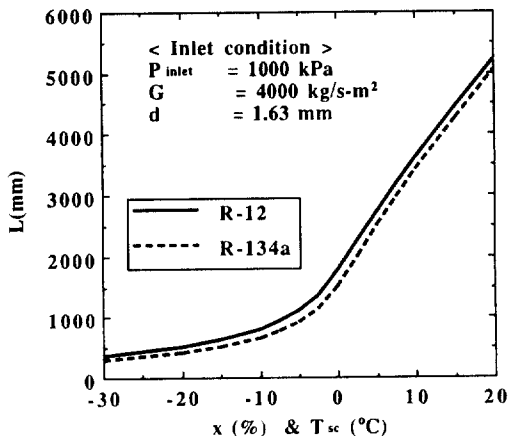


Fig. 6 Capillary tube length with variation of inlet subcooling & quality

비표준 모세관의 유동계수의 곱으로 표시된다.<sup>(5)</sup> 즉

$$\dot{m}_r = \Phi(L, D) \cdot \dot{m}_{std.} \quad (17)$$

여기서 유동계수 계산에 사용한 기준조건은 모세관 입구의 압력 1000 kPa, 모세관 길이 2030 mm, 모세관 직경 1.63 mm에 의한 질량 0.00728kg/s이다.

Fig. 7과 Fig. 8(a), 8(b)는 ASHRAE 편람<sup>(5)</sup>의 R-12와 R-22용 모세관 성능선도와 같은 목적의 R-134a용 모세관 성능선도이다. log-log선도를 읽을 때 발생하는 오차를 줄이기 위하여 본 연구에서는 선형선도로 나타내었다. Fig. 7은 표준모세관에 대하여 냉매의 질량유량을 모세관 입구압력과 모세관 입구의 조건(과냉도 혹은 건도)의 함수로 나타낸 것이다. 표준 모세관은 길이가 2030 mm이며, 직경은 1.63 mm이다. Fig. 8(a)와 8(b)는 비표준 모세관의 유동계수를 나타낸 것으로 Fig. 8(a)에서는

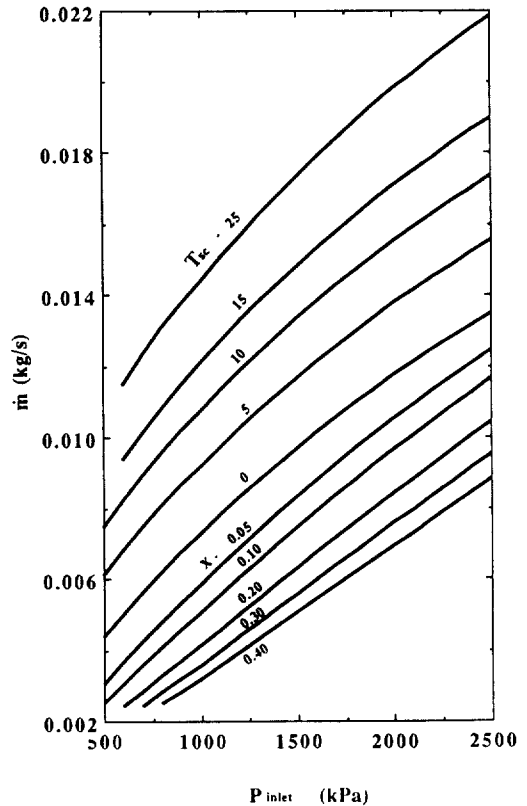


Fig. 7 Basic rating curve for condenser-to-evaporator(R-134a)

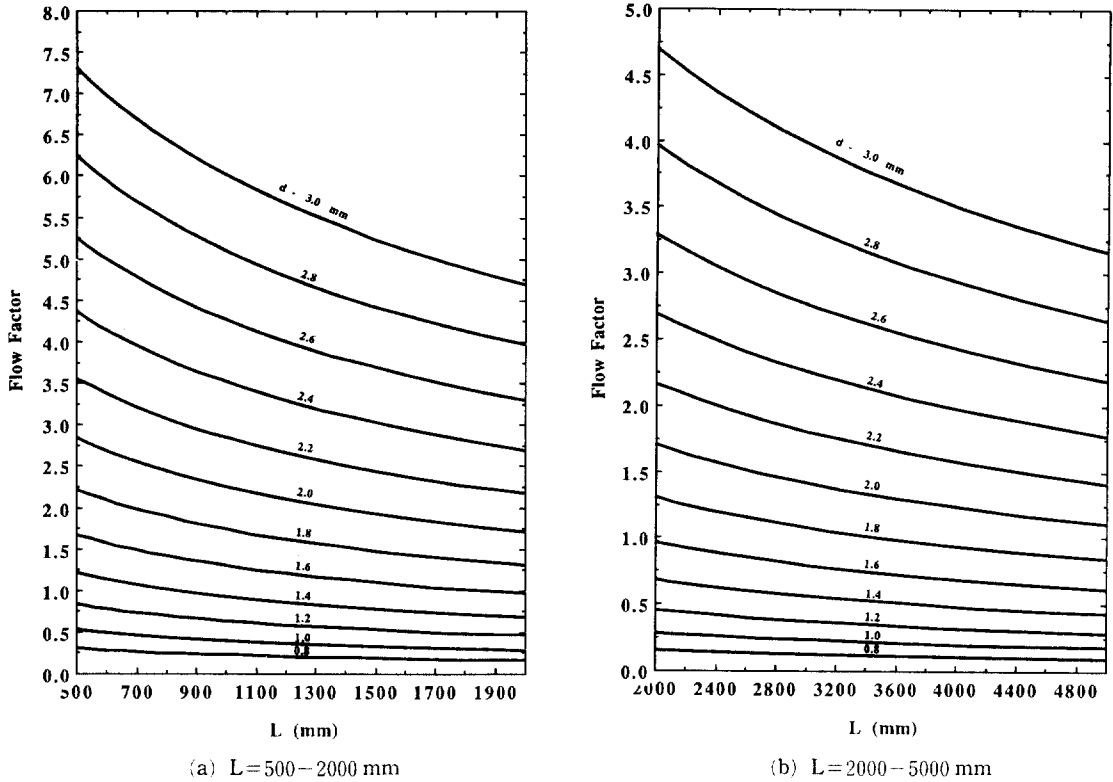


Fig. 8 Capillary tube flow factors(R-134a)

Table 2 Comparison of  $L_1$  and  $L_2$

	Pi (kPa)	T <sub>sc</sub> (°C) or x	d (mm)	flow factor	$\dot{m}_1$ (kg/s)	$\dot{m}_2$ (kg/s)	L <sub>1</sub> (mm)	L <sub>2</sub> (mm)	Error (%)
1	1300	x=0.1	1.2	0.5827	0.00659	0.00380	1183.1	1186.6	-0.293
2	1000	sat	1.2	0.8158	0.00728	0.00594	522.6	522.2	0.064
3	1200	x=0.05	1.4	0.7297	0.00687	0.00501	1721.0	1721.6	-0.039
4	900	sat	1.4	1.0469	0.00674	0.00706	738.7	740.4	-0.229
5	1100	5°C	1.6	1.2846	0.00973	0.01250	1020.8	1036.2	-1.490
6	1000	5°C	1.8	1.7306	0.00920	0.01591	1007.5	1032.9	-2.462
7	700	x=0.1	2.0	2.0719	0.00355	0.00735	1241.1	1339.6	-7.350
8	1100	sat	2.2	2.5853	0.00779	0.02014	1289.6	1288.5	0.083
9	800	10°C	2.4	2.1444	0.00955	0.02048	3354.9	3345.5	0.279
10	1500	x=0.3	2.6	3.0638	0.00556	0.01703	2374.4	2452.8	-3.197

주) d : 모세관의 직경  
 $\dot{m}_1$  : 입구 조건에서 Fig. 7을 이용하여 구한 질량  
 $\dot{m}_2$  :  $\dot{m}_1$ 에 유동계수를 곱한 질량  
L<sub>1</sub> : Fig. 8(a)와 8(b)를 이용하여 구한 모세관의 길이  
L<sub>2</sub> : 모세관 시뮬레이션 프로그램으로 구한 길이  
Error :  $(L_1 - L_2) / L_2 \times 100$   
sat : 포화액 (saturated liquid)



500~2000 mm, Fig. 8(b)에서는 2000~5000 mm 범위의 모세관을 취급하였다. 또한, Fig. 7과 Fig. 8(a), (b)는 출구에서 폐쇄 유동(choked)이 발생할 때의 결과이다. 따라서 본 선도는 출구압력이 임계압력이하일 때 유효하다.

Hopkins<sup>(26)</sup>가 지적하였듯이, 입구에서 압력과 과냉도가 기준조건과 다른 비표준 모세관의 유량을, 단순히 길이와 직경만을 변경하여 계산한 유동계수를 적용하여 수정하면 비표준 모세관의 유량 계산이 부정확할 수 있다. 그 부정확성의 정도를 살펴보기 위하여 모세관 입구에서의 냉매 조건이 기준조건과 다른 여러 조건에서 모세관 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 계산한 길이( $L_2$ )와 유동계수를 이용(Fig. 7, Fig. 8(a), 8(b))하여 계산한 길이( $L_1$ )를 Table 2에서 비교하였다. 오차의 양은  $L_2$ 를 기준으로 약  $\pm 0.04 \sim 7.4\%$  정도로 작으며, 특히 소형 냉장고에서 사용되는 입구 압력 범위(900~1100 kPa)에서는 그 오차가  $\pm 2.5\%$  이내이다. 따라서 제시한 성능 선도는 소형 냉동기용 모세관의 예비설계자료로서 이용가치가 있다.

R-134a용 모세관 성능 선도를 이용하는 방법은 다음 예제와 같다.

(예제 1) 응축온도가  $40^\circ\text{C}$ 이며, 과냉도가  $5^\circ\text{C}$ 인 냉동시스템에서 직경 0.8 mm, 길이 1500 mm의 모세관으로 흐르는 R-134a의 질량유량(kg/s)은 얼마인가?

(풀이) 냉매 R-134a의 경우,  $40^\circ\text{C}$ 의 포화압력은 1016.4 kPa이다. 따라서, Fig. 7로 부터 입구압력 1016.4 kPa, 과냉도  $5^\circ\text{C}$ 에서의 표준 모세관에 대한 질량유량은 0.0094 kg/s이다.

실제 직경과 길이에 대한 유량을 구하기 위하여, Fig. 8(a) 혹은 8(b)로 부터 수정계수를 구한다. 직경 0.8 mm, 길이 1500 mm에 대한 수정계수는 0.2이다. 따라서 실제 질량유량은  $0.2 \times 0.0094 = 0.00188 \text{ kg/s} (1.88 \text{ g/s})$ 이다.

(예제 2) 모세관의 입구 상태가 1000 kPa의 포화액이며, 질량유량이 0.01 kg/s일 때 직경 1.8 mm인 모세관의 적정길이는 얼마인가?

(풀이) Fig. 7로 부터 입구압력 1000 kPa, 과냉도  $0^\circ\text{C}$ 에서의 표준 모세관에 대한 질량 유량은 0.0073 kg/s이다. 따라서 수정계수는  $0.01/0.0073 = 1.37$ 이다.

Fig. 8(a)로부터 수정계수 1.37, 직경 1.8 mm에 대한 모세관 길이는 1800 mm이다.

(예제 3) 예제 2에서 모세관 길이를 1600 mm로 단축하려면 모세관 직경은 얼마로 하여야 하는가?

(풀이) Fig. 8(a)로 부터 수정계수 1.37, 모세관 길이 1600 mm에 대한 모세관 직경은 1.75 mm이다.

## 5. 결 론

1차원, 단열모세관 유동에 기초하여, R-134a용 모세관 성능선도 Fig. 7와 Fig. 8(a), (b)를 제시하였다. R-12와 비교한 R-134a의 모세관 특성은 다음과 같다.

1) R-134a는 같은 온도에서 R-12보다 액체 및 증기의 비체적이 크며 온도가  $20^\circ\text{C}$  이상이면 포화압력도 더 높기 때문에 동일 조건하에서 단위 길이당 압력강하가 크며 기화가 먼저 일어난다.

2) 모세관의 길이는 여러 조건에 따라 다음과 같이 변화하였다.

○ 질량 플럭스의 변화에는 반 비례적으로 변화하였다.

○ 입구압력 및 모세관 직경의 변화에는 선형적으로 변화하였다.

○ 과냉도 및 건도의 변화에는 2차 함수 형태로 변화하였다.

3) 모세관의 길이는 입구압력, 질량유량, 입구 조건 및 직경에 따라 변한다. 각 조건에 따라 R-12와 R-134a의 모세관 길이를 계산하였다. 고정 변수에 따라 다소의 차이가 있으나 R-134a의 모세관 길이가 R-12보다 10~20% 정도 짧다. 즉, 질량 플럭스의 변화에 따라 약 12.5~23% 정도, 입구압력의 변화에 따라 약 13~18.5% 정도, 직경의 변화에 따라 약 15~15.2% 정도, 그리고 과냉도 및 건도의 변화에 따라 약 3.6~20.4% 정도 R-134a의 모세관 길이가 짧다.

## 후 기

본 연구는 아주대학교 교내연구비의 지원으로 이루어졌습니다. 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Brown, L. R., 1990, State of the World 1990, Worldwatch Institute, Ch. 2

- (2) McLinden, M.O., and Didion, D.A., 1987, "Quest for Alternatives", ASHRAE J. Dec., pp. 32~42.
- (3) 박영무, 이홍원, 1991, "R-134a의 열역학적 물성치 계산과 냉동성능에 관한 연구," 공기조화 냉동공학 논문집 제3권 제4호, pp. 286~296.
- (4) Stoecker, W. F., and Jones, J. W., 1986, "Refrigeration and Air Conditioning", McGRAW-HILL Inc.
- (5) ASHRAE, 1988, ASHRAE Handbook, Equipment.
- (6) Bolstad, M. M., and Jordan, R. C., 1948, "Theory and use of the capillary tube expansion devices", Refrigerating Engineering, December, Vol. 56, No. 6, p. 519.
- (7) Whitesel, H.A., 1957, "Capillary two-phase flow", Refrigerating Engineering, Vol. 65, No. 4, April, p. 42.
- (8) Whitesel, H. A., 1957, "Capillary two-phase flow, part II", Refrigerating Engineering, Vol. 65, No. 9, September, p. 35.
- (9) Dudley, J. K., 1962, "A Photographic study of the two phase flow of Freon in small bore tubes", M.S. Thesis, Univ. of Wisconsin
- (10) Cooper, L., Chu, C. H., and Brisken, W. R., 1957, "Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions", Refrigerating Engineering, July, Vol. 65, No. 7, p. 37.
- (11) Mikol, E. P., 1963, "Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes", ASHRAE Journal, Vol. 57, No. 11, pp. 75~86.
- (12) Erth, R. A., 1970, "Two-phase flow in refrigeration capillary tubes: analysis and prediction", Ph. D. thesis, Purdue Univ.
- (13) Scott, T. C., 1976, "Flashing refrigerant flow in small bore tubes", Ph. D. thesis, The Univ. of Michigan.
- (14) Goldstein, S.D., and P.E., 1981, "A computer simulation method for describing two-phase flashing flow in small diameter tubes", ASHRAE Trans., Vol. 87, pp. 51~60.
- (15) Kuehl, S. J., and Goldschmidt, V. W., 1990, "Steady flows of R-22 through capillary tubes: test data", ASHRAE Trans., Vol. 96, Part 1.
- (16) Kuehl, S. J., and Goldschmidt, V.W., 1990, "Transient response of fixed-area refrigerant expansion device", ASHRAE Winter Meeting, chapter 23.
- (17) Kuehl, S. J., and Goldschmidt, V. W., 1991, "Modeling of steady flows of R-22 through capillary tubes", ASHRAE Winter Meeting.
- (18) Chen, Z-H., Li, R-Y., Lin, S., and Chen, Z-Y., 1990, "A correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tubes", ASHRAE Trans., Vol. 96, Pt. 1, pp. 550~554.
- (19) Li, R. Y., Lin, S., and Chen, Z. H., 1990, "Numerical modeling of thermodynamic non-equilibrium flow of refrigerant through capillary tubes", ASHRAE Trans., Vol. 96, Pt. 1, pp. 542~549.
- (20) Li, R. Y., Lin, S., Chen, Z. Y., and Chen, Z. H., 1990, "Metastable flow of R-12 through capillary tubes", Int. J. Refrigeration, Vol. 13, pp. 181~186.
- (21) R. Y. Lin, Z. H. Chen, D. K. Chen, and S. Lin, 1991, "Numerical Analysis of flow of stratospherically safe refrigerant-R134a through capillary tube", 18th International Congress of Refrigeration, Montreal, Quebec, Canada.
- (22) Van Wylen, G. J., and Sonntag, R. E., 1985, "Fundamentals of Classical Thermodynamics", John Wiley & Sons, Inc.
- (23) Collier, J. G., 1981, "Convective Boiling and Condensation", McGRAW-HILL, Inc.
- (24) McMullan, J. R, Morgan, R., 1981, "Heat Pumps", Adam Hilger Ltd, Bristol.
- (25) Sinji Takahasi, 1990, "Viscosity of Environmentally Acceptable Fluorocarbons", Proceedings of 11th Japan symposium on Thermophysical Properties, pp. 139~142.
- (26) Hopkins, N. E., 1950, "Rating the Restrictor Tube", Refrigerating Engineering, November, p. 1087.