

마찰 계수와 점성 계수 모델이 단열 모세관 유동에 미치는 영향 평가

손기동, 박상구, 정지환[†], 이승홍, 김윤수*
부산대학교 기계공학부, *LG전자 냉장고 사업부

An Assessment of Friction Factor and Viscosity Models for Predicting the Refrigerant Characteristics in Adiabatic Capillary Tubes

Ki Dong Son, Sang-goo Park, Ji Hwan Jeong[†], Lee Sung Hong, Lyun Su Kim*
School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan, Korea
*LG Electronics, Changwon, Gyeongnam, Korea

(Received October 7, 2008; revision received January 29, 2009)

ABSTRACT: Capillary tubes are widely used as expansion device in small refrigeration systems. The refrigerant flowing in the capillary tube experiences frictional and accelerational head losses and flashing simultaneously. In this paper flow characteristics of adiabatic capillary tubes were simulated with various friction factor models, two-phase viscosity models, and two-phase frictional multiplier models. The predicted pressure distribution and mass flow rate are compared with experimental data reported in literature. It is confirmed that the predicting accuracy with homogeneous model can be improved by employing suitable correlations of friction factor, two-phase viscosity and two-phase frictional multiplier.

Key words: Adiabatic capillary tube(단열 모세관), Two-phase refrigerant flow(이상 냉매유동), Friction factor(마찰계수), Two-phase viscosity model(이상 점성계수), Two-phase frictional multiplier(이상마찰승수)

기 호 설 명

A : 면적 [m^2]
 C_f : 마찰계수 [-]
 D : 직경 [m]
 f : 마찰계수 [-]
 G : 질량 유속 [kg/m^2s]
 g : 중력 가속도 [m/s^2]
 h : 비엔탈피 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]

Re : 레이놀즈 수 [GD/μ]
 T : 온도 [K]
 V : 속도 [m/s]
 v : 비체적 [m^3/kg]

그리스 문자

θ : 각도 [deg]
 ϵ : 표면 거칠기 [mm]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]
 τ : 전단력 [N/m^3]
 σ : 표면장력 [N/m]
 μ : 점성 계수 [kg/ms]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-51-510-3050; fax: +82-51-510-3592

E-mail address: jihwan@pusan.ac.kr

상첨자

* : 무차원 변수

하첨자

c : 모세관
cri : 임계
cal : 계산값
exp : 실험값
F : 마찰
g : 기상
go : 전체 기상
i : 섹션 기호
in : 입구
inlet : 입구
l : 액상
lo : 전체 액상
out : 출구
outlet : 출구
s : 포화
sat : 포화
sp : 단상
sub : 과냉
tp : 이상
v : 기상

1. 서 론

증기 압축식 냉동 사이클에서 팽창장치는 냉매 유량 조절 역할과 압력강하 역할을 한다. 가정용 냉장고에 사용되는 것과 같은 소형 냉동 장치의 팽창장치로는 모세관이 널리 쓰인다. 모세관은 내경이 0.5mm에서 1.5mm 사이인 원형관 형태이다.

모세관 내부유동은 냉매 상태별로 과냉액 구간, 증발지연 구간, 이상유동 구간 등으로 나눌 수 있다. 유동 현상에 따른 구분을 Fig. 1에 나타내었다. 지난 반세기 동안 모세관 내의 유동 현상과 증기 압축식 냉동 사이클에서의 모세관의 영향에 관하여 많은 연구가 진행 되었다. Koizumi and Yokoyama⁽¹⁾는 모세관 내의 냉매 유동 특성에 관하여 연구하였으며 Chen et al.⁽²⁾은 R-12를 사용한 모세관에서의 증발지연현상에 따른 상관식을 개발하였다. Dirik et al.⁽³⁾은 R-134a를 사용한 단열 모세관과 비단열 모세관에 관하여 실험적, 수치적 연구를 수행하였고 Peixoto and Bullard⁽⁴⁾는 흡입관과 열교환을 하는 모세관에 관하여 시뮬레이션 모델을 개발 하였다. Bittle et al.⁽⁵⁾은 모세관

의 냉매 유량에 관한 일반화된 상관식을 개발하였다. Mezavila and Melo⁽⁶⁾는 R-134a를 이용한 비단열 모세관에서 시뮬레이션 모델을 개발하였다. Bansal and Xu⁽⁷⁾는 모세관의 이상 유동에서 균질 이상 유동 모델을 제시 하였다. Wongwises and Suchatawut⁽⁸⁾는 모세관에서 증발지연구간을 포함한 냉매 유동 특성을 예측하였다. Yufeng et al.⁽⁹⁾은 모세관에서 마찰 계수 와 점성계수 모델을 비교하였다. 모세관의 냉매 유동 특성에 관하여 많은 연구가 있었으나 대부분 단상유동 마찰 계수 상관식에 이상유동 물성치를 대입하여 압력변화를 계산하는 방법을 이용하였다. 본 논문에서는 마찰 계수 상관식과 점성 계수 모델 그리고 이상마찰승수 상관식을 이용한 모세관 유동 해석 모델을 실험 데이터와 비교하여 예측성능을 평가하고자 한다.

2. 물리적 모델

모세관 내의 냉매 유동 특성을 해석하기 위해서는 단상 구간과 이상 구간에서의 벽면 마찰력, flashing 현상, 기화에 따른 속도증가에 의한 압력강하를 동시에 해석하여야 한다. 본 연구에서는 수평관에서의 유동이 정상상태이고 표면 거칠기와 직경이 일정하며 오일의 영향은 무시할 만하다고 가정하였다. 모세관 내 이상 유동은 균질 이상 유동 모델을 사용하였다.

모세관은 모세관 내의 냉매 상에 따라 과냉액 구간, meta-stable 구간, 이상 구간의 세 영역으로 나뉘어진다. 냉매 유동을 해석하기 위하여 연속 방정식과 운동량 방정식, 에너지 방정식을 사용하였다. 정상 상태에서 모세관을 흐르는 냉매의 질량 유량과 엔탈피는 일정하므로 아래 식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_c = const \tag{1}$$

$$h = const \tag{2}$$

운동량 보존 방정식은 식(3)으로 나타내어진다.

$$-mdV_c = \tau\pi D_c dz + A_c dp_c + mgsin\theta \tag{3}$$

식(3)의 좌변의 항은 냉매의 총 운동량 변화이

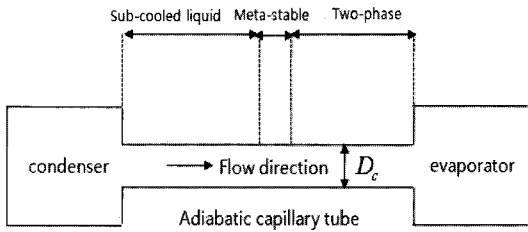


Fig. 1 Three distinct regions in a capillary tube.

며 우변의 항은 냉매에 작용하는 힘의 합으로서 각각 벽면의 전단력과 압력 차이에 의한 힘 그리고 중력에 의한 힘이다. 식(3)을 단위 길이 당 압력변화 값으로 정리하면 식(4)와 같다.

$$-\frac{dp_c}{dz} = f_c \frac{G_c^2 v_c}{2D_c} + G_c^2 \frac{dv_c}{dz} + G_c^2 \frac{g \sin \theta}{dz} \quad (4)$$

식(4)의 마찰에 따른 압력 강하를 계산하기 위하여 마찰계수의 상관식이 필요하다. 단상 구간에서 사용할 수 있는 마찰계수 상관식은 Churchill,⁽¹⁰⁾ Colebrook,⁽¹¹⁾ Bittle and Pate⁽¹²⁾ 상관식 등이 있다. Churchill⁽¹⁰⁾의 상관식은 식(5)와 같다.

$$f = 8 \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{15}} \right]^{1/12} \quad (5)$$

여기서

$$A = \left(2.457 \ln \left[\frac{1}{(7/Re)^{0.9} + 0.27\epsilon/D} \right] \right)^{16} \quad (5a)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (5b)$$

Colebrook⁽¹¹⁾의 상관식은 식(6)과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1.14 - 2 \log \left[\frac{\epsilon}{D} + \frac{9.3}{Re \sqrt{f}} \right] \quad (6)$$

Bittle and Pate⁽¹²⁾의 상관식은 식(7)과 같다.

$$f = 0.23 Re^{-0.216} \quad (7)$$

단상 구간에서의 마찰계수를 구하는데 사용된 레이놀즈 수는 다음과 같이 정의 된다.

$$Re_{sp} = \frac{GD}{\mu} \quad (8)$$

과냉액 구간을 지난 모세관 내의 냉매는 meta-stable 구간을 거쳐 이상 유동 구간에 들어간다. meta-stable 구간은 압력이 포화 압력에 이르는 과냉액 구간의 끝부분에서 발생해야 할 기화(flashing)가 일어나지 않고 지연되는 구간을 의미한다. 이러한 사실은 Mikol⁽¹³⁾의 실험에 의해 증발 시발점이 과냉액 영역의 압력과 온도의 교차점에서 발생하지 않고 하류측에서 발생한다고 보고되었다. Chen et al.⁽²⁾은 R-12를 사용한 모세관에서의 증발지연 예측 상관식을 개발하였으며 식(9)와 같다.

$$\frac{(p_s - p_v) \sqrt{k T_s}}{\sigma^{3/2}} = 0.679 \left(\frac{v_g}{v_g - v_l} \right) Re_l^{0.914} \times \left(\frac{\Delta T_{sub}}{T_{cr}} \right)^{-0.208} \left(\frac{D}{D'} \right)^{-3.18} \quad (9)$$

여기서 P_v 는 실제 기화가 시작되는 압력값이며 T_{cr} 는 냉매의 임계온도 값이다. D' 는 상대 길이, k 는 볼츠만 상수이다.

$$D' = \sqrt{k T_s / \sigma} \times 10^4 \quad (9a)$$

$$k = 1.380662 \times 10^{-23} \quad (9b)$$

식(9)는 아래의 범위에서 적용 가능하다.

$$0.464 \times 10^4 < Re < 3.74 \times 10^4$$

$$0 < \Delta T_{sub} < 17^\circ C$$

$$0.66 < D < 1.17 mm$$

Meta-stable 구간이 끝나면 냉매는 이상 유동 구간에 들어간다. 이상 구간에서는 식(10)과 같이 단상 마찰 압력 구배에 이상마찰승수를 곱하여 이상마찰 압력 구배를 계산할 수 있다.

$$\left(-\frac{dp}{dz} \right)_F = \left(-\frac{dp}{dz} \right)_b \phi_{lo}^2 \quad (10)$$

본 논문에서는 Lin et al.⁽¹⁴⁾의 이상마찰승수 상관식과 Friedel⁽¹⁵⁾의 이상마찰승수 상관식을 사용

하였다. Lin et al.⁽¹⁴⁾의 이상마찰계수 상관식은 식(11)과 같다.

$$\Phi_{lo}^2 = \left(\frac{f_{tp}}{f_{sp}} \right) \left[1 + x \left(\frac{v_v}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (11)$$

Friedel⁽¹⁵⁾의 이상마찰계수 상관식은 식(12)와 같다.

$$\Phi_{lo}^2 = E + \frac{3.24FH}{Fr^{0.045} We^{0.035}} \quad (12)$$

$$E = (1-x)^2 + x^2 \frac{\rho_l C_{fg0}}{\rho_g C_{fl0}} \quad (12a)$$

$$F = x^{0.78} (1-x)^{0.224} \quad (12b)$$

$$H = \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.91} \left(\frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.19} \left(1 - \frac{\mu_g}{\mu_l} \right)^{0.7} \quad (12c)$$

$$Fr = \frac{G^2}{gd\rho_h^2} \quad (12d)$$

$$We = \frac{G^2 d}{\sigma \rho_h} \quad (12e)$$

$$\rho_h = \left(\frac{x}{\rho_g} + \frac{1-x}{\rho_l} \right)^{-1} \quad (12f)$$

위 식에서 f_{sp} 와 f_{tp} 는 각각 단상 마찰계수와 이상 마찰계수를 나타낸다. 후자의 경우 단상 마찰계수 상관식에 이상 유동 변수를 대입하여 사용하였다. Biittle and Pate⁽¹²⁾의 상관식을 예를 들면 식(13)과 같다.

$$f_{tp} = 0.23 Re_{tp}^{-0.216} \quad (13)$$

위 식에서 이상 유동 레이놀즈 수는 다음과 같이 정의 된다.

$$Re_{tp} = \frac{GD}{\mu_{tp}} \quad (14)$$

μ_{tp} 는 McAdam et al.,⁽¹⁶⁾ Cicchitti et al.,⁽¹⁷⁾ Dukler et al.,⁽¹⁸⁾ Lin et al.⁽¹⁹⁾ 모델을 사용하였으며 각각 식(15), 식(16), 식(17), 식(18)과 같다.

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (15)$$

$$\mu_{tp} = (1-x)\mu_l + x\mu_v \quad (16)$$

$$\mu_{tp} = \frac{(1-x)v_l\mu_l + xv_v\mu_v}{(1-x)v_l + xv_v} \quad (17)$$

$$\mu_{tp} = \frac{\mu_l\mu_v}{\mu_v + x^{1.4}(\mu_l - \mu_v)} \quad (18)$$

3. 수치해석 및 비교

수치적으로 해를 구하기 위하여 capillary tube를 여러 개의 섹션으로 나누어 반복 계산하는 방법을 이용하였다. 이 방법은 모세관 전체를 다수의 섹션으로 나누어 각 섹션별로 계산이 되며 Fig. 2에 개념도를 나타내었다. 각 섹션별 압력강하와 열역학적 물성치들은 반복계산법에 의하여 연속적으로 계산된다. 미소 검사 체적의 길이는 1 mm로 하였다. 냉매의 열역학적 물성치와 전달 물성치 들은 REFPROP V7.0⁽²⁰⁾에서 값을 구하였다. Fig. 3에 전체 수치해석 과정의 논리 흐름도를 나타내었다. 모세관의 계산은 유량이 주어지고 모세관의 길이를 계산하는 ‘설계계산’과 길이가 주어지고 유량을 계산하는 ‘모사계산’이 있으며 이 논문에 사용한 프로그램은 이 두 가지 계산이 모두 가능하게 코딩되었다.

설계계산의 경우 주어진 유량으로 모세관 출구 조건이 만족되는 모세관 길이를 계산한다. 모사계산의 경우 모세관의 길이가 주어지고 반복계산을 통하여 질량유량을 계산한다. 각 미소 체적은 미소 체적 내의 연속방정식, 운동량 방정식을 적용하여 미소 체적의 출구 데이터를 계산하였다.

수치적 해석을 이용하여 여러 가지 모델들의 예측성능을 평가하기 위하여 수치적 해석 결과 값을 문헌에 발표된 실험값과 비교하였다. Table 1은 설계계산에 사용한 Li et al.⁽²¹⁾의 실험조건을 나타내고 있다. 모사계산에 사용한 Melo et al.⁽²²⁾의 실험조건은 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Li et al.'s⁽²¹⁾ experimental conditions

Parameter	Value(unit)
Capillary tube internal diameter	0.66(mm)
Relative roughness(e/D)	0.003
Mass flow rate	4.07(kg/hr)
Condenser pressure	0.967(Mpa)
Sub-cooling degree	8.85(°C)
Refrigerant	R12

4. 해석 결과

4.1 설계 계산

Table 1의 Li et al.⁽²¹⁾의 실험 조건으로 모세관 길이를 계산하였으며 이상마찰승수는 Lin et al.⁽¹⁴⁾의 상관식으로 고정하였다. 마찰 계수 상관식과 점도 계수 모델의 조합에 따른 모세관 내부의 압력 분포를 Fig. 4~Fig. 6에 나타내었다. Fig. 4를 살펴보면 Churchill⁽¹⁰⁾의 마찰 계수 상관식은 점도 계수 모델에 따라 약간의 차이는 보이나 대체적으로 실험값을 잘 예측하고 있다. Fig. 5를 보면 Colebrook⁽¹¹⁾의 상관식은 점성 계수 모델의 영향이 적으며 실험값을 초과예측하고 있다. Fig. 6에 Bittle and Pate⁽¹²⁾의 마찰 계수 상관식과 각 점도 계수 모델의 조합을 실험값과 비교하여 나타내었다. Lin et al.⁽¹⁹⁾의 점도 계수 모델과 McAdams et al.⁽¹⁶⁾의 점도 계수 모델이 거의 동일한 값을 나타내고 있다. Bittle and Pate⁽¹²⁾의 마찰 계수 상관식의 경우 점도 계수 모델에 상관없이 실험값과 큰 차이를 보이고 있다. 이상마찰승수 모델의 영향을 살펴보기 위하여 각 마찰 계수식과 Friedel⁽¹⁵⁾의 이상마찰승수를 조합하여 실험값과 비교해 보았다. 이상마찰승수를 Friedel⁽¹⁵⁾로 변경하여 모세관 내부의 압력분포를 예측한 결과를 Fig. 7에 나타내었다. Churchill⁽¹⁰⁾의 마찰 계

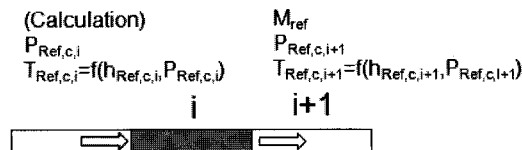


Fig. 2 The schematic of the capillary tube for section-by-section calculation.

Table 2 Melo et al.'s⁽²²⁾ experimental conditions

Parameter	Value(unit)
Capillary tube internal diameter	0.77 (mm)
Capillary tube length	2.926(m)
Relative roughness(e/D)	9.74×10^{-4}
Condenser pressure	0.9(Mpa)
Refrigerant	R134a

Table 3 Calculated deviations of design mode calculation

ϕ_{lo}^2	viscosity	f-factor		
		Churchill	Colebrook	B & P
Lin	MacAdam	2.2%	9.1%	18.4%
	Lin	0.7%	8.3%	18.4%
	Dukler	3.8%	9.9%	22.4%
	Cicchitti	-0.5%	7.6%	13.7%
Friedel		-7.1%	0.6%	6.1%

수를 이용한 경우 압력 구배가 가장 크게 나타났고 Bittle and Pate⁽¹²⁾ 모델을 이용하였을 때 압력 구배가 가장 작은 것으로 나타났다. 이는 Lin et al.⁽¹⁴⁾의 이상 마찰 승수 모델을 사용하여 계산한 Fig. 4~Fig. 6의 결과와 같은 경향을 보이고 있다. 단상구간에서는 Churchill⁽¹¹⁾의 식이 실험값을

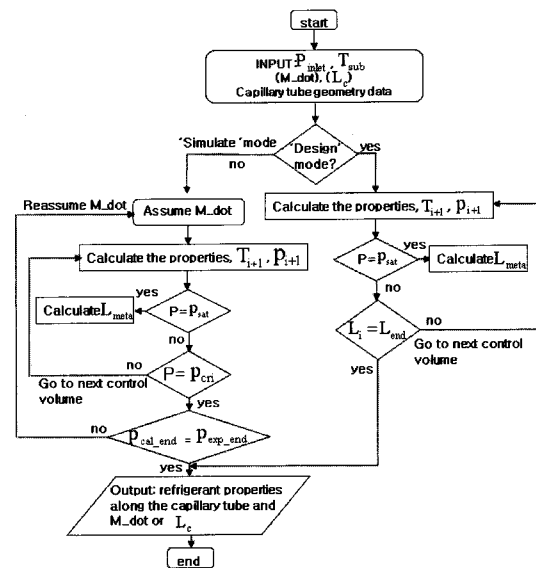


Fig. 3 Flowchart for capillary tube simulation.

잘 예측하고 있으나 이상구간에서 실험값과의 오차가 점점 커지는 것을 알 수 있다. Lin et al.⁽¹⁴⁾ 식과의 조합에서는 실험값을 잘 예측하던 Churchill⁽¹¹⁾ 식이 Friedel⁽¹⁵⁾ 식과 조합에서 이상구간에서 실험값과의 오차가 커지는 이유는 부적합한 이상마찰승수의 조합에 따른 것으로 판단된다. 마찰 계수 상관식과 점도 계수 모델, 그리고 이상마찰승수 상관식의 조합에 따른 실험값과의 편차를 Table 3에 나타내었다. 설계 계산에서는 Churchill⁽¹⁰⁾(마찰 계수)+Cicchitti et al.⁽¹⁷⁾(점성 계수)+Lin et al.⁽¹⁴⁾(이상마찰승수)조합이 실험값을 가장 잘 예측하였고 Bittle and Pate⁽¹²⁾(마찰 계수)+Dukler et al.⁽¹⁸⁾(점성 계수)+Lin et al.⁽¹⁴⁾(이상마찰승수)조합이 가장 큰 오차를 보였다. Bittle and Pate⁽¹²⁾ 모델은 상대 조도가 '0'인 매끈한 표면을 가정한 모델이

어서 가장 큰 오차를 보이는 것으로 판단된다. Churchill⁽¹¹⁾의 마찰계수 모델과 Lin et al.⁽¹⁴⁾의 이상마찰승수 모델은 비교대상이 된 다른 모델들에 비하여 최신 모델로써 각 특성들을 잘 나타내기 때문에 보세관 유동 실험값을 잘 예측하는 것으로 판단된다.

4.2 모사 계산

Table. 2에 주어진 Melo et al.⁽²²⁾의 실험조건에 대하여 계산된 질량 유량 계산값을 실험값과 비교하여 Fig. 8~Fig. 11에 나타내었다. 이 계산에서 증발지연 예측식은 설계계산과 마찬가지로 Chen et al.⁽²⁾의 식을 사용했으며 이상마찰승수는 Lin et al.⁽¹⁴⁾ 모델을 사용하였다. Friedel⁽¹⁵⁾의 이상마찰

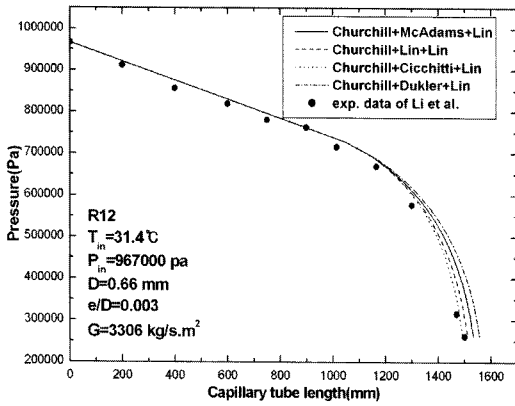


Fig. 4 Pressure profile with Churchill model.

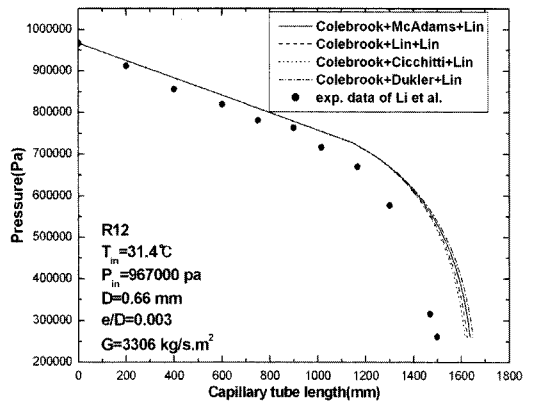


Fig. 5 Pressure profile Colebrook model.

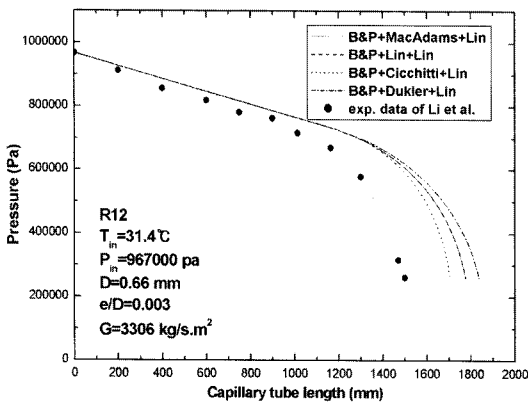


Fig. 6 Pressure profile B&P model.

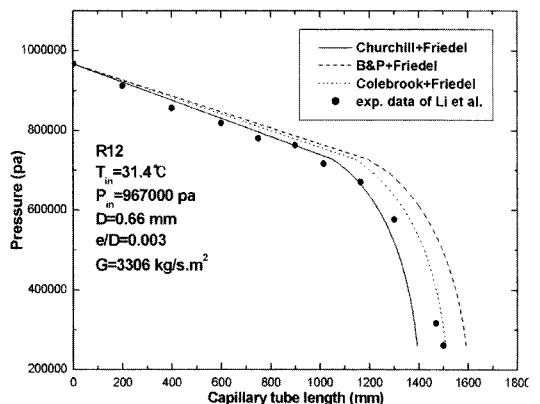


Fig. 7 Pressure profile with Friedel two-phase multiplier model.

승수 모델을 사용한 계산 결과는 Fig. 11에 나타내었다. 모든 경우에 있어서 유량이 증가함에 따라 예측값이 더 크게 증가하는 것을 볼 수 있다. 또한, 이상 점성계수 모델 보다는 마찰계수 모델이 예측 계산 결과에 더 큰 영향을 미치고 있음을 볼 수 있다. 모사 계산의 경우 Churchill⁽¹⁰⁾(마찰계수)+Cicchitti et al.⁽¹⁷⁾(점성계수)+Lin et al.⁽¹⁴⁾(이상마찰승수)의 조합이 실험값을 가장 잘 예측하였다. 반면 Bittle and Pate⁽¹²⁾(마찰계수)+Dukler et al.⁽¹⁸⁾(점성계수)+Lin et al.⁽¹⁴⁾(이상마찰승수)의 조합이 가장 오차가 컸다. 이는 다른 냉매를 사용한 Li et al.⁽²¹⁾의 실험결과를 해석하였던 앞선 절의 설계계산 결과와 동일한 결과이다.

5. 결 론

단열 모세관에서의 유량계산과 길이계산 모두가 가능한 프로그램을 개발하였다. 모세관의 길이 예측 및 유량을 예측하는 두 가지 경우에 마찰계수 상관식과 점성계수 모델 그리고 이상마찰승수 상관식의 조합을 평가하였다. 두 경우 모두 마찰계수 상관식은 Churchill⁽¹¹⁾의 상관식이 우수한 성능을 보였다. Lin et al.⁽¹⁹⁾의 이상마찰승수 모델과 Cicchitti et al.⁽¹⁷⁾의 점성계수 모델이 Churchill⁽¹¹⁾의 마찰계수 모델과 함께 사용되어 실험값을 잘 예측하였다. 각각의 상관식을 조합하여 계산한 값과 실험값을 비교해 보면 모세관

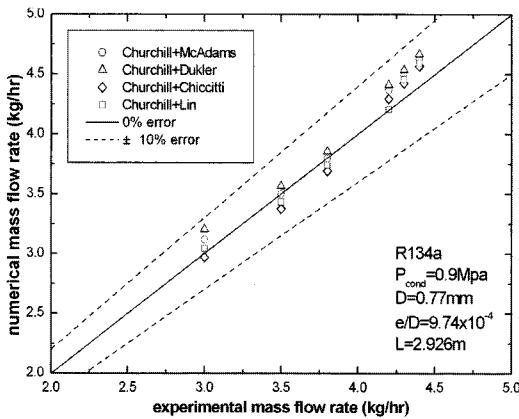


Fig. 8 Calculated mass flow rate based on Churchill model.

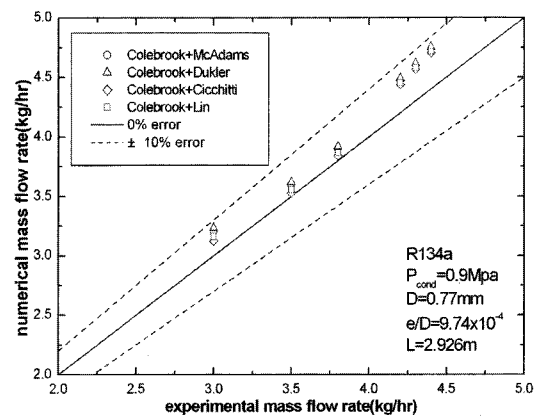


Fig. 9 Calculated mass flow rate based on Colebrook model.

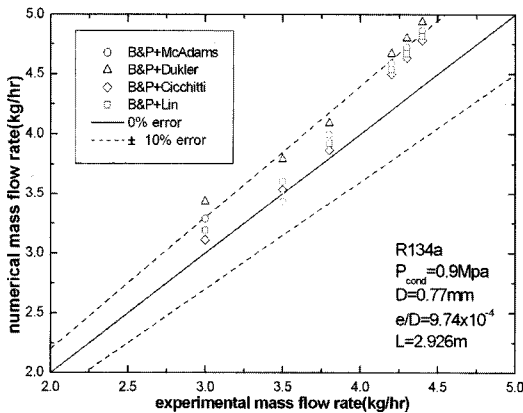


Fig. 10 Calculated mass flow rate(kg/hr) based on B&P model.

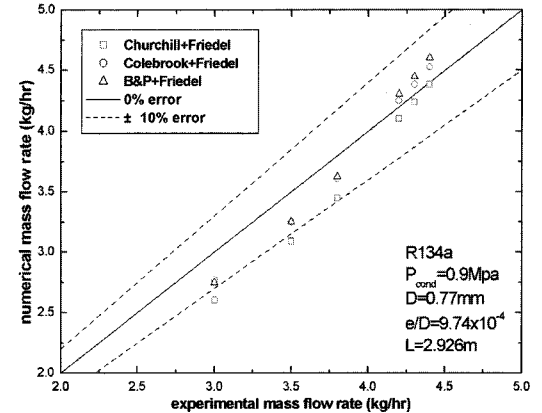


Fig. 11 Calculated mass flow rate based on Friedel two-phase frictional multiplier.

의 길이를 잘 예측한 상관식 조합이 모세관의 유량 예측에도 좋은 결과를 보여 주었다.

참고문헌

1. Koizumi, H. and Yokoyama K., 1980, Characteristics of refrigerant flow in capillary tube, ASHRAE Transactions, Vol. 86, pp. 19-27.
2. 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 Transactions, Vol. 96, pp. 550-554.
3. Dirik E., Inan C. and Tanes M. Y., 1994, Numerical and experimental studies on adiabatic and non-adiabatic capillary tubes with R-134a in International Refrigeration Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA.
4. Peixoto R. A. and Bullard C. W., 1994, A simulation and design model for capillary tube-suction line heat exchanger, International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA.
5. Bittle R. R., Wolf D. A. and Pate M. B., 1998, A generalized performance prediction method for adiabatic capillary tubes, HVAC&R Research, Vol. 4, No. 1, January, pp. 27-44.
6. Mezavila M. M. and Melo C., 1996, CAPHEAT : An homogeneous model to simulate flow through non-adiabatic capillary tubes, International Refrigeration Conference at Purdue, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA.
7. Bansal P. K. and Xu B., 2002, Non-adiabatic capillary tube flow : A homogeneous model and process description, Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 1801-1819.
8. Wongwises S. and Suchatawut M., 2003, A simulation for predicting the refrigerant flow characteristics including metastable region in adiabatic capillary tubes, International Journal of Energy Research, Vol. 27, pp. 93-109.
9. Yufeng Z., Guobing Z., Hui X. and Chen J., 2005, An assessment of friction factor and viscosity correlations for model prediction of refrigerant flow in capillary tubes, International Journal of Energy Research, Vol. 29, pp. 233-248.
10. Churchill S. W., 1977, Frictional equation spans all fluid flow regimes, Chemical Engineering, Vol. 84, pp. 91-92.
11. Colebrook C. F., 1939, Turbulent flow in pipes with particular reference to the transition between the smooth and rough pipe laws, Journal of the Institute of Civil Engineers London, Vol. 11.
12. Bittle R. R. and Pate M. B., 1996, A theoretical model for predicting adiabatic capillary tube performance with alternative refrigerants, ASHRAE Transactions, Vol. 102, pp. 52-64.
13. Mikol E. P., 1963, Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes, ASHRAE Journal, Vol. 5, pp. 75-86.
14. Lin S., Kwok C. C. K. and Li R. Y., 1991, Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes, International Journal of Multiphase Flow, Vol. 17, pp. 95-102.
15. Friedel L., 1979, Improved friction pressure drop correlation for horizontal and vertical two-phase pipe flow, European Two-phase Group Meeting, Paper E2, Ispra, Italy.
16. McAdams W. H., Wood W. K. and Bryan R. L., 1942, Vaporization inside horizontal tubes benzene-oil mixtures, Journal of Heat Transfer, Vol. 64, pp. 193-200.
17. Cicchitti A., Lombardi M., Silverstri G., Soldaini R. and Zavattarelli, 1960, Two-phase cooling experiments-pressure drop, heat transfer and burnout measurements, Energia Nucl, Vol. 7, pp. 407-425.
18. Dukler A. E., Wicks M. and Cleveland R. G., 1964, Pressure drop and hold-up in two-phase flow, Part A-A comparison of existing correlation, Part B-An approach through similarity analysis, AIChE J, Vol. 10, pp. 38-51.

19. Lin S., Kew P.A. and Cornwell K., 2001, Two-phase heat transfer to a refrigerant in a 1mm diameter tube, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, pp. 51-56.
20. NIST, Thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures-REFPROP V 7.0 ed.
21. Li R. Y., Lin S. and Chen Z. H., 1990, Numerical modeling of thermodynamic non-equilibrium flow of refrigerant through capillary tubes, *ASHRAE Transactions*, Vol. 96, pp. 542-549.
22. Melo C, Ferreira R. T. S., Neto C. B., Goncalves J. M. and Mezavila M. M., 1999, An experimental analysis of adiabatic capillary tubes, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 19, pp. 669-684.