

조도를 고려한 R-22용 모세관 선정 선도

A New Set of Capillary Tube Selection Charts for R-22 in Consideration of the Roughness Effect

김 창 년,* 황 의 필,* 박 영 무**

C. N. Kim, U. P. Hwang, Y. M. Park

Key words : Capillary tube(모세관), Roughness(조도), Roughness factor(조도 계수), Oil effect(오일 효과), Delay of vaporization(증발지연)

Abstract

A new set of capillary tube selection charts for R-22 is proposed. The set of charts takes into account of the roughness effect on the mass flow rate. For this purpose, a set of numerical model is developed and a series of experiments is conducted to verify the numerical model. A numerical model is used to calculate the mass flow rate for several sets of tube diameter, length, inlet pressures and degree of subcooling. The outlet of the tube is controlled to be at critical condition. The experimental flow rate is compared with calculated values. The calculated values are consistently less than the experimental ones except for the flow rate range below 40kg/hr. The deviation is within 10%. Based on the numerical model and results of experiments, the set of capillary tube selection charts for R-22 is constructed. The set of charts consists of standard capillary tube chart($L=2030\text{mm}$, $d=1.63\text{mm}$, $\epsilon=2.5\mu\text{m}$), non-standard flow factor(ϕ_1) chart, and non-standard roughness factor(ϕ_2) chart. The mass flow rate, flow factor, and the roughness factor are defined respectively as;

$$\dot{m} = \phi_1 \phi_2 \dot{m}_{\text{standard}}$$

$$\phi_1 = \frac{\dot{m}(L, d, \epsilon_{\text{standard}})}{\dot{m}_{\text{standard}}(L_{\text{standard}}, d_{\text{standard}}, \epsilon_{\text{standard}})}$$

$$\phi_2 = \frac{\dot{m}(L_{\text{standard}}, d_{\text{standard}}, \epsilon)}{\dot{m}_{\text{standard}}(L_{\text{standard}}, d_{\text{standard}}, \epsilon_{\text{standard}})}$$

* 정희원, 아주대학교 대학원 기계공학과

** 정희원, 아주대학교 기계공학과

기호설명

A	: 단면적 (m^2)
B	: 무차원 수
d	: 모세관의 내경 (mm)
f	: 마찰계수
f_n	: 합수
G	: 질량플러스 ($kg/s \cdot m^3$)
\dot{m}	: 질량유량 (kg/s)
P	: 압력 (kPa)
Re	: Reynolds 수
T	: 온도 ($^\circ C$)
V	: 냉매의 속도 (m/s)
x	: 건도
z	: 모세관의 길이 (mm)

하첨자

cal.	: 계산
exp.	: 실험
sc	: 과냉도
standard	: 표준
inlet	: 입구
cha.	: 성능선도
condenser	: 응축기
evaporator	: 증발기
sat	: 포화증기
g	: 포화증기
ℓ	: 포화액
r	: 환산 상태량
c	: 임계 상태량
sp	: 단상영역
tp	: 2상영역
w	: 벽

그리스 문자

ρ	: 냉매의 밀도 (kg/m^3)
τ	: 점성응력 (N/m^2)
α	: 공극율 (void fraction)
ξ	: 길이의 무차원

π	: 원주율
ε	: 모세관의 조도
ϕ	: 유동계수
μ	: 점성계수

1. 서론

냉동 시스템의 팽창장치는 압축기와 열교환기에 비하여 구조는 간단하지만 전체 시스템의 압력 및 유량을 조절하는 부품으로서 고압단과 저압단의 균형을 유지하며 전체의 성능에 중요한 영향을 미친다.⁽¹⁾ 그 중에서 모세관은 소규모 밀폐형 압축기를 사용하는 가정용 냉장고, 에어콘, 제습기 등에 많이 사용하는 가장 보편적인 팽창장치로서 길이는 대체로 1~6m, 직경은 0.5~2mm 정도이며 그 이용범위가 점차 확대되고 있다. 그러나 모세관은 한번 설치를 하면 시스템의 부하 및 압축기 토출 압력의 변화에 따른 변경이 불가능하므로 사전에 냉동용량에 적합한 모세관을 선정하여야 한다. 따라서 주어진 운전 조건하에서 필요한 유량에 적합한 모세관의 사양을 쉽게 계산할 수 있는 모세관 성능 선도나 전산 코드를 구성할 필요가 있다.

모세관 유동에 대한 본격적인 연구는 Bolstad과 Jordan⁽²⁾에 의해 시작되었다. Bolstad과 Jordan은 단열조건하에서 실험을 수행하여 임계(choked) 유동의 존재를 검증하였으며 Dudley⁽³⁾는 R-12를 작동유체로하여, 유리 모세관을 이용하여 입, 출구의 압력, 온도, 유량을 측정하였으며, 유동 사진을 찍어 2상유동 형상을 확인하고 초기 비등점이 이론적인 계산에 의한 위치보다 상당히 지연된 위치에서 발생한다는 사실과 비등점도 일정하지 않다는 실험 결과를 보고하였다. 유사한 유리 모세관 실험이 Cooper, Chu, Brisken⁽⁴⁾에 의해서도 수행되었으나 설계 자료로 사용할 만한 결과는 제시되지 않았다. 다만, 유리 모세관을 이용하여 모세관 내의 2상(two-phase) 유동을 가시화함으로써 그 형상이 slug 혹은 bubble 유동이 아니고 fog 유동이라고 보고하였다. Erth⁽⁵⁾는 처음으로 컴퓨터를 이용하여 실제 냉매 물성치와 지배 방정식으로부터 모세관 유동을 해석하고 Bolstad⁽²⁾와 Whitesel^{(6), (7)}의 실험자료를 이용하여 모형을 검증하였다. Scott⁽⁸⁾은 기존의 실험 및 해석 방법에 대한 광범위한 연

구를 바탕으로 부족한 실험 자료를 보충하여 비동 지연현상을 재확인하고 이를 고려한 비평형 유동모형을 제안하고 이를 기초로 하여 새로운 모세관 성능선도를 제안하였다.

Goldstein⁽⁹⁾은 소직경의 모세관내의 2상유동에 관한 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 제시하였다. 그는 모세관 입, 출구에서의 급격축소 및 급격확대로 인한 압력강하, 단상영역에서의 압력강하 그리고 2상영역에서의 압력강하를 각각 계산하였으며, 중력의 효과는 마찰이나 운동량에 의한 압력강하량에 비하여 압력강하량이 미소하여 무시하였다.

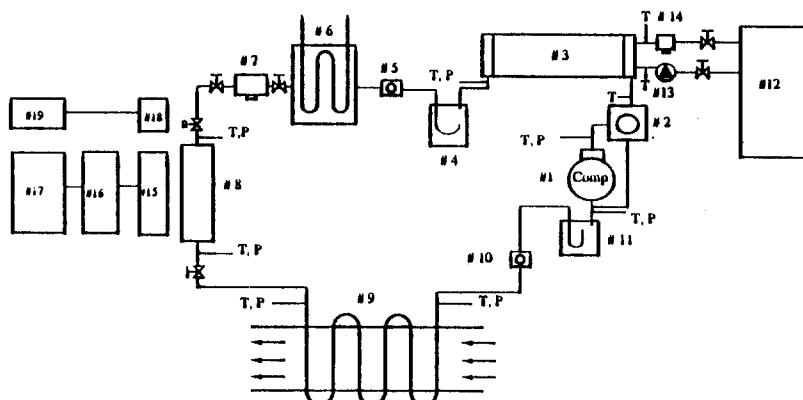
Chen, Li, Lin와 Chen⁽¹⁰⁾, Li, Lin와 Chen⁽¹¹⁾, Li, Lin, Chen와 Chen⁽¹²⁾들은 Mikol⁽¹³⁾, Dudley⁽³⁾ 등의 실험에서 관찰된 모세관내의 비동 지연 현상에 착안하고 모세관내의 유동이 metastable 유동이라는 사실을 중시하여, 비평형, drift-flux 모형을 이용하여 열역학적 포화점과 실제로 증발이 일어나는 위치의 차이점을 해석하고 실험적 검증을 시도하였다.

Mikol⁽¹³⁾은 처음으로 모세관의 성능을 예측하는데 모세관의 조도를 고려하여야 한다고 지적하였다. 그는 모세관의 마찰계수를 계산하기 위하여 물을 이용한 실험을 하였다. 조도를 측정한 하나의

모세관을 이용하여 모세관내로 물이 흐르게 한 후 입구와 출구에서 온도와 압력을 측정하였다. 실험 결과, 난류유동의 경우 실험에 의한 마찰계수가 Moody 관계식으로 계산된 마찰계수와 일치하는 것을 발견하였다. 그리하여 Mikol은 모세관과 같은 직경이 작은 관에서도 Moody 관계식을 이용할 수 있다고 하였다.

앞에서 언급한 것처럼 지금까지 연구의 대부분은 모세관의 조도를 고려하지 않은 결과이다. 그러나 실제로 사용되고 있는 모세관은 제작사에 따라 다르며 대개 1~5μm의 절대조도가 있으므로 마찰계수 계산시 이를 고려하여야 한다. 특히 대표적인 냉방용시스템의 냉매유량과 운전 조건하에서 Reynolds수 크기가 10⁵이므로 이 영역에서 마찰계수 $f(\epsilon/d, Re)$ 는 Reynolds수에 따라서는 변화가 매우 적으며 ϵ/d 에 따라서는 크게 변하므로 조도의 영향을 고려하는 것이 마땅하다. 실제 시스템에서 운전조건과 냉매유량이 결정되면 이에 적합한 모세관이 선정된다. 이 때 조도가 고려되지 않은 지금까지의 선도를 사용하여 모세관을 선정하면 예상한 냉동성능을 얻을 수 없다.

따라서 본 연구에서는 모세관의 조도를 고려하여 새로운 모세관 성능선도를 제시한다.



#1 : Compressor	# 6 : Subcooler	#11 Accumulator	#16 Process Link
#2 : Oil-Separator	# 7 : Mass Flow meter	#12 Refrigeration Unit	#17 Computer
#3 : Condenser	# 8 : Test Section	#13 Pump	#18 Pressure Transducer
#4 : Receiver	# 9 : Evaporator	#14 Turbine Flow meter	#19 Digital Pressure Indicator
#5 : Sightglass	#10 : Sightglass	#15 Thermocouple	

Fig.1—Schematic diagram of experimental set-up

2. 실험장치

Fig.1은 R-22를 작동유체로 하는 모세관 성능 실험을 위한 실제 냉동시스템의 개략도이다. 실험 장치는 압축기, 응축기, 증발기, 모세관으로 구성되어 있으며 모세관 입구에 과냉기(항온조)를 설치하여 모세관의 과냉도를 조절하였다. 과냉기의 용량은 550kcal/h이며 온도 조절범위는 $-25^{\circ}\text{C} \sim 120^{\circ}\text{C}$ 이다. 모세관 입구에는 모세관으로 유입되는 냉매의 상태를 살펴보기 위하여 투시경을 설치하였으며 모세관내에서 결빙으로 인하여 막히는 것을 방지하고 냉매유량에 대한 습기의 영향을 제거하기 위하여 건조기를 설치하였다. 질량유량계는 냉매증기가 유입되면 질량유량을 정확하게 측정할 수 있으므로⁽¹⁴⁾ 과냉기 이후에 설치하여 액체만 유입되

Table 1 Specification of measuring equipments

Equipments	Specification		
Micro Motion Mass Flowmeter (Refrigerant)	Maker : OVAL Model : D012S-SS-200 Range : 0~300kg/h Accuracy : 0.1% of full scale		
Data Acquisition System	Maker : Yokogawa Model : 3890 Range : -200~400°C Resolution : $\pm (0.03\% \text{ of rdg} - 0.5^{\circ}\text{C})$ Accuracy : 0.1°C		
Electronic Digital Flowmeter(Water)	Maker : Great Plains Industries, Inc. Model : 07S31GM Range : 10~190 l/min Accuracy : $\pm 1.5\%$ of full scale reading		
Pressure Gage	Maker : Heise Range : 0~4MPa 0~1500 psig Resolution : 5kPa 1psi		
Invertor	Maker : Goldstar Model : SV037GS-2 Capacity : 6kVA Current : 16A Frequency : 0.5~360Hz		

도록 하였다. 계측기의 제원은 Table 1과 같다.

압축기는 R-22용, 3마력, 왕복동식으로 Copeland사 제품이다. 시스템의 질량유량을 조절하기 위하여 압축기에는 인버터를 연결하여 주파수를 40~60Hz로 조절함으로써 압축기의 회전수를 조절하였다. 실험하는 동안 질량유량은 24~111kg/h까지 조절할 수 있었다. 압축기의 입구에는 축적기를 설치하여 압축기에 습증기가 유입되는 것을 방지하였다. 압축기의 출구에 오일분리기를 1개 설치하여 열교환기 및 Test Section으로 오일이 유입되는 것을 최소화하였다.

응축기는 쉘-관형의 수냉식으로 자체제작하였다. 쉘측에 오일이 분리 축적되는 것을 방지하기 위하여 쉘로 냉매가 흐르고 관으로 냉각수가 흐르는 일반적인 응축기와는 달리 쉘로 냉각수가 흐르고 관으로 냉매가 흐르도록 설계하였다. 응축기의 부하는 냉각수의 온도를 이용하여 조절하였으며 냉각수의 온도를 조절하기 위하여 항온조를 이용하였다. 증발기는 공냉식으로 용량은 2830kcal/h이다. 증발기의 부하는 증발기 팬의 속도를 조절하여 다소 조절 가능하였다.

모세관은 여러 직경과 길이에 대하여 실험하였다. 사용된 모든 모세관의 내경과 조도는 펀케이지와

Table 2 Specification of capillary tube and roughness measuring equipment

	inside diameter (mm)	length (mm)	roughness (μm)
Capillary Tube	1.16	760	1.51
	"	1,000	"
	"	1,200	"
	1.46	760	2.625
	"	1,000	"
	"	1,200	"
	1.72	760	5.16
	"	1,000	"
roughness measuring equipment	"	1,200	"
	Maker : KOSAKA		
	Model : SE 30H		
	Detector : Stylus type(Diamond)		

침형조도계로 각각 측정하였다. 사용된 모세관의 사양과 조도측정장치의 사양은 Table 2와 같다. Test section은 여러 모세관을 쉽게 교환할 수 있도록 설계되었다.

시스템의 질량유량은 Coriolis 효과를 이용하는 질량유량계로 측정하였다. 질량유량계의 유량범위는 0~300kg/h이다. 질량유량계의 보정은 제작사에서 하였으며, 20°C의 물을 이용하여 세점의 질량유량을 측정한 결과, 오차가 0.1%내에 존재하였다. 질량유량계는 시스템에서 발생하는 진동에 의한 영향을 최소화할 수 있도록 시스템과 분리하였으며 방진대위에 설치하였다.

실험장치의 온도는 T형 열전대를 사용하여 측정하였으며 Data Aquisition Terminal을 통하여 PC에 저장하였다. Data Aquisition Terminal과 PC 사이에는 RS-232C 통신을 이용하였다. 압축기, 풍축기, 증발기, 그리고 모세관의 입, 출구에 열전대를 설치하였으며 특히 모세관 주위에 많은 열전대를 설치하였다. 열전대는 냉매의 유동에 영향을 미치지 않도록 관 표면에 부착하였다. 모세관의 입구에는 한 단면의 상, 하, 측면에 세개의 열전대를 설치하여 세 온도의 평균값으로 입구온도를 결정하였다. 이 때 3점의 온도차이는 ±0.2°C내에 있었다. 그리고 모세관의 길이방향으로 표면에 열전대를 설치하여 모세관내의 온도를 예측하였다. 실제로 모세관내의 온도와 모세관 표면의 온도는 차이가 있다. 그러나 실험하는 동안 모세관을 충분히 단열시켰기 때문에 그 차이는 매우 작을 것으로 예측된다. 본 연구에서는 그 차이를 측정하지 않았으나 모세관 출구의 압력에서의 포화온도와 출구 관 표면의 온도를 비교함으로써 그 차이를 예측할 수 있었으며 그 오차는 ±0.7°C이내 이었다. 열전대와 측정장치의 오차를 함께 살펴보기 위하여 Data Aquisition System으로 계측된 온도와 정밀수온온도계로 측정한 온도를 비교하였다. 사용한 정밀항온조(Heto Holten, KB22)의 온도 조절범위는 -30~100°C이며 정밀수온온도계(Kontes)의 정밀도는 0.1°C이다. 열전대와 Data Aquisition System 전체의 오차는 ±0.3°C이내 이었다. 모세관 입, 출구의 압력은 정밀 압력계(HEISE, Table 1)를 사용하여 측정하였다.

실험은 다음과 같은 순서로 진행하였다. 1. 냉각

수의 온도와 유량을 조절하여 모세관입구의 압력을 고정시킨다. 2. 과냉기의 온도를 조절하여 모세관입구 과냉도를 설정한다. 3. 시스템이 정상상태가 되면 질량유량, 온도 및 압력을 측정한다. 4. 과냉기의 설정온도를 변화시키면서 2~3번 과정을 반복한다. 5. 모세관입구의 압력을 변화시키면서 2~4번 과정을 반복한다. 6. 원하는 범위의 실험을 하였으면 다른 모세관으로 교체한다. 7. 모세관을 교체한 후 30분 동안 진공시킨다. 8. 1~7번 과정을 반복한다.

3. 수치모형

연구자들이 제안한 수치모형⁽¹⁵⁾을 사용하여 모세관의 직경, 길이, 입구압력 및 과냉도를 변화시켜 가면서 냉매유량을 계산하였다. 이 모형에서 냉매유동은 크게 단상유역과 2상유역으로 나누며, 각 유역에서 다음과 같은 가정을 하였다. 1) 유동은 1차원, 정상유동이다. 2) 단열 유동이다. 3) 모세관은 직선, 수평이며, 단면적은 일정하다. 4) 관내벽의 마찰계수는 일정하다.

단상 및 2상유동의 마찰계수는 조도의 영향을 고려하기 위하여 Colebrook의 관계식을 이용하였다.⁽⁸⁾

$$\frac{1}{f^{1/2}} = 1.74 - 2 \cdot \log_{10} \left(\frac{2\epsilon}{D} + \frac{18.7}{f^{1/2} Re} \right) \quad (1)$$

2상유동의 점성계수는 평균점성계수이며 McAdams, Cicchitti, Dukler⁽¹⁶⁾, Scott(Owens)⁽⁸⁾ 등이 제안한 식이 있다.(Table 3) Table 3에서는 점성계수 관계식들을 이용하여 계산한 마찰계수들을 비교하였다. 온도가 50°C이고 전도가 0.001일 때, 각 관계식에 의해 계산된 점성계수는 각각 0.1311, 0.1301, 0.1309, 0.1296 mPa · s로 모두 비슷하다. 반면, 온도가 0°C이고, 전도가 0.2일 때, 각각의 점성계수는 0.2205, 0.04831, 0.1787, 0.0247mPa · s로 서로 큰 차이(88.80%)가 있다. 그러나 마찰계수를 살펴보면, 50°C, 전도 0.001인 경우에는, 마찰계수가 0.02357~0.02359내에 있으며 Owens의 관계식을 기준으로 모두 0.08%이내에서 일치한다. 그리고 0°C, 전도 0.2인 경우에는, 마찰계수가 0.02221~0.02458내에 있으며 -

9.64% 이내에서 일치한다. 따라서 Colebrook의 마찰계수 관계식을 사용하는 경우에는 위의 어느 점성계수 관계식을 사용하여도 마찰계수에는 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 이러한 결과는 실험에서 측정한 냉매 유량과 운전조건에서 Reynolds수는 $2.4 \times 10^4 \sim 1.9 \times 10^5$ 의 범위에 있으므로 마찰계수에 대한 Reynolds수의 영향이 매우 적으며 따라서 점성계수의 영향도 매우 적어진다는 사실과 일치한다. 수치계산한 결과 모세관 출구의 전도는 0.15~0.2내에 존재하므로 증기의 점성계수가 평균점성계수에 미치는 영향도 작다.

따라서 여기서는 냉매유량의 측정치가 계산치와 잘 일치하며 식이 간단한 Owens의 관계식을 사용하였다. 예로써 한 측정 데이터를 이용하여 계산한

질량유량은 Owens가 제안한 점성계수를 이용한 경우에는 64.08kg/h, McAdams의 경우는 64.24kg/h, Cicchitti의 경우는 64.09kg/h, Dukler의 경우는 64.32kg/h이었다. Owens의 관계식을 기준으로 차이가 가장 큰 경우는 Dukler의 관계식으로 계산한 경우이며 차이는 0.37%이다.

모세관 유동의 지배방정식의 해는 유체의 물성과 모세관의 직경 및 길이에 따라 유량과 압력 강하의 특성이 달라지므로 사용냉매의 임계온도, 임계압력, 임계밀도를 이용하여 온도, 압력, 밀도를 무차원화하고, 길이는 직경으로 무차원화함으로써 사용냉매와 모세관의 직경에 무관하게 모세관 특성을 해석할 수 있도록 하였다.

Table 3 Comparison of friction factor of Owens viscosity correlation with those of others

Model	$T_{\text{condenser}} = 50^\circ\text{C}$				$T_{\text{evaporator}} = 0^\circ\text{C}$			
	quality = 0.001				quality = 0.2			
	$\mu(\text{mPa}\cdot\text{s})$	Re	friction	%error	$\mu(\text{mPa}\cdot\text{s})$	Re	friction	%error
Owens $\mu = \mu_t$	0.1311	0.1159×10^6	0.02359	—	0.2205	0.6888×10^5	0.02458	—
McAdams $\frac{1}{\mu} = \frac{x}{\mu_g} + \frac{1-x}{\mu_t}$	0.1301	0.1168×10^6	0.02358	-0.04	0.0483	0.3144×10^6	0.02254	-8.30
Cicchitti $\mu = x\mu_g + (1-x)\mu_t$	0.1309	0.1160×10^6	0.02359	0.00	0.1787	0.8497×10^5	0.02414	-1.79
Dukler $\mu = \rho [x v_g \mu_g + (1-x) v_t \mu_t]$	0.1296	0.1172×10^6	0.02357	-0.08	0.0247	0.6149×10^6	0.02221	-9.64

Table 4 Test conditions

	$d = 1.16\text{mm}$	$d = 1.46\text{mm}$	$d = 1.72\text{mm}$	all
capillary tube inlet pressure(kPa)	1627.46~2079	1287~2175	1314~2196	1287~2196
subcooling(°C)	2.4~17.1	2.6~17.5	2.9~17.4	2.4~17.5
outlet pressure(kPa)	181~296	184~371	221~421	181~421
mass flow rate(kg/h)	23.1~37.7	33.8~72.3	55.0~104.0	23.1~104.0
point number	— 29	51	62	142

4. 결과 및 토의

조도를 고려한 모세관의 성능을 연구하기 위하여 R-22를 작동유체로 하는 실험장치를 구성하여 실험하였다. 실험은 각각 3종류의 모세관 내경과 길이에 대하여 총 142점을 수행하였다. 실험조건은 Table 4와 같다.

Fig.2에서 측정한 질량유량과 수치모형으로 계산한 질량유량을 비교하였다. 대부분의 경우 측정된 질량유량이 계산된 질량유량보다 크며 %오차를 아래와 같이 정의할 때 그 오차는 -10%내에 있다. 이러한 실험결과는 Kuehl과 Goldschmidt⁽¹⁷⁾의 연구에서도 확인 할 수 있었다.

$$\% \text{ 오차} = \frac{\dot{m}_{cal} - \dot{m}_{exp}}{\dot{m}_{exp}} \times 100 \quad (2)$$

그러나 유량이 작은 (약 40kg/hr 미만) 29점에서는 계산된 질량유량이 측정된 질량유량보다 더 크다. 실험방법상의 오류여부를 확인하기 위하여 1차 실험후 2~3주 후에 재실험을 하였을 때에도 같은 결과를 얻었다. 그 원인에 대한 연구가 더 필요하리라 생각된다.

대부분의 영역에서 측정된 질량유량이 계산된 질량유량보다 큰 이유를 두가지로 생각할 수 있다.

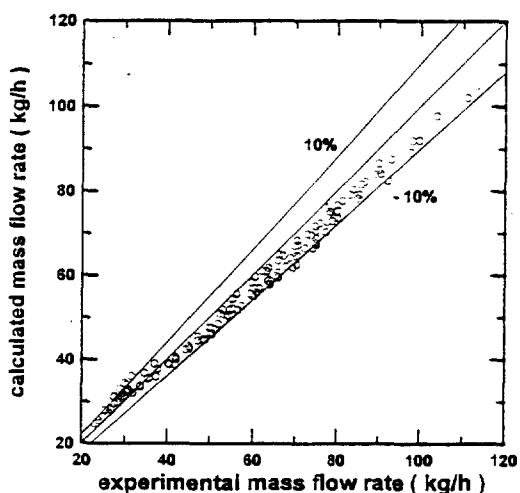
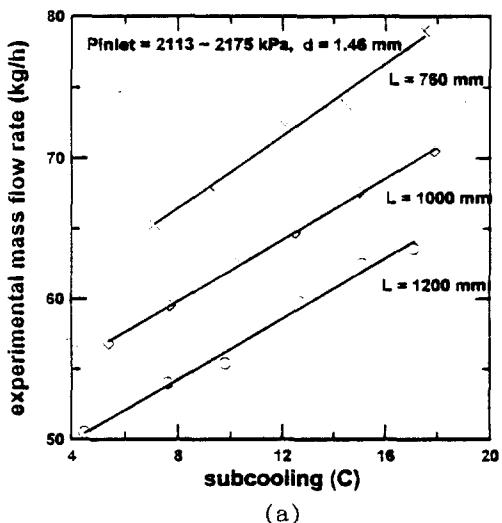
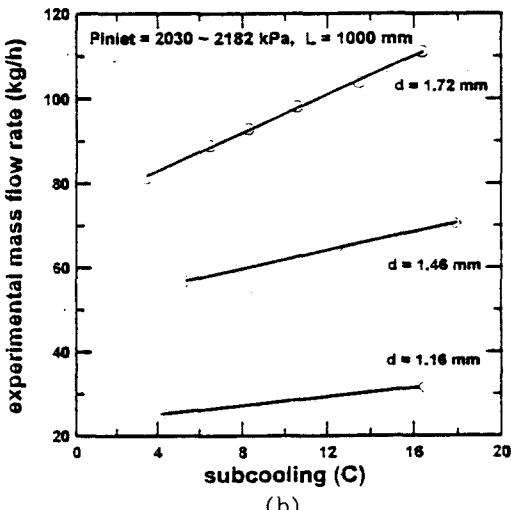


Fig.2 Comparison of calculated mass flow rate with experimental values

첫째는 유타류의 영향이다. 대부분의 오일은 압축기내에 들어있으나 일부가 유분리기에서 분리되지 않고 냉매에 섞여 열교환기와 팽창장치로 유입된다. 오일이 냉매에 섞이면 순수냉매보다 중기압이 떨어져 단상영역의 길이가 늘어나므로 같은 조건에서 모세관의 유량이 늘어난다⁽²⁾. Bolstad와 Jordan은 오일분리기의 영향을 조사하여 오일분리기를 사용하지 않는 경우가 사용하는 경우보다 질량유량이 약 8% 더 크다⁽²⁾고 보고하였다. 둘째는 모세관내에서의 준안정평형에 의한 증발지연이다. 증



(a)



(b)

Fig.3 Variation of mass flow rate with degree of subcooling

발지연이 발생하면 발생하지 않은 경우와 비교하여 상대적으로 액체영역의 길이는 증가하고 2상영역의 길이는 감소한다. 대부분의 압력강하는 이상영역에서 발생하므로 동일한 모세관에서 중발지연이 발생하면 발생하지 않은 경우보다 질량유량이 더 많이 흐른다. 본 연구에서 사용한 수치모형은 오일과 준안정평형에 의한 중발지연을 고려하지 않았다. 이 문제는 앞으로 연구할 과제라고 생각된다.

Fig. 3(a), (b)는 과냉도의 변화에 따른 질량유량의 변화를 나타낸다. Fig.3(a)는 일정한 입구압력(2113~2175kPa)하에서 길이와 내경이 일정한 모세관의 질량유량에 대한 과냉도의 영향을 나타낸다. 일정 과냉도에서 길이가 길어질수록 냉매유량은 감소하며 반대로 일정길이에서 과냉도가 증가할수록 질량유량은 증가한다. Fig.3(b)는 일정한 입구압력과 일정한 모세관 길이에 대하여 모세관 내경과 과냉도의 변화에 따른 질량유량의 변화를 나타낸다. 일정한 모세관 내경에 대하여 과냉도가 증가할수록 질량유량은 증가하며 또한 일정한 과냉도에 대하여 모세관 내경이 증가할 수록 질량유량은 증가한다. 과냉도변화에 따른 질량유량의 변화율은 선형이며 길이와 직경의 영향을 비교적 적게 받음을 알 수 있다. 따라서 냉매 유량을 $F_n(d, L, \epsilon) \times f_n(T_s)$ 의 꼽으로 표시할 수 있겠다. Fig.3(a), (b)에서 보면 질량유량의 변화에 크게 영향을 주는 것은 모세관 길이와 직경 중 직경이라는 것을 알 수 있다. 예로 Fig.3(a)에서 과냉도가 8°C일 때 모세관 길이가 1,200mm에서 1000mm로 줄면 질량유량은 54.2kg/h에서 59.8kg/h로 5.6kg/h 증가하였다. 즉 길이가 16.7% 감소할 때, 질량유량은 10.33% 증가하였다. Fig.3(b)에서는 과냉도가 5°C일 때 모세관 내경이 1.16mm에서 1.46mm로 증가하면 질량유량은 25.7kg/h에서 56.5kg/h로 30.8kg/h 증가하였다. 즉, 25.7%의 모세관 내경의 변화에 따른 질량유량의 변화는 119.8%이다. Fig.4는 모세관 내경에 따른 질량유량의 변화를 나타낸다. 여기서 질량유량은 주어진 실험 데이터를 이용하여 모든 조건을 일정하게 유지하고 모세관 내경만 변화시키면서 계산한 것이다. 질량유량은 모세관의 내경변화에 선형적으로 변화는 것을 알 수 있다. 여기서도 모세관 내경은 1.72mm에서 1.73mm로 변화시켰을 때 질량유량은 84.15kg/h에서 85.37

kg/h로 1.22kg/h 증가하였다. 따라서 모세관의 성능을 정확하게 예측하기 위해서는 모세관의 내경을 정확히 측정하여야 한다.

조도의 영향을 살펴보기 위하여 실험에서 측정한 질량유량과 수치모형으로 계산한 질량유량 및 모세관 길이방향의 온도분포를 비교하였다. 수치계산은 3종류를 하였다. 첫번째는 측정한 데이터 즉 입구압력, 입구온도, 모세관 내경, 모세관 길이, 모세관

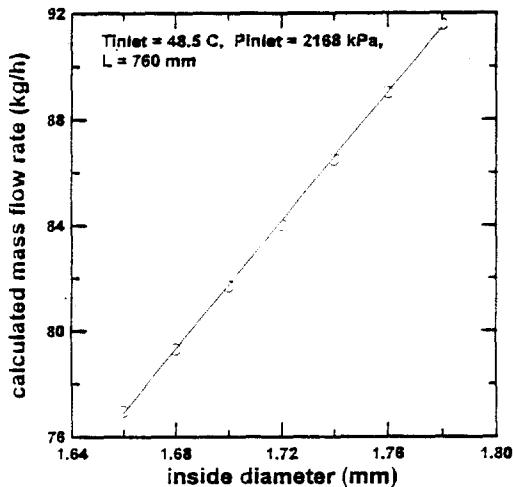


Fig.4 Variation of mass flow rate with inside diameter

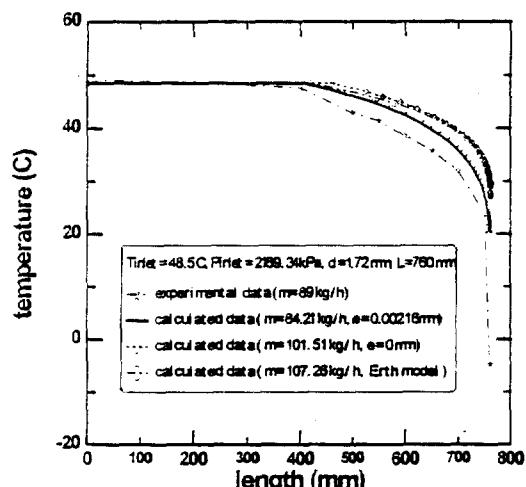


Fig.5 Comparison of calculated temperature profile with experimental values

조도를 이용하여 본 연구자가 제안한 수치모형으로 질량유량을 계산하였다. 계산결과 질량유량은 실험으로 측정한 89kg/h보다 4.79kg/h 적었다. 두번 째 계산은 첫번째와 동일하나 모세관의 조도를 0μm로 가정하여 계산하였다. 계산결과 질량유량은 101.51kg/h로 실험결과보다 더 많이 계산되었다. 세번째 계산은 조도의 항이 들어있지 않은 Erth⁽⁵⁾의 마찰계수 관계식을 이용한 것이다. 계산 결과 질량유량은 107.26kg/h이다. Fig.5는 위의 계산 결과를 이용하여 온도분포를 계산한 것이다. 계산 결과 실험데이터와 가장 근접한 결과는 조도를 고려한 것이다. 따라서 모세관의 성능을 정확히 예측하기 위해서는 조도의 효과를 고려해야 한다. Fig.

6은 앞의 결과를 토대로 절대조도에 따른 질량유량의 변화를 살펴본 것이다. 조도의 증가에 따라 질량유량은 비선형적으로 감소하는 것을 볼 수 있다. 여기서 상대조도를 사용하지 않고 절대조도를 사용한 이유는 비록 상대조도는 같더라도 모세관의 조도에 따라 질량유량이 크게 다르기 때문이다. 그 이유는 질량유량의 변화에 모세관 내경의 영향보다 절대조도의 영향이 더 크기 때문이다.(Table 5)

앞에서 토의한 내용을 근거로 모세관의 질량유량을 표준 모세관의 질량유량과 비표준 모세관의 유동계수(ϕ_1), 그리고 조도계수(ϕ_2)⁽¹⁸⁾의 곱으로 계산할 수 있는 아래와 같은 식을 제안한다.

$$\dot{m} = \phi_1 \phi_2 \dot{m}_{\text{standard}} \quad (3)$$

$$\phi_1 = \frac{\dot{m}(L, d, \epsilon_{\text{standard}})}{\dot{m}_{\text{standard}}(L_{\text{standard}}, d_{\text{standard}}, \epsilon_{\text{standard}})} \quad (4)$$

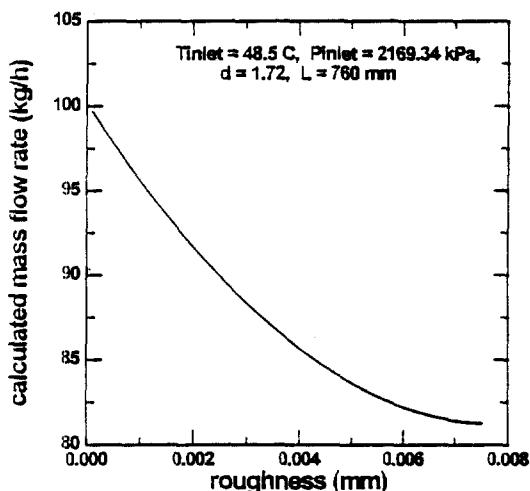


Fig.6 Variation of mass flow rate with roughness

Table 5 Sensitivity of diameter, roughness, and viscosity of friction factor

Standard condition : $P_{\text{inlet}} = 2000 \text{ kPa}$, $d = 1.73 \text{ mm}$, $\epsilon = 2.5 \mu\text{m}$, $m = 80 \text{ kg/h}$				
d (mm)	ϵ (μm)	μ ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)	f	% error
1.63	2.5	0.1296×10^{-3}	0.02338	—
1.793	2.5	0.1296×10^{-3}	0.02309	-1.24
1.63	2.75	0.1296×10^{-3}	0.02383	1.92
1.63	2.5	0.1427×10^{-3}	0.02352	0.60

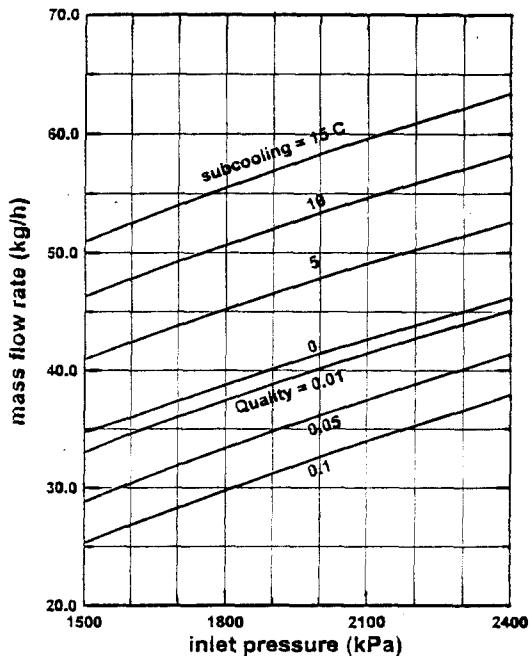


Fig.7 Mass flow rate variation with inlet pressure at different degrees of subcooling and quality for a standard capillary tube (R-22)[$L = 2030 \text{ mm}$, $d = 1.63 \text{ mm}$]

$$\phi_2 = \frac{\dot{m}(L_{\text{standard}}, d_{\text{standard}}, \varepsilon)}{m_{\text{standard}}(L_{\text{standard}}, d_{\text{standard}}, \varepsilon_{\text{standard}})} \quad (5)$$

Fig.7, Fig.8, 그리고 Fig.9는 수치모형으로 계산한 R-22용 모세관 성능선도이다. ASHRAE 편람에서는 성능선도를 log-log선도로 나타내었는데 본 연구에서는 log-log선도를 읽을 때 발생하는 오차를 줄이기 위하여 선형선도로 나타내었다. Fig.7은 표준모세관에 대한 선도이며, Fig.8은 비표준모세관에 대한 유동계수(ϕ_2)이다. 그리고 Fig.9는 조도의 영향을 나타내는 조도계수(ϕ_2)이다. 표준모세관은 길이 2030mm, 내경 1.63mm, 그리고 조도 2.5 μm 이다. 여기서 모세관 길이와 내경은 ASHRAE 편람의 표준 모세관과 동일하며, 조도는 실험에 사용된 모세관의 조도의 중간값으로 선정하였다. 본 연구에 사용된 모세관들의 조도는 1.16~5.16 μm 범위에 있다.

Hopkins가 지적하였듯이, 입구에서 압력과 과냉도가 기준조건과 다른 비표준 모세관의 유량을, 단순히 길이와 직경만을 변경하여 계산한 유동계수를 적용하여 수정하면 비표준 모세관의 유량계산이 부

정확할 수 있다. 그 부정확성의 정도를 살펴보기 위하여 모세관 입구에서의 냉매조건이 기준조건과 다른 여러조건에서 측정한 유량과 성능선도를 이용하여 계산한 질량유량을 Table 6에서 비교하였다. 성능선도로 계산한 질량유량이 측정된 질량유량보다 대체로 -4.5~-9.6% 적다. 수치계산으로 구한 유량과 측정치 사이의 오차(10% 이내)와 근사하게 일치된다. 반면에 수치계산된 질량유량과 성능선도로 계산한 유량은 -2.78~2.18% 이내에서 일치한다. 이 오차는 선도를 읽을 때 발생하는 오차와 Hopkins가 지적한 오차의 복합적인 결과이다.

조도를 고려한 모세관 선정 선도의 이용방법은 다음과 같다.

(예제1) 용축온도가 50°C이며, 과냉도가 5°C인 냉동시스템에서 직경 1.6mm, 길이 800mm, 조도 3 μm 의 모세관으로 흐르는 R-22의 질량유량은 얼마인가?

풀이) 냉매 R-22의 경우, 50°C의 포화압력은 1942.3kPa이다. 따라서 Fig.7로부터 입구압력 1942.3kPa, 과냉도 5°C에서의 표준 모세관에 대

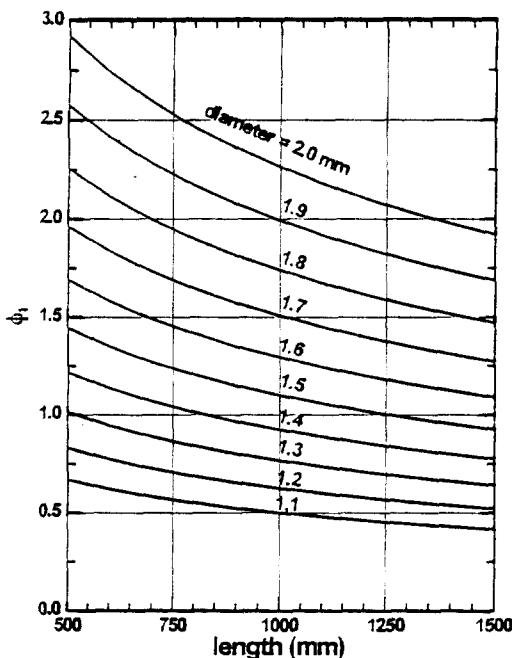


Fig.8 Capillary tube flow factor(R-22)

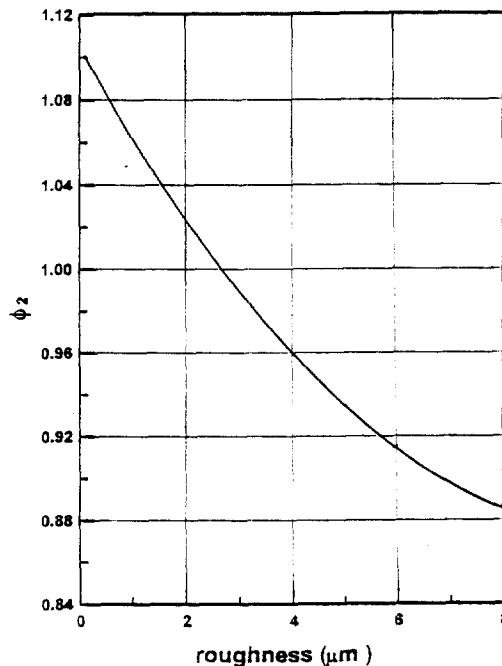


Fig.9 Capillary tube roughness factor(R-22)

Table 6 Comparison of mass flow rate from capillary tube performance chart with experimental and calculated mass flow rate

	Conditions					m_{exp}	m_{cal}	m_{cha}	% error	% error	% error
	Pinlet (kPa)	T_{sc} (°C)	d (mm)	L (mm)	ϵ (μm)	(kg/h)	(kg/h)	(kg/h)	$\frac{m_{cal} - m_{exp}}{m_{exp}} \times 100$	$\frac{m_{cha} - m_{exp}}{m_{exp}} \times 100$	$\frac{m_{cha} - m_{cal}}{m_{cal}} \times 100$
1	1630.91	4.1	1.16	1000	1.51	23.1	24.8	25.34	7.36	9.70	2.18
2	2051.2	6.1	1.16	1200	1.51	26.5	27.3	27.81	3.02	4.94	1.87
3	2133.88	9.2	1.46	760	2.625	68.0	62.4	63.7	-8.24	-6.32	2.08
4	1699.81	6.1	1.46	760	2.625	56.6	51.8	52.65	-8.48	-6.98	1.64
5	2168.33	15.0	1.46	1000	2.625	67.6	62.3	61.55	-7.73	-8.95	-1.20
6	1658.47	3.0	1.46	1200	2.625	41.9	38.7	37.92	-7.64	-9.50	-2.02
7	1720.48	5.8	1.72	760	5.16	79.5	73.7	73.27	-7.3	-7.84	-0.58
8	2161.44	8.3	1.72	760	5.16	93.0	87.5	85.75	-5.91	-7.80	-2.00
9	2168.33	10.3	1.72	1000	5.16	85.8	85.8	81.94	-4.92	-4.50	0.42
10	2106.32	5.5	1.72	1200	5.16	70.6	70.6	65.33	-4.82	-7.86	-2.78

한 질량유량은 47.1kg/h이다.

직경 1.6mm, 길이 800mm에 대한 수정계수(ϕ_1)는 Fig.8로부터 1.42이고, 조도 3μm에 대한 수정계수(ϕ_2)는 Fig.9로부터 0.987이다. 따라서 실제 질량유량은 $47.1 \times 1.42 \times 0.987 = 66.01\text{kg/h}$ 이다.

(예제2) 용축온도가 50°C이며, 과냉도가 5°C인 냉동시스템에서 직경 1.6mm, 조도 3μm의 모세관에 70kg/h의 유량이 흐르도록 하려면 어느정도의 모세관 길이가 필요한가?

풀이) 표준질량과 조도에 의한 수정계수는 위의 문제와 동일하다. 즉, 표준질량유량은 47.1kg/h이고, 조도에 의한 수정계수 ϕ_2 는 0.987이다. 따라서 수정계수 ϕ_1 $70/47.1/0.987 = 1.51$ 이다. 그러므로 Fig.8에서 필요한 모세관 길이는 670mm이다.

5. 결 론

조도를 고려한 새로운 모세관 선정 선도를 제시하였다. 선도 구성을 위하여 수치모형을 개발하였으며 모형의 검증을 위하여 실험을 수행하였다. 입구압력, 내경, 길이, 과냉도등을 변화시켜 가면서 142점의 실험데이터를 얻어 수치계산 결과와 비교하였으며 이를 근거로 새로운 R-22용 모세관 선정 선도를 작성하였다.

1) 수치모형은 실험치를 기준으로 -10% 이내로 냉매유량을 예측할 수 있다.

2) 약 10% 이내의 차이는 냉매오일과 준평형 증발지연현상에 의한 것으로 예측한다.

3) 토의한 내용을 근거로 모세관의 질량유량은 표준모세관($L=2030\text{mm}$, $d=1.63\text{mm}$, $\epsilon=2.5\mu\text{m}$)의 질량유량과 비표준 모세관의 유동계수(ϕ_1), 그리고 조도계수(ϕ_2)의 곱으로 계산할 수 있도록 아래의 식과 선도를 제안한다.

$$\dot{m} = \phi_1 \phi_2 \dot{m}_{standard}$$

$$\phi_1 = \frac{\dot{m}(L, d, \epsilon_{standard})}{\dot{m}_{standard}(L_{standard}, d_{standard}, \epsilon_{standard})}$$

$$\phi_2 = \frac{\dot{m}(L_{standard}, d_{standard}, \epsilon)}{\dot{m}_{standard}(L_{standard}, d_{standard}, \epsilon_{standard})}$$

선도에서 구한 냉매유량은 실험치를 기준으로 -4.5~9.8% 차이가 있다.

4) 대표적인 냉방시스템의 운전조건하에서 ($Re = 10^5$) 냉매의 점성계수보다 조도가 마찰계수에 미치는 영향이 더 크다.

후 기

본 연구는 1994년도 교육부 학술연구조성비(기계공학 : ME94-A-06)로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Stoecker, W. F., and Jones, J. W., 1986, "Refrigeration and Air Conditioning", McGRAW-HILL Inc.
2. 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.
3. Dudley, J. K., 1962, "A Photographic study of the two phase flow of Freon in small bore tubes", M. S. Thesis, Univ. of Wisconsin
4. Cooper, L., Chu, C. H., and Briskin, W. R., 1957, "Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions." Refrigerating Engineering, July, Vol. 65, No. 7, p. 37.
5. Erth, R. A., 1970, "Two-phase flow in refrigeration capillary tubes: analysis and prediction." Ph. D. thesis, Purdue Univ.
6. Whitesel, H. A., 1957, "Capillary two-phase flow.", Refrigerating Engineering, Vol. 65, No. 4, April, p. 42.
7. Whitesel, H. A., 1957, "Capillary two-phase flow, part II.", Refrigerating Engineering, Vol. 65, No. 9, September, p. 35.
8. Scott, T. C., 1976, "Flashing refrigerant flow in small bore tubes." Ph. D. thesis., The Univ. of Michigan.
9. Goldstein, S. D., 1981, "A computer simulation method for describing two-phase flashing flow in small diameter tubes" ASHRAE Trans., Vol. 87, pp. 51~60.
10. 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.
11. 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.
12. Li, R. Y., Lin, S., Chen, Z. Y., and Chen, Z. H., 1990, "Metastable flow of R12 through capillary tubes." Int. J. Refrigeration, Vol. 13, pp. 181~186.
13. Mikol, E. P., 1963, "Adiabatic single and two-phase flow in small bore tubes." ASHRAE Journal, Vol. 57, No. 11, pp. 75~86.
14. P. J. Hawken, P. F. Hearty, and C. Lemal, 1985, "The Influence of Two-Phase Flow on a Coriolis Effect Mass Flow Meter" ASHRAE Trans., Vol. 91, Pt. 1, pp. 310~321.
15. 김창년, 박영무, 1993, "대체냉매 HFC-134a의 모세관 성능에 관한 수치해석 연구", 공기 조화 냉동공학 논문집, 제5권, 제3호, pp. 169~178.
16. Collier, J. G., 1981, "Convective Boiling and Condensation", McGRAW-HILL, Inc.
17. S. J. Kuehl, and V. W. Goldschmidt, 1991, "Modeling of steady flows of R-22 through capillary tubes", ASHRAE Journal, Vol. 97, Pt.1
18. 박영무, 1994, "대체냉매의 모세관 성능선도", 한·일 냉동공조 기술세미나, pp. 66~96.

A. 부 록

A.1 단상영역

단상영역은 모세관 입구에서 시작하여 처음 기포가 발생하는 비등점까지를 말하며, 이 영역에서의 냉매유동은 선형 압력강하와 등온이라는 특성을 가지고 있다. 연속방정식과 운동방정식은 다음과 같이 표시한다.

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

$$x = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_e + \dot{m}_g}$$
(A.9)

$$AdP - \tau_w(\pi d)dz = 0$$
(A.2)

$$\alpha = \frac{A_g}{A} = \frac{A_g}{A_e + A_g} = \frac{x}{x + (1-x) \cdot \rho_g / \rho_e}$$
(A.10)

여기서,

$$\tau_w = f \frac{(\rho_e V^2)}{8} = f \frac{(G^2 / \rho_e)}{8}$$
(A.3)

이다.

식(A.3)을 식(A.2)에 대입하면

$$dL_{sp} = \frac{-dP}{G^2}$$
(A.4)

$$f \frac{2\rho_e \cdot d}{G^2}$$

이 된다. 단상영역에 해당하는 모세관의 길이는 계산하기 위하여 식(A.4)를 적분하면, 다음과 같은 식을 얻는다.

$$L_{sp} = \frac{P_{inlet} - P_{sat}}{G^2}$$
(A.5)

$$f \frac{2\rho_e \cdot d}{G^2}$$

A.2 2상영역

2상영역은 비등점으로부터 모세관 출구까지이다. 이 영역에서는 액상과 기상이 공존하며, 압력 강하는 비선형이고, 관의 출구부분으로 갈수록 단위 압력 강하가 증가한다. 2상유동의 기본 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m} = \dot{m}_e + \dot{m}_g$$
(A.6)

$$-AdP - \tau_w(\pi d)dz = d(\dot{m}V)_e + (\dot{m}V)_g$$
(A.7)

$$(\dot{m}h)_e + (\dot{m}h)_g + \frac{\{(\dot{m}V^2)_e + (\dot{m}V^2)_g\}}{2} = 0$$
(A.8)

2상영역에서의 전도와 공극율은 다음과 같이 정의한다.

A.3 무차원화

$$\xi = \frac{z}{d}, \quad T_r = \frac{T}{T_c}, \quad P_r = \frac{P}{P_c}, \quad \rho_r = \frac{\rho}{\rho_c}, \quad h_r = \frac{h \cdot \rho_c}{P_c}$$
(A.11)

위의 무차원 변수들을 식(A.5)와 식(A.7), (A.8)에 대입하여 정리하면,
과냉영역 :

$$\zeta_{sp} = \frac{L_{sp}}{d} = \frac{2 \cdot \rho_{re} \cdot (P_{r,inlet} - P_{r,sat})}{f \cdot B}$$
(A.12)

여기서

$$B = \frac{G^2}{\rho_c \cdot P_c}$$
(A.13)

2상영역 :

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

$$+ \frac{dP_r}{d\xi} \Big|_{re} + b \left[\frac{1}{\rho_{gr}} - \frac{1}{\rho_{re}} \right] \frac{dx}{d\xi} = 0$$
(A.14)

$$\left[(1-x) \frac{dh_{re}}{dT_r} + x \frac{dh_{gr}}{dT_r} - B \left(\frac{x \cdot (1-x)}{\rho_{re} \cdot \rho_{gr}^2} \right) \right]$$
(A.15)

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

$$\frac{dT_r}{d\xi} + \left[h_{gr} + B \left(\frac{x}{\rho_{gr}^2} - \frac{1-x}{\rho_{re}^2} + \frac{1-2x}{\rho_{re} \cdot \rho_{gr}} \right) \right] \frac{dx}{d\xi} = 0$$