모세관 내경 축소에 따른 소형멀티 냉동시스템의 성능특성변화

이무연† · 최석재 · 김상욱*

A Study on Performance Characteristics of R134a Variation with a Capillary Tube Diameter and Length in a Domestic Small multi Refrigerator [Kim_Chi Refrigerator]

MooYeon Lee, Seokjae Choi, Sangok Kim

Key Words : Capillary tube(모세관), Friction factor(마찰 계수), Pressure drop(압력 강하), Control volume(미소 체적)

Abstract

This paper is an experimental study on the performance characteristic with a variation of capillary diameter and length. The performance characteristic of a refrigeration system is predicted that it is occurring changes of flow pattern and pressure drop in a capillary tube because of reduction of capillary diameter 0.74 to 0.6 mm. The difference between experimental results and analytical results is mainly caused by values of friction factor for using to calculate pressure drop through a small diameter capillary tube under 0.74mm. The experimental equation is derived from capillary tube test data using curve fitting method.

기호설명

T	: 온도 [K], [℃]
Inc	: 인케이스[Incase, Room]
Sol	: 솔레노이드 밸브[Solenoid valve]
Capi	: 모세관[Capillary tube]
Comp	: 압축기[Compressor]
Evap	: 증발기[Evaporator]
h	: 엔탈피[Enthalpy, kJ/kg]
v	: 비체적[Specific volume,m^3 /kg]
f	: 마찰계수[Friction factor]
Re	: 레이놀즈수[$\rho vD/\mu$]
$\triangle L$	: 미소길이[m]
ref	: 냉매[refrigerant]
V	: 냉매유속[m/sec]
D	: 모세관 내경[m]
μ	: 동점성계수[Dynamic viscosity, Pa·sec]
$\dot{m}$	: 엔탈피[Enthalpy]
x	: 건도[Quality]

† 위니아 만도 연구소
E-mail : S10669@winiamando.com
TEL : (041)530-6544 FAX : (041)530-3378
* 위니아 만도 연구소

1. 서 론

일반적으로 산업용 소형 증기 압축식 냉동사이클에서 가장 많이 사용되는 있는 팽창장치는 모세관이다. 여러 가지 팽창장치 중에서 모세관은 구조가 단순하며 가공이 용이하고 가격이 저렴하면서도 운전 중에 높은 신뢰성을 유지하는 장점을 지니고 있다. 모세관은 고압부인 응축기로부터 저압부인 증발기로 냉매의 압력을 감소시키고 냉매 유량을 조절함으로서 전체 사이클의 평형을 유지시키며, 응축기와 증발기 사이에 큰 압력차를 형성시킨다. 또한 시스템 가동 전에 고압부인 응축기와 저압부인 증발기의 압력을 동일하게 유지시켜 압축기가 기동할 때 소비전력을 감소시키는 장점을 가지고 있어 소형 증기 압축식 냉동사이클의 팽창장치로 널리 사용되고 있다.(1) 본 연구에서는 기존의 냉동시스템에 들어가는 모세관을 내경이 0.74mm 에서 0.6mm 로 변경하면서 동반되는 냉동시스템의 모세관 설계 및 성능특성의 변화를 관찰하려고 한다. 모세관 내경의 축소에 따라 모세관

내에서의 유동 특성과 압력 강하 특성이 변하여 시스템의 성능 특성 변화가 발생할 것으로 예상되며, 모세관 길이와 시스템 내의 냉매 봉입량(refrigerant charge amount)등 설계 인자의 변화가 수반된다. 먼저 모세관 내경의 축소에 따라 모세관 길이를 이론 해석을 통해 산출하고 모세관 단품 테스트를 통해 실험 결과와 검증하였다. 이렇게 구한 모세관 길이를 가지고 냉동시스템에 적용하여 증발온도와 응축온도를 고려한 시스템 매칭 성능 시험을 진행하였다. 단품으로 구한 길이와 시스템에서 구한 모세관 길이는 다소 차이가 있는데, 그 이유는 냉매가 모세관을 지나가면서 모세관 길이에 따른 압력 강하와 유동 특성이 모세관 단품과 시스템일 때 다소 차이가 나며 특히 팽창이 이루어지는 후반으로 갈수록 압력 강하와 유동 특성에서 큰 차이가 나는 것으로 생각된다. 또한 모세관 설계 시 중요한 요소인 마찰계수에 대한 이론식이 본 연구에서 사용한 1.0mm 이하의 미세 직경에는 약 12~20% 정도의 오차가 나타나기 때문이다.[2] 본 연구에서 모세관 마찰계수는 기존의 개발된 경험식과 Moody Chart 를 이용하여 계산하였다. 본 연구의 목적은 소형 멀티 냉동 시스템인 김치냉장고에서 모세관의 내경을 0.74㎜ 에서 0.6㎜ 로 변경하였을 경우 발생하는 시스템 내에서의 열·물성적 변화, 설계 인자의 변경 및 모세관 길이 산정 시 이용한 이론적 해석, 성능특성 변화 등을 고찰하여 모세관 내경 축소에 따른 모세관 길이 변화, 유동 특성 변화, 압력 강하를 계산하여 양산제품의 설계에 이용하고자 한다. 또한 각 모세관 내경 축소에 따른 시스템의 최적화를 통해 시스템 구성 시 보다 효율적인 냉동사이클을 구축하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 모세관 산정을 위한 이론적 접근

본 연구에서 모세관 내경 변화에 따른 길이 산정은 Stocker 가 제시한 이론식을 이용하였고, 질량보존방정식과 에너지 보존 방정식을 이용하여 성능 및 유량의 변화를 관찰하였다. 운동량 보존 방정식을 이용하여 마찰에 의한 압력강하를 계산하였고 식(1)~(3)에 나타내었다. 특히 모세관 내에서 이상상태(two phase)유동에서 엔탈피, 점성계수, 비체적 등의 물성치는 식(4)~(6)을 이용하여 계산하였고, 마찰계수는 stocker 에 의해 명명된 McAdams 방식을 이용하여 계산하였다.[2~3]

$$\dot{m} = \frac{V_1 A}{v_1} = \frac{V_2 A}{v_2} \tag{1}$$

$$1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} = 1000h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{2}$$

$$\dot{m}(V_2 - V_1) = \left[(P_1 - P_2) - f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2v} \right] A \tag{3}$$

식(2)는 위치에너지 및 열전달 무시, 정상 상태라는 가정을 하였다. 식(3)는 모세관 내에서 가속도에 의한 힘, 입·출구에 의한 압력차, 유체의 전단 응력등에 의한 마찰력을 나타내었다.

$$h = h_f (1-x) + h_g x \tag{4}$$

$$v = v_f (1-x) + v_g x \tag{5}$$

$$\mu = \mu_f (1-x) + \mu_g x \tag{6}$$

식(1)과(3)을 대입하여 정리하면 식(3)의 마찰력항은 다음과 같이 정리되며,

$$f \frac{\Delta L}{D} \frac{V^2}{2v} = f \frac{\Delta L}{D} \frac{V}{2} \frac{\dot{m}}{A} \tag{7}$$

여기서 마찰 계수는 식(8)에 나타낸 Stocker 가 제시한 McAdams 방정식을 사용하였다. Stocker 는 냉매의 모세관 유동시 Reynolds 수가 난류영역의 저층부에 속하게 되므로, Blasius 방정식의 상수를 변형하여 식(8)과 같이 사용하였다.

$$f = \frac{0.33}{\mathrm{Re}^{0.25}} = \frac{0.33}{(VD/v)^{0.25}} \tag{8}$$

마찰계수는 모세관 압력강하에 큰 영향을 미치는 요소이므로 마찰계수의 계산은 정확하게 이루어져야 한다. 본 연구에서는 0.7mm 이하의 모세관 내경에 대한 연구가 많이 이루어지지 않아 stocker 가 제시한 McAdams 방정식과 Moody chart 를 이용하여 결정하였다. 결국 위의 식들을 이용하여 모세관 길이를 이론적으로 얻기 위해서는, Fig.1 에 나타낸 모세관의 일부를 미소 체적으로 설정하여 입구와 출구에서의 열역학적 물성을 비교하여 모세관 출구까지 반복계산을 해야 한다. 모세관 설계시 이용된 반복계산의 수렴여부는 모세관 출구에서의 유동이 chocked flow 가 되었는지의 여부와 미소체적 길이(ΔL)의 증가분이 음이 나오는지의 여부를 가지고 판단하면 된다(Fanno line). 미소길이 ΔL 에 대한 평균 마찰계수는 다음의 식에 의해 결정된다.

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} \tag{10}$$

위의 방정식들을 사용하여 냉매의 포화온도가 감소할 때에 따른 미소길이 ΔL 을 구하는 방법은 다음과 같다. 먼저 section1 의 포화온도, 건도, 유량이 알려지고 section2 의 포화온도가 주어지면, section1 의 온도, 압력으로 액상과 기상의 엔탈피와 비체적 등의 상태량을 알 수 있고, section2 에

서 엔탈피, 비체적, 마찰계수를 구할 수 있다. section2 에서 건도는 식(11)~(16)을 이용하여 구할 수 있다. ΔL 을 구하기 위한 모세관의 미소체적은 Fig. 1 에 나타내었다.

$$1000h_2 + G^2\frac{V_2^2}{2} = 1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (11)$$

$$1000h_{f2} + 1000h_{fg2}x_2 + G^2\frac{\left[v_{f2} + v_{fg2}x_2\right]^2}{2} = 1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (12)$$

$$x_2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (13)$$

$$a = \frac{1}{2}G^2 v^2{}_{fg2} \quad (14)$$

$$b = 1000h_{fg2} + G^2 v_{f2} v_{fg2} \quad (15)$$

$$c = 1000\left(h_{f2} - h_1\right) + \frac{1}{2}G^2 v_{f2}{}^2 - \frac{1}{2}V_1{}^2 \quad (16)$$

결국 section2 출구쪽의 건도가 결정되면 출구쪽의 상태량들이 결정되고 출구쪽의 레이놀즈 수와 열역학적 상태량들이 결정되어 식(3)에 의해 미소길이가 계산된다. 이것을 이용하여 누적 모세관 길이를 계산하였다. 위의 계산은 Stocker 이론을 참조하였다.[2~3]

2.2 모세관 단품 실험

내경 0.74 와 0.6mm 의 압력강하에 대한 상관관계 및 모세관 길이에 대한 설계식을 도출하기 위하여 모세관 단품 시험을 진행하였다. 모세관 단품 실험을 위한 실험 장치는 압축기와 압축기로 전원을 공급하기 위한 전원 공급장치 그리고 압축기 토출쪽과 모세관으로 연결되는 부분에 갑작스런 팽창과 압력불균형을 줄이기 위하여 머플러를 장착하였고, 고온에 대비한 냉각장치를 따로 장착하고 온도를 균일하게 유지하였다. 모세관 입·출구에 압력 게이지와 Thermocouple 를 장착하여 압력 및 온도를 측정하였다. 모세관 단품 실험에서 사용한 냉매는 편의상 공기로 하였다. 실험 방법은 모세관을 충분히 길게 하고 100mm 씩 일정하게 잘라가며 모세관 출구가 충분히 안정화 될 때까지 기다린 후 압력과 온도를 측정하였다. 실험에 사용된 압축기 스펙은 시스템에 장착한 압축기와 동일한 것으로 하였다.

2.3 시스템 실험

본 실험에서는 현재 개발하고 있는 185 리터 용량을 가진 2 개 룸으로 구성된 김치냉장고를 가지고 실험을 진행하였다. 김치냉장고는 압축기, 응축기, 증발기, 모세관, 팬 모터로 구성된 소형 멀티 냉동 시스템으로 모세관 길이 설계 시 모세관 단품 실험 뿐만 아니라 시스템에서의 특성 변화를 고려해야 한다.[7,8] 또한 이론적 계산으로 구한 모세관 설계 인자와 단품 실험으로 얻은 결과 그리고 실제 시스템에서 얻은 결과는 차이가 있을 수 있는데, 그 이유로는 1compressor_1evaporator 시스템이 아닌 1compressor_multi evaporator 시스템이므로 각 룸으로 유동 분배의 불확실성과 고내 온도 제어 등의 가변적인 요소들에 의해 단품에서 얻은 결과와 시스템에서 얻은 결과가 차이가 존재할 수 있다. 기존에 개발된 김치냉장고와 동일한 실험 장치를 구성하여 Baseline model 로 선정하였고 구성요소는 Table1 와 같다. 1 개의 압축기, 2 개의 증발기, 2 개의 솔레노이드 밸브, 응축기, 그리고 팬창 장치로 구성된 Baseline 모델의 최적화를 위하여 압축기는 ON/OFF 시간을 고려한 운전률, COP, 자체소비전력과 압축기를 장착한 시료의 각 냉각속도 등을 고려하여 시스템에 적합한 최적의 압축기를 선정하였고, 냉매량과 모세관 길이를 변경하면서 에너지 소비 실험, 냉방 용량, 각 룸이 안정화 되는 시간 등을 고려하여 최적의 시스템을 구성하여 시스템 실험을 진행하였다. 시스템 실험 시 데이터 습득은 압축기, 응축기, 모세관 및 각 룸을 둘러싸고 있는 2 대의 증발기 입·출구에 열전대(thermocouple)를 부착하여 각 부의 온도를 측정하였고 시스템의 응축 압력 및 증발 압력은 SETRA C206 압력게이지를 이용하여 측정하였고 Data logger 를 통해 실시간으로 PC 에 30 초 간격으로 저장되었다. 에너지 소비량은 DT1010 Digital power meter 를 이용하여 측정하였다. 실험 시 각 룸으로 들어가는 유량의 제어는 솔레노이드 밸브를 이용하여 각 룸의 온도가 설정온도에 도달하면 자동 off 되는 on/off 제어를 이용하였다. 시스템 실험은 크게 각 룸의 온도를 일정하게 유지하여 전력 사용량을 측정하는 에너지 소비 실험과 냉매의 냉각 속도를 측정하는 무부하 운전 실험으로 나누어 진행하였으며,[7~8] 모세관 길이 및 냉매량을 변경하면서 실험을 진행하였다.

Table 1 Specifications of a refrigeration system[0.74&0.6mm]

Component	Specification
Compressor	Reciprocating Comp. <scotch yoke type>
Condenser	Wire_Fin HX.
Evaporator	Cu,Tube_Plate HX.
Capillary tube	Id 0.74*L 3500, 2EA Id 0.60*L 1800, 2EA Id 0.60*L 1200, 2EA

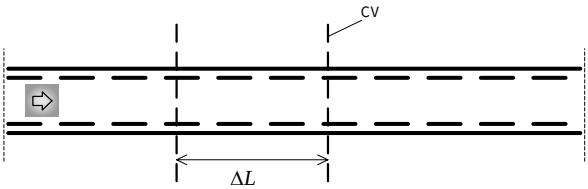

Fig. 1 The control volume of capillary tube

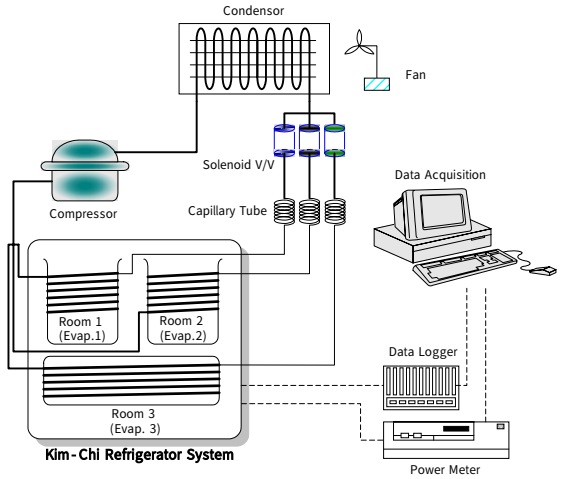

Fig. 2 Schematic of the test set-up

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 김치냉장고에 사용되는 모세관의 내경을 0.74 에서 0.6mm 로 변경하기 위한 이론 계산 결과와 실험으로 얻은 결과 그리고 시스템 내에서 모세관 길이를 변경하면서 얻은 실험 결과들에 대해서 언급하였다. 모세관에 대한 이론 결과와 실험으로 얻은 결과는 약 30% 정도의 오차를 보였고, 모세관 단품으로 얻은 결과와 시스템 내에서 실험한 결과는 약 30% 정도의 오차를 가지는 것으로 나타났다.

3.1 모세관 길이 계산 및 실험 결과

본 연구에서 모세관 단품은 stocker 이론을 참조하였으며, Baseline model 인 기존 김치냉장고의 모세관 길이를 분석해 보니 내경 0.74mm 일 때 모세관 길이가 3000mm 이고 내경 0.6mm 일 때 모세관 최적 길이를 1200mm 로 결정하였다. 이론 계산으로 얻은 모세관 길이 계산 결과와 실험으로 얻은 결과는 각각 Table 2 및 Figs. 3~4 에 나타나 있다. 모세관 내경을 0.74 에서 0.60mm 로 변경하였을 때 이론으로 구한 모세관 길이는 약 1200mm 일 때이고 실험으로 얻은 결과는 약 1500~1800mm 일 때이다. 모세관 단품으로 구한 실험 자료를 선형 보간 하여 구한 결과는 Fig. 4 에 나타내었다. Fig 4 에서 보면, 모세관 내경이 0.74 와 0.6mm 가 동일한 압력강하가 발생하는 지점이 내경 0.74mm 인 모세관이 내경 0.64mm 모세관에 비해 약 33% [1.255*0.6mm 모세관 길이+320] 정도 길이가 긴 곳에서 같게 나옴을 확인할 수 있었다. 본 연구를 통해서 당사의 김치냉장고에 적용할 수 있는 내경 0.74 와 0.6mm 에 대한 상관관계식을 모세관 길이에 대한 압력강하에 대한 다항식의 형태로 유도하였다. 모세관 내경 0.74mm 에 대한 실험식은 y = -7/E7x2 + 0.006x + 4.322 이고, 내경 0.6mm 에 대한 실험식은 y = -8/E7x2 + 0.0068x + 5.6145 이다. 즉 이론 해석 결과 및 실험식에서도 알 수 있듯이 모세관 길이에 따라서 발생하는 압력강하는 모세관 직경의 감소 및 모세관 길이가 감소할 때 단위길이 당 압력강하는 증가함을 확인할 수 있었다.[6]

3.2 시스템 실험 결과

모세관 내경 및 길이가 0.74, 3000 mm 인 Baseline 모델을 가지고 실험한 결과와 모세관 내경 및 길이가 각각 0.6, 1200, 1800mm 을 가지고 시스템 매칭 시험을 진행한 결과를 Table 4 에 나타내었다. 각 시스템은 모세관과 냉매량을 제외하고는 모두 동일하게 구성하였다. 먼저 SYS1 는 실험으로 구한 모세관 길이 1800mm 를 장착한 실험 결과이고 SYS2 는 이론으로 구한 모세관 길이 1200mm 를 장착한 실험 결과로 SYS1 이 SYS2 보다 성능이 우수한 것으로 나왔다. 또한 룸간 동일한 제어 모드로 시험 할 경우 좌우 온도편차 및 제품 시료별 온도 편차가 SYS2 가 SYS1 보다 더 크게 나옴을 확인 할 수 있었다. 그리고 제품의 효율을 판단할 수 있는 에너지 소비 실험에서도 SYS1 이 SYS2 보다 소비전력이 약 15~20%[3kW/月]정도 향상 되게 나왔다. 위의 실험 결과를 바탕으로 모세관 내경을 0.74 에서 0.6mm 으로 변경할 경우 모세관 길이는 0.74 대비 0.6mm 일 때 약 70~80% 수준으로 설계하는 것이 적당하다고 본다. 실험으로 얻은 결과와 이론식으로 구한 결과는 약 20~30% 정도의 차이를 가지는데, 그 이유는 운동량 보존법칙에 의한 이론식 중 마찰계수에 대한 경험식이 미소직경인 0.6mm 에 적용 시 가지는 오차로 볼 수 있으며, 시스템 실험시 다량의 시료를 똑같이 제작할 수 없는 실험상 존재하는 불확실성(uncertainty)으로 간주된다.

4. 결 론

모세관 내경 변경에 따른 적절한 모세관 길이를

Table 2 Theoretical calculation results of capillary tube with 0.6mm diameter`

Iteration No.	Temperature, T[℃]	Pressure, P[kPa]	x	Enthalpy, h(kJ/kg)	Specific Volume,(m3/kg)	Velocity, V(m/sec)	Increment Length, △L(m)	Cululative_ Length, L(m)
Input Variables			Calculation Variables				Results	
1	51.85	1379.9	0	274.31	0.000914	3.394598		
2	50.85	1345.9	0.010386	274.3081	0.001053	3.911126	0.13258	0.13258
3	49.85	1312.6	0.020672	274.3058	0.001199	4.454338	0.111553	0.244134
4	48.85	1279.9	0.030672	274.3032	0.00135	5.016666	0.095915	0.340048
5~20	•	•	•	•	•	•	•	•
21	31.85	811.8	0.176192	274.1349	0.005118	19.01754	0.014831	0.993766
22	30.85	789.0	0.183541	274.1122	0.00543	20.1757	0.013479	1.007245
23	29.85	766.7	0.190758	274.0871	0.005755	21.38309	0.012238	1.019483
24~45	•	•	•	•	•	•	•	•
46	6.85	372.6	0.327285	271.9857	0.018372	68.26485	0.000321	1.117035
47	5.85	360.0	0.331793	271.763	0.01923	71.45255	0.000147	1.117182
48	4.85	347.8	0.336148	271.5214	0.02012	74.7577	-3.9E-06	1.117178

Table 3 The Results of a system experiment with capillary tube diameter 0.74, 0.6mm[25℃,60%]

Model	Capillary Tube Diameter [mm]	Capillary Tube Length [mm]	Refrigerant Charge Amount [g]	Energy Consumption Rate[kwh/月]	Room Temperature [℃]
Baseline model					0±0.5
SYS 1					0±0.5
SYS 2	0.6	1200	73	16.4	0±0.5
SYS 3					0±0.5

Table 4 The process capability analysis for SYS2[25℃,60%]

	Cp	CpU	CpL	CpK	Comparison
Room_1	1.51	1.25	1.77	1.25	Temperature Range
Room_2	1.72	0.97	2.47	0.97	-1±0.5℃
Total	1.51	1.05	1.96	1.05	

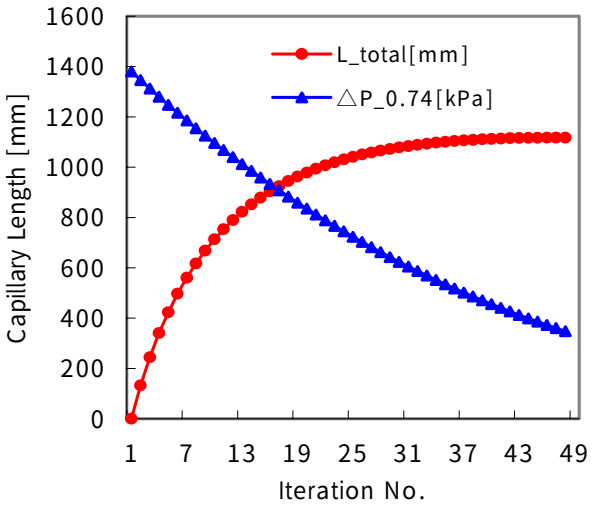

Fig. 3 Calculation results of capillary tube

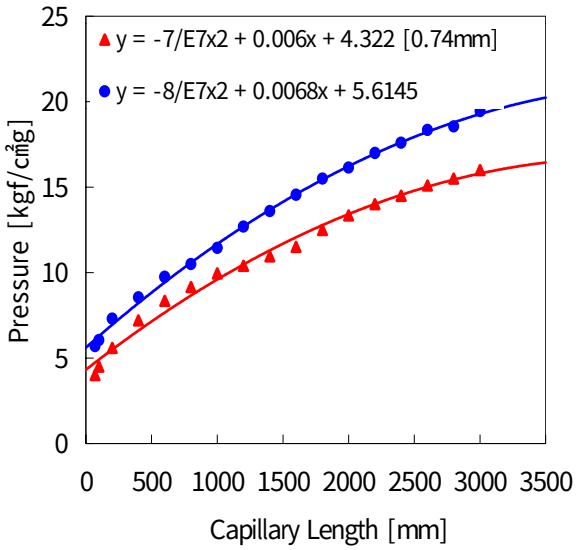

Fig. 4 Test results of capillary tube experiment

산정하기 위한 이론적 해석 및 실험을 진행하였으며, 선정된 모세관 길이를 가지고 시스템에 장착한 후 시스템 내에서의 냉동 성능을 평가하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 이론식으로 얻은 모세관 길이를 실제 시스템에 적용하였을 경우 룸간 온도 편차 및 제품간 온도 편차가 심하게 나타났다. 그 원인으로는 모세관의 길이가 일정비 이상으로 감소하는 경우에는 유량이 급격히 증가하여 모세관 하류에서 chock flow 의 발생이 불확실해져서 시스템의 신뢰성이 저하되어 시험 시료별 온도 편차가 크게 나는것으로 생각된다. 이러한 결과는 Cooper 와 Schulz et al 의 연구에서도 나타나는 것으로 확인되었다.[1, 4~5]

2. 모세관 내경을 0.74mm 에서 0.6mm 로 변경 할 경우 이론적 해석으로는 1120mm 이고 실험을 통해 얻은 결과는 모세관 내경이 0.6mm 가 0.74mm 에 비해 약 33% 길이가 감소하는 것으로 나왔다. 즉 모세관 출구 압력으로 비교한 경우 0.74mm 일 때 모세관 길이는 1800mm 이고, 0.6mm 일 때는 약 1200mm 로 나왔다. 시스템에 적용한 경우는 증발기 길이, 압축기 스펙, 냉매량등 시스템 매칭이 최적화 되었다고 가정하면, 이론 해석으로 얻은 결과치인 1200mm 에 보정(Correction)계수를 곱해야 한다. 그 이유로는 이론적 계산에 사용된 모세관 경험식의 마찰계수 방정식이 1.0mm 이하의 미소 직경에는 약 12~20% 오차를 가지는 것으로 나왔다.[2] 또한 본 연구에서 산출한 실험식은 당사의 김치냉장고 시스템 설계에만 이용 할 수 있으며 모세관 내경을 줄임으로서 원가절감 뿐만 아니라 에너지 소비를 절감하는 효과를 가져왔다.

참고 문헌

(1) Hong, K. S., Hwang, I. N., Min, M. K., 2000, The Effect of Oil on Refrigerant Flow through Capillary Tubes, Sarek. Vol. 12, No. 9, pp. 791~801.

(2) Jung, D. S., Kim, C. B., 1995, Selection of Capillary Tubes for HCFC-22 Alternatives Fluids, Sarek. Vol. 7, No. 3, pp. 435~449.

(3) Stocker W. F. and Jones J. W., Refrigeration and Air Conditioning, pp. 260~272. 2nd Edition, McGraw-Hill, New York, NY.

(4) Cooper, L., Chu, C. K. and Brisken, W. R., 1957, Simple selection method for capillaries derived from physical flow conditions, Refrigeration Engineering 65, No. 7, pp. 37-41, 88- 107.

(5) Schulz, U. W., 1987, Critical two-phase flow in a capillary tube expansion device, Proceedings of the XVII International Refrigeration Conference, PP. 299-306.

(6) Kim., S.G., Kim, M.S. and Ro, S.T., 2001, Flow and Pressure Drop Characterisitics of R22 in Adiabatic Capillary Tubes, KSME Int. Journal, Vol. 15, No. 9, pp. 1328~1338.

(7) Lee., M.Y., Choi, S.J. and Kim, S.O., 2003, Evaluation on the cyclic and adiabatic Performance of a small multi-refrigeration system, Proceeding of the KSME, Autumn Annual Conference, pp.769~774.

(8) Lee., M.Y., Choi, S.J. and Kim, S.O., 2004, Evaluation of the Performance Characteristics of Propane/isobutene Refrigerant Mixtures in a Small multi-refrigeration System, Proceeding of the KSME, Autumn Annual Conference, pp.769~774.