

## 증발 지연 구간을 포함한 비단열 모세관에서의 냉매 유동 특성 예측을 위한 시뮬레이션

손기동, 박상구, 정지환, 김윤수\*

부산대학교 기계공학부, LG전자 냉장고 사업부

### A Simulation for predicting the Refrigerant Flow Characteristics Including Metastable Region in Non-Adiabatic Capillary Tubes.

Ki Dong Son, Sang-goo, Ji Hwan Jeong, Lyun Su Kim\*

*Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan, Korea*

\*LG Electronics, Changwon, Gyeongnam, Korea

**ABSTRACT:** The capillary tube/suction line heat exchanger (SLHX) is widely used in small refrigeration systems. The refrigerant flowing in the SLHX experiences frictional and accelerational head losses, flashing, and heat transfer simultaneously. The simulation of refrigerant flow through SLHX is important since this will help engineers analyze and optimize the SLHX incorporated in a refrigeration system. The present SLHX model is based on conservation equations of mass, momentum and energy. Also a meta-stable model is included. All these equations are solved simultaneously. In this paper, HFC-134a refrigerant flow through a non-adiabatic capillary tube is simulated. The simulation results are discussed but not validated against experimental measurements yet.

**Key words:** Simulation(시뮬레이션), Non-adiabatic capillary tube(비단열 모세관), Suction line heat exchanger(흡입관 열교환기), Heat transfer(열교환), Refrigeration cycle(냉동 사이클), Two-phase refrigeration flow(이상 냉매 유동), Metastable region(증발 지연 구간)

#### 기 호 설 명

<p>A      면적 [<math>m^2</math>]</p> <p><math>h</math>      대류열전달계수 [<math>W/m^2K</math>]</p> <p>Pr      Prandtl 수 [-]</p> <p>Re      Reynolds 수</p> <p><math>C_p</math>      정압비열 [<math>kJ/kg.K</math>]</p> <p>D      직경 [m]</p> <p>f      마찰 계수 [-]</p> <p>G      질량 유속 [<math>kg/s.m</math>]</p> <p>g      중력 가속도 [<math>m/s^2</math>]</p> <p>k      열전도계수 [<math>W/m.K</math>]</p>	<p>L      길이 [m]</p> <p><math>\dot{m}</math>      질량 유량 [<math>kg/s</math>]</p> <p>Nu      Nusselt 수 [-]</p> <p>p      압력 [kpa]</p> <p>T      온도 [K]</p> <p>q      열유속 [<math>kJ/m^2</math>]</p> <p>V      속도 [m/s]</p> <p>U      총괄 열전달 계수 [<math>kW/K</math>]</p> <p>v      비체적 [<math>m^3/kg</math>]</p> <p>w      단위 질량당 일 [<math>kJ/kg</math>]</p>
--	---

x	진도 [-]
z	모세관 입구에서 부터의 거리 [m]

### 그리스 문자

$\theta$	각도 [deg]
$\vartheta$	표면 거칠기 [mm]
$\delta$	멤납 두께 [m]
$\rho$	밀도 [ $m^3/kg$ ]
$\tau$	전단력 [ $N/m^2$ ]
$\sigma$	표면장력 [N/m]
$\mu$	점성 계수 [kg/m.s]

### 상첨자

\* : 무차원 변수

### 하첨자

c	모세관 또는 임계값
cal	계산값
capi	모세관
i	색션 기호
s	흡입관 또는 포화
sat	포화
suction	흡입관
cond	응축기
eva	증발기
in	입구
g	기상
HX	열교환 구간
j	멤납 부분
l	액상
o	출구
out	출구측 구간
sp	단상
tp	이상
sub	과냉
sup	과열
w	벽면
v	기상

## 1. 서론

증기 압축식 냉동 사이클에서 확장 장치는 냉매 유량 조절 역할과 압력강하 역할을 한다. 모세관은 소형 냉동 장치에 확장 장치로 널리 쓰인다. 모세관은 대개 속이 빈 원형관 형태이며 내경이 0.05mm에서 1.0mm 사이 이다. 모세관은 압축기와 증발기 사이에 위치한 흡입관과 멤납되어 열교환을 하기도 하는데 이 열교환기는 Fig. 1에서와 같이 측면 대향 유동 형태를 갖는다. 이를 SLHX (Suction Line Heat Exchanger) 라고 부른다. SLHX는 증기 압축식 냉각 사이클의 성능 향상에 큰 영향을 미친다.

SLHX는 모세관 내의 위치별로 과냉액 구간, 증발지연 구간, 이상유동 구간 등으로 나눌 수 있다. 유동 현상에 따른 구분이 Fig. 1에 나타나 있다. 지난 반세기 동안 모세관 내의 유동 현상과 증기 압축식 냉동 사이클에서의 모세관의 영향에 관하여 많은 연구가 진행 되었다. Koizumi and Yokoyama<sup>(1)</sup>는 모세관 내의 냉매 유동 특성에 관하여 연구하였으며 Chen et al.<sup>(2)</sup>은 R-12를 사용한 모세관에서의 증발지연현상에 따른 상관식을 개발하였다. Dirik et al.<sup>(3)</sup>은 R-134a를 사용한 단열 모세관과 비단열 모세관에 관하여 실험적, 수치적 연구를 수행하였고 Peixoto and Bullard<sup>(4)</sup>는 흡입관과 열교환을 하는 모세관에 관하여 시물레이션 모델을 개발 하였다. Mezavila and Melo<sup>(5)</sup>는 R-134a를 이용한 비단열 모세관에서 시물레이션 모델을 개발하였다. Bansal<sup>(6)</sup>은 모세관의 이상 유동에서 균질 이상 유동 모델을 제시 하였다. Wongwises et al.<sup>(7)</sup>는 모세관에서 증발 지연구간을 포함한 냉매 유동 특성을 예측하였다. 최근에 Garcia-Valladares<sup>(8)</sup>은 증발지연구간을 고려한 열교환 구간을 갖는 모세관의 시물레이션 모델을 개발하였다. 증발 지연 구간을 포함한 열교환 구간을 갖는 모세관의 냉매 유동 특성에 관하여 많은 연구가 있었으나 냉동 사이클의 시물레이션을 위하여 가정용 냉동 장치의 에너지 효율 향상에 중요한 역할을 하는 신뢰성 있는 SLHX 모델이 요구되었다.

이러한 이유로, 이 논문은 증발 지연구간이 고려된 SLHX 모델을 개발하는데 초점을 두었다. 현재의 모델은 증발 지연 현상에 따른 비단열 모세관의 길이 증분 예측과 SLHX 내의 냉매 유동 특성을 분석하였다.

† Corresponding author

Tel.: +82-51-510-3050

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

## 2. 물리적 모델

흡입관과 열교환을 하는 모세관 내의 냉매 유동 특성을 해석하기 위해서는 단상 구간과 이상 구간에서의 벽면 마찰력, 기화에 따른 속도증가에 의한 압력강하, flashing 현상 그리고 열교환 현상을 동시에 해석하여야 한다. 본 연구에서는 정상상태 균질 이상유동 모델을 사용하였다. 오일의 영향은 무시하였고, 열교환 형태는 측면 대향 유동이라 가정하였다.

모세관은 모세관 내의 냉매 유동 방향과 흡입관과의 물리적 접촉에 따라 세 영역으로 나뉘어진다. 각각 입구측 단열 구간, 열교환 구간, 출구측 단열 구간이다. 또는 냉매의 상태에 따라 과냉액 구간, 증발 지연 구간, 이상 구간으로 나뉘어진다. 시뮬레이션은 각 구간에서 냉매가 어떤 상태에 있더라도 계산이 가능하게 하였다.

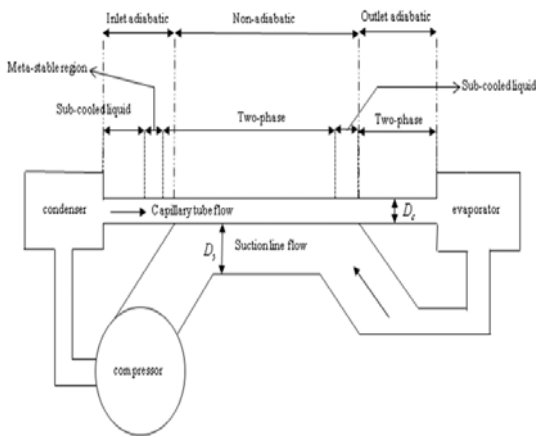


Fig. 1 Schematic of capillary tube-suction line heat exchanger.

냉매 유동을 해석하기 위해 지배 방정식으로 연속 방정식과 운동량 방정식, 에너지 보존 방정식을 사용하였다. 시스템의 정상 상태 가정에 따라 모세관과 흡입관 내의 냉매의 질량 유량은 다음 식(1)과 같이 일정하다.

$$\dot{m}_c = \dot{m}_s = \dot{m} \quad (1)$$

여기서, 하첨자 C 와 S 는 각각 모세관과 흡입관을 나타낸다. 운동량 보존 방정식은 모세관과 흡입관 모두 다음 식(2)로 나타내어진다.

$$-\frac{dp}{dz} = f \frac{G^2 v}{2D} + G^2 \frac{dv}{dz} + \frac{gs \sin \theta}{v} \quad (2)$$

식(2)의 좌변의 항은 냉매의 총 운동량 변화이며 우변의 항은 냉매에 작용하는 힘의 합으로써 각각 벽면의 전단력과 압력 차이에 의한 힘 그리고 중력에 의한 힘이다. 벽면 전단력은 Darcy 마찰계수를 사용하였다. 식(2)의 마찰에 따른 압력강하를 계산하기 위하여 마찰계수의 상관식이 필요하다. 냉매가 단상 구간일 경우는 Churchill<sup>(9)</sup>의 상관식을 사용했다. 이 상관식은 상대 조도 값이 반영되어 있으며 이는 모세관과 같이 작은 내경을 갖는 경우 계산에 큰 영향을 미친다.

$$f_{sp} = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re_{sp}} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1.5}} \right]^{1/12} \quad (3)$$

여기서

$$A = (2.457 \ln \left[ \frac{1}{(7/Re_{sp})^{0.9} + 0.27\epsilon/D} \right])^{16} \quad (4)$$

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

단상 구간에서의 레이놀즈 수는 다음과 같이 정의 된다.

$$Re_{sp} = \frac{GD}{\mu} \quad (6)$$

이상 구간에서의 레이놀즈 수는 다음과 같이 정의 된다.

$$Re_{tp} = \frac{GD}{\mu_{tp}} \quad (7)$$

이상 구간에서의 점도는 McAdam의 모델을 사용하였으며 식(8)과 같다.

$$\frac{1}{\mu_{tp}} = \frac{x}{\mu_v} + \frac{1-x}{\mu_l} \quad (8)$$

이상 유동에서의 마찰 계수는 Lin et al.<sup>(10)</sup>의 이상승수를 이용하여 식(9)과 같으며 Lin et al.의 이상 승수는 식(10)과 같다.

$$f_{tp} = \Phi_{lo}^2 f_{sp} \left( \frac{v_{sp}}{v_{tp}} \right) \quad (9)$$

여기서  $f_{sp}$  는 식(3)으로부터 계산되며 이상승수인  $\Phi_{lo}^2$  는 다음과 같다.

$$\Phi_{lo}^2 = \left[ \frac{\left( \frac{8}{Re_{tp}} \right)^{12} + \frac{1}{(A_{tp} + B_{tp})^{1.5}}}{\left( \frac{8}{Re_{sp}} \right)^{12} + \frac{1}{(A_{sp} + B_{sp})^{1.5}}} \right]^{1/12} \left[ 1 + x \left( \frac{v_v}{v_l} - 1 \right) \right] \quad (10)$$

에너지 보존식은 정상 상태에서 흡입관을 흐르는 기상 상태의 냉매에 대하여 식(11)과 같이 나

타낼 수 있으며 식(11)에서의 열량변화율은 식(12)로부터 구할 수 있다.

$$d\dot{Q} = \dot{m}di = \dot{m}C_p dT \quad (11)$$

$$d\dot{Q} = UA(T_c - T_s) \quad (12)$$

각 미소 검사 체적 하나의 온도와 열역학적 물성치 값들을 일정하다고 가정할 수 있다. 이러한 가정으로부터의 오차율은 미소 검사 체적의 크기를 줄여서 최소화 할 수 있다. 식(12)에 나타난 총괄 열전도항인 UA값은 식(13)로부터 구할 수 있다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_c D_c \pi dz} + \frac{\ln(D_{c,o}/D_c)}{2\pi k_{c,w} dz} + \frac{\delta}{k_{solder} w dz} + \frac{\ln(D_{s,o}/D_s)}{2\pi k_{s,w} dz} + \frac{1}{h_s D_s \pi dz} \quad (13)$$

식(13)의 오른쪽 항은 각각 모세관 내부의 대류 열저항과 모세관 벽의 전도 열저항, 뿔납 부위의 전도 열저항, 흡입관 벽의 전도 열저항, 흡입관 내부의 대류 열저항 들이다. 단상 유동에서의 대류 열전달 계수는 Gnielinski<sup>(11)</sup>의 상관식으로부터 구해지며 식(14)과 같다.

$$N = \frac{(f/8)(Re - 1000)P_r}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(P_r^{2/3} - 1)} \quad (14)$$

이상 유동에서는 모세관의 대류 열전달 계수가 무한이라고 가정할 수 있다. 왜냐하면 열교환 구간에서의 주 열저항이 흡입관 쪽이기 때문이다. 이 가정의 타당성은 Mezavila et al.에 의해 확인되었다.  $k_{solder}$ ,  $\delta$ ,  $w$ 는 각각 뿔납(주석)의 열전도계수, 뿔납의 두께, 폭을 나타낸다. 실제 뿔납 형태는 Fig. 2에 나타냈으며 본 논문의 계산에서는 계산의 편의상 Fig. 3과 같이 뿔납의 형태를 대칭형태로 가정하였다.

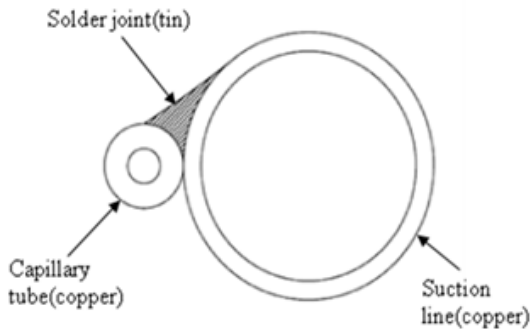


Fig. 2 SLHX soldering in practice

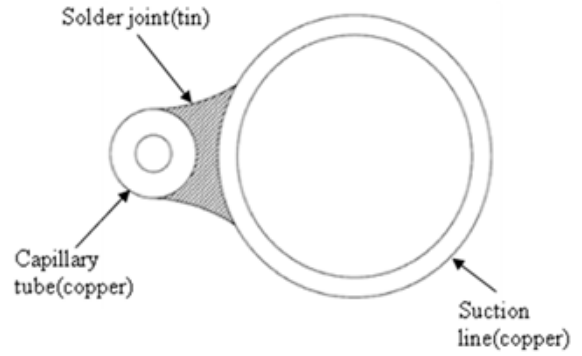


Fig. 3 SLHX soldering in model

meta-stable 구간은 과냉액 구간의 끝부분에서 발생해야 할 기화의 시발점이 발생하지 않음으로 인한 증발 지연 현상에 기인한다. 이러한 사실은 몇몇 실험에 의해 증발 시발점이 과냉액 영역의 압력과 온도의 교차점에서 발생하지 않고 이 점에서 하류측에서 발생한다고 증명되었다. 이러한 현상이 발생하는 이유는 기화 과정에서 초기 기체 버블이 형성되기 위하여서는 일정량의 과열도가 필요하기 때문이다. Chen et al. 은 R-12를 사용한 모세관에서의 증발지연 예측에 고전 핵생성 이론에 기초하여 상관식을 개발하였으며 식(15)와 같다.

$$\frac{(P_s - P_v) \sqrt{kT_s}}{\sigma^{3/2}} = 0.679 \left( \frac{v_g}{v_g - v_l} \right) Re_l^{0.914} \times \left( \frac{\Delta T_{sub}}{T_c} \right)^{-0.208} \left( \frac{D}{D'} \right)^{-3.18} \quad (15)$$

상관식의 작동 조건 범위는 다음과 같다.

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

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

$$0.66 < D < 1.17 \text{ mm}$$

여기서  $D'$ 는 상대 길이이며

$(D' = \sqrt{kT_s/\sigma} \times 10^4)$ ,  $k(1.380662 \times 10^{-23})$ 는 볼츠만 상수이다.  $P_v$ 는 flashing 포인트에서의 압력값이며  $T_c$ 는 냉매의 임계온도값이다.

### 3. 수치적 해석

수치적으로 해를 구하기 위하여 SLHX를 여러 개의 섹션으로 나누어 반복계산하는 방법을 이용하였다. 이 방법은 모세관과 흡입관 전체를 섹션

으로 나누어 섹션별로 계산이 되며 Fig. 4에 도시되어 있다. 각 섹션별 열전달과 열역학적 물성치들은 반복계산법에 의하여 연속적으로 계산된다. 현재 모델의 미소 검사 체적의 길이는 1mm이다. 열역학적 물성치 들은 REFPROP V7.0<sup>(12)</sup>에서 값을 구하였다.

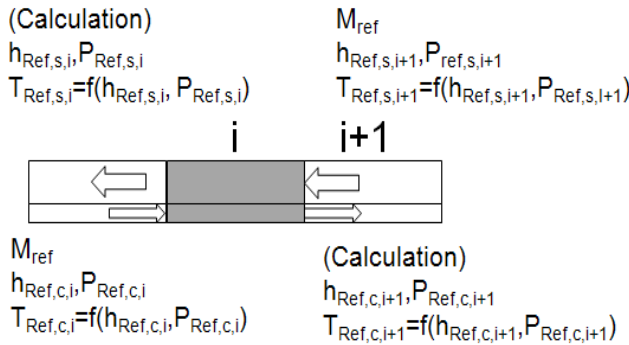


Fig. 4 The schematic of the SLHX for section-by-section calculation

Fig. 5는 전체 수치해석 과정의 흐름도를 나타내었다. 계산과정은 첫 번째로 냉매의 상과 위치(단열 또는 비단열)를 미소 체적의 입력 데이터로부터 판단하여 상관식을 그에 맞게 적용하고 각 물성치 들을 구한다. 각 미소 체적은 미소 체적 내의 연속방정식, 운동량 방정식, 에너지 보존 방정식을 적용하여 미소 체적의 출력 데이터를 계산하며 이 과정에서 냉매의 엔탈피, 압력, 비체적 등의 물성치는 상호 의존적이므로 명확하게 풀리지 않는다. 그러므로 각 검사 체적 내에 반복계산 과정이 필요하다. 전체 시스템에서의 계산과정은 모세관과 흡입관이 대향유동 형태를 하고 있으므로 흡입관의 출구값을 가정하여 모세관과 흡입관의 각 미소 체적을 순차적으로 계산한 뒤 계산된 흡입관의 입구값과 증발기에 의한 과열도를 갖는 흡입관의 입구값을 비교하여 두 값이 같아 질 때 까지 반복계산을 수행한다. 현재 SLHX 모델에 사용 된 기하학적 데이터와 작동 매개 변수 값들을 Table. 1에 나타내었다.

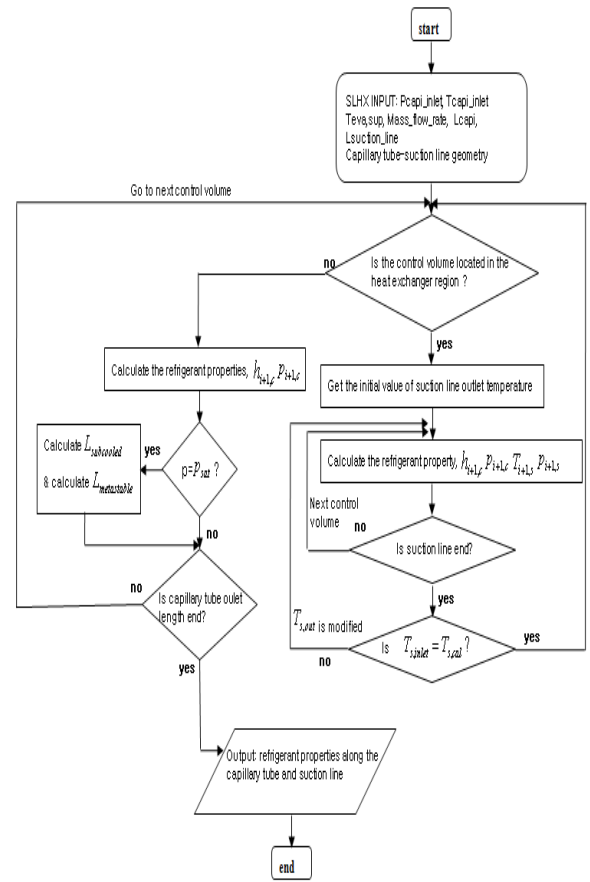


Fig. 5 Flowchart for SLHX calculation

Table 1 Geometric and operational parameter of SLHX simulated

Parameter	Value(unit)
Capillary tube inlet length	1.0 (m)
Heat exchanger length	0.93 (m)
Capillary tube outlet length	0.42 (m)
Capillary tube internal diameter	0.83 (mm)
Capillary tube external diameter	2.0 (mm)
Suction line internal diameter	6.0 (mm)
Suction line external diameter	9.0 (mm)
Soldering joint material	tin
Roughness of capillary tube	3.81 ( $\mu\text{m}$ )
Roughness of suction line	3.81 ( $\mu\text{m}$ )
Mass flow rate	2 (kg/hr)
Condenser outlet temperature	304.1 (K)
Sub-cooling temperature	1 (K)
Super-heated temperature	4 (K)
Soldering joint width	4 (mm)
Soldering joint thickness	1 (mm)

#### 4. 해석 결과

모세관 내를 흐르는 냉매의 물성치를 Fig. 6의 물리에 선도에 나타내었다. 냉매는 과냉도 1℃로 모세관 입구로 들어간다. Fig. 6에 나타나 있듯이 모세관 입구측과 출구측의 단열 구간에서는 엔탈피 값이 일정하다. 열교환 구간에서의 모세관 내의 냉매의 엔탈피는 흡입관과의 열교환에 의해 엔탈피가 감소하게 된다. Fig. 7에서는 모세관의 길이에 따른 건도의 값을 나타내었다. 모세관 입구에서 약 300mm 지점에서 건도값이 증가한다. 건도는 단열 구간의 모세관에서 flashing 현상에 의해 급격히 증가하다가 열교환 구간에서는 흡입관과의 열교환에 따른 응축영향으로 건도값이 서서히 감소하다가 과냉액 영역으로 빠져나가는 구간이 존재한다. 이후 모세관 출구 단열 구간에서는 모세관 입구 단열 구간에서와 유사한 경향을 보이나 모세관 끝단부로 갈수록 모세관 내에서의 flashing 현상에 따른 기상의 증가로 건도값이 급격히 증가함을 알 수 있다.

Fig. 8에 모세관 길이에 따른 압력강하를 나타내었다. 모세관에서의 meta-stable 현상을 고려한 모델과 고려하지 않은 모델을 비교하여 나타내었다. meta-stable 현상이 고려된 모델은 증발지연 현상으로 인하여 flashing 포인트 지점이 meta-stable 현상을 고려하지 않은 모델 보다 낮은 압력값에서 시작됨을 알 수 있다. Fig. 9에 모세관 길이에 따른 온도값을 나타내었으며 모세관 축의 냉매는 실선으로 흡입관축의 냉매는 점선으로 나타내었다. 온도는 모세관 내의 냉매가 과냉액 영역에 있을 때는 일정한 값을 유지하다가 모세관에서 flashing 현상이 일어남에 따라 감소하는 경향을 나타낸다. 열교환 구간에서는 모세관의 냉매가 이상 구간에 있을 때는 온도 감소 폭이 작으나 과냉액 구간으로 빠져 나간 부분에서는 온도 감소 폭이 큼을 알 수 있다.

열교환 구간에서의 냉매 물성치의 경향은 열교환에 따른 응축현상과 압력강하에 따른 flashing 현상의 상호작용에 의해 나타나게 되는데 현재 시뮬레이션의 결과는 열교환에 따른 응축현상이 압력강하에 따른 flashing 현상 보다 강하게 나타나서 건도값은 서서히 감소하고 냉매가 과냉액 구간으로 빠져 나가는 부분이 발생하였다. 이는 모세관 출구 압력값이 같다면 더 긴 모세관의 길

이를 필요로 하게 되며 과냉액 구간의 발생은 모세관 전체 길이 증가에 큰 영향을 미친다.

과냉액 구간으로 빠져 나간 냉매는 출구측 단열 모세관을 통하여 다시 flashing 현상이 일어나게 된다. 입구측 단열 모세관 영역과 출구측 단열 모세관 영역의 냉매 유동 특성은 비슷한 경향을 보이나 모세관 출구측 단열 구간에서는 건도값이 입구영역에 비하여 급격하게 증가함을 알 수 있다. 이는 증기의 비체적 값이 입구영역에 비하여 크며 가속도에 따른 압력 강하의 영향 때문이다. 이러한 이유가 왜 모세관 출구측에서의 압력강하 경향이 크게 나타나는지를 설명해 준다.

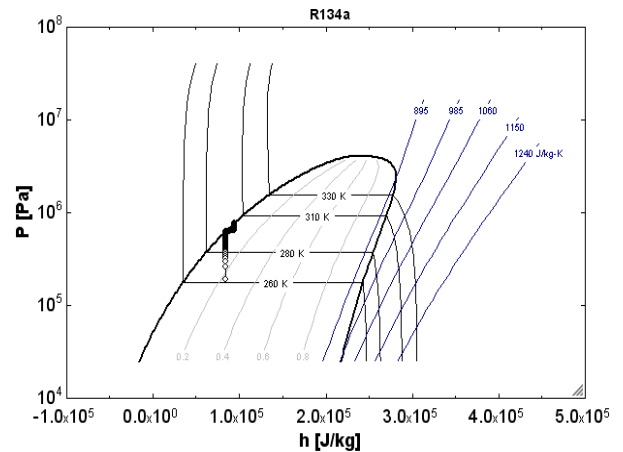


Fig. 6 The P-h diagram of the refrigerant flow through capillary tube.

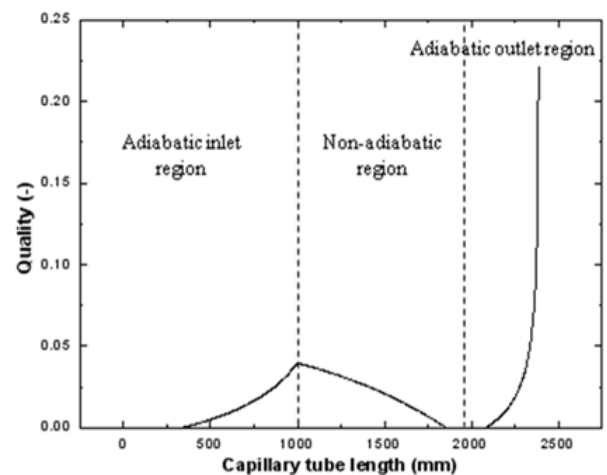


Fig. 7 Variation of the quality along the capillary tube.

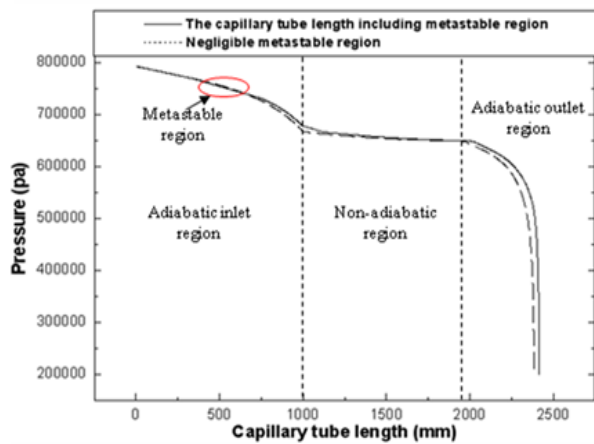


Fig. 8 Pressure change along the SLHX

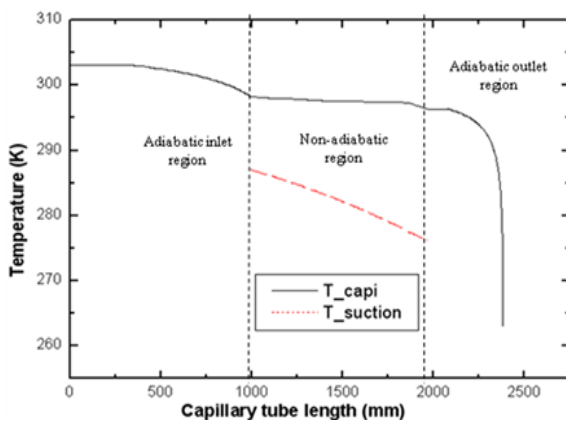


Fig. 9 Temperature variation along the SLHX

## 고찰

열교환 구간과 meta-stable 구간을 포함하는 모세관 내의 냉매 유동의 특성을 예측하기 위하여 방정식을 세워 냉매의 유동특성을 해석하였다. 해석에 사용된 모세관은 흡입관과 대향유동 형태의 열교환 구간을 가지며 이와 같은 형태의 모세관을 해석할 때 본 논문의 시뮬레이션 모델이 적용될 수 있다. 현재 시뮬레이션 모델에서는 meta-stable 구간이 고려되어 있으며 이 구간의 의하여 길이가 정해진 모세관은 이 구간만큼의 길이 증가가 예측되며 또는 압력강하가 예측된다. 모세관의 출구 압력 값이 고정된 경우에도 증발 지연에 따른 길이 증가가 예측된다.

## 참고문헌

1. Koizumi H, Yokoyama K. 1980. Characteristics of refrigerant flow in capillary tube. ASHRAE Transactions 86:19-27.
2. Chen ZH, Li RY, Lin S, Chen ZY. 1990. A correlation for metastable flow of refrigerant 12 through capillary tubes. ASHRAE Transactions 96:550-554.
3. Dirik E, Inan C, Tanes M.Y., 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, 1994.
4. Peixoto R.A, Bullard C.W, A Simulation and Design Model for Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger in Internal Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 1994.
5. Mezavila M.M, Melo C, CAPHEAT: An homogeneous model to simulate flow through non-adiabatic capillary tubes in international refrigeration conference at purdue, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 1996.
6. Bansal P.K, Xu B, Non-adiabatic capillary tube flow: A homogeneous model and process description, Applied Thermal Engineering 22 (2002) 1801-1819.
7. Wongwises Somchai, Suchatawut Mathurose, A simulation for predicting the refrigerant flow characteristics including metastable region in adiabatic capillary tubes. Internal Journal of Energy Research 27 (2003) 93-109.
8. Garcia-Valladares O, Numerical simulation of non-adiabatic capillary tubes considering metastable region. Part I: Mathematical formulation and numerical model. International Journal of Refrigeration 30 (2007) 642-653.
9. Churchill S.W, Frictional equation spans all fluid flow regimes, Chemical Engineering 84 (1997) 91-92.
10. Lin S et al., Local frictional pressure drop during vaporization of R-12 through capillary tubes, International Journal of Multiphase

- Flow 17 (1) (1991) 95-102.
11. Gnielinski V, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Chemical Engineering* 16 (2) (1976) 359-366.
  12. NIST, Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures-REFPROP V 7.0 ed.