

감은 팽창밸브 및 모세관 성능 시뮬레이션 프로그램 개발

박 봉 수*, 한 창 섭**

Development of simulation program for TXV and capillary tube performance analysis

B. S. Park, C. S. Han

(Received July 7, 1999; revision received September 28, 1999)

ABSTRACT

The equation which is related to TXV performance was investigated. On the basis of this equation, the TXV simulation program was developed. Results of the developed TXV simulation program were proven by the experiment on the influence of pressure difference between TXV entrance and exit and equalizing pressure. Simulation results show very good agreement with experimental results, the RMS error between them was 1.83%.

The capillary tube simulation program was made by the basic equation of fluid dynamics. Results of this program were proven by data which were experimented previously. The RMS error between simulation results and experimental results was 4.13%.

Key words: TXV(감은 팽창밸브), Capillary tube(모세관), Expansion device(팽창장치), Flow control(유량조절)

———— 기 호 설 명 ————	
A_{cap} : 모세관 내부의 단면적 [m ²] C_{evap} : 증발기의 압력강하 상수 C_{geo} : 밸브의 형상 상수 C_{TXV} : TXV의 유량 상수 D_{cap} : 모세관의 내경 [m] f : 마찰계수 G : 질량유속 [kg/(h · m ²)] h : 엔탈피 [kJ/kg]	L_{max} : 밸브의 최대 개도 [mm] L_{rep} : 밸브의 대표 길이 [mm] L_{valve} : 밸브의 개도 [mm] \dot{m} : 질량유량 [kg/h] P_{eq} : 균압 [kgf/cm ² G] $P_{evap, out}$: 증발기의 출구 압력 [kgf/cm ² G] $P_{TXV, in}$: TXV의 입구 압력 [kgf/cm ² G] $P_{TXV, out}$: TXV의 출구 압력 [kgf/cm ² G] Re : 레이놀즈 수, $\frac{VD}{\mu\nu}$ SC : 과냉도 [°C] $T_{TXV, in}$: TXV의 입구 온도 [°C] V : 냉매의 속도 [m/s]

* 정회원, 만도공조(주) 차량공조연구소
 (E-mail address: gulce@chollian.net)
 ** 정회원, 만도공조(주) 차량공조연구소

- χ : 건도
- ΔP_{cap} : 모세관의 미소 압력차 [kgf/cm²]
- ΔP_{evap} : 증발기의 압력강하 [kgf/cm²]
- ΔV : 모세관의 미소 속도차 [m/s]
- ΔP_{TXV} : TXV 전후의 압력차 [kgf/cm²]

그리스 문자

- ρ : 밀도 [kg/m³]
- ν : 냉매 비체적 [m³/kg]
- μ : 점성 계수 [Pa · s]

하첨자

- ave : 평균값
- cal : 계산값
- exp : 실험값
- f : 포화 액체 상태
- g : 포화 기체 상태
- in : 입구
- n : 새로운 값
- o : 예전 값
- out : 출구

1. 서론

1.1 연구 배경

팽창장치는 응축기로부터 유입된 고온, 고압의 냉매를 증발이 용이하게 발생하도록 저온, 저압의 이상류 냉매로 만들어 주며, 효율적인 냉매량을 유지하도록 하는 장치이다. 현재 차량용 에어컨에서 승용 및 상용 부문의 팽창장치로는 TXV(Thermostatic Expansion Valve, 감온 팽창밸브)가 주로 사용되고 있다.

TXV는 열부하의 변동, 엔진 rpm의 변화(즉 압축기 rpm의 변화), 차량 주위의 환경 등에 능동적으로 반응하여 상기에 서술한 팽창장치의 기본적인 역할 이외에 증발기내의 액냉매 증발율에 따라 냉매유량을 조절한다.

에어컨 시스템에 TXV를 적용하기 위해서는 시스템 매칭 테스트를 거쳐야 하는데, 테스트 수행시 시행착오(trial and error) 방식을 따르고 있

는 것이 대다수 에어컨 업체의 현실이다. 이에 본 연구의 목적은 TXV의 시스템 매칭 테스트를 수행하기에 앞서 시뮬레이션 테스트를 수행할 수 있도록 TXV 시뮬레이션 프로그램을 개발하는데 있다. 이를 위하여 우선, 트럭용 에어컨에 적용하고 있는 TXV에 대한 성능 시뮬레이션 프로그램을 작성하고 이의 검증시험을 수행하였으며 계산값과 실험값을 비교하여 알고리즘의 타당성을 검증하였다.

모세관(capillary tube)은 압축기 rpm의 변동이 적고 열부하의 변화가 비교적 미소한, 예를 들면 RAC(Room Air Conditioner), PAC(Packaged Air Conditioner) 등의 가정용 에어컨이나 냉장고, 김치저장고 등의 가전제품 또는 BAC(Bus Air Conditioner), TAC(Train Air Conditioner) 등의 광범위한 영역에서 사용되는 보편화된 팽창장치이다. 본 연구에서는 모세관 성능 시뮬레이션 프로그램을 개발하였고 Kim et al.⁽¹⁾이 실험한 자료를 근거로 이를 검증하였다.

1.2 기존 연구

TXV에 관한 연구는 Kim et al.⁽²⁾이 TXV에 대한 일반적인 동적 특성을 규명하였고, Jang⁽³⁾은 수동식 팽창밸브에 대하여 운전조건의 변화에 따른 자동차 에어컨 시스템의 특성을 해석하였으며, Kyle⁽⁴⁾, Davis et al.⁽⁵⁾은 TXV에 관한 일반적인 해석 모델을 제안하였다.

모세관에 관한 연구는 과거로부터 다수의 연구자들이 해석을 수행하였다. Buck⁽⁶⁾은 운전조건에 따른 모세관의 선택 기준을 제시하였고, Stoecker and Jones⁽⁷⁾는 이상영역에 대한 해석모델을 제시하였다. Bittle et al.⁽⁸⁾, Kim et al.⁽⁹⁾은 Buckingham의 π 정리⁽¹⁰⁾를 이용하여 모세관의 유량을 예측하는 상관식을 제시하였다. Pate and Tree⁽¹¹⁾, Koizumi and Yokoyama⁽¹²⁾, Bang⁽¹³⁾은 유체역학의 기본방정식을 이용한 수치 모델을 제시하였다. Melo et al.⁽¹⁴⁾은 모세관 시험시에 압력 탭을 튜브에 설치하면 설치 안하였을 경우와 실험값의 차이가 발생함을 언급하였고, Wong et al.⁽¹⁵⁾, Kim and Choi⁽¹⁶⁾, Dirik et al.⁽¹⁷⁾은 Metastable region을 모세관의 해석에 적용하였다.

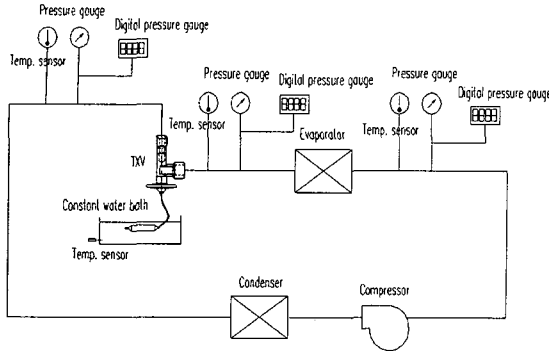


Fig. 1 Schematic diagram of TXV experimental apparatus.

2. 실험장치 및 방법

2.1 TXV 실험장치

본 연구에서는 TXV 단품 실험을 위하여, R-134a를 작동유체로 하고 공기 엔탈피 법을 이용하여 최대 6000 kcal/h의 용량범위 내에서 열량의 측정이 가능한 차량용 calorimeter를 이용하였다. 실험장치의 개략도는 Fig. 1과 같다. 실험 샘플은 트럭용으로 적용하고 있는 TXV중에서 비교적 많이 사용되는 사양으로 선택하였다. 실험 샘플의 사양은 Table 1과 같다.

2.2 TXV 실험방법

TXV의 성능을 결정하는 운전조건으로는 감온통(remote sensing bulb)의 온도, 균압(equalizing pressure), TXV 전후의 압력차, TXV 입구부의 밀도 등이 있다. TXV의 입구에서 냉매가 액상(liquid phase)이므로 밀도의 변화는 온도 또는 압력의 변화에 따라 다소 둔감하게 변화한다. 따라서, 본 연구에서는 밀도의 영향 실험을 따로 수행하지 않았으며 Table 2와 같이 나머지 2가지 운전조건에 대한 실험을 수행하였다.

실험조건은 미리 작성한 시뮬레이션 프로그램을 사용하여, 각 운전조건에 영향을 충분히 비교할 수 있고 실험이 용이하도록, 계산한 데이터를 분석하여 최종적으로 결정하였다.

압축기의 rpm은 압축기 입구 압력을 조절하게 되고 이는 곧바로 TXV 출구 압력에 영향을

Table 1 Specifications of TXV which is experimented

Type	Angle type
Capacity	1.5 RT
Refrigerant	R-134a
Equalizing pressure	Uniform internal pressure type
Remote sensing bulb	A-charge
Remote sensing bulb pressure slope	1.05
0°C air setting value*	1.4 ± 0.15 kgf/cm ² G
10°C air setting value*	2.45 ± 0.20 kgf/cm ² G

* indicates a initial compressed rate of spring.^(18,19)

미친다. 압축기 출구 압력은 응축기측의 room condition, 응축기 팬의 풍속, 과 냉각기의 냉각수 유량(또는 과열기의 온수 유량) 등에 의해 자동 조절이 가능하다.

2.3 TXV 실험결과 처리 방법

설정하고자 하는 실험조건에서 압축기가 토출할 수 있는 최대 냉매유량으로부터 시작하여 유량계의 측정 한계점인 50 kg/h 조건까지 20 kg/h의 유량감소를 갖는 감온통(remote sensing bulb)의 온도를 순차적으로 측정하였다.

실험은 총 84가지의 조건에 대해 실시되었으며, 각 조건에 대하여 5회의 실험을 실시하여 평균한 값을 구하였다. 각 실험조건별로 실험조건을 설정하기 시작한 직후부터 설비를 정지하는 시점까지 전과정에 대한 압력, 온도, 질량유량

Table 2 TXV test condition

Test condition	No.	$P_{TXV, in}$ (kgf/cm ² G)	$T_{TXV, in}$ (°C)	SC (°C)	$P_{TXV, out}$ (kgf/cm ² G)
ΔP_{txv}	1	16.3	38.99	21.47	3
	2	14.8	38.72	17.94	3
	3	13.3	38.45	14.14	3
	4	11.8	38.18	10	3
	5	10.3	37.91	5.46	3
P_{ea}	6	11.8	38.18	10	3
	7	11.5	38.13	9.12	2.7
	8	11.2	38.07	8.24	2.4
	9	10.9	38.02	7.33	2.1

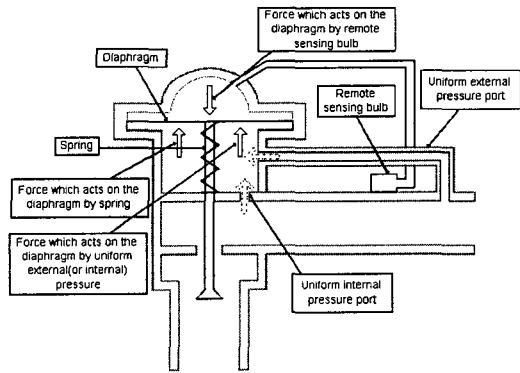


Fig. 2 General geometry of TXV.

등의 자료를 아날로그-디지털 혼합 기록계 (hybrid recorder)로 기록하여 검토하였다.

2.4 모세관 실험장치

모세관 단품 실험은 따로 수행하지 않았으며, Kim et al.⁽¹⁾이 실험한 데이터를 입수하여 프로그램의 검증에 사용하였다. Kim et al.⁽¹⁾은 R-22를 작동유체로 하고 공기 엔탈피 법을 적용한 calorimeter를 이용하여 실험을 수행하였다. 실험 샘플의 사양은 Table 3과 같다.

3. 해석 이론

3.1 TXV의 작동원리

TXV의 작동에 관여하는 힘은 감온통(remote sensing bulb)에 봉입(封入)된 가스압이 다이어프램(diaphragm)에 작용하는 힘, 증발기 출구(또는 입구)와 연결된 균압관으로부터 다이어프램에 작용하는 힘 그리고 spring의 압축으로 인해 발생하는 힘 등 크게 3가지로 분류할 수 있다.

감온통은 증발기 출구의 온도를 측정하고 이에 상당한 압력을 다이어프램의 상부에 가하게 되며, 이것은 밸브를 열어주는 유일한 힘으로 작용한다. TXV의 개략적인 구조 및 작용하는 힘은 Fig. 2에서 보여주고 있다.

3.2 π 정리를 이용한 상관식 유도

Buckingham의 π 정리⁽¹⁰⁾를 이용하여 TXV의

Table 3 Specifications of capillary tube which is experimented

No.	Inner diameter (mm)	Outer diameter (mm)	Length (m)
1	1.5	2.6	1.0
2	1.5	2.6	1.5
3	1.5	2.6	2.0
4	1.6	2.6	1.5
5	1.6	2.6	2.0
6	1.7	2.6	1.5
7	1.7	2.6	2.0

질량유량에 영향을 미치는 변수들을 함수의 형태로 표현하면 식(1)과 같다.

$$\dot{m} = f_1(\Delta P_{TXV}, \rho, L_{max}, L_{rep}, L_{valve}) \quad (1)$$

여기서, L_{rep} 는 밸브의 대표 길이로 정의하였는데 단일 TXV에서 그 치수가 변하지 않는 모든 변수들을 통칭한다.

자체적으로 무차원 수를 형성할 수 없는 변수 그룹으로 ΔP_{TXV} , ρ , 그리고 L_{max} 를 선택하면, 3개의 무차원 π 를 얻을 수 있다. Table 4에 이들 무차원 π 를 정의하였다. 제시한 π group을 이용하면 식(2)와 같은 함수를 구할 수 있다.

$$\pi_3 = f_2(\pi_1, \pi_2) \quad (2)$$

단일 TXV에 대해 식(2)를 고려한다면 π_2 는 상수가 된다. 따라서 식(2)는 식(3)과 같이 단순화할 수 있다.

Table 4 Definition of dimensionless π

π group	Definition	Effect
π_1	$\frac{L_{valve}}{L_{max}}$	Geometry
π_2	$\frac{L_{rep}}{L_{max}}$	Geometry
π_3	$\frac{\dot{m}}{L_{max} \sqrt{\Delta P_{TXV} \rho}}$	Mass flow rate

$$\dot{m} = C_{geo} \sqrt{\Delta P_{TXV} \rho} f_3 \left(\frac{L_{valve}}{L_{max}} \right) \quad (3)$$

ΔP , ρ 등을 일정하게 유지한 상태에서 L_{valve} 를 변화시킨 시험을 수행하면 식(4)와 같은 단일 TXV에 대한 질량유량 상관식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m} = C_{TXV} f_3 \left(\frac{L_{valve}}{L_{max}} \right) \quad (4)$$

C_{TXV} 과 $f_3 \left(\frac{L_{valve}}{L_{max}} \right)$ 는 TXV의 형상(특히 밸브부)이 변경됨에 따라 상이한 값을 가지며, ASHRAE⁽¹⁸⁾ 또는 KS⁽¹⁹⁾에 도시되어 있는 것과 같이 Air setting치 측정장치나 냉매(또는 물) 유량 실험장치에 밸브 개도 측정장치를 추가 장착하여 실험하면 구할 수 있다. 본 연구에서는 TXV 제작업체로부터 일정 운전조건에서 밸브 개도에 따른 유량 실험 데이터를 입수하여 C_{TXV} 및 $f_3 \left(\frac{L_{valve}}{L_{max}} \right)$ 을 구하였다.

본 시뮬레이션 프로그램에서는 각 운전조건에 따라 변화하는, TXV의 작동에 관여하는 3가지 힘에 대한 평형식으로부터 L_{valve} 를 구하였다.

3.3 TXV 성능 시뮬레이션 프로그램 알고리즘

TXV 성능 시뮬레이션 프로그램은 FORTRAN으로 작성하였으며 입출력 등을 담당하는 main program과 조건별 냉매유량 및 그에 따른 증발기에서의 압력강하량을 계산하는 sub-program으로 구성되어 있다. 각 단계별 냉매 물성치는 REFPROP V4.01⁽²⁰⁾을 이용하여 계산하였다. 알고리즘은 다음과 같다.

- (1) 시뮬레이션하고자 하는 TXV를 선정한다.
- (2) Operating condition을 지정한다. 즉, TXV 입구 온도, TXV 입구 압력, TXV 출구 압력, 과열도 등의 값을 입력한다.
- (3) 냉매유량을 계산한 후 그 결과를 출력한다.
- (4) 만일 증발기 출구 압력을 모를 경우 증발기의 고유번호를 입력하여 해석하고자 하는 증발기를 선택하고 증발기 압력강하량이 수렴할 때까지

지 냉매유량을 반복 계산한 후 그 결과를 출력한다.

증발기의 압력강하는 Darcy-weisbach의 상관식⁽¹⁰⁾으로부터 밀도의 변화가 없고 완전히 발달된 난류로 가정하여 식(5)와 같이 나타내었다.

$$\Delta P_{evap} = C_{evap} \dot{m}^n \quad (n \approx 2) \quad (5)$$

Fig. 3은 트럭용 적층형 증발기에 대하여 식(5)를 적용한 예이다. TXV 성능 시뮬레이션 프로그램의 순서도는 Fig. 4와 같다.

3.4 모세관 해석 상관식

통상적으로 모세관은 단상영역(single phase region), 준안정 평형영역(metastable region) 그리고 이상영역(two phase region)을 거치면서 압력이 강하하는 현상을 나타낸다. 본 연구에서는 다음과 같은 가정을 적용하여 프로그램을 작성하였다.

- (1) 모세관은 직관이며 내경은 일정하다.
- (2) 모세관 외벽은 단열되어 있다.
- (3) 단상영역은 비압축성 유동이다.
- (4) 이상영역은 균질 유동(homogeneous flow)이다.
- (5) 준안정 평형영역은 무시한다.
- (6) 모세관의 조도는 무시한다.

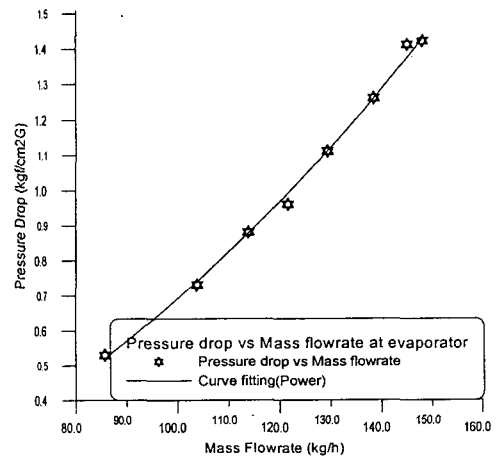


Fig. 3 Evaporator pressure drop vs mass flow rate.

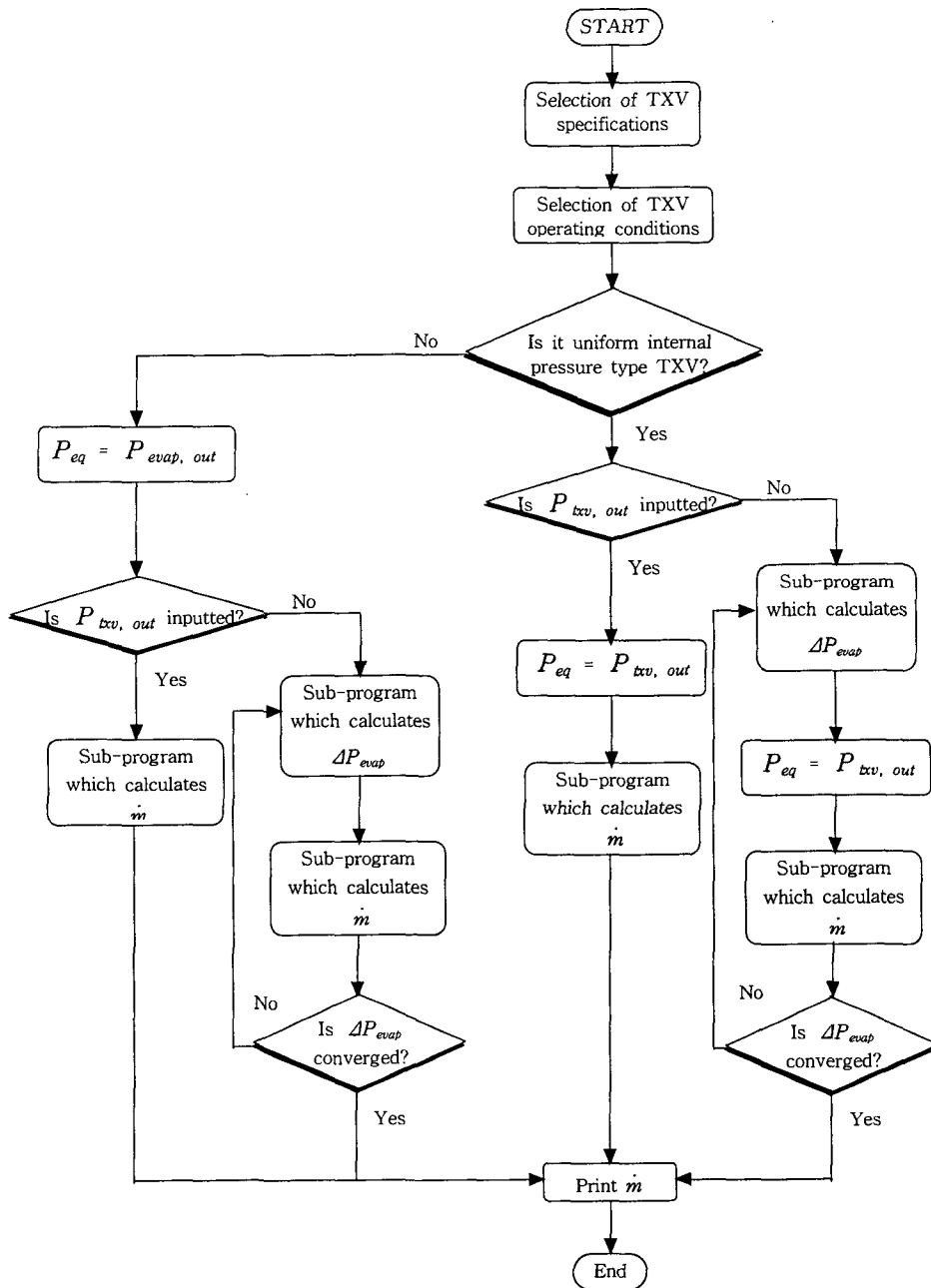


Fig. 4 Flowchart of the TXV simulation program.

모세관의 조도는 모세관 제작상의 산포를 고려하면 현실적으로 고려하기 힘든 변수이므로 제외하였다. 각 단계별 냉매 물성치는 REFPROP V4.01⁽²⁰⁾을 이용하여 계산하였다.

3.4.1 단상영역

모세관의 입구 조건이 단상일 경우, 모세관 입구 온도에 상응하는 포화압력에 도달할 때까지 10^{-4} kg/cm²G의 미소 압력간격에 따른 모세관의 미소길이(ΔL)를 (6)부터 (11)까지의 식을 이용하여 계산하며⁽⁷⁾ 이를 모두 합산하여 단상영역의 모세관 길이를 계산한다.

$$\Delta L = \frac{2 D_{cap} (\Delta P_{cap} - G \Delta V)}{G f_{ave} V_{ave}} \quad (6)$$

$$f = \frac{0.33}{Re^{0.25}} \quad (7)$$

$$Re = \frac{VD}{\mu \nu} \quad (8)$$

$$f_{ave} = \frac{f_n + f_o}{2} \quad (9)$$

$$V_{ave} = \frac{V_n + V_o}{2} \quad (10)$$

$$G = \frac{\dot{m}}{A_{cap}} \quad (11)$$

3.4.2 이상영역

모세관의 입구 조건이 이상이거나 단상영역을 모두 계산하여도 모세관 출구 압력 또는 임계압력에 도달하지 않았을 경우, 이상 영역에 대하여 최대 0.5°C의 미소 온도간격에 따른 모세관의 미소길이를 (6)부터 (11)까지의 식과 추가로 (12)부터 (15)까지의 식을 이용하여 계산하며⁽⁷⁾ 계산된 미소길이를 모두 합산하여 이상영역에 대한 모세관 길이를 계산한다. 최종적으로 주어진 운전조건에서의 모세관 길이는 단상영역에서 구한 모세관 길이와 이상영역에서 구한 모세관 길이를 합산하면 얻을 수 있다.

$$h_{fn} + (h_{gn} - h_{fn})x + \frac{(\nu_{fn} + (\nu_{gn} - \nu_{fn})x)^2}{2} G^2 \quad (12)$$

$$= h_o + \frac{V_o^2}{2}$$

$$\nu = \nu_f(1 - x) + x \nu_g \quad (13)$$

$$h = h_f(1 - x) + x h_g \quad (14)$$

$$\mu = \mu_f(1 - x) + x \mu_g \quad (15)$$

4. 실험 결과와의 비교

계산값과 실험값에 대한 상대오차를 계산하였고 이를 이용하여 제공된 평균제곱 오차를 구하였다.

4.1 TXV 성능 시뮬레이션 프로그램의 검증

TXV 성능 시뮬레이션 프로그램의 검증은 TXV 전후의 압력차 변화조건 실험과 균압 변화조건 실험결과를 종합하여 총 84개의 실험

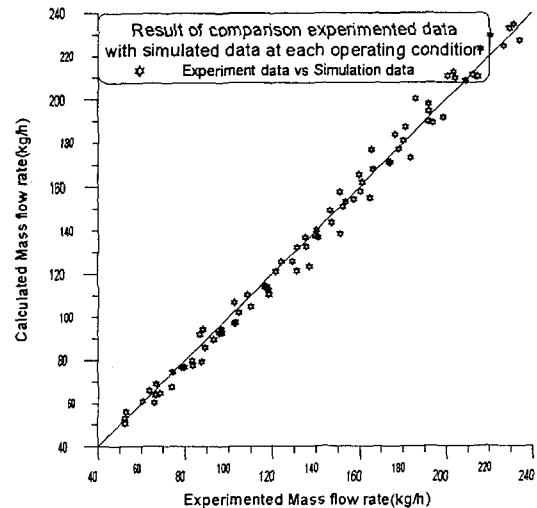


Fig. 5 Comparison between experimental data and simulated data of TXV.

레이터와 비교하였다. 제공된 평균제공 오차를 계산한 결과 전체 실험 데이터에 대하여 1.83%이었고, 최대 오차는 9.94%로 나타났다. Fig. 5는 실험값과 계산값을 비교한 그래프이다.

4.1.1 감온통 온도에 따른 유량 변화

Fig. 6은 일정 운전조건에서 감온통 온도의 변화에 따른 실험값과 계산값의 유량 변화를 비교한 그래프이다. 대표적으로 No. 4의 실험조건에 대한 비교 그래프를 기재하였다. 감온통 온도에서 증발기의 출구압력에 상응하는 포화온도를 감소하면 해석하고자 하는 시스템의 과열도를 구할 수 있다. 감온통 온도가 증가함에 따라 유량이 발생하기 시작하는 점이 존재하며(일반적으로 정지과열도라 한다.) 초기에 온도가 낮은 구역에서 유량변화의 기울기가 큰 특성을 보이다가 점차적으로 유량의 증가율이 감소함을 알 수 있다. 이러한 특성은 일정한 운전조건에서 수동식 밸브의 개도에 따른 유량 변화 특성과 유사하다.

4.1.2 TXV 전후의 압력차 변화에 따른 유량 변화

Fig. 7은 Table 2에서 서술한 바와 같이 균압, TXV 입구부의 밀도 등을 일정하게 유지한 상태에서 TXV 전후의 압력차를 5단계로 변화시킴에

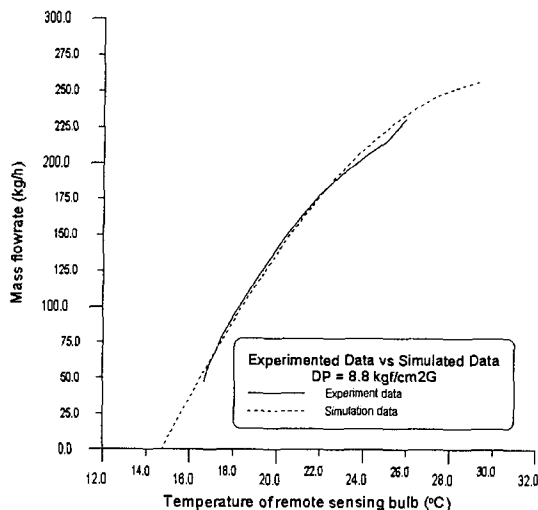


Fig. 6 Comparison of experimented data according to influence of temperature of remote sensing bulb.

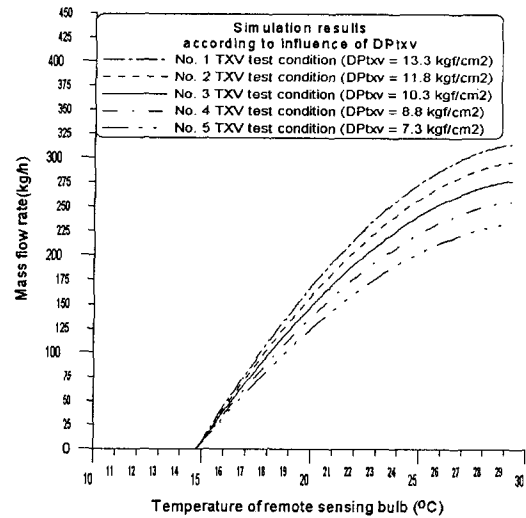


Fig. 7 Comparison of simulation data according to influence of DPtxv.

따라, 각 조건에 대하여 감온통의 온도를 변화시켰을 때 계산된 유량값을 비교한 그래프이다. 유량이 증가하기 시작하는 점은 모두 동일하며 TXV 전후의 압력차가 감소함에 따라 최대 유량이 감소함을 알 수 있다.

4.1.3 균압 변화에 따른 유량 변화

Fig. 8은 Table 2에서 서술한 바와 같이 TXV

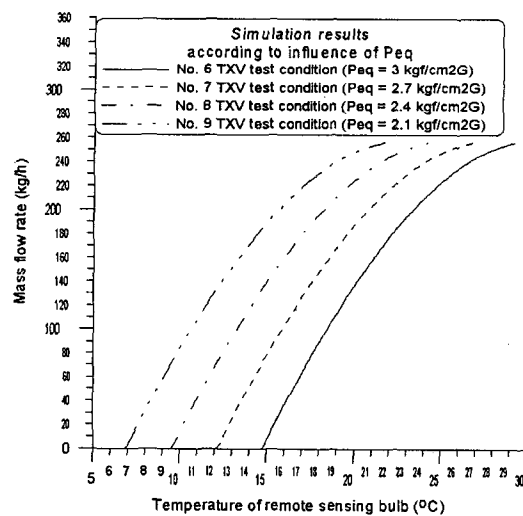


Fig. 8 Comparison of simulation data according to influence of Peq.

전후의 압력차, TXV 입구부의 밀도 등을 일정하게 유지한 상태에서 균압을 4단계로 변화시킴에 따라, 각 조건에 대하여 감온통 온도를 변화시켰을 때 계산된 유량값을 비교한 그래프이다. 균압이 감소함에 따라 유량이 발생하는 감온통 온도(정지과열도)가 점차 감소하는 경향을 보인다. 즉, 균압이 감소함에 따라 TXV 전후의 압력차 및 TXV 입구부의 밀도는 일정하므로 최대 유량은 같지만, 전체적으로 X축의 음의 방향으로 그래프가 이동하는 경향을 보인다.

4.2 모세관 성능 시뮬레이션 프로그램의 검증

Fig. 9는 총 28개의 실험값과 계산값을 비교한 그래프이다. 제공된 평균제곱 오차를 계산한 결과 전체 실험 데이터에 대하여 4.13%이었고, 최대 오차는 8.7%로 나타났다.

4.2.1 모세관 내경의 변화에 따른 유량 변화

Fig. 10은 모세관의 길이(1500 mm), 과냉도(5℃) 등을 일정하게 유지한 상태에서 모세관 내경의 변화에 따른 유량 변화를 나타내는 그래프이다. 내경이 증가함에 따라 유량은 증가하며 유량이 증가율이 점차적으로 증가하고 있다. 전체적으로 볼 때, 아래로 볼록한 포물선 형태를 나타낸다.

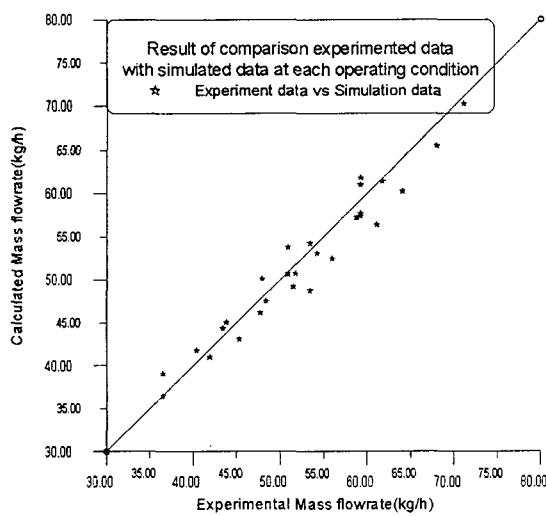


Fig. 9 Comparison between experimented data and simulated data of capillary tube.

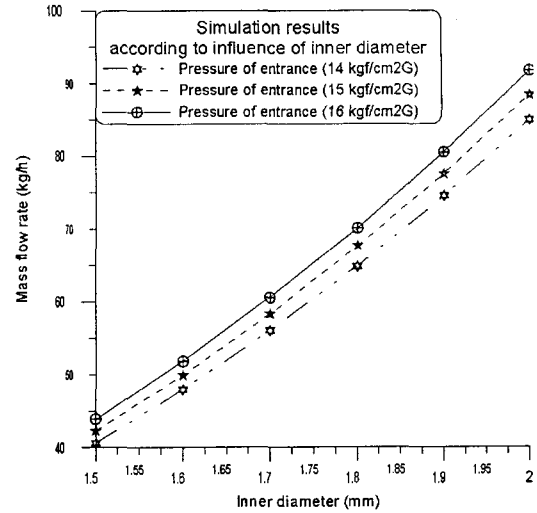


Fig. 10 Comparison of simulation data according to influence of capillary tube inner diameter.

4.2.2 모세관 길이의 변화에 따른 유량 변화

Fig. 11은 모세관의 내경(1.5 mm), 과냉도(5℃) 등을 일정하게 유지한 상태에서 모세관 길이의 변화에 따른 유량 변화를 나타내는 그래프이다. 모세관의 길이가 증가함에 따라, 내경의 증가가 유량에 미치는 효과와는 반대로, 유량은

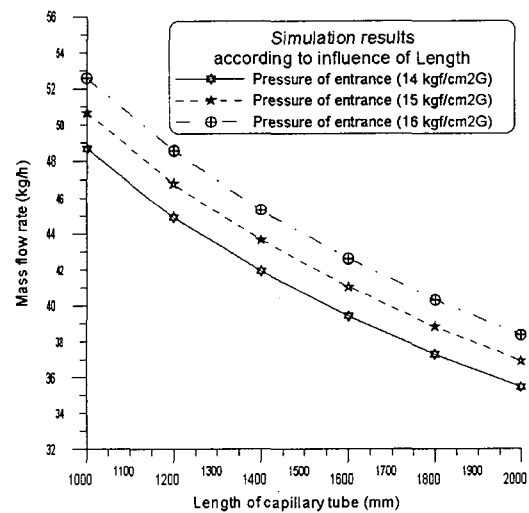


Fig. 11 Comparison of simulation data according to influence of capillary tube length.

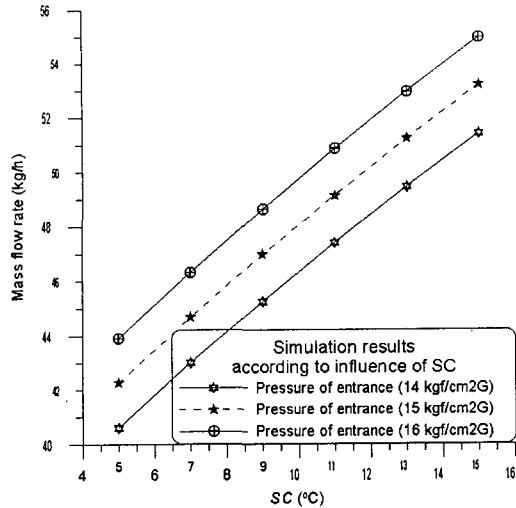


Fig. 12 Comparison of simulation data according to influence of SH.

감소하며 유량의 감소율도 점차적으로 감소하고 있다. 전체적인 형상은 아래로 볼록한 포물선 형태를 나타낸다.

4.2.3 과냉도의 변화에 따른 유량 변화

Fig. 12는 모세관의 내경(1.5 mm), 모세관의 길이(1500 mm) 등을 일정하게 유지한 상태에서 과냉도의 변화에 따른 유량 변화를 나타내는 그래프이다. 과냉도의 증가에 따라 유량이 선형적인 증가를 보이고 있다.

위의 결과들을 종합하여 볼 때 Table 5에서 볼 수 있는 바와 같이 모세관의 내경, 모세관의 길이 그리고 과냉도의 순으로 모세관의 유량 변화에 미치는 영향이 큼을 알 수 있다.

5. 결론

(1) Buckingham의 π 정리⁽¹⁰⁾를 이용하여 TXV 성능 시뮬레이션 프로그램을 개발하였고, 유체역학의 기초방정식을 이용하여 모세관 성능 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

(2) TXV 성능 시뮬레이션 프로그램은 TXV 전후의 압력차 변화조건 실험 및 균압 변화조건 실험을 실시하여 검증하였으며 제공된 평균제곱 오차는 1.83%이었고 최대 오차는 9.94%이었다.

(3) 모세관 성능 시뮬레이션 프로그램은 Kim

Table 5 Effect of each parameter which influences on the mass flow rate of capillary tube

Parameter	Inner diameter (mm)	Length (mm)	SC (°C)
Rate of change			
Range (rate of increase)	1.5~2.0 (33.3%)	1000~2000 (100%)	5~15 (200%)
Rate of change of mass flow rate(%)	109	27	26

et al.⁽¹⁾이 실험한 데이터를 근거로 검증하였으며 제공된 평균제곱 오차는 4.13%이었고 최대 오차는 8.7%이었다.

REFERENCE

- Kim, K. W., Han, D. J., and Han, C. S., 1996, Performance characteristics of evaporator, Report of Mando machinery corporation, 95-AS-RD-03.
- Kim, J. D., Oh, H. K., and Yoon, J. I., 1995, A study on dynamic characteristics of a refrigeration system by controlling the evaporator superheat, Korean journal of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 19, No. 8, pp. 2012-2021.
- Jang, W. W., 1995, A study on the characteristics for automotive air conditioning system using HFC-134a based on expansion valve opening, MS thesis, Kyunghee University, Seoul, Korea.
- Kyle, D. M., 1993, The Oak Ridge National Laboratory automobile heat pump model: user's guide, ORNL/con-35.
- Davis, G. L., Chianese, F. Jr., and Scott, T. C., 1972, Computer simulation of automotive air conditioning - components, system, and vehicle, SAE Paper 720077.
- Buck, R. J., Cummings, L. D., Domanski, P., and Hargraves, D. P., 1994, ASHRAE Handbook - Refrigeration systems and applications, ASHRAE, chapter 44.21-44.30.
- Stoecker, W. F., and Jones, J. W., 1982,

- Refrigeration & air conditioning, 2nd ed., McGraw-hill, New York, pp. 260-271.
8. 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, pp. 27-43.
 9. Kim, S. G., Kim, M. S., and Ro, S. T., 1998, Prediction of mass flow rate through capillary tubes using π theorem, Proceedings of the SARAEEK '98 annual winter conference, pp. 61-65.
 10. Gerhart, P. M., Gross, R. J., and Hochstein, J. I., 1991, Fundamentals of fluid mechanics, 2nd ed, Addison Wesley, Massachusetts.
 11. Pate, M. B., and Tree, D. R., 1993, A two-phase flow model for a capillary tube with flashing and heat exchanger, Ame. Soc. of Mech. Eng., Vol. 27, pp. 75-80.
 12. Koizumi, H., and Yokoyama, K., 1980, Characteristics of refrigerant flow in a capillary tube, ASHRAE Transactions 86, pp. 19-27.
 13. Bang, K. H., 1993, Characteristics of refrigerant flow in an adiabatic capillary tube, Proceedings of the KSME '93 (II), pp. 427-431.
 14. Melo, C., Ferreira, R. T. S., Neto, C. B., and Gonçalves, J. M., 1995, Experimentation and analysis of refrigerant flow through adiabatic capillary tubes, Journal of the American Society of Mechanical Engineers, Vol. 34, pp. 19-30.
 15. Wong, T. N., Ooi, K. T., and Khoo, C. T., 1994, A study on capillary tube flow, Proceeding of the International Refrigeration Conference, Purdue University, No. July, pp. 371-376.
 16. Kim, Y. C., and Choi, J. M., 1998, Comparison of refrigerant flow through capillary with short tube orifice, Korean journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 10, No. 1, pp. 118-128.
 17. Dirik, E., inan, C., and Tanes, M. Y., 1994, Numerical and experimental studies on adiabatic and nonadiabatic capillary tubes, Proceeding of the International Refrigeration Conference, Purdue University, No. July, pp. 365-376.
 18. ANSI/ASHRAE 17-1986(RA 1990), Method of testing for capacity rating of thermostatic refrigerant expansion valves, ASHRAE, 1986.
 19. KS B 6323-1985, Methods of performance test of thermal-expansion valve used for refrigerant, Korean Standards Association, 1985.
 20. Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G., and Huber, M., 1993, NIST Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database(REFPROP) Version 4.01, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD 20899, U.S.A..