

자동차 에어컨 비정상과정 시뮬레이션

오 상 한, 원 성 필[†]

울산대학교 기계자동차공학부

Transient Simulation of an Automotive Air-Conditioning System

Sang-Han Oh, Sung-Pil Won[†]

School of Mechanical & Automotive Engineering, University of Ulsan, Ulsan 680-749, Korea

(Received June 29, 2001; revision received September 12, 2001)

ABSTRACT: The cool-down performance after soaking is very important in an automotive air-conditioning system and is considered as the key design variable. Therefore, understanding of the overall transient characteristics of the system is essential to the preliminary design as well as steady-state characteristics. The objective of this study is to develop a computer simulation model and estimate theoretically the transient performance of an automotive air-conditioning system. To accomplish this, a mathematical modelling of each component, such as compressor, condenser, expansion valve, and evaporator, is presented first of all. For a detailed calculation, condenser and evaporator are divided into many subsections. Each subsection is an elemental volume for modelling. In models of expansion valve and compressor, dynamic behaviors are not considered in an attempt to simplify the analysis, but the quasi-static ones are just considered, such as the relation between mass flow rate and pressure drop in expansion device, polytropic process in compressor, etc. The developed simulation model is validated with a comparison to laboratory test data of an automotive air-conditioning system. The overall time-tracing properties of each component agreed fairly well with those of test data in this case.

Key words: Automotive air-conditioning system(자동차 에어컨 시스템), Transient modelling(비정상과정 모델링), Thermal performance(열성능), Computer simulation(컴퓨터 시뮬레이션), Cool-down process(급속냉방과정)

———— 기 호 설 명 ————	
<p>A : 열전달 면적 [m^2] c : 비열 [J/kgK] d : 피스톤 직경 [m] E : 시스템 에너지 [J]</p>	<p>h : 열전달계수 [W/m^2K] i : 엔탈피 [J] k : 열전도계수 [W/mK] l : 길이 [m] M : 질량 [kg] \dot{m} : 질량유량 [kg/sec] n : 폴리트로픽 지수 no : 실린더 수 P : 압력 [Pa]</p>

[†] Corresponding author

Tel.: +82-52-259-2133; fax: +82-52-259-1680

E-mail address: spwon@mail.ulsan.ac.kr

Q	: 열전달률 [W]
rpm	: 회전수 [rpm]
s	: 행정길이 [m]
T	: 온도 [$^{\circ}C$]
t	: 두께 [m]
U	: 내부 에너지 [J]
V	: 체적 [m^3]
v	: 비체적 [m^3/kg]
W	: 동력 [W]
w	: 비습도 [kgw/kgal]

그리스 문자

η	: 효율
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
τ	: 시간 [sec]
ϕ	: 표면효율

하첨자

a	: 공기
c	: 압축기
f	: 핀
i	: 입구
o	: 출구
r	: 냉매
t	: 튜브
w	: 응축수

1. 서론

자동차 개발 사이클이 3년 정도로 단축됨에 따라 관계되는 모든 구성요소의 개발기간도 단축되고 있으며 냉난방 장치도 예외일 수 없다. 더욱이 자동차용 에어컨은 다른 주요 구성요소의 설치 후 남은 공간을 이용하여 장착되어야 하므로 에어컨의 초기 설계과정이 매우 중요하다. 초기 설계가 잘못되면 수정 보완하는 데에 많은 시간이 소요되어 시간적, 경제적 손실이 커질 뿐만 아니라 잘못되면 신차 출시가 지연되는 중대한 사태가 초래될 수도 있다. 자동차 에어컨 설계에

대한 일련의 과정이 짧은 기간 내에 이루어져야 하므로 에어컨 설계시 요구조건을 만족시키는 기본적인 사양을 이론적으로 예측하고, 그 성능을 평가할 수 있는 도구가 필요하다. 아울러 자동차 에어컨에서는 급속냉방과정(cool-down)시의 성능이 중요한 변수가 되므로 이와 같은 과도적(transient) 특성도 평가할 수 있는 이론적인 도구라면 더욱 바람직할 것이다.

선진국에서는 1970년대부터 자동차 에어컨의 이론적인 연구가 체계적으로 이루어졌다. Conklu⁽¹⁾는 디지털 컴퓨터를 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션 모델을 개발하였으며, Davis et al.⁽²⁾은 차 실내로의 열부하를 포함한 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. Cherng and Wu⁽³⁾는 자동차 에어컨에 대한 전반적인 설계개념을 요약하였으며, Yamada et al.⁽⁴⁾은 HFC-134a를 사용하는 자동차 에어컨을 제시하였다. 또한 Won et al.⁽⁵⁾은 단순 모델로 자동차 에어컨의 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 한편 Khamsi et al.^(6,7)은 승차부와 에어컨 시스템을 각기 모듈화하여 결합하는 해석 프로그램을 개발하였으며, Mathur^(8,9)는 응축기와 증발기 내의 냉매거동을 각기 이론적으로 모델링하고 실험 결과와 비교하여 자동차용 응축기 내의 과열/포화/과냉 상태의 열전달량 비는 대략 16%/72%/12% 정도이고 증발기 내의 포화/과열 상태의 열전달량 비는 66%/23% 정도라는 사실을 제시하였다. 그러나 자동차 에어컨 설계에서 소킹(soaking) 후 비정상 특성이 매우 중요함에도 불구하고 대부분의 제시된 모델은 정상상태 특성이나 압축기 자체의 동적인 작용^(10,11,12)에 초점을 맞추고 있다.

그러므로 본 연구의 목적은 자동차 에어컨의 급속냉방과정의 작동특성을 모사할 수 있는 시뮬레이션 모델을 개발하고 이론적으로 그 성능을 평가하는 데 있다. 아울러 실차 실험 데이터와의 비교로 개발된 시뮬레이션 모델이 타당성을 입증하고자 한다.

2. 수학적 모델링

2.1 열교환기 모델링

증발기와 응축기는 에어컨 시스템에서 주된 역할을 하므로 이를 모델링하는 것은 매우 중요하다

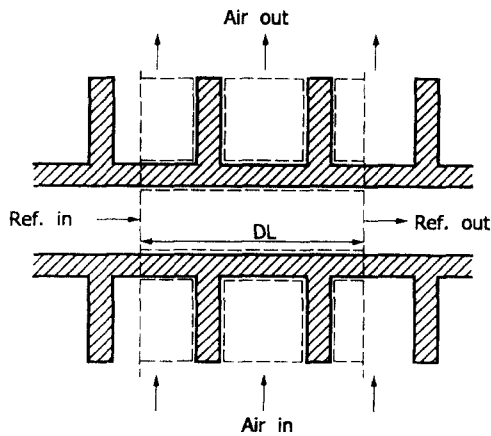


Fig. 1 Schematic of a control volume.

다. 시간에 따른 과도적인 물성변화를 정확히 예측하기 위해서 열교환기를 여러 개의 요소로 나눈다. 이렇게 나뉜 한 개의 요소는 모델링하는데 있어 기본 검사체적이 된다. Fig. 1은 일반적인 열교환기를 보여주고 있으며 점선으로 둘러싸인 부분이 기본 검사체적이다. 검사체적은 세 부분, 즉 공기, 핀과 튜브 및 냉매로 이루어져 있다고 생각한다. 이 검사체적에 열역학 제1법칙을 적용하면 증발기인 경우 공기, 튜브 및 냉매에 대한 과도상태에서의 에너지 보존식을 다음과 같이 각기 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_a \cdot i_{ai} = \frac{dE_a}{d\tau} + \dot{m}_a \cdot i_{ao} + Q_{air \cdot tube} \quad (1)$$

$$Q_{air \cdot tube} = \frac{dE_t}{d\tau} + Q_{tube \cdot ref} \quad (2)$$

$$Q_{tube \cdot ref} + \dot{m}_r \cdot i_{ri} = \frac{dE_r}{d\tau} + \dot{m}_r \cdot i_{ro} \quad (3)$$

여기서, \dot{m} 은 질량유량을 나타내며 i 는 비엔탈피를 나타낸다. 하첨자 r, a, t 는 각각 냉매, 공기, 튜브를 각각 나타내며 i 와 o 는 입구와 출구를 나타낸다. 그리고 응축기에서도 위 식과 비슷한 기본 관계식을 얻을 수 있다.

2.1.1 증발기

증발기 내에서의 냉매는 액체와 기체가 섞인 낮은 건도의 이상상태로부터 과열기체상태로 변화된다. 그리고 증발기에서 바깥 표면온도가 공

기의 노점온도보다 낮다면 증발기 표면에 얇은 물막이 형성된다. 따라서 증발기 표면은 건표면일 때와 습표면일 때로 구분한다.

냉매측 이상유동 영역에서 냉매의 에너지 보존식은

$$\frac{dU_r}{d\tau} = \dot{m}_r(i_{r,in} - i_{r,out}) + h_r A_r (T_w - T_r) \quad (4)$$

이다. 여기서 U 는 냉매의 내부에너지이고, h 는 열전달계수이며, A 는 열전달면적이다. 튜브측 에너지 보존식은 건표면일 경우

$$c_{pw} m_w \frac{dT_w}{d\tau} = h_a \phi A_a (T_a - T_w) - h_r A_r (T_w - T_r) \quad (5)$$

이고, 습표면일 경우

$$c_{pw} m_w \frac{dT_w}{d\tau} = \frac{h_a \phi A_a}{C_{pa}} (i_a - i_w) - h_r A_r (T_w - T_r) \quad (6)$$

이 된다. 여기서 ϕ 는 튜브의 표면효율이며 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f),$$

$$\eta_f = \frac{\tanh Z}{Z},$$

$$Z = \left(\frac{2k_a}{k_f t} \right)^{0.5} l_f$$

위 식에서 k_f 는 핀의 열전도계수이고 t 와 l_f 는 각각 핀의 두께와 길이이다.

공기측 에너지 보존식도 튜브측과 마찬가지로 건표면일 경우와 습표면일 경우로 구분된다. 우선 건표면일 경우

$$c_{va} m_a \frac{dT_a}{d\tau} = \dot{m}_a c_{pa} (T_{ai} - T_{ao}) - h_a \phi A_a (T_a - T_w) \quad (7)$$

이 되고, 습표면일 경우

$$\frac{dU_a}{d\tau} = \dot{m}_a [(i_{a1} - i_{a0}) - (w_i - w_o) i_{f0}] - \frac{h_a \phi A_a}{c_{pa}} (i_a - i_w) \quad (8)$$

이 된다. 여기서 w 는 비습도이고 하첨자 f 는 응축수를 나타낸다.

열전달률을 정확하게 계산하기 위해서 공기와 냉매측의 열전달계수는 매우 중요하다. 증발기에 대한 공기측 열전달계수는 참고문헌⁽¹³⁾과 같은 방법을 사용하여 구하였으며, 냉매측 열전달계수는 이상영역인 경우에 Kandlikar 관계식⁽¹⁴⁾을 사용하였고, 단상영역에서는 Dittus-Boelter 관계식⁽¹⁵⁾으로 구하였다.

압력강하는 이상영역인 경우에 Pierre 관계식⁽¹⁶⁾을 사용하였고, 단상영역에서는 Darcy 관계식⁽¹⁵⁾을 사용하였다.

2.1.2 응축기

응축기에서 냉매는 과열상태로 들어가서 포화상태를 거쳐 최종 과냉상태로 된다. 그러므로 냉매의 상태는 세 영역으로 나뉜다. 물론 세 영역에서 에너지 균형식은 동일하며 증발기의 건표면에 대한 식과 유사한 식이 사용된다.

냉매측 이상영역에서 열전달계수는 Cavallini-Zechin 관계식⁽¹⁴⁾을 사용하고 압력강하는 Lockhart-Martinelli 관계식⁽¹⁷⁾을 사용하여 구하였다. 단상영역에서 열전달계수와 압력강하는 증발기에 사용한 동일한 식을 사용하여 구하였다. 한편 공기측 열전달계수는 참고문헌⁽¹³⁾과 같은 방법으로 구하였다.

2.2 압축기 모델링

압축기에서 결정할 중요한 인자는 각기 요소의 상태보다는 소요동력과 냉매의 출구상태라 할 수 있다. 따라서 주어진 시간에서 준정상상태라 취급하여 소요동력과 출구상태를 구하고자 한다.

압축과정을 폴리트로픽 과정이라 가정하면 $P-v$ 관계는 다음과 같이 된다.

$$P_i \cdot v_i^n = P_o \cdot v_o^n = \text{constant} \quad (9)$$

따라서 소요동력은

$$W = \dot{m}_r \int_i^o v dP = \dot{m}_r \frac{n}{n-1} (P_o v_o - P_i v_i) \quad (10)$$

이 된다. 한편 $P-v$ 관계로부터 구한 동력과 입출구 엔탈피차로 표시되는 동력 사이의 비인 폴리트로픽 효율 η_P 는 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_P = \frac{W}{\dot{m}_r (i_o - i_i)} \quad (11)$$

냉매의 질량유량은 체적효율, 실린더당 이론 배제체적 V_d , 압축기의 회전속도 rpm 으로 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{m}_r = \eta_V \rho_i V_d \frac{rpm}{60}, \quad V_d = \frac{\pi d^2}{4} s \cdot n_o \quad (12)$$

여기서, d 는 압축기에서 피스톤의 직경이고, s 는 행정길이이며, n_o 는 실린더의 수이다. 위 식에서 η_V 는 체적효율로서 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_V = C_1 \left[1 - C_2 \left\{ \left(\frac{P_o}{P_i} \right)^{1/n} - 1 \right\} \right] \quad (13)$$

여기서, C_1 과 C_2 는 실험적으로 결정되는 계수이다.

2.3 팽창밸브의 모델링

팽창밸브는 이퀄라이저가 부착된 TXV로서 이곳에서의 과정은 교축과정이므로 에너지 보존식은 다음과 같다.

$$i_i = i_o \quad (14)$$

한편 냉매유량과 압력강하 사이의 일반적인 관계식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_r = C \sqrt{\rho_i \cdot \Delta P} \cdot f_{txv} \quad (15)$$

여기서, C 는 실험적 상수이고, f_{txv} 는 수정계수로써 증발기 출구상태에 의존한다.

2.4 기타 요소 모델링

해석의 단순화를 위해서 리시버/드라이어의 출구상태는 온도와 압력이 입구와 같은 액체상태라 가정한다. 또한 흡기선과 배기선에서 열손실과 압력강하는 없다고 가정한다.

2.5 승차부의 모델링

Fig. 2는 승차부의 개략도를 보여주고 있다. 외부에서 침투하는 열부하를 Q_{LOAD} 라 하고 에너지 보존식을 적용하면

$$Q_{LOAD} + \dot{m}_a i_{ai} = \frac{dU_m}{d\tau} + \dot{m}_a i_{ao} \quad (16)$$

이 된다. Q_{LOAD} 는 태양복사에 비롯한 열부하와 실내의 온도차에 의한 열부하를 합한 것으로 근사적으로 다음과 같이 나타내자.

$$Q_{LOAD} = C_r I_{rad} A_{rad} + C_c Q_{car} A_{car} \quad (17)$$

C_r 과 C_c 는 역시 실험적으로 결정되는 상수이고 I_{rad} 는 태양의 복사강도이다. A_{rad} 는 차 지붕과 전후면 유리의 표면적이고, A_{car} 는 측면 유리 와 문의 면적까지도 합한 양이다. 한편 온도차에 의한 부하는 근사적으로

$$Q_{car} \cong h_{car}(T_m - T_{out}) \quad (18)$$

로 표시되며, h_{car} 는 차 표면과 공기 사이의 평균 열전달계수이다.

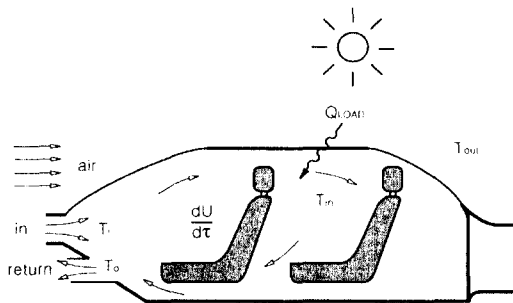


Fig. 2 Schematic of passenger compartment.

3. 계산방법

기본 입력 데이터는 시스템의 제원, 냉매와 공기의 초기조건, 여러 가지 실험상수 등을 포함한다. 계산은 초기조건인 압축기 입구상태로부터 압축기 출구상태를 구하는 것으로 시작된다. 주어진 시간에서 다음과 같은 일련의 계산이 수행된다.

- 압축기 부프로그램
출구압력을 가정하여 출구온도, 소요동력, 냉매 질량유량 및 폴리트로픽 효율을 계산한다. 실험적인 폴리트로픽 효율과 비교하여 오차범위 내에 들 때까지 출구압력을 변화시키며 반복 계산한다.
- 응축기 부프로그램
응축기를 냉매측 유동방향으로 30개 정도의 요소로 나눈다. 주어진 시간간격에서 적분된 세 개 (공기, 튜브, 냉매)의 비정상 에너지 보존식을 연립으로 계산하여 에너지 균형이 만족되는 출구상태(온도와 건도)를 나눠진 각기 요소에 대해서 차례대로 구한다. 이때 응축기에서의 압력강하는 고려하지 않는다. 이제 온도와 건도를 알고 있으므로 이로부터 각 요소의 압력강하를 계산한 후 압력강하를 고려한 새로운 압력으로 유지되는 응축기에 대해 다시 각 요소의 온도와 건도를 구해 처음에 구한 값과의 오차를 살펴보고 오차범위에 들지 않으면 다시 계산한다. 이렇게 반복함으로써 에너지균형과 압력균형을 모두 만족하는 응축기에서의 냉매상태와 출구측 공기상태가 완전하게 결정된다.
- 팽창밸브 부프로그램
전 시간에서의 증발기 출구상태로부터 수정계수 f_{txv} 가 계산되고 주어진 냉매질량유량으로부터 팽창밸브 출구 즉 증발기 입구측 압력이 결정된다.
- 증발기 부프로그램
응축기에서와 마찬가지로 방법으로 계산된다.
- 승차부 부프로그램
증발기 출구측 공기상태가 결정되었으므로 식 (16)을 계산하여 재순환되는 공기상태를 계산하고, 결국 이 상태가 다음 시간 스텝에서 증발기 입구 공기상태가 된다.

4. 결과 및 고찰

앞에서 언급한 모델링의 타당성을 입증하기 위해서 실험이 행하여졌으며 실험은 에어컨 실차

테스트 기준에 따라 현재 생산되고 있는 4차종 즉 LC, SR, MX, A1을 이용하여 H사 기능시험부의 환경풍동시험실에서 실행하였다. 실험에서 태양복사강도, 차내 공기온도, 압축기 입출구 냉매온도와 압력, 증발기 및 응축기의 입출구 냉매온도 등이 측정되었다. 실험결과와 계산결과를 비교해 본 결과 네 차종 모두 그 경향이 대동소이하므로 대표적으로 LC 차종에 대해서 나타내고자 한다.

Fig. 3, 4, 5, 6은 외기온도가 43°C, 차내 공기 초기온도가 60.0°C, 외부복사강도가 850 W/m²인 조건에서 48 km/hr로 정속 주행하면서 에어컨을 작동시킬 때 각 중요부분의 압력과 온도변화에 대한 실험값과 계산된 값과의 비교를 나타내고 있다.

Fig. 3은 압축기 입구와 출구의 압력을 비교한

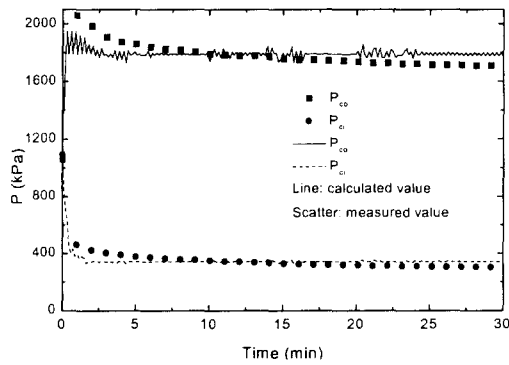


Fig. 3 Variations of pressures according to time in the compressor.

것으로 비정상 거동을 잘 나타내고는 있으나, 계산값이 실험값보다 빨리 떨어지며 대략 5분경부터는 준정상상태로 운전되고 있음을 보여주고 있다. 이에 많은 요인이 있겠지만 가장 큰 요인은 압축기에서의 폴리트로픽 지수를 일정한 값으로 두고 계산한 것에 있다고 생각한다. 사실 압축기 입출구 압력에 대한 실험 데이터로부터 폴리트로픽 지수값을 구해 보면 계속 달라지나 계산에서는 전 구간에서 일정한 값인 1.06으로 취했다. 그리고 Fig. 4와 5는 응축기와 증발기에서 입출구 냉매온도의 변화를 나타낸 것으로 여기서도 대체로 잘 일치하고 있으나 계산값이 다소 크게 예측하고 있으며 일찍 준정상상태에 도달하고 있음을 역시 보여주고 있다. 계산결과가 실험결과보다 빨리 준정상상태에 도달하는 이유는 계산에서 증발기 입구 공기온도와 같은 외부조건

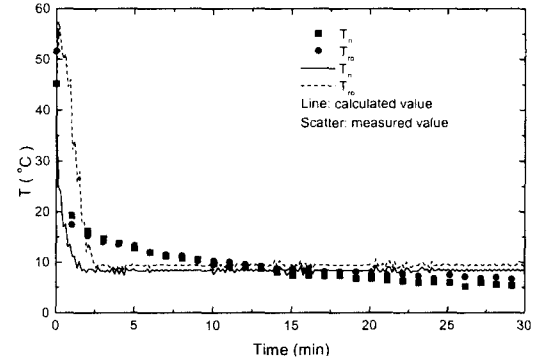


Fig. 5 Variations of temperatures according to time in the evaporator.

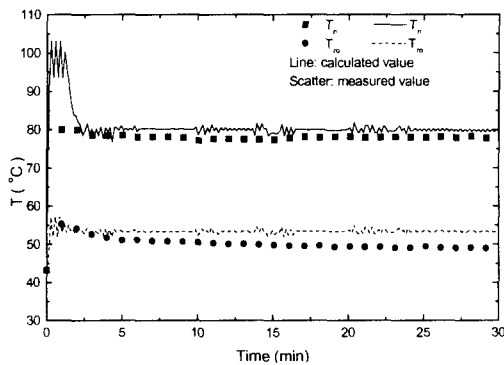


Fig. 4 Variations of temperatures according to time in the condenser.

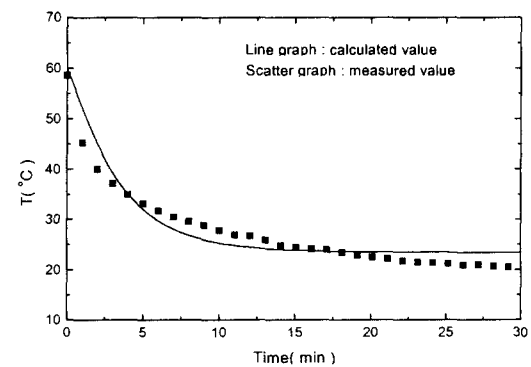


Fig. 6 Variations of air temperatures according to time in the passenger compartment.

변화가 즉시 계산결과에 반영되므로 실제 상황에서도와 같은 시간지연효과가 없기 때문이다. 즉 증발기 입구 공기온도의 변화는 출구온도를 즉시 변화시키고 이것이 곧바로 팽창밸브의 개도에 반영되므로 스텝 변화(step change)가 일어나게 된다. 그러나 실제의 경우는 개도 반영을 하는 데 약간의 시간이 걸리고 부드럽게 변화된다. 또한 계산결과가 과도상태시 진동하는 경향을 나타내는 것도 같은 맥락에서 이해될 수 있다. 결국 이와 같은 지연효과를 나타내기 위해서는 팽창밸브나 압축기의 동적 거동에 대한 모델이 필요하나 본 논문에서는 제외하였다. Fig. 6은 승차부의 온도변화를 나타낸 것으로 실험값과 계산값이 비교적 잘 일치하고는 있으나 변화경향은 약간 차이가 있다. 즉 계산값의 변화 기울기가 초반에는 실험값의 기울기보다 크나 후반에는 보다 완만해짐을 보여주고 있다. 이와 같은 차내 온도의 경향은 증발기의 냉매압력과 온도에 영향을 미치므로 Fig. 3이나 5에서 보는 것처럼 계산값은 어느 시점에서 준정상상태에 도달하지만 실험값은 조금씩이라도 계속 변화하고 있음을 나타내고 있다. 전반적으로 계산결과는 준정상상태에 도달하나 실험결과는 그렇지 않다는 사실은 앞에서 언급한 스텝변화뿐만 아니라 계산이 장치가 설치된 주변(엔진룸, 콘솔박스 등)의 과도적 조건변화를 전혀 고려하지 않았기 때문에 파생된 것으로 생각된다. 그러나 전반적인 계산결과는 장치의 거동을 꽤 잘 묘사하는 것으로 보여져 새로운 하드웨어나 부품요소의 변화에 대한 거동을 예측하는데 이용될 수 있다.

5. 결 론

본 연구는 자동차 에어컨 시스템의 과도적 변화에 대한 이론적인 해석과정을 제시하고 컴퓨터 시뮬레이션의 결과와 실험결과를 비교 검토한 것으로 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

(1) 본 연구에서 제시된 이론적인 해석에 의한 계산결과와 실제 차량의 실험결과는 대체로 잘 일치하고 있다.

(2) 전반적으로 계산결과는 어느 정도 지난 시점에서 준정상상태에 도달하는데, 이것은 장치가 설치된 주변의 과도적인 조건변화를 전혀 고려하지 않고 계산했기 때문이라 생각된다.

(3) 본 연구에서 개발된 프로그램은 새로운 시스템 구축시 그 시스템의 과도적 거동을 예측하는데 충분히 사용될 수 있다.

참고문헌

1. Conklu, C., 1970, Climate Control System Simulation Using a Digital Computer, SAE Paper 700158.
2. Davis, G. L., Chianese, F. and Sherwood, T. K., 1972, Computer Simulation of Automotive Air Conditioning Components, System, and Vehicle, SAE Paper 720077.
3. Cherng, J. G. and Wu, W. J., 1989, Design Tool for Climate Control of an Automotive Vehicle, SAE Paper 891966.
4. Yamada, A., Sonoda, Y. and Arakawa, Y., 1992, Development of an Automotive Air-Conditioning System Using the HFC-134a Refrigerant, SAE Paper 920216.
5. Oh, S. H., Lee, C. W. and Won, S. P., 1996, Computer Simulation of an Automotive Air-Conditioning, International Ondol Conference, Seoul, Korea, July 28-31, pp. 336-345.
6. Khamsi, Y., Mathey, F. and Pomme, V., 1997, Modelling of Automotive Passenger Compartment and Its Air Conditioning System, SAE Paper 971783.
7. Khamsi, Y., Petitjean, C. and Pomme, V., 1998, Modelling of Automotive Passenger Compartment and Its Air Conditioning System, SAE Paper 980288.
8. Mathur, G. D., 1997, Modelling and Simulation of Thermal and Hydrodynamic Performance of Heat Exchangers for Automotive Applications—Parts I: Condensers, SAE Paper 970829.
9. Mathur, G. D., 1997, Modelling and Simulation of Thermal and Hydrodynamic Performance of Heat Exchangers for Automotive Applications—Parts II: Evaporators, SAE Paper 970830.
10. Iizuka, J., Kitano, N., Ito, S. and Otake, S., 1997, Improvement of Scroll Compressor for

- Vehicle Air Conditioning Systems, SAE Paper 970113.
11. Takeshita, S., 1997, Simulation and Modelling of an A/C Rotary Vane Compressor, SAE Paper 970116.
 12. Miyagawa, K. and Kayukawa, H., 1998, Development of the Swash Plate Type Continuously Variable Displacement Compressor, SAE Paper 980290.
 13. Kays, W. M. and London, A. L., 1964, Compact Heat Exchanger, 2nd ed., McGraw-Hill.
 14. Pate, M. B., 1988, Design Considerations for Air-Conditioning Evaporator and Condenser Coils, Two Phase Flow Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Kluwer Academic Publishers, pp. 849-884.
 15. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1990, Introduction of Heat Transfer, 2nd ed. Wiley.
 16. Pierre, B., 1964, Flow Resistance with Boiling Refrigerants, ASHRAE J., September.
 17. Mato, P. J., 1988, Fundamentals of Condensation, Two Phase Flow Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Kluwer Academic Publishers, pp. 221-292.