

자동차용 에어컨 시스템의 성능해석에 관한 연구

이 대 응[†], 유 성 연^{*}

한라공조 기술연구소, ^{*}충남대학교 기계설계공학과

A Study on the Performance Analysis of Automotive Air Conditioning System

Dae-Woong Lee[†], Seong-Yeon Yoo^{*}

Halla Climate Control Corp., 1689-1, Shinil-Dong, Daedok Gu, Daejeon 306-230, Korea

^{*}Department of Mechanical Design Engineering, Chungnam National University, Daejeon 305-764, Korea

(Received December 29, 2001; revision received February 25, 2002)

ABSTRACT: Performance analysis of the automotive air-conditioning system is conducted by using computer simulation, and performance tests are carried out by using the climate wind tunnel in order to verify simulation. Evaporator and condenser were modeled by using empirical correlation which was obtained from calorimeter data, and compressor was modeled by using map based method. The steady state thermodynamic conditions of refrigerant satisfying mass and energy balance were assumed in the simulation program for automotive air-conditioning system. The system performance was analyzed by finite difference method until differential air enthalpy between evaporator inlet and outlet becomes converged. Simulation results are in good agreement with experimental results at most operating conditions. Variation of discharge temperature and pressure of compressor, outlet temperature of evaporator, cooling capacity, and COP were investigated in term of air volume flow rate for evaporator, compressor capacity, compressor speed, superheat of thermostatic expansion valve, and diameter of suction line.

Key words: Automotive air conditioning system(자동차용 에어컨), Cabin room(차 실내), Heat load(열부하), COP(성능계수), Suction line(흡입배관), Compressor(압축기)

기 호 설 명

G : 질량유량

H : 엔탈피 [kJ/kg]

h : 열전달계수 [kW/m²°C]

D_h : 수력 직경, $4A/P$ [m]

u : 속도 [m/s]

P : 압력 [kPa]

c_p : 정압비열 [kJ/kg·K]

L : 특성길이 [m]

Nu : Nusselt 수

Re : Reynolds 수

St : Stanton 수

Pr : Prandtl 수

M_c : 차 실내체적 [kg]

그리스 문자

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-930-6622; fax: +82-42-930-6619

E-mail address: dwlee@e-hcc.com

μ : 점성계수 [Pa·s]

ρ : 밀도 [kg/m³]

η_v : 체적효율 [%]

η_i : 단열효율 [%]

상첨자

* : 수정계수

하첨자

a : 공기

r : 냉매

g : 증기

f : 액체

1. 서 론

최근 자동차 시장에서는 제품개발 시간단축과 함께 개발투자비 삭감요청이 높아지고 있다. 특히 개발투자비 삭감은 세계 대부분의 자동차 메이커에서 구매전략으로서 채택하고 있는 실정이다. 따라서 점차 증대되고 있는 개발기간의 단축과 개발투자비용의 감소를 위해서는 기존의 개발방법에서 탈피하여 컴퓨터를 이용한 성능예측 등 한층 진보된 개발전략이 필요한 실정이다. 실험에 의한 자동차 에어컨 시스템의 최적화 설계방법은 많은 인력과 비용 및 시간이 요구되므로 전산 시뮬레이션을 통하여 이를 해결하고자 오래전부터 연구가 진행되어 왔다.

Davis et al.⁽¹⁾은 핀-튜브식 증발기와 응축기가 내장된 자동차 에어컨 시스템의 단품성능해석 및 시스템 시뮬레이션을 하였으며, Cherng et al.⁽²⁾과 Eichlseder et al.⁽³⁾은 자동차 에어컨 시스템의 설계를 위한 시스템 시뮬레이션 등을 발표하였고, Kyle et al.⁽⁴⁾은 ORNL에서 개발한 주거용 열펌프 성능예측 프로그램에 평판식 증발기 성능해석 프로그램을 추가함으로써 자동차용 에어컨 시스템 시뮬레이션을 하였다. Dabiri et al.⁽⁵⁾은 열펌프 시뮬레이션 프로그램 개발을 위하여 압축기를 고려하였고, 또한 Brent et al.⁽⁶⁾은 자동차 에어컨 시스템에 대하여 모델링하고 동적 상태에서의 성능을 해석하였다. Youming et al.⁽⁷⁾은 열교환기에 대하여 열전달과 공기흐름을 CFD를 이용하여 해석하였고, Kim et al.⁽⁸⁾은 열교환기 해석

에 ϵ -NTU 방법을 사용하여 자동차 에어컨 시스템을 해석하였다.

이와 같이 자동차 에어컨 시스템 시뮬레이션에 대하여 많은 연구가 수행되었으나, 실제로 주행하는 자동차에 적용하여 에어컨 시스템 성능해석을 한 경우는 거의 없다. 따라서 본 연구에서는 각 에어컨 구성품을 모델링하고, 이를 바탕으로 자동차 에어컨 시스템의 성능을 전산 시뮬레이션하였다. 그 결과를 자동차 에어컨 시스템의 성능 시험과 비교하여 전산 시뮬레이션의 타당성을 검증하였다. 전산 시뮬레이션은 증발기, 응축기, 압축기, 팽창밸브, 흡입배관을 고려하였고, 차 실내의 열부하와 환기손실에 대하여 집중열량계로 모델링한 후 작동조건에 따라 열·유동학적 균형을 통하여 시간차분법으로 계산하였다. 성능시험은 전산 시뮬레이션에 사용된 각 에어컨 구성품을 자동차에 장착한 후 환경제어풍동에서 주행 및 작동조건별로 에어컨 성능시험을 하였다. 이로써 앞서 언급한 개발기간의 단축과 개발투자비용 측면에서 경쟁력을 확보하였고, 개발 초기단계에서 성능해석으로 적합한 구성품을 선정하여 에어컨 시스템의 최적화에 기여할 수 있다.

2. 자동차 에어컨 전산 시뮬레이션

2.1 증기압축식 냉동사이클

자동차 에어컨의 냉동사이클은 증기압축식 역카르노사이클로 각 과정에서의 상태를 압력-엔탈피 선도에 나타내면 Fig. 1과 같다.

사이클에서 냉매의 냉동능력 Q 와 소비동력 W 는 각각 다음의 식으로 구할 수 있다.

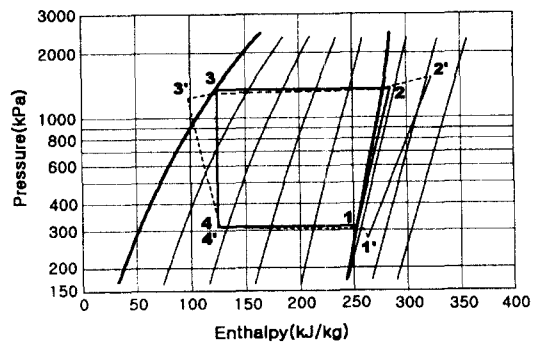


Fig. 1 Pressure-enthalpy diagram.

$$\begin{aligned} Q &= G_r \cdot (H_1 - H_4) \\ W &= G_r \cdot (H_2 - H_1) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 H_1, H_2, H_4 는 각각 1, 2, 4지점에서의 냉매의 엔탈피이다.

따라서 이론 냉동사이클에서 냉동기의 성능을 나타내는 성능계수(COP)는 아래와 같다.

$$\text{COP} = \frac{Q}{W} = \frac{H_1 - H_4}{H_2 - H_1} \quad (2)$$

실제 냉동기의 압축기는 흡입하는 냉매에 증발이 안된 액체가 포함되어 있으면 파손될 염려가 있으므로, 다소 운전상태의 변화가 생겨도 항상 과열증기가 되도록 Fig. 1의 1'까지 가열시키고 있다. 또한 응축기를 나온 냉매는 완전한 액체상태가 되어 팽창밸브에 들어가도록 3'까지 과냉각되며, 관로에서의 압력손실과 열손실이 있으므로 실제 냉동사이클은 Fig. 1의 1'-2'-3'-4'가 된다. 그래서 성능계수도 이론 사이클에서 구한 값보다 작아지게 된다.

2.2 구성부품 모델링

2.2.1 증발기

증발기는 성능실험을 바탕으로 모델링하였으며, 단품열량계에서 구한 냉방능력과 실험조건인 공기의 건구온도, 습도, 증발기의 입구냉매압력, 입출구냉매의 압력차가 입력값으로 사용된다.

냉매측 냉동능력은 식(1)과 같이 표현되는 반면, 공기측의 냉동능력계산은 조금 복잡한 과정을 수행하게 된다.⁽⁹⁾ 아래의 과정은 단품열량계에서 구한 증발기의 냉동능력 실험값으로부터 증발기 전면의 공급풍량의 변화에 따라 총괄 열전달계수를 예측하는 수정된 ϵ -NTU 방법을 증발기에 대하여 제안한다. 이는 열량계에서 증발기의 냉동능력을 시험할 때 공기측과 냉매측의 냉동능력을 각각 계산하여 공기측과 냉매측과의 냉동능력 오차값이 3% 미만일 때 수렴조건으로 계산수행을 중지하게 된다는 점에 착안하여, 증발기의 크기가 변화하였을 시 이를 공기측 냉동능력만을 고려함으로써 새로운 증발기를 해석할 수 있다.

ϵ -NTU 방법으로부터 Effectiveness ϵ 은 아래와 같이 표현된다.

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} = 1 - e^{-NTU} \quad (3)$$

$$Q_{\max} = G_a \cdot \Delta h_a \quad (4)$$

$$NTU = \frac{UA}{G_a \cdot c_{p,a}} \quad (5)$$

여기서 Q 는 실험값이고, A 는 공기측 전열면적이다. 식(4)에서 Δh_a 의 계산은 공기의 엔탈피차로서, 입구공기의 엔탈피는 습도와 건구온도에서 구하고, 출구공기의 엔탈피는 증발기 실험으로부터 얻은 냉매온도에 해당하는 공기온도를 사용한다. 따라서 식(5)의 총괄 열전달계수 U 는 풍량의 함수로서 표현되고, 증발기의 크기가 달라지는 경우 수정 총괄 열전달계수 U^* 은 증발기의 형상 데이터인 핀의 면적 A^* 를 고려하여 식(6)과 같이 표현된다. 이것을 NTU에 대해서 정리하면 식(7)이 된다.

$$U^* A^* = UA \times \left(\frac{G_a^*}{G_a} \right)^D \quad (6)$$

$$-NTU^* = -\frac{UA}{c_{p,a} \times G_a^D} G_a^{*D-1} \quad (7)$$

여기서 $D-1$ 은 대략적으로 -0.4 의 값을 갖는다.

압력강하 모델링은 여러 조건을 변화하면서 실험한 단품열량계의 실험값으로 표현된 식을 사용하였다.

$$\begin{aligned} \Delta P &= 3 \times 10^{-6} \cdot \text{Re}^{1.8998} \\ \text{Re}_g &= (x \cdot G_r \cdot D_h) / (\mu_g \cdot A) \end{aligned} \quad (8)$$

여기에서 A 는 증발기 내의 냉매유로 단면적이고, x 는 냉매의 건도, μ_g 는 냉매의 점성계수이다.

2.2.2 응축기

응축기는 전열면적, 튜브수, 내부 유동면적, 튜브의 수력 직경 등 기하학적 형상 및 응축기 내부에서의 상변화를 고려하여 공기측과 냉매측 열전달계수를 국소열전달 방법을 사용하여 해석하였다.

공기측의 열전달 구조는 정확히 일치하지는 않지만, 개략적으로 Colburn j 계수로 관계지어 아

래와 같이 예측해 볼 수 있다.

$$j = St \cdot Pr^{2/3} \tag{9}$$

$$h_a = \frac{j \cdot \rho_a u_a c_{p,a}}{Pr^{2/3}}$$

냉매측은 단상영역과 이상영역으로 나누어 각각 계산되며, 먼저 단상영역은 Dittus-Boelter⁽¹⁰⁾ 식을 사용하였다.

$$Nu = \frac{h_r D_h}{k_r} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \tag{10}$$

이상영역은 Cavallini-Zecchin⁽¹¹⁾ 관계식을 사용하였다.

$$h_{r,2} = 0.05 \cdot Re_{eq}^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{k_r}{D_h} \right)$$

$$Re_{eq} = Re_f + Re_g \left(\frac{\mu_g}{\mu_f} \right) \left(\frac{\nu_g}{\nu_f} \right) \tag{11}$$

$$Re_f = \frac{G_r D_h}{\mu_f} \cdot (1-x), \quad Re_g = \frac{G_r D_h}{\mu_g} \cdot x$$

따라서 냉매측과 공기측을 고려한 전체 응축능력은 아래와 같이 계산된다.

$$Q = \left\{ \frac{(T_r - T_a)}{\frac{1}{\epsilon c p_a G_a} + \frac{1}{h_r A}} \right\} dx \tag{12}$$

응축기의 압력손실은 Reynolds 상사관계를 이용하여 마찰계수를 표현한 Shah⁽¹²⁾ 관계식을 사용하였다. 단상영역에 대하여 압력손실은 아래와 같이 표현된다.

$$\Delta P = \frac{-4fV^2}{2D_h} \tag{13}$$

이상영역인 경우 혼합증기냉매의 속도인 $V_{f,g}$ 와 냉매의 건도 x 로 압력손실은 표현된다.

$$\Delta P = \frac{-4h_r V_{f,g}}{c_{p,r} D_h} (1-8x-0.4x^2) dx \tag{14}$$

위 식들을 바탕으로 응축기의 해석은 다음의 과정을 통하여 이루어진다.

(1) 형상 데이터와 함께 단품 열량계에서 실시한 응축기의 실험값과 실험조건이 입력변수로 사용되며, 방열성능과 압력강하를 각각의 특성인자를 변화시키면서 허용오차값으로 방열량은 -200~0 kJ/h, 압력강하는 0~3.5 kPa이면 수렴한 것으로 판정한다.

(2) 열량계 실험으로 얻은 응축능력은 오일의 순환량을 전체 냉매순환량의 3% 미만으로 규제한 응축능력 및 압력강하에 대한 값이므로, 실제 자동차 에어컨 시스템에 있어서는 냉동오일을 고려한 β_h 와 β_p 를 구한다. β_h 와 β_p 는 열전달계수와 압력강하에 대한 연산계수로 이 값은 에어컨 성능해석의 입력값으로 사용된다.

2.2.3 압축기

압축기를 모델링하는 방법에는 첫번째로 손실 및 성능에 대한 압축기의 특성을 상세하게 모델링하는 방법으로 다양한 운전조건 등에 적용될 수 있는 장점을 가지고 있으나, 정확성에서는 떨어진다. 두번째 방법은 압축기를 다양한 조건의 실험에 의하여 구한 성능곡선을 기반으로 하는 Map based 방법으로 이 방법은 실험에 기반을 두고 압축기를 해석하기 때문에 압축기 단품의 정확한 성능을 예측할 수 있다. 본 연구에서는 압축기 열량계에서 입구압력과 출구압력, 회전수를 변화하면서 실험한 결과값을 바탕으로 한 Map based 방법을 사용하였다.

맵핑은 토출용량이 서로 다른 S형과 L형 두 가지의 사판식 압축기에 대하여 체적효율 η_v 와 단열효율 η_i 를 구하였다.

$$\eta_{v,i} = f(Pr, rpm)$$

$$= (a_0 + a_1 Pr + a_2 Pr^2) \cdot (b_0 + b_1 rpm + b_2 rpm^2) \tag{15}$$

맵핑 범위는 압축비 2.5~15.5 및 압축기 회전수 800~4,500 rpm로 압축기가 정상작동일 때 압축비가 5~10 사이이고, 자동차 엔진의 회전수가 공회전에서 800 rpm, 고속주행시 4,000 rpm 정도 임을 감안하면 모든 운전범위를 포함하고 있다.

냉매의 질량흐름률은 이상기체로 가정하여 G_r

에 대하여 정리하면, 식(16)의 첫번째 식과 같이 표현되고, \dot{q} 는 식(16)의 두번째 식으로 나타낼 수 있다. 이 두 식으로부터 T_s 를 소거하고 G_r 에 대하여 정리하면 식(17)과 같이 표현된다.

$$G_r = \eta_v V_D N \cdot \frac{P}{RT_s} \quad (16)$$

$$\dot{q} = G_r c_p (T_s - T_i)$$

$$G_r = \frac{1}{T_i} \left(\frac{\eta_v P V_D N}{R} - \frac{\dot{q}}{c_p} \right) \quad (17)$$

여기서 V_D 는 압축기의 토출량, N 은 회전수이고 하첨자 s, i 는 각각 압축기에서 흡입구와 내부 유입구를 나타낸다. 마찬가지로 투입일은 질량유량과 엔탈피의 함수로 식(18)과 같이 표현된다.

$$W = \frac{G_r (h_{ise,o} - h_i)}{\eta_i} \quad (18)$$

여기서 $h_{ise,o}, h_i$ 는 각각 압축기 출구의 단열과정 엔탈피와 입구 엔탈피를 나타낸다.

2.2.4 배관

배관에 대한 압력강하와 열전달은 상대적으로 냉매의 비체적이 많은 흡입배관(suction line)만을 고려하였다.

배관의 압력강하를 냉매의 체적흐름률에 대하여 표현하였으며, 증발기 출구와 압축기 입구 사이에 길이 L 이 1.8m, 내경 D 가 $\phi 15$ 인 배관에 과열증기상태의 냉매가 $2.83 \times 10^{-2} \text{ m}^3/\text{h}$ 로 통과할 때 14.3 kPa의 압력강하가 발생하였다. 따라서 서로 다른 길이와 내경을 가진 배관에 대한 압력강하는 아래와 같이 식을 단순화하여 표현하였다.

$$\Delta P^* = \left(\frac{L^*}{L} \times \frac{D}{D^*} \right) \cdot \Delta P \quad (19)$$

엔진룸에 위치한 흡입배관은 엔진발열로 인하여 열을 흡수하게 되므로 열전달의 고려는 일정한 상수의 냉매 엔탈피를 압축기 입구에 부가함으로써 흡입배관의 냉매가 흡수한 열량을 가정하였다. 이 값은 여러 자동차 시험결과로부터 대략 2.2 kJ/kg으로 사용하였다.

2.2.5 팽창밸브

실제 에어컨 시스템에 있어서 팽창밸브는 증발기 출구의 과열도에 따라 변을 개폐하여 냉매흐름량이 달라지며, 차량의 주행속도와 차 실내 열부에 변화에 따라 증발기 출구 과열도는 계속 변화하게 된다. 그러나 본 연구에서는 일정 과열도를 부여하였고, 마찰 등을 무시한 엔탈피가 일정한 교축과정으로 가정하였다.

2.3 전산 시뮬레이션 방법

자동차 에어컨 시스템의 전산 시뮬레이션에서는 먼저 차 실내에서 제거하여야 할 열부하가 모델링되어야 한다. 자동차로 침입하는 각종 열부하의 계산은 크게 엔진룸과 높은 외기온으로부터 차 실내로 침입하는 전도와 대류열, 일사에 의한 복사열 및 자동차 법규로 규정하는 일정 환기량에 의한 환기손실로 구분된다. 이러한 각 부분에 대한 침입 열부하의 계산은 정확한 열부하의 산출이 어렵고, 자동차 전체를 기준으로 볼 때 오히려 적합하지 않다. 따라서 열부하는 Fig. 2에서 나타낸 것과 같이 차 실내를 검사체적으로 열부하를 집중열용량계(lumped method)를 사용하여 식(20)으로 표현하였다.

Fig. 2는 자동차 에어컨 성능해석 전산 시뮬레이션에 사용되는 각 구성품과 열부하를 나타내고 있다.

$$Q_{total} = Q_{eng} + Q_{amb} + Q_{vent} + Q_{sun} \quad (20)$$

각각의 경우에 대하여 간략히 설명하면 Q_{eng} 와 Q_{amb} 는 엔진에서 발생하는 발열과 외기온도에

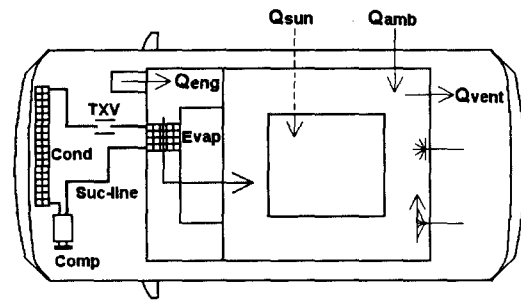


Fig. 2 Schematic of simulation program for air conditioning system.

의해 차 실내로 전달되는 열량으로 외부와 차 실내와의 온도차에 열흡수계수의 곱으로 표현되며, Q_{vent} 는 환기손실을 나타내며 차 실내공기와 외부공기와의 엔탈피차에 환기손실계수를 고려하였다. 또한 Q_{sun} 은 일사에 의해 실내에 축적되는 열량으로 각각의 유리창으로 투과되는 열량과 흡수되는 열량의 합에다가, 부가하여 주행의 영향을 고려한 속도계수를 곱한 값으로 표현된다.

Fig. 3에 자동차용 에어컨 성능해석 전산 시뮬레이션의 흐름도를 나타내었다. 해석은 자동차 실내에 대한 열부하와 각 단품에 대하여 먼저 모델링되어야 하며, 에어컨 시스템의 단품성능 모델에 대하여 열량계 실험값을 만족시키는 실험적 관계를 기반으로 하여 작동조건변화에 대하여 질량보존, 에너지보존법칙을 통하여 에어컨 시스템의 요소성능을 나타내게 된다. 모든 해석은 정상상태로 가정한다.

$$M_c c_p a \frac{dT}{dt} = M_c \frac{H_1 - H_2}{dt} \quad (21)$$

$$= G_{a, vent} (H_2 - H_1) + Q_{total}$$

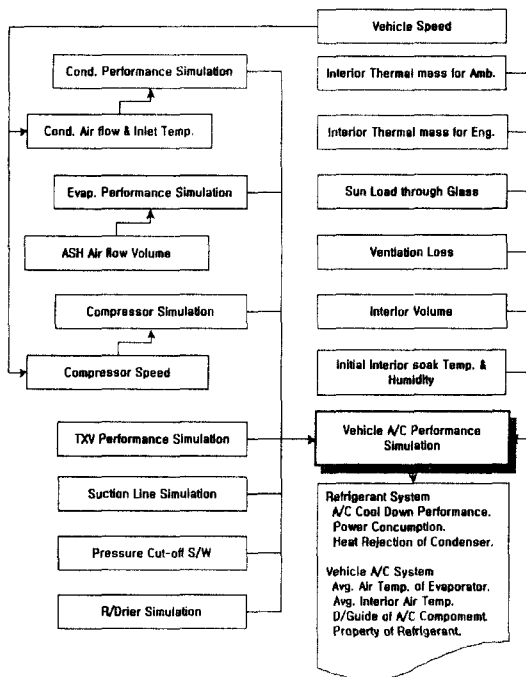


Fig. 3 Flow chart of air conditioning performance simulation for vehicle.

여기에서 M_c 는 차 실내체적이고, $G_{a, vent}$ 는 증발기 전면으로 공급되는 풍량이다. H_1 은 증발기로 유입되는 엔탈피이고, H_2 는 차 실내를 순환하여 송풍기로 재유입되는 엔탈피이다. 해석은 시간차분방법으로 계산되며, 엔탈피차가 0.001%에 도달할 때까지 반복 수행하게 된다. 입력변수로는 자동차의 실내체적, 열부하, 외기온도, 환기손실률, 증발기 입구공기온도, 습도, 풍량, 응축기의 공기온도, 공기속도, 과냉각도, 압축기 회전수 등이며, 계산되어지는 결과는 차 실내 평균 온도, 열교환(vent) 토출 평균 공기온도, 냉방능력, 응축능력, 냉매질량 흐름률, 압축기 투입일, 성능계수 등을 포함하고 있다.

3. 성능시험장치 및 시험방법

3.1 성능시험장치

일반적으로 자동차 에어컨의 성능시험은 도로 위를 주행하는 자동차 상태를 모사하기 위하여 주로 환경제어풍동(climate wind tunnel)에서 시험하게 되며, 이때 주행은 일반 도로주행과 동일하게 동력계(dynamometer) 위를 주행하면서 각종 에어컨 시스템의 성능을 평가하게 된다.

에어컨 시스템이 장착된 시험차량이 회전하는 동력계 위에서 주행을 하면, 모터에 의해 구동되는 송풍기는 자동차의 주행속도와 동일한 풍속으로 회전하고, 터닝벤(turning vanes)을 지나, 노즐(nozzle)로 자동차 전면에 온도, 습도가 일정한 균일 풍속을 공급하게 되며, 차속은 타코미터의 신호에 의해 자동적으로 제어된다. 이와 같이 시험차량을 지난 공기는 다시 터닝벤을 통하여 송풍기로 재순환되고 온도와 습도가 보정되어 재공급되는 과정을 반복하게 된다. Table 1은 시험에 사용된 환경제어 풍동의 성능 및 각종 제어범위를 보여주고 있다.

Table 1 Performance of climate wind tunnel

Chamber temp	-40~60℃
Wind speed	0~200 km/h
Humidity	20~90%, RH
Dynamo absorbtion	210 HP
Sun load	300~1,400 W/m ²
Hot road	20~80℃

Table 2 Test conditions for air conditioning performance of vehicle

Environment	Ambient temp.	43.3±2℃
	Relative humidity	40±2%
	Sun load	1,000 W/m ²
Air handling system	Air intake door	Recirculation
	Mode door	Vent
	Temp. door	Max Cool
	Blower speed	Max High
Soaking condition		Untill 60℃
Driving condition		49 km/h, 30 min
		64 km/h, 30 min
		96 km/h, 30 min
		Idle, 30 min

3.2 성능시험방법

시험은 상대습도 40%, 외기온도 43.3℃ 및 일사량 1,000 W/m²에서 방치 후, 차 실내온도가 60℃에 도달하였을 때 에어컨 성능시험을 한다. 상세한 시험조건은 Table 2에 나타내었다.

단품 열량계에서 성능이 확인된 각 에어컨 구성품을 자동차에 장착 후 에어컨 시스템에 적합한 냉매량이 결정되면 이를 바탕으로 에어컨 성능시험을 한다. 온도측정을 위해서는 증발기 입구와 출구, 실내순환공기, 얼굴 토출구 등 차 실내에 27개의 T형 열전대를 설치하였으며, 엔진룸에는 용축기 입출구 및 압축기 입출구 등에 17개

의 열전대를 설치하였다. 압력측정은 압축기 토출배관과 흡입배관에 압전센서를 설치하여 측정하였으며, 냉매충전을 위해서는 냉매의 충전, 회수, 재생 및 재충전이 가능한 Robinair사의 HFC-134a 냉매충전기를 사용하였다.

환경제어풍동에서 실시한 자동차 에어컨 시험의 각 구성품은 편탱크형 증발기(one-tank plate type evaporator), 기액분리형 용축기(gas-liquid separation type condenser), 사판식 압축기, 외경이 ϕ12인 흡입배관 및 0℃일 때 228 kPa의 출구 압력값을 가지는 볼록형 팽창밸브를 사용하였다.

4. 결과 및 고찰

4.1 압축기 효율

Fig. 4는 실험값을 바탕으로 S형과 L형 압축기에 대하여 회전수와 압축비를 변화하면서 구한 압축기 체적효율에 대한 맵핑결과를 보여주고 있다. 회전수가 증가할수록, 압축비가 높을수록 체적효율은 감소하는 경향을 나타내며, 특히 압축비가 높은 영역에서는 1,800 rpm 부근에서 가장 우수한 체적효율을 보이고 있다. 용량에 따른 차이는 용량이 큰 L형이 S형보다 체적효율이 증가하였다. 실험값과의 오차는 2% 미만이다.

Fig. 5는 S형과 L형의 압축기에 대하여 회전수와 압축비를 변화하면서 시험결과값을 바탕으로 맵핑한 단열효율을 나타내고 있다. 회전수가 증가할수록 단열효율은 감소하며, 고회전수에서는

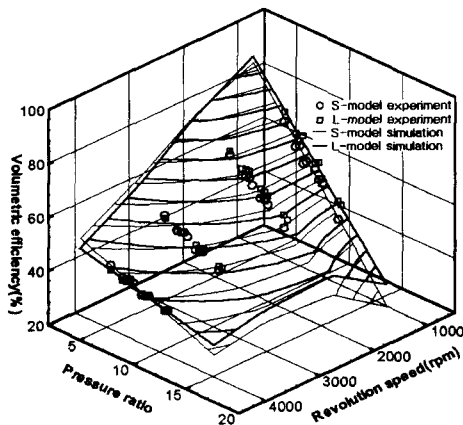


Fig. 4 Simulation results for volumetric efficiency of compressor.

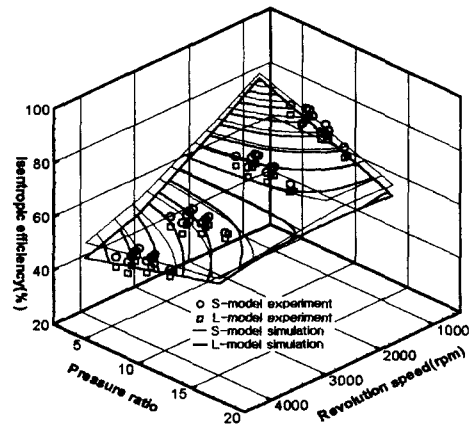


Fig. 5 Simulation results for isentropic efficiency of compressor.

압축비가 높은 영역에서 단열효율이 약간 증가하고 있다. 이는 압축비에 따른 엔탈피의 손실차이가 다르기 때문이다. 용량 크기에 대한 단열효율은 S형이 약간 우수한 단열효율을 보여주고 있다. 실험값과의 오차는 전운전영역에서 3% 미만이다.

4.2 냉매량 결정

에어컨 시스템에서 냉매충전량은 매우 중요하다. 냉매량을 과충전시는 응축기의 압력과 온도가 상승하게 되며, 또한 냉매량을 부족충전시에는 증발기 출구 과열도의 상승에 따라 비체적의 증가로 냉매순환량이 감소하여 성능이 저하되기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 에어컨 시스템을 자동차에 장착 후 환경제어풍동에서 적정냉매량 결정시험을 하였으며, 적정냉매량 결정은 과냉각 응축기를 사용할 시 기존의 평행류형 응축기의 적정냉매량 선정과는 상이하다. 과냉각응축기의 경우, 특성상 냉매충진량의 증가와 함께 과냉각온도가 증가하다가 정체를 이룬 지점에서의 냉매량을 적정냉매량으로 선정한다.

Fig. 6은 냉매충전량과 응축기 출구의 온도를 나타내고 있다. Fig. 6을 보면 냉매충진량의 증가에 따라 과냉각온도가 급격히 증가하다가 약 450~550 g 사이에서 과냉각온도는 냉매량 증가 대비 완만한 증가로 정체를 이루는 지점으로 볼 수 있으며, 이후 550 g 이상의 냉매량에서는 또다시 과냉각온도가 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다.

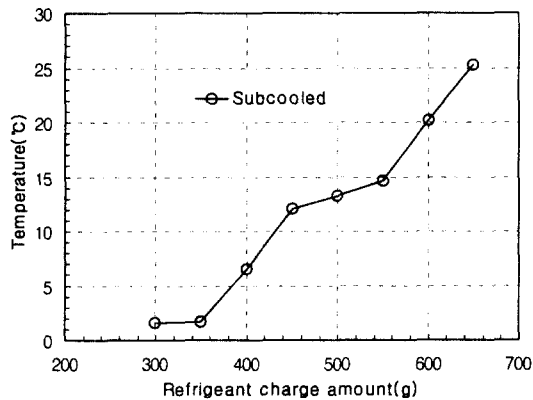


Fig. 6 Refrigerant charge determination.

4.3 에어컨 성능

Fig. 7에 증발기 출구 냉매온도변화에 대하여 환경제어풍동 시험결과와 전산 시뮬레이션 결과를 비교하여 나타내었다. Fig. 7을 보면 증발기 출구 냉매온도가 처음에는 차 실내온도의 열부하에 의해 증가하였다가 에어컨을 작동하는 순간 급격히 온도가 떨어지며, 압축기 회전수의 증가로 냉매순환량이 증가하므로 점차 온도는 내려가다가 공회전에 이른 순간 급격한 압축기 회전수의 감소로 냉매순환량이 감소하고, 응축기의 방열도 전동 팬에만 의존하므로 주행시보다 상대적으로 응축기 전면의 유입공기량이 감소하므로 열교환이 불리하게 되어 증발기 출구온도는 증가한다. 증발기 출구 냉매온도에 대하여 전산 시뮬레이션 결과는 시험결과와 잘 일치하고 있으며, 공회전에서 최대 17%의 오차를 보이고 있다. 이

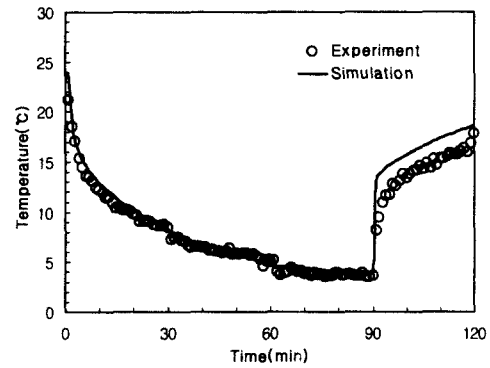


Fig. 7 Comparison of evaporator outlet temperature.

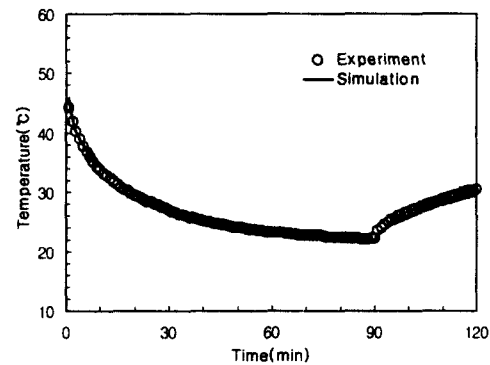


Fig. 8 Comparison of cabin room average temperature.

는 팽창밸브의 작동특성에 기인한 것이다. 전산 시뮬레이션에서는 항상 일정한 과열도를 입력값으로 사용하는 반면 시험에서는 공회전시 증발기 출구측 과열도가 높아짐에 따라 냉매유량을 팽창밸브가 조절하기 때문으로 판단된다.

Fig. 8은 차 실내 평균 온도에 대하여 시험결과와 전산 시뮬레이션 결과를 비교한 것이다. Fig. 7에서와 같이 에어컨 가동 초기 차 실내온도는 급격히 내려가며, 주행속도 증가에 따라 냉매순환량의 증가로 점차 실내온도는 내려간다. 이후 공회전에서는 유량감소로 증발기의 냉방능력 저하와 함께 엔진의 발열로 인한 실내로의 열 침입이 많아지게 되어 온도가 서서히 증가한다.

차 실내온도 변화에 대한 전산 시뮬레이션 결과는 모든 해석구간에서 실험결과와 잘 일치하고 있다.

Fig. 9는 압축기의 토출온도와 토출압력에 대하여 시험결과와 전산 시뮬레이션 결과를 비교한 것이다. 토출압력은 차 속에 높아짐에 따라 응축기 전면의 유입공기량이 증대되고, 활발한 열교환에 의해 점차 압력이 감소하나, 공회전시는 유입공기량의 감소로 압력이 급격히 증가하고 있다. 반면 토출온도는 주행속도의 증가로 압축기 회전속도가 증가하여 높은 압축비를 형성하므로 온도가 조금씩 상승한다. 공회전이 이른 순간 압축비의 감소로 순간적으로 온도가 떨어졌다가 증발기의 냉방능력 저하로 과열도가 증가하므로 토출온도는 점차로 상승하고 있다. 압축기 토출온도와 토출압력에 대한 전산 시뮬레이션 결과는 에어컨 가동 초기와 공회전 초기에서 시험과 차이를 보이며 이외에는 잘 일치하고 있다. 에어컨

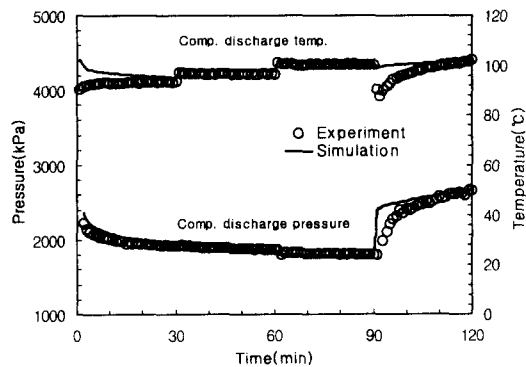


Fig. 9 Comparison of discharge pressure and temperature.

가동 초기에서의 차이는 외부환경변수에 대한 차이로 시험은 외부온도만의 영향을 받고 있는 반면, 전산 시뮬레이션에서는 엔진의 발열 등이 초기부터 고려되었기 때문이다. 공회전의 차이도 이와 같은 이유로 전산 시뮬레이션에서는 입력값이 성능해석에 바로 적용되는 반면, 시험은 일정기간의 시간지연이 발생하기 때문이다. 따라서 정량적인 값의 결과비교는 각 주행조건의 마지막 지점인 30, 60, 90, 120분에서의 비교가 타당할 것이다.

Fig. 10은 압축기 흡입측 온도와 압력에 대하여 시험결과와 전산 시뮬레이션 결과를 비교한 것이다. 흡입압력과 온도는 주행속도가 증가함에 따라 응축기의 활발한 열교환과 냉매유량의 증가로 냉방능력이 증가하여 온도와 압력이 점차로 떨어지다가 공회전시 앞서 Fig. 7~9에서 설명한 것과 같이 온도와 압력은 급격히 상승하게 된다. 전산 시뮬레이션 결과는 시험결과와 잘 일치하고 있다.

환경제어풍동에서 실시한 시험결과와 비교하여 검증된 전산 시뮬레이션으로 각 에어컨 구성품들의 변경과 차량 외부조건의 변화시 시스템 성능에 미치는 영향을 살펴보았다. 구성품의 변경과 외부조건 변화는 출구압력값이 0°C일 때 258 kPa, 10°C에서 360 kPa의 특성을 가진 팽창밸브와 압축기 회전수를 전영역에서 150 rpm 감소하였을 때, 용량이 큰 L형 압축기 적용시, 흡입배관의 내경을 $\phi 15$ 로 증가하였을 때, 증발기 전면 공급풍량이 10% 감소하였을 경우에 대하여 전산 시뮬레이션하였다.

Fig. 11은 각 에어컨 구성품과 작동조건을 변

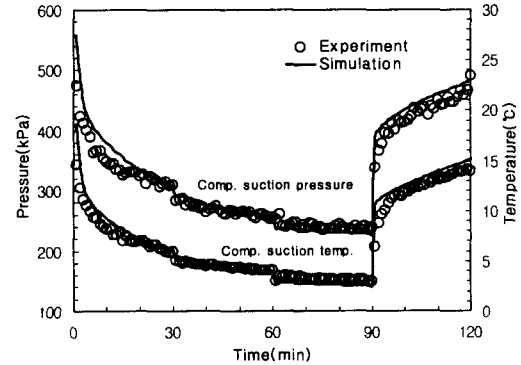


Fig. 10 Comparison of suction pressure and temperature.

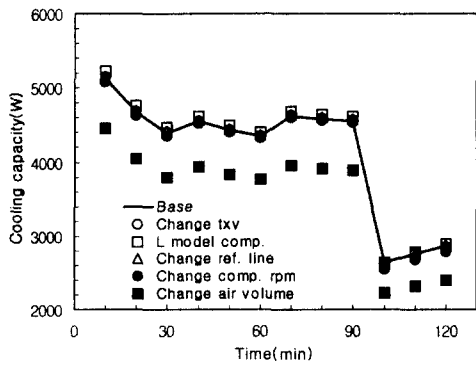


Fig. 11 Simulation results of cooling capacity for variation of component.

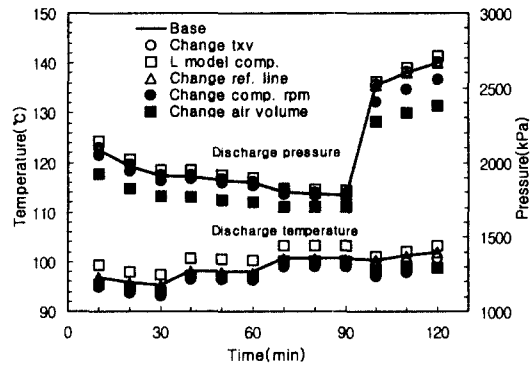


Fig. 13 Simulation results of discharge pressure and temperature for variation of component.

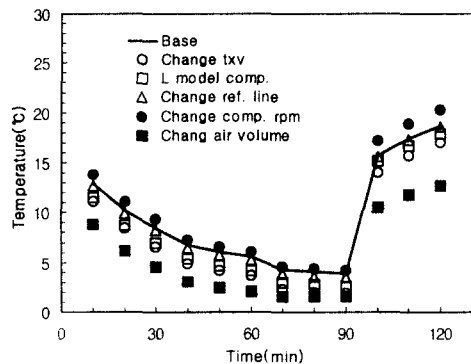


Fig. 12 Simulation results of evaporator outlet temp. for variation of component.

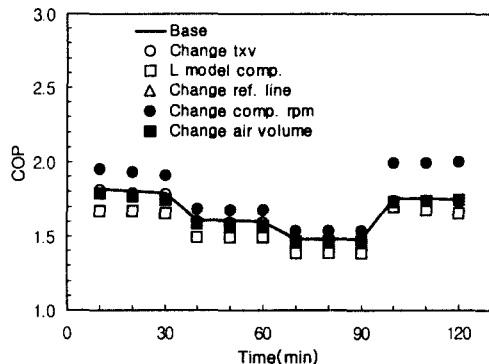


Fig. 14 Simulation results of COP for variation of component.

경하였을 때 증발기의 냉방능력을 비교하였다. 주행속도의 증가와 함께 냉매유량의 증가로 점차 냉방능력이 상승하다가 공회전시 급격히 감소하는 것을 볼 수 있다. 팽창밸브 변경, 압축기 변경, 흡입배관 변경, 압축기 회전수 변경에는 큰 영향이 없으나, 증발기 전면 풍량을 10% 정도 감소하였을 때 냉방능력은 15% 정도 감소하였다.

Fig. 12는 각 에어컨 구성품과 작동조건 변경 시 증발기 출구 냉매온도 변화를 나타내었다. 증발기 전면 공급풍량을 감소하였을 때, 냉매의 유량감소로 온도가 낮아지는 경향을 나타내며, 공회전 구간에서 압축기 회전수를 감소하였을 때 출구 냉매온도가 상승한 것은 증발기의 과열도가 증가하였기 때문이다.

Fig. 13은 압축기 고압측 압력과 온도를 비교하였다. 증발기 전면의 공급풍량감소는 냉매의 유

량감소로 토출압력과 온도는 낮아지는 경향을 나타내며, 토출용량이 큰 L형을 적용시 토출온도가 상승하는 것은 동일 조건에서 L형 압축기가 S형 압축기보다 압축비가 크기 때문으로 보여진다.

Fig. 14는 성능계수를 비교한 것이다. 압축기 회전수를 전영역에 걸쳐 약 150rpm 정도 감소하였을 때 성능계수는 가장 우수하게 나타났으며, 압축기 용량이 큰 L형을 적용했음에도 불구하고, 성능계수가 낮은 것은 소모동력의 증가 때문이다.

5. 결 론

자동차 에어컨 시스템의 성능을 전산 시뮬레이션하고 환경제어풍동에서의 성능시험결과와 비교하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 압축기의 체적효율과 단열효율은 회전수가

증가할수록, 압축비가 높을수록 감소하는 경향을 나타내었다.

(2) 냉매량 결정시험시 과냉각 응축기의 특성인 냉매충진량의 증가와 함께 과냉각 온도가 증가하다가 온도가 정체하는 지점을 볼 수 있었다.

(3) 전산 시뮬레이션 결과 및 환경제어풍동에서 시험한 에어컨 성능은 주행속도가 증가함에 따라 냉매의 질량유량 증가로 차 실내온도가 점차 낮아지나, 공회전시는 급격한 유량감소로 증발기의 과열도가 증가하여 온도가 급격히 상승하였다.

(4) 환경제어풍동에서 시험한 결과값과 전산 시뮬레이션 결과값을 비교한 결과 공회전시 증발기 출구온도를 제외하고는 모든 구간에서 잘 일치하였다.

(5) 성능계수를 압축기의 용량, 팽창밸브의 과열도, 흡입배관 손실, 압축기 회전수, 증발기측 유입공기량을 변화하면서 전산 시뮬레이션한 결과 압축기 회전수를 감소하였을 때가 가장 우수하였다.

참고문헌

1. Davis, G. L., Chianese, Jr. F. and Scott, T. C., 1972, Computer Simulation of Automotive Air Conditioning - Components, System and Vehicle, SAE 720077.
2. Cherng, J. C. and Wu, W. J., 1989, Design tool for Climate Control of an Automotive Vehicle, SAE 891966.
3. Eichseder, W. and Rassb, G., 1993, Calculation and Design of Cooling Systems, SAE 931018.
4. Kyle, D. M., Mei, V. C. and Chen, F. C., 1993, An Automobile Air Conditioning Design Model, SAE 931137.
5. Dabiri, A. E. and Rice, C. K., A Compressor Simulation model with corrections for level of suction gas superheat, U.S. Department of Energy, C1-81-6, pp. 771-780.
6. Brent, A. C. and Terry, J. H., 2001, Design and Transient Simulation of Vehicle Air Conditioning Systems, VTMS 2001-01-1692.
7. Youming Yuan, Adrian Jackson and Mark Nelson, 2001, CFD Simulation of Flow and Heat Transfer in Airways, VTMS 2001-01-1712.
8. Kim, H. J., Jung, D. S., Kim, K. H. and Kang, J. K., 1995, Computer simulation of Automotive Air-conditioners Using HFC134a, CFC12, Proceedings of the SAREK 1995 Winter Annual Conference, pp. 257-262.
9. McElgin, J. and Wiley, D. C., March. 1940, Calculation of Coil Surface Areas for Air Cooling and Dehumidification, Heating, Piping, and Conditioning, pp. 195-201.
10. Dittus, F. W. and Boelter, L. M. K., 1930, University of California Publications on Engineering, Berkely, Vol. 2, p. 443.
11. Cavallini, A. and Zecchin, R., 1974, A Dimensionless Correlation for Heat Transfer in Forced Convection Condensation, Proceedings 5th, Heat Transfer Conference, Vol. III, pp. 309-313.
12. Shah, M. M., 1979, A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547-556.