

자동차 냉방부하 계산 및 초기 냉방성능 시뮬레이션

Computer simulation of cooling load and cool-down performance in an automotive air-conditioning system

오 상 한*, 이 창 원**, 원 성 필***
S. H. Oh, C. W. Lee, S. P. Won

Key words : Computer simulation(컴퓨터 시뮬레이션), Automotive air-conditioning(자동차 공기조화), Cooling load(냉방부하), Mathematical model(수학적 모델), Cool down process(초기냉방과정)

Abstract

The fundamental theory and technical approach to aid design and development of an automotive air-conditioning system are presented. The evaluation methods for transient cooling load transferred to a passenger compartment and simulation of automotive air-conditioning components are outlined. The structure of the computer program, the experiemntal correlations, and the simulation results are also included. The total cooling load of the white-colored car is reduced upto 5% for that of the black-colored car when the car is running. Using the infrared reflectance glass, we can also obtain 5% reduction of the total cooling load for the common glass.

기 호 설 명

<p>A : 전열면적(m^2)</p> <p>c : 비열($J/kg^{\circ}C$)</p> <p>h : 열전달계수($W/m^{\circ}C$)</p> <p>i : 엔탈피(J/kg)</p> <p>k : 열전도계수($W/m^{\circ}C$)</p> <p>L : 길이 또는 두께(m)</p> <p>m : 길이(kg)</p> <p>\dot{m} : 질량유량(kg/s)</p>	<p>n : 유리의 굴절율 또는 폴리트로픽 지수</p> <p>Nu : Nusselt 수</p> <p>P : 압력(N/m^2)</p> <p>Pr : Prandtl 수</p> <p>Re : Reynolds 수</p> <p>St : Stanton 수</p> <p>T : 온도($^{\circ}C$)</p> <p>U : 총열전달계수($W/m^{\circ}C$)</p> <p>W_s : 압축일(J)</p> <p>x : 전도</p>
---	---

그리이스 문자

* 울산대학교 대학원 기계공학과
** 현대자동차 기능시험부
*** 울산대학교 기계공학과

ρ : 밀도 또는 반사율

- τ : 투과율
- α : 흡수율
- ε : 열교환기 효율
- ϕ : 핀 효율
- η_1 : 압축기 체적효율
- η_2 : 압축기 폴리트로픽 효율

하첨자

- a : 공기
- B : 차체
- f : 포화액
- g : 포화기체
- G : 유리
- i : 내부
- I : 차내 부속품
- M : 기타 부분
- o : 외부
- r : 냉매

1. 서 론

최근에 자동차에 에어컨을 장착하는율이 승용차의 경우 95% 이상 되는 데, 그 이유는 자동차가 제3의 생활공간으로서 안락한 승차감과 보다 쾌적한 운전환경이 요구되고 있기 때문이다. 자동차 에어컨은 높은 온도와 진동이 있는 엔진실에 위치하기 때문에 크기가 작고 가벼우며 내구성이 좋아야 한다.

몬트리올 의정서^[1]에 따라서 지금까지 자동차 에어컨에 독점적으로 사용되어 온 CFC-12는 더이상 사용할 수 없다. 그동안 많은 대체 냉매가 연구되어 왔으며, 단일 냉매로서는 HFC-134a가 가장 적당한 대체 냉매로 알려져 있다. HFC-134a의 오존 파괴도는 0이지만, 열역학적인 성질이 CFC-12와는 다르다. 결국 CFC-12를 사용할 때와 동일한 성능을 얻기 위해서는 기존의 시스템을 변경해야 한다. 압축기, 증발기, 응축기, 팽창밸브, 수액기/건조기, 압축기오일 등 시스템 전 부분에 걸친 변경이 불가피하다.^[2,3]

자동차 에어컨 시스템의 하드웨어적 변경을 예측

하고 평가하는 설계도구로서 에어컨의 작동상황을 모사할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램이 필요하다.^[4,5] 그러므로 본 연구의 목적은 자동차 에어컨의 작동상황을 모사하는 일련의 이론적인 과정을 정립하고 그 과정을 수치화하여 최종적으로 자동차 에어컨의 초기 비정상 냉방과정(cool-down process)을 해석할 수 있는 통합된 시뮬레이션 프로그램의 개발이다. 시뮬레이션 과정은 세부적으로 (1) 냉매와 공기의 열역학적 물성값을 계산하는 과정, (2) 승차부로 전달되는 냉방부하를 계산하는 과정, (3) 자동차 에어컨의 작동상황을 모사하는 과정으로 구성된다. 각각의 과정은 독립적으로 구성되며, 실제의 실험데이터나 기존의 자료와 비교를 해서 그 타당성이 인정되면 유기적으로 결합되어 최종 시뮬레이션 프로그램이 완성된다. 아울러 이 프로그램을 사용하여 차체의 색상과 창유리의 재질에 따른 영향 등을 고찰한다. 본 논문에서 이론적인 결과와의 비교를 위해서 실험한 자동차 모델은 Accent 1.5l엔진, 2-door hatch back sedan으로 이 차의 테스트 결과를 사용하여 비교 분석을 행한다.

2. 냉매와 공기의 열역학적 물성값 계산

HFC-134a의 열역학적 물성값은 Carnahan-Starling-Desantis 상태 방정식과 이상기체 비열 방정식으로 계산되었으며^[7], HFC-134a의 전달 물성값은 ASHRAE^[8] 데이터를 curve-fitting한 방정식으로 계산되었고, 공기의 물성값은 ASHRAE Fundamentals에서의 제반 과정과 관계식으로부터 계산되었다.

3. 승차부로 전달된 냉방부하의 계산

자동차 에어컨의 이론적인 해석을 위해서는 에어컨 작동상황에 대한 시뮬레이션 뿐만 아니라 에어컨의 작동에 직접적인 영향을 미치는 냉방부하를 알아야 한다. 에어컨의 소요동력을 감소시킬 수 있는 방법중의 하나가 자동차 냉방부하를 감소시키는 것이기 때문에 냉방부하의 계산은 그 자체만으로도 의미를 갖는다고 할 수 있다.^[9,10]

Fig.1에서 보는 바와 같이 냉방부하의 종류는 편의상 4가지로 분류할 수 있다. 즉 차체를 통한 부하 Q_B , 창유리를 통한 부하 Q_G , 차실내 부속품으로부터의 부하 Q_H , 기타 트렁크, 바닥, 엔진실, 승객, 환기, 송풍기의 모터 등으로부터의 부하 Q_M 으로 나눈다. 해석을 단순화하기 위해서 다음과 같은 가정을 하였다.

첫째, 차체를 통한 열전달과정은 일차원이다.

둘째, 각부의 과도 온도 변화는 집중열용량계(lumped system)의 성질을 갖는다.

3.1 수학적 모델링

Fig.2에서 보는 바와 같이 차체로부터 투입되는 냉방부하에 관한 열평형은 차체 표면으로 입사되는 복사에너지중 반사되는 것을 제외한 양이 흡수되며, 이 흡수된 복사에너지는 차내외부로 대류에 의해 손실되는 것을 제외한 양만이 실제 저장되어 차체의 온도를 변화시키게 된다. 따라서 차체의 열평형 관계식과 차체로부터 차내로 전달되는 냉방부하는 다음과 같다.

$$m_B c_B \frac{dT_B}{dt} = A_B [\alpha_B I_B - h_{oB}(T_B - T_o) - U_B(T_B - T_i)] \quad (1)$$

$$Q_B = U_B A_B (T_B - T_i) \quad (W) \quad (2)$$

한편 Fig.3에서 보는 바와 같이 유리로부터의 열평형 관계식과 냉방부하는 유리에서 반사, 투과, 흡수가 모두 일어나므로 다음과 같다.

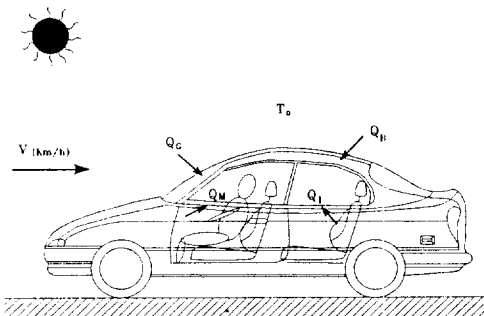


Fig.1 Various kinds of cooling loads

$$m_C c_C \frac{dT_C}{dt} = A_C [\alpha_C I_C - h_{oC}(T_C - T_o) - h_{iC}(T_C - T_i)] \quad (3)$$

$$Q_G = h_{iC} A_C (T_C - T_i) \quad (W) \quad (4)$$

차내 부속품(콘솔 박스, 패널, 시트 등, 총 90kg 정도)으로부터의 냉방부하 관계식도 유사하게 유도될 수 있다. Fig.4에서 보는 바와 같이 유리로부터 투과되어 들어온 복사에너지중 부속품의 흡수율만큼만 흡수되고 차내 공기로의 대류손실을 제외한 양이 저장되어 부속품의 온도를 변화시키게 되므로 다음과 같이 표현된다.

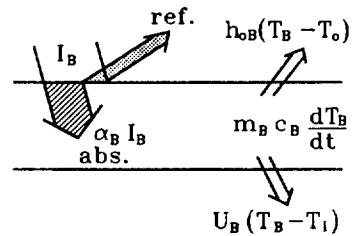


Fig.2 Heat balance of the body

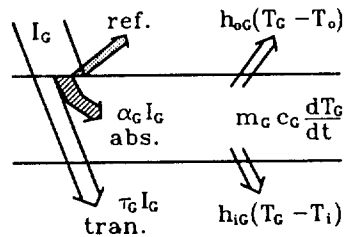


Fig.3 Heat balance of the glass

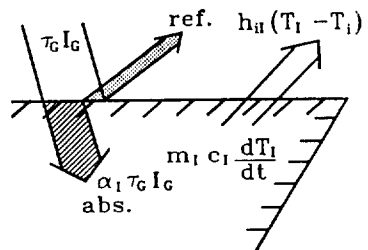


Fig.4 Heat balance of the interior parts

$$m_c c_p \frac{dT}{dt} = \alpha \tau_c I_c A_c - h_i A_i (T_i - T) \quad (5)$$

$$Q_i = h_i A_i (T_i - T) \quad (W) \quad (6)$$

마지막으로 기타 냉방부하는 바닥이나 트렁크로부터 온도차에 기인한 부하와 환기에 의한 부하 및 승객에 의한 부하를 총칭한다. 환기 질량유량을 \dot{m}_i (kg/s), 승객 일인당 부하를 150W, 승객수를 N 이라면 기타 냉방부하는 다음과 같이 표현된다.

$$Q_M = U_M A_M (T_M - T) + \dot{m}_i (i_o - i_i) + 150N \quad (W) \quad (7)$$

앞에서 언급된 모든 냉방부하가 차내 공기의 온도를 증가시키는 방향으로 작용한다면, 차내 공기 온도 변화에 대한 열평형 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_c c_p \frac{dT}{dt} = Q_H + Q_G + Q_I + Q_M - Q_L \quad (8)$$

여기서 Q_L 는 에어컨에서 흡수하는 부하이다.

3.2 각종 특성값의 계산

냉방부하를 정확하게 계산하기 위해서는 여러가지 물성값과 열전달 계수, 흡수율 등을 알아야 한다. 본 연구에서 이 값들은 최소한의 실험 자료와 참고문헌⁽⁶⁻⁹⁾ 및 기존의 Nusselt수 관계식⁽¹³⁾으로부터 추산하였다.

차의 표면에서 내부 공기까지를 고려하는 차체의 총열전달계수는 다음과 같다.

$$U_H = \frac{1}{\sum_n \frac{L_n}{k_n} + \frac{1}{h_{iH}}} \quad (9)$$

주차시 자동차 지붕의 내부와 외부 표면에서의 열전달계수는 자연 대류로 가정하여 McAdams식⁽¹⁴⁾으로 계산하였다. 또한 주차시 문과 창문 표면에서의 열전달계수는 수직평판에서의 자연 대류로 가정하여 모든 Prandtl수에 적용되는 Churchill과 Chu의 상관 관계식⁽¹⁴⁾으로 계산하였다.

주행시 자동차 각 부분의 평균 열전달계수는 차

실내 유동은 수평평판에서 층류 강제 대류로, 차실의 유동은 수평평판에서 난류 강제 대류로 가정하여 일반적인 관계식⁽¹³⁾으로 계산하였다.

한편 계산된 열전달 계수의 정확도를 높이기 위해서 각부에 대해 보정계수 C 를 다음과 같이 도입하였다.

$$h = C \cdot \overline{Nu}_i \cdot \frac{k}{L} \quad (10)$$

냉방부하 실험 데이터를 잘 따르는 차체 각부의 보정계수는 Table 1에 나타나 있다. 차체의 태양복사 흡수율은 색상에 따라 영향 받는다. 측정 결과에 따라서 검정색 차체의 흡수율은 0.89, 흰색 차체의 흡수율은 0.47, 차내 부속품의 흡수율은 0.53으로 가정하였다.⁽¹⁵⁾

가시광선에 대한 유리의 반사율 ρ^* 과 투과율 τ^* 은 다음과 같이 표현된다.

$$\rho^* = \left(\frac{n-1}{n+1} \right)^2, \quad \tau^* = \exp(-aL/\cos \phi) \quad (11)$$

여기서 n 은 유리의 굴절율이고, a 는 흡수 계수 (1/m)이며, ϕ 는 경사각이고, L 은 유리의 두께이다. Ray-tracing 방법이나 net radiation 방법을 사용하면 유리의 복사에너지 반사율, 투과율 및 흡수율은 다음과 같이 각각 나타낼 수 있다.

$$\rho = \rho^* \left\{ 1 + \frac{(1-\rho^*)^2 \tau^{*2}}{1-\rho^{*2} \tau^{*2}} \right\},$$

$$\tau = \tau^* \cdot \frac{1-\rho^*}{1+\rho^*} \cdot \frac{1-\rho^{*2}}{\rho^{*2} \tau^{*2}},$$

$$\alpha = \frac{(1-\rho^*)(1-\tau^*)}{1-\rho^* \tau^*} \quad (12)$$

Table 1 Correction factors for calculation of heat transfer coefficient

	Vehicle body surface		Window glass surface		
	Roof	Door	Front	Rear	Side
Parking	1.5	1.5	1.06	1.1	1.0
Running	1.1	1.1	0.7	0.9	0.9

열평형식 (1), (3), (5), (8)을 수치적으로 계산하기 위해 시간에 대해서 fully-implicit scheme을 사용하여 적분하고 선형화시키면 다윈 선형 연립방정식을 얻는다. 이 식들은 시간 스텝에 따라 Gauss-Jordan 소거법을 사용하여 계산되었다. 그리고 차체 각부의 온도와 냉방부하를 계산하는 시뮬레이션 프로그램은 실제 차량에 대한 실험 결과와의 비교로 그 타당성이 입증되었다.

4. 자동차 에어컨의 시뮬레이션

자동차 에어컨의 작동상태를 수치적으로 시뮬레이션하기 위해서 열물성값과 냉방부하의 계산 과정을 앞에서 다루었다. 이제 가장 중요하다고 할 수 있는 에어컨 가동시 각 구성요소의 작동상태를 모델링하고 수치적으로 계산하는 과정을 나타내고자 한다.

Fig.5는 자동차 에어컨의 기본 구성도와 실제 계산에 사용된 각 중요 부분의 상태점을 나타내고 있다. 이와 같은 에어컨 모델에 적용되는 기본 법칙은 세가지가 있는데, 질량 균형(mass balance), 엔탈피 균형(enthalpy balance) 및 압력 균형(pressure balance)이 바로 그것이다.

$$\frac{D}{Dt} \int_V \rho_v dV = constant \tag{13}$$

$$\Delta i_{1-5} + \Delta i_{6-7} + \Delta i_{7-8} + \Delta i_{8-12} + \Delta i_{13-14} + \Delta i_{14-1} = 0 \tag{14}$$

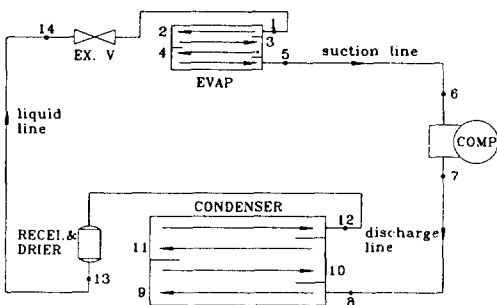


Fig.5 Schematic diagram of air-conditioning system

$$\begin{aligned} \Delta P_{6-7} = & \Delta P_{7-8} + \Delta P_{8-12} + \Delta P_{12-13} + \Delta P_{13-14} \\ & \Delta P_{14-1} + \Delta P_{1-5} + \Delta P_{5-6} \end{aligned} \tag{15}$$

식 (13)과 (14)는 질량보존 법칙과 에너지보존 법칙을 각각 나타내며, 식 (15)의 의미는 압축과정에 의한 압력차는 그 밖의 모든 압력손실들의 합과 같아야 한다는 것이다.

해석의 단순화를 위해서 몇가지 가정을 하였다.

첫째, 흡입선(suction line), 배출선(discharge line) 및 액체선(liquid line)에서 압력손실과 열손실은 무시한다.

둘째, 수액기/건조기에서 압력손실은 무시한다.

셋째, 증발기와 응축기에서의 열손실은 무시한다.

이와 같은 가정하에서 각 구성요소의 작동과정을 모델링하게 되는 데, 열교환 과정에서 열전달율의 계산은 $\epsilon-Ntu$ 방법을 사용하여 계산되며, 최종적으로 각 상태점의 온도와 압력, 냉매의 질량유량, 증발기와 응축기 용량, 압축동력, 성능계수 등이 계산된다.

4.1 수학적 모델링

4.1.1 증발기의 모델링

증발기 내에서의 냉매는 액체와 기체가 섞인 낮은 건도의 이상(two-phase)상태로부터 과열기체 상태로 변화된다. 그리고 증발기에서 바깥 표면 온도가 공기의 노점온도보다 낮다면 증발기 표면에 얇은 습기막이 형성된다. 따라서 증발기 표면은 건표면(dry surface)일 때와 습표면(wet surface)일 때로 구분할 필요가 있다. 증발과정에서의 열전달율을 계산하는 관계식은 앞에서 언급한 바와 같이 $\epsilon-Ntu$ 방법을 사용하였다.

(1) 건표면의 경우

증발기의 효율 ϵ 은

이상영역일 때,

$$\epsilon = 1 - \exp\left(-\frac{UA_s}{c_p \dot{m}_a}\right) \tag{16}$$

단상영역일 때,

$$\epsilon = 1 - \exp\{C \cdot NTU^n [\exp(-C \cdot NTU^n) - 1]\} \tag{17}$$

이 되며, 식 (17)은 양측의 유체가 섞이지 않는 직교류일 때의 관계식이다. 한편 위 식에서 $C = (c_p \dot{m})_{min} / (c_p \dot{m})_{max}$ 이고, $NTU = U_o A_o / (c_p \dot{m})_{min}$ 이며, A_o 는 총전열면적이다. 또한 하첨자 a 는 공기측을 나타낸다.

한편 냉매와 공기 사이의 총열전달계수 $U_o (W/m^2 \cdot ^\circ C)$ 는

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_a} + \frac{A_o}{A_i h_i} + \frac{1 - \phi}{h_a (\frac{A_p}{A_f} + \phi)}} \quad (18)$$

이 되고, 여기서 A_p, A_f, A_i 는 각각 핀 베이스를 제외한 튜브 외부 총면적, 총핀면적, 튜브 내부 총면적을 나타내며, ϕ 는 핀효율이다. 하첨자 r 는 냉매측을 나타낸다.

따라서 총열전달율 $Q_{tot} (W)$ 은

$$Q_{tot} = Q_s = \epsilon c_p \dot{m}_a (T_a - T_r) \quad (19)$$

이 되고, Q_s 는 현열 열전달율이다.

② 습표면의 경우

증발기의 효율 ϵ_w 는 이상영역일 때

$$\epsilon_w = 1 - \exp\left(-\frac{h_w A_w}{c_p \dot{m}_a}\right) = \frac{T_s - T_r}{i_a - i_s} \quad (20)$$

이 되고, 단상일 때는 건표면의 경우와 같다. 여기서 T_s 는 튜브외면의 온도이고, i_s 는 T_s 에서 포화상태인 공기의 엔탈피이다.

냉매와 튜브외면 사이의 총열전달계수 $U_w (W/m^2 \cdot ^\circ C)$ 는

$$U_w = \frac{1}{\frac{A_w}{A_i h_i} + \frac{1 - \phi}{h_a (\frac{A_p}{A_f} + \phi)}} \quad (21)$$

이 된다.

한편 총열전달율 Q_{tot} , 현열 열전달율 Q_s , 잠열 열전달율 $Q_{LAT} (W/m^2 \cdot ^\circ C)$ 은 각각

$$Q_{tot} = \epsilon_w \dot{m}_a (i_a - i_s),$$

$$Q_s = \epsilon_w c_p \dot{m}_a (T_a - T_r),$$

$$Q_{LAT} = Q_{tot} - Q_s \quad (22)$$

가 된다.

열전달율을 정확하게 추산하기 위해서 공기와 냉매측의 열전달계수는 매우 중요하다. 사용된 증발기에 대한 공기측 열전달계수 관계식이 없는 관계로 그 사양을 비교 검토해보니 기존의 type 1/8-13.95가 가장 근사적이었다.⁽¹⁵⁾ type 1/8-13.95에 대한 실험값은 존재하므로 이에 대응하는 관계식을 최소자승법으로 구했더니 다음과 같았다.

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0.0128 Re^{-0.299} \quad (23)$$

한편 냉매측 열전달계수는 이상영역인 경우에 Kandikar 관계식⁽¹⁶⁾을 사용하였고, 단상영역에서는 Dittus-Boelter 관계식⁽¹³⁾으로 구하였다.

압력강하는 이상영역인 경우에 Pierre 관계식⁽¹⁷⁾을 사용하였고, 단상영역에서는 Darcy 관계식⁽¹⁸⁾을 사용하였다.

4.1.2 압축기의 모델링

실제 압축기 내에서의 냉매의 거동은 이상적인 것과는 많이 다르다. 실제의 압축과정을 해석하는 방법이 많이 있지만 간단하면서도 잘 묘사하는 다음과 같은 방법에 의해서 해석한다.

우선 압축과정을 폴리트로픽(polytropic) 과정이라 가정하면, $P-\nu$ 관계는

$$P_n \nu^n = P_2 \nu_2^n = \text{constant} \quad (24)$$

가 된다. 여기서 n 은 폴리트로픽 지수라 하며 실험적으로 결정되는 값이다. 따라서 압축일 W_i 를 구하면

$$W_i = \int_6^7 P d\nu = \frac{n}{n-1} (P_7 \nu_7 - P_6 \nu_6) \quad (25)$$

가 된다. 압축기에서의 손실을 보상하기 위해서 폴리트로픽 효율 η_p 를 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_p = \frac{W_i}{i_7 - i_6} \quad (26)$$

이 효율도 실험적으로 결정되는 값이다. 한편 산류가스의 영향을 나타내는 압축기 체적효율은 다음과 같이 정의된다.

$$\eta_1 = C_1 [1 - C_2 \left(\frac{P_7}{P_6} \right)^{\frac{1}{n}} - 1] \quad (27)$$

여기서 C_1 과 C_2 는 실험적으로 결정되는 값이다. 냉매 질량유량은 체적효율, 이론 배체체적 V_d , 압축기 속도 rpm을 사용하면 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_r &= \eta_1 \cdot \frac{V_d \cdot \text{rpm}}{v_6 \cdot 60}, \\ V_d &= \frac{\pi d^2}{4} \cdot s \cdot n_o \end{aligned} \quad (28)$$

여기서 d 는 압축기에서 피스톤의 직경이고, s 는 행정길이이며, n_o 는 실린더의 수이다.

4.1.3 응축기의 모델링

응축기에서 냉매는 과열상태로 들어가서 포화상태를 거쳐 최종 과냉상태로 된다. 그러므로 냉매의 상태는 세영역으로 나뉜다.

단상영역에서 열교환기효율과 총열전달계수는 증발기의 단상영역의 건표면인 경우와 같다. 따라서 총열전달율은 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$Q_{TOT} = \epsilon \cdot C_{min} (T_u - T_c) \quad (29)$$

냉매측 열전달계수와 압력강하 관계식은 또한 증발기의 단상영역에 적용된 식을 사용할 수 있다. 이상영역에서 열교환기효율, 총열전달계수, 총열전달율은 증발기의 이상영역의 건표면인 경우와 같다. 냉매측 열전달계수는 Cavallini-Zechin 관계식⁽¹⁶⁾을 사용하고, 이상과정에 대한 Lockhart-Martinelli 관계식⁽¹⁷⁾에 의해서 압력강하를 계산하였다. 공기측 열전달계수는 응축기 사양을 검토한 결과 type 1/2-11.1이 가장 적합한 것으로 판단되어 이의 실험값에 대응하는 관계식인

$$St \cdot Pr^{2/3} = 0.0187 Re^{-0.288} \quad (30)$$

을 사용하였다.⁽¹⁵⁾

4.1.4 수액기-건조기의 모델링

수액기에서 액체-기체가 섞인 포화상태 냉매가 들어갈지라도 출구의 냉매 상태는 항상 액체이다. 따라서 이 과정의 에너지 평형을 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{m}_r(1-x_{12})i_{12f} + \dot{m}_r x_{12} i_{2g} = \dot{m}_r i_{13} + Q_{LOSS}, \quad i_{13} = i_{12f} \quad (31)$$

여기서 Q_{LOSS} 는 남아있는 냉매가 응축할 때 방출된 열량이다. 하첨자 f 와 g 는 각각 포화액체와 포화 기체의 상태를 각각 나타낸다.

4.1.5 팽창밸브 모델링

팽창밸브에서의 과정은 교축과정이다. 즉 등엔탈피과정이므로

$$i_{14} = i_1 \quad (32)$$

가 된다.

4.2 시뮬레이션 프로그램 순서도

계산방법은 이미 앞에서 밝힌 바와 같이 세 개의 평형 법칙 즉 질량 평형, 압력 평형 및 엔탈피 평형 법칙을 만족하도록 반복계산한다. Fig.6은 주요 계산에 대한 순서도를 보여주고 있다. 반복 계산 과정은 증발기 입구에서의 압력 P_1 과 진도 x_1 과 냉매의 질량유량 M 을 가정하는 것으로부터 시작된다.

첫번째 계산 루우프(loop)는 세 개의 가정된 값으로 질량균형을 만족시키는 과정이다. 프로그램 EVAP(evaporator)는 증발기의 출구 상태와 과열도를 계산한다. 계산된 과열도 SHC와 주어진 과열도 SH는 비교되고 반복계산에 의해서 질량평형을 만족시키는 상태점을 찾는다.

두번째 루우프는 압력균형을 만족시키도록 하는 과정이다. 부프로그램 SUCL(suction line)과 COMP(compressor)로부터 압축기의 출구상태와 냉매의 질량유량이 계산된다. 이 때 계산된 질량 유량 MC와 EVAP로부터 이미 계산된 질량유량 M은 비교되고 압력평형을 만족시키는 상태점을 찾는다.

마지막 루우프는 엔탈피균형을 만족시키도록 하는 과정이다. 부프로그램 DISL(discharge line), COND(condenser), LIQL(liquid line)으로부터 팽창밸브의 입구 상태가 계산된다. 팽창밸브 입구에서의 엔탈피와 1번 상태점인 팽창밸브 출구에서의 엔탈피는 비교되고 엔탈피평형을 만족시키는 상태점을 찾는다.

Table 2는 동일한 에어컨을 사용하여 측정된 정상상태의 온도, 압력, 냉매 질량유량 등의 실험값

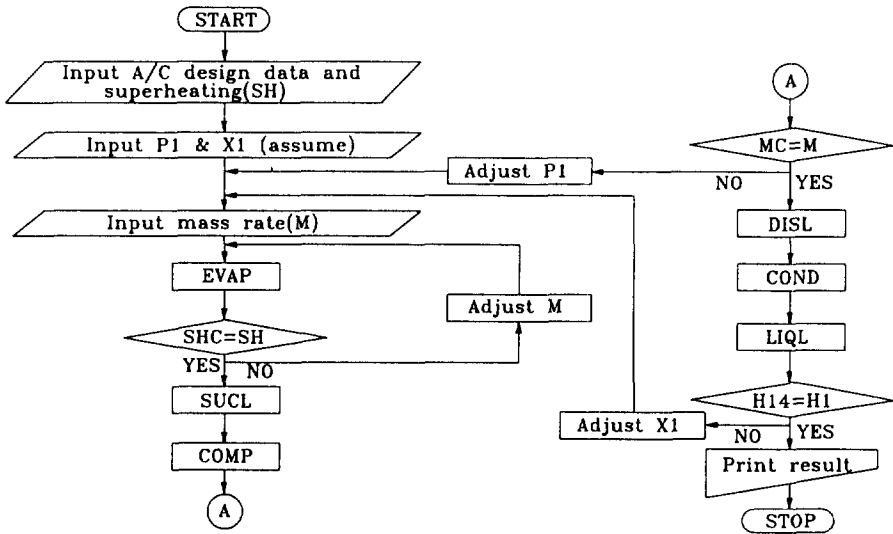


Fig.6 Flow chart of main calculation

Table 2 Comparison between experimental and calculated result ; evap. air flow rate = 434m³/hr, evap. air inlet RH = 60%, cond. air inlet temp. = 43°C, cond. air inlet RH = 40%

	Experimental result			Calculated result		
	A*	B**	C***	A	B	C
Evap. inlet temp.(ref., °C)	11.7	13.7	16.4	12.5	14.0	16.2
Evap. outlet temp.(ref., °C)	18.3	19.0	21.7	18.6	18.2	20.0
Evap. pressure drop(ref., kPa)	81.9	112.7	144.3	62.8	119.9	189.7
Comp. outlet pressure(ref., kPa)	2030	1875	1990	1876	1855	1865
Cond. inlet temp.(ref., °C)	81.0	88.3	101.0	82.5	87.0	96.7
Cond. outlet temp.(ref., °C)	55.7	53.8	52.0	63.0	56.5	49.0
Cond. pressure drop(ref., kPa)	19.6	39.2	39.0	30.2	27.8	4.5
Evap. inlet temp.(air, °C)	25.0	30.0	35.0	25.0	30.0	35.0
Evap. outlet temp.(air, °C)	10.9	12.2	14.4	11.4	11.6	12.6
Cond. inlet temp.(air, °C)	43.0	43.0	43.0	43.0	43.0	43.0
Cond. outlet temp.(air, °C)	57.5	55.5	55.3	60.0	57.0	55.7
Mass flow rate(reg., g/sec)	24.0	34.0	44.0	27.0	38.0	49.0

* A : Cond. air flow rate = 659m³/hr, PRM = 900

** B : Cond. air flow rate = 1586m³/hr, PRM = 1500

*** C : Cond. air flow rate = 2495m³/hr, PRM = 2400

과 계산된 값과의 비교를 보여주고 있는데, 최대 10% 정도의 오차를 나타내고 있다.

5. 열부하 시뮬레이션과 에어컨 시뮬레이션의 결합

차실내에서 비정상 급속 냉방과정(cool-down)을 해석하기 위해서는 냉방부하 계산과정과 에어컨 작동상태 시뮬레이션 과정이 결합되어야 한다.

5.1 계산과정의 결합

급속냉방과정 동안 증발기를 통과하면서 냉각된 공기는 차내의 부하를 흡수하면서 온도가 상승된다. 가열된 공기는 사이클을 완성하기 위해서 증발기로 되돌아 온다. 자동차가 주차중일 때는 열부하 시뮬레이션 프로그램이 실행되어서 지붕, 유리, 문 등의 각부분의 온도와 차내 공기 온도가 시간에 따라 계산된다. 자동차가 주행중일 경우는 에어컨 시뮬레이션 프로그램도 함께 실행된다. 즉 주행중일 경우 냉방부하와 에어컨 시뮬레이션 프로그램의 결합이 필요하다.

각 시간중분(30초 또는 1분)에 대해서 에어컨 시뮬레이션 프로그램은 증발기의 작동점과 출구 공기 온도 T_{out} 을 계산한다. 그 다음 냉방부하 프로그램에서는 계산된 차내 공기 온도와 총열부하와 같은 이미 알고 있는 값들을 사용하여 재순환 되는 공기 온도를 계산한다.

차내의 공기 유동 과정을 균일 상태, 균일 유동(uniform-State, uniform-Flow) 과정이라 가정하면 재순환 되는 공기 온도 T_{return} 은 다음과 같이 계산된다.

$$T_{return} = \frac{Q_{LOAD} + M_i c_{pa} T_i + M_{out} c_{pe} T_{out}}{c_{pa}(M_{out} + M_i) + c_{pe} M_{return}} \quad (33)$$

여기서 Q_{LOAD} 는 주어진 시간 동안의 열부하이며, M 는 차내 공기질량(kg)이며, M_{out} , M_{return} 는 주어진 시간 동안에 각각 증발기로부터 나가고, 들어온 총공기질량(kg)을 나타낸다.

그러므로 이와 같은 계산과정은 주어진 최종 시간까지 반복된다.

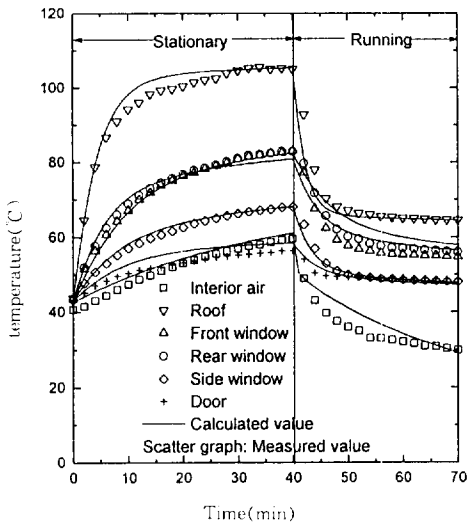


Fig.7 Temperature distributions of each component on time(black color, $I=800W/m^2$, vehicle speed=48km/h, air-conditioning air rate=400m³/h)

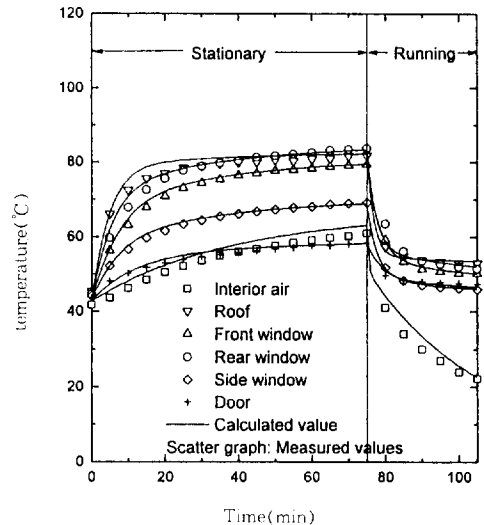


Fig.8 Temperature distributions of each component on time(white color, $I=800W/m^2$, vehicle speed=48km/h, air-conditioning air rate=340m³/h)

5.2 결과 및 고찰

Fig.7과 Fig.8은 각각 검정색 차체와 흰색 차체에 대해서 각 중요 부분의 온도변화에 대한 실험값과 계산값의 비교를 나타내고 있다. 그림을 보면

계산된 온도는 실제 차량에서 측정된 실험값과 잘 일치하고 있다.

Fig.9는 외기온도가 43°C, 자동차의 속도가 40 km/h, 태양강도가 900W/m², 공기의 송풍량이

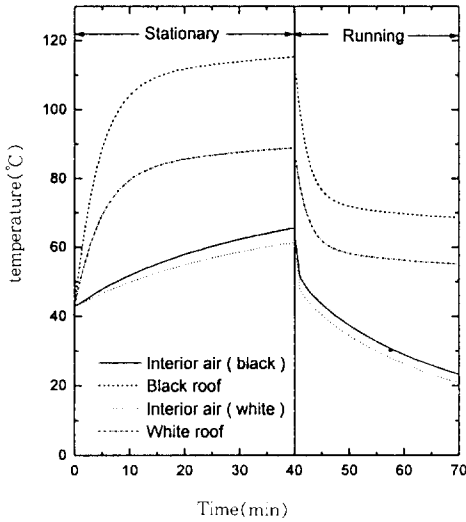


Fig.9 Temperature variations of roof and inside air according to the change of color

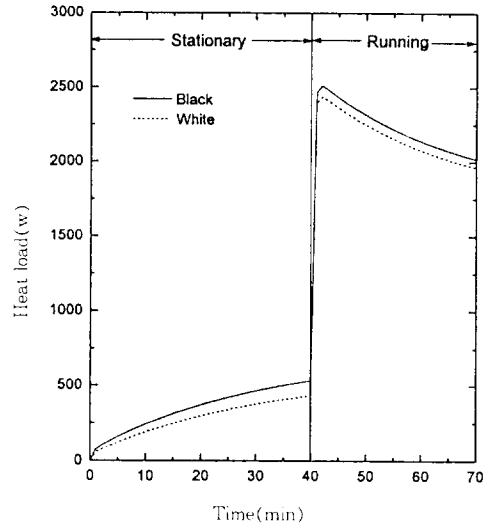


Fig.10 Variations of total cooling load according to the change of color

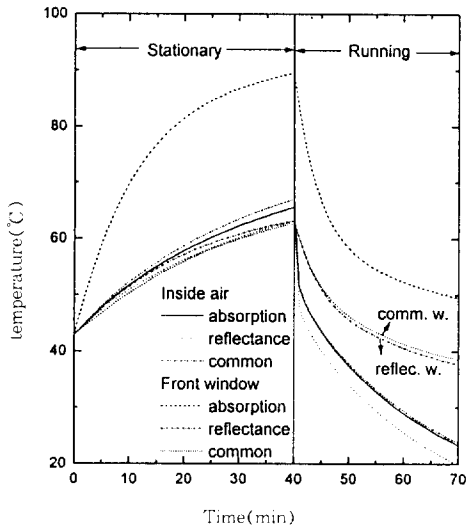


Fig.11 Temperature variations of front window and inside air according to the change of glass type in black-color body

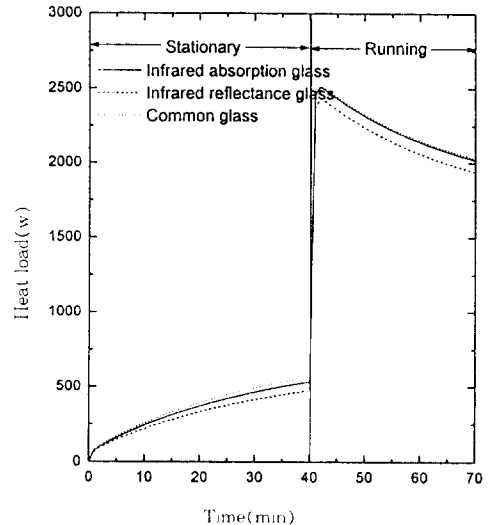


Fig.12 Variations of total cooling load according to the change of glass type in black-color body

400 m³/h의 경우, 차체 색상이 검정색일 때와 흰색일 때 차내공기의 온도와 지붕의 온도를 나타낸 것으로, 주차시에 검정색 지붕의 온도는 흰색 지붕의 온도 보다 최대 30°C 더 높고, 주행시 최대 15°C 더 높다. 그러나 차내 공기 온도는 주차시 약 5°C, 주행시 약 3°C의 차이가 있다. Fig.10은 Fig.9와 같은 동일한 조건하에서의 총냉방부하를 나타낸 것으로, 총냉방부하는 주차시에 최대 20%, 주행시에 최대 5% 작다. 이는 주행시 냉방부하의 대부분이 내부부속품으로부터의 부하이기 때문이다. 결국 차체 색상을 흰색으로 바꾸면 총냉방부하는 주차시 20% 정도 감소하고, 주행시 5% 정도 감소한다.

Fig.11은 Fig.9와 같은 동일한 조건하에서, 차체의 색상이 검정색일 때 유리 재질의 변화에 따른 전면유리창의 온도 변화를 보여주고 있다. 그림을 보면 전면유리창의 온도는 흡수율에 비례하는 것을 알 수 있는데, 적외선 흡수유리일 때 최대 85°C로 가장 높고, 적외선 반사유리일 때는 60°C 정도, 보통유리일 때는 58°C 정도로 나타나는 반면에 유리의 투과율이 직접 영향을 끼치는 차내부품의 온도는 보통유리일 경우가 가장크고 다음으로 적외선 반사유리, 적외선 흡수유리의 순서이다. 따라서 이러한 상호작용에 기인하여 차내공기온도는 보통유리와 적외선 흡수유리의 경우 주차시 거의 같은 값을 나타내며, 주행시 2°C 정도 차이가 나고, 적외선 반사유리의 경우는 보통유리에 비해 5°C 이상 낮아짐을 알 수 있다.

Fig.12는 유리 재질 변화에 대한 총냉방부하의 비교를 보여주고 있다. 그림을 보면 적외선 반사유리의 총냉방부하는 보통유리 보다 주차시 최대 20% 정도, 주행시 최대 5% 정도 작아짐을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구는 자동차 에어컨의 비정상 냉방과정을 이론적으로 해석하는 과정을 제시하고 관계되는 프로그램을 개발하는 것으로서, 실험 데이터와의 비교 검토로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째, 본 연구에서 제시된 냉방부하 계산과정과 에어컨 작동상태 계산과정에 의해 얻어진 이론적인 결과는 냉방부하 실험, 에어컨의 정상상태 및 비정

상상태 실제 차량 실험 결과와 잘 일치하고 있으므로 해석 방법의 타당성이 입증된다.

둘째, 태양복사열이 입사될 때, 지붕의 표면온도가 가장 높고 다음으로 유리창, 내부부속품의 순서였으며, 주차시 총냉방부하중 지붕으로부터의 부하가 가장 크고, 주행시에는 내부부속품으로부터의 부하가 가장 크다.

셋째, 총냉방부하는 차체의 색상이 흰색일 때 검정색에 비해 주차시 약 20%, 주행시 약 5% 정도 감소한다.

넷째, 유리의 종류에 따른 결과로서 총냉방부하는 보통 유리일 때가 가장 크며, 적외선 반사유리일 때의 총냉방부하는 보통 유리 대비 주차시 20% 정도, 주행시 5% 정도 작다.

참 고 문 헌

1. UNEP., 1987, Montreal protocol on substances that depletes the ozone layer, final act., New York : United Nation Environmental Programme.
2. Yamada, A., Sonoda, Y., and Arakawa, Y., 1992, "Development of an Automotive Air-Conditioning System Using HFC-134a Refrigerant", SAE Paper No. 920216.
3. Snelson, W. K., 1991, "Thermodynamic Cycle Performance Comparison Tests of HFC-152a and HFC-134a with CFC-12", Proceed. of Int. Congr. of Refrigeration, Paper No. 108.
4. Bessler, W., and Akabane, H., 1989, "Evaluation of an Electrically Driven Automotive Air-Conditioning System Using a Scroll Hermetic Compressor with a Brushless DC Motor", SAE Paper No. 890308.
5. Davis, G. L., Prausnitz, J. M., and Sherwood, T. K., 1972, "Computer Simulation of Automotive Air-Conditioning Components, System, and Vehicle", SAE paper No. 720077.
6. Conclu, C., 1970, "Climate Control System

- Simulation Using a Digital Computer”, SAE Paper No. 700158.
7. 최재식, 1994, “R134a 성분을 함유한 일정한도 비등 혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능실험”, 울산대학교 대학원 기계공학과 석사학위논문
 8. ASHRAE Handbook, 1993 Fundamentals
 9. Shimizu, S., Hara, H., and Asakawa, F., 1983, “Analysis on Air-Conditioning Heat load of a Passenger Vehicle”, Int. J. of Vehicle Design, Vol. 4, No. 3, pp. 292~311.
 10. Cherng, J. G. and Wu, W. J., 1989, “Design Tool for Climate Control of an Automotive Vehicle”, SAE Paper No. 891966.
 11. Kettner, D. and Okura, E., 1991, “The Development of a Calculation Model to Estimate the Heat Flow by Heat Transfer and Sun Radiation into Passenger Cars”, SAE Paper No. 911932.
 12. Ingersoll, J. G., Kalman, T. G., and Niemiec, R. J., 1992, “Automobile Passenger Compartment Thermal Comfort Model-Part 1 : Compartment Cool-Down/Warm-Up Calculation”, SAE Paper No. 920265.
 13. Incropera, F. P. and DeWitt, D. P., 1990, Introduction to Heat Transfer, 2nd ed., Wiley.
 14. 원성필, 오상환, 이창원, 1996, “자동차 열부하의 계산”, 한국자동차공학회 논문집, 제4권 제2호, pp.50~59.
 15. Kays, W. M. and London, A. L., 1964, Compact Heat Exchangers, 2nd ed., McGraw-Hill.
 16. 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.
 17. Pierre, B., 1964, “Flow Resistance with Boiling Refrigerants”, ASHRAE J., September.
 18. Mato, P. J., 1988, Fundamentals of Condensation, Two-Phase Flow Heat Exchanger Thermal-Hydraulic Fundamentals and Design, Kluwer Academic Publishers, pp. 221~292.