

〈논문〉 SAE NO. 96370026

## 자동차 열부하의 계산

### A Study on the Heat Load Transferred to a Passenger Vehicle

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

#### ABSTRACT

The computer simulation program that calculates the transient heat load transferred to a passenger vehicle has been developed. Method for modeling mathematically various kinds of the heat load was presented and the derived equations were solved numerically. To find out the accuracy of the simulation program, the correlation of experimental and analytical results was demonstrated. By using this program, the typical characteristics about temperature distribution and instantaneous or total heat load for each part of the vehicle were predicted and analyzed, according to the change of vehicle body color, material of glass, air-conditioning capacity, driving direction, and speed. Under a steady-state condition, the ratios of the heat load, resulting from vehicle body, glass, and interior part, were 35%, 29%, and 36%, respectively.

주요기술용어 : Automobile Air-Conditioner(자동차 에어컨), Heat Load(열부하), Solar Radiation(태양복사), Simulation Program(모사 프로그램), Heat Transfer Coefficient(열전달 계수)

#### 1. 서 론

자동차는 현대 사회에서 일상 생활의 필수품으로 인정되고 있으며, 제 3의 생활공간으로서 안

락한 승차감과 보다 쾌적한 운전 환경이 요구되고 있다. 이러한 요구를 충족시키기 위하여 자동차에 에어컨을 장착하고 있으며, 에어컨은 자동차의 고급화, 고성능화 및 자동화가 가속됨에 따라 수동 에어컨에서 자동 에어컨으로 바뀌어 가는 추세이다. 따라서 에어컨 시스템 설계를 위한 기본 데이터를 제공하기 위하여 또는 압축기의 소요동력을 감소시키는 방법중의 하나가 자동차

\* 울산대학교 대학원  
\*\* 현대자동차  
\*\*\* 울산대학교 기계공학과

의 열부하를 감소시키는 것이기 때문에 열부하의 해석은 필수적이라 할 수 있으며 이와 관련해서 이론적, 수치적 및 실험적인 방법을 통하여 많은 연구가 진행되고 있다.

자동차의 열부하는 복사부하, 전도부하, 환기부하 등 외부로부터 투입되는 외부열부하와 승객이나 차내에 있는 보조기계류에 의해 발생하는 내부열부하로 크게 나눌 수 있다. 자동차는 일반 건축물과 달리 차실내 체적에 비해 유리창의 면적이 상당히 크기 때문에 태양에 의한 복사부하가 매우 크다. 그러므로 태양복사의 성질과 유리의 에너지 흡수율, 투과율 등 복사에 관계되는 성질을 계산하는 것이 중요하다.

자동차의 열부하에 관한 연구를 살펴보면, 에어컨의 소요동력을 감소시키기 위한 목적으로 Shimizu<sup>1)</sup> 등은 재순환 공중 방식하에서 열부하를 연구하였으며, Cherng<sup>2)</sup> 등은 자동차의 냉난방 시스템을 설계하기 위한 도구로 열부하를 3차원의 미세한 메시그리드(mesh grid)로 모델링하여 수치적 방법으로 해석하였다. 또한 Kettner<sup>3)</sup> 등도 차량 개발시 기초설계 단계에서 냉방부하를 결정할 수 있도록 차량각부의 외부표면온도를 이용하여 차내로의 열전달율을 계산하는 모델을 개발하였다. 이외에도 자동차 열부하에 관계되는 에어컨 시뮬레이션이나 성능실험<sup>4), 5)</sup> 등 많은 연구가 이루어지고 있다. 결국 선진국에서는 70년대 초반부터 Climate Control 기술의 중요성을 인식하고 이에 대한 연구가 꾸준하게 이루어지고 있으나 우리에게 아직 다소 생소한 분야이며 이제 그 중요성을 인식하고 fuzzy에어컨의 개발이나 효율적인 응축기, 증발기 개발 등에 관한 연구를 시작하고 있다.

따라서 본 연구에서는 자동차 에어컨 개발에 기본이 되는 자동차 열부하를 잘 묘사할 수 있는 모델링 및 해석기법에 의한 시뮬레이션 프로그램을 개발한 후 실차 시험을 통해 그 타당성을 입증하고, 이 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 외기조건, 에어컨 작동조건, 차체색상 및 유리 재질에 따른 자동차 각부분의 온도특성과 열부하에 미치는 영향 등을 분석 고찰하였다.

## 2. 태양복사의 성질

자동차 열부하를 모델링하고 계산하기 위해서는 열부하 중에서 가장 큰 비중을 차지하고 있는 복사부하의 원천인 태양복사의 성질을 우선 알아야 한다.

지표면에 놓여 있는 표면으로 입사되는 태양복사 에너지는 다음과 같이 세부분으로 계산된다. 즉 지표면에서의 총태양복사강도는  $I$ 는

$$I = I_{DN} \cos\theta + I_{d\theta} + I_r \quad (W/m^2) \quad (1)$$

로 표현되며, 여기서  $I_{DN}$ 은 대기권을 통과하여 직접 입사되는 양이고,  $\theta$ 는 입사각으로서 표면에 수직인 방향과 태양광선이 이루는 각이다.  $I_{d\theta}$ 는 공기나 먼지에 의해 산란되어 입사되는 양을 나타내며,  $I_r$ 는 주위의 다른 표면으로부터 반사되어 입사되는 양을 나타낸다.

한편 각 항을 계산하는 관계식은 다음과 같다.

$$I_{DN} = A / \exp(B/\sin\beta) \quad (2)$$

$$I_{d\theta} = C \cdot I_{DN} \cdot F_{ss} \quad (3)$$

$$I_r = I_{IH} \cdot \rho_g \cdot F_{sg} \quad (4)$$

여기서  $A$ 는 대기권 밖에서의 복사강도(apparent solar irradiation)이고,  $B$ 는 대기소멸계수(atmospheric extinction coefficient)이며,  $\beta$ 는 태양고도각(solar altitude angle)이다. 한편  $C$ 는 수평면에 직달수직복사( $I_{DN}$ )에 대한 산란복사( $I_{d\theta}$ )의 비이며,  $F_{ss}$ 는 천공에 대한 경사면의 형태계수이며  $F_{ss} = (1 + \cos\Sigma)/2$ 로 주어진다.  $\Sigma$ 는 경사각(tilt angle)으로서 복사를 받는 표면과 지표면과의 사이각을 나타낸다.  $I_{IH}$ 는 지표면에 도달하는 전체 복사강도이며,  $\rho_g$ 는 일사에 대한 지면의 반사율이고,  $F_{sg}$ 는 지면에 대한 경사면의 형태계수로서  $F_{sg} = (1 - \cos\Sigma)/2$ 로 주어진다. 위식들에서  $A, B, C$  값은 표로 주어지는 통계적인 값이다.

### 3. 자동차 열부하의 계산

열부하를 계산하기 위해서 열부하의 종류를 Fig.1에서 보는바와 같이 편의상 4가지로 분류하기로 한다. 4가지 열부하중 태양복사에 관계된 것은 차체로부터 투입되는 열부하  $Q_B$ , 유리에 의한 열부하  $Q_G$  유리를 투과해서 들어온 복사에너지에 의해 가열된 차내 부속품으로부터의 부하  $Q_i$ 를 들 수 있으며 열부하의 대부분을 차지한다. 기타 부하  $Q_M$ 은 트렁크나 바닥으로부터 투입되는 부하, 승객에 의한 부하, 환기에 의한 부하 또는 팬과 같은 보조 부품에 의한 부하를 총칭한다.

#### 3.1 열부하의 모델링

열부하의 모델링을 단순화하기 위해 타당한 몇 가지 가정을 도입한다.

첫째, 모든 표면에서의 열전달은 1차원적으로 일어난다.

둘째, 시간변화에 따른 물체의 온도변화는 집중열용량계(lumped system)의 성질을 갖는다.

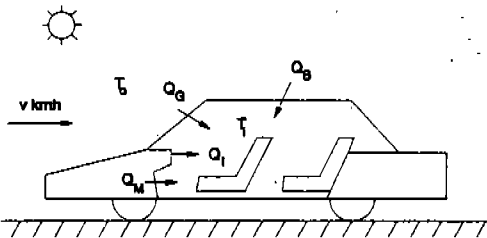


Fig.1 Various Kinds of Heat Load

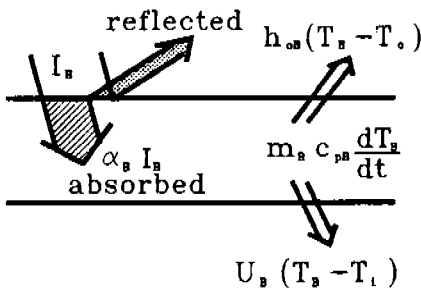


Fig.2 Heat Balance of the Body

위와 같은 가정하에서 각각의 부하를 모델링해 보면 우선 차체로부터 투입되는 부하에 관한 열평형은 Fig.2에서 보는 바와 같이 차체표면으로 입사되는 복사에너지중 반사되는 것을 제외한 양이 흡수되며, 이 흡수된 복사에너지는 차내외부로 대류에 의해 손실되는 것을 제외한 양만이 실제 저장되어 온도를 변화시키게 된다. 따라서 차체의 열평형 관계식과 차체로부터 차내로 전달되는 열부하는 다음과 같다.

$$m_B c_{pB} \frac{dT_B}{dt} = A_B [\alpha_B I_B - h_{oB} (T_B - T_o) - U_B (T_B - T_i)] \quad (5)$$

$$Q_B = U_B A_B (T_B - T_i) \quad (W) \quad (6)$$

여기서  $U_B$ 는 차표면에서 내부공기까지의 총열전달계수( $W/m^2 \cdot K$ )이고,  $A$ 는 전열면적( $m^2$ )이며,  $T$ 는 온도( $^{\circ}C$ )이며,  $m$ 은 질량( $kg$ )이고,  $c_p$ 는 정압비열( $J/kg \cdot K$ ),  $t$ 는 시간( $sec$ )이며,  $\alpha$ 는 복사에너지에 대한 흡수율이고,  $h$ 는 대류 열전달계수( $W/m^2 \cdot K$ )이다. 하첨자  $o, i, B$ 는 외기, 내기, 차체를 각각 나타낸다.

한편 유리로부터의 열부하  $Q_G$ 와 열평형 관계식은 Fig.3에서 보는 바와 같이 유리에서 반사, 투과, 흡수가 모두 일어나므로 다음과 같은 관계식이 유도된다. 하첨자  $G$ 는 유리를 나타낸다.

$$m_G c_{pG} \frac{dT_G}{dt} = A_G [\alpha_G I_G - h_{oG} (T_G - T_o) - h_{iG} (T_G - T_i) - \tau_G I_G] \quad (7)$$

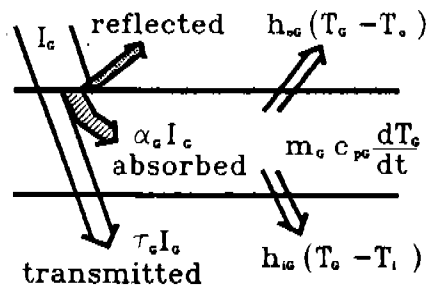


Fig.3 Heat Balance of the Glass

$$Q_G = h_{iG} A_G (T_G - T_i) \quad (8)$$

차내 부속품(console box, 판넬, 시트 등)으로 부터의 열부하 관계식도 유사하게 유도된다. Fig.4에서 보는 바와 같이 유리로부터 투과되어 들어온 복사에너지중 부속품의 흡수율 만큼만 흡수되고 차내 공기로의 대류손실을 제외한 양이 저장되어 부속품의 온도를 변화시키게 되므로 다음과 같이 표현된다. 하첨자 I는 내부 부속품을 나타낸다.

$$m_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} = \alpha_i \tau_{cI} I_G A_G - h_{ii} A_i (T_i - T_i) \quad (9)$$

$$Q_i = h_{ii} A_i (T_i - T_i) \quad (10)$$

마지막으로 기타부하  $Q_M$ 은 바닥이나 트렁크로부터 온도차에 기인한 부하와 환기에 의한 부하 및 승객에 의한 부하를 총칭한다. 환기 질량유량을  $M(\text{kg/sec})$ , 승객 1인당 부하를 150W, 승객 수를  $N$ 이라하면 다음과 같이 표현된다.

$$Q_M = U_M A_M (T_M - T_i) + M(i_o - i_i) + 150N \quad (11)$$

여기서  $i$ 는 엔탈피(J/kg)이다. 차가 주행중에 있을때에는 위치에 유도된 모든 열부하가 차내 공기의 온도를 증가시키는 방향으로 작용하므로, 차내 공기온도 변화에 대한 열평형 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

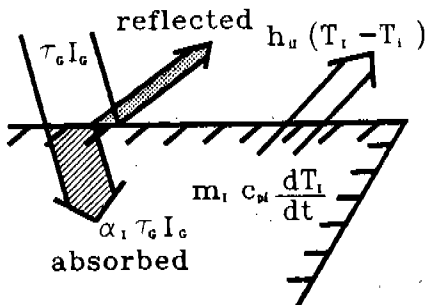


Fig.4 Heat Balance of the Interior Parts

$$m_i c_{pi} \frac{dT_i}{dt} = Q_B + Q_G + Q_i + Q_M - Q_E \quad (12)$$

여기서  $Q_E$ 는 자동차 에어컨 용량이다. 한편 주차시는 기타부하  $Q_M$ 중에서 환기부하와 승객부하는 고려하지 않는다.

### 3.2 각종 특성값의 계산

열부하를 정확하게 계산하기 위해서는 열부하의 모델링에서 유도된 식들에 포함되어 있는 여러가지 물성값과 열전달계수, 총열전달계수 등을 알아야 한다. 이들을 정확하게 추산하기 위해서는 많은 실험자료가 요구되나, 본 연구에서는 최소한의 실험자료와 참고문헌<sup>1),7)</sup> 및 기존의 Nusselt수 관계식을 통하여 추산하였다.

차표면에서 내부공기까지를 고려하는 차체의 총열전달계수  $U_B$ 는

$$U_B = \frac{1}{\sum_n \frac{L_n}{k_n} + \frac{1}{h_{iB}}} \quad (13)$$

Table 1 Specifications of Test Vehicle(1.5 liter engine, 2door hatch back sedan)

차체구조	
지붕	: 0.7mm steel+5mm air layer+4.5mm corrugated board+1.5mm non-woven fabricmm
문	: 0.7mm steel+110mm air layer+0.1mm soft PVC+2.0mm fiber board+3mm PU form+0.5mm soft PVC

위 치	면적(m <sup>2</sup> )	형 태	경사각(°)
전면 유리창	0.802	두께:5.0mm	30.6
후면 유리창	0.576	두께:3.2mm	28.1
측면 유리창	0.978	두께:3.2mm	65.0
지붕	1.397	색상:검정색	0.0
문	2.496	색상:검정색	90.0
실내 부속품	질량:91.5kg	색상:회색	

이 되고, 여기서  $k$ 는 열전도계수이고  $L$ 는 재질의 두께이며  $h_B$ 는 차체와 내부 공기 사이의 열전달계수이다. 본 논문에서 사용한 모델인 Accent의 지붕과 문의 구조 및 관계되는 기타사항은 Table 1과 같다.

차체와 유리면의 내부와 외부 열전달계수의 추산은 기존의 실험식을 사용한다. 우선 주차시에는 내·외부 모두 자연대류에 의해 열전달이 일어난다고 가정한다. 지붕의 내외부의 열전달은 수평 가열면의 윗방향과 아랫방향의 열전달에 해당하므로 같은 McAdams<sup>7)</sup>의 관계식을 사용한다.

지붕 외부면(upper surface of heated plate)

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_L &= 0.54Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad (10^4 \leq Ra_L \leq 10^7), \\ \overline{Nu}_L &= 0.15Ra_L^{\frac{1}{3}} \quad (10^7 \leq Ra_L \leq 10^{11}) \end{aligned} \quad (14)$$

지붕 내부면(lower surface of heated plate)

$$\overline{Nu}_L = 0.27Ra_L^{\frac{1}{4}} \quad (10^5 \leq Ra_L \leq 10^{10}) \quad (15)$$

여기서 특성길이  $L$ 은 표면적을 주변길이로 나눈 값이며  $Ra_L$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$Ra_L = Gr_L \cdot Pr = \frac{g\beta(T - T_\infty)L^3}{\nu^2} \cdot \frac{\mu C_p}{k} \quad (16)$$

한편 주차시 문과 유리면의 열전달계수의 추산은 수직평판에서 전  $Ra_L$ 수 영역에 걸쳐 보통 사용되는 Churchill & Chu<sup>7)</sup>의 관계식을 사용한다.

문과 유리면의 내·외부

$$\overline{Nu}_L = \left[ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{\frac{1}{6}}}{[1 + (0.492/Pr)^{\frac{9}{16}}]^{\frac{8}{27}}} \right]^2 \quad (17)$$

이 식에서 특성길이  $L$ 은 수직방향 길이이다.

사실상 유리면은 수직이 아니다. Table 1에서 보는 바와 같이 각 유리면이 기울어져 있다. 그러나 보통 경사각이 30° 이상인 경우 수직평판 관계식을 사용하므로 전면과 측면유리창은 수직평판 관계식을 사용할 수 있으며 후면 유리창은 수평평판 관계식을 사용해야 하나 전면과 후면유리면의 경사각 차이가 크지않다는 점에서 식 적용의 일관성을 위해 수직평판 관계식을 사용하였다.

주행시에는 자동차의 내·외부표면에서 강제대류에 의한 열전달이 이루어지고 내부는 수평평판 종류, 외부는 수평평판 난류라고 가정하여 다음의 관계식을 사용하였다.

$$\text{모든 내부면 } \overline{Nu}_L = 0.664Re_L^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

$$\text{모든 외부면 } \overline{Nu}_L = 0.037Re_L^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (19)$$

위 식에서 특성길이  $L$ 는 유동방향의 표면길이이다.

앞에서 사용한 관계식으로부터 계산된 열전달계수 값이 실제 자동차 각부 표면의 정확한 열전달계수 값으로 볼 수 없으며, 대부분의 경우 차체의 열부하 실험으로부터 유도되고 단순화된 독자적인 관계식들을 사용하고 있는데 본 연구에서는 그 정도까지의 실험을 하지 못하였고, 다음과 같이 최소한의 실험자료를 근거로 보정계수 개념을 도입하였다. 즉 각부의 열전달계수  $h$ 는

$$h = C \cdot \overline{Nu}_L \cdot \frac{k}{L} \quad (20)$$

Table 2 Correction Factors for Calculation of Heat Transfer Coefficient

	차체 내·외부		유리면 내·외부		
	지붕	문	전면	후면	측면
주차시	1.5	1.5	1.06	1.1	1.0
주행시	1.1	1.1	0.7	0.9	0.9

으로 표현되며 C는 보정계수이다. 각부의 보정계수는 Table 2에 나타나 있는데 주행시 유동속도는 내부 0.5m/sec, 외부 48km/hr를 사용하였다.

표를 보면 차에의 열전달계수는 원래의 Nusselt수 관계식으로부터 계산한 값보다 주차시 50%, 주행시 10% 정도 크게 보정되어야 하는데 이는 차체나 문의 전도저항이 실제 보다 크게 계산된 것에 기인한다고 볼 수 있다.

주차시 유리면의 경우 수직평판 관계식을 사용하였는데 경사각이 작아지면서 보정계수값이 커지는 것은 수평평판일때가 수직평판일때 보다 열전달계수값이 크다는 사실에 부합된다. 한편 주행시 유리면의 경우 전면일 경우 후면이나 측면에 비해 작은 값이 되는 것은 내부면에서는 유동속도가 가장 작다고 볼수 있고(front register로부터 송풍됨), 외부면에서는 측면이나 후면에 비해 매끄러운 stream line이 형성되지 못하는 것에 기인한다고 생각할 수 있다.

한편 계산하는데 필요한 공기의 물성은 각표면과 공기온도와의 평균온도에서 구해졌으며, 공기의 비열은 온도에 따라 큰 변화가 없으므로 1kJ/kg·K의 값을 사용하였고, 공기의 열전도계수와 점성계수는 ASHRAE편람의 데이타를 근거로 curve-fitting한 다음과 같은 식을 사용하였다.

$$k = -3.040 \times 10^{-3} + 1.186 \times 10^{-4} \times T - 7.143 \times 10^{-8} \times T^2 \text{ (W/m} \cdot \text{K)} \quad (21)$$

$$\mu = -3.140 \times 10^{-6} + 9.357 \times 10^{-9} \times T - 7.143 \times 10^{-11} \times T^2 \text{ (N} \cdot \text{s/m}^2) \quad (22)$$

한편 자동차의 실내부속품인 콘솔박스(console box), 판넬, 의자등은 상당히 복잡한 형상을 지니고 있기 때문에 표면적과 표면 열전달계수를 구하기가 어렵다. 따라서 표면적과 열전달계수의 곱으로 열전도율을 표시하며, 그 값은 주차시에 110W/K, 주행시에 120W/K를 추산하여 사용하였다.

차체에서 태양복사열의 흡수율은 표면 색상에 따라 영향을 받는다. 실험에 의해 흡수율은 검정

색 차체인 경우 0.85, 흰색 차체인 경우 0.47, 실내부속품에서 흡수율은 부속품의 색상이 검정색일 경우 0.53을 사용한다<sup>1)</sup>.

유리의 에너지 흡수율, 반사율 및 투과율을 구하기 위해 유리의 굴절률을 n이라 하면 보통의 반사율  $\rho^*$ 와 투과율  $\tau^*$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\rho^* = \left( \frac{n-1}{n+1} \right)^2, \tau^* = \exp(-aL/\cos\phi) \quad (23)$$

여기서 a는 흡수계수(absorption coefficient, 단위 1/m)이며,  $\phi$ 는 유리면의 수직방향과 유리내를 통과하여 굴절된 광선이 이루는 각이고 L은 유리의 두께이다. Ray-tracing 방법이나 net radiation 방법을 사용하면 유리의 복사에너지 반사율  $\rho$ , 투과율  $\tau$  및 흡수율  $\alpha$ 는 다음과 같이 각각 표현된다.

$$\rho = \rho^* \left[ 1 + \frac{(1-\rho^*)^2 \tau^{*2}}{1-\rho^{*2} \tau^{*2}} \right] \quad (24)$$

$$\tau = \tau^* \cdot \frac{1-\rho^*}{1+\rho^*} \cdot \frac{1-\rho^{*2}}{1-\rho^{*2} \tau^{*2}} \quad (25)$$

$$\alpha = \frac{(1-\rho^*)(1-\tau^*)}{1-\rho^* \tau^*} \quad (26)$$

### 3.3 결과 및 고찰

앞에서 언급한 각 열부하의 모델링으로부터 유도된 식 (5), (7), (9), (12)를 수치적으로 계산하기 위해 시간에 대해서 fully implicit scheme을 사용하여 적분하고 선형화시키면 다원 선형 연립방정식을 얻는다. 이 식들은 행렬형태이므로 시간 스텝에 따라 Gauss-Jordan 소거 방법을 사용하여 계산하였다.

본 실험은 에어컨 실차 테스트 기준에 따라 Table 1에 나타난 제원을 가진 차량을 이용하여 현대자동차 기능시험부의 환경풍동시험실(climatic wind tunnel)에서 두차례 행해졌다. Solar intensity meter로 복사강도가 측정되었

고, 시험차량의 각 부분의 온도는 열전대로 측정되었다. 차내 공기의 온도는 각 좌석의 상부와 하부에 각각 3개씩의 열전대를 심어 총 24개 온도의 평균치로 구해졌으며, 각 유리창의 온도는 바깥면과 안쪽면에 대각선 방향으로 3개씩 총 6개 온도의 평균치로 구해졌다. 지붕의 표면온도는 대각선 방향으로 5개의 열전대를 부착하여

그 평균치로 구해졌다.

Fig.5는 본 논문에서 제시한 열부하 계산방법의 타당성을 나타내는 그림으로서 외기 온도가 43°C, 수직 복사강도가 790W/m<sup>2</sup> 조건하에서 40분간 주차후 48km/hr로 정속주행하면서 에어컨을 작동시킬 때(송풍량 400m<sup>3</sup>/hr, 에어컨 용량 2300W) 각 중요 부분의 온도변화에 대한 실험치와 계산치의 비교를 나타내고 있는데 정량적, 정성적으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 그림에서 보는 바와 같이 주차시 초기 각부의 온도 상승률은 급격하며 시간이 경과하면서 그 정도가 완만해 짐을 알 수 있고, 주행 시에는 에어컨 작동에 따라서 초기에 차내온도의 감소율이 급격함을 알 수 있다. 한편 주차 및 주행시 지붕의 온도가 가장 높게 나타났으며 그 다음으로 뒤 유리창, 앞유리창, 옆유리창 순서임을 알 수 있다.

Fig.6은 Fig.5와 같은 외부조건하에서 부하중 대부분을 차지하고 있는 차체, 유리창 및 내부부속품의 순간열부하의 시간에 따른 변화를 나타내고 있다. 주차시에는 차체로부터의 열부하가 가장 크며 내부부속품의 열부하가 초기에 음의 값으로 나타나는데 이것은 내부부속품의 열용량이 커서 부속품의 평균온도가 차내 공기온도보다 낮고 따라서 차내공기로부터 열이 전달되기 때문이다. 주행시 차내 부속품의 열부하는 급격히 증가

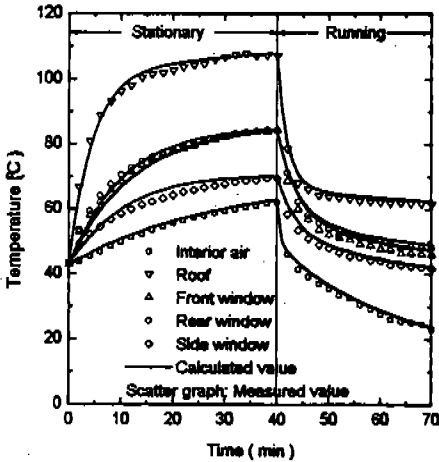


Fig.5 Temperature Distributions of Interesting Vehicle Parts on Time(Solar Intensity 790W/m<sup>2</sup>, Air-Conditioning Capacity 2300 W, Vehicle Speed 48kg/hr, Air-Conditioning Air Rate 400m<sup>3</sup>/hr)

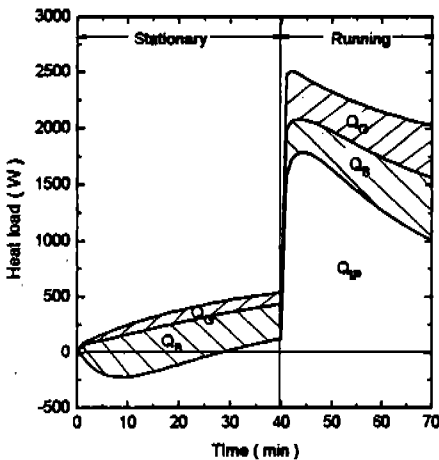


Fig.6 Variations of Instantaneous Heat Loads of Important Vehicle Parts

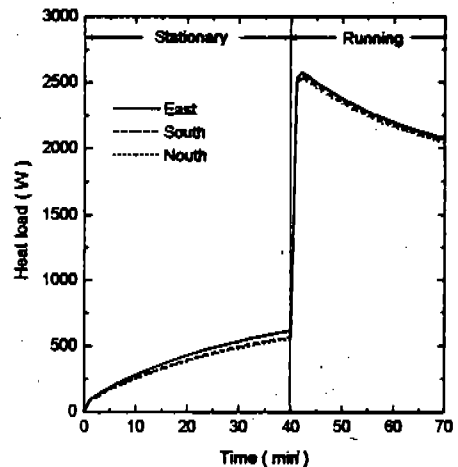


Fig.7 Variations of Total Heat Loads according to the Driving Direction

했다가 서서히 감소하며 차체나 유리에 의한 부하보다 월등하게 큰데, 이는 부속품의 열용량이 커서 온도 강하율이 매우 완만하고 차내공기와 외온도가 크다는 사실을 보여주고 있다. 주행시 차체의 열부하의 크기는 주차시와 비슷하고 유리에 의한 부하는 열전달계수의 증가로 주차시보다 커진다.

Fig.7은 북위 40°, 하지 정오에서 외기 온도가 43°C, 공기조화기의 용량이 2500W, 공기의 송풍량이 400m<sup>3</sup>/hr, 자동차의 속도가 40km/hr의 조건에서 차량위치에 따른 총열부하의 변화를 나타낸 것이다. 총열부하는 동향일때 가장 크고 북향일대 가장 작으나 그 차이는 매우 작음을 알 수 있다.

Fig.8은 외기 온도가 43°C, 공기조화기의 용량이 2500W, 공기의 송풍량이 400m<sup>3</sup>/hr, 자동차의 속도가 40km/hr, 수직 태양복사강도가 900W/m<sup>2</sup>의 조건에서 차체 색상이 검정색일 때와 흰색일 때 지붕과 차내공기온도의 변화를 나타낸 것으로 주차시 색상에 따른 지붕 표면온도의 차이는 약 30°C, 주행시에는 약 15°C의 차이가 나는데 반해서 주차시 차내온도차는 약 5°C 이내, 주행시에는 약 3°C 정도의 차이가 발생함을 알 수 있다. Fig.9는 색상에 따른 총열부하와 지붕만의 열부하를 각각 나타낸 것으로 지붕만의

열부하는 흰색 차의 경우 검정색 차에 비해 주차시에는 약 50%, 주행시에는 약 30% 정도 작으며, 총열부하는 주차시에 약 20%, 주행시에는 약 5% 정도 작게 나타남을 알 수 있다.

Fig.10과 Fig.11은 Fig.8에서와 같은 조건에서 차체의 색상이 검정일때 자동차의 주행 속도를 0, 20, 40, 60, 80km/hr로 변경시킬때 이에

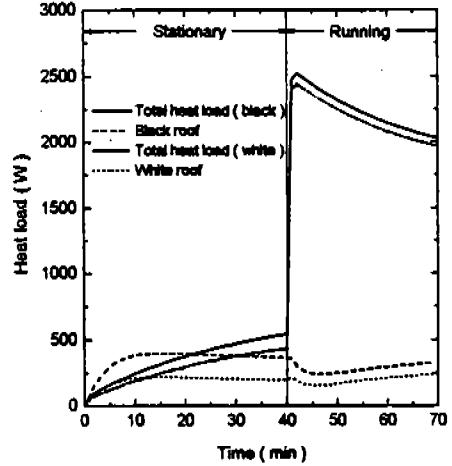


Fig.9 Variations of Roof Only and Total Heat Loads according to the Color of the Vehicle

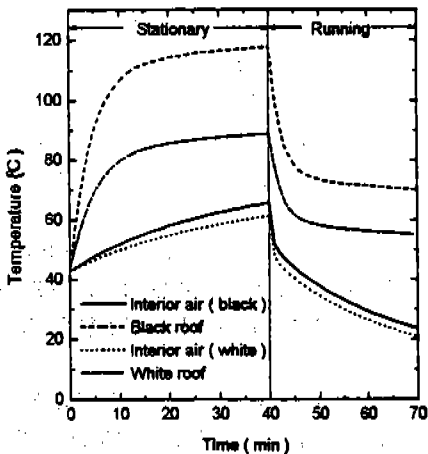


Fig.8 Temperature Variations of Roof and Inside Air according to the Color of the Vehicle

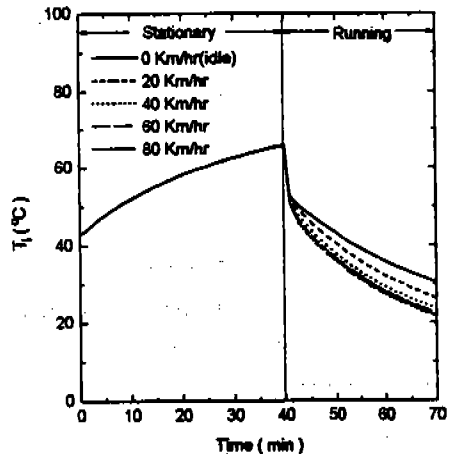


Fig.10 Temperature Variations of Inside Air according to the Speed of the Vehicle



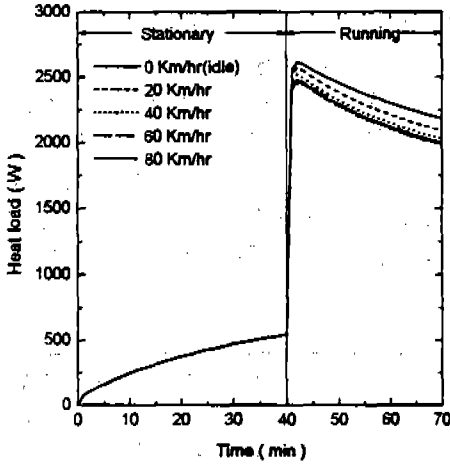


Fig.11 Variations of Total Heat Loads according to the Speed of the Vehicle

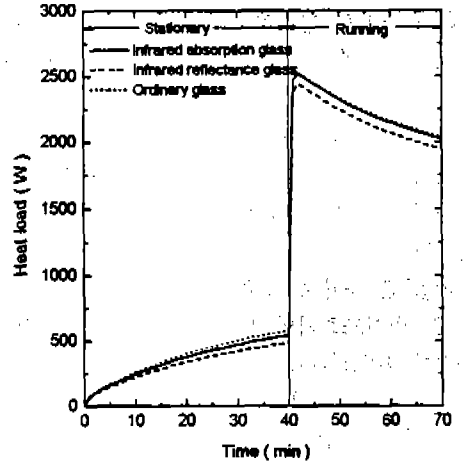


Fig.13 Variations of Total Heat Loads according to Kinds of Glass

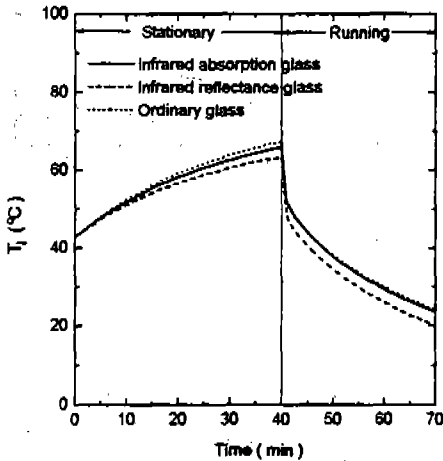


Fig.12: Temperature Variations of Inside Air according to Kinds of Glass

대한 차내공기온도와 총열부하의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 속도가 증가할수록 실내온도가 비선형적으로 감소하는데 이것은 자동차의 외부표면의 열전달계수가 속도에 따라 비선형적으로 변하기 때문인 것으로 생각되며, 속도가 40km/hr 이상인 경우 차내공기온도는 큰 차이가 없다. 한편 총열부하의 변화는 자동차 속도가 증가될수록 자동차 각부 표면의 온도가 감소되므로 작아지지만, 속도가 40km/hr 이상의 경우에는 역시 큰 차이가 없다.

Fig.12와 Fig.13은 Fig.8과 같은 조건에서 차체의 색상이 검정일때 Table 2와 같은 성질을 갖는 유리를 교체 사용한 경우 이에 기인한 차내공기온도와 총열부하의 변화를 나타낸 것이다. 차내공기온도는 보통유리일 때가 가장 크고 적외선 반사유리일때 가장 작는데 그 차이는 주차시 최대 10°C, 주행시 최대 8°C 정도이다. 총열부하도 같은 경향을 갖는데 적외선 반사유리의 경우 보통유리에 비해 주차시에는 20% 정도, 주행시에는 5% 정도 총열부하가 감소함을 알 수 있다.

Table 3 Absorptivity, Transmissivity, and Reflectivity of Three Kinds of Glass with Vertically Incident Radiation

Type	Absorptivity $\alpha$	Transmissivity	Reflectivity $\rho$
Ordinary	0.086	0.832	0.082
Infrared Absorption	0.427	0.512	0.061
Infrared Reflectance	0.110	0.525	0.365

한편 결과로는 나타내지 않았지만 차내온도가 25°C로 일정한 경우의 정상상태 열부하는 차체, 유리창 및 차내 부속품의 열부하의 합을 100%로 생각했을때 차체에 기인한 것은 35%, 유리창에 기인한 것은 29%, 차내 부속품에 기인한

것은 36%로 나타났다. 또한 자동차 에어컨의 용량을 500W씩 증가시키기에 따라 차내 공기온도는 8°C씩 낮아짐을 알 수 있었다.

#### 4. 결 론

본 연구는 여러가지 조건에서 태양복사에 의한 자동차 각 부분의 열부하와 온도의 특성을 이론적인 방법과 실험을 통하여 수행하였으며 두 방법의 결과가 서로 잘 일치하였고 이로부터 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

첫째, 태양복사열이 자동차에 입사될때 지붕의 표면온도가 가장 높고 다음으로 유리창, 내부 부속품의 순서였으며, 주차시 총열부하중 지붕으로부터의 열부하가 가장 크고, 주행시에는 내부 부속품으로부터의 열부하가 가장 컸다.

둘째, 차체, 유리창 및 내부부속품의 열부하의 합을 100%라 할때 정상상태에서 각 부분이 차지하는 열부하의 비율은 차체 35%, 유리창 29%, 내부 부속품 36%이다.

셋째, 하지 정오에서 자동차의 방위에 따른 총 열부하의 크기는 거의 같다.

넷째, 총열부하는 차체의 색상이 흰색일 때 검정색에 비해 주차시 약 20%, 주행시 약 5% 정도 작은 값을 가진다.

다섯째, 주행속도가 증가할수록 총열부하는 감소하는데, 속도가 40km/hr이상의 경우 별 차이가 없다.

여섯째, 유리의 종류에 따른 결과로서 총열부하는 보통 유리일때가 가장 크며, 적외선 반사유리일때의 총열부하는 보통유리 대비 주차시 20% 정도, 주행시 5% 정도 작다.

#### 후 기

본 연구는 1994년도 현대자동차 산학협동 연구지원에 의해 수행되었으며 이에 감사한다.

#### 참 고 문 헌

1. S. Shimizu, H. Hara, and F. Asakawa, "Analysis on Air-conditioning Heat Load of a Passenger Vehicle", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 4, No. 3, pp. 292~311, 1983.
2. J. G. Cherng, and W. J. Wu, "Design Tool for Climatic Control of an Automotive Vehicle", SAE Paper No. 891966, 1989.
3. Detlef Kettner, and E. Okura, "The Development of a Calculation Model to Estimate the Heat Flow by Heat Transfer and Sun Radiation into Passenger Cars", SAE Paper No. 911932, 1991.
4. G. L. Davis, F. Chianese, Jr., and T. C. Scott, "Computer Simulation of Automotive Air-Conditioning Components, System, and Vehicle", SAE Paper No. 720077, 1972.
5. A. Yamada, Y. Sonoda, and Y. Arakawa, "Development of an Automotive Air-Conditioning System Using the HFC-134a Refrigerant", SAE Paper No. 920216, 1992.
6. J. G. Ingersoll, T. G. Kalman, and R. J. Niemiec, "Automobile Passenger Compartment Thermal Comfort Model-Part 1: Compartment Cool-Down/Warm-Up Calculation", SAE Paper No. 920265, 1992.
7. ASHRAE Handbook, 1993 Fundamentals
8. 윤팔주, 이형규, 권길식, "자동차용 공조장치 성능해석 및 차량 실내온도 예측에 관한 연구", 한국자동차공학회 1994년도 추계학술대회 논문집 No. 943926, 1994.
9. J. Nitz and W. H. Hucho, "The Heat Transfer Coefficient of a Passenger Car's Body", SAE Paper No. 790399, 1979.