

<학술논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2014.38.9.979>

ISSN 1226-4873(Print)  
2288-5226(Online)

## HVAC 관련 매개변수 및 탑승조건에 따른 자동차 실내의 온열쾌적성 평가모델에 관한 수치해석적 연구<sup>§</sup>

윤성현\* · 박준용\* · 손덕영\* · 최윤호\*<sup>†</sup> · 박경석\*\*

\* 아주대학교 기계공학과, \*\* 현대자동차

### A Numerical Study of Automotive Indoor Thermal Comfort Model According to Boarding Conditions and Parameters Related to HVAC

Seong Hyun Yoon<sup>\*</sup>, Jun Yong Park<sup>\*</sup>, Deok Young Son<sup>\*</sup>, Yunho Choi<sup>\*†</sup> and Kyungseok Park<sup>\*\*</sup>

<sup>\*</sup> Dept. of Mechanical Engineering, Ajou Univ.

<sup>\*\*</sup> Hyundai Motor Company

(Received May 7, 2014 ; Revised July 8, 2014 ; Accepted July 9, 2014)

**Key Words:** Thermal Comfort(온열쾌적성), PMV(Predicted Mean Vote, 예상 평균 온열감), PPD(Predicted Percentage of Dissatisfied, 예상 불만족도), Solar Ray Tracing Model(광선 추적 모델)

**초록:** 자동차를 이용하는 시간이 늘어남에 따라 자동차 실내의 온열쾌적성에 대한 관심이 급증하고 있다. 그러나 아직까진 실제 자동차 중에서 공조시스템의 냉방성능은 자동차 제조사별로 온열쾌적성 지표를 통해 평가되지 않고, 실내의 공기 속도와 온도 등 열환경 기준에 의해 평가되고 있다. 또한 차 실내의 온열쾌적성을 수치해석으로 평가하는 경우 타당한 결과를 도출할 수 있는 수치기법에 대한 기준이 확립되지 않은 상황이다. 본 연구에서는 외부 열원을 모사하기 위하여 태양광선 추적모델을 사용하고, 공조시스템 작동 후 20 분까지 다양한 매개변수(공조시스템의 작동모드와 작동풍량, 인체모델 탑승조건)에 대한 자동차 실내의 온열쾌적성 평가를 수행하였다. 이를 통해 자동차 실내의 온열쾌적성 지표를 예측할 수 있는 평가모델을 도출하였다.

**Abstract:** Recently, the interest in the thermal comfort is ever increasing as the time people stay in the automobile is gradually increasing. So far, however, the cooling performance of the HVAC(heating and ventilation air conditioning) system is evaluated by thermal environment criteria such as indoor air velocity and temperature, not by a thermal comfort index. Furthermore, the precise criteria has not been established yet when the thermal comfort for the automobile is evaluated using numerical analysis. In this study, the numerical analysis of automobile indoor thermal comfort according to various parameters such as HVAC operating mode, airflow, passenger boarding conditions is performed during the HVAC system's initial operating time(20 minutes). The solar ray tracing model and S2S radiation model are used and validated to simulate an external heat source. Based on this study, an evaluation model which can predict the thermal comfort index for the combination of the above parameters is presented.

#### 1. 서론

사람들이 자동차를 이용하는 시간이 늘어남에 따라 자동차는 이제 단순한 이동수단이 아니라 하나

의 생활공간으로 인식되고 있다. 이에 따라 자동차 실내의 쾌적성은 자동차의 성능 및 안정성과 함께 중시되고 있으며, 실내 쾌적성을 판별하는 요소 중 하나인 온열쾌적성에 대한 관심이 증가하고 있다. 특히 하절기 자동차를 외부에 주차할 경우 자동차 실내의 열환경은 유리창 등으로 유입되는 태양 복사에너지에 의해 온도가 60~70℃까지 상승하며, 자동차의 공간 체적은 건물에 비해 약 1/10 정도에 불과하지만 건물에 비해 약 20 배 이

§ 이 논문은 2014년도 대한기계학회 CAE 및 응용역학부문 춘계학술대회(2014. 4. 30.-5. 3., 서귀포 KAL 호텔) 발표논문임

† Corresponding Author, ychoi@ajou.ac.kr

© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

상의 냉방성능이 필요하다. 이 때문에 자동차 실내의 쾌적성을 확보하기 위해서는 운전자와 탑승자가 느끼는 정량적인 쾌적성을 반영하고, 자동차의 주행상태 및 다양한 외부환경에 따라 유동적으로 실내 열환경을 제어할 수 있는 공조시스템(HVAC; Heating, Ventilation, Air Conditioning)을 설계해야 한다. 그러나 실제 자동차 개발과정 중에서 공조시스템의 냉방성능은 온열쾌적성 지표를 통해 평가되는 것이 아니라 자동차 제조사의 열환경 기준(임의의 위치에서 측정된 속도와 온도)에 의해 평가되고 있으며, 이는 실제 인체가 느끼는 쾌적성을 반영하기에는 한계가 있다. 따라서 실제 인체가 느끼는 쾌적감을 반영할 수 있는 공조시스템을 개발하기 위해서는 다양한 매개변수(HVAC 모드 및 작동풍량, 인체모델 탑승조건 등)에 따라 자동차 실내 온열쾌적성을 평가하고, 예측할 수 있는 모델이 필요하다.

최근 국내외의 온열쾌적성 관련 연구들의 범위가 건축물에만 적용되었던 것에서 자동차로 확대되고 있다. 이와 관련된 연구들을 살펴보면, Kim 등<sup>(1)</sup>은 실제 자동차의 온열쾌적성과 냉방성능 평가를 수행하였고, Seo 등<sup>(2)</sup>은 자동차 실내의 공기 토출구 위치 변화에 따른 자동차의 냉방성능 및 온열쾌적성 평가를 수행하여 최적의 토출구 위치를 도출하였다. Hong<sup>(3)</sup>은 자동차 실내의 2차원 모델과 3차원 모델간의 관계를 PMV와 PPD 평가방법을 이용하여 비교하였다. Hodder 등<sup>(4)</sup>은 태양의 스펙트럼 종류와 유리의 물성치(흡수율, 투과율 등)가 온열쾌적성에 미치는 영향을 파악하기 위해 태양복사에너지를 고려하여 자동차 실내의 열유동 해석을 수행하고, PMV와 PPD 방법을 이용하였다. Chien 등<sup>(5)</sup>은 탑승자를 고려한 자동차 실내 열환경 해석을 위해 실험결과를 바탕으로 해석결과와의 타당성을 검증하고, PMV 평가방법을 이용하여 온열쾌적성 평가를 수행하였다. Martinho 등<sup>(6)</sup>은 실험과 프로그램 모델링을 통해 인체모델 주변의 온도 및 기류 속도 등을 측정하고 EHT 평가방법을 이용하여 온열쾌적성을 평가하였다.

이와 같이 자동차 실내의 온열쾌적성과 관련된 국내외 연구들은 대부분 열유동 해석을 수행한 후 필요한 정보를 온열쾌적성 방정식에 대입하여 온열쾌적성 평가를 수행한다. 이 때 수치해석 시 타당한 결과를 도출할 수 있는 수치기법에 대한 기준이 확립되지 않아 각 연구기관 및 수행자의 경험에 따라 다양한 수치모델이 이용되고 있기 때문에 수행자와 숙련도에 따라 상당한 오차가 발생한다.

따라서 신뢰성 있는 해석결과를 도출하기 위해 수치모사 방법을 제시할 필요가 있다.

본 연구에서는 타당한 온열쾌적성 평가 결과를 도출하기 위한 수치해석 방법을 제시하고, 다양한 매개변수에 따라 온열쾌적성 지표를 예측할 수 있는 평가모델을 도출하였다. 또한 평가모델을 도출하기 위해 온열쾌적성에 영향을 미치는 매개변수를 선정하였으며, 이에 따라 온열쾌적성을 평가하였다. 이를 바탕으로 실내 열환경과 온열쾌적성 지표의 상관관계를 파악하였으며, 일정한 냉방시간과 임의의 작동풍량에서 온열쾌적성 지표를 예측할 수 있는 평가모델을 도출하였다.

## 2. 연구방법

### 2.1 지배방정식

속도, 압력 및 온도 등을 계산하기 위해 계산하기 위해 연속방정식, 운동량 방정식, 에너지 방정식을 고려하였으며, 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하여 난류를 고려하였다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g}$$

여기서,  $\rho$ 는 밀도,  $v$ 는 속도,  $p$ 는 정압,  $\vec{g}$ 는 중력,  $\vec{\tau}$ 는 응력텐서로 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\vec{\tau} = \mu \left[ (\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad (2)$$

여기서  $\mu$ 는 점성계수,  $I$ 는 단위 텐서를 나타낸다. 에너지방정식은 식 (3)과 같이 나타낸다.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot [\vec{v} (\rho E + p)] = \nabla \cdot \left[ k_{eff} \nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\vec{\tau}_{eff} \cdot \vec{v}) \right] + S_h \quad (3)$$

여기서,  $k_{eff}$ 는 열전도 계수,  $\vec{J}_j$ 는  $j$ 번째 화학종의 확산유속(diffusion flux of species  $j$ ),  $S_h$ 는 화학반응의 소스항이고,  $E$ 는 단위질량당 총 에너지,  $T$ 는 온도항이다.

### 2.2 난류 모델

본 연구에서 고려한 표준  $k-\epsilon$  모델은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \bar{v}) \\
 &= \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + G_k - \rho \varepsilon + S_k \\
 & \frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho \varepsilon \bar{v}) \\
 &= \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{1\varepsilon} G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \\
 & \bar{\tau} = \mu \left[ (\nabla \bar{v} + \nabla \bar{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{v} I \right]
 \end{aligned} \tag{4}$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 \mu_t &= \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \\
 G_k &= \mu_t \nabla \bar{v} \cdot (\nabla \bar{v} + \nabla \bar{v}^T) \\
 C_{1\varepsilon} &= 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \\
 \sigma_k &= 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3
 \end{aligned} \tag{5}$$

### 2.3 태양광선 추적모델(Solar ray tracing model)

광선 추적(ray tracing) 접근 방법은 에너지 열원(source term)으로 태양열 부하를 고려할 수 있는 여러 방법 중 가장 효과적인 방법으로 알려져 있다. 수치해석을 이용하여 자동차 실내의 열환경을 파악하는 경우 태양광선 추적모델을 이용하면 자동차 탑승자 주변의 열환경에 대한 정보와 HVAC의 냉방성능에 대해 더 정확한 결과를 도출할 수 있으며, 자동차 실내의 온도감소 특성(일정한 온도에 도달하는데 소요되는 시간)을 합리적으로 예측할 수 있다.

태양광선 추적모델은 계산영역에 입사되는 태양 복사의 직접 조명 에너지광원(direct illumination energy source)을 조사되는 태양의 위치벡터(longitude, latitude, timezone)와 태양의 조사량을 결정하는 광원의 매개변수(date, time, solar irradiation method, sunshine factor)를 이용하여 예측한다. 태양광선 추적모델은 계산영역의 모든 벽과 경계면에서 차광분석(face-by-face shading analysis)을 통해 불투명한 벽으로부터 발생하는 그림자를 고려할 수 있고, 입사 복사량에 따라 각각의 경계조건의 열 유속(heat flux)이 계산된다.

S2S 복사모델은 두 표면 사이의 에너지 교환을 계산하기 위해 두 표면의 크기, 거리, 방향 등의 정보를 포함한 형상계수(view factor)를 이용한다. 본 모델은 복사의 흡수(absorption), 방사(emission),

산란(scattering)을 무시하고, 오직 표면과 표면의 복사만 해석한다. 표면에서 방출되는 에너지 유속(energy flux)은 직접 방사와 반사에너지로 이루어져 있다. 반사되는 에너지 유속(reflected energy flux)은 주변에서 입사되는 에너지 유속(incident energy flux)에 의존적이며, 이는 식 (6)과 같이 다른 모든 표면에서 방출되는 에너지 항으로 나타낼 수 있다.

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k q_{in,k} \tag{6}$$

여기서,  $q_{out,k}$ 는 표면에서 방출되는 에너지 유속,  $\varepsilon_k$ 는 방사율,  $\sigma$ 는 볼츠만 상수(Boltzmann's constant) 그리고  $q_{in,k}$ 는 주위에서 표면으로 입사되는 에너지 유속이다.

입사되는 에너지 유속  $q_{in,k}$ 는 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서  $A_k$ 는 표면  $k$ 의 면적이고,  $F_{jk}$ 는 표면  $k$ 와 표면  $j$  사이의 형상계수이다.

$$A_k q_{in,k} = \sum_{j=1}^N A_j q_{out,j} F_{jk} \tag{7}$$

표면  $k$ 에 대해  $N$ 개의 표면을 고려하면[식 (8)] 입사되는 에너지 유속  $q_{in,k}$ 와 방출되는 에너지 유속  $q_{out,k}$ 는 각각 식 (9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$A_k F_{jk} = A_k F_{kj} \tag{8}$$

$$q_{in,k} = \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,j} \tag{9}$$

$$q_{out,k} = \varepsilon_k \sigma T_k^4 + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} q_{out,j}$$

식 (9)는 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다.

$$J_k = E_k + \rho_k \sum_{j=1}^N F_{kj} J_j \tag{10}$$

여기서,  $J_k$ 는 표면  $k$ 가 받은 에너지의 총합이고,  $E_k$ 는 표면  $k$ 의 방사량의 총합이다.

### 2.4 온열쾌적성

온열쾌적성이란 ASHRAE 55<sup>(7)</sup> 및 ISO 7730<sup>(8)</sup>에서 인체가 느끼는 만족감을 나타내는 감성적인 지표로 정의하고 있으며, 다양한 열환경에서 신체가 적응하기 위한 조절 노력이 최소가 되는 상태를 열적으로 쾌적하다고 평가한다. 온열쾌적성을 평가하는 지표 중에서, 1970년에 Fanger<sup>(9)</sup>가 제안하고 1984년에 ISO 7730으로 국제규격화 된 PMV(Predicted Mean

Vote)와 PPD(Predicted Percentage of Dissatisfied)는 다음과 같다.

PMV 는 인체가 느끼는 온열쾌적성을 정량화시킨 지표로서, 같은 환경에 있는 사람들의 온열감에 대한 의사 표시의 평균값을 의미한다. PMV 평가 방법을 이용하여 자동차 실내의 온열쾌적성을 평가하기 위해서는 인체의 대사율, 의복 열저항값과 자동차 실내의 평균복사온도, 기류속도, 수증기 분압 등에 대한 정보를 온열쾌적성 방정식[식 (11)]에 대입해야 한다. PMV 지표는 열적으로 쾌적한 상태를 0 으로 하고, -3 부터 3 까지의 값으로 도출된다. 각각의 PMV 값은 cold, cool, slightly cool, neutral, slightly warm, warm, hot 에 해당하는 감성영역을 나타내며, PMV 지표가 -0.5 부터 0.5 사이에 있는 실내 열환경을 쾌적한 영역으로 평가한다.

$$\begin{aligned}
 PMV = & (-0.303e^{-0.0036M} + 0.028) \times [(M - W) \\
 & - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99(M - W) \\
 & - P_a] - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] \\
 & - 1.7 \times 10^{-5} M(5867 - P_a) \\
 & - 0.0014M(34 - t_a) \\
 & - 3.96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 \\
 & - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} \times h_c(t_{cl} - t_a)
 \end{aligned} \quad (11)$$

여기서,

$$\begin{aligned}
 t_{cl} = & 35.7 - 0.028(M - W) - 0.155 \\
 & \times I_{cl} \times 3.96 \times 10^{-8} f_{cl} [(t_{cl} + 273)^4 \\
 & - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} \times h_c(t_{cl} - t_a) \\
 h_c = & 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25}
 \end{aligned} \quad (12)$$

$$\text{for } h_c = 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} > 12.1\sqrt{v_{ar}}$$

$$h_c = 12.1 \times \sqrt{v_{ar}}$$

$$\text{for } h_c = 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.1\sqrt{v_{ar}}$$

$$f_{cl} = 1.00 + 0.2 \times I_{cl} \quad \text{for } I_{cl} < 0.5clo$$

$$f_{cl} = 1.05 + 0.1 \times I_{cl} \quad \text{for } I_{cl} > 0.5clo$$

여기서  $M$  은 신진대사율,  $W$  는 유효기계일,  $I_{cl}$  은 의복열저항,  $f_{cl}$  은 의복면적비,  $t_a$  는 공기온도,  $\bar{t}_r$  은 평균 복사온도,  $v_{ar}$  은 상대기류속도,  $p_a$  는 수증기 분압이다. 위의 변수들을 조합하여 의복표면온도  $t_{cl}$  와 대류열전달계수  $h_c$  의 값을 구하였다.

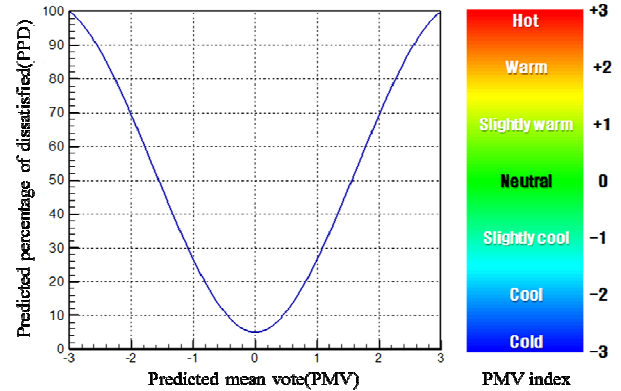


Fig. 1 Relative PMV and PPD(%) index

PPD 는 주어진 열 환경에서 불만족을 표시한 사람의 비율을 백분율로 나타낸 것으로, PMV 를 좀 더 실용적으로 이용하기 위해 제안되었다. 이를 식 (13)과 Fig. 1 의 상관그래프로 나타내었다. 체질, 선호도, 생리기능 등 개인차로 인한 온열감이 다르기 때문에 쾌적한 상태를 나타내는  $PMV=0$  일 때에도 불만족을 호소하는 사람이 존재하며, 이 때 PPD 는 약 5%의 값을 가진다.

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-(0.03353 \times PMV^4 + 0.2179 \times PMV^2)} \quad (13)$$

### 3. 계산영역 및 경계조건

#### 3.1 계산영역 및 작동풍량

본 연구는 상용코드인 FLUENT V13 을 이용하여 계산을 수행하였다. 고려한 계산영역은 길이, 폭, 높이 각각 약 0.297m, 0.159m, 0.118m 이고, 순수 유동영역은 약 2.21m<sup>3</sup> 이다. 자동차의 내부 형상은 Fig. 2 와 같다. HVAC 작동모드는 여름철 에어컨으로 주로 사용되는 vent mode 와 겨울철 히터로 주로 사용되는 foot mode 등 2 가지 모드를 고려하였으며, 각 모드에 따른 토출구 위치와 토출구 별 배분율은 실제 자동차 공조시스템의 작동조건을 고려하여 Fig. 3 과 Table 1 에 나타내었다. HVAC 의 작동풍량은 토출할 수 있는 최대 풍량인 0.152kg/s 를 기준풍량으로 고려하였고, 다양한 작동풍량에 따른 결과를 도출하기 위해 기준풍량의 75%(0.114kg/s), 50%(0.076kg/s), 25%(0.038kg/s)의 조건들도 함께 고려하였다. 토출구별 공기의 토출방향은 뒷좌석의 등받이와 90° 를 이루도록 고려하였고, 토출되는 공기의 온도는 실험값(Table 3)을 고려하였다.

#### 3.2 열 경계조건

본 연구에서는 ASHRAE 55 에 근거하여 운전석

**Table 1** Distribution of mass flow rate

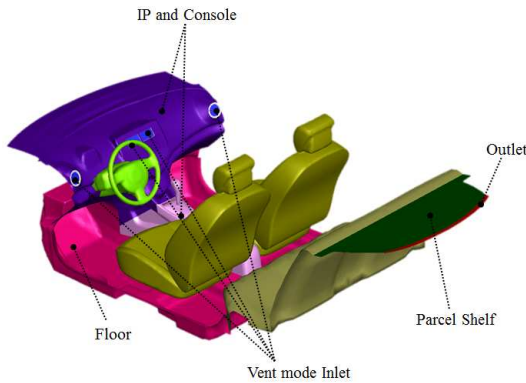
Inlet	Distribution of mass flow(%)	
	Vent mode	Foot mode
V1	21.36	5
V2	28.61	0
V3	28.21	0
V4	21.82	5
F1	0	25
F2	0	25
F3	0	20
F4	0	20

**Table 2** Thermal boundary conditions

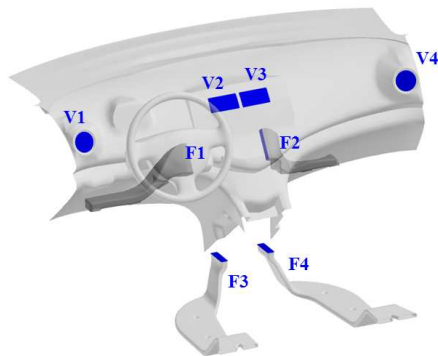
Component	Heat transfer coefficient (W/m <sup>2</sup> · K)	Emissivity
Window	95	0.93
Roof		0.75
Door		
IP	50	0.9
Console		0.86
Parcel shelf		0.9
Carpet	30	

**Table 3** Thermal conditions of solar automotive cabin

Component	Conditions
Solar power	1,000W/m <sup>2</sup> for vertical direction of roof
Elapsed time	1,200sec
Soaking temperature inside cabin	66.46°C
Ambient temperature	38°C

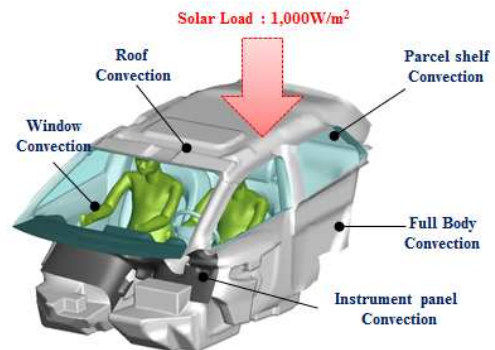


**Fig. 2** Computational domain of automotive cabin



**Fig. 3** Locations of various inlets in the automotive cabin

인체모델에는 약 90.9W/m<sup>2</sup>, 조수석에는 69.93W/m<sup>2</sup>의 발열량을 고려하였다. 자동차 실내로 유입되는 태양 복사를 모사하기 위해 태양광선 추적모델을 적용하고, 복사모델이 온열쾌적성에 미치는 영향을 파악하기 위해 S2S(surface to surface) 복사모델을 고려하였다. 자동차의 모든 창문은 반투명(semi-transparent), 차체는 불투명(opaque) 조건으로 설정하였다. 각 부품의 경계조건은 Jonsson<sup>(10)</sup>의 연구를 바탕으로 적용하였으며, 이를 Fig. 4와 Table 2에 나타내었다. 또한 태양 복사에너지 및 열 경계조건은 Table 3과 같다.



**Fig. 4** Schematic diagram for boundary conditions

또한 표면 격자모양에 따라 계산영역 위에 가상의 layer를 생성하고 외벽에 경계조건을 적용하여 외벽에서 내벽으로의 전도 발생을 모사하는 shell conduction을 적용하였다. 이를 위해 열저항을 이용하여 식 (14)와 같은 정상상태 열전도 방정식의 계산을 수행하며, 여기서 열유속( $q''$ )는 단위면적당 열전달률이며, 열저항  $R$ 에 반비례한다. 비례상수  $k$ 는 열전도 계수이다.

$$q_x'' = -\frac{dT}{R} \tag{14}$$

$$R = \frac{\Delta x}{k}$$



### 4. 해석 결과

#### 4.1 차 실내 열환경 분석

HVAC 작동모드 별 열환경을 고려하기 위해 vent mode 와 foot mode 를 고려하였고, 작동풍량은 0.152kg/s 를 기준(100%)으로 75%(0.114kg/s), 50%(0.076kg/s), 25%(0.038kg/s)를 고려하였다. 또한 인체모델의 탑승조건은 P1(탑승인원 1), P2(탑승인원 2)을 고려하였다.

Vent mode 일 때 CASE 별 자동차 실내의 유선과 냉방 20 분 후의 인체모델의 온도분포는 Fig. 5 와 같이 나타난다. 차 실내 유동 흐름은 모든 CASE 에서 거의 유사하게 나타났고, 인체의 온도 분포 또한 정도의 차이가 있을 뿐 대부분의 CASE 에서 유사하게 나타났다. 특히 토출구에서 토출된 유동이 인체모델의 양팔을 지나 뒷좌석으로 흘러가고, 뒷좌석 아랫부분과 충돌하여 일부분은 인체모델 상반신 주위로 흘러가기 때문에 인체모델의 양팔과 종아리 그리고 상체 일부분의 온도가 다른 신체부위보다 낮게 나타났다.

Fig. 6 에는 foot mode 일 때 CASE 별 자동차 실내의 유선과 냉방 20 분 후의 인체모델의 온도분

포를 나타내었다. foot mode 도 vent mode 와 마찬가지로 차 실내 유동 흐름은 모든 CASE 에서 거의 유사하게 나타났고, 인체의 온도분포 또한 정도의 차이가 있을 뿐 대부분의 CASE 에서 유사하게 나타났다. 특히 토출구에서 토출된 유동이 인체모델의 하반신을 지나 뒷좌석으로 흘러가고, 뒷좌석 아랫부분과 충돌하여 일부분은 인체모델 상반신 주위로 흘러가기 때문에 인체모델의 양팔과 종아리 그리고 상체 일부분의 온도가 다른 신체부위보다 낮게 나타났다.

Fig. 5 와 Fig. 6 의 결과를 바탕으로, 차 실내의 구역을 Fig. 7 과 같이 4 개로 나누어 각 구역별 평균온도를 확인하였다.

HVAC 작동모드가 vent mode 인 경우, CASE 1 과 CASE 2 의 구역별 평균온도는 S2, S1, S4, S3 의 순으로 높게 나타났고, CASE 3 과 CASE 4 는 S2, S1, S3, S4 의 순으로 높게 나타났다. 여기서, CASE 에 따라 S3 과 S4 의 구역별 평균온도의 순서가 다르게 나타났지만 두 구역의 온도 차이는 약 1% 미

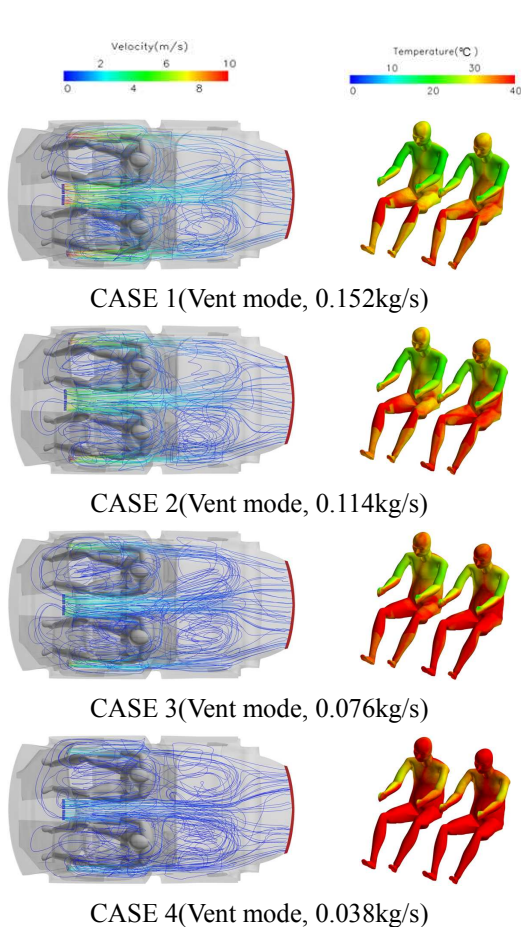


Fig. 5 Streamlines and temperature contour on human model for vent mode

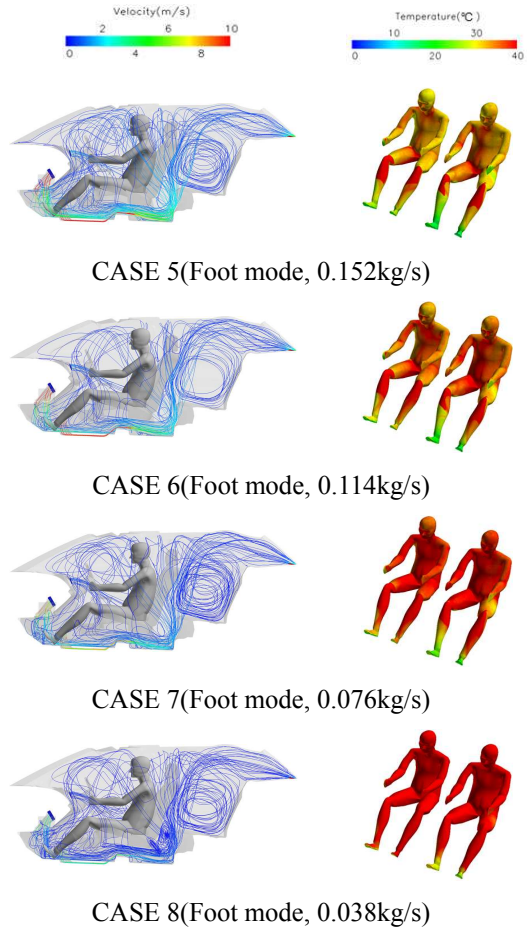


Fig. 6 Streamlines and temperature contour on human model for foot mode

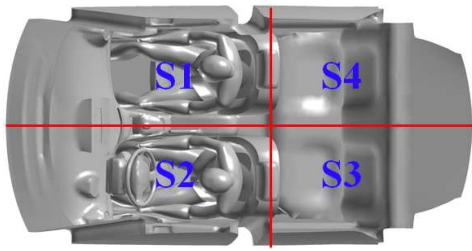


Fig. 7 Sections for measurement of numerical results

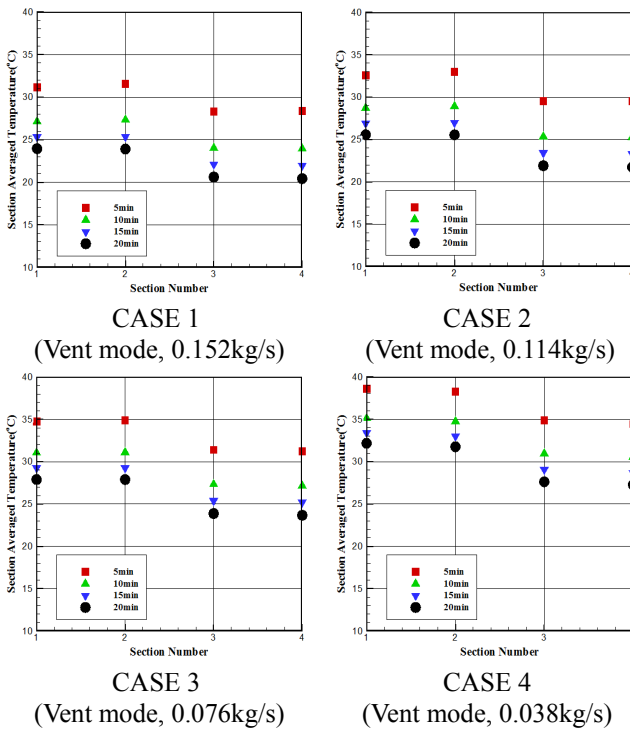


Fig. 8 Comparison of averaged temperature of 4 sections for vent mode

만이므로 동일하다고 가정해도 무방한 수준이다. 구역별로 온도장을 비교해 보면 대부분의 CASE1~4(vent mode)에서 앞좌석 구역(S1, S2)과 뒷좌석 구역(S3, S4)의 평균온도 차이는 최대 약 2.5°C로 나타났고, 이를 통해 vent mode 로 작동할 시 실내 열환경은 불균일한 것을 확인하였다. 이는 자동차 실내의 유선분포 때문인 것으로 사료되며, 인체모델이 탑승한 S1 과 S2 구역의 평균온도 차이는 약 1.5%이하로 비슷하게 나타났다.

HVAC 작동모드가 foot mode 인 경우 CASE 별, 구역별 평균온도를 비교하였다. CASE 5 와 CASE 6 그리고 CASE 7에서 구역별 평균온도는 S2, S1, S4, S3 의 순으로 높게 나타났고, CASE 8 은 S2, S1, S3, S4 의 순으로 높게 나타났다. 이는 앞의 vent mode 의 결과와 유사하다. 구역별로 온도장을 비교해 보면 CASE 5~8 에서 앞좌석 구역(S1, S2)과 뒷좌석

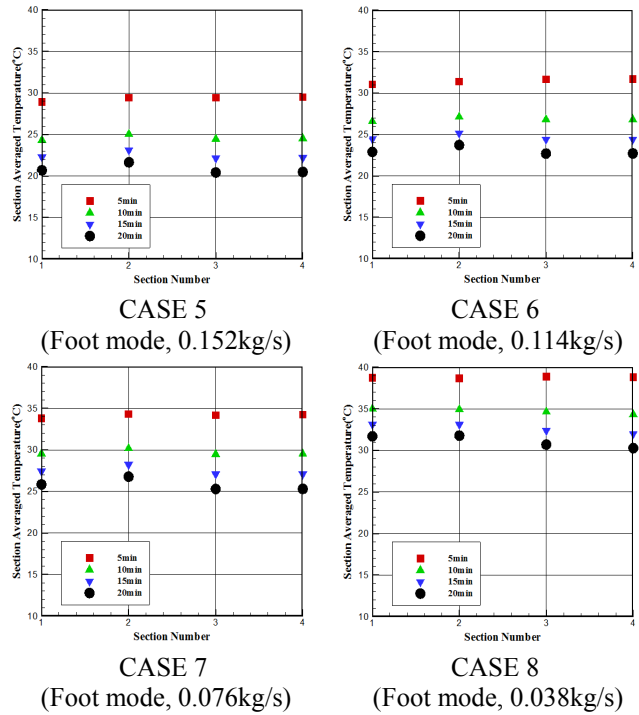


Fig. 9 Comparison of averaged temperature of 4 sections for foot mode

구역(S3, S4)의 평균온도 차이는 최대 약 1°C로 Vent mode(약 2.5°C)보다 비교적 실내 열환경이 균일하게 나타났다. 인체모델이 탑승한 S1 과 S2 구역의 평균온도 차이는 최대 약 4.4%로, vent mode(최대 약 1.5% 이하)와는 상이하게 나타난다. 이는 운전석의 경우 F1 에서 분사된 유동이 토출되는 3 개의 토출구의 간격이 조수석(F2)보다 넓기 때문에 운전석의 유동이 조수석보다 더 균일하게 분포하기 때문으로 사료된다.

#### 4.2 차 실내 온열쾌적성 분석

HVAC 가 vent mode 로 가동되고 있을 경우, 식 (11)을 적용하여 나타낸 PMV 결과는 Fig. 10 과 같다. PMV 값은 - 3 에서 3 의 범위를 가지며 이를 벗어날 경우 최대 혹은 최소값으로 간주한다. 차 실내에 운전자만 탑승하였을 경우, 풍량이 0.038kg/s, 0.076kg/s 일 때 HVAC 작동된 후 20 분 내로 인체가 가장 쾌적함을 느끼는 지수인 0(neutral area)에 도달하지 못한다. 최대 풍량인 0.152kg/s 를 적용하였을 경우, HVAC 작동 후 약 13 분 후에 neutral area 에 도달하게 된다. 차 실내에 운전석과 조수석에 모두 탑승하였을 경우, 최대 풍량일 때 neutral area 에 약 12 분에 도착하게 되며 이는 운전자만 탑승하였을 때보다 약 1 분의 차이가 있다. 하지만 그 차이는 풍량이 작아질수

록 감소한다. 본 해석에 고려된 매개변수 중 풍량이 PMV 에 가장 큰 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다.

HVAC 가 foot mode 로 가동되고 있을 경우 PMV 결과는 Fig. 11 과 같다. 차 실내에 운전자만 탑승

하였을 경우, 풍량이 0.038kg/s, 0.076kg/s 일 때 HVAC 작동된 후 20 분 내로 인체가 가장 쾌적함을 느끼는 지수인 0(neutral area)에 도달하지 못한다. 최대 풍량인 0.152kg/s 를 적용하였을 경우, HVAC 작동 후 약 9분 후에 neutral area 에 도달하게 되며 이는 vent mode 와 비교하였을 때 약 4분의 차이를 나타낸다. HVAC 이 최대 풍량으로 가동된 상태로 20 분이 지났을 경우 인체의 PMV 영역은 추위를 느끼는 영역인 cool 상태를 나타내게 되므로, 적절한 풍량의 제어가 필요하다.

4.3 온열쾌적성 평가모델 도출

위의 PMV 지표를 다항식 회귀분석법으로 접합하여 식 (15)와 같이 온열쾌적성에 관한 함수를 도출함으로써 수치해석을 수행하지 않고 임의의 냉방시간에서 구역별 온열쾌적성 지표를 평가할 수 있는 평가모델을 작성하였다.

$$PMV = a_0 + a_1Q + a_2Q^2 + b_1e^{-c_1t} + b_2e^{-c_2t} \quad (15)$$

$Q$  는 작동 풍량(kg/s)을,  $t$  는 작동 시간(minute)을 의미한다. 그리고 각 계수들은 Table 4 와 같이 HVAC 모드와 탑승 조건에 따라 다르게 나타난다.

평가모델의 타당성을 검증하기 위해 냉방 후 10분, 20분 일 때 임의의 탑승조건과 작동풍량 조건에서의 실제 해석결과와 평가모델을 이용하여 도출한 PMV 와 PPD 지표를 비교한 후, 그 결과를 Table 5, Table 6, Fig. 12 그리고 Fig. 13 에 나타내었다. PMV 지표의 경우 해석결과와 평가모델의 결과의 차이가 최대 약 0.24 미만으로 낮게 나타났지만 감성영역에서는 차이가 나타날 수 있다. 그러나 위와 같은 감성영역의 차이는 본 연구에서 개발한 평가모델을 이용할 경우 온열쾌적성 평가에 소요되는 시간이 대폭 감소한다는 점을 감안할 때 허용할 수 있는 범위라고 사료된다.

Table 4 Coefficients of PMV evaluation model equation

HVAC mode	Vent mode		Foot mode	
	P1	P2	P1	P2
$a_0$	3.0449	3.4179	3.9876	3.092
$a_1$	-43.3109	-45.6801	-64.9201	-71.6046
$a_2$	107.7021	111.808	157.3524	201.6763
$b_1$	11.1655	11.1239	10.3645	10.6053
$b_2$	5.3075	5.2909	6.2336	5.8404
$c_1$	0.9515	0.9777	0.9908	0.7603
$c_2$	0.1197	0.1215	0.1218	0.0744

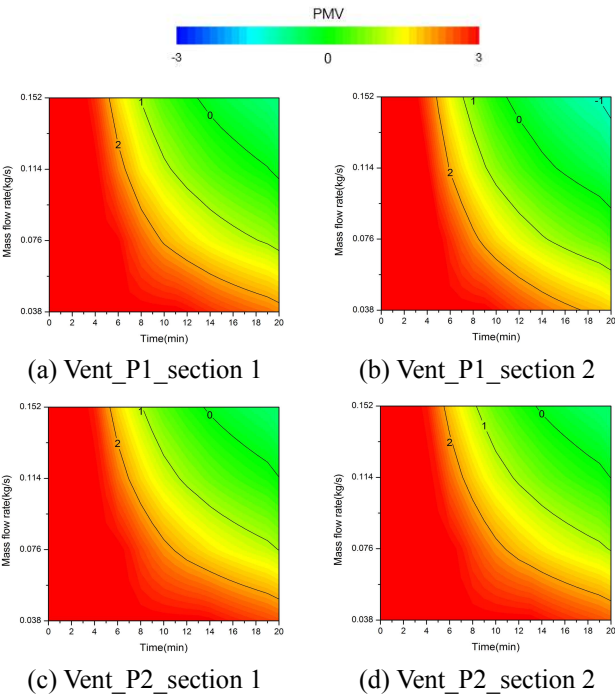


Fig. 10 PMV contours according to mass flow rate and time for vent mode

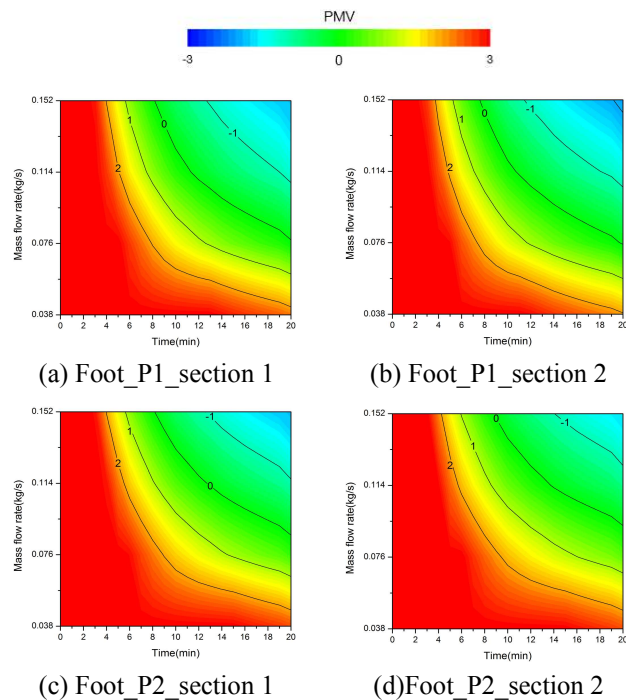


Fig. 11 PMV contours according to mass flow rate and time for foot mode



**Table 5** PMV and PPD comparison between numerical result and evaluation model for vent mode

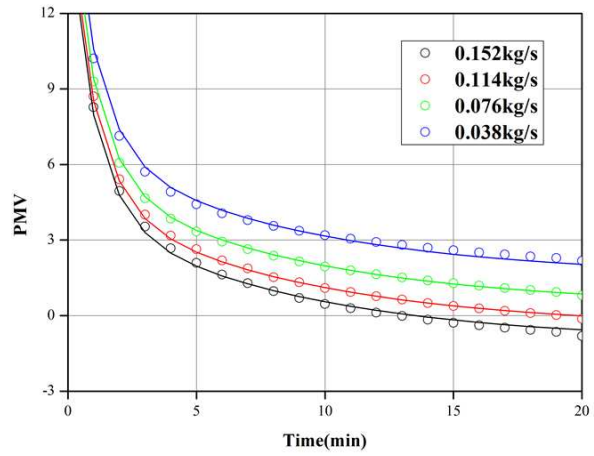
Boarding condition	Mass flow rate(kg/s)	Time (min)	PMV(PPD)	
			Numerical result	Evaluation model
P1	0.152	10	0.46(9.4)	0.5(10.2)
		20	-0.81(18.8)	-0.57(11.8)
	0.114	10	1.10(30.5)	1.11(31.0)
		20	-0.13(5.4)	-0.01(5.0)
	0.076	10	1.95(74.5)	1.98(75.9)
		20	0.81(18.8)	0.86(20.6)
	0.038	10	>3.00(99.1)	>3.00(99.1)
		20	2.18(84.2)	2.04(78.5)
P2	0.152	10	0.53(10.9)	0.63(13.3)
		20	-0.72(15.9)	-0.48(9.8)
	0.114	10	1.22(36.2)	1.23(36.7)
		20	0.01(5.0)	0.13(5.4)
	0.076	10	2.13(82.3)	2.16(83.4)
		20	0.99(25.7)	1.06(28.7)
	0.038	10	>3.00(99.1)	>3.00(99.1)
		20	2.45(92.3)	2.31(88.6)

@ Vent mode, section 1

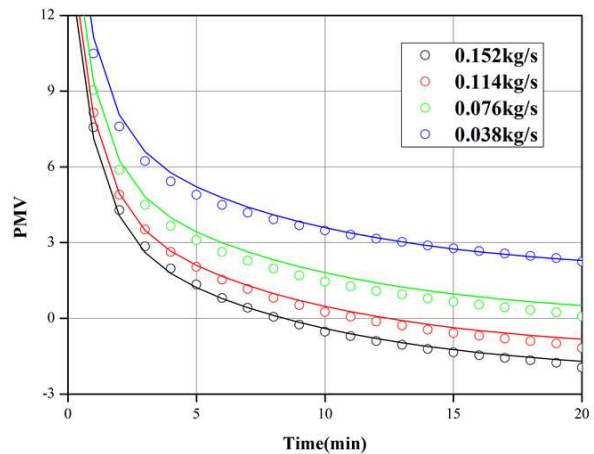
**Table 6** PMV and PPD comparison between numerical result and evaluation model for foot mode

Boarding condition	Mass flow rate(kg/s)	Time (min)	PMV	
			Numerical result	Evaluation model
P1	0.152	10	-0.53(10.9)	-0.35(7.5)
		20	-1.96(74.9)	-1.81(67.5)
	0.114	10	0.25(6.3)	0.33(7.3)
		20	-1.18(34.3)	-1.13(31.9)
	0.076	10	1.45(48.2)	1.60(56.3)
		20	0.06(5.1)	0.13(5.4)
	0.038	10	>3.00(99.1)	>3.00(99.1)
		20	2.25(86.7)	1.98(75.9)
P2	0.152	10	-0.53(10.9)	-0.40(8.3)
		20	-1.99(76.3)	-1.70(61.8)
	0.114	10	0.49(10.0)	0.48(9.8)
		20	-0.94(23.7)	-0.82(19.2)
	0.076	10	1.73(63.4)	1.81(67.5)
		20	0.35(7.5)	0.51(10.4)
	0.038	10	>3.00(99.1)	>3.00(99.1)
		20	2.49(93.2)	2.29(87.9)

@ Foot mode, section 1



**Fig. 12** PMV graphs according to mass flow rate and time at vent mode, section 1



**Fig. 13** PMV graphs according to mass flow rate and time at foot mode, section 1

### 3. 결론

본 연구에서는 자동차의 온열쾌적감 향상을 위해 자동차 실내 열환경 모사가 가능한 수치해석조건인 수립 및 타당성을 검증하였고, HVAC 작동특성(HVAC 모드, 작동풍량) 과 탑승조건 등에 따라 열유동 해석을 수행하였다. 이를 바탕으로 온열쾌적성 지표(PMV, PPD) 평가결과를 비교하고, 열환경과 온열쾌적성의 상관관계를 분석한 후, 적정 수준의 자동차 실내 온열쾌적성을 제어할 수 있는 평가모델을 도출하였다. 이를 위해 S2S 복사모델을 사용하여 차 실내에 적용되는 태양에너지를 고려하고, 열 경계조건을 정의한 후 이를 바탕으로 매개변수 선정 및 연구를 통해 차 실내 구역을 설정한 후 그에 따른 온열쾌적성을 평가한 후 얻은 결과를 바탕으로 온열쾌적성 예측 모델을 제안하였다. 이 결과를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻

었다.

PMV 와 PPD 평가결과는 열유동 해석결과에 크게 의존하는 것으로 나타났고, 적용된 매개변수 중에서 작동풍량의 영향을 가장 크게 받는 것으로 나타났다. 또한 HVAC 의 작동 모드에 따라 구역별 열환경을 분석한 결과 foot mode 로 작동하는 경우가 vent mode 에 비해 비교적 균일한 열환경을 유지할 수 있는 것으로 확인하였다. 따라서 실내 열환경을 균일하게 유지하는 경우 HVAC 는 foot mode 로 작동시키는 것을 제안하며, 불균일한 자동차 실내의 열환경을 균일하고 쾌적하게 유지하기 위해서는 각 구역별로 독립적인 냉방 시스템을 구축해야 할 필요성이 있다.

자동차 실내의 열환경과 온열쾌적성 지표의 상관관계를 나타낸 결과 인체모델이 포함되어 있는 구역에서 온도장이 유사하더라도 실제 인체가 느끼는 온열쾌적성 지표는 서로 다른 감성영역에 속할 수 있는 것으로 나타났다. 이는 현재 자동차 개발과정에서 흔히 적용되는 차 실내 임의의 위치에서 인체가 열적으로 쾌적하다고 느끼도록 자동차 실내를 제어하는 데에는 미흡한 부분이 있음을 보여준다.

본 연구에서 도출한 온열쾌적성 평가모델을 이용하면 다양한 HVAC 작동조건에 따라 온열쾌적성 및 감성영역 평가를 빠르게 할 수 있으므로 추후 자동차 공조시스템의 제어로직에 관한 연구가 수행될 시 기초 연구자료가 될 수 있을 것으로 사료된다.

## 후 기

본 연구는 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업(2010-0025133) 지원을 받아 수행된 결과입니다.

## 참고문헌 (References)

- (1) Kim, Y. K., Yang, J. S., Baek, J. H., Kim, K. C. and Ji, H. S., 2010, "Numerical Analysis on the Initial Cool-Down Performance Inside an Automobile for the Evaluation of Passenger's Thermal Comfort," *Transactions of KSAE*, Vol. 18(5), pp. 115-123.
- (2) Seo, J. W., Park, J. H. and Choi, Y. H., 2012, "Evaluation of Thermal Comfort and Cooldown Performance Inside Automotive Cabin According to Air-Conditioning Vent Location," *Transactions of KSAE*, Vol. 20, No. 5, pp.120-129.
- (3) Hong, S. H., 2006, "Thermal Comfort in Automotive," MS thesis, KAIST, Korea.
- (4) Simon G. Hodder. and Ken Parsons., 2007, "The Effects of Solar Radiation on Thermal Comfort," *Int J Biometeorol*, Vol 51, pp. 233-250.
- (5) Chien, H., Jang, J. Y., Chen, Y. H. and Wu, S. C., 2008, "3-D Numerical and Experimental Analysis for Airflow Within a Passenger Compartment," *International Journal of Automotive Technology*, Vol 9(4), pp. 437-445.
- (6) Martinho, N. A. G., Silva, M. C. G. and Ramos, J. A. E., 2004, "Evaluation of Thermal Comfort in a Vehicle Cabin," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, Vol. 218(2), pp. 159-166.
- (7) ASHRAE Research, 2005, "2005 ASHRAE Handbook Fundamentals; Ch.8 Thermal Comfort," ASHRAE.
- (8) 2005, "ISO Standard 7730; Third Edition," ISO.
- (9) Fanger, P. O., 1972, "Thermal Comfort," McGraw-Hill.
- (10) Jonsson, J., 2007, "Including Solar Load in CFD Analysis of Temperature Distribution in a Car Passenger Compartment," Master thesis, Lulea University of Technology, Lulea, Sweden.