인체모형을 고려한 자동차 실내의 에어컨 토출구 위치 변화에 따른 냉방성능 및 온열쾌적성 평가

서진원¹⁾ · 박재홍²⁾ · 최윤호^{*3)}

이주대학교 대학원 기계공학과¹⁾ · LIG 넥스원 기계연구센터²⁾ · 이주대학교 기계공학과³⁾

Evaluation of Thermal Comfort and Cooldown Performance inside Automotive Cabin according to Air-conditioning Vent Location

Jin-Won Seo¹⁾ · Jae-Hong Park²⁾ · Yun-Ho Choi^{*3)}

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Graduated School, Ajou University, Gyeonggi 443-749, Korea

²⁾Mechanical Engineering R&D Lab, LIG Nex1 Co. Ltd, 702 Sampyeong-dong, Bundang-gu, Seongnam-si, Gyeonggi 463-400, Korea

³⁾Department of Mechanical Engineering, Ajou University, Gyeonggi 443-749, Korea

(Received 18 January 2012 / Revised 20 March 2012 / Received 23 April 2012)

Abstract : As the recent advancement of automobile industry, there has been a great interest in the thermal comfort of the passengers inside the cabin of an automobile. Thermal comfort is affected by temperature, velocities, and mean radiation temperature of air, thermal resistance of clothes and physical active level of human. The present study performed computational analysis to select the location of air-conditioning vent that improves thermal comfort inside the cabin. In order to do this, we considered various air vent positions, and thermal flow analysis of each case is performed using CFD for the cabin with four passengers. The thermal comfort is evaluated using the computational results and the optimum location of air vent is suggested.

Key words : Thermal comfort(온열 쾌적성), Cooldown performance(냉각성능), PMV(Predicted Mean Vote, 피 엠브 이), Equivalent Temperature(동가온도), HVAC system(공기조화시스템), CFD(전산유체역학)

1. 서론

최근 자동차 실내의 온열쾌적성에 대한 관심이 매우 높아지고 있지만, 자동차의 실내 온열 환경은 건축물 실내에 비하여 상대적으로 관리하기가 쉽지 않다. 그 이유는 차체가 외부에 전부 노출되어 있어 단열성이 나쁘고, 주행 중의 안전성 때문에 자동차 창문의 가시 광 투과율이 정해져 있어 이를 통해 유입되는 일사량(일정한 방향에서 유입될 수도 있지만 커브길, 터널, 구름 등에 따라 시시각각 일사의 방향과 강도가 변함)은 온열환경에 좋지 않은 영향을 미친다.

일반적으로 자동차 실내(약 3m^3)를 냉방하는데 필요한 열 부하는 약 5.0kW 이지만, 표준 건물 실내(약 30m^3)를 냉방하는데 필요한 열 부하는 약 2.4kW 로 크기가 약 1/10임에도 불구하고, 필요한 냉방능력은 단위체적당 약 20배로 매우 열악한 온열 환경 조건이다. 이러한 자동차 내부의 열악한 환경은 자동차용 고성능 HVAC 시스템을 이용하여 제어할 수 있지만, 이 시스템을 작동할 때 에어컨 토출구가 인체와 인접해 있어 신체 부위별로 온도와 풍속이 크게 차이나 쾌적한 온열환경을 유지하기가 쉽지 않다.¹⁾ 이러한 자동차 실내의 온열쾌적성을 향상시키기 위한 다양한 연구들이 최근 많이 진행되고 있다.

*Corresponding author, E-mail: ychoi@ajou.ac.kr

Han 등²⁾은 차량 유리의 온도 및 물성값, 태양 입사각, 습도에 따른 내부 열유동 해석을 실시하고 등가 온도 방법과 VTCE(Virtual Thermal Comfort Engineering)방법을 바탕으로 온열쾌적성을 평가하여 비교하였고, Currie 등³⁾은 차량 전면에 설치된 4개의 에어컨 토출구의 면적에 따라 열유동 해석을 수행하고 PMV, PPD 방법과 등가온도 방법을 이용하여 에어컨 토출구 면적변화에 따른 온열쾌적성을 평가하였다. Lin 등⁴⁾은 에어컨 토출구의 유량 및 위치, 유리의 재질, 공기 배출구의 위치에 따라 해석을 수행하고 PPD 방법을 이용하여 실내쾌적성을 평가하였다. 그 외 열유동 해석과 PMV, PPD 평가 방법을 이용하여 Hong⁵⁾은 자동차 실내의 2차원 모델과 3차원 모델간의 관계를 비교하였고, Yeon⁶⁾은 신행 무궁화호의 온열쾌적성을 평가하였다. Park 등⁷⁾은 저장버스를 대상으로 승객의 자리배치에 따른 냉난방 조건에 대한 온열쾌적성을 평가하였고, Kim 등⁸⁾은 자동차 냉방성능을 파악하기 위해 열환경에 대한 경계조건을 도출하고 온열쾌적성 평가를 수행하였다. 이와 같이 대부분의 선행 연구들은 자동차 실내의 주어진 상황에 대한 열유동 해석과 실내 온열쾌적성 평가를 수행해왔다. 그러나 자동차 실내 에어컨 토출구 위치에 따른 냉방성능 및 온열쾌적성 평가를 수행하고 그 결과를 이용하여 실내온열환경을 개선할 수 있는 연구는 수행되지 않았다.

본 연구에서는 Park⁹⁾의 연구를 바탕으로 인체모델이 고려된 자동차 실내의 냉방 성능을 향상시킬 수 있는 에어컨 토출구 위치를 제안하였다. 이를 위해 기존의 에어컨 토출구 위치를 기본으로 구조상 토출구 설치가 용이한 부분들을 고려하여 총 7개의 Case를 선정하고, 실제 차량의 열환경 모사가 가능한 경계조건을 고려하여 열유동 해석을 수행하였다. 또한, 이 결과를 바탕으로 PMV, PPD, 그리고 등가온도 등 온열쾌적성 평가를 통해 효과적인 에어컨 토출구의 위치를 제안하였다.

2. 연구 방법

2.1 지배방정식

본 연구에서는 상용 CFD코드인 FLUENT 12.1을 이용하였다. 지배방정식으로는 연속 방정식, 운동량

방정식, 에너지 방정식을 이용하였으며, 난류 모델은 standard k-ε 모델을 이용하고, standard wall function을 고려하였다. 본 연구에서 고려한 지배방정식 및 standard k-ε 모델에서 난류 운동에너지 k와 난류 소산율 ε의 수송방정식은 다음과 같이 표현하였다.

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

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) \\ = \nabla \cdot \left(k_{eff} \nabla T - \sum_i h_i \vec{J}_i \right) + S_h \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho k \vec{v}) \\ = \nabla \cdot [\alpha_k \mu_{eff} \nabla k] + \tau_{ij} S_{ij} - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \nabla \cdot (\rho \epsilon \vec{v}) \\ = \nabla \cdot [\alpha_\epsilon \mu_{eff} \nabla \epsilon] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} \tau_{ij} - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (5)$$

where,

$$\tau_{ij} = -\overline{\rho u_i' u_j'} = 2\mu_t S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (6)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (7)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (8)$$

위 식에서 상수는 일반적으로 다음과 같은 값을 가지게 된다.

$$\alpha_k = 1, \alpha_\epsilon = 1.3, C_{1\epsilon} = 1.44, C_{2\epsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09$$

해석기법은 저속의 비압축성 유동 해석에 적합한 압력 기반의 해법(pressure based method)과 SIMPLE 알고리즘을 이용하였고, 공간에 대한 이산화는 2차 정확도의 해를 획득하기 위하여 2차 상류차분법(2nd order upwind)을 고려하였다.

2.2 계산 영역 및 경계조건

본 연구에서 고려한 자동차 실내 모델의 전체 체

적은 약 2.583m^3 ($2.976 \times 1.588 \times 1.185\text{m}$)이다. 자동차 실내의 복잡한 형상을 모사하기 위해 3차원 비정렬 격자계를 이용하였으며, 표면 격자 크기 20mm와 성장률 1.3으로 약 1,770,000개의 격자를 구성하였다 (Fig. 1).

Fig. 2와 Table 1에 나타난 에어컨 토출구의 위치는 설치의 용이성을 감안하여 인체 모델의 정면, 측면, 뒷면 등의 차체에 총 7가지 Case를 선정하였고, Case 1부터 Case 4까지는 8개의 토출구를, Case 5부터 Case 7까지는 12개의 토출구를 고려하였다. 기존 방식의 토출구 배치 형태인 Case 1은 대시보드에 4개, B 필러에 2개 그리고 콘솔박스에 2개를 고려하였으며, Case 2는 차량 천정에 8개를 고려하였다. Case 3은 대시보드 중앙에 2개, 콘솔박스에 2개, 좌우측 문에 4개를 고려하였으며, Case 4는 대시보드 중앙에 2개, 콘솔박스에 2개, 차량 천정 측면에 4개를 고려하였다. Case 5는 대시보드에 4개, B 필러에 2개, 콘솔박스에 2개, 좌우측 문에 4개를 고려하였으며, Case 6은 대시보드에 4개, B 필러에 2개, 콘솔박스에 2개, 차량 천정 측면에 4개를 고려하였다. Case 7은 대시보드에 4개, B 필러에 2개, 콘솔박스에 2개, 차량 천정 중앙에 4개를 고려하여 계산을 수행하였다.

자동차 실내의 열유동 해석을 위해 에어컨 토출구에 분사되는 총 유량은 최대 풍량의 70%인 330 CMH를 각 토출구별로 균일하게 나누어 적용하였다. 토출구에서 분사되는 공기의 분사각도는 토출구 위치에 따른 열환경을 파악하기 위해 모든 토출

Fig. 1 Computational grids

Fig. 2 The locations of various inlet/outlet vents in automotive cabin

Table 1 The various cases according to inlet vent locations and number of vent

Locations	F1 F4 B1 B2	F2 F3 C1 C2	R1 R4 R7 R8	R2 R3 R5 R6	D1 D2 D3 D4	No. of vent
Case 1	○	○	×	×	×	8
Case 2	×	×	○	○	×	8
Case 3	×	○	×	×	○	8
Case 4	×	○	○	×	×	8
Case 5	○	○	×	×	○	12
Case 6	○	○	○	×	×	12
Case 7	○	○	×	○	×	12

* B-B pillar, C-Console, D-Door, F-Front, R-Roor

면에 수직하게 적용하였고, 공기의 토출 온도는 다음 실험식⁸⁾을 이용하여 시간에 따라 설정하였다. 이 실험식은 실차에서 초기온도 60°C 를 시작으로 시간에 따른 에어컨 토출구의 온도를 함수식으로 정의한 것이다.

$$T = 18.36 \exp\left(-\frac{t}{371.4}\right) + 36.17 \exp\left(-\frac{t}{24.54}\right) + 8.66 \quad (9)$$

자동차 실내에 유입되는 열용량은 Fig. 3과 같이 엔진룸과 유리창으로 구분하여 설정하였고, 차체는 단열로 가정하였다. 엔진룸 부분에는 엔진 및 엔진 냉각수에서 발생하는 열량을 $20 \text{ W/m}^2\text{C}$ 으로 가정

하고,¹⁰⁾ 각 유리창별로 공급되는 열량은 각 유리창의 면적을 차량에 수직하게 투영시켜 그 면적에 해당하는 태양 복사에너지를 식 (10)을 이용하여 계산하였다.¹⁰⁾ 이 식을 이용하기 위해 본 연구에서는 자동차 속도를 100km/h로 가정하였고, 차량 수직면에 태양 복사에너지 1000W, 외기 온도는 35°C, 그리고 태양 흡수율은 0.5로 가정하였다.

$$q = h_o(t_o - t_w) + \alpha G = h_o \left[\left(t_o + \frac{\alpha G}{h_o} \right) - t_w \right] \quad (10)$$

$$h_o = 1.163(4 + 12\sqrt{v}), W/m^2\text{C}$$

여기서 q 는 열유속, h_o 는 대류 열전달계수, t_o 는 외기 온도, t_w 는 유리창의 바깥표면 온도, α 는 태양 복사의 흡수율, G 는 태양 열유속을 나타낸다.

Fig. 3 Wall boundary conditions for the heat flux

본 연구에서 고려한 인체모델은 자동차 탑승조건인 운전석(H1)과 조수석(H2)에 각각 한 명씩, 그리고 뒷좌석(H3, H4)에 두 명을 배치하였고(Fig. 4 참조), 각 인체모델의 표면적은 약 1.5m²이다. 부위별 온열쾌적성 평가(등가온도)를 위해 인체를 15개 부위로 나누었으며 이들을 Fig. 4에 나타내었다. 인체모델의 경계조건은 ASHRAE¹¹⁾를 참조하여, H1은 운전 중 활동량인 1.3met(75.66W/m²)로 설정하였고, 나머지 H2/H3/H4는 앉아 있는 활동량인 1.0met(58.2W/m²)로 설정하여 열량을 적용하였다. 이처럼 수치해석에서 차량 내부에 고려된 인체모델은 실내 유동장의 장애물이나 열 또는 오염물질의 공급원으로 간주된다.¹²⁾

Fig. 4 The division of human models for the equivalent temperature evaluation

2.3 온열쾌적성 평가

본 연구에서 이용한 온열쾌적성 평가방법은 ISO7730¹³⁾으로 제정된 Fanger¹⁴⁾의 PMV(Predicted Mean Vote)와 PPD(Predicted percentage of Dissatisfied)를 이용하는 방법과 부위별 쾌적성을 평가하는 등가온도(Equivalent Temperature) 평가방법(Dufton¹⁵⁾, Madsen 등¹⁶⁾, Nilsson 등^{17,18)}이다. PMV는 다음의 식 (11)-(14)를 이용하여 계산된다.

$$PMV = (0.303e^{-0.036M} + 0.028) \times [(M - W) - 3.05 \times 10^{-3} \times [5733 - 6.99(M - W) - P_a] - 0.42 \times [(M - W) - 58.15] - 1.7 \times 10^{-5} M(5867 - P_a) - 0.0014M(34 - t_a) - 3.96 \times 10^{-8} \times f_{cl} \times [(t_{cl} + 273)^4 - (\bar{t}_r + 273)^4] - f_{cl} \times h_c(t_{cl} - t_a)] \quad (11)$$

where,

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

$$h_c = 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25}$$

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

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

$$\text{for } h_c = 2.38(t_{cl} - t_a)^{0.25} < 12.1\sqrt{v_{ar}} \quad (13)$$

$$f_{cl} = 1.00 + 0.2 \cdot I_{cl}$$

$$\text{for } I_{cl} < 0.5 \text{clo} (0.078 \text{m}^2 \text{K/W})$$

$$f_{cl} = 1.05 + 0.1 \cdot I_{cl}$$

$$\text{for } I_{cl} > 0.5 \text{clo} (0.078 \text{m}^2 \text{K/W}) \quad (14)$$

여기서 M 은 신진대사율(metabolic rate), W 는 유효기계일(effective mechanical power), I_{cl} 은 의복열저항(clothing insulation), f_{cl} 은 의복 면적비(clothing surface area factor), t_a 는 공기온도(air temperature), $\bar{t}_r$ 은 평균 복사온도(mean radiant temperature), v_{ar} 은 상대 기류 속도(relative air velocity), P_a 는 수증기 분압(partial water vapour pressure)이다. 이들을 조합하여 t_{cl} (clothing surface temperature)과 h_c (heat transfer coefficient)는 반복계산으로 값을 구하였다. 본 연구에서는 이들을 MATLAB 코드로 작성하여 PMV와 PPD를 계산하였다.

PMV는 동일한 열환경에 있는 사람들의 온열감에 대한 의사 표시의 평균값을 -3부터 3까지의 값으로 정량화시키고, 인체의 열평형을 기초로 한 온열쾌적성 방정식에 대입하여 예측하는 것이다. PPD는 주어진 열환경에 대해 불만족을 느끼는 재실자의 예상비율을 의미하며, 일반적으로 주어진 환경에 대해서 그 값이 10%이하면 ‘쾌적하다’라고 평가할 수 있다. 본 연구에서는 다음 식을 이용하여 PPD를 정의하고, 이를 PMV와 함께 Fig. 5의 상관그래프에 나타내었다.

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-(0.03353 \times PMV^4 + 0.2179 \times PMV^2)} \quad (15)$$

등가온도란 인체의 부분별로 온열 쾌적성을 평가하는 방법으로 열환경이 균일하지 않은 실내 공간을 이상적인 균일한 공간으로 가정했을 때의 실내 온도이다. 본 연구에서는 Madsen 등¹⁶⁾이 제안한 다음 식들을 이용하여 온열쾌적성을 평가하였다.

Fig. 5 Relative PMV and PPD(%) index

$$\begin{aligned} v_a &\leq 0.1m/s \text{ 일 때,} \\ t_{eq} &= 0.5(t_a + t_r) \\ v_a &> 0.1m/s \text{ 일 때,} \\ t_{eq} &= 0.55t_a + 0.45t_r \\ &\quad + \frac{0.24 - 0.75\sqrt{v_a}}{1 + I_{cl}}(36.5 - t_a) \end{aligned} \quad (16)$$

Where,

$$t_r = \frac{\sum t_s A + t_p A_p}{\sum A + A_p} \quad (17)$$

3. 해석 결과

3.1 온열쾌적성(PMV) 검증

본 연구에서 고려한 PMV 평가방법(MATLAB 코드)의 타당성 검증을 위해 Ho 등¹⁹⁾의 연구결과를 이용하였다. Ho 등¹⁹⁾은 Fig. 6(a)에 나타난 것처럼 사각형 방의 좌측 상단에 0.2m 크기의 입구와 우측 하단에 0.25m 크기의 출구, 그리고 중심부 천장에 전등이 달린 천장팬(고정되어 있음)이 설치되어 있는 2차원 계산영역(3.7×2.7m)에 대해서 열유동 해석 및 PMV 평가를 수행하였으며, 구체적인 경계조건은 Table 2에 나타내었다.

Fig. 6(b)와 (c)는 각각 Ho 등¹⁹⁾과 본 연구의 해석 결과(온도분포)를 나타낸 그림이다. 두 결과 모두 인체모델을 중심으로 공기가 유입되는 왼쪽은 공기가 순환하면서 22~23.5°C의 온도가 형성되고, 공기가 배출되는 오른쪽은 전등과 인체 모델을 통과하면서 상당히 온도가 높아지는 등 두 결과의 온도분포는 거의 유사하게 나타난다. Table 3에 나타낸 것처럼 평균 유속(약 ±5% 이내)과 온도(약 ±1% 이내)

Table 2 Boundary conditions used for validation of PMV method

Boundary	Conditions
Inlet	Velocity inlet : 2m/s
	Temperature : 22°C
Outlet	Pressure outlet : 1atm
Light	Heat flux : 300W/m ²
Standing person	Temperature : 34°C
Turbulent model	Mixing-length model
Grid size	Ho. et al : 37,300cells (Hexa)
	Present study : 75,198cells (Tetra)

(a) A schematic of 2D computational domain

(b) Temperature contour of Ho, et al.¹⁹⁾

(c) Temperature contour of present calculations

Fig. 6 Comparison of results of Ho, et al.¹⁹⁾ and present calculations

Table 3 Average velocity, temperature and PMV of Ho, et al.¹⁸⁾ and present calculations

Room	Ho, et al	Present study	Δ (%)
Velocity (m/s)	0.235	0.247	4.86
Temperature (°C)	23.40	23.23	0.73
PMV	-0.61	-0.62	1.61

는 Ho 등¹⁹⁾의 결과와 거의 유사한 값이 측정되었고, PMV 평가 결과는 약 $\pm 2\%$ 이내로 거의 일치하는 것으로 나타났다. 약간의 오차는 격자, 평균복사온도, 그리고 습도 등의 차이에서 발생했다고 사료된다.

3.2 열유동 해석 결과

본 연구는 냉방성능 향상을 위해 총 7개의 자동차 실내 에어컨 토출구 위치에 따른 열유동 해석 및 온열쾌적성 평가를 수행하였다. 여름철 냉방성능이 좋은 자동차 실내 에어컨 토출구의 최적위치는 차 실내의 온도가 낮은 순서 또는 온열쾌적성 평가 시 평가지표가 쾌적한(neutral) 영역이 아닌 추운(cold) 영역에 위치할 때의 조건이라 할 수 있다. 그 이유는 여름철을 기준으로 자동차의 초기 운행 시 열 숙성(thermal soaking)된 실내의 온도를 얼마나 빨리 냉방시키느냐에 따라 자동차 실내의 쾌적한 온열환경이 구축되고, 에너지를 절약할 수 있기 때문이다.

Case별로 유동해석 결과(유선과 인체표면 온도)를 Fig. 7에 나타내었다. Case 1의 경우는 기존 방식의 에어컨 토출구의 위치로 대부분의 유동이 뒷좌석으로 흘러가 앞좌석의 H1과 H2의 인체모델 전신의 온도가 높게 나타났고, Case 2의 경우는 모든 토출구가 천장에 위치하여 Case 1보다는 인체모델에 유동이 골고루 퍼져 전체적으로 온도가 낮게 나타났다. Case 3의 경우는 대시보드 가운데 유동이 뒷좌석으로 흘러가고 양쪽 문에서 나오는 유동 때문에 H3와 H4의 온도는 낮게 나타났지만, H2는 상반신만 낮고, H1은 전신의 온도가 높게 나타났다.

Case 4의 경우는 대시보드 중앙과, 천장의 측면, 그리고 양쪽 문으로부터 유동이 흘러나오기 때문에 전체적으로 인체모델의 온도가 낮게 나타났다. Case 5는 Case 3에서 대시보드 양쪽 토출구(F1, F4)를 추가로 설치한 경우인데, Case 3과 크게 차이나지는 않지만 온도는 조금 더 낮게 나타났다. Case 6은 Case 4에서 대시보드 양쪽에 토출구를 추가로 설치한 경우인데, 전체적인 경향은 Case 4와 비슷하나 Case 6에서 토출구를 더 늘리면서 각 토출구 별로 유량이 작아져 오히려 인체모델의 온도가 높게 나타났다. Case 7은 Case 6의 천장 측면 토출구(R1/R4/R7/R8)를 없애고, 천장 중앙 토출구(R2/R3/R5/R6)

(a) case 1

(b) case 2

(c) case 3

(d) case 4

(e) case 5

(f) case 6

(g) case 7

Fig. 7 Streamlines in the automotive cabin and temperature contours on the human bodies for various cases

Fig. 8 Temperature variation in time in the automotive cabin for various cases

를 설치한 경우인데, 전체적으로 인체모델의 온도가 상승하고, 특히 앞좌석 인체모델의 온도는 높게 나타났다.

Fig. 8은 자동차 냉방성능을 살펴보기 위해 초기 30분 동안 자동차 실내의 평균온도 변화를 나타낸 것이다. 초기 온도 60°C를 시작으로 온도가 떨어지는 순서(30분 후의 온도)는 Case 2(14.1°C) - Case 4(15.6°C) - Case 6(15.7°C) - Case 7(16.2°C) - Case 5(16.9°C) - Case 3(17.2°C) - Case 1(17.7°C)으로 나타났고, 인체 모델 주변온도가 낮은 순서와 동일하다. 또한, Case 2와 Case 1의 온도 차이가 10분 뒤 약 16.8%, 20분 뒤 약 19.5%, 그리고 30분 뒤 약 20.1% 등으로 시간이 지남에 따라 점점 더 커지는 것을 확인할 수 있었다.

3.3 온열쾌적성 평가

열유동 해석결과를 바탕으로 에어컨 토출구 위치에 따른 각 인체모델의 온열쾌적성 평가를 수행하

Table 4 PMV and PPD index for various cases

CASE	Human	PMV	PPD(%)
Case 1	H1	1.45	48.26
	H2	0.76	17.23
	H3	0.10	5.21
	H4	0.05	5.05
	Average	0.59	18.94
Case 2	H1	-0.24	6.19
	H2	-1.39	45.13
	H3	-1.25	37.63
	H4	-1.39	45.20
	Average	-1.07	33.54
Case 3	H1	1.18	34.66
	H2	0.54	11.06
	H3	-0.56	11.53
	H4	-0.59	12.17
	Average	0.14	17.36
Case 4	H1	0.18	5.65
	H2	-0.79	18.23
	H3	-1.02	26.91
	H4	-1.22	36.12
	Average	-0.71	21.73
Case 5	H1	1.53	52.27
	H2	0.51	10.47
	H3	0.01	5.00
	H4	-0.39	8.19
	Average	0.42	18.98
Case 6	H1	0.41	8.45
	H2	-0.15	5.47
	H3	-0.67	14.35
	H4	-0.66	14.28
	Average	-0.27	10.64
Case 7	H1	1.03	27.45
	H2	0.13	5.35
	H3	-0.18	5.65
	H4	-0.38	7.94
	Average	0.15	11.60

었다. PMV와 PPD 평가를 이용하여 탑승객 별로 몸 전체의 온열쾌적성을 평가하고, 쾌적성 지표가 낮은 순서를 상·중·하로 나누어 부위별 평가방법인 등가온도를 이용하여 온열쾌적성 평가를 수행하였다. 탑승객별 PMV와 PPD 결과(운행 초기 10분 기준)를 Table 4에 나타내었다. 탑승객의 PMV 평균 지표가 가장 낮은 순서(cool and cold)는 Case2 - Case4 - Case6 - Case3 - Case7 - Case5 - Case1으로 차 실내 평

균온도(또는 인체모델 주변 온도)가 낮은 순서와 비교해 볼 때, Case 2, Case 4와 Case 6은 순서가 동일하지만 Case 3부터는 다르다. 그 이유는 쾌적성을 평가하는 지표가 단순히 차 실내의 전체 평균온도만을 고려하는 것이 아니라 인체모델 표면온도, 인체모델 주변온도, 인체모델 주변속도, 그리고 평균복사온도 등을 이용하여 산출해 내기 때문이다. 참고로, PMV 지표가 쾌적한(neutral) 영역에 근접한 순서는 Case6 - Case7 - Case3 - Case1 - Case5 - Case4 - Case2로 냉방성능이 좋은 에어컨 토출구의 최적 위치를 선정하는 기준으로는 알맞지 않다. PMV평가를 통해 각 Case별 지표가 낮은(냉방 성능이 좋은) 순서대로 정리하고, 그 결과 중 상(Case 2)·중(Case 3)·하(Case 1)를 선정하여 등가온도 평가를 수행하였다.

Fig. 9는 여름철 의복값인 0.6clo를 고려한 등가온도 지표를 바탕으로 평가를 수행하였다. PMV 결과와 유사하게 Case 2는 대부분의 신체부위에서 약간 춥지만 쾌적한(cold but comfortable) 또는 추운(too cold) 영역에 속하는 것으로 나타났지만 Case 3은 H1의 양쪽 발이 더운(too warm) 영역에 속하고 대부분은 쾌적한(neutral) 영역에 속한다. PMV 지표가 가장 높았던 Case 1의 H1과 H2 상반신은 약간 덥지만 쾌적한(warm but comfortable) 영역에 속하고, H1의 경우 하반신의 몇몇 부위는 더운(too warm) 영역에 속했다. 또한 H3과 H4는 대부분 쾌적한(neutral) 영역에 속하는 것으로 평가되었다.

4. 결론

본 연구에서는 인체모델을 고려한 자동차 실내의 에어컨 토출구 위치에 따른 냉방 성능 및 온열쾌적성 평가를 수행하고, 효율이 가장 좋은 설치 위치를 제안하였다. 이를 위해 자동차 실내 열환경 경계조건을 실험식으로부터 도출하고, 온열쾌적성 평가방법인 PMV 지표에 대한 검증을 수행하였다. 또한 자동차 실내 온도변화율과 온열쾌적성 지표와의 상관관계에 대한 연구를 수행하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 자동차 냉방성능과 인체의 표면온도의 냉각 속도는 토출구의 위치와 개수에 따라 냉방성능 효

(a) case 1

(b) case 2

(c) case 3

Fig. 9 Comparison of equivalent temperature for three cases based on thermal comfort indices

움이 크게 차이가 나타났다. 에어컨 토출구를 천장에 설치하는 경우(Case 2)가 기존의 위치에 설치하는 경우(Case 1)보다 냉방성능(온도기준)이 약 20% 향상되었고, 기존(8개)의 설치 위치에서 도어 측면에 추가(12개) 설치한 경우(Case 5)는 약 5%, 천장에 추가(12개) 설치한 경우(Case 6)는 약 11% 향상되었다. 따라서 설치가 가능하면 토출구의 개수를 늘리고, 천장부위에 고려하는 것이 냉방성능을 향상시키는데 효과적인 방법으로 판단된다.

- 2) 에어컨 토출구의 위치에 따른 냉방속도 순서 (Fig. 8)와 온열쾌적성(PMV) 평가를 이용한 PMV 지표(Table 4)의 순서는 서로 비슷한 경향을 보이는 하지만 차이가 있다. 따라서 바람직한 에어컨 토출구 위치를 선정하기 위해서는 단순히 온도를 비교하는 것보다 온열쾌적성 평가결과를 이용하는 것이 바람직한 방법으로 판단된다.
- 3) 등가온도 평가결과, 대부분의 Case에서 하반신의 지표가 높게 나타났는데, 이는 자동차 실내의 복잡한 구조 특성 때문에 효과적으로 유동이 흐르지 않기 때문이다. 따라서 이러한 특성을 개선할 수 있는 에어컨 토출구 위치 선정에 관한 연구가 추가적으로 수행되어야 할 필요가 있다.

후 기

이 논문은 2011년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업 지원을 받아 수행된 것임(2011-0027086).

References

- 1) M. Kazuhiko, "Environmental Evaluation of the Indoor Thermal of Vehicle," J-EAST, Vol.78, pp.5-11, 2004.
- 2) T. Y. Han, L. Huang, S. Kelly, C. Huizenga and H. Zhang, "Virtual Thermal Comfort Engineering," SAE 2001-01-0588, 2001.
- 3) J. Currie and J. Maus, "Numerical Study of the Influence of Air Vent Area and Air Mass Flux on the Thermal Comfort of Car Occupants," SAE 2000-01-0980, 2000.

- 4) C. H. Lin, T. Han and C. A. Koromilas, "Effects of HVAC Design Parameters on Passenger Thermal Comfort," SAE 980264, 1998.
- 5) S. H. Hong, Thermal Comfort in Automotive, M. S. Thesis, KAIST, Daejeon, Korea, 2006.
- 6) B. J. Yeon, Analysis of Thermal Comfort in the Train and Development of 2-dimensional Model, M. S. Thesis, KAIST, Daejeon, Korea, 2007.
- 7) W. G. Park and M. H. Kim, "Evaluation of Thermal Comfort in a Low Floor Bus," KSAE 30th Anniversary Conference, KSAE, KSAE 08-S0162, pp.980-985, 2008.
- 8) Y. K. Kim, J. S. Yang, J. H. Baek, K. C. Kim and H. S. Ji, "Numerical Analysis on the Initial Cool-down Performance Inside an Automobile for the Evaluation of Passenger's Thermal Comfort," Transactions of KSAE, Vol.18, No.5, pp.115-123, 2010.
- 9) J. H. Park, J. W. Seo and Y. H. Choi, "Using Numerical Simulation to Improve Thermal Comfort for Automotive Air-conditioning Vent Location Optimization," Annual Conference Proceedings, KSAE, KSAE11-A0093, pp.515-521, 2011.
- 10) H. Zhang, L. Dai, G. Xu, W. Chen and W. Tao, "Studies of Air-flow and Temperature Fields inside a Passenger Compartment for Improving Thermal Comfort and Saving Energy. Part I : Test/numerical model and Validation," Applied Thermal Engineering, Vol.29, pp.2022-2027, 2009.
- 11) ASHRAE Handbook Fundamental Ch. 8. Thermal Comfort, ASHRAE, 2005.
- 12) T. Claus, P. V. Nielsen and D. N. Sørensen, "Application of Computer Simulated Persons in Indoor Environmental Modeling," ASHRAE Transactions, Vol.108, Pt.2, pp.1084-1089, 2002.
- 13) ISO Standard 7730, 3rd Edn., ISO, 2005.
- 14) P. O. Fanger, Thermal Comfort, McGraw-Hill, New York, 1972.
- 15) A. Dufton, "The Equivalent Temperature of a Warmed Room," JIHVE(Building Services: Now the Journal of CIBSE), UK, Vol.4, pp.227-229, 1936.
- 16) T. L. Madsen, B. W. Olesen and N. K. Kristensen, "Comparison between Operative and Equivalent Temperature under Typical Indoor Conditions," ASHRAE Transactions, Vol.90, Pt.1, pp.1077-1090, 1984.
- 17) H. Nilsson, I. Holmer, M. Bohm and O. Noren, "Definition and Theoretical Back Ground of the Equivalent Temperature," Int. ATA Conference, 1999A4082, pp.17-19, 1999.
- 18) H. Nilsson, "Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods and Computer Simulation Models," National Institute for Working Life, pp.64-65, 2004.
- 19) S. H. Ho, L. Rosario and M. M. Rahman, "Thermal Comfort Enhancement by Using a Ceiling Fan," Applied Thermal Engineering, Vol.29, pp.1648-1659, 2009.