

저상버스 탑승객의 온열 쾌적성에 관한 수치연구

박원구¹ · 김만회^{2†}

¹센츄리 흡수식 개발팀, ²경북대학교 기계공학부

Numerical Study on Human Thermal Comfort in a Low Floor Bus

WON GU PARK¹, MAN-HOE KIM^{2†}

¹Century, 2-9 Dongsan-Ri, Tangeong-Myeon, Asan-Si, Chungnam 31458, Korea

²School of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, 80 Daehakro, Bukgu, Daegu 41566, Korea

Abstract >> Numerical study on human thermal comfort in a low floor bus has been conducted. Human thermal comfort in a bus depends mainly on air temperature, air velocity, mean radiant temperature, humidity, and direct solar flux, as well as the level of activity and thermal properties of clothing. The paper presents the velocity and temperature distribution, Predicted Mean Vote (PMV) and Predicted Percentage of Dissatisfied (PPD) indices for the driver and passengers.

Key words : CFD(전산유체역학), Low floor bus(저상버스), PMV(예상온열감), PPD(예상불만족도), Thermal comfort(온열쾌적성)

Nomenclature

f_d : 의복 착용과 미착 때의 표면적 비
 h_c : 대류 열전달계수, W/m^2K
 I_d : 착의량, clo
 M : 신진대사에 의한 열 발생률, W/m^2
 p_a : 실내공기의 수증기 분압, kPa
 t_a : 실내 기류의 온도, $^{\circ}C$
 t_d : 인체표면의 평균온도, $^{\circ}C$
 \bar{t}_r : 평균복사온도, $^{\circ}C$
 t_{cl} : 의복의 표면온도, $^{\circ}C$
 V_{ar} : 상대 기류속도, m/s
 W : 외부일, W/m^2

1. 서 론

종래의 공기조화에서는 공기조화의 4대 요소인 온도, 습도, 기류 및 공기청정 중에서 온도제어가 주목되었다. 그러나 재실자의 쾌적함과 건강을 위해서는 각 공간별 열환경과 더불어 실내의 공기의 질, 기류, 진동소음을 포함하는 실내 환경의 질(IEQ, Indoor Environmental Quality)에 대한 전반적인 검토가 필요하다. 또한 우리나라의 에너지 해외 의존도는 2011년 기준 97%로, 이는 우리나라 총 수입액의 37% 정도를 차지하고 있다. 따라서 쾌적한 실내 환경의 유지는 물론 에너지의 합리적 사용을 위한 HVAC 시스템의 설계 및 운영은 매우 중요한 일이다.

최근 들어 생활수준의 향상에 따라서 생활공간의 쾌적성 향상과 편의성에 대한 소비자의 요구가 증대

[†]Corresponding author : manhoe.kim@knu.ac.kr

Received : 2015.11.25 in revised form : 2015.12.22 Accepted : 2015.12.30

Copyright © 2015 KHNES

하고 있다. 버스와 전동차를 포함한 교통수단은 이제 단순한 이동수단을 넘어서 하나의 생활공간으로 인식되고 있으며, 운전자 및 승객들의 건강과 쾌적성 향상을 위한 객실 공간을 조성하는 일은 차량 제조사에게 중요한 과제로 부각되고 있다. 특히 버스와 같은 대중 교통수단은 창문이 고정되어 내부가 밀폐된 공간으로 승객이 실내의 환경(열환경, 공기질 등)을 조절할 수 없다. 따라서 실내의 열환경, 공기의 질을 포함하는 실내 환경의 쾌적 제어는 대단히 중요하다. 버스, 철도 객차 내 탑승객의 온열 쾌적성에 대한 연구는 건물이나 자동차에 비해 상대적으로 발표된 연구사례가 적다. Ampofo 등¹⁾과 Maidment and Missenden²⁾은 영국의 지하철 객실의 온열 쾌적성을 향상시키기 위하여 경제적이고 친환경적인 지하수를 이용하는 방법에 대한 연구를 수행하였다. 그들은 정확한 온열 쾌적성 평가를 위해 객차의 냉방부하를 계산하였다. 인체의 온도에 따른 현열과 잠열, 조명 부하와 객실 벽과 지하공간의 열전달, 제동장치의 열 생성 및 전달 등을 수학적 모델링을 통해 계산하였다. Kim³⁾은 신형무궁화 기차를 모델링 하고 인체를 16개로 분할하여 수치계산을 수행하고 인체 각 부위에 따른 열적 쾌적성을 평가하였다. 그리고 승용차에 대한 냉방, 난방 및 열적 쾌적성에 대한 수치해석 및 실험적 연구가 많이 발표되었다^{4,8)}.

본 연구는 저상버스를 대상으로 승객의 자리배치에 따른 냉방 및 난방 조건에 대해 객실 내 열유동 특성을 수치적으로 계산한다. 차내 탑승객에 대한 열적 쾌적성은 인체를 16개 부위로 분할하여 각 신체 부위별로 PMV (Predicted Mean Vote)와 PPD (Predicted Percent Dissatisfied) 계산식⁹⁾을 이용하여 평가한다.

2. 수치 해석

2.1 지배 방정식

저상버스의 열유동 해석은 여름철과 겨울철 냉방

난방조건에 대하여 3차원 정상상태 비압축성으로 가정하여 계산하였다. 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였으며 버스의 가속효과는 고려하지 않았다. 압력-속도 coupling은 SIMPLE 알고리즘을, 운동량과 에너지 방정식은 2차 상류 차분법을 사용하였다.

본 연구에서 수치해석에 사용된 지배 방정식은 다음과 같다¹⁰⁾.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = & -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right. \\ & \left. - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u_i' u_j'}) \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + p)] \\ = & \frac{\partial}{\partial x_i} (k_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_j (\tau_{ij})_{eff}) + S_h \end{aligned} \quad (3)$$

2.2 경계조건

2.2.1 냉방의 경우

Fig. 1에 버스의 형상과 경계조건을 나타내었다. HVAC 시스템의 증발기를 통과하여 객실로 공급되

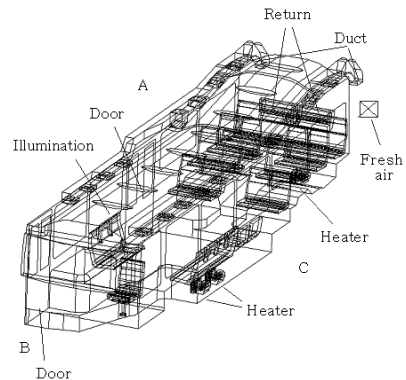


Fig. 1 The geometry and boundary condition of low floor bus

는 냉기의 총량은 설계조건에서 3110 CMH이다. 이는 객실 내부에서 증발기로 재순환되는 공기량 2400 CMH와 외부에서 HVAC 시스템으로 공급되는 신선공기량(Fresh air) 710 CMH로 구성된다. 버스 내의 덕트 구조는 대칭으로 양쪽으로 나누어져 있으므로 한쪽 부분의 덕트에서 객실로 공급되는 공기량은 1555 CMH이며, 공급온도는 아래와 같다.

$$U_{in} = V_{in} = 0, W_{in} = 10.163\text{m/s} \quad (4)$$

$$T_{in} = 15^\circ\text{C} \quad (5)$$

난류 운동에너지 k 와 난류 소산에너지 ϵ 는 다음 식으로 표현된다.

$$k = 1.5 (W_{in} \times l)^2 \quad (6)$$

$$\epsilon = C_\mu^{0.75} \times (k^{1.5}/l), l = 0.07L \quad (7)$$

I : 난류강도(10%), L : 수력직경

l : 난류길이 스케일, C_μ : 난류상수(0.09)

Fig. 1에 나타낸 바와 같이 덕트를 통해 객실 내부로 유입된 냉기 중 710 CMH는 앞뒤 출입문의 상하단 출구를 통하여 버스 외부로 배출되고 나머지 2400 CMH는 객실 뒷부분에 위치한 리턴구를 통해 HVAC 시스템으로 재순환된다. 따라서 리턴구로 재순환되는 공기량은 총 공급유량의 77.17%, 앞 출입문은 상하단에서 8.85/3.80%, 뒤 출입문은 상하단에서 7.15/3.03%씩 각각 배출된다.

2.2.2 난방의 경우

히터의 형상과 경계조건은 Fig. 2에 나타낸 바와 같고 버스 내에 총 3개가 설치되어 있다. 온기가 나

오는 히터입구의 풍량은 히터당 420 CMH이며, 공급 온도는 아래와 같다.

$$U_{in} = W_{in} = 0, V_{in} = 2.66 \text{ m/s} \quad (8)$$

$$T_{in} = 24^\circ\text{C} \quad (9)$$

난류 운동에너지 k 와 난류 소산에너지 ϵ 는 식 (6), (7)과 동일하다. 출구 경계조건에 대해서는 냉방의 경우와 달리 버스 내로 유입되는 신선공기가 없으므로 외부로 배출되는 공기는 없는 것으로 한다.

2.2.3 기타 경계조건

덕트와 객실 내부의 경계조건으로 벽면에서의 속도 경계조건은 점착조건(no-slip condition)을 사용하였다. 단열재로 쌓여 있는 덕트, 출입문과 바다, 천정 그리고 벽면은 단열 조건을 주었다. 버스의 천정에는 36 W의 형광등이 8개 설치되므로 균일 열유속은 173.494 W/m²이다. 창문의 열유속은 Fig. 1에서 냉방조건일 때는 A 방향에 38.97 W/m², B방향에 82.17 W/m², C 방향에 311.84 W/m²을, 난방조건일 때는 A 방향 5.98 W/m², B방향 13.01 W/m², C 방향에 404.80 W/m²을 각각 부여하였다. 여기서 창문(A, C:강화유리, B:접합유리)으로 통과하는 태양에너지, 즉 일사량은 냉방조건에서는 7월 23일 14시, 난방조건에서는 1월 21일 12시 기준으로 각각 열유속을 계산하였다.

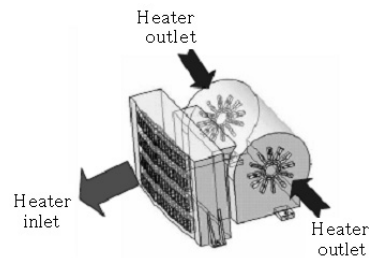


Fig. 2 The geometry and boundary condition of heater

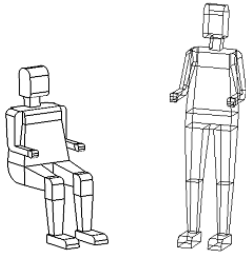


Fig. 3 Human body model

2.3 인체 모델

본 연구에 사용된 인체 모델을 Fig. 3에 도시하였다. 인체는 16개 부위로 분할하여 각 부위에서의 유속, 온도, PMV 및 PPD를 계산하였다. 16개 부위는 상반신(머리, 가슴, 등, 양 어깨, 양 팔, 양 손) 9개 부위와 하반신(골반, 양 허벅지, 양 장딴지, 양 발)의 7개 부위로 구분된다. ASHRAE¹¹⁾에 기술되어 있는 인체표준 체형은 키 1.73 m, 몸무게 70 kg, 표면적 1.8 m²이나, 여기서는 산업부의 국가기술표준원¹²⁾의 30대 남성의 표준체형의 자료를 사용하기로 한다. 본 연구에서 인체모델의 표면적은 운전자와 좌석에 앉아 있는 사람은 1.732 m², 서 있는 사람은 1.767 m²이다. 인체 표면에서의 발열량은 운전자 76.98 W/m², 좌석에 앉아있는 사람은 57.73 W/m², 서 있는 사람은 68.72 W/m²으로 하였다¹³⁾.

2.4 수치계산 방법

수치계산은 상용 코드인 ANSYS FLUENT를 이용하여 수행하였다¹⁰⁾. 수치계산에서 입력속도 항은 SIMPLE 알고리즘을, 운동량과 에너지 방정식은 2차 상류차분법을 사용하였다. 수치계산을 위한 격자 생성은 Gambit을 이용하였으며 효율적인 수치계산을 위하여 격자수가 결과에 미치는 영향을 조사하여 본 연구에 적합한 격자의 수를 결정하였다. 수렴판단 조건으로는 에너지 방정식 및 운동 방정식과 난류에너지 방정식에 대해 무차원 잔류량 값을 각각 10⁻⁶과 10⁻³

을 사용하였다.

3. 온열 쾌적성 평가

인체가 느끼는 온열 쾌적성은 개인의 심리적 또는 물리적인 상태 등으로 인해 서로 다르다. 이를 공학적으로 적용하기 위해서는 온열 쾌적성의 정도를 수치로 표시하는 것이 필요하다. 쾌적성에 영향을 미치는 개인적인 요소로는 활동량, 착의량, 나이 및 성별이 있고, 물리적인 요인으로는 공기의 온도와 유속, 습도, 평균 복사온도가 있다.

온열 쾌적성을 평가하는 지수는 현재 여러 가지가 개발되어 있으나, Fanger⁹⁾가 1970년에 제안한 PMV 이론을 토대로 1984년 제정된 ISO 7730¹³⁾이 가장 일반적으로 활용되고 있다. PMV 지수는 다음 식을 이용하여 계산할 수 있다.

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

여기서,

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

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

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

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

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

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

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

수치계산에서 구한 열유동 변수를 식 (10)에 대입 하면 PMV를 계산할 수 있다. 본 연구에서는 신체 활동량은 60.4 W/m², 외부일은 영(zero), 여름철 의복의 착의량⁴⁾은 0.5 clo를 적용하였다. 상대습도는 50%로 가정하였으며, 평균 복사온도는 형광등과 창문(균일열유속 조건)외에는 객실 벽의 온도를 35°C로 가정하였으므로 35°C로 하였다.

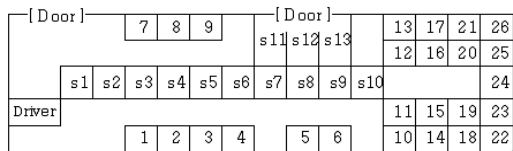
Fanger는 사람들의 열적감각을 더 쉽게 정량화 할 수 있도록 하기 위해 PMV 지수 외에 예상불만족도 (PPD)를 제안하였다. 이 PPD지표는 어떤 환경에 대한 열적 불만족자들의 전체 인원수에 대한 백분율을 나타낸 것으로 PPD지표를 통하여 특정지점의 열 환경에 대한 사람들의 예상불만족도를 알아볼 수 있으며 식 (11)로 계산된다. ISO 7730에서 권장하는 열적 쾌적 범위는 PMV와 PPD값이 각각 -0.5 < PMV < +0.5, PPD < 10%이다.

$$PPD = 100 - 95 \times e^{-(0.03353 \times PMV^4 + 0.2179 \times PMV^2)} \quad (11)$$

4. 결과 및 고찰

버스 객실내의 열유동 특성과 쾌적성은 냉방과 난방조건, 운전자와 승객의 유무에 따라 그 결과가 다를 것으로 예상된다. Fig. 4는 운전자와 승객의 위치를 나타낸 그림이다.

Fig. 5와 Fig. 6에 냉방과 난방의 경우에 대해 운전자와 승객의 위치 변화에 따른 객실의 유속과 온도 분포, PMV 및 PPD를 각각 나타내었다. x축에서 0번은 운전자이며 1~26번은 입석(standing)과 좌석(seat)



(Driver, 1~26 : Seat), (s1~s13 : Standing)

Fig. 4 Location of driver and passengers

의 승객 위치를 나타낸다. case 1과 case 2는 각각 운전자와 승객이 없는 경우와 있는 경우이다. 그리고 각각의 경우에 대해 ▲, △는 좌석, ■, □는 입석이다.

Fig. 5에 나타난 유속 분포를 살펴보면 case 1에서 1, 7, 14, 15, 16, 17 및 20번 좌석의 유속이 다른 좌석에 비해 큰 것을 알 수 있다.

이 지점들에서는 상반신의 유속이 0.4~0.6m/s, 16번은 0.8m/s, 17번은 1.0m/s 이고 하반신의 유속분포는 0.4~0.7m/s로 비교적 큰 편이다. 이 좌석들을 제외한 나머지 좌석들은 상반신과 하반신이 0.4m/s 이하 이다. case 2에서는 16, 17, 20 및 21번의 유속이 높는데 상반신의 유속이 0.6~1.2m/s이며 하반신은 0.3~0.55m/s이

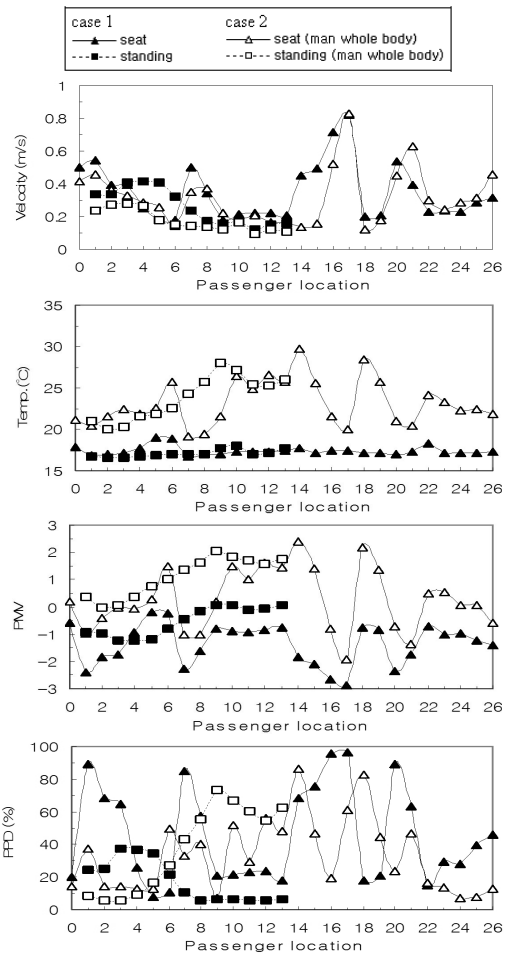


Fig. 5 Calculation results (cooling condition)

다. 다른 좌석들은 상반신과 하반신이 0.1~0.6 $\%$ 이다. 특히 case 1과 case 2에서 17번 좌석의 유속이 크게 나타났는데 상반신 중에서도 팔 부위에서 유속이 큰 것을 알 수 있다. 입석의 경우는 1~7번은 case 1이 case 2보다 유속이 크며 8~13번은 유사한 분포를 보인다. case 1은 상반신이 0.05~0.5 $\%$, 하반신은 0.2~0.47 $\%$ 이며, case 2는 상반신이 0.1~0.33 $\%$, 하반신은 0.13~0.25 $\%$ 이다.

상반신의 유속분포의 변화가 하반신에 비하여 큰 것은 천정에 설치된 덕트 토출구의 영향 때문이다. 온도분포를 보면 승객이 없는 case 1에서는 상반신과 하반신 위치에서의 온도가 모두 17 $^{\circ}\text{C}$ 로 균일하고 5, 6, 22번에서만 상반신 위치에서의 온도가 20 $^{\circ}\text{C}$ 이다. case 2에서는 인체 전체 평균온도가 17~30 $^{\circ}\text{C}$ 이며 유속이 비교적 큰 17번에서 상대적으로 온도가 감소하는 것을 볼 수 있다. 그리고 유리창을 통한 일사량의 차이로 인하여 7, 8, 9, 17 및 21번의 온도분포가 다른 좌석에 비해 낮은 것을 알 수 있다. 입석에서도 case 1은 18 $^{\circ}\text{C}$ 이며 case 2는 20~27 $^{\circ}\text{C}$ 로 승객이 없는 case 1보다 좌석과 입석에서 다소 높은 온도분포를 보이는데, 인체가 일종의 열원으로 작용하기 때문이다. PMV를 살펴보면 전체 좌석에서 case 1은 추운 것으로 나타난다. case 2는 다소 더우나 7, 8, 16, 17, 20 및 21번이 상대적으로 추운 것을 알 수 있다. 그리고 case 2에서 좌석과 입석의 온도분포는 절대 값은 다르나 유사한 양상을 보이고 있다. PPD를 보면 좌석은 case 1이 상대적으로 큰 값을 보이고 입석에서는 case 2가 더 큰 값을 보인다.

Fig. 6에서 유속 분포를 살펴보면 case 1에서 2, 3, 8 및 9번이 유속이 크게 나타나고 있는데, 하반신 부분이 0.8 $\%$ 이고 13, 17, 21 및 26번은 0.4~0.6 $\%$ 이다. 상반신은 전체 좌석에서 0.02~0.4 $\%$ 이다. case 2의 유속 분포는 case 1과 유사한 경향을 보인다. 2, 3, 7, 8, 9 및 26번은 하반신이 0.3~0.45 $\%$ 이고 13, 17 및 21 번은 0.2~0.3 $\%$ 이다. 상반신은 전체 좌석에서 0.05~0.25 $\%$ 이다. Fig. 5의 냉방조건과는 반대로 난방조건에서

는 하반신이 상반신보다 유속이 크게 나타났다. 입석의 경우를 보면 case 1이 case 2보다 유속이 크게 나타났다. 특히 case 1에서 5, 6번이 다른 좌석에 비해 상대적으로 유속이 크게 나타남을 알 수 있는데, 이 지점에서의 상반신은 0.1 $\%$ 정도, 하반신의 유속분포는 0.5~0.7 $\%$ 이다. 그리고 case 2에서도 5, 6 및 7번의 유속이 크게 나타났는데, 상반신은 0.05 $\%$ 이며, 하반신은 대략 0.35 $\%$ 정도이다. 바닥에 설치된 히터의 영향으로 상반신보다 하반신의 유속분포가 크게 나타난 것으로 볼 수 있다. 온도분포를 보면 좌석에서 case 1은 상반신과 하반신이 모두 23 $^{\circ}\text{C}$ 로 균일하다. case 2는 인체전체 온도가 30~46 $^{\circ}\text{C}$ 이다. 상반신은

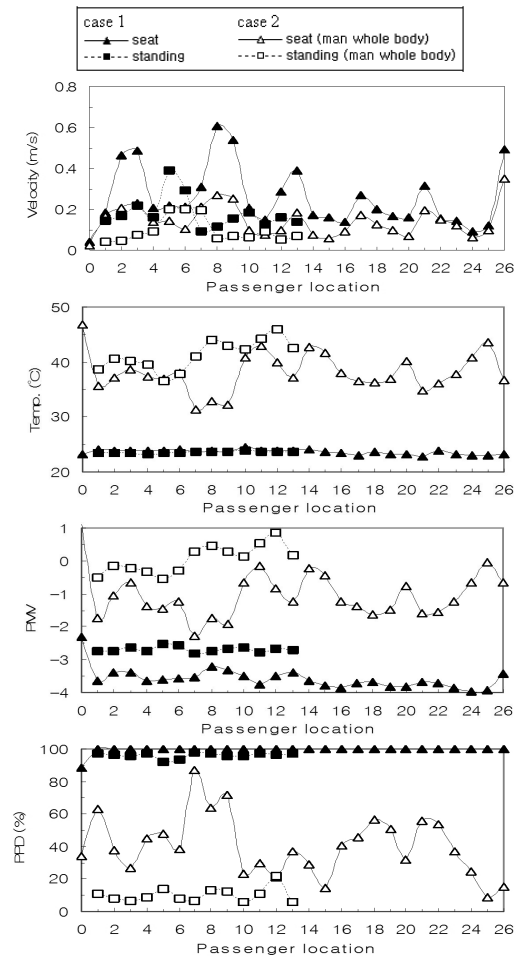


Fig. 6 Calculation results (heating condition)

대략 35°C 부근이며, 하반신은 30~47°C이다. 전 좌석에서 하반신이 상반신보다 높는데, 7, 8 및 9번은 상반신이 35°C, 하반신은 30°C로 낮다. 입석에서는 case 1은 상반신과 하반신 모두 23°C이며 case 2에서는 몸 전체 평균이 35~45°C로 승객이 없는 case 1보다 온도분포가 높다. PMV를 보면 전체 좌석에서 case 1은 매우 추운 결과를 나타나며 case 2는 약간 추운 상태를 보인다. 입석은 case 1은 매우 추운 상태이나 case 2는 $0.5 < PMV < 1$ 이므로 쾌적한 상태로 볼 수 있다. 그리고 case 2에서 좌석과 입석의 온도분포와도 그 크기는 다르나 유사한 양상을 보이고 있다.

5. 결 론

버스 객실 내에 냉방과 난방의 경우에 대하여 승객의 유무에 따른 유속 및 온도 분포, PMV 및 PPD를 구하고 인체의 쾌적성에 대해 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 냉방과 난방조건에서 승객이 있는 case 2가 승객이 없는 case 1보다 상대적으로 높은 온도분포를 보이는데, 이는 인체가 일종의 열원으로 작용하기 때문이다.
- 2) 냉방조건에서는 상반신이 하반신보다 유속분포가 크게 나타난 반면 난방조건에서는 하반신에서의 유속분포가 더 크게 나타났는데, 이는 덕트 토출구와 히터의 유속에 기인한다.
- 3) PMV는 승객이 존재하는 경우에 유속분포보다는 온도분포에 더 큰 영향을 받는다.

References

1. F. Ampofu, G. Maidment and J. Missenden, "Underground railway environment in the UK," Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 611-631, 2004.
2. G.G. Maidment and J.F. Missenden, "Evaluation of an underground railway carriage operating with a sustainable groundwater cooling system," International Journal of Refrigeration, Vol. 25, pp. 569-574, 2002.
3. M.-H. Kim, "Numerical study on human thermal comfort in a passenger train," Transactions of KSAE, Vol. 24, No. 1, pp. 82-89, 2016.
4. S.H. Hong, Thermal Comfort in Automotive, Korea Advanced Institute of Science and Technology Master's Thesis, 2006.
5. N.G. Hur, W.K. Cho, "3-D Numerical Simulation of Flows Inside a Passenger Compartment of a Model Vehicle for Heating, Air-Conditioning and Defrosting Modes," SAE Paper 933751, 1993.
6. Y. Kim, J. Yang, J. Baek and H. 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. 1154-123, 2010.
7. J. Seo, J. Park and Y. Choi, "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, 2012.
8. D. Lee, "Experimental Study of the Effect on Cabin Thermal Comfort for Cold Storage Systems in Vehicles," Transactions of KSAE, Vol. 23, No. 4 pp. 428-435, 2015.
9. P.O. Fanger, Thermal Comfort, Robert E. Krieger Publishing Company, 1982.
10. ANSYS, Fluent User's Guide v6.3, 2004.
11. ASHRAE Handbook - Fundamentals, ASHRAE, 2013.
12. KATS, Size Korea, <http://sizekorea.kats.go.kr>, 2014.
13. ISO, ISO 7730 - Ergonomics of the Thermal Environment, 2005.
14. ASHRAE, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ANSI/ASHRAE Standard 55, 1992.
15. W.G. Park and M.-H. Kim, "Evaluation of thermal comfort in a low floor bus," Proceedings of KSAE 30th Anniversary Conference 2008, No. 2, pp. 980-985, 2008.