

## 재설계된 무시동 열전모듈 냉방기를 이용한 상용트럭 캐빈 내의 열유동 수치해석

# Numerical Analysis on Heat Flow in the Cabin of a Commercial Truck by Using Redesigned Non-Starting Thermoelectric Module Cooler

오석형\*† · 김장권\*\*

Seok-Hyung Oh\*† and Jang-Kweon Kim\*\*

(Received 22 September 2023, Revision received 20 October 2023, Accepted 20 October 2023)

**초록 :** 이번 연구는 상용트럭 캐빈 후면 상단부에 재설계된 무시동 열전모듈형 냉방기를 설치하여 형성된 캐빈 내부 3차원 열유동장을 Realizable  $k-\varepsilon$  난류 모델로 비압축성, 정상상태에서 해석하였다. 새로운 냉방기는 종래 냉방기보다 더 많은 풍량을 확보하기 위해서 시스템저항이 낮은 새로운 유로를 채택하였다. 그 결과, 회전수별로 해석된 새로운 냉방기의 운전점들은 종래 냉방기보다 비교적 낮은 정압에서 많은 풍량이 얻어져 열교환에 필요한 풍량 범위는 회전수 1,000~1,400 rpm에서 약 2.6~3.9 m<sup>3</sup>/min이었다. 따라서 캐빈 내 새로운 냉방기는 온도 감소 효과가 종래 냉방기보다 현저히 개선되었으며, 낮은 회전수의 운전으로 저소음이 예상되어 야간 냉방에 매우 적합하다.

**키워드 :** 캐빈, 상업용 트럭, Realizable  $k-\varepsilon$  난류 모델, 열전모듈 냉방기, 가상 관류팬

**Abstract :** In this study, the three-dimensional heat flow field within the cabin, formed by installing a redesigned non-starting thermoelectric module type air cooler at the rear upper part of a large truck cabin, was analyzed in an incompressible, steady state using a realizable  $k-\varepsilon$  turbulence model. The new air cooler adopted a new flow path with lower system resistance to secure more air flowrate than the existing air cooler. As a result, the operating points of the new air cooler analyzed by rotation speed showed that a large air flowrate was obtained at a relatively lower static pressure than the conventional air cooler, and the air flowrate range required for effective heat exchange was about 2.6 m<sup>3</sup>/min to 3.9 m<sup>3</sup>/min at a rotation speed of 1,000 rpm to 1,400 rpm. Therefore, the temperature reduction effect of the new air cooler in the cabin is significantly improved compared to the existing air cooler, and low noise is expected due to low rotation speed making it very suitable for night cooling.

**Key Words :** Cabin, Commercial Truck, Realizable  $k-\varepsilon$  Turbulence Model, Thermoelectric Module Cooler, Virtual Cross-Flow Fan

\*† 오석형(<http://orcid.org/0000-0002-2012-5084>) : 교수,  
군산대학교 기계공학부  
E-mail : osh@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-4721

\*\*김장권(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) : 교수,  
군산대학교 기관공학 전공

\*† Seok-Hyung Oh(<http://orcid.org/0000-0002-2012-5084>) :  
Professor, School of Mechanical Engineering, Kunsan National  
University.

E-mail : osh@kunsan.ac.kr, Tel : 063-469-4721

\*\*Jang-Kweon Kim(<http://orcid.org/0000-0003-0412-023X>) :  
Professor, Major of Marine Engineering, Kunsan National  
University.

## 1. 서 론

현재 자동차 캐빈(cabin) 내의 공조방식은 주로 엔진 구동으로 압축기(compressor)를 작동시켜 냉매를 순환시키는 증기 압축식 공조방식이 주를 이루고 있다. 그러나 최근 들어서는 상용 트럭의 캐빈 내에 가전제품인 분리형 벽걸이 에어컨을 달고 다니는 차량을 흔히 볼 수 있다. 그런데 이 경우에도 야간에 냉방 운전을 위해서는 자동차의 엔진을 가동해야 원활히 작동할 수 있어 배기가스규제나 연비규제 강화에 어긋난다. 따라서 이를 극복하기 위해 대형 상용 트럭에서는 엔진을 가동하지 않으면서 야간에 캐빈 내의 냉방을 할 수 있도록 열전모듈(thermoelectric module)을 이용한 무시동 공조방식이 새롭게 연구되어 적용되고 있다.<sup>1-3)</sup> 이 냉방기(cooler)는 펠티어(Peltier) 효과를 이용하는 열전모듈을 갖춰 차량 주행 중 별도로 설치된 축전지(battery)에 자동으로 전력을 축적할 수 있어 경제성이 매우 우수하다고 본다. 그밖에 열전모듈 냉방기는 소형화, 경량화, 저소음, 저진동, 신재생 및 친환경 등의 효과를 두루 갖기 때문에 대형화하기에는 가격이 문제가 될 수 있지만, 현재 대형버스, 의료용, 화장품 및 와인저장용 냉장고 등에 소규모로 활용되고 있다.<sup>1-3)</sup>

지금까지 열전모듈의 열전달 특성이나 냉방기의 성능은 주로 실험을 통해 열전모듈의 고온부(발열)에서 충분한 방열이 이루어지게 되면, 열전모듈의 냉방성능은 최대로 얻을 수 있다는 것이 검증되었다.<sup>4-7)</sup> 즉, Attey<sup>4)</sup>는 고온부의 냉각에 잠열이 큰 물을 사용하여 냉방성능을 2배 이상 향상시켰으며, Kang 등<sup>5)</sup>도 공기와 물을 동시에 사용하는 증발냉각 방식으로 방열 효과를 높인 바가 있다. 또 Astrain 등<sup>6)</sup>은 고온부의 냉각에 상변화 방식을, 그리고 Vian 등<sup>7)</sup>은 저온부의 열교환기에 상변화와 모세관작용을 갖는 열 사이펀(siphon)의 원리를 각각 이용하여 냉방 능력을 향상시킨 바가 있다.

한편, Kim 등<sup>1-3)</sup>은 지난 연구<sup>1)</sup>에서 검토된 열전모듈 냉방기의 자체 열유동 특성을 표준  $k-\epsilon$  난류 모델로 3차원 수치해석을 하고자 고온부는 물재킷(water jacket)으로 방열을 추구하고, 저온부는 흰(fin)이 달린 열교환기인 열흡수장치(heat sink)를

부착하여 냉방성능의 응용 가능성을 확인하였으며, 또한 대형 상용 트럭 캐빈 내에서도 이 열전모듈 냉방기를 적용해 캐빈 내의 열유동을 해석한 바가 있다.<sup>2,3)</sup>

특히 지난 연구<sup>3)</sup>에서는 열전모듈 냉방기의 회전수를 기존보다 더 세분화해서 증가시켰을 때, 냉방 운전에 필요한 상용차 캐빈 내의 온도 저감 성능이 관류팬의 회전수 변화에 따라 냉방기 유로의 구성품인 전면 흡입 그릴(grille), 열교환기, 토출 단면적 및 루버(louver)를 통과하면서 발생하는 공기흐름에 의한 시스템저항에 충분한 풍량의 대응 능력을 갖췄는지, 더 나아가 회전수별 풍량이 캐빈 내에서 얼마만큼의 냉방성능으로 연결되는지를 파악하였는데, 결과적으로 토출 단면적의 유로 저항이 너무 커 최대 풍량에서도 열교환기 냉방에 필요한 충분한 풍량을 확보할 수 없었다는 사실을 확인한 바가 있다.

따라서 이번 연구에서는 위의 문제점을 해결하기 위해서 기존 냉방기 외곽 유로 폭 크기를 그대로 유지하면서 관류팬(cross-flow fan)의 직경 크기를 더 확대하여 토출 단면적을 최대한 확보하고자 열전모듈 냉방기를 기존 벽걸이 에어컨 실내기와 유사하게 재설계하였다. 그런 다음 열전모듈 냉방기를 트럭 캐빈에 재설치하여 냉방 운전에 필요한 상용차 캐빈 내의 온도 저감 성능이 새로운 관류팬의 회전수 변화에 따라 얼마나 개선되는지를 확인하고자 하며, 아울러 새로운 열전모듈 냉방기에서 효과적인 열교환에 필요한 최대 풍량이 얼마까지인지를 각각 파악하고자 한다. 그 밖에 이번 연구에서는 현재 설계된 냉방기 유로와 관류팬의 제원상에서 발생할 수 있는 각종 문제점을 찾는데 필요한 기초자료를 얻고자 연구하였다. 여기서 수치해석에 사용한 상용소프트웨어는 SC/Tetra<sup>8)</sup>이었으며, RANS 난류 모델로는 표준  $k-\epsilon$  난류 모델을 수정한 Realizable  $k-\epsilon$  난류 모델을 사용하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1 해석모델

Fig. 1은 상용 대형 트럭 캐빈의 기하학적 상세

치수를 나타내고 있다.<sup>2,3)</sup> 특히 캐빈 후면의 중앙 상부측에 설치한 새롭게 설계한 열전모듈 냉방기의 외곽크기는 폭, 깊이, 높이가 각각 약 453.7 mm, 140.2 mm, 238.4 mm이다. 또 Fig. 2는 종래 냉방기와 새롭게 설계된 냉방기 모델을 보여준 그림이다. 여기서 사용한 신형 관류팬의 길이는 종래모델과 서로 같지만 직경만 다르고, 냉방기 내 모터의 공간은 생략된 상태이다. 따라서 향후 이를 상품화할 때는 지금보다 좀 더 디자인 수정이 필요하다고 본다.

한편, SC/Tetra에서는 실제 팬을 사용하지 않고서도 풍량에 대한 정압의 성능자료만으로도 팬의 효과를 낼 수 있는 가상팬(virtual fan)의 기능이 있으므로 이번 연구에서는 실제 관류팬 대신에 이 가상팬 기능을 사용하였다. 참고로 Fig. 3은 Fig. 2(a)에서 채택한 "Whitefan"사의 직경 60 mm, 길이 429 mm, 회전수 1,400 rpm에 대한 관류팬 (DF60429)<sup>9)</sup>의 성능곡선이다. 이것을 바탕으로 유사(similarity) 법칙을 통해서 구한 나머지 회전수

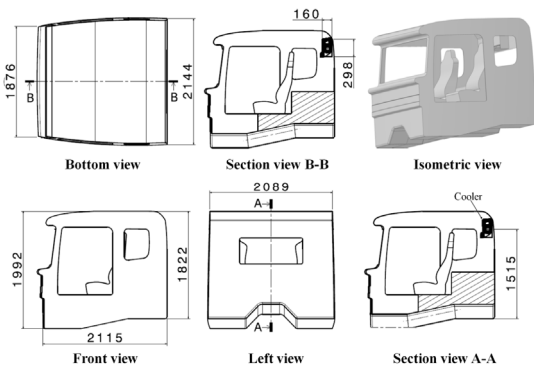


Fig. 1 Geometry configuration of a cabin

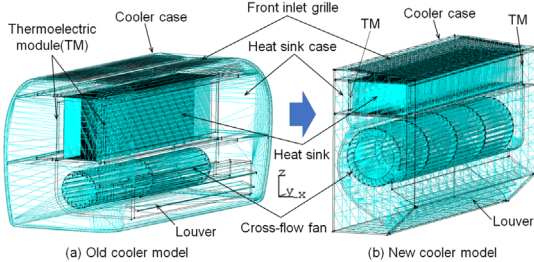


Fig. 2 Configuration of old and new cooler

별 풍량 대 정압 성능을 나타낸 Fig. 4는 지난 연구<sup>3)</sup>에서 사용한 가상 관류팬의 성능곡선이다. 여기서 보면, 회전수별 운전점(operating point)에서의 풍량은 시스템저항이 큰 종래 냉방기의 유로 특성 때문에 아주 작게 얻어짐을 알 수 있다.

반면에 운전점에서 시스템저항을 낮추기 위한 유로를 설계 적용하면서 새로운 냉방기를 나타내는 Fig. 2(b)에서는 직경 85 mm, 길이 429 mm를 갖는 관류팬을 채택하였다. 여기서 회전수별 풍량 대 정압 성능자료는 Fig. 3의 자료를 바탕으로 유사 법칙을 통해 확보하였다. 그 결과, Fig. 5는 새로운 가상 관류팬의 8가지 회전수별 풍량에 대한 정압의 성능곡선을 나타낸 그림이다.

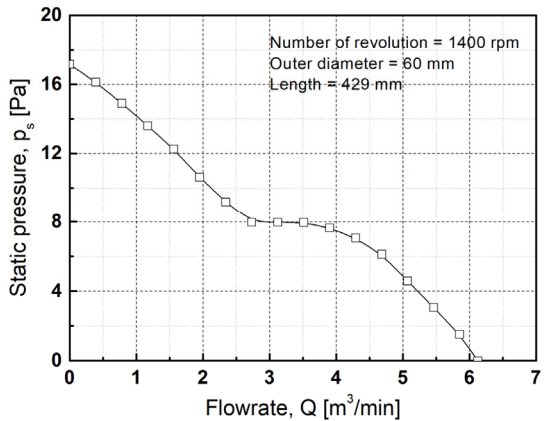


Fig. 3 Performance curve of DF60429 fan

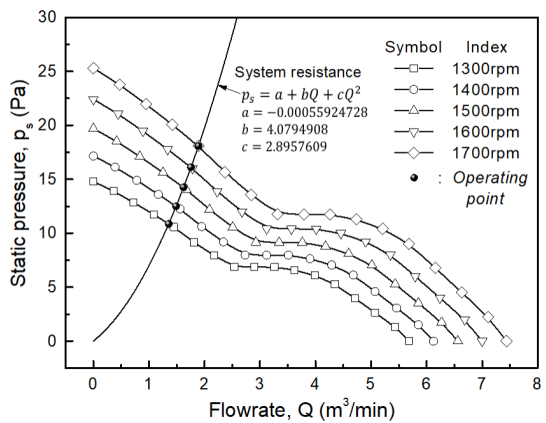


Fig. 4 Aerodynamic performance curves of old virtual cross-flow fan<sup>3)</sup>

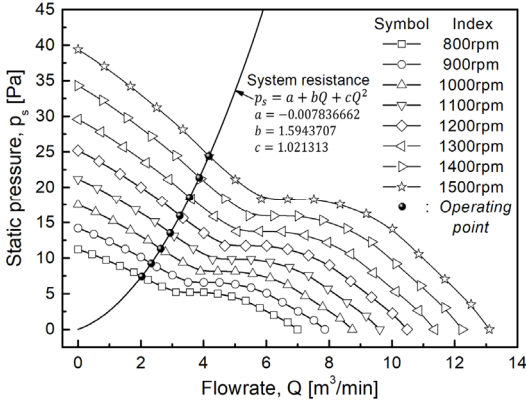


Fig. 5 Aerodynamic performance curves of new virtual cross-flow fan

Fig. 6은 Fig. 1의 대형 트럭 캐빈의 해석모델을 비정형 격자(unstructured mesh) 형상으로 나타낸 그림이다.<sup>2,3)</sup> 여기서 해석모델은 상용 소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 3차원 형상을 만든 다음 "Stl" 파일로 출력한 후, 이것을 전처리 파일인 SC/Tetra-pre로 불러들여 경계조건을 부여한 다음, "Mdl" 모델 파일을 만들고, 이후 격자 크기를 제어할 수 있는 "Otree" 기능을 이용하여 최종 격자 파일을 만들었다. 기본 격자는 4면체와 피라미드 형체를 조합한 비정형 격자 기법으로 만들어졌으며, 두께 0.94 mm인 냉방기의 열교환용 환까지도 무난히 해석할 수 있도록 Fig. 6과 같이 전체 요소(element) 숫자는 약 3,120만 개, 그리고 전체 교점(node) 숫자는 약 789만 개가 각각 생성되었다. 한편, 해의 수렴성을 높이기 위해서 유체와 접하는 고체 경계면에는 기본적으로 주어지는 2개의 프리즘층(prism layer)을 넣었으며, 최종적으로 얻

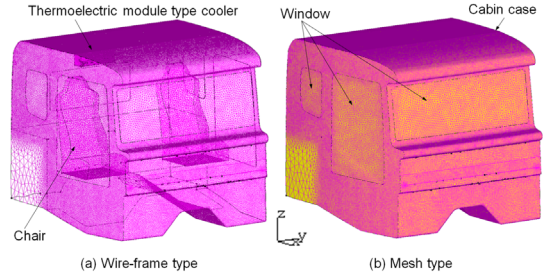


Fig. 6 Mesh configuration of a cabin

어진 모든 벽면에서 나타난 무차원 벽 길이는  $y^+ < 100$ 이었음을 확인하였다.

## 2.2 수치기법

Table 1은 이번 해석에 적용한 캐빈 및 새로운 열전모듈 냉방기를 구성하는 벽 표면의 경계조건

Table 1 Wall boundary conditions<sup>2,3)</sup>

Surface Item	Wall boundary condition	
	Shear stress	Heat transfer
Window	No-slip	40 °C
Chair	No-slip	Adiabatic
Louver	No-slip	Adiabatic
Heat sink case	Free-slip	Adiabatic
Heat sink	No-slip	No thermal resistance
Cooler case	No-slip	Adiabatic
Cabin case	Free-slip	40 °C
Thermoelectric module (cold)	Free-slip	12 °C

Table 2 Material properties used in this study<sup>2,3)</sup>

Materials	Temperature (°C)	Density (kg/m³)	Thermal expansion coefficient (1/K)	Viscosity (Pa·s)	Specific heat [J/(kg·K)]	Thermal conductivity [W/(m·K)]
Air	40	1.127	0.0032	$1.9125 \times 10^{-5}$	1005	0.0271
Iron (Fe)	27	7871.4	-	-	439.2	81.168
Polyethylene	27	950	-	-	2100	0.41
Aluminum	27	2688.7	-	-	898.7	236.72
Semi-conductor (ZnTe)	27	6340	-	-	258	18

이 정상적으로 이루어져 고온부가 캐빈 내부의 냉들을 나타내고 있다.<sup>2,3)</sup> 열전모듈의 고온부는 캐빈 외부에서 공급되는 순환 냉각수에 의해 방열 각 공기에 직접 영향을 미치지 않는다는 점에서 이번 해석에서는 고온부의 완벽한 방열이 이루어진다고 가정하고 저온부에서 최저로 얻을 수 있는 일정한 온도(12°C) 성능을 바탕으로 관류현의 회전수 변동에 따른 캐빈 내의 온도 감소 효과를 분석하였다. 여기서 열전모듈의 고온부는 해석에서 배제하였다. 또 Table 1에서 주어진 점착(no-slip) 조건인 고체 벽면의 경계 처리는 대수법칙(log-law)을 이용한 벽 함수를 사용하였으며, 벽면에 대한 열전달 조건은 대수 온도 법칙을 사용하는 부드러운 벽 조건으로 설정하였다. 또 Table 2는 이번 해석에 사용한 각종 재료에 대한 물성값을 나타내고 있다.<sup>2,3)</sup> 여기서 대형 트럭 캐빈과 창문의 외부 공기 온도는 주간에 태양으로 달궂은 온도를 감안하여 참고로 캐빈 초기 내부의 공기 온도와 같이 40°C로 적용하였다. 여기서 태양의 일사로 인한 온도 상승 영향은 배제하였다. 특히 냉방기에 모사된 열전모듈의 저온부는 12°C로 설정하였다. 이것은 시판<sup>10)</sup> 중인 열전모듈(C&L, VS1M-1.4-127-6.0) 1개를 정격상태에서 동작 시 얻을 수 있는 온도이다. 또 Table 2에서 주어진 캐빈의 재질은 철(Fe)로, 그리고 열전모듈 냉방기의 케이스 및 루버(louver) 재료는 폴리에틸렌으로 각각 정하였다. 또 열흡수장치(heat sink)의 재료와 반도체소자인 열전모듈의 재료는 각각 알루미늄과 아연-텔루라이드 화합물(Zinc-telluride, ZnTe)로 설정하였다.

한편, 해의 원활한 제어를 위해 운동량 및 에너지 방정식 그리고 k-ε 방정식의 대류항들은 모두 2차 풍상기법(2<sup>nd</sup> order upwind scheme)으로 이산화하였으며, 확산(diffusion)항들은 정확도 가중치(accuracy weighted) 기법을 적용하였다.<sup>8)</sup> 또 압력 보정 방법은 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였으며, 해의 수렴조건은 모든 변수의 잔차값들이  $1 \times 10^{-4}$  일 때로 설정하였다. 또 대형 트럭 캐빈 내의 공기는 온도에 의한 부력의 영향을 고려하였으며, 수직인 Z 방향에는 중력의 영향도 반영하였다.<sup>2,3)</sup>

### 3. 계산 결과 및 고찰

#### 3.1 열전모듈 냉방기의 시스템저항

Table 3은 열전모듈 냉방기의 8가지 회전수별 운전점의 풍량과 시스템저항 값을 나타낸 표이다. 여기서 시스템저항 값은 회전수별 수치해석으로 얻은 가상현의 풍량을 가지고 Fig. 5에서 주어진 가상 관류현의 풍량 대 정압 성능곡선으로부터 보간법으로 구하였다.

그 결과, 풍량에 따른 열전모듈 냉방기의 시스템저항은 Fig. 5와 같이 2차식인 포물선 곡선으로 얻어 Fig. 4에서보다는 훨씬 더 개선되었으나 운전 소음에는 여전히 불리한 형태를 보이는 것으로 판단하지만, 풍량은 종래 냉방기 모델<sup>3)</sup>에 비하면(Fig. 4 참조), 같은 회전수에서 약 157% 더 많이 증가해 있음을 알 수 있다. 이것은 Table 4와 같이 열전모듈 냉방기의 유로를 구성하는 부품 중에서도 새로운 냉방기 모델은 공기가 열흡수장치의 흰 사이 공간을 통과하는 단면적도 종래 냉방기 모델<sup>3)</sup>에 비해 많이 증가했지만, 종래 냉방기 모델<sup>3)</sup>에서 가장 작은 공기 통과 면적을 가진 가상현 유로가 병목현상을 초래하였으므로 새로운

Table 3 Predicted system resistance of a new cooler at operating points

Number of revolution (rpm)	Flowrate (m <sup>3</sup> /min)	System resistance (Pa)
800	2.031	7.402
900	2.331	9.240
1000	2.633	11.287
1100	2.938	13.513
1200	3.243	15.935
1300	3.553	18.561
1400	3.863	21.365
1500	4.171	24.398

Table 4 Air-passage areas of a new cooler

Item	Inlet grille	Outlet duct	Heat sink	Virtual fan
Area (cm <sup>2</sup> )	254.8	212.2	277.3	212.2



냉방기 모델에서는 가상현의 토출 단면적을 종래 냉방기 모델<sup>3)</sup>에서보다 약 106% 훨씬 더 크게 설계하였기 때문에 나타난 결과로 판단된다.(103.2 cm<sup>2</sup> → 212.2 cm<sup>2</sup>)

### 3.2 캐빈 내 벡터 분포

Fig. 7은 캐빈 내 중앙부에 해당하는 Y=0 mm의 X-Z평면 내에서 열전모듈 냉방기의 회전수별 로 캐빈 내의 벡터 유동 분포를 나타낸 그림이다. 여기서 열전모듈 냉방기를 빠져나온 공기는 가상 관류현이 위치한 좁은 공간에서 가장 큰 속도분포를 형성하고 있으며, 고정된 3개의 루버에 의해 캐빈 대각선 방향으로 트럭 전방 하단을 향해 분출 및 확산하고 있다. 낮은 회전수에서의 벡터 유동을 볼 때, 캐빈 내 하부 쪽으로 쳐져 정면 하단부에 힘없이 부딪히던 공기는 회전수 증가에 따라 가상현의 분출 속도가 증가하므로 똑바르게 트럭 전면부 상부측으로 올라가 부딪치고 있다. 이에 따라 캐빈 내의 재순환 영역은 냉방기의 회전수가 증가함에 따라 캐빈 내 바닥에 해당하는 모서리 부근과 전방 상부측 창문 근처에서도 나타난다. 이와 같은 유동 현상은 벡터의 크기만 다를 뿐 종래의 냉방기에서 나타난 현상<sup>2,3)</sup>과 매우 유사하다고 본다.

### 3.3 캐빈 내 등표면 온도 분포

Fig. 8은 캐빈 내 설치된 냉방기가 냉기를 분출할 때, 같은 크기의 공기 온도가 캐빈 내에서 차지하는 영역을 등표면(iso-surface)으로 회전수 변화에 따라 나타낸 그림이다. 여기서 등표면 온도 분포는 온도 크기와 관계없이 회전수 증가에 따라 작은 공간영역을 차지하며, 등표면 온도 27℃, 회전수 900 rpm에서 캐빈 전방 하단 쪽으로 가장 길게 분포되어 있다. 이와 같은 현상은 열전모듈 냉방기가 일정한 온도(12℃)를 유지하는 상태에서 낮은 회전수에서는 열흡수장치의 흰 사이 공간을 통과하는 속도가 상대적으로 느려 충분한 열전달을 할 수 있으나 높은 회전수에서는 속도가 빨라 열전달을 제대로 하지 못해 발생한 차이라고 볼 수 있다. 따라서 비교적 안정된 열교환을 통해

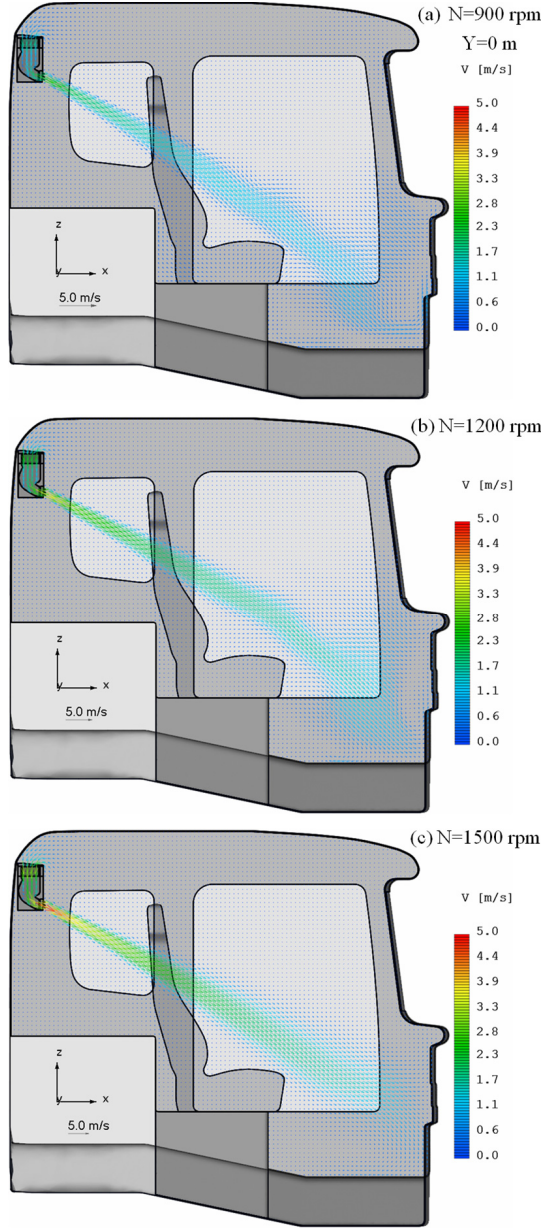


Fig. 7 Vector flow distribution within a cabin by the number of revolutions

얻을 수 있는 효과적인 등표면 온도의 분포는 온도 23℃에서는 회전수 900 rpm 이하에서, 그리고 등표면 온도 25℃에서는 회전수 1,200 rpm 이하에서, 그리고 등표면 온도 27℃에서는 회전수 1,500 rpm 이하에서 형성되고 있다. 특히 캐빈 내부의

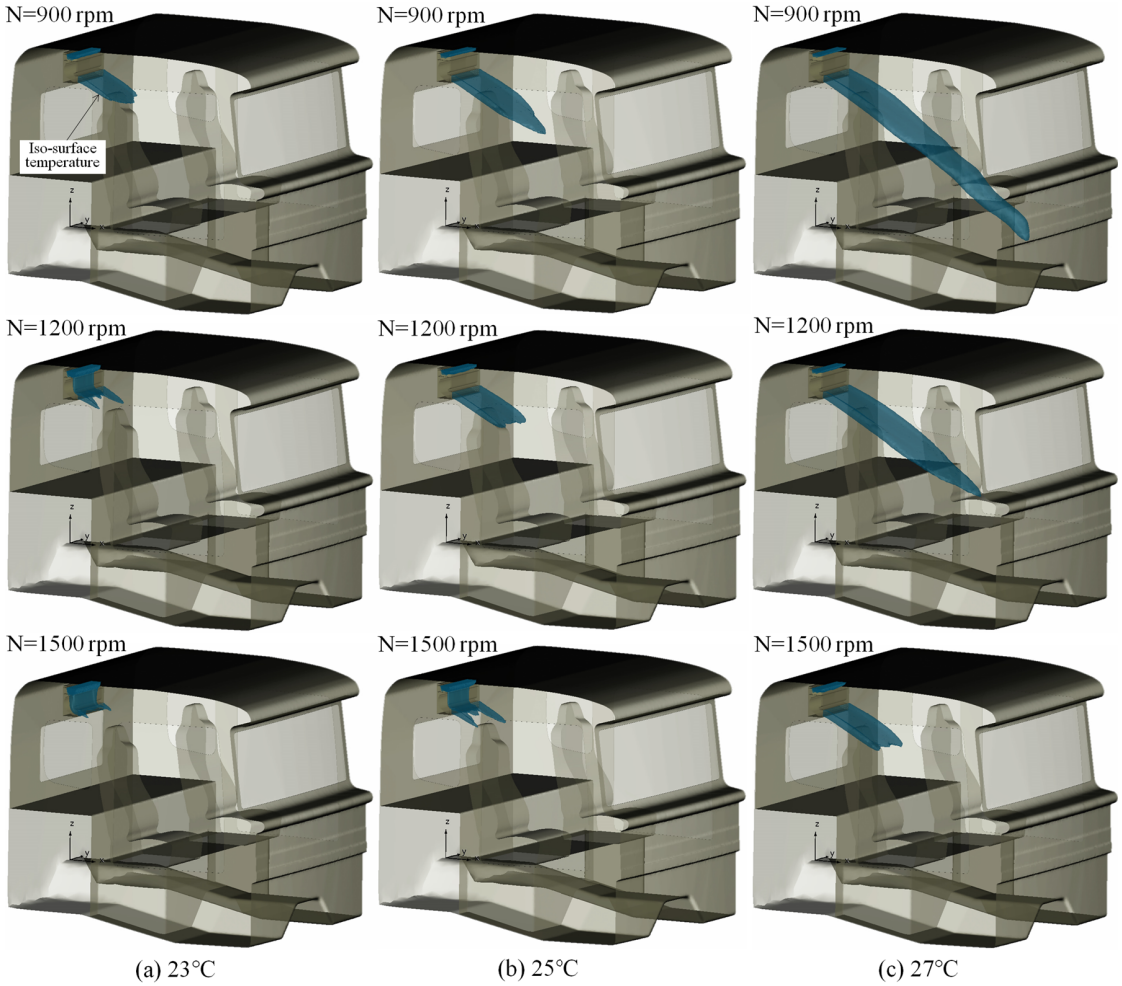


Fig. 8 Distribution of iso-surface temperature within a cabin according to the number of revolutions

등표면 온도 27°C는 외기온도가 현재 40°C 조건에서 35°C로 바뀐다면, 22°C가 되기 때문에, 이것은 야간에 무시동 조건에서 아주 쾌적하게 생활할 수 있는 온도라고 생각한다.

### 3.4 캐빈 내 온도 분포

Fig. 9는 열전모듈 냉방기에 의해 캐빈 내 중앙부인 Y=0 mm와 좌석 한가운데에 해당하는 Y=0.67 mm에서 X-Z평면 내에 형성된 온도 분포를 회전수별로 나타낸 그림이다. 먼저 Fig. 9의 왼쪽에 있는 Y=0 mm의 X-Z평면 내에서 형성된 온도 분포는 Fig. 7의 벡터 분포와 매우 유사하며,

냉각된 주 기류의 온도는 냉방기의 회전수와 관계없이 전면 하단 쪽으로 부딪힌 후 상부 쪽으로 넓게 퍼져 분포하고 있다. 특히 냉방기의 회전수가 감소함에 따라 전방 상단에 분포된 냉각 공기는 넓은 영역에 걸쳐서 나타나고 있다. 이것 역시 회전수 1,500 rpm에서는 열흡수장치의 흰 사이 공간을 통과하는 속도가 너무 빨라 열전달이 미흡해져서 나타난 현상으로 볼 수 있다. 한편, 캐빈 중앙부에서 형성된 주 분류의 온도 분포는 특히 회전수 900 rpm에서 종래 냉방기의 경우<sup>2,3)</sup>보다 훨씬 더 냉각성능이 개선되어 외부 온도 40°C 대비 약 15°C 더 냉각된 성능을 나타내며, 전체 회전수

재설계된 무시동 열전모듈 냉방기를 이용한 상용트럭 캐빈 내의 열유동 수치해석

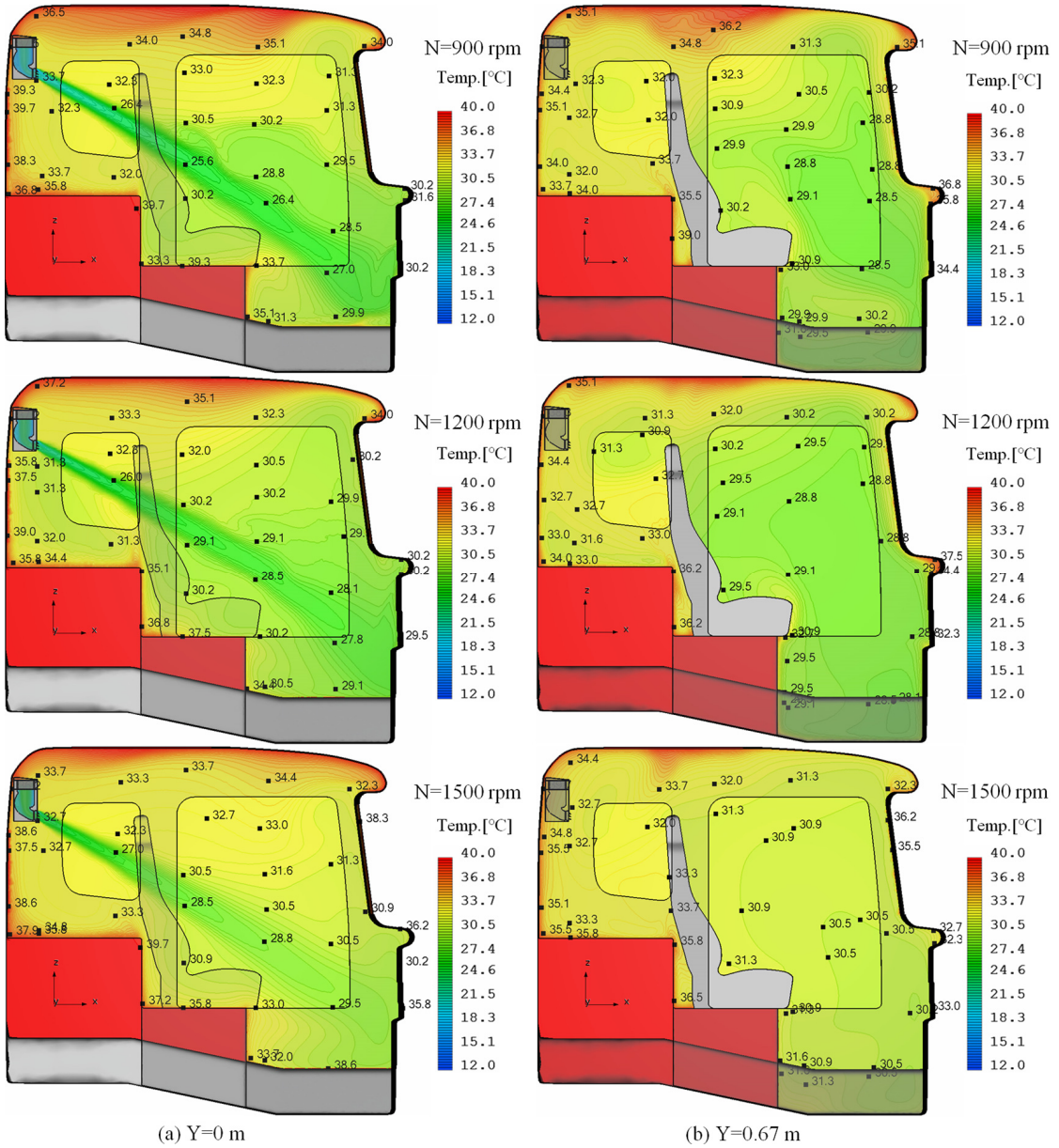


Fig. 9 Temperature distribution on the X-Z plane at Y=0 mm and Y=0.67 mm within a cabin according to the number of revolutions

에서도 캐빈 내 냉각성능은 전체적으로 종래 냉방기의 경우<sup>2,3)</sup>보다 캐빈 내 전방 상부측과 천장 쪽에서 최대 약 2°C 더 개선된 모습을 보인다. 또 냉방기의 회전수가 증가함에 따라 풍량이 늘어나 냉각 효과는 캐빈 천장에서 더 이루어지며, 캐빈 전방에서는 회전수 1,200 rpm에서 더 두드러진 냉

각 효과 모습을 보인다.

Fig. 9(b)에서와 같이 캐빈 중앙부를 벗어난 Y=0.67 mm의 X-Z평면 내에서 형성된 온도 분포는 냉방기의 냉기가 직접 전달되진 못하지만, 캐빈 중앙부 냉방기에서 분출한 주 분류가 캐빈 전방 하단 쪽으로 부딪혀 캐빈 내 좌우로 퍼져 상부



쪽으로 확산하므로 종래 냉방기의 경우<sup>2,3)</sup>보다 훨씬 개선된 냉각성능을 보여주고 있다. 특히 좌석 상단의 머리(head) 부근의 위치에서 나타난 냉각된 온도는 대체로 29℃~31℃를 보여 캐빈 외부 온도 40℃ 대비 약 9℃~11℃ 차이로 분포되고 있다. 또한 캐빈 전방 바닥 근처에서 형성된 온도 분포는 회전수 1,200 rpm에서 가장 낮은 온도로 약 29℃를 보여 외부 온도 40℃ 대비 약 11℃의 온도 감소 효과를 나타내고 있다. 여기서 캐빈 중앙부의 바닥 표면이나 좌석 중앙부 위치의 바닥 표면에서 나타난 온도 분포가 비슷한 크기로 나타난 것은 냉기류가 바닥 표면으로 내려오면서 캐빈 좌우로 퍼져 온도 혼합이 잘 이루어졌다고 판단된다. 이런 현상은 캐빈 천장에서조차 찾아볼 수 있다.

Fig. 10은 가상 관류현의 회전수별 캐빈 내 좌석 전방과 후방에서 얻어진 온도 분포를 살펴보기 위해 설정한 위치들을 나타내고 있다. 참고로 이 온도설정 위치들은 운전석 및 조수석, 그리고 휴식을 위한 공간이다. Fig. 11은 캐빈 내 두 좌석 부근의 위치 A1과 A2에서 캐빈 폭에 해당하는 Y 방향에서 해석된 회전수별 온도 분포들을 나타낸 그림이다. 캐빈 내 후면 상부측 정중앙에 설치된 냉방기의 냉기가 고정된 루버를 통해 대각선 방향

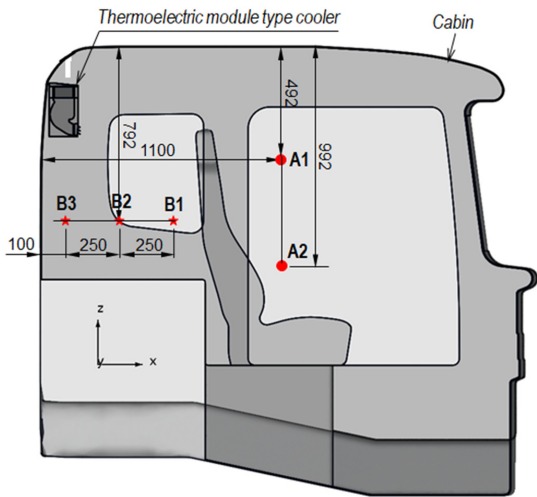


Fig. 10 Temperature acquisition positions within a cabin

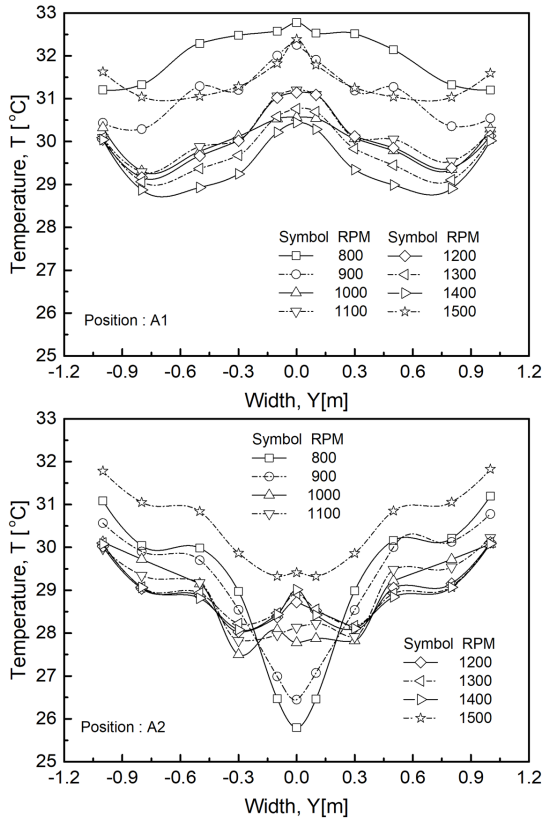


Fig. 11 Temperature distributions at A1 and A2 positions within a cabin

으로 캐빈 전면을 향함에 따라 좌석에 사람이 앉아 있을 때 안면 근처에 해당하는 A1 위치의 경우, 좌석 사이의 중앙부와 좌석 부근에서 나타난 온도는 회전수 1,000~1,400 rpm에서 비교적 밀집해 분포함을 알 수 있다. 따라서 캐빈 전쪽에 걸쳐 나타난 온도 분포는 약 28.8℃~31℃를 보인다. 이것은 초기온도 40℃로부터 약 9℃~11.2℃의 온도 감소 효과를 보여줘 종래 냉방기의 경우<sup>2,3)</sup>보다 최대 약 3℃ 더 낮게 나타난다. 반면에 회전수 800 rpm과 900 rpm에서는 대각선 방향으로 캐빈 중앙부를 흐르는 냉기는 풍량이 작아 캐빈 전면 바닥 쪽으로 치지면서 A1 위치로부터 더 멀어져 온도가 다른 회전수(1,000~1,400 rpm)에서보다도 더 높게 분포하며, 또 회전수 1,500 rpm에서는 풍량이 너무 커 열흡수장치로부터 열을 충분히 실을 수 없어 A1 위치에서 나타난 온도는 다

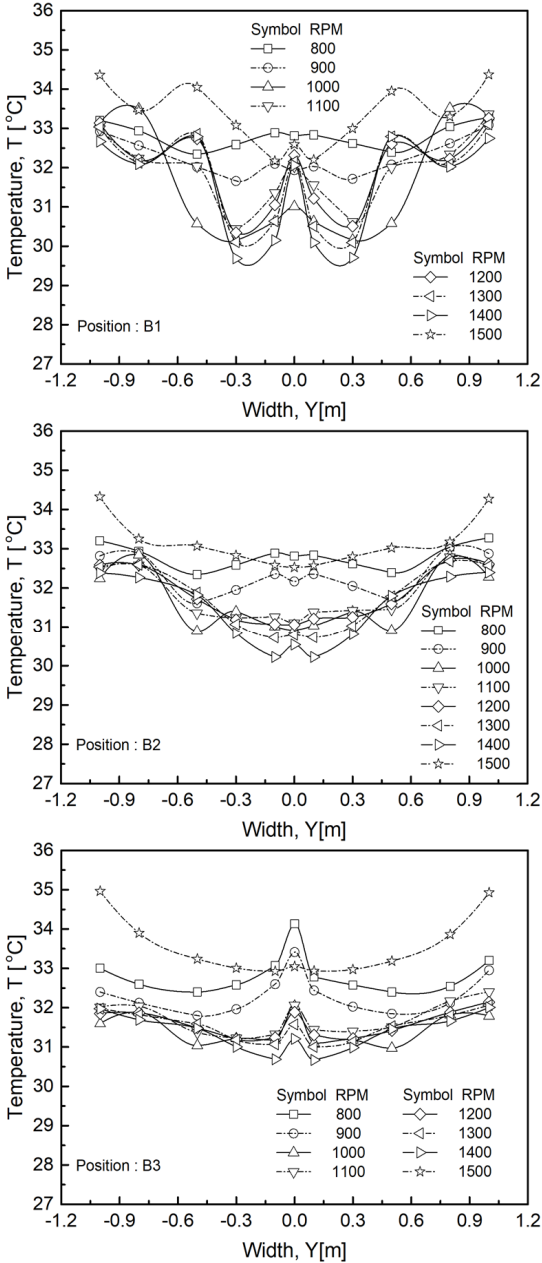


Fig. 12 Temperature distributions at B1, B2 and B3 positions within a cabin

른 회전수(1,000 ~ 1,400 rpm)에서 보다도 더 높게 나타난다고 판단된다. 그렇다 하더라도 모든 회전수에서 나타난 A1 위치에서 온도 분포는 종래 냉방기의 경우<sup>2,3)</sup>에서보다 온도개선 효과는 더 좋다.

한편, 좌석 앞 A2 위치에서 온도 분포는 회전수 증가에 따라 좌석 부근에서 온도 저감 현상이 뚜렷하게 나타나 회전수 1,500 rpm을 제외하곤, 약 29~30.2°C를 보여, 초기온도 40°C 대비 약 9.8~11°C의 온도 감소 효과를 나타내며, 좌석 사이 중앙 부근에서 온도는 25.8~29°C를 형성하고 있다. 이것은 종래 냉방기의 경우<sup>2,3)</sup>에서보다 약 1.5°C 이상 온도개선 효과를 보여 준다. 그러나 캐빈 좌우 벽면으로 갈수록 대류현상에 의해 온도는 상승하는 모습을 모두 보여 주고 있다.

Fig. 12는 좌석 뒤인 휴식 공간(rest room) B1, B2, B3에서 캐빈 폭에 해당하는 Y 방향으로 해석된 회전수별 온도 분포를 나타낸 그림이다. 좌석 사이 중앙공간에서 온도 감소 효과는 캐빈 중앙부 대각선으로 흐르는 냉기의 영향을 가장 많이 받는 B1에서 더 뚜렷하게 나타나 열교환이 가장 열악한 회전수 1,500 rpm을 제외하곤, -0.5 m < Y < 0.5 m에서 약 29.5~33°C를 보인다. 그 결과, 전체 회전수를 포함하여 B1에서 나타난 온도 분포는 캐빈 전폭에 걸쳐서 종래 냉방기의 경우<sup>2,3)</sup>에서보다 더 풍량이 증가한 관계로 냉기를 캐빈 구석 멀리까지 확산시켜 약 1°C 더 낮게 형성한다. 반면, B2 및 B3 공간으로 갈수록 좌석 사이 중앙부에서 나타난 온도 분포는 B1에서보다 회전수별 온도편차가 줄어들어 냉방기의 운전범위를 4가지 회전수(1,000~1,400 rpm)로 제한하면, B2에서 온도는 전체영역에 걸쳐 약 30.2~33°C의 온도 분포를 형성하고, 또 B3에서는 약 30.6~32°C로 되어 있어, 초기온도 40°C 대비 약 7~9.8°C의 온도 감소 효과를 나타내고 있다.

전체적으로 캐빈 내 온도 감소는 종래 냉방기의 경우<sup>2,3)</sup>에서보다 더 효과적으로 나타남을 알 수 있지만, 특히 냉방기의 회전수를 1,000~1,400 rpm으로 사용할 때 여러 가지 면에서 캐빈 내 냉방효과를 더 기대할 수 있다고 판단된다. 또한 야간에 무시동 조건에서 이 열전모듈 냉방기를 사용하면 저소음 운전이 예상됨에 따라 더욱 효과적으로 유용하게 캐빈 내 생활을 할 수 있다고 생각된다.

## 4. 결 론

상용 트럭용 캐빈 후면 상단부에 재설계된 무시동 열전모듈형 냉방기를 설치하여 형성된 캐빈 내 3차원 열유동장을 Realizable  $k-\epsilon$  난류 모델로 비압축성, 정상상태에서 해석한 결과는 다음과 같다.

1) 재설계된 냉방기의 회전수별로 해석된 운전 점들은 종래 냉방기 모델보다 더 많은 풍량을 낮은 회전수에서 얻을 수 있어 운전 소음의 감소가 예상된다.

2) 시스템저항이 낮은 유로로 재설계된 냉방기의 효율적인 열전달에 필요한 풍량 범위는 약 2.6~3.9  $\text{m}^3/\text{min}$ 이다.

3) 캐빈 중앙부와 좌석 상단 부근에서 나타난 온도 분포는 캐빈 외부 온도 40°C 대비 최대 약 11~15°C의 감소 효과를 나타낸다.

4) 회전수 1,000~1,400 rpm에서 좌석 위의 공간 A1과 A2에서의 온도 분포는 초기온도 40°C 대비 각각 약 9~11.2°C와 약 9.8~12.5°C의 감소 효과를 보인다.

5) 회전수 1,000 rpm~1,400 rpm에서 좌석 뒤 휴식 공간(B1, B2 및 B3)에서 나타난 온도 감소 효과는 초기온도 40°C 대비 약 7~10.5°C의 감소 효과를 보인다.

## Author contributions

S. H. Oh; Methodology, Software, Resources, Funding acquisition, Project administration. J. K. Kim; Conceptualization, Data curation, Formal analysis, Investigation, Supervision, Validation, Visualization, Writing-original draft, Writing-review & editing.

## References

1. J. K. Kim and S. H. Oh, 2012, "Computational Thermal Flow Analysis of a Cabin Cooler for a Commercial Vehicle", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 16(2),

17-23.

(<https://doi.org/10.9726/kspse.2012.16.2.017>)

2. J. K. Kim and S. H. Oh, 2012, "Numerical Analysis on the Thermal Flow by a Thermoelectric Module within the Cabin of a Commercial Vehicle", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 16(5), 47-54.

(<https://doi.org/10.9726/kspse.2012.16.5.047>)

3. S. H. Oh and J. K. Kim, 2023, "Numerical Analysis on the Heat Flow in the Cabin of a Commercial Truck according to the Velocity Change of Thermoelectric Module Cooler", Journal of Power System Engineering, 27(3), 88-96. (DOI:10.9726/kspse.2023.27.3.088)

4. G. S. Attey, 1998, "Enhanced Thermoelectric Refrigeration System COP through Low Thermal Impedance Liquid Heat transfer System", Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Conference on Thermoelectrics, 519-524.

5. B. H. Kang, H. J. Chang and S. Y. Kim, 2002, "Cooling Characteristics at Hot Side of the Thermoelectric Module for an Air Conditioner", Korean Journal of Refrigeration and Air Conditioning Engineering, 14(3), 482-488.

6. D. Astrain, J. G. Vian and M. Dominguez, 2003, "Increase of COP in the Thermoelectric Refrigeration by the Optimization of Heat Dissipation", Applied Thermal Engineering, 23, 2183-2200.

([https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00202-3](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00202-3))

7. J. G. Vian and D. Astrain, 2008, "Development of a Heat Exchanger for the Cold Side of a Thermoelectric Module", Applied Thermal Engineering, 28, 1514-1521.

(<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.08.014>)

8. SC/Tetra (Version 8), 2012, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.

9. Whitefan Ltd., <https://www.whitefan.com>.

10. C&L Corp., <https://www.coolnlight.com>.