

열전모듈 냉방기의 속도변화에 따른 상용트럭 캐빈 내의 열유동 수치해석

Numerical Analysis on Heat Flow in the Cabin of a Commercial Truck according to the Velocity Change of Thermoelectric Module Cooler

오석형*† · 김장권**
Seok-Hyung Oh*† and Jang-Kweon Kim**

(Received 26 May 2023, Revision received 16 June 2023, Accepted 20 June 2023)

초록 : 이번 연구는 상업용 트럭 캐빈 후면 상단부에 열전모듈형 냉방기를 설치하여 형성된 캐빈 내 3차원 열유동장을 Realizable $k-\epsilon$ 난류모델로 비압축성, 정상상태에서 해석하였다. 그 결과 냉방기의 회전수별로 해석된 운전점들은 비교적 높은 정압으로 얻어져, 부족한 풍량으로 인해 캐빈 내 온도 감소 효과가 현저히 떨어지며, 운전 소음의 증대가 예상된다. 그리고 높은 정압과 부족한 풍량을 초래하는 가상 관류팬의 교체가 필요하며, 열교환기의 유로 단면적을 냉방기 토출 단면적 수준으로 확보하는 재설계가 필요하다.

키워드 : 캐빈, 상업용 트럭, Realizable $k-\epsilon$ 난류모델, 열전모듈 냉방기, 가상 관류팬

Abstract : In this study, the three-dimensional heat flow field in the cabin formed by installing a thermoelectric module type air cooler at the rear upper part of the cabin for a commercial truck was analyzed in an incompressible and steady state with a realizable $k-\epsilon$ turbulence model. As a result, the operating points analyzed by the number of revolutions of the air cooler are obtained with a relatively high static pressure, the effect of reducing the temperature in the cabin is significantly reduced due to insufficient air flowrate, and an increase in operating noise is expected. In addition, it is necessary to replace the virtual cross-flow fan, which causes high static pressure and insufficient air flowrate, and a redesign to secure the flow path cross-sectional area of the heat exchanger to the level of the air cooler discharge cross-sectional area is required.

Key Words : Cabin, Commercial Truck, Realizable $k-\epsilon$ 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 마린엔지니어링전공

*† 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

지금까지는 승용차에서 대형 상용트럭에 이르기까지 자동차 캐빈(cabin) 내의 공조방식은 엔진 구동으로 압축기(compressor)를 작동시켜 냉매를 순환시키는 증기 압축식 냉동방식이 주를 이루고 있다. 그런데 최근 들어 자동차의 배기가스규제나 연비규제가 강화됨에 따라 이를 극복하기 위해 대형 상용 트럭에서도 엔진을 가동하지 않으면서 캐빈 내의 냉방과 난방을 추가로 할 수 있는 열전 모듈(thermoelectric module)을 이용한 무시동 공조 방식이 새롭게 연구되고 있다.¹⁾ 특히 펠티어(Peltier) 효과를 이용하는 열전모듈 냉방기(cooler)는 차량 주행 중 별도로 설치된 축전지(battery)에 자동으로 충전되는 직류전원만을 이용하므로 경제성이 매우 우수하다고 본다. 그밖에 열전모듈 냉방기는 소형화, 경량화, 저소음, 저진동, 신재생 및 친환경 등의 효과들을 두루 갖기 때문에 대형 화하기에는 가격이 문제가 될 수 있지만, 현재 차량용, 의료용, 화장품 및 와인저장용 냉장고 등에 소규모로 활용되고 있다.

지금까지 열전모듈의 열전달 특성이나 냉방기의 성능은 주로 실험¹⁻⁸⁾을 토대로 파악되었으며, 특히 열전모듈의 고온부에서 충분한 방열이 이루어지게 되면, 열전모듈의 성능을 최대로 얻을 수 있다는 것이 많은 연구를 통해 검증되었다.

저자들^{9,10)}은 이미 개발 검토된 열전모듈 냉방기(cooler)의 자체 열유동 특성을 특정 관류팬(cross-flow fan)의 회전수(1400 rpm)에서 표준 k-ε 난류모델로 3차원 전산 수치 해석하여 그 냉방성능의 가능성을 확인하였으며,⁹⁾ 또한 대형 상용트럭 캐빈 내에서도 열전모듈 냉방기를 적용해 캐빈 내의 열유동을 해석한 바가 있다.¹⁰⁾

이번 연구에서는 열전모듈 냉방기의 팬 회전수를 기존보다 더 세분화해서 증가시켰을 때, 냉방 운전에 필요한 상용차 캐빈 내의 온도 저감 성능이 관류팬 회전수 변화에 따라 얼마나 더 개선되는지를 알아보기 위해 기존 1,400 rpm¹⁰⁾의 회전수뿐만 아니라 4가지 팬의 회전수(1,300,

1,500, 1,600, 1,700 rpm)를 더 추가하여 상용 트럭의 캐빈 내에서 형성되는 열유동 특성을 3차원 정상상태에서 해석하고자 하였다. 여기서 수치해석에 사용한 상용소프트웨어는 SC/Tetra¹¹⁾이었으며, RANS 모델로는 표준 k-ε 난류 모델을 수정한 Realizable k-ε 난류 모델을 사용하였다. 한편, Realizable k-ε 난류 모델¹¹⁾은 난류운동으로 생성된 에너지는 항상 양(+)의 값으로만 존재하고, 난류 전단응력들은 Schwartz 부등호를 만족해야 한다는 현실성 조건들을 고려하여 표준 k-ε 난류 모델을 수정한 것으로써, 일반적으로 회전, 강한 역 압력 기울기를 갖는 경계층, 박리 및 재순환을 포함한 유동의 성능 예측에 우수하다고 알려져 있다.¹¹⁾

이번 수치해석의 목적은 열전모듈 냉방기를 개발하기 위해 현재 설계 고려 중인 관류팬의 회전수별 공력 성능이 냉방기 유로의 구성품인 전면 그릴(grille), 열교환기, 토출 단면적 및 루버(louver)를 통과하면서 발생하는 공기흐름에 의한 시스템저항에 충분한 풍량의 대응 능력을 갖췄는지를 우선 파악하고, 더 나아가 회전수별 풍량이 캐빈 내에서 얼마만큼의 냉방성능으로 연결되는지를 파악하는 과정을 통해서 현재 설계된 냉방기 유로와 관류팬의 제원상에서 발생할 수 있는 각종 문제점을 찾는 데 필요한 기초자료를 얻고자 연구하였다.

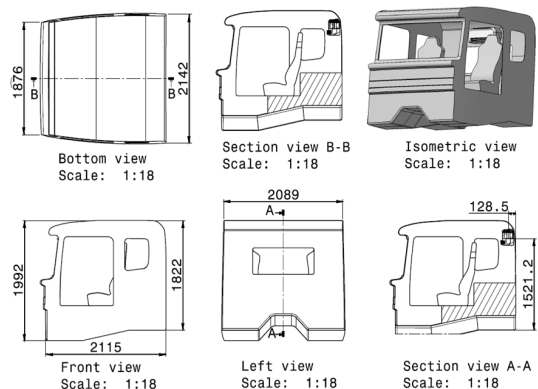


Fig. 1 Geometry configuration of a cabin

2. 수치해석

2.1 해석모델

Fig. 1은 상용 대형 트럭 캐빈의 기하학적 상세 치수를 나타내고 있다.¹⁰⁾ 참고로 캐빈 후미 중앙부 상부측에 설치한 열전모듈 냉방기⁹⁾의 외곽크기는 폭, 깊이, 높이가 각각 637.5 mm, 240 mm, 193.6 mm이다. 한편, SC/Tetra에서는 실제 환을 사용하지 않고서도 풍량에 대한 정압의 성능곡선만으로도 환의 효과를 나타내는 가상환(virtual fan)의 기능이 있으므로, 본 연구에서는 이 가상환 기능을 공기측 열전달 해석에 필요한 실제 관류환 대신에 사용하였다. Fig. 2는 Fig. 1의 대형 트럭 캐빈의 해석모델을 비정형 격자(unstructured mesh)로 나타낸 형상 그림이다.¹⁰⁾ 여기서 해석모델은 상용 소프트웨어인 CATIA(V5R18)로 3차원 형상을 만들어 "stl" 파일로 출력한 후, 이것을 전처리 파일인 SC/Tetra-pre를 이용하여 경계조건을 부여한 다음, "mdl" 모델 파일을 만들어 격자 크기를 제어할 수 있는 "Otree" 기능으로 "oct" 격자파일을 만들었다. 기본 격자는 4면체와 피라미드 형체를 조합한 비정형 격자 기법으로 만들어졌으며, 두께 0.8 mm인 냉방기의 열교환용 환(fin)까지도 해석할 수 있도록 Fig. 2와 같이 총 요소(element) 수는 약 3,625만 개, 그리고 총 교점(node) 수는 약 994만 개가 각각 생성되었다. 한편, 해의 수렴성을 높이기 위해서 유체와 접하는 고체 경계면에는 기본적으로 주어지는 2개의 프리즘층(prism layer)을 넣었으며, 최종적으로 얻어진 모든 벽면에서 나타난 무차원 벽 길이는 $y^+ < 100$ 였음을 확인하였다.

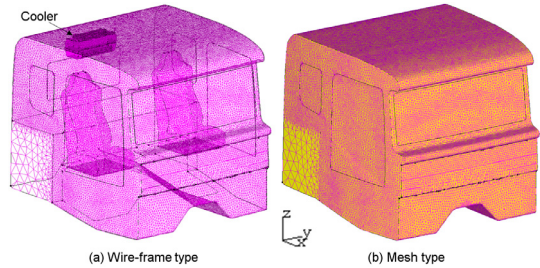


Fig. 2 Mesh configuration of a cabin

2.2 수치기법

Table 1은 이번 해석에서 적용한 캐빈 및 열전모듈 냉방기를 구성하는 벽(wall)면의 경계조건들을 나타내고 있다.¹⁰⁾ 이번 해석에서는 열전모듈의 저온부에서 최저로 얻어지는 일정온도(12°C) 성능을 바탕으로 관류환의 회전수 변동에 따른 캐빈 내의 온도저감 효과를 분석하기 위해 열전모듈의 고온부는 해석에서 배제하였다. 또 Table 2는 이

Table 1 Wall boundary conditions

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

Materials	Temperature (°C)	Density (kg/m ³)	Thermal expansion coefficient (1/K)	Viscosity (Pa·s)	Specific heat {J/(kg·K)}	Thermal conductivity {W/(m·K)}
Air	40	1.127	0.0032	1.9125×10 ⁻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

번 해석에서 사용한 각종 재료에 대한 물성값들을 나타내고 있다.¹⁰⁾ 여기서 대형 트럭 캐빈의 외부 공기 온도는 캐빈 초기 내부의 공기 온도와 같이 40°C로 적용하였다.

또 Fig. 3은 "Whitefan"사의 직경 60 mm, 길이 429 mm를 갖는 회전수 1,400 rpm에 대한 관류팬(DF60429)¹²⁾의 성능곡선을 바탕으로 상사 법칙을 통해 만들어 낸 5가지 가상 관류팬의 회전수별 풍량에 대한 정압의 성능곡선을 나타낸 그림이다.

한편, 캐빈 내 열전모듈 냉방기의 입·출구는 개방상태가 되므로, 입·출구의 경계압력을 특정 압력으로 설정할 수가 없어, 이 압력은 캐빈의 공간이 냉방기가 캐빈 내에서 차지하는 공간보다 상대적으로 훨씬 큰 크기를 갖고 있으므로, 냉방기로부터 멀리 떨어진 캐빈 내 임의의 점(X=0.128 m, Y=1.22523 m, Z=0 m)에서 형성되는 압력에 의존하도록 하였다. 이때 임의의 점의 압력은 0 Pa로 설정하였다.

Table 1에서 주어진 점착(no-slip) 벽면의 경계 처리는 대수법칙(log-law)을 이용한 벽 함수로 하였으며, 벽에 대한 열전달 조건은 대수 온도 법칙을 사용하는 부드러운 벽 조건으로 설정하였다. 특히 냉방기에 모사된 열전모듈의 저온부는 12°C로 설정하였다. 이것은 시판¹³⁾ 중인 열전모듈(씨엔엘, VSIM-1.4-127-6.0) 1개를 정격상태에서 동작시킬 수 있는 온도이기 때문이다. 한편, 해의

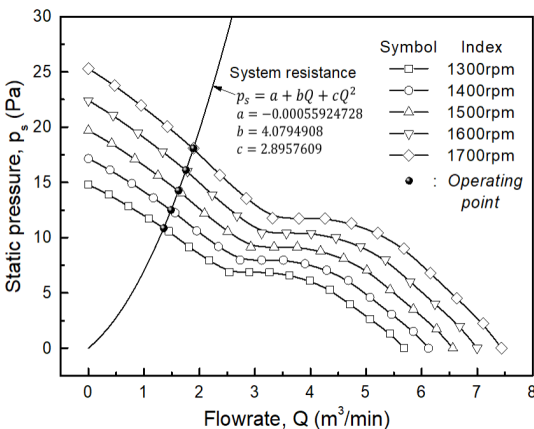


Fig. 3 Aerodynamic performance curves of virtual cross-flow fan

Table 3 Predicted system resistance of a cooler at operating points

Number of revolution (rpm)	Flowrate (m ³ /min)	System resistance (Pa)
1,300	1.357	10.858
1,400	1.489	12.497
1,500	1.622	14.249
1,600	1.757	16.106
1,700	1.892	18.074

원활한 제어를 위해 운동량 및 에너지 방정식 그리고 k-ε 방정식의 대류항(convection)들은 모두 2차 풍상기법(2nd order upwind scheme)으로 이산화하였으며, 확산(diffusion)항들은 기본적으로 주어지는 정확도 가중치(accuracy weighted) 기법을 적용하였다.¹¹⁾ 또한 압력보정방법은 SIMPLEC 알고리즘을 사용하였으며, 해의 수렴조건은 모든 변수의 잔차값들이 1×10⁻⁵일 때로 설정하였다.

한편, Table 2에서 주어진 캐빈의 재질은 철(Fe)로 정하였으며, 또 캐빈 냉방기의 케이스 및 루버(louver) 재료는 폴리에틸렌으로 정하였다. 그리고 열 흡수장치(heat sink)의 재료는 알루미늄으로 정하였으며, 반도체소자인 열전모듈의 재료는 아연-텔루라이드 화합물(Zinc-telluride, ZnTe)로 설정하였다. 특히 대형 트럭 캐빈 내의 공기는 온도에 의한 부력의 영향을 고려하였으며, 수직인 Z 방향에는 중력의 영향도 반영하였다.

3. 계산 결과 및 고찰

3.1 열전모듈 냉방기의 시스템저항

Fig. 3에서 회전수별 열전모듈 냉방기의 시스템저항은 5가지 회전수별 Realizable k-ε 난류모델의 수치해석에 의해 얻어진 가상팬의 풍량을 가지고 주어진 가상 관류팬의 풍량대 정압곡선으로부터 구하였다. 그 결과, 열전모듈 냉방기의 회전수별 운전점(operating point)들은 Table 3과 같이 얻었다.

풍량에 따른 열전모듈 냉방기의 시스템저항은 Fig. 3과 같이 2차식인 포물선 곡선으로 얻어지거나 운전 소음 및 풍량 증대에 매우 불리한 형태를 보

Table 4 Air-passage areas of a cooler

Item	Inlet grille	Outlet duct	Heat sink	Virtual fan
Area (cm ²)	240.59	215.0	191.79	103.2

여, 상대적으로 가상 관류팬이 풍량을 적게 발휘함을 알 수 있다. 이것은 Table 4에서와 같이 가상 팬의 유로 단면적^{9,10)}이 열전모듈 냉방기의 유로를 구성하는 부품 중에서 가장 작게 설계되었기 때문에 나타난 결과로 판단된다. 따라서 현재의 가상 관류팬(DF60429)¹²⁾의 유로 단면적을 더 키우기 위해 직경이 더 큰 관류팬으로 수정 보완할 새로운 설계가 필요하며, 아울러 열교환기 휨(fin) 사이를 통과하는 공기의 유로 면적도 흰 두께를 현재의 0.8 mm에서 0.4 mm로 교체하면서 크게 확보한다면, 냉방기의 시스템저항은 지금보다 더 낮출 수 있으므로 설계점의 풍량도 현재보다 더 많이 확보할 수 있다고 판단된다. 한편, 열전모듈 냉방기의 설계목표 풍량은 회전수 1,400 rpm에서 4 m³/min이었다. 따라서 현재의 회전수별 나타난 설계점에서의 풍량은 목표 풍량에 현저히 미달함을 알 수 있다.

3.2 캐빈 내 벡터 분포

Fig. 4는 캐빈 내 중앙부에 해당하는 Y=0 mm의 X-Z평면 내에서 열전모듈 냉방기의 회전수별 벡터와 오일(oil) 유동 분포를 동시에 나타낸 그림이다. 여기서 전자모듈 냉방기를 빠져나온 공기는 가상 관류팬이 위치한 좁은 공간에서 가장 큰 속도분포를 형성하고 있으며, 고정된 3개의 루버에 의해 캐빈 대각선 방향으로 트럭 전방을 향해 분출 및 확산하고 있다. 또 회전수 N=1300 rpm의 벡터 분포에서 캐빈 정면 하단부에 힘없이 부딪히던 공기는 회전수 증가에 따라 가상팬의 분출 속도가 증가하기 때문에 트럭 전면부 상부측으로 올라가 부딪치고 있다(Fig. 4(a) 참조). 이에 따라 Fig. 4에서 나타난 주된 현상은 오일 유동에서 확인할 수 있듯이 운전자 발바닥에 해당하는 "C3" 위치에서 재순환하며, 또 운전 좌석이 위치한 "C2"에서도 뚜렷한 재순환 유동을 일으킨다. 한

편, 운전자의 휴식 공간인 "C1" 위치와 캐빈 천장 근처의 공간에서는 상대적으로 유동속도가 작게 분포되어 있다. 이와 같은 현상은 회전수가 증가함에 따라 더 크고 뚜렷하게 나타남을 알 수 있다.

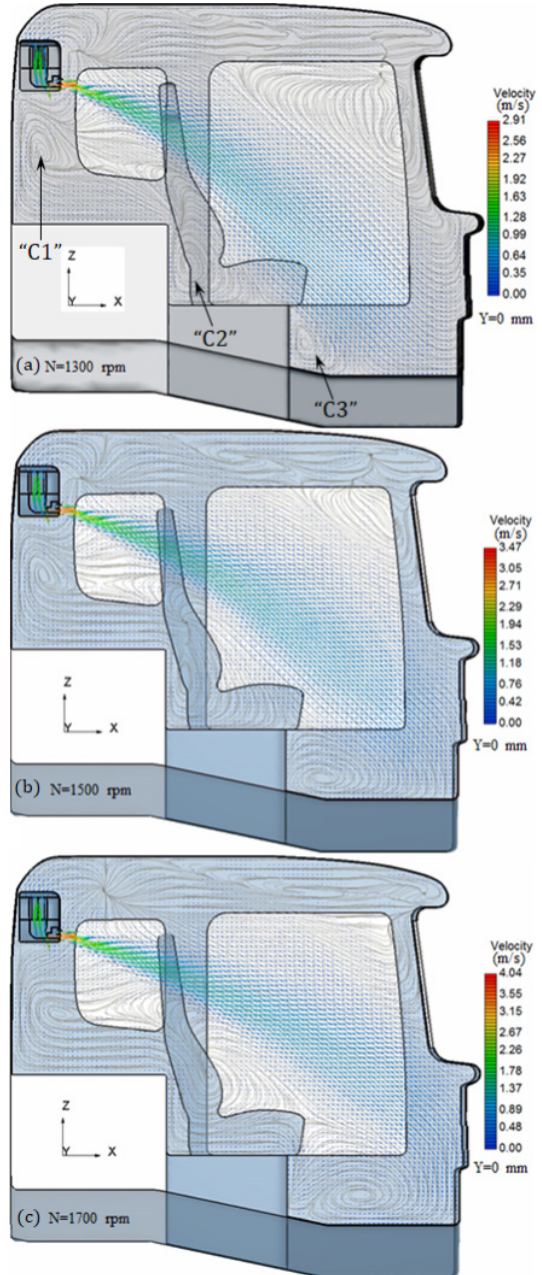


Fig. 4 Vector and oil flow distribution within a cabin by number of revolutions

3.3 캐빈 내 온도 분포

전모듈 냉방기의 회전수별로 캐빈 내에서 형성된 온도 분포를 나타낸 그림이다. 먼저 Fig. 5의 왼

쪽에 있는 Y=0 mm의 X-Z평면 내에서 형성된 온도 분포는 Fig. 4의 벡터 분포와 매우 유사하며, 냉각된 주 기류의 온도 분포는 냉방기의 회전수

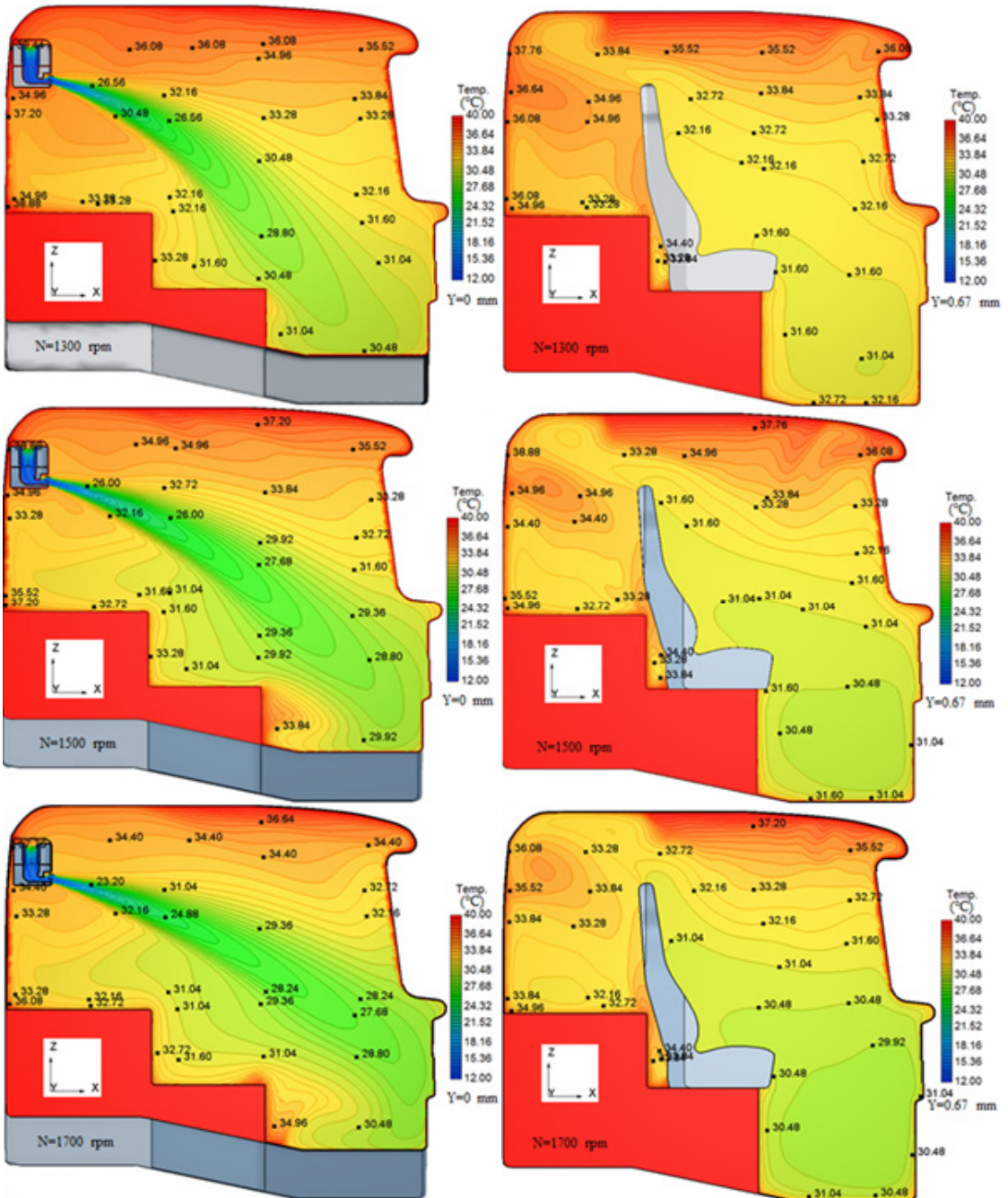


Fig. 5 Temperature distribution on the X-Z plane at Y=0 mm and Y=0.67 mm within a cabin by number of revolutions

가 증가함에 따라 캐빈 전면 상부 쪽으로 이동하며, 특히 캐빈 중앙부인 좌석 상단의 머리(head) 부근의 위치에서 나타난 냉각된 온도는 대체로 24.9~26.6℃를 보여 캐빈 외부 온도 40℃ 대비 약 13~15℃ 차이로 분포되고 있다. 그러나 주 기류를 벗어난 영역 중 캐빈 천장 부근 쪽으로 갈수록 온도 감소 폭은 현저히 줄지만, 냉방기의 회전수가 증가하면 풍량이 늘어나 온도 감소 효과는 다소 개선된다. 또 캐빈 전방 바닥 근처에서 형성된 온도 분포는 약 29~30℃를 보여 약 10~11℃의 온도 감소 효과를 나타내고 있다. 한편, 캐빈 중앙부를 벗어난 Fig. 5의 오른쪽에 있는 Y=0.67 mm의 X-Z평면 내에서 형성된 온도 분포는 냉방기의 냉기가 직접 전달되지 못하므로 상당히 높은 온도 분포를 보인다. 특히 좌석 상단의 머리(head) 부근의 위치에서 나타난 냉각된 온도는 대체로 32~33℃를 보여 캐빈 외부 온도 40℃ 대비 약 7~8℃ 차이로 분포되고 있다. 또한 캐빈 전방 바닥 근처에서 형성된 온도 분포는 약 30~31℃를 보여 약 9~10℃의 온도 감소 효과를 나타내고 있다. 여기서 캐빈 중앙부의 바닥면이나 좌석 중앙부 위치의 바닥면에서 나타난 온도분포가 비슷한 크기로 나타난 것은 냉기류가 바닥면으로 내려오면서 캐빈 좌우로 퍼져 온도 혼합이 잘 이루어졌다고 판단된다. 이런 현상은 캐빈 천장에서조차 찾아볼 수 있다.

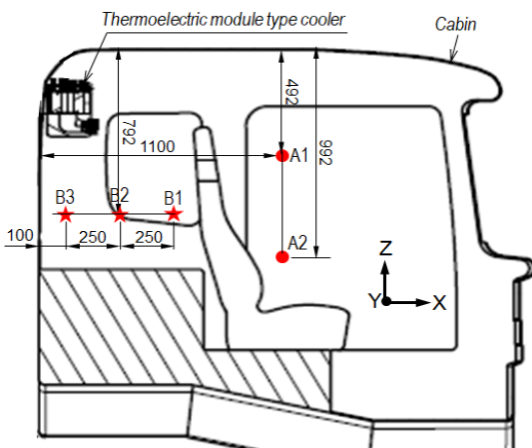


Fig. 6 Temperature acquisition positions within a cabin

Fig. 6은 가상 관류현의 회전수별 캐빈 내 좌석 전후에서 얻어지는 온도 분포를 살펴보기 위해 설정한 위치들을 나타내고 있다. 참고로 이 온도 설정 위치들은 운전석 및 조수석, 그리고 휴식을 위한 공간이다. Fig. 7은 캐빈 내 두 좌석위치 A1과 A2에서 Y방향으로 해석된 온도 분포들을 나타내는 그림이다. 캐빈 내 후면 상부측 정중앙에 설치된 냉방기의 냉기가 캐빈 대각선 방향으로 고정된 루버에 의해 아래쪽으로 향함에 따라 좌석에 사람이 앉아 있을 때 안면 근처인 A1 위치의 경우, 좌석 사이의 공간에서는 회전수 증가에 따라 온도가 떨어지는 저감 현상이 뚜렷하게 나타나 초기온도 40℃로부터 약 31.3~34℃를 보여, 약 6~8.7℃의 온도 감소 효과를 보여 주며, 좌석 부근에서는 평균 약 32.3~33℃를 보인다. 반면에 좌석 앞 A2 위치에서 온도 분포는 회전수 증가에

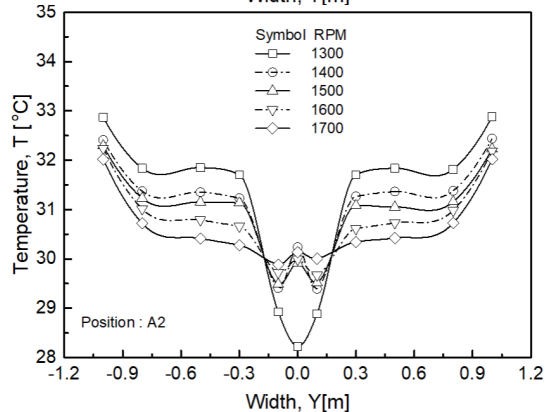
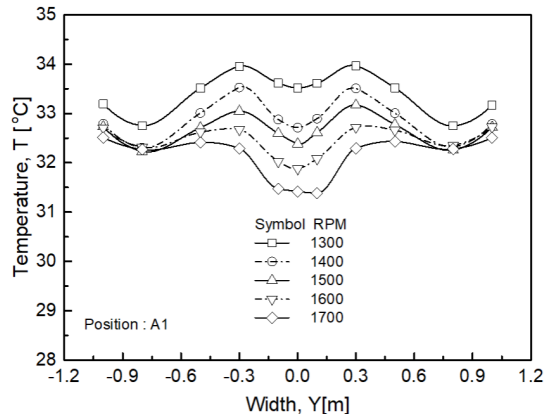


Fig. 7 Temperature distributions at A1 and A2 positions within a cabin

따라 좌석 부근에서 온도 저감 현상이 뚜렷하게 나타나 약 30.3°C~31.7°C를 보여, 약 8.3~9.7°C의 온도 감소 효과를 나타내며, 좌석 사이 중앙 부근에서 온도는 28.2~30.2°C로 형성되어 있다. 그러나 캐빈 좌우 벽면으로 갈수록 대류현상에 의해 온도는 상승하는 모습을 모두 보여 주고 있다.

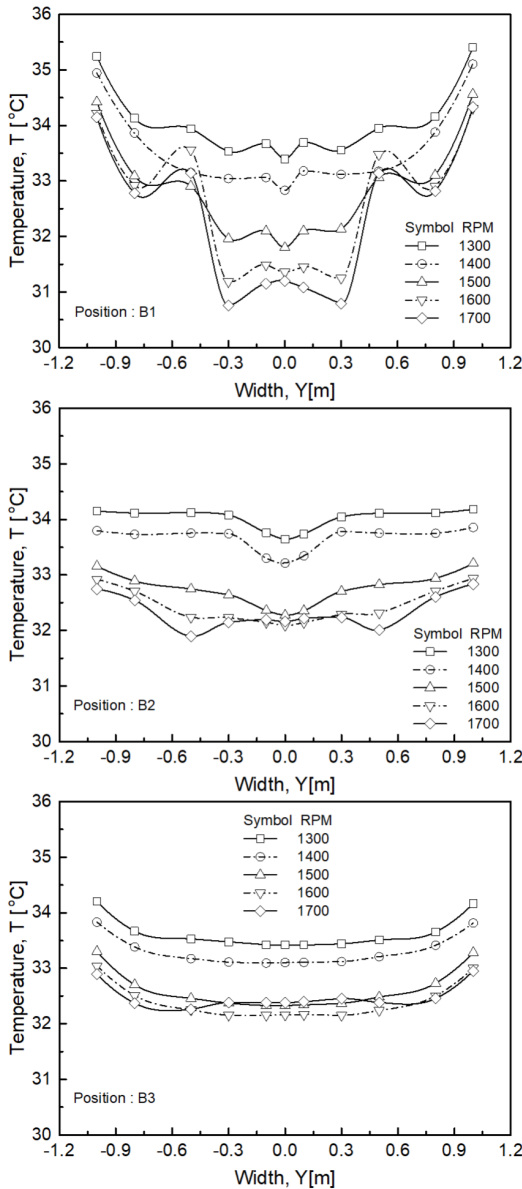


Fig. 8 Temperature distributions at B1, B2 and B3 positions within a cabin

Fig. 8은 좌석 뒤인 휴식 공간(rest room) B1, B2, B3에서 Y방향으로 해석된 온도 분포를 나타내는 그림이다. 휴식 공간에서 나타난 온도 감소 효과는 회전수 1,500 rpm 이후에서 더 크게 나타나며, 특히 좌석 사이 공간에서 온도 감소 효과는 냉기의 영향을 가장 많이 받는 B1에서 더 뚜렷하게 나타나, 약 30.7~33.7°C를 보이며, 좌석 부근에서는 약 32.7~34°C의 온도 분포를 보인다. 또 캐빈 좌우 벽면으로 갈수록 온도는 상승하여 약 34.1~35.2°C까지 도달하게 된다. 반면, B2 및 B3 공간으로 갈수록 좌석 사이에서 나타난 온도 분포는 회전수별 온도편차가 줄어들어 전체영역에서 약 31.8~34.2°C의 온도 분포가 형성되고 있어, 초기온도 대비 약 5.8~9.2°C의 온도 감소 효과가 나타나고 있다. 그러나 이런 캐빈 내 온도 감소 효과는 한여름 복사열까지 포함한 기온을 감안하면, 매우 부족한 냉방효과라 하지 않을 수 없다. 따라서 지금보다 좀 더 많은 풍량을 얻을 수 있는 냉방기의 재설계가 필요하다고 본다.

4. 결 론

대형 트럭용 캐빈 후면 상단부에 열전모듈형 냉방기를 설치하여 형성된 캐빈 내 3차원 열유동장을 Realizable k-ε 난류모델로 비압축성, 정상상태에서 해석한 결과는 다음과 같다.

- 1) 냉방기 회전수별로 해석된 운전점들은 비교적 높은 정압으로 얻어져, 부족한 풍량으로 인해 캐빈 내 온도 감소 효과가 현저히 떨어지며, 운전소음의 증대가 예상된다.
- 2) 높은 정압과 부족한 풍량을 초래하는 가상 관류현의 교체가 필요하며, 열교환기의 유로 단면적을 냉방기 토출 단면적 크기 수준으로 확보하는 재설계가 필요하다.
- 3) 캐빈 중앙부인 좌석 상단 부근의 위치에서 나타난 온도 감소 효과는 캐빈 외부 온도 40°C 대비 약 13~15°C 차이로 분포된다.
- 4) 좌석 위의 공간 A1 및 A2에서 나타난 온도 감소 효과는 가상 관류현의 회전수에 따라 각각 약 6.0~8.7°C, 약 8.3~9.7°C로 나타난다.

5) 좌석 뒤 휴식 공간(B1, B2 및 B3)에서 나타난 온도 감소 효과는 가상 관류철편의 회전수에 따라 대체로 약 6.0~9.2℃를 보인다.

앞으로는 지금까지 냉기 유로(flow-path) 상에서 얻어진 문제점들을 고려하여 실제 관류철편의 직경을 더 키운 열전모듈형 냉방기를 재설계한 다음에 추가된 수치해석이 필요하다고 본다.

후 기

이 논문은 2023학년도 군산대학교 연구년 교원 선발에 따른 학술연구활동 경비의 지원으로 연구되었습니다.

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. K. M. Park, 2013, "Performance of Non-Starting Conditioning System using Thermoelectric Modules for Hybrid Heavy Trucks", Journal of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers, 29(5), 310-317.
2. 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.
3. 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.
4. 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.
5. B. J. Huang, C. J. Chin and C. L. Duang, 2000, "A Design Method of Thermoelectric Cooler", International Journal Refrigeration, 23, 208-218.
6. S. Y. Yoo, C. P. Hong and W. S. Shim, 2004, "A Study on the Performance of Thermoelectric Module and Thermoelectric Cooling System", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 16(1), 62-69.
7. J. Hwang and B. H. Kang, 2006, "An Experimental Study on the Optimal Operation Condition of an Air-Cooler using Thermoelectric Modules", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 18(1), 66-72.
8. J. S. Kim, Y. B. Im and W. H. Cho, 2004, "The Experimental Study on Cooling-Heating System using Thermoelectric Module and Parallel Flow Type Oscillating Heat Pipe", Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, 16(8), 741-747.
9. 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.
10. 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.
11. SC/Tetra (Version 8), 2012, User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.
12. Whitefan Ltd., <https://www.whitefan.com>
13. C&L Corp., <https://www.coolnlight.com>