

냉동트럭용 강제대류방식 PCM 냉동모듈의 방냉성능 최적화에 관한 연구

The Discharge Performance Optimization of a Forced Convection Type PCM Refrigeration Module Used in a Refrigeration Truck

XU LEI¹, 김원욱(Wonuk Kim)¹, 이상렬(Sang-Ryoul Lee)², 김용찬(Yongchan Kim)^{3*}

¹고려대학교 대학원, ²(주) 리우스 부설연구소, ³고려대학교 기계공학과

¹Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Korea University, Seoul 136-713, Republic of Korea

²Affiliated research center, LEEWOOS Co. Ltd., Gyeonggi-Do 462-721, Republic of Korea

³Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Republic of Korea

(Received June 17, 2013; revision received October 7, 2013)

Abstract A truck refrigeration system using phase change material (PCM) is expected to have a lower noise level, reduced energy cost, and much lower local greenhouse gas emission. Recently, a forced convection type PCM refrigeration module has been developed. As the operation time increases, the PCM around the air inlet melts, because of a large temperature difference between the PCM and air. Therefore, the latent heat transfer area decreases and the heat transfer rate of the module decreases even though there is a lot of PCM which does not melt around the air outlet. A computational fluid dynamic modeling of the PCM refrigeration module was developed and validated by the experiment. Using the CFD, the design parameters, such as the mass flow rate of the air and roughness of the slab, were investigated to improve the heat transfer inhomogeneity. As a result, the adoption of partial roughness on the slabs improved the heat transfer inhomogeneity and reduced a fan power.

Key words Phase change material(상변화물질), Heat transfer inhomogeneity(열전달 불균일), Computational fluid dynamic(전산유체역학)

* Corresponding author, E-mail: yongckim@korea.ac.kr

기호설명

h : 대류열전달계수 [W/m^2K]
 k : 열전도도 [W/mK]
 L : 길이 [m]
 q : 열전달량 [W]
 R : 표면 거칠기

$total$: 전부
 $wall$: 외벽

그리스 문자

σ : 표준편차

하첨자

$aver$: 평균
 fan : 팬
 inf : 침입
 in : 트럭 내부
 out : 트럭 외부

1. 서 론

현재 보편화 되어 있는 엔진동력 냉동탑차는 차량 엔진의 동력으로 냉동기를 구동하는데, 정차시 엔진 공회전으로 인해 연비가 낮고 매연 배출량이 높다. 또한 운전환경이 나쁘고 고장이 빈번하게 발생하고 있다. 엔진동력 냉동탑차는 화물 상하차시 또는 엔진을 정지하고 있는 경우에 냉동탑차의 규정 온도를 유지하지 못하여 저온 화물의 품질이 저하될 가능성이 크다. PCM 축냉기술을 이용한 냉동트럭은 위의 문제점을 예방할 수 있는 장점을 가지고 있다.

PCM을 이용한 냉동트럭은 야간의 트럭 정지 상태에서 외부 전력을 이용하여 PCM을 얼리고 운송 중에

PCM의 용해 잠열을 이용하여 탑차 내부를 저온으로 유지한다. 그러나 자연대류방식의 PCM 냉동모듈은 열전달 성능의 한계로 규정된 보관 온도를 충족하지 못하는 경우가 많다. 그에 비해 열전달 성능이 큰 강제대류방식을 사용하면 도어의 개폐가 빈번하거나 혹서기와 같이 부하가 매우 큰 경우에도 빠른 응답특성으로 인해 언제나 운송상품의 신선도를 보장할 수 있을 뿐 아니라, 자연대류형에 비해 무게중심이 낮아짐으로써 차량운전의 안정성이 향상된다. 이러한 장점들이 있지만 강제대류형 PCM 냉동모듈은 방냉운전이 진행되면 공기흡입구 부근의 PCM 축냉재가 먼저 녹기 시작하여 일정한 시간이 경과한 후에 공기도출구 부근에 녹지 않은 PCM 축냉재가 집중되어 남아있지만 열전달면적이 작아서 충분한 냉동용량을 가지기 어렵게 된다.

PCM 축냉기술에 대한 연구는 PCM 재료에 관한 연구와 그 활용방안에 관한 연구들이 실험과 계산을 통하여 상당히 진행되었다. 활용방안에 대한 연구 중 PCM 냉동모듈에 관한 연구는 다음과 같다. Tay et al.⁽¹⁾은 Tube-In-Tank형 PCM 열저장시스템의 축냉 및 방냉 과정에서 변화하는 PCM 온도를 CFD를 이용하여 예측하고, 실제 실험 결과와 비교하는 연구를 진행하였다. Amin et al.⁽²⁾은 실험을 통해 검증된 평판형 PCM 축냉시스템의 수치해석 모델을 이용하여 Energy storage effectiveness에 관한 최적화 연구를 수행하였다. Liu et al.⁽³⁾은 냉동트럭용 평판형 PCM 축냉시스템을 구성하여 실험적으로 성능을 분석하였다. Pablo et al.⁽⁴⁾은 실험을 통해 검증된 수치해석 모델을 이용하여 평판형 PCM-Air 열교환기의 설계변수 변화에 따른 열전달 특성에 관한 연구를 수행하였다. 이와 같이 기존 연구는 축냉판 전체 성능에 대한 것이고 축냉판 부분별 방냉에 관한 연구가 미미한 실정이다.

본 연구에서 강제대류형 PCM 냉동모듈의 문제점으로 나타난 축냉판 부분별 불균일 방냉을 개선하기 위하여 CFD를 이용하여 풍량 및 축냉판 표면 거칠기를 변화시켜 모듈의 방냉특성을 고찰하였다. 축냉판에 부분별로 다른 표면 거칠기를 적용하여 부분적인 열전달량을 조절함으로써 이러한 부분적인 불균일 방냉을 개선시켰고 팬 동력을 감소시킬 수 있었다.

2. 트럭 냉동부하 계산 및 방냉모델링

2.1 냉동물류시스템에서 트럭 냉동부하 계산

냉동트럭은 냉동창고에서 냉동된 물품을 적재하여 운송하는 것으로 물품의 냉동열량과 호흡열량은 없는 것으로 가정하였다. 냉동트럭의 제원은 높이 1.8 m, 길이 4.3 m, 폭 2 m이다. 트럭의 내부 유지 온도는 -18°C, 외기온도는 36°C로 가정하여 트럭의 최대 냉동부하를

Table 1 Assumed values in the calculation of infiltration air load

Parameter	value
Doorway flow factor	0.8
Door open-close time per passage	6 s
Time door simply stands open	30 s
Daily time period	10 hr
Effectiveness of doorway protective device	0.7
Number of doorway passages	20

계산하였다.

외벽을 통한 열전달의 총열저항은 트럭 외부 대류열저항, 외벽 전도열저항, 트럭 내부 대류열저항으로 구성된다. 트럭 외부 대류열전달계수는 6 W/m²K, 외벽 단열재의 두께는 0.1 m, 열전도도는 0.035 W/mK, 트럭 내부 대류열전달계수는 1.6 W/m²K로 가정하여, 각각의 열저항을 계산하였다. 식(1)으로 계산된 외벽을 통한 열취득은 590 W로 나타났다.

$$q_{wall} = \frac{A\Delta T}{1/h_{in} + L/k + 1/h_{out}} \quad (1)$$

트럭의 문을 여닫게 되는 경우가 많이 발생할 수 있다. 이때, 외부공기에 의하여 탑차 안의 온도가 상승하여 냉동부하가 발생한다. 외부공기의 건구온도를 36°C, 습구온도를 21°C로 가정하였고, 내부공기의 건구온도를 -18°C, 상대습도를 85%로 가정하였다. Table 1은 부하계산에 사용된 가정값들을 나타냈다. ASHRAE Handbook⁽⁵⁾에 의하여 환기에 의한 침입열량은 680 W로 계산되었다.

송풍팬은 110 W의 전기모터로 구동되고 PCM 냉동모듈에 설치된 2개의 송풍팬 발생 열량은 220 W이다.

전체 냉동부하는 외벽 열취득, 침입공기 손실열량 및 팬의 발생열량의 합으로 나타낸다. 식(2)에 의하여 냉동트럭의 냉동부하는 1490 W로 계산되었다.

$$q_{total} = q_{wall} + q_{inf} + q_{fan} \quad (2)$$

2.2 해석모델 및 모델링 방법

Fig. 1은 본 연구에서 해석을 수행한 PCM 냉동모듈을 나타냈다. 해석모델은 두 개의 공기 입구, 두 개의 공기 출구, 네 개의 축냉판과 두 개의 격판으로 구성되어 있고 기하학적으로 좌우대칭이다. PCM의 물성은 Jun et al.⁽⁶⁾의 연구 결과를 활용하였다. 축냉판은 외부 프레임, 축냉재팩, 냉매배관으로 구성되어 있고 외부 프레임과 접하고 있는 축냉팩 사이에 냉매배관이 지나

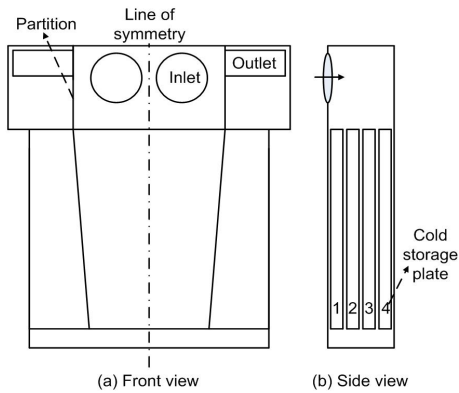


Fig. 1 Schematic of PCM refrigeration module.

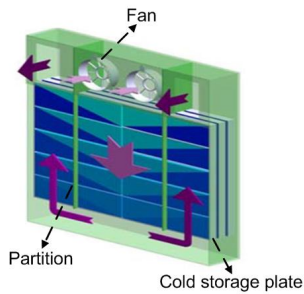


Fig. 2 Air passage of the module.

가는 형태이다. 축냉판 안의 냉매배관은 알루미늄 육면체로 모델링하였다.

Fig. 2는 공기유로를 나타내고 있다. 모듈의 방냉시에는 공기가 입구에 들어오고 축냉판 사이에서 위에서 아래로 이동하다가 모듈 밑부분에서 격판에 의하여 유동방향이 바뀌어 아래에서 위로 올라가면서 고상의 PCM을 녹이게 된다. 격판을 경계로 하여 축냉판 길이 방향으로 온도차가 발생하고 이는 축냉판 내부의 길이 방향 전도열전달을 유도한다.

본 연구에서는 열유체 상용프로그램인 Fluent 14.0을 이용하여 수치해석을 수행하였고, 계산 알고리즘은 Navier-Stokes 방정식을 푸는데 널리 사용되고 있는 SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equation) 알고리즘을 사용하였다. 공기 난류유동을 해석하기 위하여 일반적으로 많이 쓰이고 있는 Standard k-ε 모델을 적용하였다. 경계조건으로서 공기 입구는 속도, 공기출구는 대기압, 모듈의 외벽은 단열로 설정하고, 대칭경계조건을 적용하여 모듈의 좌측만 모델링하여 해석을 진행하였다. PCM의 초기온도는 -37°C로 설정하였다.

본 연구에서 격자생성은 ICEM CFD 14.0을 사용하여 정렬격자(hexa mesh)로만 생성하였다. 실험데이터와 비교하기 위하여 풍량은 16.5 CMM, 공기 입구온도는 0°C로 설정하고 시뮬레이션을 수행하였다. 해석 시간 간격

은 10 s로 설정하고 격자수는 약 270만 개, 320만 개, 370만 개인 경우에 대해서 해석을 하였고, 격자수 증가에 따라 출구온도 평균변화량은 약 1.7%, 1.3%로 차이가 비교적 작기 때문에 본 연구에서는 270만 개의 격자를 이용하여 해석을 수행하였다.

비정상상태 해석을 수행하는 것이기 때문에 시간 간격의 신뢰성 검사도 진행하였다. Tay et al.⁽¹⁾의 연구에서는 PCM은 해석 동안 상변화만 이루어지고 유동이 없다고 가정했기 때문에 비교적 큰 시간 간격을 사용하였다. 따라서 본 연구에서는 시간 간격은 10, 15, 20 s로 설정하고 해석을 수행하였고 시간 간격이 증가하면서 출구온도 평균변화량은 약 0.8%, 0.6%로 차이가 미미하기 때문에 본 연구에서는 시간 간격은 10 s로 설정하였다.

3. 실험적 연구를 통한 해석모델 검증

본 연구에서는 해석모델을 검증하기 위하여 Fig. 3과 같은 실험장치를 구성하였다. 축냉운전에서 PCM 냉동모듈은 증발기 역할을 하고, 축냉판에 설치된 냉매배관을 통하여 PCM을 얼리면서 PCM에 냉열을 저장한다. 축냉판 내부에 설치된 온도센서로부터 PCM의 평균온도가 -37°C에 도달하면 축냉이 완료된 것으로 보고 냉동기의 운전을 정지한 후, 방냉운전을 진행하

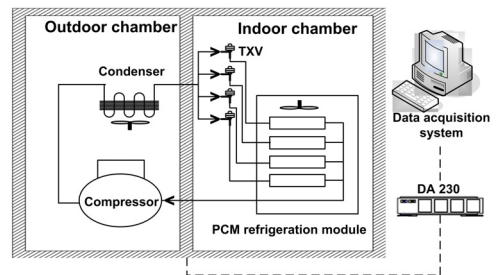


Fig. 3 Schematic diagram of the test setup.

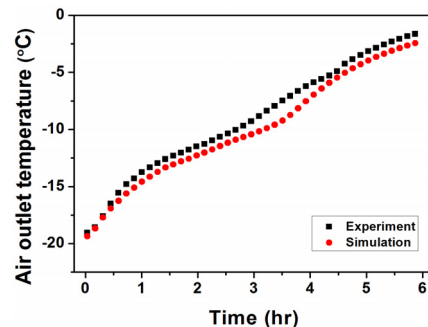


Fig. 4 Air outlet temperature of the experiment and simulation.

였다. 방냉운전은 실내 항온챔버 온도 0°C 조건하에 송풍팬을 가동하여 PCM에 저장된 냉열을 방출하였고 실험에서 풍량은 16.5 CMM으로 측정되었다.

Fig. 4는 공기 출구온도 시뮬레이션 결과와 실험데이터를 비교하고 있다. 공기 출구온도의 시뮬레이션 결과가 실험데이터보다 낮게 나왔고, 평균적으로 11.2%의 차이가 나타났다. 실험데이터와 시뮬레이션 결과의 차이가 시간에 따라 증가하였다가 감소하는 이유는 고상의 PCM과 액상의 PCM의 밀도차이로 인한 열교환면적 변화와 열전도도 변화를 시뮬레이션에서 반영하지 않고 일정한 값을 사용하였기 때문이라 보여진다. 검증 결과를 볼 때 해석모델은 PCM 냉동모듈의 열적 거동을 적절한 수준으로 모사하고 있다고 판단된다.

4. PCM 냉동모듈의 최적화 변수 고찰

PCM 냉동모듈의 설계변수가 성능에 미치는 영향을 시뮬레이션을 통해 분석하고 이를 이용하여 설계변수 최적화를 진행하였다. PCM 냉동모듈의 방냉과정은 PCM 온도가 시간에 따라 변화하므로 비정상상태 열전달과정이다. 하지만 최적화를 위한 변수고찰에서는 일반적인 기준에서 변수의 영향을 판단하기 위하여 정상상태 열전달의 결과를 분석하였고, 이를 활용한 전체방냉과정의 최적화계산에서 비정상상태 열전달 시뮬레이션을 진행하였다. 또한 시뮬레이션의 수렴시간을 줄이기 위해 공기유동은 정상상태로 가정하고 비정상상태 열전달을 계산하였다.⁽⁷⁾

4.1 풍량 변화의 영향

풍량이 불균일 방냉 및 모듈의 냉동성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 11, 13, 15, 16.5 CMM의 풍량에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 5에 나타낸 바와 같이 PCM 냉동모듈의 부분 열유속을 설명하기 위해, 공기유동 방향에 따라 축냉판의 외부 면적은 8개의 영역으로 나뉘었다. 공기 입구온도는 냉동트럭의 유지온도인 -18°C로 설정하고 PCM의 온도는 상변화 온도인 -32°C로 고정하여 정상상태인 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 6은 풍량별 각 영역의 평균 열전달량을 나타내었다. 공기유로의 앞부분은 공기와 PCM 간의 큰 온도차 때문에 높은 열전달량을 나타냈다. 공기와 PCM 간의 온도차가 유동방향에 따라 감소함으로써 열전달량이 감소하는 경향이 보였지만 5번 PCM영역의 열전달량이 증가하였다. 이는 모듈 밑부분의 유로(L_{low})가 작아서 유속이 빨라져 열전달이 촉진되었기 때문이다. 풍량이 증가함에 따라 전체적으로 열전달량이 커진 것을 알 수 있다. 부분적인 불균일 방냉의 정도는 식(3)과 같이 영역별 열전달량들의 표준편차를

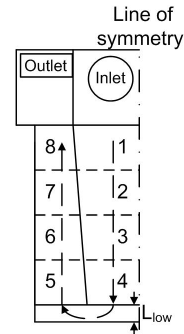


Fig. 5 Air passage through the cold storage plate.

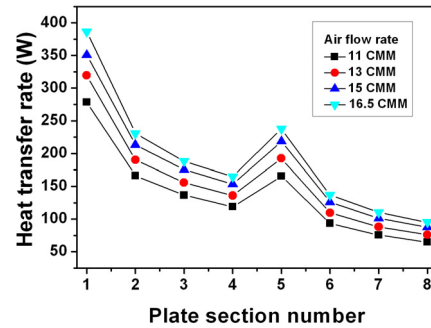


Fig. 6 Heat transfer rate versus air flow rate at steady state.

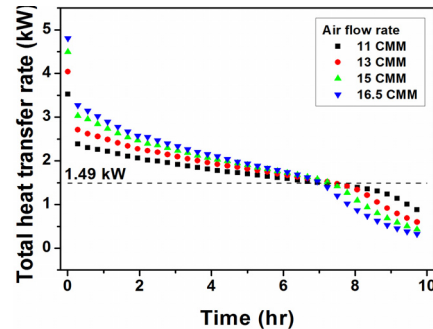


Fig. 7 Time history of total heat transfer rate versus air flow rate.

이용하여 확인하였다.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^8 (q_k - q_{aver})^2}{8}} \quad (3)$$

풍량이 11, 13, 15, 16.5 CMM의 순서로 증가할 때, 영역별 열전달량의 표준편차는 각각 64.1, 73.1, 79.1, 87.5 W로 나타났다. 이는 풍량이 증가함에 따라 공기 입구측 축냉판이 공기 출구측 축냉판보다 더 많은 열전달이 일어나고 축냉판 부분적인 불균일 방냉이 심해

지기 때문이다.

PCM의 초기온도는 축냉 완료온도인 -37°C 로 설정하여 비정상상태 시뮬레이션을 수행하였고 Fig. 7은 4개의 풍량에 대하여 시간에 따른 총열전달량 변화를 나타내고 있다. 방냉 초기에 풍량이 증가함에 따라 총열전달량이 증가하였지만, 공기 입구측 PCM이 더 많은 열전달이 일어나 먼저 녹기 때문에 부분적인 불균일 방냉이 심해져 총열전달량이 더 빨리 감소한 것을 알 수 있다. 11, 13, 15, 16.5 CMM의 풍량에 대하여 총열전달량이 냉동부하 이상을 유지하는 시간은 각각 7.1, 7.425, 7.31, 7.04 hr로 나타났다. 따라서 총열전달량이 냉동부하 이상을 유지하는 시간이 최대가 되는 최적풍량은 13 CMM임을 확인할 수 있었다.

4.2 표면 거칠기 변화의 영향

축냉판 표면 거칠기가 축냉판 방냉 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 축냉판 표면 거칠기를 변화시켜 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에서는 균일하게 분포된 sand grain 개념의 표면 거칠기를 사용하였으며 거칠기의 정도는 표면 거칠기 높이를 통하여 조절하였다. 축냉판 표면에 0.001, 0.002, 0.003 m의 표면 거칠기 높이를 적용하고 풍량은 13 CMM, PCM의 온도를 -32°C 로 설정하여 정상상태 수치해석을 수행하였다. Fig. 8은 표면 거칠기 높이 변화에 따른 부분별 열전달량을 나타내고 있다. 표면 거칠기 높이가 증가에 따라 공기 입구측 축냉판의 열전달량이 증가하였는데 이는 표면 거칠기 적용에 의하여 유동의 난류도가 증가하여 공기 입구측 축냉판에 더 많은 열전달이 일어났기 때문이다. 하지만 공기 출구측 축냉판의 열전달량은 거의 유사한 값을 나타내었다. 이는 공기 출구측 축냉판 영역에서는 표면 거칠기 증가에 따른 열전달 향상이 앞부분의 열전달 증가에 의한 공기와 축냉판의 온도차 감소로 인해 상쇄되는 것으로 판단되었다.

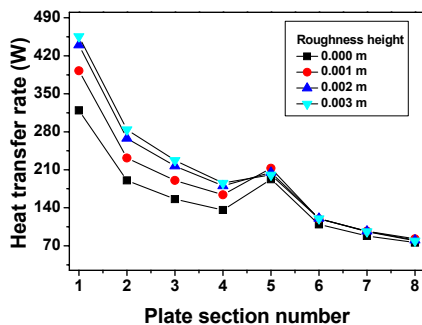


Fig. 8 Heat transfer rate versus overall roughness height at steady state.

4.3 변수고찰을 통한 설계 최적화

풍량이 증가하거나 표면 거칠기가 축냉판 전체에 적용되면 공기유동이 활발해져 축냉판의 열전달량이 전체적으로 증가하였다. 그러나 공기 입구측의 PCM이 더 많은 열전달이 일어나기 때문에 먼저 녹아서 축냉판 부분적인 불균일 방냉이 더 심해졌다. 축냉판 영역별로 다른 표면 거칠기가 적용되면, 부분적인 불균일 방냉이 개선되고 총열전달량이 냉동부하 이상을 유지하는 시간도 길어질 것으로 판단되어 축냉판 영역별로 다른 표면 거칠기를 적용하여 최적화를 진행하였다.

4.3.1 부분별 표면 거칠기 최적화

부분별 표면 거칠기 실험은 실험계획법 중 Box-Behnken법을 이용하여 설계되었고, 반응표면분석을 이용하여 최적화 방안을 도출하였다.⁽⁸⁾

방냉운전의 초기에 1번 영역의 열전달량이 축냉판의 영역 중에서 가장 크기 때문에 표면 거칠기를 적용하면 열전달량이 더 커지고 불균일 방냉이 더 심화될 것이다. 따라서 1번 영역에 표면 거칠기를 적용하지 않았다. 2번, 3번, 4번, 5번, 6번, 7번, 8번 영역의 표면 거칠기 높이를 독립변수로 선택하였다. 각 영역의 표면 거칠기 높이의 변화 범위는 전부 최소 0, 최대 0.003 m로 설정하였다. 불균일 방냉을 완화하기 위하여 부분별 표면 거칠기를 최적화하는데 목적함수로 쓰인 정상상태의 영역별 열전달량 표준편차를 종속변수로 사용하였다.

풍량은 13 CMM, PCM의 온도는 -32°C 로 설정하고, 독립변수가 7개인 경우 Box-Behnken법에서 요구되는 62개의 표면 거칠기 조합에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 통계 프로그램 MINI-TAB을 사용하여 산출한 2차 반응표면모형의 R^2 은 0.98로서 예측성능이 양호한 것으로 나타났다. MINITAB의 반응최적화 도구를 사용하여 영역별 열전달량 표준편차가 최소가 되는 조건을 Table 2와 같이 얻었다. Fig. 9는 풍량을 13 CMM로

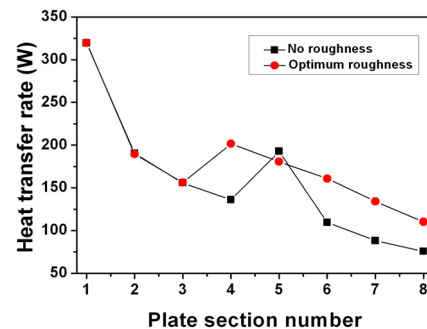


Fig. 9 Heat transfer rate of 13 CMM with and without optimum roughness at steady state.

Table 2 Results of response surface optimization

R2	R3	R4	R5	R6	R7	R8
0.00	0.00	1.64	0.00	2.58	2.73	2.79

설정하고 최적 표면 거칠기 조합을 적용한 경우와 적용하지 않은 경우의 정상상태 시뮬레이션의 축냉판 부분별 열전달량을 나타냈다. 최적 표면 거칠기 조합을 적용함으로써 4번, 6번, 7번, 8번 PCM 영역의 열전달량을 증가시켰다. 최적 표면 거칠기 조합을 적용한 경우 영역별 열전달량의 표준편차가 59.05 W로 표면 거칠기 미적용시의 73.1 W보다 19.2% 작아서 부분적인 불균일 방냉이 완화된 것을 알 수 있다.

4.3.2 최적 표면 거칠기 조합의 성능고찰

최적 표면 거칠기 조합을 적용하여, 풍량은 13 CMM, PCM의 초기온도는 -37°C로 설정하여 전체 방냉과정의 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 10은 풍량이 13 CMM 일 때, 최적 표면 거칠기 조합을 적용한 경우와 적용하지 않은 경우의 시간에 따른 총열전달량 변화를 나타내고 있다. 최적 표면 거칠기 조합을 적용한 경우 총열전달량이 냉동부하 이상을 유지하는 시간은 7.2

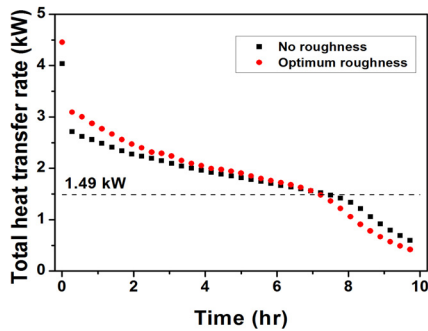


Fig. 10 Time history of total heat transfer rate of 13 CMM with and without optimum roughness.

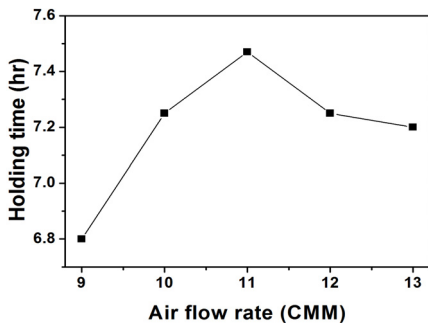


Fig. 11 Holding time above the freezing load versus air flow rate with optimum roughness.

hr로 나타났고 표면 거칠기 미적용시의 7.425 hr보다 유지시간이 줄어들었다. 이는 방냉 초기에 최적 표면 거칠기 조합을 적용한 경우 난류정도가 증가하여 총열 전달량이 증가되고 방냉이 진행됨에 따라 공기 출구측 PCM이 많이 녹아 표면 거칠기 미적용시보다 총열전달량이 작기 때문이다.

풍량이 감소하게 되면 유지시간이 더 길어지고 팬 소비동력이 또한 줄어들 것으로 판단되어 최적 표면 거칠기 조합에 대한 최적풍량을 찾기 위해서 9, 10, 11, 12, 13 CMM에 대하여 비정상상태 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 11은 풍량별 총열전달량이 냉동부하 이상을 유지하는 시간을 나타내고 있다. 풍량이 11 CMM일 때 유지시간이 7.47 hr로 가장 길었는데 이는 냉동모듈 사용 중인 기존 풍량 16.5 CMM의 유지시간 7.04 hr보다 6.1% 크고, 표면 거칠기 미적용시의 최적풍량 13 CMM의 유지시간 7.425 hr보다 0.6% 큰 값이다. 팬의 효율을 70%로 가정하고 팬의 최소요구동력을 계산하여 봤을 때, 최적 표면 거칠기에서 풍량 11 CMM인 경우 팬의 최소요구동력이 18.26 W로 계산되는데 이는 PCM 냉동모듈 사용 중인 기존 풍량 16.5 CMM인 경우의 47.53 W보다 61.6% 작고, 표면 거칠기 미적용시의 최적풍량 13 CMM인 경우의 23.62 W보다 22.7% 작은 값이다.

불균일 방냉이 완화된 것을 확인하기 위하여 Fig. 12는 표면 거칠기 미적용시 풍량이 11 CMM인 경우 총열전달량이 냉동부하 이하로 감소하는 시점인 7.1 hr의 축냉판 부분별 열전달량을 나타내고 있는데 최적 표면 거칠기 조합을 적용한 경우가 적용 안 한 경우보다 1번 영역의 열전달량이 작다. 이는 최적 표면 거칠기 조합을 적용함으로써 공기 출구측 PCM이 많이 녹아, 미적용시보다 축냉판 내부에 공기 출구측 축냉판 영역에서 공기 입구측 축냉판영역으로 열전달이 작아져서 생긴 것으로 판단된다. 이는 불균일 방냉이 개선된 증거로 볼 수 있다. 최적 표면 거칠기 조합을 적용함으로써 4번, 6번, 7번, 8번 PCM 영역의 열전달량을 증가시켰으며 미적용시보다 총열전달량이 증가되었다. 또

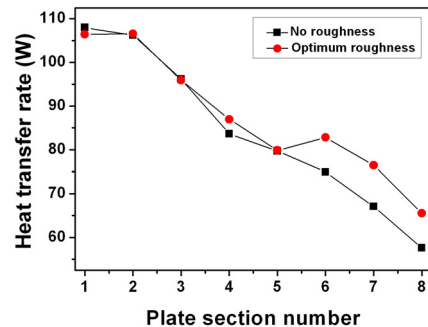


Fig. 12 Heat transfer rate of 11 CMM with and without optimum roughness at 7.1 hr.

한 최적 표면 거칠기 조합을 적용한 경우 영역별 열전달량의 표준편차가 13.6 W로 표면 거칠기 미적용시의 17 W보다 20% 작아서 불균일 방냉이 완화된 것을 알 수 있다. 결과적으로 최적 표면 거칠기 조합을 적용하면 총열전달량이 트럭의 냉동부하를 만족시키는 시간이 길어지고 팬의 최소요구동력은 감소하여 PCM 냉동모듈의 성능이 향상되었다.

5. 결 론

본 연구에서는 CFD를 이용하여 PCM 냉동모듈의 방냉과정을 모델링하였고, 실험을 통하여 검증하였다. CFD를 이용하여 풍량 및 표면 거칠기가 불균일 방냉 및 냉동성능에 미치는 영향을 분석하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 풍량이 증가하면 공기 입구측의 PCM이 더 많은 열전달이 일어나서 먼저 녹아, 축냉판 부분적인 불균일 방냉이 더 심해졌다. 표면 거칠기 미적용시 트럭의 냉동부하를 유지하는 시간이 가장 긴 풍량은 13 CMM이었다.
- (2) 표면 거칠기가 축냉판 표면 전체에 적용되면 대류열전달이 활발해져서 공기 입구측 축냉판의 열전달량은 크게 증가하나 공기 출구측 축냉판의 열전달량은 변하지 않아서 불균일 방냉이 더 심해졌다.
- (3) 축냉판 불균일 방냉을 완화하기 위하여 축냉판 부분별로 다른 표면 거칠기를 적용하고, 반응표면법을 사용해서 최적 표면 거칠기 조합을 선정하였다. 최적 표면 거칠기 조합의 결과는 트럭의 냉동부하 유지시간이 11 CMM에서 7.47 hr로 가장 길었고 이는 기존 운전조건보다 6.1% 증가하였고, 표면 거칠기 미적용시의 최적조건보다 0.6% 증가하였다. 또한 최적 표면 거칠기 조합의 최적 풍량 11 CMM에서 팬의 최소요구동력은 18.26 W로 기존 운전 조건보다 61.6% 감소하였고 표면 거칠기 미적용시의 최적 조건(13 CMM)보다 22.7% 감소하였다.
- (4) 최적 표면 거칠기 조합이 적용됨으로써 냉동부하 유지시간이 길어지고 팬의 최소요구동력도 절약할 수 있어 강제대류형 PCM 냉동모듈의 성능이 향상되었다.

후 기

본 연구는 2012년도 중소기업청 산학협력기업부설연구소 지원사업(No.C0019714) 및 한국에너지기술평가원(No.20124010203250)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

Reference

1. Tay, N. H. S., Bruno, F., and Belusko, M., 2012, Experimental validation of a CFD model for tubes in a phase change thermal energy storage system, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 55, No. 4, pp. 574-585.
2. Amin, N. A. M., Belusko, M., Bruno, F., and Liu, M., 2012, Optimising PCM thermal storage systems for maximum energy storage effectiveness, *Solar Energy*, Vol. 86, No. 9, pp. 2263-2272.
3. Liu, M., Saman, W., and Bruno, F., 2012, Development of a novel refrigeration system for refrigerated trucks incorporating phase change material, *Applied Energy*, Vol. 92, pp. 336-342.
4. Dolado, P., Lazaro, A., Marin, J. M., and Zalba, B., 2011, Characterization of melting and solidification in a real scale PCM-air heat exchanger : Numerical model and experimental validation, *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, No. 4, pp. 1890-1907.
5. ASHRAE Handbook of Refrigeration, 2002, Refrigeration load, pp. 12.3-12.4.
6. Jun, Y. H., Lee, S. R., Ryu, I. K., and Kim, J. H., 2005, The Development of a PCM cold storage refrigerator using forced convection method, *Proceedings of the SAREK' 2005 Winter Annual Conference*, pp. 517-522.
7. Benim, A., Cagan, M., and Gunes, D., 2004, Computational analysis of transient heat transfer in turbulent pipe flow, *International Journal of Thermal Sciences*, Vol. 43, No. 8, pp. 725-732.
8. Park, S. H., 2003, *Design of experiment*, MYS, Seoul, pp. 488-490.