

전기자동차용 히트펌프의 열 부하 조건에 따른 캐빈온도 특성

박지수* · 한재영* 김성수** · 유상석**

* 충남대학교 기계공학과, ** 충남대학교 메카트로닉스공학과

Characteristic of Cabin Temperature According to Thermal Load Condition of Heat Pump for Electric Vehicle

Ji Soo Park*, Jae Young Han*, Sung-Soo Kim**, Sang Seok Yu**†

* Dept. of Mechanical Engineering, Chungnam Nat'l Univ.,

** Dept. of Mechatronics Engineering, Chungnam Nat'l Univ.

(Received August 17, 2015 ; Revised November 24, 2015 ; Accepted December 6, 2015)

Key Words: Electric Vehicle(전기자동차), Heat Pump(히트펌프), Indoor Heat Exchanger(실내 열교환기), Outdoor Heat Exchanger(실외 열교환기), Electric Compressor(전동압축기), Expansion Valve(팽창밸브), Cabin(캐빈)

초록: 내연기관 자동차와 달리 전기자동차는 배터리 폐열이 부족하여 실내 난방을 위해 추가적으로 PTC 히터를 사용하고 있지만 전력소모가 큰 단점이 있다. 최근 이러한 단점을 보완할 수 있는 히트펌프 적용에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 본 연구에서는 히트펌프의 운전특성 해석을 위해 MATLAB/SIMULINK® 환경에서 R134a 히트펌프 모델과 캐빈 모델을 개발하였다. 모델은 여름과 겨울에서 히트펌프의 작동 특성에 따른 실내 온도변화를 나타낼 수 있으며, 모델 검증은 구성품 수준에서 응축기와 증발기의 용량 비교를 수행하였다. 또한 동일한 냉방조건에서 캐빈온도 변화 비교를 통해 캐빈 모델을 검증하였다. 해석 결과 전동압축기 소비전력은 모든 외기온도 조건에서 PTC 히터 보다 낮은 것으로 나타났다. 또한 영하조건에서 히트펌프의 난방용량이 부족한 현상에 대해 폐열회수를 적용하여 효율적인 난방 작동을 할 수 있는 조건을 분석하였다.

Abstract: The Positive Temperature Coefficient (PTC) is used for cabin air heating of a battery electric vehicle, which is different from conventional vehicles. Since the PTC heater consumes a large quantity of power in a parasitic manner, many valuable studies have been reported in the field of alternative heat pumps. In this study, a model for an R134a heat pump taking into account the thermal environment of the cabin was developed for a MATLAB/SIMULINK® platform. Component and cabin models are validated with reference values. Results show that the heat pump is more competitive for parasitic power consumption over all ambient temperature conditions. Additionally, the method of waste heat recovery to overcome disadvantages when temperatures are below zero is applied to efficiently operate the heat pump.

- 기호설명 -

T : 온도 [°C]
 P : 압력 [kPa]
 η : 효율

γ : 비열비
 c_p : 비열 [kJ/kg·K]
 \dot{m} : 유량 [kg/s]
 W : 일량 [kW]
 Q : 열량 [kW]
 s : 엔트로피 [kJ/kg·K]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]

† Corresponding Author, sangseok@cnu.ac.kr
© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

- COP* : 성능계수
- ρ : 밀도 [kg/m^3]
- V* : 체적 [m^3]
- Nu* : Nusselt 수
- Re* : Reynolds 수
- Pr* : Pantl 수
- h* : 대류열전달계수 [$\text{W/m}^2\cdot\text{K}$]
- k* : 열전도율 [$\text{W/m}\cdot\text{K}$]
- L* : 길이 [m]
- c* : Compressor
- HP* : Heat pump
- sun* : Solar load
- conv* : Convection
- gen* : Generation

1. 서 론

전기자동차는 배터리를 탑재하여 전기에너지로 차량을 운행한다. 하지만 1 회 충전 주행거리가 내연기관 자동차에 비해 짧은 단점을 가지고 있다. 더욱이 쾌적한 실내환경을 위해 에어컨이나 난방장치를 가동할 경우 전기자동차의 주행거리는 현저히 떨어진다. 특히 겨울철 난방 사용의 경우, 내연기관 자동차에서는 폐열을 회수하여 난방에 사용하였지만 전기자동차의 폐열은 난방을 하기에 충분하지 않아서 별도 장치로 Positive Temperature Coefficient (이하 PTC) 히터를 채택하여 사용한다. 하지만 PTC 히터를 사용할 경우 주행거리가 약 30~50%까지 감소할 수 있다고 보고 되고 있다.⁽¹⁾ 이러한 연비 문제와 난방 요구를 동시에 만족하기 위해 최근에 히트펌프 시스템의 적용 기술에 대한 연구가 활발하다. 히트펌프 시스템은 에어컨으로 사용하는 증기 압축식 냉동 사이클에서 냉매를 역순환하여 난방을 하는 장치를 말한다. 히트펌프 시스템은 PTC 히터보다 낮은 전력으로 난방이 가능하고, 단순 냉매 역순환을 통해 냉방과 난방 기능을 할 수 있다는 장점을 가지고 있는 것으로 알려져 있다.^(2,3,4) 하지만 히트펌프는 영하의 외기온도 조건에서 실외열교환기에 응축수가 얼어붙는 현상이 발생하며 이를 제상하고 난방진입까지 시간이 소요되는 단점이 있다.⁽¹⁾

기술적으로 히트펌프 시스템을 전기자동차에 적용하기 위해서 전력소모에 대한 난방 성능의 개선에 대한 연구가 필요하다. Q_i 는 히트펌프 시스템의 종류와 작동원리에 대해서 기술하였으며 각 기술들의 장단점을 비교하였다. 특히 증기 압축 방식의 사이클이 효율이 뛰어나기 때문에 전기자동차

차에 적용할 수 있다는 결론을 내렸다.⁽²⁾ Lee 등은 전기 버스에서 발생하는 폐열을 활용하여 작동하는 히트펌프의 성능 특성에 대한 결과를 나타내었다. 외기온도가 10 °C 인 경우 COP (Coefficient Of Performance)는 2.4 이며 냉난방 성능 특성에 대해 연구하였다.⁽³⁾ 또한 Lee 등은 전력기반 자동차용 R134a 히트펌프 적용에 대한 연구를 진행하였다. 이 실험에서 냉방 작동의 경우 COP 는 2 이상을 나타내고 난방 작동의 경우 PTC 히터와 비교했을 때 상온에서는 효율이 좋게 나오지만 영하의 조건에서는 PTC 히터보다 성능이 떨어지는 결과를 보였다. 이를 통해 영하조건에서 난방이 가능한 히트펌프의 개발 필요성을 제시하였다.⁽⁴⁾

히트펌프는 구조적인 면과 효율 면에서 우수하지만 영하 외기온도 조건에서는 필요 열량 대비 난방용량이 부족하다. 이를 극복하기 위해 추가열원을 적용한 히트펌프의 연구 개발이 필요하다.

따라서 본 연구에서는 영하조건에서 히트펌프의 난방용량을 해석하기 위해 MATLAB /SIMULINK[®] 플랫폼을 이용해, 캐빈의 온도변화를 시뮬레이션을 할 수 있는 히트펌프 모델과 캐빈 모델을 개발하고자 한다. 이러한 모델을 바탕으로 외기온도 조건에 따른 냉방과 난방용량을 나타내고 캐빈 온도 변화에 대한 결과를 분석하고 영하조건에서 난방을 하기 위해 필요한 추가 열량에 대해서 분석하고자 한다.

2. 시뮬레이션 모델

2.1 히트펌프 시스템

Fig. 1 은 히트펌프 시스템의 구성과 냉매 순환 경로에 따른 작동 특성을 보여준다. 히트펌프는 실내 열교환기, 실외 열교환기, 전동압축기, 팽창밸브, 4 방밸브로 구성되어있다. 증기 압축식 냉동 사이클에서 냉매의 순환경로를 변경하여 냉방과 난방작동을 한다. 이러한 히트펌프의 작동 사이클은 Fig.2 와 같이 p-h 선도에서 나타난다.

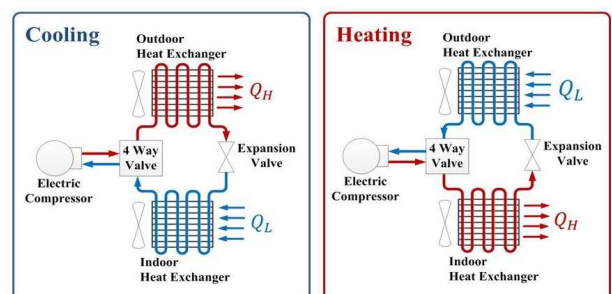


Fig. 1 Heat pump system schematic and operating characteristics

Table 1 Specific of electric compressor and R134a

	Parameters	Value
Electric Compressor	Efficiency	0.5
	Pressure ratio	2.5
	Speed	0~7000 rpm
R134a	Specific heat	0.852 [kJ/kg·K]
	Ratio of specific heat	1.105

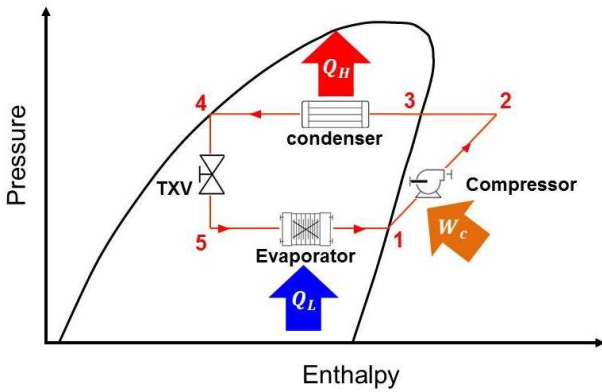


Fig. 2 Driving cycle of heat pump on P-h diagram

2.1.1 전동압축기 모델

전동압축기는 증발기에서 흡열된 열량을 응축기로 보내기 위해 냉매를 고온고압으로 압축시키는 역할을 한다. Fig. 2 에서 냉매는 점 1 에서 2 까지 과열증기 상태가 된다. 이 때 압축기 후단의 냉매 온도와 소모전력은 다음과 같다.

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_c} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (1)$$

$$W = c_p \frac{T_1}{\eta_c} \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \dot{m} \quad (2)$$

식 (1)은 입구온도와 압축비에 의해 상승하는 온도변화를 의미한다. 식 (2)는 온도 상승량에 대

한 소모전력을 의미하고 냉매유량과 비례적인 관계를 나타낸다. 여기서 사용된 압축기와 냉매의 파라미터는 Table 1 에서 제시하였다.

2.1.2 응축기 모델

응축기는 열교환기를 냉각하여 고온의 열량을 바깥으로 내보내는 역할을 한다. 이 때 냉매는 상변화 과정을 거치면서 열량을 방출한다. 냉방 사이클의 방열은 열을 대기 중으로 내보내는 역할이고 난방 사이클의 방열은 실내에 제공하는 역할을 한다. 이 과정은 등압과정이며 압력손실이 없다고 가정하였다. 여기서 냉매의 상태는 과열증기영역과 습증기영역으로 구분하였다. 과열증기영역의 열량은 엔트로피와 열량의 관계식은 다음과 같다.

$$Q_{23} = \dot{m} T ds \quad (3)$$

$$ds = c_p \ln \frac{T_2}{T_3} \quad (4)$$

습증기영역의 열량은 열역학 테이블⁽⁸⁾을 토대로 압력에 대한 상변화 구간의 엔탈피 변화량을 구하고 유량을 곱하여 열량을 계산하였다.

$$Q_{34} = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (5)$$

따라서 두 열량을 합하여 응축기 총 방열량을 얻을 수 있다.

$$Q_H = Q_{23} + Q_{34} \quad (6)$$

2.1.3 팽창밸브 및 증발기 모델

팽창밸브는 응축된 냉매를 분무 형태로 팽창시키는 역할을 한다. 이 과정으로 인해 냉매는 저온저압 상태가 되고 분무 형태로 인해 주변의 열을 흡수하기 좋은 조건이 된다. 팽창밸브를 지나서 냉매는 Fig. 2 에서 점 4 에서 5 과정으로 나타난다. 팽창밸브의 과정은 등엔탈피 과정이고 압력은 증발압력까지 강하한다.

증발기는 분무형태의 냉매가 주변 열을 흡수할 수 있도록 흡열하는 역할을 한다. 이 때 냉매의 상태는 점 5 에서 1 의 상태가 된다. 냉방작동의 경우 실내열교환기가 증발기 역할을 하여 캐빈의 열량을 밖으로 내보낸다. 여기서 냉매에 흡열된 열량은 증발기 입·출구의 엔탈피 차이로 계산하였다.

$$Q_L = \dot{m}(h_1 - h_5) \quad (7)$$

여기서 h_1 과 h_5 는 증발기의 출구와 입구에서 냉매의 엔탈피이다.

2.1.4 히트펌프 성능계수

히트펌프 시스템의 성능계수는 전동압축기에서 사용된 일과 실내로 제공하는 열량의 비로 나타낸다. 난방작동에서 실내열교환기는 증발기 역할을 하기 때문에 다음과 같이 흡열량으로 성능계수를 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_L}{W_c} \quad (8)$$

난방작동에서 실내열교환기는 응축기 역할을 하기 때문에 다음과 같이 방열량으로 성능계수를 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_H}{W_c} \quad (9)$$

2.2 캐빈 모델

Fig. 3 은 캐빈온도 변화에 영향을 주는 요소들을 표현한 개략도이다. 캐빈을 제어체적으로 지정하고 출입하는 열량을 고려하여 에너지 보존 방정식을 구성하였다. 고려된 인자는 태양복사열, 탑승객 발열, 실내 열교환기 출입열량, 창문 대류열전달이다. 또한 창문과 차체에서 발생하는 전도열전달과 차체하부에서 유입되는 침기량에 대해서는 침기량을 무시했던 Lustbader⁽⁵⁾의 시뮬레이션 모델을 참고하였다. 여기서 사용된 제원은 Table 2 에서 제시하였다. 외기의 침기량이 없다는 가정하에 시간에 따른 캐빈온도를 표현하는 에너지 보존 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{dT_{cabin}}{dt} = \frac{1}{\rho c_p V} (Q_{HP} + Q_{sun} + Q_{conv} + Q_{gen}) \quad (10)$$

$$\overline{Nu} = 0.664 Re_{tr}^{1/2} Pr^{1/3} + 0.036 Re_L^{0.8} Pr^{0.43} \left[1 - \left(\frac{Re_{tr}}{Re_L} \right)^{0.8} \right] \quad (11)$$

Table 2 Properties of cabin

Parameters	Value
Cabin size	2300mm × 1300mm × 1190mm
Front window area	0.858 m ²
Side window area	1.0864 m ²
Rear window area	0.6832 m ²
Solar load	0.9, 1.3 kW/m ²
Human heat source	120 W

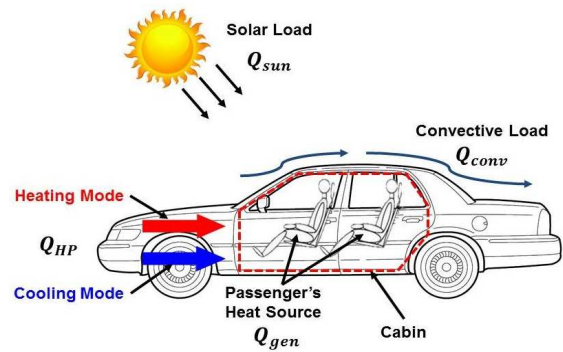


Fig. 3 Schematic of cabin model

$$\bar{h} = \frac{k}{L} \overline{Nu} \quad (12)$$

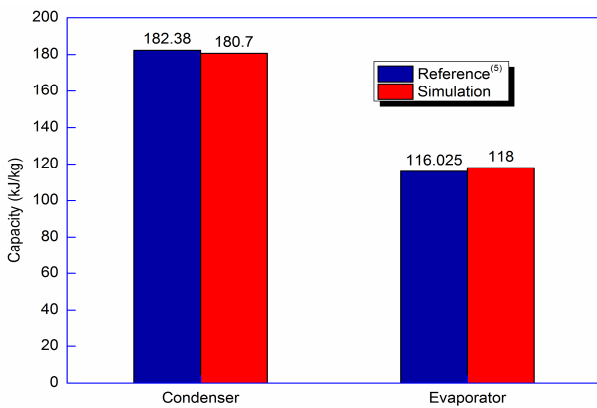
여기서 Q_{HP} 는 실내열교환기의 열량, Q_{sun} 은 태양복사열량, Q_{conv} 는 대기에 의한 대류열전달량, Q_{gen} 은 탑승객의 발열량이다. 대류열전달은 평면대류를 고려하여 식 (11)과 같이 실험식⁽⁹⁾ 기반으로 Nusselt 수를 계산하고 공기 열전도율과 창문 길이를 고려하여 식 (12)와 같이 평면 대류열전달 계수를 계산하였다.

2.3 해석 조건

Table 2 에서 캐빈 모델의 물성치를 나타내었으며 이는 Lustbader⁽⁵⁾의 해석조건을 적용하였다. 캐빈과 창문은 일반승용차의 크기다. 태양복사열은 겨울과 여름에 각각 0.9, 1.3kW/m² 이고, 전면유리를 통해 열량이 공급된다고 가정하였다. 탑승객 발열량은 한 사람 당 120W 이다. Table 3 은 히트펌프 모델을 해석하기 위한 실험 조건이다. 전동압

Table 3 Test conditions of cabin

	Parameters	Value
Cooling Mode	Ambient temperature	30, 35, 40 °C
	Target temperature	20 °C
Heating Mode	Ambient temperature	-10, 0, 10 °C
	Target temperature	25 °C
Number of passengers		1~4
Control method		±0.5 °C

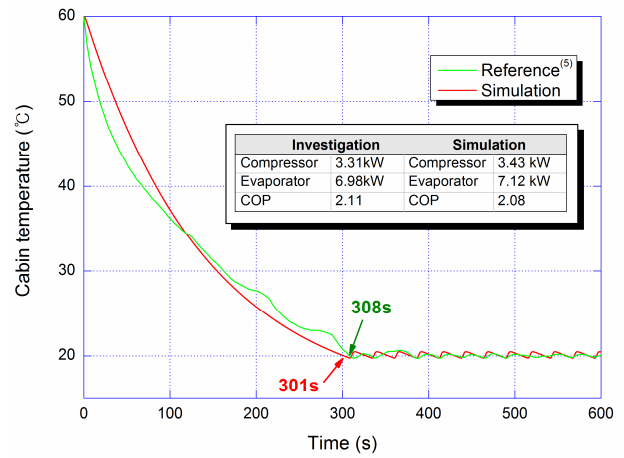
Fig. 4 Validation of condenser and evaporator with reference⁽⁵⁾

축기의 작동은 실내온도와 설정온도의 차이 값을 입력으로 받아 PWM(Pulse Width Modulation)제어를 통해 ±1 °C 간격으로 실내온도를 유지한다. 이를 통해 히트펌프 사용에 대한 전동압축기의 소모 전력, 설정온도 도달시간, 실내온도 변화 거동특성을 나타낼 수 있다.

3. 결과 및 고찰

3.1 모델 검증

냉방모드는 Lustbader⁽⁵⁾의 증발기, 응축기 용량을 비교하였으며, 동일 환경조건에서 개발된 모델과 참고문헌의 캐빈온도를 비교하여 캐빈 모델을 검증하였다. 난방모드는 냉매 역순환을 통해 얻은 모델의 난방용량과 Lee⁽⁴⁾등의 난방용량을 비교하여 검증하였다. 또한 냉방모드에서 검증된 캐빈모델을 기반으로 난방모드에 적용하여 캐빈온도의

Fig. 5 Validation of cabin temperature variation with reference⁽⁵⁾

거동 특성 결과를 도출하였다.

Fig. 4 는 응축기, 증발기 용량을 Lustbader⁽⁵⁾의 결과와 시뮬레이션 모델의 결과를 각각 비교하였다. 응축기 용량은 실험값을 기준으로 모델 값보다 약 0.92% 높게 나타났다. 증발기 용량은 실험값을 기준으로 모델 값보다 약 1.7% 낮게 나타났다. 두가지 검증결과 모두 거의 비슷한 수준의 용량을 나타내는 것을 확인하였다.

Fig. 5 는 냉방작동에 따른 캐빈온도 변화를 나타낸 그래프이며 Lustbader⁽⁵⁾의 결과와 모델 결과를 비교하였다. 여기서 외기온도는 40 °C 이고 캐빈의 초기온도는 60 °C 이다. 냉방용량은 실험 값이 약 2% 낮게 나타나고 COP 는 실험값이 2.11, 모델 값은 2.08 이다. 이 때 캐빈온도 변화는 초기 온도에서 목표 온도까지 도달하는데 걸리는 시간이 시뮬레이션 결과가 약 2.3% 빠르게 나타났다. 시뮬레이션 결과가 빠른 이유는 냉방용량이 실험 값보다 약간 높기 때문이다. 따라서 동일한 조건에서 캐빈온도변화는 크게 벗어나지 않기 때문에 시뮬레이션 모델이 타당하다는 것을 보여준다. 냉매 순환경로를 변경하면 실내 열교환기를 통해 난방을 할 수 있다. Table 4 는 외기온도 조건에 따른 모델의 난방용량과 Lee 등⁽⁴⁾의 히트펌프 난방용량 실험 결과를 나타내었다. 두 결과 모두 압축기 RPM 이 최대인 경우의 난방용량이다. 여기서 외기온도가 낮아질수록 냉매의 밀도가 감소하기 때문에 유량감소로 인해 압축기의 용량이 저하된다. 두 결과의 난방용량 차이는 실험값을 기준에서 낮은 외기온도 순으로 각각 1.42%, 0.41%, 2.37%이다. 이를 토대로 단순 역순환으로 변환한 난방모드 조

Table 4 Validation of heating capacity with Lee *et al.*⁽⁴⁾

Ambient temperature (°C)		-10	0	10
Investigation	Heating capacity (kW)	3.51	4.87	5.89
	Compressor work (kW)	2.18	3.63	4.74
	COP	1.61	1.34	1.24
Simulation	Heating capacity (kW)	3.56	4.85	5.75
	Compressor work (kW)	2.12	3.27	4.53
	COP	1.68	1.48	1.27

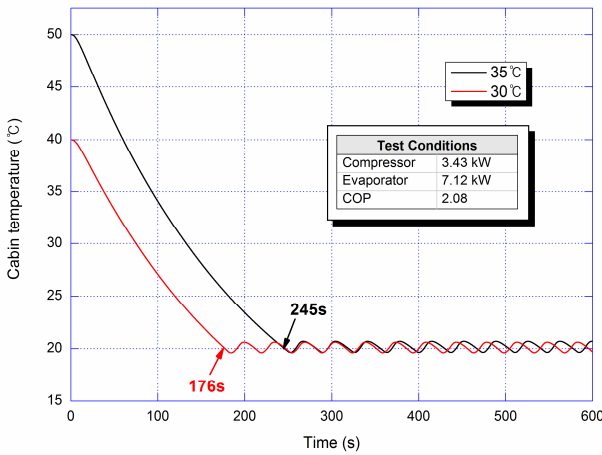


Fig. 6 Cabin temperature variation when ambient temperature is 30, 35°C respectively

건에서, 시뮬레이션을 통한 캐빈온도 변화를 얻을 수 있다.

3.2 냉방작동에 따른 캐빈온도변화

Fig. 6은 외기온도 조건이 각각 30, 35°C인 경우에 대한 캐빈온도 변화 결과이다. 이 조건의 경우 비교할 수 있는 실험 결과가 없기 때문에 압축기 용량과 냉방용량은 40°C 조건과 동일하게 두고 시뮬레이션을 실행하였다. 캐빈의 초기온도는 임의로 각각 40°C와 50°C으로 설정하였다. 이 때 캐빈온도는 타겟온도까지 도달하는데 걸리는 시간이 각각 176, 245초로 나타났다. 타겟온도에 도달하고 난 뒤 PWM 제어에 의해 20°C 근처에서 캐빈온도가 유지된다.

3.3 난방작동에 따른 캐빈온도 변화

Fig. 7은 히트펌프 난방용량으로 캐빈을 난방했을 때 외기온도 조건에 따른 캐빈온도 변화를

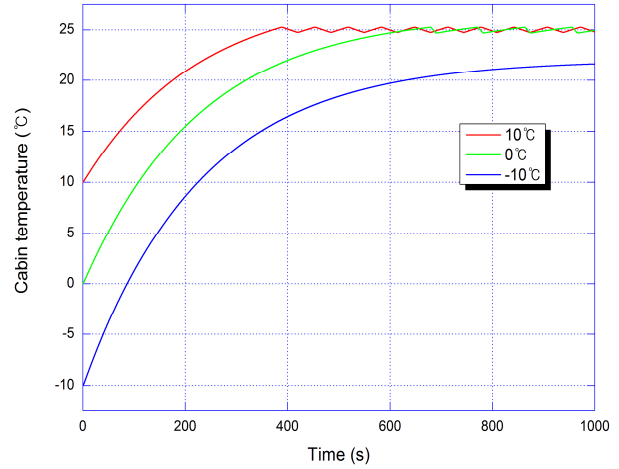


Fig. 7 Cabin temperature variation under -10, 0, 10°C ambient temperature

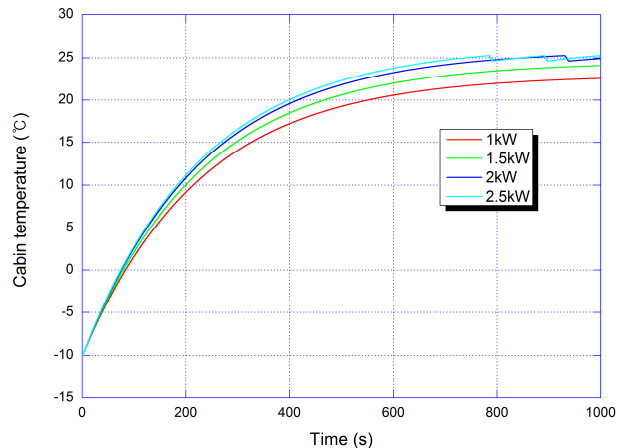


Fig. 8 Cabin temperature variation with heat addition under -10°C ambient temperature

나타낸 그래프이다. 난방모드는 캐빈온도 변화에 대한 실험 결과가 없기 때문에 본 연구에서 개발한 캐빈 모델을 바탕으로 타겟온도에 도달하는 시간을 예측하는 목적으로 사용하였다. 외기온도 10°C와 0°C의 조건에서 캐빈온도는 25°C까지 달하는데 걸리는 시간은 각각 375초와 655초다. 하지만 외기온도가 -10°C인 경우 난방용량이 캐빈을 공급하기에 부족하여 타겟온도까지 올라가지 못하는 현상이 발생한다. Lee 등⁽⁴⁾의 실험에서도 마찬가지로 영하조건에서 냉매 밀도가 감소하기 때문에 용량이 낮아져서 난방용량이 부족하다고 언급하였다. 그 이유는 증발기 역할을 하는 실외 열교환기의 작동온도가 외기온도보다 낮아야 하기 때문이다. 또한 식 (1)과 식 (2)에서 입구온도와 용량이 낮아지면 출구온도와 압축기 전력도 낮아지는 것을 확인할 수 있다.

이를 극복하기 위해 Woo 등은 판형 열교환기로

배터리와 전기모터의 폐열을 회수하였으며, 추가 열원을 냉매에 공급하여 증가된 유량으로 난방용량을 높이는 연구를 하였다. 이때 폐열회수 열량의 최대조건인 2.5kW 일 때 냉매유량은 약 33% 증가하였다.⁽⁷⁾ 이러한 실험결과를 토대로 판형 열교환기에서의 추가열원이 1kW, 1.5kW, 2kW, 2.5kW에 해당하는 유량 증가율을 적용하였다.

Fig. 8은 외기온도 -10 °C 조건에서 추가열원 공급 시 나타날 수 있는 캐빈온도 변화 결과를 나타내었다. Woo 등⁽⁷⁾이 제시한 추가열원 조건별로 냉매에 제공했을 때 난방 용량이 점점 증가하는 결과를 얻었다. 또한 2kW 이상의 추가열원부터 실내온도가 타겟온도까지 도달하였다. 이를 통해 전기자동차에서 발생하는 폐열의 회수를 활용한 보조열원으로 영하조건에서 난방이 가능하다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 전기자동차용 R134a 히트펌프의 영하조건에서 적용 가능성을 확인하기 위하여 히트펌프 모델과 캐빈 모델을 시뮬레이션 하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 단위 구성품 수준에서의 난방용량 검증과 캐빈온도 변화의 그래프를 비교하였고, 순환경로를 변경하여 얻은 난방용량을 비교하여 모델의 신뢰성을 확보하였다.
- (2) 외기온도 조건이 30, 35 °C 인 경우 냉방모드에서 시뮬레이션 한 결과 캐빈온도가 타겟온도까지 각각 176, 245 초가 나오는 것을 확인하였다.
- (3) 외기온도 조건이 0, 10 °C 인 경우 난방모드에서 시뮬레이션 한 결과 캐빈온도가 타겟 온도까지 각각 655, 375 초가 나오는 것을 확인하였다.
- (4) 시뮬레이션을 통해 전기자동차의 폐열을 회수하여 냉매 유량을 상승시킨 결과 난방용량이 증가하여 영하 외기온도 조건에서도 캐빈의 난방이 가능한 것으로 나타났다.

후 기

본 논문은 2014 년도 정부(교육부) 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업(No. 2014R1A1A2053692)과 산업통상자원부에서 시행한 산업융합 기반구축사업(과제번호: 10035209)을 통해 수행된 결과입니다.

참고문헌

(References)

- (1) Park, C.H., Jee, Y.J. and Lee, D.W., 2011, "Development Trends of Heat-pump System for Electric Driven Vehicles," *Auto Journal*, Vol. 33, No. 12, pp. 29~35.
- (2) Qi, Z., 2014, "Advances on Air Conditioning and Heat Pump System in Electric Vehicles – A Review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 38, pp. 754~764.
- (3) Lee, D.Y., Cho, C.W., Won, J.P., Park, Y.C. and Lee, M.Y., 2013, "Performance Characteristics of Mobile Heat Pump for A Large Passenger Electric Vehicle," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 50, pp. 660~669.
- (4) Lee, D.W., Oh, D.H. and Jee Y.J., 2014, "Investigation of R134a Heat Pump System for Zero Emission Vehicle," *KSAE Conference*, pp. 595~600.
- (5) Lustbader, J.A., 2012, "Light Vehicle HVAC Model Development and Validation," *NREL FY 2012 Annual Progress Report*, pp. 254~260.
- (6) Lee, J.K., Lee, D.H. and Won, J.P., 2007, "A Study on Electrically Controlled R-134a Heat Pump System for a Fuel Cell Electric Vehicle (FCEV)," *KSAE*, Vol. 15, No. 3, pp. 124~132.
- (7) Woo, H.S., Ahn, J.H., Oh, M.S., Kang, H. and Kim, Y.C., 2013, "Study on the Heating Performance Characteristics of a Heat Pump System Utilizing Air and Waste Heat Source for Electric Vehicles," *KJACR*, Vol. 25, No. 4, pp. 180~186.
- (8) Borgnakke, C. and Sonntag, R.E., 2011, "Fundamentals of thermodynamics", WILEY
- (9) Incropera, F.P., Dewitt, D.P., Bergman, T.L. and Lavine, A.S., 2008, "Fundamentals of heat and mass transfer", WILEY