

# 무공해자동차용 R134a 히트펌프 시스템의 난방성능 향상에 관한 실험적 연구

## Experimental Study on the Heating Performance Improvement of R134a Heat Pump System for Zero Emission Vehicles

이대웅(Dae-Woong Lee)<sup>†</sup>

한라비스테온공조 연구본부

Research Division, Halla-Visteon Climate Control Corp., 95 Sinil-sero, Daedeok-gu, Daejeon 306-230, Korea

(Received February 22, 2014; revision received March 26, 2014; Accepted: April 2, 2014)

**Abstract** This paper describes an experimental study for heating performance that can be used in R-134a automobile heat pump systems. The heat pump system is widely studied for heating system in zero-emission vehicles to attain both the small power consumption and the effective heating of the cabin. This paper presents the experimental results of the influence on heating capacity and coefficient of performance of heat pump system. Tests were performed with different sizes of internal and external heat exchangers, and refrigerant flow rate was also considered in two-way flow devices. In addition, the heat, air, and water sources with the heat pump system were examined. The experimental results with the heat pump system were used to analyze the impact on performances. The best combination of performance was A-inside heat exchanger, B-outside heat exchanger, and B-flow device, respectively. In addition, a water heat-source was found to give roughly 40% of better performance than an air heat-source heat pump system.

**Key words** Inside heat exchanger(실내열교환기), Outside heat exchanger(실외열교환기), Electric expansion valve(전자팽창밸브), Air heat source(공기 열원), Coolant heat source(냉각수 열원)

<sup>†</sup> Corresponding author, E-mail: [dlee6@hvccglobal.com](mailto:dlee6@hvccglobal.com)

### 기호설명

$c_p$  : 정압비열, [kJ/kg · K]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/h]  
 $Q$  : 열용량 [kW]  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $W_c$  : 투입일 [kW]

### 하첨자

$a$  : 공기  
 $h$  : 난방  
 $i, o$  : 입구, 출구

## 1. 서 론

최근 화석연료 고갈에 대한 위협과 지구온난화에 대한 환경보호가 강조되면서 자동차산업도 큰 변혁을 맞이하고 있다. 가장 큰 변화가 자동차의 연료원이 화

석에너지에서 전기에너지로 옮겨가고 있다는 것이다. 이미 생활주변에서 하이브리드 자동차는 쉽게 볼 수 있으며, 나아가 완전 무공해 차량인 전기자동차를 개발하기 위하여 국내외 여러 자동차 회사에서 노력하고 있다. 그러나 전기자동차의 경우 높은 가격과 충전시간, 충전인프라의 구축, 짧은 주행거리 등이 해결되어야 할 문제점으로 지적되고 있다. 그중에서도 가장 큰 애로사항은 1회 충전 주행거리가 기존의 내연기관 차량에 비하여 현저히 짧다는 것이다. 현재 미쓰비시에서 생산하는 i-MiEV 전기자동차의 경우 Japan 10~15 주행모드에서 1회 충전으로 약 160 km를 주행할 수 있다고 하지만, 에어컨을 가동할 경우에는 약 45%, 난방을 할 경우에는 약 65% 정도 주행거리가 단축된다고 보고되고 있다.<sup>(1-2)</sup> 그럼에도 불구하고 전기자동차에 대한 연구·개발이 가속화 되고 있는 상황에서 현재의 내연기관 자동차 대비 주행거리가 열세인 전기자동차의 주행거리를 연장하기 위한 노력들의 하나로 공조장치에서 소모되는 에너지를 줄이기 위한 다양한 방

법들이 연구되고 있다. 특히 기존의 냉방 시스템의 냉매순환 경로를 반대로 운전하여 난방을 하는 히트펌프 시스템이 에너지 소모를 최소화 하면서 쾌적한 실내 환경을 제공할 수 있다는 점에서 최근에 많은 연구가 진행되고 있다.

히트펌프 시스템은 난방으로 운전시 실외열교환기에서 공기중의 열을 회수하여 냉매를 증발시키고, 압축기에서 압축된 냉매를 실내열교환기로 이송시켜 실내를 난방 하므로 에너지 흐름에서 전기히터를 사용하는 난방 장치보다 효율이 높고 환경문제가 발생하지 않아 고효율 친환경 시스템으로 분류되고 있다.<sup>(3)</sup>

Suzuki and Ishii<sup>(4)</sup>는 제습이 가능한 히트펌프 시스템을 전기자동차용 공조장치로 제안하였다. 전자팽창밸브를 적용하여 차 실내 난방부하를 제어하였고, 공조장치를 지나는 공기 유동을 상하로 나누어 상부를 지나는 공기는 창문습기를 제거하는데 사용하고, 하부 공기유동은 실내를 난방 하는데 사용하였다.

Pomme<sup>(5)</sup>는 전기자동차 난방장치로 히트펌프 시스템의 적용 가능성을 살펴보았다. 냉매와 냉각수가 열교환하는 구성으로 차량의 구동모터와 배터리에서 발생하는 폐열을 회수하여 난방열원으로 이용함으로써 영하의 외기온도에서 히트펌프 작동시 실외열교환기에서 발생하는 착상문제를 해결하였다. 외기온도가 -10℃일 때 약 2.5 kW의 난방용량을 실내로 공급할 수 있었으며, 이때 토출 공기온도는 25℃에 도달하였다.

Gunther et al.<sup>(6)</sup>은 차량의 보조 난방 시스템에 대하여 1.6 kW와 3.0 kW 용량의 전기 PTC(Positive Temperature Coefficient)히터와 FFH(Fuel Fired Heater), 기존의 냉각수를 사용하는 난방시스템, 공기열원과 냉각수열원을 이용한 히트펌프 시스템에 대하여 다양한 외기조건에서 난방 성능을 전산해석하고, 각각의 장단점에 대하여 검토하였다.

Lee et al.<sup>(7)</sup>은 무공해 자동차에서 히트펌프 시스템의 효율성에 대하여 살펴보려고 전기히터와 히트펌프 난방 시스템에 대하여 비교 실험하였고, 외기온도가 0℃인 조건에서 히트펌프 시스템이 전기히터 대비 난방능력은 약 70% 이상 향상되고, 에너지 소모는 더 적은 것으로 보고하였다. 그러나 외기온도가 -10℃와 같은 저온에서는 차 실내의 쾌적성을 위하여 히트펌프 시스템과 일부 전기히터와 병행하여 사용하는 것을 권장하였다.

본 연구에서는 무공해자동차에서 난방을 위한 기술로 히트펌프 시스템에 대하여 연구하였다. 히트펌프 시스템을 구성하는 각 구성부품들을 변경하면서 난방 성능을 실험하였고, 또한 히트펌프 시스템의 열원을 변경하면서 실험하여 히트펌프 시스템에서 난방성능에 미치는 설계인자들에 대하여 분석하고자 하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

히트펌프 시스템의 성능시험에 사용한 시험 장치를 Fig. 1에 나타내었다. 히트펌프 시스템 시험 장치는 실제 차량에서의 냉·난방 시스템의 작동조건을 모사할 수 있으며 온도와 습도, 풍량변화 등 다양한 환경조건과 압축기의 회전수를 변화하면서 시험할 수 있다.

시험장치의 구성은 실내룸(cabin room)과 엔진룸(engine room), 제어부(control panel)로 구분할 수 있으며, 먼저 실내룸은 자동차의 실내를 모사하여 공기분배장치(air handing stand)와 실내 온도와 습도를 제어할 수 있는 공조기가 위치하고 있다. 엔진룸은 실제 차량의 엔진룸에 위치하는 에어컨 시스템의 응축기와 압축기, 수액기 등이 장착되는 냉방장치(air conditioning test stand)와 온도와 습도를 제어하는 공조기가 설치되어 있다. 그리고 이들 실내룸과 엔진룸의 각종 환경과 시험조건은 제어부에 설치된 컴퓨터로 제어 및 모니터링되며, 실험결과도 동시에 취득된다.

실내룸은 브라인 냉각기와 전기히터를 이용하여 -20~60℃까지 온도 조절이 가능하고, 습도는 스팀 발생기에서 10~90% 범위에서 제어할 수 있다. 또한 30 kW 전기히터로 차량 엔진의 냉각수를 모사하여 약 10~108℃까지 냉각수 온도가 제어된다. 엔진룸은 40 Hp의 압축기를 사용하는 냉동장치와 전기히터를 이용하여 -20~80℃까지 온도 조절이 가능하며, 340~10,000 m<sup>3</sup>/h 범위 내에서 풍량제어가 가능한 원심 회전식 송풍기로 차량이 주행할 때 외부열교환기의 전면으로 불어오는 주행풍을 모사할 수 있다. 열손실을 방지하기 위하여 모든 장치는 단열이 되어 있으며, 복사열에 의한 열손실도 자동으로 보정된다. 그밖에 전동압축기의 투입일을 측정하기 위한 전력계, 구동토크 및 히트펌프 시스템 내 순환하는 냉매량을 측정하기 위한 질량유량계가

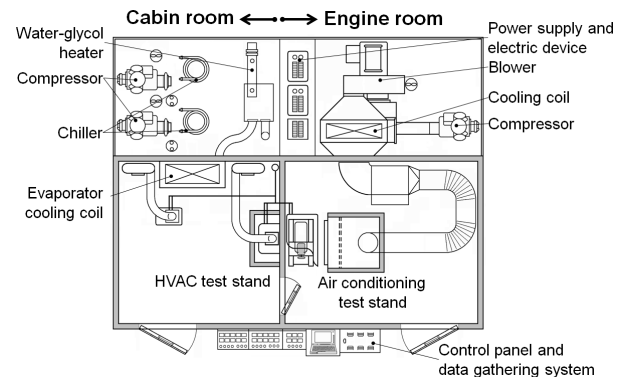


Fig. 1 Schematic of heat pump system evaluation chamber.

설치되어 있다.

$$Q_h = \dot{m} \cdot C_p (T_{ao} - T_{ai}) \quad (1)$$

히트펌프 시스템의 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해서는 각 조건에서의 난방용량, 투입일 및 성적계수를 살펴보는 것이고, 히트펌프 시스템에서의 난방용량은 식(1)과 같이 표현된다.

히트펌프 시스템의 성적계수는 압축기의 투입일 대비 난방 열량으로 나타낼 수 있으며 식(2)와 같이 정의된다.

$$COP = \frac{Q_h}{W_c} \quad (2)$$

난방용량과 성적계수는 실제 차량에서의 난방에 사용되는 토출공기를 기준으로 계산되었으며, 냉매측 기준의 난방용량과 비교 시 3% 이내로 비교적 잘 일치하였다.

## 2.2 실험 방법

히트펌프 시스템의 성능 시험은 각 구성품들을 설치 장착상태와 동일하게 시스템 시험기에 장착하여 평가하였다. Fig. 2는 R134a 물리에 선도에서 냉방으로 작동될 때와 난방으로 작동될 때의 냉·난방 사이클을 보여주고 있다. 일반적으로 히트펌프시스템으로 운전되는 난방 사이클은 냉방 사이클 대비 운전압력과 온도가 낮기 때문에 상대적으로 냉매 순환량도 줄어들게 된다. 따라서 동일한 운전조건에서 최대의 난방성능을 낼 수 있는 조건이 필요하며, 본 연구에서는 이러한 인자에 대한 검토로 실내열교환기와 실외열교환기 및 팽창장치의 영향에 대하여 실험하였다.

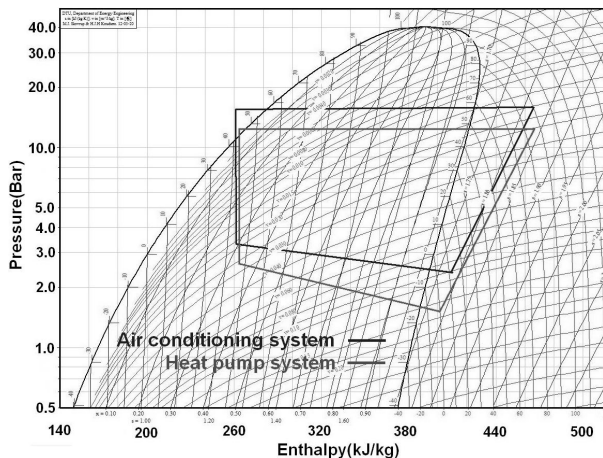


Fig. 2 P-h diagram of air-conditioning and heat pump system.

Table 1 Components of heat-pump system

Component	Specifications	
Inside HEX	A	230×250×35 mm
	B	235×250×45 mm
Outside HEX	A	572×384×12 mm
	B	677×377×16 mm
Flow devices	A	Orifice tube
	B	Electric expansion valve
Refrigerant-Water HEX	176×112×95 mm	
Compressor	Scroll type	
	33 cc/revolution	

히트펌프 시스템의 성능시험에 사용된 각종 부품들에 사양은 Table 1에 나타내었다. 실내열교환기(inside heat exchanger)는 서로 유사한 형태로 열교환기의 체적과 내부의 냉매 유로가 서로 다르지만, 루버핀의 열전달 면적은 거의 동일하다. 실외열교환기(outside heat exchanger)는 동일한 다채널튜브(multy flow channel)를 사용하였으며, 냉매의 유로와 루버핀의 열전달 면적이 서로 다르다. B-실외열교환기가 A-실외열교환기보다 대략 27% 정도 열전달면적이 크다. 팽창장치는 오리피스와 전자팽창밸브에 대하여 성능에 미치는 영향에 대하여 살펴보았고, 압축기는 전기구동식 스크롤 형태의 압축기를 사용하였다. 그밖에 히트펌프의 열원이 공기열원일 때와 냉각수열원일 때 각각 성능시험을 하여 난방성능에 미치는 영향도를 살펴보았다. 냉각수열원 히트펌프 시스템을 시험할 때에는 Table 1에서와 같이 냉매-냉각수간 열교환을 할 수 있는 열교환기가 적용되었다.

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 실험 시료

Table 2는 시스템 장비에서 실험한 히트펌프 시스템의 실험 조건을 보여주고 있다.

자동차에서 난방은 엔진 폐열을 냉각수를 이용하여 실내에 있는 열교환기로 공급하고, 실내공기와 대류 열교환으로 난방을 하게 되므로 영하의 외기조건에서 시험을 하게 된다. 하지만, 히트펌프의 경우 실외열교환기의 착상, 압축기의 저온운전 등의 이유로 난방계절로 인지는 초겨울 외기온도를 기준으로 실험을 하였다.

실외열교환기의 경우, 차량에서는 초기 승객이 탑승 시에 실내와 실외가 동일한 온도이므로 동일한 외기온도로 설정을 하였으며, 주행풍은 차량이 96 km/h로 주행할 때 실외열교환기로 공급되는 풍량을 모사하였고,

Table 2 Test conditions for heat pump system in bench

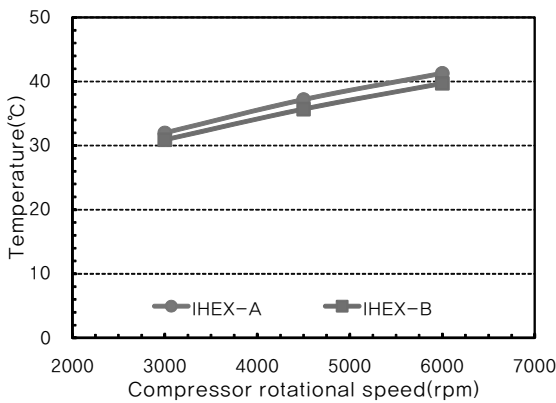
Cabin Room		Engine Room			
Temperature (°C)	Air volume flow rate(m <sup>3</sup> /h)	Temperature (°C)	Air volume flow rate(m <sup>3</sup> /h)	Compressor revolution(rpm)	Water flow rate (ℓ /min)
10	350	10	2326	3000, 4500, 6000	6

이때 압축기의 회전수는 다양하게 변경하였다. 히트펌프 시스템의 적용 대상은 무공해자동차의 대표격인 전기자동차이며, 초기 냉각수 온도는 10°C, 유량은 6 ℓ /min으로 실험을 진행하였다.

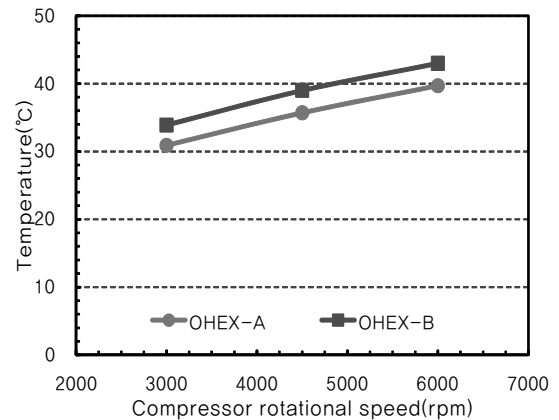
### 3.2 실험결과 고찰

Fig. 3은 외기온도가 10°C일 때 각기 다른 2가지 종류의 실내열교환기에 대하여 압축기 회전수별 난방능

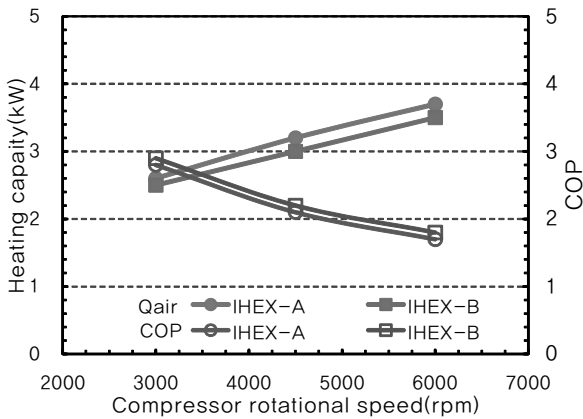
력을 보여주고 있다. Fig. 3의 (a)는 토출온도를 비교한 것으로 전 압축기 회전수 영역에서 A-실내열교환기의 토출온도가 B-실내열교환기 대비 약간 높게 나타나고 있다. Fig. 3의 (b)는 압축기 회전수별 난방능력과 성적계수로, 압축기 회전수가 증가할수록 난방능력은 증가하지만, 성적계수는 감소하고 있다. 난방용량은 A-실내열교환기가 B-실내열교환기 대비 약 6% 정도 우수하게 나타났다. 이는 A-실내열교환기의 경우 적절하게 방열이 이루어져 난방용량이 증가한 반면 B-실내열교



(a) Discharge air temperature

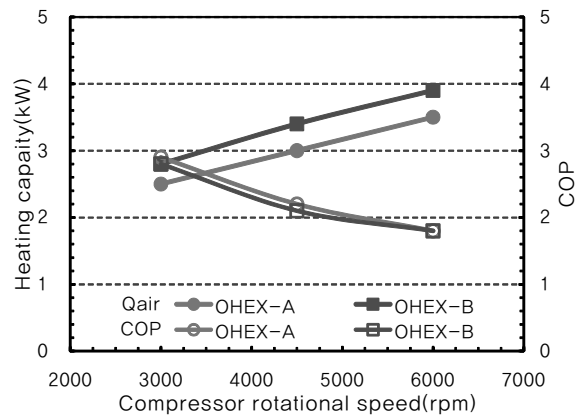


(a) Discharge air temperature



(b) Heating capacity and COP

Fig. 3 Heating performance with different type of inside heat exchangers.



(b) Heating capacity and COP

Fig. 4 Heating performance with different type of outside heat exchangers.

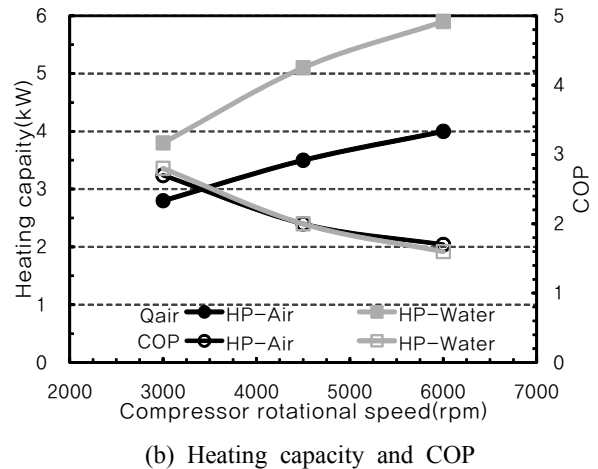
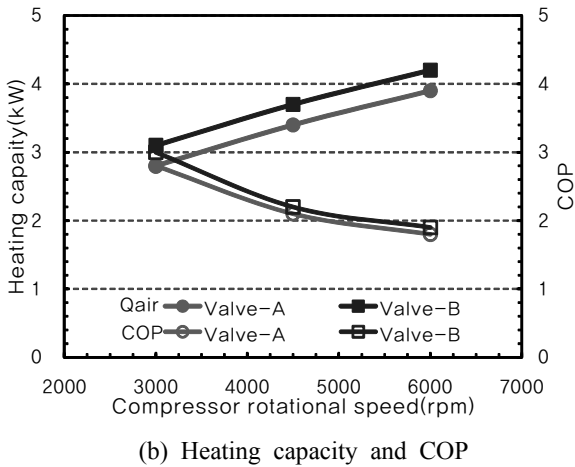
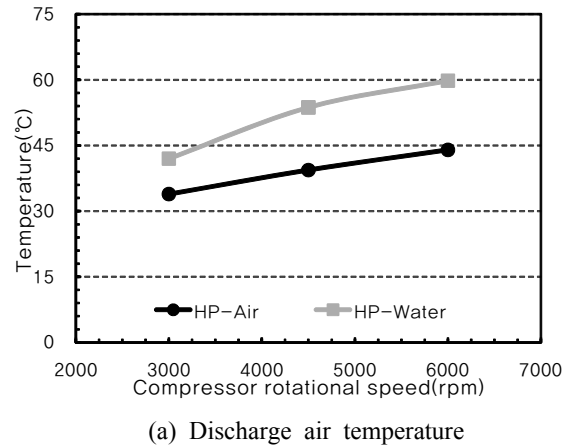
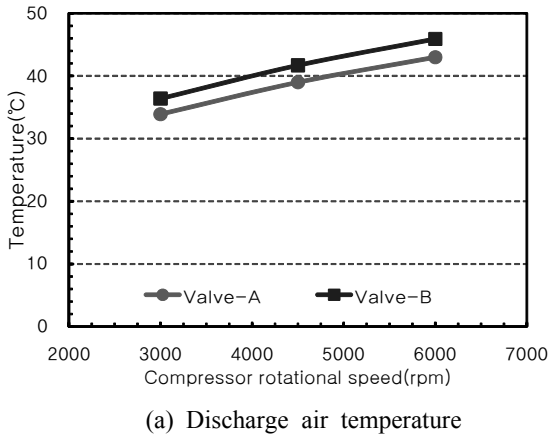


Fig. 5 Heating performance with different type of flow devices.

Fig. 6 Heating performance with air and water heat source.

환기는 상대적으로 열교환기가 크게 설계되어 동일한 냉매유량에서 상대적으로 충분한 난방능력을 발휘하지 못한 것으로 보여진다. 성적계수는 근소한 차이이지만 B-실내열교환기가 우수한 경향을 보여주고 있는데, 이는 압축기에 투입되는 일량이 작기 때문이다.

Fig. 4는 실외열교환기를 변경하면서 난방 성능에 미치는 영향에 대하여 살펴보았다. Fig. 4(a)는 토출온도를 비교한 것으로 압축기 회전수의 증가에 따라 토출온도도 높아지고 있으며, Fig. 4(b)를 보면 열교환기 전열면적이 큰 B-실외열교환기가 A-실외열교환기 대비 전 운전영역에서 대략 12% 이상 우수한 난방 성능을 보여주고 있다. 이는 히트펌프 시스템에서 실외열교환기는 외기로부터 열을 흡수하는 역할을 수행하며, 전열면적이 큰 B-실외열교환기가 유리하기 때문이다. 앞서 살펴본바와 같이 압축기 회전수가 증가할수록 냉매 순환량의 증가로 대류 열교환이 활발해져서 난방능력은 증가하는 것으로 보여진다.

Fig. 5는 동일한 외기온도 조건에서 냉매 팽창장치를 변경하면서 난방 성능에 미치는 영향에 대하여 시험하였다. Fig. 5(a)는 토출온도를 비교한 것으로 전자 팽창밸브가 오리피스관보다 전 운전영역에서 토출온도가 높게 나타났다. Fig. 5의 (b)는 난방능력과 성적계수를 비교한 것으로 전자팽창밸브가 오리피스관보다 약 7% 정도 우수한 난방능력을 보여주고 있으며, 성적계수를 약간 우수하게 나타났다. 이는 전자팽창밸브의 경우 압축기 회전수의 변동에 따라 적절하게 냉매 순환량을 조절하는 반면, 오리피스관의 경우는 그렇지 못한 원인으로 생각된다.

Fig. 6은 외기온도가 10°C인 조건에서 히트펌프 시스템의 열원을 변경하면서 성능에 미치는 영향을 시험하였다. Fig. 6(a)는 토출 공기온도를 비교한 것으로 압축기 회전수가 6000 rpm일 때 약 60°C의 공기가 토출되고 있다. Fig. 6의 (b)를 보면 성적계수는 동일한 압축기 일량이 소요되는 반면, 난방능력은 냉각수열원

방식이 공기열원 방식보다 전 운전영역에서 거의 40% 이상 높은 난방성능을 보여주고 있다. 이는 냉각수 열원 방식의 경우 증발잠열이 큰 폐 냉각수로부터 난방에 필요한 열원을 흡수하므로 공기열원 방식보다 난방능력이 우수하게 나타난 것으로 판단된다. 외기온과 냉각수 온도가 본 연구에서 시험한 10℃가 아닌 -0℃ 이하의 온도에서는 냉각수열원방식의 히트펌프 시스템의 경향이 다르게 나타날 수도 있다. 하지만 냉각수 열원 방식의 히트펌프 시스템을 구성한다면, 난방열원으로써의 가치가 없는 10℃ 정도의 냉각수라도 충분히 활용이 가능하다.

#### 4. 결 론

무공해자동차용 R134a 히트펌프 시스템에 대하여 성능향상에 기여하는 설계인자를 찾기 위하여 실내열교환기, 실외열교환기, 팽창장치 및 공기열원, 냉각수 열원으로 변경하면서, 성능에 미치는 영향들에 대하여 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 실내열교환기의 크기를 변경하면서 난방능력을 시험한 결과 필요 이상의 큰 열교환기보다는 충분히 방열이 이루어질 수 있도록 열교환기를 적절하게 설계하는 것이 중요함을 알았다.
- (2) 실외열교환기는 공기로부터 열을 흡수하는 역할을 하므로 열교환 측면에서 크기가 큰 실외열교환기가 유리함을 알았다.
- (3) 팽창장치를 변경하면서 시험한 난방성능은 전자 팽창밸브가 전 운전영역에서 약 8% 정도 성능차이가 발생하였으며, 성적계수도 약 4.5% 이상 우수하게 나타났다.
- (4) 냉각수열원 방식의 히트펌프 시스템이 공기열원 방식 대비 외기온도가 10℃, 냉각수온도가 10℃인 조건에서, 36~48% 정도 난방성능이 우수함을 확인하였다.

이상으로 살펴본 바와 같이 히트펌프 시스템에서 각 구성품들이 난방성능에 미치는 영향에 대하여 살펴 보았다. 특히 열원변경에 따라 난방성능이 가장 우수

하게 향상되었으며, 냉각수열원 방식의 히트펌프 시스템은 열원으로써 가치가 없는 10℃ 정도의 냉각수도 난방열원으로써 충분하므로 향후 무공해차량에의 적용검토가 필요할 것으로 생각된다.

#### 후 기

본 연구는 지식경제부가 지원하는 2010년 지식경제 기술혁신사업(10035530)의 일환으로 수행되었다. 도움을 주신 관계자 여러분께 감사하는 바이다.

#### References

1. Umezu, K. and Noyama, H., 2010, Air conditioning system for electric vehicles i-MiEV, Proceedings, SAE Automotive Refrigerant and System Efficiency Symposium 2010, Scottsdale, Arizona USA.
2. Mitsubishi Motors, 2010, Joint on-road monitoring of i-MiEV new generation electric vehicle with power companies, Technical Review, Vol. 21, pp. 22-29.
3. Park, C. H., Jee, Y. J., and Lee, D. W., 2011, Development trends of heat pump system for electric driven vehicles, Journal of the Korea Society of Automotive Engineers, Vol. 33, No. 12, pp. 29-35.
4. Takahisa, S. and Katsuya, I., 1996, Air conditioning system for electric vehicle, SAE Technical Paper 960688.
5. Vincent, P., 1997, Reversible heat pump system for an electrical vehicle, SAE Technical Paper 971772.
6. Feuerecker, G., Schafer, B., and Strauss, T., 2005, Auxiliary heating systems of conventional and heat pump type : technology, performance and efficiency, SAE Technical Paper 2005-01-2055.
7. Lee, D. W., Oh, D. H., and Jee, Y. J., 2011, Investigation of R134a heat pump system for zero emission vehicle, Proceedings of KSAE 2011 Autumn Annual conference, Vol. 11, pp. 595-600.