

구동장치 및 열교환기 변경에 따른 냉매가열식 열펌프의 성능특성

박 윤 철[†], 김 상 혁*, 김 지 영**

제주대학교 기계에너지시스템공학부, *지티글로벌(주), **한국에너지기술연구원

Performance of a Refrigerant Heating Type Heat Pump by Changing of Driving Devices and Heat Exchangers

Youn Cheol Park[†], Sang Hyuk Kim*, Ji-Young Kim**

Department of Mechanical Engineering, Cheju National University, Jeju 690-756 Korea

*G. T. Global Co., Ltd, 585-5, Sanggui-li, Aewol-eub, Jeju 690-909 Korea

**Korea Institute of Energy Research(KIER), Yoosung P.O Box 103, Taejon 305-600, Korea

(Received October 15, 2007; revision received November 26, 2007)

ABSTRACT: When the outdoor air temperature decreased less than the freezing temperature, frost forms at the surface of heat exchangers and it makes the performance degradation of a heat pump system. In this study, a heat pump system has been developed which has a refrigerant heating device as an auxiliary heating equipment. To reduce power consumptions of the system, a liquid pump, rather than a compressor, was used to drive refrigerant in the heat pump cycle. Ratio of refrigerant mass flow between a refrigerant heating heat exchanger(GHX) and a outdoor plate heat exchanger(PHX) was varied and the system performance was measured and analyzed. As results, when the refrigerant flow rate to the GHX was decreased, the system performance is decreased due to heat absorption capability restriction of the GHX and small variation of the power consumption in the compressor. The effect on the evaporating and condensing pressure by the distribution ratio of the refrigerant to the each heat exchanger is small compare to the effect by the frequency change in the compressor. When the compressor was replaced by the liquid pump, the capacity of the system decreased a little, however the power consumption decrease approximately 80% compare with the power used in the compressor.

Key words: Heat pump(열펌프), Refrigerant heating(냉매가열), Liquid pump(액체펌프), Refrigerant distribution ratio(냉매유량분배율)

1. 서 론

공기조화 분야에서 열펌프는 높은 에너지 이용

효율을 갖고 있는 기기이며, 냉동기와는 달리 저온부에서 열을 흡수하여 고온부로 열을 방출하는 목적으로 만들어진 장치이다. 이러한 열펌프는 난방용으로 사용될 수 있으며, 열펌프를 건물용 열원장치로 사용하려는 노력이 꾸준히 지속되고 있다.⁽¹⁾

[†] Corresponding author

Tel.: +82-64-754-3626 fax: +82-64-756-3886

E-mail address: ycpark@cheju.ac.kr

열펌프를 건물용 난방기로 이용할 때 가장 큰 문제점은 실외온도가 떨어질 때 나타나는 것으로서 저온착상⁽²⁾과 난방용량 감소이다. 건물의 관점에서 실외온도가 저하될수록 건물난방부하는 증가하여 열원기인 열펌프에 높은 난방성능을 요구한다.

하지만, 열펌프는 이와 반대로 사이클의 증발온도와 응축온도는 저하되고 이로 인하여 난방능력은 감소하는 단점을 가지고 있다. 또한 공랭식 열펌프는 겨울철 외기온도의 감소에 따라서 열교환기 표면에 서리가 발생하여 착상됨으로써 열교환 효율이 감소하여 그 결과로서 난방성능이 크게 떨어진다. 착상과 제상에 관련된 연구는 많이 있으나 최근에 Byun et al.⁽³⁾에 의하면 응축기로부터 공급된 응축액의 열을 저온측에 부가하였을 때, 전체시스템을 순환하는 냉매중에서 약 20%의 냉매를 바이패스 시켰을 때 최대의 제상성능을 나타냈으며, 일반적인 시스템에 비하여 8.5%의 성능향상과 5.7%의 난방능력향상을 얻을 수 있었다고 보고하였다.

하지만 제상에 관련된 기술도 저온에서의 난방용량의 감소는 해결하지 못한다. 따라서 외기온도가 시스템의 난방능력보다 떨어지는 혹한기에 열펌프의 기술적 한계를 극복하기 위하여 연구가 진행 중이며, 그중에서 보조열원을 이용하는 방

법도 저온난방성능을 향상시킬 수 있는 방안 중의 하나이다. Yamakasi et al.⁽⁴⁾은 냉매가열식 버너를 개발하여 열펌프 시스템에 적용함으로써 -20℃의 혹한 시까지 난방능력을 발휘할 수 있다고 하였다. 또한 Kim and Park⁽⁵⁾은 열펌프에 냉매가열기를 부착하여 실외기에 공급되는 열원수의 온도, 압축기의 운전주파수 등을 변화시키면서 성능실험을 수행하여 실외열교환기에서의 압력강하가 시스템의 성능에 미치는 영향이 매우 크며, 또한 실외열교환기의 과열도 제어가 시스템의 신뢰성 향상에 주요한 인자임을 제시하였다. 최근에는 이러한 냉매의 가열방법에 관한 특허가 전 세계적으로 다수 출원되고 있다.^(6,7)

본 연구는 저온에서의 열펌프시스템의 난방용량을 상승시키고 겨울철에 발생하는 착상 등의 문제를 해결하기 위하여 LPG가스를 보조열원으로 활용하는 냉매가열식 열펌프 시스템을 제작하고 시스템의 성능향상방안을 찾기 위한 연구이다.

냉매가열식 열펌프시스템은 보일러와 같이 효율이 1이하인 냉매가열기를 구비하고 있으며 이에 추가하여 압축기가 작동하기 때문에 시스템의 효율이 매우 떨어지는 단점이 있다. 본 연구에서는 냉매가열 열교환기와 더불어 공기열원 실외열교환기를 동시에 구동하여 에너지 이용효율을 향상시키고자 한다. 또한 압축기 대신에 냉매순환

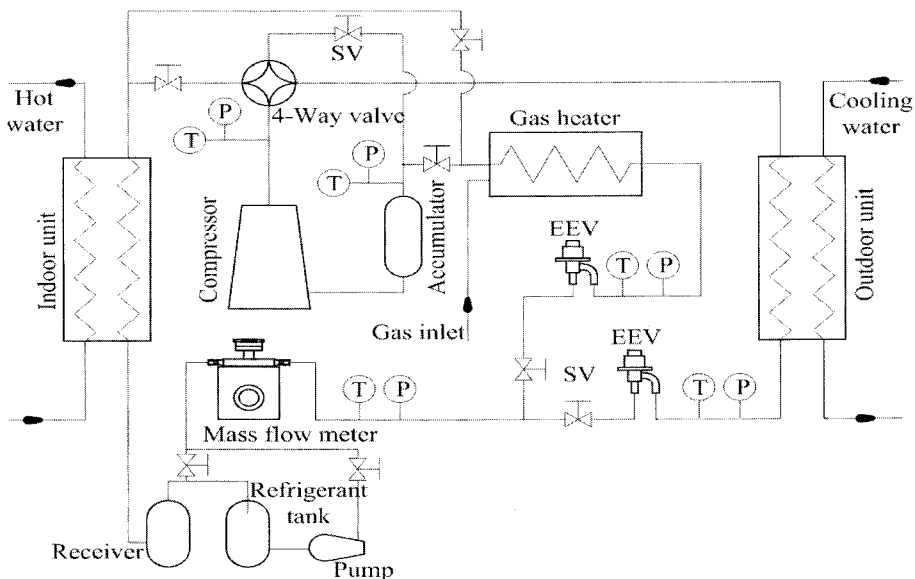


Fig. 1 Schematic diagram of the heat pump system.

용 액체펌프를 사용하여 열펌프시스템의 난방성능과 효율을 실험적으로 측정하여 열펌프시스템의 운전특성을 평가하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에서 구성한 냉매가열 인버터 열펌프 시스템의 개략도이다. 실험장치는 용량제어를 위한 3 hp용량의 인버터압축기, 실내 및 실외 판형열교환기, 개도조절이 0-500스텝까지 제어 가능한 전자팽창밸브(electronic expansion valve)로 구성되어 있다. 이외에 불순물 제거를 위한 필터(drier) 및 냉매저장을 위한 수액기(receiver tank), 냉매의 유동방향을 제어하기 위한 사방밸브(4-way valve)와 전자밸브(solenoid valve), 운전상태를 확인하기 위한 냉매가시창을 시스템의 필요위치에 부착하였다.

본 연구에서는 위와 같은 기본적인 열펌프의 요소기기에 추가하여 냉매가열을 위한 가스히터(gas heater), 액체냉매를 순환시킬 수 있는 마그네틱 액체펌프를 시스템에 추가로 설치하였다.

압축기 및 액체펌프의 유량은 범용 인버터(inverter)를 사용하여 제어하고, 압력변환기와 열전대를 사용하여 냉매의 상태량을 측정하였다. 본 연구에서 사용한 냉매는 R-22이며, 냉매배관은 고압측이 3/8", 저압측이 1/2"이다.

열펌프시스템의 냉매 흐름은 압축기에서 토출된 고온·고압의 냉매는 실내열교환기에서 열교환을 통하여 난방열을 난방공간에 공급한 후 실외기에 이송된다. 실험장치의 실외기는 두개의 열교환기로 구성되어 있으며, 한개는 냉매가열열교환기이고 또 다른 하나는 실외판형열교환기이다. 즉, 실외기에 공급된 냉매는 실외판형열교환기와 냉매가열열교환기로 동시에 공급된다. 이때 냉매는 각 열교환기의 입구측에 설치된 전자팽창밸브의 개도에 따라 공급유량이 결정되며, 각 열교환기에서 열전달이 이루어진 냉매는 어큐뮬레이터 입구에서 하나의 흐름으로 합쳐져서 압축기에 공급됨으로써 사이클을 마치게 된다.

압축기를 사용하지 않고 액체펌프를 이용하여 운전할 경우에는 실내열교환기를 거친 냉매가 냉매탱크를 거쳐 액체펌프에 의해서 냉매가열열교

환기로 공급되어 연소열을 흡수한 후 압축기를 거치지 않고 직접 실내열교환기에 열을 공급하게 된다. 이때 열펌프시스템의 저단측의 작동압력이 높아지게 되므로 실외판형열교환기에서 획득할 수 있는 열량은 거의 없으므로 실외기에서 냉매는 모두 냉매가열열교환기에 공급된다.

2.2 실험방법 및 실험조건

열펌프시스템의 성능평가를 위하여 각 사이클 위치에서 온도 및 압력을 측정하고, 기록계(data logger)를 통해 컴퓨터에 저장하였다. 시스템의 안정상태를 판단하는 기준은 압축기 입·출구 온도 $\pm 0.5^\circ\text{C}$, 압축기 입·출구 압력 $\pm 0.2\text{ kgf/cm}^2$, 냉매의 질량유량 $\pm 0.004\text{ kg/s}$ 에서 2분 동안 변화가 없을 경우에 시스템이 안정상태에 도달하였다고 판단하였다. 시스템의 운전이 정상상태로 판단된 경우 1초 간격으로 5분간 data를 기록하였으며, 3회 반복 측정하여 3회 반복 측정값을 평균하였다. 실험 중에 압축기 토출온도가 110°C 이상 과도하게 상승하는 경우에는 시스템 보호를 위해 실험을 중단하였다.

측정된 자료를 사용하여 해석에 필요한 난방능력 및 성적계수 등을 EES(engineering equation solver)를 사용하여 계산하였다.

Table 1은 본 연구의 실험조건으로서 실내열교환기와 실외판형열교환기에 공급되는 유체온도는 각각 25°C 와 7°C 이며, 냉매가열열교환기에 공급되는 가스유량은 $2 \pm 0.01\text{ L/min}$ 이다. 본 실험에서는 두개의 실외열교환기 중에서 냉매가열열교환기로 공급되는 냉매 비율이 100%, 90%, 80% 및 70%가 되도록 하였다. 따라서 전체시스템을 순환하는 냉매 중에서 냉매가열기를 통과하지 않고 실외판형열교환기를 통과하는 냉매 비율은 0%,

Table 1 Test conditions of the experiment

Parameters	Conditions
Indoor temperature ($^\circ\text{C}$)	25
Outdoor temperature ($^\circ\text{C}$)	7
Gas flow rate (L/min)	2
Distribution ratio (%)	100, 90, 80, 70
Compressor frequency (Hz)	40, 60, 80
EEV opening (step)	120

10%, 20% 및 30%로 변하게 된다.

실험장치의 냉매사이클의 관점에서 2개의 팽창밸브의 개도는 총합이 120 step이 되도록 고정하였다. 즉, 두개의 실외열교환기 입구에 설치한 전자팽창밸브의 개도의 합은 항상 120 step 이다. 이와 같은 상태에서 압축기의 운전주파수를 40 Hz, 60 Hz 및 80 Hz로 변경시켜 난방용량의 변경에 따른 열펌프시스템의 성능실험을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 유량분배율에 따른 성능특성

두개의 열원을 가진 열펌프시스템에서 열원의 사용비율에 따른 시스템의 성능특성을 고찰하고자 전체 시스템을 순환하는 냉매 중에서 각 실외열교환기에 공급되는 냉매의 비율을 변경시키면서 성능실험을 수행하였다.

Fig. 2는 복합열원 열펌프시스템의 대표적인 경우로서 냉매가열열교환기 입구의 팽창장치개도가 전체개도의 80%이고, 실외판형열교환기 팽창밸브의 개도가 20%일 때 압축기 운전주파수 변화에 따른 압력-엔탈피선도이다. Fig. 2에서 PHX는 실외판형열교환기를 나타내며, GHX는 냉매가열열교환기를 나타낸다. 압축기의 운전주파수가 증가할수록 증발압력은 감소한다. 이때 두개의 팽창밸브의 개도가 다르기 때문에 각각의 팽창밸브에서의 압력강하가 다르므로 실외열교환기에서 두개의 사이클로 나뉘어지며, 압축기 입구에서 하

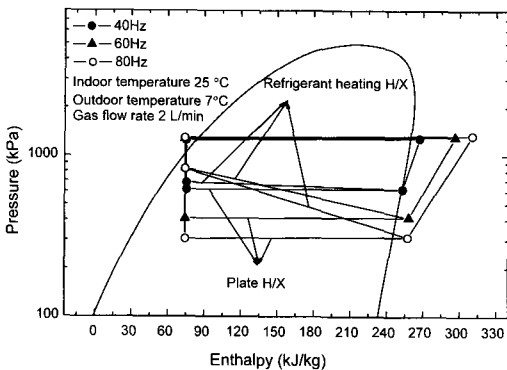


Fig. 2 P-h diagram with variation of compressor frequency at a refrigerant distribution (GHX 80%, PHX 20%).

나의 압력으로 회복하여 압축기에 유입된다.

Fig. 3에 나타난 압력-엔탈피 선도는 냉매가열열교환기의 냉매공급비율이 각각 70%, 80%, 90% 및 100%로 변경될 때 냉매가열열교환기의 유량분배율에 따른 열펌프의 운전상태를 나타내었다. 그림상에서 분배율(distribution ratio)이 100% 인 경우는 모든 냉매가 냉매가열열교환기로 분배될 경우에 해당한다. 냉매가열열교환기의 유량분배율이 달라지더라도 열펌프시스템의 응축압력과 증발압력의 변화는 50 kPa 미만으로서 유량분배율이 전체 사이클의 작동압력에 미치는 영향은 매우 적음을 알 수 있다.

따라서 증발압력과 응축압력은 Fig. 2에 나타낸바와 같이 압축기의 운전주파수에 따라서 달라지며, Fig. 3에 나타낸 바와 같이 유량분배율에는 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 압축기의 운전주파수가 높아지면 실외판형열교환기의 작동압력이 낮아지며, 팽창밸브의 압력강하가 커진다. 이때 냉매가열열교환기의 압력강하는 판형열교환기의 출구압력을 맞추어 가기 위하여 급격한 변화를 나타내며, 실외판형열교환기의 증발압력이 낮으면 냉매가열열교환기에서의 압력강하도 증가한다.

Fig. 4는 열펌프 사이클 상의 냉매 중에서 냉매가열열교환기로서의 유량분배율이 달라질 때 압축기 입구 과열도의 변화이다. 유량분배율이 증가할수록 압축기 입구의 과열도가 감소하는 경향을 나타낸다. 이것은 연소열이 일정하게 공급될 때 연소열을 흡수하는 냉매의 유량에 따라서 과

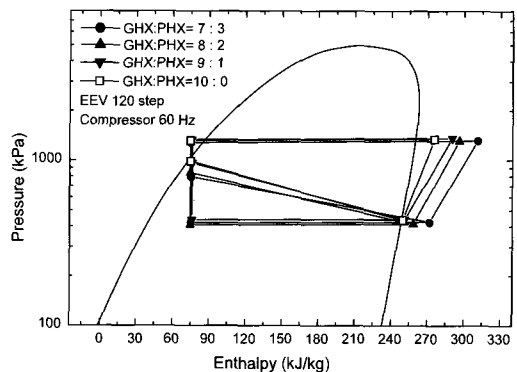


Fig. 3 P-h diagram at 60Hz compressor frequency with variation of refrigerant distribution for each heat exchanger.

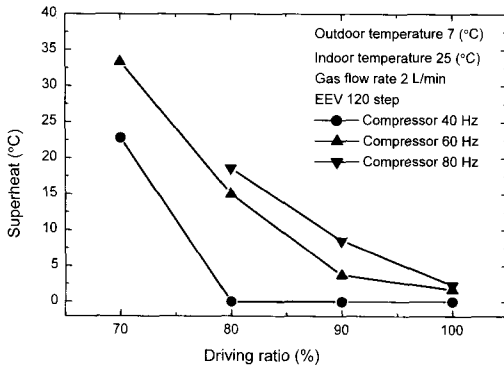


Fig. 4 Superheat variation with refrigerant distribution for each heat exchanger.

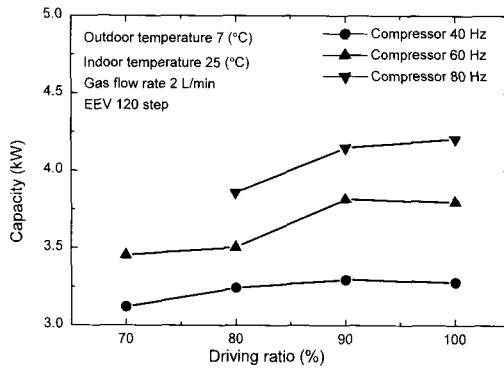


Fig. 5 Capacity variation with refrigerant distribution for each heat exchanger.

열도가 변하기 때문이다. 압축기 입구의 과열도는 냉매분배율에 따라서 달라지므로 냉매가열열교환기에 공급되는 유량을 제어하거나 혹은 공급되는 연소열을 제어함으로써 열펌프시스템의 과열도를 최적으로 제어할 수 있다.

Fig. 5는 냉매가열열교환기로의 분배율이 변화할 때 열펌프시스템의 난방용량의 변화를 보여주고 있다. 난방능력은 냉매가열열교환기로의 유량분배율이 70%일 때보다 90%일 때가 약 10% 정도 높게 나타났다. 이때의 열펌프시스템의 COP는 Fig. 6과 같으며 냉매가열열교환기로의 유량분배율이 증가할수록 COP 또한 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이것은 냉매가열열교환기에 공급되는 열원(heat source)인 LPG가스의 유량은 2.0 L/min로 공급열량은 일정하지만 열을 흡수하는(heat sink) 냉매가열열교환기의 냉매유량이 증가하여 증발기에

서의 흡수하는 열량이 증가하기 때문이다.

본 연구에서 COP는 난방용량(Q)에 대한 압축기 혹은 액체펌프의 소비전력(W)과 LPG가스의 발열량(Q_g)을 기준으로 식(1)과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{Q}{W + Q_g} \quad (1)$$

최대 COP는 분배율이 90%일 때이며, 분배율이 100%로 증가할 경우에는 난방용량의 증가는 미미하나 압축기의 소비전력이 증가하여 시스템의 COP는 약간 감소한다.

Fig. 7은 열펌프시스템의 압축기 소비동력과 냉매가열 열교환기의 공급열량을 나타내고 있다. 냉매가열장치에서 2.0 L/min으로 연소되고 있는 가스열량은 3 kW로 일정하나 압축기의 소비동력은 압축기의 운전주파수가 증가하고 냉매가열열교환기로의 유량분배율이 커질수록 소비전력이 증가한다. 즉, 압축기가 80 Hz로 운전될 때 유량분배율이 100%일 때가 80%일 때 보다 약 80 W의 압축기소비동력이 증가하였으며, 압축기의 운전주파수가 40 Hz일 때는 유량분배비율에 관계없이 거의 비슷한 소비동력을 나타낸다.

3.2 구동장치에 따른 성능특성

냉매가열열펌프도 압축기를 사용할 경우에는 압축기에 투입되는 에너지가 기본적으로 필요하다. 그러나 본 연구와 같이 냉매를 증발기역할을 하는 냉매가열열교환기에서 직접 가열할 경우에는

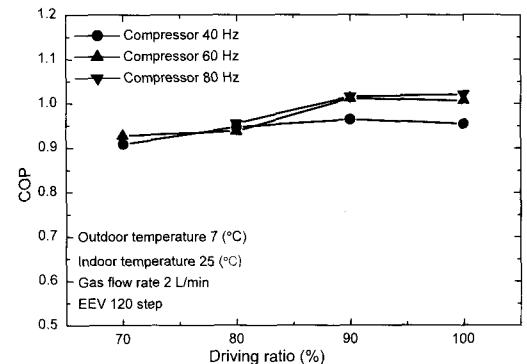


Fig. 6 COP variation with refrigerant distribution for each heat exchanger.

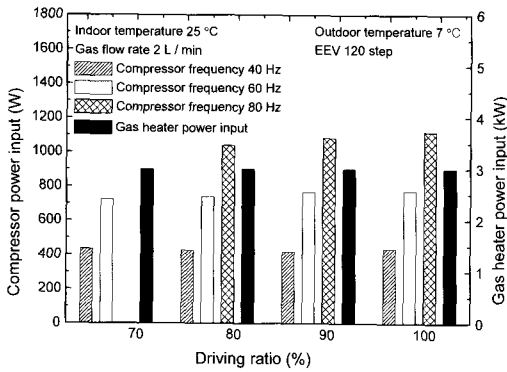


Fig. 7 Comparison of energy consumption with refrigerant distribution ratio.

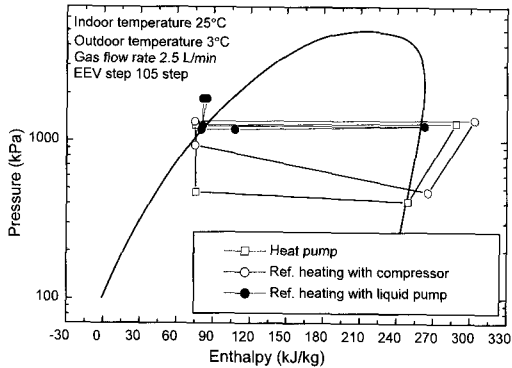


Fig. 8 Diagram of general heat pump and refrigerant heating compressor mode and pump mode.

공이 압축기가 필요하지 않을 수도 있다. 즉, 가스 상태인 냉매를 압축에너지를 공급하지 않고 액체상태에서 액체펌프를 통하여 순환시킬 수 있기 때문이다. 압축에너지를 공급하지 않는 것은 냉매가열열교환기를 통과한 냉매가 이미 과열된 상태이며, 이러한 고온의 냉매를 직접 응축기 즉 실내열교환기로 공급하면 매우 우수한 난방효과를 얻을 수가 있다. 뿐만 아니라 냉매를 공급하는 액체펌프를 인버터로 제어하여 부하에 대응하는 적절한 냉매 유량을 공급하면, 압축기를 사용할 경우에 비하여 매우 적은 에너지로 열펌프 사이클을 구성 할 수 있다.

Fig. 8은 일반적인 열펌프와 압축기를 구동장치로 사용하고 냉매가열기를 장착한 열펌프 및 액체펌프를 사용하고 냉매가열기를 장착한 열펌프의 세 가지 종류에 대한 몰리에선도(Mollier dia-

gram)를 나타내고 있다. 압축기를 사용하는 사이클과 비교하여 액체펌프를 이용한 경우에는 선도 상에서 과냉액체 영역에서 냉매의 순환메커니즘이 생성되는 것을 알 수 있다.

이와 같이 액체펌프를 이용할 경우에는 응축기에서 충분한 열교환을 거쳐 과냉액체의 상태가 되어야 펌프가 정상작동 할 수 있으므로 운전중에는 이에 대한 주의가 필요하다.

Fig. 9와 Fig. 10은 이때의 열펌프시스템의 난방용량과 소비전력을 전자팽창밸브의 개도변화에 대하여 나타내고 있다. 이때의 냉매분배율은 100%이다. Fig. 9에 나타난 바와 같이 액체펌프를 이용할 경우의 난방용량은 압축기를 사용하는 경우에 비하여 평균적으로 약 72%에 그치고 있으나 소비 전력은 Fig. 10에 나타난 바와 같이 약 20%에 불과하다. 따라서 액체펌프구동이 압축기구동에 비해 에너지소비가 매우 적은 것을 알 수 있다.

Fig. 9의 난방용량을 살펴보면 액체펌프를 사용할 경우의 난방용량이 압축기를 사용할 경우보다 작으나, 구동장치에 관계없이 각각의 경우에 있어서 가스소비량을 제어하면 한랭지의 경우에도 필요한 난방능력을 확보할 수 있을 것이다. 이에 대한 가능성을 살펴보기 위하여 Fig. 11에 나타난 바와 같이 가스소비량의 증가에 따른 실내열교환기에 공급되는 냉매의 온도를 측정하였다. 가스의 소비량이 2.0 L/min일 때 실내열교환기에 공급되는 냉매의 온도는 약 40 °C로 압축기를 사용하는 경우의 응축온도와 거의 비슷한 온도를 얻을 수 있으며, 가스소비량이 증가하면 100 °C 이상의 높은 온도도 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다.

냉매가열식 열펌프의 구동장치로 압축기를 사용하는 경우에 있어서 난방용량을 증가시키기 위하여 압축기의 운전주파수의 증가 혹은 가스소비량을 증가시켜야 한다. 그러나 이때 가스소비량의 증가는 압축기 흡입냉매의 온도가 높아져서 압축기의 효율을 떨어뜨리며, 압축기에 무리가 갈 수 있다. 앞서 분석한 Fig. 4의 유량분배율에 따른 압축기 입구의 과열도를 살펴보면 이를 정확히 알 수 있으며, 유량분배율이 작을 경우에 냉매가열열교환기로 공급되는 냉매가 부족하여 과열도가 급격히 증가하며, 이곳의 열전달이 압축기 입구냉매의 과열도에 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다.

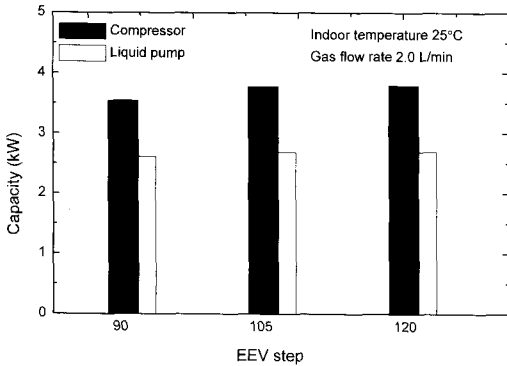


Fig. 9 Capacity variation with EEV step.

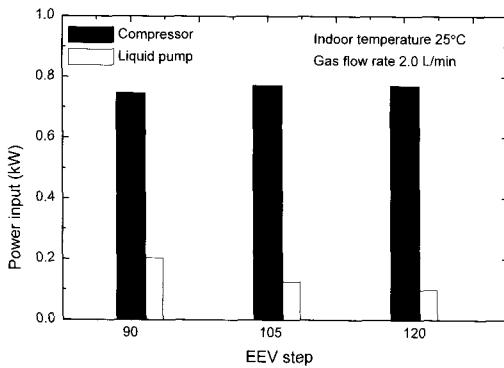


Fig. 10 Power input variation with EEV step.

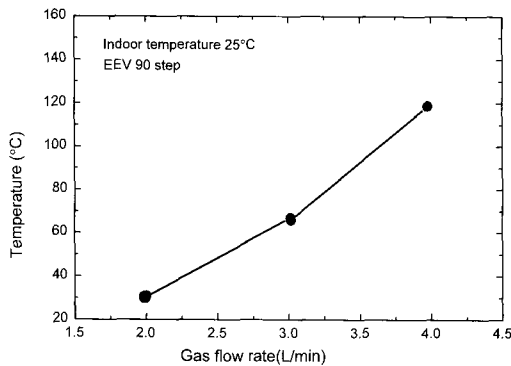


Fig. 11 Inlet refrigerant temperature of indoor heat exchanger with variation of gas flow rate.

따라서 냉매가열식 열펌프의 구동장치로 압축기를 사용할 경우에는 가스소비량에 제한이 있으며, 액체펌프를 사용할 경우에는 냉매의 순환동력이 액체상태에서 전달되므로 이러한 문제점은

없으나 액체펌프 입구냉매가 항상 과냉액체상태가 되어야 하는 단점이 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 공기열원 열펌프에 있어서 겨울철의 혹한 시에 외기온도강하와 열교환기의 착상 등으로 인한 시스템의 성능저하를 해결하기 위한 새로운 방법으로 냉매를 직접 가열하여 필요한 난방공간에 공급하는 냉매가열식 열펌프시스템의 성능특성을 평가하였다. 또한 본 연구는 냉매가열식 열펌프의 구동장치인 압축기의 소비전력을 줄이기 위한 방법으로 액체펌프를 사용할 경우에 대하여 시스템의 운전특성을 살펴보았다.

본 연구를 통하여 도출된 결론은 다음과 같다.

(1) 열펌프시스템의 냉매가열열교환기와 실외 관형열교환기에 공급되는 냉매 중에서 냉매가열 열교환기로의 유량이 줄어드는 냉매분배율이 낮을 경우에 시스템의 난방능력은 감소한다. 냉매가열열교환기에서 연소되는 가스열량은 일정하나 분배율이 낮아지면 흡수하는 열량이 감소하고, 압축기의 소비전력은 거의 비슷하여 결과적으로 COP도 낮아진다.

(2) 압축기의 운전주파수의 증가에 따라서 증발압력은 감소하고 응축압력은 증가하여 사이클의 고저압차이가 커지나, 유량분배율이 시스템의 작동압력 즉, 증발압력과 응축압력에 미치는 영향은 적다. 또한, 압축기의 주파수가 높을 경우에 분배율이 소비전력에 미치는 영향이 운전주파수가 낮을 경우보다 크다.

(3) 냉매가열열교환기의 분배율이 증가할수록 냉매가열장치의 발열량을 냉매가 충분히 흡수하여 압축기입구의 과열도는 감소하며, 과열도는 냉매분배율과 가스소비량 제어를 통하여 최적화할 수 있다.

(4) 열펌프시스템의 구동장치를 압축기대신에 액체펌프를 사용할 경우에 난방용량은 약간 감소하나 소비전력이 압축기의 약 20% 정도로써 전력소비의 절감효과가 크다.

참고문헌

1. Lubliner, M., Andrews, J. and Baylon, D., 2005, Heating with residential heat pumps,

- ASHRAE Journal, Vol. 47, No. 10, pp. 36-40.
2. Payne, V. and O'Neal, D.L., 1995, Defrost cycle performance for an air-source heat pump with a scroll and a reciprocating compressor, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 2, pp. 107-112.
 3. Byun, J., Lee, J. and Jeon, C., 2007, Frost retardation of an air-source heat pump by the hot gas bypass method, International Journal of Refrigeration, In Press.
 4. Yamakasi, K., Okata, A., Maeno, M. and Ito, C., 1998, Development of burner for room air conditioner, Mitsubishi Technical Review, Vol. 35, No. 2, pp. 96-99.
 5. Kim, S.H. and Park, Y.C., 2006, An experimental study on the performance of a heat pump with a refrigerant heating device, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 9, pp. 707-713.
 6. Tomohiro, Y., 2007, Refrigerant heating device, Patent of Japan, JP 2007127381.
 7. Hironao, N. and Masakatsu, I., 2002, Refrigerant heating type air conditioner, Patent of Japan, JP 2002364888.