韓國産業應用學會論文集, 제14권, 제4호, 143-149, 2011.11
J. Korean Society of Industrial Application, Vol.14, No.4, 143-149, Nov, 2011

히트펌프 냉·난방 시스템의 온도 자동제어에 관한 연구
A Study for Automatic Temperature Control of the Heating-Cooling System with Heat Pump

구창대[1]
Chang-Dae Koo[1]

<Abstract>

The experiment has been investigated the room temperature change under adjusting 4-way valve which was installed for cooling and heating switch. Beside, the temperature of heat pump was controlled automatically for autonomously adjusting temperature and maintaining a constant room temperature. As results, Inlet & outlet temperature differences of compressor are 95℃ in cooling condition and 57℃ in heating condition. Therefore, Compression efficiency of cooling effect is higher than heating effect. In addition, Heat exchange effect of Cooling system condition is higher than heating system. This results can be used for studying about automatic temperature control of cooling and heating system with heat pump and 4way valve.

Key words: 4way valve, Inlet & outlet temperature, Compression efficiency, Automatic temperature control

1. 서 론

우리나라는 부존자원이 거의 없는 실정에서 각종 공해의 근본 원인인 화석 연료를 수입하여 사용하고 있어서 에너지의 개발이 그 어느 때보다도 절실한 실정이다.

신재생에너지의 한 분야인 지열시스템에 지열용 히트펌프가 녹색성장 친환경 에너지절약형 대체에너지의 시스템 필수 장치로 발전하고 있다.

따라서 히트펌프시스템의 사이클 온도와 압력을 자동으로 제어할 수 있는 연구[1)]가 필요하며, 냉·난방 분야의 에너지절약에 관하여 보다 과학적인 면에서 열손실을 최소화하는 연구[2,3)]가 절실히 요구되는 실정이다. 이와 같이 냉·난방시스템을 최적상태로 유지하기[4,5)] 위하여 최근 냉동 기술의 발전에 따라 냉방, 난방,정회원, 한국
공조산업 및 열 이용이 산업분야에서 매우 중요한 관심의 초점이 되고 있다. 이전에는 공기 중의 저온 에너지를 이용하여 고온으로 전환시키는 데에 한계가 있으므로 실내온도 조절에 있어 풍부한 열에너지를 이용할 수 있지만 0℃근처의 저온[6)]에서는 난방용의 고온을 얻을 수 없기 때문이다.

그러나 지금의 열펌프는 풍부하고 깨끗한 저온의 자연에너지와 병행하여 히트펌프를 이용한 에너지의 온도수준을 고온으로 압축하여 활용함으로써 기존의 석유가스가 아닌 열펌프를 이용 할 수 있다. 히트펌프의 외기온도가 낮을 때에는 실내 난방 온도에 유용한 열에너지를 확대하기 위한 특수 열 교환 장치[7)]와 이를 이

[1]정회원, 한국폴리텍VI대학, 산업설비자동화과, 교수
E-mail:cdkoo7450@gmail.com

[1]Member, Dept. of Automation of Industrial Installation, Korea Polytechnic Ⅵ College., Prof,

용하기 위한 회로가 추가되어 있어야 한다. 하지만 일반 히트펌프의 원리는 공기압축을 이용하여 공기를 압축시키고 이를 다시 팽창시키면서 주위의 온도를 저온으로 만들어 냉장을 이루는 냉방기와 유사하다. 즉, 히트펌프는 공기를 압축하면서 고온을 얻어 난방에 활용하고 공기를 팽창시켜 저온을 얻어 냉방에 활용하는 것이다.

따라서 본 연구 논문에서는 히트펌프의 온도를 자동으로 제어하여 실내의 온도를 자유롭게 조절하고 원하는 실내온도를 일정하게 유지 할 수 있도록 실험장치를 구성하였다. 연구에 사용되는 히트펌프는 열교환기1이 응축 작용을 할 때에 열교환기 2는 증발작용을 하며, 이때에는 열교환기2에서 냉방이 되어 실내 온도가 낮아지게 되며, 열교환기2가 응축 작용을 할 때에 열교환기1은 증발 작용을 하면 열교환기2에서 난방이 되어 실내 온도가 높아지게 된다.

이와 같이 온도를 실내 온도를 원하는 정도의 냉·난방제어를 할 때의 시스템 온도 변화를 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2-1. 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치의 배치는 Fig. 1과 같이 배치하였다.

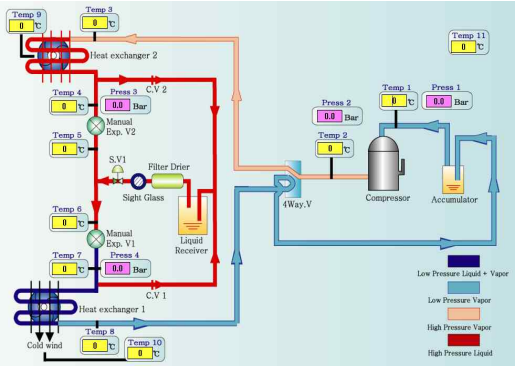

Fig. 1. Schematic diagram of the experiments.

실험장치에 사용된 냉매는 R-22를 사용하였으며 증발된 저온, 저압의 냉매증기를 흡입하는 펌프의 역할과 흡수된 증기를 쉽게 응축할 수 있도록 고온, 고압의 증기로 압축하는 역할을 하는 소형 밀폐형 1 HP용량의 압축기로서 압축기와 전동기를 같은 케이스 속에 넣고 밀봉 용접되어 있어서 분해 조립은 불가능하나 운전 소음이 작고 오일누설이 없으며 밸브대신 충전 니플이 부착된 것을 선택하였다. 흡입측 관경은 9.5 mm, 토출측 관경은 15.8 mm의 동관으로 연결하였으며, 응축기는 소형 밀폐형 1 HP으로써 고 열원을 방출하기 위하여 냉각시키고 냉매를 연속적으로 다시 사용하기 위하여 액화시키는 일정한 응축압력 및 응축온도를 조절 할 수 있는 공냉식 응축기를 설치하였다. 팽창밸브는 일정한 온도 조건상태로 유지하기 위하여 온도식 자동팽창밸브를 설치하였고, 수액기는 압축기와 응축기의 용량과 균형을 맞추어 소형 밀폐형 1 HP를 응축기와 팽창밸브 사이의 고압측에 설치하여 고압의 냉매액을 일시 저장하여 냉동장치의 냉동부하가 변하여도 냉매를 증발기에 원활히 공급 할 수 있도록 하였으며, 수액기 다음에 전자변을 설치하여 냉매의 흐름을 조절할 수 있도록 하였고, 팽창밸브 직전에 여과기를 설치하여 이물질이 팽창밸브의 작동에 장해를 주는 일이 발생하지 않도록 하였다.

장치의 냉·난방 전환을 위하여 4방밸브를 설치하고 방향 전환에 따른 냉매 증기의 흐름이 반대로 흐르지 못하도록 체크 밸브를 양쪽에 설치하였다. 증발기는 일반적으로 많이 사용하는 유니트 쿨러식으로써 5 Row - 7 Step으로 구성되어 있고 팬의 용량은 80W를 사용하였다. 증발기 핀의 피치는 5.0 mm이며 관에 0.2 mm 정도의 알루미늄박이 부착되어 있다.

Fig. 2. Schematic diagram of the heat pump system.

Fig. 2에서는 히트펌프 실험장치의 구성 상태를 보여주고 있다.

히트펌프 실험 장치를 실험 운전하면서 온도 및 압력 데이터를 전송받기 위한 온도 센서와 압력 센서의 위치는 Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 실내온도, 압축기 흡입측과 토출측, 열교환기1의 입구측과 출구측, 팽창밸브1의 입구측과 출구측, 팽창밸브2의 입구측과 출구측, 열교환기1의 입구측과 출구측의 온도와 압축기 흡입측의 저압과 토출측의 고압, 그리고 팽창밸브 직전의 고압과 팽창후의 저압측에 압력 센서를 부착하여 실시간 간격으로 장치의 데이터를 저장하고 분석하여 성능 테스트를 연속적으로 실시하였다.

실험 장치에는 사용된 센서는 압축기의 흡입측에 저압계(0~3.0 Mpa)를 부착하였고, 토출측에는 고압계(0~5.0 Mpa)를, 팽창직전에 고압계(0~5.0 Mpa)를, 팽창 후에 저압계(0~3.0 Mpa)를 설치하였으며 온도계는 압축기 토출측과 응축기, 팽창직전, 증발기에 각각 설치하였으며 실험실 외부에서 실외기온을 측정하기 위하여 실외온도계(PT 100Ω / 'J'type)를 부착하였고 Table 1에서 나타낸 바와 같이 실험실내의 실내 온도계를 설치하여 실내 온도를 측정 하여 실시간 으로 데이터를 전송 받아 그 지시 값들이 기록되고 저장 될 수 있도록 하였다.

Table 1. Specifications of the measuring instrument and the sensor

Item	Component	Specifications
Temperature sensor	Thermal sensor	PT 100Ω / 'J'type
Pressure sensor	Lower pressure sensor	0 ~ 3.0 Mpa
	high pressure sensor	0 ~ 5.0 Mpa

2-2. 실험방법

실험은 Fig. 3에 나타낸 자동 냉매 충전기를 사용하여 고압호스를 장치의 고압 서비스 밸브에 연결시키고, 저압호스는 장치의 저압 서비스 밸브에 연결시켜 수행하였다.

자동냉매 충전기의 저압측 온도센서를 열교환기(증발기) 출구에 접촉시키고, 고압측 온도센서를 열교환기(응축기) 출구 즉, 팽창변 직전에 접촉시켰다.

압력 호스와 온도검지 센서를 완전하게 접촉시킨 후 스위치를 "ON" 시키면 자동냉매 충전기의 화면(CRT)에 압력과 온도를 표시창에 나타내었다.

이 때 저압측은 좌측에 나타나며 고압측을 우측에 나타내었다. 상하 이동 스위치를 누르면 화면이 바뀌면서 과열도는 좌측에, 과냉각도는 우측에 값을 표시하였다.

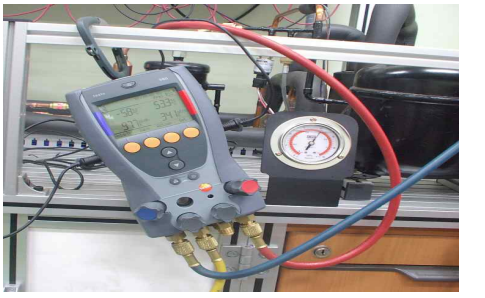

Fig. 3. Auto refrigerant charger M/C.

실험은 장치의 저압측과 고압측의 압력을 측정하고 팽창변 직전 온도를 확인하여 과냉각도를 점검하며, 또한 열교환기(증발기)의 출구 온도를 측정하여 과열도를 확인하며, 냉방실험은 공기유량, 온도, 냉각 판 온도와 압력을 정상상태에 도달시키기 위한 장치의 운전상태의 데이터를 얻기 위해 데이터저장 시간을 1분 간격으로 조절하고 저장하였다.

열교환기의 적상상태의 변화에 따라 외부 온도의 변화를 관찰 하였으며 적상이 시작된 후 실시간이 지난 간격으로 상의 변화를 그림으로 나타내었고 난방 전환을 하여 제상 상태와 열교환기의 변화, 온도변화 상태를 측정하였다.

2-3. 실험순서

실험 순서는 장치의 초기 안정화를 위한 시간으로 준비 운전시간으로 5분간 시험 운전을 실시한다.

준비 운전을 위한 5분이 경과되면 그 때부터 정상 실험 데이터를 저장하면서 냉·난방 실험을 계속하였다.

Fig. 4에서 냉방 운전시 사방밸브 히트펌프 실험장치의 운전 스위치를 "ON"하면 압축기, 열교교환기 1, 2의 팬 모터가 작동되면서 운전을 시작한다.

장치의 냉매 증기 순환과정은 압축기가 냉매

증기를 흡입하여 압축하면 냉매 증기는 고온 고압의 증기로 압축되어 토출구를 통하여 토출된다. 다음에 사방밸브를 통하여 열교환기2로 흡입되어 응축작용을 한 다음 응축되어 체크밸브 2를 거쳐 필터드라이어, 액면계, 수액기를 통하여 팽창밸브1을 거치고, 열교환기1에서 냉방 작용을 한 다음 사방밸브의 다른 통로를 통하여 액 분리기에 유입되고 다시 압축기의 흡입측을 통하여 압축기에 유입되는 순환 과정을 거치게 된다. 이때 체크밸브 1과 팽창밸브 2는 "OFF" 상태에 있다.

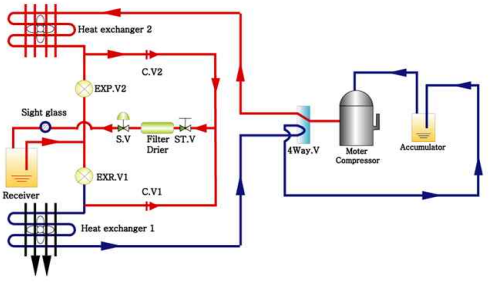

Fig. 4. Schematic diagram of the cooling system.

Fig. 5는 난방 운전시 사방밸브 히트펌프 실험장치의 운전 스위치를 "ON"하면 압축기, 열교환기 1, 2의 팬 모터가 작동되면서 운전을 시작한다.

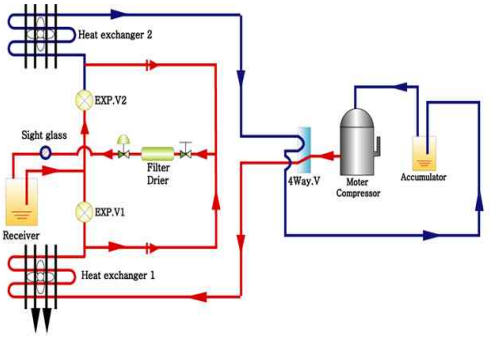

Fig. 5. Schematic diagram of the heating system.

장치의 냉매 증기 순화 과정은 압축기가 냉매 증기를 흡입하여 압축하면 냉매 증기는 고온 고압의 증기로 압축되어 토출구를 통하여 토출된다. 다음에 사방밸브 냉방시의 반대방향을 통하여 열교환기1로 흡입되어 응축작용을 하면서 실내(외기)온도를 상승시킨 다음 응축되어 체크밸브 1을 거쳐 필터드라이어, 액면계, 수액기를 통하여 팽창밸브2을 거치고, 열교환기 2에서 증발기 작용을 한 다음 사방밸브의 다른 통로를 통하여 액분리기에 유입되고 다시 압축기의 흡입측을 통하여 압축기에 유입되는 순환 과정을 거치게 된다. 이때 체크밸브 2와 팽창밸브 1은 "OFF" 상태에 있다.

위와 같은 냉방과 난방의 과정을 사방밸브의 전환에 의한 온도 자동제어 회로를 구성하여 운전하면 냉·난방을 원하는 대로 제어 할 수 가 있게 하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3-1. 열교환기 적상 상태변화

Fig. 6에서의 열교환기에서 보여주고 있는 적상 상태는 열교환기의 핀의 간격이 5mm로 좁을수록 냉각작용이 잘되어 온도가 빠른 시간내에 하강하면 핀 관에 적상이 빠르게 이루어진다는 것을 보여 주고 있다.

사방밸브 실험장치는 열교환기1의 주위에 열의 분산을 막기 위하여 아크릴 보호막을 설치하였다. 장치의 실험 중 운전시간 20분 경과시 냉방에서 난방으로 사방밸브를 전환하였을 때 Fig. 6의 적상 상태는 완전제상이 되는 시간이 1분 30초에 완료 되었다.

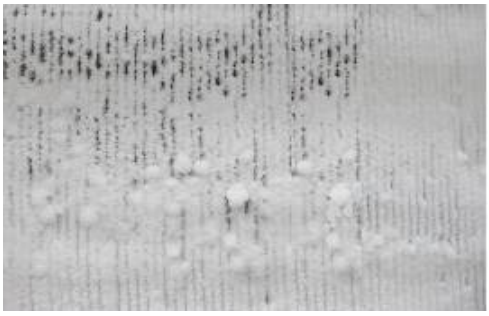

Fig. 6. Frost condition of Exchanger 1.

3-2. 냉·난방 실험 결과

Fig. 3의 자동 냉매 충전기를 사용하여 과열도를 6℃로, 과냉각도를 5℃로 조정한 후 실험하였다.

Fig. 7의 온도1은 저온 측의 흡입밸브 온도를 나타내고 있으며, 온도2는 고온 측의 토출밸브 온도를 나타내고 있다.

예비 운전 시간 5분을 지나고 그 후 15분 동안 측정한 결과 흡입측의 온도는 3℃를 나타내고 있으며, 토출측의 온도는 98℃를 나타내고 있다.

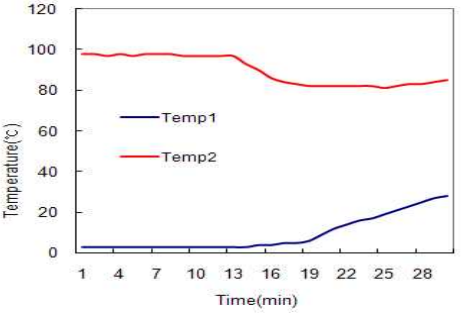

Fig. 7. Inlet and outlet temperature of the Compressure.

15분부터 30분 까지 측정한 결과 흡입측의 온도는 3℃에서 28℃로 서서히 상승하고 있음을 나타내고 있으며, 토출측의 온도는 85℃로 낮아짐을 보여주고 있다.

결과적으로 열교환기1에서 냉방일 때 흡입측 온도가 낮고 토출측 온도는 높게 나타나고 있으므로 온도차가 크며, 난방일 때 흡입측과 토출측의 온도차가 적게 나타난다. 이 결과로 보면 냉방 운전시 열교환 효과가 좋으며, 난방 운전시의 열교환 효과가 적게 나타남을 알 수 있다.

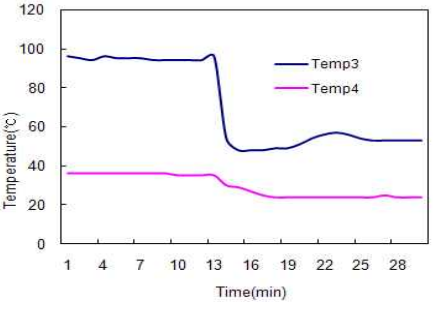

Fig. 8. Inlet and outlet temperature of the exchanger2.

Fig. 8은 열교환기2의 입구측과 출구측의 온도 변화를 나타낸 것으로 운전 15분 까지는 입구측의 온도는 96℃, 출구측의 온도는 35℃를 나타내고 있으며, 15분부터 30분 까지는 입구측의 온도는 48℃, 출구측의 온도는 24℃를 나타내고 있다.

이결과로 보면 열교환기2에서 냉방일 때 입구측 온도가 높고 출구측 온도는 약간 높게 나타나고 있으므로 온도차가 60℃로 크며, 난방일 때 입구측과 출구측의 온도차가 29℃로 적게 나타난다. 결과 적으로 보면 냉방 운전시 열교환 효과가 좋으며, 난방 운전시의 열교환 효과가 적게 나타난다.

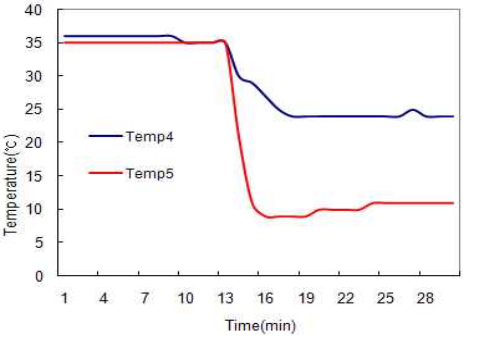

Fig. 9. Inlet and outlet temperature of the expansion valve for exchanger2.

Fig. 9는 열교환기2의 팽창밸브의 입구측과 출구측의 온도를 나타낸 것으로 운전 15분 까지는 입구측의 온도는 35℃, 출구측의 온도는 33℃를 나타내고 있으며, 15분부터 30분 까지는 입구측의 온도는 24℃, 출구측의 온도는 11℃를 나타내고 있다.

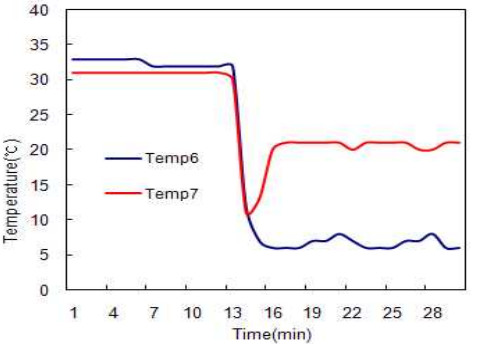

Fig. 10. Inlet and outlet temperature of the expansion valve for exchanger1.

이결과로 보면 열교환기1에서 냉방일 때 입구측 온도가 높고 출구측 온도는 약간 높게 나타나고 있으므로 온도차가 2℃로 적으며, 난방일 때 입구측과 출구측의 온도차가 15℃로 크게 나타났다.

Fig. 10은 열교환기1의 팽창밸브의 입구측과 출구측의 온도를 나타낸 것으로 운전 15분 까지는 입구측의 온도는 33℃, 출구측의 온도는 31℃를 나타내고 있으며, 15분부터 30분 까지는 입구측의 온도는 6℃, 출구측의 온도는 21℃를 나타내고 있다.

이결과로 보면 열교환기1에서 냉방일 때 입구측 온도가 높고 출구측 온도는 약간 높게 나타나고 있으므로 온도차가 27℃로 크며, 난방일 때 입구측과 출구측의 온도차가 10℃로 적게 나타났다.

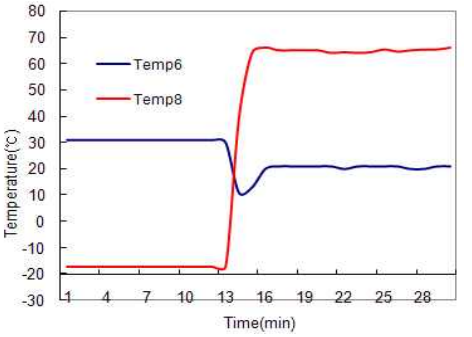

Fig. 11. Inlet and outlet temperature of the exchanger1.

Fig. 11은 열교환기1의 냉방과 난방시의 온도를 나타낸 것으로 운전 15분 까지는 입구측의 온도는 33℃, 출구측의 온도는 -17℃를 나타내고 있으며, 15분부터 30분 까지는 입구측의 온도는 24℃, 출구측의 온도는 66℃를 나타내고 있다.

따라서 열교환기 1에서 결과를 종합해 보면 냉방시 출구 온도가 -17℃로 충분한 냉방 효과를 나타내었으며, 난방시 출구 온도가 66℃로 난방 효과를 나타내고 있다.

일반적인 히트펌프의 성능과 비교하여 볼 때 부가적으로 전열 장치를 설치하지 않아도 냉방 작용을 할 수 있을 것으로 생각된다.

Fig. 12는 열교환기1, 2의 실내 온도를 나타낸 것으로 냉방 운전 15분 까지는 열교환기1의 실내 온도가 -17℃를 나타내고 있으며, 난방 운전시간 15분부터 30분 까지 온도는 66℃를 나타내고 있다.

열교환기2에서는 냉방 운전 15분 까지는 실내 온도가 33℃를 나타내고 있으며, 난방 운전시간 15분부터 30분 까지 온도는 6℃를 나타내고 있다.

이결과로 보면 냉방일 때 열교환기1에서 -17℃, 열교환기2에서는 33℃로 나타났으며, 난방일 때는 열교환기1에서 66℃, 열교환기2에서는 6℃로 나타났다. 이와 같은 경우의 온도는 온도센서가 열교환기의 핀관에 거의 근접되어 측정하였기 때문으로 보인다.

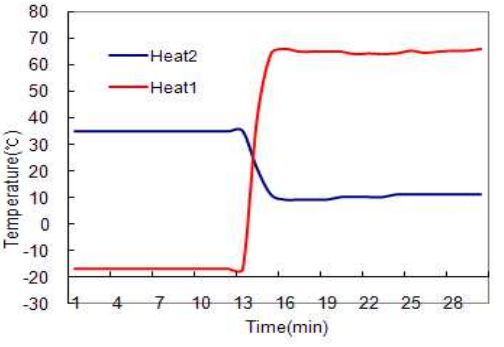

Fig. 12. Temperature compare of the exchange1, 2.

사방밸브 히트펌프 실험장치의 실험에서 나타난 결과를 종합해보면 냉방 운전시 일어난 각 인자의 특성상 압축기 냉방시 흡입측의 온도는 3℃를 나타내고 있으며, 토출측의 온도는 98℃를 나타내고 있으며, 난방시 흡입측의 온도는 3℃에서 28℃로 서서히 상승하고 있음을 나타내고 있으며, 토출측의 온도는 85℃로 낮아짐을 보여주고 있다.

열교환기1에서 냉방일 때 입구측 온도가 높고 출구측 온도는 약간 높게 나타나고 있으므로 온도차가 48℃이며, 난방일 때 입구측과 출구측의 온도차가 45℃로 나타났다. 따라서 열교환기 1에서 결과를 종합해 보면 냉방시 출구 온도가 -15℃로 충분한 냉방 효과를 나타내었으며, 난방시 출구 온도가 68℃로 난방 효과를 나타내고 있다.

열교환기2에서 냉방일 때 입구측 온도가 높고 출구측 온도는 약간 높게 나타나고 있으므로 온도차가 60℃로 크며, 난방일 때 입구측과 출구측의 온도차가 29℃로 적게 나타난다. 결과적으로 냉방 운전시 열교환 효과 좋으며, 난방 운전시의 열교환 효과가 적게 나타났다

4. 결론

본 연구에 사용된 사방밸브 히트펌프는 열교환기1이 응축 작용을 할 때에 열교환기2는 증발 작용을 하며, 이때에는 열교환기2에서 냉방이 되어 실내 온도가 낮아지게 되며, 열교환기2가 응축 작용을 할 때에 열교환기1은 증발 작용을 하면 열교환기2에서 난방이 되어 실내 온도가 높아지게 된다.

이와 같이 실내 온도를 원하는 정도로 제어할 때 온도 자동제어를 함으로서 실험장치에서 나타난 결과는 다음과 같다.

(1) 압축기의 흡입측 온도와 토출측 온도 차는 냉방시 95℃, 난방시 온도차 57℃로 냉방 효과가 난방효과보다 압축 효율이 높음을 알 수 있었다.

(2) 열교환기1에서 냉방시 출구 온도가 -17℃로 충분한 냉방 효과를 나타내었으며, 난방시 출구 온도가 66℃의 난방 효과를 나타내고 있음을 알 수 있었다.

(3) 열교환기2에서 냉방일 때 입구측 온도가 높고 출구측 온도는 약간 높게 나타나고 있으므로 온도차가 60℃로 크며, 난방일 때 입구측과 출구측의 온도차가 29℃로 적게 나타났다. 따라서 난방시의 열교환 효과보다 냉방 운전시 열교환 효과가 높게 나타났다.

따라서 사방밸브 히트펌프 실험 장치에서의 냉방 운전시 실내온도를 효율적으로 자동제어할 수 있음을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1) Y.J. Hwang, H.Y. Kim, A study of Steady State Characteristics for Modulating Heat Pump, SAREK, 97-S-075, p. 473, 476, 477, (1997)

2) Doyoung H, Sangwon L, Superheat temperature Setpoint Algorithm of the Multi-type Heat Pump EXV by Fuzzy Logic, SAREK, 2002-S-050, pp. 1250-1252, (2002)

3) Yoon Hak Lee, D.S jung, C.b kim, Computer simulation of a three-stage condensation heat pump, SAREK, 97-S-078, p. 493, 496, (1997)

4) Patin, A., Optimisation des degivrages par gaz chauds en chambre a base temperature, Int. *J. Refrigeration,* 13, 325, (1990)

5) Lee, K. S., Kim, J. M., Lee, D. W., Jhee, S.A study of defrosting behaviors According to surface characteristics in the fin-tube heat exchanger, 98-S-183, pp.1124-1125, (1999)

6) N. Y. Koo, D. M. G. Sung, Y. K. Lee, An experimental study for developing the defrost equipment of forced fan evaporator, SAREK, 2001-W-020, pp. 122-124, (2001)

7) D.Y Ha, Y.C. Park, M.K. Min, An experimental study on the seasonal performance of an inverter heat pump with the compressor capacity control range, SAREK, 97-S-076, p. 479-484, (1997)

(접수:2011.10.07. 수정:2011.11.10. 게재확정:2011.11.25)