

열펌프의 성능 최적화에 관한 연구

최종민*, 윤린, 김용찬

Optimization of Heat Pump Systems

Jong Min Choi*, Rin Yun, Yongchan Kim

Abstract An expansion device plays an important role in optimizing the heat pumps by controlling refrigerant flow and balancing the system pressures. Conventional expansion devices are being gradually replaced with electronic expansion valves due to increasing focus on comfort, energy conservation, and application of a variable speed compressor. In addition, the amount of refrigerant charge in a heat pump is another primary parameter influencing system performance. In this study, the flow characteristics of the expansion devices are analyzed, and the effects of refrigerant charge amount on the performance of the heat pump and the variation of compressor speed are investigated at various operating conditions. Mass flow rate through capillary tube, short tube orifice, and EEV was strongly dependent on the upstream pressure and subcooling. The heat pump system is very sensitive with a variation of refrigerant charge amount. The performance of it can be optimized by adjusting the flow rate through expansion device to maintain a constant superheat at all test conditions.

Key words Heat pump(열펌프), Expansion device(팽창장치), Charge amount(충전량), Capacity(용량), System matching(시스템 매칭)

* 국립 한밭대학교 기계공학과

■ E-mail : jmchoi@hanbat.ac.kr ■ Tel : (042)821-1731 ■ Fax : (042)821-1462

Nomenclature

D : short tube diameter, mm
F : compressor speed, Hz
L : short tube length, mm
P : pressure, kPa
T : temperature, °C

subscripts

ci : secondary fluid inlet of condenser
 ei : secondary fluid inlet of evaporator
 inlet : inlet of expansion device
 outlet : outlet of expansion device

1. 서론

전세계적으로 화석연료 매장량의 제한을 극복하고, 환경 오염을 해결하기 위하여 신·재생에너지 개발 및 이용의 필요성이 급증하고 있다. 신·재생에너지 사용 시스템 중에 지열원 열펌프는 현존하는 냉난방 방식 중에서 가장 효율이 높고 환경 친화적인 시스템으로 그 사용 및 기술 개발이 증가되고 있다.^①

지열원 열펌프는 열펌프 유닛과 지중열교환기로 구성된다. 열펌프 유닛은 압축기, 응축기, 증발기와 팽창장치로 구성되며, 지중열교환기를 통하여 열을 흡수 및 방출하여 냉·난방기능을 수행한다. 열펌프 유닛의 성능을 향상시키려면 각 구성품

의 효율이 높아야하고 시스템을 구성하는 부품들이 서로 최적화되어야 하며, 적절한 냉매량을 시스템에 충전하여야 된다.²⁾ 열펌프 유닛의 시스템 매칭 측면에서 팽창장치가 가장 중요한 기능을 수행하며, 팽창장치와 압축기 주파수 및 냉매 충전량 사이의 용량 매칭은 열펌프의 최적 설계 및 성능확보를 위한 핵심기술이다.

Choi and Kim³⁾은 충전량 변화에 따른 냉매유량변화가 모세관을 갖는 시스템의 성능 변화에 가장 큰 영향을 준다는 연구 결과를 얻었다. Yavuzturk and Spitler⁴⁾는 지열원 열펌프와 지하수 열원 열펌프에 대한 동적 성능 분석에 관한 연구를 수행하였으며, Sohn et al.⁴⁾은 지열원 열펌프와 공기열원 열펌프의 냉난방 성능을 비교 분석하였다. 하지만, 지금까지 수행된 대부분의 지열 열펌프 관련 연구는 지중 온도 변화 및 지중 열교환기를 중심으로 수행되었으며, 열펌프 유닛의 시스템 매칭 측면에서 가장 중요한 기능을 수행하는 팽창장치의 운전특성을 기반으로 냉매 충전량과 연계된 기초 연구 및 압축기 주파수 변화에 따른 연구 성과는 매우 부족한 실정이다.

본 논문에서는 지열원 열펌프의 핵심 구성품인 열펌프 유닛의 최적화와 신뢰성 향상을 위한 핵심 요소기인 팽창장치의 유동 특성과 충전량 및 압축기 주파수 변화에 따른 열펌프 유닛의 성능 특성을 분석하여 지열 열펌프 시스템의 최적 설계를 위한 기반 기술을 확보하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 팽창장치

Fig. 1은 팽창장치의 성능특성을 측정하기 위한 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 시험부의 과냉도, 응축압력, 증발압력을 쉽게 조절할 수 있도록 구성하였다. 액체펌프를 이용하여 냉매유량 및 입구압력을 조절하였으며, 펌프의 입구와 시험부의 출구에 바이패스라인을 설치하여 정밀한 운전조건 형성 및 시스템 안정성을 확보하였다. 과냉도는 시험부 입구에 설치한 열교환기를 이용하여 조절하였다. 시험부에서 토출되는 2상상태의 냉매는 칠러 및 펌프로 구성된 응축 열교환기를 통과하면서 냉각되어 액체펌프로 순환되도록 구성하였다. 냉매유량은 질량유량계를 액체펌프 출구에 설치하여 측정하였으며, 정확

도는 측정치의 $\pm 0.2\%$ 이다. 시험부의 입·출구 온도와 압력은 각각 T형 열전대와 압력계를 이용하여 측정하였으며, 정확도는 각각 $\pm 0.2^\circ\text{C}$ 및 $\pm 6.9\text{ kPa}$ 이다. 팽창장치는 일반적으로 모세관, 오리피스, 온도감응팽창밸브, 전자팽창밸브가 있으나, 온도감응팽창밸브와 전자팽창밸브 내부에는 오리피스가 설치되어 있으므로, 본 연구에서는 모세관과 오리피스에 대한 성능 특성 실험과 최근 시스템 매칭 측면에서 중요성이 증대되고 있는 전자팽창밸브의 팽창장치 유동 특성을 분석하였다. 모세관과 오리피스의 형상은 일반적인 열펌프에 사용되는 범위⁵⁾에 대하여 수행하였으며, 전자팽창밸브는 총 480 스텝을 갖는 스텝 모터형 전자팽창밸브를 사용하였다. 팽창장치의 입출구 압력 및 과냉도 등의 운전조건은 열펌프의 일반적인 운전조건에 대하여 수행하였다.⁶⁾

2.2 열펌프 유닛

Fig. 2는 전자팽창밸브의 개도와 압축기 주파수 변화 및 운전조건 변화에 따른 열펌프의 성능을 측정할 수 있는 실험장치의 개략도를 나타낸다. 열펌프 시스템은 R-22를 작동유체로 사용하며, 정격 냉방용량 3.5 kW를 갖도록 설계하였다. 열펌프는 가변속 스크롤 압축기, 2개의 이중관식 열교환기 및 팽창장치로 구성하였다. 팽창장치는 쾌적성 향상과 에너지 절약측면에서 최근 사용이 증가되고 있는 전자팽창밸브를 사용하였다. 물을 증발기와 응축기의 2차 유체로 사용하였으며, 가변속 펌프와 항온조를 사용하여 응축기와 증발기의 부하를 조절하였다.

열펌프 성능 확보를 위한 가장 기초 기반 기술인 충전량 변화에 따른 시스템 특성 고찰을 위하여 ARI[®]의 표준조건에서 최대의 COP를 나타내는 표준충전량으로 선정하였으며, 표준 충전량의 -20% 부터 $+20\%$ 까지 충전량을 변화시키며 충전량 변화에 따른 시스템의 성능을 측정하였다. 전자팽창밸브의 개도는 각 운전조건에서 시스템이 최대의 COP를 갖도록 조절하였다. 또한, 열펌프의 부하 변동 및 전자팽창밸브 시스템의 성능 비교를 위하여 모세관 시스템에 대해서도 동일한 조건에서 성능 실험을 실시하였다. 충전량 변화 실험 후 압축기 주파수와 전자팽창밸브 개도조절과 함께 ARI[®] 규격을 기반으로 부하 변동에 따른 시스템 성능을 측정하였다. 냉방능력의 불확실성은 3.1% 이내로 나타났다.

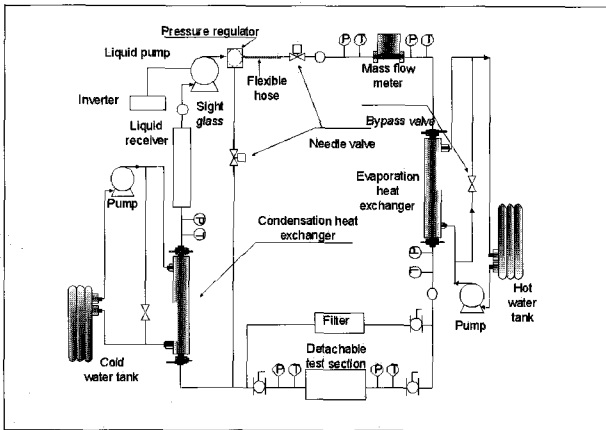


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup for expansion device.

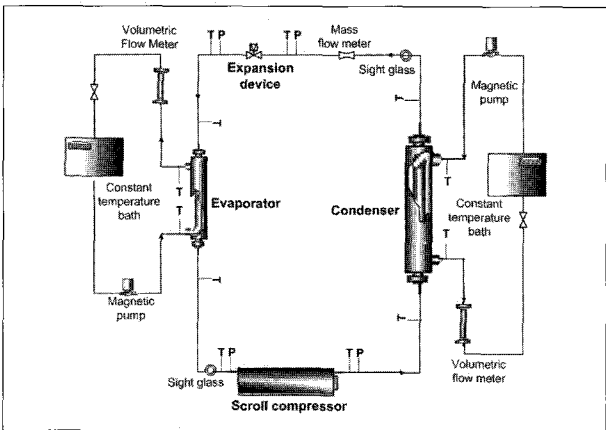


Fig. 2 Schematic diagram of the test setup for a water-to-water heat pump.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 팽창장치 유동 특성

Figs. 3, 4는 각각 모세관과 오리피스에 대하여 입구압력의 변화에 따른 냉매유량의 변화를 나타낸다. 모세관과 오리피스 모두에서 냉매유량은 입구압력의 증가에 따라 거의 직선적으로 비례하였다. 팽창장치 입구압력이 증가함에 따라 밀도가 감소하지만, 팽창장치 내부의 단상영역 증가로 냉매 유량은 증가한다. 과냉도의 변화에 따라 모세관과 오리피스 모두 비슷한 경향을 나타냈으며, 과냉도가 증가함에 따라 냉매 유량은 증가하였다. 과냉도가 증가함에 따라 냉매의 비등점이 출구쪽으로

이동하여 팽창장치 내부의 단상 영역이 증가하고 밀도가 증가하여 냉매 유량이 입구압력 증가에 비하여 크게 증가한다. 모세관의 경우는 과냉도 증가에 따라 입구 영역에서의 압력 강하율이 감소하고 출구영역에서의 압력강하율이 증가하지만, 오리피스의 경우는 과냉도 증가에 따라 입구영역에서의 압력 강하량이 증가하고 출구 영역에서의 압력 강하량이 감소한다. 이는 모세관의 경우는 관내부의 저항에 의한 압력강하로 냉매 유량이 결정되고, 오리피스의 경우는 입구 영역의 급격축소에 의한 압력강하로 냉매유량이 결정되기 때문이다.

전자팽창밸브를 일정한 개도를 유지한 상태에서 과냉도와 입구압력을 증가시켰을 때 각각에 대하여 냉매 유량은 모두 증가하였다(Fig. 5). 전자팽창밸브는 과냉도와 입구압력 변화에 따라 오리피스에서의 유동 특성과 유사한 경향을 나타냈다. 전자팽창밸브는 내부 오리피스의 입구에 밸브 나들이 위치하여 입구 유동이 다소 복잡하지만, 전체적인 내부 유동 형태가 오리피스와 유사하여 오리피스와 유사한 유량 변화 특성을 나타낸 것으로 판단된다. 그러나, 오리피스에서는 과냉도 증가시 유량 증가폭도 증가하였는데, 전자팽창밸브에서는 유량이 거의 선형적으로 증가하였다. 이것은 전자팽창밸브의 입구 부분에 나들이 설치되어 있어서 과냉도 변화시의 유동변화에 의한 입구압력 강하폭을 감소시키기 때문에 오리피스보다 유량 증가폭이 작게 나타난 것으로 분석된다.

전자팽창밸브는 모세관과 오리피스와는 달리 시스템 운전 중에 개도 조절을 통한 유동 면적 변화가 가능하다. Fig. 6은 서로 다른 입구압력에 대해 밸브의 개도를 변화시키며 유량의 변화를 나타낸 것이다. 전자팽창밸브에서는 입구압력 보다는 밸브의 개도가 냉매유량에 미치는 영향이 더욱 크게 나타났다. 이는 전자팽창밸브가 모세관이나 오리피스와 같은 고정면적 팽창장치에 비해 운전 중에 밸브개도 조절을 통한 팽창부의 단면적을 변화시켜 냉매유량을 증감시킬 수 있으므로 시스템의 변화에 따른 시스템 고압부와 저압부의 압력 및 냉매 순환 유량 조절이 가능하다는 것을 의미한다. 그러므로, 가변속 열펌프나 시스템 열펌프와 같은 부하의 변동 폭이 큰 시스템에 전자팽창밸브를 적용하여 운전조건 변화에 따른 성능 향상 및 최적화와 신뢰성 확보를 이룰 수 있을 것으로 예상된다.

Fig. 7은 전자팽창밸브의 하류압력 변화에 따른 유량 변화 특성을 나타낸다. 과냉도 12°C이고, 입구압력이 1988 kPa일 때, 하류압력이 650 kPa에서 950 kPa까지 증가될 때 전자팽

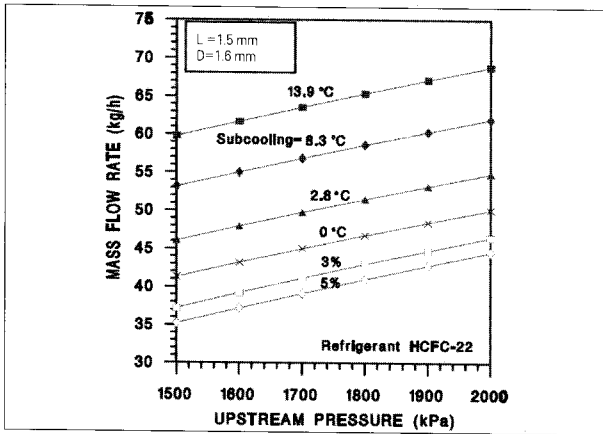


Fig. 3 Flow dependency on upstream pressure for a capillary tube.

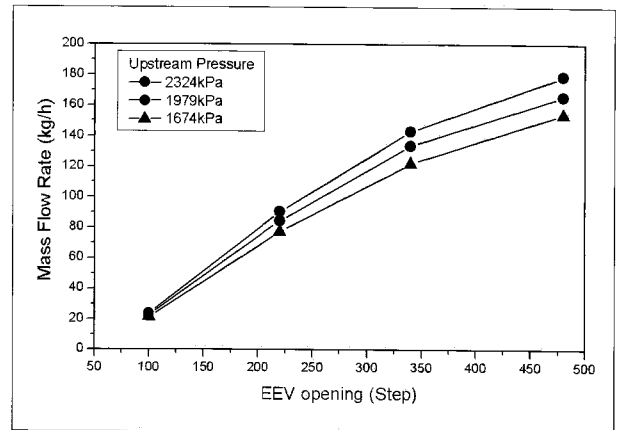


Fig. 6 Flow dependency on EEV opening for an EEV.

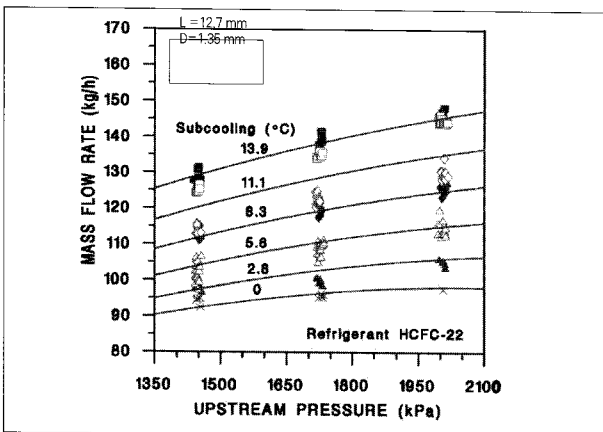


Fig. 4 Flow dependency on upstream pressure for a short tube orifice.

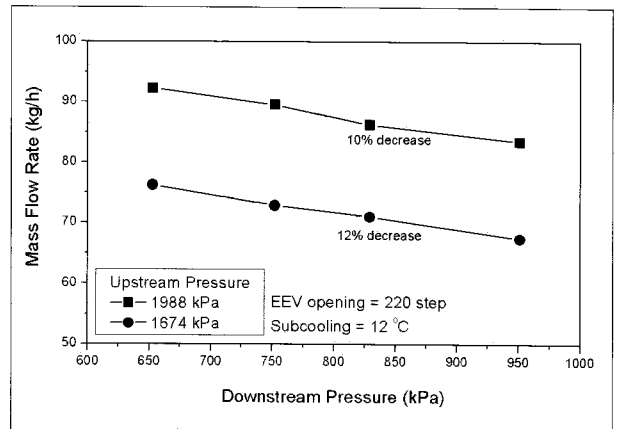


Fig. 7 Flow dependency on downstream pressure for an EEV.

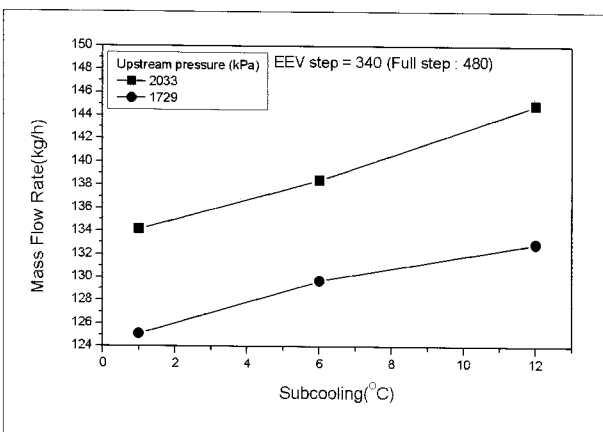


Fig. 5 Flow dependency on subcooling for an EEV.

창밸브를 통과하는 냉매유량은 10% 감소하였다. 입구압력과 과냉도가 각각 1674 kPa와 12°C 일 때, 동일 하류압력 변화에 대하여 유량은 12% 감소하였다. 그러므로 전자팽창밸브를 통과하는 유량은 하류압력 변화에 따라 크게 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. 즉 전자 팽창장치를 통과하는 유량은 하류압력 변화에 따라 크게 영향을 받는다는 것을 알 수 있다. 즉 전자 팽창장치는 초킹이 발생하지 않았다. Fauske⁷⁾ 등에 의하면 오리피스에서 길이 대 직경의 비 (L/D)가 최소한 3이상이 되어야 초킹이 발생할 수 있다고 하였다. 그러나 본 논문에 사용된 전자팽창장치는 직경이 1.4mm 이고 길이가 3 mm로 길이와 직경의 비가 3 미만이기 때문에 초킹이 발생하지 않은 것으로 판단된다.

3.2 열펌프의 성능 특성

열펌프의 시스템 매칭은 팽창밸브가 증발기로 공급하는 냉매와 압축기가 증발기로부터 흡입할 수 있는 냉매의 유량평형을 통해 이루어진다. 두 장치 사이의 비평형이 발생할 경우 증발기가 드라이아웃(dryout)되거나 프리딩(flooding)이 발생하고, 성능이 저하되며 압축기가 손상된다. 일정한 냉매 충전량으로 최적의 팽창장치가 설계되었을 경우에도 운전조건 변화나 냉매 충전량이 변하면 팽창장치의 최적 형상이 변화된다. 따라서, 본 연구에서는 팽창장치 저항의 정밀 변화가 가능한 전자팽창밸브 시스템의 냉매 충전량 변화에 따른 성능 특성을 분석하고 모세관 시스템과 비교하였다. 이때, 최적 충전량은 1350g이었으며, 최적 충전량 기준 -20%와 +20%의 범위에서 충전량을 변화시키며 성능을 고찰하였다.

Fig. 8은 모세관 시스템의 충전량 변화에 따른 냉방용량 변화를 나타낸다. 저충전량 영역에서 충전량 변화에 따른 용량 변화율이 과충전 영역에서의 변화율 보다 크게 나타났으며, 냉방용량은 응축기 입구 2차 유체의 온도 변화에 따라 민감하게 변화되었다. 응축기 입구 2차 유체의 온도가 증가함에 따라 충전량 증가에 따른 용량 감소폭이 과충전 영역에서는 약간 증가하였으나, 저충전 영역에서는 감소하였다. 이는 모세관 시스템에서는 저충전 영역에서의 응축압력의 증가에 따른 유량변화가 과충전 영역에서의 유량 변화보다 커서 응축기 입구에서 2차 유체의 온도 증가에 따른 저충전 영역에서의 용량 감소폭이 과충전 영역에서의 용량 감소폭보다 작게 나타나기 때문이다.

Fig. 9는 전자팽창밸브 시스템의 충전량 변화에 따른 용량 변화를 나타낸다. 전자팽창밸브 시스템은 모세관시스템에 비하여 충전량 변화에 따른 냉방용량 변동 폭이 매우 작은 특성을 나타냈다. 모든 부하조건에서 냉매 충전량이 최적 충전량 대비 -10%에서 +20%까지 변화여도 용량 변화는 무시할 만큼 작게 나타났다. 냉매 충전량과는 달리 냉방용량은 응축기 입구의 2차 유체의 입구 온도 변화에 따라서는 크게 영향을 받았다.

모세관 시스템은 응축기 부하 증가시에 응축압력 및 증발압력이 증가하지만, 응축압력의 증가폭이 더 커서 냉매유량이 증가하여 압축기 입구 과열도가 감소하므로 증발 열교환기에서 최대의 열교환 효율을 유지하면서 습압축을 방지하기 위해서는 팽창밸브의 저항을 증가시켜야 한다. 또한, 냉매 충전량이 증가함에 따라 냉매유량의 증가에 따른 과열도 감소를 막기 위해서는 팽창밸브의 저항을 증가시켜야 한다. 따라서 전자팽창

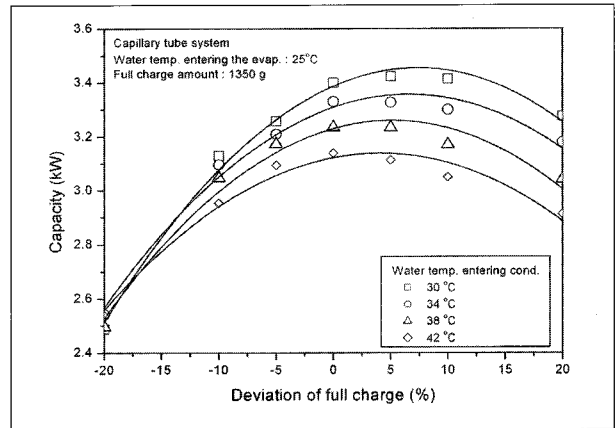


Fig. 8 Capacity variation of the capillary tube system according to refrigerant charge.

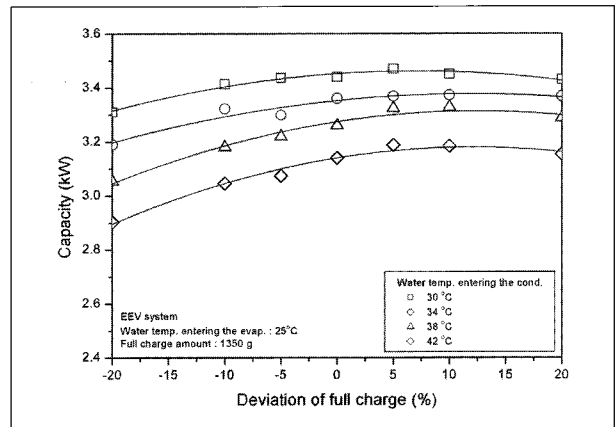


Fig. 9 Capacity variation of the EEV system according to refrigerant charge.

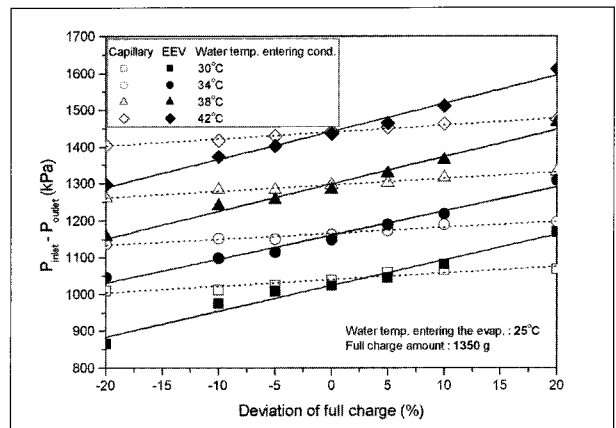


Fig. 10 Pressure difference as a function of refrigerant charge.

밸브 시스템에서는 저충전량 영역에서는 밸브 개도를 증가시키고 과충전영역에서는 밸브 개도를 감소시켜 충전량 변화에 따라 시스템의 고·저압의 압력차이의 변화율은 모세관 시스

템에 비하여 크게 나타났다(Fig. 10).

전자팽창밸브는 기존의 팽창장치에 비하여 부하 변동 및 운전 조건 변화에 다른 능동적 대응이 가능하며, 충전량 변화에 따른 능력 감소가 작게 나타났다. 따라서, 본 연구에서는 전자팽창밸브 시스템의 전자팽창밸브 개도 및 압축기 회전수 조절을 통한 시스템 용량 변화에 관한 성능 특성을 고찰하였다.

Fig. 11은 실내기 부하 변동 시에 전자팽창밸브 개도 변화에 의한 과열도 변화에 따른 냉방용량을 나타낸다. 전자팽창밸브 개도 증가에 의한 냉매유량의 증가율이 냉동효과의 감소율보다 커서 과열도가 감소할수록 냉방용량이 증가하나 증가폭은 점점 둔화되었다. Fig. 12는 과열도 변화에 따른 압축기 소비동력의 변화를 나타낸다. 압축기가 30Hz의 저주파수로 운전될 때에는 과열도가 감소함에 따라 냉방용량이 소폭 감소하였으나, 60Hz와 90Hz에서는 소폭 증가하였는데, 이는 압축기 주파수가 증가함에 따라 유량 증가에 따른 전자팽창밸브에서의 저항 감소에 의한 유량 증가량이 크게 나타나서, 이에 따라 소비동력의 증가폭도 크게 나타난 것으로 판단된다. Fig. 13은 전자팽창밸브 개도 변화에 의한 과열도 변화에 따른 시스템 COP의 변화를 나타낸다. 5℃ 이상의 과열도 영역에서 COP의 변화율은 압축기의 주파수가 낮은 영역에서는 크게 나타났으나, 주파수가 증가함에 따라 COP의 변화율은 감소하였다. 압축기 주파수 30Hz에서 약 18℃ 과열도에서의 COP와 비교하여 전자팽창밸브 개도 조절을 통한 최대 COP는 29.8% 크게 나타났으나, 압축기 주파수가 60Hz와 90Hz에서는 동일조건에서 최대 COP는 18℃ 과열도에서의 COP에 비하여 각각 11.7%와 7.7% 크게 나타났다. 이는 Fig. 12에서 나타난 바와 같이 30Hz의 저주파수에서는 과열도가 증가함에 따라 소비동력이 증가하였지만 60Hz와 90Hz로 압축기 주파수가 큰 영역에서는 과열도가 증가함에 따라 소비동력이 감소하였기 때문이다.

과열도 5℃이하에서는 과열도 변화에 따른 COP의 변화는 매우 적게 나타나서 무시할 만 하였으며, 압축기 주파수가 증가함에 따라 전자팽창밸브 개도 조절을 통한 용량 변화폭은 감소하였다. 그러므로, 모든 운전조건에서 전자팽창밸브 개도 조절을 통하여 과열도를 5℃ 부근으로 제어할 경우 시스템이 최대성능을 갖고, 습압축 등을 방지하여 시스템이 신뢰성을 갖고 운전될 수 있을 것이다.

열펌프의 부하 변화 시에 이에 대응하기 위하여 압축기 주파수 변화를 통하여 시스템 용량을 변화시키게 된다. 팽창밸브의

저항이 일정한 경우 압축기 주파수를 증가시키면 증발압력의 감소로 증발기에서 2차유체와 냉매간의 평균 열교환 온도차가 커져 열교환량은 증가하고, 팽창장치 입출구 압력차의 증가 및 과냉도 증가로 증발기를 흐르는 냉매유량이 증가한다. 하지만, 냉매유량에 가장 큰 영향을 미치는 팽창밸브의 저항이 일정하므로 냉매 유량 증가에는 한계가 있으며 열교환량의 증가에 비하여 증가량이 작기 때문에 증발기 출구의 과열도는 상승하게 된다.⁸⁾ 과열도의 증가는 주어진 운전조건에서 시스템의 성능을 저하시키므로 시스템의 성능을 최적화하기 위하여 전술한 전자팽창밸브 개도 조절을 통한 과열도 변화에 따른 성능 결과로부터 과열도를 5℃ 이내로 조절하면서 압축기 주파수 변화에 따른 성능 실험을 수행하였다.

압축기 주파수가 증가함에 따라 압축기에서의 냉매유량은 증가하므로 이에 대응하기 위해서는 전자팽창밸브의 개도를 증가시켜 시스템 순환유량을 증대시키고, 증발기에서의 열교환량을 증가시켜야 시스템을 최적화할 수 있다(Fig. 14). Fig. 15는 응축기 및 증발기 입구 2차 유체의 온도가 고정된 경우 압축기 주파수 변화에 따른 시스템의 냉방용량과 소비동력 및 COP의 변화를 나타낸다. 압축기 주파수가 증가함에 따라 증발기 입출구 엔탈피차이는 다소 감소하지만 냉매유량의 증가 및 증발기에서 2차 유체와 냉매간의 평균 열교환 온도차이가 증가하여 냉방용량은 증가하지만, 증가율은 점점 감소된다. 이는 시스템의 설계 시 열교환기가 정격주파수인 60Hz기준으로 최적화되었기 때문에 저주파수 영역에서는 상대적으로 열교환기가 크지만, 고주파수 영역에서는 압축기 용량대비 작기 때문이다. 압축기 소비동력은 주파수가 증가함에 따라 냉매유량의 증가 및 압축비의 증가로 상승하였다. 시스템의 COP는 주파수 증가에 따라 감소하는데 이것은 주파수 증가에 따른 냉방용량의 증가율은 감소하지만, 소비동력의 상승폭은 증가하기 때문이다.

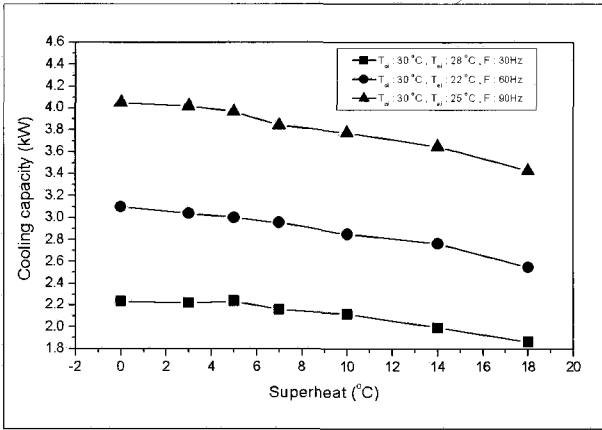


Fig. 11 Capacity variation as a function of superheat.

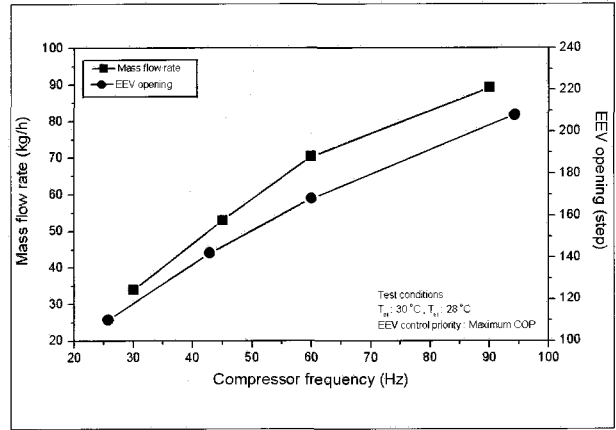


Fig. 14 Mass flow rate and EEV opening as a function of compressor speed.

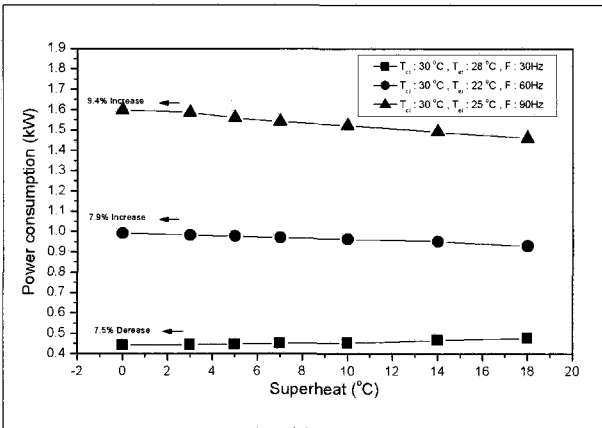


Fig. 12 Power consumption as a function of superheat.

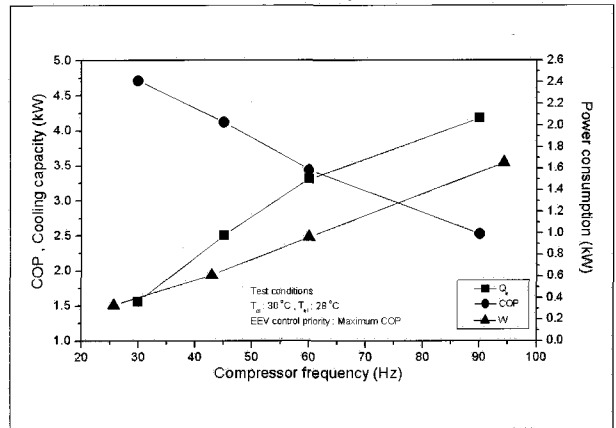


Fig. 15 COP, capacity, and power consumption as a function of compressor speed.

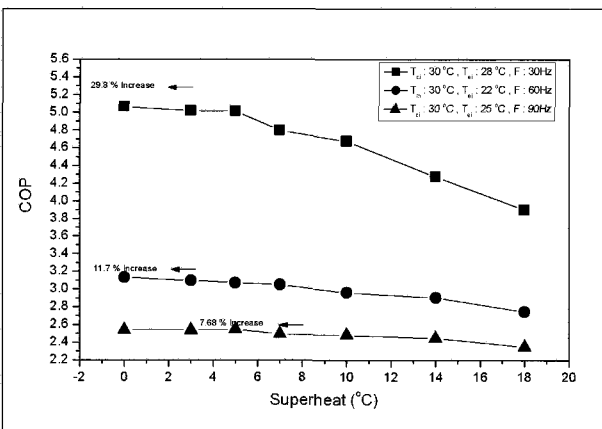


Fig. 13 COP as a function of superheat.

4. 결론

열펌프 유닛의 최적화 측면에서 가장 중요한 기능을 수행하

는 팽창장치의 운전특성과 충전량 및 전자팽창밸브 개도 변화에 따른 시스템 성능 특성에 관한 성능 실험을 수행하였다. 모세관과 오리피스 팽창장치를 통과하는 냉매유량은 응축압력, 과냉도에 크게 의존하였다. 냉매 유량은 응축압력 또는 과냉도가 커질수록 증가하였으며, 모세관은 관내부의 저항에 의한 압력강하로 냉매 유량이 결정되고, 오리피스는 입구 영역의 급격 축소에 의한 압력강하로 냉매유량이 결정된다. 전자팽창밸브는 내부에 오리피스가 장착되어 오리피스와 유사한 운전 특성을 나타냈지만, 오리피스와 달리 하루 압력 변화에 따른 유량 변화가 발생하여 초킹이 발생하지 않았다. 모세관 적용 열펌프 시스템은 냉매 충전량과 응축기 부하에 따라 그 성능이 매우 크게 변화되었으며, 저충전 영역에서의 용량 변동폭이 과충전 영역에서의 용량 변동폭보다 크게 나타났다. 전자팽창밸브 적용 열펌프 시스템의 용량은 냉매 충전량 변화에 따라서는 변화폭이 크지 않았으나, 실외 부하 변동에 따라서는 크게 변화하

였다. 또한, 모든 충전량 영역에서 전자팽창밸브 시스템은 모세관 시스템보다는 우수한 성능을 나타냈다. 과열도 5°C이하에서는 과열도 변화에 따른 COP의 변화는 매우 적게 나타나서 무시할 만 하였으며, 압축기 주파수가 증가함에 따라 전자팽창밸브 개도 조절을 통한 용량 변화폭은 감소하였다. 시스템의 COP는 압축기 주파수 증가에 따라 감소하는데 이것은 주파수 증가에 따른 냉방용량의 증가율은 감소하지만, 소비동력의 상승폭은 증가하기 때문이다. 모든 운전조건에서 전자팽창밸브 개도 조절을 통하여 과열도를 5°C 부근으로 제어할 경우 시스템이 최대성능을 갖고, 습압축 등을 방지하여 시스템이 신뢰성을 갖고 운전될 수 있을 것이다.

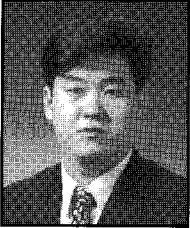
후 기

본 연구는 에너지관리공단의 신·재생에너지 기술개발사업(2007-N-GE02-P-01-3-020)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

References

- [1] Lund, J., Sanner, B., Rybach, L., Curtis R., Hellstrom, G., 2003, "Ground-Source Heat Pumps - A World Overview," Renewable Energy World, pp. 218-227.
- [2] Choi, E., Kim, J., 2002, "The Effects of the Refrigerant Charge on the Performance of an Air Conditioner with Capillary Tube Expansions," Korean Journal of Air - Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 5, pp. 359-364.
- [3] Yavuzturk, C., Spitler, J.D., 1999, "A Short Time Step Response Factor Model for Vertical Ground Loop Heat Exchanger," ASHRAE Transaction, Vol. 105, No. 2, pp. 475-485.
- [4] Sohn, B. H., Cho, C., Shin, H., An, H., 2005, "Cooling and Heating Performance Evaluation of a GSHP System," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 17, No. 1, pp. 71-81.
- [5] Payne, W. V., 1997, "A Universal Mass Flowrate Correlation for Refrigerants and Refrigerant/Oil Mixtures," Ph. D Thesis, Texas A&M Univ. U.S.A.
- [6] ARI, 1986, "Standard for Water-Source Heat Pumps," ARI Standard 320, Virginia.
- [7] Fauske, H. K., 1965. "The discharge of saturated water through tubes," Chemical Engineering Symposium, Vol. 61, No. 59, pp. 210-216.
- [8] Choi, J. M., Kim, Y. C., 2003. "Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves," Energy, Vol. 28, No. 2, pp. 141-155.

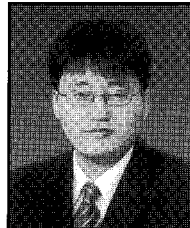
최종민



1995년 고려대학교 기계공학과 공학사
1997년 고려대학교 기계공학과 공학석사
2002년 고려대학교 기계공학과 공학박사

현재 국립 한밭대학교 기계공학과 조교수
(E-mail ; jmchoi@hanbat.ac.kr)

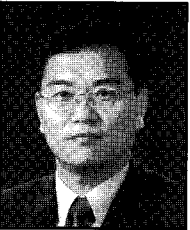
윤린



1997년 고려대학교 기계공학과 공학사
1999년 고려대학교 기계공학과 공학석사
2003년 고려대학교 기계공학과 공학박사

현재 국립 한밭대학교 기계공학과 전임강사
(E-mail ; yunrin@hanbat.ac.kr)

김용찬



1985년 고려대학교 기계공학과 공학사
1987년 고려대학교 기계공학과 공학석사
1993년 Texas A&M University 기계공학과 공학박사

현재 고려대학교 기계공학과 교수
(E-mail ; yongckim@korea.ac.kr)