

이산화탄소 급탕 열펌프의 난방 성능에 관한 실험적 연구

백 창현, 이 응 찬, 강 훈*, 김 용 찬[†], 조 홍 현**, 조 성 욱^{***}

고려대학교 기계공학과 대학원, *고려대학교 기계공학과, **조선대학교 기계공학과, ***삼성전자 DA연구소

Experimental Study on the Heating Performance of a CO₂ Heat Pump Water Heater

Changhyun Baek, Eungchan Lee, Hoon Kang*, Yongchan Kim[†], Honghyun Cho**, Sungwook Cho^{***}

Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea*

***Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-753, Korea*

****Samsung Electronics Co. ltd. Maetan-3Dong, Yeongtong-Gu, Suwon, Gyeonggi-Do, 443-742 Korea*

ABSTRACT: In this study, experimental study on the heating performance of a CO₂ heat pump water heater with a variation of operating conditions such as refrigerant charge amount, outdoor temperature, compressor frequency, EEV opening and water mass flow rate. Based on the test results, the optimum charge amount was 1800 g. At the water mass flow rates of 75, 85, 95 kg/hr, the water heating temperature was 62, 67, 74°C and COP was 2.6, 2.8, 3.0, respectively. Besides, the water mass flow rate and compressor frequency were varied to maintain above the water heating temperature of 60°C with the decrease of outdoor temperature. So, The compressor frequency increased beyond 65 Hz and the water mass flow rate was 45 kg/hr at the outdoor temperature of -13°C, 65 kg/hr at -8°C, 75 kg/hr at -3°C and 85 kg/hr at 2, 7°C. As the outdoor temperature decreased, the heating COP decreased by 2.5-39.8%.

Key words: CO₂ heat pump water heater(이산화탄소 급탕 열펌프), Water heating temperature(급탕온도), Water mass flow rate(급수유량), Coefficient of Performance(COP, 성능계수), Electronic Expansion Valve(EEV, 전자팽창밸브)

1. 서론

공조기기에 쓰이는 작동유체인 HCFCs, HFCs 계열 냉매의 남용으로 인해 오존층파괴 등의 환경 문제가 야기되어 국제적인 협약을 통해 지구

온난화, 오존층파괴, 독성물질의 유출 등 환경에 해가 되는 냉매의 사용이 점차 규제 대상이 되어 가고 있다. 따라서 전 세계적으로 환경 친화적인 냉매에 대한 관심이 고조되고 있으며 고효율 열펌프 시스템 개발에 대한 연구가 진행되고 있다. 그 중 자연냉매인 이산화탄소는 인화성, 독성, 지구온난화지수, 오존층 파괴지수가 거의 없고 체적 열용량이 크기 때문에 이산화탄소를 이용한 열펌프 시스템에 대한 연구가 활발히 진행

[†] Corresponding author
Tel.: +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439
E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

되고 있다. 그러나 이산화탄소를 적용한 열펌프 시스템의 경우 다른 열펌프에 비해 압축기 토출 압력이 3배 이상 높아 폭발의 위험성이 크고 가스쿨러 과정의 비가역성과 팽창장치를 통한 손실이 커서 냉방의 경우에 낮은 효율을 갖는다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 일본에서는 냉매의 토출 시 초월임계 범위에서 가스쿨링 과정의 큰 온도변화를 이용하여 실생활에 사용하기 적당한 온도의 물을 공급하는 난방용 급탕 열펌프를 개발하여 자국 및 북유럽에 판매하고 있다. 또한 유럽, 일본에서는 이산화탄소를 자동차용 공조기에 적용하기 위한 연구가 진행 중이다. 이산화탄소 열펌프의 성능을 향상시키기 위하여 Hwang 등^(1, 2)은 이산화탄소를 적용한 2단 압축 시스템에서 내부열교환기를 장착하여 실험적 연구를 수행하였다. 또한 Chen 등⁽³⁾은 내부열교환기를 적용한 이산화탄소 사이클에서 가스쿨러압력과 성능에 관한 수식을 개발하였다. Hermann 등⁽⁴⁾과 Hanfner 등⁽⁵⁾은 이산화탄소를 이용한 급탕 시스템에서 내부열교환기를 적용한 경우, 각각의 성능 변화에 대한 연구를 수행하였다. Kobayshi 등⁽⁶⁾은 이산화탄소 열펌프의 난방과 급탕 실험을 수행하여 저온외기 조건에서 난방성능 향상을 위한 연구를 진행하였으며 HidemineMurahashi⁽⁷⁾은 이산화탄소 급탕 열펌프에 이젝터를 적용해 압축기 동력을 줄여 난방성능을 높이기 위한 연구를 수행하였다. 국내에서는 Cho 등⁽⁸⁾이 2단압축 사이클의 최적운전에 관한 실험적 연구를 진행하였으며, 성능향상을 위해 내부열교환기, 인터쿨러 등을 사용하여 이산화탄소 시스템의 성능을 고찰하였다. 특히, 국내에서는 일본 및 유럽에서 이미 시장이 형성되어 활발히 연구되고 있는 이산화탄소 급탕 열펌프 시스템에 대한 연구가 매우 부족한 실정이기 때문에 본 연구에서 이산화탄소 급탕 열펌프의 최신 기술동향을 분석하여, 타당성 있는 기술을 연구하여 이산화탄소 급탕 열펌프의 개발에 적용하고자 한다. 따라서 실험을 수행하여 이산화탄소 급탕 열펌프의 냉매 충전량을 최적화한 후, 난방성능에 영향을 미치는 외기온도를 변화시켜 가며 여러 운전조건, 즉 압축기 주파수, EEV 개도, 급수 유량 등을 이산화탄소 급탕 열펌프의 시스템의 최적화와 신뢰성 확보 및 저온 난방성능 향상 등에 중점을 두어 실험을 수행하고 연구결과를 분석/고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서 설계, 제작한 이산화탄소 급탕 열펌프의 구성도를 Fig. 1에 나타내었다. 이산화탄소 급탕 열펌프의 난방성능 측정을 위해 실외측 챔버로 구성된 열량계에 설치하였다. 본 연구에서 사용된 압축기는 로터리 압축기로 용량은 약 6 kW이다. 증발기는 핀튜브 형태의 열교환기로 루버핀이며 외경은 7 mm, 두께는 0.7 mm로 고압에 견딜 수 있도록 제작되었다. 팽창밸브는 후지꼬끼사(Fugikoki) 전자식 팽창밸브로서 여자방식에 의해 500 스텝까지 개도가 조절되며 시스템 용량에 맞게 선정하였다. 가스쿨러는 냉매와 물이 열교환이 될 수 있도록 이중관식 열교환기로 구성되며 더 많은 열교환량을 확보하기 위해 단열면적을 늘리는 방안으로서 급수관에 세 개의 냉매관을 접하게 하였다. 또한 이산화탄소 급탕 열펌프의 각 부분의 온도와 압력, 질량유량을 측정하기 위해 열전대, 압력계, 질량유량계를 주요 부분에 설치하였다. 본 실험에서 이산화탄소 급탕 열펌프 시스템의 각 부분의 물성치를 측정하기 위한 실험장치의 정확도와 이를 통하여 얻어진 난방용량 및 성능계수의 불확실도를 Table 1에 나타내었다.

2.2 실험 방법

본 연구에서 이산화탄소 급탕 열펌프의 난방성능 특성을 고찰하기 위해서 난방 표준조건에서 냉매 충전량을 최적화시킬 필요가 있다. 이를 위해 압축기 정격주파수에서 고정된 EEV 개도와 냉매 충전량을 200 g씩 늘려가며 최적화된 냉매 충전량을 결정한 후 여러 운전변수 변화에 따른 열펌프 시스템의 난방성능 특성을 분석/고찰하였다. 운전변수로서 외기온도, EEV 개도, 압축기 주파수, 급수 유량 등을 Table 2에 나타내었다. 특히, 급수는 가스쿨러에서 냉매와 열교환을 통하여 가열되는데 실생활에 적당한 급탕 온도로서 60°C 이상이 되도록 급수 유량을 변화시켜가며 실험을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 냉매충전량 변화에 따른 이산화탄소 급탕 열펌프 시스템의 최적화

본 연구에서는 이산화탄소 급탕 열펌프 시스템을 최적화하기 위하여 냉매충전량 변화에 따른 난방성능 특성을 고찰하였다. 최적의 냉매충전량 결정은 이산화탄소 급탕 열펌프의 운전조건 변화에 따른 난방성능 변화를 최소화시키고 시스템의 최적화를 위한 운전조건 변화를 용이하게 하여 그 결과 시스템의 신뢰성을 확보할 수 있다. 냉매충전량 변화에 따른 실험 수행 시 난방 표준조건 건/습구 외기온도는 7/6℃, 압축기 정격주파수는 58 Hz, EEV 개도는 40%로 결정하였고 가스쿨러에 사용되는 이중관식 열교환기의 급수 온도는 일본의 CO₂ Water Heater Test Condition에 근거하여 9℃로 결정하였으며 급수 유량은 급탕 온도가 실생활에 적당한 온도인 60℃ 이상이 되도록 각각 75, 85, 95 kg/hr로 정하였다.

Fig. 2는 냉매충전량의 변화에 따른 난방용량과 COP의 변화를 보여주고 있다. 냉매충전량의 증가에 따른 냉매순환량 증가로 인해 가스쿨러에서 냉매와 급수와의 열교환량이 많아져 난방용량은 향상되는 경향을 보인다. 그러나 냉매충전량의 증가에 따라 압축기 소비전력이 급격히 증가하게 되므로 COP는 냉매충전량 1800 g을 기점으로 하여 증감현상이 나타난다. 난방 표준조건에서 압축기 정격용량이 약 6 kW인 점과 냉매충전량 1800g 이상에서 압축기 토출압력과 토출온도가 각각 100 bar, 100℃를 초과하므로 압축기 신뢰성 측면을 고려하여 시스템의 최적 냉매충전량을 1800 g으로 정하였다. 이때 급수 유량 75, 85 및 95 kg/hr에서 급탕온도는 74, 67, 62℃이고 COP는 2.6, 2.8, 3.0이다.

3.2 운전변수 변화에 따른 이산화탄소 급탕 열펌프 시스템의 난방성능 특성 고찰

최적 냉매충전량을 결정한 후에 여러 운전조건인 EEV 개도, 급수 유량, 압축기 주파수, 외기온도 등을 변화시켜 가면서 이산화탄소 급탕 열펌프 시스템의 난방성능 특성을 고찰하여 각 운전조건별 시스템의 최적화를 위한 제어 알고리즘을

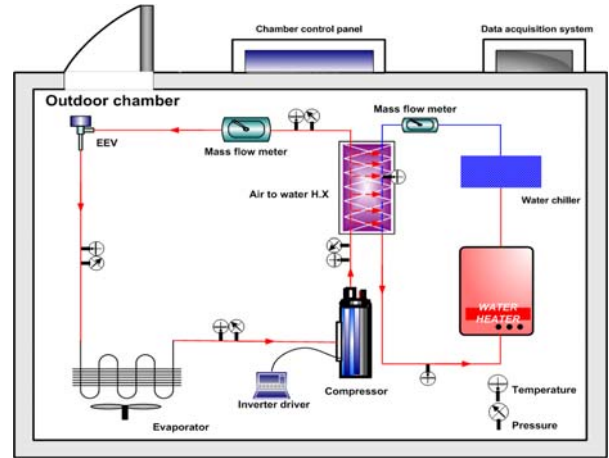


Fig. 1 Schematic of CO₂ heat pump water heater.

Table 1 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainties
Temperature(T-type)	±0.1℃
Pressure	±0.2% of full scale
Mass flow rate	±0.2% of reading
Power input	±0.01% of full scale
Heating capacity	±3.71%
COP	±3.73%

Table 2 Test conditions

Parameters	Value
Outdoor temperature (℃)	-13, -8, -3, 2, 7
EEV opening (%)	20, 30, 40, 50, 60, 70
Compressor frequency (Hz)	60, 65, 70
Water mass flow rate (kg/hr)	45, 55, 65, 75, 85

제시하고자 한다.

Fig. 3은 EEV 개도 변화에 따른 냉매순환량과 급수 토출온도의 변화를 나타내고 있다. EEV 개도가 커질수록 EEV 내의 오리피스 직경이 커지므로 냉매의 마찰 손실이 줄어들어 냉매순환량이 증가하게 된다. EEV 개도 증가에 따라 냉매순환량이 증가하여도 압축기 입구 과열도의 감소로 인한 압축기 토출온도의 감소량이 더 크므로 가스쿨러에서 냉매와 급수의 열교환량은 줄어들어 그

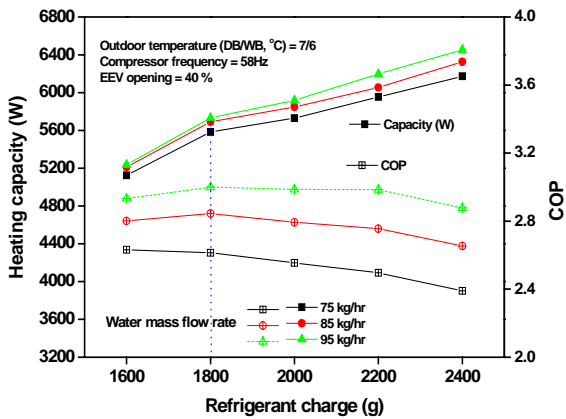


Fig. 2 Variations of heating capacity and COP with refrigerant charge.

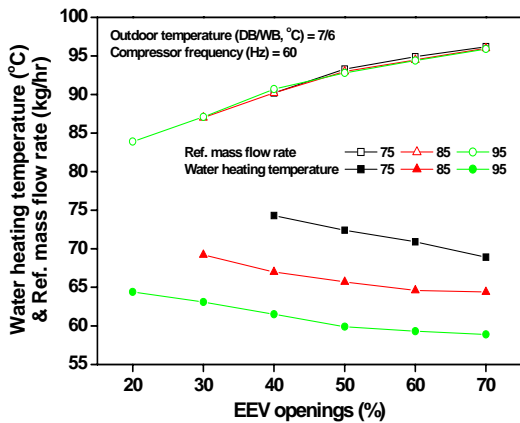


Fig. 3 Variations of water heating temp. and ref. mass flow rate with EEV openings.

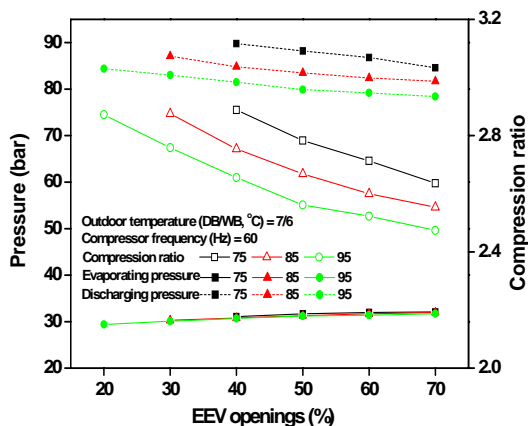


Fig. 4 Variations of pressure and compression ratio with EEV openings.

결과 급탕온도는 감소하는 경향을 보인다. 또한 급수 유량이 증가할수록 냉매와 급수의 열교환량이 증가하므로 각 EEV 개도에서 급수토출온도는 감소하게 된다.

Fig. 4는 EEV 개도 변화에 따른 증발압력, 토출압력 및 압축비를 나타내고 있다. EEV 개도가 증가할수록 냉매순환량의 증가로 증발기에 냉매가 쌓여 증발압력은 소폭 증가하는 경향을 보이지만 과열도 감소에 따른 압축기 토출온도 감소로 인해 토출압력은 소폭 감소하고 이에 따라 압축비는 감소하게 된다.

Fig. 5는 EEV 개도 변화에 따른 난방용량, 압축기 소비전력 및 COP 변화를 보여주고 있다. EEV 개도 증가에 따라 냉매순환량이 증가하여도 압축기 입구 과열도의 감소에 따른 압축기 토출온도의 감소량이 더 크므로 가스쿨러에서 냉매와 급수의 열교환량은 줄어들어 그결과 난방용량은 감소하게 된다. 또한 EEV 개도 변화에 따른 압축기 입구 과열도와 압축비 감소 결과 압축기 효율이 향상되어 압축기 소비전력은 줄어들게 된다. 그러나 EEV 개도 변화에 따라 난방용량, 압축기 소비전력의 감소율은 거의 일정하므로 COP의 변화는 미세하다. COP 변화율의 오차는 3% 내외로 이는 실험 오차 범위에 속하므로 COP는 거의 일정한 것으로 판단된다. 급탕온도 60°C 이상, 압축기와 급탕 열펌프의 신뢰성을 위해 압축기 토출온도 100°C 이하 및 토출압력 100 bar 이하가 되도록 EEV 개도를 결정하면 급수 유량이 75, 85, 95 kg/hr인 경우에 EEV 개도는 50, 40, 30%에서 위 세 조건을 만족시킨다. 따라서 이는 각 급수 유량에서 최적화된 EEV 개도라 판단된다. 최적화된 EEV 개도에서 급수 유량 증가에 따른 급탕 열펌프 시스템의 성능 특성을 고찰해보면, 급수 유량의 증가는 냉매와 급수의 열교환을 향상시켜 압축기 토출온도와 토출압력의 감소 현상이 보이며 그 결과 압축비가 낮아져 압축기 소비전력이 감소한다. 또한 급수의 취득 열량은 급수 유량과 급수 입출구 온도차의 곱에 비례하는데 감소된 급수 입출구 온도차보다 증가된 급수 유량이 더 크므로 급수의 취득 열량, 즉 난방용량은 증가하게 된다. 따라서 난방용량에 대한 압축기 소비전력의 비인 COP는 증가한다. 급수 유량 75 kg/hr에 대해 급수 유량이 10 kg/hr 씩 증가할 때 난방용량은 각각 4.6, 8.3% 증가하고,

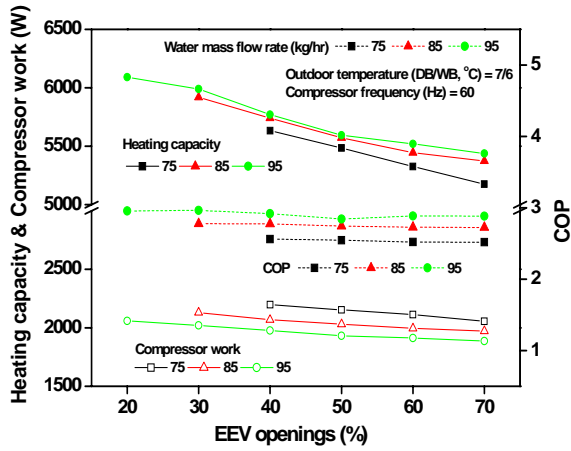


Fig. 5 Variations of heating capacity, work and COP with EEV openings.

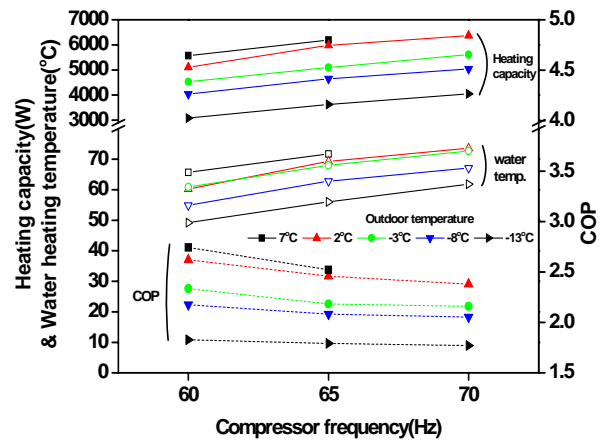


Fig. 8 Variations of heating capacity, water heating temp. and COP with outdoor temperature.

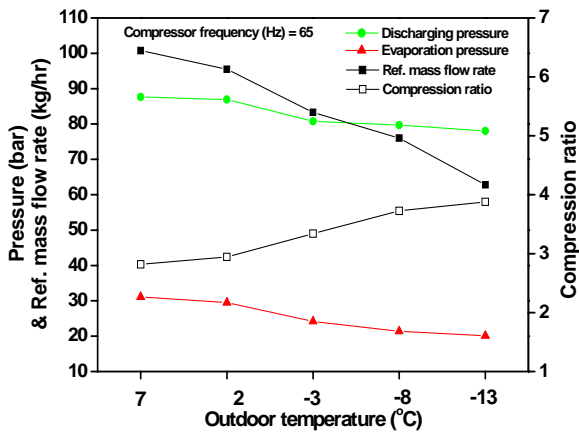


Fig. 6 Variations of pressure, ref. mass flow rate and compression ratio with outdoor temperature.

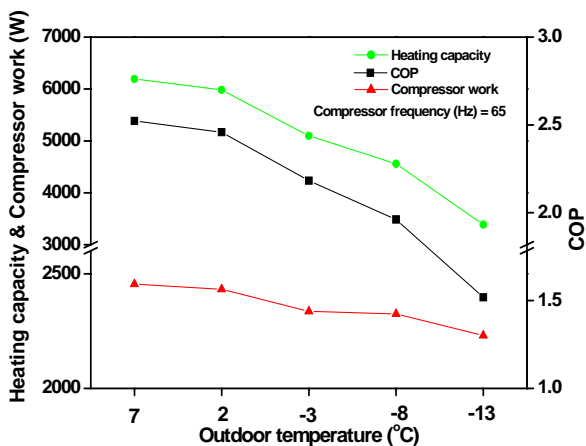


Fig. 7 Variations of heating capacity, work and COP with outdoor temperature.

압축기 소비전력은 각각 3.9, 6.4% 감소하여 COP는 각각 8.9, 15.8% 증가하였다.

Fig. 6은 외기온도 변화에 따른 압력, 압축비 및 냉매순환량의 변화를 나타낸다. 난방실험에서 실내열교환기 즉, 증발기는 외기온도의 직접적인 영향을 받기 때문에 외기온도가 감소할수록 압축기 토출압력의 감소량에 비해서 증발압력의 감소량이 더 크므로 압축비는 증가하는 경향을 보인다. 압축비는 외기온도 7°C를 기준으로 5°C 감소할 때 마다 각각 4.5%, 18.5%, 32.2%, 37.6% 증가하였다. 또한 일반적으로 압축비 증가는 압축시 냉매의 누설 증가로 토출되는 냉매량은 감소하는 경향이 있다. 따라서 외기온도 저하에 따른 냉매순환량은 감소하는 것을 보인다. 냉매순환량은 외기온도 7°C를 기준으로 5°C 감소할 때 마다 각각 5.5%, 17.3%, 24.6%, 37.7% 감소하였다.

Fig. 7은 외기온도 변화에 따른 난방용량, 압축기 소비전력 및 COP의 변화를 나타내고 있다. 외기온도 감소에 따른 냉매순환량의 감소는 가스쿨러에서 냉매와 물의 열교환을 저하시켜 난방용량을 감소시킨다. 외기온도가 5°C씩 감소할 때 난방용량은 각각 3.4, 17.7, 23.4, 45.3% 감소한다. 급탕온도를 60°C 이상을 유지하도록 각 외기온도에서 급수 유량을 조절한 결과 외기온도 7, 2°C의 경우에는 85 kg/hr, -3°C의 경우에는 75 kg/hr, -8°C의 경우에 65 kg/hr, -13°C의 경우에 45 kg/hr이다. 또한 외기온도가 감소함에 따라 압축기 소비전력도 감소하는 경향을 보이는데 이는 선형 비례하는 냉매순환량의 감소분이 비선형

비례하는 압축비의 감소분보다 크기 때문이다. 따라서 외기온도가 5℃씩 감소할 때 압축기 소비 전력은 각각 0.9, 4.9, 5.3, 9.1% 감소한다. COP는 난방용량의 더 큰 감소량으로 인해 외기온도 5℃씩 감소할 때 2.5, 13.5, 22.2, +39.8% 감소한다.

Fig. 8은 압축기 주파수 변화에 따른 난방용량, 급탕온도 및 COP의 변화를 나타낸다. 압축기 주파수가 증가하면 단위시간당 압축기 흡입, 토출 냉매량이 증가하여 가스쿨러에는 냉매가 쌓여 토출압력이 상승하고 증발기에는 냉매가 줄어 증발압력이 감소하여 그 결과 압축비는 증가하게 된다. 따라서 압축기 주파수가 증가하면 냉매순환량의 증가로 인해 난방용량은 증가하나 냉매순환량과 압축비의 상승으로 압축기 소비전력은 급격히 증가하여 COP는 감소하게 된다. 또한 외기온도 2℃ 이하에서 급수 온도를 60℃ 이상 유지하기 위해 압축기 주파수를 65 Hz 이상 유지해야 하는데 이러한 경우 압축기 토출온도가 100℃를 초과하며 영하 이하의 낮은 증발온도로 증발기 표면이 착상되는 문제가 발생한다. 따라서 추후 압축기 토출온도 제어알고리즘 및 제상 기술개발을 통한 저온 난방성능 향상에 관한 연구를 수행할 예정이다.

4. 결론

본 연구에서는 이산화탄소 급탕 열펌프 시스템의 난방성능 특성을 실험을 통하여 고찰해 보았다. 우선 냉매충전량을 변화시켜가며 최적점을 결정한 후 외기온도, 압축기 주파수, EEV 개도, 급수 유량 등의 운전조건 변화에 따른 실험을 통하여 시스템을 최적화하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

난방 표준조건에서 최적의 냉매충전량은 1800 g이며 급수유량 변화에 따라 급탕온도는 62-74℃, COP는 2.6-3.0을 나타냈다. 급탕온도 60℃ 이상을 유지하고 압축기 신뢰성을 고려하여 EEV 개도 변화실험을 수행한 결과 급수유량 75, 85, 95 kg/hr에 대해 EEV 최적 개도는 50, 40, 30%였으며 이때 난방용량은 5.5, 5.7, 6.0 kW, COP는 2.6, 2.8, 3.0을 나타냈다. 또한 외기온도 변화에 따라 급탕온도를 60℃ 이상 유지하기 위해서는 급수유량과 주파수를 변화시켜야 하는데 특히 저온영역에서 압축기 토출온도가 100℃를 초과하고 증발기 표면에 착상현상이 발생하므로 압축기 토

출온도 제어알고리즘 및 제상 기술개발을 통한 저온 난방성능 향상에 관한 연구가 필요할 것으로 판단된다.

후 기

본 논문은 지식경제부 차세대 신기술 개발사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Hwang, Y., Radermacher, R., 1999, Experimental investigation of the CO₂ refrigeration cycle, ASHRAE Transactions, Vol. 105, Pt. 1, pp. 1219-1227.
2. Hwang, Y., Radermacher, R., 2002, Options for a two-stage transcritical carbon dioxide cycle, 5th IIR-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference at Guangzhou, pp. 143-149.
3. Chen, Y., Gu, J., 2005, The Optimum High Pressure for CO₂ Transcritical Refrigeration Systems with Internal Heat Exchangers, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 8, pp. 1238-1249.
4. Hermann, H., Rene, R., 2000, CO₂ as refrigerant-possible applications, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 43-50.
5. Hanfner, A., 2000, Experimental study on heat pump operation of prototype CO₂ mobile air conditioning system, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 177-184.
6. Masahiro Kobayashi, 2008, CO₂ Heat Pump Heating and Water Heater System for Cold Area, 9th Int. IEA Heat Pump Conference.
7. Hidemine Murahashi, 2008, Development of Multi-Function CO₂ Heat Pump Water Heater, 9th Int. IEA Heat Pump Conference.
8. Cho, H., Lee, h., Kim, y., 2006, Experimental study on the cooling performance improvement of a two-stage compression CO₂ cycle, Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration, Vol, 18 No.10, pp.835-841.