이산화탄소 급탕 열펌프의 운전조건에 따른 성능 특성에 관한 실험적 연구

손 동 진, 백 창 현, 허 재 혁*, 강 훈*, 김 용 찬*†
고려대학교 기계공학과 대학원, *고려대학교 기계공학과

Experimental Study on the Performance of a CO_2 Heat Pump Water Heater under Various Operating Conditions

Dongjin Sohn, Changhyun Baek, Jaehyeok Heo*, Hoon Kang*, Yongchan Kim*†
Graduate School of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea
**Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-713, Korea*

(Received December 8, 2010; revision received February 23, 2011)

ABSTRACT: In this study, the steady state performance of a CO_2 heat pump water heater was measured with a variation of operating conditions such as refrigerant charge amount, compressor frequency, EEV opening, and water mass flow rate. Transient state performance tests were also conducted to investigate major system effects associated with the interaction between the CO_2 heat pump water heater and the water tank. Optimum refrigerant charge amount for the system was 1600 g. At compressor frequencies of 50 Hz and 60 Hz, water mass flow rates of 95 kg/h and 105 kg/h, and EEV opening of 8% and 16%, the water heating temperatures were 65℃ and 68℃ and COPs were 3.0 and 2.8, respectively. In the transient condition, the instantaneous COP decreased with an increase in the inlet water temperature.

Key words: CO_2 heat pump water heater(이산화탄소 급탕 열펌프), Water heating temperature (급탕온도), Coefficient of Performance(COP, 성능계수)

1. 서 론

전 세계적으로 오존층 파괴, 지구온난화 문제의 피해가 확산되는 것을 막기 위한 국제적인 협약이 체결됨에 따라 기존 냉동 및 공조기기에 주로 쓰이는 작동유체인 HCFCs, HFCs 계열의 냉매들이 점차적으로 규제가 되고 있다. 따라서 이들 냉매를 대체할 만한 친환경적이고 높은 효율을 갖는 자연냉매에 대한 관심이 커지게 되었다. 그 중에서 이산화탄소는 오존층파괴지수(ODP)가 0이고 지구온난화지수(GWP)가 1로 친환경적이며 인화성 및 독성이 없다. 또한 열역학적 물성치가 우수하고 상대적으로 작은 체적열용량을 갖고 있어 대체 냉매로써 좋은 장점들을 가지고 있다. 따라서 이산화탄소를 작동유체로 한 열펌프 시스템에 대한 연구가 일본, 유럽 및 미국 등에서 활발히 연구되고 있다. 이산화탄소 적용 열펌프 시스템은 높은 작동압력으로 인해 초월임계 사이클을 형성하게 된다. 따라서 압축기 토출가스의 냉각과정이 기존의 아임계사이클과는 달리 단상으로 열교환하게 되어 큰 온도 구배를 갖게 된다. 이러한 특성을 이용해 일본에서는 이산화탄소를 적용한 급탕 열펌프 시스템을 개발해 자국 및

† Corresponding author
Tel.: +82-2-921-5946; fax: +82-2-921-5946
E-mail address: yongckim@korea.ac.kr

유럽등지에 판매하고 있고 현재 이 분야의 시장은 계속적으로 성장하고 있는 상황이다.

이산화탄소 적용 열펌프 시스템의 성능을 향상시키기 위해서 Hwang et al.[1, 2]은 내부 열교환기가 장착된 이산화탄소 적용 2단압축 시스템의 실험적 연구를 수행하였다. 또한 Chen[3]은 내부 열교환기가 적용된 이산화탄소 시스템에서 가스쿨러 압력과 성능에 관한 수식을 개발하였다. 그리고 Hermann et al.[4]은 내부 열교환기를 적용한 이산화탄소 급탕 열펌프 시스템에서 성능변화에 대한 연구를 수행하였다. Kobayashi[5]는 이산화탄소 열펌프의 난방 및 급탕 실험을 수행하여 저온외기 조건에서 난방성능 향상에 관한 연구를 수행하였다. 그리고 Murahashi[6]는 이산화탄소 급탕 열펌프에 이젝터 적용을 통해 압축기 소비전력을 줄임으로써 난방성능을 향상시키기 위한 연구를 수행하였으며, Fernandez et al.[7]은 이산화탄소 급탕 기본사이클과 내부열교환 사이클, 가스인젝션 사이클의 성능특성을 비교하고 물탱크를 적용해 천이상태에서의 시스템 성능특성에 관한 연구를 수행하였다. 국내에서는 Cho et al.[8,9]이 이산화탄소 열펌프에 전자팽창밸브와 내부 열교환기를 장착하여 냉방성능을 향상시키기 위한 연구를 수행하였고, 트윈로터리 압축기를 적용해서 가스인젝션 시스템을 제작하여 압축기 토출온도 제어와 냉방성능 향상에 관한 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 실험을 통하여 이산화탄소 급탕 열펌프의 각 변수에 대한 성능특성을 분석하여 기초자료 확보하고자 한다. 특히, 정상상태에서의 최적 냉매 충전량을 정한 뒤, 압축기 주파수, EEV 개도, 급수유량 변화에 따른 급탕성능의 고찰과 함께, 가스쿨러 입구 급수의 온도변화에 따른 천이상태에서의 시스템 급탕 성능 및 물탱크 내의 온도분포에 대해 고찰하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 이산화탄소 급탕 열펌프의 성능 특성을 측정하기 위해 제작한 실험장치의 구성도를 나타낸다. 실외측과 실내측 열환경 챔버에 이산화탄소 급탕 열펌프의 요소부품을 설치하여 급탕성능을 측정하였다. 실외측에는 압축기, 실외열교환기, 팽창장치 그리고 내부열교환기가 위치하고 있다.

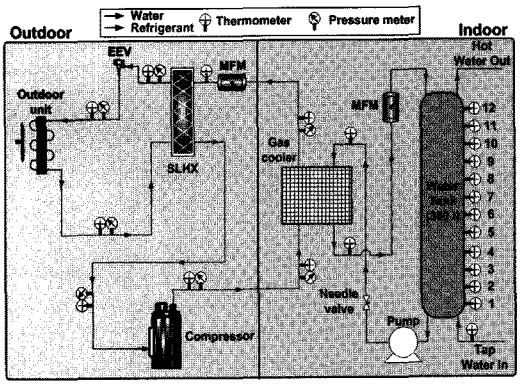

Fig. 1 Schematic diagram of the CO_2 heat pump water heater.

시스템에 사용된 압축기는 로터리 타입의 압축기로 용량은 정격조건에서 2 RT급으로 설계하였다. 그리고 실외열교환기는 휜-튜브 형태이며 휜 형상은 루버휜이다. 4 path로 제작하였고 관의 외경은 7 mm, 관 두께는 0.7 mm로 시스템의 특성상 고압에 견딜 수 잇도록 제작하였다. 팽창장치는 Fugikoki사의 전자식 팽창밸브(EEV)를 사용하였고 개도는 최대 250 스텝까지 조절이 가능하다. 내부 열교환기는 이중관식 열교환기로 대향류를 이루게 설치하였으며 외부관은 5/8 inch, 내부관은 3/8 inch로 제작하였고 총 길이는 2.5 m로 제작하였다. 실내측에는 가스쿨러와 물탱크를 설치하였다. 가스쿨러는 냉매와 물이 대향류로 열교환 하도록 이중관식 열교환기를 적용하였으며 총 길이는 35 m로 제작하였다. 그리고 천이상태의 실험을 위한 물탱크의 용량은 4인 가족 기준의 물탱크 용량을 기초로하여 380 L로 제작하였다.

시스템의 각 주요 위치에는 T-type 열전대와 압력계, 질량유량계를 설치하여 시스템 성능분석을 위한 데이터를 얻을 수 있도록 하였다. Table 1에는 온도나 압력 등의 측정변수와 급탕용량 및 COP 등의 계산변수에 대한 불확실도를 나타내었다.

2.2 실험방법 및 조건

이산화탄소 급탕 열펌프의 본격적인 실험에 앞서 시스템의 적절한 냉매충전량을 찾아낼 필요가 있다. 따라서 단일유닛 시험조건인 ASHRAE Standard 116의 난방모드[10]에 근거하여 외기온도 7/6℃ 조건에서 EEV 개도를 8%, 압축기의 주파수를 45 Hz, 급수유량을 95 kg/h로 고정하고 냉매 충전량을

Table 1 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainties
Temperature(T-type)	±0.2℃
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
Refrigerant charge amount(g)	1400, 1500, 1600, 1700, 1800
Outdoor temperature (DB/WB, ℃)	7/6
EEV opening(%)	4, 8, 16, 24
Compressor frequency (Hz)	50, 60, 70
Water mass flow rate (kg/h)	75, 85, 95, 105

1400 g에서 100 g씩 증가시키면서 최적 냉매충전량을 측정하였다. 최적 냉매충전량을 결정한 뒤 시스템의 정상상태 성능특성은 몇 가지 운전변수를 변화시키면서 최적 충전량 조건으로 실험을 수행하였다. 운전변수로는 EEV 개도, 압축기 주파수, 급수유량이 있으며 구체적인 운전조건은 Table 2에 나타내었다. 여기서 급수유량은 급탕 온도가 실생활에 활용할 수 있는(목욕, 샤워, 저탕) 60℃ 이상이 되도록 조절하였고 가스쿨러 입구 급수의 온도는 일본 냉동공조협회에서 지정한 이산화탄소 급탕기 시험조건에 따라 외기온도 7/6℃일 때 9℃로 정하였다.

정상상태에서의 실험을 통해 위에서 언급한 운전변수들을 최적화 한 후, 천이상태에서의 시스템 성능 특성을 위한 실험을 진행하였다. 물탱크의 밑부분에서 윗부분 까지 일정한 간격으로 12개의 T-type 열전대를 부착하여 탱크 내의 온도분포를 볼 수 있게 하였다. 천이상태에서의 실험은 2가지 상황을 가정해서 진행하였는데, 그 중 첫 번째는 물탱크에 가득 차있는 물의 온도가 9℃인 상황이다. 이것은 시스템을 처음 가동할 경우이거나 많은 양의 온수를 쓴 뒤 재가동 하는 상황을 가정한 것이다. 두 번째 가정은 일정량의 온수 사용 후 탱크내의 물을 재가열 하는 상황이다. 재가열하는 시점은 급수탱크 내의 온도분포 평균이 45℃ 이하가 되는 시점으로 하였다. 본 실험에서 사용한 급탕 용량은 물측에서 측정한 열량을 사용하였다.

2.3 성능계산

이산화탄소 급탕 열펌프의 성능 특성을 고찰하기 위해 급탕용량, 소요동력과 COP를 계산하였다.

급탕용량은 급수측 열량계산에 의해 산출하였으며, 급탕기 온도 입구 및 출구 온도 차이와 비열 그리고 질량유량계에 의해 측정된 급수유량을 이용하여 식(1)과 같이 계산하였다.

$$Q_w = m_w c_p \Delta T \tag{1}$$

소요동력은 실외기 팬 소요동력과 압축기 소요동력을 합산하여 식(2)와 같이 계산하였다.

$$W = W_{fan} + W_{comp} \tag{2}$$

COP는 소요동력에 대한 급탕 용량의 비로 식(3)과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_w}{W} \tag{3}$$

3. 실험결과 및 고찰

3.1 시스템의 최적 냉매충전량

급탕 시스템의 최적 충전량은 단일유닛 시험조건인 ASHRAE Standard 116의 난방모드에 근거하여 실외 건구온도 및 습구온도, 7/6℃ 조건에서 측정하였다. 가스쿨러의 입구로 들어가는 급수온도는 일본 냉동공조협회에서 지정한 이산화탄소 급탕기 시험조건에 근거하여 9℃로 설정하였다.

Fig. 2는 냉매충전량에 따른 냉매유량, 과열도, 그리고 압축기 토출압력을 나타내고 있다. 냉매충전량이 증가하면서 냉매유량은 증가하여 증발기 내에서 과열영역이 줄어들어 과열도는 감소하였다. 그리고 냉매충전량이 증가됨에 따라 시스템 내의 전체적인 압력이 증가하게 되면서 압축기 토출압력이 증가하였다.

Fig. 3은 냉매충전량의 변화에 따른 급탕 용량, 압축기 소비전력, COP의 변화를 나타내고 있다. 냉매

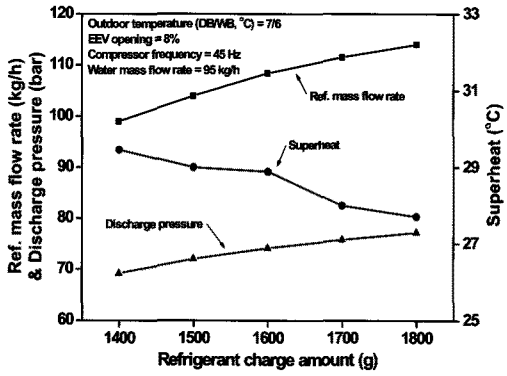

Fig. 2 Variations of ref. mass flow rate, discharge pressure, and superheat with refrigerant charge amount.

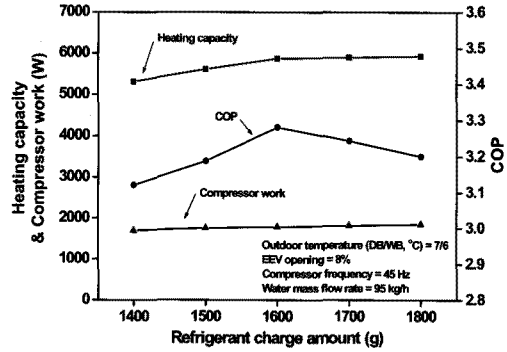

Fig. 3 Variations of heating capacity, compressor work, and COP with refrigerant charge amount.

충전량이 증가하면서 전체적으로 급탕 용량은 증가하였지만 냉매충전량 1600 g을 기점으로 급탕 용량이 거의 일정하게 유지되었다. 이는 냉매충전량이 증가함에 따라 과열도가 감소하여 압축기 토출온도의 감소를 유도하기 때문이다. 그에 반해 냉매충전량이 증가할수록 냉매유량이 증가하기 때문에 압축기 소비전력은 증가하게 된다. COP의 변화를 보면 냉매충전량 1600 g 이전에서는 압축기 소비전력의 증가분에 비해 급탕 용량의 증가분이 더 커서 COP는 증가하는 경향을 보였지만 1600 g 이후로는 압축기 소비전력의 증가분이 급탕 용량의 증가분보다 더 크기 때문에 감소하는 경향을 나타냈다. 따라서 최고 COP 지점과 급탕 용량의 경향을 보았을 때 냉매충전량 1600 g에서 최적이라 판단하고 이후의 실험은 최적 충전량 조건에서 수행하였다.

3.2 정상상태에서 시스템 성능 특성

최적 냉매충전량 1600 g에서 EEV 개도, 압축기 주파수, 급수유량을 변화시키면서 이산화탄소 급탕 열펌프의 성능특성을 측정하였다.

Fig 4는 EEV 개도에 따른 냉매유량과 급탕온도 그리고 과열도의 변화를 나타내고 있다. EEV 개도가 증가함에 따라 급수유량에 관계없이 냉매유량이 증가하는 경향을 보인다. 이는 EEV 개도의 증가로 인해 냉매 유동 면적이 증가하기 때문이다. 냉매유량의 증가는 압축기 입구에서의 과열도를 감소시키며, 압축기 토출온도의 감소를 유발한다. 따라서 EEV 개도 증가에 따라 급탕온도가 감소하는 경향을 보이게 되는데, 이는 냉매와 급수의 열교환량이 줄어드는 것을 의미한다. 그리고 동일 EEV 개도에서 급수유량이 증가함에 따라 온도구배가 줄어들어 급탕온도는 감소하는 경향을 보인다.

Fig. 5는 EEV 개도에 따른 압축기 토출압력, 증발압력 및 압축비의 변화를 나타내고 있다. Fig. 4에서 설명한 바와 같이 EEV 개도가 증가할수록 냉매유량이 증가하고, 압축기 토출온도가 감소하게 된다. 따라서 압축기 토출압력도 감소하는 경향을 보인다. 그리고 EEV 개도 증가로 인한 냉매유량의 증가로 증발기에 냉매가 쌓여 증발압력은 증가하며 압축비는 감소하게 된다.

Fig. 6은 압축기 주파수를 고정하고 EEV 개도 변화에 따른 급탕 용량 및 압축기 소비전력, 그리고 COP의 변화를 나타내고 있다. EEV 개도가 증가함에 따라 냉매유량은 증가하였지만 압축기 토출온도의 감소로 열전달량이 줄어들어 급탕용량은 감소한다. 그

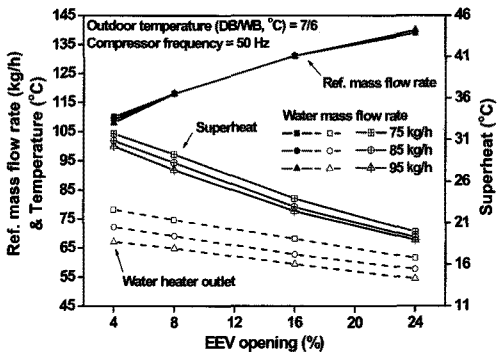

Fig. 4 Variations of ref. mass flow rate, water heating temperature, and superheat with EEV opening.

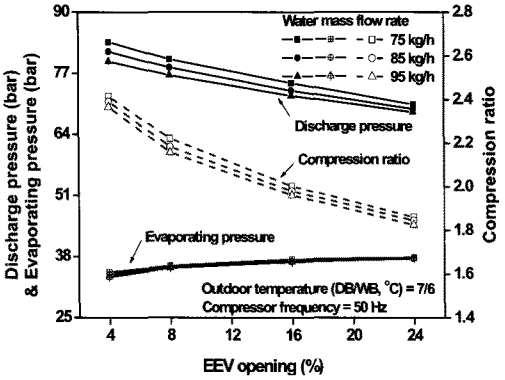

Fig. 5 Variations of discharge and evaporating pressures, and compression ratio with EEV opening.

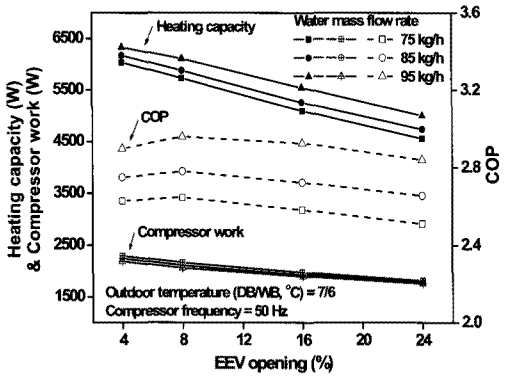

Fig. 6 Variations of heating capacity, compressor work, and COP with EEV opening.

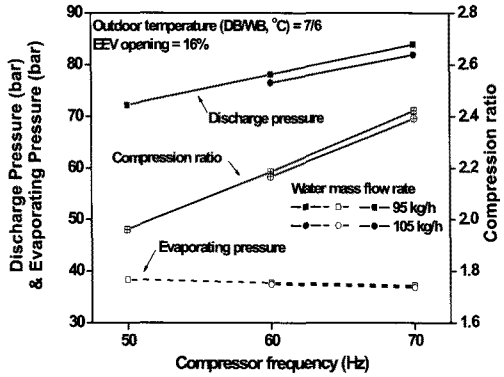

Fig. 7 Variations of discharge and evaporating pressures, and compression ratio with compressor frequency.

리고 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 EEV 개도 증가에 따라 압축비가 감소하여 압축기 소비전력 역시 감소하는 것을 볼 수 있다. COP는 급수유량 75~95 kg/h 범위에서 EEV 개도가 8%일 때에 가장 높게 나타났다. 따라서 압축기 주파수가 50 Hz일 때 최적 EEV 개도는 8%로 나타나고, 이 때 압축기 토출온도는 100℃를 넘지 않고 토출압력 역시 100 bar를 넘지 않아 시스템 신뢰성이 확보되고, 급탕 온도가 60℃ 이상이므로 급수의 온도 조건을 만족하고 있다. 일반적으로 급수유량이 증가함에 따라 급탕기에서의 냉매와 급수와의 열전달량이 증가하여 급탕용량이 상승하는 경향을 보인다. 급수유량 증가에 따라 급탕용량은 상승하고 압축비 소비전력은 감소하므로 COP는 증가하는 경향을 나타낸다. 급수유량을 75 kg/h에서 95 kg/h까지 10 kg/h 씩 증가시킬 때 급탕용량은 각각 2.6 및 6.6% 증가하고, 압축기 소비전력은 각각 2.4 및 4.6% 감소하여 COP는 각각 5.0 및 11.8% 향상되었다.

EEV 개도 변화 실험에서 최적 EEV 개도는 8%로 나타났으나, 압축기 주파수가 증가함에 따라 압축기 토출온도 및 토출압력이 상승하여 시스템 신뢰성 확보를 위하여 EEV 개도를 16%로 증가시켜 운전하였다.

Fig. 7은 압축기 주파수 변화에 따른 토출압력, 증발압력 및 압축비를 나타내고 있다. 압축기 주파수가 증가하면 압축기에서 단위 시간당 흡입되는 냉매량이 증가하게 된다. 따라서 가스쿨러에 냉매가 쌓이게 되어 토출압력은 증가되고 증발기에는 냉매가 줄어 증발압력은 감소하는 경향을 보이게 된다. 따라서 압축기 주파수가 증가할수록 압축비는 증가하게 된다. 그리고 동일 압축기 주파수에서 급수유량이 증가하게 되면 상대적으로 압축기 토출온도가 감소하게 되어 압축기 토출압력 또한 감소하게 된다.

Fig. 8은 압축기 주파수에 따른 냉매유량, 급탕온도 및 과열도를 나타내고 있다. 압축기 주파수가 증가하게 되면 냉매유량은 증가하는 경향을 보인다. 그리고 압축기 주파수가 증가할수록 증발압력이 감소하게 되고 이로 인해 과열도는 증가하게 되고 압축기 토출온도 역시 증가하게 된다. 따라서 증가된 토출온도에 의해, 급탕 온도 역시 증가하는 경향을 보인다. 급수유량이 95 kg/h일 때 압축기 주파수 50, 60, 70 Hz에서 급탕 온도는 각각 59.4, 71.4, 83.5℃로 나타났다. 급수유량 105 kg/h일 때 압축기 주파수 60 및 70 Hz에서 급탕 온도는 각각 66.8 및 78.1℃로 60℃ 이상의 급탕 온도를 만족하였다.

Fig. 9는 압축기 주파수에 따른 급탕용량 및 압축기 소비전력, 그리고 COP의 변화를 나타내고 있다. 압축기 주파수가 증가하면 냉매순환량과 압축기 토출온도가 증가되어 급탕용량이 증가한다. 그러나 동시에 냉매유량의 증가와 압축비의 증가는 압축기 소비전력의 증가로 이어지고 급탕용량 증가율보다 높은 압축기 소비전력의 증가율로 인해 COP는 감소한다. 동일한 압축기 주파수에서 급수유량이 증가하면 급탕용량이 증가되어 COP가 증가한다. 압축기 주파수 50 Hz, 급수유량 95 kg/h에서 COP가 2.9로 가장 높았으나 급탕온도가 59.4℃로 60℃ 이상 조건을 만족하지 못하였다. 따라서 천이상태에서 실험은 압축기 주파수 60 Hz, 급수유량 105 kg/h에서 진행하였다. 이 때의 COP는 2.8이었고, 급탕온도는 66.8℃였다.

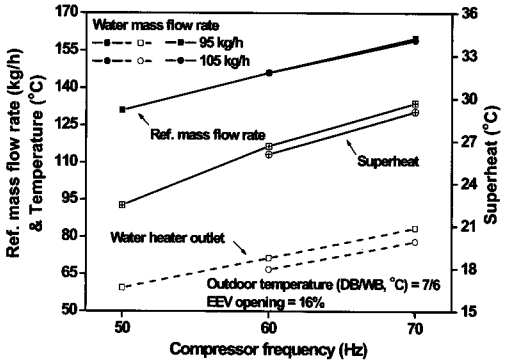

Fig. 8 Variations of ref. mass flow rate, water heating temperature, and superheat with compressor frequency.

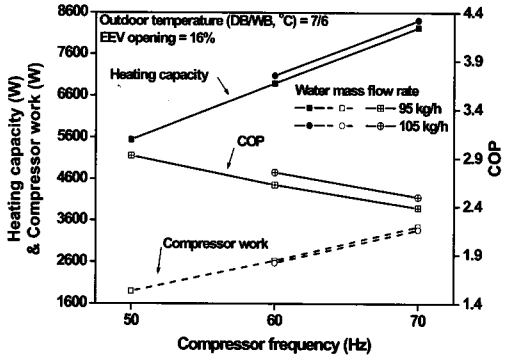

Fig. 9 Variations of heating capacity, compressor work, and COP with compressor frequency.

3.3 천이상태에서 시스템 성능 특성

외기온도 7/6℃에서 EEV 개도를 16%, 압축기 주파수 60 Hz, 급수유량 105 kg/h로 고정시키고 천이상태의 실험을 진행하였다. 2가지 상황이 가정되었는데, 첫 번째 상황은 물탱크가 냉수로 가득 차 있을 때 열펌프를 이용하여 탱크 내의 물을 가열하는 과정이고, 두 번째 상황은 60℃ 이상의 물이 탱크 내에 가득 차 있는 상태에서 일정량의 온수가 사용되고 물탱크 내의 평균온도가 45℃ 이하로 되었을 때 재가열 하는 과정이다. 12개의 T-type 열전대를 물탱크의 가장 밑인 1번부터 가장 위인 12번까지 일정한 간격으로 부착하여 물탱크 내의 온도분포를 파악하였다.

Fig. 10과 Fig. 11은 첫 번째 상황에서 시간에 따른 물탱크 내의 온도분포 변화와 COP, 가스쿨러 입구온도의 변화를 나타낸다. 열펌프로부터 가열 된 물은 물탱크의 가장 윗부분으로 공급되어 12번 열전대부터 순차적으로 물탱크를 채웠다. 380 L의 물탱크를 60℃ 이상의 온수로 채우는데 약 220분이 소모되었다. Fig. 11에서 볼 수 있듯이, 열펌프를 통해 가열 된 물이 시간에 따라 물탱크의 윗 부분부터 밑 부분으로 채우게 되고 가스쿨러로 들어가는 급수의 온도는 상승하게 된다. 따라서 순간 COP는 가스쿨러 입구 급수온도가 증가 될수록 감소하는 경향을 보인다. 이는 가스쿨러 입구 급수온도가 증가되면 가스쿨러에서 충분한 열방출이 되지 않아 COP가 급격히 감소하기 때문이다.

Fig. 12는 두 번째 상황에서의 시간에 따른 물탱크 내의 온도분포 변화를 나타낸다. 일반적으로 가

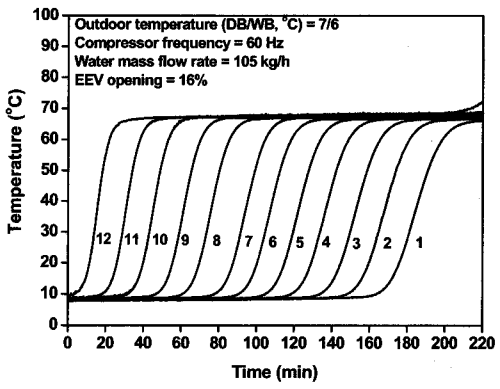

Fig. 10 Water temperature profile in case of initial operating.

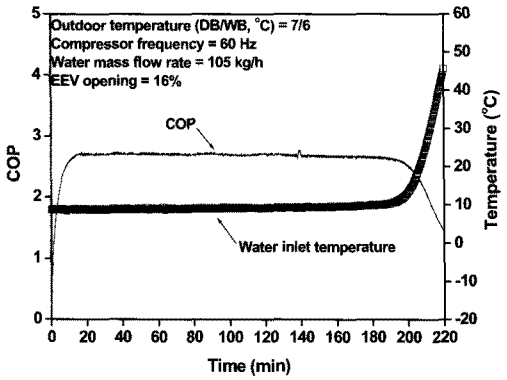

Fig. 11 Variations of COP and water inlet temperature with time.

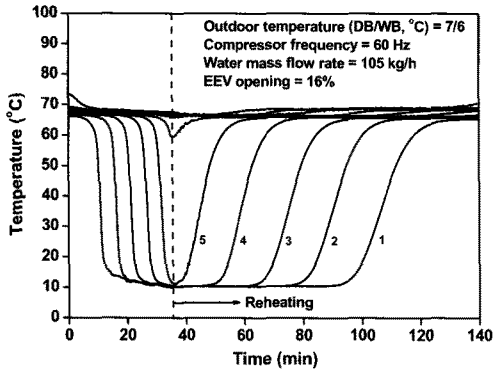

Fig. 12 Water temperature profile in case of normal water usage.

정에서 목욕(또는 샤워)을 할 때, 물의 온도는 45℃, 분당 사용량은 10 L/min이라고 가정했다. 따라서 60~65℃의 물탱크 내의 온수를 샤워기로 약 6 L/min으로 흐르게 하고 4 L/min으로 흐르는 9℃의 수돗물과 합쳐 위의 조건을 만족하게 했다. 온수가 사용되면서 물탱크 내의 평균온도가 내려가게 되는데, 평균온도가 45℃ 이하로 내려간 시점부터 온수사용을 중지하고 열펌프를 가동해 물탱크 내의 물을 재가열 하였다. 외기온도 7/6℃에서 온수를 약 40분 정도 사용했을 때 재가열이 되었는데 다른 외기조건에서는 물탱크 내의 온수 사용량이 변화되기 때문에 재가열하는 시점이 달라질 것으로 예상된다.

4. 결 론

본 연구에서는 이산화탄소를 적용한 급탕 열펌프의 성능특성을 실험을 통해 고찰하였다. 먼저 시스템의 최적 냉매충전량을 결정하고 정상상태에서의 시스템 성능특성을 EEV 개도, 압축기 주파수, 급수유량 조건을 변화시켜가며 측정하였다. 그리고 정상상태에서의 실험을 통해 적절한 운전조건을 찾아 천이상태에서의 실험을 진행하였다. 난방표준조건에서 냉매충전량 변화에 따른 최적 냉매충전량은 1600 g이며, 이 때 EEV 개도 16%에 대해서 COP는 3.2로 나타났다. 그리고 EEV 개도에 따른 성능 변화를 고찰한 결과, 급수유량 75, 85, 95 kg/h에서 EEV 개도가 8%일 때 COP가 가장 좋았으나, 압축기 주파수가 증가할 때 시스템 신뢰성을 고려해 최적 EEV 개도를 16%로 선정하였다. 동일 EEV 개도에서 급수유량이 10 kg/h 증가할수록 급탕용량은 각각 2.5, 6.6% 증가했고, COP는 각각 5.0, 11.8% 향상되었다. EEV 개도 16%와 급수유량 105 kg/h에 대해서 압축기 주파수가 10 Hz 증가했을 때, 급탕 용량은 18.9% 증가했고, COP는 9.3% 감소하였다. 천이상태의 실험에서 시간에 따라 가스쿨러 입구 급수온도가 증가될수록 가스쿨러에서 충분한 열방출이 되지 않아 순간 COP가 급격히 감소하였다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지 기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20103010080011).

참고문헌

1. Hwang, Y. and Radermacher, R., 1999, Experimental investigation of the CO_2 refrigeration cycle, ASHRAE Transactions, Vol. 105, No. 1, pp. 1219-1227.
2. Hwang, Y. and Radermacher, R., 2002, Options for a two-stage carbon dioxide cycle, 5th IIT-Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference at Guangzhou, pp. 143-149.
3. Chen, Y. and Gu, J., 2005, The Optimum High Pressure for CO_2 Transcritical Refrigeration Systems with Internal Heat Exchangers, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 28, No. 9, pp. 1238-1249.
4. Hermann, H. and Rene, R., 2000, CO_2 as re-

frigerant possible applications, 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference, pp. 43-50.
5. Fernandez, N., Hwang, Y. and Redermacher, R., 2010, Comparison of CO_2 heat pump water heater performance with baseline cycle and two high COP cycles, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 33, No. 3, pp. 635-644.
6. Kobayahsi, M., 2008, CO_2 heat pump heating and water heater system for cold area, 9th Int. IEA Heat Pump Conference.
7. Murahashi, E., 2008, Development of multi function CO_2 heat pump water heater, 9th Int. IEA Heat Pump Conference.
8. Cho, H., Ryu, C. and Kim, Y., 2007, Cooling performance of a variable speed CO_2 cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 30, No. 4, pp. 664-671.
9. Cho, H., Baek, C., Park, C., and Kim, Y., 2009, Performance evaluation of a two-stage CO_2 cycle with gas injection in the cooling mode operation, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 32, No. 1, pp. 40-46.
10. ASHRAE, 1983, Methods of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioner and heat pumps, ASHRAE Standard 116.