

## 운전조건 변화에 따른 이산화탄소 열펌프의 냉난방 성능특성 비교

조흥현\* 백창현\*\* 이응찬\*\* 강 훈\*\* 김용찬 +  
(2008년 1월 24일 접수, 2008년 2월 28일 심사완료)

### Cooling and Heating Performances of a CO<sub>2</sub> Heat Pump with the Variations of Operating Conditions

Honghyun Cho, Changhyun Baek, Eungchan Lee, Hun Kang and Yongchan Kim

**Key Words:** Carbon Dioxide(이산화탄소), Transcritical Cycle(초월임계 사이클), Coefficient of Performance(COP, 성능계수), Electronic Expansion Valve(EEV, 전자팽창밸브)

#### Abstract

Since operating conditions are significantly different for heating and cooling mode operations in a CO<sub>2</sub> heat pump system, it is difficult to optimize the performance of the CO<sub>2</sub> cycle. In addition, the performance of a CO<sub>2</sub> heat pump is very sensitive to outdoor temperature and gascooler pressure. In this study, the cooling and heating performances of a variable speed CO<sub>2</sub> heat pump with a twin-rotary compressor were measured and analyzed with the variations of EEV opening and compressor frequency. As a result, the cooling and heating COPs were 2.3 and 3.0, respectively, when the EEV opening was 22%. When the optimal EEV openings for heating and cooling were 28% and 16%, the cooling and heating COPs increased by 3.3% and 3.9%, respectively, over the COPs at the EEV opening of 22%. Beside, the heating performance was more sensitive to EEV opening than the cooling performance. As the compressor speed decreased by 5 Hz, the cooling COP increased by 2%, while the heating COP decreased by 8%.

#### 1. 서론

고효율 친환경적인 시스템에 대한 요구가 높아짐에 따라 자연냉매를 이용한 고효율 열펌프의 개발에 관한 연구가 전세계적으로 활발히 진행되고 있다. 이 중 이산화탄소를 이용한 열펌프 시스템의 경우 고압의 작동압력에도 불구하고 냉매로써 열역학적 물성치가 뛰어나고 인화성과 독성이 없으며 작은 체적열용량을 가짐으로 시스템의 소형화 설계에 유리하다. 따라서 이산화탄소를 이용

한 증기압축 시스템에 대한 연구는 일본, 미국, 그리고 유럽에서 활발히 진행되고 있으며 일부 제품들이 이미 출시되어 시장에서 판매되고 있다. 특히, 일본에서는 가스냉각(gascooling)과정의 큰 온도변화를 이용한 이산화탄소용 온수급탕기를 개발하여 판매중이고, 유럽에서는 이산화탄소를 자동차용 공조기기에 적용하기 위하여 많은 연구가 진행중이다. 이와 같이 국제적으로 이산화탄소 사이클의 적용과 효율향상을 위한 연구가 활발히 진행되고 있으며 이에 이산화탄소 사이클의 적용 범위도 점차 확대되고 있다.

일반적으로 열펌프 사이클에서 냉방과 난방의 운전조건이 매우 상이함으로 각각의 운전조건에

책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학과  
E-mail : yongckim@korea.ac.kr  
TEL : (02)3290-3366 FAX : (02)921-5439

\* 미국국립표준연구원(NIST)  
\*\* 고려대학교 기계공학과 대학원

맞는 최적의 성능을 유지하기 위하여 압축기 주파수와 전자팽창밸브(EEV) 개도에 대한 정밀한 제어를 요하게 된다. 또한 난방운전과 같이 외기조건이 낮은 경우 실내에서 원하는 난방용량 확보를 위하여 큰 압축비와 높은 압축기 회전수를 요구하게 되므로 압축기를 비롯한 시스템의 신뢰성 확보를 위한 방법에 대한 연구는 필수적이라 할 수 있다. 특히, 이산화탄소 열펌프에서는 일정 이상의 압축기 토출압력과 온도, 그리고 EEV 입구의 온도에 대한 제어가 매우 중요하며 주어진 시스템에서 최적의 압축기 토출압력과 질량유량을 유지해야 시스템에서 요구되는 냉난방 용량과 신뢰성을 확보할 수 있다.

이산화탄소 사이클의 경우 압축기에서 평균유효압력이 기존의 아임계 사이클에 비하여 10배 이상 높게 형성되므로 압축기에서 손실이 크고 소요동력이 증가하므로 사이클 성능향상을 위해서는 압축기의 최적설계가 매우 중요하다. 이를 위하여 지금까지 많은 종류의 고효율 압축기들이 개발되어 적용되고 있다. 그 중 트윈로터리 압축기(twin-rotary compressor)는 기존 다른 압축기에 비해 맥동이 적고 조용하며 안정적인 운전특성을 가지고 있으며, 작은 크기로 시스템의 소형화가 가능하다. 뿐만 아니라 사이클 성능과 신뢰성 향상의 가능성이 큰 인젝션(injection)과 중간냉각(intercooling)을 이용한 여러 2단압축 시스템(two-stage compression system)의 구성이 가능하여 고성능 사이클의 설계가 유리하다. 그러나 트윈로터리 압축기를 적용한 사이클의 경우 압축기에서 1단과 2단의 압축체적비에 따라 압축기 소요동력이 달라짐으로 이에 대한 최적화 연구가 필요하며 각단에서의 누설 방지 및 윤활유의 원활한 공급에 대한 연구도 동시에 수행되어야 한다.

이산화탄소 사이클의 성능향상과 최적화에 대한 연구는 일본, 유럽과 미국을 중심으로 활발히 진행되고 있으며, 그 중 Neksa<sup>(1)</sup> 등과 Hrnjak<sup>(2)</sup> 등은 이산화탄소 사이클의 성능특성에 관한 연구를 위하여 가스쿨러(gas cooler) 압력의 제어를 통한 시스템 성능변화를 해석과 실험적 방법을 이용하여 고찰하였다. 그리고 Sarkar<sup>(3,4)</sup> 등은 해석적 방법을 이용하여 여러 가지 이산화탄소 사이클에서 토출압력 변화에 따른 성능을 고찰하고 이에 시스템의 성능유지를 위한 최적의 토출압력에 대한 연구를 진행하였으며, Chen<sup>(5)</sup> 등은 내부열교환기

(internal heat exchanger)를 적용한 이산화탄소 사이클에서 가스쿨러 압력변화에 따른 성능변화를 예측하고 가스쿨러압력과 성능에 관한 수식을 개발하였다. 또한 Stene<sup>(6)</sup>는 가정용 이산화탄소 열펌프와 급탕시스템(water heater)을 같이 구성하여 각각의 운전조건에 따른 성능평가를 해석적 방법과 실험적 방법을 이용하여 동시에 진행하였으며, Richter<sup>(7)</sup> 등은 R410A와 이산화탄소 사이클의 난방성능 비교를 통하여 이산화탄소 사이클이 난방용량에서 많은 이득이 있음을 보였다.

이산화탄소용 열펌프의 경우 냉방과 난방 운전시 성능의 차가 크고 사이클 성능이 운전조건에 매우 민감하게 변화하므로 일정한 냉매충전량 조건에서 일정 이상의 냉난방 용량의 성능유지와 최적화가 어렵다. 특히, 냉방과 난방 운전시 압축기 입구에서 흡입냉매의 밀도가 크게 다르기 때문에 난방사이클을 기준으로 최적인 압축기 용적비와 팽창장치를 설계한 시스템의 경우 냉방조건 운전에서 고압이 크게 증가할 수 있으므로 사이클의 최적화가 불가능하고 시스템 신뢰성이 저하된다. 그리고 난방운전의 경우 낮은 외기조건에서 난방용량의 확보를 위하여 고압의 압축기 토출압력과 많은 양의 냉매유량이 요구되며 냉방운전의 경우 최적의 가스쿨러 압력을 유지하기 위한 냉매충전량과 운전변수의 제어가 필요하게 된다. 일반적으로 열펌프 사이클에서 냉방성능이 난방성능에 비하여 낮게 형성되며 난방운전의 경우 시스템의 성능이 크게 변화하므로 여러 가지 요소를 종합적으로 고려하여 최적의 냉매충전량을 선정해야 한다.

특히, 이산화탄소 사이클의 경우 운전조건 변화에 시스템 성능이 크게 변화하므로 냉방과 난방 운전을 위한 최적의 냉매충전량과 압축기 주파수에 따른 EEV 개도의 제어는 시스템 신뢰성 확보를 위하여 매우 중요하다. 그러나 아직 국내에서는 이산화탄소 열펌프에서 여러 가지 운전변수 변화에 따른 냉난방 특성에 관한 구체적이고 체계적인 연구는 많이 부족하고 극히 제한적이다. 따라서 이산화탄소를 적용한 열펌프에서 냉난방 동시성능에 대한 구체적인 자료의 제시와 EEV 개도 및 압축기 주파수 변화에 따른 시스템 성능 변화에 대한 고찰이 필요하다. 이에 본 연구에서는 EEV를 적용한 공기 대 공기 방식의 가변속 이산화탄소 열펌프에 대하여 냉매충전량에 따른

시스템 성능을 측정하고 최적의 냉매충전량을 결정한 후, 주어진 최적의 냉매충전량 조건에서 EEV 개도 변화 및 압축기 주파수 변화에 따른 냉난방 성능특성을 비교 및 고찰하려고 한다. 본 연구를 통하여 이산화탄소를 이용한 열펌프의 성능에 관한 최적화와 운전변수 제어를 위한 기초적인 자료를 제공할 수 있을 것으로 사료된다.

## 2. 실험장치 및 조건

### 2.1 실험장치

이산화탄소를 적용한 열펌프의 냉난방 성능특성을 알아보기 위하여 가변속 트윈로터리 압축기와 EEV, 두 개의 열교환기, 그리고 2개의 사방밸브(4-way valve)를 이용하여 열펌프 사이클을 제작하였으며, 제작된 사이클의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실외 챔버에는 압축기, 실외열교환기를, 실내 챔버에는 EEV와 실내열교환기를 각각 설치하였다. 실험에 사용된 압축기는 표준냉방능력 3 RT급의 트윈로터리 압축기로 하나의 모터로 두 개의 다른 체적을 가지는 압축실을 구동하는 구조로 설계되어 있다. 본 연구에서는 1단과 2단의 압축체적비가 0.7인 트윈로터리 압축기를 사용하였으며, 트윈로터리 구조의 경우 압축체적비에 따라 압축기 특성 및 사이클 성능이 변화하는 특징을 가진다. 실내 및 실외에 사용된 열교환기는 핀-튜브 형태의 열교환기로 외경 7 mm, 내경이 5 mm로 고압에 견딜 수 있도록 설계하였으며 EEV는 시스템의 설계용량에 적합하도록 선정되었다. 또한 시스템 각 부분의 냉매와 공기의 물성치를 측정하기 위해 열전대와 절대압력계, 그리고 질량유량계를 설치하였다. 본 연구에서 시스템 각 부분의 물성치를 측정하기 위한 실험장치의 정확도와 이를 통하여 얻은 냉난방 용량 및 성능계수의 불확실도를 Table 1에 나타내었다.<sup>(8)</sup>

### 2.2 실험조건

이산화탄소 사이클에서 냉방과 난방사이클의 성능은 크게 다르고 성능이 운전조건에 민감함으로 최적의 냉매충전량에 대한 정확한 고찰은 매우 중요하다. 특히, 이산화탄소 열펌프에서 냉방 성능이 난방성능에 비하여 낮고 난방성능을 기준으로 설정된 냉매충전량 조건에서는 냉방시 시스템의 신뢰성이 크게 저하됨으로 본 연구에서는

우선 냉방성능을 우선적으로 고려하기 위하여 냉방실험을 통하여 최적의 냉매충전량을 설정하였다. 이를 위하여 냉방 표준운전조건에서 여러 개의 EEV 개도를 일정하게 유지한 채 냉매충전량 변화실험을 실시하여 최적의 냉매충전량을 찾고 이를 기준으로 여러 운전변수에 따른 냉난방 성능을 비교 고찰하였다. 본 연구에서 이산화탄소 열펌프의 냉매충전량에 따른 냉난방 성능특성의 고찰 및 비교를 위해서 설정된 EEV 개도와 압축기 회전수, 그리고 외기조건을 Table 2에 나타내었다. 설정된 EEV 개도와 압축기 주파수는 냉방 운전시 최적의 토출압력인 9.2 MPa<sup>(9)</sup>를 기준으로 선정하였으며 시스템의 안정성 또한 고려하였다. 이산화탄소 시스템의 성능실험을 위한 운전조건을 설정하기 위하여 우선 단일유닛 시험조건인 ASHRAE Standard 116<sup>(10)</sup>에 근거하여 온도와 습도 등의 운전조건을 설정하였으며, 시스템의 열량은 냉매 엔탈피법을 이용하여 계산하였다. 최적의 냉매충전량을 결정하기 위하여 냉방 표준운전조건에서 냉매충전량을 200 g씩 변화시켰으며 시스템이 안정적으로 운전되는 경우 냉난방 성능을 일정시간 동안 적산하였다. 냉난방 운전 사이클 특성상 최적의 고정 EEV 개도에서 냉방운전의 경우 EEV 개도를 증가시킨 반면 난방운전의 경우 EEV 개도를 감소시켜가면서 성능실험을 수행하였고, 이를 이용하여 냉난방 운전에 대한 각각의 최적 EEV 개도를 결정하였다. 또한 냉난방 운전에 대하여 최적의 EEV 개도에서 압축기 주파수를  $\pm 5$  Hz씩 변화시켜 압축기 회전수 변화에 따른 열펌프 성능변화도 함께 고찰하였다.

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 최적의 냉매충전량 및 최적의 고정 EEV 개도에서의 성능특성 고찰

이산화탄소 열펌프 시스템의 최적의 냉매충전량을 결정하기 위하여 냉매충전량 변화에 따른 냉방성능을 측정하였으며, 이에 각각의 성능을 고찰하였다. Fig. 2는 압축기 주파수가 40 Hz로 일정하게 운전될 때 냉매충전량 변화에 따른 시스템의 냉방성능계수의 변화를 보여주고 있다. EEV 개도 24%, 26% 그리고 28%에 대하여 냉매충전량이 증가할수록 시스템의 성능은 향상되는 모습을 보인다. 이산화탄소 열펌프에서 압축기 토출압력

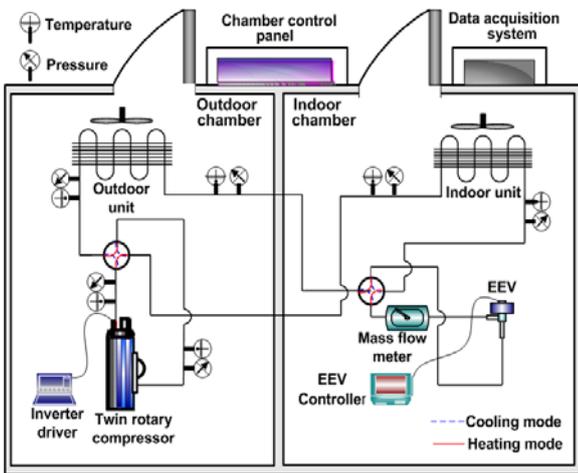
**Table 1** Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainties
Temperature(T-type)	±0.1°C
Pressure	±0.2% of full scale
Mass flow rate	±0.2% of reading
Power input	±0.01% of full scale
Cooling capacity	±3.71%
Heating capacity	±3.72%
Cooling and Heating COP	±3.73%

**Table 2** Test conditions

Parameters	Cooling	Heating
*EEV opening(%)	22, 24, 26, 28, 30	14, 16, 18, 20, 22, 24
Compressor frequency (Hz)	35, 40, 45	35, 40, 45
Operating conditions (ID,OD(db/wb))	27/19.5°C, 35/24°C	21/15°C, 7/6°C

\*Normalized by the full opening



**Fig. 1** Schematic of the experimental setup

은 시스템의 성능을 결정하는 가장 중요한 요소 중에 하나이며 이는 냉매충전량, 압축기 주파수, 그리고 EEV 개도에 의하여 결정된다. 이중 최적의 냉매충전량은 여러 운전조건 변화에 따른 시스템의 성능감소를 최소화시키고 운전변수들의

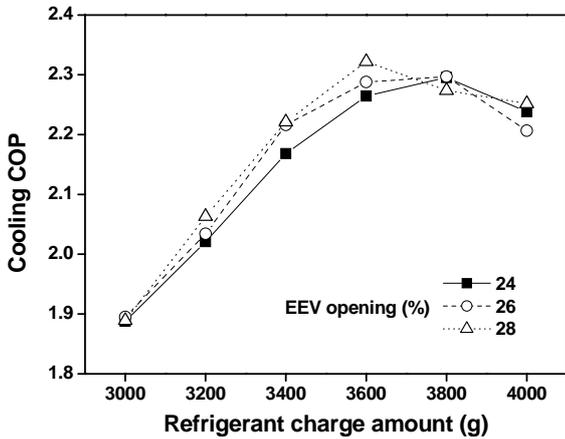
제어를 통한 시스템의 최적운전을 용이하게 하여 시스템의 신뢰성을 향상시킨다. 냉방성능계수는 냉매충전량이 증가할수록 꾸준히 향상되다가 3600에서 3800 g 구간에서 최대의 성능을 보이고 이 후 감소하는 경향을 보인다. 냉매충전량이 많아지면 압축기 입구의 증발압력이 증가하게 되고 이에 일정한 압축체적비를 가지는 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량과 가스쿨러 압력은 동시에 증가하게 된다. 따라서 일정한 EEV 개도를 가지는 시스템에서는 냉매충전량이 증가함에 따라 압축기 토출압력과 팽창장치를 통과하는 냉매유량이 동시에 증가하고 이에 압축기 소요동력은 커진다. 이때 압축기 소요동력의 증가정도는 점점 커지는 경향을 가진다. 본 연구에서 여러 가지 EEV 개도에 대한 최적의 냉매충전량은 약 3600 g인 것으로 나타났으며, 냉매충전량이 3 kg에서 3.6 kg으로 증가할 때 냉방성능계수는 평균 15% 향상되는 것으로 확인되었다.

최적의 냉매충전량인 3600 g에서 EEV 개도변화에 따른 냉방과 난방성능계수의 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 본 연구에서 최적의 난방성능계수는 EEV 개도 16%에서 나타났으며 냉방의 경우 28%에서 나타나는 것으로 확인되었다. EEV 개도 변화에 따른 냉방과 난방성능계수의 감소정도를 고려할 때 열펌프의 성능감소 정도는 EEV 개도가 22%일 때 가장 작은 것으로 나타났으며 이때 냉방성능계수와 난방성능계수는 약 3.3%와 3.9% 감소하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 본 연구에서 EEV 개도 변화에 따른 냉난방 성능감소정도를 고려한 최적의 고정 EEV 개도를 22%로 설정하였으며 이를 기준으로 EEV 개도변화에 따른 각각의 성능을 비교 및 고찰하였다.

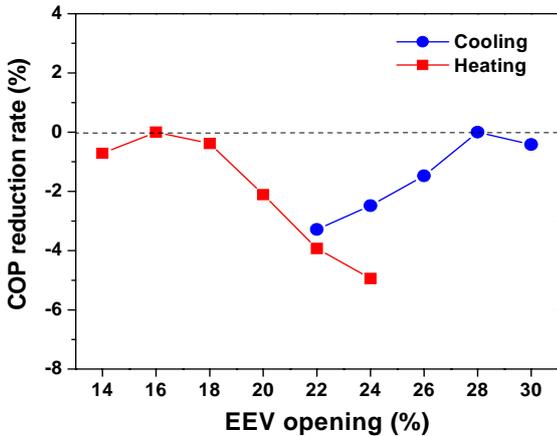
일정한 운전조건에서 이산화탄소 열펌프의 냉난방 특성을 비교하기 위하여 냉방 및 난방 표준 운전조건에서 이산화탄소 열펌프를 운전하고 이에 각각의 성능을 Table 3에 나타내었다. 일정한 냉매충전량과 압축기 주파수, 그리고 최적의 고정 EEV 개도에서 각각의 성능을 비교한 결과 냉방용량은 5,546 W, 난방용량은 6,488 W로 난방용량이 17%정도 크게 나타났으며 압축기 토출압력의 경우 9.42와 7.74 MPa로 크게 차이를 확인하였다. 그러나 압축비의 경우 각각의 운전조건의 상이함으로 인하여 냉방이 2.11, 그리고 난방은 2.26 정도로 나타났으며 이에 질량유량은 냉방이 난방에

**Table 3** Performance comparison between cooling and heating mode operation

Performances	Cooling	Heating
Charging amount (g)	3,600	3,600
EEV opening (%)	22	22
Comp. frequency (Hz)	40	40
Capacity (W)	5,546	6,488
Power consumption (W)	2,468	2,161
COP	2.25	3.00
Discharge pressure (MPa)	9.42	7.74
Suction pressure (MPa)	4.46	3.43
Compression ratio	2.11	2.26
Mass flow rate (kg/h)	91.9	80.7



**Fig. 2** Variation of cooling COP with refrigerant charge amount



**Fig. 3** Variation of cooling and heating COP reduction rate with EEV opening

비하여 크게 증가되는 것을 확인할 수 있다.

3.2 운전조건 변화에 따른 성능특성 고찰

본 연구에서 이산화탄소 열펌프의 특성을 파악하기 위하여 우선 최적의 냉매충전량인 3600 g에서 압축기 주파수를 40 Hz로 일정하게 유지한 채 EEV 개도를 변화시키면서 냉방과 난방 운전시 가스쿨러와 증발기의 압력변화를 보여주고 있다. EEV 개도가 증가할수록 팽창장치에서 저항이 줄어들고 이에 가스쿨러와 증발기의 압력차는 감소하게 된다. 따라서 일정한 운전조건에서 EEV 개도를 증가시키면 시스템의 압축비는 크게 감소한다. 난방운전의 경우 EEV 개도가 증가할 때, 증발압력은 큰 변화 없이 거의 일정한 값을 보이는 반면 가스쿨러의 압력은 선형적으로 감소하는 모습을 보인다. 그러나 냉방운전의 경우 가스쿨러 압력은 약간 감소하는 반면 증발기의 압력은 크게 상승하는 것을 확인할 수 있다. 따라서 이산화탄소 열펌프에서 EEV 개도변화에 따른 시스템의 압력은 실외기보다 실내기에 더 큰 영향을 미치며 이에 상대적은 큰 압력변화를 보이는 것으로 확인되었다. 본 연구에서 냉방운전시 EEV 개도가 22%에서 28%로 증가될 때 증발기의 압력은 6% 정도 증가하였으며, 난방운전시 EEV 개도가 22%에서 16%로 감소할 때 가스쿨러의 압력은 약 6% 상승하는 것으로 나타났다.

Fig. 5는 EEV 개도에 따른 시스템 압축비와 냉매의 질량유량의 변화를 보여주고 있다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 EEV 개도가 증가할수록 증발기와 가스쿨러 압력차는 점점 줄어들게 되며 이에 시스템 압축비는 감소한다. 본 연구에서 EEV 개도 변화에 따른 냉방운전의 경우 시스템 압축비가 약 1.91~2.11의 범위를 보였으며 난방운전의 경우 2.22~2.40로 상대적으로 큰 압축비가 요구되는 것으로 나타났다. 일반적으로 시스템의 압축비가 증가하면 압축시 냉매의 내부누설을 커지고 압축과정의 냉매량과 온도상승으로 인하여 압축기 효율이 감소하게 된다. 따라서 토출되는 냉매의 질량유량이 감소하고 압축기 소모동력은 크게 증가하게 된다. 특히, 일정한 압축기 주파수에서 난방운전의 경우 낮은 외기조건으로 인하여 압축기 입구의 밀도가 낮고 큰 압축비로 인하여 토출되는 냉매의 질량유량이 크게 감소하여 냉방운전

에 비하여 상대적으로 작은 냉매유량을 보이는 것으로 나타났다. 본 연구에서는 같은 EEV 개도 변화폭에 대하여 냉방운전이 난방운전에 비하여 상대적으로 큰 냉매유량의 변화를 보이는 것으로 확인되었다. 또한 냉방운전의 경우 EEV 개도가 22%에서 30%로 증가할 때 압축비는 9% 감소하며, 이 때 질량유량은 16% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 반면, 난방운전의 경우 EEV 개도가 22%에서 14%로 감소할 때 압축비는 약 6% 증가하였으며 냉매의 질량유량은 7% 정도 감소하는 것으로 확인되었다.

Fig. 6은 EEV 개도 변화에 따른 난방 용량과 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 난방운전의 경우 일정한 난방용량의 확보를 위하여 가스쿨러 입구에서 높은 입구온도와 큰 냉매유량이 요구된다. 시스템이 난방으로 운전될 때, EEV 개도가 최적의 고정 EEV 개도인 22%에서 감소함에 따라 증발기와 가스쿨러 사이의 압력차는 점점 커지고 압축과정중 냉매의 누설이 증가되어 압축기의 체적효율은 감소하게 된다. 따라서 토출되는 냉매의 질량유량은 줄어들게 된다. 반면 큰 압축비와 높은 토출압력으로 인하여 토출되는 냉매의 온도는 급격하게 상승한다. 따라서 열펌프의 난방용량은 이 두 가지 상반된 효과의 비에 의하여 결정되는데 본 연구에서는 냉매의 토출온도 상승에 의한 효과가 질량유량의 감소에 의한 영향보다 더욱 크게 나타나 시스템의 난방용량은 EEV 개도가 감소함에 따라 증가하는 경향을 보인다. 그러나 EEV 개도가 줄어들수록 시스템에 흐르는 냉매의 유량이 급격히 감소함으로 시스템의 난방용량의 증가정도는 점점 감소하는 경향을 보인다. 결국 큰 압축비로 인하여 압축기 소요동력이 크게 증가하고 이에 열펌프의 난방성능계수는 최적의 EEV 개도 이하에서 감소하게 된다. 냉방운전의 경우 시스템이 최적의 EEV 개도 이하에서 운전되는 경우 압축기 토출압력은 시스템에서 요구되는 가스쿨러의 압력 이상으로 유지되나 압축기 토출압력의 상승에 따른 큰 압축비로 인하여 증발기에서 냉매유량이 감소와 압축기 토출온도의 증가로 난방용량은 감소하는 경향을 보인다. 그러나 최적의 EEV 개도보다 큰 EEV 개도에서 운전되는 경우 가스쿨러 압력이 급격히 감소하게 되어 최적의 가스쿨러 압력을 형성하지 못함으로 증발기에서 온도가 급격히 상승하여 외기에서 열

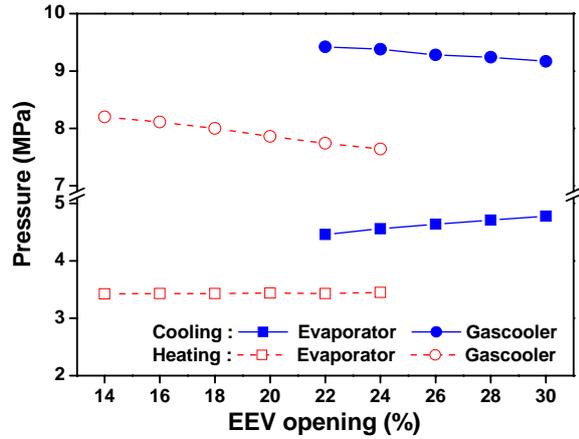


Fig. 4 Variations of gascooler and evaporator pressure with EEV opening

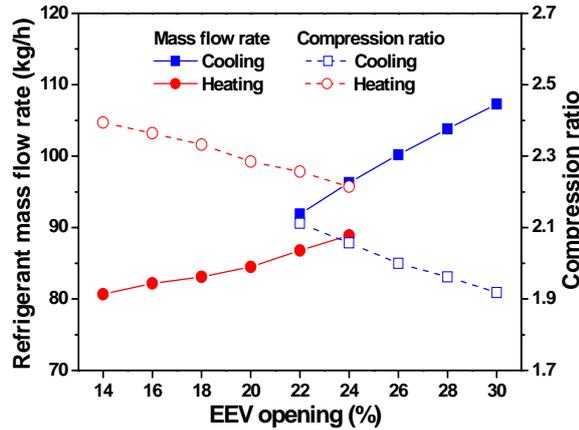


Fig. 5 Variations of mass flow rate and compression ratio with EEV opening

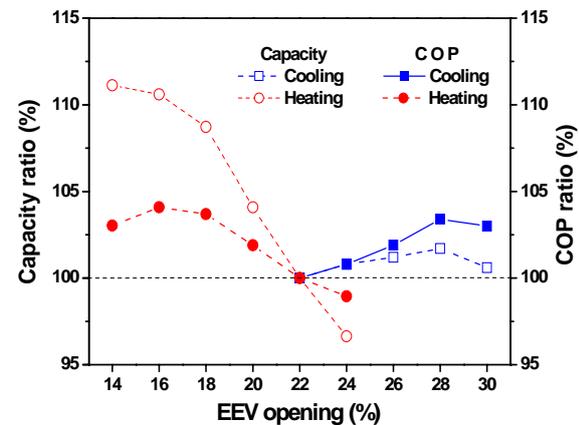


Fig. 6 Variations of COP and capacity ratio with EEV opening

을 효과적으로 흡수하지 못하고 엔탈피 차가 감소하게 됨으로 냉방용량이 크게 줄어들게 된다. 따라서 시스템의 냉방성능계수는 감소하는 모습을 나타낸다. 즉, 이산화탄소 열펌프의 경우 냉난방 운전조건에 따른 각각의 최적 EEV 개도는 큰 차이를 보이는 것으로 확인되었으며 이를 효과적으로 운전함으로써 시스템에서 원하는 질량유량과 토출압력을 제어할 수 있고 이에 열펌프에서 일정 이상의 냉난방 성능을 유지할 수 있을 것으로 기대된다. 본 연구에서 냉방용량은 EEV 개도가 22%에서 28%로 6%증가할 때 약 2% 증가하는 것으로 나타난 반면 난방용량은 EEV 개도가 22%에서 16%로 6%감소할 때 10% 정도 증가하는 것으로 나타났다. 이 때 냉방성능계수와 난방성능계수는 각각 3.5%, 4.1% 정도 증가하는 것으로 확인되었다. 따라서 EEV 개도 변화가 이산화탄소 열펌프의 성능에 미치는 영향은 난방운전이 냉방운전에 비하여 더 큰 것으로 확인되었다. 기존의 연구에 의하면 이산화탄소 열펌프에서 냉매 충전량 변화에 따른 성능의 민감도 또한 난방이 냉방보다 크게 나타나는 것으로 보고되었다<sup>(11)</sup>. 따라서 이산화탄소 열펌프의 신뢰성을 향상시키기 위해서는 냉방운전의 경우 기존의 아임계 사이클에 비하여 상대적으로 낮은 성능을 보이므로 냉방성능 향상을 위한 방법의 제시가, 그리고 난방운전의 경우 여러 운전변수에 대하여 시스템 성능변화가 심함으로 운전조건 변화에 대하여 최적의 성능을 유지하기 위한 방법에 대한 연구가 필요함을 확인할 수 있다.

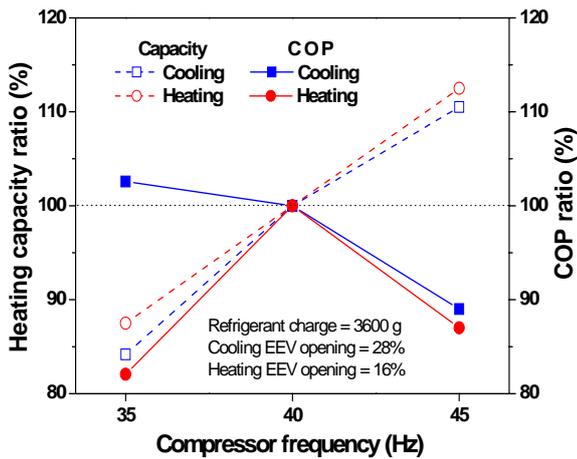
Table 4는 최적의 냉방과 난방 운전조건에 대하여 여러 가지 성능변수들을 비교하여 보여주고 있다. 같은 냉매충전량과 압축기 회전수에서 냉방과 난방운전에 대한 최적의 EEV 개도는 각각 28%와 16%로 약 12%의 차이를 나타냈으며 이때 냉방과 난방용량은 각각 5,592 W와 7,110 W로 확인되었다. 토출압력의 경우 냉방이 난방에 비하여 운전조건의 용이함으로 약 1 MPa 이상 높은 것으로 나타났으며, 압축비는 큰 외기온도차 운전조건으로 인하여 난방에서 더욱 크게 나타났다. 또한 압축기 흡입압력의 저하 및 EEV 개도 감소로 인하여 냉매의 질량유량은 난방이 냉방에 비하여 상대적으로 크게 감소하는 것을 확인할 수 있으며 이 때 최적의 냉난방 성능계수는 각각 2.32와 3.05를 나타냈다. Table 2와 3에 나타난 결

과는 본 연구에서 설계된 시스템 용량(약 5~8 kW)에 대하여 냉난방 특성을 EEV 개도에 따라 비교한 것이며 시스템 용량이 감소하는 경우 시스템 냉난방 성능은 증가할 것으로 예측되며 용량이 증가되는 경우 최적의 냉난방 EEV 개도차는 감소할 것으로 사료된다.

Fig. 7은 냉방과 난방운전의 최적의 EEV 개도인 28%와 16%에서 압축기 주파수 변화에 따른 냉난방 용량과 성능계수의 변화를 보여주고 있다. 압축기 주파수가 증가할수록 냉난방 용량은 크게 증가하는 모습을 보이는데 이는 압축기 회전수 증가로 인하여 토출되는 냉매의 유량이 증가하고 이에 가스쿨러 압력과 온도의 상승으로 열교환기에서 냉난방 열용량의 증가에 그 원인이 있다. 또한 냉난방 용량의 증가정도는 압축기 주파수가 증가할수록 감소하는 경향을 보이는데 이는 냉매의 유량이 많아질수록 열교환기에서 공기와의 열교환 양이 증가하고 열교환 과정이 빠르게 진행됨으로 열교환기의 유용성이 크게 줄어들기 때문이다. 압축기 주파수가 35 Hz에서 40 Hz로 증가할 때 냉방용량의 증가비는 난방용량에 비하여 크게 나타났으며, 40 Hz에서 45 Hz로 증가하는 경우 난방용량이 냉방용량에 비하여 더욱 크게 증가하는 것으로 확인되었다. 그러나 고정된 최적의 EEV 개도에서 압축기 회전수 변화에 따른 냉방과 난방성능계수는 크게 다른 모습을 보이는 것으로 확인되었다. 냉방운전의 경우 Table 3에 나타난 바와 같이 기존의 최적의 압축기 토출압력인 9.2 MPa<sup>(9)</sup> 이상에서 사이클이 운전되기 때문에 시스템에서 요구되는 최적의 토출압력은 이미 40 Hz에서 형성되어 있으며 일정한 EEV 개도에서 그 이상의 압축기 회전수로 운전되는 경우 소요동력의 증가로 인하여 냉방성능계수는 감소하게 된다. 압축기 주파수가 40 Hz에서 35 Hz로 감소하는 경우 압축기 토출압력이 줄어들어 따라 어느 정도의 냉방용량 감소를 예상할 수 있지만 본 연구에서는 상대적으로 작은 압축기 토출압력의 감소와 큰 압축기 소요동력의 이득으로 인하여 냉방성능계수는 약간 향상되는 모습을 보였다. 트윈로터리 압축기를 이용한 이산화탄소 열펌프 시스템에서 EEV 개도를 일정하게 유지한 채 압축기 주파수를 40 Hz에서 35 Hz로 줄일 경우 냉방성능계수는 약 2% 향상되었으며 45 Hz로 증가시킬 때 11% 정도 감소하는 것으로 나타났다. 난

**Table 4** Comparison of the best performances under cooling and heating mode operations

Parameters	Cooling	Heating
Charging amount (g)	3,600	3,600
EEV opening (%)	28	16
Comp. frequency (Hz)	40	40
Capacity (W)	5,592	7,110
Power consumption (W)	2,408	2,334
COP	2.32	3.05
Discharge pressure (MPa)	9.24	8.23
Suction pressure (MPa)	4.60	3.45
Compression ratio	2.01	2.39
Mass flow rate (kg/h)	103.8	86.8



**Fig. 7** Variations of capacity and COP ratio with compressor frequency

방운전의 경우 큰 압축비를 요구함에도 불구하고 일정한 EEV 개도(16%)에서 압축기 주파수를 40 Hz에서 45 Hz로 증가시키면 가스쿨러에서 냉매의 유량증가로 인하여 난방용량은 증가하지만 EEV에서 저항이 커지고 압축기 소요동력이 크게 증가하여 난방성능계수는 감소하는 경향을 보였다. 또한 압축기 회전수를 35 Hz로 낮출 경우 가스쿨러에서 냉매의 유량과 흡입온도의 감소로 인하여 시스템의 난방용량이 크게 줄어들고 이에 난방성능은 감소하는 모습을 보인다. 본 연구에서는 압축기 주파수를 40 Hz에서 5 Hz씩 감소 및

증가시킬 때 난방성능계수는 각각 8%와 13% 정도 감소하는 것으로 나타났다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 가변속 트윈로터리 압축기를 장착한 이산화탄소를 이용한 열펌프의 냉난방 성능특성을 실험을 통하여 고찰해 보았다. 이를 위하여 우선 냉매충전량 변화실험을 실시하여 최적의 냉매충전량을 파악하고 최적의 냉매충전량에서 냉방과 난방 성능을 비교하였다. 또한 EEV 개도와 압축기 주파수 변화에 대하여 여러 가지 냉방과 난방 성능들의 변화정도를 고찰하고 비교함으로써 이산화탄소 열펌프 성능변화 고찰과 시스템의 최적화에 대한 연구를 진행하였다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 본 연구에서 최적의 냉매충전량은 약 3600 g로 나타났으며 이 때 냉난방 성능계수의 감소정도를 고려한 최적의 고정 EEV 개도는 22%로 확인되었다.

(2) EEV 개도변화에 따른 최적의 냉난방 성능계수는 냉방운전의 경우 EEV 개도가 28% 일 때 약 2.32를, 난방운전의 경우 EEV 개도가 16%일 때 약 3.05를 나타냈으며 냉방과 난방운전시 각각의 최적 EEV 개도는 크게 차이가 나는 것으로 확인되었다.

(3) 최적의 EEV 개도에서 6%의 EEV 개도 변화에 냉난방 용량은 각각 2%, 10%정도 감소하였고 냉난방 성능계수는 약 3.5%, 4.1%씩 감소하는 것으로 확인되었으며 운전조건 변화에 대한 성능의 감소정도는 난방운전이 냉방운전에 비하여 더 크게 나타나는 것으로 확인되었다.

(4) 압축기 주파수가 5 Hz 증가함에 일정한 EEV 개도에서 냉난방 성능계수는 10% 이상 감소한 반면, 압축기 주파수를 5 Hz 감소시킬 때 냉방성능계수는 2%정도 증가하였으며 난방성능계수는 약 8% 감소하는 것으로 확인되었다.

#### 후 기

본 논문은 산업자원부 차세대 신기술 개발사업과 2006년 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단 (KRF-2006-352-D00030)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, R., Schiefloe, P., 1998, "CO<sub>2</sub>-Heat Pump Water Heater: Characteristics, System Design and Experimental Results," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 21, No. 3. pp. 172~179.
- (2) Hrnjak, P., Richeter, M., Song, S., Yin, J., Kim, M., Bullard, C., 2000, "Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump for Residential Application," *4Th Iir-Gustav Lorenzen Natural Working Fluids Conference At Purdue*, pp. 9~16.
- (3) Sarkar J., Bhattacharyya S., Gopal M., 2004, "Optimization of a Transcritical CO<sub>2</sub> Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 27, No. 8, pp. 830~838.
- (4) Sarkar J., Bhattacharyya S., Gopal M., 2006, "Simulation of a Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump Cycle for Simultaneous Cooling and Heating Applications," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 29, No.5, pp. 735~743.
- (5) Chen, Y., Gu, J., 2005, "The Optimum High Pressure for CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration Systems with Internal Heat Exchangers," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 8, pp. 1238~1249.
- (6) Stene J., 2005, "Residential CO<sub>2</sub> Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 8, pp. 1259~1265.
- (7) Richter M., Song S., Yin J., Kim M., Bullard C., Hrnjak, P., 2003, "Experimental Results of Transcritical CO<sub>2</sub> Heat Pump for Residential Application," *Energy*, Vol. 28, pp. 1005~1019.
- (8) Ashrae, 2005, "Engineering Analysis Of Experimental Data," *Ashrae Guideline 2*.
- (9) Cho, H., Ryu, C., Kim, Y., 2007, "Cooling Performance of a Variable Speed CO<sub>2</sub> Cycle with an Electronic Expansion Valve and Internal Heat Exchanger," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 30, No.4, pp. 664~671.
- (10) Ashrae, 1983, "Methods of Testing For Seasonal Efficiency of Unitary Air-Conditioner and Heat Pumps," *Ashrae Standard* 116.
- (11) Cho, H., Lee, H., Jang, Y., Kim, H., 2007, "Experimental Study on the Heating Performance of a Variable Speed CO<sub>2</sub> Heat Pump with a Variation of Operating Conditions," *Ksme Korean Journal(B)*, Vol. 31, No.8, pp. 694~701.