

## 중형 이산화탄소 급탕기의 최적 설계 Optimum Design of Middle-Sized CO<sub>2</sub> Water Heater

박한빛(Hanvit Park)<sup>1</sup>, 윤 린(Rin Yun)<sup>1\*</sup>, 김영득(Young Deug Kim)<sup>2</sup>

<sup>1</sup>한밭대학교 기계공학과, <sup>2</sup>인덕대학교 기계자동차공학과

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

<sup>2</sup>Department of Mechanical and Automotive Engineering, Induk University, Seoul 139-749, Korea

(Received November 1, 2012; revision received January 28, 2013)

**Abstract** Middle-sized CO<sub>2</sub> water heater having compressor power of 7.45 kW was designed, and its performances were experimentally tested. Besides, optimum design of the CO<sub>2</sub> water heater was conducted by cycle simulation. When ambient temperature of 7°C and hot water outlet temperature of 80°C the CO<sub>2</sub> water heater showed the COP of 3.2. As hot water temperature increased the COP is getting decreased due to significant increase of compressor power consumption compared to increasing rate of heating capacity. When ambient temperature increased from -3°C to 12°C the COP increased by 30%. The optimum components design of a gas cooler, an internal heat exchanger, and an evaporator were conducted, and the experimental correlation between amount of EEV opening and ambient temperature, and hot water temperature was suggested.

**Key words** CO<sub>2</sub> water heater(이산화탄소 급탕기), Gascooler(가스쿨러), IHX(내부 열교환기), EEV(전자팽창 밸브), Evaporator(증발기), R744(이산화탄소), COP(성적능력계수)

\* Corresponding author, E-mail: yunrin@hanbat.ac.kr

### 기호설명

$P$  : 압력 [kPa]  
 $P_f$  : 압력계수  
 $Q$  : 열용량 [kW]  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $W$  : 일 [kW]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]

### 그리스 문자

$\eta$  : 효율

### 하첨자

$com$  : 압축기  
 $evap$  : 증발기  
 $gas$  : 가스쿨러  
 $IHX$  : 내부열교환기  
 $i$  : 입구  
 $o$  : 출구, 외기  
 $open$  : 개도율

### 1. 서 론

한정된 에너지 자원에 대한 에너지 사용의 효율적인 소비를 위하여 공조기기의 사용 및 연구 개발이 중요하게 인식되고 있다. 근래에 이르러 에너지 자원의 효율적인 활용뿐만 아니라 오존층파괴 및 지구온난화 등 환경문제에 대한 관심이 커지고 있고 현재 사용되는 대표적인 냉매인 R22나 R410A 등은 GWP(지구온난화지수)가 1810, 2090으로 매우 높으며, 2008년부터는 GWP 150을 넘는 냉매에 대해선 누설량을 제한하고 있다. 이에 새로운 대체 냉매에 대한 연구 및 친환경적인 자연 냉매의 재사용이 진행되고 있으며, 그 중 이산화탄소를 이용한 히트펌프의 경우 작동압력이 고압이라는 위험성은 있지만 인화성, 독성, 지구온난화 지수 및 오존층 파괴 지수가 거의 없고 열 체적 용량이 크므로 고온 급탕에 유리하며 에너지효율이 높다. 이산화탄소 급탕기는 2001년 일본에서 세계 최초로 상용되었으며 2.5~4 kW 급 소형 급탕기가 개발되어 그 시장을 넓히고 있다. 가정용 뿐만 아니라 다세대 주택, 학교 등 공공시설에서 사용가능한 중·대형급 급탕기의 개발이

요구되었고 일본 M사 등에서 저탕 용량 20 kW 급 이산화탄소 급탕기가 개발되어 시판되고 있다. 이와 더불어 이산화탄소 냉매를 이용한 히트펌프에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있는 실정이다. Pramote et al.<sup>(1)</sup>은 이산화탄소 냉매를 사용한 열펌프 온수시스템의 이론적 모델링 방법 및 성능분석에 대한 연구를 진행하였고, Prabhata et al.<sup>(2)</sup>은 이중관식 열교환기의 최적설계에 대한 연구를 수행하였다. Cho et al.<sup>(3)</sup>의 연구에서는 냉방상태에서 이산화탄소 사이클에 대한 수치 해석을 진행하였고, beak et al.<sup>(4)</sup>은 이산화탄소 급탕 열펌프의 난방성능에 관한 실험적 연구를 통해 시스템의 최적화와 신뢰성 확보에 대한 분석을 수행하였다. Choi et al.<sup>(5)</sup>은 내부열교환기를 이용한 R744용 초임계 냉동사이클의 성능분석 및 R744용 냉동장치의 최적설계를 위한 기초자료를 제시하였으며, Son et al.<sup>(6)</sup>은 초임계 영역에서 수평 관 내 이산화탄소의 열전달 및 압력강하에 대한 연구를 진행하였고, Park et al.<sup>(7)</sup>은 이산화탄소 급탕기의 수치적 해석을 수행하였다. 앞서 언급한 연구들 외에도 다양한 연구가 진행되고 있으나 이산화탄소 냉매를 이용한 중대형 히트펌프 시스템에 관한 설계 자료의 제시 및 성능특성에 관한 연구들은 아직까지 자세히 다루어지지 않았다.

본 연구에서는 기본적 설계 자료 및 성능분석 자료가 부족한 중·대형 급 용량의 이산화탄소 급탕기의 최적 설계자료 제시 및 실험조건의 변화에 따른 성능특성을 고찰하고자 한다. 이를 위해 요소부품 설계를 통해 완성된 급탕기 시스템을 외기온도의 변화 및 가스쿨러 출수온도의 변화 등에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 설계 자료의 보안을 위한 시스템 시뮬레이션 진행하였고, 요소부품의 설계 변경 및 작동 조건의 변화를 주어 이산화탄소 급탕기의 설계 및 운전 최적화를 알아보았다.

## 2. 연구 방법

### 2.1 요소부품 설계

이산화탄소 냉매를 사용하는 히트펌프는 기존 히트펌프 시스템과 마찬가지로 압축기, 가스쿨러, IHX(internal heat exchanger), EEV(electronic expansion valve), 그리고 증발기로 구성된다. 급탕기 구성에 있어서 압축기동력 10마력 급의 반 밀폐형 정속 압축기인 Dorin사(TCS362/4-D) 모델을 적용하였고, 외기온도 7°C의 실험조건에서 가스쿨러 출수온도 80°C를 만족시킬 때 COP 3.2 이상을 가지도록 설계를 진행하였다. Table 1은 압축기 토출압력 10 MPa, 냉매유량 0.09672 kg/s를 기준으로 가스쿨러 냉매 측 입구온도가 100°C이고 물 측 입구온도 15°C일 때 물 측 출구온도가 80°C가 되도록 설계

Table 1 Specifications of gascooler

Specifications	Units	Values
Inside diameter	mm	6.35
Outside diameter	mm	12.7
Tube length	m	21.0
Number of branch	-	4

Table 2 Specifications of IHX

Specifications	Units	Values
Inside diameter	mm	6.35
Outside diameter	mm	12.7
Tube length	mm	1000

Table 3 Specifications of evaporator

Specifications	Units	Values
Number of slab	-	2
Number of row	-	2
Number of tubes in depth row	-	36
Tube length	mm	1200
Inside diameter	mm	7.72
Outside diameter	mm	9.52
Tube pitch	mm	25
Depth row pitch	mm	21
Tube thermal conductivity	kW/(mK)	0.4
Tube inner surface	-	Smooth
Fin thickness	mm	0.11
Fin pitch	mm	1.2
Fin type	-	Louver
Fin thermal conductivity	kW/(mK)	0.24
Frontal area	m <sup>2</sup>	1.164
Heating surface	m <sup>2</sup>	38.03

한 대향류 이중관식 가스쿨러의 사양이며 압력강하를 고려하여 4분지로 설계하였다. Table 2는 가스쿨러 출구 냉매온도 35°C, 증발기 출구 냉매온도 10°C일 때 EEV 통과 전 냉매온도를 5°C 감소하도록 대향류 이중관식으로 설계한 IHX의 설계 사양이다. 증발기의 경우 외기건구온도 7°C, 습구온도 6°C, 증발기입구 압력 3500 kPa, 그리고 풍량 120 m<sup>3</sup>/min 일 때 증발 용량 17 kW를 만족하도록 설계하였고 압력강하를 고려하여 증발기를 두

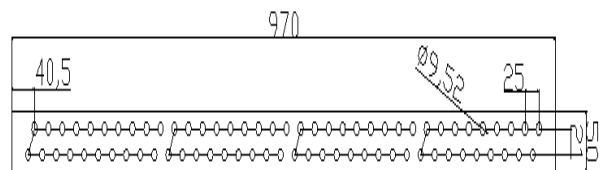


Fig. 1 Tube configuration of evaporator.

개로 나뉘, 하나의 증발기는 2열 36단, 그리고 튜브길이 1.2 m로 구성하였으며 상세사항은 Table 3과 같다. Fig. 1은 증발기의 튜브배치도로 입·출구를 각각 4개로 구성하였다. EEV의 경우 오리피스완전 개방 시  $\varnothing$  1.4 mm를 가지는 일본 S사 제품으로 사용하였으며 본 연구에서는 이를 토대로 급탕기를 구성하여 성능 실험을 진행하였다.

### 2.2 실험방법 및 운전최적화

본 연구를 통해 구성된 압축기동력 10마력급 이산화탄소 급탕기의 성능 실험을 진행하였으며 급탕열용량, 압축기 동력, 그리고 COP 계산을 위해 식(1), 식(2), 그리고 식(3)을 각각 사용하였다.<sup>(3)</sup>

$$Q = \dot{m}(h_{gas,i} - h_{gas,o}) \quad (1)$$

$$W = \dot{m}(h_{com,o} - h_{com,i})/\eta_{com} \quad (2)$$

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (3)$$

Fig. 2는 본 연구의 실험 장치도이며 압축기 입·출구부에 압력 및 온도 센서를 각각 설치하였으며 가스쿨러 물 측 입·출구, 냉매 측 출구부에 온도 센서 및 질량유량계를 부착하였고 물 유량 조절을 위해 니들밸브를 설치하였다. 실험은 정상상태에서 진행되었으며 EEV 개도 및 가스쿨러 입수 물 유량을 통해 설정된 가스쿨러 출수온도를 목표로 제어를 수행하였다. Table 4는 본 실험에 사용된 센서 정확도와 열용량 및 COP의 불확실도를 나타낸 것이며 각각  $\pm 2.97\%$ ,  $\pm 3.2\%$ 의 오차를 보였다. Fig. 3은 냉매 충전량 변화에 따른 COP 변화량에 대한 그래프이며 본 시스템을 고정조건에서 냉매 4.5 kg을 충전하였을 때 COP가 3.35로 가장 높은 효율을 보이므로 냉매충전은 4.5 kg으로 결정하였다. 이를 토대로 EEV 개도를 55%에서 65% 이내에서 외기 온도 7°C의 실험조건에서 가스쿨러 출수온도 80°C를 만족 시킬 때 COP 3.2 이상을 가진다고 가정하였고 가스쿨러 입수유량을 조절하여 실험을 수행하였다. 이후

Table 4 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainties
Mass flow rate	$\pm 0.2\%$ of reading
Power input	$\pm 0.2\%$ of full scale
Pressure	$\pm 0.5\%$ of full scale
Temperature(T-type)	$\pm 0.2^\circ\text{C}$
COP	$\pm 3.2\%$
Heating capacity	$\pm 2.97\%$

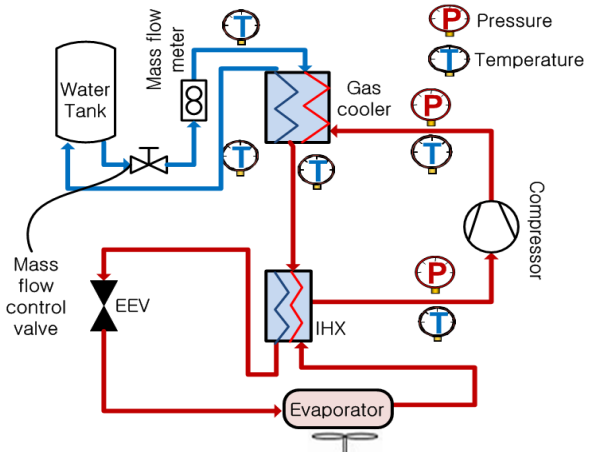


Fig. 2 Schematic of experiment setup of CO<sub>2</sub> water heater.

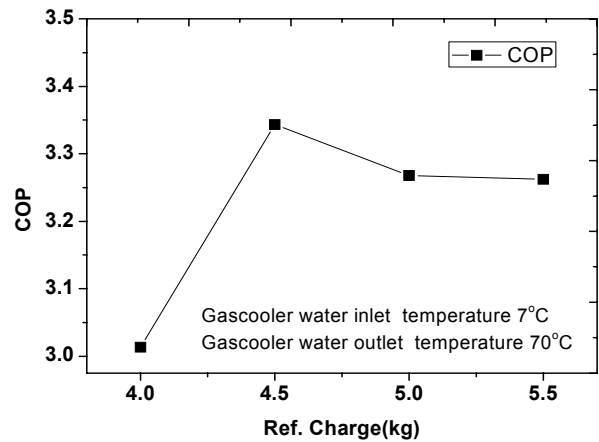


Fig. 3 Variations of COP with refrigerant charge amount.

외기온도 및 가스쿨러 출수온도 조건 변화에 따른 성능 특성 실험을 진행하였으며 저온 시 발생하는 착상 및 이에 따른 제상운전은 고려하지 않았다. 이는 일반적인 공랭식 히트펌프 시스템과는 달리, 급탕기의 경우에는 축열조의 온도를 설정온도로 유지하는데 적용되기 때문에 급탕기 운전시간과 실제 온수사용시간의 차이, 온수의 일정시간 저장능력, 그리고 축열조 자체적인 급탕능력 등으로 낮은 외기온도에 따른 완충역할이 가능하기 때문이다. Table 5는 실험 조건을 나타내며 이와 더불어 오차범위 8% 이내에서 검증된 시스템 시뮬레이션<sup>(7)</sup>을 사용하였다. 시뮬레이션의 경우 초기 조건으로 외기온도, 가스쿨러 입수온도, 압축기 입구 압력 등을 고정 조건으로 설정하였으며 압축기 입구 온도 및 압축기 출구압력을 가정하여 압축기 모델, 가스쿨러 모델, IHX 모델, EEV 모델을 거쳐 압축기 토

Table 5 Test conditions

Parameters	Value
Outdoor temperature(°C)	-3, 2, 7, 12
Relative humidity(%)	70
Ref. Charge(kg)	4.0, 4.5, 5.0, 5.5
Water inlet temperature(°C)	7
Water outlet temperature(°C)	70, 80, 90

Table 6 Simulation conditions

Parameters	Value
Outdoor temperature(°C)	-3, 2, 7, 12
Relative humidity(%)	70
Evaporator tube length(m)	1.1, 1.2, 1.3
IHX length(m)	0.7, 1.0, 1.2
Gascooler length(m)	18, 21, 23

출 냉매유량과 EEV 냉매유량의 수렴여부를 결정하였다. 이후 증발기 모델을 거친 후 팽창밸브 엔탈피 평형이 이루어지지 않을시 압축기 입구온도를 재설정하고 본 과정을 반복하여 수렴이 되도록 모델링을 진행하였다. 이후 가스쿨러, IHX 및 증발기의 튜브 길이에 변화를 주어 시뮬레이션을 수행하였고 이를 통해 결정된 요소부품으로 시스템 시뮬레이션을 변경하였다. 외기 온도 조건 및 가스쿨러 출수온도 변화 등 각각의 상태에서 EEV의 개도율 조절을 통해 COP 향상을 유도하여 운전최적화를 진행하였으며 Table 6은 시뮬레이션 조건을 나타낸다. 본 시뮬레이션을 통해 상대습도 변화에 따른 급탕기 성능 변화에 대해 고찰하였고 Fig. 4는 상대습도 변화에 따른 열용량, COP 및 압축

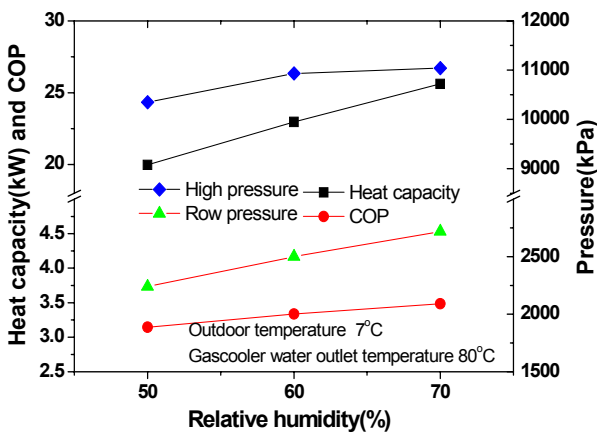


Fig. 4 Variations of heat capacity, COP and pressure with relative humidity.

기 입·출구 압력의 변화량을 나타낸 그래프이다. 상대 습도가 감소할수록 공기 측 엔탈피가 하락하여 압축기 입·출구의 압력이 저하됨을 볼 수 있고 이로 인해 열용량 및 COP가 낮아지고 있다. 이에 본 연구에서는 실험 및 시뮬레이션에서의 상대습도를 각 온도 조건에서 비교적 높은 조건인 70%로 고정하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 외기조건변화에 따른 성능특성 변화

압축기 동력 10마력급 이산화탄소 급탕기 실험을 진행한 결과 Fig. 5는 외기온도변화 및 가스쿨러 출수온도 변화에 따른 COP 변화량을 나타낸 그래프이다. 출수온도가 높아질수록 COP는 감소하는 경향을 보이고 있으며, 이는 가스쿨러 출수온도 증가를 위해 물 유량의 감소가 발생하고 출수온도는 증가하나 유량의 감소폭이 더 크게 나타나므로 이에 따른 용량감소 및 압축기 소요 동력이 증가하기 때문이다. 압축기 소요 동력의 증가는 가스쿨러 토출온도 증가를 위해 물 유량의 감소로 과열도가 증가하여 압축비의 상승폭이 커지기 때문이며, 가스쿨러 출수온도 70°C 대비 80°C에서 약 4%의 소요 동력이 증가하였고 용량감소로 열용량은 8% 가량 감소하여 COP는 약 11% 가량 감소하였다.

Fig. 6은 가스쿨러 출수온도 80°C를 기준으로 외기 온도 변화에 따른 열용량, 압축기 소요동력 및 압축비 변화에 대한 그래프이다. 외기온도가 증가 할수록 열용량의 경우 -3°C대비 12°C에서 약 30% 상승하였고 압축기 소요 동력은 약 10% 가량 상승하였으며 압축비의 경우 약 18% 하락하는 경향을 나타냈다. 외기 온도 증가로 인한 열용량의 상승은 증발압력의 상승과

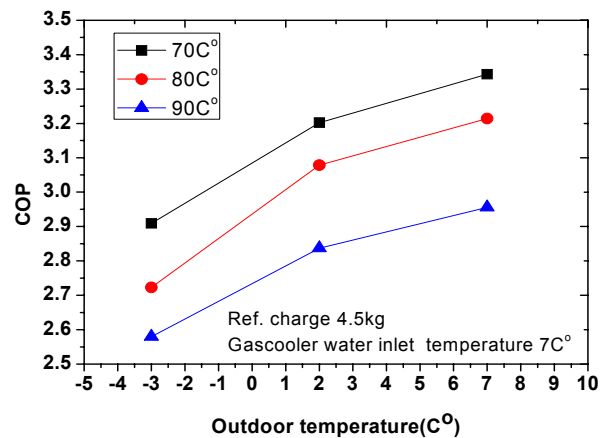


Fig. 5 Variations of COP with ambient temperature and gascooler water outlet temperature.

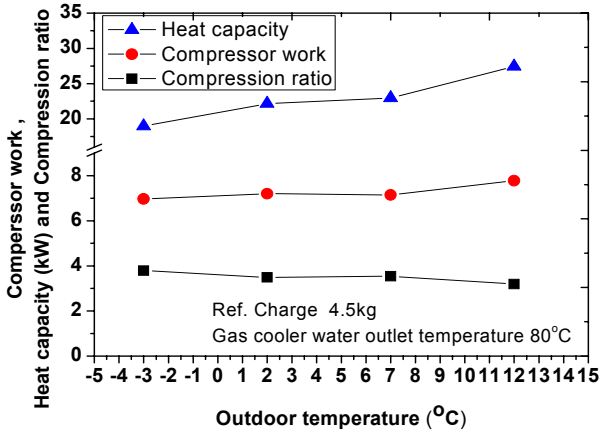


Fig. 6 Variations of compressor work, heat capacity and compression ratio with ambient temperature.

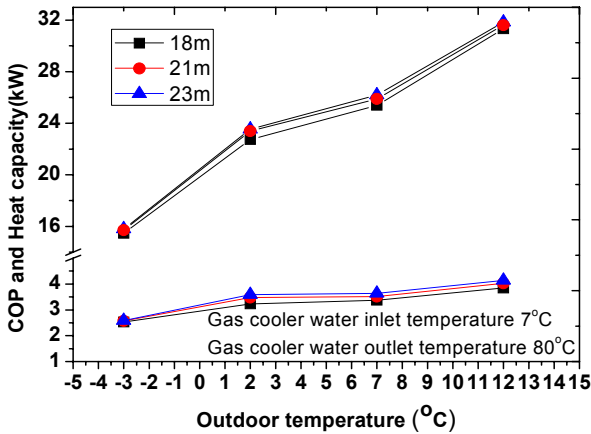


Fig. 7 Variations of COP and heat capacity with outdoor temperature and gascooler length.

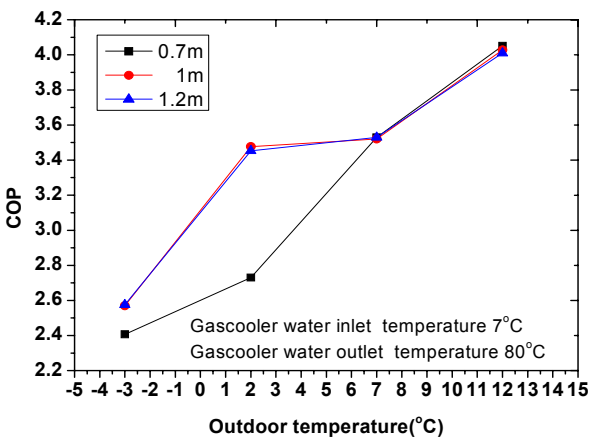


Fig. 8 Variations of COP with outdoor temperature and IHX length.

더불어 냉매유량이 증가하여 가스쿨러 내에서의 열교환이 더 활발히 일어났기 때문이며, 압축기 유량 및 압축비에 영향을 받는 소요 동력의 상승은 외기온도 증가에 따른 유량의 증가 폭이 압축비의 증가 폭보다 크기 때문에 소요 동력은 증가하는 추세를 보인다. 외기온도 -3°C 대비 12°C에서 약 10%의 소요 동력이 증가하였으나 열용량의 경우 30%의 증가량을 보여 COP는 약 20% 가량 증가하였다.

본 설계에서는 외기온도 7°C, 가스쿨러 출수온도 80°C에서 COP 3.2를 만족하도록 각각의 요소부품의 설계를 진행하여 성능실험을 한 결과를 외기조건의 변화 및 가스쿨러 출수온도에 따라 COP의 변화가 발생하였다. 이에 요소 부품 설계가 최적화되었다는 신뢰성을 확보할 수 없었고 EEV 개도율 조절을 통한 냉매 유량 변화에 따른 시스템 운전최적화를 진행하는데 어려움이 발생하였다. 따라서 시뮬레이션을 통해 주어진 외기조건과 가스쿨러 출수온도조건에서 최고의 COP를 가지도록 급탕기 요소설계 및 운전최적화를 수행하였다.

### 3.2 시뮬레이션을 통한 운전최적화

Fig. 7은 압축기동력 10마력급 이산화탄소 급탕기의 실험 데이터를 토대로 설계최적화 및 운전최적화를 위하여 시스템 시뮬레이션을 수행한 결과로서 외기온도 및 가스쿨러 길이 변화에 따른 COP 및 열용량 변화를 나타낸다. 가스쿨러 길이가 증가 할수록 COP 및 열용량이 증가하는 추세를 보이며 이는 열전달면적의 증가로 인해 열용량이 상승하였기 때문이다. 가스쿨러의 길이 증가로 열전달 면적이 커지며 이는 열용량을 상승시키는 결과를 가져와 가스쿨러 길이가 23 m일 때 18 m와 비교하였을 시 COP가 약 7% 높게 나타나고 있다. 그러나 과도한 열교환기의 길이 증가는 과냉도 증가에 따른 EEV 입구 압력의 감소를 가져와 증발압력 감소 및 압축기 토출압력의 하락으로 시스템 효율을 하락시킨다. Fig. 8은 외기온도 및 IHX 길이 변화에 따른 COP의 변화량을 나타낸 그래프이며 외기온도가 낮을수록 IHX의 길이 차이에 따른 용량변화가 발생하며, 일정길이 이상에서는 COP의 변화가 매우 근소하게 나타났다. 이는 증발압력의 증가에 따라 시스템 유량상승으로 열용량 증가 폭이 커져 IHX의 사용 효과 폭이 시스템 전체 대비 작게 나타나기 때문이다. Fig. 9는 외기온도 및 증발기 길이 변화에 따른 COP 변화량을 나타낸 그래프이며 증발기 튜브 길이 1.2 m에서 COP가 가장 높게 나타나고 있다. 이때 증발기의 용량이 적게 설계 되었을 시 습압축이 될 가능성이 있으며 이의 조절을 위해 압축기 토출 냉매유량이 감소하여 열용량이 감소하게 되며 크게 설계 되었을 시 과열도의 과도한 증가로 인하여 압축비가 감소하고 이에 따른 열용량

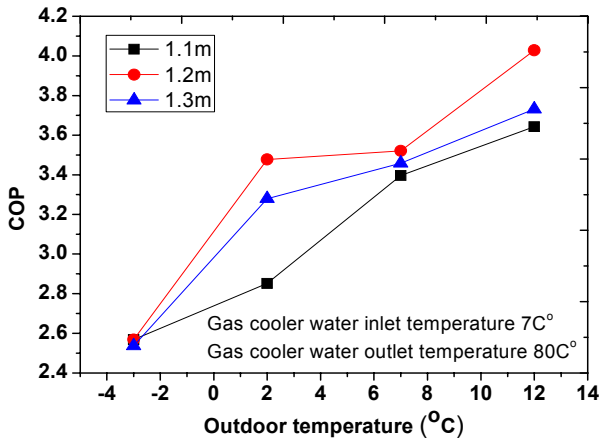


Fig. 9 Variations of COP with outdoor temperature and evaporator tube length.

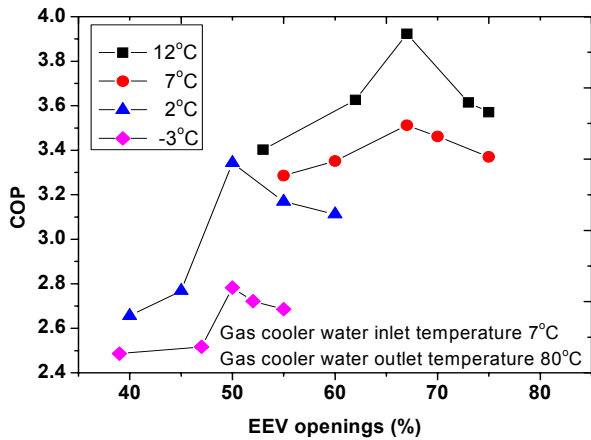


Fig. 10 Variations of COP with outdoor temperature and EEV openings.

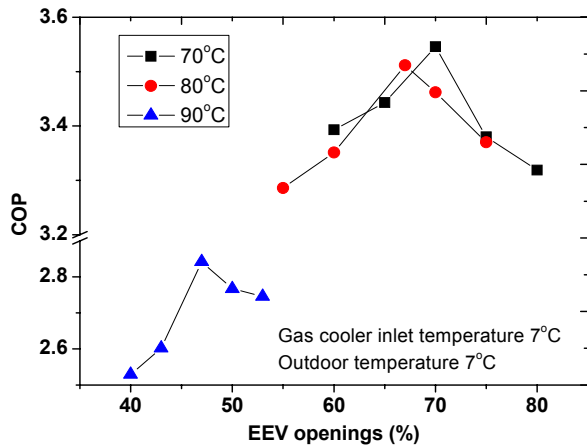


Fig. 11 Variations of COP with gascooler water outlet temperature and EEV openings.

감소로 이어져 COP가 하락하였다. Fig. 8과 Fig. 9에서 저용량으로 설계된 요소부품이 아닌 일정용량 이상으로 설계된 요소 부품의 경우 외기온도가 상승 할수록 COP가 증가하는 비교적 동일한 경향을 보이고 있다. 또한 외기온도 2°C부터는 외기온도가 상승할수록 COP는 증가하나 그 증가 폭이 줄어들고 있는데 이는 -3°C에서 2°C로 외기온도가 변할 때 대비 증발 압력의 상승폭이 30% 가량 줄어들었기 때문이다. 또한 시스템 내에서 요구하는 용량 이상으로 설계되었을 시에는 요소 부품의 용량 변화에 따른 COP의 변화가 크지 않음을 알 수 있다.

시뮬레이션 결과를 토대로 초기 조건으로 제시된 외기온도 7°C, 출수온도 80°C, COP 3.2를 만족하는 운전 최적화를 위해 가스쿨러 길이 21 m, IHX 길이 1 m, 증발기 튜브 길이 1.2 m로 시스템 시뮬레이션을 재구성 하였다. 가스쿨러의 경우 23 m에서 COP가 더 높게 나타났으나 21 m일 때 본 조건보다 COP가 약 5.5% 높으므로 21 m로 결정하였다. Fig. 10과 Fig. 11은 재구성된 시스템 시뮬레이션으로 각 외기조건 및 가스쿨러 출수온도에 따라 EEV 개도율의 변화를 주어 최적 운전 점을 도출한 그래프이다. Fig. 10의 경우 가스쿨러 출수온도 80°C를 온도범위 5% 이내에서 만족하도록 설정하였다. 외기온도 12°C일 때 개도율 67%에서 COP 약 3.9로 가장 높이 나타났으며 -3°C에서는 개도율 50%일 때 COP가 약 2.8로 최적의 운전 상태를 보였다. 외기 온도가 하락 할수록 급탕기내 냉매의 증발압력 저하 및 압축기 토출 온도가 하락하는데 본 설계 조건인 가스쿨러 출수온도 80°C를 만족하기 위해서는 EEV 개도율의 감소가 필요하며, 이를 통해 압축비의 상승 및 압축기 토출온도를 증가시켜함으로 COP가 하락하고 EEV 개도율이 낮아지는 경향을 보이고 있다. Fig. 11에 나타낸 바와 같이 가스쿨러 출수온도를 상승시키기 위해서 개도율 축소를 통한 증발압력 하락 및 압축비를 상승시켜 압축기 토출온도를 증가시켜야 하므로 출수온도가 높을수록 COP 및 개도율은 감소하는 경향을 보이고 있다. 이와 같이 외기온도 변화 및 가스쿨러 출수온도 변화에 따라 냉매유량의 조절을 통해 증발압력 및 압축기 토출압력의 변화가 발생하므로 개도율 조절에 따라 약 15% 가량의 COP 차이를 보였으며 최적의 EEV 개도율이 존재함을 알 수 있다. 이를 통하여 외기온도 및 가스쿨러 출수온도 변화에 따른 최적 EEV 개도율 상관식을 식(4)로 나타내었으며 증발압력 변화에 따라 2500 kPa 이하에서는 압력계수 0.86를 대입하고, 2500 kPa 초과 시에는 1을 대입하여 계산한다. 본 상관식을 통해 계산하였을 시 시뮬레이션 데이터 대비 오차범위 10% 이내에서 만족하였으나 본 용량의 급탕기에만 적용할 수 있다는 한계는 있다.

$$EEV_{open} = P_f [(0.00306 T_o^3 - 0.04216 T_o^2 - 0.08058 T_o - 3.94468) T_{gas}^2 + (-0.4482 T_o^3 + 6.1752 T_o^2 + 11.8028 T_o + 577.7796) T_{gas} + (13.86 T_o^3 - 190.96 T_o^2 - 364.98 T_o - 17867.1)]^{(\frac{1}{2})}$$

$$P_f = 0.86 (P_{evap} \leq 2500kPa),$$

$$P_f = 1 (P_{evap} > 2500kPa)$$

#### 4. 결 론

본 연구에서는 비교적 중·대형 급인 압축기 동력 10마력급 이산화탄소 급탕기를 구성하여 다양한 조건에서 성능특성연구를 진행하였고 시스템 시뮬레이션을 통한 운전최적화를 수행하여 다음의 결론을 얻었다.

(1) 압축기동력 10마력급의 이산화탄소 급탕기의 가스쿨러, IHX 및 증발기를 설계하여 시스템구성을 하였다.

(2) 외기온도가 증가할수록 열용량 및 COP는 증가하는 추세를 보였으며 -3℃ 대비 12℃에서 약 30% 가량 COP가 상승하였다. 동일 조건에서 가스쿨러 출수온도가 증가할수록 열용량 및 COP는 감소하였다.

(3) 시스템 시뮬레이션을 이용한 최적설계를 통해 가스쿨러 용량이 클수록 COP가 더 높게 나타났고, 가스쿨러 길이는 21 m로 설계하였고 IHX 경우 길이 1 m, 증발기 튜브 길이는 1.2 m로 결정하였다.

(4) EEV 조절을 통해 외기온도 12℃일 때 개도율 67%에서 COP 약 3.9로 가장 높이 나타났으며 -3℃에서는 개도율 50%일 때 COP가 약 2.8로 나타났다. 또한 가스쿨러 출수온도에 따라 90℃에서는 개도율 약 47%에서, 70℃에서는 약 70%에서 최적의 COP를 나타냈으며 각 조건에 따라 최적의 EEV 개도율이 존재하는 것을 알 수 있다.

#### 후 기

본 논문은 2011년 중소기업청 산학연 공동기술개발

사업 지원으로 수행되었고 이에 감사드린다.

#### 참고문헌

1. Laipradit, P., Tiansuwan, J., Kiatsiriroat, T., and Aye, L., 2008, Theoretical performance analysis of heat pump water heater using carbone dioxide as refrigerant, Int. J. Energy Res, Vol. 32, pp. 356-366.
2. Swamee, P. K., Aggarwal, N., and Aggarwal, V., 2008, Optimum design of double pipe heat exchanger, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 51, pp. 2260-2266.
3. Cho, H. H., Lee, M. Y., and Kim, Y. C., 2009, Numerical evaluation on the performance of advanced CO<sub>2</sub> cycles in the cooling mode operation, Applied Thermal Engineering, Vol. 29, pp. 1485-1492.
4. Beak, C. H., Lee, E. C., Kang, H., Kim, Y. C., Cho, H. H., and Cho, S. W., 2008, Experimental study on the heating performance of a CO<sub>2</sub> heat pump water heater, Proceeding of the SAREK 2008 Winter Annual Conference, pp. 310-315.
5. Choi, K. M., Jeon, M. J., Son, C. H., and Oh, H. K., 2009, Performance analysis of R744(carbon dioxide) transcritical refrigeration system using internal heat exchanger, Proceedings of the KSME 2009 Thermal Engineering Division Spring Annual Meeting, pp. 538-544.
6. Son, C. H., Lee, D. G., Oh, H. K., and Kim, Y. L., 2004, The heat transfer and pressure drop characteristics of CO<sub>2</sub> during supercritical region in a horizontal tube, Journal of Korean Society of Marine Engineers, Vol. 28, No. 3, pp. 500-508.
7. Park, H. V. and Yun, R., 2012, Studies on performance of CO<sub>2</sub> water heater by numerical modeling, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 25, pp. 1-8.