

## 수치적 모델링을 통한 이산화탄소 급탕기의 특성 연구

박 한 빛, 윤 린<sup>†</sup>  
 한밭대학교 기계공학과

### Studies on Performance of CO<sub>2</sub> Water Heater by Numerical Modeling

Han Vit Park, Rin Yun<sup>†</sup>

Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon 305-719, Korea

(Received October 7, 2012; revision received December 12, 2012)

**ABSTRACT:** Numerical modeling of CO<sub>2</sub> water heater was conducted prior to optimal design of medium and large sized CO<sub>2</sub> water heater, and the experimental test with small sized CO<sub>2</sub> water heater having heat capacity of 4 kW was completed to verify the present numerical model. The present model estimated the experimental data of COP(coefficient of performance), heating capacity, and the hot water outlet temperature within the range of 3% to 8% of mean deviation. As increase of EEV(electric expansion valve) opening area, decreasing of heating capacity and the hot water outlet temperature, and increasing of COP were found in both experimental and numerical investigation.

**Key words:** CO<sub>2</sub> water heater(이산화탄소 급탕기), Numerical modeling(수치적 모델링), Gas cooler(가스쿨러), IHX(내부 열교환기), EEV(전자팽창 밸브)

#### 기 호 설 명

$A$	: 면적 [m <sup>2</sup> ]
$C$	: 유량계수
$C_p$	: 정압비열 [kJ/kg°C]
$D$	: 직경 [m]
$f$	: 마찰계수
$G$	: 질량유속 [kg/m <sup>2</sup> s]
$h$	: 엔탈피 [kJ/kg] 또는 열전달계수 [W/m <sup>2</sup> K]
$i_{fg}$	: 증발잠열 [kJ/kg]
$k$	: 비열비
$\dot{m}$	: 질량유량 [kg/s]
$Nu$	: 누셋 수
$P$	: 압력 [kPa]

$PD$	: 압축기 변위 체적 [m <sup>3</sup> ]
$Pr$	: Prandtl 수
$Re$	: Reynolds 수
$T$	: 온도 [°C]
$W$	: 일 [kW]

#### 그리스 문자

$\eta$	: 효율
$\rho$	: 밀도 [kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu$	: 동점성 계수
$\omega$	: 습도비

#### 하첨자

$air$	: 공기
$com$	: 압축기
$dew$	: 이슬점

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-42-821-1732; fax: +82-42-821-1587

E-mail address: yunrin@hanbat.ac.kr

<i>dry</i>	: 건조
<i>fin</i>	: 핀
<i>i</i>	: 입구 또는 내부
<i>o</i>	: 출구 또는 외부
<i>ratio</i>	: 압축비
<i>re</i>	: 냉매
<i>sat</i>	: 포화상태
<i>SUP</i>	: 과열도
<i>tp</i>	: 이상상태
<i>vo</i>	: 체적
<i>wa</i>	: 벽
<i>wet</i>	: 결로

### 1. 서 론

계속되는 개발 및 무분별한 에너지 사용으로 보다 효과적인 에너지 자원의 활용이 가능한 공조기기의 연구가 대두되었으며 환경문제보다는 에너지 효율 향상을 위주로 연구가 시행되었다. 그러나 환경문제에 따른 기존냉매의 사용규제로 대체냉매에 대한 연구가 진행되었으며 이에 자연냉매의 사용이 다시 부각되었다. 자연 냉매인 이산화탄소를 이용한 히트펌프의 경우 작동압력이 고압이라는 위험성은 있지만 인화성, 독성, 지구온난화 지수 및 오존층 파괴 지수가 거의 없고 열 체적 용량이 크기에 고온 급탕에 유리하며 에너지효율이 높은 장점을 가진다. 일본 및 유럽에서는 이미 가정용으로 2.5~4 kW급 소형 급탕기가 개발되어 그 시장을 넓히고 있고 그 사용처가 다양해짐에 따라 중대형급탕기의 개발이 요구되고 있으며 이미 개발이 진행 중에 있다. 이와 더불어 이산화탄소 히트펌프에 대한 다양한 연구가 활발히 이루어지고 있다. Pramote et al.<sup>(1)</sup>은 이산화탄소 냉매를 사용한 열펌프 온수 시스템의 이론적 모델링 방법 및 성능분석에 대한 연구를 진행하였고 Cho et al.<sup>(2)</sup>의 연구에서는 냉방상태에서의 이산화탄소 사이클에 대한 수치해석을 수행하였다. Sanchez et al.<sup>(3)</sup>은 초임계 이산화탄소 냉매 공정에서 과열도가 반 밀폐형 압축기에 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였으며 Kim et al.<sup>(4)</sup>은 이산화탄소를 이용한 온수 급탕용 초월임계 사이클의 성능에 대한 실험적 연구를 통해 열펌프 설계에 필요한 자료를 제공하였다. Beak et al.<sup>(5)</sup>은 이산화탄소 급탕 열펌프의 난방성능에 관한 실험적 연구 통해 시스템의 최적화와 신뢰성 확보에 대한 분석을 하였고 Lee et al.<sup>(6)</sup>은 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능 특성연구

를 진행하였다. Park et al.<sup>(7)</sup>은 이산화탄소 급탕기의 고 효율화에 대한 연구를 수행하였다. 앞서 언급한 연구들 외에도 다양한 연구가 진행되고 있으나 이산화탄소 냉매를 이용한 중대형 히트펌프 시스템에 관한 연구들은 아직까지 자세히 다루어지지 않았다.

본 연구에서는 급탕기 시장의 수요변화에 대응하고 기본적 설계 자료 및 성능분석 자료가 부족한 중·대형 급 용량의 이산화탄소 급탕기의 시스템 설계에 앞서 CO<sub>2</sub> 급탕기를 수치적으로 모델링하였고, 이의 검증에 위해 4 kW급 소형 CO<sub>2</sub> 급탕기의 성능 실험을 수행하였다. 실험결과를 통해 본 모델링을 검증하였고 EEV 개도가 CO<sub>2</sub> 급탕기의 COP, 열용량, 가스쿨러 출수온도에 미치는 영향을 고찰하였다.

### 2. 연구 방법

본 연구에서는 CO<sub>2</sub> 급탕기의 각 요소기기 모델링에 있어서 열역학적 물성치의 모델링이 가능한 EES (Engineering equation solver) 프로그램을 이용하였고, 이를 토대로 급탕기 시뮬레이션을 수행하였다. 본 모델링의 검증을 위해 기존 4 kW 급 소형 이산화탄소 급탕기의 가스쿨러를 개조하여 EEV 개도를 변화에 따른 급탕기 성능 실험을 진행하였다.

#### 2.1 이산화탄소 급탕기 모델링

이산화탄소 냉매를 사용하는 히트펌프는 기존 히트펌프 시스템과 동일하게 압축기, 가스쿨러, IHX(internal heat exchanger), EEV, 증발기로 구성된다. Fig. 1은 이산화탄소 급탕기 시스템을 도식적으로 나타낸 것이고 Fig. 2는 본 시스템의 P-h 선도이다. Fig. 3은 CO<sub>2</sub> 급탕기의 사이클 모델링 순서도이며 초기 조건으로 외기온도, 입수온도, 압축기 입구압력 등

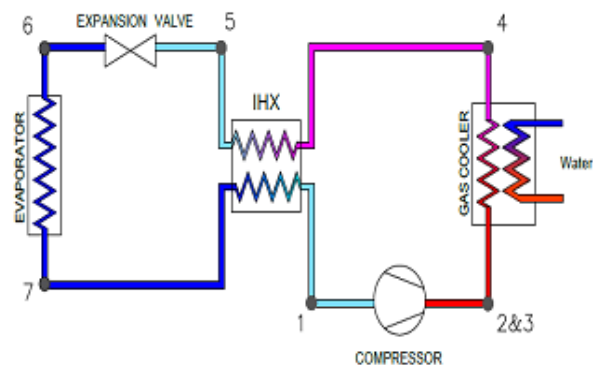


Fig. 1 Schematic of CO<sub>2</sub> heat pump.

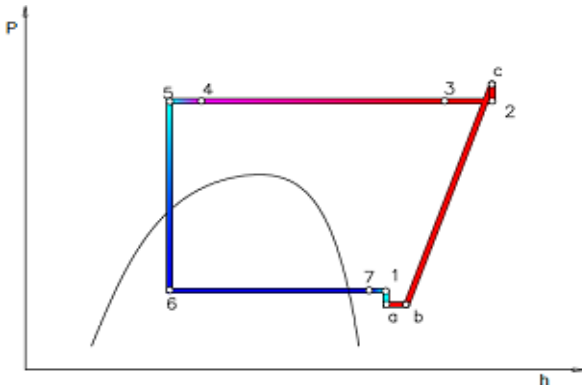


Fig. 2 P-h diagram of CO<sub>2</sub> heat pump.

Table 1 Coefficients of compression efficiency and volumetric efficiency of CO<sub>2</sub> compressor<sup>(3)</sup>

Constant	$\eta_{com}$	$\eta_{vo}$
a0	$6.456 \times 10^{-1}$	$1.127 \times 10^0$
a1	$-8.858 \times 10^{-3}$	$-1.402 \times 10^{-1}$
a2	$-1.087 \times 10^{-3}$	$-2.871 \times 10^{-3}$
a3	$2.036 \times 10^{-4}$	$-3.927 \times 10^{-4}$
a4	$1.596 \times 10^{-5}$	$4.241 \times 10^{-5}$
a5	$-3.026 \times 10^{-7}$	$-9.105 \times 10^{-7}$

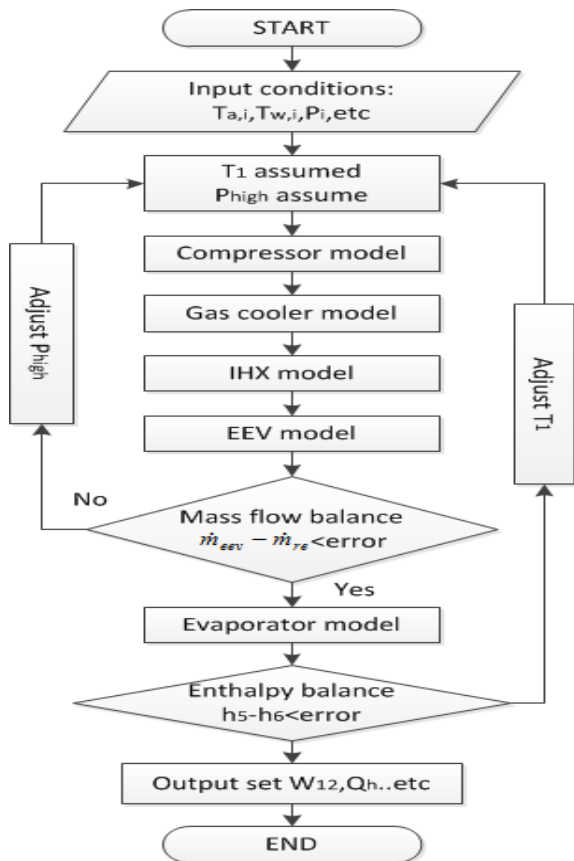


Fig. 3 Calculation sequence of the model for CO<sub>2</sub> water heater.

을 고정 조건으로 설정하였다. 압축기 입구 온도 및 압축기 출구압력을 가정하여 압축기 모델, 가스쿨러 모델, IHX 모델, EEV 모델을 거쳐 압축기 토출 냉매유량과 EEV 냉매유량의 수렴여부를 판단하였다. 이후 증발기 모델을 거친 후 팽창밸브 엔탈피 평형이 이루어지지 않을시 압축기 입구온도를 재설정하고 이를 반복하여 수렴이 되도록 모델링을 진행하였다.

2.1.1 압축기 모델링

본 연구에서 압축기는 반밀폐형이고 압축기(Dorin 사 TCS362/4-D)의 설계 자료를 사용하여 모델링을 진행하였다. 압축기의 토출 유량 및 소요 동력의 계산에 있어 압축기 체적 효율 및 압축 효율이 중요하며 식(1)을 이용하여 계산하였다.<sup>(3)</sup> 사용된 계수는 Table 1에 나타냈으며 급탕기 설계에서 용량을 결정짓는 압축기 토출 질량유량은 Aye 등의 상관식을 사용하였고 식(2)로 정의 된다.<sup>(1)</sup> 질량유량을 토대로 계산되는 용량은 식(3)로부터 얻을 수 있다.<sup>(1)</sup>

$$\eta_{vo}, \eta_{com} = a_0 + a_1 P_{ratio} + a_2 P_{ratio}^2 + a_3 T_{SUP} \tag{1}$$

$$+ a_4 T_{SUP}^2 + a_5 P_{ratio} T_{SUP}$$

$$\dot{m}_{re} = \frac{PD\eta_{vo}}{\nu_{com,i}} \tag{2}$$

$$W = \dot{m}_{re} (h_{com,o} - h_{com,i}) \eta_{com} \tag{3}$$

2.1.2 가스쿨러 및 IHX 모델링

가스쿨러 및 IHX는 대향류 이중관식 열교환기로 해석을 진행하였으며  $\epsilon$ -NTU 법을 이용하여 열교환기 면적을 계산하였다. 이산화탄소 냉매의 관 내측 열전달계수 계산을 위하여 식(4)의 Fang 방정식을 사용하였다.<sup>(1)</sup> 이산화탄소 냉매의 경우 온도 변화에 따른 정압비열의 변화가 크기 때문에 미소체적법을 이용하여 열교환기 설계를 진행하였다. Fig. 4는 대향류 이중관식 열교환기의 미소체적의 단면도이며 열교환기 면적을 결정하기 위해 미소면적 및 물 측 입구온도, 압축기 토출 온도 및 냉매 측 질량유량을 가정하였다. 열교환기 출구로부터 미소체적 내 냉매 측 열량 및 총괄열전달계수를 계산한 후  $\epsilon$ -NTU 법을 통해 계산되어지는 미소체적의 열

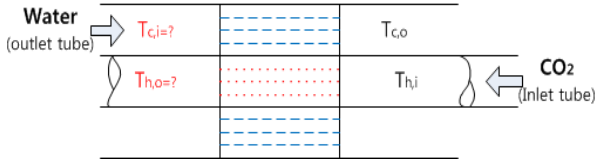


Fig. 4 Finite calculation elements of gascooler and IHX for CO<sub>2</sub> water heater.

량과의 비교를 진행하였다. 이를 수립할 시 열교환기의 냉매 측 입구부 온도는 다음 미소체적의 출구 측 온도가 되고 물측 입구온도는 출구온도로 변경하여 열교환기 냉매 측 입구온도를 만족 할 때까지 이를 반복하여 열교환기 면적을 계산하였다. IHX의 경우 2차 냉매를 물이 아닌 증발기 출구 이산화탄소 냉매로 설정하여 모델링을 진행하였다.

$$N_{wa} = \frac{(f_{wa}/8)(Re_{wa} - 1000)Pr_{wa}}{AC + 12.7(f_{wa}/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (4)$$

$$\times \left(1 - 0.001 \frac{q_{wa}}{G}\right) \left(\frac{\bar{C}_p}{C_{p_{wa}}}\right)^n$$

2.1.3 증발기 모델링

증발기는 핀-튜브 열교환기로 해석을 진행하였다. Fig. 5와 같이 증발기내에서 이산화탄소 냉매는 단상상태와 이상상태가 동시에 존재하며 열교환이 진행되면서 튜브 표면에 결로 현상이 발생한다. 이에 따른 공기 측 열전달계수의 변화가 나타나므로 이를 적용하여 계산해주어야 한다. Fig. 6은 증발기의 계산순서도이며 초기설계조건으로 증발 압력, 증발기 출구온도, 증발기 전체 면적 및 외기온도를 가정하고 열교환기 내부에서 발생하는 단상상태와 이상상태의 면적을 우선적으로 구한 뒤 단상영역의 경우 증발기포화온도와 과열도를 토대로 단상 부분의 용량을 구할 수 있으며, 이를 통해 가스쿨러 계산과 마찬가지로 미소체적법을 통하여 면적을 결정

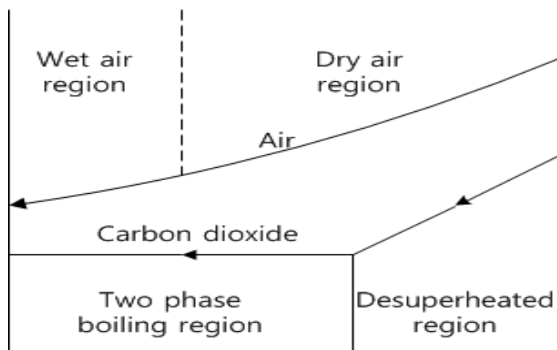


Fig. 5 State of fluids at the evaporator.<sup>(1)</sup>

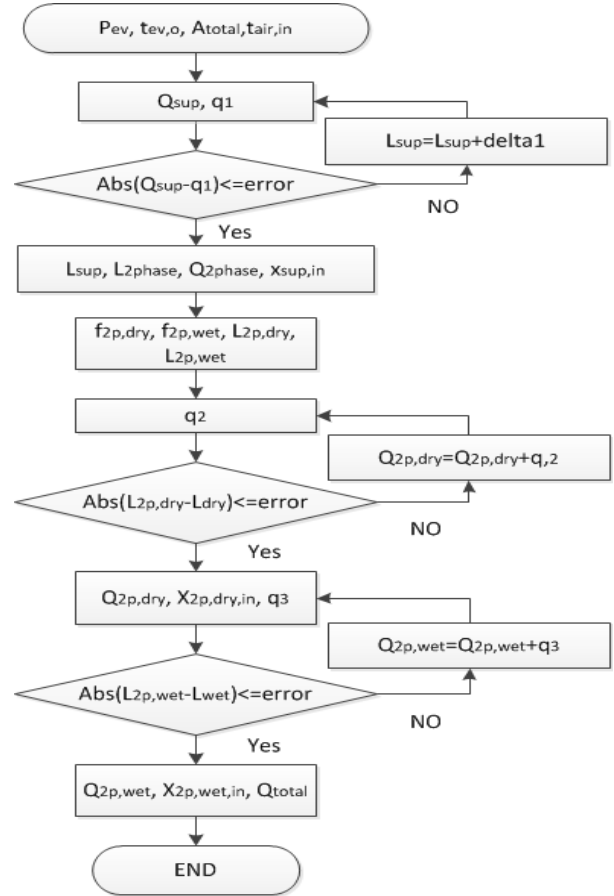


Fig. 6 Calculation sequence of evaporator modeling.

하였다. 전체 증발기 면적에서 단상영역을 제외한 나머지 영역 내에서 식(5)를 이용하여 건조영역과 결로영역을 구분하였고,<sup>(1)</sup> 건조영역의 공기 측 열전달 계수는 식(6) 통해 계산하였다.<sup>(1)</sup> 결로영역의 공기 측 열전달계수는 식(7)을 통해 계산하였으며,<sup>(2)</sup> 각 영역에서 결정된 열교환기 면적을 만족할 때까지 각 미소면적에서 구해진 용량을 통해 입구 건도는 출구건도가 되고 이를 반복하여 증발기 용량을 계산하였다.

$$f_{dry,tp} = \frac{c_{air}}{U_{tp}A_{tp}} \ln\left(\frac{t_{air,i} - t_{re,sat}}{t_{air,dew} - t_{re,sat}}\right) \quad (5)$$

$$f_{wet,tp} = 1 - f_{dry,tp}$$

$$h_{air,dry} = \frac{Nu_{air}k_{air}}{D} \quad (6)$$

$$h_{air,wet} = h_{air} \left(1 + \frac{(w_{air} - w_{sat,air})i_{fg,wat}}{C_{p_{air}}(T_{air} - T_{wa})}\right) \quad (7)$$

$$\times \left(1 - \frac{A_{fin}}{A_o}(1 - \eta_{fin})\right)$$

2.1.4 EEV 모델링

EEV 모델링에 있어서 EEV 입·출구는 등엔탈피 과정이라 가정하여 식(8)로 계산하였다.<sup>(1)</sup>

$$h_1 = h_2 \tag{8}$$

2.2 검증실험방법

본 시스템모델링의 검증을 위해 기존 소형 급탕기의 설계 자료를 바탕으로 시뮬레이션을 진행하였고 Fig. 7은 본 연구에 사용된 실험장치도이며 본 장치에 사용된 측정기기 및 이를 통해 얻어진 난방용량 및 성능계수의 불확실도를 Table 2에 나타내었다. 가스쿨러의 경우 본 설계와 다른 열교환기가 사용되었기 때문에 동급의 이중관식 열교환기를 제작하여 교체 하였고 EEV 컨트롤러를 통해 개도조절이 가능하도록 하였다. 본 실험에 있어서 외기온도 변화 및 EEV 개도율을 10에서 40%까지 변화를 주어 실험을 진행하였으며 개도율 10%에서 물 출수온도가 80℃를 만족하도록 고정시킨 뒤 Table 3의 실험조건에서 실험을 진행하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 8에서 Fig. 11은 Table 3에 나타낸 다양한 조건에서 이산화탄소 급탕기의 성능계산을 수행하여 열용량, 압축기 소요동력, COP, 가스쿨러 출수온도를 비교한 그래프이며 각각 오차범위 약 3%에서 8%

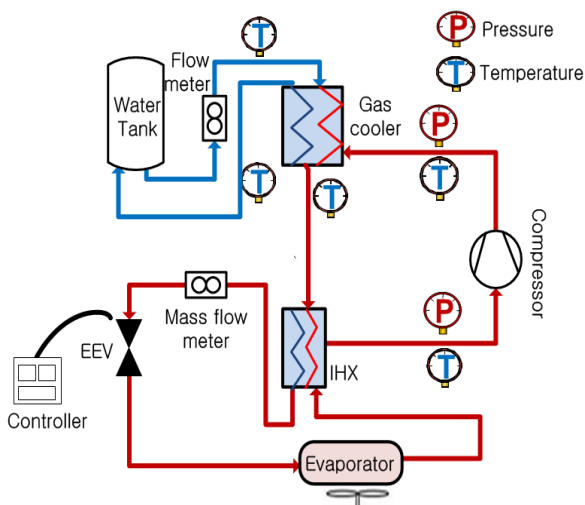


Fig. 7 Schematic of experiment setup of CO<sub>2</sub> water heater.<sup>(7)</sup>

Table 2 Experimental uncertainties

Parameters	Uncertainties
Mass flow rate	±0.2% of reading
Power input	±0.2% of full scale
Pressure	±0.5% of full scale
Temperature(T-type)	±0.2℃
Heating capacity	±2.26%
COP	±2.56%

Table 3 Test conditions

Parameters	Value
Outdoor temperature(℃)	19, 25
Ref. Charge(g)	800, 850, 900, 950, 1000
Water inlet temperature(℃)	12.5, 25
Water flow rate (kg/min)	0.7, 0.85, 1.05
EEV openings(%)	10, 20, 30, 40

이내에서 실험결과를 만족시키고 있음을 볼 수 있다. 본 시뮬레이션에서 열용량 및 가스쿨러 출수온도에 따른 시뮬레이션 및 실험 데이터는 오차범위가 ±3.5% 이내에서 만족하였으나, 압축기 소요 동력의 오차범위는 ±8% 가량으로 크게 나타났는데 이는 실험 시 발생하는 압축기의 작동 시간 증가로 인한 과열 및 오일 충전량 감소 등이 소요 동력의 오차 폭을 증가시켰다고 예상된다. 이를 통해 본 이산화탄소 급탕기의 수치적 모델을 검증하였으며 EEV 개도율 변화에 따른 성능 변화를 알아보았다.

Fig. 12는 실험 및 본 모델링을 통한 EEV 개도율 변화에 따른 난방용량의 변화량을 나타내고 있다. 개도율이 증가할수록 열용량은 감소하는 경향을 보이고 있으며 이는 개도율 증가에 따른 팽창밸브의 직경이 증가함으로써 냉매순환 유량이 증가하나 이에 따른 압축기 토출온도의 감소가 냉매 순환 유량의 증가폭보다 크므로 열용량의 감소를 가져옴을 알 수 있다. 모델링 결과와 실험결과는 동일한 경향을 보이고 있으며 약 3.5%의 오차 범위 내에서 만족하고 있다.

Fig. 13은 EEV 개도율 변화에 따른 가스쿨러 출수온도 변화를 나타내며 모델링 결과와 실험결과는 약 2.9%의 오차를 보이고 있으며 개도율이 증가할

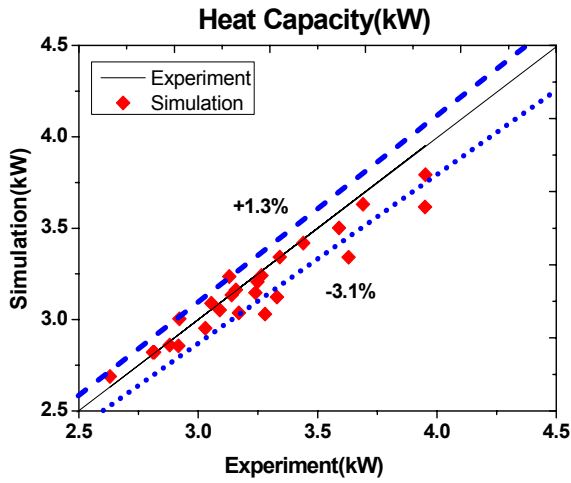


Fig. 8 Comparison of experimental heat capacity with predicted data.

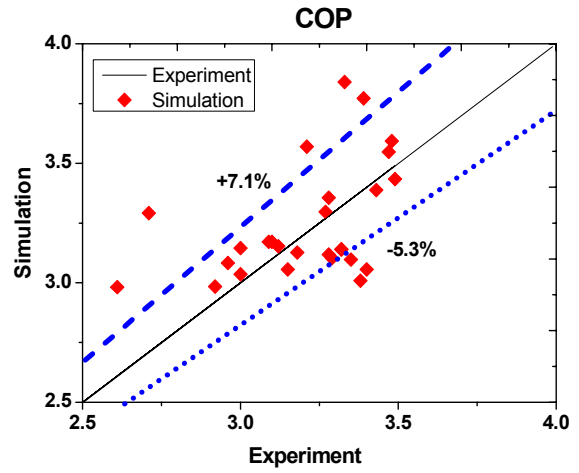


Fig. 10 Comparison of experimental COP with predicted data.

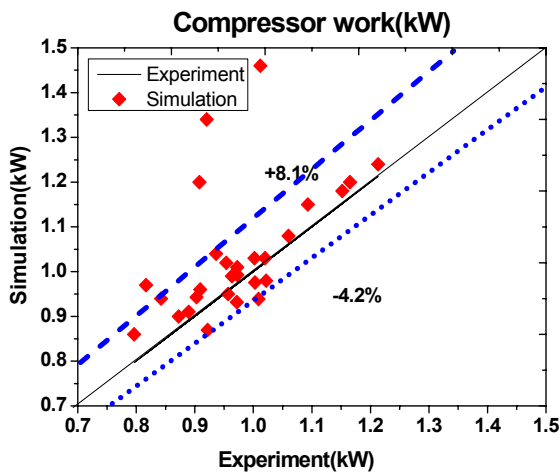


Fig. 9 Comparison of experimental compressor work with predicted data.

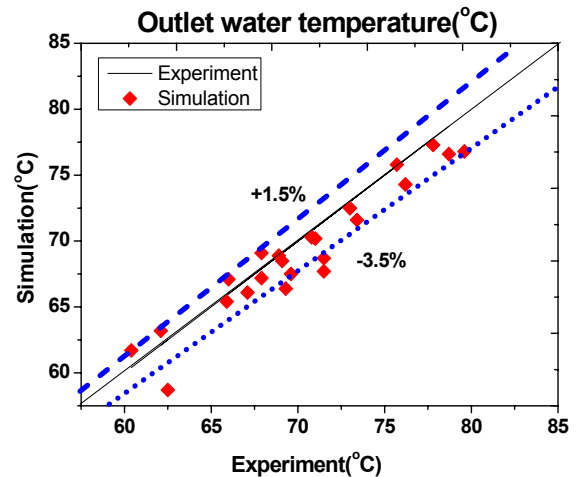


Fig. 11 Comparison of experimental hot water outlet temperature with predicted data.

수록 출수온도가 감소하는 추세를 보이고 있다. 이는 열용량의 감소와 마찬가지로 개도율 증가에 따른 압축비 하락으로 인한 압축기 토출온도의 감소가 질량유량의 증가에 따른 열교환량의 상승 폭보다 크므로 가스쿨러 출수 온도가 하락하게 된다.

Fig. 14는 EEV 개도율 변화에 따른 COP 변화량 나타내었으며 개도율이 증가 할수록 COP는 증가하는 추세를 보이고 있다. 이는 개도율 증가로 인한 질량유량의 증가 및 압축비의 하락으로 인한 소요 동력의 감소가 열용량의 하락폭보다 크기 때문에 COP의 증가를 가져오게 된다. 그러나 개도율의 과도한 증가는 증발기 토출 과열도를 하락시켜 습압축(wet compression)이 일어날 우려가 있으며 소요 동력의 하락폭보다 열용량의 감소폭이 증가하여 오

히려 COP를 감소시키기 시킨다. 모델링결과와 실험결과의 오차는 약 3.1% 이내이며 비슷한 경향을 나타냈다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 이산화탄소 급탕기를 수치적으로 모델링하였고, 4 kW 급 소형 이산화탄소 급탕기 실험을 통해 본 모델링의 검증은 진행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 압축기 토출 질량유량의 변화에 따라 급탕기 용량 변화가 크게 발생하므로 이를 토대로 요소부품 설계를 진행하였다.

(2) 시뮬레이션 모델링을 통한 열용량, 압축기 소

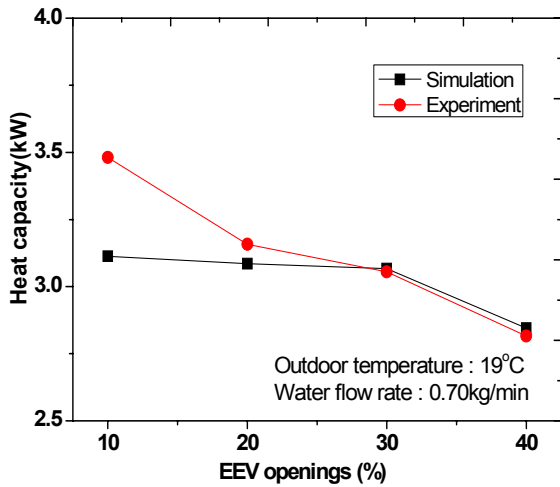


Fig. 12 Variation of heat capacity with EEV openings.

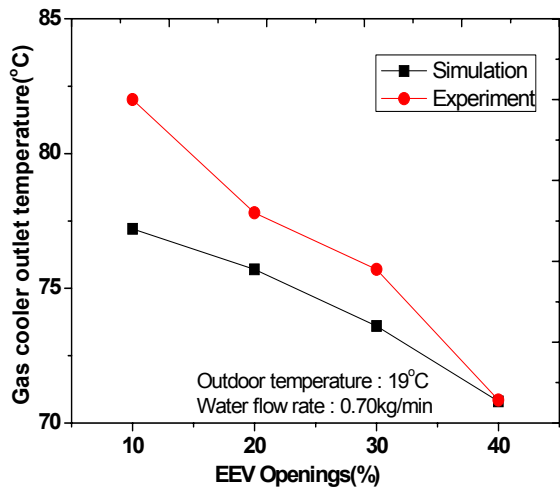


Fig. 13 Variations of gascooler outlet temperature with EEV openings.

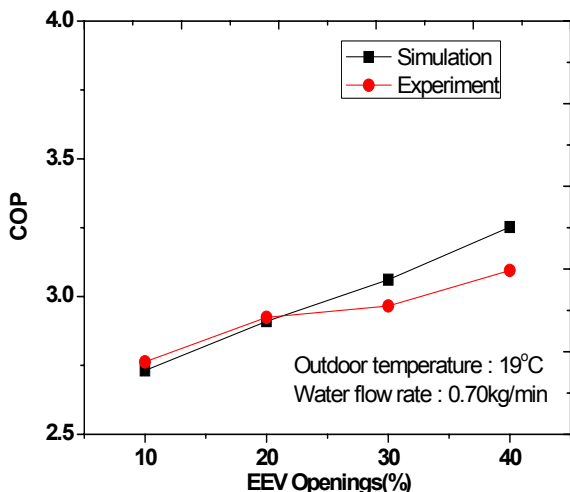


Fig. 14 Variations of COP with EEV openings.

요동력, COP 및 가스쿨러 출수온도는 실험결과와 비교한 결과 오차범위 약 3%에서 8% 이내에서 만족하였다.

(3) EEV 개도율 변화에 따라 개도율이 증가할수록 열용량 및 출수온도는 하락하고 COP는 증가 추세를 보였다.

향후 본 이산화탄소 급탕기 모델을 이용하여 압축기동력 10마력 급 이산화탄소 급탕기 제작 및 실험을 수행하고, 외기조건의 변화 및 다양한 조건 변화에 맞춰 요소부품의 최적화를 진행 할 예정이다. 특히, EEV 개도율에 따른 운전제어에 대한 연구가 더욱 필요할 것으로 판단된다.

### 후 기

본 논문은 2011년 중소기업청 산학연 공동기술개발사업 지원으로 수행되었고 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

1. Laioradit, P., Tiansuwa, J., Kiatsiriroat, T., and Aye, L., 2008, Theoretical performance analysis of heat pump water heater using carbon dioxide as refrigerant, *Int. J. Energy Res*, Vol. 32, pp. 356-366.
2. Cho, H., Lee, M.-Y., and Kim, Y., 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.
3. Sanchez, D., Torrella, E., Cabello, R., and Llopis, R., 2010, Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration plant, *Applied Thermal Engineering* Vol. 30, pp. 302-309.
4. Kim, S. G. and Kim, M. S., 2003, Experimental studies on the performance of a transcritical cycle for hot water heating using carbon dioxide, *Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, Vol, 15, pp. 461-470.
5. Beak, C., Lee, E., Kang, H., Kim, Y., Cho, H., and Cho, S. 2008, Experimental study on the heating performance of a CO<sub>2</sub> heat pump water heater, *Korea Journal of Air-conditioning and*

- Refrigeration, Vol, winter, pp. 310-315.
6. Lee, H. S., Kim, J.-D., Woo, J.-T., and Chang, K. S., 2009, A Study on the performance characteristics of heat pump system using carbon dioxide as refrigerant, Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration, Vol, winter, pp. 645-650.
  7. Park, H. V., Quoc, N., Yun, R., Kim, Y., Lee, S. J., and Choi, S., 2011, Developing the CO<sub>2</sub> water heater adapting high efficient gas cooler, Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration, Vol. winter, pp. 29-32.