

## 2단압축 이산화탄소 사이클의 성능특성에 대한 해석적 연구

류 창 기\*, 김 용 찬†, 조 흥 현\*\*, 조 성 욱\*\*

\*고려대학교 기계공학과 대학원, †고려대학교 기계공학과, \*\*삼성전자(주)

### Simulation on a 2-Stage Compression CO<sub>2</sub> Cycle

Changgi Ryu\*, 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

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

**ABSTRACT:** In this paper a 2-stage CO<sub>2</sub> cycle was simulated to predict the performance characteristics with operating parameters. The simulation results showed similar tendency compared to the measured system pressure, capacity, COP etc. System characteristics were analyzed with the variations of outdoor temperature and EEV opening. In the simulation, the highest COP was 2.7 at 30-30 Hz and it decreased as compressor frequency increased. Besides, system COP can be increased by optimizing EEV opening.

**Key words:** Carbon dioxide(이산화탄소), Transcritical cycle(과도임계 사이클), 2-stage compression cycle(2단압축 사이클)

#### 기 호 설 명

*P* : 압력 [MPa]  
*T* : 온도 [°C]  
*h* : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]  
*n* : 폴리트로픽 지수  
*R* : 누설비  
*V* : 체적 [m<sup>3</sup>]

*vol* : 부피 [m<sup>3</sup>]  
*cyl* : 실린더  
*leak* : 누설  
*sat. v* : 포화기체상태  
*sat. l* : 포화액체상태  
*mx* : 믹서 탱크  
*high* : 시스템 고단축  
*low* : 시스템 저단축  
*mid* : 시스템 중간단  
*sim* : 시뮬레이션 결과  
*exp* : 실험 결과

#### 그리스 문자

$\eta$  : 효율  
 $\rho$  : 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

#### 하첨자

#### 1. 서론

환경문제로 인해 여러 가지 규제 및 국제 협약에 의한 제재가 해마다 강화되고 있으며, 이로 인해 기존의 HFC 계열의 냉매 사용이 어려워지고 있다. 이를 대체할만한 냉매를 찾기 위하여 여러 가지 연구가 진행되고 있으며, 그 중의 하나로서 자연냉매인 이산화탄소 냉매에 관심이 집중되고 있다. 이산화탄소는 지구온난화지수와 오

† Corresponding author

Tel : +82-2-3290-3366; fax: +82-2-921-5439

E-mail address : yongckim@korea.ac.kr

존층과괴피수가 매우 낮아서 환경적 측면으로도 우수할 뿐 아니라 열물성 또한 우수하여 단위체 적당 열용량이 커서 열교환기 크기를 줄일 수 있는 장점도 있다. 하지만 이산화탄소 사이클은 초월임계 사이클을 이루기 때문에 사이클의 압력이 기존의 냉동시스템보다 매우 높아서 기존 사이클에 비하여 누설에 취약하며 가스쿨러에서 입출구의 온도차가 크기 때문에 비가역성이 커서 기존 냉동 시스템에 비하여 효율이 떨어진다. 이산화탄소 사이클의 성능계수를 높이기 위하여 여러 가지 방법이 강구되고 있는데 그 중에 하나가 2단압축 사이클이다. 2단압축 사이클을 구성하게 되면 저단축부터 고단축까지의 압축일을 두 단계로 나누어서 고단축 압축기로 들어가는 냉매의 온도를 낮추어서 압축기에 소요되는 일을 줄여줄 수 있다. 본 연구에서는 2단압축 사이클 중에서 플래쉬 탱크와 믹서 탱크를 사용한 상분리(phase separation) 사이클<sup>(1)</sup>에 대해서 시뮬레이션 방법을 개발 하였으며 상분리 2단압축 사이클의 실험 결과와 비교하여 시뮬레이션의 타당성을 검증하였다. 그리고 외기온도와 팽창장치 개도를 변화시키면서 시스템의 성능을 고찰하였다.

## 2. 2단압축 사이클 모델링

### 2.1 시스템 모델링

본 연구에서 구성한 2단압축 사이클은 1.5 kW 급으로 개발하였으며, 플래쉬 탱크(flash tank)와 믹서 탱크(mixer tank)를 이용한 상분리 사이클로서 Fig. 1 과 같이 구성하였다. 1단 압축기를 통과한 냉매는 플래쉬 탱크에서 분리되어 나온 포화기체와 섞여서 다시 2단 압축기로 흡입된다. 이 때 1단축을 통과한 냉매의 온도가 저하되기 때문에 2단축 압축기로 들어가는 냉매의 엔탈피를 낮추어준다. Fig. 2는 본 연구에서 개발된 모델의 시뮬레이션의 순서도를 보여주고 있다. 사이클 순서는 ORNL의 방법을 기본으로 하였고, 2 단압축을 적용하기 위하여 에너지 방정식과 질량 보존 방정식을 사용하였다. 또한 외기조건은 실외측 온도 35℃, 실내측 온도 27℃, 상대습도 0.5 로 설정하여 해석을 수행하였으며, 실험결과와 여러 가지 성능을 비교함으로써 개발된 모델의 타당성을 검증하였다.

## 2.2 압축기 모델링

이산화탄소 압축기는 기존의 냉동사이클에 사용되는 압축기에 비하여 매우 고압조건에서 작동하기 때문에 누설에 특히 주의해야 한다. 따라서

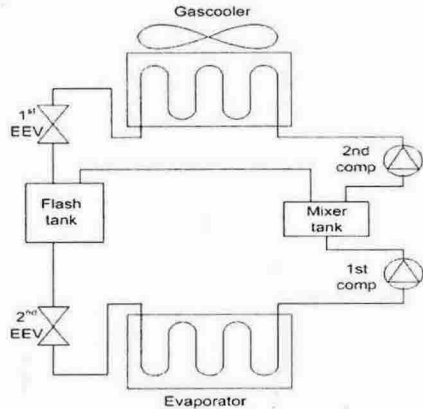


Fig. 1 Schematic of a two-stage compression cycle.

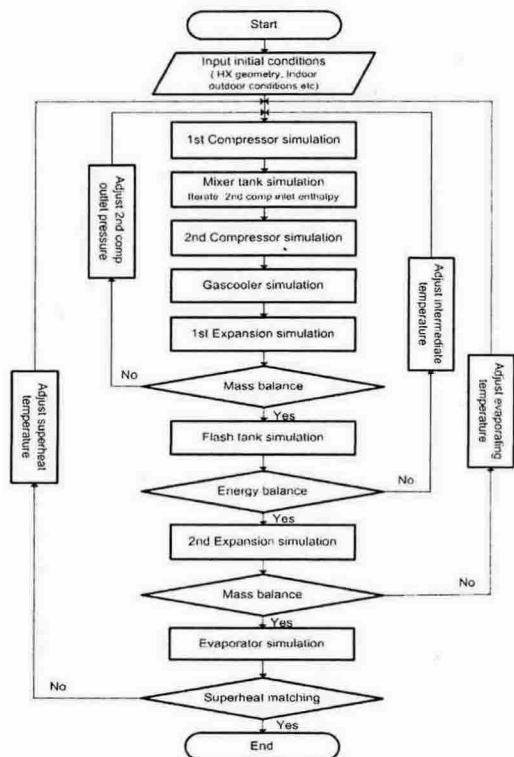


Fig. 2 Flow chart for present model.

누설을 고려하여 압축기 모델링을 하였으며 압축기는 왕복동식 압축기로 모델링을 하였다. 그리고 모터효율과 기계효율 등을 고려하였으며, 압축기 체적에 대하여 질량보존 및 에너지 방정식을 적용하였다. 식(1)-(4)로부터 압축기의 질량유량을 계산하였다.

$$\dot{m}_{leak} = \frac{\dot{m}R_{leak}}{1-R_{leak}} \quad (1)$$

$$R_{leak} = \frac{\dot{m}_{leak}}{\dot{m}_m} \quad (2)$$

$$\dot{m} = \eta_{vol,the} \dot{V}_{cyl} \rho_m (1-R_{leak}) \quad (3)$$

$$\eta_{vol,the} = 1 - c \left( \left( \frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right)^{1/n} - 1 \right) \quad (4)$$

압축과정의 엔탈피 변화량은 등엔트로피 과정에 효율을 고려하여 설계하였으며 압축일은 압축기 입출구의 엔탈피차를 이용하여 계산하였다.

### 2.3 열교환기 모델링

본 연구에서 가스쿨러의 냉매측 열전달계수는 Gnielinski<sup>(2)</sup>가 제안한 상관식을 사용하였으며, 공기측 열전달 상관식은 Chang & Wang<sup>(3)</sup>이 제안한 식을 사용하였다. 또한 증발기에서 냉매측의 2상 열전달계수는 Gungor & Winterton<sup>(4)</sup>이 제안한 식을 사용하였다.

### 2.4 플래시 탱크 및 믹서 탱크 모델링

본 시뮬레이션에서 1단축 압축기와 2단축 압축기 사이의 중간압과 2단축압축기 입구의 엔탈피를 결정하기 위하여 질량평형식과 에너지평형 방정식을 이용하였다. 식(5)에 의해서 2단축 압축기 입구의 엔탈피를 반복계산으로 구할 수 있었으며 고단축 팽창장치를 통과한 후의 중간압은 식(6)을 이용하여 결정하였다. 그리고 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하여 시뮬레이션 하였다.

$$h_{mix} = h_{sat,v} - \frac{m_1}{m_2} \times (h_2 - h_{sat,v}) \quad (5)$$

$$m_2 = \frac{h_{sat,v} - h_{sat,l}}{h_{sat,v} - h_{gce}} \times m_1 \quad (6)$$

## 3. 시뮬레이션 결과의 검증

본 연구에서 개발된 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 시뮬레이션으로부터의 결과를 실험결과와 여러 측면에서 비교하였다. 검증을 위하여 성능계수, 시스템 압력 그리고 질량유량을 비교하였다. 실험에서 1단축 압축기와 2단축 압축기의 주파수를 각각 30-30, 40-40, 50-50 Hz로 맞추었을 때 각각의 고단축과 저단축 EEV 개도를 30-23%, 33-28%, 36-32%로 변화시켰으며, 시뮬레이션도 같은 압축기 주파수에 대해 동일한 비율로 EEV 개도를 설정해 주었다.

Fig. 3은 시뮬레이션과 실험으로부터 얻은 압축기일, 냉방용량 및 시스템 성능계수를 비교하여 나타내고 있다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 시뮬레이션과 실험결과 모두 압축기 주파수를 증가시키에 따라서 증발기의 용량 및 압축기 일이 비슷한 경향성을 가지고 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한 성능계수는 모두 감소하는 경향을 보인다. 실험결과를 보면 압축기 주파수를 30-30 Hz에서 50-50 Hz로 변화시킬 경우 실험결과와 COP는 약 2.7부터 2.0을 나타내고 있으며, 시뮬레이션의 경우 동일한 압축기 주파수에서 약 2.7부터 2.5까지 변화하는 것을 볼 수 있다. 모든 압축기 주파수에서 실험결과와 성능계수가 시뮬레이션의 성능계수보다 같거나 약간 작은 값을 보이지만 이는 실험장치에서 발생하는 손실들을 감안해 볼 때 그다지 크지 않은 오차라고 판단할 수 있다.

Fig. 4는 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량을 비교하여 보여주고 있다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 실험결과와 시뮬레이션의 질량유량은 비슷한 경향을 보임을 확인할 수 있다. 압축기 주파수를 증가시킬 때 고단축과 저단축을 흐르는 질량유량 모두 증가하는 경향성을 보인다. 하지만 시뮬레이션의 질량유량이 약간 작게 나타났으며, 중간단을 흐르는 냉매유량은 오히려 실험 결과값이 작게 나타났다. 중간단을 흐르는 냉매는 플래시 탱크와 믹서탱크를 거쳐서 다시 2단 압축기로 흘러 들어가는데 시뮬레이션의 경우 고단축으로 흐르는 질량유량이 저단축을 흐르는 질량유량보다 약 1.5배 가량많이 흘렀으며 이로부터 2단압축기로 들어가는 냉매의 질량유량이 비교적 크게 나타났다. 하지만 실험상에서는 중간단을 거쳐 2단

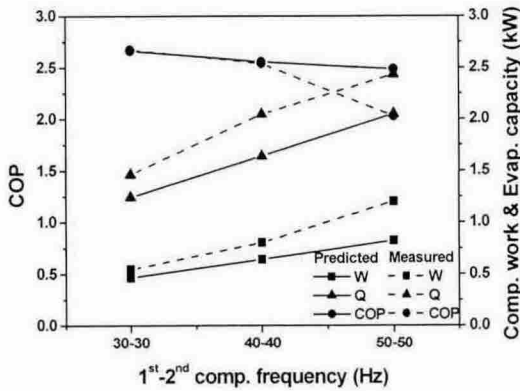


Fig. 3 Comparison of compressor work, evaporator capacity and COP.

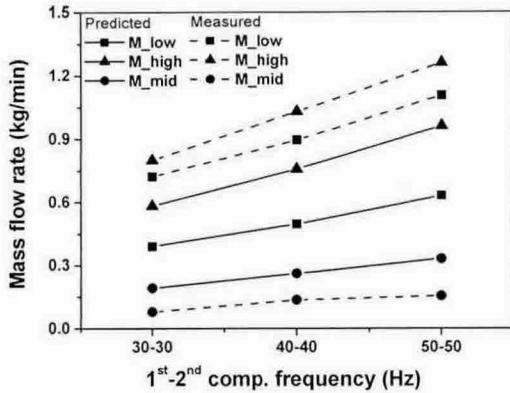


Fig. 4 Comparison of mass flow rate.

압축기로 흘러들어가는 냉매의 유량이 작게 나타나서 고단축을 흐르는 유량과 저단축을 흐르는 유량의 차가 그리 크지 않게 나타난 것으로 사료된다.

Fig. 5는 각각의 압력의 변화를 보여주고 있다. 실험 및 시뮬레이션 모두의 결과에서 압축기 주파수에 대한 압력의 변화는 비슷한 경향성을 갖고 있음을 확인할 수 있다. 압축기 주파수가 30-30 Hz에서 50-50 Hz로 변화함에 따라 고단축은 약 8.5 MPa에서부터 9.7 MPa 사이에서 변화하는 것을 볼 수 있으며, 플래시탱크에서의 중간 압력과 증발기 압력은 압축기 주파수가 증가함에 따라서 각각 6 MPa과 4.5 MPa 근처에서 약간 감소하는 경향을 보이고 있다.

## 4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

본 연구에서 운전 조건을 변화시키면서 시스템의 성능 변화를 분석하였다. 본 연구에서는 외기온도를 32.5°C부터 40°C까지 2.5°C씩 변화시켰으며 동일한 압축기 주파수에 대하여 고단축과 저단축 EEV 개도 변화에 따른 시스템의 성능 변화를 고찰하였다.

### 4.1 외기온도 변화에 따른 시스템 성능변화

일반적으로 CO<sub>2</sub> 사이클은 외기온도가 올라가면 효율이 저하된다.<sup>(5)</sup> 이를 확인하기 위하여 본 연구에서는 외기온도를 변화시키면서 성능변화를 분석하였다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 외기온도가 32.5°C부터 40°C까지 증가함에 따라 시스템의 압력이 전체적으로 상승하는 것을 볼 수 있으며, 특히 고단축의 압력상승이 두드러졌다. 외기온도가 32.5°C일 때, 압력이 8.5 MPa이었지만 외기온도가 40°C까지 상승하는 경우 압력은 거의 10 MPa까지 상승하였다. 그리고 외기온도의 증가함에 따라 가스쿨러 출구의 온도 역시 40°C 이상 올라가는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 7은 외기온도에 따른 각각의 성능변화를 보여주고 있는데, 같이 외기온도가 증가함에 따라 증발용량은 크게 변하지 않았으며 압축일은 서서히 증가하였다. 외기온도가 증가할 때에 증발기 입구의 건도가 증가하는 경향을 보였기 때문에 증발기 입출구의 엔탈피 차는 감소하였다. 그러나 질량유량이 전체적으로 증가하는 경향을 보였기 때문에 증발용량은 큰 변화를 보이지 않는다. 반면에 외기온도 증가에 따라 압축기에 소요되는 일이 점점 증가하여 COP는 약 2.7에서 2.3까지 감소하였다.

### 4.2 EEV 개도 변화에 따른 시스템 성능변화

EEV 개도의 변화는 시스템의 질량유량 및 압력 그리고 성능에 모두 영향을 준다. 특히, 2단압축 사이클에서 최적의 성능을 나타낼 수 있도록 하기 위해서는 각각의 EEV 개도 변화를 통해 경향성을 파악 후, 각 압축기 주파수에 대해서 적절한 EEV 개도로 조정해 줄 필요가 있다. 따라서 본 연구에서는 저단축 EEV 개도를 고정 한 상

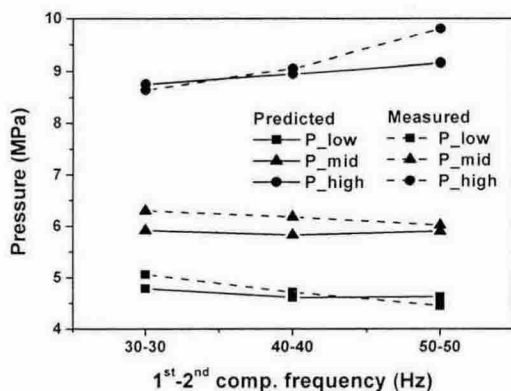


Fig. 5 Comparison of pressures.

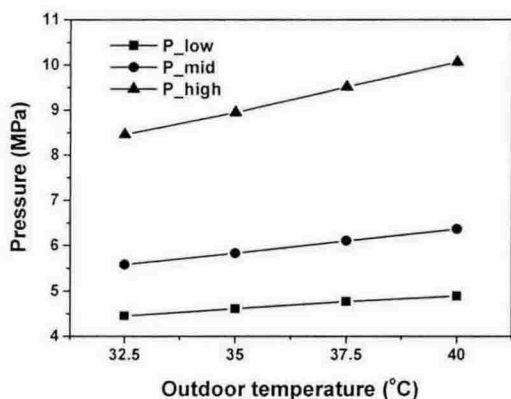


Fig. 6 Variation of pressures with outdoor temperature.

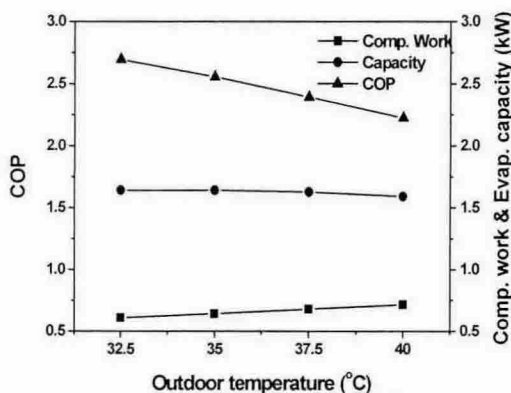


Fig. 7 Variations of compressor work, evaporator capacity and COP with outdoor temperature.

태에서 고단측 EEV 개도를 28%부터 38%까지 변화시켰으며, 고단측 EEV 개도를 고정된 상태에서 저단측 EEV 개도를 23%부터 33%까지 변화시키며 결과를 고찰하였다.

Fig. 8은 고단측과 저단측 EEV 개도 변화에 따른 건도변화를 보여주고 있다. 저단측 EEV 개도를 고정된 시스템에서 EEV 개도를 증가시키에 따라 증발기 입구에서의 건도는 증가하며, 고단측 EEV 개도를 고정된 시스템에서는 개도증가에 대해 건도가 감소하는 경향을 보인다. 건도가 감소하지만 두 가지 경우 모두 증발기 입출구의 엔탈피 차는 감소하는 경향을 보인다. 두 시스템 모두 EEV 개도 변화에 대해서 증발압과 중간압이 상승하며 이로 인해 증발기의 입출구 엔탈피 차는 줄어들게 된다. 또한 두 시스템의 건도 변화 경향이 반대로 나타나는 이유는 시스템의 압력변화에 있다. 시스템의 증발기 입구 건도는 중간압과 증발압의 영향에 따라 변하게 되는데 중간압이 상승할 경우 그 중간압에 대한 포화액체 상태의 엔탈피는 증가하기 때문에 증발기 입구 건도는 상승하게 된다. 반면 증발압력이 상승하게 되면 증발기 입구 상태가 포화선도의 포화액체 선에 가까워지기 때문에 건도는 감소하게 된다. 따라서 이 두 가지 영향중 어느 영향이 더 크고 작은지에 따라서 건도가 결정 되는데, 고단측 EEV 개도를 변화시킨 사이클의 중간압 변화율이 증발압 변화율 보다 미세하게 크기 때문에 건도가 상승한다. 이와 반대로 저단측 EEV 개도를 변화시킨 사이클에서는 중간압 상승율보다 증발압 상승율이 더 크기 때문에 증발기입구 건도가 감소하는 경향을 보이는 것이다. 또한 고단측 EEV 개도를 증가시킨 시스템의 질량유량은 고단측 질량유량 증가율이 저단측 질량유량의 증가율 보다 더 크게 나타났고, 저단측 EEV 개도를 증가시킨 시스템의 질량유량은 저단측 질량유량의 증가율이 고단측 질량유량 증가율보다 더 크게 나타났다. 고단측 EEV를 고정시키고 저단측 EEV 개도를 변화시키는 경우 저단측 EEV 개도 변화에 대해 엔탈피 차가 감소하는데, 이러한에도 불구하고 증발용량이 증가하는 경향을 보이는 이유는 바로 저단측으로 흐르는 냉매유량이 증가하였기 때문으로 판단된다.

Fig. 9는 고단측과 저단측 EEV 개도 변화에 따른 압축기일, 증발용량, 그리고 성능계수의 변

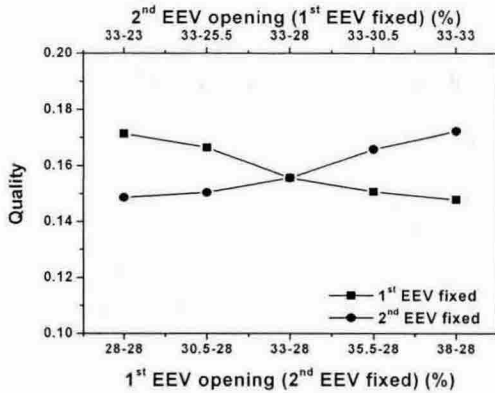


Fig. 8 Variation of quality with EEV opening.

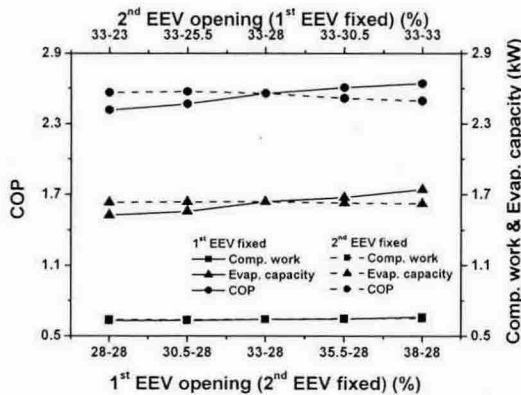


Fig. 9 Variations of comp. work, evap. capacity and COP with EEV opening.

화를 보여주고 있다. 저단측 EEV 개도를 고정시킨 후 고단측 EEV 를 변화시킬 경우 고단측 EEV 개도가 커짐에 따라 압축기 소요동력은 미소하게 증가하는 반면 증발용량은 조금 감소하여서 성능계수가 완만한 기울기로 감소하는 경향을 보인다. 하지만 고단측 EEV 개도를 고정시킨 후 저단측 EEV 개도를 증가시킬 경우 압축기 소요동력이 약간 증가하긴 하지만 증발기 용량이 증가하는 기울기가 더 크기 때문에 시스템 성능계수 또한 약간 증가하는 경향을 가진다. 저단측 EEV 개도를 증가시킬 때에 시스템의 성능 향상이 이루어졌음을 알 수 있으며, EEV 개도를 최적화함으로써 2단압축 사이클의 성능이 향상될 수 있음을 확인할 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 2단압축을 적용한 이산화탄소 사이클의 시뮬레이션을 수행하였으며 이를 실험 결과와 비교하여 그 타당성을 검증하였다. 외기 온도를 변화와 EEV 개도 변화에 따른 시스템 성능변화를 고찰함으로써 외기온도가 32.5℃부터 40℃까지 증가함에 따라 시스템의 성능이 15% 가량 저하되는 것을 확인할 수 있었다. 또한 압축기 주파수가 낮을수록 압축일의 감소가 냉방용량의 감소에 비하여 크게 나타나서 성능계수가 증가하는 경향을 보였으며, 저단측 EEV 개도와 고단측 EEV 개도를 조정하는 것만으로 시스템의 성능계수를 다소 증가시킬 수 있다는 것을 알 수 있었다.

## 후기

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

## 참고문헌

- (1) Hwang, Y., 2004, Performance of CO<sub>2</sub> cycles with a two-stage compressor, International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue.
- (2) Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chemical Engineering, Vol. 16, pp. 359-368.
- (3) Juei, Y., Wang, C. C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.
- (4) Gungor, K. E., Winterton, R. H. S., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 29, pp. 351-358.
- (5) 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.