

팽창기를 적용한 이산화탄소 냉방시스템의 성능특성에 관한 해석적 연구

조홍현, 백창현, 류창기*, 김용찬**†

고려대학교 기계공학과 대학원, *현대자동차(주), **고려대학교 기계공학과

Simulation Study on the Performance Characteristics of a CO₂ Cooling System with an Expander

Honghyun Cho, Changhyun Baek, Changgi Ryu*, Yongchan Kim**†

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

*Hyundai & Kia Corporate R&D Division, Hyundai & Kia motor, Hwaseong-Si, Gyeonggi-Do, Korea

**Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received June 11, 2007; revision received August 13, 2007)

ABSTRACT: A CO₂ cycle shows large throttling loss during the expansion process. The application of an expander into the CO₂ cycle can reduce the throttling loss and then improve system performance. In this study, the performance of a transcritical CO₂ cycle with an expander was analytically investigated in order to improve the cooling performance of the system. The expander was applied to the single-stage and two-stage compression cycles. The performance was analyzed with the variations of compressor frequency, outdoor temperature, and expander efficiency. The single-stage and two-stage compression cycles with the expander showed COP improvement of 25% and 32%, respectively, over the single-stage cycle with an EEV.

Key words: Carbon dioxide(이산화탄소), Transcritical cycle(과도임계 사이클), Expander(팽창기), Phase-separate cycle(상분리 사이클), Expander efficiency(팽창기 효율)

기호설명

W : 소요동력 [kW]

h : 엔탈피 [kJ/kg]

그리스 문자

m : 질량유량 [kg/min]

n : 폴리트로pic 지수

η : 효율

P : 압력 [MPa]

ρ : 밀도 [kg/m³]

R : 누설비

T : 온도 [°C]

하첨자

V : 체적 [m³]

† Corresponding author

actual : 실제값

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

comp : 압축기

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

cyl : 실린더

<i>dis</i>	: 토출
<i>gas</i>	: 가스쿨러
<i>in</i>	: 입구
<i>isentropic</i>	: 등엔트로피 과정
<i>isenthalpic</i>	: 등엔탈피 과정
<i>leak</i>	: 누설
<i>mix</i>	: 믹서 탱크
<i>out</i>	: 출구
<i>sat,v</i>	: 포화기체 상태
<i>sat,l</i>	: 포화액체 상태
<i>suc</i>	: 흡입
<i>the</i>	: 이론값
<i>vol</i>	: 부피 [m^3]

1. 서 론

기존의 CFC계나 HFC계의 냉매의 사용이 잠정적으로 금지되면서 자연냉매를 이용한 사이클에 대한 연구가 세계적으로 활발히 진행되고 있다. 그러나 자연냉매를 이용한 대부분의 사이클들은 기존의 냉매들을 사용한 사이클에 비하여 낮은 성능을 보이며 시스템 적용시 안전을 위하여 별도의 장치가 필요하다. 따라서 시스템 성능을 향상시키고 안전도를 높이기 위한 많은 방법들이 고안되어 적용되고 있다. 이산화탄소를 이용한 사이클은 높은 작동압력에도 불구하고 탁월한 열물성과 소형화의 용이성으로 인하여 기존의 냉매를 대체할 주요 냉매로 고려되고 있다. 현재 이산화탄소를 적용한 사이클은 급탕기를 비롯하여 주거용 냉난방 시스템, 자동차용 공조장치, 쇼케이스, 그리고 세탁기에 이르기까지 그 적용영역을 점점 넓히고 있다. 그러나 이산화탄소 사이클은 초월임계 사이클을 이루기 때문에 사이클의 작동압력이 기존의 냉동 시스템보다 크게 높아 누설에 취약하며, 가스쿨러에서 입출구의 온도차가 크기 때문에 비가역성이 증가되어 기존의 아임계 냉동 시스템에 비하여 효율이 떨어진다. 또한 사이클 성능이 외기온도나 충전량에 매우 민감하기 때문에 여러 외란에 대하여 일정이상의 성능을 유지하기 위한 최적제어가 반드시 필요하다.

이산화탄소를 이용한 냉난방 시스템의 성능을 향상시키기 위하여 내부열교환기(internal heat exchanger), 팽창기(expander), 이젝터(ejector), 그리고 다단압축(multi-stage compression)에 이르

기까지 다양한 사이클에 대한 연구가 꾸준히 진행되고 있다. 이중 팽창기를 적용한 시스템은 주로 이론적 해석을 통하여 연구가 진행되어 왔으며 이산화탄소 사이클의 경우 높은 작동압력으로 인하여 팽창기 적용시 사이클 성능에 많은 이익을 볼 수 있을 것으로 보고되고 있다.⁽¹⁻⁴⁾ 그리고 이단압축을 이용한 이산화탄소 사이클은 저단축부터 고단축까지의 압축과정을 두 단계로 나누어 작동함으로 각 단에 압축비를 줄이고 압축기 효율을 최적화함으로써 압축기의 소요동력을 감소시킬 수 있다. 뿐만 아니라 중간냉각이나 가스인젝션을 이용한 여러 가지 고효율 사이클의 구성이 가능하여 시스템 성능과 신뢰성 향상에 유리하다.

현재 많은 연구자들에 의해서 이산화탄소 사이클의 성능을 향상시킬 수 있는 방법에 대한 연구가 지속적으로 진행되고 있다. Yang et al.⁽¹⁾은 이단압축 사이클에 팽창기를 여러 형태로 적용한 사이클들에 대한 해석적 연구를 통하여 고단에 팽창기 적용시 약 11.3%의 성능향상을 기대할 수 있음을 보였으며, Baek et al.^(2,3)은 piston-cylinder 형태의 팽창기를 적용한 사이클에 대하여 이론적 해석과 실험적 연구를 동시에 수행하였다. 또한 Nickl et al.⁽⁴⁾은 3단 팽창기에 대한 실험을 통하여 시스템 성능이 40% 이상 향상됨을 확인하였으며, Li et al.⁽⁵⁾은 이젝터를 이용한 사이클 모델을 개발하고 이젝터의 최적화를 통하여 약 16%의 성능을 향상시킬 수 있음을 보였다. 이단압축 사이클에 관하여 Agrawal et al.^(6,7)은 이산화탄소 이단압축 시스템의 성능을 해석적 연구를 통하여 고찰하였으며 최적의 중간압력에 대한 고찰을 통하여 시스템 성능을 예측하고 다른 여러 아임계 냉매들과 성능을 비교하였다. 또한, Huff et al.⁽⁸⁾은 이단압축 시스템의 해석적 모델을 개발하고, 단단압축 시스템에 비하여 성능향상 정도를 고찰하였으며 Ryu et al.⁽⁹⁾은 이단압축 상분리 사이클에서 각단의 EEV 개도에 따른 성능변화를 시뮬레이션을 통하여 해석하였다.

지금까지 이산화탄소 사이클의 성능향상에 대한 많은 연구가 진행되었지만 팽창기를 적용한 사이클에 대한 연구는 아직 많이 부족하며 성능향상 측면을 고려하였을 때 이는 절실히 필요하다. 따라서 본 연구에서는 이산화탄소 냉방사이클의 해석적 모델을 개발하고 여러 운전변수에

대하여 팽창기를 적용한 사이클의 성능을 예측하였다. 특히, EEV를 적용한 사이클의 성능을 압축기 주파수에 따라 비교함으로써 팽창기를 적용한 사이클의 특성을 파악하였으며 외기온도나 팽창기 효율 변화에 대한 성능예측을 통하여 사이클 변화 정도와 성능향상 정도를 고찰하였다. 또한 2단압축 상분리 사이클의 고단에 팽창기를 장착함으로서 2단압축 사이클에서 팽창기의 적용 가능성과 성능특성을 함께 고찰하였다. 본 연구를 통하여 팽창기를 적용한 이산화탄소 시스템의 성능향상의 가능성 제시와 실제 시스템 구성시 필요한 기본적인 데이터를 제공하고자 한다.

2. 초월임계 사이클의 모델링

2.1 시스템 모델링

본 연구에서 팽창기를 적용한 이산화탄소 냉방 사이클의 성능특성을 파악하기 위하여 두 가지 형태의 이산화탄소 사이클을 설계하였다. 그 중 하나는 기본 냉방사이클(압축기, 가스쿨러, 증발기, 팽창장치로 구성)에서 팽창장치를 팽창기로 대체 구성한 사이클이며, 다른 하나는 2단압축 상분리(phase-separate) 사이클에서 고단측에 팽창기를 적용한 사이클이다. Fig. 1은 본 연구에서 설계된 팽창기를 적용한 이산화탄소 사이클들의 개략도를 보여주고 있다. 기본 냉방사이클에 팽창기를 적용한 사이클은 가스쿨러 출구와 증발기 입구사이에 팽창기를 설치하였으며, 팽창기는 압축기와 동축으로 연결되어 팽창시 발생한 일을 압축기에 적용할 수 있도록 설계되어 있다. 다른 하나는 2단압축 상분리 사이클의 고단에 팽창기를 설치한 형태로 팽창기를 지난 후 플래쉬탱크(flash tank)로 한번 팽창된 냉매가 유입되고 상분리 되어 기상의 일부는 2단의 압축기 입구로 그리고 나머지는 EEV를 지나 증발기로 흘러가는 형태로 구성되어 있다.

Fig. 2는 본 연구에서 개발된 모델의 시뮬레이션 순서도를 보여주고 있다. 시뮬레이션 순서는 Rice et al.⁽¹⁰⁾가 제안한 방법을 이용하였고, 2단 압축을 적용하기 위하여 플래쉬 탱크와 믹서 탱크(mixer tank)에서 에너지 방정식과 질량보존 방정식을 사용하였다.

2.2 압축기 및 팽창기 모델링

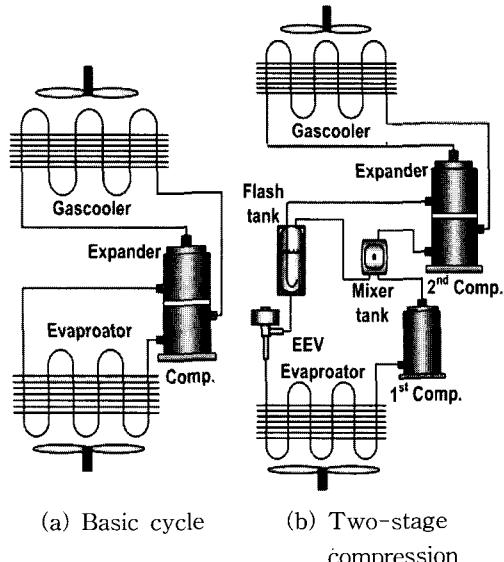


Fig. 1 Schematics of the basic and two-stage compression cycles with an expander.

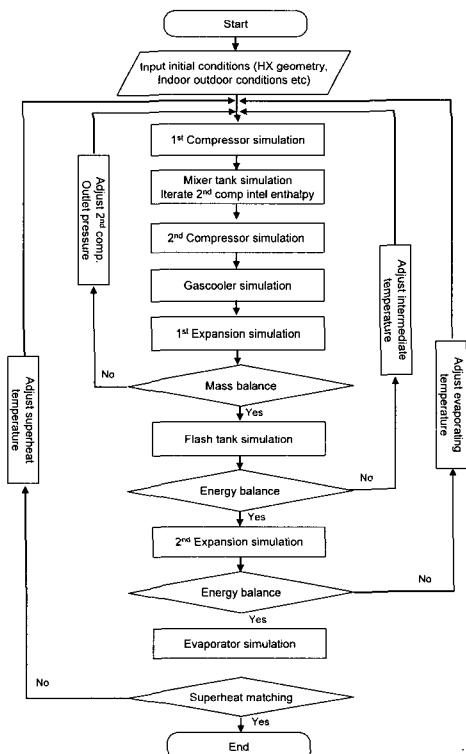


Fig. 2 Flow chart for the present model.

이산화탄소 압축기는 큰 압력차에서 작동함으로 압축시 성능은 누설에 매우 취약하며 이에 본 연구에서는 누설을 고려한 왕복동식 압축기로 모델링을 하였다. 압축기 해석시 모터효율과 기계효율을 고려하였으며, 압축과정의 미세체적에 대하여 질량보존 및 에너지 방정식을 적용하였다. 시스템에 흐르는 냉매유량은 식(1)~식(4)를 이용하여 계산하였으며, 압축과정의 엔탈피 변화량은 등엔트로피 효율을 고려하여 계산하였다.

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

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

$$\dot{m} = \eta_{vol, the} V_{cyl} \rho_{in} (1 - R_{leak}) \quad (3)$$

$$\eta_{vol, the} = 1 - 0.08 \left(\left(\frac{P_{dis}}{P_{suc}} \right)^{1/n} - 1 \right) \quad (4)$$

팽창기는 기하학적으로 압축기와 동일한 형태를 가지고 있기 때문에 질량유량의 계산은 압축기와 유사한 상관식을 사용하였다. 이상적인 팽창기가 냉매를 팽창시킬 때 팽창과정은 등엔트로피 과정이므로 등엔트로피 팽창을 1로 등엔탈피 팽창과정을 0으로 설정하여 팽창기 효율을 정의하였으며, 이는 식(5)와 같이 표현된다. 또한 팽창기에서 발생되는 일은 팽창기 전후의 엔탈피 차와 질량유량으로 나타낼 수 있으며 식(6)과 같이 표현된다. 본 연구에서 기본적인 팽창기의 효율은 0.7로 가정하였다.

$$\eta_{expander} = \frac{(h_{actual} - h_{isenthalpic})}{(h_{isentropic} - h_{isenthalpic})} \quad (5)$$

$$W_{expander} = \dot{m}(h_{actual} - h_{isenthalpic}) \quad (6)$$

2.3 열교환기 모델링

본 연구에서 설계한 열교환기는 공기 대 냉매로 열교환하는 핀튜브(fin and tube) 형태로 내경이 4 mm, 외경이 5 mm이며 미소체적법을 이용하여 해석을 수행하였다. 또한 offset strip fin을 적용하여 열교환 효과를 증가시켰다. Table 1은 열

교환기 모델링을 위하여 각 열교환기에 적용된 식들을 나타내고 있다.

2.4 2단압축 시스템 모델링

2단압축 사이클에서 1단축 압축기와 2단축 압축기 사이의 중간압과 2단 압축기 입구의 엔탈피를 결정하기 위하여 질량 평형식과 에너지 평형식을 이용하였다. 식(7)을 이용하여 2단축 압축기 입구의 엔탈피를 반복계산하여 구하였으며, 고단축 팽창장치를 통과한 후의 질량유량은 식(8)을 이용하여 결정하였다. 또한 EEV에서 팽창과정은 등엔탈피 과정으로 가정하였다.

$$h_{mix, out} = h_{sat, v} - \frac{m_{1st}}{m_{2nd}} (h_{sat, v} - h_{1st, comp, out}) \quad (7)$$

$$m_{2nd} = m_{1st} \left(\frac{h_{sat, v} - h_{sat, l}}{h_{sat, v} - h_{gas, out}} \right) \quad (8)$$

2.5 시뮬레이션 조건

팽창기를 적용한 이산화탄소 시스템의 성능을 고찰하기 위하여 본 연구에서 개발된 프로그램을 이용하여 EEV를 이용한 기본 시스템과 팽창기를 적용한 시스템의 성능을 압축기 주파수 변화에 따라 예측하여 비교하였다. 또한 팽창기를 이용한 시스템의 운전변수에 따른 성능특성을 파악하기 위하여 외기온도와 팽창기 효율을 변화시켰다. 우선 외기조건 변화에 따른 성능변화를 알아보기 위하여 외기온도는 32.5 °C부터 40.0 °C까지 2.5 °C씩 변화시켰으며 팽창기 효율에 따른 성능향상정도를 확인하기 위하여 팽창기 효율을 0.5부터 0.9까지 변화시켰다. 그리고 2단압축 시스템에 팽창기의 적용 가능성과 성능향상 정도를 고찰하기 위하여 1단-2단 압축기 주파수를 30-30~60-60 Hz까지 변화시키면서 성능을 예측하였으며, 이를 팽창기를 적용하지 않은 2단압축 사이클의 성능과 비교하였다. Table 2는 본 연구에서 설정한 운전조건을 나타내고 있다.

본 연구에서 개발된 모델 중 상분리 사이클에 대하여 Ryu et al.⁽⁹⁾이 압축기 주파수에 따른 성능을 2단압축 사이클 실험을 통하여 검증하였으며, 검증결과 시스템 주요부분의 온도와 압력은

Table 1 Correlations used in the heat exchanger model

Item	Parameters	Correlations
Gas-cooler	Ref.-side heat transfer coefficient	Gnielinski ⁽¹¹⁾
	Pressure drop	Churchill ⁽¹²⁾
	Air-side heat transfer coefficient	Chang and Wang ⁽¹³⁾
Evaporator	Ref.-side heat transfer coefficient	Gungor and Winterton ⁽¹⁴⁾
	Pressure drop	Jung and Radermacher ⁽¹⁵⁾
	Air-side heat transfer coefficient	Chang and Wang ⁽¹³⁾
Fin	Offset strip fin	Nakayama and Webb ⁽¹⁶⁾

Table 2 Operating conditions

Cycle option	Parameters	Values
Single-stage cycle	Compressor frequency(Hz)	30~60
	Expander efficiency	0.5~0.9
	Outdoor temperature(°C)	32.5~40.0
Two-stage compression cycle	1 st -2 nd compressor frequency(Hz-Hz)	30-30 ~ 60-60
Operating condition (db/wb)	Indoor = 27/19.5 °C Outdoor = 35/24 °C	

거의 유사한 값을 보였으며 압축기 소요동력, 증발용량 그리고 성능계수는 약 20%의 오차 범위 안에서 예측 가능함을 확인하였다.

3. 시뮬레이션 결과 및 고찰

3.1 팽창기 적용에 따른 단단압축 시스템의 성능특성 고찰

일반적으로 이산화탄소 사이클에 팽창기를 적용하는 경우 팽창력을 이용하여 발생한 일을 압

축과정에 사용함으로써 시스템의 소요동력을 줄이고 팽창손실을 감소시킨다. 또한 팽창과정이 동엔탈피에서 등엔트로피 유사과정으로 바뀜으로 증발기 입구의 건도와 엔탈피를 감소시켜 냉방용량도 약간 증가하게 된다. 이를 구체적으로 알아보기 위하여 단단압축 냉방시스템에 팽창기를 적용하였을 때 성능을 팽창장치로 EEV를 적용한 기본 냉방사이클의 성능과 비교하였다.

Fig. 3은 단단압축 시스템에 팽창기를 적용한 사이클의 가스쿨러 압력과 질량유량의 변화를 EEV를 적용한 사이클과 비교하여 보여주고 있다. EEV를 사용한 사이클에서 압축기 주파수를 점차적으로 증가시키면 가스쿨러 압력은 주파수에 비례하여 상승한다. 이는 압축기 주파수가 증가함에 따라 압축기에서 토출되는 냉매의 질량유량이 증가하여 EEV에서 저항이 증가하고 이에 가스쿨러에 많은 냉매가 경제되기 때문이다. 또한 상승된 상류압력으로 인하여 EEV를 통과하는 질량유량은 서서히 증가하고 결국 고압에서 질량유량 평형을 이루게 된다. 하지만 EEV 대신에 팽창기를 사용하는 경우 압축기 주파수가 증가하여 압축기로부터 토출되는 냉매유량이 증가하더라도 가스쿨러의 압력은 크게 상승하지 않는다. 본 연구에서 설계된 팽창기는 압축기와 팽창기가 동축으로 연결된 형태를 가지며 압축기를 구동시킬 때 팽창기도 함께 동작하며 팽창기로 들어오는 고압의 작동 가스로부터 생기는 일은 연결된 축을 통하여 압축기에 전달되도록 설계하였기 때문에 압축기 주파수의 변화에 따라 팽창기를 통과하는 냉매의 질량유량도 함께 영향을 받게 된다. 따라서 가스쿨러 압력이 상승하지 않아도 팽창기를 통과하는 냉매의 질량유량은 증가하며 이에 시스템의 질량유량 평형을 이루게 된다. 시뮬레이션 결과 압축기 주파수를 30 Hz에서 40 Hz로 증가시킬 때 가스쿨러 압력은 약간 증가하는 반면 50 또는 60 Hz에서는 약간 감소하는 경향을 보였다. 이는 압축기 주파수가 증가함에 팽창기에서도 많은 냉매를 팽창시키기 때문이다. 또한 팽창기를 사용한 사이클에서 질량유량의 증가율은 EEV를 사용한 사이클에 비하여 크게 나타났다. 압축기 주파수가 30 Hz에서 60 Hz로 증가할 때, 질량유량은 EEV를 적용한 사이클의 경우 약 44%, 팽창기를 적용한 사이클의 경우 약 92% 증가하는 것으로 예측하였다.

Fig. 4는 압축기 주파수에 따른 증발기 입출구의 엔탈피 차이와 냉방용량의 변화를 보여주고 있다. 팽창기를 적용한 사이클에서 팽창기 통과 후 증발기 입구의 건도는 EEV를 적용한 사이클에 비하여 감소하게 되고 이에 증발기 입구와 출구 사이의 엔탈피 차이는 EEV를 사용한 사이클의 엔탈피 차보다 더 커진다. 압축기 주파수를 증가시킬 때 EEV를 사용한 사이클에서는 증발기 입출구 사이의 엔탈피 차이가 지속적으로 증가한 반면 팽창기를 사용한 사이클에서는 거의 일정한 값을 가진다. 또한 증발기 입구의 건도는 EEV를 적용한 사이클에서 점점 감소하는 반면 팽창기를 적용한 사이클에서는 약간 증가하는 것으로 나타났다. 이는 팽창기를 적용한 사이클의 경우 낮은 주파수에서도 높은 가스쿨러 압력을 유지하기 때문이다. 따라서 모든 압축기 주파수에서 팽창기를 사용한 사이클의 냉방 용량은 EEV를 사용한 사이클에 비하여 증가한다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 팽창기를 적용한 시스템의 냉방 용량은 주파수에 비례하여 선형적으로 증가하며 EEV를 적용한 사이클에 비하여 평균 13% 정도 증가하는 것으로 나타났다.

Fig. 5는 압축기 주파수에 따른 시스템 소요동력과 냉방 COP를 비교하여 보여주고 있다. 주파수가 증가함에 따라 질량유량과 토출압력의 상승으로 압축기 소요동력은 증가하게 된다. 또한 고압과 저압의 압력차가 증가하여 높은 작동압력으로부터 발생되는 팽창기 일온 주파수에 비례하여 선형적으로 증가한다. 그러나 압축기 소요동력의 증가비에 따른 팽창기 일의 증가비는 주파수에 따라 거의 일정하게 나타났다. 팽창기를 사용한 사이클에서 압축기 소요동력은 모든 주파수에서 EEV를 사용할 때에 비하여 평균 9% 정도 감소하는 것으로 예측되었다. 따라서 팽창기를 이용한 시스템 성능은 EEV를 사용한 시스템에 비하여 모든 주파수에서 크게 향상된다. 팽창기를 사용한 사이클의 냉방 COP는 약 2.6정도를 나타내고, 압축기 주파수를 증가시킬수록 약간 감소하는 경향을 보인다. 반면, EEV를 사용한 사이클에서는 압축기 주파수가 40Hz일 때 2.3정도의 최대 냉방성을 나타내며 그 후 감소하는 경향을 보인다. 이는 저주파수에서는 최적의 압력이 형성되지 못하여 냉방 용량이 감소폭이 크고 고주파수에서는 최적압력 이상으로 운전되어 시스템

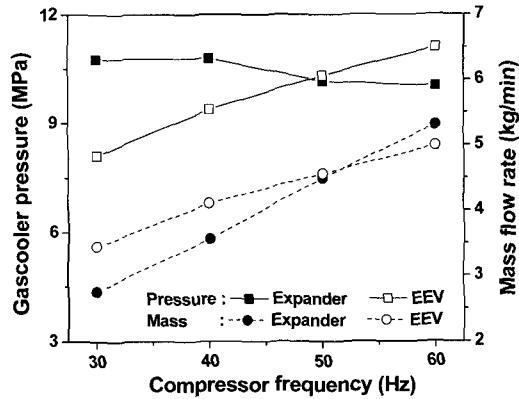


Fig. 3 Variations of gascooler pressure and mass flow rate with compressor frequency.

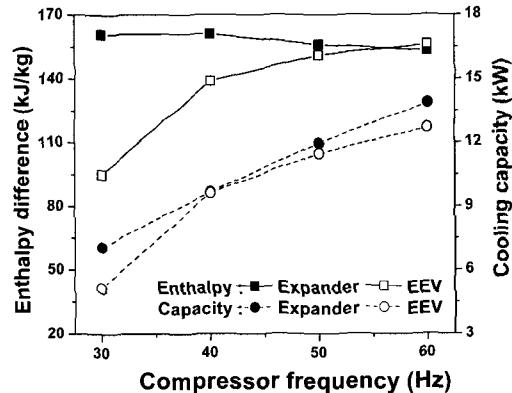


Fig. 4 Variations of enthalpy difference and capacity with compressor frequency.

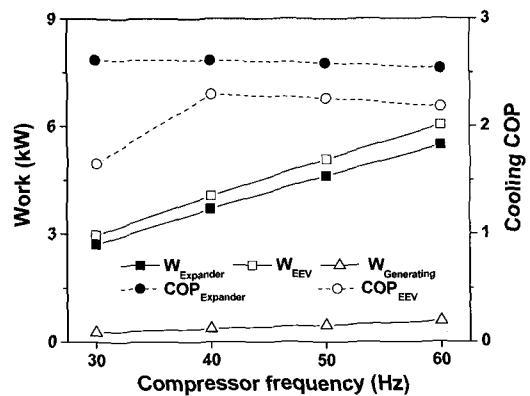


Fig. 5 Variations of work and cooling COP with compressor frequency.

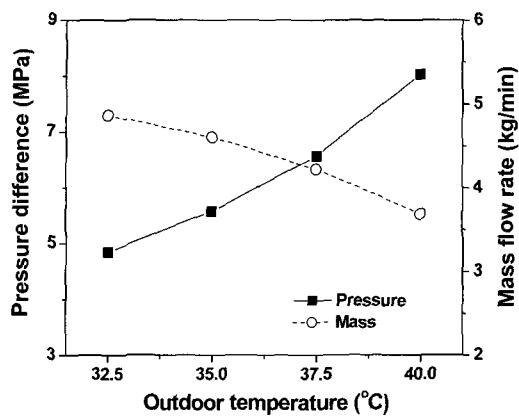


Fig. 6 Variations of pressure difference and mass flow rate with outdoor temperature.

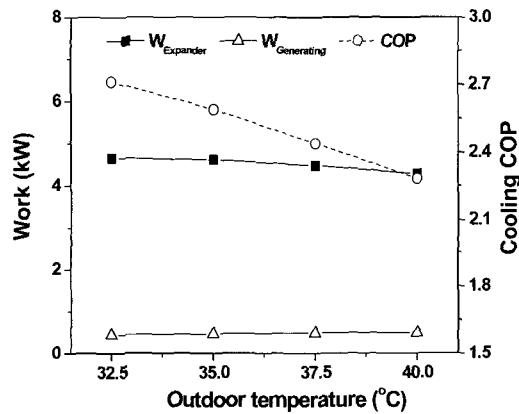


Fig. 7 Variations of work and cooling COP with outdoor temperature.

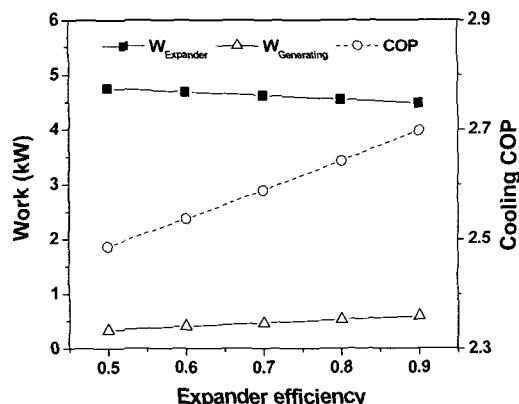


Fig. 8 Variations of work and cooling COP with expander efficiency.

소요동력이 증가하였기 때문이다. 시스템 냉방 COP는 모든 압축기 주파수에 대해서 팽창기를 사용하였을 때 평균 25% 정도 향상되는 것으로 나타났다. 따라서 팽창기를 사용할 경우 EEV를 사용한 사이클에 비해서 넓은 압축기 회전수 영역에서 우수한 성능을 유지할 수 있으며, 주파수 변화에 대하여 냉방성능의 저하가 크지 않으므로 시스템 신뢰성 및 제어 측면에서도 우수한 특성을 가지고 있다고 볼 수 있다.

Fig. 6은 외기온도 변화에 따른 시스템 고저압의 압력차와 질량유량의 변화를 보여주고 있다. 이 때 압축기 주파수는 50 Hz, 실내온도는 27 °C, 그리고 팽창기 효율은 0.7로 일정하게 가정하였다. 외기온도가 높아질수록 시스템의 고압과 저압은 동시에 상승하며 압축기 입구의 온도도 함께 증가하게 된다. 하지만 외기변화에 의한 영향으로 저압의 증가보다 고압의 증가폭이 더 크게 나타나며 이에 시스템의 압축비는 증가하는 경향을 가진다. 이는 압축과정 중 누설의 증가로 이루어져 시스템에 흐르는 냉매의 질량유량은 외기온도가 증가함에 감소하게 된다. 또한 저온에서 질량유량의 감소량보다 고온에서 감소량이 점점 증가하는 경향을 가진다. 외기온도가 32.5 °C에서 40.0 °C로 증가할 때, 팽창기를 적용한 시스템에서 고저압의 압력차는 4.8 MPa에서 8.0 MPa로 증가하였으며 이에 질량유량은 24% 정도 감소하는 것으로 나타났다.

Fig. 7은 외기온도 변화에 따른 시스템의 소요동력과 COP의 변화를 나타내고 있다. 시스템의 소요동력은 시스템 내를 흐르는 질량유량과 압축기 입출구의 엔탈피 차에 의하여 결정되며 외기온도가 증가할 때 고압과 저압의 압력차가 증가하여 압축기 입출구의 엔탈피 차이가 커짐에도 불구하고 질량유량의 감소에 의한 영향으로 시스템 소요동력은 거의 일정한 값을 유지하는 것으로 나타났다. 반면 외기온도가 상승할수록 팽창기로부터 압축기로 전달되는 일은 약간 증가하게 된다. 본 연구에서는 외기조건 변화에 대하여 압축기 소요동력의 변화는 크지 않은 반면 냉방용량의 감소폭은 크게 나타났다. 따라서 시스템의 냉방 COP는 외기온도가 증가함에 따라 크게 감소하게 된다. 시뮬레이션 결과 냉방 COP는 외기온도가 32.5 °C일 때 약 2.7에서 40.0 °C일 때 약 2.28로 16% 정도 감소하는 것으로 예측되었다.

팽창기를 적용한 사이클에서 팽창기 효율에 따라서 팽창기로부터 얼마만큼 많은 일이 발생되어 압축기로 전달되는지가 결정되며 냉방용량 또한 달라진다. Fig. 8은 팽창기 효율에 따른 시스템 소요동력과 냉방 COP의 변화를 보여주고 있다. 팽창기의 효율이 상승할수록 팽창기 출구의 엔탈피가 입구의 엔탈피보다 줄어들고 이 때 줄어든 만큼의 일이 팽창기 일이 되어 압축기로 전달되며 이에 압축기 소요동력은 그만큼 감소하게 된다. 본 연구에서 팽창기 효율이 0.5일 때 압축기로 전달되는 일은 33 W로 나타났으며, 효율이 0.9일 때 전달되는 일은 59 W로 점차 증가하는 것으로 나타났다. 팽창기 효율을 0.5부터 0.9까지 증가시키면, 팽창기를 통한 팽창과정이 등엔트로피 과정에 가깝기 때문에 팽창장치를 통과한 후의 건도는 점점 감소하는 경향을 보이며 그로 인하여 증발기 입구와 출구의 엔탈피 차이는 선형적으로 증가하게 된다. 이 때 시스템을 흐르는 냉매의 질량유량은 크게 변화하지 않기 때문에 시스템의 냉방용량 역시 증발기 입출구의 엔탈피 차이와 비슷한 경향성을 보이며 증가하게 된다. 따라서 시스템의 냉방용량은 팽창기 효율에 비례하여 증가하게 된다. 팽창기를 사용함으로써 압축기 일의 감소와 냉동용량의 증가 효과를 동시에 얻을 수 있으며 이에 시스템의 성능은 크게 향상된다. 본 연구에서 팽창기 효율이 증가함에 따라 냉방 COP는 선형적으로 증가하였으며 팽창기 효율이 0.5에서 0.9로 증가할 때 냉방 COP는 2.49에서 2.70로 약 9% 향상되는 것으로 예상되었다.

3.2 팽창기 적용에 따른 2단압축 시스템의 성능특성 고찰

2단압축 시스템에 팽창기를 적용하기 위하여 상분리 사이클의 고단축 EEV만을 팽창기로 대체한 시스템에 대하여 성능을 예측하여 보았다. 물론 상분리 사이클에서 저단축만이나 고단축과 저단축 모두의 팽창장치를 팽창기로 대체한 시스템에 대하여도 고려할 수 있지만 압축기 팽창력을 많이 발생시킬 수 있는 고단축만을 팽창기로 대체함으로써 2단압축 시스템에서 팽창기의 적용 가능성에 대하여 고찰해 보았다.

Fig. 9는 2단압축 상분리 사이클에서 팽창기 적용에 따른 시스템 소요동력과 냉방 COP의 변

화를 EEV만을 적용한 2단압축 상분리 사이클과 비교하여 보여주고 있다. 본 연구에서 설계된 2단압축 상분리 사이클에서는 가스쿨러 출구와 플래쉬탱크 사이의 압력차를 이용하여 팽창기가 작동됨으로 단단압축 시스템에 비하여 압력차가 줄어들게 되고 이에 발생되는 팽창기 일도 작아진다. Fig. 5에서 보았듯이 단단압축 사이클에서 팽창기를 적용할 경우 시스템 소요동력을 10% 정도 줄일 수 있었던 반면 2단압축 사이클에서는 고단축에 팽창기를 적용함으로써 7% 정도 소요동력이 감소하는 효과를 얻는 것으로 나타났다. 또한 압축기 주파수가 증가함에 따라서 성능계수는 팽창기를 사용한 사이클의 경우 약 8%, 그리고 EEV만을 사용한 사이클의 경우 약 10% 감소하는 것으로 나타났다. 그러나 2단압축 상분리 사이클에서 팽창기의 적용으로 냉방 COP는 모든 주파수에 대하여 평균 8% 정도 향상되는 것으로 예상되었다. 2단압축 상분리 사이클에 팽창기를 적용하였을 때 시스템 성능향상 정도는 기본 사이클에 팽창기를 적용하였을 때보다 작게 나타났는데 이는 고단축에만 팽창기를 사용하여 증발기 입구에서 건도의 감소나 냉매유량이 크게 변화하지 않았기 때문이다. 즉, 압축기 소요동력의 감소에 의한 효과만 냉방 COP의 증가에 영향을 미치게 된다. 본 연구에서 2단압축 상분리 사이클의 고단축에 팽창기를 적용하였을 때 시스템 성능은 단단압축 기본 사이클에 비하여 평균 약 32% 향상되는 것으로 나타났다. 따라서 2단압축 사이클

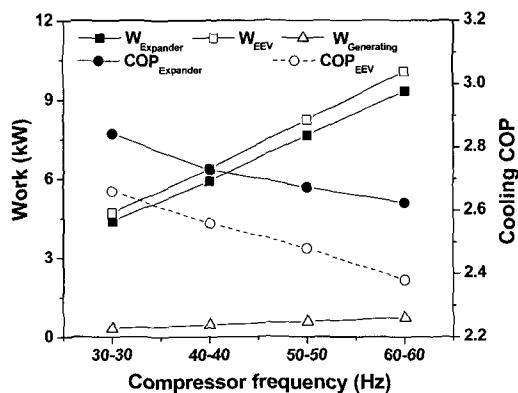


Fig. 9 Variations of work and cooling COP with compressor frequency in the two-stage phase-separate cycle.

과 팽창기를 동시에 적용하여 고효율 시스템을 설계하였을 때 냉방성능은 크게 향상될 것으로 예상된다.

4. 결 론

본 연구에서는 팽창기를 적용한 이화탄소 사이클의 성능을 예측할 수 있는 해석적 모델을 개발하고, 여러 가지 운전변수에 대하여 시스템 성능을 EEV를 적용한 시스템과 비교하였다. 또한 팽창기를 적용한 사이클의 성능변화를 확인하기 위하여 외기온도와 팽창기 효율을 변화시켰으며 상분리 사이클의 고단축에 팽창기를 적용하여 2단 압축 시스템에서 팽창기의 적용 가능성과 성능 향상정도를 해석적으로 고찰해 보았다. 본 연구를 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

(1) 단단압축 CO₂ 냉방시스템에서 팽창기 적용을 통하여 모든 주파수에 시스템 용량확보 및 제어가 용이하며, 팽창기 적용 냉방시스템의 COP는 EEV를 적용한 기본시스템에 비하여 약 25% 증가하는 것으로 예측되었다.

(2) 단단압축 CO₂ 냉방시스템에 팽창기를 적용한 경우, 팽창기 효율이 0.5에서 0.9로 증가함에 따라 시스템 냉방용량과 팽창기에서 발생되는 일의 증가로 인하여 냉방 COP는 약 9% 향상되는 것으로 나타났다.

(3) 2단압축 상분리 사이클에서 고단축에 팽창기를 적용한 경우, 시스템의 소요동력은 2단압축 기본시스템에 비하여 평균 7% 감소하였고, 냉방 COP는 약 8% 증가되는 것으로 예측되었다.

후 기

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

참고문헌

- Yang, J., Ma, Y. and Liu, S., 2005, Performance investigation of transcritical carbon dioxide two-stage compression cycle with expander, *Energy*, Vol. 32, No. 3, pp. 237-245.
- Baek, J., Groll, E. and Lawless, P., 2005, Piston-cylinder work producing expansion device in a carbon dioxide cycle. Part I: experimental investigation, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 2, pp. 141-151.
- Baek, J., Groll, E. and Lawless, P., 2005, Piston-cylinder work producing expansion device in a carbon dioxide cycle. Part II: theoretical investigation, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 2, pp. 152-164.
- Lickl, J., Will, G., Quack, H. and Kraus, W., 2005, Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigerant system, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 8, pp. 1219-1224.
- Li, D. and Groll, E., 2005, Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 5, pp. 766-773.
- Agrawal, N., Bhattacharyya, S. and Sarkar, J., 2007, Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles, *Int. Journal of Thermal Science*, Vol. 46, pp. 180-187.
- Agrawal, N. and Bhattacharyya, 2007, Studies on a two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycle with flash intercooling, *Applied Thermal Eng.*, Vol. 27, pp. 299-305.
- Huff, H., Hwang, Y. and Radermacher, R., 2002, Options for a two-stage transcritical CO₂ cycle, 5th IIR-Gustav Lorentzen on Natural Working Fluids Conference at Guangzhou, pp. 143-149.
- Ryu, C., Kim, Y., Cho, H. and Cho, S., Simulation study on the performance of a CO₂ system applying a two-stage phase-separate cycle, *Korea Journal of Air-conditioning and Refrigeration*, Vol. 18 No. 8, pp. 641-648.
- Rice, C. and Fisher, S., 1983, A steady state computer design model for air to air heat pump, *Department of Energy, Division of Building Equipment, ORNL*.
- Gnielinski, V., 1976, New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chemical Engineering*, Vol. 16, pp. 359-368.

12. Churchill, S., 1997, Friction factor equation spans all fluid flow regimes, *Chemical Engineering*, Vol. 7, pp. 91-92.
13. Chang, Y. and Wang, C., 1997, A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 40, No. 3, pp. 533-544.
14. Gungor, K. and Winterton, R., 1986, A general correlation for flow boiling in tubes and annuli, *Int. Journal Heat and Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 351-358.
15. Jung, D. and Radermacher, R., 1989, Prediction of pressure drop during horizontal annular flow boiling of pure and mixed refrigerants, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, No. 12, pp. 2435-2466.
16. Webb, R., 1992, *Principles of enhanced heat transfer*, Wiley, New York, pp. 138-139.