

CO₂ 초임계 사이클을 위한 일체형 스크롤 팽창기-압축기 성능해석

김 현 진[†], 남 보 영^{*}, 안 중 민^{*}
인천대학교 기계공학과, ^{*}인천대학교 대학원

Performance Analysis of Scroll Expander-Compressor Unit for CO₂ Transcritical Cycles

Hyun Jin Kim[†], Bo Young Nam^{*}, Jong Min Ahn^{*}

Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

^{*}Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

(Received November 9, 2005; revision received April 6, 2006)

ABSTRACT: In a two-stage compression CO₂ transcritical cycle, application of a scroll expander-compressor unit has been considered in order to improve the cycle COP. For both expander and 1st stage compressor, scroll wrap profile which was originally designed for a R410A air-conditioning cycle mechanism was used with minor modifications: wrap height and involute end angle were adjusted for required displacement volume and built-in volume ratio. For pressure condition of 10 MPa/3.5 MPa and expander inlet temperature of 35°C, 25% improvement in COP was obtained by using expander-compressor unit. As evaporator pressure increased, COP improvement was lowered mainly due to decreasing compressor performance.

Key words: Expander-compressor(팽창기-압축기), COP(성적계수), Efficiency(효율), CO₂ transcritical cycle(CO₂ 초임계 사이클)

기 호 설 명

A : 면적 [m²]
 a : 기초원 반경 [m]
 c_v : 유량계수
 F_{tg} : 접선방향 가스력 [N]
 h : 랩 높이 [m], 엔탈피 [kJ/kg]
 k : 비열비
 L : 출력 [W]
 L_s : 축출력 [W]

M : 질량 [kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 N : 팽창기 속도 [rpm]
 n : 폴리트로픽 지수
 P : 압력 [Pa]
 P_d : 토출압력 [MPa]
 P_s : 흡입압력 [MPa]
 $P.R$: 설계 압력비
 Q_e : 냉동능력 [kW]
 R : 기체상수 [kJ/kg·K]
 r_s : 선회반경 [m]
 s : 엔트로피 [kJ/kg·K]
 T : 온도 [°C], 토크 [N·m]
 $V.R$: 이론체적비

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

- V_{th} : 이론체적 [m³]
- V_{4s} : 팽창완료체적 [m³]
- W_i : 압축기 지시동력 [W]
- x : 건도

그리스 문자

- Δh_s : 팽창기 입·출구 엔탈피 차 [kJ/kg]
- η_c : 압축기 효율 [%]
- η_e : 팽창기 효율 [%]
- η_i : 팽창기 지시효율 [%]
- η_{ic} : 압축기 지시효율 [%]
- η_v : 팽창기 체적효율 [%]
- η_{vc} : 압축기 체적효율 [%]
- Θ : 크랭크각 [deg.]
- ρ_m : 평균밀도 [kg/m³]
- ρ_s : 흡입밀도 [kg/m³]
- ϕ_a : 커터각 [deg.]
- ϕ_e : 랩 끝각 [deg.]
- ω : 각속도 [rad/s]

하첨자

- 1, 2, 3, 4 : Fig. 2에서 각 점의 위치
- 1a : 1단 흡입
- 2a : 누설경로의 하류측
- g : 가스상태
- l : 액상태, 누설
- s : 흡입
- up : 누설경로의 상류측

1. 서 론

자연냉매들 가운데 하나인 이산화탄소는 지구 온난화 지수가 낮고 독성 및 가연성이 없어 에어컨이나 열펌프 등의 냉동사이클에서 HFC 계열의 냉매를 대신할 수 있는 냉매로서 주목을 받고 있다. 그런데 이산화탄소를 냉매로 사용함에 있어 가장 큰 문제는 냉동사이클의 효율이 낮아지는 것이다. 이산화탄소 사이클에서 효율을 향상시키기 위한 여러 방안들 가운데 하나로써 팽창기의 사용이 제안되고 있다.⁽¹⁻⁷⁾

이산화탄소 사이클은 기존에 널리 사용되고 있는 다른 냉매사이클과는 달리 초임계 영역을 포

함하므로 냉매의 팽창은 초임계 조건에서 출발하여 이상(two-phase)상태에 이르기까지 큰 압력차 하에서 진행되므로 팽창밸브와 같은 일반적인 팽창기구를 사용할 경우 마찰로 인한 손실이 다른 냉매 때와는 달리 상당히 크게 나타난다.

Fig. 1은 이산화탄소 사이클의 팽창과정에 팽창기를 적용할 경우 사이클 변화를 보여준다. 팽창과정에 팽창밸브를 적용했다면 등엔탈피과정으로 팽창이 이루어졌을 것이지만 팽창기를 사용함으로써 등엔트로피 팽창이 얻어진다. 이와 같은 팽창기 적용을 통해 팽창과정의 마찰손실을 없애 주고 대신 팽창기 출력을 얻을 수 있으며, 또한 팽창기 출구에서의 엔탈피 감소분만큼 증발기에서의 냉력효과를 증대를 가져올 수 있다.

CO₂ 팽창기로는 왕복동식,⁽²⁾ 로타리식,⁽³⁾ 베인 로타리식,⁽⁴⁾ 스크롤식⁽⁵⁻⁷⁾ 등 거의 모든 형태의 기존 압축기 방식이 다 검토되고 있다. Nickl et al.⁽²⁾은 2단 압축 CO₂ 사이클에서 제 2 단의 왕복동식 압축기에 동일한 축으로 직결시킨 왕복동식 팽창기를 사용하여 사이클 효율을 50% 정도 향상시켰다. Zha et al.⁽³⁾은 압축기 입력이 3kW인 열펌프 시스템에서 롤링 피스톤식 팽창기가 적합함을 제안하였다. 롤링 피스톤식 팽창기의 입구측에는 일정 각도 영역에서만 열리는 밸브의 설치가 필요하다. Fukuta et al.⁽⁴⁾은 베인 로타리식 팽창기에 대한 수학적 모델을 통해 성능해석을 수행하였다. 팽창기 전효율은 운전속도 3,000 rpm에서 0.4 정도이고 이로 인해 CO₂ 사이클의 COP가 약 20%

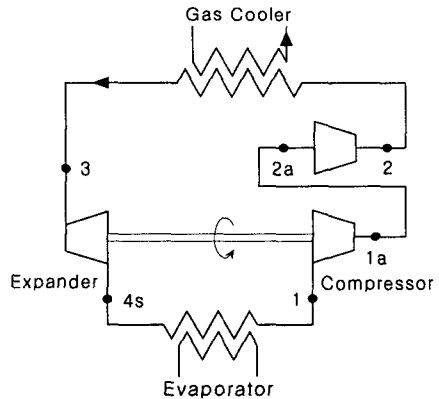


Fig. 1 Schematic diagram of a CO₂ heat pump water heater cycle with expander-compressor unit.

정도 향상되는 계산결과를 얻었다. Preissner⁽⁵⁾는 에어컨 시스템에서 이론적인 해석을 통해 R134a 사이클과 CO₂ 사이클 모두에 팽창기를 설치한 결과 CO₂ 사이클에서는 40~65%의 COP 향상을 얻었으나 R134a 사이클에서는 COP 향상이 CO₂ 대비 약 1/3 수준인 결과를 얻었다. 그리고 실제 스크롤 팽창기 시작품을 제작한 결과 스크롤 내부간극을 통한 누설이 팽창기 성능에 매우 중대한 영향을 끼침을 보았다. Westphalen and Dieckmann⁽⁶⁾은 10.5 kW급 CO₂ 에어컨 사이클인 환경제어 유닛을 위한 스크롤 팽창기 설계를 수행하였으며 팽창기 출력으로 인한 압축기 입력 감소가 약 20% 정도일 것으로 예측하였다.

본 연구에서는 Fig. 1과 같은 2단 압축 CO₂ 에어컨 사이클에서 제 1 단의 압축기와 일체형 구조를 갖는 팽창기에 대한 예비설계작업으로서 기존 R410A용으로 설계된 스크롤 압축기의 선회 스크롤 및 고정 스크롤 형상을 갖는 일체형 스크롤 팽창기 및 스크롤 압축기 유닛의 해석적 모델을 가지고 여러 가지 운전조건에서 CO₂ 사이클의 COP에 미치는 영향을 조사해 봄으로써 이 같은 일체형 유닛의 유용성 및 구현화 가능성을 평가해 보고자 한다.

2. 스크롤 팽창기-압축기 기본 형상

2.1 팽창기

팽창기는 압축기를 역회전시켜 작동되므로 스크롤 압축기 때의 토출체적이 팽창기에서는 흡입체적이 된다. 식(1)에 팽창기의 행정체적을 스크롤 랩 형상인자들로서 나타내었다.

$$V_{th} = 2\pi a h r_s (2\phi_a + \pi) \quad (1)$$

여기서, a 는 기초원 반경, h 는 랩 높이, r_s 는 선회 반경, ϕ_a 는 커터각이다.

한편으로는 Fig. 2와 같이 압축기-팽창기 유니트가 적용되는 CO₂ 초임계 사이클에서 냉동능력 Q_e 과 팽창기 행정체적 V_{th} 과의 관계는 식(2)과 같다.

$$V_{th} = \frac{n_v Q_e}{\rho_3 N / 60 (h_1 - h_4 + \Delta h_s)} \quad (2)$$

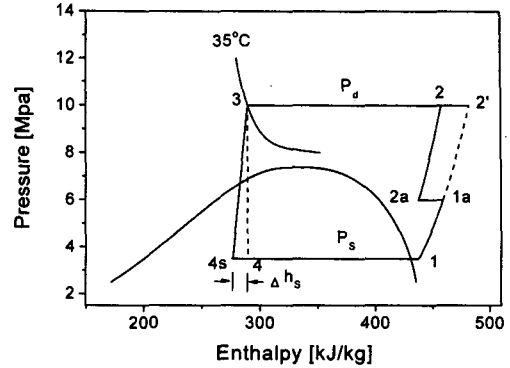


Fig. 2 P - h diagram of a CO₂ transcritical cycle with expander-compressor unit.

여기서, N [rpm]은 팽창기 속도이고, ρ_3 는 팽창기 입구에서의 CO₂ 밀도를 나타낸다.

설계체적비 $V.R$ 는 설계조건에서의 CO₂ 물성치와 식(3)와 같이 연관된다.

$$\begin{aligned} V.R &= \frac{V_{4s}}{V_{th}} = \frac{\dot{m} / \rho_{4s}}{\dot{m} / \rho_3} \\ &= \rho_3 \left(\frac{x_{4s}}{\rho_{g,4s}} + \frac{1-x_{4s}}{\rho_{l,4s}} \right) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, x 는 냉매의 건도이고, 하첨자 g 및 l 은 각각 가스상태와 액상상태를 나타낸다.

팽창기의 효율을 η_e 라고 하면 팽창기 출력은 식(4)와 같다.

$$L_s = \eta_e \dot{m}_{th} \Delta h_s \quad (4)$$

기준이 되는 운전조건 및 설계능력을 Table 1과 같이 잡을 경우 CO₂ 유량과 팽창기 행정체적은 각각 다음과 같다.

Table 1 Operating conditions

Notation	Description	Value
t_1	Compressor suction temp.	4.2°C
t_3	Gas cooler temp.	35°C
P_s	Evaporator pressure	3.5 MPa
P_d	Gas cooler pressure	10 MPa
\dot{m}	Mass flow rate	0.0873 kg/s
Q_e	Cooling capacity	10.5 kW

Table 2 Main specifications of scroll expander and compressor unit

Notation	Expander	Compressor
ϕ_a	193°	193°
ϕ_e	1,035°	599°
$V.R$	2.703	1.162
$P.R$	2.702	1.209
t	4 [mm]	4 [mm]
h	3.35 [mm]	25.8 [mm]
V_{th}	1.7 [cc]	16 [cc]
P_d/P_s	10/3.7	4.23/3.5

$$\dot{m}=0.0873 \text{ kg/s}, V_{th}=1.72 \text{ cc}$$

본 연구에서는 새로운 스크롤 랩을 설계하는 대신에 기존의 R410A용 스크롤 랩을 활용할 수 있는 가능성을 이론해석을 통해 하여 평가해 보고자 한다. 다만 행정체적을 맞추기 위해서 스크롤 랩의 높이만을 조절하였다.

Table 2에서는 팽창기-압축기 유닛에 사용된 R410A용 스크롤 랩의 형상 인자를 보여준다. 스크롤 랩의 시작각과 끝각으로부터 결정되는 설계 체적비는 2.703이다. R410A 에어컨 사이클에서는 이러한 설계체적비로부터 압력비 3.259를 얻지만 CO₂ 사이클에서는 식(3)으로부터 팽창기 입구압력 및 온도가 각각 $P_d=10 \text{ MPa}$ 및 $t_3=35^\circ\text{C}$ 라면 출구압은 3.7 MPa를 얻게 된다.

2.2 1단 압축기

팽창기에 사용한 R410A용 스크롤 랩 제원을 그대로 1단 압축기에 사용하고자 할 경우 설계체적비가 2.703이므로 1단 흡입압이 $P_s=3.5 \text{ MPa}$ 이면 토출압이 12.529 MPa가 되어 팽창기 출력으로는 구동이 불가해진다. 따라서 유량을 맞추기 위한 스크롤 랩 높이 조절 외에도 스크롤 랩의 끝각을 줄여 줄 필요가 있다. 팽창기 출력으로만 1단 압축기가 구동되기 위한 1단 압축기의 토출압 P_{1a} 은 식(5)에서 결정된다.

$$W_i = n_{ic} n_{mc} L_s = n/(n-1) P_s Q_s [(P_{1a}/P_s)^{(n-1)/n} - 1] \quad (5)$$

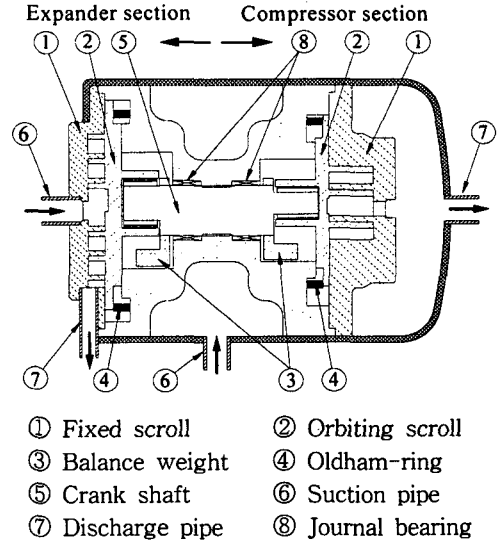


Fig. 3 Expander-compressor assembly.

설계 기준조건에서 팽창기 효율을 $\eta_e=75\%$, 압축기 효율을 $\eta_{ic}=90\%$ 면 팽창기의 축출력은 0.636 kW이 되고, 1단 압축기 토출압은 4.23 MPa이 된다. 이 같은 토출압을 얻기 위해서는 설계체적비가 1.162이 되어야 하므로 스크롤 랩 끝각을 599°로 조정하였고, 이때 유량조건에 따른 행정체적은 16 cc가 되어야 하므로 랩 높이는 25.8 mm가 된다.

Fig. 3은 이같이 설계한 스크롤 팽창기-압축기 유닛의 개념도를 보여준다.

3. 해석모델

3.1 팽창기 압력계산

팽창기에서의 팽창을 등엔트로피 과정으로 간주하면 팽창압력은 주어진 엔트로피값에서 평균 밀도 ρ_m 를 가지고 식(6)에서 구할 수 있다.

$$P = P(\rho_m; s_3) \text{ with } s_3 = (P_3; t_3) \quad (6)$$

팽창실 내에서의 CO₂ 냉매의 평균 밀도는 식(7)로부터 구할 수 있다.

$$\rho_m = \frac{M_o - \int_0^\theta \dot{m}_l \frac{d\theta}{\omega}}{V(\theta)} \quad (7)$$

여기서, \dot{m}_l 는 유로에서 또는 누설 간극에서 일어나는 질량유량으로서 식(8)로 표현된다.

$$\dot{m}_l = c_v A P_{up} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_{up}}} \times \sqrt{\left(\frac{P_{dn}}{P_{up}}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}}\right)^{(k-1)/k}} \quad (8)$$

여기서, 하첨자 up 와 dn 은 각각 누설경로의 상류측 및 하류측을 나타낸다. 유량계수 c_v 는 누설 유동을 Fanno 유동으로 간주할 경우와 이상노즐 유동 간주할 경우와의 비로서 미리 일정한 압력 범위와 누설간극 치수에 대해 계산하였고, 이를 데이터베이스화하여 팽창기 성능해석을 위한 본 프로그램을 돌릴 때는 압력비와 간극비만을 가지고 불러와 사용하도록 하였다.

엔탈피와 건도도 주어진 엔트로피값에서는 압력만의 함수로 각각 식(9) 및 (10)과 같이 주어진다.

$$h = h(P; s_3) \quad (9)$$

$$x = x(P; s_3) \quad (10)$$

3.2 압축기

압축기 압력은 식(11)을 사용하여 구하며

$$P = P_s(\rho/\rho_s)^n, \quad \rho = M/V \quad (11)$$

여기서, 압축실 내 질량 M 은 누설로 인한 영향을 고려하여 구한다. 누설유량은 식(8)를 적용한다.

3.3 팽창기 출력과 효율 정의

팽창기에서 냉매가 팽창함에 따라 선회 스크롤을 구동시키는 팽창력이 발생하는데 이는 팽창압

력 선도로부터 식(12)와 같이, 그리고 선회 스크롤 구동 토크 T 및 출력 L 는 각각 식(13) 및 (14)와 같이 구한다.

$$F_{tg} = \frac{1}{2\pi} \int p dV \quad (12)$$

$$T = r_s F_{tg} \quad (13)$$

$$L = \omega T \quad (14)$$

팽창기의 체적효율과 등엔트로피 팽창효율, 그리고 기계효율은 각각 식(15), (16) 및 (17)과 같이 정의한다.

$$\eta_v = \dot{m}_{th} / \dot{m} \quad (15)$$

$$\eta_i = L / L_{th} \quad (16)$$

$$\eta_m = L_s / L \quad (17)$$

여기서, 이론출력 L_{th} 은 $L_{th} = \dot{m}_{th} \Delta h_s$ 과 같이 정의되며, L_s 는 축출력을 나타낸다. 팽창기 전효율 η_e 은 식(18)로 주어진다.

$$\eta_e = \frac{L_s}{\dot{m} \Delta h_s} = \eta_v \eta_i \eta_m \quad (18)$$

4. 계산결과 및 고찰

기준 운전조건에서 팽창기-압축기 유닛을 CO₂ 사이클에 적용할 경우 얻어지는 성능개선 효과는 Table 3과 같다. 팽창기와 압축기의 기계적 효율을 각각 80%, 90%로 가정하였다. 팽창기 사용으로 인해 냉력은 8.6% 증가하였고 팽창기 출력은 가스 압축에 사용되는 동력을 12.9% 감소시켜 결국 사이클 COP는 24.8% 향상되는 것으로 계산되었다. 팽창기와 1단 압축기의 각종 효율은 Table 4

Table 3 Improvement of CO₂ cycle performance at design condition: $P_s=3.5$ MPa, $P_d=10$ MPa, $t_3=35^\circ\text{C}$

	Without expander	With expander ($\varepsilon=10 \mu\text{m}$)	Ratio
Expander power output	-	0.636 kW	-
Cooling capacity	12.541 kW	13.624 kW	1.086
Compressor work	5.027 kW	4.377 kW	0.871
COP	2.495	3.113	1.248

Table 4 Expander-compressor efficiencies

Efficiency	Expander		Compressor	
	η_v		η_{vc}	
Volume	η_i	0.84	η_{ic}	0.973
Isentropic	η_e	0.971	η_c	0.849
Total		0.652		0.764

에 나타내었다. 팽창기 전효율은 65.2%, 압축기 전효율은 76.4%로 나타났다.

압축기의 등엔트로피 압축효율이 낮게 나타난 것은 Fig. 5에서 설명될 과도한 과압축 손실 때문이다.

Fig. 4는 팽창기에서 스크롤 간극이 $\epsilon=10\mu\text{m}$ 일 때 압력이 팽창하는 선도를 보여준다. 팽창기 입구에서 압력이 미리 감소하기 시작하는 것은 유효흡입면적이 충분하지 않기 때문이며 간극으로

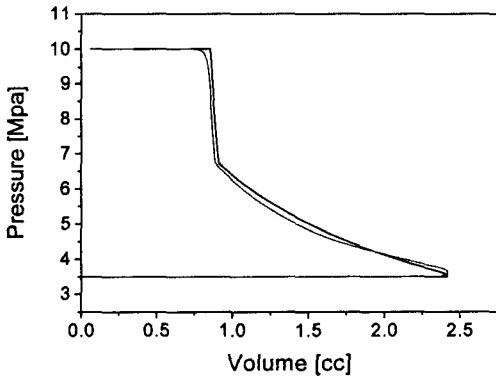


Fig. 4 P - V diagram for expander.

인해 팽창 중반부를 제외하고는 이상적인 팽창과정보다 압력이 더 낮게 나타난다.

Fig. 5는 1단 압축기에서의 압력선도를 보여준다. 토출과정에서 과압축 손실이 매우 크게 나타났는데 이는 토출포트의 직경이 유량에 비해 매우 작기 때문이다.

Fig. 6의 (a)와 (b)는 각각 증발기 압력(P_s)변화에 따른 팽창기 팽창선도 및 1단 압축기 압력선도변화를 보여준다. 팽창기에서 $P_s=3\text{ MPa}$ 및 3.5 MPa에서는 부족팽창(under-expansion)이, $P_s=4\text{ MPa}$ 및 4.5 MPa에서는 과팽창(over-expansion)이 발생한다. 이것은 스크롤의 고정 체적비 특성 때문에 발생하는 것이다. 증발기 압력이 $P_s=3\text{ MPa}$ 에서 4.5 MPa로 증가하면 팽창기 출력은 0.733 kW에서 0.501 kW로 감소한다. 이로 인해 1단 압축기의 운전압력비는 $P_{1a}/P_s=1.082$ 에서 1.352로 변화

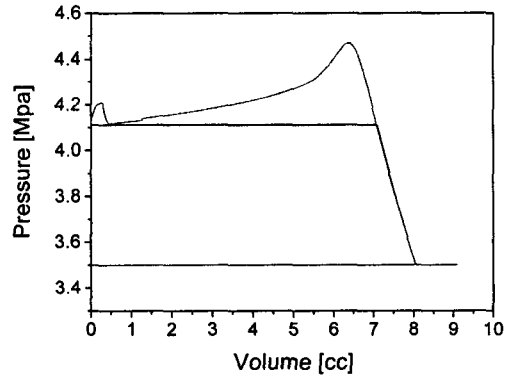
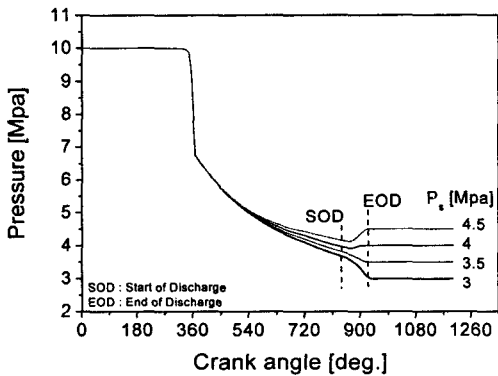
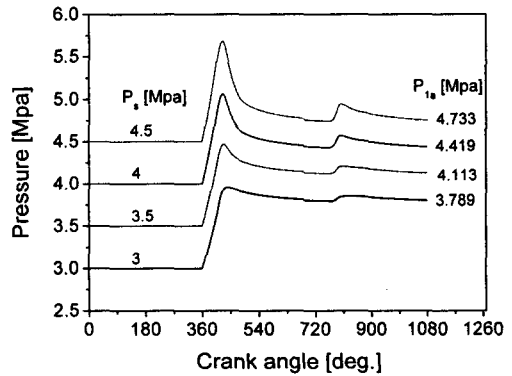


Fig. 5 P - V diagram for the first stage compressor.



(a) Expander



(b) Compressor

Fig. 6 P - θ diagram of expander-compressor unit at various evaporator pressures.

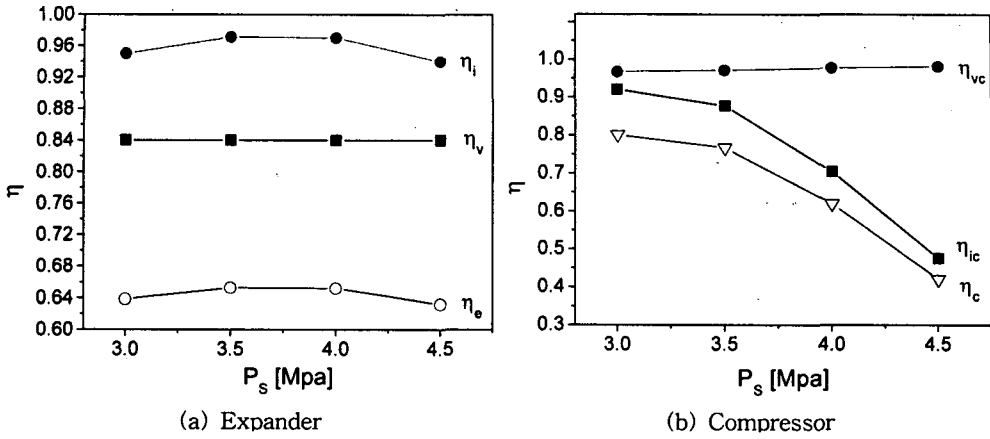


Fig. 7 Expander-compressor efficiencies at various evaporator pressures.

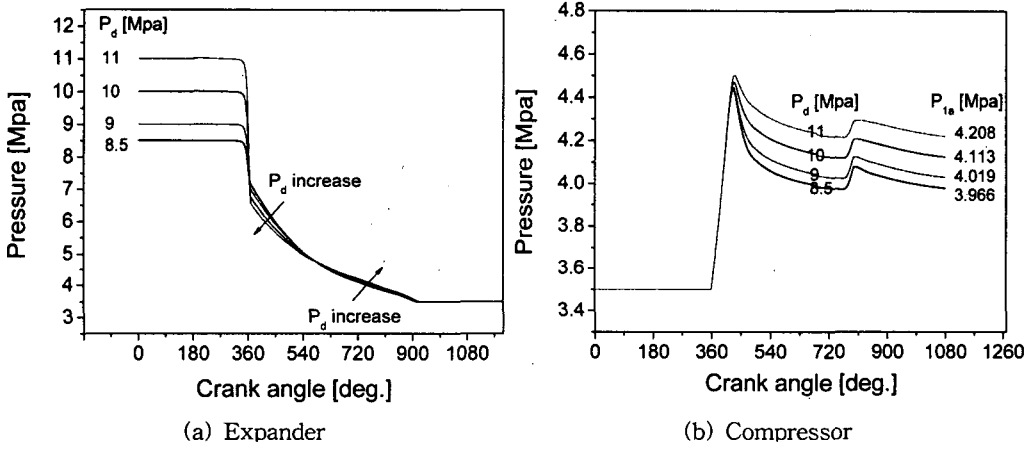


Fig. 8 $P-\theta$ diagram of expander-compressor unit at various gas cooler pressures.

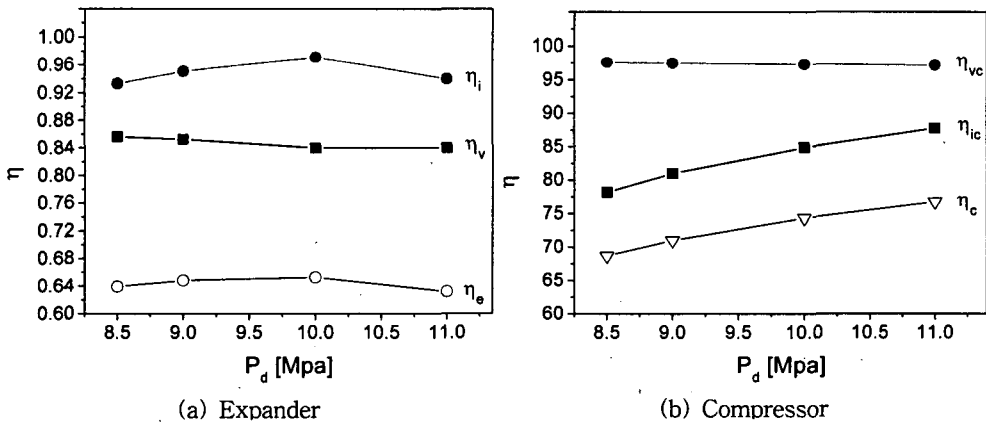


Fig. 9 Expander-compressor efficiencies at various gas cooler pressures.

하는데 이는 1단 압축기의 운전압력비가 설계압력비보다 점점 작아지는 것을 의미하며, Fig. 6(b)에서 보듯이 P_s 가 높을수록 압축력의 대부분이 과

압축 손실로 소모된다. 이러한 이유로 인해 등엔트로피 효율은 팽창기에서는 설계압력비인 $P_s=3.7$ MPa을 중심으로 최대치를 보이고 전반적으로는 P_s 의 변화에 큰 영향을 받지 않으나 압축기에서는 P_s 가 증가할수록 등엔트로피 압축효율이 급격히 감소한다(Fig. 7의 (a), (b)).

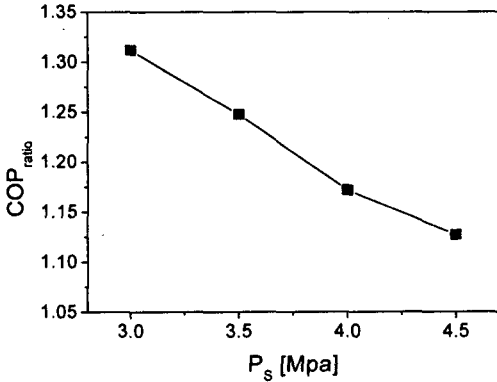
Fig. 8의 (a)와 (b)는 각각 가스쿨러의 압력변화에 따른 각각 팽창기 팽창선도 및 1단 압축기 압력선도변화를 보여준다. $P_d=8.5$ MPa에서는 팽창기 출력이 0.533 kW, $P_d=11$ MPa에서는 0.703 kW로 증가하고, 등엔트로피 팽창효율은 0.93에서 0.98로 증가한다(Fig. 9(a)). 1단 압축기에서는 P_d 증가에 따라 팽창기 출력이 증가하므로 1단 압축기 출구압력이 증가하여 운전압력비가 설계압력비에 접근하고 따라서 등엔트로피 압축효율이 증가한다(Fig. 9(b)).

Fig. 10은 증발기 압력, 가스쿨러 압력, 그리고 팽창기 입구 온도 등과 같은 운전조건 변화가 CO₂ 사이클 효율에 미치는 영향을 보여 준다. COP_{ratio}는 CO₂ 사이클에 팽창기-압축기 유닛을 적용한 경우와 적용하지 않은 경우의 COP 비를 나타낸다. P_s 가 3~4.5 MPa로 변화하면 COP 증가효과는 31%에서 13%로 감소하는데, 이는 1단 압축기의 효율저하에 기인한다. $P_d=8.5\sim 11$ MPa의 범위에서는 COP 증가효과는 24.5~25.5% 정도이다. 팽창기-압축기 유닛의 성능은 팽창기 입구 온도인 t_3 에도 매우 민감하다. $t_3=20\sim 40^\circ\text{C}$ 로 변화하면 COP 증가는 19~26%로 향상된다.

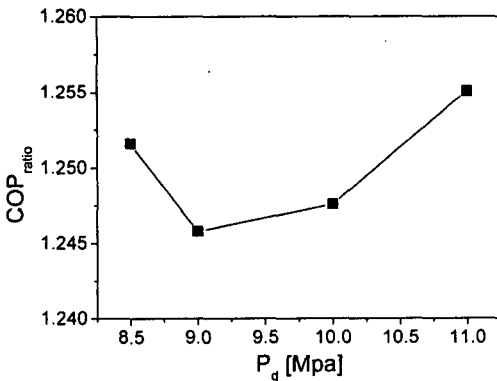
5. 결 론

CO₂ 초임계 사이클의 성능향상을 위해 팽창기 적용을 고려한 해석적 연구에서,

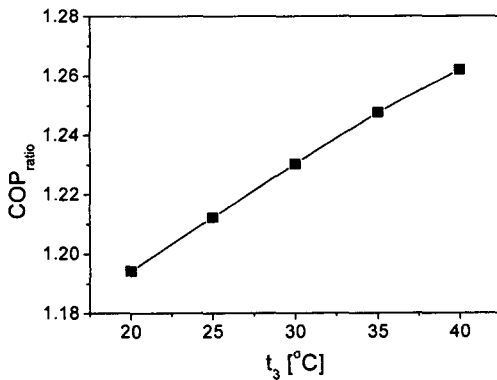
- (1) 팽창기-1단 압축기 일체형 개념을 소개하였다.
- (2) 기존의 R410A용 스크롤 랩을 약간의 치수 조정만을 통해 팽창기와 1단 압축기에 적용한 경우에 대해 이론적 성능해석을 수행하였다.
- (3) 기준 운전조건에서 스크롤 간극이 10 μm인 경우 팽창기 효율은 65.2%, 1단 압축기 효율은 76.4%를 얻었고, 사이클 효율은 24.8%가 향상되었다.
- (4) 1단 압축기 효율은 운전압력비가 설계압력비에서 멀어질수록 매우 급격하게 감소한다. 과



(a) $P_d=10$ MPa, $t_3=35^\circ\text{C}$



(b) $P_s=3.5$ MPa, $t_3=35^\circ\text{C}$



(c) $P_d=10$ MPa, $P_s=3.5$ MP

Fig. 10 COP improvement by using expander-compressor unit.

압축 손실을 줄여 주기 위해서는 충분한 토출포트 크기를 확보해 주어야 하며 이를 위해 기존 R410A용 스크롤 랩을 변조하는 것보다는 새로운 스크롤 랩 설계가 필요하다.

(5) 스크롤 기구를 갖는 팽창기는 이상유동의 팽창에 매우 유용하며 운전압력변화에 효율이 크게 민감하게 변화하지 않는다.

참고문헌

1. Hwang, Y., 1997, Comprehensive investigation of carbon dioxide refrigeration cycle, Ph.D dissertation, University of Maryland, USA.
2. Nickl, J., Will, G., Kraus, W.E. and Quack, H., 2003, Third generation CO₂ expander, International Congress of Refrigeration, Washington D.C., Paper No. ICR0571.
3. Zha, S., Ma, Y. and Sun, X., The development of CO₂ expander in CO₂ transcritical cycles, International Congress of Refrigeration, Washington D.C., Paper No. ICR0089.
4. Fukuta, M, Yanagisawa, T. and Radermacher, R., 2003, Performance prediction of vane type expander for CO₂ cycle, International Congress of Refrigeration, Washington D.C., Paper No. ICR0251.
5. Preissner, M., 2001, Carbon dioxide vapor compression cycle improvement with focus on scroll expander, Ph.D dissertation, University of Maryland, USA.
6. Westphalen, D. and Dieckmann, J., 2004, Scroll expander for carbon dioxide air conditioning cycles, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, USA, Paper No. R023.
7. Huff, H., Radermacher, R. and Preissner, M., 2003, Experimental investigation of a scroll expander in a carbon dioxide air-conditioning system, International Congress of Refrigeration, Washington D.C., Paper No. ICR0485.