Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering
Vol. 30, No. 3(2018), pp.107-115
ISSN 1229-6422(Print), 2465-7611(Online)
https://doi.org/10.6110/KJACR.2018.30.3.107

차량용 CO_2 에어컨 사이클 성능 향상을 위한 일체형 팽창기-압축기 성능 해석

An Analysis of the Performance of a Combined Expander-Compressor Unit for a CO_2 Automotive Air Conditioning Cycle

최재웅(Jae Woong Choi), **임정택**(Jeong Taek Lim), **김현진**(Hyun Jin Kim)†
인천대학교 기계공학과
Dept. of Mechanical Engineering, Incheon National University, Incheon, 22012, Korea

(Received December 8, 2017; revision received January 17, 2018; Accepted: January 18, 2018)

Abstract A design combining the use of a compressor and expander was introduced in order to improve the cycle performance of a CO_2 automotive air conditioning system. Both the compressor and expander used were of rotary vane type and were designed to share a common shaft in a housing. Numerical simulation was carried out to evaluate the merit of the combined unit. In a typical automotive air conditioning operating conditions, the COP of the system was improved by 8.7% by the application of the combined unit. The compressor input was reduced by 5.2% through use of the expander output. In addition, about 3.06% increase in the cooling capacity was obtained through isentropic expansion in the expander. Our study noted that, as the pressure difference between the gas cooler and the evaporator becomes larger, the COP of the system improved increases unless the mass flow rate in the expander exceeds that in the compressor.

Key words Vane rotary expander(베인 로터리 팽창기), Vane rotary compressor(베인 로터리 압축기), Compressor input(압축기 입력), CO_2 air conditioning cycle(CO_2 에어컨 사이클), COP(성적계수)

† Corresponding author, E-mail: *kimhj@inu.ac.kr*

기호설명

C_v	: 유량 계수
e	: 편심 거리 [m]
h	: 엔탈피 [kJ/kg], 간극 높이 [m]
H	: 너비 [m]
l	: 베인 돌출 길이 [m]
n	: 폴리트로픽 지수
P	: 압력 [bar]
P_r	: 압력비
r	: 반경 [m]
R	: 기체 상수 [kJ/kg・K]
Re	: 레이놀즈 수
s	: 엔트로피 [kJ/kg・K]
t	: 시간 [s]
T	: 온도 [℃]
V	: 부피 [m^3]
w	: 간극 너비 [m]
α, γ	: 베인 특성 각도 [°], 상수
β	: 상수
θ	: 크랭크 각도 [°]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
s	: 흡입

1. 서 론

2014년도 전기차(EV), 하이브리드(HEV, PHEV), 연료전지차(FCEV) 등 글로벌 친환경차 시장은 230만대 규모로 전체 자동차 시장의 2.6%를 차지하고 있다. 연평균 시장 성장률은 2010년~2014년의 기간 동안에 내연기관차는

3.2%인 반면 친환경차량은 20% 정도로서 IEA, 프로스트 앤 셜리번, 엑손 모빌 등 주요 기관의 예측에 따르면 친환경차량의 시장점유율이 2025년에는 30%, 2030년에는 50%에 이를 것으로 전망하고 있다.[1] 이러한 지속적인 성장을 위해 현재 친환경차량이 지니는 한계들을 극복해야 하는데, 특히 순수 전기차(EV)의 당면한 과제는 짧은 주행거리의 확장이다. 냉난방 운전을 할 경우 주행거리는 더욱 급격히 감소하는데, 일반적으로 냉방 시 25%~40%, 난방의 경우에는 50% 정도로까지 감소한다.

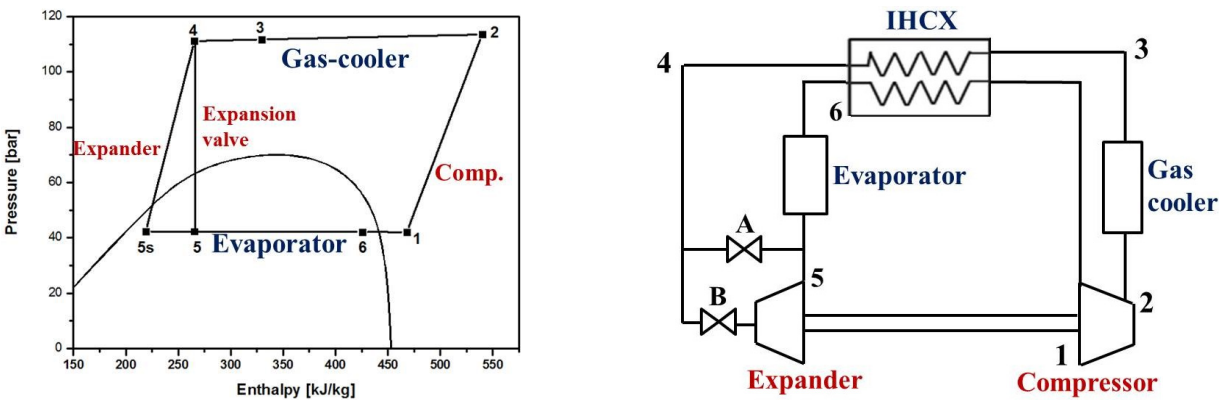
이러한 냉난방 시스템 가동 시 주행거리가 급격히 감소하는 문제를 해결하기 위해 히트펌프 시스템을 전기차에 적용하는 연구가 주요 관련 기업 등을 중심으로 진행되고 있다. 현재 차량용 공조시스템에 사용되는 냉매인 R134a는 높은 GWP로 단계적으로 사용을 중단하는 과정에 있기 때문에 향후 전기차량용 히트펌프 시스템에는 자연냉매인 CO_2가 적용될 가능성이 높다. 하지만 이럴 경우 CO_2 사이클은 R134a 사이클 대비 효율이 낮아지는 단점이 있다.

본 연구에서는 CO_2를 사용하는 차량용 에어컨 시스템의 사이클 성능 향상의 방안으로 팽창 밸브 대신 팽창기를 사용할 때 얻는 성능 향상 효과를 수치 해석적인 방법으로 계산해 보고자 한다. 종래의 R134a의 사이클은 고압부와 저압부의 압력 차이가 약 15~25 bar인 반면, CO_2 사이클은 50~70 bar로 크게 증가하므로 팽창 과정에서의 팽창 밸브의 마찰 손실은 상대적으로 증가한다. 이러한 팽창 과정에서의 손실을 종래의 팽창기구인 팽창 밸브 대신 팽창기로 대체할 때 이러한 팽창 손실은 회복될 수 있고, 이에 더하여 냉방 효과는 증가된다. 팽창기 출력은 발전기를 설치하여 전력을 생산하거나 또는 직접 압축기에 전달하여 압축기 소요 동력을 줄일 수 있다.

이제까지 CO_2 사이클에서 팽창기를 적용하고자 하는 연구들 가운데 시도된 팽창기 타입으로는 왕복동식,[2] 롤링 피스톤식,[3] 베인 로타리식,[4] 스크롤식[5, 6] 등이 있다. 팽창기 출력을 효율적으로 사용하기 위해 팽창기와 압축기가 축을 공유하도록 하는 일체형 구조에 대한 제안들도 있다. 팽창기와 압축기 모두를 스크롤 타입으로 해서 CO_2 초임계 사이클에서 2단 압축의 1단에 적용하는 경우를 수치해석적으로 수행한 연구[7]와 압축기는 롤링 피스톤 타입을 팽창기에는 로타리 베인 타입을 사용하여 가정용 에어컨 시스템을 대상으로 R410A 사이클에 적용한 해석적인 연구[8]도 있다.

본 연구에서는 스크롤 타입이나 롤링 피스톤 타입에 비해 제작이 비교적 용이하고 가격 경쟁력이 있는 로타리 베인 타입으로 이루어진 팽창기와 압축기와 그리고 구동 모터가 하나의 하우징 안에서 축을 공유하도록 하여 팽창기에서 압축기로의 동력 전달이 더 효율적으로 이루어지도록 하는 일체형 팽창기-압축기를 사용하는 구조를 제시하고 이러한 유닛의 성능 특성에 대해 수치적 해석을 제시하고자 한다.

Fig. 1(a), Fig. 2(b)는 이러한 일체형 팽창기-압축기를 적용한 CO_2 시스템의 사이클 P-h 선도와 시스템 구성 개략도를 보여준다. 팽창 밸브 대신 팽창기를 사용함에 따라 팽창 과정은 등엔탈피(4 → 5)에서 등엔트로피(4 → 5s) 과정으로 이루어지게 되며, 엔탈피 감소분(h4~h5s)은 팽창기 출력으로 얻어진다.



(a) P-h diagram (b) Expander-compressor unit in a cycle

Fig. 1 CO_2 air conditioning cycle.

ⓒ SAREK

2. 일체형 팽창기-압축기의 구조

Fig. 2는 일체형 팽창기-압축기의 단면도를 나타낸다. 하나의 하우징 안에서 모터와 팽창기와 압축기가 하나의 크랭크 축을 공유하며 설치되어 있다. 압축기와 팽창기 사이에 누설이 발생하여 압력 손실이 일어나지 않도록 그 사이를 격막(separating plate)으로 차단하는 구조이다. 팽창기와 압축기는 Fig. 3(a), Fig. 3(b)와 같이 모두 로터리 베인 타입이다. 압축기는 두 개의 슬라이드 베인이 있어 한 번 회전할 때 두 번의 토출 과정을 갖고, 팽창기는 토출구와 흡입구가 각각 두 개씩 있는 대칭형이고 8개의 베인이 있어서 축 한 회전당 16번의 토출이 일어난다. 압축기에서는 토출 리드 밸브를 장착하여 압축실 내 압력이 토출압보다 높아지는 경우 리드 밸브 전후의 압차에 의해 자동으로 열리게 되어 있는 반면, 팽창기에서는 팽창 완료가 팽창실 체적이 최대가 된 직후(θ = 112.5°)에 일어나도록 토출 개시각을 설정하였다.

승용차 에어컨의 통상적인 부하를 3 kW~9 kW정도(이는 R134a용 33 cc급 스크롤 압축기 회전수 3,000~8,600 rpm 운전에 상응)라고 할 때, 본 일체형 팽창기-압축기의 설계운전조건(Table 2의 BASE 조건)에서 중간 값인 냉동능력 6 kw정도를 만들어 낼 수 있도록 압축기를 사이징(sizing)하였고, 이 때 팽창기에도 동일수준의 질량유량이 흐를 수 있도록 팽창기의 형상 치수를 결정하였다. 팽창기와 압축기의 주요 치수는 Table 1에 나타냈다. 모터에 전기기 인입되면 압축기가 구동되며 압축기에서 압축된 가스는 토출실로 들어간 후 토출실에 설치된 오일 분리기를 통과하게 된다. 이때 토출 가스 내에 과다 포함된 오일의 상당분이 분리된 후 가스는 하우징 밖으로 토출되어 가스 쿨러로 이송된다. 토출 가스로부터 분리된 오일은 토출실 바닥의 오일 저장부에 모아진 후 고압의 토출실과 저압의 모터실의 압력 차이로 인해 크랭크 축 안으로 이어지는 오일회수 통로로 유입되고 오일의 일부는 오일회수 통로 중도에 압축기 및 팽창기의 로터 중앙부에 마련된 반경 방향 통로를 통해 각 슬라이딩 베인의 윤활을 이룬 후 압축실 또는 팽창실로 유입되게 된다.

사이클 운전조건은 Table 2와 Fig. 4의 T-s 선도에 나타냈다. 사이클의 기본 운전조건(BASE)의 고압과 저압은 각각 P_d = 113.5 bar와 P_s = 42.1 bar(T_e = 7℃)이며, 가스 쿨러 출구 온도는 T_3 = 46.3℃이다. 내부 열교환기를 통해 가스 쿨러 출구 온도는 T_3에서 T_4로 낮아지고, 그 대신 압축기 입구 온도는 T_6에서 T_1로 상승되게 된다.

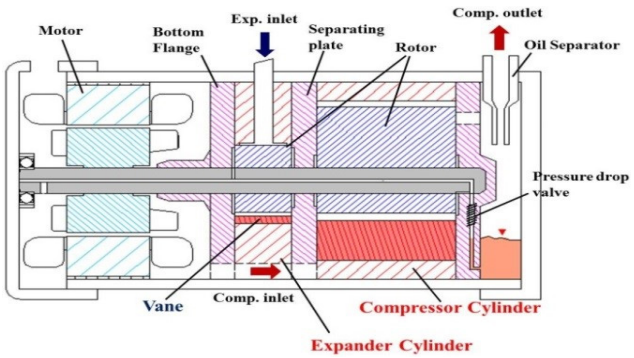
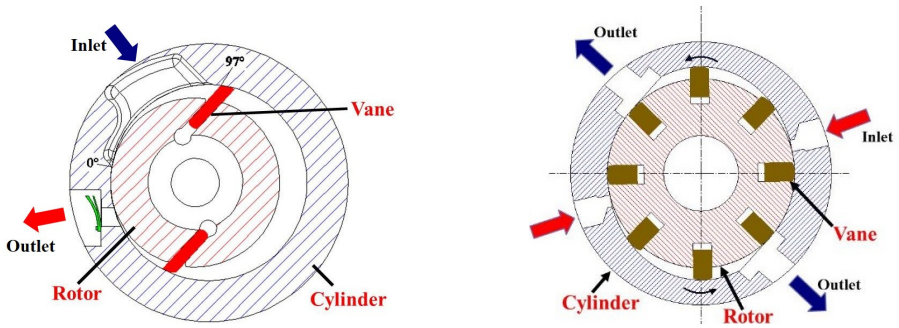


Fig. 2 A combined rotary vane compressor-expander.



(a) compressor (b) expander

Fig. 3 Rotary vane type compressor and expander.

Table 1 Main specifications of the compressor and expander

Compressor dimensions			Expander dimensions		
Notation	Description	Value	Notation	Description	Value
$r_{c,comp}$	Cylinder radius	20.0 [mm]	$r_{c,exp}$	Cylinder radius	14.6 [mm]
r_a	Rotor radius	18.2 [mm]	r_a	Rotor radius	13.5 [mm]
H_c	Cylinder height	24.5 [mm]	H_c	Cylinder height	6.2 [mm]
l_v	Vane length	12.3 [mm]	l_v	Vane length	3.5 [mm]
t_v	Vane thickness	4.5 [mm]	t_v	Vane thickness	2.5 [mm]
D_{dp}	Disch. Port dia.	5.0 [mm]	a	Vane max. protrusion	1.0 [mm]
$V_{th,comp}$	Comp. stroke volume	8.36 [cc]	$V_{th,exp}$	Expander stroke volume	0.0322 [cc]

Table 2 Design operation conditions

Notation	Description	Value					Unit
		BASE	CASE#1	CASE#2	CASE#3	CASE#4	
P_s	Evaporator pressure	41.765	41.765	41.765	36.733	47.297	[°C]
T_e	Evaporator temperature	7.0	7.0	7.0	2.0	12.0	[bar]
P_d	Gas cooler pressure	110	100	120	110	110	[°C]
T_3	Gas cooler exit temperature	45	40	50	45	45	[°C]
T_1	Compressor suction temperature	33.702	33.702	33.702	24.084	43.285	[°C]
T_4	Expander inlet temperature	32.383	27.264	37.071	32.383	32.383	[°C]

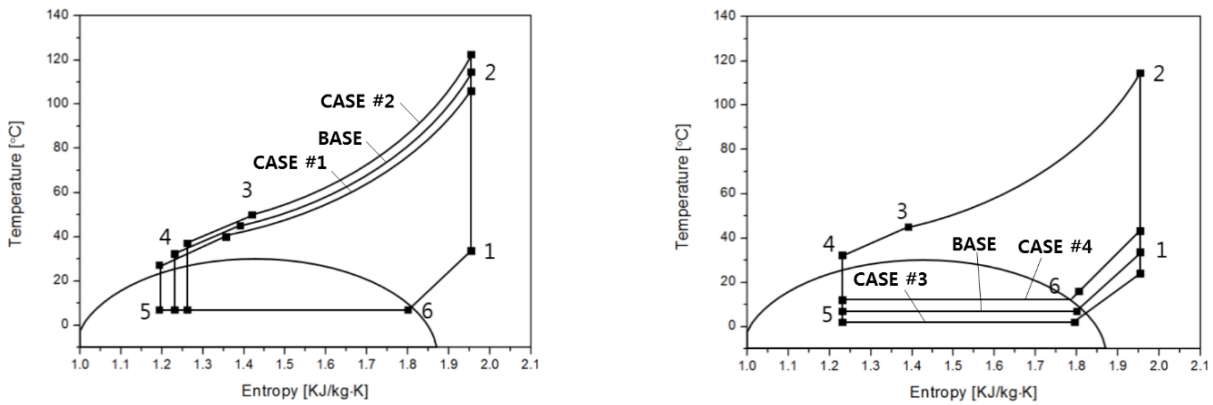


Fig. 4 Design operating conditions in T-s diagram.

3. 성능해석

3.1 압축기

크랭크 축 회전에 따른 압축실 체적 변화는 식(1)로 구한다.

$$V_c = [\int_{\theta-180^\circ-\alpha}^{\theta-\alpha} \frac{1}{2}(r^2 - r_2^2)d\theta + \frac{1}{2}r_2(l_\theta - l_{\theta-120^\circ})\sin\gamma - \frac{1}{2}r_2^2(\alpha_\theta - \alpha_{\theta-120^\circ})\sin\gamma - \frac{1}{2}t_v(l_\theta - l_{\theta-120^\circ})] \quad (1)$$

ⓒ SAREK

압축실 가스 압력은 식(2)로 구한다.

$$P = \frac{P_s}{\rho_s^n}\left(\frac{M_{gas}}{V_c - M_{oil}/\rho_{oil}}\right)^n \tag{2}$$

여기서

$$M_{gas} = M_{gas}(0) + \int_0^t \dot{m}_{gas}\, dt, \quad M_{oil} = M_{oil}(0) + \int_0^t \dot{m}_{oil} dt \tag{3a), (3b)}$$

CO2의 질량유량은 식(4)에, 오일의 질량유량은 식(5)에 나타냈다.

$$\dot{m}_{gas} = c_v p_u A \sqrt{\frac{2n}{n-1} RT_u}\ \sqrt{P_r^{2/n} - P_r^{(n+1)/n}} \tag{4}$$

$$\dot{m}_{oil} = \rho h w \left(\frac{4\Delta p h}{\rho L \lambda_a}\right)^{\frac{1}{2}},\ \lambda_a = \alpha Re^{-\beta} \tag{5}$$

로타리 베인 타입 압축기 성능해석에 대한 추가적인 부분은 참고문헌[9]을 참조할 수 있다.

3.2 팽창기

팽창기의 실린더 형상은 식(6)으로 주어지며, 이때 r_a는 로터 반경이며, 베인의 최대 돌출 길이는 a가 된다.

$$r_c = r_a + a\sin^2\theta \tag{6}$$

팽창실 체적 변화는 식(7)과 같이 구한다.

$$V = H_v\left[\int_{\theta-\theta_{bv}}^{\theta} \frac{1}{2}(r_c^2 - r_a^2) d\theta + \frac{1}{2}\frac{t_v}{2} l_v(\theta) - l_v(\theta - \theta_{bv})\right] \tag{7}$$

팽창 과정을 등엔트로피 과정으로 가정하면, 팽창 과정 중의 팽창실 압력은 팽창실 내 CO_2 밀도ρ_m을 알면 식(8)과 같이 Refprop 9.0에서 구할 수 있다.

$$P = P(\rho_m,\ s_4)\ along\ s_3 = s(P_4,\ t_4) \tag{8}$$

팽창 과정에서의 밀도 ρ_m은 식(9)와 같이 구한다.

$$\rho_m = M_0 - \int_0^{\theta} \dot{m} \frac{d\theta}{\omega} / V(\theta) \tag{9}$$

엔탈피와 건도는 등엔트로피 선을 따라 압력의 함수로 주어진다.

$$h = h(P; s_4),\ x = x(P; s_4) \tag{10a), (10b)}$$

팽창기의 지시일 L_{PV}는 P-V 선도의 내부 면적과 같고, 팽창기 축 출력은 식(11)과 같이 지시일에서 기계 손실을 빼서 구한다.

$$L_{\exp} = L_{PV} - L_{mech} \tag{11}$$

CO_2 사이클용 로타리 베인 팽창기 설계 및 성능 해석에 대해서는 참고문헌[10]을 참조할 수 있다. 팽창기 출력으로 인한 압축기 소요 동력 감소와 냉방능력의 증가는 각각 식(12)와 식(13)에 나타냈다.

$$\Delta W_c = L_{\exp}/\eta_{motor} \tag{12}$$

$$\Delta Q_c = \eta_{v,e}\dot{m}(h_5 - h_{5s}) \tag{13}$$

결과적으로, 일체형 팽창기-압축기에서 COP 향상은 식(14)로 구한다.

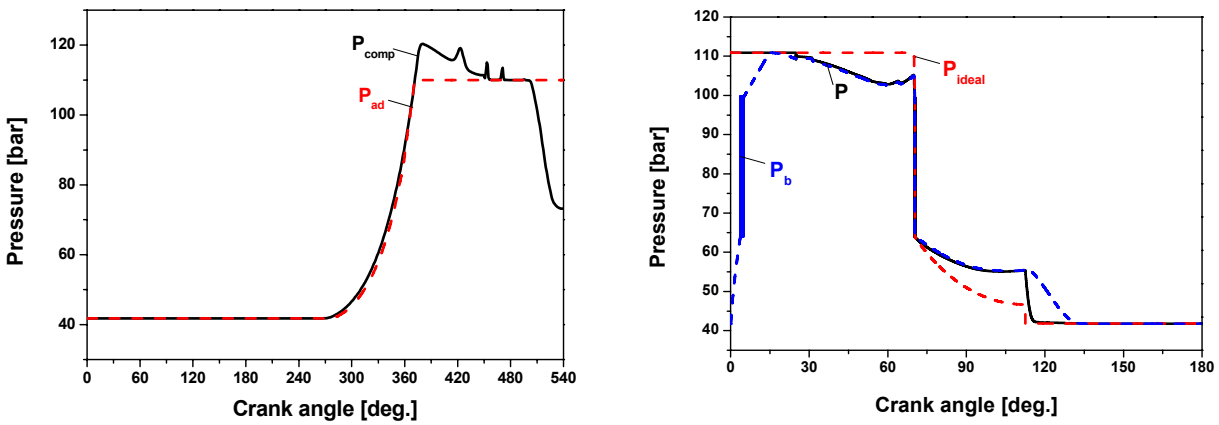
$$COP_{\exp} = \frac{Q_{c,0} + \Delta Q_c}{W_{c,0} - \Delta W_c} \tag{14}$$

4. 계산 결과 및 토론

먼저 기준 조건에서 일체형 팽창기-압축기의 성능 해석을 수행했다. Fig. 5(a), Fig. 5(b)는 각각 계산된 압축기와 팽창기의 압력 선도를 보여준다. 압축기에서는 토출 개시점에서 과압축이 나타났고 토출 종반부에는 베인이 토출 포트를 지나면서 베인 전방의 아주 작은 밀폐 공간은 토출 포트와 차단되고, 한편 로터와 실린더 사이의 간극을 통해 흡입 포트(P_s)와 미세하게 연통되는 상태가 되어 이 공간의 압력이 강하하는 상태를 보인다.

팽창기에서는 흡입 과정에서 압력이 흡입압(Pd)보다 낮아지는 흡입 손실이 나타났다. 이는 흡입구의 제한된 통로 면적으로 인해 크랭크 축 회전에 따라 팽창실 체적이 증가하는 만큼 CO_2 흡입이 충분히 이루어 지지 않기 때문이다. P-h 선도 상에서 포화 선(saturation line)을 지나기 전까지는 압력 강하가 가파르게 일어나고 이상(two phase) 상태 영역에 들어서면서 압력 강하가 완만해 진다. 토출 개시점은 112.5°이며, 이때 토출 포트와 연통되는 팽창실 압력은 아직 토출압(P_s)에 이르지 못한 상태라서 연통 후 급격한 팽창이 일어난다. 배압력 P_b (청색선)는 베인 후단 베인 슬롯내 공간에서의 압력을 나타내며 베인 선단(nose)이 실린더 내벽에 붙어 있도록 밀어주는 배압력 발생원이 된다.

압축기와 팽창기에서 베인에 대한 반력은 각각 Fig. 6(a), Fig. 6(b)에 나타냈다. F_n은 실린더 내벽에 대한 베인 선단의 접촉력을 나타낸다. 압축기에서 F_n은 항상 양수로 베인 점핑이 일어나지 않는 반면, 팽창기에서는 $0° < \theta < 10°$와 $135° < \theta < 180°$에서 음수이다. 하지만, 이 크랭크 각도 구간에서 베인 점핑은 팽창 과정에 영향을 미치지 않는다. 베인 후단 압력 P_b를 증가시키면 F_n이 증가하여 베인 점핑 영역을 줄이거나 없앨 수 있지만 마찰 손실이 커지게 된다.



(a) compressor (b) expander

Fig. 5 P-theta diagram.

ⓒ SAREK

Table 3 Summary of the compressor and expander performance(BASE case)

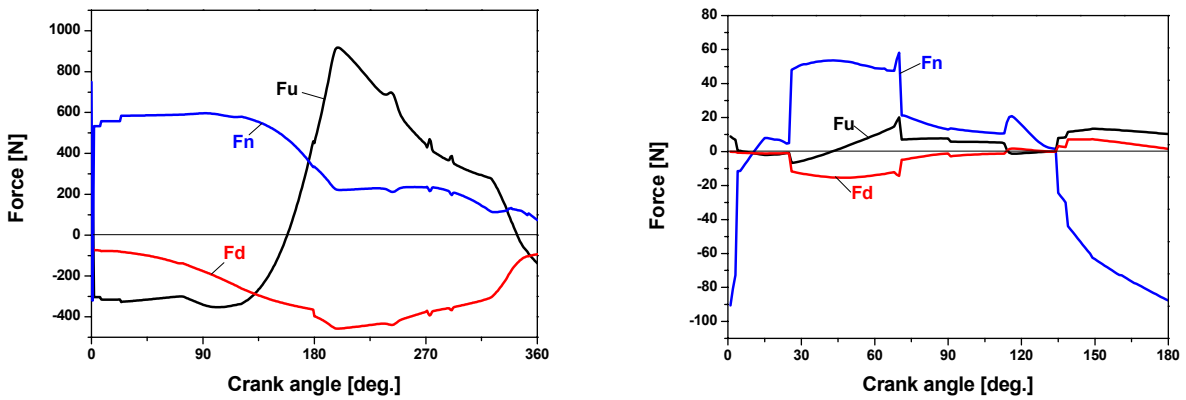
Compressor performance			Expander performance		
Notation	Description	Value	Notation	Description	Value
$\dot{m}_a$	Mass flow rate	0.03027 [kg/s]	$\dot{m}_e$	Mass flow rate	0.0283 [kg/s]
$\eta_{v,c}$	Volumetric eff.	82.3 [%]	$\eta_{v,e}$	Volumetric eff.	73.6 [%]
η_{mech}	Mechanical eff.	84.7 [%]	η_{mech}	Mechanical eff.	65.6 [%]
η_{ad}	Adiabatic eff.	92.4 [%]	η_{ad}	Adiabatic eff.	94.8 [%]
η_c	Compressor eff.	74.4 [%]	η_e	Expander eff.	45.74 [%]
$W_{c,0}$	Compressor input	2.55 [kW]	$L_{\exp}$	Shaft power	0.192 [kW]
$Q_{c,0}$	Cooling capacity	6.19 [kW]	$\Delta Q_{c,\exp}$	Cooling capacity	0.189 [kW]
COP	without expander	2.426	$COP_{\exp}$	with expander	2.637
ΔCOP	COP improvement	8.7 [%]			

기본 운전조건에서의 일체형 팽창기-압축기의 성능을 Table 3에 요약하였다. 압축기 유량보다 팽창기 유량이 적으므로 이 차이나는 유량은 Fig. 1의 시스템 구성도에 A로 표시된 바이패스 팽창 밸브를 통과시켜야 한다. 압축기 단독 구성 시 소요 동력은 2.55 kW이고 냉동능력은 6.19 kW이다. 한편 팽창기 적용에 따른 팽창기 출력은 0.192 kW이고 냉방능력 증가분은 0.189 kW이므로, 결국 팽창기로 인한 압축기 소요동력 감소는 5.2%, 냉동능력 증가는 3.06%에 상당하며, 사이클 COP는 2.426에서 2.637로 약 8.7% 증가하게 되었다.

운전 속도 변화에 따른 일체형 팽창기-압축기 성능 변화를 Fig. 7에 나타내었다. 운전속도가 높을수록 팽창기 출력으로 인한 압축기 소요동력 감소 비율($\Delta W_c/W_{c,0}$)과 냉동능력 증가비율($\Delta Q_c/Q_{c,0}$), 그리고 COP 향상 폭이 작아진다. 이는 주로 압축기 유량 대비 팽창기 통과 유량이 점차 적어져서 유효하게 사용될 수 있는 유량이 줄어들기 때문이다. COP 최대 증가는 2,000 rpm에서 9.76%이며, 운전속도가 이보다 낮아지게 되면 압축기 유량보다 팽창기 통과 유량이 많게 되어 사이클 고압부 압력은 낮아지고 저압부 압력은 올라가는 현상이 일어나게 된다. 이럴 경우에는 팽창기 라인을 잠그고 전적으로 팽창밸브 A를 사용해야 한다. 이러한 팽창기 운전을 멈추어야 하는 임계 운전속도는 팽창기 행정체적 크기에 달려 있다. 팽창기 행정체적을 작게 설계하면 임계 운전 속도를 더 낮추어 줄 수 있는 반면 COP 향상 폭은 전반적으로 낮아지게 된다.

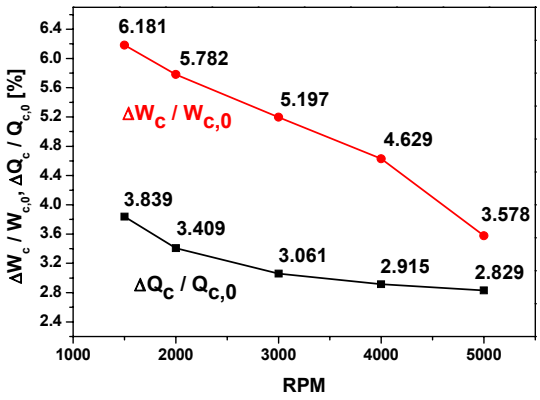
Fig. 8은 증발기 압력에 따른 일체형 팽창기-압축기 성능 변화를 보여준다. 증발기 압력 P_s가 증가함에 따라 COP 증가폭은 감소한다. 이는 증발기 압력이 높아질수록 팽창기 전후의 압력차가 줄어들어 팽창기가 활용할 수 있는 유체 에너지가 감소하기 때문이다. P_s < 36.7 bar(T_{eva} < 2℃)인 조건에서는 압축기 질량 유량이 팽창기의 질량 유량보다 작아져서 팽창기의 작동을 멈춰야 한다.

Fig. 9는 가스 쿨러 압력에 따른 성능 변화를 보여준다. 압력이 높아질수록 COP 증가폭은 증가하는데, 이는 팽창기 전후의 압력차가 커지므로 팽창기가 활용할 수 있는 유체 에너지가 증가하기 때문이다.

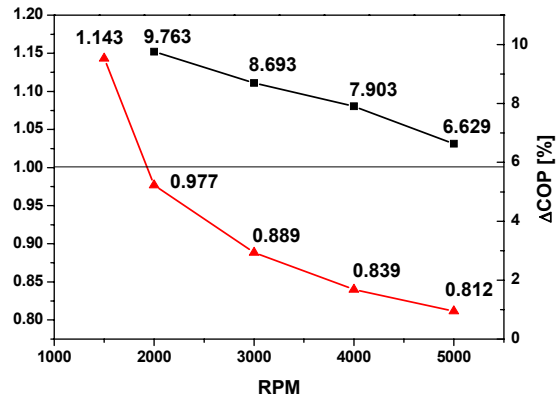


(a) compressor (b) expander

Fig. 6 Reactions on vanes.



(a) compressor input and cooling capacity



(b) COP and flow rate

Fig. 7 Effects of the operation speed on the expander-compressor unit performance.

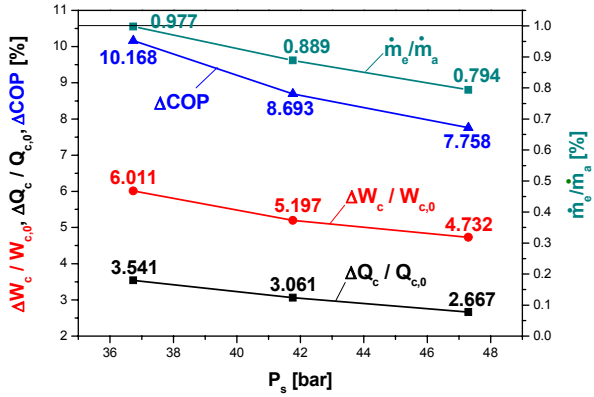


Fig. 8 Effects of the evaporator pressure on the expander-compressor unit performance.

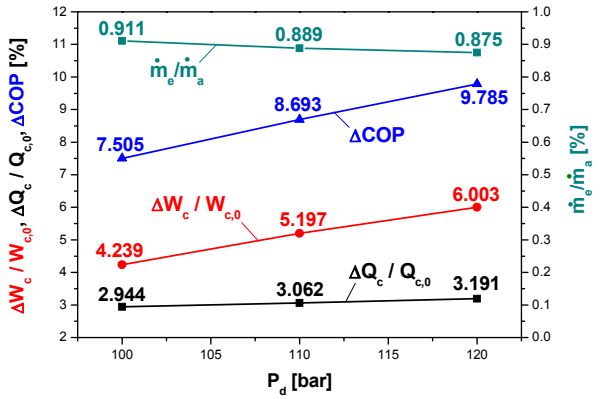


Fig. 9 Effects of the gas cooler pressure on the expander-compressor unit performance.

5. 결 론

(1) 차량용 CO_2 에어컨 시스템의 성능 향상을 위해 로타리 베인 타입으로 이루어진 일체형 팽창기-압축기를 제시하였고, 이에 대한 성능해석을 수행하였다.

(2) 기준 운전조건(P_d = 110 bar, P_s = 41.8 bar)에서 팽창기 적용으로 인해 압축기 소요동력은 2.55 kW에서 2.358 kW로 5.2% 감소하고, 냉동능력은 6.19 kW에서 6.379 kW로 3.06% 증가하여, 결국 사이클 COP는 2.426에서 2.637로 8.69% 증가하게 되었다.

(3) 운전속도가 높아지면 COP 향상 효과는 감소하는데 이는 팽창기 통과 유량이 압축기 유량 대비 작아지기 때문이며, 운전속도가 감소하여 어느 임계속도 이하로 내려가면 압축기 유량보다 팽창기 유량이 더 커져 사이클을 형성할 수 없게 되어 이럴 경우에는 팽창기 운전을 멈추고 바이패스 팽창밸브를 사용한다.

(4) 증발온도를 낮추거나 가스쿨러 압력을 높이는 경우와 같이 고압부와 저압부 압력 차이가 클수록 팽창기 효과는 더 커진다.

후 기

본 연구는 2016년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의해 수행되었습니다.

ⓒ SAREK

References

1. Automotive report 2017. 12.
2. Nickl, J., Will, G., Kraus, W. E., and Quack, H., 2003, Third generation CO_2 expander, in : International Congress of Refrigeration, Washington, DC, Paper No. ICR0571.
3. Zha, S., Ma, Y., and Sun, X., 2003, The development of CO_2 expander in CO_2 transcritical cycles, in : International Congress of Refrigeration, Washington, DC, Paper No. ICR0089.
4. Fukuta, M., Yanagisawa, T., and Radermacher, R., 2003, Performance prediction of vane type expander for CO_2 cycle, in : International Congress of Refrigeration, Washington, DC, 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, in : International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, UAS, Paper No. R023.
7. Kim, H. J., Ahn, J. M., Cho, S. O., and Cho, K. R., 2008, Numerical simulation on scroll expander-compressor unit for CO_2 trans-critical cycles, Applied Thermal Engineering, Vol. 28, pp. 1654-1661.
8. Kim, H. J., No, Y. J., and Kim, Y. H., 2015, A Combined Rotary Compressor-vane Expander, The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 19, No. 3, pp. 12-19.
9. Kim, W. Y., Ahn, J. M., Kim, H. J., and Cho, S. O., 2007, Performance Analysis of a CO_2 Two-Stage Twin Rotary Compressor, SAREK, Vol. 19, No. 1, pp. 19-27.
10. Kim, H. Y., Ahn, J. M., Kim, H. J., and Cho, S. O., 2009, Performance Analysis on Vane Rotary Expander for CO_2 Cycles, SAREK, Vol. 21, No. 1, pp. 55-62.

ⓒ SAREK