Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering
Vol. 27, No. 7 (2015), pp.362-368
http://dx.doi.org/10.6110/KJACR.2015.27.7.362

R1234yf와 R134a 냉매의 이젝터를 적용한 냉동사이클 성능에 대한 해석적 연구

A Numerical Study on the Performance of a Vapor Compression Cycle Equipped with an Ejector Using Refrigerants R1234yf and R134a

조홍현(Honghyun Cho)[1], **박차식**(Chasik Park)[2†]
[1]조선대학교 기계공학과, [2]호서대학교 기계공학부
[1]Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju, 510-759, Korea
[2]School of Mechanical Engineering, Hoseo University, Asan, 336-795, Korea

(Received April 17, 2015; revision received June 2, 2015; Accepted: June 3, 2015)

Abstract This paper presents a numerical study on the performance of a vapor compression cycle equipped with an ejector as an expansion device to improve the COP by reducing the expansion loss and compressor work. The simulation is carried out using a model based on the conservation of mass, energy and momentum in the ejector. From the results of the simulation, the vapor compression cycle equipped with an ejector showed a maximum COP improvement of 14.0% when using R134a refrigerant and 16.8% when using R1234yf. In addition, the performance of the system with an ejector represents the increased performance as the temperature difference between condensing and evaporating increased.

Key words Ejector(이젝터), Entrainment ratio(유입비), Area ratio(면적비), R1234yf(R1234yf), GWP(지구온난화지수), COP(성능계수)

† Corresponding author, E-mail: *cspark@hoseo.edu*

기호설명

A : 단면적 [m^2]
COP : 성적계수
h : 엔탈피 [kJ/kg]
$\dot{m}$: 질량유량 [kg/s]
P : 압력 [kPa]
Q : 냉방용량 [kW]
S : 엔트로피 [kJ/kg℃]
V : 속도 [m/s]
W : 압축기 소요동력 [kW]
x : 건도

그리스 문자

ε : 유입비
η : 효율
ρ : 밀도 [kg/m^3]
τ : 압축비
Φ : 이젝터 면적비

하첨자

c : 응축기
i : 이상(ideal)
$comp$: 압축기
e : 증발기
v : 포화증기

1. 서 론

산업의 급속한 발전으로 인하여 화석연료 에너지 고갈로 인한 에너지 부족과 지구 온난화에 따른 자연환경에 대한 문제가 지속적으로 대두되고 있다. 따라서 냉동기기 및 공조산업 분야에서는 고효율 에너지 기기와 대체 냉매 적용에 대한 다양한 연구가 시도되고 있다. 냉동사이클의 성능향상을 위한 하나의 방안으로 이젝터 사이클에 대한 연구가 진행되고 있다. 이젝터(ejector)는 고압의 구동유체(motive nozzle)를 분사시켜 이차유체(secondary fluid)와 운동량 교환을 하여 저압의 유체를 높은 압력으로 수송하는 장치이다. 이젝터는 기존의 팽

ⓒ SAREK

창장치인 모세관이나 오리피스에서 발생하는 감압팽창 과정의 추력손실(expansion loss)을 압력에너지로 회수하여 압축기 입구에서의 압력을 상승시키고, 결과적으로 압축기의 소요동력을 감소시킴으로서 시스템의 성능을 향상시키게 된다.

이젝터의 구성은 Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 노즐(nozzle), 혼합부(mixing section), 그리고 디퓨져(diffuser)로 구성되는데 가동시에 별도의 구동장치가 없어 구조가 간단하고 반영구적으로 사용할 수 있는 장치이다.

이젝터 해석에 관한 기존의 연구를 살펴보면, Konhauser[1]는 냉매 R12를 작동유체로 사용하는 이젝터 냉동사이클에 대한 열역학적 성능분석을 통하여 기존 냉동사이클에 비하여 21%의 성능향상이 나타나는 것을 제시하였다. Yari[2]는 작동유체로 R134a를 적용한 이젝터 냉동사이클이 기존에 냉동사이클과 비교하여 24%까지 엑서지(exergy) 손실이 감소한다고 보고하였다. Nehdi et al.[3]은 이젝터 설계를 위하여 노즐과 디퓨저의 직경비에 따른 이젝터 냉동사이클의 특성을 분석하였다. 연구에서 직경비가 10 부근에서 최대 COP를 나타내는 것으로 분석되었고, 특히 냉매 R141b와 R408a에서 표준 냉동사이클과 비교하여 COP 상승효과를 나타내는 것으로 분석하였다. Bilir et al.[4]은 R134a 냉매에 대한 이젝터의 해석적 연구에서 증발압력과 이젝터 입구에서의 압력차가 운전조건에 따라 15.7과 39.7 kPa 사이에서 최대 COP를 나타내는 것으로 분석하였다. 기존 표준 냉동사이클과 비교하여 이젝터 시스템의 COP 향상율은 증발온도가 감소할수록 또는 응축온도가 증가할수록 큰 것으로 나타났다. 운전조건에 따른 이젝트의 최적 면적비(area ratio)는 응축온도가 증가하거나 증발온도가 감소할수록 점점 작아지는 것으로 나타났다. Sarkar[5]는 작동유체로서 isobutane, propane, 그리고 ammonia를 적용하여 해석한 결과 최적 운전변수와 COP 향상은 운전조건과 냉매의 종류에 따라서 큰 영향을 받는다고 분석하였다. 즉, 유입비(entrainment ratio)와 면적비(area ratio)의 영향은 ammonia가 가장 크게 나타났고, 이젝터를 통하여 압력 상승은 isobutane이 가장 커서 시스템 성능 향상 효과가 가장 크게 나타난

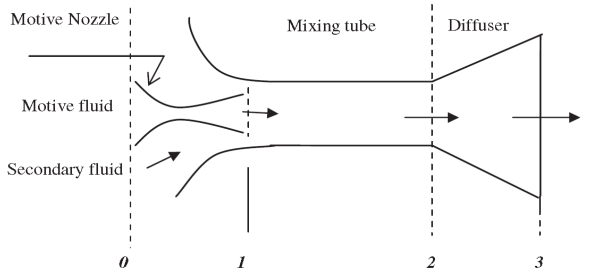

Fig. 1 Configuration of the ejector.

것으로 분석하였다. Hu et al.[6]은 작동유체 R410A에 대하여 이젝터의 혼합부 길이와 노즐 직경을 변화시키면서 이젝터 냉동사이클의 성능변화를 고찰하여 최적의 효율을 나타내는 이젝터 형상을 제시하였다. Wongwises and Disawa[7]는 응축기측 2차 유체의 온도를 27～37℃, 증발기측 2차 유체의 온도를 8～16℃의 운전조건을 변화시키는 실험을 통하여 R134a 냉매를 적용한 이젝터 열펌프 시스템이 기존 열펌프 시스템보다 냉방성능이 높게 나타나는 것을 확인하였고, 구동유체(motive fluid)가 증발온도 보다는 응축온도에 더 큰 영향을 받는 것으로 분석하였다. 이 밖에 Li et al.[8]과 Lee et al.[9]은 실험을 통하여 CO_2 냉매를 적용한 이젝터 사이클과 기본 사이클 성능을 비교하여 최적화된 이젝터을 제시하였으며, 이젝터 사이클이 기본 사이클보다 성능이 약 15～16% 향상된다고 보고하였다.

한편, 지구온난화 문제와 관련하여 지금까지 개발된 화학 냉매중에 R134a를 대체하고 지구온난화 방지를 위한 환경규제를 만족할 수 있는 냉매로서 R1234yf 냉매에 대한 적용 연구가 활발히 진행되고 있다. R1234yf 냉매는 지구온난화지수가 4이고, 온존층 파괴지수도 0이어서 유럽환경법규에서 요구하는 GWP 150 이하를 만족하는 환경 친화적인 냉매이다. 또한, 독성이 없고 대기 중에서 분해되는 속도가 기존 R134a 냉매보다 훨씬 빠른 것으로 보고되어 있다.[10] 특히, 현재 자동차용 냉매로 사용중인 R134a 냉매와도 열역하적 특성이 비슷하여 기존의 자동차용 공조시스템에도 Drop-in 적용이 가능하나, 동일한 포화온도에서 R1234yf 냉매가 R134a 냉매와 비교하여 증발잠열이 작아서 기존 시스템에 적용할 경우 성능이 떨어지는 단점이 있다.[11, 12] 본 연구에서는 증기압축식 냉동사이클 성능 향상 방안으로 기존의 냉동사이클에 이젝터를 적용하여, 시스템 성능 개선의 효과를 기존 R134a 냉매와 대체냉매 R1234yf 냉매에 대하여 해석하고 운전조건 변화에 따라 성능을 비교분석하였다.

2. 열역학적 모델링

Fig. 2은 이젝터를 적용한 냉동사이클의 개략도를 나타낸다. 팽창장치로서 이젝터를 적용하고 이젝터를 통과한 냉매는 기액분리기에서 기상은 압축기로, 액상은 증발기로 분리되어 들어가게 된다. Fig. 3은 기존의 팽창과정을 등엔트로피 과정으로 가정한 냉동사이클(9-5'-6-8')과 이젝터를 적용한 냉동사이클의 P-h 선도를 나타낸다. 응축기로부터 유입되는 구동유체(motive fluid)는 고압의 상태로 들어와서 구동노즐(motive nozzle)을 통과하게 되고 노즐출구와 비교하여 노즐입구에서의 속도는 상대적으로 느리므로 0으로 가정한다. 따라서, 구동노즐 출구에서의 속도는 구동노즐 내부의 에

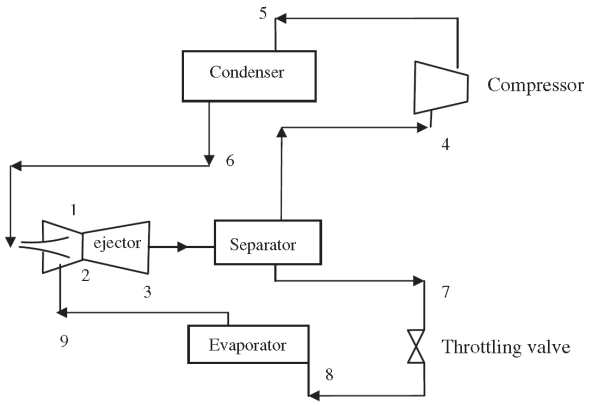

Fig. 2 Schematics of the refrigeration cycle with an ejector.

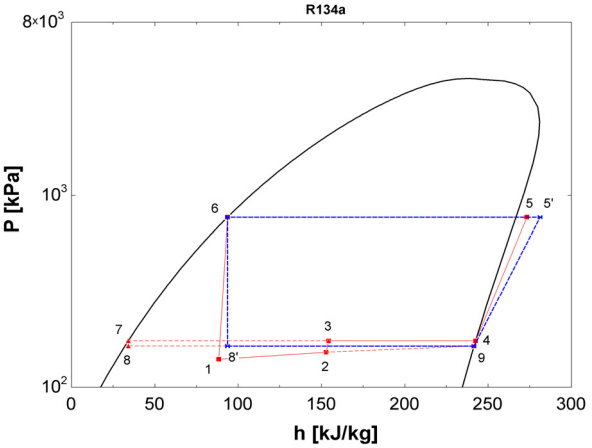

Fig. 3 P-h diagram of the vapor compression cycle with ejector.

너지 방정식을 적용하여 식(1)과 같이 나타낼 수 있다. 구동노즐 출구에서의 엔탈피는 노즐내부의 유동이 등엔트로피(isentropic) 과정이라고 하면, 이론적인 식(2)를 사용하여 이상적인 출구엔탈피 값을 구할 수 있다. 여기서 노즐의 효율(η_n)을 참고문헌[13, 14]으로부터 0.85로 가정하였으며 이를 적용하여 실제 출구엔탈피 값을 구하면 식(3)과 같다.

$$V_1 = \sqrt{2\eta_n (h_c - h_1)} \tag{1}$$

$$h_{1,i} = h(S_c, P_1) \tag{2}$$

$$h_1 = h_c - \eta_c (h_c - h_{1,i}) \tag{3}$$

구동노즐 출구에서의 밀도는 식(4)를 이용하여 상태량을 구하고 이를 이용하여 구동노즐 출구에서의 질량유량을 식(5)를 사용하여 구할 수 있다. 여기서, 출구압력 P_1은 참고문헌[15]에서 제시하는 압력강하 조건을 고려하여 주어진 사이클 운전조건의 증발압력에서 부터 10 kPa 낮은 것으로 가정하였다.

$$\rho_1 = \rho(h_1, P_1) \tag{4}$$

$$\dot{m}_1 = \rho_1 V_1 A_1 \tag{5}$$

이젝터 내부의 혼합부(mixing section)에서 열역학적 모델링을 해석하기 위하여 연속방정식과 운동량방정식을 적용하면 식(6)과 식(7)로 나타낼 수 있다. 식(7)에서 질량유량을 식(5)와 식(6)을 사용하여 소거하면 식(8)과 같이 된다.

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \rho_2 V_2 A_2 \tag{6}$$

$$(P_2 - P_1) A_2 = \dot{m}_1 V_1 - (\dot{m}_1 + \dot{m}_2) V_2 \tag{7}$$

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho_1 V_1^2} = \left(\frac{A_1}{A_2}\right) - \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^2 \tag{8}$$

이젝터 내부의 혼합부 입구와 출구에서의 밀도비는 참고문헌[16]의 식(9)를 사용하고, 식(10)인 유입비(ε), 식(11)의 면적비(Φ), 그리고 혼합부 입출구 속도비 식(12)를 적용하면 식(13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon}\frac{\rho_v}{\rho_1} + \frac{1}{1+\varepsilon} \tag{9}$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_2} \tag{10}$$

$$\Phi = \frac{A_2}{A_1} \tag{11}$$

$$V_2 = \frac{1}{1+\varepsilon} V_1 \tag{12}$$

$$\frac{P_2 - P_1}{1/2\rho_1 V_1^2} = 2\left(\frac{1}{\Phi}\right) - 2(1+\varepsilon)^2 \left(\frac{\rho_1}{\rho_2}\right)\left(\frac{1}{\Phi}\right)^2 \tag{13}$$

혼합부 출구의 엔탈피는 에너지 방정식을 적용하여 식(14)와 같이 나타내어 이젝터 디퓨저 출구의 상태량을 구한다. 디퓨저 출구에서의 엔탈피는 식(16)을 사용하여 이상적인 출구 엔탈피 값을 구한다. 여기서, 디퓨저의 효율(η_d)을 참고문헌[17, 18]으로 부터 0.85를 사용하여 실제 출구 엔탈피 값을 구하면 식 (17)과 같다. 주어진 운전조건과 이젝터 노즐과 디퓨저의 면적비(Φ)를 입력조건으로 디퓨져 출구에서의 상태량(h_3, P_3, x)를 구하고 이 값이 식(19)의 방정식을 만족할 때 까지 냉매유입비(ε)를 반복하여 계산하였다.

$$h_2 = \frac{1}{1+\varepsilon} h_c + \frac{\varepsilon}{1+\varepsilon} h_e - \frac{V_2^2}{2} \tag{14}$$

ⓒ SAREK

$$S_2 = S(h_2, P_2) \tag{15}$$

$$h_{3,i} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} \tag{16}$$

$$h_3 = h_2 + \eta_d \frac{V_2^2}{2} \tag{17}$$

$$P_3 = P(S_2, h_3) \tag{18}$$

$$x = \frac{1}{1+\varepsilon} \tag{19}$$

이젝터를 적용한 냉동사이클의 성능향상을 분석하기 위하여 사이클의 각 구성요소에 대한 해석은 다음의 식을 사용하였다. 압축기의 소비동력은 식(20)을 이용하였고, 여기서 압축기 효율은 Brunin et al.[19]이 제시한 식(21)의 경험식을 이용하여 식(22)의 압축비(τ)에 따른 등엔트로피 효율로 나타내었다. 냉방능력은 Fig. 3에서 나타내는 바와 같이 증발기 입출구의 엔탈피 차로 나타내어 식(23)과 같이 나타낼 수 있다. 따라서 이젝터를 적용한 냉동사이클의 COP는 식(24)로 나타낼 수 있고, 비교시스템인 기존의 냉동사이클 COP인 식(25)와 비교하여 성능향상을 식(26)과 같이 표준화하여 나타내었다.

$$W_{comp} = \frac{\dot{m}_1(h_5 - h_4)}{\eta_{comp}} \tag{20}$$

$$\eta_{comp} = 0.874 - 0.0135\tau \tag{21}$$

$$\tau = \frac{P_5}{P_4} \tag{22}$$

$$Q_e = \dot{m}_2(h_9 - h_7) \tag{23}$$

$$COP_{ejector} = \frac{Q_e}{W_{comp}} = \varepsilon \frac{h_9 - h_7}{h_5 - h_4}\eta_{comp} \tag{24}$$

$$COP_{std} = \frac{h_5' - h_9}{h_9 - h_8'} \tag{25}$$

$$Normalized\ \ COP = \frac{COP_{ejector}}{COP_{std}} \tag{26}$$

본 연구에서 주요 부분에서 냉매 R134a와 R1234yf의 열역학적 물성치를 이용하기 위하여 상용프로그램인 EES Ver 9.698[20]을 이용하였으며 이를 활용하여 사이클 해석을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

본 해석 모델의 검증의 위하여 기존의 이젝터 냉동사이클의 해석을 수행한 Li et al.[21]의 냉방성능 해석 결과와 비교하여 최대 3.1% 내 오차의 유사한 경향을 나타내었다. 본 해석오차는 이젝터 디퓨저 효율조건과 최적면적비에 따른 시뮬레이션 수렴조건의 차이에 의한 오차로 분석되었다.

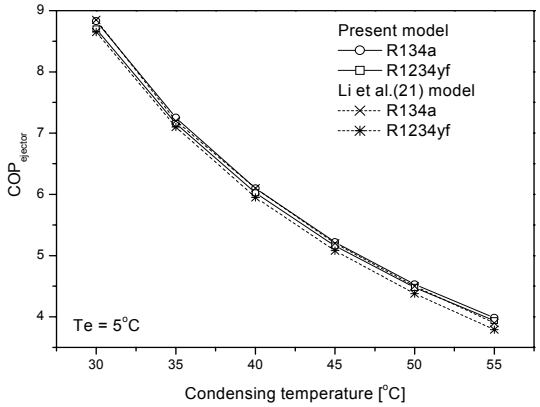

Fig. 4 Comparison of the present model and Li et al.[21] model.

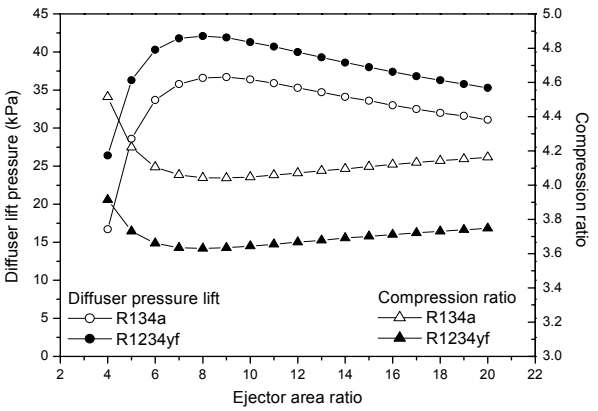

Fig. 5 Diffuser lift pressure and compression ration with the variation of ejector area ratio.

Fig. 5는 이젝터 면적비(Φ) 변화에 따른 이젝터 디퓨저 출구압과 증발압과의 차이, 즉 디퓨저 출구에서의 승압과 압축기 입출구의 압력비를 나타낸다. 냉매 R134a와 R1234yf에 대하여 이젝터 면적비가 각각 9와 8일 일 때 디퓨저 출구에서의 승압이 36.7 kPa와 42.1 kPa로 가장 높게 나타났다. 이젝터 디퓨저 출구에서의 압력상승은 이젝터 내에서 흐르는 유체의 운동에너지가 압력에너지로 변화하기 때문이며, 이는 이젝터 내부의 기하학적 형상 즉, 면적비에 의해 결정되는 것을 알 수 있으며 냉매의 열역학적 물성치 특성에 따라 최적의 면적비가 다르게 나타난다. 또한, 이젝터를 통하여 증발기 측의 저압을 상승시켜 압축기

입구압력을 높이게 되면 압축기 입출구에서의 압력비가 감소하게 된다. 따라서, 두 냉매 모두 이젝터 출구압력이 최대로 상승한 이젝터 면적비에서 최소 압력비가 나타났으며 R134a의 경우 4.042, R1234yf의 경우 3.631로 나타났다. 이것은 주어진 조건에서 압축기의 소요동력을 최소화할 수 있다는 것을 의미한다.

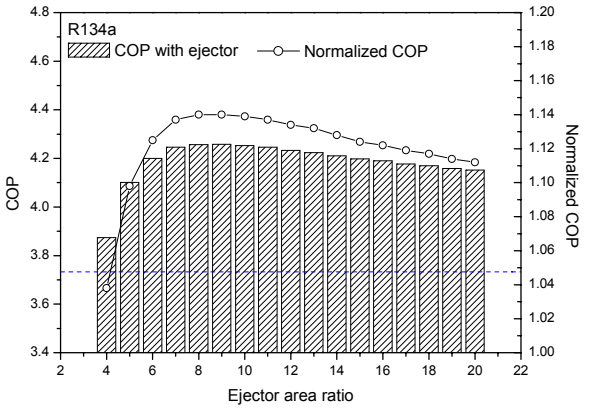

Fig. 6 COP with the variation of ejector area ratio for R134a.

Fig. 6은 R134a 냉매에 대해서 기존의 냉동사이클과 이젝터를 적용한 냉동사이클의 시스템 성능을 비교하여 나타낸다. 이젝터를 적용하지 않은 기존 냉동사이클의 COP는 그래프에서 점선으로 나타낸 3.733이다. 이젝터를 적용한 시스템은 이젝터 면적비에 따라 COP는 최대 4.258을 나타내었고, 이는 이젝터를 장착하지 않은 기존 시스템과 비교하여 최대 14.0%의 성능 개선 효과를 나타낸 것이다.

Fig. 7은 R1234yf 냉매의 이젝터를 적용한 냉동사이클에 대하여 시스템 성능 비교를 나타낸다. 이젝터를 적용하지 않은 기존 냉동사이클의 COP는 그래프에서 점선으로 나타낸 3.606으로 R134a냉매를 적용한 경우보다 성능이 15% 정도 낮게 나타났다. 이것은 R1234yf 냉매의 열역학적 특성상 증발잠열이 작기 때문이며 R134a와 동일한 시스템에 R1234yf 냉매를 적용할 경우 일반적으로 R134a 시스템 보다 낮은 성능을 보인다. R1234yf 냉매의 이젝터를 적용한 시스템은 이젝터 면적비에 따라 COP는 최대 4.205를 나타내어, 이젝터를 적용한 R134a 냉동사이클보다 성능은 낮게 나타났지만, 최대 16.8%의 성능 개선 효과를 나타내어 기존 R134a 냉매보다 개선효과가 더 크게 나타났다.

Fig. 8은 응축온도의 변화에 따른 이젝터 내의 유입비(ε)를 나타낸다. 유입비는 이젝터내의 구동유동과 이차유동과의 비를 나타내는데, 시스템의 응축온도가 상승할수록 이젝터 노즐과 디퓨져 출구에서의 건도가 증가하고 반면에 기액분리기로부터 증발기로 들어가는 액상의 냉매는 줄어들어서 결과적으로 유입비는 감소하게 된다. 시스템의 운전조건인 응축온도가 30℃에서 50℃로 증가할 때, 이젝터 적용 냉동사이클의 유입비는 R134 냉매가 14.5%, R1234yf 냉매가 17.3% 각각 감소하여 응축온도 변화에 따른 유입비의 영향은 R1234yf 냉매가 더 큰 것으로 나타났다. 또한 R134a와 R1234yf의 유입비 차는 응축온도가 증가할수록 커지는 것으로 나타났다.

Fig. 9는 응축온도의 변화에 따른 증발압력에 대한 이젝터 디퓨저 출구에서의 압력 비, 즉 이젝터 압력 상승비의 변화를 나타낸다. 압력 상승비가 높다는 것은 냉매가 이젝터를 지나면서 증발압 대비 압력이 높게 상승한 것을 의미한다. 이것은 응축온도가 상승함에 따라 Fig. 7에서 나타난 바와 같이 이젝터 내의 유입비가 감소하게 되고, 이젝터 내의 구동유동이 증가하여 이젝터 내부의 혼합부와 디퓨저에서 운동에너지가 압력을 높게 상승하기 때문이다. 응축온도가 30℃에서 50℃로 증가할 때, 이젝터 내의 압력 상승비는 R134 냉매가 22.6%, R1234yf 냉매가 25.4% 각각 상승하여 R1234yf 냉매가 응축온도 변화에 더 큰 영향을 받는 것으로 나타났다.

Fig. 10은 응축온도의 운전조건 변화에 따라서 기존 냉동사이클 성능과 이젝터를 적용한 냉동사이클의 성

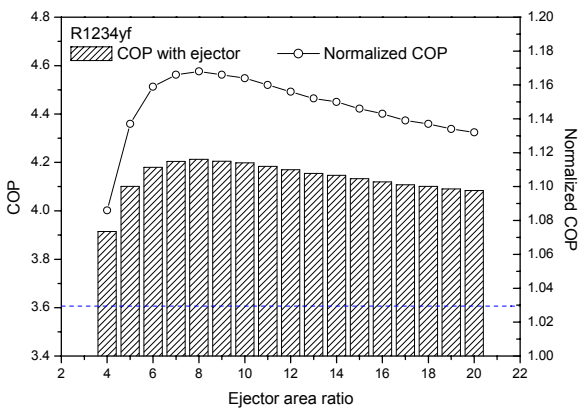

Fig. 7 COP with the variation of ejector area ratio for R1234yf.

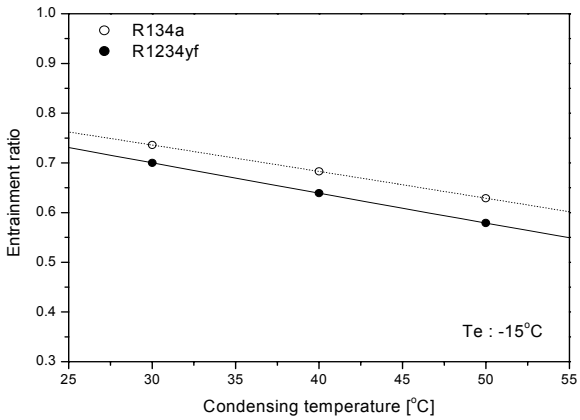

Fig. 8 Entrainment ratio with the variation of condensing temperature.

ⓒ SAREK

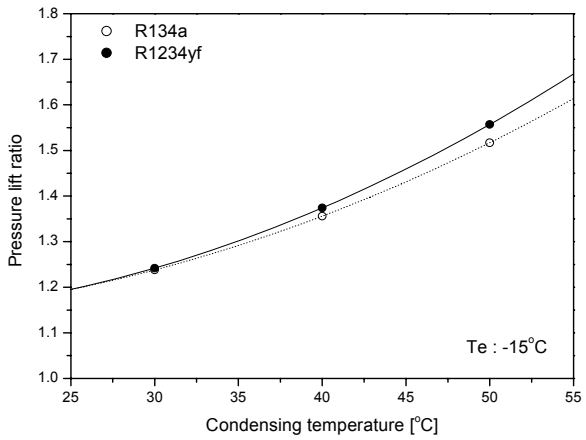

Fig. 9 Pressure lift ratio with the variation of condensing temperature.

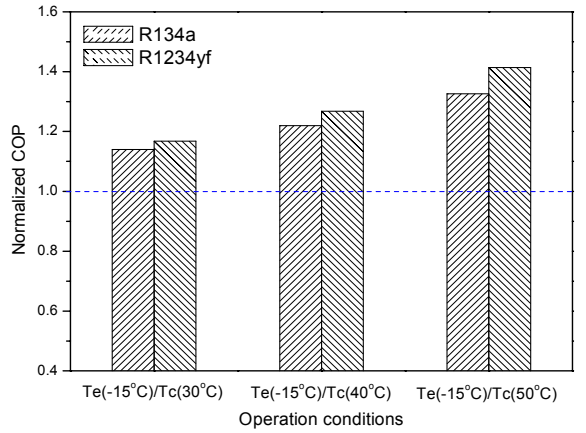

Fig. 10 Normalized COP with the variation of operation conditions.

능을 비교하여 나타내었다. 성능 향상은 기존 시스템 대비 이젝터를 적용한 시스템의비로 표준화하여 R134a과 R1234yf 냉매를 비교하여 나타내었다. R134a 냉매를 이젝터 시스템에 적용한 경우는 응축온도 30℃에서 14.0%, 그리고 응축온도 50℃에서 32.6%의 성능 개선효과를 나타내었다. R1234yf 냉매를 이젝터 시스템에 적용한 경우에는 응축온도 30℃에서 16.%, 그리고 응축온도 50℃에서 41.4%의 성능 개선효과를 나타내었다. 즉, 이젝터를 적용한 시스템은 응축기와 증발기의 온도차가 커질수록 더 큰 성능 개선효과를 나타내었고 특히 기존의 R134a 냉매보다 R1234yf 냉매의 경우에 기존 시스템과 비교하여 더 큰 시스템 성능 개선효과를 나타내었다. 따라서 냉방성능이 기존 R134a 냉매에 비하여 불리한 대체냉매 R1234yf 냉매에 이젝터를 적용한 냉동사이클 시스템을 적용하면 상대적으로 성능 향상 측면에서 유리할 것으로 판단된다.

4. 결 론

본 연구에서는 증기압축식 냉동사이클 성능 향상 방안으로 기존의 냉동사이클에 이젝터를 팽창장치로 적용한 시스템을 해석하였다. 시스템의 성능 개선 효과를 기존 R134a 냉매와 대체냉매 R1234yf 냉매 시스템을 비교분석하여 해석에 적용된 운전조건에 대하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매 R1234yf와 R134a를 기존의 냉동사이클이과 이젝터를 적용한 냉동사이클에 동일한 운전조건으로 적용할 경우 R134a 냉매가 대체냉매 R1234yf보다 성능측면에서 우수하였다.

(2) 이젝터를 적용한 냉동사이클의 이젝터 최적면적비에서 증발기와 이젝터의 디퓨저 출구에서 승압은 R134a와 R1234yf 냉매가 각각 36.7 kPa와 42.1 kPa 상승하였고, 반면에 압축비는 4.042와 3.631로 감소하였다.

(3) 이젝터를 적용한 냉동사이클은 기존의 냉동사이클과 비교하여 R134a 냉매는 14.0%, R1234yf 냉매는 16.8%의 최대 성능향상을 나타내어 R1234yf 냉매의 성능향상이 R134a보다 크게 나타났다.

(4) 응축온도의 운전조건 변화에 따른 기존 냉동사이클 성능과 이젝터를 적용한 냉동사이클의 성능 해석을 분석한 결과 증발기와 응축기의 온도차가 커질수록 더 큰 성능개선 효과를 나타내었다. 특히, 기존의 R134a 냉매보다 R1234yf 냉매의 경우에 더 큰 시스템 성능 개선효과를 나타내었다. 따라서 향후 R134a 냉매 규제에 따른 대체냉매 R1234yf 시스템 설계시에 이젝터를 이용한 냉동사이클 시스템의 적용이 성능측면에서 유리할 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 한국연구재단의 2013년 일반연구자지원사업의 지원(NRF-2013R1A1A2011086)을 받아 수행되었으며 관계자들에게 감사를 드립니다.

References

1. Kornhuser, A., 1990, The use of an ejector as a refrigerant expander, In : International refrigeration and air condtioning conference, Paper, 82.
2. Yari, M, 2008, Exergetic analysis of the vapour compression refrigeration cycle using ejector as an expander, Internatonal Journal of Exergy, Vol. 5, pp. 326-340.
3. Nehdi, E., Kairouani, L., and Bouzaina, M., 2007, Performance analysis of the vapor compression cycle

using ejector as an expander, International journal of energy research, Vol. 31, pp. 364-375.
4. Bilir, N. and Kurasd Ersory, H., 2009, Peformance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a tow-phase constant area ejector, International journal of energy research, Vol. 33, pp. 469-480.
5. Sarkar, J., 2010, Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants, International Journal of Energy Research, Vol. 20, pp. 871-885.
6. Hu, J., Shi, J., Liang, Y., Yang, Z., and Chen, J., 2014, Numerical and experimental investigation on nozzle parameters for R410A ejector air conditioning system, International Journal of Refrigeration, Vol. 40, pp. 338-346.
7. Wongwise, S. and Disawas, S., 2005, Experimental investigation of the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device, International Journal of Refrigeration, Vol. 27, No. 6, pp. 587-594.
8. Li, D. and Groll, A., 2005, Transcritical CO_2 refrigeration cycle with ejector-expansion device, International Journal of Refrigeration, Vol. 28, No.5, pp. 766-773.
9. Lee, J. S., Kim, M. S., and Kim, M. S., 2011, Experimental study on the improvement of CO_2 air conditioning system performance using an ejector, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, No. 7, pp. 1614-1625.
10. Koban, M., 2009, HFO-1234yf low GWP refrigerant LCCP analysis, Proceedings of SAE world congress, Detroit, USA.
11. Cho, H. H., Lee, H. S., Park, C. S., 2012, Performance Characteristics of a Drop-in System for a Mobile Air Conditoner Using Refrigerant R1234yf, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 24, No. 12, pp. 823-829.
12. Cho, H. H., Lee, H. S., and Park, C. S., 2012, Study on the performance improvement for an automobile air conditioning system using alternative refrigerant R1234yf, Korea Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 25, No. 4, pp. 201-207.
13. Sun, D. W. and Eames, I. W., 1996, Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles, International Journal of Energy Research, Vol. 20, pp. 871-885.
14. Sun, D. W. and Eames, I. W., 1996, Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, Energy, Vol. 21, pp. 919-929.
15. Li, H., Cao, F., Bu, X., Wang, L., and Wang., X., 2014, Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle.
16. Chen, L. T., 1988, A new ejector-absorber cycle to improve the COP of an absorption refrigeration system, Applied energy, Vol. 30, pp. 37-51.
17. Yapici, R. and Ersoy, H. K., 2005, Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model, Energy conversion and management, Vol. 46, pp. 3117-3135.
18. Jianlin, Y., Hua, C., Yunfeng, R., and Yanzhong, L., 2006, A new ejector refrigeration system with an additional jet pump, Applied Thermal Engineering, Vol. 26, pp. 312-319.
19. Brunin, O., Feidt, M., and Hivet, B., 1997, Comparison of the working domains of some compression heat pumps and compression-absorption heat pump, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No.5, pp. 308-318.
20. Engieering Equation Solver Ver. 9.698, F-Chart software, 2014.
21. Li, H., Cao, F., Wang, L., and Wang, X., 2014, Performance characteristics of R1234yf ejector-expansion refrigeration cycle, Applied energy, Vol. 121, pp. 96-103.

ⓒ SAREK