

이산화탄소 사이클에서 팽창장치의 영향에 관한 수치적 연구

김 무 근[†], 김 욱 중^{*}, 김 유 진

인제대학교 기계자동차공학부, ^{*}한국기계연구원 열유체환경연구부

Numerical Study for the Effect of Expansion Device on the Performance of the CO₂ Cycle

Moo-Geun Kim[†], Wook-Jung Kim^{*}, You-Jin Kim

School of Mechanical and Automotive Engineering, Inje University, Kyongnam 621-749, Korea

^{*}Department of Thermal, Fluid and Environmental Engineering, KIMM, Taejeon 305-600, Korea

(Received October 22, 2003; revision received December 17, 2003)

ABSTRACT: In order to evaluate the performance of carbon dioxide cycle, a simulation model was developed to predict the steady state performance of CO₂ transcritical cycle. The expansion process is treated as an isenthalpic throttling process or isentropic expansion process. The mathematical model is based entirely on the basic energy conservation law and thermodynamic and transport properties of CO₂. A parametric study has been conducted in order to investigate the effect of isentropic efficiency of expansion turbine and various operating conditions on the cycle performance. An optimal heat rejection pressure existed for the given evaporating temperature and outlet temperature of gas cooler.

Key words: Carbon dioxide(이산화탄소), Expansion process(팽창과정), Transcritical(초임계), Optimal(최적), Modelling(모델링)

기 호 설 명

COP : 성능계수
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 P : 압력 [kPa]
 q : 열전달량 [kJ/kg]
 w : 일 [kJ/kg]

그리스 문자

η_m : 기계적 효율
 η_s : 등엔트로피 효율

하첨자

a : 실제과정
 c : 가스 냉각기, 압축기
 e : 증발기
 ihx : 내부 열교환기
 net : 순수
 s : 등엔트로피 과정
 sh : 과열
 t : 터어빈

1. 서 론

기존에 냉매로 널리 사용되던 CFC계 냉매가 대기권의 오존층을 파괴한다는 사실이 알려지고 지구온난화에 대한 경각심이 커지면서 환경친화

[†] Corresponding author

Tel.: +82-55-320-3184; fax: +82-55-324-1723

E-mail address: mechkmg@inje.ac.kr

적인 냉매에 대한 관심과 연구가 진행되고 있다. 여러 가지 자연냉매 중 이산화탄소는 대기의 구성요소이므로 공기 분류에 의하여 얻을 수 있다. 따라서 분류과정 동안의 에너지소비 외에는 지구 온난화에 대한 추가 영향이 없으며, 비열과 열용량이 크고 냉매로서의 열역학적 성질 및 기계적 성질이 우수하다. 또한 액체 CO₂의 높은 열전도도, 낮은 동점성계수, 높은 비열은 열전달 거동에 유리하므로 많은 관심을 모으고 있다.

CO₂를 이용한 냉방개념은 산업계 및 학계로부터 주목을 받고 있으나 시스템의 성능(용량, COP) 문제가 완벽하게 해결되지 못하고 있다. 최근 이산화탄소가 차량용 냉방기의 냉매로 적절하다는 평가를 얻는 이유는 크기와 무게가 제한된 상태에서 기존의 프레온계 냉매보다 이론 성능계수가 높고 환경에 무해하기 때문이다.⁽¹⁾

이산화탄소 냉동사이클은 냉매의 임계온도가 전형적인 열방출 온도보다 낮으므로 사이클은 초임계 사이클을 겪게 된다. 따라서 열흡수과정은 기존의 중기압축방식과 마찬가지로 상변화과정을 통해 일어나지만 열방출과정은 초임계압력에서 일어나므로 응축기 대신 가스냉각기를 통해 냉각된다. 특히 사이클 내의 높은 압력차로 인하여 팽창과정중 비가역성이 크게 나타나고 있으므로 냉방용량 증가와 성능향상 측면에서 팽창기 사용이 제안되었다.⁽²⁾ Huff et al.⁽³⁾은 팽창기와 팽창밸브를 직병렬로 조합한 여러 가지 경우에서 고압에 대한 성능계수의 변화를 살펴보고 일체화된 압축-팽창장치인 경우에 팽창기와 압축기 속도의 적절한 비에서 성능계수가 최대가 됨을 알았다. Back et al.⁽⁴⁾도 CO₂ 사이클에 2개 대향 피스톤-실린더 팽창장치를 사용하여 COP가 10%까지 향상됨을 보였고 2단 압축냉동기에 적용할 경우 이론적으로 29%까지 향상을 예측하였다. Kim et al.⁽⁵⁾은 초월임계사이클에 대한 실험결과와 수치해석을 비교하였으며 성능계수가 최대가 되는 방출압력에서 성능변화와 소요동력변화 등을 살펴보았다. 한편, Liao et al.⁽⁶⁾과 Robinson et al.⁽⁷⁾은 각종 매개변수에 대한 사이클 모사를 하여 최적 열방출압력에 관한 상관식을 유도하였으며, 매개변수 해석을 하여 최적 열방출압력을 구하였다.

본 연구에서는 CO₂ 냉방사이클을 이루는 각 구성요소에 대하여 열역학적으로 모델링한 후 사이클 모사를 통해 팽창장치의 효율이 사이클 성능

계수에 미치는 영향에 대하여 알아보려고 한다.

2. CO₂ 사이클과 에너지 평형식

Fig. 1은 이산화탄소 냉방사이클을 구성하는 압축기, 가스냉각기, 내부 열교환기, 팽창장치 및 증발기 등을 나타내고 있으며 각 상태점이 표시되어 있다. 전형적인 이산화탄소 냉방사이클의 P-h 선도는 Fig. 2와 같으며 그림상의 번호는 Fig. 1의 각 상태점에 해당한다. 기존의 프레온계 냉매사이클과 차이점은 초임계상태에서의 열방출과정으로 냉각과정이 초임계상태이므로 냉각기를 흐르는 동안 이산화탄소는 상변화를 겪지 않게 된다. 이산화탄소의 임계온도는 30.82℃이고 해당 임계압력은 73.53 bar이다.⁽⁸⁾ 따라서 외부온도가 30℃ 이상으로 될 때 이산화탄소가 열을 방출하기 위해서는 임계상태 이상에서 작동되어야 한다. 일반적으로 CO₂ 냉방시스템의 압력은 기존냉매보다 약 10배 높은 3500 kPa과 8000 kPa 사이 압력에서 작

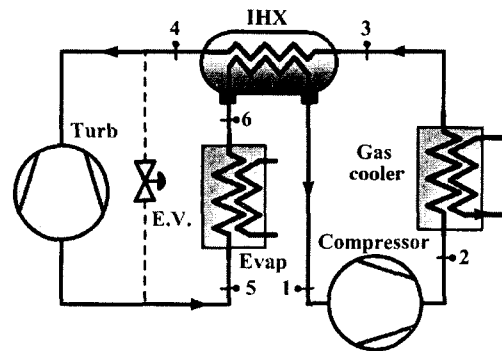


Fig. 1 Schematic of carbon dioxide cycle.

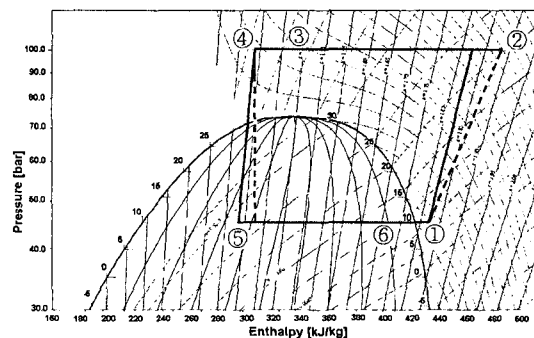


Fig. 2 P-h diagram of CO₂ cycle.

동하며, 이 두 압력 사이에 그림처럼 팽창밸브 또는 팽창터빈을 설치한 경우에 대하여 사이클에 미치는 영향을 알아본다.

2.1 압축기

일반적으로 압축기의 등엔트로피 효율은 압력비와 압축기 회전속도의 함수이지만 계산을 단순화하기 위하여 압력비에 관한 1차 선형식으로 가정하였다.⁽⁶⁾

$$\eta_{s,c} = 1.003 - 0.121 \left(\frac{P_c}{P_e} \right) \quad (1)$$

압축기의 실제 출구상태와 소요일은 다음과 같은 등엔트로피 효율과 기계적 효율에 관한 정의를 이용하여 구한다.

$$\eta_{s,c} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

$$\eta_{m,c} = \frac{h_2 - h_1}{w_{a,c}} \quad (3)$$

2.2 가스냉각기

가스냉각기에 대한 에너지 평형은 다음과 같다.

$$q_c = (h_2 - h_3) \quad (4)$$

2.3 내부 열교환기

내부 열교환기는 역행류 이중 열교환기로 외부로 열손실이 없다고 가정한다.

$$q_{ihx} = (h_3 - h_4) = (h_1 - h_6) \quad (5)$$

2.4 팽창장치

팽창밸브인 경우에 단열팽창하며 등엔탈피 과정으로 가정한다.

$$h_4 = h_5 \quad (6)$$

팽창장치가 팽창터빈인 경우에 다음과 같이 정

의되는 등엔트로피 효율에 따라 팽창한다고 가정하고 기계적 효율을 이용하여 출구상태를 구한다.

$$\eta_{s,t} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \quad (7)$$

$$\eta_{m,t} = \frac{w_{a,t}}{h_4 - h_5} \quad (8)$$

2.5 증발기

증발기에 대한 에너지 평형은 다음과 같다.

$$q_e = (h_6 - h_5) \quad (9)$$

각 구성요소에 대한 열전달량과 소요일은 전체 사이클에 대한 에너지 평형식을 만족해야 한다.

$$q_e + w_{net} = q_c \quad (10)$$

여기서 압축기 순일과 성능계수는 다음과 같이 정의한다.

$$w_{net} = w_{a,c} - w_{a,t} \quad (11)$$

$$COP = \frac{q_e}{w_{net}} \quad (12)$$

3. 수치계산과정

본 논문에서는 팽창장치의 효율에 따른 시스템 작동특성만을 보려고 하므로 구성요소에 대한 열전달, 압력강하에 관한 상관관계식을 도입하는 대신 에너지 평형식을 이용하여 사이클과정을 모사하였으며 이산화탄소의 열역학적, 물리적 물성치는 REFPROP V.6⁽⁹⁾을 이용하여 구하였다. 수치 계산에 사용된 매개변수값의 범위가 Table 1에 있으며 계산 흐름도는 Fig. 3과 같다.

Table 1 Range of parameter values

Parameters	Range of values
Outlet temp. of gas cooler	35~55℃
Degree of superheat	0~20℃
Evaporation temperature	-10~10℃
Pressure of heat rejection	80~120 bar

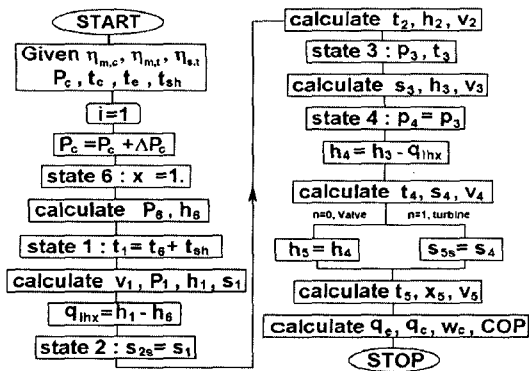


Fig. 3 Flow chart for the cycle simulation.

4. 결과 및 고찰

4.1 성능계수에 대한 방출압력의 영향

일반적으로 증기압축방식에서 응축압력을 감소

하면 성능계수가 증가하지만 초임계 사이클 경우에는 온도와 압력이 독립적이므로 반드시 그러하다고 말할 수 없다. 열방출과정은 초임계과정으로 방출압력의 변화는 압축기 일과 증발기의 냉방용량에 영향을 미친다. 방출압력을 증가시키면 압축기 소요일이 증가하지만 어떤 압력범위에서 증발기의 냉방용량이 더 빠른 비율로 증가하므로 성능계수가 최대가 되는 최적 방출압력이 존재한다. Fig. 4는 교축과정으로 팽창하는 경우와 터빈을 이용하여 팽창하는 경우에 대하여 방출압력에 대한 성능계수와 소요일, 냉방용량의 변화를 나타내고 있다. 두 경우 모두 압력증가에 대하여 압축기 소요일은 선형적으로 증가하지만 냉방용량은 90~95 bar 사이에서 빠르게 증가하므로 최적 압력이 존재함을 알 수 있다. Fig. 5는 각각 다른 가스냉각기 출구온도에 대하여 방출압력에 대한 냉방시스템의 성능계수 변화를 나타낸다. 가스냉각기 출구온도가 높을수록 최적 압력은 증가하지만 성능

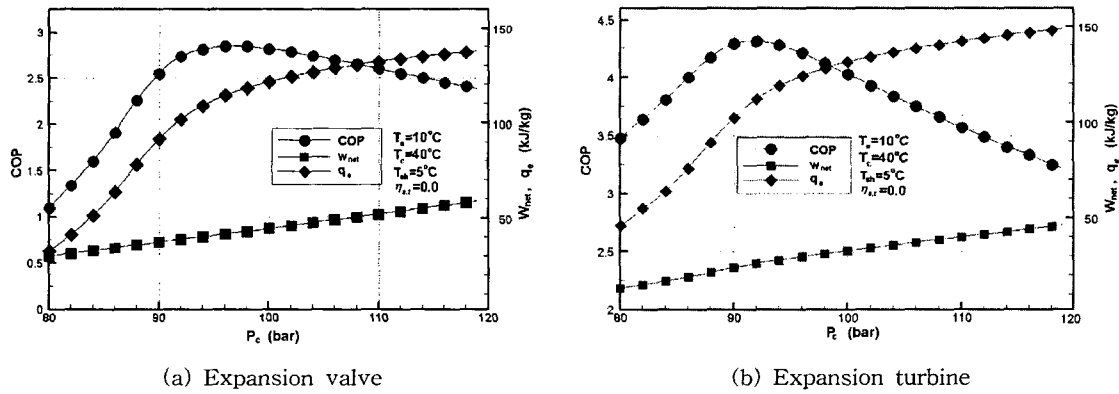


Fig. 4 Variation of COP, net compressor work and refrigerating effect with heat rejection pressure.

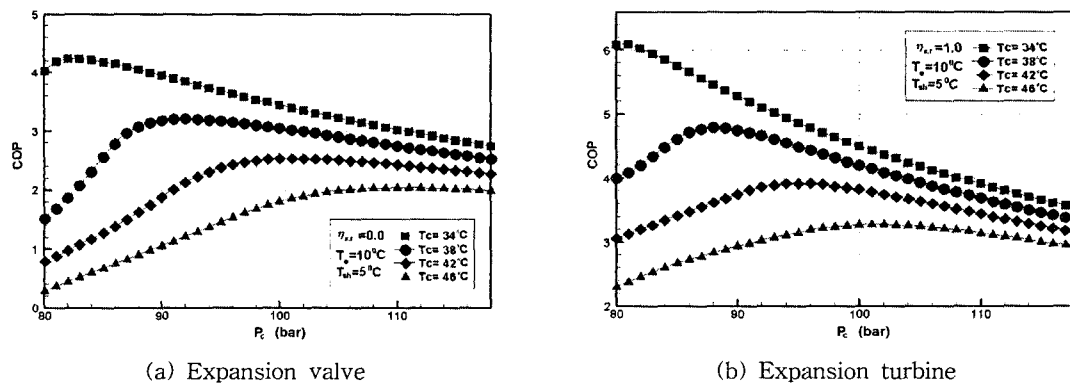


Fig. 5 Variation of COP with heat rejection pressure at different outlet temperature of gas cooler.

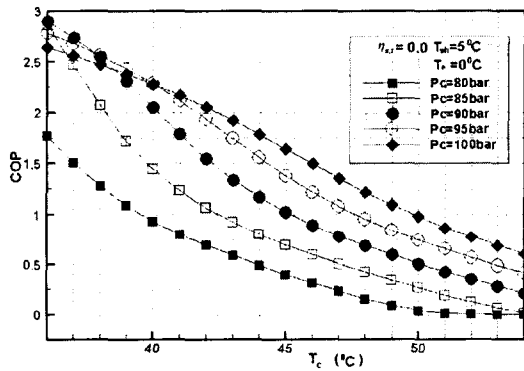
계수값은 감소함을 알 수 있다.

4.2 성능계수에 대한 운전조건의 영향

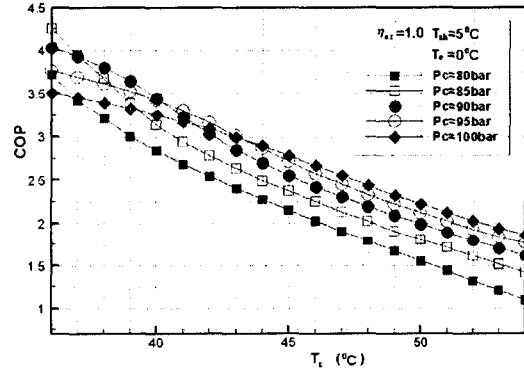
Fig. 6은 가스냉각기 출구온도 변화에 따른 성능계수값의 변화를 나타낸다. 일반적으로 열방출 압력이 낮을수록 냉각기 출구온도가 높을수록 성능계수값은 단조 감소한다. 이것은 출구온도가 증가하면 냉방용량은 감소하지만 압축기 일은 증가하기 때문이다. 하지만 출구온도가 임계온도에 접근하면 앞에서 살펴본 것처럼 특정 압력에서 최대값을 보인다. Fig. 7은 증발온도에 따른 성능계수의 변화를 보인다. 이 과정은 아임계상태의 상변화과정이므로 등엔트로피이다. 따라서 이론 카르노 냉동사이클의 성능계수에 대한 식에서 알 수

있듯이 저온 열원온도가 증가하면 성능계수는 증가하지만 냉방용량 크기는 감소하게 된다. 이상의 결과로부터 최적 방출압력은 냉각기 출구온도와 증발기 온도의 함수임을 알 수 있다.

Fig. 8은 토출압력과 팽창기 효율에 따라 과열도가 성능계수에 미치는 영향을 보여주는 그림이다. 교축팽창하는 경우, 즉 팽창장치의 등엔트로피 효율이 0인 경우에 80 bar 압력에서 과열도 단위 온도증가당 성능계수가 약 0.145 정도 증가하지만 그 이상의 압력에서는 압축기 공급일 증가율과 냉방효과의 증가율이 거의 비슷해지므로 과열도에 대한 영향을 거의 받지 않는다. 한편 팽창터빈을 사용하는 사이클에서는 80 bar 압력에서 약간의 증가를 나타내지만 압력이 증가하면 성능계수가 단조 감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 압력이



(a) Expansion valve



(b) Expansion turbine

Fig. 6 Variation of COP with outlet temperature of gas cooler at different heat rejection pressures.

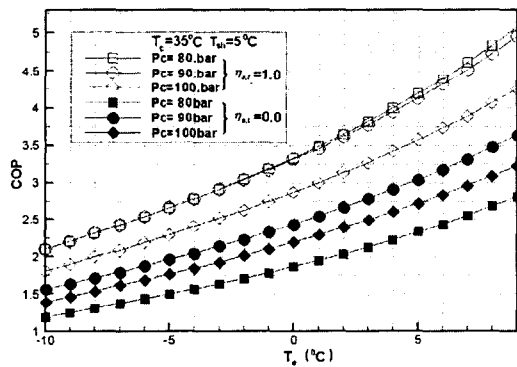


Fig. 7 Variation of COP with evaporation temperature at different heat rejection pressure.

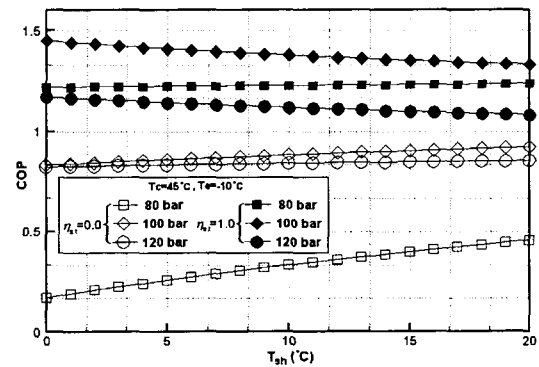
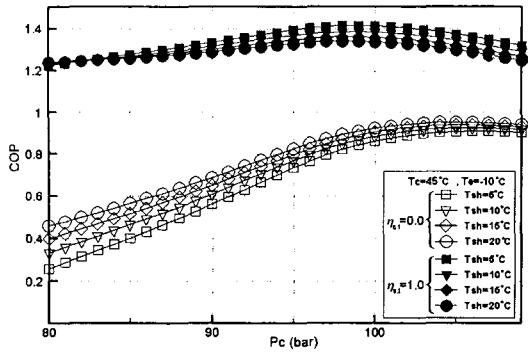
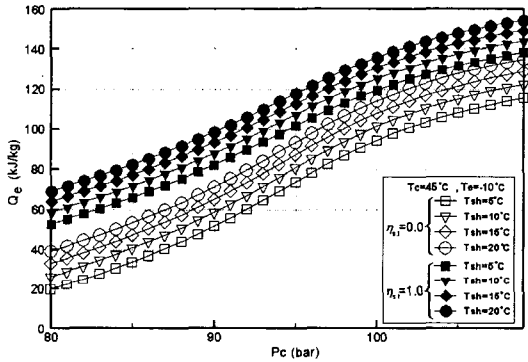


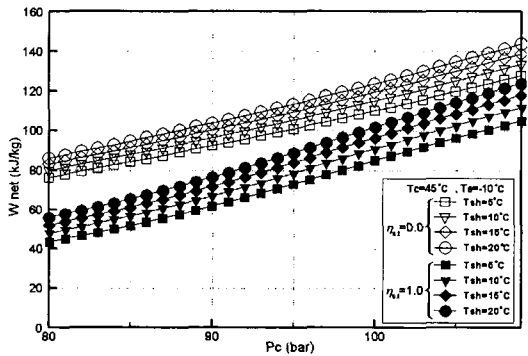
Fig. 8 Variation of COP with superheat at different heat rejection pressure.



(a) COP



(b) Refrigerating effect



(c) Net compressor work

Fig. 9 Variation of COP, refrigerating effect and compressor work with heat rejection pressure at different superheats.

증가하면서 과열도가 커짐에 따라 압축기 공급일 증가가 냉방효과 증가보다 커지기 때문이다.

Fig. 9(a)는 팽창터빈의 등엔트로피 효율이 0과 1인 경우에 서로 다른 과열도와 방출압력에 따른 성능계수의 변화를 나타낸다. 등엔트로피 효율이

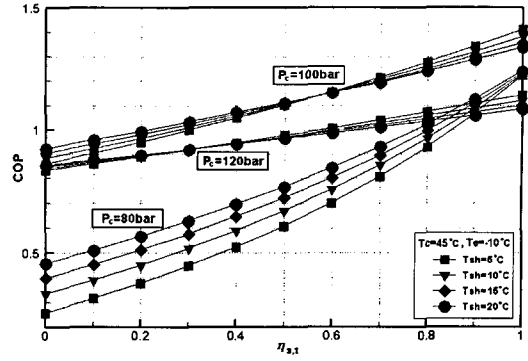


Fig. 10 Variation of COP with isentropic efficiency of expansion device at different superheat.

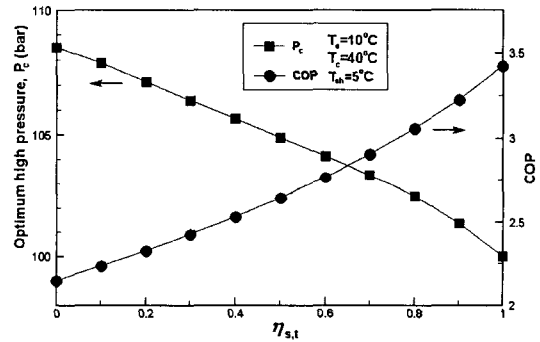


Fig. 11 Variation of optimum high pressure and COP with isentropic efficiency of expansion device.

1에서 0으로 변화하면서 과열도 크기에 따른 성능계수의 크기순서가 역전되는 것을 알 수 있다.

이것은 앞의 그림에서 살펴본 바처럼 과열도 증가에 따라 성능계수 변화율이 상반되기 때문이다. Fig. 9의 (b), (c)에서 보듯이 방출압력 및 과열도 증가에 대한 냉방효과 및 압축기 순수 공급 일량의 증가량은 거의 일정할 뿐만 아니라 동일한 운전조건에서 두 경우의 방출열량도 동일하다.

특정 토출압력에 대하여 방출열량은 팽창기 효율과 상관없이 일정하다. 따라서 팽창기의 효율에 대하여 냉방효과는 선형적으로 증가하므로 압축기 공급일은 감소하게 되고 팽창기 효율에 대한 성능계수는 Fig. 10처럼 증가하게 된다. 방출압력에 대한 성능계수의 평균 변화율을 보면 80 bar인 경우에 0.87, 100 bar인 경우에 0.48, 120 bar인 경우에 0.27로 급격하게 감소함을 알 수 있다. 이것

은 압력이 증가할수록 팽창기 효율에 따른 압축기 공급일과 냉방효과의 변화가 작아지기 때문이다. Fig. 11은 팽창기 효율변화에 대하여 최적 토출압력과 성능계수의 변화를 보여주고 있으며, 효율 1 근처를 제외하면 거의 선형적 변화를 보여주고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

초임계상태의 이산화탄소 물성치를 구할 수 있는 프로그램을 이용하여 이산화탄소 사이클에서 운전조건이 사이클 성능에 미치는 영향에 대하여 수치적으로 살펴보았으며, 특히 이산화탄소 사이클에서 가장 비가역성이 큰 팽창과정 특성을 알아보기 위하여 단순 에너지 평형식만을 사용하여 팽창장치 효율에 따른 시스템의 거동 특성을 조사하였다.

수치계산한 결과 주어진 증발온도, 냉각기 출구온도, 과열도에 대하여 성능계수가 최대가 되는 최적 열방출압력이 존재하였다. 최적 토출압력은 팽창터빈 효율이 증가할수록 감소하였으며, 증발온도가 성능계수에 미치는 영향은 모든 경우에 대하여 단조증가하였다. 과열도가 성능계수에 미치는 영향은 등엔트로피 효율이 0인 경우에 압력이 증가하면서 과열도에 대한 영향을 거의 받지 않지만 등엔트로피 효율이 1인 경우는 압력이 증가하면 성능계수가 단조감소하는 경향을 보이고 있다. 이것은 압력이 증가하면서 과열도가 커짐에 따라 압축기 공급일 증가가 냉방효과 증가보다 커지기 때문이다. 한편 팽창터빈의 등엔트로피 효율이 1에서 0으로 변화하면서 과열도 크기에 따른 성능계수의 크기순서가 역전되는데 이것은 과열도 증가에 따라 성능계수 변화율이 상반되기 때문이다.

후 기

본 논문은 2001년도 인제연구장학재단 국외 연구지원으로 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

1. Pettersen, J., 1994, An efficient new automobile air conditioning system based on carbon dioxide vapor compression, ASHRAE Transactions: Symposia, Vol. 5, pp. 657-665.
2. Kim, Y. and Kim, M. S., 2002, Refrigeration cycle using carbon dioxide, Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 31, No. 7, pp. 4-9.
3. Huff, H. J., Hwang, Y. and Radermacher, R., 2002, High-side pressure optimization in transcritical CO₂ cycles with work-extracting expansion devices, SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium.
4. Baek, J. S., Groll, E. and Lawless, P., 2002, Transcritical CO₂ cycle technology, SAE Automotive Alternate refrigerant Systems Symposium.
5. Kim, S. G. and Kim, M. S., 2003, Analysis on the performance of a transcritical cycle using carbon dioxide, Journal of Air-Conditioning and Refrigeration, Vol. 15, No. 6, pp. 471-479.
6. Liao, S. M., Zhao, T. S. and Jacobsen, A., 2000, A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 831-841.
7. Robinson, D. M. and Groll, E. A., 1998, Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine, Int J. of Refrig, Vol. 21, No. 7, pp. 577-589.
8. Pitla, S. S., 1999, Heat transfer from in-tube cooling of supercritical carbon dioxide, MS thesis, Purdue University.
9. REFPROP V. 6.0, NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database.