

이산화탄소/프로판 혼합냉매의 냉방성능 특성

김 주 혁, 김 민 수[†]
 서울대학교 기계항공공학부

Cooling Performance of Several CO₂/Propane Mixtures in an Air-Conditioning System

Ju Hyok Kim, Min Soo Kim[†]

School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-744, Korea

(Received July 7, 2005; revision received November 24, 2005)

ABSTRACT: CO₂ and propane mixtures were chosen as promising alternative refrigerants and their performance potentials were evaluated experimentally in an air-conditioning system. Pure CO₂ and 85/15, 75/25 and 60/40 binary blends by the charged mass percentage of CO₂/propane were selected as working fluids. The effect of the inlet temperature of the secondary fluids and degree of superheat on the cooling performance was tested and discussed. The charging amounts of refrigerants were adjusted to make the system show the maximum COP. Comparisons among different refrigerants were carried out on the same compressor speed basis for a given operating condition. In addition, the temperature gliding effect of zeotropic mixtures on the system performance were analyzed based on the drop-in test results.

Key words: Carbon dioxide(이산화탄소), Propane(프로판), Zeotropic mixture(변온증발혼합물), Degree of superheat(과열도), Temperature gliding effect(온도변화효과)

기 호 설 명

COP : 성능계수(Coefficient of performance)
P : 압력 [MPa]
Q_e : 냉방용량 [kW]
T : 온도 [°C]
W : 압축기 소요동력 [kW]
X : 열교환기의 무차원 거리

e-i : 증발기 입구
gc-i : 가스냉각기 입구
hr-i : 열방출기 입구
sup : 과열도
w : 물

1. 서 론

최근 친환경적인 물, 암모니아, 이산화탄소, HC 계열 등의 자연냉매를 냉동시스템에 적용하여 사용하는 것에 대한 관심이 높아지고 있다. 그러나 자연냉매들의 독성, 가연성, 안전성 또는 낮은 에너지효율 등의 문제 때문에 그 사용이 확대되지 못하고 있다. 이런 단점은 냉매들의 혼합을 통해 개선될 수 있는 가능성이 있다. 본 연구에서는 임계온도가 낮아서 낮은 성능계수를 나타내고 작

하첨자

dis : 압축기 출구

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

동압력이 높다는 단점을 갖는 이산화탄소와 가연성의 안전문제를 갖는 프로판 두 성분의 혼합냉매를 대체냉매로 선택하고 상호의 단점을 보완하는 냉매로서의 가능성을 검토하였다.

혼합냉매를 사용하는 냉동시스템의 성능에 관한 연구들이 이루어져 왔다. Kim et al.⁽¹⁾은 R22/R142b 혼합냉매를 대상으로 열전달 특성과 열펌프 장치에서의 성능 특성을 연구하였다. 그들은 혼합냉매의 성분비를 조절함으로써 성능계수의 감소 없이 냉방용량을 조절할 수 있다고 밝혔다. Didion and Bivens⁽²⁾는 혼합냉매 상변화시의 온도변화(temperature glide) 특성, 2차유체와의 온도매칭(temperature matching), 온도조절현상(pinching) 등에 대한 연구를 수행하였다. Chang et al.⁽³⁾은 열펌프 장치에서 HC 계열 혼합냉매의 시스템 성능과 열전달 특성을 연구하고 이 혼합냉매가 R22의 대체냉매로 가능하다는 것을 밝혔다. 또한, Chen and Kruse⁽⁴⁾는 혼합냉매의 작동 중의 순환성분비가 충전시의 성분비와 다르다는 것을 밝혔다.

본 연구에서는 순수 이산화탄소와 이산화탄소/프로판 충전량 기준 질량비가 85/15, 75/25, 60/40인 혼합냉매를 성능시험의 대상냉매로 선택하였고, 열교환기의 2차유체 입구온도와 냉매의 증발기 출구 과열도에 따른 성능변화 등을 검토하였다. 같은 장치, 같은 조건에서 수행된 실험자료를 바탕으로 냉매들의 작동압력, 냉방용량, 성능계수 등을 비교하였으며, 변온증발냉매의 특징인 열교환기에서의 냉매의 온도변화효과를 분석하였다.

2. 실험장치 및 조건

2.1 실험장치

순수 이산화탄소와 이산화탄소/프로판 혼합냉매의 성능시험을 위해 제작한 장치의 개략적인 형태를 Fig. 1에 나타내었다. 100기압 이상의 고압에 견딜 수 있도록 제작하였으며, 혼합냉매를 이용하기 위해 냉매의 순환성분비를 측정할 수 있도록 설계하였다. 압축기로는 Dorin 회사의 이산화탄소용 압축기인 TCS113 모델을 사용하였고, 열교환기 등은 용량과 작동압력에 맞게 직접 제작하였다. 이 장치에서 열방출기(heat rejector)는 초임계 사이클에서는 가스냉각기로 사용되고,

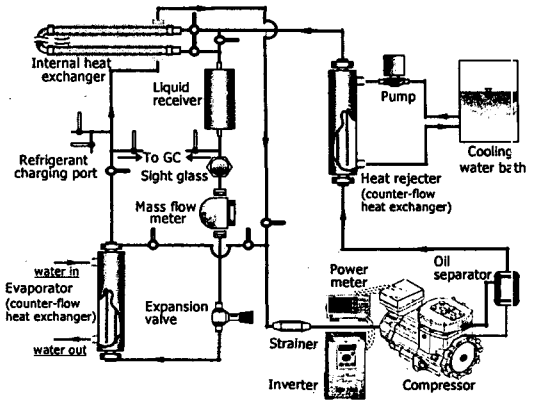


Fig. 1 A schematic diagram of the experimental setup for cooling performance tests.

아임계 사이클에서는 응축기로 사용되는 열교환기이다.

성능시험을 위해 75지점에서 온도, 8개 지점에서 압력, 3개 지점에서 질량유속을 측정하였고, 압축기 동력과 순환성분비를 측정하였다. T형 열전대를 이용해 냉매와 2차유체의 온도를 측정하였고, 절대압계와 차압계로 압력을 측정하였다. 정밀한 질량유량계로 냉매와 2차유체의 유속을 측정하였으며, 전력계로 압축기 소요동력을 측정하였다. 또한 실험 중에 혼합냉매의 순환성분비를 가스크로마토그래프로 정밀하게 측정하였다.

2.2 실험조건 및 타당성 검토

순도가 각각 99.99%와 99.5%인 이산화탄소와 프로판을 이용하여 성능시험을 수행하였다. 열방출기와 증발기의 2차유체인 물의 유량은 각각 90 g/s와 125 g/s로 고정하였다. 열방출기에서의 물의 입구온도는 30°C부터 36°C까지 변화시켰고, 증발기에서의 물의 입구온도는 21°C부터 27°C까지 변화시켰다. 2차유체 입구 기준온도는 열방출기에서 30°C, 증발기에서 27°C로 하였다. 증발기 출구 과열도는 0°C부터 10°C로 변화시키면서 실험을 수행하였고 기준 과열도는 5°C로 하였다. 충전량과 밀접한 관련이 있는 과열도는 초임계 사이클에서는 정의될 수 없으므로, 본 실험에서는 최적 충전량 개념을 도입하였다. 각 냉매별로 주어진 조건에서 최고의 성능계수를 나타내는 충전량을 기준으로 실험을 수행하고 냉매들의 성능을 비교하였다.

실험자료를 바탕으로 열교환기에서의 에너지 균형 검증과 성능실험의 오차해석을 수행하였다. 열방출기에서의 냉매측과 2차유체측의 열용량 차이는 0.94%이고 증발기의 경우는 0.76%였다. 에너지 균형 검증은 냉매의 물성이 가장 정확하게 예측되는 순수 이산화탄소를 대상으로 수행된 61회의 성능실험을 이용해 이루어졌다. 실험의 정확성을 검증하기 위해서 네 개의 냉매를 가지고 이루어진 319회의 실험을 대상으로 오차해석을 수행하였다. 용량과 성능계수 등의 측정오차를 줄이기 위해 증발기와 열방출기에서의 2차유체의 입구와 출구 온도차이를 10℃ 이상으로 유지하였고, 냉방용량과 냉방성능계수의 전체 오차는 각각 1.8%와 2.0%였다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 성능에 대한 2차유체 입구온도 영향

증발기 2차유체 입구온도의 변화에 따른 냉동시스템의 성능변화에 대해서 고찰하였다. 실험이 이루어진 네 가지 냉매 중 이산화탄소의 실제 냉동사이클에 대한 증발기 2차유체 입구온도의 영향을 Fig. 2의 온도-엔트로피 선도에 나타내었다. 이 선도에서 점 3과 4를 잇는 증발과정 아래면적은 단위냉방효과를 의미하며, 점 1과 2를 잇는 열

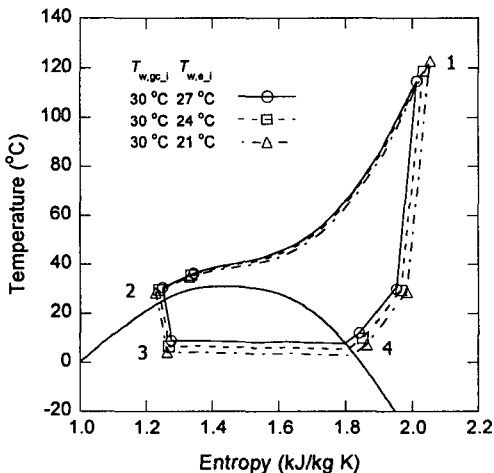
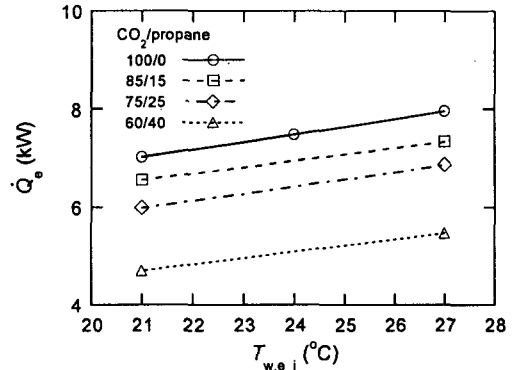
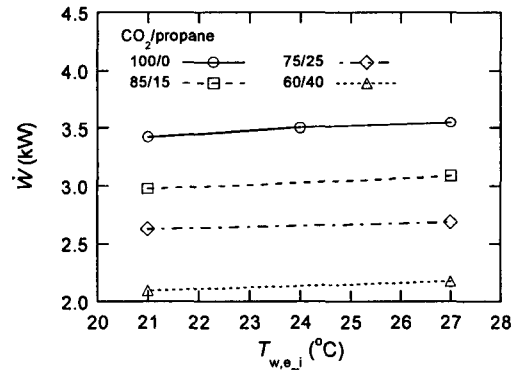


Fig. 2 Temperature-entropy diagram of CO₂ system for several water inlet temperatures in the evaporator.

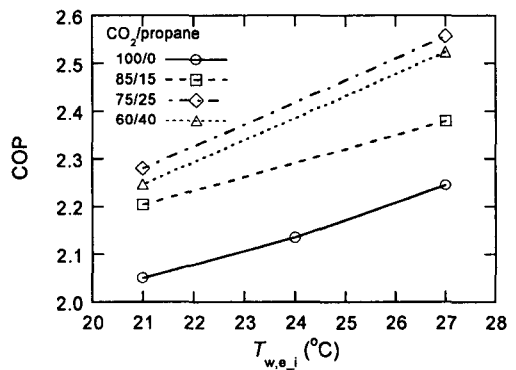
방출과정 아래면적은 단위냉방효과와 단위소요일의 합을 나타낸다. 온도-엔트로피 선도에 나타난 면적을 검토해 볼 때, 증발기 2차유체 입구온도



(a) Cooling capacity



(b) Compressor power



(c) COP

Fig. 3 Effect of evaporator water inlet temperatures on the performance for several refrigerants.

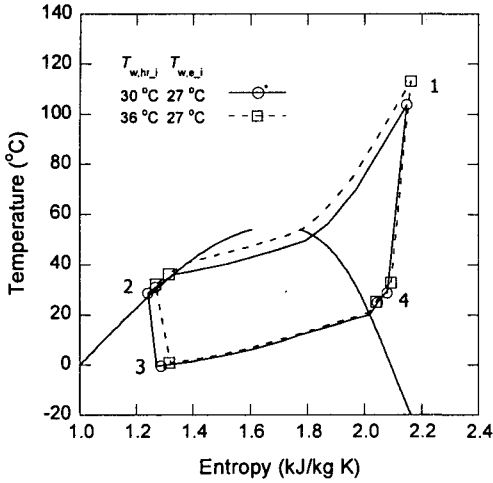
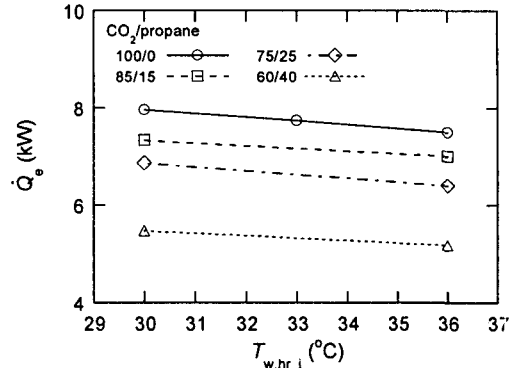


Fig. 4 Temperature-entropy diagram of CO₂/propane (60/40 wt%) system for water inlet temperatures in the condenser.

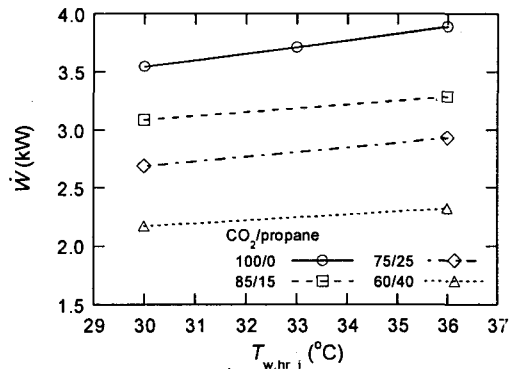
가 증가하면 증발기 내 냉매의 온도가 상승하면서 단위냉방효과는 적게 감소하고 단위소요일은 상대적으로 많이 감소한다. 따라서 증발기 2차유체 입구온도가 증가하면 성능계수가 상승한다.

Fig. 3에 냉매들의 성능특성을 나타내었다. 증발기 2차유체 입구온도가 증가하면 냉동시스템 저압부 압력이 높아지기 때문에 압축기 입구 냉매체적은 작아지고 질량유속은 증가하게 된다. 따라서 증가하는 증발기 2차유체 입구온도에 따라 압축기 소비동력은 서서히 증가하고 냉방용량은 상대적으로 크게 증가하며 성능계수는 높아지게 된다.

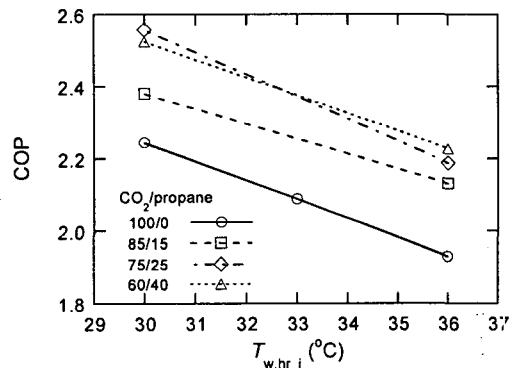
열방출기 2차유체 입구온도의 성능에 대한 영향도 고찰하였다. Fig. 4에는 열방출기 2차유체 입구온도에 따른 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매의 냉동사이클 내 변화를 나타내었다. 온도-엔트로피 선도에서 고찰해 볼 때, 열방출기의 2차유체 입구온도가 증가하면 열방출기 내의 냉매의 온도도 상승하기 때문에 단위냉방효과는 약간 증가하고 단위소요일은 상대적으로 크게 증가하는 것을 알 수 있다. 따라서 열방출기의 2차유체 입구온도가 증가하면 냉방성능계수는 감소한다. 열방출기 2차유체 입구온도가 증가함에 따라 질량유속이 약간 감소하기 때문에 냉방용량은 약간 작아지고 압축기 소비동력은 서서히 증가하게 된다. 다른 냉매의 경우에도 같은 결과가 나타났고, 이를 Fig. 5에 나타내었다.



(a) Cooling capacity



(b) Compressor power



(c) COP

Fig. 5 Effect of heat rejecter water inlet temperatures on the performance for several refrigerants.

3.2 성능에 대한 과열도의 영향

이산화탄소와 이산화탄소/프로판 혼합냉매(85/15

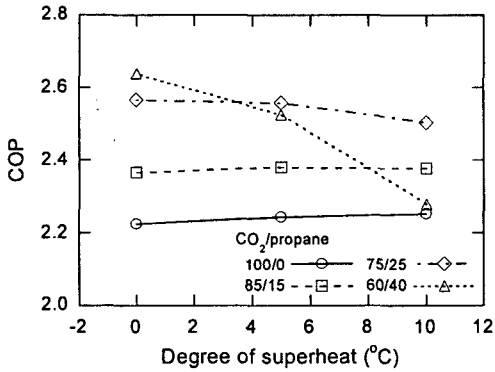


Fig. 6 Effect of the degree of superheat on the performance of several refrigerant systems.

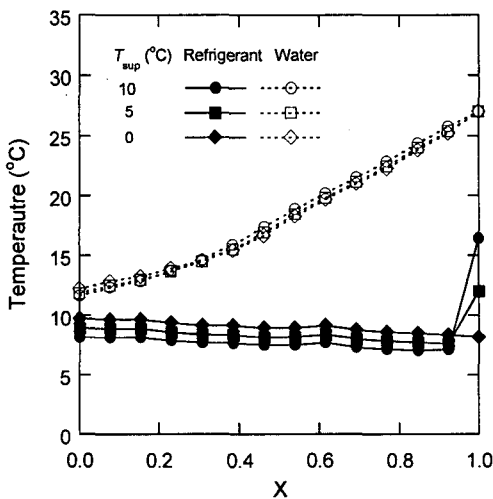
75/25, 60/40 wt%)에 대한 증발기 출구 과열도의 영향을 실험적으로 고찰하였다. Fig. 6에 과열도에 따른 냉매들의 냉방성능계수를 나타내었다. 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매의 경우 다른 냉매와 달리 과열도가 증가함에 따라 성능계수가 크게 감소하였다. 즉, 과열도가 0°C일 때 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매의 성능계수는 과열도 10°C일 때보다 15.8% 높게 나타났다. 이것은 과열도에 따라 증발기 내의 냉매의 온도가 변하기 때문이다.

Fig. 7에 이산화탄소와 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매에 대해 증발기 내 냉매와 물의 온도변화를 증발기의 길이에 따라 나타내었다. 냉매와 물의 입구는 각각 0과 1로 표시하였다. 이산화탄소의 경우 과열도가 증가함에 따라 증발기 내 냉매의 온도가 약간 감소하며 Fig. 8(a)의 온도-엔트로피 선도에 나타낸 것과 같이 과열도가 냉동사이클에 큰 영향을 주지 않는다. 반면, 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매의 경우에는 증발기에서 냉매의 온도변화가 크기 때문에 증발기 출구에서 온도조정이 생기게 된다. 따라서 Fig. 8 (b)에 나타낸 것과 같이 과열도가 증가함에 따라 냉매의 증발기 내 온도와 압력이 비교적 크게 감소하고 성능계수가 나빠지게 된다.

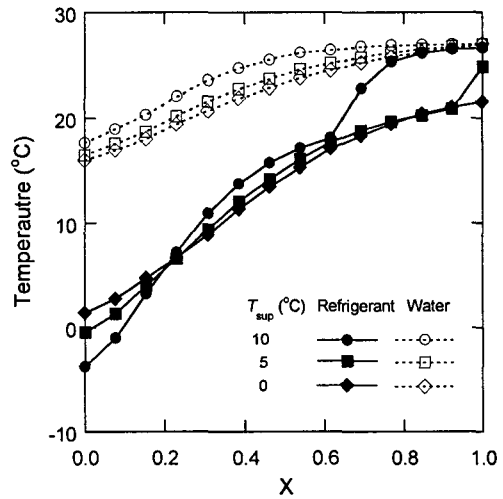
증발기 출구에서 냉매와 이차유체의 온도가 같아지는 경우 큰 과열도가 주어지면 냉방용량이 줄면서 성능계수가 낮아지게 된다. 따라서 작동 유체로 증발기에서 온도변화가 큰 혼합냉매를 사용하는 경우 큰 과열도는 피해야 한다.

3.3 성능에 대한 이산화탄소 성분비의 영향

세 가지 다른 외기조건에서의 냉방성능에 대한 성분비의 영향을 Fig. 9에 나타내었다. 성분비를 변화시킴으로써 냉동시스템의 고압부의 압력을 조

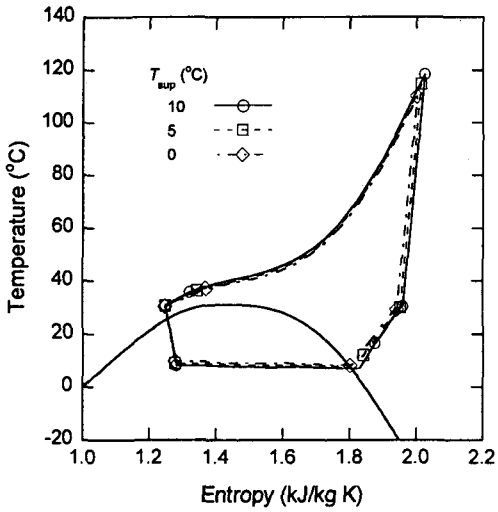


(a) CO₂ system

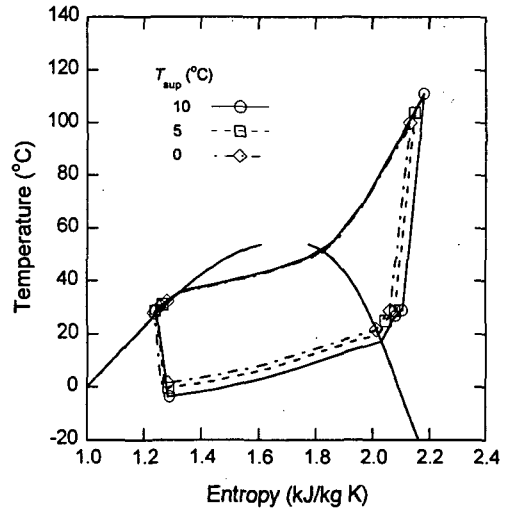


(b) CO₂/propane (60/40 wt%) system

Fig. 7 Temperature profiles of refrigerant and water in the evaporator for several degrees of superheat.

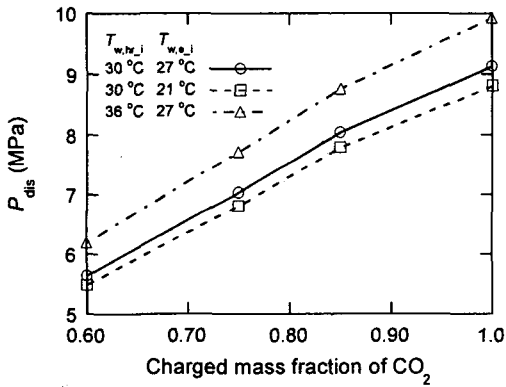


(a) CO₂ system

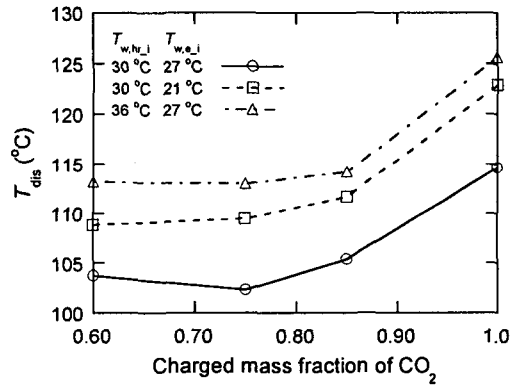


(b) CO₂/propane (60/40 wt%) system

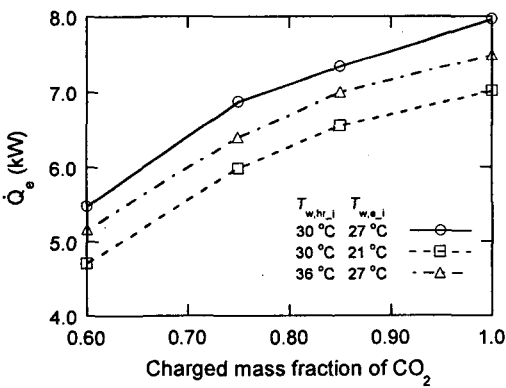
Fig. 8 Temperature-entropy diagram for different degrees of superheat.



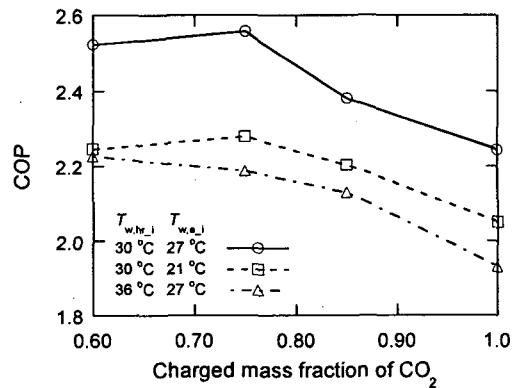
(a) Discharge pressure



(b) Discharge temperature



(c) Cooling capacity



(d) COP

Fig. 9 Effect of charged mass fraction of CO₂ on the performance.

절할 수 있다. 평균적으로 85/15, 75/25, 60/40 성분비의 혼합냉매의 압축기 출구압력은 이산화탄소보다 각각 11.8%, 22.7%, 37.9% 낮았으며, 이 값은 각 냉매의 순환성분비의 프로판 비율과 거의 일치하였다. 압축기 출구온도는 프로판의 비율이 증가함에 따라 감소하다가 거의 일정하게 유지되었다. 프로판 기상의 정적비열에 대한 정압비열의 비가 이산화탄소에 비해 작기 때문에 프로판 증가에 따라 압축기 출구온도가 감소할 수 있지만, 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매의 경우 압축기에서의 압축비가 갑자기 증가하기 때문에 압축기 출구온도는 이 영역에서 거의 일정하게 유지되었다. 또한, 프로판이 단위체적당 냉방용량이 작기 때문에 85/15, 75/25, 60/40 성분비의 혼합냉매는 이산화탄소의 냉방용량에 각각 93.0%, 85.6%, 68.2%의 용량을 나타냈다. 반면 냉방성능계수는 이산화탄소에 비해 각각 8.0%, 12.8%, 12.5% 증가하였다.

이산화탄소에 비해 성능계수가 높은 프로판의 성분비가 증가함에도 불구하고 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매가 이산화탄소/프로판(75/25 wt%) 혼합냉매보다 성능계수가 약간 나쁘게 나타났다. 이것은 실험에서 사용한 압축기가 이산화탄소용이므로, 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매를 대상으로 실험할 때 압축기의 모터 및 기계 효율이 이산화탄소를 사용할 때보다 4.6%에

서 8.5%까지 저하되었기 때문이다. 또한, 이산화탄소/프로판 혼합냉매의 열교환기에서의 온도변화 때문에 작동조건에 따라 2차유체와 각 냉매의 온도매칭이 달라졌기 때문이다.

동일한 장치와 작동조건에서의 네 가지 냉매의 실제 냉동사이클을 Fig. 10의 온도-엔트로피 선도에서 나타내었다. Fig. 10은 증발기에서 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매가 다른 냉매에 비해 주어진 조건에서 2차유체와 열교환 온도차가 큰 것을 보여준다. 열교환 과정에서 두 유체의 열교환 온도차이가 크면 비가역성이 증가하고 일손실이 커지기 때문에 성능계수는 낮아진다. 따라서 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매의 냉방성능계수가 상대적으로 낮게 나타났다.

Fig. 11에 증발기의 길이에 따른 냉매와 2차유체의 온도를 나타내었다. 주어진 조건에서 이산화탄소와 이산화탄소/프로판(85/15 wt%) 혼합냉매의 온도변화는 물에 비해서 적다. 이산화탄소/프로판(75/25 wt%) 혼합냉매의 경우에는 두 열교환 유체의 온도변화가 비슷하며, 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매는 물의 온도변화보다 크게 온도가 변한다. 이산화탄소와 이산화탄소/프로판(85/15 wt%) 혼합냉매의 경우 열교환 면적이 증가하면, 냉매와 2차유체의 열교환하는 온도차이가 감소하다가 증발기 입구에서 온도조절이 발생한다. 따라서 성능계수가 증가하다가 온도조절이

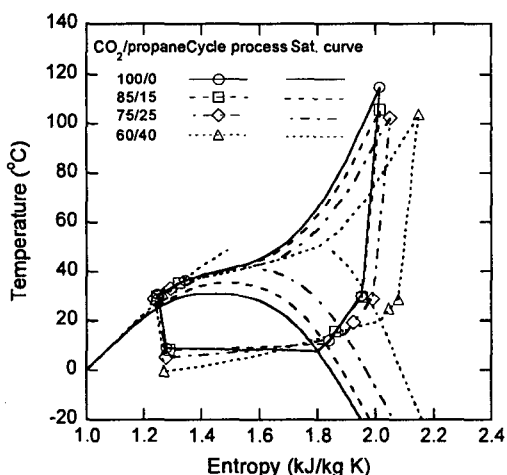


Fig. 10 Temperature-entropy diagram of refrigerant systems for the same compressor speed condition.

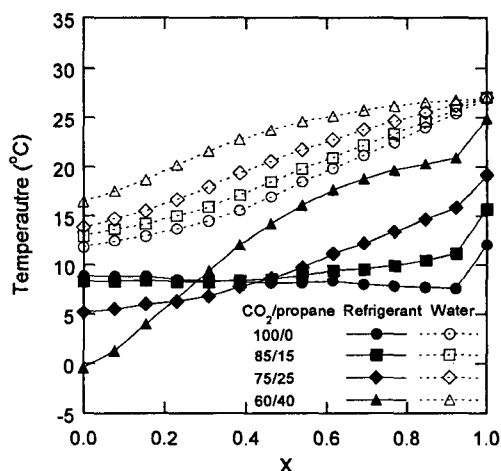


Fig. 11 Temperature profiles of refrigerant and water in the evaporator as a function of normalized distance.

생긴 이후에는 성능계수 향상이 거의 일어나지 않는다. 이산화탄소/프로판(75/25 wt%) 혼합냉매의 경우 냉매와 2차유체의 온도변화가 평행하기 때문에 추가적인 열교환 면적이 주어지면, 성능계수가 상당히 향상될 수 있다. 이 경우에 변온증발냉매의 온도변화 특성이 성능계수 향상에 최대로 이용될 수 있다. 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매는 냉매의 온도변화가 2차유체보다 크기 때문에 열교환 면적이 증가하면 증발기 출구에서 온도조절이 발생하고 성능계수 향상이 제한되게 된다.

동일한 열교환기를 사용한 본 실험에서는 이산화탄소/프로판(75/25 wt%) 혼합냉매의 2차유체와의 평균 온도차이가 이산화탄소나 이산화탄소/프로판(85/15 wt%) 혼합냉매와 비슷한 수준이었다. 그러나 추가적인 열교환 면적이 주어지면 이산화탄소/프로판(75/25 wt%) 혼합냉매에서 다른 냉매에 비해 상대적으로 큰 성능계수 향상이 얻어질 수 있다. 즉, 열교환기에서 냉매의 온도변화 현상을 효과적으로 이용하기 위해서는 2차유체와 냉매의 온도변화 크기가 비슷한 수준이어야 하며 충분한 열교환 면적에 의해 열교환하는 두 유체의 온도차이가 작아져야 한다.

4. 결 론

이산화탄소와 이산화탄소/프로판 혼합냉매(85/15, 75/25, 60/40 wt%)를 대상으로 열방출기와 증발기의 2차유체 입구온도와 증발기 출구 과열도를 변화시키면서 성능실험을 수행하였다. 동일한 장치와 같은 작동조건에서 얻은 성능자료를 바탕으로 냉매들 간의 성능 특성을 비교하였으며, 등온증발 혼합냉매의 열교환기에서의 온도변화 특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발기 2차유체 입구온도가 증가하면 증발기 내 냉매의 온도가 상승하면서 성능계수가 향상된다.

(2) 열방출기의 2차유체 입구온도가 증가하면 열방출기 내의 냉매의 온도도 상승하기 때문에 성능계수는 감소한다.

(3) 이산화탄소/프로판(60/40 wt%) 혼합냉매처

럼 상변화시 온도변화가 큰 냉매를 사용할 때는 큰 과열도를 피해야 한다.

(4) 이산화탄소/프로판 85/15, 75/25, 60/40 성분비의 혼합냉매의 압축기 출구압력은 이산화탄소보다 각각 11.8%, 22.7%, 37.9% 낮았다. 또한, 프로판이 단위체적당 냉방용량이 작기 때문에 85/15, 75/25, 60/40 성분비의 혼합냉매는 이산화탄소의 냉방용량에 각각 93.0%, 85.6%, 68.2%의 용량을 나타냈다. 반면 냉방성능계수는 이산화탄소에 비해 각각 8.0%, 12.8%, 12.5% 증가하였다.

(5) 열교환기에서 열교환하는 두 유체의 온도가 평행하게 변하고 냉동시스템의 열교환 면적이 충분히 주어진다면, 변온증발 혼합냉매의 온도변화효과는 시스템 성능계수 향상에 크게 이용될 수 있다.

후 기

본 연구는 특정물질사용합리화기금출현사업 및 마이크로열시스템연구센터의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사하는 바이다.

참고문헌

- 1 Kim, T. S., Shin, J. Y., Kim, M. S. and Ro, S. T., 1994, Cycle analysis and heat transfer characteristics of a heat pump using R22/R142b refrigerant mixtures, *Int. J. Refrig.*, Vol. 17, No. 6, pp. 391-400.
- 2 Didion, D. A. and Bivens, D. B., 1990, Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs, *Int. J. Refrig.*, Vol. 13, pp. 163-175.
- 3 Chang, Y. S., Kim, M. S. and Ro, S. T., 2000, Performance and heat transfer characteristics of hydrocarbon refrigerants in a heat pump system, *Int. J. Refrig.*, Vol. 23, No. 3, pp. 232-242.
- 4 Chen, J. and Kruse, H., 1995, Calculating circulation concentration of zeotropic refrigerant mixtures, *HVAC&R Research*, Vol. 1, No. 3, pp. 219-231.