

이산화탄소를 이용한 간접 냉장시스템의 실험적 연구

Experimental Study of An Indirect-Refrigeration System with Carbon Dioxide

김윤섭(Yoonsup Kim), 백원근(Wonkeun Baik), 윤 린(Rin Yun)[†]
한밭대학교 기계공학과

Department of Mechanical Engineering, Hanbat National University, Daejeon, 34014, Korea

(Received March 16, 2016; revision received April 14, 2016; Accepted: April 15, 2016)

Abstract Experimental studies for an indirect R404A-CO₂ refrigeration system and a direct R404A refrigeration system were conducted. The configurations of the indirect R404A-CO₂ refrigeration system are a R404A refrigeration system as a top cycle and a circulating CO₂ system as a bottom cycle. The direct R404A system was modified from indirect R404A-CO₂ refrigeration system by removing circuit for CO₂ circulation. Various tests for both systems were conducted by changing load side brine temperature from 0 to 5 and 10°C with cooling brine temperatures for R404A system at 15, 20, or 25°C. The indirect R404A-CO₂ refrigeration system showed the highest COP when load side brine temperature was at 10°C in the evaporator and at cooling brine temperature of 15°C. The COP of 3.04 under that condition was the highest. This indirect R404A-CO₂ refrigeration system showed 9.02% higher COP than the direct R404A system that had increased pipeline length of 15 m, which simulated actual installation in a supermarket.

Key words Carbon dioxide(이산화탄소), R404A, Refrigeration(냉장), Indirect system(간접 시스템), Cascade (캐스케이드)

[†] Corresponding author, E-mail: yunrin@hanbat.ac.kr

기호설명

Q : Cooling Capacity [W]
 P : Power consumption [W]
 T : Temperature [°C]
 C_p : Specific heat at constant pressure [kJ/kg-K]
 \dot{m} : Volume flow rate [ml/min]

1. 서 론

이산화탄소 냉동 시스템은 다양한 응용범위를 가지는데 히트펌프의 용도로서는 급탕기 전용, 실내 난방과 급탕기 결합 시스템용, 건조기 등에 활용되고 있고, 가정용 및 자동차용 에어컨디셔너로도 이용되고 있다. 이산화탄소를 이차유체로 적용하는 냉장·냉동용 캐스케이드 시스템은 1990년대 중반 S.F Pearson에 의해 제안되었고 2000년대 초반부터 현재까지 유럽, 북미, 그리고 일본을 중심으로 슈퍼마켓 쇼케이스, 냉동 창고에 상용화하여 적용되고 있다. 이산화탄소의 낮은 압력강화로 인해 펌프동력이 감소하고, 상변화를 이용하기 때문에 냉각 용량이 커서 질량 유량을 1/6로 줄일 수 있는 장점을 갖는다. 최근 HCFC(Hydro-Chloro Fluoro-

carbons)와 HFC(Hydrofluorocarbons) 같은 화학냉매의 규제가 진행되는 가운데 친환경성과 높은 에너지절약 특성을 가진 이산화탄소 이차유체 냉장·냉동 시스템은 그 시장을 점점 넓히고 있는 실정이다. 기존 직접 팽창식 냉동·냉장 시스템의 가장 큰 문제는 장비관 설치로 인한 냉매의 충전량 증대와 효율저하, 그리고 누설량의 증가이다. 매년 30%를 누설부위를 파악하지 못한 채 지속적으로 충전해주는 것이 현실이다. 이에 반해 본 이산화탄소 간접 시스템의 경우 냉매는 기계실에 한정하여 충전량 및 누설량을 현격하게 감소시킬 수 있는 시스템을 구축할 수 있는 장점이 있다. 식품 슈퍼마켓에서는 연간 소비전력량의 60%가 냉동·냉장 시스템 관련 설비에 기인하고 있어 최근 경향으로 에너지 절약형 시스템이 관심을 끌고 있다.

국내·외 관련 연구로서 Likithammanit⁽¹⁾는 이산화탄소-암모니아 캐스케이드 시스템과 이산화탄소 냉동 시스템에 대해 실험적 연구를 수행하였다. 실험 결과 이산화탄소-암모니아 캐스케이드 시스템의 성능이 R404A 시스템보다 중온범위에서 70~80%, 저온범위에서 20% 정도 COP가 높고 중간냉각기를 가진 이산화탄소 이단 압축 시스템보다 48~51% 정도 COP가 높게 나타났다.

Silva et al.⁽²⁾은 이산화탄소-R404A 캐스케이드 시스템과 R404A-R404A 병렬 시스템, 그리고 R22 단일 시스템을 실험적으로 비교하였다. 캐스케이드 시스템은 다른 시스템보다 냉매의 충전량을 50% 적게 충전하면서, 시스템의 냉매 누설 또한 더 작은 것을 보였고, 캐스케이드 시스템이 다른 두 직접 팽창 시스템보다 22% 적은 연간 소비전력을 나타냈다. Ikemoto⁽³⁾는 편의점, 슈퍼마켓 지향 이산화탄소-R410A 캐스케이드 시스템의 성능평가를 하였다. 이 연구에서는 이산화탄소-R410A 캐스케이드 시스템으로 부하가 작은 에너지 시스템을 구축할 수 있음을 보였고, 현재 사용하고 있는 분할 시스템보다 각각 냉동 13%, 냉장 28%, 공조 33%, 총 28%의 연간 소비전력량의 절감이 나타났다. 설비 시공비의 절감과 R410A의 냉매 절감에 의한 비용 절감이 기기의 비용 상승과 상쇄되어 현행 시스템과 큰 차이가 없는 것으로 나타났고, 연간소비전력량의 감소와 이산화탄소 캐스케이드 시스템의 효율이 더 높은 것으로 보았을 때, 이산화탄소-R410A 캐스케이드 시스템이 가장 합리적인 시스템으로 보고 있다. Kim et al.⁽⁴⁾은 Pack Calculation II 프로그램을 이용하여 기존 병렬 시스템, 이산화탄소를 활용한 캐스케이드 및 이단 압축 시스템을 모델링하고, 이들의 성능을 비교 분석하여 캐스케이드 시스템의 우수함을 나타냈다.

본 연구의 목적은 기존 이론적 연구⁽⁴⁾ 바탕으로 이산화탄소 이차유체 시스템을 구축 및 운전하여, 직접 팽창식 냉장시스템 대비 이산화탄소 이차유체 시스템의 성능을 비교하고, 본 간접시스템의 최적 운전 조건을 제시하는데 있다. 이산화탄소 이차유체 시스템의 실험은 증발기와 응축기 측 브라인의 온도를 변화시키며 수행하였고, 이산화탄소의 순환유량 변화에 따른 실험 또한 진행하였다. 직접 팽창식 R404A 시스템의 실험은 이산화탄소 시스템의 실험 조건과 동일하게 증발기 측과 응축기 측의 브라인 온도를 변화시키며 실험을 수행하였고, 증발기 배관 길이 또한 변화시키며 그 성능 변화를 고찰하였다.

2. 연구 방법

2.1 실험 장치

Fig. 1은 본 이산화탄소 이차유체 시스템의 실험 장치 구성도를 나타낸다. 실험 장치는 크게 상단부 R404A 시스템과 하단부 이산화탄소 시스템으로 구성되어있다. 순환 이산화탄소의 액화를 위한 R404A 시스템은 압축기, 응축기용 판형 열교환기, 수액기, 팽창장치, 중간열교환기로 구성되었고, 이산화탄소 순환부는 CO₂ 펌프, 부하부로 이용된 이중관식 열교환기, 고압용 안전밸브

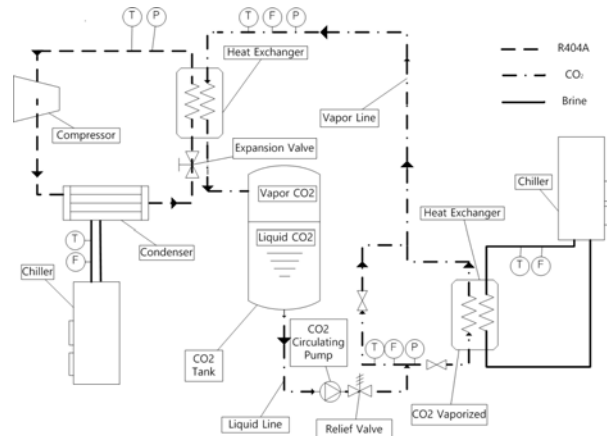


Fig. 1 Schematic diagram of the indirect R404A-CO₂ refrigeration system.

등을 설치하였다. 모든 장치 및 배관은 고무발포단열재를 이용하여 충분히 단열하였다. R404A 시스템의 응축기와 이산화탄소 시스템의 부하부는 각각 판형 열교환기와 이중관식 열교환기로 구성되어 있으며, 양측 모두 서로 다른 칠러의 브라인을 통해 열교환시켰다. CO₂ 측 부하부 열교환기의 경우, 순환 이산화탄소의 입출구 온도는 부하 측과의 열교환량과 R404A 냉각시스템 내 증발부의 온도에 따라 변하고, CO₂ 측 부하부 열교환기의 브라인 순환 입구온도 또한 조절하였다. 시스템의 운전상태를 파악하기 위해 주요 부위에 OMEGA사의 열전대를 사용하여 온도 측정을 하였고, R404A 시스템의 고압과 저압 측, 이산화탄소 순환부에 각각 Setra사의 -14.7~1,000 psig 범위의 정밀 압력계를 설치하여 압력을 측정하였다. R404A 시스템의 압축기는 380 V 3상에서 사용하는 Tecumseh사의 3마력 정속 압축기를 사용하였다. 이산화탄소 순환용 마그네틱 기어펌프는 평균 0.55 kW 전력을 소비하며, 이산화탄소 순환유량 조건에 맞추어 전압을 조절하여 실험을 진행하였다. 이산화탄소의 순환유량을 측정하기 위해 Turbines사의 허용압력 5000 psig와 유량범위 0~56.78 LPM의 체적 유량계를 설치하였다. 압축기의 소비전력 측정은 YOKOGAWA사의 전력량계를 설치하여 소비전력을 측정하였다. 이산화탄소 순환의 확인을 위해서 Obrist사의 300 bar 이내의 고압용 가시화창을 적용하였다. 한편, 고압용 안전밸브를 사용하여 이산화탄소 이차유체 시스템의 장비 보호와 실험 안전을 위해 일정 압력 이상이 되면 냉매가 배출될 수 있도록 설치하였다.

$$Q = \dot{m} \times c_p \times \Delta T \quad (1)$$

$$COP = \frac{Q}{P_{compressor} + P_{pump}} \quad (2)$$

Table 1 Test conditions

No.	R404A-CO ₂ system and R404A system			R404A system
	Brine inlet temperature for load side CO ₂ system	Condenser cooling temperature for R404A system	Circulation flow rate of CO ₂	Tube length (m)
1	0°C	15°C	55	Ref.
2	5°C	20°C	89	+5 m
3	10°C	25°C	110	+15 m

2.2 이산화탄소 이차유체 냉방 시스템 실험 방법

본 실험은 이산화탄소 이차유체 시스템의 증발부 열원온도와 R404A 시스템의 응축부 냉각온도를 변화시키며 Table 1과 같이 진행하였다. 먼저 증발기 부분 열원으로 사용된 브라인의 순환 입구온도를 냉장용 시스템의 적정온도라고 판단되는 0°C, 5°C, 10°C의 세 가지 상태로 변화시켰고, 응축기 측 냉각용 칠러 브라인의 온도를 15°C, 20°C, 25°C로 변경하였다. 또한, 이산화탄소의 순환 유량의 영향을 보기위해 이산화탄소의 유량을 55, 89, 110 ml/min로 각각 변화시키며 실험을 진행하였다. 상부 시스템인 R404A 시스템의 냉매 충전량은 시험 운전을 통한 과열도 분석을 통해 충전압력 1.3 MPa를 기준으로 충전하였다. 이산화탄소의 충전량은 시스템 내 압력을 3.5 MPa로 고정하여 충전하였다. 위의 세 가지 실험 조건을 바꾸어가며 본 연구의 냉방 용량과 COP를 측정하였다. 식(1)은 이산화탄소 이차유체 냉방 시스템의 냉방 용량을 구하는 식으로 부하 측의 브라인유량과 입·출구 온도차, 그리고 온도에 따른 비열을 측정하여 계산하였다. 이산화탄소 이차유체 시스템의 성적계수는 소비전력량을 식(1)에서 계산된 냉방 용량 값으로 나누어 식(2)와 같이 계산하였다. 본 연구에서 제시된 COP의 평균오차는 ±3.7%로 나타났고, 냉방 용량의 평균 오차는 ±2.3%로 나타났다. 이는 식(1)과 식(2)를 EES(Engineering Equation Solver)에서 제공하는 오차전과 모델에 대입하여 산출하였다.

2.3 직접 팽창식 R404A 냉장시스템 실험 방법

이산화탄소 이차유체 냉방 시스템과의 비교를 위해 직접 팽창식 R404A 시스템을 추가로 구축하였다. Fig. 1의 이산화탄소 순환부를 제외하고, R404A 시스템의 증발부를 이산화탄소 순환부의 증발부와 연결하였다. 비교 실험은 이산화탄소 이차유체 시스템과 동일한 방법으로 수행하였고, 충전량 또한 충전압력 1.3 MPa를

기준으로 충전하였다. 먼저 증발기 측 브라인 온도를 이산화탄소 이차유체 시스템과 동일한 조건인 0°C, 5°C, 10°C로 변경하였고, 응축기 측 칠러의 브라인 온도 역시 15°C, 20°C, 25°C로 변경하였다. 실제 직접 팽창식 R404A 시스템이 냉장 시스템에 사용될 경우 실외기와 실내기가 분리되어 배관 길이가 크게 증가하게 되는데, R404A 시스템의 응축기 이후부터 압축기 이전까지의 배관 길이를 기존의 실험과 동일하게 유지한 채 응축기와 팽창장치 사이, 증발기와 압축기 사이의 배관 길이를 각각 5 m, 15 m로 변경하여 실험을 진행하였다. 직접 팽창식 R404A 냉장시스템의 경우 이산화탄소 순환부가 없기 때문에 COP는 식(2)의 분모에서 펌프에 소비되는 동력을 제외하고 계산하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 이산화탄소 이차유체 냉방 시스템

Fig. 2와 Fig. 3은 이산화탄소 이차유체 냉방 시스템에서 부하 측 브라인 온도 변화에 따른 냉방 용량과 COP를 각각 나타낸다. 응축기 측 브라인의 온도를 15°C로 고정하였을 때, 증발기 측 브라인의 온도가 10°C일 때가 0°C일 때보다 COP가 약 8.2% 높았고, 증발기 부하 측 브라인 온도가 5°C일 때에 비해서 6.5% 높게 나타났다. 증발기의 부하 측 브라인의 온도가 10°C, 응축기 측 브라인 온도가 15°C일 때가 가장 높은 COP를 보였고, 가장 효율이 낮은 결과와 비교할 때, 냉방 용량의 차이는 20.3%였다. 응축기 측 브라인의 온도에 따른 시스템 COP의 차이는 약 1% 미만으로 차이가

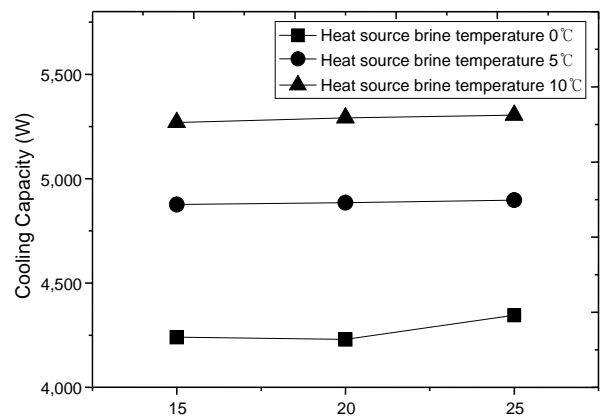


Fig. 2 Comparison of cooling capacity with variation of cooling water temperature of R404A cycle and heat source brine temperature of CO₂ cycle.

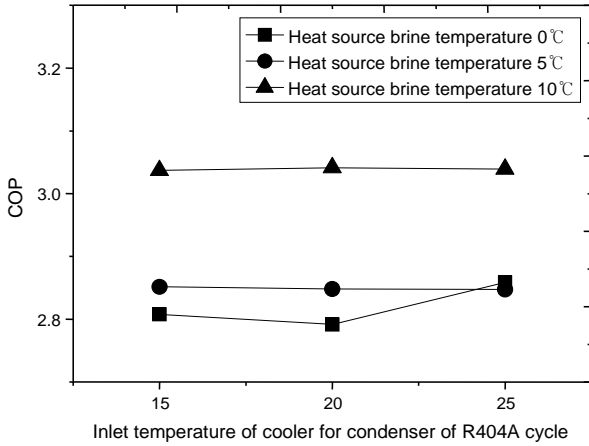


Fig. 3 Comparison of COP with variation of cooling water temperature of R404A cycle and heat source brine temperature of CO₂ cycle.

매우 작아 시스템의 성능에는 큰 변화를 주지 않았다. 증발기의 부하 측 브라인의 온도가 상승하면 부하 측 순환 이산화탄소의 출구온도 또한 증대되고, 이는 중간 열교환기 내 이산화탄소의 온도를 같이 상승시킨다. 중간 열교환기를 통해 상부 R404A 시스템과 하부 이산화탄소 시스템은 연계되기 때문에 하부 이산화탄소 시스템의 온도상승은 상부 R404A 시스템의 증발 압력을 상승시킨다. R404A 시스템의 응축기내 냉각수의 온도는 고정되어 있으므로 응축압력이 일정하게 유지되는 조건에서 증발압력의 상승은 압축기 내 압력 비를 감소시키고 이는 압축기 소비동력을 줄여 COP의 향상을 가져온 것으로 판단된다.

Fig. 4는 이산화탄소 순환 유량에 따른 냉방 용량의 차이를 나타내고, Fig. 5는 이산화탄소 순환 유량에 따른 시스템의 COP를 나타낸다. 이산화탄소 순환 유량이 55 ml/min 일 때 COP는 3.1로서 순환 유량을 110 ml/min로 진행하였을 때의 COP 3.05보다 약 1.6% 높게 나타났다. 식(2)에 나타낸 COP 계산식을 살펴볼 때 이산화탄소의 순환 유량의 증가에 따른 펌프의 소비동력 증가요인이 순환 유량의 증가에 따른 관내 측 대류열전달계수 상승효과로 인한 냉방 용량 증가보다 크기 때문에 가장 작은 이산화탄소의 순환 유량에서 COP가 크게 나타난 것으로 판단된다. 그러나 COP의 측정오차가 ±3.7%임을 고려할 때 순환 유량에 따른 COP와 냉방 용량의 차이는 무시할 수 있을 정도로 작게 나타났다.

3.2 R404A 냉방 시스템

Fig. 6은 부하 측 열원 브라인 온도 변화에 따른 R404A 냉방 시스템의 COP를 나타낸다. 이산화탄소 이차유체

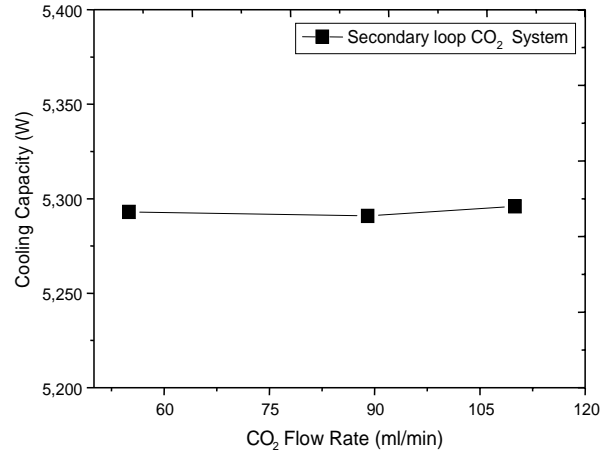


Fig. 4 Comparison of cooling capacity with CO₂ flow rate.

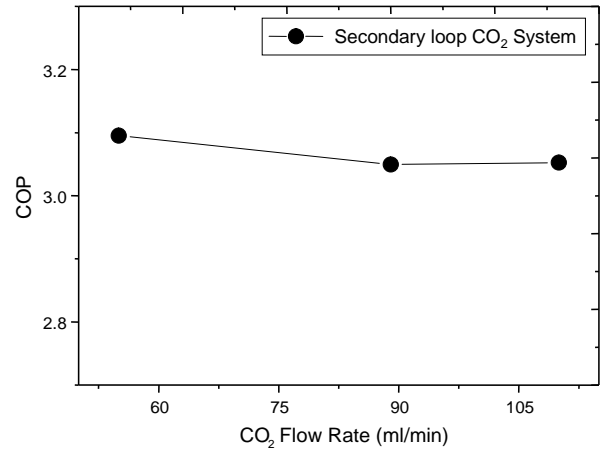


Fig. 5 Comparison of COP with CO₂ flow rate.

시스템과 유사한 결과를 얻을 수 있는데, 부하 측 열원 브라인 온도가 10°C일 때 가장 높은 COP를 보인다. 이는 부하 측 열원 브라인의 온도가 5°C일 때보다는 약 9.2%, 부하 측 열원 브라인의 온도가 0°C일 때보다 14.0% 높은 COP를 나타냈다. 냉방 용량에서도 비슷한 차이를 보였는데 Fig. 7의 결과를 살펴보면, 부하 측 브라인의 온도가 10°C일 때 가장 높은 냉방 용량을 나타냈다. 부하 측 열원 브라인의 온도가 5°C일 때와 0°C일 때, 각각 약 14.7%와 24.4%의 차이를 보였다. 또한 이산화탄소 이차유체 시스템과 동일하게 응축 브라인 온도 변화에 따른 결과는 최대 약 3.6%로 시스템의 전체 냉방 용량과 COP에는 큰 영향을 주지 않는 것으로 판단된다.

배관 길이 변화에 따른 성능 변화 실험은 R404A 시스템의 부하 측 브라인 온도 변화에 따른 결과를 바탕으로 COP와 냉방 용량이 가장 높은 조건에서 수행하

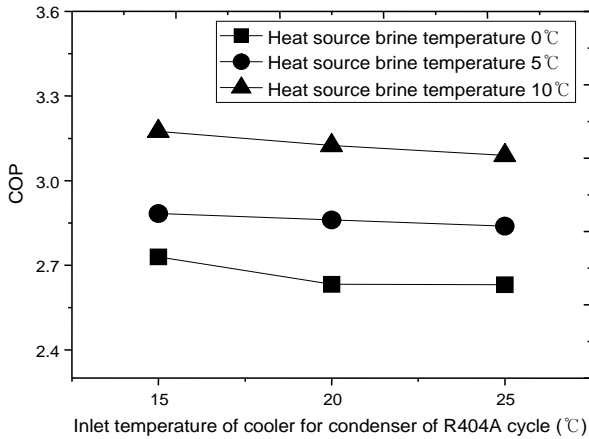


Fig. 6 Comparison of COP with variation of cooling water temperature of R404A cycle and heat source brine temperature of R404A cycle.

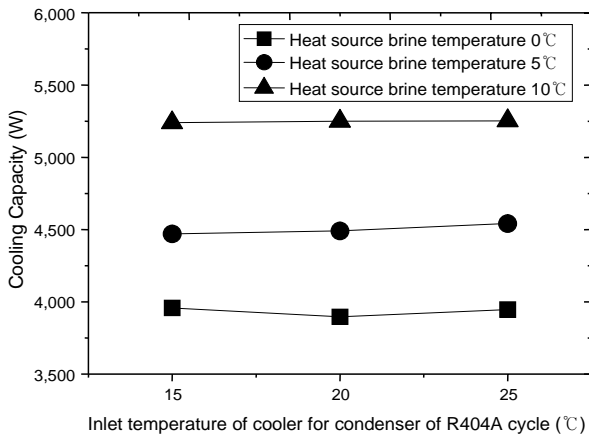


Fig. 7 Comparison of cooling capacity with variation of cooling water temperature of R404A cycle and heat source brine temperature of R404A cycle.

였다. Fig. 8은 R404A 시스템의 배관 길이에 따른 냉방 용량에 대한 그래프이다. R404A 배관 길이가 길어짐에 따라 냉방 용량이 증가함을 볼 수 있다. 배관 길이를 15 m 증가하였을 때가 기존 실험 결과보다 약 3.7%의 더 높은 냉방 용량을 보였다. 배관 길이에 따른 냉방 능력의 변화는 추가로 증대된 배관과 주위와의 열교환량 그리고 충전량 변화에 따른 냉동 시스템의 운전성능변화로 설명할 수 있는데, 추가 배관의 경우 단열을 통해 주위의 영향을 무시할 수 있었다. 충전량의 변화에 따른 시스템 운전압력의 변화와 열교환기 내부의 열전달항상인자가 영향을 주었을 것으로 판단되고, 이를 정확히 밝히기 위해서는 추가연구가 필요할 것이다. Fig. 9와 같이 기준 배관 길이 조건에서의 COP가

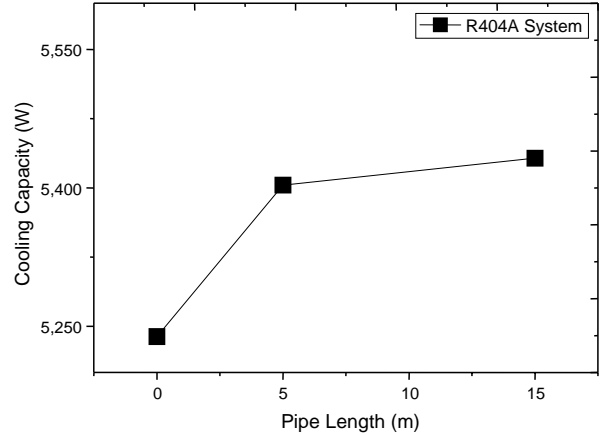


Fig. 8 Comparison of cooling capacity with pipe length.

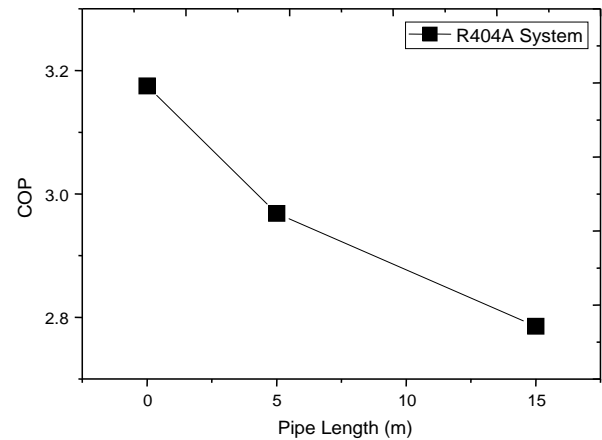


Fig. 9 Comparison of COP with pipe length.

배관 길이를 15 m 증가하였을 때의 COP보다 약 12.3% 높은데, 이는 배관 길이를 증가시켰을 때 높아지는 냉방 용량보다 배관 길이를 증가함으로써 압축기의 소비 동력이 더 커진 것을 나타낸다. 따라서 배관 길이에 따른 성능 변화는 길이가 길어질수록 성능은 더 낮아짐을 나타낸다.

3.3 이산화탄소 이차유체 시스템과 R404A 시스템 성능 비교

Fig. 10은 배관 길이 변화에 따른 R404A 냉방 시스템과 이산화탄소 이차유체 냉방 시스템의 냉방 용량의 차이를 나타낸다. R404A 시스템의 배관 길이 15 m 추가 실험 결과가 이산화탄소 이차유체 시스템의 실험 결과보다 약 3% 높은 냉방 용량을 보였다. 그러나 Fig. 11의 COP 비교에서는 15 m 배관 길이 시 이산화탄소 이차유체 시스템이 R404A 시스템보다 약 9.0% 높은 값

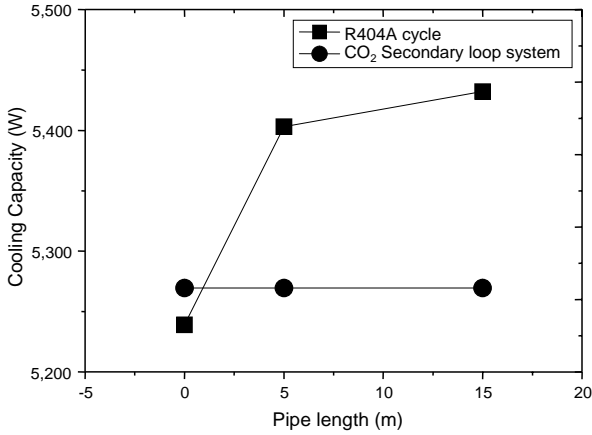


Fig. 10 Comparison of Cooling capacity between R404A cycle and CO₂ cycle.

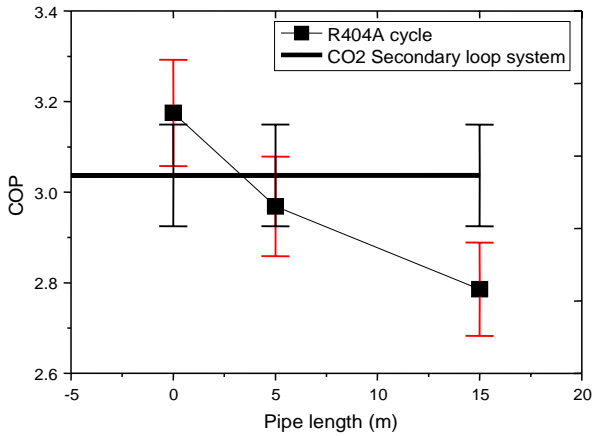


Fig. 11 Comparison of COP between R404A cycle and CO₂ cycle.

을 나타냈다. 이산화탄소 이차유체 시스템의 압축기와 순환펌프의 소비동력이 R404A 시스템의 배관 길이 추가 결과보다 더 낮은 값을 보였고, 그 결과 더 높은 COP를 나타낸 것으로 판단된다.

4. 결 론

이산화탄소 이차유체 냉장시스템은 증발기의 부하 측 브라인 온도가 10℃, 응축기 측 브라인 온도가 15℃일

때가 가장 높은 효율을 나타냈다. R404A 시스템의 증발기 부하 측 브라인 온도변화에 따른 결과는 이산화탄소 이차유체 시스템 결과와 동일하게 증발기 부하 측 브라인 온도가 10℃, 응축기 측 브라인의 온도가 15℃일 때 가장 높은 효율을 보였고, 이는 증발기 측 열원 브라인의 온도가 0℃일 때보다 약 14.0% 높은 COP를 나타냈다. R404A 시스템의 배관 길이 변화에 따른 성능 변화는 배관 길이를 응축기에서 팽창장치 사이와 증발기에서 압축기 사이의 배관 길이를 각각 15 m 추가하였을 때 냉방 용량은 5.4 kW로 가장 높게 나타났으나, COP는 2.79로 기존 배관 길이 실험보다 약 12.3% 낮은 값을 보였다. 이산화탄소 이차유체 시스템과 R404A 시스템의 COP의 차이는 이산화탄소 이차유체 시스템의 실험이 3.04로 R404A 시스템의 배관 길이 15 m 추가 실험보다 약 9.02% 높은 COP를 보였다.

후 기

본 연구는 2015년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 이공분야기초연구사업의 결과임(No.2015R1A2A1A15055823).

References

1. Likitthammanit, M., 2007, Experimental investigation of NH₃/CO₂ cascade and transcritical CO₂ refrigeration systems in supermarkets, Master of Science Thesis, Stockholm, Sweden.
2. Alessandro da Silva, Enio Pedone Bandarra Filho, 2011, Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets, Applied Thermal Engineering, Vol. 41, pp. 30-35.
3. Yukinobu IKEMOTO, 2009, Outline and performance evaluation of R410A/CO₂ cascade heat pump systems, Magazine of the SAREK, Vol. 39 No. 11, pp. 40-49.
4. Yoonsup Kim, Rin Yun, 2015, Performance of Carbon Dioxide System for Freezing and Refrigeration, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 27, pp. 81-86.