

이산화탄소를 사용한 수열원 히트펌프 시스템의 성능 특성에 관한 실험적 연구

장근선^{1*}, 강희정¹, 김영재²

¹선문대학교 기계공학과, ²선문대학교 생명화학공학과

A Study on the Performance Characteristics of Water Heat Source Heat Pump System using CO₂ Refrigerant.

Chang Keun Sun^{1*}, Kang Hee Jeong¹ and Kim Young Jae²

¹Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University

²Department of Chemical and Biochemical Engineering, Sunmoon University

요 약 본 논문에서는 CO₂ 냉매를 적용하는 수열원 히트펌프 시스템의 성능특성에 관하여 실험적으로 연구하였다. 냉매충진량, 전자팽창밸브 개도, 압축기 주파수, 내부열교환기의 유무 등 다양한 운전변수에 따라 냉방, 난방성능 및 COP 특성을 분석하였다. 실험결과는 2200g의 냉매충진량, 26%의 전자팽창밸브 개도비율에서 최고의 COP 곡선을 나타내고 있고 압축기 주파수의 증가에 따라 냉방능력은 증가하나 난방능력은 감소하는 것으로 나타났다. 이 시스템의 경우 내부열교환기를 포함할 경우 내부열교환기가 없을 경우에 비해 약 4%의 냉방 COP 증가되었고 난방 COP는 약 0.89%감소로 성능변화가 거의 나타나지 않았다.

Abstract In this study, performance characteristics of a water source heat pump system using CO₂ as a refrigerant are investigated experimentally. Cooling and heating capacities and COP of the system are analyzed for various system performance variables such as refrigerant charge, expansion valve opening, compressor frequency and internal heat exchanger. Results show that optimum amount of refrigerant charge and expansion valve opening exists at maximum point of COP curve, and cooling capacity increases but COP decreases with the increase of compressor frequency. When the internal heat exchanger is installed, cooling capacity increases about 4.0% whereas heating capacity decreases about 0.89% compared to the case without internal heat exchanger.

Key Words : Carbon Dioxide, Water Heat Source Heat Pump, Performance Characteristics

1. 서 론

인류문명의 발달로 인하여 인간은 의·식·주의 기본적인 충족욕구에서 벗어나 보다 향상된 질의 삶을 추구하고 있다. 이러한 삶의 질을 높이기 위하여 인류는 쾌적한 환경을 추구하고 있고 그로인해 냉동공조 분야의 발전을 가져왔다.

1930년대 CFC 계열 및 HCFC 계열의 냉매가 개발되

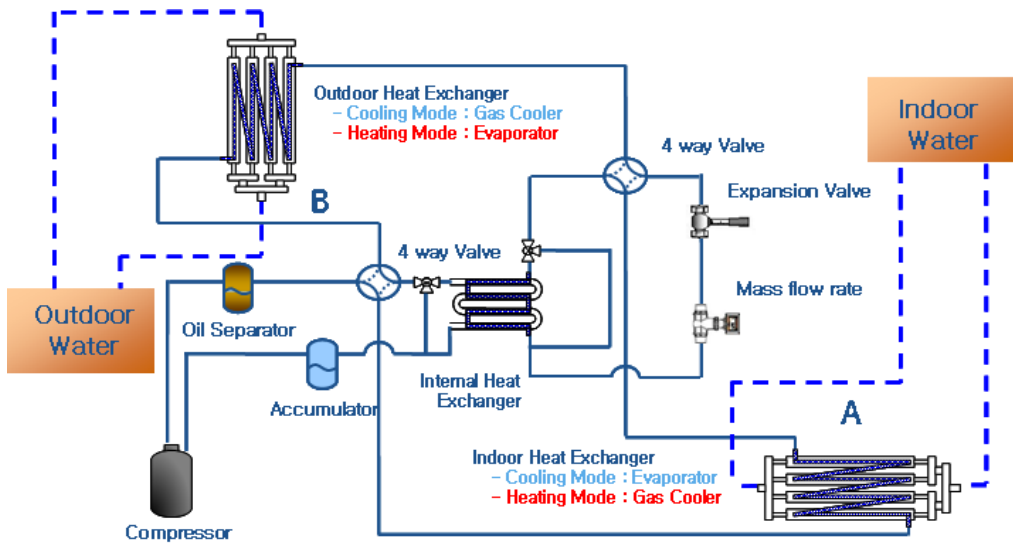
면서 냉동공조 분야의 발전 속도가 가속화 되었다. 하지만 이러한 프레온계열의 냉매의 경우 열역학적 우수성 및 화학적 안정성은 가지고 있지만, 대기 중에 누출될 경우 오존(O₃)층을 파괴하고 지구온난화를 가속화 하는 등 환경적 문제를 발생시켰다.

이러한 환경적인 문제가 국가적 이슈로 대두되면서 국제협약인 1987년 몬트리올 의정서 및 1997년 교토 의정서가 체결되면서 탄화수소계의 생산 및 사용이 규제되기

본 연구는 교육과학기술부와 한국연구재단이 지원한 지역혁신인력양성사업에 의해 수행되었으며 이에 감사한다.

*교신저자 : 장근선(Chang@sunmoon.ac.kr)

접수일 11년 03월 07일 수정일 (1차 11년 05월 11일, 2차 11년 06월 07일, 3차 11년 07월 01일, 4차 11년 07월 19일)
게재확정일 11년 08월 11일



[그림 1] 실험장치 개략도
[Fig. 1] Schematic diagram of test equipment

시작하였다. 이로 인해 현재 선진국을 필두로 환경오염에 영향을 주지 않는 대체냉매에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으나 아직 실용화 보급 단계에는 미치지 못하고 있다.

CO₂를 냉매로 사용하는 히트펌프는 초고압(100기압 이상)상태에서 운전되기 때문에 시스템의 모든 구성요소, 부품이 높은 내구성 갖고 안전하게 작동하여야 하는 기술적인 어려움이 있을 뿐만 아니라 아직 급탕시스템을 제외한 다른 시스템운전에서는 기존의 시스템과 비교하여 효율적인 면에서 미흡한 부분이 있다.

하지만 CO₂는 환경오염도의 척도가 되는 오존층파괴 지수(ODP : Ozone Depletion Potential)가 0이고 지구온난화지수(GWP : Global Warming Potential)가 1의 매우 낮은 환경오염도를 가지고 있을 뿐만 아니라 냉매로서의 조건 또한 우수하다. 이러한 냉매적 특성과 친환경적인 요인 그리고 자연에서 쉽게 구할 수 있는 자연냉매라는 특성으로 인하여 대체냉매로서 그 관심이 높아지고 있다.

CO₂를 적용한 사이클의 성능향상에 대한 기존 연구로 Neksa[1] 등은 가스쿨러 압력제어를 통해 해석과 실험적 방법으로 성능변화를 고찰하였다. Cho[2,3] 등과 Lee[4] 등은 성능향상을 위해 내부열교환기를 장착하여 연구를 수행하였고, 운전조건 변화에 따른 성능특성에 대해 연구를 수행하였다. Chen[5] 등은 내부열교환기를 적용한 사이클에서 가스쿨러 압력변화와 성능에 관한 수식을 개발하였다. 이 외에도 많은 연구자들이 CO₂ 히트펌프에 대한 연구를 진행하였다.

온수가열용 히트펌프를 구성할 경우 같은 수준의 과냉도를 가지는 R-134a를 이용한 증기압축식 히트펌프 사이클에 비하여 10~20% 정도 높은 COP를 나타내는 것으로 알려져 있으며[6], 특히, 상대적으로 낮은 온도의 물을 높은 온도의 급수로 만들 경우 CO₂를 이용한 시스템이 우수한 성능을 나타낸다고 알려져 있다[7].

이러한 우수한 성능은 공기열원에 비해 상대적으로 열원측 조건이 우수한 수열원 히트펌프시스템에서 높은 효율을 나타낼 수 있어 향후 지열히트펌프 보급시장, 수열원 급탕히트펌프 시장 등에 널리 보급될 것으로 기대되고 있다.

본 논문에서는 이러한 CO₂냉매를 사용한 히트펌프 시스템을 구축하고, 다양한 운전변수에 대한 히트펌프시스템의 성능특성을 실험적으로 고찰해 보았다.

2. 실험장치 및 실험 방법

2.1 실험장치

CO₂ 히트펌프 시스템의 성능평가 실험에 사용되는 장비구성은 압축기, 증발기, 가스쿨러, 전자팽창장치 외에 압축기의 오일을 회수하는 오일분리기를 추가적으로 구성했으며 액분리기를 압축기 전단에 장착하였다. 또한 내부열교환기의 유무에 따른 비교실험을 위하여 바이패스라인을 구성하였다. 응축기는 알루미늄 평행류 열교환기

를 사용하여 성능을 평가하였다. 히트펌프 시스템의 운전 선택을 위하여 4방 밸브를 적용해 냉·난방모드를 변환할 수 있게 구성하였다. 그림 1에 실험을 위한 시스템 구성도를 나타내었다.

시스템을 구성하는 모든 핵심부품은 표 1에서 보는 바와 같이 40Mpa 이상의 내압에 견딜 수 있도록 설계되었으며 계측기 및 Fitting류 들도 20Mpa 이상에서 안정적으로 운전되도록 구성하였다.

본 시스템에 사용된 압축기는 (주)삼성전자에서 CO₂ 냉매용으로 개발 중인 로터리 압축기(Rotary compressor)를 실험에 적용하였다. 이 압축기는 전압 220V, 주파수 60Hz에서 10.5kW의 정격냉방능력을 구현할 수 있도록 설계되었지만 본 연구에 적용된 압축기가 안전 및 신뢰성이 검증된 양산용 압축기가 아닌 개발품으로 인하여 압축기의 안전을 고려하여 30 ~ 45Hz의 주파수 범위에서만 운전하여 실험하였다.

본 실험에서는 CO₂냉매와 열교환하는 2차유체로 물을 사용하는 냉매-물의 시스템방식을 사용하기 때문에 내관에는 냉매가 흐르고 외관에는 2차유체인 물이 흐르는 대향류 다중관 열교환기로 제작하였다. 전체적인 모양과 구성은 표 3에서 보는바와 같이 가스쿨러와 증발기가 서로 유사하며 시스템 구성에 있어서 가스쿨러의 열교환량이 더 크기 때문에 가스쿨러의 외경을 좀 더 크게 설계하였다.

내부열교환기는 대향류 이중관 열교환기로 제작하였으며 내관으로 고온의 냉매가 흐르고 외관에는 저온의 냉매가 흐르게 설치하였다.

실험장치의 각 주요위치에는 T-type 열전대와 압력계, 질량유량계를 설치하여 온도, 압력, 유량, 소비전력 등 시스템의 성능분석을 위한 데이터를 얻을 수 있도록 하였다.

각 계측기의 불확도의 경우 열전대는 ±0.2℃, 압력계는 ±0.2%, 질량유량계는 ±0.2%, 적산소비전력계는 ±0.01%이며 열량 및 COP에 대한 측정 불확도는 95%(k = 2) 신뢰수준에서 ±4.0%를 만족하였다.

[표 1] CO₂ 히트펌프 시스템의 주요사양
[Table 1] Specification of CO₂ Heat pump

구분	주요사양
로터리 압축기	작동내압 : 45Mpa 정격용량: 10.5kW, 운전범위 30~70Hz
방향전환밸브	작동내압: 40MPa 4방향 전환방식
전자팽창장치	작동내압: 40MPa 유량범위 0~100g/sec

[표 2] CO₂ 히트펌프 시스템의 실험 조건
[Table 2] Operation conditions

실험 조건	운전 방식	
	냉 방	난 방
압축기 주파수 [Hz]	30~45	
냉매충진량 [g]	1800~2400	
내부열교환기 사용	유, 무	
팽창장치 개도 변화 [%]	24~34	
가스쿨러 2차 유체 입구온도 [℃]	25	30
가스쿨러 2차 유체 유량 [ℓ/min]	20	17
증발기 2차 유체 입구온도 [℃]	17	12
증발기 2차 유체 유량 [ℓ/min]	17	13

() : 실험인자 단위

[표 3] 실험에 사용된 열교환기 사양
[Table 3] Specification of Heat Exchangers

종류 (냉방기준)	구성 방식	유로		내관		외관
		수	길이 [mm]	내경 [mm]	관 수	외경 [mm]
증발기	다중관	2	2	4	8	19.05
가스쿨러	다중관	2	2	4	8	25.4
내부열교환기	다중관	2	1	4	8	19.05

2.2 실험방법

CO₂ 냉매와 열교환하는 2차유체는 시스템의 성능에 영향을 주기 때문에 시스템의 성능을 평가하기 위해 국제 표준규격인 ISO 13256-2 ‘수열원 히트펌프 시스템의 성능시험 평가’의 온도 및 유량조건을 적용하였다. 그리고 이러한 외부적 요인과 더불어 히트펌프시스템의 성능에 영향을 주는 인자로는 압축기주파수, 냉매충진량, 냉매유량, 팽창장치개도, 내부열교환기 등이 있다. 이러한 성능인자에 의한 히트펌프시스템의 효율특성을 알아보기 위하여 각 성능인자에 대한 변화 실험을 실시하였다. 자세한 실험조건은 표 2에 나타내었다. 시스템의 성능평가와 분석을 위한 데이터 값은 온도 측정범위가 ±0.1℃, 압력 측정 범위가 ±5kPa, 질량유량의 변화 범위가 ±0.2g/s를 15분 이상 유지가 되면 10초 간격으로 5분간 측정하여 그 평균값을 사용하였다.

2.3 데이터 처리방법

히트펌프의 성능을 평가하기 위해서는 시스템의 증발 열량(\dot{Q}_{eva})과 가스쿨러용량(\dot{Q}_{gc}) 및 COP값이 중요하다. 증발용량 및 가스쿨러용량은 해당 열교환기의 입·출구

온도와 질량유량을 이용하여 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{gc \text{ or } eva} &= \dot{m} \int_{T_{hs}} C_{p,hs} dT_{hs} \\ &= \dot{m}(i_{hs, out} - i_{hs, in}) \end{aligned} \quad (1)$$

2차유체인 물의 엔탈피(i_{hs})는 압력 및 온도의 측정값을 통한 물성치로 계산하였고 실험의 타당성을 검증하기 위해서 가스냉각기의 에너지밸런스를 계산하였다. 냉매 축 용량($\dot{Q}_{gc, ref}$)은 냉매의 질량유량과 입·출구 엔탈피 차를 이용하여 계산하였다.

$$\dot{Q}_{gc, ref} = \dot{m}_r(i_{gc, in} - i_{gc, out}) \quad (2)$$

냉매의 엔탈피는 압력 및 온도 측정값을 통해 열물성 프로그램인 REFPROP[8]을 사용하여 구하였으며 에너지 밸런스는 위에 제시된 두 용량을 비교하는 것이며 식(3)과 같이 정의된다. 실험 전반에 걸친 에너지밸런스는 KS C 9306의 기준인 $\pm 5\%$ 이내를 만족하였다.

$$EB(\%) = \frac{\dot{Q}_{gc} - \dot{Q}_{gc, ref}}{\dot{Q}_{gc}} \times 100 \quad (3)$$

식(1)의 냉/난방용량과 전력계를 통해 직접 측정된 압축기 입력 소요동력(\dot{W}_{comp})을 통해서 COP는 다음과 같이 계산하였다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{gc \text{ or } eva}}{\dot{W}_{comp}} \quad (4)$$

3. 실험 결과 및 고찰

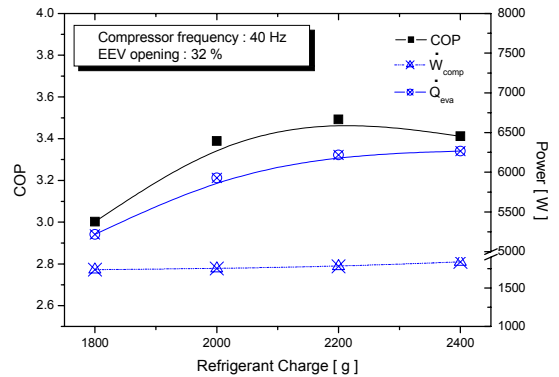
실험결과는 냉매충진량, 전자팽창장치 개도변화, 압축기 주파수 변화의 경우 냉방운전 연구결과 위주로 서술하였다.

먼저 그림 2는 냉매충진량에 따른 COP의 변화를 나타낸 그래프이다. 냉방용량의 증가율이 냉매량 증가에 따라 점점 작아지고 압축기의 소요동력의 증가율이 점점 커지면서 COP의 값은 점차 증가하다 2200g에서 최고의 값을 가지고 2400g에서는 감소하는 경향을 보였다. 이는 냉매 충전량 증가가 냉방용량을 증가시키지만 압축기소요동력 또한 증가시키기 때문에 최적의 냉매 충전량이 존재한다

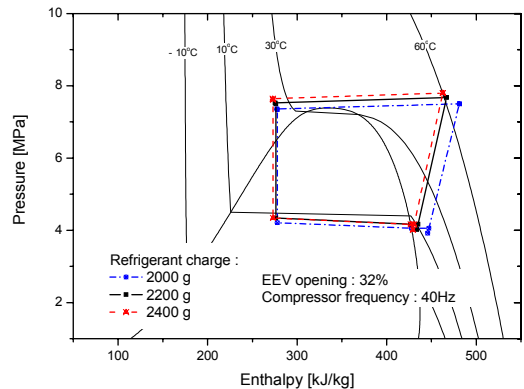
는 것을 의미한다. 그림 3의 P-h선도에서 보듯이 압축기 주파수 40Hz, EEV 개도를 32%에서 냉매충진량이 2000~2400g으로 증가 할수록 과열도가 작아지며 가스쿨러의 압력 및 온도가 증가하는 것을 볼 수 있는데, 특히 흡입압력의 경우 3.92~4.01Mpa로 증가율이 매우 작은 반면에 토출압력의 경우 7.50~7.92Mpa로 증가율이 더 크게 나타나는 것을 볼 수 있다.

전자팽창장치의 개도에 따른 냉방성능을 알아보기 위하여 팽창장치 개도만 변화시켜 실험을 수행하였다. 냉매 충전량은 냉매충진량 실험에서 최적 값으로 평가된 2200g으로 고정하고 압축기주파수는 40Hz로 고정하였다.

그림 4를 보면 개도가 증가할수록 냉방용량은 점점 감소하는 것으로 나타났다. 개도가 증가하면서 냉매 유량은 증가하지만 팽창장치 후단 즉, 증발기 입구의 냉매 온도가 올라감으로서 2차 유체의 입구온도와와의 온도차가 작아져 열교환량이 감소하여 전체적인 냉방용량이 감소한



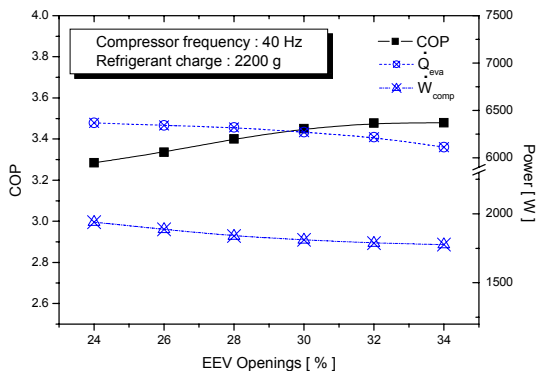
[그림 2] 냉매충진량에 따른 COP 변화 그래프
[Fig. 2] Variation of COP for Refrigerant charge



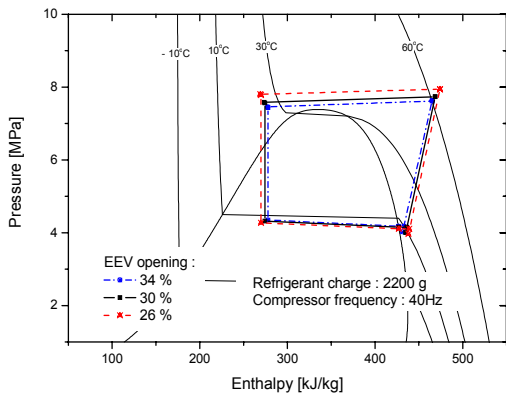
[그림 3] 냉매충진량에 따른 P-h 선도
[Fig. 3] Variation of P-h for Refrigerant charge

것으로 보인다. 압축기 소요동력은 팽창장치의 개도 증가에 따라 감소하는 경향을 보인다. 그림 5의 P-h 선도에서 확인해 보면 압축기주파수 40Hz, 냉매충진량 2200g에서 EEV개도율이 26~34%로 증가할수록 가스쿨러의 압력 및 온도 또한 감소하는 경향을 보였다. 특히 압축기 흡입압력은 3.97~4.03Mpa로 변화폭이 거의 없는 반면에 토출압력의 경우 8.09~7.62Mpa로 감소폭이 커지는 경향을 보였다.

결과적으로 냉방용량과 소요동력 모두 감소하는 경향을 보이지만 개도가 작을 때에는 냉방용량 증가보다는 압축기 소요동력의 증가가 커져 COP가 감소하고 개도가 클 경우에는 압축기 소요동력의 감소보다 냉방용량의 감소가 더 커서 COP가 증가하였다. 따라서 COP는 팽창장치 개도가 증가함에 따라 점점 증가하는 모습을 보이다가 그 증가율이 작아져 최고점에 오르고, 이후로는 감소하는 경향을 보여 최적의 성능을 내는 팽창장치 개도가 존재하다는 것을 알 수 있다.



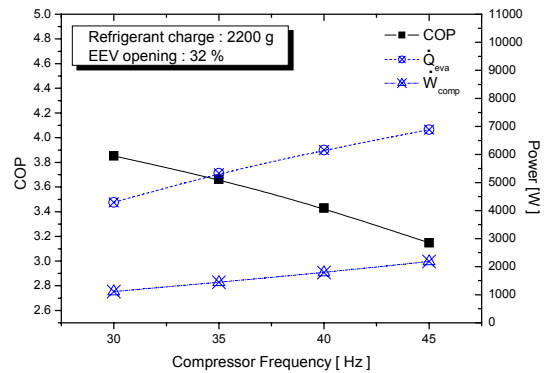
[그림 4] 전자팽창장치 개도별 COP 변화 그래프
[Fig. 4] Variation of COP for EEV opening



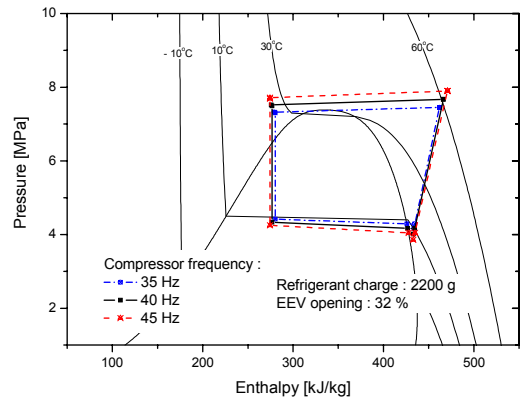
[그림 5] 전자팽창장치 개도별 P-h 선도
[Fig. 5] Variation of P-h for EEV opening

그림 6은 압축기주파수 변화에 따른 시스템의 변화를 나타내는 그래프이다. 압축기주파수가 증가함에 따라 냉방능력은 급격한 증가를 보이는데 이는 압축기 압축속도 증가에 따라 냉매유량이 33.8~45.0g/s로 증가하였기 때문으로 보인다. 그림 7의 P-h 선도를 보면 냉매충진량 2200g, EEV 개도율 32%에서 압축기주파수가 35~45Hz로 증가할수록 증발압력이 감소하고 토출압력은 증가하며, 응축온도 및 압력은 상승하는 것을 확인할 수 있는데, 특히 압축기 흡입압력과 토출압력의 경우 각각 4.38~3.85Mpa, 7.23~7.90Mpa로 감소폭과 증가폭이 비슷한 경향을 보였다.

그림 8은 내부열교환기를 사용한 시스템과 사용하지 않은 시스템의 최적 운전상태 실험결과를 비교한 그래프이다. 냉방능력 비교에서는 내부열교환기를 적용한 시스템이 설치하지 않은 시스템에 비해 5.5%정도 증가한 것으로 나왔고, 압축기 소요동력은 내부열교환기 적용 시스



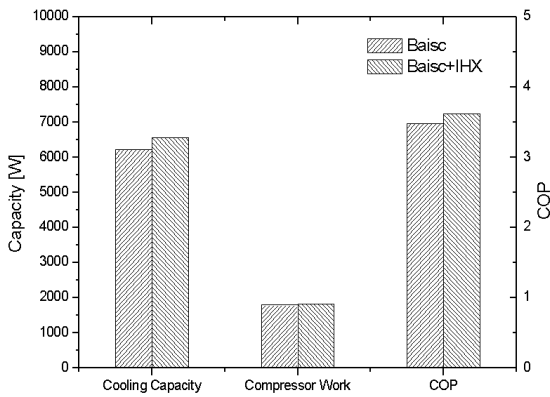
[그림 6] 압축기 주파수별 COP 변화 그래프
[Fig. 6] Variation of COP for Compressor frequency



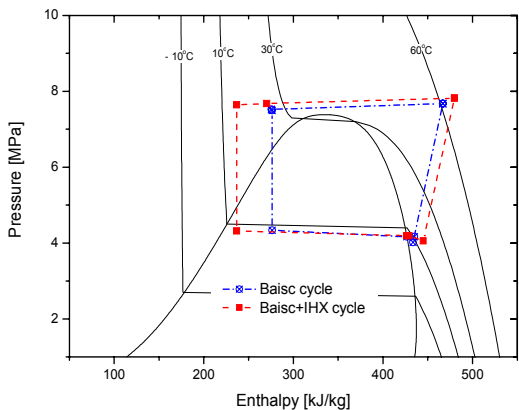
[그림 7] 압축기 주파수별 P-h 선도
[Fig. 7] Variation of P-h for Compressor frequency

템이 설치하지 않은 시스템보다 1.5% 증가 한 것으로 나타났다. 결과적으로 COP는 내부열교환기를 적용한 경우 설치하지 않은 시스템보다 4.0% 증가하는 것으로 나왔다.

그림 9의 냉방시스템의 내부열교환기 적용에 따른 P-h 선도를 살펴보면, 내부열교환기를 냉방시스템에 적용함으로써 고압단의 온도를 좀 더 낮추게 되고 그로 인하여 증발기에 들어가는 냉매의 건도를 낮추게 되어 냉방용량이 늘어나는 것을 볼 수 있다. 하지만 그림 8에서 보는 바와 같이 실제능력이 그림 9의 p-h선도의 엔탈피 차이처럼 크지 않은 이유는 내부열교환기 적용에 따른 전자팽창밸브의 개도가 약 20% 감소하였고 이에 따라 냉매유량이 약 6% 감소하여 실제능력의 차이가 크지 않은 것으로 판단된다.



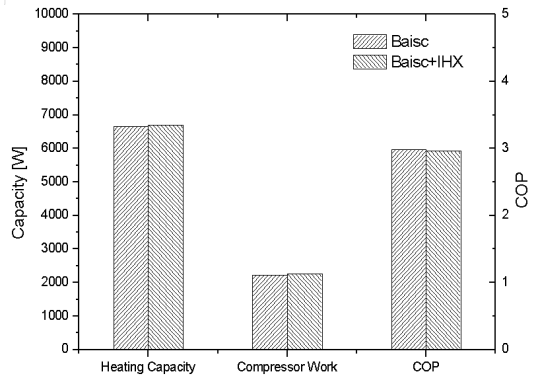
[그림 8] 내부열교환기 적용에 따른 냉방운전성능 비교
[Fig. 8] Cooling performance for IHX



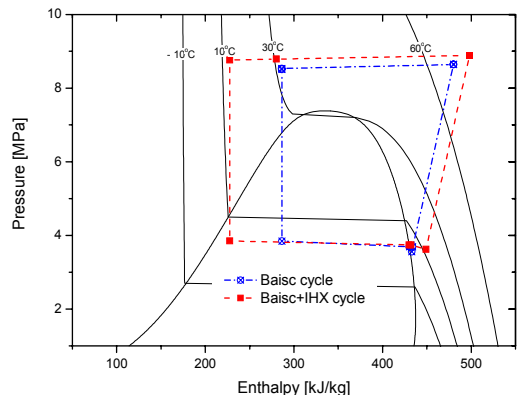
[그림 9] 내부열교환기 적용에 따른 냉방운전 P-h선도 비교
[Fig. 9] Cooling P-h for IHX

그림 10의 경우 난방용량은 내부열교환기가 적용된 시스템이 설치하지 않은 시스템보다 0.57%의 미미한 증가를 보였다. 소요동력 또한 내부열교환기를 적용한 시스템이 1.48% 증가하여 COP는 오히려 내부열교환기가 없는 사이클보다 0.89% 감소한 것으로 나타났는데 본 실험의 측정불확도를 고려할 때 내부열교환기에 의한 효과는 거의 없는 것으로 나타났다.

그림 11의 시스템의 사이클을 표시한 P-h선도를 보면 내부열교환기가 적용된 시스템의 경우 증발기 후단의 저압단과의 열교환으로 가스쿨러 후단의 온도가 낮아지며 팽창장치의 낮은 개도로 인한 부하의 증가로 압축기 토출압력과 토출온도가 상승하게 되어 가스쿨러의 냉매 온도차가 커지나 팽창장치 개도의 감소에 인한 냉매유량 감소로 난방성능에는 차이는 별로 없고 토출압력의 상승으로 인한 압축비 상승이 있어 오히려 COP가 낮아진 것으로 나타났다.



[그림 10] 내부열교환기 적용에 따른 난방운전성능 비교
[Fig. 10] Heating performance for IHX



[그림 11] 내부열교환기 적용에 따른 난방운전 P-h선도 비교
[Fig. 11] Heating P-h for IHX

4. 결론

본 연구에서는 CO₂를 사용한 히트펌프 시스템을 구축하고 시스템 성능에 영향을 미치는 운전변수 및 내부열교환기 사용 유무에 따른 시스템의 특성에 대하여 실험적으로 연구하였다. 결론은 다음과 같이 요약 할 수 있다.

- (1) 압축기주파수 40Hz, EEV개도율 32%에서 냉매충진량이 증가할수록 압축기 토출압력의 상승 및 과열도 감소로 인하여 냉방의 용량은 급격히 증가하다가 약간 감소하는 반면 압축기 소요동력은 거의 선형적으로 증가하여 결국 냉매충진량이 2200g일 때 최고점을 갖는 COP 곡선을 나타내었다.
- (2) 압축기주파수 40Hz, 냉매충진량 2200g에서 팽창장치 개도가 증가할수록 열교환량 감소에 따라 냉/난방 용량은 감소하였다. 하지만 줄어든 압축비로 인하여 압축기 소요동력이 감소하면서 냉/난방 용량의 감소비율이 소요동력 감소율보다 커지는 시점에서 최대 COP를 갖는 결과를 나타내었다.
- (3) 냉매충진량 2200g, EEV개도율 32%에서 압축기 주파수가 증가하면 냉/난방 용량이 증가하지만 압축기 소요동력의 증가율이 더욱 커져 COP는 압축기 주파수 증가에 따라 감소하는 결과를 보였다.
- (4) 내부열교환기를 사용할 때 냉방의 경우 팽창손실이 감소하여 내부열교환기를 사용하지 않았을 때보다 4%의 COP상승을 보였고 난방의 경우 내부열교환기를 적용한 사이클이 내부열교환기를 적용하지 않은 시스템에 비해 0.89%의 COP감소를 보였는데 이는 내부열교환기 적용시 냉매유량 감소로 인한 열량감소로 인하여 전체적으로 거의 성능향상 효과를 보지 못한 결과를 나타내었다.

References

- [1] Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, R., Schiefloe, P., 1998, CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 21(3), pp. 172-179.
- [2] Cho, H. H., Ryu, C. G. and Kim, Y. C., 2005, Experimental Study on the Cooling Performance of a Variable Speed CO₂ Cycle with Internal Heat Exchanger and Electronic Expansion Valve, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 17, No. 3, pp. 209-215.
- [3] Cho, H. H., Ryu, C. G., Lee, H. S. and Kim, Y. C., 2005, Experimental Study on the Variation of the Optimal Charge with cycle option in the CO₂ Refrigeration, *Proceedings of the SAREK*, pp. 398-403.
- [4] Lee, E. C., Baek, C. H., Kang, H., Kim, Y. C., Cho, H. H. and Cho, S. W., 2009, Experimental Study on the Performance of a CO₂ Heat Pump Water Heater, *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 21, No. 6, pp. 367-372.
- [5] Chen, Y., Gu, J., 2005, The Optimum High Pressure for CO₂ Transcritical Refrigeration System with Internal Heat Exchanger, *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 28, No. 8, pp. 1238-1249.
- [6] Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, G.R. Schiefloe, P.A., 1998, CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 21, No. 3, pp. 172-179.
- [7] Liao, S.M., Zhao, T.S. Jakobsen, A., 2000, A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 831-841.
- [8] McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. Peskin, A. P. 1998, NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database(REFPROP), Version 6.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, Maryland, USA.
- [9] Lorentzen G., 1994, Revival of carbon dioxide as a refrigerant., *Int. J. Refrigeration*, Vol. 17, No. 5, pp. 292-301.
- [10] K. Sato, K. Matsumoto, H. Yamaski, 2002, The development of carbon dioxide hermetic compressor for heat pump water heater systems, *Refrigeration*, Vol. 77, No. 893, pp. 193-197.
- [11] Lorentzen, G. Pettersen, J., 1993, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, *Int. J. Refrig.*, Vol. 16, No. 1, pp. 4-12.
- [12] Bivens, D. B., Allgood, C. C., Shiflett, M. B., Patron, D. M., Chisolm, T. C., Shealy, G. S., Yokozeki, A., Wells, W. D. and Geiger, K. A., 1994, HCFC-22 alternative for air conditioners and heat pumps, *ASHRAE Transactions*, Vol. 100, Part 2, pp. 566-572.

장 근 선(Keun Sun Chang)



- 1979년 2월 : 서울대학교 기계공학 (공학사)
- 1986년 5월 : 미루이지애나주립대 기계공학 (공학석사)
- 1989년 8월 : 미루이지애나주립대 기계공학 (공학박사)
- 1989년 10월 ~ 1995년 2월 : 한국원자력 연구소 선임연구원(실장)
- 1995년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 기계공학부 교수

<관심분야>

냉동공조 열교환기 및 시스템 설계

강 희 정(Hee Jeong Kang)



- 1999년 2월 : 선문대학교 기계공학 (공학사)
- 2001년 2월 : 선문대학교 기계공학 (공학석사)
- 2000년 10월 ~ 2001년 10월: 공조기술연구센터 주임연구원
- 2001년 10월 ~ 현재 : 한국냉동공조인증센터 책임연구원

<관심분야>

냉동공조 및 지열 시스템 설계

김 영 재(Young Jae Kim)



- 1980년 2월 : 연세대학교 화학공학 (공학사)
- 1982년 2월 : KAIST 화학공학 (공학석사)
- 1982년 3월 ~ 1987년 10월 : 대림엔지니어링 과장
- 1991년 10월 : 독일 도르트문트대학교 (공학박사)
- 1992년 3월 ~ 현재 : 선문대학교 생명화학공학과 교수

<관심분야>

화학공학 및 열유체 시스템 설계