

이산화탄소를 이용한 온수급탕용 초월임계사이클의 성능에 대한 실험적 연구

김 성 구, 김 민 수*
삼성전자(주) DA연구소, *서울대학교 기계항공공학부

Experimental Studies on the Performance of a Transcritical Cycle for Hot Water Heating Using Carbon Dioxide

Sung Goo Kim, Min Soo Kim*
DA R&D Center, Samsung Electronics Co., Ltd., Suwon 442-742, Korea
*School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea
(Received March 10, 2003; revision received April 17, 2003)

ABSTRACT: The purpose of this study is to investigate the performance of a transcritical cycle for hot water heating using CO₂ as a working fluid. Some of the main parameters that affect the practical performance of the CO₂ system are discussed; the performance on the variation of refrigerant charge, changes in flow conditions of secondary fluids, and that with or without internal heat exchanger. The experimental results show that the optimum charge is approximately the same for various mass flow rates of the secondary fluid at gas cooler. The experimental results on the effect of secondary fluids are in general agreement with the experimental results of transcritical cycle in the open literature and show similar trend for conventional subcritical vapor compression cycles. The heat exchanger effectiveness increases with an increase of the heat exchange area of the internal heat exchanger regardless of the mass flow rate at the gas cooler.

Key words: Transcritical cycle(초월임계사이클), CO₂(이산화탄소), Internal heat exchanger(내부열교환기), Gas cooler(가스냉각기), Subcritical vapor compression cycle(아임계 증기압축사이클)

———— 기 호 설 명 —————
COP : 성능계수
 i : 엔탈피 [kJ/kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 n : 회전수 [rpm]

P : 압력 [kPa]
 P_{ratio} : 압력비
 \dot{Q} : 용량 [kW]
 T : 온도 [°C]
 \dot{W} : 압축기 소요동력 [kW]

그리스 문자

† Corresponding author
Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179
E-mail address: minskim@snu.ac.kr

ϵ : 유용도

하첨자

2nd	: 2차유체
dis	: 토출부
e	: 증발기
gc	: 가스냉각기
i	: 입구
o	: 출구
r	: 냉매

1. 서론

20세기에 들어와서 인류는 급속한 기술개발과 산업발전으로 인한 오존층 파괴와 지구 온난화의 두 가지의 심각한 자연환경문제를 발생시켰다. 1930년대 개발된 CFC 계열 및 HCFC 계열 물질은 열역학적 우수성 및 화학적 안정성 등을 갖추고 있지만, 대기 중에 누출될 경우 환경문제를 발생시키게 된다. 이러한 지구의 환경문제는 일부 지역 또는 국가에 국한된 문제가 아니며 국제적인 협조와 조정이 요구되는 사안이라는 인식이 확산되어 몬트리올 의정서와 기후변화협약(United Nations Framework Convention on Climate Change)이 채택되면서 이러한 물질의 생산 및 사용이 규제되기 시작했다.

CFC 계열 및 HCFC 계열 물질의 생산 및 사용에 대한 규제가 강화됨에 따라 이들 물질을 대체하기 위한 노력이 다각적으로 이루어지고 있는데, 이에 대한 대체냉매로는 합성물질인 HFC 계열 냉매와 자연냉매 등이 유력하다. 그러나 HFC 계열 냉매는 생산과정 중에 오존층을 파괴시키는 부산물이 나오는 것으로 알려져 있으며, HFC 계열 물질이 대기 중에 존재할 때 태양광에 의해서 분해되어 산성물질 및 독성물질을 생성시키는 것으로 보고되고 있다. 또한, 대체냉매로 개발한 HFC 계열 냉매는 오존층에 미치는 영향은 미미하지만, 지구의 온난화에는 영향을 미치는 것으로 알려지고 있기 때문에, 1997년 채택된 교토의정서에는 온실효과 가스의 배출규제물질에 포함되어 있다. 따라서 이러한 환경문제에 대한 근본적인 해결책은 자연에 존재하는 물질을 냉매로 사용하는 것이다.⁽¹⁾ 자연냉매는 환경적인 측면에서 오존층 파괴와 지구 온난화에 미치는 영향이

미미하다. 그리고 인체에 무해하며, 독성이 없고, 화학적으로 안정하며, 기존의 냉동기 재료를 그대로 사용할 수 있는 장점이 있다. 또한 열역학적 물성 및 전달물성이 우수하여 냉동기에 적용할 때 좋은 성능계수를 나타낸다. 더욱이 값이 저렴하며, 재생(recycling)하지 않아도 되는 장점이 있다.^(2,3) 따라서 자연냉매를 이용하는 냉동시스템에 관한 연구가 매우 필요하다.

이러한 상황에서 자연냉매 중에 하나인 이산화탄소(R744)는 다른 냉매들과는 달리 인화성과 악취, 독성이 없어서 안전성이 뛰어나며, 높은 비열과 체적열용량을 가지고 있으므로 냉매로서도 탁월한 열역학적 물성을 가지고 있다. 따라서, 이산화탄소를 이용한 냉동공조기기에 대한 연구는 유럽, 미국, 그리고 일본과 같은 선진국을 중심으로 활발히 진행되고 있으며, 온수급탕기, 공기가열시스템과 건조기 등과 같은 초월임계 열방출 과정의 고온을 이용할 수 있는 응용 분야에 널리 고려되고 있다.⁽⁴⁾ 특히, 이산화탄소를 이용한 온수급탕기는 기존의 전기나 가스보일러 시스템에 비하여 약 75%까지 에너지의 소비를 줄일 수 있다고 보고된 바 있다.⁽⁴⁾ 그러나, 이산화탄소를 이용한 온수급탕용 열펌프에 대한 연구는 전 세계적으로도 태동단계에 있는 분야로 이에 대한 연구가 초기단계에 있고, 그 연구성과가 미비하여 이에 대한 연구는 절실한 상황이다.

따라서, 본 연구에서는 이산화탄소를 이용한 온수급탕용 열펌프의 성능특성을 고찰하기 위하여 실제 열펌프 사이클을 제작하고, 이를 이용하여 여러 운전변수 변화에 따른 성능실험을 수행하였다. 냉매의 충전량, 2차유체 온도와 유량변화 및 내부열교환기의 길이 변화에 따른 시스템의 성능변화를 고찰하고자 하며, 이를 토대로 이산화탄소를 이용한 온수급탕용 열펌프의 설계에 필요한 유용한 자료를 제공하고자 한다.

2. 성능평가 실험장치 및 방법

2.1 실험장치의 구성

성능평가 실험장치의 주요 구성요소는 Fig. 1에 나타내었다. 온수급탕용 초월임계 이산화탄소 열펌프 시스템은 반밀폐형 압축기, 초임계 가스냉각기, 팽창장치, 증발기, 내부열교환기(liquid line

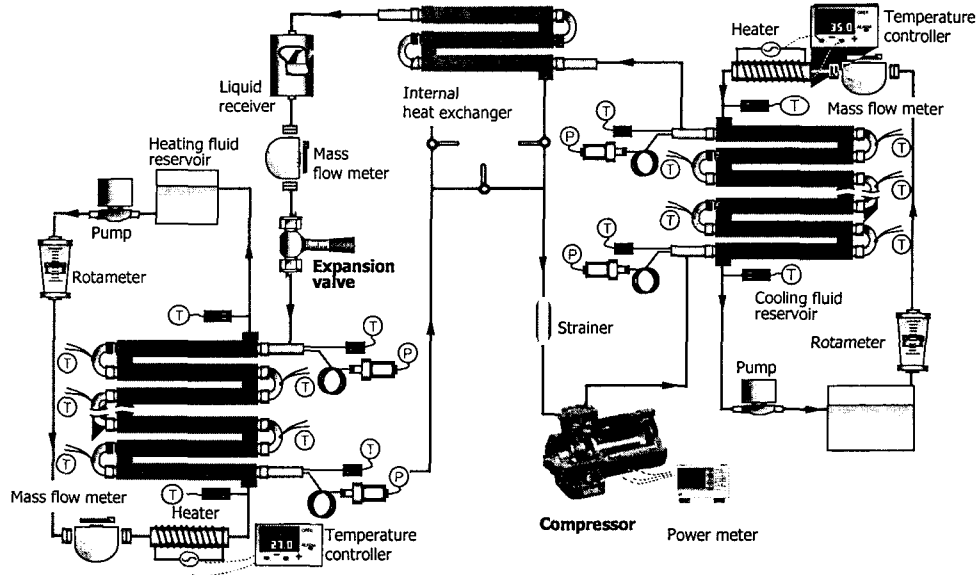


Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup for CO₂ transcritical system.

to suction line heat exchanger), 그리고 수액기로 구성되어 있다. 본 연구에 사용된 압축기는 실린더가 2개인 반밀폐형 왕복동식 압축기로서, 이탈리아 도린사(Dorin)에서 제작한 시제품이다. 압축기의 모터는 380 V/60 Hz에서 정격 소비전력이 3 kW이고, 압축기의 행정체적 용량은 1,750 rpm에서 2.0 m³/h이며, 압축기의 최대 허용 토출 압력은 15 MPa이다.

실험장치에 사용된 가스냉각기와 증발기는 내관에 냉매가 흐르고 외관에는 2차유체가 흐르는 2중관형 대향류 열교환기로서 동관을 이용하여 제작하였다. 가스냉각기와 증발기는 내관의 내경이 7.5 mm, 외경이 9.5 mm이며, 외관은 내경이 13.9 mm, 외경이 15.9 mm인 동관으로 각각 28개와 14개의 소구간으로 구성되어 있다. 각 섹션은 병렬로 구성되어 있으며, 각각의 길이는 0.95 m이다. 내관은 누설방지와 고압의 이산화탄소 초월임계시스템에서 안전을 보장하기 위해 용접이나 피팅과 같은 연결부위가 없게 하나의 관을 이용하여 구성하였다. 2차유체는 환상부분에 흐르며 냉매와 반대방향으로 흐른다. 내부열교환기의 내관에는 고압의 이산화탄소가 흐르고, 환상부분에는 반대방향으로 저압의 이산화탄소가 흐르도록 대향류 열교환기 형태로 설계하였다.

수액기는 냉매 충전시 완충작용을 하기 위해서 내부열교환기의 고압부 다음에 설치하였다. 이렇

게 함으로써 시스템이 냉매유출 때문에 불안정해지는 것을 방지하고 압력을 새로운 최적의 고압으로 변화시키는 동시에 증발기에 원활하게 냉매를 공급할 수 있도록 해준다.⁽⁵⁾

팽창장치로는 유량을 미세하게 조절할 수 있고, 증발기 출구의 과열도를 원하는 값으로 정밀하게 제어할 수 있도록 미터링 밸브를 사용하였다. 팽창밸브의 최대작동압력은 38°C에서 24.2 MPa이며, 최대작동온도는 121°C이다. 밸브의 재질은 316 스테인리스 스틸이며 테프론 패키징이 되어 있다.

실험장치는 2차유체 및 냉매의 상태를 측정하여 시스템의 성능을 평가하도록 고안하였다. 초월임계 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능을 계산하고 평가하기 위한 자료를 얻기 위해서는 기본적으로 온도, 압력, 그리고 질량유량의 측정이 필요하며, 이러한 값들의 측정위치는 Fig. 1에 표시하였다.

가스냉각기와 증발기에서의 2차유체와 냉매의 온도는 T형 열전대를 사용해서 측정하였다. 절대압계는 가스냉각기와 증발기의 입구에 설치하였으며, 열교환기의 압력강하는 차압계를 이용하여 측정하였으며, 정하중 압력계(dead weight tester)를 이용하여 압력계를 보정하였다. 압축기의 압축일은 전력계를 이용해 측정하였고, 전력계의 최대 용량은 10 A, 600 V이다. 냉매의 질량유량과 2차유체의 질량유량은 질량유량계를 이용하여 측정하였으며, 2차유체는 가스냉각기와 증발기에서

의 모두 물을 사용하였다.

자료수집과 시스템제어를 위해서 자료획득장치와 컴퓨터를 이용하였다. 열전대, 압력계, 질량유량계 및 전력계로부터의 모든 출력신호는 GPIB를 통해 자료획득장치로 전달된다. 2차유체의 입구 온도는 온도조절기를 통해 일정하게 유지시켰다.

2.2 성능실험 조건 및 방법

증기압축식 열펌프 시스템에서, 2차유체의 온도와 질량유량, 냉매 충전량과 팽창장치의 개도는 중요한 변수이다. 이들 변수가 시스템에 미치는 영향을 조사하기 위해서, 2차유체의 입구조건을 각각의 실험조건에서 일정하게 유지시키고 각 상태의 냉매온도는 실험조건에 따라 변화시켰다. 가스냉각기의 2차유체와 증발기의 2차유체의 입구온도는 각각 25.0°C와 20.0°C를 기준값으로 하여 다양하게 변화시켰다. 가스냉각기의 2차유체의 온도는 10.0°C에서 40.0°C로 변화시켰고, 증발기의 2차유체의 온도는 10.0°C에서 26.5°C로 온도를 변화시켰다. 가스냉각기의 2차유체와 증발기의 2차유체의 질량유량은 60 g/s와 110 g/s를 각각의 기준값으로 하여, 가스냉각기의 2차유체의 질량유량은 30 g/s에서 80 g/s로 변화시켰고, 증발기의 2차유체의 질량유량은 70 g/s에서 150 g/s로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 기존의 열펌프 시스템에서는 응축기 출구의 과냉도와 증발기 출구의

과열도를 제어하는 것이 가능하다. 그러나, 초월임계 열펌프 시스템에서는 가스냉각과정이 초임계 상태에서 발생하므로 과냉도를 제어한다는 것은 불가능하다. 따라서, 모든 실험조건에서 증발기 출구의 과열도만을 제어하여 5°C로 일정하게 유지하였다.

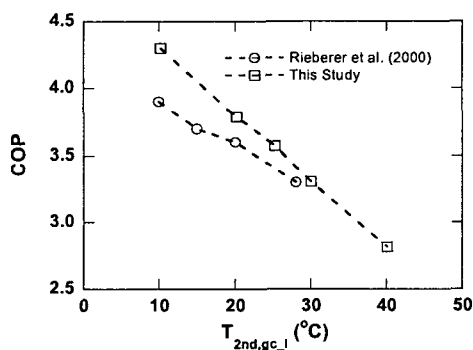
길이가 1.5, 3.0, 4.5 m인 내부열교환기를 이용하여 내부열교환기의 열교환 면적의 변화에 따른 실험을 수행하였다.

30분 동안에 온도측정 변화가 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 이내, 압력측정 변화가 $\pm 5\text{ kPa}$, 질량유량의 변화가 $\pm 0.2\text{ g/s}$ 이내일 때 시스템은 정상상태에 있다고 간주하여 값을 측정하였다. 측정은 여러 번 수행하였고, 각각의 측정값과 측정값의 평균값과의 평균절대오차(mean absolute difference)는 온도의 경우 0.60%, 압력은 0.04%, 냉매의 질량유량은 0.54%, 가스냉각기 2차유체의 질량유량은 0.14%, 증발기 2차유체의 질량유량은 0.23%, 그리고 압축기 소요동력은 0.18%의 오차가 존재하였다.

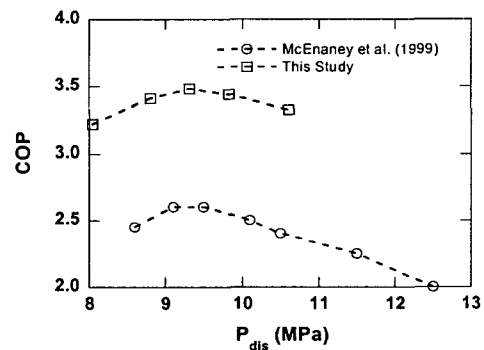
가스냉각기와 증발기의 열용량 측정시의 오차는 각각의 열전달량에 대하여 2.8%와 7.4%이다.

2.3 성능실험장치의 타당성 검토

Fig. 2에는 본 실험장치를 이용하여 얻은 COP와 선행연구들^(6,7)의 COP를 비교하였다. 이들 실험들의 경우 실험장치와 실험조건들의 차이 때문



(a) $n=1,020\text{ rpm}$, $T_{2nd,gc,o}=60^\circ\text{C}$, $T_{2nd,e,i}=10^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{2nd,e}=420\text{ g/s}$ (Rieberer et al.⁽⁶⁾); $n=1,750\text{ rpm}$, $T_{2nd,e,i}=20^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{2nd,gc}=60\text{ g/s}$, $\dot{m}_{2nd,e}=110\text{ g/s}$ (This study)



(b) $n=950\text{ rpm}$, $T_{gc,i}=93.4^\circ\text{C}$, $T_{e,i}=6.9^\circ\text{C}$, $\dot{m}_r=22.3\text{ g/s}$ (McEnaney et al.⁽⁷⁾); $n=1,750\text{ rpm}$, $T_{2nd,gc,i}=25^\circ\text{C}$, $T_{2nd,e,i}=20^\circ\text{C}$, $\dot{m}_{2nd,gc}=60\text{ g/s}$, $\dot{m}_{2nd,e}=110\text{ g/s}$ (This study)

Fig. 2 Comparison of the COP between the present experiment and reference data.

에 정량적인 차이가 존재한다. 그러나 정성적으로 살펴보면, Fig. 2(a)의 경우 가스쿨러의 2차유체 입구온도가 증가함에 따라 선행연구와 본 연구에서 모두 성능계수가 감소하는 경향을 나타내고 있음을 알 수 있다. 또한, Fig. 2(b)에서는 압축기 토출압력이 증가함에 따라 성능계수가 증가하다가 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 이러한 변화를 통하여, 최대의 성능계수를 얻을 수 있는 압축기 토출압력의 최적값이 존재함을 두 실험은 공통적으로 보여주고 있다. 본 실험장치를 이용하여 얻는 실험결과는 이산화탄소를 이용한 온수급탕기의 성능에 대한 타당한 결과를 제시하여 줄 것으로 생각할 수 있다.

3. 성능실험 결과 및 고찰

3.1 성능에 대한 냉매 충전량의 영향

냉방용량, 난방용량, 압축기의 소요동력과 COP

등의 시스템 성능은 시스템에 충전되는 냉매의 충전량의 영향을 받기 때문에, 이산화탄소를 이용한 초월임계 열펌프 시스템에서 냉매의 충전량에 대한 제어가 필요하다. 또한, 냉매 충전량을 제어함으로써 시스템의 고압부 성능을 제어할 수도 있다.

냉매의 충전량은 시스템 내부에 25°C 포화증기와 포화액의 이산화탄소가 가득 찬 경우의 냉매 질량을 각각 0과 1로 무차원화하여 나타내었다. 무차원화된 냉매 충전량에 대한 성능실험의 결과를 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3은 무차원 냉매 충전량에 따른 압축기 소요동력(\dot{W}), 냉매의 질량유량(\dot{m}_r), 난방용량(\dot{Q}_{gc}) 및 성능계수(COP)의 변화를 보여준다. 모든 실험조건에 대하여 가스냉각기와 증발기의 2차유체 입구온도를 각각 25°C와 20°C가 되도록 유지하였고, 증발기의 2차유체 질량유량은 110 g/s로 일정하게 유지하였다.

주어진 무차원 냉매 충전량과 실험조건에서, 토

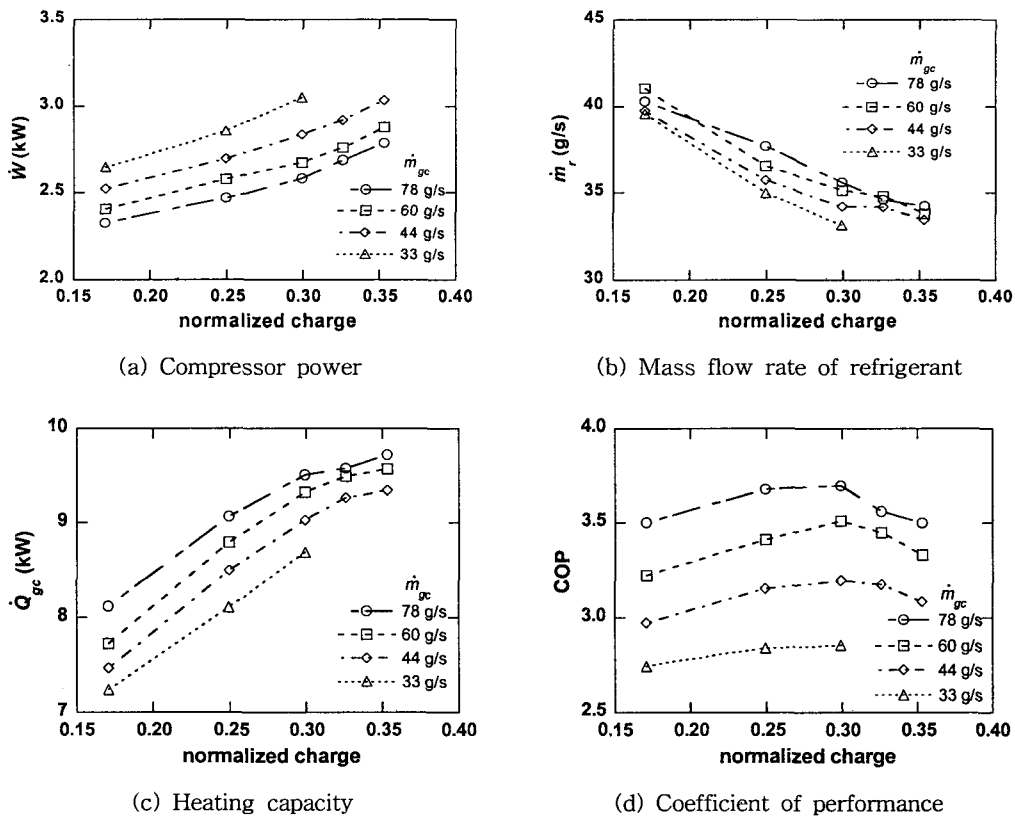


Fig. 3 Performance of CO₂ heat pump with respect to the variations of normalized refrigerant charge.

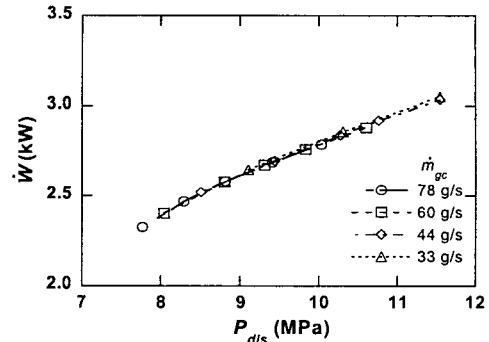
출압력은 증발기 출구에서 설정한 과열도를 유지하기 위한 팽창밸브의 개도를 조절함으로써 결정된다. 토출압력과 압축기 소요동력은 냉매 충전량이 증가함에 따라 급격히 증가하지만, 난방용량은 초기에는 급격히 증가하다가 점차 증가율이 감소하여 특정한 값 이상에서는 오히려 감소하는데 이를 통해 난방용량을 최대로 하는 냉매의 충전량이 존재함을 알 수 있다.

또한, Fig. 3(b)은 냉매 충전량이 증가함에 따라 냉매의 질량유량이 감소함을 보여준다.

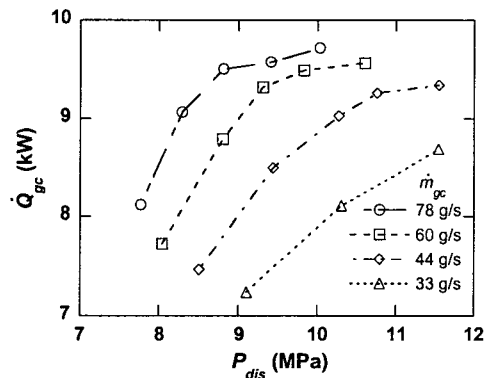
COP는 난방용량과 압축기 소요동력으로부터 계산할 수 있다. Fig. 3(d)에 나타난 것처럼, 냉매의 충전량이 증가함에 따라, COP는 점차적으로 최대값에 도달한 후, 그후에는 감소하는 모습을 보인다. 이는 냉매의 충전량이 증가함에 따라 얻어지는 난방용량이 추가로 소요되는 압축기 소요동력보다 작아지기 때문에, COP가 최대가 되는 최적의 냉매 충전량이 존재한다. 그림에 나타난 것처럼, 최적의 냉매 충전량 이상에서 COP는 급격히 감소한다. 또한, 이 그림은 최적의 냉매 충전량은 가스냉각기의 2차유체의 질량유량에 거의 무관하다는 것을 보여준다. 이 결과는 초월임계 이산화탄소 열펌프 시스템이 최대의 성능계수를 가지기 위해서는 최적화된 냉매 충전량 근처에서 작동해야 함을 의미한다.

시스템의 토출압력은 2차유체의 입구온도와 질량유량, 그리고 과열도와 같은 시스템의 외부 작동조건과 시스템의 구조와 크기 등과 같은 조건들이 일정하게 유지될 때 냉매의 충전량에 의하여 조절될 수 있다. 그런데, Fig. 3(c)와 Fig. 3(d)에서 보여지는 것처럼 최대의 COP를 나타내는 냉매 충전량은 최대의 난방용량을 나타내는 냉매의 충전량과 반드시 일치하지는 않는다.

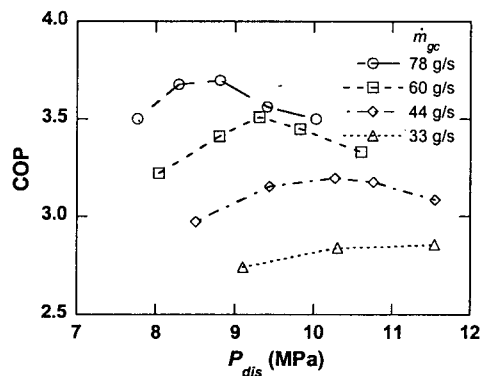
Fig. 4에는 시스템의 제어변수인 고압부의 토출압력 변화에 따른 난방용량, 압축기 소요동력과 COP를 나타내었다. Fig. 4는 필요한 압축기의 소요동력이 가스냉각기의 2차유체 질량유량과 무관하게 토출압력이 증가함에 따라 선형적으로 증가함을 보여준다. 또한, 그림은 토출압력이 증가함에 따라 난방용량이 상대적으로 낮은 토출압력에서는 급격히 증가하지만 점차 증가율이 감소하게 된다. COP는 토출압력이 어떤 값보다 커지게 되면 오히려 감소하는 모습을 보여준다. 이것은 또한 최대 COP를 나타내는 최적의 토출압력이 존



(a) Compressor power



(b) Heating capacity



(c) Coefficient of performance

Fig. 4 Performance of CO₂ heat pump with respect to the variations of discharge pressure.

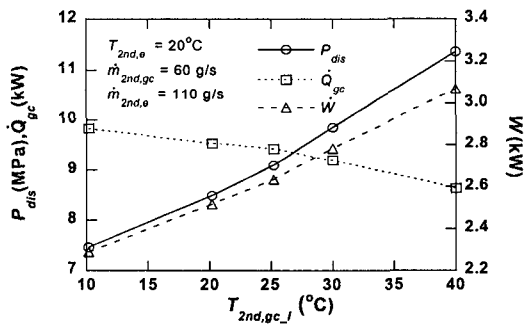
재한다는 선행연구^(6,7)의 결과와 잘 일치한다. 그리고 2차유체의 질량유량이 증가할수록 최대의 난방용량과 COP가 존재하는 토출압력은 감소한다.

3.2 성능에 대한 2차유체의 영향

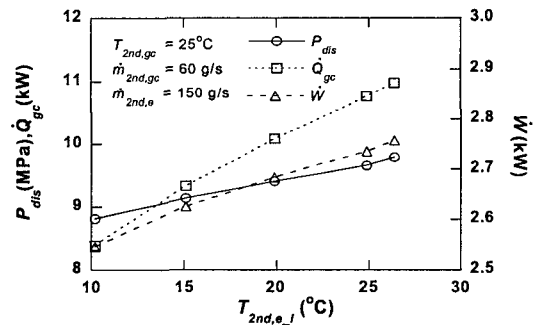
Fig. 5는 초월임계 이산화탄소 열펌프 시스템의 가스냉각기 2차유체의 입구온도의 변화에 따른 시스템의 성능을 보여주고 있다. 증발기 2차유체의 입구온도와 질량유량을 각각 20°C와 110 g/s로 일정하게 설정하였고, 가스냉각기의 2차유체의 질량유량을 60 g/s로 일정하게 유지한 상태에서 입구온도를 10°C, 20°C, 25°C, 30°C, 그리고 40°C로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 일정 냉매 충전량 상태에서 가스냉각기의 2차유체의 온도가 증가하면 가스냉각기의 냉매의 압력이 증가하게 된다. 즉, 가스냉각기의 2차유체 입구온도가 높아지면 토출압력도 높아지게 된다. 가스냉각기의 2차유체 입구온도가 COP에 미치는 영향은 입구온도가 증가함에 따라 급격히 감소하는 것으로 나

타난다. 이는 Fig. 5에 표시된 것처럼 가스냉각기의 2차유체 입구온도가 증가하면 난방용량은 감소하며, 이에 반해 압축기의 압축일은 급격히 증가하기 때문이다. 가스냉각기의 2차유체 입구온도가 10°C에서 40°C로 변하면, 난방용량, 압축기 소요 동력, 압축기의 압력비, COP, 질량유량 등은 각각 -12.2%, 34.1%, 38.1%, -34.9%, -8.6% 변한다.

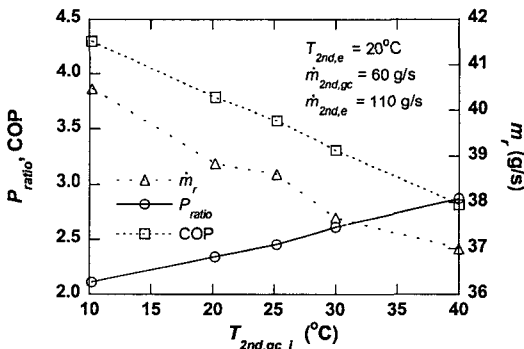
Fig. 6은 증발기의 2차유체 입구온도가 시스템의 성능에 미치는 영향을 보여주고 있다. 이때 증발기의 2차유체의 질량유량과 가스냉각기의 2차유체 입구온도는 각각 150 g/s와 25°C로 일정하게 유지하였고, 증발기의 2차유체의 입구온도는 10°C에서 26.7°C로 변화시켰다. 입구온도가 증가함에 따라 COP는 급격하게 상승하였다. 이러한 경향은 기존의 냉매로 작동하는 아임계 증기 압축사이클에서 연구된 2차유체의 온도변화에 따



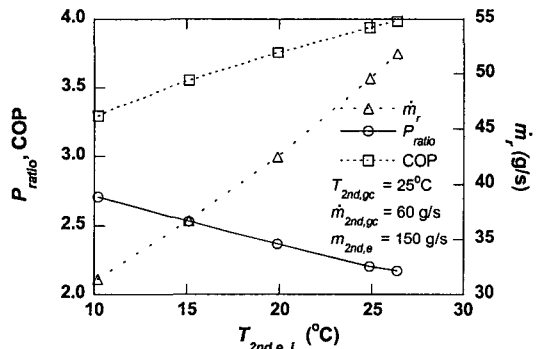
(a) Discharge pressure, heating capacity, compressor power



(a) Discharge pressure, heating capacity, compressor power



(b) Pressure ratio, COP, mass flow rate



(b) Pressure ratio, COP, mass flow rate

Fig. 5 Performance with respect to the inlet temperature of secondary fluid at gas cooler.

Fig. 6 Performance with respect to the inlet temperature of secondary fluid at evaporator.

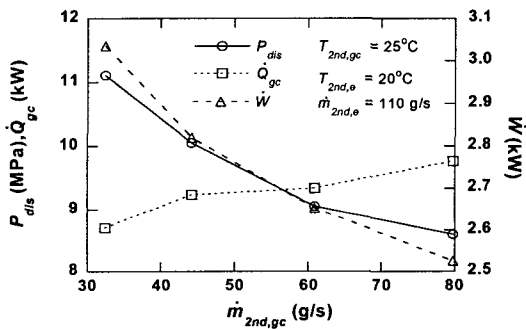
른 시스템의 성능변화 경향과 유사하다. 증발기의 2차유체의 입구온도가 높아지면 증발압력과 압축기 흡입부의 냉매밀도가 상승한다. 따라서, 압력비가 작아지고 냉매의 질량유량이 증가하게 된다. 증발기의 2차유체 입구온도가 10°C에서 26.7°C로 높아질 때 시스템의 COP는 20.8%, 난방용량은 30.8%, 압축기 소요동력은 8.3%, 냉매 질량유량은 65.3%가 증가하였다.

가스냉각기와 증발기의 2차유체 질량유량에 따른 시스템 성능을 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. 이때 2차유체의 질량유량만 변화시켰고, 다른 작동변수는 일정하게 유지하였다. 가스냉각기의 질량유량이 증가함에 따라, 가스냉각기의 출구온도차 ($\Delta T_{gc} = T_{gc,ro} - T_{gc,wi}$)는 감소하였다. 이것은 Rozhentsev and Wang⁽⁹⁾의 연구결과와 유사하게 시스템의 COP 증가, 토출압력과 압축기 소

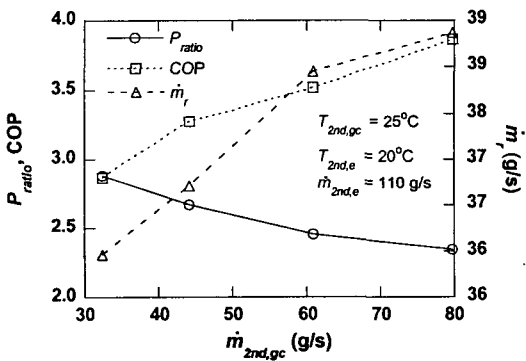
요동력의 감소를 말해 주고 있다. Fig. 7에서는 가스냉각기의 2차유체 질량유량이 증가하면 난방용량과 COP가 증가하고 압축기 소요동력과 토출압력이 감소할 것이라는 기존 아임제 열펌프 사이클의 연구에서 얻은 결과와 일치한다.

증발기의 2차유체 질량유량이 성능에 미치는 영향을 살펴보기 위해, 70, 90, 110, 150 g/s에서의 실험결과를 Fig. 8에 나타내었다. Fig. 8을 통하여, 증발기의 2차유체 질량유량이 증가하면 토출압력, 난방용량, 그리고 압축기 소요동력이 증가함을 알 수 있다.

2차유체가 시스템의 성능에 미치는 영향에 대한 이러한 경향들은 Rieberer et al.^(6,10) 및 McEnaney et al.⁽⁷⁾의 초월임계 이산화탄소 열펌프 시스템의 실험결과와 Chang et al.⁽¹¹⁾의 증기압축 시스템에서의 실험결과와 그 경향이 일치하고 있다.

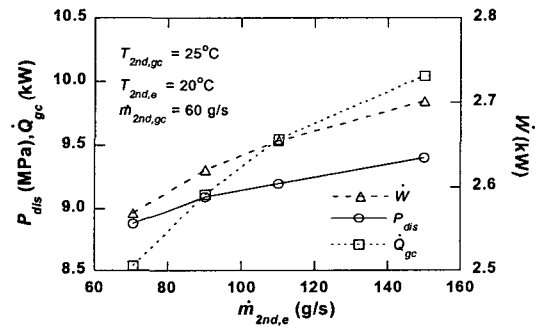


(a) Discharge pressure, heating capacity, compressor power

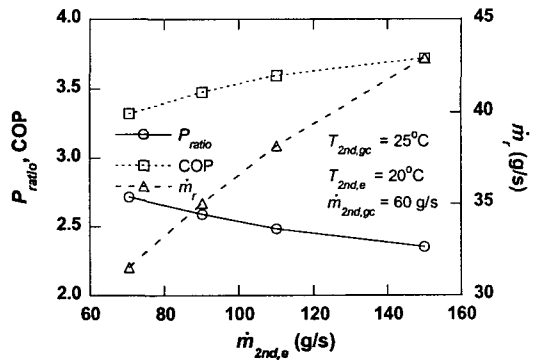


(b) Pressure ratio, COP, mass flow rate

Fig. 7 Performance with respect to the mass flow rate of secondary fluid at gas cooler.



(a) Discharge pressure, heating capacity, compressor power



(b) Pressure ratio, COP, mass flow rate

Fig. 8 Performance with respect to the mass flow rate of secondary fluid at evaporator.

3.3 성능에 대한 내부열교환기의 영향

Fig. 9에는 길이가 3m인 내부열교환기를 설치한 초월임계 열펌프 시스템과 내부열교환기가 설치되지 않은 시스템에 대하여 실험을 통하여 측정된 각각의 상태점들을 압력-엔탈피 선도에 나타내었다. 고압부에서 일어나는 고온냉매의 냉각은 냉동효과(Δi_3)를 증가시키고, 팽창장치 이전에 냉매가 초임계 상태일 가능성을 감소시킨다. 또한 Fig. 9에서 나타난 바와 같이 $\Delta i_1 - \Delta i_2$ 의 엔탈피 변화가 존재한다. 내부열교환기의 저압부에서는 압축기에 들어가는 냉매의 온도를 증가시키고 압축기 입구의 압력을 감소시켜 압축기 입구에서 냉매의 비체적을 증가시킨다. 따라서 시스템의 냉매 질량유량과 용량을 감소시키는 원인이 된다. 또한 Fig. 9에서는 Boewe et al.⁽¹²⁾의 연구 결과와 유사한 결과를 보여주고 있으며, 압축기의 토출압력은 약 5.5%(9.7MPa에서 9.2MPa) 감소되고, 압축기 출구온도는 7.7℃(87.5℃에서 95.2℃) 증가하였다.

식(1)은 열교환기에 대하여 실제 열전달률의 최대 가능한 열전달률에 대한 비인 유용도(effiveness)를 나타낸다.

$$\epsilon = \frac{(T_2 - T_1)}{(T_3 - T_1)} \quad (1)$$

식(1)의 하첨자는 Fig. 9의 표시된 상태점을 의미한다.

Fig. 10에서는 유용도가 가스냉각기 2차유체의 질량유속에 거의 무관하게 오직 내부열교환기의 길이의 증가에 따라 증가하는 것을 보여준다. Fig. 11에서는 실험에 의하여 측정된 내부열교환기에서 압력강하를 가스냉각기 2차유체의 질량유량과 내부열교환기의 길이에 대하여 나타내었다. 저압부에서 압력강하는 내부열교환기의 길이와 2차유체의 질량유량이 증가함에 따라 증가하는 것을 보여준다. 그러나 고압부의 경우에 압력강하는 실험에서 1.5m 길이에서 가장 작고, 3.0m 길이에서 가장 큰 압력강하를 보여준다. 반면에 4.5m 길이에서 압력강하는 1.5m에서 3.0m 사이의 값을 보여주는데, 이는 앞에서도 언급한 것처럼 내부열교환기가 증가하면 냉매의 질량유량과 시스템의 고압부 압력이 감소하며, 내부열교환기에서

냉매가 임계영역을 지나면서 밀도가 급격히 증가하기 때문에 압력강하가 감소하는 것으로 판단할 수 있다.

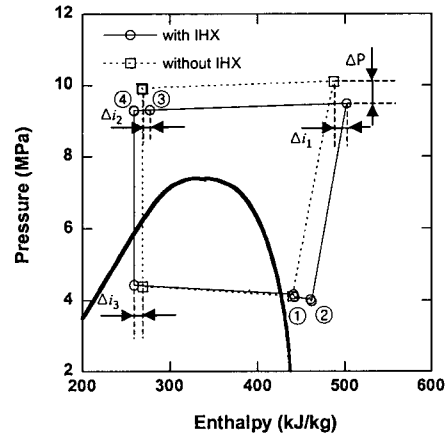


Fig. 9 Pressure-enthalpy diagram for the transcritical heat pump system with and without internal heat exchanger.

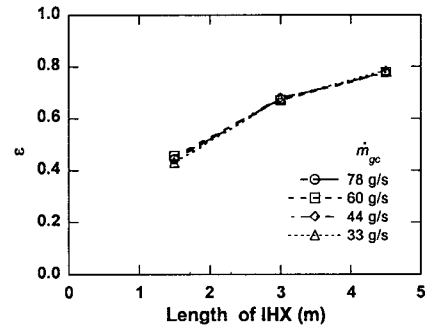


Fig. 10 Effectiveness with respect to length of internal heat exchanger.

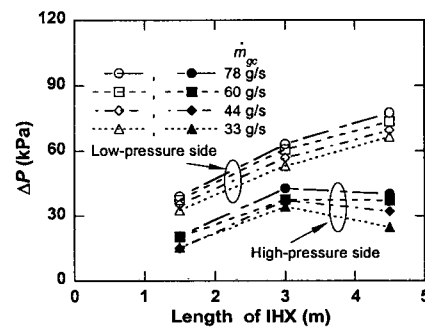


Fig. 11 Pressure drop with respect to length of internal heat exchanger.

4. 결 론

본 연구에서는 초월임계 이산화탄소 열펌프를 온수급탕기로 사용하는 실험장치를 구성하여, 시스템의 성능에 영향을 미치는 냉매의 충전량에 대한 변화, 2차유체의 온도변화와 질량유량, 그리고 내부열교환기의 열교환면적의 변화와 같은 주된 성능변수들에 대하여 실험을 수행하였다. 실험의 결과는 다음과 같다.

(1) 일정한 외기조건에서 냉매의 충전량을 증가시키면 압축기의 토출압력과 압축기의 소요동력은 급격히 증가하였다. 그러나 난방용량의 증가율은 점차 감소함을 보여준다. 따라서, 압축기의 압축일과 난방용량의 비로 정의되는 성능계수(COP)를 최대로 하는 냉매의 충전량이 존재하였다. 또한 냉매의 충전량의 증가에 따라 냉매의 질량유량은 감소하는 경향을 관찰할 수 있었다.

(2) 압축기의 토출압력의 변화에 따른 초월임계 이산화탄소 열펌프 시스템의 성능변화는 토출압력에 비례하여 압축기의 압축일이 증가하며, 난방용량은 토출압력에 따라 선형적으로 증가하다가 일정 토출압력 이상에서는 큰 변화가 없게 되므로 최적의 성능계수(COP)가 존재한다. 또한 성능계수를 최대로 하는 냉매의 충전량은 열방출부의 2차유체의 질량유량의 변화에 거의 무관하였다.

(3) 내부열교환기의 열교환면적의 변화에 따라 내부열교환기의 유용도(effectiveness)는 열방출부의 2차유체의 질량유량에 거의 무관하게 내부열교환기의 길이가 증가할수록 증가하였다.

후 기

본 연구는 산업자원부 및 마이크로 열시스템 연구센터의 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사하는 바이다.

참고문헌

1. Kruse, H., 1996, Current status of natural working fluids in refrigeration, A/C, and heat pump systems, IIR Commissions B1, B2, E1 & E2, Applications for Natural Refrigerants, Aarhus, Denmark, Sep. 3-6, pp. 49-64.
2. Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, *Int. J. Refrig.*, Vol. 16, pp. 4-12.
3. Lorentzen, G., 1995, The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFE predicament, *Int. J. Refrig.*, Vol. 18, No. 3, pp. 190-197.
4. Neksa, P., 2002, CO₂ heat pump systems, *Int. J. Refrig.*, Vol. 25, pp. 421-427.
5. Neksa, P., Rekestad, H., Zakeri, G.R. and Schiefloe, P.A., 1998, CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results, *Int. J. Refrig.*, Vol. 21, No. 3, pp. 172-179.
6. Rieberer, R., Gassler, M. and Halozan, H., 2000, Control of CO₂ heat pumps, *Proceedings of the 4th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Purdue*, 2000 July 25-28; West Lafayette, USA, pp. 75-82.
7. McEnaney, R., Park, Y.C., Yin, J.M. and Hrnjak, P.S., 1999, Performance of the prototype of a transcritical R744 mobile A/C system, SAE paper 1999-01-0872.
8. Park, Y.C., 2003, Private communication.
9. Rozhentsev, A. and Wang, C.-C., 2001, Some design features of a CO₂ air conditioner, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 871-880.
10. Rieberer, R., Neksa, P. and Schiefloe, P.A., 1999, CO₂ heat pumps for space heating and tap water heating, 20th International Congress of Refrigeration, IIR/IIF, Sydney.
11. 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.
12. Boewe, D.E., Bullard, C.W., Yin, J.M. and Hrnjak, P.S., 2001, Contribution of internal heat exchanger to transcritical R-744 cycle performance, *HVAC&R Research*, Vol. 7, No. 2, pp. 155-168.