

HFC32/HFC125 혼합냉매의 히트펌프 성능 평가

김 욱 진, 강 동 규, 이 요 한, 정 동 수^{*†}

인하대학교 기계공학과, *인하대학교 기계공학과 대학원

Performance of HFC32/HFC125 Mixtures for Heat Pumps

Wook-Jin Kim, Dong Gyu Kang, Yohan Lee, Dongsoo Jung^{*†}

Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

*Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received August 24, 2011; revision received October 21, 2011)

ABSTRACT: In this study, performance of R410A(50%R32/50%R125) and HFC32/HFC125 mixture is measured to examine the effect of composition shift of R410A used for various air-conditioners and heat pumps. The composition of HFC32/HFC125 mixture varies from the reference composition of R410A $\pm 10\%$ with 5% interval. Tests carried out in a heat pump bench tester at the evaporation and condensation temperatures of 7/45°C and -7/41°C for summer and winter conditions, respectively. Test results show that both the coefficient of performance (COP) and compressor power of the HFC32/HFC125 mixture have the maximum difference of 2.0% as compared to those of R410A. Compressor discharge temperatures of HFC32/HFC125 mixture are increased up to 6.7°C as compared to that of R410A. The amount of charge for HFC32/HFC125 mixture vary within 5.6% as compared to that of R410A. Overall, performance of R410A is not appreciably affected by the composition shift of $\pm 10\%$ of R32 under both air-conditioning and heat pumping conditions.

Key words: 성능계수(Coefficient of Performance), 냉매 410A(R410A), 혼합냉매 R32/R125 (Refrigerant mixture of R32/R125), 냉동용량(Capacity), 열펌프(Heat pump), 공조기(Air-conditioning), 압축기토출온도(Discharge temperature)

기 호 설 명

COP : 성능계수
GTD : 온도구배차 [°C]
ODP : 오존층 붕괴 지수
Q : 냉동 능력 [W]
T : 온도 [°C]
 \dot{m} : 질량유량 [g/s]

하첨자

c : 응축기
dis. : 압축기 토출 부분
e : 증발기
w : 2차 유체

1. 서 론

1930년대부터 약 50년 동안 우수한 열역학적 성질들로 인해 냉동/공조기의 냉매로 널리 사용되어 온 염화불화탄소(CFC) 및 수소화염화불화탄소(HC

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

FC)들이 성층권의 오존층 붕괴의 주원인으로 밝혀짐에 따라, 오존층 붕괴 물질의 생산 및 사용을 규제하기 위한 몬트리얼 의정서가 1987년에 체결되었다.⁽¹⁻²⁾ 이 의정서에 따라 선진국들은 1996년 1월 1일부터 CFC를 전면 폐기하고 HCFC는 사용량을 동결하여 2019년 말까지는 전면 폐기하기로 합의하였다.

그 결과 CFC 및 HCFC를 사용해 오던 냉동 및 공조 산업계는 큰 영향을 받게 되었고, 미국을 비롯한 선진국들은 환경면에서 문제가 없는 대체물질들을 사용하여 CFC 및 HCFC를 성공적으로 대체하기 위해 많은 노력을 해왔다. 특히 HCFC22의 경우가 가정용 공조기 분야에서 거의 독점적으로 사용되어 왔으며 시장 규모 역시 모든 냉매 중 가장 크기 때문에 대체냉매의 개발이 시급했다. 따라서 지난 수년간 공조산업계는 HCFC22를 대체할 수 있는 물질에 대한 연구를 진행해 왔다.⁽³⁻⁴⁾

새로운 상업용과 가정용 공조기의 경우에는 미국 냉동 공조학회(ASHRAE)에서 공식적으로 R410A로 명명한 2원 혼합냉매(50%HFC32/50%HFC125)와 R407C로 명명한 3원 혼합냉매(23%HFC32/25%HFC125/52%HFC134a)가 시장에 나와 있다.⁽⁵⁾ R410A와 R407C는 오존층 붕괴 지수(Ozone Depletion Potential, ODP)가 0으로 환경적인 측면에서 우수하다.

이 중에 R407C는 6°C 정도의 온도구배를 지닌 비공비 혼합매체로서 HCFC22와 비슷한 증기압을 내며 따라서 별도로 현행 장비를 크게 수정하지 않고서도 이를 적용할 수 있다는 장점을 갖고 있다. 그러나 이것은 비공비 혼합냉매이므로 시스템 누설이 있는 경우에는 분리 현상이 발생하여 냉매를 보충하는데 문제가 있고, 또한 질량전달저항으로 인해 열전달 계수가 감소하므로 열교환기의 성능 저하가 우려된다.

반면 R410A는 GTD가 0.2°C 미만인 근공비 혼합매체로서 전통적인 냉매 충전 방법을 적용할 수 있다. 뿐만 아니라 동일 성능을 내기 위한 압축기 행정 체적이 30% 정도 줄어들어 장비의 소형화에 대한 잠재성과 시스템 효율이 향상될 가능성을 지니고 있어 매우 매력적이다.⁽⁶⁾ R410A의 등엔트로피 효율은 HCFC22에 비해 상대적으로 낮은 것으로 알려져 있지만 마찰의 감소 및 밀도의 증가로 인한 압력 손실의 감소가 등엔트로피 효율의 감소를 상쇄시킬 수 있으므로, 이 냉매를 사용하는 시스템의 효율은 HCFC22보다 클 것으로 전문가들은 추측하

고 있다.^(5,7) 그러나 이 냉매의 증기압은 HCFC22의 증기압보다 60% 정도 높기 때문에 설비 제조업체들은 압축기의 재설계(소형화)와 관 벽의 두께 강화, 장인한 용접을 위한 고압 용기의 사용 등으로 인한 제조비용의 증가와 체적용량의 증대로 인한 제조비용의 감소가 어떻게 경제적으로 서로 상쇄될 수 있는가를 연구하여 이 대체냉매의 사용을 결정해야만 한다.

이런 여러 가지 장점 때문에 전 세계적으로 HFC22의 대체냉매로서 R410A에 관한 많은 연구가 이루어져왔다. Hwang et al.⁽⁸⁾은 R410A의 높은 증기압으로 인한 압축기의 높은 소요 동력을 피스톤의 행정거리를 줄여 토출 압력을 낮게 함으로서 상쇄시킬 수 있고 이로 인해 HCFC22와 유사한 냉동 능력을 얻어 대체냉매로서 가능성이 높다는 연구 결과를 발표하였다. Kim et al.⁽⁹⁾은 R410A를 적용한 시스템에 신형핀과 고효율 전열관을 사용한 응축기를 적용한다면 냉방 능력과 COP가 HCFC22를 적용한 시스템에 비해 각각 1.8% 및 2.2% 정도 증가한다고 밝혔다. Kim et al.⁽¹⁰⁾은 표준 조건하에서 R410A를 적용한 시스템의 EER(energy efficiency ratio)이 HCFC22를 적용한 시스템에 비해 1% 향상하였는데 이는 HCFC22보다 열전달률은 증가하고 가스 비체적이 작아 저압측 배관의 압력강하가 감소하기 때문이라고 밝혔다. Na et al.⁽¹¹⁾은 R410A를 적용한 시스템에서 임의로 압력손실을 유발시켜 성능 변화를 시뮬레이션을 통해 분석하였고 이를 통해 압력손실의 150% 수준에서 시스템의 성능이 HCFC22와 동일하다고 밝혔다. Kang et al.⁽¹²⁾은 R410A를 작동유체로 하는 동시냉난방 열펌프 시스템으로 냉방전용/냉방주체/난방전용/난방주체/전열회수의 5가지 운전 모드 조건에서 각각의 COP와 용량을 구했다. 이를 통해 냉방주체 모드에서의 냉방용량과 COP는 냉방전용 모드와 비슷했지만 난방용량은 냉방용량에 비해 40.5% 감소하였다고 밝혔다.

위에서 살펴본 대로 R410A는 현재 HCFC22의 가장 유력한 대체냉매로 부상하고 있다. 현재 R410A는 대개 두 가지 방법으로 시스템에 충전된다. 하나는 냉매 제조업체에서 R32와 R125를 각각 50%씩 맞추어 미리 혼합된 상태로 '완성된 R410A' 냉매를 공급받아 그 자체를 충전하는 것이다. 그러나 최근 들어 여러 업체들에서는 HFC32와 HFC125를 따로 구매하여 임의로 조성을 조절하여 시스템에 충전하는 것으로도 알려져 있다. 이렇게 냉동/공조 설비업체들이 직접 혼합냉매를 만들어 사용하는 경우에는

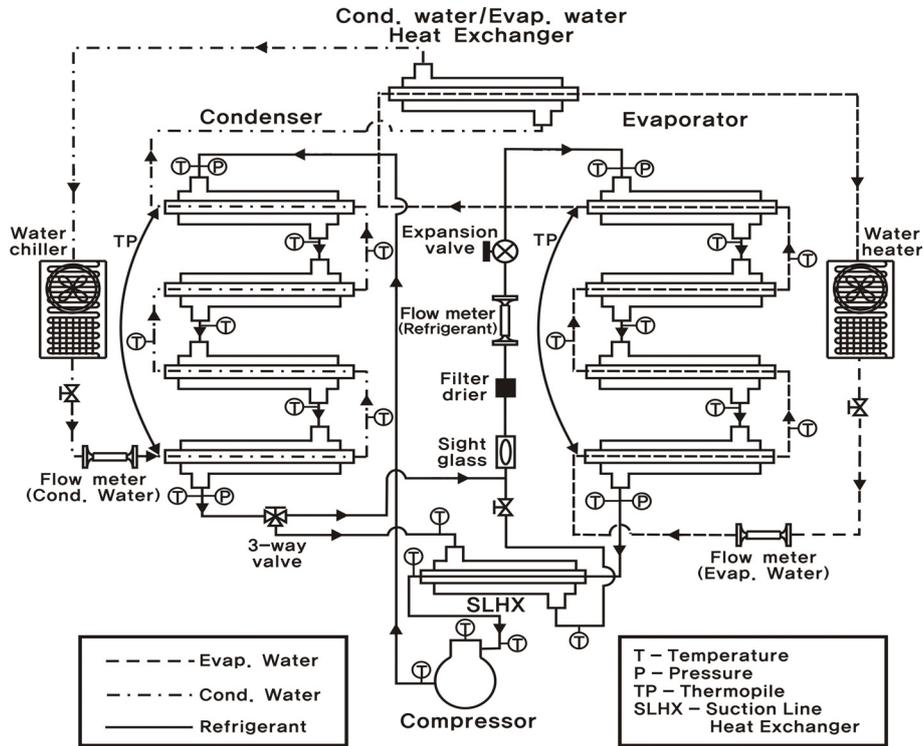


Fig. 1 Schematic diagram of a heat pump bench tester.

냉매 충전 시 정확한 비율로 R32와 R125가 충전되지 않아 시스템 성능이 R410A와 다르게 되거나 내부에 냉매가 완전히 제거되지 않은 상태에서 냉매를 재충전할 때 혼합 비율에 문제가 생길 수가 있다. 이에 본 연구에서는 기존의 R410A 냉매를 중심으로 R32의 조성을 상하로 5% 간격으로 10%까지 변화시켜 가면서 동일한 시스템에서 성능을 측정하여 조성 변화에 따른 난방 특성을 여름철 난방조건과 겨울철 난방조건 하에서 비교하려 한다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험용 공조기 설계 및 제작

위의 연구 목표를 달성하기 위해 본 연구에서는 냉매와 물이 대향류를 이루며 흐르며 외부 조건을 균일하게 맞추어 줄 수 있는 히트펌프 벤치 테스터 장비를 설계/제작하여 기존 냉매 및 대체냉매의 냉동 용량, 성능 계수, 압축기 토출 온도 등을 측정하고 비교, 분석하였다.

Fig. 1은 대체냉매를 실험하기 위해 설계한 냉동 용량 3.5 kW(1톤)의 벤치 테스터를 개략적으로 보여 준다. 본 장치는 미국 표준 연구소(NIST)의 Mulroy et al.⁽¹³⁾이 사용한 것과 비슷한 구조로 만들어졌다.

본 실험에서 증발기와 응축기로 사용한 열교환기는 내경 19.01 mm, 외경 25.4 mm, 길이 740 mm의 이중관 형태의 동관을 8개씩 직렬로 연결하여 만들었다.

Fig. 2는 열교환기의 연결부를 자세히 보여준다. 증발기와 응축기의 총 길이는 각각 5.92 m이며 내벽면을 기준으로 한 열교환기의 면적은 각각 0.3536 m²이다. 사용된 이중관 열교환기의 내관으로 2차 유체가 흐르도록 하였으며, 냉매는 내관과 외관 사이의 환상공간으로 흐르게 하였고, 열 교환을 극대화시키기 위해 대향류가 되도록 제작하였다. 냉동 사이클의 특성상 응축기 압력은 20~25기압까지 올라갈 수 있기 때문에 이 같은 고압에서도 시스템이 견딜 수 있도록 하기 위해 모든 접합부는 은 납을 사용하여 용접하였다.

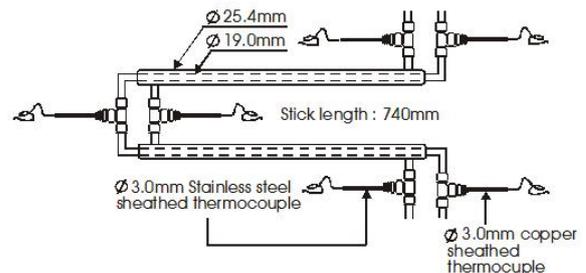


Fig. 2 Details of evaporator and condenser connection.

본 실험 장치의 압축기로는 개방형 왕복동식 압축기를 전기모터와 인버터에 연결하여 사용하였다. 비록 인버터로 속도를 변화시킬 수 있지만 앞서 말했듯이 본 실험의 목적은 동일한 시스템에서 R410A와 R410A의 조성을 변화시킨 HFC32/HFC125 혼합냉매의 성능을 비교하는 것이기 때문에 회전수(rpm)는 변화 없이 같은 조건에서 모든 실험을 수행하였다.

응축기를 통과한 냉매가 완전히 과냉 되었는지 여부를 확인하기 위해 유리로 된 가시화 장치(Slight glass)를 설치하였으며 팽창밸브 전에 필터 드라이어를 설치하여 냉매 속에 있을지도 모르는 불순물이나 수분 등을 제거하였다. 그리고 미세조절이 가능한 수동식 팽창 밸브를 사용하여 증발기로 들어가는 냉매의 양과 압력을 조절하였다. 증발기의 2차 유체로는 에틸렌글리콜이 질량비 30% 혼합된 물-에틸렌글리콜 혼합물을 사용하였고 응축기에는 물을 사용하였다. 물의 온도를 일정하게 맞추기 위해 응축기에는 칠러를 사용하였으며 증발기에는 히터를 사용하였다.

그리고 열교환기의 물 측 입구에는 필터를 설치하여 물속에 섞여 있을지도 모르는 불순물을 제거하였다. 또한 칠러와 히터의 부하를 최소화하기 위해 응축기에서 나오는 뜨거운 물과 증발기에서 나오는 차가운 물을 서로 열 교환시켜 각각의 용량을 줄였다. 본 실험에서는 열손실을 최소화하기 위해 열교환기 외벽에 3 mm 두께의 스펀지 테이프를 두 겹으로 감고, 그 위에 25 mm 두께의 단열 폼을 덮었으며 그 뒤 열교환기 전체를 50mm 두의 유리섬유로 덮었다.

2.2 데이터 측정

Table 1은 본 연구에서 적용된 측정 장치의 불확실도를 나타낸다. 증발기 내에서 냉매 및 물의 온도를 측정하기 위해 각각 20개 이상의 T-type 열전대를 열교환기 연결부위의 냉매 및 물이 흐르는 관속에 삽입하였고, 모든 열전대들은 사용에 앞서 정도 $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 의 정밀 온도계로 보정하였다. 응축기의 냉매와 물의 온도를 측정하기 위해서는 T-type 열전대를 열교환기 표면에 부착하였다. 증발기 및 응축기의 용량을 결정하기 위해서는 각 열교환기로 흐르는 2차 유체 측의 온도차를 정확히 측정해야 한다. 2차 유체 측의 온도차를 정확히 측정하기 위해

Table 1 Uncertainties of experimental parameters

Parameters	Uncertainty
Temp.(RTD)	$\pm 0.01^\circ\text{C}$
Temp.(Thermocouple)	$\pm 0.1^\circ\text{C}$
Pressure	$\pm 3.4\text{ kPa}$
Mass flow rate	$\pm 0.2\%$
Work(Wattmeter)	$\pm 0.5\%$

6개의 열전대를 연결하여 Thermopile을 제작하였고 이 역시 정밀 온도계로 보정한 뒤 물 측 입·출구에 삽입하여 직접 온도차를 측정하였다. 또한 압축기의 안정성과 냉매의 혼합비에 따른 변화도 살펴보기 위해 압축기의 흡입온도와 토출 온도도 측정하였다. 증발기와 응축기의 입·출구에는 모세관을 삽입하여 압력 측정포트를 만들었고 정도가 $\pm 3.4\text{ kPa}$ 미만인 정밀 압력 변환계를 이용하여 냉매 측의 압력을 측정하였다. 한편 압축기 소요 동력은 정도가 $\pm 0.5\%$ 미만인 정밀 와트미터를 이용하여 측정하였다. 냉동기의 용량을 정확히 결정하기 위해서는 증발기 측 2차 유체의 질량유량을 정확하게 측정해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 점도나 밀도 등 유체의 물성 값에 영향을 받지 않고 $\pm 0.2\%$ 의 고정도를 갖는 질량 유량계를 이용하여 증발기 측 2차 유체의 유량을 정확하게 측정하였다. 끝으로 온도, 압력, 유량 등의 데이터는 PC와 데이터 로깅 시스템(HP3852A)을 상호 연결하여 수집하였으며, 이렇게 수집한 데이터는 PC의 하드디스크에 저장하여 추후에 데이터 해석을 위한 프로그램을 이용하여 분석하였다.

2.3 실험 조건

본 연구에서는 여름철의 냉방 조건과 겨울철의 난방 조건 하에서의 성능을 분석하기 위해 다음과 같은 두 조건에서 데이터를 취하였다.

- A. 냉방조건 : $7^\circ\text{C}/45^\circ\text{C}$ (증발기 중간지점 포화 온도/응축기 중감지점 포화 온도)
- B. 난방조건 : $-7^\circ\text{C}/41^\circ\text{C}$ (증발기 중간지점 포화 온도/응축기 중감지점 포화 온도)

위의 두 조건에서 냉매의 성능을 공정하게 비교하

Table 2 Test conditions in the study

Test condition	$T_{e,w}$ (°C)	$T_{c,w}$ (°C)	$m_{e,w}$ (g/s)	$m_{c,w}$ (g/s)
A (Summer cooling)	27	29	90	110
B (Winter heating)	10	30	80	130

Table 3 Refrigerants tested in this study

Ref. No.	Refrigerant (Mass fraction)	GTD (°C)
1	R410A	< 0.1
2	40% HFC32/60% HFC125	< 0.1
3	45% HFC32/55% HFC125	< 0.1
4	55% HFC32/45% HFC125	< 0.1
5	60% HFC32/40% HFC125	< 0.1

려면 외부 조건을 동일하게 유지하여야 한다. Table 2는 외부 조건을 동일하게 유지하기 위해 적용된 2차 유체의 입구 온도와 유량 조건을 보여 준다. 외부 유체의 입구 온도와 유량을 고정하였으므로 실험 냉매들의 포화 온도는 열전달계수 등에 따라 조금씩 다르게 나타낸다. 실제로 이렇게 실험 데이터를 취해야 냉매들의 성능을 공정하게 비교하고 평가할 수 있다. 한편 모든 실험에서 증발기 출구의 과열도와 응축기 출구의 과냉도를 각각 5°C로 유지했다.

2.4 실험 냉매 조성 및 윤활유 선정

본 연구에서는 먼저 기준 냉매로서 R32가 50% 함유된 R410A의 성능을 측정하고 HFC32와 HFC125를 혼합한 네 가지 근공비 혼합냉매의 성능을 측정하였다. Table 3은 본 연구에서 실험을 수행한 냉매들의 조성과 온도 구배(Gliding Temperature Difference, GTD)를 나타낸다. 실험을 수행한 혼합냉매의 물성치는 미국의 표준 연구소에서 개발한 REFPROP 9.0⁽¹⁴⁾을 이용하여 구하였다.

압축기에 들어가는 윤활유는 냉매와 혼합되어 시스템 내부에서 순환하기 때문에 대체냉매의 성능평가 시 올바른 윤활유를 선정하는 것은 매우 중요하다. 본 연구에서는 동일한 시스템에서 혼합냉매의 혼합 비율이 다르게 충전될 때의 성능을 알아보고자 하는 것이므로 압축기를 바꾸지 않고 윤활유도 기존에 사용되어 온 POE 오일을 그대로 사용하였다.

3. 열역학 사이클 시뮬레이션

대체냉매의 특성을 실험적으로 연구하기 전에 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 실험 결과를 예측하고 분석, 검토하는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 미국 표준 연구소(NIST)에서 개발한 증기 압축식 냉동 사이클 분석 프로그램인 Cycle-D⁽¹⁵⁾를 이용해 실험을 수행할 냉매의 성능계수(COP)와 토출 온도 및 소요 동력을 수치적으로 예측하였다. 분석 조건은 냉동 용량을 두 가지 온도조건에서 1냉동 톤(3.5 kW)으로 고정하고 압축기 효율을 70%로 하여 실

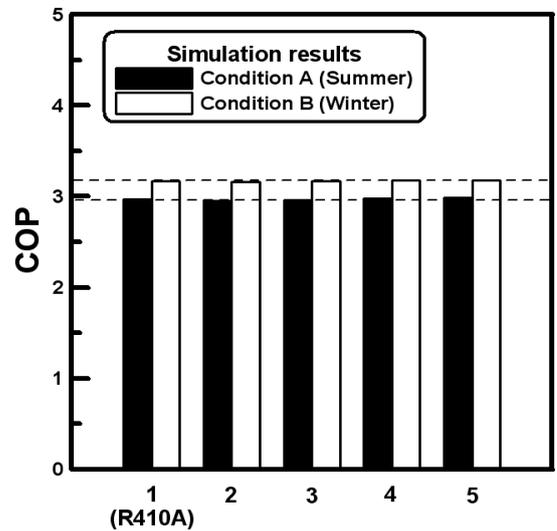


Fig. 3 Simulation results : COP of various refrigerants.

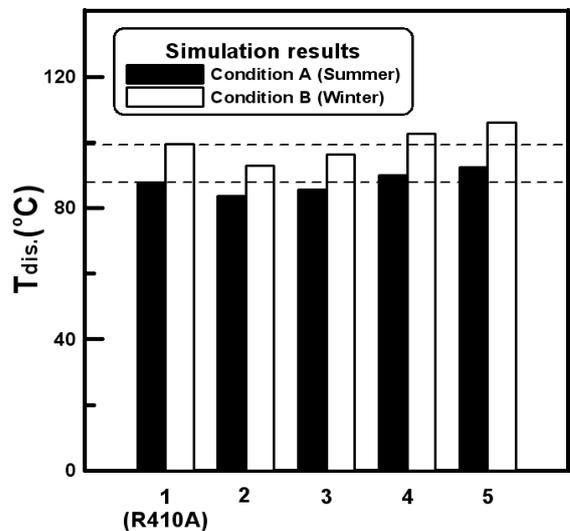


Fig. 4 Simulation results : Discharge temperature of various refrigerants.

제 실증 실험에서의 조건과 유사하게 설정하였다. 열역학적 사이클 시뮬레이션은 실험을 수행하기 전에 실험 결과를 상대적으로 예측하기 위한 작업이므로 절대적인 수치는 큰 의미가 없고 변수에 따른 상대적인 변화량과 다양한 실험 결과의 경향성에 초점을 맞추어 분석하여야 한다.

Fig. 3~Fig. 4은 Cycle-D⁽¹⁵⁾를 이용해 분석한 결과를 보여준다. 결과에서 확인할 수 있듯이 R410A의 조성을 변화시킨 HFC32/HFC125 혼합냉매의 성능계수는 R410A와 거의 동일한 값을 보였다. 한편 압축기 토출 온도는 HFC32의 비율이 높아질수록 소폭 증가하는 경향을 보였다.

4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 3.5 kW급 열펌프를 제작하여 여름철 냉방 조건과 겨울철 난방 조건 하에서 R32/R125 혼합냉매의 조성 변화에 따른 시스템 성능을 측정하였다. 모든 실험에서 냉매 측 및 2차 유체 측의 에너지 균형이 3~4% 이내에서 일치할 수 있도록 시스템을 보완한 상태에서 모든 데이터를 취했다. 또한 각 실험조건에 대해서 최소한 2번씩 반복해서 동일한 실험을 수행하였으며 편차가 1% 미만일 때만 적합한 데이터로 간주하였다.

4.1 성능 계수

지구 온난화를 줄이기 위해서는 에너지 변환 장치들의 에너지 효율이 향상 되어야 한다. 냉동/공조 기기에서 성능 계수(COP)는 특정 냉매를 주입한 장치에서의 에너지 효율의 척도이다. 따라서 무엇보다 대체냉매를 선택할 때에는 기존 유체에 대한 여러 냉매들의 성능 계수를 조사하는 것이 중요하다.

Fig. 5는 여름철, 겨울철 조건에서 취한 R410A와 HFC32/HFC125 혼합냉매의 COP를 보여준다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이 여름철과 겨울철 조건 모두에서 R410A의 조성이 ±10% 변하는 경우 COP는 최대 1.9% 정도 차이가 나는 것으로 드러났다. 이런 결과는 열역학 사이클 모사 결과와 비슷하며 실질적으로 R410A에서 ±10% 조성이 변한다 해도 성능 계수의 변화는 거의 없음을 보여 준다.

4.2 압축기 소요 동력

소요 동력 역시 에너지 효율 측면에서 가장 중요하

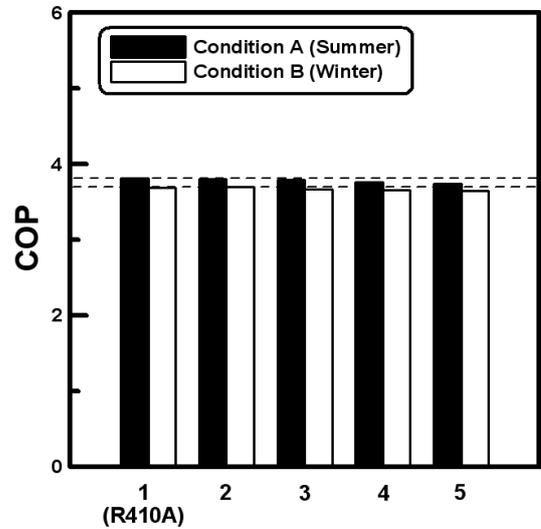


Fig. 5 Experimental results : COP of various refrigerant.

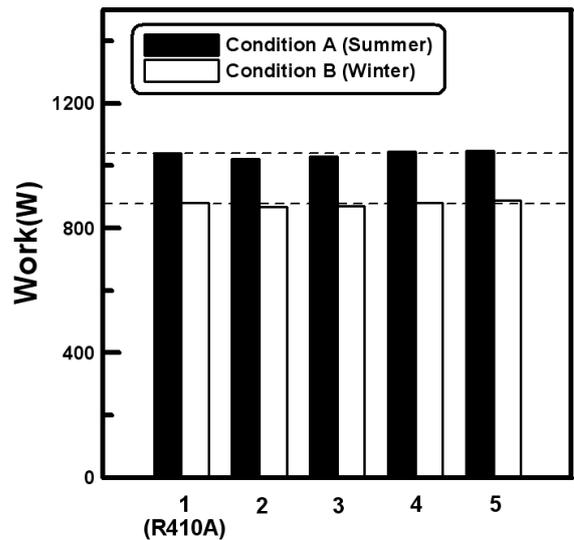


Fig. 6 Experimental results : Compressor work of various refrigerants.

게 고려해야 할 사항 중 하나이다. Fig. 6은 압축기를 바꾸지 않은 상태에서 측정된 R410A와 HFC32/HFC125 혼합냉매의 소요 동력을 보여준다. Fig. 6을 통해 알 수 있듯이 R410A의 조성이 ±10% 정도 변하는 경우 소요 동력은 최대 1.7% 차이를 보였다. 또한 HFC32의 비율이 증가할수록 소요 동력이 증가하는 경향을 보였다. 이는 HFC32의 비율이 높아질수록 혼합냉매의 증기압이 증가하기 때문인 것으로 판단된다. 하지만 R410A의 조성이 ±10% 범위에서 변하는 경우 조성 변화에 따른 소요 동력의 변화는 크지 않은 것으로 보인다.

Table 4 Summary of test results for various refrigerants

No	Refrigerant	Condition A(Summer cooling)						Condition B(Winter heating)					
		COP	diff. (%)	Work (W)	diff. (%)	Tdis. (°C)	Charge (g)	COP	diff. (%)	Work (W)	diff. (%)	Tdis. (°C)	Charge (g)
1	R410A	3.81		1040		73.4	1150	3.69		880		81.9	1250
2	40% HFC32/60% HFC125	3.80	-0.2	1022	-1.7	69.7	1210	3.70	0.2	867	-1.5	77.9	1300
3	45% HFC32/55% HFC125	3.79	-0.6	1030	-1.0	71.5	1170	3.67	-0.5	872	-0.9	79.0	1280
4	55% HFC32/45% HFC125	3.76	-1.3	1046	0.5	75.2	1110	3.65	-0.9	882	0.2	84.6	1210
5	60% HFC32/40% HFC125	3.74	-1.9	1049	0.9	78.3	1090	3.64	-1.2	888	0.9	88.6	1180

4.3 압축기 토출 온도

대체냉매를 적용할 때는 시스템의 수명이나 윤활유 및 냉매의 안정성 등도 고려해야 하는데 압축기의 토출 온도를 측정/비교함으로써 간접적으로 이런 특성들을 비교할 수 있다. Fig. 7은 혼합냉매들의 압축기 토출 온도를 보여 준다. Fig. 7을 통해 알 수 있듯이 압축기 토출 온도는 R410A의 조성이 10% 변하는 경우 최대 6.7°C의 변화를 보였다. 열역학 모사 결과와 마찬가지로 실험에서도 HFC32의 비율이 높아질수록 토출 온도가 증가하는 경향을 보였다. 하지만 이 정도의 토출 온도 차이는 시스템의 수명이나 신뢰성에 큰 영향을 미치지 않을 것으로 사료된다.

4.4 냉매 충전량

본 연구에서는 각각의 실험조건에 대하여 응축기

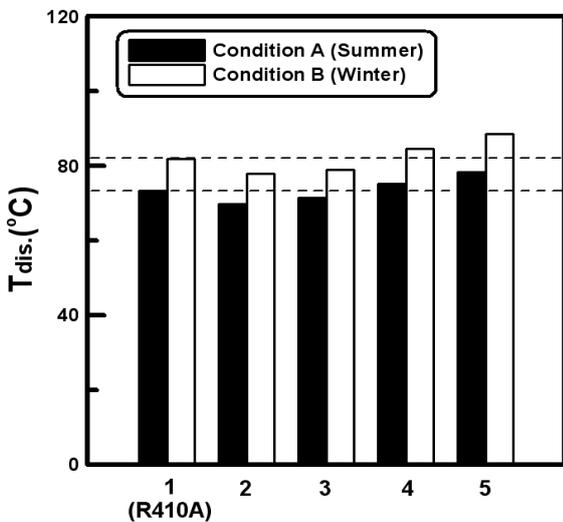


Fig. 7 Experimental results : Discharge temperature of various refrigerants.

끝부분의 과냉도와 증발기 끝부분의 과열도가 각각 5°C로 될 때의 충전량을 적정 충전량으로 결정하였으며 Table 4은 이 값들을 보여 준다. Table 4에서 볼 수 있듯이 여름철, 겨울철조건에서 HFC32/HFC125 혼합냉매의 충전량은 R410A와 비교했을 때 1.7~5.6% 정도의 차이를 보이며 HFC32의 비율이 커질수록 충전량이 감소한다. 이는 HFC32의 액체 밀도가 작기 때문이다.

5. 결 론

본 연구에서는 현재 히트펌프에 사용되는 R410A (50%R32/50%R125)와 R410A에서 R32의 조성을 상하로 5% 간격으로 10%까지 변화시킨 HFC32/HFC125 혼합냉매의 성능계수, 용량, 토출 온도 등을 측정하였다. 이런 목표를 달성하기 위해 왕복동식 압축기가 장착된 수냉식 히트펌프 벤치테스터를 제작하였으며, 여름철과 겨울철의 히트펌프 실험 조건에서 두 냉매의 성능을 측정하고 특성을 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다

- (1) 기준 냉매인 R410A에서 R32을 조성을 ±10% 변화시킨 HFC32/HFC125 혼합냉매의 성능계수는 R410A와 비교해 최대 1.9%의 차이를 보이므로 에너지 효율 측면에서 R410A의 조성 변화에 따른 차이는 거의 없을 것으로 보인다.
- (2) 실험에 사용된 HFC32/HFC125 혼합냉매의 소요 동력 역시 R410A와 비교하여 최대 1.7% 정도의 차이를 보였고 증기압이 높은 HFC32의 비율이 높을수록 소요 동력이 증가하였다.
- (3) 실험에 사용된 HFC32/HFC125 혼합냉매의 압축기 토출 온도는 R410A와 비교하여 최대 6.7°C의 차이를 보였으나 이 정도의 토출 온도 차이는 시스템의 수명이나 신뢰성에 영향을 미치지 않을 것으로 보인다.

(4) HFC32/HFC125 혼합냉매의 냉매 충전량은 액체밀도가 작은 HFC32의 비율이 커질수록 소폭 감소하였다.

후 기

본 연구는 2011년도 정부(국토해양부)의 재원으로 한국해양연구원의 '해양 심층부의 에너지 이용 기술 개발'(연구 책임자 김현주) 연구사업 지원을 받아 수행되었으며 관계자들에게 감사사를 드린다.

참고문헌

1. United Nations Environment Programme, 1987, Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, Final Act, New York, United Nations.
2. United Nations Environment Programme, 2002, Production and Consumption of Ozone Depleting Substances Under the Montreal Protocol 1986~2000, Ozone Secretariat, UNEP, Nairobi, Kenya.
3. Song, Y. J., Park, B. J., Jung, D. S., and Kim, C. B., 1998, Performance evaluation of R22 alternative refrigerants, The Society Air-Conditioning and Refrigeration Engineers of Korea, Vol. 10, No. 3, pp. 292-392.
4. Cecilia, G. and Lennart, V., 2000, Drop-in replacement of R22 in heat pumps used for district heating-influence of equipment and property limitations, 2001, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 660-675.
5. ARI, 1992~1997, R22 and R502 Alternative Refrigerants Program, US Air-Conditioning and Refrigeration Institute.
6. Korean Intellectual Property Office, 2000, The Report for Investigation of New Technology Trend(HVAC&R), Mechanics/Metalics, Vol. 6, pp. 537-541.
7. Didion, D. A., 1994, Private Communication, US National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD.
8. Hwang, E. P., Kim, C. N., and Park, Y. M., 1997, An Experimental Investigation of Thermodynamic Performance of R-22 Alternative Blends, The Society Air-Conditioning and Refrigeration Engineers of Korea, Vol. 9, pp. 408-413.
9. Kim, M.-H., Kim, K. J., and Oh, S. K., 2001, An Experimental Study on the Performance Improvement of a R410A Air-conditioner, The Society Air-Conditioning and Refrigeration Engineers of Korea, pp. 76-82.
10. Kim, B. S. and Lee, S. H., 1999, Performance of a room air conditioner using R410A according to the variation of outdoor temperature, The Society Air-Conditioning and Refrigeration Engineers of Korea, Vol. 11, No. 4, pp. 537-541.
11. Na, B., Yun, J. Y., Kwak, T. H., and Jang, D. Y., 1999, Refrigerant Pressure Drop Effect on the System Performance with R410a, The Society Air-Conditioning and Refrigeration Engineers of Korea, pp. 214-218.
12. Kang, H., Lee, S., Joo, Y., Chung, H., Kim, Y., and Choi, J., 2007, Experimental Study on the Performance Characteristics of a Simultaneous Heating and Cooling Heat Pump System at Each Operating Mode, The Society Air-Conditioning and Refrigeration Engineers of Korea, Vol. 19, No. 10, pp. 679-686.
13. Mulroy, W., Kauffeld, M., McLinden, M. O., and Didion, D. A., 1988, Experimental Evaluation of Two Refrigerant Mixtures in a Breadboard Air Conditioner, Proc. of Int. Inst. Refrigeration, Purdue Conference on CFCs, Commissions B1, B2, E1 and E2, pp. 27-34.
14. Lemmon, E. W., Huber, M. L., and McLinden, M. O., 2007, NIST Reference Fluid Thermodynamics and Transport Properties, REFPROP version 8.0.
15. Domanski, P. A., Didion, D. A., and Chi, J., 2003, NIST vapor compression cycle design program, CYCLE-D version 3.0.