

## R170/R290 혼합냉매 적용 히트펌프 성능 평가

박 기 정, 이 철 희, 정 동 수<sup>\*†</sup>

인하대학교 대학원 기계공학과, \*인하대학교 기계공학과

### Performance of Heat Pumps Charged with R170/R290 Mixture

Ki-Jung Park, Cheol-Hee Lee, Dongsoo Jung<sup>\*†</sup>

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

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received June 4, 2008; revision received August 18, 2008)

**ABSTRACT:** In this study, performance of R170/R290 mixtures is measured on a heat pump bench tester in an attempt to substitute R22. The bench tester is equipped with a commercial hermetic rotary compressor providing a nominal capacity of 3.5 kW. All tests are conducted under the summer cooling and winter heating conditions of 7/45 °C and -7/41 °C in the evaporator and condenser respectively. During the tests, the composition of R170 is varied from 0 to 10% with an interval of 2%. Test results show that the coefficient of performance (COP) and capacity of R290 are up to 15.4% higher and 7.5% lower than those of R22 for both conditions respectively. For R170/R290 mixture, the COP decreases and the capacity increases with an increase in the amount of R170. The mixture of 4%R170/96%R290 shows the similar capacity and COP as those of R22. For the mixture, the compressor discharge temperature is 16~30 °C lower than that of R22. There is no problem with mineral oil since the mixture is mainly composed of hydrocarbons. The amount of charge is reduced up to 58% as compared to R22. Overall, R170/R290 mixture is a good long term 'drop-in' candidate to replace R22 in residential air-conditioners and heat pumps.

**Key words:** Alternative refrigerant(대체냉매), COP(성능계수), Capacity(냉동용량), R290(프로판), R170(에탄), Refrigerant mixture(혼합냉매), Heat pump(히트펌프)

#### 기 호 설 명

#### 하첨자

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

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

#### 1. 서 론

<sup>†</sup> Corresponding author

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

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

지난 반세기동안 염화불화탄소(CFC) 및 수소화 염화불화탄소(HCFC)는 우수한 열역학적, 화학적

성질들과 높은 안정성 때문에 가정용 및 산업용 냉동/공조 분야에서 널리 사용되어 왔다. 그러나 1970년대 중반에 CFC들이 대기권에서 분해되지 않고 성층권의 오존층을 파괴한다는 사실이 알려지면서 선진국들은 몬트리올 의정서에 의거하여 1996년 1월 1일부터 HCFC 사용량을 동결하게 되었고 2019년 말까지는 전폐시키기로 합의하였다.<sup>(1)</sup> CFC 및 HCFC를 대체하기 위해 오존층을 붕괴시키지 않는 HFC가 개발되었으나 HFC는 대기에 누출될 경우 지구 온난화를 유발하는 환경오염물질로 규정되었다.<sup>(2)</sup> 그 결과 환경 보호에 민감한 유럽 연합 내의 국가들을 중심으로 심지어 HFC 냉매들의 생산 및 무역 그리고 사용에 대한 규제가 가속화되고 있다.

R22는 오랜 기간 동안 가정용 에어컨과 히트펌프에서 거의 독점적으로 사용되어 왔다. R22는 시장 규모 역시 가장 크지만 오존층을 붕괴하는 염소를 포함한 HCFC이기 때문에 전 세계는 R22의 우수한 특성에도 불구하고 다른 HCFC와 함께 이것을 전폐시키기로 합의했다. 이런 노력의 일환으로 미국에서는 2010년 이후에 판매될 신조 냉동/공조기에는 더 이상 R22를 사용할 수 없다. 따라서 미국을 비롯한 여러 선진국들은 오존층을 붕괴시키지 않고 동시에 지구 온난화를 적게 유발시키는 'R22 대체냉매'를 개발하는데 주력하고 있다.

이러한 환경규제로 인한 문제들을 해결하기 위한 방법 중 하나는 탄화수소와 같은 자연냉매를 사용하는 것이다. 탄화수소 자연냉매들은 오존층을 붕괴시키지 않고 지구 온난화 지수(GWP)가 낮으며 또 에너지 효율이 좋아서 장기적으로 기존의 인위적 화학 냉매들을 대체할 수 있는 좋은 물질이다. 이런 장점에도 불구하고 가연성 문제 때문에 탄화수소들은 유럽을 제외한 다른 선진국에서는 거의 사용되지 않고 있다.

그러나 최근에 환경 보호에 대한 관심이 증대되면서 친환경적인 탄화수소 냉매의 사용이 여러 곳에서 적극 검토되고 있고 그 결과 탄화수소에 대한 연구 역시 활발하게 이루어지고 있다. Chang et al.<sup>(3)</sup>은 Propane, Isobutane, Butane, Propylene의 네 가지 순수 탄화수소 냉매와 Propane/Isobutane, Propane/Butane을 포함한 이원 혼합냉매의 냉동용량과 성능계수를 측정해 Propane과 Propylene이 R22보다 좋은 특성을 가짐을 밝혔다. 또 Fernaldo et al.<sup>(4)</sup>은 Propane을 작동유체로 한 5

kW급 히트펌프에서 실험을 수행하여 냉매의 최적 충전량을 결정하였다. Purkayastha and Bansal<sup>(5)</sup>은 Propane과 R22를 작동유체로 한 15 kW급 히트펌프에서 실험을 수행하여 Propane이 R22보다 성능계수가 20% 정도 향상됨을 보였고, Granryd<sup>(6)</sup>의 연구에서도 Propane과 R22에 대한 열역학적 사이클 해석과 열전달 분석을 통해 Purkayastha and Bansal<sup>(5)</sup>의 결과와 유사한 결론을 제시했다. 2007년에 Hwang et al.<sup>(7)</sup>은 HFC계 혼합 냉매와 Propane의 성능계수와 에너지 소비량을 측정하는 연구를 수행해 Propane이 에너지 소비 면에서 기존의 HFC계 혼합 냉매보다 좋은 성능을 가짐을 밝혔다. 최근 들어 미국 냉동공조학회(ASHRAE)에서는 R429A, R430A, R431A, R432A, R433A 등과 같은 탄화수소에 기반을 둔 혼합냉매에 냉매 번호를 부여하여 환경친화적인 이런 냉매들이 상업적인 용도로 전 세계에 유통될 수 있게 만들었다.<sup>(8)</sup>

이러한 지속적인 연구로 인해 몇몇 탄화수소 냉매들은 냉동 공조 분야에 적용되고 있다.<sup>(9-11)</sup> 현재 유럽에서는 가정용 에어컨, 히트펌프, 상업용 자판기 등에 탄화수소 중 하나인 R290(Propane)을 사용하고 있다. 그 이유는 R290 같은 탄화수소 냉매들은 가격이 저렴하며, 냉동 장치에 쓰이는 물질들과 호환성이 좋고, 기존의 미네랄 오일을 그대로 사용할 수 있으며, 친환경적이기 때문이다.

한편 히트펌프나 에어컨에 비공비 혼합냉매를 이용하면 에너지 효율을 현저하게 향상시킬 수도 있다. 비공비 혼합냉매는 등압상태에서 증발이 일어날 때 순수냉매와는 달리 증발온도가 올라가며 반대로 응축이 일어날 때에는 응축온도가 감소한다. 이와 같은 현상은 '온도구배 현상'이라고 부르는데 히트펌프에 이러한 비공비 혼합냉매를 사용하면 냉매와 2차 열전달 매체간의 온도차가 줄어들므로 열역학적인 비가역성이 줄어들게 되고 결국 열역학적 효율 증대가 이루어진다.<sup>(12-13)</sup> 환경적인 측면에서 지구 온난화 문제를 완화하기 위해서는 이처럼 히트펌프에 비공비 혼합냉매를 사용하는 것도 고려해야 하지만 기존의 연구를 살펴보면 히트펌프에 탄화수소계 혼합냉매를 적용하여 냉동 성능을 살펴본 연구 사례는 거의 없는 실정이다.

이에 본 연구에서는 오존층 붕괴 지수(ODP)가 0이고 지구 온난화 지수(GWP)가 3이하인 R170

(Ethane)과 R290(Propane)을 혼합한 대체냉매의 성능을 여름철의 냉방 조건과 겨울철의 난방 조건에서 측정하고 그 결과를 기존의 R22의 성능과 비교해서 분석하려 한다.

## 2. 실험장치

### 2.1 벤치 테스터 설계 및 제작

위의 연구 목표를 달성하기 위해 본 연구에서는 냉매와 물이 대향류를 이루며 이동하면서 외부 조건을 균일하게 맞추어 줄 수 있는 히트펌프 벤치 테스터 장비를 설계/제작하여 기존 냉매 및 대체냉매의 냉동용량, 성능계수, 압축기 토출온도 등을 측정하고 비교, 분석하였다. Fig. 1은 대체냉매를 실험하기 위해 설계한 냉동용량 3.5kW(1톤)의 벤치 테스터를 개략적으로 보여 준다. 본 장치는 미국 표준 연구소(NIST)의 Mulroy et al.<sup>(14)</sup>이 사용한 것과 비슷한 구조로 만들어졌다.

본 실험에서 증발기로 사용한 열교환기는 내경 19.0 mm, 외경 25.4 mm, 길이 740 mm의 이중관형태의 동관을 8개씩 직렬로 연결하여 만들었다. Fig. 2는 열교환기의 연결부를 자세히 보여 준다. 증발기와 응축기의 총 길이는 각각 5.92 m이며 내 벽면을 기준으로 한 열교환기의 면적은 각각 0.3536 m<sup>2</sup>이다. 사용된 이중관 열교환기의 내관으로 2차 유체가 흐르도록 하였으며, 냉매는 내관과 외관 사이의 환상공간으로 흐르게 하였고, 열교환을 극대화시키기 위하여 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 은납 용접봉을 사용하여 용접하였다.

실험용 압축기로는 R22 적용 상업용 에어컨에 현재 장착되고 있는 밀폐형 로타리식 압축기(QK191KAC LG사 제작)를 사용하였다. 응축기를 통과한 냉매가 완전히 과냉되었는지 여부를 확인하기 위해 유리로 된 가시화 장치(Sight glass)를 설치하였으며 팽창밸브 전에 필터 드라이어(Filter dryer)를 설치하여 냉매속에 있을지도 모르는 불순물이나 수분 등을 제거하였다. 그리고 미세조절이 가능한 수동식 팽창 밸브를 사용하여 증발기로 들어가는 냉매의 양과 압력을 조절하였다.

증발기의 2차 유체로는 에틸렌글리콜이 질량비

로 40% 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 물 속에 섞여 있을지도 모르는 불순물을 제거하였다. 또한 칠러와 히터의 부하를 최소화하기 위해 응축기에서 나오는 뜨거운 물과 증발기에서 나오는 차가운 물을 서로 열교환시켜 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 50 mm 두께의 유리섬유로 덮었다.

### 2.2 데이터 측정

증발기 내에서 냉매 및 물의 온도를 측정하기 위해 각각 40개 이상의 T-type 열전대를 열교환기 연결 부위의 냉매 및 물이 흐르는 관속에 삽입하였고, 모든 열전대들은 사용에 앞서 정도  $\pm 0.01$  °C의 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 6개의 열전대를 연결하여 Thermopile을 제작하였고 이 역시 정밀 온도계로 보정한 뒤 물 측 입출구에 삽입하여 직접 온도차를 측정하였다. 또한 압축기의 안정성과 냉매의 혼합비에 따른 변화도 살펴보기 위해 압축기의 흡입온도와 토출온도도 측정하였다.

증발기와 응축기의 입출구에는 모세관을 삽입하여 압력 측정포트를 만들었고 정도가  $\pm 0.1\%$  미만의 정밀 압력 변환계를 이용하여 냉매 측 압

Table 1 Uncertainty of experimental parameters

| Parameters          | Uncertainty   |
|---------------------|---------------|
| Temp.(RTD)          | $\pm 0.01$ °C |
| Temp.(Thermocouple) | $\pm 0.1$ °C  |
| Pressure            | $\pm 3.4$ kPa |
| Mass flow rate      | $\pm 0.2\%$   |
| Work(Wattmeter)     | $\pm 0.5\%$   |

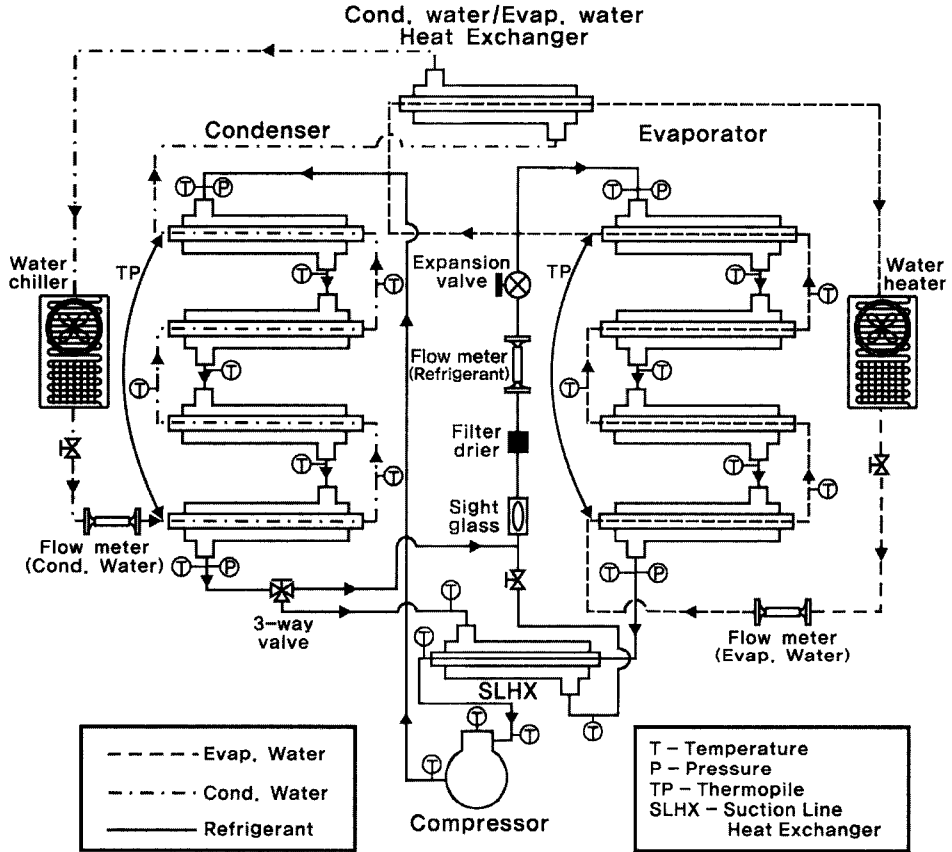


Fig. 1 Schematic diagram of the heat pump bench tester.

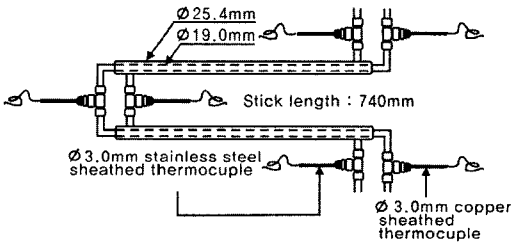


Fig. 2 Details of evaporator connection.

력을 측정하였다. 한편 압축기 소요동력은 정도가  $\pm 0.5\%$  미만인 정밀 전력계산계(Wattmeter)를 이용하여 측정하였다. 냉동기의 용량을 정확히 결정하기 위해서는 증발기 측 2차 유체의 질량유량을 정확하게 측정해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 점도나 밀도 등 유체의 물성치에 영향을 받지 않고  $\pm 0.2\%$ 의 고정도를 갖는 질량 유량계를 이용하여 증발기 측 2차 유체의 유량을 정확하게 측정하였다. Table 1은 본 연구에서 사용한 측정

장치의 정도를 정리하여 보여준다. 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 및 방법

본 연구에서는 여름철의 냉방 조건과 겨울철의 난방 조건을 모사하기 위해 다음과 같은 두 조건에서 데이터를 취하였다.

- A. 냉방 조건 :  $7\text{ }^\circ\text{C}/45\text{ }^\circ\text{C}$  (증발기 포화온도/응축기 포화온도)
- B. 난방 조건 :  $-7\text{ }^\circ\text{C}/41\text{ }^\circ\text{C}$  (증발기 포화온도/응축기 포화온도)

위의 두 조건에서 여러 냉매의 성능을 공정하

게 비교하려면 외부 조건을 동일하게 유지하여야 한다. Table 2는 외부 조건을 동일하게 유지하기 위해 적용된 2차 유체의 입구온도와 유량을 보여 준다. 외부 유체의 입구온도와 유량을 고정하였으므로 실험 냉매들의 포화온도는 열전달계수 등에 따라 조금씩 다르게 나타난다. 실제로 이렇게 실험 데이터를 취해야 냉매들의 성능을 객관적으로 비교 평가할 수 있다. 한편 모든 실험에서 증발기 출구의 과열도와 응축기 출구의 과냉도를 각각 5 °C로 유지했다. 실험 방법은 다음과 같다.

(1) 먼저 냉매 주입구와 압축기 흡입구에 진공 펌프를 연결하여 작동시키고 압력이 더 이상 떨어지지 않는 것을 확인한 뒤 약 2시간 가량 계속해서 작동시켜 시스템의 내부를 완전히 진공(2kPa 이하)으로 만든다.

(2) 칠러와 히터를 작동시킨 상태에서 0.1g의 정도를 지닌 전자저울로 냉매의 양을 측정해가면서 0.1g 단위로 냉매를 주입한다.

(3) 팽창밸브를 조절하여 과열도를 5 °C로 맞추고 과냉도는 냉매를 충전량을 증가시켜서 5 °C를 유지하게 한다.

(4) 위에서 언급한 2차 유체 부하조건에 맞추어 실험을 수행한다.

(5) 시스템이 60분 이상 정상 상태를 유지할 때 30초 간격으로 30분 이상 데이터를 취한다.

2.4 실험 냉매 및 윤활유 선정

본 연구에서는 기준 냉매인 R22, R22와 증기압이 비슷한 R290 그리고 R290에 질량기준 성분비가 2~10%가 되게 R170을 2% 간격으로 혼합한 5개 혼합냉매의 성능을 실험으로 측정하였다.

Table 3은 본 연구에서 실험한 냉매들의 조성구 온도구배차(Gliding temperature difference, GTD)를 나타낸다. 온도구배차는 혼합냉매의 비등이 시작되는 점과 끝나는 점간의 온도 차를 뜻하며 이

Table 2 Some variables to set test conditions

| Test condition        | $T_{e,w}$<br>(°C) | $T_{c,w}$<br>(°C) | $\dot{m}_{e,w}$<br>(g/s) | $\dot{m}_{c,w}$<br>(g/s) |
|-----------------------|-------------------|-------------------|--------------------------|--------------------------|
| A<br>(Summer cooling) | 27                | 29                | 94                       | 115                      |
| B<br>(Winter heating) | 9                 | 31                | 94                       | 115                      |

온도구배차는 혼합냉매의 종류와 조성에 따라 변한다.

본 연구에서 실험한 냉매들 중 R22의 지구 온난화 지수는 1700으로 가장 높고 R290과 R170/R290 혼합냉매의 지구 온난화 지수는 모두 3 이하이다. 따라서 이런 자연냉매들은 오존층을 전혀 파괴하지 않으며 동시에 온난화 지수도 낮아서 장기적으로 사용해도 환경에 미치는 악영향이 거의 없다.

압축기에 들어가는 윤활유는 냉매와 혼합되어 시스템 내부에서 순환하기 때문에 대체냉매의 성능 평가 시 올바른 윤활유를 선정하는 것은 매우 중요하다. 본 연구에서는 가능한 한 기존의 압축기나 윤활유를 바꾸지 않아도 되는 ‘Drop-in’ 냉매를 선정하는 데 초점을 맞추었으므로 기존에 R22

Table 3 Refrigerants tested in this study

| Ref. No. | Refrigerant<br>(Mass fraction) | GTD<br>(°C) |
|----------|--------------------------------|-------------|
| 1        | R22                            | 0           |
| 2        | R290                           | 0           |
| 3        | 2%R170/98%R290                 | 2.5         |
| 4        | 4%R170/96%R290                 | 4.7         |
| 5        | 6%R170/94%R290                 | 6.6         |
| 6        | 8%R170/92%R290                 | 8.4         |
| 7        | 10%R170/90%R290                | 10.0        |

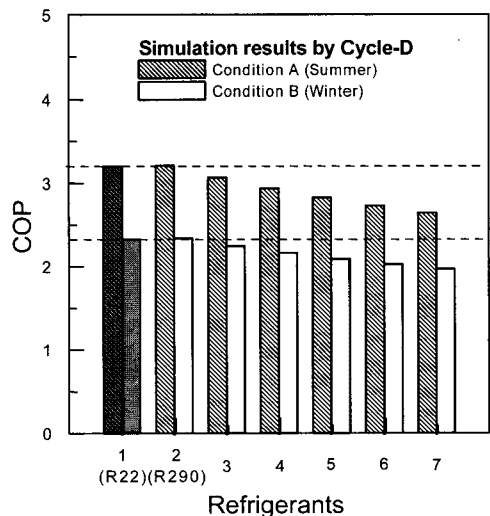


Fig. 3 Calculated COP of R170/R290 mixture.

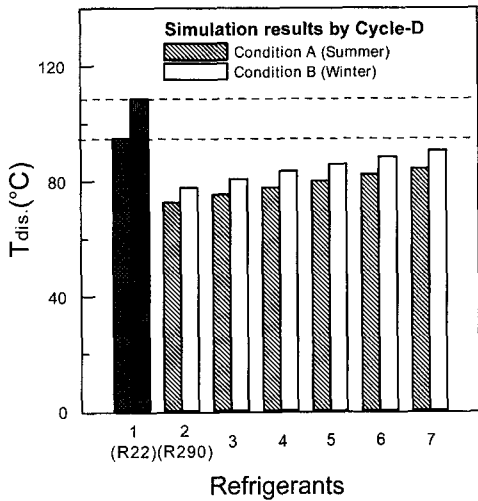


Fig. 4 Calculated discharge temperature of R170/R290 mixture.

시스템에 사용되어 온 미네랄 오일(Mineral oil)을 그대로 사용했다. 미네랄 오일(Mineral oil)은 탄화수소 냉매에 적합한 것으로 이미 여러 연구를 통해 잘 알려져 있다.<sup>(15-16)</sup>

### 3. 열역학적 사이클 시뮬레이션

대체냉매 실험에 앞서 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 실험 결과를 예측하고 분석, 검토하는 것은 매우 중요하다. 따라서 본 연구에서는 미국 표준 연구소(NIST)에서 개발한 증기 압축식 냉동 사이클 분석 프로그램인 Cycle-D<sup>(17)</sup>를 이용해 본 연구에서 실험을 수행할 순수냉매와 혼합냉매에 대한 성능계수(COP)와 압축기 토출온도 등을 수치적

으로 예측하였다. 분석에서는 냉동용량을 3.5 kW로 고정하고 압축기 효율은 70%로 고정하여 실제 실증 실험에서의 조건과 유사하게 하였다. 열역학적 사이클 시뮬레이션은 실험을 수행하기 전에 실험 결과를 상대적으로 예측하기 위한 작업이므로 결과 분석에서 가장 중요한 것은 절대적인 수치가 아니라 상대적인 변화와 추세이다. Fig. 3~Fig. 4는 Cycle-D<sup>(17)</sup>로 계산한 결과를 보여 준다. 결과에서 확인할 수 있듯이 R170/R290 혼합냉매의 성능계수는 R170의 양이 증가할수록 순수 R290에 비해 일정하게 감소하는 것으로 나타났다. 또한 압축기 토출온도는 순수 R290에 비해 R170의 양이 증가할수록 일정하게 증가하는 경향을 보였다. 이는 증기압이 높은 R170이 R290에 더해짐에 따라 압축기에서의 압축비가 증가하여 동일 냉동용량에서 압축기 소요동력이 증가하기 때문으로 사료된다. 그 결과 성능계수가 감소하고 압축기 토출온도가 증가하는 것으로 나타났다.

### 4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 밀폐형 로타리식 압축기를 사용하는 수냉식 히트펌프 벤치 테스터에서 R22와 R290 그리고 R290에 R170을 질량기준 성분비로 10% 까지 2% 간격으로 혼합한 5개 혼합냉매의 냉방 및 난방 성능을 여름과 겨울의 일반적인 조건 하에서 측정하였다. 본 결과에서는 모든 냉매에 대해 최소한 2번씩 반복 실험을 수행해서 편차가 1% 미만인 되는 것만을 데이터로 제시했다. Table 4는 본 연구에서 실험한 냉매들의 몇몇 주요 성능 변수들을 보여 준다.

Table 4 Summary of test results for various refrigerants

| Ref. No | Refrigerant     | Condition A (Summer cooling) |           |                    |           |                        | Condition B (Winter heating) |      |           |                    |           |                        |            |
|---------|-----------------|------------------------------|-----------|--------------------|-----------|------------------------|------------------------------|------|-----------|--------------------|-----------|------------------------|------------|
|         |                 | COP                          | diff. (%) | Q <sub>e</sub> (W) | diff. (%) | T <sub>dis.</sub> (°C) | Charge (g)                   | COP  | diff. (%) | Q <sub>e</sub> (W) | diff. (%) | T <sub>dis.</sub> (°C) | Charge (g) |
| 1       | R22             | 3.48                         |           | 3830               |           | 86.7                   | 1300                         | 2.45 |           | 2318               |           | 97.1                   | 1350       |
| 2       | R290            | 4.01                         | 15.4      | 3543               | -7.5      | 61.7                   | 550                          | 2.68 | 9.5       | 2242               | -3.3      | 67.3                   | 550        |
| 3       | 2%R170/98%R290  | 3.83                         | 10.0      | 3624               | -5.4      | 65.1                   | 550                          | 2.58 | 5.4       | 2281               | -1.6      | 68.9                   | 550        |
| 4       | 4%R170/96%R290  | 3.73                         | 7.1       | 3685               | -3.8      | 66.0                   | 550                          | 2.49 | 1.7       | 2329               | 0.4       | 70.6                   | 550        |
| 5       | 6%R170/94%R290  | 3.60                         | 3.4       | 3737               | -2.4      | 67.2                   | 550                          | 2.41 | -1.4      | 2345               | 1.2       | 72.3                   | 550        |
| 6       | 8%R170/92%R290  | 3.48                         | 0.0       | 3808               | -0.6      | 68.9                   | 550                          | 2.33 | -4.9      | 2383               | 2.8       | 74.2                   | 550        |
| 7       | 10%R170/90%R290 | 3.37                         | -3.2      | 3852               | 0.6       | 70.1                   | 550                          | 2.27 | -7.2      | 2390               | 3.1       | 74.7                   | 550        |

4.1 성능계수

Fig. 5는 본 연구에서 사용한 냉매들의 성능계수를 보여 준다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이, R290의 성능계수는 R22에 비해 9.5%~15.4% 정도 높은 것으로 나타났다. 한편 R290에 R170을 10% 까지 2% 간격으로 혼합한 혼합냉매의 성능계수를 살펴보면 R170의 양이 증가할수록 순수 R290에 비해 평균 3%씩 성능계수가 일정하게 감소하는 것을 확인할 수 있다. 이러한 경향은 실험에 앞

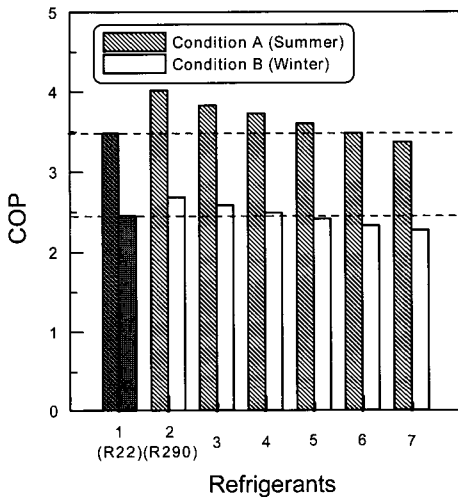


Fig. 5 COP of R170/R290 mixture under 2 conditions.

서 분석한 열역학적 사이클 시뮬레이션의 결과와도 일치한다. 한편 순수 R290에 R170을 4% 까지 더하는 경우 냉방과 난방 두 조건 모두에서 혼합냉매의 성능계수는 기존의 R22보다 높음을 알 수 있다.

4.2 냉동용량

냉동용량은 냉동에서 성능계수만큼 중요한 인자이다. 만약 대체냉매의 용량이 기존 냉매의 용량과 많은 차이를 보인다면, 압축기를 완전히 다르게 재설계해야 하므로 설비 제조업체들의 추가 제조비용이 들기 때문이다.

Fig. 6은 동일한 압축기를 사용하여 여름의 냉방과 겨울의 난방 조건에서 얻은 냉동용량을 보여 준다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 R290은 냉방 및 난방 두 조건에서 R22에 비해 3.3%~7.5% 정도 냉동용량의 감소를 보였다. 따라서 R290을 기존의 히트펌프에 그대로 적용할 수 없고 압축기의 행정 체적을 적당하게 늘려야만 한다. 한편 R170/R290 혼합냉매의 냉동용량은 R170의 양이 증가할수록 순수 R290에 비해 증가하는 것으로 나타났다. 특히 R290에 R170을 6~8% 정도 더하면 냉방과 난방 두 조건 모두에서 혼합냉매의 냉동용량은 기존의 R22와 거의 같음을 알 수 있다. 따라서 기존의 R22 압축기를 바꾸지 않고 혼합냉매를 적용하려면 순수 R290에 증기압이 높은 R170을 4~8% 정도 혼합하는 것이 반드시 필요함을

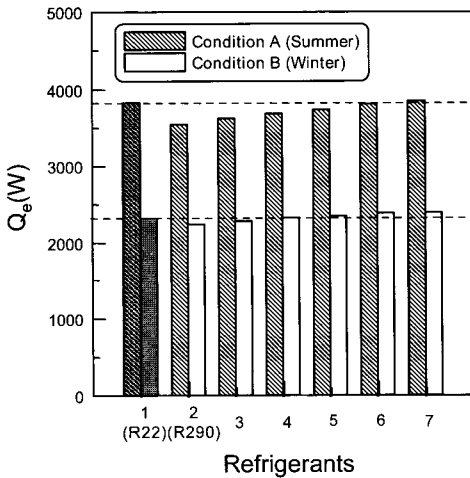


Fig. 6 Refrigeration capacity of R170/R290 mixture under 2 conditions.

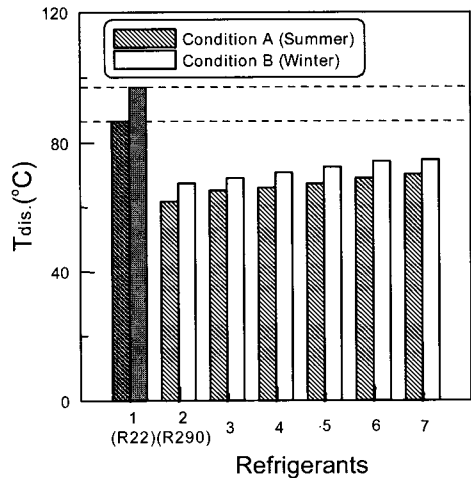


Fig. 7 Discharge temperature of R170/R290 mixture under 2 conditions.

알 수 있다. 이런 조성에서는 성능계수도 R22보다 높고 냉동용량도 R22와 비슷하여 'Drop-in' 대체가 가능할 것으로 보인다.

#### 4.3 압축기 토출온도

대체냉매를 적용할 때는 시스템의 수명이나 윤활유 및 냉매의 안정성 등을 반드시 고려해야 하는데 이 경우 압축기 토출온도는 간접적으로 이런 특성을 알려주는 지표가 된다. Fig. 7은 실험에 사용된 냉매들의 압축기 토출온도를 보여 준다. Fig. 7에서 볼 수 있듯이 R170을 소량 포함한 혼합냉매에서는 R170의 혼합비율이 증가할수록 토출온도가 R290에 비해 증가하는 경향을 보였다. 이 같은 경향은 실험에 앞서 분석한 열역학적 사이클 시뮬레이션 결과와 동일한 것이다. 그러나 들의 압 Fig. 7에서 볼 수 있듯이 실험에 사용된 모든 냉매축기 토출온도는 모든 온도 조건에서 R22와 비교하여 16.6~29.8 °C 만큼 감소하였다. 이 결과로 미루어 볼 때 실험한 냉매들은 시스템의 장기 안정성과 내구성에 큰 문제를 일으키지 않을 것으로 사료된다.

#### 4.4 냉매 충전량

본 연구에서는 각각의 실험조건에 대하여 과냉도가 5 °C가 되었을 경우의 냉매 충전량을 적정 충전량으로 결정하였다.

대부분의 탄화수소는 할로카본(Halocarbon) 냉매들에 비해 액체의 밀도가 현저히 작기 때문에 충전량이 작다.<sup>(18)</sup> 실제로 Table 4에서 볼 수 있듯이 실험에 사용된 탄화수소 냉매들의 충전량은 R22에 비해 55% 이상 감소하는 것으로 나타났다. 또한 이것들의 지구 온난화 지수는 3이하이므로 시스템에서 누출이 생겨도 냉매 자체의 직접적인 지구 온난화 효과는 크지 않을 것으로 판단된다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 지금까지 대부분의 가정용 에어컨과 히트펌프에 독점적으로 사용되어 온 R22를 대체하기 위해 탄화수소 자연냉매 R290(Propane)과 R170(Ethane)을 혼합한 5개 혼합냉매의 냉동

성능을 측정하였다. 연구에서는 R170의 조성은 질량기준 성분비로 0~10%까지 2%씩 변화시켜가며 성능을 살펴보았다. 연구 목적을 이루기 위해 밀폐형 로타리식 압축기가 장착된 수냉식 벤치 테스트를 제작하고 히트펌프 구동 시 여름과 겨울 조건 하에서 R22 및 대체 혼합냉매의 성능을 측정하였고 이를 토대로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) R170/R290 혼합냉매의 성능계수는 R170의 양이 증가할수록 R290에 비해 평균 3%씩 일정하게 감소하는 경향을 보였다. R22와 비교할 경우 R290에 R170을 4% 정도 혼합하면 R22보다 높은 성능계수를 낼 수 있을 것으로 사료된다.

(2) R170/R290 혼합냉매의 냉동용량은 R170의 양이 증가할수록 R290에 비해 증가하여 주어진 조성범위 내에서 최대 8.7%의 증가를 보였다. 그러나 동시에 소요동력의 증가율이 용량의 증가율보다 크므로 성능계수는 오히려 감소하는 경향을 보였다. 따라서 R170의 조성이 10% 이상이 되면 R22를 대체하는 데 있어서 유용성이 떨어질 것으로 판단된다.

(3) 본 연구에서 사용한 모든 냉매의 압축기 토출온도는 R22에 비해 16.6~29.8 °C 정도 낮으므로 시스템의 안정성과 신뢰성에 큰 문제가 없을 것으로 사료된다.

(4) 본 연구에서 사용한 냉매들의 충전량은 탄화수소 특유의 저밀도 액체 특성 때문에 R22에 비해 최대 58% 까지 감소되었다.

(5) 본 연구에서 사용된 냉매들은 오존층 붕괴를 일으키지 않고 지구 온난화 지수가 3이하로 친환경적이며 저온영역에서도 적용이 가능한 장기적 대체냉매라 할 수 있다.

#### 후 기

본 연구는 인하대학교의 지원으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1989, Final Act, United Nations Environment Programme.
2. Global Environmental Change Report, 1997, A Brief Analysis of the Kyoto Protocol, Vol.



- 9, No. 24, December.
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. Refrigeration*, Vol. 23, pp. 232-242.
  4. Fernaldo, P., Palm, B., Lundqvist, P. and Granryd, E., 2004, Propane heat pump with low refrigerant charge : design and laboratory tests, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 27, pp. 761-773.
  5. Purkayastha, B. and Bansal, P. K., 1998, An experimental study on HC290 and a commercial liquefied petroleum gas (LPG) mix as suitable replacements for HCFC22, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 21, pp. 3-17.
  6. Granryd, E., 2001, Hydrocarbon as refrigerants—an overview, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 24, pp. 15-24.
  7. Hwang, Y., Jin, D. H. and Radermacher, R., 2007, Comparison of R-290 and two HFC blends for walk-in refrigeration systems, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 30, pp. 633-641.
  8. ANSI/ASHRAE Addenda a, b, c, d, e, f, g, and h to ANSI/ASHRAE Standard 34-2007, 2007, Designation and Safety Classification of Refrigerants, ASHRAE (June).
  9. Kruse, H., 1996, The state of the art of the hydrocarbon technology in household refrigeration, *Proc. of the Int. conferences on ozone protection technologies*, Washington (DC), pp. 179-188.
  10. Jung, D., Kim, C., Song, K. and Park, B., 2000, Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 23, pp. 517-527.
  11. Int. Energy Agency's Heat Pump Center, Informative fact sheet, 2002, Hydrocarbons as refrigerants in residential heat pumps and air-conditioners.
  12. Calm, J. M. and Domanski, P. A., 2004, R-22 replacement status, *ASHRAE Journal*, August, pp. 29-39.
  13. Jung, D., Song, Y. and Park, B., 2000, Performance of alternative refrigerant mixtures, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 23, No. 6, pp. 466-474.
  14. Mulroy, W., Kauffeld, M., McLinden, M. O., and Didion, D. A., 1988., Experimental evaluation of two refrigerant mixtures in a bread-board air conditioner, *Proc. of Int. Inst. Refrigeration*, Purdue Conference on CFCs, Commissions B1, B2, E1 and E2, pp. 27-34.
  15. Jang, Y. S., 1997, Performance and heat transfer characteristics of a heat pump system using hydrocarbon refrigerant mixtures, Ph.D. Thesis, Seoul National University, Seoul, Korea.
  16. Bodio, E., Chorowski, M. and Wilczek, M., 1993, Working parameters of domestic refrigerators filled with propane-butane mixture, *Int. J. Refrigeration*, Vol. 16, No. 5, pp. 353-356.
  17. Domanski, P. A., Didion, D. A. and Chi, J., 2003, NIST vapor compression cycle design program, CYCLE-D version 3.0.
  18. Maclaine-cross, I. L., and Leonardi, E., 1997, Why hydrocarbons save energy?, *Australian AIRAH Journal*, Vol. 51, pp. 33-37.