

R134a, R152a, R22/142b를 이용한 냉동기의 성능실험

Performance of Refrigerator Using R134a, R152a and R22/142b

장 영 수*, 신 지 영*, 노 승 탁**,
Y. S. Chang, J. Y. Shin, S. T. Ro

Key words: Alternative Refrigerant(대체냉매), Refrigeration Capacity(냉동용량), Coefficient of Performance(성능계수)

Abstract

Experiments on the performance of refrigeration system using alternatives to R12 are carried out. The condenser and the evaporator are concentric-tube heat exchangers of counter-flow type and the compressor is driven by a variable speed motor. In this study, R134a, R152a, R22/142b(50 : 50 by mass) are adopted as alternatives to R12. Tests are performed by varying the inlet and outlet temperatures of secondary fluids of evaporator and condenser under the condition of constant compressor speed, degree of superheating and degree of subcooling. Results show that R134a has refrigeration capacity close to that of R12 and requires the greatest compressor power compared with that of others. And the system using R152a shows the best performance from the viewpoint of refrigeration capacity, compressor power and coefficient of performance. R22/142b is superior to R12 in the above points.

기호설명

COP : 냉동기의 성능계수

C_p : 정압비열[kJ/kgK]

h_{fs} : 증발잠열[kJ/kg]

\dot{m} : 질량유량[kg/s]

N : 회전속도[rpm]

P : 압력[kPa]

\dot{Q} : 냉동용량[kW]

R_p : 압축비

T : 온도[°C], 토크[kN-m]

$T_{b,i}$: 증발기 2차유체의 입구온도[°C]

$T_{w,i}$: 응축기 2차유체의 입구온도[°C]

ν_g : 포화증기의 비체적[m³/kg]

\dot{W} : 압축기의 소요동력[kW]

i : 입구

o : 출구

r : 냉매

w : 응축기 2차유체

1. 서론

냉동기나 열펌프 등에 사용되어온 CFC(chlorofluorocarbon) 계열의 냉매인 R11, R12 등은 그 뛰어난 물리적, 화학적 특성으로 인해 널리 이용되어 왔으나, 최근 CFC 냉매들이 오존층을 파괴한다는 사실이 알려진 이후로 그 사용이 규제 받고 있으며, 이러한 규제대상의 냉매를 대체할 새로운 물질을 찾는 연구가 시급하다.

기존 냉매의 대체를 위해서는 그 냉매를 사용하던 기기들의 변화없이 단순히 냉매의 교체만으로 대체가 이루어 질 수 있으면 가장 바람직하나, 그렇지 못할 경우 최소한의 재설계만으로 대체가 실

하첨자

b : 증발기 2차유체

*정회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

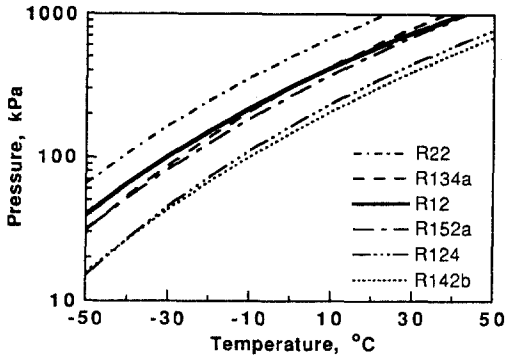


Fig. 1 Saturation pressure of several refrigerants as a function of temperature

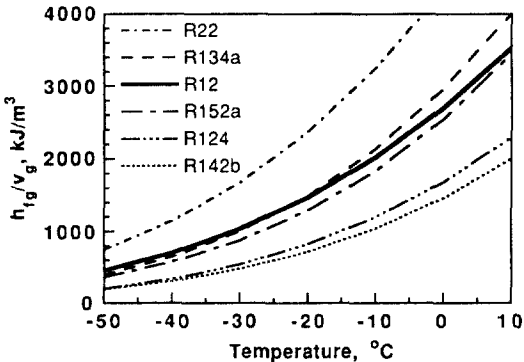


Fig. 2 h_{ig}/v_g of several refrigerants as a function of temperature

현되는 것이 좋다. 이런 관점에서 대체냉매는 기존 냉매와 포화압력, 증발잠열 등이 비슷하여야 한다. 또한 냉동용량을 압축기 입구에서의 냉매의 체적용량으로 나눈 값으로 정의되는 체적용량(volumetric capacity)이 같다면, 동일한 압축기 배제 체적용량에서 동일한 냉동용량을 가지므로 압축기의 재설계 없이 기존냉매를 대체할 수 있는 가능성이 있다.

Fig. 1은 각 냉매의 포화온도에 따른 포화압력을 나타낸 것이고, Fig. 2는 각 냉매의 체적용량을 대략적으로 비교하기 위해서 증발잠열을 그 온도에서의 포화증기의 비체적으로 나눈 값을 나타낸 그림이다. Fig. 1과 Fig. 2를 보면 단일냉매로서 R12의 대체가 가능한 냉매들은 R134a, R152a이며 이러한 R12 대체냉매에 대한 사이클 모사나 실험적 연구가 많이 이루어지고 있다.⁽¹⁻³⁾

장세동 등⁽⁴⁾은 외부 열원을 고려하여 R12와 R22의 대체냉매로서 순수 및 혼합냉매가 사용될 수 있

음을 보였다. 특히 R134a는 R12의 가장 유망한 대체냉매로 많은 연구가 이루어지고 있고, 압축기의 실험결과를 토대로 이론해석을 통한 R12와의 비교도 이루어지고 있다.⁽⁵⁾

한편 혼합냉매는 냉매 대체의 관점에서 성분비 조절을 통해 기존냉매와 유사한 성능 및 체적용량(volumetric capacity)을 갖게 할 수 있고, 상변화시 압력이 일정하여도 온도가 변하는 특성으로 인하여 열교환 과정의 비가역성을 줄여 성능향상을 기대할 수 있으므로 그 사용이 많이 연구되고 있다.⁽⁶⁻⁸⁾

혼합냉매로 기존냉매를 대체하고자 한다면 대체하고자 하는 냉매의 포화압력을 사이에 두고 포화압력이 높은 것과 낮은 것을 혼합하여야 기존냉매와 비슷한 포화압력을 얻을 수 있으며, 이러한 관점에서 R12의 대체냉매로서 적합한 혼합냉매는 R22/142b, R22/124/152a 등이다.

본 연구에서는 R12의 대체냉매로서 단일냉매로는 R134a, R152a를, 2성분 혼합냉매로는 장세동 등⁽⁴⁾의 결과를 참고하여 질량비 50:50의 R22/142b를 실제 냉동시스템에 적용하여 외부조건 변화에 따른 냉매간의 성능을 비교하고자 한다.

2. 실험

2.1 실험장치

실험장치의 개략도를 Fig. 3에 나타내었다. 실험장치는 기본적인 냉동시스템의 구성요소인 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기 외에 몇 가지 장치가 추가되어 있다.

실험장치에 사용된 압축기는 자동차 에어컨디셔너용이며 구동축이 외부로 나와 있는 개방형이다. 또한 R12용으로 설계되었고 6실린더 회전경사판(swash plate) 형식이며 직경은 37 mm, 행정은 23.7 mm이고 배제체적은 152.6 cc/rev이다. 압축기를 구동시키기 위해 사용한 모터는 압축기의 회전수를 변화시킬 수 있도록 가변속모터를 사용하였고 속도 범위는 150~1500 rpm, 최대출력은 2마력이다.

응축기와 증발기는 모두 이중관 형태로, 동관을 사용하여 제작하였다. 내관과 외관의 외경은 각각 9.6, 19.2 mm이며 관벽의 두께는 모두 1 mm이다. 외관의 바깥을 두께 22 mm의 단열재를 사용하여 열손실을 충분히 막았다. 응축기와 증발기의 총길

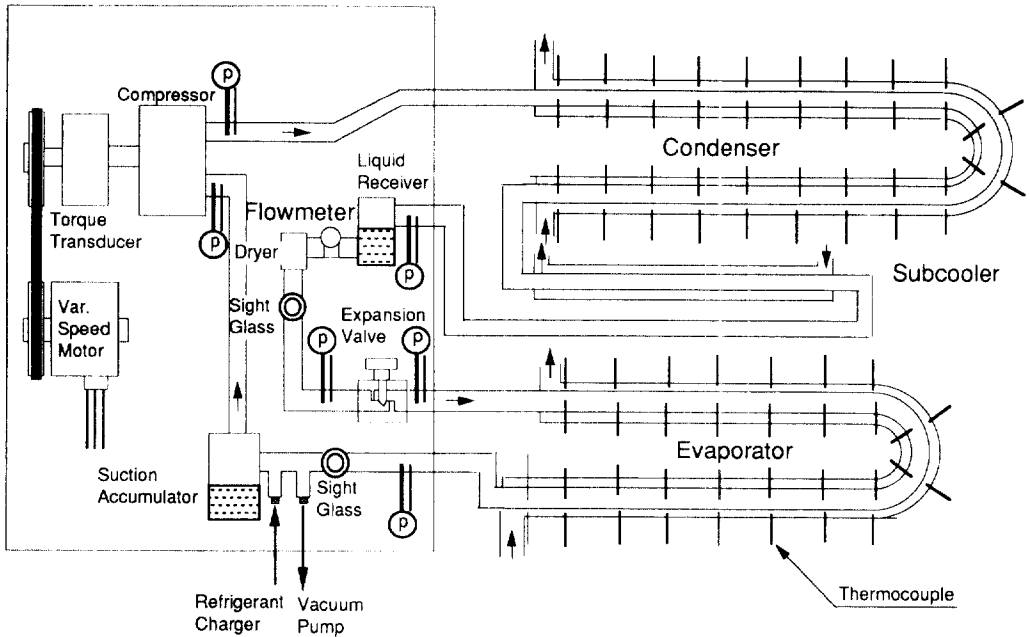


Fig. 3 Schematic diagram of refrigeration system in this study

이는 각각 9.5, 8m이고, U자 형태로 구성하였고 내관 내벽면을 기준으로한 총열교환면적은 응축기, 증발기 각각 0.227, 0.191 m²이다. 내관으로는 냉매가, 내관과 외관 사이의 환상공간으로는 2차유체가 대향류로 흐르도록 하였다. 한편, 2차유체로는 응축기에는 물을, 증발기에는 물과 에틸렌글리콜의 혼합물을 사용하였다.

본 실험에서는 스톨장치로 수동식 팽창밸브를 사용하여 개도를 임의로 조절할 수 있도록 하였다.

2.2 실험조건 및 방법

본 실험에서의 대상냉매는 R12, R134a, R152a와 질량혼합비 50 : 50의 R22/142b이다. 실험조건은 Table 1과 같고 과냉도를 일정하게 유지할 수 있도록 냉매별 충전량을 Table 2와 같이 결정하였다. 냉동기에서 압축기의 배체체적을 동일하게 하기 위해 압축기의 회전속도를 일정하게 하였고, 냉매간의 비교를 위하여 과냉도와 과열도는 동일하게 유지하였다. 또 외부조건의 변화에 따른 냉동기의 냉매별 성능을 파악하기 위해서 응축기와 증발기로 유입되는 2차유체의 입출구 온도를 변화시키며 실험을 수행하였다.

실험방법과 실험자료의 계측 및 계산방법은 이미

Table 1 Experimental conditions in this study

Items	Values
Compressor speed(rpm)	1300
Degree of superheat(°C)	7~10
Degree of subcooling(°C)	1~2
Inlet temperature of secondary fluid of condenser(°C)	20 25 30
Inlet temperature of secondary fluid of evaporator(°C)	5 10 15
Temperature difference of secondary fluid between inlet and outlet of condenser(°C)	10
Temperature difference of secondary fluid between inlet and outlet of evaporator(°C)	10

Table 2 Charged mass for tested refrigerants

Refrigerants	Mass(kg)
R12	2.4
R134a	2.5
R152a	1.9
R22/142b	1.2/1.2

많이 알려져 있으며^(9,10) 간략히 나타내면 다음과 같다.

(1) 진공펌프를 충분히 작동시켜 시스템 내부를 진공으로 만든다.

(2) 냉매를 Table 2에 제시된 양만큼 충전한다. 혼합냉매의 경우는 상온에서 포화증기압이 낮은 R142b를 먼저 충전한 다음 R22를 충전한다.

(3) 압축기의 회전속도를 정해진 회전속도에 도달하도록 조정한다.

(4) 항온조의 온도를 제어하여 2차유체의 입구 온도를 설정온도에 맞춘다. 그다음 2차유체의 유량을 조절하여 2차유체의 출구온도를 설정온도에 맞추면서 팽창밸브의 개도를 조절하여 증발기 출구에서의 냉매 과열도를 실험조건에 맞춘다.

(5) 시스템이 정상상태에 도달하면 압축기의 회전수와 토크, 각 지점의 온도와 압력을 변환장치를 이용해 받아들이며 퍼스널 컴퓨터에 저장하고 냉매와 2차유체의 유량을 측정한다.

(6) 2차유체의 입출구 온도를 다음 실험조건에 맞추어 (4), (5)의 과정을 반복한다.

(7) 냉매를 바꾸어 가며 (1)~(6)의 과정을 반복한다.

2.3 실험자료의 계측 및 계산

냉동시스템의 성능을 파악하기 위해서는 압축기 소요동력, 냉동용량 등을 측정하여야 한다.

압축기 소요동력은 압축기와 모터사이클에 토크 변환기를 두어 측정된 구동토크와 회전속도를 이용하여 식(1)에 의하여 구하였고, 냉동용량은 증발기에서의 2차유체의 입출구 온도와 2차유체의 유량을 측정하여 식(2)에 의하여 구하였다. 2차유체의 유량은 중량법에 의하여 측정하였고, 물과 에틸렌 글리콜의 혼합물의 비열은 DSC(differential scanning calorimeter) 분석을 통해 구하였다.

$$\dot{W} = T \frac{2\pi}{60} N \quad (1)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_b \int_{T_{b,p}}^{T_{b,i}} C_{p,b} dT \quad (2)$$

냉동시스템의 성능을 파악하기 위해 냉매의 온도와 압력, 2차유체의 온도 등을 측정하였다. 또 응축기와 증발기의 입구로부터 1 m 간격으로 압력을 잴 수 있는 압력탭을 설치하였다.

냉매의 유량을 측정하기 위해서 회전 피스톤형식

의 미소 체적유량계를 응축기와 팽창밸브 사이에 설치하였다. 냉매의 질량유량은 유량제로 계측한 체적유량과, 그 상태에서의 밀도를 곱하여 계산하였다.

엔탈피와 성능해석에 필요한 열역학적 상태값은 수정된 Carnahan-Starling 상태방정식⁽¹¹⁾을 이용하여 계산하였다.

3. 결과 및 토의

3.1 증발기 2차유체 입구 조건이 변할 경우의 성능

응축기 2차유체의 입출구 온도를 일정하게 유지하고, 증발기 2차유체의 입구온도를 변화시켜가면서 R12, R134a, R152a, R22/142b의 냉매에 따른 성능의 변화를 관찰하였다. R12의 대체냉매의 성능비교를 위해서는 냉동용량과 더불어 압축기 소요동력과 성능계수에 대한 고찰이 필요하다. 응축기 2차유체의 입구온도가 30°C인 경우에 대해서 증발기 2차유체의 입구온도가 5, 10, 15°C로 변할때의 성능변화를 보았다. Fig. 4는 증발기 2차유체의 입구온도의 변화에 따른 냉매의 평균 증발온도를 나타낸 것이다. 또 냉동용량, 압축기 소요동력, 성능계수의 변화를 각각 Fig. 5~Fig. 7에 나타내었다.

Fig. 5를 보면 증발온도의 상승에 따라 포화증기의 비체적이 작아지게 되므로 냉매의 질량유량이 증가하게 되는데, 이에 따라 냉동용량도 증가한다. R12에 가장 근접한 냉동용량을 내는 것은 R134a

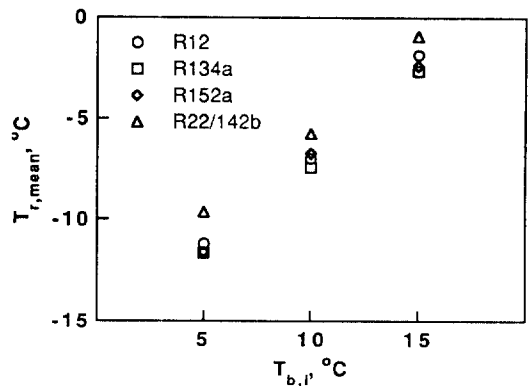


Fig. 4 Mean evaporating temperature of the refrigerant at various inlet temperatures of secondary fluid of the evaporator ($T_{w,i} = 30^\circ\text{C}$)

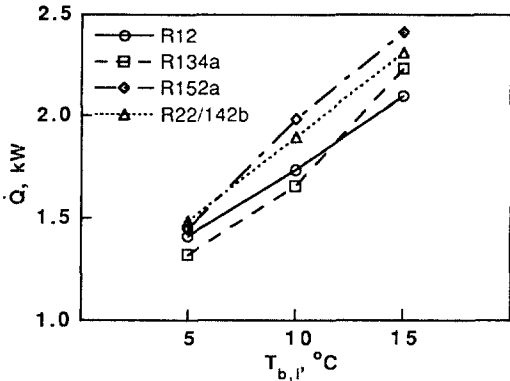


Fig. 5 Refrigeration capacity at various inlet temperatures of secondary fluid of the evaporator ($T_{w,i}=30^{\circ}\text{C}$)

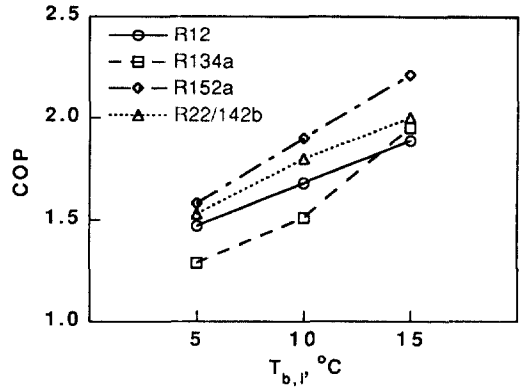


Fig. 7 COP at various inlet temperatures of secondary fluid of the evaporator ($T_{w,i}=30^{\circ}\text{C}$)

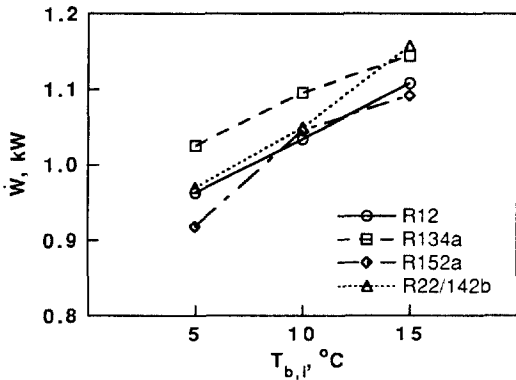


Fig. 6 Compressor power at various inlet temperatures of secondary fluid of the evaporator ($T_{w,i}=30^{\circ}\text{C}$)

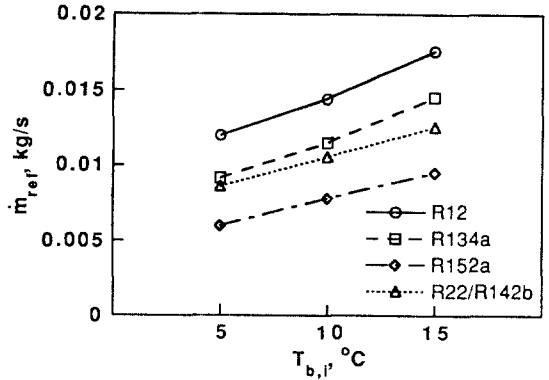


Fig. 8 Mass flow rate of the refrigerant at various inlet temperatures of secondary fluid of the evaporator ($T_{w,i}=30^{\circ}\text{C}$)

이때, R152a, R22/142b가 전 범위에 걸쳐 R12보다 큰 냉동용량을 보였다. R134a의 경우 낮은 온도영역에서는 R12보다 냉동용량이 떨어지나 온도가 높아지면 오히려 냉동용량이 커지는 것을 알 수 있다.

압축기의 소요동력을 나타낸 Fig. 6을 보면 대체로 R134a가 다른 냉매에 비해 큰 압축기 소요동력을 필요로 하였고, R22/142b는 높은 증발온도에서 압축기 소요동력이 커졌다.

냉동용량을 압축기 소요동력으로 나눈 성능계수는 Fig. 7에 나타난 것과 같이 압축기 소요동력이 제일 큰 R134a가 거의 전 실험 범위에서 가장 작았으며 R152a와 R22/142b가 R12보다 더 우수하였다. R12와 R134a의 성능계수가 높은 증발온도에

서 비슷해지는 것을 알 수 있었다. 이는 냉동용량이 이 점에서 R134a가 R12보다 커지는 것으로부터 유추할 수 있는 현상이다. 또, 낮은 증발온도에서는 R134a를 제외한 나머지 냉매들이 비슷한 성능계수를 가지나 증발온도가 상승하면서 그 양상이 변해서 R12, R22/142b, R134a가 비슷한 값을 가지는 것을 알 수 있었다.

본 실험은 동일한 압축기 회전속도에서 실험을 수행하였기 때문에 실험조건과 냉매에 따라 질량유량이 다르게 나타난다. Fig. 8은 증발기 2차유체의 입구온도의 변화에 따른 냉매의 질량 유량을 나타낸 것이다. 같은 실험조건하에서는 R12의 질량유량이 가장 컸으며, R152a가 가장 작았다. 냉매의 증발기에서의 압력강하는 대체로 냉매의 질량유량

에 비례하였고, 냉매별로는 질량유량의 경향과 일치하였다.

압축기의 성능에 영향을 미치는 변수인 압축비는 압축기 출구와 입구의 압력비로 정의된다. 앞의 결과에서 냉매와 실험조건에 따라 냉매의 질량유량이 다르고, 따라서 증발기에서의 압력강하가 다르므로 압축비는 응축기와 증발기의 입구에서의 압력비와는 다른 경향을 보인다. Fig. 9에 증발기 2차유체의 입구온도에 따른 압축비를 나타내었다. 증발온도의 증가에 따라 압축비는 감소하며, R134a, R22/142b, R152a, R12의 순으로 작아진다. 이는 R134a의 경우 압축기 소요동력이 크고 성능계수가 작게 되는 한 이유가 될 수 있으며, 반대로 R152a의 경우 높은 성능계수를 보이는 한 원인이다.

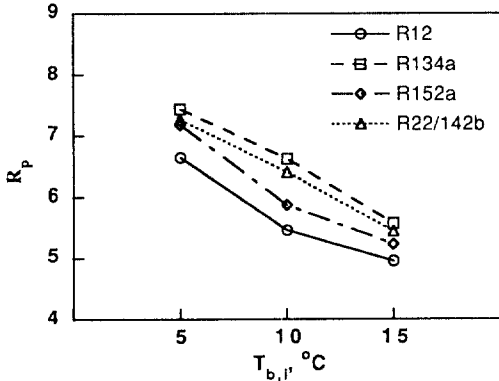


Fig. 9 Compression ratio at various inlet temperatures of secondary fluid of the evaporator ($T_{w,i}=30^{\circ}\text{C}$)

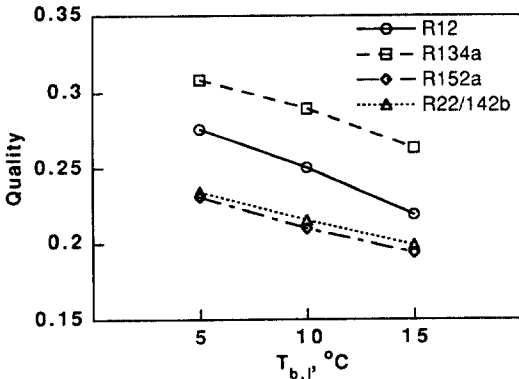


Fig. 10 Quality of the refrigerant at the evaporator inlet at various inlet temperatures of secondary fluid of the evaporator ($T_{w,i}=30^{\circ}\text{C}$)

Fig. 10은 증발기 2차유체의 입구온도에 따른 증발기 입구에서의 초기건도를 나타낸 것이다. 증발기 입구에서의 초기건도는 낮을수록 냉매의 증발잠열을 많이 이송하는 것이므로 냉동용량은 커지게 된다. 증발온도가 높아짐에 따라 초기건도가 낮아지게 되는 데 이는 증발온도의 상승에 따라 냉매의 질량유량이 많아지는 것과 더불어 냉동용량의 증가의 한 이유이다. 또 R134a의 경우 R12보다는 높은 건도를 유지하며, R152a, R22/142b는 낮은 건도를 가진다. 이는 Fig. 2에서 간단히 예측한 냉동용량보다 R134a는 작은, R152a는 큰 실험결과를 얻은 것에 대한 한 설명이 될 수 있다.

3.2 응축기 2차유체 입구조건이 변할 경우의 성능

외기 조건이 변화하게 되면 시스템의 작동조건이 변화하게 되며 따라서 냉동용량, 성능계수 등 모든 특성이 바뀌게 된다. 따라서, 이러한 외기 조건의 변화에 따른 시스템의 특성을 살피는 것 또한 중요하다. 본 연구에서 응축기 2차유체의 입구온도가 외기 조건에 해당하므로 증발기 2차유체의 입구온도가 고정된 경우, 응축기 2차유체의 입구온도변화에 따른 경향을 살펴보았다. 대표적으로 증발기 2차유체의 입구온도가 5°C인 경우에 대하여 냉매의 평균 응축온도, 냉동용량, 압축기 소요동력, 성능계수의 변화를 각각 Figs. 11~14에 나타내었다.

Fig. 12를 보면 응축온도가 변하여도 전반적으로 R134a가 R12보다 작은 냉동용량을 보이며 냉동용량이 큰 순서로 살펴보면 R22/142b, R152a, R12,

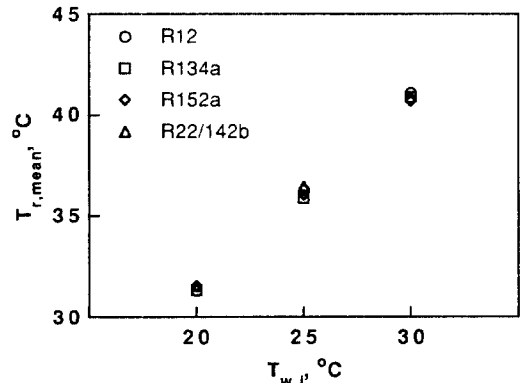


Fig. 11 Mean condensing temperature of the refrigerant at various inlet temperatures of secondary fluid of the condenser ($T_{b,i}=5^{\circ}\text{C}$)

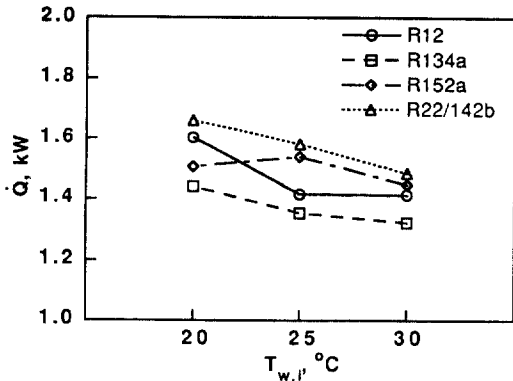


Fig. 12 Refrigeration capacity at various inlet temperatures of secondary fluid of the condenser ($T_{b,i} = 5^{\circ}\text{C}$)

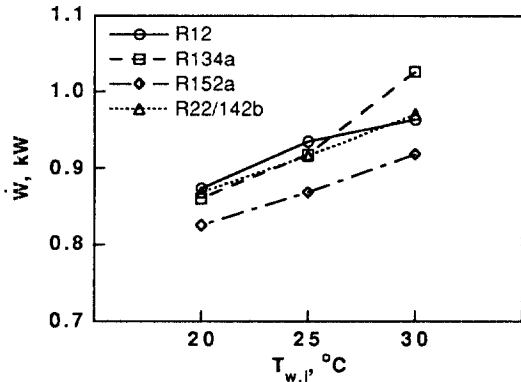


Fig. 13 Compressor power at various inlet temperatures of secondary fluid of the condenser ($T_{b,i} = 5^{\circ}\text{C}$)

R134a 순으로 나타난다. R152a는 등압에서 잠열의 크기가 다른 냉매들에 비해 월등히 크기 때문에 냉매 질량유량이 작음에도 불구하고 냉동용량은 크게 나타난다.

응축온도가 올라가면 Fig. 13에서 보듯이 압축기 소요동력은 증가하는데, R152a를 제외한 나머지 세 냉매는 전반적으로 비슷한 일량을 필요로 하며 높은 응축온도에서 R134a의 압축기 소요동력이 상대적으로 커졌다.

성능계수를 나타낸 Fig. 14를 보면 응축온도가 올라가면 압축비의 증가 등으로 압축기 소요동력이 증가하고, 냉동용량이 감소하므로 성능계수는 작아지게 된다. 압축기 소요동력은 작고 냉동용량이 큰 R152a가 전반적으로 가장 큰 성능계수를 보이며,

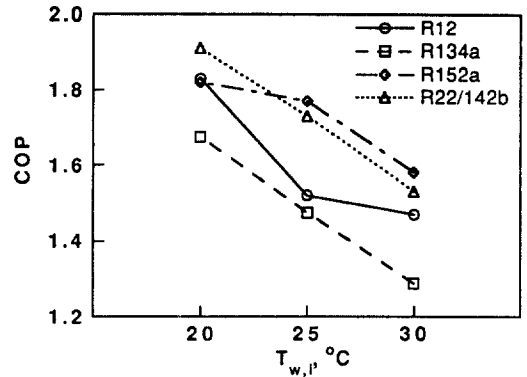


Fig. 14 COP at various inlet temperatures of secondary fluid of the condenser ($T_{b,i} = 5^{\circ}\text{C}$)

R12와 R134a가 R22/142b, R152a에 비해 작게 나타난다.

4. 결론

R12의 대체냉매로서 R134a, R152a, R22/142b를 냉동시스템에 적용하여 냉매별 성능을 구하기 위한 실험을 수행하였다.

R134a는 R12에 가장 근접한 냉동용량을 가졌으며, 증발기 2차유체의 입구온도가 5°C 인 경우 R12보다 약간 작은 냉동용량을 가지나, 15°C 인 경우에는 오히려 R12보다 냉동용량이 컸다. 압축기 소요동력은 높은 압축비로 실험냉매 중 가장 컸다. 따라서 성능계수도 높은 증발온도에서의 경우를 제외하고는 R12보다 작았다.

R152a는 냉동용량, 압축기 소요동력, 성능계수 등에서 가장 좋은 성능을 보였다. 증발기에서의 낮은 초기건도와 작은 냉매 질량유량으로 증발기에서의 압력강하가 작기때문에 상대적으로 압축비가 작은 것 등이 이러한 성능향상의 한 원인이다. 그러나 R134a와는 달리 가연성냉매이므로 안전성에 문제가 있다.

R22/142b도 R12보다 좋은 성능을 보였다. 이 경우 구성성분인 R22와 R142b 모두 HCFC계열의 냉매로 단기적인 대체물질로서 사용이 가능하나 냉동기 설치 이후 냉매의 누설에 의한 성분비 변화와 냉매의 재충전 그리고 효율적인 열교환기의 선정 등 몇가지 문제점을 지니고 있다.

본 연구에서 대상냉매로 선정된 세 종류의 냉매

들을 R12를 사용하는 냉동시스템의 큰 구조 변경 없이 사용할 수 있는 가능성을 보였다.

참고 문헌

- (1) Heinzlmann, E. and Ussyk, M. S., 1991, "Hermetic refrigerating compressors and CFC substitution," *Int. J. Refrig.*, Vol. 14, pp. 10~15.
- (2) Crown, S. W., Shapiro, H. N. and Pate, M. B., 1992, "A comparison study of thermal performance of R12 and R134a," *Proceedings of the 1992 International Refrigeration Conference-Energy Efficiency and New Refrigerants*, pp. 187~196.
- (3) Linton, J. W., Snelson, W. K., Hearty, P. F. and Triebe, A. R., 1992, "The potential of HFC-134a and HFC-152a to replace CFC-12 in medium temperature heat pump applications," *Proceedings of the 1992 International Refrigeration Conference-Energy Efficiency and New Refrigerants*, pp. 203~209.
- (4) 장세동, 신지영, 노승탁, 1993, "R12 및 R22 대체냉매의 열역학적 물성치 및 냉동기의 성능비교," *공기조화냉동공학 논문집*, 제5권 제1호, pp. 73~83.
- (5) Petersson, B. and Thorsell, H., 1990, "Comparison of the refrigerants HFC134a and CFC12," *Int. J. Refrig.*, Vol. 13, pp. 176~180.
- (6) Didion, D. A. and Bivens, D. B., 1990, "Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs," *Int. J. Refrig.*, Vol. 13, pp. 163~175.
- (7) Miyara, A., Koyama, S. and Fujii, T., 1992, "Consideration of the performance of a vapour-compression heat-pump cycle using non-azeotropic refrigerant mixtures," *Int. J. Refrig.*, Vol. 15, pp. 35~40.
- (8) Trepp, Ch., Savoie, P. and Kraus, W. E., 1992, "Investigation of the performance behaviour of a compression refrigerating unit with halogen refrigerant mixtures R22/114 and R22/12," *Int. J. Refrig.*, Vol. 15, pp. 101~111.
- (9) 김민수, 장세동, 노승탁, 1992, "R22/142b 혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능," *공기조화냉동공학 논문집*, 제4권 제1호, pp. 33~47.
- (10) 김동섭, 신지영, 노승탁, 1992, "혼합냉매를 사용한 열펌프 시스템의 성능과 열전달 특성," *공기조화냉동공학 논문집*, 제4권 제4호, pp. 360~369.
- (11) 김민수, 김동섭, 노승탁, 1991, "수정된 Carnahan-Starling 상태방정식을 이용한 혼합냉매의 물성계산," *대한기계학회논문집*, 제15권 제6호, pp. 2189~2205.