

## 혼합냉매의 성분비 조절을 통한 열펌프의 용량조절

김민성, 김민수<sup>†</sup>, 김용찬<sup>\*</sup>  
서울대학교 기계항공공학부, \*고려대학교 기계공학과

### Capacity Modulation of a Heat Pump System by Changing the Composition of Refrigerant Mixtures

Minsung Kim, Min Soo Kim<sup>†</sup>, Yongchan Kim<sup>\*</sup>

School of Mechanical and Aerospace Eng., Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Eng., Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received September 10, 1999; revision received October 22, 1999)

**ABSTRACT:** Experimental investigation and cycle simulation of a capacity modulation of a heat pump system using a hydrofluorocarbon (HFC) refrigerant mixture, R32/134a as an alternative to R22, have been done. In the cycle simulation, the refrigeration system was operated by assigning the temperatures of the external heat transfer fluids with the heat exchangers generalized by an average effective temperature difference. Heating capacity, cooling capacity, and coefficient of performance (COP) of the system were investigated at several operating conditions. Experimental apparatus which had a refrigeration part and a composition changing part was built, and the performance of the heat pump system filled with R32/134a mixture was investigated. A gas-liquid separator was used in the experiment to change the composition by collecting the vapor and the liquid phase separately. The mass fraction of the charged refrigerant in the heat pump system was 40/60 and 70/30 by weight percentage. The composition of the refrigerant with initial composition of 40/60 varied from 29/71 to 41/59 in the refrigeration cycle. For the refrigerant with initial composition of 70/30, the composition varied from 65/35 to 75/25.

**Key words:** Capacity modulation(용량조절), Heat pump(열펌프), Refrigerator(냉동기), Zeotropic refrigerant mixture(변온증발 혼합냉매), Composition(성분비), Hydrofluorocarbon(불화탄화수소)

#### 기호설명

$h$  : 엔탈피 [kJ/kg]  
 $m$  : 압축기 간극비  
 $\dot{m}_r$  : 냉매질량유량 [kg/s]

$P$  : 압력 [MPa]  
 $\dot{Q}$  : 열전달량 [kW]  
 $s$  : 시간 [sec]  
 $T$  : 온도 [°C]  
 $\Delta T$  : 2차유체와 냉매의 온도차 [K]  
 $\dot{V}$  : 압축기 행정체적유량 [m<sup>3</sup>/s]  
 $\dot{V}_{comp}$  : 압축기 배체체적유량 [m<sup>3</sup>/s]  
 $v$  : 비체적 [m<sup>3</sup>/kg]  
 $X$  : 저온증발매체의 질량성분비

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

**그리스 문자**

- $\eta_v$  : 체적효율
- $\eta_{isen}$  : 등엔트로피효율
- $\eta_{mech}$  : 기계적효율
- $\eta_o$  : 총괄효율 (overall efficiency)

**하첨자**

- 1 : 압축기 입구 상태점
- 2 : 압축기 출구 상태점
- isen* : 등엔트로피 과정
- tp* : 이상상태
- sup* : 과열상태
- sub* : 과냉상태
- c, cond* : 응축기
- e, evap* : 증발기

**1. 서론**

지금까지 환경문제와 관련하여 냉동 및 공조 산업에 이용되는 냉매에 대하여 많은 논의가 되어 왔다. 이미 오존층 파괴를 유발한다고 알려진 기존 냉매는 그 사용이 금지될 예정이며, 이를 대체할 새로운 물질과 시스템에 관한 연구가 진행되고 있다.<sup>(1)</sup> 대체냉매는 환경친화적이며 기존에 사용하던 냉매와 열역학적 물성치들이 유사한 것이 바람직하다. 그러나 순수냉매로서 기존냉매의 열역학적 성질과 유사한 성질을 갖는 대체냉매를 찾는 것이 매우 어렵기 때문에 2성분 이상의 혼합물을 대체냉매로 사용하는 것이 연구되고 있다. 혼합냉매는 보통 2개 이상의 순수한 단일성분의 냉매를 혼합한 것을 말하며, 기존에 사용되던 냉매의 포화압력과 유사한 포화압력을 얻기 위하여 포화압력이 높은 물질과 낮은 물질을 적당한 성분비로 혼합하게 된다. 혼합냉매에는 환경문제의 해결이라는 점 이외에도 다른 여러 장점들이 알려져 있다. 변온증발 혼합냉매를 사용하면 냉매와 2차 유체와의 평균 온도차를 감소시킬 수 있어 시스템의 성능 향상을 추구할 수 있으며, 혼합냉매의 성분비를 변화시켜서 시스템의 용량을 조절할 수 있다는 점이다.<sup>(2)</sup>

열펌프에서는 증발기의 증발온도가 성능에 중요한 영향을 미친다. 예컨대 동절기에 증발온도가

영하 이하로 떨어질 때 난방 용량이 감소하게 된다. 동절기 및 하절기의 열펌프 운전에서 나타나는 큰 차이점은 증발온도와 응축온도의 차이가 계절별로 다르게 나타나는 점이다. 하절기에는 응축온도가 약 40℃, 증발온도가 약 5℃인데 반해 동절기에는 응축온도가 30~40℃ 정도로 하절기와 비슷하지만, 증발온도는 -10℃ 정도로서 응축온도와와의 차이가 커지게 되어 부하의 불균형이 발생한다. 이 같은 부하의 불균형 문제를 해결하기 위해서 냉방 및 난방부하의 변동에 따라 시스템이 낼 수 있는 냉방 및 난방용량을 조절하는 것을 용량조절이라고 한다.

용량조절에는 크게 압축기를 제어하는 방법과 혼합냉매의 성분비를 바꾸는 방법이 있다. 현재 공조시스템에서 주류를 이루고 있는 것은 압축기 제어방식의 용량조절법이다. 그 중 가장 많이 사용되는 압축기의 개폐조절(on-off control)은 가격이 싸고 그 구성이 단순한 장점이 있으나, 빈번한 개폐과정에서 많은 에너지 손실이 발생하고 온도 제어의 연속성이 보장되지 않는다는 단점이 있다. 이보다 개선된 용량조절법은 인버터를 이용하는 방법인데, 압축기 회전수를 조절하여 열펌프 시스템의 용량을 조절한다. 이 방법은 저속운전시 에너지 절감되고 용량조절이 용이하다는 등의 장점이 있다.<sup>(3)</sup> 그러나 인버터가 고가인데다 변속에 대비하여 압축기의 설계를 특수하게 하여야 하고 고속 및 저속 영역에서의 윤활이 원활히 되도록 각별한 신경을 써야 한다. 게다가 인버터용 압축기의 수명은 정속으로 운전되는 압축기보다 짧고, 내구성이 떨어진다. 또한, 동절기 난방부하가 하절기 냉방부하보다 2배 이상인 점을 감안하면, 인버터만으로는 용량조절은 그 한계가 있다.

다른 용량조절법으로서 혼합냉매의 성분비를 변화시키는 방법은 아직 연구 단계에 있으며 국내 연구는 취약한 상태이다. 열펌프에 혼합냉매를 사용할 때의 열펌프 성능에 대한 연구는 많이 진행되어 왔다. Jacobs 등<sup>(4)</sup>의 연구에서는 R12/114를 사용하는 열펌프에 대해서 실험을 수행하여 R12의 질량비가 0.6일 때 성능계수가 최대가 되며, R12에 비해 16%정도 향상됨을 밝혔다. Kim 등<sup>(5)</sup>은 실제 열펌프 사이클에 혼합냉매를 사용하여 순수냉매의 경우보다 성능계수가 향상하며, 혼합냉매를 사용하여 용량조절이 가능함을 보였다.

한편, 실제 사이클 내에서 혼합냉매의 성분비

조절을 이용한 용량조절 사례는 그리 많지 않다. 사이클 내의 성분비 조절을 위한 장치를 고안한 최초의 연구로서는 Schwind<sup>(6)</sup>의 연구를 들 수 있다. 그는 액체선에 설치한 축적기를 사용하여 성분비를 변화시켰다. Vakil<sup>(7)</sup>은 액체선과 흡입선에 축적기를 각각 설치하여 혼합냉매 한 성분을 증가시키면서 동시에 다른 성분의 비율을 감소시켜서 보다 신속한 용량조절이 가능함을 보고하였다. Yoshida 등<sup>(8)</sup>은 응축기 출구에서부터 증발기 입구까지 바이패스를 만들고 정류기 내에 금속조각을 삽입한 형태의 정류기를 추가하여 성분비를 조절하였다.

본 연구에서는 혼합냉매를 사용하는 열펌프에서 혼합냉매의 성분비 조절에 따른 성능변화를 고찰하고자 한다. 대상냉매는 HFC 계열 2성분 혼합냉매 R32/134a이고, 시스템 내부에 성분비조절부를 설치하여 성분비의 변화를 통해 용량을 조절하는 것을 내용으로 한다.

## 2. 열펌프 성능시뮬레이션

### 2.1 구성요소의 모델링

#### 2.1.1 압축기

압축과정 동안의 에너지 변화량을 계산하기 위해서 식(1)의 등엔트로피 효율과 기계적 효율을 고려하여 압축과정을 해석하였으며, 압축기 행정 체적과 압축기 회전수는 일정한 것으로 모델링하였다.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,isen} - h_1}{\eta_o} \quad (1a)$$

$$\eta_o = \eta_{isen} \cdot \eta_{mech} \quad (1b)$$

실제 사이클의 압축과정에 있어서는 기계적 손실뿐만 아니라 압축기의 전기적 손실이 존재하며, 어큐뮬레이터(accumulator)와 유분리기(oil separator) 등의 제반장치가 사용됨에 따라 많은 열손실 및 압력손실이 발생하게 된다. 이들 손실을 고려하여 압축기의 등엔트로피 효율  $\eta_{isen}$ 을 0.70으로 하고, 기타 기계적 손실 등을 고려한 효율  $\eta_{mech}$ 를 0.62로 하였다. 냉매의 질량유량은 식(2), (3), (4)에서와 같이 압축기의 배체체적으로부터 체적효율을 고려하여 구하였다.

$$\eta_v = 1 - m \left( \frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \quad (2)$$

$$\dot{V}_{comp} = \dot{V} \cdot \eta_v \quad (3)$$

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_{comp}}{v_1} \quad (4)$$

여기서  $\eta_v$ 는 체적효율을 나타내며,  $m$ 은 간극체적비로 본 연구에서는 0.04의 상수로 취급하였다. 이렇게 구한 압축일과 체적유량으로부터 성능계수(COP)를 구할 수 있다.

#### 2.1.2 응축기와 증발기

응축기와 증발기는 혼합냉매의 열교환성을 극대화할 수 있는 대향류 열교환기로 설정하였다. 열전달해석은 각 열교환기의 열전달특성은 유사한 것으로 가정하여 성능비교를 하였다. 응축기는 과열영역, 2상영역, 과냉영역으로 나누어 계산하였고, 증발기는 2상영역과 과열영역으로 나누어 각각 식(5a), (5b)와 같이 계산하였다. 압력손실과 열손실은 없는 것으로 하였고, 혼합냉매 성분비별 성능비교는 응축기와 증발기에서 각각 식(5a), (5b)에 해당하는 동일한 평균온도차의 조건에서 수행하였다.<sup>(9)</sup>

$$\frac{1}{\Delta T_c} = \frac{\dot{Q}_{sup,c}}{\dot{Q}_c \Delta T_{sup,c}} + \frac{\dot{Q}_{tp,c}}{\dot{Q}_c \Delta T_{tp,c}} + \frac{\dot{Q}_{sub,c}}{\dot{Q}_c \Delta T_{sub,c}} \quad (5a)$$

$$\frac{1}{\Delta T_e} = \frac{\dot{Q}_{tp,e}}{\dot{Q}_e \Delta T_{tp,e}} + \frac{\dot{Q}_{sup,e}}{\dot{Q}_e \Delta T_{sup,e}} \quad (5b)$$

#### 2.1.3 팽창장치

팽창장치는 냉매의 압력을 떨어뜨리는 기능과 동시에 냉매의 유량을 조절하는 기능을 지니는데, 본 연구에서는 냉매유량의 조절이 가능하다고 가정하였다. 팽창장치 전후 상태는 등엔탈피 조건으로 설정하였다.

### 2.2 시뮬레이션 방법 및 조건

성능해석조건으로 2차유체의 응축기와 증발기에서의 입출구 온도, 증발기 출구에서의 과열도, 응축기 출구에서의 과냉도를 일정하게 주었다.

Table 1 Secondary fluid temperatures in this investigation

	cooling condition		heating condition	
	1	2	1	2
$T_{cond,in}(^{\circ}C)$	40.0	35.0	21.1	
$T_{cond,out}(^{\circ}C)$	47.0	43.5	30.0	
$T_{evap,in}(^{\circ}C)$	26.7		0.0	-8.3
$T_{evap,out}(^{\circ}C)$	14.4		-8.3	-15.0

채택하였다. 2차유체의 입구조건은 Table 1에서 제시된 것과 같다.<sup>(10)</sup> 본 연구에서는 냉방운전 및 난방운전에 대하여 각각 시뮬레이션을 수행하였으며, R32/134a 혼합냉매의 성분비 변화에 따른 해석도 수행하였다. 냉매의 열역학적 물성치는 REFPROP<sup>(11)</sup>을 이용하였다.

### 3. 열펌프 성능 실험

#### 3.1 실험장치의 구성

실험장치는 냉동회로의 기본 구성요소로 구성된 냉동사이클부와 혼합냉매의 성분비 조절을 위한 성분비조절부로 나누어져 있다. 냉동사이클부는 Fig. 1과 같이 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발

기와 원활한 운전을 도모하기 위한 유분리기, 어큐뮬레이터, 드라이어 등을 설치하였다. 응축기와 증발기에는 2차유체 순환회로를 설치하였다. 2차유체 순환회로에는 온도제어를 위해 히터를 설치하였으며, PID 컨트롤러로 제어하였다. 또한, 성분비조절부의 판형열교환기와 응축기 2차유체를 냉각시키기 위하여 3차유체 순환회로를 설치하였으며, 3차유체는 저온냉동기를 통하여 냉각하였다. 압축기는 R22용 단상 공칭 1마력 밀폐형 압축기를 사용하였다. 응축기와 증발기는 동일한 길이와 크기로 제작하였으며, 혼합냉매를 사용할 때 상변화시 온도변화특성에 의한 성능향상을 극대화하기 위해 2중관 대향류 열교환기를 제작하였다. 응축기 쪽의 2차유체로는 물을 사용하였으며, 증발기 쪽의 2차유체와 3차유체로는 에틸렌 글리콜 40% 수용액을 사용하였다.

Fig. 2는 성분비조절부를 나타낸 것으로 성분비 분리를 위한 기액분리기와 분리를 용이하도록 설치된 히터와 판형열교환기, 분리된 냉매의 저장을 위한 저장용기(reservoir) 및 감압을 위한 팽창밸브 2개로 구성되어 있다. 냉매의 성분비를 변화시키고자 할 때, 응축기 출구에서 정류기를 통하여 냉매가 흐르도록 하면 팽창밸브 1을 통과한 2상상태의 냉매는 기상상태의 성분비와 액상

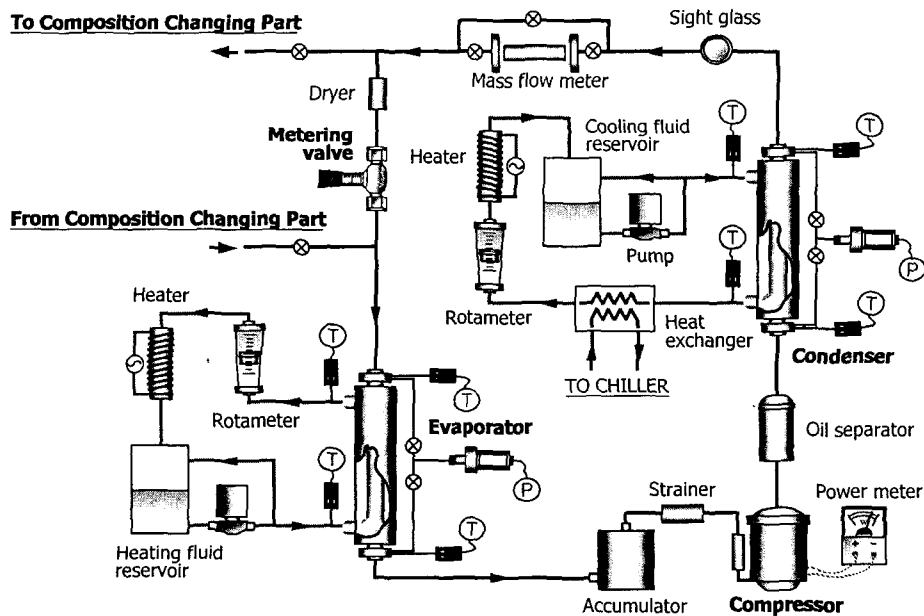


Fig. 1 Experimental setup for heat pump performance test.

상태의 성분비가 다른 상태로 존재하게 된다. 기상상태는 R32의 성분이 더 많은 냉매가 존재하며, 액상상태는 R134a 성분이 더 많은 냉매가 존재한다. 기액분리기의 위쪽에서 추출된 기상의 냉매는 판형열교환기를 통하여 냉각된 후 액상으로 저장용기 1에 축적되며, 기액분리기의 아래쪽에서의 냉매는 저장용기 2에 축적된다. 각각의 저장용기에 축적된 냉매는 저장용기 아래에 설치된 밸브에 의해 한쪽 실린더의 냉매를 선택하여 성분비조절부를 빠져나간다. 기액분리기에는 정류를 원활하게 하기 위해 아래쪽은 히터로 가열하고, 위쪽은 판형열교환기를 사용하여 냉각하였다. 분리된 냉매를 저장하기 위한 실린더는 각각 300 cm<sup>3</sup>의 규격이며, 실린더의 위쪽과 아래쪽에는 기상과 액상의 냉매를 추출하기 위한 샘플링 포트를 각각 설치하였다. 추출한 냉매의 성분비는 가스크로마토그래프로 측정하였다.

계측장치는 온도, 압력, 질량유량 등을 기록하도록 다채널 기록계를 사용하였으며, 응축기와 증발기 입출구의 냉매압력을 측정하기 위하여 절대압계를 사용하였다. 온도의 측정을 위해서는 T형 열전대를 사용하였으며, 냉매의 유량은 질량유량계를 사용하였다. 압축기의 소요전력 측정에는 전력계를 사용하였다.

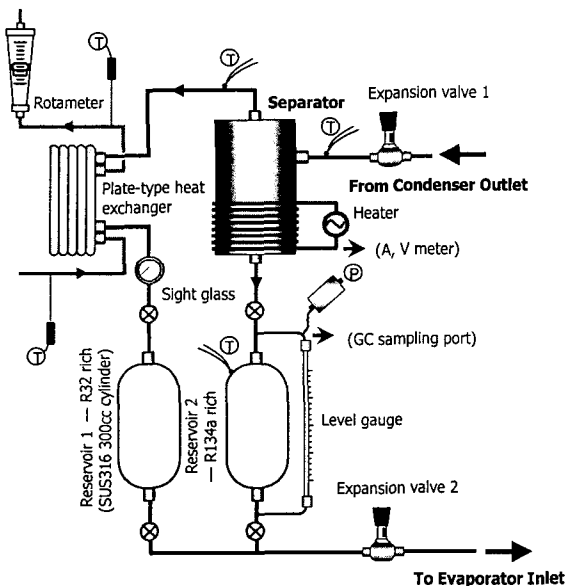


Fig. 2 Schematic diagram of a composition changing part.

## 4. 열펌프 성능해석 및 성능실험 결과

### 4.1 냉방운전시의 성능해석 및 성능실험 결과

Table 1의 냉방조건에서 R32/134a 혼합냉매의 성분비 변화에 따른 성능계수(COP)의 변화를 Fig. 3(a)에 나타내었다. 점선의 성능해석 결과를 비추어 변온증발 혼합냉매의 경우 상변화시의 온도구배로 인해 순수냉매일 때보다 성능이 향상되는 것을 알 수 있다. 성능시뮬레이션에서 R32/134a의 질량 성분비가 약 35/65 근처에서 최대가 되고, 성능실험에서는 45/55 전후에서 최대값이 얻어지는 것을 알 수 있다. 또한, 응축온도가 낮을수록 성능이 향상되는 것을 확인할 수 있는데, 보통의 열기관에서 두 열원 간의 온도차가 작아질수록 카르노 열기관의 효율에 접근하게 된다는 사실과 같은 결과이다.

한편, 실험결과로부터 R32의 성분비가 증가함에 따라 성능이 떨어지는 것을 알 수 있다. 동일 온도에서 R32의 포화압력이 R134a보다 높으며, 동일압력에서 R32가 R134a보다 비체적이 작다. 이는 포화압력이 높은 냉매의 성분이 많을 때 비체적이 포화압력이 낮은 냉매의 성분이 많을 때 보다 동일 체적유량에 대해 질량유량이 증가함을 의미하며, 이에 따라 냉방 및 난방용량이 증가하게 된다. 그러나 동일용량의 열교환기에서 열전달량을 증가시키려면 평균온도차가 더 커질 수 있도록 하여야 한다. 즉 냉매와 2차유체와의 온도차가 커져야 하며 COP는 감소하게 된다. 그러나, 성능해석에서는 냉매에 관계없이 그 열전달특성이 유사하다고 가정하였기 때문에 이와 같은 현상은 예측하지 못하였다. 성능해석 그래프에서도 알 수 있듯이, 순수 R32 냉매와 순수 R134a 냉매의 COP는 거의 비슷한 것으로 나타난다.

Fig. 3(b)에는 냉방운전시의 질량유량을 나타내었다. 실험결과로부터 R32의 성분비가 증가할수록 성능이 감소하는 것을 알 수 있다. 동일온도 조건에서 포화압력이 R134a보다 상대적으로 높은 R32가 비등점의 온도가 상대적으로 낮으며, 동일압력조건에서 포화압력이 높은 R32의 과열증기는 포화압력이 낮은 R134a 과열증기보다 비체적이 작다. 정속으로 운전되는 압축기로 구동할 경우, 냉매체적유량의 변화는 크지 않다고 생

각할 수 있다. 실험 및 해석조건에 의해 열교환기의 2차유체 입출구 온도는 고정되어 있고, 냉매와의 평균온도차는 크지 않음을 고려할 때, 압축기 입구 온도조건은 거의 변화가 없다. 즉, 비체적이 작은 R32의 성분이 많을수록 질량유량이 증가하게 된다. 일반적으로 포화압력이 높은 냉매의 성분이 많은 경우는 포화압력이 낮은 냉매의 성분이 많을 때 보다 동일 체적유량에 대해 질량유량이 증가하며, 냉방 및 난방용량이 증가하게 된다. 또한 응축온도가 감소하면 압축기의 토출유량이 증가하게 되고, 동일한 과열도와 과냉도를 유지하기 위해 팽창밸브의 개도를 증가시켜야 한다. 즉, 응축온도의 감소는 질량유량의 증가를 유발하게 된다.

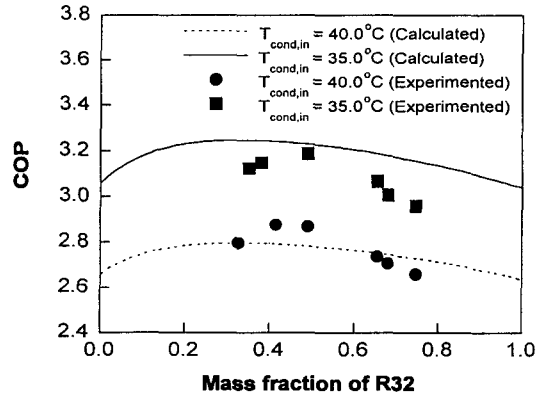
Fig. 3(c)에서는 혼합냉매의 성분비 변화에 따른 냉방용량의 변화를 나타내었다. R32의 성분비가 증가할 때 냉방용량이 증가함을 알 수 있다. 이것은 Fig. 3(b)의 결과에서와 같이, R32의 성분 증가에 따라 질량유량이 증가하기 때문이다.

4.2 난방운전시의 성능해석 및 성능실험 결과

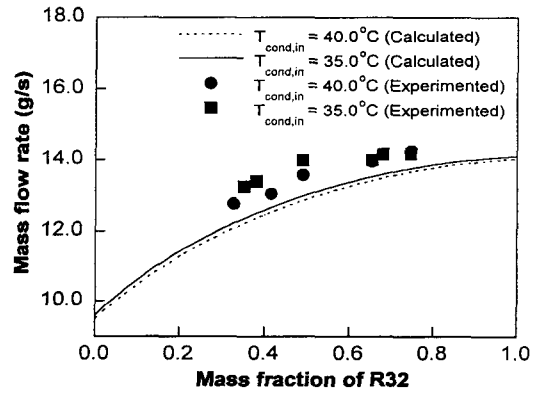
난방성능 실험시의 기준 온도조건을 다르게 주었을 때, R32/134a의 성분비변화에 대한 성능계수 및 체적용량의 변화를 Fig. 4(a)에 나타내었다. 난방운전의 경우 응축온도와 증발온도의 차이가 크기 때문에 난방운전시의 성능계수보다 작게 나온다. 실험결과로부터 성분비 변화에 따른 경향은 냉방운전 때와 비슷하지만, 상변화시 온도구배에 의한 성능향상의 정도가 미약함을 알 수 있다. 이것은 혼합냉매를 사용할 때 기상과 액상 성분비의 불균일로 열전달 성능이 저하하는데, 냉방시 보다 상대적으로 질량유속이 작아서, 열전달성능의 저하가 더 크기 때문이다.

질량유량의 변화는 Fig. 4(b)에 나타내었다. 난방운전에서와 마찬가지로 R32의 성분이 증가할수록 질량유량이 증가하는 것을 알 수 있다. 그러나 난방운전에 비해 전체적인 질량유량은 감소한 것을 알 수 있는데, 난방운전에 비해 증발온도가 감소하여 압축기 입구의 비체적이 증가하여 질량유량은 감소한다.

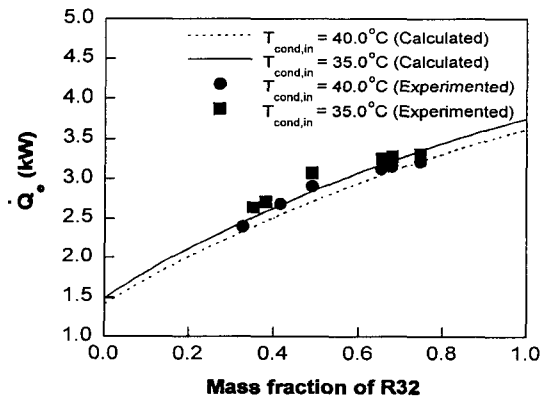
Fig. 4(c)에서는 R32의 성분변화에 따른 난방용량의 변화를 나타내었다. R32 성분이 증가할수록 질량유량이 증가하여 난방용량이 증가하는



(a) Coefficient of performance



(b) Mass flow rate



(c) Cooling capacity

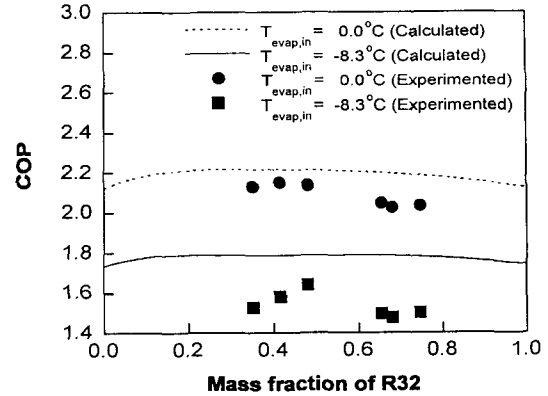
Fig. 3 Variation of system performance in a heat pump system for different composition of R32/134a mixture in cooling experiment ( $T_{evap,in} = 26.7^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{evap,out} = 14.4^{\circ}\text{C}$ ).

것을 알 수 있다.

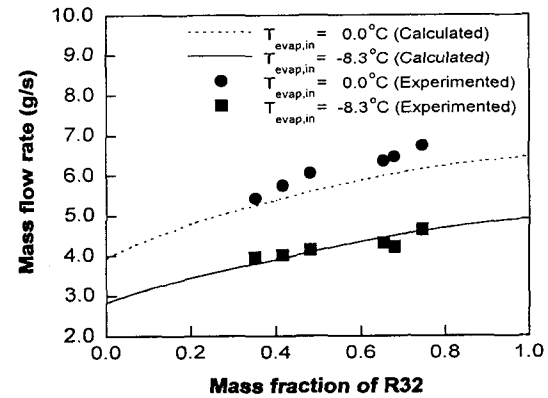
Fig. 3(a)와 Fig. 4(a)의 성능계수를 비교해 보면, 시스템의 온도레벨이 낮아질수록 성능실험결과가 성능시뮬레이션 결과보다 낮아지는 것을 알 수 있다. 순수 R32와 R134a는 포화온도가 높을수록 열전도계수(thermal conductivity)와 열확산계수(thermal diffusivity)가 증가한다. 본 연구에서 수행한 성능시뮬레이션에서는 온도레벨에 관계없이 열전달특성이 유사한 것으로 가정하였고, 또한 질량유량이 감소하여 열전달계수가 낮아짐에 따라 낮은 온도레벨에서 보다 성능계수를 높게 예상하였음을 알 수 있다.

한편, 난방실험에서는 냉매혼합에 의한 성능향상 정도가 냉방실험의 성능향상 정도보다 미약함을 볼 수 있는데, 이는 질량유량이 감소하여 열교환기에서 혼합냉매의 액상과 기상간의 온도차가 심화되어 열전달을 저하시키기 때문이다. Fig. 3(b)와 Fig. 4(b)의 질량유량을 비교하여도 성능계수에서와 같이 유사한 결과를 얻을 수 있는데, 포화온도가 낮을수록 점성이 증가하여 유체의 유동을 방해하기 때문임을 예상할 수 있다. 한편, Fig. 3(c)와 Fig. 4(c)를 비교하면 냉방운전시에는 응축온도의 변화에 따른 냉방용량의 변화는 크지 않지만, 난방운전시에 증발온도가 변함에 따라 난방용량의 변화가 큰 것을 알 수 있다.

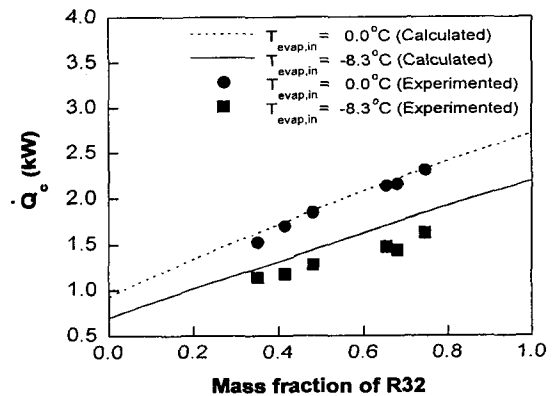
국내에 열펌프 사용에서 문제점들 중의 하나는 동절기 난방부하를 충족시키지 못하는 점이다. 성능해석결과로부터 하절기 열펌프 작동을 위한 R32/134a 혼합냉매의 성분비는 최대 성능계수를 나타내는 40/60 전후가 바람직하며, 동절기 열펌프 작동에서는 R32의 성분비를 최대로 하여 최대 용량을 얻도록 작동하는 것이 바람직하다. R32/134a 혼합냉매를 사용하였을 때 적절한 하절기 난방용량은 2.6~2.8 kW 정도이며, 동절기 난방부하가 2.1~2.7 kW 정도임을 알 수 있다. 본 연구의 2차유체 온도조건을 기준으로 냉난방부하를 계산해 보면, 난방부하가 약 2배 이상 많이 요구됨을 알 수 있다. 성분비 조절만으로는 모든 부하조건에 대한 적절한 부하 조절이 어려워, 인버터를 이용하여 압축기 회전수 변화를 함께 고려하는 것이 바람직 할 것으로 본다. 그러나, 성분비 변화가 없을 경우 최대 성능계수점을 기준으로 동절기 난방부하를 계산하면 1.3~1.8 kW이며, 인버터만으로는 난방용량에 이르기 어렵다.



(a) Coefficient of performance



(b) Mass flow rate



(c) Heating capacity

Fig. 4 Variation of system performance in a heat pump system for different composition of R32/134a mixture in heating experiment ( $T_{cond,in} = 21.1^{\circ}\text{C}$ ,  $T_{cond,out} = 30.0^{\circ}\text{C}$ ).

5. 성분비조절실험 결과

Fig. 5는 R32/134a 혼합냉매의 20°C일 때 압력-성분비(P-x) 선도이다. Fig. 2에서 표시된 팽창밸브 1 이후의 압력이 일정온도의 이슬점 압력으로 유지될 때, 기액분리기에서의 R32의 액상성분비는 최소가 된다. 이 때의 건도는 1에 가깝게 되며, 기액분리기 아래쪽 출구로 나오는 액상냉매의 R32 성분비는  $X_{min}$ 이 된다. 반대로, 밸브 후의 압력이 비등점에서의 압력으로 유지된다면, 기액분리기의 위쪽 출구로 나오는 R32의 기상성분비는 최대가 된다. 이 때의 건도는 0에 가깝게 되며, 분리되어 나오는 기상냉매의 R32의 질량성분비는  $X_{max}$ 가 된다. 따라서 분리가 이루어 질 수 있는 이상적인 성분비  $X_{ideal}$ 은 식 (6)과 같다.

$$X_{min} \leq X_{ideal} \leq X_{max} \quad (6)$$

$X_{separation}$ 을 실제 분리과정에서 R32성분이 많은 첫 번째 저장용기에서의 성분비라고 하고,  $X_{system}$ 을 냉동사이클부의 혼합냉매 성분비라고 하면, 충전냉매 R32/134a의 질량성분비가 40/60일 경우에 실험에서의 성분변화 범위는 다음과 같다.

$$0.24 \leq X_{ideal} \leq 0.58 \quad (7a)$$

$$0.31 \leq X_{separation} \leq 0.49 \quad (7b)$$

분리된 R32의 성분비가 최대( $X_{separation} = 0.49$ )일 때, 냉동시스템의 R32 성분비는 최소( $X_{system}$

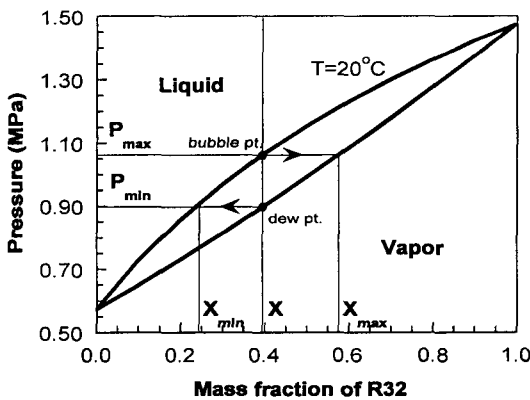


Fig.5 Separation process in the separator at T=20°C.

= 0.35)가 된다.  $X_{separation}$ 이 최소( $X_{separation} = 0.31$ )이면,  $X_{system}$ 은 최대( $X_{system} = 0.48$ )가 된다.

충전냉매의 R32/134a의 질량성분비가 70/30일 때, 성분변화 범위는 다음과 같다.

$$0.55 \leq X_{ideal} \leq 0.82 \quad (8a)$$

$$0.60 \leq X_{separation} \leq 0.74 \quad (8b)$$

이 경우,  $X_{separation}$ 이 최소값( $X_{separation} = 0.60$ )으로 접근하면  $X_{system}$ 은 최대( $X_{system} = 0.75$ )가 되고,  $X_{separation}$ 이 최대( $X_{separation} = 0.74$ )가 되면  $X_{system}$ 은 최소( $X_{system} = 0.65$ )가 된다.

위의 결과에서 알 수 있듯이 실험에서 분리된 성분비 범위는 이상적인 분리범위의 약 50 % 정도였다. 이 값은 저장용기 1과 저장용기 2에서 샘플링한 냉매의 성분비이다. 여기서 이상적인 분리범위와 실제 분리범위가 차이가 나는 것은, 건도가 0이나 1 근처에서 각각 기상과 액상을 추출하는 경우는 현실적으로 거의 불가능하기 때문이다. 또한, 실제 성분의 분리가 이루어지는 과정 동안에 냉동사이클부의 성분비는 지속적으로 변하기 때문에 Fig. 5의 설명부에서와 같은 이상적인 분리가 이루어지기는 어렵다. 더욱이 열역학적 관점에서 볼 때, 기액분리기에서의 분리과정은 개방시스템으로 간주할 수 있으며 유입되는 2상상태의 냉매는 평형상태가 아니다. 실험에서 기액분리기 내의 상태를 상평형에 가깝게 만들기 위해서는 유입되는 냉매의 질량유량을 최대한 줄여야 하는데, 기액분리기를 일정온도로 유지시키기 위해 지속적인 열공급이 이루어지는 상황에서 냉매유량을 줄이는데는 한계가 있어 성분분리를 어렵게 만든다.

분리된 냉매의 성분비와 시스템 내부의 냉매의 성분비를 비교해 볼 때, 성분변화에 대한 대칭성이 나타나지 않은 것을 알 수 있다. 이것은 성분비조절이 끝나고 난 후에 일부 냉매가 성분비조절부에 남아 있기 때문이다. 한편, 운전중에 팽창밸브 1, 2를 이용하여 냉매충전량을 조절할 수 있다. 시스템의 과열도와 과냉도를 맞추기 위해서는 냉매충전량을 아울러 고려해야 하고 이를 위해 성분비조절부를 이용하였기 때문에 일부 냉매가 성분비조절부로 유입된 영향 또한 고려해야 한다. 이 같은 이유로 시스템 내부의 냉매와 분리된 냉매간의 질량균형을 고려하기는 어렵다.



## 6. 결론

열펌프 성능해석과 실험에 있어, 본 연구에서는 R32/134a 혼합냉매를 사용하는 열펌프 시스템을 선택하였다. 압축기 회전수의 변화없이 용량이 서로 다른 냉매의 성분을 조절함으로써 용량 조절을 구현하였다.

해석 및 실험결과로부터 R32를 적절히 혼합함으로써 성능을 향상할 수 있지만, R32 성분비가 계속해서 증가하면 성능계수는 순수 R134a를 사용하였을 때의 성능보다 나빠짐을 알 수 있었다. 그러나 R32의 성분이 증가하면 냉방 및 난방용량은 증가하였다. 동일한 성분비에서 냉방운전의 경우 응축온도가 낮아질수록 성능과 냉방용량이 향상되었고, 난방운전의 경우 증발온도가 증가할수록 성능과 난방용량이 향상되었다.

성분비조절 실험에서 성분비의 변화는 분리되는 열역학적 인자가 중요하게 작용하였으며, 성분비를 변화시킬 때는 포화상태의 혼합물의 기상과 액상의 성분비 차이를 이용하여 분리할 수 있도록 기액분리기를 이용하였다. 작동시스템에 주입한 R32/134a의 성분비는 질량성분비를 40/60과 70/30의 두 가지 경우로 나누어 수행하였다. 냉동사이클부에서 순환되는 냉매의 성분비는 각각 35/65~48/52와 65/35~75/25까지 변화하였다. 성분비조절부의 기액분리기에서 분리되어 저장용기에 저장되는 냉매의 질량성분비는 31/69~49/51과 60/40~74/26까지 변화하였다. 기액분리기를 이용한 성분비조절은 범위가 비교적 제한되어 있으며, 성분비조절의 변화 폭은 기액분리기로 유입되는 냉매의 유량, 온도 및 압력 등에 의해 바뀔 수 있음을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 교육부(과제번호:ME97-A-02), 한국과학재단(과제번호:96-0200-12-01-3) 및 서울대학교 정밀기계설계공동연구소의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사드린다.

## 참고문헌

1. ARI, 1995, Alternative Refrigerants Evaluation Program(AREP) Technical Committee Meeting, January, Chicago, IL, U.S.A.
2. Vineyard, E. A., and Sand, J. R., 1988, Evaluation of nonazeotropic refrigerant mixtures for capacity modulation, DOE/ORNL Heat Pump Conf., pp. 47-54.
3. Lee, Y. T., Kim, Y. C., Kim, T. D., and Jung, I. H., 1999, Capacity modulation of an inverter driven heat pump using R407C, Proc. of the SAREK'99 Summer Annual Conf., pp. 273-278.
4. Jakobs, R. and Kruse, H., 1979, The use of non-azeotropic refrigerant mixtures in heat pumps for energy saving, Int. J. of Refrig., Vol. 2, No. 1, pp. 29-32.
5. Kim, M. S., Chang, S. D., and Ro, S. T., 1992, Experimental Study on the Performance of Heat Pump Using Refrigerant Mixture R22/R142b, Korean J. Air-Cond. Ref. Eng., Vol. 4, pp. 33-47.
6. Schwind, H. O. H., 1960, Multiple fluid refrigerating system, U. S. Patent 2938362.
7. Vakil, H. B., 1983, Means and method for modulating and controlling the capacity of a vapor compression cycle device, U. S. Patent 4384460.
8. Yoshida, Y., Suzuki, S., Mukai, Y., Nakatani, K., and Fujiwara, K., 1989, Development of rectifying circuit with mixed refrigerants, Int. J. Refrig., Vol. 12, pp. 182-187.
9. Domanski, P. A. and McLinden, M. O., 1992, A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures, Int. J. Refrig., Vol. 15, pp. 81-88.
10. ASHRAE Standard 116-1983, 1983, Method of testing for seasonal efficiency of unitary air-conditioners and heat pump, ASHRAE.
11. Huber, M., Gallagher, J., McLinden M., and Morrison, G., 1996, NIST, Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP), Version 5.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A.

1. ARI, 1995, Alternative Refrigerants Evaluation Program(AREP) Technical