

## 혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능해석 (Ⅱ)

### Performance Analysis of a Heat Pump Using Refrigerant Mixtures (Ⅱ)

김민수\*, 김동섭\*, 원성필\*\*, 노승탁\*\*\*  
M. S. Kim, T. S. Kim, S. P. Won, S. T. Ro

#### ABSTRACT

Studies on the performance of a heat pump using non-azeotropic refrigerant mixtures are done. In order to estimate the thermodynamic properties for the selected non-azeotropic refrigerant mixtures including R22/R152a, R22/R142b, R22/R114 and R13B1/R152a, Peng-Robinson equation of state is adopted. The pressure-enthalpy diagram and the temperature-entropy diagram are plotted for each refrigerant mixture. Considerations on the capacity modulation for the heat pump system using refrigerant mixtures are taken into. Results show that when the heating load varies, the possibility for the capacity modulation is found in the heat pump system using a compressor with constant volume flow rate. Under a constant heating capacity condition in the heat pump system, the coefficient of performance increases when the refrigerant mixtures are used. The volume flow rate decreases as the mass fraction of lower boiler increases in this case.

#### 기호 설명

$A$  : 열교환 면적,  $m^2$   
 $h$  : 엔탈피,  $kJ/kg$   
 $P$  : 압력,  $kPa$   
 $Q$  : 전달 열량,  $kW$   
 $s$  : 엔트로피,  $kJ/kgK$   
 $T$  : 온도,  $K$   
 $U$  : 총괄 열관류율,  $kW/m^2 K$   
 $v$  : 비체적,  $m^3/kg$

$W$  : 압축일,  $kW$

< 하첨자 >

$c$  : 응축기  
 $e$  : 증발기  
 $f$  : 포화액  
 $g$  : 포화증기  
 $H$  : 고온부  
 $i$  : 입구상태  
 $o$  : 출구상태  
 $w$  : 물

\* 정회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

\*\* 정회원, 울산대학교 공과대학 기계공학과

\*\*\* 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

## 1. 서 론

열시스템의 성능 및 효율의 향상을 위해서는 시스템을 구성하는 각 장치들의 열전달 특성 및 작동유체의 열역학적인 성질을 고려하여야 한다. 열에너지 이용장치를 생각할 때 최소한의 동력으로 최대한의 열에너지를 얻기 위해서는 열교환기, 압축기와 같은 구성장치들의 효율을 높임과 동시에 작동 유체로서의 냉매를 적절하게 선택하여야 하며 열펌프나 냉동기에 사용되는 냉매의 물성치에 관한 고찰이 필요하다.

본 연구는 기 발표된 연구<sup>1,2)</sup>의 계속으로서 열펌프에서 널리 사용되는 상용의 냉매와 비교하여 혼합냉매(non-azeotropic refrigerant mixture)를 사용한 열펌프의 성능을 예측하고, 에너지의 효율적인 이용 방안을 모색해 보고자 한다. Non-azeotropic 냉매는 기상 액상간에 상변화가 일어날 때 온도가 변하는 특징이 있으며 상변화하면서 기상, 액상의 성분비가 변하는 성질을 가진다. 특히 혼합냉매를 열펌프에 이용할 경우 증발, 응축시의 온도 변화를 이용하여 외부열원과의 유한 온도차를 줄일 수 있으므로 성능향상의 이점이 있으며<sup>3)</sup>, 난방 부하 조절의 가능성이 장점으로 생각된다.<sup>4)</sup>

최근에 들어서 부각된 오존층 파괴 문제와 더불어 CFC(chlorofluorocarbon)에 대한 관심이 집중되고 있으며, CFC의 사용을 제한하려는 움직임이 일고 있다.<sup>5)</sup> 혼합냉매에 대한 연구가 의미있는 것은 전술한 바와 같이 열교환 과정에서 얻을 수 있는 이점 뿐만 아니라 CFC 사용 규제로 인해 사용이 제한되는 냉매의 대체품을 규제 대상에 들지 않는 다른 냉매의 적절한 혼합을 통하여 찾을 수 있기 때문이며, 오히려 더 좋은 성능을 낼 수 있는 혼합냉매도 찾아질 수 있는 가능성이 높아지고 있기 때문이다.<sup>6)</sup>

따라서 본 연구에서는 앞으로 사용이 권장될만한 혼합냉매로서 기존의 R22/R114와 R13B1/R152a에 추가하여 R22/R152a, R22/R142b를

연구 대상 혼합냉매로 택하고 열역학적 물성치로서 엔탈피, 엔트로피의 값을 계산한 후, 이들 혼합냉매를 열펌프에 적용하였을 때의 열펌프 성능에 관해 논하고자 한다. 기존의 연구<sup>1)</sup>에서는 열펌프 사이클의 관점에서 응축기 및 증발기의 입출구 상태를 결정하여 성능을 고찰하였으나, 본 연구에서는 응축기 및 증발기에서 2차 열매체와의 열전달 과정 즉, 증발기와 응축기에서 외부 열원 또는 냉각원과의 유한한 온도차에 의한 열전달 과정을 고려하여 열펌프 사이클의 성능을 고찰하고자 한다.

## 2. 혼합 냉매의 열역학적 물성치

혼합냉매의 열역학적 상태를 나타내는 상태 방정식은 여러 가지 형태로 표시되나, 본 연구에서는 두개의 매개 변수만 포함되었지만 물질의 열역학적 상태량을 비교적 잘 기술하는 방정식으로 수정된 Peng-Robinson 상태 방정식을 채택하였다.<sup>1,2,7)</sup>

열역학적 관계식<sup>8)</sup>을 이용하여 유도된 엔탈피, 엔트로피 계산식은 문헌<sup>1)</sup>에 나타내었으며, 계산에 필요한 물질의 이상기체 상태에서의 비열은 ASHRAE 자료<sup>9)</sup>를 이용하였다.

상태 방정식과 적절한 혼합 법칙을 통하여 계산한 기액 평형 상태는 비교적 정확하게 예측되었으므로<sup>2)</sup> 이때 사용한 상호 작용 계수를 이용하여 혼합냉매에 관한 열역학적 물성치로서 엔탈피와 엔트로피의 값을 계산하였다. 기준점으로서 온도가 0°C일 때 비점(bubble point)에서의 엔탈피 값을 200 kJ/kg, 엔트로피 값을 1.0 kJ/kgK로 설정하였다. 이러한 기준점을 바탕으로 본 연구에서 선정 한 혼합냉매 중 R22/R152a, R22/R142b의 열물성치를 Fig.1-2에 나타내었다. R22/R114와 R13B1/R152a에 대한 자료는 전술한 문헌에 기술되어 있다. 모든 성분비에 대한 압력-엔탈피(P-h) 및 온도-엔트로피(T-s) 선도를 그리는 것은 불가능하므로 특정 성분비의 것만을 보였으나 전술한 방법을 이용하면 임의의 성분비에 대한 선도도 표시할 수 있다.

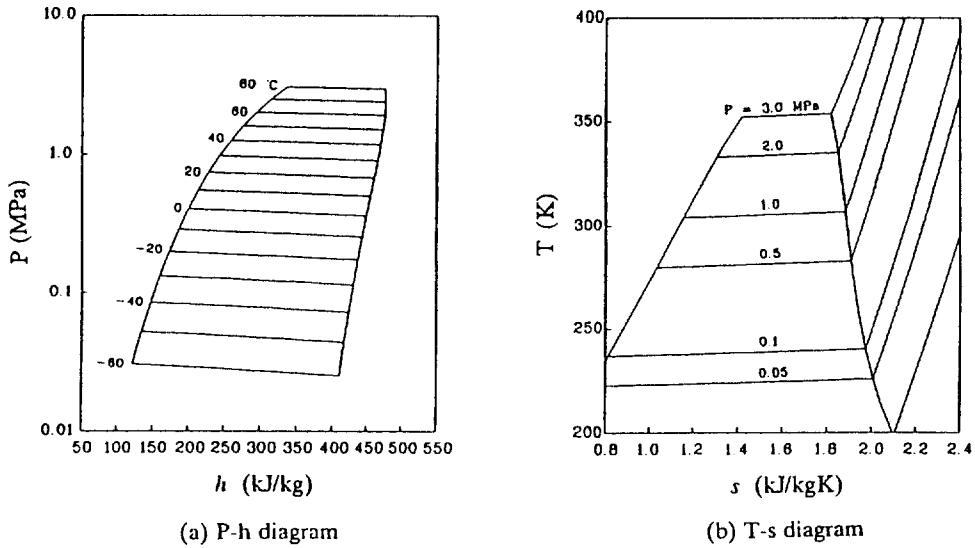


Fig.1 Pressure-enthalpy and temperature-entropy diagram for R22/R152a(mass fraction 50/50)

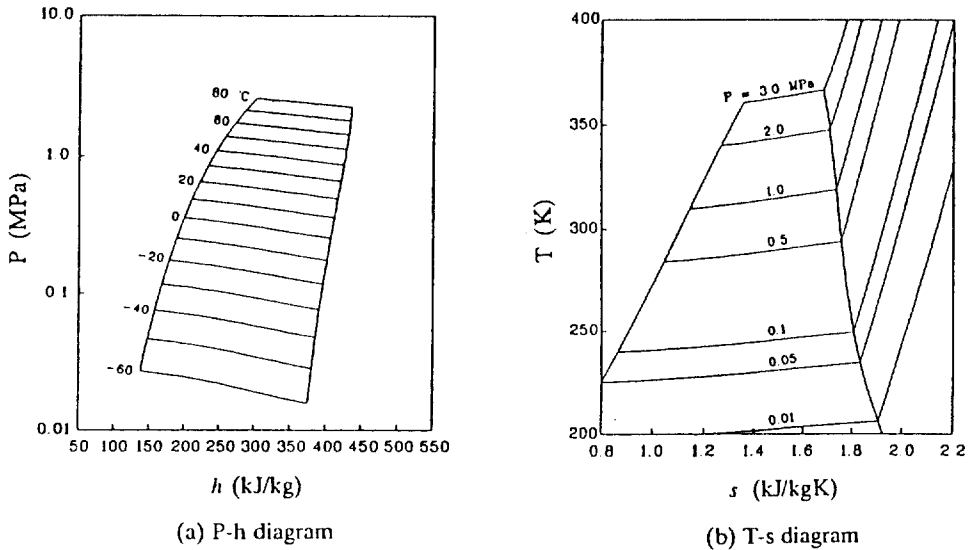


Fig.2 Pressure-enthalpy and temperature-entropy diagram for R22/R142b(mass fraction 50/50)

### 3. 열펌프의 성능 해석

본 장에서는 전술한 혼합냉매의 열역학적 상태량 계산에 근거를 두고, 혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능에 관해 고찰하고자 한다. 본 연구에서 택한 열펌프 사이클은 냉매의 체적

유량이 일정한, 즉, 왕복동식 압축기의 회전수가 일정한 사이클과 난방부하가 일정하게 주어지는 사이클로 구분하여 선정하였다. 냉매의 체적유량이 일정한 사이클은 기존의 압축기를 이용한 열펌프 시스템에 혼합냉매를 사용하여 운전하는 경우를 고려하여 선정한 것이며, 난방부하가 일정하게 주어지는 사이

클은 압축기의 회전속도를 변화시켜 냉매의 유량을 바꿀 수 있는 열펌프 시스템을 고려하기 위하여 선정 한 것이다. 이렇게 선정 한 사이클에 대하여 2 성분 혼합냉매의 성분비를 바꾸어 가며 냉매의 체적유량이 일정한 사이클에 대해서는 난방능력과 성능계수의 변화를, 난방부하가 일정하게 주어지는 사이클에 대해서는 성능계수와 냉매의 체적유량의 변화에 대해 고찰하고자 한다.

본 연구에서 선정 한 사이클은 응축기 및 증발기에서의 열교환을 고려하기 위하여 대향류 열교환기로 구성된 응축기 및 증발기에서 2차 열매체의 입출구 온도를 고정하였다. 이로 인해 압축기의 입출구 냉매 상태 및 팽창밸브 입출구의 냉매 상태가 응축기 및 증발기에서의 열전달 조건에 맞추어 제한되며 이는 열펌프를 사용할 때, 고정된 외기 조건과 실내 조건을 감안하여 해석한 것이라고 볼 수 있다.

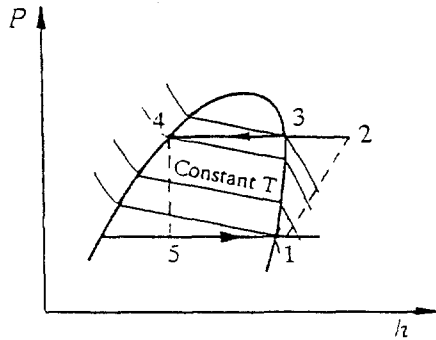
### 3. 1 기본 사이클 선정

단일 냉매에 대한 압력-엔탈피(P-h)선도에서 상변화 과정의 등온선은 등압선과 일치하나 두 가지 이상의 냉매를 혼합하여 구성된 혼합냉매에 대한 압력-엔탈피 선도에서는 등온선이 등압선과 일치하지는 않는다. 즉, 증발, 응축이 진행됨에 따라 온도가 변화하게 되며 이와 같은 특성으로 말미암아 열교환 과정에서 평균 온도차가 줄어들고 따라서 비가역 손실이 줄어들게 된다<sup>10)</sup>. 이 점이 순수 물질을 사용한 열펌프와 차이가 나는 점이다.

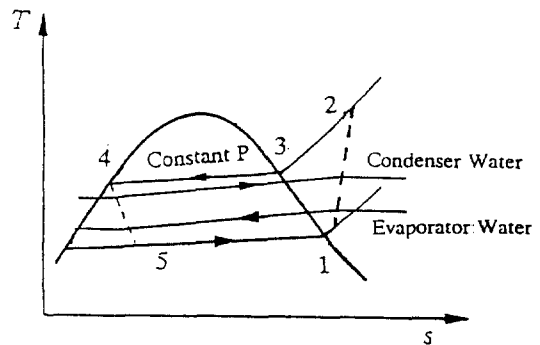
본 연구에서 선정 한 열펌프 사이클을 Fig. 3에 나타내었다. 증발기 출구 상태로는 포화 증기 상태에서 5°C 과열을 시킨 과열증기 상태로 택하였고, 응축기 출구의 상태는 포화액 상태로 택하였다. 과열 정도를 결정하는데에는 실제 사이클의 작동 특성을 고려해야 되지만, 본 연구에서 선정 한 냉매중 R114는 과열 증기 영역의 등엔트로피선이 압력이 높아짐에 따라 포화 영역 쪽으로 기울기 때문에 압축기 출구에서의 상태가 과열 증기 영역에 있도록 압축기 입구에서의 과열 정도를 결정하였다.<sup>11,12)</sup> 또한 각각의 장치 및 연결관에서의 압력손실

은 없다고 가정하였으며 열교환기 이외의 장치에서 외부와의 열교환은 2중관 대향류 열교환기를 통하여 된다고 생각되었다.

이렇게 선정 한 열펌프 사이클에 대하여 냉매의 체적 유량이 일정한 경우와 난방부하가 일정한 경우를 고찰하였다. 냉매의 체적 유량이 일정한 경우에는 증발기, 응축기의 입출구 물의 온도를 고정시키고, 열관류율과 전열 면적의 곱인 UA가 일정하다고 생각하였으며, 난방부하가 일정한 경우는 역시 증발기, 응축기의 물의 온도를 고정시키고 응축기의 제거 열량, 즉 난방용량을 일정하게 하고 그에 따른 소요 압축일의 변화를 고찰하였다.



(a) Pressure-enthalpy diagram



(b) Temperature-entropy diagram

Fig.3 Schematic diagram of a heat pump cycle using nonazeotropic refrigerant mixtures

냉매의 체적 유량이 일정한 경우에 대해 난방 부하 조절의 가능성을 고찰하기 위하여, 압축기의 회전수는 일정 하게 유지하고 등체적 유량하에서 난방 능력의 변화를 살펴보았다. 응축기 입구 물온도( $T_{wci}$ )는 25℃, 출구 물온도( $T_{wco}$ )는 40℃, 증발기 입구 물온도( $T_{wei}$ )는 20℃, 출구 물온도( $T_{weo}$ )는 10℃로 하였으며, 응축기, 증발기 모두 UA 값은 0.3kW/K로 하였고, 냉매의 체적 유량은 0.002 m<sup>3</sup>/s로 하였다. 계산에 사용한 조건은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Operating condition of the constant volume flow rate system

Operating condition	value
water temperature at the condenser inlet ( $T_{wci}$ )	25℃
water temperature at the condenser outlet ( $T_{wco}$ )	40℃
water temperature at the evaporator inlet ( $T_{wei}$ )	20℃
water temperature at the evaporator outlet ( $T_{weo}$ )	10℃
overall heat transfer coefficient in the condenser ( $UA_c$ )	0.3 kW/K
overall heat transfer coefficient in the evaporator ( $UA_e$ )	0.3 kW/K
volume flow rate of the refrigerant ( $\dot{m}$ )	0.002 m <sup>3</sup> /s

Table 2 Operating condition of the constant heating capacity system

Operating condition	
water temperature at the condenser inlet ( $T_{wci}$ )	25℃
water temperature at the condenser outlet ( $T_{wco}$ )	45℃
water temperature at the evaporator inlet ( $T_{wei}$ )	20℃
water temperature at the evaporator outlet ( $T_{weo}$ )	5℃
heating load ( $Q_H$ )	6.0 kW

난방부하가 일정한 조건 하에서 혼합냉매를 사용할 때의 성능 향상에 관해 고찰하기 위하여, 응축기 입구 물온도( $T_{wci}$ )는 25℃, 출구 물온도( $T_{wco}$ )는 45℃, 증발기 입구 물온도( $T_{wei}$ )는 20℃, 출구 물온도( $T_{weo}$ )는 5℃로 하였으며, 난방 부하를 6.0kW로 하였고, 계산 결과로서 필요한 UA 값과 냉매의 체적 유량 등을 구하였다. 이 경우의 계산 조건을 Table 2에 나타내었다. 이 경우에는 증발기 입구 냉매 온도를 증발기 출구 물온도 보다 1℃정도 낮게 하였고 응축기의 응축 시작점 즉, 액상이 생기기 시작하는 점의 냉매 온도는 같은 지점의 물의 온도 보다 1℃높게 하였으며, 혼합물의 경우 증발기 출구 냉매 온도는 최소한 증발기 입구 물온도 보다 1℃ 낮게 하였고, 응축기 출구 냉매 온도도 최소한 응축기 입구 물온도 보다 1℃ 높게 하였다.

열교환기를 통하여 물의 온도는 냉매의 엔탈피 값에 비례하는 선형적인 변화를 갖는다고 가정하였으며 응축기에서 응축이 시작되는 지점은 잠열과 현열의 비로부터 구하였다. 각 점에서의 냉매 온도는 위의 조건과 에너지 균형을 맞추도록 반복계산에 의해 결정하고 열전달량은 대수평균온도차의 개념을 이용하여 구하였다.

### 3. 2 성능고찰

냉매의 체적 유량이 일정한 경우에 대하여 저온 증발 매체(lower boiler)의 성분비 변화에 따른 혼합물 및 단일 물질의 응축기 제거 열량 즉, 난방 효과를 Fig. 4에 나타내었으며, Fig. 5에 성능계수의 변화를 보였다. 성능계수(COP, coefficient of performance)는 다음과 같이 정의한다.<sup>1)</sup>

$$COP = \frac{Q_H}{W} \dots\dots\dots (1)$$

여기서  $Q_H$ 는 응축기에서의 제거 열량이며  $W$ 는 압축기 소요일이다. Fig. 4에서 보듯이  $Q_H$ , COP 모두 두 물질 사이에서 단조적인 변화를 보였다. 특히 R22에 고온 증발 매체(higher boiler)를 첨가하므로써  $Q_H$ 는 감소하지만 COP는 증가하는 것을 볼 수 있으며,

따라서 난방 부하가 변할 때 부하조절의 가능성을 찾을 수 있다. 즉, 부하가 감소하면 고온 증발 매체의 양을 늘림으로써 부하를 맞추는 한편 COP를 증가시키는 효과를 가져 올 수 있다. 또한 R13B1/R152a 혼합 냉매의 경우  $Q_H$ , COP면에서 모두 R22와 비슷한 성분비가 존재한다. 또한 R152a, R142b의 경우 R22보다  $h_{fg}$ 는 가장 작지만 밀도가 크기 때문에 같은 체적 유량 하에서 가장 큰 난방 효과를 볼 수 있다. 따라서 실제 사이클에서는 잠열 변화 뿐만 아니라 압축기 입구에서 냉매의 밀도가 중요하리라는 것을 알 수 있다.

난방부하가 일정한 경우에 대하여 성분비 변화에 따른 COP변화를 Fig. 6에 나타내었으며, Fig. 7에 냉매 체적 유량 변화를 보였다. 그리고 냉매 성분비 변화에 따른 압력비를 Fig. 8에 나타내었다. 모든 경우에 대하여 혼합물의 COP는 단일 물질 보다 높았으며 COP가 최대가 되는 성분비가 존재하였다.

COP의 변화 정도는 냉매의 조합에 따라 많은 차이를 보이는데 이는 기액 평형 상태에서 상변화할 때 온도 변화폭의 차이에 기인한다. 즉, 혼합냉매의 증발, 응축시의 온도 변화가 가장 큰 점 부근에서 COP의 최대점이 존재한다. Fig. 3(b)의 열교환 과정에서 냉매의 온도변화로 인해 2차 열매체와의 평균온도차가 줄어드는데 평균온도차는 냉매의 증발, 응축시 온도 변화 폭에 기인하며, 평균온도차가 줄면 Fig. 8에서 볼 수 있는 바와 같이 압력비가 감소하고 이에 의존하여 소요 압축일이 줄어들므로 COP가 상승하는 결과를 나타낸다. 특히, R22/R114의 경우에는 냉매의 증발, 응축시의 온도 변화가 20°C이상인 경우도 있으므로 이때에는 본 연구에서 설정한 2차 열매체, 즉, 물의 입출구 온도 조건을 맞추기 위해 압축기의 압력비가 조절되어야 한다. 따라서 이 경우에는 더이상의 COP증가는 관찰할 수 없고, COP 최대점도 명확하지 않다.

압축기에서의 소요 압축일은 압력비 및 체적 유량의 함수이며 압축기 효율도 압력비의 함수로 가정하였으므로 COP가 상승하는 것은 압력비와 체적유량의 관계에 의한 소요 압축

일이 감소하기 때문이다. 혼합냉매의 상변화시 온도 변화가 무조건 크다고 좋은 것이 아니라 적절한 수준으로 유지되는 것이 유리하다는 결론을 내릴 수 있다.

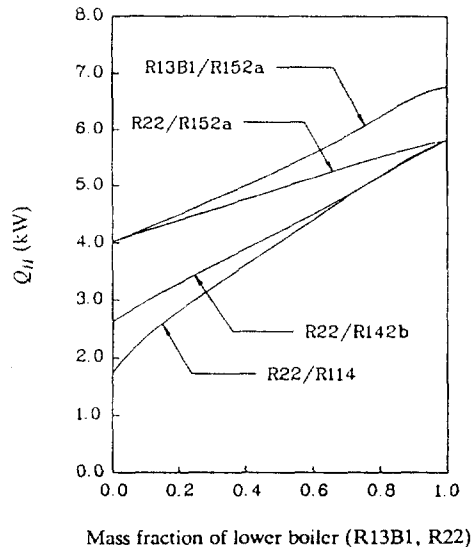


Fig. 4 Variation of heating capacity with respect to the mass fraction of lower boiler (R13B1, R22) for constant flow rate system

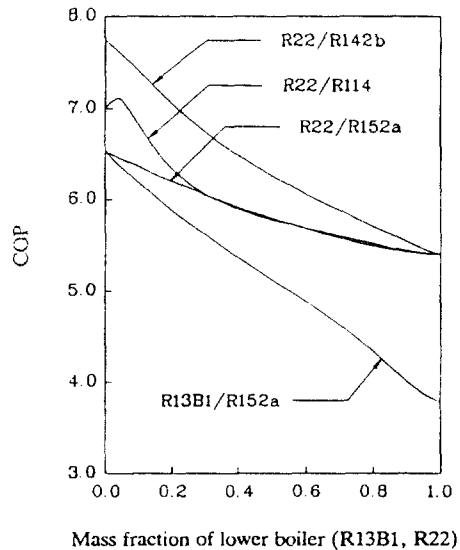


Fig. 5 Variation of COP with respect to the mass fraction of lower boiler (R13B1, R22) for constant flow rate system

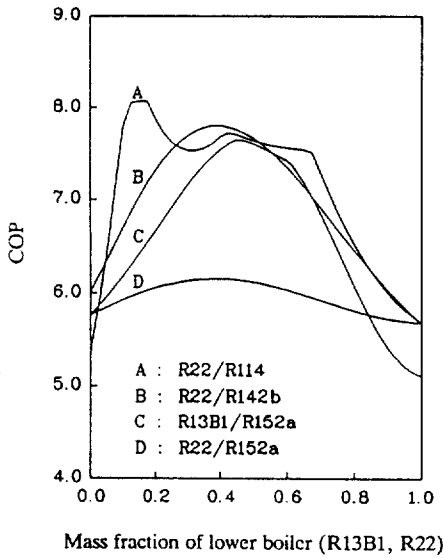


Fig. 6 Variation of COP with respect to the mass fraction of lower boiler (R13B1, R22) for constant heating capacity system

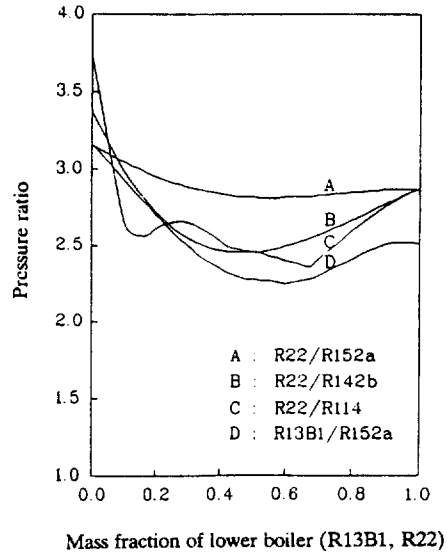


Fig. 8 Variation of pressure ratio with respect to the mass fraction of lower boiler (R13B1, R22) for constant heating capacity system

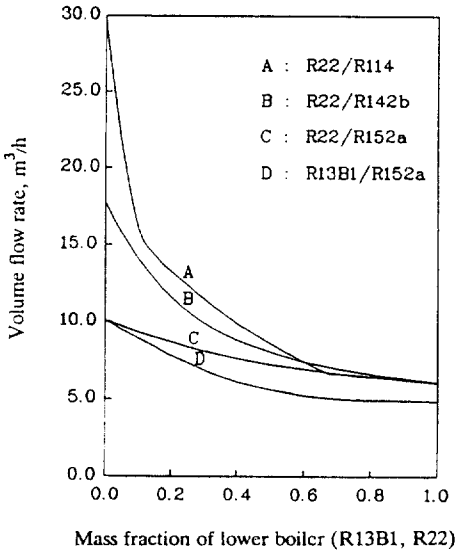


Fig. 7 Variation of volume flow rate with respect to the mass fraction of lower boiler (R13B1, R22) for constant heating capacity system

Fig. 7에서 알 수 있듯이 압축기 입구의 냉매 비체적을 기준으로 한 체적 유량은 두 물질 사이에서 단조적인 변화를 보인다. 이미 설명한 바와 같이 R114, R142b, R152a는 R22보다 밀도가 작으므로 체적 유량은 반비례적으로 커져야 한다. 따라서 밀도가 작은 냉매의 혼합비가 증가할수록 압축일이 많아지게 되며, 압력비와 연관지어 소요 압축일을 구할 수 있다.

#### 4. 결 어

혼합냉매에 대한 물성치를 추산하기 위한 상태 방정식으로 Peng - Robinson 방정식을 택하여 R22/R152a, R22/R142b, R22/R114 및 R13B1/R152a에 대한 압력 - 엔탈피 선도와 온도 - 엔트로피 선도를 구성하였고, 이를 이용하여 혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능 해석을 하였다.

혼합 냉매를 사용한 열펌프에서, 일정 체적 유량의 압축기를 사용한 경우 저온증발매체의 성분비가 증가할수록 난방용량은 커지고 성

능 계수는 감소하며, 이로부터 난방부하 변동에 따른 부하조절의 가능성을 찾을 수 있었다. 난방부하를 일정하게 했을 때에 열펌프의 성능 계수가 단일 성분 냉매를 사용했을 때 보다 증가하였으며, 저온 증발 매체의 성분비가 증가할수록 냉매의 체적 유량은 감소하였다.

혼합냉매를 사용할 때의 전열면적 증가 및 응축기, 증발기에서의 열전달 특성에 관한 연구가 앞으로 필요하며, 용량조절을 위한 압축기의 회전수 변화 또는 성분비 변화 장치에 대한 연구가 요구된다. 아울러 혼합냉매를 사용하는 열펌프 시스템의 효율적인 이용을 위해서는 혼합냉매의 물성연구를 기초로 한 실제 시스템의 개조가 필요하다.

### 후 기

이 연구는 한국과학재단의 연구비 지원에 의하여 이루어졌으며 이에 감사한다.

### 참 고 문 헌

1. 원성필, 김민수, 김동섭, 노승탁, 1990. "혼합냉매를 사용한 열펌프의 성능 해석(I)", 공기조화·냉동공학 논문집, 제2권, 제2호, pp. 142~154.
2. 김민수, 김동섭, 노승탁, 김옥중, 윤재호, 1990. "혼합냉매의 열역학적 물성치 추산에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제14권, 제5호, (발간예정).
3. Kruse, H., Küver, M., Quast, U., Schroeder, M. and Upmeier, B., 1985, "Theoretical and Experimental Investigations of Advantageous Refrigerant Mixture Applications", ASHRAE Technical Data Bulletin, Advances in Nonazeotropic Mixture Refrigerants for Heat Pumps, pp. 96-131.
4. Atwood, T., 1985, "The ABCs of NARBs (Nonazeotropic Refrigerant Blends)", ASHRAE Technical Data Bulletin, Advances in Nonazeotropic Mixture Refrigerants for Heat Pumps, pp. 3-11.
5. McLinden, M.O. and Didion, D.A., 1987, "CFCs: Quest for Alternatives", ASHRAE J., Vol. 29, No. 12, pp. 32-42.
6. Watanabe, K., 1988, "Current thermophysical Properties Research on Refrigerants and Their Mixtures", Proc. of the First KSME-JSME Thermal and Fluids Eng. Conf., Vol. 1, pp. 156-161.
7. Peng, D.Y. and Robinson, D.B., 1976, "A New Two-Constant Equation of State", Ind. Eng. Chem. Fundam., Vol. 15, pp. 59-64.
8. 노승탁, 1987. 최신공업열역학, 문운당, 제9장.
9. Stewart, R.B., Jacobsen, R.T. and Renoncello, S.G., 1986, ASHRAE Thermodynamic Properties of Refrigerants, ASHRAE.
10. 정상권, 노승탁, 1987. "열교환 과정을 고려한 혼합 매체 냉동사이클의 엑서지 해석", 공기조화·냉동공학, 제16권, 제3호, pp. 305~310.
11. 김민수, 김동섭, 노승탁, 1989. "혼합냉매를 이용한 히트 펌프의 성능에 관한 연구", 대한기계학회 춘계 학술대회 초록집, pp. 11~15.
12. 김동섭, 김민수, 노승탁, 1989. "혼합냉매를 이용한 열펌프와 냉동기의 성능", 공기조화·냉동공학회 동계 학술대회 초록집, pp. 61~65.