

(論 文)

# 비공비혼합냉매 R-22+R-114를 이용한 열펌프의 성능에 관한 연구

박기원\* · 구학근\*\* · 오후규\*\*\*  
(1992년 6월 27일 접수)

## Study on the Performance of Heat Pump Using Non-azeotropic Refrigerant Mixtures R-22+R-114

Ki-Won Park, Hag-Geun Ku and Hoo-Kyu Oh

**Key Words :** Non-azeotropic Refrigerant Mixtures(비공비혼합냉매), Heat Pump(열펌프), Cooling Capacity(냉방능력), Heating Capacity(난방능력)

### Abstract

This study, examines the performance and the heat pump cycle systematizing characteristics for non-azeotropic refrigerant systems. In order to conduct such an examination, the cycle characteristics of heat pumps for pure R-22, R-114, and their mixtures were experimentally investigated. The results show that cooling/heating capacities for the mixtures was more suited at the evaporating temperature of 5°C than that of 0°C, -5°C, and -10°C. The C.O.P of the 50 wt% mixtures was considerably higher than for pure R-22, and the compression power of the 25 wt% was as much as 60% lower than that of pure R-22. Even small fractional mixture variations can lead to significant changes in the characteristics of the heat pump cycle. This experiment verified the importance of accurate weight fractions of refrigerant mixtures.

### 1. 서 론

현대 문명을 유지하고 발전시키기 위해서는 현재 보다 더욱 많은 에너지가 소요될 것이 분명하지만, 오늘날 사용되고 있는 에너지의 대부분은 재생이 불가능하며 유한한 자원이기 때문에, 에너지를 보다 효과적으로 이용하고 장기간 사용할 수 있는 방안이 강구되어야 할 것이다. 이를 위하여 냉동·공조장치에서도 장치를 구성하는 기기들의 성능 및 효율향상을 위한 연구와 함께 장치의 작동유체로

사용되는 냉매에 관한 연구도 활발히 수행되고 있는데, 최근에는 규제 대상 프레온계 냉매의 대체 냉매 및 비공비혼합냉매에 관한 기대가 높아지고 있다.

이 중 비공비혼합냉매는 향류형 열교환기내에서 상변화 과정시 냉매온도가 유동방향에 따라 변화하는 특성을 지니고 있는 로렌츠사이클을 구성하므로, 열교환시에 생기는 유효에너지의 손실을 절감할 수 있어 시스템의 성능을 향상시킬 수 있고, 이용 열원의 온도범위에 대응하여 냉매의 조합이나 조성을 변화시킴으로서 적절한 압력범위를 유지할 수 있는 특징이 있다. 그리고 조성을 조절함으로써 연속적인 용량제어가 가능하며, 규제 대상이 되는 특정 프레온의 대체물질로서도 사용 가능하다는 장

\*정회원, 여수수산대학교 냉동공학과

\*\*정회원, 동명전문대학 가스냉동과

\*\*\*정회원, 부산수산대학교 냉동공학과

점이 있다. (1~6)

그러나 이러한 장점이 있는 비공비혼합냉매를 이용하기 위해서는 여러가지 조건이 있겠으나, 우선 두 냉매의 비점과 노점의 차가 어느 정도 커야 하고, 냉매와 열원수는 향류가 되어야 한다.

또한 비공비혼합냉매를 장치의 작동유체로서 실용화하기 위해서는 무엇보다 열교환기에 있어서의 전열특성, 압축기에 있어서의 특성, 냉동기유의 문제 해명 등 개선해야 할 점이 매우 많다. (7) 그 중에서도 실제 장치에서 고온측과 저온측 열원유체의 온도나 유량 등의 외적조건에 의한 능력변화를 검토하는 것은 비공비혼합냉매를 이용한 열펌프의 성능 특성을 규명하는 데 있어 대단히 중요한 문제이다.

따라서 본 논문에서는 수평평활관을 열교환기로 사용한 기본적인 열펌프 사이클을 구성하고, 비점의 차가 비교적 크고 그 물성치가 어느 정도 잘 알려져 있는 R-22+R-114계 비공비혼합냉매를 작동유체로 선택하여 냉매의 혼합 조성비가 열펌프의 성능에 미치는 영향을 실험적으로 밝혀보고자 하였다.

## 2. 실험 장치 및 방법

비공비혼합냉매의 열펌프 특성을 살펴보기 위한 실험장치의 계통도는 Fig. 1과 같고, 이 계통을 압력-엔탈피 선도도에 나타내어 보면, Fig. 2와 같다. Fig. 1과 Fig. 2중의 A~F는 각각 대응점이다.

장치는 압축기(1), 응축기(2), 수액기(4), 냉매여과기(6), 냉매건조기(7), 유량계(8), 팽창밸브(9, 10), 증발기(11) 등의 주요기와 기타 보조기로서 구성되어 있는 증기압축식 열펌프 사이클로서, 물을 열원으로 사용하였다. 팽창밸브로는 증발기의 능력변화에 따라 냉매량을 자동조절할 수 있는 온도식 자동팽창밸브와 임의로 냉매량을 조절할 수 있도록 모세관과 스톱밸브를 조합한 수동식을 겸용하였다. 응축기 및 증발기에는 각각에 대응되는 열원유닛(13, 15)에서 일정온도로 유지된 열원수를 공급하였으며, 용량은 열원수로서 제어하였다. 또 응축기 및 증발기의 용량이 부족할 때에는 보조응축기(3) 및 보조증발기(12)에서 다시 응축 및 증발을 완료시켰다.

응축기 및 증발기는 2중관 향류형 열교환기로서, 냉매는 내관내를 흐르고, 열원수는 내관과 외관 사

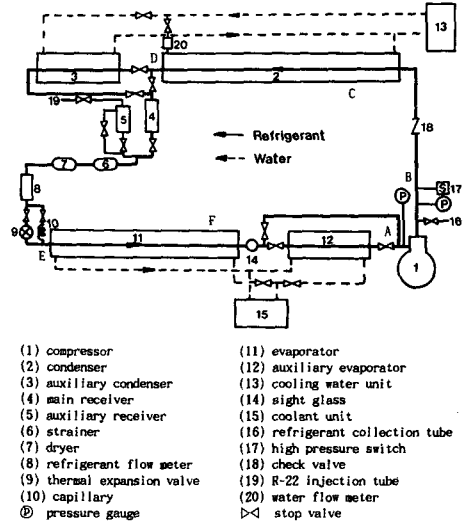


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus (1) compressor

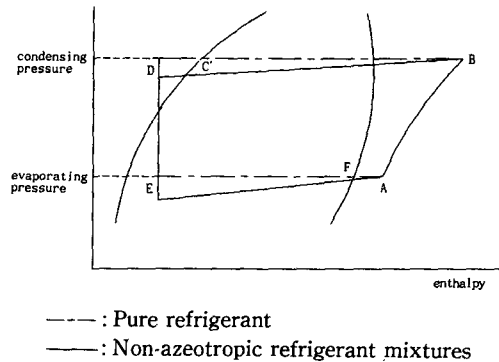


Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of the pure refrigerant and non-azeotropic refrigerant mixtures

이의 환상부를 냉매와 역방향으로 흐르게 하였다. 내관으로는 내경 7.6 mm, 외경 10 mm인 동제의 평활관을 사용하였고, 외관으로는 내경 31.4 mm인 PVC관을 사용하였다. 응축기는 전 길이가 약 7.4 m로서 이를 직관길이 2.4 m로 하여 3절로 구성하였고, 증발기는 전 길이가 약 6.2 m로 직관 길이 2 m로 하여 3절로 구성하였다. 입·출구에 해당하는 부분에서 내관과 외관 사이의 중심부에 C-C 열전대를 설치하여 열원수의 혼합평균온도를 측정하였고, 냉매의 온도를 측정하기 위해서는 증발기와 응축기 입구에서 출구까지의 내관 중심부에 균등한 거리로 총 9개소에 C-C 열전대를 삼입하였다. 또

한 냉매 순환량은 증발온도나 냉매의 조성비에 관계없이 증발기 출구의 냉매 건조도가 일정하도록 하여 냉매 유량계 (8)로써 측정하고, 열원수유량은 수유량계 (20)로써 측정하여 열교환기에서의 열량을 식 (1)로부터 계산하였다.

$$Q = W \cdot c \cdot \Delta t \quad (1)$$

여기서,  $Q$ 는 열교환량(kcal/h),  $W$ 는 열원수유량(kg/h),  $c$ 는 열원수의 비열(1 kcal/kg°C),  $\Delta t$ 는 열교환기 입·출구에 있어서 열원수의 온도차이다. 단, 열교환기는 외기와 열원수사이에 열교환이 일어나지 않도록 PVC관 외부에 유리섬유로서 충분히 방열하였기 때문에 기타의 열손실은 무시하였다. 또한 압축기로는 R-22용 1.5 HP 밀폐형 압축기를 사용하였고, 입력 전원의 전력을 측정하여 압축기 소요동력으로 하였다. 이들에 의해 구해진 값을 이용하여 응축기에서의 열량을 기준으로 하여 식 (2)로부터 장치의 성적계수를 계산하였다.

$$COP = \frac{Q_c}{W \times 860} \quad (2)$$

여기서,  $COP$ 는 성적계수,  $Q_c$ 는 응축기에서의 열원수 흡수열량, 즉, 응축기 방열량(kcal/h),  $W$ 는 압축기 입력 전원의 전력, 즉, 압축기 소요동력(kW)이다.

실험에 사용한 냉매로서는 먼저 포화압력이 낮은 R-114를 충전하고 난 후, 보조수액기내를 진공으로 하고 장치내에서 R-22+R-114가 일정 비율이 되도록 보조수액기를 통하여 R-22를 주입하여 R-22의 중량비율을 25%, 50%, 75%로 변화시켰다. 이 때 각 중량비율로 충전 후에는 장치를 가동하면서 혼합이 되었다고 판단되었을 때, 압축기 출구의 냉매방출밸브와 수액기의 액면계를 이용하여 장치내의 전 냉매량이 거의 일정하게 유지되도록 하여 실험하였다. 단일성분냉매 R-22에 대하여 실험할 경우에는 장치내의 냉매를 모두 회수한 후 R-22만을 충전하였다.

그리고 본 실험에 사용한 단일성분냉매인 R-22와 R-114의 잠열은 ASHRAE의 데이터<sup>(8)</sup>를 사용하였으며, 비공비혼합냉매의 잠열은 Tandon 등이 일반적으로 적용하고 있는 Reid식<sup>(9)</sup>인 다음의 식을 사용하여 계산하였다.

$$L_m = w_{t1} \cdot L_1 + (1 - w_{t1}) \cdot L_2 \quad (3)$$

여기서,  $L_m$ 은 비공비혼합냉매의 잠열이며,  $L_1$ 과

$L_2$ 는 각각 R-114 및 R-22의 잠열이다. 또  $w_{t1}$ 은 R-114의 질량분율을 나타낸다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 열평형

장치의 배관은 유리섬유로 충분히 단열하였기 때문에 외부와의 열교환이 일어나지 않는다고 가정하고, 응축기 열원수인 냉각수의 취득 열량과 압축기에서의 소요동력, 증발기의 열원수 손실 열량을 비교하여 장치의 열평형을 검정한 결과 Fig. 3에서와 같이  $\pm 15\%$  이내로 일치하였다.

#### 3.2 열펌프의 성능변화

비공비혼합냉매를 사용하는 열펌프의 성능변화를 살펴 보기 위해 열펌프의 난방성능이라 판단할 수 있는 응축기 방열량과 냉방능력이라 할 수 있는 증발기에서의 흡수열량, 장치의 손실이라고 할 수 있는 압축기의 소요동력, 장치의 성적계수 등을 냉매의 조성비에 따라 살펴 보았다.

Fig. 4는 R-22의 중량비에 따른 응축열량을 나타낸 것으로, 그림에서와 같이 증발온도의 상승에 따라 응축기 방열량, 즉, 난방열량이 증가하고 있음을 알 수 있으나, 증발온도가 0°C 이상일 경우와 0°C 이하일 경우 비교적 큰 차이를 나타내었다. 또 비공비혼합냉매와 단일성분냉매의 방열량을 비교하면, R-114 단일성분냉매에 비해서 비공비혼합냉매는 조성에 따라 다르게 나타났는데, 전 조성구간에

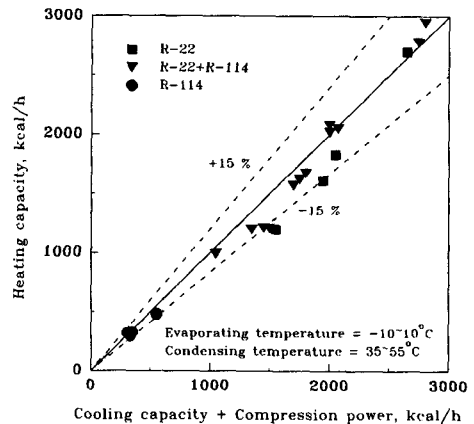


Fig. 3 Comparison of heating capacity with cooling capacity plus compression power

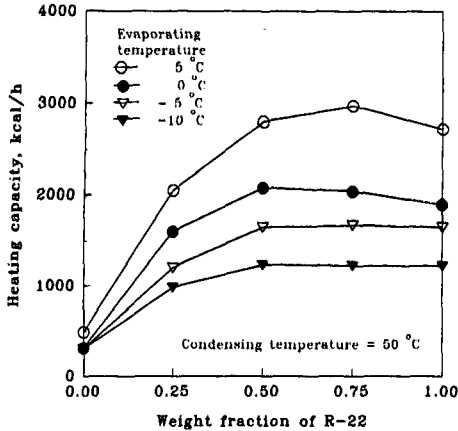


Fig. 4 Comparison of heating capacity with weight fraction of R-22 for various evaporating temperature at a given condensing temperature 50°C

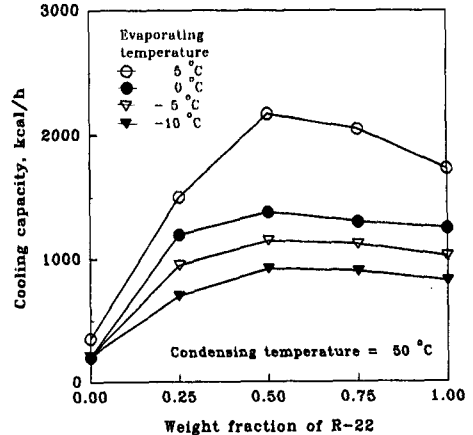


Fig. 5 Comparison of cooling capacity with weight fraction of R-22 for various evaporating temperature at a given condensing temperature 50°C

결쳐 거의 3배 내지 6배 이상의 열량 증가를 보이고 있다. 그러나 R-22 단일성분냉매와 비교했을 때에는, R-22 25 wt%인 비공비혼합냉매의 방열량은 R-22 단일성분냉매의 75%~85% 정도로 15% 내지 25% 정도 감소하였으나, R-22 50 wt%와 75 wt%인 비공비혼합냉매에서는 R-22 단일성분냉매와 비슷하거나 오히려 약 20% 정도 증가하여 R-22+R-114계 비공비혼합냉매가 난방시에 적합한 냉매라는 것을 입증해 주는 결과라 생각할 수 있다. 이러한 결과는 R-114의 질량분율이 0.7 정도까지는 응축열량이 거의 일정하다가 질량분율이 0.8 이상에서 급격히 하강한다는 원<sup>(10)</sup>의 해석 결과와 다소의 차이는 있으나 거의 유사한 경향을 띄고 있다고 할 수 있다. 그러나 0°C 이하에서는 그다지 방열량이 증가하지 않았으므로, 0°C 이상으로 운전하는 것이 유리하다는 것을 알 수 있다.

냉방능력이라 할 수 있는 증발기에서의 흡수열량을 냉매의 조성비에 따라 살펴 본 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 냉방능력에서도 난방능력과 마찬가지로 증발온도가 높을수록 흡수열량이 많아졌는데, 증발온도가 0°C 이상인 경우와 0°C 이하인 경우 큰 차이를 보였다. 그리고 비공비혼합냉매인 경우의 흡수열량은 R-114 단일성분냉매에 비해 거의 3배 내지 7배 정도로 열량이 증가하였으나, R-22 단일성분냉매에 비해서는 75%에서 120% 정도로 감소 또는 증가하였다. 즉, R-22 25 wt%인 비공비혼합냉매는 R-22 단일성분냉매보다 5% 내지 25% 정

도 흡수열량이 적었다. 그러나 R-22 50 wt%, 75 wt%인 비공비혼합냉매는 R-22 단일성분냉매와 거의 비슷하거나 오히려 다소 높았는데, 이는 원<sup>(10)</sup>의 해석 결과와도 일치하는 경향을 보이고 있다. 그러나 0°C 이하인 경우에는 그다지 열량의 증가가 나타나지 않았다. 이는 응축기 방열량에서와 거의 비슷한 결과를 보여준다고 할 수 있으므로, 이 결과로부터 혼합비율을 크게 하면서 증발온도를 높인다면 냉동용 냉매로서는 그다지 효과를 볼 수 없겠으나, 냉방용 냉매로서는 뛰어난 효과를 나타낼 수 있을 것이라고 짐작할 수 있다.

또한 Fig. 4 및 Fig. 5와 같은 난·냉방 능력의 변화는 Table 1에 나타낸 값과 같은 냉매순환량의 변화와 R-22+R-114계 비공비혼합냉매의 상변화 과정 중의 냉매 잠열값의 차이에 의한 영향이 나타나는 것으로 생각된다.

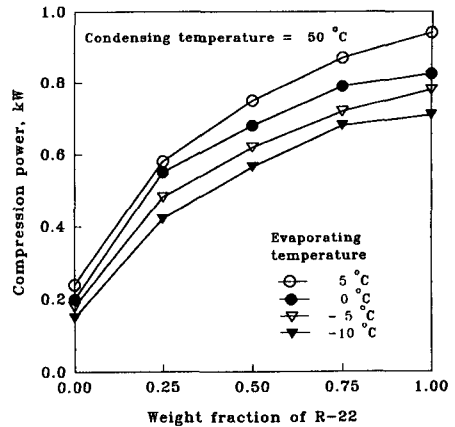
Fig. 6은 압축기의 소요동력을 R-22의 중량비 변화에 따라 살펴본 것이다. 그림에서와 같이 소요동력은 응축온도가 일정한 상태에서 증발온도를 변화시켰을 때 증발온도의 상승에 따라 증가하고 있으며, R-22의 비율이 커질수록 증가하였다. 비공비혼합냉매의 경우 모두 R-114 단일성분냉매에 비해서는 2배 내지 4배 정도 동력이 증가하지만, R-22 단일성분냉매에 비해서는 5% 내지 45%까지 적어짐을 알 수 있었다. 이 결과도 냉매량의 변화 등에 따른 영향으로 판단되며, 원<sup>(10)</sup>의 해석 결과와도 같은 경향을 나타내고 있다.

**Table 1** Comparison of refrigerant flow rate and latent heat with weight fraction of R-22 for various evaporating temperature at a given condensing temperature 50°C

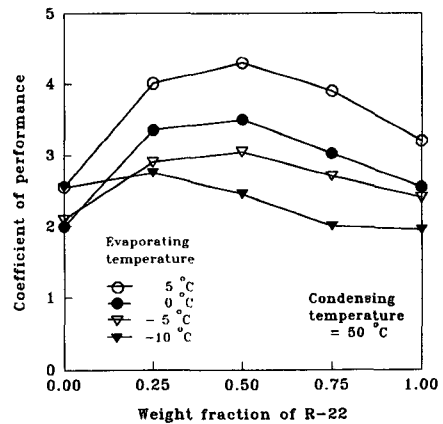
	Evaporating temperature (°C)	Weight fraction of R-22			
		5	0	-5	-10
Refrigerant flow rate (kg/h)	0	10.2	5.7	6.2	6.1
	0.25	51.9	40.9	31.9	22.2
	0.5	64.0	41.4	35.6	26.7
	0.75	57.1	36.3	30.1	24.2
	1	45.6	32.0	30.1	19.7
Latent heat (Kcal/Kg)	0	32.16	32.59	33.01	33.43
	0.25	36.10	36.67	37.22	37.75
	0.5	40.04	40.74	41.43	42.08
	0.75	43.99	44.82	45.63	46.41
	1	47.93	48.90	49.84	50.74

Fig. 7은 Fig. 4에서 나타난 응축기 방열량과 46에서 나타난 압축기 소요동력의 값을 식(2)에 대입하여 계산한 결과로써 열펌프 장치의 성적계수를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 증발온도의 상승에 따라 성적계수가 증가하였으며, 비공비혼합냉매는 R-22나 R-114 단일성분냉매에 비해 최고 70%에서 최저 10%까지 성적계수가 향상되어 전체적으로 R-22나 R-114 단일성분냉매보다 우수한 성능이 됨을 알 수 있었는데, 그 중에서도 R-22 50 wt%인 경우에 전반적으로 성적계수가 가장 상승하였다. 그러나 R-114의 결과에서 -10°C의 성적계수가 0°C나 -5°C의 값보다 높게 나타나고 있는 것은 난방능력을 나타내는 Fig. 4와 압축기 소요동력을 나타내는 Fig. 6에서 알 수 있는 바와 같이 -10°C 응축기 방열량이 0°C나 -5°C의 응축기 방열량과 유사한 반면, -10°C의 압축기 소요동력이 가장 낮았기 때문으로 생각된다. 이것은 R-114의 엔탈피와 같은 물리적인 특성과 R-22용 압축기의 사용에 따른 영향이 클 것으로 생각된다.

그러나 이상에서와 같이 R-22 및 R-114의 단일성분냉매를 적절한 비율로서 혼합하여 비공비혼합



**Fig. 6** Comparison of compression power for heating with weight fraction of R-22 for various evaporating temperature at a given condensing temperature 50°C



**Fig. 7** Comparison of coefficient of performance for cooling with weight fraction of R-22 for various evaporating temperature at a given condensing temperature 50°C

냉매로서 사용하면 R-22 단일성분냉매를 사용하는 것보다 성능면에서나 엑서지 절약면에서 보다 효과적인 결과를 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 비공비혼합냉매를 사용할 경우의 응축압력과 증발압력의 관계를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 비공비혼합냉매의 증발압력과 응축압력이 R-114 단일성분냉매에 비해서는 높지만, R-22 단일성분냉매에 비해서는 압력과 압축비가 모두 낮은 값을 나타내고 있다. 특히 동일한 응축온도에 있어 고압인 응축압력은 R-22 단일성분냉매를 사

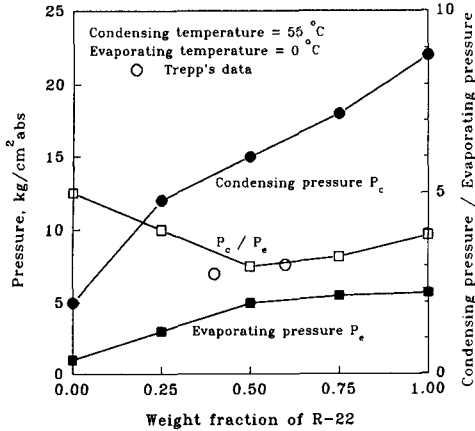


Fig. 8 Comparison of pressure and pressure ratio with weight fraction of R-22 at given evaporating temperature 0°C and condensing temperature 55°C

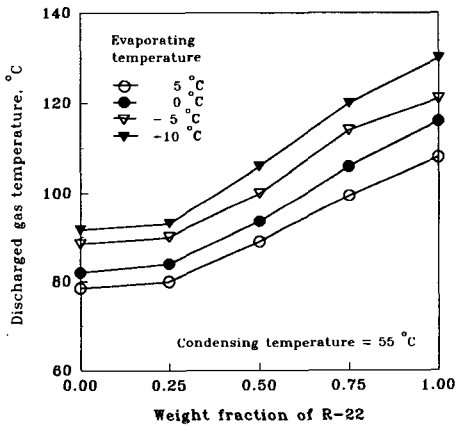


Fig. 9 Comparison of discharged temperature of compressor with weight fraction of R-22 for various evaporating temperature at a given condensing temperature 50°C

용할 때보다 R-22를 25 wt%로 하였을 경우에 50% 정도까지 압력을 낮출 수가 있어 고압축의 안전운전에 도움이 되리라 생각한다. 또한 R-22를 50 wt%로 하였을 때에는 저압과 고압의 압축비를 R-114에 비해서는 40% 정도, R-22에 비해서는 15% 정도 적게 할 수 있어 압축기의 운전 능력 향상에 기여할 것으로 생각된다. 이는 Trepp 등<sup>(11)</sup>의 결과와 다소 다른 경향이지만, 본 실험과 응축온도가 다른 조건이라는 점을 감안하면 만족할만한 결과라고 생각된다.

또한 Fig. 9에서와 같이 압축기 토출가스온도가 변화하는 경향은 증발온도를 높일수록 토출가스온도가 낮아짐을 알 수 있다. R-114의 단일성분냉매보다는 비공비혼합냉매의 토출가스온도가 높지만, R-22의 단일성분냉매보다는 R-22를 25 wt%로 한 비공비혼합냉매인 경우에 토출가스온도를 약 40°C 정도 내릴 수가 있어 압축기의 효율 향상을 기대할 수 있게 한다.

#### 4. 결론

이상의 결과로부터 비공비혼합냉매 R-22+R-114를 열펌프에 적용할 경우에 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 증발온도가 높을수록 응축기의 방열량, 증발기의 흡수열량 그리고 성적계수는 향상되었고, 압축기의 소요동력은 오히려 커지는 경향을 나타내었지만, 증발온도를 냉방에 적합한 5°C 정도로 운전한다면 R-22 및 R-114의 혼합비율에 관계없이 전반적으로 성능이 향상되리라 생각된다.

(2) R-22의 비율이 50 wt%일 때는 성적계수의 향상과 증발기 흡수열량의 증가를 보였고, 75 wt%일 때에는 응축기의 방열량이 가장 많았으며, 압축기의 소요동력은 R-22 25 wt%일 때 가장 적게 나타났다.

(3) 난방 뿐만 아니라 냉방장치로서도 R-22 단일성분냉매를 사용하는 것보다 R-114를 혼합하여 사용하는 것이 성능면에서 우수함을 보여주었다.

#### 후 기

본 연구의 일부는 포항공과대학 AFERC의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Jakobs, R. and Kruse, H. 1979, "The Use of Non-azeotropic Refrigerant Mixtures in Heat Pumps for Energy Saving," Int. J. Ref., Vol. 2, No. 1, pp. 29~34.
- (2) Kruse, H. 1981, "The Advantages of Non-azeotropic Refrigerant Mixtures for Heat Pump Application," Mixtures of Refrigerant Fluids:

- Properties and Applications, I.I.R. Commissions, pp. 159~170.
- (3) 藤井哲, 小山繁, 宮良明男, 1987, “非共沸混合冷媒を用いたヒートポンプサイクルの特性および性能評價に関する理論的考察,” 日本冷凍協會論文集, Vol. 4, No. 1, pp. 27~34.
- (4) Aittomaki, A. 1980, “Use of Refrigerant Mixtures in Exhaust-air Heat Pump,” Mixtures of Refrigerant Fluids : Properties and Applications, I.I.R. Commissions, pp. 195~201.
- (5) 高松洋, 小山繁, 池上康之, 加茂川丈巳, 藤井哲, 1989, “混合冷媒 R-22+R-114を用しをヒートポンプシステムの實驗,” 第26回日本傳熱シンポジウム,” pp. 854~856.
- (6) 宮良明男, 小山繁, 藤井哲, 1990, “非共沸混合冷媒ヒートポンプサイクルの性能に及ぼす熱交換器の傳熱性能の影響,” 日本冷凍協會論文集, Vol. 7, No. 1, pp. 65~74.
- (7) 飛原英治, 棟田佳宏, 齊藤孝基, 1986, “混合冷媒の冷凍サイクル特性,” 日本冷凍協會論文集, Vol. 3, No. 2, pp. 55~62.
- (8) ASHRAE, 1985, ASHRAE Handbook 1985 Fundamental SI Edition, Chapter 17.
- (9) Tandon, T.N. 1983, “Force Convection Condensation of Pure Refrigerants and Binary Mixture Inside Horizontal Tube,” Ph. D. Thesis Dept. of Mech. and Industry Eng., Univ. of Roorkee.
- (10) 원성필, 1990, “혼합냉매의 열물성과 열펌프의 성능해석,” 서울대학교 대학원 기계공학과 박사학위논문.
- (11) Trepp, Ch. Savoie, P. and Kraus, W.E., 1992, “Investigation of the Performance Behaviour of a Compression Refriigerating Unit with Halogen Refrigerant Mistures R-22/R-142b, R-22/R-114 and R-22/R-12,” Int. J. Ref., Vol. 15, No.2, pp. 101~111.