

비공비혼합냉매를 이용한 열펌프의 냉난방성능에 관한 연구

박 기 원* · 오 후 규**

Performance of the Cooling and Heating of Heat Pump Using
Non - azeotropic Refrigerant Mixtures

K. W. Park · H. K. Oh

Key words : Non - azeotropic refrigerant mixtures(비공비혼합냉매), Cooling capacity(냉방능력), Heating capacity(난방능력), Coefficient of performance(성적계수)

Abstract

An experimental study on heat pump cycle systematizing characteristics for non - azeotropic refrigerant mixtures of R - 22 + R - 114 was reported.

Data were obtained under steady state condition at the ranges of parameters, 550~2, 170kcal/h, 670~2,990kcal/h, 24~71kg/h, and 0~1, for as cooling capacity, heating capacity, mass flow rate of refrigerant, and quality respectively. The overall compositions of the mixtures were 25, 50, 75, and 100 per cent of R - 22 by weight fraction for R - 22 + R - 114 mixtures.

The results shown that the C. O. P of the 50wt% of R - 22 mixtures was considerably larger than for pure R - 22 and other weight fraction of R - 22 mixtures, but the compression power of the 25wt% of R - 22 was lower than that of the pure R - 22 and the other weight fraction of R - 22 mixtures. The highest value of cooling capacity was obtained at the conditions of evaporating temperature 5℃ and R - 22 50wt% mixture. In general, with an increase in the R - 22 weight fraction for fixed values of the other parameter, the cooling capacity increased at first, obtained a maximum, and then decreased. This verified the importance of accurate weight fractions of refrigerant mixtures in the heat pump cycle.

	기	호	c	비열	[kcal/(kg.℃)]
			C.O.P.	성적계수	
AW	소요동력	[kcal/h]	d_{is}	관 내경	[m]

* 정희원, 여수수산대학교

** 정희원, 부산수산대학교

<i>h</i>	엔탈피	[kcal/kg]
<i>L</i>	잠열	[kcal/kg]
<i>M</i>	분자량	
<i>q</i>	열유속	[kcal/(m ² · h)]
<i>Q</i>	열용량	[kcal/h]
<i>T</i>	온도	[°C]
<i>w</i>	질량유량	[kg/h]
<i>wt</i>	질량분율	
<i>x</i>	건도	
<i>y</i>	물분율	
<i>z</i>	관 길이(소구간)	[m]

첨 자

<i>c</i>	응축기
<i>co</i>	증발기 열원수
<i>cw</i>	응축기 열원수
<i>e</i>	증발기
<i>in</i>	입구
<i>mix</i>	혼합냉매
<i>out</i>	출구
<i>r</i>	냉매
<i>w</i>	열원수
1	R-114
2	R-22

1. 서 론

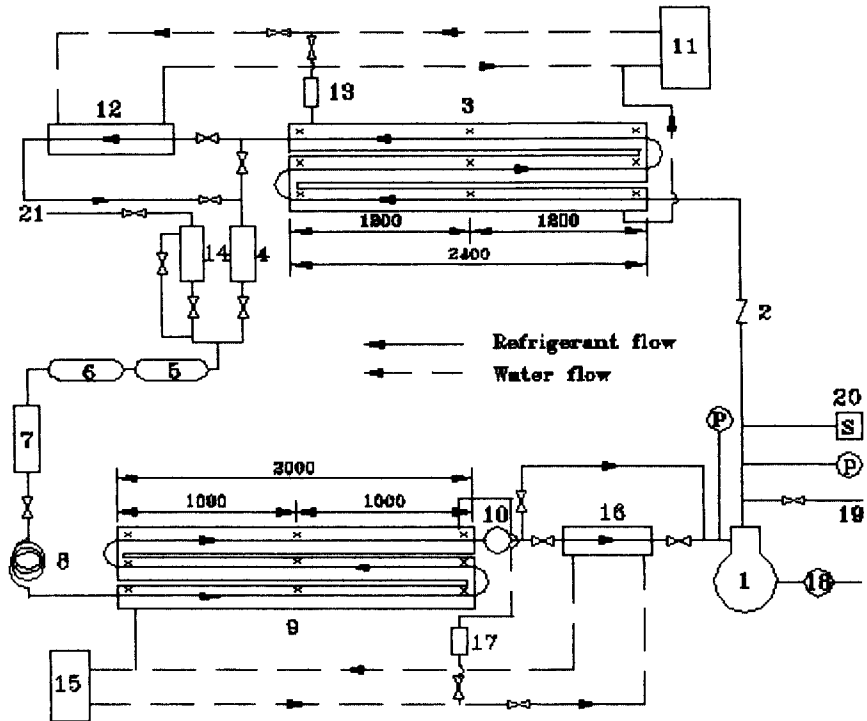
비공비혼합냉매를 사용하는 열펌프 사이클은 증발 및 응축 도중에 열원의 온도에 따라 냉매의 온도가 변하는 로렌츠사이클의 특성을 나타낸다. 이로 인하여 열교환시에 단일냉매에 비하여 유효 에너지의 손실을 절감할 수 있어 齋川 등¹⁾ 및 飛原 등²⁾의 해석 결과와 같이 성적계수의 향상 가능성을 짐작할 수 있다. 또한 단일냉매를 사용하는 것보다 이용열원의 온도 범위도 확대할 수 있을 뿐만 아니라 응축압력이나 압축비의 감소, 열용량의 증가 등을 얻을 수 있을 것이다. 이러한 관점에서 Cooper³⁾, Lorentz 등⁴⁾, 박 등⁵⁾, 원⁶⁾의 연구자들이 비공비혼합냉매와 단일냉매를 장치의 작동유체로 사용하였을 때의 냉난방사이클 특성에 관하여 보고를 하였으나, 이들 연구의 대부분은 장치 전반의

능력을 비교한 것이다. 따라서, 냉매의 증발이나 응축과정 중의 능력변화에 대한 언급이나 온도의 변화에 따른 연구 등이 부족한 실정이다. 특히 비공비혼합냉매를 작동유체로 하는 열펌프 장치의 설계를 보다 합리적으로 하기 위해서는 증발이나 응축과정 중의 능력변화와 냉매온도의 변화에 따른 더 많은 연구가 필요하다.

따라서 본 연구에서는 비공비혼합냉매를 사용하는 열펌프의 냉난방특성을 규명함으로써 열펌프 설계의 기초자료를 제공하고자 하였다. 이를 위하여 여러가지 비공비혼합냉매 중에서 비점의 차이가 비교적 크고 그 물성치가 어느 정도 잘 알려져 있는 R-22+R-114계를 작동유체로 사용하고 수평평활관을 열교환기로 사용한 기본적인 열펌프 장치를 구성하였다. 이러한 장치를 이용한 실험을 통해 비공비혼합냉매의 상변화에 따른 능력변화를 냉매의 조성비와 건도, 무차원 관길이의 변화 등에 따라 살펴보았다. 또한 냉방과 난방시의 전체적인 능력변화를 냉매의 조성비와 온도 등에 따라 검토하였으며, 동일조건에서의 단일냉매의 경우와도 비교하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

본 실험에 사용한 장치의 개략도는 Fig. 1과 같으며, 냉매는 압축기(1), 응축기(3), 수액기(4), 냉매여과기(5), 냉매건조기(6), 체적식 유량계(7), 팽창밸브(8), 증발기(9)의 순으로 유동된다. 열원수는 열원수 공급원(11, 15)에서 일정온도로 유지되어 증발기와 응축기에 일정유량으로 공급되게 하였는데, 열원수로는 물을 사용하였다. 그리고 시험구간으로 사용한 증발기 및 응축기는 그림에서와 같이 2중관 향류형 열교환기로서, 냉매는 내관을 흐르고, 열원수는 내관과 외관사이의 환상부를 냉매와 역방향으로 흐르도록 하였다. 증발기 및 응축기의 내관은 내경 7.6mm, 외경 10mm인 동제의 평활관이고, 외관은 내경 31.4mm인 PVC관을 사용하고, 그 외부에는 단열재로서 충분히 단열하여 열원수가 외기의 영향을 받지 않도록 하였다. 증발기는 길이 2,000mm인 직관 3개를 연결하여 전 길이를 약 6,200mm로 하였고, 응축기는 길이



- | | | |
|----------------------------|--|--------------------------------------|
| (1) Compressor | (10) Sight glass | (17) Water flow meter for evaporator |
| (2) Check valve | (11) Heat source water circulation tank for condenser | (18) Watt meter |
| (3) Condenser | (12) Auxiliary condenser | (19) Refrigerant collection tube |
| (4) Main receiver | (13) Water flow meter for condenser | (20) High pressure switch |
| (5) Strainer | (14) Auxiliary receiver | (21) R - 22 injection tube |
| (6) Dryer | (15) Heat source water circulation tank for evaporator | Ⓟ Pressure gauge |
| (7) Refrigerant flow meter | (16) Auxiliary evaporator | ▷◁ Stop valve |
| (8) Capillary tube | | × Locations of thermocouple |
| (9) Evaporator | | |

Fig.1 Schematic diagram of experimental apparatus.

2,400mm인 직관 3개를 연결하여 전 길이를 약 7,400mm로 하였으며, 밴드부를 합쳐 각각 전체 8개의 소구간으로 구성하였다. 각 소구간의 열교환량을 산출하기 위해 각 소구간 입·출구에 해당하는 부분의 내관과 외관 사이의 중심부에 C-C 열전대를 설치하여 열원수의 혼합평균온도를 측정하였다. 또 증발기 및 응축기의 용량이 부족할 때에는 보조증발기(16) 및 보조응축기(12)에서 다시 증발 및 응축을 완료시켰다. 또한 압축기로는 R-22용 1.5HP 밀폐형을 사용하였고, 적산전력계(18)로 측정된 입력전원의 전력을 압축기의 동력으로 하였다. 그리고 팽창밸브로는 모세관과 니들밸브

를 사용하여 임의로 냉매량을 조절할 수 있도록 하였으며, 압력의 측정을 위해 압축기의 입구와 출구에 부르돈관식 압력계를 설치하였다.

실험은 R-22 단일냉매 및 R-22의 중량비율을 25, 50, 75wt%로 조성한 R-22+R-114계 비공비혼합냉매에 대해 각각 실시하였다. 장치내에 냉매를 충전할 때에는 장치내의 전 냉매량이 거의 일정하게 유지되도록 하였고, 포화압력이 낮은 R-114를 충전하고 난 후, 장치내에서 R-22가 일정비율이 될 수 있도록 하였다. 이 때 장치내의 조성비를 기억평형 데이터⁶⁾에서 점검하였으며, 시험구간내의 온도와 압력이 30분 이상 평형을 유지할

때 실험을 시작하였다. 실험의 범위는 증발과 응축 시 냉매의 질량유량은 24~71kg/h, 건도는 0~1, 증발기의 냉각열량은 550~2 170kcal/h, 증발온도는 -15~5℃, 응축기 열량은 670~2 990kcal/h, 응축온도는 30~50℃의 범위에서 실시하였다.

3. 데이터 해석 방법

비공비혼합냉매를 장치의 작동유체로서 사용하고자 할 때에는 단일냉매의 성질은 물론이고, 서로 다른 단일냉매를 혼합했을 때 나타나는 혼합물로서의 성질을 파악하여야 한다. 본 연구에서는 단일냉매인 R-22와 R-114의 물성치는 ASHRAE에서 추천한 물성치표⁷⁾를 이용하였으며, 비공비혼합냉매의 잠열은 식 (1)과 같이 질량분율 평균⁸⁾으로 구하였다.

$$L_{mix} = wt_1 \cdot L_1 + (1 - wt_1) \cdot L_2 \quad (1)$$

여기서, L 은 냉매의 잠열이며, 첨자 1은 R-114, 2는 R-22, mix 는 R-22+R-114계 비공비혼합냉매의 상태를 각각 나타낸다. 또 wt_1 은 R-114의 질량분율로서 다음의 식 (2)와 같다.

$$wt_1 = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{y_1} - 1\right) \cdot \frac{M_2}{M_1}} \quad (2)$$

여기서, y_1 은 R-114의 몰분율이며, M_1 과 M_2 는 각각 R-114와 R-22의 분자량이다. 또한 기억평형 데이터는 van der Walls형 상태식인 Soave-Redlich-Kwong(SRK) 식⁹⁾ 및 Peng-Robinson (PR) 식¹⁰⁾을 조합하여 원⁶⁾에 의해 계산된 결과를 이용하였다.

본 논문에서는 비공비혼합냉매를 사용하는 장치의 냉난방사이클 특성을 규명하기 위하여 전술한 실험장치에서 측정된 데이터를 다음과 같은 방법으로 해석하였다. 즉, 실험장치의 시험구간은 충분히 단열되어 있으므로 응축기나 증발기에서 냉매가 방출하거나 흡수하는 열량은 주위의 열원수가 얻거나 빼앗기는 열량과 같다고 간주하여, 증발기 냉각열량(냉방능력)을 식 (3), 응축기 방열량(난방능력)을 식 (4)로부터 각각 구하였다.

$$Q_e = w_r \cdot (h_{out} - h_{in}) = w_{co} \cdot c_{co} \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (3)$$

$$Q_c = w_r \cdot (h_{in} - h_{out}) = w_{cw} \cdot c_{cw} \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (4)$$

여기서, w 는 작동유체의 질량유량, c 는 비열, h 는 엔탈피, T 는 온도를 나타낸다. 또 첨자 r 은 냉매, co 는 증발기 열원수인 냉수, cw 는 응축기 열원수인 냉각수의 상태를 나타낸다.

또 냉방능력과 난방능력의 변화를 건도에 따라 살펴보기 위해 냉매가 증발할 때의 건도를 식 (5), 응축할 때의 건도를 식 (6)으로부터 각각 계산하였다.

$$x_e = \frac{\pi \cdot d_{is}}{w_r \cdot L_e} \int_{z_{in}}^{z_{out}} q_e dz \quad (5)$$

$$x_c = 1 - \frac{\pi \cdot d_{is}}{W_r \cdot L_c} \int_{z_{in}}^{z_{out}} q_c dz \quad (6)$$

여기서, d_{is} 는 관 내경, L_e 는 증발잠열, L_c 는 응축잠열이며, W_r 은 냉매의 질량유량, z_{in} 과 z_{out} 는 각각 소구간 입구와 출구를 나타낸다. 또 q_e 와 q_c 는 각각 냉매가 증발할 때와 응축할 때의 열유속으로 식 (7)과 (8)로 계산된다.

$$q_e = \frac{Q_e}{\pi \cdot d_{is} \cdot z} \quad (7)$$

$$q_c = \frac{Q_c}{\pi \cdot d_{is} \cdot z} \quad (8)$$

여기서, d_{is} 는 관 내경, z 는 시험구간 중의 소구간 길이이다. 또 열교환량 Q_e 와 Q_c 는 각각 식 (3)과 (4)로부터 계산되는 냉방능력과 난방능력이다.

그리고 식 (3)과 (4)에서 계산된 열량 Q_e , Q_c 와 압축기 소요동력 W 로부터 냉방운전을 할 때와 난방운전을 할 때의 장치의 성적계수를 식 (9)와 (10)으로 계산하였다.

$$C.O.P_e = \frac{Q_e}{AW} \quad (9)$$

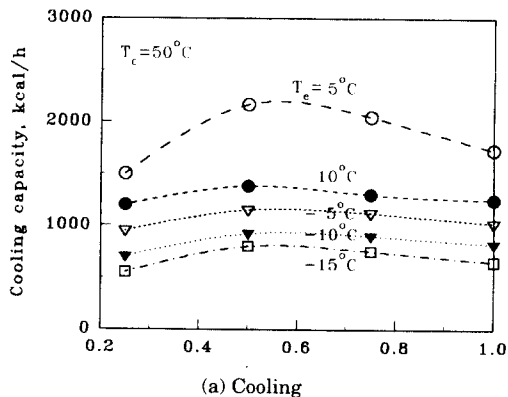
$$C.O.P_c = \frac{Q_c}{AW} \quad (10)$$

여기서 A 는 일의 열당량이다.

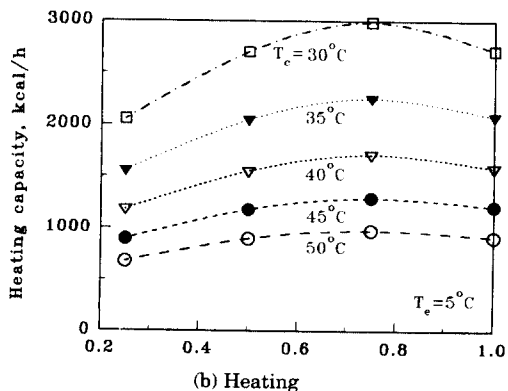
4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 비공비혼합냉매를 사용한 시스템과 기존의 단일냉매를 사용한 시스템의 성능을 비교함으로써 에너지의 효율적인 이용 방안을 모색하기 위한 자료를 제공하고자 하여 증발온도, 응축온도 등의 외적조건을 주었을 때 냉매의 조성비, 관길이, 건도, 유량 등에 따른 사이클의 능력과 성적계수의 변화 등을 살펴보았다.

Fig. 2(a)에는 응축온도가 일정한 상태에서 증발온도와 냉매의 조성비에 따른 증발기 냉각열량(냉방능력)을 나타내었고, (b)에는 증발온도가 일정한 상태에서 응축온도와 냉매의 조성비 변화에 따른 응축기 방열량(난방능력)을 나타내었다. 증발온도



(a) Cooling



(b) Heating

Fig. 2 Comparison of cooling and heating capacity with weight fraction of R-22 for various temperatures.

와 응축온도가 높을수록 각각 냉방능력과 난방능력이 증가하지만, (a)의 냉방능력에서는 비공비혼합냉매가 R-22 단일냉매에 비해 85~125% 정도의 열량을 나타내었고, (b)의 난방능력에서는 비공비혼합냉매가 R-22 단일냉매에 비해 74~110% 정도로 나타났다. 이는 냉매의 조성비에 따라 다르게 나타났는데, (a)의 냉방능력에서는 원⁶⁾의 시물레이션 결과와도 대체적으로 유사한 경향으로, R-22 25wt%인 비공비혼합냉매는 R-22 단일냉매보다 냉방능력이 적으나, R-22 50wt%, 75wt%인 혼합냉매는 R-22 단일냉매의 냉방능력보다 다소 높은 값이 나타난다. 또 (b)의 난방능력에서는 R-22 25wt%인 비공비혼합냉매는 (a)에 나타난 냉방능력 변화와 같이 R-22 단일냉매보다 월등히 적은 열량을 보이고, R-22 75wt%인 혼합냉매에서 가장 많은 난방능력을 보이고 있다. 또한 (a)의 냉방능력에서는 0°C 이상일 때와 이하일 때 현격한 차이를 보이고 있는데, 이는 온도에 의한 영향과 함께 출구 건도를 거의 일정하게 유지하기 위한 냉매량의 차이에 따른 영향이 작용되었기 때문으로 판단된다.

Fig. 3 (a)와 (b)는 각각 응축온도와 증발온도가 일정할 때 시험구간의 무차원 관길이(관길이/관외경)에 따른 냉방능력과 난방능력의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 전체적으로는 무차원 관길이가 길어질수록, 즉, 냉매가 출구로 갈수록 열량이 적어짐을 알 수 있다. 이것은 출구로 갈수록 증발기에서는 증기유량의 증가, 응축기에서는 액유량의 증가하기 때문이라 생각된다. 그러나 (a)의 냉방시에는 출구부근에서 R-22 단일냉매의 열량이 비공비혼합냉매의 열량보다 현저하게 적게 나타나고 있는데, 이것은 동일한 온도 조건으로 운전하여도 비공비혼합냉매에 비해 R-22 단일냉매의 열전달이 활발하여 드라이 아웃점이 빨리 나타났기 때문으로 판단할 수 있다.

Fig. 4(a)와 (b)에는 각각 냉매의 조성비에 관계없이 냉방능력과 난방능력이 동일할 때의 열량을 시험구간의 무차원 관길이에 따라 나타낸 것이다. (b)의 응축기에서는 대체적으로 냉매의 조성비에 관계없이 거의 비슷한 열량을 나타내었는데, (a)의 증발기에서는 다소 다른 경향을 보이고 있다. 즉,

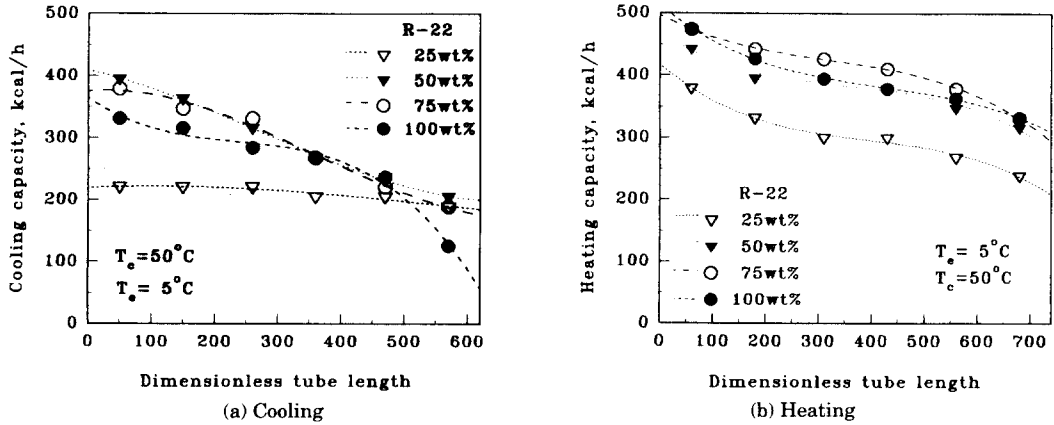


Fig. 3 Comparison of cooling and heating capacity with dimensionless tube length at a given evaporating and condensing temperature.

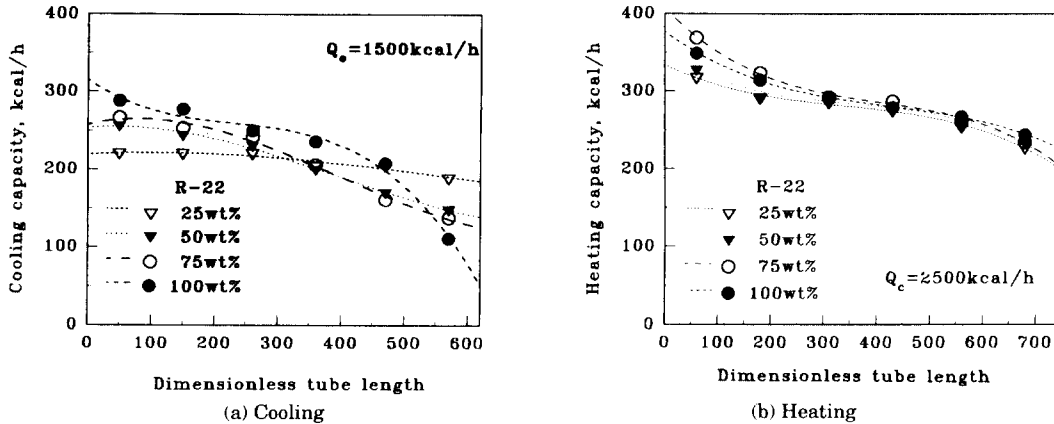


Fig. 4 Comparison of cooling and heating capacity with dimensionless tube length at a given cooling and heating capacity.

증발기 입구에서는 R-22의 비율이 높을수록 냉매의 흡수열량이 많은 경향을 나타내고 있는데, 출구에서는 R-22의 함유가 많은 냉매일수록 냉매의 흡수열량이 적어지는 경향을 나타내고 있다. 이것은 입구의 액이 많은 구간에서는 열전달률이 낮은 R-114의 함유율에 따른 영향이라고 생각되며, 출구에서는 Fig. 3 (a)에서와 같이 R-114의 함유비율이 높은 냉매일수록 증발의 완료가 늦기 때문에 판단된다.

Fig. 5 (a)와 (b)에서는 각각 응축온도와 증발온도가 일정할 때 건도의 변화에 따른 냉방능력과 난방능력의 변화를 나타낸 것이다. (a)에서는 건도의 증가에 따라 R-22 단일냉매보다 비공비혼합냉매의 냉방능력 증가가 비교적 크게 나타나는 것을 알

수 있는 데, 이것은 온도가 일정한 상태에서 출구에서는 증발이 완료되도록 조절하였기 때문에, 냉매의 조성비에 따라 냉매순환량과 열전달특성이 달라짐에 따른 현상으로 생각된다. 그러나 (b)에서는 R-22가 25wt%인 비공비혼합냉매를 제외하고는 건도의 증가에 따라 R-22 단일냉매와 비공비혼합냉매의 난방능력이 거의 차이를 나타내지 않고 있거나 비공비혼합냉매의 난방능력이 다소 크게 나타나고 있다. 이것은 R-22와 R-114의 잠열 차이로 인한 영향과 응축기 출구 건도를 거의 동일하게 함으로 인한 유량의 차이에 따른 영향으로 판단된다.

또한 Fig. 6 (a)에서는 응축온도가 일정할 때 장치의 손실이라고 할 수 있는 압축기 소요동력을

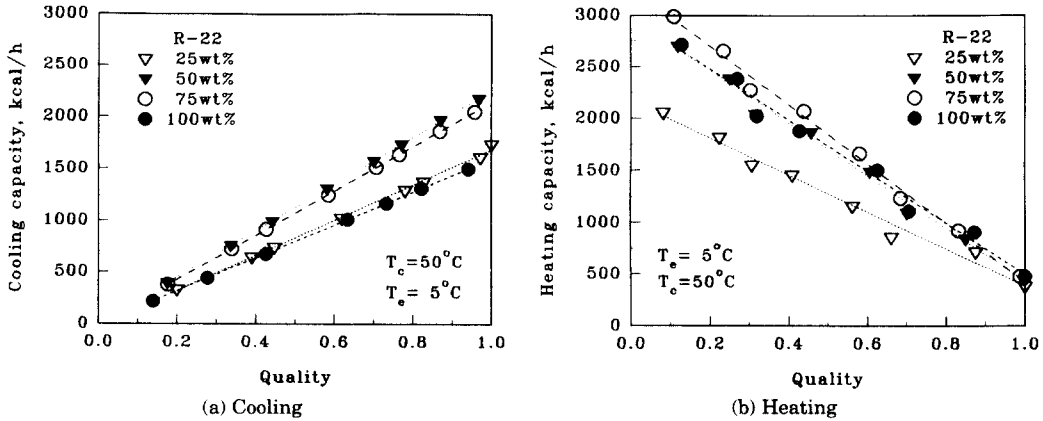


Fig. 5 Comparison of cooling and heating capacity with quality.

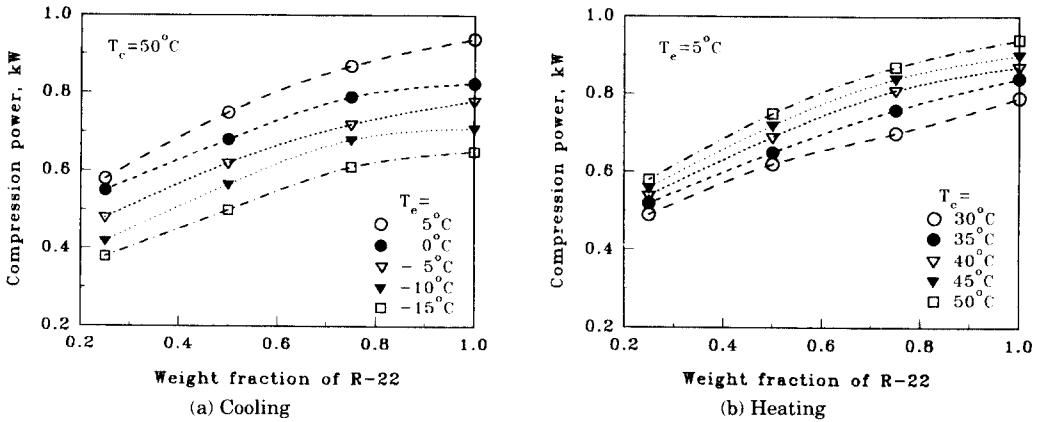


Fig. 6 Comparison of compression power for cooling and heating cycles with various weight fraction of R-22.

R-22의 조성비 변화와 증발온도의 변화에 따라 나타낸 것이고, (b)에서는 증발온도가 일정한 상태에서 응축온도가 변화할 때 R-22 단일냉매와 비공비혼합냉매의 압축기 소요동력을 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 소요동력은 R-22의 비율이 커질수록 증가하고 있으며, 증발온도나 응축온도의 상승에 따라 증가하고 있다. 이러한 결과는 온도가 달라짐에 따라 냉매의 유량이 일정하게 조정되지 않기 때문에 나타나는 현상으로 판단할 수 있으며, (a)에서는 원⁹⁾의 시뮬레이션 결과와도 비슷한 추이를 보이고 있다. 그러나 (b)에서는 응축온도의 변화에 따른 소요동력의 변화보다는 냉매의 조성비 변화에 따른 소요동력의 변화가 더 크게 나타나고 있다. 또(a)의 냉방운전인 경우 비공비혼합

냉매는 모두 R-22 단일냉매의 경우보다 58~95%까지 소요동력이 적어짐을 알 수 있고, (b)의 난방운전인 경우 비공비혼합냉매는 R-22 단일냉매에 비하여 80~96%까지 저하되고 있으므로 비공비혼합냉매를 사용함으로써 동력을 줄일 수 있을 것이다.

Fig. 7 (a)에는 장치를 냉방운전할 때의 성적계수를 증발온도와 냉매의 조성비에 따라 나타내었고, (b)에는 난방운전할 때의 성적계수 변화를 증발온도가 일정할 때 응축온도가 변화함에 따라 나타내었다. 그림에서 증발온도나 응축온도의 상승에 따라 성적계수가 커짐을 보여주고 있고, (a)의 냉방운전시 비공비혼합냉매는 R-22 단일냉매에 비해 108~160%, (b)의 난방운전시 110~140%를

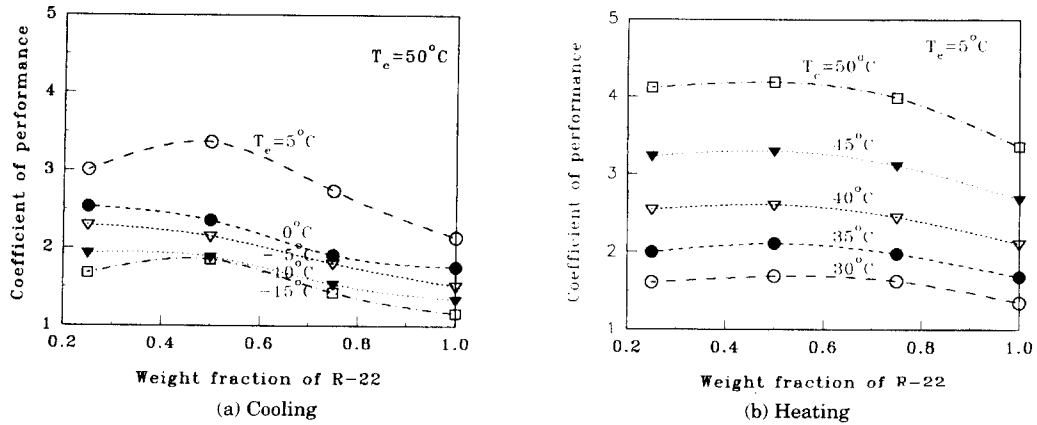


Fig. 7 Comparison of coefficient of performance for cooling and heating with various weight fraction of R-22.

나타내어 전체적으로 우수한 성능을 보이고 있다. (a)의 냉방운전시 이러한 현상도 원⁶⁾의 시뮬레이션 결과와 대체적으로 유사한 경향을 보여준다. 그러나 그 중에서도 R-22가 50wt%인 비공비혼합냉매가 비교적 우수한 성능을 보이고 있기 때문에, 냉방이나 난방운전을 하고자 할 때 장치의 성능 향상을 위해서는 증발온도를 높히고 R-22의 비율을 50wt% 정도로 한 R-22+R-114계 비공비혼합냉매를 사용하는 것이 좋을 것으로 판단된다.

본 실험범위내에서는 냉방운전을 할 때 혼합냉매의 증발온도가 5°C에서 냉방능력이 가장 크게 나타났고, R-22가 50wt%인 비공비혼합냉매를 사용할 때 냉방능력과 성적계수가 가장 높게 나타났다. 또 난방운전을 할 때에는 응축온도가 50°C, R-22의 비율이 75wt%인 비공비혼합냉매를 사용할 때 가장 큰 난방능력과 비교적 우수한 성적계수가 나타났다. 따라서 냉방운전을 하고자 할 때에는 R-22 50wt%+R-114 50wt% 정도의 비공비혼합냉매를 사용하여 직접팽창방식으로 운전한다면 큰 효과를 얻을 수 있을 것으로 생각된다. 또한 급탕을 겸한 난방운전을 하고자 할 때에는 R-22 75wt%+R-114 25wt% 정도의 비공비혼합냉매를 사용하고 응축온도를 높게 유지한다면 많은 효과를 얻을 수 있다고 생각된다.

또한 동일한 길이의 열교환기에서 비공비혼합냉매가 단일냉매보다 증발기 출구의 건도가 낮았고, 응축기 출구의 건도는 높았다. 따라서 비공비

혼합냉매인 경우에는 단일냉매보다 열교환기의 길이를 길게 하여야만 충분한 증발이나 응축을 완료할 수 있을 것이다. 이와 같이 열교환기의 길이를 길게 하면 시공이나 재료 등의 측면에서는 여러 가지 단점이 파생될 것이다. 그러나 증발이나 응축이 진행됨에 따라 열량의 증가면에 있어서는 비공비혼합냉매가 단일냉매보다 크게 나타나고 있기 때문에, 이러한 단점들을 어느 정도 보상할 수 있을 것으로 생각된다.

이상의 결과로부터 냉방이나 난방운전을 할 때 단일냉매와 조성비가 다른 비공비혼합냉매를 사용하는 장치의 냉방능력, 난방능력, 소요동력, 성적계수 등이 다르게 나타남을 알 수 있으므로 장치의 운전 범위나 요구하는 능력에 따라 단일냉매가 적절한 조성비로 혼합된 비공비혼합냉매를 사용함으로써 성능의 향상이나 유효 에너지 절약 등의 잇점들이 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

수평관내 평활 전열관을 사용한 열펌프의 작동 유체로서 비공비혼합냉매 R-22+R114계를 사용하였을 때의 사이클 성능에 관한 실험을 하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발온도가 높을수록 증발기의 흡수열량, 응축기의 방열량, 성적계수는 향상되었고 압축기의 소요동력은 오히려 커지는 경향을 나타내었지만,

혼합냉매의 증발온도를 냉방에 적합한 5℃ 정도로 운전을 한다면 전반적으로 성능이 향상될 것으로 판단된다.

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

(3) 냉매가 증발 또는 응축할 때 출구로 갈수록 열교환량이 적어짐을 보이고 있다. 그러나 비공비 혼합냉매는 단일냉매의 열교환량 감소보다는 비교적 적은 감소를 나타내고 있어 상대적으로 출구에서의 열교환량이 많은 것을 알 수 있었다.

(4) 장치의 사용범위에 따라서 우수한 성능을 나타내는 조성비가 뚜렷이 나타나기 때문에, 장치중의 냉매 조성을 변화시킬 수 있도록 조성조정기구를 부착하여 정확한 조성비로서 조절한다면 더욱 우수한 성능을 얻을 수 있을 것이다.

후 기

본 연구의 일부는 포항공과대학 첨단유체공학 연구센터(AFERC)와 (주)금성사 생활시스템 연구소 G2실의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- 1) 香川澄・高石吉登・上松公彦・渡部康一, 1983, "R12+R22系混合冷媒の溫度-エントロピ線圖の作成および冷凍サイクル特性の検討", 日本機械學會論文集 B編, 第 49卷, 第448號, pp. 2811~2820.
- 2) 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, 第 3卷, 第 2號, pp. 55~62.
- 3) Cooper, W. D., 1982, "The Use of Mixed Refrigerants in Air-to-Air Heat Pumps", ASHRAE Trans., Vol. 88, pp. 1159~1169.
- 4) Lorentz, A. and Meutzner, K., 1975, "Application of Non-Azeotropic Two-Component Refrigerants in Domestic Refrigerators and Home Freezers", Proceedings of the 11th International Congress of Refrigeration, Vol. 2, pp. 1005~1012.
- 5) 박기원・구학근・김성규・오종택・오후규, 1991, "혼합냉매 R-22와 R-114를 이용한 열펌프의 냉난방성능에 관한 연구", 공기조화·냉동공학회 창립20주년 기념학술대회 논문집, pp. 128~131.
- 6) 원성필, 1990, "혼합냉매의 열물성과 열펌프의 성능 해석", 서울대학교 공과대학 기계공학과 박사학위 논문
- 7) ASHRAE, 1985, ASHRAE Handbook 1985 Fundamentals SI Edition, Chapter 17
- 8) 望月貞成・八木良尙・但野力雄, 1982, "非共沸二成分作動流體の垂直圓管内凝縮熱傳達", 冷凍, 第 57卷, 第 659號, pp. 55~64.
- 9) Soave, G., 1972, "Equilibrium Constants from a Modified Redlich-Kwong Equation of State", Chemical Engineering Science, Vol. 27, No. 6-A, pp. 1197~1203.
- 10) Peng, D. Y. and Robinson, D. B., 1976, "A New Two-Constant Equation of State", Industrial Engineering Chemistry Fundamental, Vol. 15, No. 1, pp. 59~64.