

## 운전조건 변화에 따른 R-22 냉동사이클과 R-410A 냉동사이클의 성능변화 비교

박 태 준, 이 민 규, 정 지 환<sup>\*</sup>, 장 근 선<sup>\*\*</sup>  
선문대학교 대학원, <sup>\*</sup>천안외국어대학 환경시스템과, <sup>\*\*</sup>선문대학교 기계공학과

### Comparison of Performance Variation between R-22 and R-410A Refrigeration Systems

Tae Joon Park, Min Kyu Lee, Ji Hwan Jeong<sup>\*</sup>, Keun Sun Chang<sup>\*\*</sup>

Graduate School, Sunmoon University, Asan 336-708, Korea

<sup>\*</sup>Dept. of Environmental System, Cheonan Col. of Foreign Studies, Cheonan 330-705, Korea

<sup>\*\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Sunmoon University, Asan 336-708, Korea

(Received December 3, 2002; revision received January 16, 2003)

**ABSTRACT:** Experiments have been conducted in order to make comparisons of a alternative refrigerant (R-410A) cycle characteristic with an existing refrigerant (R-22) cycle characteristic in terms of cooling capacity and coefficient of performance (COP). The parameters examined in the present work include air flow rate, indoor/outdoor air temperatures, and indoor relative humidity. These two refrigeration cycles share all components except compressor, accumulator, oil separator, and piping connecting them. The measurements were made using an air-enthalpy calorimeter. The experimental results show that the R-410A cycle has many advantages over indoor conditions while the R-22 cycle has better performance over outdoor conditions.

**Key words:** Existing refrigerant(기존냉매), Alternative refrigerant(대체냉매), Refrigeration cycle(냉동사이클), Cooling capacity(냉방능력), COP(성적계수)

#### 기 호 설 명

$C$  : 비열 [kJ/kg °C]  
 $H$  : 상대습도 [%]  
 $k$  : 열전도율 [w/m °C]  
 $M$  : 냉매량 [kg]  
 $P$  : 압력 [bar]  
 $Q$  : 냉방능력 [kcal/h]

$T$  : 온도 [°C]  
 $V$  : 풍량 [m<sup>3</sup>/min]  
 $v$  : 비체적 [m<sup>3</sup>/kg]

#### 그리스 문자

$\mu$  : 점성 [kg/ms]  
 $\Phi$  : 잠열 [kJ/kg]

#### 하첨자

† Corresponding author

Tel.: +82-41-550-0649; fax: +82-41-550-0548

E-mail address: jhjeong@ccfs.ac.kr

con : 응축

- crit* : 임계
- di* : 실내건구
- do* : 실외건구
- eva* : 증발
- f* : 포화액체
- g* : 포화증기
- i* : 실내
- o* : 실외
- ref* : 기준값
- wi* : 실내습구
- wo* : 실외습구

1. 서 론

최근 오존층 파괴와 같은 환경문제로 인하여 가정용 에어컨에 사용되는 HCFC 계열의 R-22를 대체할 새로운 냉매로써 HFC 계열의 비공비 혼합 냉매인 R-407C와 유사공비 혼합냉매인 R-410A가 고려되거나 사용되고 있다. 대체냉매의 선택은 각 국가 혹은 기업의 환경에 따라 다르며 우리나라의 공조기 생산업체는 R-410A를 고려하고 있다.

R-410A는 시스템 전체 작동압력이 기존냉매 R-22와 비교해서 50~60% 정도 높기 때문에 냉매 특성에 따른 냉동사이클의 재설계가 요구되는 등의 단점과 함께 온도글라이드(Temperature Glide)가 0.1℃로써 단일냉매와 같이 취급이 용이하다는 장점을 가지고 있다. R-410A와 R-22의 물성치를 Table 1에 정리하였다. 대체냉매 R-410A는 R-22에 비교해서 작동압력, 액체시 비체적, 증발잠열이 각각 60%, 16%, 6% 정도 크고, 임계온도가 낮다. 일반적으로 냉매의 열역학적 특성상 임계온도가 낮은 냉매의 경우 성적계수가 낮은 반면에 큰 냉동능력을 나타내는 경향이 있다.<sup>(1)</sup> 그리고, 기체밀도가 높기 때문에 동일한 냉매유량에 대하여 단위킬이당 압력강하가 작고, 액체 열전도도가 크므로 냉매측 열전달효율의 향상이 기대되며,<sup>(2)</sup> 동일한 성능을 내기 위한 압축기 행정배체적적(displacement volume)도 30% 정도 낮게 되므로 시스템의 소형화가 가능하다.<sup>(3)</sup> R-410A는 오존층파괴지수(ODP)는 “0”이고 지구온화지수(GWP)도 R-22에 비교해서 낮다는 장점을 가지고 있다.

Table 1 Properties of R-410A and R-22

Refrigerant	R-22	R-410A
$T_{crit}$ [°C]	96	72.5
$P_{eva}$ (at 7°C) [bar]	6.22	9.92
$P_{con}$ (at 46°C) [bar]	17.7	27.89
$\psi$ (at 7°C) [kJ/kg]	199.2	212.2
$\psi$ (at 46°C) [kJ/kg]	159.4	146.9
$v_g$ (at 7°C) [m <sup>3</sup> /kg]	0.03796	0.02629
$v_f$ (at 46°C) [m <sup>3</sup> /kg]	0.00091	0.00106
$k_g$ (at 7°C) [W/m°C]	0.00991	0.0125
$k_f$ (at 46°C) [W/m°C]	0.07413	0.08327
$\mu_g$ (at 7°C) [kg/ms]	11.82	12.72
$\mu_f$ (at 46°C) [kg/ms]	129.5	88.74
$C_g$ (at 7°C) [kJ/kg°C]	0.771	1.175
$C_f$ (at 46°C) [kJ/kg°C]	1.384	2.076
ODP	0.05	0

R-22와 R-410A를 적용한 냉동사이클의 비교 실험은 실용성 때문에 여러 연구자들로부터 이루어져 왔다. 김병순·이승홍<sup>(4)</sup>은 실외 건구온도 변화에 따른 R-410A 에어컨 시스템 성능을 연구하였다. 이 연구에서 실외 건구온도가 35℃(실외 상대습도 50% 고정) 이상으로 상승하면 R-410A 사이클이 R-22 사이클에 비하여 냉방능력비 및 EER비가 저하되고, 35℃ 이하에서는 R-410A 사이클의 경우 R-22 사이클보다 상승한다고 나타내었다. 여기서 R-22 사이클과 R-410A 사이클의 흡입압력의 변화는 실외 건구온도 변화에 따라 동일한 경향을 나타내지만, 토출압력 변화의 경우 R-410A 사이클이 R-22 사이클과 비교하여 보다 크게 증가하는 것이 R-410A 사이클을 적용한 시스템 성능의 저하요인이 되었다고 주장하였다. 또한, 가스 비체적이 작은 R-410A 시스템이 R-22 시스템보다 저압축 배관의 압력강하가 감소하여 한국공업규격(KS C 9306) 냉방 표준조건에서 R-410A 시스템의 EER은 R-22 시스템과 비교해서 1% 향상되었다고 제시하였다. Murphy et al.<sup>(5)</sup>은 가정용 에어컨에 대한 캐나다의 시험규격(CSA) 조건에서 10.5kW 가정용 에어컨을 이용하여 R-410A, R-407C, 그리고 R-22 사이클의 성능을 비교하는 실험을 수행하였다. 이들은 4가지 조건에서 R-410A 사이클이 R-22 사이클보다 동등 또는 그 이상의 냉방능력을 나타냈다고 보고하였고, COP는 동등한 1가지 조건을 제외하고 R-410A

사이클이 R-22 사이클보다 낮게 나타났다고 언급하였다. 또한, 이들은 R-22 사이클의 경우 적정 냉매량 이상으로 충전되면 COP와 냉방능력의 증가가 둔화되어 적정 냉매량일 때와 유사한 값을 나타내지만, R-410A 사이클은 과충전되면 COP 및 냉방능력이 급격히 감소한다고 주장하였다. 조진표 등<sup>(6)</sup>은 R-410A를 적용한 가정용 에어컨의 냉매 충전량과 모세관 길이변화에 대한 연구에서 R-410A를 적용한 사이클의 경우 냉매량이 과충전되면 냉방능력이 감소되고 소비전력이 증가한다고 보고하였다.

기존의 대체냉매 사이클 연구는 열전달계수, 압력강하, 열교환기 설계 등 요소기술에 집중되어 있었고 사이클 특성을 파악하려는 연구는 부족한 형편이다. 본 연구에서는 표준조건, 실내·외 건구온도, 냉매량, 실내 상대습도, 실내기 풍량 등의 변화에 따라 R-22 사이클과 R-410A 사이클의 성능변화 및 시스템 특성을 비교하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

본 연구에 사용된 냉동사이클의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 열교환기로는 9.5 mm 동관에 수퍼슬릿핀을 연결시킨 2 RT급 공냉식 응축기와 7

mm 동관과 루버핀을 연결시킨 대향류(counter flow) 형식의 2 RT급 증발기를 사용한다. 사이클 구성을 위해 2 RT급 전자제어식 팽창밸브, 3 RT급(5.2 liter) 수액기(receiver tank), filter dryer, 그리고 투시경 등은 R-22 사이클과 R-410A 사이클이 공유하지만 압축기를 비롯한 5 HP급(260 mL) 액분리기(accumulator), 2 RT급 유분리기(oil separator), 그리고 이들을 연결하는 배관은 서로 다른 회로를 형성하도록 제작되었다. R-410A 사이클에서 사용된 압축기는 2 HP급(18,000 Btu/hr) 로터리 형식이고, R-22 사이클의 경우 3 HP급(27000 Btu/hr) 수평왕복동식 압축기를 사용하였다. 여기서, R-410A 사이클에 사용된 압축기는 회전수가 고정속도로 운전되는 제품이며, R-22의 경우 압축기는 Inverter로 회전수 제어가 가능한 제품이다.

냉동사이클 각 부분의 온도는  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  정밀도를 가지는 RTD(PT 100  $\Omega$ )를 이용하여 측정하였고, 압력은 정밀도가  $\pm 0.1\%$ 인 Setra 사의 c206 압력계(범위:  $-14.7\sim 1000$  Psi)를 이용하여 측정하였다. 유량은 오차범위가  $\pm 1\%$ 인 한국유량계공업(주)의 M2SSP/580 면적식 유량계(범위:  $15\sim 500$  L/hr)를 이용하였다. 그리고 응축기 팬의 rpm 제어는 슬라이더스를 사용하였다. 냉동사이클의 전열성능은 온도  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ , 압력  $\pm 0.1\%$ 의 정밀도를 가지도록 설계된 건습구식 칼로리미터에 설치

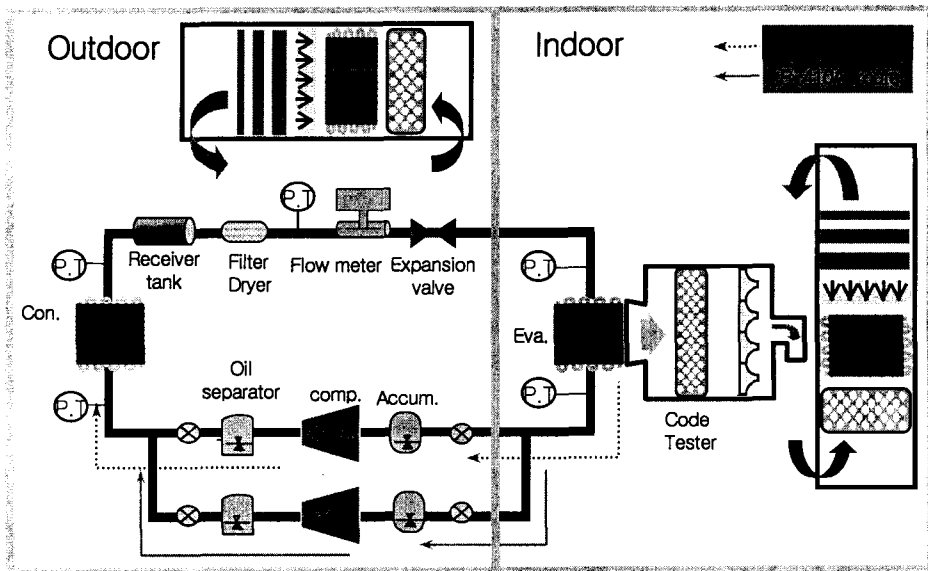


Fig. 1 Schematic diagram of refrigerant cycle.

Table 2 Experimental conditions for each test

Conditions	Refrigerant charge		Standard condition		Outdoor drybulb temperature		Indoor drybulb temperature		Indoor air flow		Indoor relative humidity	
	22	410A	22	410A	22	410A	22	410A	22	410A	22	410A
$M$ (kg)	variable		3.95	4.27	3.95	4.27	3.95	4.27	3.95	4.27	3.95	4.27
$V_{eva}$ (CMM)	14.7	12.3	12.3		14.7	12.3	14.7	12.3	variable		14.7	12.3
$V_{con}$ (rpm)	797	788	788		797	788	797	788	797	788	797	788
$T_{di}$ (°C)	27		27		27		variable		27		27	
$T_{un}$ (°C)	19.5		19.5		19.5		-		19.5		-	
$H_i$ (%)	-		-		-		50		-		variable	
$T_{do}$ (°C)	35		35		variable		35		35		35	
$T_{wo}$ (°C)	24		24		-		24		24		24	
$H_o$ (%)	-		-		50		-		-		-	

되어 실험이 수행되었으며 칼로리미터에 대한 규격은 이윤수 등<sup>(7)</sup>에 자세하게 설명되어 있다.

### 2.2 실험방법

실험은 기초실험단계와 본 실험단계로 나누어 진행하였다. 가장 먼저 R-22 사이클과 R-410A 사이클의 적정 냉매량을 결정하기 위한 실험을 수행하였다. 적정 냉매량이 결정되면 압축기 용량과 효율이 다른 두 냉동사이클의 전열성능을 직접 비교를 위한 표준실험을 수행하였다. 이 두 가지 기초실험을 종료한 후 R-22 냉동사이클과 R-410A 냉동사이클의 성능특성 비교를 위한 본 실험을 수행하였다. 본 실험에서는 실내·외 건구온도, 실내 상대습도, 증발기 풍량 등의 변화에 따른 두 시스템의 냉방능력과 성적계수의 변화를 비교하였다.

Table 2는 각 실험에서 적용된 조건들을 보여 주고 있다. Table 2의 조건에서 실내·외 공기측 온도 및 습도조건은 한국공업규격(KS C 9306)을 참고로 선정한 것이다. 증발기 풍량은 KS C 9306의 냉방 표준조건에서 R-22 냉동사이클의 성능이 최적화되는 조건이 되도록 설정하였다. R-22 냉동사이클을 이용하는 가정용 에어컨이 KS C 9306의 냉방 표준조건에서 운전되면 냉매의 증발기 출구 과열도가 5°C일 때 시스템 효율이 가장 높은 것으로 알려져 있다. 이것은 5.3 기압으로 운전되는 R-22 사이클의 증발기 출구온도가 12°C임을 의미한다. 따라서 냉매의 증발기 출구온도가 12°C가 되도록 증발기 풍량을 선정하였다. 한편, 응축기 풍량은 적정 과냉도 차이에 따

른 시스템의 영향을 배제하기 위하여 냉매의 응축기 출구 과냉도가 1°C가 되도록 조절된 값이다. 냉매량 변화 실험을 제외한 모든 실험에서의 냉매 충전량은 각 시스템의 적정 냉매량을 적용하였다. 실험에서 하나의 변수를 변화시킬 경우 다른 조건들은 고정시킨 상태에서 실험을 수행하였다.

냉매의 물성치는 NIST의 REFPROP 6.01을 이용하여 구하였다. 냉동사이클의 전열량 측정은 냉매측 조건과 공기측 조건으로부터 각각 계산하였다. 냉매측 전열량 계산시, 증발기 입구조건이 포화상태인 경우에는 등엔탈피 과정으로 가정하여 팽창밸브 전단의 엔탈피를 증발기 전단의 엔탈피로 사용하였다. 본 실험에서 냉매측 전열량과 공기측 전열량 사이의 오차는 R-22 사이클은 6% 이하이며, R-410A 사이클의 경우 5% 이하로 나타났다.

### 3. 실험결과 및 고찰

두 냉동사이클의 성능비교는 냉방능력( $Q$ )과 성적계수를 지표로 사용하였다. 성적계수는 두 가지를 사용하고 있다. 첫째는 소비전력을 고려한 성적계수(coefficient of performance-electric power, COP<sub>E</sub>)로서 일반적으로 사용되어 온 것이다. 둘째는 냉매가 압축기로부터 얻은 엔탈피를 기초로 계산한 성적계수(coefficient of performance-hydraulic power, COP<sub>H</sub>)이다. 두 냉동사이클에서 서로 다른 형태의 압축기가 사용됨으로써 압축기 자체의 효율차이, 인버터 구동회로 동작을 위한 소비전력의 유무 등의 차이가 존재한다. 이러한

Table 3 Conditions for reference experiment

Parameter	Values
Outdoor drybulb temperature (°C)	35
Indoor relative humidity (%)	50
Indoor drybulb temperature (°C)	27
Indoor airflow (CMM)	8
Refrigerant charge (kg)	3.95 for R-22 4.27 for R-410A

차이로 인한 영향을 배제하고 두 냉동사이클의 성능을 비교하기 위하여 COP<sub>H</sub>를 추가로 사용하였다. 한편, 형식과 용량이 다른 압축기의 영향을 배제하기 위하여 특정조건에 대한 실험을 기준실험으로 정하고, 변수의 값을 변화시키며 측정된 값을 기준실험에서 측정된 값과의 비로써 나타내었다. 각 실험에서 기준으로 선정된 실험조건을 Table 3에 나타내었다.

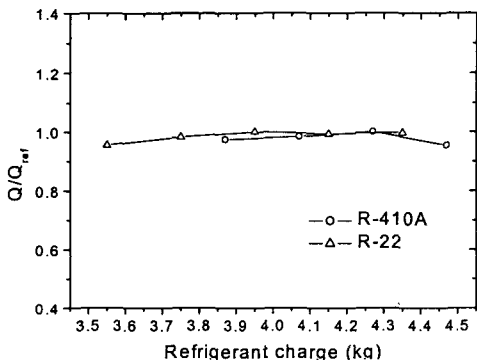
3.1 냉매량 변화에 따른 비교실험

적정 냉매량을 찾기 위한 공기축 및 냉매축 실험조건은 Table 2의 "Refrigerant charge"열에 나타나 있으며, 이 실험조건에서 측정된 두 시스템의 성능변화를 Fig. 2에 나타내었다. R-22 사이클과 R-410A 사이클은 각각 3.95 kg과 4.27 kg에서 가장 높은 냉방능력과 성적계수를 나타냈다. 이 값보다 충전량이 많거나 적으면 냉방능력과 성적계수는 감소하는 경향을 보인다. 이 결과로부터 본 실험에 사용된 냉동사이클의 적정 냉매량은 R-22를 사용할 경우 3.95 kg, R-410A를 사용할 경우 4.27 kg인 것으로 판단된다. R-410A의 액체

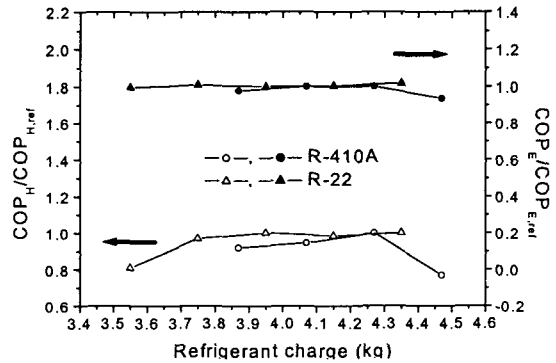
밀도가 R-22보다 16% 정도 작음에도 불구하고 R-410A의 충전량이 R-22 충전량보다 320 g 더 크다. 이는 R-410A 사이클의 전체적인 시스템 압력과 기체밀도가 R-22 사이클에 비해 각각 60%, 30% 정도 크기 때문인 것으로 여겨진다.

R-410A 사이클의 경우 냉매량이 적정량보다 커지면 R-22 사이클에 비해 냉방능력비와 성적계수 모두가 급격히 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 경향은 기존의 연구결과와 같은 결과이다. 이러한 이유로 R-410A 사이클은 냉매를 과잉충전하면 상대적으로 큰 성능저하를 유발하므로 R-410A 시스템 가동시 적정 냉매량을 초과하지 않도록 주의가 필요하다.

한편, Fig. 2(b)에서 COP<sub>E</sub>의 변화폭에 비하여 COP<sub>H</sub>의 변화폭이 크게 나타남을 볼 수 있다. 이것은 압축기의 운전특성과 관련되어 나타난 현상이다. 본 실험의 냉동사이클에 설치된 압축기는 정속도형으로서 부하변화에 대한 소요동력의 변화폭이 적은 특성을 가지고 있다. 냉매충전량의 변화범위에서 냉방능력의 변화폭이 적고 압축기 전력요구량의 변화가 적으므로 COP<sub>E</sub>비는 작은 폭의 변화를 보이는 것이다. 그러나 냉매가 압축기로부터 얻은 에너지는 압축기 효율의 영향을 받게 된다. 압축기 효율 또한 흐르는 냉매의 질량유량과 직접관계 된다. 압축기 전후단의 엔탈피 차를 비교한 결과, 냉매량이 변화에 따라 R-410A 사이클에서 엔탈피차의 변화율이 R-22 사이클에서의 변화율보다 크게 나타났다. 그 결과 COP<sub>H</sub>비는 그 변화폭이 상대적으로 크게 나타나고 있는 것이다. 냉동사이클의 성능을 나타내는 지수로서 COP<sub>E</sub>를 사용하여 왔으나, 압축기의 성



(a) Cooling capacity ratio



(b) COP ratio

Fig. 2 Performance of R-22 and R-410A cycles versus refrigerant charge.

능은 냉매의 물질특성뿐만 아니라 압축기의 기계적 특성에 따라서도 변화할 수 있는 만큼 COP<sub>H</sub>를 사용하는 것도 필요하다. 본 연구에서는 압축기를 바꾸면 변하는 COP<sub>E</sub>와 함께 압축기 선택에 무관한 COP<sub>H</sub>를 같이 비교함으로써 두 냉동사이클의 성능을 비교한다.

3.2 표준조건 비교실험

형식과 용량이 서로 다른 압축기를 사용하는 두 냉동사이클의 성능을 비교하기 위하여 한국공업규격(KS C 9306) 냉방 표준조건 하에서 비교 실험을 수행하였다. 이 실험에서는 두 사이클의 증발기 및 응축기 풍량, 냉매의 증발기 출구온도, 그리고 공기의 입·출구 조건이 동일하도록 조정하였다. 냉매의 증발기 출구온도를 동일하게 맞추기 위해 R-22 사이클은 압축기 회전수와 팽창밸브를 조절하였고, R-410A 사이클은 팽창밸브만을 조절하였다. 실험조건을 Table 2의 “Standard condition” 열에 나타내었고, 실험에서 측정된 냉방능력과 COP<sub>H</sub>를 Table 4에 나타내었다. 냉방능력의 경우 증발기 냉매측 출구온도를 같도록 조절함에 따라 상대적으로 증발온도가 큰 R-410A 사이클의 과열도가 R-22 사이클보다 1.4℃ 정도 작아졌기 때문에 두 시스템이 유사한 값을 나타냈으나, COP<sub>H</sub>는 R-410A 사이클이 관내측 압력강하가 작은 이유로 R-410A 사이클이 R-22 사이클보다 6.6% 정도 높은 값을 나타냈다. 따라서 실험조건을 조절하거나 같은 용량의 압축기를 사용한다면 R-410A 사이클의 냉방능력이 더 크게 나타날 수 있을 것으로 판단된다.

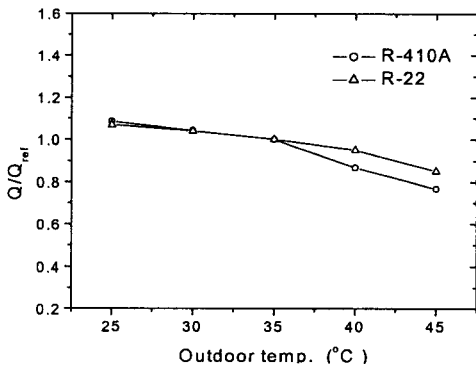
Table 4 Cooling capacity and COP<sub>H</sub> for R-22 and R-410A cycles

	R-22	R-410A
Cooling capacity (W)	5758.3	5727.4
COP <sub>H</sub> (W/W)	3.84	4.1

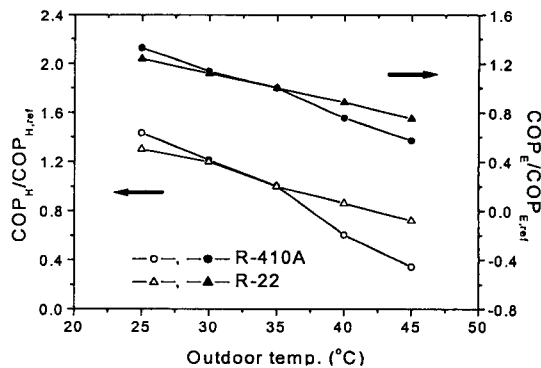
3.3 실외 건구온도 변화에 대한 비교실험

Table 2의 “Outdoor drybulb temperature” 열에 나타낸 실험조건으로 실외 건구온도 변화 실험을 수행하여 두 냉동사이클의 성능변화를 Fig. 3에 나타내었다. 냉방능력비의 경우 35℃를 기준으로 저온에서는 R-410A 사이클이 R-22 사이클보다 약간 높은 값을 나타내었고, 35℃ 이상으로 온도가 증가할수록 R-22 사이클이 R-410A 사이클보다 높은 증가폭을 나타내었다. 또한, 두 냉동사이클의 COP<sub>H</sub>비와 COP<sub>E</sub>비의 경우에서도 냉방능력비와 유사한 경향을 나타내었다. 이러한 경향은 김병순·이승홍<sup>(4)</sup>의 측정결과와 같은 결과를 나타내는 것이다.

Fig. 3에 나타낸 각 시스템의 5개 지점의 측정값 중 실외 건구온도 25, 35, 45℃일 때의 측정값을 Fig. 4의 P-H 선도에 나타내었다. 실외 건구온도가 증가함에 따라 두 사이클의 증발기측의 압력은 약간씩 증가하고 있으나 응축기측의 압력은 급격히 증가하고 있다. 그리고 응축기측의 압력증가율은 R-410A 사이클이 R-22 사이클보다 매우 큰 것으로 나타났다. 따라서 R-410A 사이클은 R-22 사이클보다 응축기측 압력과 증발기측 압력의 차이가 급격하게 증가하는 특성을 가



(a) Cooling capacity ratio



(b) COP ratio

Fig. 3 Performance of R-22 and R-410A cycles versus outdoor drybulb temperature.

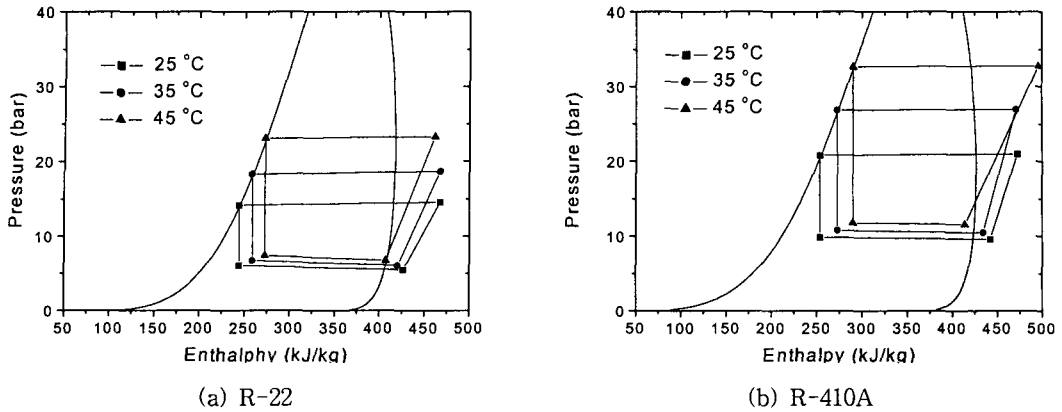


Fig. 4 P-H lines for R-22 and R-410A cycles versus outdoor drybulb temperature.

지고 있음을 알 수 있다. 또한, 실외 건구온도가 증가함에 따라 증발기 전·후단의 엔탈피 차가 크게 감소하고 있음을 볼 수 있다. 이러한 이유로 인하여 R-410A 사이클은 R-22 사이클보다 냉방능력비 감소율이 크게 되고, 요구되는 압축기 부하가 증가하게 되어 COP<sub>H</sub>비와 COP<sub>E</sub>비의 감소율이 크게 되는 것이다.

이러한 관찰결과로 볼 때, R-410A 사이클은 같은 용량의 R-22 사이클보다 체적이 큰 응축기를 장착하여 응축열전달 성능을 키움으로써 시스템의 성능을 향상시킬 수 있을 것으로 판단된다.

3.4 실내 건구온도 변화에 대한 비교실험

실내 건구온도 변화 실험조건은 Table 2의 “Indoor drybulb temperature” 열에 나타나 있으며, 실험에서 측정된 성능변화와 P-H 선도를 Fig.

5와 Fig.6에 각각 나타내었다. R-410A 사이클의 냉방능력비는 R-22 사이클의 냉방능력비보다 약간 높은 값을 나타내고 있다. 또한, COP<sub>H</sub>비와 COP<sub>E</sub>비의 경우에서도 R-410A 사이클의 값이 R-22 사이클의 값보다 약간 높게 나타났다. 특히, 27°C 이상에서는 R-22 사이클의 성능 증가폭이 둔화되어 두 냉동사이클의 성적계수 증가율의 차이가 더욱 증가하는 양상을 보이고 있다. 또한, 실내 건구온도가 증가함에 따라 R-410A 사이클의 성적계수는 실험구간에서 선형적으로 계속 증가하였지만 R-22 사이클의 성적계수는 증가율이 점차 감소하여 성적계수 증가율이 포화되는 경향을 보이고 있다. 이러한 경향은 작동유체가 압축기로부터 얻은 에너지를 기준으로 계산한 COP<sub>H</sub>의 비교에서 더욱 뚜렷하게 나타난다. 이것은 실내온도가 증가함에 따라 R-410A 사이클의 증발기 출구 엔탈피가 선형적으로 증가한 반면 R-22

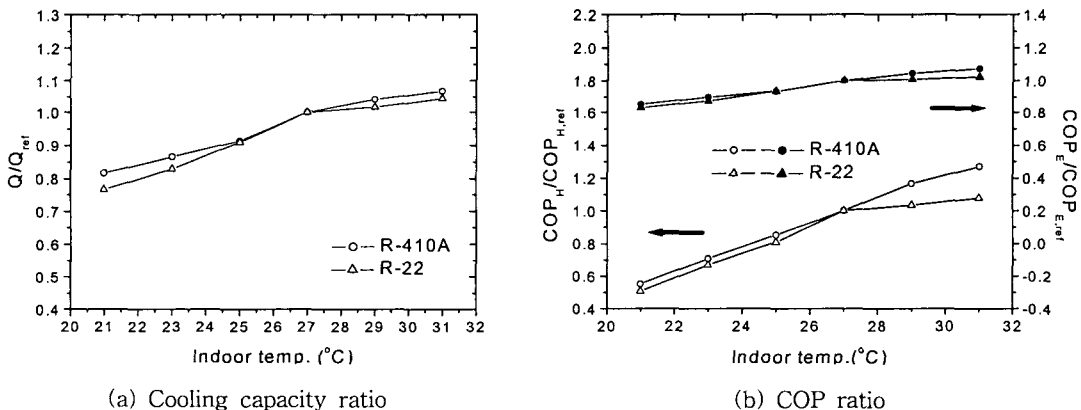


Fig. 5 Performance of R-22 and R-410A cycles versus indoor drybulb temperature.

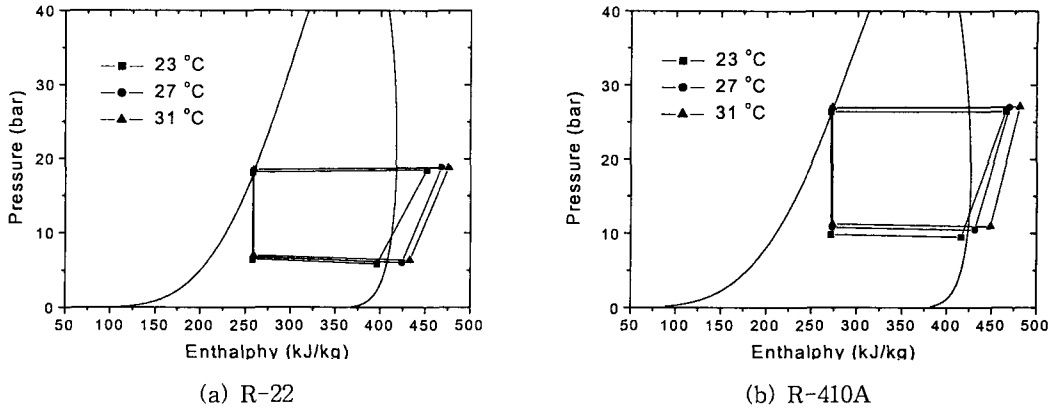


Fig. 6 P-H lines for R-22 and R-410A cycles versus indoor temperature.

사이클의 증발기 출구 엔탈피는 27°C 이상에서 소량 증가하였기 때문이다. 또한, 실내온도가 증가함에 따라 R-22 사이클 증발기측의 압력이 거의 변화하지 않은 반면 R-410A 사이클의 압력은 증가하였다. 두 사이클 모두 응축기측의 압력이 변화하지 않았으므로, 증발기측과 압축기의 작동 압력 차이가 R-22 사이클에서는 변화가 거의 없었고 R-410A 사이클에서는 감소하게 되었다. 즉, R-410A 사이클의 압축기는 실내온도가 증가함에 따라 압축부하가 감소하게 된 것이다. 이러한 이유로 실내온도가 증가함에 따라 R-410A 사이클의 성적계수는 선형적으로 증가하고 R-22 사이클의 성적계수는 증가율이 둔화되는 것이다. 이러한 현상은 Fig. 6에 나타내어진 실내 건구온도 증가에 따른 두 냉동사이클의 P-H 선도에서 확인할 수 있다.

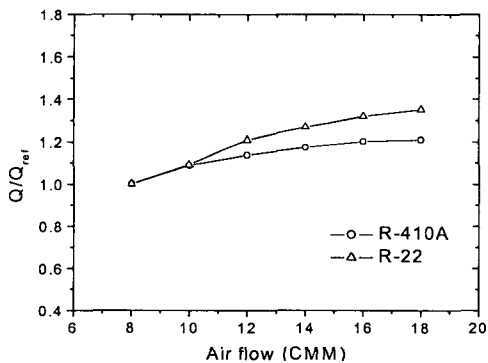
이러한 결과로 볼 때, R-22 사이클에 비하여

R-410A 사이클은 실내온도가 높을수록 우수한 성능을 기대할 수 있을 것으로 판단된다. 따라서, R-410A 냉동사이클의 증발기는 동일한 성능을 가지는 R-22 사이클의 증발기보다 다소 작은 체적의 것을 사용할 수 있다고 판단된다.

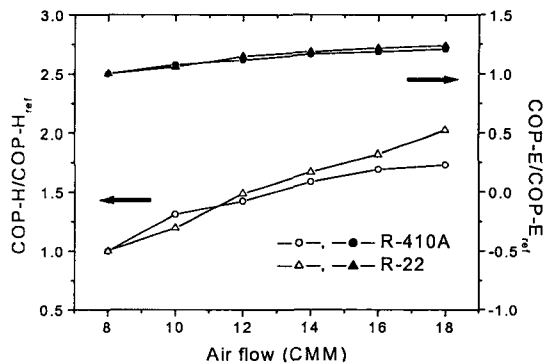
### 3.5 실내 풍량변화에 대한 비교실험

Table 2의 “Indoor air flow” 열에 나타나 있는 증발기측 풍량변화 실험조건을 적용하여 측정된 두 냉동사이클의 성능변화를 Fig. 7에 나타내었다.

R-22를 적용한 냉동사이클의 냉방능력이 R-410A 사이클보다 풍량변화에 민감하게 반응하고 있음을 알 수 있다. 이것은, Fig. 8의 P-H 선도에서 볼 수 있듯이, 실내 풍량변화에 대하여 R-410A 사이클의 증발기 출구에서의 엔탈피 증가 폭이 R-22 사이클보다 작기 때문이다. 두 성적계



(a) Cooling capacity ratio



(b) COP ratio

Fig. 7 Performance of R-22 and R-410A cycles versus indoor air flow.



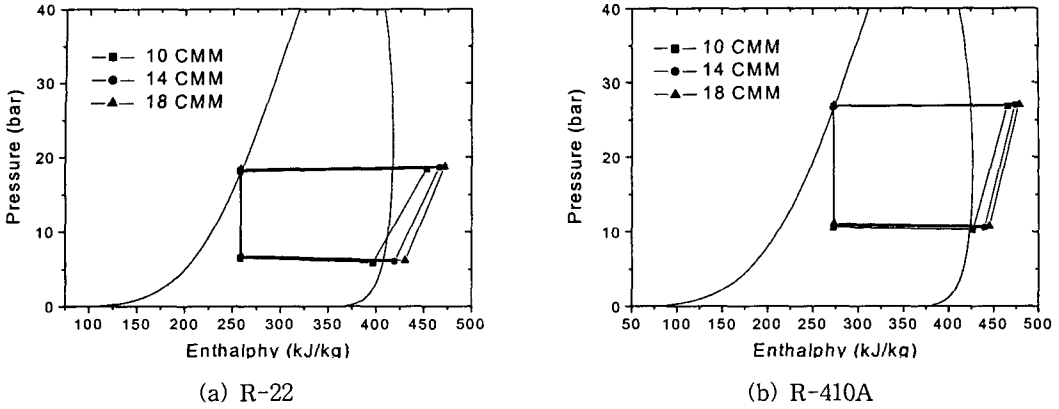


Fig. 8 P-H lines for R-22 and R-410A cycles versus indoor air flow.

수비의 경우 10 CMM에서의 역전현상을 제외하고 냉방능력비와 유사한 경향을 나타내고 있다. 이러한 현상 또한 Fig. 8의 P-H 선도에서 볼 수 있듯이, R-22 사이클의 증발기가 과포화 증기 영역에서 운전되다가 10 CMM일 때는 포화영역으로 바뀌게 되기 때문이다. 즉, 증발기측의 냉매상태가 포화영역으로 진입함에 따라 압축기의 부하가 증가하여 성적계수가 상대적으로 나쁘게 나타난 것이다. 이러한 현상은 두 시스템에서 사용된 압축기의 용량차이에서 기인한 것으로 볼 수 있다.

준으로 상대습도가 증가함에 따라 R-410A 사이클의 냉방능력비가 R-22 사이클보다 민감하게 변하는 것을 알 수 있다. 한편, COP<sub>E</sub>비는 두 시스템이 거의 같은 값을 나타내고 있지만 COP<sub>H</sub>비의 경우 냉방능력비 변화와 유사한 경향을 나타내는 것을 알 수 있다. 앞선 절에서도 설명하였듯이 실내 상대습도가 증가함에 따라 압축기에서 소비하는 전력의 변화는 거의 일정한 반면, 압축기 효율의 변화로 인해 냉매가 얻게 되는 엔탈피 증가폭은 달라지기 때문이다.

3.6 실내 상대습도 변화에 대한 비교실험

실내 상대습도 변화 실험의 실험조건은 Table 2의 "Indoor relative humidity" 열에 나타나 있으며, 실험으로 측정된 두 냉동사이클의 성능변화를 Fig. 9에 나타내었다. 실내 상대습도 50%를 기

3.7 두 시스템의 관내측 압력강하 비교

각각의 실험에서 증발기와 응축기 입·출구에 설치된 압력계를 이용하여 열교환기 관내측 압력강하를 측정하였다. Table 5는 실내 건구온도 변화실험에서 측정된 압력강하 자료를 나타내고 있

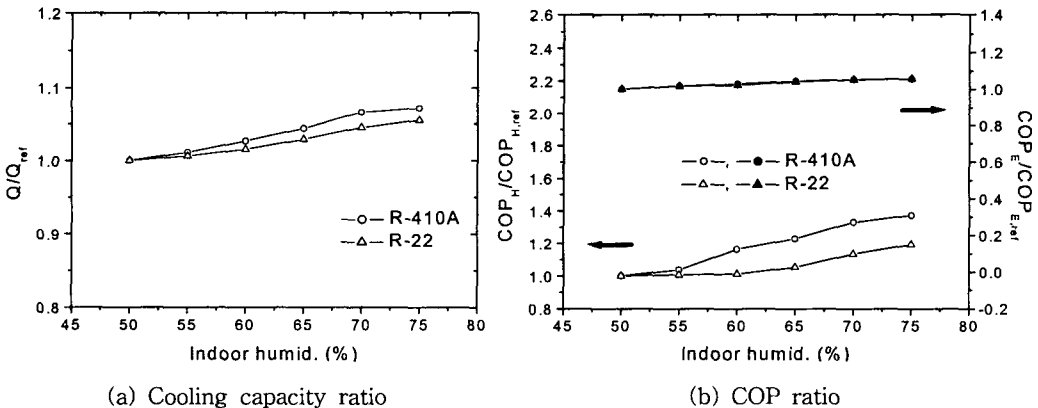


Fig. 9 Performance of R-22 and R-410A cycles versus indoor relative humidity.

Table 5 Tube-side pressure drop with variation in indoor drybulb temperature

Indoor drybulb temperature (°C)	Evaporator (bar)		Condenser (bar)	
	R-22	R-410A	R-22	R-410A
21	0.6	0.28	0.41	0.32
23	0.61	0.3	0.42	0.33
25	0.62	0.29	0.43	0.34
27	0.62	0.29	0.44	0.36
29	0.63	0.3	0.43	0.37
31	0.63	0.29	0.42	0.37

다. 증발기와 응축기 모두 R-410A 사이클의 압력강하가 R-22 사이클보다 작은 것을 알 수 있다. 이러한 압력강하 차이는 다른 실험에서도 공히 나타났다. 이는 Table 1에서의 두 냉매의 특성에 나타내어져 있듯이 증발기에서는 R-410A의 증기 점성계수가 R-22보다 7.6% 정도 크지만, 증기 비체적은 30.7% 정도 작기 때문이다. 즉, R-410A 증기의 체적유량이 작기 때문에 속도제곱에 비례하는 압력손실이 적고, 이것은 점도에 의한 압력손실 증가분을 상쇄하고도 남는 것이다. 또한, 응축기 운전조건에서는 R-410A가 R-22보다 16.5% 큰 액상 비체적을 가지고 31.5% 작은 액상 점성계수를 가지기 때문이다. 즉, 액상 R-410A의 점성계수 감소에 의한 압력손실 감소량이 속도증가에 의한 압력손실 증가량을 상쇄하고도 남는 것이다.

이러한 결과는 R-410A 사이클에 사용하는 핀 튜브 열교환기의 관내경을 줄이거나 관내에 열전달촉진을 위한 마이크로핀과 같은 그루브(groove) 등을 적용하여도 기존의 R-22 사이클이 가지는 압력강하 정도로 운전이 가능할 수 있다는 것을 의미한다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 냉매량, 실내외 온·습도, 그리고 실내 풍량변화에 따른 R-22 시스템과 R-410A 시스템의 반응특성을 비교하였다. 비교측정을 통하여 얻은 결과는 다음과 같이 정리할 수 있다.

(1) 두 시스템 모두 적정 냉매량으로 운전되는 것이 성능향상에 중요하다. 특히 R-410A 사이클의 경우 R-22와 비교해서 과잉 충전시 비교적

큰 성능저하를 나타낸다. 따라서, 실제 R-410A 사이클 운전시 냉매충전에 대한 특별한 주의가 요구된다.

(2) R-22 사이클과 동일한 용량의 R-410A 사이클 설계시, R-22 사이클에 사용된 것보다 더 큰 용량의 응축기를 사용하는 것이 성능향상에 효과적이다.

(3) R-410A 시스템은 실내 건구온도가 낮아져도 R-22 시스템보다 성능저하가 적고, 실내 건구온도가 높아지면 성능향상이 크게 나타났다. 따라서, R-410A 냉동사이클의 증발기는 동일한 성능을 가지는 R-22 사이클의 증발기보다 다소 작은 체적의 것을 사용할 수 있다.

(4) R-22 사이클의 냉방능력이 R-410A 사이클보다 풍량변화에 민감하며, 실내 상대습도가 증가에 따라 R-410A 사이클의 성능이 R-22 사이클보다 크게 향상되었다.

(5) 증발기 및 응축기의 관내측 압력강하는 R-410A 사이클이 R-22 사이클보다 작게 나타났다. 따라서 R-22 사이클에서와 같은 크기의 압력강하가 요구된다 하여도 R-410A 사이클에서는 관내 열전달성능을 향상시키기 위하여 열교환기 관내경을 줄이거나, 관내에 groove를 만들 수 있다.

#### 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 선문대학교 공조기술연구소(RRC)의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

1. Didion, D. A. and Bivens, D. B., 1990, Role of refrigerant mixture as alternatives to CFCs, *Int. J. Refrig.*, Vol. 13, pp. 163-175.
2. Takashi Okazaki, Yoshihiro Sumida and Yoshiaki Tanimura, 1996, Heat transfer characteristics in horizontal tubes for R-407C and R-410A, *The Int. Symposium on HCFC Alternative Refrigerants*, pp. 51-55.
3. Korean Intellectual Property Office, 2000, *The Report for Investigation of New Technology Trend (HVAC&R)*, Mechanics/Metallics, Vol. 6, pp. 537-541.

4. Kim, B. S. and Lee, S. H., 1999, Performance of a room air conditioner using R-410A according to the variation of outdoor temperature, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 4, pp. 537-541.
5. Murphy, F. T., Low, R. E., Gilbert, B. E., Linton, J. W., Snelson, W. K. and Hearty, P. F., 1995, Comparison of R-407C and R-410A with R-22 in a 10.5 kW (3.0 TR) residential central air-conditioner, International CFC and Halon Alternative Conference: Proceeding, pp. 31-40.
6. Cho, J. P., Oh, W. K., Kim, N. H., Kim, Y. S., Koo, M. S., Yun, K. S. and Choi, Y. H., 2001, An experimental study on the residential air-conditioning system with variations of charging conditions and capillary tubes, Proceedings of the KSME 2001 Fall Annual Meeting, pp. 213-217.
7. Lee, Y. S., Jun, Y. H., Kim, D. H., Chang, K. S., Youn, B., Moon, J. M., Hong, J. T. and Oh, M. D., 2002, An experimental study on the cooling and heating characteristics of system air-conditioner using the digital scroll compressor, Proceedings of the SAREK 2002 Summer Annual Conference, Volume II, pp. 575-580.