

## 자동차 공조기용 R12 및 R134a 대체 냉매의 성능평가

백 인 철, 박 기 정, 심 윤 보, 정 동 수<sup>†\*</sup>

인하대학교 대학원 기계공학과, \*인하대학교 기계공학과

### Performance of Alternative Refrigerants for R12 and R134a in Automobile Air-Conditioners

In-Cheol Baek, Ki-Jung Park, Yun-Bo Shim, Dongsoo Jung<sup>†\*</sup>

Graduate School, Inha University, Incheon 402-751, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

(Received September 14, 2006; revision received March 27, 2007)

**ABSTRACT:** In this study, natural refrigerants and their mixtures that can supplement and replace R12 and R134a in automobile air-conditioners are studied. R134a is currently used as the refrigerant in new motor vehicle air conditioners, replacing the ozone depleting refrigerant R12. Although R134a has no ozone depletion potential, it has a relatively large global warming potential, approximately 1300 times that of CO<sub>2</sub> over a 100 year time horizon. For this reason, performance of natural refrigerants and their mixtures containing R152a, RE170 (Dimethylether, DME) and R600a (Isobutane) are measured under 2 different temperature conditions. They were tested in a refrigerating bench tester with an open type compressor. The test bench provided about 4 kW capacity and water and water/glycol mixture were employed as the secondary heat transfer fluids. Test results show that the coefficient of performance (COP) of these refrigerants is up to 21.55% higher than that of R12 in all temperature conditions. Overall, these fluids provide good performance with reasonable energy savings without any environmental problem and thus can be used as long term alternatives for automobile air-conditioners.

**Key words:** Alternative refrigerant(대체냉매), Air conditioner(공기조화기), COP(성능계수), Capacity(냉동용량)

#### 기 호 설 명

*COP* : 성능 계수  
*Q* : 냉동 능력 [W]  
*T* : 온도 [°C]  
*P* : 압력 [MPa]

*m* : 질량유량 [g/s]  
*GWP* : 지구 온난화 지수  
*ODP* : 오존층 붕괴 지수

#### 하첨자

*c* : 응축기  
*e* : 증발기  
*w* : 2차유체  
*dis.* : 압축기 토출 부분

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-32-860-7320; fax: +82-32-868-1716

E-mail address: dsjung@inha.ac.kr

## 1. 서 론

지난 반세기 동안 냉동/공조기의 냉매로 널리 사용되어 온 염화불화탄소(CFC)들이 성층권의 오존층 붕괴의 주원인으로 밝혀짐에 따라, 1987년에 오존층 붕괴 물질의 생산 및 사용을 규제하기 위한 몬트리얼 의정서가 체결되었다.<sup>(1)</sup> 이 의정서에 따라 현재 선진국의 경우에는 1996년 1월 1일부터 CFC를 전면 폐기하게 되었고, 한국과 같이 개발도상국으로 분류된 국가의 경우에는 10년의 유예 기간을 갖고 점진적으로 전면 폐기하게 되었다.

이 같은 CFC 전면 폐기로 인한 공백을 메우기 위해 지난 몇 년간 냉동/공조 산업계는 ODP가 매우 낮거나 전혀 없는 단일 성분 냉매들을 개발하는데 주로 초점을 맞추어 연구 및 개발을 수행해왔다. 그 결과 중압용 설비에 쓰이던 R12를 대체할 수 있는 R134a 등의 대체냉매가 등장하게 되었고, 이 냉매는 증기압 및 성능 면에서 기존의 R12와 비슷해, 큰 문제없이 현재 새로 생산되는 자동차 공조기나 냉장고 등의 설비에 적용되고 있다.

한편 현재 새로 제조되는 자동차의 공조기 냉매로 사용되고 있는 R134a는 지구 온난화 지수(Global Warming Potential, GWP, CO<sub>2</sub>의 GWP를 1.0으로 정해 기준으로 사용함)가 1300으로 매우 높아서 1997년도의 교토 기후협약에서도 그 사용에 대한 찬반 논쟁이 있었고, 앞으로 계속해서 규제대상으로 지목될 가능성이 큰 냉매이다.<sup>(2,3)</sup> 또한 현재 R134a를 사용하는 자동차 공조기의 윤활유로는 Polyalkylene glycol(PAG) 윤활유가 사용되고 있으나, 앞으로는 가정용 냉장고나 공조기 등에 사용되는 Polyolester 윤활유로 대체될 가능성이 높다. 따라서 새로운 자동차 공조기의 경우에는 가능한 한 R134a를 적게 쓰면서 윤활유와의 호환성을 높여 주는 대체냉매가 필요할 것으로 예상된다.

어떤 냉매가 R12나 R134a의 보충냉매나 대체냉매로 유용하려면, 무엇보다도 기존의 압축기를 크게 개조하지 않고도 적용할 수 있어야 한다. 이를 위해서는 R12나 R134a와 비슷한 증기압을 가져야 하고 또한 유사한 성능계수(Coefficient of Performance, COP)를 지녀야만 한다. COP란 냉동효과를 압축기에서 필요로 하는 일로 나누

어준 수치로, COP가 클수록 냉동/공조기의 에너지 효율이 높은 것을 뜻하므로, 지구온난화를 감소시키기 위해서는 자동차 공조기의 COP를 향상 시켜야만 한다. 한편, 공조기 설계시 COP와 더불어 가장 중요하게 고려해야 할 변수는 냉동 체적능력(Volumetric Capacity, VC)이다. VC는 단위 체적당 냉동 효과를 의미하는데, 이것은 증기압에 비례하며 압축기의 크기를 나타내주는 변수이다. 대체냉매나 보충냉매가 기존 냉매의 냉동 능력을 낼 수 있다면, 압축기를 바꾸지 않고도 공조기를 제조할 수 있어 매우 유리하다 할 수 있다.

지금까지의 연구 결과 순수 대체냉매로 R12나 R134a를 대체하려면, 순수 대체냉매의 체적용량이 기존의 것과 매우 다르므로 필연적으로 압축기를 교환해야만 한다. 또한 R12나 R134a와 비슷한 성능계수를 내기가 어렵다는 것이 밝혀졌으며,<sup>(2)</sup> 바로 이런 이유 때문에 여러 종류의 혼합냉매들이 출현하게 된 것이다.

전통적으로 가연성 냉매는 안전성 문제 때문에 일반 냉동 공조 분야에 적용되지 않았다. 그러나 최근에는 환경적 요구에 의해 이러한 경향이 많이 완화 되었다. 그 결과 몇몇 가연성 냉매들이 순수 작동 유체, 혹은 혼합 작동 유체중의 한 성분으로서 냉동 공조 분야에 적용되었다.<sup>(4,5)</sup> 실제로 R600a(Isobutane)는 지난 수십 년 간 유럽의 냉장/냉동기에 사용되어 왔다. 최근에는, 유럽에서 R290(Propane)과 R1270(Propylene)같은 탄화수소 냉매들도 열펌프의 난방 운전시 작동유체로 제안되었다.<sup>(6)</sup> 탄화수소 계열의 냉매들은 가격이 저렴하며, 냉동 장치에 쓰이는 물질들과 호환성이 좋고, 기존의 미네랄 오일을 그대로 사용할 수 있으며, 친환경적인 냉매이기 때문이다.<sup>(4,6)</sup> Jung et al.<sup>(5,7)</sup>은 R12를 대체하기 위한 연구를 수행하였고 R290(Propane)과 R600a(Isobutane)의 혼합물이 R12를 대체할 수 있는 좋은 냉매임을 보인바 있다.

본 연구에서는 지금까지 자동차 공조기의 냉매로 사용되어온 R12나 R134a를 대체할 수 있는 HFC 계열 냉매인 R152a와 탄화수소 계열 냉매인 DME(Dimethyle ether), R600a(Isobutane)등으로 이루어진 혼합냉매를 선정하고 이들의 성능을 두 가지 외부 온도조건하에서 측정하여 그 특성을 비교/분석하였다.

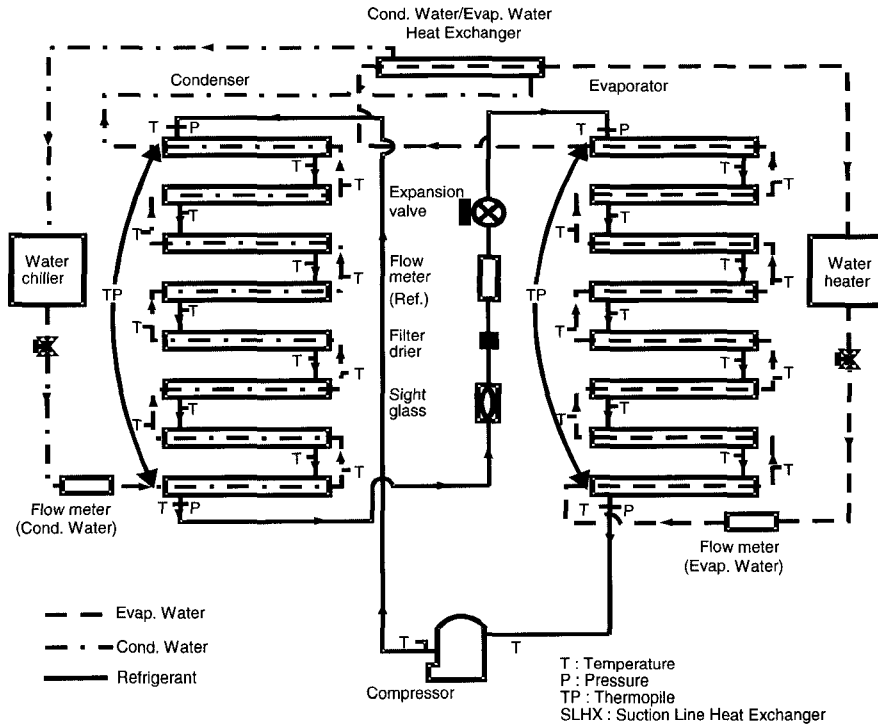


Fig. 1 Schematic diagram of the breadboard heat pump.

## 2. 실험장치

### 2.1 벤치 테스터 설계 및 제작

위의 연구 목표를 달성하기 위해 본 연구에서는 냉매와 물이 대향류를 이루며 흐르면서 외부 조건을 균일하게 맞추어 줄 수 있는 벤치 테스터 장비를 설계하고 제작하여 여러 가지 대체냉매의 냉동 용량, 성능 계수, 압축기 토출 온도 등을 측정하고 비교, 분석하였다. Fig. 1은 대체 혼합냉매를 실험하기 위해 Mulroy et al.<sup>(8)</sup>이 사용한 것과 비슷하게 설계한 벤치 테스터를 개략적으로 보여준다. 본 실험에서는 증기 압축식 냉동기의 중요 요소인 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기를 조합하여 4kW의 냉동 용량의 벤치 테스터를 설계, 제작하였다.

본 실험에서 증발기로 사용한 열교환기는 내경 19.0 mm, 외경 25.4 mm, 길이 740 mm의 이중관 형태의 동관을 8개씩 직렬로 연결하여 만들었다. Fig. 2는 열교환기의 연결부를 자세히 보여준다. 증발기의 총 길이는 5.92 m이며 내 벽면을 기준

으로 한 열교환기의 면적은 각각 0.3536 m<sup>2</sup>이다. 사용된 이중관 열교환기의 내관으로 2차 유체가 흐르도록 하였으며, 냉매는 내관과 외관 사이의 환상공간으로 흐르게 하였고, 열교환을 극대화시키기 위하여 대향류가 되도록 제작하였다. 한편 응축기는 상용 열교환기인 FW 1(미국 Doucette industries사 제작)을 사용하였다.

본 실험 장치의 압축기로는 실제 자동차 공조기용 압축기인 개방형 왕복동식 압축기(HCC/FORD의 FS10)를 전기 모터와 인버터에 연결하여 사용하였다. 이와 같은 시스템은 실제의 자동차 공

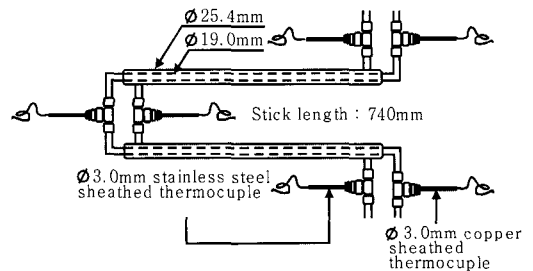


Fig. 2 Details of evaporator connection.

조기처럼 인버터를 이용하여 압축기의 회전수를 조절 할 수 있다는 장점이 있다. 응축기를 통과한 냉매가 완전히 과냉 되었는지 확인하기 위해 유리로 된 가시화 장치(Sight glass)를 설치하였으며 팽창밸브 전에 필터 드라이어를 설치하여 냉매 속에 있을지도 모르는 불순물이나 수분 등을 제거하였다. 그리고 미세조절이 가능한 수동식 팽창 밸브를 사용하여 증발기로 들어가는 냉매의 양과 압력을 조절하였다.

증발기의 2차유체로는 에틸렌글리콜이 40 wt% 혼합된 물/에틸렌글리콜 혼합물을 사용하였고, 응축기에는 물을 사용 하였다. 물의 온도를 일정하게 맞추기 위해 응축기에는 칠러를 사용하였으며, 증발기에는 히터를 사용하였다. 그리고 열교환기의 물 측 입구에는 필터를 설치하여 물속에 섞여 있을지도 모르는 불순물을 제거하였다. 또한 칠러와 히터의 부하를 최소화하기 위해 응축기에서 나오는 뜨거운 물과 증발기에서 나오는 차가운 물을 열교환시켜 각각의 부하를 줄였다. 본 실험에서는 열손실을 최소화하기 위해 열교환기 외벽에 3mm 두께의 스펀지 테이프를 두 겹으로 감고, 그 위에 25mm 두께의 단열 폼을 덮었으며 그 뒤 열교환기 전체를 50mm 두께의 유리섬유로 덮었다. 본 실험에서 사용한 열교환기의 열손실량을 알아보기 위해 냉매 측의 열량과 물 측의 열량을 계산하였다. 냉매 측의 열량은 열교환기의 입구와 출구의 압력과 온도를 이용해 엔탈피 차를 구하고 유량을 측정하여 결정하였고, 물 측의 열량은 열교환기 입구와 출구의 온도차를 이용해 대수평균온도차를 구하여 결정하였다.

## 2.2 데이터 측정

증발기 내에서 냉매 및 물의 온도를 측정하기 위해 각각 20개 이상의 T-type 열전대를 열교환기 연결 부위의 냉매 및 물이 흐르는 관속에 삽입하였고, 모든 열전대들은 사용에 앞서 정도  $\pm 0.01^\circ\text{C}$ 의 정밀 온도계로 보정하였다. 응축기의 냉매와 물의 온도를 측정하기 위해서는 T-type 열전대를 열교환기 표면에 부착하였다. 증발기 및 응축기의 용량을 결정하기 위해서는 각 열교환기로 흐르는 2차유체 측의 온도차를 정확히 측정해야 한다. 2차유체 측의 온도차를 정확히 측정하기 위해 6개의 열전대를 연결하여 Thermopile을 제

작하였고 이 역시 정밀 온도계로 보정한 뒤 물 측 입출구에 삽입하여 직접 온도차를 측정하였다. 압축기의 흡입온도와 토출온도도 측정하여 압축기의 안정성과 냉매의 혼합비에 따른 변화도 살펴보았다.

한편 증발기와 응축기의 입출구에는 모세관을 삽입하여 압력 측정포트를 만들었고 정도가  $\pm 0.1\%$ 미만인 정밀 압력 변환계를 이용하여 냉매측 압력을 측정하였다. 한편 압축기의 소요동력은 토크 미터를 이용하여 측정하였다. 냉동기의 용량을 정확히 결정하기 위해서는 증발기 측 2차유체의 질량유량을 정확하게 측정해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 점도나 밀도 등 유체의 물성치에 영향을 받지 않고  $\pm 0.2\%$ 의 고정도를 갖는 질량 유량계를 이용하여 증발기 측 2차유체의 유량을 정확하게 측정하였다. 끝으로 온도, 압력, 유량 등의 데이터는 PC와 데이터 로깅 시스템(HP3852A)을 상호 연결하여 수집하였으며, 이렇게 수집한 데이터는 PC의 하드디스크에 저장하여 추후에 데이터 해석을 위한 프로그램을 이용하여 분석하였다.

## 2.3 실험 조건 및 방법

냉매의 성능들을 공정하게 비교하기 위해서는 실험을 동일한 조건 하에서 데이터를 취해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 실제의 자동차 공조기내의 열교환기 입구의 온도와 비슷한 온도를 설정하였으며, 유량을 일정하게 하였다. 또한 압축기의 회전수를 동일하게 설정하여 모든 실험을 진행하였다.

Table 1은 본 연구에서 적용된 2차유체의 입구 온도와 유량 조건을 나타낸다. 외부 유체의 입구 온도와 유량을 고정하였으므로 실험 냉매들의 포화 온도는 열전달계수 등에 따라 조금씩 다르며 이렇게 실험 데이터를 구해야 공정한 비교와 평가를 할 수 있다. 한편 본 실험에서 증발기 출구의 과열도와 응축기 출구의 과냉도를 각각  $5^\circ\text{C}$ 로

Table 1 Test conditions in this study

Test condition	$T_{e,w}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$T_{c,w}$ ( $^\circ\text{C}$ )	$\dot{m}_{e,w}$ (g/s)	$\dot{m}_{c,w}$ (g/s)
A	27.5	29	93	120
B	8.5	30	93	120

그리고 그 편차는  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ 로 유지했다.

실험 방법은 다음과 같다.

(1) 먼저 냉매 주입구에 진공펌프를 연결하여 작동시키고 게이지의 압력이 더 이상 떨어지지 않는 것을 확인한 뒤 약 2시간가량 계속해서 작동시켜 시스템의 내부를 완전히 진공(2 kPa이하)으로 만든다.

(2) 칠러와 히터를 작동시킨 상태에서 0.1 g의 정도를 지닌 전자저울로 냉매의 양을 측정해가면서 조금씩 냉매를 주입한다.

(3) 과열도와 과냉도를 각각 팽창밸브와 냉매 충전량을 조절하여  $5^{\circ}\text{C}$ 로 맞춘다.

(4) 위에서 언급한 2차유체 부하조건에 맞추어 실험을 수행한다.

(5) 시스템이 60분 이상 정상 상태를 유지할 때 30초 간격으로 30분 이상 데이터를 취한다.

### 2.4 실험 냉매 조성 및 유탄유 선정

본 연구에서는 R12를 대체하기 위해 R12와 증기압이 비슷한 R134a와 R152a, DME의 성능을 먼저 측정하였다. 그리고 HFC 계열 중 GWP가 140으로 낮은 R152a와 탄화수소 자연냉매인 R600a (Isobutane)을 포함한 2원 혼합냉매를 근공비 조성에서 선택하여 성능을 측정하였다.<sup>(9)</sup> 대체혼합

Table 2 Refrigerants tested in this study

Ref. No.	Refrigerant (Mass fraction)	GTD ( $^{\circ}\text{C}$ )	GWP
1	R12	0	8500
2	R152a	0	140
3	DME	0	0
4	76%R152a/24%R600a	0.01	106.4
5	80%DME/20%R600a	0.01	0
6	20%R152a/80%DME	0.17	28
7	30%R152a/70%DME	0.14	42
8	R134a	0	1300

냉매의 조성을 결정하기 위해 Radermacher and Jung<sup>(10)</sup>이 만든 사이클 해석 프로그램을 이용하였으며, 냉매의 물성치는 미국의 표준 연구소에서 개발한 REFPROP 6.0<sup>(11)</sup>을 이용하여 구하였다.

Table 2는 본 연구에서 실험한 냉매들의 조성파 온도구배차(Gliding temperature difference, GTD), 지구 온난화 지수 등을 나타낸다. 온도구배차는 혼합냉매의 응축이 시작되는 점과 끝나는 점간의 온도 차이를 뜻하며, 이 온도구배차는 혼합냉매의 종류와 조성에 따라 달라진다. 온도구배차는 혼합냉매를 공비혼합냉매(Azeotropic refrigerant

Table 3 Summary of test results for various refrigerants

Test condition	Refrigerant	COP	Diff. (%)	$Q_e$ (W)	Diff. (%)	$T_{dis}$ ( $^{\circ}\text{C}$ )	Charge (g)
A	R12	2.24		4085		94.5	1300
	R152a	2.43	8.29	4455	9.04	98.6	750
	DME	2.72	21.55	4557	11.54	93.5	620
	76%R152a/24%R600a	2.31	3.29	4424	8.28	89.2	730
	80%DME/20%R600a	2.70	20.58	4486	9.80	87.3	600
	20%R152a/80%DME	2.62	16.70	4391	7.49	94.8	670
	30%R152a/70%DME	2.60	15.80	4372	7.02	95.7	670
	R134a	2.11	-5.79	3916	-4.14	79.3	1000
B	R12	1.64		2175		95.5	1380
	R152a	1.69	2.94	2229	2.48	101.9	750
	DME	1.87	13.74	2309	6.14	97.5	650
	76%R152a/24%R600a	1.61	-2.23	2307	6.05	97.8	790
	80%DME/20%R600a	1.80	9.29	2264	4.07	90.8	600
	20%R152a/80%DME	1.78	8.13	2304	5.95	99.8	670
	30%R152a/70%DME	1.70	3.46	2203	1.28	103.2	670
	R134a	1.62	-1.59	2097	-3.59	80.0	1050

mixture)와 비공비혼합냉매(Non-azeotropic refrigerant mixture)로 나누는 기준이 된다. 공비혼합냉매는 온도구배차가 0℃일 경우의 혼합냉매 조성으로 비등과 응축이 발생할 때 순수냉매와 같은 특성을 보인다. 비공비혼합냉매는 온도구배차가 있을 경우의 혼합냉매 조성이다. 본 연구에서 사용한 네 가지 혼합냉매는 모두 비공비혼합냉매로 온도구배차가 0℃보다 크다.

압축기에 들어가는 윤활유는 냉매와 혼합되어 시스템 내부에서 순환하기 때문에, 대체냉매의 성능 평가시 올바른 윤활유를 선정하는 것은 매우 중요한 일이다. 본 연구에서는 가능한 한 기존의 압축기나 윤활유를 바꾸지 않아도 되는 냉매를 선정하는데 초점을 맞추었으므로, R134a를 제외한 모든 실험냉매에 대해 기존의 R12와 함께 사용되어온 미네랄 윤활유(Suniso 3GS)를 그대로 사용하였으며 R134a의 윤활유는 PAG(일본 IDEMITSU의 FD46XG)를 사용하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 개방형 왕복동식 압축기(HCC/FORD의 FS10)를 사용하는 수냉식 벤치 테스트에서 R12, R134a, R152a, DME 순수냉매와 네 종류의 혼합냉매의 성능을 두 가지 2차유체의 부하조건에 따라 측정하였다. 모든 냉매에 대해 최소한 2번씩 반복 실험을 수행해서 각각의 편차가 1% 미만인 것을 확인하여 데이터로 간주했다. Table 3은 본 연구에서 사용한 냉매들의 각종 측정 지수들을 보여 준다.

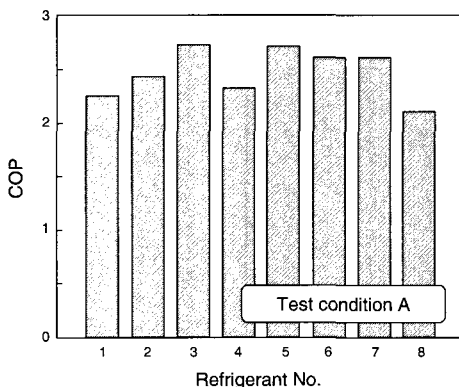


Fig. 3 COP of various refrigerants for test condition A.

### 3.1 성능 계수

Fig. 3과 Fig. 4는 본 연구에서 사용한 냉매들의 두 가지 2차유체 조건에서의 성능계수를 보여 준다. 이 그림들에서 볼 수 있듯이 실험한 대부분의 냉매들은 성능계수의 향상을 보였다. 특히 세 번째 냉매인 DME와 다섯 번째 냉매인 80% DME/20%R600a 2원 혼합냉매는 실험조건 A에서 20% 이상의 성능계수 증대를 보였다.

### 3.2 냉동 용량

냉동 용량은 냉동에서 성능 계수만큼 중요하게 여겨진다. 만약 대체 냉매의 용량이 기준유체의 용량과 많은 차이를 보인다면, 압축기를 완전히 다르게 설계해야 하므로 설비 제조업체들의 제조 비용이 증가 할 것이다.

Fig. 5와 Fig. 6은 동일한 압축기를 사용하여 각각의 2차유체 조건에서 얻은 실험냉매들의 냉동 용량을 보여준다. 그림들에서 볼 수 있듯이 실험에 사용한 대부분의 냉매들은 냉동 용량의 향상을 보였다. 이는 실험한 냉매들의 열전달 특성이 뛰어나고 윤활유와의 호환성이 좋으며 증발 잠열이 크기 때문인 것으로 사료된다.

### 3.3 압축기 토출 온도

대체냉매를 적용하려 할 때 시스템의 수명이나 윤활유 및 냉매의 안정성 등을 반드시 고려해야 하는데 압축기의 토출온도는 간접적으로 이런 특

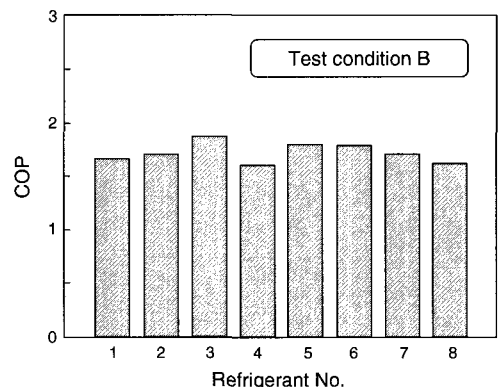


Fig. 4 COP of various refrigerants for test condition B.

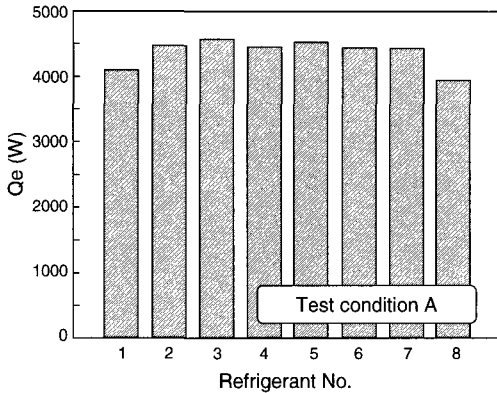


Fig. 5 Refrigerating capacity of various refrigerants for test condition A.

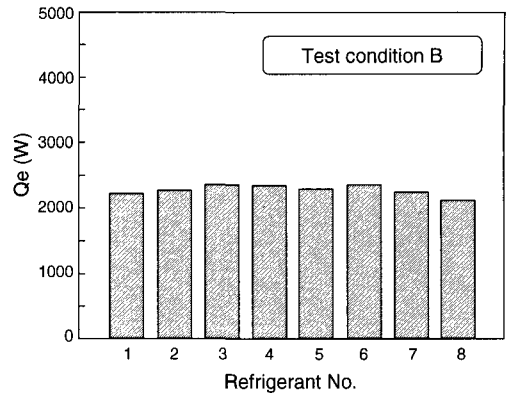


Fig. 6 Refrigerating capacity of various refrigerants for test condition B.

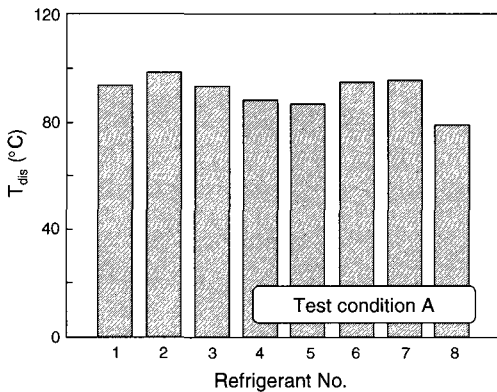


Fig. 7 Discharge temperature of various refrigerants for test condition A.

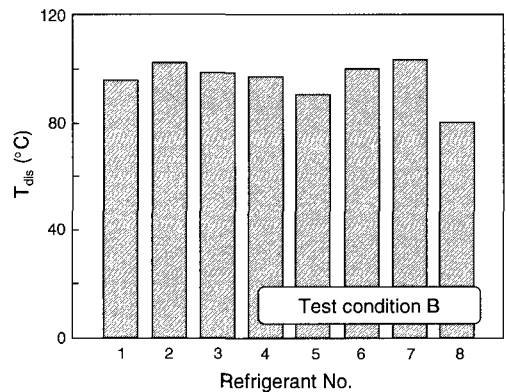


Fig. 8 Discharge temperature of various refrigerants for test condition B.

성을 알려주는 지표가 된다. Fig. 7과 Fig. 8은 실험에 사용된 냉매들의 두 가지 실험조건에 따른 압축기 토출온도를 보여준다. 그림을 통해 알 수 있듯이 R134a를 제외한 실험에 사용된 냉매들의 압축기 토출 온도는 모든 온도 조건에서 R12와 비교하여 소폭으로 상승하거나 하락하였는데 이런 변화는 시스템의 수명이나 신뢰성에 영향을 미치지 못할 것으로 사료된다. 이 결과로 미루어 볼 때 실험한 냉매들은 윤활유 및 냉매의 안정성에 관해 큰 문제점이 없을 것으로 보인다.

### 3.4 냉매 충전량

본 연구에서는 각각의 실험조건에 대하여 과냉도가 5°C로 되는 냉매의 충전량을 적정 충전량으

로 결정하였다.

Table 3에서 볼 수 있듯이 실험 냉매들은 액체의 밀도가 작기 때문에 냉매 충전량이 40% 이상 감소하고,<sup>(12)</sup> 지구 온난화 지수가 R12와 비교하여 매우 작은 편이므로 지구 온난화 문제 해결에도 큰 기여를 할 것이라 판단된다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 현재 자동차 공조기의 냉매로 사용되는 R12 및 R134a의 보충냉매와 대체냉매를 이론적 성능해석을 통해 선정하고, 이들의 성능을 실험적으로 측정하여 다음과 같은 결론을 얻게 되었다.

(1) DME는 모든 실험 조건에서 R12에 비해 최대 22% 정도의 성능 계수 향상과 12% 정도의

냉동 용량 향상을 보여 R12 및 R134a를 대체하기에 매우 적합할 것으로 사료된다.

(2) 80%DME/20%R600a 2원 혼합냉매는 모든 실험 조건에서 R12에 비해 최대 21% 정도의 성능 계수 향상과 10% 정도의 냉동 용량 향상을 보였고, 압축기 토출온도도 감소하였다. 또한 GWP가 0으로 환경적인 문제도 없어 장기적으로 R12 및 R134a를 대체하기에 가장 적합할 것으로 사료된다.

(3) 76%R152a/24%R600a 2원 혼합냉매는 냉동 용량은 우수하지만 그만큼 소요 동력도 증가하여 성능 계수는 비슷한 경향을 나타내었고 R152a가 포함되어 GWP가 106.4로 단기적으로 R12를 대체할 수 있을 것으로 판단된다.

(4) R152a/DME 2원 혼합냉매들은 모든 실험 조건에서 R12에 비해 최대 17% 정도의 성능 계수 향상과 7% 정도의 냉동 용량 향상을 보였고, GTD가 1°C 미만이고 GWP가 낮은 편이므로 R12 및 R134a를 대체하기에 적합할 것으로 사료된다.

(5) 본 연구에서 사용된 모든 냉매들의 충전량은 탄화수소 특유의 저밀도 액체 특성에 의거하여 R12보다 40% 이상 감소되었다.

## 후 기

본 연구를 위해 지원해 주신 인하대학교와 인하대학교 대학원에 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer, 1989, Final Act, United Nations Environment Programme.
2. Jetter, J., 1996, Evaluation of alternatives for HFC-134a refrigerant in motor vehicle air conditioning, Proceedings of the International Conference on Ozone Protection Technologies, Washington, DC., USA, pp. 845-854.
3. Intergovernmental Panel on Climate Change, 1996, Climate change 1995 : The science of climate change, Cambridge University Press, p. 22.
4. Kruse, H., 1996, The state of the art of the hydrocarbon technology in household refrigeration, Proc. of the Int. conferences on ozone protection technologies, Washington (DC), pp. 179-188.
5. Jung, D., Kim, C., Song, K. and Park, B., 2000, Testing of propane/isobutane mixture in domestic refrigerators, Int. J. Refrigeration, Vol. 23, pp. 517-527.
6. Int. Energy Agency's Heat Pump Center, Informative fact sheet, 2002, Hydrocarbons as refrigerants in residential heat pumps and air-conditioners.
7. Jung, D., Park, B. and Lee, H., 1999, Evaluation of supplementary/retrofit refrigerants for automobile air-conditioners charged with CFC12, Int. J. Refrigeration, Vol. 22, pp. 558-568.
8. Mulroy, W., Kauffeld, M., McLinden, M. O. and Didion, D. A., 1988, Experimental evaluation of two refrigerant mixtures in a breadboard air conditioner, Proc. of Int. Inst. Refrigeration, Purdue Conference on CFCs, Commissions B1, B2, E1 & E2, pp. 27-34.
9. Didion, D. A. and Bivens, D. B., 1990, Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs, Int. J. Refrigeration, Vol. B, pp. 163-175.
10. Radermacher, R. and Jung, D., 1993, Theoretical analysis of replacement refrigerants for R22 for residential uses, ASHRAE Trans., Vol. 99, Part1, pp. 333-343.
11. McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST thermodynamics and transport properties of refrigerants and Refrigerant Mixtures, REFPROP version 6.0.
12. Maclaine-cross, I. L. and Leonardi, E., 1997, Why hydrocarbons save energy?, Australian AIRAH Journal, Vol. 51, pp. 33-37.