

R-502의 대체냉매를 사용한 냉동시스템의 성능 및 열전달 특성

Performance and heat transfer characteristics of refrigeration system using R-502 alternatives

박 창 대*, 김 민 수**, 노 승 탁*
C. D. Park, M. S. Kim, S. T. Ro

Key words: Refrigeration capacity(냉동용량), Coefficient of performance(성능계수), Heat transfer coefficients(열전달계수), R-502, R-507, R-407A, R-404A

ABSTRACT

In order to replace CFC-502 which has been widely used in transportation and low temperature refrigeration system, performance tests using HFC-407A, HFC-404A and HFC-507 have been carried out. Measurements were conducted at two different condensing temperatures of 43.3°C and 54.5°C for each refrigerant. System performance characteristics and heat transfer characteristics of each refrigerant were obtained at several compressor speeds and evaporating temperatures ranging from -25°C to -10°C. Test results show that the use of tested alternative refrigerants without changing system components offers the potential performance improvement of a refrigeration system.

기 호 설 명

W : 압축기 소요동력 [kW]
 T : 온도 [°C]
 COP : 성능계수
 Q : 전달 열량 [kW]
 h : 열전달 계수 [kW/m²K]

e : 증발기
 c : 응축기

하 침 자

co : 압축기

1. 서 론

R-502는 18.7°C에서 48.8%의 R-22와 51.2%의 R-115를 혼합한 CFC계열의 등온비등혼합냉매로서, R-22의 저온에서의 높은 압축기 토출온도를 극복하기 위해 개발된 냉매이다. R-22보다 용량이 크고 압축기 토출온도도 R-22보다 아주 낮아 상용화 된 이후 수송 및 상업용 냉동산업에 아주 광범위하게 사용되어 왔다. 현재 슈퍼마켓의 저온 냉동기, 냉동탑차, 저온 chiller, 과학기구의 냉각, 다단압축을 이용한 초저온 냉각장치 등 저온용 냉동공업에 널리 사용되고 있다. 이와

* 서울대학교 대학원

** 서울대학교 기계항공공학부

Table 1 Physical properties of R-502 and its alternatives

ASHRAE Number	Chemical Composition(wt%)							Environmental Properties		Thermophysical Properties ⁽²⁾	
	R22	R32	R115	R125	R134a	R143a	R290	ODP	GWP	Temp. Glide(°C)	NBP(°C)
R-502	48.8		51.2					0.23	3.75	0.0	-45.6
R-402A	38			60			2	0.02	0.63	2.0	-49.0
R-402B	60			38			2	0.03	0.49	2.3	-47.4
R-408A	47			7		46		0.026	0.75	0.5	-43.5
R-404A				44	4	52		0	0.94	0.7	-48.0
R-407A		20		40	40			0	0.49	6.6	-46.4
R-507				50		50		0	0.96	0.0	-46.7
R-407B		10		70	20			0	0.70	4.4	-45.5

같이 광범위하게 사용되는 것에 반하여 CFC계열의 냉매가 지구온난화와 성층권의 오존층파괴의 주원인으로 밝혀지면서 이 냉매를 대체할 수 있는 냉매의 개발에 연구의 초점이 모아지고 있다. 따라서, 미국 냉동 공조 협회(ARI)에서는 R-22와 R-502를 체계적이고 효율적으로 대체하기 위하여 대체냉매 평가 프로그램인 AREP(Alternative Refrigerants Evaluation Program)을 구성하여 활발한 연구를 하였다⁽¹⁾. AREP의 연구 결과, 순수 냉매로서 R-502를 대체하기는 어려운 것으로

나타났으며, R-32, R-125, R-134a, R-143a 등의 HFC냉매들을 적절한 혼합비로 혼합한 냉매만이 R-502와 유사한 용량과 효율을 낼 수 있는 것으로 나타났다. 현재까지 R-502의 대체냉매로 제시되고 있는 냉매들로는 Table 1에서 볼 수 있듯이 HCFC인 R-22를 포함하고 있는 과도기의 냉매로서 R-402A, R-402B와 R-408A등이 있으며, 장기적인 대체냉매로는 DuPont사의 HP62 (R-404A), Allied-Signal사의 AZ50(R-507), 그리고, 영국 ICI사의 Klea60(R-407A)등을 들 수 있다.

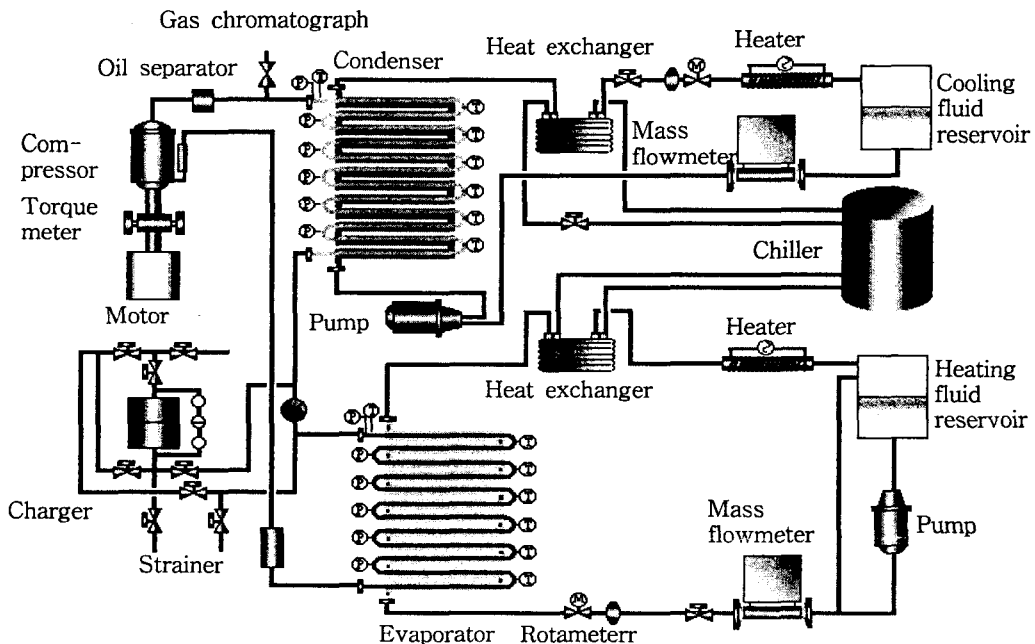


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for refrigeration system.

R-502 대체냉매에 대한 현재까지의 연구 결과로서 Linton 등⁽³⁾은 R-407A의 냉동용량과 성능계수가 R-502보다 각각 최고 10% 및 14% 높고 연구한 대체냉매들 중에서 가장 높음을 보였다. 또한 Snelson 등⁽⁴⁾ 과 박동민 등⁽⁵⁾은 R-404A의 냉동용량과 성능계수가 R-502와 유사하거나 약간 작은 값을 보임을 밝혔다. 한편 Hearty 등⁽⁶⁾은 위의 3가지 대체냉매 모두 R-502보다 우수한 냉동용량을 나타냄을 보였고, 성능계수 측면에서는 R-407A가 가장 큰 값을 나타냄을 실험적으로 보였다. 그러나 이러한 연구들에서 냉매의 질량유량에 따른 성능특성이나 열전달특성에 대한 고찰은 거의 이루어지지 않고 있다.

따라서 본 연구에서는 R-502의 장기적인 대체냉매로 유망시 되는 R-407A, R-404A와 R-507을 냉동기에 적용하였을 때, 냉동기의 성능과 열전달 특성을 살펴봄으로써 R-502의 대체냉매들에 대한 특성을 규명하고자 한다.

2. 냉동기의 성능 및 열전달 실험

2.1 실험장치

실험장치는 냉동사이클 기본요소들인 압축기, 응축기, 증발기, 그리고 팽창밸브로 구성된 냉매 회로와 2차유체의 순환 회로, 그리고 제어를 위한 각종 제어기와 압력, 온도 및 유량의 계측을 위한 계측 장치로 구성되어 있다. 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다.

실험장치에 사용된 압축기는 왕복동식 개방형(open-drive reciprocating compressor)으로서, 냉매에 따른 성능비교를 위해 가변속 모터를 사용하여 압축기의 회전수를 변화시킬 수 있도록 하였다.

응축기(condenser)와 증발기(evaporator)는 모두 2중관의 형태로 된 대향류 열교환기(counterflow heat exchanger)로, 동관을 사용하여 동일한 길이와 크기로 제작되었다. 내관은 내경 8.0 mm, 외경 9.6 mm이고, 외관은 내경 15.9 mm, 외경 13.9 mm이며, 총 길이는 9.6 m이다. 80 cm의 직선부가 12개로 구성되어 있고, 그 중간은 회전직경 35 mm의 U자 모양 동관으로 연결하였다. 내관으로는 냉매가 흐르며, 내관과 외관사이의 환상공간으로는 2차유체가 대향류로 흐

르도록 하였다. 냉매의 온도를 측정하기 위하여 밀봉된 T형 열전대(copper-constantan thermocouple)를 U관 중앙부에 직접 삽입하였으며, 압력을 측정하기 위하여 응축기와 증발기 입구에 각각 절대압센서, 측정부와 열교환기의 입구 사이의 압력차이를 계측하기 위한 차압센서를 설치하였다. 2차유체의 온도는 열교환기 입구의 온도를 측정하기 위한 열전대와 직관부에서의 온도변화를 측정하기 위한 4배 증폭 열전파일(thermopile)을 직접 동관 내에 삽입하여 측정하였다.

팽창장치(expansion valve)는 실험조건에 따라 수동으로 유량과 압력의 제어를 할 수 있는 마이크로미터가 부착된 미터링 밸브(metering valve)를 사용했다.

유량의 측정을 위한 장치로는 질량유량계와 로타미터(rotameter)를 사용하였다. 냉매의 유량은 응축기의 출구와 팽창밸브의 사이에서 질량유량계로 측정하였고, 응축기의 2차유체의 유량측정에는 로타미터를 사용하였다. 냉방용량의 중요한 자료인 증발기측 2차유체의 질량유량은 역시 질량유량계로 측정하였다.

압축기의 축일은 개방형 압축기의 이점을 이용하여 회전수(rpm)와 토크(torque)를 측정하여 계산하였다. 회전수의 경우는 압축기의 축에 홈을 낸 금속원판을 설치하고 이를 근접센서를 이용하여 펄스 신호를 바꾼 후 별도로 제작한 카운터에서 읽게 된다. 한편, 토크는 토크측정기를 이용하여 측정하였다.

위에서 측정한 온도, 압력, 유량 그리고 토크와 회전수들의 자료들은 모두 전압형태의 신호이므로 다채널 기록계(multi-channel recorder)로 입력하여 처리하였다.

2차유체는 응축기의 경우 증류수를 사용하였고, 증발기의 경우에는 결빙을 방지하고 열전달의 해석을 용이하게 하기 위해 필요한 난류 유동이 되도록 점성이 낮은 R-113을 사용하였다. 2차유체는 별도의 저장조가 설치된 펌프를 사용하여 폐회로 내를 순환시켰다.

기타 주변 장치로는 압축기에서 가압된 냉매 중에 포함된 냉동유를 제거하기 위하여 압축기의 출구에 유분리기(oil separator)를 설치하였다. 또 냉매와 시스템내의 수분의 제거를 위한 건조기(drier)를 응축기 출구와 팽창밸브사이에, 불순물

제거를 위한 스트레이너(strainer)를 압축기 입구에 설치하였다.

실험자료의 신뢰성을 검증하기 위하여 내관과 환상공간에 2차유체를 흘려 열교환을 시키는 단상 열전달실험을 수행하였으며, 내관과 환상공간측의 열전달량을 계산한 결과 응축기와 증발기 모두 3% 이내의 오차범위 내에서 에너지균형을 이루었다. 본 실험에서 온도 측정의 오차 범위는 $\pm 0.5^{\circ}\text{C}$ 이며, 압력 측정의 오차 범위는 $\pm 0.1\%$ 로서, 전체적인 전달열량 측정에 대한 오차범위는 약 2%, 성능계수에 대한 오차 범위는 3% 이내이다.

2.2 실험 조건 및 방법

실험조건으로는 여름철의 외기 조건에서 공냉식 응축기를 모사하는 54.4°C 와 43.3°C 의 두 가지 응축온도에 대하여 증발온도를 -10.0°C 에서 -25.0°C 로 변화시키면서 성능을 살펴보았다. 또한, 서로 다른 냉동용량을 가지는 냉매간의 비교를 위하여 압축기의 회전수를 바꾸어가며 실험을 하였다. 과냉도(subcooling)와 과열도(superheat)는 냉매간의 합리적인 비교를 위하여 모두 7°C 로 유지하였다.

압축기의 윤활유는 대체냉매에의 경우는 KS 규격 1종 ISO VG32의 POE를, R-502에는 같은 점도의 광물유를 사용하였다.

순수 성분과는 달리 변온비등혼합냉매는 응축과 증발 시에 온도와 성분비가 변하므로, 실험에 앞서 합리적인 대표온도가 정의되어야 한다. 본 실험에서 증발온도는 증발기에서의 입구 온도와 압축기의 입구 압력에서의 이슬점(dew point)의 평균값으로 사용하였고, 응축온도는 압축기 출구 압력에 해당하는 이슬점과 끓는점(bubble point)의 평균값으로 하였다. 응축기 출구에서의 과냉도의 기준온도는 압축기의 출구 압력에 해당하는 끓는점이며, 증발기 출구에서의 과열도의 정의 또한 압축기의 입구 압력에서의 이슬점이 기준이 된다⁽³⁾. 정상상태의 조건으로는 10분 이상 동안, 응축과 증발온도의 경우 0.1°C 이내의 변화, 과냉도의 경우에도 역시 0.1°C , 과열도의 경우 0.2°C 내의 변화를 보일 때를 정상상태로 간주하였다.

온도와 압력 등의 계측된 자료로부터 성능실험의 주된 결과인 냉방용량 등을 계산할 때 필요한

엔탈피 등의 각종 물성치 값들은 REFPROP⁽²⁾을 사용하여 계산하였다.

3. 성능 및 열전달 실험 결과

3.1 냉동시스템의 성능

압축기의 소요동력을 증발온도의 변화에 따라 Fig. 2에 나타내었다. 증발온도가 증가함에 따라 실험한 모든 냉매들의 소요동력은 거의 선형적으로 증가하나, 대체냉매들의 경우는 증발온도가 증가함에 따라 상대적으로 그 증가폭이 커짐을 볼 수 있다. R-507과 R-404A의 경우 R-502와 거의 비슷한 소요 동력을 필요로 하는 반면, R-407A의 소요동력은 평균 9.7% 작게 나왔다. 이는 Linton 등⁽³⁾의 연구 결과에서 R-407A의 경우 R-502에 비해 약 3.5% 감소되는 결과를 얻은 것과 유사한 경향을 보인다.

시스템의 신뢰성에 가장 큰 영향을 미치는 것 중 하나인 압축기 토출온도를 증발온도의 변화에 대해 Fig. 3에 나타내었다. 압축기의 토출온도는 압축기의 수명과 직접 관련이 있는데, 토출온도가 너무 높게 되면 냉동유나 냉매가 분해될 수 있어서 윤활작용에 지장을 초래한다. 또한 시스템내의 산성이 높아져 부식이나 동도금 등이 발생하고, 압축기의 밸브를 손상시킬 염려가 있으므로 가능한 토출온도는 낮은 것이 좋다. Fig. 3에서 증발온도가 감소함에 따라 토출온도는 증가하고 있는데, 이것은 증발온도의 감소가 증발압력의 감소를 유도하여 증발기 출구의 엔트로피를 증가시키고, 압축기 등엔트로피 효율이 비슷하다고 가정할 때 압축후의 냉매온도가 증가하기 때문이다. R-507과 R-404A의 경우가 낮은 토출온도를 보이고 있고⁽³⁻⁸⁾, R-407A의 경우 R-502와 비슷한 토출온도를 나타내므로 토출온도의 관점에서는 실험한 대체냉매들을 기존의 시스템에 그대로 사용할 수 있음을 보여준다.

시스템 성능들 중에서 가장 중요한 냉동용량과 성능계수를 43.3°C 와 54.4°C 의 두 응축온도에서 압축기의 회전속도와 증발온도의 변화에 대하여 Fig. 4와 Fig. 5에 각각 나타내었다.

응축온도가 상승하면 압축기 출구 쪽의 압력상승으로 압축비의 증가로 인한 압축기 체적효율이 작아지므로 냉매의 질량유량도 작아지게 된다.

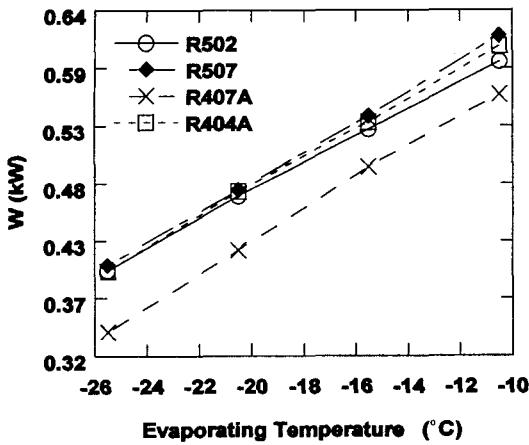


Fig. 2 Compressor power consumption at condensing temperature of 54.4°C at 1140 rpm.

또한 응축기 출구의 과냉도가 고정되어 있으므로 증발기 입구의 건도가 커지게 된다. 이 두 가지 효과로 인해 응축온도의 상승에 따라 냉동용량은 감소하게 된다. 이 냉동용량의 감소와 함께 압축비의 증가로 인한 압축기 소요동력의 증가도 증첩되어 성능계수는 급격히 감소함을 볼 수 있다.

압축기의 회전수 증가는 압축기의 배체체적의 증가를 의미하므로 냉매의 질량유량이 증가한다. 따라서 냉동용량은 압축기 회전속도가 증가함에 따라 증가하고 있고 R-502에 비해 실험한 대체 냉매 모두 냉동용량의 증가를 보이고 있다. 특히 R-407A와 R-404A의 경우 낮은 회전수에서는 비교적 적은 용량을 보이다가 회전수의 증가에 따라 그 증가폭이 상당히 커져 냉매들 중 큰 냉동용량을 보였다. 냉매들간의 비교를 위한 기준조건 즉, 43.3°C의 응축온도, -10.5°C의 증발온도, 그리고 1140 rpm의 압축기 회전수에서 R-502에 비해 R-507은 11.8%, R-407A는 16.2%, 그리고 R-404A는 16.0%가 증가하였다.

증발온도가 감소하면 압축기 입구 쪽의 압력감소로 냉매의 비체적이 증가하고, 또한 이 압력감소는 압축비를 증가시켜 압축기 체적효율을 작게 만들므로 냉매의 질량유량이 감소한다. 또한, 증발온도가 감소하면 증발기측 2차유체의 온도도 감소하는데, 증발기측 2차유체의 온도 감소폭이 증발온도의 감소폭보다 더 크므로 결국 냉매와

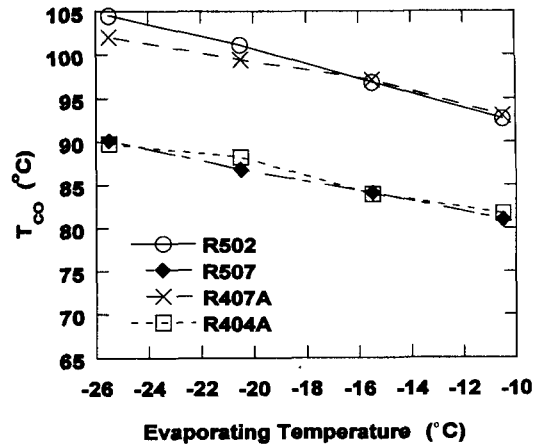
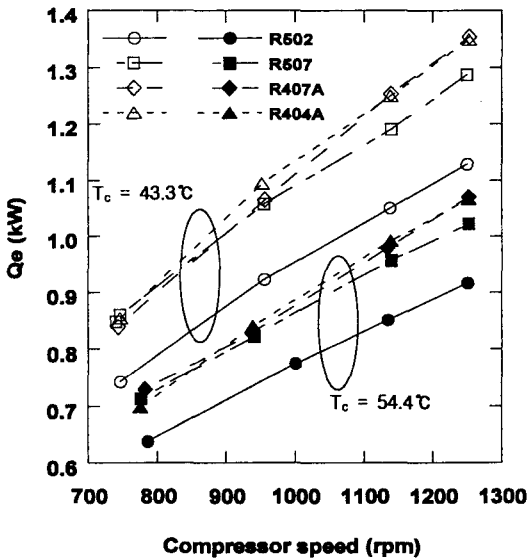


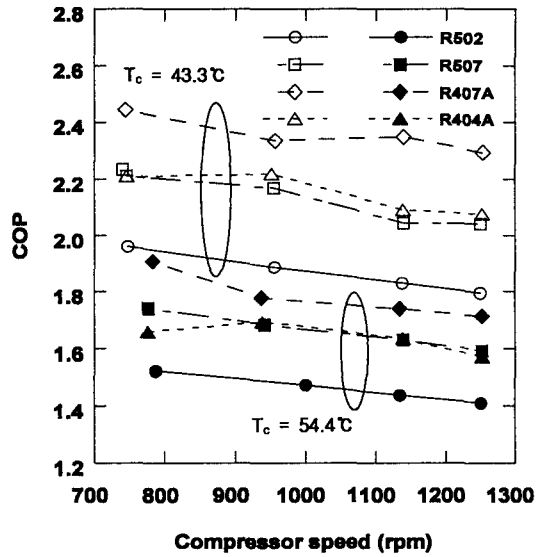
Fig. 3 Discharge temperature at condensing temperature of 54.4°C at 1140 rpm.

2차유체 사이의 온도차이를 감소시킨다. 이 두 가지의 효과로 인해 증발온도가 감소하면 냉동용량과 성능계수는 모두 감소함을 볼 수 있다. 실험한 대체냉매는 모두 R-502에 비해 대부분의 구간에서 냉동용량의 증가를 보이고 있는데, 특히 대체냉매의 경우 낮은 증발온도에서는 비교적 적은 용량을 보이다가 증발온도의 증가에 따라 그 증가폭이 커진다. R-507과 R-407A의 경우 증발온도가 -20°C 정도를 기준으로 낮은 증발온도에서는 R-502보다 작은 냉동용량을 보이지만, 증발온도가 증가하면서 그 상황은 반전된다. 또 응축온도가 증가할수록 이 반전되는 증발온도도 증가함을 볼 수 있다. 이러한 결과들은 Linton 등⁽³⁾, Harty 등⁽⁶⁾의 연구에서도 얻어졌으며, 그 경향도 유사하다.

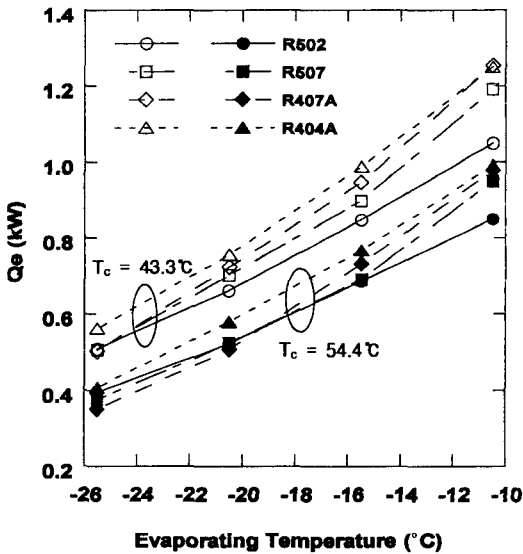
성능계수 역시 대체냉매들이 R-502에 비해 더 크게 나타났으나, 증발온도가 감소함에 따라 대체냉매들의 성능계수는 R-502에 비하여 그 감소폭이 더 커진다. 실험한 냉매들 중 성능계수는 R-407A가 가장 컸으며, 증발온도의 증가에 따라 가장 큰 증가를 보여 응축온도 43.3°C, 증발온도 -23.0°C에서 16.5% 증가를 보이고 있는데, 비슷한 조건에서 수행한 Linton 등⁽³⁾의 실험결과에서는 약 11%의 증가를 보였다. 이것은 Table 1에서 보는 바와 같이 R-407A는 변온증발냉매로서 응축이 진행되면서 온도가 하강하고, 증발과정이



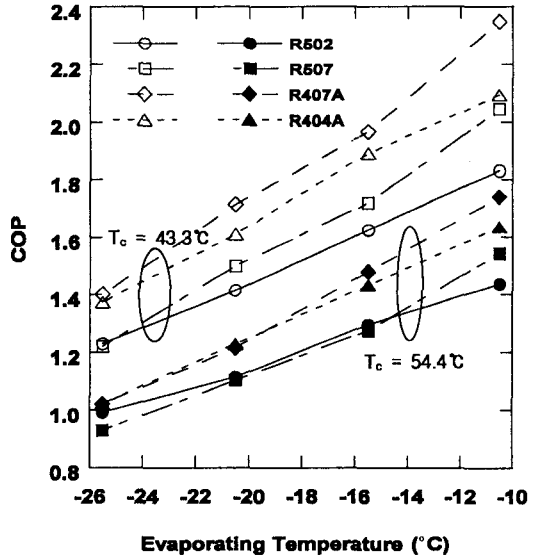
(a) Evaporating temperature = -10.5°C .



(a) Evaporating temperature = -10.5°C .



(b) Compressor speed = 1140 rpm



(b) Compressor speed = 1140 rpm

Fig. 4 Refrigerating capacity with respect to compressor speed and evaporating temperature.

Fig. 5 COP with respect to compressor speed and evaporating temperature.

진행되면서 온도가 상승하는 성질 등의 열물성이 다른 냉매에 비해 크다는 것으로 설명된다. 즉 응축과 증발과정에서 냉매와 2차유체와의 평균온도차를 줄일 수 있으므로 2차유체의 입출구 온도가 정해진 조건에서는 소요 압축일이 줄어들

게 되어 사이클의 성능이 향상된다. 이것은 Fig. 2에서 R-407A가 가장 작은 압축일이 소요되는 것으로도 확인된다. 한편, 상대적인 성능계수의 증가에서 유사한 경향을 나타내는 압축기 회전속도에 따른 성능계수에서는 기준조건에서 R-507

은 10.5%, R-404A는 12.5%, 그리고 R-407A는 22.1%가 증가하였다.

3.2 응축 및 증발열전달 특성

냉동기에서 작동 유체인 냉매를 바꾸면, 앞서 검토한 압축기 특성, 냉동용량, 그리고 성능계수 등의 고찰과 더불어 냉매의 열전달 특성에 관한 연구가 함께 진행되어 열교환기의 해석과 설계의 기초 자료가 마련되어야 한다.

본 연구에서는 성능실험을 위한 장치로, 내벽면의 온도를 직접 측정하지 않고 2차유체와 벽의 열저항을 고려한 열관류율과의 관계로부터 냉매측 국소열전달계수를 구하였고, 2차유체의 국소열전달계수는 입구 수경계수를 도입하여 입구효과를 고려하고 단상열전달에서 완전발달 난류유동일 때 적합한 Gnielinski의 식⁽⁹⁾을 이용하여 구하였다. 열전달계수 측정에 따르는 오차는 평균 6.2%이며, 최대 9.5%이다.

Fig. 6에 43.3°C의 응축온도, -10.5°C의 증발온도, 그리고 1250 rpm의 압축기 회전수일 때 각 냉매들의 건도의 변화에 따른 국소 응축열전달계수의 분포를 나타내었다. 압축기에서 고압, 고온으로 압축된 냉매가스는 응축기로 유입되어 과열, 응축, 과냉의 상태를 거쳐 팽창장치로 가게 되는데 응축의 초기에는 액막의 생성으로 인한 유동장의 교란으로 벽면과 마찰력이 일시적으로 증가하고 이에 따라서 Soliman 등⁽¹⁰⁾의 연구결과에서와 유사하게 열전달계수도 증가하는 경향을

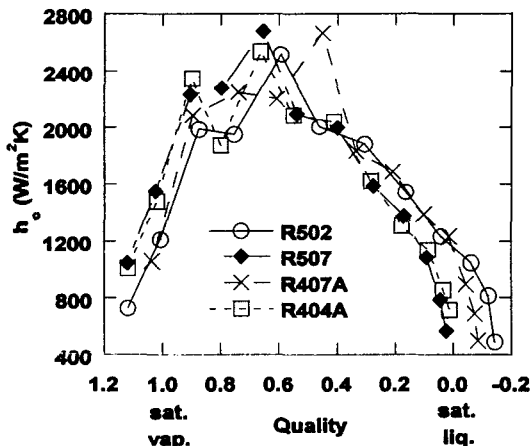


Fig. 6 Local heat transfer coefficient in the condenser.

보인다. 그 후 응축이 진행되면서 안정된 환상유동(annular flow)형태를 형성하면서 벽면에 접촉하는 액막의 두께가 두꺼워지므로 열저항이 증가한다. 또한 기상에서 액상으로 바뀌면서 감소된 유체 속도는 벽에서의 전단력의 감소를 야기하여 열전달계수는 응축이 진행되면서 감소하는 경향을 보인다. 대체로 열유속의 경우와 유사하게 건도 0.7의 부근에서 최대치를 보인다.

응축의 경우와 같은 조건에서 각 냉매들의 건도의 변화에 따른 국소 증발열전달계수의 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 건도가 낮은 영역에서는 증발 초기에 핵비동의 영향으로 높은 열전달계수를 가지다가 증발이 진행되면서 그 영향이 감소하여 열전달계수가 감소됨을 볼 수 있다. 그러나 낮은 압력에서는 증발효과가 지배적이고 핵비동은 잘 일어나지 않으므로^(11,12), 증발압력이 낮은 R-407A와 R-502의 경우 높은 열유속에도 불구하고 이 부근에서의 열전달계수는 낮다. 증발이 진행함에 따라 열전달에 대한 열유속의 영향이 거의 없는 높은 건도 지역에 이르게 되는데, 증발초기의 부분 비동 영역(partial boiling region)과는 달리 대류증발이 지배적인 이 영역에서는 건도 증가에 따라 냉매 속도가 급격히 증가하므로 열전달계수가 상승하게 된다. 한편, 증발이 진행되면서 빨라진 기체의 유속에 의하여 관 내부로 액적의 유입이 있게 된다. 본 실험의 경우 수평관이므로 중력에 의하여 관 상부의 액막이 상대적으로 얇기 때문에, 관 상부부터 액막이 없어지는 드라이아웃(dryout)이 발생하고 점차 전체 관 표면으로

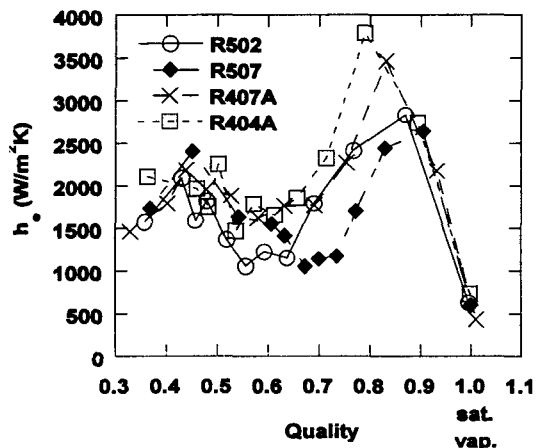


Fig. 7 Local heat transfer coefficient in the evaporator.

전과된다. 이 경우 가스에 접촉된 부분의 열전달 계수는 액막에 적셔져 있는 부분에 비해 열전달 계수가 작기 때문에 관내에 드라이아웃이 발생하게 되면 열전달계수는 감소한다. 건도가 0.8 이후의 급격한 열전달계수의 감소는 증발 말기에 이러한 드라이아웃에 의한 현상으로 간주된다⁽¹³⁾

4. 결론

R-502의 대체냉매로서 R-507, R-404A, 그리고 R-407A에 대하여 냉동기의 성능실험을 수행하였다. 이 성능실험의 자료로부터 냉동용량과 성능계수 등의 성능특성과 응축 및 증발 열전달특성을 구하여 냉매들간의 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

압축기의 관점에서는 R-407A가 가장 좋은 특성을 보였다. R-407A가 R-502에 비해 최대 14.1%, 평균 9.7%의 더 작은 소요동력을 필요로 하였다. 또한 토출온도의 경우 최대 1.1°C, 평균 0.5°C 더 낮게 나왔다. 반면, R-507은 R-502에 비해 소요동력의 경우 최대 4.1%, 평균 1.2% 증가하였고 토출온도의 경우는 최대 14.4°C, 평균 12.8°C 더 낮게 나왔다.

냉동용량의 관점에서 R-407A와 R-404A가 우수한 특성을 보였다. R-502에 비해 R-404A는 평균 12.9%, R-407A는 5.7%의 증가를 보였다. 한편, 성능계수의 관점에서는 R-407A가 가장 우수한 시스템특성을 보였다. R-502에 비해 R-407A는 최대 28.4%, 평균 16.8%의 증가를 보였다.

건도에 따른 국소 응축열전달계수의 경우 응축의 초기에는 유동장의 교란으로 인해 일시적으로 열전달계수가 증가하는데 R-507과 R-404A가 R-502에 비해 약 28%의 증가를 보인다. 응축이 진행하면서 벽면의 액막이 두꺼워져 열저항이 증가하고, 유속이 감소하므로 열전달계수는 감소하는데 대체냉매들의 감소폭이 더 커서 응축이 끝나는 부근에서는 R-507과 R-404A가 R-502보다 약 35% 작다. 한편, 증발의 경우 핵비등의 영향이 지배적인 증발 초기를 제외하고는 증발이 진행되면서 열전달계수는 증가하여 건도가 0.8 부근에서 최대치를 나타내었다. 특히 R-407A와 R-404A의 증발열전달계수는 R-502에 비해 두드러진 증가를 보였다.

이상의 결과들에서 전반적으로 실험한 대체냉

매는 기존 장치의 재설계 없이 대체가 가능하다는 결론을 얻었으며, 특히 R-502의 대체냉매로 R-407A가 가장 우수한 시스템특성을 나타내었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단(과제번호 96-0200-12-3)과 서울대학교 정밀기계설계공동연구소의 지원에 의해 이루어졌으며 이에 감사한다. 또한 본 논문의 편집에 도움을 준 김윤조 군에게도 감사한다.

참고문헌

- Hourhan, G. C. and Godwin, D. S., 1992, ARI's R-22 alternative refrigerants evaluation Program (AREP), Proceedings of the 1992 International CFC and Halon Alternatives Conference, September 29, Washington DC. U.S.A.
- Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G., and Huber, M., 1996, NIST Thermodynamic properties and refrigerant mixtures database (REFPROP), Version 5.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A.
- Linton, J. W., Snelson, W. K., Triebe, A. R., and Hearty, P. F., 1995, Some performance measurements of four long term R-502 replacements in a test facility containing a scroll compressor, Proceedings of the 19th International Congress of Refrigeration, the Hague, The Netherlands, Vol. IVb, pp. 898-905.
- Snelson, W. K., Linton, J. W., Triebe, A. R., and Hearty, P. F., 1995, System drop-in tests of refrigerant blend R-125/R-143a/R-134a(44%/52%/4%) compared to R-502, ASHRAE Trans., 3834, pp. 17-24.
- 박동민, 정동수, 김종보, 강득주, 1997, R-502 대체 혼합냉매의 성능에 관한 실험적 연구, 공기조화·냉동공학 논문집, 제9권, 제2호, pp. 198-209.

6. Hearty, P. F., Linton, J. W., Snelson, W. K., and Triebe, A. R., 1996, Performance comparison of R-502 replacements in a commercial scale low temperature refrigeration plant with a two stage compressor, Proceedings of the 1996 International Refrigeration Conference at Purdue, pp. 51-56.
7. Hesse U. and Spauschus, H. O., 1995, Selection of R502 and R22 alternatives for different applications, 19th International Congress of Refrigeration, Proceedings Vol. 4b, pp. 833-843.
8. Doring, R., Buchwald, H. and Hellmann, J., 1997, Results of experimental and theoretical studies of the azeotropic refrigerant R-507, Int J. Refrig., Vol. 20, No. 2, pp. 78-84.
9. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
10. Soliman, M., Schuster, J. R., and Berenson, P. J., 1968, A general heat transfer correlation for annular flow condensation, Trans. ASME, J. of Heat Transfer, Vol. 90, pp. 267-276.
11. Jung, D. S., McLinden M., Radermacher, R., and Didion, D., 1989a, A study of flow boiling heat transfer with refrigerant mixture, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 9, No. 1, pp. 1751-1764.
12. Ross, H., Radermacher, R., Di Marzo, M., and Didion, D., 1987, Horizontal flow boiling of pure and mixed refrigerants, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, No. 5, pp. 979-992.
13. 장영수, 김민수, 노승탁, 1997, 탄화수소 냉매를 사용한 냉방시스템의 성능 및 열전달 특성, 대한기계학회 논문집(B), 제21권, 제5호, pp. 713-723.