

## NH<sub>3</sub>와 R22를 사용한 냉동장치의 성능특성 비교

하 옥 남, 이 규 태, 하 경 수\*, 정 송 태\*, 김 진 현\*,  
홍 성 인\*, 윤 갑 식\*\*, 김 양 현\*\*\*, 권 일 욱\*\*\*\*, 이 종 인\*\*\*\*\*

조선대학교 기계공학과, \*조선대학교 대학원 기계공학과, \*\*광주기능대학 건축설비학과,  
\*\*\*조선이공대학 건축설비학과, \*\*\*\*한국 마이콤, \*\*\*\*\*조선이공대학 자동차과

### The Comparison of Performance Characteristics in Refrigeration System using NH<sub>3</sub> and R22

Ok-Nam Ha, Kyu-Tae Lee, Kyung-Soo Ha\*, Song-Tae Jeong\*, Jin-Hyun Kim\*,  
Seong-In Hong\*, Kab-Sig Yun\*\*, Yang-Hyun Kim\*\*\*, Il-Wook Kwon\*\*\*\*, Jong-In Lee\*\*\*\*\*

Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

\*Graduated School of Mechanical Engineering, Chosun University, Gwangju 501-759, Korea

\*\*Department of Building Equipment, Gwangju Polytechnic College, Gwangju 500-170, Korea

\*\*\*Department of Building Equipment, Chosun College, Gwangju 501-744, Korea

\*\*\*\*Mycom Korea Chemistry Plant, Gwangju 500-460, Korea

\*\*\*\*\*Department of Automobile, Chosun College of Science & Technology, Gwangju 501-759, Korea

(Received September 8, 2005; revision received February 23, 2006)

**ABSTRACT:** Recently, production and use of Freon substances are restrained due to destruction of ozone layer and global warming. In this aspect of environmental problems, the best solution is to use the natural refrigerant such as ammonia. Thus, this study apply the NH<sub>3</sub> and R22 to study the performance characteristic from the superheat control and compare the energy efficiency of two refrigerants from the high performance. The condensing pressure of refrigeration system is increased from 1,500 kPa to 1,600 kPa and degree of superheat is increased from 0 to 10°C at each condensing pressure. As the result of experiment, when comparing the each COP, we knew the NH<sub>3</sub> is suitable as the alternative refrigerant of the R22.

**Key words:** HCFC(염화불화탄화수소, hydrochlorofluorocarbon), Degree of superheat(과열도), Condensing pressure(응축압력)

#### 기 호 설 명

$\dot{m}_r$  : 냉매 질량유량 [kg/h]

$\dot{m}_{cw}$  : 응축기 냉각수 질량유량 [kg/h]

$P_s$  : 압축기 흡입압력 [kPa]

$Q_c$  : 응축기 방열량 [kW]

$Q_e$  : 증발기 흡열량 [kW]

$T_{ch}$  : 증발기 냉수 출구온도 [°C]

$T_{cw}$  : 응축기 냉각수 출구온도 [°C]

#### 1. 서 론

냉동장치는 소형 냉장고에서부터 자동차, 선박, 고층건물, 그리고 대규모 화학플랜트에 이르기까지

† Corresponding author

Tel.: +82-62-230-8242; fax: +82-62-230-8331

E-mail address: jilee@chosun-c.ac.kr

지 산업 전반에 걸쳐 광범위하게 이용되고 있다. 특히, 화학공정산업에서는 가스의 분리 및 액화, 혼합물질 내의 필요한 물질을 분리하기 위한 응고, 저온저장 액체의 과잉압력을 방지하기 위한 유지공정, 그리고 건조와 반응열 제거 등에 이용되어지고 있다.<sup>(1)</sup>

국내외적으로 냉동기기의 에너지 효율향상과 프레온의 대체냉매 개발이 현안으로 떠오르고 있는 가운데 대체냉매에 대하여도 엄격한 에너지 소비규제가 적용되고 있으며, 이러한 에너지 소비규제에 대응하기 위하여 대체냉매를 이용한 공조기기의 설계기술 확립에 대한 연구가 국내외적으로 활발히 진행되고 있다. 그중에서도 R22에 대한 대체냉매의 연구는 필수불가결하다고 할 수 있다.<sup>(2-3)</sup>

냉매는 R12, R22, NH<sub>3</sub> 등이 있는데, 이들 냉매는 우리 인류의 생활을 편안하게 하였을 뿐만 아니라 각종 기계산업을 발전시키는 원동력이 되어왔다. 암모니아는 아주 소형의 시스템을 제외한 거의 모든 시스템에서 냉매로서 사용되었다. 좋은 열역학적 특성과 낮은 비용 때문에, 암모니아는 1890년부터 1940년대까지 냉동 분야를 지배하였다. 그러나 암모니아는 냉매로서의 열역학적 성질이 뛰어나에도 불구하고 그 독성과 가연성으로 인해 좋은 냉매로서 인식되지 못하였고, 그뒤 프레온이라 불리는 R12, R22 등은 우리 인류가 발견한 가장 좋은 냉매로 인식되어 널리 사용되어왔다. 그러나 R22 또한 염화불화탄화수소(HCFC)라는 종류의 화학물질 중 하나로써 존중 파괴물질에 대한 Montreal 의정서라는 국제협정에 따라서 단계적으로 폐지되고 있는 실정이다. 따라서 자연냉매에 대한 연구가 활발히 이루어지는 것은 당연한 일일 것이다.

유기화합물인 NH<sub>3</sub>, 탄화수소계인 프로판, 프로필렌 등은 자연냉매로서 쉽게 얻을 수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며, 특히 지구환경에 저촉을 받지 않는 환경친화적인 냉매이다. 그중에서 NH<sub>3</sub> 냉매는 넓은 온도범위에서 우수한 특성을 가지고 있어 화학공정 중에 많이 사용되고 있으며 앞으로도 선호하는 좋은 냉매로 이용될 것이다.<sup>(4)</sup>

일반적으로 NH<sub>3</sub>는 효율과 가격 면에서 상당한 설득력이 있고 식품과 음료공정 및 냉동보관 창고설비에서 가장 널리 사용되는 냉매이다. 또한 시장규모는 작지만 산업용 냉동장치의 R22 대체

냉매로 적합하다. 그러나 독성에 대한 염려로 인해 폐적 시설용 시스템에 사용하는 것은 지지부진하다. 그럼에도 불구하고 NH<sub>3</sub>는 자연냉매로서 환경친화적이며 효율 면에서도 좋은 것으로 알려져 있다.<sup>(5)</sup> 기존의 NH<sub>3</sub> 냉매에 대한 연구는 아직까지 미비한 실정이며 제한적이었다. 따라서, NH<sub>3</sub> 냉매에 대한 더욱 많은 연구가 시행되어야 한다.

NH<sub>3</sub>는 냉동용 저온냉매로서, R22는 냉방용 중온냉매로서 적합하다. 하지만 NH<sub>3</sub>와 R22를 동일한 냉동장치에서 운전한다면 주목할 만한 결과나 나올 것으로 예상되는 바, 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 장치의 성능특성 실험을 통해 냉매에 따른 성능을 비교하고, 동시에 R22의 대체냉매로서 NH<sub>3</sub>의 우수성을 밝히고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1은 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 냉동장치의 성능특성 연구를 위한 실험장치의 개략도를 나타내고 있다.

본 실험장치는 R22와 NH<sub>3</sub>를 작동유체로 사용하였으며 장치는 압축기, 응축기, 수액기, 항온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 장치내의 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분히 고려하여 실험장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS규격에 의하여 단열시공을 하였다. 시스템 내의 작동유체의 상변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도제어기, 압력조정밸브, 파워미터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도  $\pm 0.1^\circ\text{C}$ , 압력  $\pm 0.1\text{kPa}$ , 질량유량  $\pm 0.1\%$ , 소요동력  $\pm 0.1\%$ ) 이내에서 관리할 수 있도록 하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드밸브를 고정하였다.

응축기와 증발기는 원통-관형의 열교환기를 사용하였으며, 상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다. 상변화용 유체온도를 일정하게 유지시키기 위해 1kW의 히터와 3-way 유량조절 밸브를 설치하여 온도제어기에 의해 자동제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다.

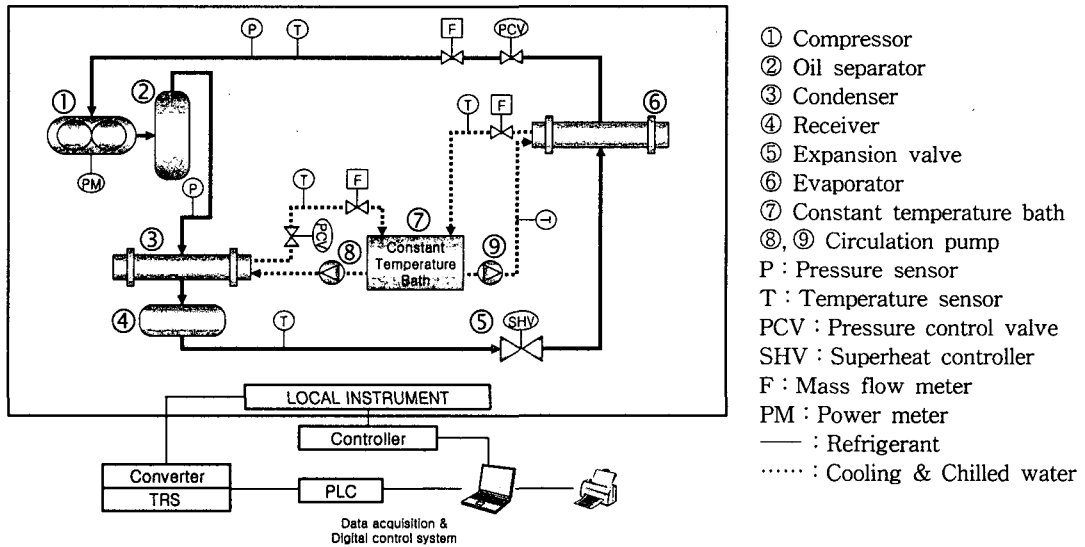


Fig. 1 The schematic of refrigeration system.

증발기 측의 냉수 질량유량을 일정하게 유지시키기 위해 인버터 순환펌프와 유량조절 제어밸브를 설치하였다.

과열도 제어는 수동식 팽창밸브와 증발기 출구에 부착된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여 설정값이 되도록 v 밸브 개도를 PID 제어에 의해 자동조절하는 전자식 팽창밸브<sup>(6)</sup>를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 압력 조정밸브를 설치하였으며, 응축기 측의 냉각수 질량유량을 측정할 수 있도록 질량유량계를 설치하였다. 또한, 냉매의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

2.2 실험방법

냉동장치의 실험가동 전, 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값을 비교하여 오차 여부를 확인한 후, 모니터링 프로그램에 의하여 운전상태를 감시하였다. 증발기 측의 유량이 일정하게 제어되고 있는지를 살펴보기 위해 순환펌프를 운전하여 질량유량을 확인하였다.

각 냉매에 따라 동일한 실험조건을 위해 충분한 양의 냉매를 충전하였으며, 장치가 허용하는 범

위 내에서 R22는 NH<sub>3</sub>의 약 1/2의 크기로 부하를 결정했다. 운전상태가 안정되면 응축압력을 1,500 kPa에서 1,600 kPa까지 500 kPa씩 단계별로 실험하였으며, 과열도는 응축압력 조건에 따라 0에서 10℃까지 1℃ 간격으로 단계적으로 실험을 실시하였다. 과열도 설정은 초기 운전시 전자식 팽창밸브를 사용하여 설정값에 근접시킨 후, 정확한 설정값을 일정하게 유지시키기 위하여 수동식 팽창밸브를 사용하였다. 실험 데이터값의 정확도를 높이고자 반복 실험을 하였으며, 실험결과값은 데이터 수집장치를 통하여 데이터를 2초 간격으로 측정한 후, 자료는 PC를 이용하여 분석하였다.

3. 실험결과 및 고찰

응축압력에 따른 과열도를 변화시켜 보았을 때 응축기 방열량, 증발기 흡열량, 냉매 질량유량, 흡입압력, 응축기의 냉각수 질량유량, 증발기 출구의 냉수온도의 변화에 따른 압축기 소요동력과 냉동능력에 대한 COP를 비교한 실험결과를 고찰하였다.

3.1 냉매 질량유량

Fig.2는 압축기 흡입증기 질량유량을 나타낸 것이다. 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 질량

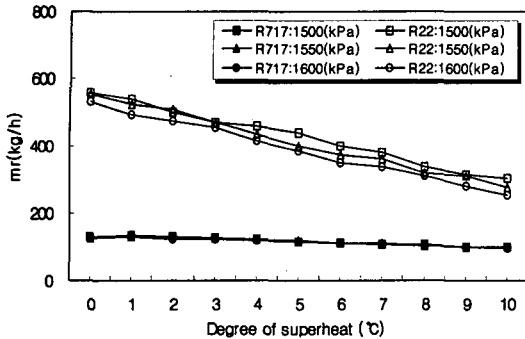


Fig. 2 The relations of suction mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

유량은 전체적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다. 응축압력이 높을수록 압축기의 압축비는 증가하게 되고 압축기의 체적효율은 감소하게 되어 질량유량은 감소한다.

냉매에 따라 비교해 보았을 때, R22는 응축압력 1,500 kPa, 과열도가 없을 때 질량유량은 가장 높게 증가했다. 그러나 NH<sub>3</sub>는 과열도 1°C 조건일 때 질량유량이 가장 높았다. 그 원인은 원통-관형의 열교환기에서 냉매를 NH<sub>3</sub>로 하였을 때, 과열도 0에 가까운 지점에서 냉매액이 기화되면 튜브 겉표면에서 기포가 형성된 뒤 기포가 상승하면서 주위의 차가운 냉매액에 열을 잃게 된다. 이때, 그 냉매가스가 다시 액화되는 서브쿨드 비등<sup>(7)</sup>이 원인인 것으로 판단된다. 따라서 0에 가까운 지점에서 예상보다 더 적은 양의 냉매가스가 압축기로 들어가게 된다. 그러나 R22의 경우에는 이러한 현상이 나타나지 않았고, 열교환기의 형태와 냉매의 물성치에 따라 미묘한 차이가 있다고 보여진다.

전체적으로 보면 NH<sub>3</sub>는 R22에 비해 상당히 완만한 기울기를 갖고 있고, 이는 NH<sub>3</sub>가 응축압력과 과열도의 변화에 안정적임을 나타낸다.

### 3.2 압축기 흡입압력

Fig. 3은 압축기 흡입압력에 대한 실험결과이다. 응축압력이 변화함에 따라 압축기 흡입압력은 냉매에 따라 서로 다른 결과를 나타냈고, 과열도가 높을수록 흡입압력은 전체적으로 낮아졌다.

응축압력에 따른 압축기 흡입압력은 NH<sub>3</sub>의 경

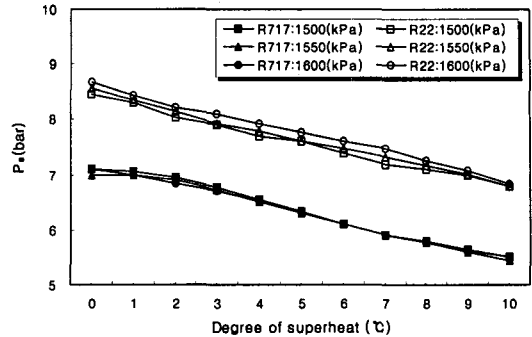


Fig. 3 The relations of suction pressure and degree of superheat at each condensing pressure.

우에 거의 변화가 없었다. 하지만 R22는 응축압력이 높아질수록 상승하였다. Fig. 2에서 보듯이 응축압력이 높을수록 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하게 된다. 따라서 압력도 감소되어야 하지만 전체적인 사이클에서 불 때 응축압력의 증가는 고압을 상승시키고 일정한 과냉도를 가지며 이에 따라 저압을 상승시키게 되므로 질량유량의 감소량에 비해 저압의 상승이 더 크게 작용한 것으로 판단된다. NH<sub>3</sub>의 경우에는 부하가 R22의 2배이므로 저압의 상승에 비해 압축비의 상승에 따른 실제 냉매 질량유량의 저하가 더 크게 작용했을 것으로 판단된다.

과열도에 따른 압축기 흡입압력은 과열도가 높을수록 Fig. 2에서처럼 압축기 흡입증기 질량유량이 감소하였기 때문에 흡입압력은 낮아지게 된다. NH<sub>3</sub>의 경우 질량유량의 감소는 적은 데 비해 흡입압력의 감소가 크게 나타났는데, 이는 NH<sub>3</sub> 냉매의 열물성치에 따른 것으로 냉매의 상변화에 따른 비체적의 증가가 R22에 비해 크기 때문에 질량유량의 변화에 대해 흡입압력은 더 민감하다고 할 수 있다.

### 3.3 응축기 냉각수 질량유량과 냉각수온도

Fig. 4와 Fig. 5는 응축기의 냉각수의 유량과 출구온도를 보여주고 있다. 냉각수 유량과 출구온도의 관계는 냉각수량이 증가하면 냉각수 출구온도가 낮아지며 반대로 냉각수 유량이 감소하면 냉각수 출구온도는 높아지므로 서로 반비례가 된다.

NH<sub>3</sub>의 경우, 응축압력 15.0 kPa와 16.0 kPa에서

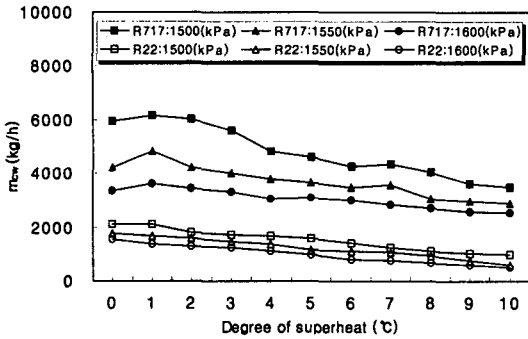


Fig. 4 The relations of cooling water mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

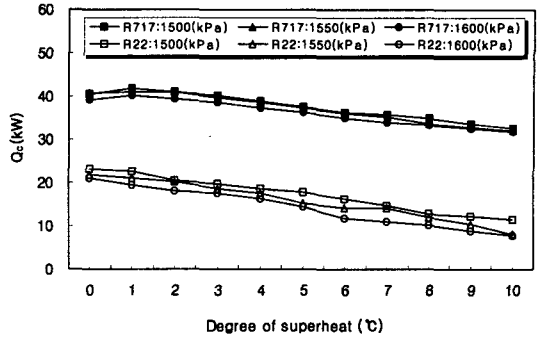


Fig. 6 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure.

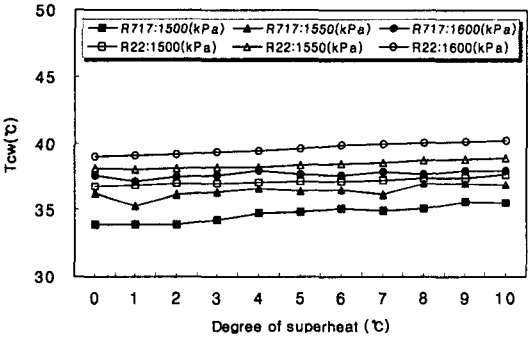


Fig. 5 The relations of cooling water outlet temperature and degree of superheat at each condensing pressure.

는 냉각수 유량과 출구온도는 과열도를 변화하여도 큰 차이가 없었다. 응축압력 15.0 kPa와 1,550 kPa, 과열도 0~4°C 범위에서는 응축압력이 높을수록 응축기 냉각수 질량유량 감소폭이 컸지만 4~10°C 범위에서는 응축압력이 높아져도 응축기 냉각수 질량유량 감소폭은 적었다. 이는 동일 응축압력에서 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기의 엔탈피가 증가하기 때문에 냉각수 질량유량 증가폭이 커야 하지만 0~4°C 범위보다 적은 원인은 응축기의 냉각면적이 넓기 때문에 엔탈피 증가에 대한 충분한 냉각이 이루어지기 때문으로 판단된다.

3.4 응축기 방열량

Fig. 6은 응축기 냉각수 유량과 출구온도에 의

해 방열량을 측정된 값이다. 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 방열량은 감소하였다. 응축기 방열량은 냉매 질량유량, 흡입압력과 비례하므로 냉매 질량유량과 흡입압력이 높을수록 응축기 방열량도 비례하여 증가하였다. 이는 냉매 질량유량과 흡입압력이 응축기 방열량 변화에 영향을 주는 요소임을 나타내고 있다.

NH<sub>3</sub>의 서브쿨드 비등으로 인한 것 외에는 두 냉매 모두 방열량의 양상은 동일했다. 부하의 차이로 인한 방열량의 차이는 다른 그림과 동일하게 나타나고 있다.

3.5 증발기 냉수 출구온도, 증발기 흡열량

Fig. 7와 Fig. 8은 증발기 냉수 출구온도와 증발기 흡열량을 나타내었다. 두 냉매 모두 응축압력과 과열도가 높을수록 냉수 출구온도는 높게 나타났으며, 증발기 흡열량은 낮게 나타났다. 냉수 출구온도가 높고, 증발기 흡열량이 적다는 것은 그만큼 냉동효과가 적다는 것이다. 응축압력이 높을수록 증발기 냉매의 포화압력은 높아지게 되고 이에 따라 냉동효과는 줄어들게 된다.

과열도에 관해서는 Fig. 2의 냉매 질량유량의 저하가 그 원인이라 할 수 있겠다. 응축기 방열량과 증발기 흡열량을 비교하였을 때 열량이 거의 비슷한 것을 볼 수 있다. 일반적으로 응축기 방열량이 압축기 소요동력만큼의 열량이 증발기에 비해 커야 하는데도 이러한 결과가 나온 것은 장치 내 유분리기에서 나온 순환냉동기유의 방열로서 설명된다.

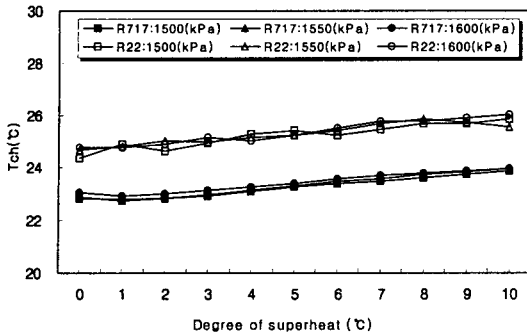


Fig. 7 The relations of chilled water outlet temperature and degree of superheat at each condensing pressure.

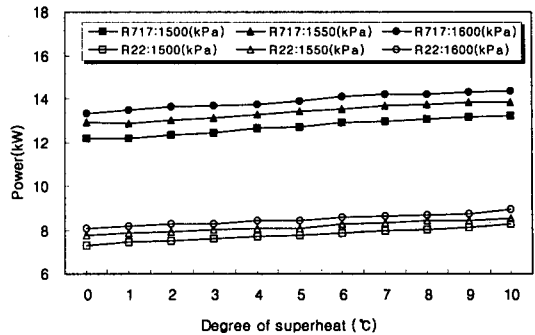


Fig. 9 The relations of power and degree of superheat at each condensing pressure.

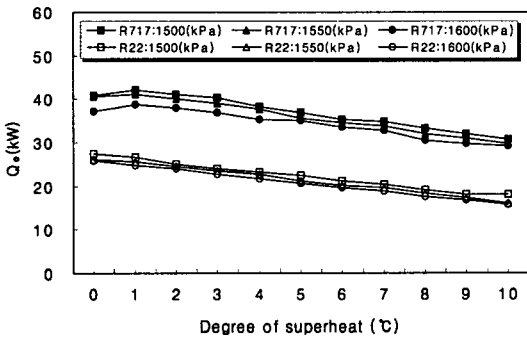


Fig. 8 The relations of evaporator heat capacity and degree of superheat at each condensing pressure.

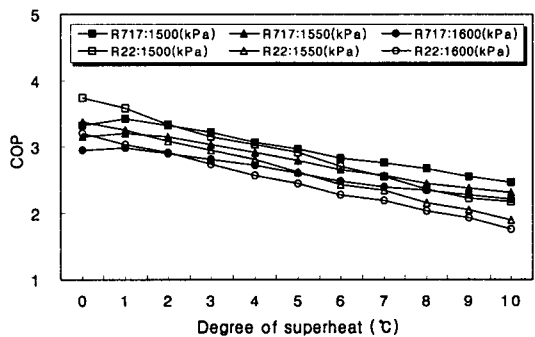


Fig. 10 The relations of COP and degree of superheat at each condensing pressure.

### 3.6 소요동력 및 COP

Fig. 9와 Fig. 10은 소요동력과 COP를 나타내었다. 두 냉매 모두 응축압력, 과열도가 높을수록 소요동력은 증가하였다. 응축기 압력을 일정하게 유지시키고 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 증발압력이 감소하기 때문에 압축비가 상승하여 소요동력은 증가하게 된다.

Fig. 10은 COP에 대한 실험 결과이다. COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 관계이다. 응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하였다. 과열도 0에서 2°C까지는 서브쿨드 비동의 영향으로 인하여 R22가 더 높았고, 과열도 2°C 이상에서는 NH<sub>3</sub>가 더 높았다.

각 냉매선도의 기울기로 비교해 보았을 때, NH<sub>3</sub>는 R22에 비해 과열도에 따라 안정적인 COP를 보여주고 있다. 또한 두 배의 부하임에도 NH<sub>3</sub>는 R22와 거의 동일한 COP로 나타났다. 따라서 동일 부하에서 측정한다면 NH<sub>3</sub>가 더 높은 COP를 나타낼 것으로 판단된다.

### 4. 결 론

R22와 NH<sub>3</sub>를 사용한 냉동장치의 성능특성 비교를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 냉매 순환량은 NH<sub>3</sub>가 R22에 비해 응축압력과 과열도의 변화에 대해 안정적이며, NH<sub>3</sub>는 R22에 비해 2배의 부하로 운전했음에도 냉매 순환량은 약 1/4 정도였고 흡입압력도 훨씬 낮았다. 이를 통해, NH<sub>3</sub>가 냉동장치의 소형화에 있어서

R22에 비해 우수함을 확인할 수 있었다.

(2) 과열도가 높아질수록 증발기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지고 동력이 증가하여 에너지 손실이 많아짐을 보였다.

(3) COP는 NH<sub>3</sub>가 과열도 2℃ 이상에서 R22에 비해 높아짐을 보였다. 이는 동일 부하로 운전했을 때 전체적으로 NH<sub>3</sub>가 더 높다는 것을 보여준다. NH<sub>3</sub>의 경우, 과열도 1℃ 조건이 에너지 절약으로 운전경비를 절감할 수 있는 최적 조건으로 나타났다.

(4) NH<sub>3</sub>는 자연냉매로서 현재 규제대상이 되어 있는 R22에 비해 경제적, 환경적인 측면에서뿐만 아니라, 향후 부속장치의 개발에 따른 효율과 안정성의 보완이 이루어진다고 볼 때, R22의 대체 냉매로서 적합할 것으로 보인다.

## 후 기

본 논문은 2006년도 조선대학교 학술연구비 지원을 받아 수행되었음.

## 참고문헌

1. Stoecker, W. F., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 1-12, 296-307.
2. Chae, H., Schmidt, J. W. and Moldover, M. R., 1990, Chem. Eng. Data, 35 (1), p. 6.
3. Kwon, I. W. and Ha, O. K., 2004, The study on performance characteristics of superheating the suction vapor in NH<sub>3</sub> refrigeration system, J. Air-Cond. Refrig. Eng., Vol. 16, No. 8, pp. 756-761.
4. Effect of Ammonia, Refrig., 1979, Res. Found. Inform. Bull., Washington, D. C., p. 4.
5. James, M., Piotr, A. and Domanski, 2005, Alternative circumstances for R-22, Journal of the SAREK, Vol. 34, No. 1, pp. 60-69.
6. Higuchi, K., 1986, Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, pp. 45-52.
7. Cengel, Y. A. 2002, Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, pp. 461-505.