고밀도 열교환기를 이용한 NH_3냉동장치의 성능 특성 연구

이승재† · 전상신* · 권일욱* · 이종인** · 하옥남***

The Study on Performance Characteristics of NH_3 Refrigeration System Using Optimum Heat Exchanger

Seung-Jae Lee, Sang-Sin Jeon, Il-Wook Kwon, Jong-In Lee and Ok-Nam Ha

Key Words: CFC(염화불화탄소), HCFC(염화불화탄화수소), Superheat Temperature(과열도) Condensing Pressure(응축압력)

Abstract

Nowadays CFCs and HCFCs refrigerants are restricted because it cause depletion of ozone layer. Accordingly, this experiment apply the ammonia gas and not CFCs and HCFCs for refrigerant to study the performance characteristic from the superheat control and improve the energy efficiency from the high performance. The condensing pressure of refrigeration system is increased from 15.0bar to 16bar by 0.5bar and superheat temperature is increased from 0℃ to 10℃ by 1℃ at each condensing pressure. As the result of experiment, when the superheat temperature is 0℃ at each condensing pressure, the refrigeration system has the high performance.

기호설명

$\dot{m}_s$: 냉매 질량유량
$\dot{m}_{cw}$: 응축기 냉각수 질량유량
T_{ch} : 증발기 냉수 출구온도
T_{cw} : 응축기 냉각수 출구온도
Q_e : 증발기 흡열량
Q_c : 응축기 방열량
P_s : 압축기 흡입압력
TC : 응축온도
TE : 증발온도
q_e : 냉동능력
P_{sat} : 포화압력

† 조선대학교 기계공학과 대학원
E-mail : neanias21c@naver.com
TEL : (062)230-7945 FAX : +82-62-511-3063
* 조선대학교 기계공학과 대학원
** 조선이공대학교 자동차과
*** 조선대학교 기계공학과

1. 서 론

최근에 세계적으로 큰 문제가 되고 있는 오존 파괴 문제는 1974년 “Rolend" 교수와 ”Moreena" 박사가 발표한 학설이 본 문제의 발단이 되었다.

이후 산업용 냉동장치의 냉매로 사용된 R-11, R-12, R-502등 특정 프레온계 물질은 1996년 1월 1일 기준으로 생산이 전면적으로 금지되었다. 현재 냉동장치에 적용하고 있는 냉매는 광범위하게 있지만 HCFC계 냉매는 지구환경을 파괴시키는 물질로 분류되어 생산 및 사용에 대한 규제를 하고 있다. HCFC계 대체 냉매로는 HFC계 냉매가 개발되어 상용화되고 있지만 열전달율이 낮고 냉동유 선정과 재료선택에 까다로움이 있다. 특히, 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 높아 환경친화적인 물질이 아니기 때문에 냉매 선정에 대단히 어려움을 갖고 있으며, 이러한 어려움을 해결할 수 있는 냉매 개발은 계속 진행되고 있다.(1-4)

화학제조, 정유, 석유화학공업, 비료생산 공정 중에 많이 사용되고 있는 물질 중 냉매로서 이용

Table 1 Characteristics of refrigerants

Refrigerant		R717	R290	R134a	R404A	R22	R502
ODP		0	0	0	0	0.055	0.33
GWP		0	3	1300	3300	1700	5600
ASHRAE SAFTY GROUP		B2	A3	A1	A1/A1	A1	A1
TC/TE 40/0℃	q_e(㎉/㎥)	884	664	495	800	795	748
	Power(㎉/㎥)	153	123	90	159	143	149
	COP	5.78	5.40	5.51	5.03	5.55	5.01
TC/TE 40/-20℃	q_e(㎉/㎥)	401	322	213	368	383	353
	Power(㎉/㎥)	122	107	69	134	121	128
	COP	3.28	3.02	3.09	2.75	3.17	2.76
P_{sat}(bar)	-40	0.72	1.11	0.51	1.35	1.05	1.30
	-20	1.90	2.44	1.32	3.06	2.45	2.90
	0	4.29	4.74	2.92	6.07	4.98	5.70
	20	8.57	8.38	5.71	10.91	9.10	10.18
	40	15.54	13.72	10.17	18.16	15.37	16.87

The theoretical refrigeration cycle and saturated properties are based on the NIST REFPROP ver. 6.0.

할 수 있는 물질은 유기화합물인 암모니아, 탄화수소계인 프로판, 프로필렌 등이 있다. 이들 냉매는 천연가스로서 공정 중 쉽게 얻을 수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며 특히, 지구환경에 저촉을 받지 않는 환경친화적인 냉매이다.

그 중에서도 암모니아 냉매는 Table 1에서와 같이 넓은 온도 범위에서 많이 사용되고 있으며 COP 및 열전달률이 좋으며 임계온도 및 임계압력이 높아 냉매로서 우수한 특성을 가지고 있지만 독성과 가연성, 폭발성을 갖고 있다는 단점이 있다.[5,6]

암모니아 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 열교환기는 Shell & Tube Type의 응축기와 만액식 증발기가 사용되고 있으나 장치의 대형화로인하여 설치공간이 넓어지고, 장치 중에 냉매의 충진량이 많아진다는 문제점을 가지고 있다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 문제점을 해결할 수 있는 방법으로 장치 내의 냉매량을 최소화하고 냉매의 누설이 적은 Shell & Disk Type의 고밀도 열교환기를 사용하여 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 성능 특성 실험을 하여 에너지 효율의 증대, 지구환경보존, 산업안전성을 도모하고 설치 면적의 소형화로 인한 경제적 가치를 기대해 보고자 한다.

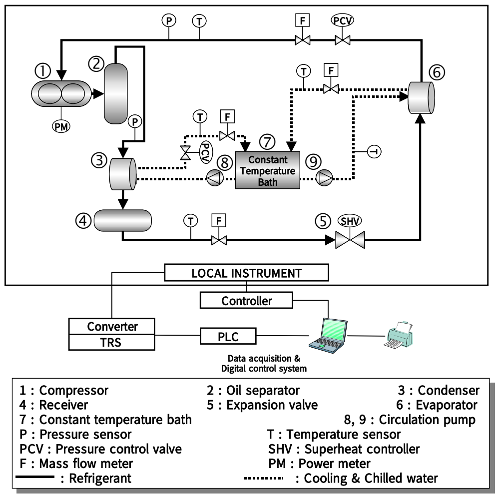

Fig. 1 The schematic of Ammonia refrigeration system.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

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

본 실험장치는 암모니아를 작동유체로 사용하였으며 장치는 압축기, 응축기, 수액기, 항온조, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 장치계 내의 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분히 고려하여 실험장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS규격에 의하여 단열 시공을 하였다. 시스템 내의 작동유체의 상변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 제어기, 압력조정밸브, 파워메터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도 ±0.1℃, 압력 ±0.1 bar, 질량유량 ±0.1%, 소요동력 ±0.1%)이내에서 관리할 수 있도록 실험실내에 항온항습기를 설치하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다.

응축기와 증발기는 Shell & Disk type의 열교환

기를 사용하였으며, 상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다. 상변화용 유체 온도를 일정하게 유지시키기 위해 1 kW의 히터와 3-way 유량조절변을 설치하여 온도 제어기에 의해 자동 제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다.

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

과열도 제어는 수동식 팽창밸브와 증발기 출구에 취부된 각각의 센서로부터 흡입온도와 흡입압력에 따라 과열도를 계산하여 설정값이 되도록 valve 개도를 PID 제어에 의해 자동 조절하는 전자식팽창밸브[7]를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서의 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 유량 조정변을 설치하였고, 응축기 측의 냉각수 질량유량을 측정할 수 있도록 질량유량계를 설치하였다. 냉매 측의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

2.2 실험방법

냉동장치의 실험가동전 먼저 장치의 외부 조건을 일정하게 유지시키기 위해 항온항습기를 가동하였고, 증발기 측의 냉수 질량유량이 일정하게 제어되고 있는지를 살펴보기 위해 순환펌프를 운전하여 확인하였다. 장치의 운전에 앞서 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측 값의 오차여부를 확인한 후, 모니터링 프로그램에 의하여 운전상태를 감시하였다. 운전상태가 안정되면 응축압력을 15.0 bar에서 16 bar까지 0.5 bar씩 단계별로 실험하였으며, 과열도는 응축압력 조건에 따라 0℃에서 10℃까지 1℃간격으로 단계적으로 실험을 실시하였다. 응축압력과 과열도 설정은 초기 운전시 전자식 자동유량조절밸브와 전자식 자동팽창밸브를 사용하여 설정값에 근접시킨 후, 정확한 설정값에 도달하면 일정하게 유지시키기 위하여 수동식 유량조절밸브와 수동식 팽창밸브를 사용하였다. 실험 데이터 값의 정확도를 높이고자 반복 실험을 하였으며, 실험결과 값은 Data acquisition system을 통하여 데이터를 2초 간격으로 측정한 후, 자료는 PC를 이용하여 분석하였다.

3. 실험결과 및 고찰

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

3.1 냉매 질량유량, 압축기 흡입압력

Fig. 2는 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 냉매 질량유량은 전체적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다. 동일 과열도 상에서 응축압력이 증가하면 압축기의 압축비는 증가하게 되고 단위시간 내 압축기에 의해 배출되는 냉매증기의 실제 체적이 감소하여 압축기의 체적효율은 감소함으로서 압축기에 의해 단위시간당 배출되는 냉매증기의 실제 질량이 감소하게 된다. 따라서 응축압력이 상승하면 체적효율저하에 따른 냉매 질량유량은 감소하게 된다.

Fig. 3은 과열도가 높아짐에 따라 압축기 흡입압력이 감소하는 결과를 나타내고 있다. 압축기 흡입압력이 감소하기 때문에 평행온도가 낮아져 비체적은 커지고 체적효율은 저하되어 Fig. 2에서 질량유량과 압축기 흡입압력의 차이는 근소하였는데, 이는 응축압력 변화가 냉매 질량유량과 압축기 흡입압력에 큰 영향을 주지 않음을 나타내고 있다.

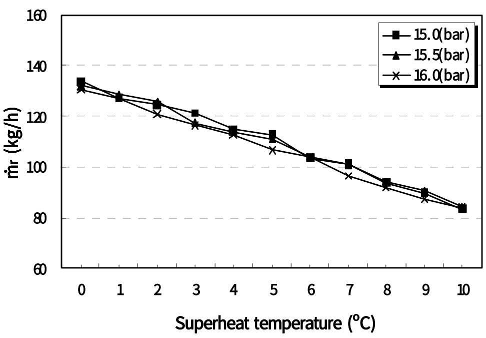

Fig. 2 The relations of suction mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure.

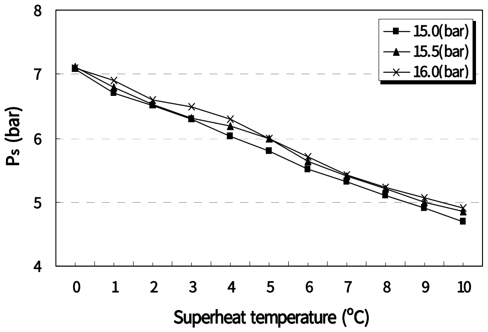

Fig. 3 The relations of suction pressure and superheat temperature at each condensing pressure.

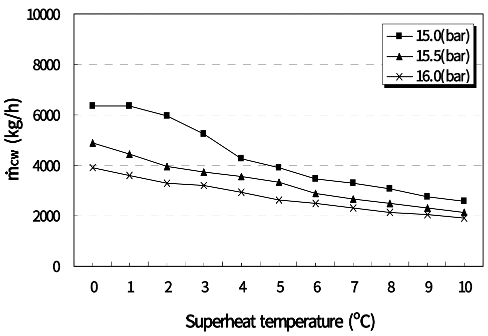

Fig. 4 The relations of cooling water mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure

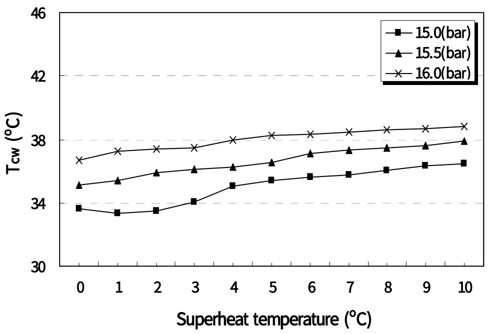

Fig. 5 The relations of cooling water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure.

3.2 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도

Fig. 4, 5는 응축기의 냉각수의 질량유량과 출구온도를 나타내고 있다. 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도는 냉각수량이 증가하면 냉각수 출구온도가 낮아지며 반대로 냉각수 질량유량이 감소하면 냉각수 출구온도는 높아지는 상반관계를 나타내고 있다. 이는 응축기의 방출면적(냉각면적)의 크기와 관계함을 보여주고 있다.

Fig. 4는 응축압력이 낮고 과열도가 낮을수록 응축기 냉각수 질량유량이 증가함을 나타내고 있다. 이는 냉매의 질량유량이 증가함에 따라 응축기 냉각수 질량유량도 증가하기 때문이다.

과열도 0℃~4℃ 범위에서는 응축압력이 낮을수록 응축기 냉각수 질량 유량 증가폭이 컸지만 4℃~10℃ 범위에서는 응축압력이 낮아져도 응축기 냉각수 질량유량 증가폭은 적었다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기의 엔탈피가 증가하기 때문에 냉각수 질량 유량 증가폭이 커야 하지만 0℃~4℃ 범위보다 적은 원인은 Shell & Disk type의 응축기의 열저항 면적이 넓기 때문이다.

3.3 응축기 방열량

Fig. 6은 응축기 냉각수 질량유량과 출구온도에 의해 방열량을 측정한 값으로서 Fig. 4의 냉각수 질량유량변화와 관계함을 나타내고 있다. 동일 과열도에서 응축압력이 낮을수록 응축기 방열량은 전체적으로 증가하였다. 이는 응축압력이 낮을수록 압축기의 체적효율이 상승하고 냉매 질량유량이 증가하기 때문이다. 과열도가 높을수록 응축기 방열량은 감소하는 결과를 보이고 있다. 감소 요인은 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기 온도가 높아져 냉매증기의 엔탈피가 증가하므로 단위 시간당 응축기에서 제거할 현열 부하량이 증가하지만 Fig. 2에서 보는 바와 같이 냉매 질량유량은 감소하기 때문이다.

3.4 냉수 출구온도, 증발기 흡열량

Fig. 7, 8은 증발기 냉수 출구온도와 증발기 흡열량에 대한 실험결과이다. 과열도가 높을수록냉수 출구온도는 높고 증발기 흡열량은 전체적으로

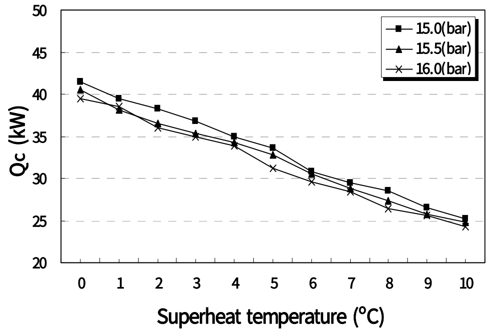

Fig. 6 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each conden- -sing pressure.

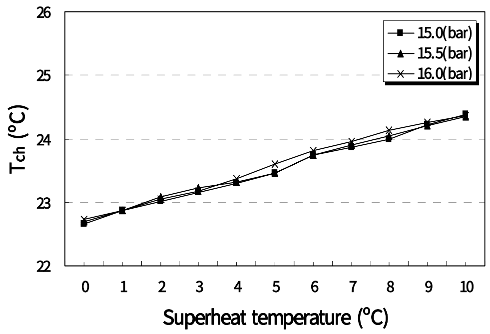

Fig. 7 The relations of chilled water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure

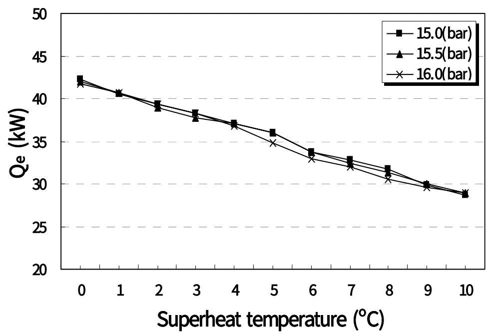

Fig. 8 The relations of evaporator heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure

감소하였다. 동일 과열도로 응축압력을 변화시켰을때 냉수 출구온도와 증발기 흡열량 변화는 미소한 차를 나타내었다. 미소한 차는 응축압력이 높아짐에 따라 실제 냉동효과가 감소하므로 증발기 흡열량은 따라서 감소하는데 감소의 차는 아주 미소하고 응축압력이 높을수록 응축기 출구측 냉매액 온도가 높아지지만 실험결과는 냉매액 온도차가 아주 미소하였다. 따라서 증발기 입구측 엔탈피 차가 미소하여 냉수 출구온도와 증발기 흡열량의 변화가 미소함을 나타내었다. 냉매액 온도차가 미소한 결과는 압축기에서 배출된 냉매증기가 상변화 후 열교환 길이가 길어짐에 따라 냉매액은 과냉각되어 응축기 냉각수 입구온도와 근접하였기 때문이라고 생각된다.

3.6 소요동력, COP

Fig. 9, 10은 소요동력과 COP를 나타내었다. 응축압력, 과열도가 높을수록 소요동력은 증가하였다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 응축압력 변화는 압축기 흡입압력에 주는 영향이 미소하기 때문에 응축압력이 증가할수록 압축비는 증가하게 되고, 과열도가 상승할 때는 압축기 흡입압력이 감소하기 때문에 평행온도가 낮아져 비체적은 커지게 되고 체적효율은 저하되어 소요동력은 증가한다.

Fig. 10은 성능계수에 대한 실험결과이다. 성능계수는 증발기 흡열량과 소요동력의 결과로서 얻어진 데이터이다. 따라서 응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하여 성능계수는 감소하였다.

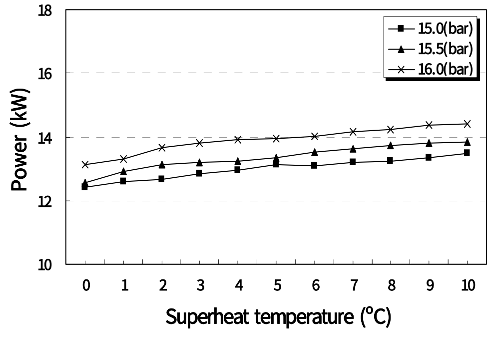

Fig. 9 The relations of power and superheat emperature at each condensing pressure.

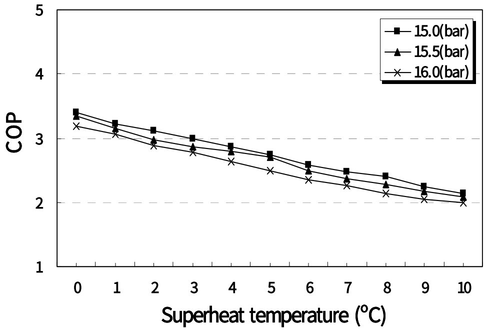

Fig. 10 The relations of COP and superheat temperature at each condensation pressure.

4. 결 론

응축압력과 과열도 변화에 따른 암모니아 냉동장치의 성능 특성 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 과열도가 높아짐에 따라 압축기 흡입압력이 저하하여 평행온도가 낮아지고 냉매증기의 비체적이 커지게 되어 냉매 질량유량과 증발기 흡열량이 감소하였다.

(2) 응축압력의 변화는 증발기 흡열량에 미치는 영향이 미소하였다.

(3) 동일 과열도에서는 각 응축압력에 따라 과냉온도의 변화가 미소하여 엔탈피 변화가 거의 없었다.

(4) 과열도 10℃일 때 증발기 흡열량이 30.9%~32%로 가장 크게 감소하였다.

(5) 과열도 10℃일때 소요동력이 8.5%~10.5%로 가장 크게 증가하였다.

(6) 과열도 10℃일때 COP가 37.1%~37.4%로 가장 크게 감소하였다.

(7) 과열도 0℃일때 COP가 가장 높게 나타났다.

참고문헌

(1) Stoecker, W. F., 1982, Refrigeration and Air conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 1-12., pp. 296-307.

(2) E. I. du Pont de Nemours & Co. Ltd., Technical Report, 1989, Du Pont Alternative Refrigerants, Applications Testing of HCFC-123 and HFC-134a

(3) Soloman, S., and Wuebbles, D., 1994, ODPs, GWPs, and Future Chlorine/Bromine loading, Scientific Assessment of Ozone Depletion, pp. 131-136.

(4) Han, J. S., Youn, J. G. and Won, S. P., 1999, A study on performance characteristic of new alternative refrigerant replacing HFC-134a, The Society of Air-conditioning and Refrigerating Engineers of Korea, Proceedings of the SAREK ´99 Summer Annual Conference(Ⅰ), pp. 219-224.

(5) Effect of Ammonia, Refrig., 1979, Res. Found. Inform. Bull. p. 4, Washington, D.C.

(6) Mclinden M., Klein S., Lemmin E., and Peskin A., 1998, "NIST Ｔhermodynamic and Transfort Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixture (REFPROP) ver. 6.0", National Institute of Standards and Technology, Boulder, CO, U.S.A.

(7) Higuchi, K., 1986, Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, pp. 45~52