

NH₃ 냉동장치의 과열도 변화에 의한 성능 특성 연구

권 일 옥[†], 하 옥 남^{*}

조선대학교 대학원 기계공학과, ^{*}조선대학교 기계공학과

The Study on Performance Characteristics of Superheating the Suction Vapor in NH₃ Refrigeration System

Il-Wook Kwon[†], Ok-Nam Ha^{*}

Graduate School, Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Chosun University, Kwangju 501-759, Korea

(Received April 19, 2004; revision received July 12, 2004)

ABSTRACT: Since the use of CFC and HCFC refrigerants are to be restricted due to the depletion of ozone layer, this experiment applies the NH₃ gas to study the performance characteristics from the superheat control for improving the energy efficiency. The experiments are carried out for the condensing pressure of refrigeration system from 14.5 bar to 16.0 bar by 0.5 bar and for superheat temperature from 0°C to 10°C by 1°C at each condensing pressure. As a result of experiment, when the superheat temperature is 1°C at each condensing pressure, the refrigeration system has the highest performance.

Key words: CFC(염화불화탄소), HCFC(염화불화탄화수소), Superheat temperature(과열도), Condensing pressure(응축압력)

기 호 설 명

- \dot{m}_{cw} : 응축기 냉각수 질량유량 [kg/h]
- \dot{m}_s : 냉매 질량유량 [kg/h]
- P_s : 압축기 흡입압력 [bar]
- Q_c : 응축기 방열량 [kW]
- Q_e : 증발기 흡열량 [kW]
- TC : 응축온도 [°C]
- T_{ch} : 증발기 냉수 출구온도 [°C]
- T_{cw} : 응축기 냉각수 출구온도 [°C]
- TE : 증발온도 [°C]

1. 서 론

화학공정산업에서 냉동장치의 이용은 (1) 가스 분리 및 액화, (2) 혼합물질 내의 필요한 물질을 분리하기 위한 응고, (3) 저온저장 액체의 과잉압력을 방지하기 위한 유지기능, (4) 건조 및 반응열 제거 등에 이용되어지고 있다.⁽¹⁾

냉동장치에 적용하고 있는 냉매는 광범위하지만 HCFC계 냉매는 지구환경을 파괴시키는 물질로 분류되어 생산 및 사용에 대한 규제를 하고 있다. HCFC계 대체냉매로는 HFC계 냉매가 개발되어 상용화하고 있지만 열전달률이 낮고 냉동유 선정과 재료선택 등에 대한 어려움이 있다. 특히, 지구온난화지수(Global Warming Potential, GWP)가 높아 환경친화적인 물질이 아니기 때문에 냉매 선정에 어려움을 갖고 있다.⁽²⁻⁴⁾

그렇지만, 유기화합물인 암모니아, 탄화수소계인

[†] Corresponding author

Tel.: +82-62-230-7945; fax: +82-62-973-8475

E-mail address: kiwmycom@yahoo.co.kr

프로판, 프로필렌 등은 천연가스로서 쉽게 얻을 수 있고 구입하기가 쉬우며 가격이 저렴하며, 특히 지구환경에 저촉을 받지 않는 환경친화적인 냉매이다. 그중에서 암모니아 냉매는 넓은 온도범위에서 우수한 특성을 가지고 있어 화학공정 중에 많이 사용되고 있으며 앞으로도 선호하는 좋은 냉매로 이용될 것이다.⁽⁵⁾

암모니아 냉동장치에 필수적인 구성요소인 증발기는 대다수 만액식 증발기를 사용하고 있으며 열교환기 내에 냉매액을 채워 냉매의 증발잠열을 이용하여 브라인을 냉각시키는 칠러방식과 반응기 내·외부에 냉매액을 채워 운전하는 직접 냉각방식이 주로 이용되고 있다. 그렇지만, 만액식 증발기는 운전 중 외부조건 변화의 영향으로 인해 증발기 내의 냉매액의 현탕이 심하고 압축기로 유입되는 냉매증기의 상태변화를 정확히 판단하여 운전하기란 매우 어렵기 때문에 비효율적, 비정상적인 운전으로 인하여 에너지 손실과 운전경비 증가의 원인이 된다.

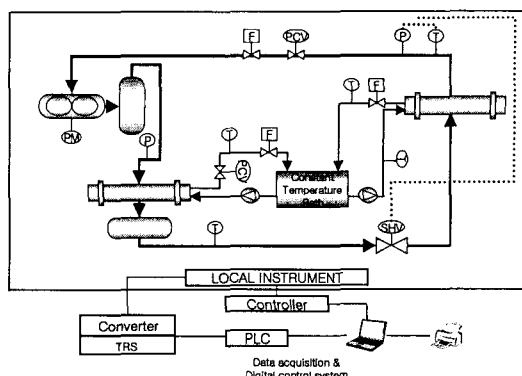
따라서, 본 연구는 암모니아 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 Shell & Tube Type의 응축기와 만액식 증발기를 사용하여 응축압력에 따른 과열도 변화에 대한 성능 특성 실험을 하여 운전경비의 절감, 에너지 절약 효과에 대해 고찰하고자 한다.

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. 시스템의 흐름은 작동유체인 액체 암모니아를 증발기에서 증발시켜 피냉각체인 냉수를 냉각시키고, 기화된 암모니아 기체는 압축기에서 고온, 고압의 암모니아 기체로 압축되며, 압축된 암모니아 기체는 유분리기에서 오일과 분리된다. 분리된 고온, 고압의 암모니아 기체는 응축기에서 냉각수와 열교환되어 고온, 고압의 액체 암모니아로 상변화된다. 응축기에서 상변화된 고온, 고압의 액



- ① Compressor
- ② Oil separator
- ③ Condenser
- ④ Receiver
- ⑤ Expansion valve
- ⑥ Evaporator
- ⑦ Constant temperature bath
- ⑧, ⑨ Circulation pump
- P : Pressure sensor
- PM : Power meter
- F : Mass flow meter
- PCV : Pressure control valve
- SHV : Superheat controller
- T : Temperature sensor
- : Refrigerant
- : Electric signal

Fig. 1 The schematic of ammonia refrigeration system.

체 암모니아는 팽창밸브를 통과하면서 저온, 저압의 액체 암모니아를 증발기로 보내는 사이클로 구성되어져 있다.⁽⁶⁾

장치계 내의 압력손실을 최소화할 수 있도록 충분히 고려하여 실험장치를 제작하였고, 장치의 저압부는 외부온도에 의한 영향을 받지 않도록 KS 규격에 의하여 단열시공을 하였다. 시스템 내의 작동유체의 상변화를 측정하기 위해 시스템 내에 압력계, 온도계, 질량유량계, 과열도 제어기, 압력조정밸브, 파워미터를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도 $\pm 0.1^\circ\text{C}$, 압력 ± 0.1 bar, 질량유량 $\pm 0.1\%$, 소요동력 $\pm 0.1\%$) 이내에서 관리할 수 있도록 실험실 내에 항온습습기를 설치하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 30 RT 용량의 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드변을 고정하였다.

응축기와 증발기는 전열면적이 각각 8 m², 4 m² 인 Shell & Tube Type의 열교환기를 사용하였으며, 냉매 상변화용 유체는 물을 사용하였다. 냉매 상변화용 유체온도를 일정하게 유지시키기 위해 1 kW의 히터와 3-way 유량조절변을 설치하

Table 1 Experimental condition

Condensing pres. (bar)	14.5~16
Superheat temp. (°C)	0~10
Bath temp. (°C)	28
Ambient temp. (°C)	24
Chilled water flow rate (kg/h)	6800
Cooling & chilled water	Demineralized water

여 온도제어기에 의해 자동제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다.

증발기 측의 냉수유량을 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 자동조절하는 전자식 팽창밸브⁽⁷⁾를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상부의 압력센서의 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수유량을 자동으로 조절할 수 있도록 압력 조정변을 설치하였으며, 응축기 측의 냉각수유량을 측정할 수 있도록 유량계를 설치하였다. 또한, 냉매의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 질량유량계를 설치하였다.

2.2 실험방법

냉동장치의 실험가동 전 먼저 장치의 외부조건을 일정하게 유지시키기 위해 항온항습기를 가동하였고, 증발기 냉수유량이 일정하게 제어되고 있는지를 살펴보기 위해 순환펌프를 운전하여 질량을 확인하였다. 장치의 운전에 앞서 장치에 부착된 각각의 계측기의 값과 통신으로 송신된 계측값을 비교하여 오차 여부를 확인한 후, 모니터링 프로그램에 의하여 운전상태를 감시하였다. 운전상태가 안정되면 응축압력을 14.5 bar에서 16 bar까지 0.5 bar씩 단계별로 실험하였으며, 과열도는 응축압력조건에 따라 0°C에서 10°C까지 1°C 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, 실험결과 값은 Data acquisition system을 통하여 데이터를 2초 간격으로 측정 한 후, 자료는 PC를 이용하여 분석하였다.

3. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 각각의 응축압력 조건에서 과열도를 0~10°C까지 1°C 간격으로 단계적으로 변화시켜 보았을 때 응축기 방열량, 증발기 흡열량, 냉매 질량유량, 흡입압력, 응축기의 냉각수유량, 증발기 출구의 냉수온도의 변화에 따른 압축기 소요동력과 냉동능력에 대한 COP를 비교한 실험 결과를 고찰하였다.

3.1 냉매 질량유량

Fig. 2는 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 질량유량은 전체적으로 감소하는 결과를 보여주고 있다. 응축압력이 높을수록 압축기의 압축비는 증가하게 되고 압축기의 체적효율은 감소하게 되어 질량유량은 감소한다. 또한 과열도가 높아짐에 따라 증발기 내의 냉매의 순환량이 감소하게 되므로 냉매의 질량유량은 감소한다. 응축압력 14.5 bar, 과열도 1°C 조건일 때 질량유량은 가장 높게 증가했다. 또한, 과열도 1°C 조건일 때 응축압력이 낮을수록 질량유량은 전체적으로 증가하였고, 과열도 0°C보다 1°C 조건일 때가 질량유량이 증가한 원인은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 압축기 흡입압력이 높아 흡입증기의 밀도가 커지

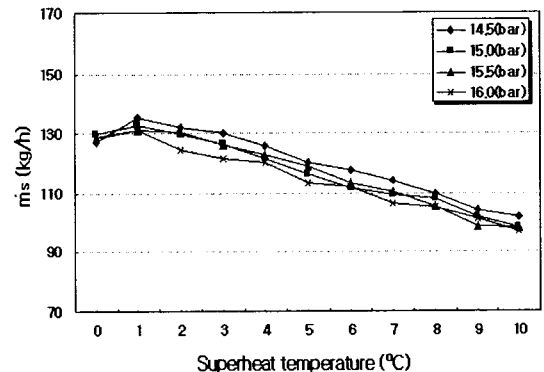


Fig. 2 The relations of refrigerant mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure.

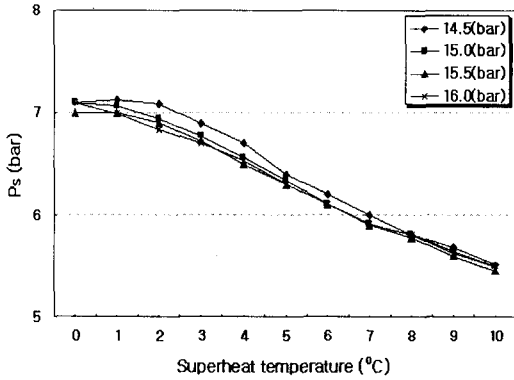


Fig. 3 The relations of suction pressure and superheat temperature at each condensing pressure.

게 되어 압축기에 흡입되는 단위체적당 질량유량이 증가하는 것이 원인으로 나타났다.

3.2 압축기 흡입압력

Fig. 3은 압축기 흡입압력에 대한 실험결과이다. 응축압력, 과열도가 낮아짐에 따라 흡입압력은 전체적으로 증가함을 나타내고 있다. 응축압력 14.5 bar 조건에서는 과열도가 높을수록 흡입압력이 고르게 낮아졌으며 응축압력 14.5 bar 이상의 압력에서는 과열도 높아질수록 흡입압력은 전체적으로 낮아졌지만 응축압력 변화에 대한 흡입압력은 근소한 변화만 보였다. 과열도 1°C 조건에서는 응축압력의 변화에 따라 가장 높은 흡입압력을 나

타냈으며 과열도 1°C보다 과열도 0°C 조건일 때 흡입압력이 낮은 원인으로서는 증발기 튜브 외측과 냉매액이 접하는 부분에서 비등이 일어나기 때문에 기포는 튜브 외측의 좁은 구역 내에 한정되고 이들 기포는 주위의 차가운 냉매로의 열전달로 인해 튜브 외측으로부터 멀어진 후 사라지는 서브쿨드 비등⁽⁸⁾이 원인인 것으로 나타났다.

3.3 응축기 냉각수유량과 출구온도

Fig. 4와 Fig. 5는 응축기의 냉각수의 유량과 출구온도를 보여주고 있다. 냉각수유량과 출구온도의 관계는 냉각수유량이 증가하면 냉각수 출구온도가 낮아지며, 반대로 냉각수유량이 감소하면 냉각수 출구온도는 높아지는 상반관계를 갖고 있음을 알 수 있다. 이는 응축기의 방출면적(냉각면적)의 크기와 관계가 있는 것을 보여주고 있다. 응축압력 14.5 bar와 16.0 bar에서는 냉각수유량과 출구온도는 과열도를 변화하여도 큰 차이가 없었다. 응축압력 15.0 bar와 15.5 bar, 과열도 0~4°C 범위에서는 응축압력이 낮을수록 응축기 냉각수 질량유량 증가폭이 컸지만 4~10°C 범위에서는 응축압력이 낮아져도 응축기 냉각수 질량유량 증가폭은 적었다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 압축기에서 배출된 냉매증기의 엔탈피가 증가하기 때문에 냉각수 질량유량 증가폭이 커야 하지만 0~4°C 범위보다 적은 원인은 응축기의 열저항면적이 넓기 때문인 것으로 생각된다.

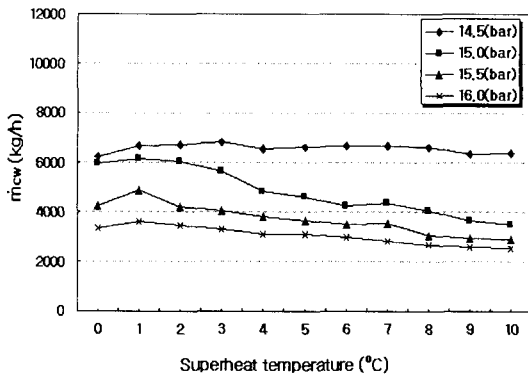


Fig. 4 The relations of cooling water mass flow rate and superheat temperature at each condensing pressure.

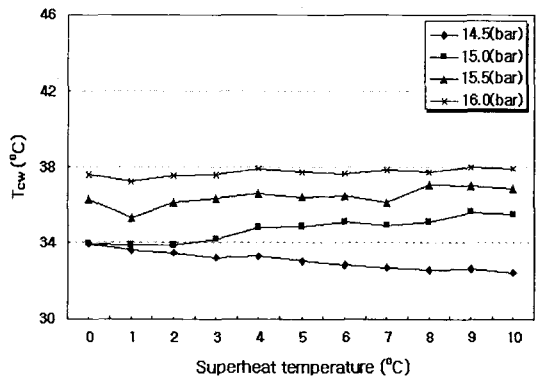


Fig. 5 The relations of cooling water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure.

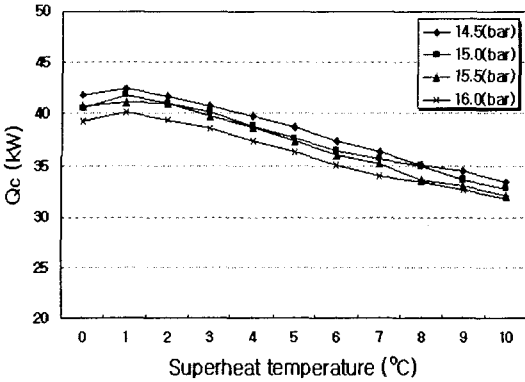


Fig. 6 The relations of condenser heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure.

3.4 응축기 방열량

Fig. 6은 응축기 냉각수유량과 출구온도에 의해 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.

3.5 냉수 출구온도, 증발기 흡열량

Fig. 7과 Fig. 8은 증발기 냉수 출구온도와 증발

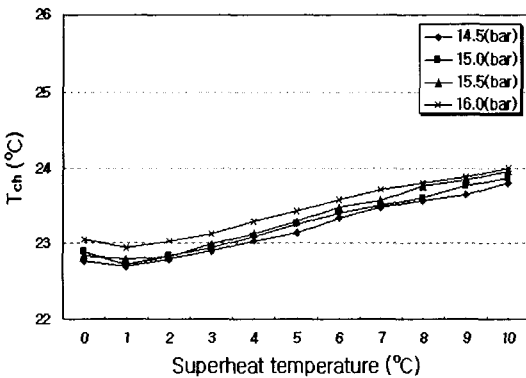


Fig. 7 The relations of chilled water outlet temperature and superheat temperature at each condensing pressure.

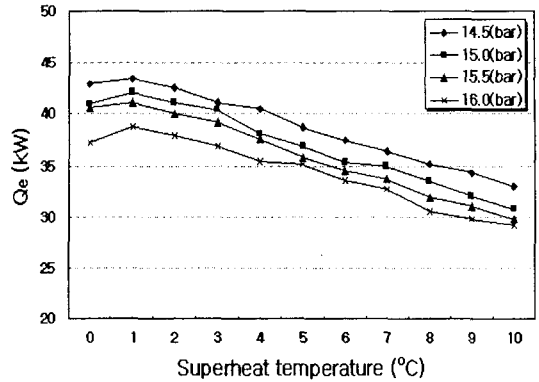


Fig. 8 The relations of evaporator heat capacity and superheat temperature at each condensing pressure.

기 흡열량을 나타내었다. 응축압력과 과열도가 높을수록 냉수 출구온도는 높게 나타났으며, 증발기 흡열량은 낮게 나타났다.

냉수 출구온도가 높고 흡열량이 낮은 원인은 압축기의 압축비가 증가하여 압축기 체적효율이 저하하기 때문에 압축기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하기 때문이다.

3.6 소요동력, COP

Fig. 9와 Fig. 10은 소요동력과 COP를 나타내었다. 응축압력, 과열도가 높을수록 소요동력은 증가하였으며 소요동력의 증가는 Fig. 3의 압축기 흡입압력에 따른 압축비와의 관계이다. 응축기 압

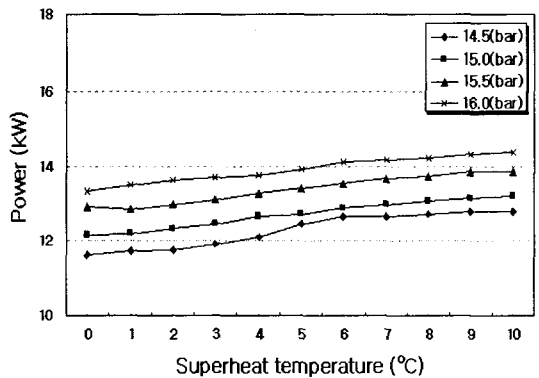


Fig. 9 The relations of power and superheat temperature at each condensing pressure.

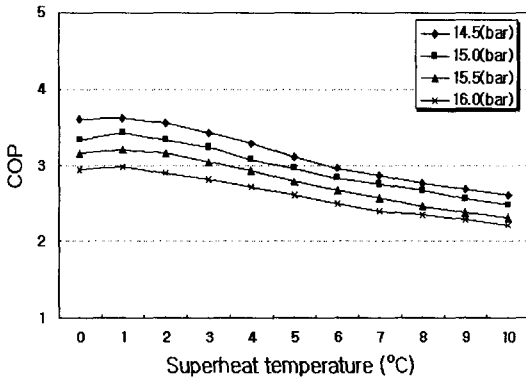


Fig. 10 The relations of COP and superheat temperature at each condensation pressure.

력을 일정하게 유지시키고 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 압축기에 유입되는 흡입압력도 감소하게 된다. 따라서 압축기의 압축비가 증가하므로 소요동력도 증가한다.

Fig. 10은 COP에 대한 실험결과이다. COP는 증발기 흡열량과 소요동력과의 관계이다. 응축압력, 과열도가 높을수록 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하였다. 과열도 4~10°C 조건에서는 COP가 큰 폭으로 감소하였는데 이는 압축기 소요동력이 증발기 흡열량보다 증가하였기 때문이다.

4. 결 론

응축압력에 따른 과열도 변화에 의한 암모니아 냉동장치의 성능 특성은 본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 응축압력과 과열도가 높을수록 냉매 질량유량이 감소하여 증발기 흡열량이 감소하였다.

(2) 과열도 0°C일 때 서브쿨드 비등으로 인해 냉매 질량유량과 증발기 흡열량이 과열도 1°C보다 감소함을 알았다.

(3) 과열도가 높아질수록 증발기에 유입되는 냉

매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지고 동력이 증가하여 에너지 손실이 많아짐을 알 수 있었다.

(4) Shell & Tube Type의 만액식 암모니아 냉동장치는 과열도 1°C 조건이 에너지 절약으로 운전경비를 절감할 수 있는 최적 조건임을 알았다.

후 기

본 연구는 2003년도 조선대학교 학술연구비의 지원을 받아 연구되었음.

참고문헌

1. Stoecker, W. F., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 1-12, 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, GWP's, 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., Washington, D.C., p. 4.
6. Yun, J. I., 1998, Refrigerating Engineering, Munundang, Seoul, pp. 29-30
7. Higuchi, K., 1986, Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, pp. 45-52.
8. Cengel, Y. A. 2002, Heat Transfer, McGraw-Hill, New York, pp. 461-505.