

# 프레온 냉동장치의 과열도에 관한 성능 특성 연구

— 열교환기 타입별 비교 —

홍 석 주, 하 옥 남, 권 일 옥\*, 윤 갑 식\*\*, 홍 성 인\*\*\*, 김 진 현\*\*\*, 김 양 현\*\*\*\*

조선대학교 기계공학과, \*한국마이콤, \*\*한국 폴리텍V대학,  
\*\*\*조선대학교 대학원 기계공학과, \*\*\*\*조선이공대학 건축설비학과

## A Study on Performance Characteristics due to the Degree of Superheat in Freon Refrigerating System — The Comparison of Heat Exchanger Types —

Suck-Joo Hong, Ok-Nam Ha, Il-Wook Kwon\*, Kab-Sig Yun\*\*,  
Sung-In Hong\*\*\*, Jin-Hyun Kim\*\*\*, Yang-Hyun Kim\*\*\*\*

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

\*Mycom Korea Chemistry Plant, 970-6 Whirlchul-dong, Buk-gu, Gwangju 500-460, Korea

\*\*Korea Polytechnic V College, 58-1 Uuam-dong, Buk-gu, Gwangju 500-170, Korea

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

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

(Received May 3, 2006; revision received October 20, 2006)

**ABSTRACT:** Nowadays heat exchangers that have been applied for freon refrigerating systems, a shell and tube type condenser, but because of their large size, large space for installation and more amount of refrigerants are needed. Therefore, in this study, we will find the most suitable operating condition through the comparison of performance between the shell & tube type and shell & disk type heat exchanger with R22. The experiments are carried out for the condensing pressure of refrigeration system from 1,500 kPa to 1,600 kPa and for the degree of superheat from 0 to 10°C at each condensing pressure. As a result of experiment, if the shell & disk type heat exchanger is applied for R22 refrigerating systems, minimized input of refrigerants and space required for installation will be secured, which will have a great contribute to financial improvement for industry.

**Key words:** Heat exchanger(열교환기), Refrigerating system(냉동장치), The degree of superheat(과열도), Condensing pressure(응축압력)

### 기 호 설 명

$\dot{m}_r$  : 냉매 질량유량 [kg/h]

$P_e$  : 증발압력 [kPa]

$Q_e$  : 증발기 흡열량 [kW]

$\Delta T_{ch}$  : 증발기 냉수 입출구 온도차 [°C]

† Corresponding author

Tel.: +82-62-230-8620; fax: +82-62-233-0051

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

### 1. 서 론

냉동장치는 소형 냉장고에서부터 자동차, 선박,

고층건물, 그리고 대규모 화학플랜트에 이르기까지 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 이용되고 있다.<sup>(1)</sup>

프레온 냉동장치에 대부분 적용되고 있는 열교환기는 원통-다관형(Shell and Tube type, S&T)의 응축기와 만액식 증발기가 사용되고, 있으나 장치의 대형화로 인하여 설치공간이 넓어지고, 장치 중에 냉매의 충전량이 많아진다는 문제점을 가지고 있다. 이러한 문제점을 해결할 수 있는 방안으로 기존의 원통-다관형 열교환기의 최적 운전 조건을 찾아 문제점을 최소화하는 방법<sup>(2)</sup>과 새로운 열교환기를 사용하는 방법이 있을 것이다. 원통-판형 열교환기의 전열판은 기존의 판형 열교환기와 다른 형상인 원형 형태의 구조로서 원형의 얇고 주름진 여러 장의 전열 판을 용접하여 고온·고압에 견딜 수 있도록 되어 있다. 따라서 본 연구에서는 현재 국내 산업현장에서 냉동, 공조용으로 실용화되고 있는 원통-판형(shell and disk type) 고밀도 열교환기<sup>(3)</sup>를 적용하였다. 또

한 원통-판형 열교환기와 현재 대부분 R22 냉동장치에 사용되고 있는 원통-다관형 열교환기의 성능 특성을 비교하여 열교환기 형태에 따른 최적 운전조건과 원통-판형의 고밀도 열교환기의 우수성을 입증하고자 한다.

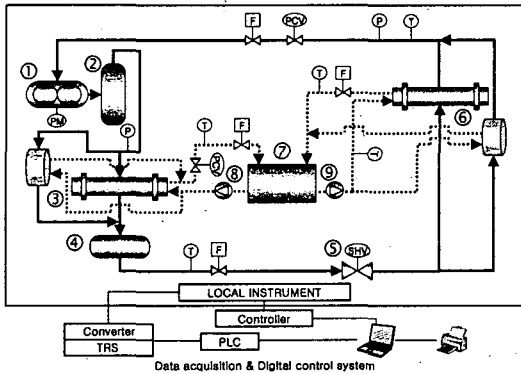
## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

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

본 실험장치는 R22를 작동유체로 사용하였으며 장치는 압축기, 응축기, 증발기, 수액기, 팽창장치 및 기타 부속기기로 구성하였다. 장치계 내의 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, 과열도 제어기, 압력조정밸브, 전력계를 설치하였으며, 계측기의 오차범위(온도  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ , 압력  $\pm 0.1 \text{ bar}$ , 질량유량  $\pm 0.1\%$ , 소요동력  $\pm 0.1\%$ ) 이내에서 관리할 수 있도록 실험실 내에 항온습기를 설치하였다. 압축기는 일정한 부하에서 실험할 수 있도록 스크류 개방형 압축기를 사용하였으며, 부하를 일정하게 유지시키기 위해 슬라이드 밸브를 고정하였다.

응축기와 증발기는 원통-다관형과 원통-판형의 열교환기를 사용하였으며, 상변화용 유체(냉각수, 냉수)는 물을 사용하였다.



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

Fig. 1 The schematic of R22 refrigeration system.

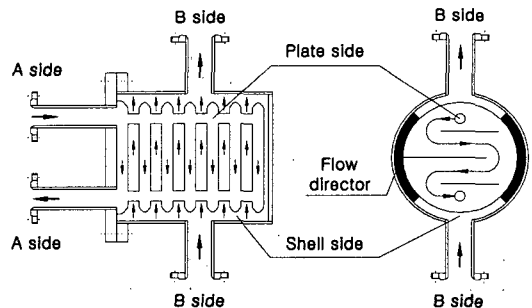


Fig. 2 Details of flow direction in the shell and disk type heat exchanger.

본 실험에 적용된 원통-판형 열교환기는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 응축기로서 적용될 때는 열교환기 내의 유체의 흐름은 A Side에 냉각수가 B Side에는 고온·고압의 냉매가스가 흐르는 구조로 되어 있으며, 증발기로 적용될 때는 A Side에 냉수가 흐르고, B Side에는 액체냉매와 냉수가 열교환하여 상(Phase)을 변화시켜 증발잠열을 이용하는 구조로 되어 있다.<sup>(4)</sup>

상변화용 유체온도를 일정하게 유지시키기 위해 1kW의 히터와 3-way 유량조절밸브를 설치하여 온도제어기에 의해 자동제어할 수 있도록 항온조를 설치하였다. 증발기측의 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 밸브 개도를 PID 제어에 의해 자동조절하는 전자식 팽창밸브<sup>(5)</sup>를 사용하였다. 과열도는 증발기 출구의 온도와 압력에서 그 압력에 해당하는 포화 온도값을 출구의 온도센서에서 받은 값의 차이로 계산하였다.

냉매의 압력은 증발기 출구 측과 응축기 상부 측에 고정도 계측기(스마트 타입 하니웰 제품)를 사용하여 응축압력과 증발압력을 측정하고, 냉매의 온도와 냉각수, 냉수 온도측정은 T-Type 열전대를 사용하였다. 응축압력 제어는 응축기 상

부의 압력센서의 입력값을 받아 설정압력에 따른 응축기 냉각수 유량을 자동으로 조절할 수 있도록 유량 조정밸브를 설치하였고, 응축기 측의 냉각수 질량유량을 측정할 수 있도록 질량유량계를 설치하였다. 냉매 측의 질량유량을 측정하기 위하여 수액기와 증발기 출구 측에 각각 수액기 출구 측과 증발기 출구 측 두 곳에 볼텍스형 유량계(Oval계)를 설치하였으며 이상기체 방정식에 의한 연산식으로 유량을 측정하였다.

Table 1에 본 냉동장치에 사용된 장치의 용량을 제시하였다.

2.2 실험방법

냉동장치의 실험가동 전 먼저 장치의 외부조건을 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 계측값의 오차 여부를 확인한 후, 모니터링 프로그램에 의하여 운전상태를 감시하였다. 운전상태가 안정되면 응축압력을 1,500 kPa에서 1,600 kPa까지 50 kPa씩 단계별로 실험하였으며, 과열도는 응축압력조건에 따라 0에서 10℃까지 1℃ 간격으로 단계적으로 실험을 실시하였다. 과열도 변화에 따른 응축온도 설정값은 28±0.1℃로 하였고, 20~30분 동안 설정값을 유지하였다. 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 데이터값의 정확도를 높이고자 반복 실험을 하였으며, 실험 결과값은 자료획득장치(Data Acquisition System)를 통하여 데이터를 2초 간격으로 측정된 후, PC

Table 1 Equipment specification of R22 refrigeration system for experiment

| Equipment                      | Model & type                   | Specification                   |
|--------------------------------|--------------------------------|---------------------------------|
| Compressor                     | Screw / Open                   | 118 m <sup>3</sup> /h           |
| Main moter                     | TEFC                           | 15 kW                           |
| Oil cooler                     | Shell & Tube                   | 7.0 m <sup>2</sup>              |
|                                | Shell & Disk                   | 4.6 m <sup>2</sup>              |
| Condenser                      | Shell & Tube                   | 7.6 m <sup>2</sup>              |
|                                | Shell & Disk                   | 2.2 m <sup>2</sup>              |
| Evaporator with knock out drum | Shell & Tube                   | 4.0 m <sup>2</sup>              |
|                                | Shell & Disk                   | 1.6 m <sup>2</sup>              |
| Bath tank                      | Rectangle                      | 1 m <sup>3</sup>                |
| Flow meter                     | Vortex type (OVAL Corporation) | Electricity supply :<br>DC 45 V |
|                                |                                | The output signal :<br>4/20 mA  |

Table 2 Experimental condition

|                                |                     |
|--------------------------------|---------------------|
| Condensing pres. (bar)         | 1,500~1,600 kPa     |
| Degree of superheat (℃)        | 0~10                |
| Bath temp. (℃)                 | 28                  |
| Ambient temp. (℃)              | 24                  |
| Chilled water flow rate (kg/h) | 6800                |
| Cooling & Chilled water        | Demineralized water |

를 이용하여 분석하였다.

Table 2는 본 연구의 실험조건을 나타낸다. 이 표에서 나타낸 바와 같이 열교환기의 성능비교를 위해 증발기 냉수의 입구수온은 항상 28℃로 유지하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

응축압력에 따른 과열도를 단계적으로 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, 증발압력

Fig. 3에서 보는 바와 같이 냉매 질량유량은 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 감소하는 결과를 나타내고 있다.

동일 과열도에서 응축압력이 증가하였을 때는 응축압력이 증가함에 따라 압축기의 압축비가 증가하게 되고 단위시간 내 압축기에서 배출되는 냉매증기의 체적이 감소하여 체적효율이 감소하게 된다. 그러므로 응축압력이 상승하면 체적효율이 저하함에 따라 냉매 질량유량은 감소하게 된다. 동일한 응축압력 조건일 때 냉매 질량유량은 과열도에 따라 원통-다관형 열교환기와 원통-판형 열교환기가 서로 다른 차이를 나타내고 있다. 과열도 3℃를 전후로 낮을 때는 원통-판형이 높을 때는 원통-다관형이 더 컸다. 이는 과열도를 조

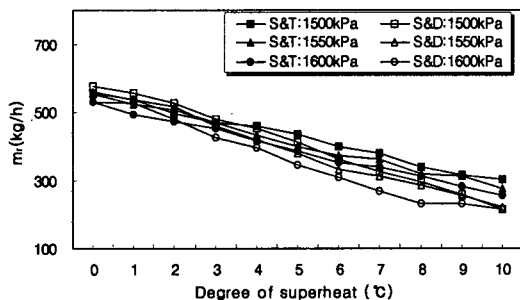


Fig. 3 The relations of refrigerant mass flow rate and degree of superheat at each condensing pressure.

절할 때, 냉매 질량유량으로 조절하게 되는데, 원통-판형이 원통-다관형에 비해 전열면적은 작지만 단위면적당 열교환 능력이 우수하기 때문으로 판단된다.

실제 원통-판형 열교환기는 판형상의 구조로 냉매와 냉수가 열전달을 이루는 간격이 좁고 조밀하여 단위체적당 전열면적이 극대화되고 두 개의 유체가 강한 난류에 의한 와류현상으로 급속하게 열교환이 이루어지게 된다. 그리고 원통-판형 열교환기에서는 낮은 레이놀드 수에서도 난류를 형성하여 원통-다관형 열교환기에서 요구되는 층류보다 열교환 면에서 우수성을 갖게 된다.

Fig. 4는 증발기 출구에 평형인 증발압력을 나타낸다. 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 감소하는 결과를 나타내고 있다. 이는 과열도와 응축압력이 증가할수록 냉매 질량유량이 감소하기 때문에 압축기의 체적효율이 저하되고 증발기측의 평형온도가 낮아졌기 때문이다. 따라서 증발압력과 냉매 질량유량은 비례관계가 있음을 알 수 있었다.

#### 3.2 증발기 흡열량

Fig. 5와 Fig. 6은 각각 증발기의 냉수 입·출구 온도차와 증발기 흡열량을 나타낸다.

동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때는 원통-다관형 열교환기와 원통-판형 열교환기 모두 Fig. 6에서 보는 바와 같이 증발기 흡열량이 감소하였다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 냉매 질량유량이 감소하여 Fig. 5에서 증발기 냉수 입·출구 온도차가 감소하였기 때문이다.

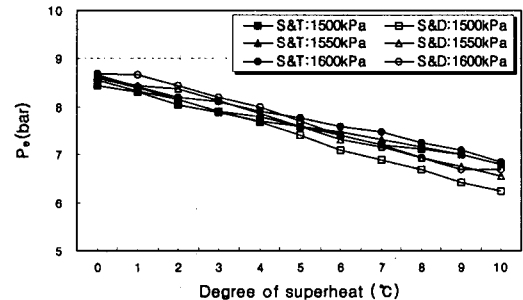


Fig. 4 The relations of suction pressure and degree of superheat at each condensing pressure.

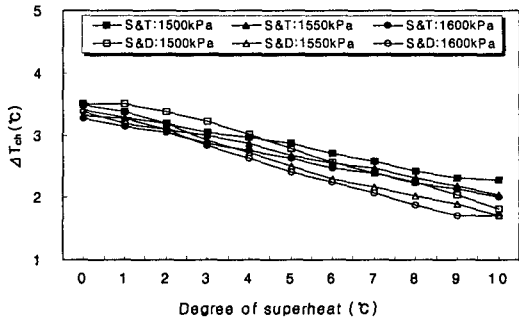


Fig. 5 The relations of chilled water temperature difference and degree of superheat at each condensing pressure.

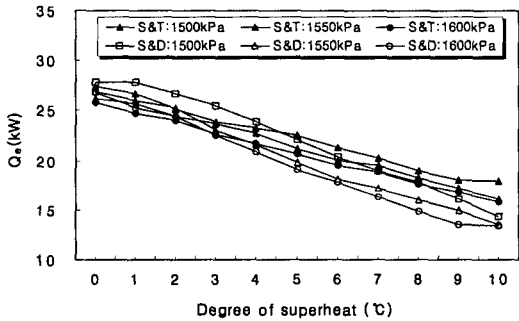


Fig. 6 The relations of evaporator heat capacity and degree of superheat at each condensing pressure.

동일 과열도에서 응축압력이 증가할수록 냉매 질량유량은 원통-다관형 열교환기와 원통-판형 열교환기 모두 응축압력이 증가함에 따라 전체적으로 감소하였다. 이는 응축압력이 높을수록 냉매 질량유량의 감소에 따라 냉수 입출구 온도차가 감소하였기 때문이다.

### 3.3 소요동력

Fig. 7은 압축기 소요동력을 나타낸다. 압축기 소요동력은 원통-다관형 열교환기와 원통-판형 열교환기 모두 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 전체적으로 증가하였다.

동일 응축압력에서 과열도를 높일수록 증발기에서 증발하는 냉매 질량유량이 감소하게 되며 증발압력이 감소하기 때문에 평형온도가 낮아져 비체적은 커지게 되고 체적효율은 저하되어 소요

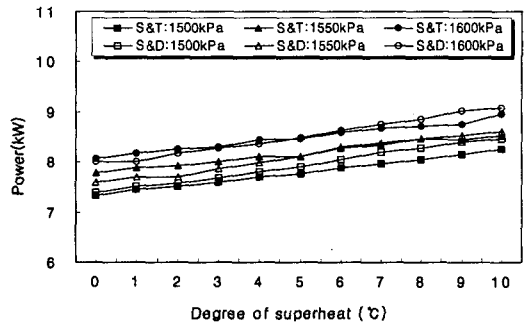


Fig. 7 The relations of power and degree of superheat at each condensing pressure.

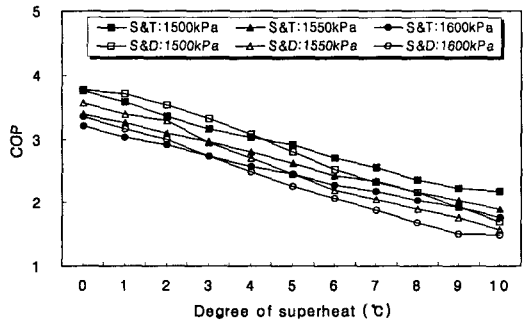


Fig. 8 The relations of COP and degree of superheat at each condensation pressure.

동력은 증가하게 된다.

동일 과열도에서 응축압력을 변화시켰을 때를 살펴보면 응축압력이 증가할수록 압축비가 증가하게 되어 Fig. 7에서 보는 바와 같이 소요동력은 증가함을 나타내었다.

### 3.4 COP

Fig. 8은 증발기 흡열량과 소요동력과의 비인 COP를 나타낸다.

동일 응축압력에서 과열도가 높아질 때, 그리고 동일 과열도에서 응축압력이 높아질 때, 원통-다관형 열교환기와 원통-판형 열교환기 모두 COP가 전체적으로 감소하는 결과를 나타내었다. 이는 과열도가 높아짐에 따라 증발기 흡열량은 감소하고 소요동력은 증가하기 때문이다.

열교환기에 따라 비교해 보면, 과열도가 낮을

수록 원통-판형 열교환기가 원통-다관형 열교환기에 비해 더 좋은 성능을 나타낸 반면, 과열도가 약 4°C인 지점에서 과열도가 높을수록 원통-다관형 열교환기가 더 좋은 성능을 나타냈다. 이는 Fig. 3~8까지 동일하게 나타난 각 열교환기 선도의 기울기와 큰 연관이 있음을 알 수 있다. 모든 선도에서 원통-판형 열교환기의 특성에 대해 고찰해 본 결과, 원통-판형 열교환기는 과열도의 변화에 원통-다관형 열교환기에 비해 민감하였다. 이는 원통-판형 열교환기가 구조적으로 최적화된 열교환기이기 때문으로 사료된다.

#### 4. 결 론

응축압력과 과열도 변화에 의한 원통-다관형 열교환기와 원통-판형 열교환기를 이용한 R22 냉동장치의 성능비교 특성실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 원통-다관형 열교환기와 원통-판형 열교환기 모두 동일 응축압력에서 과열도가 높아짐에 따라 증발압력이 저하하여 평형온도가 낮아지고 냉매증기의 비체적이 커지게 되어 냉매 질량유량이 감소함을 알았으며, 동일 과열도에서는 응축압력이 높아짐에 따라 압축비가 증가하여 체적효율의 저하로 인해 냉매 질량유량이 감소함을 알았다.

(2) 원통-다관형 열교환기와 원통-판형 열교환기 모두 응축압력과 과열도가 높아짐에 따라 증발기에 유입되는 냉매 질량유량이 감소하여 압축비가 커지므로 소요동력이 증가하여 COP가 감소하므로 에너지 손실이 많아짐을 알 수 있었다.

(3) 원통-판형 열교환기는 원통-다관형에 비해 과열도의 변화에 더 민감하였다. 따라서 질량유

량에 대해 더욱 세밀한 조작과 그에 따른 장치가 필요함을 알았다.

(4) COP는 과열도가 최적화될수록 원통-판형이 더 높았다.

(5) 원통-다관형 열교환기가 원통-판형에 비해 전열면적이 2.5배 컸음에도 불구하고, 냉매 질량유량은 비슷하였다. 따라서 원통-판형 열교환기를 R22 냉동시스템에 적용한다면 냉매 충전량의 소량화로 산업현장에 경제적 도움을 주리라 본다.

#### 후 기

이 논문은 2006년도 조선대학교 연구보조비지원에 의하여 연구되었음.

#### 참고문헌

1. Stoecker, W. F., 1982, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd ed., McGraw-Hill, New York, pp. 1-12, pp. 296-307.
2. 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.
3. Kim, Y. S., 2002, The Study of Disk Shell type Heat Exchanger Development, MOCIE.
4. Ohadi, M. M., 1996, Critical Review of Available Correlations for Two-Phase Flow Heat Transfer of Ammonia, Int. J. Refrigeration, Vol. 19, No. 4, pp. 279-284.
5. Higuchi, K., 1986, Electronic expansion valve and control, Refrigeration, Vol. 61, pp. 45-52.