

〈論 文〉

증발기 과열도제어에 따른 냉동장치의 동특성에 관한 연구

김재돌* · 오후규** · 윤정인**

(1994년 11월 28일 접수)

A Study on Dynamic Characteristics of a Refrigeration System by Controlling the Evaporator Superheat

Jae-Dol Kim, Hoo-Kyu Oh and Jung-In Yoon

Key Words : COP(성적계수), Electronic Expansion Valve(전자식 팽창밸브), Thermostatic Expansion Valve(온도식 자동 팽창밸브), Disturbance(외란), PID Controller(PID 조절기), Superheat(과열도), Hunting(헛팅), Inverter(인버터), Liquid Back(액백)

Abstract

An experimental study was performed for the analysis of dynamic characteristics of refrigeration system by controlling the evaporator superheat. Experimental data have been taken utilizing two different devices, thermostatic expansion valve(T.E.V.) and electronic expansion valve(E.E.V.), for the control of the evaporator superheat. The ranges of parameters, such as superheat, mass flow rate of refrigerant and inlet temperature of evaporator were 5~30°C, 90~170 kg/h and 10~25°C, respectively. The data taken from the T.E.V. and E.E.V. were discussed with the control of the superheat, pressure drop, refrigerating capacity, compression work, evaporating temperature, condensing temperature and COP affecting performance characteristics of refrigeration system. In case of the refrigerant flow control with T.E.V., the superheat and pressure drop of the evaporator varied periodically, but the control with E.E.V., the parameters were very stable. In E.E.V. control, refrigerating capacity, compression work and evaporating temperature were decreased with increasing superheat, and the highest COP was obtained in the range of superheat from 5°C to 15°C.

기 호 설 명

A_{duct} : 덕트면적(m ²)	K : 계수
A_w : 압축일량(kW)	L : 길이(mm)
COP : 성적계수	P : 압력(kPa)
c_p : 정압비열(kJ/kgK)	ΔP_d : 압력강하(kPa)
e : 편차	Q : 열량(kJ/h)
G : 유량(kg/h)	R : 냉동능력(kW)
h : 엔탈피(kJ/kg)	RH : 상대습도(%)
Hz : 주파수	RPM : 회전수
	SH : 과열도(°C)
	SH^* : 과열도 설정값(°C)
	T : 온도(°C)

*부산수산대학교 대학원 냉동공학과
**정회원, 부산수산대학교 냉동공학과

- t : 시간
- ΔT_d : 온도차(°C)
- v : 풍속(m/sec)
- V : 공기량(m³/h)
- V_{op} : 밸브열림

첨자

- air* : 공기
- c* : 응축기, 혹은 응축
- com* : 압축기
- d* : 온도 및 압력차
- duct* : 덕트
- e* : 증발기
- eva* : 증발
- in* : 입구
- op* : 열림
- out* : 출구
- ref* : 냉매
- sp* : 센서위치
- sut* : 흡입

1. 서 론

최근 급속한 발전을 하고 있는 전기 전자산업의 발전에 따라 냉동·공조장치에서도 압축기와 열교환기의 팬 용량을 가변시킬 수 있는 인버터(inverter)나 전자식 팽창밸브(electronic expansion valve)의 적용이 증가하고 있다. 이와 같은 기기들이 등장함에 따라 시스템은 고효율화 및 쾌적성의 향상뿐만 아니라 시스템의 자동화에 따른 에너지 절약적 운전에도 기여하고 있다.^(1~8) 그러나 냉동·공조장치의 최적제어에는 제어조건이 다양하고, 제어목적에 따른 이용인들의 영향이 각기 다르므로 팽창밸브에 의한 유량제어나 압축기의 용량제어는 각각 독립적으로 이루어지고 있다. 이와 같은 경우에는 냉매유량의 변화 폭이 크게 되어 기존의 모세관(capillary)이나 온도식 자동 팽창밸브(thermostatic expansion valve)로 적정 냉매유량을 조절하는 것은 불가능하다. 그러므로 유량제어 범위의 확대와 성능향상에 따른 문제점을 해결하기 위해서는 팽창밸브의 열림이 임의로 설정 가능한 즉, 유로저항을 변화시킬 수 있는 전자식 팽창밸브의 채용이 요구되고 있다. 전자식 팽창밸브는 증발기 열부하 변화

입력시에 그것의 출구 냉매 과열도를 서미스터(thermistor) 등으로 검출하고, 그 과열도 신호를 PI, PD, PID 동작 등의 보상요소에서 동적 특성을 개선한 후 팽창밸브로 입력하여 증발기의 유입 냉매량을 피드백제어(feedback control)하고 있다. 그러나 열부하로서 증발기의 유입공기(냉수) 온도나 풍량(수량), 응축기의 냉각수 온도 및 수량(풍량), 압축기의 회전수 등이 동시에 작용하게 되므로 이들 각각에 대한 정확한 동적특성 파악이 선행되어야 한다.

따라서, 본 연구에서는 작동유체를 R-22로 하는 시험용 냉동장치(pilot refrigeration plant)에서 기존의 온도식 자동 팽창밸브와 최근 냉동·공조장치의 자동화 설계에 적용되고 있는 전자식 팽창밸브를 사용하여 냉동장치의 과열도제어에 따른 시스템의 동적특성을 파악하고, 전자식 팽창밸브에 있어서 증발기 과열도제어에 따른 시스템의 용량조절 및 적정 운전조건에 대한 자료를 제공하고자 한다.

2. 시스템의 이론적 모델

2.1 냉동 사이클의 모델화

본 연구에 사용된 냉동장치의 과열도제어 모델은 Fig. 1과 같다. 이 시스템은 압축기, 응축기, 전자식 팽창밸브, 증발기로 구성된 기본적인 냉동 사이클과 제어장치로 구성되어 있다. 제어장치는 증발기 입·출구의 관벽온도를 감지하는 온도센서에서 신호를 보내면 제어장치에서 비례(proportional)동작, 적분(integral)동작, 미분(differential)동작, 즉 PID연산에 기초하여 밸브의 열림지령이 전자식 팽창밸브에 전달된다. 이러한 제어 시스템을 Fig. 1

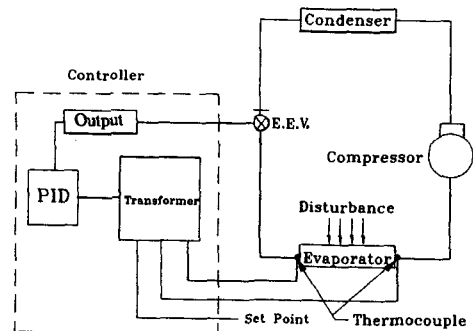


Fig. 1 Schematic diagram of superheat control system

에 점선으로 표시하였고, 압축기의 회전수 및 응축기의 부하는 일정하며, 증발기에 유입되는 유체의 온도조건 변화가 증발기의 과열도를 설정값으로부터 변동시키는 외란(disturbance)으로 작용한다.

2.2 증발기 과열도제어 시스템 모델화

증발기의 냉매 과열도($SH = T_{sut} - T_{eva.out}$)가 설정값 SH^* 로 되도록 연속값 제어형태로 PID제어를 할 경우, 전자 팽창밸브의 열림 V_{op} 의 제어식은 다음과 같다.

$$V_{op} = K_P \times e(t) + K_I \times \int e(t) dt + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (1)$$

$$e = SH - SH^* \quad (2)$$

여기서, PID제어의 조작량은 비례항의 계수 K_P , 적분항의 계수 K_I , 미분항의 계수 K_D 가 서로 독립적인 형태로서 식(1)은 식(3)과 같이 나타낼 수 있으며, 식(2)는 냉매 과열도와 설정값 과열도와의 편차이다.

$$V_{op} = K_P \left[e(t) + \frac{1}{T_I} \int e(t) dt + T_D \frac{de(t)}{dt} \right] \quad (3)$$

여기서, K_P 는 비례감도, T_I 는 적분시간, T_D 는 미분시간이다.

2.3 증발기내 압력강하 계산 모델화

본 연구에 사용된 증발기는 액분배기(distributor)에 의해 3계통으로 구성되어 있으며, 각 계통 증발기의 관길이는 81 m이다. 따라서, 관내의 압력강하를 Fig. 2와 같이 고려하여 다음 식에 의해 과열

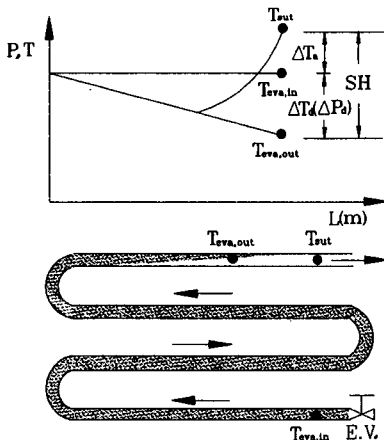


Fig. 2 Model of pressure drop in the evaporator

도를 계산하였다. (9,10)

$$SH = T_{sut} - T_{eva.out} \quad (4)$$

$$\Delta T_d(\Delta P_d) = T_{eva.in}(P_{eva.in}) - T_{eva.out}(P_{eva.out}) \quad (5)$$

$$SH - \Delta T_d(\Delta P_d) = T_{sut} - T_{eva.in} = \Delta T_a \quad (6)$$

$$SH = \Delta T_d(\Delta P_d) + \Delta T_a \quad (7)$$

여기서, SH 는 증발기 과열도, T_{sut} 는 흡입가스 온도, $T_{eva.in}$, $T_{eva.out}$ 은 증발기 입·출구에서 냉매의 증발온도, $P_{eva.in}$, $P_{eva.out}$ 은 증발기 입·출구에서 냉매의 증발압력, ΔP_d 는 증발기 내에서의 압력강하, ΔT_a 는 증발기 입구에서 냉매의 증발온도와 흡입가스와의 온도차를 각각 나타낸다.

2.4 냉동능력 및 성적계수의 산출

일반적으로 증기압축식 냉동장치의 증발기 열교환량은 관내의 냉매가 흡수한 열량과 관외의 2차 유체가 잃은 열량으로부터 식(8), (10)과 같이 계산할 수 있다. 식(8)에서 2차 유체의 유량은 덕트의 단면적과 풍속계로 측정된 풍속을 평균하여 식(9)와 같이 계산하였으며, 외부로부터의 열손실을 무시하면, 식(8)과 식(10)은 동일하다고 볼 수 있다.

$$Q_e = V \cdot c_{pair} \cdot (T_{air.in} - T_{air.out}) \quad (8)$$

$$V = A_{duct} \cdot v_{air} \quad (9)$$

$$R = G_{ref} \cdot (h_{eout} - h_{ein}) \quad (10)$$

여기서, Q_e 는 증발기에서의 열교환량(kJ/h), V 는 공기량(m³/h), c_{pair} 는 공기의 비열(kJ/kgK), $T_{air.in}$, $T_{air.out}$ 을 증발기 입·출구 공기온도(°C), A_{duct} 는 덕트 단면적(m²), v_{air} 는 풍속(m/s), R 는 냉동능력(kW), G_{ref} 는 냉매순환량(kg/h), h_{ein} , h_{eout} 은 증발기 입·출구의 냉매 엔탈피(kJ/kg)를 각각 나타낸다. 또한, 시스템의 실제 성적계수(COP)는 증발기의 냉동능력과 압축기가 소비한 동력으로부터 식(11)과 같이 계산하였다.

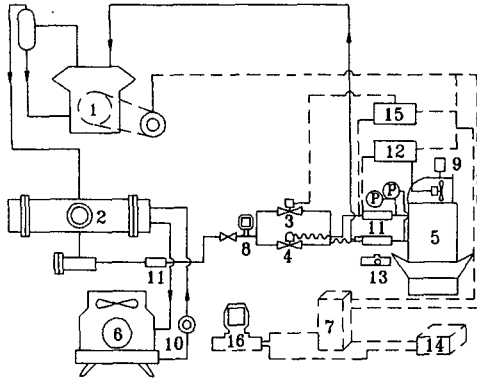
$$COP = \frac{R}{Aw} \quad (11)$$

여기서, Aw 는 압축기의 소비동력(kW)을 나타낸다.

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

본 연구에 사용된 실험장치는 증기 압축식 냉동



- 1. Compressor 2. Condensing receiver
- 3. Electronic expansion valve
- 4. Thermostatic expansion valve
- 5. Evaporator 6. Cooling tower
- 7. Control box 8. Refrigerant flow meter
- 9. Anemometer 10. Water flow meter
- 11. Sight glass 12. Inverter
- 13. Camera 14. Power meter
- 15. Superheat controller 16. Data logger

Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

장치로서 그 개략도는 Fig. 3과 같다. 그림에서와 같이 압축기(1), 응축기(2), 전자식 팽창밸브(3), 온도식 자동 팽창밸브(4), 증발기(5) 등의 주요 기기와 응축기 냉각수용 냉각탑(6), 콘트롤 박스(7), 전자식 냉매유량계(8), 풍속계(9), 냉각수 유량계(10), 사이트글라스(11), 압축기 모터 및 증발기 팬 모터 회전수 조절용 인버터(12), 카메라(13), 파워미터(14), 과열도 조절기(15) 등으로 구성되어 있다. 압축기는 단단압축기로서 모터의 정격출력은 3.7 kW

이며, 응축기는 수액기 겸용(condensing receiver)을 사용하였다. 응축관은 두께가 1 mm, 총 길이가 6.624 m이고, 내경 40 mm인 로핀 튜브(26산/인치 4열)로 구성되어 있다. 냉장실은 가로 4.55 m, 세로 4.7 m, 높이 3.6 m로 제작되어 있으며, 단열재는 두께 150 mm 스티로폼을 사용하였다. 증발기는 외경 15.9 mm인 동관에 로핀이 부착된 전열면적 117.4 m²이며, 관길이는 81 m이고, 계통은 3계통으로 구성되어 있다.

팽창밸브는 온도식의 경우 덴포스(Danfoss) TEX2형을 사용하였으며, 전자식은 리니어(linear)형으로서 일반적 특징은 Table 1과 같다.

증발기 각부 온도를 측정하기 위해 냉각관 벽에 각 계통의 입구에서 출구까지 길이방향으로 7개소 총 21개소, 장치의 각 요소에 26개소에 T(C-C)형 열전대를 부착하였으며, 측정값은 데이터로거에서 계속 기록하였다.

3.2 실험방법

일반적으로 전자식 팽창밸브를 장치에 사용할 때에는 압축기 기동시 밸브의 초기열림이 클수록 과열도의 피크값은 높아지고, 증발기 흡입압력은 낮아진다. 또한, 증발기의 배관이 길어질수록 증발기 흡입압력은 낮아지고, 최저압력으로 되기까지 시간도 많이 소요된다. 따라서, 과열도의 피크시간도 길어지게 된다.^(11,12) 이와 같이 압축기 기동시에는 전자식 팽창밸브의 열림조정이 상당히 곤란하므로 본 연구에서는 이러한 문제점을 다소 해결하기 위해 실험 전에 과열도 조절기의 제어정수 K_p , K_i ,

Table 1 General characteristics of the electronic expansion valve

Item	Feature
Drive method	Linear solenoid type
Drive signal	Duty control
Full open-full shut time	20 sec
Power voltage	DC 12 V
Refrigerant flow direction	Reversible
Opening area control	Direct object area control
Opening area memory	Not occupied
Input power	No need

K_D 값을 조합시켜 수정과 시행을 반복하여 전자 팽창밸브의 적정 설정값을 구하였다. 이렇게 설정값을 구하고, 장치의 각부 온도가 일정 온도상태에 도달한 것을 확인한 다음 시스템의 기동에서부터 정상상태에 도달하기까지의 압축기, 증발기의 입·출구온도, 증발기내 온도분포, 증발기 입·출구압력, 냉매순환량, 압축기 소비동력 등을 측정하였다.

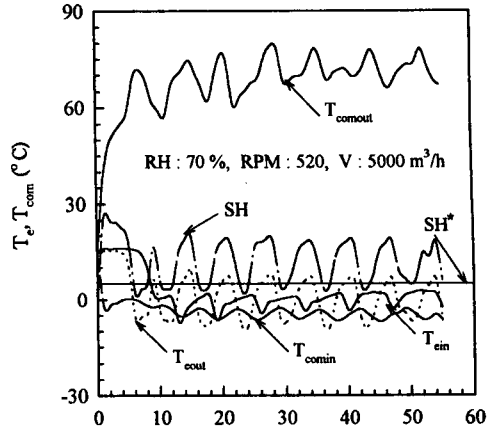
온도식 및 전자식 팽창밸브의 과열도 제어성 비교에서는 압축기 회전수 및 응축부하가 일정한 상태에서 냉장실내 공기를 덕트를 통해 순환시켰으므로 증발부하가 계속적으로 변화하여 외란으로 작용하는 상태에서 실험을 각각 실시 하였다. 그리고 전자식 팽창밸브의 과열도 변화에 따른 성능특성 실험에서는 증발부하, 압축기 회전수, 응축부하를 일정하게 유지한 상태에서 각각 동일 조건으로 실험을 하였다.

4. 실험결과 및 고찰

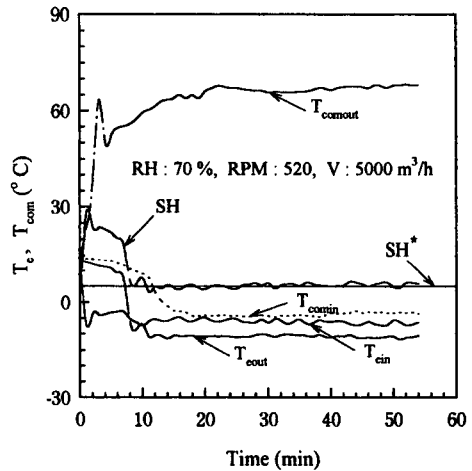
4.1 증발기의 과열도제어성

Fig. 4의 (a)는 냉동 공조시스템에 사용되고 있는 온도식 자동 팽창밸브를 대상으로 응축부하 및 압축기 회전수를 일정하게 유지하고, 냉장실내 순환공기가 외란으로 작용하는 상태에서 압축기의 기동에서부터 시간경과에 따른 증발기 및 압축기 입·출구온도, 과열도 변화를 나타낸 것이다.

그림에서와 같이 압축기 기동직후부터 시간이 경과함에 따라 증발기 입·출구온도 및 과열도는 불안정한 상태가 계속되고 있다. 일시적으로 변동이 작게되는 경향도 있지만, 이 불안정 상태는 팽창밸브 열림 조정나사의 조정에 의한 재설정에 의해서도 개선되지 않았다. 특히 증발기 출구온도의 심한 변동으로 헌팅(hunting)현상이 심하게 일어나고 있음을 알 수 있다. 이것은 증발기의 부하가 계속적으로 변화함에 따라 감온통(sensing bulb)과 다이어프램(diaphragm)의 변형한계에 따른 응답지연의 결과로 판단된다. 또한, 증발기로의 불안정한 냉매공급은 압축기 입·출구온도에도 영향을 미쳐 최종적으로 압축기의 효율에 상당한 영향을 미칠 것으로 생각된다. 따라서, 기존의 온도식 자동 팽창밸브를 사용하는 냉동·공조장치에서는 기동정지시 뿐만 아니라 평상시에도 증발기의 부하에 대한 대응이 일정치 않아 시스템의 응답이 장치의 설계 및



(a) Operation with thermostatic expansion valve($SH^*=5^\circ C$)



(b) Operation with electronic expansion valve($SH^*=5^\circ C$)

Fig. 4 Effect of controlling of evaporator superheat on temperature variation with thermostatic and electronic expansion valve($SH^*=5^\circ C$)

운전상의 문제점으로 제기될 수 있음을 알 수 있다.

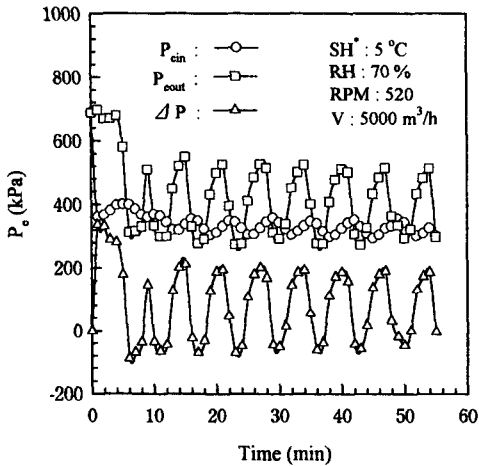
그림 (b)는 온도식 자동 팽창밸브와 동일조건에서 전자식 팽창밸브의 시간경과에 따른 증발기 및 압축기 입·출구온도, 과열도변화를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 과열도 $5^\circ C$ 를 목표값으로 하여 실험한 결과 목표값에 잘 일치하고 있다. 이것은 먼저 예비실험을 거쳐 제어정수 $K_p(2.5)$, $K_i(72.5)$, $K_D(3.0)$ 를 미리 적정화한 결과라 생각된다. 그리고 과열도가 목표값에 도달하기까지 경과시간이 다소 길어진 이유는 증발기의 배관이 긴 영

항때문으로 생각되며, 과열도가 증가할수록 압축기 토출가스의 온도가 상승하는 것은 냉매순환량의 감소 때문으로 생각된다. 그러므로 전자식 팽창밸브를 사용하는 냉동·공조장치에서는 제어정수를 부하에 맞게 미리 적정화함으로써 장치를 안정적으로 운전할 수 있을 것으로 판단된다.

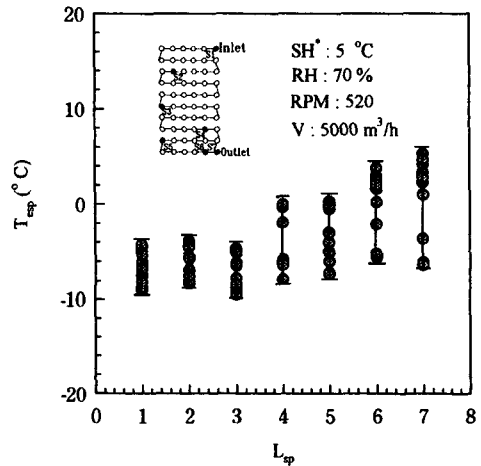
4.2 증발기 압력변화 및 온도분포

Fig. 5의 (a), (b)는 과열도 5°C인 경우, 온도식

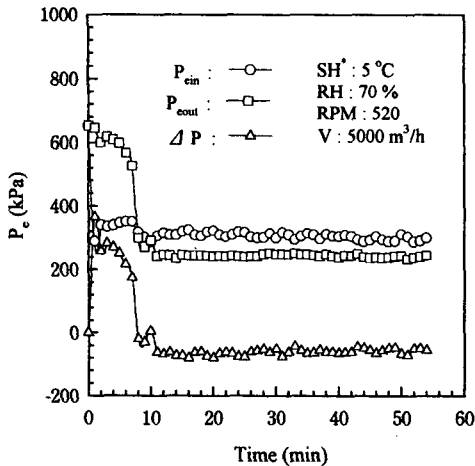
및 전자식 팽창밸브의 시간경과에 따른 증발기 입·출구압력변화 및 증발기 내에서의 압력강하를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 압축기 기동시에는 압축기의 흡입력에 의해 입·출구압력이 급강하하고 있다. 특히 온도식 및 전자식 팽창밸브 모두 출구측 압력이 더 강하하고 있다. 이것은 증발기 배관 길이에 따른 냉매의 유동 저항때문으로 생각된다. 두 팽창밸브를 비교하면, 온도식의 경우는 증발기 입·출구 온도분포와 유사하게 출구압력이 심하게



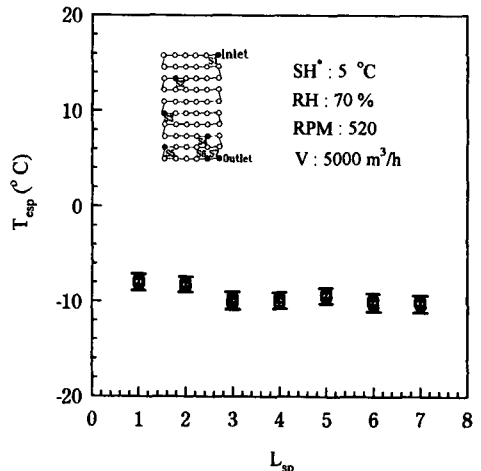
(b) Operation with electronic expansion valve(SH*=5°C)



(a) Operation with thermostatic expansion valve(SH*=5°C)



(a) Operation with thermostatic expansion valve(SH*=5°C)



(b) Operation with electronic expansion valve(SH*=5°C)

Fig. 5 Effect of controlling of evaporator superheat on pressure variation in evaporator with thermostatic and electronic expansion valve(SH*=5°C)

Fig. 6 Comparison of temperature variation with tube length of evaporator at thermostatic and electronic expansion valve(SH*=5°C)

변동하므로써 압력강하는 약 -97~205 kPa 정도의 큰 진폭으로 계속적으로 변동하고 있다. 이것 역시 불안정한 냉매액 유량의 공급에 따른 영향으로 생각된다. 그러나 전자식 팽창밸브는 시간이 경과함에 따라 일정 압력강하 후 약 93~98 kPa 정도의 진폭으로 일정하게 압력강하가 발생되고 있다.

Fig. 6의 (a), (b)는 온도식 및 전자식 팽창밸브 ($SH^*=5^{\circ}C$) 사용시 증발기내 관길이에 따른 온도 분포를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 온도식 자동 팽창밸브의 경우는 냉매액 유량의 불안정한 공급으로 인하여 관내 온도분포가 심한 현탕현상을 일으키고 있다. 특히, 출구측으로 갈수록 현탕현상은 더욱 심하게 나타나고 있다. 또한, 냉매순환량이 많을 경우에는 증발기 입구에서 냉매의 증발온도는 높게되고, 출구측에서 냉매의 증발이 거의 완료된다. 그러나 냉매순환량이 적을 경우에는 입구 온도는 낮아지지만, 출구측으로 갈수록 증발기 내부에서 냉매의 과열현상이 발생되고 있다. 이에 비해서 전자식 팽창밸브의 경우는 그림에서와 같이 거의 일정한 온도분포를 나타내고 있으므로 열교환기 이용 측면에서 전자식 팽창밸브가 훨씬 우수한 것을 알 수 있다.

4.3 전자식 팽창밸브의 과열도변화에 따른 성능 특성

Figs. 7, 8은 전자식 팽창밸브를 대상으로 과열도를 5~30°C 까지 변화시켰을 때 증발기내 온도분포

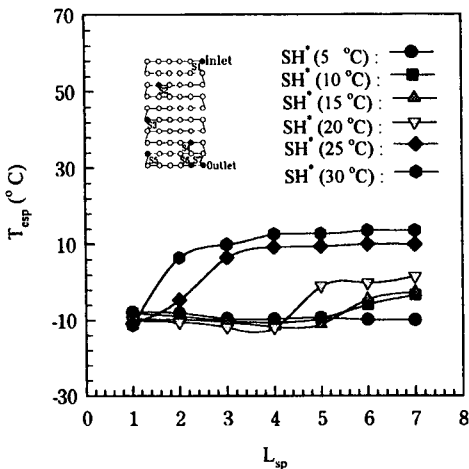


Fig. 7 Temperature variations in evaporator by controlling superheat with electronic expansion valve($SH^*=5\sim 30^{\circ}C$)

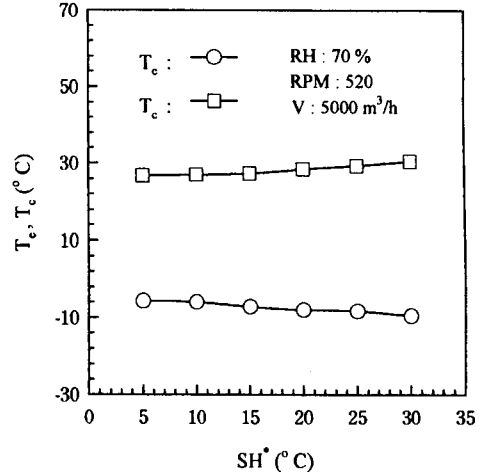
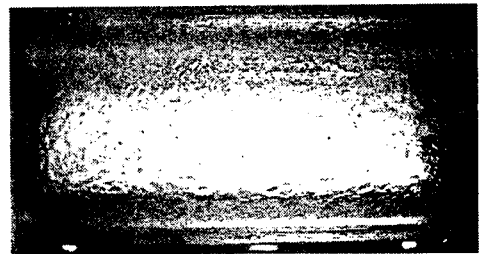


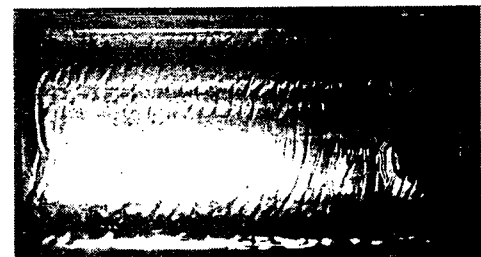
Fig. 8 Effect of controlling evaporator superheat on the evaporating and condensing temperature with electronic expansion valve



SH=5°C



SH=10°C



SH=15°C

Fig. 9 Comparison of refrigerant flow pattern in evaporator outlet with superheat change at electronic expansion valve

및 증발온도, 응축온도의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 6의 (b)에서 과열도 5°C시 운전의 경우는 증발기내에서 냉매의 과열현상은 발생되지 않지만, Fig. 9의 사진에서와 같이 증발기 출구에 액이 넘쳐나오고 있다. 따라서, 과열도 5°C 이하의 운전은 증발기 출구부분에 냉매액이 넘쳐나와 압축기로 액 냉매가 흡입되는 소위 액백(liquid back)현상이 발생되어 장치의 안전성에 문제가 될 수 있다. 그리고 과열도 10~15°C 범위인 경우는 전체 냉각관길이의 약 90~95%, 20°C의 경우는 약 80% 지점에서 과열현상이 발생되었다. 그러나 과열도 25~30°C 범위인 경우는 15~30% 지점에서 과열현상이 발생되어 열교환기 이용 측면에서 상당히 불리함을 알 수 있다. 이것은 과열도가 증가하므로서 냉매순환량이 감소한 영향때문이라 생각된다. 또한, Fig. 8에서 과열도가 증가하므로서 증발온도는 다소 감소하고, 응축온도는 약간 증가하는 경향을 나타내고 있다. 따라서, 실제적으로 증발기 출구의 냉매 과열도변화는 압축기 뿐만 아니라 시스템의 증발온도 및 응축온도에도 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

Figs. 10, 11은 전자식 팽창밸브의 과열도 증가에 따른 냉동능력, 소요동력, 냉매순환량, 장치의 실제 성적계수(COP)를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 과열도가 증가함에 따라 냉동능력, 소요동력, 냉매순환량은 감소하는 경향을 나타내었고, 실제 성적계수는 과열도 15°C까지 큰 변화가 없었으며, 그 이후는 감소하는 경향을 나타내었다. 또한, 전자식 팽창밸브로 증발기 출구 과열도를 제어하므로서 과열도 15°C까지는 실제 성적계수에 영향없이 장치의 용량을 조절하여 운전할 수 있음을 알 수 있고, 실제 장치의 운전조건^(13,14)에 가까운 과열도 20°C는 최대 성적계수의 89%로 성적계수가 낮아지므로 장치의 효율적 운전에도 다소 무리가 있을 것으로 생각된다. 그러나 온도식 자동 팽창밸브를 사용하여 얻은 실제 성적계수 약 3.4에 비하면 동일한 성적계수를 얻으면서 장치의 용량을 약 77%(SH=20°C)까지 조절하여 운전할 수 있다고 생각된다. 그러나 과열도를 20°C 이상으로 운전할 경우에는 성적계수가 현저히 감소하게 되므로 장치를 효율적으로 운전할 수 없음을 알 수 있다.

이상에서와 같이 실제 장치에서 증발기 출구 냉매의 과열도변화는 시스템 전체의 성능특성에 큰 영향을 미치므로 장치의 설계나 운전에서 주의

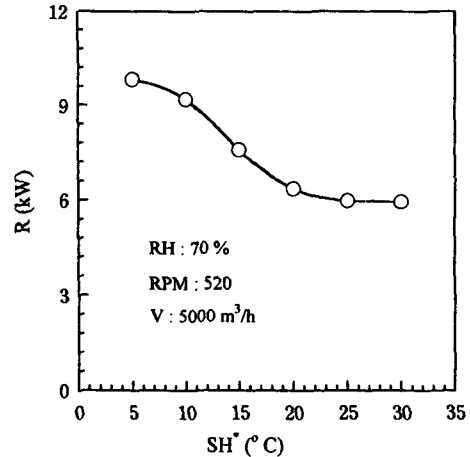


Fig. 10 Variation of refrigerating capacity by controlling evaporator superheat with electronic expansion valve

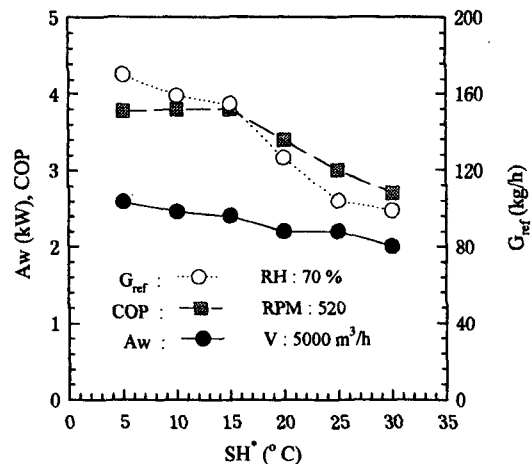


Fig. 11 Variation of power, refrigerant flow rate and COP by controlling evaporator superheat with electronic expansion valve

해야 함을 알 수 있다.

5. 결론

R-22 시험용 냉동장치(pilot refrigeration plant)에서 증발기 과열도제어에 따른 온도식 및 전자식 팽창밸브를 사용하여 냉동장치의 동특성에 관해 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 증발기 과열도제어는 전자식 팽창밸브의 경우 적정 설정값에 따라 일정하게 제어가 가능하였으나, 온도식 자동 팽창밸브는 열립조정에도 불구

하고 목표값에 도달하지 않고 계속적으로 헛팅현상이 발생하여 장치의 설계 및 운전상의 문제로 제기될 수 있다.

(2) 증발기 입·출구압력 및 증발기내에서의 압력강하는 온도식 자동 팽창밸브의 경우 냉매액 유량의 불안정한 공급으로 출구압력이 심하게 변동하므로써 압력강하는 약 $-97 \sim 205$ kPa 정도의 큰 진폭으로 계속적으로 변동하였으나, 전자식 팽창밸브의 경우는 일정한 압력강하 이후 약 $93 \sim 98$ kPa 정도의 진폭으로 일정한 상태가 유지되었다.

(3) 전자식 팽창밸브의 경우 과열도가 증가함에 따라 냉동능력, 증발온도, 소오동력, 냉매순환량은 감소하는 경향을 나타내었다. 그러나 응축온도는 다소 증가하는 경향을 나타내었고, 장치의 실제 성적계수는 과열도 15°C 까지는 변화가 없었으며, 그 이후부터 감소하여 과열도 30°C 일 경우는 2.75까지 감소하였다.

(4) 실제 장치의 최적 과열도는 장치의 용량에 따라 5°C 이상 15°C 이하였으며, 전자식 팽창밸브는 온도식 자동 팽창밸브에 비해 과열도를 제어하므로써 장치의 용량을 최대 77% ($SH=20^{\circ}\text{C}$)까지 조절하여 운전할 수 있었다. 그러나 증발온도가 낮아지고, 응축온도가 높아지는 문제점이 발생되었다.

본 실험으로부터 중·대형 냉동·공조장치에 사용되고 있는 온도식 자동 팽창밸브의 문제점을 파악하였으며, 또한 전자식 팽창밸브의 경우도 단순히 증발기 출구의 과열도 조절만으로는 장치를 효율적으로 운전할 수 없다는 것을 알 수 있었다. 따라서, 열부하가 계속적으로 변화하는 냉동·공조장치를 최적으로 운전하기 위해서는 팽창밸브의 적정한 과열도제어와 동시에 그 운전조건을 유지할 수 있도록 압축기의 제어도 동시에 이루어져야 할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구의 일부는 포항공과대학교 첨단유체공학 연구센터(AFERC)의 지원을 받아 수행하였으며, 이에 관계자 여러분께 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

(1) Kinjiro Higuchi, 1984, "Stability of

Evaporator-Thermostatic Expansion Valve Refrigeration Control Loop," *Refrigeration*, (in Japanese) Vol. 59, No. 679, pp. 1~12.

(2) Satoshi Takahashi, 1986, "Inverter Room Air Conditioner," *Refrigeration*, Vol. 61, No. 701, pp. 27~30. (in Japanese)

(3) Matsuoka, E. and Nagatomo, H. 1988, "Dynamic Response and Electrical Control for the Air Conditioner," *Transactions of Refrigeration*, (in Japanese) Vol. 5, No. 1, pp. 43~54.

(4) 한인근, 1993, "압축기 흡입가스 과열도 제어에 의한 냉동장치의 운전특성에 관한 연구," 석사학위논문, 부산수산대학교, 부산.

(5) Kinjiro Higuchi, 1986, "Evaporator Control System," *Refrigeration*, Vol. 61, No. 701, pp. 1~8. (in Japanese)

(6) Hiromu Yasuda, 1986, "Evaporator Superheat Control," *Refrigeration*, Vol. 61, No. 701, pp. 22~26. (in Japanese)

(7) Tassou, S. A. and Al-Nizari, H. O., 1993, "Investigation of the Effects of Thermostatic and Electronic Expansion Valves on the Steady-State and Transient Performance of Commercial Chillers," *Rev. Int. Froid*, Vol. 16, No. 1, pp. 49~55.

(8) Ryoichi Hanzawa, 1986, "Application of Industrial Electronic Expansion Valve," *Refrigeration*, (in Japanese) Vol. 61, No. 701, pp. 46~51.

(9) 김재돌, 오후규 외 3명, 1994, "증발기 과열도 제어에 따른 냉동시스템의 동특성에 관한 연구," 공기조화냉동공학회 '94년도 하계학술대회 논문집, pp. 207~211.

(10) Votsis, P. P., Tassou, S. A., Wilson, D. R. and Marquand, C. J., 1992, "Dynamic Characteristics of Air-to-Water Heat Pump System," *Rev. Int. Froid*, Vol. 15, No. 2, pp. 89~94.

(11) Stefanuk, J. D. and Aplevich M. Renksizbulut, 1990, "Modeling and Simulation of a Superheat-Controlled Water-to-Water Heat Pump," *ASHRAE Transaction*, pp. 172~184.

(12) Fukushima, T. and Miyamoto, S., 1985, "Analysis of Transient Behavior of a Vapor Compression Refrigeration Cycle," *Transaction of Refrigeration*, (in Japanese) Vol. 2, No. 2, pp.

- 41~53.
- (13) Broersen, P. M. T., 1982, "Control with a Thermostatic Expansion Valve," *Int. Journal of Refrigeration*, Vol. 5, No. 4, pp. 209~212.
- (14) Hirano, Y., 1990, "Instrumentation and Control Manual of Refrigeration-Air Conditioning," *Sancho*. (in Japanese) pp. 39~71.