

# 가변속 냉동시스템의 비간섭제어를 위한 실험적 모델 An Empirical Model for Decoupling Control of a Variable Speed Refrigeration System

Li Hua·정석권  
Li Hua and S. K. Jeong

**Key Words** : Decoupling Control(비간섭제어), Variable Speed Refrigeration System(가변속 냉동시스템), Superheat Control(과열도제어), Capacity Control(용량제어), Empirical model(실험적 모델)

**Abstract** : This paper deals with an empirical model for decoupling control to control the refrigeration system effectively. The conventional control schemes of the system are mainly focused on representative two control methods, superheat control and capacity control. The capacity control is basically conducted to respond partial loading conditions on the purpose of energy saving. The superheat control is mainly carried out to maintain maximum coefficient of performance (COP). In the variable speed refrigeration system, the capacity and the superheat are controlled by inverters and electronic expansion valves respectively for saving energy and improving cost performance. The capacity and superheat can not be controlled independently because of interfering loop when the compressor speed and opening angle electronic expansion valve is varied. Therefore, we suggest decoupling model to eliminate the interfering loop at first. Next, each transfer function in decoupling control model is obtained from number of experiments.

## 1. 서 론

산업기술의 발전과 쾌적한 주거환경에 대한 요구가 급증하면서 에너지 절약을 위한 인버터 냉동·공조시스템이 보편화 되고 있다. 따라서, 장치에 대한 고성능, 고정도의 제어가 필수적이다. 냉동·공조시스템의 고성능, 고정도 제어를 위해서는 먼저 시스템의 모델링이 필요하다. 냉동·공조시스템의 기본 구성인 냉동사이클은 압축기, 팽창기와 열교환기로 구성되고 이들은 배관을 통해 상호 영향을 미치는 간섭계를 이루고 있을 뿐만 아니라 시스템이 갖는 비선형성으로 인해 명확한 동특성 파악이 어려워며 따라서 실용적인 모델을 얻기가 용이하지 않다. 에너지보존법칙을 이용한 정교한 수학적 모델링은 수치 시뮬레이션은 가능하나 미분 고차항을 포함하고 있어서 제어를 설계가 복잡해진다[1]. 그러므로 본 논문에서는 제어기의 체계적인 설계가 쉬운 비간섭제어 모델을 제안한다.

냉동시스템의 기존 제어법으로는 부하 변동에 따른 에너지 절약을 위한 용량제어와 COP 향상을 위한 증발기의 과열도제어가 주된 핵심이다. 기존의 용량제어는 설정온도, 열교환기 능력 및 열부하의 상호 관계에 의하여 주로 On/Off 단속 운전을 해 왔다. 그러나, 이 방법은 빈번한 On/Off 운전으로 인해 시스템 자체의 신뢰성이 떨어지고 소음이 커지며, 장치의 수명을 단축시키고 정교한 제어가 불가능하였다. 반면에 인버터형 가변속 냉동시스템은 부분 부하 변동에 대응해 압축기 회전수를 연속적으로 제어함으로써 에너지 절약은 물론 압축기 수명과 신뢰성을 향상시킬 수 있다.

과열도제어는 팽창밸브의 개도(opening angle)를 변화시켜 냉매의 질량유량을 제어하여 증발기 출구 과열도를 일정한 값으로 제어함으로써 냉동효과를 높이는 것이다. 기존의 감온통식 팽창밸브는 유량 변화 범위가 작아서 부하변동이 비교적 큰 가변속 냉동시스템에는 적합하지 않으므로 큰 부하 변동에 대처할 수 있는 전자팽창밸브(E.E.V, Electronic Expansion Valve)로 대체되었다.

냉동시스템은 그 특성상 용량제어와 과열도제어를 동시에 독립적으로 제어하기 어렵다. 압축기 회

접수일 : 2006년 5월 29일, 채택확정 : 2006년 8월 22일  
Li Hua : 부경대학교 대학원 냉동공조공학과  
정석권(책임저자) : 부경대학교 기계공학부  
E-mail : skjeong@pknu.ac.kr Tel. 051-620-1507

전수 변화와 전자팽창밸브 개도 변화가 과열도와 부하에 각각 영향을 미치기 때문이다.

가변속 냉동시스템 제어에 관한 관련 연구로서 최종민 등은 전자팽창밸브 변화에 따른 과열도 변화를 1차시스템으로 가정하여 PI제어기를 이용하여 제어하였다[2]. 이 연구에서는 제어 시 압축기의 주파수를 용량 변화 성능실험 결과로부터 얻은 회귀방정식에 근거하여 선정하였고, 과열도 피드백으로 전자팽창밸브의 개도를 조절하여 과열도를 제어하였다. 그러나 이 연구에서는 압축기 회전수의 과도상태를 고려하지 않고 부하에 알맞은 주파수를 실험식으로 계산하여 결정하였으므로 과열도 제어에서 오버슈트가 크고 정상상태에 도달하는 시간이 비교적 긴 단점을 갖고 있었다.

한편, 윤성환 등은 인버터 열펌프 시스템의 실험적 모델에서 전자팽창밸브 개도변화에 대한 과열도 변화의 동적모델을 시간 지연을 갖는 1차시스템으로 간주하여 실험적 방법으로 게인과 시정수를 구하였다[3]. 여기서 과열도는 압축기 회전수, 실내온도, 팽창밸브 개도를 변수로 갖는 회귀방정식으로 표현되었고, 시정수는 압축기 회전수와 실내온도를 변수로 하는 회귀방정식으로 표현되었다. 이 모델은 시변 모델이어서 매 샘플링타임마다 전달함수의 게인과 시정수를 구해야하며, PI제어기의 게인이 고정일 경우 제어 성능이 현저히 떨어지게 되는 단점이 있었다.

따라서, 본 논문에서는 용량제어와 과열도제어를 동시에 독립적으로 실행하면서 과도특성을 보다 양호하게 얻을 수 있는 비간섭(decoupling) 모델을 제안한다. 제안된 비간섭 모델은 기존 연구결과와 달리 압축기 회전수 변화와 팽창밸브 개도 변화가 실내온도와 과열도에 미치는 영향을 과도상태를 고려한 동적모델로 표현하였다. 제안된 비간섭 모델은 복잡한 냉동기 시스템을 실온 및 과열도 지령에 대해 단일 입출력 시스템으로 간주할 수 있기 때문에 PI 제어기 설계가 용이해진다. 뿐만 아니라 기존의 제어법보다 우수한 과도특성을 얻을 수 있다.

## 2. 비간섭제어 모델

Fig. 1은 제어하고자 하는 대상 실(chamber)의 온도  $T_a$ 와 과열도( $SH$ , superheat)를 제어하기 위한 블록선도이다. 그림에서 보듯이 실내 온도  $T_a$ 를 제어하기 위해 압축기 회전수  $f$ 를 변화시키면 실

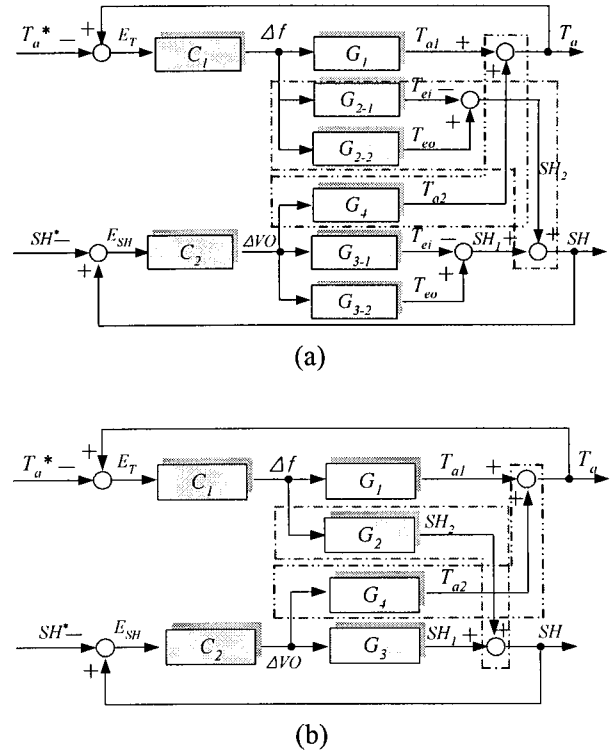


Fig. 1 Block diagram of refrigeration system

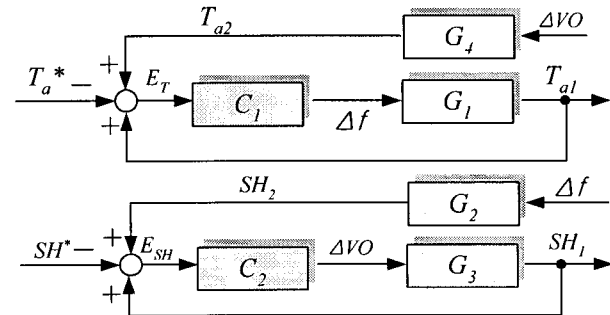


Fig. 2 Block diagram of decoupling control of refrigeration system

내 온도뿐만 아니라 과열도  $SH$ 도 영향을 받게 된다. 또한 과열도를 제어하기 위해 팽창밸브의 개도  $VO$ 를 변화시키면 이것은 과열도 뿐만 아니라 실내 온도에도 일정한 영향을 미치게 된다. 이러한 간섭 특성으로 인해 용량제어와 과열도제어는 현재까지 주로 어느 한쪽만을 일방적으로 제어해 왔다.

Fig. 2는 용량 및 과열도의 독립제어를 위해 본 논문에서 제안하는 비간섭 모델을 나타낸다. 비간섭 모델이란 입력이 단독으로 출력에 미치는 영향을 고려한 모델이다. 여기서  $C_i(i=1\sim 2)$ 는 제어기,  $G_i(i=1\sim 4)$ 는 플랜트의 전달함수를 나타낸다. 동그림에서  $G_1$ 과  $G_2$ 는 각각 압축기 회전수 변화 시 그에 대응하는 실 온도와 과열도 변화량을 나타내

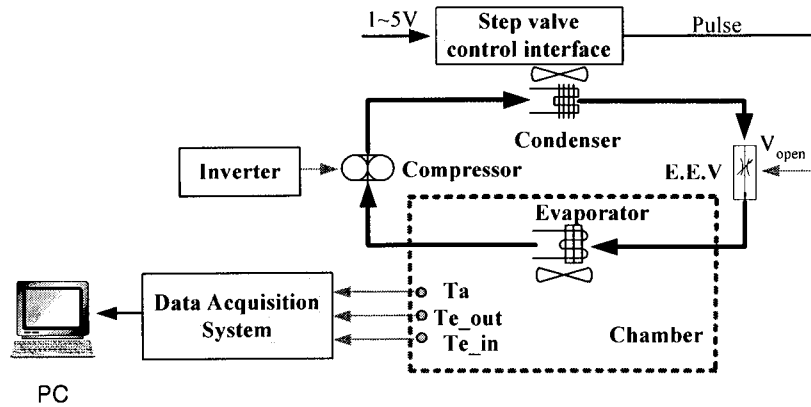


Fig. 3 Schematic diagram of the experimental system

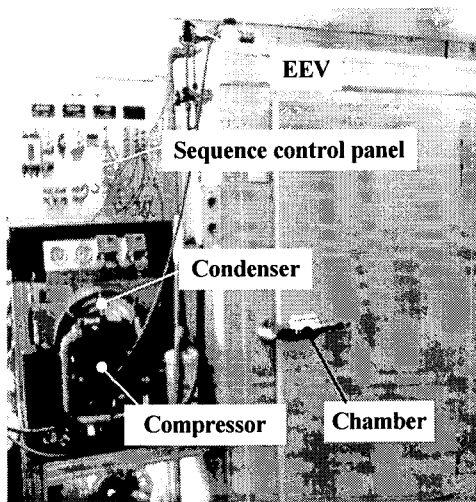


Photo. 1 Components of basic refrigeration cycle

고,  $G_2$ 는 Fig.1 (a)의  $G_{2-1}$ 과  $G_{2-2}$ 에 대응하는 전달함수를 나타낸다.  $G_3$ 와  $G_4$ 는 각각 팽창밸브 개도 변화 시 그에 대응하는 과열도와 실내 온도 변화량을 나타내고  $G_3$ 는 Fig. 1(a)의  $G_{3-1}$ 과  $G_{3-2}$ 에 대응하는 전달함수이다.

이 모델에서는 Fig. 1의 점선 부분 속의 간섭항들이 제거되어 피드포워드적으로 각 지령값에 반영 되도록 하고 있다는 점이 특징이다. Fig. 2에서  $G_4$ 의 입력인 팽창밸브 개도의 변화율이 제어기  $C_2$ 의 출력으로 표시되어 있지만, 이것은 피드포워드적 제어를 한다는 의미로 부가한 것이다. 실제로는 Fig. 1(b)에서 보듯이  $\Delta VO$ 와  $G_4$ 에 의한 실온에로의 영향  $T_{a2}$ 는 이 피드포워드 루프에 의해 상쇄되므로 제어기  $C_1$ 과 대상  $G_1$ 만을 갖는 단일 입출력 시스템으로 된다. 따라서,  $G_4$ 와는 간섭관계가 아닌 독립적인 제어가 가능하게 된다. 이 점은  $SH$ 에 관해서도 동일하게 설명될 수 있다.

Outtagarts는 팽창밸브를 통과하는 유량 변화에 따른 과열도 변화의 동적 모델을 시간지연을 갖는 1차 시스템으로 가정하고 모델의 파라미터를 실내 온도와 압축기 회전수의 함수로 구하였다[4].

압축기의 회전수 변화에 대한 실내 온도 변화와 전자팽창밸브 개도 변화에 대한 과열도 변화는 실험을 통해 전형적인 1차지연요소임이 확인되었다. 따라서 이들의 전달함수는 식 (1)과 같이 시간지연을 갖는 1차지연요소로 표현될 수 있다[3-6].

$$G_i = \frac{K_i}{1 + \tau_i s} e^{-T_{di}s} \quad (1)$$

여기서,  $K_i$ 는 게인,  $\tau_i$ 는 시정수 [sec], 그리고  $T_{di}$ 는 지연시간(dead time) [sec]을 각각 나타낸다. 위 식들에서 파라미터  $K_i$ ,  $\tau_i$ ,  $T_{di}$ 는 실험을 통해 구해진다.

본 논문에서는 Fig. 2와 같은 비간섭제어 모델을 구축하기 위해 압축기의 회전수 변화에 따른 실내 온도 변화와 과열도 변화, 그리고 팽창밸브 개도 변화에 따른 과열도와 실내 온도의 변화를 식 (1)과 같이 가정하였다. 과열도  $SH$ 는 증발기 출구 온도와 입구 온도의 차로서  $SH = T_{eo} - T_{ei}$ 와 같이 정의된다. 따라서 증발기 입구와 출구 온도가 압축기 회전수와 팽창밸브 개도에 따라 어떻게 변화하는지를 실험적으로 구하였다. 이때 이들 모델도 시간지연을 갖는 1차지연요소로 각각 가정하였다.

### 3. 실험 및 결과

Fig. 3은 실험장치의 구성도를 나타내고 Photo.1은 본 실험에 쓰인 냉동사이클의 장치를 나타낸다. 실험장치는 기본 냉동사이클, 제어장치와 데이터

Table 1 Specification of a test unit

Compressor	Type	Vertical, Reciprocating
	Power	220[V], 60[Hz], 1.5[kW]
Condenser	Type	Fan fin type
	Condensing capacity	3450[kcal/h]
Evaporator	Type	Fin-tube type
	Cooling capacity	680[kcal/h]
Expansion Valve Device	Type	EEV
	Model	JHEV 14A
	Port size	Φ14
	Operating pulse range	0~506[pulse]
	Rated voltage	DC 12[V]
Refrigerant	Type	R22
Inverter	Type	PWM
	HP	2
Step valve control interface	Input voltage	DC 12[V]
	Input control signal	DC 1~5[V] or 4~20[mA]
	Output	0~400[step]
Chamber	Size	1200×700×1650[mm]

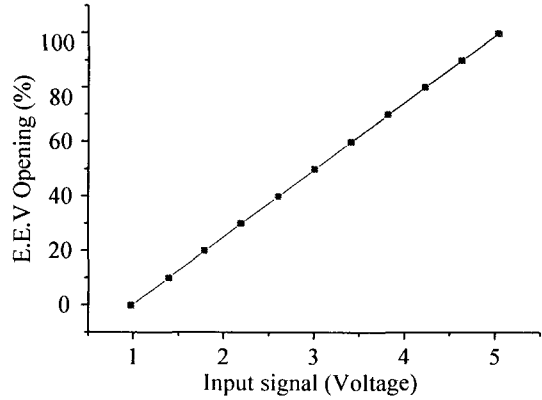


Fig. 4 The relationship between input signal and opening angle of E.E.V in stepper motor

수집 장치로 구성되었다. 실험에 사용된 각 장치의 구체적인 사양은 Table 1과 같다. 압축기는 범용  $V/f=constant$  타입의 인버터로 구동되며, 전자팽창밸브의 스텝모터는 스텝밸브 제어 인터페이스로 구동된다. Fig. 4는 전자팽창밸브의 스텝모터에 인가되는 전압과 그 개도 사이의 관계를 나타내고 있다. 증발기 입·출구에는 열전대(T-type)를 부착하였고 실(chamber) 내의 온도는 측온저항체(Pt-100)로 측정하였다. 실험에서 측정된 온도 값들은 데이터로거(MV100)를 통해 컴퓨터에 저장된다.

시스템의 작동 조건에 따른 과열도와 냉동효과와의 관계를 고찰하고자 COP 실험과 열부하와 압축기 동력과의 관계를 보여줄 수 있는 실험을 하였다.

Fig. 5(a)는 실내온도를 1°C로 설정하고 압축기를 각각 40Hz, 50Hz, 60Hz로 작동시켰다. 이때 챔버 내의 열부하를 다양한 과열도를 유지하도록 변화시켜 얻은 과열도와 COP의 관계를 나타낸다.

그림에서 알 수 있듯이 동일한 과열도 하에서는 압축기의 회전수에 따라 COP에 다소 차이가 있다. 그러나 동일한 회전수인 경우, COP의 값은 과열도 0~8°C 사이에서는 거의 일정하고 그 이상의 과열도에 대해서는 COP가 급격히 작아진다.

Fig. 5(b)는 챔버 내의 설정온도가 다를 때의 과열도와 COP의 관계를 나타낸다. Fig. 5(a)와 마찬가지로 설정온도에 따라 동일 과열도에 대해 COP가 조금은 차이가 있지만 같은 설정온도 하에서는 과열도가 0~8°C 사이에서는 큰 변화가 없고 그 이상이 되면 COP가 급격히 작아진다.

그러므로 냉동시스템에서 높은 COP를 얻으려면 압축기 주파수나 실의 설정온도와 같은 작동 조건에 상관없이 과열도를 특정한 온도 범위(본 장치의 경우

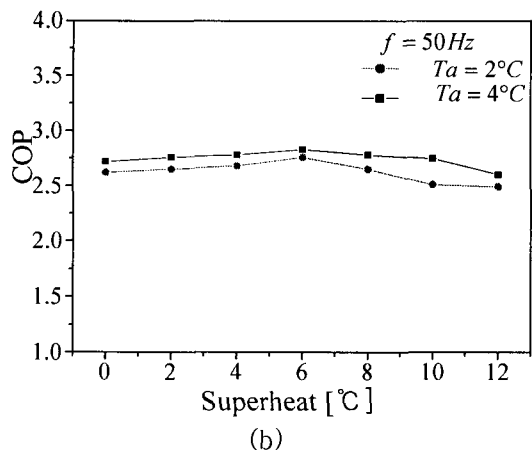
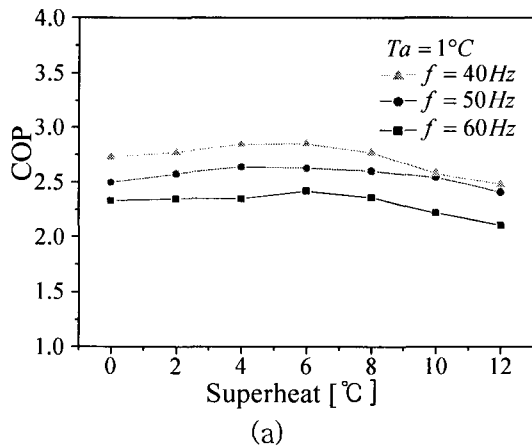


Fig. 5 Relationship between COP and SH

4~8℃) 내에서 일정하게 유지해야 함을 알 수 있다.

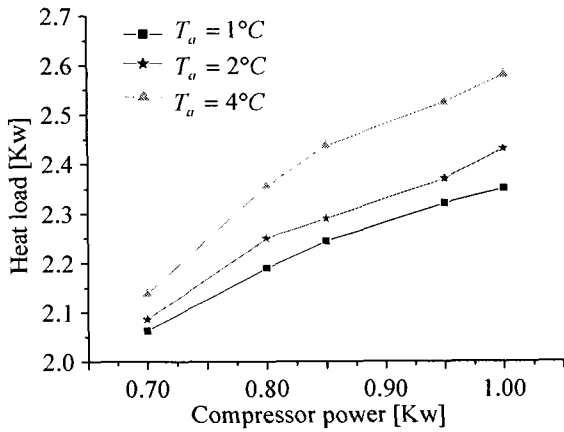


Fig. 6 Relationship between compressor power and heat load

Fig. 6은 과열도를 4~8℃로 유지한 상태에서 열 부하에 따른 압축기 소요 동력 관계를 나타내고 있다. 그림에서 실내 설정온도가 1℃의 경우 열부하가 약 2.3kW일 때 압축기의 지령 주파수는 60Hz, 소요 동력은 1kW이다. 만약 열부하가 약 2.06kW로 감소하면 압축기의 지령 주파수는 40Hz, 소요 동력은 약 0.7kW로 줄어든다. 결과적으로 열부하 감소 시에는 압축기 회전수를 가변함으로써 약 30% 정도의 에너지를 절감할 수 있음을 알 수 있다. 그러므로 부하 변동에 대응하여 압축기 회전수를 변화시키는 용량제어는 에너지 절약 측면에서 필수적이다.

COP 향상과 에너지 절감을 위한 비간섭 모델의 각 파라미터를 구하기 위해 다음과 같은 실험들을 하였다.

① Fig. 1의 전달함수  $G_1$ 은 압축기 회전수 변화량과 실내 온도 변화량과의 관계를 나타낸다.  $G_1$ 을 구하기 위해 증발기 출구의 과열도를 6℃와 8℃로 각각 유지시키고, 팽창밸브 개도는 10%, 15%, 18%로 유지한 상태에서 압축기 회전수를 40Hz→60Hz, 60Hz→40Hz로 각각 변화시켰다. 이 실험은 압축기 회전수 변화가 실내 온도에 미치는 영향만을 고려한 비간섭 모델을 구하기 위한 것이므로 실내 부하를 조절하여 증발기 출구 과열도를 일정하게 유지하였다. Fig. 7은 이 실험을 통해 얻은 결과의 한 예이다.

그림에서 볼 수 있는 바와 같이 압축기 회전수가 변화할 때 과열도도 같이 변화한다. 그러므로 회전수 변화가 실내 온도에 미치는 영향만을 구하기 위

해 실내 부하를 변동시켜 과열도를 일정하게 유지하였다. Fig. 7의 실선 부분은 이때의 실내 온도 변화 특성을 나타낸다. 이런 방법으로 다수의 실험을 통해 얻은 결과로부터 시정수와 게인값들을 구하고, 이들의 산술평균으로 식 (2)의  $G_1$ 을 구하였다.

② Fig. 1(b)의  $G_2$ 를 나타내는  $G_{2-1}$ 과  $G_{2-2}$ 를 구하기 위해  $\Delta f$  변화에 따른 증발기 입·출구 온도 변화를 조사하였다. 압축기 회전수 변화가 과열도 변화에 단독으로 미치는 영향만을 고려해야 하므로 실내 온도를 3가지 설정온도 0℃, 2℃, 4℃로 각각 일정하게 하고, 각 온도에 대해 팽창밸브 개도를 10%, 15%, 18%로 각각 일정하게 하였다. 또한, 각 팽창밸브 개도에 대해 압축기 회전수를 40Hz→60Hz, 60Hz→40Hz로 변화시켰다. Fig. 8은 이 실험 결과의 한 예를 보여준다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 압축기 회전수 변화 시, 증발기 입구 온도는 시간지연이 없지만 출구 측 온도는 일정한 시간지연을 갖는다. 이 실험을 통해 얻은 실험 결과들을 정리하여 식 (3)과 (4)를 얻었다.

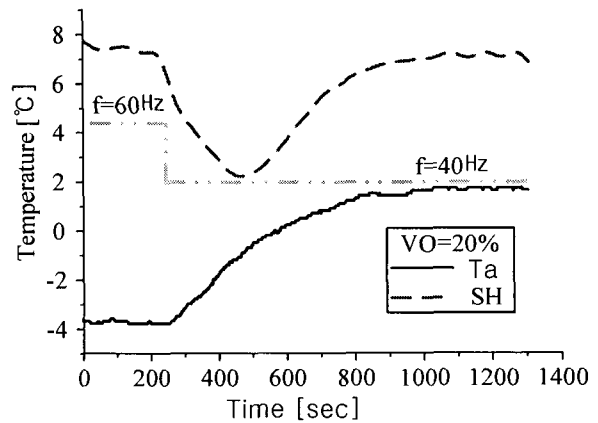


Fig. 7 The response of chamber temperature when the compressor speed was varied

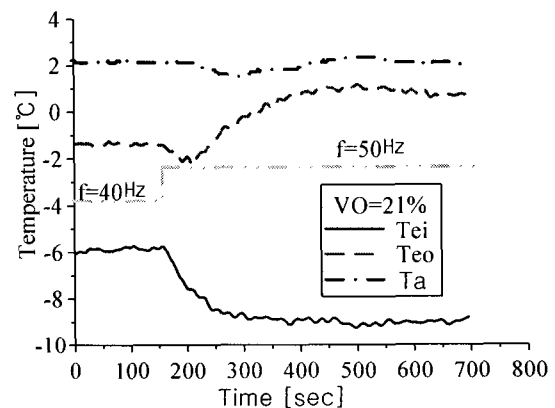


Fig. 8 The response of the evaporator input and output temperature when compressor speed was varied

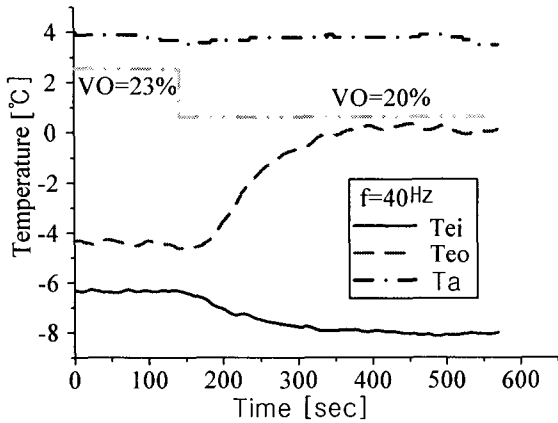


Fig. 9 The response of the evaporator input and output temperature when E.E.V opening angle was varied

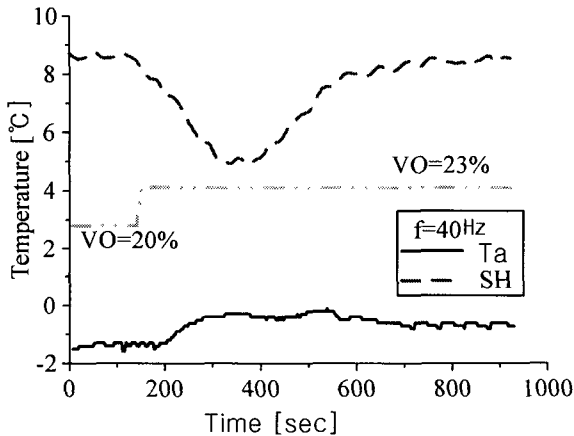


Fig. 10 The response of chamber temperature when the E.E.V opening angle was varied

③ Fig. 1(b)의  $G_3$ 를 나타내는  $G_{3-1}$ 과  $G_{3-2}$ 를 구하기 위해  $\Delta VO$  변화에 따른 증발기 입·출구 온도 변화를 조사하였다. 팽창밸브 개도가 과열도에 단독으로 미치는 영향만을 관찰하는 것이므로 실내 온도를 3가지 설정온도 0°C, 2°C, 4°C로 각각 일정하게 한 상태에서 각 온도에 대해 압축기 회전수를 40Hz, 50Hz, 60Hz로 각각 가변하였다. 이때 각 회전수에 대해 팽창밸브 개도는 10%↔15%, 15%↔18%로 변화시켰다. Fig. 9는 이 실험 결과의 한 예를 보여준다.

그림에서 알 수 있는 바와 같이 전자팽창밸브의 개도를 변화시켰을 때 실내부하를 변동시켜 실내 온도를 일정하게 유지하는 경우, 증발기 출구 측의

온도 변화는 입구 측에 비해 일정한 지연시간을 갖는다. 이 실험들을 통해 얻은 실험 결과들로부터 식 (5)와 (6)을 얻었다.

④ Fig. 1의  $G_4$ 는 팽창밸브 개도 변화량이 실내 온도에 미치는 영향을 나타낸다. 이 실험도 실험 ①과 같이 과열도를 일정하게 유지한 조건 하에서 압축기의 팽창밸브 개도를 변화시키면서 온도 변화를 관찰하였다.

Fig. 10은 이 실험을 통해 얻은 한 결과이다. 그림에서 과열도를 일정하게 유지한 상태에 VO를 증가시키면 실내 온도가 소폭 상승함을 보여준다. 과열도를 일정하게 유지하기 위해 실내부하를 다소 증가시켰으므로 이로 인해 실내 온도가 소폭 상승한 것으로 볼 수 있다. 실험에서 과열도를 일정하게 유지해 주지 않는다면 팽창밸브 개도 증가 시 실내 온도는 조금 하강하게 될 것이다.

본 논문에서는 온도 변화량이  $\pm 1^\circ\text{C}$ 를 초과하지 않으므로 실험에 사용된 온도센서의 분해능을 고려하여 팽창밸브 개도가 실내 온도에 단독으로 미치는 영향은 무시할 수 있는 것으로 가정하였다.

$$G_1 = \frac{\Delta T_{a1}}{\Delta f} = \frac{-0.31}{1+372s} e^{-56s} \quad (2)$$

$$G_{2-1} = \frac{\Delta T_{ei}}{\Delta f} = \frac{-0.291}{1+63s} \quad (3)$$

$$G_{2-2} = \frac{\Delta T_{eo}}{\Delta f} = \frac{0.263}{1.138s} e^{-65s} \quad (4)$$

$$G_{3-1} = \frac{\Delta T_{ei}}{\Delta VO} = \frac{0.586}{1+78s} \quad (5)$$

$$G_{3-2} = \frac{\Delta T_{eo}}{\Delta VO} = \frac{-1.24}{1+83s} e^{-52s} \quad (6)$$

- 여기서  $\Delta T_a$  : 실내온도 변화량 [°C]
- $\Delta f$  : 압축기 회전수 변화량 [Hz]
- $\Delta T_{ei}$  : 증발기 입구 온도 변화량 [°C]
- $\Delta T_{eo}$  : 증발기 출구 온도 변화량 [°C]
- $\Delta VO$  : 팽창밸브 개도 변화량 [%]

#### 4. 결 론

본 논문에서는 인버터를 갖는 가변속 냉동시스템에서 에너지 절감을 위한 용량제어와 COP 향상을 위한 과열도제어를 동시에 독립적으로 실행할 수

있는 비간섭 모델을 제안하였다. 또한 이 모델에 기초하여 실험적인 방법으로 비간섭 모델의 각 전달함수를 구하였다.

본 논문에서 구축된 비간섭 모델은 상호 간섭루프를 배제하였기 때문에 제어기의 체계적인 설계가 가능하며 양호한 과도특성을 얻을 수 있다. 따라서 본 논문에서 제안한 비간섭 제어 모델은 향후 가변속 냉동시스템의 고성능, 고정도 제어에 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

본 논문은 2006년도 누리사업에 의해 일부 지원되었습니다.

## 참고 문헌

1. 정석권, LI HUA, 최광환, 윤정인, 김은필, 2005, “냉동사이클의 최적제어를 위한 증발기 동특성 해석”, 한국동력기계공학회지, Vol. 9, No. 1, pp. 82 ~ 88.(4).
2. 최종민, 김용찬, 하진호, 2001, “가변속 열펌프의 과열도 제어특성에 관한 실험적 연구”, 설비공학 논문집, Vol. 13, No. 4, pp. 233 ~ 241.
3. 윤성화, 장효환, 2001, “인버터 열펌프 시스템의 실험적 모델링 및 제어 성능 시뮬레이션”, 대한설비학회 2001 하계학술발표회 논문집, pp. 725 ~ 730.
4. A. Outtagarts, P. Haberschill, M. Lallemand, 1997, “The Transient Response of an Evaporator Fed Through an Electronic Expansion Valve”, International Journal of Energy Research, Vol. 21, Issue 9, pp. 793 ~ 807.
5. Li Hua, Dong-woo Lee and Seok-kwon Jeong, 2005, “An experimental model for a variable speed heat pump system”, Proceedings of ISAME, pp. 122 ~ 127.
6. Li Hua, Dong-woo Lee and Seok-kwon Jeong, 2005, “A decoupling model for superheat and capacity control of a variable speed refrigeration system”, Proceedings of ISAE, pp. 132 ~ 140.
7. Li Hua, Dong-woo Lee, Seok-kwon Jeong and Sam-sang You, 2006, “Decoupling Control of Variable Speed Refrigeration System with PI Controller”, Proceedings of ICCHT, pp. 564 ~ 571.