

# 제어 알고리즘 개발을 위한 GHP 냉방모드 동특성 모델링

신 영 기<sup>†</sup>, 김 영 일<sup>\*</sup>

세종대학교 기계공학과, \*한국과학기술연구원(KIST) 열유동제어연구센터

## Dynamics modeling of a GHP in cooling mode for development of control algorithm

Younggy Shin<sup>†</sup>, Young Il Kim<sup>\*</sup>

Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 143-747, Korea

<sup>\*</sup>Thermal Flow Control Center, KIST, Seoul 136-791, Korea

(Received April 22, 2004 ; revision received January 10, 2005)

**ABSTRACT:** The present study has been conducted to simulate dynamics of a gas engine-driven heat pump(GHP) for design of control algorithm. The dynamic modeling of a GHP was based on conservation laws of mass and energy. For automatic control of refrigerant pressures, actuators such as engine speed, outdoor fan, coolant three-way valves and liquid injection valve were PI or P controlled. The simulation results showed physical behavior that is realistic enough to apply for control algorithm design.

**Key words:** Gas engine-driven heat pump(GHP; 가스엔진구동열펌프), Control(자동제어), Realtime simulator(실시간 시뮬레이터), PI 제어, Unloading (언로딩)

### 기 호 설 명

$c_{pg}$  : 냉매 가스 정압비열 [kJ/kg °C]

$h$  : 엔탈피 [kJ/kg]

$\dot{m}$  : 냉매가스 질량유속 [kg/s]

$N$  : 엔진속도 [rpm]

$PD$  : 압축기 행정체적 시간변화율 [m<sup>3</sup>/s]

$P$  : 압력 [Pa]

$\dot{Q}$  : 체적유량 [m<sup>3</sup>/s]

$t$  : 시간 [sec]

$T$  : 온도 [°C or K], 토크 [N·m]

$u$  : 내부에너지 [kJ/kg]

UA : overall thermal conductance [W/°C]

$V$  : 체적 [m<sup>3</sup>]

$v$  : 비체적 [m<sup>3</sup>/kg]

$w$  : 단위 질량당 일 [J/kg]

### 그리스 문자

$\eta_v$  : 압축기 체적효율

$\eta_m$  : 압축기 기계효율

$\theta$  : 엔진 회전각 [radian]

$\rho$  : 냉매 밀도 [kg/m<sup>3</sup>]

$\tau$  : 시상수 [sec]

### 하첨자

$amb$  : 대기 (atmosphere)

$byp$  : 핫가스 바이패스 밸브

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-2-3408-3284; fax: +82-2-3408-3333

E-mail address: ygshin@sejong.ac.kr

*cd* : 응축기  
*comp* : 압축기  
*cool* : 엔진 냉각수  
*disp* : 엔진 행정  
*eng* : 엔진  
*ev* : 증발기 (evaporator)  
*f* : 포화액  
*g* : 포화증기  
*gas* : 냉매가스  
*i* : 입구 (inlet)  
*indoor* : 실내  
*j* : 실내기들 중의 하나  
*liq* : 액제어 밸브  
*load* : 냉방부하  
*o* : 출구 (outlet)

## 1. 서론

국내 상업용 건물들은 칠러를 사용하는 중앙공조시스템을 사용해왔으나, 관리인원 상주 및 유지보수 등의 운전비용 문제와 개별공조가 불가능한 점을 들어 멀티형 시스템 에어컨으로 이전되어가는 추세이다. 즉, 중앙공조 시스템은 비중이 지속적으로 축소되고 멀티 에어컨 시스템은 시장의 비중이 증대되어가는 중이다. 멀티 시스템 에어컨과 관련된 기술이 성숙되어 감에 따라 이 시스템의 비중은 더욱 늘어날 것이다.

문제는 GHP 제어기술이 매우 복잡하고 관련 국내 회사들이 개발에 투자한 기간이 짧기 때문에 전량 수입되고 있는 일본 제품 대비 경쟁력 있는 상품을 단시간에 개발하는데 많은 애로 사항이 있다. 특히 해결되어야 할 관건은 GHP 제어기술의 확립이다. 종래의 공기조화는 열매체로서 공기나 물을 사용하고 냉동기는 단일입력-단일출력(SISO; single-input single-output)의 형태로 2위치제어 또는 PID제어로 충분하였다. 그러나, GHP는 열매체가 상변화를 수반한 냉매로서 각 실내기에서 상변화 과정을 겪고 각 실내기의 요구조건을 만족시키면서 동시에 전체 시스템의 COP도 극대화 시킬 수 있어야 한다. 이러한 제어 알고리즘의 연구개발을 위해서는 대상 플랜트가 있어야 하나 GHP 성능 시험을 위한 열환경 시험장비는 국내 한 두 업체만이 구비가 가능할 만큼 비용과 공간의 투자가 필요하다. 따라서, 본

연구는 최적 제어 알고리즘 설계를 위한 GHP의 동특성을 모델링하고 그 결과를 제어 알고리즘 성능 평가에 반영한 예를 소개하고자 한다.

## 2. GHP 구조 및 제어 알고리즘 개발환경

### 2.1 GHP 구조

각 실내기에서 발생한 냉방부하들을 처리하기 위한 GHP의 구조는 Fig. 1과 같다. 냉방부하는 일차적으로 각 실내기의 팽창밸브를 통하여 대응되지만 실내기 2위치제어 등에 의한 급격한 부하변동에 대한 비상제어 조치 및 저냉방부하 제어 수단으로서 냉매가스관 헤더에 액제어 밸브 (liquid injection valve), 핫가스 바이패스 밸브 (hot gas bypass valve) 및 냉각수 삼방밸브 (coolant three-way valve)를 두고 있다. 가스 엔진은 운전속도의 범위가 대개 800 - 2,200 rpm 정도로서 turn-down ratio가 약 3:1이다. 따라서 일반적으로 8:1 이상의 냉방부하 변화범위에 대응하기 위해서는 압축기의 언로딩 (unloading)이외에 인위적인 냉방부하를 보충하여 엔진이 수시로 단속운전되는 현상을 회피해야 한다. 그 수단으로서 액제어밸브에서 액냉매가 냉매가스관 헤더에 분사되고 냉각수 삼방밸브에 의해 공급되는 냉각수 열량으로 기화시킴으로써 압축기 입구 냉매저압을 목표저압으로 유지하도록 한다.

한편 실내기들의 기동/정지에 따른 부하변동으로 GHP 냉매 고압과 저압이 적정 제어범위를 벗어나는 경우에는 액제어 밸브와 핫가스 바이패스 밸브를 이용하여 비상제어를 수행한다.

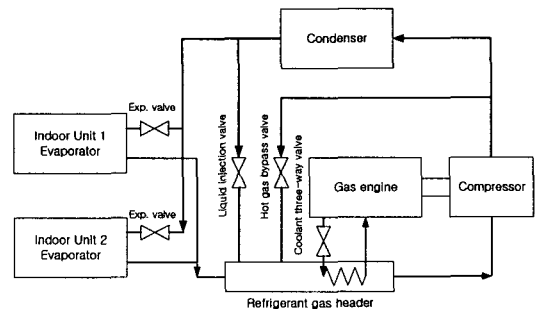


Fig. 1 Schematic of GHP for control.

### 2.2 제어 알고리즘 개발환경

Fig. 2는 본 연구에서 개발된 동특성 모델을 적용한 실시간 가상 GHP 플랜트와 인터페이스 될 제어기의 제어 알고리즘 개발을 위한 실시간 개발환경 개념을 보여준다. GHP는 많은 입력과 출력장치가 복잡하게 얽혀 있고 시험 설비 환경을 구축하는 것이 간단하지 않기 때문에 제어 알고리즘을 개발하고 제어 성능을 검증하기 위해서는 실시간의 가상 플랜트가 요구된다. 필요한 가상 플랜트 부분을 모델링하여 실시간으로 구동하고 이 플랜트의 입출력부를 제어기의 입출력에 데이터 통신 등을 통하여 인터페이스하면 마치 실제의 GHP 설비를 대상으로 제어 로직을 개발하는 환경과 유사한 효과를 얻을 수 있다.

### 3. 실시간 시뮬레이션을 위한 모델링

#### 3.1 GHP 냉방모드 동특성 모델링

##### 3.1.1 압축기 모델링

왕복식 압축기의 p-V 선도는 Fig. 3과 같으며 체적효율 정의 및 순환냉매량은 식(1),(2)와 같다<sup>(1)</sup>.

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{comp} v_3}{PD} \quad (1)$$

$$\dot{m}_{comp} = [1 + C - C(\frac{P_c}{P_b})^{1/n}] \frac{PD}{v_b} \quad (2)$$

여기서, 폴리트로픽 지수 n은 실험적으로 정해야 하나 근사적으로 등엔트로피 지수 k로 대체하는 것도 한 방법이다. R-22의 경우 k=1.16 이다. 하첨자 b는 피스톤 상사점, d는 피스톤 하사점 위

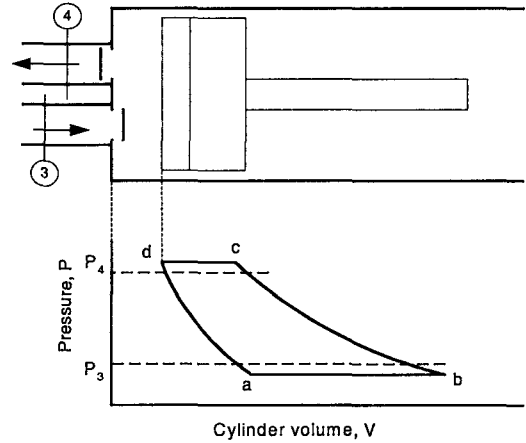


Fig. 3 p-V diagram of the compressor.

치를 나타낸다. C는 틈새계수로서 다음과 같이 정의되며 대개 0.05이다.

$$C = \frac{V_d}{V_b - V_d} \quad (3)$$

사이클당 일  $w_{comp}$  및 압축기 요구동력  $\dot{W}$ 는 다음과 같다.

$$w_{comp} = \frac{n}{(n-1)} P_b v_b [(\frac{P_c}{P_b})^{(n-1)/n} - 1] \quad (4)$$

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}_{comp} w_{comp}}{\eta_m} \quad (5)$$

##### 3.1.2 증발기 모델링

증발기는 액냉매가 기화되면서 냉방부하를 처리하고 전자팽창 밸브에 의해 일정 과열도를 유지한다. 증발기내 열평형 방정식은 다음과 같다.

$$m_{ev} \frac{du_{ev}}{dt} = \dot{Q}_{load} - \dot{m}_{ev,i} (h_{ev,o} - h_{ev,i}) \quad (6)$$

냉방부하  $\dot{Q}_{load}$ 는 증발기내 입출구 엔탈피 차와 증발량  $\dot{m}_{load}$ 의 곱으로 표현할 수 있으며 증발기내 과열도는 대략 5°C 이내이다. R22의 경우 과열도 5°C에 의한 현열변화량은 잠열  $h_{fg}$ 의 1%에 해당하기 때문에 식의 단순화를 위해 다음과 같이 근사하였다.

$$\dot{Q}_{load} = UA_{indoor} (T_{indoor} - T_{ev,sat}) \quad (7)$$

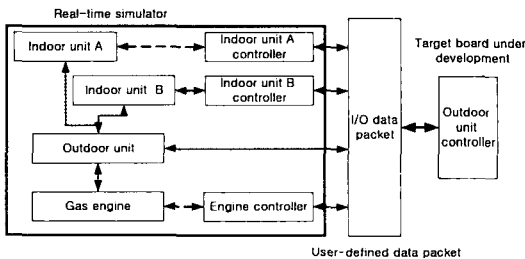


Fig. 2 Controller prototyping environment using a realtime simulator.

또한 증발기 출구 냉매 엔탈피에 대한 일차미분방정식을 얻기 위해 증발기내 내부에너지는 증발기출구 냉매 엔탈피와 근사하다고 가정하여 식(6)을 다음과 같이 정리하였다.

$$m_{ev} \frac{dh_{ev,o}}{dt} + \dot{m}_{ev,j} h_{ev,o} \approx \dot{Q}_{load} + \dot{m}_{ev,j} h_{ev,i} \quad (8)$$

냉방부하  $\dot{Q}_{load}$ 에 의한 냉매 기화는 증발기내 압력상승을 유발하나 압축기에 의한 증기 냉매의 흡입은 압력 균형을 유지하는 역할을 한다. 정상상태에서는 냉방부하에 의한 기화량과 압축기 흡입량이 균형을 이루지만 실내부하가 증가하면 증발량이 증가하고 압축기는 일정속도로 회전하고 있으므로 증발기내 압력이 상승한다. 따라서 일정 압력 유지를 위해서는 압축기 회전속도가 증가하여야 한다.

### 3.1.3 냉매가스관 모델링

각 실내기를 떠난 냉매증기는 한 개의 냉매가스관 (refrigerant gas header)으로 모여 압축기로 유입된다. Fig. 4에서처럼 그 경로 중에 운전조건에 따라 과열도, 냉매압력 및 온도 제어를 위한 보조수단인 액제어 밸브, 핫가스 바이패스 밸브, 엔진냉각수 열교환기로부터 추가의 냉매나 열량을 받게 된다.

냉매가스관 내 과열증기의 압력 관계식은 이상기체 상태방정식으로 근사할 수 있다.

$$P_{ev} V_{gas} = m_{gas} RT_{gas} \quad (9)$$

압축기 입구까지의 냉매가스관 내 체적  $V_{gas}$ 는 일정하므로 운전조건 변화로 각 실내기 냉매 증발량과 압축기 흡입 냉매량이 변화하게 되면 냉매가스관 내 냉매량이  $dm_{gas}$  만큼 변하고 이는 냉매 저압측 압력변화가 다음과 같은 관계를 갖는다.

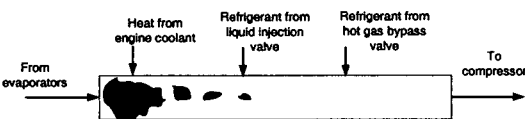


Fig. 4 Heat and mass balance in the gas header for auxiliary control.

$$\frac{dP_{ev}}{dm_{gas}} = \frac{RT_{gas}}{V_{gas}} \quad (10)$$

이 때 냉매가스관 내 축적되는 과열증기의 질량 변화율은 다음과 같이 각 실내기 출구 냉매증기, 액제어밸브 및 핫가스 바이패스 밸브로부터의 냉매량, 그리고 압축기로 유출되는 냉매량에 의해 결정된다.

$$\frac{dm_{gas}}{dt} = \sum_{j=1}^n \dot{m}_{ev,j} + \dot{m}_{liq} + \dot{m}_{byp} - \dot{m}_{comp} \quad (11)$$

냉매가스관에서의 냉매증기 온도를 모사하기 위한 열 평형식은 다음과 같다.

$$m_{gas} \frac{du_{gas}}{dt} = \sum_{j=1}^n (\dot{m}h)_{ev,o,j} + \dot{Q}_{cool} + (\dot{m}h)_{byp} + (\dot{m}h)_{liq} - (\dot{m}h)_{comp,i} \quad (12)$$

가스관 내 내부 에너지  $u_{gas}$ 는 압축기 입구의 엔탈피와 근사하고, 각 실내기에서 동일한 과열도를 유지한다고 가정하면 식(12)의  $h_{ev,o,j}$ 는 모두 동일한 값을 갖게 되어 식(11)과 연립하여 실내기 냉매가스 토출량을 모두 소거하면 결과는 다음과 같다.

$$m_{gas} \frac{dh_{comp,i}}{dt} \approx \sum_{j=1}^n (\dot{m}h)_{ev,o,j} + \dot{Q}_{cool} + \dot{m}_{byp} w_{comp} - \dot{m}_{liq} h_{fg} - \left( \sum_{j=1}^n \dot{m}_{ev,o,j} - \frac{dm_{gas}}{dt} \right) h_{comp,i} \quad (13)$$

압축기 입구의 엔탈피  $h_{comp,i}$ 에 관한 미분방정식을 풀어 과열증기 엔탈피와 비교하여 과열도를 계산한다.

### 3.1.4 응축기 모델링

$$\frac{dP_H}{dm_{cd,g}} = \frac{RT_{cd,g}}{V_{cd}} \quad (14)$$

$$\frac{dm_{cd,g}}{dt} = \dot{m}_{comp} - \dot{m}_{byp} - \dot{m}_{cd,f} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{cd} = (h_{cd,i,g} - h_{cd,o,f}) \dot{m}_{cd,f} \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{cd} \cong UA_{cd}(T_{cd,f} - T_{amb}) \quad (17)$$

$$w_{comp} \cong c_{pg}(T_{gas} - T_{cd,g}) \quad (18)$$

### 3.1.5 팽창밸브

팽창밸브의 개도는 스텝모터에 의해 연속적으로 제어되며 김경식 등<sup>(2)</sup>의 실험결과에 의하면 스텝모터 개도 스텝 수(steps)와 통과 냉매량 간에는 다음과 같은 선형적 관계가 있음이 알려져 있다.

$$\dot{m}_{ev,j} \sim steps \times \sqrt{2\rho(P_H - P_L)} \quad (19)$$

### 3.1.6 엔진 동특성

엔진출력은 CNG와 공기의 혼합기 통과량을 조절하는 스로틀 밸브 개도에 의해 제어되며 이 관계는 버터플라이 밸브구조의 특성상 비선형이므로 계산의 편의상 다음의 관계로 가정한다.

$$\dot{m}_{mix} / \dot{m}_{mix,max} = bmep / bmep_{max} = \sin \phi \quad (20)$$

bmep는 제동 평균 유효압력 (brake mean effective pressure) 로서 엔진 한 사이클당 피스톤 단면이 받는 평균압력에 해당한다. 통과혼합 공기량에 비례하며 일반 전기점화식 자동차 엔진의 경우 최대치는 약 850 kPa이다.<sup>(3)</sup>

$$2\pi T_{eng} = bmepV_{disp}/2 \quad (21)$$

$$\dot{W}_{eng} = T_{eng} \dot{\theta} = 2\pi T_{eng} N/60 \quad (22)$$

엔진 및 압축기가 연결된 상태에서의 동력학 관계식은 다음과 같다.

$$J\ddot{\theta} = T_{eng} - T_{comp} - B\dot{\theta} \quad (23)$$

여기서, J는 엔진과 압축기가 연결된 상태에서의 회전관성 모멘트이다. 라플라스 변환을 통한 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{N(s)}{T(s)} = \frac{30/\pi}{Js+B} = \left(\frac{30}{\pi B}\right) \frac{1}{\tau_{eng}s+1} \quad (24)$$

여기서 N은 엔진속도(rpm)이고 T는 엔진발생

토크와 압축기 흡수토크의 차이이다. 압축기 흡수토크는 현재 순환중인 냉매순환량, 냉매의 압력차 등에 의해 결정된다.

## 3.2 GHP 제어 알고리즘

냉방모드 GHP 제어 알고리즘은 다음과 같다. 각 실내기는 과열도 제어를 통하여 실내에서 발생하는 냉방부하에 대응한다. 실외기는 각 실내기에서의 과열 냉매증기 순환량에 대응하여 압축기 회전속도를 제어하여 냉매저압이 설정 저압(예컨대 절대압 5 bar)으로 유지되도록 한다. 시스템 에어컨의 문제점은 복수의 실내기에 의한 냉방부하 변화범위가 매우 넓은 반면 엔진속도에 의한 부하제어 범위는 대략 3:1 정도이다. 따라서, 복수의 압축기 실린더를 loading/unloading 하는 형식으로 하여 부하제어 범위를 늘리고 있다. 그렇다 하더라도, 실내기가 한 대만 작동되는 상황과 같은 과소한 냉방부하에서는 실외기의 지속적 운전이 어려워 엔진의 단속운전을 하게 되면 빈번한 실외기 정지/운전의 반복으로 시스템에 무리가 따르고 제어성능도 악화된다. 그래서, 지속적 엔진운전 유지를 위하여 냉각수 삼방밸브(coolant 3-way valve) 개도를 조절하여 엔진 냉

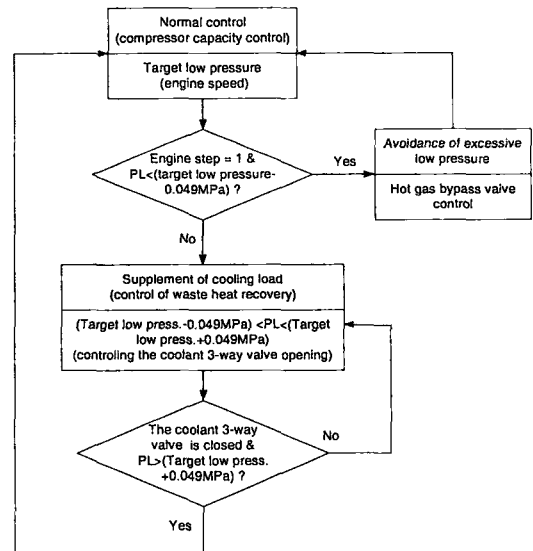


Fig. 5 Schematic flowchart to control refrigerant pressure PL at the compressor inlet.

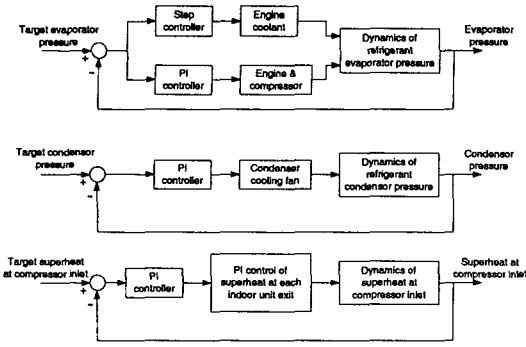
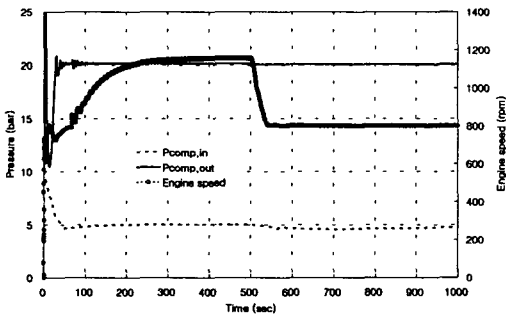
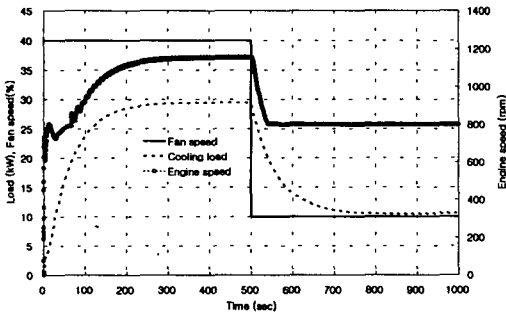


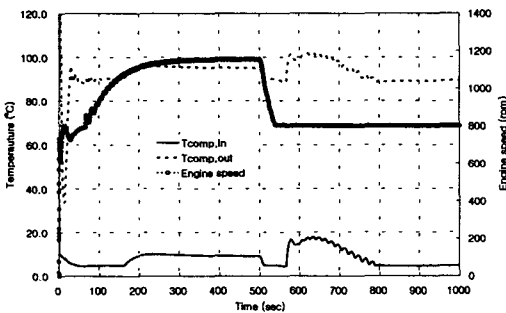
Fig. 6 Schematic block diagram of GHP control algorithm based on cascade control.



(a) Refrigerant pressures



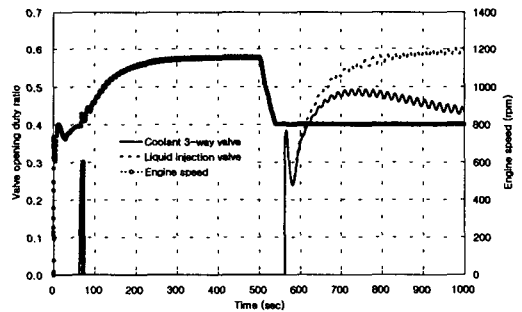
(b) Fan speed and cooling load



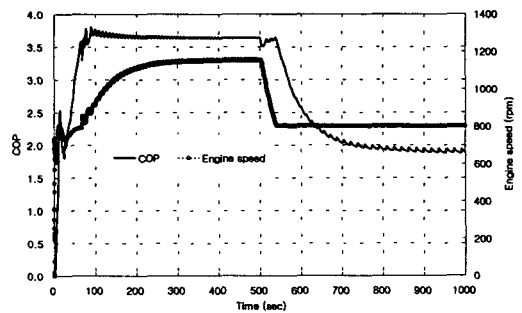
(c) Ref. temperatures at compressor

각수 일부를 냉매저압측에 설치된 판형열교환기로 순환시켜 보조적인 냉방부하를 공급한다. 이러한 제어 방법은 보편적으로 사용되고 있으며 Fig. 6는 냉매저압측 제어를 위한 일본 Y사 GHP의 제어 알고리즘을 구성을 나타낸다.<sup>(4)</sup> 본 연구에서도 이 제어 알고리즘을 적용하였다.

GHP 시스템은 많은 기계요소들이 결합되어 있는 복잡한 시스템이기는 하나 1차 전달함수들의 선형조합에 해당하므로 어떠한 제어동작에 대해서도 발산하지 않고 유한한 정상상태로 수렴한다. 따라서 반응속도가 빠른 제어요소를 내부 PI 제어루프로 구성하는 캐스케이드(cascade) 방식의 제어구조를 설계하면 충분히 안정적인 제어 시스템을 구축할 수 있다.<sup>(5)</sup> 본 연구에서는 PI 제어를 귀환제어가 필요한 모든 제어 요소에 적용한 캐스케이드 제어 알고리즘을 적용하였다. Fig. 6는 개략적인 제어 블록 다이어그램 구성을 나타낸다. 엔진속도는 내부 PI 제어루프로 제어되며 이에 대한 외부 제어루프가 증발기 냉매 압력 제어루프를 구성하고 있다. 과열도의 경우도 각 실내기 출구 과열도를 각 실내기 전자팽창 밸



(d) Coolant 3-way and liquid inj. valves



(e) COP

Fig. 7 Simulation results.

브가 내부 PI 제어루프로 제어하고 압축기 입구에서의 PI 제어루프가 외부제어 루프를 구성하는 캐스케이드 제어구조를 이루고 있다.

#### 4. 실시간 시뮬레이션 결과

Fig. 7은 지금까지 전개된 모델링 및 제어 알고리즘을 적용하여 SIMULINK® 상에서 실제의 운전과정을 모사하였다. 총 행정체적인 554.2cc인 4실린더 왕복형 압축기를 대상으로 하였다. 실내 온도가 35°C인 2대의 실내기가 Fig. 1과 같이 연결되어 있다. 가스엔진은 최소 냉방부하시 아이들 상태 유지를 위해 최소 800 rpm으로 운전되도록 하였다. 제어 성능 관심사 중의 하나는 저냉방부하에서 엔진속도가 800 rpm일 때 냉각수 삼방밸브와 액제어밸브에 의한 저압제어 특성 및 그 때의 COP이다. 따라서, Fig. 7(b)에서 보는 바와 같이 처음 500초 동안은 약 30 kW, 그 이후에는 10 kW의 냉방부하가 정상상태에서 가해지도록 냉방부하 조건을 설정하였다. 이러한 부하 변화에 대하여 Fig. 7(a)에서 보는 바와 같이 GHP 제어 알고리즘은 목표 냉매 고압 20 bar와 5 bar를 잘 추종하고 있다. 500초 이후에는 저냉방부하에 따른 냉매저압 하강을 방지하기 위한 엔진 속도 감소가 더 이상 불가능하므로 Fig. 7(d)에서 보는 바와 같이 냉매액을 냉매가스관에 분사하고 엔진냉각수로 가열하여 엔진을 800 rpm으로 유지하는데 필요한 최소 냉방부하를 공급하여야 한다. Fig. 7(c)는 그 때의 압축기 입출구에서의 냉매 온도를 나타낸다. Fig. 7(e)는 이 기간 중의 COP를 나타내며 저냉방부하가 아닌 정상운전 영역에서는 약 3.7을 나타내고 있으나 저냉방부하 영역에서는 2 근처로 저하하고 있음을 알 수 있다. 따라서, 저냉방부하 운전 하한 범위는 에너지 절약 목표와 함께 고려하여 설계하여야 한다.

#### 5. 결론

제어 알고리즘 설계 및 성능 평가를 위한 GHP

시스템의 동특성 모델에 대한 연구를 통하여 다음의 결과를 얻었다.

(1) 냉매 사이클 중 냉매의 상변화로 인하여 모델링이 간단하지는 않으나 질량보존, 에너지 보존 및 일차 미분방정식 도출을 위한 적절한 가정을 통하여 동특성 모사가 가능한 모델을 얻었다.

(2) 시뮬레이션 결과는 제어 알고리즘에 따른 온도 및 압력 그리고 성능변화를 실제와 유사하게 모사하고 있으므로 추후 다양한 제어 알고리즘을 적용하면서 에너지 절약 및 제어성능 평가를 정량적으로 평가할 수 있는 기반을 제시하였다.

#### 후 기

이 논문은 2003년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었습니다. (KRF-2003-003-D00063)

#### 참고문헌

1. McQuiston, F. C., Parker, J. D., Spitler, J. D., 2000, Heating, Ventilating, and Air Conditioning : Analysis and Design, Wiley Text Books, 5th ed., pp. 302-356.
2. Kim, K. S., Kim, Y. G., Ryu, S. K., Kim, T., J., 1995, Superheat Control of Evaporator by EEV, Proceedings of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Summer Meeting, pp. 296-301.
3. Heywood, J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book, pp. 389-390.
4. Yanmar Ltd., 2003, GHP YNZP840F1 Manual (in Japanese), pp. 65-80.
5. Corripio, A. B., 1990, Tuning of Industrial Control Systems, An Independent Learning Module, Instrument Society of America, pp. 125-143.