

하이브리드 열펌프 동적 모델링 및 시뮬레이션

Dynamic Modeling and Simulation of a Hybrid Heat Pump

신영기(Younggy Shin)^{1*}, 김재현(Jae Hyun Kim)², 유병준(Byeong Jun Yoo)²

¹세종대학교 기계공학과, ²오택캐리어(주)

¹Department of Mechanical Engineering, Sejong University, Seoul 134-747, Republic of Korea.

²R&D Center, AutechCarrier Ltd., Seoul 150-103, Republic of Korea.

(Received March 27, 2013; revision received May 15, 2013)

Abstract A hybrid heat pump is under development with the goal of utilizing 120% of primary energy resources. A plate heat exchanger is added between the compressor and air-cooled condenser of an ordinary heat pump to heat water. For successful operation of the heat pump, it is necessary to develop a control algorithm under various operating conditions. As a virtual test bed for that purpose, a dynamic model has been developed, to simulate its dynamic behavior. It was modeled in transient one-dimensions, with varying phase lengths considered. The model was implemented in Matlab and Simulink. Simulation results were effectively applied to design a control algorithm. They also provided physical insight into how to design and operate the system.

Key words Heat Pump(열펌프), Dynamic Model(동특성 모델), Plate Heat Exchanger(판형 열교환기), Control(제어), R410A(R410A)

* Corresponding author, E-mail: ygshin@sejong.ac.kr

기호설명

A : 면적 [m^2]
 C_p : 비열 [$kJ/kg^\circ C$]
 C_v : 밸브 유량계수 [-]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 K_v, K_η : 실험결과 보정계수
 \dot{m} : 질량 유량 [kg/s]
 P, p : 압력 [kPa]
 \dot{Q} : 전달 열 [kW]
 t : 시간 [sec]
 T : 온도 [$^\circ C$]
 u : 입력 변수
 w : 유속 [m/s]
 w_k : 압축기 속도 [rev/s]
 x : 상태 변수
 y : 출력 변수
 z : z방향 좌표 [m]
 Z : 상태변수 계수행렬

η_v : 체적효율 [-]
 θ : 밸브 개도 [-]
 ρ : 밀도 [kg/m^3]

하첨자

a : 공기(air)
 i : 입구(inlet)
 k : 압축기
 o : 출구(outlet)
 r : 냉매(refrigerant)
 s : 표면(surface)
 t : 배관(tube)
 w : 물(water)

그리스 문자

α : 대류열전달 계수 [$kW/m^2^\circ C$]
 η_k : 등엔트로피 효율 [-]

1. 서 론

한국에너지기술평가원(KETEP)은 2012년도에 ‘보일러와 히트펌프를 연계한 하이브리드 시스템 개발’이라는 과제를 공모하였다.⁽¹⁾ Table 1은 해당과제 RFP 내용으로서 대부분의 세대마다 구비된 보일러와 에어컨을 한 시스템으로 통합하여 1차 에너지 소비량 대비 효율

Table 1 RFP of the proposed project

Performance	Technology Level		Target
	Domestic	Abroad	
Boiler	Capacity	-	20 kW
	Eff.(%)	90.3	91.2 (Vilant/EU) > 91.5*
	NOx(ppm)	40	40 < 40
Heat Pump	Capacity	-	2 RT
	COPH	3.3	3.5 (Daikin/Japan) > 3.7**
Hybrid System	Condensing heat recovery	-	> 40%***
	Combined energy	-	> 120%****

* SAP 2005 Annual Efficiency(SEDBUG), 20 kW range.
 ** Outdoor : Dry/wet (7°C/6°C), water entering/leaving 40°C/45°C.
 *** Under cooling operation.
 **** Based on primary energy consumption.

을 120%로 상승시키는 것이 궁극적인 목표이다. 이 목표 달성을 위한 중요한 요소기기는 열펌프로써 40°C 온수를 5°C 이상 가열하면서 난방 COP 3.7 이상을 달성해야 하는 어려운 기술적 과제에 직면해 있다.

보일러와 열펌프를 연계한 제품으로 독일의 Vaillant사와 Bosch사에게 개발한 하이브리드 방식이 있으나 용도와 성능이 본 연구의 목표와 상이하어 직접 참조하기 어렵다. 보일러와 열펌프를 주제어로 한 하이브리드 시스템 관련논문도 검색되지 않았다. 연구를 위한 하이브리드 시스템 시제품이 아직 제작되지 않은 상태에서 관련 연구를 하기 위한 유일한 대안은 실제와 유사한 동특성을 모사하는 시뮬레이션 모델을 개발하는 것이다. 열펌프 시스템의 동적 모델로서 실험결과와 검증하고 제어 알고리즘 개발에도 활용되었으며 십여 년 이상 점진적인 개선을 거쳐 온 Alleyn Research Group의 Thermosys^(2, 3)가 가장 대표적인 연구성과이다.

본 연구에서는 Thermosys에 구축된 기존의 공기 대 공기 열펌프의 이론적 모델에 온수가열용 판형 열교환기가 추가된 동적 모델을 구성한 후 시뮬레이션을 수행하였다. 이 모델은 차후에 보일러를 추가하여 연구 과제가 목표로 하는 하이브리드 시스템을 가상으로 구성한 후 고장감지 및 진단(FDD)과 자동제어 연구에 활용될 수 있다.

2. 동특성 모델링

2.1 하이브리드 열펌프 시스템 구성

Fig. 1은 판형열교환기가 추가된 열펌프 시스템의 냉방 및 난방 운전모드 구성을 나타낸다. 이는 최소한의

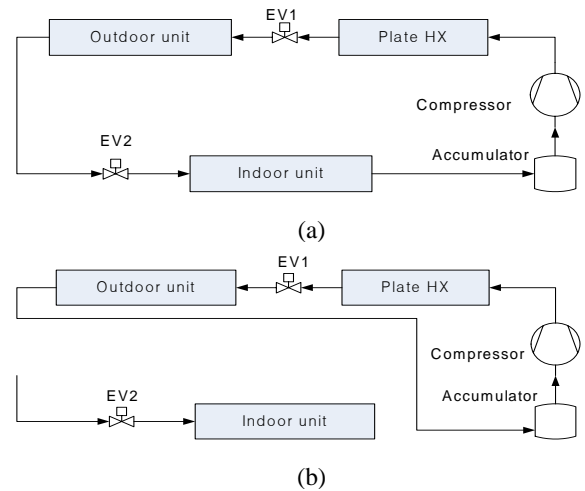


Fig. 1 Schematic of hybrid heat pump operation (a) cooling (b) heating.

요소기기와 접속 밸브 조합으로 냉방과 난방을 구현하는 Topology 설계 결과이다.

Fig. 1(a)는 급탕 겸 냉방모드로서 압축기를 떠난 과열 냉매는 판형열교환기(Plate HX)를 거쳐 공랭식 실외 응축기(Outdoor unit)를 지난다. 그림에는 표시되어 있지 않지만 판형 열교환기와 열교환된 온수는 온수탱크에 저장되며 적어도 45°C 이상을 유지하도록 계속 순환된다. 냉방모드에서 팽창밸브 EV1은 완전 개방되어 압력손실을 줄인다. 팽창밸브 EV2는 실내기(Indoor unit)의 냉방부하에 대응하여 과열도와 냉방능력 일부를 제어한다. 압축기는 냉매저압이 목표 저압을 유지하도록 제어된다. 판형 열교환기에서 공급해야 할 온수부하의 크기에 따라 판형 열교환기 내에서 냉매가 과냉될 수도 있고 극단적으로는 과열증기 상태로 실외기로 유입될 수도 있다. 따라서 응축부하를 제어할 수단이 필요하다. 그 수단으로서 실외기 팬은 응축압력이 일정 압력 이하를 유지하도록 풍량을 제어한다.

Fig. 1(b)는 난방모드를 나타낸다. 그림에서 판형열교환기는 응축기로서 바닥난방에 필요한 온수를 공급하고 실외기는 증발기로서 대기의 열을 흡수한다. 열펌프 운전이 이득인 조건에서는 열펌프로 난방열을 공급하고 그 이외의 조건에서는 보일러가 작동하여 부족한 난방열을 보충한다.

2.2 요소기기별 동적 모델링

Fig. 1에서 모델링 대상은 판형 열교환기, 공랭식 실외기, 실내기, 압축기 및 팽창밸브이다. 본 연구의 모델은 제어 및 고장진단에 활용할 시뮬레이터를 개발하는 것이므로 동적 거동이 실제와 유사할 수 있는 물리적

모델이어야 한다. 이러한 관점의 동적 모델 개발에 관해 많은 연구가 진행되었으나^{(2),(5)} 그 중 가장 완성도가 높고 실용적인 연구성과는 Alleyne Research Group의 Thermosys이다.^(2, 3) 이 모델은 열교환기의 유로와 열전달 과정을 1차원으로 단순화하여 냉매 상변화에 따른 액체 냉매 점유 길이를 동적으로 모사할 수 있는 방법론을 정립하였다. 실험과의 비교 및 최적제어 알고리즘의 적용을 통해 개발한 동적 모델의 실용성과 타당성을 오랜 기간에 걸쳐 실험결과와 비교 검증하고 모델을 개선해 왔다. 본 연구는 이와 같은 방법론을 수용하여 개발하고자 하는 하이브리드 열펌프 시스템에 적합하게 모델을 수정하였다.

2.2.1 모델링 방법론

1차원으로 가정된 대상 열유체에 대하여 질량 및 에너지 보존 법칙을 적용한다. 길이방향 편미분항은 Leibnitz rule을 적용하여 상미분으로 변환한다. 냉매의 압력, 상(phase)의 길이, 유체 온도 등은 시간에 대하여 변하는 일차 미분항을 포함하므로 이들을 상태벡터(state vector) \mathbf{x} 로 한 지배방정식들은 다음과 같은 generic form으로 표현할 수 있다.

$$\mathbf{Z}(\mathbf{x}, \mathbf{u})\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (1)$$

우변의 항 \mathbf{f} 는 forcing vector로서 질량 보존방정식에서는 질량 출입, 에너지 보존 방정식에서는 해당 검사체에 출입하는 에너지항을 나타낸다. 상태벡터(state vector) \mathbf{x} 의 미분항이 0이 아니므로 동적 거동을 나타내는 식이 된다.

반면에 팽창밸브나 압축기의 경우 시스템의 동적 거동이 열용량과 관련된 열전달이 아니라 유체운동과 관련된 압력변화의 영향이므로 시스템 반응속도가 빨라 동적 거동을 별도로 모사할 필요가 없다. 즉 \mathbf{u} 의 변동에 따른 시스템 반응이 동시적으로 발생하므로 시스템 출력 \mathbf{y} 와 제어입력 \mathbf{u} 의 상관관계는 다음과 같이 근사될 수 있다.⁽⁶⁾

$$\mathbf{y} = \mathbf{g}(\mathbf{u}) \quad (2)$$

식(1), 식(2)를 각각 동적 모델(dynamic model), 정적 모델(static model) 표현법으로 칭하기로 한다.

2.2.2 판형 열교환기 모델

Fig. 2는 상에 따른 세 가지 유동영역이 존재하는 상황을 나타낸다. 실제의 경우에는 Fig. 2의 상황 이외에 과열증기만 존재하는 경우, 과열증기와 포화영역이 존재하는 경우가 있으며 각 경우 별로 조건문을 분기하여 관련 방정식을 푼다.

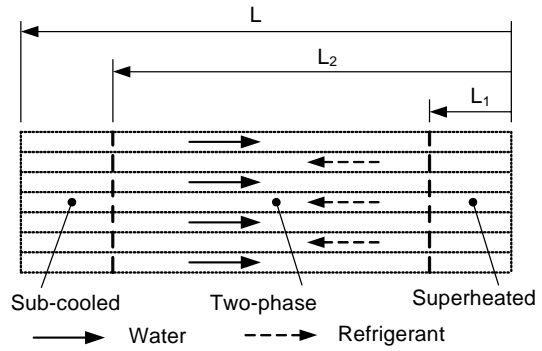


Fig. 2 Plate heat exchanger modeling.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho h - P)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho h w)}{\partial z} + \dot{Q}_r = 0 \quad (4)$$

$$(C_{pt}\rho_t A_t) \frac{\partial T_t}{\partial t} + \dot{Q}_w - \dot{Q}_r = 0 \quad (5)$$

$$(C_{pw}\rho_w A_w) \frac{\partial T_w}{\partial t} + (C_{pw}\rho_w A_w w_w) \frac{\partial T_w}{\partial z} - \dot{Q}_w = 0 \quad (6)$$

위 식의 편미분을 상미분으로 변환하기 위하여 다음의 Leibnitz rule을 적용한다.

$$\int_{\alpha_1(t)}^{\alpha_2(t)} \frac{\partial f(t, z)}{\partial t} dz = \frac{d}{dt} \int_{\alpha_1(t)}^{\alpha_2(t)} f(t, z) dz + f(t, \alpha_1(t)) \frac{d\alpha_1(t)}{dt} - f(t, \alpha_2(t)) \frac{d\alpha_2(t)}{dt} \quad (7)$$

2.2.3 공랭식 응축기 및 증발기 모델

모델링은 냉매와 열교환하는 매체가 물이 아닌 공기라는 점을 제외하면 기본적으로 제 2.2.2절의 판형 열교환기의 경우와 동일한 지배방정식을 적용한다. 공랭식 열교환기는 대향류(counterflow)가 아닌 직교류(crossflow)이지만 열교환기를 관통하는 공기의 입출구 온도는 다음의 상관식으로 표현되며 대향류와 직교류의 구분은 통과유량 및 접촉 표면적으로 표현되기 때문이다.

$$NTU = \frac{\alpha_a A_{sa}}{m_a C_{pa}} \quad (8)$$

$$T_{a,out} = T_{wall} + (T_{a,in} - T_{wall})e^{-NTU} \quad (9)$$

공랭식 응축기에는 과열, 포화 및 과냉 냉매가 판형 열교환기에서 유입되고 출구는 과냉 또는 포화상태가 되는 경우의 조합들에 대하여 조건문을 분기하여 관련 방정식을 풀었다. 증발기는 출구상태가 과열상태 또는 포화상태가 되는 경우에 대하여 풀었다.

Table 2 Major specification of the system

Component	Item	Data
Expansion valve	$C_{v,open}$ (kg/s)/ $\sqrt{kPa \cdot kg/m^3}$	4×10^{-4} (EV1) 3×10^{-5} (EV2)
	D_h [m]	4×10^{-3}
	No. of layers	80
Plate HX	Wet area per layer [m ²]	0.06
	Cross-section per layer [m ²]	0.0004
Air-cooled Condenser	D_h [m]	8.1026×10^{-3}
	Refrigerant length of one pass[m]	10.6895
Evaporator	D_h [m]	8.1026×10^{-3}
	Refrigerant length of one pass[m]	11.45794

2.2.4 전자팽창밸브

팽창밸브는 정적모델이므로 관계식이 비교적 간단하다. 대표적으로 적용되는 모델 식은 다음과 같다.

$$\dot{m} = C_{v,open} f_v(\theta) \sqrt{\rho(p_i - p_o)} \quad (10)$$

$$f_v(\theta) = \theta(2 - \theta) \quad (0 \leq \theta \leq 1) \quad (11)$$

위의 식과 같이 100% 개방 시의 유량계수 $C_{v,open}$ 에 대하여 개도율 θ 에 따른 상대적 유량계수 $f_v(\theta)$ 를 표시하는 관계식을 밸브에 대하여 실험적으로 알면 밸브 거동 모사가 가능하다.

2.2.5 압축기

압축기도 정적 모델이므로 다음과 같은 대수식으로 표현된다. 압축기의 성능인 체적효율 η_v 와 등엔트로피 효율 η_k 는 압축기 제조사가 압축기 속도와 입출구 압력비에 대하여 제시하는 데이터를 토대로 map을 만들어 속도와 압력비의 함수로 계산한다.

$$\dot{m} = V_k w_k \rho_k \eta_v K_k \quad (12)$$

$$h_{r_o} = h_{r_i} + (h_{r_o,s} - h_{r_i}) / (\eta_k K_\eta) \quad (13)$$

2.3 프로그래밍 및 제어 알고리즘 설계

지금까지 서술한 모델식들을 계산하기 위한 solver로서 Matlab과 SIMULINK를 이용하였다. 각 요소별 모델을 Matlab 언어로 작성하고 S-function을 이용하여 Simulink의 icon block화 하였다. variable time step 및 ode23tb (stiff/TR-BDF2) solver 알고리즘을 적용하였다.

Fig. 3은 Fig. 1(a)의 냉방모드를 SIMULINK로 표현한 사례를 나타낸다. 같은 방법으로 난방모드도 개발하였다.

시뮬레이션을 위한 열펌프 시스템 주요 제원은 Table 2와 같다. 냉매는 R410A이다.

냉방모드 제어계 구성은 다음과 같다. 축열조 급수 펌프는 판형 열교환기 출수온도가 45도 이상이 되도록 제어한다. 공기보다 대류 열전달계수가 큰 운수 유량 및 온도 변동에 따라 응축압력이 불안정해질 수 있으므로 적극적인 작동기가 필요하다. 따라서 압축기 속도는 응축압력을 가령 2,800 kPa을 유지하도록 PI 제어된다. 그러나 운수의 열교환 열량이 부족하면 응축압력이 상승할 수 있으므로 판형 열교환기 후단의 공

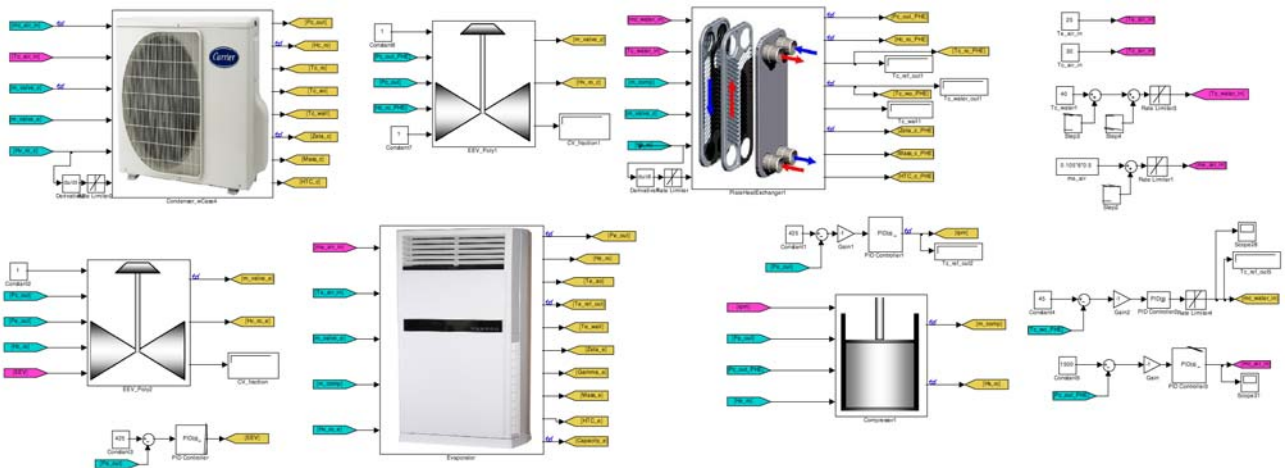


Fig. 3 Implementation of cooling mode in SIMULINK.

랭식 응축기 인버터 팬으로 추가 냉각을 해야 한다. 응축압력에 대하여 2개의 작동기가 동시에 피드백 제어를 하면 시스템이 헛팅할 수 있으므로 실외기 팬은 응축압력이 설정압력에서 ± 50 kPa 범위를 초과할 때만 PI 피드백제어가 수행되게 하였다.

응축압력과는 달리 팽창밸브 EV2는 과열도와 냉방능력을 동시에 제어한다. 즉, 한 개의 작동기로 2개의 변수를 동시에 제어하는데 이는 용이하지 않으므로 우선제어 개념을 적용하였다. 즉, 과열도는 설정값에 대하여 항상 PI 제어를 수행하고 냉방능력과 관련된 냉매저압이 목표저압(예, 1,000 kPa)과의 오차가 ± 10 kPa 이내이면 오차를 0으로 간주하여 별도의 제어를 하지 않으며 그 이상이면 비례 제어출력을 반영한다. 과열도와 냉매저압 피드백 제어출력을 합한 값으로 팽창밸브 개도가 작동하도록 구성하였다. 그 결과 과열도와 냉매저압의 제어결과가 목표값에 정확히 수렴하지는 않지만 그 근처에 유지되므로 시스템 안정성과 적정 냉방능력을 확보할 수 있었다.

난방모드의 경우 냉매 고압은 압축기만으로 제어한다. 그 이유는 난방부하 크기만큼 열펌프 응축열을 공급하면 되기 때문이다. 증발기인 실외기는 냉매저압과 과열도를 제어해야 한다. 냉매저압은 팽창밸브 EV1의 PI 제어로 수행되고 과열도는 목표값을 5도로 하여 실외기 팬 인버터를 PI 제어하였다. 이는 목표 저압에 대하여 과열도가 확보에 필요한 실외 풍량이 공급됨을 의미한다.

3. 시뮬레이션 결과

3.1 냉방운전

Fig. 4는 냉방운전 결과를 나타낸다. 부하 변동을 주기 위해 온수 입구온도는 200초 이후 선형적으로 증가하게 하고 냉방부하는 100초 이후 서서히 증가하게 하였다. 부하 변동에 대응한 제어결과가 Fig. 4에 도시되어 있다.

관형열교환기 (PHE)로 유입되는 온수온도를 40~42°C의 범위로 변화시키되 온수 유량은 목표 출수온도가 45°C 이상을 유지하도록 제어하였다. PHE 온수에 의한 응축이 충분하지 않아 목표 응축압력 2,800 kPa를 초과하는 경우 공랭식 응축기의 공기유량이 증가하여 목표압력을 유지하고 있음을 볼 수 있다.

3.2 난방운전

Fig. 5는 난방운전 결과를 나타낸다. 입력의 변화에 따른 제어의 안정성을 파악하기 위하여 PHE 온수온도를 40°C에서 37°C로 감소시키고, 시스템 교란을 위해

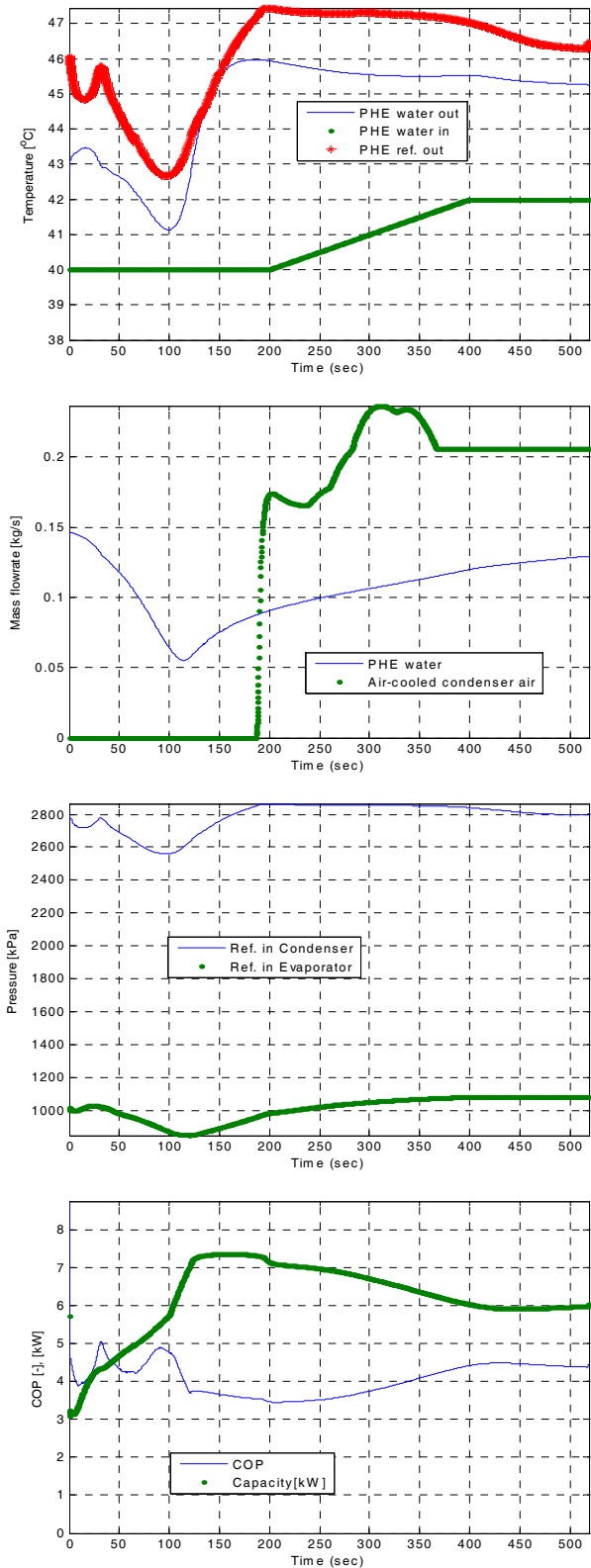


Fig. 4 Cooling mode simulation results.

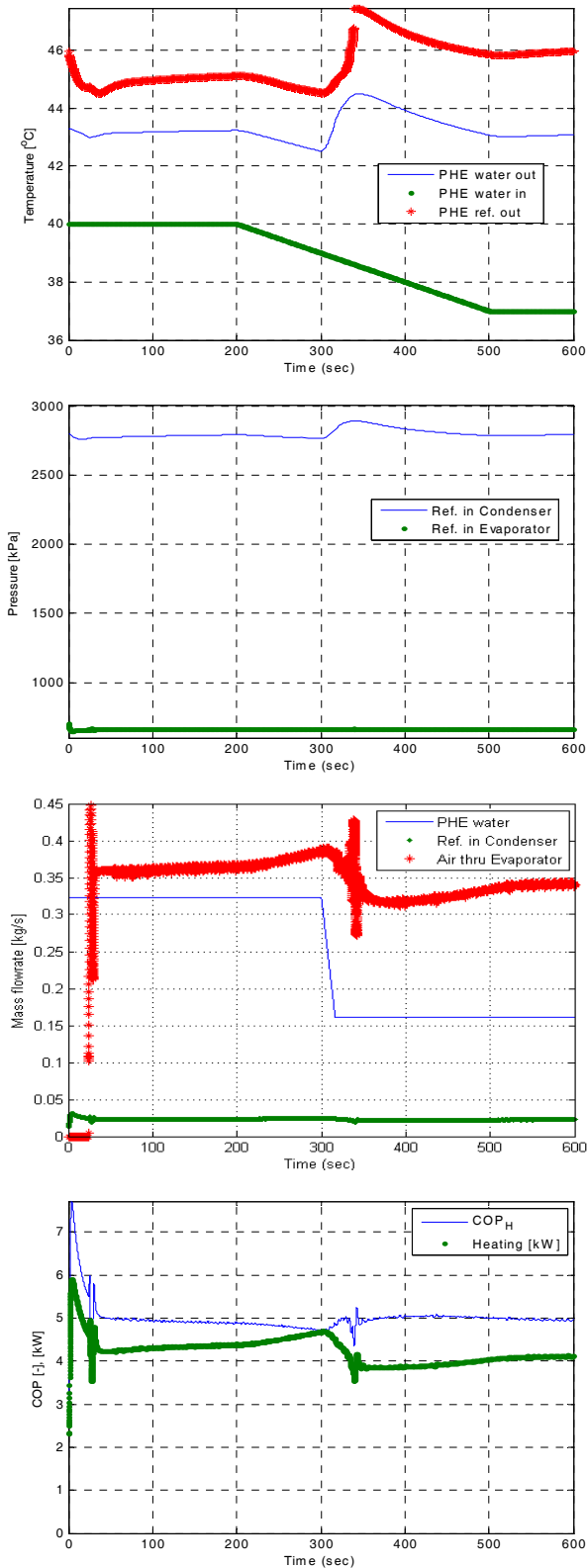


Fig. 5 Heating mode simulation results.

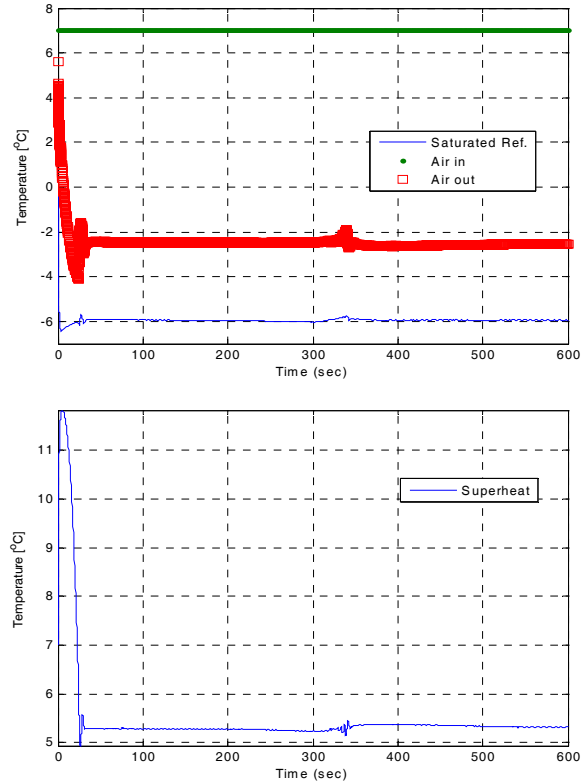


Fig. 6 Outdoor unit temperatures at heating mode.

온수 유량도 0.332 kg/sec에서 0.166 kg/s로 감소시켰다. 이러한 변화에 대하여 다양한 제어 알고리즘을 시도한 결과 다음의 전략이 유효함을 파악하였다. 즉, 냉매의 고압은 압축기 회전속도로 P 또는 PI 제어한다. 냉매 저압과 실외기 과열도는 각각 팽창밸브와 실외기 팬 풍량을 비례제어 한다. 적분제어가 포함된 경우에는 제어 안정성이 악화되어 운전조건에 따라 헛팅이 발생하기도 하였다. 따라서 정상상태 오차가 크지 않은 한 비례제어가 안정성과 제어 튜닝의 용이성 측면에서 선호된다. Fig. 5에서 목표 고압 및 저압은 각각 2,800 kPa과 700 kPa이며 온수의 온도 및 유량변화에 대하여 잘 제어되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 Fig. 5와 동일한 조건에서의 실외기 공기 및 냉매온도 그리고 과열도 거동을 나타낸다. 냉매 온도가 -6°C로서 COP 향상 관점에서는 불리하지만 외기와 외기의 온도차가 적어지면 실외기 열전달 면적이 지나치게 커지게 되므로 냉난방 모드 공용으로 동일 실외기를 사용하려면 온도차를 키워야 한다.

4. 결 론

온수 가열용 판형 열교환기가 추가된 하이브리드 열펌프의 동특성 모델을 개발하였다. 제어 알고리즘

및 고장진단용 가상 테스트 베드로 활용할 수 있는 해당 모델은 냉매의 상변화 및 상변화 길이의 동적 거동도 모사하는 기능을 갖추었다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 판형 열교환기와 공랭식 응축기를 직렬로 연결한 냉방모드는 판형 열교환기에서 교환되는 온수 열량의 변화에 관계없이 응축압력의 안정적 제어가 가능하였다. 이는 공랭식 일반 열펌프에서 냉매저압제어를 압축기 속도제어로 구현하는 방법과 달리 온수 부하변동에 적극 대응하기 위한 압축기 속도의 냉매고압 제어와 잉여 응축열 제거를 위한 실외 팬 협동제어의 성과이다.
- (2) 냉방모드에서 증발기 팽창밸브는 냉매저압과 과열도를 동시에 제어하는 알고리즘을 적용하여야 한다. 이는 압축기 속도가 냉매 저압 대신 냉매고압에 대응하여 제어하게 된 결과로서 팽창밸브 제어 역할이 한층 중요해졌다. 본 연구에서는 두 개의 PI 제어루프를 우선순위 개념으로 적용하였으나 향후에는 퍼지제어와 같은 비선형, MIMO(다입력 다출력) 제어 알고리즘을 적용한 추가 연구가 필요하다.
- (3) 난방모드는 냉방모드보다 제어 알고리즘을 상대적으로 단순하게 구성하는 것이 가능하다. 본 연구결과 냉매고압은 냉방모드와 동일하게 압축기 속도로 제어한다. 증발기인 실외기 냉매 저압은 팽창밸브로, 과열도는 실외기 팬 인버터로 제어한다. 다만 냉매저압과 과열도의 비선형적 연계와 시간지연 때문에 PI제어는 운전조건에 따라 제어 헌팅을 초래할 수도 있으므로 비례 피드백 제어가 안정성 측면에서 선호된다.

시뮬레이션 결과를 토대로 하이브리드 열펌프에 적합한 냉매 압력, 과열도 등의 제어 알고리즘을 설계하였고 적합한 제어 성능을 확인하였다.

냉방 및 난방 모드에서의 시스템 운전 특성 및 적정

용량 설계방안을 시제품 개발 전에 파악할 수 있었으므로 본 연구결과는 시스템 개발의 시행착오를 줄이는 가상 열펌프로서의 활용도가 매우 높음을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 2012년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다(No. 20122010100010).

참고문헌

1. KETEP, 2012, Notice of Mid and Long-term New Research Themes Funded in 2012 for Energy Technology Development Project, <http://genie.ketep.re.kr/pa/ancm/SubjAncmInfo.douniAncmId=N201210008>.
2. Li, B. and Alleyne, A. G., 2010, A dynamic model of a vapor compression cycle with shut-down and start-up operations, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 33, pp. 538-552.
3. McKinley, T. L. and Alleyne, A. G., 2008, An advanced nonlinear switched heat exchanger model for vapor compression cycles using the moving-boundary method, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 1253-1264.
4. Bendapudi, S., Braun, J. E., and Groll, E. A., 2008, A comparison of moving-boundary and finite-volume formulations for transients in centrifugal chillers, *International Journal of Refrigeration*, Vol. 31, pp. 1437-1452.
5. Li, P., Li, Y., and Seem, J. E., 2010, Modelica Based Dynamic Modeling of Water-Cooled Centrifugal Chillers, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, July 12-15, 2010.
6. Shah, R., Alleyne, A. G., Bullard, C. W., Rasmussen, B. P., and Hrnjak, P. S., 2003, Dynamic Modeling And Control of Single and Multi-Evaporator Subcritical Vapor Compression Systems, ACRC TR-216, University of Illinois.