

열펌프 가열식 온수기의 동적특성 해석

김민성, 김민수[†], 백남춘^{*}

서울대학교 기계항공공학부, ^{*}한국에너지기술연구원 대체에너지연구부

Numerical Simulation on Dynamic Characteristics of a Water Heater System Driven by a Heat Pump

Minsung Kim, Min Soo Kim[†], Nam Choon Baek^{*}

School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

^{*}Department of New and Renewable Energy, Korea Institute of Energy Research, Taejeon 305-600, Korea

(Received August 31, 2001; revision received November 16, 2001)

ABSTRACT: A dynamic model of a water heater system heated by a heat pump was developed. The water heater system was composed of heat pump and hot water reservoirs. Finite volume method (FVM) was applied to describe the heat exchangers. A new constraint on electronic expansion valve (EEV) or thermostatic expansion valve (TXV) that can control superheat after the evaporator was developed. Dynamic performances were evaluated for various sizes of the reservoir. In order to compare those performances, time scale was normalized by time constant representing the characteristics of reservoir size. Time constant was determined from quasi steady-state simulation of the system. From the simulation, the size of the water heater reservoir was found to have a large influence on the transient performance of the system. Therefore, the optimization of the reservoir size is needed in a design process.

Key words: Water heater(온수기), Heat pump(열펌프), Dynamic simulation(동적해석), Quasi steady-state simulation(준정상상태 해석), Time constant(시간상수)

기호 설명

A : 전열면적 [m^2]
 c : 비열 [kJ/kgK]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 m : 압축기 간극비
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [MPa]
 \dot{P} : 페리미터 [m]

\dot{Q} : 열전달량 [kW]
 Quasi SS : 준정상상태(Quasi steady-states)
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 T_{amb} : 상온 [$^{\circ}C$]
 t : 시간 [s]
 t^* : 무차원시간
 Δt : 시간간격 [s]
 U : 총합 열전달계수 [kW/m^2K]
 V : 부피 [m^3]
 \dot{V} : 압축기 행정체적유량 [m^3/s]
 \dot{V}_{comp} : 압축기 배제체적유량 [m^3/s]
 v : 비체적 [m^3/kg]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

그리스 문자

η_v	: 체적효율
η_{isen}	: 등엔트로피효율
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
τ	: 시간상수 [s]

상첨자

n	: 이전시간단계
$n+1$: 현재시간단계

하첨자

1	: 압축기 입구 상태점
2	: 압축기 출구 상태점
$c, cond$: 응축기
$e, evap$: 증발기
i, j	: 공간격자
in, out	: 입구, 출구
R	: 온수조
r	: 냉매
ref	: 기준값
set	: 설정값
w	: 2차유체

1. 서 론

국민 1인당 에너지사용량이 지속적으로 증가하고 있는 추세에서, 국가적인 에너지 절약방안을 모색해야 하는 실정이다. 수입되는 석유, 천연가스 등 1차 에너지의 사용도 효율적으로 해야 하지만, 이를 변환하여 생산하는 전기에너지의 사용도 효과적으로 해야만 한다. 또한 최근의 환경문제를 고려할 때 효율적인 에너지의 이용은 그 중요성이 더욱 증가하게 되었다. 이산화탄소 배출을 줄이려는 지구적 노력은 발전 및 생산설비의 감축으로 잇따를 전망이다. 따라서 기기의 효율개선과 아울러 편중되어 있는 전력사용 시간대를 효과적으로 배분하여 전력수급에 균형을 맞추는 노력도 동반되어야 할 것이다. 최근의 심야전기를 이용한 빙축열 냉방기기의 확대 보급은 이

같은 흐름을 반영하고 있다. 이에 따라 많은 연구들이 난방기기의 고효율화에 적용되고 있는데, 기존의 난방기기는 전기에너지를 열에너지로 단순히 변화시키거나 화석연료의 연소로부터 열을 얻는 것이 대부분이었다. 이러한 가열법은 고급 에너지인 전기의 과잉소비와 냉난방시설의 2중 설비투자로 인한 손실을 유발한다. 반면 열펌프는 열의 이동과 분리를 도모하기 때문에 단순히 전기를 열로 변환할 때의 수배의 이득을 얻을 수 있으며, 전기소비량을 전기가열식에 비해 절반 이하로 줄일 수 있다. 또한 열펌프 시스템은 동절기 온수공급용뿐만 아니라 하절기 냉방에도 적용될 수 있어 초기 설비투자비 절감 측면에서도 유리하다. 대부분의 온수시스템은 작동 후 설정 온도까지의 온수 온도 상승과정을 거치게 된다. 일반적인 연소방식이나 전기가열식 온수기는 화석연료나 전력소비량을 측정함으로써 그 성능의 예측과 평가가 용이하다. 반면에 열펌프 가열식 온수기는 운전조건이나 시스템의 반응특성 등에 따라 상당한 성능의 차이를 보이기 때문에 열펌프의 성능평가에 초점을 두어야 한다.

열펌프에 대한 연구는 정상상태 운전에 대해 우선적으로 적용되어 왔다. 성능향상이나 환경친화적 냉매를 개발하거나 새로운 시스템을 연구할 경우 정상상태 운전에 대한 연구는 무엇보다 중요하다.⁽¹⁾ 그러나, 열펌프시스템이 정상상태에 이르는 시간이 일정한 운전조건하에서도 상당한 시간이 소요되는 것에 비추어, 정상상태 해석만으로는 열펌프 해석이 불완전하며 과도운전 특성으로 인해 예상하지 못했던 성능저하가 유발될 수 있다. 일반적인 기계시스템의 과도응답상태가 수 초에서 수분 정도의 범위에서 유지되는 것과는 달리 열시스템은 열관성으로 인하여 이의 수배에서 수십 배에 이르게 되고 효율감소도 상대적으로 크다. 최근에 에너지 효율향상과 맞물려 열펌프 시스템의 과도운전 특성에 대한 연구가 실험과 해석에 걸쳐 활발히 진행되어 왔지만, 동적실험과는 달리 동적해석은 모델링의 난해함 때문에 제한된 범위에서만 진행되어 왔다. 대부분의 증기압축 사이클의 동적해석의 방향은 기동 후 정상상태에 이르는 과정, 정지 후의 상태변화, 압축기 가변속시의 시스템 변화 등의 문제가 주된 관점이었다.

과도특성에 대한 연구가 진행되면서 다양한 모

델링이 제안되었다. 열펌프시스템의 과도운전 초기와 후기의 특성이 다르다는 것을 이용하여 다중 시간상수를 설정하기도 하였고,⁽²⁾ 열펌프 각 요소에 대해 입력과 출력을 정하고 경계조건에 따라 일정한 반응특성을 가진 것으로 모델링한 집중변수모델(lumped parameter model)도 제시되었다.⁽³⁾ MacArthur 등(1989)은 보다 열교환기에 대한 엄밀한 해석을 위해 유한체적법(finite volume method)을 사용하여 보존법칙들을 이산화(discretization)하였다.⁽⁴⁾ 이러한 다중격자모델(multi-node model, fully distributed model)을 적용함으로써 종전의 모델들이 시간상수가 큰 열교환기에서의 비선형성을 제대로 반영하지 못한 점을 보완할 수 있었으며, 열교환기에서의 열관성에 의한 저장성(storage)을 제대로 반영할 수 있었다. 다중격자모델이 도입되면서 열펌프시스템의 과도특성에 대한 예측이 향상되었으며, 이후 많은 연구에서 이 모델을 적용한 해석이 채택되었다.

본 연구에서는 열펌프 온수기를 대상으로 응축 온도상승에 따른 시스템의 과도응답특성을 알아보고자 한다. 집중변수모델과 다중격자모델을 적절히 적용하여 열펌프시스템을 모델링하였다. 기존의 해석이 모세관이나 오리피스 등의 고정개도를 사용한 팽창장치를 적용한 것과 달리, 본 연구에서는 과열도를 일정하게 제어할 수 있는 시스템에서의 동적해석모델을 제시한다. 성능해석은 무부하조건 및 부하조건에서 온수조 크기변화에 따른 온수기 성능의 변화경향을 비교하였다. 시간과 온수온도를 독립변수로 설정하였으며, 과도특성을 보다 엄밀히 이해하기 위해 온수조 크기에 따른 시간상수를 제시하고 시간을 무차원화하여 비교하였다. 본 연구로부터 열펌프 온수기의 동적성능을 평가하고, 최적설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 열펌프 온수기의 동적해석

2.1 구성요소의 모델링

열펌프 해석에 있어서 각 요소의 적절한 모델링은 효율성과 안정성 측면에서 매우 중요하다. 열펌프를 구성하는 기본요소인 압축기, 열교환기, 팽창밸브에 대한 다양한 해석적 모델들이 개발되

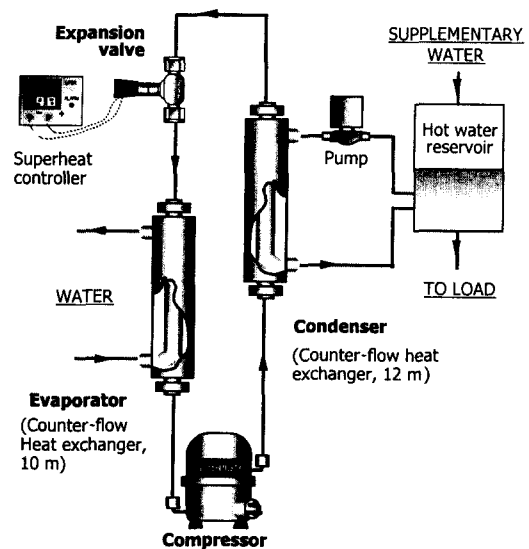


Fig. 1 Schematic diagram of water heater system driven by a heat pump.

어 왔는데, 각 요소에 적절한 모델을 설정하는 것이 좋다. 급격한 시스템의 변화가 발생하는 기동, 정지, 가변속시의 시스템 변화는 압축기의 엄밀한 모델링이 중요하게 된다. 그러나, 열펌프 온수기와 같이 완만한 시스템 과도특성을 나타내는 문제에서는 압축기와 같은 시간상수가 작은 요소들을 정상상태 모델로 단순화시켜도 무방할 것이며, 비용과 신뢰도 문제에서도 긍정적일 것이다. 본 연구에서는 압축기를 집중변수모델로 단순화하여 적용하였으며, 시간상수가 큰 열교환기를 다중격자모델로 해석하였다. 열펌프의 해석 초기상태는 정상상태이며 온수조 변화에 따른 과도특성을 관찰하였다. 온수온도 변화에 따른 동특성은 오랜 시간에 걸쳐서 진행되며, 따라서 수 초 이내의 급격한 시스템의 변화(기동, 정지, 가변속)에 영향을 주는 부속요소들은 고려하지 않았다.⁽⁵⁾

Fig. 1은 본 연구에서 적용한 열펌프시스템 개략도이다.

2.1.1 압축기

압축과정 동안의 에너지 변화량을 계산하기 위해서 식(1)에 표시된 바와 같이 압축기의 등엔트로피효율만을 고려하여 압축과정을 해석하였다. 압축기 행정체적과 압축기 회전수는 일정한 것으로 모델링하였다.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2, isen} - h_1}{\eta_{isen}} \quad (1)$$

압축기의 등엔트로피 효율 η_{isen} 을 0.70으로 하였다. 냉매의 질량유량은 식(2), (3), (4)의 압축기 배제체적을 고려한 식으로부터 구할 수 있다.

$$\eta_v = 1 - m \left(\frac{v_1}{v_2} - 1 \right) \quad (2)$$

$$\dot{V}_{comp} = \dot{V} \cdot \eta_v \quad (3)$$

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{V}_{comp}}{v_1} \quad (4)$$

여기서, η_v 는 체적효율을 나타내며, m 은 간극체적비로 상수로 취급하였다.

압축기의 동적모델에서 주요하게 고려되는 사항은 압축기 회전속도의 변화에 따른 관성 모멘트의 영향과 시스템의 구성 및 2차유체 유동의 변화에서 기인하는 열적 관성 모멘트의 영향이 있다. 압축기의 기동이나 가변속 과정에서는 관성 모멘트를 고려한 압축기 모델을 적용하는데, 시간상수를 이중으로 설정하여야 하고 압축기 크랭크각에 따른 개별적인 해석이 요구된다. 그러나 압축기의 관성 모멘트의 영향을 받지 않는다면 압축기의 성능은 입출구의 유동조건에 따른 정상상태의 성능곡선을 따라 작동한다.⁽⁵⁾ 본 연구에서 채택한 압축기 모델은 정상상태 모델로서 압축기가 정속으로 운전될 때 열관성에 의한 동적특성을 파악하는 것이 본 연구의 목적이므로 그 사용이 적절하다 하겠다.

2.1.2 응축기와 증발기

본 해석의 열교환기는 이중관 대향류 열교환기이다. 내관에는 냉매가 흐르고 환상공간에는 2차유체가 흐르도록 하였다. 열교환기 모델링은 MacArthur의 다중격자모델을 사용하였다.⁽⁴⁾ Fig. 2는 열교환기의 단면을 나타낸 것으로 냉매측 검사체적과 2차유체측 검사체적으로 구분하였다. i 와 j 는 각각 검사체적 중심과 경계면을 나타낸다. 열교환기에서 동적해석과정은 유체의 상변화 과정을 수반하고 있기 때문에 압축성 유동의 해석과정과 유사하게 수행되어야 한다.

본 모델의 냉매와 2차유체는 1차원 유동이고,

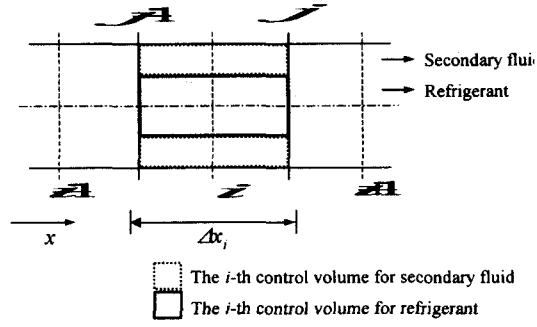


Fig. 2 Numbering convention of control volumes at heat exchanger discretization.

2상상태에서 냉매 물성은 균질모델(homogeneous model)을 적용하였다. 격자 내의 물성은 균일하며, 기상과 액상은 열역학적 평형을 유지하는 것으로 하였다. 압력강하에 의한 영향을 무시하면 속도항을 질량 플럭스의 항으로 바꿀 수 있고, 운동량방정식을 생략할 수 있다. 관벽의 전도열 전달량과 열용량은 매우 작아서 관에서의 에너지 방정식은 고려하지 않았다. 대류에 의한 열전달만을 고려하고 전도 및 점성소산 등의 고차 에너지항을 무시하면, 다음의 연립 비선형 미분방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial \rho A}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m}}{\partial x} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho A h}{\partial t} + \frac{\partial \dot{m} h}{\partial x} + U \dot{P}_r (T_r - T_w) = 0 \quad (6)$$

$$(\rho A c)_w \frac{\partial T_w}{\partial t} + (\dot{m} c)_w \frac{\partial T_w}{\partial x} + U \dot{P}_w (T_w - T_r) = 0 \quad (7)$$

차분화를 위해 응축기와 증발기의 냉매측과 2차유체측을 각각 20개의 같은 크기의 격자로 나누었다. 공간차분은 대류의 영향이 지배적이므로 검사체적 면을 통과하는 유체의 물성은 상류의 물성을 사용하는 상류도식(upwind scheme)을 사용하고, 시간차분에서는 $n+1$ 번째 시간을 기준으로 해석하는 완전음해법(fully implicit scheme)을 사용하였다. 식(5), (6)의 냉매측 보존방정식으로부터 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\dot{m}_j^{n+1} = \dot{m}_{j-1}^{n+1} - (\rho_j^{n+1} - \rho_j^n) \frac{V_j}{\Delta t} \quad (8)$$

$$h_i^{n+1} = \frac{a_i h_{i-1}^{n+1} + b_i h_{i+1}^{n+1} + \frac{\rho_i^n V_i}{\Delta t} h_i^n - \dot{Q}_i^{n+1}}{a_i + b_i + \frac{\rho_i^n V_i}{\Delta t}}$$

$$a_i = [[\dot{m}_{r,j-1}^{n+1}, 0]] \quad (9)$$

$$b_i = [[-\dot{m}_{r,j}^{n+1}, 0]]$$

$$\dot{Q}_i^{n+1} = U_i A_{r,i} (T_{r,i}^{n+1} - T_{w,i}^{n+1})$$

식(9)의 상수 a_i , b_i 는 냉매유동의 방향과 공간 차분 해석방향에 따라 선택될 수 있도록 설정된 상수이다. 식(7)의 2차유체측 에너지방정식으로 부터 다음의 이산화방정식을 구할 수 있다.

$$T_{w,i}^{n+1} = \frac{(\dot{m}c)_w T_{w,i+1}^{n+1} + U_i A_{w,i} T_{r,i}^{n+1} + \frac{(mc)_w}{\Delta t} T_{w,i}^n}{(\dot{m}c)_w + U_i A_{w,i} + \frac{(mc)_w}{\Delta t}} \quad (10)$$

식(8), (9), (10)은 i 번째 격자에서 냉매측과 2차유체측의 상태를 나타내는 연립방정식이다. 완전음해법을 사용함으로써 시간간격 Δt 의 크기에 무관하게 안정된 해를 구할 수 있다. 식(8), (9)에서 질량유량은 하첨자가 j 로 Fig. 2의 경계값을 나타내는데, 속도성분을 검사체적의 중심에서 계산할 때 발생하는 오류해를 막기 위한 엇갈림 격자(staggered grid)를 적용한 것이다. 본 연구의 질량유량은 속도항에서 대체되었으므로 이 같은 적용은 타당하다.⁽⁶⁾

식(7), (8)에서 우변에 나타나는 총합 열전달계수 U 는 냉매측과 물측 열전달계수의 조화평균으로 얻을 수 있다. 냉매측 이상유동 응축열전달 상관식으로는 Chen et al.(1987)의 식을 사용하였으며,⁽⁷⁾ 증발열전달 상관식은 Gungor et al.(1987)의 식을 사용하였다.⁽⁸⁾ 냉매측 단상열전달 상관식은 Dittus-Boelter의 상관식을 사용하였고, 2차유체측은 Gnielinski(1976)의 상관식을 사용하였다.⁽⁹⁾

2.1.3 팽창장치

팽창장치는 압력조절 기능과 동시에 용량조절의 기능을 지닌다. 열펌프 온수기는 운전 중에 응축온도의 변화가 크므로 기존의 동적해석에서 주로 적용된 오리피스, 모세관 등의 팽창장치를 쓰는 것은 적합하지 않다. 즉, 과열도제어팽창밸브(thermostatic expansion valve, TXV)나 전자 팽창밸브(electronic expansion valve, EEV)를 사용하여 압축기입구 과열도를 일정하게 유지할 수 있는 것으로 모델링하였다. 한편 팽창장치 내부의 유동해석은 고려하지 않았고, 팽창장치 전후 상태는 등엔탈피 조건으로 설정하였다.

브(thermostatic expansion valve, TXV)나 전자 팽창밸브(electronic expansion valve, EEV)를 사용하여 압축기입구 과열도를 일정하게 유지할 수 있는 것으로 모델링하였다. 한편 팽창장치 내부의 유동해석은 고려하지 않았고, 팽창장치 전후 상태는 등엔탈피 조건으로 설정하였다.

2.1.4 온수조

온수조(hot water reservoir)에서는 부하측으로 적정의 온수를 공급하고, 상온의 보충수(supplementary water)가 유입되어 일정한 온수량을 유지한다. 열펌프 응축기에서의 열전달은 유출입 질량유량이 동일하므로 열펌프에서의 열유입으로 생각할 수 있다. 즉, 온수조 입출구의 질량 플럭스의 합은 영(0)이 되며, 온수조의 질량은 보존된다. 해석의 편의상 온수조 내부의 혼합과정이 대단히 원활하여 온도구배가 없는 것으로 하였으며, 외부 열손실은 무시한다. 온수조에서의 에너지방정식으로부터 식(11)의 미분방정식을 얻을 수 있다.

$$(\rho c)_w V_R \frac{\partial T_R}{\partial t} + (\dot{m}c)_w (T_R - T_{amb}) = \dot{Q}_c \quad (11)$$

여기서, \dot{Q}_c 는 현재시간에서의 응축열전달량이며, 각 격자의 열전달량의 총합과 같다. 식(11)을 시간에 대해 완전음해법으로 구하면, 다음의 이산화방정식을 얻는다.

$$T_R^{n+1} = \frac{\frac{(\rho c)_w V_R}{\Delta t} T_R^n + (\dot{m}c)_w T_{amb} + \sum \dot{Q}_i^{n+1}}{\frac{(\rho c)_w V_R}{\Delta t} + (\dot{m}c)_w} \quad (12)$$

2.2 해석방법 및 알고리즘

Fig. 3에 해석의 흐름을 표시하였다. 먼저 초기 정상상태를 계산하기 위해 초기운전조건, 과열도, 과냉도를 만족하는 해를 구한다. 초기정상상태의 해가 동적상태의 해와 연속성을 가지기 위한 각 요소에서의 모델링은 2.1절에서와 동일하다. 초기정상상태 해석으로부터 질량분포를 얻을 수 있다. 초기조건이 정해지면 시간전진과정에서 고압부와 저압부의 압력을 가정하여 순차적으로 수렴

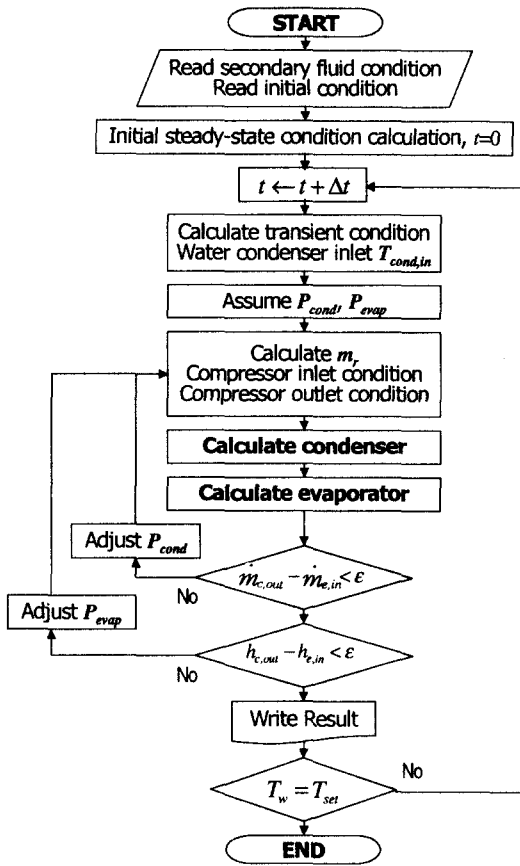


Fig. 3 Flow chart for dynamic simulation of a water heater system.

시킨다. 이때, 격자 내의 냉매밀도는 압력변화에 민감하여 질량보존식의 불안정성이 크게 되므로 질량분포를 엄밀하게 구하는 것은 프로그램의 안정성과 신뢰성을 보장하는 요소가 된다.

다음 시간 단계에서부터 각 단계 초기의 저압부와 고압부의 압력을 가정한다. 팽창밸브 제약(constraint) 조건으로부터 과열도를 일정하게 설정하면, 압축기 모델로부터 냉매의 질량유량을 계산할 수 있다. 식(1)에서 출구조건을 구하고 식(2)~(4)로부터 질량유량을 계산하는데, 압축기에서의 질량유량은 응축기 입구와 증발기 출구의 값으로 사용된다. 응축기 경계조건은 입구 질량유량과 2차유체 입구온도가 되고, 증발기 계산은 출구 질량유량과 2차유체 입구온도가 된다. 각 열교환기의 계산이 끝나면 증발기 입구와 응축기 출구의 질량유량을 비교하여 고압측 압력을 수정

한다. 이후 다시 압축기부터 계산을 하여 수렴할 때까지 반복한다. 고압측 수정이 완료되고 나면, 응축기 출구 엔탈피와 증발기 입구 엔탈피를 비교하여 저압측 압력을 수정한다. 저압측을 수정한 후에는 다시 처음의 과정을 반복하여 완전히 수렴된 후에 다음 시간으로 넘어간다.

열교환기의 반복계산 순서는 먼저 2차유체 온도분포를 가정하고, 식(8), (9)를 반복계산하여 밀도분포와 엔탈피분포를 구한다. 계산된 밀도와 엔탈피로부터 냉매의 포화온도를 구하고, 식(10)에서 수정된 2차유체 온도를 구한다. 이 값을 다시 식(8), (9)에 반복대입하며, 냉매의 엔탈피분포 변화가 없을 때를 수렴한 것으로 가정하였다.

연립방정식의 해법으로 Gauss-Siedal 반복계산법(successive substitution)을 사용하였으며, 압력을 찾아가기 위해서는 Secant 법을 사용하였다.

2.3 해석조건

초기조건으로 응축기와 증발기의 2차유체 입구 온도, 보충수의 온도는 모두 상온으로 20℃로 설정하였으며, 열펌프시스템은 정상상태로 운전되고 있는 것으로 가정한다. 2차유체의 질량유량은 0.1 kg/s으로 일정하며, 시스템의 과열도와 과냉도는 5℃로 하였다. 정상상태 해석과정에서 각 구성요소의 모델링은 2.1절과 동일하다. 동적해석 조건으로는 정상상태와 동일하게 유지하였다. 다만, 응축기 2차유체 입구온도는 온수조의 온도변화에 따라 변화하며, TXV나 EEV의 사용에 의해 과열도가 일정하게 유지되는 것으로 한다. 또한, 온수를 외부로 공급할 경우에 보충수의 온도는 상온으로 하였다.

본 연구에서는 온수조(hot water reservoir)의 크기에 따라 온수 온도의 증가성향이 바뀌게 되며, 이에 따른 열펌프시스템의 동적특성을 파악하는 것이 주요 목적이다. 또한, 온수기로부터 온수가 외부로 공급되는 경우와 공급되지 않는 경우를 나누어 성능을 비교하였다. 각 조건에서 온수 설정온도는 70℃로 하였다. 설정온도는 임의대로 바꿀 수 있지만 그 성향은 비슷할 것이다. 설정온도가 약 85℃ 이상일 경우는 응축기 압력이 R22의 임계압력을 넘게 되어 계산이 불가능하다. 열펌프의 작동유체로는 R22를 사용하였으며, 냉매의 물성치는 REFPROP⁽¹⁰⁾을 이용하였다.

3. 준정상상태 해석

어떤 시스템의 동적특성을 연구하는 것은 정상상태 해석으로부터 유추하기 어려운 시스템 특성을 고찰하기 위함이다. 열펌프가 정상상태에 이르기까지 많은 시간이 소요되는 점을 생각하면, 정상상태 해석만으로 시스템의 특성을 완전히 얻고자 하는 것은 무리한 일이다. 그러나, 정상상태 해석은 시스템에 대한 직관적인 이해를 도와주며 동적특성의 비교에 있어 많은 유익한 결과를 제공한다.

동적해석 결과를 비교할 때, 먼저 비교대상 변수를 변화시키는 외부영향을 제거하는 것이 바람직하다. 본 연구에서는 온수조의 크기를 독립변수로 설정하였으므로 온수조 크기를 반영한 적절한 시간상수로 시간을 무차원화하여 비교하였다. 여기서 무부하 조건에서 열펌프가 정상상태 운전을 한다고 가정하고, 온수조 온도가 설정온도에 도달하는 시간을 시간상수로 정하도록 한다. 이 같은 온수조 크기에 따른 시간상수를 정의하기 위해서는 열펌프의 동적특성을 제거한 준정상상태 해석(quasi steady-states simulation)이 필요하게 된다. 열공급은 온수조 크기에 비례하므로 시간상수를 식(13)과 같이 온수조의 크기에 비례하는 것으로 표시할 수 있다.

$$\tau_R = \left(\frac{V_R}{V_{R,ref}} \right) \tau_{R,ref} \quad (13)$$

식(13)에서 사용된 기준시간상수($\tau_{R,ref}$)는 앞선 동적해석 모델에서 온수조의 크기가 무한대로 접근할 때의 시간상수가 된다. 이는 온수조의 크기가 커지면서 온수조 온도변화가 대단히 완만해져서 열펌프의 과도특성이 나타나지 않기 때문이며, 이에 따라 사용할 항온조의 크기에 대한 시간상수를 설정할 수 있다. 그러나, 이 같은 방법에 의한 준정상상태 해석은 기술적인 어려움이 있다. 대부분의 열펌프 동적모델에서 질량유량을 경제조건으로 선택하는데, 연속방정식에서 생성량이 대단히 작은 상태에서는 비정상항의 영향을 수렴오차 이내로 줄어들게 만들어 질량유량을 경제조건으로 사용할 수가 없다. 또한 수렴오차를 줄이더라도 타 변수에서 발생하는 오차로 인해 진동발산하는 경향을 나타낸다.

따라서 본 연구에서의 준정상상태 해석은 총 냉매질량이 일정하게 보존되는 점을 수렴조건으로 제시하는 정상상태 해석모델을 도입하였다. 이로써 정상상태 해석에서 연속방정식이 무시되는 점을 보완할 수 있으며, 본 연구에서와 같이 응축온도의 변화가 큰 시스템에서의 정상상태 해석을 구할 수 있다.

4. 열펌프 온수기 해석결과

본 연구에서는 온수를 외부로 공급하지 않고 단순히 온수조만을 가열하는 경우(단순가열조건, water heating condition (no supply))와 온수를 공급하면서 보충수가 유입되는 경우(온수공급조건, hot water supply condition)로 나누어 생각하였다.

4.1 단순가열조건에서의 해석결과

Fig. 4에서는 열펌프의 작동시간에 따른 온수조의 온도변화를 온수조 크기별로 나타내었다. 예측한 결과대로 온수조의 크기가 작을수록 빨리 목표온도에 도달하는 것을 알 수 있다. 그러나, 작동시간은 온수조 크기에 주도적인 영향을 받기 때문에 과도온전특성 비교에 있어 독립변수로 설

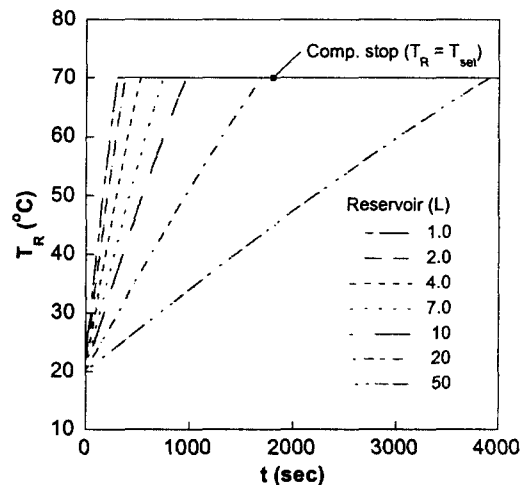


Fig. 4 Temperature change in hot water reservoir under water heating condition (no supply) with respect to operation time for different size of reservoirs.

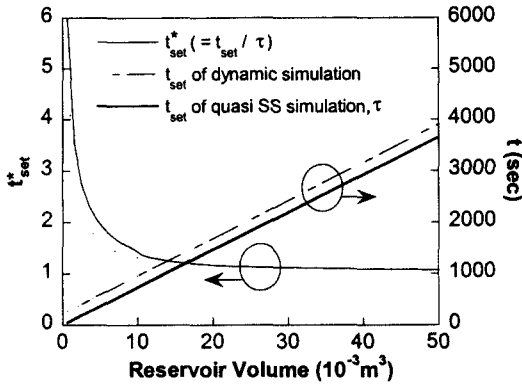


Fig. 5 Heat pump operation time when T_R gets to the set temperature as a function of change of hot water reservoir volume.

정하는 것은 부적절한 것을 알 수 있다. 따라서, 이후로는 운전중의 과도특성을 비교하기 위해서 3절에서 제시한 시간상수로부터 무차원화시킨 시간을 독립변수로 사용한다.

Fig. 5에서는 온수조 단순가열시에 설정온도 도달시간을 나타내었다. 준정상상태 해석의 설정온도 도달시간은 온수조의 크기에 따른 시간상수를 나타내며, 동적해석의 설정온도 도달시간을 시간상수로 나누게 되면 설정온도까지 도달할 때의

무차원시간 t_{set}^* 를 구할 수 있다. t_{set}^* 는 온수조의 크기가 클수록 1에 접근하는 것은 열용량이 커짐에 따라 준정상상태 해석해와 유사한 결과를 보이기 때문이다. 반대로 온수조 크기가 작아질수록 과도특성이 두드러져서 무차원화된 설정온도 도달시간이 커지게 되는 것을 알 수 있다. 예를 들어 온수조의 크기가 1L일 경우에는 무차원시간이 준정상상태 해석에서보다 4.7배 가량 오래 걸린다. 설정온도에 도달하는 시간이 줄어드는 점은 사용자 편의의 관점에서는 중요한 사항이나, 온수조가 작아질수록 과도운전시간의 상대적 증가로 효율이 감소한다.

Fig. 6에서는 무차원시간 변화에 따른 열펌프 성능계수의 변화를 비교한 것이다. 그래프에서 굵은 선은 설정온도에 도달한 시점을 표시한 것이며, 그 이후에 열펌프의 작동은 기동-정지를 반복하며 설정온도를 유지하게 된다. 온수조의 크기가 클수록 준정상상태 해석의 결과에 접근하는 반면에 온수조의 크기가 작아지면 효율의 감소가 커진다. 이는 온수조의 소형화는 빠른 온수온도의 상승을 가져오지만 냉매가 빠른 온도변화를 따라가지 못함에 따라 평균 온도차가 줄어들어 생기는 성능저하로 볼 수 있다. 시간의 흐름에 따른 전반적인 성능계수의 감소는 용축온도의 상승에 의한 것이다.

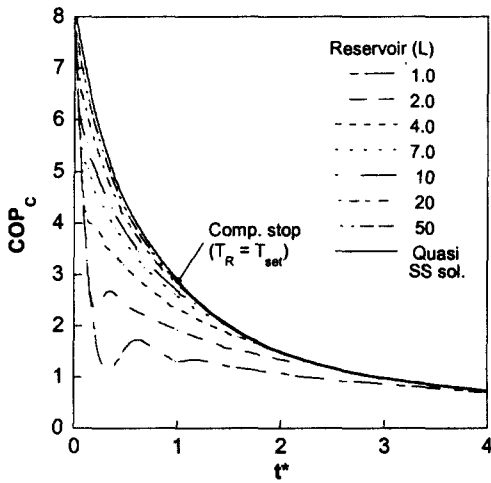


Fig. 6 Heating COP for various reservoir sizes with respect to the normalized time under water heating condition (no supply).

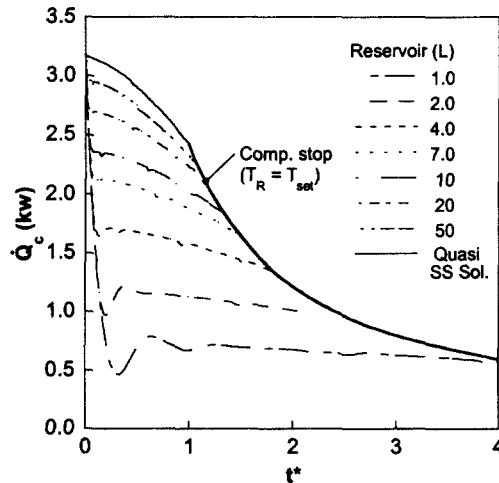


Fig. 7 Transferred heat from the condenser for various reservoir sizes with respect to the normalized time under water heating condition (no supply).

Fig. 7에서는 시간경과에 따라 온수로 전달된 열량을 나타내었는데, 온수조의 크기에 따라 열전달량은 증가한다. 온수조가 클수록 열펌프가 정상상태에 접근하여 증가하는 것인데, Fig. 6의 경향과 유사하다. Fig. 6과 Fig. 7에서 온수조의 크기가 작을 때 운전 초기에 성능곡선이 급격히 감소하는 것은 운전 초기에 정상상태로 유지되던 시스템이 급격한 2차유체 온도변화로 비정상 천이상태에 있기 때문이다. 즉, 응축기에서 가열된 온수가 작은 크기의 온수조로 회수되면서 온수조의 온도가 빠르게 상승되는데, 응축기에서 순환되는 냉매와의 온도차가 줄게 되어 성능이 급격히 감소한다. 초기에 과도한 성능감소로 인한 언더슈트(undershoot) 현상을 볼 수 있는데, 이 같은 열관성으로 인한 비선형성은 다른 많은 열시스템에서도 찾을 수 있다.

4.2 온수공급조건에서의 해석결과

단순가열조건의 경우, 시스템이 정상상태에 도달하지 못하고 계속 과도상태에 머물러 있으므로 정상상태에 이르게 되는 운전조건을 비교하는 것이 보다 현실적일 것이다. 부하를 적절히 설정한다면 온수가 설정온도에 도달할 때 시스템이 정상상태에 접근하므로 동적특성이 잘 드러나게 된다. 부하측으로 일정 유량의 온수를 공급하고, 상온의 보충수가 유입되는 온수조를 생각할 때, 설정온도에 따라 정상상태에서 필요한 부하가 다르게 된다. Fig. 8은 준정상상태 성능해석결과로부터 설정온도에 따른 공급온수의 최대유량과 응축열전달량, 압축일을 표시하였다. 응축기 2차유체 입구조건은 설정온도 T_{set} 과 같다. 응축온도가 상승할수록 압축일이 더 많이 필요한데, 냉매질량유량감소와는 반대로 단위질량당 필요 압축일의 증가 때문이다. 다만 증발온도의 변화가 크지 않아 압축기 입구조건이 변화가 적어 유량감소가 단위질량당 압축일의 증가보다 적게 되어 전체적인 압축일이 상승하는 것이다. 한편, 부하측 최대 온수유량은 온도가 높아지면서 급격히 작아지는 것을 알 수 있는데, 온수조 온도가 높을수록 응축온도와 증발온도차가 증가하여 응축열전달량이 감소하게 되기 때문이다. 또한 온수가 지속적으로 공급되고 있는 운전조건이라면 보충수의 현열에 해당하는 에너지가 추가적인 부하가 된다. 온

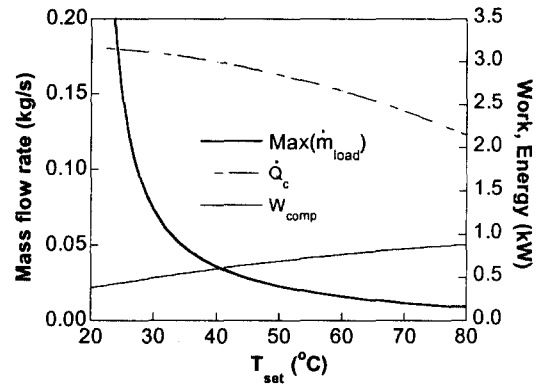


Fig. 8 Maximum mass flow rate, compressor work, and heating capacity with respect to set temperature of hot water reservoir ($T_{amb}=20^{\circ}\text{C}$).

수조 온도가 상승함에 따라 열펌프의 성능이 저하되며, 동일 온수유량일 경우 현열부하가 증가하게 되어 온수유량의 최대값은 설정온도가 높을수록 감소할 수밖에 없다. 따라서 온수공급조건에서는 설정온도를 기준으로 하여 최대유량을 산정하는 것이 타당할 것이다.

Fig. 9에는 온수공급조건에서 무차원시간에 대한 온수조 온도의 변화를 나타내었다. 온수조 설정온도 T_{set} 을 단순가열조건에서와 같이 70°C 로

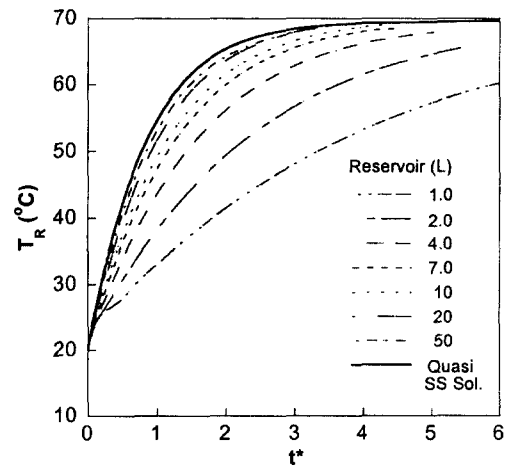


Fig. 9 Temperature change in hot water reservoir under hot water supply condition with respect to operation time for different size of reservoirs.

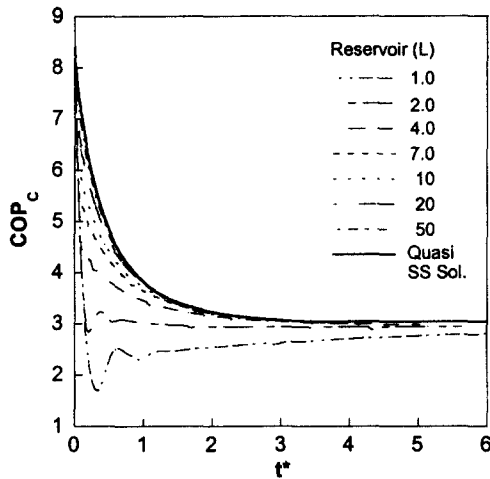


Fig. 10 Heating COP for various reservoir sizes with respect to the normalized time under hot water supply condition.

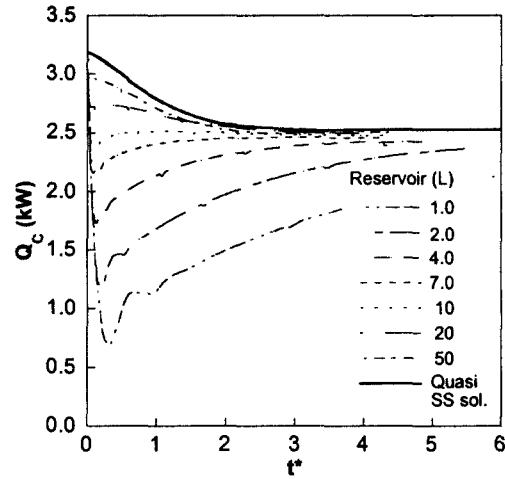


Fig. 11 Transferred heat from the condenser for various reservoir sizes with respect to the normalized time under hot water supply condition

하고, Fig. 8로부터 공급온수의 최대유량 0.0115 kg/s을 구하였다. 예측한 대로 설정온도에 접근하는 것을 알 수 있으며, 온수조의 크기가 클수록 비정상 특성이 줄어들어 온도상승효율이 큼을 알 수 있다. 온수공급조건이므로 단순가열조건보다 무차원 시간이 늘어나는 것은 당연하다. 온수조 크기가 작을수록 t^* 가 1 이내에서 비선형 특성도 관찰할 수 있는데, 운전 초기에 시스템의 열관성으로 인해 온도상승이 둔화되기 때문이다.

Fig. 10에서는 온수조 용량별로 응축성능계수를 나타내었다. 단순가열조건에서와 같이 작은 온수조에서 성능저하가 크게 나타나지만, 설정온도에 도달하면서 개선되는 것을 볼 수 있다. 굵은 실선은 준정상상태 해석결과이며, 설정온도에 접근하면서 온수조 용량에 관계없이 성능계수가 준정상상태에 접근한다.

Fig. 11에서는 온수조 크기에 따른 응축기에서의 열전달량을 표시하였다. 작은 온수조일수록 초기 열전달량 감소가 급격한 것을 알 수 있다. 단순가열조건에서와 마찬가지로, 응축온도의 변화가 급격하여 열펌프시스템이 적절히 대응하지 못하는 것을 의미한다. 그러나 설정온도에 접근하면서 과도하게 감소한 성능은 차차 회복되어 정상상태 성능에 접근한다.

부하조건과 무부하조건 모두에서 작은 크기의

온수조에서 더 빠른 온수공급을 기대할 수 있지만, 효율은 상당히 떨어지는 것을 알았다. 해석결과로부터 온수조의 용량이 지나치게 작으면 과도 특성이 커져서 성능저하를 유발하는 것을 알 수 있었다. 온수사용시간에 열펌프 온수기를 가동하여 즉시 온수를 획득할 수 있는 순간식 온수기는 온수조의 크기를 소형으로 설계하여야 하기 때문에 효율면에서 이득이 없다. 즉, 열펌프 온수기는 유희시간에 예비온수를 생산하고 이를 공급하는 축열형식으로 사용되는 것이 적절하다. 그러나, 온수조의 크기가 대형화될수록 설정온도에 도달하기 위한 예비운전시간이 증가하여 이 시간동안 소모전력은 많아지며, 대기로의 열손실이 증가하게 된다. 그러므로 온수조의 크기는 온수수요나 유희시간대 가용전력 등을 고려하여 적당한 크기로 설계되어야 하고, 이는 열펌프 가열식 온수기의 성능 및 유용성을 확보하는 데 있어서 대단히 중요하다.

5. 결 론

본 연구에서는 열펌프 가열식 온수기에 대한 동적모델을 제시하였다. 열교환기는 유한체적법에 의해, 압축기와 온수조는 집중변수법에 의해 각각 모델링하였다. 전자팽창밸브나 과열도제어

팽창밸브와 같은 부분제어가 가능한 팽창밸브의 모델을 위해 제어되는 대상인 과열도에 대한 제한조건을 두는 팽창장치 모델을 사용하였다. 동적해석은 다양한 크기의 온수조에 따라 진행되었으며, 온수조 크기에 따른 운전시간을 비교하기 위해 시간상수를 도입하여 시간의 무차원화를 도모하였다. 시간상수는 준정상상태 해석법을 바탕으로 온수조 크기에 대한 함수로 나타내었다.

온수설정온도와 온수공급 여부에 따른 운전을 수행하였는데 작은 온수조에서 설정온도에 도달하는 시간이 적게 걸리지만 그 성능은 떨어지는 것을 알 수 있었다. 온수조의 용량이 지나치게 작으면 과도특성이 나빠져 성능이 저하되게 되며, 온수조의 크기가 클수록 효율은 개선되지만 온수공급시간이 증가하게 된다. 따라서 열펌프 온수기의 적절한 활용은 심야시간 등의 유휴시간대의 예비운전으로부터 미리 온수를 확보함에 있으며, 아울러 예비운전의 증가로 인한 전력손실과 온수조 대형화에 따른 열손실을 줄일 수 있도록 온수조의 크기를 최적화하는 것이 매우 중요하다 하겠다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술연구원(KIER)의 지원에 의해 이루어졌으며 이에 감사하는 바이다.

참고문헌

1. Kim, M., Kim, M. S. and Kim, Y. C., 2000, Capacity modulation of a heat pump system by changing the composition of refrigerant mixtures, Korean J. Air-Cond. Ref. Eng., Vol. 12, No. 3, pp. 258-266.
2. Tree, D. R. and Weiss, B. W., 1985, Two time constant modeling approach for residential heat pumps, Proceedings of the American Control Conference, pp. 276-281.
3. Chi, J. and Didion, D., 1982, A simulation model of the transient performance of a heat pump, Int. J. Refrig., Vol. 5, No. 3, pp. 176-184.
4. MacArthur, W. J. and Grald, E. W., 1989, Unsteady compressible two-phase flow model for predicting cyclic heat pump performance and a comparison with experimental data, Int. J. Refrig., Vol. 12, No. 1, pp. 29-41.
5. Rasmussen, R. W., MacArthur, J. W., Grald, E. W., and Nowakowski, G. A., 1987, Performance of engine-driven heat pumps under cycling conditions, ASHRAE Transactions, Vol. 93, No. 1, pp. 1078-1090.
6. Patankar, S. V., 1980, Numerical heat transfer and fluid flow, McGraw-Hill, New York, U.S.A.
7. Chen, S. L., Gerner, F. M. and Tien, C. L., 1987, General film condensation correlation, Experimental Heat Transfer, Vol. 1, pp. 93-107.
8. Gungor, K. E. and Winterton, R. H. S., 1987, Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data, Chem. Eng. Res. Des., Vol. 65, pp. 148-156.
9. Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, Int. Chem. Eng., Vol. 16, pp. 359-368.
10. Huber, M., Gallagher, J., McLinden, M. and Morrison, G., 1996, NIST, Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures database (REFPROP), Version 5.0, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, U.S.A.