

전자팽창밸브 제어성능 모사용 증발기 동특성 모델링

신 영 기[†], 조 수^{*}, 태 춘 섭^{*}, 장 철 용^{*}
 세종대학교 기계공학과, ^{*}한국에너지기술연구원 건물에너지센터

A Dynamic Simulation Model of Electronic-Expansion-Valve-Controlled Evaporators

Younggy Shin[†], Soo Cho^{*}, Choon-Seob Tae^{*}, Cheol-Yong Jang^{*}

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

^{*}Building Energy Research Center, Korea Institute of Energy Research, Daejeon 305-343, Korea

(Received September 15, 2006; revision received December 18, 2006)

ABSTRACT: Controlling superheat of indoor units associated with a multi-type heat pump is one of difficult tasks to be addressed. This study suggests a dynamic model of an evaporator based on heat and mass balance. Thermodynamic properties are calculated by a commercial software, Refprop. The model is programmed in MFC Visual C++ for controller interface in real-time mode. The simulation results shows that PI control works for a narrow range of superheat. Beyond the range, the temperature behavior of the refrigerant is quite nonlinear mainly due to phase change. Thus, it is concluded that PI control of superheat has to be supplemented by nonlinear control ideas to avoid saturation and excessive superheat.

Key words: PI(비례적분 제어), Evaporator(증발기), Electronic expansion valve(전자팽창밸브), Dynamic model(동특성 모델), Superheat(과열도), Heat pump(열펌프)

기 호 설 명

A : 면적
 c_p : 비열
 D_h : 수력직경
 f : 관내 마찰계수
 G : mass flow rate
 h : 대류 열전달계수
 h_d : 물질전달계수
 i : 엔탈피
 j : Colburn j factor
 K_c : 플랜트 비례 이득

L : 길이
 p : 압력
 \dot{q} : 열(heat)
 T : 온도
 t : 시간
 T_i : 적분 시상수
 u : 내부 에너지
 V : 체적
 v : 전자팽창밸브 제어 개도
 x : 길이
 y : 핀 두께

그리스 문자

η_{ms} : 물질전달 핀 효율

[†] Corresponding author

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

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

- μ : 동점성 계수
- ρ : 밀도

하첨자

- a : 공기
- i : 입구
- o : 출구
- r : 냉매
- s : 배관 표면, 인접 핀 간격
- t : 배관
- w : 벽면
- ∞ : 주 유동

1. 서 론

한 대의 실외기에 다수의 실내기가 연결된 멀티형 열펌프는 개별적 열환경 조성이 가능한 장점으로 인하여 생활수준의 향상과 더불어 보급이 증가되는 추세이다. 멀티형 열펌프는 다양한 에너지원에 응용하기 위한 고효율 냉난방장치로서 열원에 따라 전기모터 구동형, 가스엔진 구동형 및 지열형 등으로 분류할 수 있다. 멀티형 열펌프 시스템에 공통된 핵심 제어기술 중의 하나는 각 실내기별 냉매과열도 제어기술이다.⁽¹⁻²⁾ 실내기별 부하차이를 위한 냉매의 분배와 실내기별 적정과열도 유지는 전자팽창밸브에 구현해야 할 제어 알고리즘을 더욱 복잡하게 한다.⁽³⁾ Hwang et al.⁽⁴⁾은 멀티형 시스템 에어컨에서 실내기별 고효작용에 따른 과열도 동특성의 비선형성 증대를 감안하여 퍼지제어 알고리즘을 통한 성능개선을 보고하였다. 보고된 연구결과들은 실험에 의존한 방법이며 과열도의 비선형적 거동을 고려한 퍼지제어 연구가 공통된 특징이다. 소형 열펌프와 달리 멀티형 시스템은 대형 열환경 챔버와 같은 고가의 연구설비와 시험기간이 필요하여 제품개발 기간 및 비용단축에 장애요소가 된다.

대안으로서 실제 시스템과 유사한 동특성 모델을 대상으로 한 제어 알고리즘 개발을 검토해 볼 수 있다.⁽⁵⁾ 동특성 모델에 관한 연구로서 Willatzen et al.⁽⁶⁾이나 Mithraratne et al.⁽⁷⁾이 접근한 방법은 공기식이 아닌 수냉식 증발기 형태로 벽면온도나 증발열량이 알려져 있는 경우로 가정된 것이라 본 연구에서 수행하고자 하는 공랭식 증

발기 형태와 다르다. 공랭식 증발기에 관한 국내 연구결과는 모두 정상상태에서의 전열성능 예측에 국한된다.⁽⁸⁻¹⁰⁾

본 연구에서는 공랭식 증발기 동특성 모델을 제안하고 전자팽창밸브 개도 제어에 따른 증발기 온도 거동 특성을 서술하고자 한다.

2. 증발기 동특성 모델

2.1 모델링 대상 및 해석방법

모델링은 제습공조용으로 널리 사용되는 핀-관 열교환기(finned-tube heat exchanger)를 대상으로 하였다. 모델링 방법으로 대수평균온도차나 유효도-전달단위수와 같이 열교환기 전체를 대상으로 하는 방법은 너무 단순하여 본 연구의 목적에 맞지 않고 수치해석적 방법은 계산시간이 많이 소요되고 연구목적에 비해 너무 복잡한 단점이 있다. 이 두 방법의 단점을 보완하고 해석결과의 신뢰성을 높이기 위해 Domanski⁽¹¹⁾는 각각의 단일관을 해석함으로써 열교환기 전체의 열전달 해석을 할 수 있는 관순법(tube-by-tube method)을 도입하여 증발기를 해석하였다. 관순법의 장점은 냉매회로 영향 해석이 가능하다는 점이다. 본 연구에서는 Fig. 1과 같은 냉매회로에 대하여 해석을 시도하였으며 임의의 회로구성에 대해서도 해석이 가능하다.

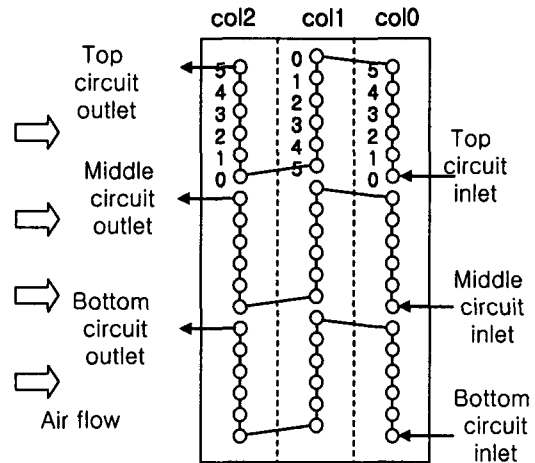


Fig. 1 Schematic of an evaporator: Numbering tubes along the flow direction.

2.2 열전달 해석

Fig. 2는 해석대상인 단일관 j 에 대한 질량 및 열의 흐름을 나타낸다. 질량보존방정식의 해석식 및 차분식은 다음과 같다.

$$A_r \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial x} = 0 \tag{1}$$

$$A_r \frac{\rho_{r,j} - \rho_{r,j-1}}{\Delta t} + \frac{G_{r,j} - G_{r,j-1}}{L} = 0 \tag{2}$$

운동량방정식과 관련된 관내 압력강하 관계식 및 차분화된 관계식은 다음과 같다.

$$(p_{r,j} - p_{r,j-1}) A_r^2 = f \frac{1}{2} \frac{G_{r,j}^2}{\rho_{r,j}} \frac{L}{D_h} + \left(\frac{G_{r,j}^2}{\rho_{r,j}} - \frac{G_{r,j-1}^2}{\rho_{r,j-1}} \right) \tag{3}$$

에너지보존방정식 및 차분화된 관계식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho_r u_r A_r L + \rho_t c_{pt} V_t T_t) = G_{r,j-1} i_{r,j-1} - G_{r,j} i_{r,j} + \dot{q}_{w,j} \tag{4}$$

$$\begin{aligned} \rho_{r,j} u_{r,j} A_r L + \rho_t c_{pt} V_t T_{r,j} = & \rho_{r,j} [t - \Delta t] u_{r,j} [t - \Delta t] A_r L \\ & + \rho_t c_{pt} V_t T_{r,j} [t - \Delta t] \\ & + \{ G_{r,j-1} i_{r,j-1} - G_{r,j} i_{r,j} + \dot{q}_{w,j} \} \Delta t \end{aligned} \tag{5}$$

식(4)에서 마지막 항은 관 외벽에서 습공기의 현

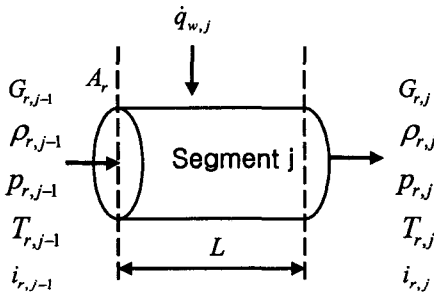


Fig. 2 Heat and mass flow through a tube segment j .

열과 잠열을 포함한 열전달을 나타내는 항으로서 Chilton과 Colburn의 j -factor analogy와 Lewis 무차원수 $Le=1$ 이라는 가정⁽¹²⁾을 적용하면 전체 열전달량은 관을 통과하는 유동의 습공기 엔탈피와 관 외벽에서의 습공기 엔탈피 차에 대하여 다음과 같은 관계식을 갖는다.

$$\dot{q}_{w,j} = h_{d,j} A_s \eta_{ms} (\bar{i}_{ao,j} - i_{aw,j}) \tag{6}$$

그런데 열교환기를 지나는 공기유동은 위치에 따라 변하므로 Fig. 3과 같이 습공기의 평균 엔탈피를 다음과 같이 근사시켜 계산한다.

$$\bar{i}_{ao,j} \cong \frac{i_{ao,j} + i_{ai,j}}{2} \tag{7}$$

그리고 열전달량 $\dot{q}_{w,j}$ 는 습공기가 열교환기를 통과할 때의 엔탈피 변화량과 같으므로 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{q}_{w,j} = G_a (i_{ai,j} - i_{ao,j}) \tag{8}$$

식(6)~(8)을 연립하여 출구 습공기 엔탈피 $i_{ao,j}$ 를 소거하면 관외벽 열전달량 $\dot{q}_{w,j}$ 는 미지수인 관

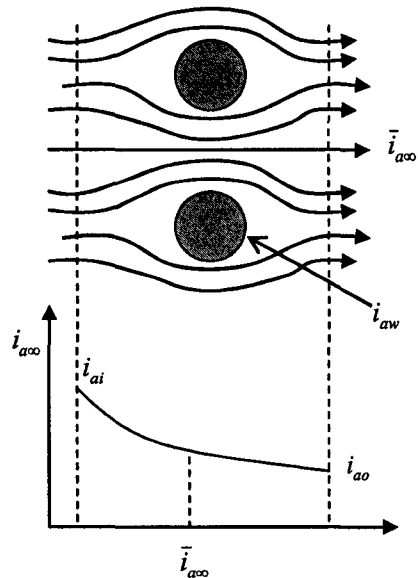


Fig. 3 Enthalpy variation of moist air passing through a tube bank.

외벽 표면에서의 습공기 엔탈피 $i_{aw,j}$ 의 함수로 표현될 수 있다. 관 외벽에서의 습공기 엔탈피는 관 외벽 온도와 절대습도의 함수이다. 관외벽 온도는 냉매측과 공기측 열저항 비에 의해 결정되는데, 냉매측 열저항이 작으므로 계산의 단순화를 위해 관외벽 온도는 냉매온도와 동일하다고 가정한다. 냉매가 과열상태일 때는 이러한 가정이 무시할 수 없는 오차를 유발할 수도 있으나 동특성 모델링을 연구하는 본 연구의 목적을 크게 훼손하지 않는 것으로 판단된다. 이 경우 이전 segment $[j-1]$ 에서의 습공기 상태와 현재 segment $[j]$ 에서의 냉매온도 $T_{r,j}$ 로부터 관외벽 습공기 엔탈피 $i_{aw,j}$ 가 알려지므로 관외벽 열전달량은 사실상 냉매온도의 함수로 표현될 수 있다.

$$\dot{q}_{w,j} = f_n(T_{r,j}) \quad (9)$$

식(5)과 (9)에서 열전달량 $\dot{q}_{w,j}$ 를 소거하여 냉매의 열역학적 상태를 계산해야 한다. 냉매의 상태를 압력과 엔탈피로 표현하면 나머지 상태량들은 다음과 같은 함수관계로 표현된다.

$$u_{r,j}, \rho_{r,j}, T_{r,j} = f_n(p_{r,j}, i_{r,j}) \quad (10)$$

식(10)에 의하면 냉매상태 결정을 위해 냉매압력과 엔탈피를 계산해야 하는데 구속방정식은 에너지 보존에 관한 방정식뿐이므로 추가의 구속조건이 필요하다. 그 구속조건이 운동량방정식인 식(3)인데 열역학적 상태량들이 음함수(implicit) 형태로 연관되어 있으므로 식(3)과 식(5)를 동시에 푸는 것이 불가능하다. 따라서, 압력과 엔탈피 중 적어도 한 변수는 알려져 있어야 한다. 이러한 관점에서 냉매압력을 계산하기 위한 근사적인 가정이 필요하다. 식(3) 우변의 첫째 항은 마찰손실에 의한 압력손실이고, 둘째 항은 운동량 변화에 의한 압력강하이다. 단상의 경우 첫째 항의 마찰손실계수 f 는 Fanning의 관계식을 적용하고 이상유동의 경우에는 Pierre의 상관식을 적용한다.⁽¹⁰⁾ 운동량 변화에 의한 압력강하는 단상의 경우 무시할 수 있으나 이상유동의 경우 비체적 변화가 크므로 고려되어야 한다.

가장 간단한 가정은 관내 압력손실을 무시하여 식(3)을 식(11)과 같이 단순화하는 것이다. 이 경우 실제 사이클과의 차이는 상대적으로 커지겠지

만 적어도 에너지 보존 관계식을 만족하도록 구성된 본 연구의 동특성 모델의 타당성을 일차적으로 평가할 수 있다. 후술할 연구결과에 의하면 물리적으로 타당한 동특성 거동을 파악할 수 있었으며, 본 모델의 추가개선을 위하여 후속 연구에서는 실험데이터와 비교하고 압력손실 모델을 반영할 예정이다.

$$p_{r,j} \approx p_{r,j-1} \quad (11)$$

식(11)의 근사식으로부터 관 j 의 압력이 계산되므로 냉매상태 결정에 필요한 미지수는 냉매 엔탈피 i_j 이다. 엔탈피 i_j 는 해가 존재할 수 있는 적정구간을 선택하고 이 구간에 대하여 Newton-Raphson 방법을 적용하였다. 이때 수치해석 구간은 팽창밸브 출구상태, 그리고 냉매가 증발기에 유입되는 공기와 열평형을 이루는 상태 사이로 설정하였다.

2.3 공기측 열 및 물질전달 관계식

공기측 열 및 물질전달 계산을 위해서는 편효율 계산이 선행되어야 한다. 일반적으로 많이 사용되는 Fig. 4와 같은 삼각형 관배열 구조에 대해서는 섹터법에 의한 해석이 보편적이다.⁽¹²⁾ 편효율 계산에 관련된 관계식들은 다음과 같다.

$$\eta = \frac{\tanh(mr\phi)}{mr\phi} \quad (12)$$

$$m = \sqrt{2h/(ky)} \quad (13)$$

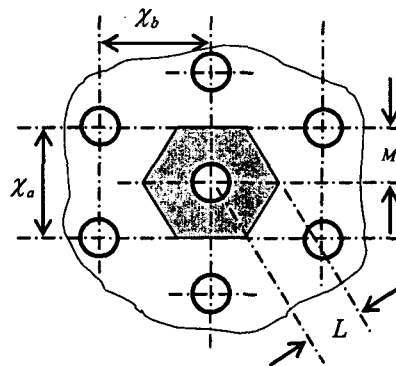


Fig. 4 Geometry of a fin-tube type heat exchanger.

$$\phi = \left(\frac{R}{r} - 1\right) \left[1 + 0.35 \ln\left(\frac{R}{r}\right)\right] \quad (14)$$

$$\frac{R}{r} = 1.27 \frac{M}{r} \sqrt{\frac{L}{M} - 0.3} \quad (15)$$

대류 열전달계수 h 는 판외벽 건습에 따라 적절한 열전달계수를 적용한다. R 은 평판(flat fin)의 등가 반경을 나타낸다. L 은 인접한 열의 가장 가까운 판과의 거리의 반을 나타내며 기하학적 구조상 L 은 M 보다 항상 크거나 같게 되어 있다.

건관(dry tube)의 열전달 관계식은 4개의 열을 갖는 평판 핀에 대해 잘 알려진 다음의 실험식을 적용하였다.⁽¹²⁾

$$j = 0.275(JP - 0.01) + 0.004 \quad (16)$$

$$j = \frac{h}{G_c c_p} P_r^{2/3} = \frac{h_d}{G_c} S_c^{2/3} \quad (17)$$

$$JP = \text{Re}_D^{-0.4} \left(\frac{A}{A_t}\right)^{-0.15} \quad (18)$$

$$\text{Re}_D = \frac{G_c D}{\mu} \quad (19)$$

$$\frac{A}{A_t} = \frac{4}{\pi} \frac{\chi_b}{D_h} \frac{\chi_a}{D} \sigma \quad (20)$$

여기서 χ_a 와 χ_b 는 각각 증력방향으로 인접 판 사이의 거리, 수평방향으로 인접 판 사이의 거리를 나타낸다. A 는 핀을 포함한 열전달 총면적, A_t 는 핀이 없는 관만의 열전달 면적, σ 는 증발기 전면부 면적에 대한 실제 공기유동 면적의 비를 나타낸다. 판 열의 위치에 따라 유동 특성이 변하고 열전달계수도 변하므로 열에 따른 효과를 반영하기 위해 다음의 식을 적용한다.

$$\frac{j_n}{j_1} = 1 - 1280 N_r \text{Re}_{\chi_a}^{-1.2} \quad (21)$$

여기서 하첨자 n 과 1은 공기 유입구로부터의 열의 위치를 나타낸다. N_r 은 n 번째 열을 나타내는 값이다. 증발기 표면에서 액막형태의 응축이 발생하는 경우에는 핀 간격 기준의 Reynolds 수 Re_e 와 핀 두께 y 를 제외한 핀 사이 공간에 대한 핀 간격 s 의 비의 함수로 다음과 같은 보정계수를 j -인자에 곱하여 보정하였다.⁽¹²⁾

현열 j -인자

$$J(s) = 0.84 + 4 \times 10^{-5} (\text{Re}_e)^{1.25} \quad (22)$$

총열 j -인자

$$J_t(s) = [0.95 + 4 \times 10^{-5} (\text{Re}_e)^{1.25}] \left(\frac{s}{s-y}\right)^2 \quad (23)$$

식(21)와 (23)으로부터 얻어지는 대류 물질전달 계수 h_d 를 식(6)에 적용하면 관 외벽 습공기층에서의 총열전달량 $\dot{q}_{w,j}$ 계산이 가능하나, 전열관 출구 습공기의 엔탈피 $i_{a0,j}$ 만 알 수 있어 습공기의 온도와 습도를 알 수 없었다.

반면에 Fig. 3과 식(6)~(8)에 대하여 Chilton과 Colburn의 j -factor analogy⁽¹²⁾를 적용하면 습공기 엔탈피 대신 습공기 건구온도로 대체하여 건구온도 $t_{a,j}$ 와 현열 열전달량 $\dot{q}_{s,j}$ 가 계산된다.

2.4 전자팽창밸브 개도제어 모사

전절에서 계산된 열교환기 출구의 냉매상태가 설정된 과열도를 유지하도록 냉매순환량을 조절하는 전자팽창밸브 제어루틴으로서 다음과 같은 PI 제어 알고리즘을 기본적으로 적용하였다.

$$v(t) = K_c \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt \right) \quad (24)$$

3. 계산수행 및 결과

지금까지 서술된 동특성 모델 계산에 필요한 열역학적 물성은 미국 과학기술표준연구소(NIST)에서 개발한 상용 프로그램인 Refprop[®]을 적용하였고 GUI(graphic user interface) 구현 및 실시간 구동을 위한 프로그램 언어로 Microsoft사의 MFC Visual C++ 6.0을 사용하였다. 냉매는 R-22이다. 계산의 단순화를 위해 증발관 내 압력강하는 없는 것으로 가정하였다. 그 외 시뮬레이션 계산 조건은 Table 1과 같다.

전자팽창밸브의 개도는 모터의 스텝수로 표시하는 것이 일반적이나 본 연구는 시뮬레이션이므로 안전개방에 대한 백분율로 개도를 표시하였다.

Fig. 5는 PI 제어기를 이용한 과열도 제어성능

Table 1 Specification of simulation condition

Item	Content	Value
Arrangement	Height×width×depth	200×300×80 mm
	No. of tubes per row	6
	No. of tube rows	3
Tube	Outer dia.	9.52 mm
	Wall thickness	0.3 mm
	Horizontal tube spacing	25 mm
	Vertical tube spacing	21.65 mm
	Material	Copper
Fin	Fin density	493 fins/m
Expansion valve	Inlet condition	1,800 kPa/32℃
	Outlet pressure	550 kPa
	Valve coeff. Cv	0.02
Air	Air flow rate	320 CMH
	Inlet air condition	32℃/80%

의 예를 나타낸다. 과열도에 관한 전달함수 시험 결과⁽¹³⁾를 참고하여 적분시상수 $T_i=40$ 초로 설정하였다. 시뮬레이션을 위한 초기 조건은 냉매와 공기온도가 모두 32℃이다. 과열도는 5℃로 설정하였으며 냉매 출구압력에 해당하는 포화온도가 3.86℃이므로 팽창밸브의 목표제어온도는 8.86℃이다. Fig. 5에 의하면 초기에는 팽창개도가 0%부터 지속적으로 증가하고 다시 과냉을 막기 위해 개도가 감소하다가 500초 이후에는 설정값 근처에서 심하게 헛팅하는 것을 관찰할 수 있다. 500초 이전의 과정에서는 냉방부하에 상응한 팽창밸브 개도를 찾는 시행착오 과정의 소요시간이 길고, 특히 냉매 출구가 포화상태로 유지되는 시간

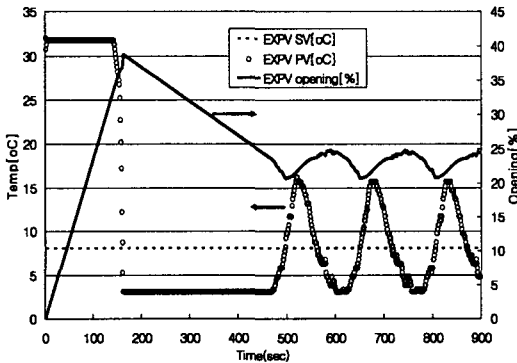


Fig. 5 Transient response: $K_c=0.4\%/^{\circ}\text{C}$, $T_i=40$ sec, Bias = 0%.

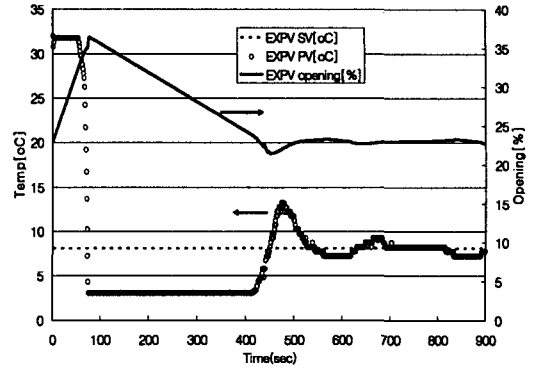


Fig. 6 Transient response: $K_c=0.3\%/^{\circ}\text{C}$, $T_i=40$ sec, Bias = 23%.

이 5분 이상 되므로 압축기의 액압축 손상을 일으킬 위험이 있다. 또한 500초 이후에도 비레이득이 큰 관계로 팽창밸브 개도변동이 크고 그로 인하여 과열도도 심하게 흔들리는 제어 불안정성을 보이고 있다. 특히 냉매 출구조건이 포화영역에 들어가게 되면 동특성의 비선형성이 강해져 본질적으로 선형 시스템 제어로직인 PI 제어가 불안정해진다. 따라서 제어범위가 과열구간에서의 현열 변화 영역이 되도록 비레이득을 줄일 필요가 있다.

Fig. 5에서의 단점을 개선하기 위하여 Fig. 6에서는 밸브개도 초기값(bias)을 23%로 하고 이득은 0.3%/℃로 설정하였다. 그 결과 과열도 거동은 목표치에 수렴하고 있으나 기동 초기의 높은 온도오차(약 23℃)에 의해 제어출력이 급속히 증

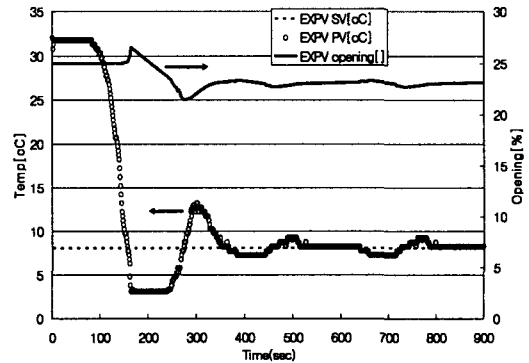


Fig. 7 Transient response: $K_c=0.3\%/^{\circ}\text{C}$, $T_i=40$ sec, Bias = 25%, PI control activated below 10℃ of superheat.

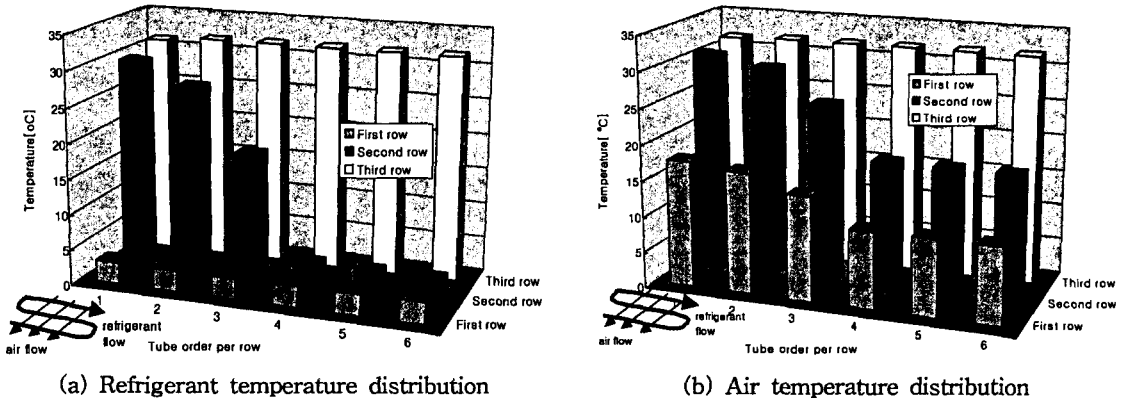


Fig. 8 Simulation results for the case of Fig. 7 at 26 seconds.

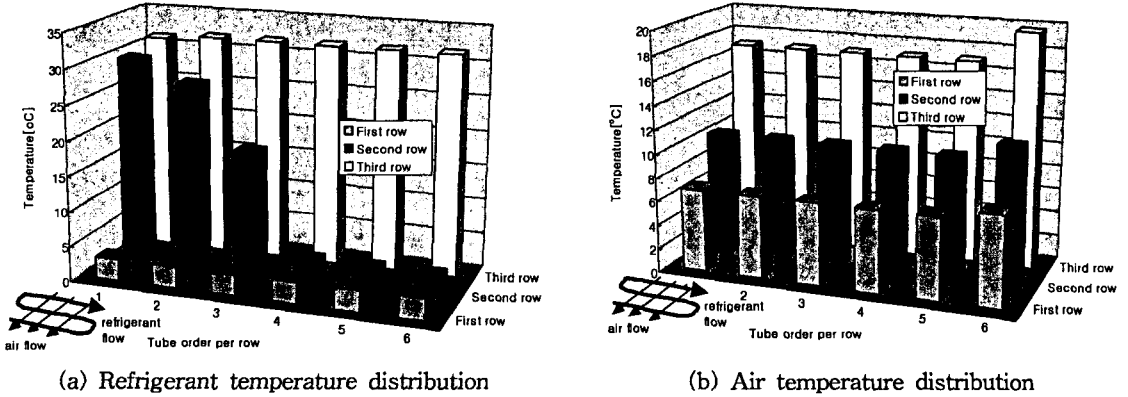


Fig. 9 Simulation results for the case of Fig. 7 at 600 seconds.

가되고 설정값보다 낮은 오차는 최대 -5°C 인 관계로 제어출력이 서서히 감소하고 있다. 이러한 제어거동은 팽창밸브 출구상태가 약 5분간 포화상태에 있게 하므로 Fig. 5의 경우처럼 액압축의 위험이 초래된다.

이 문제점을 개선하기 위하여 Fig. 7에서는 냉매 출구온도가 설정 과열도의 2배인 10°C 이하가 될 때까지는 기동 후 bias 출력만으로 운전하는 방안을 검토하였다. Bias값은 흡입 공기온도 및 풍량 등을 기반으로 정상상태에서 예상되는 팽창밸브 개도의 근사값으로 정한다. 그 결과 포화상태에 머무는 시간이 1분대로 단축되었고, 설정과열도 근처로 안정화되는 기간도 Fig. 6의 530초에서 360초로 단축되었다.

Fig. 8은 Fig. 7의 제어조건에서 26초 경과시 각 증발관을 통과하는 냉매와 공기온도의 분포를 나

타낸다. 포화상태인 3.86°C 상태의 냉매관은 냉매 입구부터 약 절반을 차지하고 그 이후 냉매 흐름 방향을 따라 점차적으로 온도가 증가하고 있다. 공기의 온도도 이러한 냉매온도의 분포의 영향을 받고 있으며, 특히 후류의 공기온도는 상류의 공기온도 분포영향을 받고 있음을 관찰할 수 있다. Fig. 9은 Fig. 7의 제어조건에서 600초가 경과한 시점으로서 거의 정상상태에 도달한 상황이다. 냉매온도 분포를 보면 마지막 냉매관에서만 과열도 5°C 가 유지되고, 그 이외의 관들은 모두 포화상태에 있음을 알 수 있다. 이는 과열도 제어가 좁은 범위의 유량제어에서만 가능하고 외란 등에 의해 적정 제어범위를 넘어서게 되면 마지막 배관도 포화되거나 과도하게 과열되어 제어의 불안정성을 초래하기 쉽다는 것을 반증한다.

4. 결 론

공랭식 증발기 동특성 모델을 대상으로 과열도 제어를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 추후 실험결과와의 비교가 필요하나, 잘 알려진 열전달식과 NIST Refprop[®]을 이용한 동특성 모델은 과열도 제어 알고리즘 개발을 위한 가상 플랜트로 활용될 수 있는 가능성을 제시하였다.

(2) PI 제어는 선형 시스템에 적합한 것이기 때문에 현열에 의한 선형성이 나타나는 과열도 5°C 주변 $\pm 5^\circ\text{C}$ 의 범위 내에서는 보수적인 접근에 의한 PI 제어가 가능하나 그 이상의 범위에서는 포화에 의한 비선형성이 강하게 나타나서 제어출력이 빈번히 변하거나(hunting) 포화 영역에 오래 머무는 불안정성을 초래한다.

(3) 앞서 언급된 문제점을 개선하기 위하여 냉방 부하별 팽창밸브 개도 offset을 미리 계산하여 설정하고 과열도가 선형제어 범위에 들어오면 PI 제어를 수행하는 방안이나 기타 유사한 제어 알고리즘에 대한 추가 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 한국에너지기술연구원(KIER)의 연구비 지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Han, D. and Park, K., 2005, Multi-zone temperature control algorithms for a multi-type cooling system, Proceedings of the SAREK Summer Conference, pp.920-925.
- Han, D. and Park, K., 2006, Fuzzy control algorithms the compressor and the electronic expansion valve of a multi-type air-conditioning system using multi input variables, SAREK, Vol. 18, No. 2, pp. 163-171.
- Han, D. and Park, K., 2004, A room temperature setpoint reset for the even capacity distribution of a multi-type air conditioning system, Proceedings of the SAREK Summer Conference, pp. 807-812.
- Hwang, I., Lee, C., Sung, S. and Park, Y., 2003, Distributed and cooperated fuzzy control system on complex & large scaled air conditioning system, Lecture of the SAREK Automatic Control Committee.
- Shin, Y. and Kim, Y., 2005, Dynamic modeling of a GHP in cooling mode for development of control algorithm, SAREK, Vol. 17, No. 3, pp. 243-249.
- Willatzen, M., Pettit, N. and Ploug-Sorensen, L., 1998, A general dynamic simulation model for evaporators and condensers in refrigeration, Part I: Moving boundary formulation of two-phase flows with heat exchange, International Journal of Refrigeration, Vol. 21, No. 5, pp. 398-403.
- Mithraratne, P., Wijesundera, N.E. and Bong, T. Y., 2000, Dynamic simulation of a thermostatically controlled counter-flow evaporator, Vol. 23, pp. 174-189.
- Kim, C. and Lee, J., 2003, Evaluation of air-side heat transfer and friction characteristics on design conditions of evaporator, SAREK, Vol. 15, No. 12, pp. 1007-1017.
- Choi, J. and Kim, Y., 2003, The effect of non-uniform superheat on the performance of a multi-path evaporator, SAREK, Vol. 15, No. 12, pp. 1043-1048.
- Park, B. and Lee, T., 2000, Thermodynamic modelling of finned tube evaporator for dehumidification and air conditioning, Vol. 12, No. 11, pp. 1020-1031.
- Domanski, P. A., 1989, EVSIM - An evaporator simulation model accounting for refrigerant and one dimensional air distribution, NISTIR 89-4133.
- McQuiston, F. C., Parker, J. D. and Spitler, J. D., 2002, Heating, Ventilating, and Air Conditioning, Wiley, 5th ed., pp. 464-518.
- Han, D. and Lee, S., 2002, Zone temperature controls of the multi-type air conditioning system using EEV superheat control algorithms, Proceedings of the SAREK Winter Conference, pp. 357-362.