

흡수식 공조 시스템의 동적 모델과 시뮬레이션

한도영[†], 이승기^{*}

국민대학교 기계·자동차공학부, 국민대학교 기계공학과 대학원^{*}

Dynamic Models and Simulation of the Absorption Air Conditioning System

Doyoung Han[†], Seungki Lee^{*}

[†]School of Mechanical & Automotive engineering, Kookmin University, Seoul 861-1, Korea

^{*}Graduate School of Mechanical engineering, Kookmin University, Seoul 861-1, Korea

(Received April 7, 2000 ; revision received September 27, 2000)

ABSTRACT: Control algorithms for the absorption air conditioning system may be developed by using dynamic models of the system. The simplified effective dynamic models, which can predict the dynamic behaviors of the system, may help the development of effective control algorithms for the system. In this study, a dynamic simulation program for the absorption air conditioning system was developed. Dynamic models for an absorption chiller, a cooling tower, an air handling unit, a boiler, a three way valve, a controller, and a duct were developed and programed. Control algorithms for the absorption chiller, the cooling tower, and the air handling unit were selected, and analyzed to show the effectiveness of dynamic models. From the simulation results, it may be concluded that this simulation program may be effectively used for the development of optimal control algorithms of the absorption air conditioning system.

Key words: Absorption air conditioning system(흡수식 공조 시스템), Dynamic models(동적 모델), Absorption chiller(흡수식 냉동기), Control algorithms(제어 알고리즘)

기호설명

하첨자

Q_e : 냉동용량 [kW]
 Q_g : 발생기 공급용량 [kW]
 Q_{fnd} : 팬 설계동력 [kW]
 c_p : 정압비열 [kJ/kg $^{\circ}$ C]
 N_p : 코일 튜브 수
 N_r : 코일 열 수
 A_p : 코일 외부 면적 [m 2]
 E : 소비동력 [kW]

a : 공기
 cc : 냉수코일
 cw : 냉각탑 냉각수
 chw : 냉동기 냉수
 du : 덕트
 fn : 팬
 hc : 온수코일
 i : 입구
 o : 출구
 p : 부분 부하 용량
 pu : 펌프
 ss : 정상상태

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-910-4675; fax: +82-2-910-483

E-mail address: dyhan@kmu.kookmin.ac.kr

1. 서 론

최근 경제규모의 확대와 생활 환경의 향상에 따라 냉방 설비의 사용이 증가되어 최대순간 전력부하가 공급 한계치에 도달하여 국가적인 전력 에너지 공급상의 위기를 맞고 있다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위하여 흡수식 냉동 방식^(1,2,3)이 해결 방안으로 대두되고 있다. 효과적인 흡수식 공조 시스템을 공급하기 위해서는 흡수식 공조 시스템에 대한 연구 개발이 필요하며 특히 부분부하 운전을 고려한 시스템 최적제어 기술의 개발은 최대순간 요구부하의 개선은 물론 시스템의 성능향상과 에너지 소비도 감소시킨다. 따라서 본 연구에서는 흡수식 공조 시스템의 최적제어 알고리즘을 개발할 수 있도록 시스템을 구성하고 있는 흡수식 냉동기, 냉각탑, 공조기, 보일러 등 각종 구성요소에 대한 간단하며 효과적인 동적 모델을 개발한 후 이를 사용하여 흡수식 공조 시스템의 동적 시뮬레이션 프로그램을 개발하는 것을 목적으로 한다.

2. 수학적 모델

선택된 흡수식 공조 시스템은 Fig. 1과 같이 흡수식 냉동기, 냉각탑, 공조기, 보일러, 밸브, 온도센서, 판, 펌프, 제어기 등으로 구성되어 있다.

2.1 흡수식 냉동기

직화식 흡수식 냉동기를 선택하였으며 Q_e 와 Q_g 는 증발기 출구온도 T_e 와 냉각수 입구온도 T_c 의 함수로 가정하여 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$Q_e = a_1 + a_2 T_e + a_3 T_c + a_4 T_e^2 + a_5 T_c^2 + a_6 T_e T_c \quad (1)$$

$$Q_g = b_1 + b_2 T_e + b_3 T_c + b_4 T_e^2 + b_5 T_c^2 + b_6 T_e T_c \quad (2)$$

여기서 $a_1 \sim a_6$ 과 $b_1 \sim b_6$ 은 성능곡선에 의해 주어진 상수를 의미한다. 부분부하 발생기 공급용량 $Q_{g,p}$ 는 연료공급 밸브 개도 C_V 에 따라 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$Q_{g,p} = Q_g (c_1 + c_2 C_V + c_3 C_V^2) \quad (3)$$

여기서 $c_1 \sim c_3$ 은 성능곡선에 의해 주어진 상수를 의미한다. C_V 는 제어입력신호 C_{ab} 에 의해서 다음과 같은 일차 시스템으로 구동한다고 가정할 수 있으며

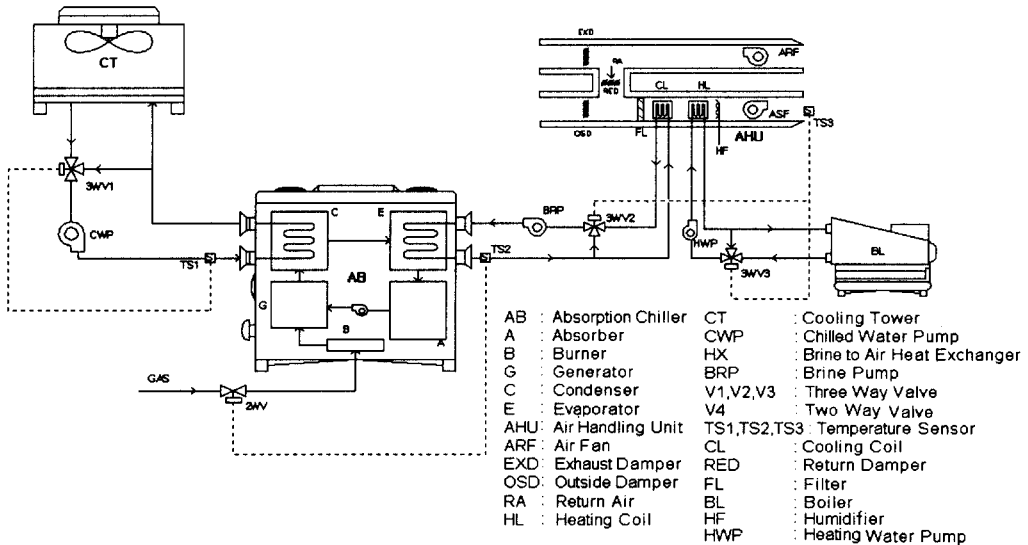


Fig. 1 Absorption air conditioning system.

$$\frac{dC_V}{dt} = \frac{C_{ab} - C_V}{\tau_V} \quad (4)$$

여기서 τ_V 는 밸브 액튜에이터 결합부품의 시정수를 의미한다. 부분부하 냉동용량 $Q_{e,p}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며⁽⁴⁾

$$Q_{e,p} = Q_e(d_1 + d_2 T_c + d_3 R_g + d_4 T_c^2 + d_5 R_g^2 + d_6 T_c R_g) \quad (5)$$

여기서 R_g 는 $Q_{g,p}/Q_g$, $d_1 \sim d_6$ 는 성능 곡선에 의해 주어진 상수를 의미하고, 흡수식 냉동기의 냉동효율은 $Q_{e,p}/Q_{g,p}$ 로 계산할 수 있다. 동적 부분부하 냉동용량 Q_{dyn} 에 대한 동적 모델은 일차 시스템으로 가정하여 다음과 같이 나타낼 수 있으며⁽⁵⁾

$$\frac{dQ_{dyn}}{dt} = \frac{Q_{e,p} - Q_{dyn}}{\tau_{ab}} \quad (6)$$

여기서 τ_{ab} 는 시스템 시정수를 나타낸다. $T_{chw,o}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_{chw,o} = T_{chw,i} - \frac{Q_{dyn}}{\dot{m}_{chw} c_{p,chw}} \quad (7)$$

2.2 냉각탑

대향류형 냉각탑의 살수장치로부터 분사되어 공기에 의해 열교환되어 냉각된 냉각수 온도 $T_{cw,ex}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$T_{cw,ex} = T_{cw,i} - \epsilon_{cw}(T_{cw,i} - T_{a,wb}) \quad (8)$$

여기서 $T_{a,wb}$ 는 외기 습구온도, ϵ_{cw} 는 유용도로서 $RL[1 - e^{(-Ntu_{cw})}]$ 와 같이 계산되며,⁽⁶⁾ RL 은 냉각수 유량과 공기 유량에 따라 고려되는 상수, Ntu_{cc} 는 $\int_{h_{cw,ex}}^{h_{cw,i}} \frac{dh_{cw}}{h_{a,s} - h_a}$ 로 나타낼 수 있으며, h_{cw} 는 냉각수 입구온도에서의 냉각수 엔탈피,

$h_{a,s}$ 는 냉각수 온도에서의 공기 포화 엔탈피, h_a 는 공기 입구온도에서의 공기 엔탈피 보정값을 의미한다.

충진물을 지난 냉각수와 바이패스된 냉각수가 혼합된 온도 $T_{cw,mix}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$T_{cw,mix} = \frac{T_{cw,ex} \dot{m}_{cw} + T_{cw,i}(\dot{m}_{cw,i} - \dot{m}_{cw})}{\dot{m}_{cw,i}} \quad (9)$$

여기서 \dot{m}_{cw} 는 충진물을 지나는 냉각수 질량유량을 나타낸다. 냉각탑 출구 온도가 되는 수조 온도 T_{sump} 는 다음과 같이 일차 시스템으로 가정하여 표현할 수 있으며⁽⁷⁾

$$\frac{dT_{sump}}{dt} = \frac{T_{cw,mix} - T_{sump}}{\tau_{sump}} \quad (10)$$

여기서 시정수 τ_{sump} 는 $m_{sump}/\dot{m}_{cw,s}$ 로 계산되며, m_{sump} 는 수조 내 냉각수 질량을 나타낸다.

2.3 공조기

공조기는 냉수코일, 온수코일, 덕트, 댐퍼, 팬 등으로 구성되어 있다.

2.3.1. 냉수코일

냉수 대 공기 열교환기에서 건식코일의 경우 $T_{ccss,ao}$ 와 $T_{ccss,chw}$ 는 다음 식으로부터 구할 수 있으며

$$\begin{aligned} Q_{cc} &= \dot{m}_{cc,a} c_{p,a} (T_{ccss,ai} - T_{ccss,ao}) \\ &= U_{cct} A_{cc,os} LMTD \\ &= \dot{m}_{chw} c_{p,chw} (T_{ccss,chw} - T_{ccss,chw,i}) \end{aligned} \quad (11)$$

여기서 U_{cct} 는 온도 기준 총열전달계수, $A_{cc,os}$ 는 코일 외부표면적, $LMTD$ 는 대수평균 온도차를 의미한다. 습식코일의 경우 $T_{ccss,ao}$ 와 $T_{ccss,chw}$ 는 온도 대신에 엔탈피를 사용하여 다음 식들로부터 구할 수 있으며

$$\begin{aligned}
 Q_{cc} &= \dot{m}_{cc,a}(H_{ccss,ai} - H_{ccss,ao}) \\
 &= \frac{\dot{m}_{chw} C_{p,chw}}{\delta} (H_{ccss,chw} - H_{ccss,chw_i}) \quad (12) \\
 &= U_{cch} A_{cc,os} LMHD
 \end{aligned}$$

여기서 δ 는 포화상태에서의 온도 대 엔탈피 선도의 기울기로 $\Delta H/\Delta T$ 와 같이 나타낼 수 있으며, U_{cch} 는 엔탈피 기준 총열전달계수, $LMHD$ 는 대수평균 엔탈피차, H_{ccss,chw_i} 와 $H_{ccss,chw}$ 는 냉수 온도 T_{ccss,chw_i} 와 $T_{ccss,chw}$ 에서 계산된 포화 공기 엔탈피로 다음과 같은 관계를 가지며

$$H_{ccss,chw} = H_o + \delta T_{ccss,chw} \quad (13)$$

여기서 H_o 와 δ 는 반복적인 방법으로 결정된다.

동적 출구온도 $T_{ccdyn,ao}$ 와 $T_{ccdyn,chw}$ 는 다음과 같은 일차 시스템으로 표현할 수 있으며

$$\frac{dT_{ccdyn,ao}}{dt} = \frac{T_{ccss,ao} - T_{ccdyn,ao}}{\tau_{cc}} \quad (14)$$

$$\frac{dT_{ccdyn,chw}}{dt} = \frac{T_{ccss,chw} - T_{ccdyn,chw}}{\tau_{cc}} \quad (15)$$

여기서 시정수 τ_{cc} 는 $c_{cc}/U_{cch}A_{cc,os}$ 로 계산되며, c_{cc} 는 코일 전체의 열용량을 나타낸다.

2.3.2 온수코일

$T_{hcss,ao}$ 와 $T_{hcss,hwo}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$T_{hcss,ao} = T_{hc,ai} + \frac{(T_{hc,hwi} - T_{hc,ai})\epsilon_{hc} C_{hc,min}}{C_a} \quad (16)$$

$$T_{hcss,hwo} = T_{hc,hwi} - \frac{(T_{hcss,ao} - T_{hc,ai})C_a}{C_{hw}} \quad (17)$$

여기서 ϵ_{hc} 는 유용도로서 $1 - e^{-\frac{(e^{-Rn/Nw} - 1)}{Rn}}$ 와 같이 계산되며, R 은 최대 용량률에 대한 최소 용량률의 비, n 은 $Ntu_{hc}^{-0.22}$ 로서 Ntu_{hc} 의 함수, $C_{hc,min}$ 은 두 유체의 열용량 중 작은 쪽의 열용량, C_a 는

공기 열용량, C_{hw} 는 온수 열용량을 나타낸다.

동적 출구온도 $T_{hcdyn,ao}$ 와 $T_{hcdyn,hwo}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dT_{hcdyn,ao}}{dt} = \frac{T_{hcss,ao} - T_{hcdyn,ao}}{\tau_{hc}} \quad (18)$$

$$\frac{dT_{hcdyn,hwo}}{dt} = \frac{T_{hcss,hwo} - T_{hcdyn,hwo}}{\tau_{hc}} \quad (19)$$

여기서 시정수 τ_{hc} 는 $\tau_{hm}\tau_{hf}/(\tau_{hm} + \tau_{hf})$ 로 계산되며, τ_{hm} 는 코일 자체의 열용량을 고려한 시정수, τ_{hf} 는 코일에 가득 차는 데 소요되는 시간으로 코일의 체적이 V_{hc} 일 경우 $\rho_{hw}V_{hc}/\dot{m}_{hw}$ 와 같이 나타낼 수 있으며, ρ_{hw} 와 \dot{m}_{hw} 는 온수 밀도와 질량유량을 나타낸다.

2.3.3 덕트

덕트 정상상태 출구온도 $T_{du,ss}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며⁽⁸⁾

$$\begin{aligned}
 T_{du,ss} &= T_{amb} \\
 &+ (T_{du,i} - T_{amb}) \exp\left(-\frac{U_{du}A_{du}}{\dot{m}_{du,a}C_{p,a}}\right) \quad (20)
 \end{aligned}$$

여기서 U_{du} 는 덕트 재료의 총열전달계수, A_{du} 는 덕트 표면적을 나타낸다.

$T_{dudyn,o}$ 는 일차 시스템으로 가정하여 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$\frac{dT_{dudyn,o}}{dt} = \frac{T_{du,ss} - T_{dudyn,o}}{\tau_{du}} \quad (21)$$

여기서 시정수 τ_{du} 는 $\frac{h_{du,i}}{h_{du,i} + h_{du,o}} \frac{C_{du,m}}{\dot{m}_{du,a}C_{p,a}}$ 로 계산되며, $h_{du,i}$ 와 $h_{du,o}$ 는 덕트의 열전달계수, $C_{du,m}$ 는 덕트 재료의 열용량을 나타낸다.

2.3.4 댐퍼

댐퍼 입구압력 $P_{dp,i}$ 는 댐퍼 위치와 유량의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있으며⁽⁸⁾

$$P_{dp,i} = P_{dp,o} + K_{dp} \dot{m}_{dp,a}^2 \quad (22)$$

여기서 $P_{dp,o}$ 는 댐퍼 출구압력, $\dot{m}_{dp,a}$ 는 댐퍼를 지나는 공기 질량유량을 나타내며, K_{dp} 는 유동저항계수로써 댐퍼 제어신호 C_{dp} 의 함수⁽⁸⁾로 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$K_{dp} = \frac{W_f K_o}{[(1-\lambda_{dp})C_{dp} + \lambda_{dp}]^2} + (1-W_f)K_o \lambda_{dp}^{(2C_{dp}-2)} \quad (23)$$

여기서 W_f 는 유동저항계수의 선형항에 대한 가중치, K_o 는 댐퍼가 완전히 열렸을 때의 유동저항계수, λ_{dp} 는 누출매개변수를 나타낸다.

2.3.5 팬

팬 압력수두계수 $C_{h,fn}$ 과 효율 η_{fn} 은 무차원유량계수 $C_{f,fn}$ 의 함수로써 다음과 같이 나타낼 수 있으며⁽⁹⁾

$$C_{h,fn} = k_1 + k_2 C_{f,fn} + k_3 C_{f,fn}^2 + k_4 C_{f,fn}^3 + k_5 C_{f,fn}^4 \quad (24)$$

$$\eta_{fn} = l_1 + l_2 C_{f,fn} + l_3 C_{f,fn}^2 + l_4 C_{f,fn}^3 + l_5 C_{f,fn}^4 \quad (25)$$

여기서 $C_{h,fn}$ 은 $1000\Delta P_{fn}/(\rho_a N_{fn}^2 D_{fn}^2)$ 으로, $C_{f,fn}$ 은 $\dot{m}_{fn,a}/(\rho_a N_{fn} D_{fn}^3)$ 으로 나타낼 수 있으며, ΔP_{fn} 은 팬 압력차, $k_1 \sim k_5$ 와 $l_1 \sim l_5$ 는 팬의 성능곡선에 의한 상수, ρ_a 는 공기 밀도, N_{fn} 은 회전속도, D_{fn} 은 임펠러 지름을 나타낸다.

E_{fn} 과 $T_{fn,o}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$E_{fn} = \frac{\dot{m}_{fn,a} \Delta P_{fn}}{\eta_{fn} \rho_a} \quad (26)$$

$$T_{fn,o} = T_{fn,i} + \frac{\Delta P_{fn}}{\rho_a c_{p,a}} \left(\frac{1}{\eta_{fn}} - 1 \right) \quad (27)$$

2.4 보일러

보일러 용량 Q_B 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며⁽¹⁰⁾

$$Q_B = \eta_B Q_F \quad (28)$$

여기서 Q_F 는 이론적인 보일러 소비용량으로 $\dot{m}_F LCV_F$ 와 같이 나타낼 수 있으며, \dot{m}_F 는 연료 질량유량, LCV_F 는 연료 저위발열량을 나타낸다. η_B 는 보일러 효율을 나타낸다. 보일러의 정상상태 온수 출구온도 $T_{Bss,o}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$T_{Bss,o} = T_{Bss,i} + \frac{Q_B}{\dot{m}_{Bhw} c_{p,hw}} \quad (29)$$

여기서 $T_{Bss,i}$ 는 보일러 온수 입구온도, \dot{m}_{Bhw} 는 온수 질량유량, $c_{p,hw}$ 는 온수 비열을 나타낸다. 동적 현상을 고려한 보일러 출구온도 $T_{Bdyn,o}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$\frac{dT_{Bdyn,o}}{dt} = \frac{T_{Bss,o} - T_{Bdyn,o}}{\tau_B} \quad (30)$$

여기서 τ_B 는 보일러 시정수를 나타낸다.

2.5 삼방밸브

두 개의 입구와 한 개의 출구를 가진 삼방밸브의 동적 모델은 다음과 같이 나타낼 수 있으며⁽⁹⁾

$$\frac{dC_{lv}}{dt} = \frac{C_{hlv} - C_{lv}}{\tau_{lv}} \quad (31)$$

여기서 C_{lv} 는 이력현상(hysteresis)을 고려하지 않은 밸브 위치, C_{hlv} 는 제어입력신호, τ_{lv} 는 시정수를 나타낸다. 삼방밸브 입구유량 \dot{m}_1 과 \dot{m}_2 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$\dot{m}_1 = \left(\frac{\Delta P_{13}}{R_1} \right)^{1/2} [(1 - \lambda_{tw})C_{hyst1} + \lambda_{tw}] \quad (32)$$

$$\dot{m}_2 = \left(\frac{\Delta P_{23}}{R_2} \right)^{1/2} [(1 - \lambda_{tw})C_{hyst2} + \lambda_{tw}] \quad (33)$$

여기서 ΔP_{13} 과 ΔP_{23} 은 밸브 입출구 압력차, R_1 과 R_2 는 밸브가 완전히 열렸을 때 유동저항계수, λ_{tw} 는 누출매개변수, C_{hyst1} 과 C_{hyst2} 는 이력현상을 고려한 밸브 위치로서 $C_{hyst} = (C_{tw} - hys)/(1 - hys)$ 와 같이 계산되며, hys 는 이력현상에 관한 파라미터를 나타낸다.

2.6 관

관의 정상상태시 출구온도 $T_{pi, sso}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있으며⁽⁸⁾

$$T_{pi, sso} = T_{amb} + (T_{pi, i} - T_{amb}) \exp\left(-\frac{U_{pi} A_{pi}}{\dot{m}_{pi} C_{p, w}}\right) \quad (34)$$

여기서 T_{pi} 는 관의 입구온도, \dot{m}_{pi} 는 관을 통과하는 유체의 질량유량, U_{pi} 는 관 총열전달계수, A_{pi} 는 표면적 의미한다.

동적 현상을 고려한 관 출구온도 $T_{pi, o}$ 는 다음과 같은 일차 시스템으로 가정할 수 있으며

$$\frac{dT_{pi, o}}{dt} = \frac{T_{pi, sso} - T_{pi, o}}{\tau_{pi}} \quad (35)$$

여기서 시정수 τ_{pi} 는 $\frac{h_{pi, i}}{h_{pi, i} + h_{pi, o}} \frac{C_{pi, m}}{\dot{m}_{pi, w} C_{p, w}}$ 로 계산되며 $h_{pi, i}$ 와 $h_{pi, o}$ 는 관의 열전달계수, $C_{pi, m}$ 는 관 재료의 열용량을 나타낸다.

2.7 펌프

펌프 압력수두계수 $C_{h, pu}$ 와 효율 η_{pu} 는 무차원 유량계수 $C_{f, pu}$ 의 함수로써 다음과 같이 나타내며⁽⁹⁾

$$C_{h, pu} = h_1 + h_2 C_{f, pu} + h_3 C_{f, pu}^2 + h_4 C_{f, pu}^3 + h_5 C_{f, pu}^4 \quad (36)$$

$$\eta_{pu} = e_1 + e_2 C_{f, pu} + e_3 C_{f, pu}^2 + e_4 C_{f, pu}^3 + e_5 C_{f, pu}^4 \quad (37)$$

여기서 $C_{h, pu}$ 는 $1000\Delta P_{pu}/(\rho_{pu} N_{pu}^2 D_{pu}^2)$ 으로, $C_{f, pu}$ 는 $\dot{m}_{pu}/(\rho_{pu} N_{pu} D_{pu}^3)$ 으로 나타낼 수 있으며, ΔP_{pu} 는 펌프의 압력차, $h_1 \sim h_5$ 와 $e_1 \sim e_5$ 는 성능 곡선에 의한 상수, ρ_{pu} 는 펌프를 지나는 유체 밀도, N_{pu} 는 회전속도, D_{pu} 는 임펠러 지름을 나타낸다. E_{pu} 와 $T_{pu, o}$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$E_{pu} = \frac{\dot{m}_{pu} \Delta P_{pu}}{\eta_{pu} \rho_{pu}} \quad (38)$$

$$T_{pu, o} = T_{pu, i} + \frac{\Delta P_{pu}}{\rho_{pu} C_{p, pu}} \left(\frac{1}{\eta_{pu}} - 1 \right) \quad (39)$$

2.8 온도센서

온도센서에 대한 출력온도신호 $C_{s, o}$ 는 다음과 같이 일차 시스템으로 가정할 수 있으며⁽⁹⁾

$$\frac{dC_{s, o}}{dt} = \frac{C_{s, i} - C_{s, o}}{\tau_s} \quad (40)$$

여기서 $C_{s, i}$ 는 $(T_{in} - T_{off})/T_g$ 로써 입력온도 T_{in} 을 계인 T_g 와 오프셋 T_{off} 에 의해 수정한 입력 온도신호, τ_s 는 센서의 시정수를 나타낸다.

2.9 비례적분 제어기

비례적분 제어 알고리즘에서 제어기 신호 C_{ctrl} 는 다음과 같은 식으로 표시되며⁽¹¹⁾

$$C_{ctrl} = K_P \left(Er + \frac{1}{T_I} \int Er dt \right) \quad (41)$$

여기서 Er 은 설정온도신호와 온도센서를 통한 출력온도 신호와의 오차, T_I 는 K_P/K_I 로 적분시간, K_P 는 비례게인, K_I 는 적분게인을 나타낸다.

3. 시뮬레이션 결과

흡수식 공조 시스템의 과도 응답과 동적 성능을 시뮬레이션하기 위하여 사용된 주요 데이터가 Table 1에 나타나 있으며⁽¹²⁾ 제어 알고리즘을 효과적으로 개발하기 위하여 제어 시스템을 냉동기 냉수 출구온도 제어 시스템, 냉동기 냉각수 입구 온도 제어 시스템, 공조기 급기온도 제어 시스템으로 구분하여 시뮬레이션하였다. 각 제어 시스템

의 과도 응답 특성과 요구되는 각종 성능 특성을 동적 시뮬레이션 프로그램⁽¹³⁾을 통해 구체적으로 분석할 수 있으므로 시뮬레이션 프로그램을 제어 알고리즘 개발에 효과적으로 사용할 수 있다.

3.1 시스템 과도 응답

3.1.1 냉동기 냉수 출구온도 제어

흡수식 냉동기 냉수 출구온도 제어 시스템에서

Table 1 Major data used for simulation

Model	Variable	Value	Unit	Model	Variable	Value	Unit
Absorption Chiller	a1	1493.95	-	Fan	k4	-0.0045	-
	a2	402.048	-		k5	0.00000	-
	a3	-61.6133	-		l1	0.00000	-
	a4	-18.8629	-		l2	0.56400	-
	a5	0.509292	-		l3	-0.08620	-
	a6	-0.213942	-		l4	0.00000	-
	b1	-337.389	-	l5	0.00000	-	
	b2	532.89	-	D _m	0.31920	m	
	b3	-5.229	-	Boiler	τ _B	100.000	sec
	b4	-29.609	-		LCV _f	44100.00	kJ/kg
	b5	-0.00167	-		C _{phw}	4.200000	kJ/kg °C
	b6	0.001803	-	η _B	0.600000	-	
	c1	0.0000648	-	Three Way Valve	R1	0.30000	0.001/(kgm)
	c2	0.9998	-		R2	1.50000	0.001/(kgm)
	c3	0.0000077	-		λ _v	0.04000	-
	d1	0.161859	-		τ _v	10.0000	sec
d2	-0.004896	-	Pipe	h _{pii}	38.0000	kW/°C	
d3	1.39456	-		h _{pio}	4.40000	kW/°C	
d4	-0.000002	-		C _m	3.22000	kJ/°C	
d5	-0.000001	-	Pump	h1	1.650000	-	
d6	-0.012504	-		h2	-70.0000	-	
Cooling Tower	V _{sump}	0.30330		m ³	h3	5.000000	-
	Q _{fund}	22.0000		kW	h4	0.000000	-
Cooling Coil	N _p	16.0000		-	h5	30.00000	-
	N _r	6.00000		-	e1	0.950000	-
	A _p	6.23810		m ²	e2	0.000000	-
Heating coil	V _{hc}	0.007300		m ³	e3	0.000000	-
	C _{hc}	26.20000		kJ/kg °C	e4	0.000000	-
Duct	h _{dui}	2.00000	kW/°C	e5	0.000000	-	
	h _{duo}	2.00000	kW/°C	D _{pu}	0.127000	m	
	C _{dum}	240.000	kJ/°C	Temperature Sensor	τ _s	20.0000	sec
Damper	K _{dp}	0.04000	0.001/(kgm)		Toff	0.00000	°C
	λ _{dp}	0.00040	-		Tg	100.000	°C
	W _f	1.00000	-				
Fan	k1	3.64000	-				
	k2	0.80100	-				
	k3	-0.1900	-				

출구온도 제어를 위해 비례적분 제어 알고리즘을 선정하여 출구 설정온도를 7℃로 설정한 후 4000초에서 9℃로, 8000초에서 5℃로 계단 변화시켰을 경우의 제어 결과를 Fig. 2에 보여준다. 비례게인 K_P 를 5.0, 적분게인 K_I 를 0.48로 선택한 경우 $\pm 1.0\%$ 오차범위내 정착시간 212초, 정상상태오차 0.4%, 오버슈트 27.1%로 오버슈트가 크게 발생하였으나, K_P 를 3.0, K_I 를 0.1로 선택할 경우 정착시간 375초, 정상상태오차 0.2%, 오버슈트는 거의 발생하지 않았고, 제어신호도 안정되었다.

Fig. 3은 냉동기 냉수 출구 설정온도를 5℃로 설정한 후 4000초가 되었을 때 냉동기 입구온도

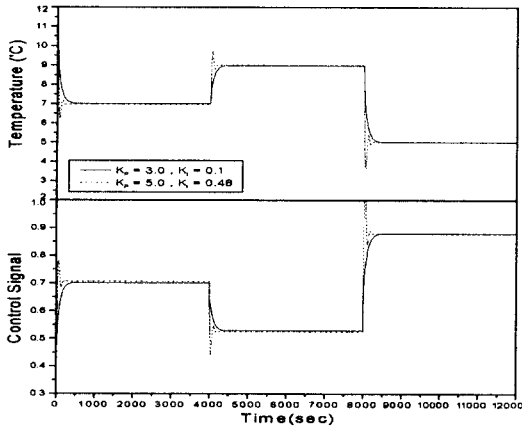


Fig. 2 Chilled water temperature control for setpoint step changes.

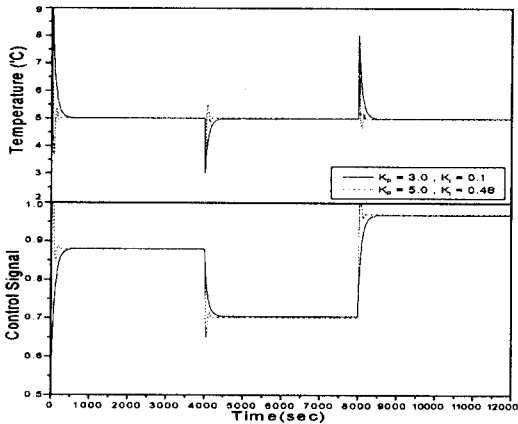


Fig. 3 Chilled water temperature control for disturbance.

를 13℃에서 11℃로, 8000초가 되었을 때 11℃에서 14℃로 계단 변화시켜 외란을 주었을 경우에 대한 제어 결과를 보여준다. K_P 를 5.0, K_I 를 0.48로 선택한 경우 제어 신호가 다소 과도하게 변화하였으나 K_P 를 3.0, K_I 를 0.1로 선택한 경우 상대적으로 안정된 제어 신호를 보여주었다. 따라서 냉동기 냉수 출구온도를 제어하기 위해 사용된 비례적분 제어 알고리즘의 K_P 와 K_I 를 3.0과 0.1로 선택하는 것이 보다 타당함을 확인할 수 있었다.

3.1.2 냉동기 냉각수 입구온도 제어

냉동기 냉각수 입구온도 제어 시스템에서 냉각수 입구온도 제어를 위해 비례적분 제어 알고리즘을 선정하였으며, 냉각수 입구 설정온도를 31℃, 33℃, 29℃로 계단 변화시켰을 경우의 제어 결과를 Fig. 4에 보여준다. K_P 를 6.0, K_I 를 0.3으로 선택할 경우 다소 과도한 제어를 보여주었으며, K_P 를 3.0, K_I 를 0.1로 선택할 경우 상대적으로 안정된 제어를 보여주었다.

냉각수 입구 설정온도를 32℃로 일정하게 설정하고 4000초가 되었을 때 외기 습구온도를 25℃

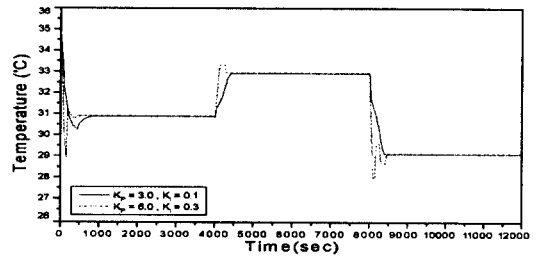


Fig. 4 Cooling water temperature control for setpoint step changes.

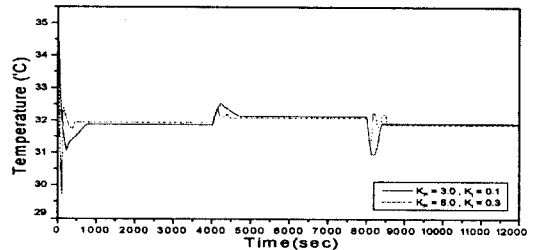


Fig. 5 Cooling water temperature control for disturbance.

에서 27℃로, 8000초가 되었을 때 27℃에서 22℃로 계단 변화시켜 외란을 주었을 경우에 대한 제어 결과가 Fig. 5에 보여준다. K_P 를 6.0, K_I 를 0.3로 선택한 경우 다소 과도한 제어를 보여주었으며, K_P 를 3.0, K_I 를 0.1로 선택한 경우 상대적으로 느린 제어를 보여주었으나 안정되게 제어되어 냉각수 입구온도 제어 알고리즘의 K_P 와 K_I 의 선정에 개발된 동적 시뮬레이션 프로그램을 적절히 사용할 수 있음을 확인하였다.

3.1.3 공조기 급기온도 제어

공조기 급기온도 제어 시스템에서 급기온도 제어를 위해 비례적분 제어 알고리즘을 사용하였으며, 급기 설정온도를 12℃, 13℃, 11℃로 계단 변화시켰을 경우에 대한 제어 결과를 Fig. 6에 보여준다. K_P 를 8.5, K_I 를 0.6로 선택한 경우 과도한 제어를 보여주었으나, K_P 를 6.5, K_I 를 0.12로 선택한 경우 비교적 안정된 제어를 보여주었다.

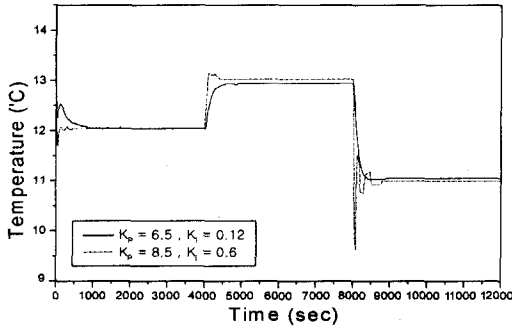


Fig. 6 Supply air temperature control for set-point step changes.

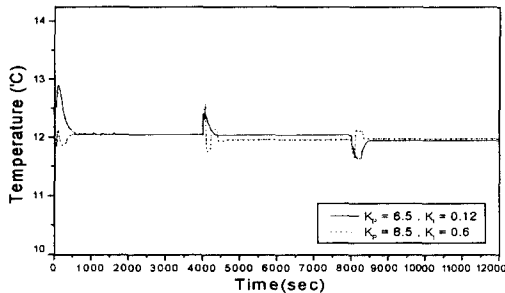


Fig. 7 Supply air temperature control for disturbance.

급기 설정온도 12℃로 일정하게 설정한 후 4000초에서 외기 온도를 32℃에서 38℃로, 8000초에서 38℃에서 36℃로 계단 변화시켜 외란을 주었을 경우에 대한 제어 결과를 Fig. 7에서 보여준다. K_P 를 8.5, K_I 를 0.6으로 선택하였을 경우 과도한 제어 결과를 보여주었으나, K_P 를 6.5, K_I 를 0.12로 선택하였을 경우 안정된 제어를 보여주었다. 따라서 개발된 동적 시뮬레이션 프로그램을 공조기 급기온도 제어 알고리즘 개발에 효과적으로 사용할 수 있음을 확인하였다.

3.2 시스템 동적 성능

흡수식 공조 시스템의 각 부분에서 요구되는 각종 동적 성능을 시뮬레이션을 통해 확인할 수 있다. 흡수식 냉동기 냉수 출구온도 제어 시스템에서 K_P , K_I 가 3.0, 0.1인 비례적분 제어 알고리즘을 선택한 후 냉동기 냉수 출구 설정온도를 7℃, 9℃, 5℃로 계단 변화시켰을 때 냉각수 입구온도가 29℃, 31℃, 33℃인 경우에 대한 냉동용량, 공급용량, 냉동효율이 Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10에 나타나 있다. 그림에서 보듯이 냉동기 냉수 출구 설정온도를 증가시키에 따라 냉동용량과 소요되는 공급열량이 감소하였고 그에 따라 냉동효율이 변화함을 알 수 있었다.

또한 냉각수 입구온도 제어 시스템과 공조기 급기온도 제어 시스템에서도 시스템에서 요구되는 각 부분의 온도, 유량, 압력 등을 시뮬레이션을 통해 확인할 수 있었다.⁽¹²⁾

이와 같이 개발된 동적 시뮬레이션을 통해 주어진 제어 알고리즘에 대한 각종 동적 성능을 예측할 수 있으므로 최적제어 알고리즘 개발에 시

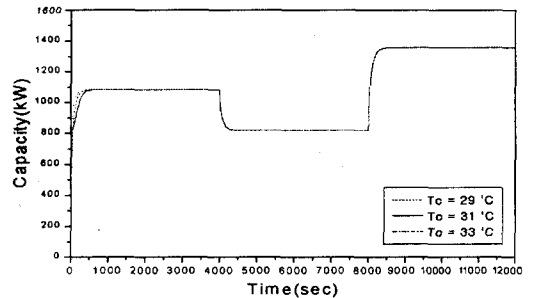


Fig. 8 Cooling capacity.

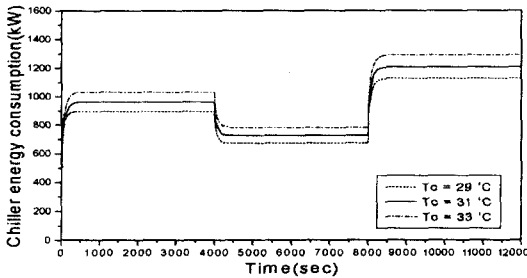


Fig. 9 Power consumption.

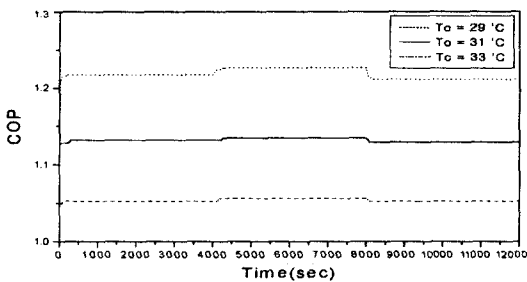


Fig. 10 COP.

시뮬레이션 프로그램을 적절히 사용할 수 있음을 확인하였다.

4. 결론

흡수식 공조 시스템을 구성하고 있는 각종 제어 시스템의 최적제어 알고리즘을 효과적으로 개발하기 위하여 흡수식 공조 시스템을 구성하고 있는 각종 구성요소의 동적 모델을 개발하였으며 이를 사용하여 동적 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 동적 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 제어 알고리즘이 주어졌을 때의 시스템 과도 응답과 동적 성능에 대한 성능비교가 가능하였으므로 따라서 본 연구에서 개발된 동적 시뮬레이션 프로그램은 흡수식 공조 시스템의 최적제어 알고리즘 개발을 위하여 효과적으로 사용할 수 있음을 확인할 수 있다.

참고문헌

1. Dorgan, C. B., Dorgan, C. E. and Leight, S. P., 1995, ASHRAE's new application guide

for absorption cooling/refrigeration using recovered heat, ASHRAE Transactions Vol. 101, Pt. 2, ASHRAE.

2. Han, D. and Lee, S., 1999, Dynamic simulation of the absorption air conditioning system, Proc. of Winter Annual Conf., SAREK.

3. Han, D. and Lee, S., 1999, Effective dynamic models for the absorption chilled water system, Proc. of Summer Annual Conf., SAREK.

4. Han, D. and Lee, J., 1999, Dynamic simulation of the ice storage cooling system, Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 6, SAREK.

5. Han, D. and Lee, J., 1998, Dynamic simulation for full storage system, Proc. of Winter Annual Conf., SAREK.

6. Mills, A. F., 1995, Basic Heat and Mass Transfer, Irwin.

7. Bourdouxhe, J. P., Grodent, M. and Lebrun, J., 1998, Reference Guide for Dynamic Models of HVAC Equipment, ASHRAE.

8. Clark, D. R., 1984, HVACSIM⁺ Building System and Equipment Simulation Program; Reference Manual, NBSIR 84-2996, NIST.

9. Han, D. and Lee, J., 1998, Dynamic model for ice storage tank, Proc. of Summer Annual Conf., SAREK.

10. Marquand, C. and Croft, D., 1994, Thermofluids, Wiley.

11. Franklin, G. F. et al., 1995, Feedback Control of Dynamic Systems, Addison Wesley.

12. Han, D. and Lee, S., 2000, Dynamic models of the absorption air conditioning system for the development of optimal control algorithms, RRC Transaction, Vol. 2, Regional Research Center for Advanced Climate Control Technology.

13. Park, C., Bushby, S. T. and Kelly, G. E., 1989, Simulation of a large office building system using the HVACSIM⁺ program, ASHRAE Transactions, Vol. 95, Pt. 1., ASHRAE.