

## 개별공조시스템을 위한 전기히터의 PID 제어

장 영 준\*, 박 영 칠†, 정 광 섭\*\*, 한 화 태\*\*\*, 이 정 재\*\*\*\*

\*인하대학교 기계공학과 대학원, † 서울산업대학교 제어계측공학과, \*\*서울산업대학교 건축공학과,

\*\*\*국민대학교 기계자동차공학부, \*\*\*\*동아대학교 건축공학과

### A PID Control of Electric Heater for PEM

Young-Joon Chang\*, Young-Chil Park†, Kwang-Seop Chung\*\*,  
HwaTaik Han\*\*\*, Jurng-Jae Yee\*\*\*\*

\*Department of Mechanical Engineering, Inha University, Incheon 402-751, Korea

†Department of Control and Instrumentation Engineering, SNUT, Seoul 139-743, Korea

\*\*Department of Architectural Engineering, SNUT, Seoul 139-743, Korea

\*\*\*School of Mechanical and Automotive Engineering, Kook Min University, Seoul, 136-702, Korea

\*\*\*\*Department of Architectural Engineering, Dong A University, Pusan, 604-714, Korea

(Received August 10, 2000; revision received November 10, 2000)

**ABSTRACT:** The work presented here is an implementation of PID control to achieve a required supply air temperature in PEM (personal environment module). In PEM, the air is heated to the required temperature while it flows through the supply duct, without any mixing chamber. This makes the control of air temperature in PEM difficult. Linear dynamic model of heat transfer in PEM is first obtained. Then P, PD and PID type control systems, to provide the rapid response without overshoot and saturation, are designed and implemented experimentally. Data obtained shows that the control system satisfies the design criteria and works properly in controlling the supply air temperature.

**Key words:** PEM(개별공조시스템), Electric heater control(전기히터제어), P control(비례제어), PD control(비례-미분제어), PID control(PID 제어)

#### 기 호 설 명

$A_w$  : 히터실 벽면 총열전달 면적 [ $m^2$ ]

$A_s$  : 급기관 벽면 총열전달 면적 [ $m^2$ ]

$A_h$  : 히터 표면 열전달 면적 [ $m^2$ ]

$\dot{m}$  : 공기 질량 유속 [Kg/s]

$m_{ah}C_a$  : 히터실 공기 열용량 [J/K]

$m_sC_a$  : 급기관 공기 열용량 [J/K]

$m_hC_h$  : 히터 열용량 [J/K]

$m_wC_w$  : 히터실 표면 열용량 [J/K]

$m_dC_d$  : 급기관 표면 열용량 [J/K]

$T_\infty$  : 송풍기 공급 공기온도 [ $^{\circ}C$ ]

$T_{rh}$  : 히터실 외벽온도 [ $^{\circ}C$ ]

$T_{rs}$  : 급기관 외벽온도 [ $^{\circ}C$ ]

$T_a$  : 히터실 온도 [ $^{\circ}C$ ]

$T_i$  : 급기관 온도(제어온도) [ $^{\circ}C$ ]

$U_w$  : 히터실 벽면 총열전달 계수 [ $W/m^2K$ ]

† Corresponding author

Tel.: +82-2-970-6541; fax: +82-2-949-2654

E-mail address: ycpark@plaza1.snut.ac.kr

- $U_s$  : 급기관 벽면 총열전달 계수 [ $W/m^2K$ ]
- $U_h$  : 히터 표면 총열전달 계수 [ $W/m^2K$ ]
- $h_{o,w}$  : 히터실 외부 대류 열전달 계수 [ $W/m^2K$ ]
- $h_{o,d}$  : 급기관 외부 대류 열전달 계수 [ $W/m^2K$ ]

1. 서 론

개별공조시스템(personal environment module, PEM)은 국부적인 공간을 대상으로 재실자의 요구에 따라 독립적으로 공조하는 방식으로, 재실자의 쾌적도 향상과 에너지 절약의 두 가지 측면에서 기존 공조 방식보다 우수한 것으로 알려지고 있다.<sup>(1)</sup>

개별공조시스템은 재실자를 중심으로 하는 좁은 공간을 대상으로 하기 때문에 전체 공조에 비해 급기유량(유속)이 작고, 속도감 감지 방지를 위한 제한 유속이 존재하면서 급기온도가 설정 범위에 따라 정확해야 하고 적응시간이 빨라야 하는 특성을 가지고 있다.

개별공조시스템의 급기온도 조절은 일반적으로 급기관 내부에 설치되어 있는 전기히터의 발열량을 제어함으로써 이루어진다. 따라서 개별공조시스템의 경우, 공기는 급기관을 통과하는 동안 설정된 온도로 상승되어야 하며, 일정한 범위 내에서 유지되어야 한다. 일반적으로 사용되는 공기온도조절장치는, 온도의 균일화를 위하여 혼합실(mixing chamber)을 사용한다. 이는 공기의 가열 특성상 공기를 전열기에 통과시키는 것만으로는 요구되는 온도로 정확히 가열시키고 또한 유지시키기가 대단히 어렵기 때문이다.

개별공조시스템에서 사용되는 급기관의 직경은 비교적 작기 때문에 공기혼합실과 같은 역할을 수행할 수 없으며, 또한 공간상 공기혼합실과 같은 장치를 설치할 수 없는 제약 조건을 가지고 있다.

본 연구는 개별공조시스템의 급기온도 조절을 위하여 급기관 내부에 설치되어 있는 전기히터의 발열량 제어를 수행한 것이다. 우선 전기히터를 사용하는 난방장치에 대한 열전달 지배 방정식을 설정하고, 방정식에 포함된 상태량들을 구하여 이를 수학적으로 모델링하는 작업을 수행하였다. 이와 동시에 개별공조시스템에서 사용되고 있는 것과 유사한 전기히터를 사용하는 난방장치를 구성하고, 수학적으로 얻어진 지배 방정식을 근거로 하여 전기히터의 제어를 위한 제어기를 구현하였다.

본 연구에서는 응답시간을 최소화하고, 정격초과를 발생시키지 않으면서 일정 급기온도를 유지할 수 있는 PID 제어기를 구성하였다.

2. 열전달 모델링

2.1 지배 방정식

모든 열 시스템에는 여러 가지 비선형 요소들이 존재한다. 그러나 비선형적인 요소들을 포함하는 지배 방정식은 비선형 제어이론을 필요로 하며, 따라서 해석은 물론 적용에서 여러 가지 어려움을 유발시킬 수 있다.

Fig. 1은 실험에 사용된 개별공조시스템의 난방장치 구성도이다. 본 연구에서는 선형화된 열전달 지배 방정식의 구성을 위하여 검사체적 방

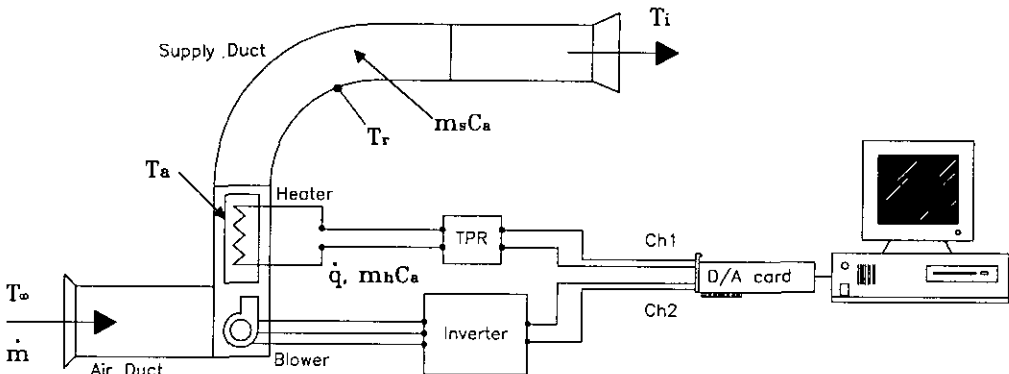


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

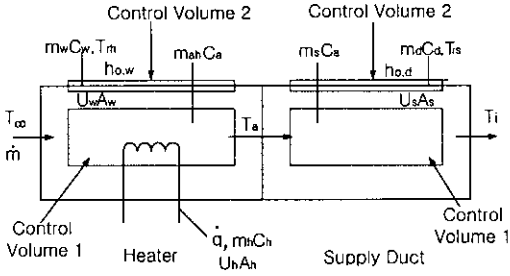


Fig. 2 Control volume of heater and supply duct.

법을 도입하고 히터실과 급기관을 별도의 검사체적으로 설정하였다.<sup>(2)</sup> 또한 lumped thermal mass 개념과 lumped heat capacity 개념을 도입하여 시스템 전체를 다섯 개의 대표 온도로 설정하고 각 부분에서의 온도와 열용량은 일정하다고 가정하였다. 열전달 해석은 Fig. 2에서와 같이 히터실과 급기관으로 나누어 생각하였다. 또한 두 부분은 다시 내부와 벽면으로 나누어 검사체적을 설정하여 열전달 지배 방정식을 구성하였다.

식(1)~(3)은 히터실에 대한 열전달 지배 방정식이다. 식(1)과 (2)는 히터실 내부에서의 열전달 지배 방정식으로, 측정이 어렵고 본 연구에서는 불필요한 히터 표면의 온도  $T_h$ 는 두 식을 연계시켜 소거할 수 있으며, 벽면에서의 열전달 지배 방정식은 식(3)과 같이 표현된다.

$$m_{ah}C_a \frac{dT_a}{dt} + m_h C_h \frac{dT_h}{dt} = \dot{q} - \dot{m}C_a(T_a - T_\infty) - U_w A_w (T_a - T_{rh}) \quad (1)$$

$$U_h A_h (T_h - T_a) = m_{ah} C_a \frac{dT_a}{dt} + \dot{m}C_a(T_a - T_\infty) + U_w A_w (T_a - T_{rh}) \quad (2)$$

$$m_w C_w \frac{dT_{rh}}{dt} = U_w A_w (T_a - T_{rh}) - h_{o,w} A_w (T_{rh} - T_\infty) \quad (3)$$

또한 급기관에 대해서도 같은 방식을 사용하여 내부에서의 열전달 지배 방정식(4)과 벽면에서 식(5)를 얻을 수 있다.

$$m_s C_a \frac{dT_i}{dt} = \dot{m}C_a(T_a - T_i) - U_s A_s (T_i - T_{rs}) \quad (4)$$

$$m_d C_d \frac{dT_{rs}}{dt} = U_s A_s (T_i - T_{rs}) - h_{o,d} A_s (T_{rs} - T_\infty) \quad (5)$$

난방장치의 동특성 해석 및 제어기 설계를 위하여 요구되는 전달 함수는 히터실 및 급기관의 열전달 지배 방정식(1)~(5)를 Laplace 변환하여 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\tilde{T}_a(s) = G_1(s) \dot{q}(s) + G_2(s) \tilde{T}_{rh}(s)$$

$$G_1(s) = \frac{1}{\frac{m_h C_h m_{ah} C_a}{U_h A_h} s^2 + [m_h C_h + \frac{1}{[m_{ah} C_a + \frac{m_h C_h}{U_h A_h} (\dot{m}C_a + U_w A_w)] s} \frac{1}{\dot{m}C_a + U_w A_w}} \quad (6)$$

$$G_2(s) = U_w A_w G_1(s)$$

$$\tilde{T}_{rh}(s) = G_3(s) \tilde{T}_a(s) \quad (7)$$

$$G_3(s) = \frac{U_w A_w}{m_w C_w s + U_w A_w + h_{o,w} A_s}$$

$$\tilde{T}_i(s) = G_4(s) \tilde{T}_a(s) + G_5(s) \tilde{T}_{rs}(s)$$

$$G_4(s) = \frac{\dot{m}C_a}{m_s C_a s + \dot{m}C_a + U_s A_s} \quad (8)$$

$$G_5(s) = \frac{U_s A_s}{m_s C_a s + \dot{m}C_a + U_s A_s}$$

$$\tilde{T}_{rs}(s) = G_6(s) \tilde{T}_i(s) \quad (9)$$

$$G_6(s) = \frac{U_s A_s}{m_d C_d s + U_s A_s + h_{o,d} A_s}$$

$$\begin{aligned} \tilde{T}_a(s) &= T_a - T_\infty & \tilde{T}_i(s) &= T_i - T_\infty \\ \tilde{T}_{rh}(s) &= T_{rh} - T_\infty & \tilde{T}_{rs}(s) &= T_{rs} - T_\infty \end{aligned}$$

이와 같은 전달함수는 처음 가정에 따라 크게 히터실 총 전달함수( $G_h$ )와 급기관 총 전달함수( $G_s$ )의 두 부분으로 구성되며 각 전달함수의 구성은 다음과 같다.

$$G_h = \frac{G_1}{1 - G_2 G_3} \quad G_s = \frac{G_4}{1 - G_5 G_6} \quad (10)$$

2.2 계수의 결정

난방장치의 전달함수에서 사용되고 있는 열용량, 전열 면적, 열전달 계수들은 이론적 계산에 의하여 결정될 수 있다. 우선 히터실 및 급기관 내 공기의 열용량은 히터실 및 급기관의 체적에 공기 밀도와 비열을 곱함으로써 얻을 수 있다.

전달함수에서 사용되고 있는 열전달 계수는 히터와 급기관의 두께, 길이 등의 기하학적 수치와 재질을 사용하여 결정된다. 본 연구에서는 전도와 대류 열전달을 고려하여 열전달 계수를 결정하였으며, 히터와 급기관에서의 유동은 난류유동으로 간주하였다. 대류 열전달 계수는 각 부분에서의 유속을 결정한 후 레이놀즈 수와 프란틀 수를 계산하고, 이를 이용해서 누셀트 수를 결정하여 Dittus-Boelter식으로 산정하였다.<sup>(3)</sup> 전도 열전달 계수는 장치의 재질에 따른 열전도 계수표(thermal conductivity table)<sup>(3)</sup>에서 찾을 수 있고 이를 이용해 전체 계수를 구할 수 있다.

히터실과 급기관의 외벽을 검사체적으로 잡았을 경우의 외부로의 대류 열전달 계수는 자연 대류라 가정하고 구할 수 있다. 이와 같이 결정된 계수들과 이들 계수들을 사용하여 얻어진 난방장치의 전달함수는 다음과 같이 표현된다.

- 히터실 체적  $V_h=0.0056 \text{ m}^3$
- 급기관 체적  $V_s=0.0123 \text{ m}^3$
- 공기 질량 유속  $\dot{m}=0.0168 \text{ kg/s}$
- 히터실 공기 열용량  $m_{ah}C_a=6.614 \text{ J/K}$
- 히터실 벽면 총열전달 계수  $U_w=2.468 \text{ W/m}^2\text{K}$
- 히터실 벽면 총열전달 면적  $A_w=0.189 \text{ m}^2$
- 급기관 공기 열용량  $m_sC_a=14.35 \text{ J/K}$
- 급기관 벽면 총열전달 계수  $U_s=1.861 \text{ W/m}^2\text{K}$
- 급기관 벽면 총열전달 면적  $A_s=0.393 \text{ m}^2$

- 히터 열용량  $m_hC_h=1385.44 \text{ J/K}$
- 히터 표면 열전달 계수  $U_h=225.76 \text{ W/m}^2\text{K}$
- 히터 표면 열전달 면적  $A_h=0.0314 \text{ m}^2$
- 히터실 표면 열용량  $m_wC_w=726.84 \text{ J/K}$
- 히터실 벽면 외부 대류 열전달 계수  $h_{o,w}=644.27 \text{ W/m}^2\text{K}$
- 급기관 표면 열용량  $m_dC_d=259.58 \text{ J/K}$
- 급기관 표면 외부 대류 열전달 계수  $h_{o,d}=0.648 \text{ W/m}^2\text{K}$

$$G_1 = \frac{0.000774}{(s + 0.00363)(s + 3.7017)}$$

$$G_2 = \frac{0.00549}{(s + 0.00363)(s + 3.7017)}$$

$$G_3 = \frac{0.000642}{s + 0.1682} \quad G_4 = \frac{1.1790}{s + 1.230}$$

$$G_5 = \frac{0.0509}{s + 1.230} \quad G_6 = \frac{0.0028}{s + 0.0038}$$

$$G_h = \frac{0.000774(s + 0.1682)}{(s + 3.7017)(s + 0.003624)(s + 0.1681)}$$

$$G_s = \frac{1.1790(s + 0.0038)}{(s + 0.00368)(s + 1.230)}$$

2.3 모델링과 실제 난방장치의 비교

Fig. 3은 전기히터에 일정한 전압을 공급하면서 측정된 급기관 출구 온도와 난방장치의 전달함수를 사용하여 얻어진 simulation 결과를 동시에 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 선형화된 지배 방정식은 실제 난방장치의 특성을 유사하게 묘사할 수 있다.

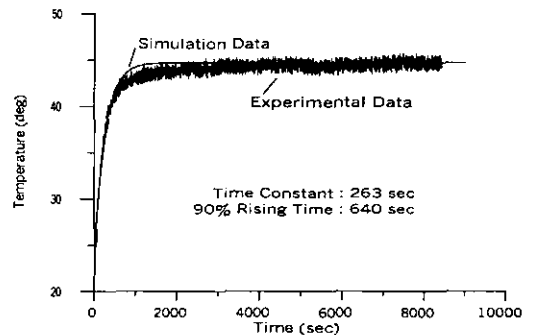


Fig. 3 Experimental data vs simulation data.

실제 난방장치의 급기관 출구 온도는 Fig. 3에서 보여준 것과 같이 심하게 요동치고 있다. 이는 혼합실을 사용할 수 없는 PEM을 위한 난방장치와 같은 장치의 경우 급기시 공기의 충분한 혼합이 불가능한 특성상 필연적인 것으로, 이와 같은 현상을 선형화된 수학적 모델로서 표현하기는 불가능하다. 그러나 비록 수학적 모델링에 의하여 얻어진 난방장치의 전달함수가 실제 난방장치의 동특성을 완전하게 표현하지는 못하지만, 제어기의 설계를 위하여 사용되기에는 충분히 유사한 것으로 사료된다.

### 3. 급기관 출구 온도 제어

Fig. 4는 본 연구에서 사용된 제어시스템을 도식적으로 표시한 것으로, 제어기는 PC에서 Visual C++를 사용하여 구현되었다. 열전대를 사용하여 측정된 급기관 출구 온도, 입구 온도, 주변 온도와 air transmitter를 사용하여 측정된 유속은 LAN으로 연결된 데이터 로거를 통하여 PC로 입력된다. 설정 온도와 출구 온도의 차는 제어기  $G_c$ 에서 히터에 공급되는 전압으로 변환되며, 정상 상태의 유지를 위하여 요구되는 전압  $V_{ss}$ 와 합쳐진 후 PC에 설치되어 있는 12비트 D/A 카드를 통하여 히터 전류 조정기(TPR)의 입력 신호(최대 5V)로 공급된다.

정상 상태에서 요구되는 전압  $V_{ss}$ 는 식(1)~(5)의 시간에 대한 미분항을 0으로 하여 식(11)과 같이 얻어지며, 공급 전압과 전기히터 발열량의 변환비를  $K_h$ 는 개별공조시스템에서 요구되는 동작 범위 내의 공기 온도를 제공할 수 있는 범위에서 실험적으로 140.3[W/V]로 결정하였다.

$$\begin{aligned} \dot{q}_{ss} &= V_{ss}K_h \\ &= 17.24(T_i + 273) - 17.22(T_\infty + 273) \end{aligned} \quad (11)$$

본 연구에서는 23℃ 부근의 입구 공기 온도를 43℃로 가열시키는 실험을 수행하였으며, 제어기는 정격초과(overshoot)를 발생시키지 않으며, 제어가 수행되는 동안 전기히터의 포화(saturation)가 일어나지 않는 범위에서 최대 응답속도를 가질 수 있도록 구성되었다.

#### 3.1 비례제어

비례제어(P 제어)는 Fig. 4의 제어기  $G_c$ 가 다음과 같은 경우이다.

$$G_c(s) = K_P \quad (12)$$

비례제어 이득이 증가함에 따라 시스템의 감쇠율은 작아지며, 따라서 정격초과 및 정상 상태를 기준으로 한 진동이 증가하고, 이득이 계속 증가함에 따라 시스템은 불안정하여진다.

본 연구에서 사용된 비례제어기의 이득은 정격초과를 유발시키지 않는 범위에서 최대의 응답속도를 가지며, 또한 전기히터가 최대 용량에서 포화되지 않는 값인  $K_P=0.108$ 로 설정하였다. Fig. 5는 이와 같이 결정된 이득을 사용하여 얻어진 난방장치의 응답 특성으로, 설정 온도까지 도달되는 시간이 제어를 하지 않을 경우와 비교하여 7배 이상 빨라지고 있음을 보여주고 있다.

#### 3.2 비례-미분제어

비례-미분제어(PD 제어)에서 사용되는 제어기의 구조는 다음과 같다.

$$G_c(s) = K_P + K_Ds \quad (13)$$

비례-미분제어기는 단순 비례제어와 비교하여

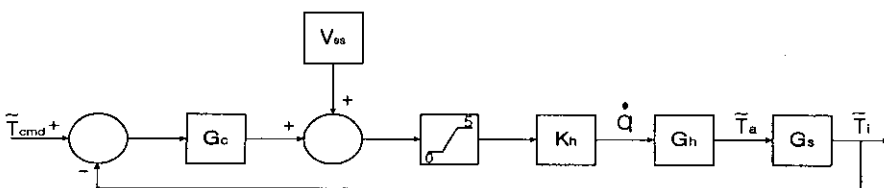


Fig. 4 Control system block diagram.

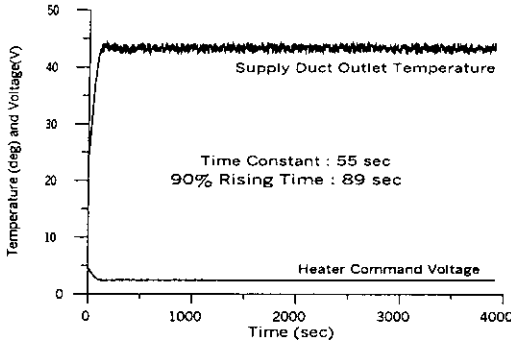


Fig. 5 System response when  $K_p=0.108$ .

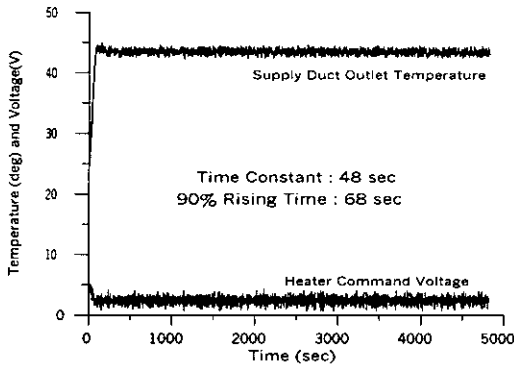


Fig. 6 System response when  $K_p=0.2, K_D=1.0$ .

일반적으로 시스템의 응답속도를 증대시키며, 또한 순수 진상회로형 제어기로서 시스템의 안정도를 증대시킨다. Fig. 6은 전기히터를 포화시키지 않으면서 시스템의 응답 특성을 단순비례제어의 경우보다 빠르게 하기 위하여 사용한 비례-미분 제어기의 응답 특성을 나타낸 것이다.

비례미분제어기의 사용으로 시스템이 정상 상태까지 도달되는 시간을 단순비례제어기의 경우와 비교하여 약 15% 단축시켰다. 그러나 비례-미분제어기는 전기히터에 공급되는 전압이 심하게 요동치는 현상을 유발시키며, 이는 비례-미분 제어기의 사용에 따라 폐루프의 영점(zero)이 s 평면의 원점 부근에 존재하게 되기 때문이다.

### 3.3 비례-미분-적분제어

비례-적분-미분제어기(PID 제어기)의 구조는 다음과 같다.

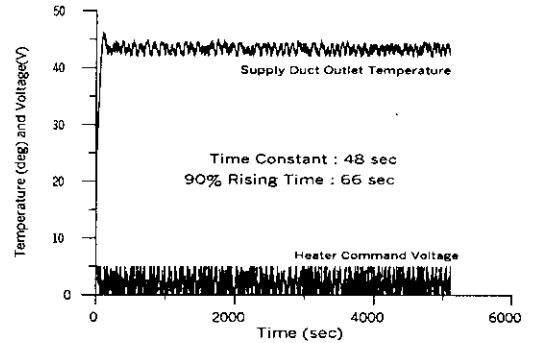


Fig. 7 System response when  $K_p=0.7, K_D=2.19, K_I=0.013$ .

$$G_c(s) = K_p + K_D s + \frac{K_I}{s} \quad (14)$$

PID 제어기는 P 제어 또는 PD 제어에서 발생하는 정상 상태 오차(steady-state error)를 감소시키기 위하여 사용된다. 그러나 PID 제어기는 적분 제어기를 사용함으로써 시스템의 안정도를 저하시키며, 따라서 정격초과를 유발시킬 수 있다.

Fig. 7은 근궤적을 사용하여 설계된  $K_p=0.7, K_D=2.19, K_I=0.013$ 를 사용하는 PID 제어기의 응답 특성을 나타낸 것이다. PID 제어기의 설계는 폐루프 극점을 모두 s 평면의 실수축상에 위치시킴으로써 시스템의 응답 특성이 정격초과를 나타내지 않으며, 또한 P 제어 또는 PD 제어와 동일한 응답속도를 가지도록 설계되었다.

그러나 Fig. 7에서와 같이 난방장치의 응답 특성은 정격초과 현상을 나타내고 있으며, 또한 전기히터의 입력 신호가 요동침을 알 수 있다.

모델링에 의하여 얻어진 전달함수를 사용하여 해석적으로 설계된 PID 제어기는 비록 정격초과를 유발시키지 않도록 설계되었으나, 실제 적용에서 Fig. 7에서와 같이 전기히터의 전열량을 초과하는 입력 신호를 생성시켰으며, 따라서 전기히터의 포화상태를 유발시켰고, 이는 다시 시스템의 응답이 정격초과와 제어 신호의 요동 현상으로 나타나는 결과를 초래하였다. 실제 실험에서 제어기의 이득, 특히 적분제어기의 이득을 감소시킴으로써 정격초과를 유발하지 않는 응답 특성을 얻을 수 있었다. 하지만 정격초과가 발생하지 않았지만, 응답속도가 대단히 느리고 따라서

본 연구의 목표를 충족시키지 못하였다.

### 3.4 실험결과 분석

본 연구에서 구현된 제어기는 제어를 하지 않은 경우에 비해 향상된 응답 특성을 나타내었다.

급기 온도는 단순비례제어만을 사용하여서도 만족할 수 있는 수준으로 제어가 이루어짐을 볼 수가 있었다. 응답속도를 증대시키기 위하여 비례제어 이득을 증가시키고, 이에 따라 발생 가능한 정격초과를 억제하기 위하여 사용된 비례-미분제어는 단순비례제어와 비교하여 시스템의 응답 특성을 향상시키는 것으로 나타났다. 그러나 비례-미분제어기의 사용에 따라 시스템의 페루프에 추가되는 영점은 시스템의 정격초과를 유발시키므로 사용상의 주의를 요하는 것으로 나타났다. 적분제어기의 사용은 시스템의 형번호(type number)를 증대시켜 정상 상태 오차를 줄일 수 있다. 그러나 본 연구에서 사용된 난방장치는 출구 온도가 설정 온도를 기준으로 하여 요동치는 것과 같이 대단히 불안정하며, 적분제어기는 시스템의 불안정 상태를 증폭시키는 결과를 초래하였다. 본 연구에서는 비록 적분제어기의 사용으로 정상 상태 오차를 다소간 줄일 수는 있었으나, 단순비례제어 또는 비례-미분제어의 경우와 비교해 괄목할 수 있는 성능 증대 효과를 나타내지는 못하였다.

## 4. 결 론

개별공조시스템의 급기 온도 조절을 위한 PID

제어기의 설계 및 적용 결과는 다음과 같다.

(1) 난방장치의 실제 특성을 나타내기 위해 열 전달 해석을 통한 지배 방정식을 구성하여 이를 수학적 모델링한 결과는 실제 특성과 유사하다.

(2) PID 제어기는 정격초과 및 전기히터의 포화를 발생시키지 않으면서 시스템의 응답 특성을 향상시킬 수 있다.

## 후 기

본 논문은 1999년도 한국과학재단 특정기초연구(1999-2-310-003-3) 연구비 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Cho, S. H., Jang, C. Y. and Tae, C. S., 2000, The experimental study on thermal characteristics of PEM system, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No. 5, pp. 439-447.
2. Shin, Y. G. and Kim, Y. I., 1998, Modeling of electric heater control dynamics, Proceeding of SAREK '99 Summer Annual Conference (III), pp. 1282-1287.
3. Incropera, F. P. and Dewitt, D. P., 1996, Fundamentals of Heat and Mass Transfer, 4th ed., John Wiley & Sons, pp. 827-853.