

論文2003-40SC-1-1

# 퍼지 기법과 PID 제어를 이용한 외팔보의 능동 진동 제어 (Active Vibration Control of a Cantilever Beam Using Fuzzy Control Scheme and PID Controller)

崔壽榮\*, 金珍泰\*\*, 朴基憲\*

(Sooyoung Choi, Jintae Kim, and Kiheon Park)

## 요 약

본 논문에서는 외팔보 시스템의 능동 진동 제어를 위하여 퍼지 기법으로 동조한 PID 제어기 설계기법을 제시하였다. 직접 제작된 전자석은 작동기로 사용되었으며, 레이저 감지기가 보의 굽힘 변위를 측정하는데 사용되었다. 작동기와 감지기의 물리적 제한 때문에 실험 시스템이 비동위치(Noncollocated) 형태가 되었으며 비접촉식 제어 시스템을 이룬다. 시스템의 모델링은 자유진동 방정식에 의한 모달 해석 방법으로 구하였으며, 작동기로부터 감지기까지의 전달함수는 전자석 작동기와 보의 역학 방정식을 조합하여 구하였다. 일반적으로 PID 제어기는 산업 현장에서 널리 사용되고 있으나, 비선형성이 강한 시스템이나 시변 특성을 갖는 시스템에서 적절한 PID 이득값을 결정하는 것은 어렵다. 이에 본 논문에서는 자동적으로 PID 이득 값을 조절하는 퍼지 기법으로 동조한 PID 제어기를 설계하여 비선형성이 강한 전자석을 작동기로 사용하는 외팔보 시스템의 진동 제어에 적용하였다. 시뮬레이션과 실험적 결과를 통하여 설계된 제어기의 진동 감쇠 효과와 성능을 검증하였으며, PID 제어기의 경우와 비교하여 더 나은 진동 제어 성능을 가짐을 실험적 결과로부터 증명하였다.

## Abstract

This paper is concerned with the fuzzy control scheme and PID controller for the vibration suppression control of a cantilever beam equipped with a laser sensor and an electromagnetic actuator. The PID controller is being widely used in industrial applications. However, it is difficult to determine the appropriate PID gains in nonlinear systems and systems with time variant characteristic and so on. In this paper, we design the fuzzy based PID controller of which output gains are adjusted automatically and the designed controller is applied to active vibration control of a cantilever beam using electromagnetic actuator with strong nonlinearity. The tuning PID parameters of proposed controller are determined by using Fuzzy algorithm. Effectiveness and performance of the designed controller are verified by both simulation and experiment results. Experimental results demonstrate that better control performance can be achieved in comparison with the PID controller.

**Keyword** : active vibration control, cantilever beam, electromagnetic actuator, fuzzy algorithm

\* 正會員, 成均館大學校 情報通信工學部

(School of Information and Communications Eng.  
SungKyunKwan University)

\*\* 正會員, 三星綜合技術院

(Samsung advanced institute of technology)

※ 본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(R01-2000 00  
0-00252-0)지원으로 수행되었음.

接受日字:2002年7月26日, 수정완료일:2003年1月8日

## I. 서 론

항공 우주 구조물이나 기계시스템에 대한 경량화 추세  
가 증가하고 있으나 경량화는 유연화를 수반하여 구  
조적 불안정을 초래할 수 있으므로 구조물의 변형이나  
진동의 능동적인 제어가 요구된다. 대표적인 유연 구조  
물은 인공위성체나 우주정거장과 같은 것들이 있으며,

새로운 신소재의 개발로 항공기, 자동차 등과 같은 이동수단이나 청소기, 세탁기 등과 같은 가전제품에까지 현대의 기계장치나 구조물들이 유연 구조물로 되어 가는 추세에 있다. 능동 진동 제어는 구조물이 감지기(sensor)로부터 획득한 환경 및 자극에 대한 정보를 제어부에서 해석, 분석하여 작동기(actuator)를 통해 적절한 대응을 함으로서 구조물 설계의 목적인 안정성, 정속성, 정확성 등을 유지하는 것을 총칭하는 것이다. 지금까지 능동 진동 제어를 유연 구조물에 적용한 연구<sup>[1~6]</sup>는 제어 대상물에 작동기와 감지기를 부착시키는지의 여부에 따라 크게 접촉식 형태와 비접촉식 형태로 나누어질 수 있으며, 접촉식에 사용되는 작동기 및 감지기의 재료로는 형상기억 합금, 전자기 유체, 압전 세라믹 등이 주로 사용되어 왔다. 그 중에서도 압전 세라믹은 신호 대 잡음비가 좋아 감지기로서의 감도가 좋고 온도 변화에도 덜 민감하며, 간편성과 효율성에서 우수하여 가장 많이 사용되고 있다<sup>[1,2]</sup>. 비접촉식에 사용되는 재료로는 전자석이 주로 이용되는데<sup>[4,5]</sup> 그 이유는 접촉식에 사용되는 재료들이 유연 구조물에 접촉되어 있으므로 비접촉식 제어 방법이 요구되는 자기부상 시스템, 자기 베어링 등과 같은 구조물의 진동 감쇠에서는 적용에 한계가 있기 때문이다. 능동 진동 제어를 위한 여러 제어기 중에서 PID 제어기는 구조가 간단하고 견실성이 우수하며 현장 운전자에게 익숙하다는 장점 때문에 산업현장에서 널리 사용되고 있으나 강한 비선형성이나 큰 지연시간을 갖는 시스템의 경우 적절한 PID 이득(Gain)을 결정하는 것은 매우 어려운 일이며 초기 동조(tuning) 후에도 시스템의 비선형성과 시변특성에 의하여 제어능력이 저하되기 때문에 지속적인 재동조가 필요하다<sup>[7]</sup>. PID 제어기의 이러한 단점을 개선하기 위하여 기존의 제어 기법이 적용되기 어려운 복잡한 시스템이나 비선형 시스템에 다양하게 적용되어 다른 제어기에 비하여 보다 강인하고 매개변수의 변화에 덜 민감한 반응을 보이는 Fuzzy 제어기법이 사용된다<sup>[6,8,9]</sup>.

본 논문에서는 비선형 요소가 강한 전자석이 작동기(actuator)로서 가장 기본적인 유연 구조물의 형태인 외팔보(Cantilever beam)의 진동을 억제하는데 사용되었으며, 레이저(Laser) 감지기(Sensor)가 보의 굽힘 변위를 측정하는데 사용되었다. 전자석의 입력 전압으로부터 레이저 감지기의 출력 전압까지의 전달함수를 모달 해석(modal analysis)방법<sup>[10]</sup>과 실험을 통하여 구하였다.

그리고 구하여진 전달함수를 이용하여 PID 제어기와 퍼지 기법으로 동조한 PID 제어기를 설계하였으며 진동 폭이 가장 큰 1차 모드의 고유 주파수인 32.4Hz 근처에서의 진동 수준을 최소화하고 순간적인 외부의 힘에 의해 진동이 발생할 때 그 진폭의 크기와 안정화시간(settling time)을 자유진동 때보다 설계한 제어기를 동작시킨 경우 효과적으로 줄이는지에 대해 알아보았다. 또한 20Hz~40Hz의 1차 모드 고유 주파수의 영향 하에서 실험을 실시하여 능동 진동 제어 시스템의 전자력이 작용하였을 때와 작용하지 않았을 때의 진동 감쇠 효과를 확인하였으며, PID 제어기와 본 논문에서 제안한 PID 제어기를 서로 비교하였다.

## II. 외팔보 시스템의 모델링

능동 진동 제어를 위한 전체 시스템의 실험적 구조도를 <그림 1>에 나타내었다. 본 실험의 제어 목적은 전자석 작동기의 입력 전류를 제어하여 외팔보의 굽힘을 증가시켜 주는데 있으며, 외팔보의 굽힘 변위를 레이어 감지기로 측정하였다.

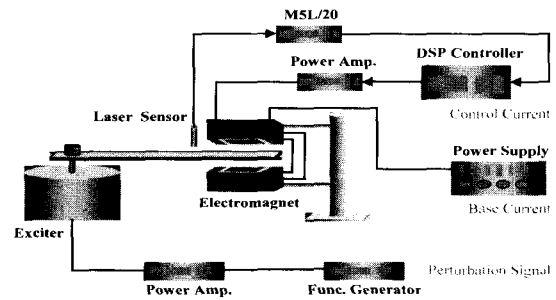


그림 1. 능동 진동 제어 시스템

Fig. 1. An active vibration control system.

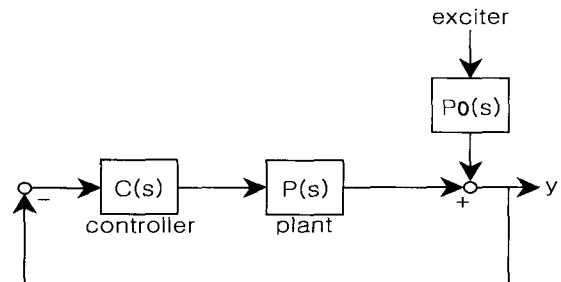


그림 2. 피드백 제어 시스템의 모델링

Fig. 2. The modeling of the feedback control system.

실험 장치의 피드백 제어 시스템 모델은 <그림 2>에

나타내었으며, 플렌트  $P(s)$ 는 전자석의 입력전압으로부터 레이저 감지기의 출력 전압까지의 전달함수를 나타낸다.

먼저 보(beam)에 가해지는 힘  $f(t)$ 로부터 굽힘 변위  $y(t)$ 까지의 전달함수  $P_r(s)$ 를 구하고 다음으로 전자석 구동기의 입력 전압으로부터 보에 가해지는 전자력까지의 전달함수  $P_m(s)$ 를 구하여 최종적으로  $P_r(s)P_m(s)$ 로서 전달함수  $P(s)$ 를 구한다.

1. 보의 전달함수  $P_r(s)$

단위길이 당 가해지는 횡방향의 힘을  $f(x, t)$ , 굽힘 변위를  $y(x, t)$ 로 표기하는 <그림 3>과 같은 한쪽은 고정되어 있고 다른 끝단은 자유로운 외팔보를 고려하자.

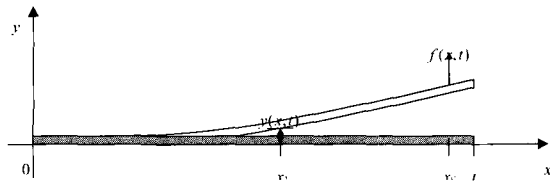


그림 3. 고정-자유단의 보  
Fig. 3. The clamped-free beam.

보의 횡방향 진동에 대한 모델은 다음과 같은 미분 방정식으로 잘 알려져 있다<sup>[10]</sup>.

$$-EI \frac{\partial^4 y(x, t)}{\partial x^4} + f(x, t) = m \frac{\partial^2 y(x, t)}{\partial t^2} \quad (0 < x < L) \quad (1)$$

모달 해석에 의해 이 방정식의 해를 다음과 같이 놓을 수 있으며,

$$y(x, t) = \sum_{r=1}^{\infty} Y_r(x) \cdot q_r(t) \quad (2)$$

여기서  $Y_r(x)$ 는 보의  $r$ 번째 모드 함수를 나타내며,  $q_r(t)$ 는 시간 함수를 나타낸다. 모드 함수는 <식 (3),(4),(5)>와 같으며  $L$ 과  $m$ 은 각각 보의 길이와 단위 길이 당 질량을 표시한다.

$$Y_r(x) = \frac{C_{1r}}{(\sin \beta_r L - \sinh \beta_r L) \{ (\sin \beta_r L - \sinh \beta_r L)(\sin \beta_r x - \sinh \beta_r x) + (\cos \beta_r L + \cosh \beta_r L)(\cos \beta_r x - \cosh \beta_r x) \}} \quad (3)$$

$$C_{1r} = \frac{1}{\sqrt{m}} \sigma_r, \quad \sigma_r = \frac{(\sinh \beta_r L - \sin \beta_r L)}{(\cosh \beta_r L + \cos \beta_r L)} \quad (4)$$

$$\beta_1 L = 1.87510407, \quad \beta_2 L = 4.69409113, \dots \quad (5)$$

모드 함수  $Y_r(x)$ 는 다음의 직교정교(ortho-normal) 성질을 가진다.

$$\int_0^L m Y_r(x) Y_s(x) dx = \delta_{rs} = \begin{cases} 0, & r \neq s \\ 1, & r = s \end{cases} \quad (6)$$

$$\int_0^L Y_r(x) EI Y_r^{(4)}(x) dx = \omega_r^2 \delta_{rs}, \quad \omega_r = \beta_r^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} \quad (7)$$

EI는 보의 굽힘 강성을 나타내며, (2)식을 (3)식에 대입하면 다음의 식을 얻게 된다.

$$m \left( \sum_{r=1}^{\infty} Y_r(x) \cdot \ddot{q}_r(t) \right) + EI \left( \sum_{r=1}^{\infty} Y_r^{(4)}(x) \cdot q_r(t) \right) = f(x, t) \quad (8)$$

단,  $(0 < x < L)$

$Y_n(x)$  ( $n=1,2,3,\dots$ )를 (8)식의 양변에 곱하여 0에서  $L$ 까지 적분을 하게 되면 다음의 식을 얻는다.

$$\sum_{r=1}^{\infty} \int_0^L m Y_r(x) Y_n(x) \ddot{q}_r(t) dx + EI \sum_{r=1}^{\infty} \int_0^L Y_r^{(4)}(x) Y_n(x) q_r(t) dx = \int_0^L Y_n(x) f(x, t) dx \quad (9)$$

만일 식 (6)과 식 (7)을 따르면 다음의 식과 같다.

$$\ddot{q}_n(t) + \omega_n^2 \cdot q_n(t) = H_n(t), \quad n=1,2,\dots \quad (10)$$

$$H_n(t) = \int_0^L Y_n(x) \cdot f(x, t) dx \quad (11)$$

실제 시스템에서 존재하는 감쇠효과를 고려하여 식 (10)에 감쇠항을 넣으면 다음과 같은 식을 얻게 되며,

$$\ddot{q}_n(t) + 2\xi_n \omega_n \cdot \dot{q}_n(t) + \omega_n^2 \cdot q_n(t) = H_n(t) \quad (12)$$

$n=1,2,\dots$

작동력이 작용하는 보의 위치  $x = x_a$ 에서 전달함수  $P_r(s)$ 를 얻기 위해  $f(x, t)$ 를 다음과 같이 놓는다.

$$f(x, t) = \delta(x - x_a) f_0(t) \quad (13)$$

식 (13)을 식 (11)에 넣으면  $H_n(t) = Y_n(x_a) f_0(t)$ 가 되고 따라서,

$$Q_n(s) = \frac{F_0(s) \cdot Y_n(x_a)}{s^2 + 2\xi_n \omega_n s + \omega_n^2} \quad (14)$$

가 된다. 여기서  $Q_n(s)$ 와  $F_0(s)$ 는 각각  $q_n(t)$ 와  $f_0(t)$ 의 라플라스 변환을 나타낸다. 식 (2)로부터  $x = x_a$ 에서의 굽힘 변위는 다음과 같으며,

$$y(x_s, t) = \sum_{n=1}^{\infty} Y_n(x_s) q_n(t) \quad (15)$$

식 (15)를 라플라스 변환하면 다음의 식과 같다.

$$Y(x_s, s) = \left( \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Y_n(x_s) Y_n(x_a)}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \right) \cdot F_0(s) \quad (16)$$

이제 전달함수  $P_i(s)$ 는 다음과 같이 얻을 수 있으며,

$$\begin{aligned} P_i(s) &= Y(x_s, s)/F_0(s) \\ &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{Y_n(x_s) Y_n(x_a)}{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2} \end{aligned} \quad (17)$$

본 논문에서는 제1차 모드와 2차 모드에 대해서 고려하므로 다음과 같은 식을 얻게 된다.

$$P_i(s) = \frac{Y_1(x_a) Y_1(x_s)}{s^2 + 2\zeta_1 \omega_1 s + \omega_1^2} + \frac{Y_2(x_a) Y_2(x_s)}{s^2 + 2\zeta_2 \omega_2 s + \omega_2^2} \quad (18)$$

## 2. 전자석의 전달함수 $P_m(s)$

히스테리시스(hysteresis)의 비선형 현상을 피하기 위하여 푸시-풀(push-pull) 형태의 전자석<sup>[5]</sup>을 직접 제작하였으며, 효과적인 제어를 위해서 <그림 4>에서 보이는 것처럼 코일(coil)을 기준 코일과 제어 코일로 분리하여 감았다. 또한 2개의 전자석 양쪽의 기준 코일의 연결 방향은 같으며, 제어 코일의 연결 방향은 반대 방향이다.

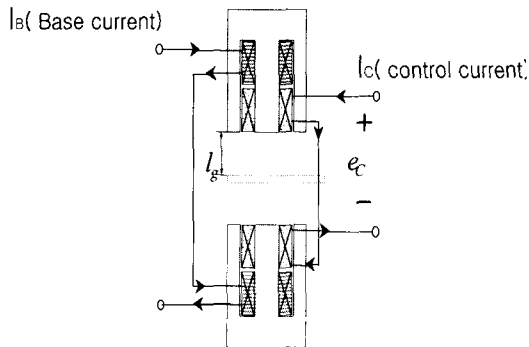


그림 4. 푸시-풀 형태의 전자석  
Fig. 4. The push-pull type electromagnet.

제어 입력 전류  $i_c(t)$ 와 보에 작용하는 전자력  $f_0(t)$  사이의 입출력 관계식을 얻기 위해 참고문헌 [5]를 참조하였으며 다음의 관계가 성립한다.

$$f_0(t) = \frac{2 \mu_0 S_g N_B N_c I_B}{l_g^2} \cdot i_c(t) \quad (19)$$

여기서  $\mu_0, S_g, N_B, N_c, I_B$ 와  $l_g$ 는 각각 자유공간의 투자율, 전자석의 단면적, 기준 코일의 권선수, 제어 코일의 권선수, 기준 코일에 흐르는 전류와 전자석과 외팔보와의 간극 거리를 나타낸다. 전자석 회로는 다음의 식 (20)으로 모델링 되기 때문에

$$e_c(t) = R_c i_c(t) + L_c \frac{di_c(t)}{dt} \quad (20)$$

전달함수  $P_m(s) = F_0(s)/E_c(s)$ 는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$P_m(s) = k \cdot \frac{2 \mu_0 S_g N_B N_c I_B}{l_g^2} \cdot \frac{1}{L_c s + R_c} \quad (21)$$

여기서  $k$ 는 모델링의 불확실성을 조절하는 상수이며 실험적으로 결정하였다.

## 3. 제어대상 시스템의 전달함수

방정식 (18)과 (21)을 조합하여, 제어대상 시스템의 전달함수  $P(s)$ 를 구하면 다음과 같으며

$$\begin{aligned} P(s) &= k \cdot k_L \cdot \frac{2 \mu_0 S_g N_B N_c I_B}{l_g^2} \cdot \frac{1}{s + \frac{R_c}{L_c}} \\ &\cdot \left( \frac{Y_1(x_a) Y_1(x_s)}{s^2 + 2\zeta_1 \omega_1 s + \omega_1^2} + \frac{Y_2(x_a) Y_2(x_s)}{s^2 + 2\zeta_2 \omega_2 s + \omega_2^2} \right) \end{aligned} \quad (22)$$

여기서  $k_L$ 는 레이저 감지기의 이득을 나타낸다. 위의 방정식에서 대부분의 매개변수들은 실제 실험 시스템으로부터 측정하여 구하였다.

중요한 매개변수  $\omega_1, \omega_2, \zeta_1, \zeta_2$ 과  $k$ 는 식 (22)의 전달함수를 이용하여 시스템을 시뮬레이션 한 신호와 실제 시스템의 신호를 비교하여 실험적으로 결정하였다. 계단 함수(step function)와 정현파(sinusoidal) 신호가 과도 상태와 정상 상태 응답을 비교하기 위한 시험 입력으로 각각 사용되었으며, 이러한 과정을 거쳐 우리가 최종적으로 얻은 전달함수는 다음과 같다.

$$P(s) = 581.795 \frac{1.4925}{s + 334.3} \cdot \left( \frac{1.3072}{s^2 + 10.178s + 41445} + \frac{-1.4451}{s^2 + 63.27s + 1601200} \right) \quad (23)$$

여기서  $\zeta_1 = \zeta_2 = 0.025$ ,  $\omega_1 = 203.58(\text{rad/sec})$ ,  $\omega_2 = 1265.39(\text{rad/sec})$ 이다.

### III. PID 제어기 설계

앞장에서 구한 전체 시스템의 전달함수를 이용하여 폐루프 시스템의 진동 감쇠를 개선시키는 PID 제어기를 설계한다. 제어 대상으로 하는 외팔보 시스템은 식 (23)의 전달함수에서 보는 것처럼 5개의 극점 중에서 4개가  $iw$ 축 근처에 위치하며, 2개의 영점 중에서 1개가 실수축의 우반 평면에 존재하는 비동위치 (Noncollocated) 진동 제어 시스템의 특이한 형태를 가진다. 일반적으로 비동위치 형태의 시스템이 작동기와 감지기의 위치가 동일한 동위치(Collocated) 형태의 시스템에 비하여 제어하기가 어려운 것으로 알려져 있다 [11].

다음과 같은 PID 제어기 구조 형태를 고려하였다.

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_p + K_i \cdot \frac{1}{s} + K_d s \quad (24)$$

처음에는 PI 제어기 형태만을 고려하여 진동 감쇠를 개선시키려 하였으나 피드백 시스템이 안정화됨에도 불구하고 감쇠 효과가 개선되지 못하였다. 여러 번의 시행 착오를 거쳐 시뮬레이션과 실험을 통하여 PID 계수 값을 구하였으며 계수 값들은 다음과 같다.

$$K_p = 0.1, K_i = 0.01, K_d = 0.007 \quad (25)$$

### IV. 퍼지 기법으로 동조한 PID 제어기 설계

본 장에서는 PID 제어기의 이득 값을 퍼지 제어 기법을 이용하여 출력값에 따라 실시간으로 동조시킴으로써 기존 PID 제어기의 응답성능을 개선한 퍼지 기법으로 동조한 PID 제어기를 설계하였다. 또한 제안하는 PID 제어기를 비선형성이 강한 전자석을 이용한 외팔보 시스템에 적용하여 능동 진동 제어 실험을 수행하며 과도한 진동의 영향을 잘 감쇠시키는지에 대하여 알아본다. 먼저 제안하는 PID 제어 시스템을 <그림 5>

에 나타내었다.

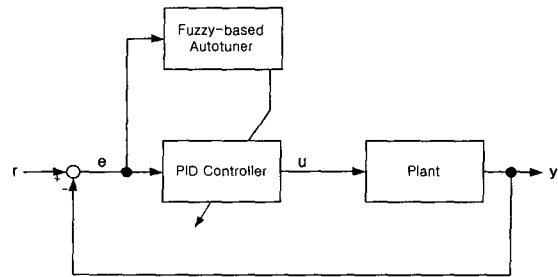


그림 5. 제안하는 PID 제어 시스템  
Fig. 5. Suggested PID control system.

본 연구에서는 외팔보의 진동 변위를 측정하여 진동을 하는 경우와 진동을 하지 않을 때와의 오차(E), 그리고 오차의 변화량(DE)을 퍼지 집합으로 사용하였으며 우선 이 값들은 -10~10사이의 값으로 양자화 (quantization)하여 퍼지 입력으로 사용하였다.

PID 이득 조절을 위한 소속함수는 <그림 6~8>에 나타내었다. <그림 6>과 <그림 7>에는 오차(E)와 오차의 미분값(DE)에 대한 소속함수를 나타내었으며 -10~10의 값으로 양자화 하여 사용하였다. 그림에서의 언어변수의 의미는 각각 NB(Negative Big), NM (Negative Medium), NS(Negative Small), ZO(Zero), PS(Positive Small), PM(Positive Medium), PB (Positive Big)을 나타낸다. <그림 8>에는 퍼지 출력, 즉 PID 제어기의 파라미터 동조를 위한 출력에 대한 소속함수를 나타내었다. 언어변수는 S(Small), M (Medium), B(Big)의 세가지로 구성되며 퍼지 출력값은 PID 제어기에서의 각각의 파라미터에 대하여 0~2의 값으로 곱해지게 된다. 만약 비례 이득 조절을 위한 퍼지 출력이 크면 비례제어에 해당하는 PID 제어기에서의 파라미터 값이 커져 비례제어의 효과가 크게 나타난다. 따라서 각각의 퍼지 출력은 설정된 PID 이득값을 현재의 출력값에 따라 실시간으로 동조시킬 수 있게 된다.

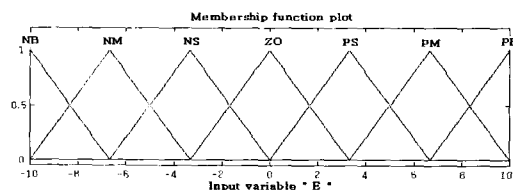


그림 6. 오차(E)의 소속 함수  
Fig. 6. Membership function of the error.

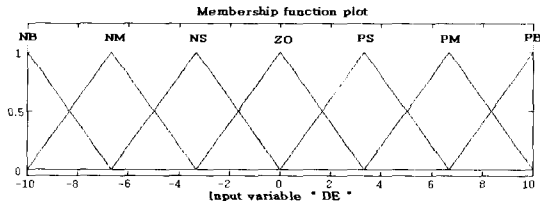


그림 7. 오차의 변화량(DE)의 소속 함수  
Fig. 7. Membership function of DE.

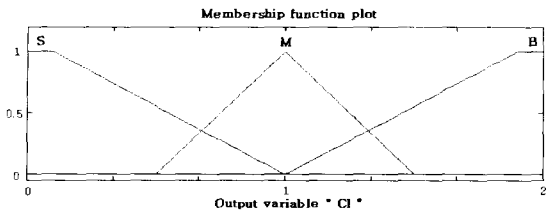


그림 8. 제어입력(CI)의 소속 함수  
Fig. 8. Membership function of CI.

PID 제어기의 파라미터 동조를 위한 퍼지 제어 규칙은 각각 과도 상태와 정상 상태로 나뉘어서 조절하게 된다. 과도 상태에서는 상승시간에 영향을 많이 미치는 비례(P) 이득을 크게 설정하여 주고 적분(I) 이득, 미분(D) 이득을 작게 설정하여 초기 응답속도를 보다 빠르게 개선하고 오버슈트(overshoot)를 감소시키거나 억제하도록 설계되었다. 그리고 정상 상태에 도달할수록 비례 이득을 감소시키고, 적분 이득과 미분 이득을 서서히 증가시켜 정상상태오차의 감소 효과를 기존의 PID 제어기 보다 빠른 응답속도와 정확한 제어가 되도록 설계하였다. <표 1>에는 비례 이득 동조를 위한 퍼지 제어 규칙을 나타내었고, <표 2>에는 적분 이득과 미분 이득 동조를 위한 퍼지 제어 규칙을 나타내었다.

표 1. P-이득 동조를 위한 퍼지 제어규칙  
Table 1. Fuzzy tuning rules for P-gain Tuning.

| DE \ E | NB | NM | NS | ZO | PS | PM | PB |
|--------|----|----|----|----|----|----|----|
| NB     | B  | B  | B  | B  | B  | B  | B  |
| NM     | B  | B  | B  | B  | M  | M  | M  |
| NS     | B  | B  | M  | M  | S  | S  | S  |
| ZO     | M  | M  | S  | S  | S  | M  | M  |
| PS     | S  | S  | S  | M  | M  | B  | B  |
| PM     | M  | M  | M  | B  | B  | B  | B  |
| PB     | B  | B  | B  | B  | B  | B  | B  |

표 2. I-이득과 D-이득 동조를 위한 퍼지 제어 규칙

Table 2. fuzzy tuning rules for I-gain and D-gain tuning.

| DE \ E | NB | NM | NS | ZO | PS | PM | PB |
|--------|----|----|----|----|----|----|----|
| NB     | S  | S  | S  | S  | S  | S  | S  |
| NM     | S  | S  | S  | S  | M  | M  | M  |
| NS     | S  | S  | M  | B  | B  | M  | M  |
| ZO     | M  | M  | B  | B  | B  | M  | M  |
| PS     | M  | M  | B  | B  | M  | S  | S  |
| PM     | M  | M  | M  | S  | S  | S  | S  |
| PB     | S  | S  | S  | S  | S  | S  | S  |

<표 1>에서 보듯이 비례 이득에 관한 퍼지 출력은 오차가 클 경우, 즉 외팔보 시스템이 과도하게 진동하고 있는 경우에는 그 값이 B(Big)의 값을 가져 보다 빠른 상승시간을 요구함을 알 수 있으며 오차와 오차의 미분값이 0인 경우, 즉 외팔보 시스템의 진동이 거의 상쇠된 경우에는 비례 이득을 적게 인기됨을 알 수 있다. 마찬가지로, 적분 이득과 미분 이득은 비례 이득과 상반되게 동작하며 진동이 거의 상쇠된 경우에 그 값이 크게 바뀔 수 있으며 이는 정상상태 오차의 감쇠효과를 가져오게 된다. 본 연구에서는 일반적으로 많이 이용되고 있는 맘다니(E. H. Mamdani)가 제안한 Min-Max 직접법(Direct Method)에 의하여 추론을 수행하였다<sup>[12]</sup>. 퍼지 출력을 얻기 위한 비퍼지화는 퍼지 추론에 의하여 계산된 값을 시스템의 입력으로 사용하기 위하여 하나의 결정적인 실수값으로 만드는 과정을 말하며, 퍼지 추론에 의한 출력 값의 소속함수 값으로부터 가장 유연한 결과값을 가지는 것으로 알려져 있는 무게 중심법(Center of gravity)을 사용하여 구하였다. PID 제어기의 비례 이득( $K_p$ )과 미분 이득( $K_d$ ) 그리고 적분 이득( $K_i$ )은 퍼지 제어기에서 계산되는 퍼지 출력을 이용하여 다음과 같은 계산을 통하여 동조(tuning)되게 된다. 퍼지 출력 비례 이득  $K_p'$ 와 미분 이득  $K_d'$  그리고 적분 이득  $K_i'$ 를 이용하여 실제 PID 제어기의 동조에 사용되는 비례이득  $K_p$ 와 미분이득  $K_d$  그리고 적분 이득  $K_i$ 는 다음의 식으로 조정된다.

$$K_p = K_{pmin} + K_p' K_{prf} \quad (26)$$

$$K_i = K_{min} + K_i' K_{iref} \quad (27)$$

$$K_d = K_{dmin} + K_d' K_{dref} \quad (28)$$

식 (26)~(28)에서 각각의 이득에 대한  $K_{min}$  과  $K_{ref}$ 는 3장에서 구한 PID 제어기 이득 값을 이용하여 결정한다. 따라서 퍼지 출력을 이용하여 식 (26)~(28)를 계산함으로써 PID 제어기의 파라미터를 실시간으로 동조할 수 있으며 기존의 PID 제어기 보다 빠른 응답과 정상상태 오차를 감소시킬 수 있다.

### V. 시뮬레이션 및 실험결과

실험은 샘플링 시간이 0.001초에서 DSP(TMS320C31)가 내장된 dSPACE사의 ds1102장비에 의해 제어 알고리즘을 적용하였으며, 보의 굽힘 변위는 디지털 오실로스코프에 의해 레이저 감지기의 출력 전압을 측정하여 관측하였다. <그림 9>는 전체 실험 장치의 사진을 보여주고 있다. 시뮬레이션은 MATLAB의 SIMULINK를 이용하였으며 <그림 10>은 시뮬레이션 블록도를 나타내었다.

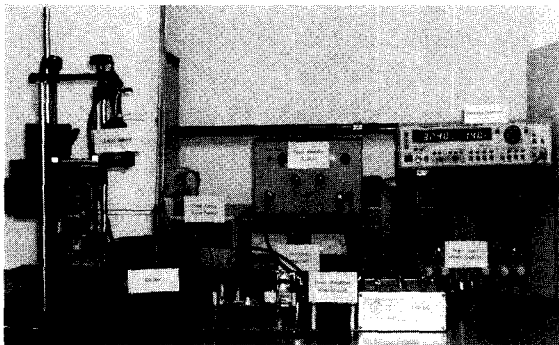


그림 9. 전체 실험 장치  
Fig. 9. The experimental setup.

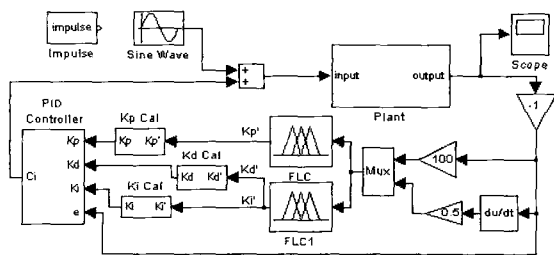


그림 10. 시뮬레이션 블록도  
Fig. 10. simulation block diagram.

<그림 11>은 임펄스 응답에 대한 출력을 나타내고 있으며 <그림 12~14>는 PID 제어기의 비례 이득 ( $K_p$ )과 미분 이득( $K_d$ ) 그리고 적분 이득( $K_i$ )이 퍼지 제어기에 의하여 동조되는 모양을 나타내고 있다.

<그림 16>은 <그림 15>와 같은 1차 모드 고유 주파수  $f_1 = 32.4 Hz$ 의 정현파 신호를 플랜트 앞단에서 가했을 경우의 시뮬레이션 출력을 나타내었다. 시뮬레이

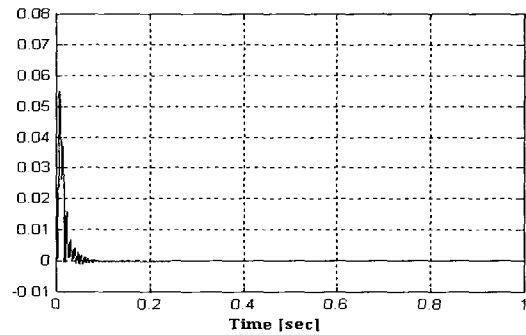


그림 11. 임펄스 응답  
Fig. 11. Impulse response.

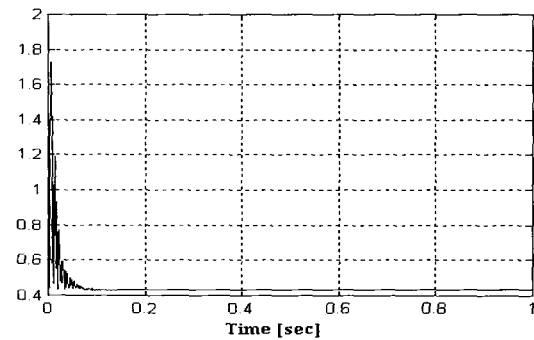


그림 12. 동조된 P 이득값  
Fig. 12. P-gain tuning.

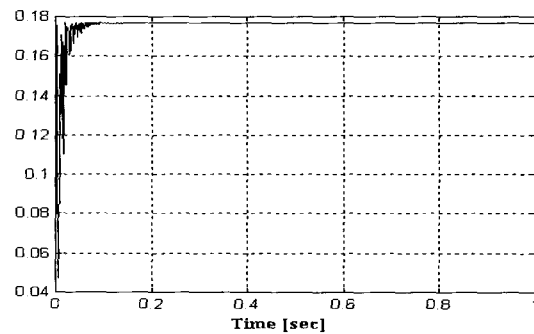


그림 13. 동조된 I 이득값  
Fig. 13. I-gain tuning.

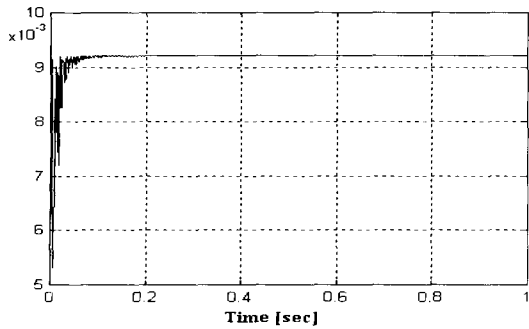


그림 14. 동조된 D 이득값  
Fig. 14. D-gain tuning.

선 결과에 나타나는 것처럼 PID 제어기의 성능개선을 위하여 퍼지 기법으로 동조한 PID 제어기를 사용한 경우에 과도 상태와 정상 상태 응답을 개선하였으며 효과적인 진동 제어가 이루어 졌다.

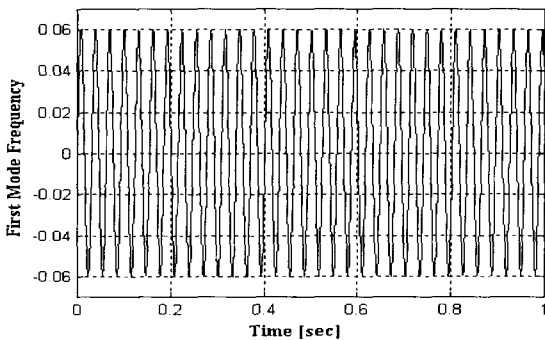


그림 15. 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력  
Fig. 15. The sinusoidal exciter input of the first mode frequency.

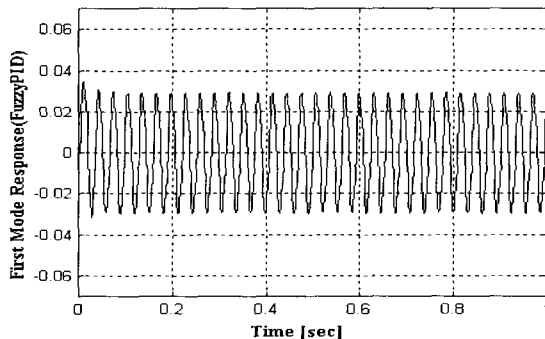


그림 16. 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력 응답  
Fig. 16. The response to the sinusoidal exciter input of the first mode frequency.

<그림 17>과 <그림 18>은 0.01초 동안의 임펄스 전

압을 전자석 작동기에 가했을 때 보의 변위를 보인다. <그림 17>은 제어가 동작하지 않은 개루프에서의 응답을 나타내며, <그림 18>은 PID 제어기가 동작하는 폐루프에서의 응답을 나타낸다. <그림 19>는 본 연구에서 사용한 외팔보의 진동에 가장 크게 영향을 미치는 1차 모드 고유 주파수인  $f_1=32.4Hz$ 의 정현파를 가진기(exciter)에서 가진시킨 경우의 실험적 결과를 나타내며, 결과 그래프에서 보이는 것처럼 PID 제어기가 동작하는 경우에 진동 감쇠가 크게 일어나는 것을 알 수 있다.

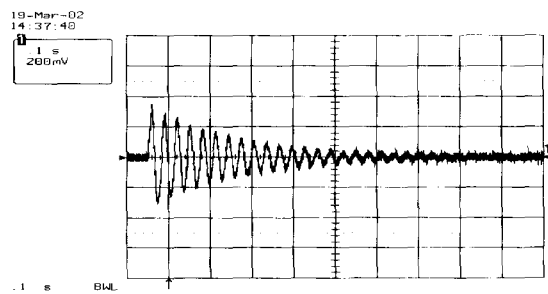


그림 17. 개루프에서의 임펄스 응답  
Fig. 17. Impulse response at open loop.

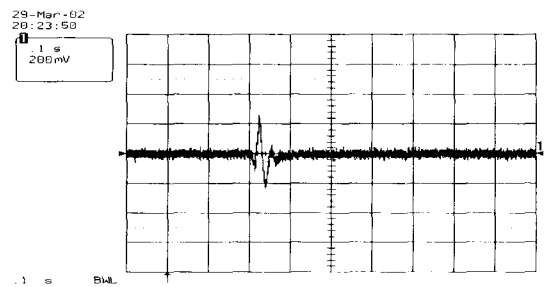


그림 18. 폐루프에서의 임펄스 응답(PID 제어기)  
Fig. 18. Impulse response at closed loop(PID controller).

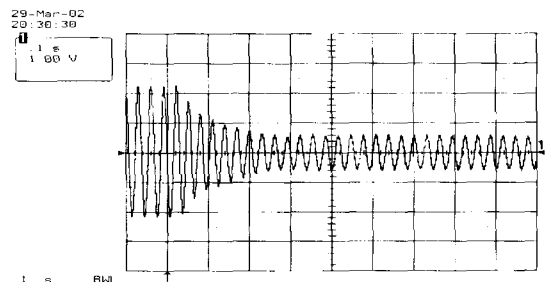


그림 19. 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력 응답 (PID 제어기)  
Fig. 19. The response to the sinusoidal exciter input of the first mode frequency(PID controller).



다음의 <그림 20>은 제안한 PID 제어기에 대하여 시뮬레이션으로 구한 제어기를 이용하여 실제 진동 실험 장치에 적용하였을 때의 임펄스 응답을 나타내며, <그림 21>은 1차 모드 고유 주파수  $f_1=32.4Hz$ 의 정현파 신호를 가진기에 가했을 경우의 출력을 나타내었다. 시뮬레이션 결과와 마찬가지로 실제 실험에서도 효과적인 진동 제어 효과가 나타남을 알 수 있으며, <그림 20>에서는 임펄스 입력에 대하여 안정화 시간이 빨라졌고 진동폭이 줄어든 것을 확인 할 수 있다. <그림 21>에서 보이는 것처럼 제안한 PID 제어기가 정상상태에서 진폭이 PID 제어기에 비해 훨씬 줄어들었는데 그 이유는 퍼지 동조기(tuner)의 역할 때문이다. 또한 제안한 PID 제어기는 PID 제어기의 초기 동조가 되지 않은 경우에도 퍼지 동조기를 사용함으로써 잘 동조시킬 수 있었다.

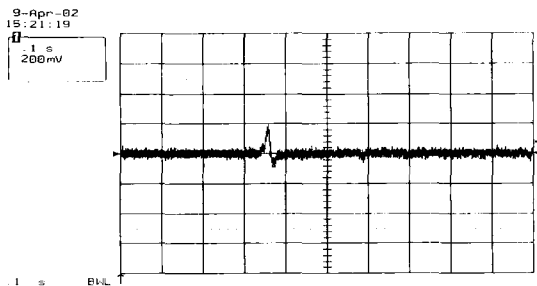


그림 20. 페루프에서의 임펄스 응답(제안한 PID 제어기)

Fig. 20. Impulse response at open loop(Suggested PID controller).

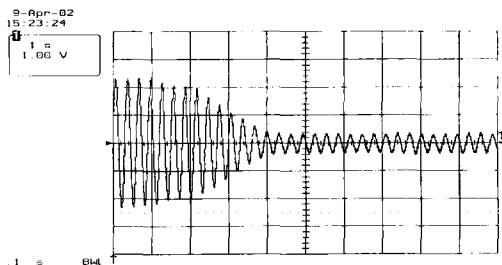


그림 21. 1차 모드 주파수의 정현파 가진기 입력 응답 (제안한 PID 제어기)

Fig. 21. The response to the sinusoidal exciter input of the first mode frequency (Suggested PID controller).

## VI. 결 론

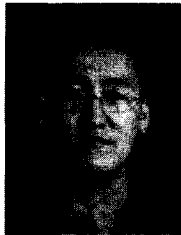
본 논문에서는 PID 제어기와 퍼지 기법으로 동조한 PID 제어기를 이용하여 외팔보의 능동 진동 제어를 수행하였다. 직접 제작되어진 전자석을 작동기로 사용하였으며 레이저 감지기를 이용하여 보의 굽힘 변위를 측정하였다. 시스템에 가장 크게 영향을 미치는 1차 모드와 2차 모드를 고려한 시스템의 모델링을 통하여 전달함수를 구하였으며 이를 이용하여 PID 제어기와 퍼지 기법으로 동조한 PID 제어기를 설계하였다. 또한 설계된 제어기를 이용하여 시뮬레이션과 실험을 통하여 제어기의 성능을 검증하였다. 감지기와 작동기의 위치가 서로 다른 비동위치 형태의 시스템에서는 진동을 제어하기가 힘든 것으로 알려져 있으나, 본 논문에서 외팔보 시스템에 가장 크게 영향을 미치는 1차 모드와 고유 주파수에서의 진동 실험을 수행하여 진동을 억제하고 감쇠 효과를 확인하였다. PID 제어기의 이득값을 실시간적으로 동조시키기 위해 퍼지 제어 기법을 적용하였으며, 비선형성이 강한 전자석을 작동기로 사용한 실험에서 제안한 PID 제어기의 강인한 성능을 확인할 수 있었다. 제안한 PID 제어기의 경우에 시행착오적으로 구한 PID 제어기에 비하여 진동에 대한 감쇠효과가 더 컸으며, 임펄스 신호 입력에 대한 응답에 있어서 진동폭이 크게 줄고 안정화 시간이 훨씬 빨라졌다. 본 논문에서 제안한 퍼지 기법으로 동조한 PID 제어기를 이용하여 이후 외팔보 시스템과 유사한 유연 구조물의 형태에 있어서 능동적으로 진동을 제어하는데 효과적으로 사용될 수 있을 것으로 생각된다.

## 참 고 문 헌

- [1] Dosch J.J., Inman D.J., and Garcia E., "A self-sensing piezoelectric actuator for collocated control," J. of intell. Mater. Syst. and Struct., Vol. 3, pp. 166~185, Jan. 1992.
- [2] Hagood N.W. and Flotow A.Von, "Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks," Journal of Sound and Vibrations, Vol. 146, No. 2, pp. 243~268, 1991.
- [3] Khorrami F., Zeinoun I.J., Bongiorno J.J.Jr., and

- Nourbakhsh S., "Application of  $H_2$  design for vibration damping and pointing of flexible structures with embedded active materials," Proceedings of ACC, Seattle, WA, pp. 4178~4182, June, 1995.
- [4] Matsuda K, Yoshihashi M, Okada Y. and Tan A.C., "Self-sensing active suppression of vibration of flexible steel sheet," Journal of Vibration and Accoustics, Vol. 118, pp. 469~473, July 1996.
- [5] Okada Y., Matsumoto K., and Matsuda K., "Vibration control of thin steel sheet using flux feedback magnetic actuator," MOVIC '98, Zurich, Switzerland, August, Vol 3, pp. 1057~1062, 1998.
- [6] Abreu, G.L.C.M. and Ribeiro, J.F., "Active Control of Flexible Structures Using Adaptive Fuzzy Controller and Piezoelectric Patches", IFSA World Congress and 20th NAFIPS International Conference, Vol. 3, pp. 1764~1769, 2001.
- [7] Z.Y. Zhao, M. Tomizuka, and Isaka, "Fuzzy gain scheduling of PID controllers," IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 23, No. 5, pp. 1392~1398, 1993.
- [8] M. K. Kwak and D. Sciulli, "Fuzzy-Logic based vibration suppression control experiments on active structures", Journal of Sound and Vibration, Vol. 191, No. 2, pp. 15~28, 1996.
- [9] Zeinoun, I.J. and Khorrami, F., "An Adaptive Fuzzy Neural Based Controller and Application to Smart Structures", American Control Conference, Vol. 1, pp. 575~579, 1994.
- [10] Meirovitch L., Elements of vibration analysis, McGraw-Hill Book Company, 1986
- [11] Preumont A., Vibration control of active structures, Kluwer Academic Publishers, Dordrecht, 1997.
- [12] Ceuen Chien Lee, "Fuzzy Logic in Control systems : Fuzzy Logic Controller-Part I · II," IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics, Vol. 20, No. 2, pp. 404~435, March/April 1990.

## 저 자 소 개



崔壽榮(正會員)

1997년 : 성균관대학교 전기공학과 졸업(공학사). 1999년 : 성균관대학교 대학원 전기전자및 컴퓨터공학과 졸업(공학석사). 2001년 : 성균관대학교 대학원 전기전자 및 컴퓨터 공학과 박사과정 수료. 2000년~현재 : 성균관대학교 정보통신공학부 시간강사, 2002년~현재 : 부천대학 겸임교수. <주관심분야 : 진동 제어, 최적 제어 및 강인 제어>



金珍泰(正會員)

1997년 : 경성대학교 전기공학과 졸업(공학사). 1999년 : 성균관대학교 대학원 전기전자 및 컴퓨터공학과 졸업(공학석사). 2002년 8월 : 성균관대학교 대학원 전기전자 및 컴퓨터 공학과 졸업(공학박사). 2002년 8월~현재 : 삼성중합기술원 전문연구원. <주관심분야 : 최적 제어, 지능 제어, Biomems lab on a chip>



朴基憲(正會員)

1978년 : 서울대학교 전기공학과 졸업(공학사). 1980년 : 서울대학교 대학원 전기공학과 졸업(공학석사). 1987년 : Polytechnic Univ. 졸업(공학박사). 1990년~현재 : 성균관대학교 정보통신공학부 교수. <주관심분야 : 진동 제어 및 산업용 네트워크 제어, 최적 제어 및 강인 제어, 비결합 제어 시스템, 다변수 제어>