

지적 PID제어를 이용한 구조적 진동의 완화

Intelligent PID Controller and its application to Structural Vibration Mitigation with MR Damper

최연욱*
(Wook-Wook Choe)

Abstract - This paper is concerned with applicability of intelligent PID controller which is proposed by Fliss and Join recently. First, we analyze the stability regions of intelligent PID control systems when parameter α is varying, and propose a new method to determine the suitable range of α by using the roots locus. Second, the simulation study of magneto-rheological (MR) damper to the structural vibrations due to earthquakes is presented to verify the effectiveness of the intelligent PID control method.

Key Words : Stability, Intelligent-PID, Structural Vibration

1. 서론

PID제어는 그 원형이 확립되고 반세기 이상이 경과된 고전적인 제어수법으로, 그 사이 여러 종류의 새로운 제어기법 내지는 이론이 탄생했지만 오늘날 산업계에서 이용되는 있는 제어방식의 약 8할이 PID제어로 알려져 있다.

PID제어는, i) 조정을 위한 파라미터의 수가 적고 그 구조가 단순하며, ii) 각 요소의 작용에 대한 이해가 쉬우며, iii) 비례이득, 적분시간, 및 미분시간 등의 변화에 대한 응답특성의 변화가 직관적이다, 등의 이유로 그 사용이 용이하다는 특징을 가지고 있다. 이러한 이유로 제어기의 파라미터 설정법에 대한 다양한 연구논문과 문헌 등이 보고되고 있다[1-3]. 그러나 제어대상 시간지연이 존재하거나 혹은 비최소위상시스템 등의 경우에는 그 파라미터의 조정이 쉽지않다[4]. 한편 제어대상의 특성이 변화하면 PID의 파라미터의 재조정 필요성이 대두되며, 이러한 문제의 해결책으로 PID의 오토튜닝에 관한 많은 연구가 진행되고 있다[5, 6].

한편, 비선형제어의 간단화 등을 위해 지적-PID¹⁾ 제어(intelligent PID control, 이하 i-PID로 사용)라는 새로운 제어기법이 M. Fliess, C. Join 등에 의해 제안되었다[7-9]. 이 기법은,

- 제어대상의 모델을 거의 필요로 하지 않는다.
- 구조가 PID제어와 동일한 정도로 간단하다.
- 고차의 시스템에 대해서도 파라미터의 조정이 간단하다.

- 제어대상의 특성이 변화하여도 제어기의 파라미터를 재조정할 필요가 없다

등의 특징을 가지는 것으로 기존 PID를 대체할 수 있는 유망한 제어기법의 하나이며, 현재 다양한 종류의 플랜트에 대하여 적용한 실험결과가 보고되고 있다[10, 11].

그러나 어떠한 시스템에 i-PID를 적용할 수 있으며, 동시에 i-PID의 실현 시에 필요한 파라미터 α 의 선정방법 등에 대한 연구는 아직 확립되어 있지 않은 것 같다. 최근 제어대상을 선형시스템으로 한정하였을 때 페루프의 안정성의 관점에서 i-PID제어의 적용이 가능한 시스템의 조건을 제시한 결과가 발표되었다[12]. 본 연구에서도 제어대상을 선형으로 한정하여 i-PID의 적용과정에서 사용자가 결정해야 하는 파라미터 α 의 가능한 범위를 제시하고, 예제를 이용하여 α 의 증감에 따른 응답특성의 변화를 검토한다. 한편, 지진 등의 외부진동에 대한 구조물의 진동완화 또는 차단을 위해 최근 MR 댐퍼를 이용한 제어가 적극적으로 사용되고 있다[25]. 여기서는 MR 댐퍼를 사용한 구조물의 진동완화를 위한 제어기법으로 i-PID를 적용한 결과를 기존의 제어기법(H_∞ 등)과의 비교를 통하여 i-PID의 우월성을 확인한다.

본 논문의 구성은 다음과 같다. 먼저 제2장에서 i-PID제어기법의 개요를 설명하고, 제3장에서 파라미터 α 의 설정 가능한 범위를 제시하고, 이를 예제를 이용하여 확인한다. 제4장에서는 지진 시 구조물의 진동차단을 위한 제어기법으로 i-PID와 기존의 방법과의 결과비교를 시뮬레이션을 통하여 수행하여 그 유효성을 확인한다. 이상의 결과에 대한 결론과 향후 과제 등을 제5장에 정리한다.

2. i-PID제어기법의 개요와 특징

여기서는 참고문헌 [13]에서 제안한 i-PID제어기법의 개요에

* Corresponding Author : Dept. of Control and Instrumentation Engineering, Pukyong National University, Korea

E-mail : wook@pknu.ac.kr

Received : February 21, 2015; Accepted : July 23, 2015

1) 영어 'intelligent'를 지적(知的)으로 표현하였다.

대하여 설명한다. 먼저 제어대상의 동특성이 그의 동작영역에서 대략적으로 다음과 같이 입력 $u(t)$ 와 출력 $y(t)$ 에 관한 반드시 선형이라고 할 수 없는 미분방정식으로 표현되어 있다고 한다.

$$E(y, \dot{y}, \dots, y^{(a)}, u, \dot{u}, \dots, u^{(b)}) = 0 \quad (1)^2$$

i-PID에서는 제어대상의 움직임을 나타내는 식(1)을 아주 짧은 시간 동안에만 유효한

$$y^{(\nu)}(t) = F(t) + \alpha u(t) \quad (2)$$

로 나타낸다. 여기서 미분계수 ν 는 일반적으로 1 또는 2 이며, 이는 식(1)의 y 의 미분계수 a 와 직접적인 관련은 없다. 또한 α 는 사용자가 결정해야 할 파라미터이다. 여기서 $F(t)$ 는 식(2)의 $\alpha u(t)$ 이외의 모든 항을 나타내고 있는 것으로, 일반적으로 $y(t)$, $u(t)$ 및 이들의 고계미분의 비선형함수로 이루어지며 제어대상의 모든 정보가 $F(t)$ 에 들어있는 것으로 볼 수 있으며, 임의의 시각에 있어서의 $F(t)$ 값은 $u(t)$ 와 $y^{(\nu)}(t)$ 를 이용하여 실시간으로 계산 가능하다. 이때 제어대상의 바람직한 출력은 i-PID제어기($\nu=2$ 의 경우)를 다음과 같이 구성함으로써 얻어진다.

$$u(t) = \frac{1}{\alpha} \left(-F(t) + \ddot{y}^*(t) + K_p e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \dot{e}(t) \right) \quad (3)$$

단

- $y^*(t)$ 는 제어대상의 출력이 추종해야 하는 목표신호
- $e(t) = y(t) - y^*(t)$ 는 추종오차
- K_p, K_I, K_D 는 일반적인 PID제어기의 이득이다. 식(3)에 의한 페루프응답의 오차방정식은

$$\ddot{e}(t) + K_p e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \dot{e}(t) = 0 \quad (4)$$

로 된다. 특별한 경우로서 식(4)에서 $K_I=0$ 이면 i-PD제어로 된다. 또한 $\nu=1$ 이면 식(3)은

$$u(t) = \frac{1}{\alpha} \left(-F(t) + \dot{y}^*(t) + K_p e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau \right) \quad (5)$$

로 되어 i-PI제어기로서 작동하거나, 다음과 같이 K_I 를 제거하면 i-P제어기로 작동한다.

$$u(t) = \frac{1}{\alpha} \left(-F(t) + \dot{y}^*(t) + K_p e(t) \right) \quad (6)$$

(4)의 양변에 라플라스변환을 적용하면 페루프의 특성방정식은

2) 표현상의 간략함을 위해 1입력-1출력으로 하였으나, 다입력-다출력의 경우에도 동일한 방법으로 표현이 가능하다.

$$f_2(s) = s^3 + K_D s^2 + K_p s + K_I \quad (7)$$

로 되며, 위식이 안정으로 될 수 있도록 K_p, K_I, K_D 를 설정한다면 $e(t) \rightarrow 0, (t \rightarrow \infty)$ 로 된다³⁾.

식(3)의 $F(t)$ 는 미지이기 때문에 식(2)를 이용하여 실시간으로 계산해야 할 필요가 있다, 이를 위해 식(2)의 $u(t)$ 대신에 충분히 작은 값을 가지는 시간 $h, (>0)$ 만큼 이전의 값 $u(t-h)$ 를 사용하기로 한다. 즉 $F(t)$ 대신에

$$[F(t)]_c = \ddot{y}(t) - \alpha u(t-h), \quad (\text{단 } u(t-h) \approx u(t)) \quad (8)$$

의 추정값을 사용하기로 한다. 식(8)을 식(3)에 대입하면 실제의 제어입력은 다음으로 주어진다.

$$u(t) = \frac{1}{\alpha} \left(-\ddot{e}(t) + \alpha u(t-h) + K_p e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \dot{e}(t) \right) \quad (9)$$

식(9)을 이용한 i-PID제어시스템을 [그림 1]에 표시하였다.

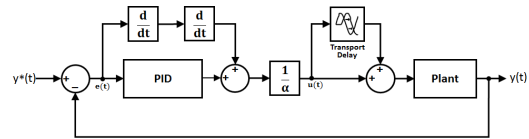


그림 1 i-PID 제어시스템의 구조

Fig. 1 i-PID controller ($\nu=2$)

[그림 1]의 형식으로 주어지는 i-PID제어기의 특징을 일반적인 PID제어기와 비교하면 다음과 같이 요약할 수 있다[13].

- (1) 시스템의 특성에 따라 다양하게 존재하는 계수설정법에 의지하는 일반적인 PID제어기의 설계에 비해 i-PID의 경우는 단순하다. 즉 식(7)의 특성다항식이 안정으로 될 수 있도록 하는 것으로 제어대상과는 무관하다.
- (2) 앞에서 언급한 바와 같이 PID제어기의 경우, 열전달 특성, 마찰, 노화 등과 같은 시스템의 불확실성에 대한 고려가 불가능하지만, i-PID의 경우는 실시간으로 측정이 이루어지기 때문에 불확실성에 대한 대책이 뛰어나다.
- (3) fault-tolerant 등에 대한 성능이 PID에 비해 뛰어나다.

3. i-PID제어기의 파라미터 α 의 존재범위에 대한 고찰

3.1 근계적법을 이용한 α 의 존재범위

1입력 1출력의 선형시스템을 대상으로 상기의 i-PID제어를 적용하였을 경우 페루프가 안정하기 위한 파라미터 α 의 가능한 범위를 먼저 확인하고, 이 결과로부터 α 값의 증감에 대한 응답특성

3) $\nu=2$ 이며 i-PID를 사용한 경우이다. i-PD의 경우는 $f_2(s) = s^2 + K_D s + K_p$ 로 된다.

의 변화를 확인하기로 한다.
먼저 제어대상의 전달함수를

$$G(s) = \frac{n(s)}{d(s)} = \frac{b_l s^l + b_{l-1} s^{l-1} + \dots + b_0}{s^m + a_{m-1} s^{m-1} + \dots + a_0} \quad (10)$$

로 둔다. 단 $b_l \neq 0, m > l$ 로 둔다. $Y(s) = G(s)U(s)$ 에 식(9)와 (10)을 대입하면 다음과 같은 루프전달함수 $L(s)$ 를 얻는다.

$$L(s) = \frac{f_2(s)n(s)}{\alpha s(1 - e^{-hs})d(s)} \quad (11)$$

따라서 y^* 에서 오차 e 로의 전달함수는

$$\frac{E(s)}{Y^*(s)} = \frac{1}{1 + L(s)} = \frac{\alpha s(1 - e^{-hs})d(s)}{\alpha s(1 - e^{-hs})d(s) + f_2(s)n(s)} \quad (12)$$

로 된다. 여기서 e^{-hs} 로서 1차의 파디(Pade) 근사 $e^{-hs} \approx (2-hs)/(2+hs)$ 를 사용하면 식(12)의 특성다항식은 다음으로 주어진다.

$$1 + \frac{1}{2\alpha} \frac{(hs+2)f_2(s)n(s)}{hs^2d(s)} \equiv 1 + K \cdot \frac{n'(s)}{d'(s)} = 0 \quad (13)$$

(13)에서 K 의 변화에 대한 근궤적의 변화를 관찰하면 페루프의 안정성에 대한 정보로부터 파라미터 α 의 범위를 지정할 수 있다. 이 경우 제어대상 (10)의 상대차수 ($m-l$), 즉 $n(s)$ 와 $d(s)$ 와의 차수의 차가 중요한 역할을 한다. 여기서는 ($m-l$)의 값에 따른 근궤적법의 적용가능성에 대하여 알아본다.

(1) $(\nu, m-l) = (2, 1)$ 의 경우: 식(13)으로부터 $\dim(n'(s)) = 4+l$, 및 $\dim(d'(s)) = 2+m$ 으로 되어

$$\dim(d'(s)) - \dim(n'(s)) = -1$$

이다. 즉 근궤적법의 적용이 불가능한 경우이다⁴⁾.

(2) $(\nu, m-l) = (2, 2)$ 의 경우: $\dim(d'(s)) - \dim(n'(s)) = 0$ 으로 되어 근궤적법의 적용으로 α 의 범위를 지정가능.

(3) $(\nu, m-l) = (2, 3)$ 의 경우: $\dim(d'(s)) - \dim(n'(s)) = 1$ 이므로 근궤적법의 적용으로 α 의 범위를 지정가능. 따라서 $m-l \geq 2$ 인 경우에는 i-PID제어기의 파라미터 α 의 존재범위를 사전에 확인할 수 있다.

(4) $(\nu, m-l) = (1, 1)$ 의 경우: $\dim(d'(s)) - \dim(n'(s)) = 0$ 으로 되어 근궤적법의 적용이 가능.

(5) $(\nu, m-l) = (1, 2)$ 의 경우: $\dim(d'(s)) - \dim(n'(s)) = 1$ 로 되어 근궤적법의 적용이 가능.

(6) $(\nu, m-l) = (1, 3)$ 의 경우: $\dim(d'(s)) - \dim(n'(s)) = 2$ 로 되어 근

4) 문헌 [12]에서는 $\nu=2$ 인 경우에는 i-PID제어가 불가능한 것으로 되어있다.

궤적법의 적용은 가능하나, i-PID제어기의 설계가 불가능한 경우에 해당한다[12].

• $h \rightarrow 0$ 인 경우의 안정범위:

식(12)에서 $h \rightarrow 0$ 를 적용하면 $e^{-hs} \rightarrow 1$ 로 되어 $L(s)$ 는

$$L(s) \approx \frac{1}{\alpha} \frac{f_n(s)n(s)}{sd(s)} \quad (14)$$

로 되어 페루프의 안정을 위한 α 의 범위가 감소한다.

식(12)에서 시간지연 e^{-hs} 로서 1차의 파디(Pade)근사식을 사용하였기 때문에 이로 인한 오차의 영향 등으로 인해 계산에 의한 α 의 범위와 페루프의 안정성이 반드시 일치하는 것은 아니라는 점에 주의가 필요하다. 일반적으로는 페루프의 안정성을 위한 파라미터 α 의 범위는 h 가 감소하면 넓어지고, 반대로 h 를 크게 취하면 범위가 좁아진다.

3.2 예제

[예제 1] 위의 (4)에 해당하는 경우로서, 상대차수 $m-l=1$ 이며 $\nu=1$ 로서 i-PI제어를 실현한다. 따라서 $f_1(s) = s^2 + K_p s + K_I$ 가 안정으로 될 수 있도록 $K_p=10, K_I=25$ 로 두었다.

$$G_1(s) = \frac{(s+2)(s+5)}{(s+1)(s-5)(s-10)} \quad (15)$$

이 경우 $h=0.01$ 에서 페루프의 안정을 위한 α 의 최대값은 대략 $2\alpha < \frac{1}{0.1890} \approx 5.3$ 로 주어지며, 안정성만을 고려한다면 α 로서 아주 작은 값을 취할 수 있다. α 의 변화에 대한 출력응답을 [그림 2]에 나타내었다. 시뮬레이션으로부터 알 수 있는 바와 같이 대략 $\alpha=0.01$ 에서 입력 $u(t)$ 에 고주파의 진동이 나타나기 시작하기 때문에 더 작은 α 를 취하는 것은 바람직하지 않다.

앞에서 언급한 바와 같이, h 를 작은 값으로 가져감에 따라 안

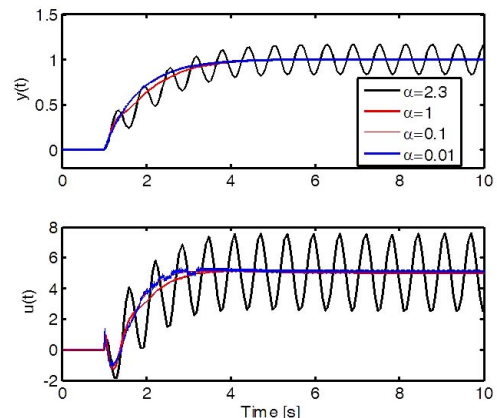


그림 2 [예제 1]의 시뮬레이션 결과
Fig. 2 Simulation Results of Example 1

정영역은 줄어든다. 예를 들어 $h=0.001$ 에서 위의 계산에 의한 페루프의 안정범위는 $\alpha < 0.885$ 이나, 시뮬레이션으로는 α 를 1 이상으로 설정한 경우에도 발산하지 않았다.

[예제 2] 위의 (3)에 해당하는 경우로서 상대차수 $m-l=3$ 이며 $\nu=2$ 로서 i-PID 제어를 실현한다. 이 경우 $K_p=12$, $K_I=8$, $K_D=6$ 으로 두었다.

$$G_2(s) = \frac{(s+2)(s+3)}{(s-1)^2(s+7)(s-10)(s-12)} \quad (16)$$

위 시스템의 경우 $h=0.01$ 에서 안정영역은 대략 $\frac{1}{940} < \alpha < \frac{1}{15}$ 이며 α 가 $\frac{1}{940}$ 에 가까운 값을 가질수록 출력은 목표신호에 정확하게 추종하지만, 입력 $u(t)$ 에 진동이 심하게 나타난다. $h=0.01$ 로 두고 α 의 변화에 대한 출력을 [그림 3]에, 안정한계인 $\alpha = \frac{1}{15}$ 로 두었을 경우의 응답을 [그림 4]에 각각 나타내었다. 또한 h 의 변화에 대한 α 의 존재영역은 다음과 같다.

① $h = 0.001 : \alpha < \frac{1}{38} \approx 0.0263$

② $h = 0.1 : \alpha < \frac{1}{54.12} \approx 0.0185$

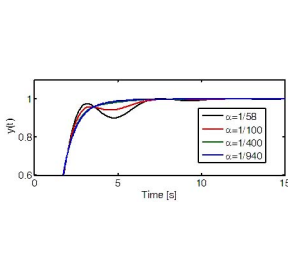


그림 3 [예제 2]의 결과

Fig. 3 Result of Example 2

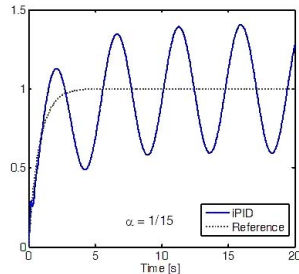


그림 4 $\alpha = 1/15$ 경우

Fig. 4 when $\alpha = 1/15$

두 종류의 예제를 이용하여 i-PID제어기를 사용할 경우 필수적으로 결정해야 할 파라미터 α 의 존재영역을 확인하였다. 그러나 만약 제어대상이 비최소위상시스템이거나, 비례기로서 페루프의 안정화가 불가능한 시스템의 경우 등에는 상기의 방법을 적용할 수 없기 때문에 사실상 시뮬레이션으로 적절한 α 를 선정하여야 할 것이다. 특히 관측 잡음 $D(t)$ 가 존재하는 경우 식(9)의 제어입력은

$$u(t) = u(t-h) + \frac{1}{\alpha} E(t) + \frac{1}{\alpha} D(t) \quad (17)$$

의 형식으로 주어지기 때문에 α 를 크게 취함으로써 잡음의 영향을 억제할 수 있을 것으로 보이나, 응답특성의 악화를 피할 수는 없을 것이다[12].

4. MR 댐퍼를 이용한 구조적 진동의 완화문제

최근 진동차단(vibration isolation), 제동(damping), 지진대책, 및 자동차 서스펜션 등의 분야에서, MR (magnetorheological) 댐퍼가 가지는 다양한 준-능동제어(semi-active control) 기능을 이용한 진동완화기법이 광범위하게 사용되고 있다[14-16]. MR 댐퍼는 자체가 가지는 높은 정도의 비선형 히스테리시스 특성으로 인해, 정확한 모델링과 효과적인 제어가 어려운 것으로 알려져 있다[17]. 이러한 MR 댐퍼의 히스테리시스는 마찰역학(frictional mechanics)과 밀접하게 관련되어 있기 때문에, 총체적인 MR 댐퍼의 효과는 입력전압에 의해 발생하는 자기력과 마찰력에 의해 결정된다. 특히 작은 크기의 입력에서는 마찰이 댐퍼의 출력에 있어 중요한 역할을 한다. 마찰과 관련된 비선형성을 극복하기 위한 많은 연구가 진행되어 MR 댐퍼의 수식표현을 위한 몇 가지의 모델이 발표되었다[18, 19].

지난 10여 년간 지진에 의한 구조물의 진동 차단을 위해 MR 댐퍼를 적용하는 연구가 진행되어, 댐퍼의 비선형적인 히스테리시스 특성을 표현하기 위한 다양한 모델, 예를 들어 Bouc-Wen[18], 및 LuGre 모델[19] 등이 제안되었으며, 이에 대한 제어기법으로 H_2/LQG 제어[16, 20], clipped-optimal 제어[17, 21], LPV(linear Parameter varying)법[22, 23], 및 H_∞ 제어[24] 등의 알고리즘을 적용한 설계법이 제시되었다. 본 연구에서는 문헌 [25]에서 사용한 구조물의 모델과 실제의 지진파를 사용한 시스템에 상기의 i-PID제어기를 적용한 결과를, 문헌 [25]에서 제안한 H_∞ 설계법에 의한 제어기의 결과와 비교하여 i-PID제어의 우월성을 확인한다.

4.1 제어대상의 수식모델

문헌 [25]에서는 [그림 5]와 같은 2층의 구조물에서 지진 등에 의해 발생한 진동완화, 즉 2층의 흔들림(x_2)을 최대로 억제하는 것을 목적으로 하고 있다. MR 댐퍼는 구조물을 지지하고 있는 테이블의 지상층(x_b)에 고정되어 구조물의 진동을 억제한다. 구조물과 사용된 MR 댐퍼의 모델링 등은 문헌을 참조하고, 여기서는 필요한 수식만을 인용하기로 한다.

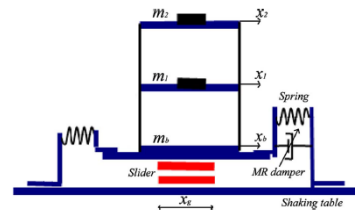


그림 5 실험장치의 구조

Fig. 5 Schematic of the experimental setup

[그림 5]에서 $x_i, (i=b,1,2)$ 는 각 층의 변위를 나타내며, \ddot{x}_g 는 지진에 의한 1층의 가속도를 표시한다. MR 댐퍼를 포함한 구조물에 대한 운동방정식은 다음으로 주어진다.

$$M\ddot{q} + C\dot{q} + Kq = \Gamma F_{mr} - MA\ddot{x}_g \quad (18a)$$

$$q = [x_b \ x_1 \ x_2]^T, A = [1 \ 1 \ 1]^T, \Gamma = [-1 \ 0 \ 0]^T \quad (18b)$$

식(18a)의 각 변수는 다음과 같다.

$$M = \begin{bmatrix} 1.958 & 0 & 0 \\ 0 & 1.258 & 0 \\ 0 & 0 & 1.212 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1.281 & -0.487 & 0 \\ -0.487 & 1.325 & -0.599 \\ 0 & -0.599 & 0.829 \end{bmatrix} \quad (19a)$$

$$K = \begin{bmatrix} 2275.6 & -1218.6 & 0 \\ -1218.6 & 2716.3 & -1497.7 \\ 0 & -1497.7 & 1497.7 \end{bmatrix} \quad (19b)$$

시뮬레이션은 식(18)을 $\xi = [q \ \dot{q}]^T$ 로 두고 다음과 같이 상태 방정식으로 변환하여 수행하였다.

$$\dot{\xi} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \xi + \begin{bmatrix} 0 \\ -A \end{bmatrix} \ddot{x}_g + \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1}\Gamma \end{bmatrix} F_{mr} \quad (20a)$$

$$y = x_2 + \ddot{x}_g \quad (20b)$$

여기서 F_{mr} 은 구조물의 진동완화를 위해 인가되는 제어입력이다.

4.2 MR 댐퍼의 수식모델

문헌[25]에서는 MR 댐퍼의 수식모델 중에서 LuGre-모델을 수정한 식을 사용하였다.

$$F_{mr} = (\sigma_a z + \sigma_0 v) + [(\sigma_1 + \sigma_2)\dot{x} + \sigma_b \dot{x} v - \sigma_1 a_0 |x|z] e^{-(x/v_1)^2} \quad (21)$$

$$\dot{z} = \dot{x} - a_0 |x|z$$

여기서 z 는 내부변수이며, \dot{x} 는 댐퍼가 달려있는 층의 속도(즉 \dot{x}_b)이다.

식(18)의 시스템에 대하여 설계된 제어시스템의 출력은 진동억제를 위한 힘(force)이다. 그러나 앞에서 언급한 바와 같이 MR 댐퍼는 준-능동(semi-active)시스템으로 힘(출력)을 직접적으로 조절할 수 없으며, 식(21)에서 알 수 있는 바와 같이 입력 전압 v 로서 제어된다. 따라서 제어를 위해 요구되는 힘(즉 제어기의 출력)을 생성할 수 있는 MR 댐퍼의 입력전압을 계산하기 위한 역모델(inverse model)이 필요하다. 본 연구에서는 문헌에서 제시한 역모델을 사용하였다.

4.3 i - PID 제어기의 설계

식(20)의 시스템에서 외란 \ddot{x}_g 의 영향을 억제하는 i - PID 제어기를 설계한다. 식(20)의 경우 상태차수가 2이므로 먼저 3.1절의 (5)항, 즉 $\nu=1$ 인 경우, 즉 i-P제어기로 구성한다. 단 이 경우는 급격한 진동의 완화(또는 차단)가 주목적이기 때문에 $\alpha=1$ 로 고

정하고 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션을 위한 Simulink의 블록선도는 다음과 같다.

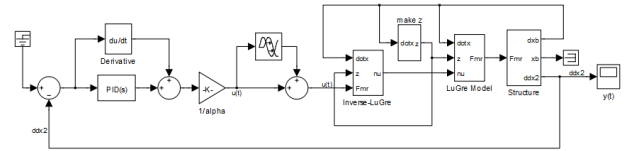


그림 6 시뮬레이션을 위한 Simulink 블록선도
Fig. 6 Simulink Block diagram for simulation

- A). 구형파 외란 응답특성: i - P제어기에서 $K_p=5$ 및 $h=0.01$ 로 두고, 외란(즉 \ddot{x}_g)으로서 크기가 2인 두 개의 구형파를 연속으로 입력하여 2층의 가속도, 즉 \ddot{x}_2 의 수렴여부를 확인하였다 ([그림 7] 참조). i-P제어기가 그 기능을 충분히 발휘하고 있는 것을 그림으로부터 확인할 수 있다.
- B). 구조물의 파라미터가 $\pm 50\%$ 범위에서 변화한 것으로 하였을 경우의 응답특성을 [그림 8]에 나타내었다. 입력의 크기가 약간 증가된 것을 제외하고는 [그림 7]과 유사한 결과로부터 i - PID 제어기의 강인성(robustness)를 확인할 수 있다.

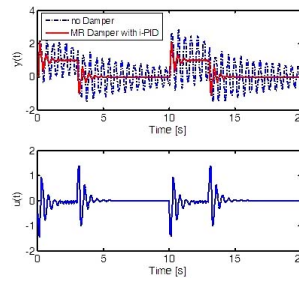


그림 7 시뮬레이션 결과 (x_2)
Fig. 7 Results of x_2

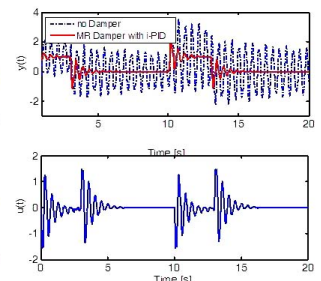


그림 8 파라미터가 변한 경우
Fig. 8 when parameters of the structure varies

- C). 지진파를 이용한 시뮬레이션: 1994년 1월 미국의 Northridge에서 발생한 진도 6.7의 지진파 신호를 \ddot{x}_g 로써 인가하였을 경우의 응답을 [그림 9]에 나타내었다. i-PID의 파라미터는 위와 동일하나 $h=0.02$ 로 두었다. [그림 9]의 하단은 인가된 지진파로서 상당한 크기를 가지고 있으나, MR 댐퍼를 가지는 i-PID 제어기는 지진파의 충격을 상당부분 흡수하고 있음을 볼 수 있다. 또한 동일한 지진파에 대하여 역시 구조물 또는 MR 댐퍼의 파라미터가 $\pm 50\%$ 의 범위에서 변한 경우에서의 시뮬레이션에도 [그림 9]와 유사한 결과를 얻었다.

- D). 문헌 [25]에서 제시한 가중함수와 구조를 적용한 혼합감도문제로부터 H_∞ 제어를 설계하여 Northridge 지진파에 대한 구조물의 응답을 얻어 이를 i-PID 제어기에 의한 결과와 비교하였다

5) United States Geological Survey(미국 지질 조사소)로부터 얻은 지진파의 시간간격이 0.02초이다.

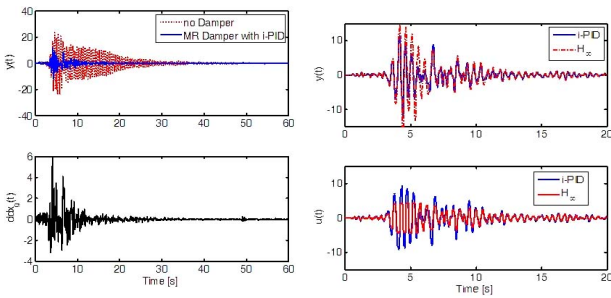


그림 9 Northridge지진파 출력
Fig. 9 Output due to Northridge seismic signal

그림 10 H_∞ 와 i-PID 제어기에 의한 비교
Fig. 10 Comparison by H_∞ and i-PID controller

([그림 10]). 그림으로부터 i-PID가 H_∞ 보다 더 나은 진동억제 능력을 보이고 있음을 확인할 수 있다.

E). Northridge지진파는 지진파의 형태(특성)가 다른 것으로 알려진 강도 6.9의 El Centro⁶⁾ 지진파신호를 이용하여 상기 D와 동일한 시뮬레이션을 수행한 결과를 [그림 11]에 나타내었다.

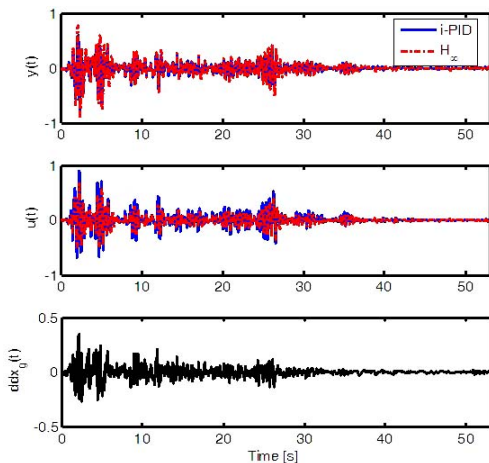


그림 11 El Centro지진파 결과
Fig. 11 Simulation results for El Centro earthquake signal

4.4 비 교

비교를 위하여 사용한 H_∞ 제어기는 잘 알려진 바와 같이 가중함수의 선정 등에 상당한 어려움이 존재하며, 동시에 최종적인 제어기가 얻어지기 위해서는 가중함수를 포함한 전체 시스템이 만족시켜야 하는 조건 등이 존재하여 그 설계가 간단하지는 않다. 또한 최종적으로 얻어진 제어기의 차수에는 일반적으로 사용된 가중함수의 차수가 포함되기 때문에 상당한 크기(상기의 경우

6) 1940년 5월 미국 캘리포니아의 El Centro지역에서 발생한 것으로 지진파의 형이 Strike-slip이며, 이에 반해 Northridge지진은 Blind-thrust로 알려져 있다.

는 9차)를 가진다. 보통 제어기의 차수를 최소화하여 사용하기는 하지만, i-PID 제어기의 그것과는 비교할 수 없을 정도로 크다.

또한 강인성의 관점에서도 일일이 가중함수로서 조정해야 하는 H_∞ 에 비하여 i-PID는 제어대상의 영향을 받지 않고 파라미터를 결정할 수 있기 때문에 그 유용성이 뛰어나다고 할 수 있을 것이다.

5. 결 론

i-PID 제어기의 적용과정에서 사용자가 지정해야 하는 파라미터 α 의 존재 가능범위 지정을 위한 하나의 방법으로 근궤적을 이용한 방법을 제시하고, 예제를 이용하여 이를 확인하였다. 앞에서 언급한 바와 같이 근궤적이 오른쪽 반면으로 발산하는 경우, 예를 들어 비최소위상시스템 등에는 적용할 수 없지만, α 의 대략적인 범위를 확인하고, 이 범위 내에서 시뮬레이션을 통하여 적절한 값을 알아내는 과정에서는 유효한 것으로 확인되었다.

또한 MR 댐퍼를 가지는 구조물의 진동완화에 i-PID를 적용하여 그 결과를 확인하였다. 기존의 PID 제어기의 파라미터 결정을 위한 상당한 양의 문헌이 존재하지만, 정확한 제어를 위해서는 그 파라미터의 선정과정이 결코 간단하고는 할 수 없을 것이다. 이에 반해 i-PID 제어기는 제안자의 표현에 따르면[9] 기존의 PID는 더 이상 필요하지 않으며 제어공학의 패러다임을 바꿀 수 있을 것이라고 언급하였다. 이의 확인을 위한 또 하나의 예로서 구조물의 진동완화에 i-PID 제어를 적용하여 i-PID의 유효성 및 우월성을 확인하였다.

현재 연구실에서 MR 댐퍼가지는 [그림 5]의 구조물을 제작하고, i-PID 제어를 통한 진동완화실험을 준비하고 있으므로, 빠른 시간에 그 결과를 보고할 예정이다.

감사의 글

이 논문은 부경대학교 자율창의학술연구비(2014년)에 의하여 연구되었습니다.

References

- [1] H. Panagopoulos, K. Astrom and T. Hagglund, "Design of PID controllers based on constrained optimization," IEE Proceedings of Control Theory Application, vol. 149, no. 1, pp. 32-40 (2002)
- [2] G.M. Malwatkar, P.T. Bhosale, and S.D. Nikam, "PID Controllers Tuning for Improved Performance of Unstable Processes", Intl. Conf. on Advances in Computing, Control, and Telecommunication Technologies, pp.624-628 (2009)
- [3] A. O'Dwyer, Handbook of PI and PID Controller Tuning Rules (3rd ed.), Imperial College Press, 2009
- [4] Yeon-Wook Choe, "Tuning PID Controller for Unstable Systems with Dead Time based on Dual-Input Describing

- Function Method”, KIEE vol. 63, No. 4, pp. 509~518 (2014)
- [5] N.J. Killingsworth and M. Krstic, “PID tuning using extremum seeking”, IEEE Control Systems Magazine, 26-2, pp. 70~79 (2006)
- [6] O. Arrieta, A. Visioli and R.Vilanova, “PID autotuning for weighted servo/regulation control operation”, Journal of Process Control, 20-4, pp. 472~480 (2010)
- [7] M. Fliess and C. Join, “Intelligent PID controllers”, Proceedings of the 16th Mediterranean Conference on Control and Automation, pp. 326~331 (2008)
- [8] P.H. Chang, J.H. Jung, “A systematic method for gain selection of robust PID control for nonlinear plants of second-order controller canonical form”, IEEE Trans. Control System Technology, vol. 17, pp. 473~483 (2009)
- [9] M. Fliess and C. Join, “Commande sans modele et commande a modele restreint”, e-STA, vol. 5, pp. 1~23 (2008) (<http://hal.inria.fr/inria-00288107/en/>)
- [10] M. Fliess and C. Join, “Model-free control and intelligent PID controllers: Towards a possible trivialization of nonlinear control?”, Proceedings of the 15th IFAC Symposium on System Identification, pp. 1531~1541 (2009)
- [11] J. Wang, H. Mounier, A. Cela and S.I. Niculescu, “Event driven intelligent PID controllers with applications to motion control”, Proceedings of the 18th IFAC World Congress, pp. 10080~10085 (2011)
- [12] S. Inagaki, I. Maruta, and T. Sugie, “On Stabilization by Intelligent PID Control”, SICE, Vol. 49, No. 7, pp. 727~732 (2013)
- [13] B. d’Andrea-Novet, M. Fliess, C. Join, H. Mounier, and B. Steus, “A mathematical explanation via intelligent PID controllers of the strange ubiquity of PIDs”, Proceedings of the 18th Mediterranean Conference on Control and Automation, (2010)
- [14] I. Fialho and G.J. Balas, “Road adaptive active suspension design using linear parameter-varying gain-scheduling”, IEEE Trans. Control System Technology, Vol. 10, No. 1, pp.43~54 (2002)
- [15] C. Spelta, F. Previdi, S.M. Savaresi, G. Fraternali, and N. Gaudiano, “Control of MR dampers for vibration reduction in a washing machine”, Mechatronics, Vol. 19, pp. 410~421 (2009)
- [16] M. Zapateiro, “Semiactive control strategies for vibration mitigation in adaptronic structure equipped with MR dampers, Ph.D. dissertation, Dept. Elect. Eng., Univ. Girona, Catalonia, Spain (200)
- [17] S.J. Dyke, “Acceleration feedback control strategies for active and semi-active control systems: Modeling, Algorithm development, and experimental verification”, Ph.D. dissertation, Univ. Notre Dame, IN (1996)
- [18] B.F. Spencer Jr., S.J. Dyke, M.K. Sain, and J.D. Carlson, “Phenomenological model of a magnetorheological damper”, ASCE Journal of Eng. Mechanics, Vol.123, No.3, pp. 230~238 (1997)
- [19] Rene Jimenez and Luis Alvarez, “Real time identification of structures with MR dampers”, Proceedings of the 41st IEEE Conf. on Decision and Control, pp. 1017~1022 (2002)
- [20] T. Terasawa, C. Sakai, H. Ohmori, and A. Sano, “Adaptive identification of MR damper for vibration control”, in proc. 43rd IEEE Conf. Decision Control, pp. 2297~2303 (2004)
- [21] H. Yoshioka, J.C. Ramallo, and B.F. Spencer, “Smart base isolation strategies employing MR dampers”, J. Eng. Mechan., Vol. 128, No. 5, pp. 540~551 (2002)
- [22] A. Do, O. Sename, and L. Dugard, “An LPV control approach for semi-active suspension control with actuator constraints”, in Proc. Amer. Control Conf., pp. 4653~4658 (2010)
- [23] C. poussot_Vassal, O. Sename, L. Dugard, P. Gaspar, Z. Szabo, and J. Bokor, “A new semi-active suspension control strategy through LPV technique”, Control Eng. Pract., Vol. 16, pp. 1519~1534 (2008)
- [24] C. Sakai, T. Terasawa, and A. Sano, “integration of bilinear H_{∞} control and adaptive inverse control for semi-active vibration isolation of structures”, in Proc. 44th IEEE Conf. Decision Control, Euro. Control Conf. pp. 5310~5316 (2005)
- [25] F.A. Shirazi, J. Mohammadpour, K.M. grigoriadis, and G. Song, “Identification and Control of an MR damper with Stiction Effect and its Application in Structural Vibration Mitigation”, IEEE Trans. Control Systems Technology, Vol. 20, No. 3, pp. 1285~1301 (2012)

저 자 소 개



최 연 욱 (Wook-Wook Choe)

1978년 한양대학교 전자공학과 졸업(공학사). 1980년 한양대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학석사). 1990년 일본 Kyoto Univ. 대학원 전기과 졸업(공학박사). 1990~현재 부경대학교 공과대학 제어계측공학과 교수