

# 견비선형을 갖는 제어시스템에 대한 기준모델 피드백제어 및 안정성평가

정유철\*, 이건복<sup>+</sup>

(논문접수일 2006. 5. 19, 심사완료일 2006. 7. 10)

## Reference Model Feedback Control and Stability Evaluation for Control System with Hard Non-linearities

Yu Chul Jung\*, Gun Bok Lee<sup>+</sup>

### Abstract

The paper proposes reference model error feedback control scheme for motion control system with hard non-linear components as like saturation and dead-zone in plant input part. Additionally, the plant has the system uncertainty effected by plant model parameter deviation and disturbance. The control algorithm uses the reference model to apply additional feedback loop with the error between reference model output and actual output effected by disturbance and non-linear components. And the stability evaluation based on Popov stability and controller design method are formulated to be performed. The effectiveness of the proposed scheme is examined by simulations. The results are proven by reasonable performances following reference model responses with good disturbance rejection performance without over-tuning of controller.

**Key Words** : Reference Model Feedback Control(기준모델 되먹임제어), Popov Stability(파포프 안정성), Controller Tuning(제어기 튜닝), Hard Non-linearity(견비선형), Input Saturation(입력포화), Input Dead-zone(입력불감대)

## 1. 서론

제어대상으로서 CNC 공작기계, 로봇, 반도체제조용 기계에 이르는 모션제어시스템의 고속 고정밀화가 진행되고 있다. 이에 따라 예전에 고려하지 않았던 플랜트(제어대상)의

각 구성요소들의 비선형성에 의한 효과나 모델링오차 및 외란의 작용에 대한 충분한 이해와 설계상의 고려가 필요하다<sup>(1,2)</sup>. 이러한 플랜트 인식문제와 요구되는 제어성능을 만족시키기 위한 제어방식과 제어기설계방법을 동시에 고려하는 기법이 요구된다<sup>(3-6)</sup>. 그러나 현장에서 널리 사용되어지는 제어기

승실대학교 대학원 (jycrobot@empal.com)  
주소: 139-743 서울시 상도5동 승실대학교  
승실대 기계공학부

법은 PID제어로서 각각의 제어기 파라미터를 적절하게 튜닝하는 기법을 채택하고 있는 실정이다<sup>(3,7)</sup>. 튜닝기법이 실험을 통해 쉽게 제어기를 설계하는 장점은 있으나 시스템에 요구되어지는 성능과 얻어진 성과와의 절충이 필요하게 된다. 적응제어기의 경우도 기준모델의 선정문제와 제어대상에 적합하고 안정성을 확보한 적응제어법칙을 얻기 위해서는 플랜트에 대한 보다 많은 선행정보를 필요로 하는 단점이 있다<sup>(8,9)</sup>. 본 논문에서는 현장에서 활용성이 높도록 튜닝기법을 이용하고, 성능만족을 위해 기준모델을 제어루틴에 직접적으로 적용하는 제어기 설계기법을 제안한다.

본 논문에서 제안한 제어기구조는 시스템 성능을 설계시 기준모델을 선정하고 이를 피드백하는 제어기구조이다(Fig. 1 참조). Fig. 1에서 보는 바와 같이, 기존의 제어기 구조인 피드백 제어기와 요구하는 성능을 표현하는 기준모델, 기준모델 피드백 제어기로 구성된다. 제안된 제어기 구조에 대하여 수식을 전개하고, 이를 바탕으로 안정성을 검토한 결과와 시스템에 일반적으로 포함되는 입력부 포화화 및 입력불감대의 건비선형성을 포함한 안정성을 검토하며, 모의실험을 통하여 설계된 제어기의 성능결과를 검토한다.

## 2. 기준모델 피드백제어

제안된 제어기 구조는 제어기 C를 갖는 기준 피드백루프와 함께 기준모델 출력과 플랜트 출력과의 오차를 반영하는 피드백루프(상부루프)로 구성된다(Fig. 1 참조). 제어기 구조에 대하여 선형시스템 해석을 도입하고 입력 r(t)과 외란 d(t) 그리고 출력 y(t)에 대하여 전달함수형태로 표현하면 다음과 같다.

$$Y = \frac{P \cdot [C + T \cdot G^*]}{[1 + P \cdot (C + T)]} R + \frac{1}{[1 + P \cdot (C + T)]} D \quad (1)$$

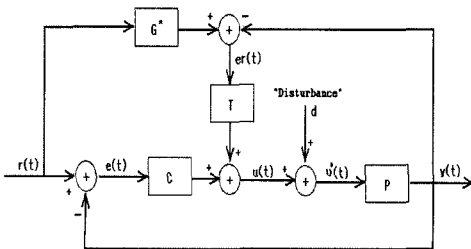


Fig. 1 Reference Model Feedback Control Structure

여기서,

- $G^*$  : Reference Model
- $P$  : Nominal Plant Model
- $C$  : Feedback Controller
- $T$  : Model Error Feedback Controller
- $D$  : Disturbances
- $R, Y$  : Reference Input and Output

식 (1)의 전달함수형태에 대해 수식을 전개하기 위해 다음과 같이 정의한다.

$$Y = G_{CT}^* R + \frac{1}{D_{CT}^*} D \quad (2)$$

$$G_{CT}^* = \frac{P \cdot (C + TG^*)}{[1 + P \cdot (C + T)]}$$

$$D_{CT}^* = \frac{[1 + P \cdot (C + T)]}{P} = \frac{[C + TG^*]}{G_{CT}^*}$$

여기서,  $G_{CT}^*$ 은 시스템의 응답에 대한 동특성을 나타내며,  $D_{CT}^*$ 는 외란에 대한 시스템의 제거성능을 나타낸다.

피드백 시스템의 요구하는 성능을 표현하는 기준모델  $G^*$ 를 유리다항식의 전달함수형태로 다음과 같이 정의하자.

$$G^* = \frac{PC^*}{[1 + PC^*]} \equiv \frac{B^*}{A^*} \quad (3)$$

여기서, 분모 다항식으로부터  $A^* = 0$ 인 시스템의 특성방정식을 얻는다.

그리고 성능모델오차에 의한 피드백루프가 없는 ( $T=0$ ) 피드백시스템의 전달함수를  $G_C$ 로 정의하고, 제어기 C에 제어기 T를 병렬로 구성하였을 때의 전달함수를  $G_{CT}$ 라 하면, 각각의 전달함수는 다음의 관계로 정리된다.

$$G_C = \frac{PC}{[1 + PC]} \equiv \frac{B_C}{A_C}, D_C = \frac{C}{G_C} \quad (4)$$

제어기 C를 제어기 T로 대체하였을 때, 전달함수 관계 ( $G_T, D_T$ )는 식 (4)로부터 다음과 같이 정리된다.

$$G_T = \frac{PT}{[1 + PT]} \equiv \frac{B_T}{A_T}, D_T = \frac{T}{G_T} \quad (5)$$

$$G_{CT} = \frac{P(C + T)}{[1 + P(C + T)]} \equiv \frac{B_{CT}}{A_{CT}} \quad (6)$$

$$D_{CT} = \frac{[1 + P(C + T)]}{P} = \frac{(C + T)}{G_{CT}} \quad (7)$$

따라서, 전체 시스템 ( $G_{CT}^*, D_{CT}^*$ )은 위의 식들을 정리하여 다음의 식을 얻는다.

$$G_{CT}^* = \frac{A^* B_C (A_T - B_T) + B^* B_T (A_C - B_C)}{A^* A_{CT}} \quad (8)$$

$$D_{CT}^* = D_{CT} \quad (9)$$

식 (9)로부터, 제한한 제어기의 외란 소거성능은 기존 시스템의 제어기  $C$ 에 제어기  $T$ 를 병렬구조로 구현한 제어기의 효과를 발휘함을 알 수 있다. 또한, 시스템의 동특성은 시스템 전달함수의 분모다항식으로부터 다음의 두 개의 특성방정식을 만족한다.

$$A^* = 0 \quad (10)$$

$$A_{CT} = 0 \quad (11)$$

여기서, 식 (10)의 특성방정식은 피드백시스템의 요구하는 성능을 나타내는 기준모델 ( $G^*$ )로부터 미리 정해지고, 식 (11)는 외란억제성능을 위해 검토하게 되는 시험시스템 ( $G_{CT}, D_{CT}$ )를 나타낸다. 제어기 설계 검토사항으로 외란에 대한 빠른 소거응답성을 요구하므로, 일반적인 경우 전체 시스템의 시간 응답성능은 우세근을 갖는 식 (10)의 특성다항식에 의해 정해진다.

### 3. 안정성 평가

제한한 제어기구조에 대하여, Fig. 2와 같이 입력 영점부근에 입력불감대(Deadzone)와 입력포화(Saturation)의 일반적인 건비선형성을 갖는 시스템에 대한 안정성을 고려한다. 건비선형을 갖는 플랜트에 대한 피드백시스템의 안정성 검토 및 제어기 설계를 위하여 Popov 관점<sup>(10-13)</sup>의 안정성 평가방법을 적용한다.

Popov's criterion을 적용하기 위하여 Fig. 3과 같이, 시스

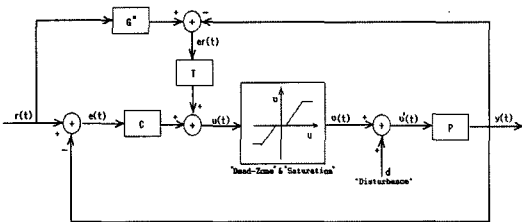


Fig. 2 Reference Model Feedback Control with Plant Input Non-linearity

템을 비선형블럭(N.B)과 선형블럭(L.B)의 일반형으로 나누어 고려한다. 여기서, 비선형블럭의 기술기범위는 플랜트의 이득에 영향을 미치지 않는 범위로  $[0, 1]$  구간으로 고려하며 비선형블럭이 Popov 부등식을 만족한다.

안정성해석을 위한 피드백시스템의 일반형(Fig. 3 참조)으로부터, 임의의 입력  $\tilde{r}(t)$ 에 대해, 다음의 관계를 갖는다.

비선형블럭의 입력 :  $u(t)$

$$\text{비선형블럭의 출력} : v(t) = [N.B] \cdot u(t) \quad (12)$$

$$u(t) = [L.B] * [\tilde{r}(t) - v(t)] \quad (13)$$

여기서, \*연산자는 시스템과 입력신호와의 대합적분연산을 표시하며, 선형시스템의 경우 선형연산자이며 그 연산 결과는 시스템의 출력신호이다.

Fig. 2에 보인 시스템 구조로부터 시스템의 입출력관계를 정리하면, 다음과 같다.

$$u(t) = C * e(t) + T * er(t) \quad (14)$$

$$= [C + T G^*] * r(t) - [(C + T) P] * v(t)$$

식 (14)를 식 (13)의 형태로 나타내어 정리하면,

$$\text{선형블럭 [L.B]} : [L.B] = [C + T] \cdot P \quad (15)$$

이고,  $r(t)$ 와  $\tilde{r}(t)$ 은 다음의 관계를 갖는다.

$$[L.B] * \tilde{r}(t) = [C + T G^*] * r(t) \quad (16)$$

임의의 한정된 입력  $r(t)$ 에 대해, 선형연산자  $[C + T G^*] [L.B]^{-1}$ 의 출력  $\tilde{r}(t)$ 가 한정되고 비선형블럭이  $[0, 1]$  구간내에 있을 때, Popov 안정성관점에서 제한한 피드백시스템이 점근 안정하기위한 충분조건은 다음의 선형블럭을 포함한 식이 다음의 SPR조건(Strictly Positive Real Condition)을

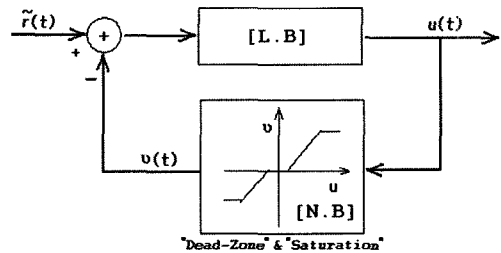


Fig. 3 General Form of Nonlinear Feedback System

만족한다.

$$[(1+j\omega q)(\widetilde{C} + \widetilde{T})\widetilde{P}] + 1 \equiv SPR \quad (17)$$

여기서,  $\omega$  는 주파수를 나타내고,  $q$  는  $q > 0$ 을 만족하는 임의의 상수이며,  $\widetilde{C}$ ,  $\widetilde{T}$ ,  $\widetilde{P}$  는 각각  $C$ ,  $T$ ,  $P$ 의 주파수응답함수이다.

안정성 평가를 위한 결과 식 (17)은 기준모델 피드백루프가 없이 제어기  $C$ 와 제어기  $T$ 를 병렬로 구현한 시스템에 대한 안정성 평가와 동일한 결과를 얻는다. 따라서, 안정성 범위내의 병렬제어기에 대하여 제어기를 설계하고, 실험을 통해 외란제거성능을 만족하는 제어기를 튜닝한다.

식 (17)은 시스템의 안정성과 제어기의 설계를 위하여 다음의 관계식으로부터 주파수역 복소평면에서 해석한다.

$$Re \{ (1+j\omega q) \cdot (\widetilde{C} + \widetilde{T}) \cdot \widetilde{P} \} > -1 \quad (18)$$

#### 4. 제어기 튜닝

플랜트에 대한 선형의 공칭 모델을 통해, 요구성능을 만족 하시키는 시스템 동특성  $G^*$ 와 제어기  $C^*$ 를 구한다. 부하조건 및 외란환경에 대한 지식 등을 통해 제어기  $T^*$ 를 정의하고, 안정성 평가를 통해 제어기  $T^*$ 가 가능한 범위인지를 확인한다. 제어시험을 통해 요구하는 시스템 동특성  $G^*$ 를 만족하는 제어기  $C^*$ 로 선정하고, 외란소거 성능을 위해 제어기  $T^*$ 의 변수값을 재조정한다.

제어기 튜닝의 과정은 5장의 모의시험을 통해 그 과정을 예시한다.

#### 5. 모의시험

제어기 구조의 유효성을 예시하기 위해 본 논문에서는 다음과 같은 플랜트의 조건들과 시스템 구성에 대하여 모의 시험을 수행한다.

$$\text{공칭플랜트 모델 : } P = \frac{k_v}{s(\tau_v s + 1)}, \quad [k_v, \tau_v] = [10, 0.01]$$

플랜트의 전비선형성 모델

- 입력포화의 선형구간 : [ -5, 5 ]
- 입력불감대 구간 : [ -0.01, 0.01 ]

플랜트 입력부 외란모델

- 스텝외란 크기 : 0.2

- 10 Hz 주기의 단일 삼각파 크기 : 0.005

- 백색잡음 파워 :  $2 \times 10^{-8}$

여기서, 사용된 플랜트 모델은 서보모터 및 속도서보를 갖는 일반적인 이송제어장치에 대해 단순화한 모델로서,  $k_v$ 는 속도루프이득이고,  $\tau_v$ 는 속도지령에 대한 시간지연을 나타내는 시정수이다.

시스템에 대한 설계조건을 정리하면, 다음과 같다.

샘플링시간 : 2 msec

$$\text{기준모델 : } G^* = \frac{0.003744z + 0.003956}{z^2 - 1.811z + 0.8187}$$

대응하는 제어기  $C^* = 2.5$

스텝외란 소거성능에 대한 설계조건은 외란입력으로 0.2에 대해 출력의 영향은  $15 \times 10^{-3}$ 이고, 0.5 sec 이내에 소거되어야 한다. 그리고 삼각파 입력 및 백색잡음에 대한 소거성능은 -20 dB 이하로 설계한다.

시스템 동특성이 기준모델  $G^*$ 와 비슷할 때, 즉  $G_{CT}^* \approx G^*$  이라하면, 식 (2)의 외란출력은 다음과 같이 정리된다.

$$\frac{G_{CT}^*}{C^* + T^* G^*} \approx \frac{G^*}{C^* + T^* G^*} D = \widetilde{D} \quad (19)$$

여기서, ( $C^*$ ,  $G^*$ )는 요구하는 추적성능으로 미리 알려져며, ( $D$ ,  $\widetilde{D}$ )에 대한 설계조건을 만족하는  $T^*$ 를 구하는데 식 (19)를 사용한다.

스텝외란에 대한 외란소거 성능을 만족시키기 위해서는 제어기에 적분항이 들어가야 함을 알 수 있으므로, 모의시험에 사용한 모델에 대해 외란소거성능을 만족하는 제어기  $T^*$ 의 구조로 비례적분제어기를 채택한다. 제어기  $T^*$ 의 일반적인 형태는 다음과 같다.

$$T = \frac{k_1 z - k_2}{z - 1} \quad (20)$$

제어기  $T^*$ 의 변수  $[k_1, k_2]$ 의 선정은 시스템의 안정성 평가를 위한 식 (18)과 외란소거성능에 대한 식 (19)를 동시에 만족하는 범위로 설계한다. 스텝외란에 대해서는 식 (19)의 기준스텝입력에 대한 응답을 확인하고, 주기외란 및 잡음에 대해서는 식 (19)에 대한 주파수응답결과를 사용한다.

본 논문에서는 위의 설계 조건을 동시에 만족하는 설계변수로  $[k_1, k_2] = [20.2, 20]$ 을 시스템에 적용한다. 설계된 시스템에 대한 안정성평가 및 외란소거성능에 대한 해석결과

는 Fig. 4, 5, 6에 보인다. 설계된 제어기 변수에 대해 시스템의 안정성 평가 식 (18)을 만족함을 Fig. 4에 나타낸다. Fig. 4은 복소수평면해석을 보인 것으로, 식 (18)의 안정성 해석

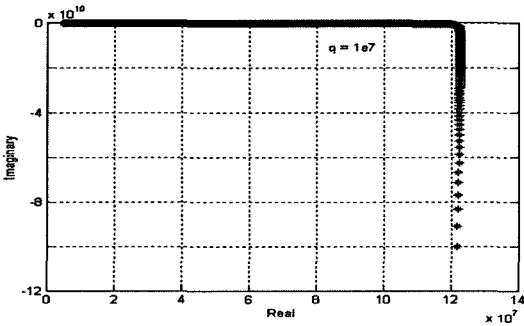


Fig. 4 Stability Check,  $q = 1e7$

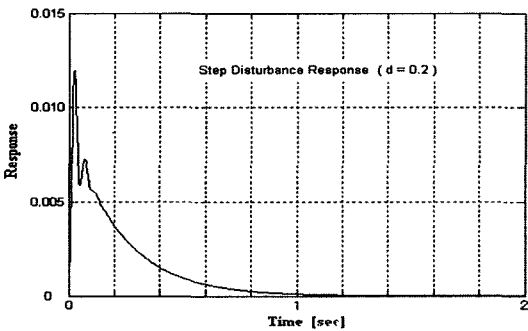


Fig. 5 Step Disturbance Response,  $d = 0.2$   
 $[k_1, k_2] = [20.2, 20]$

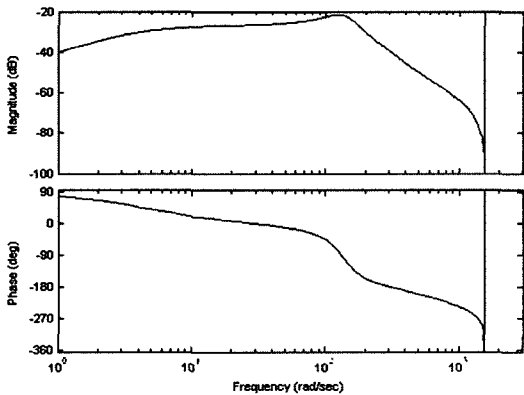


Fig. 6 Bode Diagram on Disturbance Input vs Output  
 $[k_1, k_2] = [20.2, 20]$

함수는  $q = 1e7$ 에 대해 복소수평면상의 점  $-1+0j$  우측에 항상 존재함으로 안정성에 대한 충분조건을 만족한다. Fig. 5로부터 알 수 있듯이, 스텝외란입력으로 0.2에 대해 출력의 영향은  $15 \times 10^{-3}$  이하이며, 0.5 sec 이내에 소거된다. Fig. 6으로부터, 삼각과 입력 및 백색잡음에 대한 소거 성능은 Bode 선도로부터 -20 dB 이하임을 확인할 수 있다.

제어시스템의 성능확인을 위하여 기준입력으로 직선궤적을 사용하고, 궤적추적 중 상기의 외란이 작용하는 환경에 대하여 제어기의 유효성을 비교한다. 제시한 제어기의 성능을 비교하기 위해, 다음의 4가지 모델들에 대해 모의시험을 수행하고 그 결과를 검토한다.

모델(1)  $C = C^* = 2.5, T = 0$  (21)

모델(2)  $C = C^* + T^* = 2.5 + \frac{20.2z - 20}{z - 1}, T = 0$  (22)

모델(3)  $C = C^* = 2.5, T = T^* = \frac{20.2z - 20}{z - 1}$  (23)

모델(4)  $C = C^*, T = T^*, [k_v, \tau_v] = [8, 0.02]$  (24)

여기서, 모델(4)의 경우는 플랜트의 동특성의 변화에 대한 시험으로 플랜트의 이득이 20%저하되고, 플랜트의 응답성이 50% 저하되었을 때 제어시스템의 성능변화를 검토한다.

제어시험입력은 Fig. 7에서 보는 바와 같이 경사입력으로 사용한 경로는 6 sec 동안 120 위치에 도달하여 멈추는 경로이며, 경로추적 중 위에서 언급한 주기적인 외란과 스텝성분의 외란이 함께 작용하도록 하였다. 여기서 사용된 외란의 크기는 플랜트 입력부 외란모델을 따르며 Fig. 7의 아래쪽 그래프와 같다.

Fig. 8, 9, 10은 모델 (1), (2), (3)에 대하여 제어 실험결과

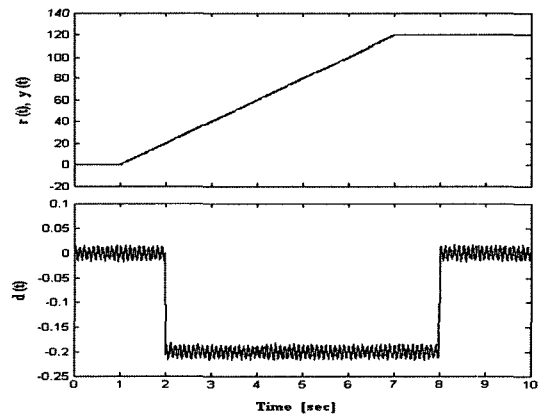


Fig. 7 Reference Input and Disturbance for Test

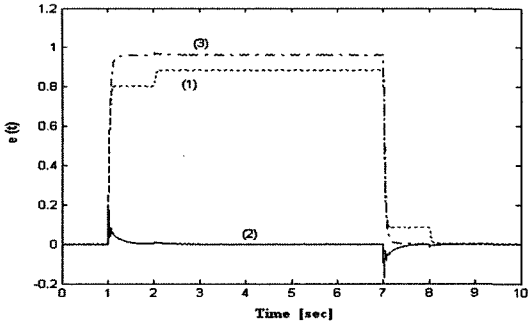


Fig. 8 Feedback Error,  $e(t)$

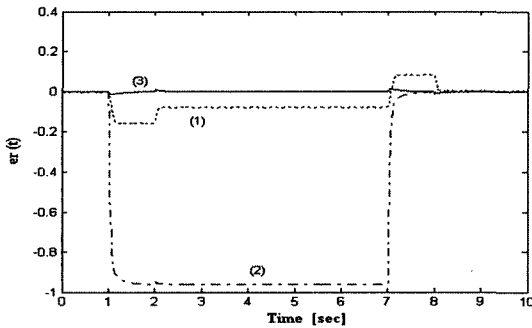


Fig. 9 Reference Model Feedback Error,  $e_r(t)$

를 보인 것이다. 제어 실험 결과, Fig. 9에서 보는 바와 같이 모델 (3)의 경우가 외란의 작용에도 불구하고 기준모델 피드백 오차가 다른 경우에 비해 상당히 줄일 수 있었다. 스텝외란 소거성능에 대한 설계조건을 만족하는 제어기의 적용하여 기준모델 피드백 오차는 0.015 이하임을 확인하였다. Fig. 8, 9에서 모델 (2)의 경우는 모델 (3)의 경우에 비해 추적성능과 외란 소거성능이 좋아 보일 수 있으나, Fig. 10에서 보는 바와 같이, 모델 (2)의 경우는 과도상태에서 제어입력이 매우 크게 나타나며 초기에 진동을 유발할 수 있다. 이러한 과도한 제어입력과 유인된 진동 가진 입력은 플랜트 모델링 시 고려하지 않은 공진주파수나 비선형성 등에 의해 채터링 현상 및 제어시스템의 불안정성을 야기할 수 있다. 또한 무리하게 과도한 제어입력은 플랜트의 열화를 초래할 수 있다. 이에 비해 Fig. 10에서 모델 (3)의 경우를 모델 (1)의 경우와 비교해 보면, 기준모델 피드백제어의 특성상 외란을 소거는 기준모델 피드백루프에 의해 작동하며, 전체 시스템의 응답이 기준모델의 응답과 같아지도록 작용함을 확인하였다.

Fig. 11과 12는 플랜트의 파라미터 변화에 따른 모의실험 결과를 보인 것이다. 공칭 플랜트 모델 (3)의 경우와 성능이

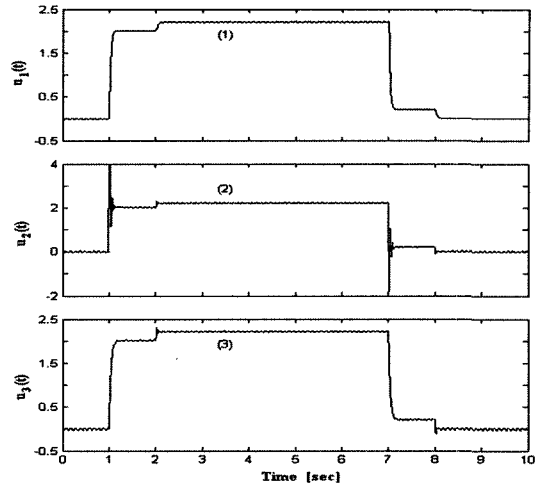


Fig. 10 Control Input,  $u(t)$

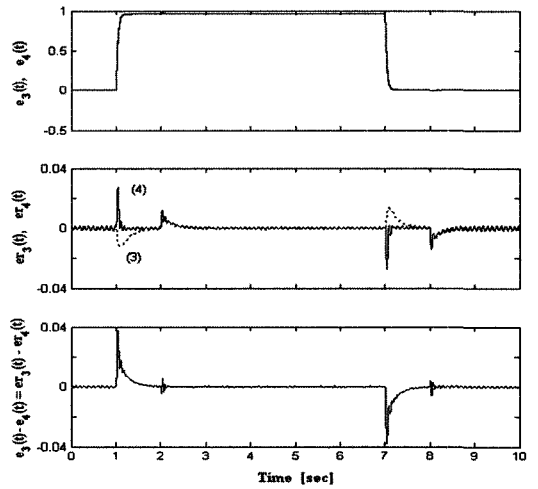


Fig. 11 Error Comparison for Plant Parameter Change

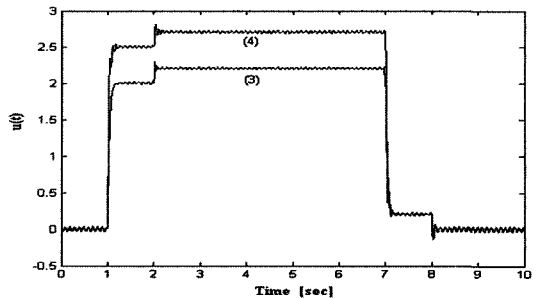


Fig. 12 Control Input Comparison for Plant Parameter Change

저하된 플랜트 모델 (4)의 경우에 대하여, 모의실험을 수행한 결과 기준모델과 비슷한 거동특성을 나타내며 이는 설계시 고려했던 기준모델의 응답을 잘 추종함을 알 수 있다. 플랜트 파라미터 변화에도 불구하고 설계시의 기준모델의 특성을 따르도록 제어알고리즘이 작용함을 유추할 수 있다. Fig. 12의 제어입력의 비교 그래프에서와 같이, 제어입력의 크기가 1.2배 정도 커짐을 볼 수 있다. 이는 기준모델 피드백루프에 의해 게인이 20% 저하된 플랜트를 보상하는 입력을 발생함을 확인하였다. 즉, 시스템의 응답은 기준모델의 특성을 따르도록 제어입력에 부가적으로 보상하는 입력을 더해줌을 알 수 있다.

## 6. 결론

본 논문에서는 기존시스템 성능을 재설계하기위한 방법으로 요구하는 성능에 대한 기준모델을 선정하고 이를 피드백하는 제어기구조를 제안하였다. 제안한 제어기구조는 기존 제어시스템의 피드백루프와 기준모델 피드백루프를 포함한다. 제어시스템의 안정성은 플랜트에 입력 불감대와 입력 포화의 견비선형성을 갖는 비선형시스템에 대하여 Popov 안정성 평가방법을 적용하였다. 제안한 제어기구조를 갖는 제어시스템에 대한 점근안정의 충분조건을 Popov 안정성 평가관점에서 수식화하였다. 그 타당성은 모션제어시스템의 일반적인 플랜트 모델에 대하여 적용하였으며, 모의실험상의 외란조건은 주기적 외란과 노이즈, 그리고 스텝외란을 부가하고, 플랜트의 성능저하시 플랜트 모델의 파라미터 변화에 대하여 제어성능을 평가하였다.

본 연구에서 제안한 기준모델 피드백제어를 부가적으로 적용하며, 이를 통해 제어기 튜닝시 외란제거성능을 높이기 위해 오버튜닝되는 것을 미연에 방지하면서 요구하는 제어성능을 만족시킬 수 있는 제어기 설계방법으로 활용할 수 있음을 확인하였다.

## 후 기

본 연구는 숭실대학교 교내연구비지원에 의해 수행됨.

## 참 고 문 헌

- (1) Ogata, K., 1990, *Modern Control Engineering*, Prentice Hall.
- (2) Åström, K. and Hägglund, T., 1988, *Automatic Tuning of PID Controllers*, Instrument Society of America.
- (3) Dep. of Automatic Control in Lund Institute of Technology, 1996, *Activity Report 1995-1996*, Lund Univ., Sweden, 1996.
- (4) Jung, Y. C. and Lee, G. B., 1999, "Controller Refinement Method using Identification of Closed-loop System," *Proceeding of the KSPE*, Vol. 1, pp. 314~217.
- (5) Jung, Y. C. and Lee, G. B., 2000, "Controller Auto-tuning Scheme using System Monitoring in Frequency Domain," *Proceeding of the KSPE*, Vol. 2, pp. 136~139.
- (6) Jung, Y. C. and Lee, G. B., 2001, "Controller Auto-tuning Scheme Improving Feedback System Performance in Frequency Domain," *Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 10, No.3, pp. 26~30.
- (7) Bellinger, J. and Duffie, N., 1988, *Computer Control of Machines and Processes*; Addison Wesley.
- (8) Landau, I., 1990, *System Identification and Control Design*, Prentice Hall.
- (9) Lilja, M., 1989, *Controller Design by Frequency Domain Approximation, Report CODEN: LUTFD2/(TFRT - 1031)/ 1-107/(1989) (Ph. D. Thesis)*, Dep. of Automatic Control, Lund, Sweden.
- (10) Vidyasagar, M., 1978, *Nonlinear Systems Analysis*, Prentice Hall.
- (11) Sastry, S., 1999, *Nonlinear Systems: Analysis, Stability, and Control*, Springer-Verlag, 1999.
- (12) Yang, H. S., Jung, Y. C. and Lee, G. B., 2001, "Continuous-Time Controller Design using Identification of Feedback System in Frequency Domain," *Proceeding of the KSME*, Vol. 1, No. 2, pp. 664~669.
- (13) Jung, Y. C., Shim, Y. B. and Lee, G. B., 2001, "Discrete-Time Controller Design using Identification of Feedback System in Frequency Domain," *Proceeding of the KSME*, Vol. 1, No. 2, pp. 99~104.