

이관성계 전동기 구동시스템의 축진동억제를 위한 강인한 속도제어기법

朴太植*, 柳志潤

Robust Speed Control Scheme for Torsional Vibration Suppression of Two Mass System

Tae-Sik Park and Ji-Yoon Yoo

요 약

본 논문에서는 Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용한 이관성계 전동기 구동시스템에 대한 새로운 축진동억제 제어방식을 제안한다. 제안한 축진동억제 제어기는 전동기 속도와 관측된 비틀림 토크를 케환하는 축소차원 상태케환 제어기와 PI 제어기를 이용한 속도제어기로 구성되어 있다. 또한 오프라인 RLS 방식으로 추정된 기계계 파라미터를 사용하여 축진동 억제를 위한 속도제어기를 설계하고, Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용하여 제어기의 이득을 선정하였다. Kharitonov의 강인안정도 이론을 통해 지정한 안정도 마진과 댐핑 특성을 확보하였으며 지정된 범위 내에서 파라미터가 변동시에도 우수한 축진동 억제 특성을 획득하였다. 마지막으로 시물레이션과 자체 제작한 이관성계 전동기 구동 시스템의 등가 실험장치를 통해 축진동억제 제어방식의 효과와 유용성을 검증하였다.

ABSTRACT

In this paper, the new robust torsional vibration suppression control scheme is proposed for the two mass system. A reduced order state feedback controller where the motor speed and the observed torsional torque are fed back and the PI controller are proposed as the torsional vibration suppression controller. Using the estimated mechanical parameters by off-line RLS(Recursive Least Square) algorithms, the speed controller for torsional vibration suppression is designed and its gains are determined using the Kharitonov robust control theory. The Kharitonov robust control theory can obtain the robust stability with a specified stability margin and a damping limit and the good performance of vibration suppression although if the parameters are varied within some specified limit. The effectiveness and usefulness of the proposed schemes are verified with the simulation and the experimental results on the fully-digitalized 5.5kW two mass system.

Key words : two mass system, robust control, torsional vibration suppression control, reduced order state feedback

1. 서 론

이관성계 전동기 구동시스템은 전동기와 물이 긴 축으로 연결되어 있는 시스템으로 축의 탄성으로 인하여 공진 특성을 가진다. 산업계에서 핵심 사업의 주종을 이루고 있는 제철, 제지, 엘리베이터 등의 시스템 역시

*삼성전자 종합기술원 근무
E-mail : points00@naver.com
접수일자 : 2002.11.22
1차심사요청일 : 2002.11.26 2차심사요청일 : 2002.12.23
심사완료일 : 2003. 1.14

이관성계 전동기 구동시스템의 범주에 포함된다. 특히 이관성계 전동기 구동시스템은 자체의 기계적 공진점(Resonance Frequency)이 수십 Hz 이하의 저역에서 형성되어 속도제어 응답상에 진동이 발생하여 축손상과 속도제어 성능의 저하를 발생시킨다. 따라서 이관성계 전동기 구동시스템에서는 축진동 억제 특성을 가지는 전용의 속도제어기가 절실히 필요하다. 또한 이관성계 전동기 구동시스템의 고성능 속도제어기 설계를 위해서는 전동기와 물의 관성 및 축강성의 정확한 추정과 더불어 실시간으로 변동되는 기계계 파라미터에 대한 대책이 필요하다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 근래에 들어 이관성계 전동기 구동시스템의 축진동 억제문제에 대한 다양한 연구가 이루어져 왔으며, 진동성분 보상 방식, 모델추종 방식, 상태제환 방식 그리고 건설제어 방식 등이 있다.

진동성분을 보상하는 방식은 대개 비틀림토크를 추정하고 이를 보상하는 방식으로 1991년 Naitoh는 추정된 외란을 전향보상하는 방법으로¹¹⁾, 1996년 Koji는 추정된 비틀림토크와 불완전 미분 여과기(Imperfect derivative filter)를 이용하여¹²⁾, 1993년 Yuki는 추정된 외란을 제환보상하여 진동 특성을 억제하였다¹³⁾. 이러한 방식은 구현이 간단하여 적용이 쉬우나 부분적인 진동억제 특성만을 보여준다.

모델추정 방식은 기존의 실제 응용분야에서 다양하게 사용되어 온 방식으로 기준모델과 실제 시스템의 출력 사이의 차이를 보상하여 원하는 출력을 얻는 방식이다. 1986년 Hasegawa는 SFC(Simulator Following Control)¹⁴⁾를, 1991년 Koyama는 RMFC(Reference Model Following Control)를 제안하였다. 일명 2-자유도 제어(Two Degree of Freedom Control)라고도 하며 진동억제 특성은 우수하나 외란의 영향 제거에는 비비한 성능을 가지는 단점이 있다¹⁵⁾.

상태제환 방식은 근래에 들어 많은 관심을 끌고 있는 방식으로 Hori는 1988년 부하 가속도 제어 방식을 제안하였으며¹⁶⁾⁻¹⁷⁾, 1992년 관측기를 사용한 상태제환 제어 방식을 적용하여 진동억제와 부하 영향의 보상을 행하여 좋은 성능을 얻었으나 필연적으로 관측기가 요구되어 구현이 복잡하고, 관측기의 성능에 의해 전체 시스템의 제어 특성이 좌우되는 단점이 있다¹⁸⁾. 또한 관측기와 상태제환 이득이 기계계 파라미터의 변동에 매우 민감한 특성으로 인해 실제 시스템에의 적용에는 한계가 있다.

건설제어 방식은 1980년 이래 산업전자 분야에서 다

양하게 적용되어 왔다. 1991년 Hori는 건설제어 방식을 적용하여 이관성계 시스템의 진동억제 특성을 얻었고¹⁹⁾, 1991년 Shaked는 TDOF H ∞ 방식을 적용하여 다중회환 시스템에 건설제어 방식을 적용하였다. 또한 1993년 Dhaouadi는 TDOF 방식을 압연시스템에 적용하였다¹⁰⁾. 그러나 건설제어기는 최악의 조건을 고려하여 제어기를 설계하기 때문에 저차플랜트인 경우에도 설계된 제어기는 고차로 나타나는 단점을 가지며 이는 실제 구현시 안정도에 매우 민감할 수 있음이 최근 문제점으로 제기되었다.

그밖에 이관성계 전동기 구동시스템의 진동억제 제어를 위하여 다양한 접근 방식과 더불어 최적제어 이론, 신경망 이론 등의 고급 제어 이론이 적용되고 있다.

따라서 본 논문에서는 이관성계 전동기 구동시스템의 강인한 축진동 억제 제어를 위하여 축소차원 상태제환 제어기와 PI 제어기로 구성된 축진동 억제 제어를 제안하며 Kharionov의 강인 안정도 이론을 적용함으로써 기계계 파라미터의 변동에 대한 강인성을 확보하였다. 또한 고성능 DSP를 탑재한 이관성계 전동기 구동시스템을 이용한 실험을 통해 제안한 축진동 억제 기법의 우수성과 타당성을 입증하였다.

2. 이관성계 전동기 구동시스템

이관성계 전동기 구동시스템의 블록도는 그림 1과 같이 나타낼 수 있다¹¹⁾⁻¹⁴⁾.

그림 1을 바탕으로 이관성계 전동기 구동시스템의 상태 방정식을 (1)과 같이 표현할 수 있으며, (1)로부터 전동기 속도와 인가토크 사이의 전달함수를 구하면 (2)와 같다. 여기서 마찰계수 B_M 과 B_R 은 영향이 미비해 대부분의 속도제어기 설계에서와 같이 무시하였다.

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_M \\ \sigma_{SH} \\ \dot{\omega}_R \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -K_{SH}/J_M & 0 \\ 1 & 0 & -1 \\ 0 & K_{SH}/J_R & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega_M \\ \theta_{SH} \\ \omega_R \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1/J_M \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} T_M - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1/J_R \end{bmatrix} T_L \quad (1)$$

여기서 T_M 은 전동기 토크, T_L 은 외란 입력, ω_M 은 전동기 속도, ω_R 은 부하속도를 나타낸다.

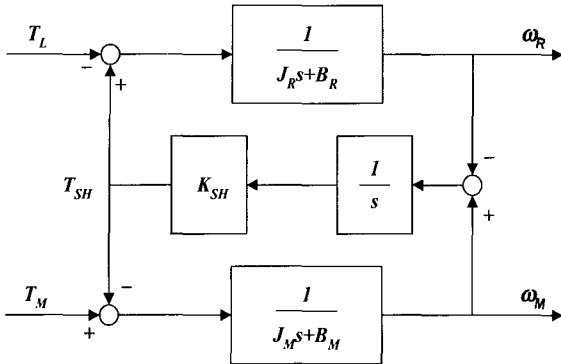


그림 1 이관성계 전동기 구동시스템의 블록도
Fig. 1 Block diagram of two mass system

식 (2)로부터 공진특성이 발생됨을 알 수 있고 기계적인 공진점(Resonance Frequency)과 반공진점(Anti-Resonance Frequency)을 식 (3)와 (4)와 같이 각각 표현할 수 있다.

$$G(s) = \frac{\omega_M}{T_M} = \frac{1}{s} \frac{J_R s^2 + K_{SH}}{J_M J_R s^2 + K_{SH}(J_M + J_R)} \quad (2)$$

$$\omega_r = \sqrt{\frac{K_{SH}}{J_R} \left(1 + \frac{J_R}{J_M}\right)} \quad (3)$$

$$\omega_a = \sqrt{\frac{K_{SH}}{J_R}} \quad (4)$$

3. 제안한 축진동 억제제어 방식

그림 2는 제안된 PI 제어기를 포함한 축소차원 상태궤환 제어기의 전체 블록도를 보여주고 있으며, 전동기 속도와 인가토크 사이의 전달함수는 (5)와 같이 구할 수 있다. 그림 2에서 $K_{T_{\omega}}$ 와 K_{ω_m} 은 각각 비틀림토크와 전동기 속도의 궤환이득을 나타낸다. 여기서 \hat{T}_{SH} 와 T_{SH} 는 동일하다고 가정하여 관측기의 영향을 무시하였다.

즉 전동기 속도와 비틀림토크 성분을 궤환함으로써 댐핑이 증가되며 또한 임의의 위치에 전달함수의 극점

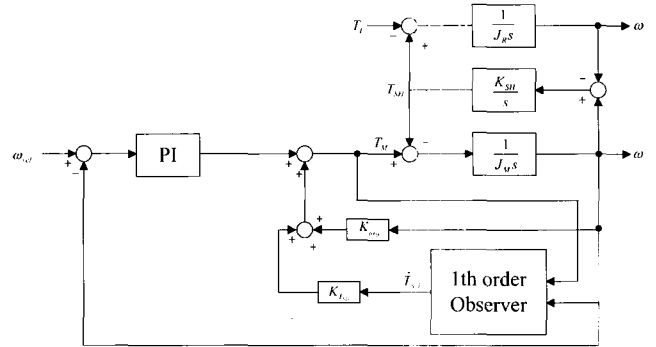


그림 2 제안된 축소차원 상태궤환과 PI 제어기의 블록도
Fig. 2 Block diagram of proposed reduced order state feedback and PI controller

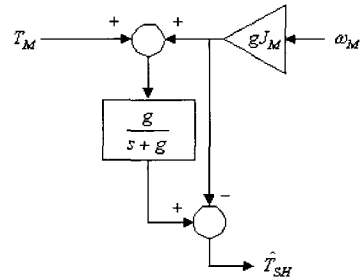


그림 3 저역통과필터를 이용한 비틀림토크 관측기
Fig. 3 Torsion torque observer using low pass filter

을 배치할 수 있음을 알 수 있으며, 기준속도에 대한 실제 속도의 오차보상을 하기 위하여 축소차원 상태궤환 제어와 더불어 PI 제어기를 사용하였다. 또한 제어기의 이득은 Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용하여 선정한다. 그림 3은 저역통과 필터를 이용하여 비틀림토크 정보를 얻기 위한 단일상태 관측기의 블록도를 보여주고 있다. 관측된 값의 저역통과 필터링된 형태로 출력되기 때문에 순수한 미분기를 사용할 필요가 없으며 따라서 실제 이관성계 전동기 구동시스템과 같이 노이즈가 많은 환경에서의 적용에 보다 큰 이점이 있다. 여기서 g 는 필터의 이득이며 필터의 차단주파수가 충분히 높도록 g 를 선택함으로써 관측기의 영향을 최소화하였다.

$$\frac{\omega_M}{T_M} = \frac{(J_R s^2 + K_{SH})}{J_M J_R s^3 - J_R K_{\omega_v} s^2 + [(J_R + J_M)K_{SH} - J_R K_{T_{\omega}} K_{SH}]s - K_{SH} K_{\omega_v}} \quad (5)$$

4. Kharitonov의 강인 안정도 이론^{[11]-[13]}

Kharitonov의 강인 안정도 이론은 임의의 다항식의 계수가 특정 범위 내에서 변동할 때 다항식의 안정도를 판별하는 방법을 제공한다. 따라서 제어기를 포함한 전체 시스템의 특성 방정식과 특성 방정식의 계수가 시스템의 파라미터 변동에 따라 특정 범위 내에서 변동함을 가정하여 Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용하면 시스템의 파라미터가 변동하여도 전체 시스템의 안정도를 확보할 수 있는 제어기의 이득을 선정할 수 있다.

다음과 같은 형태의 실수 다항식의 집합을 $P(s)$ 라 하자. 여기서 각각의 계수는 독립적인 구간 내에서 변동을 한다. 이러한 다항식의 집합을 구간다항식 (Interval Polynomial)이라 한다.

$$P(s) = p_0 + p_1s + p_2s^2 + \dots + p_ns^n \quad (6)$$

여기서 다항식의 계수들은 독립적인 구간을 가지고 변화한다.

$$p_0 \in [x_0, y_0], p_1 \in [x_1, y_1], \dots, p_n \in [x_n, y_n], 0 \notin [x_n, y_n]$$

식 (7)은 구간 다항식에 대한 Kharitonov 다항식으로서 네 개의 Kharitonov 다항식이 Hurwitz 안정하며 $P(s)$ 내에 모든 다항식은 Hurwitz 안정하게 된다.

$$\begin{aligned} K^1(s) &= x_0 + x_1s + y_2s^2 + y_3s^3 + x_4s^4 + x_5s^5 + y_6s^6 + \dots \\ K^2(s) &= x_0 + y_1s + y_2s^2 + x_3s^3 + x_4s^4 + y_5s^5 + y_6s^6 + \dots \\ K^3(s) &= y_0 + x_1s + x_2s^2 + y_3s^3 + y_4s^4 + x_5s^5 + x_6s^6 + \dots \\ K^4(s) &= y_0 + y_1s + x_2s^2 + y_3s^3 + y_4s^4 + y_5s^5 + x_6s^6 + \dots \end{aligned} \quad (7)$$

이러한 Kharitonov 정리는 각각 다항식의 계수가 독립적으로 변동된다는 가정하에 성립이 된다. 그러나 일반적인 페루프 시스템에서는 각각의 계수가 서로 상호연관을 가지고 변동한다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 일반화된 Kharitonov 정리^{[11][12]}가 제안되었다.

5. 안정도영역을 갖는 Kharitonov의 강인 안정도 제어기^{[11]-[13]}

앞서 설명한 Kharitonov의 강인 안정도 제어기는 안정도마진과 시스템의 댐핑을 고려하지 않고 단지 파라미터가 지정된 범위 내에서 변동할 때 시스템의 극점

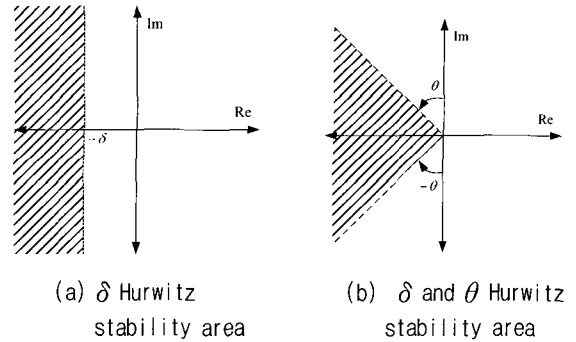


그림 4 s-평면상에서의 δ 와 θ Hurwitz 안정도영역
Fig. 4 δ and θ Hurwitz stability area

(Poles)이 s-평면의 좌반면에 위치하도록 하는 방식이다. 이러한 방식을 확장하여 특성 방정식을 변환시켜 안정도 마진을 확보하고 댐핑 특성의 한계를 결정함으로써 파라미터 변동시에도 최소한의 진동억제 특성을 확보할 수 있다. 즉 전체 시스템이 안정도마진 δ 를 갖고 댐핑특성이 θ 이상이 되도록 극점(Poles)을 배치시킬 수 있다.

6. 강인 안정도를 갖는 축소차원 상태 제한 제어기와 PI 제어기의 설계

식 (5)에서 진동기 토크와 속도 사이의 전달함수를 (8)과 같이 표현할 수 있다. 또한 이관성계 진동기 구동시스템에 기계계 파라미터 중 불관성분이 변동한다고 가정하였다. 실제로 축의 강성과 1차축의 관성은 기계계 파라미터 추정 방식을 통해 추정하여 사용하고 또한 운행 중에 변동 가능성이 거의 없다.

$$G(s) = \frac{N(s)}{D(s)} = \frac{b_2s^2 + b_0}{a_3s^3 + a_2s^2 + a_1s + a_0} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} a_3 &= 1, a_2 = -\frac{K\omega_M}{J_M}, (a_1 > 0) \in [a_{1min}, a_{1max}], \\ (a_0 > 0) &\in [a_{0min}, a_{0max}] \end{aligned}$$

여기서,

$$\begin{aligned} a_{1min} &= \omega_{rmin}^2 - \frac{K_{SH}K_{TSH}}{J_M}, a_{1max} = \omega_{rmax}^2 - \frac{K_{SH}K_{TSH}}{J_M} \\ a_{0min} &= -\frac{\omega_{amin}^2 K\omega_M}{J_M}, a_{0max} = -\frac{\omega_{amax}^2 K\omega_M}{J_M} \end{aligned}$$

6.1 δ Hurwitz 안정도를 갖는 축소차원 상태궤환 제어기의 설계

δ 만큼 이동된 평면에서의 축소차원 상태궤환 시스템의 특성 방정식은 식 (8)로부터 식 (9)로 표현할 수 있다.

$$g(s_1) = F_0 P_0 + F_1 P_1 + F_2 P_2 + F_3 P_3 \tag{9}$$

여기서,

$$F_0 = 1, F_1 = (s_1 - \delta), F_2 = (s_1 - \delta)^2, F_3 = (s_1 - \delta)^3$$

$$P_0 = a_0, P_1 = a_1, P_2 = a_2, P_3 = a_3$$

여기에 일반화된 Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용하여 네 개의 Kharitonov 다항식에 대해 Hurwitz 안정도 판별법을 사용하면 안정도 조건을 만족시키는 궤환이득의 영역을 얻을 수 있다. 즉 이 영역을 만족시키는 궤환이득을 선정하면 전체 시스템은 지정된 불관성의 변동에 대해 안정도마진 δ 를 유지하게 된다. 본 논문에서 사용하는 이관성계 전동기 구동시스템의 실험 장치의 경우 $e^{(-B/D)t} = e^{-0.5376t}$ 의 수렴 특성을 가지게 된다. 따라서 제어기를 포함한 전체 시스템의 수렴 특성이 충분히 빠르도록 안정도 마진을 5로 선정하였다. 또한 톨의 마모와 파라미터의 부정확도에 의한 변동폭은 일반적으로 $\pm 15\%$ 선으로 간주한다. 그러나 본 논문에서 제안한 축진동 억제제어 방식은 엘리베이터, 제지와 철판의 와인더 등의 이관성계 전동기 구동시스템에 적용할 수 있고 이에 대한 특성 확인을 위하여 2차측 관성의 변동폭을 $\pm 70\%$ 로 선정하여 제어기를 설계하고 특성을 파악하였다. 그림 5는 안정도 마진을 5로 선정하였을 경우 안정도 조건을 만족시키는 궤환 이득의 영역이다.

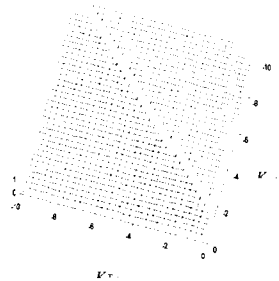


그림 5 안정도 마진 5일 때 안정도 조건을 만족시키는 궤환 이득 영역
Fig. 5 State feedback gain area satisfying stability condition with stability margin 5

6.2 θ Hurwitz 안정도를 갖는 축소차원 상태궤환 제어기의 설계

θ 만큼 회전된 평면에서의 축소차원 상태궤환 시스템의 특성 방정식은 식 (10)과 같다,

$$g(s_1) = F_0 P_0 + F_1 P_1 + F_2 P_2 + F_3 P_3 \tag{10}$$

여기서,

$$F_i(s_1) = (e^{j\theta})^i, P_i(s_1) = p_i(s_1)^i, i = 0,1,2,3$$

$$p_0 = a_0, p_1 = a_1, p_2 = a_2, p_3 = a_3$$

여기에 일반화된 Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용하여 네 개의 Kharitonov 다항식에 대해 복소 Hurwitz 안정도 판별법을 사용하면 지정한 댐핑 특성을 만족시키는 궤환이득의 영역을 얻을 수 있다. 즉 이영역을 만족시키는 궤환이득을 선정하면 전체 시스템은 지정된 불관성의 변동에 대해 θ 이하의 댐핑 특성을 유지하게 된다. 그림 6은 $\theta = \pm 45$ 도 일때 안정도 조건을 만족시키는 궤환 이득의 영역이다.

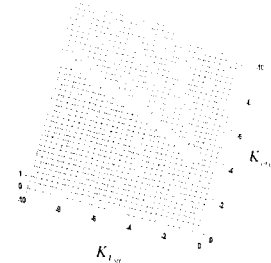


그림 6 $\theta = \pm 45$ 도 일 때 안정도 조건을 만족시키는 궤환 이득 영역
Fig. 6 State feedback gain area satisfying all stability condition with $\theta = \pm 45$ degree

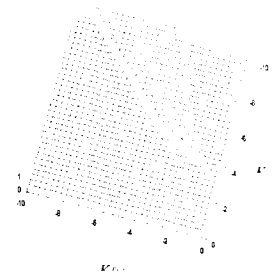


그림 7 δ Hurwitz 안정도 조건과 θ Hurwitz 안정도 조건의 공통 만족 영역
Fig. 7 Common satisfactory area for δ Hurwitz stability conditions and θ Hurwitz stability conditions

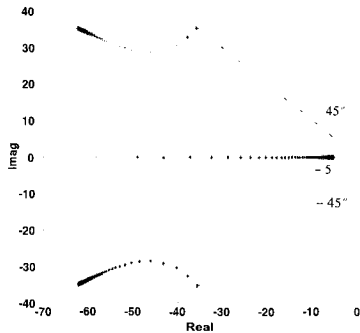


그림 8 롤관성 변동에 따른 특성 방정식 극점의 이동 ($K_{\omega_{pi}}=-7.5, K_{T_{pi}}=-5$)

Fig. 8 Pole movement of characteristic equation according to roll inertia variation

그림 7은 δ Hurwitz 안정도 조건과 θ Hurwitz 안정도 조건의 공통 만족 영역을 도시하고 있으며, 그림 8은 롤관성 변동에 따른 변환된 시스템 특성 방정식의 극점 이동을 보여주고 있다. 그림에서와 같이 롤의 관성이 변화하더라도 모든 극점이 안정도 마진 -5 와 ± 45 도 이내의 뎀핑 특성을 가지고 있음을 알 수 있다.

6.3 강인 안정도를 갖는 PI 제어기의 설계

축소차원 상태궤환 제어기 앞단에 PI 제어기는 (11)과 같이 표현할 수 있으며 K_p 와 ω_{pi} 는 제어기의 이득성분이다.

$$G_c(s) = K_p \left(1 + \frac{\omega_{pi}}{s} \right) \tag{11}$$

식 (11)에 PI 제어기를 포함하고 안정도마진 δ 를 고려한 전체 시스템의 특성 방정식은 식 (12)와 같다.

$$\begin{aligned} \Delta(s-\alpha) &= g(s_1) \\ &= (s-\delta)D(s-\delta) + K_p(s-\delta + \omega_{pi})N(s-\delta) \\ &= c_4(s_1-\delta)^4 + c_3(s_1-\delta)^3 \\ &\quad + c_2(s_1-\delta)^2 + c_1(s_1-\delta) + c_0 \end{aligned} \tag{12}$$

축소 차원 상태궤환 제어기의 이득 선정에서와 마찬가지로 일반화된 Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용하며 그림 9와 같이 지정한 안정도 마진을 만족하는 PI 제어기의 이득 영역을 도출할 수 있으며 이 때 안정도 마진 δ 는 5이다. Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용하여 PI 제어기의 이득을 선정하고 이 이득

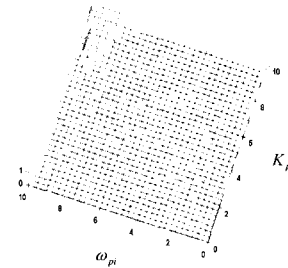


그림 9 안정도 마진 5일 때 안정도 조건을 만족시키는 PI 제어기 이득 영역

Fig. 9 PI gain area satisfying stability condition with stability margin 5

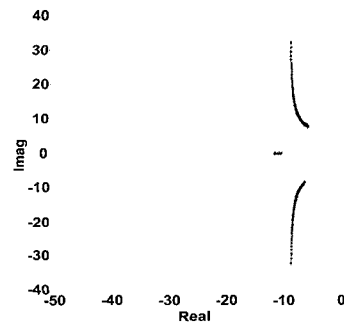


그림 10 롤관성 변동에 따른 특성 방정식의 극점의 이동 ($K_p=9, \omega_{pi}=9$)

Fig. 10 Pole movement of characteristic equation according to roll inertia variation

에 대해 롤관성이 -70% 에서 $+70\%$ 로 변동할 때 특성 방정식의 극점 위치를 보면 그림 10에 (a)와 같다. 극점의 위치가 -5 영역 바깥쪽에 위치함을 알 수 있으며 따라서 파라미터가 변동하여도 최소한의 수렴 특성을 확보하였음을 알 수 있다.

7. 실험 장치의 구성

이관성계 전동기 구동시스템의 기계계 파라미터 추정과 축진동 억제에 대한 알고리즘을 검증하기 위하여 등가된 실험 장치를 제작하였다. 주전동기는 5.5kW 유도전동기를 사용하였고 부하로서 5.5kW 직류전동기를 사용하였다. 표 1은 이러한 이관성계 전동기 구동시스템의 전체 실험 장치의 사양이며 그림 11은 실제 제작된 실험 장치를 보여주고 있다.

표 1 이관성계 전동기 구동시스템 실험 장치 사양
Table 1 Specification of two mass system experimental setup

유도전동기		직류전동기	
전력	5.5 kW	전력	5.5 kW
정격 속도	1775 rpm	정격 속도	1800 rpm
토크	29 Nm	토크	30 Nm
관성	0.04 kg·m ²	관성	0.04 kg·m ²
비틀림축		관성 원판	
최소축강성	44 Nm/rad	원판당관성	0.094 kg·m ²

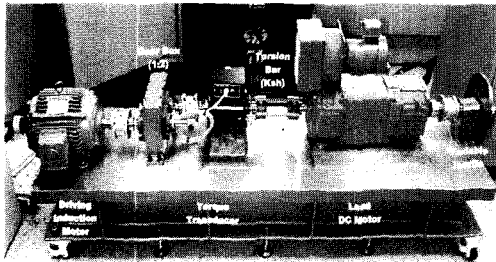


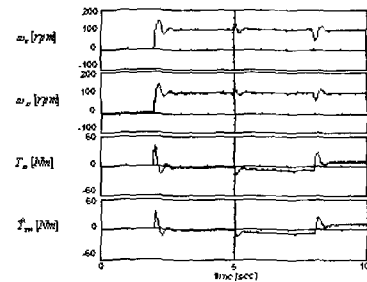
그림 11 이관성계 전동기 구동시스템의 실험 장치
Fig. 11 Experimental setup of two mass system

8. 실험 결과

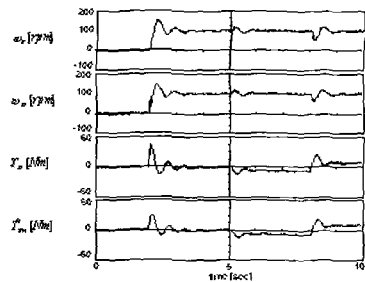
축진동 억제제어 방식의 성능과 특성을 실제 이관성계 전동기 구동시스템 실험 장치를 이용한 실험을 통해 검증하였다. 인버터의 PWM 주파수는 8kHz이고 제어 루프의 실행 주기는 125us, 속도 제어 루프의 실행 주기는 2ms이다. RLS 방식을 이용한 관성추정 방식과 가속도 정보를 이용한 기계계 파라미터 추정 방식⁷⁾을 이용하여 기계계 파라미터를 오프라인으로 추정하였으며 이를 이용하여 축진동 억제 제어기를 설계하였다. 추정된 기계계 파라미터들의 결과는 표 2와 같다.

표 2 기계계 파라미터의 추정값
Table 2 Estimated mechanical parameters

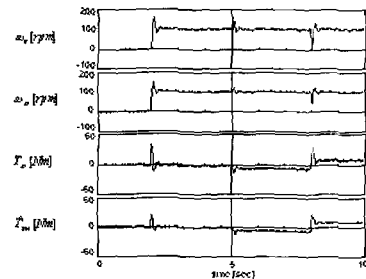
구조물	추정값
유도전동기+축+커플링+토크미터	0.054 kg·m ²
직류전동기+축+커플링	0.039 kg·m ²
관성 원판	0.093 kg·m ²
축강성	45.07 Nm/rad



(a) 롤관성 변동 없음
(a) Without variation of roll inertia



(b) 롤관성 변동: +0.093 kg·m²
(b) Variation of roll inertia: +0.093 kg·m²

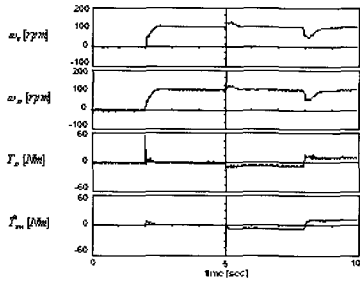


(c) 롤관성 변동: -0.093 kg·m²
(c) Variation of roll inertia: -0.093 kg·m²

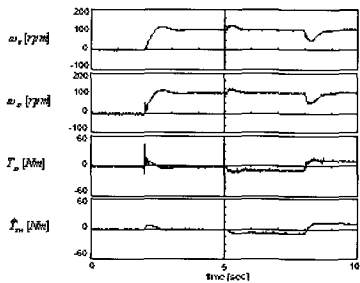
그림 12 PI 속도 제어시 속도 및 부하 응답 특성
Fig. 12 Speed and load response characteristic with PI control

본 논문에서 제안한 축진동 억제제어 방식의 성능을 평가하기 위하여 일반적으로 사용하는 PI 제어기와 상태궤환 제어기를 제안한 축진동 억제제어 방식과 더불어 실험을 통해 비교하였다. 실험은 유도전동기를 100 rpm으로 구동하고 정상 상태에서 정방향 부하와 역방향 부하를 인가하였으며 인가한 부하의 크기는 9 Nm이다.

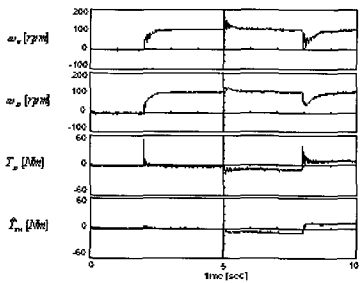
그림 12는 이관성계 전동기 구동시스템에 PI 속도제어기를 적용하였을 때 속도 및 부하 응답 특성이며



(a) 롤관성 변동: 없음
(a) Without variation of roll inertia



(b) 롤관성 변동: $+0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
(b) Variation of roll inertia: $+0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

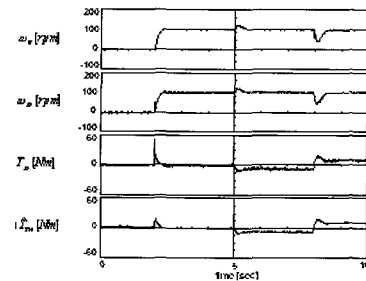


(c) 롤관성 변동: $-0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
(c) Variation of roll inertia: $-0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

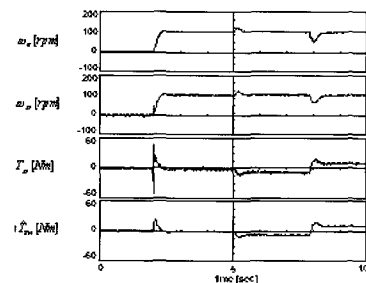
그림 13 상태궤환 제어시 속도 및 부하 응답 특성
Fig. 13 Speed and load response characteristic with state feedback control

필연적으로 진동이 발생함을 알 수 있다. 그림 12의 (b)와 (c)는 롤관성이 $\pm 0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 만큼 변동할 때 속도 및 부하 응답 특성으로서, 관성을 증가시키면 저주파의 진동이 발생하고 댐핑 특성이 변동하며, 관성을 감소시켰을 경우 고주파의 축진동이 발생된다.

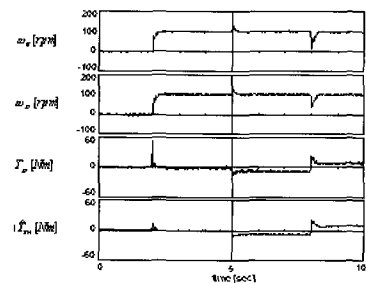
그림 13은 이관성계 전동기 구동시스템에 상태궤환 제어기를 적용하였을 때의 속도 및 부하 응답 특성을 나타내며 우수한 진동억제 특성을 보이나 속응성이 떨어짐을 알 수 있다. 또한 롤관성을 증가시켰을 경우 저주파의 축진동이 발생되며 롤관성을 감소시켰을 경



(a) 롤관성 변동: 없음
(a) Without variation of roll inertia



(b) 롤관성 변동: $+0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
(b) Variation of roll inertia: $+0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$



(c) 롤관성 변동: $-0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
(c) Variation of roll inertia: $-0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

그림 14 축소차원 상태궤환 제어시 속도 및 부하 응답 특성
Fig. 14 Speed and load response characteristic with reduced order state feedback and PI control

우에는 고주파의 축진동이 발생되어 진동억제 특성이 현저히 저하된다.

그림 14는 이관성계 전동기 구동시스템에 Kharitonov 강인 안정도 이론을 적용한 축소차원 상태궤환 제어기와 PI 제어기를 사용하였을 때의 속도 및 부하 응답 특성을 나타내며 상태궤환 속도제어기와 상응하는 축진동 억제 특성을 보인다. 또한 그림 14의 (a)와 (b)는 롤관성이 $\pm 0.093 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ 만큼 변동할 때 속도 및 부하 응답 특성으로서 전체적인 속도 및 부하 응답 특성은 변동되지만 축진동 억제 특성은 PI 제어

기와 상태궤환 제어기에 비해 매우 우수하다. 특히 불관성을 증가시켰을 경우에 우수한 진동억제 특성을 보이며 불관성이 감소하였을 경우에도 타방식에 비해 진동억제 특성이 탁월하다.

9. 결 론

본 논문에서는 Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용하여 이관성계 전동기 구동 시스템에 대한 새로운 축진동억제 제어방식을 제안하였다. 제안한 축진동억제 제어기는 구현의 간편성과 소량의 연산 그리고 높은 성능비를 얻을 수 있는 축소차원 상태궤환 제어기와 PI 제어기를 이용한 속도제어기로 구성되어 있다. 또한 오프라인으로 추정된 기계계 파라미터와 Kharitonov의 강인 안정도 이론을 적용하여 제어기의 이득을 선정함으로써 기계계 파라미터가 변동하여도 원하는 수렴특성과 진동억제 특성의 마진을 확보할 수 있었다. 마지막으로 설계된 이관성계 전동기 구동시스템을 통해 본 논문에서 제안한 기계계 파라미터 추정방식의 정확성과 추정 성능의 우수성을 증명하였다.

향후 다중 관성 시스템에의 적용에 대한 연구와 열연과 냉연 그리고 엘리베이터 등에서 다양하게 적용하고 있는 기어의 영향을 고찰하고 이에 대한 보상 기법에 관한 연구가 지속적으로 수행되어야 할 것으로 본다.

참 고 문 헌

[1] H. Naitoh and K. Suzuki, "ETC(Estimated Torque Feedback Control) for Torsional Vibration Damping", PEMC Proc., Vol. 1, p. 125, 1996.

[2] Koji Sugiura and Yoichi Hori, "Vibration Suppression in 2- and 3-Mass System Based on the Feedback of Imperfect Derivative of Estimated Torsional Torque", IEEE Trans. on Ind. Appl., Vol. 43, No. 1, p. 56, 1996.

[3] K. Yoki, T. Murakami, and K. Ohnishi, "Vibration Control of 2 Mass System by the Resonance Ratio Control", Trans. of IEE-Japan, Vol. 113-D, No. 10, 1993.

[4] T. Hasegawa, "A Microcomputer-based Motor Drive System with Simulator Following Control", IECON Proc., Vol. 1, p. 41, 1986.

[5] M. Koyama and M. Yano, "Two Degree of Freedom Speed Controller Using Reference System Model for Motor Drive", EPE Proc., 1991.

[6] Yoichi Hori, "Disturbance Suppression on an

Acceleration Control Type DC Servo Motor", PESC Proc., p. 222, 1988.

[7] Yoichi Hori, "Two Mass System Control Using Load-side Acceleration Control and State Feedback", IEE-Japan Annual Meeting, No. 569, 1992.

[8] Yoichi Hori, Hiroyuki Iseki and Koji Sugiura "Basic Consideration of Vibration Suppression and Disturbance Rejection Control of Multi-inertia System Using SFLAC", IEEE Trans. on Ind. Appl., Vol. 30, No. 4, p. 889, 1994.

[9] Yoichi Hori, "Comparison of Vibration Suppression Control Strategies in 2-Mass Systems including a Novel Two-Degrees-of-Freedom H-inf. Controller", AMC Proc., 1992.

[10] Rahed Dhaouadi, Kenji Kubo, and M. Tobise, "Two-Degree-of-Freedom Robust Speed Controller for High performance Rolling Mill Drives", IEEE Trans. on Ind. App., Vol. 25, No. 5, p. 919, 1993.

[11] S.P. Bhattacharyya, H. Chapellat, and L.H. Keel, *Robust Control The Parametric Approach*, Prentice-Hall, 1995.

[12] L.H. Keel, S.P. Bhattacharyya, and M. Ikeda, *New Approach to Feedback Design*, 충북대학교 산업과학기술 연구소, 1999.

[13] 박태식, 이준호, 신은철, 유지윤, 이정욱, 김성환, "적응 시스템과 가속도 정보를 이용한 이관성 시스템의 기계계 파라미터 추정", 전력전자학회지, Vol. 5, No. 6, p. 575, 2000.

저 자 소 개



박태식(朴太植)

1971년 1월 19일생. 1994년 고려대 전기공학과 졸업. 1996년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 2000년 동 대학원 전기공학과 졸업(공학박). 현재 삼성전자 종합기술원 근무.



유지윤(柳志潤)

1955년 2월 25일생. 1977년 고려대 전기공학과 졸업. 1983년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1987년 일본 와세다 대학 전기공학과 졸업(공학박). 1987년~1991년 창원대 전기공학과 교수. 현재 고려대 전기공학과 교수.