

<論 文>

힘 상쇄 관측기를 이용한 탄성계 진동의 능동제어

박 영 필* · 이 규 섭** · 최 봉 환***

(1988년 5월 4일 접수)

The Active Vibration Control with Force Cancelling Observer in Elastic System

Young Pil Park, Gyu Seop Lee and Bong Hwan Choi

Key Words : Force Cancelling Observer(힘 상쇄 관측기), External Disturbance(외란), Estimated Natural Frequency(예상 고유 진동수), Estimated Damping Factor(예상 감쇠비), Observer Eigenvalue(관측기 고유치), Torsional Bar(비틀림 봉)

Abstract

A force cancelling observer to control the vibration of a single degree of freedom elastic system subjected to an arbitrary, unmeasurable disturbance is considered in this paper. The main idea of a force cancelling observer is how an estimate of the excitation can be derived and used to generate a control force which reduces the vibration. This control is shown to be robust with respect to the parameters describing the behavior of the system. Experimental and numerical results are presented which show the efficacy of the observer when the system is excited by periodic, random, and impulsive torques.

기 호 설 명

A_i, B, C : 관측기 상태 방정식의 상수들
 $f(t)$: 미지의 외란에 관한 항
 GJ : 봉의 비틀림 강성계수
 I : 봉의 단위길이당 질량 극관성 모우멘트
 I_b : 원관의 질량 극관성 모우멘트
 K : 되먹임 이득
 L : 봉의 길이
 p : 관측기 고유치
 T_c : 제어 토오코
 T_d : 외란 토오코
 $v(t)$: 제어 토오코에 관한 항
 $w(t)$: 관측기의 상태변수
 x : 봉의 고정단으로부터 길이방향의 좌표

$y(t)$: 센서에서 측정된 변위
 $z(t)$: 관측기의 상태변수
 δ_{ij} : Kronecker's delta
 $\delta(x)$: Dirac delta function
 $\hat{\varepsilon}(t)$: $\varepsilon(t)$ 의 예측값
 ζ : 등가 감쇠비
 $\hat{\zeta}$: 관측기에서의 예상 감쇠비
 $\theta(x, t)$: x 위치에서 t 시각의 봉단면의 비틀림각
 ω : 고유 진동수
 $\hat{\omega}$: 관측기에서의 예상 고유 진동수

1. 서 론

미지의 외력에 의해 야기되는 진동은 기계 구조물의 피로 및 파괴, 정밀기계의 오동작 및 공작기계의 공구수명 감소 등 여러 가지 나쁜 영향을 미친다. 이러한 이유로 진동의 감쇠 제어 문제는 많

*정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

**정회원, 연세대학교 대학원

***연세대학교 대학원

은 관심을 끌어 왔다.

구조물의 진동을 제어하는 방법은 크게 수동제어와 능동제어로 나눌 수 있다. 오랫동안 실용되어 왔던 진동 감쇠계는 감쇠기를 첨가하거나 흡진기를 설치하는 등의 수동제어가 대부분이었다. 최근에는 몇 가지 이론적인 장점을 갖는 능동제어에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 능동제어의 장점은 첫째 운동에너지의 소비뿐만 아니라 필요에 따라서는 진동계에 에너지를 공급할 수 있고, 둘째 센서의 위치와 제어력을 가해주는 동작기(actuator)의 위치를 분리해 줄 수 있으므로 설치가 편리한 곳에 동작기를 설치할 수 있다. 그리고 또 하나 큰 장점으로서는 능동제어는 외부조건의 변화에 대한 적응력을 가지고 있다는 것이다.

Kaplow와 Velman⁽¹⁾은 이처럼 능동제어가 수동제어보다 제어 효과가 크다는 한 예를 보여주었고 Ellis와 Mote⁽²⁾는 능동제어를 실용화하여 회전체의 진동제어에 성공하였다. Balas⁽³⁻⁵⁾는 유연한 탄성계의 진동문제에 대한 최적 제어 이론을 도입하여 단순지지보의 모달제어에 있어서 유한 개의 모우드만을 제어하는 조절기를 설계하고 제어하지 않는 잔류모우드가 계에 미치는 영향 등을 연구하였다. 박영필⁽⁶⁾은 외팔보의 자유진동 제어에 최적제어 이론을 도입하였다.

진동감쇠 제어에 있어서의 근본과제는 진동을 유발하는 가진력을 정확히 예측하는 것이다. Öry⁽⁷⁾는 계의 매개변수들을 완전히 아는 경우 미지의 외력을 받아 가진되는 계의 진동을 측정하여 이것을 정보로 계의 운동 방정식으로부터 외력을 계산하는 방법을 제시하였다. 이런 방법은 계의 매개변수를 정확히 알아야 하고, 또한 측정상의 약간의오차가 있을 경우에도 연산과정의 불연속 등으로 인하여 가진력의 계산상 큰 오차를 유발한다. 또한 외력을 평가해 주기 위한 또 하나의 방법으로서 제어대상인 탄성계의 수정된 계로 제어력을 구성하는 방법^(8,9)이 제시되었다.

본 연구에서는 애널로그(analog)적 기법으로 진동계의 측정된 변위를 정보로 미지의 외력을 추정하고, 이 추정된 외력을 반대 힘으로 되먹임 시킴으로써 진동을 감쇠시키는 제어계를 구성하였다. 특히 관측기의 매개변수(parameter)들을 전체 계를 안정화시키는 방향으로 결정해 줌으로써 진동계의 매개변수들이 시간에 따라 변하는 경우에도 적용시킬 수 있도록 하였다. 이러한 제어계는 순간순

간 변하는 외란을 추정하여 같은 크기의 반대된 힘으로 되먹임시켜주므로 힘 상쇄 관측기라 한다.

2. 이론해석

2.1 운동방정식

본 연구의 제어대상인 진동계는 Fig. 1과 같이 한쪽 단이 고정되어 있고 다른 한쪽 끝단에 집중질량인 원판이 달려있는 축계이다. 계의 지배방정식 및 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{cases} -\frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \theta(\xi, t) \\ \frac{\partial}{\partial \xi} \theta(1, t) \end{cases} + \frac{IL^2}{GJ} \begin{cases} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \theta(\xi, t) \\ \frac{I_D}{IL} \frac{\partial^2}{\partial t^2} \theta(1, t) \end{cases} = 0 \quad (1)$$

$$\theta(0, t) = 0 \quad (2)$$

여기서 $\xi = x/L$ 이다.

Galerkin의 모우드 합 방법을 이용하여 식 (1)의 해를 다음과 같이 가정한다.

$$\theta(\xi, t) = \sum_{i=1}^n \phi_i(\xi) u_i(t) \quad (3)$$

여기서 $u_i(t)$ 는 일반화된 좌표이며 n 은 사용하는 모우드 수를 나타낸다. $\phi_i(\xi)$ 는 eigenfunction으로 다음과 같다.

$$\phi_i(\xi) = \Phi_i \sin \beta_i \xi \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (4)$$

여기서 Φ_i 는

$$\Phi_i = \frac{1}{\int_0^1 \sin^2 \beta_i \xi d\xi + \frac{I_D}{IL} \sin^2 \beta_i} \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (5)$$

이며 β_i 는 특성방정식

$$\beta_i \tan \beta_i = \frac{IL}{I_D} \quad (i=1, 2, 3, \dots, n) \quad (6)$$

의 근이다.

다음과 같은 수정함수를 정의하여

$$\Psi_j(\xi) = \begin{cases} \phi_j(\xi) \\ \phi_j(1) \end{cases} \quad (j=1, 2, 3, \dots, n) \quad (7)$$

식 (1)에 내적하고 다음과 같은 직교성 조건을 이용하면

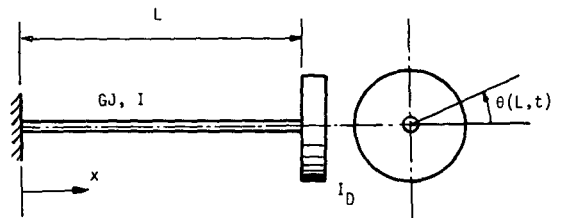


Fig. 1 Diagram of torsional bar

$$\int_0^1 \phi_i(\xi) \phi_j(\xi) d\xi + \frac{I_D}{IL} \phi_i(1) \phi_j(1) = \delta_{ij} \quad (8)$$

(i, j=1, 2, 3, \dots, n)

운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{u}_j(t) + \frac{GJ}{IL^2} \sum_{i=1}^n \left[\int_0^1 \left\{ \frac{d}{d\xi} \phi_i(\xi) \right\} \times \left\{ \frac{d}{d\xi} \phi_j(\xi) \right\} d\xi \right] u_j(t) = 0 \quad (9)$$

(i, j=1, 2, 3, \dots, n)

일반적인 경우 식 (9)의 연성된 항을 없애기 위해 모달해석이 필요하나 $I_D \gg IL$ 인 경우 대각선이 아닌 항은 무시할 정도로 작으므로 최종적으로 다음의 운동방정식을 얻는다.

$$\ddot{u}_j(t) + \omega_j^2 u_j(t) = 0 \quad (10)$$

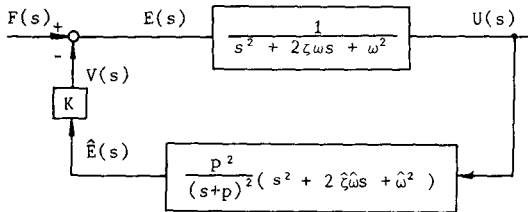


Fig. 2 Block diagram of vibration regulating system

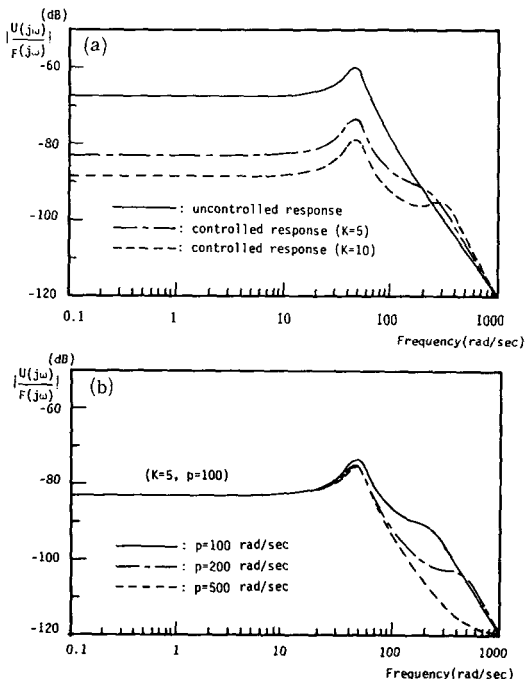


Fig. 3 (a) Compliant curve with respect to the variation of K
(b) Compliance curve with respect to the variation of p

여기서 $\omega_j^2 = \frac{GJ}{IL^2} \left[\int_0^1 \left\{ \frac{d}{d\xi} \phi_j(\xi) \right\}^2 d\xi \right]$ 이다.

2.2 제어계의 구성

앞 절의 진동계를 1자유도계로 가정하고, 감쇠와 외력을 첨가하면 식 (10)은 다음과 같다.

$$\ddot{u}(t) + 2\zeta\omega\dot{u}(t) + \omega^2 u(t) = f(t) + v(t) \quad (11)$$

여기서, ζ 는 등가 감쇠비(equivalent damping factor)로서 실제 실험계의 감쇠비가 점성감쇠 뿐 아니라 구조감쇠 및 Coulomb감쇠 등이 복잡하게 작용하므로 자유진동 중의 진동감쇠율을 측정하여 실험적으로 0.2로 결정하였다. ω 는 식 (10)의 ω_1 으로 이론해석 결과는 49.38rad/sec이지만 실험치 48.64rad/sec를 이후 사용하였다. 또한 $f(t)$ 는 미지의 외란, $v(t)$ 는 제어력을 나타낸다.

관측기는 Fig. 2에서처럼 계가 외란 $f(t)$ 를 받아 가진될 때 계의 응답 $u(t)$ 를 받아 제어력 $v(t)$ 를 발생하여 계에 되먹임하도록 구성한다. 이때 제어력 $v(t)$ 는 전체계에 pole과 zero를 첨가하게 되고 되먹임 이득(feedback gain) K 에 따라서 계의 응답은 예상감쇠비 $\tilde{\zeta}$ 와 예상 고유 진동수 $\tilde{\omega}$ 에 접근하게 된다.

식 (11)의 운동방정식을 라플라스 변환하면 다음과 같다.

$$(s^2 + 2\zeta\omega s + \omega^2) U(s) = F(s) + V(s) = E(s) \quad (12)$$

$\tilde{E}(s)$ 는 계에 작용하는 외력 $E(s)$ 의 예측값으로서 Fig. 2에서처럼 다음과 같다.

$$\tilde{E}(s) = \frac{p^2}{(s+p)^2} \frac{(s^2 + 2\tilde{\zeta}\tilde{\omega}s + \tilde{\omega}^2)}{(s^2 + 2\zeta\omega s + \omega^2)} E(s) \quad (13)$$

관측기의 예상 감쇠비 $\tilde{\zeta} = \zeta$, 예상 고유 진동수 $\tilde{\omega} = \omega$ 이고 p 가 외란의 주된 주파수보다 충분히 큰 경우

$$\tilde{E}(s) \approx E(s) \quad (14)$$

로 되어 외란을 잘 예측하게 된다. 계에 가해지는 외력 $E(s)$ 는 미지의 외란 $F(s)$ 와 제어력 $V(s)$ 의 차이로 아래 식 (15)와 같다.

$$E(s) = F(s) - K\tilde{E}(s) \quad (15)$$

식 (14)를 이용하면

$$E(s) \approx \frac{1}{1+K} F(s) \quad (16)$$

가 되어 K 가 충분히 큰 경우 ($K \gg 1$), $E(s) \rightarrow 0$ 가 되어 계에 작용하는 외력을 없애주는 효과를 얻는다. 여기에 진동계의 전달함수 식 (12)를 대입하면

$$\frac{U(s)}{F(s)} \sim \frac{1}{1+K} \frac{1}{s^2+2\xi\omega s+\omega^2} \quad (17)$$

이 되어 변위와 제어하기 전에 비해 $1/(1+K)$ 배로 감소하는 것을 알 수 있다.

Fig. 3(a)는 수치해석 결과로서 제어 전과 제어 후의 컴플라이언스(compliance)를 주파수 영역에서 도시한 것이다. 제어력의 크기는 되먹임 이득 K 에 따라 결정되며, $K=5$ 인 경우 공진점에서 약 14dB의 진동감쇠가 있으며 $K=10$ 인 경우에는 19 dB의 감쇠가 있다. Fig. 3(a)는 $p=100$ rad/sec인 경우로 200rad/sec 부근에 작은 봉우리(peak)가 존재한다. Fig. 3(b)는 p 값이 계의 컴플라이언스에 미치는 영향을 도시한 것이다.

일반적인 진동계의 감쇠비는 점성감쇠뿐 아니라 구조감쇠 및 마찰에 의한 감쇠 등이 복잡하게 작용하여 일정하지 않고 변위의 크기에 따라 변하게 된다. 또한 회전부와 같이 회전속도에 따라 계의 고유 진동수가 바뀌는 경우도 있다. 이와 같은 진동계에서는 계의 매개변수들을 정확히 예측하는 것이 불가능하다.

그러므로 관측기의 매개변수들이 원래 진동계의 매개변수와 다를 경우, 즉 $\xi \neq \hat{\xi}$, $\hat{\omega} \neq \omega$ 인 경우 전체계의 컴플라이언스는

$$\frac{U(s)}{F(s)} = \frac{1}{(s^2+2\xi\omega s+\omega^2) + \frac{Kb^2}{(s+p)^2}(s^2+2\hat{\xi}\hat{\omega}s+\hat{\omega}^2)} \quad (18)$$

이 되고 p 가 외란의 주된 주파수보다 충분히 크고, K 가 충분히 클 경우($K \gg 1$)

$$\frac{U(s)}{F(s)} \sim \frac{1}{1+K} \frac{1}{s^2+2\hat{\xi}\hat{\omega}s+\hat{\omega}^2} \quad (19)$$

이 된다. 식 (19)에서 전체계의 컴플라이언스는 되먹임 이득 K 와 관측기의 파라미터 $\hat{\xi}$, $\hat{\omega}$ 에 따라 결정됨을 알 수 있다.

일반적으로 감쇠비를 크게 평가해줌으로써 제어계의 pole을 복소평면의 왼쪽으로 이동시켜 제어계를 안정하게 할 수 있다. Fig. 4(a)는 ξ 의 변화에 따른 계의 컴플라이언스를 주파수 영역에서 도시한 것이다. Fig. 4(b)는 $\hat{\omega}$ 을 변화시킨 경우로서 $\hat{\omega}$ 의 변화가 제어효과에는 다소간의 영향을 주나 진동이 감쇠 제어됨을 알 수 있고 이상의 결과로써 계의 컴플라이언스는 관측기에서 예측한 매개변수에 따라 결정됨을 알 수 있다.

제어계의 특성방정식은

$$1+K \frac{b^2}{(s+p)^2} \frac{s^2+2\hat{\xi}\hat{\omega}s+\hat{\omega}^2}{s^2+2\xi\omega s+\omega^2} = 0 \quad (20)$$

이 되고, 이 특성방정식으로 표현되는 root locus는 Fig. 5 및 6과 같다.

Fig. 5에서 관측기의 예상 감쇠비 $\hat{\xi} > \xi$ 인 경우는 항상 안정하며 $\hat{\xi} < \xi$ 이고 $\hat{\omega} > \omega$ 인 경우에만 불안정 영역이 존재할 수 있다. 또한 Fig. 6에서 $\hat{\xi} > 0$, $\hat{\omega} < \omega$ 인 경우는 항상 안정하다는 것을 알 수 있다.

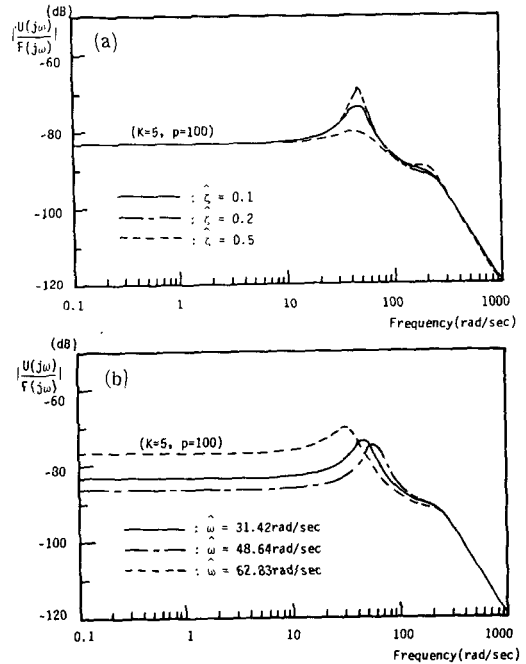


Fig. 4 (a) Compliance curve with respect to the variation $\hat{\xi}$
(b) Compliance curve with respect to the variation of $\hat{\omega}$

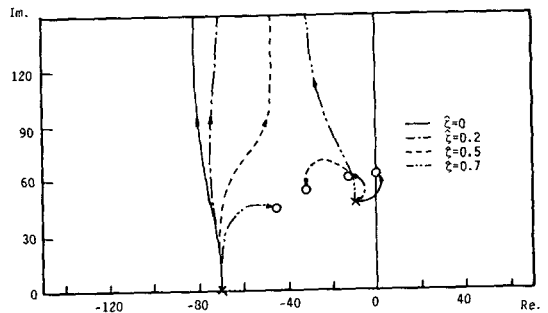


Fig. 5 Half plane root locus diagram of control system with respect to the variation of $\hat{\xi}$. ($p=70$ rad/sec, $\hat{\omega}=72.83$ rad/sec)

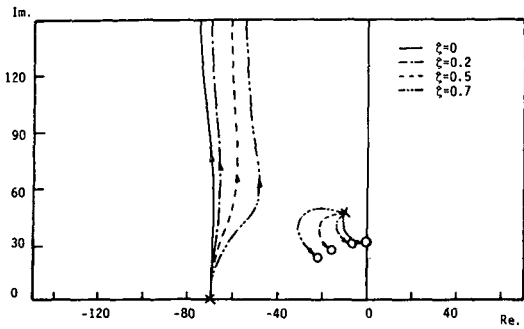


Fig. 6 Half plane root locus diagram of control system with respect to the variation of ξ . ($p=70\text{rad/sec}$, $\omega=31.42\text{rad/sec}$)

2.3 관측기의 설계

Fig. 2와 같은 제어계를 구성하기 위하여 관측기는 계가 2nd order인 것을 고려하여 상태변수 z , w 를 이용하여 다음과 같은 상태방정식으로 구성한다.

$$\begin{aligned} \dot{z}(t) + pz(t) &= A_1y(t) \\ \dot{w}(t) + pw(t) &= A_2y(t) + Bz(t) \\ \dot{\varepsilon}(t) &= A_3y(t) + Cw(t) \end{aligned} \tag{21}$$

여기서 $A_i(i=1, 2, 3)$, B , C 는 관측기 상수들이다. $y(t)$ 는 ξ_s 에 위치한 변위 센서에서의 출력으로 다음과 같다.

$$y(t) = \phi_1(\xi_s) u(t) \tag{22}$$

운동방정식과 관측기 상태방정식들을 Laplace 변환하면

$$\begin{aligned} (s^2 + 2\xi\omega s + \omega^2) U(s) &= F(s) + V(s) = E(s) \\ (s + p) Z(s) &= A_1 U(s) \phi_1(\xi_s) \end{aligned} \tag{23}$$

$$(s + p) W(s) = A_2 U(s) \phi_1(\xi_s) \tag{24}$$

$$\hat{E}(s) = A_3 U(s) \phi_1(\xi_s) + C W(s)$$

가 되고 식 (23), (24)로부터

$$\begin{aligned} \hat{E}(s) &= A_3[s^2 + (2p + A_2C/A_3)s + (p^2 + A_2C/A_3)p \\ &\quad + A_1BC/A_3] \phi_1(\xi_s) U(s) / (s + p)^2 \end{aligned} \tag{25}$$

가 되고 Fig. 2에서처럼 예상 감쇠비 ξ , 예상 고유 진동수 ω 으로 관측기를 구성하면 $\hat{E}(s)$ 는

$$\hat{E}(s) = \frac{p^2(s^2 + 2\xi\omega s + \omega^2)}{(s + p)^2} U(s) \tag{26}$$

이므로 식 (25)와 (26)을 비교하면 관측기 상수들은 다음과 같이 결정된다.

$$\begin{aligned} A_1 &= -(\omega^2 + p^2 - 2\xi\omega p) / \phi_1(\xi_s) \\ A_2 &= (2p^3 - 2\xi\omega p^2) / \phi_1(\xi_s) \\ A_3 &= p^3 / \phi_1(\xi_s) \\ B &= p^2 \\ C &= -1 \end{aligned} \tag{27}$$

식 (21)과 (27)로 결정된 관측기는 블록 선도로 나타내면 Fig. 7과 같다.

3. 실험

Fig. 8에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 본 실험에서 사용한 봉은 길이 0.45m, 단위길이 당 질량 극관성 모우먼트 $1.968 \times 10\text{kgm}$, 단위길이 당 비틀림 강성계수 2.016Nm , 등가점성계수 0.2이며, 원판의 질량 극관성 모우먼트는 $1.837 \times 10^{-3}\text{kgm}$ 이다.

Fig. 8에서 모터 1과 2(EC-Motor M-1030)는 외란과 제어 토오크를 발생시킨다. 이들 모터들은 전압-전류 증폭특성을 갖는 DC 서보 증폭기(serbo-amplifier)에 의해서 구동된다.

모터의 정격용량(rated power output)은 80W이고, 전기계의 시상수(electrical time constant)는 0.1msec로서 충분히 빠른 응답 특성을 나타낸다. 계의 변위는 강체 원판의 원주상에 반경방향으로 부착된 금속편으로부터 변위 센서를 이용하여 측정

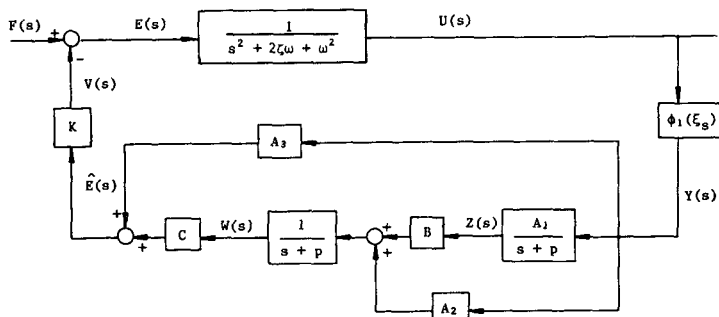


Fig. 7 Closed loop block diagram of control system

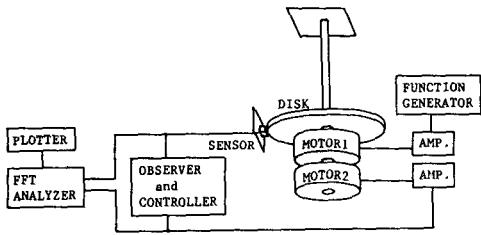


Fig. 8 Schematic diagram of experimental setup

하였다.

외부의 함수발생기로부터 외란이 모터 1에 인가되어서 계가 진동을 일으키면 센서에서 변위를 측정하여 관측기의 입력으로 보내지게 된다. 관측기로부터 제어신호가 구성되면 이것을 모터 2에 인가하여 계의 진동을 제어하게 된다. 센서의 출력신호는 전압으로서

$$r(t) = K_s y(t) \tag{28}$$

로 주어지고 K_s 는 센서 게인(sensor gain)으로 100이다. 모터에 발생하는 제어토크는 서보 증폭기의 인가전압이 v_i 일 때

$$v(t) = K_a K_T v_i(t) \tag{29}$$

로 표시된다. 여기서 K_a 는 모터 2 서보 증폭기의 전압-전류 증폭비이며 K_T 는 모터 2의 토크 상수(torque constant)이다. 따라서 비틀림 진동을 하는 유연한 봉에 가해지는 토크는 증폭기에 가해지는 입력전압에 비례한다.

관측기는 매개변수 p , ξ , $\hat{\omega}$ 에 대하여 센서의 위치, 센서 이득(sensor gain), 서보 증폭기의 증

폭비, 모터의 토크-상수 등을 고려하여 관측기 상수들 A_i , B , C 등을 결정하여 상태방정식 (24)에 의하여 Op-Amp. 적분회로를 이용하여 다음의 Fig. 9와 같이 구성한다.

외력은 정현파(sinusoidal signal)와 계단과 입력(step input) 및 불규칙파(random signal) 등을 사용하였다. 정현파 외력인 경우 $p=70$ 으로 하여 되먹임 이득 K , 예상 고유 진동수 $\hat{\omega}$, 예상 감쇠비 ξ 등을 변화시키면서 실험하였다. 또한 사각파(square wave)와 충격적인 외란(impulsive torque)이 주어졌을 경우에 대한 제어계의 응답을 실험하였다. 불규칙파는 유사 랜덤 신호를 사용하였다. 이 경우 관측기는 $p=70$, $\hat{\omega}=5(\text{Hz})$, $\xi=0.1, 0.7$ 로 하여 $K=2, K=10$ 인 경우에 대하여 실험을 하였다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 10은 $p=70$, $\hat{\omega}=5(\text{Hz})$, $\xi=0.2$ 인 경우에 대해서 $K=1, 5, 10$ 으로 변화시키면서 실험한 결과를 수치해석한 결과와 비교하였다. K 가 커짐에 따라 제어량이 커져 진동감쇠가 큼을 알 수 있다. 실험결과와 이론결과를 비교해 보면 거의 같은 형태로 제어됨을 보여준다.

Fig. 11은 $p=70$, $\xi=0.7$, $K=5$ 인 경우에 대하여 $\hat{\omega}$ 을 변화시키면서 실험한 결과와 수치해석 결과를 나타낸 것으로서 예상 고유 진동수 $\hat{\omega}$ 이 커짐에 따라, 과도 응답에서의 교란이 생기나 정상상태

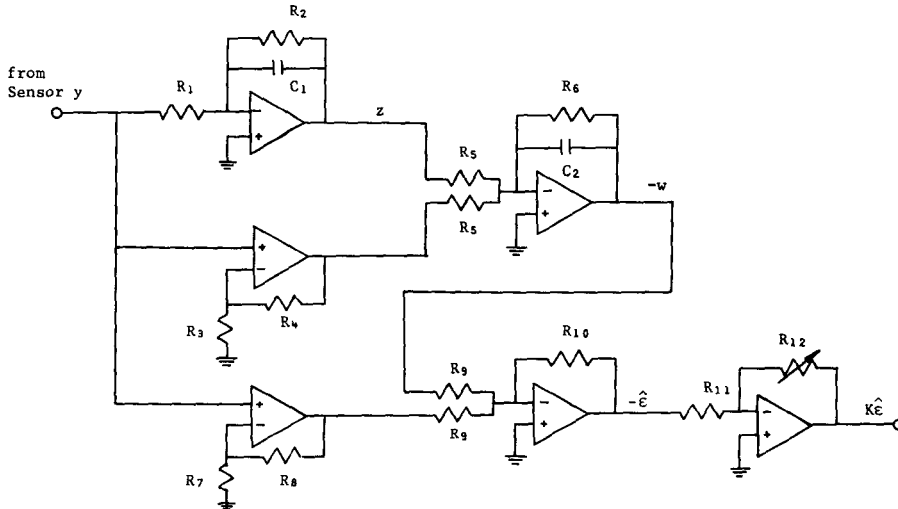


Fig. 9 Circuit diagram of observer and controller

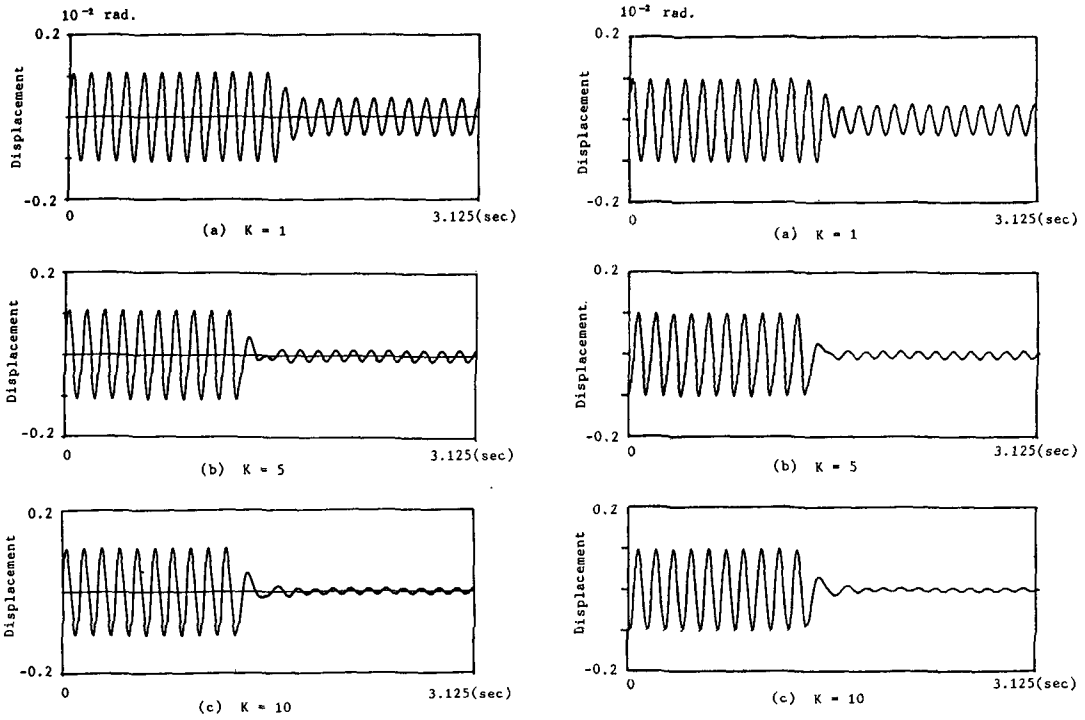


Fig. 10 Time response of the controlled state with respect to the variation of K
 Left ; computer simulation, Right ; experiment. ($\rho = 70, \hat{\omega} = 5\text{Hz}, \xi = 0.2$)

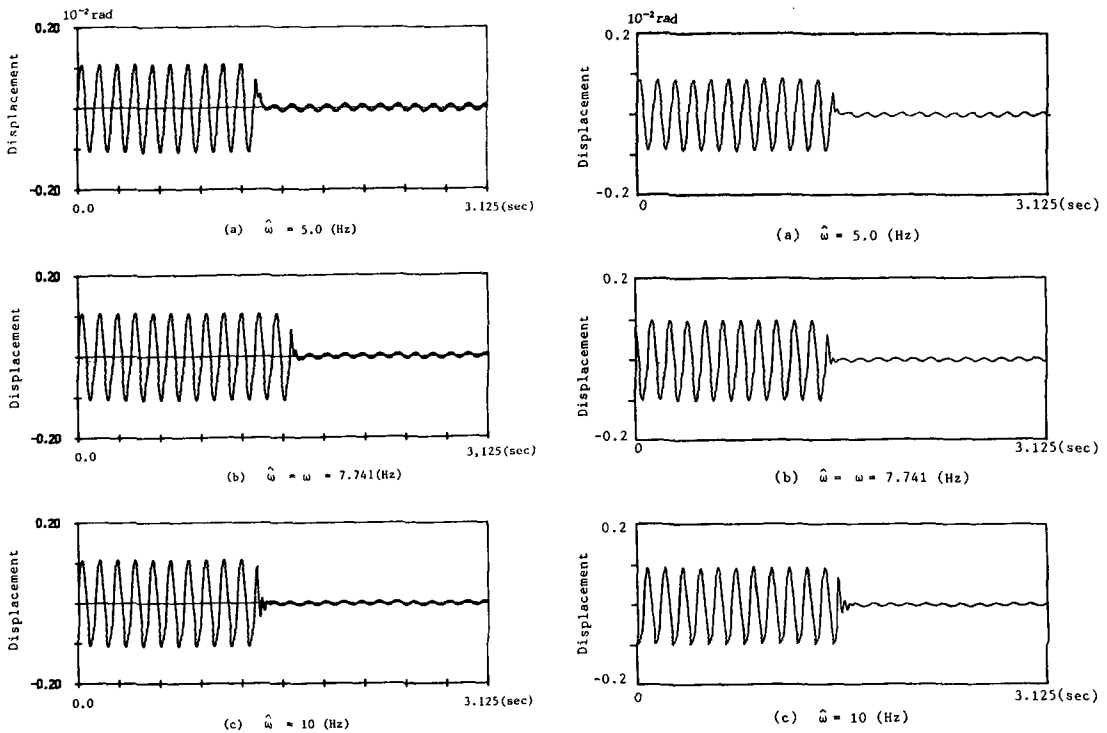


Fig. 11 Time response of the controlled state with respect to the variation $\hat{\omega}$
 Left ; computer simulation, Right ; experiment. ($\rho = 70, \xi = 0.7, K = 5$)

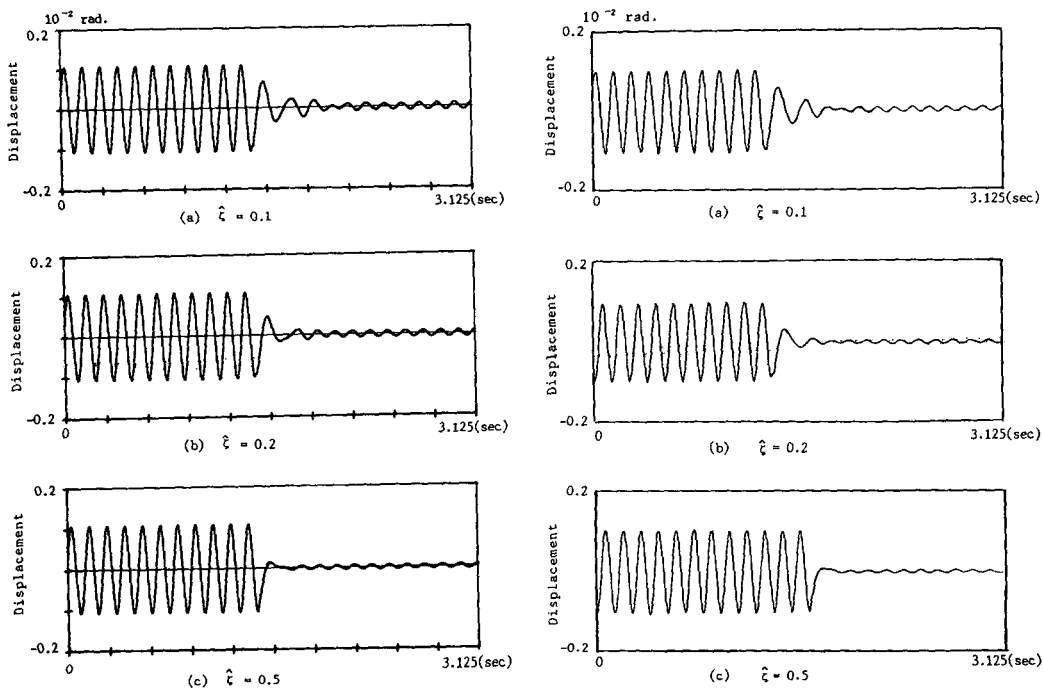


Fig. 12 Time response of the controlled state with respect to the variation of ζ
Left ; computer simulation, Right ; experiment. ($p=70, \hat{\omega}=5\text{Hz}, K=5$)

오차는 약간 감소함을 보여준다.

Fig. 12의 (a)는 ζ 을 계의 감쇠비 ζ 보다 작게 예측했을 경우에 대한 결과로서 과도 응답시간이 길어져서 제어효과가 덜함을 보여준다. Fig. 12의 (b)

와 (c)는 ζ 을 0.2, 0.5로 크게 예측해줌으로써 효과적인 제어를 할 수 있음을 보여준다.

계에 충격 토크(impulsive torque)를 주었을

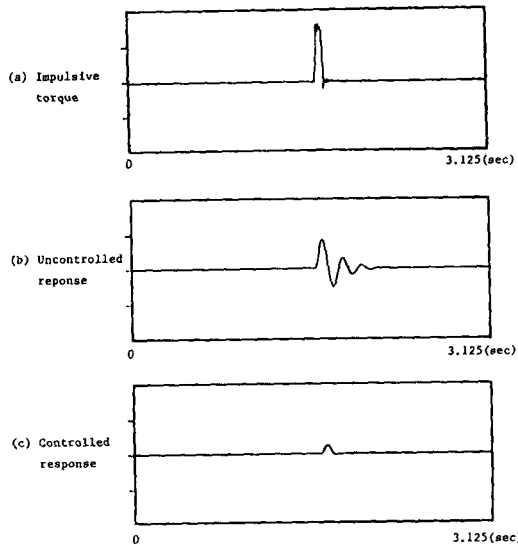


Fig. 13 Response of uncontrolled (b) and controlled (c) system to impulsive torque (a).
($p=70, \hat{\omega}=5\text{Hz}, \zeta=0.7, K=2$)

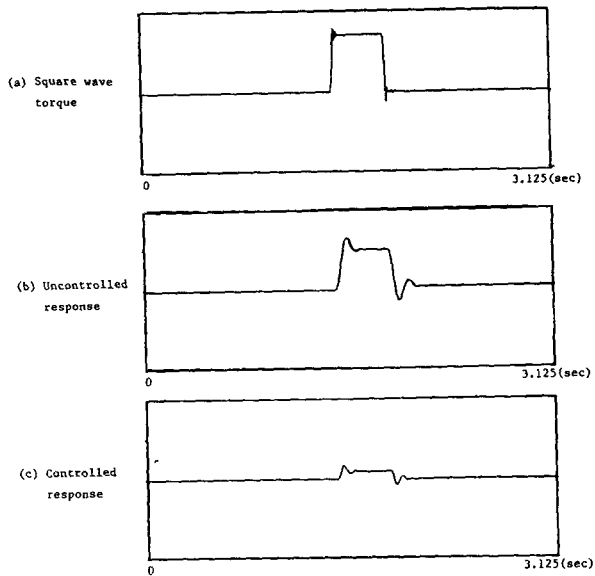


Fig. 14 Response of uncontrolled (b) and controlled (c) system to square wave torque (a).
($p=70, \hat{\omega}=10\text{Hz}, \zeta=0.7, K=5$)

때에 대한 실험결과를 Fig. 13에 나타내었다. Fig. 13의 (a)는 지속시간이 0.05초인 토오크 펄스 (torque pulse)이고, Fig. 13의 (b)와 (c)는 제어되기 전의 계의 응답과 제어된 후의 응답을 나타낸다.

계에 사각파 형태의 토오크를 주었을 때에 대한 실험결과를 Fig. 14에 나타내었다. Fig. 14의 (a)는 외란 토오크(disturbance torque)이고, Fig. 14의 (b)와 (c)는 제어되기 전의 계의 응답과 제어된 후의 응답을 나타낸다.

Fig. 15는 외란이 불규칙파로 주어질 경우에 대한 시간응답과 주파수응답을 나타낸다. Fig. 15의 상단 그림은 $\zeta=0.1$ 로 했을 경우로서 이득 K 가 커짐에 따라 제어량이 커짐을 (a)의 시간응답에서

알 수 있으며, (b)의 주파수 스펙트럼에서 보면, K 가 커짐에 따라 계의 고유 진동수 7.74Hz에 있던 봉우리(peak)가 관측기의 고유치인 5Hz 부근에서 생김을 알 수 있다.

Fig. 15의 하단 그림은 ζ 을 0.7로 했을 경우에 대한 실험결과이다.

Fig. 15의 두 그림을 비교하면 관측기의 예상 감쇠비 ζ 을 크게 해줌으로써 봉우리값을 없앨 수 있으며, 계의 응답이 관측기의 파라미터인 ζ , ω 에 크게 의존함을 알 수 있다.

5. 결 론

미지의 외력에 의해 가진되는 1자유도 탄성계의

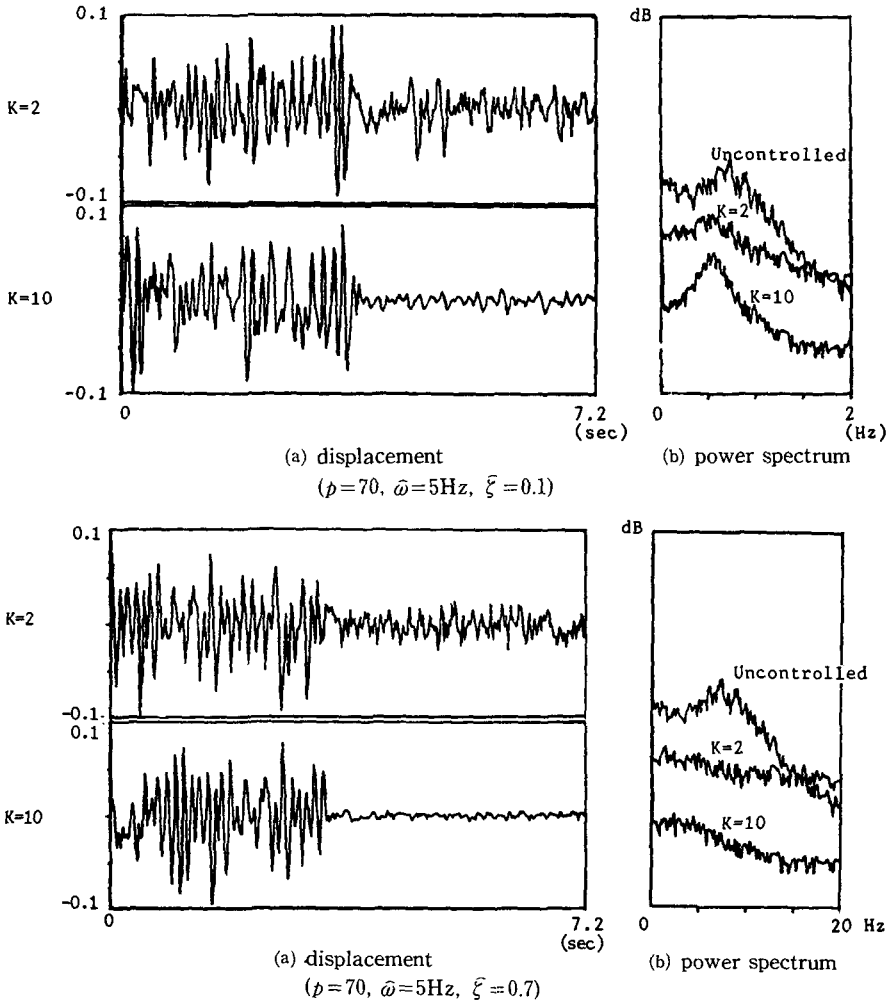


Fig. 15 Time and frequency response of controlled system to random disturbances.

비틀림 진동의 능동제어 이론과 힘 상쇄 관측기를 이용하여 계의 진동을 제어한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) p 가 가진력의 주된 주파수보다 충분히 클 경우 관측기는 외란을 잘 관측하고, 관측기의 되먹임 이득 K 가 증가함에 따라서 진동제어 효과가 커진다.

(2) 제어효과는 관측기의 고유치 p 와 매개변수 ξ 와 $\hat{\omega}$ 에 의하여 결정되며, 계의 매개변수가 변하는 경우에도 $\hat{\omega}$ 를 계의 고유 진동수 ω 보다 작게 하고, ξ 를 ξ 보다 충분히 크게 평가해줌으로써 안정한 제어를 할 수 있다.

(3) 관측기의 예상 고유 진동수 $\hat{\omega}$ 를 ω 보다 크게 평가해 준 경우에도 p 를 증가시켜 줌으로써 제어를 안정하게 할 수 있다.

(4) 관측기는 가진력의 형태에 상관없이 충분히 안정된 제어를 할 수 있다.

후 기

이 논문은 한국 학술 진흥재단의 1987년도 연구비에 의하여 연구되었으며 귀 재단에 깊은 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

(1) Kaplow, C. E., and Velman, I. R., 1980, "Active Local Vibration Isolation Applied to a Flexible Space Telescope", *Journal of Guidance and Control*, Vol. 3, pp. 227~233.
 (2) Ellis, R. W., and Mote, C. D., 1979, "A Feedback

Controller for Circular Saws", *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 101, pp. 44~48.
 (3) Balas, M. J., 1978, "Active Control of Flexible Systems", *Journal of Optimization Theory and Applications*, Vol. 25, No. 3, July, pp. 415~436.
 (4) Balas, M. J., 1978, "Feedback Control of Flexible Systems", *IEEE Trans. on Automatic Control*, pp. 673~679.
 (5) Balas, M. J., 1978, "Modal Control of Certain Flexible Dynamic Systems", *SIAM Journal of Control and Optimazation*, Vol. 16, No. 3, May, pp. 450~462.
 (6) 박영필, 류봉조, 최환영, 1985, "외팔보 진동의 능동제어에 관한 연구", 산업기술연구소 논문집, 제17집, 제1권, pp. 85~91.
 (7) H. Ory, H. Glaser, D. Molzdeppe, 1986, "Quality of Modal Analysis and Reconstruction of Forcing functions Based on Measured Output Data", *Proceeding of the 4-th International Modal Analysis Conference*, pp. 850~857.
 (8) Davidson, E. J., 1972, "The Output Control of Linear Time-Invariant Multivariable Systems with Unmeasurable Arbitray Disturbance", *IEEE Transection on Automatic Control*, Vo. AC-17, pp. 621~630.
 (9) Kwantny, H. G., and Kalnisky, K. C., 1978, "On Alternative Methodologies for the Design of Robust Linear Multivariable Regulators", *IEEE Trans. on Automatic Control*, Vol. AC-23, pp. 930~933.
 (10) 이규섭, 최봉환, 박영필, 1987, "힘 상쇄 관측기를 이용한 진동제어", 대한기계학회, 동력학 및 제어부문 학술강연회 초록집, pp. 127~132.
 (11) 이규섭, 김종호, 최봉환, 박영필, "탄성계 진동의 능동제어를 위한 Force Cancelling Observer의 설계", 대한기계학회, 86년도 춘계학술대회 초록집, pp. 267~270.