

고무와 압전작동기를 이용한 무인항공기 EO/IR 센서 마운트의 설계 및 능동 진동 제어

Design and Active Vibration Control of UAV EO/IR Sensor Mount Using Rubber Element and Piezoelectric Actuator

박동현*·최승복†

Dong-Hyun Park and Seung-Bok Choi

Key Words : Inertia Type Actuator(관성형 작동기), Piezostack Actuator(적층형 압전작동기), Rubber Mount(고무 마운트), Active Vibration Control(능동 진동제어), Unmanned Aero Vehicle(무인항공기)

ABSTRACT

This paper presents an inertia type of piezostack based active mount for unmanned aero vehicle (UAV) camera system. After identifying the stiffness and damping properties of the rubber element and piezostack a mechanical model of the active mount system is established. The governing equation of mount is then derived and expressed in a state space form. Subsequently, a sliding mode controller which is robust to uncertain parameters is designed in order to reduce the vibration imposed according to the military specification associated with UAV camera mount system operation. Control performances such as acceleration and transmitted force are evaluated through both computer simulation and experimental implementation.

1. 서론

무인항공기 시스템 개발 기술의 발전은 유인항공기가 수행하던 많은 임무영역을 무인항공기가 수행하는 것을 가능하게 해주었다. 무인항공기는 그 활용 목적에 따라 군사적 목적의 첩보정찰, 공격, 기만 등의 임무 수행과 민간의 해안 및 국경 감시, 국토 관리, 농업, 어업, 기상관측 등 매우 다양한 활용을 보여주고 있다. 이러한 다양한 목적을 위해 고성능의 임무장비가 활용되어 무인항공기에 적용되고 있으며, 특히 현재 무인항공기용 임무장비는 이미지 정보의 획득과 제공이 많은 비중을 차지하고 있다. 이러한 이미지 정보 획득용 임무장비는 해상도와 야간 촬영, 전 기상조건 촬영, 이동 목표물 탐지 등의 능력을 요구 받고 있으며 대표적으로 EO/IR(Electro-Optic/Infrared) 센서와 SAR(Synthetic Aperture Radar) 등이 사용된다. 무인항공기에서 정찰, 감시를 위한 장비로서 가장 많이 사용되고 있는 것이 EO/IR 센서이다. 최근 무인항공기들은 소형 EO/IR 센서를 주로 사용하는데 실시간 영상획득을 위한 주간용 카메라와 야간용 열상 카메라가 센서조립체(Turret) 내부에 구성된다. 또한 최근의 EO/IR 센서는 보다 긴 원격 측정거리를 위하여 높은 안정성의 짐벌(Gimbal)이 요구된다⁽¹⁾. 무인항공기의 블레이드 회전 가진력은 기체의 진동 특성에 큰 영향을 준다. 일반적으로 블레이드의 회전에 따른 가진력은 조화진동성분으로

180Hz~720Hz 범위이다. 이러한 진동은 EO/IR 센서에 영향을 미쳐 영상의 정밀도를 저하시킬 수 있다. EO/IR 센서 시스템의 시선을 진동으로부터 차단시켜 우수한 품질의 영상을 얻기 위해서는 성능이 우수한 마운트의 적용이 필요하다.

진동 감쇠에 널리 적용되고 있는 고무 마운트는 강성과 댐핑을 가지고 있는 고무재료로 제작되어 정하중의 지지와 진동감쇠특성을 동시에 지니고 있다. 또한, 댐핑이 작은 특성으로 인해 고주파수의 비공진 주파수 대역에서 매우 우수한 진동절연성능을 보이고 있다. 그러나, 공진주파수 대역에서는 진동절연성능이 감소하는 경향을 보인다⁽²⁾. 이러한 기존 고무 마운트의 댐핑이 작은 단점을 보완하기 위하여 제안된 유체 마운트는 고무의 강성을 이용하여 정하중을 지지하고, 유체점성과 관성트랙의 형상을 조절하여 공진주파수 대역에서의 우수한 진동절연효과를 얻을 수 있다. 그러나, 비공진 주파수 대역에서는 진동절연성능이 저하될 수 있다⁽³⁾. 고무 마운트나 유체 마운트와 같은 수동형 마운트가 일부 주파수영역에서만 효과적인 진동절연 성능을 보여주는 한계를 극복하기 위해 지능재료를 이용한 마운트에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 기존의 수동형 고무 마운트를 기본으로 하여 진동 및 소음에 따라 지능재료를 통해 능동적으로 적절한 제어력을 부하함으로써 진동 및 소음 저감성능을 크게 향상시키는 능동 하이브리드 마운트 시스템이 개발되고 있다^(4,5). 지능재료 중 하나인 압전재료는 전기장의 인가에 따라 변위 및 힘 제어가 가능하며, 수 마이크로초 단위의 빠른 응답특성을 가지고 있는 능동재료이다. 따라서 큰 힘을 발생시킬 수 있는 적층형 압전작동기를 이용하여 능동 마운트에 제어력을 부가할 수 있는 작동기

† 교신저자: 정희원, 인하대학교 기계공학과
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716
* 인하대학교 대학원 기계공학과

로 사용하기도 한다.⁽⁶⁻⁸⁾ 압전작동기만을 이용한 마운트의 경우는 비교적 높은 주파수 영역에서는 매우 우수한 진동제어 성능을 보이지만, 저주파수의 큰 가진 변위의 진동에 대해서는 제어성능에 한계를 가지고 있다.

본 연구에서는 적층형 압전작동기를 이용하여 관성형 작동기를 제작하였으며, 이 관성형 작동기와 고무요소를 이용하여 무인항공기 카메라 장착을 위한 능동 진동 제어 마운트를 제안하였다. 마운트의 고무요소는 정하중의 지지기능과 전 주파수 대역에서의 진동절연효과를 얻기 위한 것이며, 관성형 작동기는 고 주파수 대역, 특히 무인항공기 블레이드의 회전으로 인한 가진 주파수 대한 진동제어를 수행하는 역할을 한다. 능동 진동 제어 마운트의 구조는 고무 요소의 내부에 관성형 작동기가 설치된 형태이다. 이러한 능동 진동 제어 마운트의 진동 제어 성능을 확인하기 위하여 질량과 마운트가 고려된 2 자유도 시스템의 수학적 지배방정식을 유도하였다. 효과적인 진동 제어를 위하여 시스템의 불확실성을 고려한 강건 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller)와 슬라이딩 모드 관측기(sliding mode observer)를 설계하였다. 컴퓨터 시뮬레이션과 실험을 통하여 시스템의 제어성능을 평가하였다.

2. 능동 진동 마운트의 설계 및 모델링

고무 요소 내부에 관성형 작동기가 위치한 능동 진동 제어 마운트를 Fig. 1 에 나타내었다. 능동 진동 제어 마운트는 고무요소, 압전작동기, 관성질량, 케이스로 구성된다. 관성질량과 압전작동기의 한 면을 체결하여 관성형 작동기를 제작하고 이 관성형 작동기를 고정판을 통해 고무요소와 구조물(무인항공기 카메라)에 체결하며, 고무요소의 하단부와 케이스를 체결하고 이 케이스를 다른 구조물(무인항공기)에 장착한다. 이러한 구성은 압전작동기가 파괴되어 제어력을 발생시킬 수 없을 경우에도 단순히 일반 고무마운트의 특성을 가지게 되어 진동을 저감하게 된다. 능동 진동 제어 마운트의 지배방정식을 도출하기 위해 고무요소와 관성형 작동기 각각에 대한 모델링을 수행하였다. 일반적으로 고무의 동특성은 지지하중 및 가진 조건 등에 의하여 변동되는 특성을 가지고 있다. Kelvin-Voigt 모델로 가정된 고무의 동강성($k_d(j\omega)$)은 다음 식으로 표현이 된다.

$$k_d(j\omega) = \frac{F(j\omega)}{X(j\omega)} = k_r + j\omega c_r \quad (1)$$

여기서, k_r 과 c_r 은 고무의 강성과 댐핑 계수를 의미하며 실험을 통하여 각각 86877N/m 와 18Nsec/m 으로 도출하였다.

본 연구에서 사용한 압전작동기의 압전재료는 폴

링방향(poling axis)과 전기장방향이 동일하게 제작되었으며, 다음과 같이 압전재료의 전기적인 상태와 기계적인 상태를 나타내는 두 식으로 표현된다.

$$D = \epsilon_{33}E + d_{33}T \quad (2)$$

$$S = d_{33}E + \frac{1}{c}T \quad (3)$$

여기서 D 는 전기변위(electric displacement), d_{33} 은 압전전하상수(piezoelectric charge constant), T 는 응력, ϵ_{33} 는 유전상수(dielectric constant), E 는 전기장, S 는 변형률, c 는 탄성계수를 나타낸다. n 개의 압전 디스크를 적층한 작동기의 지배방정식은 압전재료의 기계적 상태를 나타내는 식(3)을 이용하여 다음과 같이 유도 할 수 있다.

$$\begin{aligned} f_p &= AT = AcS - Acd_{33}E \\ &= \frac{Ac}{l}(y_h - y_b) - Acd_{33}\frac{n}{l}V \\ &= k_p(y_h - y_b) - \alpha V \\ &= k_p(y_h - y_b) - f_a \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, f_p 는 적층형 압전작동기에 가해지는 힘을 의미하며, A 는 압전디스크의 단면적, l 은 압전작동기의 길이, V 는 압전작동기에 가해지는 부하전압,

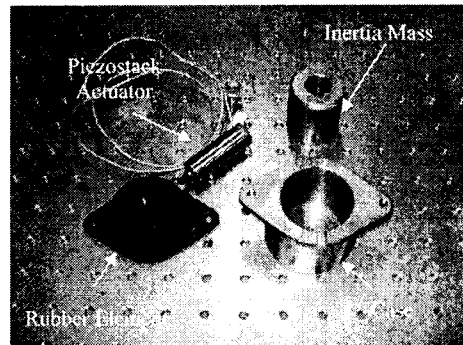
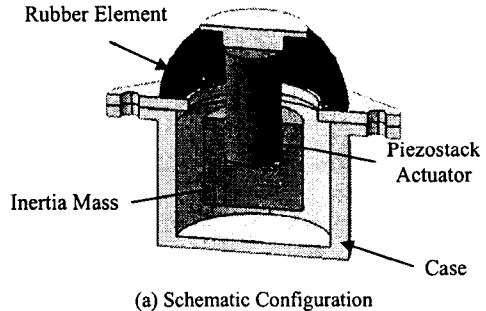


Fig.1 Configuration of the Active Mount

k_p 는 압전작동기의 스프링상수, α 는 압전작동기의 계인, f_a 는 부하전압 V 로 조절되는 압전작동기의 힘을 나타낸다. $y_h(t)$ 는 압전작동기 상단의 변위를 $y_b(t)$ 는 압전작동기 하단의 변위를 나타낸다. 본 연구에서는 Piezomechanik 사의 Pst350bp/10/35 VS 18 압전작동기를 사용하였으며 k_p 와 α 의 값은 각각 75MN/m 와 3.75N/V 이며, bipolar 형 압전작동기로 부하전압을 양과 음의 방향으로 가할 수 있고, 그에 따라 발생하는 변위도 양과 음의 양방향으로 나타나게 된다.

고무 요소와 압전작동기로 구성된 능동 진동제어 마운트의 기계적 모델은 Fig. 2 와 같이 나타낼 수 있으며, 관성형 작동기의 지배방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_1 \ddot{x}_1(t) + k_2 x_1(t) = -f_a(t) \quad (5)$$

여기서 m_1 은 관성질량의 질량이며, 이 질량은 압전작동기에서 발생하는 변위와 힘이 구조물로 효과적으로 작용하기 위한 것이며, x_1 은 이 관성질량의 변위를 나타낸다. 이 연구에서 관성질량의 질량은 0.387kg 으로 설정하였다. 능동 진동 제어 마운트의 하부로부터 진동이 전달되면, 이때의 하부 가진 변위 x_0 에 의하여 능동 진동 제어 마운트에 설치된 상부질량(무인항공기 카메라) m_2 가 진동하게 되며 이 상부질량의 변위가 x_2 이다. 이로부터 능동 진동 제어 마운트 시스템의 지배방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1(t) + k_2 x_1(t) - k_2 x_2(t) &= -f_a(t) \\ m_2 \ddot{x}_2(t) + c_1 \dot{x}_2(t) + (k_1 + k_2)x_2(t) - k_2 x_1(t) &= f_a(t) + c_1 \dot{x}_0(t) + k_1 x_0(t) \end{aligned} \quad (6)$$

능동 진동 제어 마운트의 하부 가진변위에 의한 상부 질량으로의 전달력 $F_T(t)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

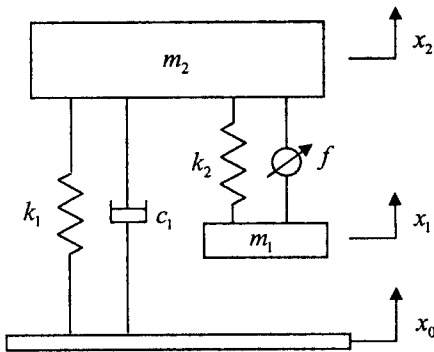


Fig. 2 Mechanical model of the active mount

$$F_T(t) = M\dot{y}(t) \quad (7)$$

따라서, 시스템의 상태공간 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u + \mathbf{\Gamma}d \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C}\mathbf{x} \end{aligned} \quad (8)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \mathbf{x} &= [x_1 \quad x_2 \quad \dot{x}_1 \quad \dot{x}_2]^T, \\ \mathbf{A} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & 0 & 0 \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_1+k_2}{m_2} & 0 & -\frac{c_1}{m_2} \end{bmatrix}, \\ \mathbf{B} &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{m_1} \\ \frac{1}{m_2} \end{bmatrix}, \mathbf{\Gamma} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{k_1}{m_2} & \frac{c_1}{m_2} \end{bmatrix}, \\ \mathbf{C} &= [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0] \end{aligned}$$

3. 제어기 설계

본 연구에서는 제어 시스템의 파라미터 변화와 외란에 대해 강건한 슬라이딩 모드 제어기를 설계하여 능동 진동 제어 마운트의 연구를 수행하였다. 슬라이딩 모드 제어를 실행하기 위해서는 슬라이딩 서피스의 설계에 상태변수에 대한 모든 정보가 필요하지만 실제 시스템의 모든 상태변수를 직접 측정할 수는 없다. 이러한 상태변수 값을 추정하기 위하여 슬라이딩 모드 관측기를 도입하였다. T_c 에 의한 선형 변환으로 식(8)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_1 &= \mathbf{A}_{11}\mathbf{x}_1 + \mathbf{A}_{12}\mathbf{y} + \mathbf{B}_1u \\ \mathbf{y} &= \mathbf{A}_{21}\mathbf{x}_1 + \mathbf{A}_{22}\mathbf{y} + \mathbf{B}_2u + \mathbf{\Gamma}_2d \end{aligned} \quad (9)$$

이때 T_c 는 다음과 같다.

$$T_c = \begin{bmatrix} \mathbf{N}_c^T \\ \mathbf{C} \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서 \mathbf{N}_c^T 는 \mathbf{C} 의 영공간을 열로 나열한 행렬이다. 이로부터 다음과 같은 슬라이딩 모드 관측기를 설계할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) &= \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{B}u(t) - \mathbf{G}_1(\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{y}) + \mathbf{G}_n \rho \operatorname{sgn}(\hat{\mathbf{y}} - \mathbf{y}) \\ \hat{\mathbf{y}} &= \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} \end{aligned} \quad (11)$$

여기서,

$$\mathbf{G}_1 = T_0^{-1} \begin{bmatrix} \mathbf{A}_{12} \\ \mathbf{A}_{22} - \mathbf{A}_{22}^s \end{bmatrix}, \mathbf{G}_n = \|\Gamma_2\| T_0^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{I} \end{bmatrix},$$

이때 ρ 는 불연속 계인, \mathbf{G}_1 는 선형 계인 그리고 \mathbf{G}_n

은 비선형 계인을 나타내고 A_{22}^s 는 설계 행렬이다.

식(11)에 의해 추정된 상태 $\hat{x}(t)$ 를 이용하여 다음과 같이 슬라이딩 서피스를 설정한다.

$$s = G\hat{x}(t) \quad (12)$$

여기서 G 는 슬라이딩 서피스의 기울기를 나타내는 벡터이며, 슬라이딩 모드가 존재하기 위한 조건을 만족하는 슬라이딩 모드 제어기를 다음과 같이 설계할 수 있다.

$$u(t) = -(GB)^{-1}(GA\hat{x}(t) + k \cdot \text{sgn}(s(t))), (k)0 \quad (13)$$

$$\text{sgn}(s(t)) = \begin{cases} -1, & s(t) > 0 \\ 1, & s(t) < 0 \end{cases}$$

여기서 k 는 불연속 계인을 나타내고, 식(9)의 슬라이딩 모드 제어기는 슬라이딩 모드 조건을 만족한다. 그러나, 이와 같은 불연속 제어기는 채터링을 발생 시키므로 정해진 경계조건 ε 안에서 불연속 제어기를 연속 제어기로 근사화하기 위하여 부호함수를 다음과 같은 포화함수로 대체한다. 따라서 다음과 같이 다시 나타낼 수 있다.

$$u(t) = -(GB)^{-1}(GA\hat{x}(t) + k \cdot \text{sat}(s(t))), (k)0 \quad (14)$$

$$\text{sat}(s(t)) = \begin{cases} s(t)/\varepsilon, & |s(t)| \leq \varepsilon \\ \text{sgn}(s(t)), & |s(t)| > \varepsilon \end{cases}$$

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 앞에서 설계한 슬라이딩 모드 제어기와 슬라이딩 모드 관측기를 이용하여, 진동에 대한 능동 진동 제어 성능을 평가 하였다. Fig. 3 에는 압전작동기의 전압에 따른 발생력을 나타내었다. 이를 통하여 적층형 압전작동기의 발생력을 검증하였고, Fig. 4 에는 압전작동기와 관성질량을 결합한 관성형 작동기의 주파수에 따른 발생력을 나타내었다. 압전작동기의 하부를 고정 시키고 상부에 관성질량을 체결하였으며 이때 압전작동기에 전압을 주파수별로 가했을 때 나오는 가속도로부터 힘을 구해내었다. 입력된 전압의 주파수가 높을수록 큰 힘이 발생되었다. Fig. 5 에는 능동 진동 제어 마운트 실험장치의 구성을 나타내었으며, 마운트의 하부에 가진기가 체결되어 있고, 상부 질량은 4.16kg 이며 가진기와 상부 질량의 가속도계로부터 가속도를 측정하였다. Fig. 6 에는 능동 진동 제어 마운트에 제어력을 비인가 하였을 때의 주파수별 전달력을 도시하였다. 이때 전달력은 Fig. 5 의 상부질량의 가속도계로부터 받은 가속도를 식(7)을 이용하여 구하였으며, 능동 진동 제어 마운트에 인가되는 정형파형의 가진 가속도는 MIL-STD-810F(무인기 카메라 마운트 가진 조건)을 기준으로 산정하였고 Fig. 7 에 도시하였다. Fig. 8, 9 는 슬라이딩 모드 제어기를 사용하여 진동에 대한

능동 제어 성능을 시뮬레이션을 통하여 평가 한 그래프로 시간에 따른 시스템의 가속도 전달력 및 압전작동기의 제어입력을 나타내었다. 180Hz 의 가진에 대해 가속도가 1.041m/s²에서 0.104 m/s²으로, 전달력은 4.33N 에서 0.44N 약 89.9% 감소하였고, 360Hz 의 가진에 대해 가속도는 0.220m/s²에서 0.022m/s², 전달력은 0.91N 에서 0.09N 으로 90.0% 감소하였다. Fig. 10,11 은 슬라이딩 모드 제어기를 사용하여 진동에 대한 능동 제어 성능을 실험을 통하여 평가 한 그래프로 시간에 따른 시스템의 가속도 전달력 및 압전작동기의 제어입력을 나타내었다. 4 초 이후 압전작동기에 부하된 입력에 의하여 가속도와 전달력이 감소함을 볼 수 있다. 180Hz 의

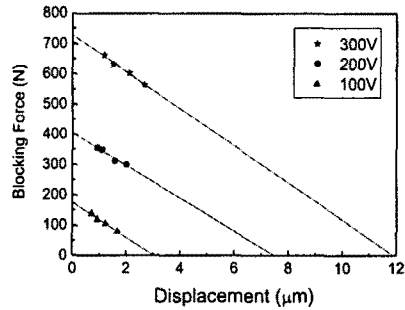


Fig. 3 Actuating force of piezostack actuator

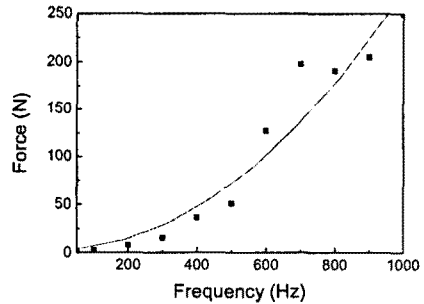


Fig. 4 Generated force of inertia type actuator

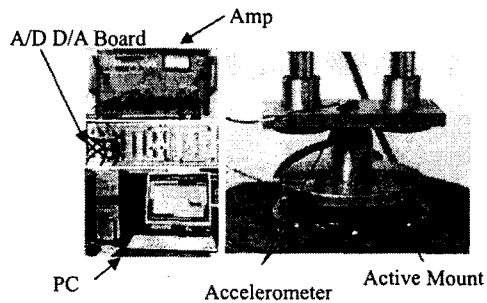


Fig. 5 Experimental apparatus for vibration control

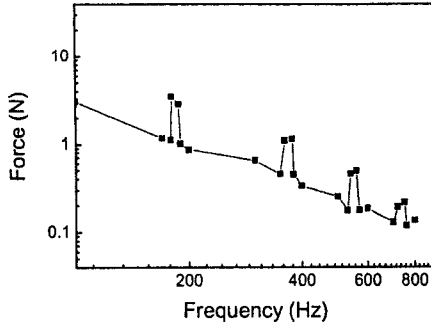


Fig.6 Transmitted Force

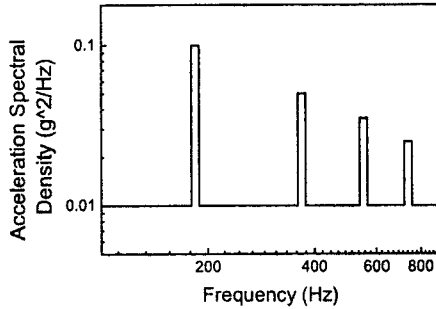
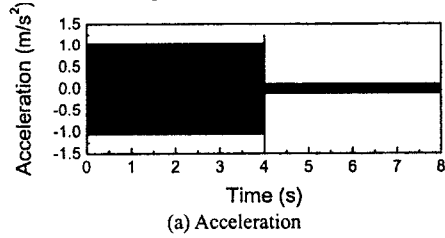
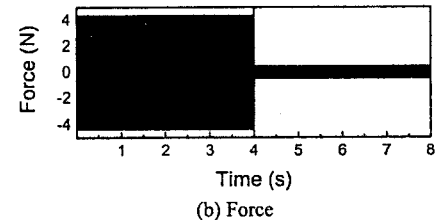


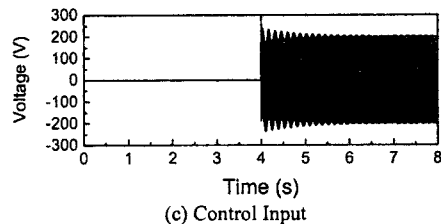
Fig.7 Vibration Exposure



(a) Acceleration

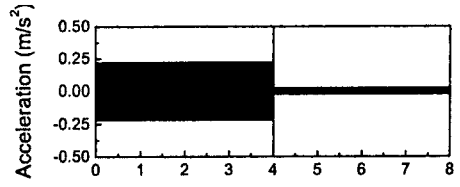


(b) Force

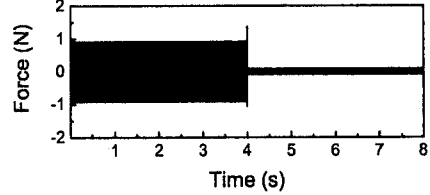


(c) Control Input

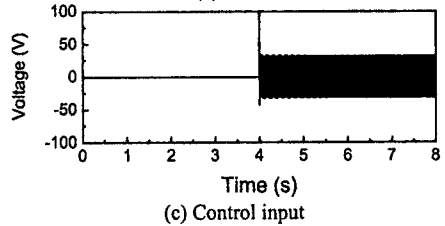
Fig.8 Time response of the proposed system (simulation : 180Hz)



(a) Acceleration

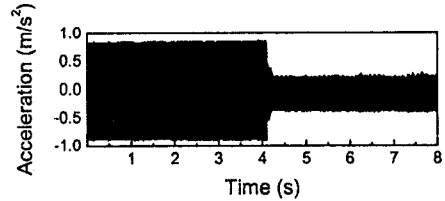


(b) Force

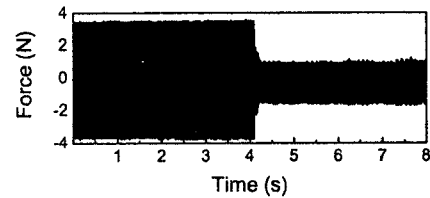


(c) Control input

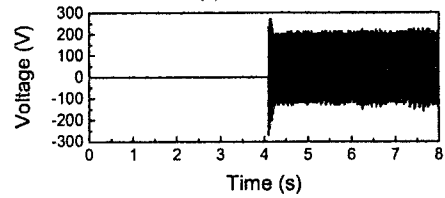
Fig.9 Time response of the proposed system (simulation: 360Hz)



(a) Acceleration



(b) Force



(c) Control input

Fig. 10 Time response of the proposed system (experiment : 180Hz)

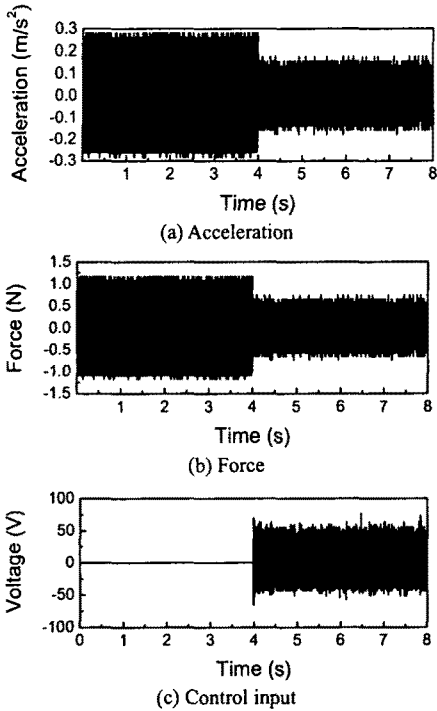


Fig.11 Time response of the proposed system (experiment : 360Hz)

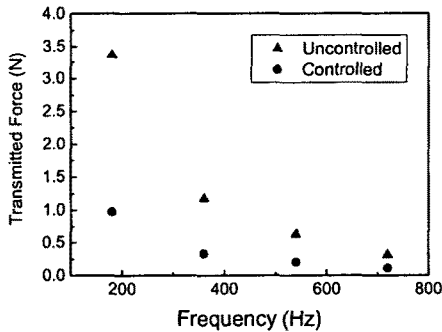


Fig.12 Transmitted force vs. frequency

가진에 대해 가속도가 0.879m/s^2 에서 0.283m/s^2 , 전달력은 3.65N 에서 1.18N 으로 약 71.1% 감소하였고, 360Hz의 가진에 대해 가속도는 0.282m/s^2 에서 0.081m/s^2 , 전달력은 1.17N 에서 0.34N 으로 71.2% 감소하였다. Fig. 12에 따른 주파수에 따른 전달력을 나타내고 있다. 180Hz에서 71.1%, 360Hz에서 71.39%, 540Hz에서 66.82%, 720Hz에서 64.3%로 진동감쇠효과가 있음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 적층형 압전작동기와 고무요소를 이용하여 무인항공기에 탑재되는 EO/IR 센서의 능동 진동 제어 마운트의 설계 및 진동제어를 수행하였다. 고무요소와 압전작동기의 파라미터를 실험을 통하여 구하였고 이 파라미터를 이용하여 능동 진동 제어 마운트의 지배방정식을 유도하였으며, 능동 진동 제어 마운트가 고려된 시스템의 동적 모델링을 수행하였다. 시스템의 진동 제어를 위하여 외란에 강건한 슬라이딩 모드 제어기와 슬라이딩 모드 관측기를 설계 후 실험을 통해 시스템의 가속도 및 능동 진동 제어 마운트의 전달력을 통해 제어기의 진동 제어 성능을 평가하였다. 여러 주파수 범위에서 가속도, 힘전달률 등이 효과적으로 줄어들었음을 확인하였다. 향후 HILS를 수행하여 무인항공기에 장착 시의 진동제어성능을 평가할 예정이다.

후 기

이 연구는 BK21 산학공동연구(대한항공) 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) 장성호, "무인항공기 임무장비 기술개발 동향", 항공우주산업기술동향, 2권, 1호, pp.152~158.
- (2) Rivin, E. E., 1984, "Passive Engine Mounts : Some Directions for Further Development", SAE Technical Paper Series 940259.
- (3) Singh, R., Kim, G and Pavindra, P. V., 1992, "Linear Analysis of Automotive Hydro-mechanical Mount with Emphasis on Decoupler Characteristics", Journal of Sound and Vibration, Vol.158, No.2, pp.219~243.
- (4) Kim, S. H., Hong, S. L., and Choi, S. B., 2002, "Active Vibration Control of a Beam Structure Using Hybrid Mount", Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp.440~445.
- (5) Choi, S. B. and Hong, S. R., 2004, "Dynamic Modeling and Vibration Control of Electrorheological Mounts", ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol.126, No.4, pp.537~541.
- (6) Kim, J. S., 1992, "Active Vibration Control of Flexible Beam Using Piezoelectric Actuator", Transaction of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.2, No.3, pp.173~180.
- (7) Takayoshi, K., Takafumi, F., Takayoshi, H., Takeo, A., Nobuyoshi, M., Satoru, A., and Kohtaro, T., 1997, "Active Vibration Control of Frame Structure with Smart Structure Using Piezoelectric Actuators (Vibration Control by Control of Bending Moment of Columns)", Smart Mater. Struct. Vol.6, pp.448~456.
- (8) Andrew J. Young and Colin H. Hansen, 1996, "Control of Flexible Beam Using Piezoelectric Actuator", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.49, No.1, pp.17~48.