

압전작동기를 이용한 함정용 능동 하이브리드 마운트 시스템의 진동제어 성능평가

Performance Evaluation on an Active Hybrid Mount System for Naval Ships Using Piezostack Actuator

벤큐오* · 최승복† · 오종석*

Jong-Seok Oh, Seung-Boh Choi and Nguyen Vien Quoc

Key Words : Piezostack Actuator (압전작동기), Hybrid Mount (하이브리드 마운트), Frequency-shaped Sliding Mode Control (주파수
성형 슬라이딩모드제어기), Active Vibration Control (능동진동제어),

ABSTRACT

In this work, a new active hybrid mount featuring piezostack actuator and rubber element is proposed, and its vibration control performance is evaluated by applying a robust frequency-shaped sliding mode controller. After describing the configuration of the proposed mount, vibration control performances are experimentally evaluated. A mount system with four active hybrid mounts is then constructed. To attenuate vibrations on the supported mass, a frequency-shaped sliding mode controller is designed and implemented to the system. Finally, control performances are obtained and presented in time and frequency domains via computer simulation.

1. 서 론

함정에 탑재되고 있는 각종 기계/전자 장비들은 외부 충격으로부터 오는 진동 및 소음에 빈번히 노출되어 있다. 이러한 진동 및 소음이 장비로 전달되는 것을 차단하기 위하여 장비 하부에 다양한 형태의 마운트가 설치되어 있다. 함정용 마운트로서는 고무요소로 구성된 마운트와 wire rope 형 마운트가 널리 채택되고 있다. 그 중 고무로 이루어진 탄성 마운트는 매우 우수한 진동 절연성능으로 한국 해군 함정에 탑재되는 장비에 널리 사용되고 있다. 최근까지는 대부분의 탄성 마운트가 수입에 의존하였으나 한국기계연구원에서 미 해군 표준마운트인 고무 마운트에 관한 기술을 개발하는데 성공하였다⁽¹⁾.

기계류에서 발생하는 진동을 감소시키기 위해서 고무 마운트가 널리 적용되고 있으나, 공진 주파수 대역에서는 효과적인 진동절연의 한계를 가지고 있다⁽²⁾. 이런 단점을 보완하기 위해 제안된 유체 마운트 역시 고주파수 영역에서는 진동절연 성능이 저하될 수 있다. 이와 같이 고무 마운트나 유체 마운트

와 같은 수동형 마운트가 명확한 한계를 가지기에 지능재료를 이용한 마운트에 관한 연구가 활발히 수행되고 있다^(3~6). MR 유체(magneto-rheological fluid), ER 유체(electro-rheological fluid)를 이용하여 시스템 댐핑 변수들을 제어하는 반응동 마운트에 관한 연구와 시스템에 압전 작동기를 이용하여 적절한 제어력을 인가해줄 수 있는 능동 마운트에 관한 것이 대표적이다. 지능 재료 중 하나인 압전 작동기는 전압 인가에 따른 힘 제어가 가능하며, 수 마이크로초 단위의 빠른 응답특성을 가지고 있는 재료이다⁽⁷⁻⁸⁾. 또한 압전작동기만을 이용하는 마운트의 경우에는 저주파수의 큰 가진변위에 대해서는 제어성능에 한계와 안정성 확보에 큰 어려움을 가지므로 고무 요소와 압전작동기를 함께 이용하는 능동 하이브리드 마운트에 관한 연구가 최근 활발히 진행되고 있다^(10,11).

본 연구에서는 고무와 압전작동기로 구성되어지는 능동 하이브리드 마운트를 이용하여, 효과적인 진동 제어 성능을 확인하였다. 먼저, 능동 하이브리드 마운트 단품을 제작하고, 이를 바탕으로 4 개의 능동 하이브리드 마운트로 지지되는 전체 마운트 시스템을 모델링하고 이를 바탕으로 운동 방정식을 도출하였다. 또한, 도출된 운동 방정식을 바탕으로, frequency-shaped sliding mode 제어기를 이용하여 전체 마운트 시스템의 진동제어성능을 평가하였다.

† 교신저자; 정희원, 인하대학교 기계공학과

E-mail : seungbok@inha.ac.kr

Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716

* 인하대학교 기계공학과 대학원

2. 능동 하이브리드 마운트

본 연구에서는 능동 하이브리드 마운트를 고무와 압전작동기로 구성하였다. 압전작동기는 능동 하이브리드 마운트에 적절한 제어력을 제공할 수 있으며, 고무요소는 상부질량의 지지 기능역할을 한다. 고무요소와 압전작동기가 직렬로 연결된 능동 하이브리드 마운트의 기계적 모델을 Fig. 1 에, Fig. 2 에는 마운트의 구성을 나타내었다. 능동 하이브리드 마운트는 상부고정판, 압전작동기, 고무 요소, 하부고정판, 중심고정판으로 구성된다. 상부고정판과 중심고정판으로 구조물과 능동 하이브리드 마운트를 체결한다. 또한 능동 하이브리드 마운트는 고무 요소에 연결한 중심고정판으로 인해 능동 하이브리드 마운트가 인장 하중을 받는 상태에서도 고무 요소에 압축하중이 발생하게 된다. 이러한 특성은 능동 하이브리드 마운트에 과도한 인장 하중이 발생 시 고무 요소의 파괴를 막을 수 있게 된다. 직렬로 연결된 고무 요소와 압전작동기로 이루어진 하이브리드 마운트 전체의 강성은 고무에 의한 강성이 지배적으로 영향을 미치게 된다. 이러한 구성 방식은 예상치 못한 사고로 압전작동기가 오작동하는 경우에도 능동 하이브리드 마운트는 일반 고무 마운트의 특성을 갖게 되어 진동을 저감하게 된다. 또한 하부 고정판을 통하여 하이브리드 마운트는 바닥에 고정시키게 된다. 능동 하이브리드 마운트의 시스템 변수들은 Table 1 에 나타내었다. k_1 과 c_1 은 마운트에서 고무요소를 나타내며, k_2 과 c_2 은 마운트에서 압전작동기를 뜻하며 m_1 은 관성질량을 뜻한다. 본 연구에서 사용된 압전작동기는 Piezomechanik 사의 Pst 350bp/16/70/25 압전작동기를 사용하였다. 제작된 능동 하이브리드 마운트에 대한 진동 제어 성능을 슬라이딩 모드 제어를 이용하여 평가하였다. Fig. 3 에는 능동 마운트 실험장치의 구성이 나타내었다. 가속도계를 이용하여 마운트 하부에서 상부로 전달되는 진동신호를 측정하여 DSP Board 를 통해 압전작동기에 제어 입력을 인가하였다. 능동 하이브리드 마운트에 인가되는 가진 가속도는 MIL-STD-167-1A 을 기준으로 산정하였으며, Fig. 4 에 나타내었다. Fig. 5 는 슬라이딩 모드 제어를 사용하여 마운트 상부의 진동에 대한 능동 제어 성능 결과를 실험을 통해 나타내었다. 2 초 이후 압전작동기에 부하된 입력에 의하여 가속도가 감소함을 볼 수 있다. 주파수 영역에서의 진동제어 결과를 Fig. 6 나타내었다. 100 Hz 에서 9.5 dB, 200 Hz 에서 17 dB, 300 Hz 에서 16.3 dB, 400 Hz 에서 18.4 dB, 500 Hz 에서 21.2 dB, 600 Hz 에서 21.6 dB, 700 Hz 에서 18.9 dB, 800 Hz 에서 18.1 dB, 900 Hz 에서 15.3 dB, 1000 Hz 에서 15.1 dB 등 평균 17.14 dB 의 진동감쇠 효과가 있음을 알 수 있다.

Table 1 Parameters of active hybrid mount

Parameter	Value
Stiffness of rubber (k_r)	157410 N/m
Damping of rubber (c_r)	537 Nsec/m
Stiffness of piezostack (k_p)	104 MN/m
Additional Mass (m)	1.75 kg

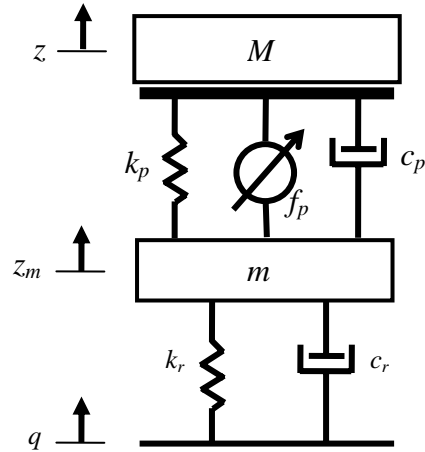
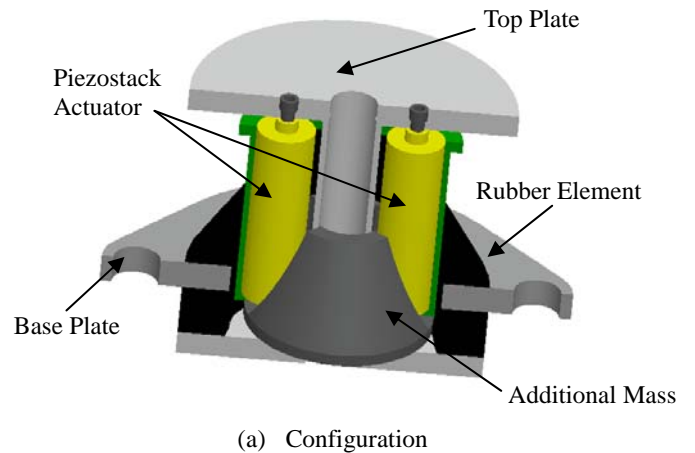


Fig. 1 Mechanical model of the active hybrid mount



(a) Configuration



(b) Photograph

Fig. 2 Configuration of the active hybrid mount

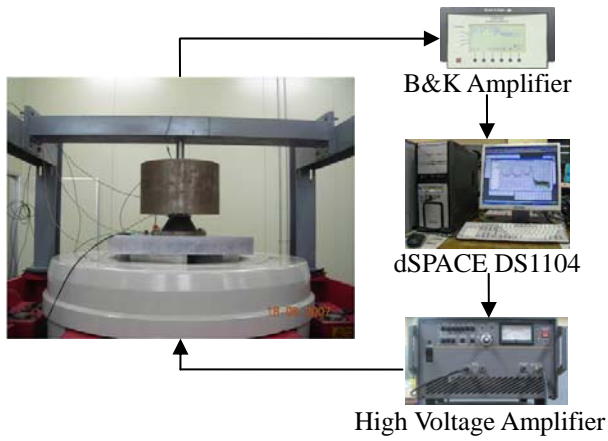


Fig. 3 Experimental setup for vibration control of the active hybrid mount

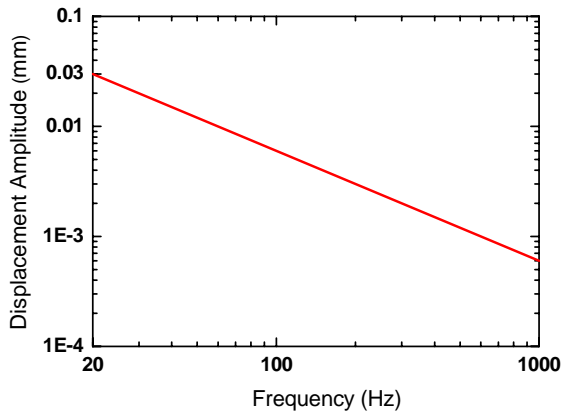


Fig. 4 Specification of base excitation (MIL-STD-167-1A)

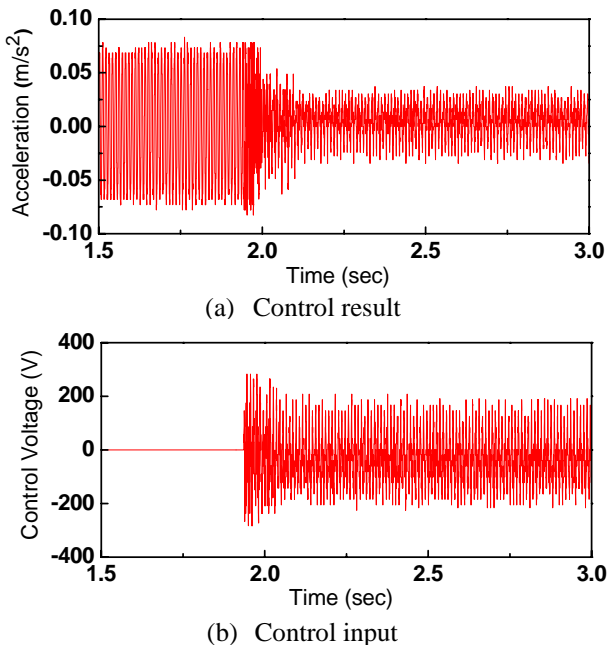


Fig. 5 Control response of the hybrid mount at 100 Hz

Table 2 Parameters of active hybrid mount system

Parameter	Value
Supported mass (M)	400 kg
Rolling moment of supported mass (J_x)	$17.37 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Pitching moment of supported mass (J_y)	$61.74 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Distance from right edge to center of gravity (v)	0.36 m
Distance from right edge to center of gravity (l)	0.68 m
Dimensions of supported mass (Length*Width*Height) m	1360*720*52

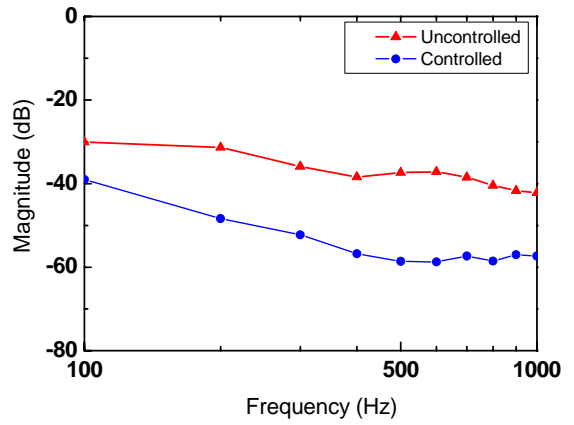


Fig. 6 Control response of the hybrid mount in frequency domain

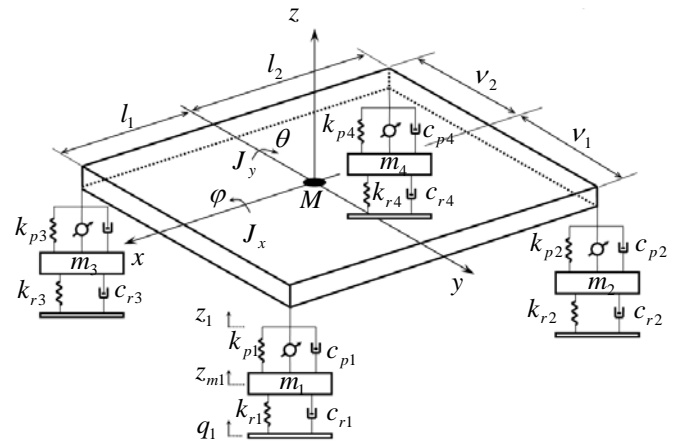


Fig. 7 Mechanical model of the active hybrid mount system

3. 능동 하이브리드 마운트 시스템

앞에서 제작된 능동 하이브리드 마운트를 바탕으로 4 개의 능동 하이브리드 마운트로 이루어지는 전체 시스템을 모델링하였다. 이 시스템의 기계적 모델은 Fig. 7 과 같이 나타낼 수 있다. 본 연구에서는 마운트 상부질량이 마운트 하부로부터 전달되는 진동을 차단하기 위하여, 상부 질량은 4 개의 능동 하이브리드 마운트로 지지된다. 상부질량은 강체로 가정하며 장비의 무게중심점에서의 1 개의 병진운동(z)과 2 개의 회전운동(θ, φ)을 가진다고 가정하였다. 능동 하이브리드 마운트 시스템의 중요 변수들은 Table 2 에 나타내었다.

4. 제어기 설계

본 연구에서는 제어 목표 주파수 영역을 100 Hz 에서 1000 Hz 사이로 잡고 이 영역에서의 능동 하이브리드 마운트 시스템의 진동을 줄이고, 다른 영역에서의 진동은 그대로 유지하기 위하여 주파수 성형 슬라이딩 모드 제어를 사용하였다. 또한 제어 목표를 설정하기 위하여 다중 스카이훅 시스템을 먼저 설계하여 주파수 성형 슬라이딩 모드제어기가 다중 스카이훅 제어를 따라가도록 제어기를 설계하였다. 각 하이브리드 마운트의 시스템 변수들을 같다고 두며, 지지 하중은 정사각형이라 가정하게 되면 다중 스카이훅 시스템의 지배방정식을 유도하게 되면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} M\ddot{z} + 4c_t\dot{z} + k_t(z_{r1} + z_{r2} + z_{r3} + z_{r4}) &= 0 \\ J_x\ddot{\varphi} + 4v^2c_t\dot{\varphi} + vk_t(z_{r1} + z_{r2} - z_{r3} - z_{r4}) &= 0 \quad (1) \\ J_y\ddot{\theta} + 4l^2c_t\dot{\theta} + lk_t(z_{r1} - z_{r2} + z_{r3} - z_{r4}) &= 0 \end{aligned}$$

여기서 c_t, k_t 는 압전작동기의 댐핑 상수와 스프링상수를 뜻하게 된다. 식(1)에서 식(7)로 유도된 능동 하이브리드 마운트 시스템이 식(8)과 같은 다중 스카이훅 시스템을 따라가도록 제어입력을 부과하기 위하여, 제어기 설계를 위하여 Lyapunov 함수를 잡게 되면 다음과 같다.

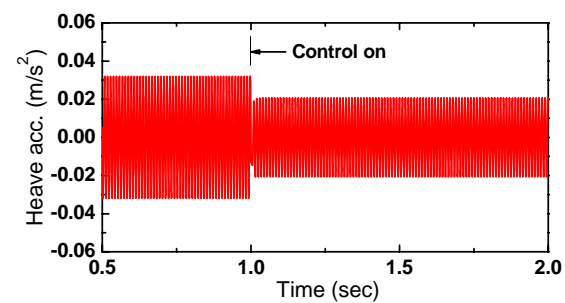
$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2}M\sigma_z^2 + \frac{1}{2}J_x\sigma_\varphi^2 + \frac{1}{2}J_y\sigma_\theta^2 \\ \sigma_z &= \dot{z} + \frac{k_z}{s+4c_z}(z_{r1} + z_{r2} + z_{r3} + z_{r4}) \\ \sigma_\varphi &= \dot{\varphi} + \frac{vk_\varphi}{s+4v^2c_\varphi}(z_{r1} + z_{r2} - z_{r3} - z_{r4}) \\ \sigma_\theta &= \dot{\theta} + \frac{lk_\theta}{s+4l^2c_\theta}(z_{r1} - z_{r2} + z_{r3} - z_{r4}) \end{aligned} \quad (2)$$

슬라이딩 모드가 존재하기 위한 조건 ($V\dot{V} < 0$)이 되기 위한 제어입력을 구하게 되면 다음과 같다.

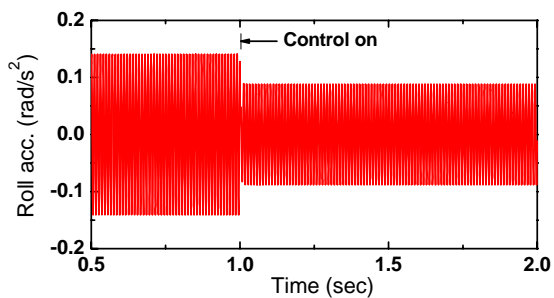
$$\begin{aligned} f_z &= P^T Q_z z - \frac{Mk_t}{Ms + 4c_t}(\dot{z}_{r1} + \dot{z}_{r2} + \dot{z}_{r3} + \dot{z}_{r4}) \\ &\quad - k_z \operatorname{sgn}(\sigma_z) \\ f_\varphi &= P^T Q_\varphi z - \frac{J_x vk_t}{J_x s + 4v^2 c_t}(\dot{z}_{r1} + \dot{z}_{r2} - \dot{z}_{r3} - \dot{z}_{r4}) \\ &\quad - k_\varphi \operatorname{sgn}(\sigma_\varphi) \\ f_\theta &= P^T Q_\theta z - \frac{J_y lk_\theta}{J_y s + 4l^2 c_t}(\dot{z}_{r1} - \dot{z}_{r2} + \dot{z}_{r3} - \dot{z}_{r4}) \\ &\quad - k_\theta \operatorname{sgn}(\sigma_\theta) \\ P &= [k_{p1} \quad k_{p2} \quad k_{p3} \quad k_{p4} \quad c_{p1} \quad c_{p2} \quad c_{p3} \quad c_{p4}]^T \\ Q_z &= I_{8 \times 8} \\ Q_\varphi &= \begin{bmatrix} v & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & v & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -v & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -v & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & v & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & v & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -v & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -v \end{bmatrix} \\ Q_\theta &= \begin{bmatrix} l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -l & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & l & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -l & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & l & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -l \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 k_z, k_φ 와 k_θ 는 불연속 계인을 뜻하며, 위와 같은 불연속 제어기는 채터링을 발생시키므로 불연속 제어를 연속제어기로 근사화하기 위하여 포화 함수로 대체하였다. 또한 위의 제어입력을 네 개의 압전작동기에 부과하기 위한 제어입력으로 바꾸기 위해선 다음의 식이 필요하다.

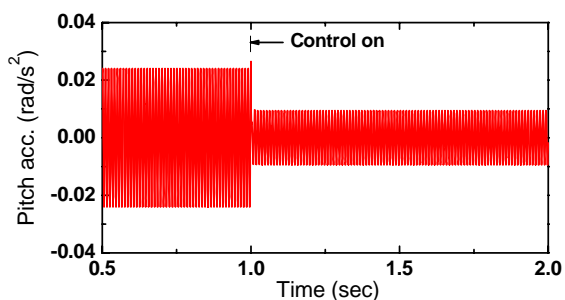
$$\begin{aligned} f_c &= Tf_p = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ v & v & -v & -v \\ l & -l & l & -l \end{bmatrix} [f_{p1} \quad f_{p2} \quad f_{p3} \quad f_{p4}]^T \\ f_c &= [f_z \quad f_\varphi \quad f_\theta]^T \end{aligned} \quad (4)$$



(a) Heave Motion



(b) Roll Motion

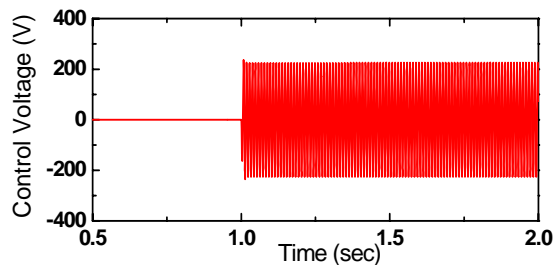


(c) Pitch Motion

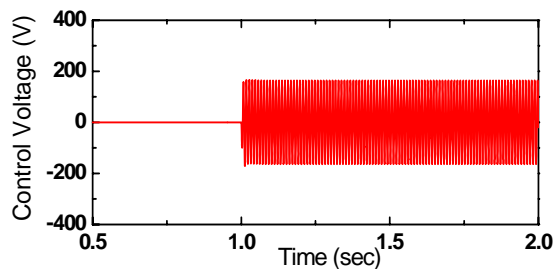
Fig. 8 Time response of the active hybrid mount system under 100 Hz excitation

5. 진동 제어 성능 평가

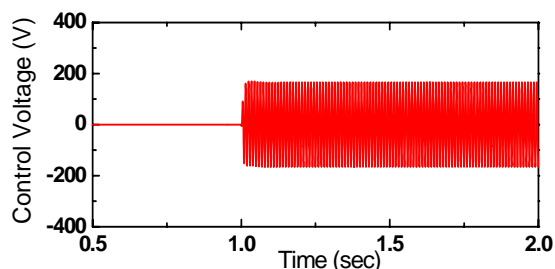
앞 절에서 설계된 주파수 성형 슬라이딩 모드 제어기를 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션으로 능동 하이브리드 마운트 시스템의 진동 제어 성능을 평가하였다. 그 결과는 Fig. 8 에서 Fig. 10 에 나타내었다. Fig. 8 과 Fig. 9 에는 정형파형의 가진 (100 Hz)에 대한 상부질량 무게중심점에서의 제어 성능을 시간 영역에서 나타내었다. Fig. 8 에서 수직방향, 롤링 방향 과 피칭방향에서 가속도는 100Hz 에서 평균 39 % 감소한 것을 확인할 수 있다. Fig. 9 에는 정형파형(100 Hz)의 가진시 압전 작동기에 들어간 각각의 제어 입력을 나타내었다. Fig. 10 에는 상부질량 무게 중심점에서의 하나의 수직 방향과 두개의 회전방향에 대한 제어성능을 나타내었다. Fig. 9 의 결과를 살펴보면 상부질량 무게중심점에서의 수 직방향은 평균 42 dB,



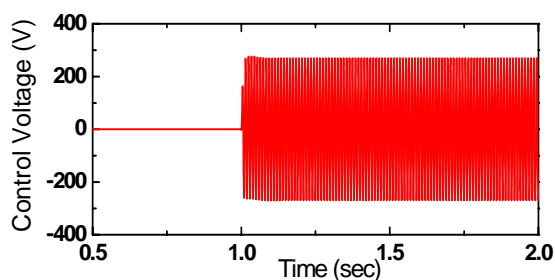
(a) Piezostack actuator 1



(b) Piezostack actuator 1



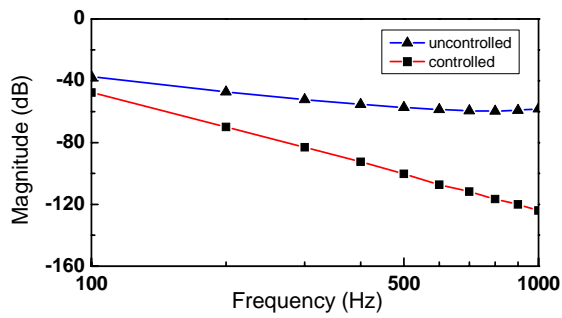
(c) Piezostack actuator 1



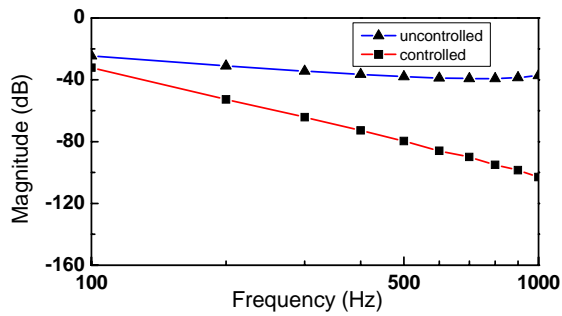
(d) Piezostack actuator 1

Fig. 9 Control input of the active hybrid mount system under 100 Hz excitation

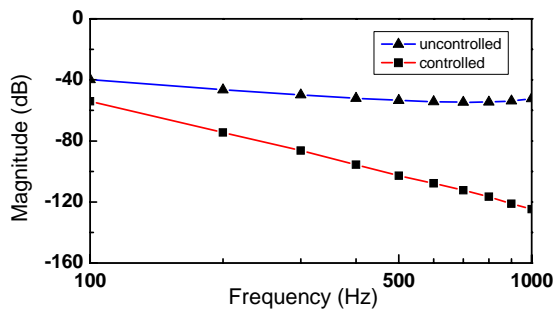
롤링방향은 평균 41 dB, 피칭 방향은 평균 48 dB 감소한 것을 확인할 수 있다. 이러한 결과를 통해 넓은 주파수대역에서 능동 하이브리드 마운트 시스템의 진동이 주파수 성형 슬라이딩 모드 제어기 (Frequency-shaped sliding mode controller)를 통해 효과적으로 저감된 것을 확인할 수 있다.



(a) Heave Motion



(b) Roll Motion



(c) Pitch Motion

Fig. 10 Vibration control response at C.G. point

6. 결 론

본 연구에서는 압전작동기를 사용하여 함정용 능동 하이브리드 마운트시스템의 모델링 및 능동 진동 제어를 수행하였다. 능동 하이브리드 마운트 단품만의 성능을 실험을 통해 수행한 후 이를 바탕으로 4개의 독립적인 마운트로 이루어지는 전체 마운트 시스템을 추출하였다. 진동 제어성능을 외란에 강건한 주파수 성형 슬라이딩 모드 제어를 통해 평가하였다. 넓은 주파수 범위에서 뛰어난 진동절연 성능을 확인할 수 있었다.

후 기

이 연구는 민군 겸용 기술사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Moon, S. J., Ji, Y. J., Choi, S. B., Lee, H. Y., Kim J.H. and Jung W.J., 2008, " A study on Development of an Active Hybrid Mount for Naval Ships" , Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 45, No.159, pp. 288~295.
- (2) Yu, Y., Naganathan, N. G., Dukkupati, R. V., 2001, " A Literature Review of Automotive Vehicle Engine Mounting systems" , Mechanism and Machine Theory, Vol. 36, No. 1, pp. 123~142.
- (3) 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.
- (4) 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.
- (5) Choi, S. B., Hong, S. R. and Kim. S. H., 2004, " Beam Vibration Control via Rubber and Piezostack Mounts : Experimental Work" , Journal of Sound and Vibration, Vol. 273, No. 4, pp. 1079~1086.
- (6) Song, H. J. and Choi, S. B., 2005, " Control Characteristics of ER engine mount considering Temperature Variation" , Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 180~183.
- (7) 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.
- (8) 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 Material and Structures Vol. 6, pp. 448~456.
- (9) Young, A. J. and Hansen, C. H., 1996, " Control of Flexural Vibration in Stiffened Structures Using Multiple Piezoceramic Actuators" , Applied Acoustics, Vol. 49, No. 1, pp. 17~48.
- (10) Park, D. H. and Choi, S.B., 2008, " Active Vibration Control of UAV EO/IR Sensor Mount Using Piezoelectric Actuator" , Transaction of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, vol. 18, no. 12, pp. 1278~1285.
- (11) Lee, D. Y. and Choi, S. B., 2009, " Control of Active Engine Mount System Featuring MR Fluid and Piezostack via HILS" , Transaction of the Korea Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 20, No. 2, pp. 122~128.