한국소음진동공학회 2009년 춘계학술대회논문집, pp.639~644

ALA 동적 특성 및 능동진동제어 실험

Dynamic characteristics of ALA and Active Vibration Control Experiment

이한동*·곽문규† ·김정훈**·송윤철***·심재호***

Han-Dong Lee, Moon K. Kwak, Jeong-Hoon Kim, Yoon-Chul Song and Jae-Ho Shim

Key Words : Active Linear Actuator(능동선형구동기), Active Vibration Control(능동진동제어), Vehicle Vibration(차량진동)

ABSTRACT

This research is concerned with the application of the active linear actuator to the active vibration control of structure. The active linear actuator will be mounted on the sub-frame so that it can cancel the excitation transferred from the engine. Accelerometer mounted on the sub-frame detects the vibration and its signal is fed into the DSP controller where the control algorithm is installed. The output of the DSP controller is connected to the driver which amplifies the DSP output. In general, the pulse width modulation power amplifier is used to drive the voice-coil type actuator. This study shows the dynamic characteristics of the active linear actuator and active vibration control experimental results.

1. 서 론

자동차에서의 안락함 분야에서 새로운 진동 제어 방법을 요구하고 있다. 특히 기존의 엔진마운트로써 더 이상의 효과를 기대하기 어렵게 됨에 따라 새로운 개념의 능동 엔진마운트가 도입되게 되었다. 기존의 엔진마운트 설계방식은 엔진의 진동을 자동차 메인 프레임으로부터 격리하는 방식으로 설계되었으며 이를 위해 고무 또는 하이드로마운트가 사용되고 있다. 그러나 기존의 고무로 제작된 엔진마운트는 고주파수 대역에서 효과적이기 때문에 엔진에 의하여 발생된 낮은 주파수 대역의 진동을 억제하는데는 한계가 있다[1]. 이런 이유로 최근에 새로운 엔진마운트에 대한 연구[1]-[4]가 진행되고 있다. Konrad Kowalczyk[3]는 자동차 프레임에 Voice-coil형태의 액츄에이터를 부착하고 엔진에서 전달되는 신호의 180 도 위상으로 제어력을 가하여 차량의 진동을 능동적으로 제어할 수 있음을 보여주었다. 본 연구에서도 이와 유사한 방법을 이용해 자동차의 프레임 진동을 억제하는 연구를 수행하였다. 본 연구에서 사용한 구동기는 Active Linear Actuator(ALA)로 불리는 전동식 액츄에이터이다. 본 연구에서는 먼저 ALA의 동특성에 대한 이론 모델링과 실험에 의한 검증을 시도하였고, 실차에 적용하기 전에 Linear Electro-Magnetic Actuator(LEMA)가 연결된 실험 장비를 제작하여 ALA에 의한 능동 진동 제어의 효용성을 조사하였다.

능동 진동 제어 이론은 크게 피이드백 제어와 피이드포워드 제어로 나뉜다. 피이드백 제어 이론으로는 Proportional-Integral-Derivative(PID), Lead-Lag Compensation, Linear Quadratic Gaussian(LQG), H2, H∞ 등을 예로 들 수 있다. 이들 이론을 사용하는 경우 구조물의 감쇠가 증가하여 공진에서의 진폭이 감소하거나 외부 교란을 어느 정도 상쇄할 수 있다. 차량의 엔진 진동에 의해 프레임의 진동이 발생하는 경우는 외부 교란이 지속적으로 작용하는 경우로 볼 수 있다. 따라서 피이드포워드 제어에 의해 외란에 대응하는 것이 보다 효과적일 수 있다. 피이드포워드 제어는 제어 대상 외부 교란에 대한 정확한 정보를 담고 있는 참조신호를 필요로 한다. 그러나

† 교신저자; 동국대 기계로봇에너지공학과
E-mail : kwakm@dongguk.edu
Tel : (02) 2260-3705, Fax : (02) 2263-9379
* 동국대학교 기계로봇에너지공학과
** ㈜ 현대자동차
*** ㈜ 파브코

주 진동원인을 알 수 없거나 많은 수의 참조신호를 사용해야 할 경우에는 피이드포워드 제어가 효과적이지 못하며 피이드백 제어시스템을 고려하는 것이 보다 효과적이다. 피이드백 제어 이론은 PID 제어 이론과 같이 이미 학술적으로도 검증되었을 뿐만 아니라 산업적으로 응용되어 그 신뢰성이 입증되었다. 이런 피이드백 제어는 간단한 아날로그 전자 회로나 디지털 제어 알고리즘으로 구현이 가능하나 피이드포워드 제어의 경우에는 계산과정이 복잡해 보다 신속한 계산 속도와 메모리 처리를 필요로 한다. 그러나 최근에는 고속 신호 처리 장치가 보편화 됨에 따라 계산과정이 복잡한 피이드포워드 제어 방식도 구현이 가능해졌다.

본 연구에서는 먼저 자동차의 능동진동제어를 위해 개발된 ALA 의 동특성에 대한 이론 모델을 유도하여 작동 원리를 조사하고 실험을 통해 그 성능을 검증하였다. 동특성이 파악된 ALA 를 LEMA 가 연결된 구조물에 부착하여 능동진동제어를 수행하였다. 사용한 제어 알고리즘은 피이드백 제어 알고리즘으로 가속도 입력을 고려하여 적분 제어를 사용하였다. 실험 결과는 ALA 가 효과적으로 진동을 저감시킬 수 있음을 보여준다.

2. ALA의 동적 모델링 및 실험

ALA는 움직이는 질량을 이용해 부착된 부위로 힘을 전달하는 관성 형태의 구동기이다. 그 동적 특성은 ALA를 구성하는 요소들에 의해 결정되는데 간단하게는 일자유도 스프링-질량-댐퍼 구조로 볼 수 있다. 그림 1은 ALA에 대한 모델을 보여준다.

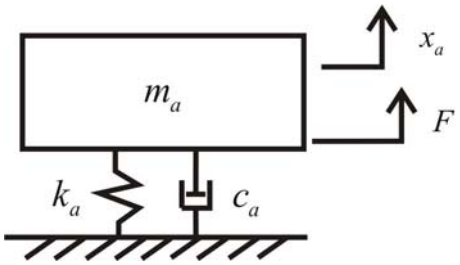


Fig. 1 Dynamic Model for ALA

여기서 m_a , c_a , k_a 는 각각 ALA의 내부 질량 , 댐핑계수, 스프링상수를 나타낸다. x_a 는 내부 질량의 변위를 나타낸다. 그리고 F 는 영구자석과 코일에 의해 발생한 기진력을 나타낸다. 이 모델에 대한 운동방정식은 다음 식으로 표현된다.

$$\ddot{m}_a\ddot{x}_a + c_a\dot{x}_a + k_a x_a = F \tag{1}$$

영구자석과 코일에 의해 발생하는 기진력은 다음 식으로 표현된다.

$$F = BIL \tag{2}$$

여기서 B 는 자기장, I 는 전류, L 은 코일의 길이다. 코일에 전류가 흐르면 작용 반작용 법칙에 의해 ALA가 부착된 구조물에 힘을 전달하게 된다. 식 (2)는 ALA의 코일에 흐르는 전류에 의해 가진력의 크기가 결정됨을 보여준다.

ALA 내부의 질량의 움직임으로 인해 ALA가 부착된 구조물로 전달되는 전달력은 다음과 같이 유도된다.

$$F_T = -m_a\ddot{x}_a \tag{3}$$

이 식으로부터 구조물에 전달되는 힘은 ALA 내부의 움직이는 질량의 크기와 가속도의 크기에 의해 결정됨을 알 수 있다. 물론 가속도는 식(1)로부터 알 수 있듯이 질량을 움직이게 만드는 가진력에 비례한다. 식 (2)를 (1)에 대입하고 식(3)을 이용하면 ALA 증폭앰프에 제공되는 전압 대비 전달력에 대한 식이 다음과 같이 표현될 수 있다.

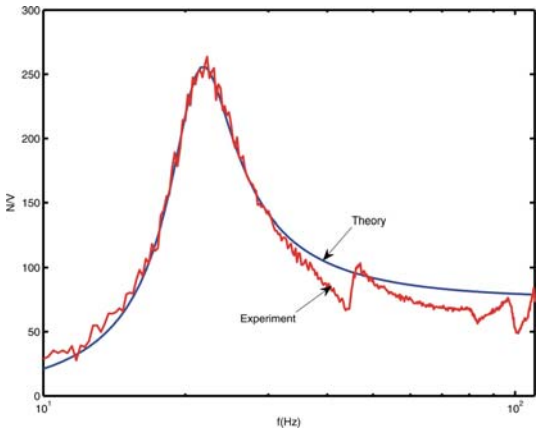
$$\frac{F_T}{V_a} = \alpha_a \frac{s^2}{s^2 + 2\zeta_a\omega_a s + \omega_a^2} \tag{4}$$

여기서 α_a 는 비례상수이며 ζ_a, ω_a 는 ALA의 감쇠계수와 고유진동수이다.

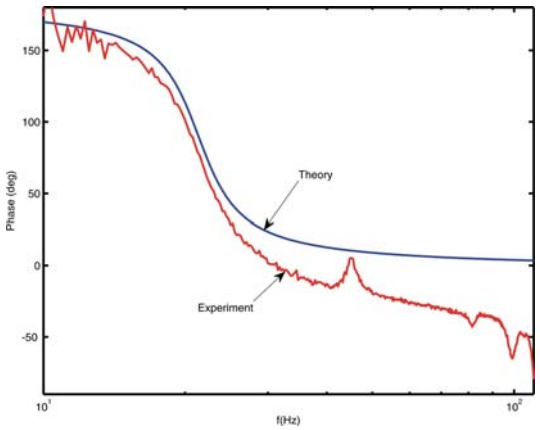
식(4)으로부터 ALA는 고유진동수에서 가장 큰 제어력을 발휘할 수 있음을 알 수 있다. 그러나 고유진동수보다 낮은 진동수에서는 효력이 떨어지며 고유진동수보다 높은 진동수에서는 제어력이 일정해짐을 예상할 수 있다. 이와 같은 이론적 추론을 입증하기 위해 그림 2와 같은 실험 장치를 구성하였다. 그림 2에서 알 수 있듯이 PCB사의 Force Transducer를 바이스에 고정하고 그 위에 ALA를 부착하였다. ALA를 구동하기 위해서 아날로그 앰프와 PWM 모터 드라이버를 연결하고 HP35670A장비를 이용해 제어 영역 주파수인 10Hz에서 110Hz까지 주

파수 응답 곡선을 측정하였다. 그림 3은 아날로그 앰프를 사용하는 경우에 식(4)에 근거한 이론적인 전달력 주파수 응답 곡선과 실험값을 비교한 그림이다.

Fig. 2 Experiment Setup for ALA.



(a) Magnitude



(b) Phase

Fig. 3 Transfer Function of ALA.

그림 3으로부터 ALA의 동적 거동은 이론 모델로 부터 유추한 바와 유사함을 알 수 있다. 그러나 높은 주파수에서 고차모드가 나타남을 알 수 있으며 제어력 또한 저하됨을 알 수 있다. 위상은 이론값보다 약간 더 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 앰프를 거쳐가면서 위상 지연이 발생하는 것으로 예상된다. 진동수가 올라갈수록 ALA의 동적 특성은 이론값과 차이가 발생한다. ALA의 고유진동수는 약 23Hz로 나타났으며 고유진동수보다 큰 진동수에서 약 100N/V이상의 힘이 발생 됨을 알 수 있다. 물론 이 성능은 앰프의 성능에 의해서도 좌우된다.

3. 능동 진동 제어 실험

실제 차량의 능동진동제어는 그림 4와 같은 방식으로 이루어진다. 엔진 마운트가 연결되는 서브프레임 아래에 ALA가 부착하고 서브프레임의 가속도 신호를 이용해 제어기를 통해 적절한 제어력을 차량 프레임에 전달하는 것이다.

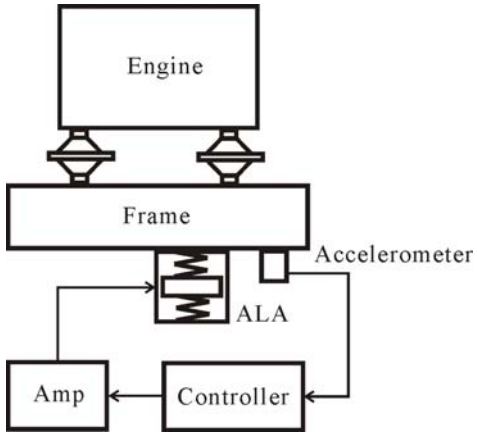


Fig. 4 Diagram for Vehicle Vibration Reduction

위 그림에서 보이듯이 엔진에 의해 발생된 진동은 기존의 엔진 마운트를 통해 프레임으로 전달된다. 프레임에 장착된 가속도계는 프레임의 진동을 계측하는데 사용된다. 그러나 프레임 진동에는 다양한 형태의 외부 잡음이 포함되기 때문에 엔진진동에 의한 신호를 계측하기 위한 필터 회로가 반드시 필요하다. 노면의 진동 역시 타이어를 통해 프레임에 전달되어 영향을 줄 수 있다. 그러나 본 연구에서는 엔진에 의해 유발되는 진동을 억제하는 것을 목표로 하였다.

실제 차량에 대한 능동진동제어 실험을 수행하기

전에 LEMA를 이용해 능동진동제어 실험을 수행하였다. 그림 5는 LEMA와 구조물이 결합된 시스템을 보여준다.

Fig. 5 LEMA System for Active Vibration Control Experiment

그림 5에서 볼 수 있듯이 LEMA 시스템에 고무 마운트로 지지되는 강판을 연결하고 강판의 상부에 가속도계와 ALA를 부착하였다. 그림 6은 ALA와 가속도계가 부착된 모습을 보여준다. 그림 5의 시스템은 그림 7로 다시 표현할 수 있다. LEMA 시스템의 축에 연결된 상판에 ALA가 부착되어 있고 여기에 가속도계도 부착되어 있다. 상판은 자동차의 프레임에 해당되며 LEMA는 엔진마운트를 통해 전달되는 가진력에 해당된다.

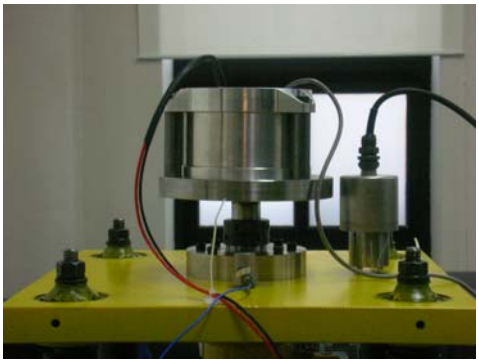


Fig. 6 ALA and Accelerometer mounted on Plate

LEMA, 가속도계, ALA가 부착된 구조물의 동적 특성을 파악하기 위해 LEMA에 FFT 신호 출력을 연결하고 가속도 신호를 FFT 입력에 연결하여 전달함수를 계측하였다. 그림 8은 계측된 주파수 응답 곡선을 보여준다. 구축된 구조물은 70Hz에서 공진이 발생함을 알 수 있는데 실제 자동차의 대부분의 공진대역은 40Hz이하인 점과는 차이가 있다[8]. 고유진동수가 높게 나타난 이유는 상판을 지지하고 있는 고무 스프링의 강성이 높고 상판의 질량이 작기 때문이다. 이 실험의 목적은 ALA의 진동제어 가능성에 대한 것이기 때문에 실제 차량과 다른 동적 특성이 문제가 되지 않았다.

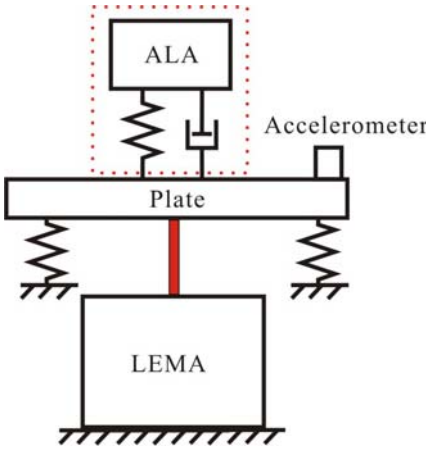
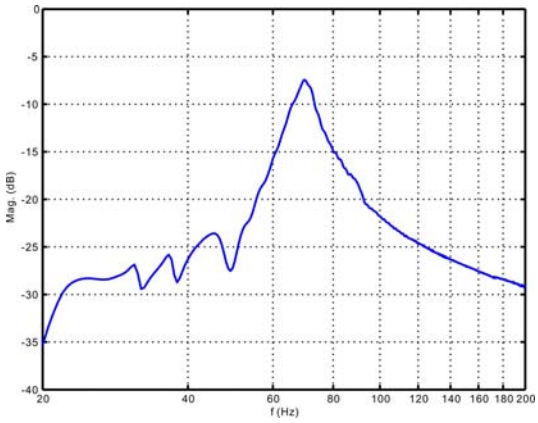
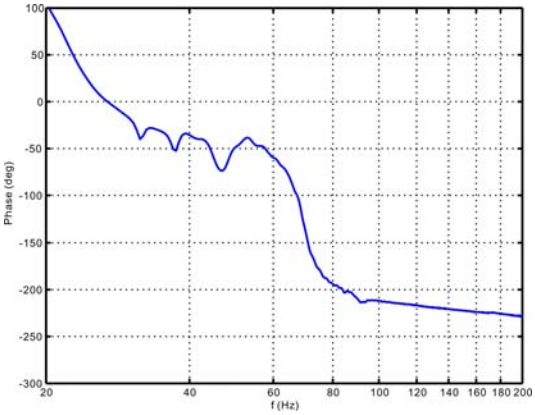


Fig. 7 Experimental Setup for Active Vibration Control using ALA and LEMA



(a) Magnitude



(b) Phase

Fig. 8 Frequency Response Function of Structure

앞에서 언급하였듯이 본 연구에서는 피이드백 제어 알고리즘을 시험하였다. 능동진동제어를 수행하는데 피이드백 제어 블록 다이어그램은 그림 9와 같다.

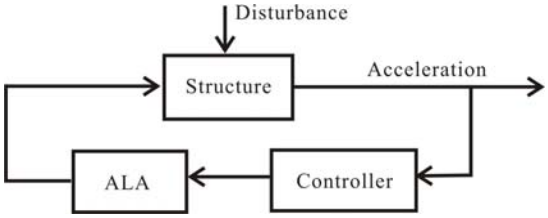


Fig. 9 Active Vibration Control Loop

여기서 외부교란은 엔진에 의해 발생한 기진력을 나타내며 가속도계를 이용하여 계측된 신호를 제어 알고리즘을 거쳐 제어 신호를 ALA에 제공하는 전형적인 피이드백 시스템 구성이다. 제어 알고리즘을 적용하기 위해 dSpace사의 DS1104 제어보드를 사용하였다. 제어 알고리즘은 Simulink를 이용해 구현하였다. 그림 10은 이 실험에 사용된 적분 제어 알고리즘을 보여주고 있다. 가속도 신호를 적분하여 사용하기 때문에 실제 능동진동제어 알고리즘은 직접 속도 피이드백 제어에 해당된다.

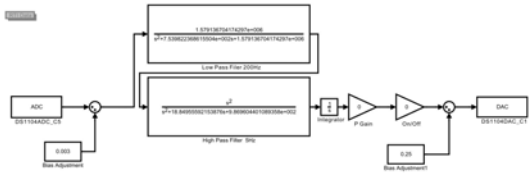


Fig. 10 Simulink Block for Integral Control.

또한 신호 필터링을 위해 저주파수통과 필터와 고주파수통과 필터를 사용하여 밴드패스 필터를 구현하였다. ALA구동은 앞 선 실험에서 사용된 PWM방식의 모터드라이버를 사용하였는데 이 모터 드라이버의 최대 허용전류는 25A이다. DA 변환 과정에서 0.25가 더해진 이유는 사용한 구동 앰프가 기준전압 2.5V를 기준으로 0~5V 입력 전압을 받아 구동하기 때문이다. 즉, 2.5V보다 낮으면 -, 2.5V보다 크면 + 값으로 구동한다.

실제 자동차의 엔진에 의해 유발되는 기진력은 RPM과 관련된 특정 주파수 성분을 가지게 된다. 이 기진력은 엔진마운트를 통하여 프레임에 전달된다. 실제 차량의 경우 엔진마운트가 기진력의 대부분을 흡수하게 되어 프레임에서 발생되는 진동은 크지 않다.

능동진동제어 실험을 위해 40, 60, 70, 80 (Hz)를 가진 주파수로 하여 LEMA를 구동하였다. 그림 11-14는 각 주파수별 진동제어 응답을 보여주고 있다.

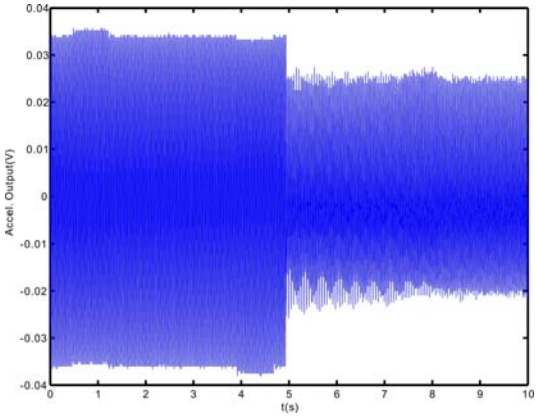


Fig. 11 Vibration Response at 40Hz Excitation.

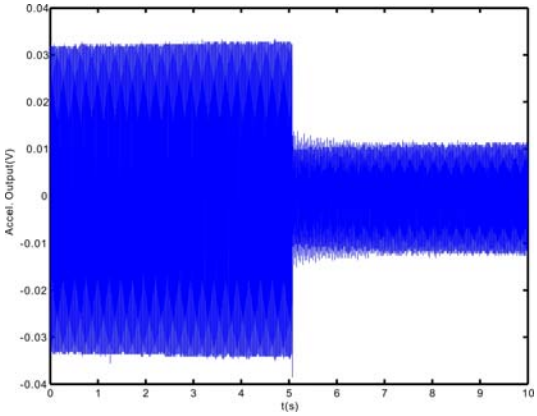


Fig. 12 Vibration Response at 60Hz Excitation.

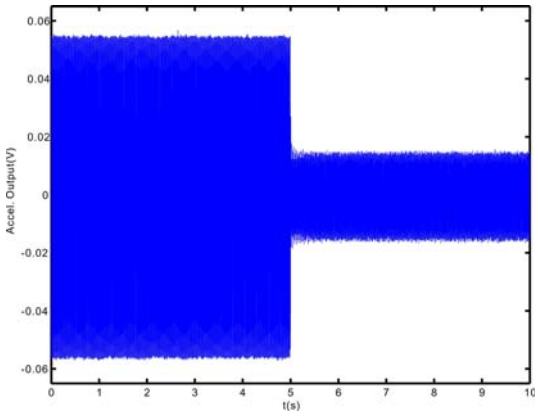


Fig. 13 Vibration Response at 70Hz Excitation.

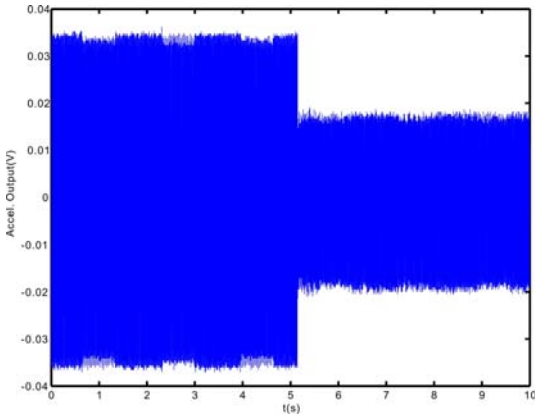


Fig. 14 Vibration Response at 80Hz Excitation.

그림 11-14에서 알 수 있듯이 전반적으로 능동진동제어기를 가동할 경우 진동이 저감됨을 알 수 있다. 40Hz에서의 진동 저감 성능이 다른 주파수에 대한 제어 효과에 비해 약간 낮게 나타났는데 이는 각 주파수대의 동특성이 변하기 때문인 것으로 보인다.

4. 결 론

본 연구에서는 능동엔진마운트 시스템에 필요한 ALA구동기에 대한 동적 모델링과 동특성 실험을 수행하고 LEMA가 연결된 구조물에 대해 능동진동제어 실험을 수행하였다. 실험 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) ALA의 동특성은 이론에서 예상한 동특성을 보여준다. ALA의 공진주파수에 제어주파수를 맞추는 경우 최대의 효과를 얻을 수 있지만 차량의 RPM이 변하기 때문에 제어기 설계시 ALA의 동특성을 고려하여야 한다.

(2) ALA를 사용해 차량의 능동진동제어가 가능하다.

후 기

본 연구는 본 연구는 지식경제부 부품소재기술개발사업 “ 능동형 엔진 마운팅 시스템 개발” 과제의 일환으로 수행되었다. 관계자 여러분께 감사드린다.

참 고 문 헌

(1) Persson, P., Johansson, S., Hakansson, L., Claesson, I. and Samuels, T., 2001, “ Feedback-LMS Control of Lateral Vibration in a Traincar”, The 8th International Congress on Sound and Vibration, Hong Kong.

(2) Karimi, H. R. and Lohmann, B., 2007, “ Haar Wavelet Based Robust Optimal Control for Vibration Reduction of Vehicle Engine-Body System ”, Electrical Engineering, Vol. 89, pp. 469-478.

(3) Kowalczyk, K., Karkosch, H. J., Marienfeld P. M., and Svaricek, F., 2006, “ Rapid Control Prototyping of Active Vibration Control System in Automotive Application”, Proceedings of the IEEE, pp. 2677-2682.

(4) Olsson, C., 2006, “ Active Automotive Engine Vibration Isolation using Feedback Control”, Journal of Sound and Vibration, Vol.294, pp. 162-176.

(5) Fowler, L. P., 1996, Application of Filtered-X LMS Algorithm for Disturbance Rejection in Time-periodic Systems, MS Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University.

(6) Olsson, C., 2006, “Active Automotive Engine Vibration Isolation Using Feedback Control”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 294, pp. 162-176.

(7) Ang, K. H. and Chong, G., 2005, “PID Control System Analysis, Design and Technology”, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 13, No 4.

(8) Lee, K., Jung, S., and Kim, J., 2008, “Full Vehicle Modal Testing using Single-Run FRF Measurement and Mode Map Validation”, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 387-388.