

전자기 마그네틱 댐퍼를 이용한 자동차 현가계 진동의 능동 제어 연구

이경백*, 김영배**, 이형복***

A Study for Active Vibration Control of a Automotive Suspension System Using Electro-magnetic Damper

Kyung-baek Lee*, Young-bae Kim**, Hyeong-bok Yi ***

ABSTRACT

This paper is concerned with the design and implementation of magnetic damper system to reduce the vibration of suspension system actively. Cylindrical type electro-magnetic actuator with permanent magnet is analyzed and effective controller design is made. Magnetic force analyzed and transfer function for the total system is determined by experimental data using error minimization method. For experiments, simple suspension structure system is utilized, in which a magnetic damper composed of permanent magnet and digital controller is attached. In order to drive the system, bipolar power amplifier of voltage control type is utilized. Stable and high speed control board is used to perform digital control logic for the given system. This paper shows that the magnetic damper system using phase-lead controller excellently reduces vibration of 1-D.O.F (degree of freedom) suspension system.

Key Words : Potential Energy(포텐셜에너지), Current Stiffness(전류강성), Perturbation Technique(섭동법), Active Control(능동제어), Electro-Magnet(전자석), Magnetic Damper(마그네틱 댐퍼), Permanent Magnet(영구자석), Suspension system(현가장치)

기호설명

c	: Damping coefficient between upper and base plate	plate	k_x	: Position stiffness
g	: Distance between permanent magnet and electromagnet		k_i	: Current stiffness
i	: Current flowing through electro-magnet		m	: Mass of upper plate
i_s	: Bias current passing through coil		M_0	: Magnetization (x direction)
I	: Moment of inertia		N	: Turns of coil
J_1	: Current density of electro-magnet		R_1	: Radius of coil
k	: Spring coefficient between upper and base		R_2	: Outer diameter of permanent magnet
			R_3	: Inner diameter of permanent magnet

* 2001년 4월 12일 접수
 * 전남대학교 대학원 기계공학과
 ** 전남대학교 기계자동차공학부
 *** 안동과학대학 자동차과

V : Amplifier output voltage

μ_2 : Permeability of coil

1. 서론

최근 우리 일상생활에서 자동차를 이용하는 시간이 점차 증가되어 감에 따라, 승객의 안락성(ride comfort)과 운전의 용이성(handling)은 매우 중요한 성능요소로 되어 있다. 자동차의 운동학적 특성을 결정하는 가장 중요한 인자는 현가계이다. 자동차 현가계는 차체와 차축을 연결하는 동시에 차량의 적절한 자세각(attitude angle)을 유지하며 차체 중량을 지지하는 기능을 갖고 있다. 여기에 부가하여 노면으로부터 전달되는 차체 진동을 줄여, 다양한 운전 조건에서의 승차감과 조정안정성을 향상 시킨다. 종래의 수동형 현가계에서는 승차감과 조정안정성을 동시에 향상 시키는 데는 제한이 있다. 따라서 오래 전부터 능동형 현가계(active suspension)의 연구가 많이 진행 되고 있는데 일부 고급 차량에는 이미 실용화하여 적용되고 있다. 능동형 현가계는 두 가지 형식의 것이 고려되는데 유압식과 공압식의 것이 있다.

이 중 전자 유압 액추에터(electro-hydraulic actuator)형식이 보편화 되어있으며 일부 차량에 적용되어 있다.⁽¹⁾ 이 형식은 공압식에 비하여 반응시간이 짧고, 충분한 구동력을 갖는 것이 장점이지만, 시스템이 복잡하고, 정확한 수학적 모델링이 어려우며 고가인 단점이 있다. 이에 반하여 전자공압식은 가격이 저렴하여 많은 차량에 적용되고 있다. 또한 공압식의 진동제어 장치는 운전자 시트에 적용되어 승차감 향상에 유용하게 사용되고 있다.^(2,3,4) 그러나 공압의 비선형 특성에 따른 제어의 어려움, 충분한 구동력의 부족, 반응시간의 제한으로 그 성능에 한계를 갖고 있다. 본 논문에서는 영구자석과 전자석으로 구성되어 전류의 변화에 따라 자력을 발생시키는 마그네틱 댐퍼(magnetic damper)와 구동앰프를 설계 및 제작하고 1 자유도 현가계를 구성하였다.

전자기 액추에터는 긴 역사를 거쳐 많은 분야에 적용되어 왔다.⁽⁵⁻¹⁴⁾ 그 영역은 수송기계에서부터 회전체까지이며, 주어진 장치를

제어하는 특징은 상대적으로 적은 하드웨어와 다양한 제어 알고리즘을 갖고 있으며 수학적 배경도 잘 정리되어있다. 따라서 본 연구에서는 원기동형 모양에 대한 이론적인 자기력 해석을 실시하였고, 이 해석 결과에 의해 마그네틱 액추에터를 설계하고 제작하였다. 제안된 능동형 현가계의 검증에 위하여, 단순한 1 자유도 현가 구조물을 제작하고 여기에 DSP 제어판을 사용하여 완성하였다. 파워앰프, 전자석과 같은 비선형 특성이 강한 것들의 수학적 정확한 모델링을 위하여, 실험적으로 전달함수 들을 구하고 제어 시스템에 사용되었다. 본 연구에서는 현가계의 진동을 효과적으로 줄이기 위하여 위상지연 제어 알고리즘을 채택하였다.

본 연구에 제안된 전자기 현가 시스템은 유압식 장치에 비교하여 구동력의 한계가 있으므로 단지 적용 가능성만을 제시 하였다. 구동력의 부족과 가진기의 제한으로 아주 작은 현가계를 구성하여 자동차 현가계를 모의 실험 하였다. 만일 제안된 시스템에서 충분한 앰프전원이 공급되고, 열 발생 문제를 해결한다면 차량의 능동형 현가장치 적용에 크게 기여할 것으로 사료된다. 본 연구에 이어 향후 유압식과의 조합 또는 구동모터를 병용하는 연구가 추가 되어야 할 것으로 사료된다.

2. 자기력(magnetic force)의 해석

본 연구에서 제작한 마그네틱 댐퍼는 전자석과 영구자석으로 구성되는데, 영구자석은 주어진 전자석에 상대적으로 큰 힘을 얻기 위하여 사용되었다. Fig. 1 은 제작된 마그네틱 댐퍼의 구조를 나타내었다. 전자석에 전류를 가할 때 영구자석의 포텐셜 에너지(potential energy)가 전류의 방향과 크기에 따라 변화가 됨으로써 전자기 힘이 발생하게 된다. Table 1 은 마그네틱 댐퍼의 제원이다.

이때 원기동 형상을 갖는 전자석과 영구자석 사이에서 발생하는 힘을 이론적으로 구해보면 다음과 같은 단계로 구해될 수 있다. 우선 전자기 모델의 수학적 식을 유도하기 위해 다음의 가정을 한다: i)코일 끝 부위에서의 자기장의 감소는 없다. ii)와전류(eddy current)의 효과는 무시한다.

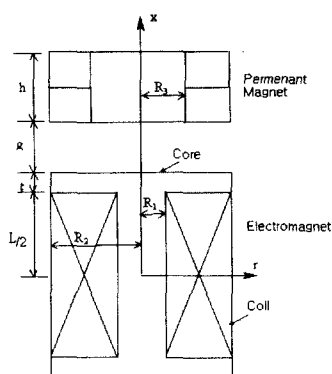


Fig. 1 The structure of magnetic damper

iii)인접한 마그네틱 폴(magnetic pole)에서의 자기장의 간섭은 없다.

먼저 맥스웰(Maxwell) 방정식으로부터 벡터 포텐셜 A 는 다음과 같이 계산되어질 수 있다.

$$\frac{\partial^2 A}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial A}{\partial r} + \frac{\partial^2 A}{\partial x^2} = -\mu_1 \frac{NI}{l(R_2 - R_1)} \quad (1)$$

Table 1 Specification of magnetic damper

	Material	Samarium cobalt
Permanent magnet	Outer diameter(2R ₂)	78 (mm)
	Inner diameter(2R ₁)	40 (mm)
	Thickness(h)	30 (mm)
	Magnetization	4 (KG)
Electro magnet	Core material	S45C
	Coil material	1.0 (mm) cooper
	Coil turns(n)	1400 turns
	Inner diameter(2R ₁)	25 (mm)
	Reactance	210 (H)
	Resistance	34 (Ω)

코일 부분에 대한 식(1)의 해는 베셀 함수(Bessel function)를 사용하여 구하면 다음과 같다.

$$A_1 = -\mu_1 \frac{NI}{4l(R_2 - R_1)} r^2$$

$$+ [a_1 J_0(Kr) + a_2 Y_0(Kr)] e^{-Kx} \quad (2)$$

여기서 K 는 양의 정수(K=1,2,3...) 이고, r 은 실린더의 반지름이다. 코어부분의 벡터포텐셜 A₂ 에 대해서도, 유사한 방법으로 그 해를 얻을 수 있다.

$$A_2 = a_3 J_0(nr) e^{-nx} \quad (3)$$

여기서 n 은 양의 정수(n=1,2,3...) 이다. 다음으로 코일과 코어에 대한 자속밀도는 각 r 과 x 방향에 대해서 아래와 같은 식으로 표현된다.

$$B_{r1} = -\frac{3\mu_1 NI}{4l(R_2 - R_1)} r + [a_1 \left\{ \frac{J_0(Kr)}{r} - KJ_1(Kr) \right\} + a_2 \left\{ \frac{Y_0(Kr)}{r} - KY_1(Kr) \right\}] e^{-Kx} \quad (4)$$

$$B_{r1} = -Ka_1 J_0(Kr) e^{-Kx} - Ka_2 Y_0(Kr) e^{-Kx} \quad (5)$$

$$B_{r2} = a_3 \left\{ \frac{J_0(nr)}{r} - nJ_1(nr) \right\} e^{-nx} \quad (6)$$

$$B_{r2} = -na_3 J_0(nr) e^{-nx} \quad (7)$$

여기서 K 는 표면 전류밀도이다. 위 해에서 자속밀도의 상수들을 결정하기 위하여 다음과 같은 경계조건을 유도하여 적용하였다. 만일 자속밀도가 r=R₁ 에서 영(zero)이고, r=0 에서 무한대라고 가정하면 그 때,

$$a_1 = a_2 = 0, \quad J_0(nR_1) = 0, \quad n = \frac{2.45}{R_1} \quad (8)$$

이 식들을 사용하여 정리하면 코일의 x 방향 자속밀도를 얻을 수 있다.

$$B_{x2} = \frac{3\mu_2 NIR_1}{4nl(R_2 - R_1)J_1(nR_1)} + \left[\frac{J_0(nr)}{r} - nJ_1(nr) \right] e^{-nx} \quad (9)$$

식(9)와 포텐셜 에너지 정리를 사용하여 정리하면, 영구자석과 코어에 작용하는 전자력을 얻을 수 있다.

$$F_d = \alpha e^{-nx} \quad (10)$$

여기서

$$\alpha = \frac{3}{2} \frac{\mu_2 M_0 N R_1}{nl(R_2 - R_1) J_1(nR_1)} e^{-n} (1 - e^{-h}) \int_{R_3}^{R_2} \{-J_0(nr) + (nr)J_1(nr)\} dr \quad (11)$$

위 식으로부터 선형화 된 관계를 얻기 위하여, 섭동법(perturbation technique)을 사용하면

$$i = i_s + \Delta i, \quad x = g' + \Delta x \quad (12)$$

일반적으로, $i_s \gg \Delta i$ and $g' \gg \Delta x$, 식(10)의 최종적으로 선형화 된 형태는 다음과 같다.

$$F_d = \alpha e^{-ng'} (i_s + i_s n \Delta x + \Delta i) = F_{steady} - k_x \Delta x - k_i \Delta i \quad (13)$$

여기서 $k_x = -\alpha e^{-ng'} i_s n$ 으로 위치강성이며, $k_i = -\alpha e^{-ng'}$ 는 전류강성이다. 또한 위 식은 편의상 $F_d = -k_x x - k_i i$ 로 표현할 수 있다.

3. 운동방정식

본 연구에서 사용된 현가시스템은 Fig. 2 에서 보여지는 것 처럼, 하나의 질량을 가진 1 자유도 모델로 간주할 수 있다.

질량 m 의 변위를 x 로 하고 베이스(base)의 변위를 y 라고 하자. 이 때 베이스를 가진 시키는 경우 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (14)$$

만일 질량 m 에 다른 외력(F)이 작용되면 식(14)는 다음과 같이 다시 표현된다.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = F \quad (15)$$

여기에 마그네틱 댐퍼를 부착하여 힘을 발생시키므로 식 (15)의 외력(F)에 마그네틱 댐퍼의 위치강성과 전류강성을 대입하면 식(16)과

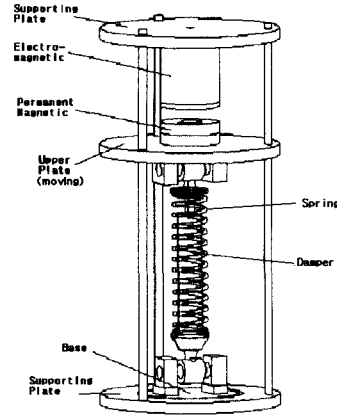


Fig. 2 Structure of magnetic suspension system

같이 된다.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = -k_x x - k_i i \quad (16)$$

위 식을 라플라스 변환하면, 다음과 같이 된다.

$$mXs^2 + cs(X - Y) + k(X - Y) = -k_x X - k_i I \quad (17)$$

이것을 정리해 보면

$$\frac{X(s)}{(cs + k)Y(s) - k_i I(s)} = \frac{1}{ms^2 + cs + (k + k_x)} \quad (18)$$

위 식에서 $(cs + k)Y(s) - k_i I(s)$ 는 상판의 질량(m)에 작용하는 전체 외력이며 이식으로부터 상판에 작용되는 힘과 변위간의 관계를 알 수 있다. Y 는 가진변위, I 는 제어전류이다. 이 시스템에 대한 블록선도를 Fig. 3 에 나타내었다.

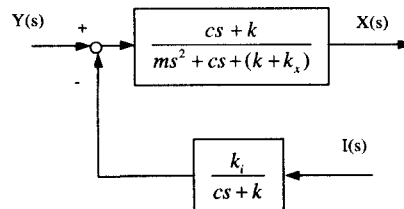


Fig. 3 Block diagram of open loop system

여기에서 제어전류 $I(s)$ 에 대한 변위 $X(s)$ 의 전달함수를 구하기 위해 $Y(s)$ 를 외란으로 보고 $Y(s) = 0$ 로 해서 전달함수를 구해 보면 최종적으로 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{X(s)}{I(s)} = \frac{-k_i}{ms^2 + cs + (k+k_i)} \quad (19)$$

전자석과 영구자석의 거리를 12mm 로 유지하기위해 코일에 bias 전류를 0.6A 로 하고 식(13)에 각각의 값들을 대입하면 위치강성과 전류강성을 구할 수 있다. 최종적으로 나온 전달함수는 다음과 같이 된다.

$$\frac{X(s)}{I(s)} = \frac{6.2157}{3.4s^2 + 303.2s + 7.8} \left(\frac{m}{A} \right) \quad (20)$$

전자기 시스템은 주파수에 따라 특성이 변화하게 된다. 마그네틱 댐퍼와 앰프의 동적인 특성은 전달함수 형태로 표시할 수 있기 때문에 실험에 의해 측정된 데이터를 이용하여 다항식의 비로 전달함수를 나타낼 수 있다. 최소 자승법(least square error method)에 의해 Curve fit 하여 전자기 시스템의 전달함수를 얻는데 사용되었다. 얻어진 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{I}{V} = \frac{-10.7s - 802.5}{s^2 + 220s + 2985} \quad (21)$$

위 식에서 게인(gain)은 음의 값을 갖게 되는데, 이는 Inverting Amplifier 를 사용하였기 때문이다. Fig. 4 에 측정데이터 값과 Curve Fit 하여 얻은 전달함수를 서로 비교한 것을 나타내었다. 비교적 넓은 스펙트럼 영역에서 잘 일치함을 알 수 있다.

식(20)과(21)을 사용하여, 입력전압 V 와 출력변위 X 사이의 전달함수를 Fig. 5 에 보드선도로 나타내었다.

이 그림에서 점선이 개루프의 전달함수를 나타낸 것으로 이득여유는 $5.2e4$ 이고 위상통과주파수는 $64(\text{rad/s})$ 이다. 원점에 가까운 영점과 이보다 멀리 떨어진 pole 을 찾아 제어기의 전달함수를 구성하여 거의 원점에 위치한 폴(pole)의 영향을 감소시키기 위한 방법을 사용하

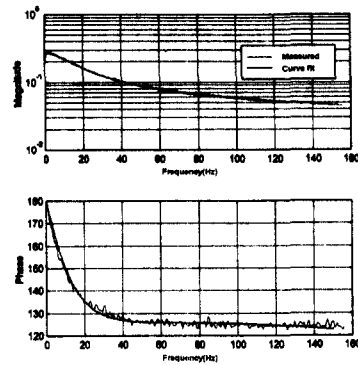


Fig. 4 Comparison of the curve fit and measured frequency response functions

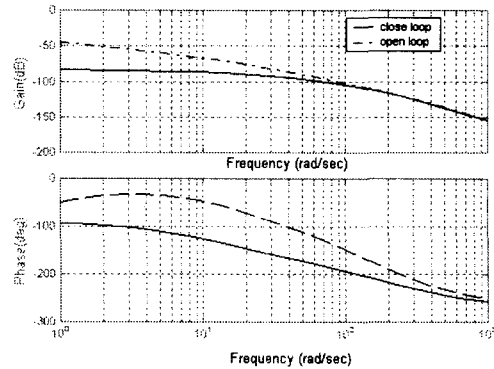


Fig. 5 Bode plot of system

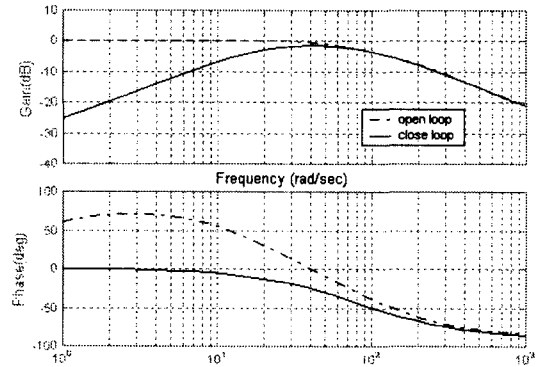


Fig. 6 Bode plot between displacement x and y

하였다. 얻어진 진상제어기의 전달함수는

$$G_c = K \frac{s+2}{s+13} \quad (22)$$

여기서 이득 K 는 실험에 의해 150 으로 하였다. 또한 Fig. 6 에서 질량 x 변위와 베이스 판의 y 변위를 개루프와 폐루프 시스템에 대하여 각각 나타 내었다. 여기서 실선은 폐루프, 점선은 개루프 시스템을 보여준다. 그림에서 20Hz(125 rad/s)까지 진동이 현저하게 감소됨을 분명히 보여 준다.

4. 실험장치 및 결과

4.1 실험장치

Fig. 7 은 제안된 현가계 실험장치 도식도이다. 스프링과 댐퍼는 병렬로 연결되어 있으며, 베어링과 강철봉은 상판의 수직운동을 지지하도록 되어있다. 또한 시스템의 지지원판을 가진기 위에 놓고 가진하기 용이 하도록 설치되어있다. 본 실험에서 사용된 모든 현가계 특성치는 실험을 통하여 선형화 된 수치를 사용하였다. 상판의 질량은 10.4 kg 이고, 코일 스프링 상수는 1254 N/m, 그리고 댐퍼의 감쇠계수는 303.3 N·sec/m 이다. 완성된 시스템의 최대 변위는 10mm 이내로 제한 하였다. 또한 전자석과 영구자석의 최대거리는 20mm 로 설계하였다. 만일 더 큰 전원이 공급된다면 본 실험보다 무거운 현가계의 실험 가능하다고 보여진다. 또한 본 시스템의 전자석 효율은 (i) 전자석 코일에서 발생하는 손실 (ii) 앰프에서의 손실 (iii) 와전류(eddy current)에 의한 손실 등이 있다. 첫번째 손실인 코일 자체에서의 손실은 코일의 축정 저항이 24 Ω 이고 전자석 게인이 10 N/A 이므로 (갭이 8 mm 인 경우), 1N 당 손실은 24 watts 이고 두번째 앰프의 손실은 첫번째 손실의 25%정도이므로 6 watts 의 손실을 예상할 수 있고⁽¹⁴⁾ 마지막 와전류에 의한 손실은 동작 속도, ole 의 개수와 lamination 재질에 따라 다르나, 예상되는 손실은 동작 속도가 10 Hz, 코어가 철심인 경우 10 watts 정도 된다. 따라서 총 손실은 40 watts 정도로 추정이 된다.

디지털제어기는 실시간 제어가 가능하고 파라미터의 최적화가 용이한 것으로 하였다. 디지털 신호 처리기는 아날로그처리에 비해

데이터의 처리속도, 신뢰성, 안정성에 장점을 갖고 있다. 진상 제어기는 고주파(high-pass) 필터로의 형태로 저주파에서는 이득이 낮았다가, 고주파에서는 이득이 커진다. 또한 위상여유를 크게 할 수 있고 대역폭을 크게 함으로써 빠른 시스템응답을 기대할 수 있다.

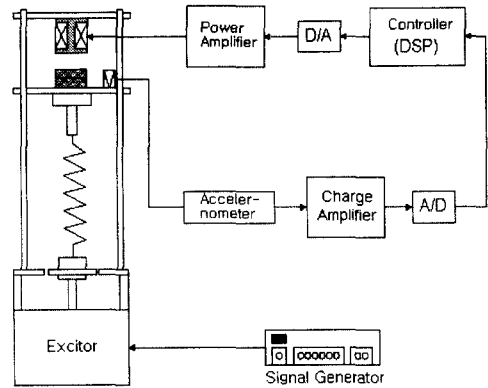


Fig. 7 Schematic diagram of active control system using magnetic damper

디지털제어기의 샘플링 주파수는 10kHz 로 하였고, ZOH(Zero-Order-Holder)방식을 사용하였으며,식(22)를 Z-변환($Z = e^{Ts}$)을 사용하여 디지털 제어 전달함수를 구하면 최종적으로 식(23)과 같다.

$$C(z) = \frac{150z - 150}{z - 0.9987} \quad (23)$$

4.2 실험결과

영구자석과 전자석 사이의 최적거리는 12 mm 로 정하였고, 사인파(sine wave)와 구형파(square wave)를 각각 가진기의 입력으로 하였다. 사인파는 차량에 가해지는 도로의 한 형태 가정한 것으로, 주파수를 2Hz 에 30Hz 까지 현가장치에 가해지는 모의 실험을 구현한 것이다. 이 주파수 영역은 흔히 실제 차량이 일반 도로 주행시 스프링 윗 질량(sprung mass)에 생기는 주파수 영역으로 간주된다. 또한 구형파는 계단입력의 한 형태를 모의실험하기 위하여 행하여 졌다. 계단입력은 랜덤 주파수로 저주파

(0.1 Hz)입력으로 과도진동을 보기 위하여 실험되어졌다.

Fig. 8 과 Fig. 9 는 2Hz 와 10Hz 에서의 사인파 입력에 대한 실험결과를 각각 보여준다. 그림에서 제안된 시스템은 50~70%의 진동감소를 보여 준다. 이 실험은 20Hz 까지 동일한 결과를 보여 주었다. 보통 승용차의 승차주파수는 20Hz 미만이므로, 이 실험 결과는 만족할 만한 것으로 사료된다. 시스템의 고유진동수를 초과하는 20Hz 이상의 주파수에서는 진동 감소의 효과가 50% 미만으로 나타났다.

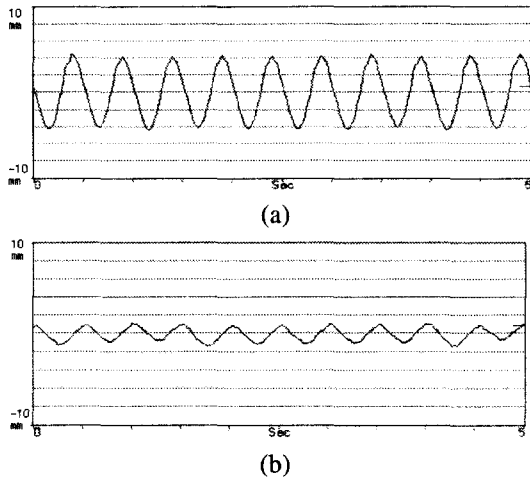


Fig. 8 Displacement of upper plate (Exciter input frequency-2Hz, sine wave) (a) uncontrolled (b) controlled

Fig. 10 은 0.1Hz 의 구형파를 모의 실험한 결과를 보여준다. 그림에서 50%의 진동감소 효과를 볼 수 있었고, 또한 정착 시간도 2 배 이상 줄어들음을 알 수 있었다.

대부분의 도로는 정상상태와 과도상태의 조합으로 되어 있으므로, 제안된 전자기 시스템은 두가지 도로 입력조건의 실험을 통해 자동차 현가장치의 진동을 줄이는데 효과적임을 보여 주었다. 남아 있는 문제는 충분한 전원의 공급을 차량에서 어떻게 얻느냐는 것이다. 제안된 시스템은 최대 5A 와 95N 의 힘이 사용되었다.

따라서 만일 충분한 전원의 공급이 가능하면 실제 차량에의 적용이 가능 하다고 본다. 향후

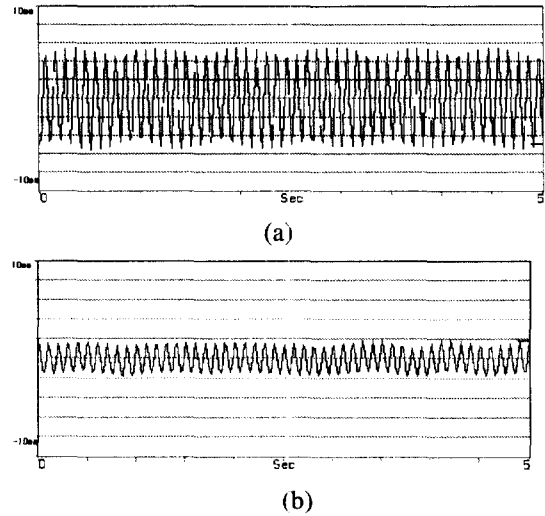


Fig. 9 Displacement of upper plate (Exciter input frequency-10Hz, sine wave) (a) uncontrolled (b) controlled

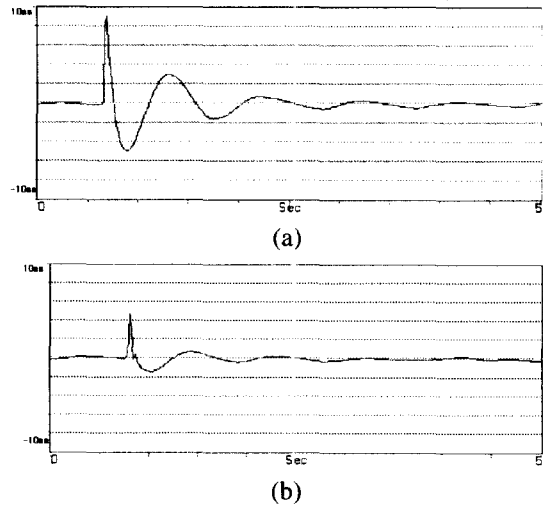


Fig. 10 Displacement of upper plate (Exciter input frequency-0.1Hz, step input) (a) uncontrolled (b) controlled

연료전지나 고농축의 전지가 사용되어 진다면 전자기 시스템을 이용한 진동의 제어는 자동차에 널리 사용되어 질 수 있을 것으로 사료된다.

5. 결론

본 연구에서는 현가계의 진동을 제어 하기 위해 마그네틱 댐퍼를 설계 제작하고 구동 앰프와 디지털 제어기를 구성하였다. 원기동 형태의 마그네틱 댐퍼 시스템이 전자석과 영구자석으로 구성되어 제안 되었는데, 이 경우 마그네틱 댐퍼는 전자석만으로 구성된 경우보다 비교적 작은 입력으로 큰 힘을 낼 수 있었다. 시스템의 유용성을 검증하기 위하여 간단한 1 자유도 현가계를 구현하고 마그네틱 댐퍼를 이 구조물에 부착하고 노면 입력을 구현하기 위해 가진기와 신호발생기를 이용한 실험장치를 구성하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

실험 결과는 제안된 시스템이 진동을 효과적으로 감소 시키는데 좋은 성능을 보여 주었다. 또한 모든 결과는 실시간 제어에서 탁월한 성능을 보여 주었다. 이 결과로 가까운 장래에 자동차 승차감의 향상, 특히 디젤엔진을 사용하는 대형 버스 및 트럭의 자동차 시트(seat)에 적용되어 승차감을 향상 시키는데 좋은 시스템으로 기여할 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 1997 년도 전남대학교 학술 진흥 연구비 지원에 의하여 수행되었음을 알립니다.

참고문헌

- Buma, S., "Toyota Active Suspension System for the 1989 Celica," Proceeding of the International Symposium on Active Control of Sound and Vibration, Tokyo, Japan, pp. 517-521, April 1991.
- Cho, D. and Hedrick, J.K., "Pneumatic Actuators for Vehicle Active Suspension Applications," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 107, No. 3, pp. 67-72, 1985.
- Sharp, R. S. and Hassen, J. H., "Performance Predictions for a Pneumatic Active Car Suspension System," Proc. Instn. Mech. Engrs, Part D, Vol. 39, No. 6, pp. 649-656, 1988.
- Stein, G.J. and Ballo, I., "Active Vibration Control System for the Driver's seat for Off-road Vehicles," Vehicle System Dynamics, Vol. 20, No. 1, pp. 57-78, 1991.
- Stein, G.J., "Results of Investigation of an Electro Pneumatic Active Vibration Control System for a Driver's seat," ImechE part D, Vol. 209, No. 3, pp. 227-234, 1995.
- Kim, Y. B, Yi, H. B. and Lee, B. K., "Design and Application of Magnetic Damper for Reducing Rotor Vibration," International KSME Journal, Vol. 24, No. 2, pp. 355~361, 2000.
- Nikdajsen, J., Holmes, R., and Gondhalekar, V., "Investigation of an Electromagnetic Damper for Vibration Control of a Transmission Shaft", pp. 331~336, ImechE part D, 1979.
- Burrows, C. R., Sahinkaya, M., and Clements, S., "Electro-magnetic Control of Oil Film Supported Rotor using Sparse Measurements," pp. 127~132, Rotating Dynamics, ASME Publication, 1987.
- Allaire, P. E., Humphris, R., Kasarda, M., and Koolman, M.I., "Magnetic Bearing and Damper Effects on Unbalance Response of Flexible Rotors," pp. 10~14, Proc. AIAA Conference, PA, 1987.
- Kasarda, M., Allaire, P. E., Humphris, R., and Barrett, L. E., "A Magnetic Damper for First Mode Vibration Reduction in Multi-mass Flexible Rotors," Workshop on Rotor Dynamic Problems in High-performance Turbo-machinery, Texas A&M University, 1988.
- Salm, J. R., "Active Electromagnetic Suspension of an Elastic Rotor: Modeling, Control, and Experimental Results," Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, ASME, Vol. 110, pp. 493~501, 1988.
- Studer, P. A., "A Practical Magnetic Bearing," IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 13, No. 5, pp. 1155~1157, 1977.
- Kim, D. G. and Kim, K. W., "The Influence of Assembling Errors on the Performance of the Rotor Supported by Active Magnetic Bearing," International KSME Journal, Vol. 20, No. 112, pp. 3909~3916, 1996.
- Malsen, E. H. and Scott, M. A., "Magnetic bearing design for a high speed rotor," ImechE, pp. 358-364, 1988.