

# 전자기력에 의한 능동 동흡진기의 진동제어성능에 관한 연구

고우식\* · 박노길\*\* · 노철웅\* · 성기대\* · 이인우\*

## A Study on Vibration Control using Active Dynamics Damper with Linear Electric Motor

Woo-Shick Ko, No-Gill Park, Chul-Ung Noh,  
Ki-Dae Sung and In-Woo Lee

### ABSTRACT

In this paper a new dynamic damper driven by DC linear electric motor, is proposed for suppressing wide-band vibration. First, the reason for the incapability of a conventional dynamic damper to suppress wide-band vibration is explained. Then, with its defects taken into consideration, the principle of wide-band vibration control is presented. Finally, experiments are conducted verifying the control effect of the active dynamic damper for suppressing wide-band vibration.

### 1. 서 론

대부분의 기계시스템에서 시스템 내의 진동원인에 의해 발생하는 기계 진동 문제는 두 가지로 생각할 수 있다. 첫째는 기계 자체의 진동으로서 그 진동이 기계의 허용 진폭을 넘게 되면 기계가 손상되는 것이고 둘째는 기계가 진동할 때 이 진동이 스프링과 댐퍼에 의해 바닥으로 전달되는 것이다. 구조물에 설치된 기관으로 인한 진동문제는 이 두가지 문제를 하나의 문제로 취급할 수 있도록 한다. 즉, 기관 진동의 진폭이 크게 되면 기관이 부착된 구조물에 전달되는 전달력 또한 커지게 된다. 기관의 운전속도 구간에 구조물의 고유진동수가 존재할 경우 동흡진기를 부착함으로써 구조물의 운동을 동흡진기 질량의 관성력이 흡수하도록 적용하여 진폭과 전달력을 감소시킬 수 있다.

그러나 동흡진기는 운전속도의 범위가 넓은 경우 부착 질량을 증가 시켜야 하는 단점이 있다.

이러한 문제점을 개선하기 위해 전형적인 동흡진기를 변형, 응용하고 있다. 여기에는 모우드 값을 이용해 최적화 시킨 복수의 동흡진기를 이용<sup>(1)</sup>, 동흡진기에 충격 댐퍼를 추가하는 것<sup>(2)</sup>과 같은 수동적인 방법과 기어 랙을 DC 서보 모터로 제어<sup>(3)</sup>, 유압 액츄에이터를 이용하는 것<sup>(4)</sup>과 같은 능동적인 방법들이 있다. 하지만 변형된 수동 동흡진기의 성능에는 한계가 있고 DC 서보 모터나 유압 액츄에이터는 작동 속도가 높지 않다.

본 논문에서는 기관의 진동뿐만 아니라 구조물의 전달력을 모두 저감시킬 수 있는 능동제진장치를 제안한다. 적용 가능한 운전속도의 범위가 좁은 수동 동흡진기의 단점을 극복하기 위해 기존의 동흡진기에 작동 속도의 범위가 넓은 전자기력을 이용하는 액츄에이터(이하 능동 동흡진기로 칭함)를 설치한다. 성능평가 요소로 진동체의 변위와 바닥으로의 전달력을 선택하고 제안된 능동 동흡진기의 진동제어 성능을 검토하기 위하여, 제어계

\*효성중공업 기술연구소

\*\*부산대학교 공과대학 생산기계공학과

에 대한 수학적 모델을 수립하고 모사실험으로 성능분석을 하여 제안된 능동 동흡진기의 효용성을 검토하고자 한다. 제어계 해석 결과로부터 모형 설계를 실시한 후 모형을 제작하여 제어 성능을 실험함으로써 제어 성능을 검증하고 모사실험 결과와 비교 검토하고자 한다.

## 2. 수학적 모델링

### 2.1 동흡진기

동흡진기<sup>(6)</sup>는 진동체의 고유진동수에 밀접하게 작동하는 구조체에 사용되며 단순히 진동체의 1차 고유진동수와 일치하는 1자유도 진동자를 부착하는 것이다. 진동체에 진동자를 부착 함으로 말미암아 에너지의 흐름이 변형되기 때문에 특정 주파수에서의 진동감소가 진동체에서 얻어진다. 그러나, 이 진동자의 부착으로 인해 추가적인 2개의 공진 피크가 생기며 이 2개의 공진 주파수는 원래 진동계 주파수의 양쪽에 위치하게 된다. 만약 운전속도가 설계된 주파수에서 실제로 일정하다면 2개의 피크가 가지는 새로운 주파수 응답의 시스템은 아마도 문제가 되지 않을 것이다. 하지만 운전 속도 범위가 비교적 넓은 범위를 갖는다면 추가적인 공진 피크를 피할 수 없다.

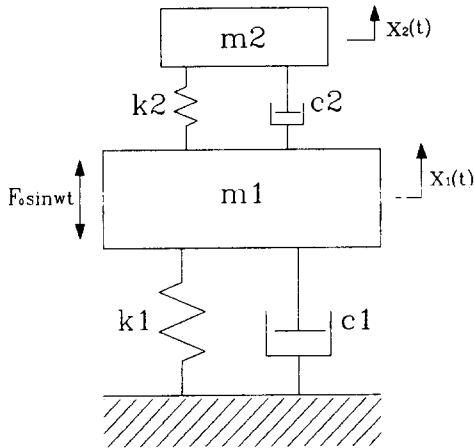


Fig. 1 Structure with dynamic damper

Fig. 1의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_1 \frac{d^2 x_1}{dt^2} + (c_1 + c_2) \frac{dx_1}{dt} + (k_1 + k_2)x_1 - c_2 \frac{dx_2}{dt} - k_2 x_2 = F_0 \sin \omega t$$

$$m_2 \frac{d^2 x_2}{dt^2} + c_2 \frac{dx_2}{dt} + k_2 x_2 - c_2 \frac{dx_1}{dt} - k_2 x_1 = 0 \quad (1)$$

### 2.2 전자기력 액츄에이터

본 연구는 전자기력 액츄에이터<sup>(6)</sup>로 iron-core homopolar 형태의 직류 리니어 모터를 사용하는데 이것은 짧은 스트로크에 적합하고 낮은 관성과 질량에 대한 추력 비가 큰 이점이 있다. Fig. 2는 리니어 모터의 구조를 나타낸다. Fig. 2에서 폴 바디 (pole body) 형태로 영구자석을 선택한 것은 자속 누설을 낮추고 이로 인해 영구자석의 효율을 높이기 위함이다. 코일에 흐르는 전류의 방향에 따라 가동코일은 전후진이 가능하다.

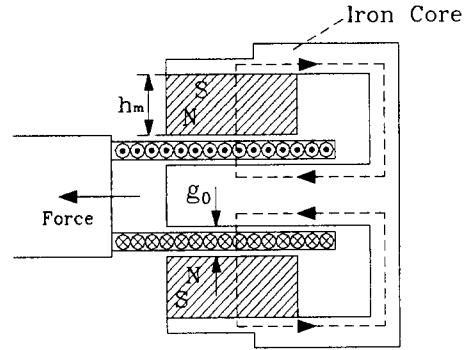


Fig. 2 Simple model of iron-core homopolar linear motor

리니어 모터에 의한 추력( $F_x$ )은

$$F_x = k_f i \quad (2)$$

으로 정의된다. 여기서  $k_f$ 는 리니어 모터 계수로서  $k_f = \pi D_{av} W B_m$ 이며,  $D_{av}$ 는 코일 지름,  $W$ 는 코일당 전선의 권수, 그리고  $i$ 는 공급되는 전류이다.

코일에 대한 전압은

$$v = Ri + L \frac{di}{dt} + k_f \dot{x} \quad (3)$$

이다. 여기서  $R$ 과  $L$ 은 각각 코일의 저항과 인덕턴스이고  $\dot{x}$ 은 중공축의 iron core에 대한 상대속도이다. 식 (2)에서 알 수 있듯이 액츄에이터가 발생시킬 수 있는 힘의 크기는 전선의 길이와 영구자석의 자속밀도, 그리고 공급되는 전류에 따라 결정된다. 이 중 공급전류는 액츄에이터가 발생시키는

힘을 제어하는데 이용하므로 액츄에이터 설계의 구속조건은 전선의 길이와 자속밀도이다. 전선의 길이를 길게하기 위해서는 중공축에 감는 전선의 권수를 늘려야 하지만 이렇게 되면 영구자석으로 형성된 두 자극 사이의 거리가 멀어져 자속밀도가 떨어진다. 반대로 자속밀도를 높이기 위해서는 전선의 권수를 줄여야 한다. 실제 액츄에이터 설계에 있어서는 먼저 사용할 파워앰프의 최대 출력 전압과 전류에 맞게 저항치를 결정하고 이 값을 만족하도록 전선의 지름과 권수, 그리고 자속을 형성하는 두 자극 사이의 거리를 결정한다.

### 2.3 능동 동흡진기

본 연구에서는 Fig. 1과 같은 기존의 수동 동흡진기 모델에 전자기력 액츄에이터를 병렬로 연결시킨 Fig. 3의 모델을 제안하고자 한다. 이 능동 동흡진기는 수동 동흡진기의 한계를 극복하기 위하여 전자기력 능동 제어를 수행하고 제어목표를 진동체 진동을 저감과 기초부에 전달되는 전달력을 동시에 줄이도록 선정하고자 한다.

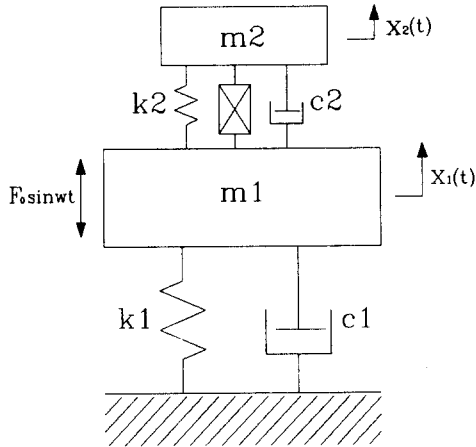


Fig. 3 Structure with active dynamic damper

기계계와 전기계가 복합된 Fig. 3의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_2 \ddot{x}_2 = -k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + u$$

$$m_1 \ddot{x}_1 = -k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_1 + k_2(x_2 - x_1)$$

$$+ c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) - u + F \quad (4)$$

여기서  $m_2$ ,  $k_2$ ,  $c_2$ ,  $x_2$ 는 각각 진동자의 질량, 강성, 감쇠, 변위이며  $m_1$ ,  $k_1$ ,  $c_1$ ,  $x_1$ 는 각각 진동체의 질

량, 강성, 감쇠, 변위이다. 그리고,  $u$ ,  $F$ 는 액츄에이터에 의한 힘과 진동체에 가해지는 외력이다.

식 (4)를 상대변위  $\delta_2 = x_2 - x_1$ ,  $\delta_1 = x_1$ 로 새로 표현하면 식 (5)와 같다.

$$\begin{aligned} \ddot{\delta}_2 &= -(1+\mu)\omega_2^2 \delta_2 - (1+\mu)2\zeta_2\omega_2 \dot{\delta}_2 + \\ &\omega_1^2 \delta_1 + 2\zeta_1\omega_1 \dot{\delta}_1 + \frac{1}{m_2}(1+\mu)k_f i - \frac{1}{m_2}\mu F \\ \ddot{\delta}_1 &= \mu\omega_2^2 \delta_2 + 2\mu\zeta_2\omega_2 \dot{\delta}_2 - \omega_1^2 \delta_1 \\ &- 2\zeta_1\omega_1 \dot{\delta}_1 - \frac{1}{m_2}\mu k_f i + \frac{1}{m_2}\mu F \end{aligned} \quad (5)$$

$$\text{여기서 } \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}, \quad \zeta_2 = \frac{c_2}{2\sqrt{m_2 k_2}}$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}, \quad \zeta_1 = \frac{c_1}{2\sqrt{m_1 k_1}}, \quad \mu = \frac{m_2}{m_1}$$

이다.

리니어 모터의 특성방정식은 식 (6)으로 나타나고 리니어 직류 모터에 의해 발생하는 추력은 식 (7)로 표현된다.

$$L \dot{i} + R i + k_f \delta_2 = u \quad (6)$$

$$u = k_f i \quad (7)$$

여기서  $L$ 은 코일의 인덕턴스,  $R$ 은 저항, 그리고  $k_f$ 는 추력정수를 나타낸다.

식 (5), (6), (7)을 상태공간방정식으로 나타내면 식 (8)이 된다.

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}u + \mathbf{L}w \quad (8)$$

여기서,

$$\mathbf{X} = [\delta_2 \quad \dot{\delta}_2 \quad \delta_1 \quad \dot{\delta}_1 \quad i]^T$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -(1+\mu)\omega_2^2 & -2(1+\mu)\zeta_2\omega_2 & \omega_1^2 & 2\zeta_1\omega_1 & (1+\mu)K_f/M_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ \mu\omega_2^2 & 2\mu\zeta_2\omega_2 & -\omega_1^2 & -2\zeta_1\omega_1 & -\mu K_f/M_2 \\ 0 & -K_f/L & 0 & 0 & -R/L \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 1/L]^T$$

$$\mathbf{L} = [0 \quad -1/M_1 \quad 0 \quad 1/M_1 \quad 0]^T$$

이다.

### 2.4 제어알고리즘

능동 동흡진기에 적용한 제어알고리즘은 진동계와 액츄에이터의 동적인 거동을 선형식으로 표현

하여 LQ(Linear Quadratic)제어<sup>(7)</sup>를 이용하였다.

$$J = \int_0^{\infty} [\rho_1 \delta^2 + \rho_2 \dot{\delta}^2 + \rho_3 u^2] dt \quad (9)$$

여기서  $\rho_1, \rho_2, \rho_3$ 는 진동체의 변위, 속도 및 제어입력에 대한 가중치이다.

### 3. 시뮬레이션

시뮬레이션의 목적은 수동 동흡진기와 능동 동흡진기의 성능을 진동체의 변위와 바닥으로의 전달력이라는 측면에서 넓은 주파수 대역에 대해 비교 하는 것이다. 시뮬레이션에 사용된 각 파라미터는 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Model parameters of system

파라미터	값	단위
m1	6.490	kg
m2	1.920	kg
k1	66700	N/m
k2	19700	N/m
c1	35.0	Ns/m
c2	35.0	Ns/m
R	35.18	$\Omega$
L	4.2	mH
$K_f$	18.12	N/A
불균형량	0.000325	kg-m

시뮬레이션을 행한 주파수는 동흡진기 부착전의 공진주파수와 동흡진기 부착으로 생기는 두 개의 공진피크, 그리고 최고 운전속도이며, 각각의 주파수에 대해 제어 전후의 진동체 변위와 바닥으로의 전달력을 정상상태에서 관찰하였다. 진동체에 가해지는 외력의 크기는 불균형량 ( $\text{kg} \times \text{m}$ )  $\times$  각속도 ( $\text{rad/s}$ )<sup>2</sup>로서 사인파의 형태로 가해주었으며, 동흡진기 부착으로 인해 생기는 2개의 공진피크가 모두 운전속도 범위에 포함되도록 운전속도 범위를 12Hz~28Hz로 가정하였다. LQ제어를 위해 진동체의 변위와 속도, 그리고 제어입력 각각의 제곱

에 가중치를 곱하여 제어계인을 얻고 이 값에 따라 시뮬레이션을 행했다.

Fig. 4는 시스템의 제어전·후의 바닥으로의 힘 전달률을 주파수 역에서 살펴본 것이다. 운전 주파수를 12Hz에서 28Hz로 볼 때 모든 부분에서 전달률이 낮아지며, 특히 두 개의 공진피크에서 상대적으로 계인이 많이 낮아진다. 각 주파수에서의 전달률 감소는 Table 2 그리고 진동체 변위의 감소는 Table 3에 나타내었다.

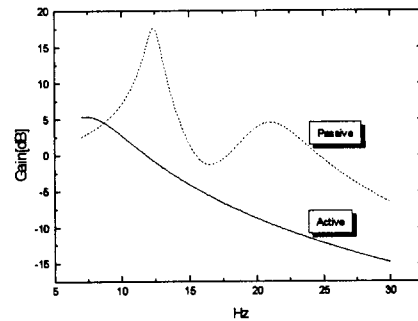


Fig. 4 Frequency response curve

Table 2 Simulation result of transmissibility

Hz	전 RMS[N]	후 RMS[N]	전달률감소[%]
12.50	7.1789	1.7022	76.3
15.56	2.0884	1.7120	18.0
20.30	6.9456	1.8214	73.8
27.70	3.5374	2.0288	42.6

Table 3 Simulation result of displacement

Hz	전 RMS[mm]	후 RMS[mm]	변위감소[%]
12.50	0.1002	0.0283	71.8
15.56	0.0292	0.0239	18.2
20.30	0.0969	0.0254	73.8
27.70	0.0493	0.0282	42.8

## 4. 실험

### 4.1 실험장치와 방법

본 장에서는 실험을 통해 수동 동흡진기와 능동 동흡진기의 성능을 넓은 주파수역에 대해 진동체의 변위와 바닥으로의 전달력으로 비교한다. 실험 장치의 설정은 Fig. 5에 나타나 있다.

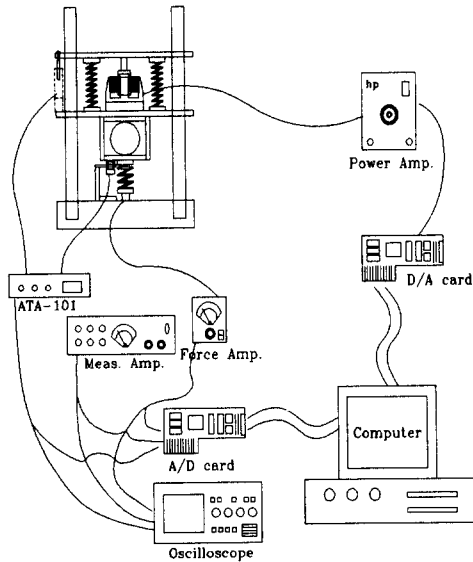


Fig. 5 Experimental equipment

실험은 불평형량을 가진 디스크를 DC모터로 일정 주파수를 가지도록 회전시켜 사인파의 연속하중을 진동체에 가한다. 디지털 제어와 성능평가를 위해 12bit 분해능을 갖는 A/D 변환기를 이용하여 앰프에 의해 적당한 크기로 조정된 센서의 신호를 PC에 입력받는다. PC는 이 입력신호를 저장하고 또 진동체의 진동을 줄이는 실시간 제어를 위해 제어알고리즘에 따라 제어에 필요한 값을 계산한다. 계산된 제어신호는 12bit D/A 변환기를 이용하여 액추에이터를 구동하는 파워앰프로 출력되고 파워앰프의 출력은 전자석 액추에이터의 코일에 연결되어 힘을 발휘하도록 하였다. 파워앰프에서의 출력과 제어명령 사이의 오차를 줄이기 위해 파워앰프의 출력값을 점검하도록 장치를 하였다. 센서는 3가지를 사용하였는데 바닥으로의 전달력을 직접 측정하기 위해 진동체와 바닥을 연결해 주는 스프링에 직렬로 힘 변환기를 설치했고 진동체의

절대변위를 측정하기 위해서는 갭 센서, 그리고 진동체와 진동자 사이의 상대변위를 측정하는데에는 LVDT를 사용하였다. 진동체의 절대속도와 진동체와 진동자 사이의 상대속도는 갭 센서와 LVDT에서 얻은 신호들의 변화량을 샘플링 시간으로 나누어 주는 평균 변화율을 사용하였다

각각의 센서에서 얻어진 데이터들을 이용한 제어는 3장의 시뮬레이션에 사용한 연속계에 대한 LQ제어 개인을 사용하여 제어를 하였으며, 실험은 15.56Hz, 20.30Hz, 27.70Hz에서 수행하였다. 전달력과 진동체 변위에 대한 실험결과는 Table 4, 5에 각각 나타내었다.

Table 4 Experimental result of transmissibility

Hz	전 RMS[N]	후 RMS[N]	전달율 감소[%]
15.56	1.8390	0.8785	52.2
20.30	10.5287	2.8093	73.3
27.70	3.7215	2.0236	45.6

Table 5 Experimental result of displacement

Hz	전 RMS[mm]	후 RMS[mm]	변위 감소[%]
15.56	0.0163	0.0078	52.1
20.30	0.0963	0.0344	64.3
27.70	0.0362	0.0211	41.7

## 5. 결론

본 연구에서는 구조물에 기관이 설치된 것과 같은 시스템에 대해 진동체의 변위와 전달력을 모두 감소시키는 능동 동흡진기를 제안하였다. 이 장치는 기존의 동흡진기가 좁은 운전범위에만 적용 가능하다는 문제점을 해결해 준다. 제안된 방법의 효용성을 검증하기 위해 모사실험으로 모델링된 시스템을 주파수역, 시간역 응답을 계산하고 실험장치를 제작하여 성능을 테스트하였다. 그 결과 진동체의 진폭과 구조물로의 전달력이 감소하였는데

특히, 공진피크에서의 감소가 매우 효과적이었으며, 본 장치를 적용함으로써 기존 동흡진기 부착으로 발생하는 새로운 2개의 공진피크를 해결할 수 있었다.

## 참고 문헌

- [1] Boris G. Korenev, Leonid M. Reznikov  
"Dynamics Vibrations Absorbers",  
JOHN WILEY & SONS, 1993
- [2] S. E. Semercigil, D. Lammers and Z.  
Ying, "A new tuned Vibratin Absorber for  
wide-band Excitations", Journal of Sound  
and Vibration (1992) 156(3)
- [3] S. J. Huang, R. J. Lian, "A Dynamic  
Absorber with Active Vibration Control"  
Journal of Sound and Vibration (1994)  
178(3)
- [4] N. Tanaka, Y. Kikushima, "Impact  
Vibration Control using a Semi-Active  
Damper" Journal of Sound and Vibration  
(1992) 158(2)
- [5] SINGIRESU S. Rao, "MECHANICAL  
VIBRATIONS", ADDISON WESLEY, 1991
- [6] Syed A. Nasar, I. Boldea, "LINEAR  
ELECTRIC MOTORS: Theory, Design, and  
Practical Applications", Prentice-Hall, 1980
- [7] 김종식, "선형 제어 시스템 공학", 청문각, 1988