

레버형 반공진 진동 절연기의 진동 특성 연구

Study on Performances of the Lever Type Anti-resonance Vibration Isolator

윤 중 환* · 김 기 우** · 이 형 일†

Jong-Hwan Yun, Gi-Woo Kim and Hyeongill Lee

(Received January 20, 2016 ; February 25, 2016 ; Accepted February 25, 2016)

Key Words : Lever Mechanism(레버 메커니즘), Anti-resonance(반공진), Vibration Isolator(진동절연기), Accelerance(가속도 주파수 응답 함수), Dynamic Characteristics(동특성)

ABSTRACT

Parametric study on the lever type dynamic anti-resonance vibration isolator (DAVI) is executed to introduce the system in the path of vibration transmission for the vibratory response attenuation. The effects of inertia and location of the lever on the system performances are investigated using FEA. The effects of other parameters such as ratio of lever lengths, ratio of masses and the location of pivot are studied with analytical approach. According to the results, all the parameters except lever location affect the system response in their own ways. Consequently, the optimal lever type DAVI for translational or rotational system can be efficiently designed by selecting system parameters using the procedure introduced in this study.

1. 서 론

진동의 전달 경로에서 진동을 저감시키는 다양한 방법이 연구, 적용되고 있다⁽¹⁻⁴⁾. 가장 일반적인 방법은 진동 전달 경로에 수동 진동 절연장치를 도입함으로 전달되는 진동을 절연시키는 방법이다⁽²⁾. 다른 방법으로 흡진기(dynamic vibration absorber: DVA) 또는 관성연결(inertial coupling) 등 반공진 진동 절연기(dynamic anti-resonance vibration isolator: DAVI)를 도입하는 방법도 연구되어 오고 있다⁽³⁾. DVA는 동조 질량 감쇠기(tuned mass damper: TMD)라고도 하며 기본적으로 진동 시스템에 부착되어 반공진 특성을 도입하는 스프링-질량 시스템

이다⁽¹⁾. DAVI는 일반적으로 레버를 이용하여 시스템 내부의 질량들을 연성시킴으로써 반공진 특성을 도입하는 시스템이다⁽⁴⁾. Yilmaz와 Kikuchi는 DAVI 시스템의 운동방정식을 유도하고, 이를 통해 레버비, 스프링 강성 및 질량비의 영향을 연구를 하였다⁽⁴⁾. Li와 Gohnert는 주요 시스템 구성에 두 개의 레버 시스템을 적용하고 스프링 또는 감쇠기로 연결한 Lever - Damper Isolator (LDI)에 대한 연구를 하였다⁽⁵⁾. 마지막으로 레버형 진동 절연기 시스템을 진동 에너지 하베스터 분야에 적용하여 광역 압전 진동 에너지 하베스터의 실현 가능성을 검토한 결과도 보고 되고 있다⁽⁶⁾.

DAVI 시스템을 각 부품들 사이의 진동 전달 경로에 적용하여 진동을 절연하기 위해서는 다양한 설

† Corresponding Author; Member, School of Automotive Engineering, Kyungpook National University
E-mail : hilee@knu.ac.kr

* Member, School of Automotive Engineering, Kyungpook National University

** Member, Department of Mechanical Engineering Inha University

A part of this paper was presented at the KSNVE 2015 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Jae Hung Han

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

계 변수들이 시스템 성능에 미치는 영향을 기초로 각 대상물에 대한 최적의 절연 시스템을 도출할 수 있어야 한다. 그러나 레버를 이용한 DAVI 시스템은 근본적으로 실제 상황에 적용이 불가능한 몇 가지 가정을 기초로 한 시스템이다⁽⁴⁾. 따라서 우선 이 가정들이 시스템의 성능에 미치는 영향을 파악하여야 한다. 이 연구에서는 유한요소 해석을 통해 기존 연구에서 무시되었던 레버의 질량 및 위치 변화에 대한 영향을 분석한 다음 이전 연구에서 제시된 이론적인 모델과 유한요소 모델을 종합적으로 이용하여 레버형 DAVI 시스템의 여러 변수들이 시스템 성능에 미치는 영향을 분석한다.

2. 레버형 진동 절연기

2.1 진동 절연기의 운동방정식

Yilmaz와 Kikuchi는 레버형 DAVI 시스템을 이용한 band-stop filter-type 진동 절연기의 성능을 이론적으로 검토하였다⁽⁴⁾. 이 연구에서 제시된 1자유도계 레버형 DAVI 시스템이 Fig. 1(a)에 표시되어 있다. 이 시스템에서 레버는 질량과 inertia를 무시할 수 있는 강체로 가정하였다. 동일 시스템을 진동

전달 경로에 도입한 2자유도계 모델이 Fig. 1(b)에 표시되어 있다. 여기서 하단 베이스(lower base: B_L)를 기초로 스프링으로 상단 베이스(upper base: B_U)를 지지하고 있으며, 제어 질량(control mass: M_C)은 B_U 와는 길이 L_1 , B_L 과는 길이 L_2 위치에 결합되어 있으며, B_L 과 연결점이 레버의 피벗이 된다. 여기서 스프링의 질량은 무시하고, 스프링 상수는 전체 주파수 대역에서 일정하다고 가정한다. B_U , B_L 및 M_C 는 강체이며, 레버는 질량을 무시할 수 있는 강체로 가정하였다.

Fig. 1(b)에 표시된 2자유도계에서 운동 및 위치에너지의 합은 식 (1), 각 질량과 변위 사이의 관계는 식 (2)로 얻어지며 여기에 해밀턴의 원리를 적용하면 식 (3) 및 (4)와 같은 운동방정식이 유도된다.

$$\mathcal{L} = \frac{1}{2}m_x\dot{x}^2 + \frac{1}{2}m_y\dot{y}^2 + \frac{1}{2}m_z\dot{z}^2 - \frac{1}{2}k(x-y)^2 \quad (1)$$

$$z = y\alpha - x(\alpha - 1) \quad \alpha = L_1/L_2 \quad (2)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{x}}\right) + \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial x} = 0$$

$$m_x\ddot{x} + m_z(\alpha - 1)^2\ddot{x} - m_z\alpha(\alpha - 1)\ddot{y} + k(x - y) = 0 \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{y}}\right) + \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial y} = 0$$

$$m_y\ddot{y} + m_z\alpha^2\ddot{y} - m_z\alpha(\alpha - 1)\ddot{x} + k(y - x) = 0 \quad (4)$$

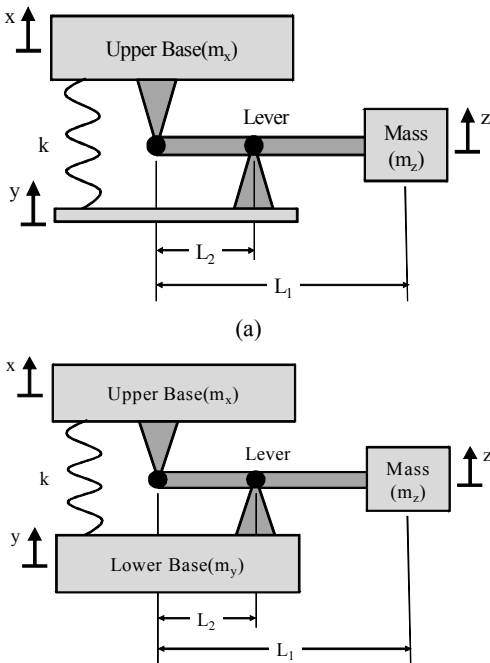


Fig. 1 Mechanical model of the lever type isolator

2.2 고유진동 특성

앞 절의 가정들에 덧붙여 시스템 감쇠가 충분히 작다고 가정하면 Fig. 1(b)의 시스템에 대한 고유진동 특성은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$[M]\{\ddot{X}\} + [K]\{X\} = 0 \quad (5)$$

$$[M] = \begin{bmatrix} m_x + m_z(\alpha - 1)^2 & -m_z\alpha(\alpha - 1) \\ -m_z\alpha(\alpha - 1) & m_y + m_z\alpha^2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기서 식 (5)의 변위가 $x(t) = xe^{i\omega t}$, $y(t) = ye^{i\omega t}$ 일 때 식 (8)과 같이 표현할 수 있으며 이 식을 이용하여 고유치 해석을 통해 레버 진동 절연기의 고유진동수를 산출할 수 있다.

$$(-\omega^2[M] + [K])\{X\} = 0 \tag{8}$$

2.3 조화응답(Harmonic Response)

상단 베이스를 조화력 $f(t) = Fe^{i\omega t}$ 로 가진하는 경우 Fig. 1(b)와 같은 2자유도계 시스템의 운동방정식은 식 (9)와 같다.

$$(-\omega^2[M] + i\omega[C] + [K])\{X\} = \{F\} \tag{9}$$

여기서 [C]는 감쇠행렬로 모드 감쇠비(ζ)와 모드 행렬($[\phi]$)를 이용하여 아래 식과 같이 구할 수 있다. 이 연구에서는 ζ 는 전체 모드에 대해 0.05로 가정하였다.

$$[C] = [\phi]^T \begin{bmatrix} \zeta & 0 \\ 0 & \zeta \end{bmatrix} [\phi] \tag{10}$$

3. 레버형 DAVI 시스템 유한요소 해석

3.1 시스템 구조

이 연구에서 사용된 레버형 DAVI 시스템 모델이 Fig. 2에 표시되어 있다. 레버 메커니즘을 중앙에 두고 입력 및 출력 축의 inertia를 나타내는 상, 하단 베이스 및 이들을 연결해주는 스프링으로 구성되어 있다. 또한 레버 메커니즘은 두 베이스와 핀으로 연결된 레버와 레버에 고정된 제어질량으로 구성된다. 시스템을 구성하고 있는 주요 부품의 질량과 기하학적 치수가 Table 1에 표시되어 있다.

3.2 시스템 유한요소 모델링

유한요소(finite element: FE) 모델링 시 스프링을 제외한 여타부분은 solid 요소를 이용하였으며, 스프링의 경우 1-D spring요소를 사용하였다. 각 부품의 모델에 사용된 요소의 종류와 수는 Table 2에 표시되어 있다.

Fig. 3에 표시되어 있는 바와 같이, 상단 베이스와

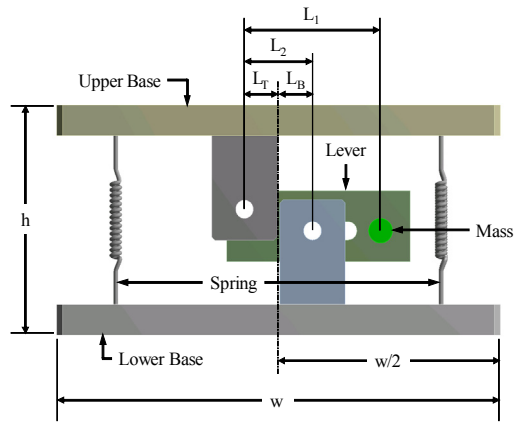


Fig. 2 Configuration of the lever type vibration isolator

Table 1 Specifications of lever vibration isolator

Description		Unit	Value
Mass	Upper base(m_x)	kg	0.158
	Lower base(m_y)	kg	0.158
	Control mass(m_z)	kg	0.126
Geometry	Width(w)	m	0.150
	Height(h)	m	0.075
	L_1	m	0.046
	L_2	m	0.023

Table 2 Element specifications for the FE model

Component	Element type	No. of elements
Top base	Solid	64 114
Bottom base	Solid	64 114
Lever	Solid	5004
Mass	Solid	2480
Spring	1-D	4

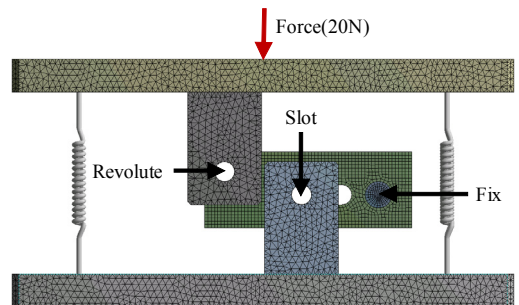


Fig. 3 FE model along with boundary condition and excitation

레버 연결 부위는 회전이, 하단 베이스와 레버 연결 부위는 회전 및 슬라이딩이 가능하게 처리하였다.

상단 및 하단 베이스에는 일반적으로 사용할 수 있는 Nylon 재질의 물성치를 사용하였으며, 레버의 경우 2.1절의 가정에 부합하기 위하여 비중은 매우 낮고, 강성은 크게 설정하였다. 제어질량은 비중과 강성을 모두 크게 설정하였다. 각 부품의 모델에 사용된 물성치가 Table 3에 표시되어 있다.

조화응답은 직접 주파수 응답해석(direct frequency response analysis)를 이용하였다. 힘의 크기는 20 N, 주파수 범위는 0 Hz ~ 200 Hz, 간격은 0.5 Hz를 적용하였다.

3.4 유한요소 모델 검증

FE 해석 모델의 정확도를 검증하기 위하여 운동 방정식의 이론적 해석 및 유한요소 해석 결과를 비교 검증하였다. 우선 유한요소 해석에서 얻어진 고유진동 특성을 이론적으로 구한 특성과 비교하였다. 이론적 해석 고유진동수 결과는 42.3 Hz이며, 유한요소 해석의 고유진동수 결과는 41.4 Hz로 약 2% 정도의 차이를 나타냈다. 다음으로 FE 해석을 통해 얻어진 주파수 응답을 이론적 모델을 이용한 응답과 비교하였다. 가진력과 출력가속도의 비, 가속도 주파

수 응답함수(\ddot{Y}/F)의 비교 결과를 Fig. 4에 표시하였다. 그림에서 보는 바와 같이 전체 주파수 영역에서 두 결과가 비교적 잘 일치하고 있다.

고유진동수 및 \ddot{Y}/F 에서 작은 차이가 발생하는 현상은 이론적 해석에서 무시된 레버의 질량이 FE 해석에서는 작게나마 고려됨에 기인한 것으로 판단된다. 그러나, 두 방법을 이용한 결과의 차이가 작으므로 FE 모델은 충분한 정확도를 갖는다고 판단할 수 있다.

4. Parametric Studies

4.1 FE 해석을 이용한 레버 영향 분석

2.1절에서 설명되어 있는 바와 같이 기존의 연구에서는 레버의 질량과 inertia를 무시하고 거동을 해석하였다⁽⁴⁾. 그러나 앞에서 언급한 바와 같이, 이 가정은 실제 시스템에는 적용될 수 없고 따라서 실제 시스템을 구성하기 위해서는 레버의 질량(inertia) 및 위치가 시스템의 동특성에 미치는 영향을 파악해야 한다. 이 절에서는 레버의 무게 및 구성 위치에 따른 영향을 유한요소 해석을 통해 규명한다.

(1) 레버의 질량의 영향

레버의 질량(inertia)에 따른 영향을 파악하기 위하여 기준이 되는 초기 모델은 질량이 거의 없는 재질을 적용하였고, 레버의 무게 변화에 따른 결과를 알아보기 위해 레버 구조는 변경하지 않고, 레버 비중(mass density)만을 변경하여 질량 변화를 유도하였다. 변경한 모델 별 질량과 고유진동 해석 결과는 Table 4에 표시되어 있다. 표에서 알 수 있는 바와 같이 고유진동수는 레버 질량에 따라 38.6 Hz ~ 41.4 Hz로 나타났으며, 레버 질량에 따라 시스템의

Table 3 Material properties of the isolator components

Component	Young's modulus (GPa)	Density (kg/m ³)	Poisson's ratio
Top/bottom base	2.5	1170.0	0.30
Lever	71.0	5.0	0.33
Mass	2000.0	1.57E5	0.30

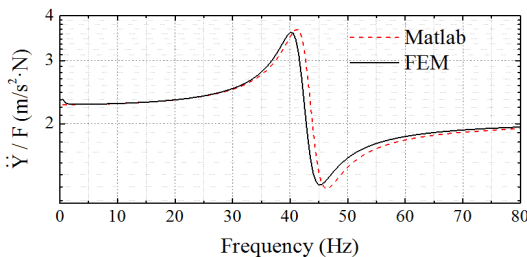


Fig. 4 \ddot{Y}/F from theoretical calculation and FE analysis

Table 4 Lever masses and corresponding modal properties

Model	Mass (kg)	Natural freq. (Hz)	Modal properties
			Mode shape
LM-1	2.4E-05	41.4	
LM-2	6.8E-03	41.0	
LM-3	1.4E-02	40.6	
LM-4	2.7E-02	39.9	
LM-5	5.4E-02	38.6	

전체 질량이 증가하고 그 결과로 고유진동수는 감소하는 것으로 나타났다. 고유진동 형태는 질량에 관계없이 동일한 것으로 나타났다.

레버의 질량 변화에 따른 시스템의 \ddot{Y}/F 를 Fig. 5에 표시하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 레버 질량이 증가함에 따라 peak의 위치가 저주파 측으로 이동함을 알 수 있다. 또한 질량이 증가함에 따라 전체 주파수 영역에 걸쳐 응답의 레벨이 감소하는 것으로 나타났다.

(2) 레버의 위치의 영향

초기 레버의 위치는 Fig. 2의 L_B 와 L_T 가 11.5 mm로 동일하게 설정하였고 레버의 위치에 따른 영향을 파악하기 위하여 초기 레버 위치(LP-2)를 기준으로 좌, 우측으로 20 mm씩 이동시킨 FE 모델 2개를 생성하였다. 레버의 위치 외에 다른 시스템 변수들은 모두 동일하게 설정하였다. 앞 절에 설명된 방법들을 상기 모델에 적용하여 시스템의 고유진동 및 강제진동 특성을 파악하였다.

Table 5에 주어진 레버 위치와 그에 따른 고유진동 해석 결과에서 알 수 있는 바와 같이, 시스템의 고유진동 특성은 레버의 위치에 상관없이 모두 동일

한 것으로 나타났다. 이는 FE 모델링 시 이론적인 모델과 유사성을 맞추기 위하여 두 베이스의 절점들에 상하 방향 변위만 허용하는 구속조건을 적용하였기 때문으로 판단된다. 또한, Fig. 6에서 알 수 있는 바와 같이 \ddot{Y}/F 도 전체 주파수 영역에서 동일함을 확인할 수 있다. 따라서, 이 모델의 특성상 레버의 위치는 시스템의 동특성에 미치는 영향이 거의 없다고 할 수 있다.

4.2 이론적 모델 이용 설계변수 영향 분석

레버형 DAVI를 실제 시스템에 적용 시 제어할 수 있는 설계인자는 1) 레버의 거리 비($\alpha = L_1/L_2$), 2) 입력 베이스와 제어질량의 중량 비($\mu = m_z/m_x$), 3) 입력과 출력 베이스의 중량 비($\gamma = m_y/m_x$) 4) 레버와 베이스의 연결 방법 등 4가지로 구분할 수 있다. 이들 인자들의 영향을 이론적 모델을 이용하여 검토하였다.

(1) α 에 따른 진동 특성 변화

시스템 진동특성에 미치는 α 의 영향을 확인하기 위하여 $\mu = 0.8$, $\gamma = 1.0$ 로 일정하게 유지한 상태에서

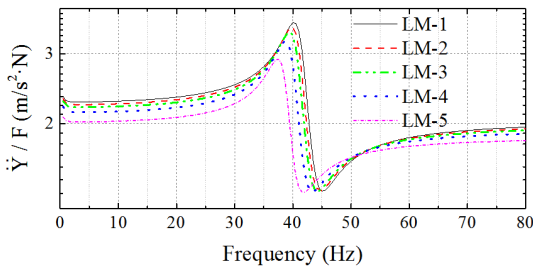


Fig. 5 \ddot{Y}/F of the system in Table 1 with various lever masses

Table 5 Lever and hinge locations to study the effects on isolator performances

Model	Dimension		Modal properties	
	L_T (mm)	L_B (mm)	Natural freq. (Hz)	Mode shape
LP-1	31.5	8.5	41.4	
LP-2	11.5	11.5	41.0	
LP-3	8.5	31.5	40.6	

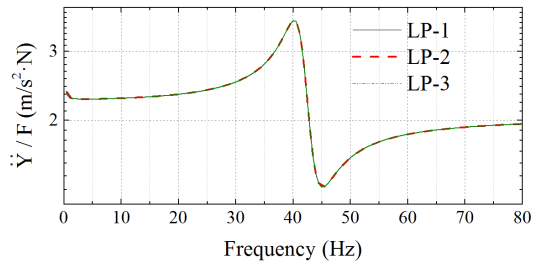


Fig. 6 \ddot{Y}/F for various lever locations given $\alpha = 2$, $\mu = 0.8$ and $\gamma = 1$

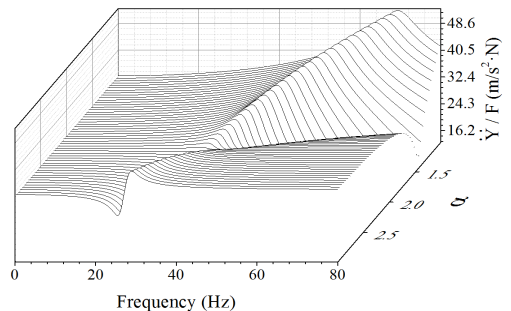


Fig. 7 \ddot{Y}/F for various α given $\mu = 0.8$ and $\gamma = 1$

α 를 1에서 3사이의 200개 값으로 구분한 다음 각 α 에 대하여 0 Hz~80 Hz 구간에서 \ddot{Y}/F 를 구하였다. 이 결과를 Fig. 7에 표시하였다.

그림에서 보는 바와 같이 α 에 따라 시스템의 응답의 형태와 크기가 변화함을 알 수 있다. α 가 증가함에 따라 극점과 영점이 저주파 영역으로 이동하며 최대 응답의 크기는 감소하다 극점과 영점의 위치가 바뀐 다음 다시 증가하는 형태를 나타낸다. 이와 같은 극점, 영점의 위치가 바뀌는 상쇄점이 $\alpha = 2.25$ 위치에서 나타남을 알 수 있다.

(2) μ 에 따른 진동 특성 변화

입력 베이스와 제어 질량의 중량비, μ 가 시스템의 응답에 미치는 영향을 분석하기 위하여 α 를 2로, m_x 및 m_y 를 Table 1의 값으로 일정하게 유지한 상태에서 m_z 를 변화시켜 0~2 범위 내에서 등간격을 가진 200개의 μ 를 정의하였다. 각 μ 에 대하여 0 Hz~80 Hz 구간에서 시스템의 조화응답을 구한 다음 Fig. 8에 표시하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 시스템의 응답 특성에 미치는 μ 의 영향이 앞절에 설명된 α 의 영향과 유사하다. 이 경우에도 μ 가 증가함에 따라 극점과 영점이 상쇄되는 점이 있으며 그 위치는 $\mu = 1$ 일 때임을 그래프에서 확인할 수 있다.

(3) γ 에 따른 진동 특성 변화

γ 는 m_x 와 m_y 의 비이며, γ 의 변화에 따른 진동 특성을 확인하기 위해 두 베이스의 총 질량은 변화시키지 않고, γ 만 변화시킨 2개의 모델을 생성하였다. γ 와 α , μ 등은 일정하게 유지하여 생성한 세 종류의 모델이 Table 6에 표시되어 있다.

Table 6에 설명되어 있는 세 종류의 모델에 대해

여 0 Hz~80 Hz 구간에서 구한 조화응답을 Fig. 9에 표시하였다. 그림에서 보는 바와 같이 γ 가 증가함에 따라 시스템의 고유진동수가 증가하고 극점과 영점 사이의 간격이 증가함을 알 수 있다. \ddot{Y}/F 를 기준으로 γ 가 가장 작은 MB-3에서 가속도의 크기가 가장 낮게 나타났다. 이는 시스템의 전체 질량이 증가함에 따라 동일한 가진력이 작용했을 경우 가장 작은 가속도가 발생함에 기인한 것으로 판단된다.

(4) 피벗 위치에 따른 진동 특성 변화

레버형 DAVI 시스템을 구성하는 방법은 Fig. 1(b)의 방법(Type I) 외에도 피벗과 출력의 위치를 서로 바꾼 방법(Type II)도 가능하다. 이와 같이 변경한 시스템이 Fig. 10에 표시되어 있다. 두 그림에서

Table 6 Masses and γ of the models to study the effect of γ

Model	m_x (kg)	m_y (kg)	m_z (kg)	γ	Remarks
BM-1	0.095	0.221	0.076	2.33	
BM-2	0.158	0.158	0.126	1.00	Basic
BM-3	0.221	0.095	0.176	0.43	

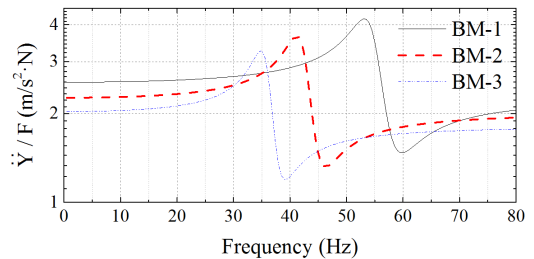


Fig. 9 \ddot{Y}/F for various γ given $\alpha = 2$ and $\mu = 0.8$

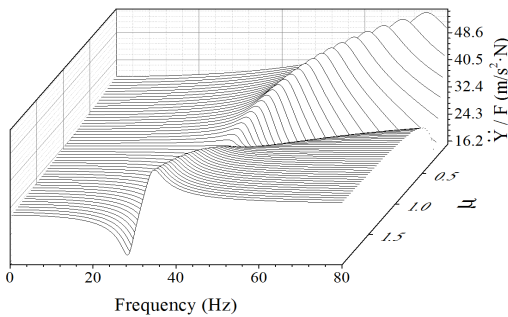


Fig. 8 \ddot{Y}/F for various μ given $\alpha = 2$ and $\gamma = 1$

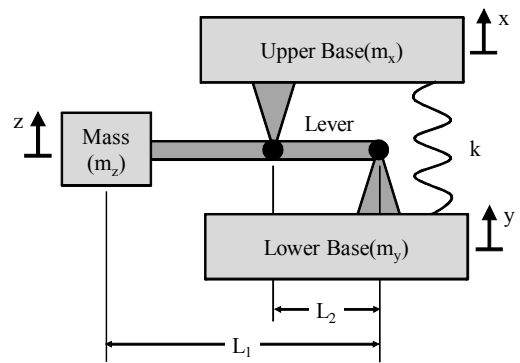


Fig. 10 Configuration of the Type II vibration isolator

Table 7 Natural frequencies for Type I and II with various γ

Model	Natural frequency(Hz)		Remarks
	Type I	Type II	
BM-1	54.7	45.7	
BM-2	42.4	42.4	
BM-3	35.9	44.3	

알 수 있는 바와 같이 Type I에서는 입력측 힌지가 레버 끝에 연결되어 있는 반면 Type II에서는 피벗에 연결되어 있다. Type II에 대해 각 질량의 변위 사이의 관계를 정의하면 식 (11)과 같으며 이를 이용하여 운동방정식을 유도하면 식 (12) 및 (13)과 같다.

$$z = x\alpha - y(\alpha - 1) \tag{11}$$

$$(m_x + m_z\alpha^2)\ddot{x} + m_z(\alpha^2 - \alpha)\ddot{y} + k(x - y) = 0 \tag{12}$$

$$m_z(\alpha^2 - \alpha)\ddot{x} + (m_y + m_z(\alpha - 1)^2)\ddot{y} - k(x - y) = 0 \tag{13}$$

이 식들을 정리하면 다음과 같은 [M]과 [K] 행렬을 유도할 수 있다. 이 행렬들을 이용하여 Table 6에 주어진 질량 값들을 가진 Type I 및 II 시스템에 대해 구한 고유진동수들을 Table 7에 정리하였다.

$$[M] = \begin{bmatrix} m_x + m_z\alpha^2 & -m_z\alpha(\alpha - 1) \\ -m_z\alpha(\alpha - 1) & m_y + m_z(\alpha - 1)^2 \end{bmatrix} \tag{14}$$

$$[K] = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \tag{15}$$

Table 7에서 알 수 있는 바와 같이, Type II의 경우, 고유진동수의 변동폭이 Type I에 비해 작으며 BM-3의 경우 고유진동수가 다시 증가하는 현상이 나타난다. 이는 $\gamma = 1.0$ 과 $\gamma = 0.43$ 사이에서 극점과 영점이 역전되는 현상이 나타났기 때문으로 판단된다. 또한, Fig. 11에 주어진 조화응답(\dot{Y}/F)에서 알 수 있는 바와 같이 출력 측의 진동수준은 γ 에 따라 변화하므로 대상 시스템의 특성에 따라 레버형 DAVI의 형태를 선정하여야 할 것으로 판단된다. 특히, $\gamma = 1.0$ 경우 형태에 상관없이 거의 동일한 출력 수준을 나타낸다.

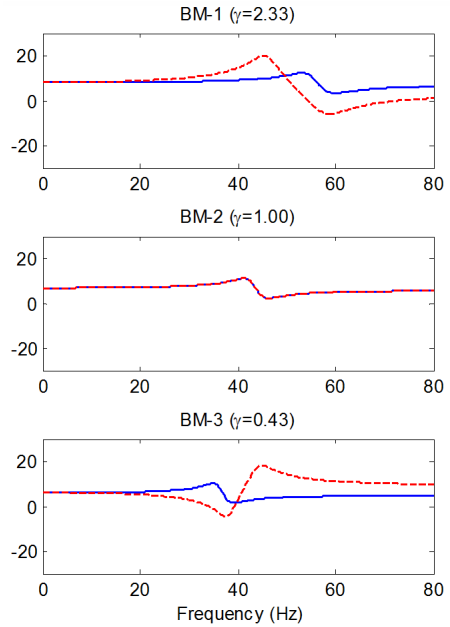


Fig. 11 \dot{Y}/F of Type I and II for various γ given $\alpha = 2$ and $\mu = 0.8$. Key: — Type I; - - - Type II

5. 결론

기존 연구에서 검토되었던 레버형 DAVI 시스템을 진동 절연을 위하여 전달 경로에 도입하고자 시스템의 설계변수들이 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 기존 연구에서 무시되었던 레버의 질량 및 기하적 위치에 따른 진동특성은 유한요소 해석을 통해 검토하였으며 레버 거리의 비(α), 입력 베이스와 제어질량의 질량비(μ), 두 베이스의 질량비(γ) 및 피벗 위치의 영향은 이론적 모델을 이용하여 검토하였다.

유한요소 해석을 이용한 분석 결과, 레버 질량은 증가함에 따라 시스템의 고유진동수와 가속도 주파수 응답함수는 감소하지만 레버의 위치는 시스템의 응답에 미치는 영향이 없는 것을 나타냈다. 그 외 α , μ 및 γ 등은 시스템의 고유진동 및 조화응답 특성에 영향을 미쳐 극, 영점의 위치와 출력의 크기도 변화시킴을 확인하였다. 마지막으로 베이스의 질량이 서로 다른 경우 피벗의 위치에 따라 응답 특성이 크게 변화하므로 베이스들의 질량 및 관심 주파수 영역 등에 따라 피벗의 위치를 선정하여야 한다.

결론적으로 여기에서 제시된 방법을 활용하여 대상 시스템의 특성에 따라 변수들을 적절히 선정하면 목표성능을 제공하는 레버형 반공진 진동 절연기의 효율적인 설계가 가능할 것으로 기대된다.

향후 회전운동을 하는 진동 시스템에 DAVI를 적용했을 때 변수들의 영향과 최적화에 대한 연구를 진행할 계획이다.

후 기

이 논문은 중소기업청 World Class 300 사업으로 지원된 연구결과입니다. (과제번호:10050404, 차세대 변속기용 융복합 토크컨버터 및 Personal Mobility용 구동장치 개발)

References

- (1) Kwag, D. G., Bae, J. S., Hwang, J. H. and Kim, H. S., 2011, An Experimental Study on the Vibration Absorber for Vibration Attenuation of Cantilever Beam Structure, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 11, pp. 991~996.
- (2) Lee, D. O. and Han, J. H., 2007, A Comparison of Vibration Isolation Characteristics of Various Forms of Passive Vibration Isolator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 22, No. 9, pp. 817~824.
- (3) Flannelly, W. G., 1967, Dynamic Anti-resonant Vibration Isolator, U.S. Patent No 3,322,379.
- (4) Yilmazr, C. and Kikuchi, N., 2006, Analysis and Design of Passive Band-stop Filter-type Vibration Isolators for Low-frequency Applications, Journal of Sound and Vibration, Vol. 291, No. 3, pp. 1004~1028.
- (5) Kuinian, L. and Mitchell, G., 2010, Lever Mechanism for Vibration Isolation, Applied Technologies & Innovations, Vol. 1, No. 1, pp. 21~28.
- (6) Kim, G. W., 2014, Broadband Piezoelectric

Vibration Energy Harvester Using Pole-Zero Cancellation Technique, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 24, No. 2, pp. 87~92.



Jong-Hwan Yun received M.S. in mechanical engineering from Inha University in 2010. He is a Ph.D. candidate in the School of Automotive Engineering, Kyungpook National University. His research interests are simulation and experiment of the automotive NVH.



Gi-Woo Kim received his Ph.D. degree from the Mechanical Engineering Department at the Pennsylvania State University in 2009. He worked for the Hyundai Motor Company Powertrain R&D Center from 1996 to 2004 and in the Mechanical Engineering Department at the University of Michigan from 2009 to 2011. He has worked as an assistant professor at the Kyungpook National University from 2011 to August 31 2015. He is currently working at the Inha University as an associate professor since Aug. 2015. His research topics include a smart-material-based sensor and actuator, vehicular electronic control, torsional vibration control, and vibration-based energy harvesting and so on.



Hyeong-Il Lee, Ph.D. in mechanical engineering and Associate Professor in School of Automotive Engineering, Kyungpook National University. Prof. Lee is teaching Dynamics, Automatic Control and Mechanical Vibration, etc. He has academic interests in automotive NVH, Brake squeal, Sound radiation from vibrating structures, etc.