

전자장비의 진동 보호를 위한 2축 레버형 반공진 진동 절연기의 설계와 분석

Design and Analysis of a Two-axis Dynamic Anti-resonance Vibration Isolator for Vibration Protection of Sensitive Electronic Equipment

임성준*·송용진*·최태규**·
정회인**·김상현**·이종학**·박경수†
Sung-Jun Lim*, Yong-Jin Song*, Tae-Kyu Choi**,
Hoe-In Jung**, Sang-Hyun Kim**, Jong-Hak Lee** and Kyoung-Su Park†

(Received May 24, 2023 ; Revised July 25, 2023 ; Accepted July 25, 2023)

Key Words : Vibration Isolator(진동 절연기), Anti-resonance(반공진), Lever Mechanism(레버 메커니즘), Two-axis (2축), Vibration Transmissibility(진동 전달률)

ABSTRACT

This study proposes an extended model of a two-axis horizontal dynamic anti-resonance vibration isolator (DAVI). Our approach involves the incorporation of a rotatable and movable pivot pin, enabling the design of two lever mechanisms oriented along different axes to avoid disturbing the behavior of the DAVI mass. This design minimizes mutual interference and provides effective vibration isolation for both axes simultaneously. The Finite Element Method (FEM) analysis is employed to demonstrate anti-resonance and identify the corresponding band-stop filter region. Static analysis confirms the structural stability of the system under gravitational forces. Using the constructed FE model, transient analysis evaluates the vibration attenuation performance under two-axis vibration conditions, including sine signals with a 70 Hz harmonic component and measured real battleship vibration data. By applying the 2-axis DAVI, the vibration is significantly reduced, especially at 70 Hz. Furthermore, we compare the impact of restricting the pivot pin movement on vibration attenuation through additional transient analysis.

1. 서 론

진동에 민감한 전자장비 보호를 위한 다양한 패시브 진동 저감 장치가 개발, 적용되고 있으며, 그중 가

장 흔히 사용되는 진동 저감 장치는 스프링 또는 고무 등으로 제작한 진동 절연기(isolator)가 있다. 고무로 제작된 진동 절연기는 넓은 주파수 대역에서 큰 감쇠와 진동 저감을 제공하지만, 비교적 차지하는 부피가 크고, 재료 특성상 지속적인 유지, 관리가 필요

† Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering, Gachon University, Professor
E-mail : pks6348@gachon.ac.kr

* Member, Department of Mechanical Engineering, Gachon University

** Member, LIG Nex1, Researcher

A part of this paper was presented at the KSNVE 2023 Annual Spring Conference

‡ Recommended by Editor Pyung-Sik Ma

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

하다는 단점이 있다. 엔진이나 모터 같은 회전 불평형이 있는 기계장치에서 발생하는 고정 주파수의 진동 저감에는 동흡진기(DVA, dynamic vibration absorber)가 효과적이다. 동흡진기는 보호하려는 장비에 부착되어 추가적인 mass-spring 진동계로서 진동을 대신 흡수하는 작용을 한다. 그러나 보호하려는 장비의 구조, 기능 특성상 동흡진기를 적용하려는 위치가 시스템의 기능에 큰 영향을 주는 위치인 까닭에, 적절한 부착 위치를 찾지 못하는 경우가 있다.

이 연구에서 진동 절연기를 통해 보호하려는 전자장비는 구조, 기능 특성상 그 내, 외부에 동흡진기를 부착할 공간이 충분하지 않고, 추가적인 mass-spring 시스템이 장치의 구동 성능에 치명적인 영향을 줄 수 있기 때문에, 필연적으로 전자장비 마운트 하부의 제한된 공간 안에서 충분한 진동 저감을 이루어 내야 하는 설계상 제한점이 있다.

따라서 이 연구에서는 전자장비 마운트 하부에 전체적인 시스템 성능에 영향을 최소화하면서도, 효과적으로 전달되는 진동을 저감할 수 있는 DAVI (dynamic anti-resonance vibration isolator)를 도입하고자 한다. 레버형 DAVI는 레버 기구를 이용해 시스템에 anti-resonance를 유도함으로써, 특정 주파수 대역에서 band-stop 특성을 나타내는 진동 저감 장치이다. Flannelly는 하부와 상부의 움직임에 상대 운동하는 보조 질량을 통해 anti-resonance를 유도하는 진동 절연기를 제안하였다⁽¹⁾. Yilmaz and Kikuchi는 DAVI의 이론적 모델과 운동방정식을 유도하였다⁽²⁾. Li와 Gohnert는 두 개의 레버 기구에 스프링과 댐퍼를 결합한 진동 절연기를 제시하였다⁽³⁾. Yun은 이론적 모델에 대한 유한요소 모델을 구축하고, 주요 설계 변수 별 영향을 검토하였다⁽⁴⁾. Deng은 비선형 동흡진기와 레버형 DAVI를 결합하여 진동 절연 주파수 대역폭을 확장시키는 연구를 하였다⁽⁵⁾.

이 연구에서는 기존 연구에서 단일 축, 수직 방향 진동에서만 이론적으로 고려되었던 DAVI 모델을 2축 수평 진동에 대응하는 모델로 확장하였다. 회전과 축 방향 이동이 가능한 두 개의 pivot pin을 적용한 2축 구성을 가진 레버형 DAVI 설계안을 제시하고, 유한요소 모델을 구축하여 조화 응답을 적용해 시스템의 주파수 응답을 구하였다. 또한 70 Hz target 주파수를 포함하는 진동 신호를 입력하고 transient 해석을 통해 응답을 구해 저감 성능을 평가하였다. 또한 pivot pin의 움직임을 제한하였을 때 영향을 분석하였다.

2. 2축 레버형 DAVI 설계

2.1 2축 DAVI 시스템의 구조

이 연구에서 제안하는 DAVI 시스템은 X, Y 2축 수평방향 진동에 대해 진동 저감을 제공하는 것을 목표로 하며, 두 개의 mass-lever-hinge 시스템이 각 축 방향으로 배치된다. 2축 DAVI의 3차원 모델링 이미지를 Fig. 1에 나타내었다. 그림은 상하가 거꾸로 뒤집힌 상태로 그려졌으며, 상판에 부착되는 보호 대상 장비는 생략되었다. 전체 시스템은 두 개의 pin을 통해 진동원 바닥에 고정된다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 pin은 연결된 레버 위에서 자유롭게 회전하며, 각 레버 축 방향으로 sliding 한다. 레버의 한쪽 끝에는 control mass가 달리며, 반대쪽에는 square type flexure hinge를 통해 상판과 연결된다. 겹쳐진 두 개의 control mass는 같은 크기와 재질을 가지고 있으며, 접촉면을 따라 서로 미끄러진다. 레버 부와 연결되어 하중을 지지하는 Steel 부품과 AL 재질 mass plate가 겹쳐져 결합된다.

2.2 2축 DAVI 시스템의 운동 방정식

두 축 중 X축 한 개 축만 분리하고 단순화하여 나타낸 system diagram을 Fig. 3에 나타내었다. 레버와

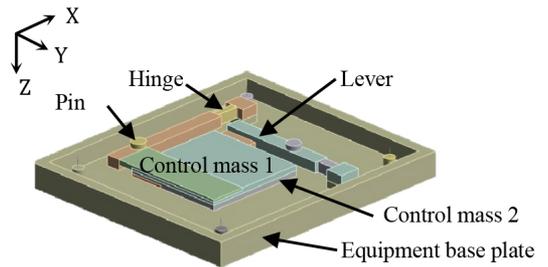


Fig. 1 3D modeling of biaxial DAVI system

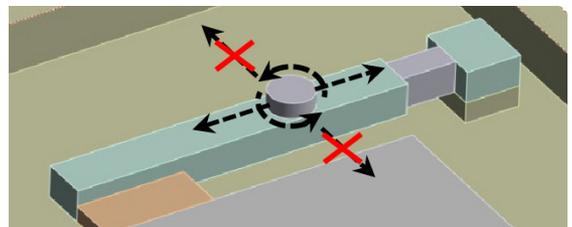


Fig. 2 Detail of lever and pivot pin

hinge, pin의 질량을 무시하고, 레버를 강체로 가정한 다. 상판과 상판 위 load mass의 질량의 합을 나타내는 m_x 와 control mass의 질량을 나타내는 m_z , 바닥면의 변위를 X_y 로 하여 전체 시스템을 이룬다. m_x 의 질량이 다른 질량들에 비해 충분히 크고, hinge의 각도 변화가 작은 small deflection 조건을 가정하면, hinge에 의해 시스템과 바닥 사이에 발생하는 수평방향 강성 k 는, 바닥면에 고정되어 m_x 와 연결된 선형 스프링의 강성으로 등가 할 수 있다. 모델에서 식 (1)과 같이 시스템을 구성하는 요소들의 운동에너지 합과 식 (3)과 같이 위치 에너지 합을 구하고, 식 (2)와 같이 질량 요소들 간의 기하학적 관계를 적용하여 식을 정리하였다. 여기에 해밀턴의 원리를 적용하여 식 (4)와 식 (5)와 같은 운동방정식을 구했다.

$$T = \frac{1}{2} m_x \dot{X}_x^2 + \frac{1}{2} m_z \dot{X}_z^2$$

$$= \frac{1}{2} (m_x + m_z (\alpha - 1)^2) \dot{X}_x^2 + \frac{1}{2} m_z \alpha^2 \dot{X}_y^2 + m_z \alpha (\alpha - 1) \dot{X}_x \dot{X}_y \quad (1)$$

$$X_z = X_y \alpha - X_x (\alpha - 1) \quad \alpha = \frac{L_1}{L_2} \quad (2)$$

$$V = \frac{1}{2} k (X_x - X_y)^2 \quad (3)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{X}_x} \right) - \frac{\partial T}{\partial X_x} + \frac{\partial V}{\partial X_x} = 0 \quad (4)$$

$$m_x \ddot{X}_x + m_z (\alpha - 1)^2 \ddot{X}_x - m_z \alpha (\alpha - 1) \ddot{X}_y + k (X_x - X_y) = 0$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{X}_y} \right) - \frac{\partial T}{\partial X_y} + \frac{\partial V}{\partial X_y} = 0 \quad (5)$$

$$m_z \alpha^2 \ddot{X}_y - m_z \alpha (\alpha - 1) \ddot{X}_x - k (X_x - X_y) = 0$$

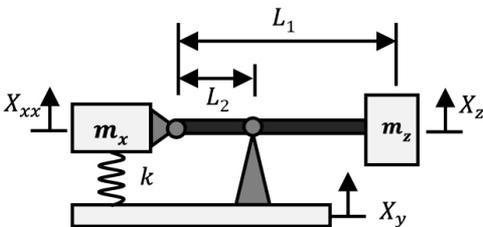


Fig.3 Simplified model of DAVI system

3. 2축 DAVI 유한요소 해석

3.1 유한요소 모델

2축 DAVI 모델의 성능을 확인하기 위해 ANSYS Workbench 2022R2 유한요소 해석 소프트웨어를 사용해 FEM 모델을 구축하고 해석을 진행하였다.

FEM 모델과 레버 기구의 기하학적 형상을 Fig. 4에 나타내었다. 상판 위에는 보호하려는 전자 장비에 해당하는 80 kg의 육면체 dummy가 부착된다. 이 연구의 target 주파수인 70 Hz anti-resonance를 생성하기 위해 조정된 pin과 레버의 치수와 레버와 pin의 거리 비($\alpha = L_1/L_2$)를 Table 1에 나타내었다. Table 2에는 사용한 물성치를 나타내었다. 또한 Table 3에 시스템 주요 부품 별 질량과 적용된 재료, 요소 수를 나타내었다. 시스템을 구성하는 모든 부품은 스프링과 joint 요소를 제외하고 모두 solid 요소를 사용하였으며, 상판 하단 네 지점과 지면 사이에는 Z축으로만 작용하는 충분히 큰 강성의 스프링 요소를 적용해 전체 시스템의 하중을 지지하는 것으로 가정하였다. 두 control mass 간에는 마찰이 없는 접촉으로 가정하였

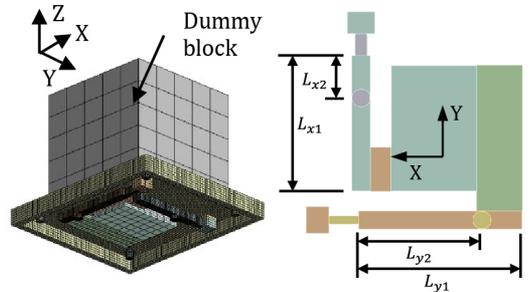


Fig.4 FEM Model and geometry of lever mechanism

Table 1 Geometric dimension of lever mechanism

Axis	L_1 [mm]	L_2 [mm]	α
X	310	97	3.19
Y	358	270	1.32

Table 2 Material properties

Material	Density [kg/m ³]	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio
AL	2770	71	0.33
Steel	7850	200	0.3

Table 3 FEM model properties

Parts	Mass [kg]	Material	Elements
Dummy	80	-	125
Equipment base	39	AL	15 313
Control mass 1	5	AL, Steel	200
Control mass 2	5	AL, Steel	200
Lever 1	4	Steel	3648
Lever 2	4.4	Steel	4200

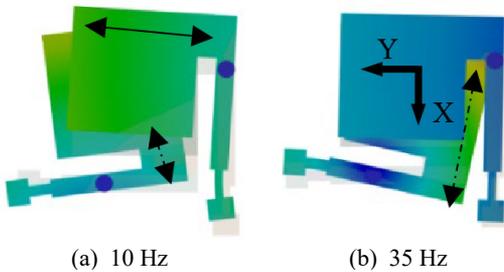


Fig. 5 Mode shape of DAVI system

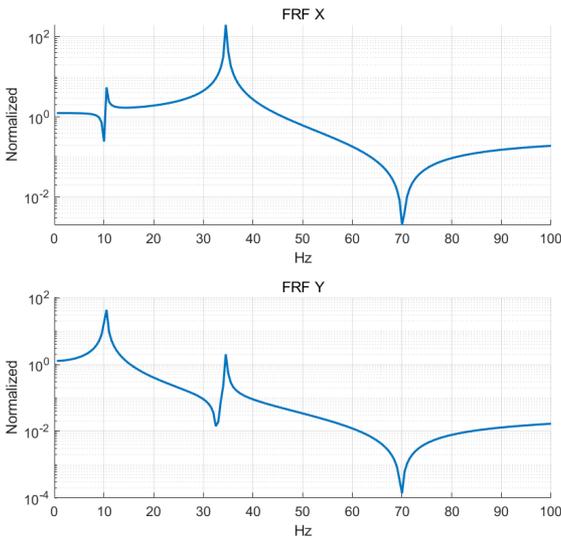


Fig. 6 Frequency response of DAVI

으며, 두 쌍의 pin과 레버 사이에는 multi point constraint (MPC) Joint 요소를 적용하여, RZ 회전 자유도를 부여하고, 각 레버 축 방향의 병진 자유도를 부여하였다. 추가로 레버의 bending에 따른 영향을 배제하기 위해 레버에 rigid joint behavior를 적용하여 강체로 가정하였다.

3.2 Modal Analysis

두 개 pin에 fixed support를 적용하고 modal analysis를 통해 구한 DAVI 시스템의 고유주파수와 mode shape를 Fig. 5에 나타냈다.

3.3 Harmonic Response

Mode superposition method를 이용하여 harmonic analysis를 수행했다. 조화가진은 100 m/s^2 크기의 가속도를 $0 \text{ Hz} \sim 100 \text{ Hz}$ 범위에서 수평방향 바닥 가진으로 적용하였다. 상판 위에 부착된 dummy block의 한 쪽 vertex point에서 축 별 가속도 응답을 받고, X, Y축 각각 조화가진을 입력해 구한 주파수 응답을 Fig. 6에 나타냈다.

X축 방향 레버 기구의 고유 모드 주파수는 10 Hz 이며, Y축 방향 레버 기구의 고유 모드 주파수는 35 Hz 이다. 공통적으로 70 Hz 에서 anti-resonance가 발생하며, anti-resonance를 중심으로 $35 \text{ Hz} \sim 100 \text{ Hz}$ band-stop filter의 특성을 보인다.

주파수 응답에서 보았을 때 두 레버 기구는 완전히 독립적이지 않으며, 서로 상호작용이 있음을 알 수 있다. 이는 두 레버 기구의 크기와 위치가 전체 시스템에 대해 대칭이 아니므로 운동 시 질량 불균형에 의한 회전이 발생함에 따른 것으로 파악된다.

4. 2축 DAVI의 성능 평가

4.1 Static Analysis

중력 하에서 시스템의 정적 구조물 건전성 평가를 위하여 Fig. 7과 Fig. 8과 같이 static 해석을 수행하였다.

레버로부터 직접 지지 되지 않은 외팔보 상태의 control mass 끝부분에서 0.04 mm 최대 처짐이 발생하였으며, 이는 시스템의 전체 크기를 고려하였을 때 매우 작은 변형이다.

Flexure hinge 부 모서리에서 최대 8.6 MPa 의 응력이 발생하였으며, 적용된 재질(steel)의 허용 응력 고려하였을 때 파손 가능성은 낮다.

4.2 Transient Analysis

레버형 DAVI의 진동 저감 성능 평가를 위하여 transient 해석을 수행하였다. 중력을 적용하고, 유한 요소 모델 지면에 바닥 가진을 입력하여 dummy block의 한 쪽 vertex에서 가속도 응답을 구한다. Mode superposition method를 적용하여 transient 해

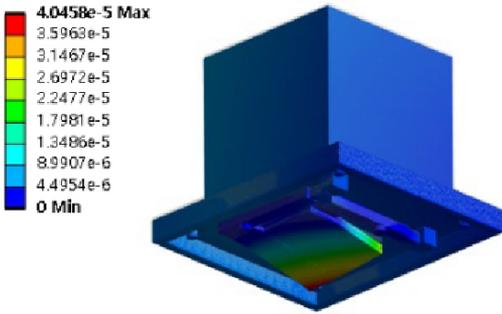


Fig. 7 Static deflection

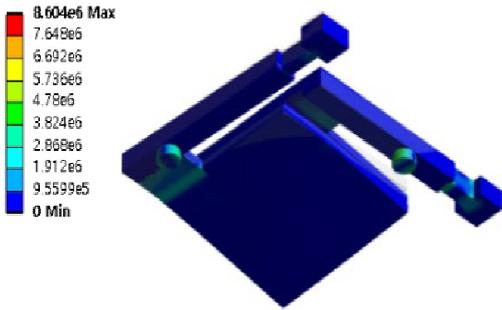


Fig. 8 Static von-mises stress

석을 수행했다. System damping은 0.02로 가정하였다. 입력 신호는 첫째로 100 m/s^2 크기의 70 Hz sine 신호를 X, Y 축 각각 입력하여 축 별 저감 성능을 확인하고, 둘째로 70 Hz와 그 harmonic 성분을 포함하는 실제 측정된 진동 신호를 X, Y 축 각각 동시에 입력하여 실제 운용 상황에서의 성능을 예측한다. DAVI의 성능을 평가하기 위한 비교값으로 W/O 모델의 응답을 사용하였다. W/O 모델은 DAVI 요소들을 제거하고, 상판 하부 DAVI 장착면에 직접 바닥가진을 입력한 모델이다.

(1) Sine 신호 입력

사용한 sine 입력 신호의 sample rate는 1000 Hz이다. Step size는 1 ms로 적용하였다. X축 입력에 대한 X, Y 각각의 응답을 W/O 모델과 비교한 그래프를 Fig. 9에 Y축 입력에 대한 X, Y 각각의 응답을 W/O 모델과 비교한 그래프를 Fig. 10에 나타내었다.

또한 구한 응답을 0 Hz ~ 100 Hz 범위에서 FFT(fast Fourier transform)하여 주파수 영역에서 분석한 결과를 Fig. 11과 Fig. 12에 나타내었다.

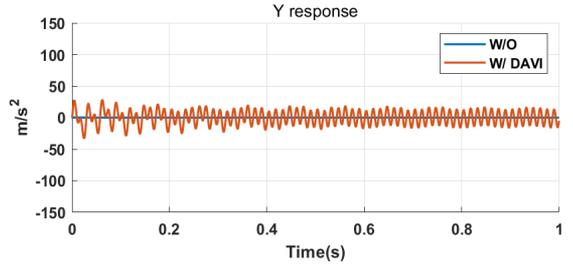
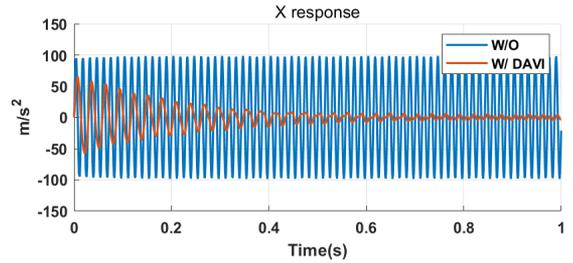


Fig. 9 Directional responses to X input

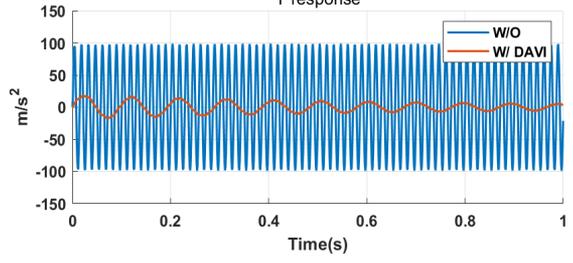
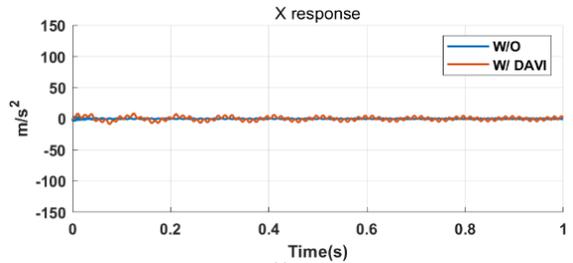


Fig. 10 Directional responses to Y input

주파수 영역에서 70 Hz 성분 크기 비교해 진동 저감율을 계산하면, X, Y축 각각 96 %, 99 % 저감율을 보인다. 입력 축의 반대쪽 축 응답에서는 입력 신호 크기 10 % 이하의 작은 응답이 10 Hz, 35 Hz 성분으로 관측되는데, 이는 앞서 조화응답 결과에서 보인 바와 같이 각 축 레버 기구의 고유 모드가 나타난 것이다.

(2) 70 Hz 조화성분을 포함하는 실측 신호 입력
사용한 진동 입력 신호의 sample rate는 4000 Hz이

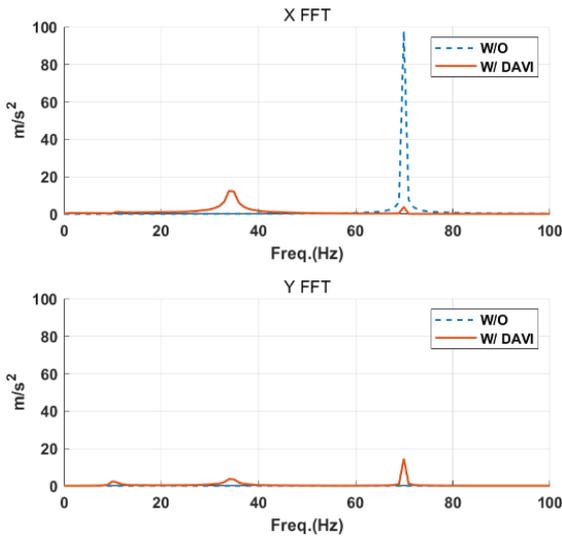


Fig. 11 Directional responses to X input

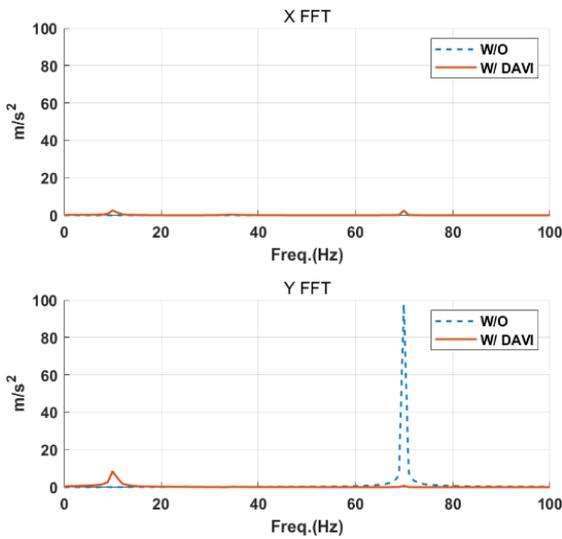


Fig. 12 Directional responses to Y input

다. Step size는 0.2 ms로 적용하였다. 신호는 실제 운용 시험시 측정된 신호이며, target 주파수인 70 Hz와 그 조화성분을 포함한다. 응답의 구체적인 크기는 보안 상 생략하였다. X, Y 서로 다른 신호를 동시에 바닥가진 입력하고, X, Y 각각의 응답과 W/O 모델 각각의 응답을 비교하여 Fig. 13에 나타내었다.

구한 응답을 0 Hz ~ 200 Hz 범위에서 FFT 하여 주파수 영역에서 분석한 결과를 Fig. 14에 나타내었다.

주파수 영역에서 70 Hz 성분 크기 비교해 진동 저

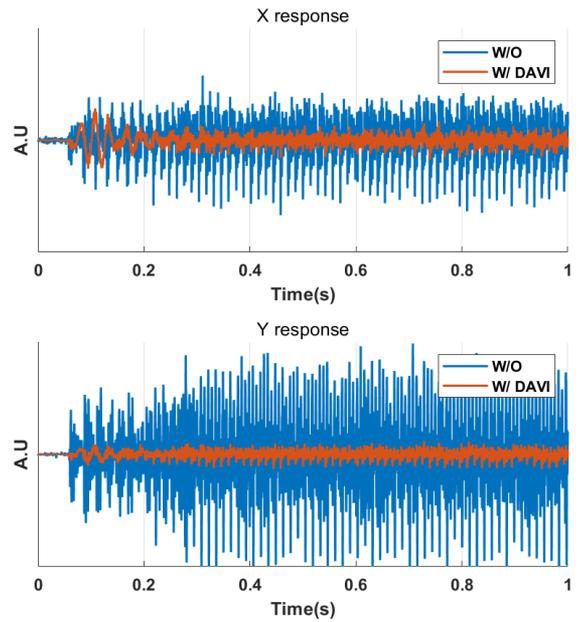


Fig. 13 Directional responses to 2 directional inputs

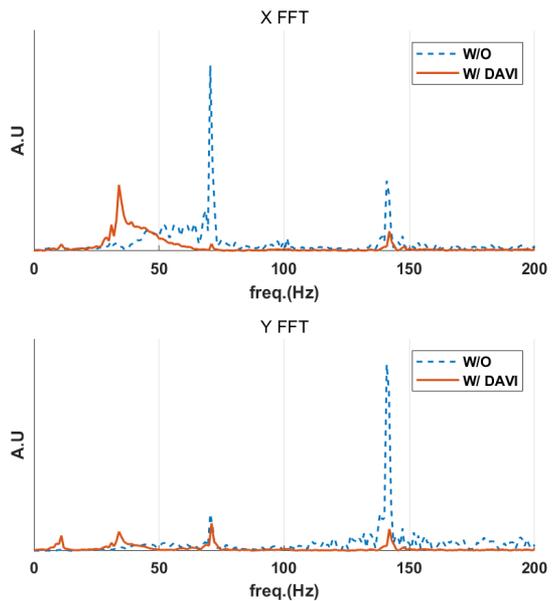


Fig. 14 Directional responses to 2 directional inputs

감율을 계산하면, X, Y 축 각각 96 %, 28 % 저감율을 보이며, 70 Hz의 harmonic 성분인 140 Hz를 보면, X, Y 각각 72 %, 88 %의 저감율을 보여 넓은 주파수 대역에서 충분한 진동 저감 성능을 가지는 것을 확인할 수 있다. 0.5초 이후 정상상태에서의 peak to peak

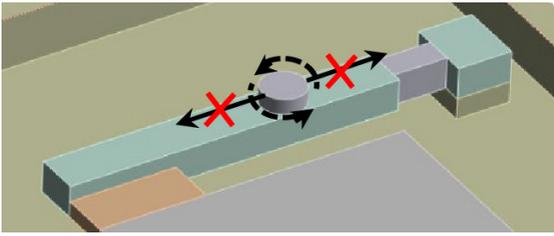


Fig. 15 Detail of lever and pivot pin – rotation only

기존 저감율을 계산하면 X, Y 각각 68 %, 89 %의 저감율을 보인다.

단일 축 sine 신호를 입력했을 때와 비교하면, X, Y 두 축 신호를 동시에 입력했을 경우 DAVI의 진동 저감 성능이 저하되는 것을 확인할 수 있다.

전체 step 중 발생한 von-mises 응력은 flexure hinge 에서 순간 최대 790 MPa가 발생하는 것으로 확인되었으며, 이는 재질을 고려하였을 때 파손 가능성이 있어, 보강 또는 설계 변경이 필요할 것으로 보인다.

4.3 Pivot pin의 자유도 제한에 따른 영향 분석

Fig. 15에 나타낸 바와 같이, pivot pin의 병진 자유도를 구속하여 회전만 가능하게 한 상태에서, 앞서 진동 저감 성능을 확인할 때 사용한 70 Hz와 그 조화 성분을 포함하는 실측 신호를 같은 방법으로 입력해 pin의 병진 자유도가 DAVI 성능에 미치는 영향을 분석하였다. X, Y 각각의 응답과 입력 신호를 비교하여 Fig. 16에 나타내었다. 또한 구한 응답을 FFT하여 0 Hz ~ 200 Hz 주파수 영역에서 분석한 결과를 Fig. 17에 나타내었다.

주파수 영역에서 70 Hz 성분 크기 비교하면 X축은 79 % 저감, Y축은 80 % 증폭된 것을 확인할 수 있다. 이는 두 개의 레버 기구가 서로 상호작용한 결과이다. pin의 축 방향 이동이 제한되면 두 개의 pin이 서로의 축 방향으로 힘을 전달하게 되어, 결과적으로 두 control mass의 운동을 서로 방해하게 된다. 의도치 않게 반대 축 방향 pin과 레버 기구를 따라 상판으로 직접 진동이 전달되는 효과가 발생한다. Fig. 16과 Fig. 17의 경우 레버 기구 중 상대적으로 작은 강성을 가지는 Y축 레버 기구가 더 큰 강성을 가지는 X축 방향 레버 기구의 영향 받아 오히려 신호를 증폭하는 결과를 가져왔다. 이는 레버 기구 간에 상호작용을 최소화하는 것이 다축 DAVI 설계에서 매우 중요하다는 것을 보여준다.

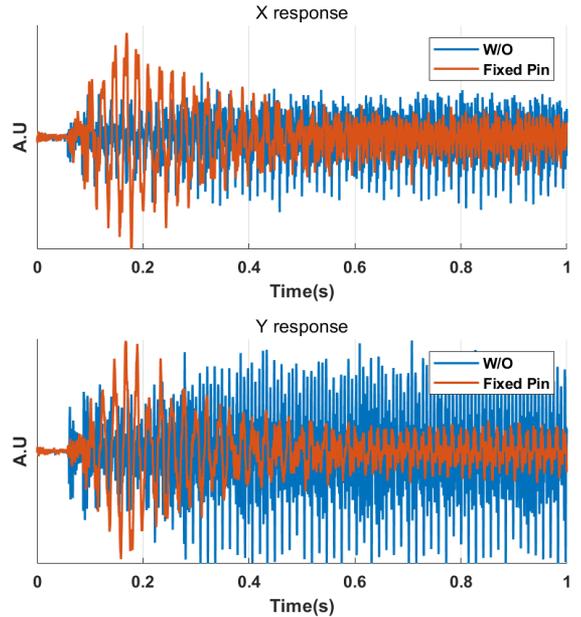


Fig. 16 Directional responses 2 directional inputs

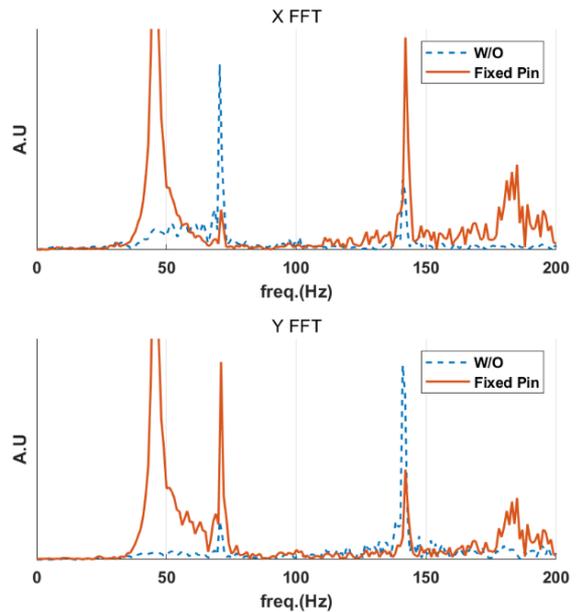


Fig. 17 Directional responses 2 directional inputs

5. 결론

이 연구에서는 기존 연구에서 검토되었던 1축 수직 레버형 DAVI의 모델에서 확장하여, 2축 X, Y 수평

진동에 대응하는 모델을 제시하였다. 회전, 이동가능한 pivot pin을 도입해 서로 다른 축 방향의 두 레버 기구가 서로 영향을 최소화하며 축 별 진동 절연 역할을 수행할 수 있게 설계하였다. Harmonic response를 통해 70 Hz anti-resonance와 그 주변에 생성되는 band-stop filter 영역을 보였다. Static 해석을 통해 중력 하에서의 구조적 안정성을 보였으며, transient 해석을 통해, 축 별 sine 신호와, 70 Hz 조화성분을 포함하는 2축 진동 조건에서의 진동 저감 성능을 보였다. 단 flexure hinge에서 발생하는 순간적인 높은 응력에 대해서는 별도의 구조적 보강이 필요할 것으로 보인다. 또한 pin의 병진 자유도를 구속하였을 때 두 레버 간 서로 주고받는 영향이 매우 커져 진동 저감 성능이 확연히 떨어지는 것을 transient 해석을 통해 확인하였다. 따라서 2축 이상의 레버 기구를 가지는 DAVI는 서로 다른 축을 담당하는 레버 기구들 사이의 상호작용을 최소화하는 것이 진동 저감 성능을 위해 중요하다는 것을 알 수 있다.

이후 연구 방향으로는 이 논문에서 이론적으로 검토된 모델을 바탕으로 실물을 제작하여 검증할 것이다. 회전과 축 방향 이동이 가능한 pivot pin의 조건을 베어링과 리니어 가이드의 조합으로 구현한 실험용 프로토타입을 실제 제작하여, 이 연구에서 고려하지 않은 마찰과 접촉에 의한 비선형성을 고려하여 2축 DAVI 시스템의 성능을 검토할 계획이다.

후 기

이 연구는 (주)삼정오토메이션과 LIG 넥스원(근접방어무기체계(CIWS-II)) 전자광학센서부 구조/진동 및 열 안정성 분석) 지원을 받아 수행된 연구임 (202210540001).

References

- (1) Flannely, W. G., 1967, Dynamic Antiresonant Vibration Isolator, United States Patent Office, 3322379.
- (2) Yilmaz, 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. 3-5, pp. 1004-1028.

- (3) Li, K. and Gohnert, M., 2010, Lever Mechanism for Vibration Isolation, Applied Technologies & Innovations, Vol. 1, No. 1, pp. 21-28.

- (4) Yun, J.-H., Kim, G.-W. and Lee, H., 2016, Study on Performances of the Lever Type Anti-Resonance Vibration Isolator, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 2, pp. 187-194.

- (5) Deng, J., Yang, J., Jiao, S. and Long, X., 2023, Band-Stop Characteristics of a Nonlinear Anti-Resonant Vibration Isolator for Low-Frequency Applications, International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 240, 107914.



Sung-Jun Lim was born in Uiwang, Korea, in 1999. He is currently an undergraduate student in the Gachon University. His research interest is vibration control.



Kyoung-Su Park was born in Seoul, Korea, in 1976. He received the B. E. degree in electrical-mechanical engineering from the Yonsei university, Seoul, Korea, in 2000, and the master and Ph.D. degrees in mechanical engineering from the Yonsei University, Seoul, Korea in 2002 and 2006, respectively. In 2006, he joined the Samsung Electronics Corp. and he has worked for about three years. Since September 2008, he has been a research professor in the school of mechanical engineering at the Yonsei university. And he has become an associate professor in mechanical engineering at Gachon university since 2014. His current research interests include the vibration and control issues and intelligent approaches for cable-driven parallel robot and for nano/micro environment. He has served as executive member for more than 13 years in ASME-ISPS (Information Storage and Processing System) and he became a chair of ASME-ISPS division from July 2016 to August 2017.