한국정밀공학회지 제 24 권 제 3 호 (2007 년 3 월)
Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 24, No. 3, March 2007

제진을 위한 3 자유도 정밀 스테이지의 설계와 모델링

문준희#, 김화수*, 박희재**

Design and Modeling of a 3-DOF Precision Stage for Vibration Isolation

Jun Hee Moon#, Hwa Soo Kim* and Heui Jae Pahk**

ABSTRACT

Active vibration isolation systems need the following performance specifications which are different from those of existing positioning systems: usage of seismic sensors, strict suppression of phase lead/lag in signal processing for sensors and actuators, excellent control in low frequency range and so on. In consideration of such specifications, a 3-DOF precision stage for vibration isolation is designed and modeled based on the physical characteristics. Then the major parameters such as spring constants and damping coefficients are valued by the system identification method using empirical transfer function. Finite element analysis is used as a verification and simulation tool throughout this research. This paper lays the foundation for the future research on the control of the active vibration isolation system.

Key Words : Precision stage (정밀 스테이지), Vibration isolation (진동 절연), Modeling (모델링), System identification (시스템 식별)

1. 서론

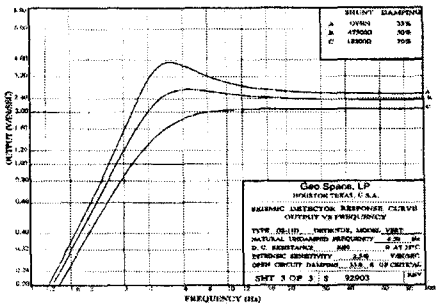
반도체 산업 등의 정밀 산업의 급속한 발전에 따라 초정밀 환경조성의 필요성 또한 높아지고 있다. 여기서 초정밀 환경조성이라 함은 진동, 분진, 온도변화 등의 요인을 원하는 수준으로 제어하는 것을 의미한다.[1] 그 중 진동의 감소를 위해 기존의 수동형 진동절연(passive vibration isolation)은 안정적인 제진 성능으로 인해 많은 산업현장에서 사용되고 있으나, 저주파에서의 공진현상으로 인한 진동의 증폭을 피할 수가 없어서 능동형 진동절연(active vibration isolation) 방법이 많이 연구되고 있다.[2,3] 능동형 제진 시스템은 기존의 정밀 위치 제어 시스템들과는 다른, 다음과 같은 특성들을 갖추어야 한다: 주위의 환경에서 진동이 전달되므로 측정계(metrology frame)가 없이 측정이 가능한 지진형 센서(seismic sensor)를 사용하여야 하며, 센서로부터 받는 신호나 구동기로 보내는 신호를 처리함에 있어 신호의 크기를 적절히 맞출 뿐 아니라 위상 앞섬이나 뒤짐이 최대한 억제되어야 하고, 능동형 제진 시스템이 요구된 가장 큰 이유인 저주파 제어 성능이 뛰어나야 한다는 점 등이다.[4,5]

☞ 접수일: 2006 년 9 월 25 일; 게재승인일: 2007 년 1 월 22 일
교신저자: 서울대학교 기계항공공학부 마이크로열시스템연구센터
E-mail: junimoon@snu.ac.kr Tel. (02) 880-1680
* 서울대학교 기계항공공학부 BK21 사업단
** 서울대학교 기계항공공학부

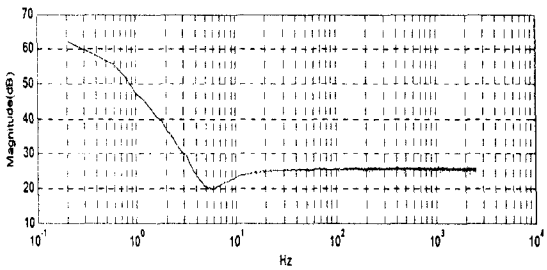
본 연구에서는 상기된 성능 사양들을 수직 방향의 3 자유도(z, θ_x, θ_y)에서 만족시키는 정밀 스테이지를 설계하고, 그 물리적인 특성에 기초한 모델을 만들어 시스템 식별을 통해 모델의 각 계수들을 규명하여, 향후 능동형 진동 절연에 최적으로 사용될 수 있는 정밀 스테이지와 그 모델을 만드는 것에 목표를 두었다.

2. 초정밀 3 자유도 스테이지의 설계

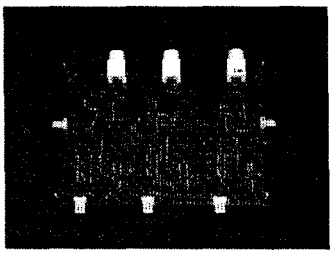
2.1 센서부



(a) Transfer function of the Geophone



(b) Transfer function of the LFAC



(c) Low Frequency Amplification Circuit

Fig. 1 Transfer functions of the Geophone and the Low Frequency Amplification Circuit (LFAC)

제진 시스템의 제어를 위해서는 지반의 진동을 측정하여야 하는데 이를 위해 지진형 센서(seismic sensor)를 사용한다. 일반적인 위치 측정장비는 측정의 기준이 되는 별도의 측정계(metrology frame)가 있어야 하는데, 제진 시스템은 주변이 모두 진동하는 환경을 전제로 하기 때문에 일반적인 위치 측정센서를 사용하지 않고, 측정계가 필요하지 않는 측정 장치인 지진형 센서를 사용한다.[6] 지진형 센서로는 가속도계(accelerometer), 지오폰(geophone), 지진계가 대표적이며 본 연구에서는 사용할 구동기가 위치제어를 하는 압전 구동기이므로, 가속도계를 사용하는 경우 적분을 두 번 수행하게 되어 신호의 신뢰도가 많이 떨어진다. 또한, 지진계를 사용하면 질량이 너무 커서 본 연구의 스테이지와 같이 작은 시스템에는 사용이 불가능하다. 따라서, 지오폰을 선택하였다.

본 연구에서 사용된 미국 Geospace 사의 GS-11D 는 Fig. 1(a)과 같이 4.5Hz 이상을 대역폭으로 하고 있다. 능동형 제진 시스템은 저주파에서의 성능이 중요하므로 지오폰의 절점주파수(cutoff frequency)인 4.5 Hz 이하 영역에서의 신호저하(attenuation)를 보상하는 회로를 채택하였다. 0.5 ~ 4.5 Hz 의 부분을 대역폭에 포함시키고자 절점주파수를 0.5 Hz 로 옮기는 증폭회로를 구성하였으며 그 결과로 0.5 Hz 이상의 영역을 대역폭이 되게 하였다. 그 전달함수는 식(1)과 같으며,[7] 제작된 회로의 주파수 특성과 사진은 각각 Fig. 1(b)과 Fig. 1(c)에 도시하였다.

$$H(s) = G\frac{s^2 + 2\varsigma_g\omega_g s + \omega_g^2}{s^2 + 2\varsigma_c\omega_c s + \omega_c^2} \tag{1}$$

여기서, 아래첨자 g 는 geophone 을 의미하고, c 는 회로에 의해 개선된 특성을 의미하며, ω 와 ς 는 각각 공진주파수와 감쇠비를 의미한다.

지오폰을 통해 들어오는 측정 정보는 속도인 반면에 구동 모듈의 출력은 변위이므로, 측정 신호를 적분이 불가피하다. 일반적인 적분 알고리즘을 적용하면 측정 신호에 약간의 DC 성분이 있어도 적분 알고리즘을 통과하면 곧 지나치게 큰 값으로 변환되어 변위 제어에 사용할 수 없게 된다. 따라서, 본 연구에서는 누설 적분기와 고대역 통과 필터를 사용하였다. 상기된 회로에 의해 개선

된 측정 영역인 0.5 Hz 에서 절점을 갖는 누설 적분기와, 같은 절점을 갖는 고대역 통과 필터를 직렬로 연결하여 DC 성분을 없앰과 동시에 측정 영역에서는 적분이 수행되도록 하였다. 이렇게 개선된 적분 알고리즘은 Simulink 를 통하여 디지털 필터로 구현하였다.

또한, 이후에 기술될 구동모듈과 같은 위치에 센서가 놓이도록 하여(collocation) 간략한 시스템 기술과 정확한 측정이 이루어지게 하였다.[2,3]

2.2 구동 모듈

2.2.1 구동기

구동기의 선택을 위한 조건은 여러 가지가 있지만 정밀도, 반복성능, 선형성, 구동력 등이 주요 고려 조건이 된다. 보이스코일 액추에이터는 선형성이 뛰어나지만 구동력이 약하여서 수동형 제진 시스템과 함께 공진진폭을 감쇠시키는데 주로 사용되며, 리니어 모터는 구동력과 선형성이 뛰어나지만 사용되는 에너지가 비교적 많이 소요된다. 압전소자는 히스테리시스와 크립(creep)이라는 비선형적인 요소가 강하게 있지만, 정밀도와 반복성능, 구동력, 응답속도가 뛰어나며 에너지 소비가 적어서 본 연구의 목표인 제진 시스템 구성을 위한 스테이지의 설계라는 목적에 부합되므로 채택하였다.

2.2.2 연결부

바닥과 테이블의 연결부는 굽힘 힌지(flexure hinge)와 레버 링키지(lever linkage)로 이루어져 있다. 굽힌 힌지는 기계 구조 중 일부의 두께를 얇게 함으로써 그 부분의 굽힘이 쉽게 발생되도록 하여 경첩과 같이 사용하는 구조이다. 굽힘이 쉽게 일어나지 않은 방향으로는 힘을 전달하며, 운동방향을 구속하여 가이드의 역할을 한다. 또한, 백래시나 붙음-미끄러짐(stick-slip)과 같은 비선형성이 없는 이상적인 조인트(joint)의 역할을 한다.[8]

본 설계에서 레버 링키지를 위해서는 노치형 굽힘 힌지(notched flexure hinge)를 사용하여 자유도를 1 개만 허용하도록 하였다. 노치형 굽힘 힌지의 회전탄성을 위한 Paros[9]의 근사식은 다음과 같다.

$$K_B = \frac{2Eht^{5/2}}{9\pi R^{1/2}} \ [\mathrm{N\cdot m/rad}] \qquad (2)$$

여기서 t 는 힌지의 가장 얇은 부분의 두께, R 은 힌지의 곡률 반경, h 는 굽힘 힌지의 폭, E 는 재질의 Young's modulus 이다.

또한, 압전 구동기의 전후에는 원형 굽힘 힌지(circular flexure hinge)를 사용하여 구동기에 종적인 방향으로는 힘을 전달하며, 횡적인 방향의 힘이나 굽힘 모멘트에 대해서는 변형 및 파괴가 일어나도록 하여 전단력과 돌림힘에 대해 약한 압전 구동기를 보호하는 역할을 하도록 하였다. 원형 굽힘 힌지의 회전탄성을 위한 Paros[9] 의 근사식은 식(3)과 같으며, 모델링에서 레버의 회전관성을 구하는데 사용하였다.

$$K_B = \frac{Et^{7/2}}{20R^{1/2}} \ [\mathrm{N\cdot m/rad}] \qquad (3)$$

위에 기술한 Paros 의 근사식들은 FEM 해석의 결과와 아주 유사함을 발견할 수 있었다.

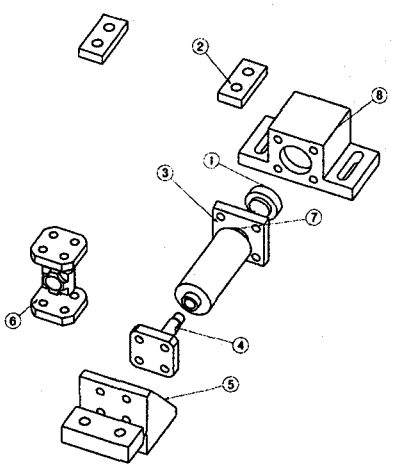
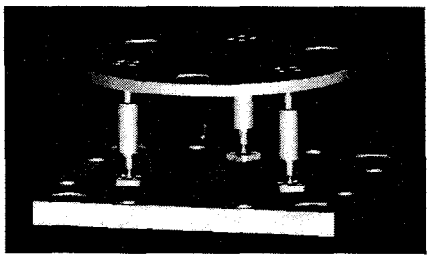


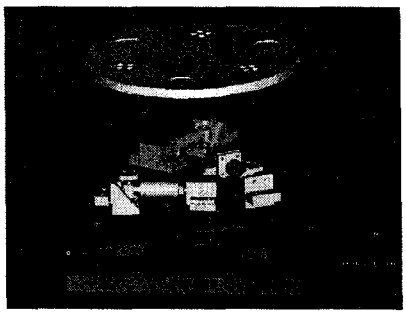
Fig. 2 Exploded actuation module (1:back hinge, 2:double nut, 3:fastner, 4:front hinge, 5:lever, 6:pole hinge, 7:PZT stack, 8:horizontal support)

힌지의 가장 얇은 부분의 두께 t 는 굽힘과 압축/인장에 의한 응력이 최대 항복 응력을 넘지 않도록 설계하도록 하며, 곡률반경 R 은 응력집중을 피할 정도로 설계하고, 노치형 굽힘힌지의 폭 h 는 구속조건을 만족시킬 정도의 값을 정한다. 본 설계에서는 각 구동기 당 50kg 의 하중이 1g 정도의 가속도로 진동하는 경우에도 견딜 수 있도록 하여,

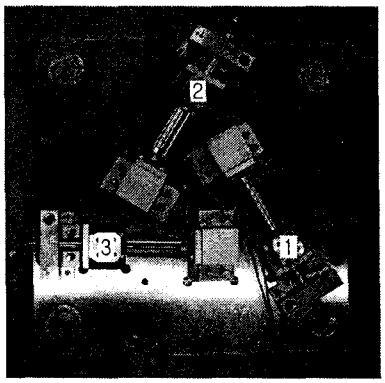
레버 링키지의 힌지 부분의 두께 t 는 1mm, 곡률 반경 R 은 2mm, 폭 h 는 34mm 로 하였고, 압전 구동기의 전후의 힌지의 두께 t 는 2mm, 곡률 반경 R 은 4mm 로 하였다. 또한, 상판을 떠받치는 기둥의 전후의 원형힌지에서 두께 t 는 1.5mm, 곡률반경 R 은 4mm 로 하였다.



(a)Vertical arrangement of the actuation modules



(b) Rotary arrangement of the actuation modules



(c) Manufactured stage without cover plate (the numbers mean the positions of actuating/sensing points)

Fig. 3 layouts and photo of the active vibration isolation system

2.2.3 레버 링키지

본 연구의 초정밀 스테이지에 사용되는 3 개의 구동 모듈은 Fig. 2 와 같이 레버, 압전 구동기, 구동기 전후의 굽힘 힌지, 레버와 상판 사이의 기둥으로 구성되어 있다. 이와 같은 구조의 레버 링키지는 수직 방향의 구동을 수직으로 전달하여, 수평 방향의 움직임에 대해서는 적절한 강성을 갖도록 한다.

2.3 전체 시스템의 구성

수직 방향의 구동을 위해서 일반적으로 생각하기 쉬운 정밀 스테이지의 설계는 구동기를 수직으로 배치하는 것이다(Fig. 3(a) 참조). 이러한 배치는 수평 방향의 강성을 낮추어 수평 방향의 진동에 영향을 많이 받게 된다.

이러한 단점을 극복하고자, 변위와 힘의 전달을 직각 방향으로 전환도록 하는, 굽힘 힌지(flexure hinge)를 이용한 장치인 레버 링키지를 고안하였다. 레버 링키지를 이용하면 구동기를 수평 방향으로 배치하여 스테이지 전체의 높이를 낮춤으로 공간축소와 수평방향 강성 확보를 가능하게 한다. 구동기의 배치는 구동기 상호간의 간섭이 동일한 형태가 되어 이후의 제어와 시스템 식별에 용이하도록 회전식(rotary) 배치가 되도록 하였다. (Fig. 3(b) 참조) 또한, 실제로 제작된 스테이지의 사진을 Fig. 3(c)에 실어 놓았다.

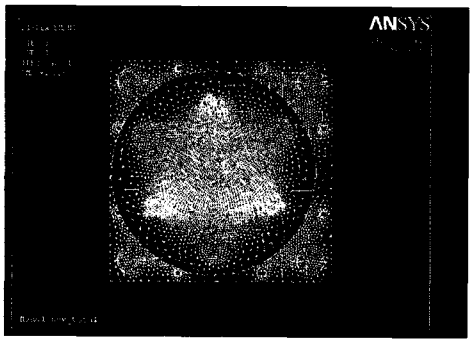
수직방향의 구동을 위한 수직형 배치와 본 연구에서 제안한 회전식 수평형 배치의 수평방향 고유진동수를 FEM 해석을 통해 비교한 결과를 Fig. 4 에 도시하였다. 수직형 배치의 첫 번째 수평방향 고유진동수는 24 Hz 이지만, 수평형 배치의 첫 번째 수평방향 고유진동수는 50 Hz 이 넘어 수평 방향 강성이 크게 향상되었음을 알 수 있다.

3. 기구학적 모델링 및 모델 축약

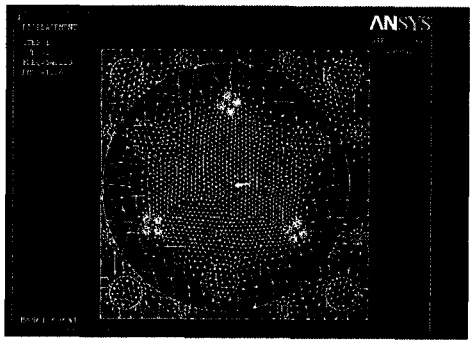
3.1 구동모듈의 상세 모델링

구동 모듈의 각 부분의 질량과 강성을 고려하면 Fig. 5 와 같은 시스템으로 모델링할 수 있으며, 각 변수의 의미는 다음과 같다.

r: 구동기와 레버링키지의 중심축 사이의 거리
R: 레버링키지의 회전축에서 기둥까지의 거리
K_i: 굽힘 힌지의 축방향 강성 (i=1,2,3)
m_x: 각 부분의 질량 (Fig. 6 참조)



(a) 1st mode of the vertical arrangement of actuators



(b) 1st mode of the horizontal arrangement of actuators

Fig. 4 Comparison of 1st modes by actuator arrangement

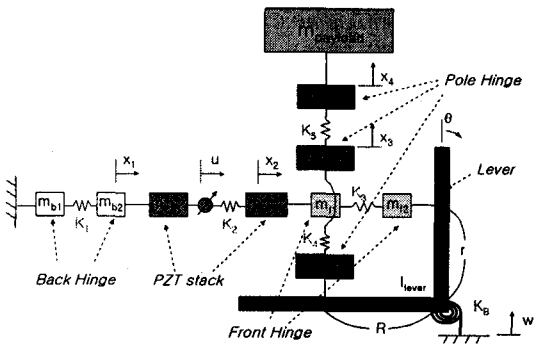


Fig. 5 Detailed model of the actuation module

여기서 질량과 회전관성을 수식을 위해 다시 정리하면 다음과 같다.

$$
\begin{aligned}
m_1 &= m_{b2} + m_{pzt1} \\
m_2 &= m_{pzt2} + m_{mf1} \\
m_3 &= m_{pole2} \\
I &= I_{lever} + r^2 \times m_{f2} + R^2 \times m_{pole3} \\
M &= m_{payload} + m_{pole1}
\end{aligned} \tag{4}
$$

위의 모델을 상태 공간 표현으로 나타내면 다음과 같다.

$$\dot{x}_d = A_d x_d + B_u u_d + B_w w_d \tag{5}$$

여기서,

$$x_d = \begin{bmatrix} x_1 & \dot{x}_1 & x_2 & \dot{x}_2 & \theta & \dot{\theta} & x_3 & \dot{x}_3 & x_6 & \dot{x}_6 \end{bmatrix}^T \tag{6}$$

$$A_d = \begin{bmatrix}
0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
-\frac{K_1+K_3}{m1} & 0 & \frac{K_2}{m1} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
\frac{K_2}{m_2} & 0 & -\frac{K_2+K_3}{m_2} & 0 & \frac{r\cdot K_3}{m_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & \frac{r\cdot K_3}{I} & 0 & -\frac{r^2\cdot K_3 + R^2\cdot K_5}{I} & 0 & \frac{R\cdot K_5}{I} & 0 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & \frac{R\cdot K_5}{m_3} & 0 & -\frac{K_5+K_6}{m_3} & 0 & \frac{K_6}{m_3} & 0 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\
0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{K_6}{M} & 0 & -\frac{K_6}{M} & 0
\end{bmatrix} \tag{7}$$

$$B_u = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{k_1}{m_1} & 0 & -\frac{k_2}{m_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \tag{8}$$

$$B_w = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{R\cdot k_5}{I} & 0 & \frac{k_5}{m_3} & 0 & 0 \end{bmatrix}^T \tag{9}$$

이와 같이 만들어진 구동모듈의 상세 모델을 가지고 Matlab 을 통해 Bode 선도를 그린 결과는 Fig. 6 과 같다. 각 부품의 질량과 관성모멘트는 Pro/Engineer 를 통하여 밀도값을 입력하여 계산하였고, 탄성은 Pro/Mechanica 를 이용하여 단위 힘에 대한 변형을 얻어 계산하였다. PZT 구동기의 탄성은 제작사의 카탈로그에서 값을 구하였으며, 하중은 10 kg 으로 하였다. Fig. 6 에서 유효하중 M 과 레버 링키지의 회전 관성 I 를 변화시켜 가며 관찰하면, 표기한 바와 같이 좌측으로부터 2 개의 공진점이 각각 유효하중과 레버 링키지의 회전관성에 의한 것임을 알 수 있다.

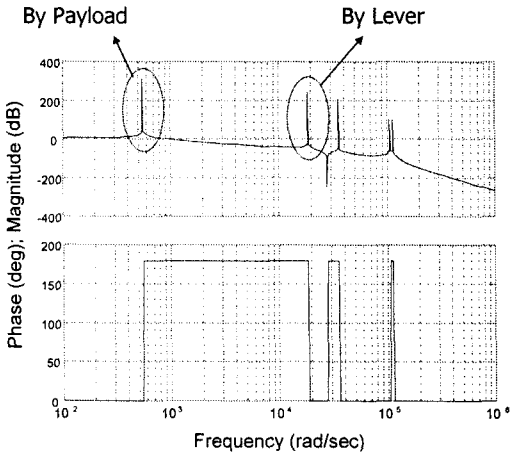


Fig. 6 Bode plot of the detailed model of the actuation module

3.2 구동 모듈의 축약과 최대 유효하중

본 연구에서는 모델 축약(model reduction)을 수행하고자 한다. 이후에 본 시스템을 이용한 제어에 있어서 모델 축약이 선행되지 않으면 제어에 수반되는 연산이 너무 복잡하여져서 실시간 제어가 곤란한 상황이 발생할 수도 있다. 본 연구의 모델 축약의 특징은 물리적인 의미에 기초하여서 모델 축약을 하는 것이다. 그러한 경우 모델 축약을 하였을 때의 한계를 명확히 예측할 수 있는 장점이 있다.

능동형 제진 시스템을 위한 스테이지 구동의 주파수 영역은 첫 번째 공진주파수 이하의 영역을 사용하기로 한다. 능동형 제진 시스템은 저주파에서의 제진성능향상을 목표로 하며, 공진주파수를 포함한 고주파에서의 제진은 향후 접목될 수동형 제진시스템을 사용하여서 더욱 효과적으로 수행될 수 있기 때문이다. 따라서, 본 연구의 구동모듈은 유효하중을 제외한 모든 관성(질량, 회전관성)을 생략하여, 등가의 탄성과 감쇠기만으로 모델링할 수 있다.

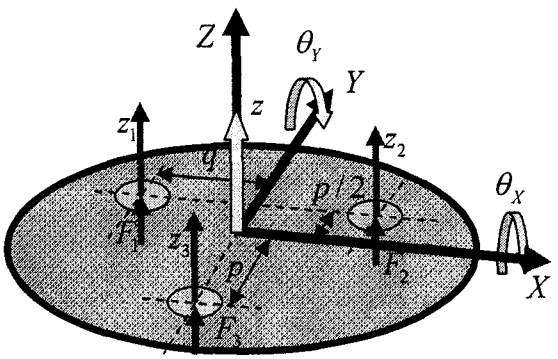
이를 통해서 스테이지 위에 올려질 유효하중의 크기는 제한이 된다. 구동모듈로 제어하기를 원하는 최대유효하중 $m_{\max}$ 과 구동모듈의 탄성 k_i 가 만드는 공진주파수가 능동형 제진을 수행하고자 하는 대역폭의 최대주파수(본 연구에서는 100 Hz) $f_{\max}$ 를 넘도록 하여야 한다. 그것을 식으로 나타내면 식(10)와 같다. (여기서, 구동모듈의 탄성은 이후의 시스템 식별을 통해 구한다.)

$$\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k_i}{m_{\max}}} > f_{\max} \tag{10}$$

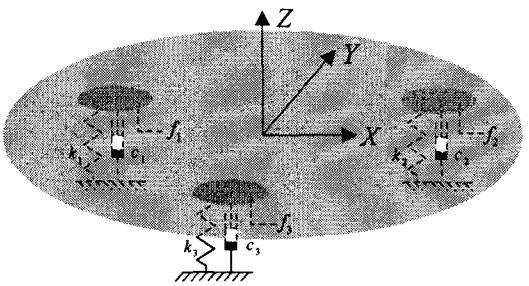
또한, 구동모듈 위에 이후에 올려질 상판의 하중의 3 분의 1 을 유효하중으로 넣어도 유효하중에 의한 공진점이 레버 링키지의 회전관성에 의한 공진점보다 훨씬 낮은 부분에 위치하므로 최소유효하중은 0 이 되어도 된다.

3.3 전체 시스템의 모델링

축약된 구동 모듈의 모델을 이용한 능동형 제진 시스템의 상판(platform)을 위한 기구학적 도해는 Fig. 7 과 같다.



(a) Kinematics



(b) Schematic Diagram

Fig. 7 Kinematics for the platform of the active vibration isolation system

Fig. 7 의 각 구동 위치에서의 기구학적인 관계를 통해 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다. (각 방향의 구동으로 인해 생기는 각도가 아주 작으므로 사인함수는 1 차함수로 근사화하였다.)

$$z_1 = z + \frac{p}{2}\sin\theta_X + q\sin\theta_Y \approx z + \frac{p}{2}\theta_X + q\theta_Y \tag{11}$$

$$z_2 = z + \frac{p}{2}\sin\theta_X - q\sin\theta_Y \approx z + \frac{p}{2}\theta_X - q\theta_Y \tag{12}$$

$$z_3 = z - p\sin\theta_X \approx z - p\theta_X \tag{13}$$

여기서,

$$q = p\cos(\pi/6) \tag{14}$$

또한, 상판의 역학적 관계를 기술하는 방정식들은 다음과 같다.

$$M\ddot{z} = F_1 + F_2 + F_3 \tag{15}$$

$$I_{XX}\ddot{\theta}_X = \frac{p}{2}F_1 + \frac{p}{2}F_2 - pF_3 \tag{16}$$

$$I_{YY}\ddot{\theta}_Y = qF_1 - qF_2 \tag{17}$$

여기서, 각 구동모듈의 지지점에서 작용하는 힘은 다음과 같이 표현된다.

$$F_i = k_i(l_i - z_i) + c_i(\dot{l}_i - \dot{z}_i),\ \ i = 1, 2, 3 \tag{18}$$

여기서, l_i 는 바닥의 변위이다. 식(18)에서 $c\dot{l}_i$ 을 실제 상태공간으로 표현하려고 하면, 따로 $\dot{l}_i$ 에 의한 입력항을 넣어야 하는데, 입력 벡터의 원소간에 의존성이 발생하므로, 이는 견실제어 등에서 제어기를 설계할 수 없게 하는 이유가 된다. 따라서, 실제 시스템에서 그 영향력을 살펴 보았다. 하나의 구동모듈에 질량 m_i 를 올려 놓은 경우에 축약된 모델을 사용하면 다음과 같은, 바닥변위에 대한 상판의 변위의 전달 함수를 얻게 된다.

$$\frac{c_i s + k_i}{m_i s^2 + c_i s + k_i} = \frac{2\zeta_i\omega_{n,i}s + {\omega_{n,i}}^2}{s^2 + 2\zeta_i\omega_{n,i}s + {\omega_{n,i}}^2} \tag{19}$$

여기서, s 는 라플라스 변수이며, $\omega_{n,i}$ 는 구동모듈의 질량과 탄성에 의해 결정되는 고유진동수이고, ζ_i 는 감쇠 계수이다. 굽힘 힌지와 같이 마찰 등의 감쇠가 없는 금속 메커니즘의 경우에 감쇠계수는 0.05 이하의 값을 가진다.[10] 따라서, 분자의 $c_i s$ 에 의한 항은 $\omega_{n,i}$ 의 10 배가 되는 영역이 되어야 그 효과를 나타낸다. 본 연구에서는 스테이지의 첫 번째 고유진동수 이하에서만 제어를 수행하므로 분자의 $c_i s$ 에 의한 항은 생략할 수 있다. 따라서, 식(18)은 다음과 같이 놓는다.

$$F_i = k_i(l_i - z_i) - c_i\dot{z}_i,\ \ i = 1, 2, 3 \tag{20}$$

상태와 입력을 식(21), (22)와 같이 놓으면 능동형 제진 시스템을 기술하는 상태공간 방정식은 식(23)~(27)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mathrm{x} = \begin{bmatrix} z & \dot{z} & \theta_X & \dot{\theta}_X & \theta_Y & \dot{\theta}_Y \end{bmatrix}^T \tag{21}$$

$$\mathrm{u} = \begin{bmatrix} l_1 & l_2 & l_3 \end{bmatrix}^T \tag{22}$$

$$\dot{x} = Ax + Bu,\ \ y = Cx + Du \tag{23}$$

여기서,

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1+k_2+k_3}{M} & \frac{c_1+c_2+c_3}{M} & \frac{p(k_1+k_2-2k_3)}{2M} & \frac{p(c_1+c_2-2c_3)}{2M} & \frac{q(k_1-k_2)}{M} & \frac{q(c_1-c_2)}{M} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{p(k_1+k_2-2k_3)}{I_{XX}} & \frac{p(c_1+c_2-2c_3)}{I_{XX}} & \frac{p^2(k_1+k_2+4k_3)}{4I_{XX}} & \frac{p^2(c_1+c_2+4c_3)}{4I_{XX}} & \frac{pq(k_1-k_2)}{2I_{XX}} & \frac{pq(c_1-c_2)}{2I_{XX}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{q(k_1-k_2)}{I_{YY}} & \frac{q(c_1-c_2)}{I_{YY}} & \frac{pq(k_1-k_2)}{2I_{YY}} & \frac{pq(c_1-c_2)}{2I_{YY}} & \frac{q^2(k_1+k_2)}{I_{YY}} & \frac{q^2(c_1+c_2)}{I_{YY}} \end{bmatrix} \tag{24}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_1}{M} & \frac{k_2}{M} & \frac{k_3}{M} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{pk_1}{2I_{XX}} & \frac{pk_2}{2I_{XX}} & -\frac{pk_3}{2I_{XX}} \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{qk_1}{I_{YY}} & -\frac{qk_2}{I_{YY}} & 0 \end{bmatrix} \tag{25}$$

$$C=\begin{bmatrix} 1 & 0 & \frac{p}{2} & 0 & q & 0 \\ 1 & 0 & \frac{p}{2} & 0 & -q & 0 \\ 1 & 0 & -p & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (26)$$

$$D = 0_{3\times 3} \quad (27)$$

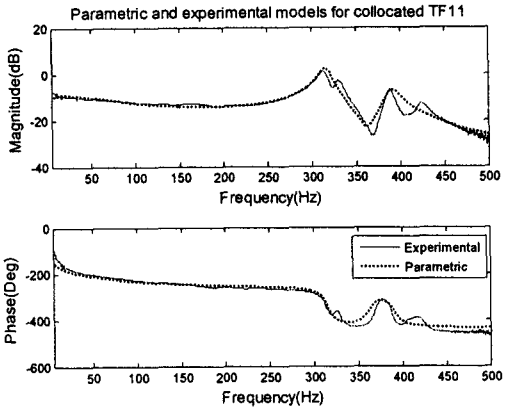
4. 시스템 식별 및 연성 고찰

4.1 시스템 식별

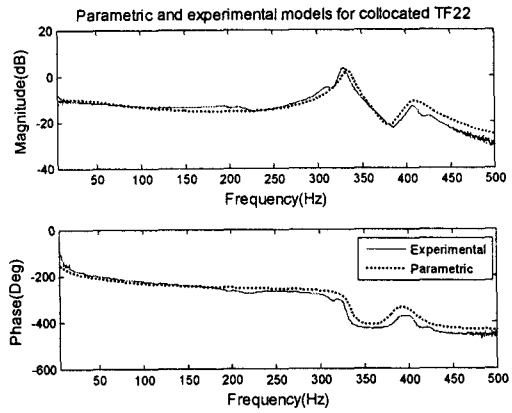
시스템 식별을 수행하는 목적은 모델이 좀 더 실제 시스템에 가까운 주파수 응답 특성을 가지게 함으로써 우수한 성능을 갖는 제어기를 설계하는 데에 있다. 본 연구에서 시스템 식별은 각 구동기의 위치에서 실험을 통해 얻은 전달율과 모델링을 통해 계산된 전달함수(transfer function)를 맞추는 방법으로 수행되었으며, 물리적인 의미를 갖는 매개변수(탄성, 감쇠)값을 변화시키는 것을 통해 전달함수를 맞추었다.

Fig. 8 에서는 동일선상의 구동기와 센서의 전달함수를 표시하였으며, 본 연구에서 제안한 모델이 시스템의 주파수 응답 특성을 잘 모사하고 있음을 보여준다. 시스템 식별의 결과로 탄성계수 k_i 는 $1.57\times10^9 \sim 1.85\times10^9$ gram/sec^2 의 범위를 갖고, 감쇠계수 c_i 는 $1.5\times10^5 \sim 4.5\times10^5$ gram/sec 의 범위에 있음을 알아내었다. 식별된 계수값에 범위가 있는 것은 각 구동 위치의 전달율 사이에 약간의 편차가 있기 때문이다. 식별된 값의 평균값과 최대편차는 이후 스테이지의 제어기 설계에서 사용할 수 있을 것으로 전망된다. 스테이지의 동일선상에 있지 않는 구동기로부터 센서까지의 전달함수는 실제 시스템식별 결과와 약간 달랐지만 전체적인 값이 작아 그 영향이 적으므로 동일선상의 시스템식별 결과로 모델의 주요변수를 결정하였다.

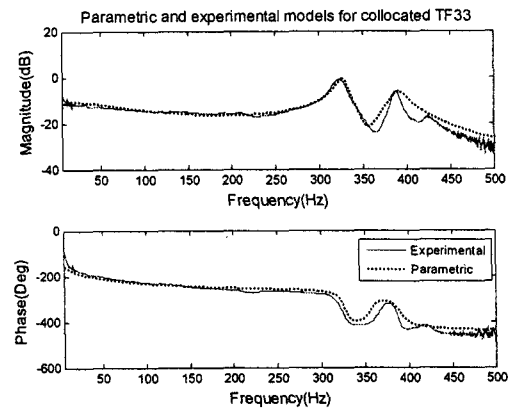
실험을 통해 얻은 전달율에서 발견되는 공진주파수는 ANSYS 를 이용한 FEM 모달해석을 통해 얻은 고유진동수와 근사한 값을 갖는다. 이는 설계시 의도되지 않은 요소들이 제작과정에서 유입되지 않았음을 의미한다. Fig. 9 는 z 방향 병진운동에 대한 모달해석 결과이다. 이는 실험을 통해 얻은 전달율의 두 번째 공진점이 z 방향 병진운동방향의 공진의 결과이며, 그 값이 383.861 Hz 로서 실험을 통해 얻은 387~408 Hz 와 6.3% 이내의 오차로 일치함을 보여준다.



(a) Transfer function from actuator 1 to sensor 1



(b) Transfer function from actuator 2 to sensor 2



(c) Transfer function from actuator 3 to sensor 3

Fig. 8 System identification results of the stage

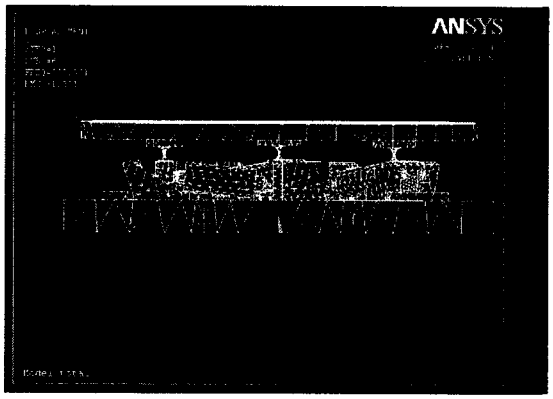


Fig. 9 Modal analysis result for the stage (z-direction)

4.2 연성 고찰

하나의 구동기가 움직일 때, 그로 인해 발생하는 수직/수평 방향의 연성(coupling)을 미국 LION Precision 사의 Capacitive Gap Sensor 로 측정한 결과를 Fig. 10 에 도시하였다.

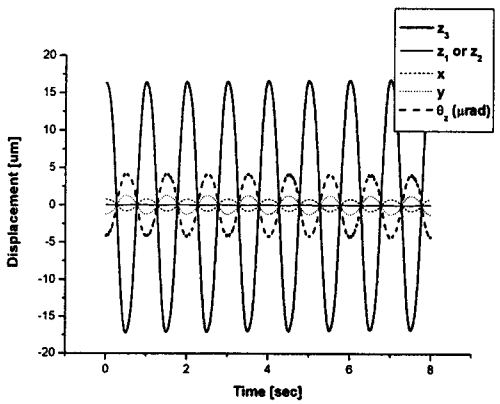


Fig. 10 Coupling motions induced by the actuation in the position 3

연성은 모델링 시에 고려하지 않았던 것으로서, 정밀 스테이지의 한 개의 구동기를 구동할 때 다른 구동기의 위치에서의 수직방향 움직임과 상판의 수평방향 움직임이 어느 정도인지 측정함으로 고찰하였다. 위치 3 (Fig. 3(c) 참조)에 있는 구동기를 17μm 의 진폭으로 움직였을 때, 위치 1 과 위치 2 에서의 수직 방향의 움직임은 0.1% 이하의 크기로 연동되므로 수직방향의 연동은 무시할 수 있다. 한편, 수평 방향의 경우에는 x 방향으로는 4.7%, y 방향으로는 7.4%의 연동이 발생하며, θ_z 방향으로는 4.2 μrad 의 연동이 발생한다. 하지만, 측정 센서인 지오폰이 측정방향에 수직인 움직임에 대해 독립성이 강하므로 수직방향의 제진에는 영향을 주지 않는다. 따라서, 본 연구의 정밀 스테이지의 모델이 연성에 의한 영향을 포함하지 않아도 수직방향의 3 자유도(z, θ_x, θ_y)의 진동절연이라는 목표를 이루는 데는 적합할 것으로 평가된다.

5. 결론

본 연구를 통하여 진동 절연을 위한 수직방향의 3 자유도 정밀 스테이지가 제작되었으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

첫째, 센서는 고정된 기준점 없이 위치정보를 측정할 수 있는 지진형 센서 중 지오폰을 선택하였으며, 저주파 특성을 향상시키는 회로를 제작하였다.

둘째, 구동기는 구동력이 강하면서도 에너지의 소모가 적고 응답속도가 빠른 압전소자를 채택하였다.

셋째, 수평방향 진동에 대한 강성을 높이기 위해 레버 링키지를 고안하여 구동기를 수평방향으로 배치하였으며, 구동기 상호간의 연성을 균일하게 하기 위해 회전식 배치를 하였다.

넷째, 구동모듈의 상세 모델링을 통해 물리적인 의미에 근거한 모델축약을 수행하였으며, 그로 인한 유효하중의 크기의 한계도 계산할 수 있게 되었다.

다섯째, 실험을 통해 얻은 전달율과 수학적 모델의 전달함수를 비교하는 시스템 식별법을 통해 스테이지의 전체 모델의 주요변수들이 규명이 되었으며, 모델이 시스템의 특성을 잘 반영하는 것으로 평가되었다.

여섯째, 유한요소해석이 설계와 모델링의 타당성을 검증하는데 유용한 도구로 사용되었다.

일곱째, 실험을 통해 각 구동기 상호간의 연성을 규명하였으며, 수직 방향 연성은 크기가 작기 때문에 무시할 수 있으며, 수평 방향 연성은 측정/제어 방향과 수직이기 때문에 무시하여도 됨을 증명하였다.

이상과 같은 결과를 통해 진동 절연에 효과적으로 사용될 수 있는 정밀 스테이지와 그 모델이 완성되었음을 증명하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 산하 서울대 마이크로열시스템연구센터와 교육부 BK21 사업단의 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Lee, E. S. and Youm, Y. I., "A Study on the Design of Nano-Laboratory for the Control of Environmental Parameters," Proc. of KSPE Autumn Conference, pp.231-236, 1994.
2. Bae, H. S., "Active Vibration Isolation and alignment issues for LIGO," Master's thesis, Stanford University, 1990.
3. Bai, M. R. and Liu, W., "Control design of active vibration isolatoin using -synthesis," J. of Sound and Vibration, Vol.257, No.1, pp.157-175, 2002.
4. Heiland, K., "Recent Advancements in Passive and Active Vibration Control Systems," Vibration Control in Microelectronics, Optics and Metrology, SPIE, Vol.1619, pp.22-33, 1991.
5. Anderson, E. A. and Houghton, B., "Elite-3 Active Vibration Isolation Workstation," Proc. SPIE Conference on Smart Structures and Materials, pp.183-196, 2001.
6. Doebelin, E., "Measurement Systems : Application and Design, 4th Ed.," McGraw-Hill, pp.321, 1990.
7. Zuo, L. and Nayfeh, S. A., "An Integral Sliding Control for Robust Vibration Isolation and its Implementation," SPIE's 11th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials, 2004.
8. Lee, D. S., Park, J. H. and Pahk, H. J., "Ultra Precision Positioning System for Servo Motor - Piezo Actuator Using the Dual Servo Loop and Digital Filter Implementation," J. of KSPE, Vol.16, No.3, pp. 154-163, 1999.
9. Paros, J. M. and Weisbord, L., "How to Design Flexure Hinges," Machine Design, Vol.37, pp.151-156, 1965.
10. Adams, V. and Askenazi, A., "Building Better Products with Finite Element Analysis," OnWord Press, 1999.