

유연기구를 이용한 초정밀 단일체 3축 스테이지의 모델링 및 최적설계에 관한 연구

심종엽* · 권대갑**

(1998년 8월 28일 접수)

Modeling and Optimal Design of Monolithic Precision XYZ-Stage Using Flexure Mechanism

Jong Y. Shim and Dae-Gab Gweon

Key Words : Precision XYZ-Stage(초정밀 3축 스테이지), Atomic Force Microscope(AFM), Scanning Tunneling Microscope(STM), Resolution(분해능), PZT(압전소자), Monolithic(단일체), FEM(유한요소해석법), Optimal Design(최적설계)

Abstract

There are recently increasing needs for precision XYZ-stage in the fields of nanotechnology, specially in AFMs(Atomic Force Microscope) and STMs(Scanning Tunneling Microscope). Force measurements are made in the AFM by monitoring the deflection of a flexible element (usually a cantilever) in response to the interaction force between the probe tip and the sample and controlling the force measured constant topography can be obtained. The power of the STM is based on the strong distance dependence of the tunneling current in the vacuum chamber and the current is a feedback for the tip to trace the surface topography. Therefore, it is required for XYZ-stage to position samples with nanometer resolution, without any crosscouples and any parasitic motion and with fast response. Nanometer resolution is essential to investigate topography with reasonable shape. No crosscouples and parasitic motion is essential to investigate topography without any shape distortion. Fast response is essential to investigate topography without any undesirable interaction between the probe tip and the sample surface ; sample scratch. To satisfy these requirements, this paper presents a novel XYZ-stage concept, it is actuated by PZT and has a monolithic flexible body that is made symmetric as possible to guide the motion of the moving body linearly. PZT actuators have a very fast response and infinite resolution. Due to the monolithic structure, this XYZ-stage has no crosscouples and by symmetry it has no parasitic motion. Analytical modeling of this XYZ-stage and its verification by FEM modeling are performed and optimal design that is to maximize 1st natural frequencies of the stage is also presented and with that design values stage is manufactured.

1. 서론

*한국과학기술원 기계공학과

**회원, 한국과학기술원 기계공학과

최근에 초정밀위치결정기구의 요구는 반도체제작

공정, AFM,⁽¹⁾ STM⁽²⁾ 등 많은 분야에서 점점 더 커지고 있다. 특히 AFM/STM은 연구가 시작된지 10년밖에 안된 최신기술로서, 나노미터이하의 수직 분해능과 수평분해능을 가지고 시편의 표면형상을 3차원으로 측정하는 기술이다. AFM은 표면과 탐침과의 아주 작은 힘 (약 10^{-8} N)을 측정하여 피드백해 줌으로써 표면의 높이정보를 얻게 되고 STM은 표면과 탐침과의 진공속에서 발생하는 아주 작은 터널링전류(tunneling current)를 측정하여 피드백해 줌으로써 표면의 정보를 얻는다. 이러한 기술로 미소표면의 측정이 가능해진 것은 무엇보다 초정밀위치결정기구에 의한 것이다. AFM/STM에서는 시편이나 탐침을 정밀하게 이동시켜 위치시키는 것이 무엇보다 중요하고 또한 3축의 각자 움직임에 대하여 간섭이 없이 독립적이어야 하며, 탐침이 표면에 무리한 힘을 가하지 않도록하기 위하여 빠른 응답속도가 요구된다.

이러한 여러조건을 만족하기위해 압전소자와 유연기구(flexure mechanism)를 이용하여 초정밀위치결정기구를 제작하는 연구가 많이 이루어져 왔다.^(3,4) 압전소자는 무한대의 분해능을 가지고 있고 열 발산이 없으며, 빠른 응답속도를 가지고 큰 힘을 낼 수 있는 장점을 가지고 있어서 초정밀위치결정을 위한 구동기(actuator)로 많이 쓰이고 있다. 유연기구(flexure mechanism)를 구동의 안내자(guide mechanism)로 사용하면 많은 이점을 얻을 수 있는데, 마모가 없고 움직임이 부드럽고 연속적이며, 움직임을 증폭/축소하는 레버기구(lever mechanism) 등 다양한 기구(mechanism)로 만들 수 있고 해석적 방법으로 응답을 비교적 정확하게 예측할 수 있다는 것이 거기에 속한다. 유연기구(flexure mechanism)에는 일반적으로 판스프링(leaf spring type)과 노치(notch type) 유연기구(flexure mechanism)가 있다. 그 중에서 노치유연기구(notch flexure mechanism)에 대한 연구가 많이 이루어져 왔다. 노치힌지(notch hinge)에 대한 스프링상수값은 해석적으로 구해져 있고,⁽⁵⁾ 이 결과를 이용하여 유연기구의 정역학/동역학적 해석을 해왔다.^(6,7) 4절 링크구조로 노치유연기구(simple linear spring)를 구성하는 것이 가장 간단하게 1축을 구현하는것이나 이러한 구조는 원하지 않는 기생운동(parasitic motion)을 갖게 된다. 여기서는 1개의 회전과 1개의 병진자유도를 갖게되는데, 이 4절 링크구조를 두개를 이용하면(compound linear spring) 원하지

않는 1개의 병진자유도는 기구적으로 없어지고 다시 이것을 대칭으로 구성하면(double compound linear spring) 남은 1개의 회전자유도도 기구적으로 없어진다.⁽⁸⁾ 그러므로 1축의 움직임을 가장 신뢰성 있게 구현할 수 있는 구조는 이중복합선형스프링(double compound linear spring)기구라 할 수 있고 XYZ의 움직임은 3개의 이중복합선형스프링기구를 구성하면 구현할 수 있다.

그러나 AFM에서는 크기가 작으면서도 신뢰성이 높은 XYZ-stage를 요구하므로 노치유연기구를 사용하여 스테이지를 제작하면 크기가 커버러 이러한 조건을 만족시키지 못한다. 따라서 본 연구에서는 AFM에서 요구되는 많은 성능과 기하학적인 조건을 만족하는 대안책으로 판스프링유연기구(leaf spring flexure mechanism)를 사용하기로 하였다. 판스프링유연기구는 노치유연기구보다 간단하면서도 그의 모든 응용구조를 같이 쓸 수 있고, 또한 작은 크기로 XYZ-stage를 제작할 수 있는 장점을 지닌다. 본 연구에서는 판스프링유연기구를 이용하여 이중복합선형스프링구조를 구성하였고 이러한 구조로 3축 스테이지를 하나의 몸체(monolithic body)로 만들 수 있는 새로운 개념의 초정밀 3축 스테이지의 구조를 소개한다. 이러한 구조의 스테이지는 표면의 형상을 측정함에 있어서 형상 왜곡의 주요 요인이 되는 XYZ의 상호간섭(crosscouple)과 불필요한 자유도(parasitic motion)를 기구적으로 상쇄시키게 된다. 또한 한 몸체(monolithic body)로 XYZ의 움직임을 구현하기 때문에 체결에 의한 오차나 마모 등의 문제점이 없다. 그러나 판스프링유연기구에 대한 해석적 연구가 간단한 경우에만 이루어져있어서 이중복합선형스프링기구를 구현하려면 그 기구의 모델링이 필요하다. 노치유연기구의 경우에는 두께가 가장 얇은 부분이 힌지점(hinge point)이 되어서 링크기구(link mechanism)를 해석하는 방법으로 접근이 가능하지만, 판스프링유연기구는 힌지점이 무한개로 분포되어있는 것과 같으므로 이러한 해석방법을 적용하기가 어려워 이중복합선형스프링 등의 구조를 해석하는 것은 힘든 일이다.

본 논문에서는 판스프링유연기구의 해석적 모델링을 하였고 그 결과의 검증을 위하여 유한요소해석(FEM)을 이용하였다. 모델링의 결과로 기구(mechanism)의 공진주파수(natural frequency)를 구해내어 3축 스테이지의 최적설계를 구현하였고,

그의 결과로 초정밀 단일체 3축 스테이지를 제작하였다.

2. 판스프링유연기구의 모델링

2.1 판스프링의 해석

판스프링의 모양과 크기는 Fig. 1에 나타나 있다. 이러한 정보를 가지고 판스프링의 스프링상수를 구할 수 있으며, 3축 스테이지에 쓰이는 판스프링유연기구의 움직임은 평면 XY에 국한되므로 필요한 스프링상수는 다음 식의 세가지이다.

$$\frac{M_z}{\gamma} = \frac{EI_{zz}}{l} \quad (1)$$

$$\frac{F_y}{\Delta y} = \frac{6EI_{zz}}{2l^3} \quad (2)$$

$$\frac{F_x}{\Delta x} = \frac{Etb}{l} \quad (3)$$

여기서, E 는 탄성계수(Young's modulus of elasticity), I_{zz} 는 중립 z 축에 대한 면적모멘트(area

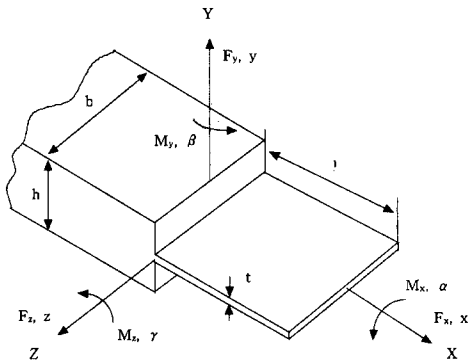


Fig. 1 Leaf flexure dimensions and various forces and moments which cause deflections.

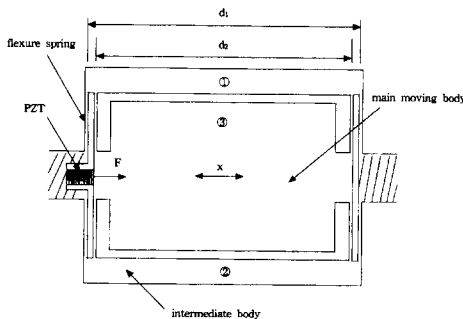


Fig. 2 A schematic of the double compound linear spring mechanism.

moment of inertia about the neutral Z axis)이다. 위의 식 (1), (2), (3)은 일반적인 재료역학식에서 구한 것이다.⁹⁾

2.2 판스프링유연기구의 정역학적 해석

Fig. 2는 본 논문에서 쓰이는 1축의 이중복합선형스프링기구이다. 여기에서 판스프링은 대칭으로 배열된 8개가 되고 움직이는 몸체는 ①, ②, ③이 된다. 판스프링은 식 (1)과 (2)의 스프링상수가 가장 작으므로 지배적인 스프링상수가 된다. 이러한 스프링상수의 값과 몸체 ①, ②, ③으로 나타낸 도식적인 그림이 Fig. 3에 나타나 있다. 이러한 기구는 인장/압축의 스프링상수가 식 (1)과 (2)의 스프링상수보다 훨씬 크므로 몸체 ①, ②, ③의 회전에 의한 모드는 공진주파수가 매우 크고 기구는 평면 운동만 할 것이므로 처음 세개의 모드형상은 Fig. 3과 같이 될 것이다.

최적설계에서 쓰이는 공진주파수는 첫번째주파수가 필요하므로 그에 대한 모델링을 할 것이다. 우선 간단한 4절 링크구조(simple linear spring)를 해석하고 그의 결과로 복합선형스프링(compound linear spring)과 이중복합선형스프링(double compound linear spring)으로 확대하여 해석한다.

2.2.1 4절 링크구조기구

Fig. 4에서 보듯이 힘 F 를 가하여 정역학적인 해석을 하고 기구적인 조건 등을 고려하여 첫번째 공진주파수의 모드형상과 병진/회전의 크기 등을 구한다. 우선 몸체 ①의 움직임을 병진과 회전(transla-

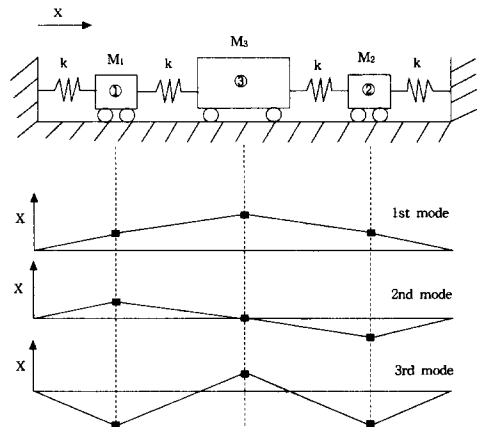


Fig. 3 Mass-spring model of the double compound linear spring mechanism and its first three mode shapes.

tion and rotation)으로 분리하면 병진은 판스프링의 모멘트와 전단력, 회전은 판스프링의 인장/압축력이 원인이 됨을 알 수 있다.

병진운동의 경우 판스프링의 양끝단은 쥘쇠구속(clamped)되어 있으므로 양끝단에서의 판스프링의 휨각은 0이 되어야 한다. 이의 조건에서 모멘트 M 을 구할 수 있다.

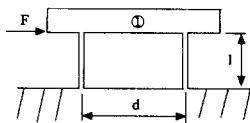
$$\phi_{\frac{F}{2}} - \phi_M = \frac{F l^2}{2EI} - \frac{Ml}{EI} = 0, \therefore M = \frac{Fl}{4} \quad (4)$$

위의 식에서 ϕ 는 판스프링의 휨각이고 $I = I_{zz}$ 이다. 또한 인장/압축력 T 의 값은 몸체 ①의 힘평형식으로부터 구할 수 있다.

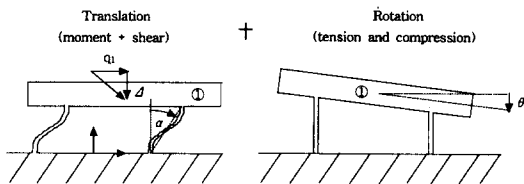
$$Td = 2M = \frac{Fl}{2}, \therefore T = \frac{Fl}{2d} \quad (5)$$

위의 식에서 $\frac{l}{2d} \ll 1$ 이므로 T 의 값은 F 의 값보다 작고 또한 인장/압축 스프링상수가 굽힘스프링상수보다 크므로 회전의 작은 아주 작은 것임을 알 수 있다. 다음의 식에서 병진/회전의 크기를 구한다.

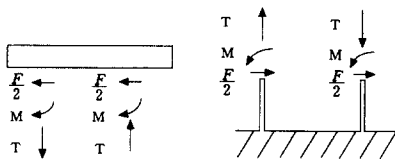
$$q_1 = q_{1,\frac{F}{2}} + q_{1,M} = \frac{Fl^3}{6EI} - \frac{Ml^2}{2EI} = \frac{Fl^3}{24EI}$$



(a) Dimensions and force applied



(b) Schematic of the modes of leaf spring distortion caused by force F



(c) Free body diagram of the spring caused by force F

Fig. 4 Force analysis of the simple linear spring.

$$= \frac{Fl^3}{2Ebt^3} \quad (6)$$

$$\Delta = l(1 - \cos \alpha) \approx \frac{l\alpha^2}{2} = \frac{q_1^2}{2l} \ll q_1$$

$$(\because \sin \alpha \approx \tan \alpha = \frac{q_1}{l} \approx \alpha) \quad (7)$$

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta l}{d} \right) \approx \frac{2\Delta l}{d} = \frac{F}{Etb} \left(\frac{l}{d} \right)^2$$

$$(\because \Delta l = T \frac{l}{Etb} = \frac{Fl^2}{2dEtb}) \quad (8)$$

식 (6)으로부터 $\frac{F}{q_1}$ 의 스프링상수를 구할 수 있고, 식 (7), (8)은 원하지 않는 기생운동(parasitic motion)을 나타낸다. 위의 결과들에서 몸체 ①의 기생운동이 존재하므로 4절 링크구조기구는 좋은 구조가 아님을 알 수 있다. 특히, θ 의 값은 선형운동의 가이드(linear guide mechanism)를 함에 있어서 가장 큰 오차의 요인이 된다.

2.2.2 복합선형스프링기구

복합선형스프링기구의 구조와 해석이 Fig. 5와 Fig. 6에 나타나 있다. 2.2.1과 같은 방법으로 다음의 결과를 얻는다.

$$M = \frac{Fl}{4}, T = \frac{Fl}{2d_2}, T' = \frac{Fl}{2d_1}, T'' = \frac{Fl}{d_1} \quad (9)$$

따라서, Fig. 6로부터 몸체 ①에 대한 인장/압축의 총크기를 얻는다.

$$T''' = T'' - T' = \frac{Fl}{2d_1} \quad (10)$$

다음에는 해석적으로 구해진 고정단에 대한 몸체 ①의 병진/회전의 크기를 나타낸다.

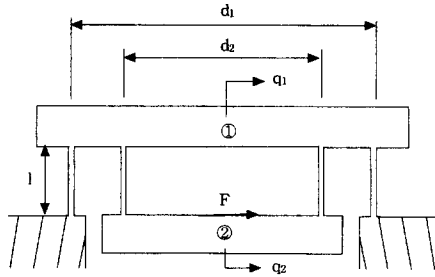
$$q_1 = q_{1,\frac{F}{2}} + q_{1,M} = \frac{Fl^3}{6EI} - \frac{Ml^2}{2EI} = \frac{Fl^3}{24EI} = \frac{Fl^3}{2Ebt^3} \quad (11)$$

$$\Delta_1(\downarrow) = \frac{q_1^2}{2l} \quad (12)$$

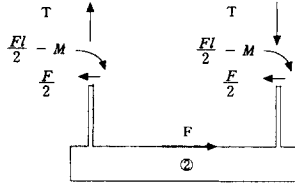
$$\theta_1(\swarrow) = \frac{F}{Etb} \left(\frac{l}{d_1} \right)^2 \quad (13)$$

다음에는 해석적으로 구해진 몸체 ①에 대한 몸체 ②의 병진/회전의 크기를 나타낸다.

$$q_2' = q_{2,\frac{F}{2}} + q_{2,M}' = \frac{Fl^3}{6EI} - \frac{Ml^2}{2EI} = \frac{Fl^3}{24EI} = \frac{Fl^3}{2Ebt^3} \quad (14)$$



(a) Dimensions and force applied



(b) Free body diagram of the body ② caused by force F

Fig. 5 Force analysis of the compound linear spring.

$$\Delta_2'(\uparrow) = \frac{q_2^2}{2l} \quad (15)$$

$$\theta_2'(\curvearrowright) = \frac{F}{Etb} \left(\frac{l}{d_2}\right)^2 \quad (16)$$

위의 식 (11) ~ (16)으로부터 고정단에 대한 몸체 ②의 병진/회전의 크기를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} q_2 &= q_1 + q_2' \\ \Delta_2 &= \Delta_1 + \Delta_2' = 0 \\ \theta_2 &= \theta_1 + \theta_2' \end{aligned} \quad (17)$$

식 (17)로부터 기생운동(parasitic motion)중에서 l 의 값이 없어짐을 알 수 있다. 그러나 아직도 몸체 ②의 θ 값은 존재한다.

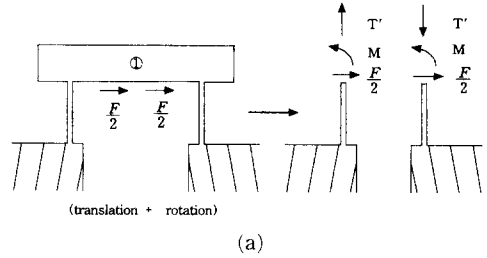
2.2.3 이중복합선형스프링기구

2.2.1과 2.2.2의 기구해석방법을 사용하여 이중복합선형스프링기구에 적용하면, Fig. 7과 같이 된다. 같은 방법으로 다음과 같이 힘의 요소를 구할 수 있다.

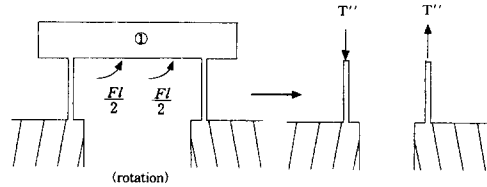
$$M = \frac{Fl}{8}, \quad T = \frac{Fl}{4d_1}, \quad T' = \frac{Fl}{4d_2} \quad (18)$$

식 (18)로부터 고정단에 대한 몸체 ①과 ②의 병진/회전의 크기를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} q_1 &= q_2 = q_{1,F} + q_{1,M} = \frac{Fl^3}{12EI} - \frac{Ml^2}{2EI} = \frac{Fl^3}{48EI} \\ &= \frac{Fl^3}{4Ebt^3} \end{aligned} \quad (19)$$



(a)



(b)

Fig. 6 Continued analysis of the compound linear spring; free body diagram of the body ① caused by force F.

$$\Delta_1 = \frac{q_1^2}{2l} (\downarrow), \quad \Delta_2 = \frac{q_1^2}{2l} (\uparrow), \quad \theta_1 = \theta_2 = 0 \quad (20)$$

위의 결과로부터 몸체 ①과 ②의 회전은 없는 것을 알 수 있다. 따라서 몸체 ③의 고정단에 대한 병진/회전의 크기는 다음과 같다.

$$q_3 = 2q_1 = \frac{F}{2Eb} \left(\frac{l}{t}\right)^3, \quad \Delta_3 = \theta_3 = 0 \quad (21)$$

이러한 결과들로부터 이중복합선형스프링기구에 서는 가이드되는 몸체(guided body) ③이 회전이 나 병진의 기생운동(parasitic motion)이 없는 기구임을 알 수 있다.

2.3 이중복합선형스프링기구의 동역학적 해석

2.2에서 이중복합선형스프링기구의 첫번째 모드에 대한 데이터들은 얻었다. 이러한 값들을 이용하여 Lagrange의 방정식에 대입하여 운동방정식을 구하고 고유진동수를 구한다. 먼저 몸체의 운동에너지를 구하면 다음과 같다.

$$T_b = \frac{1}{2} M_1 (\dot{q})^2 + \frac{1}{2} M_2 (\dot{q})^2 + \frac{1}{2} M_3 \dot{q}^2 \quad (22)$$

(M_1, M_2, M_3 는 Fig. 2에서의 몸체 ①, ②, ③의 질량이다.)

8개의 판스프링은 각각 $F/4$ 의 전단력과 $F/8$ 의 모멘트를 같이 받고 있으므로 각각의 스프링은 모두 같은 크기의 위치에너지를 갖게 된다. 전단에너지

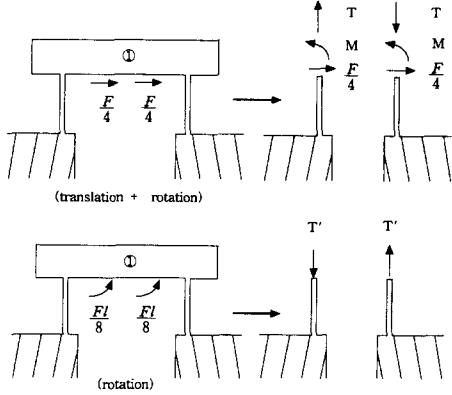
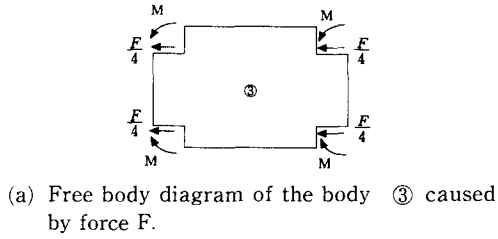


Fig. 7 Force analysis of the double compound linear spring.

는 굽힘에너지에 비해서 무시할 수 있을 정도로 작으므로 Fig. 8에서 굽힘에너지를 U_b 라고 하면 다음과 같이 구해진다.

$$M_z = M - \frac{F}{4}(l-x) = \frac{Fl}{8} - \frac{Fl}{4} + \frac{Fx}{4} = \frac{Fx}{4} - \frac{Fl}{8} \quad (23)$$

$$U_b = \frac{1}{2EI} \int_0^l M_z^2 dx = \frac{F^2 l^3}{384EI} \quad (24)$$

몸체 ③의 움직인 양을 q 라고 하면 다음과 같다.

$$q = \frac{Fl^3}{2Ebt^3}, \therefore F = \frac{2Ebt^3}{l^3} q \quad (25)$$

총 위치에너지 V 는 다음의 식과 같다.

$$V = 8 \left(\frac{l^3}{384EI} \right) F^2 = \frac{Ebt^3}{l^3} q^2 \quad (26)$$

T_f 를 판스프링의 운동에너지라고 하면 다음과 같이 병진에너지와 회전에너지로 나타낼 수 있다.

$$T_f = \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 m(x) dx$$

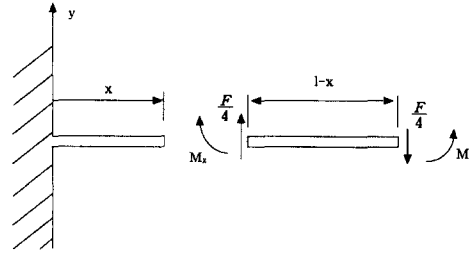


Fig. 8 Bending moment analysis of the flexure spring in the double compound linear spring mechanism.

$$+ \frac{1}{2} \int_0^l \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} \right)^2 J(x) dx \quad (27)$$

ρ 를 단위체적당 질량이라고 하면, $m(x)$ 는 단위 길이당 질량으로 값은 ρbt 이고, $J(x)$ 는 단위 길이당 질량모멘트로 $\frac{\rho b l^3}{12}$ 이다. y 는 스프링의 처짐이고, ϕ 는 스프링의 회전각이다. 다음에서 스프링의 처짐과 회전각을 구하여 총 운동에너지를 구한다.

$$y = \frac{F}{4} \frac{1}{6EI} (-x^3 + 3x^2 l) - \frac{Fl}{8} \frac{x^2}{2EI} = \frac{q}{2l^3} (-2x^3 + 3lx^2) \quad (28)$$

$$\therefore \frac{\partial y}{\partial t} = \frac{\dot{q}}{2l^3} (-2x^3 + 3lx^2) \quad (29)$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial y}{\partial x} \right) = \frac{\dot{q}}{2l^3} (-6x^2 + 6lx) = \frac{\dot{q}}{l^3} (-3x^2 + 3lx) \quad (30)$$

위의 결과를 식 (27)에 대입하면 다음의 결과를 얻는다.

$$\therefore \int_0^l \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx = \frac{\dot{q}^2}{4l^6} \left[\frac{4}{7} x^7 - 2lx^6 + \frac{9}{5} l^2 x^5 \right]_0^l = \frac{13}{140} l \dot{q}^2 \quad (31)$$

$$\int_0^l \left(\frac{\partial \phi}{\partial t} \right)^2 dx = \frac{\dot{q}^2}{l^6} \left[\frac{9}{5} x^5 - \frac{9}{2} lx^4 + 3l^2 x^3 \right]_0^l = \frac{3}{10} \frac{\dot{q}^2}{l} \quad (32)$$

$$\therefore T_f = \frac{13}{280} (\rho b l t) \dot{q}^2 + \frac{3}{240} \frac{\rho b l^3}{l} \dot{q}^2 \quad (33)$$

$$T = T_b + 8 T_f \quad (34)$$

앞에서 구한 운동에너지 T 와 위치에너지 V 를 Lagrange 운동방정식에 대입하면 다음의 운동방정식과 첫번째 모드의 고유진동수를 얻는다.

$$F = \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} + \frac{\partial V}{\partial q}$$

$$= M\ddot{q} + Kq = F \quad (35)$$

여기서,

$$\left(M = \frac{1}{4}M_1 + \frac{1}{4}M_2 + M_3 + 8 \left(\frac{13}{140} \rho b t l \right) \right. \\ \left. + \frac{3}{120} \frac{\rho b t^3}{l} \right), \quad K = \frac{2Ebt^3}{l^3}$$

$$\therefore \omega_1 = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (36)$$

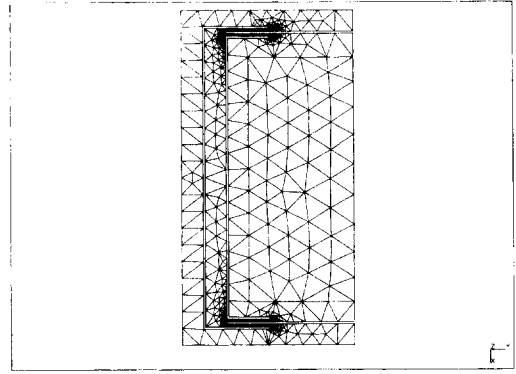
2.4 유한요소해석을 이용한 해석적 모델의 검증

2.3의 모델링을 검증하기 위하여 상용프로그램인 I-DEAS (by SDRC)를 사용하여 유한요소해석을 하였다. Fig. 2의 이중복합선형스프링기구를 검증 모델로 하였고, 이 기구는 대칭이므로 계산상의 효율성을 위하여 기구의 반을 모델링하여 검증하였다. Fig. 9에 유한요소 모델을 보인다. 배치는 삼각기둥요소 (triangular prism element)를 사용하였다. Table 1에 모델링의 데이터가 나타나 있다. 첫번째 고유진동수의 유한요소해석을 이용한 값은 309 Hz이고, 식 (36)에 의한 값은 330 Hz이다. 두개의 방법에 의한 고유진동수의 값이 10%이내의 오차로 일치함을 알 수 있다.

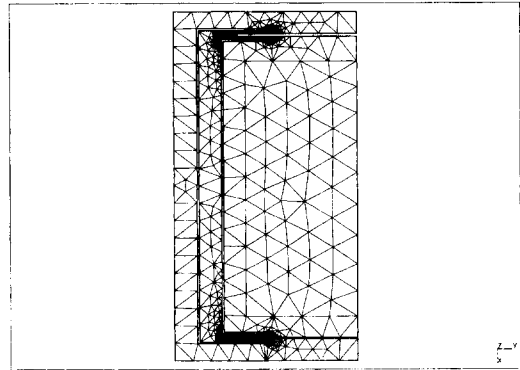
3. 초정밀 단일체 3축 스테이지의 최적설계

3.1 최적설계 문제의 정의

우선 설계변수들은 각 축방향의 특성에 영향을 주는 판스프링의 크기를 결정하는 t, l, b 이다. X축과 Y축의 움직임을 담당하는 기구의 판스프링은 서로 두께가 같으므로 $b_1 = b_2 = b$ 가 되어 최적설계의 설계변수는 총 8개가 된다. 최적설계의 목적함수는 3축 스테이지의 각 축방향으로의 첫번째 고유진동수를 높이는 것이다. 최적설계법에 있어서 목적함수를 하나 이상으로 하여 다목적 최적화를 행할 수 있으나⁽¹⁰⁾ 하나의 목적함수가 본 연구 설계의 목적을 만족시킬 수 있으므로 목적함수는 한 개를 사용하여 최적설계를 수행하겠다. AFM의 스캐너(scanner)로 쓰이는 스테이지이므로 Z축의 고유진동수가 가장 중요하고 커야한다. 따라서 목적함수에는 식 (36)로부터 구한 X, Y, Z의 고유진동수 (각각 $\omega_{1,x}, \omega_{1,y}, \omega_{1,z}$)에 가중치를 주어서 최적설계를 행한다. 먼저 최대허용응력의 조건을 준다. 최대응력은 판스프링의 양끝단에서 발생하므로 그



(a) Undeformed FE model created in I-DEAS



(b) Deformed FE model created in I-DEAS

Fig. 9 FEM mesh of the simulated model.

Table 1 Constants for FE model.

E (GPa)	ν	ρ (kg/m ³)	t (mm)	b (mm)	l (mm)	d ₁ (mm)	d ₂ (mm)
72	0.33	2770	0.7	10	10	70.7	68.3

크기를 구하면 다음과 같다.

$$\sigma_{\max} = \frac{6}{bt^2} K_t M_z \quad (37)$$

위의 식에서 M_z 는 양끝단에서의 모멘트값이고 K_t 는 응력집중계수이다.⁽¹¹⁾ 따라서 위의 최대응력이 항복응력보다 작으면 되므로 식 (23), (25)에 의해서 다음과 같이 된다.

$$M_z = \frac{2Ebt^3 l}{8l^3} q_{\max} \quad (38)$$

$$\therefore S_f \sigma_{\max} = \frac{3}{2} \frac{Et}{l^2} q_{\max} S_f K_t \leq \sigma_y \quad (39)$$

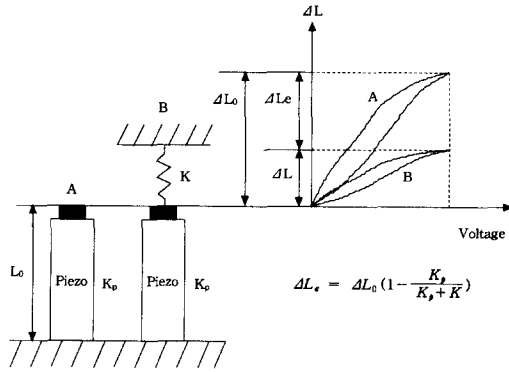


Fig. 10 Reduction of the piezo expansion; load of a piezo with a spring.

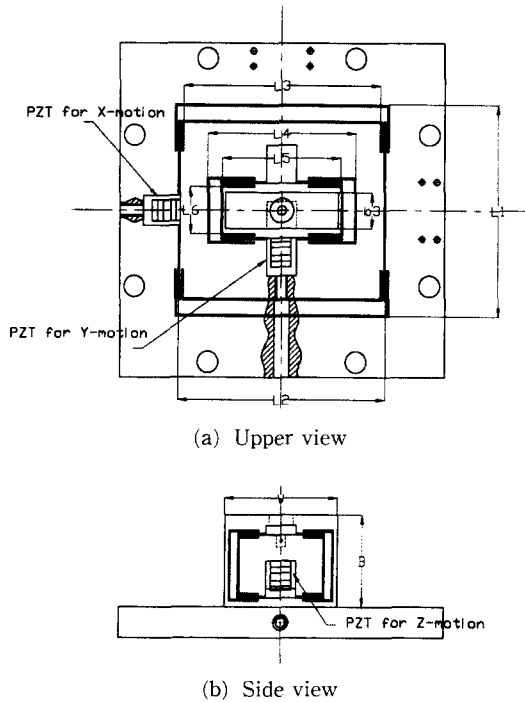


Fig. 11 A schematic of the monolithic precision XYZ-stage.

식 (39)에서 σ_y 는 항복응력값이고 q_{max} 는 각각의 축방향으로의 최대 움직임임이다. 또한 S_f 는 안전계수이다. 위의 결과를 스테이지의 각 축에 적용하면 다음의 세개의 조건이 부여된다.

$$g(i) = \frac{3}{2} \frac{Et_i}{l_i^2} q_{i,max} S_f K_t \leq \sigma_y \quad (i=1,2,3) \quad (40)$$

다음의 조건은 각 축방향으로의 스프링상수에 대

Table 2 Constants for optimal design.

Constants	S_f	E (GPa)	G (GPa)	σ_y (MPa)	K_t	K_p (MN/m)
Values	10	72	27	480	1.57	58.8

Table 3 Design variable sets.

Design variables (mm)	Design variable sets				
	Start points			Optimum & design values	
	S_1	S_2	S_3	S_{opt}	S_{design}
t_1	0.5	3.0	4.0	0.736	0.7
l_1	5.0	20.0	13.0	9.970	10.0
b	10.0	15.0	7.0	10.000	10.0
t_2	0.5	3.0	3.0	0.846	0.8
l_2	5.0	20.0	13.0	11.460	11.5
t_3	0.5	3.0	3.0	0.500	0.5
l_3	5.0	10.0	22.0	7.191	7.1
b_3	12.0	14.0	12.0	12.000	12.0

한 최대한계조건이다. 압전소자의 전계인가에 의한 팽창량은 기구의 스프링힘때문에 변할 수 있다 (Fig. 10).⁽¹²⁾ 이것은 압전소자가 기계적 스프링상수 값을 가지기 때문인데, 이의 결과로 압전소자의 성능을 제대로 발휘하기 위하여 기구의 스프링상수에 대한 조건을 부여한다. 따라서, 식 (35)에서의 K 값이 압전소자의 스프링상수 K_p 값의 1%보다 작게 한다. 이의 조건을 XYZ 축에 적용하면 다음과 같다.

$$g(i) = 100K_j - K_p \leq 0 \quad (i=4,5,6, j=i-3) \quad (41)$$

위의 식에서 $K_1=K_x$, $K_2=K_y$, $K_3=K_z$ 이다. 다음의 조건들은 스테이지의 크기에 대한 것들이다. Fig. 11을 참조하면 크기에 대한 조건들은 다음과 같다.

$$h(i) = L_i - 70 = 0 \quad (i=1,2) \quad (42)$$

$$g(7) = 10t_1 - (L_3 - L_4) \leq 0 \quad (43)$$

$$g(8) = W - L_5 \leq 0 \quad (44)$$

$$g(9) = 3 - (L_6 - b_3) \leq 0 \quad (45)$$

따라서, 위의 결과들로부터 다음의 최적설계 문

제를 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } -\omega_{1,z}^2 - 100\omega_{1,x}^2 - 100\omega_{1,y}^2, \\ & \text{Subject to } h(i) = 0 \quad (i=1,2) \\ & \quad \quad \quad g(j) \leq 0 \quad (j=1,2,\dots,9) \\ \text{and} \quad & 0.5 \leq t_1, t_2, t_3 \leq 3 \\ & 5 \leq l_1, l_2 \leq 20, \quad 5 \leq l_3 \leq 10 \\ & 10 \leq b \leq 15 \\ & b_3 \geq 12 \end{aligned}$$

3.2 최적설계 결과

최적설계는 SQP(Sequential Quadratic Programming) 방법을 상용프로그램인 Matlab을 이용하여 구현하였다. SQP는 라그랑지함수의 2차미분항(Hessia of the Lagrangian function)을 BFGS 방법으로 갱신하여 부차문제인 QP를 선형화하여 풀어 최적치를 구하는 비선형 최적설계문제를 푸는 방법이다.⁽¹³⁾ 이러한 방법은 전역최소값(global minimum)을 구하지 못하므로 시작점을 여러개로 하여 최적설계를 한다. Table 2에 최적설계에 필요한 여러상수값이 나타나있고 Table 3에 설계변수와 시작점을 보인다. Table 4에 최적설계의 결과와 여러가지 특성치를 보인다. 스테이지는 XYZ축 방향으로 각각 30 μm , 30 μm , 2 μm 의 거리를 움직이도록 설계되었다. 보통 AFM에서 쓰이는 시편형

상의 높이가 2 μm 이하이므로 Z의 움직임거리는 충분하다고 하겠다.

3.3 스테이지의 하중에 의한 영향 고찰

스테이지를 제작하기 전에 하중에 의한 영향을 평가하도록 한다. 가장 크게 영향을 받는 판스프링은 X-축의 판스프링이므로 이 판스프링에 대한 영향을 살펴보도록 한다. 하중에 의한 영향은 처짐과 꼬임휨(twisted side bending)에 대해서 고찰을 하고 설계치에서의 영향이 판스프링의 가장 작은 크기인 두께 t 보다 아주 미소하다는 것을 보어서 2장에서 해석적 모델이 하중의 영향하에서도 유효함을 보이도록 한다. 먼저 처짐에 의한 영향은 간단한 수식으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\delta_{\max} = \frac{Pl^3}{3EI_{yy}} \quad (46)$$

위의 식에서 P 는 하중이고, Fig. 1과 설계치를 참조하면 처짐의 크기가 판스프링의 두께 t 보다 0.1% 이하로 작은 값을 알 수 있다.

꼬임휨에 대한 영향을 고찰하기 위해서 꼬임휨좌굴(twisted side bend buckling)이 일어나는 임계하중을 구하도록 한다.⁽¹⁴⁾

$$P_{cr} = 4.01 \frac{(EI_{zz}GJ)^{\frac{1}{2}}}{l^2} \quad (47)$$

Table 4 Simulated characteristics of the monolithic precision XYZ-stage.

	Design variable Sets				
	S ₁	Start points		Optimum & design values	
		S ₂	S ₃	S _{Opt}	S _{design}
K _x (MN/m)	1.440	7.290	29.364	0.5793	0.4939
K _y (MN/m)	1.440	7.290	12.388	0.5793	0.4848
K _z (MN/m)	1.728	54.432	4.382	0.5809	0.6035
$\omega_{1,x}$ (Hz)	510.0	1277.0	3781.7	331.7	305.4
$\omega_{1,y}$ (Hz)	908.5	2672.5	4382.6	547.3	498.6
$\omega_{1,z}$ (Hz)	1883.1	5554.6	1496.6	990.6	1013.5
Active design variables	All	All except b ₃	t ₂ , t ₃ , b ₃	b, t ₃ , b ₃	b, t ₃ , b ₃
Active constraints	None	None	None	None	None
Violated constraints	g ₁ , g ₂ , g ₄ , g ₅ , g ₆	g ₄ , g ₅ , g ₆ , g ₇ , g ₉	g ₁ , g ₂ , g ₄ , g ₅ , g ₆ , g ₇ , g ₉	None	None

위의 식에서 J 는 torsional constant이고, Fig. 1을 참조하면 현재 스테이지에 가해지는 하중은 임계하중보다 0.1% 이하로 작은 값을 알 수 있다. 또한 하중이 불완전한 경우에서 대표적으로 작용점이 도심에 가해지지 않을 때 생기는 꼬임(twist)에 의한 변형량을 간단한 수식을 이용하여 구하였다. 이 또한 판스프링의 두께 t 보다 0.1% 이하의 값으로 미소함을 알 수 있었다.

따라서, 위의 결과들을 종합해 보면 하중에 의한 영향이 무시할 수 있을 정도로 작아서 2장에서 구한 모델을 하중이 있는 경우에도 적용할 수 있음을 알 수 있고 이의 결과로 안내자로 설계된 이중복합선형스프링기구는 하중이 있는 경우에도 선형운동을 안내할 것을 알 수 있다.

4. 초정밀 단일체 3축 스테이지의 제작

스테이지의 제작은 먼저 하나의 재료에서 밀링 가공으로 XYZ의 전체적인 모양을 낸 후 출방전가공을 이용하여 판스프링과 몸체의 형상을 만든다. 재료는 가볍고도 단단한 두랄루민(Al 7075-T6)을 사용하였고 모든 구멍작업과 탭핑작업 등을 끝내고 마지막에 출방전가공을 하였다. 이것은 스테이지에 무리한 힘이 가해져 생기는 영향을 없애준다. 또한 스테이지의 특성이 판스프링의 크기에 상당히 민감하므로 판스프링을 만드는 출방전가공의 위치오차는 $\pm 10 \mu\text{m}$ 이하로 하였다. 압전소자를 스테이지에 설치하려면 주의할 점이 있다. 압전소자는 전단력이나 모멘트에 아주 약하고 취성이므로 스테이지와 압전소자 사이에 금속 볼을 삽입하여 기구적으로 결합(kinematic coupling)시켰다. 이것은 또한 스테이지에 구동축외의 필요치 않은 축의 힘을 전달하지 않도록하여 여러가지 가이드오차(guide error)를 줄여준다. 압전소자는 구동전에 미리 나사에 의해서 압축력을 받는다. 이것은 구동시 압전소자에 좋지 않은 인장력이 발생하는 것을 막는다.

5. 결 론

본 논문에서는 초정밀위치결정에 가이드기구로 쓰이는 판스프링기구의 정역학적, 동역학적 모델링을 하였고 유한요소해석(FEM)을 이용하여 그 결과를 검증하였다. 유한요소해석에 의한 결과와 해석적 모델링의 결과는 10%이하의 오차로 일치하였

다. 또한 모델링결과로 초정밀 단일체 3축 스테이지의 최적설계를 하였고 하중에 의한 영향을 고려하여 최적설계치로 스테이지를 제작하였다. 최적설계는 상용프로그램인 Matlab을 이용하여 SQP(sequential quadratic programming)의 방법으로 행하였다. 제작된 스테이지는 현재 여러 가지 특성 실험중이고 AFM에 적용하여 스캐너(scanner)로서의 성능을 고찰하고 있다.

참고문헌

- (1) Binnig, G., Quate, C. F. and Gerber, Ch., 1986, "Atomic Force Microscope," *Physical Review Letters*, Vol. 56, pp. 930~933.
- (2) Binnig, G. and Rohrer, H., 1982, "Scanning Tunneling Microscopy," *Helvetica Physica Acta*, Vol. 55, pp. 726~735.
- (3) Fredric E. Scire and Clayton E. Teague, 1978, "Piezodriven 50 μm Range Stage with Subnanometer Resolution," *Review of Scientific Instruments*, Vol. 49, No. 12, pp. 1735~1740.
- (4) 류재욱, 1997, "6축 초정밀 위치결정 기구의 설계와 제어에 관한 연구," 박사학위논문, 한국과학기술원 기계공학과, pp. 8~39.
- (5) Paros, J. M. and Weisbord, L., 1965, "How to Design Flexure Hinge," *Machine Design*, Vol. 37, pp. 151~157.
- (6) Renyi Yang, Musa Jouaneh and Rdolph Schweizer, 1996, "Design and Characterization of a Low-profile Micropositioning Stage," *Precision Engineering*, Vol. 18, pp. 20~29.
- (7) Mitsuru Tanaka, 1983, "The Dynamic Properties of a Monolithic Mechanism with Notch Flexure Hinges for Precision Control of Orientation and Position," *Japanese Journal of Applied Physics*, Vol 22, No. 1, pp. 193~200.
- (8) Smith, S. T., Chetwynd, D. G. and Bowen, D. K., 1987, "Design and Assessment of Monolithic High Precision Translation Mechanisms," *J. Phys. E: Sci. Instrum.*, Vol. 20, pp. 977~983.
- (9) Timoshenko, S. P. and Gere, J. M., 1990, *Mechanics of Materials*, PWS-KENT, Massachusetts, pp. 250~341.
- (10) 이문구, 권대갑, 1997, "광픽업 미세구동부의

- 최적설계, " 대한기계학회논문집(A), 제21권, 제 5호, pp. 819~827.
- (11) Perterson, R. E., 1974, *Stress Concentration Factors*, John Wiley & Sons, New York, pp. 89~107.
- (12) Physik Instrumente, *Tutorial Catalogue for Users*.
- (13) Grace, A., 1990, *Optimization Toolbox User's Guide*, The Math Works Inc.
- (14) Don O. Brush and Bo O. Almroth, 1975, *Buckling of Bars, Plates and Shells*, McGRAW-HILL, New York, pp. 37~60.