

유연 힌지와 레버 구조를 이용한 자동초점조절 미세구동장치에 대한 연구

A study on fine actuating stage for autofocus by using flexure-hinge and lever mechanism

고등기술연구원 이계석, 홍석인, 김호상, 장한기, 이경돈

I. 서론

본 연구는 레이저 미세가공시 자동 초점 조절을 하기 위한 초정밀 스테이지의 개발에 대한 것이다. 자동 초점 조절을 하기 위한 방법으로 광원 변조를 통한 공초점 신호를 초점 오차 신호로 이용하게 되는데, 이 신호를 자동초점조절을 위한 제어신호로 사용할 수 있는 구간은 공초점 신호의 반치폭(FWHM, Full Width Half Maximum)에 의해 결정이 된다. 따라서 반치폭을 크게 하면 자동 초점 조절 영역이 넓어지게 되나, 공초점 신호의 광축방향 분해능은 떨어지게 되는 trade-off 관계가 있으므로 자동 초점 조절장치의 성능과 측정되는 공초점 신호의 강도에 따라 적절한 조절이 필요하다. 본 연구에서는 초점 조절 제어 오차 $0.6 \mu\text{m}$ 를 얻기 위한 광축방향 분해능 확보를 위하여 실험적으로 초점 조절 영역을 초점평면으로부터 $\pm 20 \mu\text{m}$ 로 설정하였다. 따라서 공초점 신호의 반치폭 부근에서 자동 초점 조절을 하기 위해서는 $40 \mu\text{m}$ 이상의 구동 범위를 가지는 미세구동장치가 필요하게 되어 $80 \mu\text{m}$ 이상의 구동변위와 200Hz 이상의 1차 고유진동수를 갖는 자동 초점 조절용 스테이지를 설계하였다.

II. 스테이지 설계

1. 설계요구사항

Fig. 1은 본 연구에서 사용하는 레이저 미세가공 시스템으로 먼저 레이저 가공을 하기 전에 자동 초점 조절을 하기 위하여 광섬유에서 나오는 측정 광원에 PZT를 이용하여 변조를 가하여 측정 시편으로부터 반사되어 나오는 신호를 검출하여 미소신호증폭기를 통해 Fig. 2와 같이 시편의 광축 방향으로의 이동 거리에 따른 공초점신호(종방향 특성곡선)의 미분 신호를 얻게 된다.

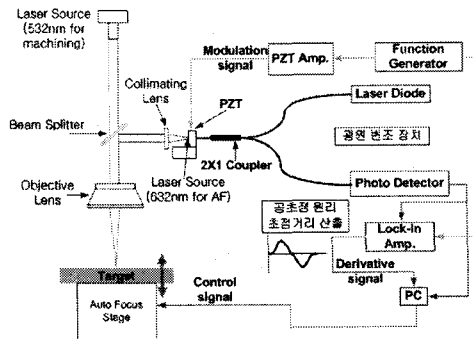


Fig. 1 A schematic diagram of autofocus system

AUTOFOCUS CHARACTERISTICS

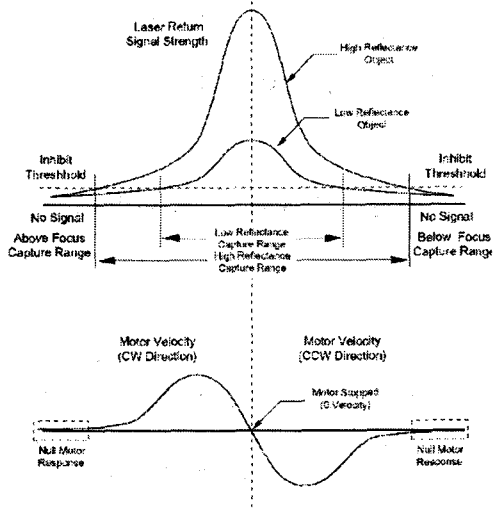


Fig. 2 A confocal signal in photodiode without source modulation and modulated signal in lock-in amplifier along the optical axis

이때 광축방향으로 시편의 움직임에 따라 시편에서 반사된 빛의 공초점 신호가 측정되는 영역은 측정에 사용된 레이저, 대물렌즈의 개구수(N.A.), 편환 역할을 하게 되는 광섬유 코어의 반경에 따라 달라지게 되는데, 공초점 신호의 미분 신호를 자동 초점 조절을 위한 제어신호로 사용하게 되므로 Fig. 2에서 미분신호의 선형적인 구간, 즉 공초점 신호의 반치폭이 실제로 자동 초점 조절 영역이 된다.⁵ 따라서 반치폭을 크게 하면 자동 초점 조절 영역이 넓어지게 되나, 공초점 신호의 광축방향 분해능은 떨어지게 되는 trade-off 관계가 있으므로 자동 초점 조절장치의 성능과 측정되는 공초점 신호의 강도에 따라 적절한 조절이 필요하다. 본 연구에서는 초점 조절 제어 오차 $0.6 \mu\text{m}$ 를 얻기 위한 광축방향 분해능을 확보를 위하여 실험적으로 초점 영역을 초점평면으로부터 $\pm 20 \mu\text{m}$ 로 설정 하였다. 따라서 공초점 신호의 반치폭 부근에서 자동 초점 조절을 하기 위해서는 $40 \mu\text{m}$ 이상의 구동 범위를 가지는 미세구동장치가 필요하게 되어서 $80 \mu\text{m}$ 이상의 구동변위와 200Hz 이상의 1차 고유진동수를 갖는 자동 초점 조절용 스테이지를 설계하였다. 실험에 사용되는 스테이지는 초점오차가 발생했을 때 이를 보상하기 위한 스텝 입력에 대해서만 계속 작동이 되기 때문에 200Hz 의 1차 고유진동수는 안전한 설계라고 할 수 있다.

2. 자동 초점 조절용 스테이지의 변위 확보를 위한 기구학적 설계

II-1에서 언급한 설계요구사항을 만족시키기 위해 정밀도 및 제어성에서 우수한 PZT를 이용한 구동방식을 채용하고 선형운동 및 스트로크를 확보하기 위해 탄성 힌지 및 변위확대 기구를 사용한다. Fig. 3과 같이 PZT에 의한 모션을 레버를 통해 변위확대(변위 확대비 $r = \frac{b}{a}$)를 수행하고 최종적인 가동부(moving part)의 선형운동 보장을 위해 병렬형 탄성 힌지를 양측에 대칭형으로 배치하였다. 그리고 PZT에 초기 예압을 주기 위하여 메인바디(main body)와 베이스(Base) 사이에 어저스트블럭(Adjust block)을 끼워 넣어 초기 예압을 주고 PZT 양쪽 볼트를 이용하여 예압량을 조금씩 변경가능 하도록 하였다. 자동 초점 조절 실험 장치에서 스테이지의 높이가 제한이 되기 때문에 PZT는 길이 약 50mm 의 $20 \mu\text{m}$ 의 최대변위를 가지는 PI사의 HVPZT p-239.20을

사용하여 레버구조의 단수를 약 1:6 정도의 변위확대를 목표로 설계하였다. 탄성 힌지의 강성은 Paros의 식⁶을 사용하고 레버구조의 강성계산 및 확대비 계산은 참고문헌 2의 설계식²을 참조하였다.

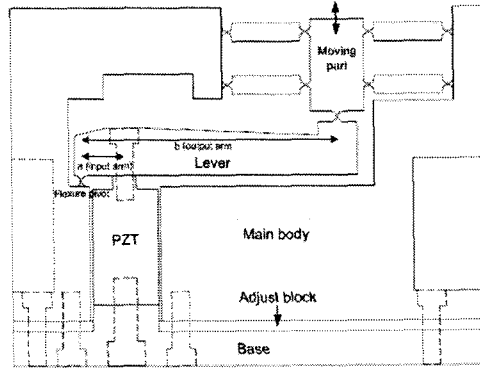


Fig. 3 A schematic diagram of autofocus stage

먼저 Fig. 4와 같은 사각형 힌지의 최소두께 t 가 힌지의 폭 h 와 원형 노치의 반경 R 에 비해 충분히 작다고 가정하면, 힌지에 작용하는 굽힘 모멘트를 M_b 이로부터 발생하는 회전을 θ 라 할 때 사각형 힌지의 굽힘 강성(flexural rigidity) k_b 는 Paros와 Weisbord가 빔이론으로부터 유도한 굽힘 강성식에 의해 다음과 같이 간단히 표현된다.⁶

$$k_b = \frac{M_b}{\theta} = \frac{2Eht^{5/2}}{9\pi R^{1/2}} \text{ [N}\cdot\text{m/rad]} \quad (1)$$

이때, E 는 힌지의 탄성 계수(elasticity modulus)이다.

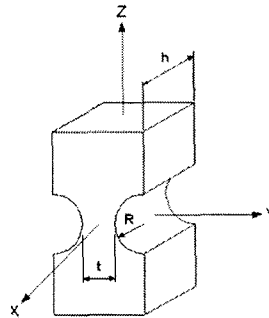


Fig. 4 Notch hinge model

위와 같은 굽힘 힌지를 이용하여 병진운동을 얻기 위해서는 Fig. 5와 같은 평행 스프링 메커니즘(parallel spring mechanism)이 사용된다. 상하의 힌지 사이의 거리를 l 이라 할 때 외부에서 작용하는 힘 F 에 의해 각각의 힌지에서 발생하는 모멘트 M_b 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$M_b = k_b \theta = \frac{1}{4} Fl \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (2)$$

이 때, 발생하는 변위 x 가 매우 작다고 가정하면 회전 θ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\theta = \frac{x}{l} \text{ [rad]} \quad (3)$$

이로부터 평행 스프링의 강성 k_h 는

$$k_h = \frac{4k_b}{l^2} \text{ [N/m]} \quad (4)$$

이 된다. 힘 F 와 수직인 방향으로의 변위를 최소화하기 위하여 위와 같은 평행 스프링 메커니즘을 이중으로 사용할 경우 안내요소의 축방향 강성 K_h 는 식 (4)로부터 다음과 같이 얻어진다.

$$K_h = 2k_h = \frac{16Eht^{5/2}}{9\pi R^{1/2}\gamma^2} \text{ [N/m]} \quad (5)$$

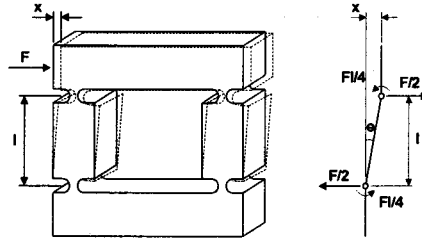


Fig. 5 A mechanism of parallel hinge spring

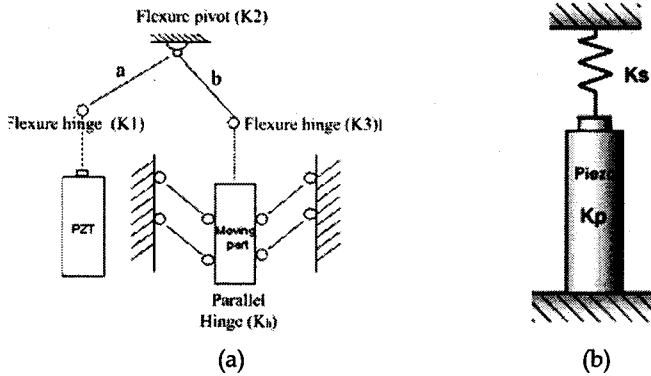


Fig. 6 Modeling of flexure-hinge type lever mechanism

Fig. 3의 자동 초점 조절용 1축 스테이지는 Fig. 6(a)와 같이 1단 레버구조와 평행힌지를 이용한 1축 구동 메커니즘으로 간단히 모델링 될 수 있다. Fig. 6의 PZT의 선형운동이 발생되면 레버를 통해 변위가 확대되고(레버 확대비 $r = \frac{b}{a}$) 가동자(Moving part)의 선형운동이 평행힌지를 통해 발생되게 된다. 이 경우 Fig. 6(a)에서와 같이 레버의 탄성 힌지 및 탄성 피벗 부분에서의 굽힘 강성을 각각 K_1 , K_2 , K_3 이고 평행힌지의 축방향 강성을 K_h 이라 하면 레버의 입력단에서 축방향 등가강성 K_{eq} 는 다음 식 (6)과 같이 나타난다.²

$$K_{eq} = \frac{K_1 + K_2 + K_3}{a^2} \quad (6)$$

여기서 a 는 레버의 입력 길이(input arm)이다. 만약, 레버의 탄성 힌지 및 탄성 피벗부분에서 스트레칭을 무시할 수 있다면 PZT와 연결되는 부분의 스테이지의 축방향 강성 K_s 는 다음 식 (7)과 같이 나타낼수 있고² Fig. 6(a)는 다시 Fig. 6(b)와 같이 축방향 강성 K_p 인 PZT와 축방향 강성 K_s 인 스프링의 직렬연결로 간단히 모델링 할 수 있다.

$$K_s = K_{eq} + r^2 K_h \quad (7)$$

여기서 r 은 레버의 확대계수이다. 따라서 Fig. 6(b)와 같은 구조의 변위 확대 기구에서는 PZT에

의한 출력단의 변위 ΔL 은 식 (8)과 같이 나타나고 최종적인 가동자의 변위 Δv 는 식(9)와 같이 표현된다.

$$\Delta L = \Delta L_0 \frac{K_p}{K_s + K_p} \quad (8)$$

$$\Delta v = \Delta L \times r \quad (9)$$

여기서 ΔL_0 는 PZT의 최대 확대 변위이고 K_p 는 PZT의 축방향 강성이다. 사용된 PZT는 PI사의 HVPZT p239-20으로 $\Delta L_0 = 20 \mu\text{m}$ 이고, Fig. 3의 스테이지의 재질은 SM45C로 물성치 및 각 부분의 설계치는 다음과 같다.

$$E = 205\text{Gpa}, R = 2\text{mm}, h = 30\text{mm}, t = 0.25\text{mm}, \\ l = 30\text{mm}, a = 16.25\text{mm}, r = 6, K_p = 250\text{N}/\mu\text{m} \quad (10)$$

식 (10)과 앞의 식(1)~ (9)을 이용하여 Fig. 3에서 설계한 스테이지의 각 부분의 강성 및 변위를 계산하면 각각 다음과 같다.

$$K_h = 0.135\text{N}/\mu\text{m}, K_1 = 0, K_2 = K_3 = 15.164\text{N}\cdot\text{m}/\text{rad}, \\ K_m = 0.115\text{N}/\mu\text{m}, K_s = 4.975\text{N}/\mu\text{m}, \\ \Delta L = 19.600 \mu\text{m}, \\ \Delta v = 117.600 \mu\text{m} \quad (11)$$

따라서 식 (11)에서와 같이 이론적으로 설계한 스테이지 가동부의 최대 변위는 설계목표인 80 μm 이상이 나오는 것을 확인 하였다.

III. 스테이지의 해석 및 실험

1. 스테이지의 구조해석

Fig. 3에서 설계한 스테이지의 1차 고유진동수는 탄성 힌지부분의 두께가 메인바디와 다르기 때문에 Fig. 7과 같이 메인바디 부분을 3차원으로 모델링하여 베이스 부분을 고정시키고 상용 구조해석 패키지 Nastran을 이용하여 구조해석을 하여 Trial & Error로 각 치수들을 식(10)과 같이 정하였을 때, 구해지는 1차 공진 주파수는 281.7Hz로 설계목표치인 200Hz보다 크게 나오는 것을 확인 할 수 있었다. 또한 여기서 구한 공진주파수의 경우에는 PZT가 조립되지 않은 상태에서의 공진주파수 이므로, PZT가 조립된 상태에서의 공진주파수를 구하기 위하여, 3차원으로 모델링한 Fig. 7의 메인바디에서 PZT에 의해서 힘 F_p 가 가해지는 레버의 입력단에 PZT의 정강성 $K_p = 250\text{N}/\mu\text{m}$ 와 같은 스프링을 부착하여 구조해석한 결과 491.7Hz로 공진주파수가 더 크게 나오는 것을 확인하였다. 이것은 레버 입력단의 PZT가 추가적인 스프링 역할을 하게 되어 전체 시스템 강성을 증가시키기는 것으로 볼 수 있다.

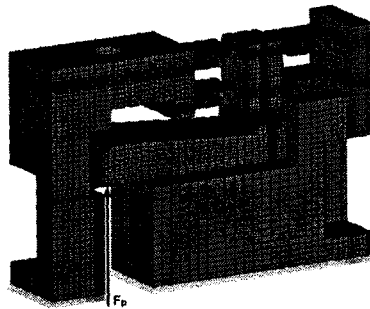


Fig. 7 Solid model and mesh of the autofocus stage

공진주파수를 구하기 위하여 모델링한 Fig. 7과 같은 구조물로부터, 식 (11)에서 계산한 가동자의 변위 Δv 를 구조해석으로 구하기 위해서는 레버 입력단에서 PZT가 레버를 미는 최대 힘 F_b 를 알아야 하는데 이것은 Fig. 8로부터 구할 수 있다.

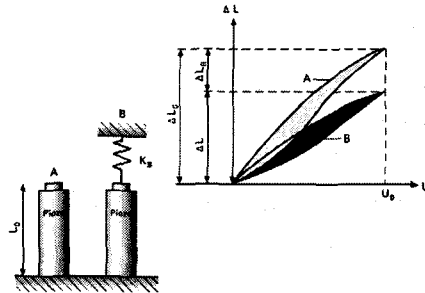


Fig. 8 Effective displacement of a piezoelectric acting against a spring load

Fig. 8에서와 같이 PZT 앞단의 축방향 강성이 0일 때는 PZT의 최대 변위는 ΔL_0 가 되고 미는 힘은 0이 된다. 만일, PZT 앞단의 강성이 K_s 라면 그림과 같이 PZT의 최대 변위는 ΔL 이 되고 이것은 앞단의 스프링이 압축된 길이가 되고 또한 이때 이 스프링으로 인하여 PZT는 ΔL_R 만큼 압축이 되었으므로, PZT가 스프링을 미는 힘은 다음과 같이 주어진다.

$$F_b = K_s \cdot \Delta L_R = K_s \cdot \Delta L \quad (12)$$

따라서 PZT와 연결되는 가동부의 축방향 강성 K_s 만 알면 강성비에 의해서 식 (8)과 같이 PZT의 최대변위 ΔL 이 계산되므로, PZT의 최대 미는 힘 F_b 를 구할 수 있다. 설계한 Fig. 3과 같은 스테이지에서 K_s 는 앞의 식 (7)을 이용하여 구할 수 있다. 그러나 식 (7)을 이용하여 구한 K_s 값은 탄성 힌지부분의 스트레칭(stretching)변형과 레버자체의 휨(bending), PZT 집축부의 국소 변형등을 고려하지 않은 이상적인 상황에서의 이론적인 값이므로, 식(11)에서 구한 $K_s = 4.975\text{N}/\mu\text{m}$ 를 이용하여 최대 미는 힘 F_b 를 구하게 되면 오차가 많이 발생할 것으로 생각 된다. 따라서 PZT 앞단의 강성 K_s 를 구할 때도 역시 Fig. 7의 3차원 모델링한 구조물에서 레버 입력단에 일정한 힘(F_b)을 주고, 입력부분의 변위를 구조해석으로 구함으로써, 실제 모델에 가까운 K_s 값을 구할 수 있다. 본 논문에서는 레버의 입력단에 $F_b = 100\text{N}$ 의 힘을 주고 해석하여 PZT 앞단의 축방향 강성 $K_s = 41.600\text{N}/\mu\text{m}$ 를 구하였다. 이 값을 식(8)에 대입하면 PZT의 변위 $\Delta L = 17.140\mu\text{m}$ 이고 이 값을 다시 식 (12)에 대입하여 PZT가 미는 최대 힘 $F_b = 713.024\text{N}$ 을 계산하였다. 따라서 Fig. 7의 3차원 모델에서 레버 입력단에 가해지는 최대 힘을 알 수 있으므로 이 힘을 입력단에 가해지는 경계조건으로 집어넣어 해석함으로써 PZT의 변위 $\Delta L = 17.140\mu\text{m}$ 및 최종적인 가동자의 변위 $\Delta v = 91.470\mu\text{m}$ 를 구하였다. 이때 해석을 통한 레버의 확대비 r 를 계산하면 다음과 같이 주어진다.

$$r = \frac{\Delta v}{\Delta L} = 5.337 \quad (13)$$

따라서 해석결과도 최종 가동부의 변위가 설계목표인 $80\mu\text{m}$ 보다 크게 나오는 것을 확인 하였다.

2. 스테이지의 제작 및 실험

II-2와 III-1에서 자동 초점 조절용 스테이지의 기구학적 설계를 하였고 이를 구조해석을 했을 때 모두 II-1에서 제안한 설계요구사항을 만족하는 것을 확인 하였다. 따라서 본 연구에서는 II-2에서 설계한 식 (10)을 이용하여 Fig. 9와 같은 자동 초점 조절용 1축 스테이지를 제작하였다.

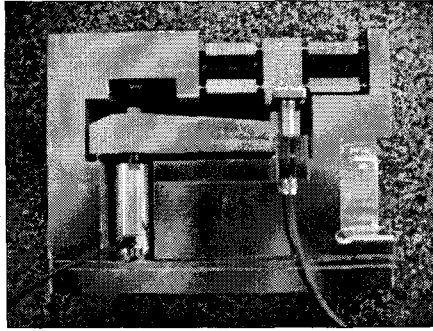
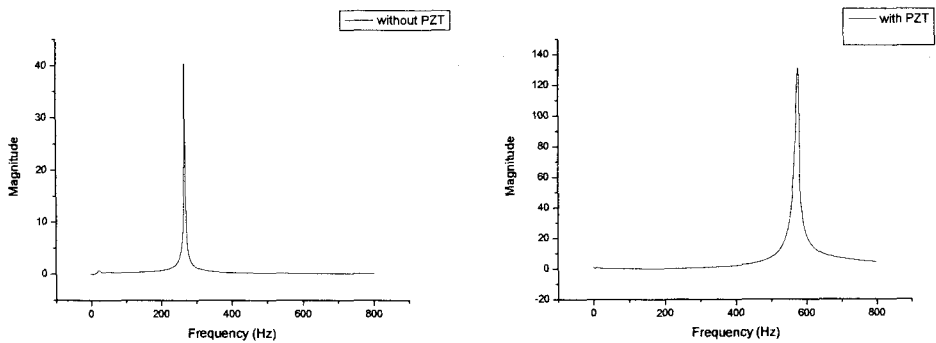


Fig. 9 Photograph of autofocus stage

제작된 스테이지는 Fig. 9와 같이 가공시편의 장착부인 최종 가동부의 변위를 측정하기 위하여, 정전용량형 센서를 부착할 수 있도록 센서 고정부를 만들어 가공하였다. 정전용량형 센서는 ADE 사의 2805 A8717 probe를 이용하여 측정하였고 가동부의 최대 변위 $\Delta v = 86.5 \mu\text{m}$ 로 측정이 되었다. 이것은 III-1에서 해석을 통해서 얻은 $91.47 \mu\text{m}$ 보다 약 $5 \mu\text{m}$ 작은 값으로 해석결과와 실제 실험결과가 약 +5.43%의 오차가 있는 것을 확인하였다. 그러나 실험 결과 역시 II-1에서 제안한 설계요구사항을 만족 하였다.

제작된 스테이지의 공진주파수 실험에는 로드셀이 부착된 충격해머(B&K 8200), 진동측정용 가속도계(PCB 353B16)가 사용되었고 얻어진 신호를 받아들여 주파수응답함수를 제공하는 신호처리기(B&K 3560C PULSE)를 이용하였다. Fig. 10(a)는 Fig.7에서와 같이 PZT와 스테이지 이동부가 접촉되지 않은 상태에서, Fig. 10(b)는 Fig. 9와 같이 스테이지의 구동을 위한 PZT 및 여러 부품들이 결합된 상태에서의 스테이지에 대한 충격 가진 실험 결과를 나타낸다. 각각의 경우에서 1차 공진 주파수는 각각 268Hz, 580Hz가 나온다.



(a) With PZT

(b) Without PZT

Fig. 10 The 1st natural frequency of stage

공진주파수에 대한 실험결과도 모두 II-1에서 제안한 설계요구사항을 만족 하였다.

IV. 고찰

II-2에서 Paros식⁶으로부터 구한 PZT 연결부위의 축방향 강성은 식 (11)에서와 같이 $K_{s1} = 4.975\text{N}/\mu\text{m}$ 이고, III-1에서 Nastran을 이용한 해석결과로부터 구한 축방향 강성은 $K_{s2} =$

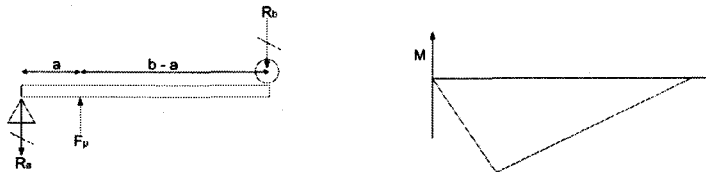
41.600N/μm로 해석결과가 이론치보다 8배 이상 크게 나왔고 또한 확대 레버비도 이론적인 6배가 아니라 식 (13)에서와 같이 약 5.3배가 나왔다. 이것은 식 (11)을 유도할 때 사용된 굽힘 강성 식과 레버구조의 강성계산 식들이 레버가 강체이고, 힌지부분에서는 굽힘 강성만 유한하고 다른 방향으로서는 모두 무한대의 강성을 가지고 있다고 가정했기 때문이다. 그러나 실제로는 모두 유한한 강성을 가지고 있고 단지 굽힘 강성이 다른 쪽 강성보다 보통 많이 작기 때문에 힌지의 굽힘 변형이 아닌 변형은 무시가 되는데 이 경우는 레버비가 비교적 큰 1:6으로 비교적 크고 레버 입력단에 가해지는 F_p 에 의한 굽힘 모멘트는 모두 1단 레버의 탄성 피봇과 탄성 힌지 부분에서 모두 받는다고 하면 1단 레버의 양끝에서는 굽힘 모멘트가 0이므로 레버를 Fig. 11(a)와 같이 단순 지지보로 모델링 할 수 있다. 따라서 레버 입력단에 F_p 의 힘이 가해지면 레버의 모멘트 평형에 의해서 다음과 같이 주어진다.

$$R_a = \frac{b-a}{b} \cdot F_p, \quad R_b = \frac{a}{b} \cdot F_p \quad (14)$$

따라서 III-1에서 계산한 $F_p = 713.024\text{N}$ 이 레버 입력단에 가해진다면 $R_a = 594.186\text{N}$, $R_b = 118.837\text{N}$ 이 되므로 레버의 피봇 부분에 비교적 큰 인장력이 걸리게 되므로 Fig. 4의 노치 힌지 모델에서 Z축 방향으로의 힌지의 스트레칭(stretching)을 무시하지 못하게 된다. Fig. 4의 노치 힌지 모델에서 Z축 방향의 강성을 Paros식⁶을 이용하여 계산하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{\Delta z}{F_z} &= \frac{1}{Eh} \left[-2 \tan^{-1} \sqrt{\frac{y}{2-y}} \right. \\ &\quad \left. + \sqrt{\frac{2}{\beta}} \tan^{-1} \sqrt{\frac{2y}{\beta(2-y)}} \right] = \frac{1}{K_{str}} \\ \beta &= \frac{t}{2R}, \quad y = \frac{2R+t}{2R} \\ \therefore K_{str} &= 972.857\text{N}/\mu\text{m} \quad (15) \end{aligned}$$

따라서 식 (14)에 의해서 계산된 R_a 와 식 (15)에 의해서 계산된 K_{str} 을 이용하게 되면 레버의 탄성 피봇부분의 힌지가 약 $0.61\mu\text{m}$ 정도 스트레칭이 발생하게 된다. 레버의 피봇부분에서 스트레칭이 발생하게 되면 스트레칭양은 레버비로 확대되지 않고 단순히 최종 가동부에 오프셋(offset)양으로만 작용 하게 되어서 레버의 확대비를 잃어버리게 된다. 또한 레버를 Fig. 11(a)와 같이 단순 지지보로 모델링 하게 되면 레버에 작용하는 전단력에 의한 굽힘 모멘트가 Fig. 11(b)처럼 작용하여 레버 자체의 휨이 발생하게 되므로 레버가 강체라고 생각했을 때보다 확대비를 잃어버리는 또 다른 원인이 된다. 본 논문에서는 레버 자체의 휨을 최소화 시키고 가능한 스테이지의 무게를 줄이기 위하여 굽힘 모멘트가 가장 크게 되는 레버의 입력부의 두께를 가장 크게 만들었다. 레버의 모든 부분에서의 굽힘 응력이 갖도록 하기 위해서는 레버의 두께가 0.5차 곡선 형태가 되어야 하나, 기계 가공상의 어려움 등으로 인하여 직선 테이퍼를 가지는 형태로 가공하였다.



(a) A lever model

(b) Bending moment diagram

Fig. 11 Simplified model of a lever and bending moment diagram of a lever

III-2에서 제작된 스테이지에 대한 충격 가진 실험의 경우, PZT와 스테이지가 접촉하지 않았을

때는 1차 공진주파수가 268Hz로 III-1에서의 해석결과인 281.7Hz와 거의 일치한다. 그러나 PZT를 스테이지와 접촉하여 조립한 후 충격 가진 실험을 통해서 얻은 공진주파수는 580Hz인데, III-1의 해석 결과는 491.7Hz로 모두 다 PZT가 없을 때 보다 커지긴 했으나, 실제 PZT에 예압을 가하여 조립한 스테이지의 가진 실험에서 더 크게 나왔다. 이것은 탄성 힌지 강성 외에 예압을 받는 PZT의 스프링 역할 뿐만 아니라, PZT에 예압을 가함으로써 PZT와 스테이지의 접촉부가 유효 접촉 면적이 커지게 되어 강성이 증가하는 것으로 사료된다.^{7,8}

V. 결론 및 향후 과제

본 연구에서는 레이저 미세가공을 위한 요소기술로서 레이저 가공기의 초점 부근에서 미세구동을 하여 자동 초점 조절을 수행할 수 있는 미세구동장치의 설계, 해석, 제작 및 성능평가를 수행하였다. 공간적 제약과 구동장치의 변위 및 선형 운동을 확보하기 위해 레버와 탄성 힌지를 채용한 초정밀 1축 스테이지를 제안하였으며 기존 연구자들의 이론적 수식을 바탕으로 관련 치수의 기초적인 설계를 수행하였고 구조해석을 수행한 결과 설계 목표를 만족하는 해석 결과를 얻었다. 해석결과와 제작품의 성능실험결과는 수%의 오차 내에서 서로 같게 나오나 변위 확대를 위한 레버의 확대비가 커지면서 탄성 힌지 및 레버의 강성 계산에 대하여 힌지의 스트레칭과 레버의 굽힘 변형을 무시함으로써, 이론적인 설계치와 해석 및 실험결과 간에 많은 차이가 있었다. 추후, 레버 구조를 적용한 탄성 힌지 설계에 대하여 변위 확대비가 클 경우, 탄성 힌지의 스트레칭 및 레버의 굽힘 변형을 고려한 수정된 이론적 강성 계산식의 개발이 필요하며, 기존의 강성 계산식을 안전하게 이용할 수 있는 조건에 대한 좀 더 세심한 검토가 필요할 것으로 판단된다.

VI. 참고문헌

1. 강중옥, 백석, 한창수, 홍석욱 : 초정밀 3축 이송 스테이지의 개발 :1.해석 및 설계, 한국정밀공학회지 Vol. 21, No. 3, pp. 147-154, (2004)
2. J., Reny, Y. : Modeling of flexure-hinge type lever mechanisms, Precision Engineering, Vol. 27, pp. 407-418, (2003)
3. 한창수, 김경호, 이찬홍 : 초정밀 마이크로 위치 결정 스테이지의 사례, 한국정밀공학회 추계학술대회논문집, pp. 300-304, (2001)
4. Ryu, J.W., Gweon, D.G. and Moon, K.S. : Optimal design of a flexure hinge based XY Θ wafer stage, American Society for Precision Engineering, Vol. 21, pp. 18-28, (1997)
5. 박정재 : 공초점 원리를 이용한 현미경 자동 초점, 한국과학기술원, 석사학위논문, (2004)
6. Paros, J.M., and Weisbord, L. : How to design flexure hinge, Machine Design, Vol. 37, pp. 151-157, (1965)
7. Harris, T.A. : Rolling Bearing Analysis, 4th ed., John Wiley & Sons, Inc., (2001)
8. Robert C.J., Kurt M.M. : Fundamentals of Machine Component Design, 3rd ed., John Wiley & Sons Inc., (2000)