

PZT 액츄에이터를 이용한 컴플라이언트 증폭기구 설계 Design of Compliant Mechanical Amplifier for PZT actuator

*이용기¹, #한창수², 신동익³, 김인등³, 정순종⁴

*Y. G. Lee¹, C. S. Han(cshan@hanyang.ac.kr)², D. I. Shin³, I. D. Kim³, S. J. Jung⁴

¹한양대학교 대학원, ²한양대학교 기계공학과, ³한양대학교 대학원, ⁴한국전기연구원

Key words : Mechanical amplifier, Flexure hinge, Lever mechanism, PZT actuator, Shape optimization

1. 서론

마이크로 구조물, 마이크로 센서, 마이크로 액츄에이터 등 MEMS 기술은 초정밀 로봇, 마이크로 매니플레이터, 광학소자, 및 시스템, 유체, 열, 바이오 및 화학 공정 등 다양한 분야에 활용되고 있다. 이들 응용 분야들은 마이크로 액츄에이터와 같은 기계적 파워가 요구되어 지는데 그 중 PZT 액츄에이터는 압전 박막을 이용한 마이크로 액츄에이터의 하나로 최근 마이크로 밸브, 펌프, 미러, 모터 등 다양한 분야에 적용되어 사용되고 있다.

PZT 액츄에이터는 높은 분해능 및 좋은 응답성 그리고 큰 힘을 낼 수 있는 장점을 가지고 있지만 구동범위가 굉장히 작다는 단점도 가지고 있다. 이러한 단점을 극복하기 위하여 변위 증폭구조를 설계하는 연구가 활발히 진행되고 있다. 본 논문에서는 PZT 액츄에이터의 장점을 유지하면서 증폭을 할 수 있는 구조로 유연힌지(Flexure hinge)를 이용한 지레구조(Lever mechanism) 증폭기구를 설계하였다. 증폭구조 설계에 적용한 유연힌지는 백래쉬가 없고 높은 정밀도를 가지고 있고 부드러운 동작이 가능하며 윤활이 필요 없는 장점을 가지고 있다.

본 연구에서는 1축 회전이 가능한 미러틸팅 장비에 적용될 증폭구조를 설계하였다. 형상최적설계를 적용하여 큰 증폭비를 갖도록 설계하였으며, 시뮬레이션과 실험을 통하여 결과를 비교하였다.

2. 이론적 배경

컴플라이언트 메카니즘에서의 총 변위는 각 링크에서 일어나는 psedo-rigid body 모션과 탄성으로 발생하는 변위를 합한 값이다. 그리고 만약 컴플라이언트 메카니즘을 2자유도 translate 와 1자유도 rotation만 존재하는 평면에서 일어난다고 가정하면 임의의 node 1에서의 변위는 Castigliano's second theorem을 적용하여 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 u_{1x} &= \frac{\partial U}{\partial F_{1x}} = \sum_{i=1}^n \left(\int_0^{l_i} \frac{M_{bi}}{E_i I_{iZ_i}} \frac{\partial M_{bi}}{\partial F_{1x}} dx_i + \int_0^{l_i} \frac{N_i}{E_i A_i} \frac{\partial N_i}{\partial F_{1x}} dx_i \right) \\
 u_{1y} &= \frac{\partial U}{\partial F_{1y}} = \sum_{i=1}^n \left(\int_0^{l_i} \frac{M_{bi}}{E_i I_{iZ_i}} \frac{\partial M_{bi}}{\partial F_{1y}} dx_i + \int_0^{l_i} \frac{N_i}{E_i A_i} \frac{\partial N_i}{\partial F_{1y}} dx_i \right) \quad (1) \\
 \theta_{1z} &= \frac{\partial U}{\partial M_{1z}} = \sum_{i=1}^n \left(\int_0^{l_i} \frac{M_{bi}}{E_i I_{iZ_i}} \frac{\partial M_{bi}}{\partial M_{1z}} dx_i \right)
 \end{aligned}$$

여기서 F_{1x} , F_{1y} , M_{1z} 는 node 1에서의 힘과 모멘트 이고 U는 스트레인 에너지이다. 식(1)로부터 여러 가지 유연 힌지의 형상이 포함된 변위식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 u_{1x} &= \sum_{i=1}^n \left(A_{ix} C_{i,x-F_x} + B_{ix} C_{i,y-F_y} + D_{ix} C_{i,y-M_z} + H_{ix} C_{i,\theta_z-M_z} \right) \\
 u_{1y} &= \sum_{i=1}^n \left(A_{iy} C_{i,x-F_x} + B_{iy} C_{i,y-F_y} + D_{iy} C_{i,y-M_z} + H_{iy} C_{i,\theta_z-M_z} \right) \\
 \theta_{1z} &= \sum_{i=1}^n \left(D_{i\theta_z} C_{i,y-M_z} + H_{i\theta_z} C_{i,\theta_z-M_z} \right) \quad (2)
 \end{aligned}$$

식(2)에서 A_i^* , B_i^* , D_i^* , H_i^* 는 형상계수 이다.

복잡한 컴플라이언트 메카니즘의 경우 식(2)를 이용하여 일반적인 기하학적인 형상 및 유연힌지의 위치 및 형상을 도출해 내는데 굉장히 어려움이 따른다. 따라서 본 연구에서는 가공이 용이하고 큰 컴플라이언스를 가진 Corner-filletted 타입의 유연힌지를 선정하고 형상최적화(Shape optimization)을 통하여 구체적인 치수를 도출하였다. 또한 유연힌지의 위치는 기계적 확대율(Mechanical Advantage)이라고 불리는 기초적인 레버 비율을 적용하여 구하였다. 기계적 확대율(MA)인 증폭비는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{MAX(MA)} = \frac{\{\delta_o\}^T \{F_o\}}{\{\delta_i\}^T \{F_i\}} = \frac{\{\delta_o\}^T [K] \{\delta_o\}}{\{\delta_i\}^T [K] \{\delta_i\}}, \text{ s. t. volume} \leq V_o \quad (3)$$

여기서 [K]는 전체적인 강성메트릭스 이다. 형상최적설계는 다음과 같은 절차를 통하여 진행되었다. 이 과정은 NASTAN™을 통해 실행되었다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Find } \rho \\
 & \text{min } \psi(\mu, \rho) \\
 & \text{subject to } G_k(\mu, \rho), k=1, \dots, m
 \end{aligned}$$

여기서 ρ 는 기하학적 Corner-filletted 힌지의 치수이고, μ 는 응력, 강성 및 모션을 나타내는 변수이다.

- ① Define the initial stress state of an initial design $\rho^{i=0}$ for the PZT loading enviroments; $[K_0] \{u_0\} = \{F_0\}$
- ② The design variables are predicted for satisfying stress and stiffness under the loading condition. $\rho^{i+1} = \rho^i + \delta\rho^{i+1}$
- ③ Compare the element stress in the given structure with the allowavle stress.
- ④ If the requirements are not met, perform the optimization routine in order to set $\delta\rho$.
- ⑤ Correct $\delta\rho^{i+1}$ based on the stress ritio design with $\beta = 0.9$,
- ⑥ $(\delta\rho^{i+1})_{\neq w} = (\delta\rho^{i+1})_{old} \left(\frac{\eta_{element}}{\eta_{allowable}} \right)^\beta$
 where
 $(\delta\rho^{i+1})_{old} = S^i \cdot \alpha$
 $= \left(-\nabla \psi^i + \frac{|\nabla \psi^i|^2}{|\nabla \psi^{i-1}|^2} S^{i-1} \right) \cdot \left(\frac{\delta\psi^i}{(\nabla \psi^i)^T S^i} \right)$
 $\eta_{allowable}$ is the average stress and $\eta_{element}$ is the stress of each element.
- ⑦ If the requirements are satisfied, perform the discrete design for the design variables with consideration of manufacturable tolerance μ . Otherwise, go to step 2.

3. 시뮬레이션 및 실험

시뮬레이션을 통하여 도출된 형상은 Fig. 1과 같고 도출된 형상을 토대로 변위증폭량을 구해본느 시뮬레이션 결과는 Fig.2에 나타냈다.

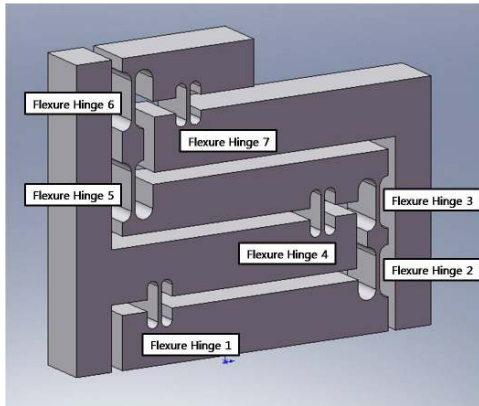


Fig. 1 Conceptual compliant mechanical amplifier

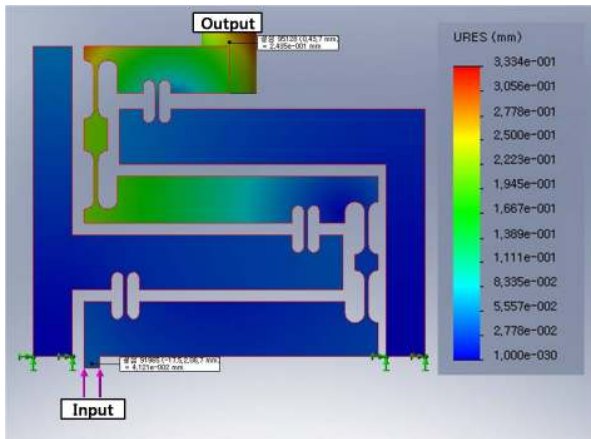


Fig. 2 Displacement contour(Unit:mm)

변위증폭량을 보게되면 입력은 약 41.2 μm 이고 출력된 출력은 244 μm 로 증폭비는 약 5.9정도 되는 것을 확인 할 수 있었다. 이 시뮬레이션을 바탕으로 알루미늄합금(A6061)으로 실제 제작에 들어갔으며 PZT 액츄에이터와 그것을 고정하기 위해 몇 가지 파트를 설계하여 증폭기구를 완성하였다.(Fig. 3)

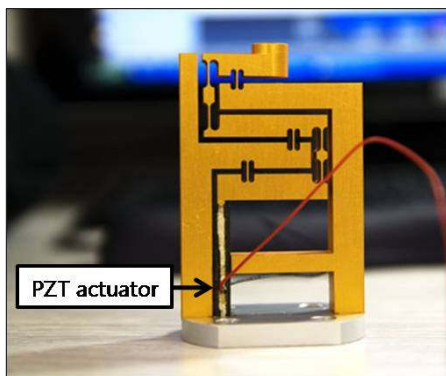


Fig. 3 Compliant Mechanical Amplifier

제작된 증폭기구의 변위증폭량을 측정하기 위해 입력부분은 Capacitive sensor로 측정하였고, 출력부분은 레이저를 이용하여 틸팅된 각도로부터 증폭변위를 구할 수 있었다. Table 1은 입력변위의 증가에 따른 출력부분의 각도를 나타내었다. 실험장

비 셋팅계략도 및 결과그래프는 Fig. 4에 나타내었다.

Table 1 Rotation angle by input displacement

입력 (μm)	Distance (mm)	Initial angle($^\circ$)	Final angle($^\circ$)	Rotation angle($^\circ$)
3.75	3	2.3	2.4	0.1
7.5	6	2.3	2.6	0.3
15	12	2.3	2.8	0.5
22.5	18	2.3	3.1	0.8
27	21	2.3	3.2	0.9
30	23	2.3	3.3	1
37.5	27	2.3	3.5	1.2
45	32	2.3	3.7	1.4

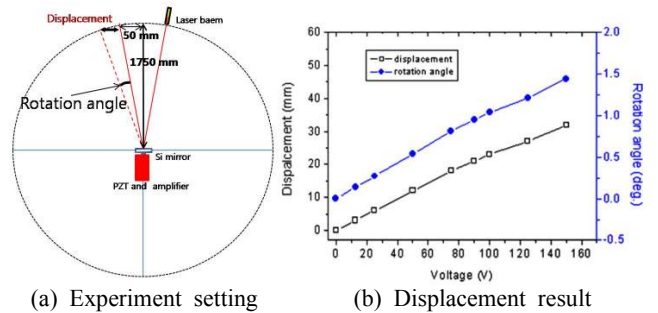


Fig. 4 Experiment setting and result

실험에서 나온 Rotation angle 데이터를 이용하여 입력이 45 μm 일때 출력이 약 233 μm 가 나온다. 이 값은 약 5.2의 증폭비로 계산되어 진다. 시뮬레이션 결과와 조금 차이가 남을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 PZT 액츄에이터의 미소변위를 증폭하는 기계적 증폭기구를 설계하고 실험하였다. 유연힌지와 지레구조를 이용하여 초정밀 제어에 적합한 구조를 설계하였으며 형상최적설계기법을 사용하여 힌지의 형상을 도출해낼 수 있었다. 시뮬레이션 상 증폭비(Mechanical advantage)가 약 5.9가 나왔으며 실제 실험에서 확인한 증폭비는 약 5.2로 시뮬레이션과 약간의 차이가 있음을 확인할 수 있었다. 이는 가공상의 오차라고 판단 할 수있으며 PZT 액츄에이터가 확실히 고정되지 않아 생긴 오차로 판단된다. 차후 더 큰 증폭비를 갖도록 하여 상용화 할 수 있는 단계인 약 3 틸팅이 가능한 증폭기구를 설계할 계획이다.

후기

본 연구는 산업자원부에서 지원하는 차세대소재성형기술개발사업 중 유연 힌지를 이용한 초정밀 구동 메카니즘 개발에 의해 수행 되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. CS Han, S H Yun, "Frictionless,Backlashless Flexural Member Design",대한기계학회논문집 I , pp.327-330, 1991
2. Musa Jouaneh, Reny Yang, "Modeling of flexure-hinge type lever mechanisms", Precision Engineering 27, 407-418, 2003
3. J. Juuti, K. Kordás, R. Lonnakko, V.-p Moilanen, S. Leppävuori, "Mechanically amplified large displacement piezoelectric actuators", Sensor and Actuators A120, 225-231, 2005.
4. Yingfei Wu, Zhaoying Zhou, "Design calculations for flexure hinges", American Institute of Physics, Volume73, number 8, 2002
5. S.Canfield, M. Frecker, "Topology optimization of compliant mechanical amplifiers for piezoelectric actuators", Struct Multidisc Optim 20, 269-279, 2000