

Parallelogram 형 Flexure Hinge 에 의한 Motion Stage 의 최적 설계

Optimal Design for Parallelogram Type Flexure Hinge

최주용¹, 엄상인², 김정현¹✉

Ju Yong Choi¹, Sang In Eom², and Jung Hyun Kim¹✉

¹ 경성대학교 메카트로닉스공학과 (Department of Mechatronics Engineering, Kyungseong University)

² 동경공업대학 정밀공학연구소 (Precision and Intelligence Lab., Tokyo Institute of Technology)

✉ Corresponding author: dwellom@ks.ac.kr, Tel: +82-51-663-4694

Manuscript received: 2013.8.13 / Revised: 2014.8.14 / Accepted: 2014.10.11

This paper proposes an optimal design for a precision motion stage employing a parallelogram flexure hinge. The voltage applied to the piezo element produces motion that is amplified through a 3-stage amplification structure. Especially, instead of the generally used conic section flexure hinge a parallelogram shaped flexure hinge is used that improves the flexibility of the lever. An Finite Element Analysis is performed on each motion stage lever where optimal design was achieved using Response Surface Methodology(RSM).

Key Words: Motion stage (모션 스테이지), Flexure hinge (탄성힌지), Response surface methodology (반응표면분석), Finite element analysis (유한요소해석)

1. 서론

현대 산업에서 반도체 장비 산업 등 높은 정밀도를 요구하는 산업들이 발전하면서 정밀위치결정 기구에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다. 또한 모터, 압전소자, 유공압 장치 등 다양한 작동기를 결합하여 사용되어지고 있는데 그 중에서도 본 연구는 압전소자에 의해 구동되는 초정밀 단축 모션 스테이지 설계를 제안한다. 재료에 인가된 전기장에 의해 변형이 발생하는 역 압전효과(reverse piezoelectric effect)에 의한 압전소자는 별도의 유공압 장치나 코일, 자석 등 기계적 장치가 불필요하며 빠른 응답을 얻을 수 있으나, 미소한 변형량만 발생하므로 적용 조건에 따라 증폭이 필요하다.

일체형 모션 스테이지에 일반적으로 적용되는 탄성 힌지는 backlash가 없고, 마찰을 줄일 수 있으며, 윤활이 필요 없는 장점이 있으며,¹⁻³ 가속도계나 자이로스코프 및 고정도 광섬유 정렬 장치, 고정도 카메라, 펄스 레이저 용접, 노광장치 등 초정밀 장비에 적용되고 있다.¹ 이러한 탄성 힌지는 원뿔 단면의 종류인 원, 타원, 포물선, 쌍곡선 등 형상에 대한 응력과 변형에 대한 관계식에 관한 연구,¹ 유한요소해석이나 유전자 알고리즘에 의한 최적화 설계에 관한 연구^{4,5} 등이 수행되었다. 1자유도 모션 스테이지에 대한 연구로 기본적인 50 μm 급 lever 구조,⁶ 2단 lever 구조에 탄성 힌지를 적용한 구조,⁷ cantilever형 힌지가 적용된 지렛대 구조⁸ 등이 있으며, 이 밖에도 2, 3, 6자유도 모션 스테이

지에 대한 다양한 구조가 제안되었다.^{9,10}

본 연구에서는 기존 평행사변형(Parallelogram)의 힌지가 적용된 3단 lever형 구조의 1자유도 모션 스테이지⁹에 대한 변형 특성 분석을 통해, 증폭비 증대를 위한 설계인자를 도출하고 이로부터 반응표면분석을 수행한다. 또한 응력의 경감을 위하여, 평행사변형 구조의 힌지 연결 부에 fillet을 적용하여 응력집중을 완화한다.

본 논문은 다음과 같이 구성된다. 2장에서는 최적 설계를 위한 각 단별 변형특성을 분석하여 설계인자를 선정하고, 3장에서는 반응표면분석법에 의한 증폭비 증대와 fillet 반영에 의한 응력 감소 설계를 설명한다. 끝으로 4장에서 본 논문의 결론을 맺는다.

2.3 단 모션 스테이지 특성 분석

2.1 모션 스테이지 구조 및 유한요소해석 조건

본 연구는 piezoelectric 7×7×30 mm 규격, 최대변위(stroke) 50 μm, 최대부하 3 kN인 압전소자를 적용하여 Fig. 1과 같은 3단 lever 경사형 힌지 구조의 모션 스테이지를 대상으로 한다. 모션 스테이지는 좌우 대칭 구조를 갖고 힌지 및 lever를 제외한 외곽 body의 변형과 하중이 상대적으로 무시할 만한 수준이므로, Fig. 2와 같이 축소된 구조에 미끄러짐면(대칭면), 고정 면 및 하중인가 면을 설정하여 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 사용하여 유한요소해석이 수행된다. 소재는 강성 72 GPa, 항복강도 500 MPa, 극한강도 570 MPa인 알루미늄 합금 AL7075가 적용되며, mesh는 lever 부 0.5 mm, 힌지 부 0.1 mm의 크기로 전체 요소(element) 414,688개, 절점(node) 1,863,777개로 구성된다.

2.2 모션 스테이지의 증폭비

하중에 대한 힌지 및 lever의 변형을 고려하지 않고 pivot부는 revolution joint로 가정하는 경우, 압전소자의 변형량 δ_{1h}에 대한 끝단 변형량 δ_{end}의 증폭비 A_{all}은 다음과 같이 정리된다.

$$A_{all} = \left(\frac{1}{\tan \theta_3} \cdot \frac{b_{02}}{a_{02}} \cos \theta_2 + \frac{b_{02}}{a_{02}} \sin \theta_2 \right) \frac{b_{01}}{a_{01}} \cos \theta_1 \quad (1)$$

여기서, a_{0j}, b_{0j}는 입력 및 출력 힌지로부터 pivot까지의 거리를, 첨자 i는 lever 단을, θ_j (j = 1, 2, 3)는 수평축 기준 출력 힌지의 각으로 Fig. 3과 같이 정의된다.

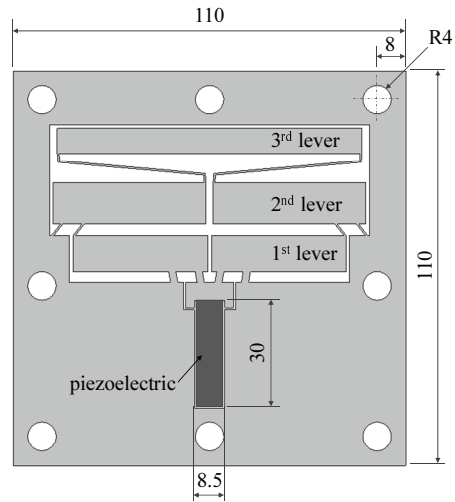


Fig. 1 Diagram of 3-lever Motion Stage

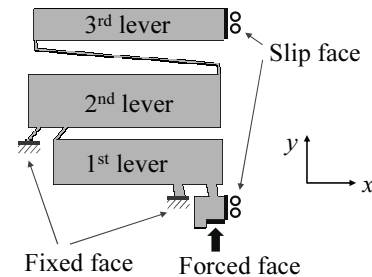


Fig. 2 Finite Element Analysis Boundary Conditions

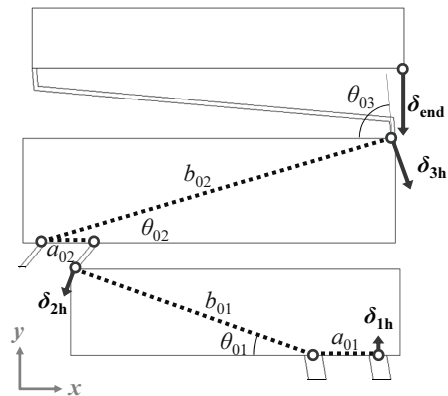


Fig. 3 Amplification ratio between piezo element and end effector

식(1)로부터 증폭비는 88.63이나, 유한요소해석에 의한 증폭비는 82.1924로, 힌지와 lever의 변형에 의해 이러한 증폭비 오차가 발생한다.

2.3 설계인자 도출을 위한 lever 별 강성 해석

압전소자에 의해 5 N의 하중이 인가되는 경우, 1단 lever는 Fig. 4와 같이 pivot 힌지 내측면에서 최대응력 2.4086 MPa이 발생하며, (a), (b), (c) 지점의 y축 변형량 δ_{1a} , δ_{1b} , δ_{1c} 가 각각 -0.8860, 0.0376, 0.3554 μm 로 나타난다. Lever 및 pivot 힌지가 강제인 경우, (a)지점의 y축 변형량 δ_{1a0} 는 -1.38058 μm 수준이 되지만, Pivot 힌지의 탄성변형 δ_{1b} 를 고려한 경우 (a)지점은 $\delta_{1a1} = 0.1835 \mu\text{m}$ 정도의 변형량 감소가 발생한다. 또한 Lever의 굽힘에 의한 탄성 변형 $\delta_{1a2} = 0.2874 \mu\text{m}$ 까지 반영하면 (a)지점은 δ_{1a} 만큼의 변형만 발생한다. 결국, (a)지점의 변형량은 Fig. 5와 같이 pivot 힌지의 신장에 의해 13 %, lever의 굽힘 변형에 의해 21 %의 감소하여 증폭비가 44 % 줄어들게 된다. 따라서 pivot 힌지의 수직하중(axial load)에 대한 강성과 lever의 굽힘 강성을 증대시켜, 1단 lever의 증폭비는 증대될 수 있다. Pivot 힌지의 수직하중에 대한 변형은 수직하중 P_{1p} , 힌지 높이 h_{1p} , 단면적 A_{1p} , 탄성계수 E 에 의해 아래와 같은 식으로 표현되어, δ_{1p} 를 줄이기 위해 힌지의 단면적을 늘이는 방법이 있으나 이는 굽힘 강성을 증대시켜 응력이 증가하므로 pivot 힌지의 높이 h_{1p} 를 줄이는 방법으로 증폭비가 향상될 수 있다.

$$\delta_{1p} = \frac{P_{1p} h_{1p}}{A_{1p} E} \quad (2)$$

또한, 1단의 lever의 굽힘에 대한 곡률 ρ 는 인가된 모멘트 M_{1L} , 면적관성모멘트 I_{1L} 에 의해 아래와 같은 식으로 표현되므로, lever의 두께 대비 높이인 h_{1L} 을 증대시켜 면적관성모멘트 증대를 통해 lever의 변형을 줄여 증폭비가 향상될 수 있다.

$$\frac{1}{\rho} = \frac{M_{1L}}{I_{1L} E} \quad (3)$$

2단 lever에서의 응력분포는 Fig. 6과 같으며, pivot 힌지 내측 면에서 최대응력 2.5208 MPa이 발생한다. 2단 lever는 1단 lever로부터 힘을 전달하는 힌지의 각에 따라 (f)지점의 x축, y축의 변형량이 결정되므로, 최적화 설계인자로 힌지의 경사각 θ_2 가 선정된다.

Fig. 7은 3단 lever의 응력해석 결과로 힌지 끝단 외측 면에서 최대 2.9976 MPa이 발생한다. (f)지점의 x, y축 변형량 및 2단 회전각 δ_{2g-x} , δ_{2g-y} , θ_{L2} 에 대한 모션 스테이지 끝단 변형량 δ_{end} 및 응력 σ_{end}

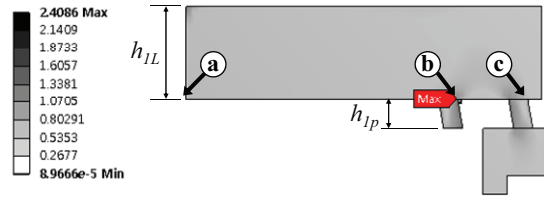


Fig. 4 Stress analysis of lever 1

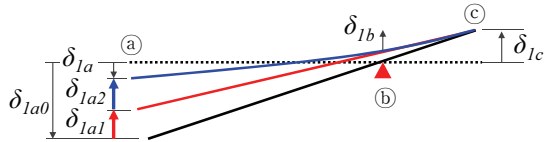


Fig. 5 Strain Analysis of lever 1

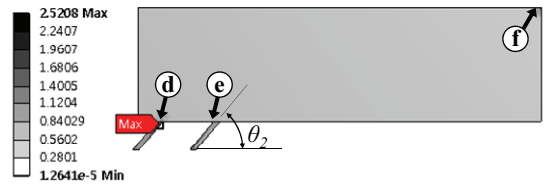


Fig. 6 Stress analysis of lever 2

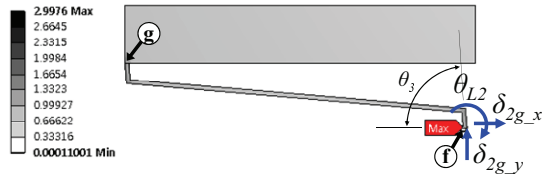


Fig. 7 Stress analysis of lever 3

의 영향도는 식(4), (5)와 같이 정리된다. x축 변형 및 2단 회전각은 그 크기가 증가할수록 증폭비와 응력이 모두 증가하며, 특히 x축 변형량이 응력 증가 대비 증폭비 증가가 우수하다. 이러한 증폭비의 특징은 힌지 경사각 θ_3 이 결정하므로, θ_3 가 최적화 설계인자로 선정된다.

$$\delta_{end} = 8.7402\delta_{2g-x} + \delta_{2g-y} + 262.77\theta_{L2} \quad (4)$$

$$\sigma_{end} = 1.9297\delta_{2g-x} + \delta_{2g-y} + 153.26\theta_{L2} \quad (5)$$

3. 모션 스테이지의 최적 설계

3.1 반응표면분석에 의한 변위 증폭비 증대

50 μm 의 압전소자 변위에 대하여 모션 스테이

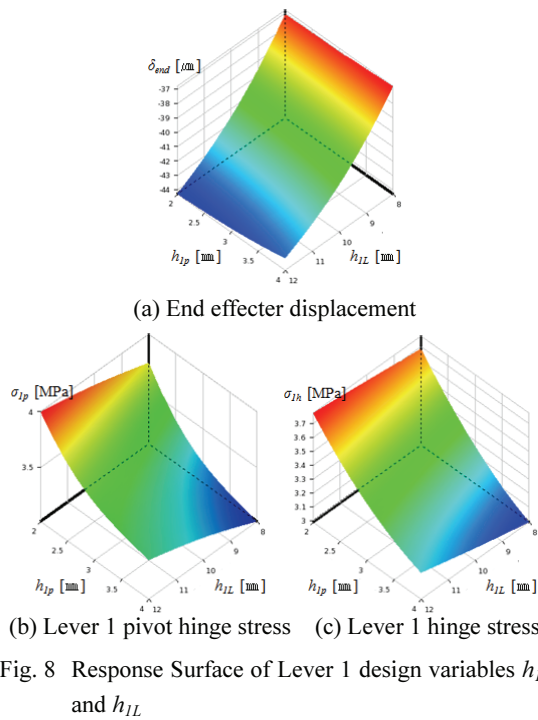


Fig. 8 Response Surface of Lever 1 design variables h_{1p} and h_{1L}

지끝단 변형 δ_{end} 를 증대시키기 위해, 1단 lever의 높이 h_{1L} 와 pivot 힌지의 높이 h_{1p} , 2단과 3단의 힌지 각도 θ_2, θ_3 등 총 4개의 설계인자를 선정하였다. 여러 개의 설계인자가 복합적인 작용을 하여 종속 변수에 어떤 영향을 주는지 분석하는 반응표면분석법에 의한 최적설계가 실시된다. 반응표면분석을 위한 실험계획(DOE, design of experiment)은 2수준 및 회전성을 고려하고 중앙점을 기준으로 특정인자 수준과 축점을 통해 실험을 하는 중심합성법(CCD, central composition design)에 의해 요인점 개 2^4 , 축점 2×4 개, 중심점 1개 등 총 25개 설계조건이 선정된다. 각 실험조건에 대한 유한요소해석의 결과로부터 반응표면은 Fig. 8, 9와 같다. Fig. 8에서 h_{1p} 은 작을수록, h_{1L} 은 클수록 δ_{end} 가 증가하여 증폭비는 향상되지만 힌지 응력 σ_{1p}, σ_{1h} 도 증가하므로, 응력 σ_{1p}, σ_{1h} 에서의 최대 응력 2.4086 MPa에 대한 안전계수 1.5배를 적용하여 응력이 3.6 MPa를 넘지 않는 범위에서 증폭비를 최대화하도록 h_{1p} 과 h_{1L} 가 선정된다.

설계변수 θ_2 와 θ_3 에 대한 반응표면은 Fig. 9와 같이, θ_2 와 θ_3 가 클수록 변형량과 응력이 증가한다. 이와 같이 변형량과 응력의 반응표면분석을 통해 Table 1과 같이 설계인자를 선정하면, 최대응력이

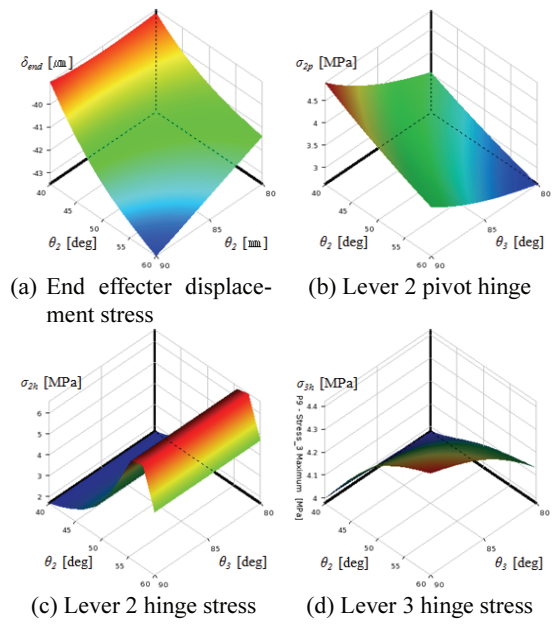


Fig. 9 Response Surface of Lever 2,3 design variables θ_2 and θ_3

Table 1 Design parameters

parameters	initial values	selected values
h_{1p} [mm]	3	2.812
h_{1L} [mm]	10	11.861
θ_2 [deg]	50	59.97
θ_3 [deg]	85	87.96

4.2147 MPa 에서 4.6627 MPa로 증가하지만 증폭비는 82.758에서 91.476으로 10.5% 향상된다.

3.2 Fillet 에 의한 응력 개선

앞 절에서 반응표면분석에 의한 설계인자를 선정한 결과, 응력 증가로 Fig. 10과 같이 힌지 별 최대 응력이 발생하는 연결 부에 fillet을 반영하여 응력집중을 개선한다. 1단 lever와 3단 lever의 fillet은 각각 0.5 mm 이다. 초기 설계, 반응표면에 의한 증폭비 최적화 설계 및 fillet에 의한 응력 개선 설계에 대한 증폭비와 힌지부 응력은 Table 2와 같이 정리된다.

Table 2의 증폭비는 스테이지의 끝단 변형량 δ_{end} 을 압접소자의 변위 50 μm 로 나눈 값이다. 위의 결과를 보면 기존 스테이지에 비해 힌지 부에 fillet을 반영한 부분의 응력은 3% 정도 감소한 반면 증폭비가 11% 증가한 것을 알 수 있다.

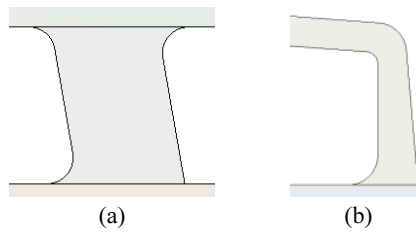


Fig. 10 (a) Lever 1 pivot hinge, shape of fillet (b) Fillet shape of lever 3

Table 2 Optimization of amplification ratio and improvement of stress performance

	Previous	Optimized	With Fillet
δ_{end} [μm]	41.379	45.738	45.956
Amp. ratio	<u>82.758</u>	<u>91.476</u>	<u>91.912</u>
Stress [MPa]	1 st Pivot	3.3866	3.5552
	1 st hinge	3.3293	3.4348
	2 nd pivot	3.5158	3.8029
	2 nd hinge	2.7565	4.0989
	3 rd hinge	<u>4.2147</u>	<u>4.6627</u>

4. 결론

본 논문에서는 평행사변형 탄성 힌지를 적용한 3단 lever형 모션 스테이지의 증폭비 및 응력 개선 설계를 제안하였다.

유한요소해석으로 각 lever별 변형 특성을 분석하여, 1단 lever에서는 pivot 힌지의 축 변형과 lever의 굽힘 변형과 관계된 힌지 높이와 lever 높이 h_{lp} 와 h_{ll} 가, 2단과 3단 lever에서는 힌지 부의 각에 해당하는 θ_2 와 θ_3 가 각각 선정되었다. 이와 같이 4개의 설계인자에 대한 변형량 δ_{end} 와 응력의 반응표면분석을 통해 최적 설계가 실시되었다. 또한 응력집중을 완화하기 위해, 각 힌지 부에 fillet을 반영하여 기존 3단 모션 스테이지대비, 증폭비는 11% 증가되었고 응력은 3% 감소되었다.

기존 원형 힌지 구조 대비, 본 논문에서 적용된 평행사변형의 힌지는 lever의 변형 방향성을 설계에 반영할 수 있으므로, 향후 다양한 형태의 모션 스테이지에 적용 가능할 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 2014학년도 경성대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

REFERENCES

- Lobontiu, N., Paine, J. S., Garcia, E., and Goldfarb, M., "Design of Symmetric Conic-Section Flexure Hinges based on Closed-form Compliance Equations," Mechanism and Machine Theory, Vol. 37, No. 5, pp. 477-498, 2002.
- Jouaneh, M. and Yang, R., "Modeling of Flexure-Hinge Type Lever Mechanisms," Precision Engineering, Vol. 27, No. 4, pp. 407-418, 2003.
- Gao, P., Swei, S.-M., and Yuan, Z., "A New Piezodriven Precision Micropositioning Stage Utilizing Flexure Hinges," Nanotechnology, Vol. 10, No. 4, p. 394, 1999.
- De Bona, F. and Munteanu, M. G., "Optimized Flexural Hinges for Compliant Micromechanisms," Analog integrated circuits and signal processing, Vol. 44, No. 2, pp. 163-174, 2005.
- Madhab, G. B., "A GA-based Optimization of Compliant Micro-Manipulator," in Towards synthesis of micro-/nano-systems, pp. 319-320, Springer, 2007.
- Scire, F. E. and Teague, E. C., "Piezodriven 50- μm Range Stage with Subnanometer Resolution," Review of Scientific Instruments, Vol. 49, No. 12, pp. 1735-1740, 1978.
- Choi, S., Han, S., and Lee, Y., "Fine Motion Control of a Moving Stage using a Piezoactuator Associated with a Displacement Amplifier," Smart Materials and Structures, Vol. 14, No. 1, p. 222, 2005.
- Kang, B. H., Ting-Yung Wen, J., Dagalakis, N. G., and Gorman, J. J., "Analysis and Design of Parallel Mechanisms with Flexure Joints," IEEE Transactions on Robotics, Vol. 21, No. 6, pp. 1179-1185, 2005.
- Kim, J. H., "Design of Piezo driven Motion Stage using Novel Cross Hinge Structure," J. of Korean Soc. of Mechanical Technology, Vol. 14, No. 1, pp. 7-11, 2012.
- Shin, H. P., "Design of a 6-DOF Stage for Precision Positioning and Large Force Generation," J. Korean Soc. Precis. Eng., Vol. 30, No. 1, pp. 105-112, 2013.