

< 기술논문 >

## 4 중 안정성 일체형 메커니즘의 설계, 해석 및 제작

한 정 삼†

(2006년 8월 16일 접수, 2007년 3월 7일 심사완료)

### Design, Simulation and Fabrication of a Quadstable Monolithic Mechanism

Jeong Sam Han

**Key Words :** Bistability(쌍안정성), Quadstability(4 중 안정성), Snap-Through(스냅스루), Finite Element Method(유한요소법), Multistability(다중 안정성)

#### Abstract

This paper presents a novel quadstable monolithic mechanism (QsMM) which provides four stable equilibrium positions within its operation range. The quadstable mechanism has been realized from the use of both X- and Y-directional bistable structures which use curved snapping beams. A millimeter-scale brass mechanism was fabricated by ultra-precision milling to test the quadstability and the displacement-load behavior, and the prototype clearly demonstrated four distinct stable positions in its millimeter-scale planar operation. We discuss the design concept, finite element simulation for static and transient responses, fabrication by ultra-precision milling, and experimental measurement of the proposed quadstable mechanism.

#### 1. 서 론

여러 가지 미소 시스템을 설계함에 있어서, 전 원 사용의 효율성과 다양한 기구학적 응용은 중요한 설계의 조건 중에 하나이다. 이러한 관점에서, 특히 구동 중에 추가적인 전력의 공급 없이 안정한 변형 상태를 유지할 수 있는 기계적 쌍안정성(mechanical bistability)을 이용하는 방법은 소모 전력을 최소화 할 수 있기 때문에 전원 공급에 상대적으로 큰 제약을 지닌 미소기전시스템(MEMS)에 효과적으로 응용될 수 있다.

이 분야에 대한 참고 문헌은 쌍안정성을 이용한 미소 메커니즘과 그 응용에 관한 내용이 주류를 이루고 있다.<sup>(1-15)</sup> 기계적으로 쌍안정성을 가지는 미소 구조체는, 구동 시 ON 또는 OFF 상태를 유지하는데 추가적인 전력 공급이 필요하지 않으므로 미소 릴레이,<sup>(2)</sup> 미소 밸브,<sup>(11)</sup> 메모리 셀<sup>(12)</sup> 및 미소 스위치<sup>(13-15)</sup> 등의 미소기전시스템에 널리 응

용되었다.

특히 얇은 곡선보는 여러 가지 쌍안정성 메커니즘에 성공적으로 이용되었다.<sup>(1-5)</sup> 양단지지 곡선보의 집중하중 상태에서의 스냅스루(snap-through) 현상을 이론적으로 해석한 연구는, 변형 중에 평면에서의 비틀림을 방지하기 위하여 곡선보의 중간 부분이 서로 고정된 이중 곡선보의 사용을 제안하고 있다.<sup>(1,3,4)</sup>

쌍안정성을 가지는 미소 구조물을 위하여 여러 가지 유연 메커니즘(compliant mechanism)이 연구되었다.<sup>(6-10)</sup> 부분적인 유연 구조물의 경우는 기능상 유연한 부분과 핀 조인트 등의 부분으로 나뉘는데, 주로 미소가공법으로 제작되는 조인트 부분에서 상대운동으로 인한 충격 및 마모 등의 문제가 야기된다.<sup>(6,7)</sup> 이러한 문제는 핀 조인트를 제거한 완전 유연 구조물<sup>(8,9)</sup>을 사용함으로써 해결할 수 있다. 이러한 완전 유연 구조물은 설계하기가 다소 까다롭지만 널리 알려진 미소가공법을 이용하여 제작하기에 적당한 구조적 장점을 가지고 있다. 또한, 쌍안정성 스위치의 동역학 해석에 대한 연구가 발표되기도 하였다.<sup>(10)</sup>

비유연 메커니즘으로서 걸쇠(latch-lock)형 쌍안정성 메커니즘<sup>(13)</sup>이 광스위치로 응용되었으나, 이에는 걸쇠, 끼워맞춤 및 마찰 등을 쌍안정성 구현

† 회원, 안동대학교 기계공학부

E-mail : jshan@andong.ac.kr

TEL : (054)820-6218 FAX : (054)820-5167

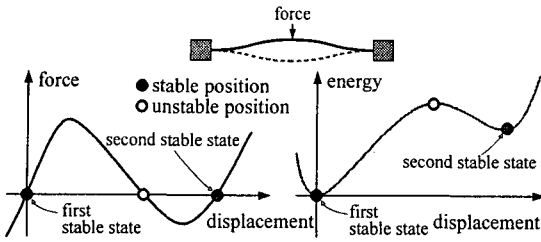


Fig. 1 Typical displacement-force response of bistable mechanisms

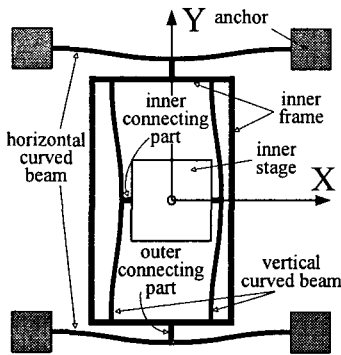


Fig. 2 Schematic structure of the proposed quadstable mechanism

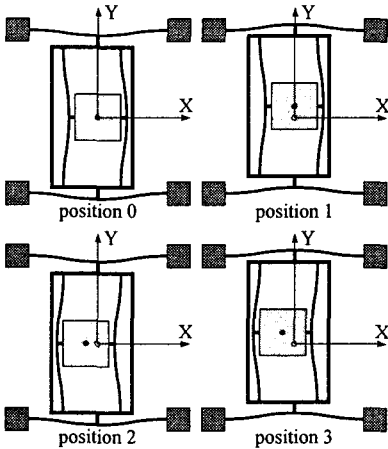


Fig. 3 Quadstable positions of the inner stage

에 이용하기 때문에 쌍안정점에서 최소 포텐셜 에너지(potential energy)를 가진다는 의미에서는 쌍안정성을 가진다고 할 수는 없다.

현재까지는 다중 안정성(multistability)을 가지는 메커니즘에 대한 연구는 전무한 실정이다. 따라서, 본 논문에서는 곡선보의 쌍안정성을 양방향 구동으로 확장하여 평면 작동 중에 4점에서 안정한 변형 상태를 가지는 일체형 4중 안정성 메커니즘(QsMM: quadstable

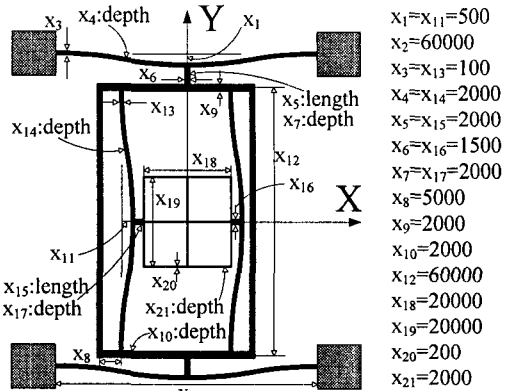


Fig. 4 Definition of the design variables (in  $\mu\text{m}$ )

monolithic mechanism)을 제안한다. 이 메커니즘은 마이크로미터 크기로 제작되어 다중 스위칭이 필요한 스위치나 광통신 네트워크 분야에 활용될 수 있다. 본 논문은 제안된 4중 안정성 메커니즘의 개념, 설계, 유효요소 해석, 시제품 제작 및 측정 등에 대하여 설명한다.

## 2. 4중 안정성 일체형 메커니즘

Fig. 1의 곡선보와 같이 쌍안정성 구조체는 일반적으로 변형이나 구동 중에 두 위치나 형상에서 탄성 변형 에너지의 최소점을 가진다. 따라서, 구조체의 변위-하중 선도에는 음의 강성과 음의 구동력 부분이 나타난다. 이 선도를 적분하면 변형에 대한 포텐셜 에너지를 얻게 된다. 변형이 진행되는 동안 곡선보 내부에는 보의 굽힘(bending) 에너지와 보의 압축(compression) 에너지가 동시에 발생된다. 이 경우, 에너지 관점에서 쌍안정성은 다음과 같이 설명될 수 있다. 곡선보가 반대 방향으로 변형되는 동안에 굽힘 에너지는 단조적으로 증가하는 반면에, 압축 에너지는 중심선 부근에서 최대값이 되고 그 중심선을 통과하면서 다소 급격히 감소하게 된다. 따라서, 곡선보가 중심선을 통과하면서 구조체 내부의 압축 에너지의 감소가 굽힘 에너지의 증가보다 빠르게 되면, 음의 구동력이 발생되고 구조체는 쌍안정성을 가지게 된다.<sup>(1)</sup>

Fig. 2는 본 논문에서 제안된 4중 안정성 일체형 메커니즘의 개략도이다. 이 메커니즘은 두 쌍의 곡선보를 사용하여 X와 Y방향으로 각각 쌍안정성을 지니도록 설계되었다. 윗쪽과 아랫쪽의 수평 방향 곡선보는 양쪽이 지지되고 중간 부분은 내부 프레임(inner frame)과 연결되어 있으며, Y방향으로 두 곳에서 안정점을 가진다. 한 쌍의 수직 방향 곡선보는 내부 프레임에 의해 양단이 지지되며, X방향으로 두 곳에서 안정점을 가진다. 따라서, 이

3. 유한요소해석

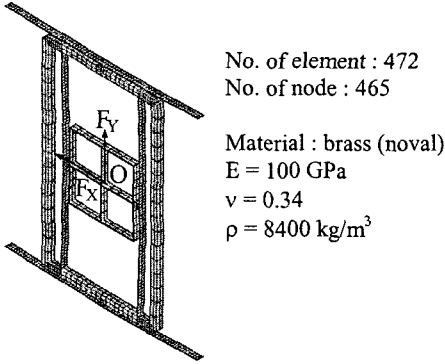


Fig. 5 The finite element mesh and material property

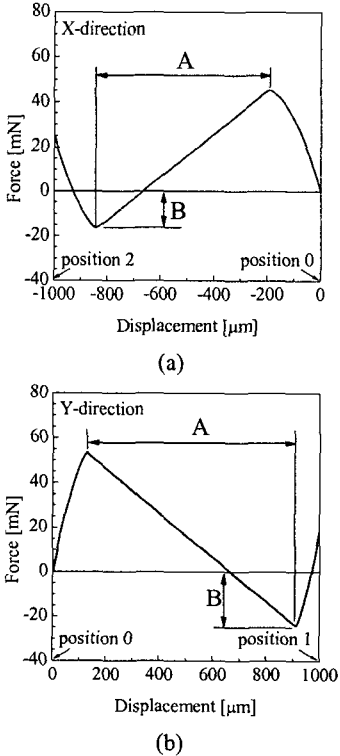


Fig. 6 Displacement-load response at the center of the inner stage of the structure: (a) X-directional movement; (b) Y-directional movement

렇게 양방향으로 발생하는 쌍안정성으로 내부 스테이지(inner stage)는 Fig. 3과 같이 평면 상의 서로 다른 4점에서 기계적 안정점을 가진다.

3.1 유한요소 모델링

유한요소해석에는 ANSYS<sup>(18)</sup>를 이용하였고, 제한한 메커니즘의 4중 안정점 유무와 구동력의 크기를 확인하기 위한 정적 및 동적 해석을 수행하였다. 최종 설계안을 결정하는데 사용된 설계변수의 정의와 최종 설계값은 Fig. 4에 표시하였다. 곡선보는 초기에 코사인 함수의 형상으로 되어 있으며, 참고로 수평 방향의 곡선보는 다음과 같이 표시된다.<sup>(16)</sup>

$$y(x) = \frac{a}{2} \left[ \cos \frac{2\pi}{l} \left( x - \frac{l}{2} \right) - 1 \right] \quad \left( -\frac{l}{2} \leq x \leq \frac{l}{2} \right) \quad (1)$$

여기서  $a$ 와  $l$ 은 각각 곡선보의 초기 정점의 높이와 길이를 나타내며, Fig. 4의  $x_1$ 과  $x_2$ 에 해당된다. 이 때, 구조물의 두께는 2 mm이다.

Fig. 5는 구조해석에 사용된 유한요소모델과 사용된 재료인 황동(brass)의 물성치를 나타낸다. 정적 해석에는 ANSYS의 BEAM188 보요소를 사용하였고, 동적 해석에는 해석 시간의 이유 때문에 BEAM44 보요소를 사용하였다. 참고로, BEAM188 보요소는 Timoshenko 보이론에 근거하며 전단변형 효과(shear deformation effects)를 고려하는 보요소이다. 경계조건으로 수평 방향 곡선보의 양쪽 끝단을 고정하였다.

3.2 정적 해석

구조체의 내부 스테이지 중앙(O점)에 X와 Y방향으로 하중이 가해지는 경우에 대하여 정적 해석을 수행하였다(Fig. 5 참고). 스냅스루(snap-through)와 같은 비선형 응답의 구조해석에 적합한 호길이 법(arc-length method)<sup>(18)</sup>을 사용하였고 해석 시, 대변형으로 인한 기하 비선형성을 함께 고려하였다. 메커니즘이 쌍안정성을 지니기 위해서는 앞에서 언급한 바와 같이 변위-하중 선도에서 음의 강성(Fig. 6의 A부분)과 음의 구동력(Fig. 6의 B부분)을 가져야 하는데, 이 해석 결과로부터 본 메커니즘은 X와 Y방향으로 각각 쌍안정성을 가짐을 확인할 수 있었고, 이로써 4중 안정성을 가짐을 유추할 수 있다.

X와 Y방향으로 필요한 구동력은 각각 45.3과 53.5 mN으로 계산되었다. X방향의 구동력이 더 작은 이유는 유한요소모델에서 수평 방향 곡선보의 양쪽 끝단은 고정되어 있는 반면에 수직 방향 곡선보의 양쪽 끝단은 단순히 내부 프레임에 의해 지지되어 있기 때문으로, X방향 구동 시 양쪽 끝단의 지지점이

약 1.5  $\mu\text{m}$  밀려나게 되어 결과적으로 수직 방향 곡선보를 반대 방향으로 변형시키는데 더 작은 힘이 필요하게 된다. 구조체의 Y방향 구동 시, 수평 방향 곡선보 내부에는 압축력이 발생하는데, 변위에 따른 압축력의 크기는 Fig. 7과 같다. Fig. 6의 A구간, 즉 음의 강성 영역에서 곡선보 내부의 압축력의 크기는 약 1470 mN으로 일정하며, position 1에서 약 170 mN으로 감소한다. 변형 후, 수평 방향 곡선보 내부에 여전히 압축력이 남아 있는 사실로부터 이 곡선보의 형상은 변형 전후에 완벽한 대칭은 아니라는 것을 유추할 수 있다. 변형 후, 내부에 압축력이 0에 가까울수록 변위-하중 선도에서 음의 구동력은 그 크기가 증가하여 더욱 강한 쌍안정성을 가지게 된다.

3.3 동적 해석

과도 응답 관점에서 본 메커니즘이 4중 안정성을 가지는 것을 확인하기 위하여 짧은 시간 동안 구조체에 하중을 가하여 새로운 안정점까지 구동시킨 후, 이 하중을 제거한 후에도 구조체가 그 안정점을 유지하는지를 해석하였다. 동적 해석에서 하중은 내부 스테이지 중앙(O점)에 부여되며, 시간에 따른 하중의 크기는 Fig. 8에 도시한 것처럼 계단함수의 형태로 주어졌다. 특히 메커니즘이 position 3에 도달하는 구동은 몇가지 방법이 가능한데, 여기에서는 우선 X방향(position 2)으로 구동한 후에 Y방향(position 3)으로 구동하는 방식을 이용하였다. 각 방향으로 가해지는 구동력의 크기는 정적 해석에서 계산된 최대 하중에 추가적으로 관성효과를 고려하여, 충분히 큰 값인 75 mN으로 선정하였다. 동적 해석에는 정적 해석과 마찬가지로 기하 비선형성을 고려하였고, 해석에 필요한 감쇠로는 간단히  $\alpha=1 \text{ ms}^{-1}$  및  $\beta=1 \text{ ms}$ 인 레일라이 감쇠(Rayleigh damping)를 도입하였다.

Y방향(position 1)으로의 구동 결과는 Fig. 8(a)에 나타내었다. 하중이 중앙에 가해지는 순간과 제거되는 순간, 다소 큰 진동(oscillation)이 발생한다. Y방향 하중을 100 ms 동안 가한 후에 그 하중을 제거하여도 내부 스테이지의 중앙점은 약 1 mm 변위 지점을 유지한다. 따라서, 동역학 관점에서 이 메커니즘은 Y방향으로 쌍안정성을 가짐을 확인할 수 있다. 이 때, X방향으로는 하중이 가해지지 않으므로 변위가 거의 발생하지 않는다. X방향(position 2)으로의 구동 결과는 구동 방향만 다를 뿐 Y방향 결과와 거의 유사함을 알 수 있다. 그러나, X방향 구동 시 내부 프레임은 구동되지 않고, 내부 스테이지만 구동되므로 Y방향 구동의 경우보다 구동되는 부분의 질량이 작게 된다. 따라서, 더 짧은 반응 시간 내에 최대 변위점에 도달하게 된다

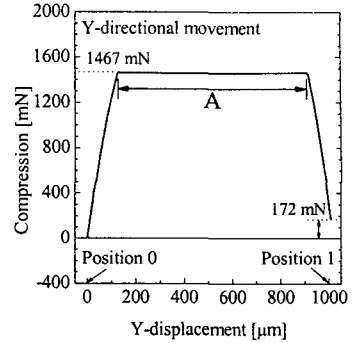


Fig. 7 Compression in the horizontal curved beams in the case of Y-directional movement

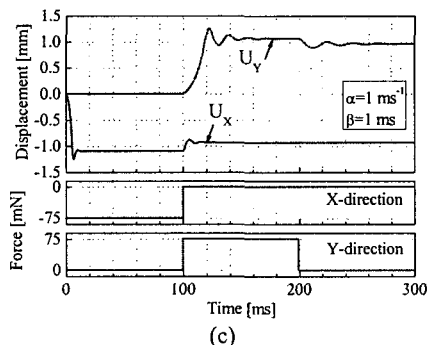
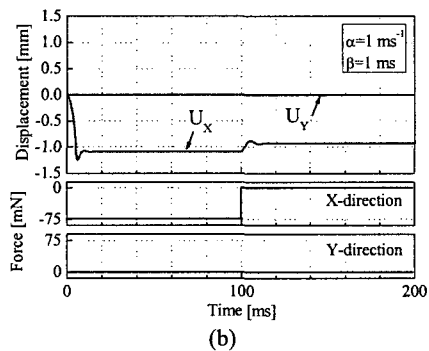
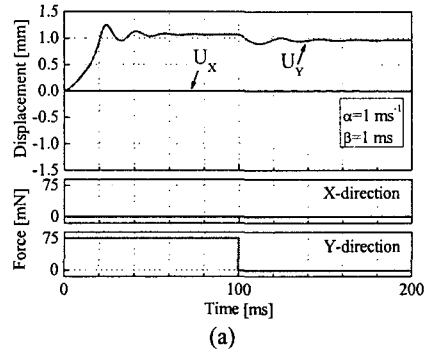


Fig. 8 Transient dynamic response at the center of the inner stage: (a) actuation to position 1; (b) actuation to position 2; (c) actuation to position 3

[Fig. 8(b) 참고].

끝으로 position 3으로의 구동 방법은 Fig. 8(c)에 도시하였는데, 먼저 X방향으로 구동력을 100 ms 동안 가한 후, 이것을 제거하면서 Y방향으로 구동력을 100 ms 동안 가한다. 모든 구동력을 제거하여도 내부 스테이지의 중앙점은 position 3에서 유지되는 것을 확인할 수 있으며, 이 지점의 좌표는  $(x, y) = (-929, 968) \mu\text{m}$ 이다. 이렇듯 동적 해석을 통한 과도 응답으로 이 메커니즘은 4중 안정성을 가짐을 보일 수 있다. 참고로 position 3으로의 구동 방법은 앞서 설명한 구동 방법 이외에도 (position 0 → position 1 → position 3) 및 (position 0 → position 3)의 구동 방법도 가능하다.

#### 4. 제작 및 측정

##### 4.1 시제품 제작

앞서 구조해석을 수행한 최종 설계안에 대하여 3축 초정밀 밀링머신<sup>(17)</sup>으로 2 mm 황동 웨이퍼를 사용하여 시제품을 제작하였다. 밀링 작업에는 지름 500  $\mu\text{m}$  커터와 15000 rpm 스피들이 사용되었는데, 수직 피드값을 200  $\mu\text{m}$ 로 하여 총 10회의 절삭 작업으로 구조체를 최종 완성하였다(Fig. 9 참고). 밀링 작업 시, 300  $\mu\text{m}$  두께의 얇은 판을 웨이퍼 밑에 접착층으로 붙여서 베이스(base)가 절삭되는 것을 방지하였고 이 모든 부분은 진공으로 공작기계에 고정되었다. 절삭 가공은 내부 구조부터 수행하여 외부 구조로 진행되었다. 실제 제작 시 구조체의 각 모서리 부분에는 해석에 고려되지 않았던 필렛(fillet)을 응력집중 해소 및 제작상의 이유로 추가하였다. 최종 제작된 시제품은 Fig. 10과 같다.

##### 4.2 하중 및 변위 측정

제작된 메커니즘의 4중 안정성 유무를 확인하였다. X와 Y방향으로의 쌍안정성을 측정하기 위하여 작은 침(probe)을 이용하여 구조체에 각 방향으로 하중을 가하였다. 이 때, 곡선보와 내외 연결부가 만나는 부분을 작은 침으로 미는 방식을 택하였다. Fig. 11은 각각 제작된 메커니즘의 4중 안정점을 나타낸다. 4중 안정성 메커니즘은 각 안정점으로 구동되었을 때, 반대 방향으로 특정한 값 이상의 하중이 작용되기 전에는 각 안정점을 계속하여 유지하였다.

Fig. 6에 주어진 변위-하중 선도와 같이 X방향의 변위와 그에 대응하는 반력을 측정하였다. Fig. 10에 O점으로 표시된 내부 스테이지의 중앙에 하중

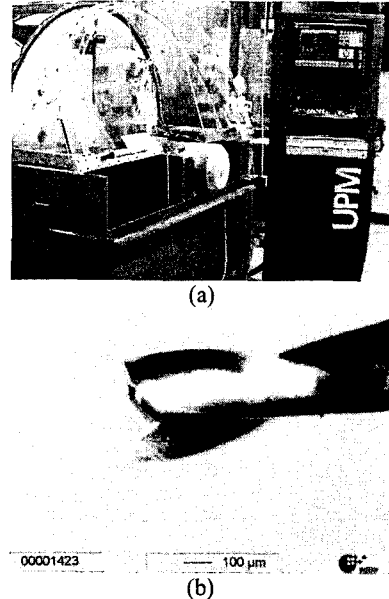


Fig. 9 Manufacturing system<sup>(17)</sup>: (a) the ultra-precision milling machine; (b) 500  $\mu\text{m}$ -diameter tool tip

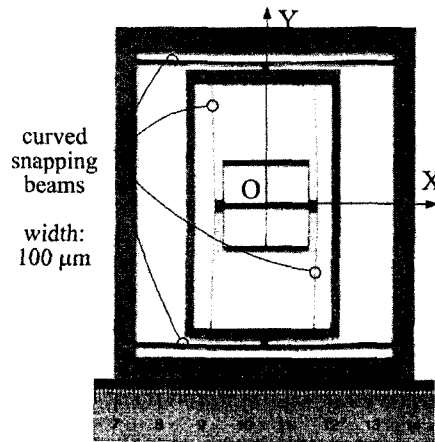


Fig. 10 The brass prototype fabricated by ultra precision milling (70×80 mm<sup>2</sup>)

을 부여하였고, 나사형 마이크로미터 끝단에 외팔보형 힘센서를 부착하여 변위 측정에 이용하였다(Fig. 12 참고). 외팔보형 힘센서를 이용하였기 때문에 더욱 정확한 변위 측정을 위하여 외팔보의 굽힘과 나사형 마이크로미터의 변위를 함께 고려하였다.

측정은 힘센서를 천천히 반대쪽 안정점으로 전진시킴으로써 곡선보가 굽혀지도록 하였다. 우선, position 0에서 position 2 (음의 X방향)로 측정하고, position 2에서 position 0 (양의 X방향)로 다시 측정하였다. 이러한 측정을 3회 반복하여 평균값을 얻

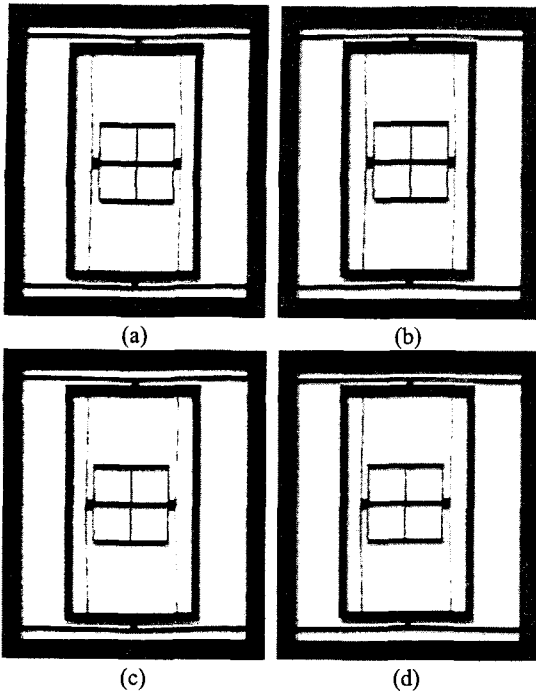


Fig. 11 The brass-prototype quadstable mechanism as pushed manually into the four stable positions: (a) position 0 (initial state); (b) position 1; (c) position 2; (d) position 3

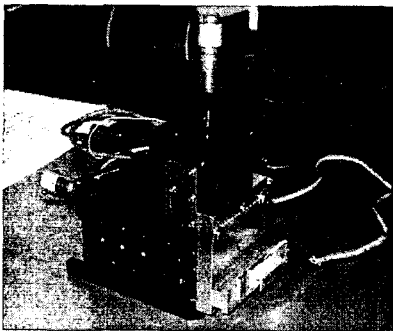


Fig. 12 The micrometer-type force tester

었다. Fig. 13에 도시한 것처럼 측정 결과는 메커니즘이 초기점(position 0)에서 X방향의 다른 안정점(position 2)으로 스냅스루 좌굴이 발생하며, 이 방향으로 두 위치에서 안정점을 가지는 것을 확실히 보여준다. 이 때, 양의 피크점 A에서의 반력(73 mN)은 음의 피크점 B에서의 반력(-15.6 mN)의 약 4배 정도이었다. Fig. 6의 정적 해석의 변위-하중 선도와 이를 비교할 때, 피크점 A에서는 해석 결과가 28 mN 정도 작게 예측되었으나 전체 경향은 잘 일치하여, 향후 이러한 구조해석 결과를 설계에 충분히 활용할 수 있음을 확인하였다. 여기서,

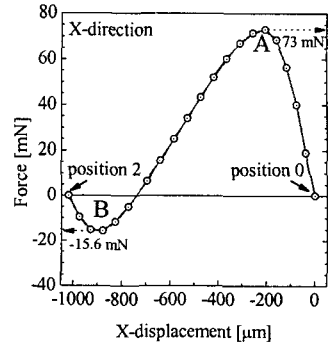


Fig. 13 Measurement of the reaction force of the brass prototype when it is moved from position 0 to position 2 and vice versa

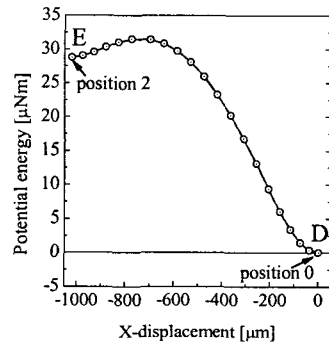


Fig. 14 The potential energy curve of the brass prototype when it is moved from position 0 to position 2

구조해석과 측정 결과의 차이는 1) 밀링 작업에서 유발되는 구조 표면부의 가공경화(work hardening)에 따른 구조체 내부의 잔류응력의 변화, 2) 유한요소모델과 실제 제작된 구조체 사이에서 발생할 수 있는 근소한 치수 및 형상의 차이 및 물성치 차이 등에 기인된다고 판단된다.

변위-하중 선도를 적분하면 Fig. 14와 같이 포텐셜 에너지 선도를 얻을 수 있다. 에너지 선도에서 점 D와 E는 포텐셜 에너지의 최소점으로 각각 변위-하중 선도의 두 안정점에 해당한다.

### 5. 토 의

제안된 메커니즘은 초기 목표대로 4개의 서로 다른 안정점을 가지지만 성능 향상을 위하여 향후에 다음 사항을 좀더 고려한 설계가 필요하다고 판단된다.

(1) 현재 시제품은 X와 Y방향의 안정점에서 서로 약간 다른 변위 크기를 가진다. 실제로 X방향의 안정점(position 2)은 Y방향의 안정점(position 1)

보다 변위가 다소 작는데, 이는 내부 프레임의 두께가 커지면서 수직 방향 곡선보의 실제 길이가 짧아지는 결과를 가져오기 때문이다. 참고로 구조 해석으로 얻어진 시제품의 X와 Y방향의 변위는 각각 대략 930과 970  $\mu\text{m}$ 이었다.

(2) 시제품을 Fig. 10의 Y방향이 중력 방향과 일치하도록 세우는 경우, 내부 프레임과 스테이지 등의 자중으로 인하여 이 방향의 쌍안정성이 얻어지지 못하는 경우가 발생하였다. 특히, 현재 설계에서 내부 프레임은 내부의 수직 방향 곡선보 끝단에서의 변형을 충분히 억제하기 위하여 조금 넓게 설계되어 있다. 향후에 형상 최적화(shape optimization)나 위상 최적화(topology optimization)를 통하여 내부 프레임의 질량을 감소할 여지가 남아 있다. 이 때, 수직 방향 곡선보 끝단에서의 변형을 충분히 억제할 수 있도록 강성에 대한 제한조건을 함께 고려할 필요가 있다.

(3) 변위-하중 선도에서 양의 부분과 음의 부분의 하중 크기가 비슷하여 대칭에 가까울수록 더욱 강한 쌍안정성을 가지게 되므로 이에 대한 최적설계가 필요하다.<sup>(1,14)</sup>

## 6. 결론

본 논문에서는 X 및 Y방향의 쌍안정성 곡선보를 사용하여 구조체가 X와 Y방향으로 각각 쌍안정성을 가지게 함으로써, 평면 상에서 서로 다른 4개의 안정점을 가지는 일체형 4중 안정성 메커니즘에 대한 개념, 설계, 해석 및 제작을 수행하였다. 본 연구의 구체적인 결론은 다음과 같다.

(1) 4중 안정성 구동에 대한 개념을 최초로 제안하고, 실제 설계안으로 평면 상의 네 점에서 기계적인 안정점을 가지며 X 및 Y방향으로 각각 약 1 mm의 구동변위를 가지는 크기 70×80 mm<sup>2</sup>, 두께 2 mm의 일체형 4중 안정성 구조체를 제안하였다.

(2) 이 구조체에 대한 비선형 유한요소해석을 통하여 쌍안정성을 해석적으로 확인하였다. 구조 해석으로 계산한 X 및 Y방향 구동력은 각각 45.3 및 53.5 mN으로 시제품에 대한 X방향 구동력 측정값인 73 mN와는 다소 그 크기에서 차이가 있었으나, 쌍안정성이 발생하는 전체적인 경향은 일치하였다.

(3) 3축 초정밀 밀링머신으로 2 mm 황동 웨이퍼에 시제품을 제작하였다. 이 때, 지름 500  $\mu\text{m}$  커터와 15000 rpm 스피ndl을 사용하여 폭 100  $\mu\text{m}$ , 길이 60 mm인 가늘고 긴 곡선보에 대한 밀링작업을

성공적으로 수행할 수 있었다.

(4) 제작된 시제품에 대한 측정을 수행하여 실제로 평면 상에 4중 안정점이 존재하는 것을 확인하였고, 구조해석과 유사한 경향의 변위-하중 선도를 얻었다. 따라서, 토의에서 언급한 바와 같이 성능 향상을 위한 몇가지 추가적인 설계 사항에 대하여 향후 구조해석과 최적화를 통한 설계 개선이 충분히 가능하다는 판단을 얻었다.

제안한 4중 안정성 메커니즘은 미소가공법을 통하여 마이크로미터 크기로 제작될 경우, 미소 거울, 광소자 등을 장착하여 기계적으로 다중 안정성(multistability)을 필요로 하는 스위치나 광통신 네트워크 장치에 응용될 수 있을 것으로 판단된다. 끝으로 현재 마이크로미터 크기의 구조체를 위한 제작 공정, 전자기력에 의한 구동 방법 및 구체적인 응용 분야에 대한 연구가 진행 중이다.

## 후기

본 연구에 여러 가지 도움을 주신 독일 Univ. of Freiburg, IMTEK의 Prof. Korvink, Prof. Wallrabe, 그리고 Dr. Müller께 깊은 감사를 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Qiu, J., Lang, J. H. and Slocum, A. H., 2004, "A Curved-Beam Bistable Mechanism," *J. Microelectromech. Syst.*, Vol. 13, No. 2, pp. 137~146
- (2) Qiu, J., Lang, J. H., Slocum, A. H. and Struempfer, R., 2003, "A High-Current Electrothermal Bistable MEMS relay," *Proc. IEEE MEMS 2003*, pp. 64~67
- (3) Vangbo, M., 1998, "An Analytical Analysis of a Compressed Bistable Buckled Beam," *Sensors Actuators (A)*, Vol. 69, No. 3, pp. 212~216
- (4) Vangbo, M. and Bäcklund, Y., 1998, "A Lateral Symmetrically Bistable Buckled Beam," *J. Micromech. Microeng.*, Vol. 8, pp. 29~32
- (5) Lee, J. H., Lee, M. L., Jang, W. I., Choi, C. A. and Joo, J. W., 1999, "Bi-Stable Planar Polysilicon Micro-Actuators with Shallow Arch-Shaped Leaf Springs," *Proc. SPIE*, Vol. 3876, pp. 274~279
- (6) Jensen, B. D., Howell, L. L. and Salmon, L. G., 1999, "Design of Two-Link, In-Plane, Bistable Compliant Micro-Mechanisms," *J. Mech. Des.*, Vol. 121, No. 3, pp. 416~423
- (7) Gomm, T., Howell, L. L. and Selfridge, R. H., 2002, "In-Plane Linear Displacement Bistable Microrelay," *J. Micromech. Microeng.*, Vol. 12, pp. 257~264
- (8) Masters, N. D. and Howell, L. L., 2003, "A Self-Retracting Fully-Compliant Bistable Micromechanism," *J. Microelectromech. Syst.*, Vol. 12, pp. 273~280

- (9) Hwang, I. H., Shim, Y. S. and Lee, J. H., 2003, "Modeling and Experimental Characterization of the Chevron-Type Bi-Stable Microactuator," *J. Micromech. Microeng.*, Vol. 13, pp. 948~954
- (10) Casals-Terre, J. and Shkel, A. M., 2004, "Dynamic Analysis of a Snap-Action Micromechanism," *IEEE Sensors*, Vienna, Oct. 2004, pp. 1245~1248
- (11) Goll, C., Bacher, W., Büstgens, B., Maas, D., Menz, W. and Schomburg, W. K., 1996, "Microvalves with Bistable Buckled Polymer Diaphragms," *J. Micromech. Microeng.*, Vol. 6, pp. 77~79
- (12) Hälg, B., 1990, "On a Nonvolatile Memory Cell Based on Micro-Electro-Mechanics," *Proc. IEEE Micro Electro Mechanical Systems Workshop*, pp. 172~176
- (13) Hoffman, M., Kopka, P. and Voges, E., 1999, "Bistable Micromechanical Fiber-Optic Switches on Silicon with Thermal Actuators," *Sensors Actuators (A)*, Vol. 78, No. 1, pp. 28~35
- (14) Brenner, M. P., Lang, J. H., Li, J., Qiu, J. and Slocum, A. H., 2003, "Optimal Design of a Bistable Switch," *PNAS*, Vol. 100, No. 17, pp. 9663~9667
- (15) Go, J. S., Cho, Y., Kwak, B. M. and Park, K., 1996, "Design, Fabrication and Testing of a Microswitch Using Snap-through Buckling Phenomenon," *Transactions of the KSME*, Vol. 20, No. 2, pp. 481~487
- (16) Han, J. S., Ko, J. S., Kim, Y. T. and Kwak, B. M., 2002, "Parametric Study and Optimization of a Micro-Optical Switch with a Laterally Driven Electro-Magnetic Microactuator," *J. Micromech. Microeng.*, Vol. 12, pp. 939~947
- (17) Menz, W., Förster, R., Schoth, A. and Müller, C., 2002, "Non-Conventional Machining for Microsystems," *Proc. 3rd euspen Int. Conf.*, pp. 3~7
- (18) ANSYS, 2003, *ANSYS Theory Reference 7.1*, (ANSYS Inc)