

# Chevron 형 bi-stable MEMS 구동기의 모델링 및 실험적 응답특성 분석

황일한\*, 심유석\*, 이종현#

## Modeling and Experimental Response Characterization of the Chevron-type Bi-stable Micromachined Actuator

Il-Han Hwang\*, Yu-Seok Shim\*, Jong-Hyun Lee#

### ABSTRACT

Compliant bi-stable mechanism allows two stable states within its operation range staying at one of the local minimum states of the potential energy. Energy storage characteristics of the bi-stable mechanism offer two distinct and repeatable stable states, which require no power input to maintain it at each stable state.

This paper suggests an equivalent model of the chevron-type bi-stable microactuator using the equivalent spring stiffness in the rectilinear and the rotational directions. From this model the range of spring stiffness where the bi-stable mechanism can be operated is analyzed and compared with the results of the FEA (Finite Element Analysis) using ANSYS for the buckling analysis, both of which show a good agreement. Based on the analysis, a newly designed chevron-type bi-stable MEMS actuator using hinges is suggested for the latch-up operation. It is found that the experimental response characteristics of around 36V for the bi-stable actuation for the 60 $\mu$ m stroke correspond very well to the results of the equivalent model analysis after the change in cross-sectional area by the fabrication process is taken into account. Together with the resonance frequency experiment where 1760Hz is measured, it is shown that the chevron-type bi-stable MEMS actuator using hinges is applicable to the optical switch as an actuator.

**Key Words** : Bi-stable(쌍안정), MEMS(미세기전소자), Microactuator(초소형구동기), Buckling(좌굴), Latch-up(잠금장치), Hinge spring(힌지 스프링), Optical switch(광 스위치), RF switch(RF 스위치).

### 1. 서론

Bi-stable 메커니즘은 작동 운동 범위 내에서 두개의 안정 위치를 가지는 MEMS 구동기 작동원리 중의 하나로서 외부의 전원공급이 차단되더라도 현재의 안정된 위치를 유지할 수 있다는 장점이 있다 [1]. 이것은 bi-stable 구동기에 저장된 입력에너지가 변위이동을 하면서 다시 방출되기 때문에, 높은 에너지 효율과 함께 외란에 대해 우수한 위치정밀도를 가지고 있어

optical 스위치, RF 스위치 및 마이크로 릴레이용 구동기로 많이 응용되고 있다 [2~5].

Bi-stable 구동기는 크게 2 가지 메커니즘으로 분류할 수 있는데, 첫째는 강체가 편 혹은 슬라이더에 의해 연결된 구조로서, 연결 점에서의 강체간 상대운동이 없고 출력 단에서 큰 힘을 낼 수는 있지만, 연결 점에서의 운동이 불안정하고 백래시의 단점이 있다 [6]. 다른 하나는 구동기가 일체형으로 제작된 compliant 메커니즘으로서, 시스템이 외력을 받게 되면 시스템 내의 스프링

접수일: 2003 년 5 월 20 일; 게재승인일: 2003 년 11 월 14 일

\* 광주과학기술원 기전공학과

# 교신저자 : 광주과학기술원 기전공학과

Email : jonghyun@kjist.ac.kr Tel. (062) 970-2395

혹은 멤브레인과 같은 유연한 부분에서 변형이 일어나게 되고, 이때 저장된 변형에너지가 방출되면서 시스템 내에 존재하는 국부 안정 상태로 변위 이동을 하는 기구이다. 여러 독립된 강체가 연결된 구조와는 달리 compliant 구조는 별도의 연결기구를 필요로 하지않고 일체형으로 제작될 수 있기 때문에, 추가적인 조립공정 없이 높은 정밀도로 제작이 가능하고, 마모등에 의한 에너지 손실이 적다는 장점이 있다. 따라서 batch 제조 공정으로 이루어지는 MEMS 제작에 있어서는 compliant 구조에 의한 bi-stable 제작이 유리하다고 할 수 있다.

본 논문에서는 이러한 compliant 메커니즘에 의한 bi-stable 구동기에 대하여 shuttle mass 를 중심으로 수평 방향 스프링( $K_x$ )과 회전 스프링( $K_\theta$ )이 각각 양쪽에 한 쌍씩 있는 구조로 등가 모델링을 수행하였다. 또한 bi-stable 구동이 이루어지기 위해 필요한 강성 값의 범위를 이론적으로 구하였고, 이를 바탕으로 설계 및 제작된 구동기의 응답특성을 실험을 통해서 분석함으로써, 광 스위치로의 적용가능성을 확인하고자 한다.

## 2. 등가 강성 모델링 및 이론 해석

### 2.1 Bi-stable 구동기의 등가 강성 모델링

Compliant 구조에 의해 실리콘으로 제작되는 대표적인 선형 운동 bi-stable 구동기는 일반적으로 그림 1의 구조를 가지는데, 초기 위치에서 외력을 받게 되면 hinge spring 과 bridge 에서 변형이 일어나고, 이로 인해 저장된 변형에너지에 의해서 두 번째 안정 위치로의 bi-stable 구동이 일어난다. 여기서 hinge spring 과 bridge 에서 나타나는 수평 방향 변위에 대한 강성을  $K_{x1}$  과  $K_{x2}$ , spring mass 양단에서의 회전 방향 변위에 대한 강성을  $K_{\theta 1}$  과  $K_{\theta 2}$  라 할 때 그림 1의 bi-stable 구동기는 그림 2와 같이 1/4 등가 모델링이 가능하다.

Bi-stable 구동이 가능하기 위해서는 shuttle mass 의 변위( $y$ )가 증가함에 따라 그림 3(a)와 같이 두 번째 안정 위치가 반드시 존재해야 한다. 그리고 shuttle mass 의 각 위치에서 필요한 힘의 크기는 보존력에 대한 가상일 원리에 의해 변형 에너지의 미분으로부터 그림 3(b)와 같이 얻을 수 있다. Shuttle mass 가 에너지의 미분이 '0'이 되는

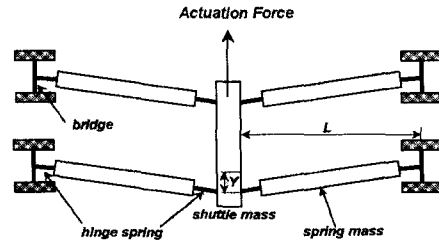


Fig. 1 Configuration of a typical compliant chevron-type bi-stable MEMS actuator.

에너지 불안정 위치를 넘어 두 번째 안정 위치에 이르기 위해서는 그림 3(b)에서 음의 값을 갖는  $F_{backward}$  (이하  $F_b$ )가 필요하다.  $F_{forward}$  (이하  $F_f$ )는 시스템의 안정 상태를 바꾸기 위해 필요한 최소의 힘으로서 임계 하중(critical force)이라고 하고 [7], 임계 하중 이상의 힘이 shuttle mass 에 작용하게 되면 shuttle mass 는 에너지 불안정 위치를 지나 두 번째 안정 위치에 이르게 된다. 이때  $F_b$  는 두 번째 안정 위치에서 외란에 대한 안정도를 의미하고, latch 혹은 밸브로 사용될 경우에는 bi-stable 이 낼 수 있는 최대 힘을 나타내기도 한다.

### 2.2 등가 강성 모델링 이론 해석

그림 2와 같은 bi-stable 구동기의 1/4 등가 강성모델링에 대해서, bi-stable 구동이 가능한  $K_x$  와  $K_\theta$ 의 범위를 이론 해석을 통해 얻고자 한다. 각 스프링에 대한 등가강성을  $K_x$  와  $K_\theta$  라고 하면, 전체 spring mass 의 개수 N 에 대해서, 전체 강성  $K_{x,total}$  과  $K_{\theta,total}$  는 식 (2.1)과 (2.2)와 같이 구해진다.

$$K_{x,total} = N \frac{K_x}{2} \quad (2.1)$$

$$K_{\theta,total} = 2N \cdot K_\theta \quad (2.2)$$

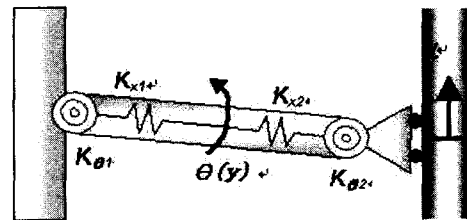


Fig. 2 Schematic of an equivalent model for the compliant chevron-type bi-stable MEMS actuator.

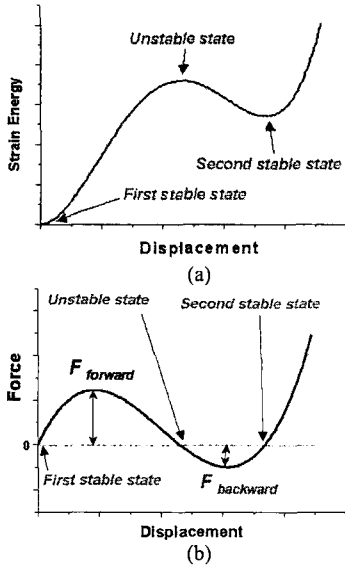


Fig. 3 (a) Energy, and (b) force responses of the bi-stable MEMS actuator for the displacement of shuttle mass.

그리고 shuttle mass 의 위치( $y$ )에 대한 변형에너지와 힘의 방정식은 식 (2.3)과 (2.4)과 같이 유도할 수 있다.

$$U = \frac{1}{2}K_{X,total} \cdot X(y)^2 + \frac{1}{2}K_{\theta,total} \cdot \theta(y)^2 \quad (2.3)$$

$$F_y = \frac{\partial U}{\partial y} = K_{X,total}(Y-y) \left( 1 - \frac{\sqrt{L^2 - Y^2}}{\sqrt{L^2 - (Y-y)^2}} \right) + K_{\theta,total} \frac{\sin^{-1}\left(\frac{Y}{L}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{Y-y}{L}\right)}{\sqrt{L^2 - (Y-y)^2}} \quad (2.4)$$

여기서  $L$  과  $Y$  는 그림 2 에 도시한 바와 같이 spring mass 를 수평방향과 수직방향으로 투영했을 때의 거리를 나타내고, 각각  $2000\mu\text{m}$  와  $34\mu\text{m}$  가 사용되었다. 위의 이론식을 통해서 bi-stable 구동이 가능한  $K_X$  와  $K_\theta$  의 범위를 얻을 수 있고, 각  $K_X$  와  $K_\theta$  의 조합에 대한  $F_f$  와  $F_b$  를 그림 4 에 도시하였다. 두 그림에서 '0'의 값이 나타나는 곳은 bi-stable 구동이 불가능한 강성 영역을 의미하고, bi-stable 구동에 있어서  $F_f$  와  $F_b$  가  $K_X$  와

$K_\theta$  의 증가에 대해서 선형적으로 변화하는 경향이 나타났다. 이것은  $F_f$  와  $F_b$  가 그림 3(b)와 같이  $y$  에 대한  $F_y$  의 도함수가 '0'의 값이 나타나는 지점에서의 힘인데,  $F_y$  의 극한이 존재하는 위치( $y$ )가  $K_X$  와  $K_\theta$  에 크게 의존하지 않기 때문에  $F_f$  와  $F_b$  가  $K_X$  와  $K_\theta$  에 대하여 선형적으로 나타난 것으로 생각된다. 그림 4 에서  $K_X$  가 증가함에 따라서  $F_f$  와  $F_b$  모두 증가하지만,  $K_\theta$  의 증가에 대해서는  $F_f$  만이 증가하는 경향이 나타나는데, 이것은 그림 3(a)과 같은 변형에너지 그래프에서  $K_X$  의 증가는 에너지불안정위치 전후의 변형에너지곡선 기울기를 증가시키지만,  $K_\theta$  의 증가는 두 번째 안정위치에서의 변형에너지를 증가시켜서, 결국 두 번째 안정위치에서의 에너지곡선 기울기가 감소하기 때문으로 생각된다.

### 3. 구동기 설계 및 simulation

그림 4 의 해석결과를 바탕으로 hinge 구조를 갖는 chevron-type 의 bi-stable 구동기를 그림 5 와 같이

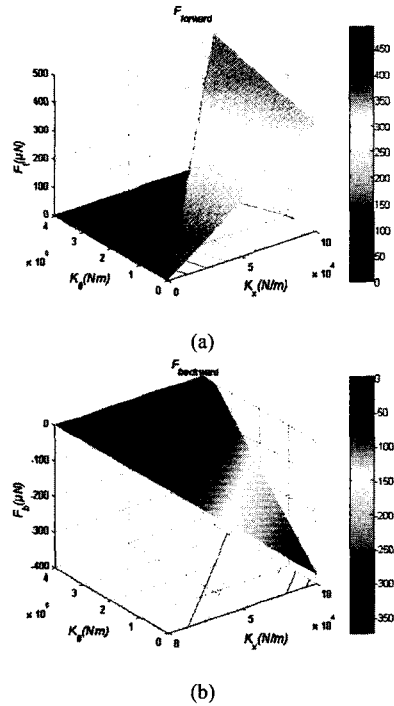


Fig. 4 Analytical forces required for the (a) forward and (b) backward actuation of the chevron-type bi-stable MEMS actuator.

설계하였으며, 여기에 사용된 hinge 는 한 쌍의 반원이 볼록한 면에 대하여 서로 마주보는 형상으로 설계하였다. 그림에서 shuttle mass 의 좌우에 위치한 상·하 한 쌍의 spring mass 를 수직방향의 연동체(coupling bar)를 통해 연결시킴으로써 yawing 과 같은 shuttle mass 의 비정상적인 거동을 감소시킬 수 있도록 하였다.

Hinge 의 두께에 따른 bi-stable 의 구동특성을 확인하기 위해서 hinge 의 두께를 1 $\mu$ m 에서 4 $\mu$ m 까지 1 $\mu$ m 씩 증가시키면서 ANSYS 를 이용한 유한요소해석(FEA) 모델링을 하고, 각 모델에 대해 buckling 해석을 수행하였다. 그리고 각 모델에 대해서 작은 힘을 x, y 방향으로 인가했을 때 나타나는 변위를 통해 구동기의  $K_x$  와  $K_\theta$  를 계산하였고, 이렇게 구한 강성 값으로 등가강성모델에 대한 해석을 수행하였다. 유한요소해석모델과 등가강성모델에 대한 해석결과를 그림 6 을 통해서 비교하였다.

그림 6(a)는 hinge 두께에 따른  $F_f$  와  $F_b$  의 변화를 나타내고, (b)는 그림 3(a)에서와 같이 에너지불안정점이 나타나는 위치( $Y_{unstable}$ )와 두 번째 안정위치에 도달했을 때의 위치( $Y_{second}$ )를 나타낸다. 유한요소해석모델과 등가강성모델에 대한 해석결과가 전체적으로 매우 근사한 결과를 나타내지만, 4 $\mu$ m 의 힌지 두께에 대해서는 등가강성모델에서만 bi-stable 구동이 나타났다. 하지만  $F_b$  가 6 $\mu$ N 의 아주 작은 값이 나타난 것으로 미루어 볼 때, spring mass 에 대한 등가강성을 무시한 결과로 인해 유한요소해석과 다른 결과가 나타난 것으로 생각된다. 응력해석

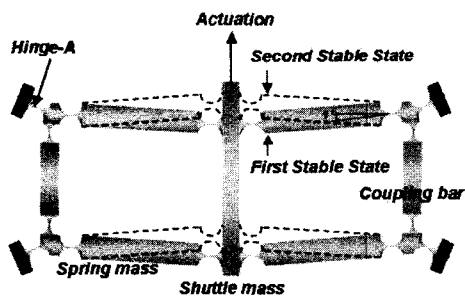


Fig. 5 Layout design of the chevron-type bi-stable MEMS actuator using hinges with coupling bars.

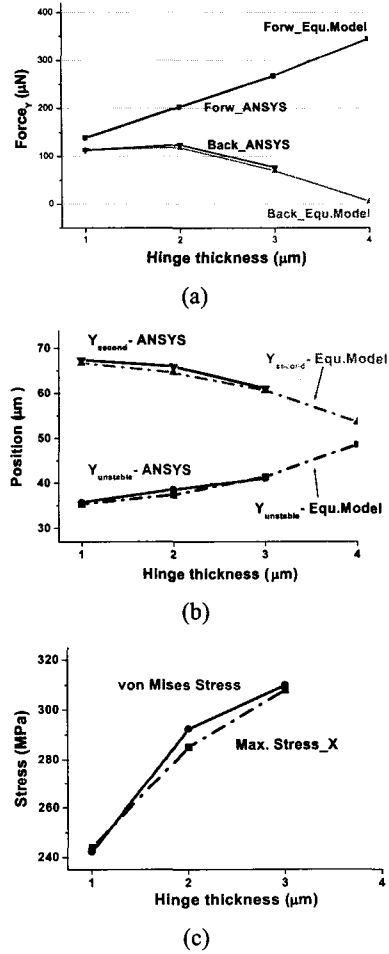


Fig. 6 Analytical results of the chevron-type bi-stable MEMS actuator with respect to the hinge thickness; (a) Forward and backward forces, (b) Positions of the unstable and second stable state, and (c) Maximum stress in x-dir. and Von Mises stress in second stable state.

에서는 두 번째 안정위치에서의 von Mises 응력이 hinge 두께에 따라 증가하였는데, 4 $\mu$ m 에서 310MPa 정도의 최대응력이 나타났다.

하지만 실리콘 항복 응력인 7GPa 보다 훨씬 작은 값이 나타난 것으로 볼 때, 설계된 구조가 매우 안정한 구동 범위에 있음을 알 수 있다. 각 hinge 두께에 대해서 shuttle mass 의 변위에 따른 힘을 그림 7 을 통해서 비교하였는데, 힌지 두께가 두꺼워짐에 따라서 그래프가 y 방향으로 이동하여

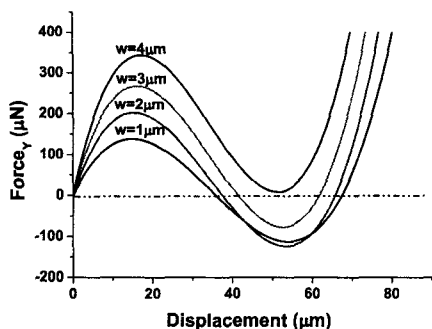


Fig. 7 Forces required for the displacement of the shuttle mass with respect to the hinge thickness from the ANSYS simulation. ( $w$ =hinge thickness)

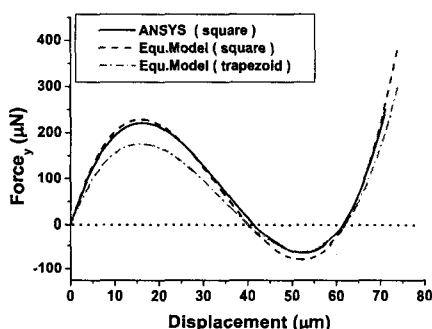


Fig. 8 Forces required for the displacement of the shuttle mass for the  $2.6\mu\text{m}$  hinge thickness from the ANSYS simulation and the equivalent model analysis.

결국  $F_b$  가 양의 값을 가지게 되고, bi-stable 구동이 나타나지 않게 됨을 확인 할 수 있다. 본 bi-stable 구동기는 저 전압에서  $60\mu\text{m}$  이상의 구동범위가 요구되는 광 스위치 등의 구동소자로 사용될 수 있도록 설계하였다는 것과, hinge 구조를 실리콘으로 제작함에 있어서 제작 가능한 minimum dimension 이  $2\mu\text{m}$  정도라는 것이 고려되어야 한다. 이와 같은 조건과 함께 그림 6 의 해석결과로부터 hinge 두께가  $2.6\mu\text{m}$  일 때 요구되는 구동특성이 얻어질 수 있음을 확인할 수 있다.

그림 8 은  $2.6\mu\text{m}$  의 hinge 두께를 갖는 bi-stable 구동기의 유한요소해석모델 및 등가강성모델에 대한 해석결과로서, 미세 가공된 단면을 모두 직사각형(square)이라고 가정했을 때 약  $10\mu\text{N}$  정도의 오차가  $F_b$  에서 나타났지만,

전체적으로 매우 근사한 결과를 보여주고 있다. 하지만 실제로 실리콘으로 구동기를 제작할 때는 단면형상이 직사각형을 이루지 못하고 마름모(trapezoid) 형상이 나타나는 경향이 있기 때문에, 앞서의 두 해석결과에 대한 보정이 필요하게 된다. 그림 8 의 'trapezoid type'은 미세구조물의 단면형상에 대한 보정을 고려한 해석 결과로서, 이에 대해서는 실제 제작된 구동기의 응답특성분석과 함께 설명하겠다. 한편, 그림 5 에서 anchor 부근의 'hinge-A'이 수직 혹은 수평 방향에 위치하는 경우에 대한 유한요소해석을 수행한 결과, bi-stable 구동이 가능하기 위해서는 hinge 중심에서의 두께가  $30\mu\text{m}$  이상으로 두꺼워져야 함을 알 수 있었다. 이것은 상·하 spring mass 의 연동을 위하여 coupling bar 를 설계함에 있어서, 'hinge-A'가 수직 혹은 수평 위치에 있게 되면 상·하 spring mass 의 연동성은 좋아지지만 설계효율성이 떨어진다는 것을 나타낸다. 그래서 'hinge-A'이 대각선 방향에 위치하여 3 개의 힌지가 Y 형의 구조를 이루도록 설계함으로써 상·하 spring mass 의 양호한 연동성과 함께 설계 효율성을 가질 수 있도록 하였다.

#### 4. 제작 및 응답특성 실험

그림 9 는 실제 실리콘으로 제작된 chevron-type bi-stable 구동기의 전자현미경 사진으로, 동일 전압으로 전·후 방향 구동이 가능하도록 comb 의 간격 및 개수를 설계하였으며,  $4\mu\text{m}$  의  $\text{SiO}_2$  희생층 위에  $80\mu\text{m}$  의 실리콘 층을 갖는 SOI 웨이퍼를 DRIE 공정을 통하여 제작하였다. 그림 9(b)에서 힌지 주변의 원형 구조물은 두께변화에 민감한 힌지 부분의 가공 조건을 전체의 가공조건과 맞추기 위해서 설계한 것이다.

앞서의 이론 해석에서는 구조물의 단면이 직사각형이라 가정하였는데, 그림 9(c)에서 보듯이 실제 구조물의 단면은 제조 공정을 거치면서 경사를 이루게 되고 [8], 아래 면은 전체적으로  $0.6\mu\text{m}$  정도의 폭 감소가 관찰된다. 따라서 단면적 감소에 의한 강성감소효과를 이론해석에서 고려해 주어야 할 필요가 있는데, 이를 보정한 결과('trapezoid type')를 앞서의 해석결과와 함께 그림 8 에 도시하였다. 그림에서 힌지 단면적 감소로 인해 스프링 강성이 작아져서  $F_f$  와  $F_b$  가

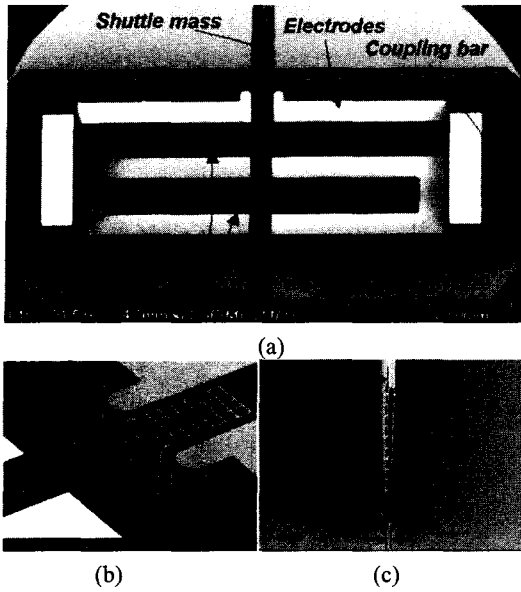


Fig. 9 SEM images of the designed chevron-type bi-stable MEMS actuator; (a) Overall image, (b) Hinges attached at the shuttle mass, and (c) Cross-sectional image of the hinge. ( $\Delta w$ : hinge thickness difference)

다소 감소한 것을 알 수 있다.

실제 구동기의 comb 간격과 comb fingers 수로 전·후진 bi-stable 구동에 필요한 전압에 대한 해석을 수행하였고, 그림 10 과 같은 결과를 얻었다. 그림에서 전진 방향 구동에는 약 36V, 후진 방향 구동에는 37V 의 전압인가가 필요한 것으로 나타났고, 약 40 $\mu\text{m}$  에서의 에너지 불안정 점을 지나 두 번째 안정위치에 이르면 약 62 $\mu\text{m}$  의 변위이동이 이루어짐을 알 수 있다. 실제 제작된 chevron-type bi-stable 구동기에 DC 전압을 인가하고 bi-stable 구동 실험을 수행하였는데, bi-stable 구동 전·후의 shuttle mass 이미지는 그림 11 과 같으며, 약 60 $\mu\text{m}$  의 변위 구동이 나타남을 확인할 수 있다. 그리고 구동실험에서 전진 구동과 후진 구동이 각각 36.5V 와 34.0V 에서 이루어졌는데, 이것은 표 1 에 정리한 바와 같이 제작공정의 단면형상 변화효과를 고려한 'trapezoid type'에 대한 등가강성모델의 해석결과와 매우 근사함을 확인할 수 있다.

그림 12 는 DC 전압이 인가된 30Vpp sinusoidal 신호에 의한 주파수 응답특성을 나타낸 것이며,

약 1760Hz 에서 공진 현상이 나타났다. 따라서 제작된 bi-stable 구동기는 충분히 높은 공진 주파수를 가지고, 외란에 대해 안정하게 구동이 가능함을 확인할 수 있다.

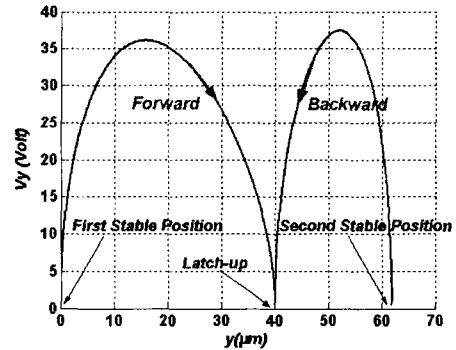


Fig. 10 Voltage required for the actuation of the chevron-type bi-stable MEMS actuator with the 2.6 $\mu\text{m}$  hinge thickness.

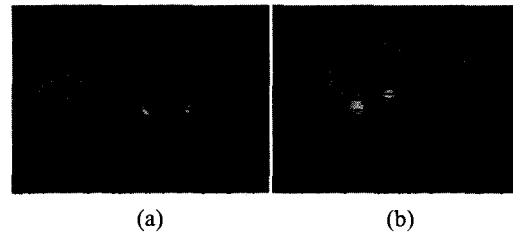


Fig. 11 Microscopic images of the chevron-type bi-stable MEMS actuator; (a) Initial position, and (b) Second stable position. (—: initial position)

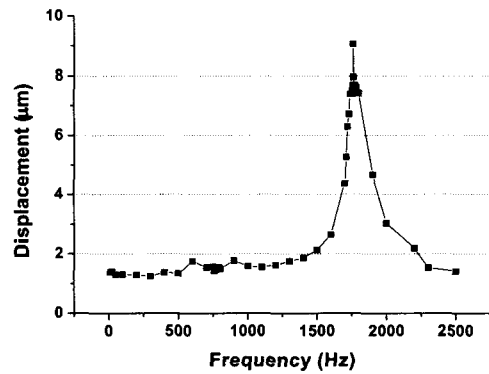


Fig. 12 Frequency response of the chevron-type bi-stable MEMS actuator to the biased 30Vpp sinusoidal signal-in.

Table 1 Theoretical and experimental results of the forces and the voltages for the chevron-type bi-stable actuator.

		Trapezoid		Square	
		Forward	Backward	Forward	Backward
Theoretical	Force ( $\mu N$ )	176.3	61.3	229.2	79.6
	Voltage (V)	36.1	37.4	41.2	42.7
Experimental	Voltage (V)	36.5	34.0		

### 5. 결론

힌지로 연결된 chevron 형의 bi-stable MEMS 구동기의 등가강성모델링을 통해서 bi-stable 구동이 이루어지기 위해 필요한 수평방향과 회전방향 강성의 범위가 존재하며, 전·후진 방향에 필요한 힘이  $K_x$  와  $K_\theta$ 에 선형적으로 변화하는 것을 알 수 있었다. ANSYS 에 의한 buckling 해석과 등가강성모델해석이 근사한 결과를 보여주었고, 실리콘 제작공정 중 나타나는 폭 감소를 고려한 'trapezoid type'의 해석 결과는 약 36V 에서 60 $\mu m$  의 구동이 나타난 실험결과와 매우 근사하였다. 또한 1760Hz 로 측정된 bi-stable 구동기의 공진주파수는 충분히 높아서, 본 논문에서 제안한 마이크로 구동기는 optical 스위치로 적용할 수 있음을 알 수 있었다.

### 후기

본 연구는 신기술창업보육사업 및 나눔스의 지원을 받아 수행되었습니다.

### 참고문헌

- Jensen, B. D. et al., "Design optimization of a fully-compliant bi-stable micro-mechanism," Proc. ASME Int. Mech. Eng. Congress and Exposition, pp. 1~7, 2001.

- Lee, J. H. et al., "Bi-stable planar polysilicon microactuators with shallow arch-shaped leaf springs," Proc. SPIE, vol. 3876, Micromachined Device, pp. 274-279, 1999.
- Noell, W. et al, "Hybrid 4X4 optical cross connector based on MEMS switches and integrated optical waveguides," Optical MEMS 2001, pp. 13 -14, 2001.
- Jin, Q. et al., "A high-current electrothermal bistable MEMS relay," IEEE MEMS conference, pp. 64~67, 2003.
- Han, J. S. et al, "Parametric study and optimization of a micro-optical switch with a laterally driven electromagnetic microactuator," J. Micromech. Microeng., Vol. 12, pp. 939~947, 2002.
- Howell, L. L "Compliant Mechanisms," John Wiley & Sons, Inc., New York, 2001.
- Opdahl, P. G. et al, "An investigation into compliant bi-stable mechanisms," Proc. DETC'98, Sep., MECH-5914, 1998.
- Chen, J. S. et al, "Effect of Process Parameters on the Surface Morphology and Mechanical Performance of Silicon Structures After Deep Reactive Ion Etching (DRIE)," J. MEMS, Vol. 11, No. 3, pp. 264~275, 2002.