

# 액츄에이터설계를 위한 단순보 모델 진동해석

김윤영\* 이호철\*\*

(Vibration Analysis of the Simplified Beam Model for Actuator Design)

(Yoon Young Kim\*, Ho Cheol Lee\*\*)

## 1. 서론

음성정보의 기록과 복원을 위해서 개발, 사용되기 시작한 Compact Disk (이하 CD)는 저장용량의 방대함이라는 고유 의 장점으로 멀티미디어 관련 산업에서도 핵심적인 구성요 소로 사용되고 있으며 최근에는 영상정보의 기록과 재생에 서도 그 우수성을 인정받고 있다. 음성정보, 영상정보, 그리 고 컴퓨터에서 사용되는 정보등 기록된 정보의 양식과 관계 없이 CD 표면에 기록된 광학적 정보를 읽어내기 위해서는 CD의 표면과 CD 표면상의 트랙위치를 정확히 추적할 수 있는 광 픽업 액츄에이터가 요구된다.

이 경우 액츄에이터는 매우 높은 정밀도를 가져야 하고 보다 소형으로 변화해야 한다는 기본적인 요구조건을 만족 해야 한다. 컴퓨터의 경우는 CD-ROM 또는 최근의 DVD 라는 장비를 이용해서 정보를 재생하게 되는데 최근 들어 상대적으로 정보재생속도가 컴퓨터의 여타의 관련장비에 비 해서 느리다는 단점을 극복하기 위해서 정보를 재생하는 속 도를 높이는 연구가 집중적으로 이루어지고 있다. 또한 음 성정보 혹은 영상정보를 재생하는 경우에는 자동차용 CD와 같이 심한 외란을 받기 때문에 이런 외란에 대한 높은 안정 성을 확보하는 것에 대한 연구가 집중적으로 진행되고 있 다. 이런 많은 요구조건을 만족시키는 액츄에이터를 설계함 에 있어서는 광학적 특성, 진동특성, 제어특성 등을 함께 고 려하여 설계를 진행하여야 한다. 본 논문에서는 이 중에서 액츄에이터의 진동특성 관점에서 원하는 진동특성이 주어지 는 경우 보다 쉽게 진동특성을 만족하는 액츄에이터를 설계 할 수 있는 설계지침을 제공하기 위한 연구를 수행하고자 한다.

액츄에이터 설계시 실제 제작전에 그 동특성을 예측해 보 고자 할 때 주어진 모델에 대하여 유한요소해석을 이용하여

진동해석 등을 수행할 수 있다<sup>(1)</sup>. 그러나 원하는 저진동특성 을 평가하기 위한 초기 설계과정에서 액츄에이터를 상세하 게 모델링하면 많은 시간과 노력이 요구될 뿐 아니라,시스 템의 특성을 이해하기가 쉽지 않다.

따라서 본 논문에서는 액츄에이터 지지부를 간단한 보 등으로 모델링하여 초기 설계단계에서 손쉽게 액츄에이터의 진동특성을 파악할 수 있도록 주요 설계변수의 함수로 고유 진동수와 모드를 나타내었으며 이를 도표로 제시하였다.<sup>(2,3)</sup> 그리고 실제 제작되어 있는 몇몇 모델을 중심으로 주요 설 계변수를 중심으로 진동특성 평가를 수행해 보았다.

## 2. 모델링 기법

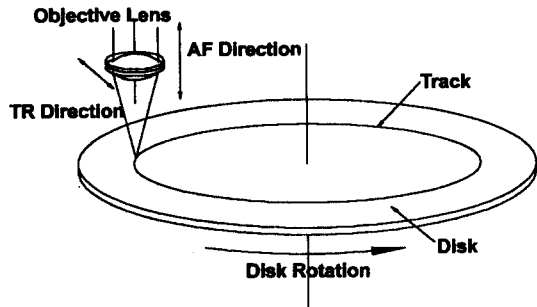


그림 1. 액츄에이터의 구동 방향

CD로부터 정보를 읽어내기 위해서는 대물렌즈를 그림1에 서처럼 Auto-Focusing 방향(이하 AF방향)과 Tracking 방 향(이하 TR방향)으로 구동시킬 수 있는 액츄에이터가 필요 하다.

그림 2는 CD-ROM용으로 사용되는 액츄에이터의 한 예 를 보인 것이다. 이러한 구조를 단순화된 모델로 모델링하 는 경우 앞서 언급한 두 방향에 대해서 같은 모델링 방법이 적용가능하므로 해석의 편의상 두방향 모두 포함할 수 있는 3차원 모델을 구하지 않고 두 방향 중 한 방향에 대해서

\* 서울대학교 기계설계학과

\*\* 서울대학교 기계설계학과 대학원

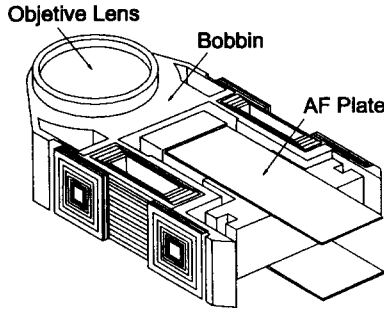


그림 2. 실제 액츄에이터의 예

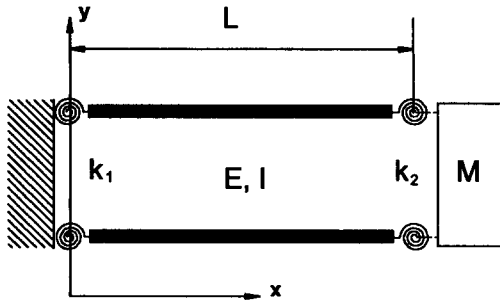


그림 3. 단순화시킨 액츄에이터 모델

모델링을 실시하여 2차원 모델을 얻어낸다. (그림 3)

이 모델에서 알 수 있듯이 복잡한 3차원 모델 대신 액츄에이터 지지부를 양 끝단의 회전 스프링과 그 사이의 보 그리고 끝단 집중질량 등으로 간단히 모델링함으로써 중요한 설계변수와 저진동특성과의 관계를 비교적 쉽고 효율적으로 찾아낼 수가 있다.

그림 3에서 양 끝단에 설정한 회전 스프링의 강성  $k_1$ ,  $k_2$  는 실제 구조물에서 원하는 진동특성을 얻기 위해서 지지보의 강성을 낮추거나 댐핑특성의 구현을 위해서 혹은 제작상의 필요에 의해서 강성이 증가하는 등 끝단의 강성이 지지보의 강성과 같지 않음을 구현한 것이다. 만일 이 회전 스프링의 강성을 0으로 놓으면 힌지를 모델링한 것이 되고  $\infty$ 로 놓으면 완전 고정조건을 모델링한 것이 된다.

그림 4는 실제액츄에이터에 사용되는 각종 지지보 구조를 보여주고 있는데, (1) 강성이 작아진 경우, (2) 강성이 커진 경우에 대한 각각의 예를 보였다. (1)은 지지보에 곡물을 주거나 힌지형태를 만들어<sup>(4)</sup> 강성을 작게 한 경우이고 (2)는 댐핑효과를 주기 위해서 지지보 주변에 고무를 덧대어 강성을 증가시킨 경우이다.

그림 3에서 한 쪽 끝단의 집중질량 M은 CD로 광선을 입

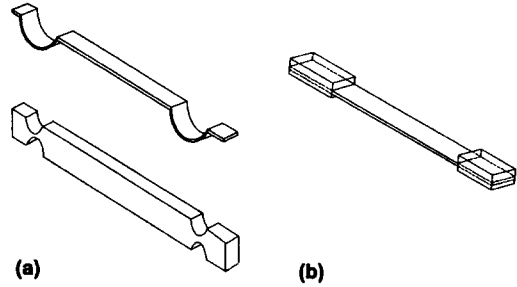


그림 4. 액츄에이터 지지구조의 실제

사하고 반사한 광선을 모아주는 대물렌즈와 구동 코일 및 보빈 등을 하나의 집중질량으로 모델링한 것이고 지지보의 길이 L은 회전 스프링 부분을 제외한 부위의 보 길이로 취하는데, 끝단의 회전 스프링의 강성이 어떻게 구현되는가에 따라 조금씩 차이가 나지만 그 차이가 전체 지지보의 길이에 비해서 무시할 정도로 작기 때문에 큰 오차를 발생시키지 않는다.

이러한 모델에 대하여 보의 진동방정식을 다음과 같은 경계조건을 대입하여 풀면 식 5와 같은 특성방정식을 얻는다.<sup>(5)</sup>

$$y(0, t) = 0 \quad (1)$$

$$EI \frac{d^2 y(0, t)}{dx^2} = k_1 \frac{dy(0, t)}{dx} \quad (2)$$

$$EI \frac{d^2 y(L, t)}{dx^2} = k_2 \frac{dy(L, t)}{dx} \quad (3)$$

$$EI \frac{d^3 y(L, t)}{dx^3} = M \frac{d^2 y(L, t)}{dt^2} \quad (4)$$

$$\det \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ \beta L & \frac{k_1 L}{EI} & -\beta L & \frac{k_1 L}{EI} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} & m_{34} \\ m_{41} & m_{42} & m_{43} & m_{44} \end{bmatrix} = 0 \quad (5)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

$$EI = \text{빔의 굽힘강성}$$

$$m_{31} = -\beta L \cos \beta L - \beta \sin \beta L$$

$$m_{32} = -\beta L \sin \beta L + \frac{k_2 L}{EI} \cos \beta L$$

$$m_{33} = \beta L \cosh \beta L + \frac{k_2 L}{EI} \sinh \beta L$$

$$m_{34} = \beta L \sinh \beta L + \frac{k_2 L}{EI} \cosh \beta L$$

$$m_{41} = \frac{M}{mL} \beta L \cos \beta L + \sin \beta L$$

$$m_{42} = \frac{M}{mL} \beta L \sin \beta L - \cos \beta L$$

$$m_{43} = \frac{M}{mL} \beta L \sin \beta L + \cos \beta L$$

$$m_{44} = \frac{M}{mL} \beta L \sinh \beta L + \cosh \beta L$$

경계조건 중 식 (2, 3)은 양 끝단에서 회전 스프링에 의한 모멘트와 보의 굽힘 강성에 의해서 생기는 모멘트가 평형을 이루고 있음을 나타내고 경계조건 식 (4)는 지지보 끝에 있는 집중질량에 의해 생기는 관성력과 보의 굽힘 강성에 의해 생기는 전단력이 평형을 이루고 있음을 나타내고 있다. 액츄에이터에 요구되는 조건, 즉, 끝단의 집중질량을 구동점인 보의 끝단에 위치시키는 조건으로 인하여, 저주파수 영역에서는 집중질량의 회전관성 모멘트를 무시해도 무방할 것이다.

특성방정식의 계수들을 모두 무차원화하면 무차원화된 특성방정식을 얻을 수 있고 이 방정식은 앞에서의 특성방정식에 다음의 세가지 무차원변수를 도입한 것과 같게 된다.

$$\eta_1 = \frac{k_1 L}{EI}, \eta_2 = \frac{k_2 L}{EI}, \zeta = \frac{M}{mL}$$

(6)

여기서  $\eta_1, \eta_2$ 는 각각 지지보 끝단의 회전 스프링 강성과 지지보의 굽힘 강성의 비를 나타내고  $\zeta$ 는 끝단의 집중 질량과 지지보질량의 비를 나타내고 이 세가지 무차원변수는 모두 실제 설계시 중요한 설계변수로 사용될 수 있는 것들이다.

### 3. 선정된 파라미터와 동특성

끝단의 집중질량이 동특성에 미치는 영향을 평가해 보자. 앞서 언급한 것 처럼  $\zeta$ 는 집중질량과 지지보의 질량과의 비를 나타낸다. 먼저 집중질량의 효과를 나타내는  $\zeta$ 에 대한 동특성의 영향을 살펴보기 위해  $\eta_1 = \eta_2 = \eta = \infty$ , 즉 완전 고정 조건으로 놓고  $\zeta$ 를 파라미터로 해서  $\zeta$ 의 변화에 따른 모드형상의 변화를 살펴 보았다. (그림 5)

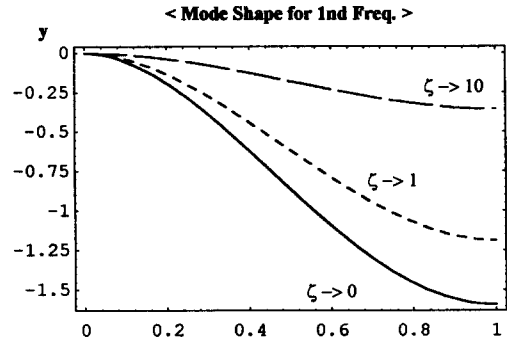


그림 5. (a) 일차 모드와 질량비

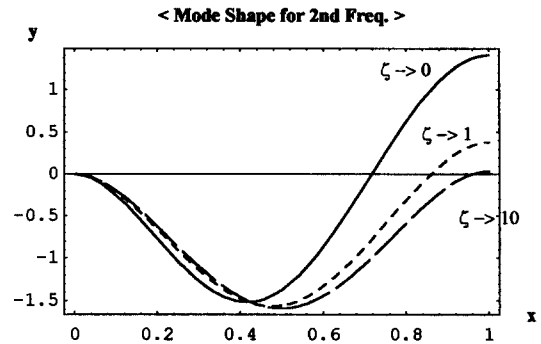


그림 5. (b) 이차 모드와 질량비

액츄에이터를 구동하여 대물렌즈를 원하는 위치로 움직이고자 할 때 1차 모드만으로 구동하는 것이 제어제를 구성할 때 바람직하므로, 2차 이상의 모드의 영향이 끝단에서 적게 나타날수록 좋다. 따라서 그림 5에서 알 수 있듯이  $\zeta$ 의 변화에 따른 끝단의 변화가 1차모드는 완만함에 비해서 2차 모드의 경우는 매우 민감하므로, 설계시  $\zeta$ 의 값이 충분히 크지 않으면 안 된다는 중요한 사실을 알 수 있다.

고유진동수의 경우에는  $\zeta$ 의 변화에 대해 1차모드의 고유진동수는 매우 민감하게 반응함에 비해 2차모드의 고유진동

수는 거의 변화하지 않음을 그림 6에서 알 수 있다. (그림 6에서 무차원 고유진동수란 앞에서 계산한 특성방정식에서 정의한  $\beta L$ 로  $\omega = (\beta L)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho AL^4}}$ 와 같이 보의 고유진동수를 나타내는 값이다.)

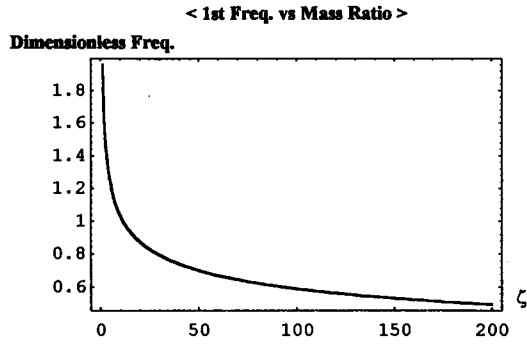


그림 6. (a) 일차 고유진동수와 질량비

경우가 많으므로, 양 끝단의 무차원 강성을 같게 놓고 ( $\eta_1 = \eta_2 = \eta$ ) 동특성의 변화를 살펴보고자 하였다. 실제 액츄에이터의  $\zeta$ 값이 60 근방에 있으므로  $\zeta=60$ 으로 놓고  $\eta$ 값의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 살펴보면 그림 7과 같은 결과를 얻을 수 있다.

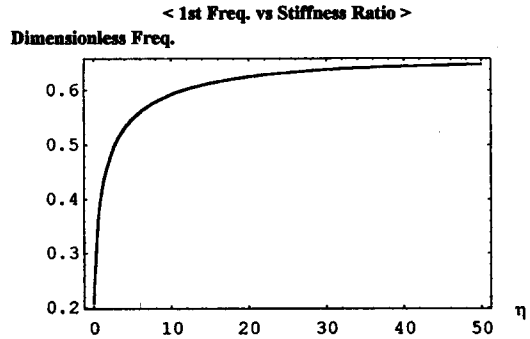


그림 7. (a) 일차 고유진동수와 강성비

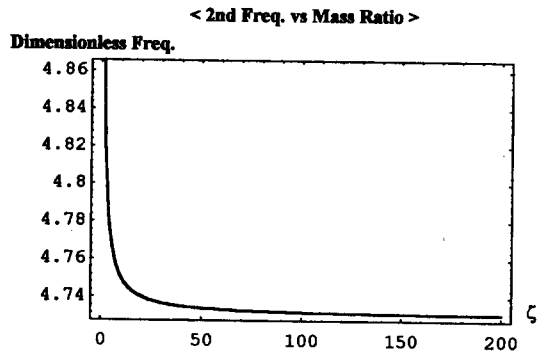


그림 6. (b) 이차 고유진동수와 질량비

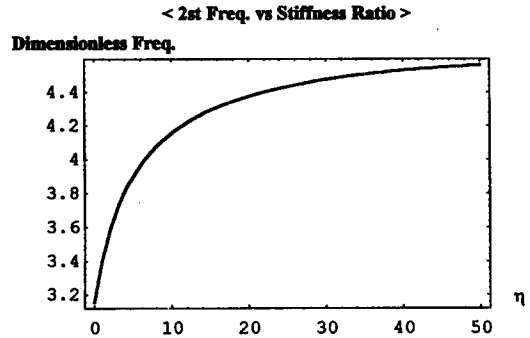


그림 7. (b) 이차 고유진동수와 강성비

이러한 특성은 액츄에이터 설계시 첫번째 고유진동수와 두번째 고유진동수에 대한 제한 조건을 만족시키는데 유용하게 사용될 수 있다. 즉 2차이상의 고차모드의 고유진동수에 대한 제한 조건을 만족시키는 구조를 설정한 뒤에  $\zeta$ 값을 조절하면 1차모드의 고유진동수의 변화가 크기 때문에 2차이상의 고차모드의 고유진동수를 크게 변화시키지 않으면서 원하는 1차모드의 고유진동수를 얻어낼 수가 있다.

다음으로 양 끝단에 존재하는 회전 스프링강성을 나타내는 무차원변수  $\eta_1$ ,  $\eta_2$ 의 변화에 따른 동적특성의 변화를 살펴보자.

실제 액츄에이터에서 양 끝단이 대칭적인 구조를 가지는

그림 7을 살펴보면 1차모드의 고유진동수는 2차이상의 고차모드의 고유진동수에 비해서  $\eta$ 값의 변화에 대해서 매우 민감하게 변화함을 알 수 있고 특히 1차모드의 고유진동수는  $\eta$ 값이 0에서 10사이에서 매우 빠른 속도로 변화함을 알 수 있다. 이러한 결과는 제작공정 중에 생길 수 있는 오차와 관련하여 중요한 점을 시사해준다. 즉 강성값  $k_1 (=k_2)$ 가 지지보의 강성 ( $EI/L$ )에 비해 작은 경우(그림 7에서 알 수 있듯이 이러한 범위에서 고유진동수가 가장 급격하게 변화함을 알 수 있다.)에는 제작공정 상의 작은 오차가 1차 고유진동수에 매우 민감하게 영향을 끼친다. 따라서 제작공

정상 치수오차 등의 오차가 회전스프링강성에 큰 영향을 주지 못하는 구조를 택하는 방법이나 강성을 강화하여  $\eta$ 값의 변화에 대해서 고유진동수의 변화가 민감하지 않은 영역에 고유진동수가 존재하도록 하는 구조를 택해야 함을 알 수 있다.

앞서 보인 결과들을 조합하여 진동특성과 관련한 액츄에이터 설계시 설계지침으로 사용할 수 있도록 그림 9와 같은 도표를 그려 보았다. 그림 8에서 x축은 회전 스프링강성을 나타내는 무차원변수이고 y축은 끝단의 집중질량을 나타내는 무차원변수로 하였는데 이그림을 이용하여 주어진 1차 고유진동수에 따라 적절한  $\zeta$ 와  $\eta$ 를 선정할 수 있을 것이다. 즉, 고유진동수가 정해지면 이 도표에서 그에 알맞는 끝단의 강성과 집중질량의 조합을 쉽게 찾아낼 수 있는 것이다. 또한 그림 8에서 진동수 곡선의 기울기가 급격한 부분은 제작 공정상에서 생기는 필연적인 오차가 그만큼 민감하게 액츄에이터의 동적특성에 영향을 끼친다는 것이 되므로 가능하면 초기 설계시 피해야 하는 부분이라 볼 수 있다.

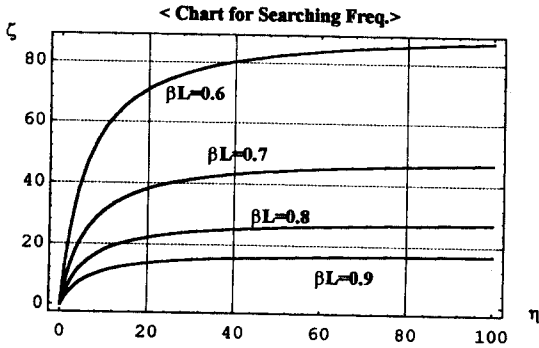


그림 9. 질량비, 강성비 그리고 고유진동수

그림 8의 도표 이외에도  $\eta_1$ ,  $\eta_2$ ,  $\zeta$  이 세가지 무차원 변수와 고유진동수간의 임의의 조합으로 같은 식의 도표를 만들 수 있으며 앞선 그림 8에 대한 설명과 같은 식의 해석을 할 수 있을 것이다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 광피업 액츄에이터의 동적특성과 관련한 주요 설계 변수를 도출하였고, 이 결과를 이용하여 초기설계를 용이하게 하는 방안을 제시하였다. 이러한 연구결과를 바탕으로 많은 시간과 노력을 들이지 않아도 주요한 설계변

수만을 사용하여 초기 설계단계에서 핵심적인 부분에 대한 사양을 결정할 수 있을 것이며, 이를 바탕으로 상세 설계단계에서 보다 창의적인 설계를 수행할 수 있을 것이다.

#### 5. 참고 문헌

1. 임경화, 이용훈, 김석중, 이재원, "고밀도 기록용 광피업의 Acuator 동특성," 95춘계 소음진동공학회 학술대회
2. Lee, T.W., "Vibration Frequencies for a Uniform Beam with One End Spring-Hinge and Subjected to a Translational Restraint of the Other End," J.Sound Vib. 48, 565-568 (1973)
3. Hess, M. S., "Vibration Frequencies for Uniform Beam with Central Mass and Elastic Supports," J. App. Mech. 31. 556-568 (1964)
4. Paros j.M. and Weisbord L., "How to Design Flexible Hinge," Machine Design, November 25, 151-156 (1965)
5. Timoshenko, S. and Young, D., "Vibration Problem In Engineering," 5th ed., John Wiley & Son, New York.