

하드디스크 드라이브용 압전형 마이크로 액추에이터의 비선형 진동 특성

정덕영* · 이승엽† · 김철순**
(2001년 3월 3일 접수, 2001년 10월 17일 심사완료)

Nonlinear Vibrations of Piezoelectric Microactuators in Hard Disk Drives

Dukyoung Chong, Seung-Yop Lee and Cheol Soon Kim

Key Words: Hard Disk Drive(하드디스크 드라이브), Microactuator(마이크로 구동기), Nonlinear Vibration(비선형 진동), Superharmonic Resonance(고조파 공진), Hysteresis(이력)

Abstract

Nonlinear vibration characteristics of a piezoelectric-type micro actuator used for hard disk drives are experimentally studied. The nonlinear characteristics include hysteresis, superharmonic resonance, jump phenomenon, and shifting of natural frequencies. The vibration modes and frequencies of the commercial actuator of the Hutchinson's Magnum series are measured using a laser vibrometer. From harmonic excitation to the PZT actuator, we observe interesting hysteresis patterns with 3 times input frequency. It is shown that the micro actuator has the typical 3 times superharmonic resonances coupled to the first torsional and sway modes of the suspension.

1. 서론

IBM에서 개발된 최초의 하드 디스크 드라이브(hard disk drive, 이하 HDD)인 RAMAC은 20 TPI(track per inch)를 트랙밀도를 갖고 있었으나 매년 급격한 저장용량의 증가로 인해 현재는 약 35,000 TPI의 트랙밀도와 최대 15,000 Mbits/in² 면적밀도를 갖는 HDD가 생산되고 있다.⁽¹⁾ 그 동안 매년 60% 정도의 저장용량 증가율을 보이는 HDD는 최근에는 매년 2배 정도의 증가율을 보이고 있다. 현재의 VCM(voice coil motor)만을 이용한 액추에이터는 주파수 대역폭의 한계로 인해

40,000 TPI 정도 밖에 사용할 수 없기 때문에 그 이상의 트랙 밀도에서는 새로운 구동 방식이 요구된다. 따라서 마이크로 구동기를 하나 더 부착하여 헤드의 정밀한 위치 제어를 가능하게 하는 다양한 형태의 이중 액추에이터(dual actuator) 시스템이 활발히 연구되고 있다.⁽²⁻⁴⁾

VCM의 서보 주파수 대역폭이 제한 받는 큰 이유는 VCM과 마그네틱 헤드 사이의 위치하는 E블록, 서스펜션, 슬라이더 등 여러 기계적 부품 때문에 헤드의 정밀한 위치 제어가 불가능하기 때문이다. 따라서 VCM과 헤드 사이에 마이크로 액추에이터를 장치하여 여러 제한 요소를 피해 서보 주파수 대역폭을 높이고 이로 인해 트랙 밀도를 높일 수 있게 된다.

이러한 이중 구동 시스템은 마이크로 액추에이터의 종류와 구동 위치에 따라 구분할 수 있다. 널리 이용되는 마이크로 액추에이터는 압전형(piezoelectric), 정전기형(electrostatic), 전자기형(electromagnetic) 등이 있다. 또한 구동위치에 대

* 서강대학교 대학원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 서강대학교 기계공학과

E-mail : sylee@sogang.ac.kr

TEL : (02)705-8638 FAX : (02)712-0799

** 삼성 종합 기술원, 정밀기계 lab

한 분류로는 서스펜션 베이스 부분에 위치하여 서스펜션 전체를 구동하는 방법, 서스펜션과 슬라이더 사이에서 슬라이더를 구동하는 방법, 슬라이더와 헤드 사이에서 헤드를 구동하는 방법 등이 있다. 각기 장단점을 가지고 있어 여러 방법이 각각 연구되고 있으나 현재는 압전형 마이크로 액추에이터로 서스펜션 베이스 부분에서 구동하는 방식이 널리 사용되고 있으며 상용 제품이 출시되고 있다.

압전형 액추에이터는 다른 마이크로 액추에이터에 비해 구동력이 크고 최대 이동 가능 변위가 크다는 장점을 가지고 있다. 구동력이 크기 때문에 서스펜션 전체를 구동할 수 있는데, 이렇게 서스펜션 베이스 부분에 액추에이터를 두어 서스펜션 전체를 구동하는 방식을 사용하면 기존의 서스펜션을 거의 그대로 이용할 수 있다는 장점이 있다. 또한 복잡한 미소가공을 거쳐서 제작되는 다른 방식에 비해서 생산이 용이하며 가격 측면에서도 장점을 가지고 있다. 그러나 압전형 액추에이터는 높은 구동전압을 필요한 단점을 가지고 있으며 특별히 압전소자의 비선형적인 특성이 나타난다는 점에서 정밀 위치 제어에 문제를 초래할 수 있다. 따라서 서보제어기 설계에서 마이크로 액추에이터 시스템의 비선형 진동 특성에 대한 정확한 해석이 요구된다.⁽⁵⁾

본 연구에서는 이러한 압전형 마이크로 액추에이터에서 발생하는 비선형적 특성을 실험적으로 측정하였으며 이를 서스펜션의 진동 모드와 연관시켜 그 특성을 해석하였다.

본 연구에서는 압전형 마이크로 액추에이터가 서스펜션 베이스부분에 부착한 Hutchinson사의 Magnum 5을 사용하였다. Fig. 1은 이중 구동기의 실제 모습을 보여주는데 베이스 플레이트와 로드빔 사이를 얇은 폴렉처로 연결하여 연결부분을 중심으로 좌우로 미소 상대운동이 가능하게 하였다. 그 위에 두개의 얇은 PZT 물질을 두어 한쪽 끝은 고정된 베이스플레이트 위에 부착시키고, 다른 한쪽 끝은 움직임이 가능한 로드빔의 끝 부분에 위에 부착하였다. 두개의 마이크로 액추에이터는 서로 반대로 작용하여 한쪽이 길이가 늘어나면 반대쪽은 줄어들게 되어있다. 따라서 로드빔이 마이크로 액추에이터를 중심으로 회전하여 슬라이더가 좌우로 미세하게 움직이게 설계되었다. 다시 말해 Fig. 1에서 위쪽의 PZT가 줄어들고 동시에 아래쪽의 PZT가 늘어나면, 슬라이더는 위쪽으로 움직이게 되는 것이다. 이에 사용된 PZT 액추에이터는 길이 3mm 너비 1.232mm 두께 0.2155mm로 두 개가 사용되었다. PZT의 작동 전압은 최대 42V 이며 구동기의 가능 변위는 $\pm 1 \mu\text{m}$ 가 되도록 설계되었다.⁽³⁾

서스펜션은 기존의 18mm 서스펜션과 달리 길이가 13mm로 짧아진 서스펜션을 사용하였다. 이로써 응답성능을 향상시켜 주파수 대역폭을 넓혔다. 두께 0.085mm의 로드빔은 굽힘 모드의 강성을 높여 고유진동수를 증가시키고, 그 중간에 두께 0.025mm의 굽힘 영역(bending region)을 두어 디스크 표면을 슬라이더가 잘 따라갈 수 있도록 순응도를 보완하였다.

2. 서스펜션 형상

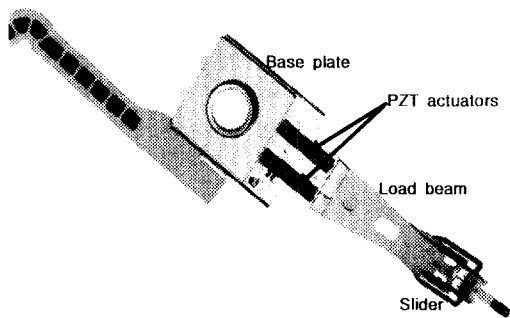


Fig. 1 Hutchinson's PZT dual actuator

3. 진동 모드 실험

3.1 실험방법

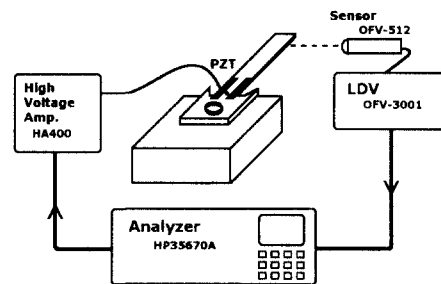


Fig. 2 Schematic of experimental setup

압전형 액추에이터의 비선형 특성을 알아보기 전에 액추에이터 시스템의 진동 모드를 실험적인 방법으로 구하였다. 유한요소법을 이용하여 모드를 구할 수도 있으나 서스펜션의 모드들은 이미 널리 연구되어 있으므로⁽⁶⁾ 본 연구에서는 실험적으로 서스펜션의 여러 점에서 측정된 데이터를 가지고 진동 모드와 고유진동수를 해석하였다.

서스펜션의 특징을 자세히 알아보기 위해 Fig. 2와 같이 디스크를 제거한 상태에서 실험을 수행하였다. 이 상태에서 실험하게 되면 슬라이더와 서스펜션이 디스크 사이에서 생기는 공기베어링의 영향을 받지 않게 된다. 따라서 디스크 위에서 측정할 때는 잘 보이지 않는 순응도 모드를 측정할 수 있어서 서스펜션의 특징을 자세히 살펴볼 수 있다.

본 실험에는 신호분석기 (HP35670A), 고전압 증폭기 (Eliezer HA400), LDV (Polytec OFV-3001, OFV-512), 오실로스코프가 사용되었다. 먼저 신호분석기에서 나온 전압을 고전압 증폭기에 의해 PZT에 필요한 만큼의 고전압으로 증폭시키고, 이를 PZT 마이크로 액추에이터에 연결시켜 시스템을 구동시켰다. 서스펜션의 변위는 LDV를 이용하여 비접촉으로 측정하였으며, 이를 다시 신호분석기로 분석하였다.

서스펜션의 응답을 측정하기 위해서 본 실험에서는 특별히 외부 가진기를 사용하지 않고 마이크로 액추에이터를 구동시켜 가진하였다. 이에 대한 서스펜션의 응답은 수직방향으로 7점, 수평방향으로 1점에서 측정하여 모드를 해석하였다. 본 실험에서는 13kHz까지의 주파수 응답함수를 분석하였다.

3.2 진동 모드 해석

Fig. 3과 같이 수직방향에서 7점, 수평방향에서 1점을 측정하여 주파수 응답함수를 구하고, 그 각각의 결과를 이용하여 모드를 분석하였다. 각 측정점들은 주요 모드를 확인하기 위하여 정하였

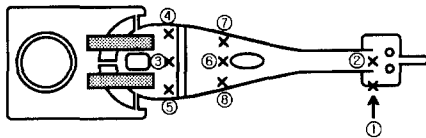
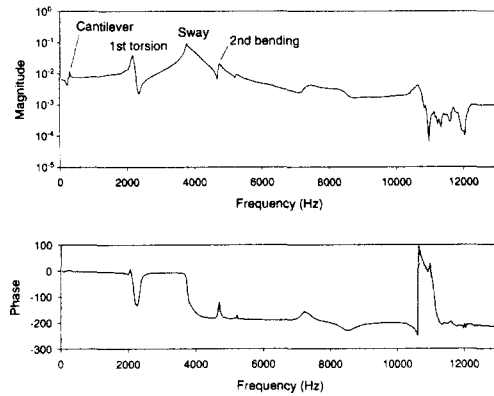


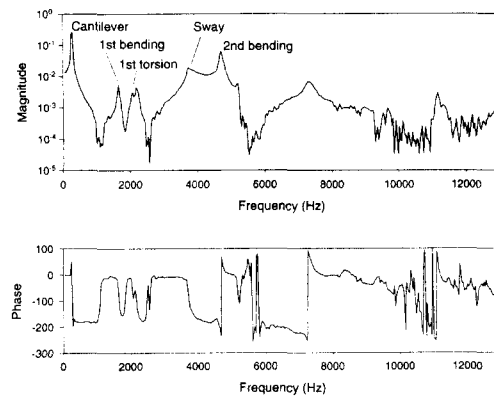
Fig. 3 Seven measured points of suspension

는데, 길이 방향의 점들(②⑥③)은 굽힘 모드등을 확인하기 위해 사용되었고, 같은 길이에 위치하는 점들(③④⑤, ⑥⑦⑧)은 비틀림 모드등을 확인하기 위해 위치를 정하였다. 이미 서스펜션의 모드 형상은 이미 널리 알려져있기에 각 공진값이 어떤 모드에 해당하는가를 알기 위해 각 위치를 선정하였다. Fig. 4는 슬라이더 부근 측정점 ①의 수평방향과 측정점 ②의 수직방향의 주파수 응답함수를 나타낸다.

수평방향의 주파수 응답함수에서는 서스펜션에서 발생하는 외팔보 모드(cantilever mode)와 2차 굽힘모드가 작게 나타난 반면 1차 비틀림 모드와 스웨이 모드가 크게 나타난다. 수평방향의 운동은 트랙오차에 크게 영향을 미치는데 실험 결과로부터 1차 비틀림 모드와 스웨이 모드가 위치 오차를 일으키는 주원인이 됨을 알 수 있다.



(a) Lateral response



(b) Vertical response

Fig. 4 FRF of suspension measured at points 1, 2

Table 1 Modes and natural frequencies

Hz	280	1640	2160	3700	4700
mode	cantilever	1st bending	1st torsion	sway	2nd bending
1	1.0E-02	no peak	4.0E-02	9.0E-02	2.0E-02
2	2.0E-01	5.0E-03	4.0E-03	2.0E-02	6.0E-02
3	6.0E-03	4.0E-03	1.5E-02	9.0E-03	5.0E-02
4	8.0E-03	4.0E-03	1.5E-02	no peak	4.0E-02
5	1.0E-02	4.0E-03	1.5E-02	2.0E-02	6.0E-02
6	9.0E-02	7.0E-03	2.0E-02	2.0E-02	6.0E-03
7	8.0E-02	7.0E-03	2.0E-02	2.0E-02	2.0E-02
8	7.0E-02	7.0E-03	1.5E-02	3.0E-02	7.0E-03

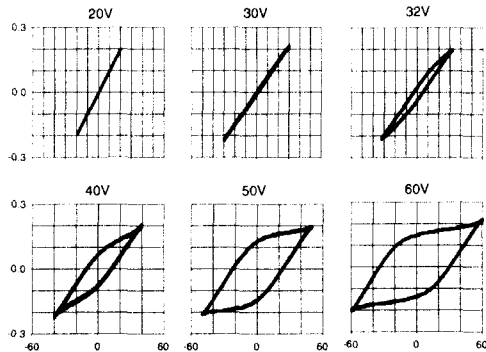


Fig. 5 Hysteresis for various input voltages

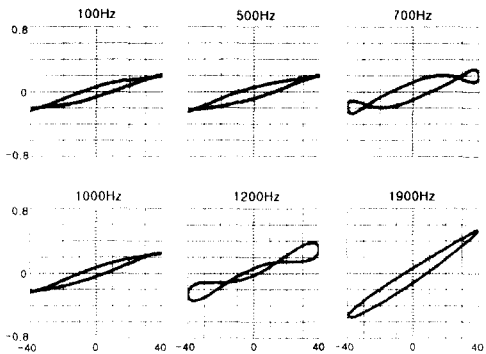


Fig. 6 Hysteresis patterns for various exciting frequencies at 40V

수직방향의 주파수 응답함수에서는 수평방향의 주파수 응답함수에서는 거의 보이지 않던 외팔보 모드와 1차 굽힘모드가 크게 나타나고, 2차 굽힘 모드 상대적으로 크게 나타남을 볼 수 있다. Table 1에는 각 측정점에서의 주파수 응답함수 모드의 진폭을 나타내었다.

4. 비선형 특성 해석

4.1 히스테리시스(Hysteresis)

일반적인 압전형 액추에이터의 비선형 특성으로는 히스테리시스 현상을 들 수 있으며⁽⁷⁾ 본 연구에서 사용된 동일한 압전형 액추에이터를 사용한 실험에서도 히스테리시스 현상이 관찰되었다.⁽³⁾ Fig. 5는 액추에이터의 입력 전압의 변화에 따른 그에 따른 슬라이더의 수평방향의 조화운동 변위를 나타낸 것이다. 30V까지는 선형적으로 응답이 나타내지만 30V 이상이 되면 히스테리시스가 나타남을 볼 수 있다. 또한 두 개의 PZT의 상대적인 길이의 변화로 액추에이터가 미세한 회전 운동을 발생시키기 때문에 양쪽의 PZT가 반대 위상을 가지고 조화운동을 반복하면서 한개의 PZT의 보다는 히스테리시스가 크게 나타난다.

전압의 크기를 변화시킬 경우와 일정 전압 하에서 가진 주파수를 변화시킬 때에도 히스테리시스가 일어남을 볼 수 있다 (Fig. 6). 압전형 액추에이터의 히스테리시스는 전압의 변화에 따른 것으로 알려져 있다. 그러나 본 실험에서는 압전형 액추에이터가 질량을 갖는 서스펜션에 연결되어 있기 때문에 상호 연성된 효과가 주파수 응답에 나타나게 된다. 특히 가진 주파수가 700Hz와 1200Hz에서는 복잡한 히스테리시스 현상이 나타남을 볼 수 있다.

4.2 고조파 공진(Superharmonic Resonance)

30V 이상의 구동전압에서 700Hz와 1200Hz의 가진 주파수에서 발생하는 복잡한 히스테리시스는 실제 주파수의 3배되는 성분이 나타나는 고조파 공진이다. 여기에서 고조파 현상은 PZT 액추에이터 자체의 비선형성에 의한 것보다는 PZT의 비선형성이 서스펜션의 모드와 연성되어 나타나는 현상이다. 히스테리시스가 발생할 때 3배 주파수 공진은 다음의 비선형 이론으로 해석할 수 있다.

전압과 변위의 히스테리시스 그래프에서 두 변수의 관계가 전압이 증가되는 구간에서는 소프트 스프링 ($V = k_0x - kx^3$)과 유사한 형태를 갖게 되며 반대로 전압이 감소되는 구간에서는 하드 스프링 ($V = k_0x + kx^3$)의 경우가 된다. 따라서 액추에이터가 주파수 ω 로 가진 될 때 이론적으로는 다음과 같은 변위의 세제곱 형태의 비선형을 갖는 Duffing의 강제 진동식으로 나타낼 수 있다.

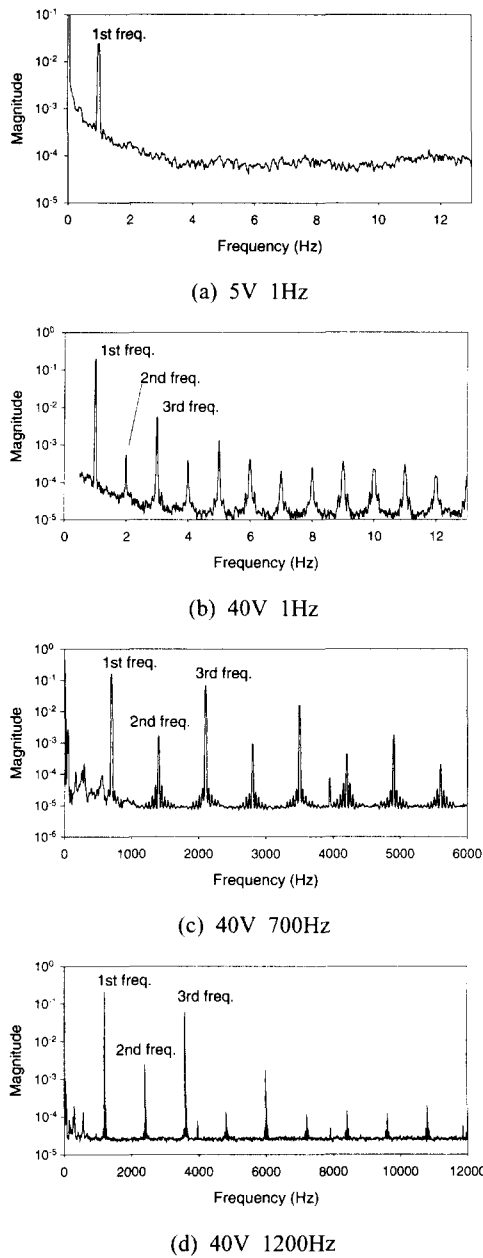


Fig. 7 Frequency response for various cases

$$m\ddot{x} + k_0x \pm kx^3 = V\cos\omega t \quad (1)$$

위의 Duffing 방정식의 조화 가진 해는 기본적인 섭동법⁽⁹⁾을 이용하여 근사해를 구할 수 있는데 가진 주파수 성분 다음으로 3배수 성분의 고조파(superharmonic resonance) 성분이 크게 나타남을 알 수 있다. 이러한 3배수 고조파 성분은 가진

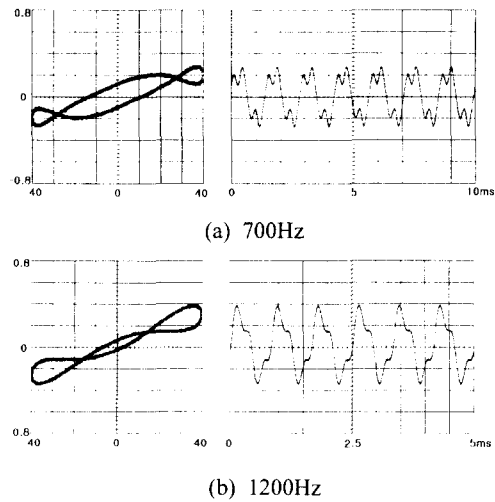


Fig. 8 Superharmonic resonance and the corresponding time signal at 40V

주파수 성분에 비해서는 상대적으로 작기 때문에 대부분의 영역에서는 크게 나타나지 않으나 서스펜션의 진동 모드 주파수가 가진 주파수의 3배에 근접할 때는 서스펜션 모드가 가진 되어 고조파 성분이 크게 나타난다.

이러한 서스펜션과의 연성효과를 자세히 알아보기 위해 먼저 서스펜션의 진동 모드의 영향을 제거하도록 서스펜션에서 처음으로 발견되는 외팔보 모드의 고유 주파수 280Hz보다 낮은 저주파인 1Hz로 가진하였다. Fig. 7(a)와 (b)는 각각 5V와 비선형성이 나타나는 40V에서 1Hz의 저주파로 PZT를 구동시켜 주파수 응답을 나타낸 것이다. 그림 (a)에서는 가진 주파수의 성분만 크게 나타나는 반면, 그림 (b)에서는 가진 주파수의 배수 성분이 나타나는 것을 볼 수 있다. 특히 3배수 주파수 성분(3Hz)이 크게 나타나는 것이 특징이다. Fig. 7의 (c)와 (d)는 고조파 현상이 크게 일어나는 40V의 700Hz와 1200Hz로 가진할 때의 주파수 응답을 나타낸 것이다. 40V에서 1Hz의 주파수 경우보다는 3배수 주파수 성분이 증가하여 1배수 주파수 성분과 10배 혹은 그 이하의 차이 밖에 보이지 않는다. 이로 인해 3배수 주파수 성분이 히스테리시스 응답에 영향을 주어 Fig. 8과 같은 복잡한 형태의 시간 응답이 일어난다.

Table 1로부터 서스펜션의 1차 비틀림 모드와 스웨이 모드의 고유 진동수가 2030 Hz와 3300 Hz임을 알 수 있다. 결론적으로 액추에이터가

700 Hz와 1200 Hz로 가진 될 때 가진 주파수의 3배 성분인 2100Hz와 3600Hz가 1차 비틀림 모드와 스웨이 모드의 고유 주파수에 근접하게 되어 구조적인 공진이 일어나고 이로 인해 3번째 성분이 크게 나타나는 것이다.

기존의 하드디스크 드라이브 서스펜션 설계에서는 주파수 대역폭을 제한하는 요소를 서스펜션의 모드로 보고 이를 피해 대역폭을 정하고 액추에이터를 설계하였으나 압전 액추에이터를 사용할 경우에는 3배수 고조파 현상을 고려해야 한다. 따라서 마이크로 액추에이터를 사용한 시스템에서는 비선형성의 강도에 따라 위치 제어의 주파수 대역폭에 크게 영향을 미칠 수 있음을 알 수 있다.

4.3 고유 주파수 변화와 점프 현상

본 실험을 통해서 발견된 압전형 액추에이터의 또 다른 비선형 특성은 입력전압이 증가할수록 고유 주파수가 감소한다는 사실이다. Fig. 9에서 보는 바와 같이 5V에서는 1차 비틀림 모드와 스웨이 모드의 고유 주파수가 2100Hz와 3700Hz인 반면에 전압이 증가할수록 고유 주파수는 점차 감소하여 40V에서는 각각 2030Hz와 3300Hz로 나타난다. 이러한 감소는 진폭이 큰 모드에서 더욱 크게 나타난다. 고유 주파수의 감소는 스웨이 모드가 가장 크게 나타나고, 그 다음으로 1차 비틀림 모드의 고유 주파수 감소가 많이 되나 다른 모드는 큰 변화가 없다. 또한 전압의 높아짐에 따라 해당 모드의 진폭이 점점 완만해 지는 경향을 볼 수 있다. 이러한 경향은 특히 스웨이 모드에서 두드러지게 나타나는데, 1차 비틀림 모드와 비교해 볼 때, 5V에서는 스웨이 모드의 진폭이 훨씬 크나, 40V에서는 두 모드의 진폭이 비슷해 짐을 알 수 있다.

또한 비선형성이 나타나는 40V에서 주파수 응답함수를 자세히 살펴보면 주파수를 서서히 증가시킬 때와 감소시킬 때 진폭이 최대가 되는 공진 주파수가 다르게 나타난다. 이러한 현상은 진폭이 가장 큰 스웨이 모드 주위에서 가장 크게 나타난다 이를 Fig. 10에 나타내었다. 주파수를 높이며 구한 스웨이 모드의 고유진동수 약 3330Hz이지만 낮추어 가며 측정한 고유진동수는 약 3260Hz 정도로 나타난다. 또한 해당되는 진폭의 크기도 차이가 발생한다. 주파수를 높여갈 때 고

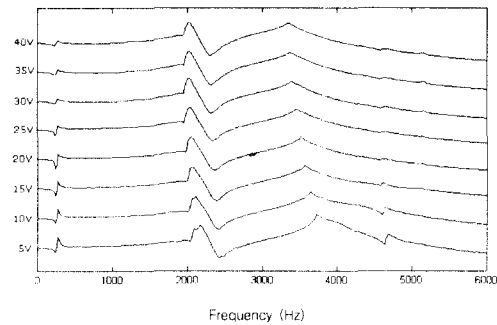


Fig. 9 Frequency shift by changing input voltages

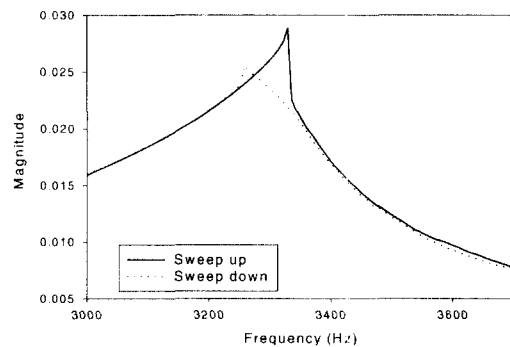


Fig. 10 Jump phenomenon in FRF

유진동수 근처에서 진폭이 급격하게 감소하는 점프 현상을 볼 수 있다. 주파수를 높일 경우 약 22%의 감소하며, 주파수를 낮추어 갈 때는 약 6%의 진폭의 감소를 볼 수 있다. 실험에서 발견되는 점프 현상은 전형적인 Duffing 방정식에 의해 나타나는 것과는 약간의 차이가 있는데 이는 압전 액추에이터의 비선형성에서 나타나는 점프 현상이 서스펜션 시스템과 연성되어 복잡한 형태로 나타나기 때문이라 할 수 있다.

5. 결론

본 연구는 고밀도 HDD의 이중 구동기로 연구되고 있는 압전형 마이크로 액추에이터의 진동 특성을 조사하였다. LDV를 사용한 실험을 통하여 액추에이터 서스펜션부의 진동 모드를 해석한 후 마이크로 액추에이터의 입력 전압과 주파수를 변화시키면서 헤드부의 위치를 측정하여 나타나는 비선형 특성을 알아보았다. 특별히 가진 주파

수의 3배수 성분이 서스펜션의 진동 모드를 가진 하는 고조파 공진이 일어남을 확인하였다. 본 연구를 통하여 수행된 압전형 마이크로 액츄에이터의 비선형 진동 특성 해석은 이중 구동기 서보 제어기 설계에 응용될 수 있을 것이다. 특히 비선형성이 나타나는 범위에서 가동시킨다면 제어기 설계시 구동 주파수의 3배되는 주파수가 공진을 일으키는지 여부 또한 고려되어야 하는 등 여러 가지 제약 조건이 따를 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 정보저장기기연구센터의 지원(2001G0101)으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 이승엽, 1997, "하드 디스크 드라이브의 개발 동향과 고밀도 구현을 위한 기계적 진동 영향," *대한기계학회지*, 37권 4호, pp. 35~42.
- (2) McInerney, B., 2000, "Surveying Micro-Positioning Technology for Advanced Disk Drives," *Data Storage*, August, pp. 24~27.
- (3) Evans, R. B., Griesbach, J. S. and Messner, W. C., 1999, "Piezoelectric Microactuator for Dual Stage Control," *IEEE Trans. on Mag.*, Vol. 35, No. 2, pp. 997~982.
- (4) Niu, Y., Guo, W., Guo, G., Ong, E. H. and Huang, T., 1999, "Piezoelectrically Actuated Suspension for Hard Disk Drives," *Journal of Information Storage and Processing Systems*, Vol. 1, pp. 321~327.
- (5) Uchino, K., 1997, *Piezoelectric Actuators and Ultrasonic Motors*, Kluwer Academy Publishers
- (6) 김정주, 전정일, 변용규, 노광춘, 정정주, 정태건, 1997, "고트랙밀도 HDD 서스펜션의 동특성 해석," *대한기계학회논문집*, 21권 11호, pp. 1885~1895.
- (7) Adriaens, J. de Koning, W. and Banning, R., 1997, "Design and Modeling of a Piezo-Actuated Positioning Mechanism," *IEEE Conf. on Decision & Control*, pp. 1978~1983.
- (8) Nayfeh A. H. and Mook, D. T., 1979, *Nonlinear Oscillations*, John Wiley & Sons.