

< 논 문 >

고트랙밀도 HDD 서스펜션의 동특성 해석

김정주* · 전정일* · 변용규** · 노광춘** · 정정주*** · 정태건****

(1997년 2월 28일 접수)

Suspension Dynamics of HDD for High Track Density

Chung Joo Kim, Jeong Il Chun, Yong Kyu Byun, Kwang Choon Ro,
Chung Choo Chung and Tae Gun Jeong

Key Words : Hard Disk Drive(하드 디스크 드라이브), Head-Gimbal Assembly(헤드-김벌 어셈블리), Suspension(서스펜션), Modal Testing(모드시험), Sway Mode(스웨이모드)

Abstract

As track density needs to increase to the order of 10, 000 tpi, the suspension has become a critical component in hard disk drives. One of the main obstacles to attain high track density is the structural resonances of the suspension in lateral direction. We investigate the suspension dynamics through the experimental modal analysis and the finite element method. An LDV (laser Doppler vibrometer) is employed to measure the response of the suspension which is excited by a shaker and an impulse hammer for the free condition and the loaded condition, respectively. After comparing the experimental and numerical results, we study how the initial geometry of the bend region affects the suspension dynamics. It is found that the natural frequency of the sway mode decreases as the bend ratio and the bend angle increase. The shape of torsional mode changes as the mass of a slider increases, resulting in a local decrease in the natural frequency.

1. 서 론

하드 디스크 드라이브(hard disk drive)는 개인용 컴퓨터로부터 슈퍼 컴퓨터에 이르기까지 다양한 용량의 보조기억장치로 사용되고 있다. 1957년 세계 최초의 임의탐색(random access) 자기기억장치인 IBM 350 시스템이 발표된 이래,⁽¹⁾ 하드 디스크 드라이브의 성능과 용량은 비약적으로 발전하여, 현재 생산되고 있는 하드 디스크 드라이브의 자기기록밀도는 초기에 비해 십만 배 이상이나 증

가된 것으로 알려져 있다.^(2,3) 하드 디스크 드라이브의 데이터 저장능력은 단위면적당 저장되는 데이터의 양에 의해 결정된다. 현재 일반적인 하드 디스크 드라이브 면적밀도는 400~800 Mb/in², 트랙밀도는 4000~6000 tpi(tracks per inch), 선형밀도는 80~160 kbp(kilobits per inch) 정도로, 하나의 데이터 비트의 크기는 대략 길이 0.2 μm, 폭 5 μm 이므로 데이터의 저장능력을 향상시키기 위해서는 선형밀도 쪽보다는 트랙밀도 쪽에 더 많은 개선의 여지가 있다.

실제로 트랙피치를 현재보다 더 줄이기 위해서는 많은 기술적 문제들이 해결되어야 한다. 그 중에서도 가장 심각한 문제는 VCM(voice coil motor), 액츄에이터 암(actuator arm), 서스펜션(suspension), 슬라이더(slides) 등으로 구성되는 트랙위치제어

*회원, 건국대학교 대학원 기계공학과

**회원, 삼성종합기술원 정밀기계연구실

***한양대학교 전기전자공학부

****회원, 건국대학교 기계공학과

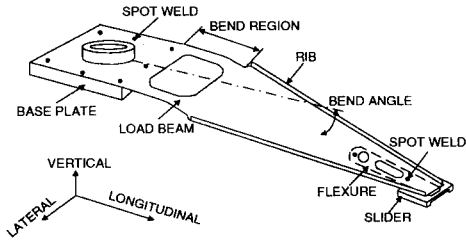


Fig. 1 Type 850 LSF suspension with a slider

서보루프의 밴드폭이 현재 500 Hz 정도로 제한되고 있다는 점이다. 서스펜션이 낮은 공진주파수를 갖게 되면 액츄에이터 서보시스템의 밴드폭이 제한되므로 하드 디스크 드라이브의 성능향상, 특히 트랙밀도 향상에 큰 장애가 된다.⁽⁴⁾ 하드 디스크 드라이브의 면적밀도를 높이기 위해서는 우선 선형밀도를 높여야 하므로 디스크 주축모터의 회전속도를 높여야 하는 노력이 계속되고 있다. 그 결과 극히 작은 간격(50 nm 이하)의 입출력 헤드와 디스크 사이에는 점점 더 불안정한 상태의 공기베어링 막이 형성된다. 기본적으로 극히 작은 간격을 유지하면서 고속회전 디스크 표면에 떠 있게 하기 위해서는 입출력 헤드를 지지하는 구조물의 강성을 낮출 수밖에 없다. 그러면 구조물의 고유진동수는 낮아지고 결과적으로 서보 루프의 밴드폭 또한 낮아지게 된다. 이것이 현재 트랙피치를 쉽게 향상시키지 못하는 가장 큰 원인이다.

하드 디스크 드라이브에서 서스펜션은 입출력 헤드를 지지하는 가장 유연한 구조물(Fig. 1)이므로 서스펜션의 동특성에 대한 연구는 트랙밀도 개선에 있어서 매우 중요한 부분이다. 여기서 서스펜션은 관례적으로 로드빔(load beam)이라고 불리는 부분과 김벌(gimbal) 또는 플렉서(flexure)라고 불리는 부분을 합쳐서 가리키는데 경우에 따라서는 김벌을 제외하고 로드빔만을 서스펜션으로 부르기도 한다. 로드빔은 헤드의 수직방향 운동에 대해 자유도를 부여하면서 트랙방향의 진동을 방지하기 위한 구조로 되어 있고, 대략 길이는 20 mm 이내, 두께는 0.07 mm 정도의 스텐인레스 스틸박판으로 되어 있다. 김벌은 슬라이더의 피치와 롤운동에 대한 자유도를 부여해 주기 위해 로드빔과 슬라이더 사이에 설치되는 두께 0.03 mm 정도의 매우 유연한 구조물이다. 이 서스펜션 구조물의 크기는 하드 디스크 드라이브의 소형화 추세에 따라 계속 작아지고 있고, 그 형태도 끊임없이 변화하여 최근에는

로드빔과 김벌을 일체화시키려는 추세로 나아가고 있다.⁽⁵⁾

서스펜션의 설계에서 공기베어링 측면을 고려하면 수직방향의 공기베어링 하중을 전달함과 동시에 수직, 피치, 그리고 롤방향의 자유도를 충분히 제공해 줄 수 있어야 하고, 트랙위치제어 측면을 고려하면 가능한 한 강성을 높여 구조물의 고유진동수를 상승시켜야 한다. 이와 같이 서로 상충되는 설계요구조건을 만족시키기 위해서는 실제로 공기베어링이 작용되고 있는 상태의 서스펜션에 대한 동특성 해석이 필요하다. 서스펜션의 해석방법으로는 유한요소법을 이용한 수치계산과 모드시험을 통한 동특성 실험 등이 있다. 특히 최근에 사용되는 서스펜션의 복잡한 형상을 고려할 때 이론적 동특성 해석은 유한요소법에 의존할 수밖에 없다. 유한요소해석을 통해 구조물의 동특성에 영향을 미치는 변수에 대한 해석을 수행할 수 있으며, 이를 통해 서스펜션에 대한 새로운 설계기준을 제시할 수 있다.

서스펜션의 동특성 실험에 있어서 특별히 고려되어야 할 사항은 서스펜션과 같이 작고 유연한 구조물의 가진방법과 응답측정방법의 선정이다. 일반적으로 사용되는 가진기, 스텐어(stinger), 충격해머 등은 서스펜션에 비해 너무 크기때문에 사용할 수 없다. 따라서 공기제트나 자기력 등을 이용한 비접촉 가진방법이 제안된 바 있지만 그 크기와 구조적 특성때문에 현재 널리 사용되는 회전형 액츄에이터 시스템에 대해서는 적용이 매우 힘들다.^(6,7) 또 서스펜션의 응답측정에 있어서도 기존의 가속도계와 같은 부착형 센서는 사용할 수 없으므로 용량형 변위측정계 또는 레이저진동계(laser Doppler vibrometer) 등과 같은 비접촉, 고정도 측정장치를 이용하여 그 응답을 측정해야 한다.⁽⁸⁾

본 연구에서는 특별히 고안된 가진방법에 의해 작동상태의 서스펜션을 가진하고 LDV를 이용하여 서스펜션의 진동응답을 측정함으로써 모드해석을 실시했다. 이 실험결과를 기초로 하여 유한요소 모델의 타당성을 입증한 후, 서스펜션의 동특성에 영향을 미치는 각 형상인자에 대한 해석을 실시했다.

2. 서스펜션의 형상

서스펜션 시스템 또는 헤드-김벌 어셈블리(head gimbal assembly)는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 서

스펜션, 플렉서, 슬라이더 등으로 구성된다. 본 연구에서는 Hutchinson사의 Type 850 LSF(Laterally Stiff Flexure) 서스펜션과 Seagate사의 NPAB(Negative Pressure Air Bearing) 슬라이더로 구성된 서스펜션 시스템을 채택했다. 서스펜션의 길이는 18 mm, 두께는 0.076 mm이며, 측면에 굽힘모드의 강성을 높이기 위한 리브(rib)가 부착되어 있다. 리브의 부착으로 굽힘모드의 고유진동수는 증가하지만 디스크 표면운동에 대한 순응도(compliance)는 떨어지게 된다. 이를 보완하기 위해 리브가 장착되어 있지 않고 두께가 로드빔보다 얇은(0.034 mm) 굽힘영역(bend region)이 설치되어 있다. 서스펜션은 일곱개의 점용접점에 의해 베이스 플레이트에 결합된다. 베이스 플레이트는 액츄에이터 암(actuator arm)에 스웨이지형식으로 장착되어 헤드-김벌 어셈블리와 액츄에이터 암을 연결해 준다. 서스펜션의 끝부분에서 두개의 점용접점에 의해 결합되는 플렉서의 두께는 0.0305 mm이며, 서스펜션과 슬라이더를 연결해 주고 슬라이더의 운동이 디스크의 형상 및 운동에 순응하면서 따라가도록 해 준다. 플렉서와 슬라이더는 접착제로 부착되어 있고, 플렉서의 접촉면에는 서스펜션쪽으로 돌출된 반구모양의 돌기가 형성되어 있다. 딤플점(dimple point)이라고도 하는 이 반구는 서스펜션의 하중(load force)을 슬라이더에 전달하고 공기베어링에 의해 형성된 슬라이더의 부상력을 서스펜션에 전달하는 역할을 한다. 그리고 딤플점에서는 면 접촉이 아닌 점접촉상태를 유지하므로 서스펜션에 대해서 슬라이더의 피치 및 볼방향 회전운동이 구속을 받지 않도록 해 준다.

3. 자유상태의 모드실험

3.1 실험방법

자유상태란 슬라이더와 서스펜션이 공기베어링의 영향을 받지 않고 운동하는 상태이다. 자유상태의 모드해석은 측정이 매우 어려운 작동상태의 동특성에 대한 기초자료가 되며, 작동상태에서는 나타나지 않는 순응도모드(compliance mode)를 확인할 수 있고, 유한요소 모델의 기초자료로도 활용될 수 있다.

헤드-김벌 어셈블리와 같이 작고 유연한 구조물의 모드해석에서 가장 중요한 사항은 측정가능한 가진시스템과 가진에 대한 시스템의 응답측정이다.

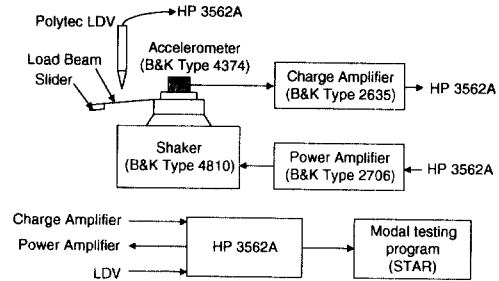


Fig. 2 Experimental apparatus for modal testing of a free suspension

헤드-김벌 어셈블리를 가진하는 방법에는 여러 가지가 있으나 대표적인 방법은 충격해머와 가진기를 이용하는 방법이다. 충격해머를 이용하는 경우에는 실험이 비교적 간단하나 반복적으로 정확한 가진력을 가할 수 없다는 단점이 있다. 한편 가진기에 의한 가진방법은 다양한 입력신호를 시스템에 가할 수 있어 입력의 제어가 용이하지만, 가진기의 구동을 위한 추가적인 장비와 이들 장비내 회로의 고유진동수가 측정에 영향을 미칠 수 있다는 단점이 있다. 본 실험에서는 서스펜션을 직접 가진하는 대신에 가진기로 베이스 플레이트를 가진하는 방법을 채택하였다. 이 방법에서는 서스펜션에 비해 충분히 강성이 큰 고정구를 제작하여 그 고정구를 가진하기 때문에 서스펜션의 동특성에 영향을 주지 않으면서 가진할 수 있게 된다. 응답측정방법으로는 여러 가지를 생각해 볼 수 있지만, 서스펜션의 크기를 고려할 때 비접촉방식을 사용하는 것이 바람직하므로 본 연구에서는 LDV를 사용하였다.

자유상태의 실험장치는 Fig. 2와 같다. 실험에 사용된 시편은 신호선이 제거된 상태이다. 신호분석기에서 발생시킨 구동신호를 출력증폭기(power amplifier)로 증폭시켜 가진기를 구동한다. 구동신호는 측정영역에서 일정한 파워 스펙트럼을 제공하는 버스트 칩신호(burst chirp signal)를 사용하였다. 서스펜션에 가해지는 가진력은 가속도계로 측정하고, 가진에 대한 응답은 서스펜션 위의 39점, 슬라이더 위의 4점, 그리고 포인트 모빌리티(point mobility)를 얻기위해 가속도계 위의 1점, 도합 44점의 속도를 LDV로 측정하여 상용 모드해석용 프로그램(STAR)으로 모드해석을 실시하였다. 10 kHz까지의 주파수 영역에서 측정된 주파수 응답함수의 예는 Fig. 3과 같다.

3.2 모드 해석결과

Fig. 4는 자유상태의 서스펜션에 대한 모드시험 결과이다. 서스펜션의 굽힘영역에서 발생하는 캔틸레버모드, 그리고 트랙방향으로 작용하는 힙과 슬라이더의 무게중심간의 높이 차에 의해 생기는 슬라이더 롤모드 등은 트랙오차에 거의 영향을 미치지 않는 모드로 순응도모드라고 한다.

1차 굽힘모드 이상은 트랙오차에 영향을 미치는 모드들로 트랙킹 강성모드(tracking stiffness mode)라고 한다. 1차 굽힘모드는 리브의 형상에 의해 크게 영향을 받는다. 서스펜션이 수직으로 굽힘 운동하는 굽힘모드는 슬라이더의 질량에는 크게 영향을 받지 않으나, 서스펜션의 중심선을 기준으로 비틀림이 발생하는 비틀림모드는 슬라이더의 질량에 매우 민감한 것으로 알려져 있다.⁽⁶⁾

하드 디스크 드라이브 액츄에이터의 추세가 선형 액츄에이터에서 회전형 액츄에이터로 바뀜에 따라 서스펜션은 트랙방향으로 구조적 취약성을 나타내게 되었다. 특히 약 7.1 kHz에서 나타나는 스웨이 모드는 모드의 형상이 2차 비틀림모드와 유사하지만 서스펜션의 굽힘영역에서 트랙방향운동을 발생시켜 슬라이더가 트랙방향으로 진동하게 하므로 트랙오차에 가장 큰 영향을 미치게 된다. 일반적으로 하드 디스크 드라이브 서스펜션의 설계는 디스크의 운동을 따라가도록 순응도모드의 주파수를 충분히 낮추고, 트랙킹 서보 시스템의 밴드폭을 최대화할 수 있도록 트랙킹 강성모드의 주파수를 충분히 높여야 하는데 서로 상충되는 이 두 조건을 동시에 만족시키기는 매우 어렵다. 순응도모드중 하나인 캔틸레버모드의 고유진동수와 트랙킹 강성모드중 하나인 스웨이모드의 고유진동수는 모두 서스펜션 굽힘영역의 영향을 많이 받게 되는데, 이 굽힘영역의 기하학적 형상은 서스펜션이 자유상태인지 작동상태인지에 따라 크게 변화하게 된다. 따라서 작동상태의 서스펜션의 동특성에 대해서도 실험을 수행해서 자유상태에서의 결과와 비교해야 한다.

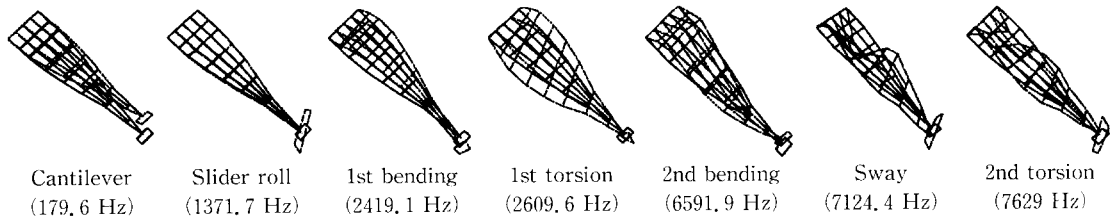


Fig. 4 Measured natural frequencies and mode shapes of a free suspension

4. 작동상태의 모드실험

4.1 실험방법

작동상태란 서스펜션이 슬라이더에 전달하는 하중과 공기베어링에 의한 압력이 서로 평형을 이루고 있는 상태에서 슬라이더가 일정한 부상높이 (flying height, 50 nm 내외)를 유지하면서 트랙위에 떠 있는 상태이다.

작동상태의 서스펜션에 대해 모드해석 실험을 하기 위해서는 가진방법이 가장 큰 문제점으로 대두된다. 즉, 헤드-김벌 어셈블리가 하드 디스크 드라이브의 디스크 위에서 작동되고 있는 상태의 조건과 일치하는 환경이 설정되어야 한다. 가장 쉬운 방법은 디스크를 가진기에 설치하고, 그 위에 슬라이더를 장착시킨 후 정지상태의 디스크를 가진하는 방법이다. 그러나 실제 작동상태에서는 슬라이더의 평면운동이 구속되지 않는 반면에, 정지 디스크 상의 슬라이더는 정지 마찰력에 의해 운동이 구속되므로 트랙방향의 진동모드가 왜곡되어 나타나게 된다.

회전형 액츄에이터의 작동상태에서는 시스템의 기하학적 제한때문에 가진기를 사용하여 직접 서스펜션을 가진할 수 없다. 서스펜션의 베이스 플레이

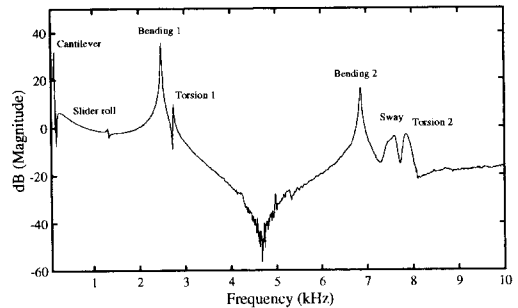


Fig. 3 Measured frequency response function of the vertical motion of a slider/suspension assembly (free case)

트를 다른 구조물로 대체하여 가진하는 방법도 고려해 볼 수 있으나, 이 경우는 서스펜션이 장착된 E-블록의 특성이 완전히 무시되기 때문에 실제 작동상태와는 상당히 다른 결과를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 실제 작동상태의 헤드-김벌 어셈블리의 동특성을 파악하기 위해, 하드 디스크 드라이브를 방진테이블에 고정하고 윗 뚜껑을 개방한 후, 헤드-김벌 어셈블리가 디스크 상에서 작동되고 있는 상태에서 서스펜션과 E-블록의 결합부 근처를 직접 충격해머로 가진하였다. (Fig. 5)

충격해머로 가진할 때 고차모드의 진동을 얻기 위해서는 충분한 에너지를 전달할 수 있는 강도로 시스템을 가진하여야 하며, 가진시간은 매우 짧아

야 한다. 그러나 공기베어링 상태의 파손을 막기 위해서는 어느 정도 작은 에너지로 가진해야 하므로 고주파 영역에서의 측정신호의 기여도(coherence)가 매우 떨어지게 된다. 따라서 공기베어링 상태를 안전하게 유지하면서 충분한 진동을 발생시킬 수 있도록 가진강도 및 측정이득을 조절해 가면서 실험을 수행해야 한다. 특히 본 연구에서는 서스펜션의 44개의 측정점에 대해 LDV를 사용하여 속도를 측정했는데 실험의 정확도를 높이기 위해 각 측정점에 대해 20회 이상의 평균을 취했다. 이와 같이 하여 구한 각각의 주파수 응답함수를 모드 해석용 프로그램(STAR)을 이용하여 해석하였다. 하나의 작동상태의 서스펜션에 대해 실험을 완료하려면 적어도 1000번의 가격실험에 대해 공기베어링 상태가 안전하게 유지될 수 있도록 가진강도를 조절해야 한다. Fig. 6은 작동상태의 주파수 응답함수이다. 실험도중에 확인한 바로는 8~9 kHz까지는 기여도가 떨어지지 않으나 10 kHz 이상에서는 기여도가 매우 떨어지는 것으로 나타났다.

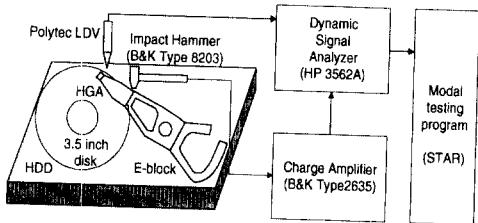


Fig. 5 Experimental apparatus for drive level modal testing

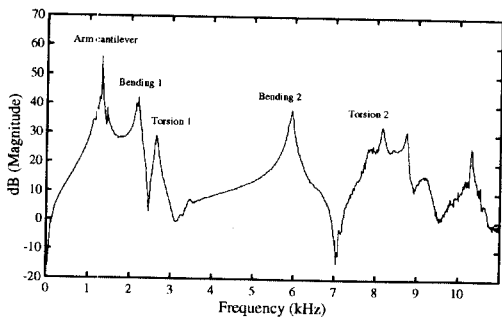


Fig. 6 Measured frequency response function of the vertical motion of a slider/suspension assembly (loaded case)

4.2 실험결과

작동상태에서는 슬라이더의 운동이 공기베어링에 의해 구속되므로 순응도모드는 사라지게 된다. 트래킹모드의 형상에는 큰 변화가 없으나 고유진동수는 상당히 변화하게 된다. Table 1은 자유상태와 작동상태에 대한 트래킹 강성모드의 고유진동수를 비교한 결과이다. 굽힘모드의 고유진동수는 10% 이상 감소하였으나 비틀림모드의 고유진동수는 증가하였다. 한편 트래코차에 큰 영향을 미치는 스웨이모드는 검출되지 않았다. 그 이유는 LDV의 측정방향이 수직방향이어서 트래킹방향의 스웨이모드를 제대로 측정하지 못했기 때문이다. 작동상태의 서스펜션의 형상은 디스크의 회전에 따라 발생하는 공기베어링 압력에 의해 슬라이더 부분이 일정한 부상높이로 부상하므로 전체적인 기하학적 형상이

Table 1 Measured natural frequencies of tracking stiffness modes

Description	Free case (Hz)	Loaded case (Hz)	Difference (%)
Bending 1	2419.1	2150	-11.1
Torsion 1	2609.6	2700	3.5
Bending 2	6591.9	5660	-14.1
Torsion 2	7629.0	8200	7.5

자유상태와는 전혀 다른 형상으로 변화되고 액츄에이터 및 피봇베어링 등과의 연성으로 인해 자유상태의 헤드-김발 어셈블리와는 상당히 다르게 거동함을 알 수 있다.

5. 유한요소해석

5.1 유한요소 모델링

서스펜션의 동특성을 해석하기 위해 MSC/NASTRAN을 이용하여 유한요소해석을 실시했다. 본 연구에 사용된 헤드-김발 어셈블리 모델의 형상과 특성을 고려하여 QUAD 4요소 686개, HEXA 요소 96개, 그리고 TRIA 3요소 10개 등 총 792개의 요소와 1050개의 노드로 이루어진 Fig. 7과 같은 유한요소 모델을 개발하였다. 모델링과정에서 서스펜션의 측면에 설치되는 신호선과 접착제가 사용된 부분 등은 고려하지 않았다.

서스펜션과 베이스 플레이트, 플렉서의 결합에 사용된 점용접점은 각 지점의 노드를 공유시킴으로써 상대운동을 제거하여 나타내었다. 실제 시스템의 용접점은 접합부가 일정한 크기를 갖고 있으므로 노드점 공유만으로는 구속력을 충분히 표현할 수 없다. 이 부족한 구속력을 보완해 주기 위해 용접점 근처에 수직방향의 상대운동을 제거해 주는 복합구속조건(multi-point constraint)을 적용하였다. 댄플점은 서스펜션에 대해서 수직방향의 상대운동만이 제한되고 다른 방향의 운동은 구속되지 않는 상태이다. 댄플점과 서스펜션의 접촉점도 복

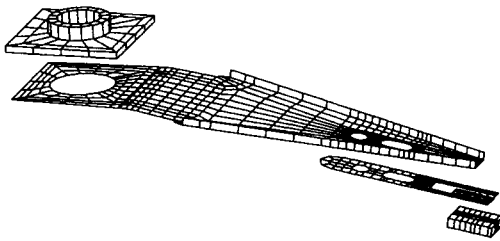


Fig. 7 Finite element model of the head-gimbal assembly

합구속조건을 사용하여 수직방향의 상대운동만을 구속하도록 모델링하였다.

세라믹으로 만들어진 슬라이더의 변형에 의한 진동모드의 고유진동수는 서스펜션 구조물의 고유진동수에 비해 매우 높다. 예를 들어 3370-type 슬라이더의 1차 변형모드는 312 kHz에서 나타나는 1차 비틀림모드로 알려져 있다.⁽⁹⁾ 이와 같이 높은 주파수의 슬라이더의 변형은 주로 10 kHz 내외에서 고려되는 서스펜션의 동특성에 거의 영향을 미치지 못하므로 본 연구에서는 슬라이더를 간단하게 직사각형 요소로 모델링하였다. 본 연구에 사용된 서스펜션, 베이스 플레이트, 플렉서 및 슬라이더의 재료와 물성치는 Table 2와 같다.

일반적으로 서스펜션은 조립시에 일정한 굽힘 각(bend angle)을 주어 굽힘영역의 일부를 변형시킨다. 이 과정을 통해 자기부상 동압 공기베어링(self-acting hydrodynamic air bearing)을 안정화시키는데 필요한 스프링 하중(spring load)이 발생된다. 굽힘각은 베이스 플레이트가 부착된 지점과 굽혀진 로드빔의 각도로 정의된다. 굽힘비율(bend ratio)은 전체 굽힘영역에 대해서 실제로 굽힘이 일어나는 부분의 비율이다. 일반적으로 서스펜션의 동특성에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 서스펜션의 기하학적 형상이다. 특히 굽힘영역의 형상, 즉 굽힘각과 굽힘비율의 변화는 서스펜션의 동특성, 특히 스웨이모드의 동특성에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁰⁾ 본 연구에서의 유한요소 모델은 굽힘비율 25%, 굽힘각 10°로 이루어졌다.

유한요소해석은 자유상태와 작동상태에 대한 해석으로 구분된다. 자유상태는 베이스 플레이트와 액츄에이터 암이 결합되는 부분의 자유도만을 고정하여 모델링하였다. 일반적으로 작동상태를 모델링하기 위해서는 슬라이더 공기베어링의 강성 및 하드 디스크 드라이브의 z-높이(z-height)를 고려하여 경계조건을 설정하여야 하지만, 서스펜션과 플렉서의 강성에 비해 공기베어링의 강성값이 훨씬 크므로 정확한 z-높이 값에 의한 경계조건만으로도 만족할 만한 결과를 얻을 수 있다. 따라서 작동상

Table 2 Material properties of suspension and slider

Material	Young's modulus (GPa)	Density (kg/m ³)	Poisson's ratio
Stainless steel	193	8020	0.32
Al ₂ O ₃ -TiC	390	4200	0.23

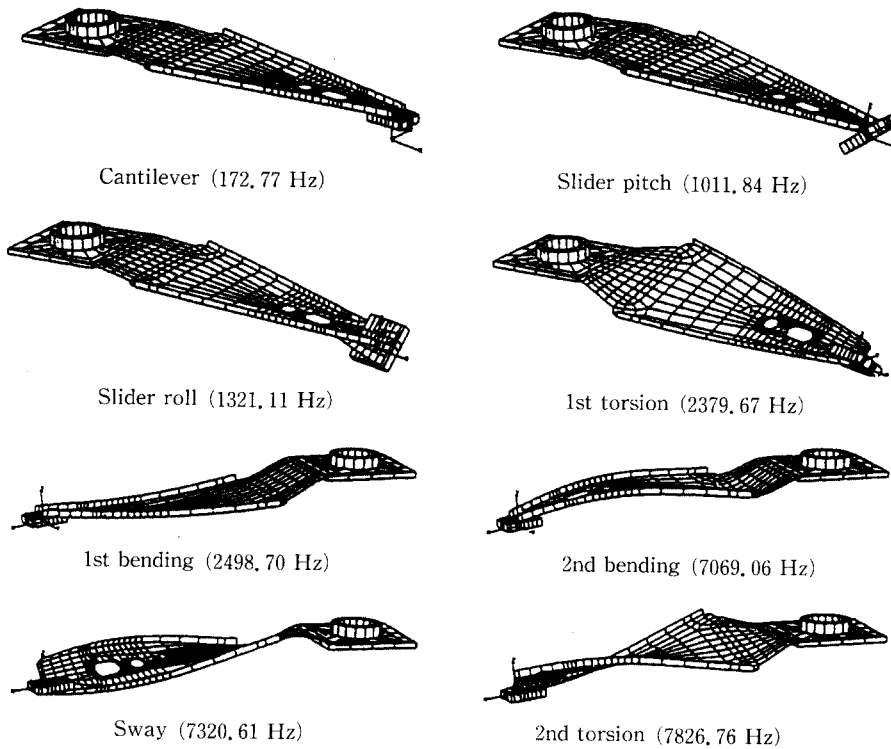


Fig. 8 Natural frequencies and mode shapes (FEM results)

Table 3 Experimental and FEM analysis results for free unloaded case

Description	Experiment (Hz)	FEM (Hz)	Difference (%)
Cantilever	179.6	172.8	0.10
Slider pitch		1011.8	
Slider roll	1356.6	1321.1	-2.62
Bending 1	2419.1	2498.7	3.29
Torsion 1	2609.6	2379.7	-8.81
Bending 2	6591.9	7069.1	7.24
Sway	7124.4	7320.6	2.75
Torsion 2	7629.0	7826.8	2.59

태를 구현하기 위해 슬라이더의 밑면에 변위경계조건을 적용하여 z-높이를 보상하였다. 여기서 z-높이란 완전하게 공기베어링이 형성된 상태에서 베이스 플레이트와 슬라이더 밑면과의 수직 높이차를 말한다. 본 연구 대상 모델의 z-높이는 0.7366 mm이다.

5.2 유한요소해석 및 검증

Fig. 8은 자유상태에 대한 유한요소해석 결과의 일부이다. 슬라이더부분에서 완전히 제거되지 않은 신호선의 영향으로 모드실험에서는 나타나지 않았던 슬라이더 피치모드가 약 1.1 kHz에서 나타났다. 슬라이더 피치모드는 피봇점을 중심으로 슬라이더가 피치방향으로 회전하는 모드로 트랙오차에는 거의 영향을 미치지 않는다. Fig. 8을 보면 2차

Table 4 FEM analysis results

Description	Free case (Hz)	Loaded case (Hz)	Difference (%)
Bending 1	2498.7	2078.0	-16.84
Torsion 1	2379.7	2364.4	- 0.64
Bending 2	7069.1	6339.4	-10.32
Sway	7320.6	6862.4	- 6.26
Torsion 2	7826.6	7500.8	- 4.17

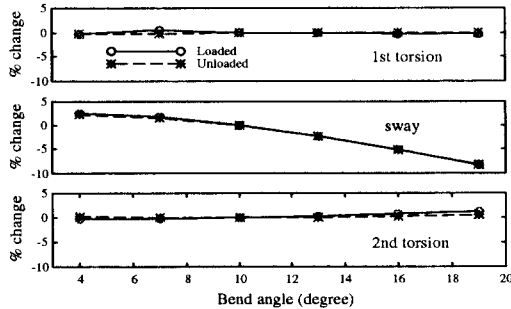


Fig. 9 Changes in resonant frequencies as a function of bend angle

비틀림모드와 스웨이모드의 차이를 확실하게 확인할 수 있다. 스웨이모드는 중심선을 기준으로 트랙 방향운동을 하는 모드이다.

Table 3은 자유상태에 대한 모드해석 실험과 유한요소해석 결과의 비교이다. 1차 비틀림모드와 2차 굽힘모드를 제외한 나머지 모드의 오차는 대략 3% 내외이다.

Table 4는 자유상태와 작동상태의 트랙킹 강성모드의 고유진동수를 비교한 유한요소해석 결과이다. 모드실험 결과와 마찬가지로 굽힘모드의 고유진동수는 10% 이상 감소하였으며, 비틀림모드의 고유진동수도 감소하였다. 굽힘모드의 고유진동수가 크게 감소하는 이유는 자유상태에서 굽힘영역의 수직방향 변형으로 발생했던 캔티레버모드와 리브부분의 변형으로 나타났던 1, 2차 굽힘모드가 작동상태에서는 두 개의 굽힘모드로 결합되어 나타나기 때문이다. 비틀림모드의 경우를 보면, 실험결과에서는 작동상태의 고유진동수가 조금 높은 것으로 되어 있으나(Table 1), 유한요소해석에서는 오히려 조금씩 감소한 결과를 얻었다. 이 원인은 실제 작동상태의 덤플점에서는 어느 정도 마찰력이 작용하고 있는데 반해 유한요소해석에서는 수직방향의 상대운동만을 구속하는 복합구속조건을 이용하여

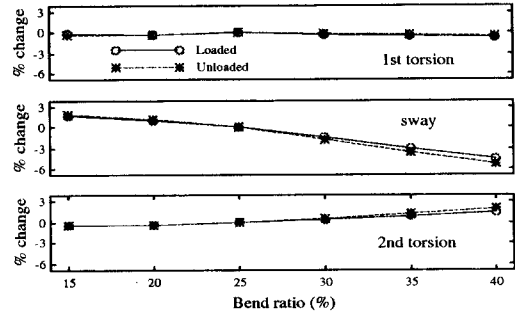


Fig. 10 Changes in resonant frequencies as a function of bend ratio

덤플점을 표현했기 때문에 비틀림방향으로 구속력이 충분히 모델링되지 못했기 때문이다. 작동상태의 서스펜션의 형상은 디스크의 회전에 따라 발생하는 공기베어링 압력에 의해 슬라이더가 일정 부상높이로 부상되므로 전체적인 기하학적 형상이 자유 상태와는 전혀 다른 형상으로 변형되고 E-블록 및 피봇베어링 등과의 연성으로 인해 자유상태의 결과와는 상당히 다른 결과를 보여 주고 있다.

5.3 서스펜션의 동특성 변수 해석

일반적으로 서스펜션의 동특성에 가장 큰 영향을 미치는 것은 서스펜션의 기하학적 형상으로 알려져 있다. 본 연구에서는 실험으로 검증된 유한요소 모델을 사용하여 굽힘영역의 형상, 즉 굽힘각, 굽힘비율, 굽힘영역의 두께변화가 서스펜션의 동특성에 미치는 영향에 대한 해석을 실시하였다. 그리고 슬라이더의 질량이 서스펜션의 동특성에 미치는 영향에 대한 해석도 실시하였다. 본 연구에서 고려한 변수 외에도 서스펜션의 예하중(pre-load)이나 굽힘영역의 물성치 변화 등은 서스펜션의 스웨이모드에 별로 영향을 주지 않으나 리브영역의 두께와 물성치가 증가하면 고유진동수가 증가하는 것으로 알려져 있다.⁽¹¹⁾

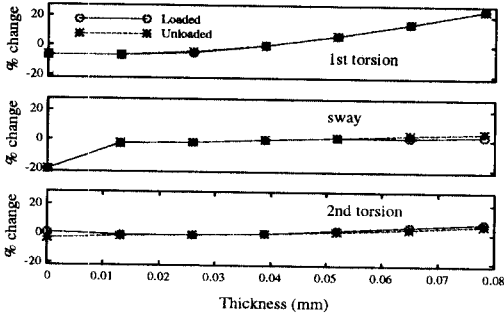


Fig. 11 Changes in resonant frequencies as a function of bend region thickness

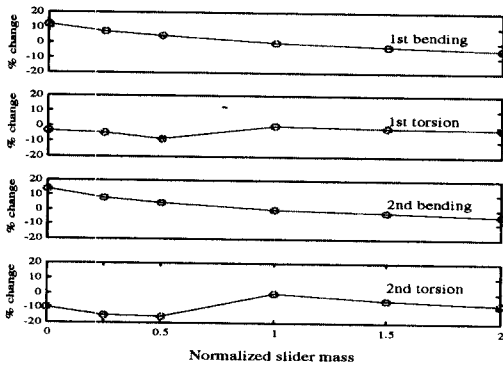


Fig. 12 Changes in resonant frequencies as a function of slider mass

굽힘비율을 25%로 고정시키고 굽힘각을 4, 7, 10, 13, 16, 19°로 변화시켜 가면서 굽힘각의 영향에 대한 해석을 실시했다(Fig. 9). 그림에서 종축은 각 경우의 고유진동수와 기준 굽힘각(10°)에 대한 기준 고유진동수와의 차를 기준 고유진동수로 나누어 백분율로 나타낸 것이다. 비틀림모드의 고유진동수는 굽힘각의 변화에 따라 아주 미세하게 변화하나 스웨이모드의 고유진동수는 굽힘각이 증가함에 따라 크게 감소한다. 그 외의 대부분의 모드들은 굽힘각의 변화에 대해 거의 영향을 받지 않는다.

굽힘비율의 영향을 알아보기 위해서 굽힘각을 10°로 고정하고, 굽힘비율을 15, 20, 25, 30, 35, 40%로 변화시켜 가면서 해석을 실시했다(Fig. 10). 그림에서 종축은 굽힘비율 25%에서의 고유진동수를 기준으로 한 백분율 변화량이다. 대부분의 모드들은 굽힘비율의 변화에 대해 거의 영향을 받지 않으나 스웨이모드의 고유진동수는 굽힘비율이 증가함에 따라 감소하고 2차 비틀림모드의 고유진동수는 증가한다. 1차 비틀림모드의 고유진동수는 굽힘비

율에는 거의 영향을 받지 않는다.

리브의 장착으로 감소되는 서스펜션의 순응도를 향상시키기 위해, 굽힘영역에는 리브를 장착하지 않고 두께도 다른 부분보다 얇게 설계하게 된다. 굽힘영역의 크기 및 두께는 화학적 부식(etching) 공정에 의해 결정된다. 서스펜션의 종류에 따라서는 굽힘영역의 일부가 프레스가공에 의해 제거되어 있는 것도 있다. 슬라이더퍼치와 롤모드는 플렉서에 의한 슬라이더의 운동이므로 굽힘영역의 두께변화에는 무관하나 캔틸레버모드는 굽힘영역의 변형에 의한 서스펜션의 수직운동이므로 매우 민감하게 반응할 것으로 쉽게 예측할 수 있다. 굽힘영역의 두께가 서스펜션의 트랙킹 동특성에 미치는 영향을 알아보기 위해 굽힘영역의 두께를 0, 0.013, 0.026, 0.039, 0.052, 0.065, 0.078 mm로 변화시켜 가면서 해석을 실시했다. (Fig. 11) 그림에서 종축은 두께 0.039 mm에서의 고유진동수를 기준으로 한 백분율 변화량이다. 스웨이모드의 고유진동수는 두께변화에 대해 비교적 둔감하나 1차 비틀림모드는 굽힘영역에서 비틀림이 시작되므로 두께변화에 대해 매우 민감하게 반응한다. 특이한 점은 로드빔에 구멍이 생기는 경우, 즉 두께가 0인 경우에 스웨이모드의 고유진동수가 매우 크게 감소한다는 것이다. 이 때문에 굽힘영역의 일부가 제거된 서스펜션은 하드디스크 드라이브에서 선형 액츄에이터가 주로 사용되던 시절에는 일부 사용되기도 했으나 최근 회전형 액츄에이터 시스템이 주종을 이루게 되면서 거의 사용되지 않고 있다.

실험과정에서 슬라이더의 유무가 서스펜션의 동특성에 매우 큰 영향을 미친다는 사실이 확인된 바 있고, 최근 슬라이더의 크기가 계속 작아지는 추세에 따라 슬라이더의 질량변화가 서스펜션의 동특성에 미치는 영향을 자세히 알아볼 필요가 있다. 본 유한요소해석 모델을 이용하여 슬라이더의 질량을 변화시키면서 자유상태에 대한 해석을 실시하였다. (Fig. 12)

슬라이더가 없는 경우와 있는 경우에 대한 해석 결과를 비교해 보면, 슬라이더가 제거된 경우에는 전체 시스템의 질량감소로 인해 각 모드의 고유진동수가 증가하게 된다. 특히 순응도모드 중에서 슬라이더와 직접적인 관련이 있는 슬라이더퍼치, 롤모드의 변화량이 매우 크며, 트랙킹 강성모드 중에서는 스웨이모드의 변화량이 가장 크게 나타난다. 그러나 예외적으로 비틀림모드의 고유진동수는 슬

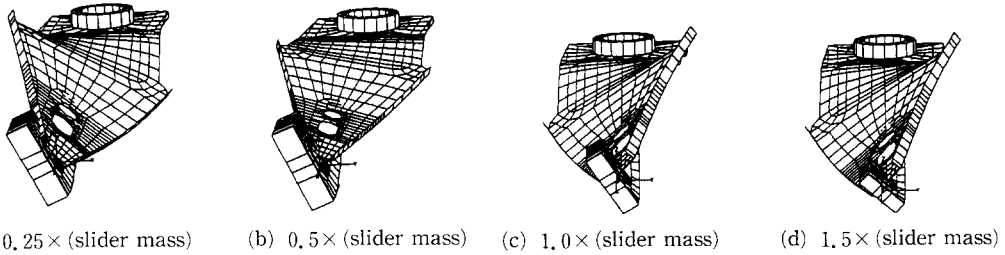


Fig. 13 Torsional mode shapes as a function of slider mass

라이더 제거로 인한 시스템의 질량감소에도 불구하고 오히려 감소된다.

한편 슬라이더의 질량이 증가하는 경우에는, 상대적인 차이는 있으나 각 모드의 고유진동수는 감소하며, 특히 슬라이더피치, 롤모드와 스웨이모드의 고유진동수는 매우 크게 감소한다. 또한 비틀림모드의 고유진동수도 감소한다. 한편 슬라이더의 질량이 감소하는 경우에는 시스템 전체의 질량감소로 인해 각 모드의 고유진동수가 증가하게 된다. 그러나 이 경우에도 비틀림모드의 고유진동수는 오히려 감소한다. Fig. 12에서 보는 바와 같이, 슬라이더의 질량이 기준질량의 0.5에서 1인 구간에서는 비틀림모드의 고유진동수가 증가한다. 그 외의 구간에서는 일반적인 진동특성과 같이 슬라이더의 질량이 증가함에 따라 고유진동수가 감소한다. 이와 같은 결과가 나타나는 이유는 슬라이더의 질량이 증가함에 따라 슬라이더와 서스펜션 진동의 위상이 반전되기 때문이다. (Fig. 13)

6. 결 론

고트랙밀도의 하드 디스크 드라이브를 개발하기 위해서는 서스펜션의 동특성에 대한 연구가 선행되어야 한다. 본 연구에서는 모드시험과 유한요소해석을 통해 하드 디스크 드라이브 서스펜션의 동특성 해석을 실시하였다. 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

가진기로 가진된 자유상태의 모드해석을 통해 순응도 모드, 즉 캔티레버, 슬라이더피치, 롤모드 등을 확인하였으며, 충격해머로 가진된 작동상태의 모드해석을 통해 트랙킹 강성모드, 즉 1차 굽힘, 1차 비틀림, 2차 굽힘, 2차 비틀림모드 등을 확인하였다. 작동상태에서는 굽힘모드의 고유진동수가 급격히 감소하나 비틀림모드의 고유진동수는 증가한다. 한편 트랙오차에 큰 영향을 미치는 스웨이모드

는 작동상태에서는 공기베어링 압력에 의해 굽힘영역이 거의 평평하게 되므로 사라지게 된다. 특히 본 논문에서 구한 작동상태의 실험결과는 E-블록에 장착되어 있는 서스펜션 구조물의 동특성을 나타내고 있는 것으로 실제 작동상태에서의 거동을 보여주고 있다.

서스펜션 구조물의 유한요소 모델을 개발하여 자유상태와 작동상태에 대한 해석을 실시하였다. 자유상태의 해석을 통해 순응도모드, 즉 캔티레버, 슬라이더피치, 롤모드 등을 확인하였고, 작동상태의 해석을 통해 트랙킹 강성모드, 즉 1차 굽힘, 1차 비틀림, 2차 굽힘, 스웨이, 2차 비틀림모드 등을 확인하였다. 이 해석결과를 통해 작동상태에서는 굽힘모드의 고유진동수가 급격히 감소함을 확인하였다.

실험을 통해 검증된 유한요소 모델을 이용하여 서스펜션의 동특성에 영향을 미치는 형상인자에 대한 해석을 실시하였다. 트랙오차에 가장 큰 영향을 미치는 스웨이모드는 서스펜션의 굽힘영역, 특히 굽힘각과 굽힘비율에 반비례하지만, 굽힘영역의 두께변화에는 크게 영향을 받지 않았다. 또한 슬라이더의 질량효과에 대한 해석을 통해 슬라이더 질량이 기준질량의 0.5~1인 구간에서는 서스펜션과 슬라이더 진동의 위상변화로 인해 고유진동수에 변화가 생김을 확인하였다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 핵심전문연구비(941-1000-055-2) 지원으로 수행되었으며, 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Noyes, T. and Dickinson, W. E., 1957, "The

- Random-Access Memory Accounting Machine, II. The Magnetic-Disk, Random-Access Memory," *IBM Journal of Research and Development*, Vol. 1, pp. 72~75.
- (2) Grochowski, E., Hoyt, R. F. and Heath, J. S., 1993, "Magnetic Hard Disk Drive Form Factor Evolution," *JSME International Conference on Advanced Mechatronics*, pp. 521~526.
- (3) Grochowski, E. and Hoyt, R. F., 1996, "Future Trends in Hard Disk Drives," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 32, pp. 1850~1854.
- (4) Oswald, R. K., 1974, "Design of a Disk File Head-Positioning Servo," *IBM Journal of Research and Development*, Vol. 18, pp. 506~512.
- (5) Ohwe, T., Mizoshita, Y. and Yoneoka, S., 1993, "Development of Integrated Suspension System for a Nanoslider with an MR Head Transducer," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 29, pp. 3924~3926.
- (6) Miu, D. K., Frees, G. M. and Gompertz, R. S., 1990, "Tracking Dynamics of Read/Write Head Suspensions in High-Performance Small Form Factor Rigid Disk Drives," *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 112, pp. 33~39.
- (7) Wilson, C. J. and Bogy, D. B., 1994, "Modal Analysis of a Suspension Assembly," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 116, pp. 377~386.
- (8) Bouchard, G., Miu, D. K., Bogy, D. B. and Talke, F. E., 1984, "On the Dynamics of Winchester and 3370-Type Sliders used in Magnetic Recording Disk Files," *Tribology and Mechanics of Magnetic Storage Systems, ASLE SP-16*, pp. 85~89.
- (9) Jeong, T. G. and Bogy, D. B., 1989, "Natural Frequencies of Sliders and Transducers used to Detect Slider-Disk Contacts," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 25, pp. 3725~3727.
- (10) Chiou, S. S. and Miu, D. K., 1992, "Tracking Dynamics of In-line Suspensions in High-Performance Rigid Disk Drives with Rotary Actuators," *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 114, pp. 67~73.
- (11) Jeans, A. H., 1992, "Analysis of the Dynamics of a Type 4 Suspension," *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 114, pp. 74~78.