

지지구조와 헤드-서스펜션-액추에이터의 유연성을 고려한 HDD 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 유한 요소 고유 진동 해석

Finite Element Modal Analysis of a Spinning Flexible Disk-spindle System Considering the Flexibility of Supporting Structures and an Head-suspension-actuator in a HDD

서 찬 희* · 장 건 희† · 이 호 성**

Chanhee Seo, Gunhee Jang and Hosung Lee

(2006년 9월 28일 접수 ; 2006년 12월 18일 심사완료)

Key Words : Dynamics(동역학), HDD(hard disk drive, 하드 디스크 드라이브), FEM(finite element method, 유한 요소법), Rotor Dynamics(회전체 동역학), FDB(fluid dynamic bearing, 유체 동압 베어링), Actuator(액추에이터), Suspension(서스펜션), Air Bearing(공기 베어링)

ABSTRACT

This paper presents a finite element method to analyze the free vibration of a flexible HDD composed of the spinning disk-spindle system with fluid dynamic bearings(FDBs), the head-suspension-actuator with pivot bearings, and the base plate with complicated geometry. Experimental modal testing shows that the proposed method well predicts the vibration characteristics of a HDD. This research also shows that even the vibration motion of the spinning disk corresponding to half-speed whirl and the pure disk mode are transferred to a head-suspension-actuator and base plate through the air bearing and the pivot bearing consecutively. The proposed method can be effectively extended to investigate the forced vibration of a HDD and to design a robust HDD against shock.

1. 서 론

HDD에서 데이터를 기록 및 재생하는 헤드와 회전 디스크 사이의 진동은 디스크의 저장 용량을 결정하는데 주요한 역할을 하기 때문에 HDD의 진동 분석은 HDD 산업에서 중요한 연구 과제이다. 데이터를 기록 및 재생하는 헤드와 회전 디스크 사이의 진동 성분 중 NRRO(nonrepeatable runout)는 디스크와 헤드 사이에서 트랙 비정렬(track misregistration)

을 야기함으로써 정보기억장치의 오작동을 유발시켜 디스크 자기기록의 고밀도화를 저해하는 가장 큰 요인으로 작용하고 있다. 또한 충격에 의한 과도한 진동은 헤드와 디스크 표면의 접촉 및 이로 인한 자기 필름(magnetic film)의 마모를 발생시킬 수 있는 head crash라는 오작동을 유발한다. 그러나 디스크 회전 시에 헤드-디스크 인터페이스의 고유 및 강제 진동을 해석할 수 있는 전체 HDD의 시뮬레이션 모델은 아직 개발되지 않았다. 이는 유연 지지구조와 회전 디스크-스핀들 시스템의 연결이 어렵고 Fig. 1과 같이 여러 베어링, 즉 스핀들 모터의 유체 동압 베어링, 액추에이터의 볼 베어링, 헤드와 디스크 사이의 공기 베어링의 강성 및 감쇠 계수를 예측하기 어렵기 때문이다.

† 책임저자; 정회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : ghjang@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2220-0431, Fax : (02)2292-3406
* 정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과
** 삼성전자 Storage 사업부

많은 연구자들이 회전하는 유연 디스크와 스핀들을 포함한 HDD 고유 진동 해석에 관한 연구를 수행하여 왔으며, Tseng⁽¹⁾ 등은 부분 구조 합성법과 모드 가정법을 이용하여 유연 디스크와 유연 스핀들 지지구조의 일부인 하우징(housing)의 유연성을 고려한 고유 진동 특성을 해석하였다. Jang⁽²⁾ 등은 복잡한 형상의 지지 구조를 가지는 베이스 플레이트와 하우징의 유연성을 고려한 HDD 유연 회전 디스크-스핀들 시스템을 유한 요소법과 부분 구조 합성법을 이용하여 고유 진동 해석을 하였다. 그러나 이들의 연구는 액추에이터를 포함하지 않았기 때문에 회전 디스크와 헤드 사이의 상대 운동에 대한 연구를 수행하지 못했다. 또한 많은 연구자들이 회전 디스크-스핀들 시스템을 제외한 액추에이터의 고유 진동 해석을 수행하였다. Xu, Gao⁽³⁾ 등은 디스크-스핀들 시스템을 고려하지 않고 유한 요소법을 사용하여 피봇 베어링을 가지는 헤드/액추에이터만의 고유 진동 해석을 수행하였다. Jayson⁽⁴⁾과 Gao⁽⁵⁾는 유한 요소법을 사용하여 액추에이터와 정지된 디스크의 연성 효과를 분석하였다. 그러나 이들은 유연 지지 구조와 유체 동압 베어링을 가지는 회전 디스크-스핀들 시스템의 영향을 고려하지 않았다.

이 연구에서는 유체 동압 베어링을 가지는 회전 디스크-스핀들 시스템, 피봇 베어링을 가지는 헤드-서스펜션-액추에이터, 복잡한 형상을 가지가지는 베이스 플레이트로 구성된 유연 HDD의 고유 진동 해석을 수행한다. 또한 이 연구에서는 얇은 서스펜션을 효과적으로 모델링하기 위해 3-D 사면체 요소와 2-D 셸 요소간에 기하학적 적합성을 만족하는 6자유도 2-D 사변형 4절점 셸 요소를 개발하고 서스펜션의 정압을 강성으로 등가시켜 선형 스프링 요

소로 모델링한다. 제안된 해석 방법은 2.5" HDD에 적용하고 해석결과와 실험 결과를 비교하여 이 연구의 타당성을 검증한다.

2. 유한 요소 해석

2.1 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 유한 요소 해석

이 연구에서는 Jang⁽²⁾ 등이 제안한 방법을 적용하여 복잡한 형상의 지지 구조인 베이스 플레이트의 유연성을 고려하고 유체 동압 베어링으로 지지되는 HDD 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 유한 요소 모델을 개발하였다. Fig. 2와 같이 베이스 플레이트,

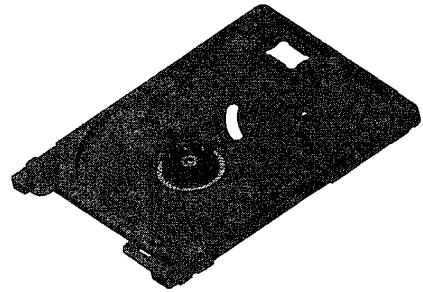


Fig. 2 Finite element model for base plate, sleeve and stator

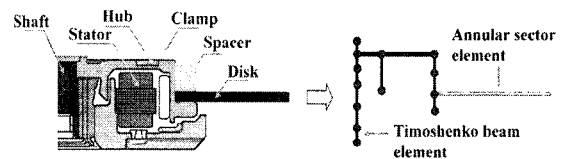


Fig. 3 Finite element model for rotating shaft, spindle and disk

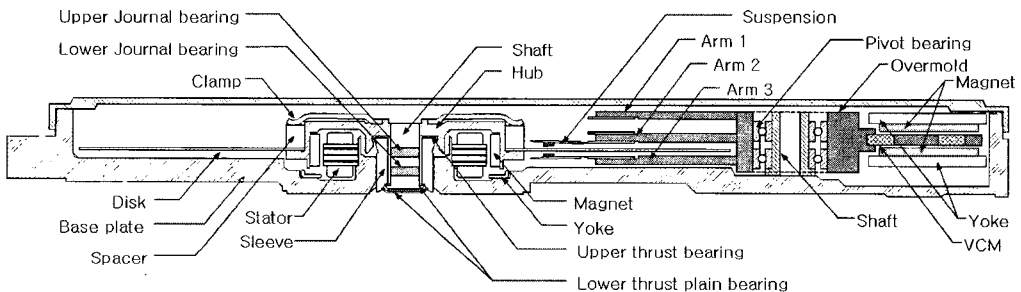


Fig. 1 Mechanical structure of a HDD

스테이터와 유체 동압 베어링의 슬리브를 포함하는 HDD 정지부는 각 절점에서 회전 자유도를 포함한 6자유도를 갖는 4절점 사면체 유한 요소로 분할하고, Fig. 3과 같이 회전하는 스펀들 시스템의 허브와 디스크는 6자유도를 갖는 beam과 annular sector 요소로 분할하여, 회전부와 정지부의 기하학적 적합성 (geometric compatibility)을 유지하였다. 그리고 유체 동압 베어링은 5자유도의 강성 및 감쇠계수로 모델링 하였고 회전부와 정지부 사이에 기하학적 구속조건을 적용하였다. 유체 동압 베어링의 강성 및 감쇠계수를 구하는 데에는 이 연구실에서 개발한 유체 동압 베어링 해석 프로그램인 HYBAP(hydrodynamic bearing analysis program)을 사용하였다⁽⁶⁾.

2.2 헤드-서스펜션-액추에이터의 유한 요소 해석

Fig. 4는 액추에이터의 세부구조를 나타낸다. 액추에이터의 기계요소는 베이스 플레이트와 같이 회전 자유도를 포함하는 사면체 요소를 사용하였고 서스펜션은 회전 자유도를 포함하는 6자유도 사변형 4절점 셀 요소를 사용하였다. 피벗 베어링의 강성 계수는 이 연구실에서 개발한 볼 베어링 해석 프로그램인 WinBAP을 사용하였다⁽⁷⁾. VCM(voice coil motor)에 사용되는 코일은 등방성 재질이 아니라서 코일의 모달 실험을 통해 등가 영률(Young's modulus)이 결정되었다. 코일의 1차 고유 진동수를 측정하고 측정된 고유진동수와 유한 요소법으로 해석한 고유 진동수가 일치하도록 등가 영률을 계산하였다. 서스펜션 예압의 효과는 선형 스프링으로 대체하였다. 예

압이 서스펜션에 작용할 때 서스펜션의 변위는 서스펜션만의 유한 요소 해석을 통해 계산되고 서스펜션의 등가 강성은 예압을 계산된 변위로 나누어 결정하였다. 공기 베어링의 강성 요소는 회전하는 디스크와 헤드 사이에 모델링 되었다.

(1) 서스펜션의 사변형 4절점 셀 요소

얇은 서스펜션이 사면체 요소로 모델링되면 많은 요소수가 필요하게 된다. 이 연구에서는 3-D 사면체 요소와 2-D 셀 요소간의 기하학적 적합성을 만족하는 6자유도 사변형 4절점 셀 요소를 개발하여 힌지(hinge), 플렉서(flexure), 로드빔(load beam)으로 구성된 서스펜션은 셀 요소로 모델링하고 암(arm), 이블록(E-block), 팬테일(fantail)은 사면체 요소로 모델링하였다. Fig. 5와 같이 셀 요소는 4절점 막(membrane)요소와 4절점 평판(bending plate)요소를 조합하여 유도되었다⁽⁸⁾. 막 요소의 변위장과 회전장은 적합 모드, N_i 와 비적합 모드 \bar{N}_i 로 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 u &= \sum_{i=1}^4 N_i u_i + \sum_{j=1}^4 \bar{N}_j \bar{u}_j \\
 v &= \sum_{i=1}^4 N_i v_i + \sum_{j=1}^4 \bar{N}_j \bar{v}_j \\
 \theta_z &= \sum_{i=1}^4 N_i \theta_{zi}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

이 연구에서는 막감현상을 없애기 위해 4개의 비적합모드가 사용된다. Hughes와 Brezzi⁽⁹⁾에 의해 제안된 범함수를 사용하여 얻어진 변형률-변위 관계와 일반적인 응력-변형률 관계를 통해 막 요소에 대한 강성 행렬이 유도되었다. 평판요소의 변위장과 회전장도 적합 모드, N_i 와 비적합 모드 \bar{N}_i 로 다음과 같이 표현된다.

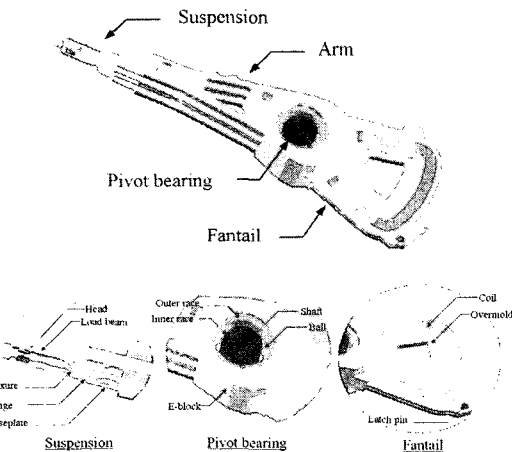


Fig. 4 Mechanical structure of an actuator

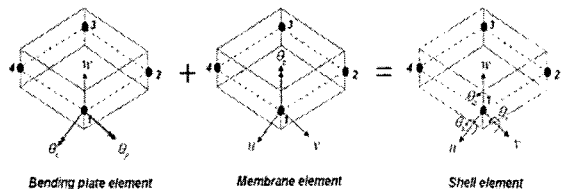


Fig. 5 Quadrilateral 4-node shell element combined a bending plate and a membrane

$$\begin{aligned}
 w &= \sum_{i=1}^4 N_i w_i \\
 \theta_x &= \sum_{i=1}^4 N_i \theta_{xi} + \sum_{j=1}^4 \bar{N}_j \bar{\theta}_{xj} \\
 \theta_y &= \sum_{i=1}^4 N_i \theta_{yi} + \sum_{j=1}^4 \bar{N}_j \bar{\theta}_{yj}
 \end{aligned} \tag{2}$$

이 연구에서는 민들린(Mindlin) 판 이론이 얇고 두꺼운 모델에 모두 적용되도록 4개의 비적합 모드가 사용되었다. 민들린 판 이론을 사용하여 얻어진 변형을-변위 관계를 통해 평판요소의 강성 행렬이 유도되고 전단 잠김현상을 없애기 위해 Donea⁽¹⁰⁾에 의해 제안된 대체전단변형률장이 사용되었다. 질량 행렬은 병진과 회전 자유도를 사용하여 일관성 있게 유도되었다.

(2) 회전 디스크와 기록/재생 헤드의 연결

회전 디스크와 기록/재생 헤드 사이의 공기 베어링은 댐핑이 매우 작은 스프링 요소이다. Fig. 6과 같이 헤드는 축방향 강성을 갖는 스프링 요소로 디스크와 연결된다. 디스크에 부착된 국부 좌표계 $x_2 y_2 z_2$ 는 관성 좌표계에 대한 미소 강체 병진 운동

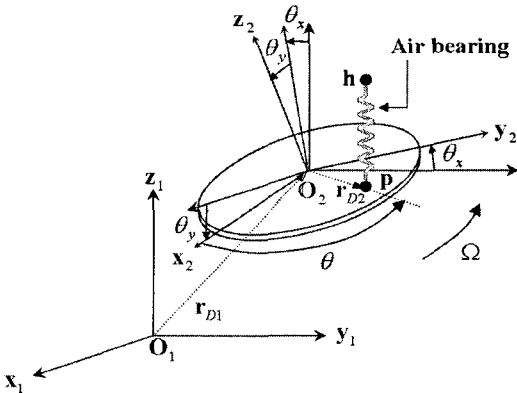


Fig. 6 Connection of the air bearing between spinning disk and head

X_D, Y_D, Z_D 와 각운동 θ_x, θ_y 를 갖는 디스크의 중심에 위치하고 디스크의 탄성변형은 좌표계 $x_2 y_2 z_2$ 에서 표현된다. 식 (3)과 같이 공기 베어링의 변형은 헤드와 헤드에 상응하는 디스크의 한 점의 변위에 의해 결정된다.

$$\Delta \mathbf{R} = \mathbf{R}_p - \mathbf{R}_h \tag{3}$$

디스크 위 한점의 변위, \mathbf{R}_p 는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}
 \mathbf{R}_p &= X_D \mathbf{i}_1 + Y_D \mathbf{j}_1 + Z_D \mathbf{k}_1 \\
 &+ r(\cos \theta \mathbf{i}_2 + \sin \theta \mathbf{j}_2) + w_r \mathbf{k}_2
 \end{aligned} \tag{4}$$

여기서 $\mathbf{i}_1, \mathbf{j}_1, \mathbf{k}_1, \mathbf{i}_2, \mathbf{j}_2, \mathbf{k}_2, r, \theta, w_r$ 은 각각 관성 좌표계의 단위 벡터, 국부좌표계의 단위 벡터, 디스크 위 한점의 반경, 각도, 축방향 탄성 변형을 나타낸다.

헤드의 변위 \mathbf{R}_h 은 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{R}_h = u_h \mathbf{i}_1 + v_h \mathbf{j}_1 + w_h \mathbf{k}_1 \tag{5}$$

여기서 u_h, v_h, w_h 는 각각 x, y, z방향의 탄성 변형을 나타낸다.

공기 베어링의 축방향 변형에 의한 변형 에너지는 반경 방향 변위를 무시하여 다음과 같이 근사화 할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 U(Z_D, \theta_x, \theta_y, w_r, w_h) &= \frac{1}{2} \Delta \mathbf{R}^T \cdot k_{air} \cdot \Delta \mathbf{R} \\
 &\cong \frac{1}{2} k_{air} (Z_D + r \sin \theta \theta_x - r \cos \theta \theta_y + w_r - w_h)^2
 \end{aligned} \tag{6}$$

여기서 k_{air} 는 공기 베어링의 축방향 강성이다. 강체 변위 Z_D, θ_x, θ_y 과 탄성 변형 w_r, w_h 에 대해 식 (6)을 미분하면 공기 베어링의 강성 행렬, \mathbf{K}_{air} 은 식 (7)과 같이 결정될 수 있다⁽¹¹⁾.

$$\mathbf{K}_{air} = k_{air} \begin{bmatrix} 1 & r \sin \theta & -r \cos \theta & 1 & -1 \\ r \sin \theta & r^2 \sin^2 \theta & -r^2 \cos \theta \sin \theta & r \sin \theta & -r \sin \theta \\ -r \cos \theta & -r^2 \sin \theta \cos \theta & r^2 \cos^2 \theta & -r \cos \theta & r \cos \theta \\ 1 & r \sin \theta & -r \cos \theta & 1 & -1 \\ -1 & -r \sin \theta & r \cos \theta & -1 & 1 \end{bmatrix} \tag{7}$$

3. 고유치 수치 해석

3.1 유한 요소 모델의 전체 시스템 행렬

Fig. 7은 1장의 2.5" 디스크를 장착하고 5,400 rpm으로 회전하며 액추에이터를 포함한 HDD 스피

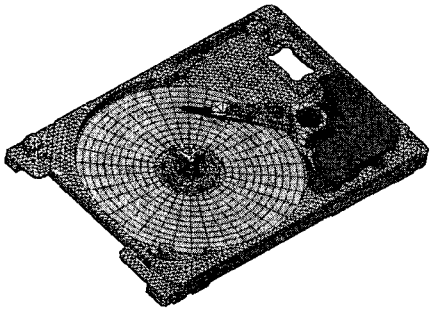


Fig. 7 Finite element model of a HDD spindle system with base plate and an actuator

Table 1 Element number and element type for each substructure of a HDD with an actuator

Component		Element number	Element type
Supporting structure	Base plate	34,532	Tetrahedron element
	Stator	674	
	Sleeve	724	
	Thrust cap	147	
	Thrust yoke	521	
Disk-spindle	Disk	360	Annular sector element
	Shaft	18	Rotating Timoshenko beam element
	Hub	12	
	Spacer and clamp	4	
Actuator	Overmold	4,615	Tetrahedron element
	Latch-pin	48	
	Coil	1,146	
	Arm & E-block	4,160	
	Pivot shaft	3,371	
	Dummy	483	
	Suspension	5,375	
Yoke	Yoke	3,414	Tetrahedron element
	Magnet of yoke	760	
Bearing	Fluid dynamic bearing	5	Spring and damper element
	Air bearing	2	Spring element
	Pivot bearing	2	Spring element

들 시스템의 유한 요소 모델이고, Table 1은 이 시스템에 사용된 요소의 수와 형태를 나타내고 전체 요소수는 60,373이다. 이 연구에서 해석하고자 하는 액추에이터를 포함하는 HDD의 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 운동방정식은 자유도가 매우 크고 회전에 따른 자이로스코픽(gyroscopic) 항과 유체 동압 베어링의 비대칭 동특성 계수로 인해 다음과 같이 비대칭 형태를 가지게 된다.

$$M\ddot{x} + (C+G)\dot{x} + Kx = 0 \quad (8)$$

여기서 M 은 전체 유한 요소 시스템의 질량 행렬, G 는 자이로스코픽 행렬, C 는 감쇠 행렬, K 는 강성 행렬이다. 식 (8)은 비대칭 행렬에 대한 복소수 고유치를 갖는 방정식이 되고 고유치 문제는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\lambda^2 Mu + \lambda(C+G)u + Ku = 0 \quad (9)$$

고유치의 수치해석을 위해 식 (9)를 상태 방정식 형태로 바꾸면 다음과 같은 행렬식을 얻을 수 있다.

$$\lambda \begin{bmatrix} -(G+C) & -M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ \lambda u \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ \lambda u \end{Bmatrix} \quad (10)$$

식 (10)의 고유치 문제를 Arnoldi 반복법을 사용하여 풀면 고유치와 고유벡터를 구할 수 있다⁽¹²⁾.

4. 해석 결과 및 고찰

4.1 해석 결과

Jang⁽²⁾은 액추에이터를 포함하지 않는 HDD 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 고유 진동 모드를 half-speed whirl 모드, 순수 디스크 모드, 지지구조와 연성된 모드로 분류하였다. 이와 유사한 방법으로 액추에이터를 포함한 HDD의 진동모드는 half-speed whirl 모드와 탄성변형 모드로 분류할 수 있다. Table 2는 액추에이터를 포함한 HDD 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 고유 진동 모드를 나타낸다. half-speed whirl 모드는 회전 디스크-스핀들의 강체 모드이지만 회전 디스크의 강체 운동이 공기 베어링을 통해 헤드-서스펜션-액추에이터의 탄성운동을 야기시켜 헤드-서스펜션-액추에이터는 탄성변형을 가지고 있다.

HDD의 탄성변형 모드는 순수 디스크 모드, 디스크 (0,0) 모드, 디스크 (0,1) 모드로 분류할 수 있다. 진동 모드 4와 11은 각각 절 직경 2개와 3개를 가진 순수 디스크 모드와 관련이 있고 헤드-서스펜션-액추에이터의 탄성변형을 발생시킨다. 각 모드들은 회전 속도에 따라 전진(4f, 11f), 후진(4b, 11b) 모드로 분리된다. 모드 4b, 4f, 11f에서 뿔테일(fantail)은 굽힘 운동을 하고 모드 11b에서 뿔테일은 비틀림 운동을 한다. Fig. 8은 진동 모드 4b를 나

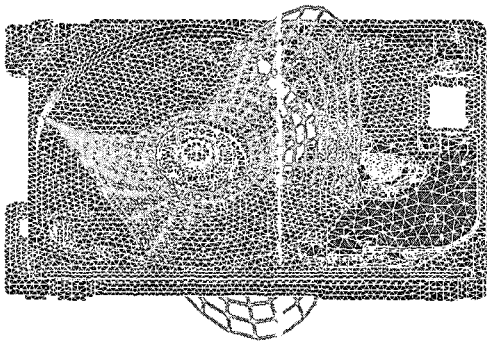


Fig. 8 Simulated pure disk mode with 2 nodal diameters(mode 4)

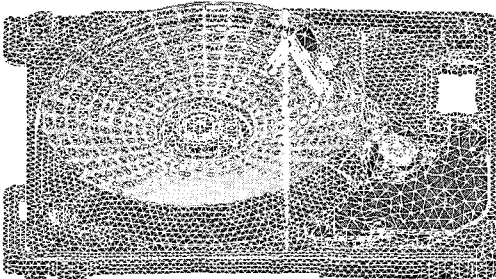


Fig. 9 Simulated disk (0,0) mode coupled with the actuator and base plate(mode 2)

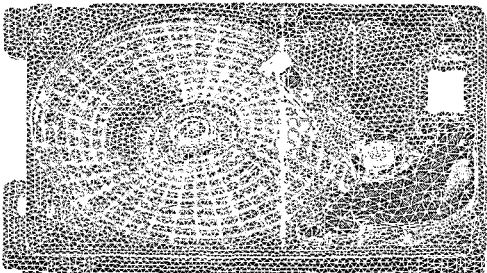


Fig. 10 Simulated disk (0,1) mode coupled with the actuator and base plate(mode 15)

타낸다. 액추에이터가 없는 디스크-스핀들 시스템에서 진동 모드 4, 11은 순수 디스크 모드로서 베이스 플레이트의 운동이 없다⁽²⁾. 하지만 액추에이터를 포함한 디스크-스핀들 시스템에서 디스크의 운동은 공기 베어링과 피봇 베어링을 통해 액추에이터와 베이스 플레이트로 전달되어진다.

진동 모드 2, 3, 5, 6, 7, 8, 9에서 디스크 (0,0) 모드는 액추에이터와 베이스 플레이트의 운동과 연성되고 Fig. 9는 디스크 (0,0) 모드, 암과 뿔테일의 굽힘 모드가 연성된 진동 모드 8을 나타낸다. 진동 모드 1, 10, 12, 13, 14, 15, 16에서 디스크 (0,1) 모드는 액추에이터와 베이스 플레이트의 운동과 연성되고 Fig. 10은 디스크 (0,1) 모드, 암의 굽힘 모드와 뿔테일의 비틀림 모드가 연성된 진동 모드 15를 나타낸다. Table 3은 액추에이터를 포함한 HDD 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 고유 진동 모드를 나타낸다.

4.2 실험 및 해석 방법의 검증

이 해석의 타당성을 검증하기 위해 충격 해머(impact hammer)를 이용한 모드 실험이 수행되었고 실험 결과를 수치 해석 결과와 비교하였다. Fig. 11은 실험 장치도를 나타내고 베이스 플레이트 옆면의 네 점은 나사로 지그에 고정하였다.

Fig. 12는 디스크의 외경을 가진하고 디스크 외경의 응답을 나타내는데 디스크의 외경을 가진할 경우 디스크의 고유 진동 모드가 지배적으로 발생하는 것을 알 수 있다. Fig. 13은 디스크의 외경을 가진하고 헤드의 응답을 나타내는데 이 경우 디스크의 운동이 공기 베어링을 통해 헤드-서스펜션-액추에이터에 전달되어 서스펜션, 암, 뿔테일의 운동과 관련된 진동 모드뿐만 아니라 디스크의 진동 모드(1b, 4b, 4f, 11b, 11f)도 헤드에 전달됨을 알 수 있다.

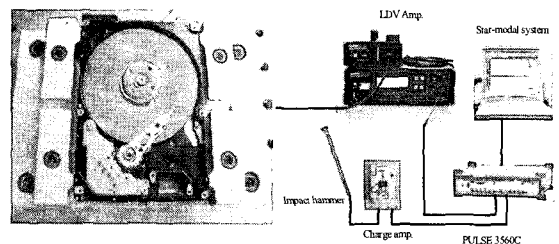


Fig. 11 Experimental setup for modal testing

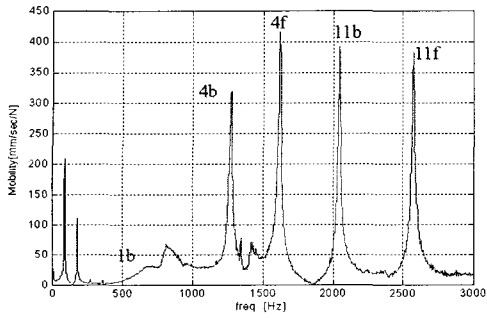


Fig. 12 Frequency response function of the outer rim of the disk with the excitation of the outer rim of the disk

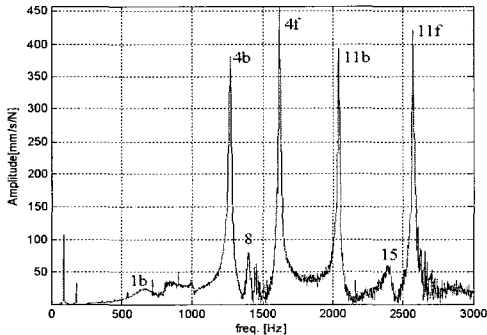


Fig. 13 Frequency response function of the head with the excitation of the outer rim of the disk

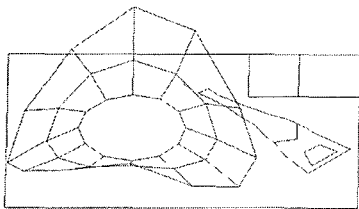


Fig. 14 Measured pure disk mode with 2 nodal diameters(mode 4)

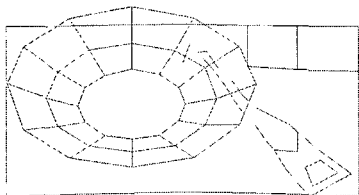


Fig. 15 Measured disk (0,0) mode coupled with the actuator and base plate(mode 2)

Fig. 12에서와 같이 디스크의 외경을 가진할 경우 디스크의 고유 진동 모드가 지배적이어서 지지구조

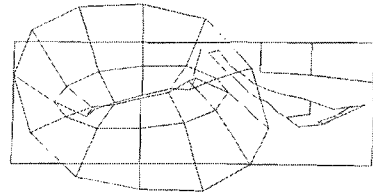


Fig. 16 Measured disk (0,1) mode coupled with the actuator and base plate(mode 15)

Table 2 Comparison between numerical and experimental results of the damped natural frequencies (f_d) for a HDD at 5,400 rpm

Mode number	Simulation		Experiment	Error(%)
	ξ	f_d (Hz)	f_d (Hz)	
Half-speed whirl	4.16E-01	46	-	-
Half-speed whirl	5.12E-01	46	-	-
Mode 1b	7.81E-02	705	700	0.77
Mode 2	2.39E-02	834	780	6.9
Mode 1f	5.39E-02	888	876	1.4
Mode 3	4.03E-03	967	944	2.41
Mode 4b	7.99E-08	1,229	1,272	-3.39
Mode 5	1.60E-05	1,259	1,250	0.75
Mode 6	6.06E-04	1,273	1,268	0.38
Mode 7	5.26E-05	1,331	1,344	-1
Mode 8	5.34E-04	1,427	1,416	0.75
Mode 9	1.61E-04	1,445	1,537	-5.97
Mode 4f	5.71E-08	1,589	1,623	-2.12
Mode 10	4.15E-04	1,895	1,990	-4.77
Mode 11b	1.32E-07	2,066	2,045	1.05
Mode 12	6.46E-03	2,147	2,140	0.31
Mode 13	8.30E-03	2,213	2,220	-0.3
Mode 14	8.39E-04	2,372	2,383	-0.46
Mode 15	1.64E-02	2,530	2,410	4.97
Mode 11f	3.06E-06	2,606	2,574	1.23
Mode 16	2.88E-03	2,941	2,848	3.26

와 액추에이터의 진동모드를 측정하지 못하는 경우가 발생하게 된다. 액추에이터를 포함한 HDD 시스템의 정확한 고유 진동수 측정을 위해서 여러 측정점과 가진점에 대한 modal testing을 수행하였고 고유 진동 모드를 분석하기 위하여 STAR modal 시스템을 이용하여 고유 진동 모드를 실험적으로 구하였다. Table 3은 정격 회전 속도 5,400 rpm에서 액추에이터를 포함한 HDD 스피들 시스템의 유한 요

Table 3 The description of modes for a HDD with the actuator at 5,400 rpm

Mode number	Disk-spindle-base plate*				Actuator**			Note***
	Disk	Hub	Shaft	Base plate	Arm	Fantail	Yoke	
Half-speed whirl	(0,1)	Rigid body motion	Rigid body motion	No motion	No motion	No motion	No motion	
Half-speed whirl	(0,1)	Rigid body motion	Rigid body motion	No motion	No motion	No motion	No motion	
Mode 1b	(0,1)	(+)	Bending(+)	(+)	1,2,3 bending(+)	Bending(+)	No motion	+
Mode 2	(0,0)	(+)	Axial(+)	(+)	1,2,3 bending(+)	Bending(+)	No motion	+
Mode 1f	(0,1)	(+)	Bending(+)	(+)	1,2,3 bending(+)	Bending(+)	No motion	+
Mode 3	(0,0)	(+)	Axial(+)	(+)	1,2,3 bending(+)	Bending(+)	No motion	-
Mode 4b	(0,2)	No motion	No motion	No motion	No motion	No motion	No motion	
Mode 5	(0,0)	(-)	Axial(-)	(-)	1,3 bending(+)	Bending(-)	No motion	+
					2 bending(-)			
Mode 6	(0,0)	(+)	Axial(+)	(+)	1,2 bending(+)	Bending(+)	Bending(+)	-
					3 bending(-)			
Mode 7	(0,0)	(-)	Axial(-)	(-)	1,2 bending(+)	No motion	No motion	+
					3 arm bending(-)			
Mode 8	(0,0)	(-)	Axial(-)	(-)	1,2,3 bending(+)	Bending(+)	No motion	+
Mode 9	(0,0)	(+)	Axial(+)	(+)	1,2,3 bending(+)	Bending(+)	Bending(-)	-
Mode 4f	(0,2)	No motion	No motion	No motion	No motion	No motion	No motion	
Mode 10	(0,1)	(-)	Bending(-)	(-)	1,2,3 bending(+)	Bending(+)	Bending(+)	+
Mode 11b	(0,3)	No motion	No motion	No motion	No motion	No motion	No motion	
Mode 12	(0,1)	(-)	Bending(-)	-	1,2,3 bending(+)	Torsion	Bending(+)	+
Mode 13	(0,1)	(-)	Bending(-)	(+)	1,2,3 bending(+)	Torsion	Bending(+)	+
Mode 14	(0,1)	(-)	Bending(-)	(+)	1,2,3 torsion(+)	Torsion	Bending	
Mode 15	(0,1)	(-)	Bending(-)	(+)	1,2,3 bending(+)	Torsion	Bending(+)	
Mode 11f	(0,3)	No motion	No motion	No motion	No motion	No motion	No motion	
Mode 16	(0,1)	(-)	Bending(-)	(+)	1,2,3 torsion(+)	Torsion	No motion	

* Phase of the spindle and base is explained with respect to the motion of disk.

** Phase of the arm 2,3 and fantail and yoke is explained with respect to the motion of arm 1.

*** Note explains the phase of the disk with respect to the motion of arm 1.

In-phase phase and out-of-phase motion are denoted as + and respectively

소 고유 진동 해석 결과와 실험 결과를 0~3,000 Hz의 영역에서 비교한 것이다. Fig. 14, 15, 16은 Fig. 8, 9, 10의 해석된 모드에 해당하는 측정된 모드이다. 제안된 해석 방법이 모드 실험의 고유 진동수와 모드를 잘 예측함을 알 수 있다.

5. 결론

이 연구에서는 유한 요소법을 이용하여 유체 동압 베어링을 가지는 유연 회전 디스크-스핀들 시스템,

피벗 베어링을 가지는 헤드-서스펜션-액추에이터, 복잡한 형상을 가지는 베이스 플레이트로 구성된 유연 HDD에 대한 고유 진동 해석을 수행하고 실험을 통해 해석 방법 및 해석 결과의 타당성을 검증하였으며 고유 진동 모드를 고찰하였다. 또한 이 연구에서는 half-speed whirl와 순수 디스크 모드와 관련된 진동 모드가 연속적으로 공기 베어링과 피벗 베어링을 통해 헤드-서스펜션-액추에이터와 베이스 플레이트의 단성 변형을 야기시킴을 보였다.

이 연구에서 제시한 해석 방법은 커버(cover)를

포함한 HDD 시스템 전체의 고유 진동 및 강제 진동 해석으로의 확장이 가능하고 디스크와 헤드의 메커니즘을 고려한 강건한 HDD 스피들 시스템의 설계 해석에 유용할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- (1) Tseng, C. W., Shen, J. Y. and Shen, I. Y., 2003, "Vibration of Rotating-shaft HDD Spindle Motors with Flexible Stationary Parts", *IEEE Trans Magn*, Vol. 39, pp. 794~799.
- (2) Jang, G. H., Han, J. H. and Seo, C. H., 2005, "Finite Element Modal Analysis of a Spinning Flexible Disk-spindle System in a HDD Considering the Flexibility of Complicated Supporting Structure", *Microsystem Technologies*, Vol. 11, No. 7, pp. 488~498.
- (3) Xu, L. M. and Guo, N., 2003, "Modal Testing and Finite Element Modelling of Subsystem in Hard Disk Drive", *Mechanical System and Signal Processing*, Vol. 17, No. 4, pp. 747~764.
- (4) Jayson, E. M., Smith P. W. and Talke, F. E., 2003, "Shock Modeling of the Head-media Interface in an Operational Hard Disk Drive", *IEEE Trans Magn*, Vol. 39, pp. 2429~2431.
- (5) Gao, Feng, Yap, F. F. and Yan, Y., 2005, "Modeling of Hard Disk Drives for Vibration Analysis Using a Flexible Multibody Dynamics Formulation", *IEEE Trans Magn*, Vol. 41, No. 2, pp. 744~749.
- (6) Jang, G. H., Lee, S. H. and Kim, H. W., 2006, "Finite Element Analysis of the Coupled Journal and Thrust Bearing in a Computer Hard Disk Drive", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 128, pp. 335~340.
- (7) Jang, G. H. and Jeong, S. W., 2003, "Analysis of a Ball Bearing with Waviness Considering the Centrifugal Force and Gyroscopic Moment of the Ball", *ASME Journal of Tribology*, Vol. 125, No. 3, pp. 487~498.
- (8) Choi, C. K. and Lee, T. Y., 2001, "Development of Flat Shell Elements with Directly Modified Non-conforming Modes and Analysis of Shell Structures", Department of Civil Engineering Korea Advanced Institute of Science and Technology.
- (9) Hughes, T. J. R. and Brezzi, F., 1989, "On Drilling Degrees of Freedom", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 72, pp. 105~121.
- (10) Donea, J. and Lamain, L. G., 1987, "A Modified Representation of Transverse Shear in Quadrilateral Plate Elements", *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 63, pp. 183~207.
- (11) Cook, R. D., Malkus, D. S. and Plesha, M. E., 1989, *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*, 3rd edn. John Wiley & Sons.
- (12) Lehoucq, R. B. and Sorensen, D. C., 1996, "Deflation Techniques for an Implicitly Restarted Arnoldi Iteration", *J. Matrix anal. Appl. SIAM*, pp. 789~821.