

고정자의 유연성을 고려한 유체베어링 지지 HDD 스피indle 계의 진동해석

Vibration Analyses of HDD Spindle Systems Supported by Hydrodynamic Bearings Taking into Account Stator's Flexibility

임승철† · 전상복* · 한윤식** · 이호성** · 김철순***

Seungchul Lim, Sang-Bok Chun, Yun-Sik Han, Ho-Seong Lee and Cheol-Soon Kim

(2005년 4월 11일 접수 : 2005년 5월 23일 심사완료)

Key Words : Finite Element Method(유한요소법), Free and Forced Vibrations(자유 및 강제 진동), Flexural and Axial Modes(휨 및 축 방향 모드), Rotating-shaft Design(회전축 형), Hub's Translational Mode(허브 병진 모드)

ABSTRACT

This paper presents vibration analyses of hard disk drive (HDD) spindle systems based on the finite element method. The systems under investigation have a cantilevered shaft rotating on hydrodynamic bearings. In particular, the influence of stator's flexibility on major modes has been taken into account in dual ways: lumped and distributed-parameter model approaches. Even the latter employs relatively macroscopic elements instead of extremely fine ones popular in commercial codes. In order to prove the effectiveness of such formulated models, two types of HDD prototypes featuring different hub and stator structures are selected as examples. Compared to the first, the second type has a reinforced stator that would raise the natural frequency of the hub's translational (or sideways) mode. Both free and forced vibration characteristics are computed, and subsequently compared with the experimental data. It is our conclusion that particularly the proposed distributed model method is an efficient design tool for state-of-the-art HDD spindle systems.

1. 서 론

하드 디스크 드라이브(HDD)는 적용범위의 확대와 성능의 향상을 위하여 경량화되는 동시에 고속화되고 있으며^(1~3), 고밀도화를 위하여 볼베어링 대신 비반복 런아웃(NRRO), 감쇠, 내충격성 등의 측면에서 유리

한 유체 동압 베어링^(4,5)(HDB)을 사용하는 추세에 있다. 또한 베어링 내 유체의 누설을 최소화하기 위해서 첨단 제품은 회전축 형을 선택하고 있다.^(6~9)

그러나 경량화 설계는 종종 치명적인 모드의 진폭을 증가시킬 수 있으며, 이에 따라 회전자는 물론 고정자의 치수 변경 시 주요 모드들의 주파수와 진폭에 관한 예측 능력이 매우 중요하게 되었다. 그럼에도 불구하고 최근까지 주로 회전자인 스피indle 부분의 영향만을 계산으로 예측할 수 있었기에, 관련 업체에서는 프로토타입의 제작과 실험을 통하여 상기 사항들을 점검하여 왔다. 한편, 일각에서는 그러한 비효율성을 개선하기 위한 CAE 기법들을 모색하기도 하였다.^(8~10)

† 책임저자 : 정회원, 명지대학교 기계공학과,
E-mail : slim@mju.ac.kr
Tel : (031) 330-6428, Fax : (031) 321-4959
* 한국산업기술대학교 기계설계학과
** 삼성전자 스토리지 사업부
*** 정회원, 삼성종합기술원 스토리지 랩

지금까지 공개된 계산방법은 기본적으로 유한 요소법을 채용하되, 상용 구조해석 코드를 그대로 이용한 정적 상태에서의 해석이거나 그의 모드해석⁽⁸⁾ 또는 고정부의 영향계수⁽⁹⁾ 결과 등을 후속단계에서 이용하는 회전상태의 해석, 또는 상용코드와 유사한 일반적 유한요소를 개발하여 자체 코드에 포함시켜 사용하는 방식⁽¹⁰⁾ 등이다. 그러나 이들은 공히 고정자의 진동해석을 위하여 수천 개 이상의 입체 메쉬를 사용하는 단점이 있다.

이에 본 연구에서는 축대칭과 등방성에 근거하여 적은 개수로도 계의 물리적 특성을 충실히 반영하는 유한요소들을 개발함으로써 효율적으로 신제품 개발에 필요한 해석 결과를 얻을 수 있는 수치적 방법을 제시하고자 한다. 이러한 목적을 달성하기 위한 첫 단계로서, 이미 검증된 바 있는 기존의 회전자용 요소^(3,7)들로부터 고정자용 요소들을 유도한다. 그런 다음 그들을 HDD 스피들 계에 적용하여 전체 동적 모델을 구축한 후 두 가지 유형의 프로토타입에 대하여 자유 및 강제 진동 특성을 계산하고, 그 결과를 해당 실험결과와 비교하고자 한다.

2. 유한요소 모델

이 논문에서 다루는 HDD 스피들 계의 구조는 Fig. 1에서와 같이 허브, 한 장 이상의 하드 디스크, 클램프, 스페이서, 허브 하부의 요크 및 영구 자석, 반경 및 축 방향 유체 베어링 등으로 구성되어 있으며 특히 스피들 내부에 외팔보 형 회전축을 갖는 특징이 있다.

그 중 허브, 클램프, 스페이서, 요크 등은 축 요소, 하드 디스크는 환상 평판 요소, 영구자석은 분포 질량 요소, 베어링은 강성과 감쇠를 갖는 집중 요소, 그리고 회전축은 허브에 연결되는 별개의 축 요소로 각각 모델링 될 수 있다. 한편, 고정자를 구성하는 슬리

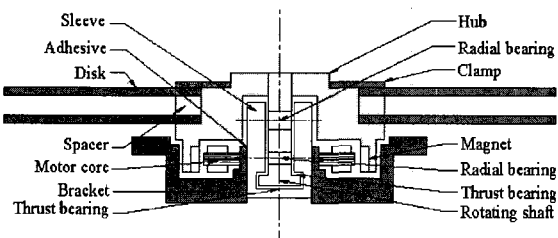


Fig. 1 HDD spindle system

브와 브라켓은 부분적으로 비 회전 보나 환상 평판 요소로 간주될 수 있다.

이 논문에서는 해석 전반에 걸쳐 축대칭과 등방성 그리고 충분히 작은 탄성변형을 가정하며 회전에 의한 영향 즉, 원심력 및 Coriolis 력을 고려한다. 그러나 특히 회전하는 축과 원판 요소의 경우 기존의 연구 결과^(3,7)와 상당 부분 중복되므로, 지면 관계상 이들 요소의 유도과정은 생략한다. 대신에, 고정자 관련 요소만을 자세히 다루며 이해가 쉽도록 고정 관성 좌표계 {0}을 기준으로 모델을 제시하고자 한다.

2.1 보 요소 (슬리브, 브라켓의 수직부)

Fig. 2에서와 같이 축과 함께 Ω 의 속도로 회전하는 좌표계 {1}을 기준으로 할 때 회전축 요소의 모델은 아래의 식 (1)과 같다.

$$M_{SA}^e \ddot{q}_x + K_{SA}^e q_x = \int_D f_{xS} \varphi_{SA} dD \quad (1a)$$

$$M_S^e \ddot{z}_S + j\Omega(M_S^e + G_S^e) \dot{z}_S + (K_S^e - \Omega^2 G_S^e) z_S = \int_D Q_S \varphi_S dD - \int_D f_{xS} r e^{j\theta} \phi_S dD \quad (1b)$$

여기서 $q_x = [q_{x1} \ q_{x2}]^T$, $z_S = [q_1 \ q_4 \ q_5 \ q_8]^T + j[q_2 \ q_3 \ q_6 \ q_7]^T$ 는 각각 실 종 방향과 복소 횡방향 일반화 변위 좌표, 행렬 M_{SA}^e , K_{SA}^e , M_S^e , G_S^e , K_S^e 는 각각 종 방향 질량 및 강성 행렬, 그리고 횡 방향 질량, 자이로, 강성 행렬을 나타낸다. 그리고 f_{xS} 와 Q_S 는 각각 단면 내 (r, θ) 위치에 작용하는 종 방향 외력과 요소에 작용하는 횡 방향 복소 외력이다. 또한, $\varphi_{SA}(x)$ 와 $\varphi_S(x)$ 는 축의 종 및 횡 방향 탄성

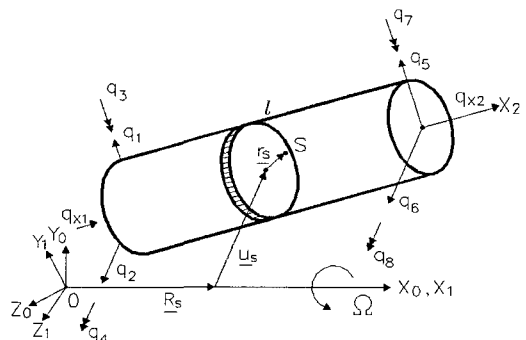


Fig. 2 Finite shaft element

변위를 가정모드 법에 따라 공간 이산화할 때 사용된 Lagrange 1차 및 Hermite 3차 형상함수 벡터이며, $\phi_S(x) = \partial\phi_{SA}(x)/\partial x$ 이다.

식 (1)에서 회전에 의한 자이로와 원심력 항을 무시하고, 횡 방향 변위에 대하여 $z_S = e^{-j\Omega t} Z_S$ 와 같은 좌표 변환을 수행하면 {0}에 기준한 보 요소의 모델을 아래와 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M_{SA}^e & 0 \\ 0 & M_S^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{Z}_A \\ \ddot{Z}_S \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{SA}^e & 0 \\ 0 & K_S^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_A \\ Z_S \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \int_D f_{xS} \phi_{SA} dD \\ e^{j\Omega t} \int_D (Q_S \phi_S - f_{xS} r e^{j\theta} \phi_S) dD \end{Bmatrix} \quad (2)$$

2.2 비회전 환상 원판 요소(브라켓의 수평부)

한편, Fig. 3에서와 같이 축과 함께 회전하고 그 축 상에서 다시 면의 변위를 일으키는 회전 환상 원판 요소의 모델은 다음 식과 같다.

$$\begin{bmatrix} m_D^e & 0^T & M_{DA}^e{}^T \\ 0 & M_S^e(x_D) & M_{DS}^e{}^T \\ M_{DA}^e & M_{DS}^e & M_D^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{Z}_A \\ \ddot{Z}_S \\ \ddot{Z}_D \end{Bmatrix} + j\Omega \begin{bmatrix} 0 & 0^T & 0^T \\ 0 & M_S^e(x_D) + G_S^e(x_D) & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_A \\ \dot{Z}_S \\ \dot{Z}_D \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0^T & 0^T \\ 0 & -\Omega^2 G_S^e(x_D) & -\Omega^2 G_{DS}^e{}^T \\ 0 & -\Omega^2 G_{DS}^e & K_{De} + K_{Dg} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_A \\ Z_S \\ Z_D \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \int_D f_{xD} dD \\ \phi_S(x_D) \int_D Q_D dD - \phi_S(x_D) \int_D f_{xD} r e^{j\theta} dD \\ \int_D f_{xD} \phi_D(r) e^{j\theta} dD \end{Bmatrix} \quad (3)$$

등 식에서 m_D^e 는 요소의 질량, z_A 와 z_S 는 각각 디스크 위치에서 평가된 축의 종 및 횡 방향 일반화 변위이며 f_{xD} 와 Q_D 는 각각 디스크 내 (r, θ) 위치에 작용하는 종 방향 분포 외력과 반경 방향 복소 힘이다. 그밖에 $q_{Di} = [q_{D1} \ q_{D2} \ q_{D3} \ q_{D4}]^T, i = C$ 또는 S

일 때 $z_D = q_{DC} + j q_{DS}$ 로서 특별히 절 직경 수 $n = 1$ 일 때 일반화 좌표의 물리적 의미는 Fig. 3에 표현된 바와 같다.

사실상 모터 베이스 (또는 브라켓)의 가장자리는 120도 간격으로 체결되는 3개의 나사에 의하여 고정된다. 그러나 경계 조건을 실제 그대로 모델링 하는 것은 매우 복잡한 과정이며, 이 논문에서 고정자의 유연성을 고려하는 주 목적이 저주파 대역에 존재하는 허브의 횡 방향 모드를 밝히는 것에 있으므로 경계조건을 어느 정도 이상화 한다. 즉, 축 대칭이라는 가정을 일관성 있게 적용하며 동시에 비 회전 환상 원판의 절 직경 수를 단일개로 가정한다. 또한, 축 위치로부터 추가 발생하는 원판의 변위와 회전효과를 무시하는 경우 식 (3)은 {0}에 기준할 때 다음과 같이 단순화 된다.

$$M_D^e \ddot{Z}_D + K_{De}^e Z_D = e^{j\Omega t} \int_D f_{xD} \phi_D e^{j\theta} dD \quad (4a)$$

여기서 $Z_D = [Z_{D1} \ Z_{D2} \ Z_{D3} \ Z_{D4}]^T$ 이다.

한편, R_i 가 원판의 내경일 때 보 요소와의 경계에서 $Z_{D1} = R_i Z_{D2}$ 이 성립하므로 식 (2a)를 축약 (condensation)하여 다음과 같은 천이 요소를 얻을 수 얻을 수 있다.

$$M_{Dc}^e \ddot{Z}_{Dc} + K_{Dc}^e Z_{Dc} = C^T e^{j\Omega t} \int_D f_{xD} \phi_D e^{j\theta} dD \quad (4b)$$

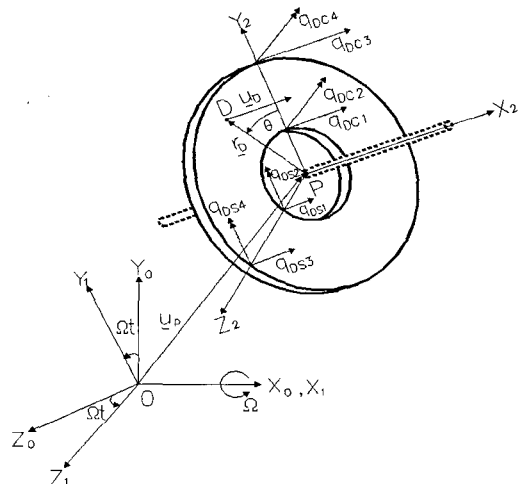


Fig. 3 Annular disk element

여기서 $M_{Dc}^e = C^T M_D^e C$, $K_{Dec}^e = C^T K_{De}^e C$.

$$C = \begin{bmatrix} R_v & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{이다.}$$

2.3 스프링-댐퍼 요소(HDB 베어링/모터 베이스)

사용 중인 반경 및 축 방향 HDB는, 서로 다른 두 개의 구조물에 연결가능하며 연성(cross-coupling) 효과를 내포한 스프링-댐퍼 요소로 모델링 할 수 있다. 결합 구조물을 각각 a와 b라고 할 때, 모델 식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} C_H^e & -C_H^e \\ -C_H^e & C_H^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_{Ha} \\ \dot{Z}_{Hb} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_H^e & -K_H^e \\ -K_H^e & K_H^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{Ha} \\ Z_{Hb} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_H \\ -f_H \end{Bmatrix} \quad (5)$$

여기서,

$$C_H^e = \begin{bmatrix} c_{HA} & 0 \\ 0 & c_1 - jc_2 \end{bmatrix},$$

$$K_H^e = \begin{bmatrix} k_{HA} & 0 \\ 0 & k_1 - jk_2 \end{bmatrix}, f_H = \begin{bmatrix} f_{HA} \\ e^{j\Omega t} Q_{HE} \end{bmatrix},$$

$$Z_{Ha} = \begin{bmatrix} Z_{HAa} \\ Z_{HRa} \end{bmatrix}, Z_{Hb} = \begin{bmatrix} Z_{HAb} \\ Z_{HRb} \end{bmatrix} \text{이다.}$$

한편, 상기한 모터 베이스의 경계 조건을 모델링 하기 위하여 한쪽 단은 ground에 고정되며, 축 방향 병진 한계를 포함하여 횡방향 병진 2개, 횡방향 회전 2개로 이루어진 총 5개의 실 자유도를 스프링-댐퍼를 사용한다. 이러한 요소의 모델은 다음 식과 같이 식 (5)의 상반부를 근간으로 하되 HDB 특유의 연성 값 k_2 , c_2 가 제거되고 대신에 굽힘 회전 방향으로의 강성과 감쇠가 포함된 형태이다.

$$\begin{bmatrix} c_{BA} & 0 & 0 \\ 0 & c_{BR} & 0 \\ 0 & 0 & c_{B\Theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_{BA} \\ \dot{Z}_{BR} \\ \dot{Z}_{B\Theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{BA} & 0 & 0 \\ 0 & k_{BR} & 0 \\ 0 & 0 & k_{B\Theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{BA} \\ Z_{BR} \\ Z_{B\Theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{BA} \\ e^{j\Omega t} Q_{BR} \\ e^{j\Omega t} M_{B\Theta} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

2.4 비회전 집중 질량 요소(모터 코어)

한편, 해당 질량 효과를 고려하기 위하여 모터 코어를 회전 관성이 있는 집중 질량체로 모델링 한다. 그 요소의 표현 식은 축 요소 방정식 (2)에서 강성항만을 제외한 것과 유사하며 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} m_M & 0 \\ 0 & M_M^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{Z}_{MA} \\ \ddot{Z}_{MR} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{MA} \\ e^{j\Omega t} f_{MR} \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서 m_M 과 R_M 은 각각 코어 전체의 질량과 무게 중심의 반경방향 위치 그리고

$$M_M^e = \begin{bmatrix} m_M & 0 \\ 0 & m_M R_M^2 / 2 \end{bmatrix} f_{MR} = \begin{Bmatrix} Q_{MR} \\ -f_{MA} R_M e^{j\theta} \end{Bmatrix} \text{이다.}$$

2.5 집중 모델 요소(고정자 전체)

전술한 바와 같은 분포 변수 모델 대신, 경우에 따라서는 해석을 더욱 간소화하기 위하여 고정자 전체를 상하 두 부분으로 나누어 각각을 집중 모델로 취급할 수도 있다. 그 경우, 한쪽 단이 ground에 고정되고 나머지 단이 HDB에 연결된 질량-스프링-댐퍼 형태의 모델이 사용된다. 즉, 모터 베이스의 경우와 같이 5개의 실 자유도 모델로 가정하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} m_W & 0 & 0 \\ 0 & m_W & 0 \\ 0 & 0 & I_{Wp} / 2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{Z}_{BA} \\ \ddot{Z}_{BR} \\ \ddot{Z}_{B\Theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{WA} & 0 & 0 \\ 0 & c_{WR} & 0 \\ 0 & 0 & c_{W\Theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_{BA} \\ \dot{Z}_{BR} \\ \dot{Z}_{B\Theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{WA} & 0 & 0 \\ 0 & k_{WR} & 0 \\ 0 & 0 & k_{W\Theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{BA} \\ Z_{BR} \\ Z_{B\Theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{WA} \\ e^{j\Omega t} Q_{WR} \\ e^{j\Omega t} M_{W\Theta} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

이 때, 상기 두 부분 간 존재하는 연성효과를 고려하기 위하여 식 (5)와 유사하나 실 자유도 수가 6개이며 아래 식 (9)로 표현되는 스프링-댐퍼 형태의 커플러(coupler)를 병행하여 적용한다.

$$\begin{bmatrix} C_U^e & -C_U^e \\ -C_U^e & C_U^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Z}_{Ua} \\ \dot{Z}_{Ub} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_U^e & -K_U^e \\ -K_U^e & K_U^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Z_{Ua} \\ Z_{Ub} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_U \\ -f_U \end{Bmatrix} \quad (9)$$

여기서 $f_U = [f_{UA} \ e^{j\Omega t} Q_{UR} \ e^{j\Omega t} M_{U\theta}]^T$,

$$C_U^e = \begin{bmatrix} c_{UA} & 0 & 0 \\ 0 & c_{UR} & 0 \\ 0 & 0 & c_{U\theta} \end{bmatrix}$$

$$K_U^e = \begin{bmatrix} k_{UA} & 0 & 0 \\ 0 & k_{UR} & 0 \\ 0 & 0 & k_{U\theta} \end{bmatrix} \text{이다.}$$

3. 전체 계의 동적 모델

주어진 HDD의 구조에 맞추어 각 절점에서의 기하학적 연속성과 힘의 양립성을 고려하고 회전자 및 고정자의 유한 요소들을 결합하면 좌표계 {1}에 대하여 아래의 일반적 형태를 갖는 시스템의 동적 모델을 얻게 된다.

$$(M_R + jM_I)\ddot{z} + (C_R + jC_I + j\Omega G)\dot{z} + \{K_0 + j\Omega(K_{1R} + jK_{1I}) + \Omega^2(K_G - K_2)\}z = Q \quad (10)$$

위의 과정을 위하여 반경방향 변위들은 좌표 변환 $Z = e^{j\Omega t} z$ 을 거쳤으며, z 는 {1}에 기준한 각 절점에서의 복소 변위 벡터를 나타낸다. 또한, 모든 계수는 실 행렬로서 의대칭인 M_I 를 제외하고는 모두 대칭이고, $i=R$ 또는 I 일 때 M_i, C_i, G 는 전체 질량, 감쇠, 자이로 행렬이며 K_0, K_{1i}, K_G, K_2 는 각각 회전속도 Ω 와 무관하거나 1, 2차로 비례하는 강성계수 행렬을 나타낸다.

또한 C_I 와 K_{1i} 는 HDB의 교차 연성 값들을 포함하며 Q 는 일반화 외력벡터로서, 집중력 $F = [f_{xS} \ Q_S \ f_{xD} \ Q_D]^T$ 가 작용할 경우 다음과 같이 표현된다.

$$Q = E(P) F \quad (11)$$

여기서 $E(P)$ 는 입력 행렬로서 공간의 함수이다.

4. 수치 시뮬레이션 및 실험 결과

4.1 분포 변수 모델

상기 수학적 모델을 검증하기 위하여 Fig. 4에 도

시한 두 가지 HDD 스페인들 계를 예로 선택하였다.

동 그림으로부터 타입 I에 비하여 타입 II는 회전축의 진동 변위를 줄이기 위하여 상대적으로 구조가 보강되었음을 알 수 있다. 즉, 외팔보의 지지부에 해당하는 회전축과 허브 사이 삽입부분의 두께가 증가되었으며, 모터 코어를 수용하기 위하여 브라켓의 외부 원통형 수직 벽의 두께를 얇게 한 대신 베어링을 지지하는 브라켓 부분은 상대적으로 변화되었다. 또한 수천 개의 미세 입체 요소와는 대조적으로 적은 수의

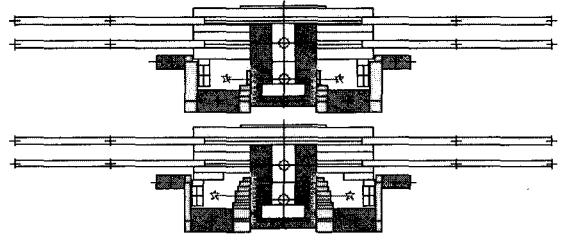


Fig. 4 HDDs : (top) type I, (bottom) type II

Table 1 Geometry and material properties

Hard disk		Hub	
OD[mm]	95	E[N/mm ²]	7.2e+10
ID[mm]	28	ρ [kg/m ³]	2750
h_D [mm]	1.27	Motor core	
E [N/mm ²]	7.2e+10	m_M [kg]	0.01
ν	0.36	R_M [mm]	10
ρ [kg/m ³]	2800	Radial top bearing	
Shaft		k_1 [Ns/m/rev]	4.90e+4
OD[mm]	3.98/7.5	k_2 [Ns/m/rev]	7.97e+4
ID[mm]	10.76/2.23	c_1 [Ns/m]	2.52e+4
E[N/mm ²]	1.08e+11	c_2 [Ns/m]	0
ρ [kg/m ³]	4125	Radial bottom Bearing	
Sleeve		k_1 [Ns/m/rev]	1.13e+4
OD[mm]	11.5	k_2 [Ns/m/rev]	1.83e+4
ID[mm]	4/7.73/0	c_1 [Ns/m]	5.76e+3
L[mm]	14.54	c_2 [Ns/m]	0
E[N/mm ²]	9.8e+10	Thrust top bearing	
ρ [kg/m ³]	5000	k_{HA} [Ns/m/rev]	9.25e+4
Bracket		C_{HA} [Ns/m]	1.65e+2
E[N/mm ²]	7.2e+10	Thrust bottom bearing	
ρ [kg/m ³]	2750	k_{HA} [Ns/m/rev]	9.33e+4
ν	0.33	C_{HA} [Ns/m]	4.41e+2

유한 요소들로 분할 된 상태를 보여 준다. 물론 이러한 요소 분할은 수치적 해의 수렴성에 근거하여 결정되었다.

참고로 대상 HDD 계의 주요 치수와 물성치는 Table 1과 같다. 여기서 ID, OD, E , ρ , ν , h_D 는 각각 요소의 내경, 외경, Young 계수, 밀도, 푸아송비, 하드 디스크의 두께 등을 의미한다.

식 (10)의 상태 방정식 형태를 기반으로 다양한 자유 및 강제 진동을 해석할 수 있다. 그 중 Table 2는 회전자 부분만이 계산에 고려된 경우로서 횡 방향 주요 모드의 고유 진동수 계산 결과와 함께 괄호 내의 해당 실험치를 보여주고 있다. 정지와 정상상태 등 회전 속도에 관계없이 동상(in-phase) 및 역상(out-of-phase) 불균형 원추형(rocking) 모드들 즉, 1R과 2R 모드의 경우 전진파(F)와 후진파(B) 모두 실험 치와 잘 일치함을 알 수 있다. 그러나 허브의

횡 방향 병진 모드(TM)의 경우는 큰 오차를 보인다. 이에 고정자를 분포 모델로 계산에 포함시킨 경우 Table 3과 같은 결과를 얻었으며, 다른 모드의 진동수는 거의 변화가 없으며 TM 모드의 주파수가 저하되어 실험 치에 상당히 근접함을 알 수 있다.

Fig. 5는 타입 I 시스템의 반속도 휠^(6,7) (HS)을 포함하여 각 횡 방향 모드의 주파수 응답함수(FRF)를 보여준다. 그 크기는 상부 디스크가 장착되는 허브상의 위치에 입력되는 횡 방향 힘과 동일한 방향으로 출력되는 변위사이의 비율 즉, 컴플라이언스를 나타낸다. 특기할 것은 TM 모드는 회전 속도와는 거의

Table 2 Natural frequencies of the rotor-only system [Hz]

Speed	Type I		Type II	
	Static	7200 rpm	Static	7200 rpm
1R(B)	394 (390)	282 (284)	396 (405)	284 (280)
1R(F)	394 (390)	524 (524)	396 (405)	526 (510)
2R(B)	2598 (2620)	2503 (2524)	2549 (2624)	2455 (2524)
2R(F)	2598 (2620)	2716 (2736)	2549 (2624)	2667 (2740)
TM	7739 (2132)	7735 (2144)	8010 (2488)	8007 (2488)

Table 3 Natural frequencies of the whole system including the stator as a distributed model [Hz]

Speed	Type I		Type II	
	Static	7200 rpm	Static	7200 rpm
1R(B)	391	280	394	282
1R(F)	391	522	394	524
2R(B)	2600	2510	2569	2496
2R(F)	2600	2717	2569	2678
TM	2369	2370	2416	2424

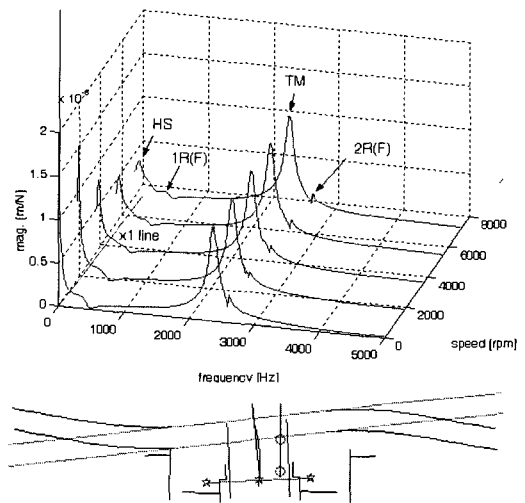


Fig. 5 Waterfall plot & TM mode shape (Type I)

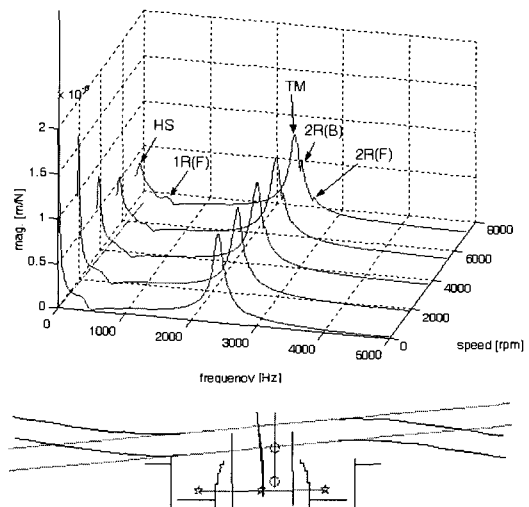


Fig. 6 Waterfall plot & TM mode shape (Type II)

독립적이며 타 모드에 비하여 진폭이 월등하여(약 $1.3 \mu\text{m}/\text{N}$) 트랙 이탈(mis-registration)을 야기시킬 가능성이 크다는 것이다.

사실상 5400 rpm으로 운전 속도가 바뀌는 경우 모터 코일의 전자기 가진 중 24번째 배속(즉, 2160 Hz) 고조파 성분 에 의하여 치명적 크기의 TM 모드 공진이 발생함을 실험적으로 확인하였다. 한편 개선된 구조인 타입 II의 경우 TM 모드가 고주파 영역으로 이동되고 진폭도 감소되었으며, 그러한 결과를 Table 3 과 Fig. 6에서도 확인할 수 있다.(계산결과, 컴플라이언스 $\approx 0.8 \mu\text{m}/\text{N}$ 로 감소).

모드 형상에 있어서는, 1R과 2R 모드의 경우 고정자의 변형이 거의 발생하지 않았다. 그러나 TM 모드의 경우 허브의 횡 방향 진동과 함께 약간의 디스크의 rocking 현상과 고정자의 변형도 관찰된다.

그 밖에, 이 해석 모델은 두꺼운 규격($h_D=1.63 \text{ mm}$)의 하드 디스크 사용이나 디스크 매수를 현재의 2장으로부터 변경하는 경우에 질량의 증감 효과도 잘 반영하였다. 예를 들어 디스크의 두께가 증가되는 경우, 1R과 TR 모드의 주파수는 저하되나 역상인 2R의 경우는 오히려 상승한다. 이와 같은 현상은 HDD 타입에 관계없이 공통적으로 나타났다.

Table 4 Material properties for the lumped model

Stator part	Type I		Type II	
	Upper & lower halves	Coupler	Upper & lower halves	Coupler
m_w [kg]	0.02	-	0.02	-
I_{wp} [kgm ²]	3e-6	-	3e-6	-
k_{WA}, k_{UA} [N/m]	1.25e+8	5e+8	2.5e+8	1e+9
k_{WR}, k_{UR} [N/m]	1.25e+7	5e+7	2.5e+7	1e+8
$k_{W\theta}, k_{U\theta}$ [Nm/r]	1.25e+4	5e+4	2.5e+4	1e+5

Table 5 Natural frequencies of the whole system including the stator as a lumped model [Hz]

Speed	Type I		Type II	
	Static	7200 rpm	Static	7200 rpm
1R(B)	378	267	387	275
1R(F)	378	509	387	517
2R(B)	2587	2496	2528	2435
2R(F)	2587	2703	2528	2642
TM	2229	2225	3092	3089

4.2 집중 변수 모델

한편, 2.5절에서 언급한 집중 변수 모델의 유용성을 검증하기 위하여 고정자를 상·하 HDB 각각에 연동되는 2개의 요소로 분할하였다. 또한 그들의 물성치를 수차례의 시행착오를 거쳐 Table 4와 같이 적용하여 보았다. 이 때 고정자내 댄핑은 무시하였다.

그 결과 Table 5에서와 같이, 물성치의 불확실성에도 불구하고 분포 모델보다는 열등하지만 실험치와 근사한 결과를 얻을 수 있었다. 그 밖에 디스크의 두께나 매수 변화에 따른 질량 효과도 충분히 반영함을 확인할 수 있었다.

5. 결 론

이 논문에서는 고정자의 효과를 고려한 HDD 스피indle 계의 진동 해석을 위하여, 종래의 구조 해석용 입체 요소를 대체할 수 있는 유한 요소들을 제안하였다. 그들을 두 가지 유형의 포토포타입에 적용하여 실험 데이터와 비교함으로써, 요소의 축 대칭성 가정에도 불구하고 충분한 신뢰성을 확인할 수 있었다.

제안된 방식 중 특히 분포 변수 모델은 물성치 파악의 수월성과 형상 및 매개변수의 변화에 대한 민감성을 보유하면서도 주요 모드를 예측함에 있어서 기존의 방법들과 비교할 때 매우 효율적이라는 장점이 있다. 또한 잠재적 트랙 이탈 가능성을 회피하기 위한 HDD의 설계 개선 예와 그 효과도 제시되었다.

참 고 문 헌

- (1) 전상복, 이종원, 1997, "축-이중 원판계의 진동해석", 대한기계학회논문집(A), 제 21 권, 제 6 호.
- (2) Jia, H. S., Chun, S. B. and Lee, C. W., 1997, "Evaluation of the Longitudinal Coupled Vibrations in Rotating, Flexible Disks/Spindle Systems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 208, No. 2.
- (3) Lim, S., 2000, "Finite Element Analysis of Flexural Vibrations in Hard Disk Drive Spindle Systems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 234, No. 4.
- (4) Dimarogonas, A. D. and Haddad, S., 1992, Vibration for Engineers, Prentice Hall.

(5) 윤진욱, 장건희, 2003, "흠이 회전하는 빗살무늬 저널 베어링의 안정성 해석", 한국소음진동공학 회논문집, 제 13 권, 제 4 호, pp. 247~257.

(6) Jintanawan, T. and Shen, I. Y., 2000, "Free Vibration of a Rotating Disk Pack and Spindle Motor System with a Rotating-Shaft Design", Journal of Information Storage Processing Systems, 2.

(7) 임승철, 2003, "유체 동압 베어링 지지 HDD 스피들 계의 자유 및 강제 진동해석", 한국소음진동 공학회논문집, 제 13 권, 제 11 호, pp. 852~859.

(8) Tseng, C. W., Shen, J. Y. and Shen, I. Y.,

2003, "Vibration of Rotating-Shaft HDD Spindle Motors with Flexible Stationary Parts," IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 39, No. 2.

(9) Hasegawa, T., Du, H., Osawa, H., Nishimura, H. and Oe, T., 2003, "Dynamic Analysis of a Disk-Spindle System in a Hard Disk Drive," IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 39, No. 2.

(10) 한재혁, 장건희, 2005, "유연한 지지 구조와 유체 동압 베어링으로 지지되는 HDD의 회전 유연 디스크-스핀들 시스템에 대한 유한 요소 고유 진동 해석," 한국소음진동공학회논문집, 제 13 권, 제 3 호, pp. 251~258.