

유체 동압 베어링 지지 HDD 스피들 계의 자유 및 강제 진동 해석

Free and Forced Vibration Analyses of HDD Spindle Systems Supported by Hydrodynamic Bearings

임 승 철[†]

Seungchul Lim

(2003년 6월 17일 접수 : 2003년 10월 14일 심사완료)

Key Words : Finite Element Models(유한 요소 모델), Flexural and Axial Vibrations(횡 및 축 방향 진동), Rotating-shaft Design(회전축 형), Half-speed Whirl(반속도 휘), Rotational Stiffness(회전 강성)

ABSTRACT

In order to meet the growing demands for higher storage density as well as lower noise level, the spindles in hard disk drives are to be supported by hydrodynamic bearings in place of conventional ball-type ones. However, the existing models are inappropriate to apply to accurate prediction of vibration characteristics because the HDD spindle tends to take quite a complex shape to secure its performance and cost-effectiveness. In this context, this paper treats analysis of free and forced vibrations of such-designed HDD spindles based on more sophisticated models and validations via experiments. Remarkably, to this end all the components in the system are modeled as elastic adopting the finite element method.

1. 서 론

최근 하드 디스크 드라이브(HDD)는 그 성능의 향상을 위하여 경량화되는 동시에 고속화되고 있으나 종래와 같이 볼 베어링을 사용하는 경우 비반복 런아웃(NRRO)등에 의하여 진동과 소음 그리고 디스크 장당 저장 용량을 증가시키는 데에 한계가 있다. 이에 국내의 관련 업체에서는 최근 들어 볼 베어링 대신, NRRO가 발생하지 않으며 자체 감쇠가 크고 먼 대면 접촉 덕택에 내충격성도 우수한 유체 동압 베어링(HDB)을 사용하는 쪽으로 방향을 전환하고 있으나 정밀한 해석 도구의 부재로 설계시 고충을 겪고 있다.

따라서 본 논문에서는 기존의 Rayleigh-Ritz 모델⁽¹⁻³⁾로는 특히 해석이 어려운 복잡한 구조의 회전축형

HDD 스피들 계의 자유 및 강제 진동을 유한요소법에 근거하여 해석하고자 한다. 그러한 목적을 위하여 필요한 유한요소 모델의 유도, 전체 회전축계의 동적 모델 구축, 수치 시뮬레이션, 그리고 샘플 HDD의 진동실험 등을 수행하였다.

2. 유한요소 모델

HDB로 지지되던 베어링 유체의 실링 등 베어링의 안정적 성능확보와 저가격화를 위하여 최근에 주류를 이루고 있는 회전축형 HDD의 스피들 계의 구조는 Fig. 1에서와 같이 허브, 한 장 이상의 하드 디스크, 크래프, 스페이서, 허브 하부의 요크 및 영구 자석, 반경 및 축 방향 유체 베어링 등으로 구성되어 있으며 특히 스피들 내부에 회전축을 갖는다.

그중 허브, 크래프, 스페이스, 요크 등은 축 요소, 하드디스크는 환상 원판 요소, 영구자석은 분포 질량 요소, 베어링은 강성과 감쇠를 갖는 집중 요소, 그리고 회전축은 허브에 연결되는 별개의 축 요소로 각각

[†] 책임저자, 정회원, 명지대학교 기계공학과
E-mail : slim@mju.ac.kr
Tel : (031) 330-6428, Fax : (031) 321-4959

모델링 될 수 있다.

본 논문에서는 해석 전반에 걸쳐 축대칭, 등방성과 충분히 작은 탄성변형을 가정하며 회전에 의한 영향 즉, 원심력 및 Coriolis 힘을 고려하였다. 그러나 특히 축과 원판 요소의 경우 종방향 운동을 제외하면 기존의 연구 결과^(4,5)와 중복되는 내용이 많으므로, 지면 관계상 자세한 모델의 유도과정은 생략하고자 한다.

한편 요소의 3차원 방위 표현을 위하여 3가지 좌표계를 사용하였다. 즉, $Ox_0Y_0Z_0$ 또는 $\{0\}$ - 고정 관성 좌표계, $Ox_1Y_1Z_1$ 또는 $\{1\}$ - Ω 의 속도로 회전하는 좌표계, $Ox_2Y_2Z_2$ 또는 $\{2\}$ - 축 몸체 고정 좌표계.

2.1 축 요소

회전축을 여러 개의 요소로 분할한 후 그 중 하나를 Fig. 2에 도시할 때, 임의의 점 S의 3차원 공간내 거동을 지배하는 요소 모델은 $\{1\}$ 에서 종과 횡 방향간에 독립된 다음 식 (1)과 같이 구해진다.

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

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

$$\begin{pmatrix} m_D^e & 0^T \\ 0 & m_D^e \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) + I_D \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) \\ \phi_D(1+j)\delta_{m0} & -\phi_D \phi_S^T(x_D) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \overline{\phi_D}^T (1-j)\delta_{m0} \\ -\phi_S(x_D) \overline{\phi_D}^T \\ M_D^e \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{z}_A \\ \ddot{z}_S \\ \ddot{z}_D \end{pmatrix} + j\Omega \begin{pmatrix} 0 & 0^T \\ 0 & 2m_D^e \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) + (I_p - 2I_D) \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) \\ 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \dot{z}_A \\ \dot{z}_S \\ \dot{z}_D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \int_D f_{xD} dD \\ \phi_S(x_D) \int_D Q_D dD - \phi_S(x_D) \int_D f_{xD} r e^{j\theta} dD \\ \int_D f_{xD} \phi_D(r) e^{j\theta} dD \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$+ \begin{pmatrix} 0 & 0^T \\ 0 & \Omega^2 \{ -m_D^e \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) + (I_D - I_p) \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) \} \\ 0 & -\Omega^2 \phi_D \phi_S^T(x_D) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} z_A \\ z_S \\ z_D \end{pmatrix} \quad (2)$$

여기서 $\mathbf{a}_x = [a_{x1} \ a_{x2}]^T$, $\mathbf{z}_S = [q_1 \ q_4 \ q_5 \ q_8]^T + j[a_2 \ q_3 \ q_6 \ q_7]^T$ 는 각각 실 종방향과 복소 횡방향 일반화 변위 좌표, 행렬 M_{SA}^e , K_{SA}^e , M_S^e , G_S^e , K_S^e 는 각각 종방향 질량 및 강성 행렬, 그리고 횡방향 질량, 자이로, 강성 행렬을 나타낸다.(부록 1 참조) 그리고 f_{xS} 와 Q_S 는 각각 단면내 (r, θ) 위치에 작용하는 종방향 외력과 요소에 작용하는 횡방향 복소 외력이다. 또한, $\phi_{SA}(x)$ 와 $\phi_S(x)$ 는 축의 종 및 횡 방향 탄성 변위를 가정모드법에 따라 공간 이산화할 때 사용된 Lagrange 1차 및 Hermite 3차 형상함수 벡터이며, $\phi_S(x) = \partial \phi_{SA}(x) / \partial x$ 이다.

2.2 원판 요소

하드디스크를 동심으로 여러 개 분할하여 얻는 Fig. 3과 같은 환상 원판 요소 내 임의의 점 D의 변위를 지배하는 운동방정식은 식 (2)와 같다.

동 식에서 m_D^e , I_D , I_p 는 각각 요소의 질량, 직경 및 극 질량 관성모멘트를 나타내며, R_i , R_o , ρ_D 가 각각 요소의 내·외 반경과 밀도일 때 $\overline{\phi_D} =$

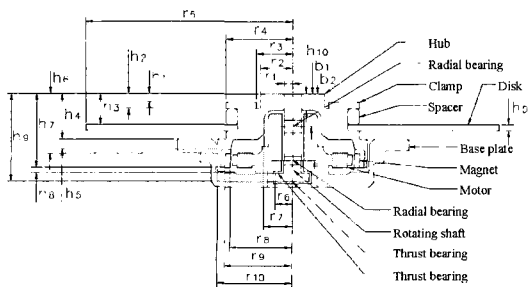


Fig. 1 HDD spindle system

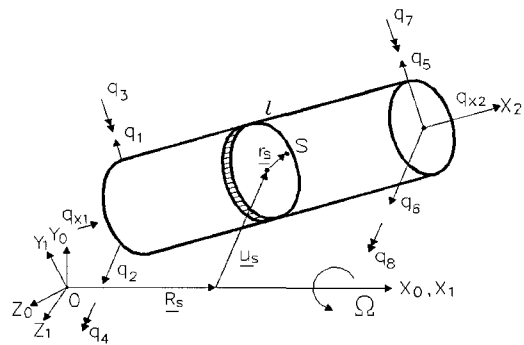


Fig. 2 Finite shaft element

$$\int_{R_i}^{R_o} \pi \rho_D r^2 \phi_D dr, \quad \overline{\phi_D} = \int_{R_i}^{R_o} \pi \rho_D r \phi_D dr, \quad M_D^e = \int_{R_i}^{R_o} \rho_D \pi \phi_D \phi_D^T dr$$

로서 절직경수 $n=0$ 일 때만 1이고 그 외에는 0이 되는 함수이다. 한편 z_A, 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 $q_{Di} = [q_{Di1} \ q_{Di2} \ q_{Di3} \ q_{Di4}]^T$ ($i = C$ or S)일 때 $z_D = q_{DC} + j q_{DS}$ 로서 특별히 $n=1$ 일 때 일반화 좌표의 물리적 의미는 Fig. 3에 표현된 바와 같고 행렬 K_{De}, K_{Dg} 의 상세 표현은 부록 2를 참조하기 바란다.

2.3 HDB 베어링 요소

축의 저널부가 좌표계 {0}의 YZ 평면내에서 변위를 일으킬 때, 반경방향 HDB가 축에 가하는 동적 힘은 다음과 같이 점성 마찰력과 강성력으로 표현될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} c_{YY} & c_{YZ} \\ c_{ZY} & c_{ZZ} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{Y} \\ \dot{Z} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{YY} & k_{YZ} \\ k_{ZY} & k_{ZZ} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Y \\ Z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{BY} \\ f_{BZ} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

여기서 우변은 외부 가진 등에 의해 베어링 위치에서 전달되는 외력을 포함하며, 좌변의 교차 연성(cross-coupling) 힘의 존재로 인하여 약 $\Omega/2$ 의 주파수로 저널부가 진동하는 반속도 (또는 오일) 필과 고속 운전시 오일 휩⁽⁶⁾(whip)과 같은 특유의 불안정

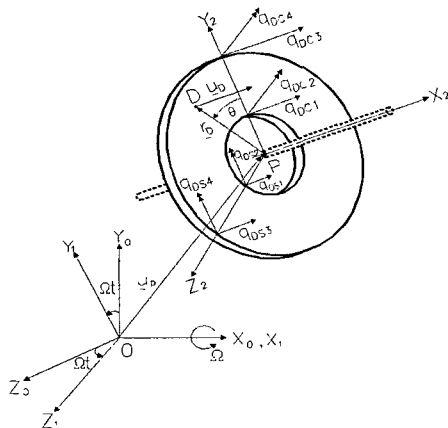


Fig. 3 Annular disk element

성이 발생할 수 있다.

일반적으로 유체 베어링의 강성과 감쇠 계수는 베어링의 형상과 크기, 윤활유의 점성, 부하, 회전속도 등으로 조합된 무차원 Sommerfeld 수⁽⁶⁾의 함수로서 회전속도에 따라 그 값이 비선형적으로 달라진다. 그러나 Herringbone 타입의 HDD용 베어링의 경우 부하가 작고 편심이 미소하므로 등방성을, 그리고 정지와 동작 상태 값들 사이에서 선형적으로 변화한다고 가정한다.⁽⁷⁾ 즉, $c_{YY} = c_{ZZ} = c_1, c_{YZ} = -c_{ZY} = c_2, k_{YY} = k_{ZZ} = k_1, k_{YZ} = -k_{ZY} = k_2$ 이며 그 중 점성은 일정하고 강성계수는 회전속도 Ω 에 선형 비례.

복소 변위 $Z_{BR} = Y + jZ$ 와 $\hat{Q}_{BR} = f_{BY} + jf_{BZ}$ 를 도입하여 식 (3)을 재표현하면

$$(c_1 - c_2j) \dot{Z}_{BR} + (k_1 - k_2j)Z_{BR} = \hat{Q}_{BR} \quad (4)$$

이 되며 이를 다시 관계식 $Z_{BR} = e^{j\Omega t} z_{BR}, \hat{Q}_{BR} = e^{j\Omega t} Q_{BR}$ 을 이용하여 회전 좌표계 {1}로 변환하면 아래 식을 얻는다.

$$(c_1 - c_2j) \dot{z}_{BR} + \{(k_1 - k_2j) + (c_2 + c_1j)\Omega\}z_{BR} = Q_{BR} \quad (5a)$$

한편, 베어링 위치에서의 축의 종방향 변위를 z_{BA} 로 나타낼 때 트러스트(thrust) 베어링에 대하여도 같은 방법으로 아래의 요소 방정식을 얻을 수 있다.

$$c_{XX} \dot{z}_{BA} + k_{XX}z_{BA} = Q_{BA} \quad (5b)$$

단, 볼 베어링의 경우와는 달리 트러스트 HDB는 압축시에만 저항력을 발휘하므로 항상 쌍으로 존재하여야 하고 일반적으로 종방향 운동시 이방성을 띄게 된다. 참고로 교차 연성 항을 무시할 때 식 (5)는 볼 베어링의 모델^(1,2,4)과 동일해진다.

2.4 분포 질량 요소

허브 하부에 접착되어 모터 코어(core)와 작용하는 원형 영구 자석의 경우 직렬 연결되는 중간 접착제의 유연성으로 인하여 그 강성은 무시할 수 있으나 비중이 큰 재질이므로 허브상에 존재하는 분포 질량으로 간주한다. 그 경우, 축요소 방정식 (1)로부터 강성만을 무시하여 요소 방정식을 얻을 수 있다.

3. 전체 계의 동적 모델

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

$$(M_R + jM_I) \ddot{z} + (C_R + jC_I + j\Omega G) \dot{z} + \{K_0 + j\Omega(K_{1R} + jK_{1I}) + \Omega^2(K_G - K_2)\} z = Q \quad (6)$$

여기서 z 는 각 절점에서의 복소변위 벡터를 나타내며, 모든 계수는 실행렬로서 의대칭인 M_I 를 제외하고는 모두 대칭이고 $M_i, C_i, (i=R, I), G$ 는 전체 질량, 감쇠, 자이로 행렬이며 전체 강성 행렬중 K_0, K_{1i}, K_G, K_2 는 각각 회전속도 Ω 와 무관하거나 1차, 2차로 비례하는 계수성분을 나타낸다. 또한 C_I 와 K_{1i} 는 HDB의 교차 연성 값들을 포함하며 Q 는 일반화 외력 벡터로서 집중력 $F = [f_{xS} \quad Q_S \quad f_{xD} \quad Q_D]^T$ 가 작용할 경우 다음과 같이 표현된다.

$$Q = E(P) F \quad (7)$$

여기서 $E(P)$ 는 공간 위치의 함수인 입력 행렬이다. 지금까지 다루어 온 회전 좌표계에 관한 식은 모드

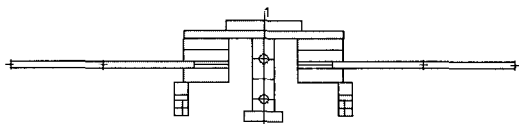


Fig. 4 Finite meshes

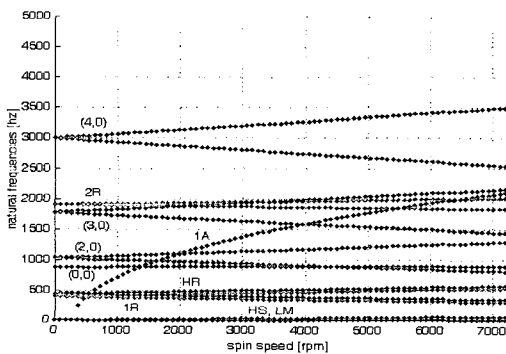


Fig. 5 Campbell diagram

해석이나 불평형 응답 해석 등에서는 적용이 유리하나, 입력력이 고정 좌표계 기준으로 발생하는 강제진동의 경우 불편한 단점이 있다. 이에 {0}에서의 일반화 좌표 벡터를 Z 라고 정의하고 식 (6)에 대하여 다음과 같은 좌표변환을 실시한다.

$$z = RZ \quad (8)$$

여기서 변환행렬 $R = e^{-j\Omega t} I$ 이며 I 는 항등 행렬이다. 이 경우 $R R^* T = I$ 임을 고려하고 식 (8)을 식 (6)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 고정 좌표계에 관한 모델을 얻을 수 있다.

$$(M_R + jM_I) \ddot{Z} + [C_R + jC_I + j\Omega\{G - 2(M_R + jM_I)\}] \dot{Z} + \{K_0 + j\Omega(K_{1R} + jK_{1I} - C_R - jC_I) + \Omega^2(K_G - K_2 - M_R - jM_I + G)\} Z = \hat{Q} \quad (9)$$

여기서 $\hat{Q} = R^* T Q$ 이며, 위 식은 $\Omega=0$ 일 때 식 (6)과 같아진다.

4. 수치 시뮬레이션 및 실험 결과

앞 절까지 기술된 내용과 해석방법⁽⁵⁾을 토대로 디스크 모드와 불평형 연성 모드에 집중하기 위하여 선택된 Fig. 1의 디스크 1장 짜리 HDD 스피들계에 대하여 자유 및 강제 진동을 계산하였다.

샘플의 주요 제원은 $h_D=1.27, h_1=2, h_2=3.5, h_3=7.3, h_4=10.8, h_5=2.5, h_6=14.3, h_7=17.4, h_8=0.3, h_9=20, h_{10}=3.8, r_1=2, r_2=7.25, r_3=8.25, r_4=15.1, r_5=47.5, r_6=3.7, r_7=6.5, r_8=14.25, r_9=15.25, r_{10}=16.75, b_1=7.7, b_2=15.7$ mm 등이며 $E_S = E_D = 7.2 \times 10^{10}$ N/m², $\nu=0.36, \rho_S=2750, \rho_D=2800$ kg/m³, 그리고 동작속도 7200 rpm에서 상부 저널 베어링 계수 $k_1=1.30 \times 10^7, k_2=1.65 \times 10^7$ N/m, $c_1=4.16 \times 10^4, c_2=0$ Ns/m, 하부 베어링 계수 $k_1=1.46 \times 10^7, k_2=2.05 \times 10^7$ N/m, $c_1=5.19 \times 10^4, c_2=0$ Ns/m와 트러스트 베어링의 경우 상부 강성 및 감쇠 계수가 각각 1.01×10^7 N/m, 150 Ns/m, 하부의 경우 1.01×10^7 N/m, 400 Ns/m 등이다.

해석을 위하여 Fig. 4와 같이 허브와 요크를 11개,

하드 디스크를 2개, 회전축을 5개, 영구자석을 2개의 매쉬로 분할하였으며 디스크의 경우 실제로 클램핑이 되는 유효 내경을 26 mm로 튜닝하였다. 또한 전술한 바대로 상·하 트러스트 베어링을 한개의 양방향 베어링으로 간주하여 강성과 감쇠값을 그들의 평균값으로 취하였다.

4.1 모드 해석

절직경수 $n=0\sim 4$ 인 경우에 대하여 Fig. 5와 같은 Campbell 선도를 얻었으며 $n=0$ 와 1일 때의 디스크와의 연성 모드 형상은 Figs. 6, 7과 같다.

Fig. 5로부터 HDB의 경우 볼 베어링의 경우와는 달리 감쇠가 큰 수 개의 저차 모드(LM)들 이후에 반속도 홉(HS)이 발생하는 것을 알 수 있으며 그 모드 형상은 허브와 회전축이 거의 일체로 진동하는 강체 원추형(rocking) 운동임을 알 수 있었다. 한편, Fig. 6 (1A 모드)을 보면 동작속도에서 축의 종방향 진동과 디스크의 우산형 모드간의 연성을 관찰할 수 있으며 베어링의 강성계수가 Ω 에 선형 비례하다는 가정에 따라 약 270 rpm 이상에서는 $\sqrt{\Omega}$ 함수 형상의 고유 진동수 값이 나타남을 알 수 있다.

또한 탄성에 의하여 회전축의 경우는 일부 모드에

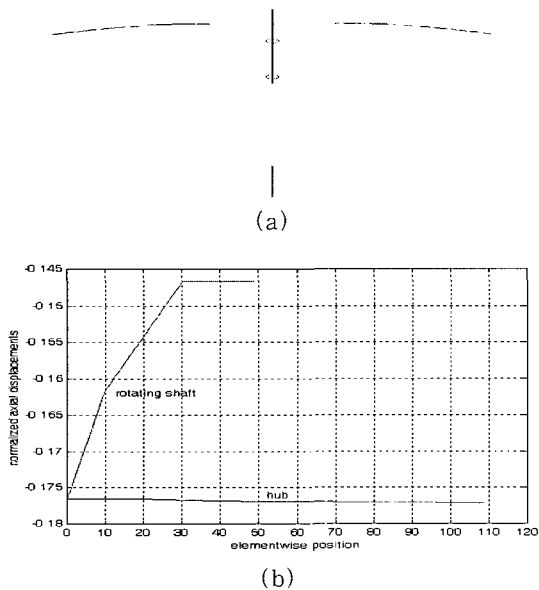


Fig. 6 Coupled longitudinal mode at operating state : (a) shape (b) hub & shaft displacements

서 비교적 큰 종방향 변위를 일으키나 주 관심 대상인 허브의 변위는 10 kHz 범위내에서 오직 상기 모드만에서만 크게 나타난다. 참고로 그 때의 회전축과 허브의 종방향 변위는 Fig. 6(b)에 보인 바와 같으며 그림의 수평축은 각 요소의 10등분된 위치를, 수직축은 고유벡터의 최대요소가 1이 되도록 정규화된 경우의 변위 크기를 나타낸다. 동 그림에서 회전축이 결합된 3번째 노드점에서 두 변위가 상호 일치함을 알 수 있다.

Fig. 7의 위에서부터 1번(1R), 2번(2R)째 모드는 각각 동상(in-phase)과 역상(out-of-phase) 원추형, 그리고 3번(3R), 4번(4R)째는 디스크의 절원수가 1이며 각각 허브의 횡방향 병진과 동상 및 역상 원추형 운동이 혼합된 모드들로서 정지시 6240, 7238 Hz에서 나타난다.

이상의 계산결과를 검증하기 위하여 샘플의 진동 실험을 수행하였으며 비교 목적으로 그 결과를 Table 1에

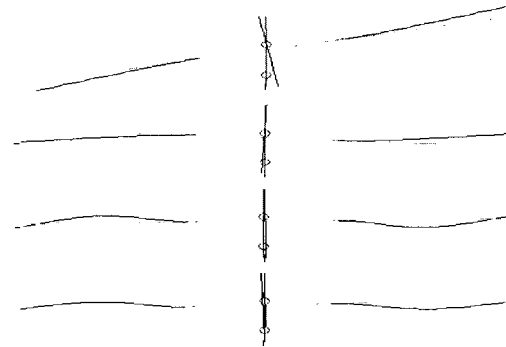


Fig. 7 Coupled flexural mode shapes

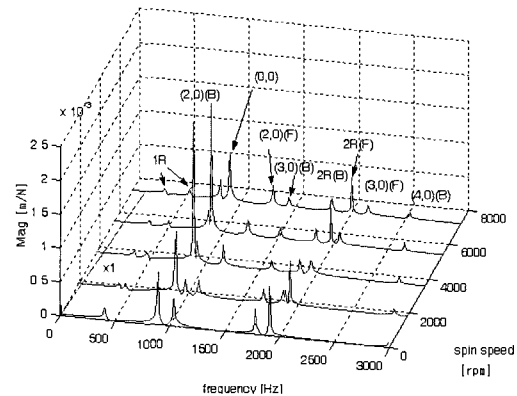


Fig. 8 FRF waterfall plot(longitudinal)

수록하였다. 동 표에서 B와 F는 각각 자이로 효과에 의하여 분리되는 모드의 후진파와 전진파를 나타내며 실험결과중 '-'은 내부 감쇠나 실험의 어려움 등으로 해당 모드를 관찰할 수 없었던 경우를 의미한다.

4.2 주파수 응답 함수

각 진동 모드의 가진 상태와 주파수를 파악하기 위하여 주파수 응답함수(FRF)를 회전속도의 변화에 대하여 계산하였다. Fig. 8은 종방향으로 디스크의 가장 자리를 임펄스 해머로 가진하고 반대쪽 가장 자리에서 변위를 측정된 경우이며 Fig. 9는 횡방향으로 허브의 상단 지점에서 가진하고 동 위치에서 허브의 변위를 측정된 경우이다. 특히 Fig. 9에서는 작은 반속도 휠이 관찰되고 있다.

한편 Fig. 8에 대응하는 모빌리티(mobility)의 실험 결과는 Figs. 10, 11과 같다. 질량 분균형력에 의한 허브의 횡방향과 연성된 디스크 진동인 Fig. 11의 120 Hz 피크 성분을 제외하면 Table 1에서 알 수 있듯이 반속도 휠이나 비연성 디스크 모드는 계산과 실험이 잘 일치하나, 실험치의 주파수 분해능 12.5 Hz를

감안하더라도 원추형 운동 모드들의 경우 계산 결과가 실험치 보다 상당히 낮게 나오는 것을 알 수 있다. 그 원인은 입력 파라미터의 오차외에도, 실제 각 HDB내 축 저널부가 기울어질 경우 중앙에 위치하던 베어링내 최대 압력점이 유막 두께가 최소화되는 쪽으로 이동하면서 저널 및 트러스트 베어링이 회전강성과 감쇠를 야기시키기 때문으로⁽⁸⁾ 사료된다.

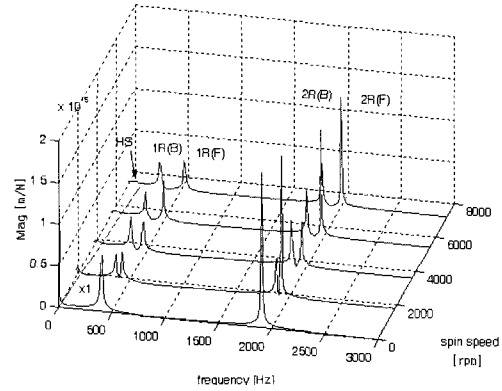


Fig. 9 FRF waterfall plot (flexural)

Table 1 Modes and their frequencies(Hz)

ID.	Modes	Freqs. when $\Omega=0$ rpm			Freqs. when $\Omega=7200$ rpm		
		Comp.	Exp.	Error(%)	Comp.	Exp.	Error(%)
LM	Hub rocking, hub longitudinal translation, local rotating shaft vibration, etc	0	-	-	Lower than 14	-	-
HS	Half-speed whirl	0	0	0	63	63	0
1A	Coupled axial mode	0	-	-	2095	-	-
1R	In-phase rocking	405	512	20.9	305(B), 536(F)	388(B), 650(F)	21.4, 17.6
HR	Rigid hub rocking with the rotating shaft deflected	447	-	-	348(B), 572(F)	-	-
(0,0)	Disk (0,0)	887	850	4.4	896	870	3.0
(2,0)	Disk (2,0)	1036	1037	0.1	812(B), 1292(F)	813(B), 1288(F)	0.1, 0.3
(3,0)	Disk (3,0)	1780	1775	0.3	1435(B), 2154(F)	1438(B), 2150(F)	0.2, 0.2
2R	Out-of-phase rocking	1908	2287	16.6	1826(B), 2008(F)	-	-
(4,0)	Disk (4,0)	3002	2988	0.5	2536(B), 3496(F)	2525(B), -	0.4, -

이에 예로써 상·하 저널 베어링의 대각 및 비대각 (또는 교차 연성) 회전 강성치를 각각 754, 2260 Nm/rad, 그리고 해당 회전감쇠를 각각 4, 0 Nms/rad 이라고 공히 가정하였을 때, 1R과 2R 모드의 정지시 주파수가 각각 492, 1977 Hz까지 상승함을 확인할 수 있었고, 계수간 비율을 동일하게 유지한 채 대각 회전 강성치를 0부터 1k까지 변화시키며 두 모드의 주파수 추이를 구해보면 Fig. 12에서와 같다. 즉, 회전

강성이 약 100 Nm/rad이하에서는 민감하게 증가하며 그 이상에서는 특정 값에 수렴한다.

5. 결 론

본 논문에서는 유체 동압 베어링 지지 회전축형 HDD 스피들 계의 종 및 횡 방향 진동 해석을 위하여 필요한 유한 요소 모델들을 유도하였고 그들을 기반으로 자유 및 강제 진동 해석을 수행하였다.

샘플 HDD 스피들들을 대상으로 수치 시뮬레이션 하였으며 그 결과, 유체 동압 베어링의 독특한 반속도 휠을 관찰할 수 있었고 저차 종방향 모드에 있어서 회전축이 미치는 영향이 크지 않으며 1차 종방향 연성 진동에 있어서도 탄성효과에 의하여 동작속도에서 단지 약 0.7%만의 진동수 저하를 확인할 수 있었다.

또한 계산과 실험 결과와의 비교로부터 각 모드의 주파수가 잘 일치함을 알 수 있었으나 원추형 운동 (rocking) 모드의 경우 차이가 비교적 크며 이는 입력 파라미터의 오차 가능성외에도 유체 동압 베어링의 회전 저항 토크를 모델에 반영시킬 필요성을 시사한다.

후 기

본 연구는 산학협동재단의 2002년도 학술연구비 지원에 의하여 이루어 졌으며 이에 관계자들에게 감사사를 드립니다. 또한 원고 작성을 도운 고인환, 박상준 군에게도 감사를 표합니다.

참 고 문 헌

- (1) 전상복, 이종원, 1997, "축-이중 원관계의 진동해석," 대한기계학회 논문집(A), 제 21 권, 제 6 호, pp. 896~906.
- (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, pp. 175~187.
- (3) 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,

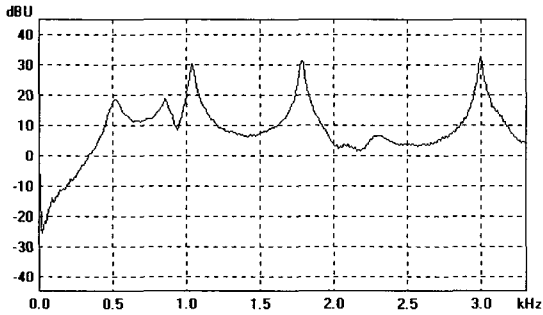


Fig. 10 Experimental FRF at stationary state

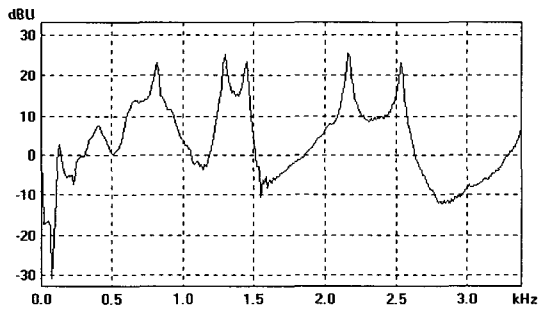


Fig. 11 Experimental FRF at operation state

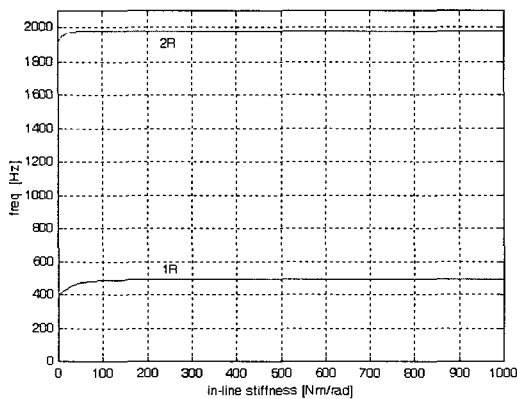


Fig. 12 Natural frequencies of rocking modes vs. rotational stiffness

Vol. 2, pp. 1~11.

(4) Lim, S., 2000, "Finite Element Analysis of Flexural Vibrations in Hard Disk Drive Spindle Systems," Journal of Sound and Vibration, Vol. 234, No. 4, pp. 601~616.

(5) 임승철, 2000, "하드디스크 드라이브 회전축계의 강제 진동해석," 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 1601~1608.

(6) Dimarogonas, A. D. and Haddad, S., 1992, Vibration for Engineers, Prentice Hall.

(7) 윤진욱, 장건희, 2003, "흙이 회전하는 빗살무늬 저널 베어링의 안정성 해석", 한국소음진동공학회 논문집, 제 13 권, 제 4 호, pp. 247~257.

(8) Stachowiak, G. W. and Batchelor, A. W., 2000, Engineering Tribology, Elsevier.

부록 1 축 요소의 계수행렬

$$M_{SA}^e = \int_0^l \rho_s A_s \psi_{SA} \psi_{SA}^T dx$$

$$K_{SA}^e = \int_0^l E_s A_s \psi_{SA}' \psi_{SA}'^T dx$$

$$M_S^e = \int_0^l (\rho_s A_s \psi_S \psi_S^T + I_{Sp} \psi_S \psi_S^T / 2) dx$$

$$G_S^e = \int_0^l (\rho_s A_s \psi_S \psi_S^T - I_{Sp} \psi_S \psi_S^T / 2) dx$$

$$K_S^e = \int_0^l E_s I_s \psi_S'' \psi_S''^T dx$$

여기서 ρ_s , A_s , E_s , I_{Sp} , I_s 는 각각 요소의 밀도, 단면적, Young 계수, 극 질량 관성 모멘트, 횡면적 관성 모멘트를 나타낸다.

부록 2 원판 요소의 계수행렬

$$K_{De} = \int_{R_i}^{R_o} \pi D_E \left[\psi_D'' \psi_D''^T + \frac{\nu}{r} (\psi_D'' \psi_D'^T + \psi_D' \psi_D''^T) - \frac{n^2 \nu}{r^2} (\psi_D'' \psi_D^T + \psi_D \psi_D''^T) + \frac{1 + 2n^2(1-2\nu)}{r^2} \psi_D' \psi_D'^T - \frac{n^2(3-2\nu)}{r^3} (\psi_D' \psi_D^T + \psi_D \psi_D'^T) + \frac{2n^2(1-\nu) + n^4}{r^4} \psi_D \psi_D^T \right] r dr$$

$$D_E = \frac{E_D h_D^3}{12(1-\nu^2)}$$

$$K_{Dg} = \int_{R_i}^{R_o} \pi h_D [\sigma_r \psi_D' \psi_D'^T + n^2 \sigma_\theta \psi_D \psi_D^T / r^2] r dr$$

$$\sigma_r = \frac{\rho_D \Omega^2}{8} \left[-(3+\nu)r^2 + \frac{(1+\nu)\{R_2^4(3+\nu) + R_1^4(1-\nu)\}}{\{(1+\nu)R_2^2 + (1-\nu)R_1^2\}} - \frac{R_2^2 R_1^2 (1-\nu)\{R_1^2(1+\nu) - R_2^2(3+\nu)\}}{r^2 \{(1+\nu)R_2^2 + (1-\nu)R_1^2\}} \right]$$

$$\sigma_\theta = \frac{\rho_D \Omega^2}{8} \left[-(1+3\nu)r^2 + \frac{(1+\nu)\{R_2^4(3+\nu) + R_1^4(1-\nu)\}}{\{(1+\nu)R_2^2 + (1-\nu)R_1^2\}} + \frac{R_2^2 R_1^2 (1-\nu)\{R_1^2(1+\nu) - R_2^2(3+\nu)\}}{r^2 \{(1+\nu)R_2^2 + (1-\nu)R_1^2\}} \right]$$

여기서 ν , h_D , R_1 , R_2 는 각각 요소의 푸아송비, 두께, 그리고 하드디스크의 내·외 반경을 의미한다.