

유체 동압 베어링 지지 HDD 스피들 계의 자유 및 강제 진동

Free and Forced Vibrations of HDD Spindle Systems Supported by Hydrodynamic Bearings

임 승 철
Seungchul Lim

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(반속 횡)

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 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 the performance of the new type bearings. In this context, this paper treats analysis of free and forced vibrations of such-designed HDD spindles based on more sophisticated models and validation by means of experiments. Remarkably, to this end each component in the system is 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 진동과 소음 그리고 디스크 장당 저장 용량을 증가시키는 데에 한계가 있다. 이에 국내외 관련업체에서는 최근들어 볼 베어링 대신 유체 동압 베어링(HDB)을 사용하는 쪽으로 방향을 전환하고 있으나 정밀한 해석 도구의 부재로 설계시 고충을 겪고 있다.

따라서 본 논문에서는 기존의 모델^(1~3)로는 특히 해석이 어려운 복잡한 구조의 회전축형 HDD 스피들 계의 자유 및 강제 진동을 유한요소법에 근거하여 해석하고자 한다. 그러한 목적을 위하여 필요

한 유한요소 모델의 유도, 전체 회전축계의 동적 모델 유도, 수치 시뮬레이션, 그리고 샘플 HDD의 진동실험 등을 수행하였다.

2. 유한요소 모델

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

그 중 허브, 크래프, 스페이서, 요오크 등은 축 요소, 하드 디스크는 환상 원판 요소, 영구자석은 분포 질량 요소, 베어링은 강성과 감쇠를 갖는 집중 요소, 그리고 회전축은 허브에 연결되는 별개

* 명지대학교 기계공학과
E-mail : slim@mju.ac.kr
Tel : (031) 330-6423, Fax : (031) 321-4959

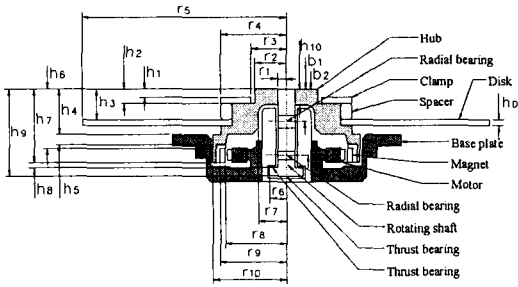


Fig. 1 HDD spindle system

의 축 요소로 각각 모델링 될 수 있다.

본 논문에서는 해석 전반에 걸쳐 등방성과 충분히 작은 탄성변형을 가정하며 회전에 의한 영향 즉, 원심력 및 Coriolis 력을 고려하였다. 그러나 축의 종방향 운동을 제외하면 종전의 연구 결과^(4,6)와 중복되는 내용이 많으므로 지면 관계상 자세한 모델의 유도과정은 생략하며 결과 식 위주로 설명하고자 한다. 한편 요소의 3차원 방위 표현을 위하여 3가지 좌표계를 사용하였다. 즉, $OX_0Y_0Z_0$ - 고정 관성좌표계 {0}, $OX_1Y_1Z_1$ - Ω 의 속도로 회전하는 좌표계 {1}, $OX_2Y_2Z_2$ - 축 몸체 고정 좌표계 {2}.

2.1 축요소

회전축을 여러 개의 요소로 분할한 후 그 중 하나를 Fig. 2에 도시할 때, 3차원 공간 변위 u_S 를 지배하는 요소 모델은 {1}에서 종과 횡 방향간에 독립된 식 (1)과 같이 구해진다.

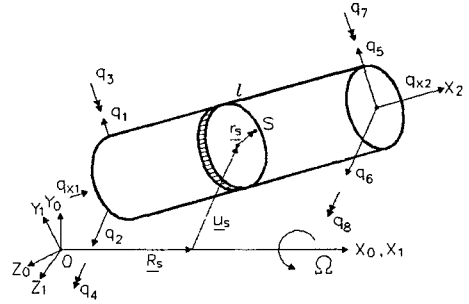


Fig. 2 Finite shaft element

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

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

여기서 $q_x = [q_{x1} \ q_{x2}]^T$, $z_S = q_y + j q_z$ 는 각각 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. 그리고 f_{xS} 와 Q_S 는 각각 단면 내 (r, θ) 위치에 작용하는 종방향 외력과 요소에 작용하는 횡방향 복소 외력이다. 또한, $\psi_{SA}(x)$ 와 $\psi_S(x)$ 는 축의 종 및 횡 방향 탄성변위를 가정모드법에 따라 공간 이산화할 때 사용된 Lagrange 1차 및 Hermite 3차 형상함수 벡터이며, $\phi_S(x) = \partial \psi_S(x) / \partial x$ 이다.

2.2 원판 요소

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} m_D^e & 0^T \\ 0 & m_D^e \psi_S(x_D) \psi_S^T(x_D) + I_D \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) \\ \psi_D(1+j)\delta_{r0} & -\psi_D \phi_S^T(x_D) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\psi}_D^T(1-j)\delta_{r0} \\ -\phi_S(x_D) \bar{\psi}_D^T \\ M_D^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \bar{z}_A \\ \bar{z}_S \\ \bar{z}_D \end{Bmatrix} \\ + j\Omega & \begin{bmatrix} 0 & 0^T \\ 0 & 2m_D^e \psi_S(x_D) \psi_S^T(x_D) + (I_b - 2I_D) \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D) \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\bar{z}}_A \\ \dot{\bar{z}}_S \\ \dot{\bar{z}}_D \end{bmatrix} = \begin{Bmatrix} \int_D f_{xD} dD \\ \psi_S(x_D) \int_D Q_D dD - \phi_S(x_D) \int_D f_{xD} r e^{j\theta} dD \\ \int_D f_{xD} \psi_D(r) e^{j\theta} dD \end{Bmatrix} \quad (2) \\ + & \begin{bmatrix} 0 & 0^T \\ 0 & \Omega^2 \{-m_D^e \psi_S(x_D) \psi_S^T(x_D) + (I_D - I_b) \phi_S(x_D) \phi_S^T(x_D)\} \\ 0 & -\Omega^2 \psi_D \phi_S^T(x_D) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{z}_A \\ \bar{z}_S \\ \bar{z}_D \end{bmatrix} \\ & \begin{bmatrix} 0^T \\ -\Omega^2 \phi_S(x_D) \bar{\psi}_D^T \\ K_{De} + K_{Dg} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

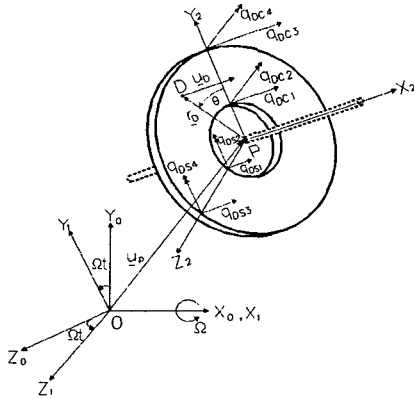


Fig. 3 Annular disk element

하드 디스크를 동심으로 여러 개 분할하여 얻는 Fig. 3과 같은 환상 원판 요소의 면의 방향 변위 u_D 를 지배하는 운동 방정식은 식 (2)와 같다. 동 식에서 m_D^e, I_D, I_p 는 각각 요소의 질량, 직경 및 극 질량 관성모멘트를 나타내며, ρ_D 가 요소의 밀도일 때

$$\overline{\phi}_D = \int_{R_i}^{R_o} \pi \rho_D r^2 \phi_D dr, \quad \overline{\psi}_D = \int_{R_i}^{R_o} \pi \rho_D r \phi_D dr,$$

$$M_D^e = \int_{R_i}^{R_o} \rho_D \pi \phi_D \phi_D^T dr \text{이며, } \delta_{n0} \text{는 Kronecker}$$

delta로서 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. 그 밖에

$z_D = a_{DC} + j a_{DS}$ 로서 특별히 $n=1$ 일 때 일반화 좌표의 물리적 의미는 Fig. 3에 표현된 바와 같고 행렬 K_{De}, K_{Dg} 의 상세 표현은 문헌⁽⁴⁾을 참조하기 바란다.

2.3 HDB 베어링 요소

축의 저널부가 좌표계 {0}의 YZ 평면내에서 변위를 일으킬 때, 반경방향 HDB가 축에 가하는 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 우변 항은 외부 가진 등에 의해 베어링 위치에서 전달되는 외력을 포함한다.

일반적으로 유체 베어링의 강성과 감쇠 계수는 베어링의 형상과 크기, 윤활유의 종류, 부하, 회전 속도 등으로 조합된 무차원 Sommerfeld 수⁽⁵⁾의 함수로서 회전속도에 따라 그 값이 비선형적으로 달라지나 Herringbone 타입의 HDD용 베어링의 경우 부하가 작으므로 등방성과 함께 선형으로 가정한다. 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 비례함.

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

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

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 thrust 베어링에 대하여도 같은 방법으로 다음과 같은 요소 방정식을 얻을 수 있다.

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

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

2.4 분포 질량 요소

허브 하부에 접촉되어 brushless 모터와 작용하는 원형 영구 자석의 경우 중간 접촉제의 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 configuration에 맞춰 각 절점에서의 기하학적 연속성과 힘의 양립성을 고려하고 유한 요소들을 결합하면 좌표계 {1}에 대하여 아래의 일반적 형태를 갖는 시스템 운동 방정식 즉 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 행렬 중 K_0, K_{1i}, K_G, K_2 는 각각 회전속도 Ω 와 무관하거나 1차, 2차로 비례하는 계수성분을 나타낸다. 또한 C_j 와 K_{1i} 는 HDB의 cross-coupling 값들을 포함하며 Q 는 외력 항으로서 집중력 $F = [f_{xS} \ Q_S \ f_{xD} \ Q_D]^T$ 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 해석이나 불평형 응답 해석 등에서는 유리하나, 입출력이 고정 좌표계 기준으로 발생하는 경우에는 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

지금까지 기술된 내용과 방법론⁽⁶⁾을 토대로 디스크 모드와 불평형 연성 모드에 집중하기 위하여 선택된 Fig. 1의 디스크 1장 짜리 HDD 스핀들계에 대하여 자유 및 강제 진동을 계산하였다.

샘플의 주요 제원은 $h_D=1.27, h_1=2, h_2=3.5, h_3=7.3, h_4=10.8, h_5=2.5, h_6=14.3, h_7=17.4, h_8=0.3, h_9=20, h_{10}=3.8, r_1=2, r_2=7.25, r_3=8.25, r_4=15.1, r_5=47.5, r_6=3.7, r_7=6.5, r_8=14.25, r_9=15.25, r_{10}=16.75, b_1=7.7, b_2=15.7\text{mm}$ 등이며 $E_S = E_D = 7.2 \times 10^{10} \text{N/m}^2, \nu = 0.36, \rho_S = 2750, \rho_D = 2800 \text{kg/m}^3$, 그리고 동작속도 7200 rpm에서 상부 저널 베어링 계수 $k_1 = 1.30 \times 10^7, k_2 = 1.65 \times 10^7 \text{N/m}, c_1 = 4.16 \times 10^4, c_2 = 0 \text{Ns/m}$, 하부 베어링 계수 $k_1 = 1.46 \times 10^7, k_2 = 2.05 \times 10^7 \text{N/m}, c_1 = 5.19 \times 10^4, c_2 = 0 \text{Ns/m}$ 와 thrust 베어링의 경우 상부 강성 및 감쇠 계수가 각각 $1.01 \times 10^7 \text{N/m}, 150 \text{Ns/m}$, 하부의 경우 $1.01 \times 10^7 \text{N/m}, 400 \text{Ns/m}$ 등이다.

해석을 위하여 Fig. 4와 같이 허브와 요오크를 11개, 하드 디스크를 2개, 회전축을 5개, 자석을 2개의 mesh로 분할하였으며 디스크의 경우 실제로 클램핑이 되는 유효 내경을 26 mm로 튜닝하였다. 또한 전술한 바와 같은 근거하에 상·하 thrust 베어링을 한개의 양방향 베어링으로 간주하여 강성과 감쇠값을 그들의 평균값으로 취하였다.

4.1 모드 해석

절직경수 $n=0 \sim 4$ 인 경우에 대하여 Fig. 5와 같

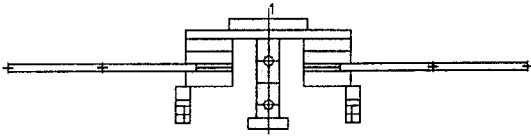


Fig. 4 Finite meshes

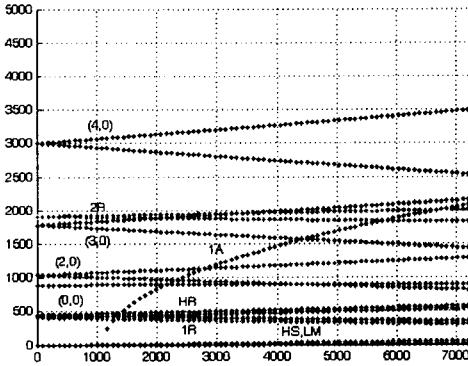


Fig. 5 Campbell diagram

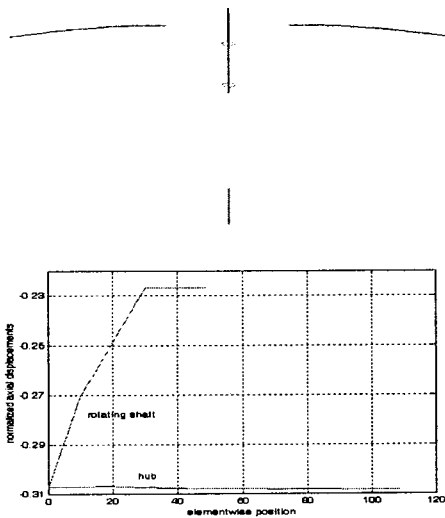


Fig. 6 Coupled longitudinal mode at operating state:(top) shape (bot) hub & shaft displacements

스크와의 연성 모드 형상은 Figs. 6, 7과 같다.

그중 Fig. 6 (1A 모드)을 보면, 동작속도에서 축의 종방향 진동과 디스크의 우산 모드간의 연성을 관찰할 수 있으며 베어링의 강성계수가 Ω 에 선형 비례하다는 가정에 따라 약 1100 rpm 이상에서는 $\sqrt{\Omega}$ 함수 형상의 고유 진동수 값이 나타남을 알 수 있다. 또한 탄성에 의하여 회전축의 경우는 일부 모드에서 비교적 큰 종방향 변위를 일으키나 주 관심 대상인 허브의 변위는 10 kHz 범위내에서 오직 상기 모드만에서만 크게 나타난다 참고로 그때의 회전축과 허브의 종방향 변위는 Fig. 6의 하단에 보여지는 바와 같으며 그림의 수평축은 각 요소의 10등분된 위치를, 수직축은 고유벡터의 최대요소값이 1이 되도록 정규화된 경우의 변위 크기를 나타낸다. 동 그림에서 회전축이 결합된 3번째 노드점에서 두 변위가 상호 일치함을 알 수 있다.

한편, Fig. 5로부터 HDB의 경우 볼 베어링의 경우와는 달리 감쇠가 큰 수 개의 저차모드 (LM)들이 후에 half-speed whirl (HS)이 발생하는 것을 알 수 있으며 그 모드 형상은 허브와 회전축이 거의 일체로 회전하는 강체 운동임을 알 수 있었다. 또한 Fig. 7의 1번(1R), 2번(2R)째 도드는 각각 in-phase 와 out-of-phase rocking, 3번 (정지시 6240Hz), 4번 (정지시 7238Hz)째는 디스크의 절원수가 1이 되며 각각 허브의 횡방향 병진과 in-phase 및 out-of-phase rocking 운동이 혼합된 모드이다.

이상의 계산결과를 검증하기 위하여 샘플의 진동 실험을 수행하였으며 비교 목적으로 그 결과를 Table 1에 정리하였다. 동 표에서 B와 F는 각각 자이로 효과에 의하여 분리되는 모드와 후진파와 전진파를 나타내며 ‘-’은 해당 모드를 실험상에서

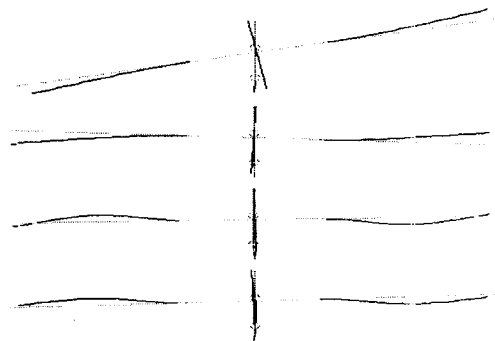


Fig. 7 Coupled flexural mode shapes

은 Campbell 선도를 얻었으며 $n=0$ 와 1일 때의 디

관찰할 수 없었음을 의미한다.

4.2 주파수 응답 함수

각 진동 모드의 가진 상태와 주파수를 파악하기 위하여 주파수 응답함수(FRF)를 계산하였다. Fig. 8은 종방향으로 디스크의 가장자리를 임펄스 해머로 가진하고 반대쪽 가장 자리에서 변위를 측정된 경우이며 Fig. 9는 횡방향으로 허브의 상단 지점에서 가진하고 동 위치에서 허브의 변위를 측정

한 경우이다. 특히 Fig. 9에서는 작지만 half-speed whirl이 관찰되고 있다.

한편 Fig. 8에 대응하는 실험 결과는 Figs. 10, 11과 같다. Table 1과 FRF 들에서 알 수 있듯이 half-speed whirl이나 비연성 디스크 모드는 계산과 실험이 잘 일치하나, 실험치의 주파수 분해능 12.5 Hz를 감안하더라도 rocking 모드들의 경우 계산 결과가 실험치 보다 상당히 낮게 나오는 것을 알 수 있다. 그 원인은 실제 각 HDB가

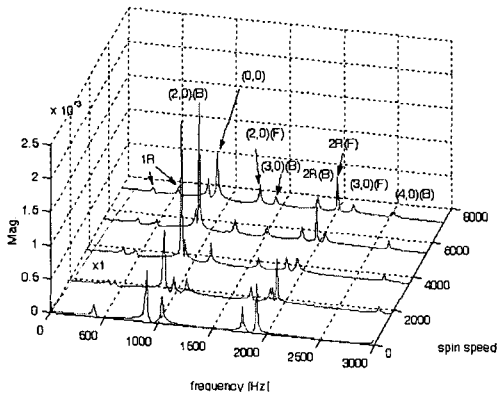


Fig. 8 FRF waterfall plot (longitudinal)

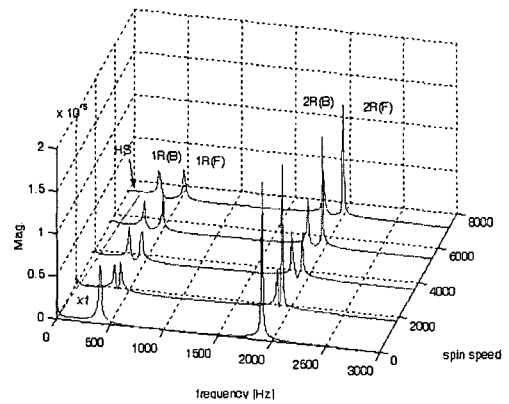


Fig. 9 FRF waterfall plot (flexural)

Table 1. Modes and their frequencies (Hz)

I.D.	modes	freqs. when $\Omega = 0$ rpm			freqs. when $\Omega = 7200$ rpm		
		comp.	exp.	error (%)	comp.	exp.	error (%)
LM	hub rotation, 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	-	-	2086	-	-
1R	in-phase rocking	405	512	20.9	305(B), 536(F)	388(B), 650(F)	21.4, 17.6
HR	rigid hub rotation 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, -

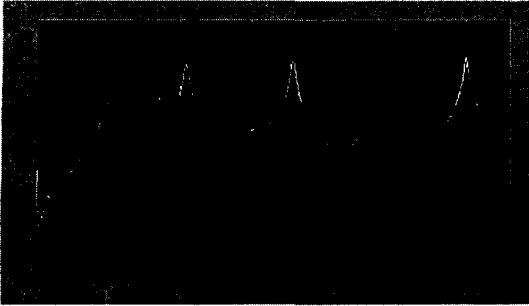


Fig. 10 Experimental FRF at stationary state

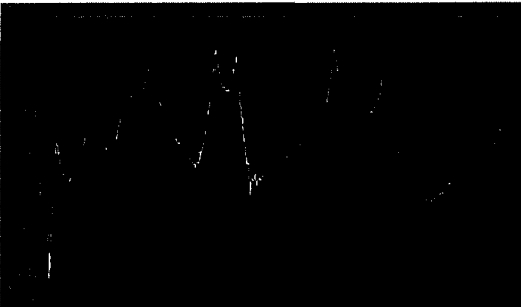


Fig. 11 Experimental FRF at operation state

공간적으로 분포된 강성과 감쇠를 보유하여 회전 운동에 대한 저항 토크도 발생하는 데 있다고 사료된다.

5. 결론

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 스피들을 대상으로 수치 시뮬레이션 하였으며 그 결과, 유체 동압 베어링의 독특한 half speed whirl을 관찰할 수 있었고 저차 종방향 모드에 있어서 회전축이 미치는 영향이 크지 않

며 1차 종방향 연성 진동에 있어서도 탄성효과에 의하여 동작속도에서 단지 약 0.7 %만의 진동수 저하를 확인할 수 있었다.

또한 실험결과와의 비교로부터 각 모드의 주파수가 잘 일치함을 알 수 있었으나 rocking 모드의 경우 오차가 비교적 크며 이는 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 원고작성을 도와 준 고인환, 박상준 군에게도 감사를 표합니다.

참 고 문 헌

- (1) 전상복, 이종원, 1997, "축-이중 원판계의 진동해석", 대한기계학회 논문집(A), 21권 6호.
- (2) Jia, H.S., Chun, S.B., Lee, C.W., 1997, "Evaluation of the Longitudinal Coupled Vibrations in Rotating, Flexible Disks/Spindle Systems", Journal of Sound and Vibration, 208(2)
- (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, 2.
- (4) Lim, S., 2000, "Finite Element Analysis of Flexural Vibrations in Hard Disk Drive Spindle Systems", Journal of Sound and Vibration, 234(4).
- (5) Dimarogonas, A.D. and Haddad, S., 1992, Vibration for Engineers, Prentice Hall.
- (6) 임승철, 2000, "하드 디스크 드라이브 회전축계의 강제 진동해석", 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집.