

하드디스크 드라이브 회전축계의 강제진동해석

임 승 철*

Forced Vibration Analysis of the Hard Disk Drive Spindle Systems

Seungchul Lim

ABSTRACT

This paper is concerned with the forced flexural vibration analysis of hard disk drive (HDD) spindle systems with multiple thin disks, supported by two ball bearings based on the finite element model. This is the extension of the previous work which analytically modeled every system component taking into account its structural flexibility and also the centrifugal stiffening effect especially for the disks. Among the end results, the forced time response is expectedly useful for the vibration control of the spindle itself or the position servo control of the magnetic head. On the other hand, the steady state responses such as the frequency response function and the unbalance response are useful for system identification. Furthermore, through a coordinate transformation the equations of motion is also derived with respect to the inertial frame for convenient analyses of certain classes.

1. 서론

최근 HDD는 그 성능의 향상을 위하여 경량화 되는 동시에 고속화되고 있다. 이와 같은 맥락에서 HDD 회전축계의 진동 해석시, 점차 더 고차모드까지 정밀하게 해석할 필요성과 함께 유연성에 기인하여 요소간 결합된 새로운 연성모드의 출현에 대하여 유의하여 일련의 연구가 수행되었다⁽¹⁻³⁾. 그중, 특히 임⁽³⁾ 등은 HDD 회전축계내 모든 요소의 구조 유연성과 하드 디스크의 원심력 효과를 포함한 모델링을 유한요소법에 근거하여 충실히 수행하였다.

그러나, 이들 연구는 예외없이 모드 해석에 그치고 있어서 모드 주파수와 모드 형상만을 알 수 있을 뿐, 각 모드 혹은 공진의 정량적 크기나 강제진동 응답특성을 알려 주지는 못하고 있다.

* 명지대학교 기계공학과

이러한 필요성에 따라, 본 논문에서는 전형적 형태의 HDD에 대한 문헌⁽³⁾의 유한요소 모델을 이용하여 주파수 응답, 불균형 응답, 강제 시간응답 등을 구하는 방법을 제시하고자 한다. 본 연구결과를 이용하면 시스템의 identification 뿐만 아니라, 가진 입력의 크기가 알려진 경우 공진의 크기를 가늠할 수 있어 축계 자체의 진동/소음의 제어 혹은 자기헤드의 위치 서보 제어기의 설계에 도움이 될 것으로 기대된다.

또한, 입출력이 고정 관성 좌표계를 기준으로 이루어 지는 경우 편리하게 해석에 사용될 수 있는 운동방정식을 좌표변환을 통하여 구하였다.

2. 시스템 운동 방정식

본 논문에서는 Fig. 1과 같은 HDD 회전축계를 구성하는 축과 원판 그리고 베어링 등 모든 요소

의 유연성과 회전에 의한 영향 즉, 원심력 및 Coriolis력을 고려하여 유도한 유한요소 모델⁽³⁾을 이용한다. 따라서 자세한 유도과정은 생략하나 논리 전개상 필요한 요소 방정식등 일부 결과를 간단히 언급하고자 한다.

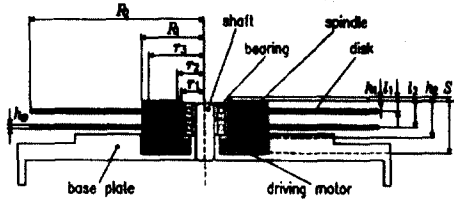


Fig. 1 Hard disk drive system

먼저 회전축을 여러개의 작은 요소로 분할한 Fig. 2의 축요소의 경우, 요소의 운동 방정식은 $OX_0Y_0Z_0$ 관성 좌표계 {0}에 대하여 X축 방향으로 일정속도 Ω 로 자전하는 회전좌표계인 $OX_1Y_1Z_1$ 축 {1}을 기준으로 할 때 식 (1)과 같다.

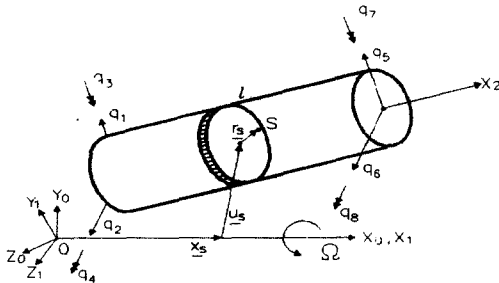


Fig. 2 Finite shaft element

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

여기서 $z_S = a_y + ja_z$ 는 복소 일반화 변위좌표, M_S^e , G_S^e , K_S^e 는 각각 질량, 자이로, 강성 행렬, 그리고 Q_S 는 축 몸체 고정좌표계에서 표현된 불균형 질량에 의한 원심력 혹은 기타 외력의 Y 및

Z 방향 성분힘을 갖는 복소 힘 벡터이다. 또한, $\phi_S(x)$ 는 축의 탄성변위를 가정모드법⁽⁴⁾에 따라 공간 이산화할 때 사용된 축방향 위치의 함수인 형상함수 벡터이다.

한편, 정밀해석을 위하여 각 원판을 다시 여러개의 환상 원판요소로 분할한 Fig. 3과 같은 요소의 운동 방정식은 식 (2)와 같다.

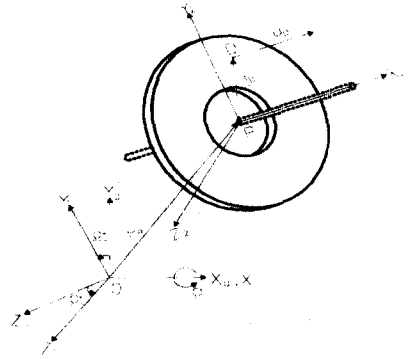


Fig. 3 Annular disk element

$$\begin{aligned} & \begin{bmatrix} m_D^e \Psi_S(x_D) + I_D \Phi_S(x_D) & -\Phi_{SD}(x_D) \\ -\Phi_{SD}^T(x_D) & M_D^e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z}_S \\ \dot{z}_D \end{Bmatrix} \\ & + j\Omega \begin{bmatrix} 2m_D^e \Psi_S(x_D) + (I_D - 2I_D) \Phi_S(x_D) & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z}_S \\ \dot{z}_D \end{Bmatrix} \\ & + \begin{bmatrix} -\Omega^2 \{m_D^e \Psi_S(x_D) + (I_D - I_p) \Phi_S(x_D)\} & -\Omega^2 \Phi_{SD}(x_D) \\ -\Omega^2 \Phi_{SD}^T(x_D) & K_{De} + \Omega^2 K_{D\omega} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} z_S \\ z_D \end{Bmatrix} \\ & = \begin{Bmatrix} \phi_S(x_D) \int_D Q_D dD \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2) \end{aligned}$$

여기서 $z_D = a_{Dc} + ja_{D\omega}$ 는 원판의 면외방향 변위에 관계되는 복소 벡터이며, m_D^e , I_D , I_p 는 각각 요소의 질량, 직경 및 극 질량 관성 모멘트이다. 또한 M_D^e , K_{De} , $K_{D\omega}$ 는 각각 환상 원판 요소의 질량, 일반 탄성 강성, 그리고 원심력에 의하여 발생하는 geometric 강성 행렬중 Ω^2 인자를 분리해 낸 행렬이다. 한편, $\phi_S(x_D)$ 와 Q_D 는 각각 원판 설치위치에서의 축의 형상함수 벡터 그리고 원판의 몸체고정 좌표계 $OX_2Y_2Z_2$ 축, {2}에서의 면내 방향 힘을 표현하는 복소 힘 벡터를 의미한다.

식 (2)에서 z_S 는 축의 임의의 node 점과 일치하는 원판 중심에서의 2×1 복소 변위 벡터이며, z_D 는 원판의 내주 및 외주에 하나씩 부여된 node점에서의 복소 운동 자유도를 표현하는 4×1 복소 변위 벡터이다.

그 밖에 시스템 구성요소인 볼 베어링의 경우는 회전계에 반경방향으로 강성과 감쇠효과만을 주는 것으로 가정하면, 다음과 같이 하나의 스칼라 운동 방정식이 유도된다.

$$c_B \dot{z}_B + (k_B + j c_B \Omega) z_B = Q_B \quad (3)$$

여기서 z_B 는 축의 임의의 node 점과 일치하는 베어링 위치에서의 스칼라 복소 변위이며, c_B 와 k_B 는 각각 등방성 베어링의 감쇠 및 강성 계수이다. 또한 Q_B 는 회전좌표계 (1)에서 표현한 Y 및 Z 방향 외력 성분을 갖는 복소 힘이다.

이상과 같은 요소 방정식들을 HDD의 configuration에 맞춰 결합하면 (1)좌표계에 대하여 아래와 같은 일반적 형태의 시스템 운동 방정식을 얻게 된다.

$$M \ddot{z} + (C + j \Omega G) \dot{z} + (K_0 + j \Omega K_1 + \Omega^2 K_2) z = Q \quad (4)$$

여기서 모든 계수 행렬은 총 절점의 개수가 n 일 때 크기가 $2n \times 2n$ 이며 대칭으로서 M , C , G 는 전체 질량, 감쇠, 자이로 행렬이며 전체 강성행렬중 K_0 , K_1 , K_2 는 각각 회전속도 Ω 와 무관하거나 1차, 2차로 비례하는 계수성분을 나타낸다.

3. 자유 및 강제 진동 해석

3.1 모드 해석, 위험속도 예측, 동적 안정도 판별

앞에 제시된 시스템 운동 방정식으로부터 다양한 진동해석을 수행할 수 있다. 그 중 가장 기본적인 모드 해석과 주 및 부 위험속도의 예측, 그리고 동적 안정도 판별을 위하여는 식 (4)를 다음과 같은 상태방정식 형태로 변환하여 수행함이 바람직

하다.

$$\dot{\eta} = A \eta + B Q \quad (5)$$

여 기 서

$$A = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}(K_0 + j \Omega K_1 + \Omega^2 K_2) & -M^{-1}(C + j \Omega G) \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix}, \quad \eta = [z^T \quad \dot{z}^T]^T \text{는 상태변수 벡터이다.}$$

위식으로부터 $\eta = \eta_0 e^{st}$ 와 $Q=0$ 를 대입하여 고유치 문제를 풀면 임의 회전속도 별 각 모드의 주파수와 모드 형상을 알 수 있다. 단, 이 때 (0)에 대한 고유진동수는 앞에서 구한 고유 주파수 λ 에 원판의 절직경수를 n 라고 할 때 $n \times \Omega$ 를 더하거나(전진파) 감해 주어야(후진파) 한다.

한편, Campbell 선도를 도시하여 $1x$ 혹은 kx 인 보조선을 그어 교차점을 구하거나 혹은 그들 보조선의 함수를 포함한 대수식의 근을 구하면 주 혹은 부 위험속도들을 구할 수 있다. 또한, 고유치 λ 의 실수부의 부호로부터 시스템의 동적 안정성을 판별할 수 있다.

3.2 주파수 응답

한편, 식 (4)의 양변을 Laplace 변환한 후 연산자 s 대신에 $j\omega$ 를 대입하면 정상상태에서의 입출력 관계를 아래와 같이 얻을 수 있다.

$$z(j\omega) = T(j\omega) Q(j\omega) \quad (6)$$

여기서, $T(j\omega)$ 는 주파수 응답함수(FRF) 행렬로서 $T(j\omega) = [(-M\omega^2 - \Omega G\omega + K_0 + \Omega^2 K_2) + j(C\omega + \Omega K_1)]^{-1}$ 이다. 만일 시스템 입출력을 상호 직교방향인 실수부와 허수부로 분리하고 그들 동일 방향 입출력간의 관계만을 고려하면 식(6)은 다음과 같이 재작성된다.

$$Re(z(j\omega)) = T(j\omega) Re(Q(j\omega)) \quad (7.a)$$

$$Im(z(j\omega)) = T(j\omega) Im(Q(j\omega)) \quad (7.b)$$

그러나, 사실상 대부분의 경우 FRF를 (1)좌표계보

다는 고정 관성 좌표계 (0)에 대하여 실험적으로 구하게 된다. 이에 $z(t)$ 중 축 node점에서의 일반화 병진 변위 좌표 $q_1(t) + jq_2(t)$ 와 (0)에서 관측되는 해당 축변위 $Y(t) + jZ(t)$ 와의 관계를 먼저 살펴 보면

$$Y + jZ = e^{j\Omega t}(q_1 + jq_2) \quad (8)$$

임을 알 수 있고, 위 식에서 Y 와 Z 를 구한 다음 그들을 Laplace변환하면 다음과 같은 연립 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{cases} Y(s) \\ Z(s) \end{cases} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & 1 & j & -j \\ -j & j & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{cases} q_1(s-j\Omega) \\ q_1(s+j\Omega) \\ q_2(s-j\Omega) \\ q_2(s+j\Omega) \end{cases} \quad (9)$$

식(9)에 $s = j\omega$ 를 대입하고 q_1 와 q_2 에 식(7)의 관계를 적용한 후, 동일 방향에서만 입출력 관계, 즉 실수부와 허수부를 분리하여 정리하면 외력항이 k 번째 node에 작용하고 s 번째 node에서 FRF를 측정한다고 할 때 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} Y(j\omega) &= \frac{1}{2} (T_{sk}(j(\omega - \Omega) + T_{sk}(j(\omega + \Omega))) \text{Re}(\hat{Q}_k(j\omega)) \\ Z(j\omega) &= \frac{1}{2} (T_{sk}(j(\omega - \Omega) + T_{sk}(j(\omega + \Omega))) \text{Im}(\hat{Q}_k(j\omega)) \end{aligned} \quad (10a,b)$$

여기서, $\hat{Q}_k(j\omega)$ 는 (0)좌표계에서 가해지는 외력을 나타낸다. 위식의 유도과정에서 특기할 것은, 두 직교방향 외력중 FRF를 측정하는 방향의 것만 작용한다고 가정하고 외력에 관해서도 식(8)과 같은 좌표변환을 적용할 때 아래 식(11)과 같이 성립되는 관계식을 이용하였다는 것이다.

$$\text{Re}(Q(j(\omega + \Omega))) = \text{Re}(\hat{Q}(j\omega)) + \text{Im}(\hat{Q}(j\omega)) \quad (11.a)$$

$$\text{Re}(Q(j(\omega - \Omega))) = \text{Re}(\hat{Q}(j\omega)) - \text{Im}(\hat{Q}(j\omega)) \quad (11.b)$$

참고로, 회전속도 $\Omega = 0$ 일 때 식(7)과 (10)은 같아진다.

3.3 불균형 응답

아무리 잘 가공된 부품이라도 완전히 편심을 제거하는 것은 불가능하므로 회전축계의 경우, 통상 가장 중대한 가진원은 불균형 질량에 의한 원심력이 된다. 이와 같이, 회전 속도와 1x로 동기되는 원심력에 의한 가진주파수와 축계의 고유 진동수가 일치하는 경우, whirl이 극심해지며 이와 같은 회전속도를 주 위험속도라고 한다.

특히 고속으로 운전하는 유연 회전체의 경우 기동에서 운전속도에 이르는 동안 여러개의 위험속도를 통과하게 되는 데 이것이 곧 기계의 피로 파괴나 손상 등을 야기시킬 수 있다. 다행히 현재까지의 HDD의 경우는 1차 위험 속도 이하에서 등속 운전하고 있고 그 진동 대부분이 반복되는 RRO의 특성을 갖으나, 그 진폭만은 여전히 무시할 수 없어 소음 진동 저감의 주요 대상이 되고 있다.

따라서 불균형 응답의 해석 방법을 살펴보면, 식(4)를 기준으로 하되 외력항이 다음과 같은 형태를 띄게 된다.

$$Q = \left[\int_D m_e \Omega^2 (u_y + ju_z) \phi_s dD, \dots, 0^T \right]^T \quad (12)$$

여기서 m_e 는 편심 질량, u_y 와 u_z 는 축요소 단면 내에서의 Y 및 Z 방향 편심위치를 의미한다.

불균형 응답의 경우는 통상 정상상태에서의 값에 관심있으므로 식(4)의 특해를 $z = \text{const.}$ 로 가정하고 대입하면, 회전 좌표계 (1)내에서 다음과 같은 해를 얻을 수 있다.

$$z = K(j\Omega) Q(\Omega^2) \quad (13)$$

여기서 K 는 복소 compliance행렬

$$K(j\Omega) = [K_0 + j\Omega K_1 + \Omega^2 K_2]^{-1} \text{이다.}$$

따라서, 임의 절점들에 산재하는 편심에 의한 주파수 응답의 크기를 회전속도에 대하여 알고자 할 때는 관심 절점이 s 번째인 경우 z_s 의 값을 선택하여 그 크기와 위상을 살펴보면 될 것이다. 또한, 그 때의 시간 응답을 구하거나 whirl계적을 점검하고자 할 때는 좌표계 (0)에 대하여 고찰하는 것이 일반적이므로, 좌표계 (0)에 대한 축의 특정 절점

의 시간응답을 식(8)에 의거하여 구한다. 이 때 q_1 과 q_2 는 각각 $Re(z_s)$ 와 $Im(z_s)$ 의 첫 번째 요소들이다. 또한, 원점으로 부터의 순간제적까지의 거리는 다음과 같이 구해진다.

$$d(t) = \sqrt{Y(t)^2 + Z(t)^2} \quad (14)$$

3.4 시간응답 (과도 및 정상 상태)

특정 회전 주파수에서의 질량 불균형이나 베어링 결함등 기타 외부 가진력에 대한 회전축계의 과도 및 정상상태 시간 응답을 구하는 경우, 수치해석적 미방 해법이 요구된다. 이 때, 일반적 알고리즘을 이용하기 위하여는 상태 방정식 (5)의 사용이 바람직하다.

상태변수의 초기조건과 입력 $Q(t)$ 가 주어지면 식 (5)를 적분하여 임의의 시간에서의 상태변수 값을 구할 수 있으나, 자유도가 많은 경우에 대비하여 윗 식을 모드 좌표계로 변환한 후 차수 축소를 시도하는 것이 유익하다. 즉, 3.1절에서 언급한 모드 벡터를 이용하여 모드 행렬 E 를 구성한 다음, 아래와 같은 선형 변환에 의하여

$$\eta(t) = E\beta(t) \quad (15)$$

식 (5)를 모드 좌표계 β 에 관하여 재정리하면 다음 식을 얻는다.

$$\dot{\beta}(t) = \Lambda\beta(t) + \Gamma Q(t) \quad (16)$$

여기서 $\Lambda = E^{-1}AE$ 로서 고유치들로 이루어진 크기가 $4n \times 4n$ 인 대각행렬이며 $\Gamma = E^{-1}B$ 인 크기가 $4n \times 2n$ 인 입력행렬이다. 만일 모드행렬을 조성할 때 저차모드에 관한 고유벡터순으로 열을 정리한다면 모드좌표 벡터 $\beta(t)$ 의 요소 $4n$ 개중 저차 $2m$ 개만을 남기고 차수축소하여도 작은 크기의 고주파 진동성분외에는 계산결과에 큰 차이가 발생하지 않는다. 이러한 방법에 의하여 계산시간을 상당히 단축시킬 수 있다.

그외에 시간응답 계산시 또한 유의하여야 할 것

은 Runge-Kutta방법과 같이 일반적인 수치해석 알고리즘들은 실 상태방정식에 국한되어 있다는 것이다. 이에 그러한 루틴들을 그대로 사용하기 위하여는 복소 식(16)을 실수부와 허수부로 분리하고 그들을 연립하여 다음과 같은 순수 실 상태방정식으로 재구성할 필요가 있다.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} Re[\dot{\beta}] \\ Im[\dot{\beta}] \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} Re[\Lambda] & -Im[\Lambda] \\ Im[\Lambda] & Re[\Lambda] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Re[\beta] \\ Im[\beta] \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} Re[\Gamma] & -Im[\Gamma] \\ Im[\Gamma] & Re[\Gamma] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} Re[Q] \\ Im[Q] \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (17)$$

물론, 윗식은 좌표계 {1}에 대한 식이므로 질량 불균형과는 달리 가진력이 {0}좌표계에 대하여 입력되거나 출력을 {0}좌표계에서 관측하고자 하는 경우에는, 그들을 {1}좌표계로 변환하여 식 (17)에 대입하거나 식(17)의 출력을 {0}좌표계로 변환하여야 한다.

3.5 고정 좌표계에 관한 운동 방정식

지금까지 다루어 온 회전좌표계에 관한 식은 모드 해석이나 불평형 응답 해석등에서는 편리한 점이 많으나, 입출력이 {0}좌표계를 기준으로 하는 경우에는 그때마다 변환이 필요하여 번거로운 면이 있다. 이에, 운동 방정식을 {0}에 대하여 새로이 유도하는 방법이 있지만 본 논문에서는 그보다는 회전좌표계에서의 기본 운동방정식 (4)를 고정좌표계로 변환하는 방법을 선택한다.

{0}좌표계에서의 일반화 좌표 벡터를 Z 라고 정의할 때, 다음과 같은 좌표변환을 실시한다.

$$z = RZ \quad (18)$$

여기서 변환행렬 $R = e^{-j\Omega t}I$ 이며 I 는 항등행렬이다. 이 경우, $RR^* = I$ 임을 고려하고 식 (18)을 식 (4)에 대입하여 연산한 후 정리하면 다음과 같은 고정좌표계 {0}에 관한 운동 방정식을 얻을 수 있다.

$$M\ddot{Z} + (C + j\Omega(G - 2M))\dot{Z} + \{K_0 + j\Omega(K_1 - C) + \Omega^2(K_2 - M + G)\}Z = R^*Q \quad (19)$$

위식은 회전속도 $\Omega=0$ 일 때 식 (4)와 같아짐을 알 수 있다.

식 (18)에 의해 변환된 축변위의 의미는 자명하므로 부연 설명이 불필요하지만, 변환된 디스크 변위의 물리적 의미를 음미해 보면 (0)에서 관측되는

q_{Dc} 와 q_{Ds} 로서 내주 혹은 외주 2지점에서의 원판 변위와 그들의 반경방향 기울기에 해당된다. 따라서, (0)에서 관측되는 디스크 면의 변위는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$u_D(r, \theta, t) = \phi_D^T(r) \{ c n \theta q_{Dc}(t) + s n \theta q_{Ds}(t) \} \quad (20)$$

여기서 n 은 원판 모드의 절직경수이다.

4. 수치 예

지금까지 설명한 내용을 기반으로 자체 개발한 code RODAS를 Fig. 1에 보인 디스크 2장 짜리 HDD 회전축계에 적용하고 그 결과를 살펴 보았다. 우선 그 치수 제원은 $r_1=6.50\text{mm}$, $r_2=15\text{mm}$, $r_3=14.1\text{mm}$, $R_1=16.5\text{mm}$, $R_2=47.5\text{mm}$, $h_D=0.8\text{mm}$, $h_1=0.95\text{mm}$, $h_2=10.37\text{mm}$, $l_1=b_1=3.6\text{mm}$, $l_2=b_2=7.75\text{mm}$, $S=14.42\text{mm}$. 또한, $E_S=E_D=8.0 \times 10^{10}\text{N/m}^2$, $\nu=0.3$, $\rho_S=\rho_D=2790\text{Ns}^2/\text{m}^4$, $k_B=3 \times 10^7\text{N/m}$, $c_B=100\text{Ns/m}$ 등이다.

해석을 위하여 Fig. 4와 같이 허브를 5개, 각 디스크를 2개의 mesh로 분할한 경우, 연성모드에 관하여 Fig. 5와 같은 (0)에 대한 Campbell선도를 얻었으며 그 때의 고유모드 형상은 $\Omega=0$ 일 때 Fig. 6와 같다. 한편, 약 7500 rpm 근방에서 회전하는 경우 beat현상이 발견될 수 있는 데, 이는 Fig. 5에서도 알 수 있듯이 그 속도 영역에서, 첫 번째 전진파(1F)와 2번째 후진파(2B)의 고유 진동수가 매우 근접해 있기 때문이다.

모드 형상은 회전속도가 증가함에 따라 모양이 약간 변화하는 것을 알 수 있었으며, 대체로 원심력의 증가로 인하여 원판의 변위가 상대적으로 작아짐을 알 수 있었다. 또한 30,000 rpm까지 회전속도를 증가시켜 가며 고유치의 실수부를 관찰해

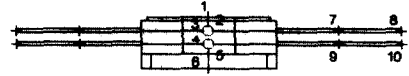


Fig. 4 Finite element meshes

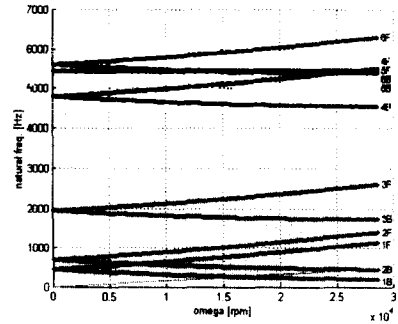


Fig. 5 Campbell diagram

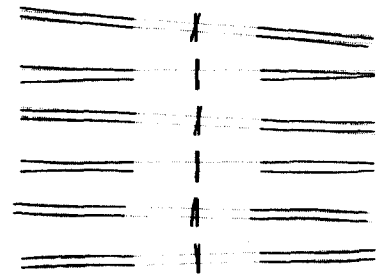


Fig. 6 Mode shapes: from the top, 1st to 6th mode

본 결과 내부 감쇠에 의하여 항상 음수값을 갖게 됨을 알 수 있었다. 따라서, 본 HDD 회전축계는 회전속도에 관계없이 항상 동적 안정성을 갖는다.

한편, FRF를 2번 절점에서의 병진 힘 입력과 동일 절점에서의 병진 변위 출력간에 계산해 보면 회전속도가 0일 때와 1000 rad/s (9,554 rpm)일 때 각각 Figs. 7, 8과 같다. 이 두 결과를 Campbell선도와 비교하면 1, 3, 4차 고유모드의 주파수를 검증할 수 있으며 동시에 각 모드의 상대적 크기비를 알 수 있다. 또한, 각 디스크의 편심을 동일하게 1g씩 중심으로부터 같은 반경방향으로 1cm 위치에 존재한다고 가정하였을 때, 2번 절점 병진변위의 불균형응답을 구해보면 Figs. 9, 10과 같은 결과를 얻는다.

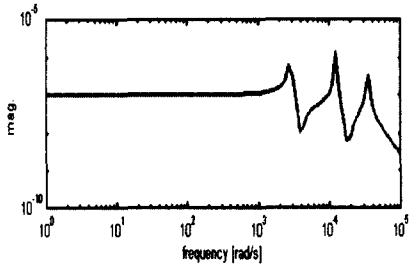


Fig. 7 FRF when $\omega=0$ rad/s

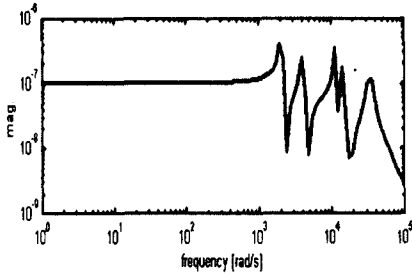


Fig. 8 FRF when $\omega=1000$ rad/s

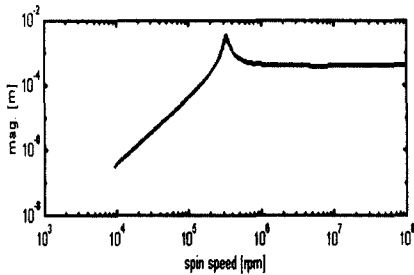


Fig. 9 Unbalance response

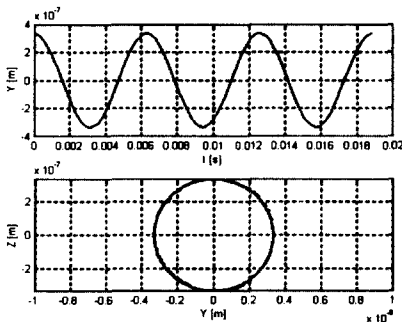


Fig. 10 Unbalance response when $\omega=1000$ rad/s: top) time response, bot.) orbit

위의 두 figure의 결과는 실제 편심량이 어떻게 존재하느냐에 따라 그 크기가 달라질 것이며, 특히 Fig. 9의 경우 그 형상까지 달라질 수 있음에 유의해야 한다. 현재는 5번째 모드만이 뚜렷하게 가진 되어 보이지만, 만일 두 디스크의 편심이 같은 크기라도 서로 반대 방향에 존재하는 경우는 그 보다 저차모드도 동시에 발생됨을 알 수 있었다. 이들 논의는 모두 모드 형상과 밀접한 관련이 있다.

마지막으로, $\Omega=1000$ rad/s일 때 초기조건이 0일 때의 임의 형태의 입력에 대한 과도 및 정상 상태 시간 응답을 계산하였는데, 자기 베어링 시스템에서와 같이 두 베어링 위치에서 (0)좌표계에 대하여 크기가 1N인 계단 입력 형태의 힘을 축에 가하는 경우를 상정하여 질점2에서의 병진변위 응답을 구해본 결과 Fig. 11과 같았다. 이 때, 사용된 알고리즘은 Runge-Kutta 방법이며 계산시간 단축을 위하여 모델의 차수를 1/2만큼 축소하여 계산하였다. 예상한 바와 같이 Fig. 11에서 보면 beat현상이 발견되며, 축의 중심이 외력이 작용하는 방향으로 이동됨을 알 수 있다. 또한 이 경우 불평형 질량을 고려하지 않았으므로 정상상태에서 whirl의 크기는 당연히 영으로 수렴한다.

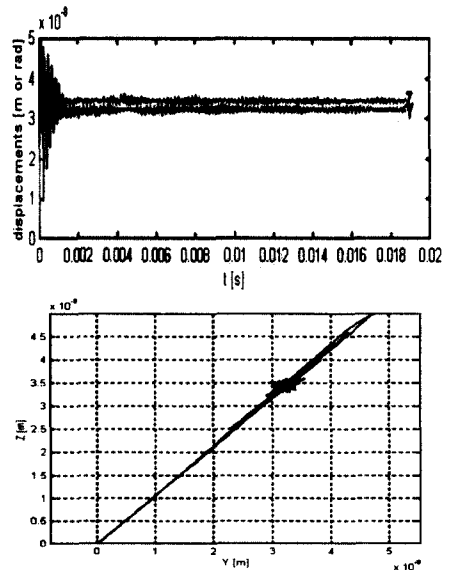


Fig. 11 Forced response when $\omega=1000$ rad/s: top) time response, bot.) orbit

5. 결 론

본 논문에서는 유한요소 모델을 기반으로 HDD 회전축계의 진동 특히 강제 진동 해석방법을 제시하였고 이를 HDD 일례에 적용하여 그 결과를 고찰하였다.

실제 HDD의 가진원의 유형과 크기를 알 수 있다면, 이러한 방법을 사용함으로써 보다 정확히 정량적 진동 정보를 예측할 수 있으므로 향후 장치의 진동/소음 저감 및 정보저장 용량의 증가에 크게 도움이 될 것이다.

후 기

본 논문의 작성을 도와준 석사과정 제인주 군에게 감사를 포함합니다.

참고문헌

1. C.W.Lee and S.B.Chun, 1998, "Vibration Analysis of a Rotor with Multiple Flexible Disks Using the Assumed Mode Method", Journal of Sound and Vibration, Vol. 120, pp. 87-94.
2. I.Y.Shen and C.P.R.Ku, 1997, "A Nonclassical Vibration Analysis of a Multiple Rotating Disk and Spindle Assembly", Journal of Applied Mechanics, Vol.64, pp.165-169.
3. 임승철, 박병문, 전상복, 2000, "하드 디스크 드라이브 계의 진동해석", 대한기계학회 논문집.
4. Meirovitch, L., 1967, Analytical Methods in Vibrations, The Macmillian Limited, London.