

복잡한 지지구조의 유연성을 고려한 HDD 스픈들 시스템의 유한요소 동특성 해석

Finite Element Analysis of Dynamic Characteristics of HDD Spindle System Considering Supporting Structure with Complex Shape

한재혁^{*} · 장건희^{**}

Jaehyuk Han, Gunhee Jang

Key Words : Finite Element(유한 요소), HDD(하드 디스크 드라이브), Supporting Structure(지지 구조), Modal Testin
(모드 실험)

ABSTRACT

This paper suggests the finite element method to analyze the dynamic characteristics of a rotating HDD system including the supporting structure with general shape. The flexible supporting structure was modeled by tetrahedra elements to produce a finite element model of disk-spindle-shaft-housing system and the dynamic characteristics of the HDD system was investigated due to the change of rotating speed. The validity of the presented method was verified by the modal testing. The supporting structure has an crucial effect on lower modes for HDD system, so that it is required to consider the supporting structure to accurately analyze the dynamic characteristics of HDD system.

1. 서론

최근 컴퓨터 산업의 급속한 발달에 따라 HDD, CD 와 DVD등과 같은 데이터 저장 매체들의 고용량화, 소형화, 고속화가 요구되고 있다. 특히 HDD의 경우, 그 사용범위가 더욱 다양한 분야로 확장되면서 급격하게 3.5" HDD에서 2.5" 및 1" HDD등으로 소형화, 박형화 되었고, 특히 캠코더, 노트북 컴퓨터 등의 움직이는 시스템에 사용되면서 내충격성 개선 등과 같은 동특성 개선의 중요성이 더욱 증대되고 있다. 이와 같은 요구조건을 만족시키기 위해서는 HDD 회전 디스크 스픈들 시스템의 정확한 동특성 해석이 필요하다. 기존의 디스크-스핀들 시스템에 관한 연구는 Doppkin과 Shoup⁽¹⁾에 의해 디스크의 유연성이 회전축의 첫 번째 모드에 대한 공진 주파수를 현저히 떨

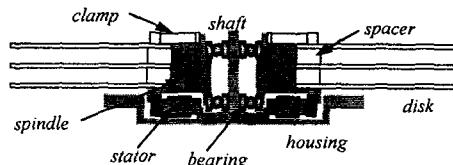


Fig. 1 Schematic Drawing of HDD

어뜨린다는 것이 규명된 후 유연 디스크와 유연 회전 축이 연성된 시스템에 대한 많은 연구가 진행되었다. 최근에 와서 Shen과 Ku⁽²⁾는 스픈들을 강체로 가정하여 유연 디스크와 연성된 시스템의 고유 진동을 해석하였다. Lee와 Chun⁽³⁾은 부분 구조 합성법과 모드 가정법을 이용하여 유연 디스크와 유연 스픈들이 연성된 시스템의 동특성을 해석하였다. Jung과 Jang⁽⁴⁾은 유한 요소법과 부분 구조 합성법을 이용하여 3.5" HDD 시스템의 진동을 해석하였다. 그러나 기존의 연구 방법^(2,3,4)들은 그림 1에서 지지축(shaft)의 하단이 고정된 경계조건을 사용하여 해석하였으나 실제로 많

* 한양대학교 정밀기계공학과 PREM Lab.
E-mail : hjh0416@ihanyang.ac.kr
Tel : (02) 2290-729, Fax : (02) 22-0000

** 한양대학교 기계공학부

은 디스크-스핀들 시스템이 볼트를 사용하여 HDD에 장착되게 되며 이러한 경우 그림 1에서의 housing의 모드가 시스템의 동특성에 영향을 미치게 된다. 특히 복잡한 형상의 housing을 가지는 경우에는 기존의 해석방법으로는 정확한 해석이 어려우며 따라서 임의 형상에 대한 지지구조를 고려한 스팬들-디스크 시스템의 해석 방법이 필요하게 된다. 본 연구에서는 이러한 임의 형상의 지지구조의 유연성을 포함하는 회전하는 HDD 시스템의 유한 요소 해석 방법을 제시하였으며 실제 HDD 시스템에 적용하여 고유치 해석을 수행하였고 실험을 통해 해석 방법의 타당성을 검증하였다.

2. 해석 방법

2.1 HDD 구동 스팬들 모터의 유한 요소 모델

스핀들 모터의 주요 기계요소는 디스크, 헤브, 스페이서 등의 회전 요소와 지지축, housing, 베어링 등의 지지구조로 구성되어 있다. 각 요소의 유한 요소 모델에 대한 설명은 다음과 같다.

(1) 디스크 유한 요소 방정식

본 연구에서는 유연한 강체 디스크의 유한 요소 방정식을 유도하기 위해 형상함수를 이용하여 먼저 디스크의 변수를 이산화하고 이산화한 변수에 Lagrange 방정식을 적용하였다.

디스크의 운동에너지를 구하기 위해서 그림 2와 같이 먼저 강체 운동을 고려한 디스크 상의 질점의 변위 벡터를 정의하면 다음과 같다.

$$R_d = R_{d1} + R_{d2} + u \quad (1)$$

$$v_d = \dot{R}_{d1} + \omega \times R_{d2} + \dot{u}$$

여기서 ω 는 디스크의 각속도, R_{d1} 은 디스크 중심까지의 벡터, R_{d2} 는 디스크 중심에서 디스크 상 임의 질점까지의 벡터, u 는 디스크의 탄성 변형함을 나타낸다.

디스크의 운동에너지와 탄성 변형 에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$T_d = \frac{1}{2} \int v_d \cdot v_d dm \quad (2)$$

$$U_d = \int_v (\sigma_r \epsilon_r + \sigma_\theta \epsilon_\theta + \gamma_r \tau_r) dV \quad (3)$$

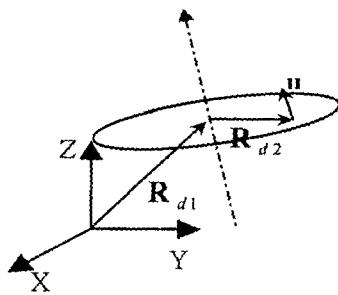


Fig. 2 Rotating Flexible Disk with Rigid Body Motion

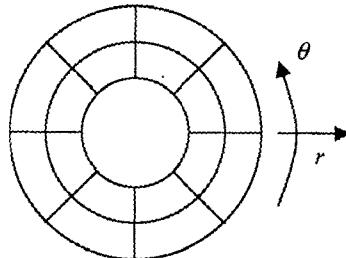


Fig. 3 Sector Elements for Disk

고속 회전하는 유연한 디스크의 변형 에너지는 Kirchhoff 평판 이론과 von Karman 변형률을 이용하여 표현할 수 있다.

디스크 방정식을 이산화 하기 위한 유한 요소는 conforming circular sector 요소를 사용하였다. 그림 3은 디스크의 circular sector 요소를 나타내며 디스크의 면외변위 w 를 conforming circular sector 요소의 형상함수를 이용하여 이산화 하면 다음과 같다.

$$w = N^T w_e \quad (4)$$

여기서,

$$w_e = [w_1, \frac{\partial w_1}{\partial r}, \frac{\partial w_1}{\partial \theta}, \frac{\partial^2 w_1}{\partial r \partial \theta} \dots w_4, \frac{\partial w_4}{\partial r}, \frac{\partial w_4}{\partial \theta}, \frac{\partial^2 w_4}{\partial r \partial \theta}],$$

형상 함수 N 은 Hermite cubic interpolation 함수이며 아래첨자는 요소의 노드번호이다. 위와 같이 이산화한 변수를 식(2), 식(3)에 대입한 후 Lagrange 방정식에 적용하고 고차항을 선형화 하면 디스크의 유한 요소 방정식을 유도할 수 있다. 식(3)에서는 디스크의 면내변위가 면외변위에만 영향을 준다고 가정하여 회전하는 디스크의 비선형성을 고려하였다. 이와 같이 유도한 디스크 모델은 부분 구조 합성법을 이용하여 강체 자유도를 디스크가 연결되는 회전축 노드의 자

유도와 일치시켜 회전축에 결합된다.

2.1.2 회전축, 스페이서, PM, 베어링 outer race의 유한 요소 모델

지지축은 전단 변형 효과와 단면 관성을 고려하고 축방향의 자유도를 고려한 5자유도 uniform shaft beam 요소로 모델링했다.⁽⁵⁾

회전축과 스페이서는 회전하는 beam 요소로 생각할 수 있으며 이 경우 gyroscopic 항이 포함 되게 된다. 회전축과 스페이서 또한 전단 변형 효과와 단면 관성 효과를 고려한 회전하는 beam 요소로 모델링하였다.⁽⁵⁾ 영구 자석과 베어링의 회전하는 요소인 outer race는 집중 질량 요소로 생각하여 해당하는 노드에 질량 행렬로 고려되었다.

2.1.3 Housing의 유한 요소 모델

HDD 스피드 모터에서 회전하는 요소를 지지하는 지지구조는 housing에 지지축이 연결된 구조로 구성되어 있다. 일반적으로 HDD 스피드 모터 housing은 형상이 복잡하여 solid element로 모델링 하여야 한다. housing에 연결되는 지지축의 유한 요소는 회전자유도를 포함하므로 solid element와 연결시에는 회전자유도의 geometric compatibility를 만족시킬 수 있어야 한다. 본 연구에서는 회전자유도를 포함하는 사변형 요소⁽⁶⁾를 사용하였다.

변 중간에 자유도를 가진 10 노드 사변형 요소에서 각 노드의 자유도, 형상함수와 변위의 관계는 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_1 \cdots N_{10} & 0 \cdots 0 & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & N_1 \cdots N_{10} & 0 \cdots 0 \\ 0 \cdots 0 & 0 \cdots 0 & N_1 \cdots N_{10} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_{10} \\ v_1 \\ \vdots \\ v_{10} \\ w_1 \\ \vdots \\ w_{10} \end{Bmatrix}$$

또는

$$\{u\}_{TET10} = [N]_{TET10}(\delta)_{TET10} \quad (5)$$

여기서 N_i 는 10 노드 사변형 요소의 i번째 노드에 자유도에 대한 형상 함수이며 u_i, v_i, w_i 는 각각 i 노드에 대한 x, y, z축 방향의 변위자유도이다.

그림 4에서 요소의 한 변의 중간 노드의 자유도는

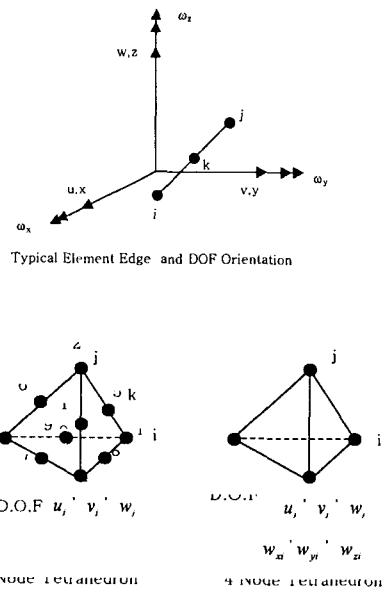


Fig.4 Tetrahedra Element and Node numbering

다음과 같이 표현할 수 있다.⁽⁷⁾

$$\begin{aligned} u_k &= \frac{1}{2}(u_i + u_j) + \frac{y_j - y_i}{8}(w_{zi} - w_{si}) + \frac{z_j - z_i}{8}(w_{yi} - w_{xi}) \\ v_k &= \frac{1}{2}(v_i + v_j) + \frac{z_j - z_i}{8}(w_{xi} - w_{zi}) + \frac{x_j - x_i}{8}(w_{zi} - w_{si}) \\ w_k &= \frac{1}{2}(w_i + w_j) + \frac{x_j - x_i}{8}(w_{yi} - w_{xi}) + \frac{y_j - y_i}{8}(w_{xi} - w_{zi}) \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)의 관계를 이용하면 10 노드 사변형 요소의 중간 노드 변위는 사변형 요소의 꼭지점 노드의 변위와 회전자유도에 의해 다음과 같은 행렬-벡터 형태로 표현할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} u_m \\ v_m \\ w_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} T_{ui} \\ T_{vi} \\ T_{wi} \end{Bmatrix} (\delta)_{TETR} \quad (7)$$

여기서

$$\begin{aligned} \{u_m\}^T &= \{u_5, u_6, \dots, u_{10}\}^T \\ \{v_m\}^T &= \{v_5, v_6, \dots, v_{10}\}^T \\ \{w_m\}^T &= \{w_5, w_6, \dots, w_{10}\}^T \end{aligned} \quad (8)$$

$$\{\delta\}_{TETR}^T = (u_1 \cdots u_4, v_1 \cdots v_4, w_{x1} \cdots w_{x4}, w_{y1} \cdots w_{y4}, w_{z1} \cdots w_{z4})^T$$

위 식에서 첨자 m 은 중간 노드(midsize node)를 의미하며 $[T_m]$, $[T_v]$, $[T_w]$ 는 각각 $\{u_m\}$, $\{v_m\}$, $\{w_m\}$ 에 대한 변환행렬이고 $\{\delta\}_{TETR}$ 은 회전자유도를 포함한 4 노드 사변형 요소 노드의 자유도를 나타낸다.

식(5), 식(6), 식(7)을 연립하면 회전자유도를 포함한 4 노드 사변형 요소의 노드 자유도로써 다음과 같이 변위를 표현할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix}_{TETR} = [N]_{TETR} [T]_{TETR} \{\delta\}_{TETR}$$

또는

$$u_{TETR} = [\bar{N}]_{TETR} \{\delta\}_{TETR} \quad (9)$$

여기서

$$[T]_{TETR} = \begin{bmatrix} [I] & [0_1] & [0_1] & [0_2] \\ [0_1] & [I] & [T_w] & [0_1] \\ [0_1] & [T_v] & [I] & [0_2] \\ [0_1] & [0_1] & [0_1] & [I] \\ & & & [T_{wt}] \end{bmatrix}$$

$$[\bar{N}]_{TETR} = [N]_{TETR} [T]_{TETR}$$

$[I]$: 4×4 identity matrix

$[0_1], [0_2]$: $4 \times 4, 4 \times 12$ null matrix, respectively

이다.

회전자유도를 포함하는 위 형상함수를 직접 변위-변형률관계에 적용하면 회전자유도를 가진 사변형 요소를 유도할 수 있으나 least square strain extraction 방법을 적용하면 요소의 성능을 더욱 향상시킬 수 있다. Least square strain extraction은 먼저 구하려는 변형률을 사변형 요소의 수치 적분시 사용하는 volume coordinate의 함수로 정의하고 일반적인 변위-변형률 관계에서 유도된 변형률과의 오차를 최소 자승법을 이용하여 최소화하여 요소의 성능을 향상시키는 방법이다.⁽⁶⁾

그림 5는 이러한 회전자유도를 포함하여 least square strain extraction을 적용한 사변형 요소를 사용한 housing의 유한 요소 모델을 나타낸 것이다.

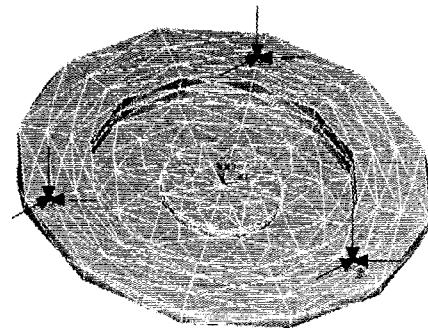


Fig. 5 FEM Model for Housing

2.1.4 베어링 유한 요소 모델

볼베어링은 지지축에 대하여 회전하는 회전요소를 지지해주는 강성요소로 생각할 수 있으며 회전속도와 예압 등의 작동 조건과 설계 변수에 따라 그 강성이 변하게 된다. 볼베어링의 강성을 구하는 데에는 본 연구실에서 개발한 볼베어링 해석 프로그램인 WinBAP을 이용하였다. WinBAP은 A. B. Jones⁽⁸⁾의 이론에 따라 볼베어링의 기하학적 조건과 작동조건에 따른 비선형 접촉력을 계산하여 선형화된 5자유도의 강성 행렬을 계산한다.

2.2. 고유치 해석

3차원 유한 요소를 포함하는 시스템의 경우 자유도가 매우 많으며 또한 회전요소를 포함할 시에는 gyroscopic 항이 추가되어 비대칭 행렬에 대한 복소수 고유치를 갖는 방정식이 된다.

댐핑이 없는 회전체 시스템의 고유치 문제는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\lambda^2 Mx + \lambda Gx + Kx = 0 \quad (9)$$

여기서 M 은 질량 행렬, G 는 gyroscopic 행렬, K 는 강성 행렬이다.

위 식을 state-space 형태로 바꾸면 다음과 같은 행렬식을 얻을 수 있다.

$$\lambda \begin{bmatrix} -G & -M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ \dot{x} \end{bmatrix} \quad (10)$$

또는

$$\lambda Ay = By \quad (11)$$

여기서, $A = \begin{bmatrix} -G & -M \\ M & 0 \end{bmatrix}$, $B = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix}$ 이다.

식(11)과 같은 형태로 유도되는 전체 유한 요소 방정식의 고유치 문제를 해석하기 위해 본 논문에서는 Arnoldi 방법을 사용하였다. 일반적인 비대칭 행렬 A , B 에 대한 Arnoldi reduction⁽⁹⁾을 수행하면 k 번째 반복과정은 다음의 수식으로 표현된다.

$$B^{-1}AU_k = U_k H_k + \beta_{k+1} u_{k+1} e^T \quad (12)$$

$$U_k^T A U_k = H_k, \quad H_k = \begin{bmatrix} h_{11} & h_{12} & \cdots & h_{1k} \\ \beta_2 & h_{22} & \cdots & h_{2k} \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots \\ \beta_k & h_{kk} \end{bmatrix} \quad (13)$$

이러한 upper Hessenberg 행렬인 H_k 의 고유치해석을 수행하면 다음과 같다.

$$H_k S_k = S_k \Lambda_k \quad (14)$$

여기서

$$\Lambda_k = \text{diag}[\mu_1, \dots, \mu_k], \quad S_k = [s_1, \dots, s_k] \quad (15)$$

만약 $\beta_{k+1} |s_k| \|u_{k+1}\|$ 이 충분히 작다면 위 reduced 된 위 H_k 의 고유치 μ_i 는 전체 $B^{-1}A$ 의 고유치 λ_i 역수의 근사값이 된다.

본 연구의 해석 대상이 되는 덤팡이 없는 gyroscopic 시스템 방정식에 있어 A 는 skew-symmetric 행렬이다. 이 경우 식(12), 식(13)의 반복과정을 수행하면 upper Hessenberg 행렬인 H_k 는 skew-symmetric이 되므로 다음과 같이 일반적인 unsymmetric system에 비해 간단한 구조를 갖게 된다.⁽⁹⁾

$$H_k = \begin{bmatrix} 0 & -\beta_2 & & \\ \beta_2 & 0 & -\beta_3 & 0 \\ \ddots & \ddots & \ddots & -\beta_k \\ \beta_k & 0 & & \end{bmatrix} \quad (16)$$

또한 Arnoldi reduction 과정도 다음과 같이 훨씬 간단하게 된다.

- Gyroscopic system의 Arnoldi reduction

step1: $\|u_1\| = (u_1^T B u_1)^{\frac{1}{2}} = 1$ 을 만족하는 임의의 벡터를 구한다.

step2: 새로운 Arnoldi vector를 다음의 반복과정을 통해 구한다.

$$\begin{aligned} \beta_{k+1} u_{k+1} &= r_k = B^{-1} A u_k + \beta_k u_{k-1} \\ \beta_{k+1} &= (r_k^T B r_k)^{\frac{1}{2}}, \quad k=1, \dots \end{aligned} \quad (17)$$

Arnoldi reduction 수행 시 일반적으로 수치해석상의 오차로 인해 정확한 고유치에 수렴하지 않을 수 있다. 본 연구에서는 이러한 오차를 줄이기 위해 반복과정 중 생성된 Arnoldi vector에 대하여 full reorthogonalization을 수행하였다.

식(17)의 반복과정 수행 중에는 $B^{-1}A u_k$ 연산을 수행하여야 한다. 이를 전개하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} B^{-1}A u_k &= \begin{bmatrix} K^{-1} & \\ & M^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -G & -M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_k \\ p_k \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} -K^{-1}(Gq_k + Mp_k) \\ q_k \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (18)$$

위 식에 의해 $B^{-1}A u_k$ 계산은 행렬 곱셈을 수행한 후 K 에 대한 방정식을 풀면 얻을 수 있다. 본 연구에서는 전체 시스템 행렬의 sparsity를 고려한 행렬-벡터 곱셈 연산을 수행하였고 frontal 알고리즘⁽¹⁰⁾을 사용하여 K 에 대한 대수 방정식을 구하였다.

3. 해석 결과 및 실험

3.1 유한 요소 해석 결과 및 실험

실제 상용 3.5" HDD에 장착되는 스피드 모터를 대상으로 유한 요소 모델을 개발하고 이를 실험으로 검증하였다. HDD는 3장의 디스크를 장착하며 housing은 그림 5의 경계조건의 위치에 있는 3점이 나사로 고정되게 된다. 전체 요소의 갯수는 3867이며 전체 d.o.f는 5883이다.

HDD의 유한 요소 해석을 검증하기 위해 modal testing을 수행하였다. HDD는 지그에 볼트로 고정하였으며 그림 6은 modal testing 실험 장치도를 나타낸 것이다. 표 1은 정지시의 유한 요소 해석 결과와 실험 결과를 비교한 것이다.

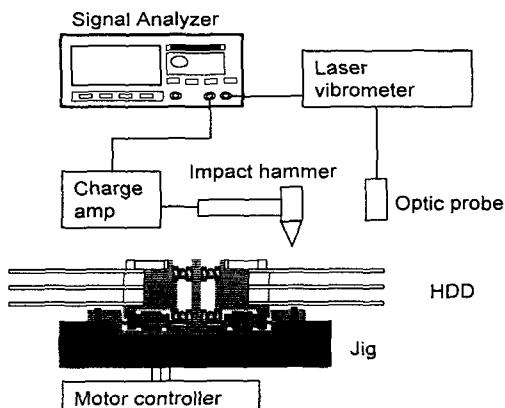


Fig. 6 Experimental Setup

Table 1 Comparison between FEM Results and Modal Testing Results (u: unbalanced mode, b: balanced mode)

Mode	Experiment	FEM	Error(%)
u(0,1)	340	365.14	-7.39
u(0,0)	544	566.67	-4.17
b(0,1)	580	591.65	-2.01
b(0,0)	628	598.86	4.64
b(0,2)	692	718.25	-3.79
b(0,3)	1116	1199.88	-7.52

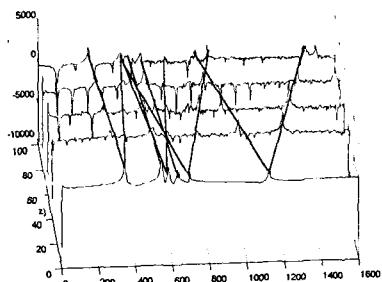


Fig. 7 Waterfall plot for Frequency Response Function of HDD due to Rotating Speed

그림 7은 회전속도에 따른 주파수 응답 함수를 waterfall plot 한 것이다. 그림 8은 회전 주파수에 따른 유한 요소 해석과 modal testing 결과를 함께 나타낸 것이다. 표 1과 그림 8에서 본 연구의 해석 결과와 실험치가 비교적 잘 일치하며 따라서 해석 방법의 타당성을 검증할 수 있었다.

그림 8에서 회전체의 회전 자유도에 관련된 모드와 디스크의 절점 반경에 관련된 모드는 mode split 현상을 나타내며 회전체의 축방향 자유도와 디스크의 절점원에 관련된 모드는 mode split 현상을 나타내지 않는다. 또한 디스크가 회전함에 따라 면내변위가 면외변위에 미치는 비선형 효과가 나타남으로써 각 모드의 고유진동수가 조금씩 증가하게 된다.

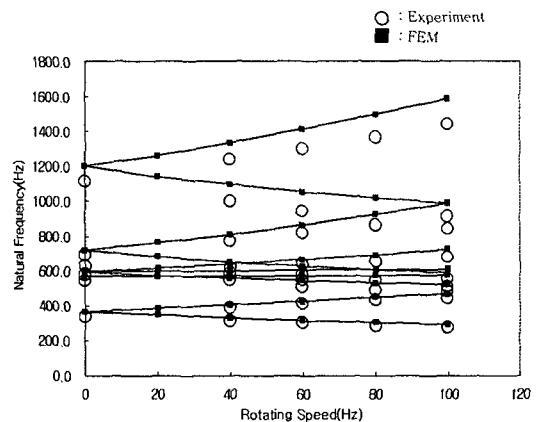


Fig. 8 Natural Frequencies of FEM and Modal Testing for HDD due to Rotating Speed

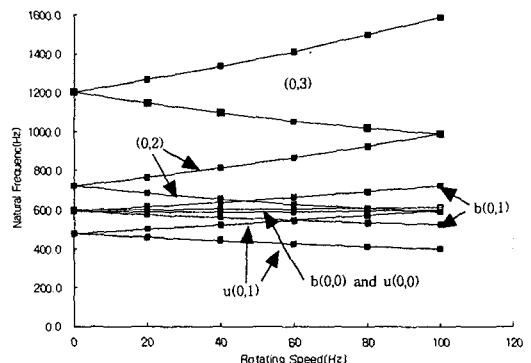


Fig. 9 Natural Frequencies of FEM Results for HDD without Housing (u: balanced mode, b: unbalanced mode)

3.2 Housing을 고려하지 않은 모델과의 비교

복잡한 형상의 housing을 고려한 해석모델의 모드를 고찰하기 위해 housing을 고려하지 않고 지지축의 밑단을 고정한 모델의 고유 모드를 해석하여 비교하였다. 그림 9는 housing을 고려하지 않은 HDD system의 유한 요소 모델의 해석 결과를 나타낸 것이며 u와

b 는 각각 unbalanced, balanced mode를 나타낸다. (i,j) 의 i 는 절점원 갯수, j 는 절점 직경 갯수를 의미한다. Housing을 고려하지 않은 모델과 housing을 고려한 모델의 해석 결과를 비교해 볼 때 고유주파수가 바뀌는 모드는 unbalanced(0,0) 모드와 unbalanced(0,1) 모드이다.⁽²⁾ 따라서 지지구조와 연성된 모드는 이 두 모드임을 알 수 있으며 이러한 영향은 Shen⁽²⁾의 결론과도 잘 일치한다.

표 2는 정지시에 housing을 포함하지 않은 모델과 housing을 포함한 모델의 unbalanced(0,0) 모드와 unbalanced(0,1) 모드의 고유주파수를 비교한 것이다. 특히 지지구조의 영향에 의해서 첫 번째 고유주파수인 unbalanced(0,1) 모드가 크게 바뀜을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 복잡한 형상의 housing을 사변형 요소로 모델링한 3.5" HDD system의 유한 요소 모델을 개발하였고 실험을 통해 해석 방법의 다양성을 검증하였다. Housing이 없는 유한 요소 모델과 housing을 포함하는 유한 요소 모델의 고유 모드 해석 결과를 비교 고찰하여 지지구조의 탄성 변형 모드와 연성된 모드가 unbalanced(0,0) 모드와 unbalanced(0,1) 모드임을 확인하였고 이러한 지지구조 모드가 시스템의 동특성에 지배적인 영향을 미침을 알 수 있었다. 이러한 연성된 모드들은 저주파의 고유주파수를 가지게 되며 따라서 회전하는 HDD system의 동특성에 주요한 영향을 미치게 된다. 최근 HDD system의 박형화, 소형화에 따라 지지구조는 복잡한 형상과 함께 두께가 얇아지게 되어 디스크 모드에 더욱 근접한 저주파의 고유 모드들을 가지게 된다. 이러한 모드들은 전체 HDD system의 저주파의 고유 모드에 지배적인 영향을 주게 되므로 정확한 동특성 해석을 위해서는 유연한 지지구조에 대한 정확한 고려가 필요하다. 본 연구에서 제안한 유한 요소 해석 방법은 이러한 지지구조를 사변형 유한 요소 모델로 모델링 하여 임의 형상의 지지구조를 비교적 정확하게 고려할 수 있으며 회전속도에 따른 고유 모드 해석이 가능하다.

참 고 문 헌

- (1) Doppkin, J. A. and Shoup, T. E., Nov. "Rotor Resonant Speed Reduction Caused by Flexibility of

Disk", Journal of Engineering for Industry, pp. 1328~1333, 1974

(2) Shen, I. Y. and Ku, C.-P. R., "A Nonclassical Vibration Analysis of a Multiple Rotating Disk and Spindle Assembly", Journal of Applied Mechanics, vol. 64, pp. 165~174, 1997

(3) Lee, C. -W and Chun, S. B, "Vibration Analysis of a Rotor With Multiple Flexible Disks Using Assumed Modes Method", Journal of Vibration and Acoustics, vol. 120, pp. 87~94, 1998

(4) 정명수, 장건희, "유한요소법과 부분구조합성법을 이용한 회전-디스크-스핀들계의 진동해석", 대한기계학회논문집 A권, 제 24권, 제9호, pp2201~2210, 2000

(5) Pilkey, W. D., "Stress, Strain, and Structural Matrices", Wiley-Interscience, 1994

(6) Pawlak, T. P., Yunus, S. M. and Cook, R. D, "Solid Elements with Rotational Degrees of Freedom: Part II - Tetrahedron Elements", I. J. for Numerical Methods in Engineering, vol. 31, pp.593~610, 1991

(7) Cook, R. D., Malkus, D. S., and Plesha, M. E., "Concepts and Applications of Finite Element Analysis", John Wiley & Sons, Inc., 1989

(8) Jones, A. B., "A General Theory of Elasticity Constrained Ball and Radial Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions", ASME J. Basic Eng., Vol.82, pp. 309~320, 1960

(9) Z. C. Zheng, G. X. Ren and W. J. Wang, "A Reduction Method for Large Scale Unsymmetric Eigenvalue Problems in Structural Dynamics", J. of Sound and Vibration, 199(2), pp 253~268, 1997

(10) E. Hinton, J. Owen, "Finite Element Programming", Academic Press, 1977