

자이로스코픽 효과와 유체 동압 베어링에 의한 비대칭성을 고려한 회전 유연 디스크-스핀들 시스템의 유한요소 강제 진동 해석

Finite Element Forced Response of a Spinning Flexible HDD Disk-spindle System Considering the Asymmetry Originating from Gyroscopic Effect and Fluid Dynamic Bearings

박 기 용* · 장 건 희† · 서 찬 희*

Kiyong Park, Gunhee Jang and Chanhee Seo

(2010년 7월 22일 접수 ; 2010년 9월 20일 심사완료)

Key Words : Eigenvalue Problem(고유치 문제), Adjoint Eigenvalue Problem(수반 고유치 문제), Biorthogonality(부직교성), Forced Response(강제 진동 응답), Disk-spindle System(디스크-스핀들 시스템), Fluid Dynamic Bearings(유체 동압 베어링)

ABSTRACT

This paper presents an efficient method for determining the forced response of a spinning flexible disk-spindle system supported by fluid dynamic bearings(FDBs) in a computer hard disk drive(HDD). The spinning flexible disk-spindle system is represented by the asymmetric finite element equations of motion originating from the asymmetric dynamic coefficients of the FDBs and the gyroscopic moment of a spinning disk-spindle system. The proposed method utilizes only the right eigenvectors of the eigenvalue problem to transform the large asymmetric finite element equations of motion into a small number of coupled equations, guaranteeing the accuracy of their numerical integration. The results are then back-substituted into the equations of motion to determine the forced response. The effectiveness of the proposed method was verified by comparing it with the responses from the classical methods of mode superposition with the general eigenvalue problems, and mode superposition with modal approximation. The proposed method was shown to be effective in determining the forced response represented by the asymmetric finite element equations of motion of a spinning flexible disk-spindle system supported by FDBs.

1. 서 론

컴퓨터 HDD(hard disk drives)에 적용된 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 동적 거동은 HDD의 진동소음 특성뿐 아니라, 자기디스크의 TPI(track-per-inch)

로 알려진 정보 저장밀도를 결정하는 중요한 역할을 한다. Fig. 1은 유연 회전 디스크-스핀들 시스템, 복잡한 구조의 베이스와 커버, 디스크-스핀들을 지지하는 유체 동압 베어링(fluid dynamic bearings, FDB), 헤드와 디스크 사이의 공기 베어링, 액추에이터의 볼 베어링 등으로 구성된 HDD의 기계적 구조를 나타낸다. HDD의 구성 요소들은 회전체 동역학과 운환 분야의 연구자들의 관심 연구 대상으로 구성되어 있어, 이에 관한 많은 연구가 이루어 지고 있다. 그

† 교신저자; 정회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : ghjang@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2220-0431, Fax : (02)2292-3406

* 정회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

러나, 회전 디스크-스핀들 시스템의 자이로스코픽 효과로 인한 비대칭 운동방정식과 유체 동압 베어링의 비대칭 강성과 감쇠 계수는 HDD의 자유 및 강제 진동 해석 모델 개발과 이에 대한 해석을 어렵게 한다.

HDD 디스크-스핀들 시스템의 동특성을 해석하기 위하여 주로 가정모드법이나 유한요소법을 사용하였다. Shen과 Ku⁽¹⁾는 가정모드법을 사용하여 여러장의 디스크를 가지는 유연 회전-스핀들의 자유 진동 특성을 해석하였다. Tseng⁽²⁾등은 디스크-스핀들 시스템에 복잡한 베이스 구조를 포함하여 Shen과 Ku의 연구를 확장하였다. 또한, Shen과 Yoon⁽³⁾은 유체 동압 베어링의 비선형성을 고려한 디스크-스핀들 시스템의 강제 진동을 연구하였다. 가정모드법의 장점은 강제 진동을 표현하기 위한 적당한 허용 함수를 사용할 수 있다면 계산 시간이 적게 소요된다.

Lim⁽⁴⁾이 선형 유연 회전 디스크-스핀들 시스템에 유한요소법과 부분구조합성법을 적용한 이후로 몇몇 연구자들은 유한요소법을 사용하여 HDD 디스크-스핀들 시스템의 동특성을 연구하였다. Jang⁽⁵⁾등은 회전 디스크의 비선형성을 포함하는 해석 방법을 제안하였고, Fig. 1과 같이 전체 HDD 모델을 개발하기 위해 회전부 요소의 기하학적 적합성을 만족시키는 유한요소와 강제 연결 구속조건을 이용하였다. Jang과 Seo⁽⁶⁾와 Jang⁽⁷⁾ 등은 충격에 대한 디스크-스핀들 시스템의 강제 진동 응답을 연구하기 위하여 유한요소 모델에 모드 중첩법을 적용하였으

나, 모달 영역에서 운동방정식의 비대각 요소를 무시하는 모드 근사법을 사용하였다. 한편, Liu^(8,9) 등은 HDD의 자유 및 강제 진동을 해석하기 위하여 유한요소법에 다물체 동역학을 적용하였다. 유한요소법의 장점은 모드를 가정하지 않고 HDD 디스크-스핀들 시스템을 모델링할 수 있다는 점이다. 그러나, 회전 디스크-스핀들 시스템의 자이로스코픽 효과와 유체 동압 베어링의 비대칭 강성 및 감쇠 계수로 인한 비대칭 유한요소 방정식을 해석하기에 충분한 수치 방법이 적용되에도 불구하고, 전체 HDD의 유한요소 모델은 많은 자유도를 가지기 때문에 고유진동수와 모드 형상을 계산하기 위해 긴 계산 시간을 필요로 한다. 또한 모드 중첩법을 사용하여 비대칭 유한요소 방정식의 강제 진동 응답을 해석하는 데는 더 많은 시간이 걸린다. 기본적으로 비대칭 운동방정식은 일반적인 고유치 문제를 사용하여 풀 수 있고, 고유벡터는 고유치 문제와 수반 고유치 문제로부터 구한 우 고유벡터와 좌 고유벡터로 구성된다⁽¹⁰⁾. 우 고유벡터와 좌 고유벡터 사이의 상호직교성은 모달 영역에서 비대칭 운동 방정식을 비연성화 시키기 위해 적용된다.

이 연구에서는 복잡한 지지 구조와 유체 동압 베어링으로 지지되어 회전하는 유연 디스크-스핀들 시스템의 비대칭 운동방정식의 강제 진동 응답을 결정하기 위한 효과적인 수치 방법을 제안하였다. 비대칭 유한요소 운동방정식을 우 고유벡터만을 사용하여 변환을 한 후, 직접 수치 적분하고, 그 결과를

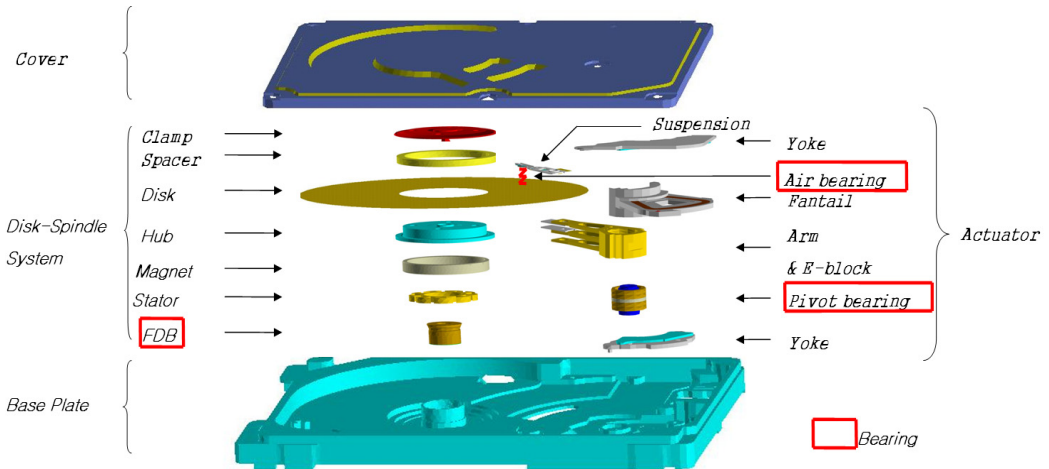


Fig. 1 Mechanical structure of an HDD

물리 영역으로 변환하면 강제 진동 응답을 해석 할 수 있다. 제안된 방법의 수렴성과 정확성은 고유치 문제에 모드 중첩법과 모드 근사법을 적용한 방법과 일반 고유치 문제에 모드 중첩법을 적용한 방법의 결과와 비교하여 검증하였다.

2. 해석 방법

2.1 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 유한요소 정식화

이 연구에서는 Jang^(11,12) 등이 제안한 방법을 적용하여 Fig. 2와 같은 HDD 유연 회전 디스크-스핀들 시스템을 유한요소 모델링하였다. HDD 디스크-스핀들 시스템의 각 구조물에 대한 유한요소 방정식은 각 부분 구조의 내부 경계에서의 기하학적 적합성을 만족시키도록 유도하였다. Fig. 3은 회전 디스크-스핀들 시스템의 유한요소 모델을 나타낸다. 회전하는 스핀들과 축은 축방향 운동을 포함하는 Timoshenko 보 요소로 표현하였다. 회전 디스크의 운동은 고정 좌표계로서 측정된 디스크의 강제 운동과 회전 좌표계로서 측정된 디스크의 면내 변위와 면외 탄성 변형 운동을 중첩하였다. Fig. 4는 회전 자유도를 가지는 사면체 요소로 모델링된 하우징과 스테이터를 나타낸다. 2개의 저널 베어링과 1개의 스러스트 베어링은 HDD 스핀들 시스템을 지지하며, 저널 베어링의 빗살무늬 그루브와 스러스트 베어링의 나선형 그루브는 정지된 슬리브에 새겨져 있다. 유체 동압 베어링의 강성 및 감쇠 계수는 x, y, z 방향 변위와 x와 y축에 대한 회전 변위에 대한

5자유도를 가지며 Reynolds방정식의 섭동법과 유한요소법을 적용하여, 이 연구실에서 개발된 HYBAP(hydrodynamic bearing analysis program)을 사용하여 계산하였다⁽¹³⁾. Fig. 5는 슬리브와 회전빔 사이를 연결한 유체 동압 베어링의 유한요소 모델을 보여준다. 유체 동압 베어링은 강성과 감쇠 계수의 베어링 요소로 구성될 수 있다. 강제 연결 구속조건과 가상 노드를 사용하여 베어링 요소와 정지부의 사면체 요소를 연결하였다.

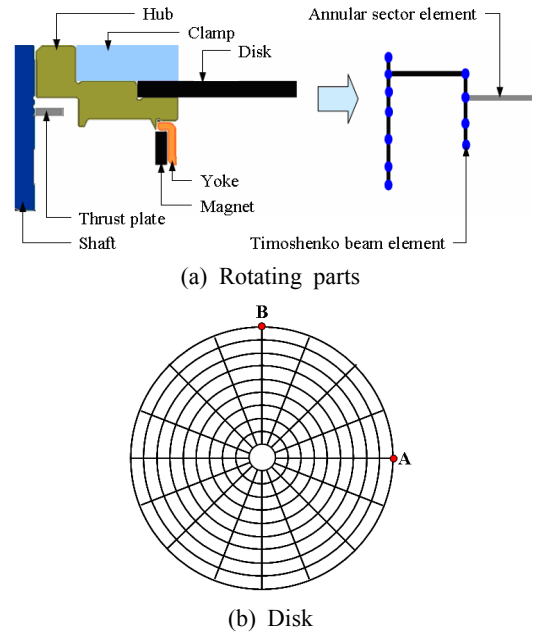


Fig. 3 Finite element model of a rotating disk-spindle

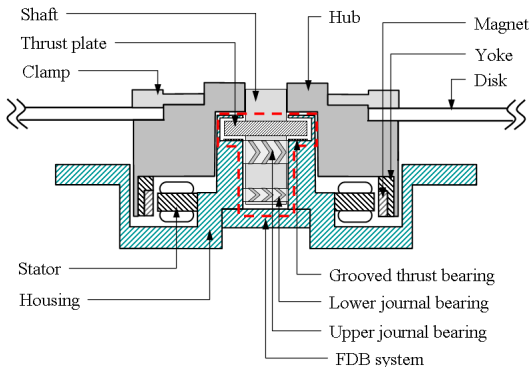


Fig. 2 Mechanical structure of a 3.5" HDD disk-spindle system

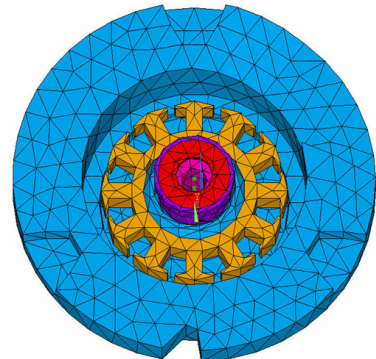


Fig. 4 Mechanical structure of a 3.5" HDD disk-spindle system

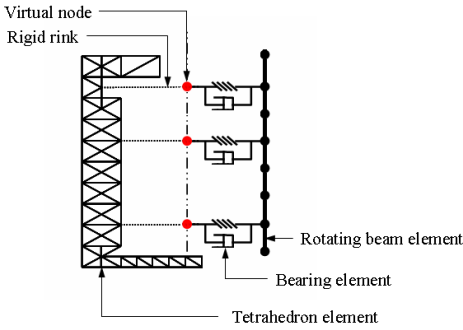


Fig. 5 Finite element model of a rotating disk-spindle

2.2 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 고유진동 해석

HDD의 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 운동 방정식은 자유도가 매우 크고 회전에 따른 자이로스코픽 항과 유체 동압 베어링의 비대칭 동특성 계수로 인해 다음과 같이 비대칭 유한요소 운동방정식으로 표현이 된다.

$$M\ddot{u} + (C + G)\dot{u} + Ku = 0 \quad (1)$$

여기서 M 은 전체 유한요소 시스템의 질량 행렬, C 는 감쇠 행렬, G 는 자이로스코픽 행렬, K 는 강성 행렬이다. 변위는 조화운동으로 가정할수 있고, 비대칭 행렬을 포함하는 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 고유치 문제는 $u = xe^{\lambda t}$ 로 가정하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\lambda^2 Mx + \lambda(C + G)x + Kx = 0 \quad (2)$$

고유치의 수치해석을 위해 식(2)를 상태 방정식 형태로 바꾸면 다음과 같은 행렬식을 얻을 수 있다.

$$\lambda \begin{bmatrix} -G - C & -M \\ M & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \lambda x \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \lambda x \end{Bmatrix}$$

또는

$$\lambda Ay = By \quad (3)$$

식(3)과 같이 표현된 방정식의 크기는 매우 크므로 비대칭 행렬에 대한 복소고유치 문제를 풀기 위해 implicitly restarted deflation technique을 포함하

는 Arnoldi 반복법을 사용하여 비대칭 행렬식에 대한 고유치 해석을 수행하였다⁽¹⁴⁾. Arnoldi 반복법은 Hessenberg iteration을 통해 큰 크기의 행렬을 주요한 고유치를 근사화 시키면서 작은 사이즈로 변환하여 고유치를 해석하는 방법이다. 이 연구에서는 계산 시간과 메모리 공간을 절약하기 위하여 Arnoldi 반복법에서 행렬-벡터 곱셈 연산에 sparse matrix multiplication algorithm을 사용하였고, 선행 연산은 frontal technique를 사용하여 수행하였다.

2.3 우와 좌 고유벡터에 의한 강제 진동 해석

가진력을 포함한 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 유한 요소 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} C + G & M \\ -M & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \ddot{u} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K & 0 \\ 0 & M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \dot{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q \\ 0 \end{bmatrix}$$

또는

$$M^* \dot{r} + K^* r = Y \quad (4)$$

여기서 Q 는 가진력이다.

식(4)의 고유치 문제를 풀면 우 고유벡터 Φ 는 복소 켈레가 되고 모드 중첩법에 의해 시간응답은 저차 $2n$ 개의 우 고유벡터 $\tilde{\Phi}$ 를 사용하여 다음과 같이 근사화 할 수 있다.

$$r(t) = \tilde{\Phi}z(t) = [\{\phi\}_1 \quad \{\phi\}_2 \quad \dots \quad \{\phi\}_{2n}]z(t) \quad (5)$$

모달 영역에서 비대칭 유한요소 운동방정식을 비연성화 하기 위해서 수반 고유치 문제로부터 좌 고유벡터 $\tilde{\Phi}'$ 를 구하여야 한다. 식(3)의 고유치 문제를 수반 고유치 문제로 나타내면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\lambda A^T y = B^T y \quad (6)$$

우 고유벡터 Φ 와 좌 고유벡터 Φ' 사이에는 상호 직교성이 성립한다. 식(5)를 식(4)에 대입하고 양변에 $\tilde{\Phi}'^T$ 를 곱하면 식(7)같이 비연성된 행렬식으로 표현할 수 있다.

$$\tilde{\Phi}'^T M^* \tilde{\Phi}z + \tilde{\Phi}'^T K^* \tilde{\Phi}z = \tilde{\Phi}'^T Y$$

또는

$$\tilde{\mathbf{M}}'\dot{\mathbf{z}}(t) + \tilde{\mathbf{K}}'\mathbf{z}(t) = \mathbf{F}' \quad (7)$$

식 (7)은 다음과 같이 $2n$ 개의 비연성된 운동방정식으로 표현 할 수 있다.

$$\mathbf{m}_i \dot{\mathbf{z}}_i + \mathbf{k}_i \mathbf{z}_i = \mathbf{f}_i \quad (i = 1, 2, \dots, 2n) \quad (8)$$

식 (8)을 적분을 통해 응답 $\mathbf{z}_i(t_i)$ 를 구한 후 식 (5)에 대입하면 가진력에 대한 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 시간응답 $\mathbf{r}(t)$ 을 구할 수 있다.

2.4 우 고유벡터에 의한 강제 진동 해석

2.3절에서 우 고유벡터와 좌 고유벡터를 이용한 강제 진동 해석 방법을 설명하였다. 그러나, 수반 고유치 문제는 고유치 문제를 한번 더 풀어야 한다. 특히, 많은 자유도를 가지는 비대칭 운동방정식의 경우에 장시간 계산을 필요로 하는 고유치 문제를 한번 더 계산하는 것은 디스크-스핀들 시스템의 강제 진동 해석에 있어서 매우 불리하다.

이 연구는 디스크-스핀들 시스템의 비대칭 유한요소 운동방정식의 강제 진동 응답을 해석하기 위한 효과적인 수치 방법을 제안하였다. 식 (5)를 식 (4)에 대입하고 양변에 고유치 문제에서 구한 우 고유벡터 $\tilde{\Phi}^T$ 를 곱하면 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\tilde{\Phi}^T \mathbf{M}^* \tilde{\Phi} \dot{\mathbf{z}} + \tilde{\Phi}^T \mathbf{K}^* \tilde{\Phi} \mathbf{z} = \tilde{\Phi}^T \mathbf{Y}$$

또는

$$\tilde{\mathbf{M}}\dot{\mathbf{z}}(t) + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{z}(t) = \mathbf{F} \quad (9)$$

식 (9)는 변환 영역에서 완전하게 비연성화 되지 않는다. 그러나, $\mathbf{z}(t)$ 의 자유도는 고정된 모드 수와 같으므로 수치 적분의 정확성을 보장하는 범위내에서 중첩모드 수를 줄일 수 있다. 즉 식 (9)의 응답 $\mathbf{z}(t)$ 를 식 (5)에 대입하면 가진력에 대한 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 응답 $\mathbf{r}(t)$ 를 구할 수 있다. 이 연구에서는 시간적분방법으로 Newmark 방법⁽¹⁵⁾을 이용하였다. 제안된 방법은 연성된 운동방정식을 수치적분해야 함에도 불구하고 수반 고유치 문제를 추가적으로 해석하지 않으므로 해석시간을 절약할 수 있다.

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 실험 및 해석 방법의 검증

2장에서 전개한 HDD 스페인들 시스템의 유한요소 해석방법을 사용하여 1장의 디스크를 장착하고 7,200 rpm으로 회전하며 유체 동압 베어링을 사용하는 3.5인치 HDD 스페인들 시스템을 모델링하여 동특성을 해석하였다. Fig. 6은 가진기 위에서 HDD 스페인들 시스템의 가진을 묘사한 것으로 하우징의 3점이 사면체(지그) 요소에 결합된 유한요소 모델을 나타낸다. 강제 진동 해석에서 가진력은 사면체 요소에 적용되었다. Table 1은 4,118개의 요소를 가지는

Table 1 Type and number of finite elements in each component of the HDD disk-spindle system

| Component | | Element number | Element type |
|---------------------------------|--------------|----------------|--------------------------|
| Stationary supporting structure | Bracket | 2,216 | Tetrahedron |
| | Stator | 490 | |
| | Sleeve | 316 | |
| | Housing | 724 | |
| | Cover | 200 | |
| | Cap | 136 | |
| Rotating disk-spindle | Disk | 360 | Annular sector |
| | Shaft | 18 | Rotating Timoshenko beam |
| | Hub | 12 | |
| | Yoke | 2 | |
| | Magnet | 2 | |
| | Clamp | 2 | |
| | Thrust plate | 2 | |
| Fluid dynamic bearing | | 3 | Spring-damper |
| Total | | 4,118 | |

Table 2 Comparison between the numerical and experimental natural frequencies for a 3.5" HDD disk-spindle system at 7,200 rpm

| Mode number | Mode shape | Natural frequency(Hz) | |
|-------------|------------|-----------------------|----------|
| | | Experiment | Analysis |
| Mode 1b | Rocking | 345 | 330 |
| Mode 1f | Rocking | 580 | 552 |
| Mode 2 | Axial | 1112 | 1177 |
| Mode 3b | Disk(0,2) | 1080 | 1221 |
| Mode 3f | Disk(0,2) | 1581 | 1701 |
| Mode 4b | Disk(0,3) | 2113 | 2150 |
| Mode 4f | Disk(0,3) | 2828 | 2870 |

HDD 디스크-스핀들 시스템의 각 구성품에 대한 유한요소의 종류와 수를 나타낸다. Table 2는 정격

회전 속도 7,200 rpm에서 HDD 스핀들 시스템의 유한요소 고유주파수 해석 결과와 실험 결과를 비교한 것으로 제안된 해석 방법이 5% 이내의 오차를 가지고 잘 예측함을 알 수 있다.

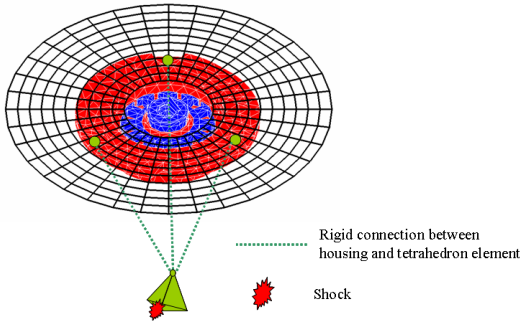


Fig. 6 Finite element model of a 3.5" HDD disk-spindle system for free and forced vibration analyses

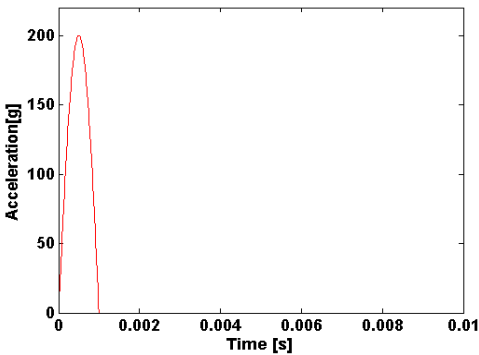


Fig. 7 Excitation force

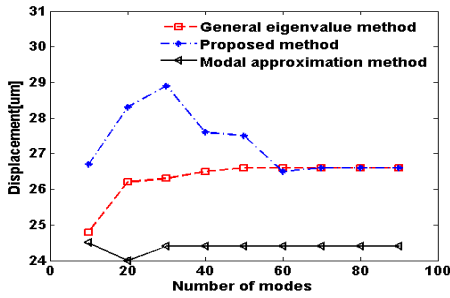
3.2 강제 진동 해석

Fig. 7에서와 같은 1 ms의 주기와 200 G 크기를 갖는 반사인파의 가진력을 Fig. 6의 사면체 요소의 가진한 후 응답을 계산하였다. HDD 스핀들 시스템의 응답의 정확성은 중첩된 모드의 수에 결정된다. 이 연구에서는 중첩 모드 수를 증가시키면서 회전 디스크 끝단의 최대 정점 변위를 비교하여 Jang과 Seo⁽⁶⁾에 의해 사용된 모드 근사법, 2.3절에서 논의된 일반 고유치 문제 그리고 2.4절에서 제안한 방법의 수렴성을 비교하였다. Fig. 8은 Fig. 3의 A점과 B점에서 반경방향 변위의 첫 번째 정점값의 수렴성을 나타낸다. 이 정점은 충격이 가진된 후 약 0.81 msec에 발생하였다. 이 논문의 해석모델에서는 일반 고유치 해석 방법은 제안된 방법보다 적은 모드 수인 20개 이상을 중첩하였을 때 수렴하였고, 이 논문에서 제안된 방법은 60개 이상의 모드를 중첩했을 때 수렴하였다. 그러나, 모드 근사 방법과는 많은 차이가 있는데, 이 차이는 모달 영역의 운동방정식에서 비대각 요소를 무시한 결과로 사료된다.

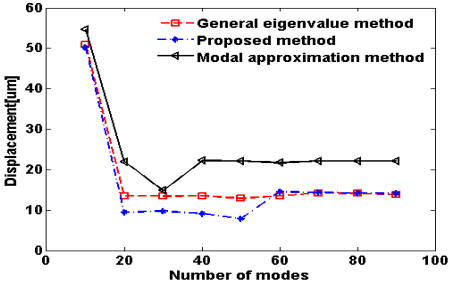
Fig. 9와 Table 3은 3가지 해석 방법이 중첩 모드 벡터를 100개로 하였을 때 회전 디스크의 B점에서 반경방향 변위의 시간응답과 정점값을 보여준다. 또한,

Table 3 Peak values of the radial displacement of point B of the disk

| Peak | Time(ms) | Displacement (μm) | | |
|------|----------|--------------------------------|-----------------|----------------------------|
| | | General eigenvalue method | Proposed method | Modal approximation method |
| 1 | 0.81 | 13.95 | 13.96 | 21.19 |
| 2 | 1.71 | -23.59 | -23.57 | -22.65 |
| 3 | 2.85 | 31.66 | 31.66 | 32.42 |
| 4 | 4.74 | -19.50 | -19.57 | -19.23 |
| 5 | 5.87 | 20.54 | 20.57 | 19.61 |
| 6 | 7.19 | -18.26 | -18.28 | -18.33 |
| 7 | 9.34 | 12.85 | 12.86 | 11.64 |
| 8 | 10.47 | -14.23 | -14.24 | -13.96 |
| 9 | 11.79 | 10.74 | 10.75 | 11.48 |
| 10 | 13.70 | -8.28 | -8.28 | -8.20 |
| 11 | 14.78 | 10.39 | 10.40 | 9.60 |
| 12 | 16.14 | -7.64 | -7.64 | -7.177 |
| 13 | 18.30 | 5.37 | 5.37 | 5.51 |
| 14 | 19.42 | -7.75 | -7.74 | -7.56 |
| 15 | 20.53 | 5.91 | 5.92 | 5.58 |



(a) Point A of the disk

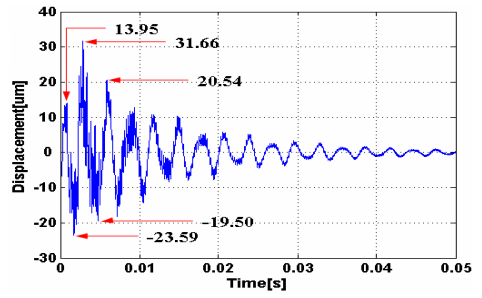


(b) Point B of the disk

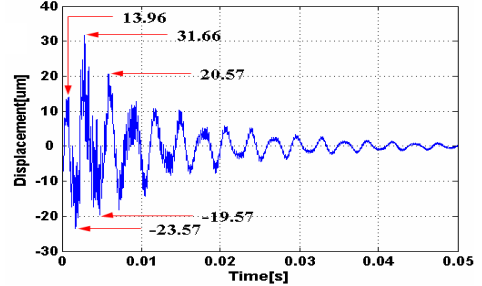
Fig. 8 First peak of radial displacement of the disk with an increase in the number of superposed modes

이 연구에서 제안된 방법(Fig. 9(b))의 시간 응답은 일반 고유치 문제(Fig. 9(a))의 결과와 일치하였다. 그러나, 모드 근사법의 시간 응답은 다른 두 방법의 결과와 전체적으로 비슷하게 보이지만 정점값이 다르게 나타난다.

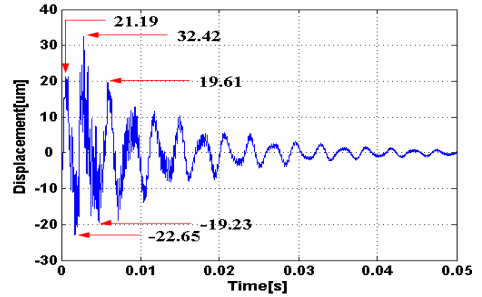
Table 4는 100개의 중첩 모드를 사용하고, 각각의 다른 3가지 해석 방법에 따른 강제 진동 해석 시간을 보여준다. 해석에 사용된 컴퓨터 사양은 Intel Core2 Duo CPU 3.00GHz, 3.5GB RAM이다. 일반 고유치 문제는 고유치 문제뿐만 아니라 수반 고유치 문제를 해석해야 하기 때문에 고유 진동 해석에 있어서 두 배의 시간을 필요로 한다. 제안된 방법은 변환 영역에서 연성된 운동방정식을 적분해야 하므로 다른 방법보다 모드중첩에서 조금 더 많은 시간을 필요로 한다. 그러나, 고유치 문제를 풀고 변환 영역에서 수치 적분을 하는 제안된 방법은 일반 고유치 문제와 같은 수준의 해의 정확성을 가질 뿐만 아니라 해석 시간이 적게 걸려, 특히 많은 자유도를 가지는 유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 비대칭 유한요소 방정식의 강제 진동 해석에 유용할 것으로 사료된다.



(a) General eigenvalue method



(b) Proposed method



(c) Modal approximation method

Fig. 9 Radial displacement of point B of the disk

Table 4 Computation time of free and forced vibration analyses(sec)

| | General eigenvalue method | Proposed method | Modal approximation method |
|--------------------|---------------------------|-----------------|----------------------------|
| Free vibration | 1030 | 515 | 515 |
| Mode superposition | 5 | 37 | 5 |
| Forced vibration | 1035 | 552 | 520 |

4. 결 론

이 논문은 비대칭 유한요소 방정식으로 표현되는

유연 회전 디스크-스핀들 시스템의 강제 진동 해석을 위한 효과적인 수치 방법을 제안하였다. 제안된 방법은 종래의 일반 고유치 문제와 비교하여 같은 수준의 해의 정확성을 가지고 해석 시간이 적게 걸려, HDD 스핀들 시스템과 같이 자유도가 크고, 비대칭 운동방정식으로 표현되는 시스템의 강제 진동 해석을 적게 수행하는 경우에 유용할 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 2008년 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구임(KRF-2008-313-D00040).

참 고 문 헌

- (1) Shen, I. Y. and Ku, C. P., 1997, "A Non-classical Vibration Analysis of a Multiple Rotating Disk and Spindle Assembly," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 64, No. 1, pp. 165~174.
- (2) 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, pp. 794~799.
- (3) Shen, I. Y. and Yoon, J. K., 2005, "A Numerical Study on Rotating-shaft Spindles with Nonlinear Fluid-dynamic Bearings," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 41, No. 2, pp. 756~762.
- (4) Lim, S., 2000, "Finite Element Analysis of Flexural Vibrations in Hard Disk Drive Spindle Systems," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 233, No. 4, pp. 597~612.
- (5) Jang, G. H. and Jung, M. S., 2002, "Free Vibration Analysis of a Spinning Flexible Disk-spindle System Supported by Ball Bearing and Flexible Shaft Using Finite Element Method and Substructure Synthesis," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 251, No. 1, pp. 59~78.
- (6) Jang, G. H. and Seo, C. H., 2007, "Finite-element Shock Analysis of an Operating Hard Disk Drive Considering the Flexibility of a Spinning Disk-spindle, a Head-suspension-actuator, and a Supporting Structure," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 43, No. 9, pp. 3738~3743.
- (7) Seo, C. H., Park, K. Y. and Jang, G. H., 2010, "Modal Contribution Analysis of a Complete Flexible Operating HDD Affecting the Head-disk Motion due to Shock," *Microsystem Technologies*, Vol. 16, No. 1/2, pp. 179~185.
- (8) Liu, M., Yap, F. F. and Harmoko, H., 2008, "A Model for a Hard Disk Drive for Vibration and Shock Analysis," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 44, No. 12, pp. 4764~4768.
- (9) Liu, M., Yap, F. F. and Harmoko, H., 2007, "Modeling of Hard Disk Drives for Shock and Vibration Analysis-consideration of Nonlinearities and Discontinuities," *Nonlinear Dynamics*, Vol. 50, No. 3, pp. 717~731.
- (10) Meirovitch, L., 1967, "Analytical Methods in Vibrations," Macmillan.
- (11) Jang, G. H., Han, J. H. and Seo, C. H., 2005, "Finite Element Modal Analysis of a Rotating Disk-spindle System in a HDD with Hydrodynamic Bearings Considering the Flexibility of a Complicated Supporting Structure," *Microsystem Technologies*, Vol. 2005, No. 11, pp. 488~498.
- (12) Jang, G. H. and Seo, C. H., 2007, "Finite Element Modal Analysis of an HDD Considering the Flexibility of Spinning Disk-spindle, Head-suspension-actuator and Supporting Structure," *Microsystem Technologies*, Vol. 13, No. 8-10, pp. 837~847.
- (13) Jang, G. H. and Lee, S. H., 2006, "Determination of the Dynamic Coefficients of the Coupled Journal and Thrust Bearings by the Perturbation Method," *Tribology Letters*, Vol. 22, No. 3, pp. 239~246.
- (14) Lehoucq, R. B. and Sorensen, D. C., 1996, "Deflation Techniques for an Implicitly Restarted Arnoldi Iteration," *J. Matrix anal. Appl. SIAM*, pp. 789~821.
- (15) Chopra, A. K., 2001, "Dynamics of Structures," 3rd ed., Prentice-Hall, pp. 612~618.