

# 하드 디스크 구동 스피들 모터의 진동 특성에 관한 연구

°장건희\* · 한재혁\*\*

## A Study on the Vibration Characteristics of HDD Spindle Motor

Gunhee Jang and Jaehyuk Han

### Abstract

The spindle motor in a computer hard disk drive can be modeled as a rotor-bearing system supported by the base plate. Ball bearing is the crucial element to determine the stiffness of the spindle motor, and its design parameters and operating conditions determine the dynamic characteristics of the spindle motor. In the analysis of a rotor-bearing system with a short shaft like a spindle motor, the stiffness of the base plate as well as ball bearings must be considered accurately to analyze the dynamic characteristics of a spindle motor. In this paper, the lateral and the axial vibration of the spindle motor were analyzed by the transfer matrix method for the dual-shaft rotor-bearing model and by 2 d.o.f lumped parameter model, respectively. The simulation results had good agreements with the experimental modal testing. The dynamic characteristics were fully investigated for the change of the major design parameters of the spindle motor, i.e. the preload of ball bearings and the rotational speed.

### 기호설명

$\lambda$	eigenvalue( $\sigma+j\omega$ )
c	damping coefficient of bearing
k	stiffness of bearing
$b_{ij}$	$\lambda c_{ij}+k_{ij}$
$f_1$	natural frequency of base plate
$f_2$	natural frequency of base plate with test inertia
u, v	translations in x and y direction
$\alpha, \beta$	rotations about x axis and y axis
$f_x, f_y$	forces in x and y direction
$\tau_x, \tau_y$	torque about x and y axis
L	length of beam element

$I_1$	diametral mass moment of inertia of point mass
$I_p$	polar mass moment of inertia of point mass

### 1 서론

최근 컴퓨터 하드 디스크 드라이브(HDD)가 대용량화 함에 따라 디스크 상의 트랙간의 거리는 더욱 좁아지게 되었다. 따라서, 디스크를 직접 구동하는 스피들 모터의 동특성은 디스크에 쓰여진 data access의 정확도와 속도에 큰 영향을 미치게 된다.

특히, 스피들 모터의 진동은 디스크를 가진시켜 servo control 시 positioning error를 유발할 수 있으므로 하드 디스크 설계할 때 구동 스피들 모터의 진동 특성을 예측하고 이를 설계에 반영하는 것이

\* 정회원 한양대학교 정밀기계공학과

\*\* 한양대학교 정밀기계공학과(0)

안정된 시스템을 구현하기 위해 필수적이다.

본 연구에서는 스피들 모터를 볼베어링으로 지지 되어 회전하는 rotor-bearing system 으로 모델링 하여 해석하였다. 하드 디스크 구동 스피들 모터에 사용되는 볼베어링은 회전속도, 예압 및 여러 가지 설계 변수들에 의해 강성이 변하게 된다. 횡 방향 진동은 전달 행렬법을 이용하였고 축 방향 진동은 모터의 주요 요소를 각각 집중 질량으로 가정한 모델을 이용하여 해석하였다.

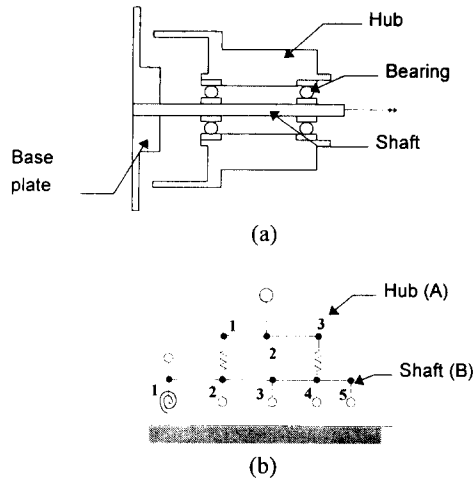


Fig. 1 (a) Spindle Motor (b) its TMM model

Holzer<sup>(1)</sup>는 처음으로 전달 행렬법을 비틀림 진동에 적용하였고 Myclestad<sup>(2)</sup>와 Prohl<sup>(3)</sup>는 회전축의 횡 진동에 적용시켰다. 또한, Lund<sup>(4)</sup>는 베어링에 의한 영향 등을 고려한 회전체 동특성 해석을 수행하였다.

전달 행렬법의 해를 구하기 위한 수치해석에 있어서 Lund는 Newton-Rapshon 법을 이용하였고 Bansal<sup>(5)</sup>은 수렴 속도가 더욱 빠른 Muller 법을 이용한 수치해석을 수행하였다. Murphy와 Vance<sup>(6)</sup>는 해의 특성 다항식의 계수를 전달 행렬 계산에서의 재배열을 통해 구할 수 있는 방법을 제시하였다.

본 연구에서는 해를 포함하는 특성 방정식을 Bansal이 이용한 복소수 연산 알고리즘을 포함하는 Muller 법을 이용하여 해를 구하였다. 스피들 모터의 횡진동 모드 해석을 위해 전달 행렬법을 이용하였고, 축방향 모드 해석을 위해 lumped mass

model을 이용하였으며, 이를 검증하기 위해 modal testing을 수행하였다. 또한, 회전체계에 영향을 미치는 볼베어링의 예압과 회전속도에 따른 동특성의 변화를 고찰하였다.

## 2 이론

### 2.1 전달 행렬법을 이용한 고유 진동 해석

전달 행렬법에서는 회전체계를 유한한 요소로 나누고 계 양단의 경계 조건의 관계를 이용하여 진동 문제를 해석하게 된다. 회전체의 횡 진동의 경우 요소의 상태 벡터는 다음과 같이 표현된다.<sup>(7)</sup>

$$\{z\} = \{u \ v \ \alpha \ \beta \ \tau_y \ \tau_x \ f_y \ f_x\}^T \quad (1)$$

분할한 요소는 하나의 집중 질량 요소(디스크)와 다음 질량 요소를 연결하여 주는 질량 없는 보조 요소로 구성된다. 분할한 축 상의  $i$ 번째 집중 질량 요소에서의 운동 방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_i \\ \ddot{v}_i \\ \ddot{\alpha}_i \\ \ddot{\beta}_i \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} & c_{xz} & c_{x\theta} \\ c_{yx} & c_{yy} & c_{yz} & c_{y\theta} \\ c_{zx} & c_{zy} & c_{zz} & c_{z\theta} + \Omega_p \\ c_{\theta x} & c_{\theta y} & c_{\theta z} - \Omega_p & c_{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ \alpha_i \\ \beta_i \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} & k_{xz} & k_{x\theta} \\ k_{yx} & k_{yy} & k_{yz} & k_{y\theta} \\ k_{zx} & k_{zy} & k_{zz} & k_{z\theta} \\ k_{\theta x} & k_{\theta y} & k_{\theta z} & c_{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_i \\ v_i \\ \alpha_i \\ \beta_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_x^R - f_x^L \\ f_y^R - f_y^L \\ \tau_x^R - \tau_x^L \\ \tau_y^R - \tau_y^L \end{bmatrix}$$

(2)의 해의 형태는 (3)과 같다.

$$\{z_i\} = \{\bar{z}_i\} e^{i\omega t} \quad (3)$$

(3)을 (2)에 대입하고 정리하면 다음과 같다.

$$\{\bar{z}_i\}^R = [P_i] \{\bar{z}_i\}^L \quad (4)$$

$$[P_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ b_{i_k} & b_{i_k} & b_{i_k} - \Omega I_o \lambda & b_{i_k} + I_o \lambda & 1 & 0 & 0 & 0 \\ b_{i_w} & b_{i_w} & b_{i_w} + I_o \lambda & b_{i_w} - \Omega I_o \lambda & 0 & 1 & 0 & 0 \\ b_{i_n} & b_{i_n} + m \lambda^2 & b_{i_n} & b_{i_n} & 0 & 0 & 1 & 0 \\ b_{i_n} + m \lambda^2 & b_{i_n} & b_{i_n} & b_{i_n} & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

집중 질량 요소들을 연결해주는 보 요소는 질량없는 보로 생각할 수 있으며 Timoshenko beam theory 를 이용하여 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.<sup>(7)</sup>

$$\{\bar{z}_{i+1}\}^L = [F_i] \{\bar{z}_i\}^R \quad (6)$$

$$[F_i] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & L & \frac{L^2}{2EI} & 0 & 0 & -\frac{L^3}{6EI} \\ 0 & 1 & -L & 0 & 0 & -\frac{L^2}{2EI} & -\frac{L^3}{6EI} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & \frac{L}{EI} & \frac{L^2}{2EI} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \frac{L}{EI} & 0 & 0 & -\frac{L^2}{2EI} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -L \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & L & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

위와 같이 구한 두 요소, 집중 질량 요소와 보 요소간의 연결 관계를 이용하여 축을 따라 순차적으로 곱하면 다음과 같다.

$$\{\bar{z}_n\}^R = [P_n][F_{n-1}][P_{n-1}] \cdots [F_1][P_1] \{\bar{z}_1\}^L = [U] \{\bar{z}_1\}^L \quad (8)$$

$$[U] = [P_n] \prod_{i=n-1}^1 [F_i] [P_i]$$

(8)은 계 양단 경계의 상태 벡터 사이의 관계를 나타내며  $[U]$ 를 계 전달 행렬이라 한다. 위에서 구한 관계는 단축의 회전체계를 전달 행렬법으로 나타낸 것이고 Fig.1과 같은 연결된 2축 회전체계의 경우 집중 질량 요소 전달 행렬과 보 요소 전달 행렬은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} \{ \bar{z}_i \}^R \\ \{ \bar{z}_i \}^L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_A^A [P_i] & [0] \\ [0] & \delta_B^B [P_i] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{ \bar{z}_i \}^L \\ \{ \bar{z}_i \}^R \end{Bmatrix} \quad (9)$$

$$\begin{Bmatrix} \{ \bar{z}_{i+1} \}^L \\ \{ \bar{z}_{i+1} \}^R \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_A^A [F_i] & [0] \\ [0] & \delta_B^B [F_i] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{ \bar{z}_i \}^R \\ \{ \bar{z}_i \}^L \end{Bmatrix} \quad (10)$$

(9), (10)에서 A와 B는 두 축을 나타내며 첨자 i와 j는 각각 A축과 B축의 요소 번호를 나타낸다. 여기서,  $\delta_A^A [P_i]$ 와  $\delta_B^B [P_i]$ 는 A축에서 전달할 경우는 각각 축 A에 대한  $[P_i]$ ,  $[F_i]$ 가 되며, 전달 관계가 없을 경우에는 단위 행렬값을 가지게 된다. 베어링으로 연결된 부분의 집중 질량 전달 행렬은 베어링 강성을 고려하여 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} \{ \bar{z}_i \}^R \\ \{ \bar{z}_i \}^L \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta_A^A [P_i] + [B_y] & -[B_y] \\ -[B_y] & \delta_B^B [P_i] + [B_y] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{ \bar{z}_i \}^L \\ \{ \bar{z}_i \}^R \end{Bmatrix} \quad (11)$$

$$[B_y]_{i,s} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 \\ \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \cdots & \vdots \\ b_{i_k} & b_{i_k} & b_{i_w} & b_{i_w} & \cdots & 0 \\ b_{i_w} & b_{i_w} & b_{i_n} & b_{i_n} & \cdots & 0 \\ b_{i_n} & b_{i_n} & b_{i_n} & b_{i_n} & \cdots & 0 \\ b_{i_n} & b_{i_n} & b_{i_n} & b_{i_n} & \cdots & 0 \end{bmatrix}_{i,s} \quad (12)$$

(9) 또는 (10)과 (11)을 (8)처럼 축을 따라 차례로 곱하면 다음과 같은 계 양단의 경계 조건간의 관계를 얻게 된다.

$$\begin{Bmatrix} \{ \bar{z}_n \}^R \\ \{ \bar{z}_n \}^L \end{Bmatrix} = [U]_{16 \times 16} \begin{Bmatrix} \{ \bar{z}_1 \}^L \\ \{ \bar{z}_1 \}^R \end{Bmatrix} \quad (13)$$

(13)에 계의 양단 경계 조건을 대입하고 값이 0이 되는 경계 조건이 아래에 오도록 행렬을 재배열하면 (14)와 같이 된다.

$$\begin{Bmatrix} \{ z \}^R \\ \{ 0 \} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [U_{11}] & [U_{12}] \\ [U_{21}] & [U_{22}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{ z \}^L \\ \{ 0 \} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

(14)의 아래 부분을 살펴보면 다음과 같은 관계

가 성립한다.

$$[U_{21}(\lambda)]\{z^t\} = \{0\} \quad (15)$$

$\{z^t\}$ 이 무용해를 갖지 않기 위해서는  $[U_{21}(\lambda)]$ 의 determinant가 0이어야 하며 이 조건을 만족하는  $\lambda$ 가 구하려는 회전체계의 고유값이 된다.

$\lambda$ 는 일반적으로 복소수가 되며 실수 부분은 감쇠계수이고 허수 부분은 계의 고유 진동수가 된다. 다축 회전체계에서 고유값을 구할 경우 본 연구에서는 Bansal이 회전체계에 적용한 복소수 연산 알고리즘을 이용한 Muller 법, 즉 구하려는 해 근방의 3 점을 지나는 2 차방정식의 근을 근사해로 택하는 방법을 사용하여 해석하였다.

볼베어링의 강성 해석은 한양 대학교에서 진동 연구실에서 개발한 프로그램인 BAP<sup>(8)</sup> (Ball bearing Analysis Program) 을 이용하였다. Jones<sup>(9)</sup>는 임의의 하중 조건과 회전속도하에서 베어링의 동적 평형 상태와 강성을 수치적으로 해석하는 방법을 제안하였다. BAP은 이러한 Jones의 이론을 근거로 하여 볼베어링의 강성, 피로수명, 결함 주파수를 계산하기 위해 개발된 볼베어링 해석 프로그램이다.

## 2.2 축 방향 모드의 해석

축 방향의 예압을 받는 경우 베어링의 축 방향 강성 계수는 다른 성분들과 비연성되어 있다.<sup>(8)</sup> 따라서 모터의 주요 부분을 Fig.2와 같이 모델링할 수 있다.

Fig.2에서 다음과 같은 운동 방정식이 유도되며 이 운동 방정식을 풀면 축 방향 진동 모드와 고유 진동수를 구할 수 있게 된다.

$$m_{hub} \ddot{z}_{hub} + \left( (K_{zz})_{upper} + (K_{zz})_{lower} \right) z_{hub} - \left( (K_{zz})_{upper} + (K_{zz})_{lower} \right) z_{base} = 0 \quad (16)$$

$$m_{eq} \ddot{z}_{base} - \left( (K_{zz})_{upper} + (K_{zz})_{lower} \right) z_{hub} + \left( (K_{zz})_{upper} + (K_{zz})_{lower} + (K_{zz})_{base} \right) z_{base} = 0 \quad (17)$$

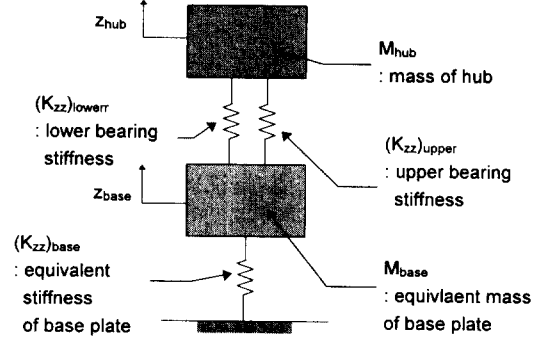


Fig. 2 2 D.O.F Lumped Model of a Spindle Motor in the Axial Direction

## 2.3 베이스 플레이트의 해석

전달 행렬법과 lumped mass model에서 베이스 플레이트는 등가한 강성, 질량 및 질량 관성 모멘트를 가진 집중 질량 요소로 고려하게 된다.

베이스 플레이트 부분은 고정자와 코일 부분이 고정되어 있는 형상이 복잡한 평판으로 생각할 수 있으며, 따라서 그 강성 요소와 질량 및 질량 관성 모멘트를 해석적으로 구하기가 용이하지 않다. 본 논문에서는 베이스 플레이트 부분을 modal testing을 통해 강성 요소와 등가 질량 및 질량 관성 모멘트를 구하였다.

베이스 플레이트의 진동 모드 중 시스템에 가장 큰 영향을 미치는 모드는 베이스 플레이트를 원판(circular plate)으로 가정했을 때 (0,0)모드와 (1,0)모드이다. 이 두 모드에 대한 베이스 플레이트의 운동 방정식은 각각 (18), (19)와 같고 고유 진동수는 (20), (21)과 같이 표현된다.

$$M_{base} \ddot{z}_{base} + (K_{zz})_{base} z_{base} = 0 \quad (18)$$

$$(I_1)_{base} \ddot{\alpha}_{base} + (K_{aa})_{base} \alpha_{base} = 0 \quad (19)$$

$$(f_1)_{zz} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(K_{zz})_{base}}{M_{base}}} \quad (20)$$

$$(f_1)_{aa} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(K_{aa})_{base}}{(I_1)_{base}}} \quad (21)$$

부가 질량을 장착하였을 때 (0,0), (1,0)모드에

대한 운동 방정식은 (22), (23)과 같고 각각의 고유 진동수는 (24), (25)와 같이 표현된다.

$$(M_{base} + M_{test})\ddot{z}_{base} + (K_{zz})_{base} z_{base} = 0 \quad (22)$$

$$((I_i)_{base} + (I_i)_{test})\ddot{\alpha}_{base} + (K_{\alpha\alpha})_{base} \alpha_{base} = 0 \quad (23)$$

$$(f_2)_{zz} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(K_{zz})_{base}}{M_{base} + M_{test}}} \quad (24)$$

$$(f_2)_{\alpha\alpha} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(K_{\alpha\alpha})_{base}}{(I_i)_{base} + (I_i)_{test}}} \quad (25)$$

각 경우에 대한 고유 진동수는 modal testing 을 통해 구하였고 등가한 강성, 질량 및 질량 모멘트는 (20), (21)과 (24), (25)를 연립하여 풀면 얻을 수 있다.

### 3 스피들 모터의 해석과 실험 결과의 비교 및 고찰

2장에서 설명한 해석 방법을 3.5 인치 하드 디스크를 구동하는 스피들 모터에 적용하여 해석을 수행하였다. 전달 행렬법 해석을 위해 스피들 모터는 Fig.1 (b)와 같이 허브는 3 개, 축은 5 개의 요소로 분할하였다. 허브는 free-free 경계 조건이고 축 부분은 베이스 플레이트가 hinged 이고 다른 쪽은 free 인 경계 조건으로 생각하여 해석하였다. 축 방향 모드에서 2 번째 모드는 관심 영역 외인 8kHz 이상이 되어 해석 결과에 포함시키지 않았다. 또한, Fig.4 와 같은 modal testing 을 통해 해석 결과를 Table.1 과 같이 비교하였다.

Table.1 Comparison between Analytical Simulation and Experimental Modal Testing

Mode	Simulation (Hz)	Experiment (Hz)	Err (%)
1 <sup>st</sup> lateral mode	1685.9	1616	4.3
2 <sup>nd</sup> lateral mode	5182.5	5280	1.9
Axial mode	2277.8	2036	10.6

위 표에서 해석 결과와 실험 결과가 잘 일치함

을 알 수 있고 이로써 본 해석 방법의 타당성을 입증할 수 있었다. 그러나 본 연구에서 사용된 베어링 사양 중 clearance 와 race conformity 는 베어링 제작사에서 제공하지 않는 자료로 다른 회사 제품의 등급 하드 디스크에 사용되는 베어링 사양을 쓴 것이다. 따라서 좀더 정확한 베어링 사양을 사용한다면 오차가 줄어들 것이라 사료된다.

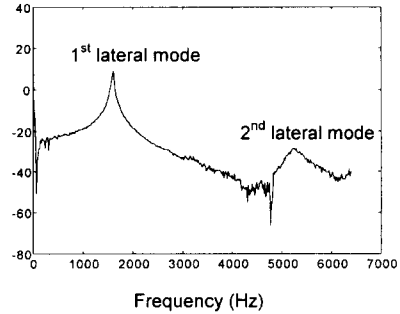


Fig. 3 Frequency Response Function of Spindle Motor for Lateral Modes

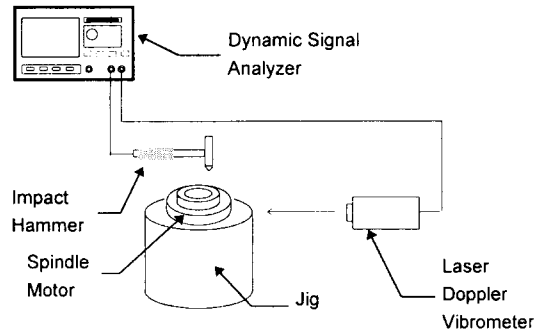


Fig. 4 Modal Testing Setup

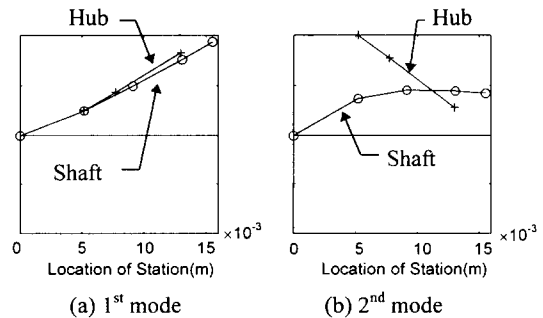


Fig. 5 The Lateral Bending Modes

Fig. 5는 전달 행렬법을 이용하여 구한 횡 방향의 고유 모드이다. Fig.5 (a)의 첫번째 횡 방향 모드를 보면 허브와 축의 상대 변위가 크지 않음을 알 수 있다. 즉 첫번째 횡 방향 모드는 베어링의 강성 보다는 베이스 플레이트의 강성에 의해 결정됨을 알 수 있다. Fig.5 (b)의 두번째 횡 방향 모드는 첫번째 횡 방향 모드에 비해 허브와 축 사이의 상대 변위가 크며 따라서 축에 대하여 허브를 지지하여 주는 베어링의 강성이 또한 주요한 요소가 됨을 알 수 있다.

## 4 예압과 회전 속도 변화에 따른 동특성 해석

### 4.1 베어링 예압 증가에 따른 동특성 변화

Fig.6은 4,500 rpm으로 회전하고 있는 스피들 모터의 축 방향 예압을 9.8 N에서 68.6 N까지 9.8 N씩 증가시키면서 고유 진동수 해석을 수행한 결과이다.

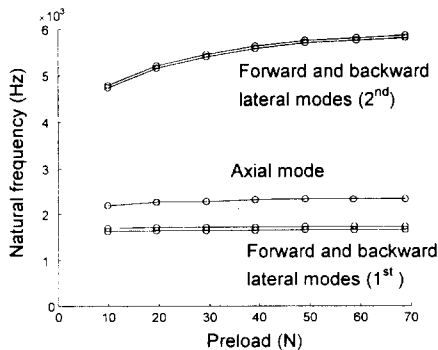


Fig.6 Variation of Natural Frequency due to the Change of Preload.

축 방향 모드와 첫번째 횡 방향 모드의 고유 진동수는 큰 변화가 없었지만 두번째 횡 방향 모드의 고유 진동수는 크게 증가하였다. 또한, Fig.7은 4,500 rpm으로 회전하고 있는 볼베어링 시스템의 예압 크기에 따른 강성 요소들의 변화를 나타낸 것이다. 축 방향 예압이 9.8 N에서 19.6 N으로 증가하였을 때 각 강성 요소들은 50 % 내외로 증

가하였다.

강성 요소는 예압 증가에 따라 그 값이 크게 변하나 Fig.6에서처럼 첫번째 횡 방향 모드와 축 방향 모드의 변화는 거의 없었다. 이것은 베어링의 강성이 이 두 모드에 영향을 미치지 않기 때문이다. 따라서 스피들 모터의 첫번째 횡 방향 고유 진동수와 축 방향 고유 진동수를 조절하려면 베이스 플레이트의 강성을 조절하는 것이 효과적인 방법이다.

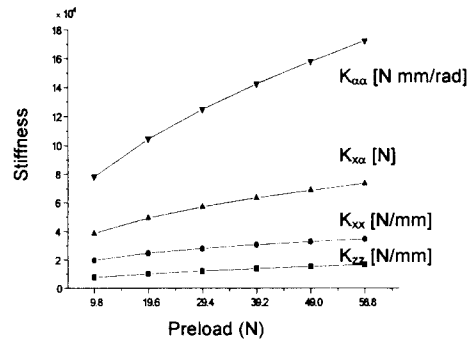


Fig.7 Variation of Stiffness due to the Change of Preload.

### 4.2 회전 속도 증가에 따른 동특성 변화

Fig.8은 19.6 N의 축방향 예압을 받는 스피들 모터의 회전속도를 0 rpm에서 10,000 rpm까지 증가시켜가면서 스피들 모터의 고유 진동수 해석을 수행한 결과이다.

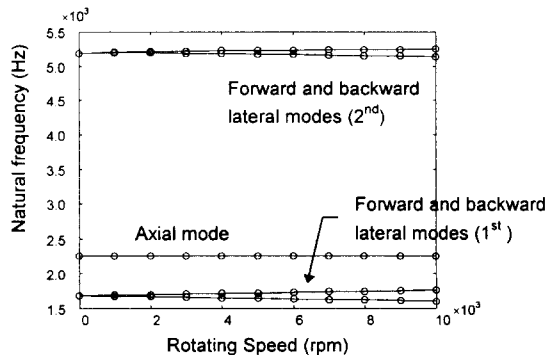


Fig.8 Variation of Natural Frequency due to the Change of Rotating Speed.

횡 진동의 경우 회전속도의 증가에 따라 허브의 자이로스코프 효과에 의해 전, 후진 방향으로 횡 방향 모드가 분리됨을 보여주고 있다. 그러나 디스크를 장착하지 않은 허브만의 축 관성 모멘트가 작기 때문에 회전에 의한 자이로스코프 효과가 크지 않아 전진, 후진 고유 진동수간의 변화가 작다. 축 방향 진동의 경우 회전속도 증가에 따른 고유 진동수의 변화는 거의 없다. 또한, 회전속도 증가에 따른 강성 요소들의 변화는 Fig.9 와 같다. Fig.9 에서와 같이 일반적으로 하드 디스크 구동 속도인 10,000 rpm 이하에서는 강성 요소들의 변화가 크지 않고 따라서 회전 속도가 고유 모드에 큰 영향을 미치지 않게 된다.

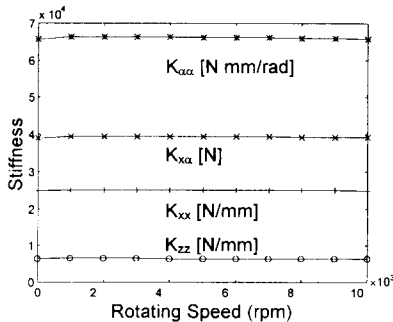


Fig. 9 Variation of Stiffness due to the Change of Rotating Speed.

## 5 결론

- 스핀들 모터와 같은 짧은 축의 회전체의 경우 볼베어링의 강성 계수 뿐 아니라 지지 구조 (base plate, shaft)의 강성에 대한 고려가 필수적이다.
- 예압 증가는 베어링 강성을 크게 증가시킨다. 그러나 첫번째 횡 진동 모드와 축 방향 모드는 큰 변화가 없었다. 이는 이 두 모드가 베어링보다는 지지 구조 강성에 영향을 많이 받기 때문이다.
- 회전속도 증가에 따라 횡방향 모드는 자이로스코프 효과에 의해 전, 후진 모드로 분리된다. 그러나 축 방향 모드를 포함한 각 모드의 고유 진동수 변화는 그리 크지 않다. 이는 10,000 rpm 이하에서는 베어링 강성의 변화가 회전속도에 민감하지 않기 때문이다.

## 후 기

본 연구는 삼성 종합 기술원의 연구과제 “HDD 회전축계의 진동원 해석”의 지원으로 수행되었으며 관계자 여러분께 감사 드립니다.

## 참고 문헌

- Holzer, H., 1921, “Die Berechnung de Drehschwingungen”, Julius Springer, Berlin
- Myklestad, N. O., “A New Method for Calculating Natural Modes of Uncoupled Bending Vibration of Airplane Wings and Other Types of Beams”, Journal of Aeronaut, Vol.1 pp 153-162, 1944
- Prohl, M. A., 1945, “A General Method for Calculating Critical Speeds of Flexible Rotors,” ASME Journal of Applied Mechanics
- Lund, J. W., “Stability and Damped Critical Speeds of a Flexible Rotor in Fluid-Film Bearings”, ASME Journal of Engineering for Industry, Vol 102 pp 115-121, 1974
- Bansal, P. N., and Kirk, R. G., “Stability and Damped Critical Speeds of Rotor-Bearing Systems”, ASME Journal of Engineering for Industry, pp 1325-1332, 1975
- Murphy, B. T., and Vance, J. M., “An Improved Method for Calculating Critical Speeds and Rotordynamic Stability of Turbomachinery.” ASME Journal of Engineering for Power, Vol 105(3) pp 591-595, 1983
- Erick, F. F., “Handbook of Rotordynamics”, McGraw-Hill, inc, pp 2.61-2.72, 1992
- G. H. Jang, D. K. Jung, N. Y. Park, J. S. Park, “Analysis of the Dynamic Characteristics of Ball Bearing in 3.5 inch HDD Spindle Motor”, Proceedings of Incremental Motion Control Systems and Devices, pp167-174, 1996
- A. B. Jones, “A General Theory for Elastically Constrained Ball and Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions”, ASME Journal of Basic Engineering, pp 309-320, June 1960