

가공 오차를 고려한 스피들 시스템의 동적 특성 해석

Dynamic Analysis of a Tilted HDD spindle system due to Manufacturing Tolerance

곽규열*·김학운*·장건희†
Kyuyeol Koak, Hakwoon kim and Gunhee Jang

Key Words : Fluid Dynamic Bearing(유체 동압 베어링), Reynolds equation(Reynolds 방정식), Dynamic Coefficients(동특성 계수), Dynamic Behavior(동적 거동), Cylindricity(원통도), Perpendicularity(수직도)

ABSTRACT

This paper investigates the dynamic characteristics of a tilted HDD spindle system with fluid dynamic bearings (FDBs). Tilting motion of a HDD spindle system may be caused by improper manufacturing tolerance, such as imperfect cylindricity between shaft and sleeve of FDBs, imperfect perpendicularity between shaft and thrust as well as the gyroscopic moment of the unbalanced mass of the rotating part. Tilting motion may result in the instability of the HDD spindle system and it may increase the disk run-out to limit memory capacity. This research proposes a modified Reynolds equation for the coupled journal and thrust FDBs to include the variable film thickness due to the cylindricity and the perpendicularity. Finite element method is used to solve the Reynolds equation for the pressure distribution. Reaction forces and friction torque are obtained by integrating the pressure and shear stress, respectively. The dynamic behavior is determined by solving the equations of a motion of a HDD spindle system in six degrees of freedom with the Runge-Kutta method to study whirling and tilting motions. This research shows that the cylindricity and the perpendicularity increase the tilting angle and whirl radius of the rotor.

1. 서론

최근 컴퓨터 하드 디스크 드라이브(Hard Disk Drive, HDD)는 저장용량의 증대와 더불어 고속, 저진동, 저소음화가 요구되고 있으며, 모바일 환경에 사용될 수 있도록 소형화 되고 있다. 유체 동압 베어링은 윤활유체에 의한 감쇠 효과와 함께 회전부와 고정부 사이의 고체 접촉이 없어 우수한 진동 및 소음 특성을 제공한다. 따라서 최근에는 대부분의 HDD 에 유체 동압 베어링이 사용되고 있다. Fig. 1 은 유체 동압 베어링을 사용하는 HDD 용 스피들 시스템의 단면도이다.

유체 동압 베어링에 대한 연구는 크게 유체 동압 베어링의 정·동특성을 해석하는 방법과 회전축의 거동 해석을 중심으로 많은 연구자들에 의해 수행되어왔다.

Zang 과 Hatch 는 저널과 스러스트가 연성된 HDD 용 유체 동압 베어링의 3 자유도 운동에 대한 동특성을 수학적 섭동법과 유한체적법으로 해석하였으며⁽¹⁾, Rahman 과 Leuthold 는 유사한 시스템에 대하여 유한요소법을 적용하여 해석하였다⁽²⁾. 그리고 Jang 등은 Reynolds 경계 조건을 적용하여 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링의 5 자유도 운동에 대한 정특성을 해석하였다⁽³⁾.

또한, 동적 거동 해석에 있어 Xin Kai Li 는 저널 베어링으로 지지되는 회전축의 궤적을 계산하였고⁽⁴⁾, Jang 등은 저널과 스러스트 베어링으로 지지되는 스피들 시스템의 5 자유도 운동 방정식을 통해 과도해석을 수행하였다⁽⁵⁾. 하지만 이들의 연구에서는 유체 동압 베어링 시스템의 가공 및 조립 공차가 존재하지 않는다는 이상적인 상황을 가정하였다. HDD 용 유체 동압 베어링은 구성 요소들 중 저널 베어링의 경우, 유체가 주입되는 간극이 2~3 μm 이고 스러스트 베어링의 경우, 10~20 μm 으로 높은 가공 및 조립 정밀도를 가지기 힘들다. 그러므로 가공 및 조립 과정에서 발생할 수 있는 설계 공차 내의 오차가 존재하며, 이는 유체 동압 베어링의 정·동특성에 영향을 줄 수 있다. 대표적인 가공 및 조립 오차로는 저널 베어링의 가공 과정에서 발생할 수 있는 원통도와 스러스트 베어링의 조립 과정에서 발생할 수 있는 수직도가 있다. 이러한 오차들은 저널과 스러스트 베어링의 유막두께를 변화시켜 정·동특성을 변화시키고,

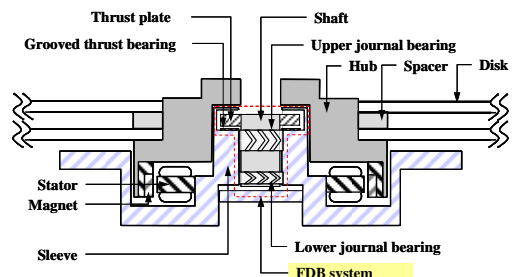


Fig. 1 Structure of a HDD spindle system with FDBs

† 한양대학교 기계공학부
 E-mail : ghjang@hanyang.com
 Tel : (02) 2220-0431, Fax : (02) 2292-3406

* 한양대학교 대학원 기계공학과

유막반력을 변화시켜 회전축 거동을 변화시킨다. 특히 HDD 가 소형화 되면서 유체 동압 베어링의 크기가 작아지고 있으며, 이에 따라 가공 및 조립 오차의 발생 가능성이 증가하였고, 오차에 의한 유체 동압 베어링 성능의 변동이 전체 성능에 미치는 영향은 증가하였다. 따라서 가공 및 조립 오차를 고려한 유체 동압 베어링의 특성 해석과 회전축의 거동 해석이 진행되어야 한다.

본 연구에서는 원통도와 수직도를 고려한 저널 베어링과 스러스트 베어링의 유막두께를 계산한 후 Reynolds 방정식과 유한요소법을 사용하여 저널 베어링과 스러스트 베어링이 연성된 유체 동압 베어링의 압력 분포를 해석하고 정특성 해석을 수행하였다. 그리고 유막반력과 불평형 질량에 의한 원심력 및 외력 등을 포함하는 회전축의 비선형 6 자유도 운동방정식을 Runge-Kutta 법으로 계산함으로써 회전축의 동적 거동 해석을 수행하였다.

2. 해석 방법

2.1 Reynolds equation

Fig. 2 는 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링 시스템의 좌표계를 나타낸다. Reynolds 방정식을 Fig. 2 에 표시된 좌표계에 대하여 정리하면 저널 베어링과 스러스트 베어링의 지배방정식에 대하여 각각 식 (1)과 (2)로 표현할 수 있다⁽⁶⁾.

$$\frac{\partial}{R\partial\theta}\left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{R\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z}\right) = \frac{\dot{\theta}_z}{2} \frac{\partial h}{\partial\theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{r\partial r}\left(r \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r}\right) + \frac{\partial}{r\partial\theta}\left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{r\partial\theta}\right) = \frac{\dot{\theta}_z}{2} \frac{\partial h}{r\partial\theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

여기서, p , h , $\dot{\theta}_z$ 와 μ 는 각각 압력, 유막두께,

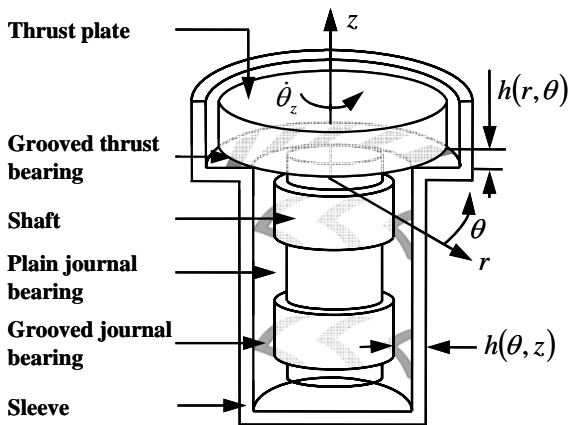


Fig. 2 Cylindrical coordinate of the coupled journal and thrust bearings in a HDD

회전속도와 유체 점성이다.

회전축의 병진과 회전운동 그리고 원통도 및 수직도에 의한 유막두께 변화를 고려할 수 있는 Reynolds 방정식을 풀기 위해 유체 동압 베어링의 유막두께를 아래와 같이 계산하였다.

(1) 회전축의 운동을 고려한 저널 베어링의 유막두께 계산

Fig. 3 은 회전축의 변위를 정의하는 좌표계이다. Fig. 3(a)와 같이 회전축이 반경 방향으로 e_r 만큼 병진 운동 하였을 경우 저널 베어링의 유막두께는 식(3)과 같이 계산할 수 있다⁽⁶⁾.

$$h_j = c - e_r \cos(\theta - \phi) \quad (3)$$

여기서, c 와 θ 그리고 ϕ 는 각각 저널베어링의 간극, $-x$ 축으로부터 임위 위치까지의 각도 그리고 회전축의 회전각도이다. 여기에 회전축이 θ_r, θ_ϕ 만큼 tilting 운동 하였을 경우 저널 베어링의 유막두께는 식(4)로 표현된다.

$$h_j = c - e \cos\{\theta - (\phi - \varphi)\} \quad (4)$$

여기서, e 는 $\sqrt{\{e_r + (z - z_{mc}) \sin \theta_\phi\}^2 + \{(z - z_{mc}) \sin \theta_r\}^2}$,

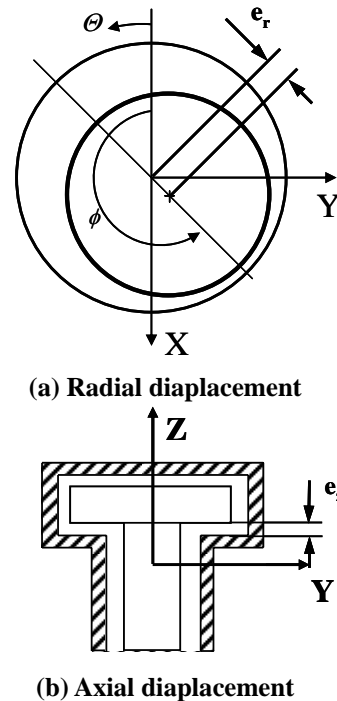


Fig. 3 Coordinate system for the displacement of a rotating part

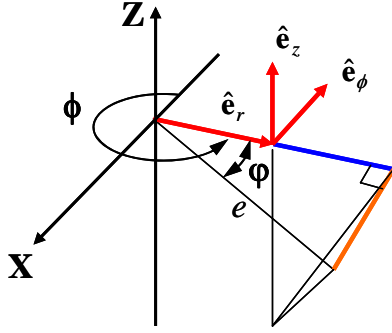


Fig. 4 Coordinate system for a rotating part considering tilting motion of a rotating part

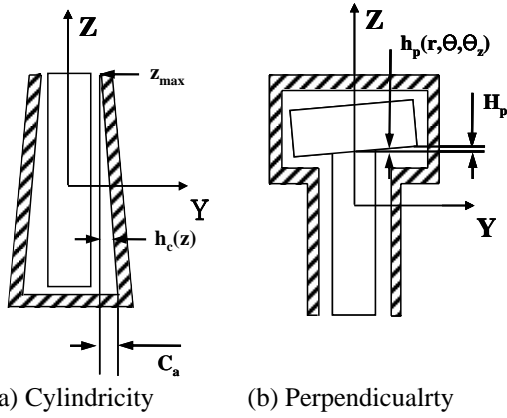


Fig. 5 Film thickness of journal and thrust bearings due to the cylindricity and the perpendicularity

φ 는 $\tan^{-1} \left[\frac{(z-z_{mc})\sin\theta_r}{e_r + (z-z_{mc})\sin\theta_\phi} \right]$ 로 계산되며, z_{mc} 는 무게중심의 축 방향 좌표를 나타낸다.

(2) 회전축의 운동을 고려한 스러스트 베어링의 유막두께 계산

Fig. 3(b)과 같이 회전축이 e_z 만큼 부상하였을 경우, 스러스트 베어링의 유막두께는 회전축의 부상높이와 스러스트 베어링의 총 간극에 의해 결정된다. 식(5)과 식(6)은 각각 상·하부 스러스트 베어링의 유막두께를 나타낸다.

$$h_{t_upper} = c_{total} - e_z \quad (5)$$

$$h_{t_lower} = e_z \quad (6)$$

여기서, c_{total} 은 상·하부 스러스트 베어링의 축 방향 총 간극이다. 여기에 회전축이 θ_r, θ_ϕ 만큼 tilting 운동 하였을 경우 상·하부 스러스트 베어링의 유막두께는 각각 식(7)과 (8)로 표현된다.

$$h_{t_upper} = c_{total} - e_z - \left[\begin{aligned} & \dot{e}_z + |z - z_{mc}| (2 - \cos\theta_\phi - \cos\theta_r) \\ & + r \{ -\sin\theta_\phi \cos(\theta - \phi) \} + \sin\theta_r \sin(\theta - \phi) \end{aligned} \right] \quad (7)$$

$$h_{t_lower} = e_z + \left[\begin{aligned} & \dot{e}_z + |z - z_{mc}| (2 - \cos\theta_\phi - \cos\theta_r) \\ & + r \{ -\sin\theta_\phi \cos(\theta - \phi) \} + \sin\theta_r \sin(\theta - \phi) \end{aligned} \right] \quad (8)$$

(3) 원통도 및 수직도를 고려한 저널과 스러스트 베어링의 유막두께 계산

본 논문에서는 가공 및 조립오차의 영향을 고려하기 위해 원통도 및 수직도에 의한 유체 동압 베어링의 유막두께 변화를 계산하였다. Fig. 5는 저널 베어링의 원통도와 스러스트 베어링의 수직도에 의한 유막두께 변화를 나타낸다. Fig. 5(a)와 같이 저널 베어링의 원통도를 나타내기 위해 C_a 를 정의하였으며, C_a 는 저널 베어링 하부에서 증가한 간극을 나타낸다. 따라서, C_a 에 따른 저널 베어링의 유막두께 변화량은 식(9)로 표현된다.

$$h_c = C_a (z_{max} - z) / L \quad (9)$$

여기서, L 은 저널 베어링의 폭을 나타낸다. 그리고 Fig. 5(b)와 같이 스러스트 베어링의 수직도를 나타내기 위해 스러스트 베어링의 외경에서 증가한 축 방향 간극을 나타내는 H_p 를 정의하였다. 그리고 H_p 에 따른 스러스트 베어링의 유막두께 변화량은 식(10)을 통해 계산할 수 있다.

$$h_p = (r \cos\theta \cos\theta_z + r \sin\theta \sin\theta_z) \frac{H_p}{r_{thrust}} \quad (10)$$

여기서, r_{thrust} 는 스러스트 베어링의 외경이다.

식(9)와 (10)을 통해 원통도 및 수직도에 의한 유막두께 변화를 고려하였다. 원통도는 저널 베어링의 유막두께 변화에 영향을 미치게 되므로, 총 저널 베어링의 유막두께는 식(11)이 된다. 마찬가지로 수직도는 스러스트 베어링의 유막두께 변화에 영향을 미치므로 총 상·하부 스러스트 베어링의 유막두께는 식(12)와 (13)이 된다.

$$h_J = h_j + h_c \quad (11)$$

$$h_{T_upper} = h_{t_upper} - h_p \quad (12)$$

$$h_{T_lower} = h_{t_lower} + h_p \quad (13)$$

지금까지 회전축의 운동과 원통도 및 수직도를

고려한 유체 동압 베어링의 유막두께를 계산하였다. 저널 베어링과 스러스트 베어링의 시간에 대한 유막두께 변화율은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dh_J}{dt} = & -(\dot{e}_r + \dot{\theta}_\phi(z - z_{mc})\cos\theta_\phi)\cos(\theta - \phi) \\ & - (e_r + (z - z_{mc})\sin\theta_\phi)\dot{\phi}\sin(\theta - \phi) \\ & + (z - z_{mc})\dot{\theta}_r\cos\theta_r\sin(\theta - \phi) \\ & + (z - z_{mc})\dot{\phi}\sin\theta_r\cos(\theta - \phi) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{dh_T}{dt} = & \alpha \begin{pmatrix} \dot{e}_z + |z - z_{mc}|(\dot{\theta}_\phi\sin\theta_\phi + \dot{\theta}_r\sin\theta_r) \\ -\dot{\theta}_\phi\cos\theta_\phi\cos(\theta - \phi) \\ +\dot{\theta}_r\cos\theta_r\sin(\theta - \phi) \\ -\dot{\phi}\sin\theta_\phi\sin(\theta - \phi) \\ -\dot{\phi}\sin\theta_r\cos(\theta - \phi) \end{pmatrix} \\ & - \dot{\theta}_z(-r\cos\theta\sin\theta_z + r\sin\theta\cos\theta_z) \frac{H_p}{r_{thrust}} \end{aligned} \quad (15)$$

여기서, 상부 스러스트 베어링의 경우 α 는 -1 이 되며, 하부 스러스트 베어링의 경우 α 는 $+1$ 이 된다.

2.2 유체 동압 베어링의 정특성 계산

스핀들 시스템의 동적 거동을 구하기 위해 유체 동압 베어링의 유막반력, 모멘트 그리고 마찰 토크를 계산하였다. 계산된 유막두께와 시간에 대한 유막두께 변화율을 Reynolds 방정식에 대입하고 유한요소법을 이용하여 Reynolds 방정식을 계산하였다⁽³⁾. 그리고 내부 경계조건으로는 물리적 타당성을 보장하는 Reynolds 경계조건을 사용하였다⁽³⁾. 유막에서의 압력분포가 결정되면 유막반력과 모멘트 그리고 마찰 토크는 압력과 전단응력을 유막에 따라 적분함으로써 구할 수 있다. 저널 베어링의 유막반력과 모멘트 그리고 마찰 토크는 다음과 같다.

$$F_{Jr} = \iint -pR\cos(\theta - \phi)d\theta dz \quad (16)$$

$$F_{J\phi} = \iint -pR\sin(\theta - \phi)d\theta dz \quad (17)$$

$$M_{Jr} = \iint (z - z_{mc})pR\sin(\theta - \phi)d\theta dz \quad (18)$$

$$M_{J\phi} = \iint -(z - z_{mc})pR\cos(\theta - \phi)d\theta dz \quad (19)$$

$$T_{Jf} = \iint \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{R \partial \theta} + \mu \frac{R \dot{\theta}_z}{h} \right) R^2 d\theta dz \quad (20)$$

스러스트 베어링에서 발생하는 유막반력과 모멘트 그리고 마찰 토크는 식(21)-(24)으로 계산할 수 있다.

$$F_{Tz} = \iint prdrd\theta \quad (21)$$

$$M_{Tr} = \iint r^2 p \sin(\theta - \phi) drd\theta \quad (22)$$

$$M_{T\phi} = \iint -r^2 p \cos(\theta - \phi) drd\theta \quad (23)$$

$$T_{Tf} = \iint \left(\frac{h}{2} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \mu \frac{r \dot{\theta}_z}{h} \right) r^2 drd\theta \quad (24)$$

2.3 Equations of motion

Fig. 6 는 원통좌표계에서 표현한 스핀들 시스템의 자유 물체도이다. 이 때, F_{UJ} 와 F_{LJ} 그리고 F_T 는 각각 상·하부 저널 베어링과 스러스트 베어링의 유막반력을 나타낸다. 그리고 F_M 과 F_{m_u} 은 회전축과 불평형 질량에 의한 원심력을 나타낸다. 또한 F_{magnet} 은 축 방향 자기력을 나타내고 그 크기는 일정하다고 가정하였다. 회전축은 강체로 가정하고, 회전축의 무게중심에서 6 자유도 운동방정식을 유도하였다. 6 자유도 운동방정식은 회전축의 r , ϕ , z 방향의 병진운동과 θ_r , θ_ϕ , θ_z 방향의 회전운동으로 구성된다. 6 자유도 운동 방정식은 아래의 식과 같이 표현된다.

$$\mathbf{e}_r : M\ddot{e}_r = \sum_{journal} (F_{Jr}c_\phi + F_{J\phi}s_\phi s_r) + \sum_{thrust} F_{Tz}s_\phi c_r \quad (25)$$

$$+ m_u e_u \dot{\theta}_z^2 (c_\phi \cos\beta + s_\phi s_r \sin\beta) + Me_r \dot{\phi}^2$$

$$\mathbf{e}_\phi : Me_r \ddot{\phi} = \sum_{journal} F_{J\phi}c_r + \sum_{thrust} -F_{Tz}s_r \quad (26)$$

$$+ m_u e_u \dot{\theta}_z^2 c_r \sin\beta - 2Me_r \dot{\phi}$$

$$\mathbf{e}_z : M\ddot{e}_z = \sum_{journal} (-F_{Jr}s_\phi + F_{J\phi}c_\phi s_r) + \sum_{thrust} F_{Tz}c_\phi c_r \quad (27)$$

$$+ m_u e_u \dot{\theta}_z^2 (-s_\phi \cos\beta + c_\phi s_r \sin\beta)$$

$$+ W + W_u + F_{magnet}$$

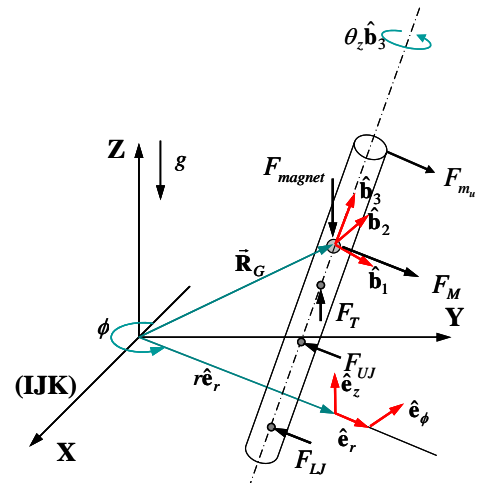


Fig. 6 Free body diagram of a HDD spindle system in cylindrical coordinate

$$\mathbf{b}_1 : I_r \ddot{\theta}_r = \sum_{journal} M_{Jr} + \sum_{thrust} M_{Tr} + W_u e_u c_\phi c_r \sin \beta - (z_u - z_{mc}) (m_u e_u \dot{\theta}_z^2 \sin \beta + W_u c_\phi s_r) - \dot{\theta}_z \dot{\theta}_\phi c_r I_r + \dot{\theta}_\phi c_r (-\dot{\theta}_\phi s_r + \dot{\theta}_z) (I_r - I_z) \quad (28)$$

$$\mathbf{b}_2 : I_r c_r \ddot{\theta}_\phi = \sum_{journal} M_{J\phi} + \sum_{thrust} M_{T\phi} - W_u e_u c_\phi c_r \cos \beta + (z_u - z_{mc}) (m_u e_u \dot{\theta}_z^2 \cos \beta - W_u s_\phi) - (-\dot{\theta}_r \dot{\theta}_\phi s_r - \dot{\theta}_z \dot{\theta}_r) I_r - (\dot{\theta}_\phi s_r - \dot{\theta}_z) \dot{\theta}_r (I_z - I_r) \quad (29)$$

$$\mathbf{b}_3 : I_z \ddot{\theta}_z = W_u e_u (c_\phi s_r \cos \beta + s_\phi \sin \beta) + T - T_f - (-\ddot{\theta}_\phi s_r - \dot{\theta}_\phi \dot{\theta}_r) I_z \quad (30)$$

여기서, c_ϕ , s_ϕ , c_r 과 s_r 는 각각 $\cos \theta_\phi$, $\sin \theta_\phi$, $\cos \theta_r$ 과 $\sin \theta_r$ 를 나타낸다. 그리고 m_u, e_u, z_u 와 β 는 불평형 질량의 크기와 원통 좌표계에서의 위치를 나타낸다. 또한 W, W_u 는 각각 회전축과 불평형 질량의 중력을 나타내며, T 와 T_f 는 스피들 시스템의 구동 토크와 마찰 토크를 나타낸다.

2.4 해석 절차

회전축의 동적 거동을 해석하기 위해 다음의 절차를 따라 해석을 수행하였다. 회전축의 초기 위치와 자세를 입력한다. 회전축의 위치와 자세에 따른 유막두께를 계산하고 Reynolds 방정식을 통해 유체 동압 베어링의 압력분포를 계산한다. 압력분포가 결정되면 식(14)–(22)을 통해 유체 동압 베어링의 유막반력 및 모멘트 그리고 마찰 토크를 계산한다. 계산된 유체 동압 베어링의 정특성을 6 자유도 운동방정식에 대입하고 이를 4 계 Runge–Kutta 방법으로 회전축의 새로운 위치와 자세를 구한다. 위의 과정을 일정 시간 간격으로 반복함으로써 회전축의 동적 거동을 구하게 되며, 해석은 회전축의 궤적이 수렴할 때까지 이루어지게 된다.

3. 해석 결과

3.1 해석 모델

Table 1 은 유체 동압 베어링의 특성해석에 사용된 흡이 있는 저널과 스텔라 베어링의 주요 설계 변수이다. 유한요소모델은 2,380 개의 4 절점 사각형 요소를 사용하여 모델링 하였다. Table 2 는 회전축의 거동 해석을 위한 입력 변수로서, 회전축의 주요 설계변수이다. 불평형 질량은 디스크

및 스페이서의 내경과 허브의 외경 사이에서 발생할 수 있는 최대 공차를 이용하여 계산하였다.

3.2 스피들 시스템의 동적 거동 해석 결과

(1) 저널 베어링의 원통도를 고려한 해석

Fig. 7 은 원통도를 고려한 회전축의 동적 거동 해석결과이다. 자세한 결과는 Table 3 에 기입하였다. 저널 베어링의 하부 간극인 C_a 가 증가할수록 회전축의 회전반경과 tilting 각이 증가한다. 회전축의 회전반경은 힘이 평형을 이루는 위치에 의해 결정되며, tilting 각은 모멘트에 의해 결정된다.

Table 1 Major design parameters of FDBs

Design variable	Journal	Thrust
Radial clearance (μm)	2.0	-
Axial total clearance (μm)	-	30
Radius (mm)	1.5	Inner:1.5 Outer:3.2
Groove pattern	Herringbone	Spiral
Number of grooves	8	20
Groove depth (μm)	5	10

Table 2 Major design parameters of a HDD

Design variable	
Mass(g)	18.76
Moment of inertia about z (kgm^2)	30.63×10^{-7}
Moment of inertia about x and y (kgm^2)	61.26×10^{-7}
Unbalance mass (gmm)	10.52×0.023
Rotating speed (rpm)	5400
Axial magnetic force (N)	0.883

Table 3 Analysis results of dynamic behavior due to the cylindricity

Ca(μm)	Whirl radius of mass center (μm)	Tilting angle (deg)	Flying height (μm)
-0.25	0.135	0.0011	9.11
0.00	0.148	0.0012	9.11
0.25	0.162	0.0014	9.11
0.50	0.178	0.0015	9.11

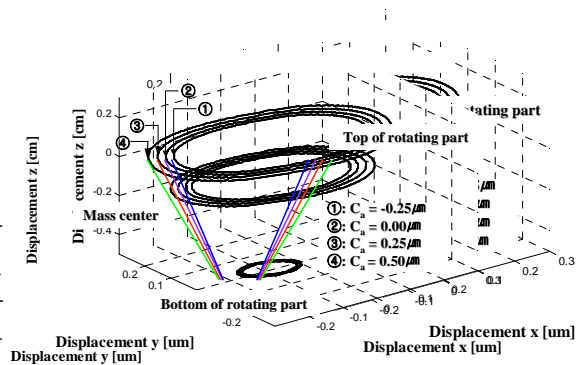


Fig. 7 Whirling motion of a HDD spindle system due to the cylindricity

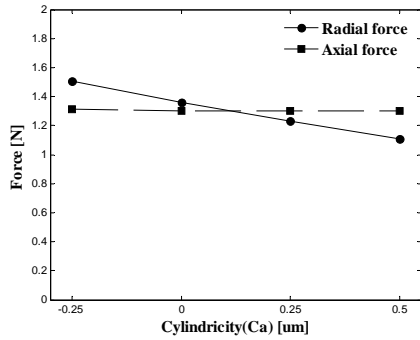


Fig. 8 Radial and axial forces of FDBs due to the cylindricity

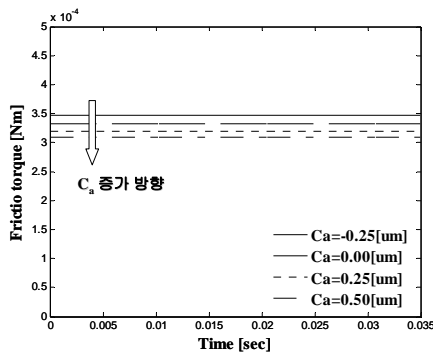


Fig. 9 Friction torque of FDBs due to the cylindricity

회전축의 위치와 자세가 동일할 경우, Fig. 8 과 같이 C_a 가 증가할수록 반경 방향 유막반력이 감소하므로 힘의 평형을 이루기 위해 회전축의 회전반경이 증가한다. 이는 C_a 가 증가할수록 저널 베어링의 평균간극이 증가하기 때문이다. 그리고 저널 베어링에서 발생하는 지지 모멘트가 감소하므로, 회전축의 tilting 각이 증가한다. 따라서, 저널 베어링의 원통도 관리가 제대로 이루어지지 않아서 평균 간극이 증가할 경우, 회전축의 whirling 운동과 tilting 운동은 증가한다. 하지만, C_a 가 증가할수록 저널 베어링의 평균 간극이 감소하므로 Fig. 9 과 같이 저널 베어링의 마찰 토크가 감소한다. 그러므로, 저널 베어링의 원통도 정밀도는 마찰 토크와의 관계를 고려할 필요가 있다.

(2) 스러스트 베어링의 수직도를 고려한 해석

Fig. 10 과 Fig. 11 은 수직도를 고려한 회전축의 동적 거동 해석 결과이다. 자세한 결과는 Table 4 에 기입하였다. H_p 가 증가할수록 회전축의 회전반경과 tilting 각은 증가하고, 부상높이는 감소한다. 회전축의 위치와 자세가 동일할 경우, Fig. 12 에서 보듯이 H_p 가 증가할수록 축 방향 유막반력

Table 4 Analysis results of dynamic behavior due to the perpendicularity

Hp(μm)	Whirl radius of mass center (μm)	Tilting angle (deg)	Flying height(μm)
0.0	0.148	0.0012	9.11
1.0	0.165	0.0014	9.11
2.0	0.183	0.0015	9.06
3.0	0.203	0.0017	8.97

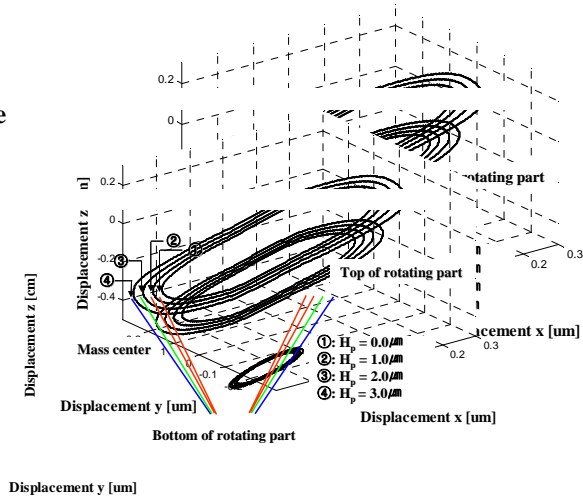


Fig. 10 Whirling motion of a HDD spindle system due to the perpendicularity

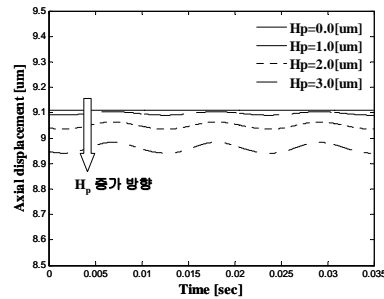


Fig. 11 Axial motion of a HDD spindle system due to the perpendicularity

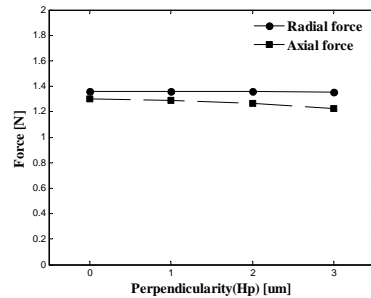


Fig. 12 Radial and axial forces of FDBs due to the perpendicularity

이 감소한다. 이로 인해 회전축의 부상높이는 힘의 평형을 이루기 위해 감소하며 Fig. 13 과 같이

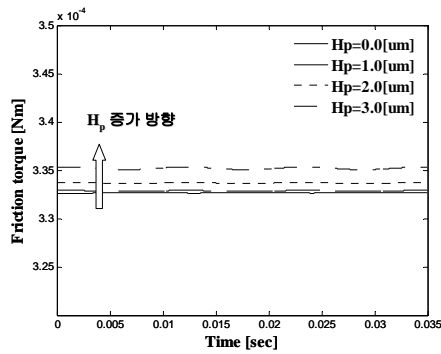


Fig. 13 Friction torque of FDBs due to the perpendicularity

마찰 토크가 증가한다. 그리고 수직도에 의한 유막두께 비대칭으로 인해 스러스트 베어링과 연성된 저널 베어링의 유막반력이 감소하고, 스러스트 베어링에서 발생하는 모멘트가 증가하기 때문에 회전축의 회전반경과 tilting 각이 증가한다. 따라서, 스러스트 베어링의 수직도 관리가 제대로 이루어지지 않아 H_p 가 증가하게 되면 회전축의 부상높이는 감소하고 whirling 운동과 tilting 운동이 증가한다. 그리고 마찰 토크는 증가한다.

4. 결론

본 연구에서는 저널 베어링의 원통도와 스러스트 베어링의 수직도를 고려한 유체 동압 베어링의 특성 해석 및 회전축의 동적 거동 해석을 수행하였다. 회전축의 운동과 원통도 및 수직도가 고려된 유막두께 계산식을 유도하였고 유한요소모델에 적용하였다. 유한요소해석을 통해 원통도와 수직도가 고려된 유체 동압 베어링의 유막반력과 모멘트 그리고 마찰 토크를 계산하였고 과도해석을 통해 회전축의 동적 거동을 예측하였다. 해석 결과, 저널 베어링의 하부 간극이 증가할수록 회전축의 whirling 운동과 tilting 운동이 증가하였다. 그리고 수직도가 관리가 제대로 이루어지지 않아서 스러스트 베어링이 기울어졌을 경우 회전축의 부상높이는 감소하였으며, whirling 운동과 tilting 운동이 증가하였다. 가공 및 조립과정에서 고려되는 원통도와 수직도의 관리가 제대로 이루어지지 않아서 증가한 whirling 운동과 tilting 운동은 HDD의 기록 밀도를 저해하는 요소가 되므로 가공 및 조립 오차에 의한 영향을 감소되어야 한다. 따라서 유체 동압 베어링의 가공 오차를 고려한 동적 거동 해석을 통해 유체 동압 베어링의 성능 변동을 예측하고, 이를 고려한 유체 동압 베어링 시스템

의 구조 설계가 필요하다.

참고문헌

- (1) Zang, Y., and Hatch, M. R., 1995, "Analysis of Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using Finite Volume Method", ASME AISPS, pp. 71~79.
- (2) Rahman, M., and Leuthold, J., 1996, "Computer Simulation of a Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using a Finite-Element Method", Proceedings of 25th Annual IMCSD Symposium, pp. 103~112.
- (3) Jang, G. H., Lee, S. H., and Kim, H.W., 2005, "Finite Element Analysis of a Coupled Hydrodynamic Journal and Thrust Bearing in a Computer Hard Disk Drive", ASME Journal of Tribology, Vol. 15, No. 1, pp. 87~95
- (4) Xin Kai Li., 1999, "Analysis of Journal Orbits form Nonlinear Dynamic Bearing," Theoretical and Computational Fluid Dynamic, Vol. 13, pp.209~230.
- (5) Jang, G. H., Lee, S.H., Kim, H.W., and Kim, C. S., 2005, "Dynamic analysis of a HDD spindle system with FDBs due to the bearing width and asymmetric grooves of journal bearing", Microsys Technol, Vol. 11, pp.499~505.
- (6) Jang, G. H., 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.
- (7) Hamrock, Bernard J., Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, 1994.