

수학적 섭동법을 이용한 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링의 동특성 계수 해석

Determination of the Dynamic Coefficients of the Coupled Journal and Thrust Bearings by the Perturbation Method

이 상 훈* · 장 건 희*

Sanghoon Lee and Gunhee Jang

(2006년 4월 11일 접수 ; 2006년 6월 2일 심사완료)

Key Words : Fluid Dynamic Bearing(유체 동압 베어링), Coupled Journal and Thrust Bearing(연성된 저널-스러스트 베어링), Dynamic Coefficients(동특성 계수), Perturbation Method(섭동법)

ABSTRACT

This paper proposes a method to calculate the stiffness and the damping coefficients of the coupled journal and thrust bearings. The Reynolds equations and their perturbation equations are transformed to the finite element equations by considering the continuity of pressure and flow at the interface between bearings. The Reynolds boundary condition is used in the numerical analysis to simulate the cavitation phenomena. The dynamic coefficients of the proposed method are compared with those of the numerical differentiation of the loads with respect to finite displacements and velocities of bearing center. It shows that the proposed method is more accurate and efficient than the differentiation method.

1. 서 론

현재 대부분의 하드 디스크 드라이브(hard disk drive, HDD)에는 유체 동압 베어링(fluid dynamic bearing, FDB)이 적용되고 있다. 이는 유체 동압 베어링의 경우, 회전부와 고정부 사이의 고체 접촉이 없고 점성 유체에 의한 감쇠 효과가 기존의 볼 베어링보다 우수하여 HDD의 고용량화, 고속화, 저소음화에 효과적이기 때문이다.

베어링은 회전체를 지지하는 기계요소로서 베어링의 동특성 계수는 회전체의 고유 진동 해석 및 안정성 판별에 있어 중요한 인자이다. 따라서 유체 동압

베어링의 정확한 동특성 계수 해석 방법에 대한 많은 연구가 수행되었다. 기존에 널리 이용되던 방법은 섭동을 물리적으로 적용하여 해석하는 방법으로써 섭동량에 따른 계수의 변화가 크고, 각 물리적 섭동에 대한 베어링의 정특성을 해석하기 위해 많은 시간이 필요하다는 단점이 있다. 이와 같은 단점은 수학적 섭동법을 사용함으로써 해결할 수 있다. Lund와 Thomsen은 레이놀즈 방정식의 Taylor 전개를 이용하여 저널 베어링의 동특성을 수학적으로 해석하는 방법을 제안하였고⁽¹⁾, Jang과 Kim은 저널과 스러스트 베어링 단품에 대하여 회전축의 5 자유도에 대하여 동특성 계수를 해석하였다⁽²⁾. 또한 Zheng과 Hasebe는 자유 경계 이론과 유한요소법을 적용하여 섭동방정식을 해석하고 동특성 계수를 계산하였다⁽³⁾. Zirkelback와 San Andres는 레이놀즈 방정식을 유한요소법으로 해석하여 그루브가 회전하는 빗살무늬 저널 베어링의 정동특성의 변화를 연구

* 책임저자; 정회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : hoon0140@ihanyang.ac.kr
Tel : (02) 2299-5685, Fax : (02) 2292-3406
* 정회원, 한양대학교 기계공학부

하였다⁽⁴⁾. 이와 같이 많은 연구들이 저널 및 스러스트 베어링 단품의 해석을 중심으로 수행되었으며, 이때 베어링 경계의 압력은 대기압과 같다고 가정하였다. 이러한 가정은 그루브 베어링 영역에만 윤활유체가 존재하는 partial-filled 형태 뿐 아니라 전체 베어링 영역이 윤활유체로 채워지는 full-filled 형태의 베어링에 대해서도 어느 정도 적절한 것으로 인식되어 왔으며, 이는 저널 또는 스러스트 베어링에 비하여 매우 큰 간극을 갖는 플래인 영역에서 발생하는 압력이 무시될 수 있는 정도로 작기 때문이다. 그러나 실제로 다수의 그루브 베어링 사이의 영역이 윤활유체로 채워져 있는 경우 윤활 유체의 유동에 의하여 각 베어링에서 발생한 압력은 다른 베어링의 압력에 영향을 끼쳐 베어링의 동특성이 변할 수 있다.

이와 같은 베어링 간의 연성 효과 영향을 고려하기 위하여 저널과 스러스트 각각의 2차원 레이놀즈 방정식을 결합하여 저널과 스러스트가 연성된 전체 유체 베어링 시스템의 특성을 정확히 해석하고자 하는 연구가 최근 수행되고 있다. Zang과 Hatch는 저널과 스러스트가 연성된 HDD용 유체 동압 베어링의 3자유도 운동에 대한 동특성을 수학적 섭동법과 유한체 적법으로 해석하였으며⁽⁵⁾, Rahman과 Leuthold는 유사한 시스템에 대하여 유한요소법을 적용하여 해석하였다⁽⁶⁾. 위와 같은 연구들은 베어링 내의 공동현상을 물리적으로 타당하게 나타낼 수 있는 레이놀즈 경계 조건을 사용하지 않았으나 Oh와 Rhim은 회전체의 회전 자유도를 고려하여 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링을 레이놀즈 경계 조건을 적용하여 해석하고 수학적 섭동법을 통하여 저널과 스러스트 베어링 각각의 동특성 계수를 계산하였다⁽⁷⁾. 그러나 이와 같은 연구들에서 저널과 스러스트의 연성 효과는 정특성 해석에는 적용되었으나, 동특성 계수의 해석을 위한 수학적 섭동법에는 적절히 적용되지 않았기 때문에 반경 방향과 축 방향이 연성된 계수는 해석할 수 없었다.

이 연구에서는 레이놀즈 방정식과 섭동방정식을 저널과 스러스트가 연성된 전체 유체 동압 베어링에 적용하여 회전축의 3자유도 운동에 대한 동특성 계수들을 계산하는 방법을 제안하였다. 저널과 스러스트의 경계에서 압력과 유동의 연속 조건이 만족되도록 적절한 경계조건을 적용하였으며, 또한 베어링 내부의 공동현상의 해석을 위하여 레이놀즈 경계조

건을 적용하였다. 수학적 방법으로 해석된 동특성 계수는 물리적 섭동에 의한 베어링 반력 변화를 이용하여 계산한 동특성 계수와 비교하였으며, 반경 방향과 축 방향이 연성되어 나타나는 동특성 계수들에 대하여 스피들 시스템의 작동 조건에 따른 변화를 고찰하였다.

2. 해석 방법

2.1 지배방정식

레이놀즈 방정식은 2차원에서의 면내 유량을 나타내는 식 (1)과 비압축성 유체에 대한 연속방정식 (2)로부터 식 (3)과 같은 형태로 유도된다.

이때, h , p , 그리고 μ 는 각각 유막두께, 압력과 점성계수를 나타내며, V_ξ 와 q_ξ 는 각각 $\xi(=x, y)$

$$q_\xi = \frac{V_\xi h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \xi} \quad (\xi = x, y) \quad (1)$$

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} = -\frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \\ = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial}{\partial x} (V_x h) + \frac{\partial}{\partial y} (V_y h) \right) + \frac{\partial h}{\partial t} \end{aligned} \quad (3)$$

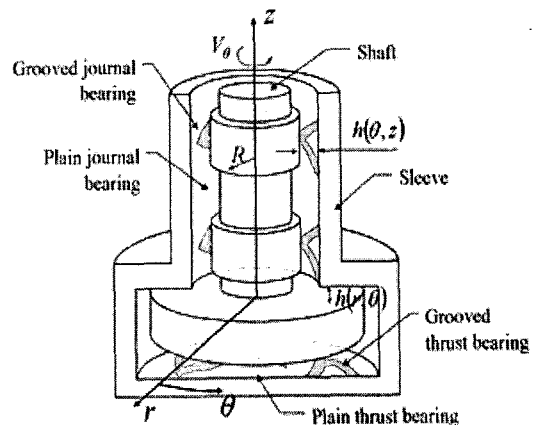


Fig. 1 Coordinate system of the coupled journal and thrust bearing in a HDD

방향에 대한 경계면의 속도와 유량을 나타낸다.

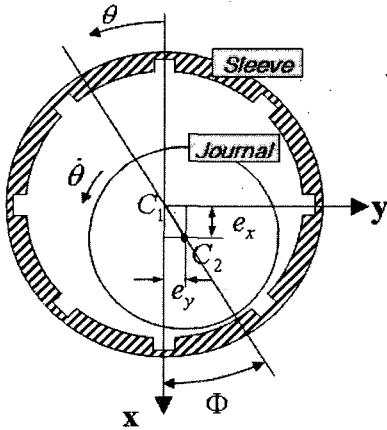
Fig. 1은 저널과 스러스트가 연성된 시스템의 좌표계를 나타낸다. 저널과 스러스트 베어링에 대한 지배 방정식은 식 (3)의 레이놀즈 방정식을 각각 θz 좌표계와 $r\theta$ 좌표계로 변환함으로써 유도할 수 있다.

$$\frac{\partial}{R\partial\theta}\left(\frac{h^3}{12\mu}R\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=\frac{R\dot{\theta}}{2}\frac{\partial h}{\partial\theta}+\frac{\partial h}{\partial t} \quad (4)$$

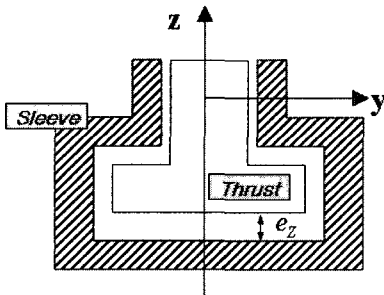
$$\frac{\partial}{r\partial r}\left(r\frac{h^3}{12\mu}\frac{\partial p}{\partial r}\right)+\frac{\partial}{R\partial\theta}\left(\frac{h^3}{12\mu}R\frac{\partial p}{\partial\theta}\right)=\frac{r\dot{\theta}}{2}\frac{\partial h}{r\partial\theta}+\frac{\partial h}{\partial t} \quad (5)$$

이때, R 과 $\dot{\theta}$ 은 각각 저널의 반경과 회전 속도를 나타낸다.

동특성 계수를 구하기 위하여 섭동법을 이용하여 레이놀즈 방정식으로부터 섭동압력에 대한 방정식을



(a) Radial displacements



(b) Axial displacement

Fig. 2 Coordinate system for the displacement of a rotating part

유도하였다. Fig. 2는 회전부의 변위를 정의하는 좌표계를 나타낸다. x 축이 저널 베어링에 가해지는 하중의 방향이라 가정하고 준평형상태의 베어링에 대한 x, y, z 방향의 미소 섭동을 가하였을 때 발생하는 유막두께, 유막두께의 시간 미분항과 압력의 변화는 각각 다음과 같이 1차 Taylor series의 형태로 선형화하여 나타낼 수 있다.

$$h = h_0 + \sum h_\xi \Delta \xi \quad (6)$$

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \frac{\partial h_0}{\partial t} + \sum h_\xi \Delta \dot{\xi} + \sum \frac{\partial h_\xi}{\partial t} \Delta \xi \quad (7)$$

$$p = p_0 + \sum p_\xi \Delta \xi + \sum p_\xi \Delta \dot{\xi} \quad (\xi = x, y, z) \quad (8)$$

이 때, h_0 와 p_0 는 각각 준평형상태에서의 유막두께와 압력을 나타내며 하점자 ξ 는 섭동방향에 대한 편미분을 나타낸다. h_0 는 저널 베어링과 스러스트 베어링에 대하여 다음과 같이 각각 나타낼 수 있다.

$$h_0 = \begin{cases} c_J (1 + \varepsilon \cos(\theta - \Phi)) & : \text{저널 베어링} \\ c_T & : \text{스러스트 베어링} \end{cases} \quad (9)$$

이때, c_J, c_T, ε 와 Φ 는 각각 저널 베어링과 스러스트 베어링의 간극, 저널의 편심률, 저널의 자세각이며, θ 는 $-x$ 축으로부터 임의의 위치까지의 각도이다.

식 (6)~(8)을 식 (4), (5)의 레이놀즈 방정식에 대입하고 각 섭동항에 대한 1차식에 대하여 정리하면 저널과 스러스트 베어링에 대하여 다음과 같은 섭동방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{cases} \frac{\partial}{R\partial\theta}\left(\frac{h_0^3}{12\mu}R\frac{\partial p_\xi}{\partial\theta}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h_0^3}{12\mu}\frac{\partial p_\xi}{\partial z}\right) \\ \left\{ \begin{array}{l} \frac{R\dot{\theta}}{2}\frac{\partial h_0}{\partial\theta}+\frac{\partial h_0}{\partial t} \\ \frac{\partial}{R\partial\theta}\left(\frac{h_0^2}{4\mu}R\frac{\partial p_0}{\partial\theta}\cos\theta\right)-\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h_0^2}{4\mu}\frac{\partial p_0}{\partial z}\cos\theta\right)+\frac{R\dot{\theta}}{2}\frac{\partial\cos\theta}{R\partial\theta} \\ \frac{\partial}{R\partial\theta}\left(\frac{h_0^2}{4\mu}R\frac{\partial p_0}{\partial\theta}\sin\theta\right)-\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h_0^2}{4\mu}\frac{\partial p_0}{\partial z}\sin\theta\right)+\frac{R\dot{\theta}}{2}\frac{\partial\sin\theta}{R\partial\theta} \\ 0 \\ \cos\theta \\ \sin\theta \\ 0 \end{array} \right. \begin{array}{l} \xi = 0 \\ \xi = x \\ \xi = y \\ \xi = z \\ \xi = \dot{x} \\ \xi = \dot{y} \\ \xi = \dot{z} \end{array} \end{cases} \quad (10)$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_\xi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r \partial \theta} \left(\frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_\xi}{r \partial \theta} \right)$$

$$= \begin{cases} \frac{r \dot{\theta}}{2} \frac{\partial h_0}{r \partial \theta} + \frac{\partial h_0}{\partial t} & \xi = 0 \\ 0 & \xi = x \\ 0 & \xi = y \\ -\frac{\partial}{r \partial r} \left(\alpha \frac{r h_0^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{\partial r} \right) - \frac{\partial}{r \partial \theta} \left(\alpha \frac{h_0^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{r \partial \theta} \right) & \xi = z \\ 0 & \xi = \dot{x} \\ 0 & \xi = \dot{y} \\ \alpha & \xi = \dot{z} \end{cases} \quad (11)$$

식 (11)의 α 는 스러스트 베어링에서 발생하는 힘의 방향에 대한 인덱스로써 +z방향의 힘이 발생할 경우는 1, 반대 방향일 경우에는 -1의 값을 갖는다. 식 (10)에서 축 방향 섭동에 관한 우변이 0인 것은 저널 베어링에 있어서 축 방향의 섭동에 의한 압력 변동의 발생이 없다는 것을 의미하며, 따라서 저널 베어링 단품 해석 시에는 고려되지 않는다. 그러나 저널과 스러스트가 연성된 실제 유체 동압 베어링의 경우에는 축 방향 섭동에 의하여 스러스트 베어링에서 발생하는 압력 변동량 p_z , $p_{\dot{z}}$ 은 저널 베어링의 압력 변동을 야기하게 된다. 같은 방식으로 저널의 반경 방향 섭동에 의한 압력 변동은 스러스트 베어링의 압력 변동에 영향을 주어 시스템의 축 방향 반력의 변화가 발생할 수 있다. 따라서 시스템의 축방향 운동에 대한 저널의 압력 변동과 반경 방향 운동에 대한 스러스트의 압력 변동을 모두 포함하는 식 (10)과 (11)에 유한요소법을 적용하여 전체 행렬 방정식을 구성하면 위에서 설명한 저널과 스러스트의 연성 효과를 구현할 수 있다. 다음의 식 (12)와 (13)은 각각 준평형상태에 대한 해석과 섭동 방정식 해석을 위한 전체 행렬 방정식을 나타낸다.

$$\mathbf{A} \mathbf{p}_0 = \mathbf{b}_0 \quad (12)$$

$$\mathbf{A} \mathbf{p}_\xi = \tilde{\mathbf{b}} \quad (\xi = x, y, z, \dot{x}, \dot{y}, \dot{z}) \quad (13)$$

식 (12)를 해석하게 되면 유체 동압 베어링 내의 압력분포를 구할 수 있으며^(8,9), 식 (12)의 해를 이용하여 식 (13)의 $\tilde{\mathbf{b}}$ 를 구성하여 해석하면 각 섭동에 대한 압력 변화량을 구할 수 있다.

2.2 경계 조건

저널과 스러스트 베어링이 연성된 전체 행렬 방정식의 해를 구하기 위하여 적절한 경계 조건의 적용이 필요하다. 이 연구에서는 유체 동압 베어링에 적용되는 경계 조건을 외부 경계 조건과 내부 경계 조건으로 구분하여 적용하였다. 외부 경계 조건은 베어링의 기하학적 형상과 관련되거나 외부에서 가해지는 외압에 의해 정의되는 조건으로서 이 연구에서는 다음과 같은 형태로 적용되었다.

$$p_0 = P_a, \quad p_\xi = 0 \quad \text{at } \Gamma_a \quad (14)$$

$$p_\xi |_{\theta=0} = p_\xi |_{\theta=2\pi} \quad (\xi = 0, x, y, z, \dot{x}, \dot{y}, \dot{z}) \quad (15)$$

이때, 식 (14)의 P_a 는 대기압을 나타내며 Γ_a 는 유체가 대기와 접하는 경계를 나타낸다. 식 (15)는 베어링에서 발생하는 압력이 원주방향으로 연속하게 됨을 나타낸다.

내부 경계 조건은 윤활 유체에서 내에서 발생하는 공동(cavitation) 현상을 묘사하기 위한 경계조건을 의미한다. 내부 경계 조건에는 full-sommerfeld 경계 조건, half-sommerfeld 경계 조건, 레이놀즈 경계 조건 등이 있으며, 그 중 레이놀즈 경계 조건은 공동 영역의 경계에서 압력과 압력 구배의 연속성을 보장하여 다른 경계 조건보다 물리적으로 타당한 것으로 인식되고 있다. 이 연구에서는 공동 현상을 고려하기 위하여 다음과 같은 레이놀즈 경계 조건을 만족하도록 반복적 수치해석을 수행하였다⁽³⁾.

$$p_0 = \frac{\partial p_0}{\partial n} = 0 \quad \text{at } \Gamma_c \quad (16)$$

이때, Γ_c 는 공동영역의 경계를 의미하며, n 은 경계의 법선 방향의 좌표를 나타낸다.

또한 이 연구에서는 공동영역에서 섭동에 의한 압력 변화가 발생하지 않는다고 가정하였다.

$$p_\xi = 0 \quad \text{at } \Gamma_c \quad (\xi = x, y, z, \dot{x}, \dot{y}, \dot{z}) \quad (17)$$

2.3 부하 용량 및 동특성 계수 계산

식 (12)로부터 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링의 압력 분포를 구할 수 있으며 이를 베어링 영역에 대하여 적분함으로써 다음과 같은 각 방

항의 부하용량을 구할 수 있다.

$$F_x = \iint_J p_0 R \cos \theta d\Omega \quad (18)$$

$$F_y = \iint_J p_0 R \sin \theta d\Omega \quad (19)$$

$$F_z = \iint_T p_0 d\Omega \quad (20)$$

시스템의 동특성 계수는 2가지 방법으로 구할 수 있다. 첫 번째 방법은 섭동방정식을 해석하지 않고 동특성 계수의 기본적인 정의에 의하여 계수를 추정하는 방법이다. 이 방법을 사용하게 되면 직접 미소 변위, 또는 미소 속도를 수치적으로 입력하여 물리적으로 섭동된 상태에 대한 식 (12)를 구성하고 부하 용량을 계산하여 다음 식과 같이 준평형상태에서의 부하 용량과 비교함으로써 동특성 계수를 구하게 된다.

$$K_{\xi\eta} = \frac{F_{\xi} - F_{\xi 0}}{\Delta\eta}, \quad C_{\xi\dot{\eta}} = \frac{F_{\xi} - F_{\xi 0}}{\Delta\dot{\eta}} \quad (21)$$

이때, 하첨자 0는 준평형상태의 값을 의미하며, ξ 와 η 는 각각 x, y, z 방향을 나타낸다.

이와 같은 방법은 식이 간단한 반면 물리적 섭동량($\Delta\eta$, $\Delta\dot{\eta}$)의 크기에 따라 결과값의 차이가 발생하며, 또한 각 섭동에 대하여 식 (12)의 **A**, **b**를 반복적으로 구성하여 정특성을 해석하여야 하기 때문에 오랜 연산 시간이 필요하다.

두 번째 방법은 섭동방정식을 해석하여 동특성 계수를 계산하는 방법이다. 이 방법은 정특성 해석을 반복할 필요 없이 식 (13)을 해석함으로써 섭동에 의하여 베어링에서 발생하는 압력 변화량을 구할 수 있기 때문에 물리적 섭동법에 비하여 해석 시간이 매우 단축된다. 섭동에 의한 압력 변화량을 저널 베어링과 스러스트 베어링에 대하여 적분하면 각각의 동특성 계수를 식 (22)~(25)와 같이 각각 구할 수 있다.

$$\mathbf{K}_J = \iint_J \begin{Bmatrix} -\cos\theta \\ -\sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \{p_x \ p_y \ p_z\} d\Omega = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{xz} \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{yz} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$\mathbf{C}_J = \iint_J \begin{Bmatrix} -\cos\theta \\ -\sin\theta \\ 0 \end{Bmatrix} \{p_x \ p_y \ p_z\} d\Omega = \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & C_{xz} \\ C_{yx} & C_{yy} & C_{yz} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$\mathbf{K}_T = \iint_T \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{Bmatrix} \{p_x \ p_y \ p_z\} d\Omega = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ K_{zx} & K_{zy} & K_{zz} \end{bmatrix} \quad (24)$$

$$\mathbf{C}_T = \iint_T \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \end{Bmatrix} \{p_x \ p_y \ p_z\} d\Omega = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ C_{zx} & C_{zy} & C_{zz} \end{bmatrix} \quad (25)$$

이때, J 와 T 는 저널 베어링과 스러스트 베어링을 나타낸다. 저널과 스러스트가 연성된 전체 유체

Table 1 Major design parameters of the FDBs

	Journal	Thrust
Bearing width (mm)	Upper : 2.4 Lower : 1.5	Upper : 1.6 Lower : 1.6
Radial clearance (μm)	2.8	-
Axial total clearance (μm)	-	18
Groove pattern	Herringbone	Herringbone
Number of grooves	9	12
Groove depth (μm)	6	10
Groove angle (deg)	26	20
Viscosity (Pas)	0.018	
Rotating speed (rpm)	7200	

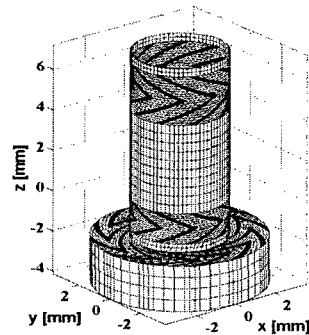
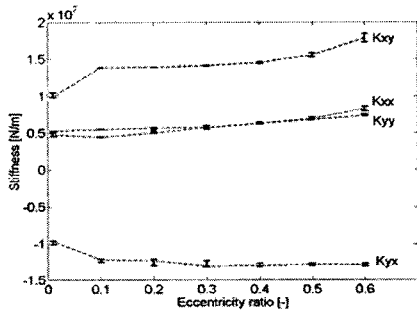


Fig. 3 Finite element model of the coupled journal and thrust bearing

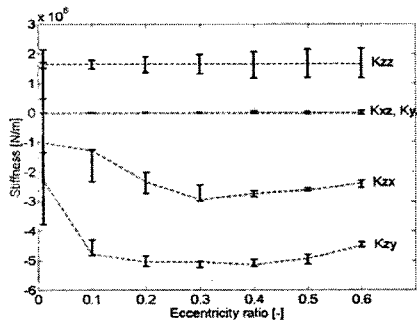
동압 베어링의 동특성 계수는 저널과 스러스트 각각의 동특성 계수의 합으로 나타낼 수 있다. 식 (22)~(25)에서 저널의 동특성 계수 행렬 3행과 스러스트의 동특성 계수 1, 2행의 값이 0인 것은 저널 베어링은 축 방향 하중을 지지하지 않으며 스러스트 베어링은 x, y방향, 즉 반경 방향의 하중 지지력이 없다는 것을 의미한다. 축 방향과 반경 방향이 연성된 계수는 저널과 스러스트의 연성효과에 의하여 발생하게 된다.

3. 해석 결과

Table 1은 이 연구에 사용된 유체 동압 베어링의 그루브 베어링에 대한 주요 설계 변수를 정리한 것이다. Fig. 3은 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링의 유한 요소 모델을 나타낸다. 이 모델은 그루브가 가공된 2개의 저널 베어링과 2개의 스러스트 베어링, 그리고 4개 플레인 저널 영역과 1개의 플레인 스러스트 영역으로 구성되었으며 전체 유막 영역을 총 6444개의 4절점 사각형 요소로 나누어

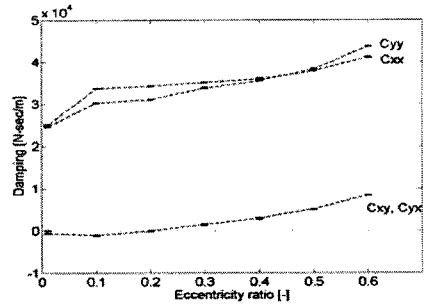


(a) Radial stiffness

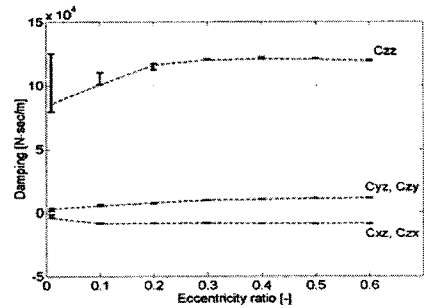


(b) Axial-related stiffness

Fig. 4 Variation of stiffness coefficients of FDB due to the eccentricity ratio

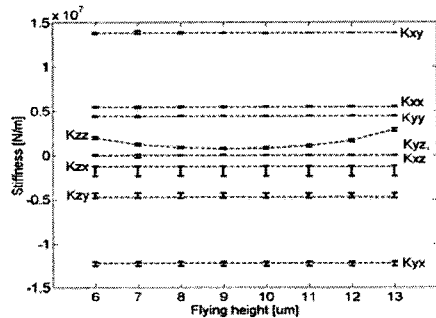


(a) Radial damping

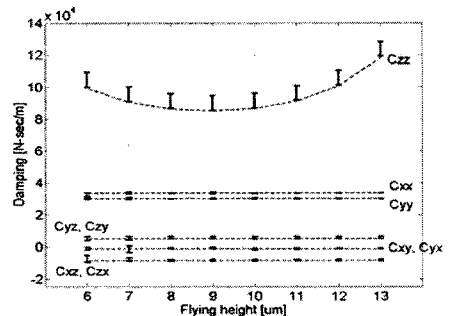


(b) Axial-related damping

Fig. 5 Variation of damping coefficients of FDB due to the eccentricity ratio



(a) Stiffness



(b) Damping

Fig. 6 Variation of dynamic coefficients of FDB due to the flying height

해석하였다. 이 연구에서는 실제 스핀들 모터의 정 특성 해석을 통하여 스러스트 베어링의 부하용량과 회전부의 자중이 평형을 이루는 부상 높이를 구하고 이를 실험과 비교함으로써 검증한 저널-스러스트 연성 해석 알고리즘을 사용하였다^(8, 9).

Fig. 4과 5는 편심률에 따른 유체 동압 베어링의 강성과 감쇠 계수를 비교한 것이다. 이때 스러스트의 축 방향 부상높이는 12.0 m로 가정하였다. 그림의 막대는 물리적 섭동법을 이용하였을 경우 섭동량에 따라 발생하는 동특성 계수의 최대값과 최소값을 나타내고 있으며, 물리적 섭동량은 변위(m)와 속도(m/s)에 대하여 각각 $-1.0 \times 10^{-7} \sim 1.0 \times 10^{-7}$ 사이의 8개 값을 사용하였다. Fig. 4와 5에서 알 수 있듯이 수학적 섭동법에 따른 동특성 계수들은 대부분 물리적 섭동법에 의해 계산된 계수의 변동 범위 안에 존재하고 있으며 그 외 요소들도 오차 0.8% 내 값을 갖기 때문에 해석 결과는 타당한 범위에 존재하고 있다고 볼 수 있다.

이 연구에서는 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링의 해석을 통하여 반경 방향과 축 방향이 연성된 동특성 계수를 해석하였다. Fig. 4(b)에서 반경 방향 힘과 축 방향 변위가 연성된 K_{xz} 와 K_{yz} 강성 계수는 매우 작은 값을 갖지만, 반경 방향 변위와 축 방향 힘이 연성된 K_{zx} 와 K_{zy} 의 값은 상대적으로 크게 해석되는 것을 알 수 있다. 이 연구에 사용된 해석 모델의 경우 저널의 간극이 스러스트의 간극에 비하여 매우 작기 때문에 저널 부의 압력이 스러스트 부 보다 매우 높게 발생한다. 따라서 축 방향 변위에 의하여 발생한 스러스트의 압력 변동이 저널 부의 압력 변동에 미치는 영향은 미미한 반면, 반경 방향 변위에 의한 저널 부의 압력 변동은 스러스트 부의 압력 변동에 큰 영향을 주게 된다. 이 때문에 K_{xz} 와 K_{yz} 강성 계수는 0에 가까운 작은 값을 갖고, K_{zx} 와 K_{zy} 의 값은 상대적으로 크게 해석된 것으로 사료된다. 강성 계수와 달리 감쇠 계수의 해석에서는 식 (10)과 (11)의 속도 섭동에 관한 방정식에서 볼 수 있듯이 시스템의 압력 분포에 의한 영향이 포함되지 않는다. 따라서 저널과 스러스트의 압력 차에 의해 발생하는 연성 계수의 비대칭성이 나타나지 않으며 Fig. 5(b)와 같이 편심률이 변하여도 C_{xz} 와 C_{zx} , C_{yz} 와 C_{zy} 가 같은 값을 갖게 되어

전체 시스템에 대한 감쇠 행렬의 대칭성이 유지되는 형태로 연성 계수가 변화하는 것으로 해석되었다.

Fig. 6은 스러스트의 부상 높이에 따른 베어링의 동특성 계수의 변화를 나타낸 것이다. 이때, 저널부의 편심률은 0.1로 해석하였다. 해석 결과에 의하면 부상높이의 변화가 K_{zz} 와 C_{zz} 를 제외한 동특성에 끼치는 영향은 매우 미미하다. 이는 스러스트 베어링에서 발생한 압력이 저널 베어링의 압력보다 매우 낮아 저널부의 압력 변동에 미치는 영향이 작기 때문으로 사료된다.

4. 결 론

이 연구에서는 레이놀즈 방정식과 섭동방정식을 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링에 적용하여 회전축의 3자유도 운동에 대한 동특성 계수들을 계산하는 방법을 제안하였다. 수학적 섭동법을 이용하는 전체 유체 동압 베어링의 동특성 계수 해석 방법은 기존의 물리적 섭동법을 이용하는 방법에 비하여 보다 효율적으로 정확한 해를 구할 수 있음을 확인하였다. 저널과 스러스트의 연성 효과에 의하여 반경 방향과 축 방향이 연성된 동특성 계수들이 발생한다. 이러한 연성 계수는 직강성 계수 못지 않은 큰 값을 갖을 수 있으며 이는 회전체의 동특성 및 안정성 해석 시 고려되어야 할 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 2005년 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구임(KRF-2005-041-D00101).

참 고 문 헌

- (1) Lund, J. W. and Thomsen, K. K., 1978, "A Calculation Method and Data for the Dynamic Coefficients of Oil-lubricated Journal Bearings", Topics in Fluid Journal Bearing and Rotor Bearing System, ASME, New York, pp. 1 ~ 28.
- (2) Jang, G. H. and Kim, Y. J., 1999, "Calculation of Dynamic Coefficients in a Hydrodynamic Bearing Considering Five Degrees

- of Freedom for a General Rotor-bearing System," ASME J. Tribol., Vol. 121, pp. 499 ~ 505.
- (3) Zheng, T., and Hasebe, N., 2000, "Calculation of Equilibrium Position and Dynamic Coefficients of a Journal Bearing Using Free Boundary Theory", ASME J. Tribol, Vol. 122, pp. 616 ~ 621.
- (4) Zirkelback, N., and San Andres, L., 1998, "Finite Element Analysis of Herringbone Groove Journal Bearings: A Parametric Study," ASME J. Tribol., Vol. 120, pp. 234 ~ 240.
- (5) Zang, Y. and Hatch, M. R., 1995, "Analysis of Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing Using Finite Volume Method," ASME AISPS, pp. 71 ~ 79.
- (6) 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.
- (7) Oh, S. M. and Rhim, Y. C., 2001, "The Numerical Analysis of Spindle Motor Bearing Composed of Herringbone Groove Journal and Spiral Groove Thrust Bearing, KSTLE International Journal, Vol. 2, pp. 93 ~ 102.
- (8) Jang, G. H., Lee, S. H. and Kim, H. W., 2006, "Finite Element Analysis of the Coupled Journal and Thrust Bearing in a Computer Hard Disk Drive", ASME J. Tribol., Vol. 128, pp. 335 ~ 340.
- (9) Kim, H. K., Lee, S. H. and Jang, G. H., 2005, "Finite Element Analysis of a Coupled Hydrodynamic Journal and Thrust Bearing in a Computer Hard Disk Drive", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 1, pp. 87 ~ 95.
- (10) Hamrock, B. J., 1994, "Fundamentals of Fluid Film Lubrication", McGraw-Hill, New York.