

빗살무늬 저널베어링과 스러스트 베어링으로 이루어진 오일윤활 스피들 모터 베어링 해석

오상만 · 임윤철*

연세대학교 대학원
*연세대학교 기계전자공학부

An Analysis of Coupled Oil-lubricated Groove Journal and Thrust Bearings for Spindle Motor

Sang-Man Oh and Yoon-Chul Rhim*

Graduate School, Yonsei University
*School of Electrical & Mechanical Eng., Yonsei University

Abstract – In this paper, the dynamic characteristics of coupled herringbone groove journal bearings and spiral groove thrust bearings with conical motion were numerically analyzed. The bearing performance characteristics were calculated by the perturbation method and are solved by FDM. Stability of bearing was obtained from the threshold of instability.

Key words – herringbone groove journal bearing, spiral groove thrust bearing, whirl, stability, spindle motor bearing, conical motion

1. 서론

지난 수년간 하드디스크와 같은 정보저장기기의 저장밀도는 날로 커져 왔고 그러기 위해 회전속도와 TPI(track per inch)를 증가시키는 것이 필요하게 되었다. 지금까지 하드디스크의 스피들 모터에는 볼베어링이 사용되어왔는데 이것의 가장 큰 단점은 형상오차에 기인한 non-repeatable runout(NRRO)이다. 높은 수준의 TPI 를 얻고 또 읽기/쓰기의 신

뢰성을 높이려면 NRRO 의 축소가 관건인 것이다. 그러나 제작상의 한계로 인해 원하는 수준의 성능을 가지는 볼베어링을 얻는 것은 당분간 어려울 것으로 보이며 또 소형화 추세에 따른 소형 베어링볼의 제작도 어려움에 처해 있다. 이에 볼베어링을 유체동압베어링으로 대체하는 방안이 연구되어 왔다. 이 방법은 볼베어링이 차지하는 공간을 줄일 수 있으며 비접촉 회전을 하고 스피들이 감쇠를 갖도록 하여 NRRO 를 감소시킬 수 있으며 향상된 진동 및 충격 흡

수 능력이 있을 뿐만 아니라 마찰 손실을 줄일 수 있으므로 전력 소비면에서도 유리하다.

유체동압베어링은 가스(공기)를 사용한 경우와 오일을 사용한 경우로 나눌 수 있다. 가스를 사용한 경우에는 오염이 없는 환경친화적인 제품이라 할 수 있지만 볼베어링의 강성을 갖는 제품을 만들기는 어려울 것 같다. 반면에 오일을 사용하는 경우에는 볼베어링을 대체할 수 있을 만큼의 충분한 강성을 가지고 있다. 그러나 플레인 저어널 베어링의 경우 고속회전, 또는 수직형 회전과 같은 무부하 조건에서 편심율이 작아지면서 발생하는 불안정 현상이 나타나는데 이것을 극복하기 베어링 표면에 그루브를 가공하여 동심상태에서 영이 아닌 강성을 갖도록 하여 안정된 선회운동을 얻는다.

그루브가 가공된 유체베어링은 60 년대에 연구가 시작되어 고정도의 자이로스코프나 VCR 에 사용되어 왔다. Vohr, Pan 등은 흡수가 무한히 많다고 가정하는 이른바 협곡 이론(Narrow groove theory)을 바탕으로 임의의 형상에 대한 빗살무늬 베어링에 대한 해석 방법을 완성하였다.[1] Bootsma 등은 1 차원의 간략화된 경우에 대하여 해석하였고 베어링의 누설과 실링, 특히 점착실링(viscoseal)에 대한 연구를 행하였다.[2] 그리고 Muijderman 등은 특히 빗살무늬 흡의 leakage-free 효과를 소형베어링에 적용하여 오일, 그리스 등을 윤활제로 사용하여 타당성이 있음을 보고한 바 있다.[3] 그러나 80 년대 후반부터 협곡 이론을 바탕으로 한 계산은 흡의 수가 적을 경우에는 적용상 한계

가 있다고 판단되어 흡수의 영향을 고려하기 위해 Bonneau and Absi 등이 압축성 유체에 대한 레이놀즈 방정식을 사용하여 유한요소법으로 강성계수 및 감쇠계수를 계산하였다.[4] 또 Kang 등에 의해 오일 윤활 그루브 저어널의 동특성이 해석된 바 있다.[5]

Zang, Hatch 등은 저어널부와 스러스트부를 각기 계산하여 두 부분사이에 일정한 유량이동을 수립시키는 방법을 이용하여 해석하였고[6], 저어널 베어링의 휠 특성에 대한 간략화된 해석을 시도하였다.[7] Rahman, Leuthold 등은 유한요소법으로 full Sommerfeld 경계조건을 적용하여 해석하였다.[8] Zhu, Ono 등은 스피들 모터 베어링에 적용하기 위한 몇 가지 종류의 스러스트 베어링에 대한 연구를 행하였고,[9] 이전의 연구가 평행운동만을 고려하였는데 비해 Jang, Kim 등에 의해 일반적인 회전축계의 5 자유도를 고려한 해석이 시도 되었다. 동특성계수를 유한요소법으로 full Sommerfeld 경계조건을 적용하여 구하였다.[10]

일반적으로 하드디스크 스피들에 적용하는 오일 윤활 동압베어링은 Fig.1 에서와 같이 아래, 위 2 개의 저어널 베어링과 양면 스러스트 베어링 또는 상하부로 나뉘어진 스러스트 베어링으로 구성된다. 베어링의 표면에는 그루브가 가공되어 있어서 모터가 회전할 때 오일을 펌핑하는 역할을 하고 이에 압력이 발생되어 하중을 지지하게 된다.

본 논문에서는 실제와 유사한 스피들 모터베어링을 원추운동을 고려하여 모델링하여 유한차분법으로 Reynolds 경계조건을 적용하여 해석하였다.

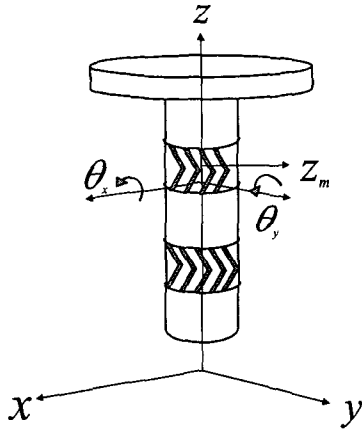


Figure 1. A coupled journal and thrust bearing for spindle motor

2. 이론

2.1 저어널 베어링의 해석

Steady-state 에서의 압력 분포를 얻기 위해, 저어널 베어링 해석에서 많이 사용하는 점도가 일정하며 비압축성 유체에 대한 레이놀즈 방정식을 이용한다.

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

위 식을 풀기 위한 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} p &= p_a \text{ at } z=0, L \\ p(\theta) &= p(\theta+2\pi) \\ \frac{\partial p}{\partial \theta} &= 0 \text{ at } p \leq p_a \end{aligned} \quad (2)$$

베어링의 동특성계수를 구하기 위해, 저어널의 미소변위와 그에 따른 압력의 미소변동분을 고려한 섭동법(perturbation method)을 사용한다. $F_z = 0$ 이 되도록 설정한 고정 좌표계(Θ)에서 저어널의

미소변위, $\Delta x, \Delta y$ 가 있을 때 발생하는 압력의 first-order expansion 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} h &= h_0 + (\Delta x + z' \Delta \theta_y) \cos \theta' + (\Delta y - z' \Delta \theta_x) \sin \theta' \\ \frac{dh}{dt} &= (\Delta \dot{x} + z' \Delta \dot{\theta}_y) \cos \theta' + (\Delta \dot{y} - z' \Delta \dot{\theta}_x) \sin \theta' \end{aligned} \quad (3)$$

유사하게 압력의 1 차 Taylor 전개는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} p &= p_0 + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_0 \Delta x + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)_0 \Delta y + \left(\frac{\partial p}{\partial \theta_x} \right)_0 \Delta \theta_x + \left(\frac{\partial p}{\partial \theta_y} \right)_0 \Delta \theta_y \\ &+ \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right)_0 \Delta \dot{x} + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{y}} \right)_0 \Delta \dot{y} + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{\theta}_x} \right)_0 \Delta \dot{\theta}_x + \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{\theta}_y} \right)_0 \Delta \dot{\theta}_y \end{aligned} \quad (4)$$

간단히 표현하기 위해서 다음과 같이 표기한다.

$$\begin{aligned} (p)_0 &= p_0 & \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)_0 &= p_x & \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)_0 &= p_y \\ \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{x}} \right)_0 &= p_{\dot{x}} & \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{y}} \right)_0 &= p_{\dot{y}} \\ \left(\frac{\partial p}{\partial \theta_x} \right)_0 &= p_{\theta_x} & \left(\frac{\partial p}{\partial \theta_y} \right)_0 &= p_{\theta_y} \\ \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{\theta}_x} \right)_0 &= p_{\dot{\theta}_x} & \left(\frac{\partial p}{\partial \dot{\theta}_y} \right)_0 &= p_{\dot{\theta}_y} \end{aligned} \quad (5)$$

식(3),(4)를 식(1)에 대입하고 변분인자에 따라 정리 하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
& \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial \theta'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial z} \right) \right] \begin{Bmatrix} p_0 \\ p_x \\ p_y \\ p_z \end{Bmatrix} \\
& = \left\{ \begin{array}{l} \frac{\omega}{2} \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \\ -\frac{\omega}{2} \left(\sin \theta' + \frac{3 \cos \theta' \partial h_0}{h_0 \partial \theta} \right) \\ -\frac{h_0}{4\mu} \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_0}{\partial \theta'} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left(\frac{\cos \theta'}{h_0} \right) + \frac{\partial p_0}{\partial z} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\cos \theta'}{h_0} \right) \right] \\ \frac{\omega}{2} \left(\cos \theta' + \frac{3 \sin \theta' \partial h_0}{h_0 \partial \theta} \right) \\ -\frac{h_0}{4\mu} \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_0}{\partial \theta'} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left(\frac{\sin \theta'}{h_0} \right) + \frac{\partial p_0}{\partial z} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\sin \theta'}{h_0} \right) \right] \\ \cos \theta' \\ \sin \theta' \end{array} \right\} \\
& \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial \theta'} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial}{\partial z} \right) \right] \begin{Bmatrix} p_{\theta_x} \\ p_{\theta_y} \\ p_{\theta_z} \end{Bmatrix} \\
& = \left\{ \begin{array}{l} z' \left[\frac{\omega}{2} \left(\cos \theta' + \frac{3 \sin \theta' \partial h_0}{h_0 \partial \theta} \right) \right. \\ \left. -\frac{h_0}{4\mu} \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_0}{\partial \theta'} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left(\frac{\sin \theta'}{h_0} \right) + \frac{\partial p_0}{\partial z} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\sin \theta'}{h_0} \right) \right] \right. \\ \left. + \frac{\partial z'}{\partial z} \left(\frac{h_0^2}{4\mu} \sin \theta' \frac{\partial p_0}{\partial z} \right) \right] \\ z' \left[-\frac{\omega}{2} \left(\sin \theta' + \frac{3 \cos \theta' \partial h_0}{h_0 \partial \theta} \right) \right. \\ \left. -\frac{h_0}{4\mu} \left[\frac{1}{R^2} \frac{\partial p_0}{\partial \theta'} \frac{\partial}{\partial \theta'} \left(\frac{\cos \theta'}{h_0} \right) + \frac{\partial p_0}{\partial z} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\cos \theta'}{h_0} \right) \right] \right. \\ \left. -\frac{\partial z'}{\partial z} \left(\frac{h_0^2}{4\mu} \cos \theta' \frac{\partial p_0}{\partial z} \right) \right] \\ -z' \sin \theta' \\ z' \cos \theta' \end{array} \right\} \quad (6)
\end{aligned}$$

베어링의 반발력은 구해진 압력을

베어링의 면적에 대해 적분하면 얻을 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_{\theta_x} \\ M_{\theta_y} \end{Bmatrix} = \{F_0\} + [K] \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta \theta_x \\ \Delta \theta_y \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \\ \Delta \dot{\theta}_x \\ \Delta \dot{\theta}_y \end{Bmatrix} \quad (7)$$

where,

$$\begin{aligned}
\{F_0\} &= \begin{Bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \\ M_{\theta_x 0} \\ M_{\theta_y 0} \end{Bmatrix} = \iint_{\theta, z} \begin{Bmatrix} -p_0 \cos \theta' \\ -p_0 \sin \theta' \\ z' p_0 \sin \theta' \\ -z' p_0 \cos \theta' \end{Bmatrix} r_1 d\theta dz \\
[K] &= \begin{Bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{x\theta_x} & K_{x\theta_y} \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{y\theta_x} & K_{y\theta_y} \\ K_{\theta_x x} & K_{\theta_x y} & K_{\theta_x \theta_x} & K_{\theta_x \theta_y} \\ K_{\theta_y x} & K_{\theta_y y} & K_{\theta_y \theta_x} & K_{\theta_y \theta_y} \end{Bmatrix} \\
&= \iint_{\theta, z} \begin{Bmatrix} -\cos \theta' \\ -\sin \theta' \\ z' \sin \theta' \\ -z' \cos \theta' \end{Bmatrix} \{p_x \ p_y \ p_{\theta_x} \ p_{\theta_y}\} r_1 d\theta dz \\
[C] &= \begin{Bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & C_{x\theta_x} & C_{x\theta_y} \\ C_{yx} & C_{yy} & C_{y\theta_x} & C_{y\theta_y} \\ C_{\theta_x x} & C_{\theta_x y} & C_{\theta_x \theta_x} & C_{\theta_x \theta_y} \\ C_{\theta_y x} & C_{\theta_y y} & C_{\theta_y \theta_x} & C_{\theta_y \theta_y} \end{Bmatrix} \\
&= \iint_{\theta, z} \begin{Bmatrix} -\cos \theta' \\ -\sin \theta' \\ z' \sin \theta' \\ -z' \cos \theta' \end{Bmatrix} \{p_{\dot{x}} \ p_{\dot{y}} \ p_{\dot{\theta}_x} \ p_{\dot{\theta}_y}\} r_1 d\theta dz
\end{aligned}$$

2.3 스러스트 베어링의 해석

스러스트 베어링을 해석하기 위하여 극좌표계로 표현된 레이놀즈 방정식을 사용한다.

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu r \frac{\partial h}{\partial t} \quad (8)$$

스러스트 평판의 운동에 의해 발생하는 유압의 변화를 테일러 1 차 전개로부터 다음과 같이 표현된다.

$$h = h_0 + r(-\Delta\theta_x \sin \theta + \Delta\theta_y \cos \theta) + \Delta z$$

$$\frac{dh}{dt} = r(\Delta\dot{\theta}_x \sin \theta' + \dot{\theta}_y \cos \theta') + \Delta\dot{z} \quad (9)$$

$$p = p_0 + \Delta z p_z + \Delta\dot{z} \dot{p}_z + \Delta\theta_x p_{\theta_x} + \Delta\theta_y p_{\theta_y} + \Delta\dot{\theta}_x \dot{p}_{\theta_x} + \Delta\dot{\theta}_y \dot{p}_{\theta_y} \quad (10)$$

식(9), (10)를 (8)에 넣고 변분인자에 따라 정리 하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\left[\begin{array}{c} p_0 \\ p_z \\ p_{\dot{z}} \\ p_{\theta_x} \\ p_{\theta_y} \\ p_{\dot{\theta}_x} \\ p_{\dot{\theta}_y} \end{array} \right] \left[\begin{array}{c} \frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial}{\partial \theta} \right) \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c} 6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \\ -\frac{\partial}{\partial r} \left(3rh_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial r} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(3h_0^3 \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) \\ 12\mu r \\ \sin \theta' \left[3 \frac{r}{h_0} \frac{\partial h_0}{\partial \theta} - 3rh_0 \frac{\partial h_0}{\partial r} \frac{\partial p_0}{\partial r} - 3 \frac{h_0}{r} \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right] \\ + 3h_0^2 \sin \theta' \frac{\partial p_0}{\partial r} + 3 \frac{h_0}{r} \cos \theta' \frac{\partial p_0}{\partial \theta} - r \cos \theta' \\ -\cos \theta' \left[3 \frac{r}{h_0} \frac{\partial h_0}{\partial \theta} - 3rh_0 \frac{\partial h_0}{\partial r} \frac{\partial p_0}{\partial r} - 3 \frac{h_0}{r} \frac{\partial h_0}{\partial \theta} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right] \\ - 3h_0^2 \cos \theta' \frac{\partial p_0}{\partial r} + 3 \frac{h_0}{r} \sin \theta' \frac{\partial p_0}{\partial \theta} - r \sin \theta' \\ -r \sin \theta' \\ r \cos \theta' \end{array} \right] \quad (11)$$

구해진 압력을 이용하여 스러스트 베어링의 동특성계수들을 구한다.

$$\left\{ \begin{array}{c} F_z \\ M_{\theta_x} \\ M_{\theta_y} \end{array} \right\} = \{F_0\} + [K] \left\{ \begin{array}{c} \Delta z \\ \Delta\theta_x \\ \Delta\theta_y \end{array} \right\} + [C] \left\{ \begin{array}{c} \Delta\dot{z} \\ \Delta\dot{\theta}_x \\ \Delta\dot{\theta}_y \end{array} \right\}$$

where, (12)

$$\{F_0\} = \left\{ \begin{array}{c} F_{z0} \\ M_{\theta_x,0} \\ M_{\theta_y,0} \end{array} \right\} = \iint_{r,\theta} \left\{ \begin{array}{c} -p_0 \\ p_0 r \sin \theta \\ -p_0 r \cos \theta \end{array} \right\} r dr d\theta$$

$$\begin{aligned}
[K] &= \begin{Bmatrix} K_{zz} & K_{z\theta_x} & K_{z\theta_y} \\ K_{\theta_x z} & K_{\theta_x \theta_x} & K_{\theta_x \theta_y} \\ K_{\theta_y z} & K_{\theta_y \theta_x} & K_{\theta_y \theta_y} \end{Bmatrix} \\
&= \iint_{r,\theta} \begin{Bmatrix} -1 \\ r \sin \theta' \\ -r \cos \theta' \end{Bmatrix} \{ p_z \quad p_{\theta_x} \quad p_{\theta_y} \} r dr d\theta \\
[C] &= \begin{Bmatrix} C_{zz} & C_{z\theta_x} & C_{z\theta_y} \\ C_{\theta_x z} & C_{\theta_x \theta_x} & C_{\theta_x \theta_y} \\ C_{\theta_y z} & C_{\theta_y \theta_x} & C_{\theta_y \theta_y} \end{Bmatrix} \\
&= \iint_{r,\theta} \begin{Bmatrix} -1 \\ r \sin \theta' \\ -r \cos \theta' \end{Bmatrix} \{ p_z \quad p_{\theta_x} \quad p_{\theta_y} \} r dr d\theta
\end{aligned}$$

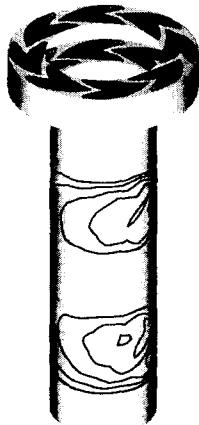


Fig. 2 pressure profiles of the spindle motor bearing

Fig.2 에서는 구한 압력분포를 나타내었다.

3. 안정성 판별

평형 회전위치에서 외부에서의 작용은 없다고 볼 수 있으므로 저어널 베어링의 경우 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned}
\begin{pmatrix} M & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{xx} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{yy} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \\ \Delta \ddot{\theta}_x \\ \Delta \ddot{\theta}_y \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} C_{zx} & C_{zy} & C_{z\theta_x} & C_{z\theta_y} \\ C_{\theta_x z} & C_{\theta_x y} & C_{\theta_x \theta_x} & C_{\theta_x \theta_y} \\ C_{\theta_y z} & C_{\theta_y y} & C_{\theta_y \theta_x} & C_{\theta_y \theta_y} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \\ \Delta \dot{\theta}_x \\ \Delta \dot{\theta}_y \end{Bmatrix} \\
+ \begin{pmatrix} K_{zx} & K_{zy} & K_{z\theta_x} & K_{z\theta_y} \\ K_{\theta_x z} & K_{\theta_x y} & K_{\theta_x \theta_x} & K_{\theta_x \theta_y} \\ K_{\theta_y z} & K_{\theta_y y} & K_{\theta_y \theta_x} & K_{\theta_y \theta_y} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta \theta_x \\ \Delta \theta_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
\end{aligned} \quad (13)$$

스러스트 베어링의 경우도 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
\begin{pmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & I_{xx} & 0 \\ 0 & 0 & I_{yy} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{z} \\ \Delta \ddot{\theta}_x \\ \Delta \ddot{\theta}_y \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} K_{zz} & K_{z\theta_x} & K_{z\theta_y} \\ K_{\theta_x z} & K_{\theta_x \theta_x} & K_{\theta_x \theta_y} \\ K_{\theta_y z} & K_{\theta_y \theta_x} & K_{\theta_y \theta_y} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta z \\ \Delta \theta_x \\ \Delta \theta_y \end{Bmatrix} \\
+ \begin{pmatrix} C_{zz} & C_{z\theta_x} & C_{z\theta_y} \\ C_{\theta_x z} & C_{\theta_x \theta_x} & C_{\theta_x \theta_y} \\ C_{\theta_y z} & C_{\theta_y \theta_x} & C_{\theta_y \theta_y} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{z} \\ \Delta \dot{\theta}_x \\ \Delta \dot{\theta}_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}
\end{aligned} \quad (14)$$

저어널베어링에 대한 식 2 개 , 스러스트 베어링에 대한 식 2 개를 더하여서 한 개의 식으로 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = [M] \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \\ \Delta \ddot{z} \\ \Delta \ddot{\theta}_x \\ \Delta \ddot{\theta}_y \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta \theta_x \\ \Delta \theta_y \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \\ \Delta \dot{z} \\ \Delta \dot{\theta}_x \\ \Delta \dot{\theta}_y \end{Bmatrix} \quad (15)$$

여기에 무차원 질량 M_a^2 을 도입한다.

$$M_a^2 = \frac{cm_a \omega^2}{6\mu\omega(R/c)^2 LD} \quad (16)$$

위 식의 대한 homogeneous 해는 복소수를 이용하여 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \\ \Delta\theta_x \\ \Delta\theta_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x_h \\ y_h \\ z_h \\ \theta_{xh} \\ \theta_{yh} \end{Bmatrix} e^{\bar{\Omega}\omega t} \quad \bar{\Omega} = \frac{\Omega}{\omega} \quad (17)$$

where Ω : whirl speed
 ω : spin speed

여기서 고유치 $\bar{\Omega}$ 는 복소수의 형태를 나타내므로 $\bar{\Omega} = -\bar{\Omega}_d + i\bar{\Omega}_v$ 와 같이 쓸 수 있다. $\bar{\Omega}_d < 0$ 일 때 시스템의 진폭이 증가하고 베어링 슬리브에 닿게 된다. 따라서 $\bar{\Omega}_d = 0$ 일 때가 불안정이 시작하는 때라고 볼 수 있으며 이 때 $\bar{\Omega}_{cr}$ 를 구하고 무차원 임계 질량변수 $(M_a)_{cr}$ 를 구하게 된다. M_a 가 $(M_a)_{cr}$ 보다 작을 때 이 시스템은 안정하지만 커지면 불안정해지게 된다.

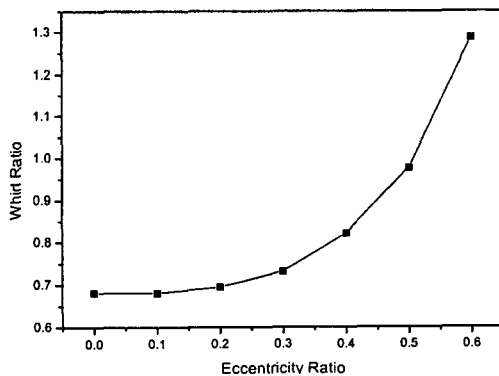


Fig.2 Whirl ratio versus eccentricity ratio (depth ratio = 1.5)

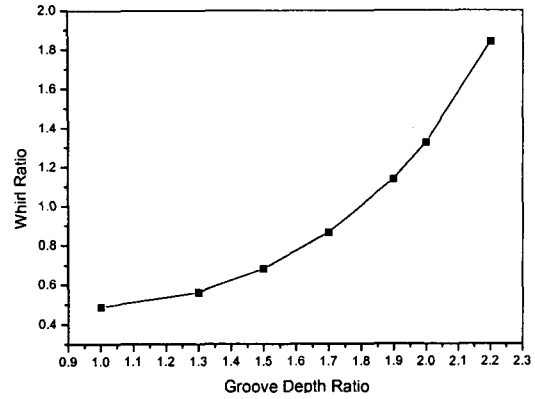


Fig. 3 Whirl ratio versus groove depth ratio (eccentricity = 0.1)

Fig. 2에서는 편심율에 따른 무차원 선회 속도를 표시하였다. 편심율이 작은 경우에는 0.7 정도의 값을 갖는데 점차 지수적으로 증가한다.

Fig. 3에서는 그루브 깊이비 변화에 따른 무차원 선회속도를 표시하였다. 깊이비가 0인 경우, 즉 플레인 베어링인 경우에 무차원 선회 속도는 0.5 정도로 저어널 반주과수선회의 경우와 같은 결과를 나타낸다. 깊이비가 커짐에 따라 지수적으로 증가한다.

4. 결론

2개의 저어널과 2개의 스러스트 베어링으로 이루어진 스피들 모터 베어링을 축의 병진 운동과 회전운동을 고려하여 해석하였다. 시스템의 안정성을 저어널의 선회를 기준으로 하여 해석하였는데 홈깊이비와 편심율이 작은 경우에는 원추운동의 영향이 작아 저어널베어링의 특성과 유사하게 나타나나 점차 원추운동의 영향으로 선회속도가 커진다.

후기

본 연구는 한국과학재단지정 정보저장기
기연구센터의 지원(과제번호 : 2000-G-0202)
을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분
께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Vohr, J. H., and Pan, C. H. T., 1963, "On the Spiral-Grooved, Self-Acting Gas Bearing," MTI Technical Report MT163TR52, Prepared Under Office Of Naval Research Contract Nonr-3700(00), Task NR061-131.
- [2] Bootsma, J., 1973, "The Gas Liquid Interface and the Load Capacity of Helical Grooved Journal Bearings," JOURNAL OF LUBRICATION TECHNOLOGY, Trans. ASME. SERIES F. Vol. 95, pp. 94-100.
- [3] Mujidermann, E., A., 1979, "Grease-Lubricated Spiral Groove Bearings," TRIBOLOGY INTERNATIONAL ,Vol. 12, pp. 131-137.
- [4] Bonneau, D., and Absi, J., 1994, "Analysis of Aerodynamic Journal Bearings with Small Number of Herringbone Grooves by Finite Element Method," JOURNAL OF TRIBOLOGY, Vol. 116, pp. 698-704.
- [5] Kang, K., Rhim, Y., and Sung, K., 1996 "A Study of the Oil-Lubricated Herringbone Grooved Journal Bearing- Part 1:Numerical Analysis ." ASME Journal of Tribology Vol. 118 pp.906-911
- [6] Yan Zan and Michael R. Hatch, " Calculation of Dynamic Characteristics of Coupled Herringbone Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing," 1996, Adv. Info. Storage Syst. Vol. 7, pp. 115-126
- [7] Yan Zan and Michael R. Hatch, " On the Whirl Dynamics of the Hydrodynamic Bearing Spindle in Information Storage Systems," 1996, International Symposium on Information Storage and Processing Systems, Vol. 2, pp. 73-84
- [8] Rahman, M., Leuthold, H., "Computer Simulation of a Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using a Finite-Element Method," 1996, IMCSD Proceddings, pp. 103-112
- [9] Jiasheng Zhu and Kyosuke Ono "A Comparison Study on the Performance of Four Types of Oil Lubricated Hydrodynamic Thrust Bearings for Hard Disk Spindles," 1999, ASME Journal of Tribology, V.121 pp. 114-120 N.1
- [10] Jang, G. H., Kim Y. J., "Calculation of dynamic coefficients in a hydrodynamic bearing considering five degrees of freedom for a general rotor-bearing system," ,1999, ASME Journal of Tribology ,Vol.121, pp. 499-505 N.3