

베어링 Span 을 고려한 저널 베어링의 동특성 해석 Dynamic Characteristics of Journal Bearings Considering Bearing Span

윤진욱*
Jinwook Yoon

Key Words : Journal bearing(저널 베어링), Bearing span(베어링 스패), Dynamic behavior(동적 거동)

ABSTRACT

This paper numerically analyzes the dynamic characteristics of a spindle system supported by two identical journal bearings considering bearing span that has dynamic load due to its mass unbalance. The Reynolds equation is transformed to solve a herringbone grooved journal bearing. The Reynolds equations are solved using FEM in order to calculate the pressure distribution in a fluid film. Reaction forces and friction torque are obtained by integrating the pressure and shear stress along the fluid film, respectively. Dynamic behaviors, such as whirl radius or angular displacement of a rotor, are determined by solving its nonlinear equations of motion with the Runge-Kutta method. This research shows that the same bearing spans of upper and lower journal bearings produce the minimum runout and friction torque of a spindle system.

1. 서론

최근의 하드 디스크 드라이브나 광디스크 드라이브와 같은 정보저장기는 큰 저장 용량을 갖으며 빠르고 조용하게 작동되도록 설계 제작되고 있다. 이러한 요구사항을 만족시키기 위해서는 스펐들 지지요소인 베어링의 성능 향상이 필수적이다. 기존의 볼 베어링 대신에 유체 동압 저널 베어링은 우수한 진동 및 소음 특성 등의 장점을 지녀 정보저장기용 스펐들에 점진적으로 사용이 늘어나고 있는 상황이다. 일반적으로 Fig. 1 과 같이 2 개의 저널 베어링이 스펐들을 지지하기 위해서 사용되고 있는데, 스펐들의 무게중심으로부터 상부 및 하부 베어링의 중심까지의 거리(span)가 서로 다르게 설계되고 있으며 이에 따라 베어링 span 을 고려한 4 자유도 해석이 필요하다.

많은 연구자들은 유체 동압 베어링의 동특성을 연구해왔다. Goenka⁽¹⁾는 동하중이 작용하는 플레인 저널 베어링의 과도 응답을 해석하기 위해 수치방법을 제시하였다. Malik 등⁽²⁾은 일정한 가속 및 감속주기동안 플레인 저널 베어링의 동적 거동을 해석하였다. Choy 등⁽³⁾은 선형 해석과 비선형 해석의 비교를 통해 비선형 효과가 저널 베어링의 동적 거동과 성능에 영향을 미치고 또한 편심이 커질수록 비선형성이 증가함을 보였다. Jang 과 Yoon⁽⁴⁾은 빗살무늬 홈의 위치에 따른 비선형 운동 방정식을 풀어서 유체 동압 저널 베어링의 동적 거동을 해석하였다. 또한 윤진욱과 장건희⁽⁵⁾는 저널과 스톱스트가 결합된 유체 동압 베어링으로 지지되는 스펐들 시스템의 동특성과 과도상태에서의 거동을

함의 위치를 고려하여 해석하였다. 그러나 이전의 연구들은 단지 하나의 저널 베어링만을 고려하였거나 혹은 유체 동압 베어링의 병진 운동만을 고려한 것이었다.

본 논문은 베어링 span 을 고려하여 빗살무늬 홈을 갖는 유체 동압 저널 베어링의 동특성을 해석하였다. 유한요소법을 사용하여 레이놀즈 방정식으로 부터 유막내의 압력 분포를 계산하였다. 유막 반력과 마찰 토크는 각각 압력과 전단력을 유막을 따라 적분하여 구하였다. 회전자의 비선형 운동 방정식으로 부터 회전자의 병진 변위와 회전 변위와 같은 동적 거동을 해석하였다.

2. 해석 방법

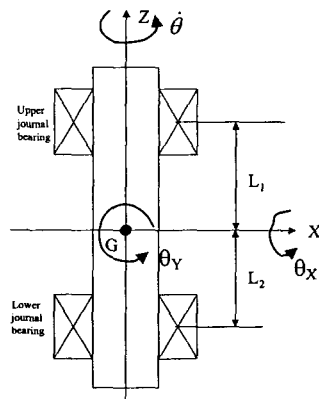


Fig. 1 Geometry of two journal bearings considering bearing span

유체 동압 베어링의 압력 분포를 결정하는 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 표현된다.

* 정희원, 삼성전자 DM 연구소 미디어솔루션팀
E-mail : jinwook.yoon@samsung.com
Tel : (031) 200-3911, Fax : (031) 200-3195

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

상부 저널 베어링의 경우 유막 두께는 축의 기울어짐을 고려하면 홈과 마루 영역에서 각각 다음과 같이 표현된다.

$$h = c_g + c + (e_x + L_1\theta_y) \cos \Theta + (e_y - L_1\theta_x) \sin \Theta \quad (2)$$

$$h = c + (e_x + L_1\theta_y) \cos \Theta + (e_y - L_1\theta_x) \sin \Theta \quad (3)$$

여기서 e_x, e_y 는 무게중심 위치에서의 편심율이다.

유막 두께의 시간변화율은 다음과 같다.

$$\frac{\partial h}{\partial t} = (\dot{e}_x + L_1\dot{\theta}_y) \cos \Theta + (\dot{e}_y - L_2\dot{\theta}_x) \sin \Theta \quad (4)$$

레이놀즈 방정식을 풀기 위해서 유한요소법을 사용하였다^(4,5). 유막에서의 압력을 유한요소법을 이용하여 구하게 되면 저널 베어링의 유막 반력과 마찰 토크는 각각 압력과 전단력을 유막을 따라 적분함으로써 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_x = \iint p \cos \Theta dx dz \quad (5)$$

$$F_y = \iint p \sin \Theta dx dz \quad (6)$$

$$T_j = R \times \iint \tau_{xy} |_{y=h} dx dz \quad (7)$$

$$\tau_{xy} |_{y=h} = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{R\dot{\theta}}{h} \quad (8)$$

서로 다른 span 을 갖는 2 개의 저널 베어링으로 지지되는 스피들 시스템의 4 자유도 운동방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$m\ddot{e}_x = F_{x1} + F_{x2} + m e_u \dot{\theta}^2 \cos(\dot{\theta}t + \phi) \quad (9)$$

$$m\ddot{e}_y = F_{y1} + F_{y2} + m e_u \dot{\theta}^2 \sin(\dot{\theta}t + \phi) \quad (10)$$

$$I_x \ddot{\theta}_x = -I_z \dot{\theta} \dot{\theta}_y - F_{y1} L_1 + F_{y2} L_2 \quad (11)$$

$$I_y \ddot{\theta}_y = I_z \dot{\theta} \dot{\theta}_x + F_{x1} L_1 - F_{x2} L_2 \quad (12)$$

Table 1 Design parameters of the herringbone grooved journal bearing

Nominal clearance, c	3 [μm]
Radius, R	0.00175 [m]
Length, L	0.00175 [m]
Fluid viscosity, μ	0.018094 [Pa·s]
Number of grooves, N_g	8
Groove angle, α	20 [degree]
Groove depth, c_g	4.5 [μm]
Groove width ratio, δ	0.5 [-]
Ambient pressure, p_a	0.0 [N/m ²]

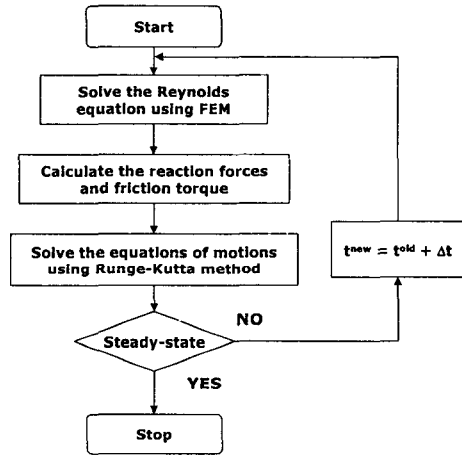


Fig. 2 Flow chart to calculate the dynamic behavior of a spindle system

3. 해석모델 및 해석과정

본 해석에서는 2 개의 동일한 저널 베어링이 강체 스피들들을 지지하고 있다고 가정하였으며 Table 1 은 본 해석에 사용된 빗살무늬 홈이 파인 저널 베어링의 설계 변수를 나타내고 있다. 유막은 4 절점 등방성 요소를 사용하여 64×20 개의 요소로 분할하였으며 원주방향으로 압력에 대한 주기조건과 양끝단에서의 압력은 대기압이라는 경계조건을 사용하였다.

본 해석에서 사용된 회전자의 무게는 42.2 g 이다. 대부분의 HDD 나 ODD 는 컴퓨터 케이스에 수평하게 설치되므로 단지 반경방향으로만 질량 불평형에 의한 동하중이 가해진다고 가정하였으며 질량편심(e_u)는 50 μm 라고 가정하였다.

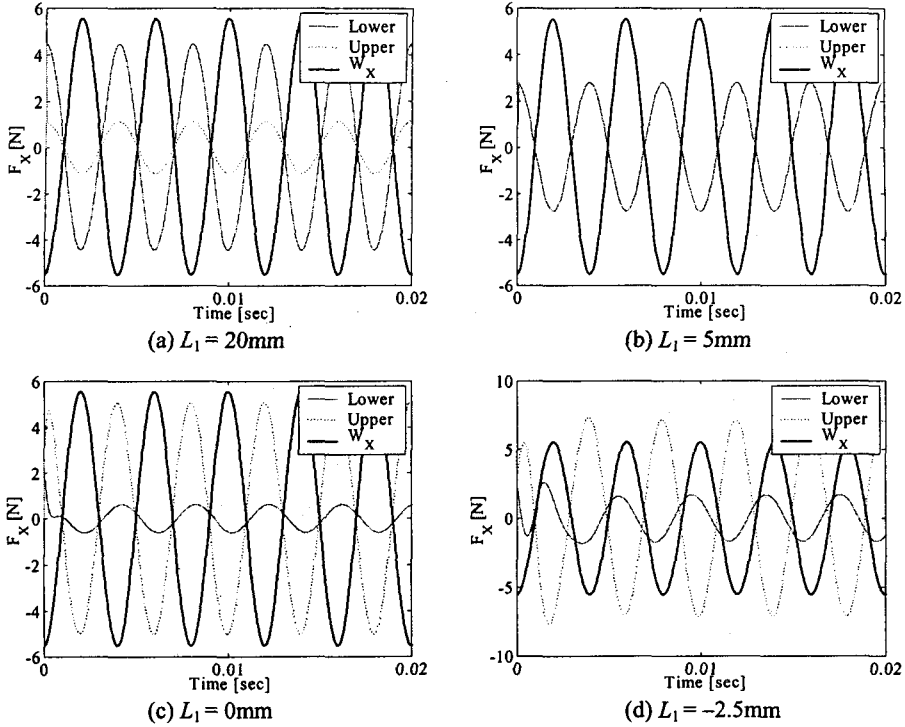


Fig. 3 Time variation of reaction force in X direction due to variation of upper journal bearing span

한편 저널의 초기위치는 슬리브의 중심에 있으며 초기 각변위는 없다고 가정하였다.

Fig. 2 는 본 논문에 사용된 해석과정을 나타낸 것이다. 유체 동압 베어링의 초기 조건에 대해 유막의 압력 분포는 유한요소법을 이용하여 레이놀즈 방정식으로부터 구한다. 압력과 전단력을 유막을 따라 적분하여 유막 반력과 마찰 토크를 구한 후 운동방정식을 4 차 Runge-Kutta 법으로 풀어서 스프링 시스템의 새로운 변위와 속도를 병진방향과 회전방향에 대해서 구한다. 수치해석과정은 회전자가 정상상태에 도달할 때까지 반복된다.

4. 결과

유체 베어링 span 의 변화에 따른 스프링들의 동특성을 확인하기 위하여 하부 베어링 span(L_1)을 -0.5mm 로 고정시킨 후 상부 베어링 span(L_2)을 -2.5mm 부터 20mm 까지 변화시키면서 해석을 수행하였다.

Fig. 3 은 상부 베어링 span 의 변화에 따른 X 방향 반력의 시간 변화를 나타낸 것이다. 삼각함수 형태의 주기적인 동하중이 작용하므로 반력도 마

찬가지로 주기적으로 발생하게 되며, 상부와 하부 베어링의 반력들의 합이 가해진 동하중 W_x 과 평형을 이룬다. 또한 상부 베어링 span 이 0 보다 큰 경우, 즉 상부 베어링 중심이 스프링들의 무게중심 보다 위쪽에 위치하는 경우에는 상부나 하부 베어링에서 발생하는 반력의 크기가 가해진 질량편심에 의한 동하중보다 작지만, 상부 베어링 중심이 스프링들의 무게중심보다 낮아지는 경우에는 Fig. 3 (d)에서 보는 바와 같이 하중보다 더 큰 반력이 발생하게 된다.

Fig. 4 는 대표적인 4 가지 경우에 대한 정상상태의 저널 궤적을 나타낸 것으로 upper 는 상부 베어링의 중심을, center 는 스프링들의 무게 중심을, 그리고 lower 는 하부 베어링의 중심을 의미하며 스프링들은 강체로 가정하였으므로 각 위치에서의 축의 편심은 다음과 같은 식으로부터 구할 수 있다.

$$e_{x1} = e_x + L_1\theta_y \quad (13)$$

$$e_{x2} = e_x + L_2\theta_y \quad (14)$$

$$e_{y1} = e_y - L_1\theta_x \quad (15)$$

$$e_{y2} = e_y - L_2\theta_x \quad (16)$$

Fig. 4 에서 상부 베어링 span 이 하부 베어링 span 보다 긴 경우($L_1 > L_2$) Fig. 4 (a)에서 보는 바와 같

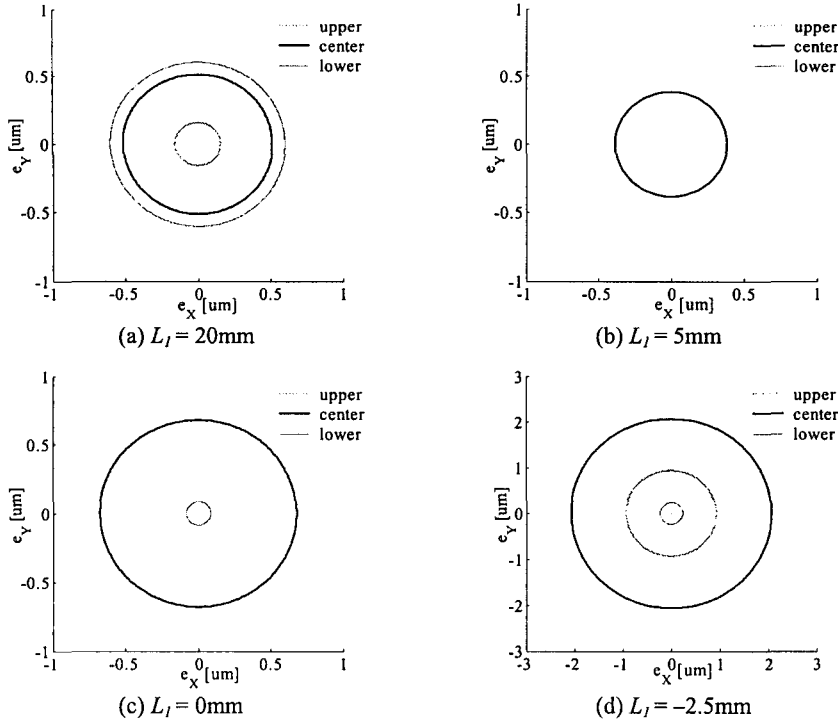


Fig. 4 Steady state journal trajectory due to variation of upper journal bearing span

이 하부 베어링의 중심위치에서 스펀들의 궤적은 최대가 되며 상부 베어링과 하부 베어링 span 이 같게 되면 Fig. 4 (b)와 같이 축방향 위치에 상관없이 동일한 궤적을 나타냄을 알 수 있다. 또한 상부 베어링 span 이 하부 베어링 span 보다 작아지는 경우 ($L_1 < L_2$) Fig. 4 (c)에서 보는 바와 같이 상부 베어링의 중심위치에서 최대 궤적이 나타난다. 한편 상부 베어링 중심이 스펀들 무게중심보다 낮아지게 되면 ($L_1 < 0$), Fig. 4 (d)와 같이 스펀들의 무게중심 위치에서 스펀들 궤적이 최대가 된다.

Fig. 5는 상부 저널 베어링 span의 변화에 따른 저널의 편심율을 나타낸 것이다. Fig. 5에서 보는 바와 같이 상부 베어링 span이 증가함에 따라서 상부 베어링 중심위치에서의 편심은 감소하였으나 하부 베어링 중심위치에서의 편심은 증가하였다. 상부 저널 베어링의 중심이 회전체의 무게중심보다 낮게 위치하는 경우 ($L_1 < 0.0$)가 높게 위치한 경우 ($L_1 \geq 0.0$)보다 상대적으로 큰 편심을 나타내었다. 또한 무게중심 위치에서의 스펀들의 편심이 최대가 됨을 알 수 있다.

Fig. 6은 상부 베어링 span이 -2.5mm 일 때 상

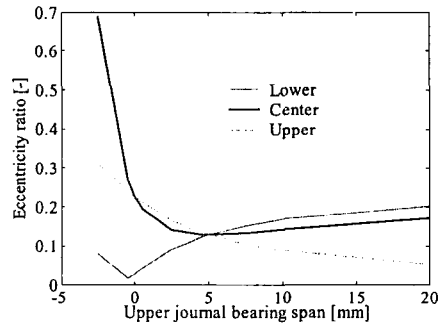


Fig. 5 Journal eccentricity ratio due to variation of upper journal bearing span

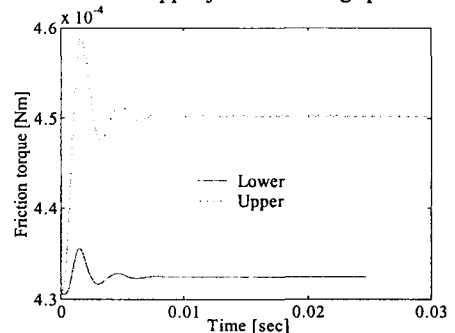


Fig. 6 Friction torque of lower and upper journal bearing at $L_1 = -2.5\text{mm}$

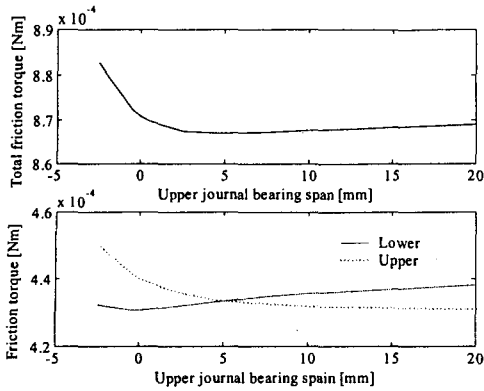


Fig. 7 Friction torque due to variation of upper journal bearing span

부와 하부 베어링에서 발생하는 마찰토크의 시간 변화를 나타낸 것이다. Fig. 4 (d)에서 보는 바와같이 상부 베어링 중심에서의 편심이 하부 베어링 중심에서의 편심보다 크므로 마찰토크가 크며 정상상태에서 스펀들은 일정한 편심을 유지하면서 회전운동을 하므로 마찰토크는 일정한 값을 나타낸다.

Fig. 7 은 상부 저널 베어링 span 의 변화에 따른 상부와 하부 베어링의 마찰토크 및 총 마찰토크의 변화를 나타낸 것으로 마찰토크는 편심과 같은 경향을 보임을 알 수 있다. 상부 저널 베어링의 중심이 스펀들의 무게중심보다 낮아지는 경우 ($L_1 < 0$) 마찰 토크가 증가함을 알 수 있다. 그러나 Fig. 7 에서 보는 바와 같이 최대 마찰토크는 최소 마찰토크에 비해 1.8% 증가하는 데 그침을 볼 수 있는데 이것은 Fig. 5 에서 보는 바와 같이 주어진 동하중 조건하에서 상부와 하부 베어링이 최대 편심을 0.3 이하의 편심이 작은 상태로 동작하기 때문이다.

따라서 동일한 2 개의 저널 베어링을 사용하여 스펀들 시스템을 지지하는 경우 상부 베어링과 하부 베어링의 span 을 같게 하거나 혹은 상부 베어링의 중심이 회전체의 무게 중심보다는 위쪽에 위치하도록 설계하는 것이 질량 편심에 의한 동하중이 반경방향으로 작용하는 스펀들의 궤적과 마찰

토크를 줄일 수 있을 것이다.

5. 결론

본 논문에서는 2 개의 동일한 저널 베어링으로 지지되는 스펀들의 동특성을 베어링 span 을 고려하여 해석하였다. 상부 저널 베어링의 span 을 변화시키면서 동특성의 변화를 살펴본 결과 상부와 하부 저널 베어링의 span 이 같을 때 스펀들의 궤적과 마찰토크가 최소가 됨을 확인할 수 있었다. 따라서 2 개의 동일한 저널 베어링을 사용하는 경우, 상부와 하부 저널 베어링의 span 이 같거나 적어도 상부 저널 베어링의 중심이 스펀들의 무게중심보다는 위쪽에 위치하도록 설계하는 것이 스펀들 시스템의 동특성에 유리하다.

참고문헌

- (1) Goenka, P. K. 1984, "Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis", *ASME J. Trib.* 106, pp. 429-439.
- (2) Malik, M., Bhargava, S. K., and Sinhasan, R. 1989, "The Transient Response of a Journal in Plane Hydrodynamic Bearing During Acceleration and Deceleration Periods", *Trib. Trans.* 32, pp. 61-69.
- (3) Choy, F. K., Braun, M. J., and Hu, Y. 1992, "Nonlinear Transient and Frequency Response Analysis of a Hydrodynamic Journal Bearing", *ASME J. Trib.* 114, pp. 448-454.
- (4) Jang, G. H., and Yoon, J. W., 2002, "Nonlinear Dynamic Analysis of a Hydrodynamic Journal Bearing Due to the Effect of a Rotating or Stationary Herringbone Groove", *ASME J. Trib.*, Vol. 124, No. 2, pp. 297-304.
- (5) 윤진욱, 장건희, 2001, "HDD 스펀들 시스템에 사용되는 저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링의 홈 위치에 따른 동특성 해석", 추계학술대회 논문집, 한국소음진동공학회, pp. 304-311.