

# 컴퓨터 하드 디스크 드라이브 스피indle 모터에 사용되는 곡면 유체 동압 베어링의 동특성 해석

## Dynamic Analysis of the Fluid Dynamic Bearings with Curve Surfaces in a Spindle Motor of a Computer Hard Disk Drive

김학운\* · 이지훈\* · 장건희†

Hakwoon Kim, Jihoon Lee and Gunhee Jang

### 1. 서론

컴퓨터 하드 디스크 드라이브(hard disk drive, HDD)에 적용되는 대부분의 유체 동압 베어링(fluid dynamic bearings, FDBs)은 저널 및 스톱스트 베어링이 연성된 구조로 되어 있어, 저널 베어링과 스톱스트 베어링의 반경 혹은 축방향을 동시에 지지할 수 있도록 하였다. 최근에는 Fig. 1 과 같이 유체 동압 베어링 단품 만으로도 다축 방향의 하중을 지지할 수 있는 원추형 베어링의 사용이 시도되고 있다. 하지만 지금까지의 유체 동압 베어링 해석 방법으로는 원추형 베어링의 강성 및 감쇠계수를 정확히 해석할 수 없기 때문에 유체 동압 베어링 뿐만 아니라 스피indle 모터의 성능 예측까지 어려운 실정이다.

본 연구에서는 일반적인 곡면 구조를 갖는 유체 동압 베어링을 해석할 수 있도록 수정된 레이놀즈 방정식을 유도하였고, 수정된 레이놀즈 방정식에 섭동법을 적용함으로써 유체 동압 베어링의 형상에 제약 받지 않는 강성 및 감쇠계수의 해석 방법을 제안하였다.

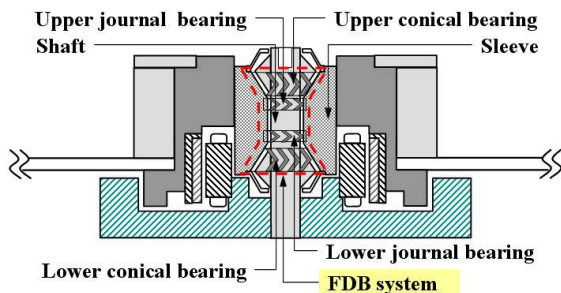


Fig. 1 Structure of a HDD spindle system with coupled journal and conical bearing

### 2. 동특성 해석 방법

#### 2.1 지배 방정식

유체 동압 베어링의 지배 방정식인 레이놀즈 방정식은 베어링 표면( $s$ ), 회전 방향( $\theta$ ), 유막 두께 방향( $k$ )에 따라 정의된 좌표축에 식(1)과 같이 유도할 수 있다.

$$\frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial s} \left( r(s) \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial s} \right) + \frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{12\mu} \frac{1}{r(s)} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \frac{V_\theta}{2} \frac{\partial h}{r(s) \partial \theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

여기서  $V_\theta$ ,  $h$ ,  $p$ ,  $\mu$ ,  $r(s)$ 는 각각  $\theta$  축 방향의 상대 속도, 유막 두께, 압력, 점성계수, 회전축으로부터 베어링 표면까지의 거리를 나타낸다.  $r(s)$ 는 회전축으로부터 베어링 표면까지의 거리로서 유체 동압 베어링의 형상을 결정하는 인자이며,  $r(s)$ 의 정의에 따라서 기존의 형상부터 임의의 형상을 가진 모든 유체 동압 베어링을 표현할 수 있다.

#### 2.2 섭동 방정식

유체 동압 베어링의 강성 및 감쇠계수를 계산하기 위하여 섭동법을 이용하여 레이놀즈 방정식으로부터 섭동압력에 대한 방정식을 유도하였다. 준평형상태의 유체 동압 베어링에 미소 섭동을 가하였을 때 발생하는 유막두께, 유막두께의 시간 미분항과 압력의 변화를 1 차 Taylor series의 형태로 선형화 하고 레이놀즈 방정식에 대입하여 각 섭동항에 대한 1 차 식으로 정리하면 식(2.1)-(2.11)과 같은 섭동방정식을 구할 수 있다. 여기서  $\psi$ ,  $d_i$ ,  $S_i$ 는 각각 베어링 표면이 회전축과 이루는 각도, 베어링 면의 접선과 회전중심 사이의 최단 거리, 접선과 회전중심을 통과하고 접선에 수직인 직선이 만나는 교점까지의 거리이다.  $\alpha$ 는 스톱스트 베어링에서 발생하는 힘의

† 교신저자; 한양대학교 기계공학부  
E-mail : ghjang@hanyang.com  
Tel : (02) 2299-5685, Fax : (02) 2292-3406  
\* 한양대학교 대학원 기계공학과

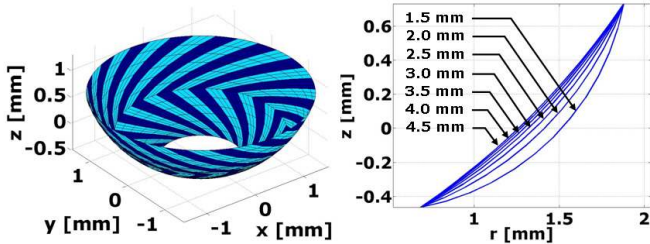
방향에 대한 인덱스로써 +z 방향의 힘이 발생할 경우는 1, 반대 방향일 경우에는 -1의 값을 갖는다.

식(2.1)~(2.11)을 해석하여 각 접동에 대한 압력 변동량을 계산할 수 있고, 계산된 압력 변동량을 유체 동압 베어링 면적에 대하여 적분하면 강성 및 감쇠계수를 계산할 수 있다.

### 3. 동특성 해석 결과

본 해석에서는 곡면 유체 동압 베어링의 곡면 형상에 따른 동특성 계수의 변화를 살펴보기 위하여 Fig. 2와 같은 해석 모델을 사용하였다. 곡면의 곡률 반경은 (b)와 같이 1.5mm에서 4.5mm까지 0.5mm 간격으로 변화시켜가며 동특성 계수를 해석하였다. 이때 곡률 반경이 증가할수록 원추형 베어링에 가까워짐을 의미한다.

동특성 계수의 해석 결과로 병진 및 회전 성분의 연성된 강성 및 감쇠계수를 포함하여 각각 25개의 동특성 계수를 계산할 수 있다. Fig. 3은 곡률 반경의 변화에 대한 주대각 성분의 강성 및 감쇠계수 변화를 나타낸다. 곡률 반경에 변화에 대하여 회전 성분의 강성 및 감쇠계수는 약 51%로 가장 크게 변화



(a) FE model

(b) Side view of surface

Fig. 2 Finite element model and side view of bearing surface

$$\frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial s} \left( r(s) \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{\partial p_z}{\partial s} \right) + \frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h_0^3}{12\mu} \frac{1}{r(s)} \frac{\partial p_z}{\partial s} \right)$$

$$\tilde{V}_\theta \frac{1}{r(s)} \frac{\partial h_0}{\partial \theta} : \xi = 0 \quad (2.1)$$

$$\left( -\frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial s} \left( r(s) \frac{h_0^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{\partial s} \cos \theta \right) - \frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h_0^2}{4\mu} \frac{1}{r(s)} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \cos \theta \right) + \tilde{V}_\theta \frac{1}{r(s)} \frac{\partial \cos \theta}{\partial \theta} \right) \cos \psi : \xi = x \quad (2.2)$$

$$\left( -\frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial s} \left( r(s) \frac{h_0^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{\partial s} \sin \theta \right) - \frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h_0^2}{4\mu} \frac{1}{r(s)} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \sin \theta \right) + \tilde{V}_\theta \frac{1}{r(s)} \frac{\partial \sin \theta}{\partial \theta} \right) \cos \psi : \xi = y \quad (2.3)$$

$$\alpha \left( -\frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial s} \left( r(s) \frac{h_0^2}{4\mu} \frac{\partial p_0}{\partial s} \right) - \frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h_0^2}{4\mu} \frac{1}{r(s)} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) \right) \sin \psi : \xi = z \quad (2.4)$$

$$\alpha \left( -\frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial s} \left( r(s) \frac{h_0^2 a}{4\mu} \frac{\partial p_0}{\partial s} \right) - \frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h_0^2 a}{4\mu} \frac{1}{r(s)} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) + \tilde{V}_\theta \frac{1}{r(s)} \frac{\partial a}{\partial \theta} \right) : \xi = \theta_x \quad (2.5)$$

$$\alpha \left( -\frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial s} \left( r(s) \frac{h_0^2 b}{4\mu} \frac{\partial p_0}{\partial s} \right) - \frac{1}{r(s)} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h_0^2 b}{4\mu} \frac{1}{r(s)} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) + \tilde{V}_\theta \frac{1}{r(s)} \frac{\partial b}{\partial \theta} \right) : \xi = \theta_y \quad (2.6)$$

$$\cos \theta \cos \psi : \xi = \dot{x} \quad (2.7)$$

$$\sin \theta \cos \psi : \xi = \dot{y} \quad (2.8)$$

$$\alpha \sin \psi : \xi = \dot{z} \quad (2.9)$$

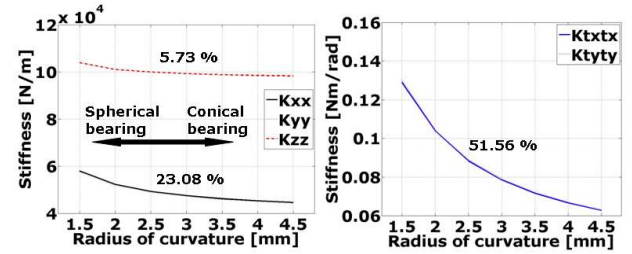
$$\alpha (d_i \sin \theta_x - S_i \cos \theta_x \sin \theta) : \xi = \dot{\theta}_x \quad (2.10)$$

$$\alpha (d_i \sin \theta_y + S_i \cos \theta_y \cos \theta) : \xi = \dot{\theta}_y \quad (2.11)$$

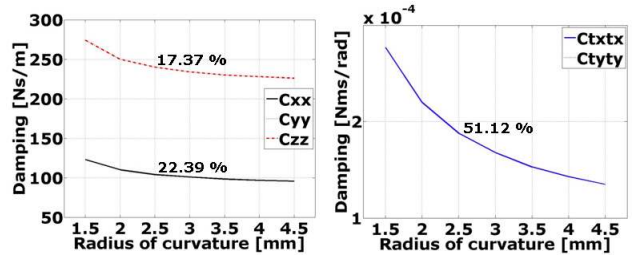
한다. 이는 베어링의 폭 중심에 회전 접동을 가할 경우 곡률반경이 클수록 유막 두께의 변화가 작아서 접동 압력이 상대적으로 감소하기 때문이라 사료된다.

### 4. 결론

본 연구에서는 곡면 구조를 갖는 유체 동압 베어링의 정 및 동특성을 해석할 수 있도록 수정된 레이놀즈 방정식을 유도하였고, 접동법을 적용한 강성 및 감쇠계수 해석 방법을 제안하였다. 유체 동압 베어링의 곡률 반경에 따른 동특성 계수를 계산하여 강성 및 감쇠 계수의 변화를 비교하였다. 곡률 반경은 강성 및 감쇠계수를 변화시키는 인자이며, 유체 동압 베어링의 중요한 설계 변수임을 확인하였다.



(a) Stiffness coefficients



(b) Damping coefficients

Fig. 3 Analysis result of dynamic coefficients