

HDD 스피들 모터용 저널-스러스트 유체동압 베어링과 코니컬 유체동압 베어링의 특성해석비교

Analysis of a Journal and Thrust FDB and a Conical FDB in the Spindle Motor of a Computer Hard Disk Drive

김 범 초* · 장 건 희**

Bumcho Kim, Gunhee Jang

Key Words : Hydrodynamic Bearing(유체 동압 베어링), Finite Element Method(유한 요소 해석), Hard Disk Drive(하드 디스크 드라이브), Reynolds Boundary Condition(레이놀즈 경계조건), Reynolds equation (레이놀즈 방정식), Conical Bearing(코니컬 베어링), Journal Bearing(저널 베어링), Thrust Bearing(스러스트 베어링)

ABSTRACT

This paper presents the comparison analysis of a journal and thrust FDB (fluid dynamic bearing) and a conical FDB in a HDD spindle motor. The Reynolds equation is appropriately transformed to describe journal, thrust and conical bearing. Finite element method is applied to analyze the FDB by satisfying the continuity of mass and pressure at the interface between the bearings. The pressure field of the bearings is numerically approximated by applying the Reynolds boundary condition. The load and friction torque are obtained by integrating the pressure and the velocity gradient along the fluid film. The flying height of the spindle motor is measured to verify the proposed analytical result. This research shows that the conical bearing generates bigger load capacity and less friction torque than the journal and thrust bearing in a HDD spindle motor.

1. 서 론

컴퓨터 하드 디스크 드라이브(Hard Disk Drive, HDD)의 회전 디스크를 지지하는 스피들 모터에는 고체간의 직접적인 접촉을 피하고, 회전부와 고정부 사이의 유막이 충격을 흡수 함으로써 우수한 진동 및 소음 특성을 제공하는 유체 동압 베어링(fluid dynamic bearing: FDB)이 사용되고 있다.

Fig. 1 은 유체 동압 베어링을 사용하여 회전축을 지지하는 2.5 인치 HDD 스피들 모터의 구조이다. Fig. 1 에 나와 있는 것처럼, 유체 동압 베어링은 두 개의 저널 베어링과 한 개의 스러스트 베어링, 그리고 각 베어링을 연결하는 플레인 영역으로 이루어져 있다. 일반적으로 저널 베어링은 빗살무늬 모양의 홈이 파져 있고 반경 방향의 하중을 지지하며, 스러스트 베어링은 빗살무늬 혹은 나선형 모양의 홈이 파져 있고 축방향 하중을 발생시켜 회전부를 지지하는 역할을 한다. 그리고 베어링을 서로 연결시켜주는 플레인 영역은 유체

를 저장하며, 각 베어링간의 유체의 흐름을 연결시켜주는 역할을 한다.

유체 동압 베어링에 대한 연구는 주로 저널 베어링과 스러스트 베어링의 단품 특성 해석을 중심으로 많은 연구자들에 의해 수행되었다. Zirkelback 과 San Andres⁽¹⁾ 는 홈이 회전하는 빗살무늬 저널 베어링의 설계변수 변화에 따른 정상 상태에서의 성능 분석을 위해서 수정된 레이놀즈 방정식을 유도하여 베어링 특성을 해석하였다. 또한 Jang 과 Chang⁽²⁾ 은 유한체적법을 사용하여 공동 현상을 고려한 쉐기모양의 홈이 있는 저널 베어링의 정특성 계수를 계산하였다. 이와 같은 논문들은 저널 혹은 스러스트 단품에 대해 해석을 하였기 때문에 다수의 베어링이 직, 간접적으로 영향을 끼치는

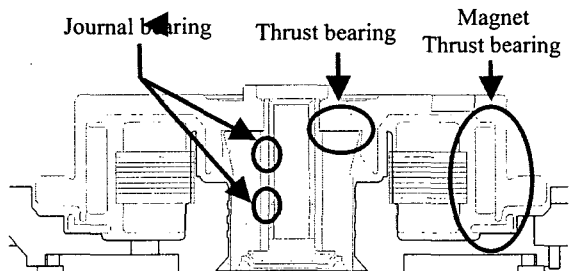


Fig. 1 Structure of a 2.5" HDD spindle motor using journal and thrust bearing

* 한양대학교 대학원 정밀기계공학과
E-mail : alaview486@hanmail.net
Tel : (02) 2299-5685, Fax : (02) 2292-3406

** 한양대학교 기계공학부

저널, 스러스트 그리고 플레인 베어링으로 이루어진 실제 시스템에 대한 특성을 해석 하는 데는 어려움이 있다. 따라서 Zang 과 Hatch⁽³⁾는 유한 체적법을 이용하여 저널 베어링과 스러스트 베어링을 연성하여 해석하였으며 Jang 과 Lee, 그리고 Kim⁽⁴⁾은 저널과 스러스트 베어링이 연성된 베어링 시스템을 Reynolds 경계조건을 사용하여 특성 해석을 하였다.

또한 유체 베어링은 회전부와 지지부 사이의 간극에서 발생하는 유막 반력으로 회전체를 지지하기 때문에 전단응력으로 인해 마찰 토크가 발생하게 된다. 특히 저널-스러스트 베어링을 사용할 경우 다수의 베어링을 사용해야만 반경방향과 축방향 하중을 지지할 수 있기 때문에, 마찰 토크에 의한 손실은 더욱 커지게 된다. 따라서 유체동압 베어링의 마찰 토크를 저감시킬 수 있는 베어링이 필요하며, 저널-스러스트 베어링보다 안정성이 좋고 마찰토크가 작은 코니컬 베어링이 대안책으로 제시되고 있다.

본 논문에서는 Reynolds 방정식과 유한 요소법을 사용하여 기존의 2.5 인치 HDD 스펀들 시스템에 사용되는 저널과 스러스트가 결합된 유체 동압 베어링의 특성 해석을 수행하였다. 그리고 해석 결과를 검증하기 위해 부상 높이를 측정하고 이를 해석치와 비교하여 검증하였다. 또한 기존의 저널과 스러스트 베어링을 대체 할 수 있는 유체 동압 코니컬 베어링을 2.5 인치 HDD 스펀들 시스템에 적용하여 정특성 해석을 하였고, 기존의 베어링 모델과 특성을 비교 분석하였다.

2. 해석 이론

2.1 Governing equation

유체 동압 베어링의 윤활 유체의 압력은 Reynolds 방정식으로 결정된다. Reynolds 방정식에 사용되는 가정은 다음과 같다.

- ① 유체의 흐름은 층류이고 뉴턴 유체이다.
- ② 유체의 체력과 관성력은 점성력과 압력에 비해 매우 작으므로 무시한다.
- ③ 유막두께 방향으로의 압력 변화와 속도 구배는 무시한다.
- ④ 유체와 고체 경계에서 미끄럼이 발생하지 않는다.

Reynolds 방정식은 위의 4 가지 가정하에서 유체에 대한 연속 방정식 (1)과 면내 유량을 나타내는 식 (2)와 (3)으로부터 식(4)와 같이 표현 될 수 있다.

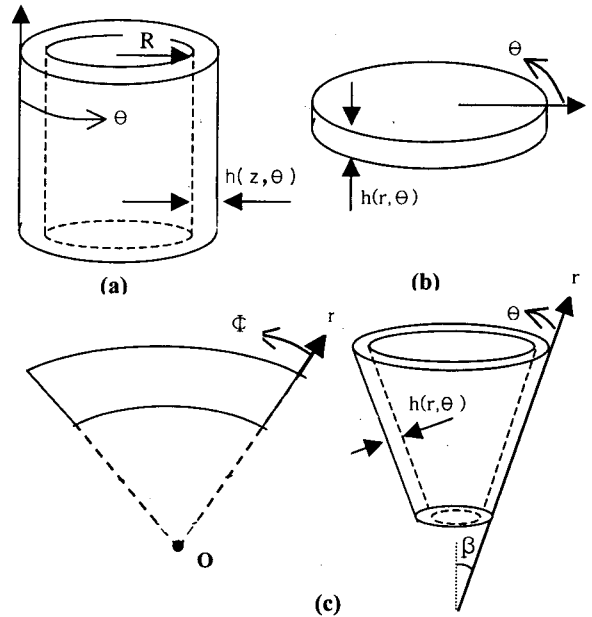


Fig. 2 Coordinate system of FDB in a HDD
(a) Journal bearing (b) Thrust bearing (c) Conical bearing

$$\frac{\partial q_x}{\partial x} + \frac{\partial q_y}{\partial y} = \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

$$q_x = \frac{uh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

$$q_y = \frac{vh}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial}{\partial x} (uh) + \frac{\partial}{\partial y} (vh) \right) + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4)$$

식 (4)로 유도된 Reynolds 방정식을 Fig. 2 의 (a)와 (b)에 표시된 좌표계에 대하여 정리하면 저널 베어링과 스러스트 베어링에 관한 Reynolds 방정식을 각각 (5)와 (6)식으로 각각 나타낼 수 있다.

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

$$\frac{\partial}{r\partial r} \left(r \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{r\partial\theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{r\partial\theta} \right) = \frac{V_\theta}{2} \frac{\partial h}{r\partial\theta} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (6)$$

코니컬 베어링 좌표계의 경우 Fig.2 (c)에 표시된 (7)과 같은 관계가 있기 때문에 $r-\Phi$ 좌표계로 나타내는게 편리하다. 따라서 코니컬 베어링에 대한 Reynolds 방정식은 식 (8)과 같이 유도 할 수 있다.

$$\Phi = \theta \sin \beta \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \Phi} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \Phi} \right) = \frac{V_\theta}{2} \frac{\partial h}{\partial \Phi} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (8)$$

이때 $p, V_\theta, \mu, h, \beta$ 는 각각 압력과 회전속도, 유체 점성, 유막 두께, 코니컬 각도를 나타낸다. 각 베어링에 대한 Reynolds 방정식을 유한 요소 식으로 변환하면 다음과 같다.

저널 베어링 :

$$\left(\int_A \frac{h^3}{12\mu} \left[\frac{\partial \mathbf{N}}{\partial \theta} \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial \theta} + \frac{\partial \mathbf{N}}{\partial z} \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial z} \right] dA \right) \mathbf{p} = \int_A h \left(\tilde{V}_\theta \frac{\partial \mathbf{N}}{\partial \theta} + \tilde{V}_z \frac{\partial \mathbf{N}}{\partial z} \right) dA - \int_A \mathbf{N} h dA \quad (9)$$

스러스트 베어링:

$$\left(\int_A \frac{h^3}{12\mu} \left[\frac{\partial \mathbf{N}}{r \partial \theta} \frac{\partial \mathbf{N}^T}{r \partial \theta} + \frac{\partial \mathbf{N}}{\partial r} \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial r} \right] dA \right) \mathbf{p} = \int_A h \left[\tilde{V}_\theta \frac{\partial \mathbf{N}}{r \partial \theta} + \tilde{V}_r \frac{\partial \mathbf{N}}{\partial r} \right] dA - \int_A \mathbf{N} h dA \quad (10)$$

코니컬 베어링 :

$$\left(\int_A \frac{h^3}{12\mu} \left[\frac{\partial \mathbf{N}}{r \partial \Phi} \frac{\partial \mathbf{N}^T}{r \partial \Phi} + \frac{\partial \mathbf{N}}{\partial r} \frac{\partial \mathbf{N}^T}{\partial r} \right] dA \right) \mathbf{p} = \int_A h \left[\tilde{V}_\theta \frac{\partial \mathbf{N}}{r \partial \Phi} + \tilde{V}_r \frac{\partial \mathbf{N}}{\partial r} \right] dA - \int_A \mathbf{N} h dA \quad (11)$$

여기서 \mathbf{N} 은 요소의 형상함수이다. 위의 요소 식을 사용하여 시스템 행렬식을 구성하면 다음과 같이 조합할 수 있다.

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

2.2 Boundary Condition

유체 동압 베어링을 해석할 때 적용되는 경계조건은 해석 대상의 기하학적 경계에 적용되는 외부 경계조건과 베어링 영역 내에 적용되는 내부 경계조건으로 구분할 수 있다. 외부 경계조건은 다음 2 개의 식으로 나타낼 수 있다.

$$p|_{\theta=0} = p|_{\theta=2\pi} \quad (13)$$

$$p = P_a \quad \text{on } \Gamma_a \quad (14)$$

식 (13)는 압력의 원주 방향 연속성을 위한 조건이며 식 (14)은 대기와 접하는 외부 경계 Γ_a 에서 유체의 압력이 대기압 P_a 와 같다는 조건을 나타

낸다.

유체 동압 베어링의 내부 경계조건으로는 Reynolds 경계조건을 사용하였으며 다음과 같은 식으로 표현될 수 있다.

$$p = P_c \quad \text{at } \theta = \theta^* \quad (15)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \quad \text{at } \theta = \theta^* \quad (16)$$

식(12)와 Reynolds 경계조건을 만족하는 해를 찾는 것은 다음과 같은 부등식을 만족하는 해를 찾는 것과 동일한 의미를 갖는다.⁽⁶⁾

Find $\mathbf{p} \geq P_c$ such that

$$\forall \mathbf{q} \geq 0, \mathbf{q}^T \mathbf{A} \mathbf{p} \geq \mathbf{q}^T \mathbf{b} \quad (17)$$

또한 다음의 선형 연립방정식의 해는 식(17)의 부등식을 만족시킨다.

Find $\mathbf{p} \geq P_c, \mathbf{q} \geq 0$ such that

$$\begin{cases} \mathbf{A} \mathbf{p} - \mathbf{b} = \mathbf{q} \\ \mathbf{q}^T \mathbf{p} = 0 \end{cases} \quad (18)$$

따라서 수치적인 반복법을 사용하여 식(18)의 해를 구하면 Reynolds 경계조건을 만족하는 물리적으로 타당한 압력 분포를 얻을 수 있다.

3. 특성 해석 및 비교 분석

3.1 기존에 사용되고 있는 유체 동압 저널-스러스트 베어링 시스템의 특성해석

Fig. 1 은 유체 동압 저널-스러스트 베어링을 사용하여 축을 지지하고 있는 2.5 인치 HDD 스핀들 모터의 구조이다. 총 3 개의 유체 동압 베어링과 1 개의 마그넷 스러스트 베어링이 축을 지지하고 있다. 스핀들 모터의 회전부는 회전부의 질량에 의한 하중과 축 방향 부하용량이 평형을 이루는 높이로 부상하여 회전하게 된다. 따라서 회전부의 질량과 축 방향 부하용량을 알면 스핀들의 부상 높이를 유추할 수 있다. 저널-스러스트 베어링 시스템을 사용하는 기존 모델의 경우, 회전부의 중량에 의한 하중은 0.137N 이고, Fig. 1 에 표시된 마그넷 스러스트 베어링의 중력 방향의 부하 하중은 0.79N 이다. 따라서 유체 동압 스러스트 베어링

은 회전부의 하중 0.137N 과 마그넷 스투스트 베어링의 축 방향 부하 용량 0.79N 을 합한 0.927N 의 부하 하중을 발생 시켜야 하고, 따라서 정상 상태에서의 부상 높이는 0.927N 의 축방향 부하하중을 발생시키는 유막 두께에서 결정이 된다.

Table 1 은 저널-스투스트 베어링 해석에 사용된 유체 동압 베어링의 주요 설계 및 작동 변수이다. Fig. 5 는 정 특성 해석을 하기 위한 저널-스투스트 베어링 시스템의 유한 요소 모델과, 해석적으로 구한 내부 압력 분포이다. 해석 모델은 총 8100 개의 4 각형 요소를 사용하여 2 개의 저널 베어링과 1 개의 스투스트 베어링, 그리고 6 개의 플레인 영역으로 구성하였고 최대 압력은 약 1,440kPa 로서, 상부 저널 베어링에서 발생 하였다.

해석 이론을 검증하기 위해 실제로 부상 높이를 측정하여 해석치와 비교해 보았다. Fig. 6 은 스피들 속도가 5,400rpm, 7,200rpm, 10,000rpm 일때 부상 높이를 실험으로 측정한 결과이고, Fig. 7 은 이를 해석적으로 구한 결과이다. 실험으로 측정한 결과 부상 높이는 각각의 속도에 대하여 10.5 μ m, 12.0 μ m, 13.8 μ m 이었고 해석치는 10.95 μ m, 11.97 μ m, 12.71 μ m 이었다. 이들의 오차는 4.1%, 0.25%, 8.57% 로서 해석한 결과가 합리적임을 알 수 있다. Table

2 는 정상상태에서의 마찰 토크와 부하 용량을 각 베어링 부분으로 나누어 정리한 도표이다. 저널 영역에서의 마찰 토크가 스투스트 베어링보다 크게 나오는 것은 슬리브와 저널 사이의 간극이 스투스트 베어링과 패드 사이에서의 간극 보다 더 작기 때문에 저널 영역에 있는 유체에 더 큰 압력이 작용했기 때문이다. 플레인 영역에서는 흠이 없음에도 불구하고 전체 축 방향 부하 용량의 약 5%의 부하 하중과 마찰 토크가 발생하였다. 이는

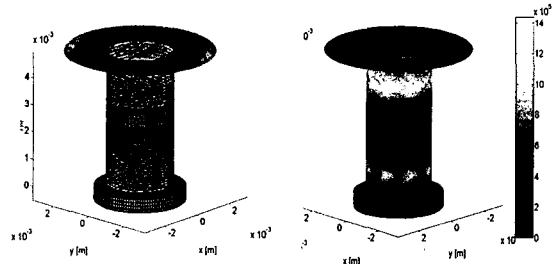


Fig. 5 FEM model and pressure distribution of coupled journal and thrust bearing

Table 1 Major design specification of a journal and thrust bearing

Specification	Journal bearing	Thrust bearing
Rotating speed [rpm]	5400	5400
Viscosity [Pas]	0.0188	0.0188
Eccentricity ratio	0.1	-
Radius [mm]	2.84	Inner radius : 3.2 Outer radius : 2.8
Clearance [μ m]	2.25	31
Groove pattern	Herringbone	Spiral
Number of groove	8	20
Groove depth [μ m]	5	15
Groove angle [deg]	25	25

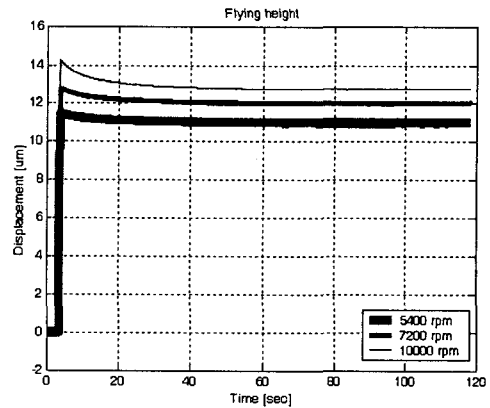


Fig. 6 Experimental results of flying height at various rotating speeds

Table 2 Static characteristics of a journal-thrust bearing system

Static characteristics	Load capacity of radial direction [N]	Load capacity of z-axis direction [N]	Friction torque [Nm]
Upper journal bearing	1.227e+00	-	1.458e-04
Lower journal bearing	6.140e-01	-	1.105e-04
Thrust bearing	-	8.954e-01	8.805e-05
Plain region	1.376e-03	3.960e-02	1.577e-05
Total	1.842e+00	0.935e+00	3.601e-04

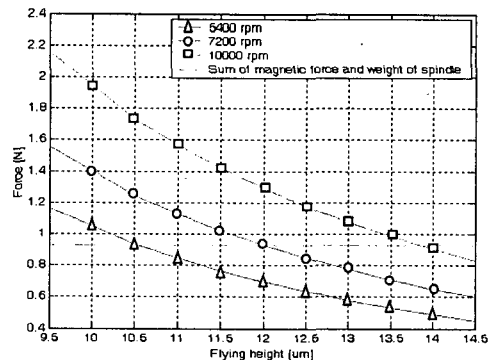


Fig. 7 Analytic results of flying height at various rotating speeds

저널과 스러스트 베어링의 압력이 연성 효과에 의해 플레인 영역으로 전달이 되어 부하 하중과 마찰 토크가 발생하였다고 볼 수 있다.

3.2 코니컬 베어링의 특성 해석

Fig. 8 은 코니컬 베어링을 2.5 인치 HDD 스피들 모터에 적용한 그림이다. 코니컬 베어링의 상부 경계면은 대기와 직접 접촉하고 있고 하부 코니컬 베어링의 경계면은 유막이 급속도로 커지게 설계되어 있기 때문에 이 두 경계에서는 대기압 경계 조건으로 가정하였다. 또한 기존의 저널-스러스트 베어링과 특성을 비교하기 위해서 동일한 Reynolds 방정식과 Reynolds 경계조건을 적용하였고, 코니컬 형상 또한 아래와 같이 제한을 두었다.

- ① 코니컬 베어링의 전체 높이는 저널 베어링의 전체 높이보다 크지 않다. 즉 코니컬 베어링을 반경 방향으로 정사영 시켰을 때의 베어링 폭은 반경 방향 하중을 지지하는 저널 베어링의 폭보다 작다.
- ② 코니컬 베어링의 반경 방향 최대 길이는 스러스트 베어링의 반경 방향 최대 길이보다 짧다. 즉 코니컬 베어링을 축 방향으로 정사영 시켰을 때의 최대 반지름은 스러스트 베어링의 최대 반지름보다 짧다.
- ③ 저널-스러스트 베어링을 사용하는 shaft 의 두께와 코니컬 베어링을 사용하는 shaft 의 두께는 동일하다.

형상학적인 조건 이외에도 회전속도나, 정상상태의 점성 계수, eccentricity ratio 등과 같은 변수들은 동일하다고 가정하였다. 해석에 사용되는 변수들은 Table 3 의 수치를 기준으로 사용하였다. Table 3 은 위의 제한 조건들을 모두 만족시키는 동시에 현실적으로 설계가 어렵거나 과도한 수치를 적용하지 않는 범위 내에서 선정한 설계 변수이다.

Table 3 Major design specification of a conical bearing

Specification	Upper conical bearing	Lower conical bearing
Rotating speed [rpm]	5400	5400
Viscosity [Pas]	0.0188	0.0188
Eccentricity ratio	0.1	0.1
Total clearance [μm]	7	8
Outer radius [mm]	270	270
Conical angle [deg]	38	38
Groove pattern	Spiral	Spiral
Number of groove	8	8
Groove depth [μm]	5	5
Groove angle [deg]	50	20

Fig. 9 는 해석에 사용된 유한 요소 모델과 압력 분포이며, 총 3840 개의 4 각형 요소를 사용하여 유한 요소 해석을 하였다.

코니컬 베어링을 사용한 스피들 시스템의 부상 높이는 유체 동압 베어링만을 고려한 경우와 마그넷 스러스트 베어링을 포함한 전체 베어링 시스템을 고려한 두 가지 경우에 대해 각각 해석, 비교하였다. 유체 동압 베어링만을 고려한 경우에는 마그넷 스러스트 베어링의 축 방향 하중인 0.79N 과 회전부의 중량인 0.137N 을 지지 할 수 있는 유막 두께가 부상 높이로 결정된다. 반면에 전체 베어링 시스템에서의 부상 높이는 상부 코니컬 베어링이 마그넷 스러스트 베어링의 역할을 대체함에 따라 회전부의 하중인 0.137N 만을 지지하면 된다. 따라서 정상 상태에서의 부상 높이는 하부 코니컬 베어링의 축 방향 하중에서 상부 코니컬 베어링의 축 방향 하중을 뺀 값이 회전부의 하중과 같아지는 유막 두께가 바로 부상 높이가 된다. Fig. 10 은 정상 상태에서의 부상 높이를 앞서 말한 두 가지 관점에서 해석한 그림이다. 기존의 유체 동압 베어링 시스템만을 대체한 코니컬 베어링의 부상 높이는 약 $5.5\mu\text{m}$ (부하하중 = 0.927N) 이고, 전체 베어링 시스템을 코니컬 베어링으로 대체하여 회전체의 중량만을 고려 하였을 경우의 부상 높이는 약 $7.3\mu\text{m}$ (부하하중=0.137N) 이다.

Table 4 와 Table5 는 각각 유체 동압 베어링만을 대체한 모델과 전체 베어링 시스템을 대체 하였을

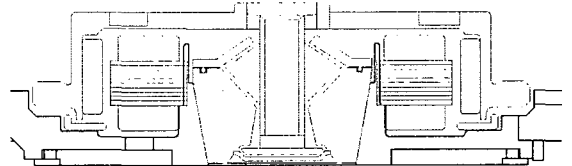


Fig. 8 Structure of a 2.5" HDD spindle motor using conical bearings

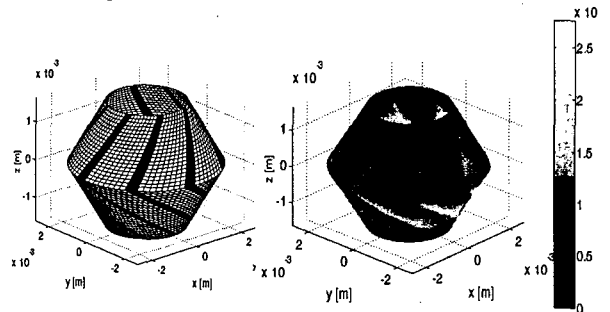


Fig. 9 FEM model and pressure distribution of coupled conical bearings

Table 4 Static characteristics of the conical bearing at 5.5 μ m

Static characteristics	Load capacity of radial direction [N]	Load capacity of z-axis direction [N]	Friction torque [Nm]
Upper conical bearing	6.954e-01	-9.731e-01	7.192e-05
Lower conical bearing	1.497e+00	1.925e+00	1.142e-04
Total	2.192e+00 (+19.00%)	9.52e-01	1.887e-04 (-47.62%)

Table 5 Static characteristics of the conical bearing at 7.3 μ m

Static characteristics	Load capacity of radial direction [N]	Load capacity of z-axis direction [N]	Friction torque [Nm]
Upper conical bearing	9.044e-01	-1.282e+00	9.064e-05
Lower conical bearing	1.130e+00	1.441e+00	8.538e-05
Total	2.034e+00 (+10.06)	1.59e-01	1.760e-04 (-51.10%)

때의 모델에 대한 마찰 토크와 부하 하중 결과이다. Table 4 에서 알 수 있듯이, 반경 방향의 부하 하중은 약 19% 증가하였고, 마찰 토크는 약 47% 감소하였다. 이는 기존의 베어링 시스템보다 코니컬 베어링이 훨씬 작은 마찰 토크를 발생시키면서 더 큰 부하 하중을 발생시킨다는 것을 알 수 있다. 그리고 Table 5 의 해석 결과를 살펴보면 마그넷 스러스트 베어링을 쓰지 않더라도, 코니컬 베어링을 사용함으로써 베어링의 반경 방향의 부하 용량은 약 10% 증가하였고, 마찰 토크는 약 51% 감소 하였음을 알 수 있다.

4. 결론

본 논문에서는 Reynolds 방정식과 유한 요소법을 사용하여 저널-스러스트 베어링을 사용한 2.5 인치 HDD 스피들 시스템에 대한 특성 해석을 하였다. 해석한 방법이 타당한지를 알아보기 위하여 부상 높이를 실험적으로 측정하였고, 해석 방법이 타당함을 검증하였다. 또한 동일한 해석 방법으로 2 개의 유체 동압 코니컬 베어링을 2.5 인치 HDD 스피들 시스템에 적용하여 저널-스러스트 베어링 모델과 특성을 비교 분석하여 보았다. 그 결과 코니컬 베어링을 적용한 모델이 저널-스러스트

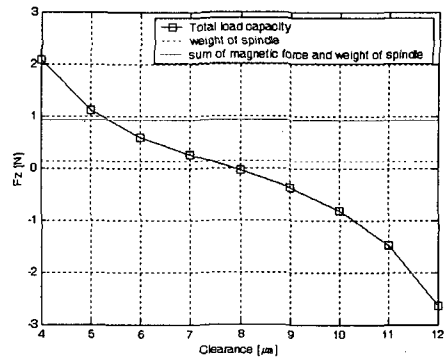


Fig. 10 Analytic results of flying height

트로 이루어진 기존 모델에 비해 마찰 토크는 약 50% 가량 감소 하였고, 반경 방향 부하하중은 유체 동압 베어링만 비교 하였을 경우 약 20%, 전체 베어링 시스템의 경우 10%가 증가 하였다.

참고문헌

- (1) Zirkelback, N., San Andres, L., 1998, "Finite Element Analysis of Herringbone Groove Journal Bearings: A Parametric Study," ASME Journal of Tribology, Vol. 120, pp.234-240
- (2) Jang, G. H, Chang, D. I., 2000, "Analysis of Hydrodynamic Herringbone Grooved journal Bearing Considering Cavitation," ASME Journal of Tribology, Vol. 122, No. 1, pp. 103-109
- (3) Zang, Y., Hatch, M. R., 1995, "Analysis of Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using Finite Volume Method," ASME AIPSP, Vol. 1, pp. 71-79
- (4) 김학운, 이상훈, 장건희, 2005, "컴퓨터 하드디스크 드라이브에 사용되는 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링의 유한 요소 해석" 한국소음진동공학회 논문집, 제 15 권, 제 1 호, pp. 87-95
- (5) Rahman, M., Leuthold, J., 1996, "Computer Simulation of a Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using a Finite-Element Method," Proceedings of the 25th Annual IMCSD symposium, San Jose, CA, June, pp. 103-112
- (6) Zheng, T., Hasebe, N., 2000, "Calculation of Equilibrium Position and Dynamic Coefficients of a Journal Bearing Using Free Boundary Theory," Transactions of the ASME, Vol. 122, No. 3, pp. 616-621.
- (7) Hamrock, Bernard J., Fundamentals of Fluid Film Lubrication, McGraw-Hill, 1994.