

# 컴퓨터 하드디스크 드라이브에 사용되는 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링의 유한 요소 해석

## Finite Element Analysis of a Coupled Hydrodynamic Journal and Thrust Bearing in a Computer Hard Disk Drive

김 학 운† · 이 상 훈\* · 장 건 희\*\*

Hakwoon Kim, Sanghoon Lee and Gunhee Jang

(2004년 11월 2일 접수 : 2004년 12월 28일 심사완료)

**Key Words** : Hydrodynamic Bearing(유체 동압 베어링), Finite Element Method(유한 요소 해석), Coupled Analysis(연성해석), Hard Disk Drive(하드 디스크 드라이브), Reynolds Boundary Condition(레이놀즈 경계조건), Reynolds Equation (레이놀즈 방정식)

### ABSTRACT

This paper proposes a method to calculate the characteristics of a coupled hydrodynamic journal and thrust bearing of a HDD spindle motor. The governing equations for the journal and thrust bearings are the two dimensional Reynolds equations in  $\theta z$  and  $r\theta$  planes, respectively. Finite element method is appropriately applied to analyze the coupled journal and thrust bearing by satisfying the continuity of mass and pressure at the interface between the journal and thrust bearings. The pressure in a coupled bearing is calculated by applying the Reynolds boundary condition and compared with that by using the Half-Sommerfeld boundary condition. The static characteristics are obtained by integrating the pressure along the fluid film. The flying height of spindle motor is measured to verify the proposed analytical result. This research shows that the proposed method can describe HDB in a HDD system more accurately and realistically than the separate analysis of a journal or thrust bearing.

### 1. 서 론

컴퓨터 하드 디스크 드라이브(hard disk drive, HDD)는 고용량, 고속, 저소음 및 높은 신뢰도가 요구되고 있다. 기존의 HDD에서는 볼 베어링이 회전체를 지지하고 있으나, 볼 베어링은 볼과 케도를 사이의 고체 접촉으로 인해 진동과 소음을 유발하고, 이

는 디스크의 기록밀도를 저해하는 주요한 요인이 된다. 따라서 최근에는 진동과 소음이 적은 유체 동압 베어링(hydrodynamic bearing, HDB)이 HDD에 사용되고 있다. Fig. 1은 유체 동압 베어링이 회전하는 축을 지지하는 일반적인 스피들 모터의 구조를 나타낸다. Fig. 1에서 나타난 바와 같이 HDD용 스피들 모터는 두 개의 저널 베어링과 두 개의 스러스트 베어링, 그리고 각 베어링을 연결하는 플레인 영역으로 이루어져 있다. 저널 베어링의 회전하는 축이나 슬리브에는 빗살무늬 홈이 있고, 스러스트 베어링에는 회전하는 축이나 스러스트 패드에 빗살무늬 홈이나 나선형 홈이 있어 윤활 유체를 베어링의 중심과 안쪽으로 모이게 하고 윤활 유체의 누설을 줄이도록 되어

† 책임저자 : 정희원, 한양대학교 대학원 정밀기계공학과  
E-mail : agapiel@ihanyang.ac.kr

Tel : (02) 2299-5685, Fax : (02) 2292-3406

\* 정희원, 한양대학교 대학원 정밀기계공학과

\*\* 정희원, 한양대학교 기계공학과

있다. 베어링 영역 전체에 유체가 주입된 경우에는 각 베어링에서 발생하는 압력과 유동이 서로 영향을 미치게 되어 저널 베어링과 스러스트 베어링의 정특성 및 동특성을 변화시킨다.

유체 동압 베어링에 대한 연구는 주로 저널 또는 스러스트 단품의 정특성 및 동특성을 정확하게 해석하기 위한 연구에 중점을 두어 많은 연구자들에 의해 수행되어왔다. Zirkelback과 San Andres는<sup>(1)</sup> 흡이 회전하는 빗살무늬 저널 베어링의 설계변수 변화에 따른 정상상태에서의 성능 분석을 위해서 수정된 레이놀즈 방정식을 유도하여 베어링 특성을 해석하였다. Jang과 Chang은<sup>(2)</sup> 유한체적법을 사용하여 공동 현상을 고려한 썸기모양의 흡이 있는 저널 베어링의 정특성 계수를 계산하였다.

또한 Zhang, Chen, 그리고 Liu는<sup>(3)</sup> 저널에는 유체 동압 베어링이 있고 스러스트에는 공기 동압 베어링이 있는 HDD에 대한 베어링의 특성해석을 수행하였다. 이와 같은 연구들은 주로 저널 또는 스러스트 단품에 대한 특성 해석에 중점을 두었기 때문에 베어링의 양 끝단의 압력을 대기압으로 가정하는 경계조건을 사용하였다. 이러한 해석은 다수의 유체 동압 베어링을 사용하는 시스템에서는 유체 동압 베어링 사이가 공기의 층으로 구분되거나 플레인 영역의 간극이 베어링 영역의 간극보다 매우 크게 설계되었을 때 가능하다.

간극이 매우 큰 플레인 영역에서는 윤활 유체가 존재함에도 불구하고 베어링 영역에 비해 매우 작은 압력이 발생하게 되므로 플레인 영역의 압력 발생은 무시한 채로 베어링의 양 끝단의 압력을 대기압으로 가정하는 것이 가능하기 때문이다. 하지만 HDD에 사용되는 대부분의 유체 동압 베어링처럼 저널과 스러스트가 매우 인접하여 있고 유체가 full-filled 형태로

주입된 시스템의 경우, 각 베어링에서 발생한 압력은 서로 다른 베어링의 경계값에 영향을 줄 수 있다. 특히 저널과 스러스트가 연결되어 있는 경우 저널 베어링의 높은 압력의 영향으로 스러스트 베어링의 정특성이 크게 달라질 수 있다. 따라서 저널 베어링과 스러스트 베어링 사이의 연성 효과를 고려한 유체 동압 베어링 전체 영역에 대한 해석이 필요하다.

이를 위하여 Zang과 Hatch는<sup>(4)</sup> 유한 체적법을 이용하여 저널 베어링과 스러스트 베어링을 연성하여 해석하였으며 Rahman과 Leuthold는<sup>(5)</sup> HDD에 사용되는 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링의 정특성과 동특성 계수를 유동과 압력에 대한 경계조건을 적용하여 유한 요소법으로 구하였다. 하지만 이들의 연구에서는 물리적으로 가장 타당한 Reynolds 경계조건이 아닌 half-sommerfeld 경계조건을 내부 경계조건으로 사용하여 해석하였다.

Half-sommerfeld 경계조건을 사용하여 압력 해석을 수행할 때에는 공동(cavitation)압력보다 작아지는 영역에서 압력이 공동압력과 같다는 가정을 하게 된다. 이러한 가정은 베어링 내부의 압력구배가 불연속적으로 해석되는 부조리를 안고 있다. 즉 질량 유동의 연속성이 깨지게 되어 질량 보존의 법칙에 위배된다. 또한 공동영역이 과대하게 해석되어 유체 동압 베어링의 정특성에 영향을 줄 수 있는 단점이 있다. Reynolds 경계조건은 이러한 Half-Sommerfeld의 단점을 보완하여 수치적인 반복법을 통해 압력과 압력구배의 연속성을 보장해주는 경계조건이다. 따라서 유체 동압 베어링의 정확한 해석을 위해서는 Reynolds 경계조건을 사용하는 것이 물리적으로 가장 타당하다고 볼 수 있다.

이 연구에서는 Reynolds 방정식과 유한 요소법을 사용하여 저널 베어링과 스러스트 베어링이 연성된 유체 동압 베어링의 압력 분포를 해석하고 정특성 해석을 수행하였다. 해석 결과를 검증하기 위하여 실제 HDD용 스피들 모터의 부상 높이를 측정하여 스러스트 베어링의 부하용량 해석으로 유추한 부상 높이와 비교하였다. 해석 영역의 내부 경계 조건으로 Reynolds 경계조건을 사용하였으며, Half-Sommerfeld 경계조건을 사용한 해석 결과와 비교하였다. 또한 저널 베어링과 스러스트 베어링을 연성하여 해석한 결과와 베어링 단품의 해석 결과를 비교하였다.

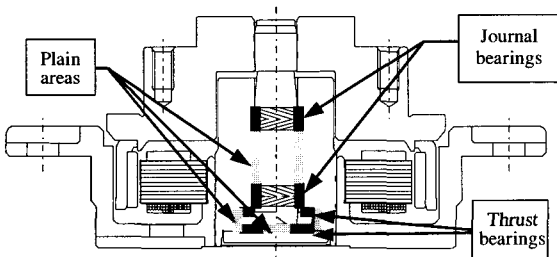


Fig. 1 Structure of 3.5" HDD spindle motor using HDB

## 2. 해석 이론

### 2.1 Governing Equation

유체 동압 베어링을 해석하기 위하여 Reynolds 방정식을 지배방정식으로 사용하게 된다. Reynolds 방정식은 2차원에서의 비압축성 유체에 대한 연속 방정식인 식 (1)과 면내 유량을 나타내는 식 (2)로부터 식 (3)과 같이 유도할 수 있다.

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

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

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

식 (3)으로 유도된 Reynolds 방정식을 Fig.2에 표시된 좌표계에 대하여 정리하면 저널 베어링과 스러스트 베어링에 대하여 각각 식 (4)와 (5)로 표현할 수 있다.

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

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

이 때  $p, h, V_\theta, \mu$ 는 각각 압력, 유막두께, 회전속도와 유체 점성을 나타낸다. 여기서 유한 요소 해석

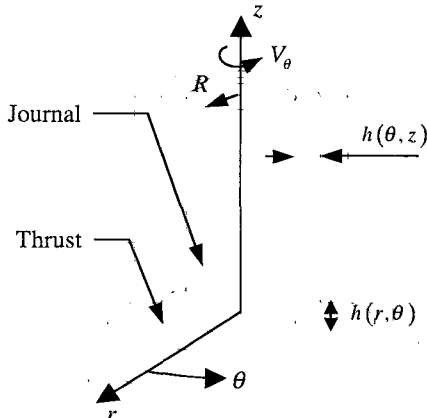


Fig.2 Coordinate system of journal and thrust bearing in HDD

을 위해 식 (4)와 (5)를 유한 요소식으로 변환하면 각각 식 (6)과 (7)이 된다.

$$\left( \int_A \frac{h^3}{12\mu} \left[ \frac{\partial N}{R\partial\theta} \frac{\partial N^T}{R\partial\theta} + \frac{\partial N}{\partial z} \frac{\partial N^T}{\partial z} \right] dA \right) \mathbf{p} = \int_A h \left( \tilde{V}_\theta \frac{\partial N}{R\partial\theta} + \tilde{V}_z \frac{\partial N}{\partial z} \right) dA - \int_A \mathbf{N} h dA \quad (6)$$

$$\left( \int_A \frac{h^3}{12\mu} \left[ \frac{\partial N}{r\partial\theta} \frac{\partial N^T}{r\partial\theta} + \frac{\partial N}{\partial r} \frac{\partial N^T}{\partial r} \right] dA \right) \mathbf{p} = \int_A h \left[ \tilde{V}_\theta \frac{\partial N}{r\partial\theta} + \tilde{V}_r \frac{\partial N}{\partial r} \right] dA - \int_A \mathbf{N} h dA \quad (7)$$

여기서  $\mathbf{N}$ 은 요소의 형상함수이다. 식 (6)과 (7)을 사용하여 시스템 행렬식을 구성하면 다음과 같이 조합할 수 있다.

$$\mathbf{A} \mathbf{p} = \mathbf{b} \quad (8)$$

전체 시스템의 관점에서 볼 때 저널부와 스러스트부 전체 영역에 대하여 동일한 Reynolds 방정식이 적용되는 것이기 때문에 식 (1)의 연속방정식이 시스템 전체에 대해서 성립하게 된다. 이것은 저널과 스러스트의 경계에서도 유량이 연속하다는 것을 의미한다. 또한 저널부와 스러스트부가 경계에서 동일한 절점을 공유하기 때문에 각 부분의 경계 압력이 동일하게 되어 압력과 유체 유동에 대한 물리적 타당성을 갖게 된다.

### 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. Fig.3은 다수의 유체 동압 베어링이 연성된 모델을 나타낸다. 이와 같은 모델에 대하여 외부 경계조건은 다음과 같은 2개의 식으로 나타낼 수 있다.

$$p|_{\theta=0} = p|_{\theta=2\pi} \quad (9)$$

$$p = P_a \quad \text{on} \quad \Gamma_a \quad (10)$$

식 (9)은 압력의 원주 방향 연속성을 위한 조건이며 식 (10)은 대기와 접하는 외부 경계  $\Gamma_a$ 에서 유체의 압력이 대기압  $P_a$ 와 같다는 조건을 나타낸다.

유체 동압 베어링의 내부 경계조건으로는 주로 half-sommerfeld 경계조건과 Reynolds 경계조건이 사용되고 있으며 각각 다음과 같은 식으로 표현될 수 있다.

Half-sommerfeld BC :

$$p = P_c \text{ if } p < P_c \quad (11)$$

Reynolds BC :

$$p = P_c \text{ at } \theta = \theta^* \quad (12)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} = 0 \text{ at } \theta = \theta^* \quad (13)$$

Half-sommerfeld 경계조건을 사용하면 식 (8)의 해를 구하여 공동압력  $P_c$ 보다 작아지는 영역의 압력을 공동압력으로 가정하게 된다. 하지만 Half-sommerfeld 경계조건은 압력구배의 불연속이 존재하게 되는 단점이 있다. Reynolds 경계조건은 이러한 단점을 수치적 방법을 통하여 보완하여 식 (12), (13)와 같이 압력과 압력구배의 연속성을 보장할 수 있다. 식 (8)과 Reynolds 경계조건을 만족하는 해를 찾는 것은 다음과 같은 부등식을 만족하는 해를 찾는 것과 동일한 의미를 갖는다.<sup>(6)</sup>

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

$$\forall \mathbf{q} \geq 0, \mathbf{q}^T \mathbf{A} \mathbf{p} \geq \mathbf{q}^T \mathbf{b} \quad (14)$$

또한 다음의 선형 연립방정식의 해는 식 (14)의 부등식을 만족시킨다.

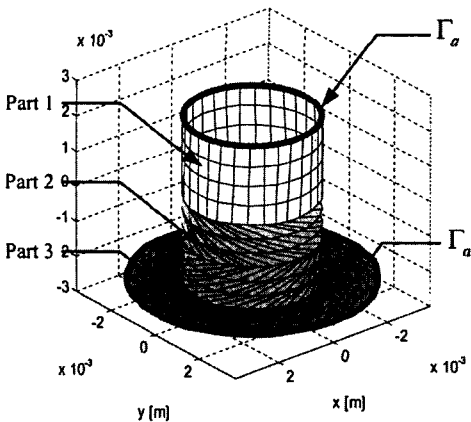


Fig. 3 Boundaries with coupled journal and a thrust bearing

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

$$\begin{cases} \mathbf{A} \mathbf{p} - \mathbf{b} = \mathbf{q} \\ \mathbf{q}^T \mathbf{p} = 0 \end{cases} \quad (15)$$

따라서 수치적인 반복법을 사용하여 식 (15)의 해를 구하면 Reynolds 경계조건을 만족하는 물리적으로 타당한 압력 분포를 얻을 수 있다.

### 3. Verification

정상상태에서 스피들 모터의 회전부는 회전부의 질량에 의한 하중과 스러스트 베어링의 총 부하용량이 평형을 이루는 높이에서 부상한 채 회전하게 된다. 따라서 회전부의 질량과 스러스트부의 부하용량을 알게 되면 스피들의 부상 높이를 유추할 수 있다. 이 연구의 해석 결과를 검증하기 위해 디스크 1장이 장착된 스피들 모터의 부상 높이를 회전 속도에 따라 계산하고, 실험을 통한 측정 결과와 비교하였다. Table 1은 해석과 실험에 사용된 스피들 모터의 유체 동압 베어링의 주요 설계 변수이다. 디스크 1장이 장착된 스피들 모터 회전부의 축방향 하중은 0.501 N이다.

Fig. 4는 유체 동압 베어링의 저널 베어링과 스러스트 베어링을 연성하여 해석하기 위한 유한 요소 모델과 전체 베어링 시스템 내부의 압력분포 해석 결과이다. 해석 모델은 2개의 저널 베어링, 4개의 저널 플레인, 2개의 스러스트 베어링과 1개의 스러스트 플레인 영역으로 구성하였으며, 해석에는 총 7,722개의 4절점 사각형 요소를 사용하였고, Reynolds 경계조건을 사용하였다. Fig. 5는 스피들 모터의 회전속도가 5,400 rpm, 7,200 rpm, 그리고 10,000 rpm일 경우 부상 높이에 따른 스러스트부의 총 부하용량 해석 결과이다. 스러스트부의 총 부하용량은 하부 스러스트 베어링과 스러스트 플레인 영역의 부하용량의 합에서 상부 스러스트 베어링의 부하용량을 뺀으로써 계산할 수 있다. Fig. 5에서 점선으로 표시된 회전부 질량에 의한 하중과 스러스트부 총 부하용량이 일치하는 점에서 부상 높이가 결정된다. 회전속도가 5,400 rpm, 7,200 rpm, 그리고 10,000 rpm일 경우 부상 높이는 각각 8.662  $\mu\text{m}$ , 8.816  $\mu\text{m}$ , 그리고 9.005  $\mu\text{m}$ 로 해석되었다.

부상 높이 측정에는 해상도가  $\pm 5$  nm인 정전용량 변위센서와 Pulse3560 신호 처리기를 사용하였다. 측정은 정지 상태에서부터 회전을 시작하여 3.5초 동

안 축방향 변위를 측정하였고, 정상상태라고 명확히 판단되는 3초 이후의 변위를 평균하여 부상 높이를 측정하였다. Fig. 6은 회전속도가 5,400 rpm, 7,200 rpm, 그리고 10,000 rpm일 때의 부상 높이 측정 결과

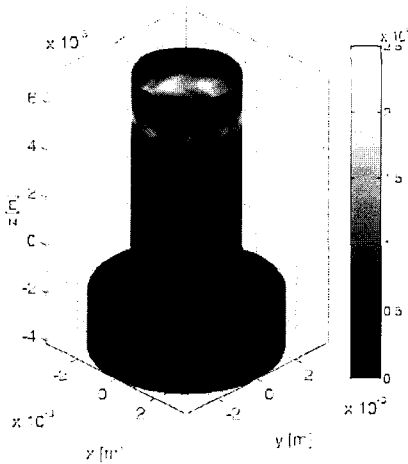
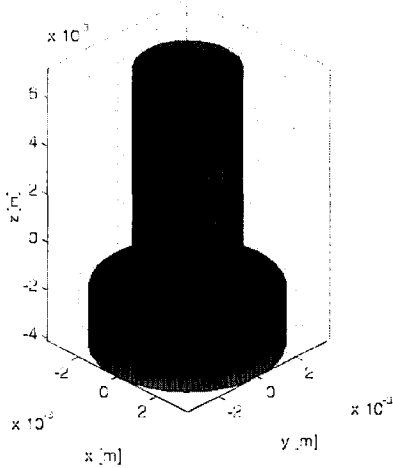


Fig. 4 Model for FEM analysis and 3-D view of pressure distribution in HDB

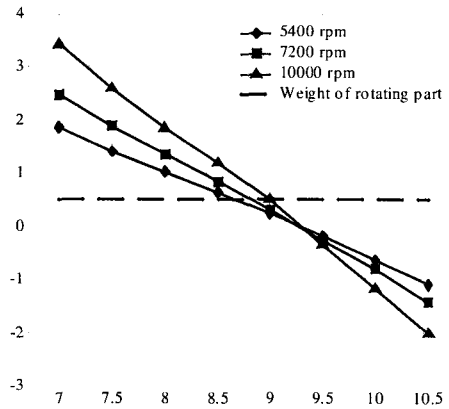


Fig. 5 Analysis result of flying height at various rotating speeds

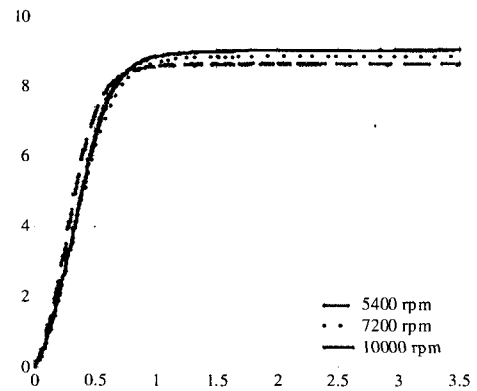


Fig. 6 Experimental results of flying height at various rotating speeds

Table 1 Major design specification of hydrodynamic bearing

	Journal bearing	Thrust bearing
Bearing width [mm]	Upper journal : 2.4 Lower journal : 1.5	Inner diameter : 4.0 Outer diameter : 7.2
Eccentricity ratio	0.1	-
Clearance [ $\mu$ m]	2.8	18
Groove pattern	Herringbone	Herringbone
Number of groove	9	12
Groove depth [ $\mu$ m]	6	10
Groove angle [deg]	26	20
Viscosity [Pas]	0.018	

로서 정상상태에서의 부상 높이는 각각  $8.642\ \mu\text{m}$ ,  $8.865\ \mu\text{m}$ ,  $9.071\ \mu\text{m}$ 로 측정되었다. 부상 높이의 실험 결과와 해석 결과로부터 저널 베어링과 스톱스트 베어링을 연성하여 해석한 결과가 합리적임을 알 수 있다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 Reynolds BC vs. Half-sommerfeld BC

Fig. 7과 8은 Table 1의 모델을 half-sommerfeld

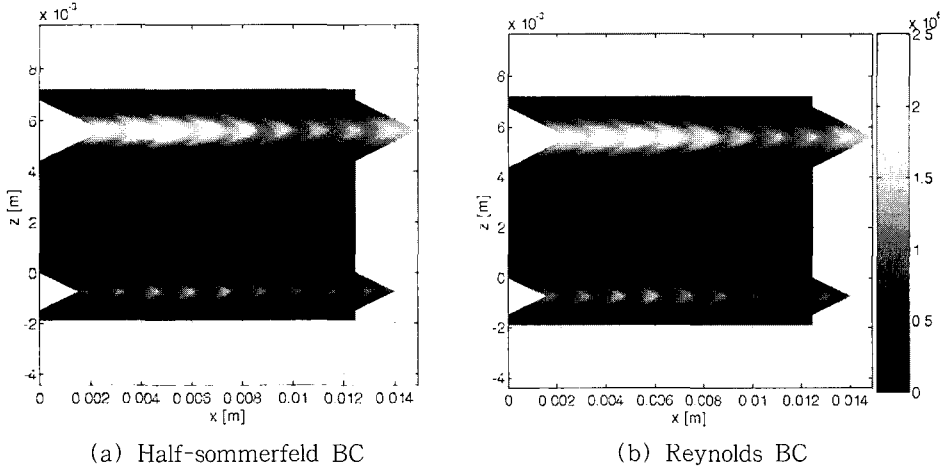


Fig. 7 Pressure distribution in journal bearing using half-sommerfeld BC and Reynolds BC

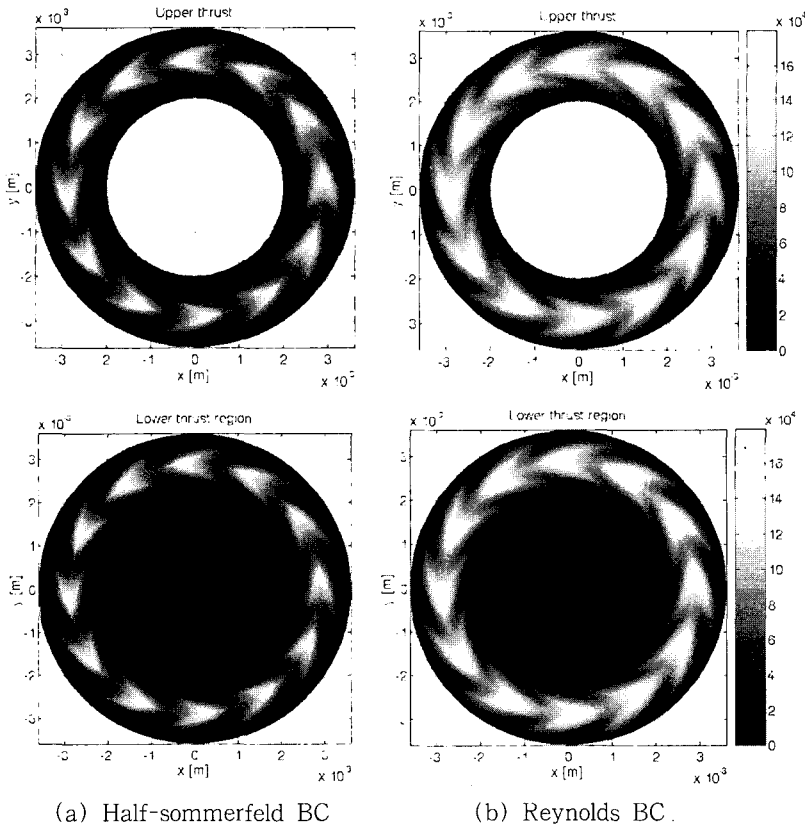


Fig. 8 Pressure distribution in thrust bearing using half-sommerfeld BC and Reynolds BC

경계조건과 Reynolds 경계조건을 사용하여 해석한 경우의 저널부와 스러스트부에 대한 압력분포 해석 결과이다. 저널의 편심율은 0.1로 가정하였으며 상하부 스러스트 베어링의 간극은 각각  $9\mu\text{m}$ 로 가정하였다. Table 2에서는 저널 베어링과 스러스트 베어링에서 발생하는 최고 압력을 비교하였다. 그림 상으로는 압력의 차이가 두드러지게 나타나지 않지만 Table 2에서와 같이 Reynolds 경계조건을 사용한 경우의 압력이 전반적으로 크게 해석되며 공동영역이 작아지는 것을 알 수 있었다. Reynolds 경계조건을 사용한 경우의 스러스트 베어링의 최고 압력은 half-sommerfeld 경계조건을 사용한 경우보다 16% 이상 크게 해석되었다.

Table 3는 유체 동압 베어링의 부하용량과 마찰토크의 해석 결과를 비교한 것이다. 부하용량과 마찰토크는 베어링에서 발생한 압력과 전단력을 유체 영역에 대하여 각각 적분함으로써 계산할 수 있다. 표에서 상부 스러스트 베어링의 부하용량이 음의 부호를 갖는 것은 상부 스러스트 베어링에서는 Fig. 2의 좌표축에 대하여  $-z$  방향으로 압력이 발생한다는 것을 나타낸다. 저널 베어링의 부하용량에 대한 해석 결과를 살펴보면 Reynolds 경계조건을 사용한 경우가 half-sommerfeld 경계조건을 사용한 경우보다 상부

저널 베어링과 하부 저널 베어링에서 각각 1.50%와 1.26% 작게 해석되는 것을 알 수 있다. 부하용량 해석 시 베어링 영역에 대하여 압력을 적분하게 되는데, 저널 베어링의 압력은 Fig. 2의  $z$ 축에 대하여 축대칭 형태로 작용하기 때문에 서로 상쇄되는 효과가 나타난다. Half-sommerfeld 경계조건을 사용한 경우 공동영역이 크게 해석 되어 부하용량을 계산하는 과정에서 Reynolds 경계조건을 적용한 경우보다 압력의 상쇄 효과가 작게 나타나게 된다. 따라서 저널 베어링의 부하용량은 half-sommerfeld 경계조건을 적용한 해석에서 더 크게 나타난다. 반면에 압력 적분 시 상쇄 효과가 나타나지 않는 스러스트 베어링의 경우 부하용량은 half-sommerfeld 경계조건을 사용하였을 경우가 Reynolds 경계조건을 사용한 경우보다 작게 해석된다. Table 3의 결과를 살펴보면 상부 스러스트 베어링과 하부 스러스트 베어링의 부하용량이 half-sommerfeld 경계조건을 사용한 경우가 Reynolds 경계조건을 사용한 경우보다 각각 41.79%와 40.62% 작게 해석되는 것을 알 수 있다. 내부 경계조건에 따른 차이는 스러스트 베어링에서 특히 크게 나타나는데, 그 이유는 스러스트 베어링의 간극이 저널 베어링의 간극보다 크기 때문에 공동영역이 상대적으로 많이 발생할 수 있고, 따라서 내부 경계조건의 영향을 많이 받기 때문으로 사료된다.

**Table 2** Comparison of maximum pressure between half-sommerfeld BC and Reynolds BC

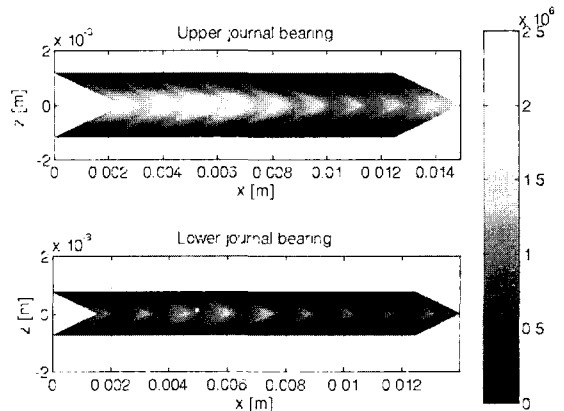
Bearing part	Half-sommerfeld BC [MPa]	Reynolds BC[MPa]	Difference [%]
Upper journal	2.480	2.507	1.077
Lower journal	1.616	1.653	2.238
Upper thrust	0.149	0.179	16.760
Lower thrust	0.147	0.176	16.477

**Table 3** Comparison of static characteristics between half-sommerfeld BC and Reynolds BC

Bearing part	Half-sommerfeld BC [MPa]		Reynolds BC	
	Load capacity [N]	Friction torque [Nm]	Load capacity [N]	Friction torque [Nm]
Upper journal	2.979	5.257E-04	2.935	5.260E-04
Lower journal	1.006	3.282E-04	0.994	3.286E-04
Upper thrust	-1.109	2.808E-04	-1.905	2.793E-04
Lower thrust	1.098	3.005E-04	1.849	3.020E-04

#### 4.2 Coupled Analysis vs. Separate Analysis

Fig. 9와 10은 Table 1과 같은 해석 모델의 저널 베어링과 스러스트 베어링을 각각 단품으로 해석하였을 경우에 대한 압력분포 해석 결과이다. 이때 각 베



**Fig. 9** Separate analysis result of pressure distribution in journal bearings

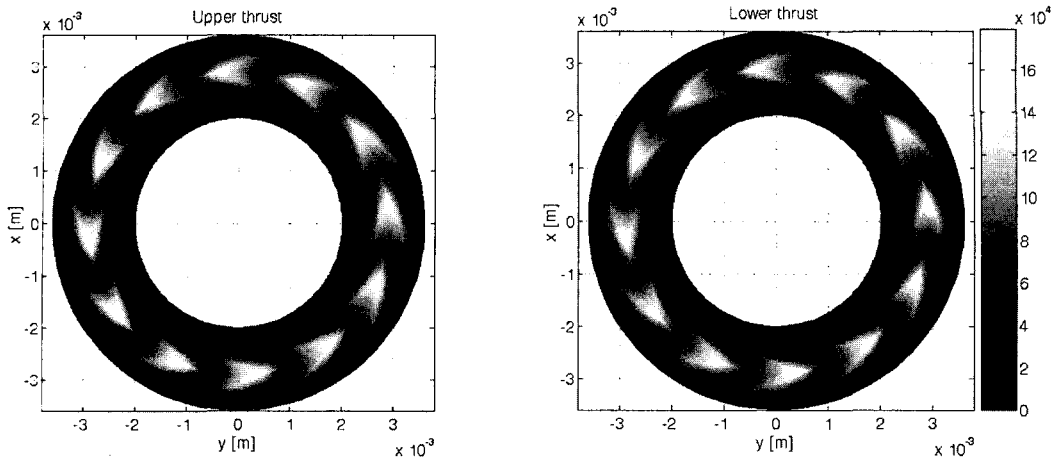


Fig. 10 Separate analysis result of pressure distribution in thrust bearings

Table 4 Result of static analysis for separate bearing and comparison with coupled analysis result

Bearing part	Maximum pressure[Pa]	Load capacity[N]	Friction torque[Nm]
Upper journal	2.408 (-3.94 %)	2.830 (-3.58 %)	5.258E-04 (-0.04 %)
Lower journal	1.621 (-1.93 %)	0.931 (-6.31 %)	3.284E-04 (-0.06 %)
Upper thrust	0.160 (-10.61 %)	-1.413 (-25.83 %)	3.017E-04 (8.02 %)
Lower thrust	0.160 (-9.09 %)	1.413 (-23.58 %)	3.017E-04 (-0.1 %)

어링의 외부 경계에는 대기압 경계조건이 주어지고, Reynolds 경계조건을 사용하여 해석하였다. Table 4에 베어링 내부에 발생하는 최고 압력, 부하용량, 그리고 마찰토크의 해석 결과를 정리하였다. 팔호 안의 수치는 Reynolds 경계조건을 사용하여 저널과 스러스트가 연성된 유체 동압 베어링을 해석한 결과와의 차이이다. 저널과 스러스트 베어링을 연성하여 해석한 경우 베어링에서의 최고 압력은 각 베어링을 따로 해석한 경우보다 최대 10.61% 크게 해석된다. 그 이유는 연성 해석의 경우 저널 베어링과 스러스트 베어링의 경계의 압력이 대기압보다 높은 값을 갖는 반면 각각의 베어링을 따로 해석한 경우는 경계가 대기압으로 고정되었기 때문이다. 각 베어링 사이에 존재하는 플레인 영역은 압력의 발생은 미미하지만 각 베어링에서 발생한 압력의 전과 경로가 됨으로써 베어링 경계의 압력이 대기압보다 크게 될 수 있는 조건을 만들어준다.

전체 베어링을 연성하여 해석한 경우에는 베어링 사이의 연성효과로 인하여 각 베어링의 내부 압력이 크게 해석되어 부하용량이 증가하였음을 알 수 있다. 특히 하부 저널 베어링의 영향을 크게 받는 상부 스러스트 베어링의 경우, 연성하여 해석한 부하용량이 단품의 해석 결과보다 25.83% 크게 해석되었고, 하부 스러스트 베어링도 23.58% 크게 해석되었다.

### 5. 결론

이 연구에서는 HDD에 사용되는 유체 동압 베어링의 저널 베어링과 스러스트 베어링을 연성하여 해석하는 방법을 제안하였으며, 제안된 방법의 물리적 타당성을 실제 HDD용 스피들 모터의 부상 높이를 측정하여 해석 결과와 비교함으로써 검증하였다. Reynolds 경계조건과 half-sommerfeld 경계조건을 이용하여 저널 베어링과 스러스트 베어링을 연성하여 해석한 결과를 비교하여 half-sommerfeld 경계조건을 이용하였을 때 유체 동압 베어링 내부의 공동영역이 과대평가되는 현상을 확인하고, Reynolds 경계조건의 효율성을 확인하였다. 또한 저널 베어링과 스러스트 베어링을 연성하여 해석한 결과와 각 베어링을 따로 해석한 결과와 비교하여, 스피들 모터의 저널 베어링과 스러스트 베어링이 서로에게 영향을 주어 각 베어링의 정특성이 변하는 것을 확인하였다. 이를 통해 컴퓨터 HDD에 사용되는 유체 동압 베어링을 해석할 경우 저널 베어링과 스러스트 베어링의 연성 효과를 고려해야 함을 확인하였다.



## 후 기

이 논문은 2004년 SBS 문화재단의 교수 해외 연구 지원 사업으로 지원되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사함을 드립니다.

## 참 고 문 헌

(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) Zhang, Q.D., Chen, S.X., Liu, Z.J., 1999, "Design of a hybrid fluid bearing system for HDD

spindles," IEEE transactions on magnetics, Vol. 35, No. 2, pp. 821~826.

(4) Zang, Y., Hatch, M. R., 1995, "Analysis of Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using Finite Volume Method," ASME AISPS, Vol. 1, pp. 71~79.

(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.