

HDD 스피들 시스템에 사용되는 저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링의 홈 위치에 따른 동특성 해석

Dynamic Characteristics of a Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing in a HDD Spindle System Due to its Groove Location

윤진욱*·장건희**

Jinwook Yoon and Gunhee Jang

Key Words : Coupled journal and thrust hydrodynamic bearing(저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링),
HDD(하드 디스크 드라이브), Herringbone groove(빗살무늬 홈), Dynamic behavior(동적 거동)

ABSTRACT

This research numerically analyzes the dynamic characteristics of a coupled journal and thrust hydrodynamic bearing due to its groove location which has the static load due to the weight of a rotor in the axial direction and the dynamic load due to its mass unbalance in the radial direction. The Reynolds equation is transformed to solve a plain member rotating type of journal bearing (PMRJ), a grooved member rotating type of journal bearing (GMRJ), a plain member rotating type of thrust bearing (PMRT) and a grooved member rotating type of thrust bearing (GMRT). FEM is used to solve the Reynolds equations 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 floating height of a rotor, are determined by solving its nonlinear equations of motion with the Runge-Kutta method. This research shows that the groove location affects the pressure distribution in the fluid film and consequently the dynamic performance of a HDD spindle system.

기호설명	
A	= 베어링 영역
c, c_g	= 간극 [m], 홈 깊이 [m]
e_u	= 질량 편심
e_x, e_y	= X, Y 방향의 편심 [m]
e_z	= 축 방향 변위 [m]
F_x, F_y, F_z	= 유막 반력 [N]
G	= 저널의 질량 중심
h	= 유막 두께 [m]
h_g	= 트러스트 베어링의 홈 깊이 [m]
I	= 질량 관성 모멘트 [kgm ²]
K_{ij}	= 체적 유동 행렬
L	= 저널 베어링의 길이 [m]
m	= 회전자의 질량 [kg]
N_g	= 홈 개수
N_i	= 형상 함수
n_c	= 요소당 절점 수
O	= 저널의 기하학적 중심
P_f	= 동력 손실 [W]
p	= 압력 [N/m ²]
p_a	= 대기압 [N/m ²]
	Q_i^h = 체적 압착 흐름 [m ³ /s]
	Q_i^u = 체적 전단 흐름 [m ³ /s]
	q_i = 체적 흐름 [m ³ /s]
	R = 저널 베어링의 반경 [m]
	R_c = 트러스트 베어링의 중심 반경 [m]
	R_i = 트러스트 베어링의 내경 [m]
	R_o = 트러스트 베어링의 외경 [m]
	r = 트러스트 베어링의 반경 [m]
	S = 경계
	T_j = 저널 베어링의 마찰 토크 [Nm]
	T_T = 트러스트 베어링의 마찰 토크 [Nm]
	t = 시간 [sec]
	W_z = 축 방향 정하중 [N]
	X, Y, Z = 관성 좌표계
	$x = R\Theta, z$ = 슬리브에 고정된 좌표계
	$x' = R\theta, z'$ = 회전하는 저널에 고정된 좌표계
	α = 격임각 [°]
	δ = 홈폭비
	ε = 편심율, e/c
	η_0 = 저널의 초기 위상각 [°]
	μ = 점성 [Pa·s]
	$\Theta = \theta + \dot{\theta}t$ = 슬리브에 고정된 원주좌표
	θ = 회전하는 저널에 고정된 원주좌표
	$\dot{\theta}$ = 회전자의 회전속도 [rad/s]

* 한양대학교 정밀기계공학과 대학원

** 정희원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : ghjang@hanyang.ac.kr

Tel : (02) 2290-0431, Fax : (02) 2292-3406

첨자

- J = 저널 베어링
- T = 트러스트 베어링
- S = 슬리브
- 1 = 위쪽 베어링
- 2 = 아래쪽 베어링

1. 서론

최근 저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링은 뛰어난 소음 및 진동 특성 때문에 볼 베어링을 대체하여 컴퓨터 하드 디스크 드라이브(HDD)의 스피들에 사용되고 있다. 유체 동압 베어링의 빗살무늬 홈은 유체를 베어링 중심으로 모이게 하여 누설(side leakage)을 줄이고 회전체의 안정성을 증가시키는 장점이 있다. Fig. 1 은 HDD의 스피들 시스템을, Fig. 2 는 저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링을 나타낸 것이다. HDD의 스피들에 사용되는 저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링은 홈이 파여진 위치에 따라서 홈이 회전하는 경우와 홈이 정지하고 있는 경우로 분류될 수 있으며 홈의 위치에 따라서 동특성이 달라진다. 전자의 경우 빗살무늬 홈 패턴의 방향은 유체를 베어링 중심으로 모이게 하기 위하여 후자의 경우와 반대로 파여져 있다. 홈이 회전하는 경우는 홈이 정지하고 있는 경우보다 가공이 쉽고 저렴한 것으로 알려져 있다. 그러나 회전하는 홈 때문에 주기적인 유막 반력을 발생시켜 결과적으로 스피들 시스템을 가진하게 된다.

많은 연구자들은 빗살무늬 저널 베어링의 특성을 연구해왔다. Bootsma⁽¹⁾와 Hirs⁽²⁾는 좁은 홈 이론(narrow groove theory)을 이용하여 빗살무늬 저널 베어링을 해석하였다. Bonneau와 Absi⁽³⁾는 유한요소법(FEM)을 이용하여 홈 개수가 16개 이하인 경우 좁은 홈 이론이 가스 베어링의 부하용량을 실제보다 크게 예측한다는 것을 밝혔다. 또한 홈이 회전하는 빗살무늬 저널 베어링이 홈 개수와 축의 회전 속도의 곱에 해당하는 주파수를 갖는 주기적인 반력을 발생시키는 것을 밝혔다. Zirkelback과 San Andres⁽⁴⁾는 홈이 회전하는 빗살무늬 저널 베어링의 설계변수 변화에 따른 정상상태에서의 성능 분석을 위해서 수정된 레이놀즈 방정식을 유도하였다. Jang과 Kim⁽⁵⁾은 빗살무늬 저널과 트러스트 베어링의 동특성 계수를 일반적인 회전축계의 5자유도에 대해 해석하여 모멘트 계수를 결정하는 방법을 제시하였다. Rahman과 Leuthold⁽⁶⁾는 HDD 스피들 시스템에 사용되는 저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링의 동특성 계수를 구하였다. 그러나 이전의 연구자들은 저널의 동적 거동을 고려하지 않았으며 단지 정상상태에서의 정특성과 동특성 계수만을 구하였을 뿐이다.

한편 플레인 저널 베어링의 동특성에 대해 많

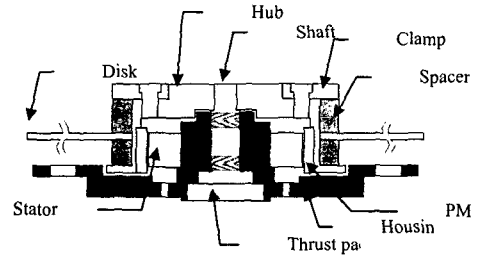


Fig. 1 HDD spindle system

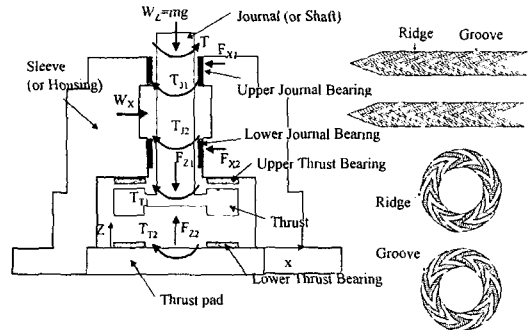


Fig. 2 Coupled journal and thrust hydrodynamic bearing

은 연구가 행해져 왔다. Goenka⁽⁷⁾는 동하중이 작용하는 플레인 저널 베어링의 과도 응답을 해석하기 위해 수치방법을 제시하였다. Malik 등⁽⁸⁾은 일정한 가속 및 감속주기동안 플레인 저널 베어링의 동적 거동을 해석하였다. Choy 등⁽⁹⁾은 선형 해석과 비선형 해석의 비교를 통해 비선형 효과가 저널 베어링의 동적 거동과 성능에 영향을 미치고 또한 편심이 커질수록 비선형성이 증가함을 보였다. 그러나 이전의 연구들은 단지 플레인 저널 베어링의 병진 운동만을 고려하였거나 혹은 일정한 속도로 회전하는 경우만을 고려한 것이었다.

본 논문은 홈이 정지하고 있는 슬리브에 파여 있는 저널 베어링(Plain Member Rotating type of Journalbearing, PMRJ), 홈이 회전하는 저널에 파여져 있는 저널 베어링(Grooved Member Rotating type of Journal bearing, GMRJ), 홈이 정지하고 있는 슬리브에 파여 있는 트러스트 베어링(Plain Member Rotating type of Thrust bearing, PMRT) 그리고 홈이 회전하는 트러스트에 파여져 있는 트러스트 베어링(Grooved Member Rotating type of Thrust bearing, GMRT)의 4 가지 경우에 대해서 동특성과 과도상태에서의 거동을 해석하였다. 유한요소법을 사용하여 레이놀즈 방정식으로부터 유막내의 압력 분포를 계산하였다. 유막 반력과 마찰 토크는 각각 압력과 전단력을 유막을 따라 적분하여 구하였다. 회전자의 비선형 운동 방정식으로부터 회전자의 궤적이나 유막 두께와 같은 동적 거동을 해석하였다.

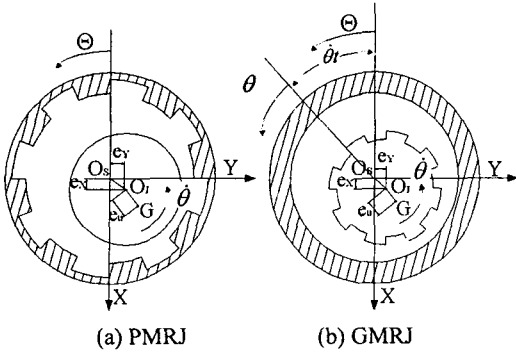


Fig. 3 Coordinate system of journal bearing

2. 해석 방법

2.1 지배방정식

레이놀즈 방정식은 유체 동압 베어링의 압력분포를 결정한다. Fig. 3 (a)는 PMRJ의 좌표계를 나타내고 있다. 원주좌표 Θ 는 음의 X 좌표로부터 결정된다. 레이놀즈 방정식은 Fig. 3 (a)에 나타난 바와 같이 PMRJ의 슬리브에 고정된 좌표계를 사용하여 다음과 같이 표현될 수 있다.

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

유막 두께 h 는 원주좌표 Θ 에 의해서 홈과 마루 영역에서 각각 다음과 같이 표현된다.

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

$$h = c + e_x \cos \Theta + e_y \sin \Theta \quad (3)$$

좌표계가 정지하고 있는 슬리브에 고정되어 있으므로 저널이 회전하여도 유막 두께는 변화하지 않는다. 유막 두께의 시간변화율은 다음과 같은 형태로 표현될 수 있다.

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

그러나 Fig. 3 (b)에 나타난 바와 같이 GMRJ의 경우 유막 두께는 홈이 파여진 저널이 회전함에 따라 변화하게 된다. 하지만 홈이 파여진 저널이 고정되어 있고 슬리브가 반대방향으로 회전한다고 가정하고 회전하는 저널에 고정된 좌표계를 사용함으로써 다음의 레이놀즈 방정식이 유도된다.⁽⁴⁾

$$\frac{\partial}{\partial x'} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x'} \right) + \frac{\partial}{\partial z'} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z'} \right) = -\frac{R\dot{\Theta}}{2} \frac{\partial h}{\partial x'} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (5)$$

GMRJ의 원주좌표 Θ 는 저널의 회전속도 $\dot{\theta}$ 와 회전좌표 θ 의 함수로 다음과 같이 표현된다.

$$\Theta = \theta + \dot{\theta}t \quad (6)$$

따라서 식 (5)의 유막 두께의 시간변화율은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \dot{e}_x \cos \Theta + \dot{e}_y \sin \Theta - \dot{\theta} e_x \sin \Theta + \dot{\theta} e_y \cos \Theta \quad (7)$$

트러스트 베어링에 대해서 PMRT의 레이놀즈

방정식은 원통좌표계를 사용하여 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \Theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \Theta} \right) = \frac{r\dot{\theta}}{2} \frac{\partial h}{\partial r} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (8)$$

유막 두께는 마루 영역과 홈 영역에서 각각 다음과 같이 표현된다.

$$h = e_z \quad (9)$$

$$h = e_z + h_g \quad (10)$$

식 (8)에 있는 PMRT의 유막 두께의 시간변화율은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \dot{e}_z \quad (11)$$

GMRT의 경우 레이놀즈 방정식은 좌표계가 회전하는 트러스트에 고정되어 있다는 가정하에 다음과 같이 유도될 수 있다.

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

GMRT의 유막 두께는 마루 영역과 홈 영역에서 각각 다음과 같이 표현된다.

$$h = e_z \quad (13)$$

$$h = e_z + h_g \quad (14)$$

그러나 GMRT의 경우 유막 두께의 시간변화율은 PMRT의 경우와 동일하게 표현된다

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \dot{e}_z \quad (15)$$

2.2 유한요소법

레이놀즈 방정식을 풀기 위해서 유한요소법을 사용하였다. 각 요소내의 압력 p 는 절점에서의 압력값 p_i 와 형상함수 N_i 에 의해서 근사화될 수 있다.

$$p = \sum_{i=1}^{n_e} N_i p_i \quad (16)$$

레이놀즈 방정식은 Galerkin 법을 사용하여 다음의 행렬방정식 형태로 변형된다.

$$q_i = K_{ij} p_j + Q_i^U + Q_i^h \quad (17)$$

체적 유동 행렬 K_{ij} 는 다음과 같이 표현된다.

$$K_{ij} = - \int_A \frac{h^3}{12\mu} \nabla N_i \cdot \nabla N_j dA \quad (18)$$

체적 흐름 q_i , 체적 전단 흐름 Q_i^U 그리고 체적 교막(squeeze) 흐름 Q_i^h 는 PMRJ의 경우 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$q_i = \int_S h \left(\frac{R\dot{\theta}}{2} - \frac{h^2}{12\mu} \nabla p \right) \cdot \hat{n} N_i dS \quad (19)$$

$$Q_i^U = \int_A h \nabla N_i \frac{R\dot{\theta}}{2} dA \quad (20)$$

$$Q_i^h = - \int_A [\dot{e}_x \cos \Theta + \dot{e}_y \sin \Theta] N_i dA \quad (21)$$

여기에서 \hat{n} 은 법선 벡터이다. GMRJ 의 경우 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$q_i = \int_S h \left(-\frac{R\dot{\theta}}{2} - \frac{h^2}{12\mu} \nabla p \right) \cdot \hat{n} N_i dS \quad (22)$$

$$Q_i^U = - \int_A h \nabla N_i \frac{R\dot{\theta}}{2} dA \quad (23)$$

$$Q_i^h = - \int_A [\dot{e}_x \cos \Theta + \dot{e}_y \sin \Theta - \dot{\theta} e_x \sin \Theta + \dot{\theta} e_y \cos \Theta] N_i dA \quad (24)$$

트러스트 베어링에 대해서 PMRT 의 경우와 GMRT 의 경우 각각 식 (25)~(27), 식 (28)~(30)과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_i = \int_S h \left(\frac{r\dot{\theta}}{2} - \frac{h^2}{12\mu} \nabla p \right) \cdot \hat{n} N_i dS \quad (25)$$

$$Q_i^U = \int_A h \nabla N_i \frac{r\dot{\theta}}{2} dA \quad (26)$$

$$Q_i^h = - \int_A \dot{e}_z N_i dA \quad (27)$$

$$q_i = \int_S h \left(-\frac{r\dot{\theta}}{2} - \frac{h^2}{12\mu} \nabla p \right) \cdot \hat{n} N_i dS \quad (28)$$

$$Q_i^U = - \int_A h \nabla N_i \frac{r\dot{\theta}}{2} dA \quad (29)$$

$$Q_i^h = - \int_A \dot{e}_z N_i dA \quad (30)$$

2.3 유막반력, 마찰토크 및 마찰손실

유막에서의 압력이 구해지면 저널 베어링의 유막 반력과 마찰 토크는 각각 압력과 전단력을 유막을 따라 적분함으로써 구할 수 있다.

$$F_x = \iint p \cos \Theta dx dz \quad (31)$$

$$F_y = \iint p \sin \Theta dx dz \quad (32)$$

$$T_J = R \times \iint \tau_{xy} |_{y=h} dx dz \quad (33)$$

$$\tau_{xy} |_{y=h} = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \frac{R\dot{\theta}}{h} \quad (34)$$

트러스트 베어링의 경우에는 다음과 같은 형태로 표현될 수 있다.

$$F_z = \iint p r dr d\theta \quad (35)$$

$$T_T = \iint r \times \tau_{r\theta} |_{z=h} r dr d\theta \quad (36)$$

$$\tau_{r\theta} |_{z=h} = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{r \partial \theta} + \mu \frac{r\dot{\theta}}{h} \quad (37)$$

저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링의 동력 손실은 다음과 같이 구할 수 있다.

Table 1 Specifications of a hydrodynamic bearing used in a HDD spindle system

Design parameter	Journal	Thrust
Viscosity μ [Pa·s]	0.018	0.018
Rotational speed [rpm]	15000	15000
Clearance c [μm]	3	15
Groove angle α [$^\circ$]	20	20
Groove depth c_g [μm]	4.5	30
Ridge to groove pair ratio δ	0.25	0.5
Number of groove	8	8
Length to diameter ratio L/D	0.5	.
Radius of journal R [m]	0.00175	.
Inner radius R_i [m]	.	0.002
Center radius R_c [m]	.	0.00275
Outer radius R_o [m]	.	0.0035

$$F_l = (T_J + T_T) \cdot \dot{\theta} + F_x \cdot \dot{e}_x + F_y \cdot \dot{e}_y + F_z \cdot \dot{e}_z \quad (38)$$

2.4 강체 회전자의 비선형 운동방정식

HDD 가 Fig. 1 에 나타난 바와 같이 수평으로 놓여진 경우, 회전자는 반경방향으로 2 개의 저널 베어링에 의해, 그리고 축 방향으로 2 개의 트러스트 베어링에 의해 지지된다. 회전자는 정상상태에 도달하기 전에 큰 선회운동을 나타내며 회전자의 과도상태는 선형화된 강성 및 감쇠계수를 사용한 선형 운동방정식으로는 구할 수 없다. 정하중과 원심력을 받고 있는 회전자의 비선형 운동방정식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$m\ddot{e}_x = F_{x1} + F_{x2} + m e_u \dot{\theta}^2 \cos(\dot{\theta}t + \eta_0) \quad (39)$$

$$m\ddot{e}_y = F_{y1} + F_{y2} + m e_u \dot{\theta}^2 \sin(\dot{\theta}t + \eta_0) \quad (40)$$

$$m\ddot{e}_z = W_z + F_{z1} + F_{z2} \quad (41)$$

유막 반력은 편심, 유막 두께 그리고 회전속도 등의 비선형 함수이다.

3. 해석 모델 및 해석 과정

3.1 해석 모델

저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링에 의해 지지되는 HDD 스피들 시스템의 동특성을 흡의 위치에 따라 해석하기 위해 수치해석 프로그램을 개발하였다. Table 1 은 본 해석에 사용된 빗살무늬 흡이 파인 저널과 트러스트 베어링의 설계 변수를 나타내고 있다. 저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링의 흡의 위치에 따른 동특성을 비교하기 위해 빗살무늬 흡이 회전하는 부분에 있는 경우와 정지하고 있는 부분에 있는 경우의 2 가지를 해석 모델로 사용하였다. 회전자는 반시계

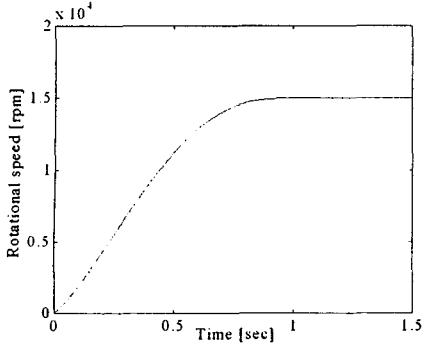


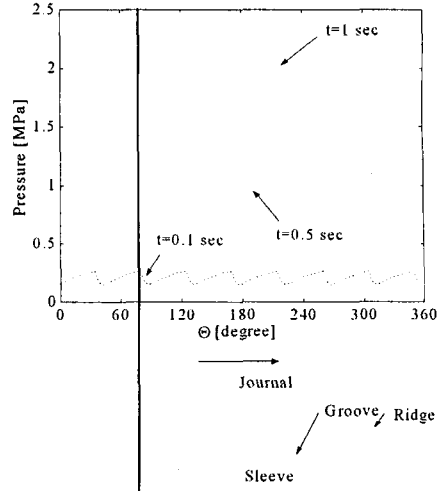
Fig. 4 Speed profile of rotor

방향으로 회전한다고 가정하였다. 따라서 빗살무늬 홈은 홈이 회전하는 경우에는 시계방향으로, 홈이 회전하지 않는 경우에는 반시계 방향으로 파악되어 있다고 가정하였다. 위쪽과 아래쪽 저널 베어링 사이 영역의 간극은 Fig. 2 에 나타난 바와 같이 저널 베어링 영역의 간극에 비해 상당히 크기 때문에 전자에서 발생하는 압력은 무시할 수 있다. 그리고 아래쪽 저널 베어링과 위쪽 트러스트 베어링이 결합된 경계에서 발생하는 압력도 같은 이유로 무시할 수 있다. 따라서 저널 베어링에 대해서는 원주방향으로 압력이 연속적이고 양끝단에서의 압력은 대기압이라는 경계조건을, 트러스트 베어링에 대해서는 내경과 외경에서의 압력은 대기압이라는 경계조건을 사용하였다. 저널과 트러스트 베어링은 각각 4 절점 등방성 요소를 사용하여 64x20 개의 요소로 분할하였다.

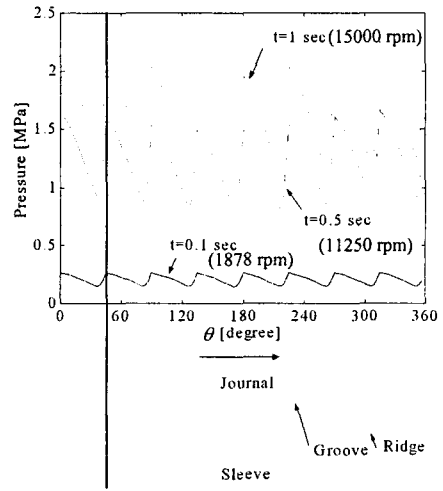
본 해석에서 사용된 회전자는 Fig. 1 에 나타난 바와 같이 회전축, 허브, 한 장의 디스크, 스페이서 그리고 클램프로 구성되어 있으며 총 무게는 42.2 g 이다. 대부분의 HDD 는 컴퓨터 케이스에 수평하게 설치되므로 축 방향으로의 회전자의 자중에 의한 정하중이, 회전방향으로는 질량 불평형에 의한 동하중이 가해진다고 가정하였다. 정하중의 크기는 0.41 N 이고 질량 불평형(me_u)는 총 질량의 0.001 %라고 가정하였다. 저널의 초기 위치는 슬리브의 중심에 있고 위쪽과 아래쪽 트러스트 베어링의 초기 유막 두께는 각각 28 과 2 μm 로 가정하였다.

3.2 해석 과정

HDD 스피들 시스템을 지지하는 저널과 트러스트가 결합된 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 풀어 HDD 스피들 시스템의 새로운 병진 위치와 속도를 구한다. 홈의 위치에 따라 서로 다른 마



(a) PMRJ



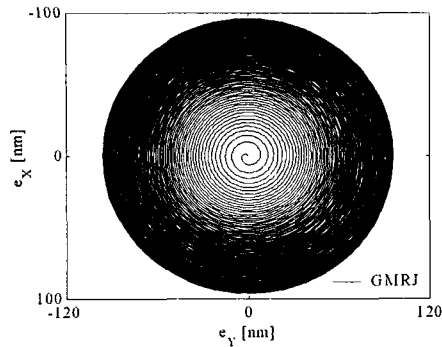
(b) GMRJ

Fig. 5 Transient pressure distributions along the axial center of journal bearing ($z = L/2$)

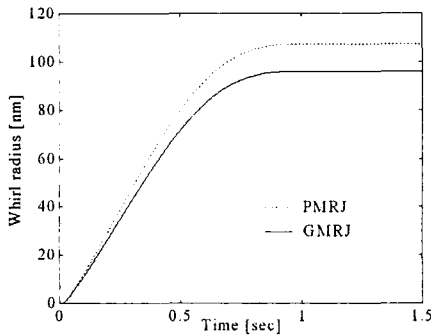
찰 토크가 발생되므로 결국 같은 입력 토크를 가하면 정상상태에서 서로 다른 속도로 회전하게 되어 같은 회전속도에서의 동특성을 비교하기가 어렵다. 따라서 회전자의 회전속도는 회전자의 회전 운동방정식으로부터 직접 구하지 않고 Fig. 4 에 나타난 바와 같이 변화한다고 가정하였다. 수치해석과 정은 회전속도가 15,000 rpm 에 도달할 때 까지 반복된다.

4. 결과

Fig. 5 는 빗살무늬 홈이 파여진 저널 베어링의 축 방향 중심($z = L/2$)에서의 압력 분포 변화를 나타내고 있다. 주어진 하중 조건하에서 저널 베



(a) Journal orbit of GMRJ



(b) Whirl radius

Fig. 6 Trajectory of journal bearing

어링은 정상상태에 도달하여도 편심이 작은 상태이므로 압력분포는 홈 개수만큼 8 번 반복되어 나타난다. 압력의 최대치는 유막 두께가 갑자기 감소하는 곳, 즉 PMRJ의 경우에는 홈 영역이 마루 영역으로 바뀌는 부분에서, GMRJ의 경우에는 마루 영역이 홈 영역으로 바뀌는 부분에서 발생한다. 시간이 경과함에 따라 유막 반력이 원심력의 형태로 가해지는 동하중과 균형을 이룰 때까지 압력은 증가한다. 압력의 최대치는 PMRJ의 경우가 GMRJ의 경우보다 약간 크다. 트러스트 베어링의 경우 저널 베어링의 경우와 유사한 압력 분포를 나타내며 최대 압력의 발생점도 같지만 홈의 위치에 상관없이 동일한 축 방향 유막 반력이 발생된다.

Fig. 6은 저널이 슬리브의 중심에서부터 움직이기 시작했을 때 저널의 궤적을 나타낸 것이다. Fig. 6(a)는 GMRJ의 궤적을 나타낸 것으로 과도상태에서는 소용돌이 형태의 운동을, 정상상태에서는 원 운동을 나타내고 있다. Fig. 6(b)는 유막 반력이 원심력과 균형을 이루는 정상상태에 도달할 때까지 휠 반경($e = \sqrt{e_x^2 + e_y^2}$)이 증가하는 것을 보여주고 있다. 또한 주어진 동하중 조건하에서 GMRJ가 PMRJ보다 작은 휠 반경을 갖음을 알 수 있다.

Fig. 7은 정하중이 작용하는 경우 아래쪽 트러스트 베어링의 축 방향 변위를 나타낸 것이다. 초기 회전시 아래쪽 트러스트 베어링의 압력은 교막

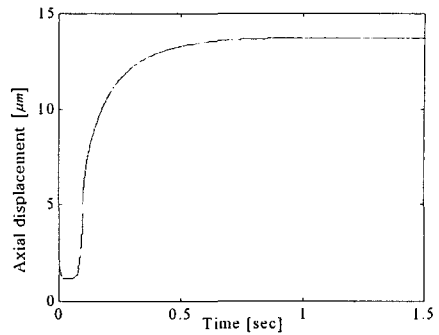


Fig. 7 Axial displacement of lower thrust bearing

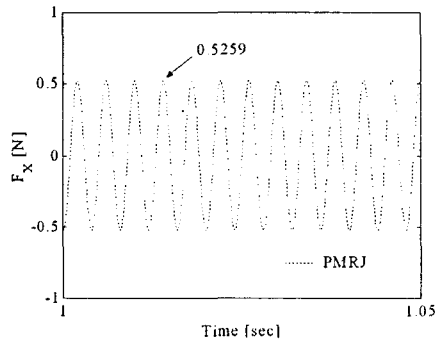


Fig. 8 Reaction force of PMRJ due to mass unbalance

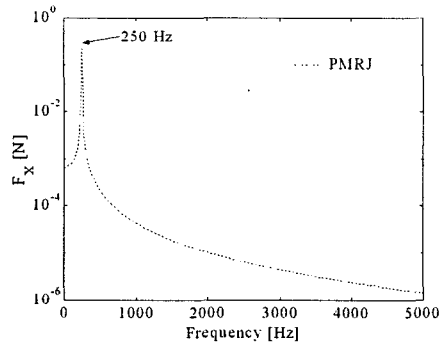
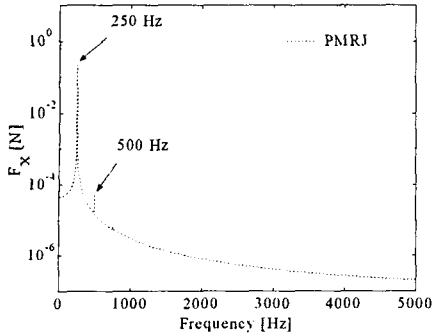


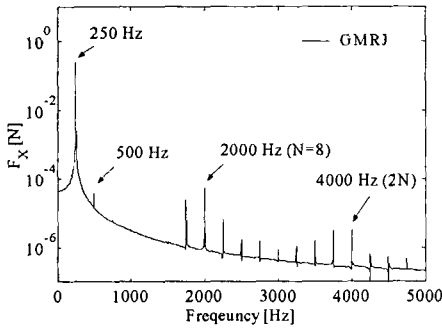
Fig. 9 Frequency spectrum of reaction force of PMRJ due to mass unbalance

(squeeze) 효과에 의해서 발생하게 되며 축방향의 정하중을 지지하기에는 충분하지 않다. 따라서 회전자는 아래쪽으로 움직이게 된다. 그러나 아래쪽 트러스트 베어링의 축 방향 변위가 감소하고 회전 속도가 증가함에 따라 압력은 증가하게 되고 결과적으로 회전자는 상승하게 된다. 최종적으로 회전자는 위쪽과 아래쪽 트러스트 베어링의 유막 반력이 정하중과 균형을 이루는 평형 위치에 도달하게 된다. 본 해석에서는 회전자가 저널과 트러스트 베어링의 초기위치에 상관없이 하중과 운전 조건에 의해 결정되는 평형 위치로 수렴하였다.

Fig. 8은 원심력의 동하중이 작용할 때 정상상태에서 PMRJ의 유막 반력 변화를 나타낸 것이다.



(a) PMRJ



(b) GMRJ

Fig. 10 Frequency spectra of reaction force of journal bearing due to static load and mass unbalance

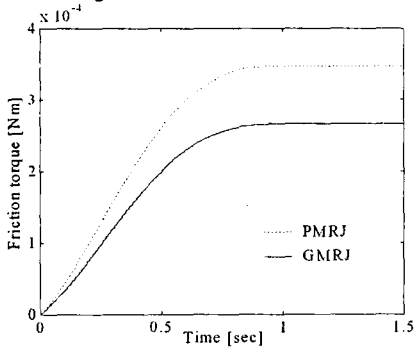
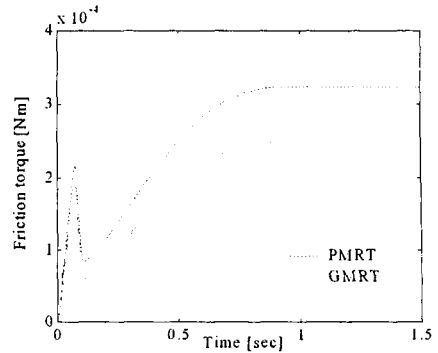
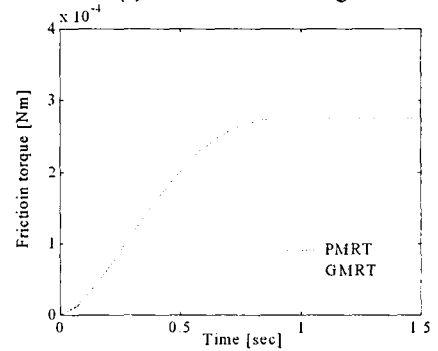


Fig. 11 Friction torque in journal bearing

PMRJ와 GMRJ의 경우는 모두 주기적인 유막 반력을 발생시키지만, PMRJ의 경우(0.5259 N)가 GMRJ의 경우(0.52449 N)보다 유막 반력이 약간 크다. Fig. 9는 Fig. 8에 나타난 유막 반력을 주파수 해석한 결과이다. GMRJ의 경우 PMRJ의 경우와 마찬가지로 회전주파수 성분만 존재할 뿐, 비선형 효과에 의한 조화성분들이나 홈 개수의 정수배에 해당하는 성분들은 나타나지 않았다. 해석에 사용된 하중 조건에서는 작은 편심으로 인해 ($\epsilon \approx 0.03$) 비선형 효과가 매우 작으므로 본 모델들에서는 조화성분이 발생하지 않았다. 또한 저널 베어링이 원심력의 형태로 가해지는 동하중과 같은 속도로 회전하므로 가해진 부하와 홈의 상대적



(a) Lower thrust bearing



(b) Upper thrust bearing

Fig. 12 Friction torque in thrust bearing

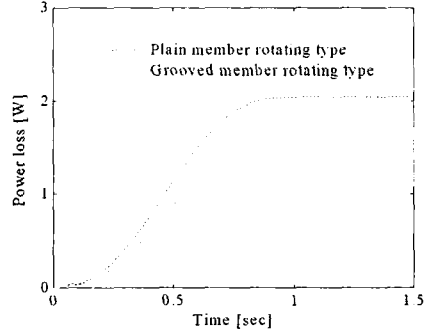


Fig. 13 Power loss in coupled journal and thrust bearing

인 위치는 항상 같게 유지된다. 따라서 GMRJ의 경우조차 회전하는 홈의 영향이 사라지게 된다.

이점을 분명히 하기 위해 기존의 동하중과 함께 15 N의 정하중이 X 방향으로 작용한다고 가정하였다. Fig. 10은 주파수 스펙트럼을 나타낸 것이다. 이 추가적인 정하중은 PMRJ($\epsilon = 0.4$)와 GMRJ($\epsilon = 0.44$)의 편심을 증가시켜 비선형 효과가 증가하게 된다. PMRJ의 경우 비선형 효과 때문에 회전주파수의 조화성분이 나타나고 있다. GMRJ의 경우는 회전하는 홈 때문에 주변의 조화성분의 진폭보다 홈 개수의 정수배에 해당하는 주파수성분의 진폭이 상대적으로 크다.

Fig. 11은 저널 베어링의 마찰 토크 변화를 나타낸 것이다. 마찰 토크는 회전속도에 의해 대부

분 결정되므로 Fig. 4 의 회전속도와 같은 형태로 변화한다. Fig. 5 에 나타난 바와 같이, PMRJ 와 GMRJ 의 압력 구배는 유막을 따라 각각 양과 음의 값을 갖는다. 이것은 PMRJ 와 GMRJ 의 마찰토크의 형성에 각각 양과 음의 효과를 주게 된다. 그 결과 GMRJ 가 PMRJ 보다 작은 마찰 토크를 발생시킨다. 회전속도가 증가함에 따라 압력 구배는 Fig. 5 에 보이는 바와 같이 급격히 증가하게 되며, 따라서 GMRJ 와 PMRJ 간의 마찰 토크의 차이는 과도상태보다 정상상태에서 훨씬 크다.

Fig. 12 는 트러스트 베어링의 마찰 토크 변화를 나타낸 것이다. 저널 베어링과 같이 PMRT 와 GMRT 는 유막을 따라 각각 양과 음의 압력 구배를 갖으므로 트러스트 베어링의 마찰 토크는 증가하거나 감소한다. 그러므로 홈의 위치에 따른 트러스트 베어링의 마찰 토크 변화는 저널 베어링의 경우와 마찬가지로이다. 트러스트 베어링의 마찰 토크는 대부분 식 (37)의 두번째 항에 의해서 결정되므로 회전속도에 비례하고 유막 두께에 반비례한다. 초기 회전시 유막 반력이 정하중을 지지할 만큼 충분히 크지 못하기 때문에 유막 두께는 감소하게 되고 그 결과 아래쪽 트러스트 베어링의 마찰 토크는 증가하게 된다. 트러스트 베어링이 최저 위치에 도달하게 되면 높은 유막 반력 때문에 유막 두께가 급격하게 증가하게 되고 그에 따라 마찰 토크는 급격히 감소한다. 그런 후에 회전 속도에 의한 영향이 유막 두께에 의한 영향보다 커지는 순간부터 아래쪽 트러스트 베어링의 마찰 토크는 다시 증가하게 된다. 반면에 위쪽 트러스트 베어링은 큰 유막 두께를 갖기 때문에 회전 속도의 영향이 지배적이므로 Fig. 12 (b)에 나타난 바와 같이 초기부터 회전 속도와 같은 형태의 마찰 토크를 발생시킨다.

Fig. 13 은 2 개의 저널 베어링과 2 개의 트러스트 베어링이 결합된 유체 동압 베어링의 동력 손실 변화를 나타낸 것이다. 본 해석에 사용된 부하 조건과 운전조건 하에서 동력 손실은 대부분 마찰 토크와 회전속도에 의해 결정된다. 따라서 동력 손실의 변화는 회전속도의 변화와 거의 같다. 또한 홈이 회전하는 경우가 홈이 회전하지 않는 경우보다 마찰 토크가 작기 때문에 동력 손실도 작다.

5. 결론

(1) 저널 베어링의 경우 홈의 위치는 유막내의 압력에 영향을 주어 서로 다른 압력 분포를 나타낸다. 홈이 정지하고 있는 슬리브에 있는 경우 압력의 최대치는 홈 영역이 마루 영역으로 바뀌는 부분에서 발생하지만, 홈이 회전하는 저널에 있는 경우에는 마루 영역이 홈 영역으로 바뀌는 부분에서 발생한다.

- (2) 정상상태에서 저널 베어링은 홈의 위치에 상관없이 선회운동을 하며 회전자의 회전주파수와 동일한 가진 주파수를 갖는 주기적인 유막 반력을 발생시킨다.
- (3) 저널 베어링은 홈이 회전하는 저널에 있는 경우가 홈이 회전하지 않는 슬리브에 있는 경우보다 작은 유막 반력을 갖으며, 그 결과 작은 선회 반경을 갖게 된다.
- (4) 트러스트 베어링은 홈의 회전 여부에 상관없이 빗살무늬 홈의 방향을 따라 같은 크기의 서로 대칭적인 압력 분포를 나타내며 축 방향으로 같은 크기의 유막 반력을 발생시킨다.
- (5) 홈의 위치에 따라 유막의 압력 구배의 부호가 바뀌며 그 결과 마찰토크의 크기에 영향을 준다.
- (6) 저널과 트러스트가 결합된 유체 동압 베어링은 홈이 회전하는 경우가 홈이 회전하지 않는 경우보다 마찰 토크가 작기 때문에 동력 손실도 작다.

참고문헌

- (1) Bootsma, J. 1975, "Liquid-Lubricated Spiral-Groove Bearings", *Phillips Research Reports-Supplements*, No. 7, The Netherlands.
- (2) Hirs, G. G. 1965, "The Load Capacity and Stability Characteristics of Hydrodynamic Grooved Journal Bearings", *ASLE Trans.* 8, pp. 296-305.
- (3) Bonneau, D., and Absi, J. 1994, "Analysis of Aerodynamic Journal Bearings with Small Number of Herringbone Grooves by Finite Element Method", *ASME J. Trib.* 116, pp. 698-704.
- (4) Zirkelback, N., and San Andres, L. 1998, "Finite Element Analysis of Herringbone Groove Journal Bearings: A Parametric Study", *ASME J. Trib.* 120, pp. 234-240.
- (5) Jang, G. H., and Kim, Y. J. 1999, "Calculation of Dynamic Coefficients in a Hydrodynamic Bearing Considering Five Degrees of Freedom for a General Rotor-Bearing System", *ASME J. Trib.* 121, pp. 499-505.
- (6) Rahman, M., and Leuthold, H. 1996, "Computer Simulation of a Coupled Journal and Thrust Hydrodynamic Bearing using a Finite Element Method", *Proceedings 25th Annual Symposium Incremental Motion Control Systems & Devices*, pp. 103-112.
- (7) Goenka, P. K. 1984, "Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Element Method Analysis", *ASME J. Trib.* 106, pp. 429-439.
- (8) 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.
- (9) 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.