

공기윤활 빗살무늬 저널베어링의 부하특성에 대한 유한요소해석

박신욱 · 임윤철*

연세대학교 대학원
*연세대학교 기계전자공학부

An Analysis of Load Characteristics of Air-Lubricated Herringbone Groove Journal Bearing By Finite Element Method

Shin-Wook Park and Yoon-Chul Rhim*

Graduate School, Yonsei University
*School of Electrical & Mechanical Eng., Yonsei University

Abstract - Herringbone groove journal bearing (HGJB) is developed to improve the static and dynamic performances of hydrodynamic journal bearing. In this study, static and dynamic compressible isothermal lubrication problems are analyzed by the finite element method together with the Newton-Raphson iterative procedure. This analysis is introduced for prediction of the static and dynamic characteristics of air lubricated HGJB for various bearing configurations. The bearing load characteristics and dynamic characteristics are dependent on geometric parameters such as asymmetric ratio, groove depth ratio, groove width ratio and groove angle.

Key words – Air-lubricated herringbone groove journal bearing, load, stability, FEM, geometric parameters

1. 서 론

베어링 표면에 그루브를 만들어 압력을 발생시키고자 하는 생각은 Whipple(1949)[6]에 의해 처음 제안되었다. 그 후 플레인 저널 베어링의 안정성을 향상시키기 위하여 그루브의 모양을 spiral, helical, conical, spherical 등으로 변경해 가며 연구가 이루어졌었다. 최근 들어 빗살무늬 저널베어링은 정보저장기기등의 스피들 베어링으로 채택되며 주목을 끌고 있다. 이와 같은 이유는 빗살무늬에 의한 윤활 유체의 펌핑 효과로

동심상태나 적은 편심 상태에서도 강성이 플레인 베어링보다 커서 더 안정적이기 때문이다. 또한 빗살무늬 저널베어링의 자세각이 플레인 저널 베어링의 자세각 보다 더 작기 때문에 결국 불안정성을 일으키기 쉬운 접선방향의 힘보다 반경방향의 힘을 더 크게 할 수 있어 안정성을 향상시킬 수 있다. 특히, 하드 디스크 드라이브의 스피들 시스템에서 기존의 볼베어링을 대체할 수 있을 정도의 우수한 성능을 지닌 베어링으로 여겨지고 있다. 이 또한 빗살무늬 저널 베어링의 작은 NRRO의 특성과 접촉을 하지 않은 상태에서 하중을 지지하므로 볼베

어링에 비해 적은 소음, 그리고 고속회전시 저 하중에서 높은 강성과 안정성을 나타내기 때문이다. NRRO는 하드 디스크 드라이브의 읽고 쓰는 헤드와 디스크 트랙이 일치하지 않는 에러발생에 기여하는 한 요인으로 하드 디스크 드라이브의 고 밀도화를 방해하는 인자이다. 그리고 윤활 유체를 오일 대신 공기를 사용할 경우는 윤활제의 누설을 고려하지 않아도 되어 오염 문제가 사라지고, 오일에 비해 공기가 열적인 특성에 있어 유리하다. 또한 하드디스크 드라이브의 회전속도가 점점 더 고속화 될수록 스피들 모터쪽에서 소모되는 전력량은 더욱 커지게 된다.[8,9] 따라서 윤활제를 점도와 밀도가 큰 오일이나 그리스를 사용하는 것보다, 상대적으로 점도와 밀도가 작은 공기를 사용하는 것이 소비전력 저감의 측면에서 유리하다.

이러한 빗살무늬 저널베어링에 대한 기존 연구의 동향은 Vohr and Chow[1]등이 가스 윤활 빗살무늬 저널베어링에 대해 홈의 수가 무한히 많다고 가정하는 협곡이론(Narrow Groove Theory)을 적용하여 압력분포를 계산하였고, 그 후 홈수의 영향을 고려하기 위해 Bonneau and Absi[2]등이 압축성 유체에 대한 레이놀즈 방정식을 사용하여 유한요소법으로 강성계수 및 감쇠계수를 구하였다.

압축성 유체를 사용할 경우 빗살무늬 저널베어링의 부하특성과 동적인 특성을 비교하여 주어진 운전조건하에서 빗살무늬 형상을 결정하는 파라미터들의 최적치를 산출하였다. 여기서 해석할 빗살무늬 저널베어링

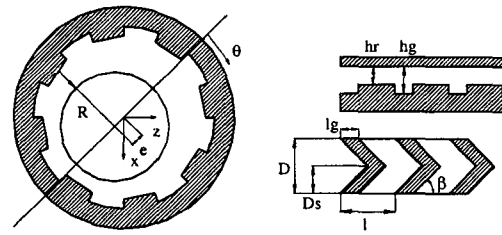


Fig. 1 Schematic of Herringbone-groove journal bearing and definitions of bearing parameters.

의 형상은 Fig. 1 과 같이 베어링 면에 빗살무늬 형상의 홈을 가공한 베어링이다. 베어링의 성능 계산 시 빗살무늬 저널베어링의 주요한 형상 파라미터로는 Fig. 1 에 도시된 꺾임각(β), 홈폭비($\alpha=l_g/l$), 홈깊이비($\gamma_g=h_g/hr$), 비대칭비($\delta=D_s/D$)등이 있다.

2. 해 석

그루브가 Fig.1 처럼 베어링 표면에 만들어져 있고 저널만이 회전하는 경우를 고려하기로 한다.

2.1 지배방정식

해석을 위해서 다음과 같은 가정을 한다.

- 1) 윤활유체는 Newtonian fluid 로서 점성이 일정하고, 등온, 등엔트로피의 변화를 하는 이상기체이다.
- 2) 유체의 관성력은 무시할 수 있으며, 층류 유동이다.
- 3) 유막 두께 방향으로의 압력변화는 무시한다.

위의 가정으로부터 등점도의 압축성 유체가 윤활제로 사용되며 시간에 의존하는 무차원

$$\frac{\partial}{\partial \theta}(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial Y}(PH^3 \frac{\partial P}{\partial Y}) = \Lambda \frac{\partial PH}{\partial \theta} + 2j\Lambda\gamma \frac{\partial PH}{\partial \tau} \quad (1)$$

화된 레이놀즈 방정식은 식(1)과 같다.

여기서 Λ 는 베어링수 또는 압축성 계수로 알려진 무차원수이다. 강성과 감쇠계수를 구하기 위하여 P, H 에 대하여 섭동법을 사용한다.

저널의 중심이 정상상태 위치를 중심으로 $Re(\varepsilon_1 e^{\tau})$, $Re(\varepsilon_0 \phi_1 e^{\tau})$ 만큼 Whirl 한다고 가정하고 이에 따른 유막두께와 압력을 1 차까지 섭동하여 다음과 같이 놓음으로써 베어링내의 압력을 선형화 시킨다.

$$P = P_0 + \varepsilon_1 e^{\tau} P_1 + \varepsilon_0 \phi_1 e^{\tau} P_2$$

$$H = H_0 + \varepsilon_1 e^{\tau} \cos \theta + \varepsilon_0 \phi_1 e^{\tau} \sin \theta \quad (2)$$

식(2)를 식(1)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 식들이 얻어진다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta}(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial Y}(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial Y}) = \Lambda \frac{\partial P_0 H_0}{\partial \theta} \quad (3)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta}(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_1}{\partial \theta} + 3P_0 H_0^2 \cos \theta \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + P_1 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta})$$

$$+ \frac{\partial}{\partial Y}(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_1}{\partial Y} + 3P_0 H_0^2 \cos \theta \frac{\partial P_0}{\partial Y} + P_1 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial Y})$$

$$= \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta}(P_1 H_0 + P_0 \cos \theta) + j(2\gamma\Lambda)[P_1 H_0 + P_0 \cos \theta] \quad (4)$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta}(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_2}{\partial \theta} + 3P_0 H_0^2 \sin \theta \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + P_2 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta})$$

$$+ \frac{\partial}{\partial Y}(P_0 H_0^3 \frac{\partial P_2}{\partial Y} + 3P_0 H_0^2 \sin \theta \frac{\partial P_0}{\partial Y} + P_2 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial Y})$$

$$= \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta}(P_2 H_0 + P_0 \sin \theta) + j(2\gamma\Lambda)[P_2 H_0 + P_0 \sin \theta] \quad (5)$$

식 (3), (4), (5)는 각각 P_0, P_1, P_2 에 관한 미분방정식이다. 여기서 빗살무늬 저널베어링의 간극식은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{cases} h = c + e \cos \theta + h_g & \rightarrow \text{groove part} \\ h = c + e \cos \theta & \rightarrow \text{ridge part} \end{cases}$$

위와 같은 간극을 가지는 식 (3)은 비선형성이 심하므로 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson)방법으로 선형화 시켜서 유한요소 정식화를 통해 풀게 된다. 또한 식(4)와 (5)는 선형화된 식 이므로 반복법을 사용하지 않고 동압을 구할 수 있다.

위의 세 개의 미분방정식을 풀기 위한 경계 조건은 다음과 같다.

1) 축 방향으로 베어링 양 끝 단에서의 압력은 외란이 없는 것으로 보고 대기압으로 놓는다.

$$Y = 0, 1; P_0 = 1 \quad P_1 = P_2 = 0$$

2) 원주방향의 주기조건

$$P_0(\theta, Y) = P_0(\theta + 2\pi, Y)$$

$$P_1(\theta, Y) = P_1(\theta + 2\pi, Y)$$

$$P_2(\theta, Y) = P_2(\theta + 2\pi, Y)$$

식(3)을 풀게 되면 정상상태에서 압력분포가 나오게 되는데 이 압력을 적분하여 반경 방향힘과 접선방향의 힘을 구할 수 있고, 이 값들로부터 자세각과 하중지지능력을 구할 수 있다. 또한 식(4)와 (5)로부터 구해진 동압을 적분하면 유막에 대한 강성계수 및 감쇠계수를 구할 수 있다. 이를 나타내면 다음과 같다.

$$F_r = \frac{f_r}{P_a LD} = \iint (p_0 - 1) \cos \theta R d\theta dy$$

$$F_t = \frac{f_t}{P_a LD} = \iint (p_0 - 1) \sin \theta R d\theta dy$$

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2}$$

$$\Phi = \tan^{-1} \left(\frac{F_t}{F_r} \right)$$

$$K_{xx} + j\gamma C_{xx} = \iint p_1 \cos \theta R d\theta dy$$

$$K_{xy} + j\gamma C_{xy} = \iint p_1 \sin \theta R d\theta dy$$

$$K_{xz} + j\gamma C_{xz} = \iint p_2 \cos \theta R d\theta dy$$

$$K_{yz} + j\gamma C_{yz} = \iint p_2 \sin \theta R d\theta dy$$

2.2 유한요소 수식화

유한요소 수식화의 여러 접근 방법중에 본 연구에서는 가장 광범위한 문제에 적용 가능한 버브노프-겔러킨(Bubnov-Galerkin)형식의 가중잔류법(Weighted Residual Method)을 이용하여 정식화 한다. 식(1)에 대한 잔류함수는 다음과 같이 정의하고,

$$R(P) = \frac{\partial}{\partial \theta} (P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial Y} (P_0 H_0^3 \frac{\partial P_0}{\partial Y}) - \Lambda \frac{\partial P_0 H_0}{\partial \theta} \quad (6)$$

위 식에다가 적절한 가중함수를 곱하여 각 element 에 대한 잔류 가중 함수를 나타내면 다음과 같다.

$$W(P) = \int_A [N]^T \{R(P)\} dA \\ = \int_A [N]^T \left\{ \frac{\partial}{\partial \theta} (PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial Y} (PH^3 \frac{\partial P}{\partial Y}) - \Lambda \frac{\partial PH}{\partial \theta} \right\} dA = 0 \quad (7)$$

여기서 (e)는 각 element 를 뜻하고 $[N]^T$ 는 가중잔류식에 도입되는 가중함수(Weighting function)를 의미하며, 버브노프-겔러킨 형식의 가중잔류법에 따라 압력과 간극에 대한 형상함수는 같은 함수로 선택한다. 식(7)에 다 그린의 정리(Green's Theorem)를 적용하여 부분적분 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$W(P_0) = - \int_A \left\{ P_0 H_0^3 \left[\left(\frac{\partial N}{\partial \theta} \frac{\partial P_0}{\partial \theta} + \frac{\partial N}{\partial Y} \frac{\partial P_0}{\partial Y} \right) \right] - P_0 H_0 \left(\Lambda_x \frac{\partial N}{\partial \theta} + \Lambda_y \frac{\partial N}{\partial Y} \right) \right\} dA = 0 \quad (8)$$

식(8)은 비선형이므로, 압력 P 는 뉴튼-랩슨(Newton-Raphson method)방법으로 반복계산에 의해 구해진다. 초기해를 $P^{(0)}$ 를 가정한 후 뉴튼-랩슨법에 의해 선형화된 식을 풀어 $P^{(1)}, P^{(2)}, \dots$ 를 구하게 된다. 이 과정은 다음과 같이 나타내어진다.

$$P^{(n+1)} = P^{(n)} + \eta^{(n)} \quad (9)$$

여기서 $\eta^{(n)}$ 은 선형화된 식의 해이다.

$$W'(P^{(n)})\eta^{(n)} + W(P^{(n)}) = 0 \quad (10)$$

식(10)에서 $W'(P^{(n)})$ 는 $P = P^{(n)}$ 에서 P 에 대한 $W(P^{(n)})$ 의 Frechet Derivative 이다.[7] 식(8)과 식(10)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\int_A \left\{ PH^3 \left[\left(\frac{\partial N}{\partial \theta} \frac{\partial \eta}{\partial \theta} + \frac{\partial N}{\partial Y} \frac{\partial \eta}{\partial Y} \right) + \eta H^3 \left(\frac{\partial N}{\partial \theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\partial N}{\partial Y} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) - \eta H \Lambda_x \frac{\partial N}{\partial \theta} \right] \right\} dA \quad (11)$$

$$= - \int_A \left\{ PH^3 \left[\left(\frac{\partial N}{\partial \theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\partial N}{\partial Y} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) \right] - PH \Lambda_x \frac{\partial N}{\partial \theta} \right\} dA$$

$\eta^{(e)} = [N]^T \{\eta^{(e)}\}$ 의 관계를 식(11)에 대입함으로써 최종형태를 얻을 수 있다.

$$[K_1^{(n)} - K_2] \{\eta^{(n)}\} = \{F^{(n)}\} \quad (12)$$

결국 각 element 에 대한 stiffness matrix 와 force vector 는 다음과 같다.

$$[K_1^{(n)}] = \int_A \left\{ PH^3 \left(\frac{\partial N}{\partial \theta} \frac{\partial N}{\partial \theta} + \frac{\partial N}{\partial Y} \frac{\partial N}{\partial Y} \right) + [N] H^3 \left(\frac{\partial N}{\partial \theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\partial N}{\partial Y} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) \right\} dA$$

$$[K_2] = \int_A \left(H \Lambda_x \frac{\partial N}{\partial \theta} [N] \right) dA \quad (13)$$

$$\{F^{(n)}\} = \left\{ - \int_A \left[PH^3 \left(\frac{\partial N}{\partial \theta} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \frac{\partial N}{\partial Y} \frac{\partial P}{\partial Y} \right) - PH \Lambda_x \frac{\partial N}{\partial \theta} \right] dA \right\}$$

8 개의 node 를 갖는 quadratic element 에 9-point Gauss-Legendre 적분기법을 이용하여 적분하고 각 element 에 대한 stiffness matrix 와 force vector 는 direct stiffness method 로 전체 stiffness matrix 와 force vector 로 합성되고 이렇게 구성된 대수행렬 방정식을 skyline method 로 풀어서 각 반복에서의 압력 증분을 구한다. 이러한 반복계산 과정을 수렴조건이 만족될 때 까지 수행시켜 최종적으로 주어진 조건하에서의 압력분포를 얻을 수 있다. 식(4)와(5)는 선형식이므로 위의 반복법을 사용하지 않고 구할 수 있다.

2.3 안정성 판별 해석

무차원 질량이 M 인 회전체가 강체라는 가정과 회전체의 진동모드는 병진모드만 일어난다고 가정을 하면 이 회전체의 무차원화된 운동방정식은 다음과 같다.

$$-\gamma^2 M \frac{d^2 X_x}{dt^2} + j\gamma C_x \frac{dX_x}{dt} + j\gamma C_x \frac{dX_z}{dt} + K_x X_x + K_x X_z = 0$$

$$-\gamma^2 M \frac{d^2 X_z}{dt^2} + j\gamma C_z \frac{dX_z}{dt} + j\gamma C_x \frac{dX_x}{dt} + K_x X_z + K_x X_x = 0$$

여기서 $X_x = X e^{\tau}$, $X_z = Z e^{\tau}$ 라 두면 다음과 같은 행렬 형태로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} -\gamma^2 M + K_x + j\gamma C_x & K_x + j\gamma C_z \\ K_x + j\gamma C_x & -\gamma^2 M + K_x + j\gamma C_z \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ Z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

위 식(14)에서 $X=Z=0$ 은 해가 될 수 없으므로 위의 식이 의미 있는 해를 갖기 위해서는 위 행렬의 determinant 가 0 이 되어야 한다. 여기서 실수부와 허수부를 나누어 각각 0 으로 두면 다음과 같은 식을 얻는다.

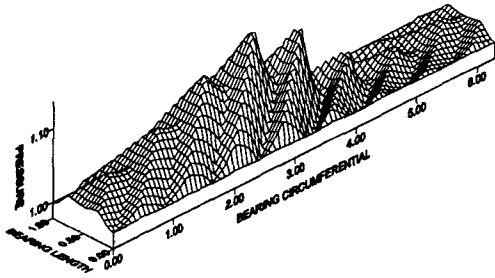
$$(K_x - \gamma^2 M_{cr})(K_x - \gamma^2 M_{cr}) - \gamma C_x \gamma C_z - K_x K_x + \gamma C_x \gamma C_x = 0 \quad (15)$$

$$M_{cr} = \frac{K_x \gamma C_x + K_x \gamma C_x - K_x \gamma C_x - K_x \gamma C_x}{\gamma^2 (\gamma C_x + \gamma C_x)} \quad (16)$$

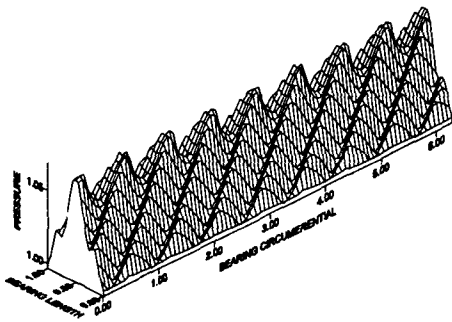
식 (15),(16)에서 구해진 M_{cr} 은 무차원 임계 질량 변수로, 운전되는 rotor 의 무차원질량 M 보다 크면 시스템은 안정하다고 판단하고 작으면 시스템이 불안정 하다고 볼 수 있다

3. 결과 및 고찰

3.1 압력분포



(a) $\epsilon=0.3, \Lambda=1.0, \alpha=0.5, \beta=20, \gamma_g=2, \delta=0.5$



(b) $\epsilon=0.001, \Lambda=1.0, \alpha=0.5, \beta=20, \gamma_g=2, \delta=0.5$

Fig. 2 Pressure distribution for 8-groove journal bearing.

Figure 2 (a)에서 보듯이 빗살무늬 저널베어링의 압력은 편심에 의한 압력발생 외에 8개의 빗살무늬의 홈을 따라 압력이 상승한다. Figure 2 (b)는 편심률이 0.001 일 때의 압력분포로서 플레인 저널베어링 같은 경우 압력이 거의 생기지 않는 것과는 달리 편심이 0에 가까울 때에도 그루브에 의해 압력이 발생된다. 따라서 불안정성이 생기기 쉬운 동심상태에서도 그루브에 의해 꺾이는

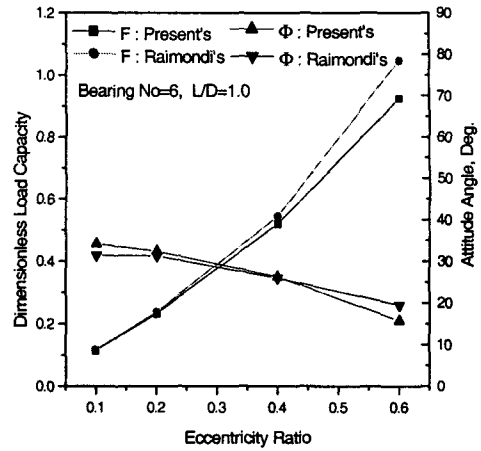


Fig. 3 Comparison of dimensionless load capacity and attitude angle for a plain cylindrical journal bearing.

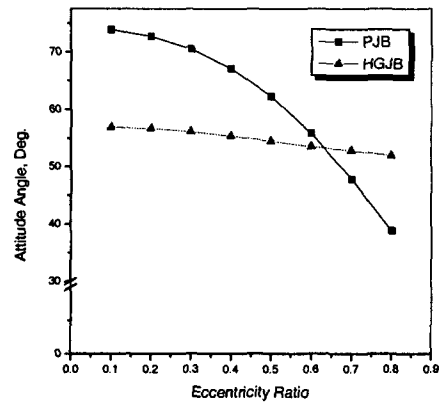


Fig. 4 Comparison of attitude angle for a PJB vs HGJB. ($\Lambda=1.0, L/D=1.0, \alpha=0.5, \beta=18, \gamma_g=2,$)

압력으로 반경반향 힘이 증가되어 높은 강성과 함께 안정성이 향상된다.

3.2 FDM 결과와의 비교

Figure 3 은 본 해석코드를 검증하기 위하

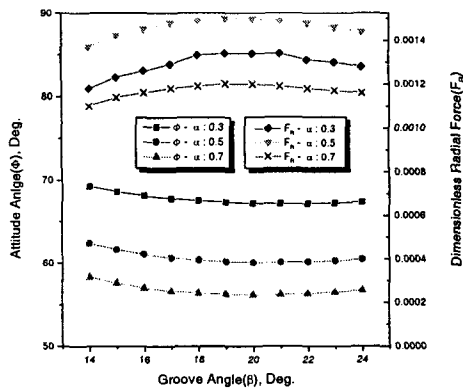


Fig. 5 Attitude angle and dimensionless radial force for various groove angle and groove width ratio. ($\Lambda=0.2, L/D=1, \varepsilon=0.1, \gamma_g=2$)

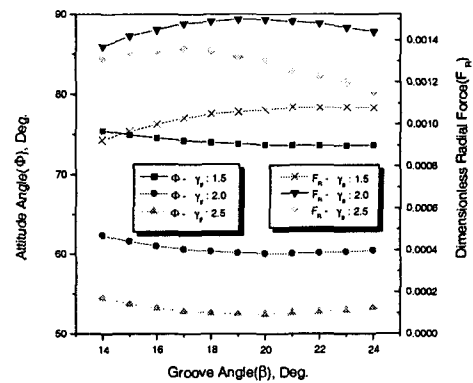


Fig. 6 Attitude angle and dimensionless radial force for various groove angle and groove depth ratio. ($\Lambda=0.2, L/D=1, \varepsilon=0.1, \alpha=0.5$)

여 홈깊이비 $\gamma_g=1$ 로 넣고 구한 해와, 정상 상태의 가스 플레인 저널베어링을 유한차분법으로 해석한 Raimondi(1961)[5]의 해를 비교한 그림으로 베어링수가 6 이고 $L/D=1$ 일 때 편심률에 따른 무차원 하중과 자세각의 결과이다. 전체 편심률에 대해 대체로 일치하고 있음을 볼 수 있고, 편심률이 커질수록 본 연구의 해석결과가 조금 작게 나왔다.

Figure 4 는 플레인 저널베어링과 빗살무늬 저널베어링의 편심률에 따른 자세각의 변화로서 불안정하기 쉬운 동심 부근에서 자세각이 플레인 베어링보다 작게 나옴을 볼 수 있다. 이는 곧 빗살무늬에 의한 펌핑효과로 반경방향 힘이 커지고, 접선 방향의 힘이 작아졌음을 의미한다.

3.3 형상 파라미터에 따른 최적치

3.3.1 정특성 기준

8 개의 홈이 가공된 빗살무늬 저널베어링에 대해서 베어링수 $\Lambda=0.2$ 로 회전하는 경우에 대하여 편심률이 0.1 인 경우를 수치해석 하였으며, 이로부터 무차원 반경방향 힘이 최대로 나오는 때의 형상 파라미터 즉, 그루브 꺾임각(β), 홈폭비($\alpha=lg/l$), 홈깊이비 ($\gamma_g=hg/hr$), 비대칭비($\delta=D_s/D$)를 그 때의 최적

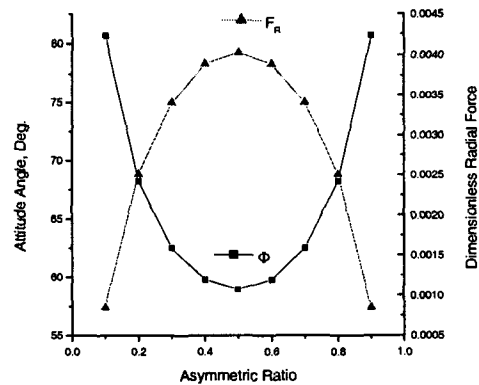


Fig. 7 Attitude angle and dimensionless radial force for asymmetric ratio. ($\Lambda=0.2, L/D=1, \varepsilon=0.1, \alpha=0.5, \gamma_g=2$)

형상으로 결정하였다.

Figure 5 는 주어진 운전 조건에서 그루브 각도 변화에 대하여 홈폭비를 변화 시켜가면서 자세각과 무차원 반경 방향 힘의 경향을 살펴본 그림이다. 전체적으로 자세각과 무차원 반경방향 힘의 경향이 대칭적인 경향을 보이고 있고, 무차원 반경 방향 힘으로 봤을 때 그루브 각도가 18°와 20° 사이에서 홈폭비가 0.5 일 때 최대 반경 반경 힘이 나왔다. Figure 6 은 그루브 각도 변화에 대하여 홈깊이비를 변화 시켜가며 역시 자세각과 무차원 반경 방향 힘의 변화를 나타내는 그림으로, 홈폭비에 대한 영향을 나타

낸 Fig. 5 와 유사하게 그루브 각도 18°에서 20° 사이에서 홈깊이비 2.0 일때 최대 무차원 반경 방향 하중을 얻을 수 있었다.

Figure 7 은 그루브 형상의 비대칭비에 따른 자세각과 무차원 반경 방향 힘을 비교한 그림으로, 역시 자세각과 무차원 반경 방향 힘이 대칭적인 경향을 보이고 있고, 비대칭비가 0.5 일 때 자세각이 가장 낮게 나오고, 무차원 반경 방향 힘은 가장 크게 나와서 0.5 가 비대칭비의 최적값임을 확인할 수 있다. 그루브 형상이 비대칭인 경우는 한 쪽 방향으로 유량을 보내고자 할 때 응용할 수 있다.

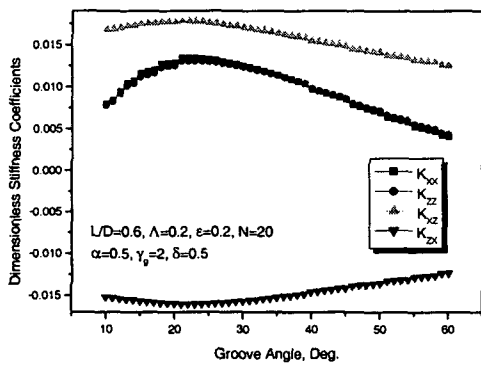


Fig. 8 Influence of groove angle to stiffness.

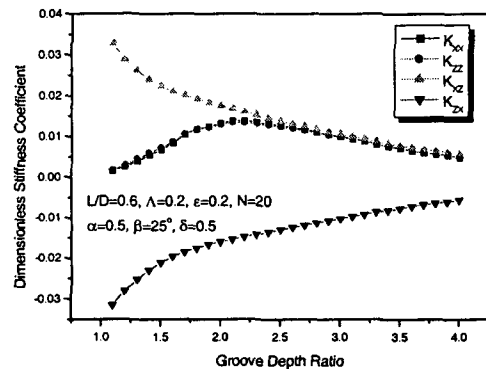


Fig. 10 Influence of groove depth to stiffness.

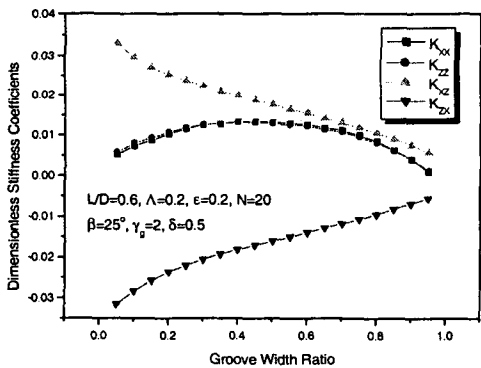


Fig. 9 Influence of groove width to stiffness.

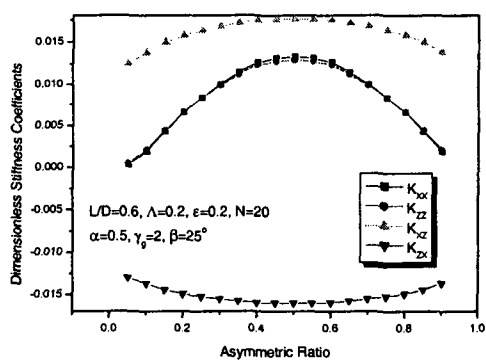


Fig. 11 Influence of groove symmetric to stiffness

3.3.2 동특성 기준

Figure 8 에서 11 까지는 $\Lambda=0.2$, $L/D=0.6$, $\varepsilon=0.2$, 그루브 개수가 20 일 때 각 형상 파라미터의 변화에 따라 무차원 강성계수의 변화를 나타낸 그림이다.

Figure 8 은 그루브 꺾임각을 10° 에서 60° 까지 변화시켜가며 강성계수의 변화를 나타낸 것으로, 꺾임각이 20° 에서 25° 사이에서 주강성과 연성강성이 최대값을 보이다가 꺾임각이 더 커짐에 따라 주강성과 연성강성이 모두 감소함을 볼 수 있다. 이는 꺾임각이 커짐에 따라 펌핑되는 길이가 더 짧아지기 때문이라고 생각된다. Figure 9 또한 홈폭비가 0.5 근방에서 가장 큰 주강성을 보이다가 홈폭비가 커짐에 따라 감소하게 되는데, 이는 홈폭비가 너무 좁거나 너무 넓을 경우에는 펌핑 효과가 감소함을 나타낸다. Figure 10 은 홈깊이비의 변화에 따른 강성의 변화로 홈깊이비 2.0 부근 즉, 베어링 틈새와 홈깊이가 같아질 때 가장 큰 주 강성을 보임을 알 수 있다. Figure 11 은 비대칭비의 영향으로 그루브 형상이 완전 대칭일 경우 최대 강성을 보인다.

이상과 같이 각각의 형상 파라미터에 대해 최대 강성계수가 나오는 최적형상을 알아봤을 때 그루브 각도 20° - 23° 와 홈폭비 0.5, 홈깊이비 2.0, 비대칭비 0.5 임을 알 수 있다. 이는 자세각과 무차원 반경 방향 힘을 기준으로 해서 나온 최적 형상의 값들과 유사함을 볼 수 있고, 정특성 만으로도 충분히 베어링의 형상 파라미터를 결정할 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 공기로 윤활 되는 빗살무늬 저널베어링에 대하여 유한요소법을 이용하여 빗살무늬 형상 파라미터 즉, 꺾임각, 홈폭비, 홈깊이비, 비대칭비에 따른 정특성과 동특성을 구하였고 본 해석 코드의 검증을 위해 유한차분법으로 가스윤활 플레인 저널 베어링을 해석한 결과와 비교하여 상당히 일치함을 확인하였다. 본 해석을 통해 얻어진 결론은 다음과 같다.

1. 그루브의 꺾임각에 따라 정특성과 동특성을 기준으로 하여 얻은 최적치는 20° 부근의 값을 얻었고 이보다 각도가 커질 경우는 홈에 의해 펌핑 되는 길이가 짧아지게 되므로 하중과 강성이 감소함을 알 수 있었다.
2. 홈폭비에 대해서는 홈폭비가 너무 좁거나 너무 넓게 되면 펌핑의 효과가 작아져서 반경방향 하중과 강성이 줄어들음을 볼 수 있었고, 최적치는 0.5 로 확인되었다.
3. 홈깊이에 대해서는 베어링 최소간극과 홈깊이가 같아 질 때인 2.0 부근에서 가장 큰 반경 방향 하중과 강성을 보였다.
4. 비대칭비에서는 그루브 형상이 대칭적일 때인 0.5 에서 가장 큰 반경방향 하중과 강성을 보였는데, 이는 대칭형상일 때 양쪽에서 동일한 유량이 펌핑되어 만나게 되므로 두 배의 효과를 얻을 수 있지만, 비 대칭일 경우 어느 한쪽이 커지게 되어 상쇄되기 때문일 것이다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 정보저장기기 연구 센터의 지원(과제번호 : 2000-G-0202)을 받아 이루어졌으며 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참고문헌

- [1] Vohr, J. H., and Chow, C. Y., 1965, "Characteristics of Herringbone-Groove Gas Lubrication Journal Bearings," ASME JOURNAL OF BASIC ENGINEERING, Vol. 87, pp. 568-578.
- [2] Bonneau, D., and Absi, J., 1994, "Analysis of Aerodynamic Journal Bearings with Small Number of Herringbone Grooves by Finite Element Method," JOURNAL OF TRIBOLOGY, Vol. 116, pp. 698-704.
- [3] Nicole Zirkelback and Luis San Andres, 1998, "Finite Element Analysis of Herringbone Groove Journal Bearings: A Parametric Study," ASME JOURNAL OF TRIBOLOGY, Vol. 120, pp.234-240.
- [4] J. W. Lund, 1968, "Calculation of Stiffness and Damping Properties of Gas Bearings," ASME JOURNAL OF LUBRICATION TECHNOLOGY, Vol.90, pp.793-803.
- [5] Raimondi, A. A., 1961, "A Numerical Solution for Gas-Lubricated Full Journal Bearing of Finite Length," TRANS. ASLE, Vol. 4, pp.131-155.
- [6] Whipple, R. T., 1949, "Herringbone Pattern Thrust Bearing," A.E.R.E. T/M 29.
- [7] S. M. Rohde, K. P. Oh, 1975, "Higher Order Finite Element Methods for the Solution of Compressible Porous Bearing Problems," INT. J. NUM. METH. ENG., Vol. 9, pp.903-911.
- [8] Kenneth A. Liebler, 1995, "Future Trends in Spindle Bearing for Disk Drives," DATA STORAGE, November/December, pp.37-40
- [9] Aaron C. Swarn, Joshua C. Harrison, Frank E. Talke, 1996, "Non-Repeatable Runout Measurement and Simulation of Fluid Lubricated Spindles," IEEE TRANS. ON MAGNETICS, Vol. 32, No. 3, pp.1727-1732.
- [10] 임종락, 김경웅, 김금모, 1990, "외부가압 공기윤활 저어널베어링의 안정성에 관한 해석," 한국윤활학회지, 제 6 권, 제 1 호, pp.74-81.
- [11] 강경필, 임윤철, 1994, "공기윤활 빗살무늬 동압 저어널베어링의 부하특성에 관한 연구," 한국윤활학회지, 제 10 권, 제 1 호, pp.27-34.