

회전 단조기 주축용 정수압 구면 베어링의 성능 해석

이기영*, 정윤**, 한동철**, 나경환***, 최석우***, 박준수***

*서울대학교 대학원 기계설계학과

**서울대학교 기계설계학과

***생산기술연구원

The Performance Analysis of Hydrostatic Spherical Bearing for The Rotary Forging Machine Spindle

1. 서론

정수압 베어링은 높은 강성과 높은 하중 지지 용량을 가지며 저진동 및 좋은 댐핑 특성을 가지고 있어 외부 하중 교란에 대해 매우 안정된 특성을 가지고 있다. 또한 오일이 가지고 있는 점성으로 인한 스퀴즈 효과로 금속대 금속의 마찰이 없고 기동시 스틱슬립(stick-slip)현상이 일어나지 않으며 오일의 평균화 효과(averaging effect)로 높은 정밀도를 얻을 수 있다. 따라서 정수압 베어링은 대형 정밀 공작 기계의 미끄럼 운동을 지지하는 베어링으로 널리 사용된다.

정수압 베어링은 그 형상에 따라 가장 일반적인 원통형 베어링을 비롯하여 원추형, 구면형으로 구분할 수 있다. 이 중 구면형 베어링의 경우 축방향 및 반경방향하중을 동시에 받을 수 있어 축의 큰 어긋남(misalignment)이 있어도 원활한 회전이 가능하다는 장점이 있다. 회전 단조기는 단조 다이가 축에 대하여 편심되어 회전하면서 공작물을 가공하는 것으로 그 주축을 지지하는 베어링으로는 구조상 구면형 베어링이 가장 적합하다. 구면형 베어링은 하중 방향에 대해 유연성이 있는 반면 가공이 어렵고 해석이 복잡하기 때문에 실제 제작시에는 여러 설계 변수들을 잘 조합하여 적용해야 한다. 특히 회전 단조기의 경우 주요한 목적 함수가 고강성 및 높은 하중 지지 용량인만큼 설계 변수들을 이 목적에 맞게 해석할 필요가 있다.

본 논문에서는 정수압 구면 베어링의 정확한 해석을 위해 구면 베어링 틈새의 유체 유동의 지배 방정식인 구면 좌표계 레이놀즈 방정식을 수치 해석으로 해석하였다. 이를 통해 구한 유체의 압력 분포를 이용하여 베어링의 하중 지지 용량, 유량 및 강성을 구하고 이를 도시하여 설계의 타당성을 검증하였다.

2. 정수압 구면 베어링의 해석

정수압 구면 베어링을 사용한 회전 단조기의 개략도를 <Fig 2.1>에 도시하였다. 회전 단조기는 다이 위에 놓여진 공작물을 가공하기 위하여 오비탈 헤드(orbital head)와 연결된 구형 다이가 회전하며 단조하는 것으로, 가공시 헤드는 축방향 하중과 반경방향 하중을 동시에 받게 된다. 이 때 정수압 구면 베어링은 외부에서 공급된 오일에 의하여 형성된 유막의 압력에 의해 하중을 지지하게 되며 축방향 하중과 반경방향 하중을 모두 지지할 수 있다.

정수압 베어링을 해석하기 위한 좌표계는 r, θ, ϕ 변수를 사용하는 일반적인 구면 좌표계를 사용하였으며 비압축성 유체의 구면형 윤활면에서의 오일 거동을 나타내는 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\sin \psi \frac{\partial}{\partial \psi} \left(\sin \psi h^3 \frac{\partial \theta}{\partial \psi} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial \theta}{\partial \theta} \right) = 6\mu r \sin \psi \frac{\partial}{\partial \psi} \left[(v_1 + v_2) h \sin \psi \right] + 6\mu r \sin \psi \frac{\partial}{\partial \theta} \left[(u_1 + u_2) h \right] \quad (2-1)$$

일반적으로 rotor는 회전하고 stator는 정지하여 있으므로 $v_2 = u_2 = 0$ 이다. 따라서 $v_1 = u_\psi$, $u_1 = u_\theta$ 라 쓰면

$$\begin{aligned} \sin \psi \frac{\partial}{\partial \psi} (\sin \psi h^3 \frac{\partial p}{\partial \psi}) + \frac{\partial}{\partial \theta} (h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta}) = \\ 6\mu r \sin \psi \frac{\partial}{\partial \psi} (v_\psi h \sin \psi) + 6\mu r \sin \psi \frac{\partial}{\partial \theta} (u_\theta h) \end{aligned} \quad (2-2)$$

계산을 간단히 하고 수치 해석상의 오차를 줄이며 얻어진 결과들의 효용성을 높이기 위해 다음과 같은 무차원 변수들로 지배방정식을 무차원화 한다.

$$\begin{aligned} \text{무차원 유막 두께} \quad H &= h/C \\ \text{무차원 속도} \quad U &= U/\Omega R \\ \text{무차원 압력} \quad P &= p/P_a \\ \text{압축성 계수} \quad \Lambda &= 6\mu \Omega R^2 / P_a C^2 \end{aligned} \quad (2-3)$$

무차원 변수들을 식(2-2)에 대입하면 다음과 같은 무차원 지배방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \sin \frac{\partial}{\partial \psi} (H^3 \sin \psi \frac{\partial P}{\partial \psi}) + \frac{\partial}{\partial \theta} (H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta}) = \\ \Lambda \sin \psi [\frac{\partial}{\partial \psi} (H \sin \psi U_\psi) + \frac{\partial}{\partial \theta} (H \cdot U_\theta)] \end{aligned} \quad (2-4)$$

베어링의 정특성을 해석하기 위하여 베어링 면을 θ 방향으로 M개, ψ 방향으로 N개만큼 격자를 나누어 수치해석을 수행하였으며, 포켓에서의 압력을 일정하다고 가정하여 이를 경계조건으로 삼았다. <Fig 2.2>는 수치해석을 위한 임의의 격자점을 표시한 것이다.

각 격자간의 선형 압력 분포를 가정하고 중앙 차분식을 이용하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$a_P P_{i,j} = a_N P_{i,j+1} + a_S P_{i,j-1} + a_W P_{i-1,j} + a_E P_{i+1,j} + \Lambda_{rot} \quad (2-5)$$

여기서

$$\begin{aligned} a_P &= \frac{\sin \psi (H_{i+1/2,j})^3}{(\Delta \psi)^2} + \frac{\sin \psi (H_{i-1/2,j})^3}{(\Delta \psi)^2} + \frac{(H_{i,j+1/2})^3}{(\Delta \theta)^2} + \frac{(H_{i,j-1/2})^3}{(\Delta \theta)^2} \\ a_E &= \frac{\sin \psi \cos \psi (H_{i,j})^3}{2\Delta \psi} + \frac{\sin \psi (H_{i+1/2,j})^3}{(\Delta \psi)^2} \\ a_W &= -\frac{\sin \psi \cos \psi (H_{i,j})^3}{2\Delta \psi} + \frac{\sin \psi (H_{i-1/2,j})^3}{(\Delta \psi)^2} \\ a_N &= \frac{(H_{i,j+1/2})^3}{(\Delta \theta)^2} \\ a_S &= \frac{(H_{i,j-1/2})^3}{(\Delta \theta)^2} \\ \Lambda_{rot} &= -U_\theta \frac{H_{i,j+1/2} - H_{i,j-1/2}}{\Delta \theta} * \Lambda \sin \psi \end{aligned} \quad (2-6)$$

여기서 하첨자 1/2는 각 절점의 중간점으로 양절점의 평균치를 취하는 값을 의미한다.

결국 베어링 틈새내의 윤활면의 지배방정식은 식(2-6)과 같은 대수 방정식이 되어 반복계산에 의해 원하는 해, 즉 압력분포를 구할 수 있다.

3. 베어링의 정특성 해석

오일 포켓에서의 유량의 평형식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_P &= \dot{Q}_E + \dot{Q}_W + \dot{Q}_N + \dot{Q}_S \\ \frac{12\mu K_B}{P_s C^3} \sqrt{P_s - P_r} &= \int_{\theta_i}^{\theta_{i+1}} -\frac{1}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \Big|_{\psi=\phi} H^3 d\theta \\ &+ \int_{\theta_{i+1}}^{\theta_{i+2}} -\frac{1}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial \theta} \Big|_{\psi=-\phi} H^3 d\theta \\ &+ \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} -\frac{1}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial \psi} \Big|_{\theta=\theta} H^3 d\psi \\ &+ \int_{\psi_i}^{\psi_{i+1}} -\frac{1}{12\mu} \frac{\partial P}{\partial \psi} \Big|_{\theta=-\theta} H^3 d\psi \end{aligned} \quad (3-1)$$

위의 식들을 수치계산하여 원하는 포켓에서의 압력값을 구하고 이를 경계 조건으로 베어링의 압력 분포를 구한다. 임의의 격자점에 작용하는 압력은 <Fig 3.1>과 같으며 각 격자의 미소면적 $dA_{i,j}$ 는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$dA_{i,j} = R^2 (\cos \theta_{j-1/2} - \cos \theta_{j+1/2}) d\psi \quad (3-2)$$

임의의 격자점에 작용하는 힘 $dF_{i,j}$ 는

$$dF_{i,j} = P_{i,j} * dA_{i,j} \quad (3-3)$$

이 식(3-3)을 베어링 전 면적에 대해 적분하고 각각의 성분으로 나누면 x, y, z방향의 하중 지지 용량을 구할 수 있으며, 이 때 베어링의 정적 강성은 다음과 같다.

$$K = \frac{\partial F}{\partial \epsilon} \quad (3-4)$$

4. 해석 결과 및 고찰

정수압 구면 베어링에 대한 해석은 회전 단조기의 사양에 맞는 범위에 대하여 구하였으며 그 사양은 다음과 같다.

표 4.1 정수압 구면 베어링의 사양

요구 하중지지용량	250 ton
요구 강성	10 ton/ μ m
베어링 반경	250 mm
오일 공급 압력	350 kgf/cm ²
베어링 유막 틈새	100 μ m
포켓의 갯수	4

<Fig 4.1>에서 <Fig 4.3>은 오리피스 직경 0.9mm, 윤활틈새 100 μ m일 때 공급 압력의 변동에 따른 하중 지지 용량, 강성 그리고 유량을 편심률에 대하여 도시한 그래프이다. 편심률이 증가할수록 하중 지지 용량은 가파르게 증가한다. 또한 강성도 증가하지만 유량은 큰 변화가 없다. 베어링의 외부 하중이 증가하면 베어링은 높은 편심률에서 정적 평형을 이루면서 회전한다. 그러나 최대 하중 지지 용량을 넘어서는 외부 하중이 가해지면 베어링은 손상되게 된다. 하중 지지 용량과 강성을 높이기 위하여 오일의 공급 압력을 높이면 가능하나 유량이 많아지고 펌프가 과도하게 커져 열발생 등의 문제가 발

생하게 되므로 최적의 값을 찾는 것이 중요하다.

<Fig 4.4>에서 <Fig 4.6>은 오리피스 직경의 변화가 베어링 성능에 미치는 영향을 도시한 것이다. 오리피스 직경이 커지면 포켓의 압력 증가로 하중 지지 용량이 증가하며, 강성도 증가하나 지나치게 오리피스 직경이 커지면 베어링의 강성은 오히려 감소한다. 또한 오리피스 직경의 증가는 유량 증가를 가져오게 되어 펌프의 용량이 과도해지게 된다.

<Fig 4.7>에서 <Fig 4.9>는 베어링 틈새를 0.10mm에서 0.14mm로 증가시킬 때 베어링 특성을 도시한 것이다. 베어링 틈새가 감소하면 하중 지지 용량이 증가한다. 또한 강성도 증가한다. 그리고 틈새가 감소하면 유량이 감소하는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

큰 하중을 받으며 회전하는 회전 단조기의 주축용 베어링은 높은 하중을 지지해야 한다. 그리고, 원활한 회전을 위해서는 높은 강성이 필요하다. 따라서, 본 연구에서는 회전단조기의 주축 지지용 정수압 구면 베어링을 수치 해석을 통해 해석하였으며 압력 분포를 구해 이로부터 베어링의 기본 특성을 구하였다. 그리고, 정수압 베어링의 여러가지 제반 특성의 비교를 위해 편심률에 대한 베어링 하중 지지 용량, 강성, 유량을 도시하였다. 본 논문을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

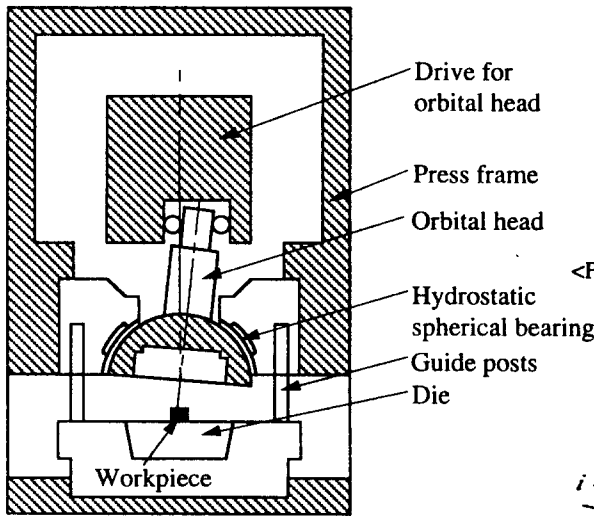
- 1) 직접 수치 해법을 통하여 베어링의 윤활의 기본 방정식인 레이놀즈 방정식을 구면 좌표계에 대하여 해석하고 이를 바탕으로 베어링 면에서의 압력 분포를 구하였다.
- 2) 공급 압력이 증가할수록 하중 지지 용량은 증가하며 강성도 높아진다.
- 3) 오리피스의 직경은 하중 지지 용량 및 강성에 큰 영향을 끼치며 특히 강성을 최대화하는 직경이 존재한다.
- 4) 베어링 틈새가 작아지면 하중 지지 용량이 커지며 강성이 증가하지만 조립 및 가공상의 문제로 최적값이 존재한다.
- 5) 정수압 베어링의 정적 특성수들은 공급압력, 베어링 틈새, 오리피스 직경 및 여러가지 베어링 형상에 따라 큰 영향을 받으며 해석의 결과를 토대로 정확한 예측이 가능하다.

참고 문헌

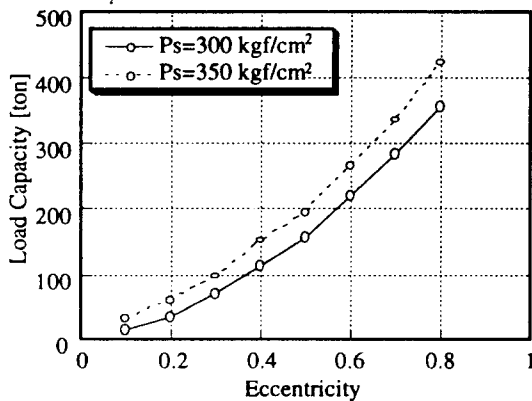
- 1.L.Rood, Investigation of the Spherical Hydrostatic Gas Bearing for Two-Axis Gyros, ASME,1971.
- 2.A.L.Gu, J.A.Walowit, D.F.Wilcock, A Hero-Jet Driven Porous Spherical Hydrostatic Gas Bearing Gyro, ASME, 1974.
- 3.J.Bootma, Spherical and Conical Spiral Groove Bearings, ASME, 1975.
- 4.Yuichi Sato, Akiyoshi Tamura, Characteristics of Outwardly Pumping Spherical Groove Bearings, JSME, 1979
- 5.Yuichi Sato, Akiyoshi Tamura, Stability Characteristics of Spherical Spiral Groove Bearings, JSME, 1979
- 6.Yutaka Miyake, Nobuyoshi Kawabata, Two-Dimensional Analysis of Stiffness and Damping Factor of Spiral Groove Spherical Bearing, JSME, 1982.
- 7.Yuichi Sato, Fluid Inertia Effect on the Load Capacity of Spherical Spiral Groove Bearings, Journal of Tribology, 1986.
- 8.P.S.Leung, I.A.Craighead, An Analysis of the Steady State and Dynamic Characteristics of a Spherical Hydrodynamic Journal Bearing, Journal of Tribology, 1989.

NOMENCLATURE

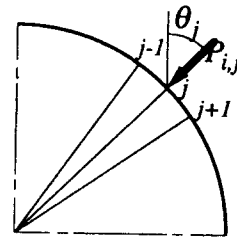
- C Bearing Clearance
- Ω Rotational Speed
- U_θ Dimensionless Velocity of theta-direction
- U_ϕ Dimensionless Velocity of phi-direction
- R Bearing Radius
- H Dimensionless Bearing Gap
- K_B Orifice Constant



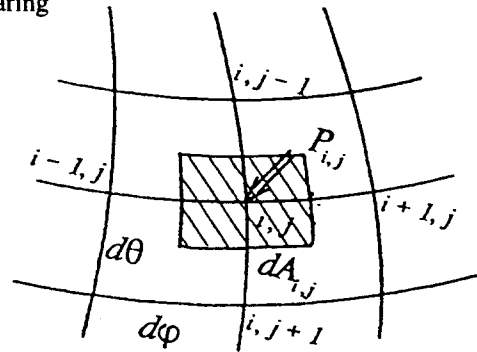
<Fig 2.1>Schematics of the Rotary Forging Machine



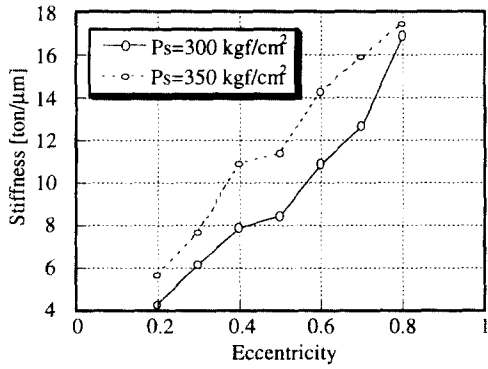
<Fig 4.1>Eccentricity vs. Load Capacity



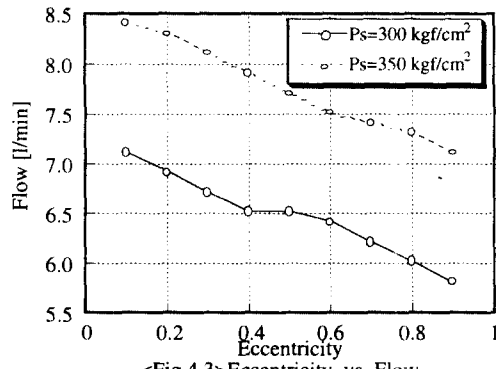
<Fig 3.1> Pressure at arbitrary nodal point



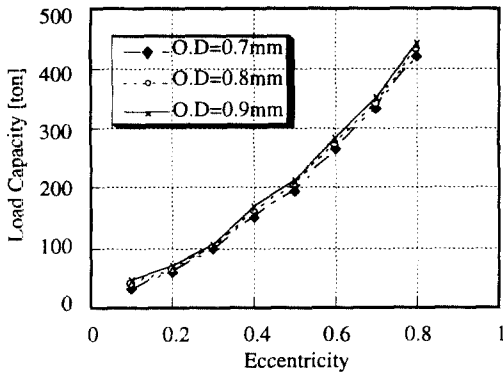
<Fig 2.2> Configuration of arbitrary grid point



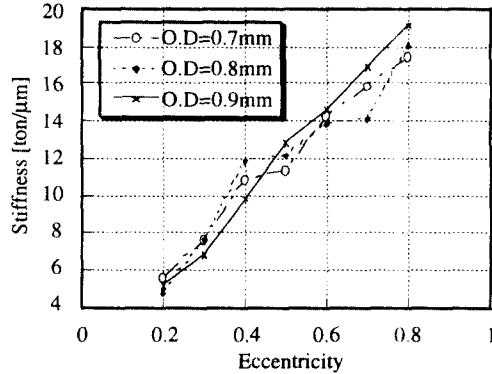
<Fig 4.2> Eccentricity vs. Stiffness



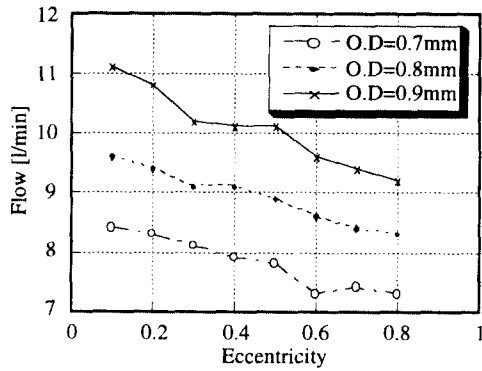
<Fig 4.3> Eccentricity vs. Flow



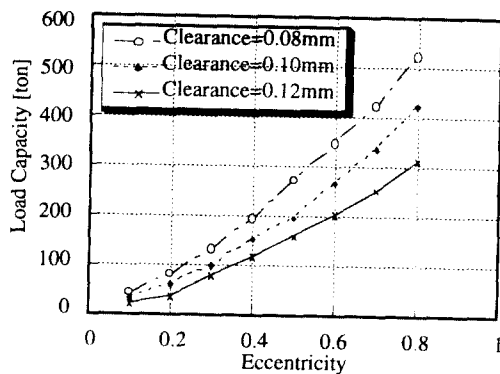
<Fig 4.4> Eccentricity vs. Load Capacity



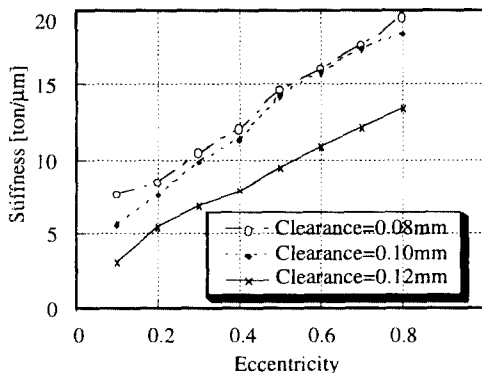
<Fig 4.5> Eccentricity vs. Stiffness



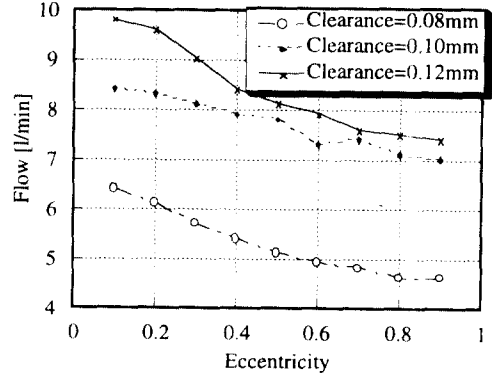
<Fig 4.6> Eccentricity vs. Flow



<Fig 4.7> Eccentricity vs. Load Capacity



<Fig 4.8> Eccentricity vs. Stiffness



<Fig 4.9> Eccentricity vs. Flow