

틸팅패드 스러스트베어링의 모멘트평형에 대한 고찰

김호종[†] · 최성필* · 하현천*

두원공과대학 컴퓨터응용설계과, *(주)터보링크

On Moment Balance of Tilting-Pad Thrust Bearings

Ho Jong Kim[†], Sung Pil Choi*, and Hyun Cheon Ha*

Department of Computer Aided Design, Doowon Technical College

*Turbolink, Inc.

Abstract - The present paper theoretically investigates characteristics of moment balance of a tilting-pad thrust bearing. Pressure of lubricant film of the bearing was computed using the finite element method, and average film temperature was estimated from the heat balance over a pad. From the investigation, it has been found that different two sets of tilt angles satisfy moment equilibrium of the pad about the pivot for a given pivot location. The tilt angles converged depend upon initial tilt angles assumed. Quite different bearing performance, including load capacity, film thickness, and temperature, is shown to be obtained based on choice of the initial tilt angles.

Key words - thrust bearing, tilting-pad, pivot, moment, tilt angle

1. 서론

틸팅패드 스러스트베어링(tilting-pad thrust bearing)은 각 패드가 피벗(pivot)에 의해 지지되어 있다. 패드에 가해지는 윤활유의 압력은 패드의 기울기에 따라 형성되는 유막의 두께 분포에 따라 변화한다. 틸팅패드 베어링에서는 압력분포가 피벗을 기준으로 모멘트 평형을 이루어야 하며 만약 모멘트 평형이 이루어지지 않으면 베어링의 하중지지 능력이 사라지게 되어 온도가 급격히 상승하거나 베어링면의 심각한 마모가 발생할 수 있다.

틸팅패드 베어링의 설계는 피벗의 위치가 성능에 상당한 영향을 주므로 설계 시 주의

를 요한다. 만약 피벗을 패드의 중앙에(center pivot) 두는 경우 패드의 면이 편평하다면 피벗에 대한 모멘트 평형을 이룰 수 없고 따라서 베어링의 하중지지능력(load capacity)을 상실하게 된다. 통상적인 설계는 피벗의 위치를 패드의 윤활유 입구 측에서 출구 측으로 약 60% 지난 지점에 둔다. 양수 발전용 펌프터빈과 같이 축이 양방향으로 회전하는 경우 피벗을 중앙에 위치시키는데 이 경우 패드 면을 구형으로 가공한 구형크라운(spherical crown)을 적용하기도 한다[5].

틸팅패드 베어링의 성능을 예측하기 위한 해석기술은 그동안 많은 연구자들의 노력으로 오래전부터 많은 성과를 거두었다 [1,3,7,8]. 성능해석과 관련된 과거의 문헌을 보면 어느 부분에서 주어진 패드의 반지름

[†] 주저자 · 책임저자: hjkim@doowon.ac.kr

방향 기울기에 대하여 하나 이상의 원주방향 기울기가 동일한 모멘트 중심을 가질 수 있다는 결과를 보여주고 있다[5]. 이는 주어진 피봇 위치에서 모멘트 평형을 만족하는 패드의 기울기가 하나 이상임을 의미한다. 이 사실이 틸팅패드 스러스트 베어링의 운전영역에서 발생한다면 성능해석에 영향을 미치게 된다.

본 연구에서는 틸팅패드 스러스트베어링에서 패드의 모멘트 평형을 만족하는 패드 기울기의 이중성에 대하여 해석을 통하여 조사해 보고 베어링의 성능에 미치는 영향을 분석하고자 한다. 또한 이러한 현상이 실제 베어링의 운전 중에 발생할 수 있는지에 대해서도 검토해 보고자 한다.

2. 유막압력 해석

Fig. 1에 나타나 있는 베어링과 러너 사이에 유입되는 윤활유는 쇠기형의 유막두께 (h) 변화에 의해 압력(P)이 발생하며, 이 압력은 다음의 레이놀즈방정식에 의해 지배받는다[8].

$$\frac{1}{\eta} \frac{\partial}{\partial r} \left(\eta H_r \frac{\partial \bar{P}}{\partial r} \right) + \frac{1}{\beta^2 \eta^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(H_\theta \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right) = \frac{\partial G}{\partial \theta} \quad (1)$$

여기서 H_r 및 H_θ , G 는 유막두께 h 와 윤활유 점도 μ 및 난류 특성을 나타내는 변수의 함수이고, \bar{r} , $\bar{\theta}$, η 는 무차원 좌표이다. (변수에 대한 자세한 내용은 참고문헌 [8] 참조) 무차원 압력 \bar{P} 는 다음과 같이 표현된다.

$$\bar{P} = \frac{\beta h_c^2}{\mu * \omega (\Delta R)^2} P$$

위 식에서 h_c 는 피봇유막두께, ω 는 축의 회전각속도, $\Delta R = R_2 - R_1$, ' $\bar{\cdot}$ '는 무차원

을 아래첨자 '*'는 대표 값(reference)을 나타낸다.

유막두께 h 는 패드의 기울어짐(tilting)에 의해 그 분포가 결정된다. Fig. 1을 참고로 하여 피봇의 중심을 기준으로 x , y 방향의 틸팅각도(tilt angle)를 각각 ψ_x , ψ_y 라 하면 유막두께는 다음 식과 같이 표현된다.

$$h = h_c - x \cos \psi_x \sin \psi_y + y \sin \psi_x \quad (2)$$

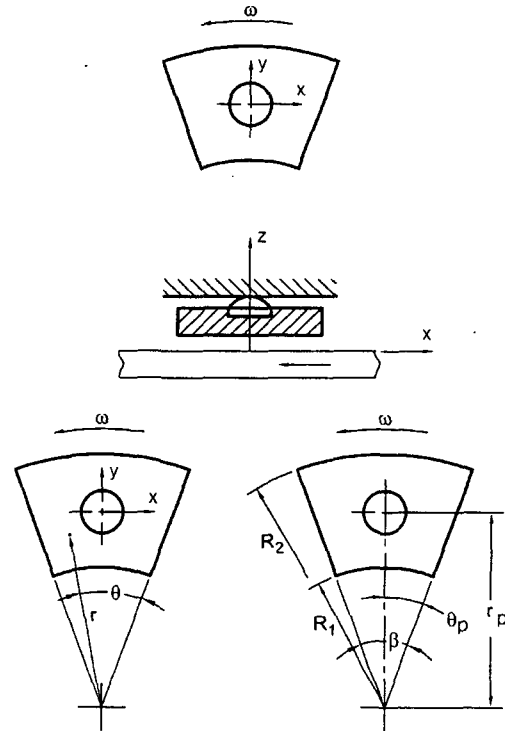


Fig. 1. Schematics of a tilting-pad thrust bearing

윤활유의 점도는 온도가 증가함에 따라 급격히 감소하는데, 여기서는 점도를 Walther 식을 이용하여 온도의 함수로 표현한다[2].

$$\log(\nu + \gamma) = \log \beta' + 1/T^C \quad (3)$$

여기서 ν 는 동점도를 나타내고 단위는 cS이며, T 는 온도, γ 및 β' , C 는 윤활유의 종류에 따라 고유한 상수이다.

윤활유의 온도는 유막 전반적으로 평균온

도 T_u 로 일정하다고 가정한다. T_u 는 패드를 기준으로 유막내에서 속도구배에 의한 마찰에너지(dissipation) 및 윤활유의 출입을 통한 에너지평형을 고려하여 구한다.

유막압력은 식(1)을 유한요소법을 이용하여 구한다[4]. 해석에는 4개의 절점을 가진 사각요소(rectangular element)를 이용하였다. 요소는 r 및 θ 방향으로 각각 16 등분할하여 구성하였다.

3. 힘 및 모멘트 평형

유막압력에 의하여 패드 면에 작용하는 하중(W) 및 피벗을 중심으로 작용하는 모멘트는 다음과 같다. 모멘트 계산 시 패드의 두께, 피벗의 곡률반경의 영향은 미미하므로 고려하지 않는다.

$$W = \int_0^\beta \int_{R_1}^{R_2} Prdrd\theta$$

$$M_x = - \int_0^\beta \int_{R_1}^{R_2} yPrdrd\theta$$

$$M_y = \int_0^\beta \int_{R_1}^{R_2} xPrdrd\theta$$

하나의 패드에 외부에서 작용하는 축 하중을 W_a 이라 하면, 정상상태에서 베어링의 각 패드는 힘 및 모멘트 평형을 이루어야 하므로 다음 식을 만족하여야 한다.

$$W = W_a \quad (4)$$

$$M_x = M_y = 0$$

초기에 유막두께 및 틸팅각도를 각각 h_{c0} , ψ_{x0} , ψ_{y0} 로 가정하면 일반적으로 위 식(4)는 만족되지 않는다. 식(4)를 만족하는 h_c , ψ_x , ψ_y 를 구하기 위해서 반복적인 방법을 이용한다. 주어진 h_c 에 대하여 먼저 모멘트 평형을 만족하는 ψ_x , ψ_y 를 다음 식과 같이 Newton 법을 이용하여 구한다.

$$\begin{pmatrix} \frac{\partial M_x}{\partial \psi_x} & \frac{\partial M_x}{\partial \psi_y} \\ \frac{\partial M_y}{\partial \psi_x} & \frac{\partial M_y}{\partial \psi_y} \end{pmatrix}_n \begin{pmatrix} \Delta \psi_x \\ \Delta \psi_y \end{pmatrix} = - \begin{pmatrix} M_x \\ M_y \end{pmatrix}_n \quad (5)$$

$$\psi_{x,n+1} = \psi_{x,n} + \Delta \psi_x$$

$$\psi_{y,n+1} = \psi_{y,n} + \Delta \psi_y$$

여기서 n 은 반복계산 회수이다.

유막두께 h_c 는 축 하중을 중심으로 bisection 법을 이용하여 힘의 평형을 만족하는 값을 구한다[6].

4. 결과 및 고찰

본 연구에서 해석 대상 베어링은 산업체에서 적용되고 있는 것으로 사양이 Table 1에 요약되어 있다.

Table 1. Specification of the bearing

항 목	값
베어링 외경 ($2R_2$)	266.7 mm
베어링 내경 ($2R_1$)	144.5 mm
패드 수	8
패드 각도 (β)	38°
공급유량 (Q_{supl})	80 ℓ /min
급유온도 (T_{supl})	45 $^\circ\text{C}$
축회전속도 (N)	5400 rpm
윤활유	ISO VG32

먼저 일정한 피벗유막두께에 대하여 피벗을 패드의 중앙에 두고, $(r_p - R_1)/\Delta R = 0.5$, $\theta_p/\beta = 0.5$, 틸팅각도를 변화시키며 압력에 의한 하중의 중심을 계산하였다. ($\Delta R = R_2 - R_1$) 이때 윤활유의 온도를 급유온도와 동일하게 두고 등온 해석을 수행하였다. 그 결과가 Fig. 2에 나타나 있다. 그림에서 r_c 및 θ_c 는 하중 중심의 좌표를 나타낸다. 반지름 방향으로 하중 중심이 패

드의 중심에 있는 경우, 즉 $\bar{r}_c = (r_c - R_1)/\Delta R = 0.5$ 선에 대하여 $\bar{\theta}_c = \theta_c/\beta$ 가 일정한 선과의 교차되는 점에 해당하는 ψ_x 및 ψ_y 가 패드의 모멘트평형을 만족하는 틸팅각도가 된다. $\bar{\theta}_c = 0.5$ 인 선은 교차하지 않는다는 것을 알 수 있다. 이는 패드가 편평한 경우 중심피봇(center pivot)은 모멘트평형을 만족하지 않으며 따라서 하중지지능력도 상실하게 된다. 그림에서 약 $\bar{\theta}_c = 0.55$ 이상에서 교차점이 발생하게 되는데 모든 경우 교차점이 2개가 존재한다는 것을 알 수 있다. 두 교차점에서 틸팅각도를 비교해 보면 ψ_x 는 유사한 값을 가지나 ψ_y 는 상당한 차이를 보인다.

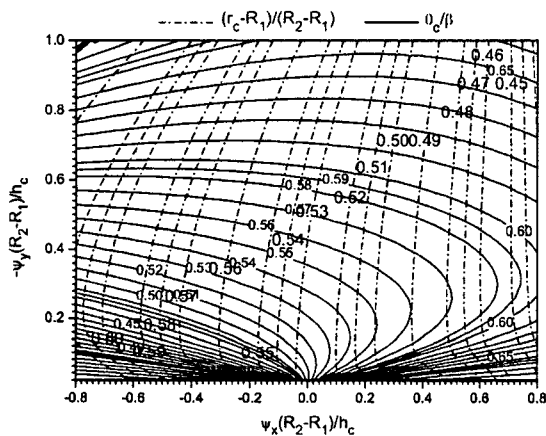


Fig. 2. Load center

두 개의 교차점이 존재한다는 것은 동일한 피봇 위치에 대하여 패드의 모멘트 평형을 만족하는 틸팅각도가 두 개 존재하며 따라서 하중지지능력 등 베어링의 성능이 다르게 나타날 수도 있다는 것을 의미한다. 이 틸팅각도는 초기 틸팅각도 ψ_{x0} 및 ψ_{y0} 에 따라 달라질 수 있다. 초기 틸팅각도를 다음과 같이 두 경우로 고려하여 베어링의 성능해석을 수행하였다.

$$\text{Upper: } \begin{cases} \psi_{x0}\Delta R/h_c = 0.4 \\ \psi_{y0}\Delta R/h_c = -1.0 \end{cases}$$

$$\text{Lower: } \begin{cases} \psi_{x0}\Delta R/h_c = 0.4 \\ \psi_{y0}\Delta R/h_c = -0.1 \end{cases}$$

성능해석은 온도변화를 고려하여 패드의 유막을 기준으로 에너지보존을 이용하여 유막의 평균온도를 계산하였다. 피벗유막두께를 $h_c = 70\mu m$ 로 일정하게 두었다.

두 경우에 대하여 패드의 모멘트평형을 만족하는 틸팅각도가 각 피벗 위치에 따라 Fig. 3에 나타나 있다. 반지름방향 틸팅각도 ψ_x 는 두 경우에 대하여 피벗위치의 변화에 따라 크게 변화하지 않는다. 그러나 원주방향 틸팅각도 ψ_y 는 상당한 차이를 나타내고 있다. Lower의 경우 $-\psi_y(R_2 - R_1)/h_c$ 의 값이 0.2보다 작으며 $\bar{\theta}_p = \theta_p/\beta$ 가 증가하면 약 0.07로 수렴한다. Upper의 경우 0.2보다 크며 $\bar{\theta}_p$ 가 증가하면 급격히 증가함을 알 수 있다. 두 경우는 약 $\bar{\theta}_p = 0.555$ 에서 일치하는 값을 가지며 그 이하에서는 모멘트평형은 이루어지지 않는다.

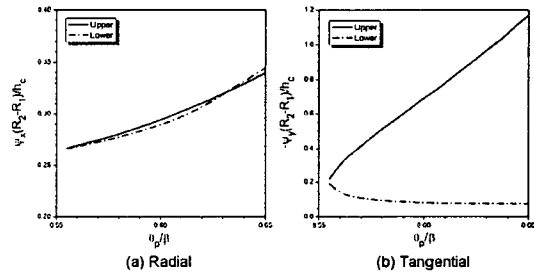


Fig. 3. Tilt angles for various pivot location

피벗 위치의 변화에 따른 베어링의 성능이 Fig. 4~6까지 나타나 있다. 축 하중은 원주방향의 틸팅각도 변화와 유사한 형태로 변화한다. Upper의 경우 $\bar{\theta}_p$ 가 증가하면 급격히 증가하지만 Lower의 경우 반대로 감소하고 있다. 최소유막두께(minimum film thickness)는 틸팅각도에 따라 결정되므로 Fig. 5에 나타나 있는 것처럼 Upper의 경우

$\bar{\theta}_p$ 의 증가에 따라 감소하고 Lower의 경우 크게 변하지 않는다.

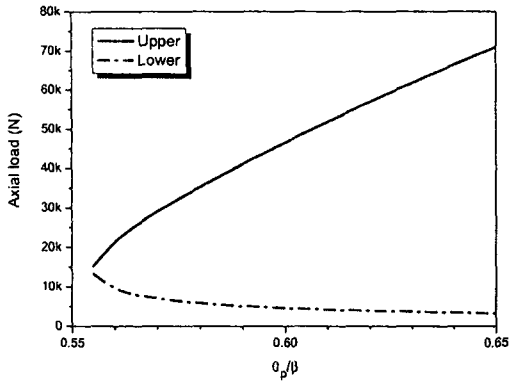


Fig. 4. Axial load for various pivot location

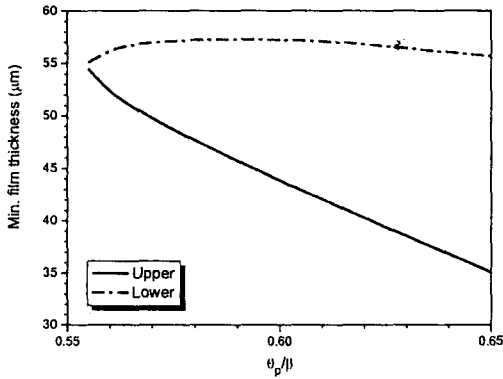


Fig. 5. Minimum film thickness for various pivot location

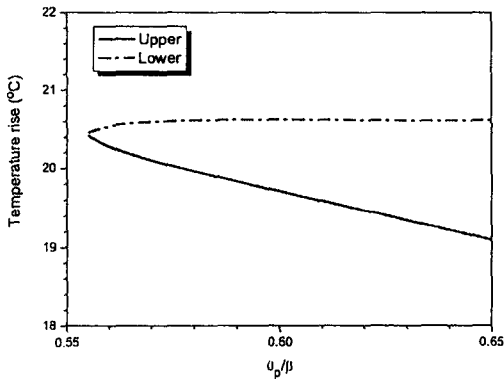


Fig. 6. Temperature rise for various pivot location

온도상승(temperature rise)은 패드의 출구온도(exit temperature) T_c 에서 급유온도 T_{supply} 를 뺀 값으로 정의하고 그 변화가 Fig.

6에 나타나 있다. Upper의 경우 $\bar{\theta}_p$ 가 증가하면 감소하는 것으로 나타난다. 이는 원주방향 틸팅각도가 증가함에 따라 유막으로 유입되는 유량이 증가하고 출구 측의 유량은 감소하기 때문이다. Lower의 경우 온도 상승은 거의 변하지 않는데, 틸팅각도가 작은 값에서 크게 변화하지 않으므로 $\bar{\theta}_p$ 가 증가하더라도 유막은 거의 평행면 사이에 존재하는 상태와 유사하기 때문인 것으로 판단된다.

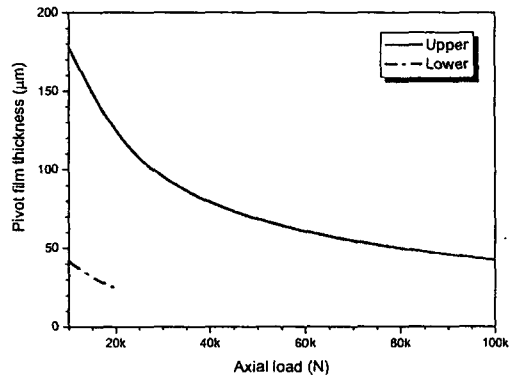


Fig. 7. Pivot film thickness for various axial load

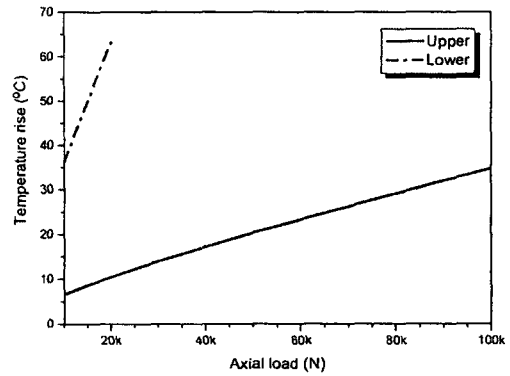


Fig. 8. Temperature rise for various axial load

피벗 위치를 $\bar{r}_p = 0.5$, $\bar{\theta}_p = 0.6$ 에 두고 축 하중을 $10kN$ 에서 $100kN$ 까지 증가시키며 베어링의 성능변화를 조사하였으며, 그 결과가 Fig. 7 및 8에 나타나 있다. Fig. 7로부터 피벗유막두께(h_c)는 축 하중이 증가

함에 따라 지수적으로 감소한다. Lower의 경우, Upper의 경우보다 아주 낮은 값을 가지는데 하중지지능력이 저하하는데 원인이 있다. 또한 Lower의 경우 축 하중이 20kN보다 크면 Fig. 8에 나타나 있는 것처럼 온도가 급격히 상승하여 성능해석이 불가능해진다.

이상에서 살펴본 것처럼 성능해석에서 초기 틸팅각도의 선정에 따라 베어링성능의 결과가 큰 차이를 나타낸다. 이는 베어링의 패드의 형상이 부채꼴인 것에 그 원인이 있다고 판단된다. 패드가 직사각형이고 평면 슬라이더인 경우에는 이러한 현상이 나타날 가능성은 적으리라 짐작이 된다.

실제 베어링은 운전초기에 자유 상태로 어떤 틸팅각도를 가지게 된다. 화전이 시작되면 하중에 따라 일정한 틸팅각도로 세팅되는데 이 과정에서 어느 쪽으로 틸팅각도가 결정되는지는 상황에 따라 달라질 것이다. Upper의 경우가 그 범위가 넓고 Lower의 경우 좁으므로 Upper의 경우로 세팅되는 확률이 높을 것으로 생각된다. 그러나 만약 Lower의 경우로 세팅되면 베어링이 역할을 제대로 수행되지 못하게 된다. 이론적으로 어느 쪽으로 세팅되는지는 베어링의 동적 및 안정성 해석을 통하여 알 수 있을 것이다.

5. 결론

틸팅패드 스러스트베어링의 모멘트평형을 만족하는 패드 틸팅각도의 이중성에 대하여 조사한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 주어진 반경방향 피벗위치에 대하여 특정 값 이상의 원부방향 피벗위치에 대해서만 모멘트평형이 이루어지며 그 이하에서는 베어링의 하중지지능력은 상실된다.
- 주어진 피벗위치에서 모멘트 평형을 만족하는 틸팅각도는 두 개 존재하며 초기 틸팅각도에 의존한다.
- 초기 틸팅각도가 과도하게 작으면 하중

지지능력이 급격히 감소하고 윤활유 온도는 급격히 상승한다.

- 운전 중 틸팅각도의 세팅은 더 많은 연구가 필요하며 실제 현상으로 발생할 가능성에 대해서도 더 연구되어야 할 부분이다.

참고문헌

- 1) Szeri, A.Z., Tribology: Friction, Lubrication, and Wear, Hemisphere Pub. Co., New York, 1980.
- 2) Cameron, A., Basic Lubrication Theory, John Wiley & Sons, New York, 1981.
- 3) Constantinescu, V.N., et al., Sliding Bearings, Allerton Press, New York, 1985.
- 4) Zienkiewicz, O.C., The Finite Element Method, McGraw-Hill, New York, 1977.
- 5) Raimondi, A.A., and Szeri, A.Z., "Journal and Thrust Bearing," in CRC Handbook of Lubrication, Vol. II, CRC Press, Boca Raton, 1984, pp. 413-462.
- 6) Gerald, C. F. and P. O. Wheatley, "Applied Numerical Analysis," Addison Wesley, Reading, MA, U.S.A., 1985.
- 7) Kim, K.W., et al., "A Three-Dimensional Analysis of Thermohydrodynamic Performance of Sector-Shaped, Tilting-pad Thrust Bearings," ASME J. of Lubrication Technology, Vol. 105, pp. 406-413, 1983.
- 8) Jeng, M.C, et al., "A Thermohydrodynamic Solution of Pivoted Thrust Pads: Part I - Theory," ASME J. of Tribology, Vol. 108, pp. 195-207, 1986.