

# 선단압력을 고려한 공기윤활 틸팅패드베어링의 정특성

김성국 · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과

## The Static Performances of Air-Lubricated Tilting Pad Bearings With Inlet Pressure

Seong-Kook Kim, Kyung-Woong Kim

Department of Mechanical Engineering, KAIST

**Abstract**—The inlet pressure build-up at the leading edge of bearings and its effects on the static performances are investigated theoretically. The performance analyses of air-lubricated tilting pad bearings are carried out considering the inlet pressure which is obtained by means of momentum conservation method. The results show that inlet pressure is above atmosphere pressure in front of leading edge of tilting pad bearing and there is a significant influence of the inlet pressure on the performance of bearings.

**Key Words:** Air-lubricated Tilting Pad Journal Bearings, Inlet Pressure, Friction Force, Load Capacity

### 1. 서 론

틸팅패드베어링이나 피스톤 링과 같이 베어링의 윤활면이 불연속적인 경우 유막압력의 형성에 선단압력이 영향을 주게 된다. 베어링의 입구부 전방에서 점성에 의한 윤활제의 확산효과로 윤활제의 속도분포가 점차 발달되어 베어링의 입구부 근처에서는 무시할 수 없는 관성력을 가지게 된다. 이러한 상태에서 윤활제가 갑자기 좁은 베어링유막으로 들어가기 때문에 베어링 유막의 입구부에서는 대기압보다 높은 압력이 발생하게 되며 이로 인하여 베어링의 성능에 영향을 주게 된다.

베어링유막입구에서 발생하는 선단압력과 관계된 연구는 크게 두 가지 방향으로 진행되어 왔다. 하나는 선단압력의 발생 기구에 관한 것이고 다른 하나는 선단압력을 경계조건으로 이용하여 베어링의 성능을 연구하는 것이다. Rodkiewicz 등은 패드베어링의 선단에서 운동량보존법칙을 이용하여 선단압력의 크기를 예측하였으며 선단압력이 틸팅패드베어링의 성능에 영향을 줄음을 보였다[1]. Mori 등은 베어링선

단에서의 기계적에너지 보존원리를 이용하여 선단압력의 크기를 예측하였으며 또한 베어링 선단에서의 유동에 대하여서도 연구를 하였다[2]. Kim 등은 베르노이방정식과 손실계수를 이용하여 선단압력을 구하였고 이를 실험을 통하여 검증하였다[3]. Henshaw 등은 자기기록매체의 슬라이더베어링에 대해 Navier Stokes방정식을 수치해석으로 풀어 선단압력과 슬라이더베어링 주위의 공기 유동의 움직임을 구하였다[4]. Hughes 등은 공기윤활 드러스트베어링에서 선단압력이 발생함을 실험적으로 보였다[5].

대부분의 선단압력을 고려한 베어링의 해석 대상은 액체윤활상태이며 공기윤활상태에 대해서는 연구활동이 거의 없는 실정이다. 공기윤활 틸팅패드베어링의 경우 윤활제의 점도는 낮지만 운전속도가 높으므로 베어링의 입구부에서 발생하는 선단압력이 윤활면의 압력에 비해 무시할 수 없을 것으로 생각되며 베어링의 성능에도 영향을 줄 것으로 판단된다. 따라서, 본 연구에서는 선단압력을 고려한 공기윤활을 하는 단일 틸팅패드베어링의 정특성을 알아보고자 한다.

## 2. 기본방정식

### 2.1. 선단압력을 구하는 방법

베어링의 입구부에서의 유동은 복잡한 3차원의 유동이지만 해석의 편의성을 위해 베어링의 선단영역을 2차원 평면으로 가정을 한다. 틸팅패드베어링의 입구와 출구의 속도분포와 운동량보존식에 의해 선단압력을 구할 수 있다. 베어링 구간에서의 속도분포는 다음과 같다.

$$u = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} (y^2 - hy) + U \frac{h-y}{h} \quad (1)$$

Fig. 1의 A에서의 속도분포를  $u = U(1 - (y/d)^2)$  라고 가정을 하면 구간 ABCD의 검사체적에서의 운동량보존식은 다음과 같다.

$$\int_0^{\delta} \rho U^2 (1 - y/d)^4 dy - \int_0^{h_2} \rho u^2_{out} dy = \frac{2\mu U \overline{DA}}{\delta} \quad (2)$$

여기서,  $\overline{DA}$ 는  $L_p$ 로 가정한다. 식 (1)과 (2)로부터  $\delta$ 를 구할 수 있다. 구간 AG가 미소하다고 가정하면 구간 ABFG에서의 운동량보존에 의해 다음의 식을 구할 수 있다.

$$\int_0^{\delta} \rho u^2_a dy - \int_0^{h_1} \rho u^2_{in} dy + \int_0^{\delta} p_a dy - \int_0^{h_1} p_{in} dy - \int_{h_1}^{\delta} \left[ \frac{p_a - p_{in}}{\delta - h_1} (y - h_1) + p_{in} \right] dy = 0 \quad (3)$$

식 (1)과 (3)을 무차원화하면

$$\bar{u} = \frac{u}{U} = \frac{p_a h^2}{2\mu UB} \frac{dP}{dX} (\bar{y}^2 - \bar{y}) + 1 - \bar{y}$$

$$Re^* \left[ \bar{\delta} \int_0^1 \bar{u}^2_a d\bar{y} - \bar{h}_1 \int_0^1 \bar{u}^2_{in} d\bar{y} \right] = \left[ (p_{in} - p_a) \frac{\bar{\delta} + \bar{h}_1}{2} \right] / (\Lambda \alpha) \quad (4)$$

여기서,

$$\bar{y} = \frac{y}{h}, \bar{h}_1 = \frac{h_1}{c_p}, \bar{h}_2 = \frac{h_2}{c_p}, \bar{\delta} = \frac{\delta}{c_p}, \alpha = \frac{L_p}{B},$$

$$P = \frac{p}{p_a}, Re = \frac{\rho UL_p}{\mu}, Re^* = Re \left( \frac{c_p}{L_p} \right)^2, \Lambda = \frac{\mu UB}{p_a c_p^2}$$

식 (4)을 풀면 베어링의 선단압력  $p_{in}$ 을 구할 수 있다.

### 2.2. 정특성

공기유향 틸팅패드베어링의 정특성을 알기 위해서는 먼저 레이놀즈방정식을 풀어야 한다. 정상상태의 레이놀즈방정식과 경계조건은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \rho h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\mu U \frac{\partial}{\partial x} (\rho h)$$

$$p(0) = p_{in}, p(B) = p_a \quad (5)$$

위의 식을 무차원화하면 식(6)이 된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{R}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Y} \left( PH^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) \quad (6)$$

여기서,

$$x = R\theta, Y = \frac{y}{L}, P = \frac{p}{p_a}, H = \frac{h}{c_p}$$

$$H = 1 - \varepsilon_p (\theta - \theta_0) - m \cos(\theta - \theta_p) - \bar{\gamma} \sin(\theta - \theta_p) \quad (7)$$

레이놀즈방정식에 경계조건을 대입하여 압력을 구하고 이를 이용하여 새로운  $p_{in}$ 을 구한다. 전 단계의 선단압력과 새로 구한 선단압력의 차이가 수렴조건을 만족할 때까지 위의 과정을 반복한다. 경계조건으로 베어링의 선단에서의 압력분포는 패드중앙에서만 선단압력을 구하고 폭 방향으로의 선단압력분포는 다음의 식으로 결정한다.

$$p_{in} = p_a \left( 1 - \left| \frac{2y}{L} \right|^x \right), \quad -\frac{L}{2} \leq y \leq \frac{L}{2} \quad (8)$$

여기서,  $p_{in}$ 은 패드의 중앙에서의 선단압력이고  $x$ 는 폭 방향의 선단압력을 결정하는 상수로서 2로 고정하였다. 전단력에 의한 마찰력은 다음과 같다.

$$f = \int_0^B \int_0^L \tau_w dx dy$$

이를 무차원화시키면

$$F = \frac{fc_p}{\mu URL} = \int_0^{\theta} \int_0^1 \left[ \frac{3}{\Lambda} H \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{H} \right] dY d\theta \quad (9)$$

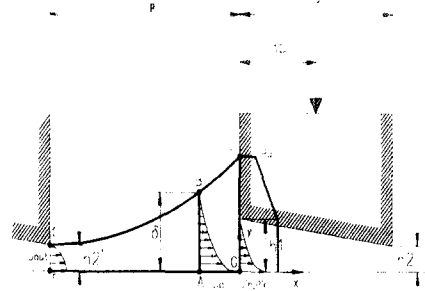


Fig. 1 Coordinates of the bearings and the geometry of the inlet region.

부하능력을 구하는 식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} F_x = \frac{f_x}{p_c RL} \\ F_y = \frac{f_y}{p_c RL} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \int_{\theta_0}^{\theta_1} \int_0^1 (P-1) \cos \theta dY d\theta \\ \int_{\theta_0}^{\theta_1} \int_0^1 (P-1) \sin \theta dY d\theta \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$W = \frac{w}{p_c RL} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (11)$$

### 3. 해 석

해석대상의 베어링은 단일패드베어링으로 패드각은 각각 110, 80, 60도이다. 이는 일반적인 3패드, 4패드, 5패드의 틸팅베어링의 베어링각이 된다. 또한 패드와 패드사이의 각은 각각 12, 10, 10도이다. 피봇의 위치  $\beta$ 는 0.45, 0.5, 0.55로 바꾸어 가면서 해석하였다. 해석대상의 베어링패드의 격자는  $40 \times 10$ 으로 나누었다. 선단압력은 패드의 중앙에서만 구하였으며 틸팅각은 Newton-Rapson법을 사용하여 계산하였다. 해석순서는 다음과 같다.

- ① 필요한 데이터를 입력한다.
- ② 레이놀즈방정식 (6)을 푼다.
- ③ 베어링의 틸팅각이 수렴조건을 만족하지 않으면 ②→③을 반복한다.
- ④ 선단압력을 구한다.
- ⑤ 베어링의 선단압력이 수렴조건을 만족하지 않으면 ②→④를 반복한다.
- ⑥ 부하능력과 마찰력을 계산한다.

### 4. 해석결과 및 고찰

선단압력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우 마찰력과 부하능력의 차이가 나타나게 된다.

Fig. 3은 선단압력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 마찰력을 나타낸 것이다. 패드각이 120도, 예압이 0.4인 경우로 베어링수가 증가함에 따라 선단압력을 고려한 경우의 마찰력이 고려하지 않은 경우보다 낮은 값을 나타내고 있다. 이는 선단압력의 영향으로 틸팅각이 변화로 인해 유막두께와 압력의 변화에 의한 것으로 판단된다. 또한 피봇위치가 뒤로 갈수록 마찰력이 감소함을 보이고 있다.

Fig. 4(a)는 패드각이 80도이고 선단압력을 고려한 경우에 대해 패드의 피봇위치를 예압양의 변화에 따른 마찰력을 구한 것이다. 마찰력

에 영향을 주는 요소는 패드의 피봇위치보다는 예압양의 영향이 더욱 큼을 알 수 있다. 예압양의 변화에 따른 압력과 유막두께의 변화로 인해 마찰력이 변화하는 것이다.

Fig. 4(b)는 예압양이 0.8이고 선단압력을 고려한 경우에 대해 패드각과 피봇위치를 변화시켜가면서 마찰력을 구한 것으로 패드각이 커짐에 따라 마찰력도 증가하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 5는 패드각이 80도이고 예압양이 0.8인 경우에 대해 선단압력을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 부하능력을 나타낸 것으로, 그림에서 보듯 선단압력을 고려하지 않은 경우 베어링수가 증가하여도 부하능력은 일정 값 이상으로 증가하지 않는다. 선단압력을 고려한 경우는 베어링수가 증가함에 따라 부하능력이 증가함을 보이고 있다. 이는 선단압력으로 인해 발생압력이 커지는데 기인한다. 또한 피봇위치

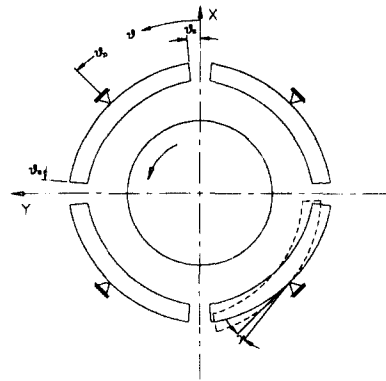


Fig. 2 Coordinate system for a tilting pad journal bearing

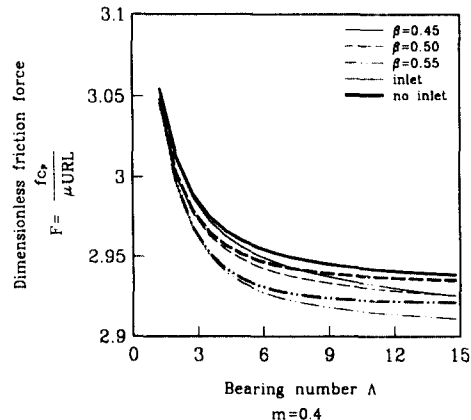


Fig. 3 Bearing number versus dimensionless friction force

가 뒤로 갈수록 부하능력이 증가하는 것은 선단압력의 고려유무에 상관없이 같은 경향을 보이고 있다.

Fig. 6(a)는 패드각이 80도인 경우, 선단압력을 고려한 경우에 대해 예압양과 피봇의 위치를 변화시켰을 때의 부하능력으로 예압양이 커질수록 부하능력이 증가함을 볼 수 있다. 이는 예압양이 커질수록 발생하는 압력이 커지기 때문이다.

Fig. 6(b)는 선단압력을 고려한 경우에 패드의 예압양이 0.8일 때 패드각과 피봇의 위치를 변화시키면서 부하능력을 구한 것이다. 패드각이 커질수록 그리고 피봇의 위치가 뒤로 갈수록 부하능력이 커짐을 볼 수 있다. 이는 피봇의 위치가 뒤로 갈수록 패드베어링의 특성상 모멘트의 균형을 잡기 위해 패드의 기울기가 변하므로 인해 발생하는 압력이 증가하기 때문이라고 판단된다.

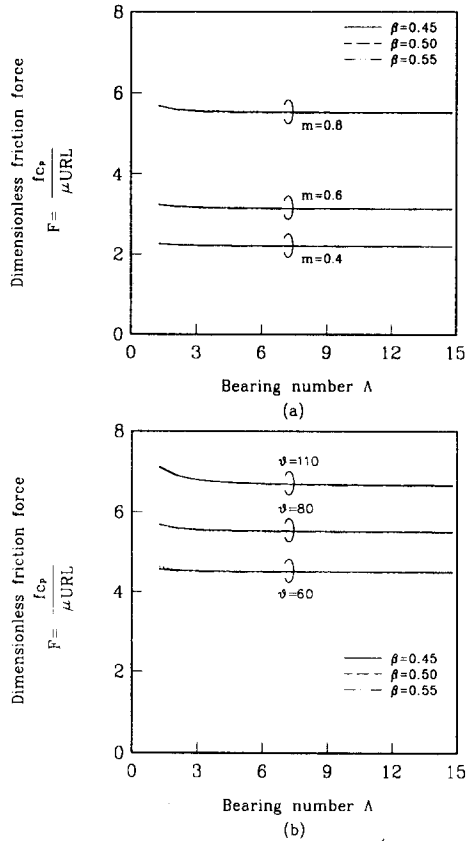


Fig. 4 Bearing number versus dimensionless friction force

Fig. 7은 틸팅패드베어링의 폭과 반경의 비가 각각 0.5와 1.0인 경우의 부하능력을 나타낸 것이다. 폭과 반경의 비에 상관없이 선단압력의 영향으로 베어링수가 증가함에 따라 부하 능력

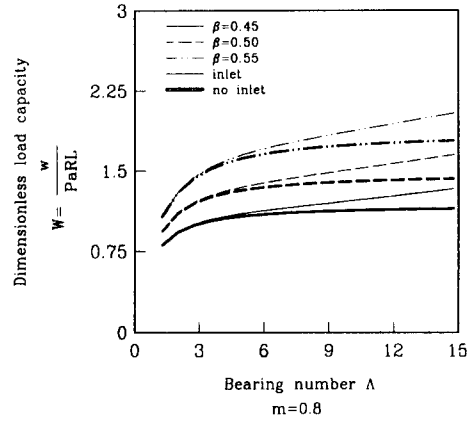


Fig. 5 Bearing number versus dimensionless load capacity

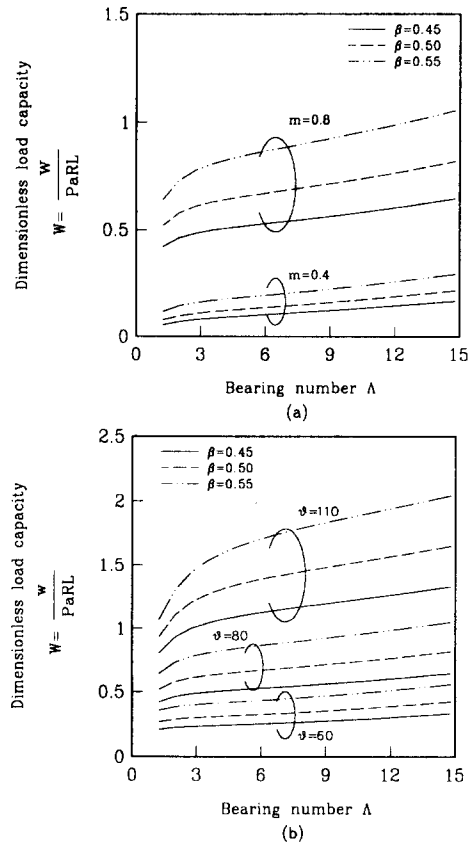


Fig. 6 Bearing number versus dimensionless load capacity

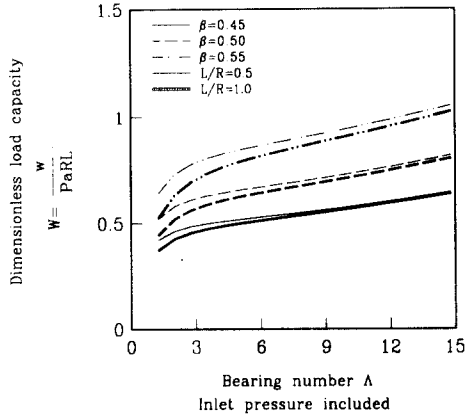


Fig. 7 Bearing number versus dimensionless load capacity

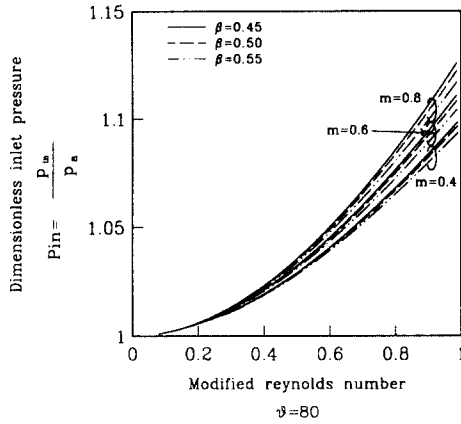


Fig. 8 Modified reynolds number versus dimensionless inlet pressure

도 증가한다.

Fig. 8은 패드각이 80도인 경우 수정된 레이놀즈수에 대한 선단압력을 구한 것이다. 예압량이 증가할수록 선단압력이 증가함을 보이고 있다. 예압량이 증가할수록 패드의 유막두께와 발생압력이 변화되고 이로 인해 선단압력에 변화를 가져온다.

## 5. 결 론

선단압력을 고려한 공기유회 틸팅패드베어링의 정특성해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 패드와 패드사이의 공동이 존재하는 공기유회 틸팅패드베어링의 경우 베어링의 입구에서 대기압이 아닌 선단압력이 발생하였다.

2. 선단압력을 고려한 경우 선단압력을 고려하지 않은 경우에 비해 마찰력이 감소함을 보인다.
3. 선단압력을 고려한 경우 베어링의 부하능력이 증가한다.

## 기호 및 약어 설명

$c_p$	bearing clearance
$F$	dimensionless friction force
$h$	film thickness
$h_1$	film thickness at leading edge
$h_2$	film thickness at trailing edge
$H$	dimensionless film thickness
$L$	bearing width
$m$	amount of preloading
$P$	dimensionless pressure
$p_a$	atmosphere pressure
$p_{ic}$	inlet pressure at center of pad
$p_{in}$	inlet pressure
$R$	bearing radius
$Re$	Reynolds number
$Re^*$	modified Reynolds number
$U$	sliding velocity
$W$	dimensionless load capacity
$x$	coordinate of $x$ direction
$y$	coordinate of $y$ direction
$\Lambda$	bearing number
$a$	ratio of distance btw. pads and pad length
$\beta$	ratio of pivot position and pad length
$\delta$	boundary layer thickness
$\varepsilon_p$	eccentricity ratio
$\gamma$	tilting angle
$\bar{\gamma}$	dimensionless tilting angle
$\theta$	coordinate of circumferential direction
$\theta_p$	angle of pivot
$\rho$	lubricant density
$\mu$	lubricant viscosity
$\chi$	pressure factor in $y$ direction

## 참 고 문 헌

1. Cz. M. Rodkiewicz, K. W. Kim and J. S. Kennedy, "On the Significance of the Inlet Pressure Build-Up in the Design of Tilting-Pad Bearings," J. of Tribology, Vol. 112, 1990, pp. 17-22
2. A. Mori, T. Makino and H. Mori, "Entry

Flow and Pressure Jump in Submerged Multi-Pad Bearings and Grooved Bearings,  
" J. of Tribology, Vol. 114, 1992, pp. 370-378

3. 김종수, "베어링 입구에서 발생하는 선단압력에 관한 연구", KAIST, 박사학위논문, 1991
4. W. D. Henshaw, L. G. Reyna and J. A. Zufiria, "Compressible Navier-Stokes Computations for Slider Air-Bearings," J. of Tribology, Vol. 113, 1991, pp. 73-79
5. S. J. Hughes, S. I. Hogg and T. V. Jones, "Analysis of a Gas Lubricated Hydrodynamic Thrust Bearing," J. of Tribology, Vol. 118, 1996, pp. 449-456