피봇 강성을 고려한 틸팅 패드 저널 베어링의 해석

최태규¹ · 김태호^{2*}

¹국민대학교 대학원 기계설계학과, ²국민대학교 기계시스템공학부

Analysis of Tilting Pad Journal Bearings Considering Pivot Stiffness

Tae Gyu Choi¹ and Tae Ho Kim^{2*}

¹Graduate School, Dept. of Mechanics and Design, Kookmin University

²School of Mechanical Systems Engineering, Kookmin University

(Received January 12, 2014 ; Revised February 8, 2014 ; Accepted February 9, 2014)

Abstract – This study set out to predict the load capacity and rotordynamic coefficients of tilting-pad journal bearings, taking the pivot stiffness into account. The analysis uses rocker-back (cylindrical) and ball in socket (spherical) pivot models, both of which are based on Hertzian contact stress theory. The models ascertain the non-linear elastic deformation of the pivots according to the applied load, pivot geometry, and material properties. At present, the Reynolds equation for an isothermal, isoviscous, and incompressible fluid is used to calculate the film pressure by using the finite-element method, after which the Newton–Raphson method is used to simultaneously find the journal center location, pad angles, and pivot deflections. The bearing analysis, excluding the pivot models, is validated using predictions those are readily available in the literature. As the rotor speed increases, the predicted journal eccentricity and damping coefficients decrease, but the stiffness coefficients increase, as expected. Most importantly, the implementation of the pivot models increases the journal eccentricity but significantly decreases the stiffness and damping coefficients of the tilting-pad journal bearings.

Keywords – tilting pad journal bearing (틸팅 패드 저널 베어링), pivot stiffness (피봇 강성), load capacity (하중지지능력), stiffness (강성), damping (감쇠)

Nomenclature

c_b	Bearing clearance (m)	F_{Po}	Load on pivot (N)
c_p	Pad clearance (m)	h	Oil film thickness (m)
$C_{ij=X,Y}$	Bearing damping coefficients (N-s/m)	$K_{ij=X,Y}$	Bearing stiffness coefficients (N/m)
D	Journal diameter (m)	L	Bearing axial length (m)
D_h	Pivot housing diameter (m)	L_R	Rocker back length (m)
D_p	Pivot diameter (m)	N	Number of pads (–)
e	Journal eccentricity (m)	p	Oil film pressure (Pa)
E_h	Pivot housing modulus of elasticity (N/m ²)	p_0	Ambient pressure (Pa)
E_p	Pivot modulus of elasticity (N/m ²)	R_j	Bearing journal radius (m)
		R_p	Radius of pad curvature (m)
		R_b	Radius of bearing curvature (m)
		S	Sommerfeld number (–)
		t	Time (sec)

*Corresponding author : thk@kookmin.ac.kr
Tel: +82-2-912-4723, Fax: +82-2-910-4839

t_p	Pad thickness (m)
W_b	Bearing load (N)
x, z	Coordinate system on pad of bearing (m)
X, Y	Inertial coordinate system (m)
δ	Pad tilting angle (deg)
μ	Oil absolute viscosity (Pa·s)
ν_h	Pivot housing poisson's ratio (-)
ν_p	Pivot poisson's ratio (-)
θ	Circumferential angle (deg)
θ_c	Journal attitude angle (deg)
θ_e	End of pad angle (deg)
θ_s	Start of pad angle (deg)
θ_{pad}	Pad angle (deg)
ϕ_p, θ_p	Pivot angle (deg)
ζ	Pivot deflection (m)
ρ	Oil density (kg/m ³)
Ω	Rotor angular velocity (rad/s)

1. 서 론

일반산업 및 구동/발전설비의 고속 회전체 시스템에 적용되는 틸팅 패드 저널 베어링 설계 기술은 1960년대 이후 미국을 중심으로 연구개발이 지속되고 있다. 최근에는 보편적 기술의 발전으로 인해 다단 압축기, 펌프, 및 가스터빈 등의 고속회전기기에 적용되고 있으며, 기술 향상을 위한 응용 연구가 활발하게 진행되고 있다. 틸팅 패드 저널 베어링은 구름 베어링에 비해서 고속 구동과 내구성이 우수할 뿐만 아니라, 다른 유체 윤활 저널 베어링에 비해서 연성 강성 계수 (Cross-Coupled Stiffness Coefficients)가 없거나 매우 작아 고속에서도 안정적으로 저널의 회전이 가능하다. 그러나, 아직까지 베어링 냉각 설계 및 패드를 지지하는 피봇의 설계 기술에 있어서는 모델링 및 해석의 어려움이 존재한다.

Kim과 Kim[1]은 패드 선단압력이 틸팅 패드 저널 베어링의 정적 및 동적 특성에 미치는 해석적 연구를 진행하였다. 유막 압력해석을 위해 패드 선단에서의 압력 경계조건으로 입구압력을 사용해 해석하였으며 입구압력이 틸팅 패드 저널 베어링의 강성에 영향을 미치는 것을 밝혔다. Ha와 Kim[2]은 온도 및 난류효과를 고려한 동특성 해석을 통해 온도 및 난류의 영향이 강성과 감쇠계수에 영향을 미치는 것을 밝혔다. Kim[3] 등은 난류, 온도, 선단압력을 고려하여 패드 수

의 변화가 THD(Thermohydrodynamic) 특성에 미치는 영향을 최대 온도 발생영역에서 분석하였으며, 피봇의 위치와 패드의 수에 따른 최대온도, 부하지지능력 및 마찰토크의 관계에 대해 밝혔다. 또한 Ha[4, 5]등은 소형 가스터빈을 위한 틸팅 패드 베어링에 대하여 LOP(Load-on-pads)와 LBP(Load-between-pads) 하중 조건에서 예압 변화가 회전축 횡진동에 미치는 영향을 분석하였다.

Nicholas[6]등은 5패드 틸팅 패드 베어링의 패드 원주 길이의 비율과 패드 사이 간격에 따른 최적화된 강성, 감쇠 계수에 관하여 해석적으로 연구하였다. Kirk와 Reedy[7]는 피봇의 형상에 따른 틸팅 패드 피봇의 강성 변화를 모델링 및 해석하였으며 이를 통해서 피봇의 형상에 따른 동적 계수를 분석하였다. Nicholas와 Wygant[8]는 고하중에서 틸팅 패드 저널 베어링 피봇과 강성의 관계를 통해 피봇에 따른 강성값과 그에 따른 패드 내의 응력변화를 유한요소법을 통해서 분석하였다.

San Andres[9]는 하이브리드 연성 피봇(Flexure pivot) 틸팅 패드 베어링에 대한 모델링 및 해석을 수행하면서 연성 피봇(Flexure pivot) 베어링의 우수성을 해석 및 실험적으로 검증하였다. Childs와 Harris[10]는 틸팅 패드 저널 베어링을 해석함에 있어 임의의 피봇 강성을 고려한 동적 계수 해석 결과를 실험 결과와 비교하였다. 해석과 실험결과를 비교하여 피봇 강성을 고려한 해석이 피봇 강성을 고려하지 않은 해석보다 실험 결과와 더 잘 일치함을 보였다.

이처럼 국내외의 틸팅 패드 저널 베어링에 대한 다양한 연구가 진행 되어왔지만 피봇을 고려한 틸팅 패드 저널 베어링의 피봇 설계에 따른 베어링의 정·동특성 해석은 많은 연구가 진행되지 않았다. 따라서, 본 연구에서는 틸팅 패드 저널 베어링의 정·동특성 예측을 통한 설계 기술을 개선하기 위해 피봇 형상 및 하중조건에 따른 피봇 강성을 예측하고 피봇 모델이 베어링의 운전 특성에 미치는 영향을 해석적으로 분석하고자 한다.

2. 해석 모델

Fig. 1은 틸팅 패드 저널 베어링의 해석 모델을 보여준다. 틸팅 패드 저널 베어링은 피봇(Pivot)에 지지된 틸팅 패드(Tilting pad)가 저널(Journal)을 지지하는 베어링 면을 형성하는 구조를 갖는다. 베어링의 설

Fig. 1. Simplified model of typical tiling pad journal bearing.

Fig. 2. Spherical (Ball and Socket) Pivot.

계를 위한 변수는 저널의 반경(R), 패드의 개수, 패드의 원주길이(θ_{pad}), 베어링 원주 좌표계 원점 및 패드 선단으로부터의 피봇의 거리(ϕ_p , θ_p), 베어링 간극(c_b), 기계적 예압 또는 프리로드($c_p - c_b$), 피봇의 형상 등이다. 저널과 패드 사이에는 윤활 오일이 공급되며, 저널이 회전함에 따라 유체 동압(Hydrodynamic pressure)이 발생하여 하중을 지지한다. Fig. 2와 Fig. 3은 각각 틸팅 패드 지지를 위해 일반적으로 사용되는 볼 소켓형(Ball-and-socket or spherical) 피봇과 락커 백형(Rocker-back or cylindrical) 피봇을 보여준다.

피봇은 패드를 지지하면서 피봇점을 기준으로 패드

Fig. 3. Cylindrical (Rocker Back) Pivot.

의 틸팅 거동을 가능하게 한다. 베어링에 부과된 하중이 좁은 피봇점에 집중되기 때문에 피봇은 상대적으로 큰 변형과 마모를 수반한다. 따라서, Kirk와 Reddy[7], 그리고 Nicholas와 Wygant[8]는 Roark의 Hertzian contact stress 이론[11]을 바탕으로 피봇의 강성 해석 모델을 제시하였다. 참고문헌[11]에 따르면 Hertz는 곡률을 가지는 탄성 물체간의 접촉에서 하중에 따른 표면 응력 및 변형량에 대한 수학적 이론을 확립 하였으며, 이를 실험적으로 증명하였다. 해석 모델은 패드에 가해지는 하중이 피봇에 집중하중으로 작용하는 것을 가정하였다. 볼 소켓형 피봇은 패드 하단에 위치한 소켓이 반구형의 피봇을 감싸는 형태로 점 접촉을 한다. 참고문헌[8]에 보고된 볼 소켓형 피봇의 강성은 식 (1)과 같다.

$$K_p = 1.442 \sqrt[3]{\frac{C_1 F_{p0}}{C_2^2}} \quad (1)$$

여기서, C_1 과 C_2 는 각각 아래와 같다.

$$C_1 = \frac{D_h D_p}{D_h - D_p} \quad C_2 = \frac{1 - \nu_p^2}{E_p} + \frac{1 - \nu_h^2}{E_h}$$

락커 백형 피봇의 경우 패드 하단면의 곡률반경과 하우징의 곡률반경의 차이로 인해 패드는 하우징과 축 방향으로 선 접촉을 한다. 하중으로 인해 피봇이 변형될 때 볼 소켓형 피봇에 비해 넓은 접촉 면적을 갖기 때문에 고하중용으로 사용이 가능하다. 참고문헌[8]에 따르면 락커 백형 피봇의 강성은 식 (2)로 계산이 가능하다.

Table 1. Pivot geometry and material properties [8]

Pivot Type	Ball and Socket
Ball Diameter, D_p (mm)	50.8 – 101.6
Differential Diameter, $D_h - D_p$ (μm)	25.4 – 127
Pad Elasticity, E_h (Pa)	103×10^9
Pad Poisson, ν_h (-)	0.34
Ball Elasticity, E_p (Pa)	200×10^9
Ball Poisson, ν_p (-)	0.3
Pivot Type	Rocker Back
Housing Diameter, D_h (mm)	228.6
Differential Diameter, $D_h - D_p$ (mm)	25.4 – 127
Rocker Back Length, L_R (mm)	69.2 – 120.0
Pad Elasticity, E (Pa)*	200×10^9
Pad Poisson, ν (-)*	0.3

*Note: Same materials for the rocker back pivot and pad

Fig. 4. (a) Pivot stiffness vs. differential diameter and (b) pivot stiffness vs. static load for increasing ball diameters. Ball and socket pivot.

Fig. 5. (a) Pivot stiffness vs. differential diameter and (b) pivot stiffness vs. static load for increasing rocker back lengths. Rocker back pivot.

$$K_p = \frac{\pi E L_R}{2(1 - \nu^2) \left[\frac{2}{3} + \ln \left[\frac{(D_h - D_p) 4 E L_R}{2.15^2 F_{p0}} \right] \right]} \quad (2)$$

Table 1은 볼 소켓형 피봇 및 락커 백형 피봇의 강성 해석을 위한 모델[8]의 주요 치수 및 기호를 보여 준다. 볼 소켓형 피봇의 경우, 피봇과 패드의 재료는 각각 강철(Steel)과 청동(Bronze)이며, 락커 백형 피봇의 경우 피봇과 패드의 재료는 모두 강철(Steel)이다.

Fig. 4와 Fig. 5는 각각 볼 소켓형 피봇 및 락커 백형 피봇의 강성 해석 결과를 보여 준다. Fig. 4에서 볼 소켓형 피봇은 볼의 직경(D_p)이 커짐에 따라, 그리고 소켓과 볼의 곡률직경 차이($D_h - D_p$)가 감소함에 따라 피봇의 강성이 비선형적으로 증가함을 알 수 있다. 또한, 하중이 증가함에 따라 피봇 강성이 비선형적으로 증가하는데 저하중 영역에서 고하중 영역보다 증가량이 큰 것을 알 수 있다. Fig. 5에서 락커 백형 피

봇의 경우 락커 백의 길이(L_R)가 증가함에 따라, 그리고 락커 백과 하우징의 곡률직경 차이(D_R-D_p)가 작아짐에 따라 피봇의 강성이 비선형적으로 증가한다. 또한, 하중이 증가함에 따라 피봇 강성이 비선형적으로 증가한다. 그러나, 너무 극단적인 피봇의 강성증대는 피봇의 회전운동을 방해하며 마모를 증대시킬 우려가 있다.

3. 해석 방법

Fig. 6은 피봇의 변형을 고려한 틸팅 패드 저널 베어링의 패드 거동을 보여준다. $R_p, R_b, R_j, t_p, e, h, \theta_c, \theta_p, \theta$ 는 각각 패드의 곡률 반경, 베어링 반경, 저널 반경, 패드 두께, 저널 편심량, 윤활유막 두께, 저널 자세각, 원주 좌표계 원점으로부터의 피봇의 거리, 그리고 윤활두께 해석 각도를 나타낸다. δ 와 ζ 는 각각 패드의 회전(틸팅)각도와 피봇의 반경방향 변위를 보여준다. 식 (3)은 참고문헌[12, 13]의 수식을 바탕으로 유도한 피봇의 변형 (ζ)을 고려한 틸팅 패드 저널 베어링의 윤활유막 두께 계산식이다.

$$h = (R_p - R_j) - e \cos(\theta_c - \theta) + \{\zeta - (R_p - R_b)\} \cos(\theta - \theta_p) - \delta(R_p + t_p) \sin(\theta - \theta_p) \quad (3)$$

틸팅 패드 저널 베어링의 상온 성능 예측을 위해 식 (4)와 같이 비압축성 유체를 위한 레이놀즈 방정식을

Fig. 6. Schematic view of tilting pad journal bearing with pad rotation and pivot deflection.

사용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\rho h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{R_j \Omega}{2} \rho h \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) \quad (4)$$

$p, R_j, t, h, \rho, \mu, \Omega$ 는 각각 압력, 저널 반경, 시간, 윤활유막 두께, 유체의 밀도, 유체의 점도, 그리고 회전각속도이다. x, z 는 각각 원주방향 및 축방향 직교 좌표계를 나타낸다. 패드 표면 원주 방향 및 축 방향의 끝단에서의 압력 경계조건은 주변압력(p_0)과 같도록 하였다. 즉, $p = p_0$ ($\theta = \theta_s, \theta_e, z = L/2, -L/2$). θ_s 와 θ_e 는 각각 패드의 시작 및 끝나는 지점의 각도이다. 패드의 압력분포를 계산하기 위한 수치해석을 위해 유한 요소법을 사용하였으며 이는 참고문헌[14]을 참고하였다. 패드의 윤활유막에 분포되는 유체동압은 피봇을 기준으로 패드의 모멘트를 유발하며, 패드는 모멘트 평형이 이루어지도록 회전(틸팅)하게 된다. $N = i$ 번째 패드에서의 모멘트 평형 계산식을 식 (5)에 나타내었다.

$$\int_{-L/2}^{L/2} \int_{x_s}^{x_e} (R_p + t_p)(\theta - \theta_p) p \cos(\theta - \theta_p) dx dz = 0 \quad (5)$$

패드의 유체동압에 의해 피봇은 피봇의 강성(K_p)에 따라 힘 평형이 이루어지도록 반경 방향으로 ζ 만큼 변형하게 된다. 이 때 $N = i$ 번째 피봇에서의 힘 평형 계산식을 식 (6)에 나타내었다

$$\int_{-L/2}^{L/2} \int_{x_s}^{x_e} (p - K_p \zeta) \cos(\theta - \theta_p) dx dz = 0 \quad (6)$$

식 (5), (6)에서 $x_s = R_j \theta_s$, 그리고 $x_e = R_j \theta_e$ 이다. N_{pad} 의 패드 개수를 갖는 틸팅 패드 저널 베어링의 유체동압에 의한 수평 및 수직 방향 반력은 식 (7)로부터 계산할 수 있다. 정적 평형이 이루어지면 수평 방향의 반력 (F_x)의 합은 0이 되어야 하며, 수직 방향의 반력 (F_y)의 합은 베어링 하중(W_b)과 같아야 한다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= \sum_{i=1}^{N_{pad}} \left[\int_{-L/2}^{L/2} \int_{x_s}^{x_e} p \cos \theta dx dz \right] = 0 \\ \sum F_y &= \sum_{i=1}^{N_{pad}} \left[\int_{-L/2}^{L/2} \int_{x_s}^{x_e} p \sin \theta dx dz \right] - W_b = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

각 패드의 모멘트 평형과 피봇 힘 평형, 그리고 수평 및 수직 방향 힘 평형 방정식을 식 (8)에 나타내었다. 동시해 ($\tilde{X}$) 계산을 위해 Newton-Raphson 수치해석 기법을 사용하였으며, 이를 통해 정적 평형 상태에

Fig. 7. Flow chart for tilting pad journal bearing analysis.

서의 각 패드의 회전각도(δ), 각 피봇의 변형량(ζ), 저널의 편심량(ε)을 계산할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \text{Moment}_i \\ \vdots \\ \text{Moment}_{N_{pads}} \\ \text{PivotForce}_1 \\ \vdots \\ \text{PivotForce}_{N_{pads}} \\ \sum F_x \\ \sum F_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \Rightarrow \bar{F}(\bar{X}) = \bar{0} \quad (8)$$

베어링의 강성 및 감쇠계수는 식 (9)와 같이 정적 평형 상태의 저널 중심에서 수평(X) 및 수직(Y) 방향의 미소 변위 및 속도 증분에 따른 수평 및 수직 방향의 베어링 반력 변화비로부터 계산할 수 있다. 틸팅패드 저널 베어링의 교차 강성($K_{X\dot{X}}, K_{Y\dot{Y}}$) 및 감쇠 계수

($C_{X\dot{X}}, C_{Y\dot{Y}}$)는 일반적으로 존재하지 않는다. Fig. 7은 수치 해석 흐름도(Flow chart)를 보여준다.

$$\begin{aligned} K_{X\dot{X}} &= \frac{\Delta F_{X\dot{X}}}{\Delta \dot{X}}, K_{X\dot{Y}} = \frac{\Delta F_{X\dot{Y}}}{\Delta \dot{Y}} \approx 0, K_{Y\dot{X}} = \frac{\Delta F_{Y\dot{X}}}{\Delta \dot{X}} \approx 0, K_{Y\dot{Y}} = \frac{\Delta F_{Y\dot{Y}}}{\Delta \dot{Y}} \\ C_{X\dot{X}} &= \frac{\Delta F_{X\dot{X}}}{\Delta \dot{X}}, C_{X\dot{Y}} = \frac{\Delta F_{X\dot{Y}}}{\Delta \dot{Y}} \approx 0, C_{Y\dot{X}} = \frac{\Delta F_{Y\dot{X}}}{\Delta \dot{X}} \approx 0, C_{Y\dot{Y}} = \frac{\Delta F_{Y\dot{Y}}}{\Delta \dot{Y}} \end{aligned} \quad (9)$$

4. 해석 검증

Table 2는 참고문헌[15]의 틸팅패드 저널 베어링 해석 모델의 치수 및 윤활 오일(Turbine oil # 90)의 물성치를 보여준다. 해석 모델의 신뢰성 검증을 위해 현재의 모델 해석 결과를 Fig. 8에서 참고문헌[15]의

Table 2. Geometry of tilting pad journal bearing and oil properties [15]

Parameters	Values
Journal radius, R_j (mm)	40
Bearing length, L (mm)	80
Number of Pad, N_{pad} (-)	5
Pad Angle, θ_{pad} (deg)	60
Pad radial clearance, c_p (μm)	200
Preload ratio, $m=(c_p-c_h)/c_p$ (-)	0.5
Pivot offset, θ_p/θ_{pad} (-)	0.5
Oil viscosity, μ (Pa-s)	0.0192
Density, ρ (kg/m^3)	859

Fig. 8. Predicted journal eccentricity ratio vs. Sommerfeld number for static load of 2000 N. Rotating speed range: 2000~20000 rpm. Load-between-pads (LBP). Comparison to Ref. [15].

결과와 비교하였다. 참고문헌[15]에서 사용된 무차원계수인 좀머펠트수(Sommerfeld number)를 식 (10)에 나타내었다.

$$S = \frac{\mu N L D (R_j)^2}{W c_p} \quad (10)$$

μ , N , L , D , W , R_j , c_p 은 각각 오일 점성, 회전속도 (rpm), 베어링 길이, 베어링 직경, 베어링 하중, 저널 반지름, 베어링 반경방향 간극을 나타낸다.

Fig. 8은 하중이 패드 사이에 가해질 경우(Load-between-pads, LBP) 좀머펠트수에 따른 저널 편심률의 예측결과를 보여준다. 해석 결과는 참고문헌[15]과 비교하였다. 좀머펠트수가 증가함에 따른 저널 편심률은 감소하며 참고문헌[15]와 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 9는 Table 2의 베어링에 대해 하중이 패드 사

Fig. 9. Predicted stiffness, K_{xx} (upper) and K_{yy} (lower) vs static Load. Comparison to the ratio of the difference in static load to that in journal eccentricity ($\Delta F/\Delta e$). Rotational speed: 32000 rpm. Load-between-pads (LBP).

Fig. 10. Predicted pressure (upper) and film thickness (lower) profiles along angular location at 10000 rpm for static load of 2000 N. Load-between-pads (LBP).

이에 가해질 경우(Load-between-pads, LBP) 하중의 증가에 따른 강성의 예측결과(K_{xx} , K_{yy})를 보여준다. 회전속도는 32000 rpm이다. 예측된 강성 해석 결과는 미소 저널 편심량과 그에 따른 베어링 반력 증가분의 비율, 또는 정적 강성($\Delta F_x/\Delta e_x$, $\Delta F_y/\Delta e_y$)과 3% 내에서 일치하며 이를 통해 해석 프로그램의 신뢰성을 검증할 수 있다.

Fig. 10은 Table 2의 베어링에 대해 하중이 패드 사이에 가해질 경우 (Load-between-pads, LBP) 각 패드의 압력분포와 유막두께를 보여준다. 회전속도는 10000 rpm 이며, 하중은 2000 N 이다. 베어링 하중 방향이 위치한 4번과 5번 패드에 압력이 집중되는 것을 확인할 수 있으며, 하중 방향의 반대편에 위치한 2번 패드에 압력이 가장 적은 것을 확인할 수 있다. 유막의 두께는 압력분포와 반대로 4번과 5번 패드의 유막 두께가 가장 작고, 2번 패드의 유막 두께가 가장 큰 것을 확인할 수 있다.

5. 피봇 강성 효과 예측

피봇의 형상이 베어링의 정동특성에 미치는 영향을 알아보기 위하여 Table 3과 같이 참고문헌[8]에 보고된 볼 소켓형 피봇과 락커 백형 피봇 모델을 선정하였다. 피봇 강성의 효과를 예측하기 위해 일정한 베어링 하중에서 회전속도에 따른 저널 편심률과 강성, 감쇠 계수의 변화를 확인하였다. Table 3의 볼 소켓형 피봇과 락커 백형 피봇에 대하여, Fig. 11은 회전

Table 3. Pivot geometry and material properties [8]

Pivot Type	Ball and Socket
Ball Diameter, D_p (mm)	101.6
Differential Diameter, $D_h - D_p$ (μm)	25.4
Pad Elasticity, E_h (Pa)	103×10^9
Pad Poisson, ν_h (-)	0.34
Ball Elasticity, E_p (Pa)	200×10^9
Ball Poisson, ν_p (-)	0.3
Pivot Type	Rocker Back
Housing Diameter, D_h (mm)	228.6
Differential Diameter, $D_h - D_p$ (mm)	25.4
Rocker Back Length, L_R (mm)	120.0
Pad Elasticity, E (Pa)*	200×10^9
Pad Poisson, ν (-)*	0.3

*Note: Same materials for the rocker back pivot and pad

Fig. 11. Predicted eccentricity ratio vs. rotating speed for rigid pivot, ball socket pivot, and rocker back pivot. Bearing Load: 24554 N. Load-between-pads (LBP).

속도 증가에 따른 저널의 편심율을 보여준다. 해석결과(Rigid pivot)보다 볼 소켓형 피봇과 락커 백형 피봇의 편심율이 더 큰 것을 확인 할 수 있다. Fig. 12와 Fig. 13은 각각 회전속도에 따른 강성(K_{xx} , K_{yy}) 과 감쇠(C_{xx} , C_{yy})를 보여준다. 해석결과(Rigid pivot)에 비해 피봇을 고려하였을 때, 강성 및 감쇠 계수가 모두 감소하는 것을 확인하였다. 특히, 강성의 감소 효과는 회전속도가 증가함에 따라 뚜렷해지는데, 이는 회전속도의 증가에 따른 윤활유막의 강성 증가로 인해 베어링의 강성이 피봇의 강성에 의존하게 되기 때문이다.

Fig. 12. Predicted stiffness coefficients (K_{xx} , K_{yy}) vs. rotating speed for rigid pivot, ball socket pivot, and rocker back pivot. Bearing Load: 24554 N. Load-between-pads (LBP).

Fig. 13. Predicted damping coefficients (C_{xx} , C_{yy}) vs. rotating speed for rigid pivot, ball socket pivot, and rocker back pivot. Bearing Load: 24554 N. Load-between-pads (LBP).

6. 결 론

본 논문은 피봇 강성을 고려한 틸팅 패드 저널 베어링의 성능 예측을 위하여 단일 패드에서의 피봇의 형상에 따른 강성 계수를 예측하였으며, 해석된 피봇 모델을 고려한 틸팅 패드 저널 베어링의 정·동특성 해석 및 결과 분석을 통하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

1. 일반적으로 피봇의 강성은 피봇 하우징과 피봇 곡률 반경의 차이가 증가할수록 감소한다.
2. 일반적으로 피봇 강성의 변화는 고하중 영역보다 저하중 영역에서 지배적이다.
3. 특히, 볼 소켓형 피봇의 경우 하중 증가에 따라 피봇 강성이 급격하게 변하여 피봇 강성 고려시 패드에 작용되는 하중이 매우 중요한 설계 요소이다.
4. 일반적으로 피봇 강성을 고려한 틸팅 패드 저널 베어링 해석 시 저널 편심율이 증가하였다.
5. 피봇 강성을 고려시 베어링의 강성과 감쇠계수 모두 감소하였다.

Acknowledgments

본 연구는 2013년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제(No. 20134040200580)와 현대중공업 및 한국과학기술연구원(KIST)의 연구용역과제의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- [1] Kim, J. S., Kim, K. W., "Inlet Pressure Effects on the Static and Dynamic Characteristics of Tilting-Pad Journal Bearings", *JSME Int. J. Ser. 3*, Vol. 35, pp. 121-127, 1992.
- [2] Ha, H. C., Kim, K. W., "Dynamic Analysis of a Large Tilting Pad Journal Bearing Including the Effects of Temperature Rise and Turbulence", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng.* Vol. 19, No. 2, pp. 313-321, 1995.
- [3] Kim, S. G., Kang, J. H., Kim, K. W., "Effect of Pad Number on the Static Performances of Large Tilting Pad Journal Bearings", *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 20, No. 6, pp. 330-336, 2004.
- [4] Ha, J. W., Myung, J. H., Suk, J. I., Lee, A. S., "Effect of Preload in a Tilting Pad Bearing of Load-Between-Pad and Load-On-Pad Configurations on the Lateral Vibration Characteristics of Small Gas Turbine," *Proc. KMFA 2010*, pp. 131-137, 2010.
- [5] Ha, J. W., Myung, J. H., Suk, J. I., Lee, A. S., Kim, Y. C., "Effects of Design Conditions in Five Pad Tilting Pad Bearing on the Lateral Vibration Characteristics of Small Gas Turbine," *Trans. KSNVE*, Vol. 21, No. 8, pp. 752-760, 2011.
- [6] Nicholas, J. C., Gunter, E. J., Allaire, P. E., "Stiffness and Damping Coefficients for the Five Pad Tilting Pad Bearing", *ASLE Trans.*, Vol. 22, No. 2, pp. 112-124, 1979.
- [7] Kirk, R. G., Reedy, S. W., "Evaluation of Pivot Stiffness for Typical Tilting-Pad Journal Bearing Designs", *ASME J. Vib. Acoust. Stress and Reliab.*, Vol. 110, No. 2, pp. 165-171, 1988.
- [8] Nicholas, J. C., Wygant, K. D., "Tilting Pad Journal Bearing Pivot Design for High Load Applications", *Proc. 24th Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, TX*, pp. 33-47, 1995.
- [9] San Andres, L., "Hybrid Flexure Pivot-Tilting Pad Gas Bearings: Analysis and Experimental Validation", *ASME J. Tribol.*, Vol. 128, pp. 551-558, 2006.
- [10] Childs, D., Harris, J., "Static Performance Characteristics and Rotordynamic Coefficients for a Four-Pad Ball-in-Socket Tilting Pad Journal Bearing", *ASME J. Eng. Gas Turbines Power*, Vol. 131, p. 062502, 2009.
- [11] Young, W. C., Budynas, R. G., *Roark's Formulas for Stress and Strain*, 7th Edition., Chap. 13, McGraw-Hill, New York, 2001. (ISBN-13: 9780070725423)
- [12] Balbahadur, A. C., *A Thermoelastohydrodynamic Model of The Morton Effluent Operation in Overhung Rotors Supported by Plain or Tilting Pad Journal Bearings*, Doctoral Thesis, Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia, 2001.
- [13] Monmousseau, P., Fillon, M., Frene, J., "Transient Thermoelastohydrodynamic Study of Tilting Pad Journal Bearings - Comparison between Experimental Data and Theoretical Results", *ASME J. Tribol.*, Vol. 119, pp. 401-407, 1997.
- [14] Reddy, J. N., *An Introduction to the Finite Element Method*, 2nd Edition, Chap. 8, McGRAW-HILL, New York, 1993. (ISBN: 0071127992)
- [15] Someya, T., *Journal-Bearing Databook*, 1st Edition, pp. 11,146-148, Springer-Verlag, Berlin, 1989. (ISBN: 354017074X)