

DOI <https://doi.org/10.9725/kstle.2017.33.3.112>

터빈 시뮬레이터용 틸팅패드 저널베어링의 열유향 해석 및 패드 온도 측정

이동현[†] · 선경호

한국기계연구원 시스템다이나믹스 연구실

Thermohydrodynamic Analysis and Pad Temperature Measurement of a Tilting Pad Journal Bearing for a Turbine Simulator

Donghyun Lee[†] and Kyungho Sun

Dept. of System Dynamics, Korea Institute of Machinery and Material
(Received March 27, 2017; Revised May 15, 2017; Accepted May 17, 2017)

Abstract - Tilting pad journal bearings(TPJBs) are widely used for high speed rotating machinery owing to their rotordynamic stability and thermal management feature. With increase in the rotating speed of such machinery, an increasingly important aspect of TPJB design is the prediction of their thermal behaviors. Researchers have conducted detailed investigations in the last two decades, which provided design tools for the TPJBs. Based on these previous studies, this paper presents a thermohydrodynamic(THD) analysis model for TPJBs. To calculate pressure distribution, we solve the generalized Reynolds equation and to predict the lubricant temperature, we solve the 3D energy equation. We employ the oil mixing theory to calculate pad inlet temperature; further, to consider heat conduction via the pad, we solve the heat conduction equation for the pads. We assume the shaft temperature as the averaged oil film temperature and apply natural convection boundary conditions to the pad side and back surfaces. To validate the analysis model, we compare the predicted pad temperatures with those from previous research. The results show good agreement with previous research. In addition, we conduct parametric studies on a TPJB which was used in a gas turbine simulator system. The predicted results show that film temperature largely depends on the rotating speed and oil supply condition.

Keywords - tilting pad bearing(틸팅패드 베어링), thermohydrodynamic analysis(열유향 해석)

1. 서 론

기술의 발전에 따라 산업 현장에서 사용되고 있는 여러 회전 기계들은 효율 향상을 위해 점점 대형화, 고속화 되는 추세에 있다. 이러한 회전기계의 대형화, 고속화 추세에 따라 고속 안정성이 우수한 틸팅패드 저널 베어링의 적용 또한 증가하고 있다. 틸팅패드 저널 베어링은 Fig. 1과 같이 피벗을 중심으로 자유롭게 회전을 할 수 있는 여러 개의 패드로 구성된 베어링으로서,

패드와 회전축 사이 공간에서 발생하는 유막 압력을 통해 회전축을 지지하는 베어링이다. 틸팅패드 저널 베어링은 각각의 패드가 피벗을 중심으로 자유롭게 회전할 수 있으므로, 패드와 저널 사이에 작용하는 힘은 항상 패드의 피벗을 지나가게 되고, 이로 인해 불안정 현상을 발생시키는 강성의 연성 항이 매우 작아 우수한 고속 안정성을 가지는 것이 특징이다. 그러나, 틸팅패드 저널 베어링은 다른 베어링에 비해 상대적으로 구조가 복잡하고, 제작 비용이 비싸며, 손실 동력이 많다는 단점 또한 가지고 있다.

틸팅패드 저널 베어링의 성능 예측에 관한 연구들은 초기에 베어링 내 윤활유의 점도를 등 점도로 가정하

[†]Corresponding author : donghyun2@kimm.re.kr
Tel: +82-42-868-7662, Fax: +82-42-868-7098

어 해석을 수행되었다. 그러나, 앞서 언급했듯이 틸팅패드 저널 베어링의 고속 회전기계 적용이 증가함에 따라 베어링 성능 해석 시 윤활유의 온도 상승에 대한 고려가 필요하게 되었고, 이에 따라 열유통 해석 이론을 적용한 연구들이 수행되었다. Ettles는 1차원 에너지 방정식을 통해 윤활막의 온도 분포를 계산하였다[1]. Knight 등은 윤활막의 반경 방향 온도 분포를 2차 함수 형태로 가정하여 윤활유의 온도 분포를 해석하였다[2]. Reddy 등은 2차원 에너지 방정식을 사용하여 윤활유의 온도 상승을 예측하였으며, 4개의 패드로 구성된 틸팅패드 저널베어링에 대하여 성능 해석을 수행하였다[3]. Fillon 등은 4개의 패드로 구성된 틸팅패드 베어링에 대한 온도 측정을 통해 패드 선단에서 70~90% 사이에 패드의 온도가 최고가 되며, 윤활유의 온도 변화는 운전 조건에 따라 크게 변화함을 보고하였다[4]. Brockwell 등은 2가지 종류의 윤활유에 대하여 패드의 온도를 측정하였으며, 실험을 통해 측정된 패드 온도가 이론해석 결과와 유사함을 보였다[5-6]. Taniguchi 등은 3차원 에너지 방정식을 사용하여 난류 영역에서 운전되는 베어링에 대한 열유통 해석을 수행하였으며, 해석 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 보였다[7]. Dmochowski 등은 베어링의 냉각 기능이 강화된 LEG (Leading Edge Groove) 형식의 틸팅패드 베어링이 일반적인 틸팅패드 베어링에 비해 패드의 온도를 낮추는데 효과가 있음을 실험적으로 보였다[8]. Brugier 등은 3차원 에너지 방정식을 통해 베어링 온도 분포 해석을 수행하였으며, 베어링에 큰 하중이 작용할 때($\sim 10^6$ N) 유막 압력에 의한 탄성 변형과 열 변형을 해석 시 필수적으로 고려해야 함을 보였다[9]. Wygant 등은 5개의 패드로 구성된 틸팅패드 베어링에 대하여 Preload 변화에 따른 회전축의 편심, 패드 온도 등을 측정하였으며, Preload가 음수일 경우 패드의 온도가 크게 상승함을 실험을 통해 보고하였다[10]. 틸팅패드 저널 베어링에 대한 국내 연구로는 Ha 등이 난류를 고려한 열유통 해석 모델을 통해 베어링의 정특성을 예측하였으며[11], Kim 등은 패드 수의 변화에 따른 베어링의 성능 변화를 예측하였다[12].

상기의 연구들은 틸팅패드 저널 베어링의 특성을 이해하는데 필요한 많은 정보들을 제공하였으며, 베어링의 설계 기법을 확립하는데 많은 기여를 하였다. 본 연구에서는 틸팅패드 저널 베어링에 대한 자체적인 설계 도구를 확보하기 위해 틸팅패드 저널 베어링에 대한 열유통 해석 기법을 정리하고, 기존에 발표된 연구

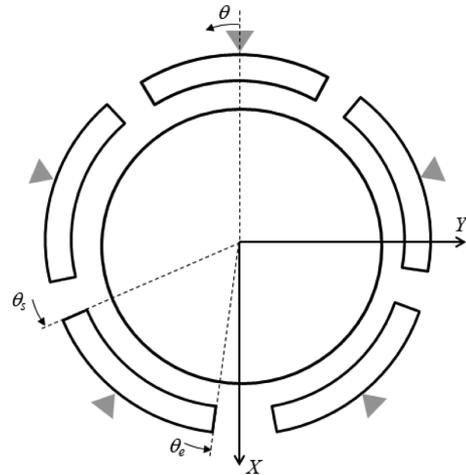


Fig. 1. Tilting pad bearing.

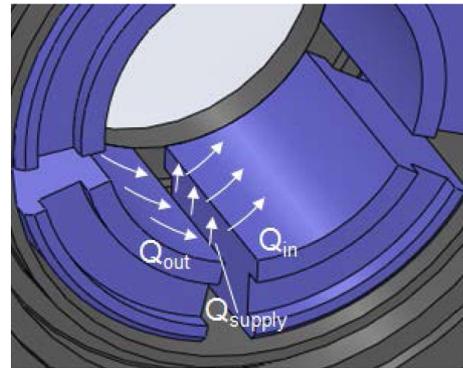


Fig. 2. Oil supply groove between pads.

결과와 비교함으로써 해석 결과를 검증하고자 한다. 또한, 현재 기계연구원에서 제작 중인 터빈 시뮬레이터용 베어링에 대해 열유통 해석을 수행하고, 예측된 패드의 온도를 측정 결과와 비교하였다.

2. 연구방법 및 내용

2-1. 열유통 해석 지배 방정식

본 연구에서는 윤활막에서 발생하는 압력을 계산하기 위해 다음과 같은 Generalized Reynolds 방정식을 지배 방정식으로 사용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[G \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[G \frac{\partial p}{\partial z} \right] = U \frac{\partial}{\partial x} \left(h - \frac{I_2}{J_2} \right) \quad (1)$$

식 (1)에서 p 는 압력, h 는 유막 두께를 나타내며

다른 변수들은 다음 식과 같이 정의된다.

$$G = \int_0^{I_1} \frac{y}{\mu} \left(y - \frac{I_2}{J_2} \right) dy, \quad I_1 = \int_0^y \frac{y}{\mu} dy, \quad J_2 = \int_0^y \frac{1}{\mu} dy \quad (2)$$

상기의 식들에서 x, y, z 는 각각 베어링의 원주 방향, 윤활유의 두께 방향, 베어링의 축 방향을 나타낸다.

틸팅패드 베어링의 유막 두께 h 는 다음 식과 같이 정의된다.

$$h = C + e \cos(\theta - \theta_0) - d \cos(\theta - \theta_p) - R \gamma \sin(\theta - \theta_p) \quad (3)$$

여기서, C 는 베어링의 간극, e 는 편심량, d 는 패드의 예압량, γ 는 패드의 틸팅각, θ_0 는 자세각, θ_p 는 패드 피봇의 위치를 나타낸다

윤활막의 온도 T 는 식 (4)의 형태로 주어지는 3차원 에너지 방정식을 통해 계산하였다.

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_L \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (4)$$

식 (4)의 에너지 방정식은 윤활막의 두께가 매우 작기 때문에 윤활유 두께 방향(y 방향)의 대류 열전달은 무시되었으며, 점성 마찰과 관련된 부분도 윤활유 두께 방향 미분과 관련된 항들만 고려하였다. 또한, 윤활유의 온도 상승에 의한 점도는 다음의 식에 의해 계산이 된다.

$$\mu = \mu_0 e^{-\alpha(T-T_0)} \quad (5)$$

상기 식에서 μ_0 는 기준 점도, α 는 온도-점도 계수, T_0 는 기준 온도를 나타낸다.

패드의 온도 T_p 는 하기의 식으로 주어지는 3차원 열전도 방정식을 통해 계산된다.

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(k_p r \frac{\partial T_p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(k_p \frac{\partial T_p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_p \frac{\partial T_p}{\partial z} \right) = 0 \quad (6)$$

상기 식에서 r, θ, z 는 각각 패드의 반경 방향, 원주 방향, 축 방향이며, k_p 는 열전도 계수를 나타낸다.

2.2. 경계 조건

식 (1)의 Generalized Reynolds 방정식을 계산할 때, 각 패드의 경계에는 대기압 조건을 부여하였으며, Reynolds 경계 조건을 사용하여 유막에서 발생하는 Cavitation을 고려하였다. 윤활막 온도에 대한 경계 조건은 다음과 같은 식들을 사용하였다.

$$\begin{aligned} T(R\theta_s, y, z) &= T_{mix} \\ \frac{\partial T(R\theta_e, y, z)}{\partial x} &= 0 \\ T(R\theta, h, z) &= T_R \\ T(R\theta, 0, z) &= T_p(R\theta, R, z) \\ k_L \frac{\partial T(R\theta, 0, z)}{\partial y} &= k_p \frac{\partial T_p(R\theta, R, z)}{\partial r} \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)은 순서대로 각각 패드 선단, 후단, 로터와 윤활막 경계에서의 조건이며, 마지막 2개의 식은 윤활막과 패드 경계면에서의 경계 조건이다. 여기서 T_R 은 로터의 온도, T_{mix} 는 패드 선단에서의 윤활유의 온도이다. 본 연구에서 로터의 온도는 윤활막의 평균 온도와 같다고 가정하였다. 틸팅패드 베어링은 일반적으로 Fig. 2와 같이 패드와 패드 사이의 Groove로 외부에서 윤활유가 공급되며, 이 부분에서 이전 패드에서 배출된 윤활유와 외부에서 공급되는 윤활유가 섞인 후 다음 패드로 윤활유가 공급되게 된다. 따라서, 패드 선단의 윤활유 온도는 아래와 같은 식을 통해 계산할 수 있다[2, 4, 6].

$$T_{mix} = \frac{Q_{out} T_{out} + (Q_{in} - Q_{out}) T_{supply}}{Q_w} \quad (8)$$

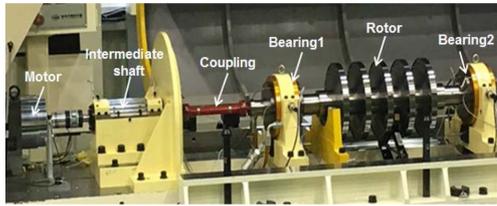
여기서 Q_{out}, Q_{in} 는 각각 이전 패드에서 배출되는 윤활유와 현재 패드로 유입되는 윤활유의 유량을 나타내며 T_{out}, T_{supply} 는 각각 이전 패드에서 배출되는 윤활유의 온도와 외부에서 공급되는 윤활유의 온도를 나타낸다.

식 (6)의 패드에 대한 열전달 방정식을 계산할 때 경계 조건은 식 (9)와 같으며, 각각의 경계면에서 대류 열 전달 조건을 사용하였다. 아래의 식들은 각각 순서대로 패드 뒷면 (피봇과 접촉하는 면), 패드 선단, 패드 후단, 패드 축 방향 경계 면들에서의 경계 조건들이며, 모두 자연 대류 조건을 사용하였다.

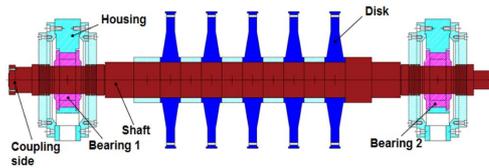
$$\begin{aligned} k_p \frac{\partial T_p(R + t_p, \theta, z)}{\partial r} &= -h_p (T_p - T_{mix}) \\ k_p \frac{\partial T_p(r, \theta_s, z)}{r \partial \theta} &= -h_p (T_p - T_{mix}) \\ k_p \frac{\partial T_p(r, \theta_e, z)}{r \partial \theta} &= -h_p (T_p - T_{mix}) \\ k_p \frac{\partial T_p(r, \theta, 0)}{\partial z} &= k_p \frac{\partial T_p(r, \theta, L)}{\partial z} = -h_p (T_p - T_{mix}) \end{aligned} \quad (9)$$

2.3. 수치 해석

2.1절에 기술한 지배 방정식들을 계산하기 위해 유한 체적법(Finite Volume Method)를 사용하였으며, 식



(a) Figure of the turbine simulator



(b) Rotor and bearing system

Fig. 3. Turbine simulator.

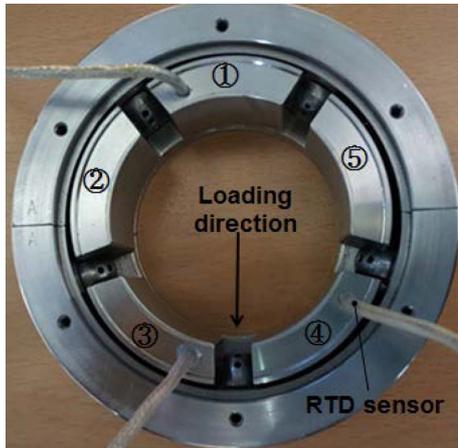


Fig. 4. Tilting pad bearing for the simulator.

(4)의 에너지 방정식을 계산하기 위해 Power law 방법을 사용하였다. 또한, 패드의 틸팅 각, 저널의 정적 평형 위치 찾기 위해 Newton-Raphson 법을 사용하여 수치 해석을 수행하였다. 수치해석 순서도 및 보다 자세한 방법은 참고문헌[13]에 기술되어 있다.

2-4. 터빈 시뮬레이터

Fig. 3은 현재 한국 기계연구원에서 제작 중인 터빈 시뮬레이터를 나타낸다. 터빈 시뮬레이터는 터빈 운전 중 발생할 수 있는 여러 현상들에 대한 연구를 수행할 목적으로 제작되었으며, 5단 축류 터빈을 모사하였다. 시뮬레이터는 전기 모터를 통해 구동되며, 모터와 시험용 로터는 동력 전달을 위해 커플링으로 연결된다. 시험용 로터는 Fig. 3(b)에서 볼 수 있듯이 터빈의 각

Table 1. Bearing information for gas turbine simulator

Properties	Symbol	Unit	Value
Bearing diameter	D	mm	60
Bearing length	L	mm	35
Number of pads	-	EA	5
Pad arc angle		deg	57
Preload	d	mm	0.028
Radial clearance	C	mm	0.09
Pad thickness	t_p	mm	20
Lubricant	-	-	ISO VG32
Reference viscosity	μ_0	Pas	0.0273
Viscosity coefficient	α	$1/^\circ\text{C}$	0.0269
Reference temperature	T_s	$^\circ\text{C}$	40
Convection coefficient	h_p	$\text{W/m}^2\text{C}$	350
Oil supply temp.	-	$^\circ\text{C}$	37

단을 모사한 디스크와 회전축으로 구성되며, 2개의 틸팅패드 저널 베어링으로 지지된다. 로터를 지지하는 틸팅패드 저널 베어링은 Fig. 4와 같이 5개의 패드로 구성되며, 패드 사이로 하중이 작용하는 형식으로 설계되었다. 구동 중 패드의 온도 측정을 위해 시험용 베어링의 상부 패드 1개와 하부 패드 2개에 패드 선단에서 회전 방향으로 75% 부근에 RTD 형식의 온도 센서를 삽입하였다. 베어링의 크기 및 기타 설계 변수에 관한 정보는 Table 1에 기술되어 있다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 해석 모델 검증

본 연구를 통해 제시된 해석 모델의 정확도를 검증하기 위해 기존 참고 문헌[7]을 통해 보고된 연구 결과와 비교하였다. 참고 문헌[7]의 베어링에 대한 정보는 Table 2와 같으며, Fig. 5는 본 연구의 해석 모델을 통해 계산된 패드 온도 분포, 압력, 유막 두께와 참고 문헌에 기술된 결과를 나타낸다. Fig. 5의 결과는 하중이 작용하는 하부에 위치한 2개의 패드에 대해 선단으로부터 원주 방향으로 나타낸 결과이며, 기존 연구에서 실험을 통해 측정된 결과가 함께 나타나있다. 온도 해석 결과 패드의 온도는 선단에서 회전 방향으로 진행할수록 온도가 증가하는 경향을 보였으며, 2개의 패드에서 모두 기존 연구 결과와 본 연구의 해석

Table 2. Bearing information in Ref. [7]

Properties	Symbol	Unit	Value
Bearing diameter	D	mm	479
Bearing length	L	mm	300
Number of pads	-	EA	4
Pad arc angle	-	deg	80
Preload	d	mm	0
Radial clearance	C	mm	0.612
Pad thickness	t_p	mm	121
Lubricant	-	-	ISO VG32
Oil supply temp.	-	°C	40

모델을 통해 예측한 온도가 유사하게 나타났다. 또한, 기존 연구에서 측정된 패드 온도와 본 연구의 해석 모델을 통한 예측 결과도 유사하게 나타나는 것을 확인하였다. 또한, 압력과 유막 두께의 경우도 본 연구의 해석 모델을 통한 예측 결과와 참고 문헌의 해석 결과가 유사하게 나타나는 것을 확인하였다. 압력과 유막 두께의 경우 해석 결과와 측정된 값과의 차이에 대한 고찰은 참고 문헌[7]에 기술되어 있다.

3-2. 시뮬레이터용 베어링의 열윤활 해석 결과

Fig. 3(b)의 Coupling 측에 위치한 베어링 1에 대한 온도 예측을 위해 열윤활 해석을 수행하였다. 베어링에

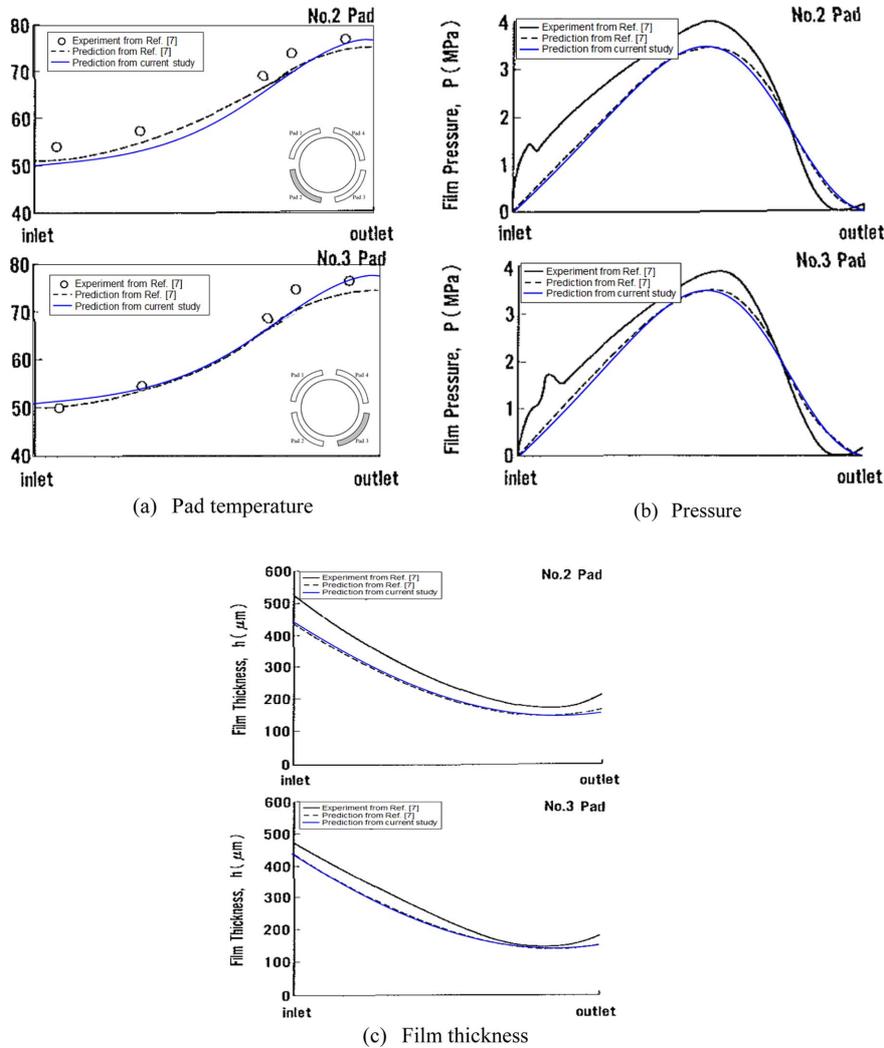


Fig. 5. Comparison with previous research.

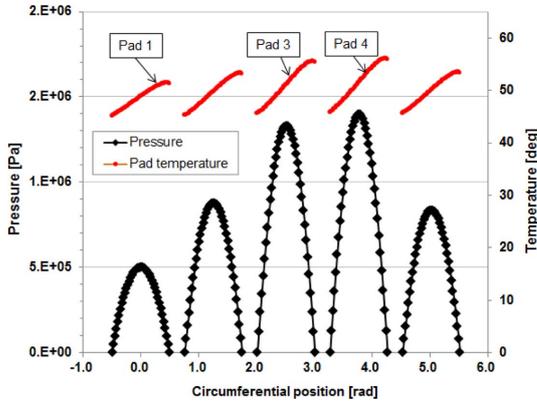


Fig. 6. Pressure and pad surface temperature.

작용하는 하중은 546 N이며, 회전 속도는 10,200 rpm, 해석에 사용된 윤활유의 종류와 온도는 Table 1에 기술하였다. 해석 시 회전축의 온도는 윤활막의 평균 온도와 동일하다고 가정하였다.

Fig. 6은 열 유향 해석을 통해 계산한 각 패드의 축 방향 중심에서의 압력과 표면 온도를 나타낸다. 그림에 표기된 패드 번호는 Fig. 4와 동일하다. 해석 결과 하중이 지지하는 패드인 3, 4번 패드에서의 압력이 상부 패드보다 크게 발생하는 것을 볼 수 있으며, 패드 표면 온도는 윤활유의 공급 온도인 37°C 보다 10~20°C 정도 높게 예측되었다. 따라서, 현재 설계 사양에서 정격 회전 속도 운전에는 큰 문제가 없을 것으로 판단되었다.

각 패드의 온도 분포는 Fig. 5의 결과와 유사하게 윤활유가 공급되는 선단에서의 온도가 가장 낮으며, 선단에서 90% 지난 위치의 온도가 가장 높게 예측되었다. 또한, 상부에 위치한 1번 패드에 비해 하중이 작용하는 방향에 위치한 3, 4번 패드의 온도가 높게 해석되었다. 이러한 하부 패드의 온도 상승은 하중이 작용하는 하부 패드들의 유막 두께가 상부 패드의 유막 두께보다 작기 때문에 윤활유에 작용하는 점성 마찰이 크기 때문으로 생각된다.

3.3. 패드 온도 측정

2.4절에서 기술한 터빈 시뮬레이터의 Coupling축에 위치한 베어링에 대해 로터를 구동시키며 패드의 온도 변화를 측정하였다. 로터는 Fig. 7과 같이 정지 상태에서 정격 회전속도(10,200 rpm)까지 선형적으로 증가시킨 후, 정격 회전 속도를 유지하는 모드로 구동하였다.

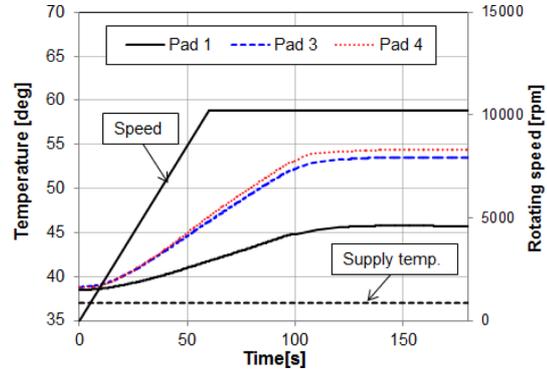


Fig. 7. Measured pad temperature.

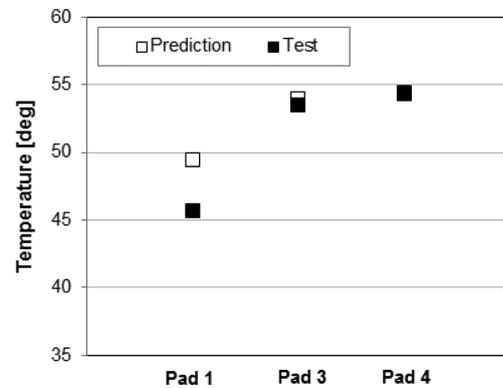


Fig. 8. Predicted and measured pad steady state temperatures.

온도 측정 결과 Fig. 7에서 볼 수 있듯이 로터 구동 후 패드의 온도는 점차 증가하다가 120초부터 온도 변화가 없는 정상 상태에 도달하였다. 정상 상태 패드 온도는 3.2절의 해석 결과와 유사하게 하중을 지지하는 패드인 3번과 4번 패드가 상부에 위치한 1번 패드에 비해 10~15°C 정도 높게 측정 되었다.

해석을 통해 예측한 패드의 온도와 실험을 통해 측정한 패드의 정상 상태 온도를 Fig. 8에 나타내었다. 그래프를 통해 볼 수 있듯이 하부 패드인 3, 4번 패드는 온도 예측 값과 실험 결과의 오차가 1°C 이하였다. 그러나, 상부에 위치한 패드 1의 경우 예측 값이 실험 결과 보다 4°C 정도 높게 예측되었다. 이러한 오차는 식 (8)의 형태로 가정한 패드 선단 온도에 대한 모델 오차, 패드 경계면에서의 대류 열전달 계수, 해석에서 고려되지 않은 회전축을 통한 열전달 등에 기인할 것으로 생각된다. 향후, 보다 많은 실험을 통해 본 해석 모델을 보완할 예정이다.

4. 결 론

본 연구에서는 틸팅패드 저널 베어링에 대한 열윤활 해석 모델을 제시하고, 이를 통해 한국기계연구원에서 제작중인 터빈 시뮬레이터용 베어링에 대해 온도 해석을 수행하였다. 또한, 해석을 통해 예측된 패드 온도를 실험을 통해 측정한 결과와 비교 하였다. 상기의 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

실험용 베어링의 열 윤활 해석을 통해 패드의 표면 온도가 윤활유 공급 온도에 비해 10~20 °C 높게 나타날 것으로 예측 되어 베어링 설계에 큰 문제가 없는 것으로 나타났다.

해석을 통해 예측된 패드의 정상 상태 온도는 상부 패드는 실험을 통해 측정된 온도에 비해 4 °C 높게 나타났으며, 하부 패드는 예측 값과 실험 값의 오차가 1 °C 미만으로 나타났다.

해석 결과와 실험 결과 사이의 오차는 해석 모델에서 가정한 여러 인자에 기인할 것으로 생각되며, 향후 추가 실험을 통해 해석 모델을 보완할 예정이다.

Acknowledgements

본 연구는 미래창조과학부 원자력연구개발사업 “오일 윤활 베어링의 마모 상태진단 및 예측 기술 개발” 및 국가과학기술연구회 “초임계 CO₂ 발전시스템용 핵심기계 기술 기반 구축” 과제의 지원을 받아 수행되었습니다.

References

- [1] C. M. McC. Ettles, “The analysis and performance of pivoted pad journal bearings considering thermal and elastic effects”, *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 102, No. 2, pp. 182-191, 1980.
- [2] J. D. Knight, L. E. Barrett, “Analysis of tilting pad journal bearings with heat transfer effects”, *Journal of Tribology*, Vol. 110, No. 1, pp. 128-133, 1988.
- [3] D. Sudheer Kumar Reddy, S. Swamamani, B. S. Prabhu, “Thermoelastohydrodynamic analysis of tilting pad journal bearing—theory and experiments”, *Tribology Transactions*, Vol. 43, No. 1, pp. 82-90, 2000.
- [4] M. Fillon, J. Bligoud, J. Frene, “Experimental study of tilting-pad journal bearings—comparison with theoretical thermoelastohydrodynamic results”, *Journal of Tribology*, Vol. 114, No. 3, pp. 579-587, 1992.
- [5] K. Brockwell, W. Dmochowski, S. Decamillo, “An investigation of the steady-state performance of a pivoted shoe journal bearing with ISO VG 32 and VG 68 oils”, *Tribology Transactions*, Vol. 47, No. 1, pp. 480-488, 2004.
- [6] K. Brockwell, S. Decamillo, W. Dmochowski, “Measured temperature characteristics of 152 mm diameter pivoted shoe journal bearings with flooded lubrication”, *Tribology Transactions*, Vol. 44, No. 4, pp. 543-550, 2001.
- [7] S. Taniguchi, T. Makino, K. Takeshita, T. Ichimura, “A thermohydrodynamic analysis of large tilting-pad journal bearing in laminar and turbulent flow regimes with mixing”, *Journal of Tribology*, Vol. 112, No. 3, pp. 542-548, 1990.
- [8] W. Dmochowski, K. Brockwell, S. Decamillo, A. Mikula, “A study of the thermal characteristics of the leading edge groove and conventional tilting pad journal bearings”, *Journal of Tribology*, Vol. 115, No. 3, pp. 219-226, 1993.
- [9] D. Brugier, M. T. Pascal, “Influence of elastic deformations of turbo-generator tilting pad bearings on the static behavior and on the dynamic coefficients in different designs”, *Journal of Tribology*, Vol. 111, No. 2, pp. 364-371, 1989.
- [10] K. D. Wygant, R. D. Flack, L. E. Barrett, “Measured performance of tilting-pad journal bearings over a range of preloads—part I: Static operating conditions”, *Tribology Transactions*, Vol. 47, No. 4, pp. 576-584, 2004.
- [11] Ha, H., Kim, K., “A study on the effects of temperature rise and turbulence on the performance of large tiling pad journal bearings”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 9, No. 1, pp. 22-31, 1993.
- [12] Kim, S., Kang, J., Kim, K., “Effects of pad number on the static performances of large tiling pad journal bearings”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 20, No. 6, pp. 330-336, 2004.
- [13] Kim, S., *Influence of Pad-Pivot Friction on the Performance of Tilting Pad Journal Bearing*, Doctoral Thesis, Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Korea, 2007.