

## 패드 수의 변화가 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 정특성에 미치는 영향

김성기<sup>†</sup> · 강지훈 · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과

### Effects of Pad Number on the Static Performances of Large Tilting Pad Journal Bearings

Sung-Gi Kim<sup>†</sup>, Ji-Hoon Kang and Kyung-Woong Kim

Department of Mechanical Engineering, KAIST

**Abstract** – In this paper, thermohydrodynamic characteristics of large tilting pad journal bearings which have 3~8 tilting pads were numerically analyzed. The turbulent lubrication equation and the energy equation were solved. The regime of operation of this bearing is laminar, turbulent and transitional. Also viscosity of working fluid was considered as function of only temperature and inlet pressure build-up was considered. Numerical results for a large tilting pad journal bearing showed pressure distribution, temperature distribution, eccentricity ratio, and friction torque. The effects of pad number on the static performances of a large tilting pad journal bearing are discussed.

**Key words** – THD, tilting-pad journal bearing, turbulent lubrication, inlet pressure build-up.

#### 1. 서 론

발전설비에 대한 최근의 연구추세는 보다 고속 안정성이 우수한 고효율의 터빈 발전기 시스템을 개발하는 것이다. 이러한 시스템을 개발하기 위해서는, 시스템의 운전 조건에 보다 적합한 베어링이 선정, 설계될 수 있도록 대형 저어널 베어링에 대해서 보다 정확한 설계자료가 제공되어야 한다.

발전설비 용 대형 저어널 베어링은 이론적인 근거보다는 오랜 경험에 의해서 시스템의 안정성과 효율을 도모하기에 적합한 구조로 발전되어 왔다. 초기에는 단순히 축의 하중을 지지하기 위한 목적으로 원형 저어널 베어링이 사용되었으나, 시스템이 점차 대형화, 고속화되면서 타원형 또는 틸팅패드(Tilting-pad) 저어널 베어링이 사용되고 있다. 틸팅패드 저어널 베어링은 우수한 고속 안정성 때문에 화력 터빈이나 가스 터빈 등

과 같이 고속안정성이 매우 중요시되는 시스템에 많이 적용된다.

틸팅패드 저어널 베어링에 대한 성능 예측은 주로 등점도 층류이론에 의해 수행되어 왔다. 이는 등점도 층류유효이론과 pad assembly method를 사용하면 한 개의 패드에 대한 해석만으로도 전체 시스템의 성능을 쉽게 예측할 수 있기 때문이다. 그러나, 최근에는 틸팅패드 저어널 베어링이 고속 회전기계에 많이 사용됨에 따라 유막의 점도 변화 또는 난류를 고려하여 성능 예측을 수행한 연구가 많이 보고되고 있다. Booser[1] 등은 6-패드 틸팅패드 베어링에 대한 실험을 수행하여 난류발생이 베어링 성능에 큰 영향을 줄 수 있음을 보였고, Gardner[2] 등도 4-패드 틸팅패드 베어링에 대한 실험을 수행하여 난류의 중요성을 강조했다. Brockwell[3] 등은 5-패드 틸팅패드 베어링에 대한 실험을 수행하여 유막 내 온도를 측정하였으며, Taniguchi[4] 등은 4-패드 대형 틸팅패드 저어널 베어링에 대해서 3차원 열유체(THD) 해석과 실험적 연구를 수행하여 베어링

<sup>†</sup>주저자 · 책임저자 : holybowl@kaist.ac.kr

의 온도 상승 및 난류 효과의 중요성을 제시하였다. 그리고 Desbordes[5] 등은 4패드 틸팅패드 베어링에 대한 열탄성유체(TEHD) 해석을 수행하여 패드변형이 베어링 성능에 미치는 영향을 밝혔다. 이 외에도 틸팅패드 저어널 베어링에 대하여 실험 혹은 해석 연구가 많이 수행되어 왔으나, 연구의 초점이 온도나 난류 혹은 탄성변형의 영향을 밝히는데 맞추어 있어, 패드 수가 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 성능이나 운전상태에 미치는 영향이 명확히 밝혀지지 못한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 난류, 온도, 그리고 선단압력을 고려하여 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 THD 특성을 해석하고, 패드 수의 변화가 이 THD 특성에 미치는 영향을 밝히고자 한다.

## 2. 이 론

### 2-1. 해석 대상

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 대형 틸팅패드 저어널 베어링을 해석 대상으로 하여 THD 난류 유험 해석을 수행하였다. Fig. 1에서는 패드 수가 4개인 경우를 보여주고 있으나, 패드 수를 3~8개로 변화시켜가면서 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 정특성을 해석하고 비교 분석하였다. 베어링의 치수와 유험제의 물성치를 Table 1에 나타내었다.

### 2-2. 해석 방법

대형 틸팅패드 저어널 베어링의 유험막 내에서 발

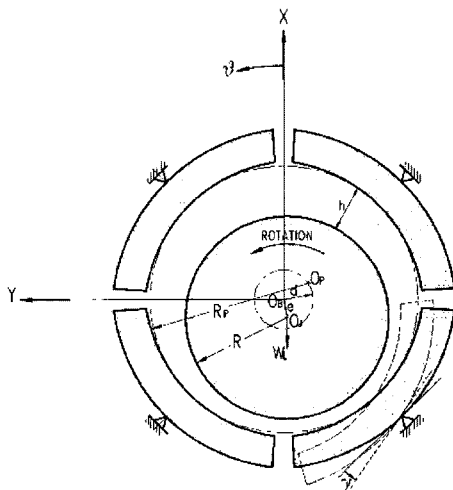


Fig. 1. Geometry of tilting-pad journal bearing.

Table 1. Specifications of the bearing and oil ( $T_i=40^\circ\text{C}$ )

Parameter	Symbol	Value
Bearing diameter	D	300.92 mm
Bearing length	L	149.5 mm
Bearing clearance	$C_p$	0.458 mm
Oil density	$\rho$	845 kg/m <sup>3</sup>
Oil viscosity(40°C)	$\eta_i$	0.027 Pa·sec
T- $\eta$ coefficient	a	0.00332/°C
Oil specific heat	c	1966 J/kg°C

생하는 압력을 식(1)과 같은 무차원 난류 레이놀즈(Reynolds) 방정식으로부터 구했다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( G_x \frac{h^{*3}}{\eta^*} \frac{\partial p^*}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{(L/R)^2} \frac{\partial}{\partial \zeta} \left( G_z \frac{h^{*3}}{\eta^*} \frac{\partial p^*}{\partial \zeta} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial h^*}{\partial \theta} \quad (1)$$

여기서, 난류계수  $G_x$ 와  $G_z$ 는 일반적으로 회전속도, 압력구배, 베어링의 표면조도에 대한 함수이며, 이들을 고려한 여러 가지 식들이 제안되어 있다[6-9]. 하지만, 정밀한 계산을 요하는 경우를 제외하고는 이 모델들의 차이가 크지 않아[10] 본 연구에서는 계산이 비교적 간단한 Constantinescu[7]의 모델을 사용하였다. 이때, 난류계수  $G_x$ ,  $G_z$ 와 전단응력  $\tau_s$ 는 식(2)~(4)와 같이 레이놀즈 수로부터 구할 수 있다.

$$G_x^{-1} = 12 + 0.0136 Re^{0.9} \quad (2)$$

$$G_z^{-1} = 12 + 0.0043 Re^{0.95} \quad (3)$$

$$\tau_{s|_{0,h}}^* = \tau_{s|_{0,h}} \frac{h}{\eta V} = -1 - 0.012 Re^{0.94} \mp \frac{1}{2} h^{*2} \frac{\partial p^*}{\partial \theta} \quad (4)$$

여기서,

$$Re = 0, \quad Re_0 < 650 \quad (5)$$

$$Re = a Re_0^3 + b Re_0^2 + c Re_0 + d, \quad 650 \leq Re_0 < 1500 \quad (6)$$

$$Re = Re_0, \quad Re_0 \geq 1200 \quad (7)$$

식(5)~(7)은 각각 층류, 천이, 난류 영역의 수정된 레이놀즈 수를 나타내고 있는데,  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ 는  $Re_0 = 650, 1200$ 에서  $Re_0$ 에 대한  $Re$  값이 미분 가능하고 연속이 되도록 정하였다[10].

식(1)의 경계조건은 다음의 식 (8)~(11)와 같다.

$$p^* = p_i^*, \quad \text{at } \theta = \theta_s \quad (8)$$

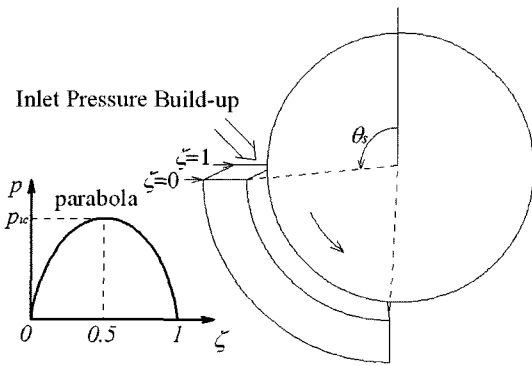


Fig. 2. Inlet pressure build-up.

$$p^* = 0, \text{ at } \theta = \theta_e \tag{9}$$

$$p^* = 0, \text{ at } \zeta = 0 \text{ or } \zeta = 1 \tag{10}$$

$$p^* = \frac{\partial p^*}{\partial \theta} = 0, \text{ at } \theta = \theta_e \tag{11}$$

여기서,  $p^*$ 는 패드의 원주방향 입구 부에서 발생하는 선단압력을 나타내며 Kim[11] 등이 제시한 모델을 사용하였다. 이 모델은 Fig. 2와 같이 패드입구의 축방향 중심에서 발생하는 선단압력( $p_{ic}$ )을 제시하고, 패드 입구에서 발생하는 선단압력의 분포를 포물선으로 가정한다.

틸팅패드 저어널 베어링의 유막두께는 식 (12)~(14)와 같이 표현되며, 이는 편심률, 예압량, 패드의 자세각을 고려하고 있다.

$$h^* = 1 - \epsilon_{px} \cos \theta - \epsilon_{py} \sin \theta \tag{12}$$

$$\epsilon_{px} = \epsilon_p \cos \theta_0 + m \cos \theta_p - \dot{\gamma}^* \sin \theta_p \tag{13}$$

$$\epsilon_{py} = \epsilon_p \sin \theta_0 + m \sin \theta_p - \dot{\gamma}^* \cos \theta_p \tag{14}$$

한편, 온도해석을 위해서 식 (15)와 같이 열전도항을 무시한 2차원 에너지방정식을 풀었다.

$$\left( \frac{\eta^*}{2h^{*2}} - G_s \frac{\partial p^*}{\partial \theta} \right) \frac{\partial T_m^*}{\partial \theta} - \frac{G_z}{(L/R)^2} \frac{\partial p^*}{\partial \zeta} \frac{\partial T_m^*}{\partial \zeta} = -A \frac{\eta^{*2} \tau_c^*}{h^{*4}} + A \left( G_s \left( \frac{\partial p^*}{\partial \theta} \right)^2 + \frac{G_z}{(L/R)^2} \left( \frac{\partial p^*}{\partial \zeta} \right)^2 \right) \tag{15}$$

여기서,

$$\tau_c^* = -1 - 0.012Re^{0.94}$$

식 (15)의 경계조건은 축방향과 원주방향의 패드출

구에서는 단열조건을 사용하였으며, 원주방향의 패드 입구에서는 그 위치에서 역류가 발생하면 단열조건을 사용했으며, 그렇지 않은 경우에는 그 위치의 온도가 식 (16)과 같은 혼합온도( $T_{mix}^*$ )를 갖도록 하였다. 혼합온도는 공급유량과 이전 패드의 배유유량에 의해 결정된다.

$$T_{mix}^* = \frac{Q_s + Q_b T_b^*}{Q_s + Q_b} \tag{16}$$

### 3. 수치 해석

윤활막의 압력 분포 및 온도 분포를 결정하기 위해 지배방정식인 식 (1)과 식 (15)에 각 경계조건을 적용하여 유한차분법으로 수치해석을 수행하였다. 패드의 자세각은 바이섹션(Bi-Section)법으로, 저널의 위치는 뉴튼랩슨(Newton-Rapson)법으로 수립시켰다. 각 패드 당 격자점의 수는 원주방향과 축방향으로 각각 31개, 21개이다.

본 논문에 제시된 모든 해석결과는 Table 2의 운전조건 상에서 계산되었다. 패드의 크기는 패드 수에 따라 Fig. 3과 같이 하였고, 한 베어링 내에 있는 패드들의 크기는 모두 같으며, Fig. 1의  $\theta = \theta_e$ 에서부터 패드를 배열하였다. 또한, 본 논문에서는 Fig. 3과 같이 피봇

Table 2. Working conditions

Weight	$W$	10 kN
Weight angle	$\phi$	200°
Preload	$d$	0.0 mm
Rotation speed	$\omega$	3600 rpm
Supply oil temperature	$T_s$	40°C
Supply oil flow rate	$Q_s$	0.02 m <sup>3</sup> /sec

$\theta_0$	$360^\circ / n$
$\theta_p$	$(5/6) \times \theta_0$
$\theta_e$	$0\% \times \theta_0$
	$5\% \times \theta_0$
	$7\% \times \theta_0$
	$10\% \times \theta_0$

$n=3, \dots, 8$   
: Pad number

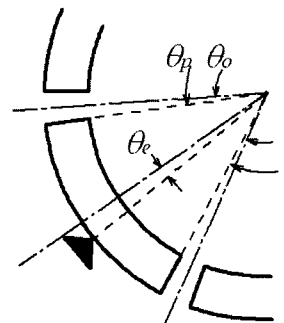


Fig. 3. Pad size and pivot position.

(pivot) 위치를 네 가지로 달리하며 해석을 수행하였다.

### 4. 결과 및 고찰

#### 4-1. 압력 및 온도분포

Fig. 4는 패드가 4개이고 각 패드의 피벗 위치가 패드의 중심에 있는 경우의 압력분포와 온도분포를 나타

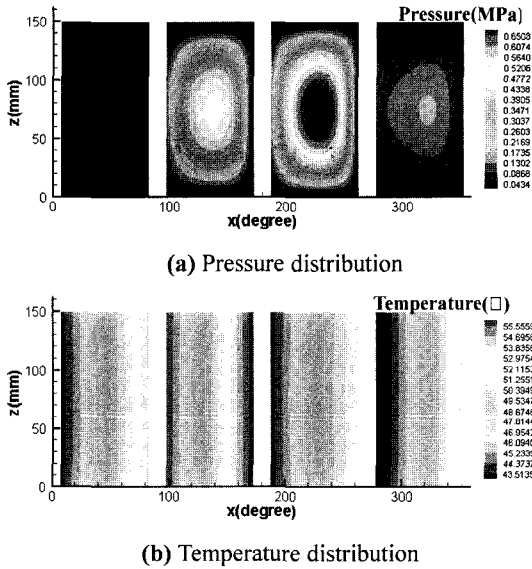


Fig. 4. Pressure and temperature distribution (4-pad, center pivoting).

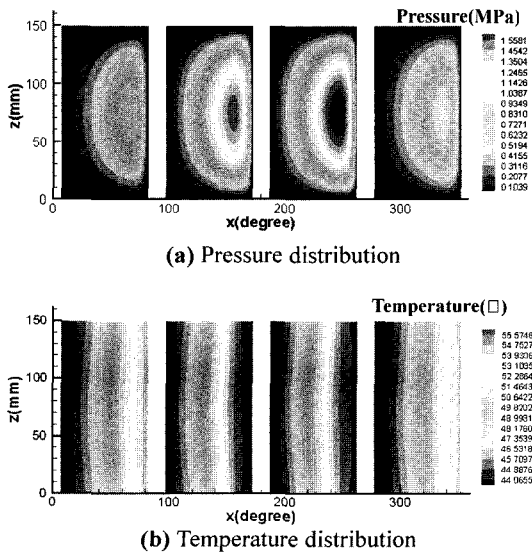


Fig. 5. Pressure and temperature distribution (4-pad, 10% shifted pivoting).

내며, Fig. 5는 패드가 4개이고 각 패드의 피벗 위치가  $\theta$  방향으로 패드길이의 10% 이동한 경우의 압력분포와 온도분포를 나타낸다. 또한, Fig. 6은 패드가 7개이고 각 피벗 위치가 패드의 중심에 있는 경우의 압력분포와 온도분포를 나타내며, Fig. 7은 패드가 7개이고 각 패드의 피벗 위치가  $\theta$  방향으로 패드길이의 10% 이동한 경우의 압력분포와 온도분포를 나타낸다.

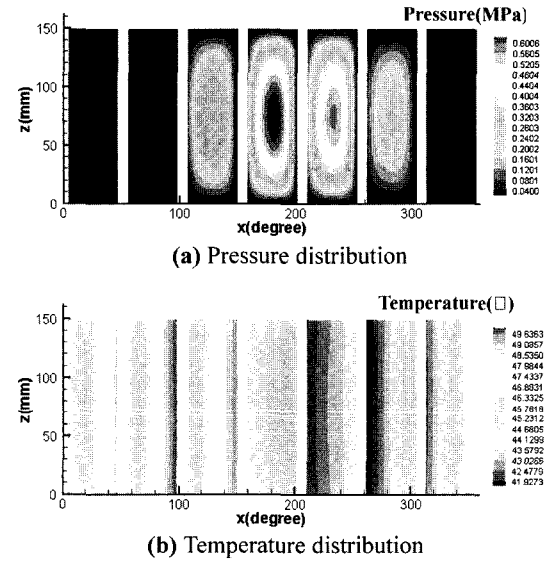


Fig. 6. Pressure and temperature distribution (7-pad, center pivoting).

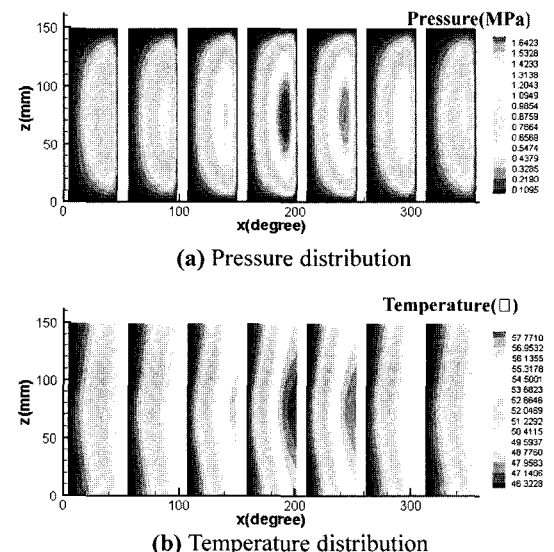


Fig. 7. Pressure and temperature distribution (7-pad, 10% shifted pivoting).

Fig. 4(a)와 Fig. 6(a)를 주의 깊게 살펴보면 원주 방향의 패드 입구의 압력이 외부압력(0)과 같지 않고 선단압력이 발생해 양의 압력 값을 갖고 있음을 확인할 수 있다. 다른 경우에도 선단압력이 발생하였으나, 그 크기가 다른 부분의 압력에 비해 상대적으로 작아 그림 상에는 잘 나타나지 않았다.

피봇이 센터에 위치한 경우에는 압력이 거의 발생하지 않는 패드가 절반 가량 존재하였으나, 피봇이  $\theta$  방향으로 패드길이의 10% 이동된 경우에는 압력이 발생하지 않는 패드가 사라졌다. 이러한 현상은 패드 수에 관계없이 공통적으로 나타나는 현상이다.

온도가 높게 나타나는 패드는 주로 압력이 높게 나타나는 패드와 일치하나, Fig. 4와 Fig. 6의 경우는 그렇지 않았다. 이는 패드 입구의 유막두께의 영향으로, 온도가 가장 높게 나타난 패드는 압력이 가장 높게 나타난 패드에 비해 패드 입구의 유막두께가 2배 가량 컸다. 이 유막두께의 차는 유입 온도의 차이로 나타나고 결국 온도 차이를 가져오는 것으로 보인다.

온도가 높게 발생하는 영역은 윤활제의 흐름 때문에 패드의 원주방향 끝에 위치하게 된다. 그런데, 패드 수가 많고 피봇의 위치가  $\theta$  방향으로 이동한 경우에는 온도가 높게 발생하는 영역이 패드의 원주방향 끝 부분 중, 축방향 중심에 집중되게 된다. 이러한 현상은 패드의 개수가 많을수록 피봇의 이동량이 많을수록 더욱 두드러지게 나타나는 것으로 확인되었다.

4-2. 편심률, 최대압력, 최대온도, 회전토크

Fig. 8은 패드 수 변화에 따른 편심률의 변화를 피봇위치를 달리하며 계산한 결과를 나타내고 있다. 피

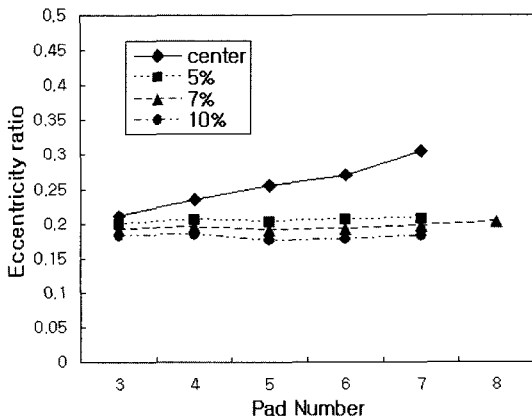


Fig. 8. Eccentricity ratio vs. pad number.

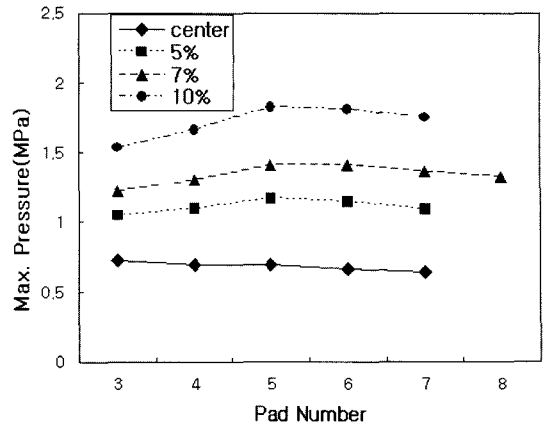


Fig. 9. Max. pressure vs. pad number.

봇이 중앙에 위치한 경우에는 패드 수가 증가함에 따라 편심률이 커지고 있는데, 이는 부하지지능이 떨어짐을 의미한다. 반면, 피봇의 위치가  $\theta$  방향으로 어느 정도 이동한 경우에는 패드 수에 관계없이 거의 일정한 편심률이 계산되었다. 이 결과는 피봇의 위치가 센터인 베어링의 설계 시, 부하지지능을 크게 하려면, 패드 수를 가능한 줄여야 함을 말하고 있다.

Fig. 9는 패드 수 변화에 따른 최대압력의 변화를 피봇위치를 달리하며 계산한 결과를 나타내고 있다. 분석 결과에 따르면, 최대압력은 패드 수의 변화에 큰 영향을 받지 않고, 피봇의 위치에 비교적 큰 영향을 받는다. 밀변의 길이가 2이고 높이가 1인 삼각형 하나의 넓이와 밀변의 길이가 1이고 높이가 1인 삼각형 두 개의 넓이의 합이 서로 같듯이 같은 하중을 지지하는 틸팅패드 저어널 베어링은 패드 수에 관계없이 그 최대압력이 같다. 하지만, 10%정도의 최대압력의 변화는 존재하는데, 센터피봇의 경우에는 패드 수 증가에 따라 최대압력이 꾸준히 감소하는 반면, 피봇의 위치가  $\theta$  방향으로 5%에서 10%정도 이동한 경우의 최대압력은 패드 수가 5개 일 때 가장 컸다.

Fig. 10은 패드 수 변화에 따른 최대온도의 변화를 피봇위치를 달리하며 계산한 결과를 나타내고 있다. Fig. 10을 보면, 최대온도는 패드 수의 증가에 따라 대체적으로 감소하나, 피봇의 위치가  $\theta$  방향으로 패드길이의 10% 이동한 경우에는 패드 수가 5 보다 커지면 서부터 최대온도가 오히려 증가한다. 온도의 증가는 패드의 길이와 유입온도의 크기에 밀접한 관련이 있다. 패드 수가 적은 경우는 패드 수가 많은 경우에 비해 패드의 길이가 길어 베어링 내의 윤활제가 오랜 시간

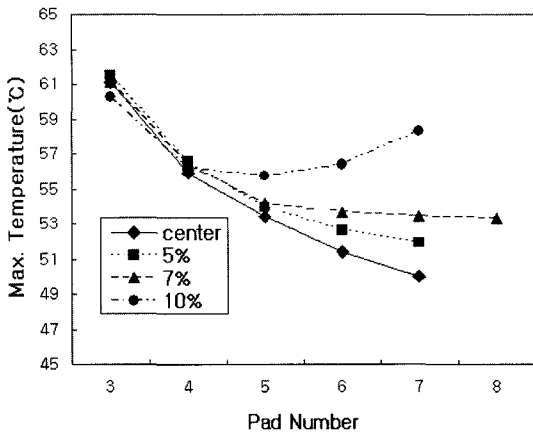


Fig. 10. Max. temperature vs. pad number.

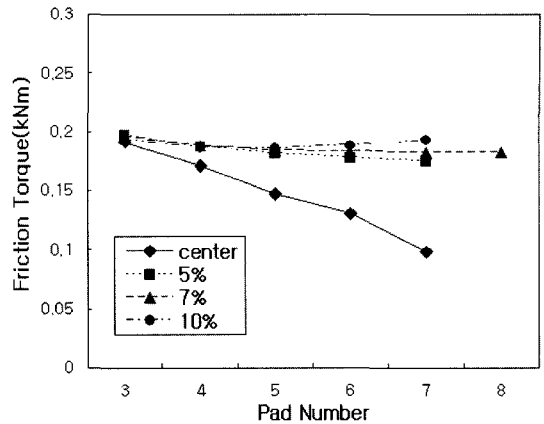


Fig. 11. Friction torque vs. pad number.

동안 가열되지만, 패드 수가 증가함에 따라 패드의 원주방향 끝 단의 Poiseuille 유동이 증가하고, 이로 인해 식 (16)에 의해 결정되는 다음 패드의 유입온도가 증가한다. 이러한 유입온도의 증가는 피벗이  $\theta$  방향으로 10% 이동한 경우에 패드 수가 5 보다 커지면서부터 최대온도가 오히려 증가했던 주요 원인인 것으로 보인다. 패드 수 증가에 따른 Poiseuille 유동의 증가 경향은 피벗위치가 중심에서 벗어날 수록 커지기 때문에 Fig. 10과 같은 경향이 나타나는 것으로 보인다. 요약하면, 패드 수가 증가함에 따라 최대온도가 크게 감소하다가 점차 그 감소량이 작아지며, 피벗위치가  $\theta$  방향으로 어느 정도 이동된 경우에는 패드 수 증가에 따라 최대온도가 증가하는 시점이 존재한다. 10% 이동의 경우에는 패드 5개가 그 시점이었다. 본 해석 결과로 볼 때, 최대온도를 낮게 하기 위해서는 일반적으로 패드 수를 늘리는 것이 권장되나, 피벗 위치가  $\theta$  방향으로 어느 정도 이동된 경우에는 패드 수를 5개 정도로 하는 것이 좋다.

Fig. 11은 패드 수 변화에 따른 마찰토크의 변화를 피벗위치를 달리하며 계산한 결과를 나타내고 있다. Fig. 11를 보면, 피벗이 패드 중심에 있는 경우에는 마찰토크가 패드 수 증가에 따라 크게 감소하였으나, 피벗이  $\theta$  방향으로 이동한 경우에는 마찰토크가 거의 변하지 않는다. 이러한 현상은 유막 내에서 압력이 발생하는 영역의 크기에 깊은 관련이 있는 것으로 보인다. Figs. 4~7을 보면, 피벗이 패드 중심에 있는 경우에는 패드 수 증가에 따라 압력발생 영역이 크게 줄어들으나, 피벗이  $\theta$  방향으로 이동한 경우에는 패드 수에 관계없이 전 패드에 대해서 압력이 발생하고 있는 것을 확인

할 수 있다. 압력이 0인 위치에서는 전단응력 또한 0이 되기 때문에 이러한 현상이 발생하는 것으로 보인다. 이 결과로 볼 때, 피벗이 패드 중심에 위치한 경우가 마찰토크를 줄이는 데는 유리한 것으로 판단된다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 난류, 온도 그리고 선단압력을 고려하여 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 THD 특성을 예측하고, 패드 수의 변화가 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 THD 특성에 미치는 영향을 연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 패드의 개수가 많을수록, 그리고 피벗의 원주방향으로의 이동량이 많을수록 유막 내 최대온도 발생 영역은 패드의 원주방향 끝 부분 중, 축방향 중심에 집중된다.
- 2) 피벗이 센터에 위치한 경우, 부하지지능은 패드 수가 증가함에 따라 감소하나, 피벗의 위치가 원주방향으로 이동되어 위치하는 경우에는 패드 수 변화에 따른 부하지지능의 변화가 거의 없다.
- 3) 유막의 최대온도는 대체로 패드 수가 증가함에 따라 크게 감소하다가 점차 그 감소량이 작아지나, 피벗위치가 원주방향으로 어느 정도 이동된 경우에는 패드 수가 일정 수 이상이 되면 패드 수 증가에 따라 최대온도가 증가하기도 한다.
- 4) 피벗이 패드 중심에 있는 경우에는 마찰토크가 패드 수 증가에 따라 크게 감소하였으나, 피벗이 원주방향으로 이동한 경우에는 패드 수 변화에 따른 마찰토크의 변화가 거의 없다.

5) 패드 수 변화에 따른 최대압력의 변화는 크지 않다.

### 기호 설명

$e$	= eccentricity [mm]
$h$	= local film thickness [mm]
$h^*$	= $h/C_p$ , dimensionless local film thickness
$m$	= $d/C_p$ , dimensionless preload
$p$	= pressure in fluid film [MPa]
$p^*$	= $p(C_p/R)^2/(\eta s \omega)$ , dimensionless pressure in film
$p_i^*$	= inlet pressure
$Q_b$	= flow rate of angular direction outlet [ $m^3/s$ ]
$R$	= bearing radius [mm]
$Re_0$	= $\rho h V / \eta$ , local Reynolds number
$T_m$	= mean temperature of lubricant across film [°C]
$T_m^*$	= $T_m/T_s$ , dimensionless mean temperature of lubricant across film
$T_b^*$	= dimensionless mean temperature of lubricant at angular direction outlet
$V$	= $R\omega$ velocity of a moving surface [m/s]
$x$	= angular coordinates
$z$	= axial coordinates
$\gamma$	= tilting angle [degree]
$\dot{\gamma}$	= $\dot{\gamma}/C_p$ , dimensionless tilting angle
$\varepsilon$	= $e/C_p$ , eccentricity ratio
$\zeta$	= $z/L$ , dimensionless axial coordinates
$\eta$	= absolute viscosity [Pa · s]
$\dot{\gamma}$	= $\eta/\eta_s$ , absolute viscosity
$\theta$	= $x/R$ , dimensionless angular coordinates
$\theta_e$	= dimensionless angular direction outlet angle
$\theta_o$	= dimensionless attitude angle
$\theta_p$	= dimensionless pivot angle
$\theta_f$	= dimensionless film break-down point angle
$\theta_s$	= dimensionless angular direction inlet angle
$\tau$	= angular shear stress on the two lubrication surfaces
$A$	= $(\eta s \omega R)/(\rho c C_p T_s)$ , dissipation number

### 참고 문헌

1. Booser, E. R., Missana, A. and Ryan, F. D., "Performance of Large Steam Turbine Journal Bearings," *ASLE Trans.*, Vol. 13, pp. 262-268, 1970.
2. Gardner, W. W. and Ulschmid, J. G., "Turbulence Effects in Two Journal Bearing Applications," *ASME Trans., J. of Lub. Tech.*, Vol. 96, No. 1, pp. 15-23, 1974.
3. Brockwell, K. R., Kleinbub, D. and Dmochowoki, W., "Measurements of the Steady State Operating Characteristics of the Five Shoe Tilting Pad Journal Bearing," *STLE Trans.*, Vol. 32, No. 2, pp. 267-275, 1989.
4. Taniguchi, S., Markino, T., Takeshita, K. and Ichimura, T., "A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes with Mixing," *ASME Trans., J. of Tribol.*, Vol. 112, No. 3, pp. 542-550, 1990.
5. Desbordes, H., Fillon, M., Chan Hew Wai, C. and Frene, J., "Dynamic Analysis of Tilting-Pad Journal Bearing - Influence of Pad Deformations," *ASME Trans., J. of Tribol.*, Vol. 116, No. 3, pp. 621-628, 1994.
6. Ng, C. W. and Pan, C. H. T., "A Linearized Turbulent Lubrication Theory," *Trans. ASME, J. Basic Eng.*, pp. 675-688, 1965.
7. Constantinescu, V. N., "Basic Relationships in Turbulent Lubrication and Their Extension to Include Thermal Effects," *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, pp. 147-154, 1973.
8. Hirs, G. G., "A bulk-Flow Theory for Turbulence in Lubricant Films," *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, Vol. 95, pp. 137-146, 1973.
9. Lee, D. W. and Kim, K. W., "Turbulent Lubrication Theory Using Algebraic Reynolds Stress Model in Finite Journal Bearings with Cavitation Boundary Conditions," *JSME International Journal, Series II*, 33, No. 2, pp. 200-207, 1990.
10. Bouard, L., Fillon, M. and Frene, J., "Comparison between three turbulent models application to thermohydrodynamic performances of tilting-pad journal bearings," *Tribology International*, Vol. 29, pp. 11-18, 1996.
11. Kim, J. S. and Kim, K. W., "A Study on the Inlet Pressure Build-Up at Bearing Entrance," *J. of KSME*, Vol. 17, No. 8, pp. 1921-1930, 1993.