

# 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 비선형 지진응답 해석

김성기 • 김경웅  
한국과학기술원 기계공학과

## Nonlinear Analysis of Seismic Responses of Large Tilting Pad Journal Bearings

Sung-Gi Kim, Kyung-Woong Kim  
Department of Mechanical Engineering, KAIST

**Key Words :** Nonlinear analysis, Seismic response, THD, Tilting-pad journal bearing, Turbulence

### Abstract

In this paper, seismic responses of large tilting pad journal bearings which have 3~5 tilting pads were numerically analyzed. The turbulent lubrication equation, the energy equation and motion equation were solved at each time step. 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 journal center, maximum temperature, maximum pressure, friction torque. The relationship of bearing response and seismic intensity are discussed.

### 1. 서론

발전설비에 대한 최근의 연구추세는 보다 고속 안정성이 우수한 고효율의 터빈 발전기 시스템을 개발하는데 있다. 이러한 시스템을 개발하기 위해서는, 시스템의 운전 조건에 보다 적합한 베어링이 선정, 설계될 수 있도록 발전 설비용으로 사용되고 있는 대형 저어널 베어링에 대해서 보다 정확한 설계자료가 우선적으로 제공되어야 한다.

발전설비용 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, 점차 시스템이 대형화, 고속화되면서 타원형 또는 틸팅패드(Tilting Pad) 저어널 베어링이 사용되고 있다. 틸팅패드 저어널 베어링은

우수한 고속 안정성 때문에 화력 터빈이나 가스 터빈 등과 같이 고속안정성이 매우 중요시되는 시스템에 많이 사용된다.

한편, 발전설비에서 지진과 같은 외란은 큰 위험요소가 되고 있다. 운전 중에 외부에서 들어오는 강한 진동은 회전시스템의 성능에 치명적인 영향을 줄 수 있으며, 나아가 파괴에까지 이르게 할 수 있다. 이 때문에 축-베어링 시스템에 대한 지진응답 해석이 많이 이루어져 왔으나, 대부분이 진원형 베어링에 관한 것들이며 대형 틸팅패드 저어널 베어링에 대한 것은 전무한 실정이다.<sup>(1)</sup>

이에 본 연구에서는 난류, 온도, 그리고 선단 압력을 고려하여 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 지진응답을 해석하고, 지진 강도에 따라 저널궤적, 최대온도, 최대압력 그리고 마찰토크를 살펴 봄으로서, 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 지진에 대한 안정성을 밝혀 보고자 한다.

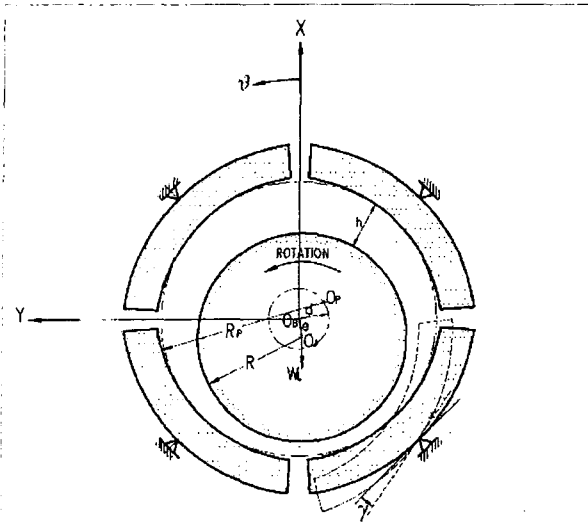


Fig. 1 Geometry of tilting-pad journal bearing

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

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)	$\eta_s$	0.027 Pa·sec
$T$ - $\eta$ coefficient	$\alpha$	0.00332/°C
Oil specific heat	$c$	1966 J/kg°C

## 2. 이론

### 2.1 해석 대상

본 연구에서는 Fig. 1 과 같이 대형 틸팅패드 저어널 베어링을 해석 대상으로 하여 THD 난류 윤회 과도응답 해석을 수행하였다. Figure 1 에서는 패드 수가 4 개인 경우를 보여주고 있으나, 본 연구에서는 패드 수가 3~5 개인 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 지진응답을 해석하고 비교 분석하였다. 베어링의 형상을 나타내는 치수와 윤회제의 물성치를 Table 1 에 나타내었다.

### 2.2 해석 방법

대형 틸팅패드 저어널 베어링의 윤회막 내에

서 발생하는 압력은 식 (1)로 표현되는 비정상 상태 무차원 난류 레이놀즈(Reynolds) 방정식으로부터 구했다.

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

여기서, 난류계수  $G_x$  와  $G_z$  는 Constantinescu<sup>(2)</sup>의 모델을 사용하여 식 (2), (3)과 같이 구했으며, 전단응력은 식 (4)와 같다.

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

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

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

여기서,

$$\text{Re} = 0, \quad \text{Re}_o < 650 \quad (5)$$

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

$$\text{Re} = \text{Re}_o, \quad \text{Re}_o \geq 1200 \quad (7)$$

식 (5)~(7)은 각각 층류, 천이, 난류 영역의 수 정된 레이놀즈 수를 나타내고 있다.  $a, b, c, d$  는  $\text{Re}_o=650, 1200$  에서 미분가능하고 연속이 되도록 정하였다.<sup>(3)</sup>

식 (1)의 경계조건은 다음의 식 (8)~(11)와 같다.

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

$$p^* = 0, \quad \text{at } \theta = \theta_e \quad (9)$$

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

$$p^* = \frac{\partial p^*}{\partial \theta} = 0, \quad \text{at } \theta = \theta, \quad (11)$$

여기서,  $p_i^*$  는 패드의 원주방향 입구 부에서 발생하는 선단압력을 나타내며 Kim<sup>(4)</sup> 등이 제시한 모델을 사용하였다.

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

$$h^* = 1 - \varepsilon_{px} \cos \theta - \varepsilon_{py} \sin \theta \quad (12)$$

$$\varepsilon_{px} = \varepsilon \cos \theta_o + m \cos \theta_p - \gamma^* \sin \theta_p \quad (13)$$

$$\varepsilon_{py} = \varepsilon \sin \theta_o + m \sin \theta_p + \gamma^* \cos \theta_p \quad (14)$$

한편, 온도해석을 위해서 식 (15)와 같은 비정상상태 에너지방정식을 풀었다.

$$\begin{aligned} & \frac{\eta^*}{h^{*2}} \frac{\partial T_m^*}{\partial t^*} + \left( \frac{\eta^*}{2h^{*2}} - G_x \frac{\partial p^*}{\partial \theta} \right) \frac{\partial T_m^*}{\partial \theta} - \frac{G_z}{(L/R)^2} \frac{\partial p^*}{\partial \zeta} \frac{\partial T_m^*}{\partial \zeta} \\ & = -\Lambda \frac{\eta^{*2} \tau_c^*}{h^{*4}} + \Lambda \left( G_x \left( \frac{\partial p^*}{\partial \theta} \right)^2 + \frac{G_z}{(L/R)^2} \left( \frac{\partial p^*}{\partial \zeta} \right)^2 \right) \end{aligned} \quad (15)$$

여기서,

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

식 (15)의 경계조건은 축방향으로는 단열조건을 사용하였으며, 원주방향의 패드입구에서는 그 위치에서 역류가 발생하면 단열조건을 사용했으며, 그렇지 않은 경우에는 그 위치의 온도가 식 (16)과 같은 혼합온도( $T_{mix}^*$ )를 갖도록 하였다.

$$T_{mix}^* \begin{cases} = \frac{Q_s + \chi Q_b T_h^*}{Q_s + \chi Q_b}, & \text{at } (Q_s + \chi Q_b) \geq Q_i \\ = \frac{Q_s + \chi Q_b T_h^* + (Q_i - Q_s - \chi Q_b) T_{side}}{Q_i}, & \text{at } (Q_s + \chi Q_b) < Q_i \end{cases} \quad (16)$$

과도응답 해석을 위해 식 (17)~(19)와 같은 저널과 패드에 대한 운동방정식을 풀었다.

$$\ddot{x}_j^* = \frac{\eta_s L}{\omega m} \left( \frac{R}{C_p} \right)^3 (-f_{px}^* + w_x^*) \quad (17)$$

$$\ddot{y}_j^* = \frac{\eta_s L}{\omega m} \left( \frac{R}{C_p} \right)^3 (-f_{py}^* + w_y^*) \quad (18)$$

$$\ddot{\gamma}^* = \frac{\eta_s L}{\omega I_p} \left( \frac{R}{C_p} \right)^3 M_p^* \quad (19)$$

여기서,

$$f_{px}^* = \int_A p^* \cos \theta dA$$

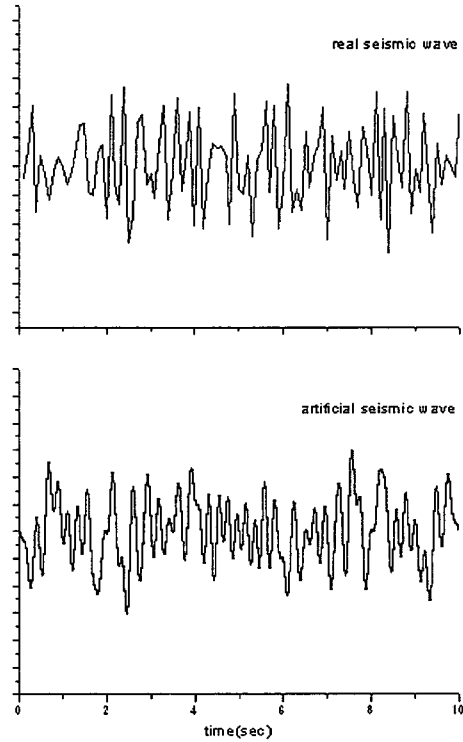


Fig. 2 Seismic external influence; upper - real seismic wave<sup>[5]</sup> bottom - artificial seismic wave

$$f_{py}^* = \int_A p^* \sin \theta dA$$

$$M_p^* = \int_A [p^* (1 + t_p^*) \sin(\theta_p - \theta)]$$

$$+ \left( \frac{C_p}{R} \right) \frac{\eta^*}{h^*} \tau^* \{ (1 + t_p^*) \cos(\theta_p - \theta) - 1 \} dA$$

### 2.3 지진파

Figure 2는 실제 지진파(a)와 본 연구를 위해 인위적으로 만든 지진파(b)를 나타내고 있다. (b)의 지진파는 0.1 Hz, 0.2Hz, 0.3Hz, ... , 4.9Hz, 5.0Hz의 50개의 정현파를 중첩하여 만들었으며, 진폭으로 가속도를 조절하였다. 여기서 가속도는 순간가속도를 가진 시간 동안의 평균한 것이다.

### 3. 수치 해석

윤활막의 압력 분포 및 온도 분포를 결정하

기 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 수렴시켰다. 각 패드당 격자점의 수는 원주방향과 축방향으로 각각 31 개, 21 개로 하였다. 그리고 순서도는 Fig. 3 과 같다.

본 논문에 제시된 모든 해석결과는 Table 2 의 운전조건에서 계산되었다. 패드의 크기는 패드 수에 따라 Fig. 4 와 같이 하였고, 한 베어링 내에 있는 패드들의 크기는 모두 같으며, Fig. 1 의  $\theta=0$  에서부터 패드를 배열하였다.

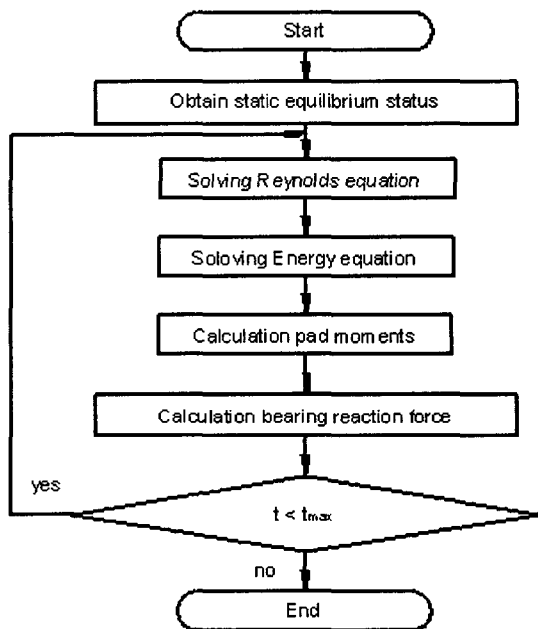


Fig. 3 Flow chart

Table 2 Working Conditions

Weight	$W$	10 kN
Weight angle	$\phi$	180°
Preload	$d$	0.05 mm
Rotation speed	$\omega$	3600 rpm
Supply oil temperature	$T_s$	40 °C
Supply oil flow rate	$Q_s$	0.003 m <sup>3</sup> /sec

$\theta_o$	$360^\circ / n$
$\theta_p$	$(5/6) \times \theta_o$

$n=3, \dots, 5$   
: Pad Number

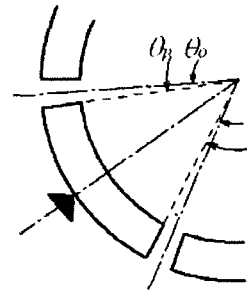


Fig. 4 Pad size and pivot position

## 4. 결과 및 고찰

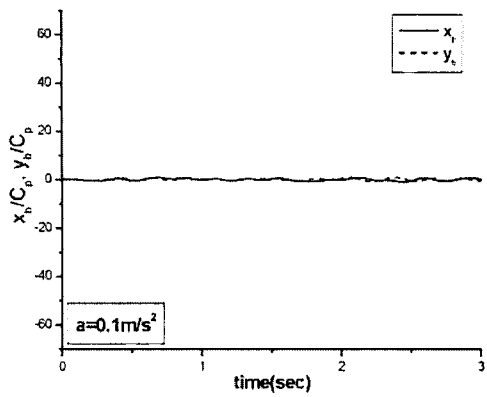
### 4.1 외부입력

Figure 5 는 베어링 중심의 좌표를 시간에 따라 나타내고 있다. 여기서 평균가속도  $a$  는 앞서 기술한 바와 같이 순간가속도를 가진 시간 동안의 평균한 것이다. (a)는 평균가속도가  $0.1\text{m/s}^2$  인 경우이며 가진 진폭이 약 1mm 이고, (b)는 평균가속도가  $1.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 가진 진폭이 약 10mm 이며, (c)는 평균가속도가  $3.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 가진 진폭이 약 30mm 이고, 마지막으로 (d)는 평균가속도가  $5.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 가진 진폭이 약 50mm 이다.

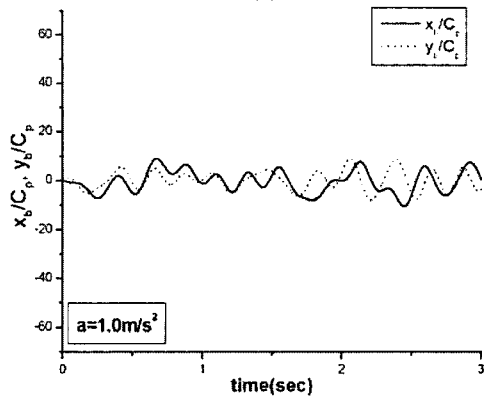
### 4.2 저어널의 궤적

Figure 6 는 저어널 중심의 좌표를 시간에 따라 나타내고 있다. (a)는 평균가속도가  $0.1\text{m/s}^2$  인 경우인데 저어널의 움직임이 매우 미미하다. (b)는 평균가속도가  $1.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 진동 진폭이 약  $0.1C_p$  이며, (c)는 평균가속도가  $3.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 진동 진폭이 약  $0.3C_p$  이고, 마지막으로 (d)는 평균가속도가  $5.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 진동 진폭이 약  $0.5C_p$  이다.

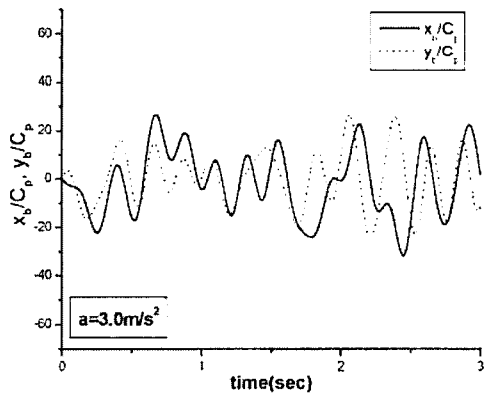
Figure 6 의 (c), (d)를 보면, 패드가 4 나 5 개짜리가 3 개짜리보다 진동 진폭이 다소 작은 것을 확인할 수 있다. 평균가속도가 커질수록 그 현상은 두드러지게 나타나고 있다. 패드 3 개짜리의 경우 평균가속도가  $5.0\text{m/s}^2$  일 때 편심율이 0.8 에 육박했다.



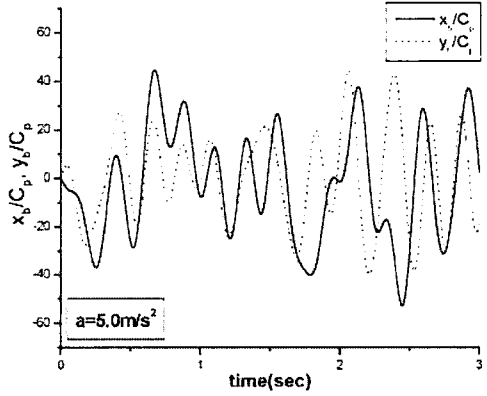
(a)



(b)

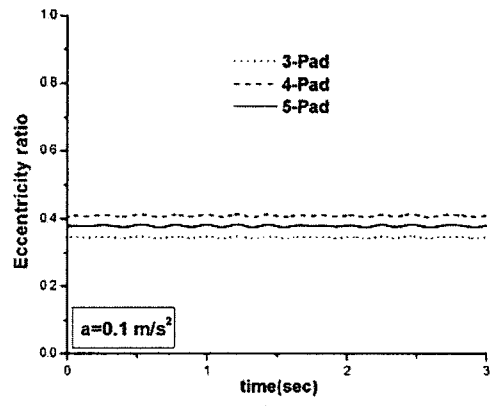


(c)

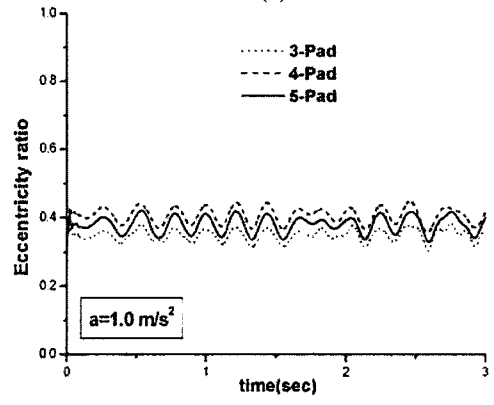


(d)

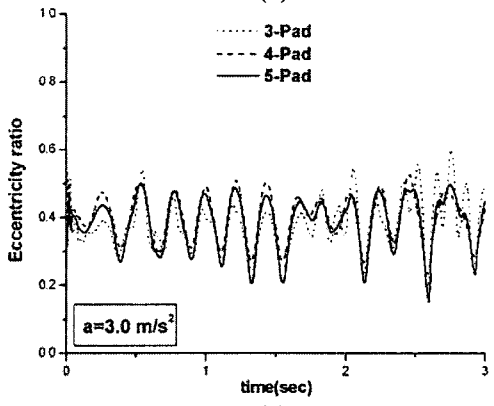
Fig. 5 Bearing center orbits



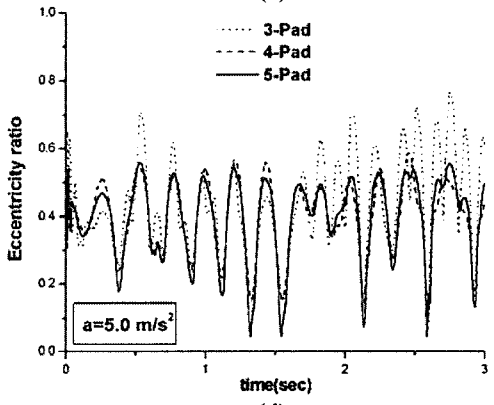
(a)



(b)

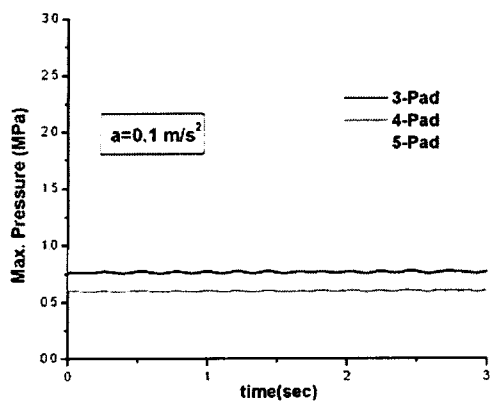


(c)

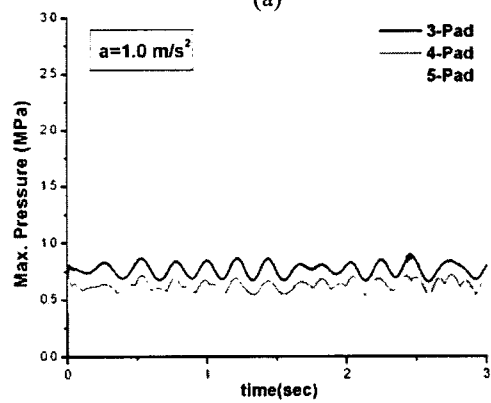


(d)

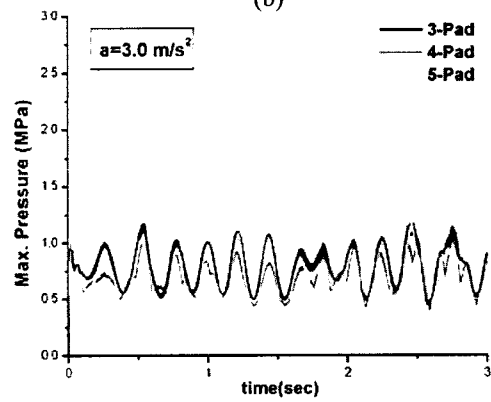
Fig. 6 Journal center orbits



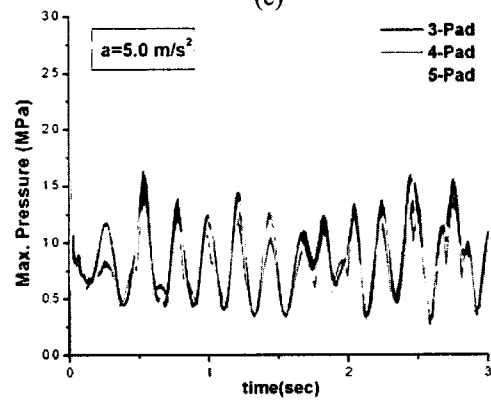
(a)



(b)

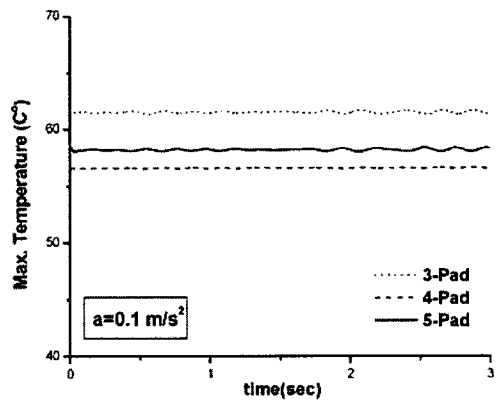


(c)

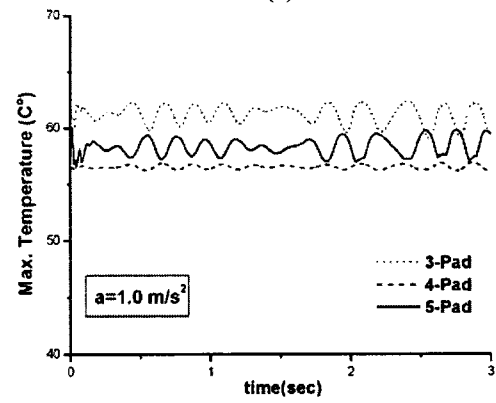


(d)

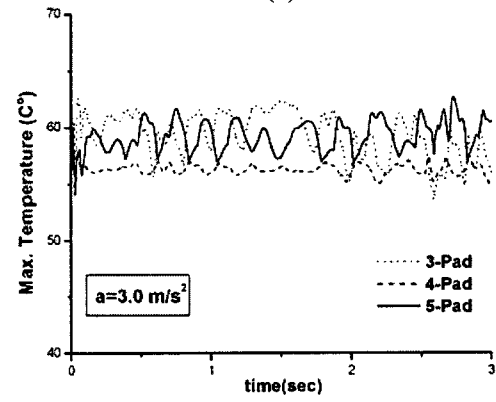
Fig. 7 Max. pressure transitions



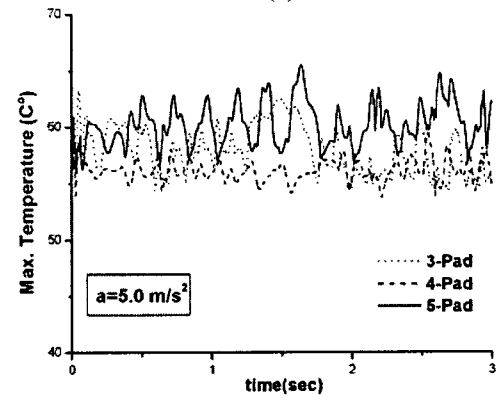
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 8 Max. temperature transitions

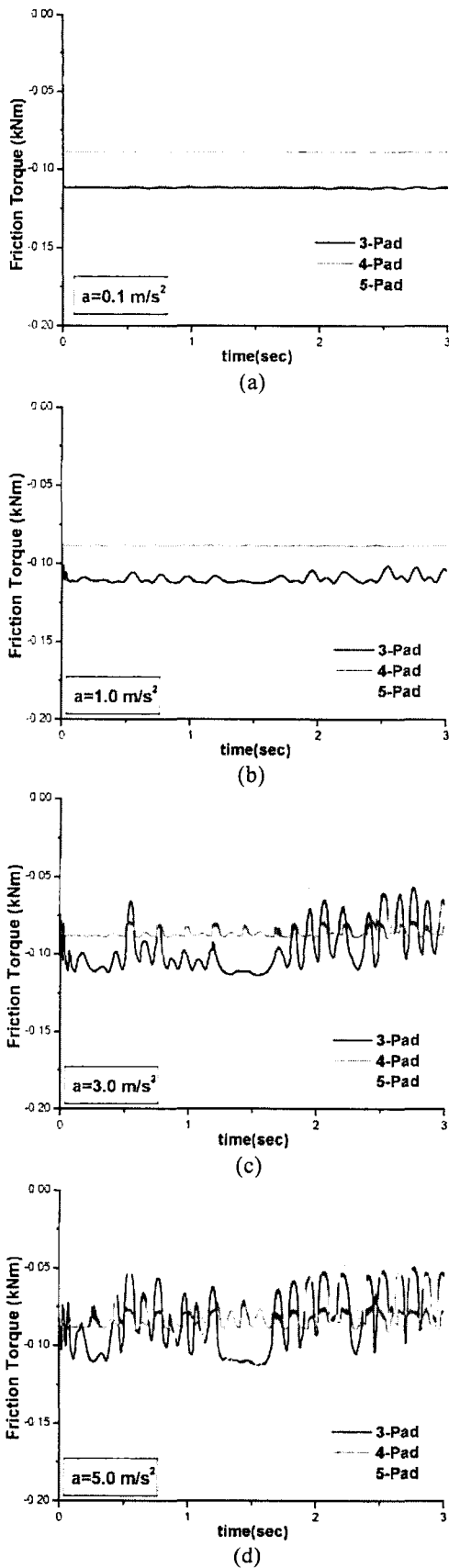


Fig. 9 Friction torque transitions

### 4.3 최대압력의 변동

Figure 7 은 유막 내 순간최대압력을 시간에 따라 나타내고 있다. (a)는 평균가속도가  $0.1\text{m/s}^2$  인 경우인데 최대압력의 변화가 매우 미미하다. (b)는 평균가속도가  $1.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 최대압력의 변동폭이 약  $0.25\text{MPa}$  정도이며, (c)는 평균가속도가  $3.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 최대압력의 변동폭이 약  $0.75\text{MPa}$  이고, 마지막으로 (d)는 평균가속도가  $5.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 최대압력의 변동폭이 약  $1.25\text{MPa}$  이다. 최대압력의 크기는 평균가속도가  $5.0\text{m/s}^2$  인 경우, 최대압력의 크기는 정적 평형상태에서의 최대압력의 크기에 약 2~3 배 정도까지 커졌다.

최대압력의 변동폭은 평균가속도의 크기와 선형적인 관계에 있는 것으로 보인다. 즉, 평균가속도가  $3.0\text{m/s}^2$  인 경우의 최대압력 변동폭이 평균가속도가  $1.0\text{m/s}^2$  인 경우의 최대압력 변동폭의 약 3 배가된다. 저어널 중심의 진동량도 평균가속도의 크기와 어느 정도 선형적인 관계에 있었으나, 패드가 3 개인 경우에는 그렇지 못했다.

### 4.4 최대온도의 변동

Figure 8 은 유막 내의 순간최대온도를 시간에 따라 나타내고 있다. (a)는 평균가속도가  $0.1\text{m/s}^2$  인 경우인데 최대온도의 변화가 매우 미미하다. (b)는 평균가속도가  $1.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 최대온도의 변동폭이 약  $2.5^\circ\text{C}$  이며, (c)는 평균가속도가  $3.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 최대온도의 변동폭이 약  $5^\circ\text{C}$  이고, 마지막으로 (d)는 평균가속도가  $5.0\text{m/s}^2$  인 경우이며 최대온도의 변동폭이 약  $8^\circ\text{C}$  이다.

패드가 4 개의 경우, 최대온도의 변동폭이 상대적으로 작았으며, 패드가 5 개의 경우는 최대온도의 변화폭이 상대적으로 컸다.

### 4.5 마찰토크의 변동

Figure 9 는 마찰토크를 시간에 따라 나타내고

있다. (a)는 평균가속도가  $0.1\text{m/s}^2$  인 경우이고, (b)는 평균가속도가  $1.0\text{m/s}^2$  인 경우이며, (c)는 평균가속도가  $3.0\text{m/s}^2$  인 경우이고, 마지막으로 (d)는 평균가속도가  $5.0\text{m/s}^2$  인 경우이다.

패드 4 개의 경우, 마찰토크 변동폭이 상대적으로 작다. 3 패드나 5 패드 베어링에 비해 20% 수준이다. 평균가속도가  $5.0\text{m/s}^2$  인 경우, 5 패드 베어링의 경우는 마찰토크 변동폭이 약  $0.1\text{kNm}$ , 3 패드 베어링은 약  $0.06\text{kNm}$  정도이나, 4 패드 베어링의 경우는  $0.03\text{kNm}$  정도로 작았다.

5 패드 베어링의 경우 정적 평형상태에서의 마찰토크의 크기는 상대적으로 작았으나 외부 진동에 의해서 그 값이 크게 증가하기도 하는 현상이 나타났다. 3 패드 베어링의 경우는 반대로 정적 평형상태에서의 마찰토크의 크기는 상대적으로 컸으나 외부 진동에 의해서 그 값이 크게 감소하기도 하는 현상이 나타났다.

### 5. 결론

본 연구에서는 난류, 온도, 그리고 선단압력을 고려하여 대형 틸팅패드 저어널 베어링의 지진응답을 해석하고, 지진 강도에 따라 저어널 궤적, 최대압력, 최대온도 그리고 마찰토크를 살펴 봄으로서, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 저어널의 진동폭, 최대압력의 변동폭, 최대 온도의 변동폭, 마찰토크의 변동폭은 대체적으로 평균가속도의 크기에 선형적으로 비례한다.
2. 4 패드 베어링의 경우가 저어널의 진동폭, 최대온도의 변동폭, 마찰토크의 변동폭을 기준으로 볼 때, 3 패드 베어링이나 5 패드 베어링보다 지진 가진에 대한 안정성이 좋다.
3. 최대압력의 변동의 경우, 패드에 따른 영향은 거의 없다.

### 기호 설명

$e$	$= (e_x^2 + e_y^2)^{0.5}$ eccentricity [mm]
$e_x$	$= x_f - x_b$ , x-directional eccentricity [mm]
$e_y$	$= y_f - y_b$ , y-directional eccentricity [mm]
$f_{px}$	$=$ dimensionless x-directional reaction force

$f_{py}$	$=$ dimensionless y-directional reaction force
$h$	$=$ local film thickness [mm]
$h^*$	$= h/C_p$ , dimensionless local film thickness
$m$	$= d/C_p$ , dimensionless preload
$M_p$	$=$ dimensionless pad moment
$p$	$=$ 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 [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$R$	$=$ bearing radius [mm]
$Re_o$	$= \rho hV/\eta$ , local Reynolds number
$T_m$	$=$ mean temperature of lubricant across film [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$T_m^*$	$= T_m/T_s$ , dimensionless mean temperature of lubricant across film
$T_b$	$=$ dimensionless mean temperature of lubricant at angular direction outlet
$T_{side}$	$=$ mean temperature of side leakage [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$w_x$	$= w_x/(\eta_s\omega RL/(R/C_p)^2)$ , dimensionless x-directional weight
$w_y$	$= w_y/(\eta_s\omega RL/(R/C_p)^2)$ , dimensionless y-directional weight
$x$	$=$ angular coordinates
$x_b, y_b$	$=$ coordinates of bearing center
$x_j, y_j$	$=$ coordinates of journal center
$z$	$=$ axial coordinates
$\gamma$	$=$ tilting angle [degree]
$\gamma^*$	$= \gamma R/C_p$ , dimensionless tilting angle
$\varepsilon$	$= e/C_p$ , eccentricity ratio
$\zeta$	$= z/L$ , dimensionless axial coordinates
$\eta$	$=$ absolute viscosity [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]
$\eta^*$	$= \eta/\eta_s$ , absolute viscosity
$\theta$	$= x/R$ , dimensionless angular coordinates
$\theta_o$	$=$ dimensionless angular direction outlet angle
$\theta_p$	$=$ dimensionless attitude angle
$\theta_r$	$=$ dimensionless pivot angle
$\theta_s$	$=$ dimensionless film break-down point angle
$\theta_i$	$=$ dimensionless angular direction inlet angle
$\tau_r$	$=$ angular shear stress on the two lubrication surfaces
$A$	$= (\eta_s\omega R)/(\rho c C_p T_s)$ , dissipation number
$\chi$	$= 0.9$ , mixing coefficient

### 참고문헌

- (1) 노병후, 2001, “축-베어링 시스템의 비선형 진동 해석 및 안정성 향상 방법에 관한 연구,” 한국과학기술원, 박사학위논문
- (2) Constantinescu, V. N., 1973, “Basic Relationships in Turbulent Lubrication and Their Extension to Include Thermal Effects,” Trans. ASME, J. Lubr. Technol., pp. 147-154
- (3) L. Bouard, M. Fillon and J. Frene, 1996, “Comparison between three turbulent models application to thermohydrodynamic performances of tilting-pad journal bearings,” Tribology International, Vol. 29, pp. 11-18
- (4) Kim. J. S. and Kim. k. W., 1993, “A Study on the Inlet Pressure Build-Up at Bearing Entrance,” J. of KSME, Vol. 17, No. 8, p.1921-1930
- (5) <http://www.k-net.bosai.go.jp>



## 논문 발표

### Session IV(Poster Session)

1. Ramping Loading 피코 슬라이더의 거동 해석 .....	291
2. 표면개질을 달리한 자동차 변속기어의 마멸특성 비교 .....	299
3. 요인배치법에 의한 기어용 소재의 마찰계수 분석 .....	307
4. 핵연료 프레팅 마멸에서 마멸면적을 이용한 스프링 형상 영향 평가 .....	313
5. 수윤활 스테인레스강 볼베어링의 고온 마찰 특성 .....	324
6. 유압 피스톤 펌프의 폐입 구간에서의 압력 변동 특성 .....	329
7. 접합식 도어시일의 온도를 고려한 접촉거동에 관한 수치적 연구 .....	335
8. 사출기용 배럴의 거동특성에 관한 수치적 연구 .....	341
9. 토로이달 무단 변속기 동적 거동에 관한 연구 .....	348
10. Hertz 압력에 따른 TiAlCrN 코팅의 마찰·마멸특성 및 수명평가 .....	355
11. 상대 마찰재에 따른 DLC 코팅의 트라이볼로지적 특성 평가 .....	360
12. PE-CVD 방법을 이용한 DLC 코팅의 트라이볼로지적 평가 .....	368
13. 접촉해석을 이용한 볼 베어링의 Shoulder Height 결정 .....	377
14. A Basic Experiment of Head/Disk Interaction of Subambient Tri-Pad Slidder by using Acoustic Emission Test System .....	384
15. 자동차용 깊은 홈 볼베어링의 조기파손 : 1보-파손기구의 규명 .....	388
16. 자동차용 깊은 홈 볼베어링의 조기파손 : 2보-임계압흔의 크기 .....	395
17. STI-CMP공정에서 슬러리 연마입자가 dishing에 미치는 영향 .....	402