

# 틸팅패드 저널베어링의 패드 fluttering 메커니즘 및 예압 변경을 통한 패드 fluttering 방지에 관한 연구

## Study on the Mechanism of Pad Fluttering and the Prevention of Pad Fluttering with the Variation of Preload in a Tilting Pad Journal Bearing

양 승 현\* . 박 철 현\*\* . 김 재 실\*\*\* . 하 현 천\*\*\*

Seong Heon Yang, Chul Hyun Park, Chaesil Kim and Hyun Cheon Ha

**Key Words** : Fluttering(플러터링), Preload(예압), Tilting Pad Journal Bearing(틸팅패드 저널베어링), Fatigue Failure(피로파손), Effective Clearance(유효간극), Unbalance Response(불평형응답)

### ABSTRACT

Fluid film tilting pad journal bearings are widely used for large steam turbines. However, bearing problems by pad fluttering, such as fatigue damage in the upper unloaded pad, the break of locking pins and the wear of pinholes etc., are frequently taken place in the actual steam turbines. The purpose of the present work is to investigate on the mechanism of pad fluttering and the prevention of pad fluttering with the variation of preload(m) in a tilting pad journal bearing. It is estimated that upper pad is easy to flutter because the film shape of upper pad is diverged one from the analysis of moment direction acting on pivot point. Effective preload range in order to be statically loaded pad under all operating conditions is suggested as  $m > 0.5$ . Also, as a bearing that can be prevented pad fluttering, design modified bearing is suggested. For the adjustment in actual steam turbines, bearing and rotor dynamic analysis are performed to identify bearing characteristics and to verify the reliability of rotor-bearing system.

### 기호설명

- D = bearing diameter (mm)
- L = bearing length (mm)
- $\beta$  = arc length of pad ( $^{\circ}$ ,deg)
- $\beta_p$  = location of pivot
- N = rotating speed of journal (rpm)
- $W_L$  = bearing load (N)
- $T_S$  = temperature of oil at inlet ( $^{\circ}$ C)
- $Q_S$  = oil flow(l/min)
- $T_{max}$  = maximum temperature of bearing ( $^{\circ}$ C)
- $T_d$  = temperature of oil at outlet ( $^{\circ}$ C)
- $\epsilon$  = eccentricity ratio
- $C_a$  = assembled radial clearance (mm)
- $C_p$  = machined radial clearance (mm)
- $C_p/R$  = radial bearing clearance ratio
- m = preload ( $1 - C_a/C_p$ )
- $K_{xx}$  = horizontal stiffness coefficient (N/m)

- $K_{yy}$  = vertical stiffness coefficient (N/m)
- $C_{xx}$  = horizontal damping coefficient (N sec/m)
- $C_{yy}$  = vertical damping coefficient (N sec/m)

### 1. 서론

증기터빈용 베어링으로는 Fig. 1 에서 볼 수 있듯이 유체윤활 틸팅패드 저널베어링과 타원형 저널베어링이 주로 사용되고 있다. 이 중, 틸팅패드 저널베어링은 우수한 동적 안정성 때문에 상대적으로 증기압(steam pressure)이 크고 불안정 요인이 많은 고/중압 터빈 축을 지지하는데 널리 사용되고 있다.

그러나 정기 검사(overhaul) 중, 틸팅패드 저널베어링에서 발생하고 있는 문제점 중에서 특이한 현상 중의 하나로는 상부패드(upper pad) 선단부(leading edge)의 babbitt metal 의 손상이다[1~4].

위 현상의 근본 원인으로는 운전 중, 상부패드가 진동하여 패드와 로터가 상호 충돌하기 때문인데, 이 경우 상부패드의 진동현상을 패드 fluttering 이라 정의한다.

베어링의 운전 중 틸팅패드 저널베어링에서 패드 fluttering 이 발생하게 되면 Fig. 2 에서 볼 수 있듯이 상

\* 책임저자, 정회원, 두산중공업(주) 기술연구원  
E-mail : shyang@doosanheavy.com  
Tel. : (055) 278-3716, Fax : (055) 278-8569

\*\* 정회원, 두산중공업(주) 기술연구원

\*\*\* 정회원, 창원대학교 기계공학과

부패드 babbitt metal 의 손상은 물론 패드의 원주방향 미끄럼을 방지하기 위한 locking pin 과 pinhole 의 절단 및 마모 등과 같은 베어링 전체의 손상으로도 확대될 수 있기 때문에 패드 fluttering 의 근본 원인을 규명하고 방지대책을 수립하는 것은 터빈베어링의 손상을 방지하고 터빈축계의 안정적인 운전을 도모함에 있어 매우 중요하다.

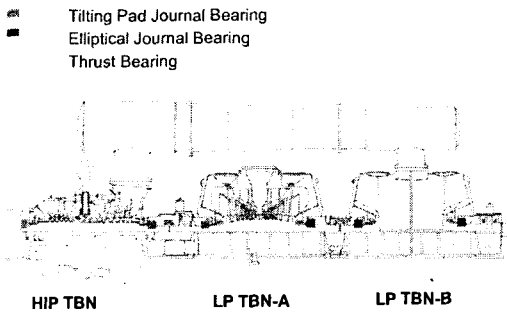


Fig. 1 Schematics of a 500 MW steam turbine

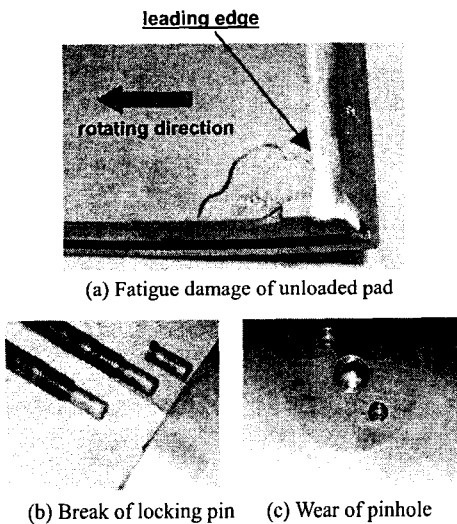


Fig. 2 Failure examples by pad fluttering

Zeidan 과 Paquette 는 fluttering 이 발생하는 원인으로 운전 중 상부패드가 무부하패드(unloaded pad)가 되어 정상평형상태(steady state equilibrium)를 유지하지 못함으로써 축진동과 같은 작은 외란에 의해서도 패드가 쉽게 진동하여 패드와 로터가 상호 충돌하기 때문인 것으로 평가하고, 패드 fluttering 을 방지하기 위한 방안으로서 예압(preload) 적용, 패드 원호각 변경 그리고 패드 선단부 댄퍼 설치 등을 제시하였다[2].

Adams 와 Payandeh 는 이론해석을 통하여 상부패드가 대부분 로터 회전속도의 0.4X ~ 0.5X 의 진동수로 진

동하기 때문에 일반적인 고정형(fixed type) 저널베어링에서 로터 진동에 의해 야기되는 oil whip 과 유사한 sub-synchronous 자력진동(self-excited vibration)의 경향을 보임을 보이고, 이를 방지할 수 있는 여러가지 설계변수로서 예압 적용, spragg relief 의 각도(angle) 및 깊이(depth) 조정 그리고 피봇(pivot) 위치 조정 등을 제시하였다[3].

Ha 와 Yang 은 실제현장에서 패드 fluttering 에 의해 발생한 베어링의 손상 사례를 제시하고 그 파손기구가 패드의 연속적인 진동에 의해 패드와 로터가 상호 충돌하여 발생하는 피로손상(fatigue failure)임을 규명하였다. 아울러 패드 fluttering 의 발생원인을 틸팅패드 저널베어링의 상부패드가 운전 중, 무부하패드가 되기 때문인 것으로 평가하고 이론해석을 통하여 상부패드가 항상 부하패드(loaded pad)가 될 수 있는 유효예압(effective preload)의 범위를 제시하였다[4].

Yang 과 Park 등은 패드의 fluttering 현상을 엄밀하고 정확하게 규명할 목적으로 패드의 fluttering 현상을 측정할 수 있는 실험장치를 개발하여 패드의 fluttering 특성, 즉 공급유효율, 부하하중 그리고 회전속도 변동에 따른 패드의 fluttering 주파수, fluttering 진폭, 초기 fluttering 발생속도 그리고 발생원인 등을 실험적으로 규명하였다.

이를 위해 베어링 모델을 실제 증기터빈용 틸팅패드 저널베어링(4-Pad, LBP Type/6-Pad, LOP Type)과 거의 유사하게 설계/제작하고, 변위센서는 베어링 케이싱에 설치하고, 가속도센서는 상부패드의 선단부에 설치하여 이들 센서로부터 검출되는 전기적 신호를 주파수 분석하여 상부패드의 fluttering 특성을 측정/분석하였다[5,6].

선행연구 결과에서 알 수 있는 바와 같이, 베어링의 예압은 상부패드의 fluttering 을 방지할 수 있는 유용한 방안 중의 하나로 제시됨을 알 수 있다. 그러나 특히 대형 증기터빈용 베어링의 경우는 예압을 적용함에 의해 베어링 메탈(metal)의 온도가 크게 상승하는 문제점을 갖고 있다.

이와 같은 부차적인 문제점 때문에 패드의 fluttering 을 방지하기 위한 방안으로서 예압의 적용은 유용한 방안임에도 불구하고, 예압의 적용을 통한 유체유효 틸팅패드 저널베어링의 패드 fluttering 방지에 관한 연구 사례는 거의 보고되고 있지 않은 실정이다.

본 연구에서는 틸팅패드 저널베어링의 패드 fluttering 현상을 방지하기 위해 패드 fluttering 의 발생 메커니즘을 피봇에 대한 모멘트 방향 해석을 수행하여 규명하였다. 그리고 참고문헌 [4,9]에서 제시된 유효예압에 대한 연구결과를 도입하여 실제로 패드 fluttering 이 발생하는 기존 베어링에 대해 예압을 적용하는 경우에 있어서 babbitt 면의 온도상승 등과 같은 문제점들을 규명하고, 이를 해결할 수 있는 베어링의 설계 변경 방안을 제시하였다. 또한 설계 변경된 베어링이 패드 fluttering 을 방지하면서 베어링의 운전특성 및 축계의 진동특성도 만족하는 지를 해석적으로 평가하여 그 적용에 대한 타당성을 검증하였다.

이를 위해 점도변화와 난류를 고려한 열유체 유효해석과 미소섭동법을 이용하여 예압의 변화에 의한 베어링의 정특성(최고온도, 배유온도, 편심률 등) 및 동특성(강성 및 감쇠계수) 변화를 계산하였다. 또한 축계 진동해석을 수행하여 패드 fluttering 을 방지하기 위해 설계 변경된 베어링이 축계의 진동특성에 미치는 영향을 정량적으로 분석하였다.

## 2. 패드 fluttering 발생 메커니즘

유체유효 틸팅패드 저널베어링의 실험결과에 의하면 적절한 부하하중 및 회전속도에서 충분한 유효유가 공급되는 경우, 상부패드는 하부패드(lower pad)에 비하여 미소한 양이지만 항상 쐐기형상(wedge shape)의 유막두께를 유지하고 fluttering 은 발생하지 않음을 알 수 있었다. 이는 상부패드 입구에 형성 되어지는 선단압력(inlet pressure)의 효과에 의한 것으로 평가되어진다[7,8].

그러나 동일한 공급유량 하에서 저널의 회전속도가 증가되면 어떤 회전속도에서 상부패드는 정상평형상태를 유지하지 못하고 회전동기 진동성분(1X)에 대하여 약 절반정도의 진동성분(0.4X ~ 0.5X)으로 피복에 대하여 연속적으로 교번하기 시작하고, 회전속도의 증가에 따라 fluttering 진폭은 더욱 상승하는 자려진동의 경향을 보인다. 이는 선행연구를 통하여 실험적으로 규명되었다[5,6].

회전속도의 증가에 의해 상부패드가 fluttering 하게 되는 현상은 유막두께가 쐐기형상을 유지하지 못하고 Fig.3 에 나타난 바와 같이 발산형상(diverged shape)으로 변하기 때문이다.

이는 Fig. 4 에 나타난 바와 같이 피복에서의 모멘트 방향에 따라 유막두께의 형상이 결정되어진다고 볼 수 있다. 피복에 대한 모멘트 방향을 결정지을 수 있는 주요 인자들로는 첫째, 상부패드의 자체 하중 둘째, 상부패드 입구부에 형성되어지는 선단압력에 의한 패드 내면과 저널 사이에 발생되는 유막압력 셋째, 패드면에 작용하는 전단 마찰력(shear friction) 등을 제시할 수 있다.

패드 fluttering 이 발생되지 않는 정상적인 운전조건 하에서는 위에 제시한 3 가지 인자들의 조합에 의해 피복에서의 모멘트는 반시계방향(counter clockwise)이 되어 미소한 양이지만 유막두께는 쐐기형상을 유지하면서 정상평형상태를 유지하고 있다. 그러나 회전속도가 증가 되면 피복에서의 모멘트는 시계방향(clockwise)이 되어 유막두께는 발산형상으로 변하게 되어 상부패드는 정상평형상태를 유지하지 못하고 fluttering 하게 된다.

위에 제시한 3 가지 인자 중에서 셋째 항을 제외한 첫째 항과 둘째 항은 회전속도가 증가하더라도 거의 변하지 않으므로 피복에서의 모멘트 방향 해석을 수행하는데 무시할 수 있는 인자들이다.

왜냐하면 상부패드의 자체 하중은 패드 자체의 고유한 값이므로 회전속도의 증가와는 무관하며, 상부패드

입구부에서 발생하는 선단압력은 회전속도의 증가에 따라 증가하지만 선단압력의 증가에 의해 야기되는 상부패드 내의 유막압력은 회전속도의 증가에 따라 크게 증가하지 않기 때문이다. 선행 실험연구에 의하면 회전속도가 2 배(1,800 rpm → 3,600 rpm) 증가함에 의해 선단압력의 크기는 약 35% 증가하지만, 이로 인한 상부패드에 발생하는 유막압력의 증가는 약 5 ~ 7% 정도임이 규명되었다[7,8].

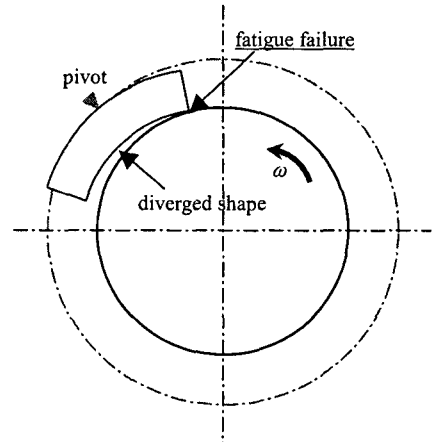


Fig. 3 Upper unloaded tilting pad

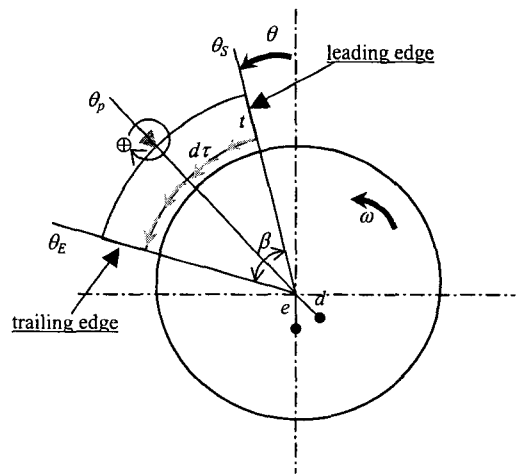


Fig. 4 Coordinate system of a single pad model

그러나 셋째 항인 패드면에 작용하는 전단 마찰력 ( $dF = d\tau \cdot dA$ ,  $d\tau = \mu du / dy$ ,  $u = r\omega$ )은 회전속도 항을 포함하고 있기 때문에 회전속도의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가하므로 피복에서의 모멘트 방향 해석을 위한 주요 인자로 평가되어진다.

따라서 본 연구에서는 패드면에 작용하는 전단 마찰력에 의한 피복에서의 모멘트 방향 해석을 통하여 예압

이 적용되지 않은 틸팅패드 저널베어링의 상부패드 fluttering 발생 메커니즘을 규명하고자 한다. Fig. 4는 이 해석을 위하여 상부패드의 피벗이 점접촉(point contact)된 single-pad 모델로 단순화한 구조와 좌표계를 나타내는 그림이다.

앞서 기술한 바와 같이 예압이 적용되지 않은 틸팅패드 저널베어링에 대한 실험 연구에 의하면 정상적인 운전조건 하에서 운전되는 경우, 상부패드의 유막형상은 쉘기형상으로 되어 정상평형상태로 유지된다. 그러나 쉘기 경사각이 매우 작기 때문에 유막두께는 저널면과 거의 평행하게 유지됨을 알 수 있었다[7,8].

따라서 Fig. 4에서 볼 수 있듯이 해석을 위한 가정으로서 패드 내의 유막형상은 저널과 평행하고, 패드면에 작용하는 전단응력은 패드 내면을 따라 일정하게 작용하는 것으로 설정하였다. 또한 모멘트의 방향은 시계방향이 양의 방향으로 설정하였다.

피벗에 대한 모멘트의 합은 다음과 같다.

$$\sum M_p = \int_0^L \int_{\theta_s}^{\theta_e} d\tau \left( (R+t) \cos(\theta_p - \theta) - R \right) d\theta dz \quad (1)$$

여기서

- $L$  : 베어링 폭
- $R$  : 베어링 반경
- $t$  : 패드 두께
- $d\tau$  : 미소전단응력

식(1)을 무차원화 하여 표현하면 다음과 같다.

$$\sum \bar{M}_p = \int_0^1 \int_{\theta_s}^{\theta_e} d\bar{\tau} \left( (1+t/R) \cos(\theta_p - \theta) - 1 \right) R^3 L d\theta \bar{z} \quad (2)$$

여기서

- $\bar{d\tau}$  :  $d\tau/R$
- $\bar{z}$  :  $z/L$

피벗에서의 모멘트 방향을 규명하기위해서 식(2)의  $\bar{d\tau} = C(const)$ ,  $t \neq 0$  인 경우를 가정하여 무차원 모멘트를 구하면 다음과 같다.

$$\sum \bar{M}_p = 2CR^3L \left[ \left( 1 + \frac{t}{R} \right) \sin \frac{\beta}{2} - \frac{\beta}{2} \right] \quad (3)$$

여기서  $\beta = \theta_e - \theta_s$

식(3)에 대하여  $\beta$  를  $\pi/2$  로 가정하고 식(3)이 zero 가 되는 경우, 즉  $\sum \bar{M}_p = 0$  에 대해서 패드의 두께( $t$ )를 구하면  $t = 0.11R$  이 된다.

실제로 패드 fluttering 이 발생하고 있는 증기터빈용 틸팅패드 저널베어링의 경우,  $\beta \leq \pi/2$ ,  $t \geq 0.11R$  이므로 식(3)은  $\sum \bar{M}_p > 0$  이 되어 항상 시계방향으로 모멘트가

작용함을 알 수 있다. 따라서 회전속도가 증가하게 되면 패드면에 작용하는 전단 마찰력도 선형적으로 증가하게 되어 결국 상부패드를 피벗에 대하여 시계방향으로 회전시키려는 모멘트의 작용을 더욱 크게 한다.

따라서 정상평형상태를 유지하며 운전되고 있는 상부패드는 회전속도의 증가와 더불어 선형적으로 증가하는 전단 마찰력에 의한 시계방향 모멘트가 유막두께를 쉘기형상으로 유지시키려는 선단압력에 의한 반시계방향 모멘트보다 커질 때 fluttering 이 발생하는 것으로 평가할 수 있다. 그러므로 예압이 없는 틸팅패드 저널베어링의 상부패드는 운전 중에 정상평형상태를 유지하기가 쉽지 않고 피벗을 중심으로 교번이 발생할 가능성이 많음을 알 수 있다.

### 3. 패드 fluttering 을 방지하기 위한 유효예압

연구 결과를 통하여 예압이 적용되지 않은 틸팅패드 저널베어링의 경우, 상부패드의 fluttering 주요 원인은 운전 중 상부패드가 무부하패드가 되어 정상평형상태를 유지할 수 없기 때문인 것으로 평가되어진다.

베어링의 예압은 패드 fluttering 을 방지할 수 있는 가장 유용한 설계변수 중에 하나임을 알 수 있었다[2-4]. 왜냐하면 적절한 예압은 베어링의 운전 중, 상부패드를 정상평형상태를 유지할 수 있는 부하패드가 되도록 할 수 있기 때문이다.

따라서 본 연구의 주된 관심 설계변수는 베어링의 예압이다. 베어링 예압은 베어링 설계자로 하여금 베어링의 운전특성을 가장 용이하게 변경시킬 수 있는 설계변수 중의 하나이다.

본 연구에서는 선행 연구결과로부터 상부 무부하패드가 베어링의 모든 운전조건 하에서도 부하패드가 될 수 있는 예압의 범위를 적용하기로 한다[4,9]. 이 결과는 피벗에서의 유막두께와 예압(m)의 관계로부터 유도되어지며 그 결과는 다음과 같다.

$$m \geq 0.5 \quad (4)$$

식(4)의 결과로부터 증기터빈용 틸팅패드 저널베어링이 패드 fluttering 없이 안정되게 운전되기 위해서는 적절한 예압이 적용되도록 설계되어야 함을 알 수 있다.

### 4. 베어링 특성 해석

베어링의 특성해석은 점도변화와 난류를 고려한 열유체 유효해석과 미소섭동법을 이용하여 베어링의 정특성 및 동특성 변화를 구하는 것으로 수행되었다.

본 이론 해석에서는 특히 틸팅패드 저널베어링의 예압이 베어링의 최고온도 및 동특성에 미치는 영향을 분석코자 한다. 이는 패드 fluttering 을 방지하기 위해 제

시된 식(4)의 결과를 기존 베어링에 적용하였을 경우, 야기되는 문제점을 검토하고 만약 문제점이 발견되는 경우, 설계변경을 통하여 식(4)의 결과도 만족하면서 베어링의 운전특성도 설계치를 만족하는 베어링의 설계방안을 제시하기 위함이다.

Fig. 5 는 해석에 사용된 틸팅패드 저널베어링의 기하학적 형상을 나타낸 그림이다. 이 베어링은 실제로 패드 fluttering 이 발생하는 증기터빈용 터빈베어링으로서 6 개의 패드로 구성된 예압이 없는( $m=0.0$ ) LOP(load on pad)형 틸팅패드 저널베어링이다.

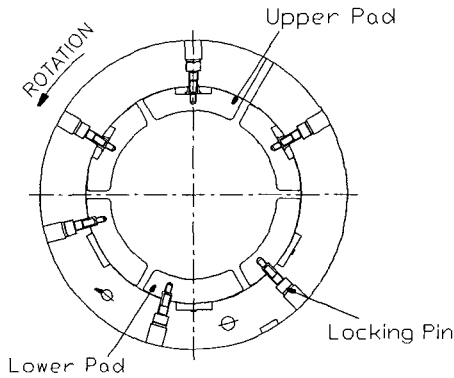


Fig. 5 LOP type 6-pad tilting pad journal bearing for a steam turbine

Table 1 은 로터를 지지하기 위한 두개의 베어링 각각에 대한 주요 설계 사양을 보여주고 있다. Case I 은 현재 발전소 현장에서 패드 fluttering 에 의해 패드의 손상이 발생되고 있는 예압이 적용되지 않은 베어링이다.

Table 2 는 베어링의 특성해석을 위한 조건을 나타내고 있다. Table 3 은 예압이 적용되지 않은 베어링(Cae I)과 패드 fluttering 방지를 위해 예압을 0.5 로 적용한 경우에 대한 베어링(Case II)의 특성해석 결과를 각각 나타내고 있다.

해석결과를 살펴 보면 Case I ( $m=0.0$ )의 경우, 주어진 해석조건에 대하여 베어링 메탈의 최고온도는 설계기준치( $T_{max}<100\text{ }^{\circ}\text{C}$ )를 만족하지만, Case II ( $m=0.5$ )의 경우, 최고온도는 설계기준치보다 높음을 알 수 있다.

이는 패드 fluttering 을 방지할 목적으로 Case I 베어링에 대하여 단순히 예압을 크게 할 경우, 베어링 메탈의 최고온도가 설계기준치를 만족하지 못함을 의미한다. 따라서 패드 fluttering 을 방지하기 위하여 베어링 예압을 0.5 로 설정 하더라도 베어링 메탈의 최고온도를 설계기준치 이하가 되도록 하기 위해서는 기존 베어링에 대한 설계변경이 요구된다.

본 연구에서는 이를 만족하기 위한 설계변경으로서 베어링의 반경방향 유효틈새(effective clearance)를 제시하고 이를 Fig. 6 에 나타내었다.

계산된 유효틈새는  $c/R=2.5/1000$  이며, 이 설계변경이 적용된 경우, 예압을 0.5 로 높이더라도 베어링 메탈의 최고온도는 설계기준치를 만족함을 알 수 있었다. 본 연구에서는 Case III( $c/R=2.5/1000, m=0.5$ )인 경우를 설계변경된 베어링(design modified bearing)으로 명한다.

Table 1 Physical parameter of the bearing

	No. 1	No. 2	
D(mm)	355.6	381.0	commonly exerted
L(mm)	177.8	203.2	
No. of Pads	6	6	
$\beta(^{\circ},\text{deg})$	49	49	
$\beta_p$	0.5	0.5	
m	0.0	0.0	non-preloaded bearing (Case I)
$C_p/R$	1.36/1000	1.33/1000	
$C_a$	0.24	0.25	
$C_p$ (mm)	0.24	0.25	Preloaded bearing (Case II)
$C_a$ (mm)	0.12	0.125	
$C_a$ (mm)	0.12	0.125	
m	0.5	0.5	design modified bearing (case III)
$C_p/R$	2.5/1000	2.5/1000	
$C_p$ (mm)	0.44	0.48	
$C_a$ (mm)	0.22	0.24	

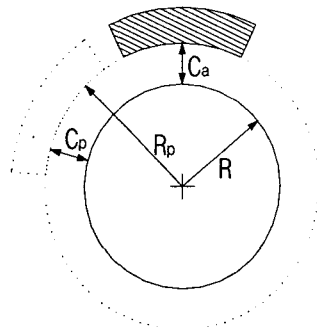
Table 2 Operation condition of the bearing

	No. 1	No. 2
N(rpm)	3,600	3,600
$W_L$ (N)	72263.8	80940.8
$T_s(^{\circ}\text{C})$	46	46
$Q_s$ ( $\ell$ /min)	124.9	200.6

Table 3  $T_{max}$  &  $\epsilon$  of the original bearing (case I vs. case II)

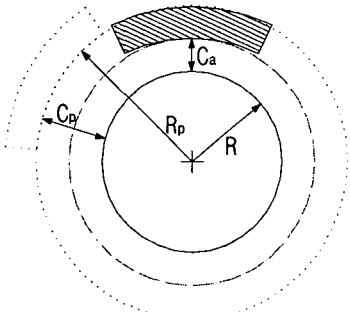
	No. 1		No. 2	
	m=0.0	m=0.5	m=0.0	m=0.5
$T_{max}(^{\circ}\text{C})$	96.1	103.7	94.8	105.4
$\epsilon$	0.683	0.339	0.629	0.262

Table 4 는 기존 베어링 및 설계 변경된 베어링에 대한 주요 베어링의 특성해석 결과를 보여주고 있다. 베어링 메탈의 최고온도 뿐만 아니라 배유온도, 편심을 그리고 동특성 등이 기존 베어링의 특성과 유사함을 알 수 있다.



$$C_a = C_p = 0.24$$

(a)



$$C_a = 0.22$$

$$C_p = 0.44$$

(b)

Fig. 6 Schematic presentation of preload in a tilting pad journal bearing ( $m = 1 - C_a/C_p$ )

Table 4 Bearing characteristics (non-preloaded bearing vs. design modified bearing)

	No. 1		No. 2	
	$c/R =$	$c/R =$	$C/R =$	$c/R =$
	1.36/1000	2.5/1000	1.33/1000	2.5/1000
	$m=0.0$	$m=0.5$	$m=0.0$	$m=0.5$
$T_{max}$	96.1	95.6	94.8	93.9
$T_d$	64.8	65.1	63.6	63.9
$\epsilon$	0.683	0.649	0.629	0.597
$K_{xx}$	$1.36 \times 10^8$	$2.40 \times 10^8$	$1.56 \times 10^8$	$2.42 \times 10^8$
$K_{yy}$	$1.23 \times 10^9$	$1.10 \times 10^9$	$1.15 \times 10^9$	$9.78 \times 10^8$
$C_{xx}$	$5.50 \times 10^5$	$6.22 \times 10^5$	$7.15 \times 10^5$	$8.16 \times 10^5$
$C_{yy}$	$1.08 \times 10^6$	$1.01 \times 10^6$	$1.26 \times 10^6$	$1.12 \times 10^6$

### 5. 축계 진동 해석

패드 fluttering 을 방지하기 위하여 설계 변경된

베어링이 정특성(온도, 편심을 등)을 만족함을 앞 절에서 해석을 통하여 규명하였다.

그러나 Table 4 에서 알 수 있는 바와 같이 Case III(설계 변경된 베어링)의 경우, Case I에 대하여 강성과 감쇠가 변화되었음을 볼 수 있다.

베어링의 강성과 감쇠는 축계의 위험속도와 응답의 크기에 큰 영향을 미치는 중요한 인자이다. 따라서 설계 변경된 베어링을 실제 적용하기 위해서는 로터-베어링 축계의 진동 해석을 수행하여 공진 회피는 물론 불평형 진동치가 허용치 이내가 되는지에 대한 검증을 수행하는 것이 필수적이다.

본 해석은 설계 변경된 베어링의 강성 및 감쇠 변화가 축의 불평형 응답에 미치는 영향을 알아보기 위하여 수행되었다.

Fig. 7 은 800MW 급 증기터빈 축계로서 FE(finite element) 모델링된 형상을 보여주고 있다. 이 축계는 앞 절에서 제시한 2 개의 틸팅패드 저널베어링으로 지지되고 있다. 그리고 불평형 응답(unbalance response)을 구하기 위해 축계의 중앙부에 증기터빈 축계 설계기준 자료에서 제시되는 불평형량(108.86 kg-mm)을 부가하여 불평형 응답 해석을 수행하였다.

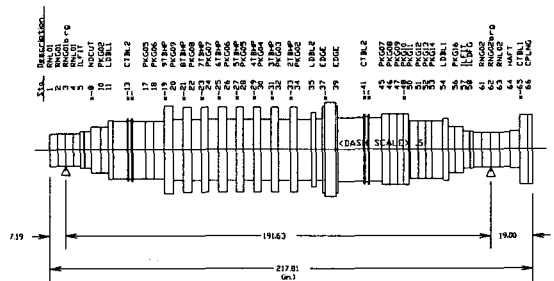


Fig. 7 FEM model of a turbine rotor

Fig. 8 은 No.1 베어링에 대한 기존 베어링과 설계 변경된 베어링에 대한 불평형 응답 특성을 계산한 그림이다. 이 결과에서 보면, 1 차 위험속도(critical speed)는 각각 2,321 rpm 과 2,266 rpm 으로 거의 비슷하며 정격회전속도(3600 rpm)와 공진을 야기할 위험은 없다. 그리고 위험속도에서 진동치는 각각 76.7 $\mu$ m 와 79.2 $\mu$ m 이며 정격회전속도에서 진동치는 설계허용치(140.0 $\mu$ m) 대비 각각 30.1 $\mu$ m 와 31.5 $\mu$ m 으로 진동특성이 거의 비슷하며 아주 양호함을 알 수 있다.

Fig. 9 은 No.2 베어링에 대한 해석 결과를 보여주고 있는데 Fig. 7 의 경우와 같이 거의 유사한 진동특성을 보이며 아주 양호한 해석 결과를 얻었다.

4 장과 5 장의 해석결과로부터 틸팅패드 저널베어링의 상부 무부하 패드의 fluttering 현상을 방지하기 위하여 설계 변경된 베어링은 베어링 자체의 운전 특성 뿐만 아니라 축계 진동 특성을 모두 만족함을 알 수 있다.

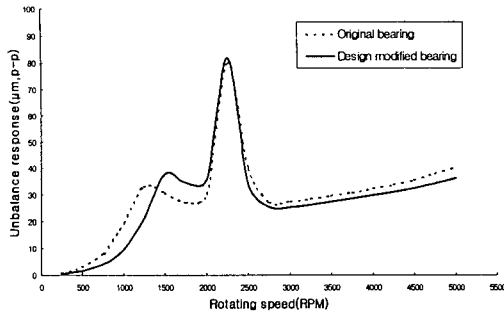


Fig. 8 Unbalance response in No.1 bearing with the change of rotating speed

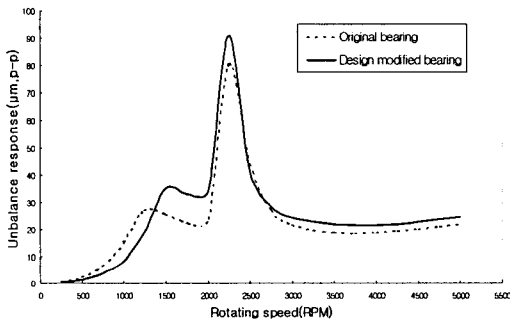


Fig. 9 Unbalance response in No. 2 bearing with the change of rotating speed

## 6. 결론

증기터빈용 틸팅패드 저널베어링에서 발생하는 패드 fluttering 에 의한 베어링 파손을 방지하기 위하여 패드 fluttering 의 발생 메커니즘을 규명하고 예압 변경을 통한 fluttering 방지에 관한 연구를 이론적으로 수행하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 패드 fluttering 에 의한 실제 베어링의 현장사고사례로서 패드의 babbitt metal 손상, locking pin 의 절단 그리고 pinhole 의 마모 등을 제시하였다.
2. 패드면에 작용하는 전단 마찰력에 의한 피복에서의 모멘트 방향 해석을 수행하여 예압이 적용되지 않은 틸팅패드 저널베어링 상부패드의 fluttering 메커니즘을 규명하였다.
3. 패드 fluttering 현상을 방지할 수 있는 유용한 설계변수로서 베어링의 예압을 제시하고, 패드 fluttering 현상을 방지할 수 있는 베어링 예압의 범위( $m \geq 0.5$ )를 선행연구자료를 통하여 제시하였다.
4. 패드 fluttering 이 발생하는 기존 베어링에 대해 제시된 예압을 적용할 경우, 베어링 메탈의 최고온도가 설계허용치를 만족하지 못함을 보였다. 이에 대해

패드 fluttering 현상을 방지하면서 베어링의 운전특성 및 축계진동특성이 설계허용치를 만족할 수 있는 설계변수로서, 반경방향 유효틈새( $c/R$ )의 조정을 제시하고 현장적용을 위한 기술적 타당성을 검증하였다.

5. 본 연구를 통하여 얻어진 결과는 패드 fluttering 에 의한 베어링 손상을 방지할 수 있는 실제 증기터빈용 틸팅패드 저널베어링의 설계기술을 개발하는데 필요한 유용한 자료로 활용될 것으로 기대된다.

## 후 기

본 연구는 두산중공업(주) 기술연구원의 지원과 과학기술부 • 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계기술 연구센터의 지원 및 2002 년도 창원대학교 연구비에 의하여 수행된 것입니다.

## 참고문헌

1. McCloskey H. Thomas, 1995, "Troubleshooting Bearing and Lube Oil System Problems," Proceedings of 24<sup>th</sup> Turbomachinery Symposium.
2. Foud Y. Zeidan, Donald J. Paquette, 1994, "Application of High Speed and High Performance Fluid Film Bearings in Rotating Machinery," Proceedings of 23<sup>rd</sup> Turbomachinery Symposium.
3. M. L Adams, S. Payandeh, 1982, "Self-Excited Vibration of Statically Unloaded Pads in Tilting-Pad Journal Bearings," ASME/ASLE Joint Lubrication Conf., October 5-7.
4. 하현천, 양승현, "Spragging 에 의한 터빈베어링의 손상 및 방지 대책," 한국윤활학회, 1999 년도 제 30 회 추계학술대회논문집
5. 양승현, 김재실, 하현천, 2002, "틸팅패드 저널베어링의 패드 Fluttering 특성에 관한 실험적 연구," 한국윤활학회, Vol. 18, No. 5, pp. 357 ~ 363
6. 양승현, 박희주, 박철현, 김재실, 2003, "LOP 형 6-패드 틸팅패드 저널베어링의 상부패드 fluttering 특성 연구," 한국소음진동공학회, Vol. 13, No.6, pp. 467 ~ 473.
7. 하현천, 양승현, 변형현, 1998, "LOP 형 5-패드 틸팅패드 저널베어링의 유막압력 및 온도특성에 관한 실험적 연구," 한국윤활학회, Vol. 14, No. 1, pp. 7 ~ 13.
8. Ha, H. C., Kim, H. J. and Kim, K. W., 1995, "Inlet Pressure Effects on the Thermo-hydrodynamic Performance of a Large Tilting Pad Journal Bearing," ASME Journal of Tribology, Vol. 117, pp. 160 ~ 165
9. O. Pinkus, D. F. Wilcock, 1985, "Low-Power-Loss bearings for electric utilities," CS-4048, Vol. 2