

예압 변경을 통한 틸팅패드 저널베어링의 Spragging 방지에 관한 연구

양승헌* · 박철현* · 하현천** · 김재실***

Study on the prevention of spragging in a tilting pad journal bearing using the variation of preload

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

Keywords: Spragging(스프래깅), Preload(예압), Tilting Pad Journal Bearing(틸팅패드 저어널베어링), Fatigue Failure(피로파손), Effective Clearance(유효예압), Unbalance Response(불평형응답)

Abstract

Tilting pad journal bearings have been widely used in a high speed rotating machinery, such as steam turbines and gas turbines, owing to their inherent stability characteristics. However, some peculiar fatigue failure in the babbitt metal due to spragging has been continuously occurred at the leading edge of the upper pads. The spragging is defined as the pad vibration initiated on the upper unloaded pads in a tilting pad journal bearing. This paper describes both several kinds of bearing failure related with spragging and the theoretical investigation on the prevention of the spragging phenomenon using the variation of preload. Results show that positive preload($m > 0.5$) assures all pads remain statically loaded under all operating conditions. For the change of design parameter to prevent spragging, thermo-hydrodynamic lubrication and rotor dynamic analysis were performed to verify temperature limitation on bearing and vibration problems on rotor bearing system.

기호 설명

- D : 베어링의 지름(mm)
- L : 베어링의 길이(mm)
- β : 패드의 원호각($^{\circ}$, deg)
- β_p : 피봇의 위치
- N : 저어널의 회전속도(rpm)
- W_L : 부하하중(N)
- T_s : 윤활유의 공급온도($^{\circ}$ C)
- Q_s : 윤활유의 공급유량(l / min)
- T_{max} : 베어링 메탈의 최고온도($^{\circ}$ C)
- T_d : 윤활유의 배유온도($^{\circ}$ C)
- ϵ : 편심율
- m : 예압

- K_{xx} : 베어링의 수평강성계수(N/m)
- K_{yy} : 베어링의 수직강성계수(N/m)
- C_{xx} : 베어링의 수평감쇠계수(N sec/m)
- C_{yy} : 베어링의 수직감쇠계수(N sec/m)

1. 서론

증기터빈 베어링으로는 주로 유체윤활 틸팅패드 저어널베어링과 타원형 저어널베어링이 사용되고 있다. 이 중, 틸팅패드 저어널베어링은 우수한 동적 안정성 때문에 상대적으로 증기압(steam pressure)이 크고 불안정 요인이 많은 고압 터빈 축을 지지하는데 널리 사용되고 있다.

그러나 정기검사(overhaul) 중, 틸팅패드 저어널베어링에서 발생하고 있는 문제점 중에서 특이한 현상 중의 하나로는 상부패드(upper pad) leading edge 부의 babbitt metal 의 손상이다[1,4].

* 정회원, 두산중공업(주) 기술연구원

** 정회원, 창원대학교 메카트로닉스 공학부

*** 정회원, 창원대학교 기계공학과

위 현상의 근본 원인으로는 운전 중, 상부패드가 진동하여 패드와 로터가 상호 충돌하기 때문인데, 이 경우 상부패드의 진동현상을 **spragging**이라 정의한다[1,4].

베어링의 운전 중 틸팅패드 저어널베어링에서 **spragging**이 발생하게 되면 상부패드 자체의 손상은 물론 베어링 전체의 손상으로 확대될 수 있기 때문에 **spragging**의 근본 원인을 규명하고 방지대책을 수립하는 것은 터빈베어링의 손상을 방지하고 발전설비의 안정적인 운전을 도모함에 있어 매우 중요하다.

Zeidan은 **spragging**이 발생하는 원인으로 운전 중 상부패드가 무부하패드(**unloaded pad**)가 되어 정적평형상태를 유지하지 못함으로써 축진동과 같은 작은 외란에 의해서도 패드가 쉽게 진동하여 패드와 로터가 상호 충돌하기 때문인 것으로 평가하였다[2].

Adams와 Payandeh는 이론해석을 통하여 상부패드가 대부분 로터 회전속도의 0.4 ~ 0.5배의 진동수로 진동하기 때문에 일반적인 고정형(**fixed type**) 저어널베어링에서 로터진동에 의해 야기되는 **oil whip**과 유사한 **sub-synchronous** 자력진동(**self-excited vibration**)의 경향을 보임을 보이고 이를 방지할 수 있는 여러가지 설계변수를 제시하였다[3].

Ha와 Yang은 패드면에 작용하는 전단응력에 의한 피봇에서의 모멘트 방향해석을 통하여 **spragging**의 발생 메커니즘을 규명하고, 실제현장에서 **spragging**에 의해 발생한 베어링의 손상 사례를 제시하고 그 파손기구가 패드의 연속적인 진동에 의해 패드와 로터가 상호 고체 접촉하여 발생하는 피로손상(**fatigue failure**)임을 규명하였다.

아울러 베어링 예압(**preload**)의 관점에서 이론해석을 통하여 **spragging**을 방지할 수 있는 예압의 범위를 제시하였다[4].

Yang과 Ha 등은 **spragging**과 같은 문제점을 해결하기 위한 목적으로 **spragging** 현상을 규명할 수 있는 실험장치를 개발하여 패드의 진동특성, 즉 공급유효율, 부하하중 그리고 회전속도 변동에 따른 패드의 진동주파수, 진동진폭, 초기 진동발생속도 그리고 발생원인 등을 실험적으로 규명하였다[5].

본 연구에서는 틸팅패드 저어널베어링의 **spragging** 현상을 방지하기 위해 제시된 유효예압에

대한 연구를 확장하여 실제 **spragging**이 발생하는 기존 베어링에 대하여 연구결과를 적용하는 경우에 있어서 관련된 문제점들을 규명하고, 예압을 기준으로 한 베어링의 설계 변경 방안을 제시하였다. 또한 설계 변경된 베어링이 패드의 **spragging**을 방지하면서 베어링의 운전특성 및 축계의 진동특성을 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, 편심율 등) 및 동특성(강성 및 감쇠계수) 변화를 구하였다. 또한 축계 진동 해석을 수행하여 **spragging** 방지를 위해 설계 변경된 베어링이 축계의 진동특성에 미치는 영향을 정량적으로 분석하였다.

2. Spragging에 의한 베어링 손상 사례

Fig. 1은 **spragging**에 의해 손상된 증기터빈용 틸팅패드 저어널베어링의 상부패드의 **leading edge**부 사진을 보여주고 있다. **Leading edge**부의 중앙부와 끝단부에는 **babbitt metal**이 탈락되어 **back metal**이 들어 날 정도로 크게 손상되었고, **leading edge**부의 축방향으로도 손상된 흔적이 뚜렷함을 볼 수 있다.

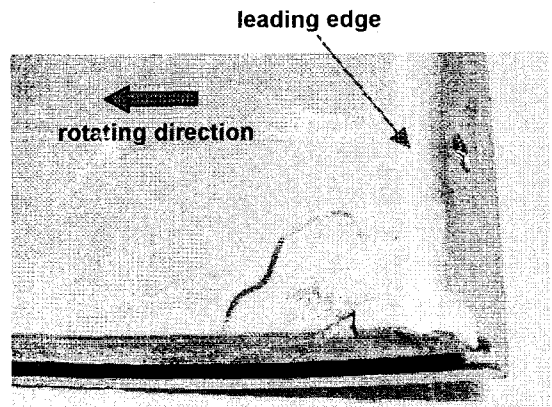


Fig. 1 Spragging of upper unloaded pad of tilting pad journal bearing

Fig. 2와 Fig. 3은 각각 상부패드의 원주방향 미끄럼을 방지하기 위한 **locking pin**과 **pin hole**의 손상

을 보여주는 사진으로서 locking pin 은 휘거나 절단 되었으며, pin hole 은 locking pin 과의 접촉으로 인하여 내면이 크게 마모되어 있음을 알 수 있다.

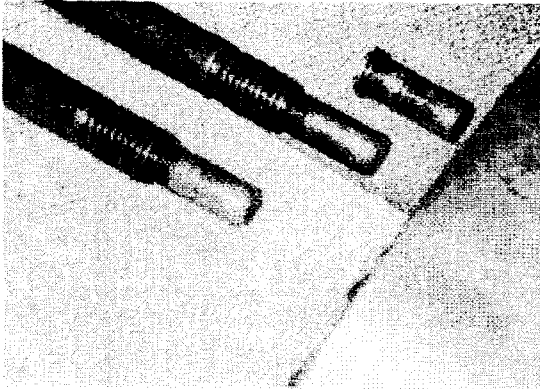


Fig. 2 Damage of locking pin

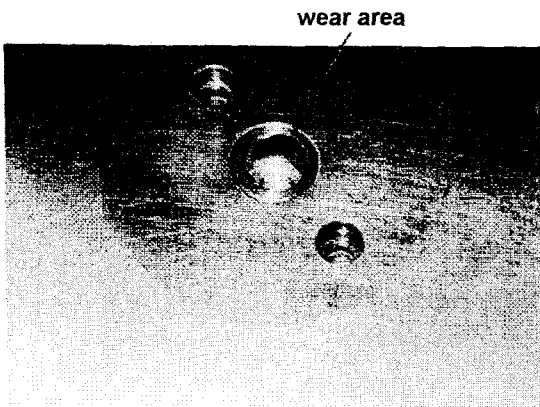


Fig. 3 Wear of pin hole

3. Spragging 방지를 위한 유효 예압

Spragging 의 발생원인은 틸팅패드 제어널베어링의 상부패드가 운전 중, 무부하패드가 되어 정적평형상태를 유지하지 못하기 때문이다. 따라서 spragging 현상을 방지하기 위한 가장 유용한 방법 중의 하나는 상부패드가 항상 하중을 지지하는 부하패드가 되도록 설계하여 정적평형상태를 유지토록 하는 것이다.

본 연구에서는 베어링의 운전 중 상부패드가 항상 부하패드가 될 수 있는 예압의 범위를 제시코자 한

다. 이를 위해서는 패드 피봇에서의 베어링 유막두께를 구하여야 한다.

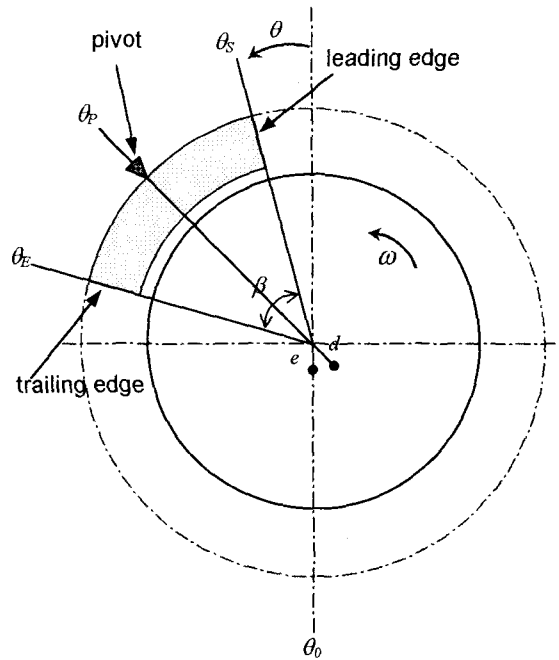


Fig. 4 Coordinate system of a single-pad model

Fig. 4 는 이 해석을 위하여 베어링을 피봇이 점접촉(point contact)된 single-pad 모델로 단순화한 구조와 좌표계를 나타내는 그림이다.

틸팅패드 제어널베어링에서 유막두께는 축중심의 편심, 패드의 예압, 그리고 패드의 자세각 등에 의해서 발생하는 축중심과 패드와의 상대변위로부터 구해진다. 본 해석에서는 패드의 자세각에 의한 영향은 무시하기로 한다. 틸팅패드 제어널베어링의 무차원화된 유막두께는 다음과 같다.

$$\bar{h} = h/c_p = 1 - \varepsilon_p \cos(\theta_o - \theta) - m \cos(\theta_p - \theta) \quad (1)$$

여기서

$$\varepsilon_p = e/c_p$$

식(1)에 대하여 피봇점에서의 유막두께를 구하면 다음과 같다.

$$\bar{h}_p = 1 - \varepsilon_p \cos(\theta_o - \theta_p) - m \quad (2)$$

틸팅패드 제어널베어링이 완전한 유막을 형성하기 위해서는 피봇에서의 최소유막두께가 zero 보다

커야 된다. 이는 $\theta_o = \theta_p$ 인 경우로써 식(2)에 적용하고 정리하면 다음과 같다.

$$\bar{h}_p = 1 - (\varepsilon_p + m) > 0.0 \quad (3)$$

식(3)으로부터 다음의 결과를 얻을 수 있다.

$$\varepsilon_p + m < 1.0 \quad (4)$$

또한 운전 중 상부패드와 하부패드가 항상 부하패드가 되기 위해서는 피벗에서의 최대유막두께가 1보다 작아야 된다. 이는 $\theta_o - \theta_p = 180^\circ$ 인 경우로써 식(3)에 적용하고 정리하면 다음과 같다.

$$\bar{h}_p = 1 - (m - \varepsilon_p) < 1.0 \quad (5)$$

식(5)로부터 다음의 결과를 얻을 수 있다.

$$m > \varepsilon_p \quad (6)$$

여기서 식(4)와 (6)의 결과를 동시에 만족하는 예압(m)의 범위는 다음과 같다.

$$0.5 < m < 1.0 \quad (7)$$

식(7)의 결과로부터 베어링 예압의 크기를 0.5 이상이 되도록 설계하면, 상부패드는 항상 하중을 지지하는 부하패드가 되어 운전 중 정적평형상태를 유지할 수 있게 되어 spragging 은 발생하지 않게 된다.

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 저어널베어링의 예압이 베어링의 최고온도 및 동특성에 미치는 영향을 분석코자 한다. 이는 spragging 을 방지하기 위해 제시된 식(7)의 결과를 기존 베어링에 적용하였을 경우, 야기되는 문제점을 검토하고 만약 문제점이 발견되는 경우, 설계변경을 통하여 식(7)의 결과도 만족하면서 베어링의 운전특성도 설계치를 만족하는 베어링의 설계변수를 제시하기 위함이다.

Fig. 5 는 해석에 사용된 틸팅패드 저어널베어링의 기하학적 형상을 나타낸 그림이다. 이 베어링은 실제 spragging 이 발생하는 화력발전용 터빈베어링으로서 6 개의 패드로 구성된 예압이 없는($m=0.0$)

LOP(load on pad)형 틸팅패드 저어널베어링이다. 본 연구에서는 이 베어링을 기존 베어링(original bearing)으로 명한다.

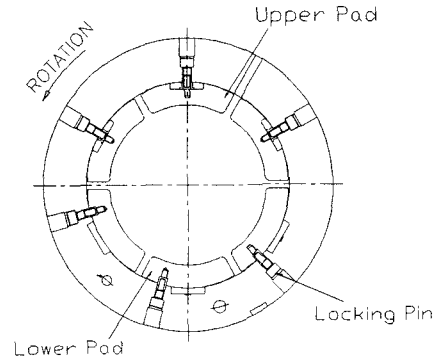


Fig. 5 LOP type 6-pad tilting pad journal bearing for a fossile power plant

Table 1 은 베어링의 주요치수로서 로터를 지지하기 위한 두개의 베어링 각각에 대한 데이터를 나타내고 있다. Table 2 는 베어링의 특성해석을 위한 조건을 나타내며 Table 3 은 예압이 없는 기존 베어링과 기존 베어링에 대하여 예압을 0.5로 적용한 경우에 대한 베어링의 특성해석 결과를 나타내고 있다.

Table 1 Physical parameter of the bearing

	No. 1	No. 2
D(mm)	355.6	381.0
L(mm)	177.8	203.2
No. of Pads	6	6
$\beta(^{\circ}, \text{deg})$	49	49
β_p	0.5	0.5

Table 2 Operation condition of the bearing

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

해석결과를 살펴 보면 기존 베어링(No.1: $c/R=1.36/1000$, No.2: $c/R=1.33/1000$, $m=0.0$)의 경우, 주어진 해석조건에 대하여 최고온도는 설계기준치($100^{\circ}C$ 이하)를 두 경우 다 만족하지만 동베어링에 대하여 예압을 0.5로 두고 해석을 수행한 경우,

최고온도는 각각 설계기준치보다 높음을 알 수 있다.

Table 3 T_{max} & ϵ of the original bearing (No.1: $c/R=1.36/1000$, No.2: $c/R=1.33/1000$)

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

이는 spragging 을 방지할 목적으로 기존 베어링에 대하여 예압을 크게 할 경우, 베어링의 최고온도가 설계기준치를 만족하지 못함을 의미한다.

따라서 spragging 을 방지하기 위한 베어링 예압을 0.5로 높이더라도 베어링의 최고온도를 설계기준치 이하가 되도록 하기 위해서는 기존 베어링에 대한 설계변경이 요구된다. 본 연구에서는 이를 만족하기 위한 설계변경으로서 베어링의 반경방향 유효틈새 (effective clearance)를 제시한다.

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

Table 4 Bearing characteristics(original bearing vs. design modified bearing)

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

Table 4 는 기존 베어링 및 설계 변경된 베어링에 대한 주요 베어링의 특성해석 결과를 보여주고 있다. 베어링의 최고온도 뿐만 아니라 배유온도, 편심

율 그리고 동특성 등이 기존 베어링의 특성과 유사함을 알 수 있다.

5. 축계 진동 해석

Spragging 을 방지하기 위하여 설계 변경된 베어링이 정특성을 만족함을 앞 절에서 해석을 통하여 규명하였다. 그러나 Table 4 에서 알 수 있는 바와 같이 설계 변경된 베어링의 경우, 기존 베어링에 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 검증이 수행하는 것이 필수적이다.

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

Fig. 6 은 800MW 급 화력터빈 축계로서 FEM 으로 모델링된 형상을 보여주고 있다. 이 축계는 앞절에서 제시한 2 개의 틸팅패드 저어널베어링으로 지지되고 있다. 그리고 불평형 응답(unbalance response)을 구하기 위해 축계의 중앙부에 108.86 kg-mm 의 불평형량을 추가하여 불평형 응답 해석을 수행하였다.

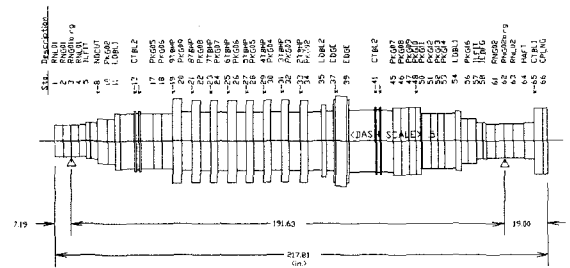


Fig. 6 FEM model of a turbine rotor(800 MW)

Fig. 7 은 No.1 베어링에 대한 기존 베어링과 설계 변경된 베어링에 대한 불평형 응답 특성을 구한 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 μm 와 79.2 μm 이며 정격운전속도에서 진동치는 각각 30.1 μm 와 31.5 μm 으로 진동특성이 거의 비슷하며 아주 양호함을 알 수 있다.

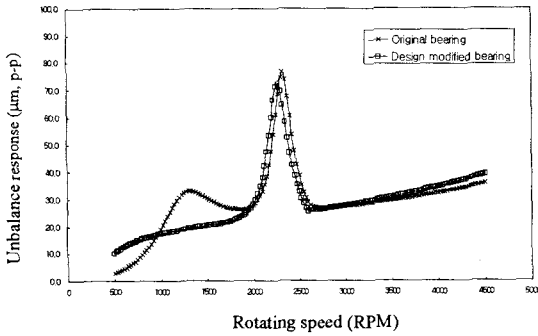


Fig. 7 Unbalance response in No.1 bearing with the change of rotating speed

Fig. 8 은 No.2 베어링에 대한 해석 결과를 보여 주고 있는데 Fig. 7 의 경우와 같이 거의 유사한 진동특성을 보이며 아주 양호한 해석 결과를 얻었다. 4 절과 5 절의 해석결과로부터 spragging 을 방지하기 위하여 설계 변경된 베어링은 베어링의 특성 뿐만 아니라 축계 진동 특성을 모두 만족하기 때문에 현장 적용을 위한 타당성을 검증한 것으로 사료된다.

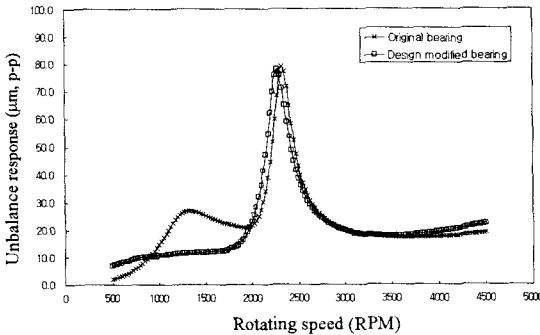


Fig. 8 Unbalance response in No.2 bearing with the change of rotating speed

6. 결론

증기터빈용 틸팅패드 저어널베어링에서 발생하는 spragging 에 의한 현장사고사례를 제시하고, 방지 대책을 위한 예압의 범위 및 유효틈새를 이론적으로

규명하였다. 또한 현장 적용을 위한 타당성을 검증하는 연구를 수행하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. Spragging 에 의한 실제 베어링의 현장사고사례로서 패드의 babbitt metal 탈락, locking pin 의 절단 그리고 pinhole 의 마모 등을 제시하였다.
2. Spragging 현상을 방지할 수 있는 유용한 설계변수로서 베어링의 예압을 제시하고, spragging 현상을 방지할 수 있는 베어링 예압의 범위($m > 0.5$)를 이론적으로 규명하였다.
3. Spragging 이 발생하는 기존 베어링에 대해 제시된 예압을 적용할 경우 베어링 메탈의 최고온도가 설계허용치를 만족하지 못함을 보였다. 이에 대해 spragging 현상을 방지하면서 베어링의 운전특성 및 축계진동특성이 설계허용치를 만족할 수 있는 설계변수로서, 반경방향 유효틈새(c/R)를 제시하고 현장적용을 위한 기술적 타당성을 검증하였다.
4. 본 연구를 통하여 얻어진 결과는 spragging 에 의한 패드 손상을 최소화하는 틸팅패드 저어널베어링의 설계변수를 규명하고, 실제 터빈축계에 적용할 수 있는 베어링 설계 기술을 개발하는데 필요한 유용한 자료로 활용될 것으로 기대된다.

참고 문헌

1. McCloskey, Thomas H., 1995, "Troubleshooting Bearing and Lube Oil System Problems," Proceedings of 24th Turbomachinery Symposium.
2. Zeidan, Foud Y., Paquette, Donald J., 1994, "Application of High Speed and High Performance Fluid Film Bearings in Rotating Machinery," Proceedings of 23rd Turbomachinery Symposium.
3. Adams, M. L., Payandeh, S., 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, 1999년도 제 30 회 추계학술대회논문집
5. 양승현, 하현천, 김재실, "틸팅패드 저어널베어링이 패드 Fluttering 특성에 관한 실험적 연구," 한국윤활학회 2000년도 제 32 회 추계학술대회 논문집