

LOP형 6-패드 틸팅패드 저널베어링의 상부패드 Fluttering 특성 연구

Study on the Characteristics of the Upper Pad Fluttering in a 6-Pad, LOP Type, Tilting Pad Journal Bearing

양 승 현† · 박 희 주* · 박 철 현** · 김 재 실***

Seong Heon Yang, Heui Joo Park, Chul Hyun Park and Chaesil Kim

(2003년 2월 14일 접수 : 2003년 5월 21일 심사완료)

Key Words : Tilting Pad Journal Bearing(틸팅패드 저널베어링), Upper Pad(상부패드), Pad Fluttering(패드 플러터링), Fluttering Frequency(플러터링 주파수), Fluttering Amplitude(플러터링 진폭)

ABSTRACT

This paper describes the fluttering characteristics of the upper pad in a tilting pad journal bearing(6-pad, LOP type) using a steam turbine. In order to investigate the phenomena of the upper pad fluttering experimentally, the absolute vibration of the upper pads, the relative vibration between bearing and shaft and the circumferential distribution of the film thickness are measured under the different values of supply oil flow rate, shaft speed and bearing load. It can be known that the fluttering mechanism of the upper pads has a tendency of the self-excited vibration from the study of fluttering frequencies and amplitudes with the change of shaft speed. Furthermore, it is observed that the incipient upper pad fluttering velocity is increased by the increase of oil supply flow rate and the fluttering amplitude of the upper pads is increased by the decrease of the oil flow rate and by the increase of the bearing load.

1. 서 론

증기터빈용 대형 틸팅패드 저널베어링에서 가장 빈번하게 발생하고 있는 특이한 문제점 중의 하나로는 상부패드(upper pad) 선단(leading edge)부의 babbitt metal의 손상이다.^(1,5)

이와 같은 상부패드의 손상은 베어링의 정기 점검 기간을 단축시키며, 잦은 교체로 인하여 유지/보수비를 증가시키게 된다. 그러나 무엇보다도 상부패드의 손상에 관련된 문제점들은 베어링 시스템 전체의 안

정성을 저하시킬 수 있으며, 고안정성, 고신뢰성이 최우선 시 되는 증기터빈을 운용하는 운전자들의 심리적 불안감을 증대시키기 때문에 상부패드의 손상에 대한 근본 원인을 규명하고 방지대책을 수립하는 것은 동 베어링으로 지지되는 터빈 축계의 안정적인 운전을 도모함에 있어 매우 중요하다.

Zeidan⁽²⁾과 Adams⁽³⁾는 상부패드의 손상 원인을 운전 중 상부패드가 무부하패드(unloaded pad)가 되어 축진동과 같은 작은 외란에 의해서도 패드가 쉽게 fluttering하여 패드와 로터가 상호 충돌하기 때문인 것으로 평가하고 이론해석을 통하여 상부패드가 로터 회전속도의 0.4~0.5배의 진동수로 진동하기 때문에 고정형(fixed type) 저널베어링에서 발생될 수 있는 oil whip과 유사한 경향을 보임을 보이고,⁽⁴⁾ 이를 방지할 수 있는 여러가지 설계변수를 제시하였다. Ha와 Yang은 실제현장에서 패드 fluttering에 의해 발생한 베어링의 손상 사례를 제시하고 그 파손기구

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

가 패드의 연속적인 진동에 의해 패드와 로터가 상호 충돌하여 발생하는 피로손상(fatigue failure)임을 규명하였다. 아울러 패드 fluttering의 발생원인을 틸팅패드 저널베어링의 상부패드가 운전 중, 무부하패드가 되기 때문인 것으로 평가하고 이론해석을 통하여 상부패드가 항상 부하패드가 될 수 있는 예압의 범위를 제시하였다.⁽⁵⁾

Yang과 Park 등은 참고문헌 (5)에서 제시된 유효 예압에 대한 연구결과를 실제로 패드 fluttering이 발생하는 기존 증기터빈용 틸팅패드 저널베어링에 적용하는 경우에 있어서 관련된 문제점들을 규명하고, 예

압을 기준으로 한 베어링의 설계변경 방안을 제시하였다. 또한 설계 변경된 베어링이 패드 fluttering을 방지하면서 베어링의 운전특성 및 축계의 진동특성을 만족하는 지를 해석적으로 평가하여 그 적용에 대한 타당성을 검증하였다.⁽⁶⁾

Yang과 Ha 등은 패드 fluttering과 같은 문제점을 해결하기 위한 목적으로 패드 fluttering 현상을 규명할 수 있는 실험장치(4-pad, LBP Type)를 개발하여 패드의 fluttering 특성, 즉 공급유효율, 부하하중 그리고 회전속도 변동에 따른 패드의 fluttering 주파수, fluttering 진폭 그리고 초기 fluttering 발생속도

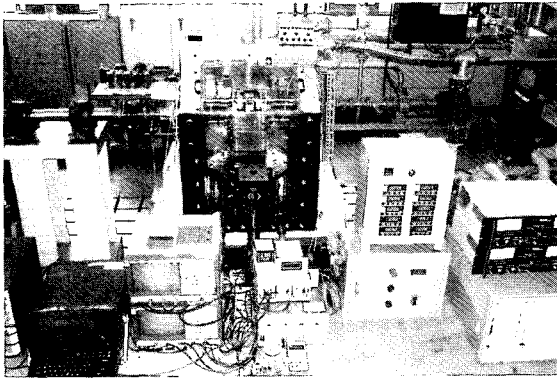


Fig. 1 Photography of the test apparatus

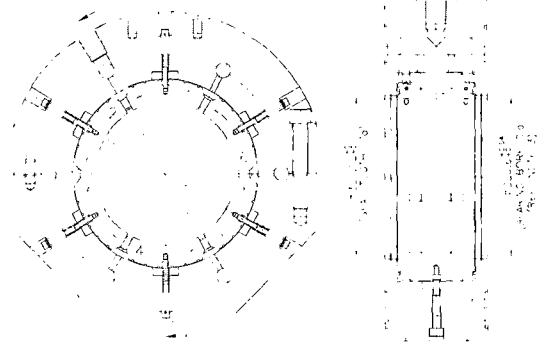


Fig. 3 Test bearing

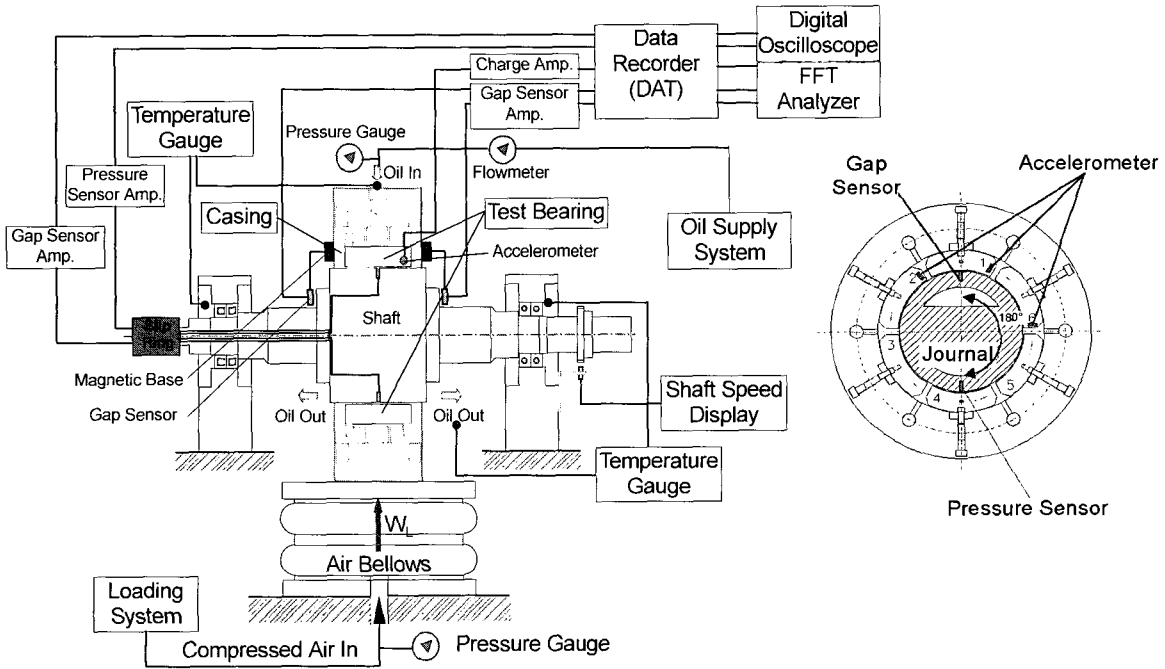


Fig. 2 Schematic diagram of test apparatus

(incipient pad fluttering velocity, V_{ini}) 등을 실험적으로 규명하였다.⁽⁷⁾

그러나 이 실험은 베어링 케이싱에 부착된 변위센서를 통하여 베어링 케이싱과 로터의 상대진동을 측정함으로써 상부패드의 fluttering 현상을 분석하였기 때문에 상부패드 자체의 절대진동을 측정할 수는 없었다. 따라서 상부패드 각각의 개별적인 fluttering 특성 및 부하하중 증대에 따른 상부패드의 fluttering 진폭 변화 등을 정확하게 규명할 수 없는 문제점이 대두되었다.

본 연구에서는 참고문헌 (7)의 연구를 통해서 발생된 문제점의 극복 뿐만 아니라 보다 엄밀하고 정확한 실험결과를 취득하기 위하여 베어링 모델을 실제 증기터빈용 틸팅패드 저널베어링(6-pad, LOP Type)과 거의 유사하게 설계/제작하고, 3개의 상부패드 선단부(leading edge)에 3개의 가속도 센서를 각각 설치하였다. 이를 통하여 검출되는 전기적 신호를 주파수 분석하여 상부패드 자체의 절대적인 fluttering 특성을 측정/분석하였다.

본 실험을 통하여 측정된 실험결과들은 상부패드의 fluttering 현상을 근본적으로 방지함으로써 fluttering에 의한 베어링의 파손을 방지할 수 있는 베어링 즉, "Anti-fluttering 틸팅패드 저널베어링"을 개발하는데 필요한 운전 및 설계자료로 매우 유익하게 이용되었다.

2. 실험장치

Fig. 1은 본 연구의 실험에 사용된 실험장치의 전체를 보여주는 사진이고, Fig. 2는 실험장치의 개략도를 보여주고 있다. 본 실험장치는 시험베어링, 축과 저널, 하중인가장치, 동력전달장치, 윤활유공급장치, 신호처리장치, 그리고 유압가진장치 등으로 구성되어 있다.

Fig. 3은 시험베어링의 기본구조를 보여주고 있다. 시험베어링은 패드가 6개로 구성된 LOP(load between pad)형 틸팅패드 저널베어링이며, 패드는 상부패드(No. 1, 2, 6) 및 하부패드(No. 3, 4, 5)로 구분된다. 패드의 폭과 두께는 각각 150.0 mm, 51.0 mm이며, 재질은 내면 화이트메탈을 제외하고는 일반 탄소강이다. 베어링의 직경은 300.91 mm, 폭은 149.8 mm, 베어링의 간극은 0.450 mm이며, 6개 패드의 원호각은 54°이다. 베어링 케이싱에 와전류형 비접촉식 변위센

서 2개를 서로 90°의 각도로 즉, 수평 및 수직방향으로 설치하여 운전 중에 저널과 베어링과의 상대진동을 측정할 수 있게 함으로써 상부패드의 간접적인 fluttering 특성, 로터-베어링계의 위험속도(critical speed), 축의 궤적 및 편심을 등을 측정할 수 있도록 하였다. 원주방향으로의 유막압력, 유막두께 및 저널 표면의 온도를 측정하기 위하여 저널면의 중앙에 원주방향으로 압력센서, 변위센서 및 열전대를 각각 1개씩 설치하였다. 압력센서와 변위센서 사이에는 180°의 위상차가 발생한다.

베어링에 가해지는 하중은 시험베어링 하부에 설치되어 있는 공기 벨로우즈에 압축공기를 주입하여 공기압의 세기에 의해 하중이 부가되도록 하였다. 시험베어링에 최대 가할 수 있는 하중은 30 kN 정도이다. 축은 최대동력 225 kW인 가변속 DC모터에 의해 구동되며, 저널의 최대 회전속도는 6600 rpm이다.

신호처리장치로는 각종 센서(압력센서, 변위센서, 열전대 등) 및 앰프, 전압공급장치, 디지털 타코미터, 슬립링, 데이터저장장치, 디지털 오실로스코프, 그리고 PC 등으로 구성되어 있다. 저널에 설치된 압력센서, 변위센서 및 열전대로부터 감지되는 전기적 신호는 슬립링을 통하여 외부로 검출되게 하였다.

Fig. 4는 상부패드 자체의 fluttering 특성을 측정, 분석하기 위하여 패드의 선단부에 가속도 센서를 설치한 사진을 보여주고 있다. 가속도 센서에 의한 패드의 자유로운 틸팅이 방해되지 않도록 하기 위하여 패드의 표면 위로 센서가 돌출되지 않도록 설치하였다.

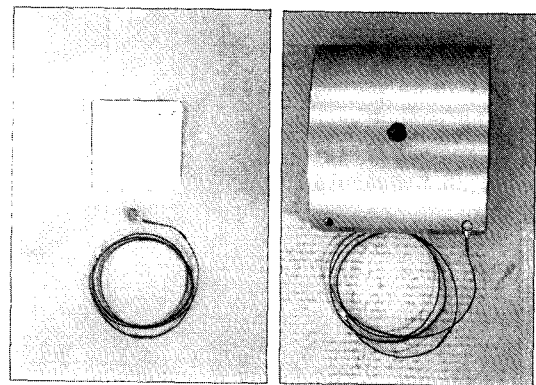


Fig. 4 Photograph of accelerometer installed in upper pad

3. 실험방법

본 연구에서는 상부패드의 fluttering 특성을 실험적으로 규명하기 위하여 상부패드 선단부에 설치한 가속도 센서에서 검출되는 전기적 신호를 FFT analyzer를 이용하여 주파수 분석하였다. 이를 통해서 상부패드의 fluttering 주파수, fluttering 진폭 그리고 초기 fluttering 발생속도 등을 다양한 실험조건에 대하여 측정하였다. 이 경우, 가속도 센서로부터 얻어진 신호는 FFT analyzer의 적분기능을 이용하여 진동속도 성분으로 변환하였다. 그 이유는 관심 주파수 대역이 약 100 Hz 미만의 저주파 영역이기 때문에 가속도 성분으로 표시하면 고주파 성분이 상대적으로 크게 나타나 분석이 어렵게 되며, 변위성분으로 표시하면 2회의 적분과정에 의한 오차가 발생하여 저주파 성분이 과도하게 나타나기 때문이다.

각 패드에 작용되는 동압 및 저널과 패드와의 유막 간극, 유막형상 등을 실시간으로 분석하기 위하여 저널면에 설치되어 있는 압력센서와 변위센서로부터 검출되는 전기적 신호를 디지털 오실로스코프를 이용하여 파형을 분석하였다.

그리고 상부패드의 간접적인 fluttering 특성, 로터-베어링계의 위험속도(critical speed), 축의 궤적 및 편심률 등을 측정하기 위하여 베어링 케이싱에 설치되어 있는 변위센서의 신호를 FFT analyzer를 이용하여 주파수 분석하였다.

본 연구에서는 베어링 케이싱에 설치되어 있는 변위센서로부터 측정되는 sub-synchronous 진동성분이 상부패드의 fluttering에 의해 발생하는 주파수 성분임을 보여주는 것은 4장의 실험결과 및 고찰 부문에

서 기술하기로 한다.

본 연구에서는 상부패드의 fluttering 특성을 실험적으로 엄밀하게 규명하기 위해 축의 회전속도(N), 공급유량(Q_s), 부하하중(W_L) 등의 변화에 따른 다음과 같은 실험조건을 설정하고 실험을 수행하였다.

- 저널의 회전속도(N) : 900~4,600 rpm
- 부하하중(W_L) : 0, 5, 10, 15 kN
- 윤활유의 공급유량(Q_s) : 50~170 l/min
- 윤활유의 공급온도(T_s) : 40 ± 0.5 °C

4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 2장에서 기술하였듯이 상부패드의 절대적인 fluttering 특성을 규명하기 위하여 상부패드의 선단부에 가속도 센서를 설치하고 주파수 분석을 수행하였다. 실험을 수행한 결과, 3개의 상부패드(No. 1, 2, 6)에서 얻어진 fluttering 특성은 전반적으로 거의 유사한 경향을 보임을 알 수 있었다. 따라서 본 연구에서는 3개의 상부패드 중에서 fluttering 특성이 가장 뚜렷하게 관찰된 No. 2 패드에서 얻어진 실험결과를 중심으로, 다양한 실험조건에 대한 상부패드의 fluttering 특성을 평가하고자 한다.

본 연구에서 제시하는 cascade plot의 가로축은 진동주파수(Hz)이며 세로축은 진동속도(mm/s, rms) 또는 변위값(mm, rms)이며 사선축은 로터의 회전수(rpm)를 나타낸다.

Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)는 cascade plot으로서 동일한 공급유량($Q_s = 70$ l/min)하에서 부하하중(W_L)이 각각 0 kN, 10 kN인 실험조건에 대해서 회전속도의 증가에 따른 No. 2 패드의 가속도 센서로부터 측정된

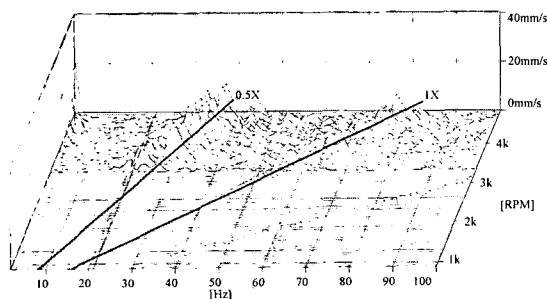


Fig. 5(a) Variation of the fluttering characteristics of No. 2 pad with the shaft speed ($Q_s = 70$ l/min, $W_L = 0$ kN)

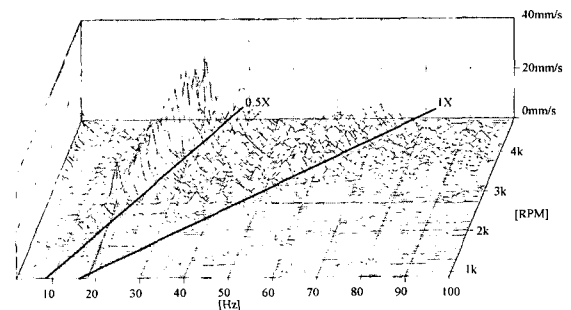


Fig. 5(b) Variation of the fluttering characteristics of No. 2 pad with the shaft speed ($Q_s = 70$ l/min, $W_L = 10$ kN)

fluttering 주파수와 진폭의 변화를 나타낸 그림이다. 회전속도가 증가함에 따라 회전동기 진동성분(1X)과 구별되는 sub-synchronous 진동주파수(약 0.4X~0.6 X) 성분들이 크게 성장함을 볼 수 있다. 이 경우, fluttering 주파수는 회전속도가 증가함에도 불구하고 크게 변하지 않으며, fluttering 진폭은 회전속도가 증가함에 따라 크게 성장하는 자려진동(self-excited vibration)의 경향을 보임을 알 수 있다.

부하하중의 증가에 따른 패드의 절대적인 fluttering 특성을 분석해 보면, 부하하중이 증가함에 따라 초기 fluttering 발생속도는 더 낮은 회전속도(0 kN : 3300 rpm, 10 kN : 2000 rpm)에서 야기되고, fluttering 진폭은 더 크게 성장함을 알 수 있다. 이는 부하하중이 증가함에 따라 하부패드는 하중을 지지하는 부하패드가 되지만 상부패드는 무부하패드가 되어 더욱 fluttering이 쉽게 발생될 수 있는 조건이 되기 때문이다.

Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)는 각각 저널면에 설치되어 있는 압력센서와 변위센서로부터 검출되는 전기적 신호를 디지털 오실로스코프를 이용하여 나타낸 파형을 보여주고 있다.

Fig. 6(a)는 $Q_s=70\text{ l/min}$, $W_L=10\text{ kN}$, $N=1800\text{ rpm}$ 인 실험조건 하에서 베어링 중앙면의 원주방향으로의 유막압력(p)과 유막두께(h)의 분포를 나타낸 그림이다. LOP형 틸팅패드 저널베어링의 특성에 의해 No.4 패드에서 동압이 집중됨을 볼 수 있다. 또한 각 패드면의 유막형상을 관찰할 수 있는데 각 패드들은 정적평형상태 하에서 쇄기형상을 유지하며 fluttering 없이 안정하게 운전되고 있음을 볼 수 있다.

반면에 Fig. 6(b)는 $Q_s=70\text{ l/min}$, $W_L=10\text{ kN}$ 인 실험조건 하에서 로터의 회전속도(N)를 3600 rpm으로 증가한 경우에 대한 실험결과를 보여주고 있다. 이 그림에서 각 상부패드들은 유막형상이 회전방향에 대하여 연속적으로 교번하고 있음을 시각적으로 볼 수 있다. 바로 이 현상을 본 연구에서는 상부패드의 fluttering이라 정의한다.

Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)는 Fig. 5의 경우와 동일한 실험조건 하에서 베어링 케이싱에 설치된 수평방향 변위센서로부터 측정된 로터-베어링계의 진동주파수와 진폭의 크기를 나타낸 그림이다.

회전동기 진동성분(1X)을 보면 진동이 서서히 상승하고 있지만 본 실험조건에서는 로터-베어링계의 1

차 위험속도 아래에서 운전됨을 알 수 있다.

회전속도가 증가함에 따라 sub-synchronous 진동 주파수 성분들이 크게 성장함을 볼 수 있는데, 초기 발생속도와 진폭의 성장 경향이 가속도 센서에서 측정된 결과와 거의 유사함을 알 수 있다. 따라서 sub-synchronous 진동주파수 성분들은 바로 상부패드의 fluttering에 의해 로터-베어링계가 가진되어 야기되는 진동성분으로 평가할 수 있다.

그리고 상부패드의 fluttering에 의한 진동진폭을 살펴보면 $W_L=0\text{ kN}$ 인 경우, 최대 진동진폭이 약

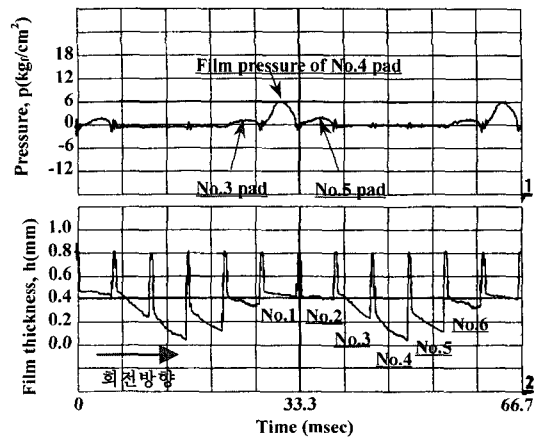


Fig. 6(a) Circumferential distributions of the film pressure and the film thickness in the mid-plane ($Q_s=70\text{ l/min}$, $W_L=10\text{ kN}$, $N=1800\text{ rpm}$)

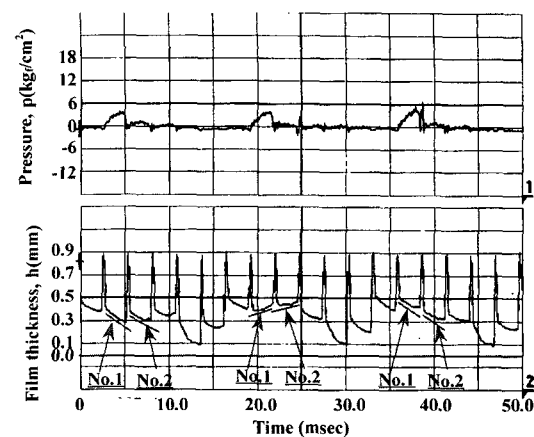


Fig. 6(b) Circumferential distributions of the film pressure and the film thickness in the mid-plane ($Q_s=70\text{ l/min}$, $W_L=10\text{ kN}$, $N=3600\text{ rpm}$)

84.8 μm (p-p)으로써 로터의 회전에 의해 가진되는 회전동기 진동성분(1X)보다 훨씬 큰 진동을 하고 있음을 알 수 있다.

이는 상부패드의 fluttering에 의해 발생하는 진동이 로터-베어링계의 과대진동을 유발시킬 수 있는 하나의 요인이 될 수 있음을 보여준다. 즉, 상부패드의 fluttering을 방지하게 되면 로터-베어링계의 진동을 감소시킬 수 있게 되어 회전축계의 동적안정성을 향상시킬 수 있음을 의미한다.

반면에 $W_L = 10 \text{ kN}$ 인 경우, 상부패드의 fluttering에 의해 로터-베어링계가 가진되는 진동진폭은 $W_L = 0 \text{ kN}$ 인 경우에 비하여 훨씬 작아졌음을 알 수 있다. 이는 부하중이 증가함에 의해 베어링 유막강성이 증가되어 상부패드의 fluttering 진폭은 증가하더라도 로터-베어링계는 동적으로 충분히 지지되기 때문이다.

Fig. 8은 Fig. 5(b)와 동일한 실험조건 하에서 공급유량(Q_s)을 150 l/min으로 증가시킨 후 회전속도의 증가에 따른 No.2 패드의 fluttering 실험결과를

보여주고 있다.

공급유량의 증가에 따라 초기 fluttering 발생속도는 공급유량이 70 l/min인 경우에 비하여 훨씬 높은 속도(3300 rpm)에서 발생하였으며, fluttering 진폭도 많이 감소했음을 알 수 있다.

그러나 약 2배 이상의 공급유량 증대에도 불구하고 상부패드의 fluttering은 여전히 발생되기 때문에 공급유량 증대를 통한 상부패드의 fluttering 방지에는 한계가 있는 것으로 평가된다.

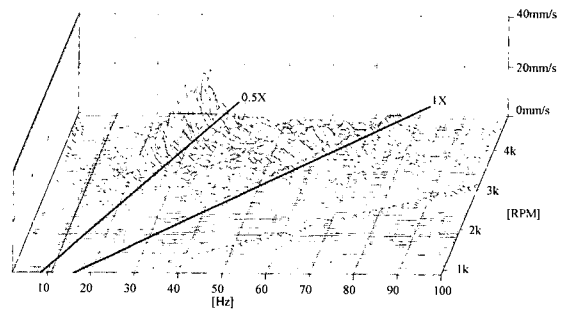


Fig. 8 Variation of the fluttering characteristics of No.2 pad with the shaft speed ($Q_s = 150 \text{ l/min}$, $W_L = 10 \text{ kN}$)

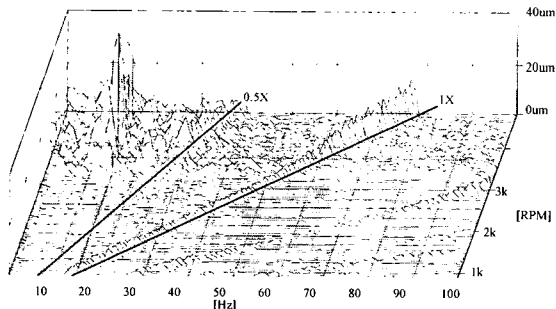


Fig. 7(a) Variation of the vibration of the rotor-bearing system with the shaft speed ($Q_s = 70 \text{ l/min}$, $W_L = 0 \text{ kN}$)

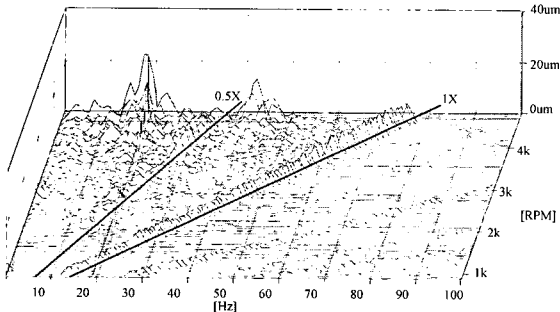


Fig. 7(b) Variation of the vibration of the rotor-bearing system with the shaft speed ($Q_s = 70 \text{ l/min}$, $W_L = 10 \text{ kN}$)

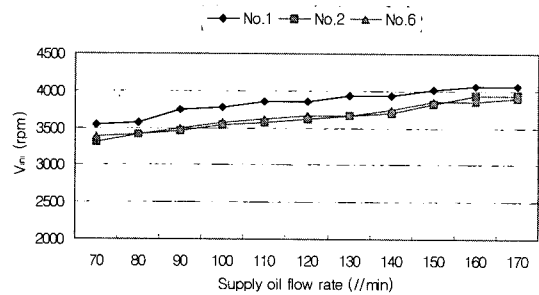


Fig. 9(a) Variation of the incipient upper pad fluttering velocity with the supply oil flow rate ($W_L = 0 \text{ kN}$)

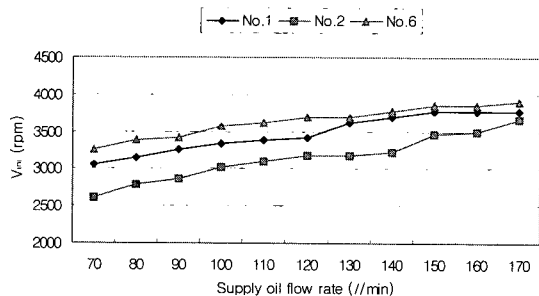


Fig. 9(b) Variation of the incipient upper pad fluttering velocity with the supply oil flow rate ($W_L = 10 \text{ kN}$)

Fig. 9(a)와 Fig. 9(b)는 부하하중이 각각 0 kN, 10 kN인 실험조건에 대해서 공급유량 증대에 따른 상부패드(No. 1, 2, 6) 각각의 초기 fluttering 발생속도 (V_{ini})의 변화를 측정하여 나타낸 그림이다.

이 실험결과로부터 상부패드의 초기 fluttering 발생속도는 공급유량이 증가할수록, 부하하중이 감소할수록 높은 회전속도에서 발생함을 알 수 있다.

5. 결 론

증기터빈용 대형 틸팅패드 저널베어링에 대한 상부패드의 fluttering 특성을 실험적으로 규명하기 위하여 실제 베어링과 거의 동일한 시험베어링(6-pad LOP Type)을 설계/제작하고, 실험을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 상부패드에 설치한 가속도 센서로부터 얻어진 전기적 신호를 주파수 분석한 결과, 회전속도가 증가함에 따라 상부패드의 fluttering 진폭은 크게 성장하며, fluttering 주파수는 sub-synchronous 주파수로 진동하는 자러진동 현상을 보였다.

(2) 부하하중을 감소함에 따라, 공급유량을 증가함에 따라 상부패드의 fluttering 진폭을 크게 감소시킬 수 있으며, 초기 fluttering 발생속도를 더 높은 회전속도에서 야기되도록 베어링을 설계할 수 있다.

(3) 상부패드의 fluttering은 로터-베어링계의 과대진동을 유발시킬 수 있는 것으로 평가되어졌다. 즉, 부하하중이 작아질수록 로터-베어링계는 패드의 fluttering에 의해 크게 가진되었으며, 부하하중이 크게 될수록 상부패드의 fluttering에 의한 로터-베어링계의 과대진동 가능성은 작아짐을 알 수 있었다. 이는 상부패드의 fluttering을 방지하게 되면 로터-베어링계의 진동을 감소시킬 수 있게 되어 회전축계의 동적안정성을 향상시킬 수 있음을 의미한다.

(4) 본 연구를 통하여 증기터빈용 대형 LOP형 6-패드 틸팅패드 저널베어링의 패드 fluttering에 대한 진동특성을 충분히 이해할 수 있었으며, 본 연구를 통하여 얻어진 실험결과는 "Anti-fluttering 틸팅패드 저널베어링을 개발하는데 필요한 참고자료로서 매우 유용하게 활용되었다.

후 기

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

참 고 문 헌

- (1) McCloskey H. Thomas, 1995, "Troubleshooting Bearing and Lube Oil System Problems," Proceedings of 24th 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 23rd Turbomachinery Symposium.
- (3) Adams, M. L. and Payandeh, S., "Self-excited Vibration of Statically Unloaded Pads in Tilting-pad Journal Bearings," ASME/ASLE Joint Lubrication Conf., October 1982, pp. 5~7.
- (4) 이병준, 1998, "터빈 베어링에서의 Dry Oil Whip에 의한 고진동," 한국소음진동공학논문집, 제 8 권, 제 4 호, pp. 574~579.
- (5) 하현천, 양승현, 1999, "Spragging에 의한 터빈 베어링의 손상 및 방지 대책," 한국윤활학회 추계학술대회논문집.
- (6) Yang, S. H., Nah, U. H., Ha, H. C. and Kim, C., 2002, "Study on the Prevention of the Pad Fluttering in a Tilting Pad Journal Bearing Using the Variation of Preload," 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, Hawaii, pp. 10~14.
- (7) 양승현, 김재실, 하현천, "틸팅패드 저널베어링의 패드 Fluttering 특성에 관한 실험적 연구," 한국윤활학회, 제 18 권, 제 5 호, October 2002, pp. 357~363.