

# 틸팅패드 저널베어링의 유막 강성 및 감쇠계수에 대한 실험적 연구

하현천\* · 양승헌\*\*

## Experimental Study on the Stiffness and Damping Coefficients of a Tilting Pad Journal Bearing

Hyun-Cheon Ha\*, Seong-Heon Yang\*\*

*Key Words: Tilting Pad Journal Bearing, Stiffness and Damping Coefficient, Exciting Frequency, Exciting Force*

### ABSTRACT

An experimental study is performed to investigate the frequency effects of the excitation force on the linear stiffness and damping coefficients of a LOP (load on pad) type five-pad tilting pad journal bearing with the diameter of 300.91 mm and the length of 149.80 mm. The main parameter of interest in the present work is excitation frequency to shake the test bearing. The excitation frequency is controlled independently, using orthogonally mounted hydraulic exciters. The relative movement between the bearing and shaft, and the acceleration of the bearing casing are measured as a function of excitation frequency using the different values of bearing load and shaft speed. Measurements show that the variation of excitation frequency has quite a little effect on both stiffness and damping coefficients. Both direct stiffness and damping coefficients in the direction of bearing load decrease by the increase of shaft speed, but increase with the bearing load.

### 1. 서 론

스팀터빈이나 가스터빈과 같은 고속으로 회전하는 기계들은 사소한 기계적인 결함이라도 주기기 또는 보조기기 등에 심각한 손상이나 고장을 야기시킬 수 있다. 이와 같은 회전기계에서 발생하는 대부분의 문제들은 실제적으로 축진동과 밀접한 관계가 있다. 특히 회전축을 지지하고 있는 베어링의 동특성(유막의 강성 및 감쇠계수)은 위험속도(critical speed), 불평형 응답(unbalance response) 그리고 안정성(stability) 등에 큰

영향을 미치는 중요한 설계변수이다.

틸팅패드 저널베어링은 우수한 동적 안정성 특성 때문에 고속으로 운전되는 회전기계에 널리 사용되고 있다. 틸팅패드 저널베어링의 동적 안정성을 결정하는 주요 변수로는 베어링 직경, 베어링 폭, 반경방향 틱새, 패드 수, 예압(preload) 그리고 운전조건 등이 있다. 따라서, 회전기계의 설계에 있어서 틸팅패드 저널베어링에 대한 정확한 동특성을 규명하는 것은 무엇보다도 중요하다. 이와 같은 이유로 많은 연구자들이 틸팅패드 저널베어링에 대한 동특성을 규명하기 위하여 이론 및 실험적 연구를 수행하여 왔다. 그러나 아직까지 대형 틸팅패드 저널베어링에 대한 동특성을 정확하게 예측하는 데는 많은 어려움을 겪고 있는 실정이다. 이와 같은 원

\* 회원, 한국중공업(주) 기술연구원

\*\* 비회원, 한국중공업(주) 기술연구원

인으로는 틸팅패드 저널베어링 자체의 기하학적 복잡성, 해석을 위한 경계조건 설정의 어려움(압력, 온도 등)과 같은 여러가지 요인들 때문이다.

Wilcock과 Pinkus<sup>(1)</sup>는 원형 저널베어링에 대해서 경험식의 난류모델과 원주방향으로의 점도변화를 고려한 이론해석에서 유막의 온도상승 및 난류가 베어링의 강성 및 감쇠계수에 큰 영향을 미치고 있음을 제시하였다. Knight과 Barrett<sup>(2)</sup>는 틸팅패드 저널베어링에서 층류열유체해석으로 유막의 온도상승에 의해 베어링의 강성 및 감쇠계수가 감소된다고 발표하였다.

일반적으로, 베어링의 동특성은 축의 움직임과 축에 작용하는 가진력과 관계를 규명함으로써 구한다. 실제 회전기계에 있어서 주 가진원은 축의 불평형에 의한 동기회전수진동(synchronous vibration)이므로 대부분의 논문은 동기회전수 가진(synchronous excitation)을 이용하여 베어링의 동특성을 규명하는 연구를 수행해 왔다.

Orcutt<sup>(3)</sup>와 Nicholas 등<sup>(4)</sup>은 그리고 Ettles 등<sup>(5)</sup>은 베어링의 동특성을 계산하기 위하여 가진주파수를 축의 회전주파수와 동일하게 가정하였다. Brockwell 등<sup>(6)</sup>은 동기회전수 가진법을 이용하여 5-shoe 틸팅패드 저널베어링의 강성 및 감쇠계수를 측정하였다.

그러나 Parsell 등<sup>(7)</sup>은 가진주파수(excitation frequency)가 베어링의 동특성에 영향을 미치는 중요한 변수 중의 하나라는 것을 제시하였다. 그들은 이 연구를 통하여 5-pad 틸팅패드 저어널베어링에 대하여 가진주파수의 증가에 따라 강성계수는 약간 감소하나 감쇠계수는 약간 증가한다고 발표하였다. 반면에 Childs 등<sup>(8)</sup>은 다양한 종류의 가진주파수를 이용하여 annular honeycomb seal의 강성 및 감쇠계수를 측정하였다. 그들은 이 연구를 통하여 high stiffness seal의 동특성은 가진주파수의 변동에 따라 크게 영향을 받지 않으나, low stiffness seal은 가진주파수의 영향을 상당히 많이 받는다고 발표하였다.

그럼에도 불구하고, 틸팅패드 저널베어링의 동특성에 대하여 가진주파수의 영향을 고려한 실험연구는 거의 발표되지 않고 있는 실정이다. 따라서 동 베어링의 강성 및 감쇠계수에 대한 이론해석 결과를 보정하고, 보다 정확한 동특성을 이해하기 위해서는 가진주파수의 변동에 따른 실험연구가 필수적으로 요구된다.

본 연구는 층류 및 난류 영역에서 운전되는 LOP형 5-패드 틸팅패드 저널베어링에 대하여 가진주파수의 변동에 따른 강성 및 감쇠계수의 영향을 실험적으로 규명하였다. 가진력의 크기는 시험베어링이 선형 거동

하에서 운전되도록 설정하였다. 베어링케이싱과 저널의 상대변위, 그리고 베어링케이싱의 가속도는 여러가지 종류의 베어링 하중, 축의 회전속도 하에서 가진주파수를 변화시키면서 측정하였다. 적절한 가진력의 크기와 가진주파수의 결정 그리고 측정된 신호의 스펙트럼을 분석하기 위하여 신호분석기(FFT analyzer), 디지털 오실로스코프 등을 사용하였다.

## 2. 실험 장치

Fig. 1은 베어링의 강성 및 감쇠계수를 실험적으로 측정하기 위한 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 시험베어링, 회전축, 윤활유공급장치, 신호처리장치, 유압 가진장치 등으로 구성되어 있다.

시험베어링은 Fig. 2에서 보여지듯이 LOP형 5-패드 틸팅패드 저어널베어링이다.

Table 1은 시험베어링의 주요 치수 및 사양을 나타내고 있다.

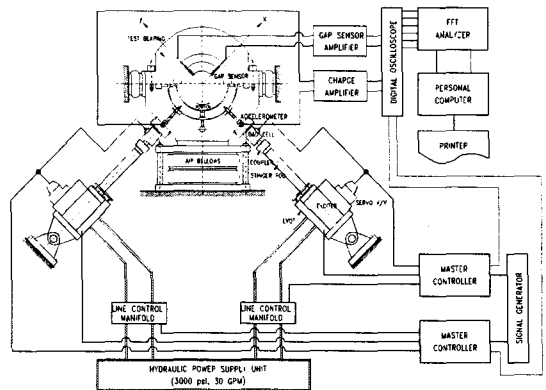


Fig. 1 Experimental apparatus for dynamic test

### ◆ 5-Pad 틸팅 패드 저어널베어링

◆ 직경: 300, 폭: 150

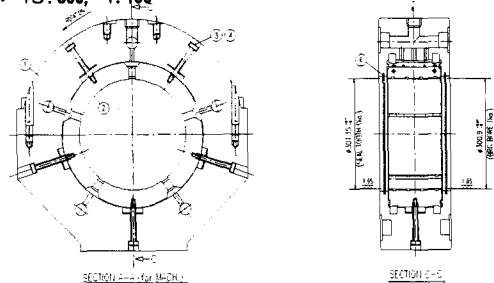


Fig. 2 Test bearing geometry

Table 1 Physical parameter of a test bearing

Journal Diameter	300.91 mm
Bearing Length	149.80 mm
Raidal Clearance	0.450 mm
Mass	350 kg
No. of Pad	5
Pad Arc	64°
Preload Ratio	0
Pivot Position	Center

운전 중에 이물질의 혼입에 의한 저널면의 손상을 방지하기 위하여 베어링 표면을 white metal로 주조하였으며, 이 white metal의 두께는 약 5mm 정도이다. 패드의 외경을 케이싱 내경보다 약간 작게 하여 각 패드가 원주방향으로 자유롭게 움직일 수 있게 하였다. 그리고 패드의 외경이 축방향으로도 곡률을 가지게 하여 운전 중에 축과 베어링의 자동조심이 이루어지도록 하였다.

시험베어링을 가진하기 위하여 2개의 유압가진기(hydraulic exciter)를 베어링 하부에 서로 직각으로 설치하였다. 유압가진장치는 signal generator, two maser controllers, two exciters, 그리고 hydraulic power unit 등으로 구성되어 있다. 각각의 유압가진기는 정하중 및 다양한 주파수를 가진 동하중을 시험베어링에 독립적으로 가할 수 있다. 유압가진기로부터 시험베어링에 가해지는 가진력의 크기를 측정하기 위해 exciter head에 2개의 load cell을 설치하였다.

축과 베어링의 상대변위를 측정하기 위하여 베어링 케이싱에 직각으로 eddy current형 비접촉식 변위센서를 설치하였으며, 베어링의 절대가속도를 측정하기 위하여 압전형 가속도센서를 exciter부에 설치하였다. 각 센서로부터 검출되는 전기신호의 파형과 주파수를 분석하기 위하여 신호분석기와 디지털 오실로스코프 등을 설치하였다.

축은 가변속 모터(225kW DC motor)에 의해 구동되는데 모터의 동력이 타이밍-벨트에 의해 축에 전달되도록 하였다. 축의 회전수는 최대 6,000 rpm 까지 조정되며, 타코메타로 축의 회전수를 측정하였다. 베어링에 가해지는 하중은 유압가진기에 의하여 가해지도록 하였다. 이 때, 하중의 크기는 유압가진기의 정하중의 세기로 조정된다.

베어링에 공급되는 윤활유는 한 개의 공급구로 유

입되어 베어링케이싱의 양측에 있는 원주방향으로의 홈을 따라 각 패드의 공급구에 똑같은 양이 공급되도록 하였다. 본 연구에서는 전형적인 터빈유인 ISO VG 32를 윤활유로 사용하였으며, 윤활유의 공급온도와 공급유량은 각각  $40 \pm 0.5^\circ\text{C}$ 와  $120 \pm 2.5 \text{ l/min}$ 로 설정하였다.

### 3. 측정 이론

베어링의 강성 및 감쇠계수는 베어링케이싱과 축의 상대운동 그리고 베어링케이싱에 작용하는 가진력을 측정하여, 이들의 관계로부터 유막계수를 구할 수 있다. 이를 실험적으로 구현하기 위해서는 실제 축계와 같이 베어링을 고정시키고 회전축을 가진시키는 방법과 회전축을 고정시키고 베어링을 가진시키는 방법이 있다. 전자의 경우는 현실적으로 구현하기에 어려움이 많기 때문에 본 논문에서는 후자의 방법을 설정하였다.

Fig. 3은 시험베어링의 좌표계를 보여주고 있다. x-y좌표계에 대해 시험베어링에 대한 운동방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\sum F_x = m\Delta\ddot{x} ; \Delta F_x - \Delta P_x = m\Delta\ddot{x} \quad (1)$$

$$\sum F_y = m\Delta\ddot{y} ; \Delta F_y - \Delta P_y = m\Delta\ddot{y} \quad (2)$$

여기서

$$\begin{Bmatrix} \Delta P_x \\ \Delta P_y \end{Bmatrix} = [k] \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + [c] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (3)$$

식 (3)을 식 (1)과 식 (2)에 대입하고 정리하면, 가진력과 응답의 함수로 표현되는 베어링계의 운동방정식이 얻어진다.

$$\begin{Bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{Bmatrix} = [k] \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + [c] \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} + m \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x} \\ \Delta \ddot{y} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

위 식에서 [k]와 [c]는 각각 유막의 강성 및 감쇠계수의 행렬로서, 본 논문에서 실험적으로 구하고자 하는 미지의 행렬이며, 다음 식으로 표현된다.

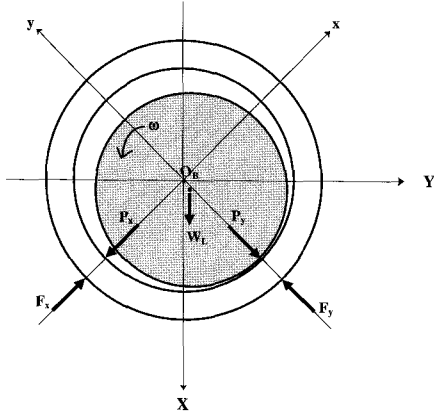


Fig. 3 Coordinate system of a test bearing

$$[k] = \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{yy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix}, [c] = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \quad (5)$$

유막계수를 실험적으로 규명하기 위해서는 우선 적절한 가진방법을 결정하여야 한다. 본 논문에서는 직교하는 두 축에 서로 다른 주파수의 가진력을 인가시키는 방법인 복합가진법(compound sinusoidal excitation method)을 이용한다. 이 방법은 2개의 서로 다른 주파수( $\omega_x, \omega_y$ )의 가진력을 서로 직교하는 x, y방향에서 동시에 가하여, 그 때의 베어링과 회전축과의 상대적인 응답을 측정함으로써 유막계수를 구하는 것이다

따라서 각각의 방향에 대하여 베어링에 가해지는 가진력은 다음과 같이 표현된다.

$$\Delta F_x = B_x \sin(\omega_x t - \phi_1)$$

$$\Delta F_y = B_y \sin(\omega_y t - \phi_2)$$

식 (6)의 가진력에 의한 베어링과 축의 상대변위를 식 (4)에 대입한 후, Mitsui<sup>(9)</sup>에 의해 제시된 측정이론을 적용하고 베어링의 관성항을 고려하면 유막의 강성 및 감쇠계수는 아래의 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} k_{xx} \\ K_{xy} \\ c_{xx} \\ c_{xy} \end{Bmatrix} = [U]^{-1} \{U_1\}, \quad \begin{Bmatrix} k_{yy} \\ K_{yx} \\ c_{yx} \\ c_{yy} \end{Bmatrix} = [U]^{-1} \{U_2\} \quad (7)$$

여기서

$$[U] = \begin{bmatrix} a_1 & b_1 & a_2 \omega_x & b_2 \omega_x \\ a_2 & b_2 & -a_1 \omega_x & -b_1 \omega_x \\ a_3 & b_3 & a_4 \omega_y & b_4 \omega_y \\ a_4 & b_4 & -a_3 \omega_y & -b_3 \omega_y \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\{u_1\} = \{c\} + m\{e\}, \quad \{u_2\} = \{d\} + m\{f\} \quad (9)$$

이고, 각각의 상수는 다음 식으로 구해진다.

$$\{a\} = \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \\ a_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau \Delta x \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta x \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta x \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau \Delta x \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix} \quad (10)$$

$$\{b\} = \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau \Delta y \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta y \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta y \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau \Delta y \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix} \quad (11)$$

$$\{c\} = \begin{Bmatrix} c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau \Delta F_x \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_x \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_x \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_x \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix} \quad (12)$$

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ d_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau \Delta F_y \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_y \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_y \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau \Delta F_y \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix} \quad (13)$$

$$\{e\} = \begin{Bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ e_3 \\ e_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau A_x \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau A_x \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau A_x \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau A_x \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix} \quad (14)$$

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{Bmatrix} = \frac{2}{\tau} \begin{Bmatrix} \int_0^\tau A_x \cos \omega_x t dt \\ \int_0^\tau A_y \sin \omega_x t dt \\ \int_0^\tau A_x \cos \omega_y t dt \\ \int_0^\tau A_y \sin \omega_y t dt \end{Bmatrix} \quad (15)$$

위의 {a}, {b}는 베어링케이싱에 부착된 변위 센서로부터, {c}, {d}는 가진기에 부착되어 있는 load cell로부터 {e}, {f}는 베어링케이싱에 부착되어 있는 가속도 센서로부터 검출되는 전기적 신호를 신호분석기를 이용하여 주파수 분석하여 가진주파수 성분의 실수부와 허수부를 취하면 얻어진다.

이 값들을 이용하여 식 (7)의 연립방정식의 해를 구하면 베어링의 강성 및 감쇠계수가 구해진다. 이와 같은 방법으로 구해진 강성 및 감쇠계수를 수평 및 수직 방향 좌표계(X, Y-axis)로 변환하면, 베어링의 강성 및 감쇠계수가 구해진다.

#### 4. 결과 및 고찰

본 연구에서 가장 관심있는 실험 변수는 가진주파수의 비(excitation frequency ratio)다. 가진주파수는 signal generator를 이용하여 설정되며, 유압가진기를 통하여 독립적으로 시험베어링에 인가된다. 설정된 가진주파수는 다음과 같다.

- (1) x축 가진주파수의 비:  $\nu_x=0.5$
- (2) y축 가진주파수의 비:  $\nu_y=0.6, 0.7, 0.8, 0.9$

가진력의 크기는 실험 시, 시험베어링이 선형거동을 할 수 있는 범위가 되도록 설정하였다. 즉, 가진에 의한 베어링과 축의 상대응답의 최대 진폭이 25  $\mu\text{m}$  이 내가 되도록 설정하였다 이는 베어링의 반경방향 틈새(450  $\mu\text{m}$ )의 1/20에 해당되는 값이다.

축의 회전속도는 각각 1200, 1800, 2400, 3000, 3600 rpm이며, 부하하중은 각각 5, 10 kN으로 설정되었다. 본 연구에서는 가능한 한 정확한 실험 데이터를 확보하기 위해 다음 사항을 고려하여 실험을 수행하였다. (1) 가진주파수는 회전속도와 위험속도로부터 멀리 설정한다. (2) 외부의 불필요한 가진원을 가능한 한 제거한다. (3) 윤활유의 공급/배유온도, 공급유량, 축의 회전속도, 부하하중 등과 같은 운전 조건이 정상상태를 유지되도록 한다.

Fig. 4와 5는  $N=3000$  rpm,  $W_L=10$  kN인 상태에서

가진주파수의 변화에 대한 베어링의 강성 및 감쇠계수의 변화를 각각 보여주고 있다. 이 그림에서 가진주파수의 변화에 따른 베어링의 강성 및 감쇠계수의 변화를 나타낸 곡선은 거의 평평함을 알 수 있다.

그러나 자세히 살펴보면 가진주파수의 변화가 강성 및 감쇠계수에 약간 영향을 미침을 알 수 있다. 즉, 가진주파수가 증가함에 따라 5-패드 틸팅패드 저널베어링의 강성계수는 약간 감소하거나 거의 일정하지만 감쇠계수는 약간 증가함을 알 수 있다. 이 결과는 Parsell 등<sup>(7)</sup>이 발표한 내용과 거의 일치한다.

부하하중 방향의 강성 및 감쇠계수인  $k_{xx}$ 와  $c_{xx}$ 가 다른 방향의 계수들보다 훨씬 큰 값을 가지는 것을 알 수 있다. 이 같은 이유는, LOP형 5-패드 틸팅패드 저널베어링에서는 거의 대부분의 하중이 하부패드(bottom pad)에 의해서 집중적으로 지지되기 때문이다

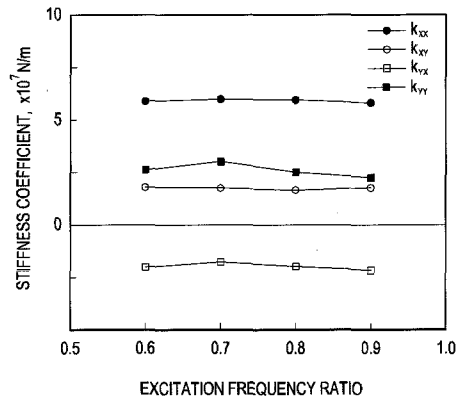


Fig. 4 Stiffness coefficients versus excitation frequency for  $W_L=10$  kN,  $N=3000$  rpm

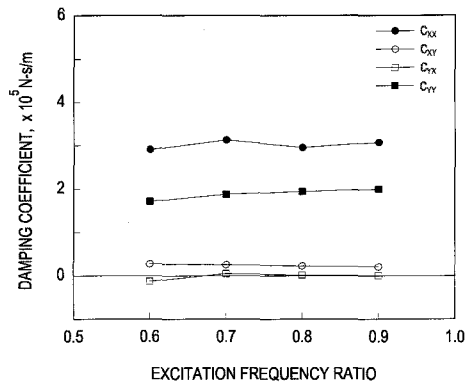


Fig. 5 Damping coefficients versus excitation frequency for  $W_L=10$  kN,  $N=3000$  rpm

일반적으로 틸팅패드 저널베어링의 경우, 이론적으로 베어링의 압력분포는 하중방향에 대해 기하학적으로 완전한 대칭을 이루기 때문에 연성 계수(cross couple coefficients)들은 거의 무시할 수 있는 것으로 예측되지만, 본 연구에서는 주 강성 및 감쇠계수에 비해 크기는 작지만 연성 강성 및 감쇠계수가 나타남을 볼 수 있다. 이는 축정렬불량(misalignment), 가공 및 조립 공차 등의 복합적인 요인에 의해 운전 중에 편심 각(attitude angle)이 발생되어 나타난 현상으로 판단된다.

Fig. 6과 7은  $N=1200, 1800, 2400, 3000, 3600$  rpm,  $W_L=10$  kN인 상태에서 가진주파수의 변화에 대한 베어링의 주 강성 및 감쇠계수의 변화를 각각 보여주고 있다.

비록 전 가진주파수의 변화에 대한 베어링의 강성 및 감쇠는 거의 변화하지 않고 있지만, 5-패드 틸팅패드 저널베어링의 강성계수는 가진주파수가 증가함에 따라 약간 감소하고 감쇠계수는 약간 증가함을 알 수 있다.

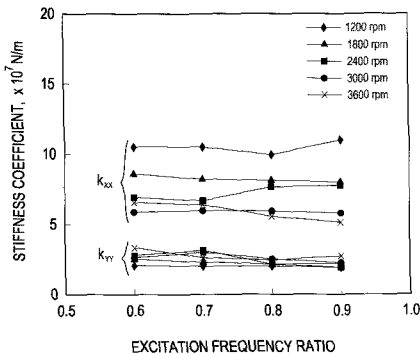


Fig. 6 Variation of stiffness coefficients with the shaft speed for  $W_L=10$  kN

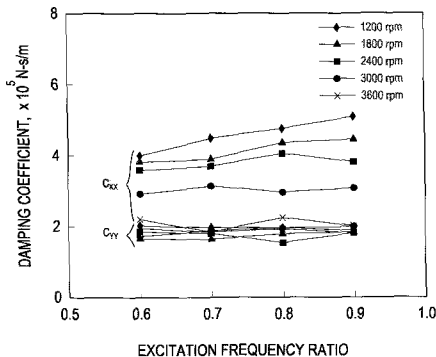


Fig. 7 Variation of damping coefficients with the shaft speed for  $W_L=10$  kN

특히, Fig. 7에서 보여지듯이, 저속인 경우에 감쇠계수는 가진주파수의 증가에 따라 크게 증가한다. 그리고 하중방향으로의 강성 및 감쇠계수는 축의 회전속도의 증가에 따라 크게 감소한다. 이는 축의 회전속도가 증가함에 따라 편심률이 감소하기 때문이다. 즉, 축의 회전속도가 증가함에 따라 하부패드의 쐐기효과(wedge effect)가 감소하기 때문에, 결과적으로 하중방향으로의 강성 및 감쇠계수의 값이 감소한 것이다. 한편, 수평방향으로의 강성 및 감쇠계수의 변화는 축의 회전속도와는 상관 없이 거의 변화하지 않는다. 이것은 LOP형 5-패드 틸팅패드 저널베어링에 있어서 하부패드만이 쐐기형상을 유지하면서 대부분의 하중을 지지하고, 나머지 패드들은 베어링이 운전되는 동안 거의 평평한 형상을 유지하며 하중을 지지하지 않기 때문이다.

Fig. 8과 9는  $N=1200, 1800$  rpm,  $W_L=5, 10$  kN인 상태에서 가진주파수의 변화에 대한 강성 및 감쇠계수의 변화를 각각 보여주고 있다. 앞서의 경우와 마찬가지로 5-패드 틸팅패드 저널베어링의 강성계수는 가진주파수의 증가에 따라 약간 감소하지만, 감쇠계수는 약간 증가함을 알 수 있다.

특히, Fig. 9에서 볼 수 있듯이, 저속, 고하중의 경우에 대하여 하중방향으로의 감쇠계수는 가진주파수가 증가함에 의해 크게 증가함을 볼 수 있다. 그리고 하중방향으로의 강성 및 감쇠계수는 부하하중이 증가함에 따라 크게 증가함을 볼 수 있다. 이는 부하하중이 증가함에 따라 편심률이 증가하기 때문이다. 반면에 수평방향으로의 강성 및 감쇠계수는 거의 일정하다.

## 5. 결론

본 연구에서는 LOP형 5-패드 틸팅패드 저널베어링의 강성 및 감쇠계수에 관한 가진주파수의 효과를 실험적으로 평가하기 위하여 자체적으로 실험장치를 설계/제작하고 실험을 수행하였다. 아울러 부하하중 및 회전속도에 따른 영향도 함께 검토하였다. 베어링의 강성 및 감쇠계수는 가진주파수의 영향을 거의 받지 않는 것으로 평가되어졌다. 그러나 가진주파수가 증가함에 따라 강성계수는 약간 감소하나 감쇠계수는 약간 증가하는 경향을 보였다.

특히, 저속/고하중인 경우에 대하여 하중방향으로의 감쇠계수는 크게 증가하였다. 그리고 하중방향으로의 강성 및 감쇠계수는 회전속도의 증가에 따라 감소하고, 부하하중의 증가에 따라 증가하는 경향을 보였다.

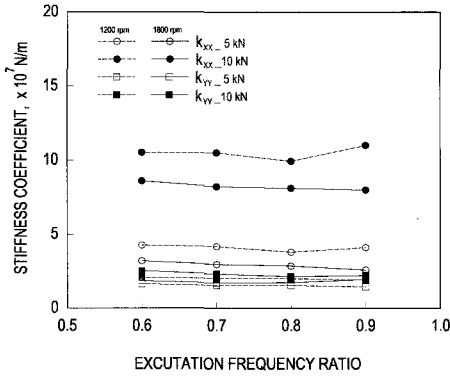


Fig. 8 Variation of stiffness coefficients with the bearing load

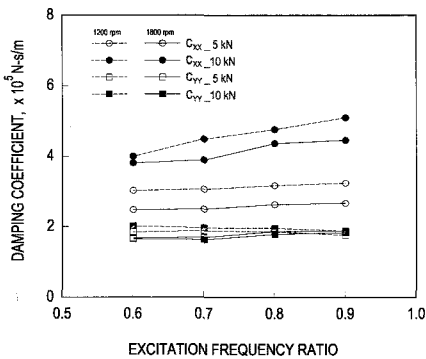


Fig. 9 Variation of damping coefficients with the bearing load

반면에 수평방향으로의 강성 및 감쇠계수는 회전속도 및 부하하중의 변화와는 상관없이 거의 일정하였다.

본 논문의 실험결과는 대형 고속 LOP형 5-패드 틸팅패드 저널베어링의 강성 및 감쇠계수를 예측하기 위한 해석 프로그램을 검증하고, 터빈발전기의 축계 진동해석 등을 위한 참고 자료로서 매우 유용하게 활용될 것으로 기대된다.

### 참고문헌

(1) Wilcock, D. F. and Pinkus, O., 1985, Effects of Turbulence and Viscosity Variation on the Dynamic Coefficients of Fluid Film Journal Bearing, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 107, pp. 256~262.  
 (2) Knight, J. D. and Barret, L. E., 1988, Analysis

of tilting pad journal bearings with heat transfer effects, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 110, pp. 128~133.

(3) Orcutt, F. K., 1967, The Steady-State and Dynamic Characteristics of the Tilting-Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes, *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 89, pp. 392~404.  
 (4) Nicholas, J. C., Gunter, E. J., and Allaire, P. E., 1979, Stiffness and damping coefficients for the five pad tilting pad bearing, *ASLE Trans.*, Vol. 22, pp. 113~121.  
 (5) Ettles, C. M. M., 1980, The analysis and performance of pivoted pad journal bearings considering thermal and elastic effects, *ASME Journal of Lubrication Technology*, Vol. 102, pp. 182~192.  
 (6) Brockwell, K. R., Kleinbub, D., and Dmochowoki, W., 1990, Measurement and calculation of the dynamic operating characteristics of the five shoe tilting pad journal bearing, *STLE Trans.*, Vol. 33, pp. 481~492.  
 (7) Parsell, J. K., Allaire, P. E., and Barrett, L. E., 1983, Frequency Effects in Tilting-Pad Journal Bearing Dynamic Coefficients, *ASLE Trans.*, Vol. 26, pp. 222~227.  
 (8) Childs, D., Elrod, D., and Hale, K., 1989, Annular Honeycomb Seals: Test Results for Leakage and Rotordynamic Coefficients; Comparison to Labyrinth and Smooth Configuration, *ASME Journal of Tribology*, Vol. 111, pp. 293~301.  
 (9) Mitsui, J., 1982, A Study of the Lubricant Film Characteristics of Journal Bearings; Part 3-Effects of the Film Viscosity Variation on the Dynamic Characteristics of Journal Bearings, *JSME*, Vol. 25, pp. 2018~2029.  
 (10) Ha, H. C., Yang, S. H., and Kim, H. J., 1996, Experimental Study on a Five-Pad Tilting Pad Journal Bearing Working in Laminar and Turbulent Flow Regions, *Proceedings of ISROMAC-6*, pp. 688~694.