

능동 공기 베어링에 의한 로터계 동기진동의 PID제어

권대규*, 이영춘**, 이성철***

PID Control of a Synchronous Rotor System Vibration with Active Air Bearing

Tae-Kyu Kwon*, Young-Choon Lee,** and Seong-Cheol Lee***

ABSTRACT

This paper presents the synchronous vibration control of a rotor system using an Active Air Bearing(AAB). In order to suppress the synchronous vibration, it is necessary to actively control the air film pressure or the air film thickness. In this study, active pads are used to control the air film thickness. Active pads are supported by the pivots containing piezoelectric actuators and their radial positions can be actively controlled by applying voltage to the actuators. Disturbances and various kinds of external force can cause the shaft vibration as well as the change of the air film thickness. The dynamic behaviors of a rotary system supported by two tilting-pad gas bearings and its active stabilization using the tilting-pads as actuators are investigated numerically.

The PID controller is applied to the tilting-pad gas bearing system with three pads, two of which contain piezoelectric actuators. To test the validity of the theoretical method, the performance of this control method is evaluated through experiments. The experimental results show the effectiveness of the control system for suppressing the unbalanced response of the rigid modes.

Key Words: Active air bearing(능동 공기 베어링), Active pad(능동 패드), Gas expander(가스 팽창기), Synchronous vibration(동기 진동), Active control(능동 제어)

기호 설명

m = mass of shaft(0.21kg)

m_1, m_2 = shaft unbalance mass

R = radius of shaft(8mm)

Ψ_{pi} = position of i^{th} pivot

P = dimensionless pressure ($= p/p_a$)

p_a = ambient pressure

H = dimensionless thickness ($= h/C_r$)

h = thickness of air

Λ = bearing number ($= (6\mu\omega R^2)/(p_a C_r^2)$)

ω : = angular speed of shaft

μ : = viscosity of a gas

I_t, I_p = moment of inertia, polar moment of inertia

\mathbf{r} = position vector of shaft mass center

x, y = coordinate of shaft mass center

X, Y = dimensionless coordinate of shaft mass center

1998 2000년 8월 7일 접수

* 전북대학교 국책지원사업단 연구원

** 원광대학교 의과학연구소 연구원

*** 전북대학교 기계공학부 교수, 공업기술연구소

- $x_j, y_j =$ coordinate of j^{th} bearing($j=1, 2$)
- $X_j, Y_j =$ dimensionless coordinate of j^{th} bearing
- $t, T =$ time and dimensionless time($T = \omega t$)
- $k_{xx}, k_{xy}, k_{yx}, k_{yy} =$ stiffness coefficients
- $c_{xx}, c_{xy}, c_{yx}, c_{yy} =$ damping coefficients
- $K_{xx}, K_{xy}, K_{yx}, K_{yy} :=$ dimensionless stiffness coefficients
- $C_{xx}, C_{xy}, C_{yx}, C_{yy} =$ dimensionless damping coefficients
- $C_{mxx} = C_{xx}R/I_t\omega^2, \quad C_{mxy} = C_{xy}R/I_t\omega^2$
- $C_{myx} = C_{yx}R/I_t\omega^2, \quad C_{myy} = C_{yy}R/I_t\omega^2,$
- $K_{mxx} = K_{xx}R/I_t\omega^2, \quad K_{mxy} = K_{xy}R/I_t\omega^2$
- $K_{myx} = K_{yx}R/I_t\omega^2, \quad K_{myy} = K_{yy}R/I_t\omega^2$
- $U_j = m_1R/mC_r, \quad U_m = m_2R_2l/2I_tC_r$
- $A_j = R\alpha_j/\mu \quad (j=1, 2)$
- $C_r =$ bearing clearance(=20 μm)
- $l_1, l_2, l_3, l_4, l_5, l_6 = 23.54\text{mm}, 26.46\text{mm},$
10.84mm, 14.16mm, 90.25mm, 91.1mm
- $P_i =$ dimensionless pressure(= p/p_a)
- $\phi =$ angular coordinate in x, y plane originating from y axis,
- $\bar{Z} =$ dimensionless coordinate(\bar{z}/R),
- $i =$ index of pad number($i=1,2,3$)
- $\theta_{ij} = \theta_{ij}R/C_r$
- $D = p_aR^4/JC_r\Omega^2,$
- $\theta_{ij} =$ pitch angle of a pad,
- $C_p =$ friction of pivot,
- $J =$ inertia inertia of a pad
- $M_{p_i} =$ dimensionless moment

1. 서 론

가스팽창기 등과 같은 고속 회전기계에는 유막 베어링 사용이 곤란하고 기체 베어링의 사용이 요구된다. 기체 베어링은 비접촉으로 물체를 지지하기 때문에 마찰 마모가 거의 없고, 운동 정도가 매우 높다는 장점을 가지고 있는 반면, 강성과 감쇠

가 적다는 결점을 가진다.⁽¹⁾⁽³⁾ 현재 헬륨 팽창기용 기체 베어링은 회전축의 1차와 2차 강체 모드에서 발생하는 고유 진동수의 공진 진폭을 억제하는 것이 필요하며, 이 점을 보완하기 위해서 신뢰성 있는 기체 베어링의 개발이 요구된다.

회전기계의 능동제어에 관한 연구는 Palazzolo⁽⁴⁾가 압전 액츄에이터를 이용하여 레디얼형 베어링의 능동제어에 관한 연구를 수행하였고, Horikawa⁽⁵⁾는 능동 정압 저속회전 공기 베어링의 PID제어에 관한 연구를 수행하였다. 그러나, 실제 동압 기체 베어링을 이용하여 고속 회전기계의 진동 안정화에 대한 연구는 아직 미비하다.

본 연구는 고속 회전 기계의 동기 진동의 안정화를 목적으로, 틸딩 패드 기체 베어링(tilting pad gas bearing: TPGB)의 패드 위치를 적층형 액츄에이터를 사용하여 능동적으로 제어하는 방법을 제안하고자 한다. 즉 2개의 압전 액츄에이터로 TPGB를 PID 제어하여 동기 진동의 진폭이 감소하는 것을 보이고, 제어시스템의 유효성을 실험으로 확인하였다.

2. 기초 방정식과 모델링

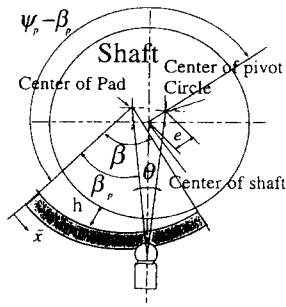
2.1 기초방정식의 도입

Fig. 1은 TPGB의 구성을 표시하고 있다. 기체 베어링은 반경 방향에 설치된 피봇으로부터 지지되는 3개의 패드로 구성된다. 동압 기체 베어링으로 지지된 축이 회전하면 유체의 점성력에 의해서 축과 베어링 사이의 간극에 기체막이 형성되어 압력이 발생하고, 축의 하중을 지지한다.

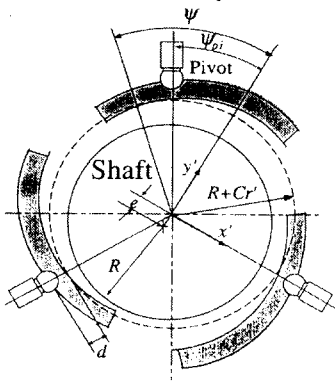
유체의 관성을 무시하고 유체 흐름을 2차원 압축성, 층류 등온으로 가정하면, 공기막 압력은 연속 방정식과 운동량 방정식으로부터 유도된 무차원 동적 레이놀즈 방정식이 구해진다. 1개 패드의 하중 성분은 다음 식 (1)로부터 구해진다.

$$\begin{aligned} f_{p_i, x} &= \int \int_{\Omega} (P_i - 1) \cos \phi \, d\phi d\bar{Z} \\ f_{p_i, y} &= \int \int_{\Omega} (P_i - 1) \sin \phi \, d\phi d\bar{Z} \end{aligned} \quad (1)$$

베어링 총 하중의 크기와 방향은 3개의 패드에 작용하는 힘의 합력을 계산하여, 식 (2)로부터 구한다.



(a) Model of a pad



(b) Tilting-pad journal bearing

Fig. 1 Configuration of the TPGB and fluid film thickness.

$$f = \left(\left(\sum_{i=1}^3 f_{pi,x'} \right)^2 + \left(\sum_{i=1}^3 f_{pi,y'} \right)^2 \right)^{1/2} \quad (2)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{\sum_{i=0}^3 f_{pi,x'}}{\sum_{i=0}^3 f_{pi,y'}} \right)$$

j-번째 베어링의 x, y 방향의 하중성분을 f_{jx} , f_{jy} 로 표시하면 다음과 같이 축 변위와 속도로 표시할 수 있다[3].

$$\begin{aligned} f_{ix} &= -k_{xx}x_j - k_{xy}y_j - c_{xx}\dot{x}_j - c_{xy}\dot{y}_j \\ f_{iy} &= -k_{yx}x_j - k_{yy}y_j - c_{yx}\dot{x}_j - c_{yy}\dot{y}_j \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, x_j , y_j , \dot{x}_j , \dot{y}_j 는 j 번째 베어링의 축 변위와 속도이다.

Table 1 Values of parameters in rotor-bearing system

Parameters	Value(Unit)
Shaft length	$l = 181.35(\text{mm})$
Shaft mass	$m = 0.28(\text{kg})$
Shaft radius	$R = 8(\text{mm})$
Bearing width	$L = 15.4(\text{mm})$
Clearance	$C_r = 20(\mu\text{m})$
Pad angular extent	$\beta = 110(\text{deg})$
Pivot position	$\beta/\beta_b = 0.65$
Dimensionless preload	0.5

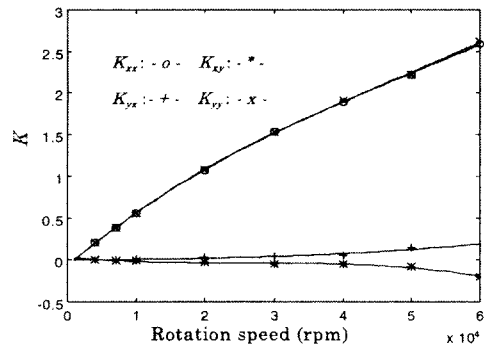


Fig. 2 Dimensionless K coefficients

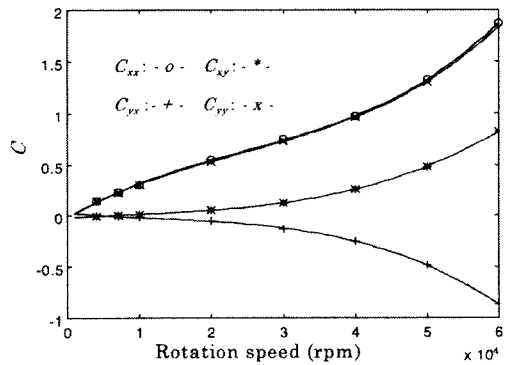


Fig. 3 Dimensionless coefficients C

본 논문에서는 TPGB의 특성을 수치해석하여 그 결과를 검토하였다. Table 1은 수치해석에 사용한 매개변수 값을 표시한다.

무차원 레이놀즈 방정식을 유한요소법으로 구하면, 식(1)의 P_j가 구해진다. 식(1)과 식(2)의 계산

결과로부터 식(3)의 f_{jx} , f_{jy} 가 구해지고, f_{jx} , f_{jy} 의 계산결과에 최소자승법을 적용해서 식(3)의 강성계수 k_{xx} , k_{xy} , k_{yx} , k_{yy} 와 감쇠계수 c_{xx} , c_{xy} , c_{yx} , c_{yy} 를 구하여 운동방정식에 적용하였다.

Fig. 2, Fig. 3는 예압 P_r 이 0.5일 경우의 강성계수와 감쇠계수의 계산치를 각각 표시한다. 이 그림에서 계수는 $K_{xx} = k_{xx}C_r/p_aR^2$, $C_{xx} = c_{xx}C_r/p_aR^2$ 와 같이 무차원이다.

Fig. 4는 본 연구에서 사용한 로터계 구성과 좌표계를 나타내고 있다. 시스템의 기준 좌표계는 질량 중심을 포함한 x, y 평면 내에 선택하고, 축을 강체로 가정하면, 축 운동은 기하학적 축 운동과 일치한다. Table 1에 나타낸 것처럼 터빈 부분을 제외한 로터의 축 길이는 181.35 mm, 상부와 하부 베어링이 축 중심 면으로부터 각각 23.54mm와 26.46mm 떨어져 있다. 그리고, 상부와 하부의 축정면은 축 중심 면으로부터 각각 10.84mm와 14.16mm 떨어져 있다.

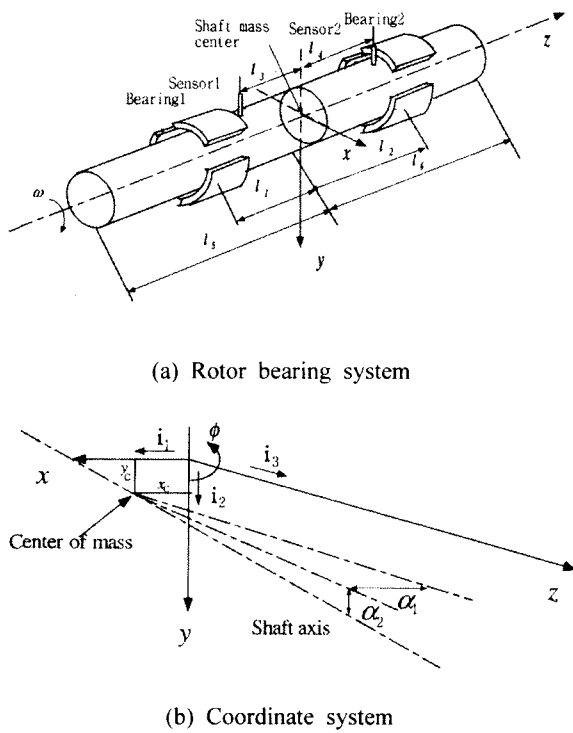


Fig. 4 Configuration of the rotor-bearing system and the selected coordinate system

베어링 $j(j=1, 2)$ 로부터 축에 미치는 힘을 x, y 성분으로 분류하면, 식 (4), 식 (5)에 표시한 것처럼 시스템의 병진운동과 회전운동 방정식으로 표시된다.

$$m\ddot{x} = -k_{xx}(x_1 + x_2) - k_{xy}(y_1 + y_2) - c_{xx}(\dot{x}_1 + \dot{x}_2) - c_{yx}(\dot{y}_1 + \dot{y}_2) + m_1R\omega^2 \cos \omega t \quad (4)$$

$$m\ddot{y} = -k_{xy}(x_1 + x_2) - k_{yy}(y_1 + y_2) - c_{xy}(\dot{x}_1 + \dot{x}_2) - c_{yy}(\dot{y}_1 + \dot{y}_2) + m_1R\omega^2 \sin \omega t$$

$$I_1 \ddot{\alpha}_1 + I_p \omega \dot{\alpha}_2 = k_{xx}(x_2 l_2 - x_1 l_1) + k_{xy}(y_2 l_2 - y_1 l_1) + c_{xx}(\dot{x}_2 l_2 - \dot{x}_1 l_1) + c_{xy}(\dot{y}_2 l_2 - \dot{y}_1 l_1) + \frac{m_2 R \omega^2 l}{2} \sin(\omega t - \phi_u)$$

$$-I_1 \ddot{\alpha}_2 + I_p \omega \dot{\alpha}_2 = -k_{xx}(x_2 l_2 - x_1 l_1) - k_{xy}(y_2 l_2 - y_1 l_1) - c_{xx}(\dot{x}_2 l_2 - \dot{x}_1 l_1) - c_{xy}(\dot{y}_2 l_2 - \dot{y}_1 l_1) + \frac{m_2 R \omega^2 l}{2} \sin(\omega t - \phi_u)$$

$$I_p \dot{\omega} = 0$$

(5)

여기서, x, y 는 축 중심에 있는 좌표이고, x_1, y_1 과 x_2, y_2 는 각각 베어링1, 베어링2에 관한 좌표이다. 한편, 식 (4)와 식 (5)는 무차원 축의 운동 방정식 (6)과 같이 표현된다.

$$[\dot{V}] + [C][\dot{V}] + [K][V] = A \cos T + B \sin T \quad (6)$$

여기서, $V = [X \ A_1 \ Y \ A_2]^T$

$$\{A\} = [U_f - U_m \sin \phi_u \quad 0 \quad -U_m \cos \phi_u]$$

$$\{B\} = [0 \quad U_m \cos \phi_u \quad U_f \quad -U_m \sin \phi_u]$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 2K_{xx} & \frac{l_2 - l_1}{R} K_{xx} & 2K_{xy} & \frac{l_2 - l_1}{R} K_{xy} \\ (l_2 - l_1)K_{mxx} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} K_{mxx} & (l_2 - l_1)K_{mxy} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} K_{mxy} \\ 2K_{yx} & \frac{l_2 - l_1}{R} K_{yx} & 2K_{yy} & \frac{l_2 - l_1}{R} K_{yy} \\ (l_2 - l_1)K_{myx} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} K_{myx} & (l_2 - l_1)K_{myy} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} K_{myy} \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} 2C_{xx} & \frac{l_2 - l_1}{R} C_{xx} & 2C_{xy} & \frac{l_2 - l_1}{R} C_{xy} \\ (l_2 - l_1)C_{mxx} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} C_{mxx} & (l_2 - l_1)C_{mxy} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} C_{mxy} + G \\ 2C_{yx} & \frac{l_2 - l_1}{R} C_{yx} & 2C_{yy} & \frac{l_2 - l_1}{R} C_{yy} \\ (l_2 - l_1)C_{myx} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} C_{myx} - G & (l_2 - l_1)C_{myy} & \frac{l_2^2 + l_1^2}{R} C_{myy} \end{bmatrix}$$

또, $[C]$ 와 $[K]$ 는 각각 베어링의 무차원 감쇠 행렬과 강성 행렬이다. 일반적으로 이 계수들은 회전 모멘트, 감쇠, 비대칭적인 베어링의 성질에 의해 비대칭 행렬로 구성된다. 베어링의 강성계수를 변화함으로써, 동기진동인 병진모드와 원추모드의 2개의 공진 진동수를 고찰할 수 있다.

예압 P ,가 0.5일 경우 강성계수와 감쇠계수를 회전수의 함수로 표시하고, 무차원화 했던 식 (7)의 운동방정식에 대입하여 동기하는 진동수를 계산했다.

Fig. 5는 시스템의 고유주파수를 해석방법으로 계산하고, 강성계수와 회전속도에 의한 1차 및 2차 모드를 표시한다. 회전속도와 1차 및 2차 모드 주파수 곡선의 교점에서 공진이 일어난다. 강제모드의 공진이 발생하는 회전속도가 Fig. 5로부터 구해지고, 각각 약 11,760 rpm과 35,000rpm 이 되고 있다.

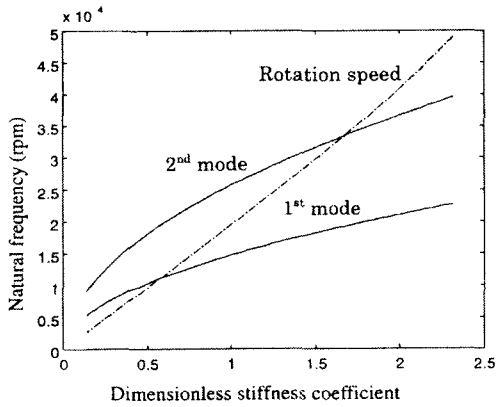


Fig. 5 Resonance frequency of 1st and 2nd rigid mode

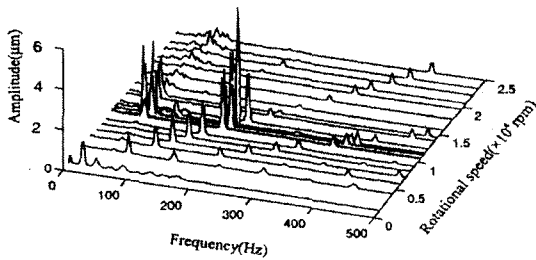


Fig. 6 Waterfall chart of frequency response of turbine shaft at UL gap sensor.(Experimental result)

Fig. 6에 표시한 것처럼 축의 회전수가 강성 모드의 고유진동수와 일치할 경우, 축의 진폭은 축과 진동모드의 공진에 의해 증가한다.

이와 같이 본 논문에서는 고속 회전체를 안정하게 운전할 수 있도록, 압전 액츄에이터에 의한 능동 공기 베어링을 제안하고, 동기 진동의 능동제어 방법을 다음과 같이 고찰한다.

3. 제어기 설계

본 연구는 진동계의 모달 해석과 PID 제어를 이용하여 진동요소를 효과적으로 제어하는 보상기를 설계하고, 그 위에 고속회전이 가능한 새로운 능동 공기 베어링을 제안하여, 제어방식과 기초적인 특성에 대해서 검토하였다. 식 (6)의 운동방정식을 표준 상태공간 방정식으로 표시하면 다음과 같다.

$$\dot{X}(T) = A \cdot X(T) + B_1 \cdot u(T) + B_2 \cdot w(T) \quad (7)$$

$$Y(T) = C \cdot X(T) + D \cdot u(T)$$

여기서, X 는 상태벡터, Y 는 측정된 출력, u 는 제어 입력, w 는 외란입력으로 식 (8)과 같다. 제어력은 2개의 적응형 압전 액츄에이터로 구성된 능동 공기베어링(active air bearing: AAB)으로부터 생성된다.

$$X(T) = [X \ A_1 \ Y \ A_2 \ \dot{X} \ \dot{A}_1 \ \dot{Y} \ \dot{A}_2],$$

$$Y(T) = [X_3 \ X_4 \ Y_3 \ Y_4],$$

$$A = \begin{bmatrix} O_{4 \times 4} & I_{4 \times 4} \\ -K_{4 \times 4} & -C_{4 \times 4} \end{bmatrix}, \quad B_2 = \begin{bmatrix} O_{4 \times 4} \\ I_{4 \times 4} \end{bmatrix},$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} K_{xx} & -K_{mxx}l_1 & 0 & 0 \\ O_{4 \times 4} & -K_{xx} \sin \alpha & -K_{mxx}l_1 \sin \alpha & -K_{yy} \cos \alpha & K_{myy}l_1 \cos \alpha \\ K_{xx} & 0 & -K_{mxx}l_2 & 0 & 0 \\ -K_{xx} \sin \alpha & -K_{mxx}l_2 \sin \alpha & -K_{yy} \cos \alpha & -K_{myy}l_2 \cos \alpha \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & -l_3/R & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -l_4/R & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & -l_3/R & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & -l_4/R & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (8)$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad w(T) = \begin{bmatrix} U_f \cos(T) \\ U_m \sin(T - \phi_u) \\ U_f \sin(T) \\ -U_m \cos(T - \phi_u) \end{bmatrix}$$

4. 진동제어 실험

고속 회전기계에 발생하는 동기 진동을 억제하기 위해서는 가능한 범위까지 한 축의 위험속도를 높게 하는 것이 제안되고 있으나, 여기에서는 새로운 접근 방법으로써 적층형 액츄에이터를 이용하여 패드의 반경 방향의 위치를 능동적으로 제어하였다. 적층형 압전 액츄에이터에 전압을 인가하여 신축 작용에 의해 패드와 축 사이의 간격을 능동적으로 조정할 수 있다. 본 연구는 적층형 압전 액츄에이터를 능동 공기 베어링의 액츄에이터로써 이용하는 것에 큰 장점을 가진다. Fig. 7은 능동 공기베어링의 모델로 3개의 틸딩 패드로 구성되며 그 중 1개는 고정하고, 남은 2개를 적층형 압전 액츄에이터로 구동한다. 축은 3개의 패드에 의해 압축성 공기를 통하여 비접촉으로 지지되고 적층형 압전 액츄에이터를 사용하여 능동 패드를 제어하는 것으로부터 x, y 방향으로 축을 제어한다.

Fig. 8은 본 연구에 이용한 공기 팽창기의 구성을 나타내며, 로터는 반경방향에 2개의 틸딩 패드 기체베어링으로 지지되고, 축 방향에는 정압 기체 베어링에 의해서 지지되고 있다. 로터 하단에는 구동용 터빈이 설치되어 있고, 상단에는 안정을 위한 브레이크용 터빈이 작동하고 있다. 양측의 터빈에 적절한 압력을 가진 압축 공기를 공급하면 로터를 회전시킬 수 있다. 4개의 갭 센서와 4개의 액츄에이터의 위치를 각각 LR(下右), LL(下左), UR(上右), UL(上左)로 구별한다. 여기서, LL과 UL의 센서는 y 방향의 변위를 측정하고, LR과 UR의 위치의 센서는 Fig. 1에 표시한 것처럼 x 방향의 변위를 측정한다. 그리고, LL과 UL 액츄에이터는 y 방향에, LR과 UR의 액츄에이터는 x 축과 30°의 각도로 설치되어 있다.

공기 베어링에 의한 고속 회전기계의 동기진동을 안정화하기 위해서 본 연구에서는 PID 제어법을 이용해서 능동제어를 하였고, 각 액츄에이터에 가한 제어입력은 다음과 같이 PID 제어법칙으로부터 계산하였다.

$$\frac{U(s)}{Y(s)} = K_p + K_d s + \frac{K_i}{s} = K_p \left(1 + T_d s + \frac{1}{T_i s} \right) \quad (9)$$

여기서, $Y(s)$ 는 센서 신호, $U(s)$ 는 제어입력, T_i 는 적분시간(= K_p/K_i), T_d 는 미분시간(= K_d/K_p)이다.

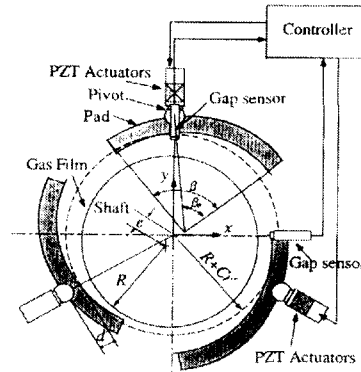


Fig. 7 Configuration of AAB

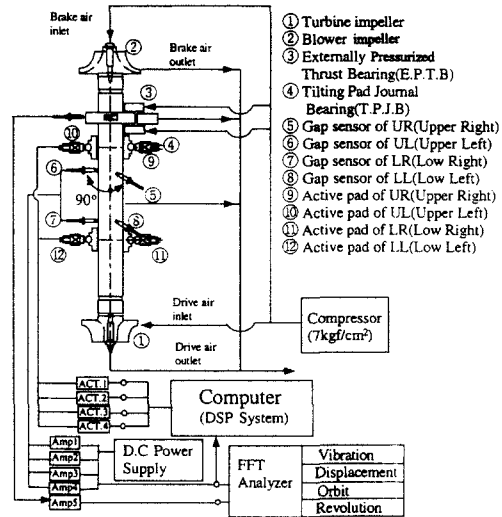


Fig. 8 Schematic diagram of the active control system

고속 회전기계의 동기 진동을 억제하기 위해서 각 위치의 액츄에이터에 제어 이득을 가해 진동 제어를 행했다. 그러나 본 연구에 이용하였던 액츄에이터는 120도 피치로 설치되어 있어서 x, y 방향을 독립적으로 제어하기는 어렵다.

우선 4개의 갭 센서로부터 얻었던 신호로부터 축 변위를 측정하고, UL 방향과 LL 방향의 센서는 UL 방향과 LL 방향의 액츄에이터의 설치 위치가 동일하기 때문에 직접 PID 제어이득을 가해 DC 제어 전압을 인가했다. UR 방향의 센서는 UR 방향의 액츄에이터와 30°의 각도로 설치되어 있어서 UL

과 UR 센서 신호로부터 좌표변환한 UR 액츄에이터의 위치에서의 변위를 구하고, 그 변위 신호에 PID 제어이득을 가해, UR 액츄에이터에 전압을 인가했다. 피봇의 내부에 설치했던 적층형 압전 액츄에이터에 DC 전압을 인가하면, 능동 패드의 위치가 변화하는 것으로부터 베어링의 간격이 변화되어서 미소 위치제어가 가능하게 된다.

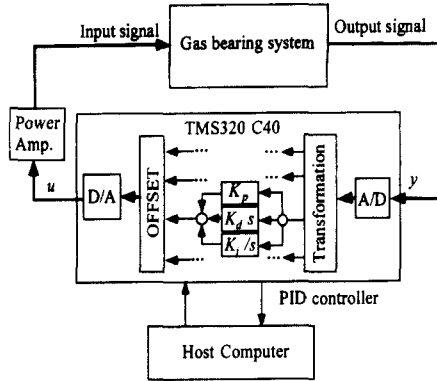


Fig. 9 Schematic diagram of the active control system

Fig. 9은 능동 패드를 장착한 제어실험 시스템의 구성도이다. 분해능 $0.5 \mu\text{m}$ 인 와진류식 초소형 갭 센서로부터 축 변위를 측정하고, 센서 신호는 샘플링 주기 $12 \mu\text{sec}$ 로 A/D 변환기를 통하여, 제어보드(dSPACE사 1102)에 인가된다. 계산된 제어 출력은 D/A 변환기와 전압증폭기를 통하여 압전 액츄에이터에 인가된다. 적층형 압전 액츄에이터는 응답성이 좋고, 발생력도 크기 때문에, 하중변화 및 온도변화와 원심력 등에 대해서도, 패드의 위치를 고속으로 제어할 수 있다. 따라서, 축이 고속으로 회전하여도, 패드의 위치를 제어하여 터빈 축의 공진 주파수 진폭을 능동적으로 감소시킬 수 있다.

5. PID 제어 결과 및 고찰

Fig. 10은 1차 고유진동수 11,760 rpm 으로 회전할 경우, PID 제어를 사용하여 각 갭 센서에서의 축변위와 제어입력의 시간응답을 표시한 시뮬레이션 결과이다. 시행착오를 거쳐 Fig. 4에 보여진 것처럼 LL, LR의 액츄에이터 위치가 최적이 될 수 있도록 미분이득 $K_d = 0.01$, 적분이득 $K_i = 0.001$, 비례이득 $K_p = 70$ 으로 정하고, UL 액츄에이터에 $K_d =$

0.01 , $K_i = 0.001$, $K_p = 150$, UR 액츄에이터에는 $K_d = 0.01$, $K_i = 0.001$, $K_p = 100$ 으로 할 때 제진효과가 현저히 나타났으며, 진폭은 약 60% 감소하였다.

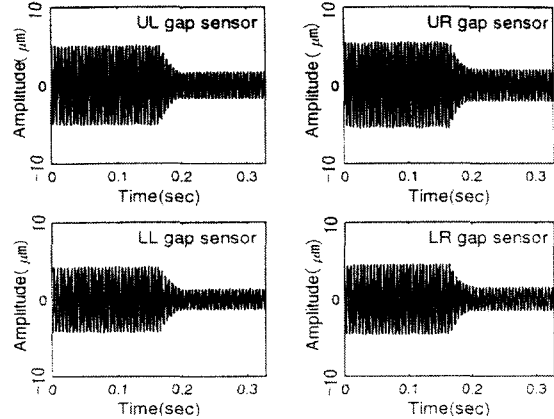


Fig. 10 Time response of the shaft with PID controller (Simulation).

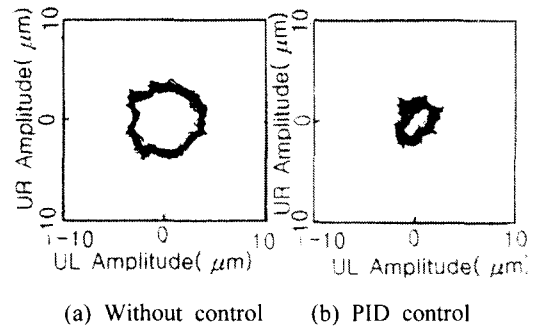


Fig. 11 Response of shaft orbits at 11760 rpm (Experiment).

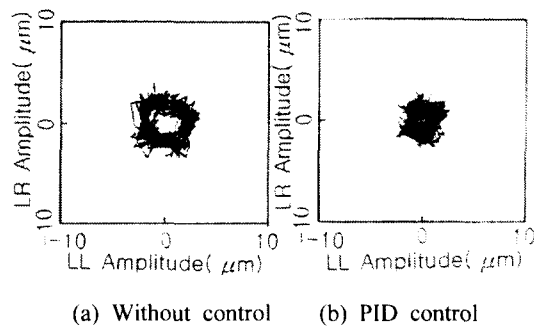


Fig. 12 Response of shaft orbits at 11760 rpm (Experiment).

Fig. 11과 Fig. 12는 축이 1차 공진 주파수인 11,760 rpm으로 회전할 경우, 제어를 한 경우와 제어를 하지 않을 경우의 실험에 의한 리사주 도형을 표시하고 있다. LL, LR의 액츄에이터의 이득은 시물레이션에서 얻은 값을 정하고, UL과 UR 위치의 제어이득을 튜닝함으로써 실험적으로도 UL과 UR 갭센서로부터 축의 진폭이 61.5% 감소하였고, 축이 공진주파수로 회전할 경우 194Hz의 동기진동의 성분이 현저히 안정하게 되는 것을 알 수 있었다.

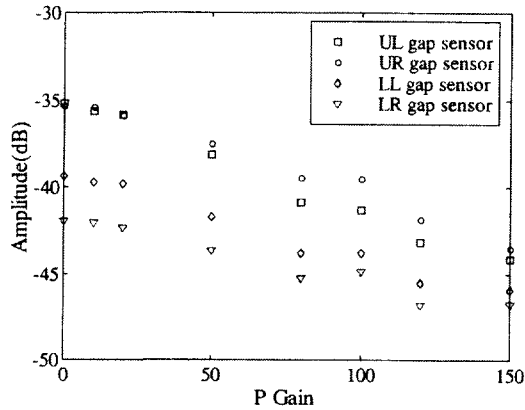


Fig. 13 Amplitude of shaft using PID controller

Fig. 13은 PID제어기를 튜닝해서 얻은 비례이득 K_p 에 대한 축 진폭을 나타내고 있다. 축의 1차 공진주파수 11,760rpm으로 회전할 경우, PID 제어법을 기초로한 피드백 제어의 실험을 행했을 경우 UL, UR의 갭센서에서의 축의 진폭이 10dB 감소하고, LL, LR갭센서 위치의 진폭은 7dB 감소하는 결과를 얻었다. 이 결과로부터, 새로 제작한 능동 공기베어링은, 제어 이득을 적절히 설정함으로써 고속 회전기계의 동기 진동을 유효하게 억제할 수 있었다.

6. 결 론

본 논문은 TPGB에 의한 로터 베어링 시스템의 동기 진동의 거동을 압전 액츄에이터에 의해 능동적으로 제어하고, 공기 베어링의 능동화 방법을 제안했다. 강체모드의 진동을 억제하기 위해서 PID 제어로 동기 진동 성분을 감소시켰다. 따라서 PID 제어의 이득값을 적절히 설정해서, 압전 액츄에이

터를 구동함으로써 동기진동이 현저히 감소하는 것을 실험으로 확인했다. 이로부터 공기베어링을 능동화하여 고속으로 회전하는 공기 베어링이 가능하다는 것을 확인할 수 있었고, 앞으로 소형 회전기계의 고속화 및 고성능화에 대한 기대효과가 크다.

참고문헌

1. Eusepi M. W., and Wilcock D. F., "A New Hydrodynamic Gas Bearing Concept," Transactions of the ASME, Vol. 110, pp. 614-620, 1988.
2. Heshmat H., "Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearing: High Speed and Load Capability," J. of Tribology, Vol. 116, pp. 287 -294, 1994.
3. Garner D. R., Lee C. S., and Martin F. A., "Stability of Profile Bore Bearings: Influence of Bearing Type Selection," Tribology International, Vol. 13, pp. 204-210, 1980.
4. A. B. Palazzolo, et al, "Hybrid Active Vibration Control of Rotor Bearing Systems Using Piezo-actuator," J. of Vibration and Acoustics., Vol. 135, pp. 115-111, 1993.
5. Horikawa, and A. Shimokohbe, "An Active Air Bearing," JSME, Int. Journal, Vol. 33, No. 1, pp. 55- 60, 1990.
6. 권대규, "틸딩 패드 기체 베어링을 이용한 로터계 자력진동의 능동제어," 한국정밀공학회지, Vol. 18, No. 2, pp. 119-125, 2001.
7. T. K. Kwon, et al, "Active Control of Self-Excited Vibrations for a High-Speed Rotating Machinery," Proceedings of Proceedings of the 4th APCCM, pp. 288-293, 9-12, July 2000.