# 회전체 진동 감소를 위한 마그네틱 댐퍼의 설계 및 응용

김영배* · 이형복** · 이봉기***

(1999 년 3 월 4 일 접수)

# Design and Application of Magnetic Damper for Reducing Rotor Vibration

Young Bae Kim, Hyeong Bok Yi and Bong Ki Lee

**Key Words :** Magnetic Damper(마그네틱 댐퍼), Rotor Active Control(회전체 능동제어), DSP Control(DSP 제어), Oil Bearing(유압 베어링), Curve Fitting(곡선 추적)

## Abstract

In this study, active control magnetic actuator for reducing vibration of rotor system is performed. Identification, modeling, simulation, control system design, and evaluation of active magnetic damper system have been researched. Power amplifier modeling, connected magnetic actuator and augmented by system identification, is included to establish a magnetic damper simulation which provides close performance correspondence to the physical plant. A magnetic actuator, digital controller using DSP(Digital Signal Processor), and bipolar operational power supply/amplifiers are developed to show the effectiveness of reducing rotor vibration. Also the curve fitting procedure to obtain the transfer function of frequency dependent components is developed. Two kinds of test are executed as sliding and oil bearing. Results presented in this paper will provide a well-defined technical parameters in designing magnetic damper system for the proposed rotor.

## 1. 서 론

고속으로 회전하는 대부분의 터보기계 들은 (가스 터빈, 제트 엔진, 펌프, 압축기 등) 진동에 의해 시스템이 교란되는 경향이 있다. 가장 위험한 진동 형태인 회전체의 원주방향 진동은 질량의 불평형, 어긋난 조립, 회전체와 고정자의 접촉, 내부 마찰, 전자기계의 전자력, 느슨한 부품들과 베어링에서 발생한 유압등에 의해 생긴다. 회전체를 불안정하게 하는 이러한 인자들을 제거하는 것이 진동을 제어하는 가장 좋은 방법이다. 과거에는 회전체의 진동을 줄이기 위해 정확한 무게균형과 안정한 오일 윤활 베어링 또는 Anti-Swirl 장치를 사용하는 것과 같은 수동적인 방법으로써 일반적인 진동발생 인자들을 제거하거나 감소시켰다.[1] 반면 최근에는 능동적인 회전체의 진동제어가 이루어지고 있는데, 능동제어의 이점은 정상적인 운전상황에 영향을 미치지 않고 필요한 때에 감쇠효과와 강성 또는 다른 인자들을 제공한다는 것이다. Nikolajsen 등[2]은 마그네틱 댐퍼를 사용하여 긴 추진축의 진동제어에 적용하였다. 그들의 업적은 최적의 댐퍼 설계와 댐퍼 위치를 찾는 데에 공헌을 하였으며, 그 후 Gondhalekar 등[3]에 의하여 발전을 계속하였다. 한편 Burrow[4]와 Sahinkaya[5]는 전자기 마그네틱 댐퍼를 오일 베어링 진동 감소에 적용 하였고, 이에 의하여 회전체 첫번째 모드에서 90%정도의 진동 감소를 얻은 것으로 보고되었다. Allaire 등[6]은 축 중앙에 댐퍼를 설치하고 몇 개의 디스크를 갖는 회전체 시스템 진동 감소를 얻을 수 있었으며, Kasarda 등[7]은 세 개의 마그네틱 댐퍼를 사용하여 75% 정도의 진동 감소를 얻을 수 있었다. 그러나 이들의 방법은 주로 아날로그 제어기를 사용하여 실험을 수행 하였고 디지털 제어기를 사용한 마그네틱 댐퍼의 연구는 그다지 많이 진전 되지 않고있다. 본 연구에서는 전자기력을 이용하여 액추에이터와 구동 앰프를 제작하고, DSP를 사용한 디지털 제어기를 구현하였다. 또한 주파수에 의존하는 요소들의 전달

* 회원, 전남대학교 기계공학과
** 회원, 순천제일대학 차량기계과
E-mail : ybbok@first.suncheon.ac.kr
TEL : (0661)740-1318 FAX : (0661)742-3027
*** 한국전력㈜

함수를 구하기 위하여 프로그램을 작성하고 실험과 비교하여 그 유용성을 검증 하여 마그네틱 댐퍼의 설계기준을 제시 하였다.

## 2. 마그네틱 댐퍼의 설계

본 연구에서 제작한 마그네틱 댐퍼를 Fig. 1에 나타내었다. 마그네틱 댐퍼는 모두 8개의 폴(pole)로 구성되어 있고 2개의 폴이 한 쌍을 이루어 상하좌우에 각각 한 개씩 총 4개의 자기회로로 구성된다. 전자석과 디스크에 형성된 힘은 전자석과 디스크사이의 거리와 전자석 코일에 흐르는 전류와의 함수이며 비선형이다.

일반적으로 회전체 중심 축에 대한 미소변위에 대한 힘의 변화인 위치강성($K_q$:Position Stiffne- ss)과 전류의 미소변화에 대한 힘의 변화인 전류강성($K_{iq}$:current stiffness)을 유도하면 식 (1), 식 (2)와 같다.[9]

$$K_q = -\frac{\Delta F}{\Delta q} = -\frac{2\mu_g A_g N^2 i_s^2}{c^3} \tag{1}$$

$$K_{iq} = -\frac{\Delta F}{\Delta i} = -2\frac{\mu_g A_g N^2 i_s}{c^2} \tag{2}$$

Perturbation 방법을 전류와 간극에 대해 사용하여 2개의 전자석과 디스크에 작용하는 힘을 구하면 다음과 같다.

$$F_q = \frac{\mu_g A_g N_l^2 i_{ls}^2}{c^2} - \frac{\mu_g A_g N_r^2 i_{rs}^2}{c^2} + \frac{2\mu_g A_g N_l^2 i_{ls}^2}{c^3}\Delta y + \frac{2\mu_g A_g N_r^2 i_{rs}^2}{c^3}\Delta y + \frac{\mu_g A_g N_l^2 i_{ls}}{c^2}\Delta i + \frac{\mu_g A_g N_r^2 i_{rs}}{c^2}\Delta i \tag{3}$$

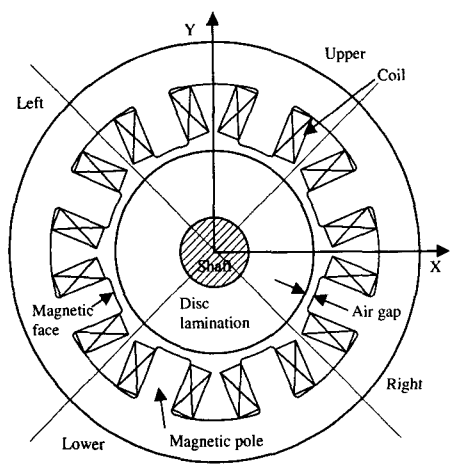



**Fig. 1** Schematic diagram of magnetic damper

따라서 한 쌍의 전자석에 대한 위치강성과 전류강성은 다음과 같은 식이 된다.

$$K_q = -\frac{2\mu_g}{c^3}\left[A_l N_l^2 i_{ls}^2 + A_r N_r^2 i_{rs}^2\right]$$
$$K_{iq} = -\frac{2\mu_g}{c^2}\left[A_l N_l^2 i_{ls} + A_r N_r^2 i_{rs}\right] \tag{4}$$

전자석과 디스크는 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 곡면이므로 전자력, 위치에 대한 강성과 전류에 대한 강성을 곡면에 맞게 보정해 주어야 한다. 즉 정상상태에서의 실제적인 힘과 강성을 기하학적 보상 계수를 사용하여 정리하면 식 (5)와 같이 표시된다.

$$F_{qs} = \alpha_g (F_{ls} + F_{rs}) = \alpha_g \frac{\mu_g}{c^2}\left(A_l N_l^2 i_{ls}^2 - A_r N_r^2 i_{rs}^2\right)$$
$$K_q = -\frac{2\alpha_g \mu_g}{c^3}\left(A_l N_l^2 i_{ls}^2 + A_r N_r^2 i_{rs}^2\right) \tag{5}$$
$$K_{iq} = -\frac{2\alpha_g \mu_g}{c^2}\left(A_1 N_1^2 i_{1s} + A_2 N_2^2 i_{2s}\right)$$

위의 식들을 바탕으로 마그네틱 댐퍼를 설계하

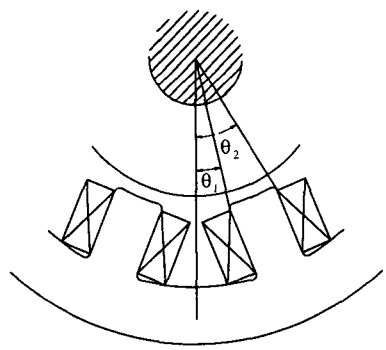
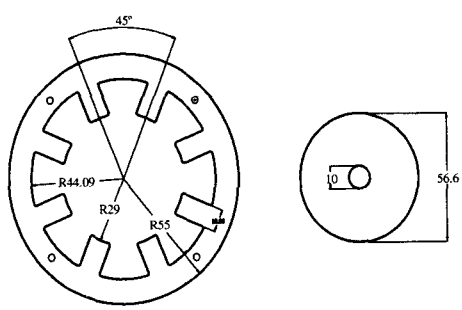



**Fig. 2** Geometric configuration between magnetic core and disk lamination




(a) Magnetic core (b) Disk lamination

**Fig. 3** Structure of magnetic damper

였는데, 마그네틱 엑츄에이터는 자기력을 발생시키는 스테이터(stator)와 디스크로 구성되어 있고 이를 Fig. 3에 도시하였다. 본 연구에서는 회전체의 최대 회전 속도를 10,000 rpm으로 선정하였고 디스크는 S45C 강(steel)으로 제작하였다. 또한 와전류(eddy current)에 의한 손실을 막기위해 전자석의 코어는 0.35 mm의 규소강판을 적층시켜 제작하였다. Table 1에 댐퍼 용량에 영향을 미치는 매개변수와 제작된 댐퍼의 사양을 나타내었다.

구동 앰프는 코일에 전류를 공급하는 역할을 하며 제작의 편리함을 위하여 Power Operational Amplifier 를 사용하였다. 사용된 구동앰프는 AMT(Apex Micro Technology)사 의 PA12모델을 사용하였다. 앰프는 전압을 입력으로 하고 출력을 전류로 하는 VCCS(voltage controlled current sources)형으로 구성하였다. Fig. 4은 제작된 앰프의 기본 회로이고 Table 2는 제작된 앰프와 마그네틱 댐퍼의 전기적 특성이다.

**Table 1** Specification of magnetic damper

| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Area of one pole ($mm^2$) | 220 | Mass ($kg$) | 1.2 | Maximum centrifugal force (N) | 98.7 |
| Coil turns | 250 | Maximum Eccentricity ($mm$) | 0.5 | Maximum current (A) | 4 |
| Clearance ($mm$) | 0.7 | Maximum whirl speed (rpm) | 2,500 | Maximum magnetic force (N) (h=1.2mm) | 192.0 |

**Table 2** Amplifier and magnetic damper Characteristics

| Magnetic pole | Inductance (mH) | Amplifier | Input voltage ($\pm V$) | Max. output current ($A_{p-p}$) |
|---|---|---|---|---|
| Up | 11.153 | Up | 30 | 4 |
| Bottom | 12.260 | Bottom | 30 | 4 |
| Left | 11.128 | Left | 30 | 4 |
| Right | 11.570 | Right | 30 | 4 |

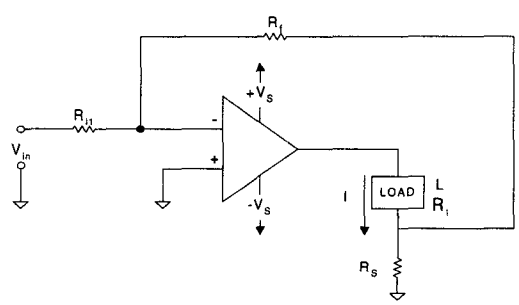



**Fig. 4** Basic circuit for amplifier

## 3. 시스템 모델링

본 연구에서 마그네틱 댐퍼는 회전체의 수평, 수직 방향에 대한 제어를 하므로 2자유도 문제이다. 이를 각각 분리된 1자유도 모델로 축약 시켜 각각의 자유도에 대해 독립적으로 제어기를 설계하였다. 선형화 된 전자기 힘과 2자유도 문제를 독립적으로 분리된 1자유도로 분리하면 다음과 같은 2차 선형 미분 방정식을 얻을 수 있다.

$$M\ddot{q} - K_q q = K_{iq} i_q \tag{6}$$

여기서,

$q = [x \quad y]^T$, $M = \begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix}$ $K_q = [K_x \quad K_y]^T$, $K_{iq} = [K_{ix} \quad K_{iy}]^T$ 이다. 또한 $i_{x3s}, i_{x4s}$는 평형상태에서 x 방향의 전자석에 흐르는 전류, $i_{y1s}, i_{y2s}$는 평형상태에서 y 방향의 전자석에 흐르는 전류이다. 코일에 흐르는 bias 전류는 $i_{y1s} = 0.28A$, $i_{y2s} = 0.24A$, $i_{x3s} = i_{x4s} = 0.26A$ 이다. 이를 입력 전류에 대한 변위의 전달함수의 형태로 표시하면 다음과 같다. 센서는 회전체의 위치를 전압으로 변환한다.

$$\frac{q(s)}{i_q(s)} = \frac{-K_{iq}}{(Ms^2 + K_q)} \tag{7}$$

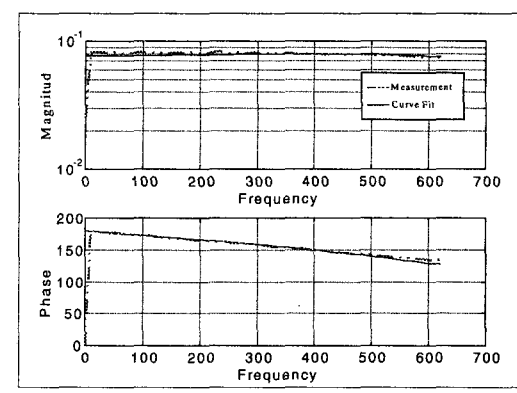



**Fig. 5** Comparison of transfer function between magnetic amplifier and curve fit for upper magnetic damper

앰프의 전달함수는 앰프의 입력단에 White Noise를 인가하고 출력단에서 전류를 검출하여 입력전압에 대한 출력전류의 주파수 응답 데이터를 측정하고 측정된 데이터를 Curve Fit하여 전달함수를 구하였다. Fig. 5는 위쪽의 전자석과 앰프의 전달함수 분자의 차수는 1차, 분모의 차수는 2차로 했을 때 측정 값과 Curve Fit 하여 얻은 전달함수를 비교한 것이다. 운전 영역에서 잘 일치함을 알 수 있다. 이와 같은 방법으로 상하좌우 4개의 전달함수를 구하였고 모두 잘 일치하고 있었다.

전자기 시스템은 주파수에 따라 특성이 달라지는 궤환 요소를 가지고 있다. 이러한 요소들의 동적인 특성은 전달함수 형태로 표시할 수 있으며 실험 자료를 curve fitting 하여 복소수 형태의 다항식의 비로 나타낼 수 있다. 각 요소에 대한 주파수 응답 함수는 각각의 입력 단에 white noise를 인가하고 입력에 대한 출력의 전달함수를 측정하면 된다. 본 연구에서 사용한 전달함수 측정 장비는 DP(Data Physics) 사의 DS420 모델을 사용하였다. 측정된 주파수 응답함수는 $G^*(s_i)(s_i = j\varpi_i)$이며 복소수이다. 전달함수를 다음과 같이 가정한다.

$$G(s)=\frac{a_0+a_1 s+a_2 s^2+\cdots+a_m s^m}{1+b_1 s+b_2 s^2+\cdots+b_n s^n} \tag{8}$$

분자, 분모의 Order는 경험에 의해 선정한다. 가정한 전달함수의 오차는 식 (9)와 같이 나타낼 수 있고, 분자는 식 (10)과 같이 전개된다. 여기서 $i=1,2,\ldots,l$ ($l$= 측정한 주파수의 총 개수)이다. 또한 식 (9)를 매트릭스 형태로 표시하면 식 (11)과 같이 표현된다.

$$\varepsilon_i=\frac{E_i}{D_i}=G(s_i)-G^*(s_i)=\frac{a_0+a_1 s_i+a_2 s_i^{\,2}+\cdots+a_m s_i^m}{1+b_1 s_i+b_2 s_i^{\,2}+\cdots+b_n s_i^{\,n}}-G^*(s_i) \tag{9}$$

$$E_i=a_0+a_1 s_i+\cdots+a_m s_i^m-G^*(s_i)(1+b_1 s_i+b_2 s_i^{\,2}+\cdots+b_n s_i^n) \tag{10}$$

$$E_{l\times 1}=A_{l\times(m+n+1)}B_{(m+n+1)\times 1}-G^*_{l\times 1} \tag{11}$$

가중함수(Cost function)를 식 (12)와 같이 정의하고 이 식에 대한 least square minimized 조건은 식 (13)과 같다.

$$J=\frac{1}{2}E^T_{1\times l}E_{l\times 1} \tag{12}$$

$$\frac{\partial J}{\partial B}=0 \tag{13}$$

식 (13)을 전개하면 식 (14)와 같이 되고 다시 정리하여 간단하게 하면 식 (13)의 해는 식 (15)와 같이 된다.

$$\frac{\partial J}{\partial B}=\frac{1}{2}\left\{E^T\frac{\partial E}{\partial B}+E^T\frac{\partial E}{\partial B}\right\}$$

$$\begin{aligned}&=E^T\left\{A_{l\times(m+n+1)}I_{(m+n+1)\times(m+n+1)}\right\}\\&=\left\{A_{l\times(m+n+1)}B_{(m+n+1)\times 1})^T-G^{*T}_{1\times l}\right\}\left\{A_{l\times(m+n+1)}\right\}\\&=(A_{l\times(m+n+1)}B_{(m+n+1)\times 1})^T A_{l\times(m+n+1)}-G^{*T}_{1\times l}A_{l\times(m+n+1)}=\left[0_{1\times(m+n+1)}\right]\end{aligned} \tag{14}$$

$$\left(A^T AB\right)_{(m+n+1)\times 1}=\left(\mathrm{Re}(A^T G^*)\right)_{(m+n+1)\times 1}\ (\mathrm{Re}:\ 실수부분) \tag{15}$$

여기서

$$A_{l\times(m+n+1)}=\begin{bmatrix}1 & s_1 & \cdots & s_1^m & -G_1^* s_1 & -G_1^* s_1^2 & \cdots & -G_1^* s_1^n\\ & & & & \vdots & & & \\ 1 & s_i & \cdots & s_i^m & -G_i^* s_i & -G_i^* s_i^2 & \cdots & -G_i^* s_i^n\\ & & & & \vdots & & & \\ 1 & s_l & \cdots & s_l^m & -G_l^* s_l & -G_{l1}^* s_l^2 & \cdots & -G_l^* s_l^n\end{bmatrix}$$

$$B_{(m+n+1)\times 1}=\begin{Bmatrix}a_0\\a_1\\\vdots\\a_m\\b_1\\b_2\\\vdots\\b_n\end{Bmatrix}\qquad G^*_{l\times 1}=\begin{Bmatrix}G^*(s_1)\\G^*(s_2)\\\vdots\\G^*(s_i)\\\vdots\\G^*(s_l)\end{Bmatrix} \tag{16}$$

지금까지는 분자의 오차만을 감소 시키는 과정이므로 실제의 오차를($\varepsilon_i$) 줄이기 위해서 분모 항을 첨가 시켜 반복적인 방법을 사용하여야 한다. $D_1$은 1번째 반복에서 구한 것으로 다음과 같다.

$$D_L(s_i)=1+b_{L1}s_i+b_{L2}s_i^2+\cdots+b_{Lm}s_i^n \tag{17}$$

여기서 $b_{L1}, b_{L1}, \cdots, b_{Ln}$ = L 번째 반복에서 구한 $b_i$이며 위의 루틴으로 구한 앰프의 전달함수를 Table 3에 나타내었다.

**Table 3** Transfer function of amplifier

| Amplifier | M | N | $a_m$ | $b_n$ |
|---|---|---|---|---|
| Up | 1 | 2 | $a_1$ = -5.85e-6<br>$a_0$ = -7.72e-2 | $b_2$ = 4.13e-8<br>$b_1$ = 2.56e-4 |
| Down | 1 | 2 | $a_1$ = -9.01e-6<br>$a_0$ = -7.68e-2 | $b_2$ = 4.98e-8<br>$b_1$ = 3.28e-4 |
| Left | 1 | 2 | $a_1$ = -1.99e-5<br>$a_0$ = -7.66e-2 | $b_2$ = 7.33e-8<br>$b_1$ = 4.17e-4 |
| Right | 1 | 2 | $a_1$ = -4.77e-6<br>$a_0$ = -7.30e-2 | $b_2$ = 4.08e-8<br>$b_1$ = 2.66e-4 |

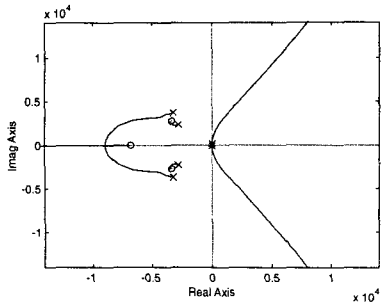



**Fig. 6** Root locus of open loop system

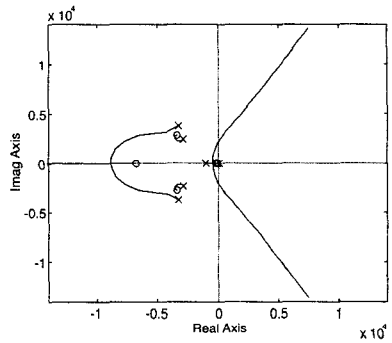



**Fig. 8** Root locus of closed loop system

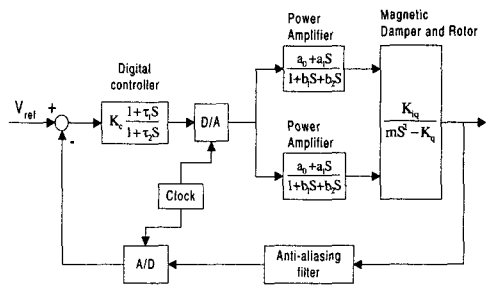
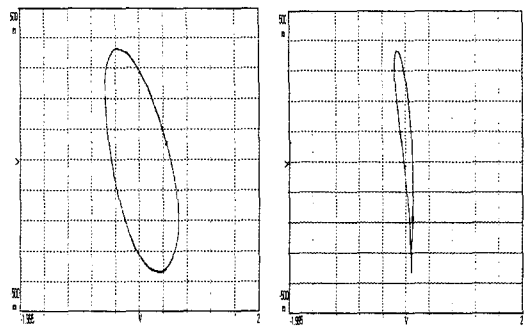



**Fig. 7** Block diagram of magnetic damper controller



(a)Without controlled (b) Controlled

**Fig. 9** Orbit plot of Rotor-Damper system supported by journal bearing at 1500 rpm.

## 4. 제어시스템과 실험장치

제어 시스템은 회전체의 위치를 측정하는 센서, 이 신호를 디지털로 변환하고 구현된 제어기에 따라 처리하여 다시 아날로그신호로 변환 시키는 DSP와 DSP의 제어 전압 신호를 받아서 마그네틱 댐퍼에 전류를 공급해주는 앰프(Power Amplif- ier)로 구성되었다. 본 연구에서 DSP는 TI (Te- xas Instruments)사의 TMS320 C40 CPU를 채용한 보드를 사용하였다. 개루프 시스템에 대한 전달함수는 각각 다음과 같이 표현된다. 먼저 댐퍼의 입력전류(ampere)와 회전체 변위 사이(meter)의 전달함수는 다음과 같다.

$$\frac{X(s)}{I_x(s)}=\frac{28.1162}{s^2-102.1917^2}\quad\frac{Y(s)}{I_y(s)}=\frac{28.1162}{s^2-102.4936^2} \tag{18}$$

변위와 센서 출력 전압 사이의 전달함수는 식 (19)와 같고, 앰프 입력 전압과 앰프 출력 전류 사이의 전달함수는 식 (20)과 같다.

$$V_y=3022.7Y\,,V_x=3436.7X \tag{19}$$

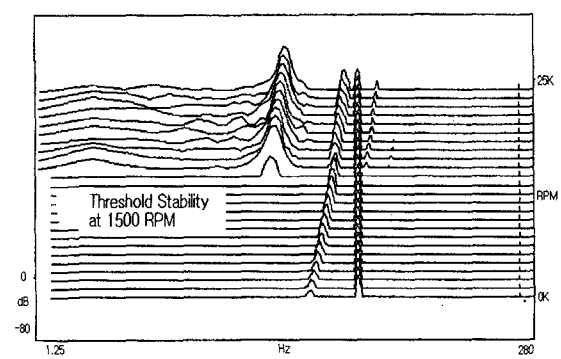
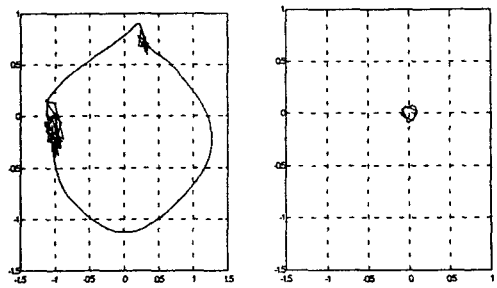



**Fig. 10** Water fall plot of Rotor-Damper system supported by oil bearing

$$\frac{I}{V}=\frac{a_0+a_1S}{1+b_1S+b_2S^2} \tag{20}$$

식 (7)은 수평 방향에 대한 시스템의 운동 방정식과 앰프를 결합한 개루프 시스템의 근 궤적을 나타 내었다. 폴(pole)이 s 평면의 오른 쪽에 존재하므로 개루프 시스템은 불안정하며 단순히 게인(gain)을 조정하여 시스템을 안정화 시킬 수 없다.



(a) Uncontrolled (b) Controlled

**Fig. 11** Orbit plot of Rotor-Damper system at 1700 rpm supported by oil bearing

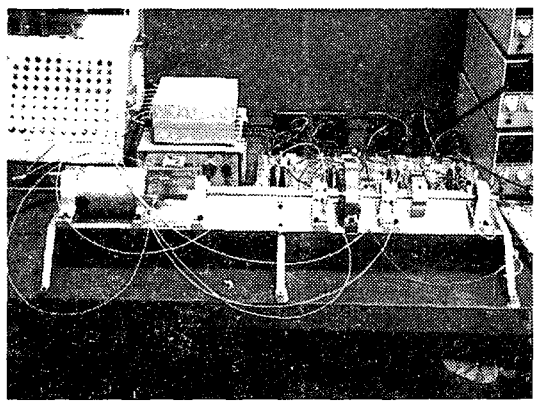


**Fig. 13** Experimental setup for oiless bearing test

개루프 시스템이 불안정하므로 RHP상의 첫번째 폴의 영향을 제거하기 위하여 제어기의 영(zero)점을 원점과 왼쪽 첫번째 폴 사이에 위치시키는 리드제어기를 선정하였다. 제어기의 폴은 영의 10배가 되게 선정하였고 전달함수는 식 (21)과 같다.

$$G(s) = K_c \frac{s+100}{s+1000} \tag{21}$$

Fig. 7과 같은 폐루프 시스템을 구성하고 이에 대한 근궤적을 Fig. 8에 나타내었다. 보상기의 게인은 시행착오를 통해 100으로 선정하였다.

디지털 제어기는 갭 센서에서 받은 회전체의 위치 정보를 디지털로 변환하고 이 신호를 구현된 제어법칙에 의거하여 계산한 후 앰프의 입력 단에 제어 전압을 출력한다. 센서에 입력된 회전체의 위치 정보는 A/D 변환기를 통해 디지털로 변환되고 이 디지털 신호를 구현된 제어기를 이용해 계산한 후 D/A 변환기를 통해 앰프 입력 단의 분리회로에 아날로그 제어 신호를 공급한다. 디지털 제어기는 아날로그 제어기를 먼저 설계한 후 디지털 제어기로 변환하는 방법을 사용하였다. 이러한

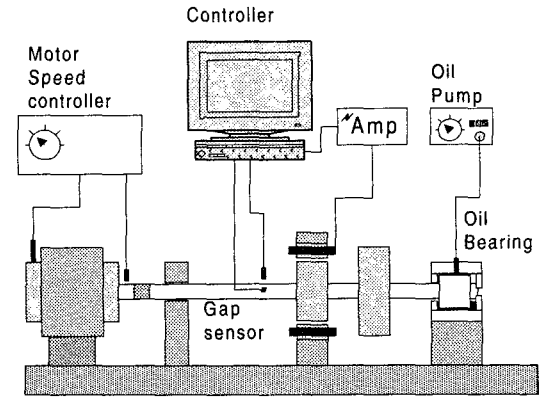



**Fig. 12** Configuration diagram for magnetic damper control system

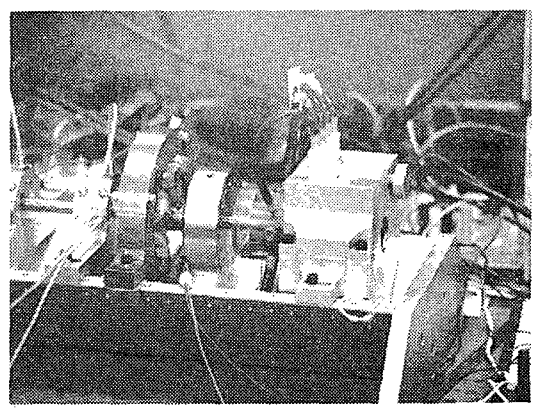


**Fig. 14** Experimental setup for oil bearing test

과정은 아날로그 제어기와 디지털 제어기 사이에 주파수 응답부분이 정확히 일치하지 않으나 Z 영역에서 디지털 제어기를 설계함으로써 생기는 오차를 줄일 수 있다. 식 (21)을 ZOH(Zero Order Holder) 방법을 사용하고 샘플링 주파수를 20kHz로 선정하여 디지털 제어기로 변환하면 다음과 같다.

$$G(z) = \frac{100.0000 - 99.5123z^{-1}}{1.0000 - 0.9512z^{-1}} \tag{22}$$

디지털 제어기는 위의 식을 계산하는 C프로그램을 작성하여 DSP에서 계산되도록 하였다. 여기서 회전체는 rigid rotor로 가정하여 시스템을 시뮬레이션 하였다.

## 5. 실험결과

실험은 무윤활 베어링, 오일베어링 지지를 받는

두 가지 경우에 대하여 실험을 하였다. 이때 사용한 회전체의 크기는 직경 10mm, 길이 780mm의 축과 직경 57mm, 두께 15mm의 디스크를 갖는 시스템으로 구성되어졌다. Fig. 13, Fig. 14, Fig. 15는 실험장치 구성도를 나타낸 것이다.

Fig. 9는 무윤활 베어링 지지를 받는 회전체-댐퍼 시스템에 대해 제어를 한 경우와 하지 않은 경우에 대한 것으로 Fig. 9는 1500rpm에서 궤도를 그린 것이다. 이그림의 경우는 한쪽 방향 즉 x 방향만 제어한 겨우를 보여준 것이다. Fig. 10과 Fig. 11은 한쪽은 무윤활 베어링, 다른 쪽은 오일베어링 지지를 받는 회전체-댐퍼 시스템에 대해 제어를 한 경우와 하지 않은 경우에 대한 것으로 Fig. 10은 0rpm부터 2500rpm까지 100rpm 간격으로 주파수 분석을 한 것이다. Fig. 11은 1700rpm에서 궤도를 그린 것이다. 두 경우 모두 제작된 마그네틱 댐퍼에 의해 회전체에서 발생하는 진동을 효과적으로 억제함을 알 수 있었다. 특히 오일베어링의 경우 1500rpm에서 whirl이 발생하였으나 댐퍼를 사용해 제어를 하면 이러한 현상을 억제하고 회전속도도 2500rpm이상까지 확장함을 알 수 있었다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 회전체의 진동 제어를 위해 마그네틱 댐퍼 시스템을 설계 제작하였다. 적절한 댐퍼의 용량을 결정하기 위한 매개변수를 제시하였다. 주파수에 의존하는 요소의 전달함수를 구하기 위해 반복적인 방법으로 전달함수를 구하는 루틴을 개발하였다. 마그네틱 댐퍼의 유용성을 검증하기 위해 무윤활 베어링과 오일 베어링의 지지를 받는 실험장치를 구성하였다.

마그네틱 댐퍼 시스템은 전자력을 발생시키는 액추에이터와 액추에이터 구동 앰프와 제어기로 구성된다. 또한 제어기는 고속 연산이 가능한 DSP를 사용한 디지털 제어기를 구현하여 유연하지 못한 아날로그 제어기의 한계를 극복하였다. 실험결과 제작된 마그네틱 댐퍼 시스템은 2,000rpm내에서 발생하는 진동을 효과적으로 감소시킴을 알 수 있었다. 특히 오일 베어링은 1500rpm에서 whirl이 발생하였으나 댐퍼를 사용해 이러한 현상을 억제 시키고 회전 속도를 2000rpm 이상까지 확장할 수 있었다.

## 참고문헌


(1) Muszynska, A., 1988, "Rotor Active Anti-swirl Control," *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, ASME,* Vol.110, pp. 143~150.

(2) Nikdajsen, J., Holmes, R., and Gondhalekar, V., 1979, "Investigation of an Electromagnetic Damper for Vibration Control of a Transmission Shaft," *ImechE,* pp. 331~336.

(3) Gondhalekar, V. and Holmes, R., 1984(may) "Design of an Electromagnetic Bearing for the Vibration Control of a Flexible Transmission Shaft," *Rotor Dynamic Instability Problems, in High Performance Turbo-machinery, Texas A&M University.*

(4) Burrows, C.R., Sahinkaya, M., and Clements, S., 1987(sep), "Electro-magnetic Control of Oil Film Supported Rotor Using Sparse Measurements," *Rotating Dynamics, ASME Publication,* pp. 127~132.

(5) Sahinkaya, M., and Burrows, C.R., 1985, "Control of Stability and Synchronous Vibration of a Flexible Rotor Supported on Oil-Film Bearings," *ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Controls,* Vol.107, pp. 139~144.

(6) Allaire, P.E., Humphris, R., Kasarda, M., and Koolman, M.I., 1987(aug), "Magnetic Bearing /Damper Effects on Unbalance Response of Flexible Rotors," *Proc. AIAA Conference, Philadelphia, PA,* pp. 10~14.

(7) Kasarda, M., Allaire, P.E., Humphris, R., and Barrett, L.E., 1988(may) "A Magnetic Damper for First Mode Vibration Reduction in Multi-mass Flexible Rotors," *Workshop on Rotor Dynamic Problems in High-performance Turbo-machinery, Texas A&M University.*

(8) Salm, J.R., "Active Electromagnetic Suspension of an Elastic Rotor: Modeling, Control, and Experimental Results" *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, ASME,* Vol.110, 1988, pp. 493~501.

(9) Studer, P.A., "A Practical Magnetic Bearing," *IEEE Transactions on Magnetics,* Vol. MAG-13, No. 5, 1977, pp. 1155~1157.

(10) Kim, D.G. and Kim, K.W., 1996, "The Influence of Assembling Errors on the Performance of the Rotor Supported by Active Magnetic Bearing," *KSME Journal,* Vol. 20, No. 112, , pp. 3909~3916.