

# 회전체 진동 감소를 위한 마그네틱 댐퍼 설계 및 응용 Design and Application of Magnetic Damper for Reducing Rotot Vibration

이 봉 기(전남대 대학원), 김 영 배(전남대 공대)  
BongKee Lee(Graduate School, Chonnam Univ.), YoungBae Kim(Chonnam Univ.)

## ABSTRACT

Most turbo machines, which operate at high speeds, such as gas turbines, jet engines, pumps, and compressors are prone to perturbing vibrations. The best vibration control method for rotors is to eliminate destabilizing factors. Careful balancing, application of "more stable" oil-lubricated bearing, such as tilting pad bearings or use of anti-swirl devices in seals, are examples of passive vibration control methods. The use of magnetic bearing is an active control method. An obvious advantage of active control is that it provides damping (or modifies system stiffness or other parameters) only when there is a need for that, i.e., in emergency states, while not affecting the rotor normal operational conditions. Moreover, active control methods provide exact position control through on-line control. In this study, a magnetic actuator, digital controller using DSP, and bipolar operational power supply/amplifiers were developed to show the effectiveness of reducing rotor vibration. Also the curve fitting procedure to obtain the transfer function of frequency dependent components was developed. Results presented in this dissertation will provide a well-defined technical parameters in designing magnetic damper system

**Key Words** : damper(감쇠기), active(능동), rotor(회전체), electromagnetic(전자기), real time control(실시간 제어)

## 1. 서 론

고속 회전하는 대부분의 터보 기계들에서 발생한 (가스 터빈, 제트 엔진, 펌프, 압축기) 진동은 시스템을 교란시키는 경향이 있다. 가장 위험한 진동 형태인 회전체의 원주방향 진동은 질량의 불평형, 어긋난 조립, 회전체와 고정자의 접촉, 내부 마찰, 전자기계의 전자력, 느슨한 부품들과 베어링에서 발생한 유압등을 기인한다. 회전체를 불안정하게 하는 이러한 인자들을 제거하는 것이 진동을 제어하는 가장 좋은 방법이다.

회전체의 안정성을 향상 시키기 위해 정확한 밸런싱과 안정한 오일 윤활 베어링 또는 예하중을 증가시키는 것은 *Passive* 방법으로써 일반적인 진동발생 인자들을 제거하거나 감소시킨다. 이러한 방법들은 회전체의 운전환경이 변화한 경우에는 효과적인 대처가 어렵다.

마그네틱 베어링과 *Anti-swirl* 장치를 사용하여 능동적으로 진동을 제어하는 것은 비교적 최근의 연구과제이며 컴퓨터의 발달에 힘입어 그 우수성을 발휘하고 있다. 능동제어의 이점은 정상적인 운전상황에 영향을 미치지 않고 필요한 때에 댐핑과 강성을 제공하거나 안정성에 영향을 미치는 다른 인자들을 변화 시킨다는 것이다.

본 연구에서는 능동적인 회전체 진동을 제어하기 위해 자기력을 이용한 액츄에이터, 액츄에이터 구동 앰프 및 디지털 제어를 제작하였다. 또한 주파수에 의존하는 요소의 전달함수를 구하기 위한 프로그램을 작성하고 그 유용성을 검증하였다.

## 2. 선형화된 전자기 힘 방정식

Fig. 1에 제작한 마그네틱 댐퍼의 구조를 나타내었다. 전자석과 디스크에 형성된 힘은 전자석과 디스크사이의 거리와 전자석 코일에 흐르는 전류와의 함수이며 비선형이다. 전자석과 디스크 사이에 형성되는 자기회로에 대한 다음 가정을 하고 선형화된 자기 힘 방정식을 유도한다.

- 인접한 자기 회로와의 상호작용은 무시한다.
- 형성된 자속의 양은 전자석의 폴과 디스크에서 포화상태 이하이다.
- 전자석에 대한 디스크의 상대적인 변위는 공극에 비해 매우 작다
- 전류의 변화는 정상상태에서 흐르는 전류에 비해 매우 작다.

전자석과 디스크 사이의 간극에는 자기 에너지가 저장되어 있으며 저장된 자기 에너지에서 자기력을 유

도하면 다음과 같다.

$$F_q = \left( \frac{\partial W}{\partial q} \right) = \frac{\mu_g AN^2 i^2}{h_g^2} \quad (1)$$

자기력은 간극, 폴의 면적, 전류의 크기와 코일의 감긴 횟수의 함수이다. 본 연구에서 제작한 마그네틱 댐퍼는 2개의 전자석이 서로 마주보고 있으며 선형화된 자기력 식을 유도하기 위해 Perturbation 방법을 사용한다. 평형상태에서 미소 변화된 전류와 간극은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} i_1 &= i_{1s} + \Delta i & i_2 &= i_{2s} - \Delta i \\ h_1 &= c - \Delta y & h_2 &= c + \Delta y \end{aligned}$$

위 값을 식 1에 대입하고 정리하면,

$$\begin{aligned} F_q &= \frac{\mu_g AN^2 i_s^2}{c^2} - \frac{\mu_g AN^2 i_s^2}{c^2} + \frac{2\mu_g AN^2 i_s^2}{c^3} \Delta y + \\ &\frac{2\mu_g AN^2 i_s^2}{c^3} \Delta y + \frac{\mu_g AN^2 i_s}{c^2} \Delta i + \frac{\mu_g AN^2 i_s}{c^2} \Delta i \end{aligned} \quad (2)$$

변위의 변화에 대한 힘의 변화율을 위치강성, 전류에 대한 힘의 변화율을 전류강성이라 하고 각각 다음과 같이 정의 한다.

$$K_q = -\frac{2\mu_g}{c^3} [AN^2 i_s^2 + AN^2 i_s^2]$$

$$K_{iq} = -\frac{2\mu_g}{c^2} [AN^2 i_s + AN^2 i_s]$$

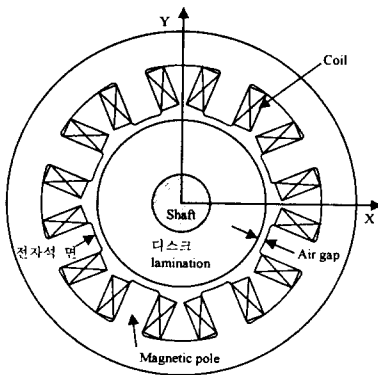


Fig. 1. The structure of magnetic damper

### 3. 운동 방정식 및 전자기 모델링

본 연구에서 마그네틱 댐퍼는 회전체의 수평, 수직

방향에 대한 제어를 하므로 2자유도 문제이다. 이를 각각 분리된 1자유도 모델로 축약시켜 각각의 자유도에 대해 독립적으로 제어를 설계하였다. 선형화된 전자기 힘과 2자유도 문제를 독립적으로 분리된 1자유도로 분리하면 다음과 같은 2개의 2차 선형 미분 방정식을 얻을 수 있다.

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

이를 전달함수 형태로 표시하면 다음과 같다.

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

본 연구에서 마그네틱 댐퍼는 2개의 폴이 한 쌍으로 상,하,좌,우 4개의 전자석이 독립적으로 제작되었고, 전자석을 구동하는 앰프 또한 4개로 제작되었다. 앰프의 전달함수는 앰프의 입력단에 White Noise를 인가하고 출력단에서 전류를 검출하여 입력전압에 대한 출력 전류의 주파수 응답 Data를 측정하고 측정된 Data를 Curve Fit하여 전달함수를 구하였다.

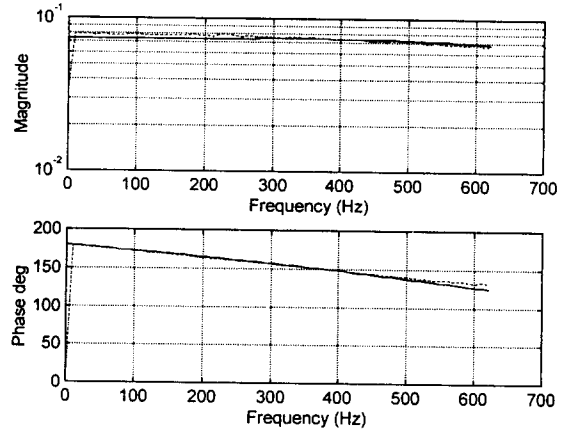


Fig. 2. Comparison of the Curve Fit and Measured Frequency Response Functions for Power Amplifier equipped with magnetic damper (---: measured frf, -: estimated frf)

Fig. 2에서 예측 전달함수 분자의 차수는 1차, 분모의 차수는 2차로 했을 때 측정 값과 Curve Fit하여 얻은 전달함수를 비교한 것이다. 운전 영역에서 잘 일치함을 알 수 있다. 개 루프 계가 불안정하므로 Fig. 3과 같이 폐루프계를 구성하였고, 시스템의 변화에 따른 유연성을 높이기 위해 디지털 제어를 사용하였다. 디지털 제어기는 아날로그 제어기를 먼저 설계하고 이를 디지털 제어기로 변환하는 방법을 사용하였다.

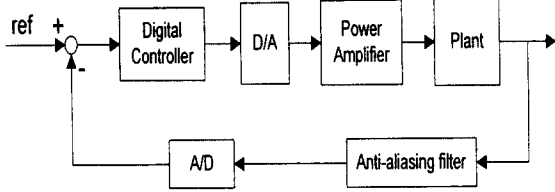


Fig. 3. Block diagram of rotor active control system.

#### 4. 시뮬레이션 결과

Fig. 4은 수평 방향에 대한 시스템의 운동 방정식과 앰프를 결합한 개루프 시스템의 근 궤적을 나타 내었다. Pole 이 s 평면의 오른쪽에 존재하므로 개루프 시스템은 불안정하며 단순히 게인을 조정하여 시스템을 안정화 시킬 수 없다. 제어기의 zero 를 원점과 왼쪽 첫번째 pole 사이에 위치시키는 Lead 제어기를 선정하였다. 제어기의 Pole 은 Zero 의 10 배가 되게 선정하였고 전달함수는 다음과 같다.

$$K(s) = K_c \frac{s+100}{s+1000}$$

Fig. 4에서 게인이 500 보다 작으면 시스템은 안정함을 알 수 있다. 몇번의 시행착오를 거친후 제어기의 게인을 100으로 결정하였다. 디지털 제어기는 Sampling 주파수를 20kHz로 하고 ZOH(Zero Order Hold)방법을 사용하여 변환하였다.

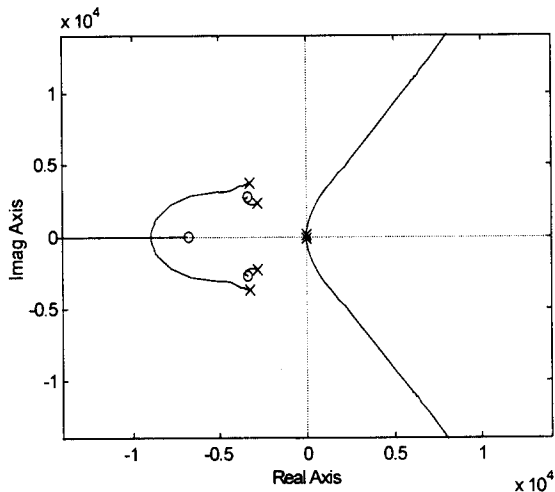


Fig. 4. Uncompensated Root Locus

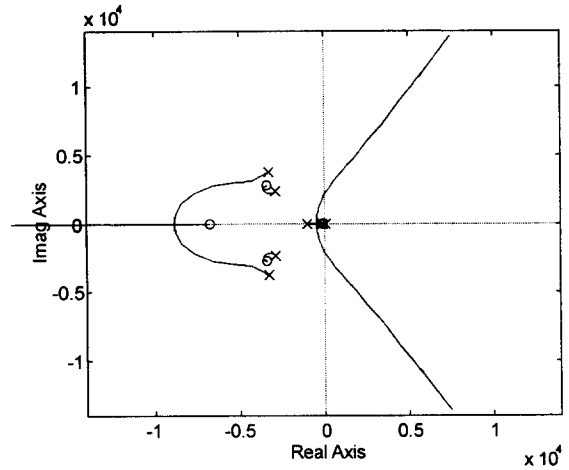
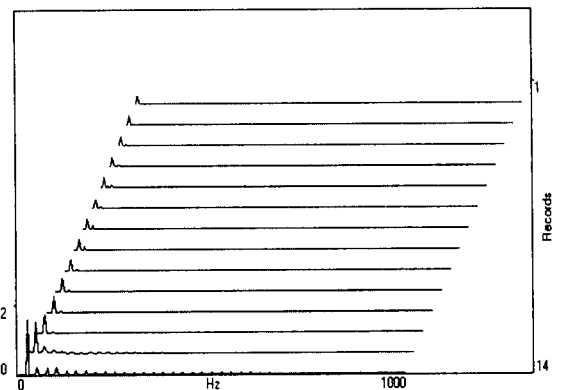


Fig. 5. Compensated Root Locus

#### 5. 실험결과

회전체의 수평과 수직방향에 위치를 측정 하는 근접 센서가 부착되어 있고 센서에서 검출한 축의 위치 정보는 anti-aliasing filter 를 거쳐 A/D 변환기에 입력되고 이 신호를 구현된 디지털 제어기에서 계산한 후 D/A 변환기를 통해 댐퍼 구동앰프에 제어전압을 출력한다. A/D, D/A, 디지털 제어기는 DSP 를 사용하였다. Fig. 6는 각각 제어를 하지 않을 경우와 사용할 때의 240rpm 부터 1500rpm 까지 100 rpm 간격으로 그린 Cascade Plot 를 나타내고, Fig. 7은 1400rpm 에서 제어를 사용하지 않을 경우와 사용한 경우의 Orbit 를 나타낸 것이다. 운전영역 전 구간에서 효과적으로 진동을 억제함을 알 수 있다.



(a)

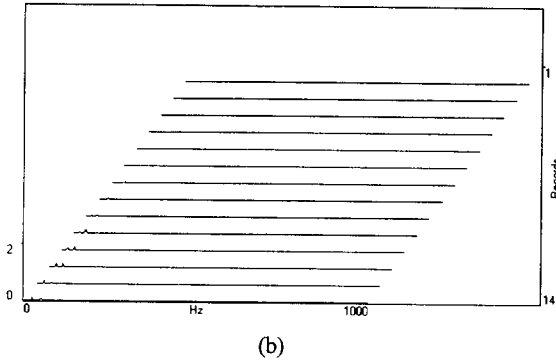


Fig. 6. Cascade plot of experimental rotor system, non control (a), controlled(b)

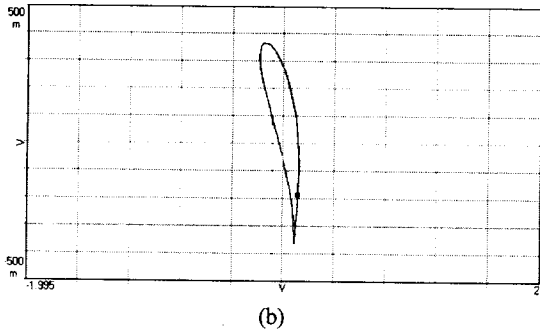
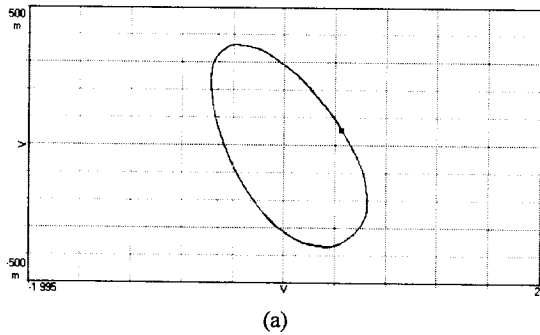


Fig. 7. Orbit of experimental rotor system, non control (a), controlled(b).

## 6. 결론

본 연구에서는 회전체에 발생하는 진동을 억제 시키기 위해 마그네틱 댐퍼 시스템을 설계, 제작하였고, 그 유용성을 검증하였다. 시스템 변화에 따른 유연성을 높이기 위해 DSP를 사용하여 디지털 제어기를 구현하였고, 주파수에 의존하는 요소들의 전달함수를 구하기 위해 Least mean square method를 이용한 프로그램을 개발하였다. 제작된 마그네틱 댐퍼 시스템의 유용성을

검증하기 위하여 Cascade Plot을 사용하여 회전 속도 증가에 따른 스펙트럼 변화 양상을 고찰하였다.

## 기호

- $\mu_g$ : 공기의 투자도
- $K_q$ : 마그네틱 댐퍼의 위치 강성계수
- $K_{iq}$ : 마그네틱 댐퍼의 전류 강성계수
- $F$ : 전자석과 디스크 사이에 작용하는 힘
- $K_c$ : 제어기의 게인
- $F_q$ : 전자석과 디스크사이의 힘

## 참고 문헌

1. J.R.Salm, "Active Electromagnetic Suspension of an Elastic Rotor: Modeling, Control, And Experimental Results" ASME J, of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol.110, 1988, pp493-501
2. 한국기계연구원, "능동형 자기베어링 시스템 개발", 1992
3. Bahram Shahian, Michael Hassul, "Control System Design Using Matlab" Prentice Hall, 1993
4. Deqn C. Karnopp, Donald L. Margolis, Ronald C. Rosenberg, "System Dynamics" Wiley Interscience, 1990
5. C. Nelson Dorny, "Understanding Dynamic Systems: Approaches to Modeling, Analys, and Design" Prentice Hall, 1993