

능동형 자기 베어링 시스템의 설계 및 제어

論 文

53B-2-4

A Design and Control of an Active Magnetic Bearing System

金 鍾 文* · 崔 榮 奎**

(Jong-Moon Kim · Young-Kiu Choi)

Abstract - In this paper, an active magnetic bearing(AMB) system is designed and controlled using a digital Proportional-Integral-Derivative(PID) control concept. The plant dynamics consisting of actuator and rigid rotor dynamics are described. A digital PID controller with a global control and a local control concept is designed and implemented using digital signal processor. Some experiments are conducted with each global control and local control concept. These include start-up test, impulse test, whirl response, and generator load test. The experimental results and comparison between those of a global control and a local control indicate that the global control concept has impressive static and dynamic control performance for the prototype considered. From the whirl test, the developed system set can be controlled within about $\pm 10\mu m$ gap variation at the rotational speed of $6000rpm$ and generate the AC power of frequency of $60Hz$, voltage of $100V$ and current of $0.8A$.

Key Words : Active Magnetic Bearing(AMB), PID Control, Global Control, Local Control

1. 서 론

현재 산업계에서 많이 쓰이는 기존의 회전기계 시스템에서 사용하는 접촉식 베어링은 회전체를 지지할 때 마찰, 마모, 소음 및 진동이 매우 클 뿐 아니라 윤활 장치에 의한 환경오염 등 여러 문제를 발생시키고 있다. 이러한 문제 때문에 회전체를 고속으로 운전하기가 어려울 뿐 아니라 고청정 클린룸 같은 곳에서 사용하기 어렵다. 따라서 모터와 같은 회전체를 초고속으로 운전하기 위한 방법은 비접촉으로 회전체를 지지하는 것이다. 이와 같은 비접촉 베어링은 마찰, 마모 등의 문제가 없을 뿐 만 아니라 환경 문제도 없다는 장점이 있으며, 공기 베어링과 자기 베어링을 예로 들 수 있다. 공기 베어링은 회전체와 고정자 사이의 수 마이크로의 공극에 공기를 넣어 그 압력으로 회전체를 지지하는 시스템이다. 이 공기 베어링과 별도로 최근 들어 회전기계의 작동 효율을 향상시키며, 다양한 작동 환경에 적응력을 갖춘 베어링 요소에 대한 필요성이 증대됨에 따라, 1980년대 이후로 자기 베어링에 대한 관심이 높아지기 시작하였다.[1][2]

자기 베어링은 자력에 의해 회전축을 비접촉으로 지지하는 요소로서, 그 액추에이터의 종류에 따라 크게 두 가지로 나눌 수 있는 데, 하나는 영구자석에 의해 지지되는 수동형 자기 베어링(Passive magnetic bearing, PMB)이고, 다른 하나는 전자석에 의해 지지되는 능동형 자기 베어링(Active

magnetic bearing, AMB)이다. 하지만 이 논문에서는 AMB 시스템에 국한하기로 한다.[3] 자기 베어링은 회전체에 가하는 회전 저항계수를 극도로 낮출 수 있어, 회전축의 작동 효율을 극대화시킬 수 있으며, 다양한 제어 알고리즘을 사용하여 베어링 요소의 회전축 지지 특성인 강성 및 감쇠계수를 자유롭게 변화시킬 수 있으며, 회전축의 고유진동수 영역에서 회전체의 진동을 극도로 억제시킬 수 있어 회전체 대용량 회전기계의 베어링으로 매우 적합한 요소라 할 수 있다.

자기 베어링의 대표적인 응용분야로는 밀링 스피들, 터보분자펌프, 터빈, 플라이 휠, 원심분리기, 베어링레스 모터 등이 있으며 고정밀 또는 고속의 액추에이터 및 대용량 회전기 시스템에도 적용할 수 있다. 최근에는 자기베어링에 적용되는 자기부상 기술을 이용하여 클린룸에서 동작되는 반도체 장비에도 적용이 많이 되고 있어서 앞으로도 상용화 전망이 상당히 밝다.

국내에서 자기 베어링을 연구하는 곳은 서울대[4]와 KAIST[5]를 꼽을 수 있으며, 제어 방식은 독립 제어 방식을 주로 사용하고 있다. 자기 베어링은 주로 초고속, 대용량 회전시스템에 적용하기 때문에 초고속으로 운전하면 독립 제어는 한계를 가지며, 따라서 다변수 제어는 필수적이라고 할 수 있다.

이 논문에서는 횡방향 5축 AMB 시스템을 설계, 제작하고 그 결과에 대해 설명한다. 그리고 제작된 시스템의 고성능 제어를 위해 기존의 제어 방식인 단일 입력력 PID 알고리즘에 글로벌 제어의 하나인 피칭 제어를 제시한다. 그리고 구현된 제어 알고리즘을 모터와 발전기를 연결한 확장된 시스템에 적용하여 비접촉으로 지지되는 모터-발전기 시스템을 구현한다. 제시된 자기베어링 시스템은 회전축을 지지하는 레이디얼 베어링, 스러스트 베어링, 모터/발전기, 회전

* 正 會 員 : 韓國電氣研究院 Mechatronics그룹 先任研究員

** 正 會 員 : 釜山大 電子電氣情報컴퓨터工學部 教授 · 工博

接受日字 : 2003年 5月 21日

最終完了 : 2003年 12月 24日

축, 센서, 전력변환 장치 및 피드백 제어기 등으로 이루어져 있다. 레이디얼 베어링은 모터와 발전기 쪽에 각각 2개가 있어서 전체 4개로 이루어져 있으며, 고정자와 회전축 사이의 공극은 0.5mm이다. 그리고 스러스트 베어링은 1개이고, 공극은 0.6mm이다. 구동 모터로는 1.5kW의 유도전동기를 채택하였고, 발전기의 형태는 브러시레스 형이다. 제작된 전체 시스템에 대한 특성실험으로서, 초기 부상실험, 임펄스 응답 및 회전 응답을 통하여 시스템의 제어성능을 확인하였다. 모터 단독 운전의 경우, 약 6000rpm에서 ±10um 이내의 성능을 유지하며, 발전기를 연결하면 3600rpm의 정격속도에서 주파수 60Hz, 전압 100V 및 전류 0.8A의 발전이 가능하였다.

이 논문의 구성은 다음과 같다. 먼저 전자석으로 이루어진 자기베어링 시스템의 레이디얼 베어링의 수학적 모델링을 위해서 얻은 비선형 방정식을 구해 능동형 자기베어링 시스템의 특성에 대해 분석을 하였다. 그리고 플랜트에 대한 디지털 PID 형 피드백 제어기를 기본으로 하되, 다른 제어 루프의 상태를 자기 제어 루프에 이용하는 피칭 제어를 제시하였고, 설계된 AMB 시스템을 제작하고 그 결과를 상세히 언급하였다. 그리고 제시된 피칭 제어의 제어 성능이 자기 제어 루프만을 이용하여 제어를 하는 논-피칭 제어의 제어 성능보다 훨씬 좋다는 것을 실험을 통하여 확인하였고, 마지막으로 결론을 맺었다.

2. 시스템 모델링

AMB 시스템은 기본적으로 레이디얼 베어링 및 스러스트 베어링에 의해 지지되며, 베어링에 의해 공중에 떠있는 회전축은 롤링 모드를 제외한 나머지 5개 모드 즉, x, y, z 방향의 방진 운동과 피칭 및 요잉의 회전 운동에 의해 자유도는 5가 된다. 이러한 5 자유도 시스템을 동시에 고려하여 모델링 한 후, 다변수 제어기를 설계를 하면 좋은 결과를 얻을 수 있으나 이것은 시스템이 복잡하기 때문에 실제로는 많은 어려움이 따른다. 따라서 자기 베어링 시스템의 모델링과 제어기 설계에서는 일반적으로 1축 베어링을 먼저 고려하여 모델과 제어기를 구현하는 것이 바람직하다.

여기서는 자기 베어링 시스템에 대한 부상 제어기를 설계하기 위하여 레이디얼 베어링과 회전축으로 이루어진 1축 단일 전자석 모델을 주로 구하기로 한다.

그림 1은 1축 레이디얼 베어링과 회전축에 대한 그림으로서, 부상력 $f(t)$ 와 전류 $i(t)$ 및 공극 $z(t)$ 사이의 관계는 식 (1)과 같다.[1]

$$f(t) = k_1 \left(\frac{i(t)}{z(t)} \right)^2 \quad (1)$$

여기서, k_1 는 부상력 계수로서, $\cos(22.5)\mu_0 N^2 A / 4$ 으로 주어지며, $\cos(22.5)$ 는 전자석 자극에서 발생하는 힘 벡터의 수직 방향 성분을 의미한다. μ_0 는 공기 중의 투자율 ($4\pi \times 10^{-7} H/m$), N 는 코일 권선수, A 는 자극 단면적(m^2) 이 된다.

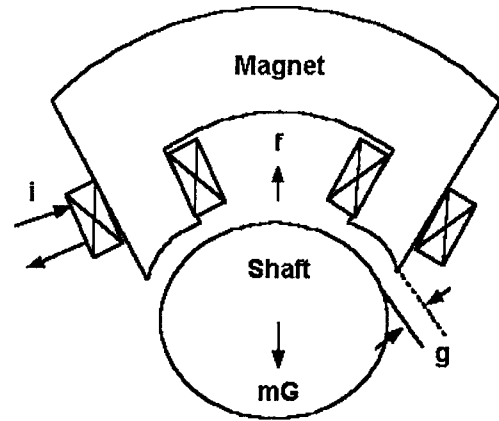


그림 1 1축 레이디얼 베어링과 회전축
Fig. 1 One-axis radial bearing and shaft

식 (2)는 전자석 하나에 대한 부상력이므로 자기 베어링의 서로 마주보는 한 쌍의 전자석에 대한 부상력의 벡터 합이 결국 수직 방향의 전체 힘이 된다. 즉,

$$f_z = f_1 - f_2 = k_1 \left(\frac{i_1^2}{g_1^2} - \frac{i_2^2}{g_2^2} \right) \quad (2)$$

여기서, 상위 전자석에 흐르는 전류 $i_1(t)$ 와 하위 전자석에 흐르는 전류 $i_2(t)$ 는 식 (3)같이 공칭 전류 i_{01}, i_{02} 와 미소 전류 $\Delta i(t)$ 의 합과 차로 표현되고, i_{01} 와 i_{02} 는 각각 0.8A, 0.4A이다. 그리고 공극 $g_1(t)$ 과 $g_2(t)$ 는 공칭공극 g_0 와 미소 공극 $\Delta g(t)$ 의 합과 차로 표현된다.

$$\begin{aligned} i_1 &= i_0 + \Delta i, & i_2 &= i_0 - \Delta i \\ z_1 &= z_0 + \Delta z, & z_2 &= z_0 - \Delta z \end{aligned} \quad (3)$$

부상력 f_z 를 공칭 공극 z_0 와 공칭 전류 i_0 에 대해 테일러 급수에 의한 선형화를 하면 식 (4)를 얻는다.

$$f_z = f_0 + k_z \Delta z + k_i \Delta i \quad (4)$$

여기서, $k_z = 2k_1(i_{01}^2/z_0^3 + i_{02}^2/z_0^3)(N/m)$ 는 위치 강성 계수이고, 공칭값에서 공극 변화에 부상력 변화의 크기의 비와 같다. $k_i = 2k_1(i_{01}/z_0^2 + i_{02}/z_0^2)(N/A)$ 는 전류 강성 계수인데, 공칭값에서 전류 변화에 부상력 변화의 크기의 비와 같다. 계수 k_z 의 값이 크면 같은 무게의 부하에 대해 공극의 변화량이 작다는 것을 의미한다. 이것은 스프링 상수와 물리적인 의미가 같다고 볼 수 있다.

한편, 베어링 전자석의 전기 회로에 대한 관계식은 식 (5)의 전압 방정식에 의해 결정된다.

$$v(t) = Ri(t) + \frac{d}{dt}(L(z, i)i(t)) \quad (5)$$

여기서, $v(t), i(t)$ 는 각각 입력 전압과 전류이고, R, L 은 각각 저항 및 인덕턴스이다.

식 (5)에 대한 선형화 과정을 거치면 전압과 전류의 관계는 $1/(Ls + R)$ 으로 된다. 일반적인 자기 베어링 시스템에 대한 모델링에서 전자석의 시상수가 기계적인 시상수보다 현저하게 작은 경우, 전자석 회로의 전달함수는 생략할 수 있어서 시스템 차수가 2로 줄지만, 이것이 불가능한 경우는 3차로 놓고 제어기를 설계하여야 한다.

3. 제어기 설계

AMB 시스템의 베어링과 축 사이의 공극을 일정하게 제어하기 위해 다양한 알고리즘이 적용될 수 있으나, 대략 회전 속도 10000rpm 이하에서는 기존의 PID 제어기로도 어느 수준의 제어 성능을 얻을 수는 있다. 하지만 고속의 회전체를 구동하기 위해서는 기존의 PID 제어기의 성능을 개선할 필요가 있다. 따라서 이 논문에서는 PID 제어기에 새로운 방식의 제어 루프를 추가해서 훨씬 더 좋은 결과를 얻을 수 있다는 것을 보이고자 한다. 여기서 피드백 제어기를 설계할 때 제어 대상을 레이디얼 베어링의 1축으로 이루어진 단일 입출력 자기베어링에 제한하기로 한다. 따라서 부상 시스템 모델로서, 피드백 제어기 $G_c(s)$ 와 1축 시스템으로 이루어진 그림 2와 같은 모델을 다루기로 한다.

구현된 1 자유도 모델에 대한 기존의 전형적인 PID 제어기의 구조는 다음과 같다.[4] 그리고 추가된 피칭 제어기에 대해서는 나중에 언급하기로 한다.

$$G_c(s) = K_p + \frac{K_i}{t_i s + 1} + \frac{K_d s}{t_d s + 1} \quad (6)$$

여기서 K_p 는 비례 이득(=60000V/m), K_i 는 적분 이득(=55000V/(msec)), K_d 는 미분 이득(=330Vsec/m)이고, t_i 와 t_d 는 각각 적분 상수(=0.5sec)와 미분 상수(=0.0001sec)이다.

식 (6)의 이득값은 시행착오에 의해 몇 번의 시뮬레이션과 실험을 한 후에 얻은 값이다. 그리고 K_c 는 전압 대 전류의 변환비로서 값은 0.16(A/V)이고, t_c 는 코일의 시정수로서 값은 0.04sec이다. 표 1은 전자석의 파라미터 값이다. 표시된 파라미터는 먼저 회전축의 무게와 모터 용량을 기준으로 하여 부상력을 결정하고, 여기에 따르는 전자석의 권선수 및 극 면적의 크기를 정하였다. 또한 계수 k_1 와 k_2 는 식 (4)에 의해 구했다.

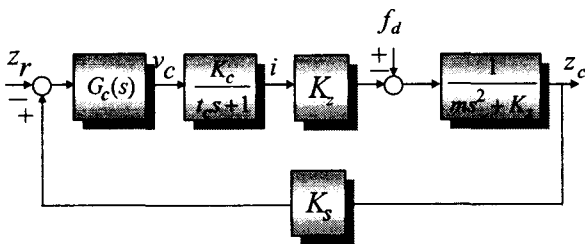


그림 2 자기 베어링의 PID 폐루프 제어
Fig. 2 PID closed-loop control of magnetic bearing

표 1 전자석 파라미터 값

Table 1 The electromagnet parameters

파라미터	값
저항 $R(\Omega)$	6.0
인덕턴스 $L(H)$	0.25
축 무게 $m(kg)$	12.0
전류계수 $k_1(N/A)$	40.5
위치계수 $k_2(N/m)$	16210

4. 시스템 설계 및 제작

이 논문에서는 먼저 비접촉식 5축 능동형 자기베어링을 개발하여 이를 기존의 모터-발전기(M-G) 시스템에 적용한다. 그림 3은 AMB 지지 M-G 시스템으로서 밀링베드 위에 네 개의 레이디얼 베어링, 한 개의 스러스트 베어링 그리고 레이디얼 베어링 사이에 모터와 발전기가 각각 위치하고 있다. 이 M-G 세트의 레이디얼 베어링은 모두 설계 값이 동일하며, 모터 축과 발전기 축의 축을 유연 커플링으로 연결하였다.

그림 4는 제작된 레이디얼 베어링으로서 이 고정자의 최적설계는 부하용량, 고정자 코어 재료의 포화자속밀도, 부하에 따라 결정되는 암페어-턴과 공극의 크기, 동손과 철손 및 열 문제 그리고 코어 단면적 및 고정자 슬롯 크기 등에 크게 좌우된다. 부하용량은 자기베어링의 지지력과 직접적으로 관련이 있고, 고정자 코어 재료의 포화자속밀도는 정해진 크기의 전자석에서 발생할 수 있는 최대 발생력과 관련이 있으므로 위의 둘은 자기베어링의 성능을 좌우하는 가장 중요한 요소 중의 일부가 된다. 회전자는 고속으로 회전하면 자속의 극성이 가변되어 코어의 두께에 비례하는 와전류가 유기되어 손실 및 전체 자속량 감소 등의 문제를 발생시킨다. 따라서 이러한 와전류를 최대한으로 줄이기 위해 규소 함유량이 약 2%, 두께 0.35mm의 얇은 무방향성 규소강판(SE14C)을 사용하였고, 방전가공을 하여 제작하였다. 베어링 공극은 0.5mm, 전자석의 단면적은 $A = F_{max} / B_{max}^2 \mu_0$ 에 의해 구했다. 여기서 F_{max} 는 전자석이 포화될 때의 최대 힘이고, 그 값은 700N으로 하였다. B_{max} 는 자속 밀도의 포화 값으로서, 1.1 Tesla로 하였다. 그 결과 A는 약 $726mm^2$ 이지만 여유를 고려하여 $800mm^2$ 로 결정하였다. 그리고 전자석의 권선수 N는 식 $N = (2g_0/i_0) \sqrt{F_0 / (\mu_0 A)}$ 에 의해 결정되고, 값은 600턴이 되고, 전자석 자극 배치는 NNSSNNSS로 하였다. 전자석의 치수는 부상력과 축 무게 그리고 모터 용량을 참고로 정하였다. 그림 5는 스러스트 베어링으로서 축이 회전할 때, 축 방향 운동을 제어하는 역할을 한다. 레이디얼 베어링의 회전자는 고속으로 회전할 때의 와전류 손실 때문에 규소강판으로 성층하지만 스러스트 베어링은 회전자가 회전하여도 회전자의 극성이 변하지 않으므로 성층할 필요가 없다. 따라서 스러스트 베어링의 고정자와 회전자 모두 통체이고, 재료는 SM20C, 베어링 한쪽의 권선수는 250, 공극은 0.6mm로 하였다.

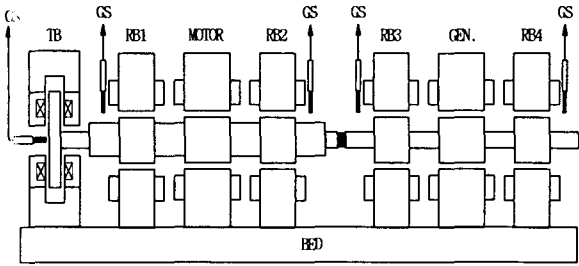


그림 3 AMB 지지 M-G 시스템
Fig. 3 AMB-based M-G system

한편, 그림 6은 자기 베어링의 회전축 사진이며, 실제로 고속으로 움직이므로 특히 그 기계적 강도가 커야 된다. 따라서 회전축의 재료는 기계구조용 탄소강재인 SM20C로 하였다. 레이디얼 베어링의 회전자와 유도전동기의 회전자는 축에 압입하였고, 스러스트 베어링의 디스크는 윈 너트에 의해 고정시켰다. 그리고 각 회전자를 축에 압입한 후 연마를 하여 $\pm 5\mu\text{m}$ 이내의 정밀도를 유지하였고, 마지막으로 벨런싱 머신으로 0.01g 이내로 불평형 양을 줄였다.

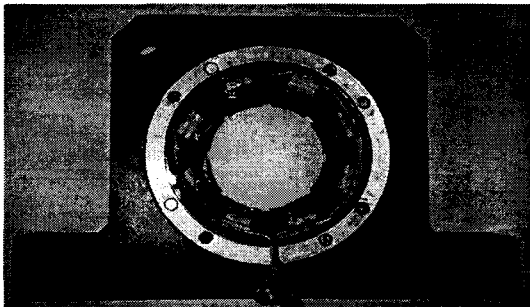


그림 4 레이디얼 베어링 사진
Fig. 4 Photograph of the radial bearing

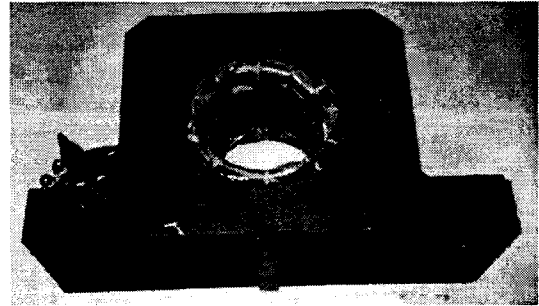


그림 7 모터 고정자 사진
Fig. 7 Photograph of the motor stator

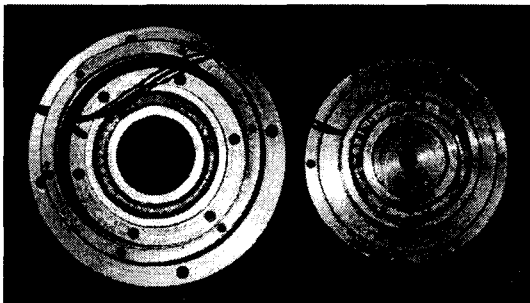


그림 5 스러스트 베어링 사진
Fig. 5 Photograph of the thrust bearing

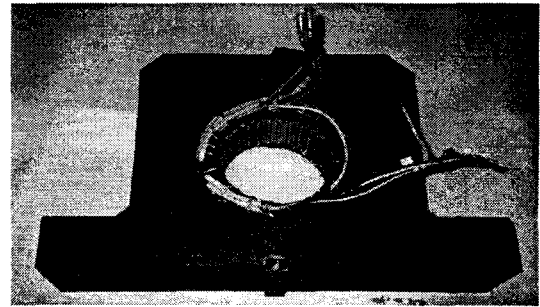


그림 8 발전기 고정자 사진
Fig. 8 Photograph of the generator stator

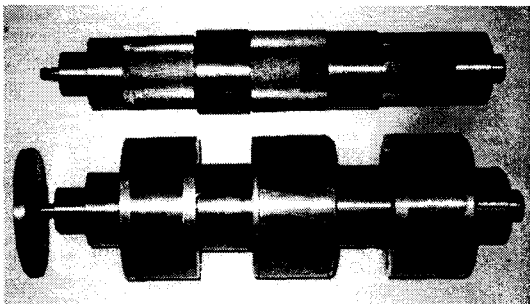


그림 6 회전축 사진
Fig. 6 Photograph of the shaft

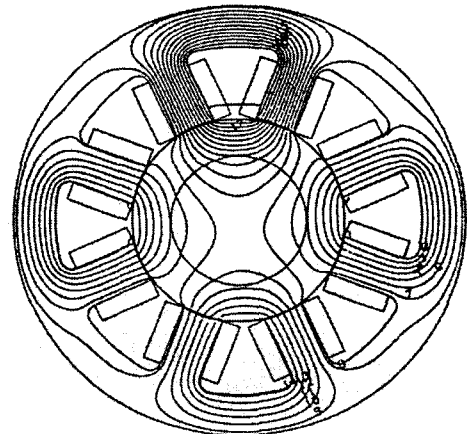


그림 9 레이디얼 베어링의 자속 패턴
Fig. 9 Flux pattern of the radial bearing

그림 7은 구동모터의 고정자 사진이며, 1.5kW, 2극, 3상 농형 유도전동기를 사용하였다. 이 상용모터의 회전자는 회전자 직경이 길이보다 상대적으로 길어 고속용에는 적합하지 않으므로 고속용 자기베어링을 설계할 때에는 빌트인 형태로서, 회전자 길이가 직경보다 길게 설계하여야 고속회전에 유리하다고 할 수 있다. 또한 인버터를 V/F 일정제어하면 모터 속도를 증가시키기 위해 인버터 출력주파수를 증가시키면 일정토크를 유지하기 위해 출력전압도 주파수에 비례하여 증가하므로 고정자의 절연문제가 중요하게 된다.

그림 8은 발전기의 고정자로서, 2극 단상 브러쉬레스 발전기를 사용하였는데, 축이 회전하면 회전자의 영구자석에 의해 계자권선을 여자할 수 있는 자여자 방식 및 회전자자형이다. 회전자에는 두 개의 영구자석과 계자권선 그리고 저항 및 다이오드가 있으며 고정자에는 콘덴서 권선과 주권선이 감겨 있다. 이 주권선의 출력 단에 부하를 연결할 수 있다. 60Hz의 전압을 발생시키기 위해서는 3600rpm으로 회전을 해야 하며 발전기의 발생전압은 회전 속도에 비례하여 50Hz일 때는 정격 출력이 600W이나 60Hz일 때는 750W가 된다. 그림 9는 레이디얼 베어링이 정상 동작할 때의 자속 패턴이다. 상, 하, 좌, 우 전자석의 권선수는 600턴, 공극은 0.5mm이다. 상측 전자석의 정상상태 전류는 0.8A, 나머지 세 개의 전자석의 전류는 0.4A이고, 전압은 50V이다. 상측 전자석의 공극의 자속밀도는 0.6T, 나머지 세 개의 자속밀도는 0.3T이다.

5. 실험 결과

5.1 실험장치 설명

이 장에서는 제작된 실험장치에 대해 설명한다. 그림 10은 제작된 능동형 자기 베어링 M-G 시스템을 보여 주는 그림이고, 그림 11은 전체 시스템의 블록 다이어그램을 보여 주는 그림으로서, M-G AMB 시스템, 센서 및 필터부, 디지털 제어기, 호스트 PC 및 PWM 초퍼로 이루어져 있다. 스테리트 베어링은 아날로그 PID로 제어하였고, 나머지 레이디얼 베어링은 디지털 PID로 구현하였다. 이 때의 샘플링 주파수는 3.0kHz이고, 디지털 PID로 구현하기 위하여 bilinear transformation을 사용하였다. 와전류형 갭 센서 8개, 전류센서 16개의 신호는 스케일링 및 저역 통과 필터를 거쳐 DSP 보드의 12bit AD 변환기에 들어가게 된다. DSP 제어보드는 Texas Instrument사의 TMS 계열의 C31 DSP 칩[7]을 이용하여 제작하였고, 보드 두 장을 사용하여 모터 및 발전기 쪽을 각각 제어하였으며 호스트 PC의 DSP 제어 프로그램은 에뮬레이터에 의해 DSP 보드에 다운로드 된다. 계산된 제어신호는 12bit DA 변환기로 출력되어 200Hz의 차단 주파수를 갖는 저역 통과 필터를 거쳐 5개의 보드로 이루어진 PWM 초퍼로 들어간다. 하나의 초퍼 보드는 4개의 전자석을 구동할 수 있고, 스위칭 주파수는 10kHz이다. 모터는 3상 인버터에 의해 구동되며, 발전기의 출력단자에 60W의 백열전구를 연결하였다.

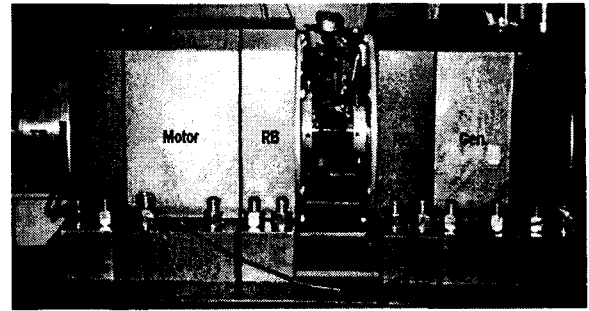


그림 10 AMB 지지 M-G 시스템의 사진
Fig. 10 Photograph of AMB-based M-G system

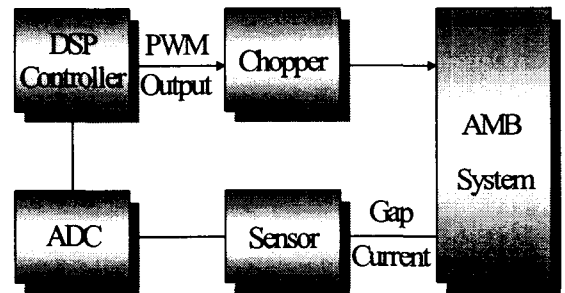


그림 11 전체 시스템의 블록도
Fig. 11 Block diagram of total system

한편, 회전축에 대한 밸런싱 테스트에 의해 회전축의 두 베어링의 초기 불평형 양은 회전축의 바깥 부분을 기준으로 각각 0.4g, 0.12g인 것을 밸런싱 기준 G1으로 모두 0.01g 이내로 줄였으며, 보정은 레이디얼 베어링의 옆쪽의 알루미늄 부분을 구멍을 파서 질량의 균형을 이루게 하였다. 불평형에 의한 외란의 영향을 확인하기 위하여 밸런싱 테스트 전과 후의 회전 실험을 하였다.

AMB 시스템의 특성실험은 먼저, 발전기 축의 회전축을 모터 축의 회전축과 분리된 채, 모터 쪽 AMB 시스템에 대해서 초기 부상실험, 임펄스 응답 및 회전 실험을 수행하고, 나중에 발전기축을 모터 축과 연결하여 발전기 실험을 하였다. 이 때, 모터 쪽 축 무게가 12kg이고, 발전기 쪽 무게가 8.3kg이므로 모터가 구동하는 전체 회전축의 무게는 21.3kg이 되며, 모터의 회전속도를 올리면서, 발전기의 출력전압, 출력전류 및 전압 주파수를 측정하였다. 또한 발전기의 부하를 투입할 때 AMB 시스템의 부상특성에 어떤 영향을 미치는 것에 대해서도 실험을 하였다.

5.2 초기 부상 시험

자기 베어링 지지 모터-발전기 시스템의 초기 부상시의 안정도는 실제 고속으로 회전할 때의 안정도와는 다르다. 즉, 회전 속도가 올라가면 자이로 효과에 의해 시스템의 파라미터가 변하게 되므로 원하는 제어특성을 얻기 위해서는 제어기 파라미터를 다시 변경해야 한다. 하지만, 초기 부상 상태에서는 자이로 효과가 없기 때문에 수직 방향과 수평 방향의 운동은 서로 큰 영향을 미치지 않게 된다.

그림 12는 초기 부상시의 레이디얼 베어링의 각 공극 $g_{M1}, g_{M2}, g_{M3}, g_{M4}$ 을 보여 준다. 초기에 축이 불베어링에 닿아 있을 때의 공극은 0.8mm이고, 최종 공극은 0.5mm가 된다. 수평 방향의 공극은 0.5mm를 유지하면서 수직 방향의 공극만 매우 안정된 제어가 잘 된다는 것을 볼 수 있다.

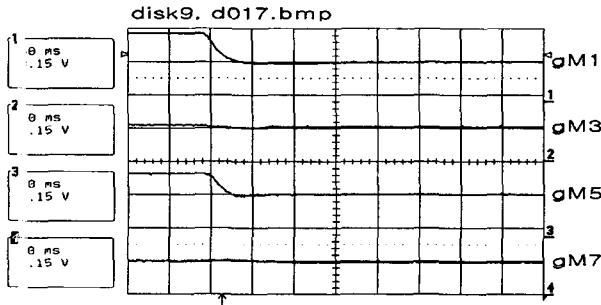


그림 12 초기 부상시험: $g_{M1}, g_{M2}, g_{M3}, g_{M4}$ (0.5mm/div)

Fig. 12 Start-up test: $g_{M1}, g_{M2}, g_{M3}, g_{M4}$ (0.5mm/div)

5.3 임펄스 시험

이 연구에서는 임펄스 신호로서, DSP 보드의 DAC에서 1.8msec 동안 10V를 내보내는 방법으로 구현하였다. 임펄스 해더를 사용할 수도 있으나 제작된 자기 베어링 시스템이 알루미늄 하우징으로 둘러싸여 있기 때문에 효과적인 실험을 할 수가 없어서 사용을 못하였다.

임펄스 실험에서는 한쪽 레이디얼 베어링에 임펄스를 가한 후에 이 충격이 반대쪽 베어링에 어떤 영향을 미치는가를 살펴보았으며 회전축 간의 간섭을 보상할 수 있는 피칭 제어를 한 경우와 보상하지 않은 논-피칭 제어를 한 경우의 효과의 차이점을 분석하였다. 이 피칭 제어는 임펄스 실험에서 뿐만 아니라 모터가 회전할 때에도 축의 회전 특성에도 큰 영향을 보임을 알 수 있었다.

논-피칭 제어는 전자석을 제어하기 위해서 자기 제어 루프 내의 변수의 것만 피드백 한 것으로, 제어기 구조는 다음 식 7)과 같다.

$$v(t) = K_p(z_i(t) - Z_0) + K_i \int_0^t (z_i(t) - Z_0) dt + K_v \dot{z}_i(t) - K_c \dot{i}(t) + v_0 \quad (7)$$

여기서, $v_i(t), z_i(t)$ 는 각각 지역 제어신호 및 지역 공극이고, K_p, K_v, K_i, K_c 는 각각 비례이득, 적분이득, 미분이득 및 전류이득 그리고 Z_0, v_0 는 각각 기준 공극, 공칭 제어 전압이다.

피칭 제어는 자기 제어루프의 신호에다가 다른 제어루프의 피드백 신호를 더하는 방식으로써 제어기 구조는 식 (8)과 같다.

$$v(t) = K_p(z_i(t) - Z_0) + K_i \int_0^t (z_i(t) - Z_0) dt + K_v \dot{z}_i(t) - K_c \dot{i}(t) + K_{pr}(-Z_0 + z_g(t)) + v_0 \quad (8)$$

여기서 z_g 는 광역 공극이고, K_{pr} 는 피칭 제어에 대한 이득으로서, 이 값은 여러 번의 실험에 의해 구하였고, $0.2K_p$ 로 정하였다.

그림 13은 초기 부상 후, 논-피칭 제어할 때의 임펄스 응답으로서, 수평방향의 전자석 M_3 에 임펄스를 가한 후, 레이디얼 베어링의 각 공극 $g_{M1}, g_{M2}, g_{M3}, g_{M4}$ 을 보여 준다. 수평공극 g_{M3} 이 작아지면, 반대쪽 베어링의 수평공극 g_{M1} 가 영향을 받아 역시 감소한다. 이는 식 $(1/m - l^2/J_z)/s^2$ 으로 주어지는 즉, 베어링 상호간의 간섭이 있기 때문에 나타나는 현상이다. 따라서 베어링 상호간의 간섭을 상쇄시키기 위해서는 이 간섭을 보상할 수 있는 제어 루프를 추가하는 것이 바람직하다.

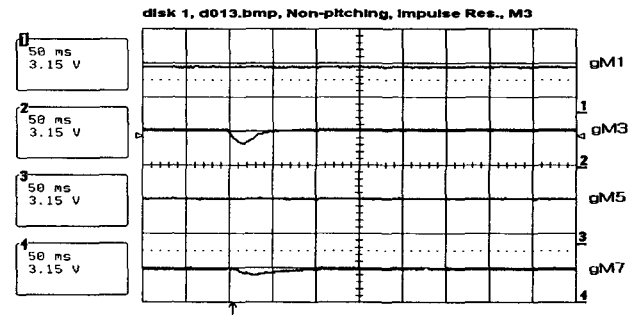


그림 13 논-피칭 제어시의 임펄스 응답 (0.5mm/div)

Fig. 13 Impulse response for non-pitching control (0.5mm/div)

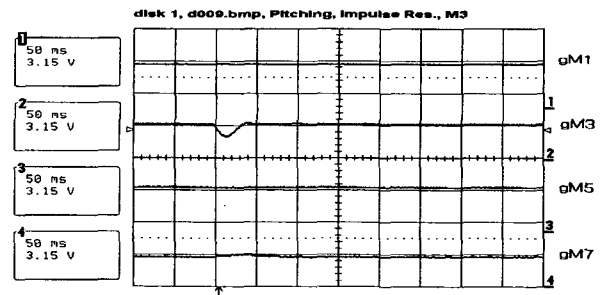


그림 14 피칭 제어시의 임펄스 응답 (0.5mm/div)

Fig. 14 Impulse response for pitching control (0.5mm/div)

그림 14는 피칭 제어할 때의 임펄스 응답으로서, g_{M3} 이 변하더라도 g_{M1} 에는 큰 영향을 주지 않는다. 이는 공극 g_{M3} 가 작아지더라도 공극 g_{M1} 가 감소하는 것을 방지하기 위해 전자석 M_7 의 전압을 감소시키기 때문에 공극 g_{M1} 는 거의 변화가 없다. 이 특성은 모터가 고속 회전할 때, 두 베어링 간의 간섭을 보상하는 장점이 있어서 축 특성이 좋게 된다.

6.4 회전 시험

회전체 역학에서 축이 회전할 때, 불평형에 의한 힘은 질량에 비례하고, 회전속도의 자승에 비례한다. 따라서 밸런싱 테스트를 하지 않고 모터를 구동하면 이 힘 외란에 의한 진

동이 매우 커지게 된다. 그림 15는 모터가 2400rpm으로 회전할 때, 밸런싱 테스트를 하지 않았을 때의 회전실험 결과로서, 갭의 크기가 $\pm 0.25\text{mm}$ 로 진동을 한다. 이 진동의 크기는 회전속도가 더 증가할수록 커지게 된다. 한편, 그림 16과 17은 밸런싱 테스트를 하여 불평형 양을 0.01g 이내로 줄인 후, 각각 논-피칭 제어와 피칭 제어를 한 경우의 회전 특성이다. 그 결과, 불평형에 의한 효과는 많이 줄어들었지만, 논-피칭 제어를 해도 2400rpm에서 $\pm 50\mu\text{m}$ 의 진동이 계속 있음을 알 수 있다. 하지만, 그림 17 같이 피칭 제어를 하면, 회전속도를 3600rpm으로 올려도 오히려 $\pm 30\mu\text{m}$ 이내로 유지됨을 알 수 있다. 따라서 임펄스 실험 및 회전실험을 통해, 피칭 제어를 하면 논-피칭 제어보다 더 우수한 회전축 특성을 얻을 수 있게 된다.

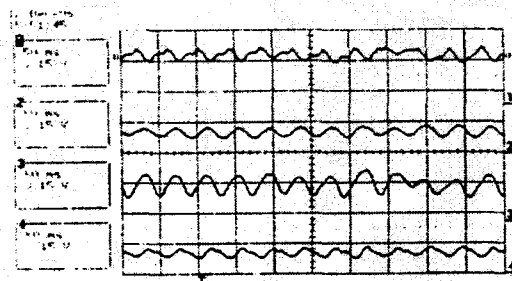


그림 15 밸런싱 전의 회전 시험(0.5mm/div)
Fig. 15 Whirl test before balancing(0.5mm/div)

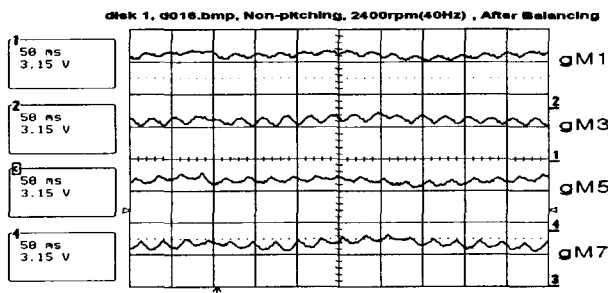


그림 16 밸런싱 후의 논-피칭 제어(0.5mm/div)
Fig. 16 Non-pitching control after balancing(0.5mm/div)

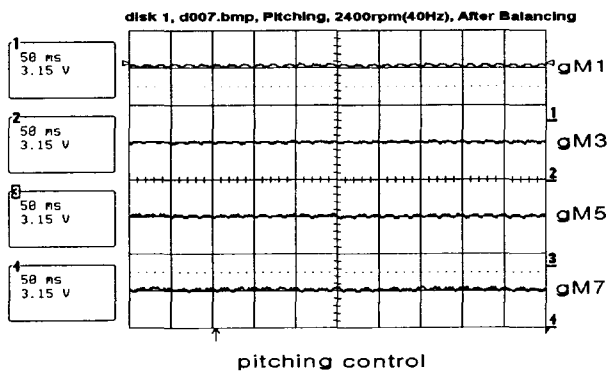


그림 17 밸런싱 후의 피칭 제어(0.5mm/div)
Fig. 17 Pitching control after balancing(0.5mm/div)

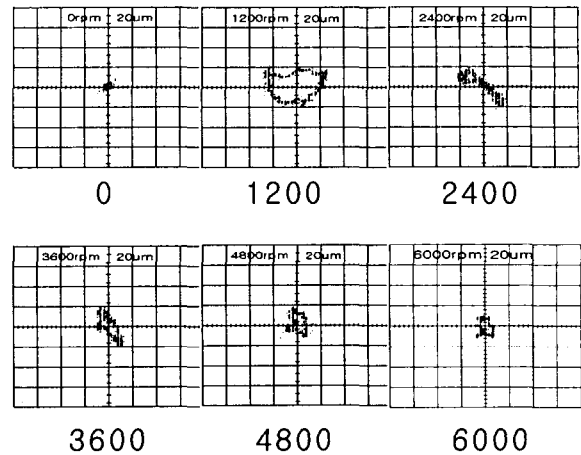


그림 18 회전 시험: g_M vs. g_{MB} (0.5mm/div)
Fig. 18 Whirl test: g_M vs. g_{MB} (0.5mm/div)

그림 18은 모터를 6000rpm(100Hz)까지 구동할 때의 레이디얼 베어링의 공극 g_M 과 g_{MB} 의 궤적으로서, 1200rpm(20Hz) 부근까지 서서히 크기가 증가하다가 1800rpm(30Hz) 근방에서 수평 축의 공진이 일어나서 궤적의 크기가 $\pm 40\mu\text{m}$ 까지 증가하였으나, 수직 방향의 크기는 $\pm 20\mu\text{m}$ 이내로 유지되었다. 2400rpm(40Hz) 이후에는 위상이 바뀌어 수직 방향의 궤적 크기는 증가하나 오히려 수평 방향의 크기는 감소하게 된다. 그 이후로는 수평 방향과 수직 방향 모두 공진을 지났기 때문에 궤적의 크기는 $\pm 10\mu\text{m}$ 이내에서 제어 된다. 회전축에는 여러 가지 모드의 공진이 있으므로, 굽힘 모드(bending mode) 이전까지는 궤적의 크기가 일정할 것으로 추정된다.

5.5 발전기 특성 시험

지금까지는 발전기 축을 모터 축에 분리한 채, 모터 단독 구동시의 자기 베어링의 성능 실험을 하였다. 이 절에서는 모터 축과 발전기 축을 연결한 후 모터를 3600rpm으로 회전시키면서 발전기 양단에 부하를 연결하고 이 때, 발전된 전압과 전류를 측정한다. 또한, 부하 시험을 통하여 부하가 없을 때와 부하를 투입하였을 때의 자기 베어링 축 지지 특성을 살펴보았다.

본 연구에서 사용된 브러쉬레스 발전기는 2극이기 때문에 60Hz의 전압을 발생시키기 위해서는 3600rpm으로 회전해야 한다. 모터-발전기 시스템의 회전축의 전체 무게는 약 21kg으로서, 정격속도 3600rpm로 유지시키기 위해서는 인버터의 출력 전압이 충분히 커야 한다. 하지만 전압이 크면, 토크가 커져 축에 진동을 유발하므로, 인버터의 V/F 패턴의 기울기는 실험을 통하여 정하는 것이 바람직하다.

그림 19는 축 회전 주파수가 변할 때, 유기된 발전기의 출력 전압의 크기를 보여 준다. 저속에서는 유기 전압이 작으나, 정격속도인 3600rpm 부근까지 증가하면, 기하급수적으로 증가함을 알 수 있다. 그림 20은 회전 주파수 대 발전기 전류의 관계로서, 역시 정격속도 부근에서 급격히 증가함을 알 수 있다.

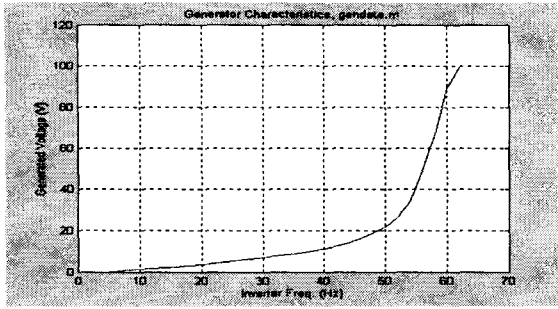


그림 19 회전 주파수 대 발전기 전압
Fig. 19 Rotational frequency vs generator voltage

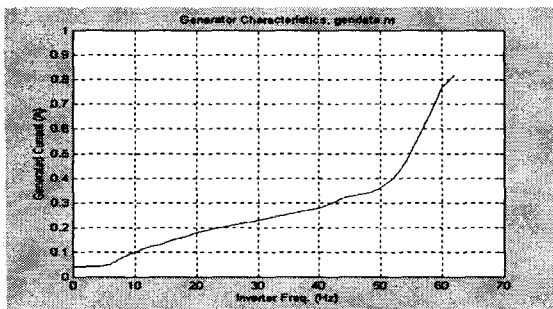


그림 20 회전 주파수 대 발전기 전류
Fig. 20 Rotational frequency vs generator current

6. 결 론

이 논문에서는 능동형 자기 베어링의 설계 및 제작 과정과 이를 정상적으로 작동시키는 제어기 구현에 대해 언급을 하였다. 그 과정에서 임펄스 및 회전 실험에 의해 피칭 제어기는 피칭 제어에 비해 축 진동 특성이 월등히 좋다는 것을 확인하였으며, 발전기를 뺀 상태에서 모터 단독 구동할 때 6000rpm의 회전 속도에서 $\pm 10\mu\text{m}$ 이내로 제어가 가능하였다. 또한 모터와 발전기를 커플링으로 결합하였을 경우의 특성 실험을 통하여 공극 0.5mm, 회전 속도 3600rpm, $\pm 4\mu\text{m}$ 이내의 회전하면서 발전기 양단에서 주파수 60Hz, 전압 100V, 전류 0.82A의 발전이 가능함을 확인하였다. 이 모터-발전기 시스템은 비접촉 지지에 의해 마찰, 마모 및 소음이 매우 적고, 별도의 윤활 장치가 없어 공해가 전혀 없다는 장점이 있다.

추후 과제로는 30000rpm 이상의 초고속 자기 베어링 시스템에 대한 설계와 제어기 설계이다. 이를 위해 큰 범위에 걸쳐 회전 속도가 변했을 때의 안정도 해석과 게인-스케줄링 제어 및 회전축의 동작 모드를 동시에 제어하는 다변수 제어가 필요하다. 앞에서 구현한 피칭 제어는 간단한 형태의 다변수 제어라 할 수 있다. 따라서 지금까지의 결과를 잘 이용하면 좋은 결과가 있으리라고 사료된다. 그리고 초고속용 회전 장치를 설계하기 위해 유한요소법을 지속적으로 적용하여 최적 설계를 하고자 한다.

참 고 문 헌

- (1) G. Schweitzer, H. Bleuer, A. Traxler, Active Magnetic Bearing, ETH Zurich, 1994.
- (2) 대용량 회전기의 진동제어에 관한 연구, 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소, 1997.
- (3) F. Matsumura and T. Yoshimoto, "System modeling and control design of a horizontal-shaft magnetic bearing system", IEEE Transactions. on Magnetics, vol. 22, no. 3, pp. 197-203, May, 1986.
- (4) 정성천, 고속 주축용 전자기 베어링계의 동특성 및 제어 성능 향상에 관한 연구, 서울대학교 박사학위논문, 1996.
- (5) 정호섭, 원추형 자기 베어링지지 무마찰 구동 장치의 동적 해석 및 강인 위치제어, KAIST 박사학위논문, 1997.
- (6) K. J. Astrom and B. Wittenmark, Computer Controlled Systems: Theory and Design, Prentice-Hall, 1990.
- (7) TMS320C3X User's Guide, Texas Instruments, 1993.

저 자 소 개



김 종 문 (金鍾文)

1965년 6월 6일생. 1988년 인하대 전기공학과 졸업. 1990년 동 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1990년~현재 한국전기연구원 선임연구원.

Tel:(055) 280-1443

Fax:(055) 280-1547

E-mail: jmkim@keri.re.kr



최 영 규 (崔榮奎)

1957년 6월 18일생. 1980년 서울대학교 전기공학과 졸업. 1982년 한국과학기술원 전기 및 전자공학과 졸업(석사). 1987년 동 대학원 전기 및 전자공학과 졸업(공학박사). 1990~1991년 CALTECH Visiting Scholar. 1998~1999년 Univ. of Southwestern Louisiana

Visiting Scholar. 현재 부산대 공대 전자전기정보컴퓨터공학부 교수.

Tel : 051-510-2371, Fax : 051-513-0212

E-mail : ykichoi@pusan.ac.kr