

불균형 보상법을 이용한 능동 자기베어링 구동기의 동 특성 규명

°김 철 순*, 이 중 원**

Identification of Active Magnetic Bearing Actuator Using Unbalance Compensation Method

Cheol-Soon Kim and Chong-Won Lee

ABSTRACT

In this study, the in-situ parameter identification method for active magnetic bearing (AMB) actuator based on an open-loop balancing scheme is proposed. The scheme utilizes the relation between the compensating voltage and the known unbalance force. Main advantage of this method is that it is easy to use, yet it gives the actuator dynamics on the actual operating condition of an AMB system. The experimental results show that the proposed scheme compensates the known unbalance accurately and consequently identifies the actuator dynamics effectively.

1. 서론

능동 자기베어링(AMB) 시스템은 전자기력을 이용하여 회전체를 비접촉식으로 지지하는 것으로 크게 회전체, 전자석 구동기(magnetic actuator), 비접촉 변위센서, 그리고 제어기 등으로 구성되어 있다. AMB 시스템을 설계 및 제작할 때 중요한 이슈의 하나는 실제 시스템의 동적 거동이 원래의 설계대로 나타나느냐 하는 것이다. 그런데 AMB 시스템은 전자석의 누설자속(leakage flux) 및 와전류(eddy current), 전력 증폭기의 주파수 특성, 회전체의 위치 변동 등에 의해서 원래 설계된 것과 차이를 나타내게 된다. 이 때문에 AMB 시스템의 제어 성능 및 안정성을 향상 시키기 위해서는 각 구성 요소의 정확한 동적 특성 규명이 필요하다.

AMB 시스템의 동 특성 규명에 대한 연구는 주로 Nyquist 선도, 주파수 응답함수, 시간영역에서의 이산 모형화 등을 통한 전체 시스템의 매개변수 규명에 많은 관심이 기울여졌다[1, 2]. 반면 제어된

AMB 시스템의 특성은 각 구성 요소의 동 특성을 구하게 되면 전체 제어 선도로부터 전체의 동적 거동을 쉽게 예측할 수 있다. 구성 요소 중에서 센서를 포함한 제어기는 원하는 값으로 쉽게 조절 가능한 반면 전력증폭기와 전자석으로 구성되어 있는 전자석 구동기는 누설자속, 프린지(fringe) 효과, 와전류 효과 또는 운전 상황에서 공극의 불일치 등에 의해서 정확한 동특성을 추정하기 어렵다 [3, 4, 5].

본 연구에서는 개방회로(open-loop) 불균형 보상(unbalance compensation) 방법을 이용한 운전 상황에서의 AMB 구동기의 동 특성 규명 방법을 제안하였다. 이를 위해 먼저 기지의 불균형 질량을 회전체에 부착 후 영향 계수법(influence coefficient method)을 이용한 보상 기법을 적용하여, 질량불균형을 보상 신호(compensation signal)에 따른 전자기력으로 완전히 제어한다[6, 7, 8, 9]. 그리고 기지의 불균형력과 이에 상응하는 보상신호 사이의 관계로부터 자기베어링 구동기의 동적 특성을 구한다. 여기서 주파수 특성은 회전체의 속도를 원하는 범위까지 변화 시킴으로써 얻을 수 있다. 이 방법의 장점은 간단한 계

* 정희원 삼성종합기술원 정밀기계LAB

** 정희원 한국과학기술원 기계공학과

산으로도 실제 운전 상태에서 AMB 시스템의 동 특성을 쉽게 구할 수 있다는 점이다. 그리고 시스템에서 전자석 구동기의 특성을 알고 있으면 제어기의 이득 변화에 따른 전체 AMB 시스템의 동적 거동 변화를 쉽게 예측할 수 있게 된다. 제안된 방법을 디지털 제어를 가진 능동 자기베어링 시스템에 적용하여 불균형력에 대한 보상신호를 구하고, 이로부터 전자석 구동기의 동 특성을 규명하였다. 그리고 AMB 시스템의 강성계수 및 감쇠계수를 계산하였으며 이를 이용하여 계산된 시스템의 고유진동수를 실험 결과와 비교하였다.

2. AMB 시스템의 운동 방정식

Figure 1(a)는 회전체, 센서를 포함한 제어기, 그리고 전자석 구동기로 이루어진 AMB 시스템의 블록 선도이다. Figure 1의 AMB 시스템에 대한 운동방정식은 Laplace 영역에서 다음과 같이 된다.

$$D_{cl}(s)Q(s) = F_u(s) - G_f(s)V_{uc}(s) \quad (1)$$

여기서

$$D_{cl}(s) = D_o(s) + G_f(s)G_c(s)$$

$$Q(s) = \begin{Bmatrix} Y(s) \\ Z(s) \end{Bmatrix}, V_{uc}(s) = \begin{Bmatrix} V_y(s) \\ V_z(s) \end{Bmatrix}.$$

이며, $D_o(s)$ 는 귀환 제어를 하지 않은 회전체-전자기 베어링 계, $G_c(s)$ 는 제어기의 전달함수 행렬(transfer function matrix), $G_f(s)$ 는 전자석 구동기의 전달함수, $D_{cl}(s)$ 는 제어된 전체 AMB 시스템을 각각 나타낸다. Q 는 변위 벡터이며, F_u 는 불균형력, V_{uc} 는 개방회로 보상전압을 각각 나타낸다. Figure 1(b)는 간략화된 AMB 시스템의 모형으로 이를 보면 불균형력과 이에 대한 보상신호 사이의 관계로부터 전자석 구동기의 특성을 규명할 수 있음을 짐작할 수 있다. 전자석 구동기는 전력증폭기, $G_{pa}(s)$ 와 전자석, $G_f(s)$ 으로 구성되어 있으며 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$G_f(s) = G_i(s)G_{pa}(s) \quad (2)$$

여기서 $G_i(s)$ 와 $G_{pa}(s)$ 는 다음과 같이 표현 가능하다.

$$G_i(s) = K_i e^{-\tau_e s} \approx \frac{K_i}{1 + \tau_e s}$$

$$G_{pa}(s) = \text{diag}[K_c, K_c, K_c, K_c] \frac{(1 + \tau_o s)}{(1 + \tau_c s)(1 + \tau_1 s)(1 + \tau_2 s)} \quad (3)$$

위에서 K_i 는 전류 강성계수 행렬(current stiffness matrix), τ_e 는 와전류에 의한 시상수, K_c 는 전력증폭기

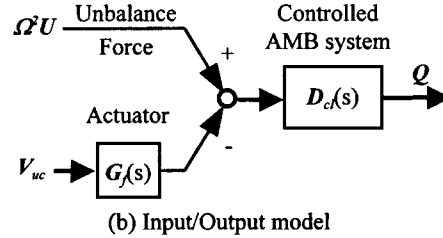
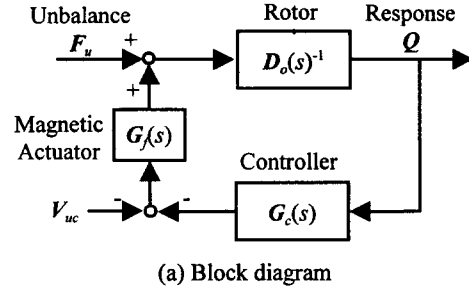


Figure 1 Block diagram of AMB system.

의 이득[전류/전압], 그리고 τ_c , τ_o , τ_1 , τ_2 는 전력증폭기의 시상수들을 각각 나타낸다. 식(1)에서 $s=j\omega$ 그리고 $F_u = \Omega^2 U$ 를 대입하면 다음과 같이 주파수영역에서 AMB 시스템의 질량불균형 및 보상전압과 변위와의 관계를 얻을 수 있다.

$$Q(j\omega) = H_u(j\omega)U + H_v(j\omega)V_{uc}(j\omega), \quad \text{at } \omega = \Omega \quad (4)$$

여기서

$$H_u(j\omega) = D_{cl}(j\omega)^{-1} \Omega^2$$

$$H_v(j\omega) = -D_{cl}(j\omega)^{-1} G_f(j\omega) \quad (5)$$

이며, $H_u(j\omega)$ 와 $H_v(j\omega)$ 는 각각 주파수가 ω 일 때의 질량불균형 및 보상전압과 측정변위와의 주파수 응답 행렬 (frequency response matrices)을 나타낸다. AMB 시스템에서 전자석 구동기의 특성을 규명하는 것은 2단계로 나뉘어진다. 먼저 영향계수법을 이용한 벨런싱 방법을 응용하여, 일정한 회전수에서 부착한 질량불균형에 대한 개방회로 보상전압을 계산한다. 다음으로 부착한 질량불균형과 이를 보상하기 위한 전압과의 관계로부터 주어진 회전주파수에서의 구동기의 동 특성을 구한다. 보상전압의 정확성을 확인하기 위해 계산된 보상전압을 인가한 후 회전체의 변위를 측정하여 원래 불균형 질량을 부착하기 전의 정밀도를 유지하는지 확인한다. 위의 벨런싱이 정확히 이루어 졌다면 주어진 회전주파수 성분의 변위는 상쇄되고 식(4)는 다음과 같이 된다.

$$H_u(j\omega)U + H_v(j\omega)V_{uc}(j\omega) = 0, \quad at \omega = \Omega \quad (6)$$

식(5)를 식(6)에 대입하면 Figure 1(b)에서 쉽게 알 수 있는 바와 같이 $\omega = \Omega$ 에서의 구동기의 동적 특성, $G_f(j\Omega)$ 를 다음 식으로부터 구할 수 있다.

$$G_f(j\Omega)V_{uc} = \Omega^2 U \quad (7)$$

3. 전자석 구동기의 특성 규명

3.1 영향 계수법을 이용한 불균형력 보상

Figure 2 는 강체 회전체와 2개의 반경방향 베어링을 가진 AMB 시스템을 나타낸 것이다. 구동기의 특성을 규명하기 위한 첫 단계인 불균형력 보상 신호를 구하기 위한 방법은 다음과 같다. 먼저 영향 계수를 구하기 위해 가진 신호, $V_{vi}, i=y_1, y_2, z_1, z_2$ 를 차례로 AMB 시스템에 가하고 각각의 경우와 초기 상태에서 시스템의 변위, $Q_i = [y_1, y_2, z_1, z_2]^T$ 를 측정하면 다음과 같이 된다.

- Original response due to unknown U_0 ;

$$Q_0 = H_u(j\omega)U_0, \quad at \omega = \Omega \quad (8.a)$$

- Forced response due to excitation $V_{vi}, i=y_1, y_2, z_1, z_2$;

$$Q_i = H_u(j\omega)U_0 + H_{vi}(j\omega)V_{vi}, \quad at \omega = \Omega \quad (8.b)$$

식(8.a)와 식(8.b)로부터 Ω 에서의 영향계수 행렬을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$H_v = [H_{v1} \ H_{v2} \ H_{v3} \ H_{v4}] \quad (9)$$

여기서

$$H_{vi} = [Q_i - Q_0] / V_{vi}, \quad i = y_1, y_2, z_1, z_2.$$

식(7)의 관계를 이용하여 구동기의 특성을 규명하기 위해서는 적절한 불균형 질량을 회전체에 부착한 후 불균형 응답, Q_i 를 측정한다. 여기서 초기 회전체의 질량불균형에 대한 오차를 줄이기 위해 다음과 같이 새로 인가한 질량불균형, U_i 에 의한 응답, Q_u 를 구한다.

$$Q_i = H_u(j\Omega)\{U_0 + U_i\}$$

그리고

$$Q_u = Q_i - Q_0 = H_u(j\Omega)U_i \quad (10)$$

AMB 시스템을 밸런싱($Q=0$)하기 위한 보상전압, V_u 는 식(10)의 Q_u 를 식(6)에 $H_u(j\Omega)U$, 대신 대입하고 식(9)에서 구한 영향계수 행렬을 이용하면 다음과 같이 구해진다.

$$V_u = -H_v^{-1}Q_u \quad (11)$$

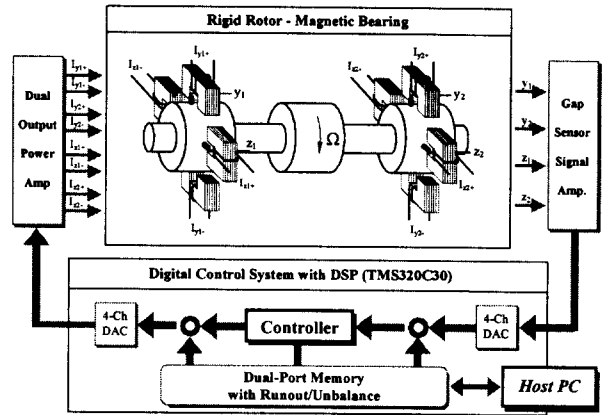


Figure 2 Schematic diagram of the AMB system

식(8) ~ (11)에 제안된 방법은 기계적 밸런싱 방법과 유사하지만, 전체 과정이 운전 상황에서 디지털 제어기를 이용하여 수행되는 것이 특징이다. 제어 시스템은 DSP와 PC를 이용하여 회전수를 변화시켜가면서 수직/수평 방향으로 가진 신호를 발생시키고 변위를 측정하여 보상전압을 계산한다.

3.2 전자석 구동기의 동 특성 규명

전자석 구동기의 특성을 규명하기 위해 Figure 3 과 같은 모형을 고려하면 보상신호와 불균형력 사이의 관계는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} G_{fyy} & G_{fyz} \\ G_{fzy} & G_{fzz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_y \\ V_z \end{bmatrix} = \Omega^2 \begin{bmatrix} \frac{1}{2} U_t \\ \frac{1}{2} U_t \end{bmatrix}, \quad at \omega = \Omega \quad (12)$$

식(12)에서 V_u 와 U_i 만으로는 구동기의 특성계수, $G_{fij}, i,j=y,z$ 를 모두 구하기는 Rank가 부족하므로 수평과 수직 방향의 구동기가 서로 간섭이 없다고 가정하여 $G_{fyz} = G_{fzy} = 0$ 로 정한다. 그러면 구동기의 복소 특성계수, G_{fyy} 와 G_{fzz} 를 최종적으로 구하게 되며 다음 식 (13)과 같이 표현할 수 있다.

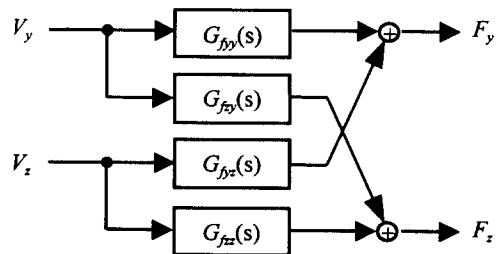


Figure 3 Block diagram of AMB actuator.

$$\begin{aligned} G_{fy}(j\Omega) &= (F_y/V_y)(j\Omega) = G_{fym}(\Omega)e^{j\psi_y(\Omega)} \\ G_{fz}(j\Omega) &= (F_z/V_z)(j\Omega) = G_{fzm}(\Omega)e^{j\psi_z(\Omega)} \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 G_{fym} , G_{fzm} 그리고 ψ_y , ψ_z 는 각각 주파수 Ω 에서 y -(z -) 방향의 구동기의 크기와 위상을 각각 나타낸다. 식(13)에서 위상지연은 주로 전력증폭기의 대역한계 및 코일의 유도계수(inductance), 그리고 전자석의 와전류 손실에 의해서 나타나게 된다. 다시 식(13)을 위상지연 항을 도입하여 주파수 영역에서 식(3)의 형태로 쓰면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} G_{yy}(j\omega) &= \frac{G_{fy0}}{1+j\omega\tau_{ey}} \frac{(1+j\omega\tau_o)}{(1+j\omega\tau_c)(1+j\omega\tau_1)(1+j\omega\tau_2)} \\ G_{zz}(j\omega) &= \frac{G_{fz0}}{1+j\omega\tau_{ez}} \frac{(1+j\omega\tau_o)}{(1+j\omega\tau_c)(1+j\omega\tau_1)(1+j\omega\tau_2)} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 τ_{ey} , τ_{ez} 는 와전류에 의한 전류-전자기력 사이의 시상수이며, τ_o 는 코일의 유도계수에 의한 시상수, 그리고 τ_1 , τ_2 , τ_o 는 전력증폭기의 시상수이다. AMB 시스템을 설계시 수직/수평 방향의 전자석과 증폭기를 동일하게 하므로 수직/수평 방향의 이들 시상수는 서로 거의 같다고 볼 수 있다.

4. 실험 결과 및 분석

Figures 2에 나타낸 AMB 시스템은 회전체와 2개의 자기베어링, DSP를 이용한 디지털 제어기 및 Host PC, 그리고 4개의 변위센서 및 전력증폭기로 구성되어 있다. PC는 DSP와 Dual-port 메모리로 연결되어, DSP에 제어 명령, 제어 이득, 밸런싱 데이터, 그리고 모터의 회전수를 전송하고, DSP로부터 회전체의 변위 데이터를 받아 신호처리와 보상신호 계산 및 AMB 시스템의 운전 상황을 감시한다. 전체 제어 주기는 50 μ sec(20kHz)이며, 밸런싱을 위한 회전체의 각위치는 엔코더를 이용하여 DSP에서 처리한다. 여기서 전자석의 사양은, 자극 면적, $A=450$ mm², 공극, $g_0=0.90$ mm, 권선수, $N=400$ 회, 자기유도계수, $L_o=56$ mH, 형상계수, $\alpha=0.92$ 이며, 회전체의 질량, $m=8.34$ kg, 베어링 간격, $b=277$ mm 이다.

전자석 구동기의 동적 특성을 규명하기 위해, 먼저 PC에서 가진신호를 발생시켜 DSP의 밸런싱 데이터로 보내고 이에 의한 응답과 초기 상태의 응답을 측정한다. 그리고 알고 있는 불균형 질량, $U_i=[70, 70]^T$ g.mm $\angle 0^\circ$ 을 회전체에 부착한 후 이에 의한 응답을 측정한다. 그리고 식(8) ~ (12)에 제시한 과정에

따라서 각 회전주파수에서의 보상전압과 AMB 구동기의 이득을 구한다.

Figure 4와 5는 제안된 방법을 이용하여 구한 회전 주파수에 따른 AMB 구동기의 이득을 나타낸다. 이를 보면 크기는 회전 주파수가 8000rpm으로 가면서 약간 증가함을 알 수 있다. 반면 위상지연은 3.7degrees/1000rpm으로 매우 큼을 알 수 있다. 이는 주로 전자석의 유도 부하에 의한 것이 주 요인이고 일부는 와전류에 의한 것이라 추정된다.

계산 결과의 검증을 위해 구해진 보상신호를 이용하여 5000rpm에서 실험한 결과 Figure 6과 같이 나타났다. 이를 보면 보상 후 회전체의 변위는 1 μ m 이내로, 매우 정확하게 밸런싱 되었음을 알 수 있으며, 이는 Figures 4와 5에서 구동기의 특성이 효과적으로 규명되었음을 반증하는 것이다.

Table 1은 식(15)를 이용하여 이론적으로 구한 전자석 구동기의 이득[8] 및 실험적으로 규명한 구동기의 이득 및 이로부터 계산된 전류 강성계수(current stiffness)이다.

$$K_i = \frac{\alpha\mu_0 N^2 A(I_{o1} + I_{o2})}{2g_0^2} [\text{N/A}], \quad G_f = K_i K_c [\text{N/V}] \quad (15)$$

여기서 $\mu_0[=4\pi \times 10^{-7}$ H/m]는 자유공간에서의 투자율이다. 계산식 (15)에서 구동기의 주파수 특성은 고려하지 않았고 K_c 는 0.42를 사용하였다. Figure 4, 5의 결과로부터 식(14)의 모형을 이용하여 구한 구동기의 시상수는 다음과 같다.

$$K_c = 0.40, \quad \tau_c = 3.25 \times 10^{-4} \text{sec}, \quad \tau_e = 2.2 \times 10^{-4} \text{sec}$$

$$\tau_o = 1.87 \times 10^{-3} \text{sec}, \quad \tau_1 = 1.53 \times 10^{-3} \text{sec}, \quad \tau_2 = 5.49 \times 10^{-5} \text{sec}$$

이를 보면 전력증폭기의 이득[전류/전압] 특성의 변화가 크고, 특히 이론적으로 고려하지 못했던 와전류에 의한 시상수, τ_e 가 비교적 큰 것을 알 수 있다.

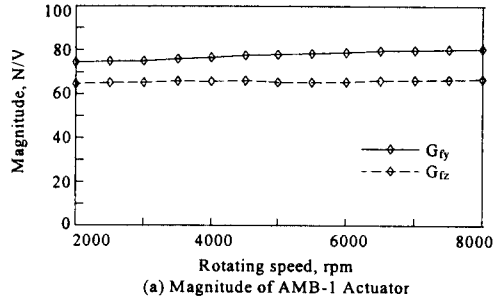
Table 1 Calculated and identified gains of AMB

Direction	Calculated gains			Identified	
	Current [A] I_{o1} / I_{o2}	K_i [N/A]	G_f [N/V]	G_f [N/V]	* K_i [N/A]
Y_1	2.16 / 1.52	190	79.8	78.7	187
Z_1	1.50 / 1.72	164	68.9	65.6	156
Y_2	2.25 / 1.70	192	80.6	81.0	193
Z_2	1.65 / 1.64	165	68.9	71.2	169

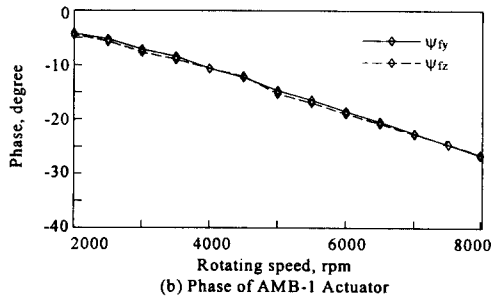
* $K_i = G_f / K_c$ [N/A], where $K_c=0.42$ [A/V]

Figure 7은 Figure 4의 결과를 규명된 구동기의 변수와 식(14)를 이용하여 재현한 것으로, 구동기의 동적 특성이 제안된 방법으로 매우 잘 표현됨을 알 수 있다. 특히 이론적으로 예측이 잘 안되는 코일의

유도계수 및 와전류에 의한 위상지연과 8000rpm 부근에서의 구동기 이득 증가 등이 매우 잘 표현되고 있다.

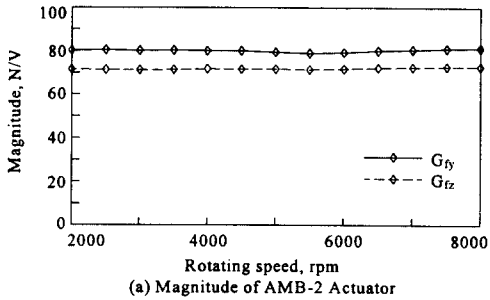


(a) Magnitude of AMB-1 Actuator

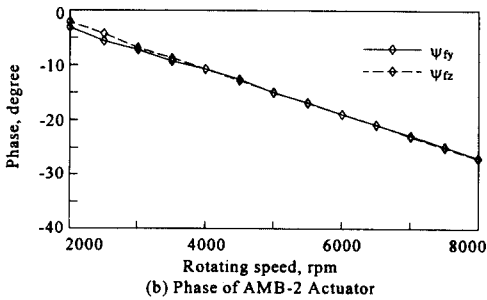


(b) Phase of AMB-1 Actuator

Figure 4 Estimated actuator dynamics of AMB-1

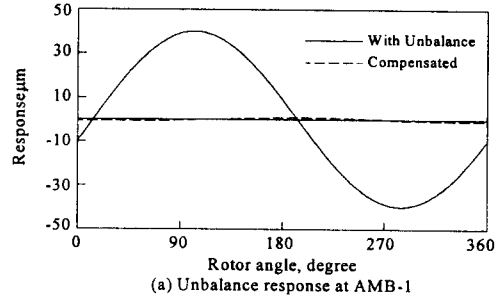


(a) Magnitude of AMB-2 Actuator

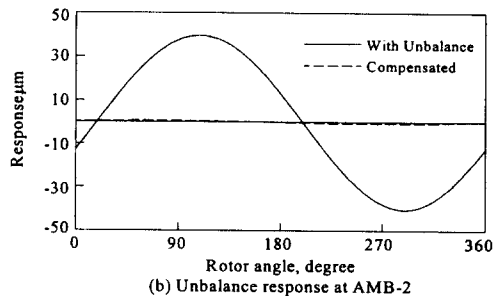


(b) Phase of AMB-2 Actuator

Figure 5 Estimated actuator dynamics of AMB-2

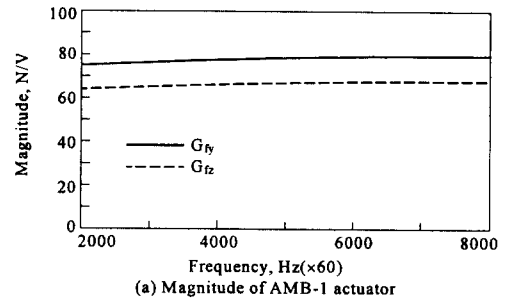


(a) Unbalance response at AMB-1

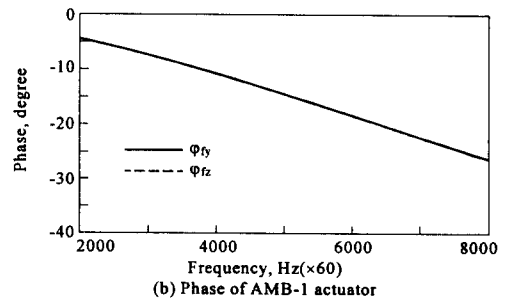


(b) Unbalance response at AMB-2

Figure 6 Unbalance response of AMB at 5000rpm



(a) Magnitude of AMB-1 actuator



(b) Phase of AMB-1 actuator

Figure 7 Fitted dynamics of AMB actuator system

Table 2 Equivalent bearing parameters of the AMB system

direction	Y ₁	Z ₁	Y ₂	Z ₂
K _{eq} [kN/m]	894	802	905	831
C _{eq} [N.s/m]	194	164	197	170

Table 3 Modal parameters of the AMB system at 80rps

Mode	Calculated		Experimental	
	ω _n [Hz]	ζ	ω _n [Hz]	ζ
1b	70.3	0.045	69.9	0.071
1f	73.8	0.051	75.3	0.076
2b	89.3	0.062	90.5	0.075
2f	101.6	0.065	103.0	0.056

* ω_n: Undamped natural frequency, ζ: Damping ratio

Table 2는 Table 1에서 규명된 AMB 구동기의 변수와 제어이득, $K_p = \text{diag}[15, 15, 15, 15] \times 10^3$ 및 $K_d = \text{diag}[10, 10, 10, 10]$ 을 이용하여 구한 자기베어링의 동가 강성계수(K_{eq}) 및 감쇠계수(C_{eq})이다. 여기서 설계주파수는 80rps이며, 수직방향(Y)의 베어링이 수평(Z)에 비해 강한 것은 회전체의 자중을 보상하기 위해 수직방향 전자석의 바이어스(bias) 전류를 더 크게 했기 때문이다.

Table 3은 80rps(6400rpm)에서 계산 및 실험적 모드 해석을 통해 구한 AMB 시스템의 고유진동수이다. 이를 보면 고유진동수는 오차 2%이내로 잘 일치하고 있다. 반면 감쇠율에서는 계산 결과의 오차가 AMB-1에서 35%, AMB-2에서는 16%의 오차를 보이고 있다. 이는 계산시 위상지연을 과도하게 추정하였고, 고유진동수 계산에서 식(14)를 그대로 고려하기 어렵기 때문에 Table 2에서 구한 동가강성 및 감쇠를 이용하였기 때문이다.

5. 결론

개방회로 불균형 보상방법을 이용한 운전 상황에서의 능동 자기베어링 구동기의 동 특성 규명 방법을 제안하였다. 이는 기지의 불균형력과 이에 상응하는 보상신호 사이의 관계로부터 구동기의 동적 특성을 구하는 것이다. 제안된 방법을 디지털 제어기를 가진 자기베어링 시스템에 적용하였으며, 실험결과 불균형력을 전자기력으로 완전히 보상하였고 전자석 구동기의 동 특성을 효과적으로 추정하였다.

그리고 AMB 시스템의 강성계수 및 감쇠계수를 계산하였으며 이를 통해 계산된 시스템의 고유진동수가 실험 결과와 잘 일치함을 알 수 있었다.

참고 문헌

- Gahler, C., and Herzog, R., "Identification of Magnetic Bearing Systems," 4th International Symposium on Magnetic Bearings, Zurich, 1994.
- Lee, C. W., Ha, Y. H, Joh, C.Y., and Kim, C. S., "In-situ Identification of Active Magnetic Bearing System Using Directional Frequency Response Functions," ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 118, 1996.
- Knight, J.D., Xia, Z., McCaul, E., and Hacker, Jr. H., "Determination of Forces in a Magnetic Bearing Actuator: Numerical Computation with Compensation to Experiment," ASME Journal of Tribology, Vol.114, 1992.
- Joseph, A. B., and Kenneth, E. H., "Magnetic Flux as Affected by Eddy Currents in Electro magnets," IEEE Trans. on Magnetics, Vol. MAG-9, No. 3, 1982.
- Yoshimoto, T., "Eddy Current Effect in A Magnetic Bearing Model," IEEE Trans on Magnetics, Vol. MAG-19, No. 5, 1983.
- Kim, C. S. and Lee, C. W., "In Situ Runout Identification in Active Magnetic Bearing System by Extended Influence Coefficient Method," IEEE/ASME Trans. on Mechatronics, Vol. 2, No. 1, 1997.
- Kim, C.S., *Dynamic Analysis and Isotropic Optimal Control of Active Magnetic Bearing System*, Ph. D Dissertation, KAIST, 1995.
- Higuchi, T., Otsuka, M., "Identification of Rotor Unbalance and Reduction of Housing Vibration by Periodic Learning Control in Magnetic Bearings," 3rd International Symposium on Magnetic Bearings, Alexandria, 1992.
- Knospe, C. R., Hope, R. W., Fedigan, S. J., and Williams, R. D., "Adaptive On-Line Rotor Balancing Using Digital Control," Proceedings of MAG'93 Magnetic Bearings, Magnetic Drives, and Dry Gas Seals Conference, Alexandria, 1993.