

# 이동 차량 탑재용 전자기 베어링 시스템 설계 Design of active magnetic bearing system for moving vehicles

김하용\*·심현식\*\*·이종원\*\*\*·강태하\*\*\*\*

Ha-Yong Kim, Hyun-Sik Sim, Chong-Won Lee, Tae-Ha Kang

**Key Words** : active magnetic bearing(전자기 베어링), base motion(베이스운동), acceleration feed-forward controller(가속도 피드 포워드)

## ABSTRACT

The active magnetic bearing (AMB) systems mounted in moving vehicles are exposed to the disturbances due to the base motion, often leading to malfunction or damage as well as inaccurate positioning of the systems. Thus, in the controller design of such AMB systems, robustness to base disturbances becomes an essential requirement. In this study, effective control schemes are proposed for the homo-polar AMB system, which uses permanent magnets for generation of bias magnetic flux, when it is subject to base motion, and its control performance is experimentally evaluated. The base motion of AMB system is modeled as the dynamic disturbances in the gravity and base excitation forces. To effectively compensate for the disturbances, the angle feed-forward controller based on the inverse dynamic model and the acceleration feed-forward controller based on the normalized filtered-X LMS algorithm are proposed. The performance test of the prototype AMB system is carried out, when the system is mounted on rate table. The experimental results show that the performance of the proposed controllers for the AMB system is satisfactory in compensating for the disturbances due to the base motion.

## 1. 서 론

전자기 베어링은 전자기력을 이용한 비접촉 지지를 기본 개념으로 마찰과 마멸의 감소, 소음 및 진동 특성 향상으로 고속 회전 기계와 고정밀 구동 장치에 적용되어왔다. 현재 적용 분야가 확장되면서 기존에 선반 등의 공작기계나 지반이 고정되어 있는 회전 기계 등에만 사용되던 전자기 베어링은 항공기, 선박, 자동차 등 이동중인 차량이나 인공위성, 휴대용 전투장비 등에까지 영역을 확장하였다. 이러한 적용은 전자기 베어링의 전원 공급의 한계로 인한 전력소모량 제한과 축의 고정밀 구동을 위한 베이스의 움직임 등 외란에 대한 고려를 피할 수 없게 되었다.

전자기 베어링에서 점차 고정밀성을 요구함에 따라 외란의 영향이 더욱 부각되고, 이의 영향을 줄이기 위한 연구가 진행되어 왔다. 외부 외란에 관련하여 운행중인 차량에 전자기 베어링을 적용하여 귀환 제어기와  $H_\infty$ , 노치 필터 귀환 제어기를 적용하여 성능을 비교하였고[1,2], 베이스 가진에 대한 외란을 주기적 외란으로 가정하여 귀환 제어기의 이득값 변화에 따른 특성과 가속도 피드포워드 제어 기법을 적용하였다.[3,4]

본 논문에서는 차량에 적용하기 위한 전자기 베어링으로써 전력 소모를 최소화한 영구 자석(permanent magnet)을 이용한 호모 폴(homo-pole)형 전자기 베어링을 설계하였으며, 베이스 움직임에 따른 외부 가진을 제어하기 위하여 각도 피드포워드와 Normalized filtered-X LMS 알고리즘을 이용한 가속도 피드포워드 기법을 제안하고, 실험을 통하여 이의 특성을 검증하였다.

## 2. 전자기 베어링 설계

설계된 전자기 베어링은 Fig. 1 과 같이 한쌍의 반경 방향 베어링과 중심에 축 방향 베어링을 장착하고 있다. 영구 자석에 의한 바이어스 자속은 반경 방향 베어링과 축, 축 방향 베어링을 따라 흐르는 폐회로를 이루고 있다. 바이어스 자속을 기본으로 반경 방향 제어 자속은 반경 방향 베어링면에서만 흐르게 되며, 축 방향 제어 자속은 축 방향 베어링과 대상 디스크를 통해 흐른다.

공극에서의 영구 자석에 의한 바이어스 자속과 반경 방향, 축 방향 제어 자속의 관계로부터 각각 반경 방향 힘과 축 방향 힘을 구할 수 있다.

$$F(r, i_r) = \frac{1}{\mu_0 A_r} \left[ (\phi_m + \phi_{cr})^2_i - (\phi_m - \phi_{cr})^2_{ii} \right] \quad (1)$$

$$F(x, i_x) = \frac{1}{\mu_0 A_x} \left[ (\phi_m + \phi_{cx})^2_l - (\phi_m - \phi_{cx})^2_{ll} \right] \quad (2)$$

하첨자 I 과 II 는 마주보는 한쌍의 전자석을 뜻한다. 반경 방향 변위 r 과 축 방향 변위 x, 그리고 제어 전류가 정상 상태에서 공극  $g_r$  과  $g_x$  에

\* 한국과학기술연구원 트라이볼로지 센터  
E-mail : hykim@kist.re.kr Tel : (02) 958-5669  
\*\* 삼성전자 메카트로닉스 센터  
\*\*\* 한국과학기술원 기계공학과  
\*\*\*\* 국방과학연구원

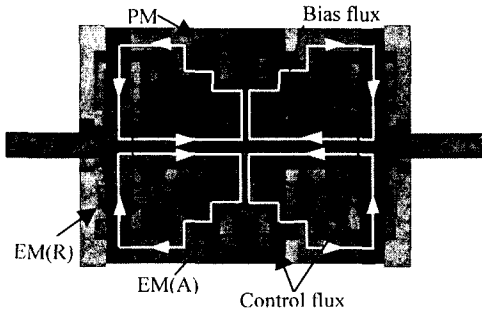


Fig. 1 Perspective view of AMB

비해 매우 작다면, 테일러 시리즈를 이용하여 선형화 가능하다.

$$F(r, i_r) \approx K_r r + K_{i_r} i_r, \quad r = y, z \quad (3)$$

$$F(x, i_x) \approx K_x x + K_{i_x} i_x \quad (4)$$

선형식에서  $K_r$ ,  $K_x$ 와  $K_{i_r}$ ,  $K_{i_x}$ 는 각각의 변위 강성(position stiffness)과 전류 강성(current stiffness)을 나타낸다.

식 (3)과 (4)를 전체 전자기 베어링 계의 베어링 고정 좌표계를 이용하여 5 자유도 운동 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{q} + Kq = f_c \quad (5)$$

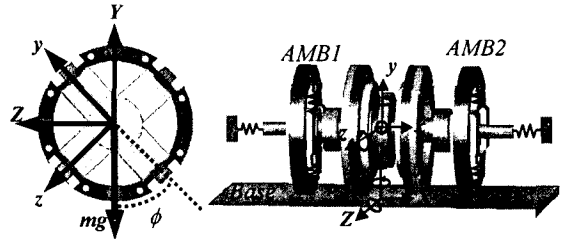
$$q = \{x \quad y_1 \quad y_2 \quad z_1 \quad z_2\}^T$$

여기서,  $f_c$ 는 제어력 벡터,  $q$ 는 축의 변위 벡터,  $M$ 은 질량 행렬이고,  $K$ 는 강성 행렬이다.

### 3. 베이스 운동의 모형화

전자기 베어링 시스템의 베이스 움직임에 대한 외란 성분은 중력에 의한 외란과 베이스 가진력으로 구분할 수 있다. 해석의 편의성을 위하여 Fig. 2에 나타나 있는 것과 같이  $Y, Z$ 는 축에 관한 절대 좌표계,  $y, z$ 는 상대 좌표계를 나타낸다.

일반적으로 축 자중이나 센서 오프셋들에 의한 정적 외란을 보상하기 위하여 제어 전류에 오프셋을 추가하여 축 중심이 항상 베어링 중심과 일치하도록 한다. Fig. 2(a)와 같이 차량에 장착된 전자기 베어링의 경우 베이스의 위치에 따라 자중을 보상해 주어야 하는 베이스에 고정된 폴의 위치가 피치 각( $\phi$ )만큼 변화된다. 이를 보상하기 위하여 전자기 베어링의 회전축을 중심으로 베이스가 회전한 각도( $\phi$ )를 측정하고, 베이스에 대한 중력의 회전 각도를 이용한 각도 피드포워드 제어를 제안하였다.



(a) pitch motion (b) base motion  
Fig. 2 AMB system subject to base excitation

$$M\ddot{q} + Kq = f_c + f_g \quad (6)$$

여기서,

$$f_g = mg \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{2} \cos \phi & -\frac{1}{2} \cos \phi & \frac{1}{2} \sin \phi & \frac{1}{2} \sin \phi \end{bmatrix}^T \quad (7)$$

$m$ 은 축의 질량이다. 또한, 전자기 베어링을 지지하고 있는 베이스가 가진되는 경우, 이때의 시스템은 Fig. 2(b)와 같이 모형화 된다. 식 (5)와 위에서 정의한 좌표계를 이용하여 축의 운동방정식을 축 중심에 대해서 표현하면 다음과 같다. 이 때, 축과 베이스 사이의 거리는 매우 작다고 가정한다.

$$M(\ddot{q} + \ddot{Q}) + Kq = f_c + f_g \quad (8)$$

$$Q = \{X \quad Y_1 \quad Y_2 \quad Z_1 \quad Z_2\}^T$$

여기서,  $Q$ 는 절대 좌표계에서의 회전축의 변위 벡터이다. 전자기 베어링과 같이 고정자로부터 축의 상대 움직임을 측정하여 제어하는 시스템에서는 축의 절대 변위보다 베이스에 고정된 고정자를 기준으로 한 상대 변위를 제어하는 편이 용이하며, 베이스 움직임에 대한 축의 안정화를 목적으로 하는 시스템에서는 고정자에 대한 축의 상대 변위를 제어하는 것이 중요하다. 따라서, 식 (8)을 상대좌표로 다시 표현하면 다음과 같다.

$$M\ddot{q} + Kq = f_c + f_g + f_b \quad (9)$$

여기서,  $f_b$ 는 피치 운동을 제외한 5 자유도의 외력 벡터이다.

$$f_b = -M\ddot{Q} \quad (10)$$

5 자유도의 베이스 움직임을 제어하기 위하여 식 (8)을 보면 베이스 운동의 영향은 각 베어링 평면에서 동적 외란(dynamic disturbance)으로 작용하여 전자기 베어링 시스템에서의 축의 운동에 영향을 준다. 그러므로 베이스 운동이 있는 경우, 고정자에 대한 축의 상대 운동을 안정화시키기 위해서는 양 베어링 평면에서의 베이스 가속도 측정이 필수

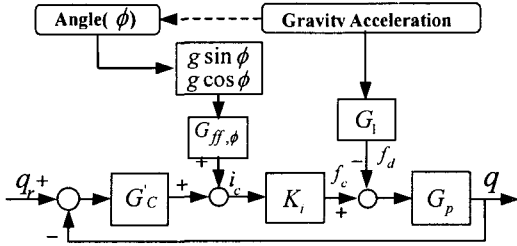


Fig. 3 Block diagram of system with angle feed-forward

적이며, 이렇게 측정되어진 베이스 가속도를 이용하여 피드포워드(Feedforward) 제어를 수행하는 방식이 효과적임을 알 수 있다.

#### 4. 피드포워드 제어기 설계

베이스 운동이 있는 시스템에 전자기 베어링이 장착된 경우, 전자기 베어링의 위치 안정화를 위하여 외란을 제거할 수 있는 제어기의 설계가 필요하다.

##### 4.1 각도 피드 포워드 제어기

식 (6)과 같이 베이스의 피치 운동에 따른 중력의 영향을 보상하기 위하여 피치각 피드 포워드 제어기를 제안하였다. 이때 피치각은 각도 센서에 의해 측정된다. Fig. 3 은 각도 피드포워드 제어기가 포함된 블록 선도이다.  $G_C$  은 PD 제어기에 전력 증폭기가 포함된 전달 함수,  $G_p$  는 전자기 베어링의 전달 함수,  $G_{ff,\phi}$  는 각도 피드 포워드 제어기의 전달 함수이다.

$$G_{ff,\phi} = \frac{G_1}{K_i} \quad (11)$$

여기서,  $G_1$  은 외부 가진과 중력 가속도와와의 전달 함수이다. 중력에 의한 외란 보상은 전달 함수  $G_1$  과 전류 강성  $K_i$  의 모델의 정확성에 따라 달라진다.

##### 4.2 가속도 피드 포워드 제어기

베이스의 움직임에 의해 전자기 베어링 시스템에 전달되는 외란을 베이스 가속도 형태로 표현하였으며, 가속도 외란이 고정자에 대한 축의 진동 신호에 가장 밀접한 상관관계를 지니고 있다고 가정하였다. 그러므로 베이스의 가속도 신호를 기준 신호(reference signal)로 하는 피드포워드 제어기를 구성하였다.

Fig. 4 에서  $G_C$  는 전력증폭기, 제어기, 전류 감성 값을 포함한 전달함수를,  $G_p$  는 전자기 베어링

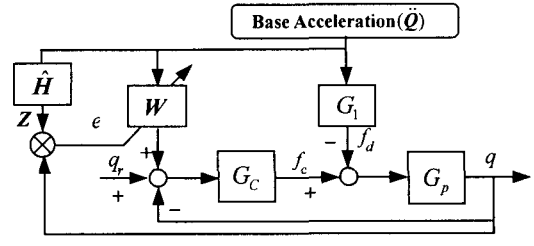


Fig. 4 Block diagram of system with LMS feed-forward

축의 운동에 관한 시스템 전달함수를 표현한다. 여기서  $G_1$  은 베이스 가속도가 전자기 베어링의 축에 가진력으로 전달되는 경로를 나타내는 전달 함수이다. 베이스의 시스템에 대한 가진력을 상쇄하기 위하여 피드포워드 전달함수의 필터 계수를 나타내는 적응 필터 계수를, 응답오차( $e$ )의 자승이 최소가 되도록 갱신하는 Normalized filtered-X LMS 알고리즘에 근거한 적응 피드포워드 제어기를 구성하였다.

$$W(k) = [w_0(k) \quad w_1(k) \quad \dots \quad w_l(k)]^T \quad (12)$$

여기서,  $W$  는 매 단계마다 갱신되는 값이다. 또한 응답오차( $e$ )는 다음과 같이 표현되어진다.

$$e = \frac{q - W^T Z}{\|Z\|} \quad (13)$$

여기서  $q$  는 베이스 가속도 외란에 의한 시스템의 응답 값을 나타내며,  $Z$  는 기준신호를 오차계 모델( $\hat{H}$ )에 의해 필터시킨 신호를 나타낸다. 시간  $k$  에서의 제어기 가중치 벡터  $W(k)$  는 응답오차의 제곱을 최소화하기 위하여 갱신된다. 이와 같이 시스템의 특성을 포함한 적응 제어 알고리즘과 측정된 가속도 신호로부터 베이스 외란을 보상할 수 있다. 이때의 적응 필터 계수의 갱신식은 다음과 같다.

$$W_{k+1} = W_k + 2\mu \frac{q_k Z_k}{\|Z_k\|^2} \quad (14)$$

여기서  $\mu$  는 제어시스템의 수렴속도와 안정성을 결정짓는 수렴 상수이다. 일반적으로 LMS 알고리즘은 주기적 외란을 보상하는데 우수한 성능을 가지고 있다.

## 5. 실험

Fig. 5 는 실제 제작한 전자기 베어링 시스템을 베이스 가진 실험을 하기 위하여 레이트 테이블(rate table)에 장착한 모습이다. 반경 방향과 축방향 전자기 베어링의 특성은 Table 1 에 나타내었다.

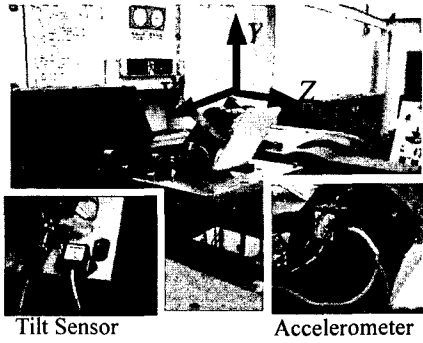


Fig. 5 AMB system on rate table

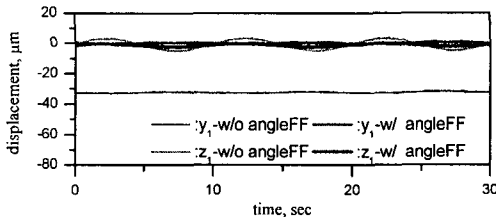


Fig. 6 Response of angle FF controlled system

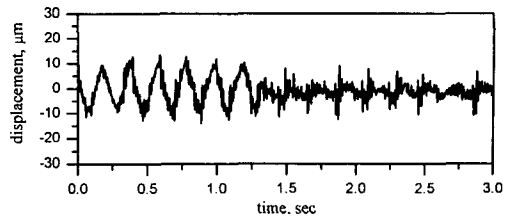
제한된 각도 피드 포워드 제어기의 성능을 평가하기 위하여 0.1 Hz, 7°의 각으로 가진 하였으며, Fig. 6에 나타난 y, z 방향의 증력에 의한 영향은 피드 포워드 제어에 의해 보상됨을 알 수 있다. 각도 피드 포워드 제어기는 증력에 의한 정적 외란 뿐 아니라 동적 외란에 대해서도 좋은 성능을 보여준다.

설계된 오차계 모델 필터( $\hat{H}$ )를 이용하여 Normalized filtered-X LMS 알고리즘을 베이스 외란이 있는 시스템에 대하여 적용하였다. 궤도 차량의 경우에 3~25Hz 주파수 성분이 베이스에 유입되며, 5 Hz 성분이 가장 크게 나타난다. Fig. 7은 베이스가 5 Hz와 25 Hz로 가질시 피드 포워드 제어기 작동으로 응답이 안정화되고 있음을 보여주고 있다. 각 응답의 주 주파수 성분은 제어기 작동으로 성분이 크게 줄어들었다.

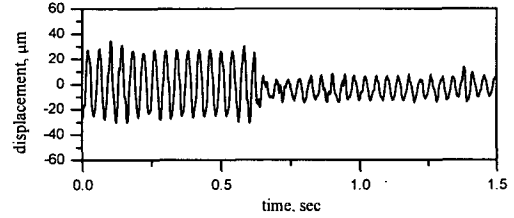
## 6. 결론

차량 탑재에 적합한 전자기 베어링을 설계하였다. 설계된 전자기 베어링은 반경 방향과 축방향 위치 제어가 가능하도록 설계되어 있으며, 전력 소모를 최소화하기 위하여 영구 자석과 전자석을 사용한 하이브리드형 전자기 베어링이다.

베이스 움직임에 따른 안정화 성능을 향상시키기 위하여 증력에 의한 외란과 베이스 동적 외란으로 구분하여 각도 피드 포워드 제어기와 Normalized filtered-X LMS 알고리즘을 이용한 피드 포워드 제어를 설계하였다. 설계된 제어기는



(a) 5 Hz



(b) 25 Hz

Fig. 7 Response of LMS FF controlled system

실험을 통하여 성능을 검증하였으며, 궤도 차량의 외란 범위내에서 우수한 성능을 보였다.

## 참고문헌

- (1) M. O. T. Cole et al., 2002, "Control and non-linear compensation of a rotor/magnetic bearing system subject to base motion," Proc. of the Institution of Mechanical Engineer, Part C, Mechanical Engineering Science, **216**(2), pp.165-178.
- (2) M. E. Kasarda, J. Clements, A. L. Wicks, C. D. Hall, and R. G. Kirk, 2000, "Effect of sinusoidal base motion on a magnetic bearing," IEEE Int. Conf. on Control Applications, Anchorage, Alaska, USA, pp.144-149.
- (3) Y. Suzuki, 1998, "Acceleration feedforward control for active magnetic bearing systems excited by ground motion," IEE Proceedings of Control Theory and Applications, **145**(2), pp.113-118.
- (4) M. A. Pichot, et al., 2001, "Active magnetic bearing for energy storage system for combat vehicles," IEEE Transactions on Magnetics, **37**(1), pp.318-323.

Table 1 Parameters of AMB system

	Radial EM	Axial EM
Position stiffness	$1.14 \times 10^5$ N/m	$3.94 \times 10^5$ N/m
Current stiffness	32 N/A	113 N/A
Air gap	0.3 mm	0.4 mm
Pole face area	155 mm <sup>2</sup>	660 mm <sup>2</sup>
Coil turns	110	90
Maximum control current	1.5 A	2.0 A