자기부상형 플라이휠 에너지 저장 장치의 자기베어링 시스템 설계

유승열† · 모상수* · 최상규** · 이정필*** · 한영희*** · 노명규****

Design of Magnetic Levitating Flywheel Energy Storage System

S. Yoo, S. Mo, S. Choi, J. Lee, Y. Han, M.D. Noh

Key Words : Flywheel energy storage system(플라이휠 에너지 저장장치), Active magnetic bearing(능동형 자기베어링)

Abstract

Flywheel energy storage systems (FESS) have advantages over other types of energy storage methods due to their infinite charge/discharge cycles and environmental friendliness. The system has two radial bearings and one hybrid-thrust bearing. Thrust hybrid-type bearing use permanent magnet to relieve gravity load. The radial bearings were designed to provide sufficient force slew rate considering the unbalance disturbance at the operating speeds. In this paper, we will derive dynamic model of hybrid-type bearing using permanent magnet for thrust bearing and present simulation and stability of the model.

기호설명

μ_0 : 공기의 투자율 (H/m)
A_g : pole 의 면적
F_z : 축 방향 힘 (N)
N : 권선수
I_z : 축 방향 전류 (A)
m : rotor 질량 (kg)
W : 축의 자중
g_0 : thrust plate 사이의 간극 (mm)
K_i : 강성 계수
K_i : 전류 게인
z_b : 축 무게중심으로부터 베어링까지의 거리
z_{pm} : 축 무게중심으로부터 영구자석까지의 거리
F_x^U, F_y^U : 상부 자기베어링 힘 (N)
F_x^L, F_y^L : 하부 자기베어링 힘 (N)
Ω / Ω_{max} : 회전속도/최대 회전속도

† 유승열, 충남대학교 BK21 메카트로닉스사업단
E-mail : mnoh@cnu.ac.kr
TEL : (042)821-6871 FAX : (042)823-4919
* 충남대학교 대학원
** 기계연구원
*** 전력연구원
**** 충남대학교

θ_x, θ_y : x , y 각 축에 대한 회전각도 (rad)
B_{sat} : 코어에서의 포화 자속 밀도
F_{sync} : 불평형에 의한 동기적 힘이고
I_{max} / V_{max} : 파워 앰프의 최대 전류/전압
α : 최대 전류에 대한 바이어스 비율
I_b : 바이어스 전류
i_p : 코일에 흐르는 제어 전류
z : Thrust collar 와 액츄에이터 사이의 공극
I_t : x, y 축에 대한 관성모멘트
I_p : z 축에 대한 관성모멘트

1. 서 론

최근 지구 온난화 문제가 심각한 사회적 이슈로 부각되는 가운데, 기존의 화석 연료를 대체할 수 있는 환경 친화적 대체 에너지 개발에 관심이 집중되고 있다. 지구 온난화의 주범인 온실가스 배출의 감축을 위해서는 화석연료를 사용하고 있는 기존 산업시설을 환경 친화적으로 만들어야 하는데, 전력 생산 부문에서 화석연료 의존도가 높은 우리나라의 경우 많은 어려움이 예상된다. 전력 생산 부문에서의 에너지 대체의 어려움을 극복하기 위해서는 변동하는 전력수요에 유연하게 대응할 수 있는 환경 친화적 전력 생산 및 저장 시

스템을 개발, 활용하는 방안이 필요하다. 현재 태양광, 풍력 등 대체 에너지 생산 기술들이 개발되어 있지만, 실질적으로 발전된 에너지의 양이 일정하지 않아 바로 활용하기에는 어려움이 있다. 이러한 이유로 새로운 대체 에너지 수단이 필요한데, 충/방전이 신속, 유연하고 고효율이면서 환경친화적 에너지 저장기술인 플라이휠 에너시 저장기술의 개발이 적당한 해결책이라 하겠다. 플라이휠 시스템은 양수발전, 압축공기 저장방식과 함께 기계적 에너지 저장방식의 일종으로 화학전지와 같이 소형화, 모듈화가 가능하여 흔히 기계전지 (Electro-mechanical Battery) 또는 플라이휠 전지 (Flywheel Battery)라고 불리며, 입력되는 잉여 전기에너지를 플라이휠의 회전운동에너지로 변환하여 저장하고 필요 시 전기에너지로 출력하는 장치이다. 플라이휠 에너지 저장 시스템은 다른 에너지 저장 시스템에 비해 단위 무게당 저장 에너지의 양이 많으며, 반복 사용에 대한 반영구적인 수명, 그리고 환경 친화적이라는 장점을 가지고 있다[1]. 플라이 휠 에너지 저장 시스템의 효율은 전동기의 전기적 손실과 베어링의 손실에 의해 결정되는데, 베어링의 손실을 최소화하기 위하여 자기 부상형 베어링이 사용된다. 자기 부상형 베어링으로는 초전도체를 이용한 수동형 자기 베어링과 전자석을 이용한 능동형 자기 베어링이 있다. 하지만 초전도 베어링만으로는 댐퍼의 역할을 할 수 없기 때문에 초전도 베어링은 회전축 부상의 역할만을 수행하고, 주로 능동형 자기 베어링이 댐퍼로 이용된다. 본 논문에서는 초전도베어링과 능동형 자기 베어링을 동시에 가지는 플라이휠 시스템에서 능동형 자기베어링의 설계 과정과 제어기 설계에 대해 기술하고자 한다. 시스템의 신뢰도를 높이기 위해 초전도베어링이 없다고 가정하여 능동형 자기베어링의 성능 요구 조건을 도출하였다. 또한, 회전축의 동역학적 모델로부터 자기베어링의 제어기 설계가 이루어졌다.

2. 시스템의 동적 모델

2.1 시스템 개요

Fig.1 은 플라이휠 에너지 저장장치의 개략도이다. 플라이휠이 축에 부착되어 회전하며 에너지를 저장하며 플라이휠은 하부의 영구자석으로 부상되며, 상부의 축방향 능동형 액츄에이터로 축방향 위치가 제어된다. 또, 상부에 반경 방향 능동형 자기 베어링이 장착되어 있으며, 전동발전기가 장착되어 에너지의 충/방전을 수행한다. 플라이휠은 에너지 충전 시 외부 전기 에너지를 전동기를 통해 플라이휠의 기계에너지로 변환하고, 방전 시 발전기를 통해 플라이휠의 기계 에너지를 전기 에너지로 변환한다. 플라이휠의 하부에 역시 한 개의 반

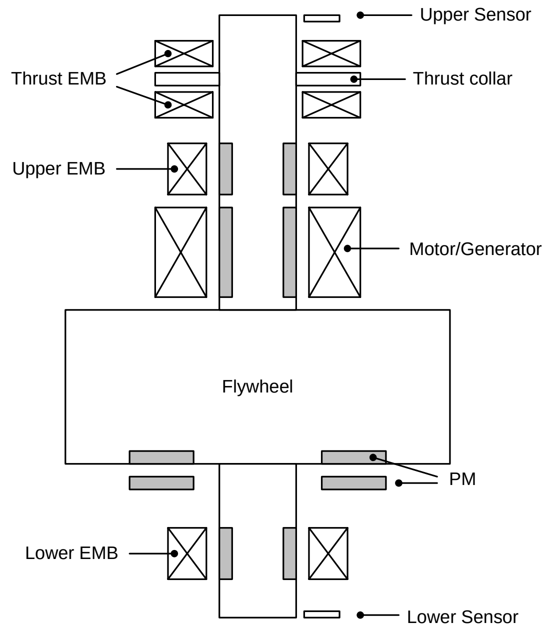

Fig. 1. Schematic diagram of a flywheel energy storage system showing its components.

경 방향 능동형 자기 베어링이 장착되어 반경 방향 위치를 제어하게 된다.

2.2 자기 베어링 설계

2.2.1 반경 방향 베어링 설계

반경 방향 자기 베어링은 8-pole 으로 설계되었다. 접하는 두 극의 권선은 직렬로 결선되어 있고, 마주하는 두 쌍의 극은 자기 베어링의 각 축(x,y)을 제어한다. 제어 방법은 바이어스 선형화 방법을 이용하였다[2]. 이 때, 각 코일에 흐르는 전류는 일정한 바이어스 전류와 제어 입력 전류의 합과 같다. 반경 방향 베어링의 부하 용량은 다음과 같이 구할 수 있다[3].

$$F_{\max} = \frac{A_g B_{\text{sat}}^2}{\mu_0} \tag{1}$$

현재 시스템의 Pole 면적은 8.8 cm^2 이기 때문에 정적 부하 용량은 베어링 당 약 1000N 정도가 되고, 1.2T 의 포화 자속 밀도를 가진다. 베어링의 동적 부하 용량은 베어링의 힘슬루율과 관계가 깊다. 동적 부하의 주원인을 질량적 불평형이라 가정하면, 최대 힘슬루율은 다음과 같이 정의 된다.

$$\left|\frac{dF}{dt}\right|_{\max} = F_{\text{sync}}\Omega_{\max} \tag{2}$$

최대 운전 속도를 20,000rpm 이라 가정하면, 요구되는 힘슬루율은 대략 3 N/μsec 정도이다. 스위칭 파워 앰프가 베어링을 운전할 때, 베어링의 힘슬루율은 파워 앰프의 파라미터 값에 의해 결정되고, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\left|\frac{dF}{dt}\right|_{\max} = \frac{2\alpha I_{\max} V_{\max}}{g_0} \tag{3}$$

2.2.2 축 방향 베어링 설계

축방향 액츄에이터의 전력 손실을 줄이기 위해 축 하부에 척력을 이용한 한 쌍의 영구자석을 장착하여 축의 자중을 지지한다. 축 방향 베어링의 설계는 등가 전류 판 방법을 이용하여 구해지는 영구 자석의 힘과 축 방향 강성에 따라 달라진다 [4]. 축 하부에 장착된 한쌍의 영구 자석은 축의 자중과 정확하게 같은 힘을 발생하도록 크기를 정하고, 축 방향 으로 발생하는 힘의 합은 영구 자석이 생성하는 힘과, 액츄에이터가 만들어내는 힘의 합과 같다. 축 방향 힘은 다음과 같이 표현된다.

$$F_z = \frac{\mu_0 A_g N^2}{4}\left[\frac{(I_b+i_p)^2}{(g_0-z)^2} - \frac{(I_b-i_p)^2}{(g_0+z)^2}\right] \tag{4}$$

축 방향 강성계수는 기준점으로부터의 축 방향 변위에 대한 힘의 변화량으로 구해지며 다음과 같이 표현된다.

$$K_z = -\left.\frac{\partial F_z}{\partial z}\right|_{z=0,\,i_p=0} = -\frac{\mu_0 A_g N^2 I_b^2}{g_o^3} \tag{5}$$

축 방향 액츄에이터에 되는 최대 정적 부하를 3G 라고 가정하면 식(1)을 이용하여 축 방향 액츄에이터의 크기를 결정할 수 있다. 축의 무게를 250kg 이라 할 때, pole 의 면적은 6421mm^2 이고, 결정된 파라미터에 의해 설계된 액츄에이터는

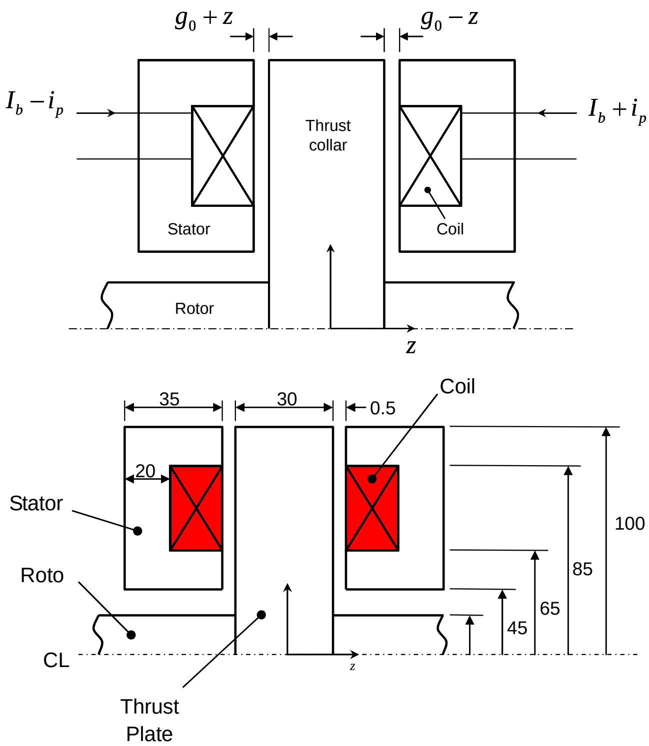

Fig. 2. Thrust bearing design (not scaled). The number of coil turns is 50 , which satisfy the thermal and saturation requirements.

Fig.2 와 같다.

2.3 회전 축의 동적 모델

플라이휠 에너지 저장 장치의 동역학적 특성 확인과 제어기 설계를 위해서는 동역학적 모델 유도가 필요하다. 플라이휠의 최대 운전 속도가 1 차 굽힘모드 아래에 있다고 가정하면 회전축의 동역학적 모델은 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$m\ddot{x} = F_x^U + F_x^L \tag{6}$$

$$m\ddot{y} = F_y^U + F_y^L \tag{7}$$

$$m\ddot{z} = F_z + F_{pm} \tag{8}$$

$$I_t\ddot{\theta}_y - I_p\Omega\dot{\theta}_x = F_x^U z^U - F_x^L z^L \tag{9}$$

$$I_t\ddot{\theta}_x + I_p\Omega\dot{\theta}_y = -F_y^U z^U + F_y^L z^L \tag{10}$$

식(6)-(10)는 Fig. 3 의 좌표계에 따라 유도되었다. 만약 바이어스 선형화 방법이 반경방향 베어

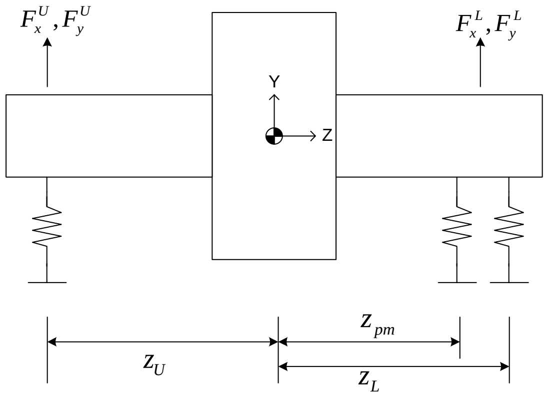

Fig. 3. Coordinate convention used in the dynamic modeling.

링에 이용되면, 베어링에 의해 생성되는 힘을 변위에 대하여 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{x} = -(2k_m + k_{pm})x - \left[k_m(z^U + z^L) - k_{pm}z^{PM}\right]\theta_y + k_i(i_{px}^U + i_{px}^L) \tag{11}$$

$$m\ddot{y} = -(2k_m + k_{pm})y + \left[k_m(z^U + z^L) - k_{pm}z^{PM}\right]\theta_x + k_i(i_{py}^U + i_{py}^L) \tag{12}$$

$$I_t\ddot{\theta}_x = k_m(z^U + z^L + z^{PM})y - k_m(z^{U^2} + z^{L^2} + z^{PM^2})\theta_x - I_p\Omega\dot{\theta}_y + k_i(-z^U i_y^U + z^L i_y^L) \tag{13}$$

$$I_t\ddot{\theta}_y = -k_m(z^U + z^L + z^{PM})x - k_m(z^{U^2} + z^{L^2} + z^{PM^2})\theta_y + I_p\Omega\dot{\theta}_x + k_i(z^U i_x^U - z^L i_x^L) \tag{14}$$

이 때, 강성계수 K_m 과 액츄에이터 게인 K_i 는 다음과 같다.

$$K_m = -\frac{\mu_0 A_g N^2 I_b^2}{g_0^3} \tag{15}$$

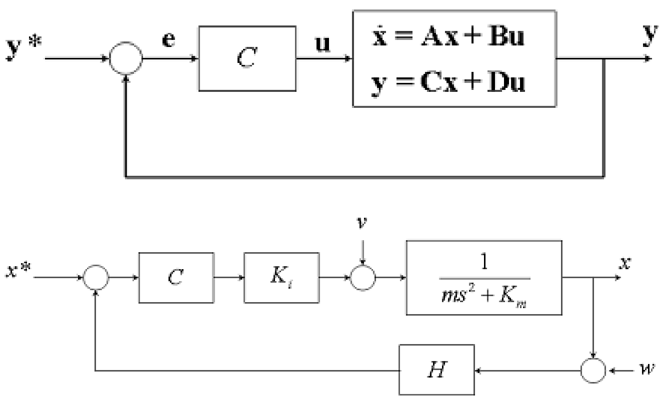

Fig. 4. Block diagram of the dynamic model and the reduced-order model.

$$K_i = \frac{\mu_0 A_0 N^2 I_b^2}{g_0^2} \tag{16}$$

식(11)-(14)은 상태 방정식으로 정리될 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}(\Omega)\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u}$$
$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}$$

3. 제어기 설계

능동형 자기 베어링은 개루프(open-loop) 상태에서 불안정하기 때문에 폐루프 궤환제어가 필요하다. 위에서 유도한 동역학적 모델을 이용하여 전력 소비를 최소화하는 PID 형태 제어기나 비선형 최적 제어기를 설계할 수 있다. PID 제어기를 이용할 때, 유도된 회전축의 모델에 대해서 gyroscopic 효과를 무시하면 운동방정식에서 병진운동(translational motion)과 회전운동(yaw and tilt motion)은 서로 독립적이며, 이를 대표적으로

$$m\ddot{x} = F \tag{17}$$

와 같이 표현할 수 있다. 앞에서와 같이 선형화된 베어링 모델을 이용하면

$$m\ddot{x} = -K_m x + K_i i_p + F_e \tag{18}$$

로 정리되며 이를 block diagram 으로 표현하면 Fig. 4 와 같다. Fig. 4 에서 C 는 제어기를 나타내며 H 는 센서의 잡음을 줄이기 위한 필터를 나타낸다. 제어기는 PD(Proportional-Derivative)형태의 제어기로서 이론적으로

$$C(s) = K_P + K_D s \tag{19}$$

와 같이 쓸 수는 있으나 이는 센서의 잡음을 증폭하는 실질적인 문제가 있어 대신

$$C(s) = K_p + \frac{K_D s}{\tau_1 s + 1} \tag{20}$$

를 쓰고자 한다. 이를 정리하면

$$C(s) = K_P \frac{\tau_2 s + 1}{\tau_1 s + 1} \tag{21}$$

이며 τ_2 는

$$\tau_2 = \tau_1 + \frac{K_D}{K_P} \tag{22}$$

로 정의된다. 센서의 잡음을 줄이기 위한 필터는 1 차 저역통과필터로서 전달함수는 다음과 같다.

$$H(s) = \frac{K_s \omega_c}{s + \omega_c} \tag{23}$$

제어기와 센서의 전달함수가 정의되면 이로부터 제어기의 설계가 이루어질 수 있다.

4. 시뮬레이션 결과

Fig. 5 는 정지상태에서 최고 속도인 20,000 rpm 까지 플라이휠의 운전 속도가 증가 했을 때의 pole 의 위치선도이다. Fig. 5 를 보면 pole 의 위치가 운전 속도가 증가함에 따라서 좌측으로 이동한 후 다시 우측으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 이는 Gyroscopic 효과가 속도가 증가함에 따라 커지면서 시스템의 불안전 요소로 작용하는 것이라 할 수 있겠다. 그리고, pole 의 궤적을 보면 시스템의 damping 굉장히 낮은 것을 알 수 있다. Fig. 6 는 회전 속도에 대한 강체 모드를 나타낸다. 그래프에서 보는 것과 같이 축의 1 차 굽힘 모드 이하에서 발생하는 강체 모드에 병진모드(translation

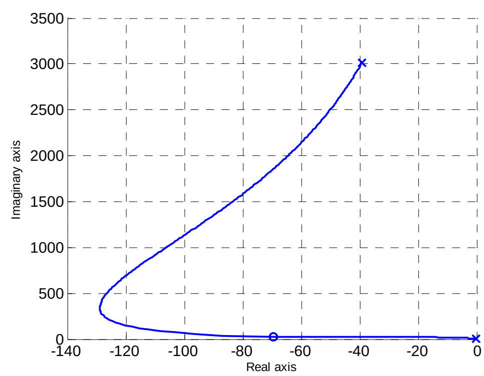

Fig. 5. Pole location of the system from zero to maximum speed

mode)와 원추형 모드(conical mode) 2 가지가 나타나게 되는데, 병진 모드는 회전 속도에 관계 없이 일정하나 원추형 모드는 전진 진동(forward whirl)과 후진 진동(backward whirl) 형태로 나뉘어져 회전 속도에 따라 달라지게 된다. Fig. 6 은 앞에서 유도한 동역학적 모델을 이용하여 시뮬레이션을 수행한 결과이다. Fig. 7 는 실제 시스템으로부터 얻어진 병진 모드와 원추형 전진 진동 모드를 시뮬레이션으로부터 얻어진 모드와 비교한 그래프이

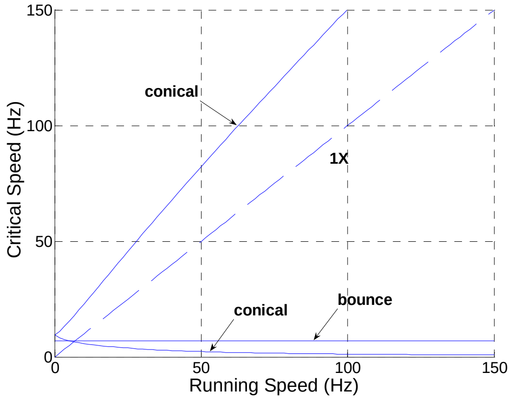

Fig. 6. Rigid body modes with respect to the running speed (simulation).

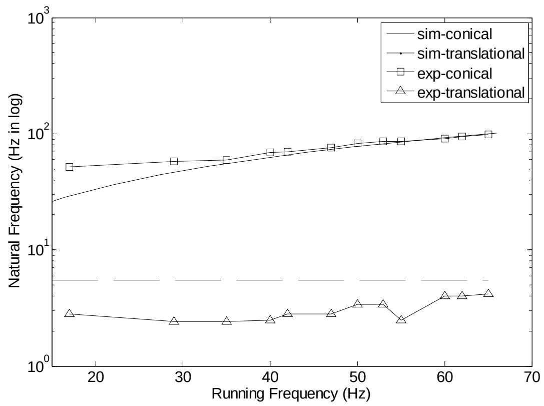

Fig. 7. Experimentally observed rigid body modes.

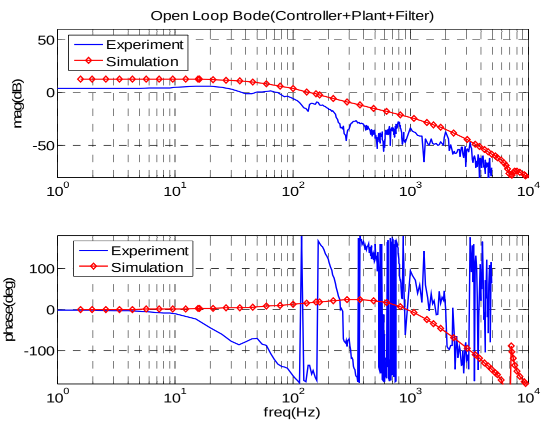

Fig. 8. Transfer function Bode plot obtained from simulation and experiment.

다. Fig. 8 은 동역학적 모델로부터 구한 시스템의 개루프 전달 함수의 Bode 선도와 실제 시스템으로부터 얻은 전달함수의 Bode 선도를 비교한 그래프이다. 그림에서 볼 수 있는 것과 같이 실제 전달 함수와 유도된 전달 함수 사이의 차이를 알 수가 있는데, 이것은 시뮬레이션 모델에 시스템에 있는 Amplifier 모델의 부재에서 오는 오차로 생각되고, 위상각 부분에서 나타나는 오차는 추후 수행되어야하는 모델 개선사항이다. 위 그래프로부터 유도된 동역학 모델이 실제 시스템과 유사한 특성을 나타내고 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

플라이휠 에너지 저장 장치는 다른 형태의 에너지 저장 장치와 달리 환경 오염의 위험이 없으며 오랜 수명을 가지고 있다. 플라이휠 에너지 저장 장치가 다른 에너지 저장 장치를 대체하기 위해서는 자체 전력 소비 또한 최소화 되어야 하는데, 그 방안으로 축 방향 베어링으로 영구 자석을 함께 사용한 하이브리드 타입을 체택하여 전력 소비를 줄였다. 본 논문에서는 영구자석이 포함된 플라이휠 에너지 저장장치의 동역학적 모델을 유도하고, 제어기를 설계하였고 시뮬레이션을 통하여 구현하고 실험을 통하여 동역학 모델을 확인하였다. 또, 실험을 통하여 획득한 실제 시스템의 전달함수를 동역학적으로 유도한 전달함수 모델과 비교함으로서 유도한 모델의 신뢰성을 확인하였다. 시뮬레이션 결과와 실험결과를 보면 알 수 있듯이, 시스템 안정성을 높이기 위해서는 Gyroscopic 효과에 대한 PID 제어기의 보상이 필요한데[5], 이는 추후 수행되어야할 연구라 하겠다.

참고문헌

(1) N. Koshizuka et al., “Present status of R&D on superconducting magnetic bearing technologies for flywheel energy storage system,” Physica C, vol. 378-381, pp. 11-17, 2002.
(2) E. H. Maslen and D. C. Meeker, “Fault tolerance of magnetic bearings by generalized bias current linearization,” IEEE Trans. Magnetics, vol. 31, pp. 2304-2314, May 1995.
(3) E. H. Maslen, P. Hermann, M. Scott, and R. R. Humphris, “Practical limits to the performance of magnetic bearing: peak force, slew rate, and displacement sensitivity,” NASA Conference on Magnetic Suspension Technology, NASA Langley Research Center, Hampton, VA, 1988.
(4) C. Chen et al., “A magnetic suspension theory and its application to the HeartQuest ventricular assist device,” Artif. Organs, vol. 26, pp. 947-951, 2002.
(5) M. Ahrens, L. Kucera and R. Larsonneur, “Performance of a magnetically suspended flywheel energy storage device,” IEEE Trans. Contr. Syst. Tech., vol. 4, pp. 494-502, Sept. 1996.