

유연체 회전축 모델을 이용한 자기부상형 플라이휠 에너지 저장장치의 제어시스템 안정성 및 성능 해석

Analysis of Control Stability and Performance of Magnetically-Levitated Flywheel Energy Storage System using Flexible Rotor Model

유승열* · 이옥륜** · 배용채** · 노명규†

Seong-yeol Yoo*, Wook-ryun Lee**, Yong-chaе Bae**, Myounggyu Noh*†

Key Words : Flywheel Energy Storage System(플라이휠 에너지 저장장치), Flexible rotor model(유연체 회전축 모델), Control stability(제어 안정성), Control sensitivity(제어 민감도)

ABSTRACT

This paper describes an analysis of the stability and performance of a large-capacity flywheel energy storage system (FESS) supported by active magnetic bearings. We designed and manufactured the system that can store up to 5kWh of usable energy at the maximum speed of 18,000 rpm. In order to analyze the stability of the systems accurately, we derived a rigid body rotor model, flexible rotor model using finite-element method, and a reduced-order model using modal truncation. The rotor model is combined with those of active magnetic bearings, amplifiers, and position sensors, resulting in a system simulation model. This simulation model is validated against experimental measurements. The stability of the system is checked from the pole locations of the closed-loop transfer functions. We also investigated the sensitivity function to quantify the robustness of the systems to the disturbances such as mass imbalance and sensor noises.

1. 서 론

최근 에너지 저장수단으로 플라이휠 시스템이 많이 연구되고 있다. 플라이휠 에너지 저장장치는 입력되는 전기에너지를 플라이휠의 회전운동에너지의 형태로 변환하여 저장하고, 필요 시 저장된 회전운동에너지를 전기에너지로 변환하여 출력하는 장치로서, 무한대의 충/방전 주기와 무운화로 인한 환경친화적 특성, 반영구적인 수명, 높은 효율 등의 장점을 가진다 [1]. 플라이휠 에너지 저장장치는 효율적 측면에서 운전 중 마찰을 최소화해야 하기 때문에 비접촉 능동형 혹은 수동형 자기베어링을 사용하고, 진공환경 내에서 작동한다[2]. 능동형 자기베어링은 개루프 제어불안정성을 가지기 때문에 폐환제어가 필요하다. 플라이휠 에너지 저장장치는 가능한 많은 에너지를 저장하기 위해서 관성모멘트 비율(I_p / I_t)을 증가시키거나 첫 번째 임계속도 근처까지 운행속도를 높이는 경우가 많다. 하지만 질량관성모멘트 비율이나 회전속도의 증가는 시스템 제어 측면에서 불리한 영향을 끼치는 자이로스코프 효과의 증가로

이어져 시스템의 안정성과 성능을 저해하는 요소로 작용하기도 한다. 이로 인해 시스템의 동역학적 특성은 회전속도에 따라 종속적으로 변하게 된다. 그렇기 때문에 이러한 특성은 플라이휠 시스템의 자기 베어링 제어기 설계 시, 반드시 고려되어야 한다.

회전축은 여러 가지 방법으로 모델링이 가능하다. 회전축을 하나의 강체로 간주하고 동역학식을 유도하는 강체모델 방법, 유한요소법을 이용한 유연체 모델링 방법[3, 4] 등이 있으며, 유한요소법을 이용한 모델링 방법의 단점인 모델의 크기를 줄여 관심있는 부분에 대해서만 모델링하는 축소유연체 모델링(modal truncation method[5]) 방법이 존재한다. 이 중 강체모델은 제어기 설계 시 일반적으로 사용되는 모델링 방법이다. 그렇지만 플라이휠이 첫 번째 임계속도 근처에서 운전하게 될 경우 제어 안정성 문제를 야기할 수 있기 때문에

Table 1 Parameters of Flywheel system

Specifications	Value
Mass (kg)	400
Polar moment of inertia (kg-m ²)	13.6
Transverse moment of inertia (kg-m ²)	27.1
Axial length of the rotor (mm)	1147
Flywheel diameter (mm)	580
Load capacity of radial AMB (N)	1370
Axial length of radial AMB (mm)	55

† 교신저자; 충남대학교 메카트로닉스공학과

E-mail : mnoh@cnu.ac.kr

Tel : (042) 821-6877, Fax : (042) 823-4919

* 충남대학교 BK21 메카트로닉스사업단

** 전력연구원

정확한 시스템 모델이 필요하며, 전 운전구간에 대한 제어안정성 확보가 중요하다. 보다 실제에 가까운 모델 수립의 방법으로 유연체 모델링이 있다. 유연체 모델은 유한요소법과 빔이론을 적용하여 유도된다. 이러한 유연체 회전축의 모델링에 대해서는 이전에 많은 연구가 진행되었으며 그 중 몇 가지의 예를 들면, 소형 유연체 회전축의 모델링[6~9], 볼 베어링에 의해 지지되는 플라이휠의 회전체 모델링[10,11], 자기 베어링에 의해 지지되는 티타늄 소재의 플라이휠 회전체 모델링[12] 등의 연구가 진행되었다. 제어안정성 확보는 정확한 모델을 기반으로 시뮬레이션을 통해 분석이 가능하다. 자기베어링에 의해 지지되는 회전체의 제어안정성 분석에 관한 연구도 현재까지 많이 진행되었으며, 유한요소법을 이용한 제어안정성 분석[13], Routh-Hurwitz 판별법을 이용한 회전체 제어안정성에 관한 연구[14] 등이 있다.

본 논문에서는 강체모델 방법과 유연체 모델, 축소유연체 모델 방법을 이용하여 회전축 모델을 수립하고 이를 시뮬레이션을 통해 실험치와 비교, 검증할 것이다. 또한 회전속도에 따라 최우측 극점의 위치변화를 통하여 전 운전구간에서의 시스템 제어안정성을 분석하고 입력외란에 대한 시스템의 민감도 함수를 구하여 제어시스템의 성능을 해석할 것이다.

2. 플라이휠 에너지 저장장치

Fig. 1 은 플라이휠 에너지 저장장치의 개략도와 실제 시스템이다. 회전체의 중앙에는 삼중구조의 섬유강화 복합재료로 만들어진 플라이휠이 장착되어 있고, 회전체의 반경방향 움직임은 상부와 하부에 위치한 능동형 자기베어링에 의해 지지된다. 능동형 자기베어링은 개루프 불안정성을 가지기 때문에 자기베어링 외측에 위치한 두 쌍의 반경방향 센서의 신호가 회전체의 위치를 측정하여 제어 입력으로 사용된다.

회전체의 축방향 운동은 영구자석이 내장된 능동형 자기베어링으로 제어되는데, 영구자석으로부터 발생하는 자기력이 회전체 자중의 일부분을 담당하고, 능동형 자기베어링은 나머지 자중과 진동제어를 담당한다. 이를 위해 축방향 센서가 축의 상부에 장착된다. 축의 중앙에 위치한 고속 전동/발전기는 축을 운전속도까지 가속시키거나 방전 시 발전기로 작동하여 운동에너지를 전기에너지로 변환하는 역할을 한다.

플라이휠 시스템은 18,000rpm 의 속도에서 5kWh 의 사용 가능한 에너지 저장 용량을 가지도록 설계되었다. 플라이휠은 공기저항력을 줄이기 위해 진공상태에서 운전하게 되며, 시스템의 주요 설계변수는 Table 1 에 명시되어 있다. 반경방향 자

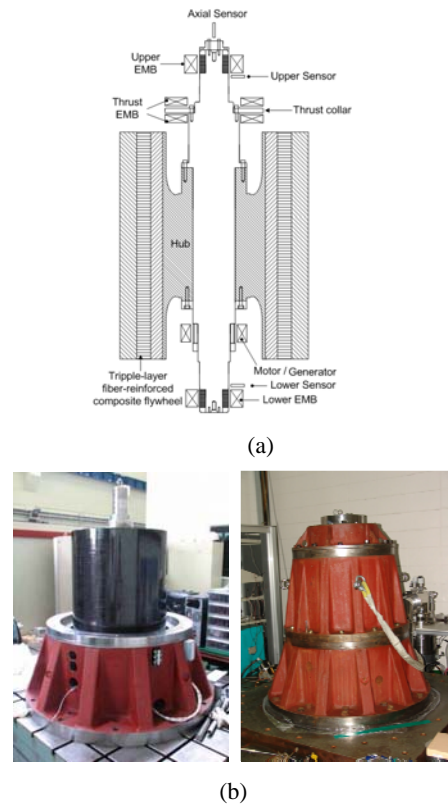


Fig. 1. (a) A schematic view of FESS, (b) FESS system

기베어링은 각각 여덟 개의 극을 가지고 있으며 이웃하는 두 극의 권선은 직렬로 연결되고 마주보는 두 쌍의 극은 자기베어링의 각축을 제어하게 된다. 반경방향 자기베어링의 제어를 위해 바이어스 선형화 방법[15]을 사용하였고, 이 때 각 쌍의 권선의 전류는 일정한 바이어스 전류와 제어 전류의 합으로 이루어진다.

축방향 수동형 자기베어링의 설계는 등가전류판 방법[16]을 이용하여 영구자석 간의 반발력을 계산하고, 자중에 해당하는 축 방향 부하 용량을 가지는 영구자석의 크기와 공기 간극을 결정하였다. 축 방향 능동형 자기베어링의 경우 자중만큼의 정적 부하용량을 가지도록 설계하였다. 설계 결과는 유한요소 해석 결과를 통해 검증하였다. 자기베어링의 제어는 각 제어축에 독립적으로 작용하는 분산형 제어기를 통해 이루어지며, 제어기는 MathWorks 사의 xPC toolbox 와 Real-Time Workshop 을 이용하여 구현하였다[17].

3. 시스템 모델링

3.1 강체 모델

본 논문에서는 강체모델을 이용하여 플라이휠 에너지 저장 장치의 동역학적 모델을 유도하였다. 플라이휠 시스템의 최대 운전 속도가 1 차 굽힘모드

아래에 있다고 가정하면 동역학적 모델은 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= F_x^d + F_x^U + F_x^L \\ m\ddot{y} &= F_y^d + F_y^U + F_y^L \\ I_t\ddot{\theta}_x + \Omega I_p\dot{\theta}_y &= -F_y^U z_a^U - F_y^L z_a^L \\ I_t\ddot{\theta}_y - \Omega I_p\dot{\theta}_x &= F_x^U z_a^U + F_x^L z_a^L \end{aligned} \quad (1)$$

이 때, $F_{(x,y)}^{(U,L)}$ 는 회전체의 상,하부에 작용하는 힘 (베어링에 의한 힘)이고, $F_{(x,y)}^d$ 는 회전체에 작용하는 외란이다. I_t 는 회전량관성모멘트, I_p 는 주질량관성모멘트, Ω 는 회전속도, $z_a^{(U,L)}$ 는 무게중심으로부터 상,하부 자기베어링까지의 거리이다.

3.2 유연체 모델

본 논문에서는 다른 회전체 모델로서 유한요소법 [3,4]을 이용한 유연체 회전체의 모델을 구하였다. 회전체를 각각 균일한 기하학적 형상과 재료 물성치를 가지는 여러 개의 요소로 나누고, 하나의 요소에 대해 Rayleigh의 빔 이론 혹은 Timoshenko의 빔 이론을 적용하여 요소의 좌우 끝 단의 변위 벡터에 대한 동역학식을 구하여 요소간에 경계조건을 적용하면 다음과 같은 회전체 전체의 운동방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{w}}_x \\ \ddot{\mathbf{w}}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \Omega \mathbf{G} \\ -\Omega \mathbf{G} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{w}}_x \\ \dot{\mathbf{w}}_y \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} \mathbf{K} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{K} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{w}_x \\ \mathbf{w}_y \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \mathbf{F}_x \\ \mathbf{F}_y \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2)$$

식 (2)에서 전역 질량(M), 자이로스코프(G), 강성(K) 행렬은 각 요소 행렬들의 합으로 이루어진다. $\mathbf{w}_x, \mathbf{w}_y$ 는 각 요소의 반경방향 절점변위를 나타낸다. 자이로스코프효과 때문에 회전체의 동역학적 특성은 회전속도에 종속적으로 변하게 되며, 회전체에 작용하는 베어링 힘이나 외란 등은 $\mathbf{F}_x, \mathbf{F}_y$ 를 통해 반영되었다.

3.3 축소유연체(Reduced order) 모델

일반적으로 유한요소법을 이용한 유연체 모델링은 크기가 매우 크기 때문에 제어기 설계에 있어서 단점으로 작용한다. 더욱이 모델이 포함하고 있는 고차의 모드들은 회전체의 동역학적 특성에는 영향을 미치지 않기 때문에 관심있는 주파수 영역에서의 특성만을 포함하도록 modal truncation[5]을 이용하여 모델을 축소할 수 있다. 먼저 질량에 정규화(mass normalized)된 mode shape 벡터 Φ 가 다음을 만족하도록 한다.

$$\begin{aligned} \Phi^T \mathbf{M} \Phi &= \mathbf{I} \\ \Phi^T \mathbf{K} \Phi &= \Lambda^2 \end{aligned} \quad (3)$$

이 때, Λ 는 고유주파수를 대각요소로 갖는 대각행렬이다. 이러한 mode shape을 master와 slave로 나누면 다음과 같다.

$$\Phi = [\Phi_m \ \Phi_s] \quad (4)$$

그리고 이 성질을 이용하여 요소절점의 변위벡터를 다음과 같이 근사화할 수 있다.

$$\mathbf{w}_x = \Phi \xi = [\Phi_m \ \Phi_s] \begin{bmatrix} \xi_m \\ \xi_s \end{bmatrix} \approx \Phi_m \xi_m \quad (5)$$

$$\mathbf{w}_y = \Phi \psi = [\Phi_m \ \Phi_s] \begin{bmatrix} \psi_m \\ \psi_s \end{bmatrix} \approx \Phi_m \psi_m \quad (6)$$

앞 절에서 유도한 유연체 회전체 모델은 아래와 같이 축소될 수 있다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} \ddot{\xi}_m \\ \ddot{\psi}_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \Omega \Phi_m' \mathbf{G} \Phi_m \\ -\Omega \Phi_m' \mathbf{G} \Phi_m & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\xi}_m \\ \dot{\psi}_m \end{bmatrix} \\ + \begin{bmatrix} \Lambda^2 & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Lambda^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_m \\ \psi_m \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} \Phi_m' \mathbf{F}_x \\ \Phi_m' \mathbf{F}_y \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (7)$$

3.4 능동형 자기베어링 모델

능동형 자기베어링 제어를 위해 회전체가 미소변위를 가진다고 가정하면 바이어스 선형화 방법[15]을 이용하여 자기베어링의 선형 모델을 얻을 수 있다.

식 (2)의 변수들을 이용하면 입력 전류 \mathbf{u} 로부터 발생하는 힘 \mathbf{F} 사이의 관계를 나타내는 자기베어링의 선형 모델은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{F} = -\mathbf{K}_x \mathbf{W} + \mathbf{K}_a \mathbf{u} \quad (8)$$

식 (8)에서 베어링 강성행렬 \mathbf{K}_x 와 구동기(자기베어링) 계인 행렬 \mathbf{K}_a 는 극단면적, 극단 권선수 초기 공극 등과 같은 자기베어링의 설계 변수로부터 구해진다.

상태 벡터를 다음과 같이 정의하고

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{W} \\ \dot{\mathbf{W}} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u} = \begin{bmatrix} i_x \\ i_y \end{bmatrix} \quad (9)$$

식 (2)와 (8)를 합하면 두 개의 자기베어링으로 지지되는 회전체의 상태방정식을 식 (10)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{K} + \mathbf{K}_x) & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{G} \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}_a \end{bmatrix} \mathbf{u} \quad (10)$$

3.5 센서 및 제어기 모델

2장에서 기술한 바와 같이 회전체의 위치는 센서를 통해 측정되어 제어기로 반환 전달된다. 모델에서의 센서위치는 실제 장치와 비슷한 위치의 요소 교점으로 정해진다. 일반적으로 센서신호는 저역통과필터를 거치게 되고 필터는 식 (11)과 같은 전달함수 형태로 표현된다.

$$y = H(s)x \quad (11)$$

자기베어링은 개루프 불안정성을 가지기 때문에

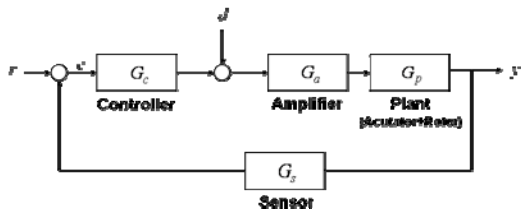


Fig. 2 Block diagram of the system model

안정적인 부상을 위해서 페루프 제어가 필요하다. 일반적으로 비례분제어기(Proportional-Derivative controller)가 사용된다. PD 제어기의 전달함수는 비례(P)게인 K_p 와 적분(D)게인 K_d 를 가지는데 다음과 같이 표현된다.

$$H_{PD}(s) = K_p + K_d s \quad (12)$$

이러한 PD 제어기는 고주파영역에서 무한대의 게인(실현불가능)을 가지기 때문에 이를 보완하기 위해 고주파영역에서 제어기의 대역폭(bandwidth)을 적용시키면 다음과 같이 유도된다.

$$H_{PD}(s) = K_p + \frac{K_d s}{\tau_d s + 1} \quad (13)$$

여기서 τ_d 는 제어기 대역폭이다.

3.6 시스템 모델

전체 시스템 모델은 식 (10)~(13)을 합하여 얻을 수 있다. 식 (10)에서의 자이로스코프 행렬 G 가 회전속도에 따라 변하기 때문에 전체시스템의 동역학적 특성 역시 회전속도에 따라 변하게 된다. 실제 시스템은 전류증폭기를 포함하고 있으며, 제어기 출력에 비례하는 전류를 자기베어링에 공급하며 Fig. 2에 나타나 있다. Fig. 2에서 d 는 불평형질량에 의한 입력외란이며 실제 센서 노이즈와 같은 외란도 포함될 수 있다. 두 개의 자기베어링에 의해 지지되는 플라이휠 에너지 저장장치의 동역학적 모델을 Fig.2의 입력변수를 이용하여 상태방정식으로 표현하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A(\Omega)x + B_r r + B_d d \\ y &= Cx + n \end{aligned} \quad (14)$$

시스템 행렬 $A(\Omega)$ 는 자이로스코프 효과에 때문에 회전속도에 영향을 받게 되며, n 은 센서 노이즈를 의미한다.

4. 시뮬레이션 및 실험결과

앞 장에서 유도한 강체 회전체 모델과 유연체 회전체 모델의 신뢰도를 검증하기 위하여 두 모델을 이용하여 시스템의 페루프 전달함수를 구하여 측정값과 비교하였다. 시스템의 전달함수 측정을 위해 Fig. 2와 같이 제어기 출력단에 일정한 주파수를 가지는 정현파 신호를 입력하고, 이에 따른 출력신호를 측정하여 주파수 분석기법을 이용하면 시스템의

주파수 응답함수(Frequency Response Function)를 구할 수 있다. 측정에 사용된 디지털 제어기의 샘플링 주파수가 10kHz 이기 때문에 응답함수는 5kHz의 주파수까지 얻을 수 있었으며, 측정된 응답함수는 정지상태에서의 회전체와 능동형 자기베어링, 센서 등의 동역학적 특성을 포함한다. Fig. 3은 실험을 통해 측정된 FRF 그래프(EXP)와 모델로부터 구한 전달함수를 비교한 그래프이다. 먼저 강체모델의 전달함수 그래프(R)는 강체모드인 병진모드와 원추모드를 잘 나타내고 있으며 유연체 모델로부터 구해진 Full order(F)와 축소유연체(Reduced-order,Rd)모델의 전달함수는 각각 강체모드와 유연모드, 그리고 강체모드와 1차 굽힘모드만을 포함하는 축소된 전달함수를 잘 묘사하고 있으며, 측정값과 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4는 검증된 강체모델과 축소유연체모델의 극점을 복소평면(x축 -1200까지만 표현)에 나타낸 것이다. 이 때, 시스템의 극점이 복소평면의 우평면에 위치하면 시스템은 제어불안정성을 가지게 된다. Fig. 3에서 볼 수 있듯이 강체모델은 유연체모드를 포함하지 않기 때문에 유연체모드의 극점은 나타나지 않으며 극점(□)이 복소평면의 좌평면에 존재하므로 강체모델에 기초한 시스템 모델은 제어안정성을 확보하고 있는 것으로 판단된다. 하지만 축소유연체 모델의 극점을 살펴보면 유연모드의 극점(◇)들이 복소평면의 우평면에 존재함(우평면의 원형실선표시부분)을 알 수 있다. 이는 시스템이 제어안정성을 확보하지 못하고 있음을 의미하며, 자기베어링 시스템에서 자기부상제어가 불가능함을 의미한다. 축소유연체 모델의 제어안정성을 확보하기 위하여 유연모드가 존재하는 주파수 영역에 notch 필터를 적용하였다. Fig. 4의 'x'들은 notch 필터가 적용된 축소유연체 모델의 극점을 나타낸다. 기존에 우평면에 존재하던 극점들이 모두 좌평면으로 이동하여 시스템의 제어안정성이 확보되었음을 확인할 수 있으며, 추가된 극점들은 notch 필터 적용에 의해서 생성된 극점이다.

실제 플라이휠 에너지 저장장치의 자기베어링에 의한 부상실험에서 notch 필터의 적용없이 자기부상이 이루어지지 않았다. 이는 축소유연체 모델의 제어안정성 시뮬레이션 결과와 일치하는 것으로, 시스템 모델 수립에 있어서 강체모델보다 유연체 모델이나 축소유연체 모델이 시스템을 보다 정확하게 묘사하고 있음을 의미한다.

5. 제어 안정성 및 성능 분석

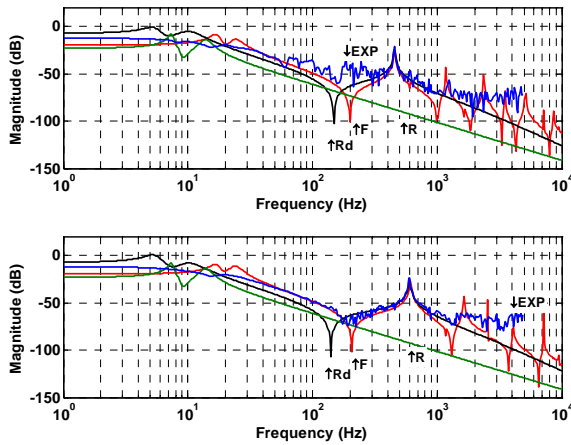


Fig. 3 Model identification results of FESS. (a) EXP : experimental results, (b) R : results of rigid body model, (c) F : results of full scale flexible body model, (d) Rd : results of reduced-order model

제어시스템의 안정성은 Fig. 4 에서와 같이 극점의 복소평면 상의 위치로서 확인될 수 있다. 본 논문에서 사용한 플라이휠 에너지 저장장치의 경우 자이로스코프 효과로 인해 회전속도에 종속적으로 시스템의 동역학적 특성이 바뀌게 된다. 그렇기 때문에 앞장에서 notch 필터를 사용하여 정지상태에서의 제어안정성을 확보하였을지라도 회전속도 증가에 따른 제어안정성은 보장할 수 없다. 본 논문에서는 3 장에서 유도한 축소유연체 모델과 강체모델을 이용하여 회전속도의 변화에 따른 시스템의 동역학적 특성을 notch 필터를 포함여부에 따라서 알아보았다. Fig. 5 는 시스템의 회전속도 증가에 따른 최우측 극점 실수부의 위치 변화를 나타낸 것이다. Fig. 5 에서 보는 것과 같이 강체모델의 경우 전 운전구간 (0~20,000rpm)에서 최우측의 극점이 좌평면에 위치하는 것으로 나타났다. 하지만 유연체모델의 경우는, Fig. 4 에서와 같이 정지상태(0 rpm)에서 시스템의 극점이 복소평면의 우평면에 존재함을 확인할 수 있으며, 이는 자기부상이 불가능함을 의미한다. 반면, notch 필터를 적용한 경우는 정지상태에서 최우측 극점의 위치가 좌평면으로 이동되면서 제어안정성을 확보하여 안정적으로 부상을 할 뿐 아니라 전 운전영역에서 제어안정성을 보장하였다. 그렇지만, 10,000rpm 이상에서 극점의 위치가 우평면과 가까워지는 경향을 보이므로 10,000rpm 전의 속도에서만 제어안정성을 확보하지 못 하는 것으로 관측되었다. 회전속도가 증가함에 따라서 제어안정성의 확보가 어려워지는 이유를 알아보기 위해 외란에 대한 시스템의 민감도를 구하였다. Fig. 2 에서 외란 d 에 대한 센서 출력신호의 관계를 이용하여 시스템의 민감도함수 T_s 를 아래와 같이 유도하였다.

$$T_s(s) = (I + G_s G_p G_a G_c)^{-1} \quad (15)$$

큰 민감도는 시스템이 외란에 대해서 더 민감하다는

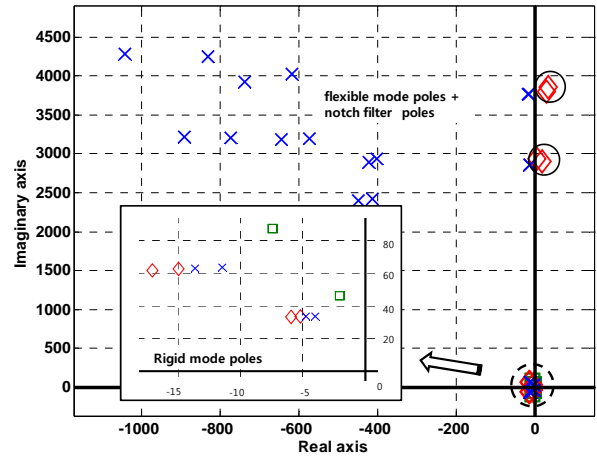


Fig. 4 Pole map of three types of rotor modeling

것을 의미하며, 자이로스코프효과 때문에 민감도 역시 회전속도에 영향을 받게 된다. Fig. 6 은 강체모델과 축소유연체모델, notch 필터가 적용된 축소유연체모델의 민감도의 첨두치를 회전속도별로 나타낸 것이다. 약 2,000 rpm 에서 민감도가 올라가는 것은 그 주파수 부근에 강체모드가 존재하기 때문이다. 그림에서 알 수 있듯이 시스템의 민감도는 회전속도가 증가할수록 비례적으로 증가함을 알 수 있다. 또한 notch 필터는 시스템의 제어안정성을 확보하는데 기여하였지만, 시스템의 민감도를 높이는 영향을 끼치고 있었다. ISO 규정에는 시스템 민감도의 첨두치가 20dB 가 넘지 않도록 명시하고 있다[18].

6. 결론

본 논문에서는 18,000rpm 에서 5kWh 의 에너지 저장용량을 가지는 대용량 플라이휠 에너지 저장장치를 제작하고 시스템의 제어안정성과 성능을 해석하였다. 이를 위해, 강체모델과 유한요소법을 이용한 유연체 모델, modal truncation 을 이용한 축소유연체 모델을 구하고 실험을 통하여 검증하였다. 이를 통해 강체모델에 비해 유연체 모델이 실제 시스템에 가까운 동역학적 특성을 비교적 유사하게 모사함을 알 수 있었다. 그리고 시스템의 최우측 극점의 위치를 이용하여 운전속도에 따른 시스템의 제어안정성을 평가하고 민감도 함수를 구하여 입력되는 외란에 대한 시스템의 민감도를 구하였다. 그 결과 자이로스코프 효과 때문에 회전속도에 따라 시스템의 민감도가 종속적으로 영향을 받고 있음을 확인하였다. 또한, 제어안정성의 확보를 위해 적용한 notch 필터는 제어안정성 측면에서는 기여하고 있지만, 시스템 민감도 측면에서는 외란에 대하여 시스템을 더욱 민감하게 만들어 오히려 불리한 제어특성을 갖는 것으로 나타났다. 본 연구에서 제작된 플라이휠 시스템은 현재 약 11,000rpm 까지 운전실험을 마친 상태

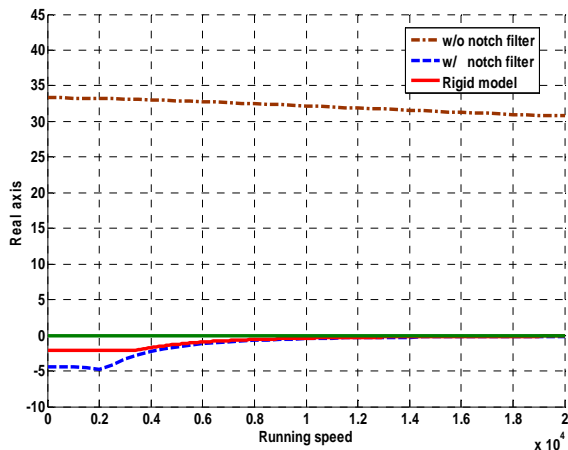


Fig. 5 Real part of the rightmost poles of three types of modeling of FESS with respect to running speeds

이다. 본 논문의 연구결과는 플라이휠 시스템을 비롯한 회전체 자기베어링 시스템의 설계나 제어기 설계 시 적용할 수 있을 것으로 판단되며, 실제 시스템을 매우 유사하게 모사하는 시뮬레이션을 통해 보다 안전하고, 예측 가능한 실험을 하는데 도움이 될 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

- (1) N. Koshizuka, F. Ishikawa, H. Nasu, M. Murakami, K. Matsunaga, S. Saito, O. Saito, Y. Nakamura, H. Yamamoto, R. Takahata, T. Oka, H. Ikezawa and M. Tomita, "Present status of R & D on superconducting magnetic bearing technologies for flywheel energy storage system," *Physica C-Superconductivity and Its Applications*, vol. 378, pp. 11-17, Oct 1 2002.
- (2) S. Sivrioglu and K. Nonami, "Active permanent magnet support for a superconducting magnetic-bearing flywheel rotor," *IEEE Transactions on Applied Superconductivity*, vol. 10, pp. 1673-1677, Dec 2000
- (3) T. Yamamoto and Y. Ishida, "Linear and Nonlinear Rotordynamics: A Modern Treatment with Applications," New York: John Wiley & Sons, 2001.
- (4) H. D. Nelson, J. M. McVaugh, "The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements," *ASME Journal of Eng. For Ind.*, vol. 98, pp593-600, May 1976.
- (5) D. Childs, *Turbomachinery Rotordynamics*, New York : John Wiley & Sons, 1993.
- (6) J. T. Sawicki, E. H. Maslen and R. O. Kenneth, 2007, "Modeling and performance evaluation of machining spindle with active magnetic bearings," *Journal of Mechanical Science and Technology*, vol. 21, pp. 847-850.
- (7) V. Jayanth, H. Choi, and G. Buckner, 2002, "Identification and control of a flexible rotor supported on active magnetic bearings," *Proc. of IEEE Southeast Conference*.
- (8) M. Ren, K. Nonami, A. Kubo, and H. Kameno, 2006,

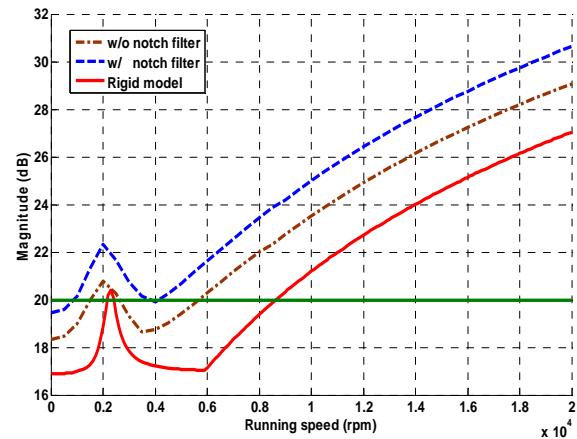


Fig. 6 Peak sensitivity of three types of modeling of FESS with respect to running speeds

"Zero bias H_∞ control of flexible rotor magnetic bearing flywheel system with gyroscopic effect using singular value decomposition," 10th Int. Symp. Magnetic Bearings, Martigny, Switzerland.

- (9) H. Tajima, T. Watanabe, and K. Seto, 2006, "New modeling and control methods for flexible rotors with magnetic bearings toward passing through critical speeds caused by elastic modes," 10th Int. Symp. Magnetic Bearings, Martigny, Switzerland.
- (10) I. Arredondo, J. Jugo, and V. Etxebarria, 2008, "Modeling and control of a flexible rotor system with AMB-based sustentation," *ISA Trans.* 47(1), pp. 101-112.
- (11) B. Murphy, S. Manifold and J. Kitzmiller, 1997, "Compulsator rotordynamics and suspension design," *IEEE Trans. on Magnetics*, Vol. 33, No. 1, pp. 474-479.
- (12) B. Murphy, J. Kitzmiller, R. Zowarka, J. Hahne, and A. Walls, 2001, "Rotordynamics design and test results for a model scale compulsator rotor," *IEEE Trans. on Magnetics*, Vol. 37, No. 1, pp. 310-313.
- (13) A. Nandi and S. Neogy, "An efficient scheme for stability analysis of finite element asymmetric rotor models in a rotating frame," *Finite Elements in Analysis and Design* vol. 41, pp1343-1364, 2005.
- (14) A. El-Marhomy and N. Abdel-Sattar, "Stability analysis of rotor-bearing systems via Routh-Hurwitz criterion," *Applied Energy*, vol. 77, pp287-308, 2004.
- (15) 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.
- (16) M. Ahrens, L. Kucera and R. Larsonneur, "Performance of a magnetically suspended flywheel energy storage device," *IEEE Trans. on control sys. Tech*, Vol. 4, No. 5, 1996.
- (17) xPC toolbox and MATLAB, The Mathworks Corporation, Cambridge, USA
- (18) G. Li, E. H. Maslen and P. E. Allaire, "A Note on ISO AMB Stability Margin," 10th International Symposium on Magnetic Bearings, 2006.