대용량 플라이휠 에너지 저장장치의 안정성 평가

Stability Analysis of a Large capacity Flywheel Energy Storage System

*유승열 [1], 박철훈 [2], 박병철 [3] #노명규 [1]
*S. Y. Yoo[1], C. H. Park[2], B. C. Park[3], #M. D. Noh(mnoh@cnu.ac.kr)[1]
[1] 충남대학교 메카트로닉스공학과, [2] 한국기계연구원, [3] 전력연구원

Key words : Flywheel, Magnetic bearing, stability analysis

1. 서론

플라이휠 에너지 저장 장치(FESS)는 양수발전, 압축공기 저장 방식과 같은 기계적 에너지 저장 방식의 일종으로 화학전지와 같이 소형화, 모듈화가 가능한 전자식 기계전지이다. 플라이휠 에너지 저장 장치는 입력되는 잉여 전기에너지를 플라이휠의 회전운동에너지의 형태로 변환하여 저장하고, 필요 시 저장된 회전운동에너지를 전기에너지로 출력하는 장치로서 화학전지, 연료전지 등에 비해 신속하고 유연한 충/방전 주기를 가지며, 고효율, 반복 사용에 대한 반영구적인 수명, 그리고 환경친화적이라는 장점 때문에 전력공급 평준화 장치, 무정전 전원 공급기 등의 용도로 활발히 개발되고 있다.(1) 플라이휠 에너지 저장 장치는 효율적 측면에서 운전중 마찰을 최소화해야 하기 때문에 일반적으로 능동형 혹은 수동형 비접촉 자기 베어링을 사용하여 회전체를 지지한다.(2) 플라이휠은 가능한 많은 에너지를 저장하기 위해서 첫 번째 임계속도 근처까지 운전해야하는 경우도 생기므로 자기 베어링의 제어기 설계에는 회전속도에 따라 변하는 연성 회전체의 동역학적 특성이 반드시 고려되어야 한다.(3) 본 논문에서는 연성 회전체 모델을 이용한 플라이휠 에너지 저장장치의 운전 안정성을 시뮬레이션을 통해 평가하고 운전 실험 결과를 비교하여 안정성 평가의 결과를 확인하고자 한다.

2. 시스템 개요

Fig.1 은 플라이휠 에너지 저장장치의 개략도이다. 회전체의 중앙에는 이중 구조의 섬유강화 복합재료로 만들어진 플라이휠이 장착되어 있다. 회전체의 반경방향 움직임은 상부와 하부에 위치한 능동형 자기베어링에 의해 지지되며 회전체의 반경방향 위치는 두 쌍의 센서에 의해 측정된다. 회전체의 축방향 운동는 수동형 베어링과 능동형 베어링의 조합으로 제어되는데, 수동형 베어링은 회전체의 자중을 담당하고, 능동형 베어링은 진동제어를 하며 축 방향 위치는 상부에 장착된 센서에 의해 측정된다. 축의 중앙에 위치한 고속 전동/발전기는 축을 운전속도까지 가속시키거나 방전시 발전기로 작동하여 운동에너지를 전기에너지로 변환하는 역할을 한다. 플라이휠 시스템은 18,000rpm 의 속도에서 5kWh 의 사용 가능한 에너지 저장 용량을 가지도록 설계되었고 플라이휠을 포함하는 회전체의 질량은 235kg, 주질량관성모멘트와 횡질량관성모멘트는 각각 13.2 kg-m^2 과 9.4 kg-m^2 이다. 반경방향 자기베어링은 제어를 위해 바이어스 선형화 방법(4)을 사용하여 선형화되었고, 이 때 각 쌍의 권선의 전류는 일정한 바이어스 전류와 제어 전류의 합으로 이루어진다. 각 베어링의 부하용량은 약 1000N 으로 설계되었다. 본 논문에서는 자이로스코프 효과를 보상하기 위하여 분산 PD 제어기와 교차 궤환제어기(5)를 이용하였고, 제어기는 MathWorks 사의 xPC toolbox 와 Real-Time Workshop 을 이용하여 구현하였다.(6)

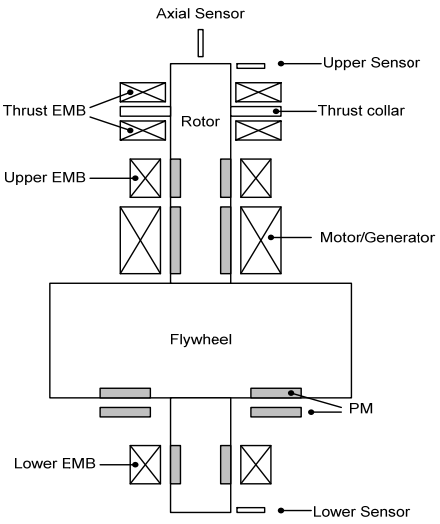

Fig. 1 Schematic diagram and rotor of a flywheel energy storage system and its components

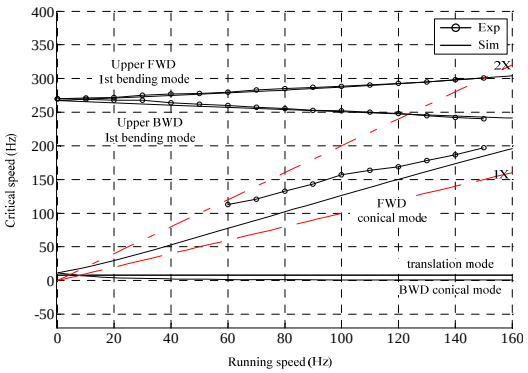

Fig. 2. Simulated and measured Campbell diagram of the rotor.

3. 시스템 모델링

본 논문에서는 유한요소법(7)을 이용하여 연성 회전체의 모델을 구하였다. 각각 균일한 기하학적 형상과 재료 물성치를 가지는 여러 개의 요소로 나누고, 하나의 요소에 대해 빔 이론을 적용하여 하나의 요소에 대한 동역학식을 구하여 요소간에 경계조건을 적용하면 다음과 같은 회전체 전체의 운동방정식을 구할 수 있다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{Q}} + \mathbf{G}\dot{\mathbf{Q}} + \mathbf{K}\mathbf{Q} = \mathbf{F} \qquad (1)$$

식 (1)에서 전역 질량(M), 자이로스코프(G), 강성(K) 행렬은 각 요소 행렬들의 합으로 이루어지고, Q 는 변위 벡터이다. 능동형 자기베어링 모델은 회전체가 미소변위를 가진다고 가정하면 바이어스 선형화 방법을 이용하여 자기베어링의 선형 모델을 얻을 수 있다. 입력 전류 **u** 로부터 발생하는 힘 **F** 사이의 관계를 나타내는 자기베어링의 선형 모델은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{F} = -\mathbf{K}_x\mathbf{Q} + \mathbf{K}_a\mathbf{u} \qquad (2)$$

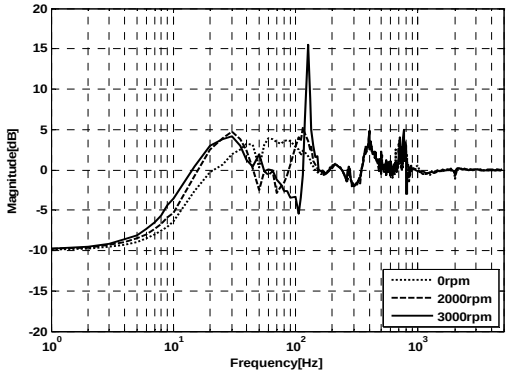

Fig. 3 Comparison of Sensitivity Transfer Function of FESS at the different speeds (measured)

식 (2)에서 베어링 강성행렬 $\mathbf{K}_x$ 와 구동기(자기베어링) 게인 행렬 $\mathbf{K}_a$ 는 극단면적, 극당 권선수 초기공극 등과 같은 자기베어링의 설계 변수로부터 구해진다. 상태 벡터를 $\mathbf{x}=[\mathbf{Q}\ \dot{\mathbf{Q}}]^T$ 와 같이 정의하고 식 (1)와 (2)를 합하면 두 개의 자기베어링으로 지지되는 회전체의 상태방정식을 식 (3)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}}=\begin{bmatrix}\mathbf{0} & \mathbf{I}\\ -\mathbf{M}^{-1}(\mathbf{K}+\mathbf{K}_x) & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{G}\end{bmatrix}\mathbf{x}+\begin{bmatrix}\mathbf{0}\\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{K}_a\end{bmatrix}\mathbf{u} \quad (3)$$

센서와 제어기는 각각 전달함수 형태로 모델링될 수 있다.

4. 안정성 평가 및 실험 결과

앞 장에서 유도한 연성 회전체 모델의 신뢰도 검증과 모델의 파라미터 결정을 위해 실험적으로 전달함수를 측정하여 비교하였다. 유도된 회전체 모델은 비교적 정확하게 상부 자기베어링에 대해서 268.4 Hz (실험치 270Hz)에서 첫 번째 굽힘모드와 874.7 Hz(실험치 880Hz)에서 두번째 굽힘 모드를 예측하였고 하부 자기베어링에 대해서는 701 Hz (실험치 700Hz)에서 첫번째 굽힘 모드를 예측하였다. 실험을 통하여 검증한 시뮬레이션 모델을 이용하여 시스템의 안정성 분석을 수행하였다. Fig. 2 는 회전체의 캠벨 다이어그램으로, 회전속도에 대한 임계속도를 나타낸다. 그림에서 알 수 있듯이 첫 번째 굽힘 모드가 전후방 굽힘 모드로 분리되어 각각의 주파수가 증가, 감소하는 방향으로 이동하는 것을 알 수 있다. 그리고 전방 원추모드 역시 굽힘 모드와 마찬가지로 전후방 모드로 분리되는 것을 알 수 있으며 실험결과와도 일치하는 것을 알 수 있다. Fig. 3 은 몇몇 속도에서 외란에 대한 민감도를 측정한 것이다. ISO 규격에 따르면 민감도의 최대값은 9dB 이내로 유지되어야 자기부상 회전축의 안정성을 보장하는것으로 되어 있지만, 본 논문

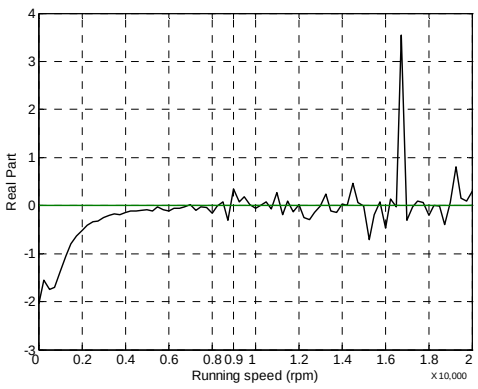

Fig. 4. The changes in the real part of the rightmost pole of the system with respect to the running speed

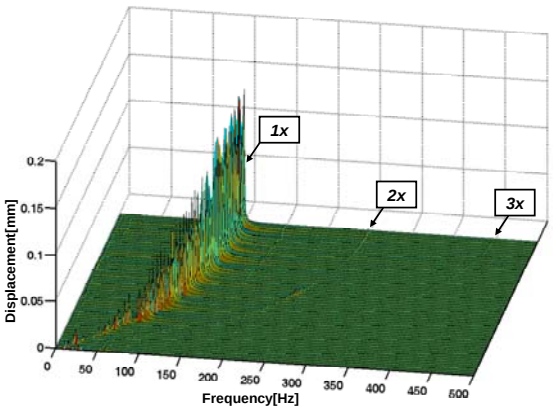

Fig. 5 Waterfall plot measured from the upper sensor during spin up from 0 rpm to 9000 rpm

에서 사용한 시스템의 민감도는 3000rpm 에서 15dB 이상의 민감도를 보이는 것으로 나타났다. Fig. 4 는 앞 장에서 유도한 시스템 모델을 이용하여 20000rpm 까지 운전 시뮬레이션을 수행하여 얻은 최우측 극점의 실수부 위치 변화(검정색 실선)를 나타낸 그래프이고, Y 축은 복소평면에서의 실수부를 나타낸다. Fig. 4 에서 알 수 있는 것처럼 약 9000rpm 에서 시스템의 극점이 우평면으로 이동하는 것을 알 수 있으며 그 이후로 계속 불안정한 상태를 보이는 것을 알 수 있다. 이는 시스템이 9000rpm 부근에서 불안정해지면서 중단된 실험결과와 유사하다. Fig. 5 는 플라이휠 시스템의 운전실험의 워터폴 그래프이다. 3000rpm 에서의 전방 원추모드는 교차되먹임제어를 통해 보상하였고, 그 외에 회전속도와 동기되는 진동요소가 회전체의 가장 큰 외란 요소로 작용하고 있는 것을 알 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 유한요소법을 이용하여 유도한 회전체 모델을 이용하여 시스템을 모델링하고 이를 이용하여 시스템의 운전 안정성을 평가해 보았다. 안정성 평가를 위해 시스템의 운전속도까지의 캠벨다이어그램과 민감도, 극점의 위치 등을 시뮬레이션을 통하여 구한 후 시스템의 안정성을 예측해 보았다. 또한 실험을 통하여 안정성 평가의 결과를 확인할 수 있었다. 추후과제는 안정성 평가를 바탕으로하여 안정적인 제어기 설계와 검증이 남아있다.

참고문헌

1. N. Koshizuka, F. Ishikawa, *et. al*, "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. 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, 2000.
3. H. J. Ahn, D. C. Han, “System Modeling and Robust Control of an AMB Spindle: Part I Modeling and Validation for Robust Control,” Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 17, No. 12, pp.1844-1854, 2003.
4. 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, 1995.
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, 1996.
6. xPC toolbox and MATLAB, The Mathworks Corporation, Cambridge.
7. H. D. Nelson and J. M. McVaugh, “The dynamics of rotor-bearing systems using finite elements,” ASME Journal of Eng. For Ind., vol. 98, pp. 593-600, 1976.