

# 5kWh Flywheel 에너지저장장치 시스템의 동특성 향상 설계

## Design of 5kWh Flywheel Energy Storage System to Improve Dynamics

☒ 박철훈<sup>1</sup>, 최상규<sup>1</sup>, 함상용<sup>1</sup>, 이성휘<sup>1</sup>, 윤동원<sup>1</sup>, 한영희<sup>2</sup>  
☒ Cheol Hoon Park<sup>1</sup>, Sang-Kyu Choi<sup>1</sup>, Sang Yong Ham<sup>1</sup>, Sung Whee Lee<sup>1</sup>, Dong Won Yun<sup>1</sup>  
and Young Hee Han<sup>2</sup>

1 한국기계연구원 지능형생산시스템연구본부 (Intelligent Manufacturing Systems Research Division, KIMM)

2 한국전력연구원 전략기술연구소 초전도그룹 (Superconductivity & Applications Group, KEPRI)

☒ Corresponding author: parkch@kimm.re.kr, Tel: 042-868-7980

Manuscript received: 2008.4.29 / Revised: 2008.7.21 / Accepted: 2008.8.7

*5kWh FESS(Flywheel Energy Storage System) using AMB(Active Magnetic Bearing) has been under development and 1st trial system has been finished and run the operating test. Unfortunately, the test result was not satisfactory because FESS could increase the rotational speed up to 9,000 rpm only although the target rotational speed is 18,000rpm. It's because 1st bending mode frequency of flywheel shaft was too low and imbalance response was too big. To achieve the target speed, 1st bending mode and imbalance response must be improved and the whole FESS needed to be designed again. This paper presents the newly designed FESS and what has been changed from the 1st trial FESS to improve 1st bending mode and imbalance response. The experimental results to see how much 1st bending mode frequency was improved are presented, too.*

Key Words: FESS (플라이휠 에너지 저장장치), AMB (능동형 자기 베어링), Rotor Dynamics (회전체 동역학), Imbalance Response (불평형 응답), Xlrotor (엑셀로터)

### 기호설명

$E$  = rotational kinetic energy[J]

$I_p$  = polar moment of inertia[kg · m<sup>2</sup>]

$I_t$  = transverse moment of inertia[kg · m<sup>2</sup>]

$\omega$  = rotational speed [rad/sec]

### 1. 서론

최근 국제적으로 대체 에너지에 대한 관심이 집중되고 있고, 이에 따라 풍력발전 시스템이 한 가지 대안으로 주목을 받고 있다. 풍력발전의 문제점은 바람이 균일하게 계속 발생하는 것이 아니

기 때문에 출력 변동율이 커서 계통이 불안정하다는 것이다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 에너지 저장장치를 풍력발전 시스템과 연계하여 계통을 안정화시키고 풍력발전의 운전 효율을 극대화시키려는 시도가 있다. 예를 들어 호주의 King Island 에서는 연료전지 배터리형태의 저장장치를, 일본의 도고 섬에서는 플라이휠 에너지 저장장치 시스템(FESS)을 풍력발전 시스템과 연계하여 계통 주파수 및 전압의 조정, 제어효과를 얻어내고 있다.<sup>1</sup> 이러한 에너지 저장장치의 필요성에 의해 현재 5kWh 급의 FESS 가 개발 중에 있다.<sup>2</sup> 18,000 rpm 에서 사용 가능한 에너지의 출력이 5kWh 가 되도록 1 차 시스템의 설계를 진행하였으며, 모든

시스템을 완성하여 동작실험을 진행하였다.

본 논문에서는 1 차 제작 FESS 의 동작실험을 통해 발견된 2 가지 문제점인 플라이휠 회전축의 낮은 1 차 굽힘 모드 주파수와 큰 불평형 응답을 개선하기 위해 새로운 구조의 FESS 를 설계하는 과정과 새로운 설계를 통해 문제점들이 어느 정도 개선되는지에 대해 기술하고자 한다.

## 2.1 차 제작 FESS 의 구성과 문제점

### 2.1.1 차 제작 FESS 의 구성

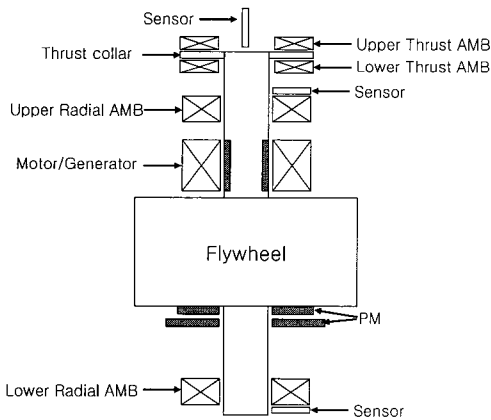
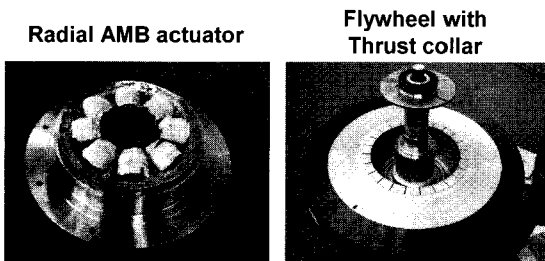


Fig. 1 Components and Schematic of 1<sup>st</sup> Trial FESS

1 차 제작된 FESS 의 구성요소와 개략도를 Fig. 1 에 나타내었다. 회전축 상부에 위치한 20kW 급의 모터에 의해 플라이휠이 회전하게 되면 전기에너지가 기계에너지로 변환되어 플라이휠에 저장되고, 모터에 의한 회전을 중단하면 모터가 발전기 역할을 하여 플라이휠의 기계에너지를 전기에너지로 변환된다. 위치센서에 의해 축방향과 반경방향의 운동이 측정되고, 축방향과 반경방향 AMB 에 의해 위치가 제어된다. 축방향 하중의 대부분은 영구자석의 반발력에 의해 지지된다.

### 2.2.1 차 제작 FESS 의 문제점

#### 2.2.1 상부 회전축의 굽힘 모드

1 차 제작된 FESS 의 상부와 하부의 AMB 제어 시스템의 Open loop 에 대한 FRF(Frequency Response Function)를 Fig. 2 와 같은 방법으로 측정하였다.<sup>2</sup> 상부에 대한 결과를 Fig. 3 에 나타내었고, 하부에 대한 결과를 Fig. 4 에 나타내었다. 이 FRF 는 전류앰프, 위치센서, AMB 구동부와 플라이휠 회전축의 동특성을 모두 포함한 것이다.

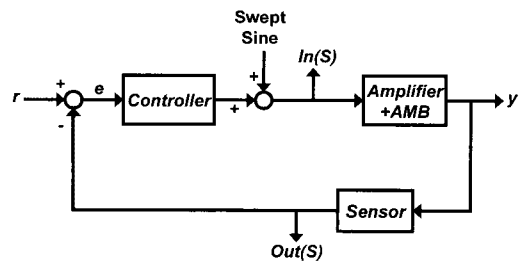


Fig. 2 Block diagram to measure FRF

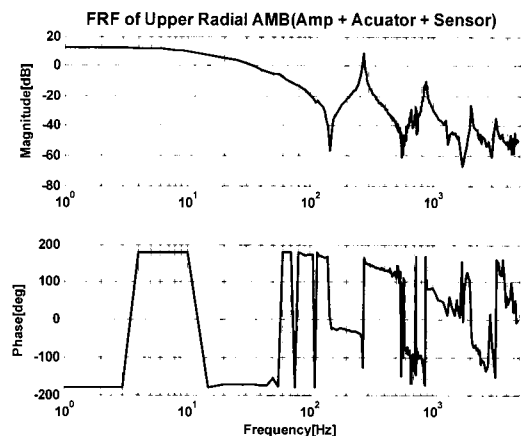


Fig. 3 FRF of Upper Radial AMB of 1<sup>st</sup> Trial FESS

FRF 로부터 회전축 상하부의 1 차 굽힘 모드 주파수를 살펴보면 상부는 270Hz, 하부는 700Hz 에 존재한다. FESS 가 18,000rpm 까지 회전하도록 설계되어 있으므로 AMB 의 안정적인 동작을 위해서는 1 차 굽힘 모드와 만나는 critical speed 가 18,000rpm(300Hz)이상 존재해야 한다. 그러나, 상부 AMB 의 1 차 굽힘 모드 주파수가 낮게 위치하고 있어서 후방 1 차 굽힘 모드에 의한 critical speed 가 목표 속도 이전에 발생한다.

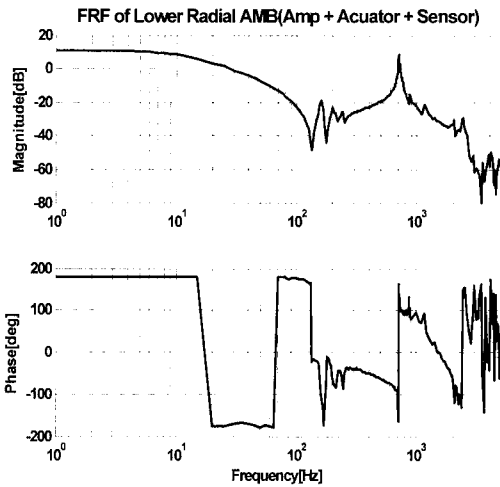


Fig. 4 FRF of Lower Radial AMB of 1<sup>st</sup> Trial FESS

상부 회전축의 1 차 굽힘 모드 주파수가 하부 회전축에 비해 많이 낮은 이유는 다음과 같다. 1 차 제작 FESS 의 초기 설계 시에는 축방향 AMB 를 사용하지 않고 영구자석만으로 축방향 운동을 지지하게 하려 하였으나, 모든 시스템 제작이 완료된 후 실험해본 결과 영구자석만으로는 축방향 감쇠력이 너무 낮다는 것을 발견하게 되었다.

그래서, 축방향 운동을 제어하기 위해 축방향 AMB 가 추가되었고 thrust collar 를 상부 회전축의 끝단에 부착하였다. Fig. 5 에 1 차 제작 FESS 의 라이휠과 회전축의 상세한 구조를 나타내었다. 회전

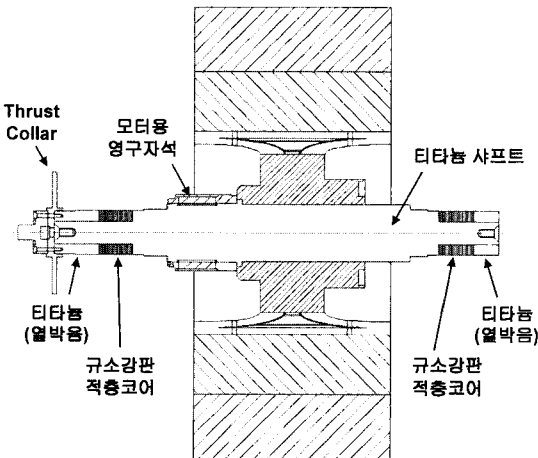


Fig. 5 Detailed Configuration of 1<sup>st</sup> Trial Flywheel Shaft

축의 재질은 플라이휠의 무게를 최소화하기 위해 티타늄을 사용하였으며, 상하부에 AMB 용 규소강판 적층코어가 삽입되어있고 그 위로 규소강판 코어를 고정하기 위한 티타늄재질이 열박음 되어있다. 규소강판 코어와 열박음된 티타늄은 회전축에 부가질량으로 작용되어 1 차 굽힘 모드의 주파수를 낮추는 작용을 한다. 상부의 경우, thrust collar 가 추가되어 1 차 굽힘 모드의 주파수가 하부에 비해 더 떨어져서 270Hz 에 위치하게 된 것이다. 1 차 굽힘 모드의 크기가 커서 이를 자극하지 않기 위해서는 깊고 넓은 감쇠영역을 갖는 노치필터(notch filter)의 사용이 필수적이고, 노치필터의 위상 지연 효과로 인해 1 차 굽힘 모드 주파수의 75%수준인 12,000rpm 정도까지만 플라이휠을 회전시킬 수 있을 것으로 예상되어 목표속도인 18,000rpm 을 달성할 수 없게 되었다.

2.2.2 플라이휠의 불평형응답

1 차 제작 FESS 의 플라이휠 회전속도를 증가시켰을 때 발생할 수 있는 추가 문제점들을 파악하기 위해 AMB 제어 시스템을 Fig. 6 의 블록 다이어그램과 같이 구성한 후,<sup>2,4</sup> 플라이휠의 회전속도를 증가시키면서 AMB 회전축의 위치 궤적을 관찰하였다.

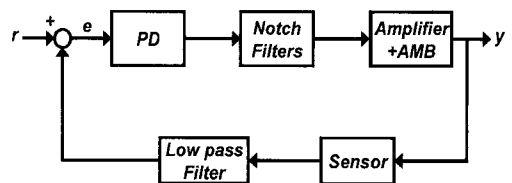


Fig. 6 Block diagram of AMB control system

Fig. 7 은 회전속도 9,000rpm 에서의 1 차 제작 FESS 의 상부와 하부 AMB 회전축의 orbit plot 을 나타낸 것이다. 회전속도에 해당하는 주파수인 1x 성분의 변위가 상하부 각각 150 μm와 100 μm 정도 발생하였다. 1x 성분 변위의 대부분은 플라이휠의 불평형에 기인한 것으로 회전속도가 증가할수록 급격히 증가하였다. 불평형에 의한 변위를 줄이기 위해서는 1x 에 해당하는 주파수에서 AMB 가 큰 힘을 발생시킬 수 있어야 한다. AMB 가 큰 힘을 발생시키기 위해서는 AMB actuator 의 크기를 키우거나 큰 전류를 가해야 한다. 그러나 현실적으로 불평

형에 의한 변위를 모두 상쇄시킬 정도로 큰 actuator 를 제작하기 어렵고, 진류를 크게 가한다 하더라도 자기 포화가 발생하여 힘으로 불평형 응답을 줄이는데는 한계가 있다.

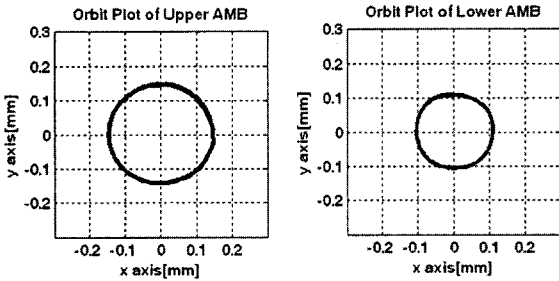


Fig. 7 Orbit plots of Upper and Lower AMB at 9000rpm

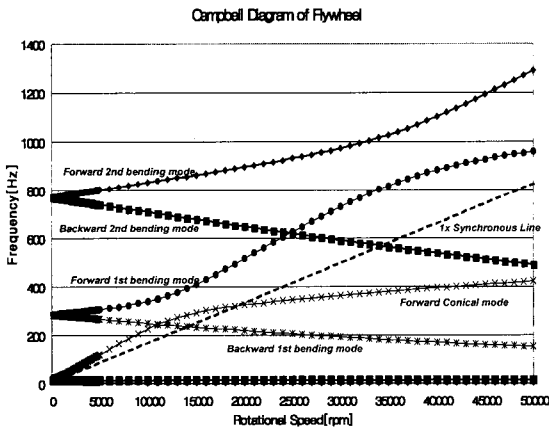


Fig. 8 Campbell diagram of 1<sup>st</sup> Trial Flywheel

Fig. 8 은 Rotor dynamics 해석 tool 인 xltrotor 를 사용하여 얻어진 Fig. 5 의 1 차 제작 플라이휠에 대한 Campbell diagram 이다. 1 차 제작 플라이휠의  $I_p$  는 13.25,  $I_t$  는 9.72,  $I_p/I_t$  는 1.36 으로 회전속도가 19,000rpm 일 때 전방 원추 모드(Forward conical mode)를 통과하게 되고 이때 까지는 계속해서 불평형에 의한 변위가 커지게 되는 구조이다. 기구적 설계에 의한 AMB 에서 회전축의 최대 변위 허용치가 300  $\mu$ m인데, 9,000rpm 에서 이미 150  $\mu$ m의 불평형에 의한 변위가 발생하는 것을 고려하면 이러한 구조로는 목표 속도에 도달하기 전에 최대 변위 허용치이상의 회전축변위가 발생할 것으로 예상되는 문제가 있다.

### 3. 플라이휠의 구조개선

#### 3.1 회전축의 굽힘 모드 개선

1 차 제작 FESS 를 시험 운전한 결과, 목표 회전속도인 18,000rpm 까지 회전속도를 올리는데 있어 가장 큰 장애는 회전축상부의 1 차 굽힘 모드의 주파수가 너무 낮고, 크기가 큰 것이라는 것을 발견하게 되었다. 18,000rpm 에 해당하는 300Hz 이상에서도 AMB 의 응답성과 제어기 설계의 자유도를 확보하기 위해서는 1 차 굽힘 모드의 주파수를 450Hz 이상으로 높여야 한다. 그러나, 제작 오차를 고려하여 설계시점에서는 free-free 상태에서 1 차 굽힘 모드 주파수가 500Hz 이상에 위치할 수 있도록 플라이휠 회전축의 구조를 개선하였다.

#### 3.1.1 회전축 양단의 부가 질량 최소화

회전축 상부의 1 차 굽힘 모드 주파수가 낮은 가장 큰 원인은 부가질량이 많이 부착되어있기 때문이다. 특히 무거운 thrust collar 가 회전축 상부의 끝단에 부착되어있고 모터용 영구자석도 회전축 상부에 부착되어있어서 회전축 상부의 1 차 굽힘 모드의 주파수를 낮추는 원인이 되고 있다. 개선 플라이휠에서는 thrust collar 를 회전축 상부의 끝지점에서 중간지점으로 이동시켰다. 그리고, 모터용 영구자석의 위치를 회전축 하부로 이동시켜서 부가질량에 의한 부담을 회전축 상하부에 고르게 분산시켰다. 반발력으로 축방향 하중의 대부분을 지지해주던 영구자석의 위치로 모터용 영구자석의 위치가 이동했기 때문에, 하중 지지용 영구자석의 위치변경이 필요하게 되었다. Fig. 9 에 굽힘 모드를 개선을 위한 플라이휠의 개략도 나타내었는데, 하중 지지용 영구자석을 thrust AMB 의 상부 actuator 의 둘레에 원형 띠 형태로 삽입하여 흡입력에 의해 축방향 하중을 지지하도록 하였다.

#### 3.1.2 회전축의 재질 변경

1 차 제작 FESS 에서 회전축 무게의 최소화를 위해 회전축을 티타늄을 사용하여 제작하였다. 티타늄은 질량대비 강도가 강하지만 고가이고 가공이 어려운 단점이 있다. SUS304 의 밀도는 티타늄에 비해 높지만 밀도대비 강도는 티타늄과 비슷하며 상대적으로 가격이 저렴하고 가공이 쉬운 장점이 있다. 개선 설계된 플라이휠 회전축의 재질에 따른 질량과 1 차 굽힘 모드 주파수의 차이를

xlrotor 를 사용하여 예측해본 결과, 티타늄은 71kg, 470Hz, SUS304 는 112kg, 518Hz 로서 SUS304 가 티타늄에 비하여 질량은 41kg 증가하지만 1 차 굽힘 모드 주파수가 48Hz 높게 위치하였다. 개선 플라이휠에서는 1 차 굽힘 모드 주파수의 증가가 중요하기 때문에 SUS304 를 사용하여 제작하기로 하였다. 그리고, SUS304 를 사용함으로써 발생하는 회전축 무게의 증가는 축방향 하중지지용 영구자석의 크기를 늘려서 감당할 수 있도록 하였다.

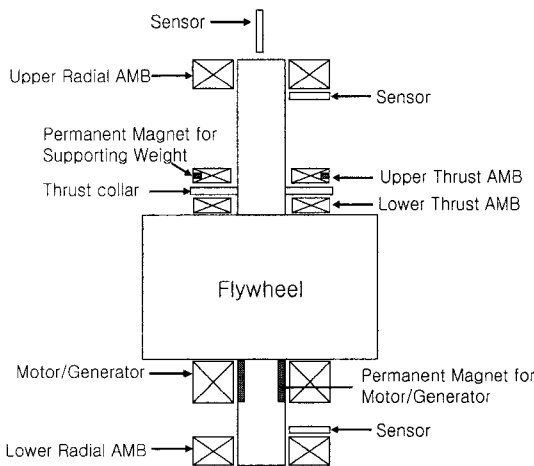


Fig. 9 Schematic diagram of New FESS

### 3.1.3 위치센서의 위치변경

3.1.1 과 3.1.2 의 변경으로 1 차 굽힘 모드 주파수를 증가시킨다고 하더라도 굽힘 모드의 크기가 어느 이상 크게 발생하면 노치필터를 사용하여 제어입력으로부터 굽힘 모드의 성분을 제거하여 제어입력에 의한 굽힘 모드의 가진을 막아야 한다. 노치필터에 의한 감쇠영역은 굽힘 모드의 크기에 따라 결정하게 되는데, 감쇠영역을 크게 하기 위해서는 고차의 노치필터를 사용하게 되고, 전체 제어계의 위상여유를 감소시켜 안정성을 떨어뜨리게 되는 부작용이 있다. 따라서 노치필터의 감쇠영역을 최소화할 필요성이 있는데, 이를 위해서는 센서의 위치를 굽힘 모드에 대한 감도가 높지 않은 곳에 선정하여야 한다. 기존 플라이휠에서는 센서가 회전축의 가장 외측에 위치하여 강제모드에 대한 감도가 높다는 장점이 있으나, 부가질량인 규소강판 코어보다 센서가 외측에 위치하여 굽힘 모드에 대한 감도도 높아지는 단점이 있었다.

개선 설계에서는 센서를 규소강판 코어보다 내측에 위치시켜서 굽힘 모드에 대한 센서의 감도가 최소화되도록 하였다. 개선 설계에서는 1 차 제작 플라이휠에 비해 회전축 전체의 길이가 길어져서 센서의 위치를 회전축 내측으로 변경하여도 강제모드에 대한 감도에는 큰 영향을 미치지 않을 것으로 예상되었다.

### 3.2 플라이휠의 불평형 응답의 개선

불평형응답을 개선하기 위해서는 플라이휠에 대한 balancing 공정을 거쳐 불평형양을 최소화 시켜야한다. 그러나 현실적으로는 불평형양을 줄이는데 한계가 있기 때문에 불평형 응답을 개선하기 위해서는 다른 방법이 요구된다.

#### 3.2.1 $I_p/I_t$ 의 변경

플라이휠에 저장되는 회전 운동에너지는 Eq. (1)과 같이 표현된다. 이 식으로부터 플라이휠에 저장되는 회전운동에너지  $E$  는 플라이휠의 극관성 모멘트  $I_p$  에 선형적으로 비례함을 알 수 있다.

$$E = \frac{1}{2} I_p \omega^2 \tag{Eq.(1)}$$

1 차 제작 플라이휠은 전체 저장에너지대비 플라이휠의 질량을 최소화하기 위하여 두꺼운 디스크 형태로 제작하여  $I_p/I_t$  가 1.36 이었다. 완전 강제모드만 고려된  $I_p/I_t > 1$  형태의 로터라면 원추 모드에 대한 critical speed 가 존재하지 않지만,<sup>5</sup> 실제 로터는 완전 강체가 아니므로 원추 모드에 해당하는 critical speed 가 존재한다. 1 차 제작 플라이휠에서 원추 모드와 만나는 critical speed 는 19,000rpm 이고 이 회전속도에서 불평형 응답이 최대가 된다. 따라서, 목표속도인 18,000rpm 까지는 불평형에 의한 변위가 계속 커지게 되고 이를 상쇄하기 위해서는 AMB 의 대역폭이 300Hz 이상이 되어야 한다. 이러한 성능의 AMB 를 제작하기에는 현실적으로 어려움이 있다. AMB 의 대역폭을 무작정 키우기 보다는 actuator 가 충분한 힘을 발생할 수 있는 주파수 영역 내에서 원추 모드에 해당하는 critical speed 를 통과할 수 있다면, 그 이상의 속도부터 목표속도까지는 불평형에 의한 변위를 최소로 가지면서 속도를 증가시킬 수 있기 때문에 불평형 응

답을 줄이는 현실적인 방법이 될 수 있다. 그래서 새로 제작할 플라이휠은  $I_p/I_t$  가 0.5 정도가 되도록 하여 3~4,000rpm 이하에서 원추 모드에 해당하는 critical speed 를 통과할 수 있도록 설계하였다.

### 3.3 개선된 플라이휠의 구조

Table 1 에 1 차 제작 플라이휠과 개선 플라이휠에 대한 비교를 나타내었고, Fig. 10 에 개선 플라이휠의 상세한 구조를 나타내었다.

Table 1 Comparison of Old and New Flywheel

항 목	1 차 제작	개 선
재 질	Titanium	SUS304
질 량[kg]	226	407
길 이[mm]	722	1119
직 경[mm]	716	580
$I_p/I_t$	1.36	0.51

300Hz 에 비해 충분히 높은 주파수로서 개선 플라이휠 회전축의 설계의도를 만족시키는 좋은 결과이다.

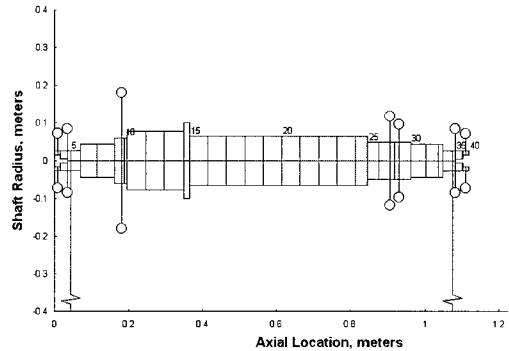


Fig. 11 Rotor dynamic Model for xlrotor Analysis

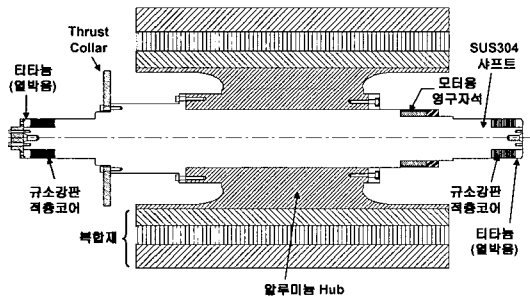


Fig. 10 Detailed Configuration of Improved Flywheel

## 4. 개선 플라이휠 설계의 유효성 검토

### 4.1 개선 회전축의 굽힘 모드 예측

Fig. 10 의 플라이휠에서 복합재와 알루미늄 Hub 부분만을 제외한 회전축부분을 xlrotor 에서 Fig. 11 과 같이 모델링하여 free-free 상태의 1 차와 2 차 굽힘 모드 주파수를 예측해 보았다. 예측을 위한 해석 단계에서는 가능하면 굽힘 모드 주파수가 낮게 해석되도록 하여 실제 제작 오차에 대한 여유를 갖도록 하기 위해, SUS304 회전축을 제외한 티타늄, 규소강판, Thrust collar 와 모터용 영구자석 등은 모두 강성에는 도움이 되지 않는 부가 질량으로 모델링하여 해석하였다. 그 결과, 1 차와 2 차 굽힘 모드 주파수는 각각 518Hz, 1143Hz 로 예측되었다. 518Hz 는 목표 회전속도에 해당하는

### 4.2 개선 회전축의 굽힘 모드 실험

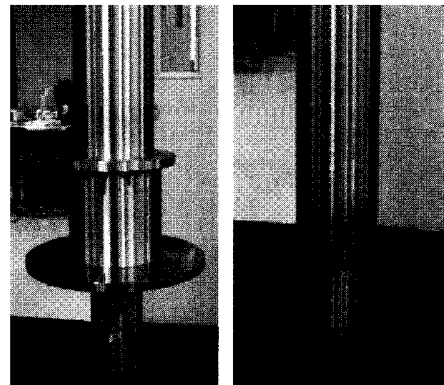


Fig. 12 Experimental setup for Impact Test of Improved Shaft

Fig. 11 의 모델과 동일하게 Fig. 10 의 플라이휠에서 복합재와 알루미늄 Hub 부분만을 제외한 회전축부분을 제작하여 굽힘 모드의 개선 여부를 실험으로 확인하였다. Free-free 상태의 굽힘 모드 주파수를 알아내기 위해서는 회전축을 수평으로 매달고 실험을 진행하여야 하지만 실험의 편의를 위해 Fig. 12 와 같이 회전축을 수직으로 매단 채 진행하였다. 위치센서에 해당하는 위치에 가속도 센서를 붙이고 임팩트 헤머로 AMB actuator 의 중심에 해당하는 규소강판 코어의 중앙부를 타격할 때 발생하는 전달함수를 측정하는 방법으로 굽힘 모

드 주파수를 측정하였다. 회전축 상부와 하부에 대한 임팩트 테스트의 결과가 Fig. 13 과 Fig. 14 에 나타나있다.

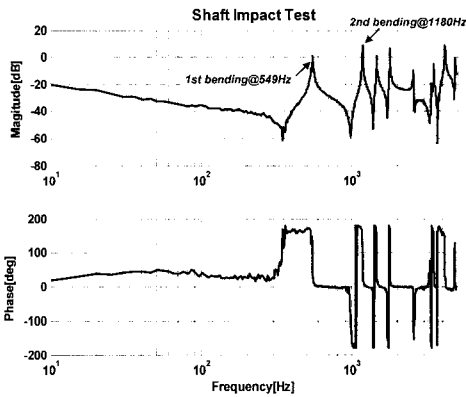


Fig. 13 Impact Test Result of Upper Shaft

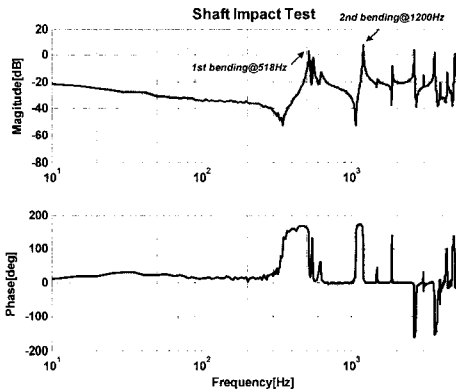


Fig. 14 Impact Test Result of Lower Shaft

1 차와 2 차 굽힘 모드 주파수를 확인해 본 결과, 회전축 상부는 각각 549Hz 와 1180Hz, 회전축 하부는 각각 518Hz 와 1200Hz 에 위치하는 것으로 나타났다. Free-free 상태에 대한 굽힘 모드를 예측한 xlator 의 결과와 비교할 때 실험조건이 완벽한 free-free 상태가 아니며, 열박음된 부품들이 강성을 전혀 갖지 않는 부가질량으로 모델링되는 등의 차이로 인해 완벽히 일치하지는 않지만, 해석결과와 어느 정도 근사한 값의 굽힘 모드 주파수를 보여주고 있다. 회전축의 상하부 모두에서 500Hz 이상의 1 차 굽힘 모드 주파수를 갖는 것으로 나타나 설계 의도대로 잘 제작되었음을 확인하였다.

### 4.3 개선 플라이휠의 불평형 응답 예측

Fig. 10 의 개선 플라이휠에 대한 불평형응답을 xlator 를 이용하여 예측하여 그 결과를 Fig. 15 에 나타내었다. 원추 모드를 약 2,300rpm 에 통과한 후 목표속도인 18,000rpm 까지 불평형에 의한 영향을 받지 않고 속도를 증가시킬 수 있을 것으로 예측되었다.

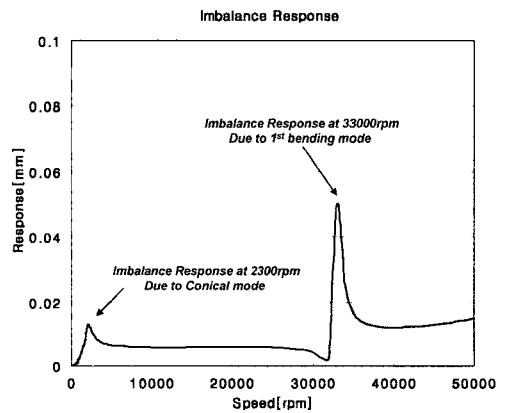


Fig. 15 Prediction of Imbalance Response of Improved Flywheel

### 5. 결론

5kWh 급 FESS 의 1 차 실험제작품을 Test 한 결과, 회전축의 1 차 굽힘 모드 주파수가 너무 낮고 불평형에 의한 변위가 커서 목표 회전속도에 도달할 수 없다는 문제점을 발견하게 되었다. 이를 해결할 수 있도록 새로운 구조의 개선된 플라이휠을 설계하였다. 목표 회전속도 달성의 가장 큰 장애였던 낮은 1 차 굽힘 모드주파수는 개선된 플라이휠 회전축에 대한 해석과 실험으로부터 만족할 정도로 개선되었음을 확인하였다. 추후에, 개선된 플라이휠에 맞는 FESS 의 Casing, 모터 등의 기타 부속품을 새로 제작한 후 회전속도를 증가시키면서 동작테스트를 진행할 계획이다.

### 후 기

본 연구는 전력산업연구개발사업의 일환으로 연구비를 지원받아 수행되었습니다.

## 참고문헌

1. EPRI-DOE Handbook Supplement, "Energy Storage for Grid Connected Wind Generation Applications," EPRI, ch. 13-14, 2004.
2. Park, C. H., Choi, S. K., Lee, J. P. and Han, Y. H., "On the Dynamic Behavior of a 5kWh FESS Mounted on AMBs," The 11th International Conference on Mechatronics Technology, pp. 416-420, 2007.
3. Ahrens, M., Kucera, L. and Larssonneur, R., "Performance of a magnetically suspended flywheel energy storage device," IEEE Transactions on control systems technology, Vol. 4, No. 5, pp. 404-502, 1996.
4. Hawkins, L. A., Murphy, B. T. and Kajs, J., "Analysis and Testing of a magnetic bearing energy storage flywheel with gain-scheduled, MIMO control," Proceedings of ASME TURBOEXPO2000, 2000-GT-405, 2000.
5. Vance, J. M., "RotorDynamics of TurboMachinery," A Wiley-Interscience Publication, pp. 116-130, 1988.