

플라이휠 에너지 저장장치 회전체계의 동역학적 설계 및 해석

°최 상규*, 김 영철*, 경 진호**

Rotordynamic Design and Analysis of the Rotor-Bearing System of a 500Wh Flywheel Energy Storage Device

Sang Kyu Choi*, Young Cheol Kim*, Jin-ho Kyung**

ABSTRACT

A 500Wh class high-speed Flywheel Energy Storage System (FESS) driven by a built-in BLDC motor/generator has been designed, which runs from 30000 to 60000rpm nominally. Due to the motor/generator inside, the flywheel rotor made of composites supported by PM/EM hybrid bearing system has a shape of bell or pendulum and thus requires accurate rotordynamic analysis and prediction of its dynamic behavior to secure the operating reliability. Rotordynamic analyses of the flywheel rotor-bearing system revealed that the bell shaped rotor has two conical rigid-body modes in the system operating range and the first conical mode, of which nodal point lies in the radial EM bearing position, can adversely affect the dynamic response of the rotor at the corresponding critical speed. To eliminate the possibility of wild behavior of the rotor, two guide bearings are adopted at the upper end of the rotor and motor/generator. It was also revealed that the EM bearing stiffness of $0.5 \sim 1.0E+6$ N/m and damping of 2000 Ns/m are favorable for smooth operation of the system around the 2nd critical speed.

1. 서론

플라이휠 에너지 저장장치 (FESS: Flywheel Energy Storage System)는 입력되는 전기에너지를 플라이휠의 회전운동에너지로 변환하여 저장하고 필요시 다시 전기에너지로 출력하는 장치로서, 급속 충/방전이 가능하고 에너지 저장효율이 90%

이상인 고효율형의 무공해 기계적 에너지 저장방식이다. 플라이휠 에너지 저장장치는 크게 1) 고에너지 저장을 위한 고속 복합재 플라이휠 로터, 2) 플라이휠 구동 및 발전을 위한 전동발전기(motor/generator), 3) 지지부 접촉으로 인한 마찰손실 저감용 자기베어링, 4) 공기마찰손실 저감용 진공유지 장치, 5) 고속, 고효율 전력변환부 등으로 구성된다.

* 한국기계연구원 회전체연구그룹

** 한국기계연구원 수송기계그룹

Fig. 1은 현재 무정전 전원장치[1,2]용으로 개발되고 있는 500Wh 저장용량의 최고 설계속도가 6

만rpm, 최저 설계속도 3만rpm인 고속, 소형 플라이휠 에너지 저장장치로서, 복합재로터의 자중지지를 위해 중공(hollow) 복합재 로터를 알루미늄 축으로 연결, 축의 상부에 영구자석형 축방향 자기베어링을 배치하고, 반경방향은 1개의 전자기베어링만을 사용한 수동/능동 혼합형 베어링(hybrid bearing)을 채택하였으며, 전자기 베어링의 미작동 상태를 고려하여 로터의 상단 및 전동발전기 상단에 안내베어링(guide bearing)을 설치하였다. 복합재 플라이휠 로터는 고속에서의 원심응력을 최소화할 수 있도록 서로 다른 2종류의 복합재(E-Glass/Epoxy, T800/6005 Graphite/Epoxy)를 이용한 이중 구조로 제작되었다.

플라이휠의 구동을 위해서는 자체설계 및 제작된 외전형(outer rotor type) BLDC 전동기를 플라이휠 내부에 장착하였는데 이 때문에 전체 로터가 종형(bell shape) 및 진자(pendulum) 형태의 구조를 갖게 되었다. 이러한 구조에서는 저속에서의 진동모우드로 인해 하부에 설치된 BLDC의 간극변화 및 rubbing의 위험성이 있으므로 동역학적 해석을 통해 그 위험성을 예측하는 것이 중요하다. 특히 축방향 하중을 지지하기 위한 영구자석형 자기베어링은 근본적으로 시스템의 횡방향 동특성을 불안정하게 하는 힘(negative stiffness)이 발생하므로 이를 정량화시켜[3] 시스템의 동특성 해석에 고려해야 안정한 시스템의 설계가 가능할 것으로 판단된다. 본 논문에서는 이러한 수동/능동 혼합형 자기베어링에 장착된 진자형태의 복합재 플라이휠 로터의 동역학적 해석 결과에 대해 기술하고자 한다.

2. 플라이휠 로터의 위험속도 해석

플라이휠 로터의 첫 번째 설계조건은 최고속도 6만rpm에서 강성축거동(rigid rotor behavior)을 하도록 하는 것이다[4]. 이는 로터가 탄성축거동(flexible shaft behavior)을 할 경우, Fig. 1과 같이 1개의 반경방향 베어링으로는 그 거동을 제어할 수 없기 때문이다. 일반적으로 회전체의 최고 운전속도가 1차 굽힘 위험속도의 70%이내에 있을 때 강성축으로 간주하므로 플라이휠 로터의 최고 운전속도 6만rpm에 대해 1차 굽힘 위험속도는 8만6천rpm 이상이어야 한다.

위험속도 해석을 위하여 Fig.1에 있는 플라이휠

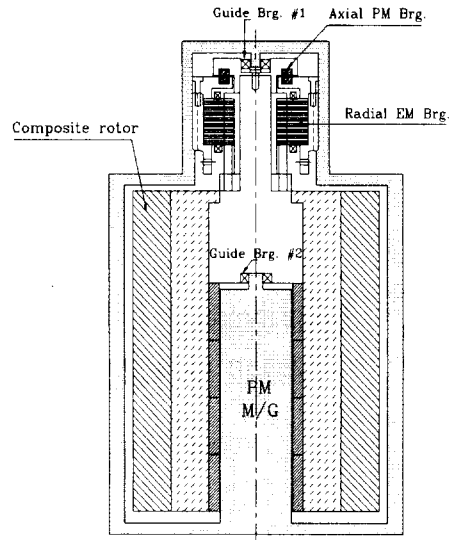


Fig. 1 Schematic drawing of a 500Wh Flywheel energy storage device

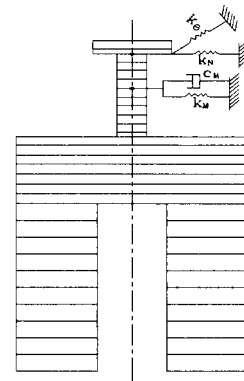


Fig. 2. Rotordynamic modelling of the Flywheel rotor-bearing system

로터-베어링 시스템을 Fig.2와 같은 요소로 모델링하였다. 사용된 플라이휠 로터의 개략적인 제원은 Table 1과 같다. Fig. 2에서 K_m , K_n , K_b 는 각각 반경방향 전자기 베어링의 강성, 영구자석 베어링에 의한 부강성계수(negative stiffness) 및 각 강성계수(angular stiffness)를 나타낸다. 고유 진동

모우드 및 위험속도 해석은 보요소로 모델링된 플라이휠 로터를 대상으로 유한요소법[5]을 사용하여 수행하였다.

Table 1. Geometric dimensions of the Flywheel rotor-bearing system

Compoite rotor	inner dia.(mm)	90
	outer dia.(mm)	234
	Length(mm)	280
M/G Magnet	inner dia.(mm)	70
	outer dia.(mm)	90
	Length(mm)	200
Al shaft Dia.(mm)		40
Total Length(mm)		395
Total mass(kg)		24
PM axial bearing location (mm) from the upper end		16
EM radial bearing center location (mm) from the upper end		55

1차 굽힘 위험속도를 확인하기 전에 먼저 베어링을 포함하지 않은 자유 굽힘 고유 진동모우드 (free-free bending natural mode)를 조사하였다 (Fig. 3.1, 3.2). 도시한 바와 같이 1차 자유 굽힘 고유 진동모우드는 복합재로터를 연결한 알루미늄축의 굽힘 모우드로 고유진동수 83408rpm이고 2차는 고유진동수 212313rpm의 복합재 로터 굽힘모우드인 것을 알 수 있다. 1차 모우드의 고유진동수가 83408rpm으로 플라이휠 시스템의 최고 운전속도 6만rpm에 비해 상당히 큰 것으로 계산되었으나 설계기준인 86000rpm보다는 작게 나타나고 있다.

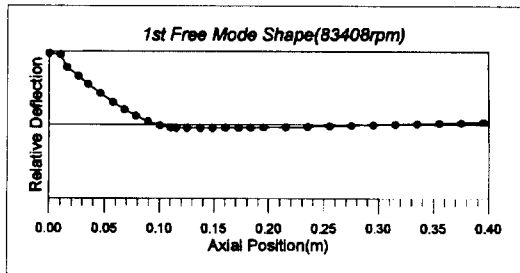


Fig. 3.1 The 1st free-free mode of the flywheel rotor

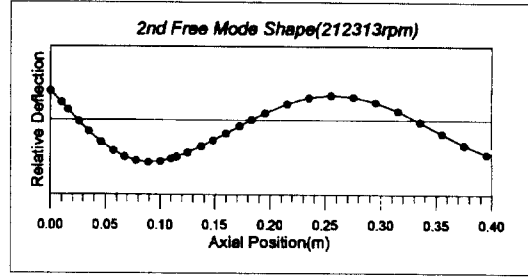


Fig. 3.2 The 2nd free-free mode of the flywheel rotor

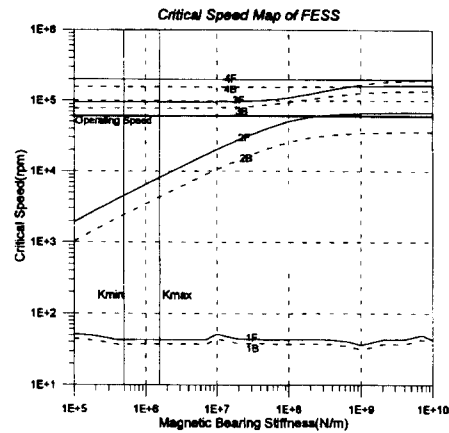


Fig. 4 Undamped critical speed map of the flywheel rotor-bearing system

Fig. 4는 전자기 베어링의 강성변화에 따른 플라이휠 로터 시스템의 비감쇠 위험속도 변화를 도시한 비감쇠 위험속도선도(undamped critical speed map)이다. 그림에서 F는 전방모우드를, B는 후방모우드를 가리키며 영구자석 자기베어링의 각강성계수 및 부강성계수는 참고문헌 [3]에서 제시한 Table 2의 값을 사용하였다.

Table 2. Estimation of the angluar stiffness and lateral negative stiffness of the PM axial bearing

Angular stiffness (Nm/rad)	3.825×10^6
Lateral negative stiffness (N/m)	-1.125×10^4

Fig. 4와 같은 비감쇠 위험속도선도를 활용하면

적합한 시스템의 동특성을 갖는 베어링의 강성을 선정, 베어링의 설계에 활용할 수 있는데 전자기 베어링에서 능동적으로 조절할 수 있는 강성계수 K_m 의 최소치 $0.5E+6$ N/m (K_{min})와 최대치 $1.5E+6$ N/m (K_{max})의 범위에서 보면 플라이휠 시스템의 운전범위(3만~6만rpm)가 시스템의 2차 및 3차 위험속도 사이에 위치함을 알 수 있다. 또한 1차 및 3차 모우드의 위험속도는 전자기 베어링의 강성계수의 변화에 상관없이 일정한 값을 갖는데 각 위험속도에 상응하는 모우드 형상을 보면 1차 및 2차는 원추형 강제모우드(Fig. 5.1, 5.2), 3차(Fig. 5.3)는 탄성체 모우드로 1차 모우드는 절점(Nodal point)이 베어링의 위치에, 2차 모우드는 플라이휠 로터의 기하학적 중심 부근에 위치하고 있음을 볼 수 있다. 따라서 1차 위험속도에서는 전자기 베어링의 감쇠력이 전혀 작용하지 않으나 2차 위험속도에서는 모우드의 절점이 로터의 기하학적 중심에 있어 베어링의 감쇠력이 효과적으로 작용할 것으로 예측된다.

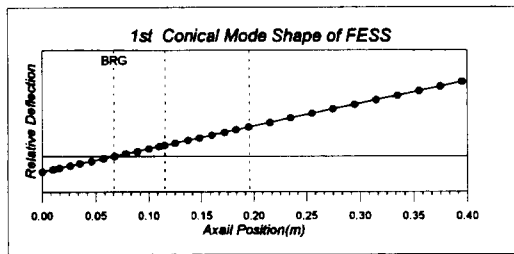


Fig. 5.1 The 1st conical mode shape of the flywheel rotor-bearing system

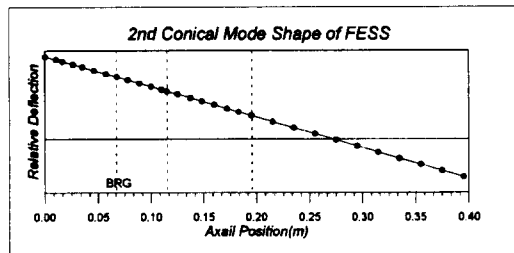


Fig. 5.2 The 2nd conical mode shape of the flywheel rotor-bearing system

시스템 운전범위의 위험속도로부터의 안전여유 (Safety margin)를 확인하기 위해 감쇠 위험속도 선도(damped critical speed map or Campbell diagram)(Fig. 6)로부터 Table 3의 전방향 감쇠 위

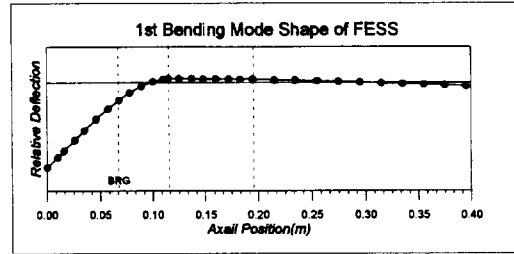


Fig. 5.3 The 1st bending mode shape of the flywheel rotor-bearing system

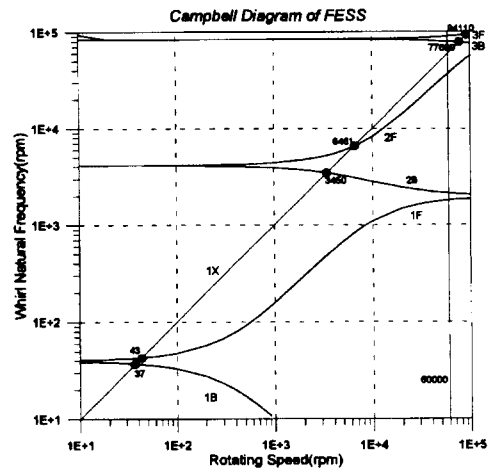


Fig. 6. Damped critical speed map of the flywheel rotor-bearing system

험속도를 전자기 베어링의 최소, 최대 강성계수 및 최소/최대의 중간값의 강성계수에 대해 산출하였다.

Table 3. Damped forward critical speeds at various EM bearing stiffnesses

	K_{min}	$(K_{min}+K_{max})/2$	K_{max}
1st (rpm)	43	43	43
2nd (rpm)	4540	6461	7923
3rd (rpm)	94032	94110	94187

표에 있는 바와 같이 시스템의 운전속도(3만~6

만rpm)가 2차 및 3차 위험속도로부터 충분한 여유를 갖고 있어 운전속도에서의 진폭이 작을 것으로 예상되며 3차 모드, 즉 1차 탄성체 모드의 위험속도가 9만4천rpm으로 1차 굽힘 위험속도가 8만6천rpm보다 커야된다는 설계조건을 만족하고 있는 것을 볼 수 있다.

3. 플라이휠 로터의 불평형 응답특성

플라이휠 로터-베어링 시스템에 있어 가장 주의해야 할 것은 위험속도 통과시 발생할 수 있는 진동으로 인해 PM/EM 하이브리드 베어링 및 전동발전기(M/G)에서 회전부와 정지부의 접촉이 일어나지 않도록 하고 전자기 베어링위치에서의 진폭을 일정값 이하로 유지시키는 것이다. 본 시스템에서 사용하고 있는 전자기 베어링의 반경방향 틈새는 0.6mm이고 전동발전기의 권선케이싱과 영구자석 내경과의 틈새는 1mm로 주어져 있다.

정지부와 회전부의 접촉여부를 보기 위해서는 시스템의 불평형량을 가정한 불평형 응답해석이 필수적이므로 전자기 베어링의 강성계수 $1E+6N/m$ 에 대해 플라이휠 로터-베어링 시스템의 불평형 응답특성을 예측하였다. (Fig. 7)

플라이휠 회전체계의 강제 모드는 Fig. 5에 있는 것과 같이 1,2차 모두 원추형이므로 원추형 모드 가진을 위해 로터의 상부 및 하부에 180°

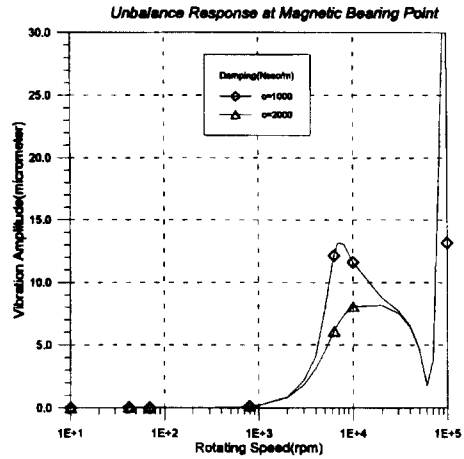


Fig.7.2 Unbalance response of the flywheel rotor -bearing system at the E/M bearing

역위상(out of phase)의 위치로 각각 $U=10 \text{ g}\cdot\text{mm}$ 의 불평형량을 부착하여 응답해석을 수행하였다. 사용된 플라이휠 로터의 불평형량은 ISO 등급 G2.5를 기준으로 계산하였으며, 계산식은 다음과 같다[6].

$$G = \frac{\pi UN}{30000M}, \quad N = \text{speed (rpm)}, \quad M = \text{mass (kg)}$$

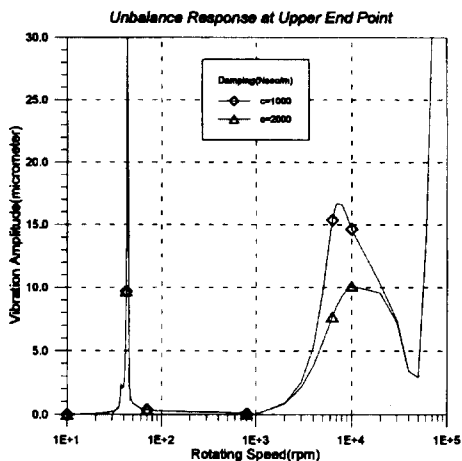


Fig.7.1 Unbalance response of the flywheel rotor -bearing system at the upper end

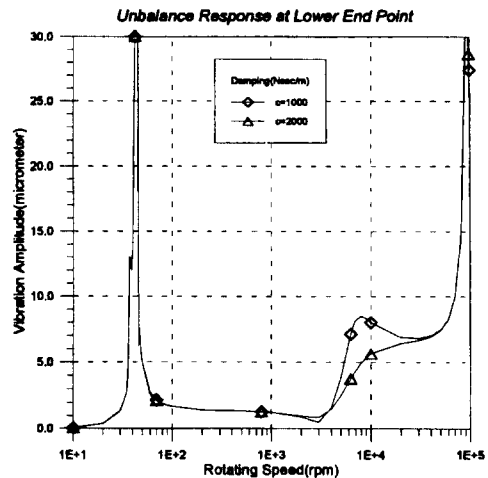


Fig.7.3 Unbalance response of the flywheel rotor -bearing system at the lower end

Fig. 7의 불평형 응답특성을 보면 베어링의 감쇠력이 전혀 작용하지 않는 1차 위험속도에서의 진폭이 무한대이나 2차 위험속도에서의 진폭은 전자기 베어링의 감쇠효과로 진폭이 매우 낮음을 알 수 있다. 특히 시스템의 운전속도 범위인 3만~6만 rpm에서는 로터의 상부, 하부 및 전자기 베어링 위치에서의 진폭이 모두 $8\mu\text{m}$ 이내로 응답특성이 매우 양호하며 위험속도에서의 최대진폭(로터 상단, Fig. 7.1)도 전자기 베어링의 감쇠계수가 $C=1000$ Nsec/m일 때 $18\mu\text{m}$, $C=2000$ Nsec/m일 때 $10\mu\text{m}$ 로 상당히 양호하다. Fig. 8에 도시한 바와 같이 전자기 베어링의 강성 및 감쇠계수 변화에 따른 2차 위험속도에서의 최대진폭 또한 $20\mu\text{m}$ 이내이므로 정지부와 회전부의 접촉의 위험성은 없는 것으로 판단된다.

그러나 본 플라이휠 시스템 구조의 가장 큰 문제점은 바로 40rpm 근방에 있는 1차 위험속도에서의 진폭이다. Fig. 5.1에서와 같이 모우드의 절점이 전자기 베어링의 위치에 있으므로 베어링의 형상설계 변경만으로는 1차 위험속도에서의 과도진동을 예방할 수 없으므로 다른 방법이 강구되어야 한다. 따라서 본 시스템에서는 이와 같은 이유로 BLDC 전동발전기 상부와 로터의 상단에 안내베어링(Guide bearing)을 설치, 저속에서 1차 위험속도를 통과할 때 발생하는 진동을 최소화 하도록 설계하였다 (Fig. 1). 설치된 안내베어링은 1차 위험속도에서의 과도진동의 예방 뿐만 아니라 동력의 차단 또는 부품의 손상등으로 인한 전자기 베어링의 미작동시에 사용되는 비상용 베어링의 역할을 담당한다.

플라이휠 로터의 불평형 응답특성을 예측한 결과, 운전속도에서의 진폭은 $8\mu\text{m}$ 이내, 2차 위험속도에서의 최대진폭은 $20\mu\text{m}$ 이내로 설계조건을 만족하며, 베어링의 감쇠력이 작용하지 않는 1차 위험속도에서의 진폭은 이론적으로 무한대이나 이는 로터의 상단 및 전동발전기의 상단에 설치된 비상용 안내베어링으로 위험속도에서의 과도진동을 최소화할 수 있을 것으로 예상된다. 전자기 베어링은 강성계수 $0.5\sim 1.0E+6$ N/m이고, 감쇠계수는 2000 Nsec/m를 갖도록 설계하는 것이 시스템의 안정운전을 위해 필요할 것으로 판단된다.

4. 결론

에너지 저장용량 500Wh급, 운전속도 3만~6만

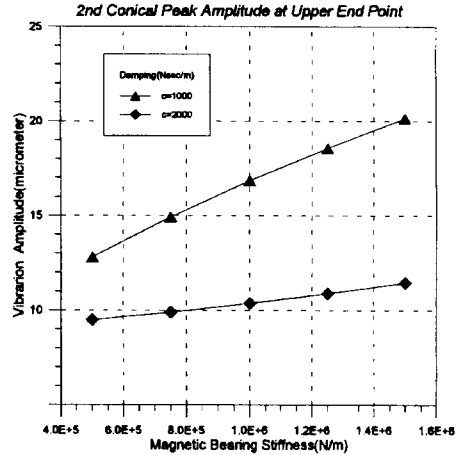


Fig. 8. Peak vibration amplitude variation of the 2nd critical speed with respect to the E/M bearing stiffness and dampingrpm

의 고속 플라이휠 에너지 저장시스템의 운전안정성을 평가하기 위해 동역학적 설계 및 해석을 수행하였다. 영구자석/전자석 혼합형 베어링으로 지지된 진자(Pendulum)구조의 플라이휠 로터-베어링 시스템의 동역학적 해석 결과는

- 1) 1개의 반경방향 베어링 및 축방향 베어링으로 지지된 플라이휠 로터는 운전속도 범위에서 강성축 거동을 하며
- 2) 최고 운전속도인 6만rpm까지 2개의 위험속도를 통과하고 각각의 위험속도는 베어링의 위치를 절점으로 하는 1차 원추형 모우드와 로터의 기하학적 중심을 절점으로 하는 2차 원추형 모우드에 대응한다.
- 3) 불평형 응답해석 결과 운전속도에서의 진폭은 $8\mu\text{m}$ 이내, 2차 위험속도에서의 최대진폭은 $20\mu\text{m}$ 이내로 설계조건을 만족하고 있고
- 4) 베어링의 감쇠력이 작용하지 않는 1차 위험속도에서의 진폭은 이론적으로 무한대이나 이는 로터의 상단 및 전동발전기의 상단에 안내베어링을 설치하여 위험속도에서의 과도진동을 최소화하는 것이 필요한 것으로 나타났다.

보다 정확한 운전안정성 평가를 위해서는 안내베어링을 설치한 플라이휠 로터-베어링 시스템이 1차 위험속도를 통과할 때 발생하는 비선형 거동

특성에 대한 해석이 바람직하다.

5. 후 기

본 연구는 통상산업부 산하 에너지자원 기술 개발 지원센터의 에너지절약기술사업의 일환으로 수행되었음.

참고문헌

- [1] 최 상규 외, "플라이휠 에너지 저장기술 개발 (I)", 통상산업부 보고서, 1995
- [2] 최 상규 외, "플라이휠 에너지 저장기술 개발 (II)", 통상산업부 보고서, 1996
- [3] 경 진호, 김 유일, 최 상규, 김 영철, "하이브리드 베어링지지 저손실 에너지 저장시스템의 축방향 영구자석 베어링 설계기술 연구", 한국 소음진동공학회 춘계학술대회, 1997
- [4] 최 상규, 이 동환, "개스터빈 회전체계의 동역학적 설계기술", 기계와 재료, 제 7권 3호, pp 98-112, 1995
- [5] Nelson, H.D., McVaugh, J.M., "The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements", ASME Journal of Engineering for Industry, pp 593-600, 1976.
- [6] ISO standard 1940, "Mechanical Vibration-Balance Quality Requirements of Rigid Rotors, Part I: Determination of Permissible Residual Unbalance", 1st ed., 1988.