

하이브리드 베어링 지지 저손실 에너지 저장 시스템의 축방향 영구자석 베어링 설계기술 연구

^o경진호*, 김유일*, 최상규**, 김영철**

Axial Permanent Magnetic Bearing Design For a Low-Loss Energy Storage Device Mounted on Hybrid Bearing System

Jin-Ho Kyung Yoo-Il Kim Sang-Kyu Choi, and Young-Chul Kim

ABSTRACT

The axial bearing using two ring type permanent magnets to support the weight of a flywheel is proposed to reduce the bearing loss in a flywheel energy storage system. Two permanent magnet makes stable force in axial direction but unstable force in lateral direction. The lateral unstable stiffness is identified quantitatively using flux analysis, and then through the rotor dynamic analysis on a rigid flywheel system the unstable effects on the system by the stiffness is investigated.

1. 서론

플라이 휠 에너지 저장시스템은 잉여 및 소실 에너지의 저장을 통한 에너지 절약 효과, 무공해 에너지의 재생을 통한 환경보호효과가 화학전지(chemical battery)와 같은 타 에너지 저장시스템에 비해 월등히 뛰어난 시스템이다. 플라이 휠에 저장되는 회전 운동에너지는 회전속도의 제곱에 비례하기 때문에 저장에너지를 증가시키기 위해서는 플라이 휠의 크기 보다 회전속도를 증가시키는 것이 매우 효과적임을 알 수 있다. 고속 회전하는 플라이 휠을 지지하기 위한 베어링으로는 비접촉식 베어링이 바람직하며, 저손실 및 능동 진동제어 측면에서 영구자석과 전자석을 겸용한 하

이브리드 형 자기베어링이 요구된다[1]. 이와 관련하여 인공위성 위치제어용 플라이 휠 시스템, 고진공용 turbomolecular pump, 에너지 저장 장치 등에 이러한 자기베어링 시스템을 적용하는 연구사례가 많이 보고되고 있다[2-4].

전자석만으로 플라이 휠의 하중을 지지하는 경우, 하중을 지지하기 위한 bias 전류가 요구되거나 영구자석을 도입하게 되면 필요없게 되어 플라이 휠 시스템의 소비 전력 손실을 크게 줄일 수 있게 된다[5].

본 연구에서는 무정전 전원장치[1] 용도로 설계된 플라이 휠 에너지 저장시스템의 플라이 휠의 하중을 지지할 수 있는 두 개의 링형 영구자석을 설계한다. 두 개의 영구자석을 같은 극으로 대향시키면 상호 반발력이 작용하며 이 반발력의 축방향 성분이 하중을 안정하게 지지해주는 역할을 하게

* 한국기계연구원 신교통기술연구부

** 한국기계연구원 구조시스템연구부

된다. 그러나, 횡방향 성분은 불안정한 힘으로 작용하게 된다. 따라서, 전자장 해석을 통하여 설계된 영구자석에 의한 횡방향의 불안정 강성도 및 축방향 강성도를 정량적으로 규명하고 강체 플라이휠 시스템에 대한 회전특성 분석을 통하여 전체 회전로타 시스템에서의 영구자석에 의한 불안정 효과를 규명해 보고자 한다.

2. 플라이휠 시스템 모델의 구조 및 제원[1]

설계된 저 손실용 플라이휠 에너지 저장시스템의 구조를 그림 1에 나타내었다. 상부에 플라이휠 하중 지지용 회토투계(NdFeB계열) 영구자석 링이 두 개 있고 약 5 cm 하단에 반경방향 전자석 베어링이 설치되어 있다. 하부에는 복합재로된 플라이휠이 탑재되고 유도형 모타가 복합재 휠의 내부에 설치되도록 설계되었다. 설계된 플라이휠의 기본 제원은 다음의 표 1과 같다.

Table 1 Some dimensions and specification for the flywheel system

플라이휠	내경	70 (mm)
	외경	234 (mm)
	길이	280 (mm)
영구자석	내경	50 (mm)
	외경	70 (mm)
	높이	6 (mm)*
플라이휠	총중량	27 (kg)
	최대 회전속도	60,000 (rpm)

* 3장의 전자장 해석으로 결정되는 값

3. 전자장 해석

링형 영구자석의 두께 변화에 따른 전자장 해석을 수행하여 플라이휠의 하중을 적절히 지지하는데 요구되는 영구자석의 크기를 결정한다. 단, 본 해석에서는 영구자석의 내경과 외경의 크기를 구조강도 및 제작의 용이성 등을 고려하여 각각 50 mm, 70 mm로 고정시켰다. 영구자석이 기하학적

으로 축대칭이므로 2차원 축대칭 모델로 해석할 수 있다. 플라이휠 시스템에서 영구자석이 설치되는 회전자 및 고정자가 비자성 특성을 갖는 알루미늄으로 설계되어 있으므로 공기의 투자율과 유사한 값을 갖게 된다. 따라서 본 전자장 해석에서는 두 개의 영구자석 주위가 공기 요소로 채워져 있도록 해석모델을 제작하였다. 전자장 해석은 ANSYS Magnetics(Ver. 5.1)를 이용한다. 그림 2는 유한요소 메쉬(finite element mesh)의 결과를 나타낸다. 유한요소 모델은 ANSYS에서 제공하는 Plane 53 축대칭 요소를 사용하였고 총 요소수는 1,768개이고 총 절점수는 1,855개이다. 수직방향으로 작용하는 힘을 측정하기 위하여 Maxwell stress tensor method를 사용하였고 이를 위하여 하중조건으로 Maxwell surface를 지정하였다. 또한, 경계조건으로 공기요소의 최외각에 flux parallel 조건을 부여하였다[6]. 그림 3은 회토투계 영구자석(NdFeB)의 B-H 선도를 나타낸다. 그림 4는 영구자석의 두께를 변화시켜가면서 수행한 전자장 해석의 결과이며, 영구자석의 두께가 6 mm인 경우 약 27 kg의 하중을 지지할 수 있는 것으로 계산되었다. 영구자석의 단위 부피당 에너지 방출량을 최대로 하기 위하여, 공극에서의 자속밀도를 $(BH)_{max}$ 에서의 자속밀도 값과 일치시킨다. 그림 3에서, $(BH)_{max}$ 에서의 자속밀도 값이 0.585 Tesla임을 확인할 수 있었다. 공극 변화에 따른 전자장 해석을 통하여, 0.7 mm 공극의 경우 평균 자속밀도가 0.56 Tesla로 계산되었고 이값은 0.585 Tesla와 근접한 수치이다. 이상의 결과를 통해서 최종적으로 영구자석의 두께를 6 mm, 공극을 0.7 mm로 결정하였다.

설계된 영구자석의 축방향 강성도를 구하기 위해 자석을 0.1 mm 간격으로 축방향으로 이동시켜가면서 전자장 해석을 수행하였다. 축방향 강성도를 구하는 계산과정은 앞서의 두께 결정시 사용한 계산 절차와 동일하다. 표 2는 축방향 강성도를 나타내며 그 평균은 $7.9E4$ N/m 이다.

횡방향의 강성도를 구하기 위해 마주보고 있는

두 개의 영구자석 중에서 상부에 위치한 자석을

Table 2 Axial stiffness of the permanent bearing

Air gap(mm) (a)	Axial force(kgf) (b)	Axial stiffness (kgf/mm) (a2-a1)/(b2-b1)
0.5	28.8	
0.6	28.3	-5.1
0.7	27.5	-7.5
0.8	26.4	-11.2
0.9	25.2	-12.0

0.1 mm 간격으로 횡방향 변위를 갖도록 한후에 각각의 위치에서 횡방향 힘을 구하였다. 이때 이들 영구자석에 의한 기하학적인 배치가 축대칭이 아니므로 3차원으로 문제를 해석할 필요가 있으며 $\frac{1}{2}$ 모델해석이 가능하다. 설계된 영구자석의 해석 모델을 상용 소프트웨어인 I-DEAS(Ver. 2.1)를 이용하여 제작하고 그 결과를 그림 5에 나타내었다. 그림 5(b)는 해석모델의 정면 모습이며 두 개의 링이 서로 어긋나있는 모습을 나타낸다. 유한요소는 ANSYS에서 제공하는 Solid 97을 사용하였고 총 절점수는 13,189개이고 총 요소수는 11,340개이다. 그밖의 계산과정은 축방향인 경우와 같다. 횡방향 강성도는 횡방향 변위차에 대한 횡방향 힘의 변화 차이의 비로 계산되었고 표 3은 계산된 결과이다. 각각의 횡방향 변위에 대하여 결정된 강성도를 평균하여서 최종적으로 횡방향 강성도가 $-1.125E4$ N/m 로 결정되었다.

Table 3 Lateral stiffness of the permanent bearing

Shift of upper bearing (mm) (a)	Later force(kgf) (b)	Lateral stiffness (kgf/mm) (a2-a1)/(b2-b1)
0	0	
0.1	0.116	1.16
0.2	0.231	1.14
0.3	0.343	1.12
0.4	0.451	1.08

4. 플라이 휠 회전체 동특성 분석

영구자석에 의한 불안정 요소인 횡방향 강성도와 안정요소인 축방향 강성도 그리고 등가 축방향 강성도에 의한 안정 모멘트를 강제 플라이 휠 시스템에 적용하여 지배방정식을 세우면 다음과 같다. 그림 6은 강제 플라이 휠의 모델을 나타낸다.

$$m \ddot{y} = k_{y1}y_1 + k_{y2}y_2 \quad (1)$$

$$m \ddot{z} = k_{z1}z_1 + k_{z2}z_2$$

$$I_t \ddot{\theta}_y + \Omega I_p \dot{\theta}_z = l_{c1}f_{y1} + l_{c2}f_{y2} - l_7 F_{xy}$$

$$I_t \ddot{\theta}_z - \Omega I_p \dot{\theta}_y = -l_{c1}f_{z1} - l_{c2}f_{z2} + l_7 F_{xz}$$

여기서,

$$F_{xy} = k_x l_7 \theta_y, \quad F_{xz} = -k_x l_7 \theta_z$$

$$y_1 = y - l_{c1} \theta_z, \quad y_2 = y - l_{c2} \theta_z$$

$$z_1 = z + l_{c1} \theta_y, \quad z_2 = z + l_{c2} \theta_y$$

m : 플라이 휠 질량, I_t, I_p : 관성모멘트

k_x : 등가 축방향 강성도(안정 모멘트로 작용)

k_{yi}, k_{zi} : 횡방향 강성도 ($i=1, 2$)

Ω : 축의 회전속도

y, z : 무게중심에서의 변위

θ_y, θ_z : 무게중심에서의 각변위

y_i, z_i : 베어링 위치에서의 변위 ($i=1, 2$)

l_{c2} : 무게중심에서의 #1 베어링까지의 거리

l_{c2} : 무게중심에서의 #2 베어링까지의 거리

l_7 : 축방향 반발력의 모멘트 길이

(1)식을 matrix 형태로 변환하면,

$$M \ddot{q} + G \dot{q} + Kq = 0 \quad (2)$$

여기서, $q = [y \ z \ \theta_y \ \theta_z]^T$

(2)식을 state space form으로 바꾸면,

$$\begin{bmatrix} 0 & M \\ M & G \end{bmatrix} \dot{r} = \begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & -K \end{bmatrix} r \quad (3)$$

여기서, $r = [\dot{q} \ q]^T$

고유치 분석을 통하여 회전속도 변화에 따른 고유치의 허수값은 그림 7과 같고 관련한 두 개의

강체 mode shape을 그림 8에 나타내었다. 이들 결과에서 보인 바와같이 모두 conical mode임을 알 수 있다. 1차 모드의 경우 전자석 베어링 설치점을 기준으로, 2차 모드의 경우는 무게 중심을 기준으로 플라이 휠이 conical motion을 한다. 본 계산시 반경방향 자기베어링에 의한 강성도 값은 설계 값인 $0.1E7$ N/m로 가정하여 사용하였다.

플라이 휠에 설치된 영구자석이 고정자에 설치된 영구자석과 임의 각도로 기울어지게 됨으로써 상호 반발력에 의한 등가 축방향 강성도가 존재하게 됨을 확신할 수 있게 되었다. 설계된 영구자석에서의 등가 축방향 강성도는 표 2를 통해 계산될 수 있다. 플라이 휠의 conical motion시 두 자석 사이의 거리가 원주방향으로 다르게 되고 이에따라 각 점에서의 반발력에도 차이가 발생되며, 이 효과로 플라이 휠의 기울어짐에 대한 복원 모멘트가 작용하게 된다. 복원 모멘트의 계산시, 자석의 원주방향으로의 반발력은 두 자석사이의 거리에 비례한다고 가정하였다. 이와같이 계산된 등가 축방향 강성도는 $4.25E4$ N/m이었다. 결과적으로 등가 축방향 강성도에 의한 안정 모멘트로 인하여 시스템이 보다 안정하게 됨을 추정할 수 있었다.

그림 9에 나타난 고유치의 실수부 해석결과를 통하여 모든 회전속도에서 실수값이 zero이므로 횡방향 강성도에 의한 불안정 효과가 발생되지 않음을 확인할 수 있었다. 그러나 그림 10에 제시된 등가 축방향 강성도 변화에 따른 불안정 효과 선도에서, 축방향 강성도가 $3.8E4$ N/m 값을 경계로 그 이상인 경우 모든 회전 속도 구간에서 플라이 휠 시스템이 안정해짐을 알 수 있었다. 설계된 영구자석의 등가 축방향 강성도 값이 $4.25E4$ N/m 이므로 이 경계값에 근접해 있어서 설계된 플라이 휠이 저속회전에서 불안정하게 될 가능성이 예측되었다. 이에 관련하여 앞으로 플라이 휠의 거동특성에 대한 실험을 통해 시스템의 안정성 여부를 검증하는 작업과 관련 보완 대책에 대한 연구가 필요하다.

5. 결론

두 개의 반발형 영구자석으로 플라이 휠의 하중을 지지하여 베어링 손실을 저감시킬 수 있는 플라이 휠 에너지 저장시스템의 설계를 제안하였다. ANSYS를 이용한 전자장 해석으로 영구자석에 의한 불안정 횡방향 강성도를 정량적으로 규명하였다. 강체 플라이 휠 회전 시스템에 영구자석에 의한 불안정 강성도와 안정 모멘트를 포함시켜서 동특성 분석을 수행하고, 이를통해 영구자석의 불안정 강성도 효과에 대한 영향을 확인 할 수 있었다.

앞으로 설계모델의 실제품을 제작하여 실험적으로 시스템을 규명하고 이론해석과의 비교/분석을 통하여 플라이 휠 시스템의 안정도 문제를 해결하고자 한다.

6. 참고문헌

1. 최 상규의 16인, “플라이 휠 에너지 저장기술 개발”, 통산산업부 보고서, 1995, 1996
2. U. Bichler, T. Eckardt, “A 3(5) Degree of Freedom Electrodynamical-Bearing Wheel for 3-Axis Spacecraft Attitude Control Applications”, 1st International Symposium, ETH Zurich, June 1988
3. G. Genta, L. Mazzocchetti, E. Rava, “Magnetic Suspension for a Turbomolecular Pump”, 2nd International Symposium, Tokyo, July 1990
4. J. A. Kirk, D. K. Anand, D. C. Pang, “Performance of a Magnetically Suspended Flywheel Energy Storage System”, 4th International Symposium, ETH Zurich, August 1994
5. C. K. Sortore, P. E. Allaire et al, “Permanent Magnet Biased Magnetic Bearings-Design, Construction and Testing”, 2nd International Symposium on Magnetic Bearing, July 1990, PP 175-182
6. “Magnetics-User’s Guide for Revision 5.0”, Swanson Analysis System Inc., July 1993

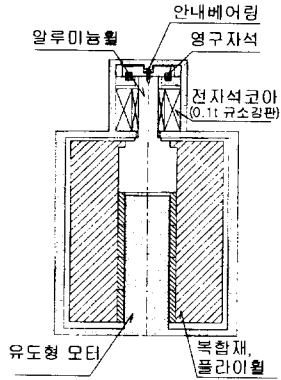


Fig. 1 Schematic diagram of the energy storage system

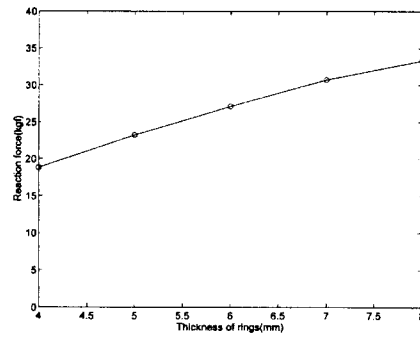


Fig. 4 Reaction forces of the PM as the thickness of it varies

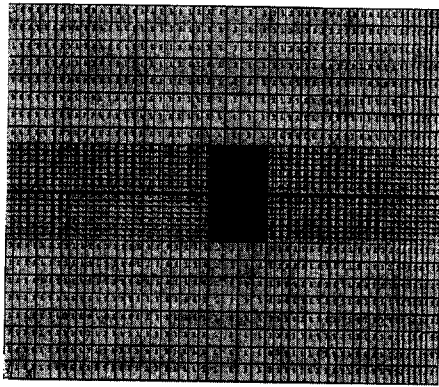
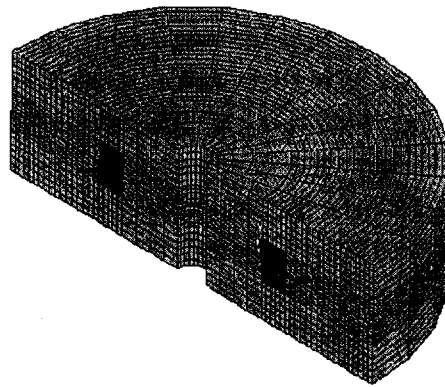


Fig. 2 Finite element mesh of the axis-symmetric ring type magnets



(a) ISO view

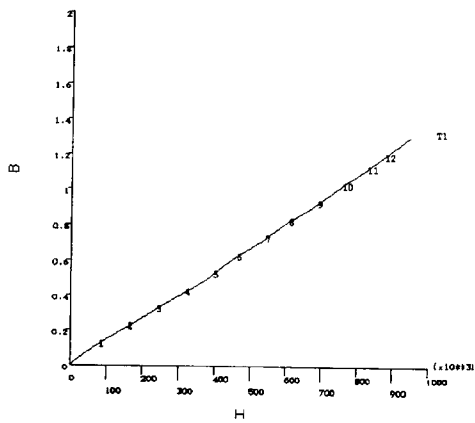
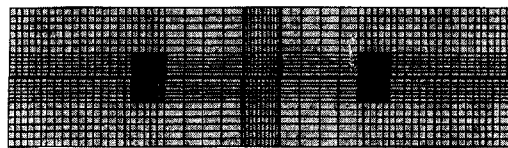


Fig. 3 B-H curve(NdFeB)



(b) Frontal view

Fig. 5 Finite element mesh of the two ring type permanent magnets

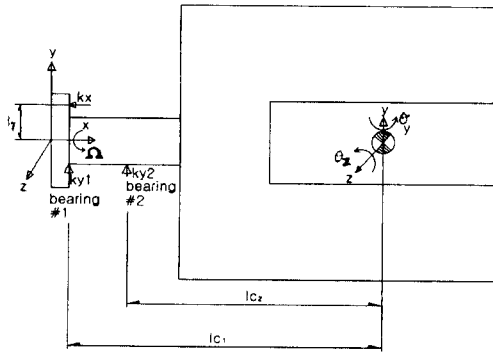


Fig. 6 Rigid rotor model for flywheel

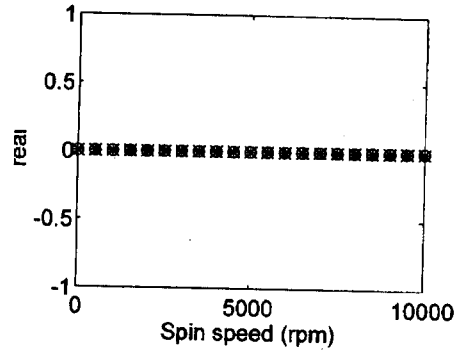


Fig. 9 Real part of the eigen value

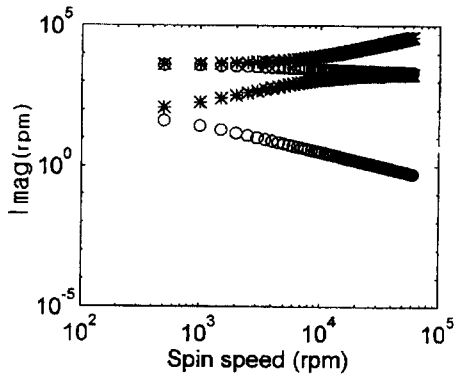


Fig. 7 Imaginary part of the eigen value

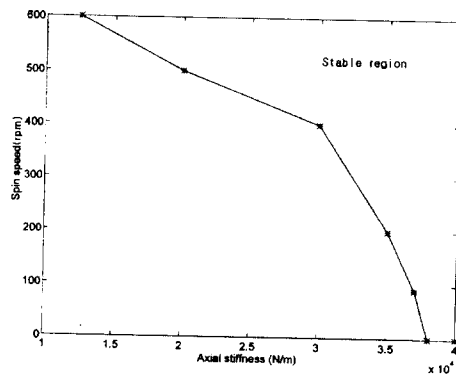


Fig. 10 Variation of stable region as the equivalent axial stiffness varies

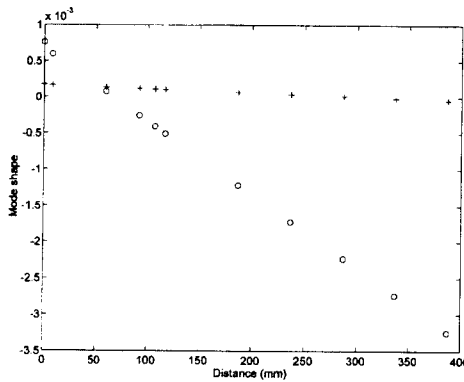


Fig. 8 Conical mode shapes

부속

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_t & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_t \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \Omega_P \\ 0 & 0 & -\Omega_P & 0 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} -(k_{y1} + k_{y2}) & 0 & 0 & (k_{y1}l_{c1} + k_{y2}l_{c2}) \\ 0 & -(k_{z1} + k_{z2}) & (-k_{z2}l_{c2} - k_{z1}l_{c1}) & 0 \\ 0 & (-k_{z2}l_{c2} - k_{z1}l_{c1}) & -(k_{z1}l_{c1}^2 + k_{z2}l_{c2}^2 - l_7^2 k_x l_{c2}^2) & 0 \\ (k_{y1}l_{c1} + k_{y2}l_{c2}) & 0 & 0 & -(k_{y1}l_{c1}^2 + k_{y2}l_{c2}^2 - l_7^2 k_x) \end{bmatrix}$$