

영구자석조합형 축방향 자기베어링 시뮬레이션 및 실험

박병철[†] · 정세용 · 한상철 · 이정필 · 한영희 · 박병준

한국전력공사 전력연구원

Permanent Magnet Combined Thrust Magnetic Bearing Simulation and Experiment

Byeong-Cheol Park[†], Se-Yong Jung, Sang-Chul Han, Jeong-Phil Lee,
Young-Hee Han and Byung-Jun Park

Korea Electric Power Corporation

(Received September 17, 2010; Revised April 15, 2011; Accepted April 20, 2011)

Abstract – In this paper, an actuator model of the thrust magnetic bearing for the flywheel energy storage is derived using magnetic circuit theory. And we compared this result with finite element magnetic field analysis result. Based on the actuator model, we made a simulation model of the thrust magnetic bearing system. We showed the closed loop transfer function and sensitivity function of the thrust magnetic bearing system using both the simulation model and the experiment. The experimental result at rotation velocity 18,000rpm of thrust magnetic bearing system is included.

Keywords – thrust magnetic bearing(축방향자기베어링), flywheel(플라이휠), magnetic circuit(자기회로)

1. 서 론

자기베어링은 일반적인 기계식 베어링인 볼베어링, 유체베어링등과는 다르게 기계적인 접촉이 없는 비접촉식 베어링으로써, 진공에서 사용 할 수 있으며, 마찰손실이 거의 없고, 유지보수가 최소화되며 수명이 길고, 최고회전속도가 높은 장점들을 가지고 있어서, 이와 같은 용도에 적합한 분야에서 활용되고 있다. TMP (Turbo Molecular Pump), 공작기계, 터보압축기, 플라이휠 에너지저장장치등에 자기베어링을 적용, 개발하려는 노력들이 활발히 이루어지고 있다[1-5].

자기베어링을 모든 축에 적용하여 자기부상시스템을 구성하기 위해서는 5축을 제어할 수 있는 자기베어링을 갖추어야 한다. 일반적으로 회전축의 상부 그리고 하부에 각각 2축을 제어할 수 있는 반경방향자기베어링(radial magnetic bearing)이 적용되며, 회전축방향에

대해서는 축방향 자기베어링(thrust magnetic bearing)이 적용되어 시스템을 구성한다.

축방향 자기베어링은 일반적으로 Fig. 1과 같이 원형 컵 모양의 2극형을 사용하며, 회전축에는 축방향 베어링용 디스크를 조립하여 축방향 자기베어링의 자력이 회전축에 전달할 수 있게 구성한다. 이 디스크를 중심으로 상, 하에 원형컵 모양의 2극형 축방향 자기베어링이 설치된다. 플라이휠 시스템의 경우 회전운동에너지의 저장용량을 크게 하기 위해서 회전축의 자중이 상당하기 때문에 이에 따른 축방향 자기베어링의 전력소요량이 필요하게 된다.

본 논문에서는 회전축 자중을 지지하기 위해서 영구자석을 조합한 하이브리드형태의 축방향 자기베어링을 (Figs. 1, 2) 적용하였다. 이와 같은 축방향 자기베어링의 구성은 회전축 자중지지에 필요한 전력을 절약할 수 있어서, 플라이휠 에너지저장장치의 효율을 향상시켜준다.

[†]주저자 · 책임저자 : bcpark@kepri.re.kr

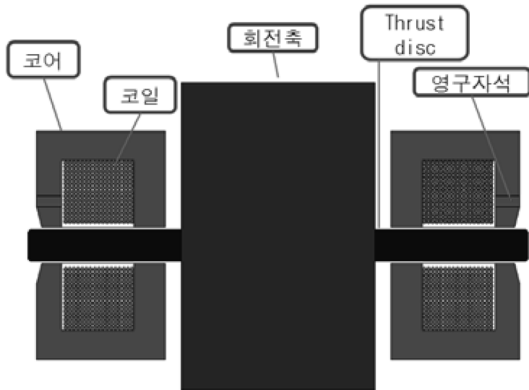


Fig. 1. The permanent magnet combined thrust magnetic bearing.

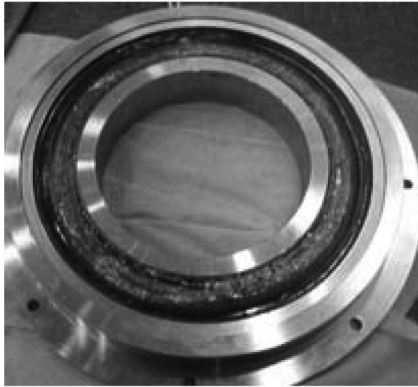


Fig. 2. Thrust magnetic bearing.

본 논문에서는 스틸로터형 플라이휠 에너지저장장치를 대상으로 시뮬레이션 및 실험을 수행하였다. 스틸로터형 회전축의 무게는 260 kg이고, 최대회전속도는 18,000 rpm으로써 이 회전축은 자기베어링 시스템 및 전동/발전기 검증용으로 제작한 pilot형 회전축이다.

본 논문에서는 축방향 자기베어링을 자기회로이론을 활용해 분석하였으며, 이 결과를 검증하기 위해 유한요소법으로 추가적으로 해석하여 비교분석하였다. 자기회로이론 및 유한요소해석 결과를 바탕으로 전자석 구동기를 모델링하였으며, 축방향 운동방정식 모델, 전류증폭기 모델, 저역통과필터 및 제어기 모델을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 모델을 검증하기 위해 주파수응답시험을 수행하여 시뮬레이션결과와 실험결과를 비교분석하였다. 실험에는 18,000 rpm 까지 회전실험한 축방향 자기베어링의 실험결과를 포함하고 있다.

Table 1. Important data of steel rotor type flywheel system

주요 물리량	크기
회전축무게	260 kg
$J_p (=J_{zz})$: 관성 모멘트	1.931 kg·m
$J_p (=J_{xx}=J_{yy})$: 관성 모멘트	12.78 kg·m
상부공기극극	1.1 mm
하부공기극극	0.9 mm
바이어스전류	4.5 A
권선수	130회
영구자석 표면자속밀도	0.32 T
제어기 sampling rate	100 μ s

2. 자기회로이론 모델링

축방향 자기베어링을 이론적으로 분석하기 위해 자기회로이론을 적용하여 영구자석 및 전류와 발생하는 힘과의 관계를 분석할 수 있다.

상부 축방향 자기베어링은 플라이휠 회전축의 자중을 지지하기 위해 NdFeB 영구자석을 포함하고 있다. 영구자석을 자기회로이론으로 다음과 같이 모델링 할 수 있다[6].

$$mmf_m = H_c l_m : \text{영구자석 magnetomotive force} \quad (1)$$

$$R_m = \frac{l_m}{\mu_m \mu_0 A_m} : \text{영구자석 Reluctance} \quad (2)$$

코일 및 공기극은 자기회로이론으로 다음과 같이 모델링 할 수 있다.

$$mmf_{cu} = N i_u : \text{상부코일 magnetomotive force} \quad (3)$$

$$R_{gu} = \frac{2g_u}{\mu_0 A} : \text{상부공기극극의 reluctance} \quad (4)$$

$$mmf_{cl} = N i_l : \text{하부코일 magnetomotive force} \quad (5)$$

$$R_{gl} = \frac{2g_l}{\mu_0 A} : \text{하부공기극극 reluctance} \quad (6)$$

여기서 g_u : 상부공기극극크기, g_l : 하부공기극극크기
 i_u : 상부코일전류, i_l : 하부코일전류

우선 상부 축방향 자기베어링은 자기회로이론에 의해 다음과 같이 reluctance 및 mmf의 총합을 구할 수 있다.

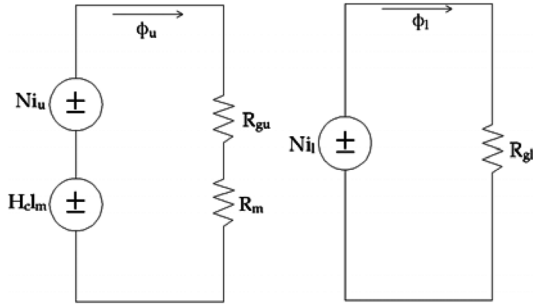


Fig. 3. The magnetic circuit model of the thrust magnetic bearing (left: upper thrust, right: lower thrust).

$$mmf_{iu} = H_c I_m + Ni_u \quad (7)$$

$$R_{iu} = R_m + R_{gu} \quad (8)$$

자기회로이론에 의해 total flux, 자장밀도 및 힘을 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\Phi_u = \frac{mmf_{iu}}{R_{iu}} = \frac{H_c I_m + Ni_u}{\frac{l_m}{\mu_m \mu_0 A_m} + \frac{2g_u}{\mu_0 A}} \quad (9)$$

$$f_u = \frac{B_u^2 A}{\mu_0}, \text{ 여기서 } B_u = \frac{\Phi_u}{A} \quad (10)$$

$$f_u = \frac{(H_c I_m + Ni_u)^2}{\left(\frac{2g_u}{\mu_0 A} + \frac{l_m}{\mu_0 \mu_m A_m}\right)^2} A \mu_0 \quad (11)$$

하부 축방향 자기베어링의 total flux, 자장밀도 및 힘은 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\Phi_l = \frac{mmf_l}{R_{gl}} = \frac{\mu_0 A Ni_l}{2g_l} \quad (12)$$

$$f_l = \frac{B_l^2 A}{\mu_0} = \frac{\mu_0 N^2 A i_l^2}{4g_l^2}, \text{ 여기서 } B_l = \frac{\Phi_l}{A} \quad (13)$$

본 논문에서는 축방향 자기베어링에 바이어스 전류 선형화 기법을 적용하여 아래와 같이 코일에 흐르는 전류를 바이어스전류(I_b) 및 제어전류(i_p)로 정의할 수 있으며, 공기간극에 대해서는 공기간극기준치(g_{u0}, g_{l0}) 및 변위(x)에 관하여 아래와 같이 정의할 수 있다.

$$i_u = I_b + i_p, \quad i_l = I_b - i_p \quad (14)$$

$$g_u = g_{u0} - x, \quad g_l = g_{l0} + x \quad (15)$$

축방향 자기베어링의 제어 전류, 변위 및 힘과의 관계가 비선형임으로 제어기설계에 간편한 선형모델로 선형화하여 사용한다. 이때 변위(x)에 대한 계수값은 K_x , 제어전류(i_p)에 대한 계수값은 K_i 로 일반적으로 정의 하며, 아래와 같이 구할 수 있다.

상부 축방향 자기베어링에 대해서 K_{ux}, K_{ui} 를 구하면,

$$K_{ui} = \left. \frac{\partial f_u}{\partial i_p} \right|_{i_p=0}^{x=0} = \frac{2(H_c I_m + Ni_b)N}{\left(\frac{2g_{u0}}{\mu_0 A} + \frac{l_m}{\mu_0 \mu_m A_m}\right)^2} A \mu_0 \quad (16)$$

$$K_{ux} = \left. \frac{\partial f_u}{\partial x} \right|_{i_p=0}^{x=0} = \frac{4(H_c I_m + Ni_b)^2}{\left(\frac{2g_{u0}}{\mu_0 A} + \frac{l_m}{\mu_0 \mu_m A_m}\right)^3} A^2 \mu_0^2 \quad (17)$$

하부 축방향 자기베어링에 대해서 K_{lx}, K_{li} 를 구하면,

$$K_{li} = \left. \frac{\partial f_l}{\partial i_p} \right|_{i_p=0}^{x=0} = \frac{\mu_0 N^2 A I_b}{2g_{l0}^2} \quad (18)$$

$$K_{lx} = \left. \frac{\partial f_l}{\partial x} \right|_{i_p=0}^{x=0} = -\frac{\mu_0 N^2 A I_b^2}{2g_{l0}^3} \quad (19)$$

축방향 자기베어링의 힘, 즉 상부 베어링과 하부베어링은 (20)식처럼 계산할 수 있으며, 상하부 베어링을 합한 축방향 자기베어링의 전류강성(K_i) 및 변위강성(K_x)은 (21)식과 (22)식과 같이 구할 수 있다.

$$f = f_u - f_l \quad (20)$$

$$K_i = \left. \frac{\partial f}{\partial i_p} \right|_{i_p=0}^{x=0} = \left. \frac{\partial f_u}{\partial i_p} \right|_{i_p=0}^{x=0} - \left. \frac{\partial f_l}{\partial i_p} \right|_{i_p=0}^{x=0} = K_{ui} - K_{li} \quad (21)$$

$$K_x = \left. \frac{\partial f}{\partial x} \right|_{i_p=0}^{x=0} = \left. \frac{\partial f_u}{\partial x} \right|_{i_p=0}^{x=0} - \left. \frac{\partial f_l}{\partial x} \right|_{i_p=0}^{x=0} = K_{ux} - K_{lx} \quad (22)$$

각 데이터를 (16), (17), (18), (19)에 대입하여 상하부 축방향 베어링 각각의 전류강성 및 변위강성을 구한 후 이 값들을 (21), (22)에 대입하여 축방향 자기베어링 전체의 전류강성을 계산하면 아래와 같은 결과 값이 나온다.

$$K_i = 905 N/A \quad (23)$$

$$K_x = 5.19 \times 10^6 N/m \quad (24)$$

최종적으로 축방향 자기베어링에 발휘되는 힘과 제어 전류, 변위와의 관계를 아래와 같이 모델링할 수 있다.

$$f = K_i i_p + K_x x + f_0 \quad (25)$$

3. 유한요소방법에 의한 축방향 자기베어링 해석

2절에서는 자기회로이론을 이용하여 축방향 자기베어링 구동기의 변위, 전류 및 영구자석 과 구동기에서 발휘되는 힘과의 관계를 모델링하였다. 이를 검증하기 위해 3절에서는 유한요소 자기장 해석프로그램을 이용하여 공기간극 기준치에서 변위강성 및 전류강성을 구하였다.

축방향 자기베어링은 형상이 축대칭의 형상을 갖고 있기 때문에 굳이 3차원 솔리드 모델을 이용하지 않고, 2차원 axisymmetric 모델을 이용하여 빠르게 계산을 수행할 수 있으며, 3차원 계산결과와 비슷한 계산결과를 취득할 수 있다.

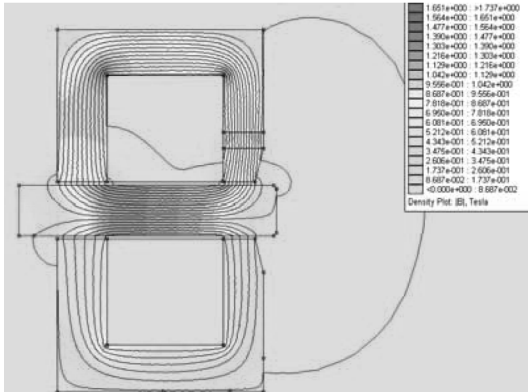


Fig. 4. The finite element magnetic field analysis result ($x=0, i_p=0$).

Table 2. Results of finite element magnetic field analysis

시뮬레이션조건		시뮬레이션 결과 (단위:N)		
i_p (단위:A)	x (단위:mm)	f_u	f_l	f
0	0	4075	796	3064
0.5	0	4275	796	3461
-0.5	0	3907	1269	2638
0	0.1	4454	832	3622
0	-0.1	3744	1258	2468

유한요소 자기장 해석을 수행하면 Fig. 4와 같이 자장밀도를 구할 수가 있으며, 각 i_p 및 x 의 조건에서 발휘되는 힘에 대한 결과를 Table 2와 같이 구하였다. Table 2의 해석결과를 토대로 K_i 및 K_x 를 도출하면 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$K_i = 824N/A \quad (26)$$

$$K_x = 5.68 \times 10^6 N/m \quad (27)$$

4. 시스템 시뮬레이션 모델

본 논문의 축방향 자기베어링 시스템은 Fig 5의 축방향 자기베어링 시스템 블록다이어그램과 같이 PD제어기, 전류증폭기, 위치센서 (센서gain: β), 센서노이즈 제거용 lowpass filter로 구성되어 있다. 각 구성요소의 시뮬레이션에 적용한 전달함수는 다음과 같다.

축방향 자기베어링과 플라이휠 회전축간의 운동방정식을 세워보면 아래와 같이 구할 수 있다.

$$m\ddot{x} = f - mg \quad (28)$$

이때 $f_0 = mg$ 로 맞추어 주면 mg 에 관한 항은 소거되며, 이 식에 라플라스 변환을 적용하면 플라이휠 회전축의 변위와 축방향 자기베어링에서 발휘된 힘 간의 전달함수를 아래와 같이 구할 수 있다. 시뮬레이션에는 유한요소 해석결과에서 얻은 K_x, K_i 를 적용하였다.

$$\frac{X(s)}{I(s)} = \frac{K_i}{ms^2 - K_x} \quad (29)$$

시뮬레이션에 사용한 PD 제어기는 K_p (p-gain) : 12, K_d (d-gain) : 0.1을 사용하였으며, 1차 lowpass filter를 조합하여 phase lead 제어기형태를 적용하였다. 사용한 제어기의 전달함수는 아래와 같다.

$$\frac{0.01s + 12.1}{0.0005s + 1} \quad (30)$$

전류 증폭기는 ω_n 이 300 Hz이고 ζ 가 1.5인 아래의 2차의 전달함수로 측정하였으며, 증폭기의 전달함수는 아래와 같다.

$$\frac{4.44 \times 10^6}{s^2 + 5655s + 3.55 \times 10^6} \quad (31)$$

지금까지 모델링한 축방향 자기베어링 구성요소들의 전달함수들을 Fig. 5와 같이 배치하여 축방향 자기베

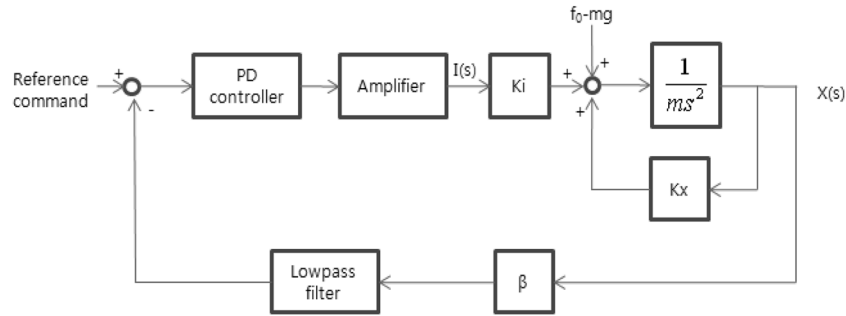


Fig. 5. Block diagram of the thrust magnetic bearing system.

어링 시스템에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. (시뮬레이션결과: Fig. 9, Fig. 10)

5. 실험 결과

Fig. 6 및 Fig. 7은 실험에 사용한 스틸로터형 플라이휠 시스템 및 제어기의 사진을 보여준다. 본 자기베어링의 제어시스템 구성 도는 Fig. 8과 같이 구성되어

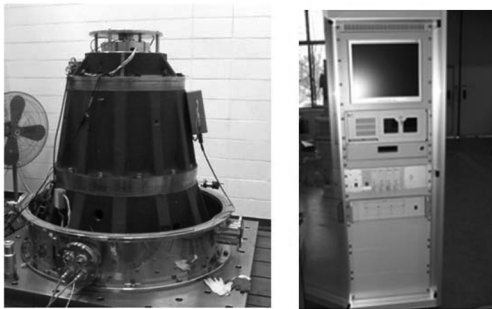


Fig. 6. The flywheel energy storage system(left), magnetic bearing digital controller (right).

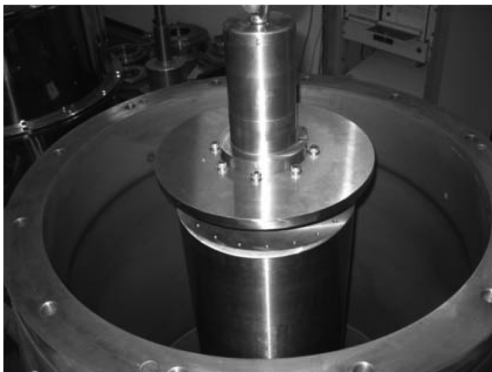


Fig. 7. Steel rotor type flywheel.

있다. 제어기는 실시간 제어, 모니터링, 튜닝이 가능한 Matlab xPC Target을 사용하였으며, 위치센서는 Bently Nevada의 와전류 센서를 사용하였고, 전류증폭기는 Copley사의 증폭기를 사용하였다. 반경방향은 일반적인 8극형 반경방향 자기베어링을 사용하여 full 5축 자기부상을 구성하여 실험에 적용하였다.

축방향 자기베어링의 페루프 전달함수를 취득하기 위해 참고문헌[7]에서 제시한 방법을 적용하여 구하였다. Fig. 5의 시스템 블록다이어그램에서 PD제어기와 전류증폭기 사이에 신호를 주입하여 그때의 시스템 응답을 측정해 시스템 페루프 전달함수 및 민감도함수를 측정하였다. 이 때 주입하는 신호는 1 Hz~4.9 kHz 대역의 정현파 신호를 순차적으로 주입하여 축방향 자기베어링의 주파수 응답실험을 수행하였다.

Fig. 9 실선은 주파수 응답시험 실험을 통해 구한 축방향 자기베어링 페루프 전달함수의 bode plot을 보여준다. 실험에서의 1 Hz 크기 값은 4.3 dB이며 위상 값은 0.66°로 나타났다. 1 Hz의 크기 값보다 -3 dB 낮은 지점인 1.3 dB가량의 크기 값을 갖는 주파수는 52 Hz로 (대역폭,bandwidth) 나타났다.

Fig. 9 점선은 시뮬레이션으로 구한 축방향 자기베

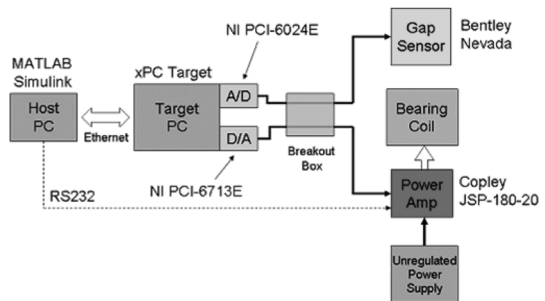


Fig. 8. Block diagram of the magnetic bearing system.

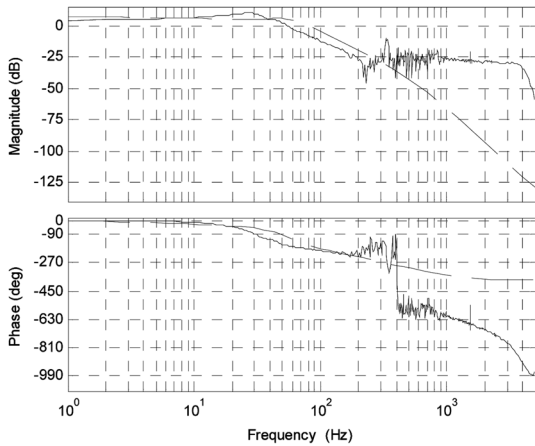


Fig. 9. Bode plot of the closed loop transfer function for the thrust magnetic bearing system (dotted: simulation, solid: experiment).

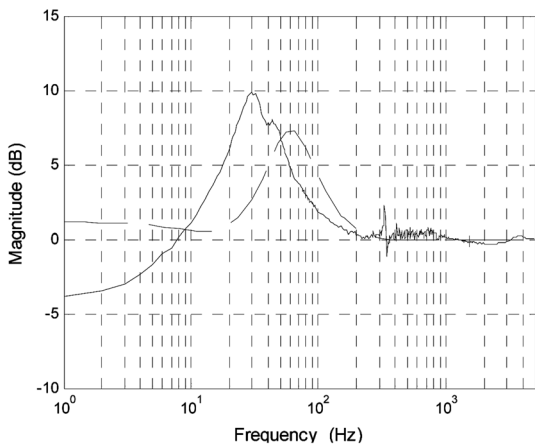


Fig. 10. The sensitivity function for the thrust magnetic bearing system (dotted: simulation, solid: experiment).

어링이 페루프 전달함수의 bode plot이다. 시뮬레이션 결과에서는 1 Hz에서 크기 값은 6.6 dB이며 위상값 2.8°으로 나타났다. 1 Hz의 크기 값보다 -3 dB 낮은 지점인 3.6 dB가량의 크기 값을 갖는 주파수는 67 Hz로(대역폭) 나타났다. 실험결과와 비교해볼 때 시뮬레이션결과와 15 Hz정도의 오차를 보임을 알 수 있다.

Fig. 10은 축방향 자기베어링 시스템의 민감도함수를 시뮬레이션과 실험을 통해 얻은 결과를 보여준다. 민감도가 가장 높은 지점은 시뮬레이션은 65 Hz, 7.3 dB이며, 실험은 32 Hz, 9.8 dB로 나왔다. 민감도함수 값의 최고점의 차이 값은 2.5 dB이었으나, 최고점이 나타난 주파수 지점의 차이 값은 33 Hz가 나왔다.

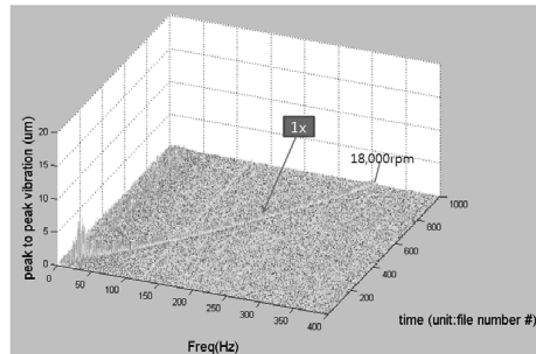


Fig. 11. rotation test result waterfall plot (0 rpm~18,000 rpm).

실험에서 나타난 민감도함수 값인 9.8 dB는 시스템의 장기 운전 할 때를 포함하여 자기베어링의 안정성이 허용가능수준으로 평가할 수 있다[7].

Fig. 8은 상하부 반경방향 자기베어링 및 축방향 자기베어링을 포함한 총 5축의 자기베어링의 시스템을 가동하여 0 rpm에서 18,000 rpm까지의 회전 실험한 결과를 waterfall plot으로 나타낸 것이다.

실험결과를 분석하여 보면 1440 rpm(24Hz)에서 진동 값이 가장 크게 나오며, 이때의 1x 진동 값의 peak to peak 값은 8.3 μm의 진동 값을 갖는다. 앞의 실험에서 민감도 함수 값이 최대점이 32 Hz에서 나타났으나, 회전실험에서는 24 Hz에서 진동이 최고점이 나왔다는 점을 확인 할 수 있다. 이와 같이 민감도함수 값과 회전실험값에서 차이가 나는 것은 회전속도가 상승함에 따른 축방향 자기베어링 코어에 발생하는 비선형 효과인 와전류 값의 상승 및 반경방향 베어링의 연성효과(coupling)등으로 추정된다.

6. 결 론

자기회로이론으로 영구자석을 포함한 축방향 자기베어링의 구동기를 모델링하여 전류강성 및 변위강성 값을 얻어냈으며, 이 값을 유한요소법으로 자기장 해석을 통해 구한 값과 비슷한 값으로 나타났으며 이것을 통해 자기회로이론에 의한 구동기 모델의 유효성을 검증할 수 있었다.

축방향 자기베어링 시스템의 페루프 전달함수를 시뮬레이션 및 실험으로 구한 결과를 비교하여 보면 (Fig. 9) 운전속도에 해당하는 300 Hz(18,000 rpm) 이하에서는 어느 정도 일치하나 그 이상의 주파수에서는

차이가 벌어졌다. 또한 실험에서는 350 Hz 정도에서 모드가 나타나고 있음을 확인할 수 있다. 이것은 축방향으로도 특정 진동모드가 발생하며, 300 Hz 이상의 고주파수에서도 일치되는 경향을 나타나게 하기 위해서는 본 논문에서 사용한 강체 모델 기반의 모델링 이외에 유연체 모델 기반의 추가적인 모델링 개선이 향후에 필요함을 알 수 있다.

Fig. 9 페루프 전달함수 및 Fig. 10 민감도함수에서 실험값 및 시뮬레이션 값의 고유진동수 값에서 (주파수 peak) 차이가 나고 있음을 확인할 수 있다. 이것의 원인은 축방향 자기베어링 코어에 발생하는 와전류에 의한 비선형 효과로 추정된다. 축방향 자기베어링은 반경방향베어링과는 다르게 구조강판을 이용하여 적층을 할 수 없는 구조이기 때문에 와전류발생이 클 수밖에 없다. 이것은 주파수가 상승함에 따라 자기베어링 강성이 작아지게 하는 효과가 있을 것으로 예상되며, 이와 같은 원인으로 실험값의 고유진동수 값이 작아진 것으로 추정된다. 향후 와전류효과에 의한 축방향 자기베어링의 동특성 변경에 대한 연구가 필요하다.

본 논문에서는 스틸로터형 회전축의 정격속도인 18,000 rpm까지의 회전실험을 수행하여, 축방향 자기베어링의 안정성을 검증하였다. 향후에는 축방향 자기베어링의 고속에서 장기운전에 대한 안정성을 시험할 필요성이 있다.

기호설명

H_c	영구자석 자화강도
N	상, 하부 코일 권선수
g_{u0}	상부 공기간극 기준치
g_{l0}	상부 공기간극 기준치
mmf_u	상부 축방향 자기베어링의 magnetomotive force
R_{lu}	상부 축방향 자기베어링의 reluctance
R_{gl}	하부 축방향 자기베어링의 reluctance
Φ_u	상부 축방향 자기베어링의 total flux
Φ_l	하부 축방향 자기베어링의 total flux
l_m	영구자석 두께
A_m	영구자석 표면적
A	상, 하부 코어 표면적
μ_m	영구자석 상대 투자율
μ_0	진공의 자기 투자율
I_b	바이어스 전류

f_u	상부 축방향 자기베어링 힘
f_l	하부 축방향 자기베어링 힘
f	축방향 자기베어링 힘
B_u	상부 축방향 자기베어링 자장밀도
B_l	하부 축방향 자기베어링 자장밀도
I_b	바이어스 전류
i_p	제어 전류
x	회전축 변위
K_x	축방향 자기베어링 위치강성
K_{ux}	상부 축방향 자기베어링 위치강성
K_{lx}	하부 축방향 자기베어링 위치강성
K_i	축방향 자기베어링 전류강성
K_{ui}	상부 축방향 자기베어링 전류강성
K_{li}	하부 축방향 자기베어링 전류강성

후 기

본 연구는 지식경제부의 전력산업연구개발사업 지원에 의하여 이루어진 연구로서, 관계부처에 감사드립니다.

참고문헌

1. 박병철, 정세용, 한상철, 이정필, 한영희, 박병준, “플라잉휠 에너지 저장장치 부상 안정성 분석,” 한국정밀공학회 2009 추계학술대회논문집.
2. 노승국, 경진호, 박종권, “적응 Feedforward를 이용한 자기베어링 고속 주축계의 전기적 런아웃 제어,” 한국정밀공학회지, 제19권 제12호, 2002.
3. 노승국, 신우철, 이홍균, “복합 터보분자펌프의 자기 부상 구동계 제어,” 한국정밀공학회 2009 추계학술대회논문집.
4. 박철훈, 최상규, 윤동원, 함상용, 손영수, “자기베어링으로 지지된 터보냉매압축기의 동적 거동 해석,” 한국정밀공학회 2009 춘계학술대회논문집 1. Edward P. Furlani, “Permanent Magnet and Electromechanical Devices”, p. 157, 2001.
5. F. Jiancheng, S. Jinji, X. Yanliang, and W. Xi, “A New Structure for Permanent-Magnet-Biased Axial Hybrid Magnetic Bearing,” *IEEE Trans Magnetics*, Vol. 45, pp. 5319-5325, 2009.
6. Edward P. Furlani, “Permanent Magnet and Electromechanical Devices,” p. 157, 2001.
7. “Mechanical vibration - Vibration of rotating machinery equipped with active magnetic bearings - Part 3; Evaluation of stability margin,” ISO 14839-3, 2006.
8. Dorf R.C. and Bishop R.H., “Modern Control System,” Addison Wesley, 8th-edition, p. 486, 1998.