

半徑方向 磁氣베어링의 強性에 관한 研究

김재실*(창원대 기계공학과), 안승국(HAN VISION), 이재환(창원대 대학원 기계공학과),
안대균(한국공작기계 (주)), 최현오(한국기계연구원)

A study on the Stiffness for a Radial Magnetic Bearing

Chaesil Kim*, SengGook Ahn**, JaeWhan Lee**, DaeKyun Ahn***, HeonOh Choi****

ABSTRACT

This article describes (1) 2 and 3 dimensional electromagnetic finite element models for an active heteropolar radial magnetic bearing, (2) the procedure for obtaining the bearing stiffnesses by simulating the models and (3) the reviews of the models by comparing an experimental test to the ideal closed loop analysis with the stiffnesses calculated from (2). The 3 dimensional model for the magnetic bearing may be very effectively applied to several types of magnetic bearings.

Key word : Magnetic Bearing(자기베어링), Stiffness(강성), Electromagnetic field(전자기장)

1. 서 론

최근 회전기계(Rotating Machinery)에 대한 세계적인 기술추세를 볼 때 더욱 정밀화, 고속화에 대한 요구가 한층 증대됨으로 인하여 여러 분야에서 탁월한 장점을 지니고 있는 마그네틱 베어링(Magnetic Bearing)의 회전축계 활용에 대한 연구가 활발히 진행되고 있는 실정이다. 자기장이 전자석에 작용을 하면 인력을 발생시키는데 이것이 전자기력이다. 이 힘은 전자석과 자기물질 사이의 간극(gap)에 반비례한다. 그러므로 자기물질이 전자석에 가까울수록 전자기력은 증가한다. 반경방향 자기베어링에서는 고정된 전자석과 회전축사이의 공기간극에 의해 힘이 결정된다. 이러한 전자기력을 이용한 자기베어링은 회전축의 기계적 접촉이나 윤활작용이 없으므로 볼(ball) 또는 저널(journal) 베어링 등에 대해 많은 장점을 가진다.

기계적인 접촉이 없으므로 마찰이나 마모가 없어 에너지 손실이 매우 적고 수명에 대해서 반영구적이라 할 수 있다. 또한 온도변화와 주위 환경에 민감한 기름이나 공기와 같은 작동유체가 필요하지 않기 때문에 온도변화가 극심한(-253℃~+450℃) 환경에서도 사용할 수 있다. 또한, 전기

적인 제어가 가능하므로 축의 회전을 아주 높은 정밀도로 유지할 수 있고, 베어링의 강성 및 감쇠가 제어기 이득(gain)에 의해 조정되므로 임계속도 이상에서 안정된 가속이 가능하며, 운전 중 회전체의 상태를 모니터링할 수 있다.^{[1]~[6]}

이러한 장점에 반해, 자기베어링의 강성은 기존의 베어링에 비해 상대적으로 작다. 또한 자기베어링 채용 시스템의 목적과 요구 성능에 부합해야 하므로 베어링의 규격화가 힘들며, 파워 앰프(power amp), 센서(sensor), 제어기(controller) 등의 장비가 탑재되어야 하므로 고가이다.

일반적으로 자기베어링의 강성을 구하기 위해 1차원 선형모델과 2차원 선형 및 비선형 자기장 해석을 통한 자기력을 바탕으로 산출하고 그 오차를 제어기에서 보상하는 방법을 택하여 왔다. 그래서 자기베어링의 강성은 제어 계인에 의해 결정되며 일반적으로 강성이 큰 것이 유리하지만 액추에이터(actuator) 및 증폭기의 포화 등을 감안한다면 제어기의 계인을 무한정 크게 할 수는 없다. 또한 지지강성의 크기에 따라 축계의 고유진동수가 작동속도 범위에 들 수 있으므로 축계의 정·동적 특성에 대한 해석을 통한 강성의 결정이 필요하다.

본 연구에서는 능동 진동제어 반경방향 자기베

어링 강성을 구하기 위해서 2차원 및 3차원의 전자기장 유한요소 모델을 완성하고, 여기서 산출된 전자기력을 바탕으로 자기베어링 강성을 산출하여 이들을 비교해 봄으로써 3차원 모델의 적용 가능성을 검증하고자 한다. 또한, 2차원 및 3차원의 전자기장 유한요소 모델과 이상적 페루프 시스템을, 실제 제작된 자기베어링에 적용하여 2차원 및 3차원 전자기장 유한요소 모델의 적용가능성을 다시 검증하고, 이것을 바탕으로 설계 시에 자기베어링 강성을 예측하게 하는데 그 목적이 있다.

2. 본 론

2.1 반경방향 자기베어링의 개요

본 논문에서는 슬리브(Sleeve)를 포함한 회전축 및 8개의 극(pole)을 가진 고정자(stator)로 구성된 반경방향 자기베어링을 연구대상으로 하였다. 논문에 사용된 반경방향 자기베어링은 Fig. 1과 같이 외경 110.8 mm, 극(pole)의 길이 20 mm, 슬리브 두께 10 mm, 샤프트(shaft) 반경 15 mm로 구성되어 있다. 고정자와 슬리브 사이의 간극은 0.4 mm로 하였으며 축방향 길이는 25.2 mm이다. 고정자는 히스테리시스(hysteresis) 현상에 기인한 와전류(eddy current)와 그에 따른 열이 발생하는 것을 방지하기 위해 두께 0.1 mm인 규소강판(silicon steel)을 적층시켜 제작하였으며, 각각의 전자석 코일은 자기베어링의 극에 최대 유도력 210 N 이상 발생될 수 있도록 하기 위하여 반경 0.5 mm인 에나멜 코팅 동선을 110 회 감아 제작하였다.

2.2 1차원 선형 자기장 해석을 이용한

자기베어링 강성

자기베어링 내부에 형성된 자기력 F 는 회전축(rotor)의 위치 y 와 코일에 흐르는 전류 I 의 함수로 주어진다. 그러므로 위치와 전류 변화의 미소변화에 의하여 생성되는 자기력 변화율을 일정한 자장 하에서 회전축의 위치변화에 따른 자기력의 변화율인 위치강성(position stiffness) K_m 과 회전축의 위치변화에 대하여 제1차원 선형 자기력 변화율인 전류강성(current

stiffness) β 로 정의하며, 이 값으로부터 자기베어링의 위치 및 전류강성인 등가강성 K_{eq} 및 등가감쇠 C_{eq} 를 도출해낸다.

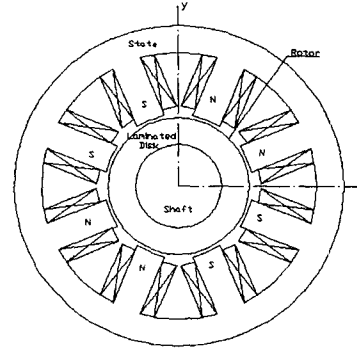


Fig. 1 Schematics of heteropolar radial magnetic bearing

1차원 선형 자기장 회로 해석에 의한 자기베어링의 위치강성 K_m 은 회전축의 작동위치인 $z=0$ 에서의 수직변위의 미소섭동에 대한 수직력의 변화로, 다음의 식 (1)과 같이 정의된다.

$$(K_m)_{linear} = -\frac{4\mu_0 A_{pole} N^2 \cos^2 22.5 (I_{bT}^2 + I_{bB}^2)}{c^3 C_f^2} \quad (1)$$

여기서, μ_0 는 자유공간의 투자율, N 은 각 pole에 감기는 코일의 수, I_{bT} 는 상부 바이어스 전류, I_{bB} 는 하부 바이어스 전류, 그리고 C_f 는 자속누설과 모서리 효과(fringe effect)에 의한 오차를 보정하고 코어다리에서의 자속분포를 고려한 보정계수로 Keith, Williams, Maslen이 제시한 1.2를 적용하였다.^[8] A_{pole} 은 베어링의 극면적이다.

자기베어링의 위치강성은 자기베어링의 중심에 위치한 회전축에 미소섭동이 발생했을 때의 자기력의 변화율로 항상 음의 값을 가진다. 왜냐하면 자기력은 간극의 크기에 반비례하므로 회전축이 움직일수록 그 방향으로 더욱 세게 잡아당기기 때문이다.

자기베어링의 위치강성 β 는 회전축이 베어링의 중심에 위치했을 때 자기베어링의 코일에 흐르는 전류의 변화에 대한 자기력의 변화율로 정의되며, 1차원 선형 자기장 회로 해석에 의한 위치강성은 다음 식과 같이 나타난다.

$$(\beta)_{linear} = -\frac{4\mu_0 A_{pole} N^2 \cos^2 22.5 (I_{bT} + I_{bB})}{c^2 C_f} \quad (2)$$

식 (1)과 (2)로부터 위치강성, 전류강성의 값을 각각 $(K_m)_{linear} = 2.73 \times 10^6 \text{ N/m}$, $\beta_{linear} = 325.04 \text{ N/A}$ 라고 얻었다.

일반적으로 위치강성과 전류강성은 앞서 제시된 1차원 선형모델에서 산출하고 그 오차를 제어기와 보상기로써 보상하는 방법을 택하게 된다. 그러나 비용과 정확성 측면에서 자기베어링의 정확한 위치 및 전류강성을 얻기 위해 자기베어링 전자석 재질의 비선형성을 고려하여 유한 요소 해석으로부터 산출된 자기력을 이용하고 있다.

2.3 2차원 자기장 해석을 이용한

자기베어링 강성

2차원 자기장 해석을 위하여 유한요소이론과 경계요소이론을 적용하였다. 자기장 경계치 문제의 해는 변분접근법(variational approach)에 의해 범함수(functional), I 를 최소화시키는 자기벡터 A_z 이다.

$$I(A_z) = \int_{\Omega} \frac{1}{2\mu(B)} |\nabla A_z|^2 d\Omega - \int_{\Omega} A_z J_s d\Omega \quad (3)$$

여기서 $\mu(B)$ 는 전자석의 비선형 투자율이고 J_s 는 전류밀도이다.

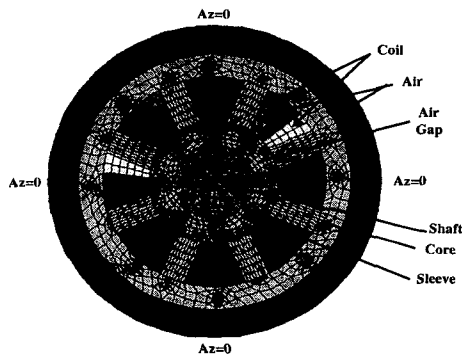


Fig. 2 Two dimensional FE model for the heteropolar radial magnetic bearing

이와 같은 모든 자기장 해석은 일반적인 상용 소프트웨어 ANSYS를 이용하여 수행하였고, 강자성체의 자기력(magnetic force)을 계산하기 위해서, 강자성체 성분과 공극 사이의 경계면에는 가상변위(virtual displacement)를 부여하고 공극에 속하는 절점에는 가상변위를 부여하지 않는 가상일의 방법(Virtual Work Method)을 이용하였다

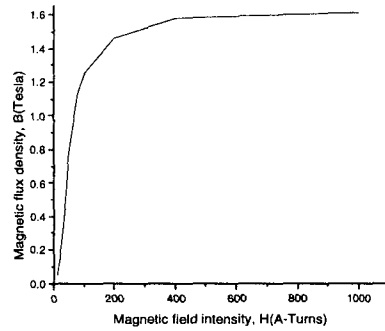


Fig. 3 B-H curve for silicon steel

본 논문에서는 8극형 반경방향 Heteropolar 자기베어링의 자기장 해석 모델을 Fig. 2와 같이 설정하고, 비선형성을 고려한 자기장 해석을 수행하여 위치 및 전류강성을 산출하였고, 구조강판을 적층하여 만든 코어 및 슬리브 부분에는 Fig. 3과 같은 비선형 자화곡선을 적용하였다. 부양된 상태에서의 자기베어링에 대한 자기장 해석의 결과를 나타낸 Fig. 4는 회전체와 고정자의 간극이 0.4 mm이고 상부 바이어스 전류를 3.2A, 하부 바이어스 전류를 3.0A로 부여하였다. 공기 간극에서의 가상일 방법으로 계산된 수직방향 자기력은 26.347 N이다. Fig. 5는 자기베어링 상부의 공기간극에서의 자속밀도가 일정함을 보여주고 있다.

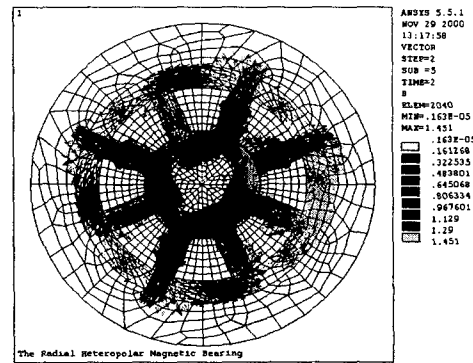


Fig. 4 Vector plot of magnetic flux density for the 2-D heteropolar radial magnetic bearing

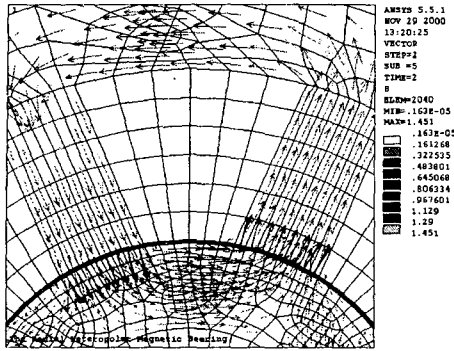


Fig. 5 Vector plot of magnetic flux density in air gap

자기 위치 강성 (Magnetic Position Stiffness), K_m 는 식(4)와 같이 정의된다.^[9]

$$\begin{aligned}
 K_m &= \left(\frac{\Delta F^{mag}}{\Delta(gap)} \right)_{DC\ bias} \\
 &= \left(\frac{F_{c-\Delta c}^{mag} - F_c^{mag}}{(c-\Delta c) - c} \right)_{DC\ bias} \\
 &= - \left(\frac{F_{c-\Delta c}^{mag} - F_c^{mag}}{\Delta c} \right)_{DC\ bias}
 \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 c 는 축의 중심이 자기베어링의 중심과 일치했을 때의 간극이며, Δc (일정한 DC bias와 간극 c 를 비교했을 때)는 축의 작은 변위를 말한다. 간극에서의 F^{mag} 는 비선형 자기장 해석으로부터 산출되어진 값이다. 그리고 F^{mag} 가 유도 힘(Attractive Force)이기 때문에 K_m 는 음의 값을 가진다. 자력은 전류 값의 제곱에 비례하므로 전류에서의 양(Positive)의 변화는 자력의 양(Positive)의 변화를 발생시킨다.

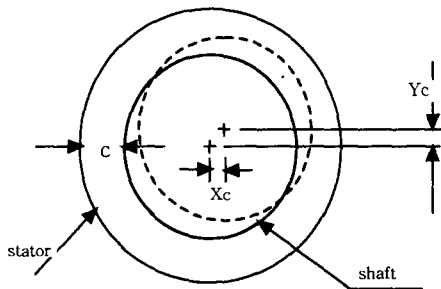


Fig. 6 Rotor center change

Fig. 6은 축의 평형위치로부터 (X_c , Y_c)로 축 중심이 이동된 경우를 나타낸 그림이다. 축과 sleeve만 중심이 이동하기 때문에 전체적으로 일

정하던 간극 c 가 중심좌표의 이동으로 인해 한쪽으로 편심됨을 알 수 있다. 바이어스 전류를 일정하게 고정시킨 뒤 모델의 간극변화에 따른 자기력변화의 값들이 Table 1에 주어져 있다. 또한 이 결과로 간극변화에 따른 자기베어링의 2차원 위치강성을 나타내고 있다.

Table 1. Change of magnetic force and position stiffness for gap change of 2-D model

미소 변위 (Δc)	2차원 비선형 해석 (ANSYS)			
	자기력 (N)		위치강성 (N/m)	
	F_x	F_y	$(K_m)_x$	$(K_m)_y$
0	-4.278	26.347	—	—
$c/5$	159.21	191.79	-2.044×10^6	-2.068×10^6
$c/10$	75.404	106.44	-1.992×10^6	-2.002×10^6
$c/15$	48.610	79.309	-1.983×10^6	-1.986×10^6
$c/20$	35.333	65.948	-1.981×10^6	-1.980×10^6
$c/25$	27.394	57.981	-1.980×10^6	-1.977×10^6

전류 i 일 때의 F^{mag} 는 비선형 자기장 해석으로부터 산출되어진다. F^{mag} 가 코일전류에 비례하여 증가하기 때문에 β 는 양(Positive)의 값을 가진다. 자기력의 변화는 전류 변화의 제곱에 비례한다. 전류강성은 일정한 간극을 유지하는 동안 평형기준점 전류의 미소 섭동에 대한 자기력의 변화를 말한다.

자기전류강성 β 는 식 (5)와 같이 정의된다.

$$\beta = \left(\frac{\Delta F^{mag}}{\Delta(i)} \right)_{gap\ c} = \left(\frac{F_b^{mag} - F_i^{mag}}{i_2 - i_1} \right)_{gap\ c} \quad (5)$$

Table 2는 식 (5)를 이용하여 자기베어링의 제어 전류(I_c)의 변화에 대한 자기력과 전류강성을 해석한 결과이다.

Table 2 Change of magnetic force and current stiffness for current change of 2-D model

제어 전류 I_c (A)	2차원 비선형 해석 (ANSYS)			
	자기력 (F_x) (N)	x방향 전류강성 (β) _x (N/A)	자기력 (F_y) (N)	y방향 전류강성 (β) _y (N/A)
0	-4.278	—	26.347	—
0.05	12.687	253.74	39.519	263.434
0.1	25.296	252.96	52.642	262.946
0.2	50.499	252.50	78.819	262.358
0.25	63.064	254.55	91.870	262.089
0.5	125.31	250.63	156.52	260.343

2.4 3차원 자기장 해석을 이용한

자기베어링강성

3차원 자기장 유한요소 해석도 ANSYS로 수행하였으며, 규소강판을 적층하여 만든 코어 및 슬리브 부분에는 Fig. 3과 같은 비선형 자화곡선을 적용하였다.

부양된 상태의 자기베어링을 나타낸 Fig. 8은 회전체와 고정자의 간극에 0.4mm이고 상부 바이어스 전류를 3.2A, 하부 및 좌우 전자석에 바이어스 전류를 3.0A로 부여하였다. 여기서 공기간극에서의 가상일 방법으로 계산된 수직방향 자기력은 23.161N이다. Fig. 9는 자기베어링 자속밀도의 vector plot을 입체적으로 보여주고 있다.

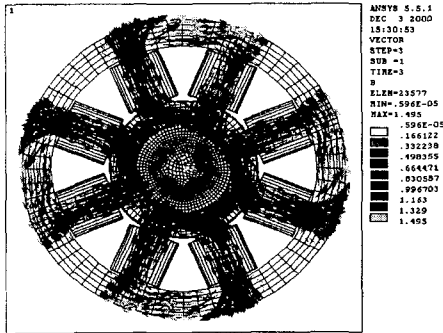


Fig. 8 Vector plot of magnetic flux density for the 3-D heteropolar radial magnetic bearing

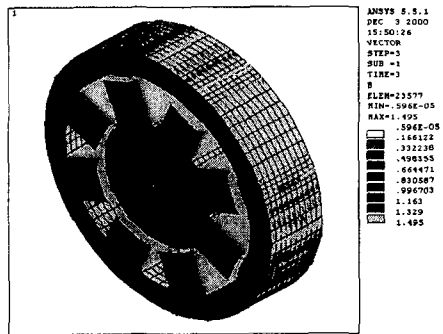


Fig. 9 Isotropic vector plot of magnetic flux density

3차원 자기장 해석에서도 식 (4)와 식 (5)를 이용하여 자기베어링의 위치강성 및 전류강성을 구할 수 있다.

Table 3은 3차원 자기장 해석에서 모델의 간극변

화에 따른 자기력의 변화와 위치강성의 해석결과를 나타내고 있으며, Table 4는 자기베어링의 제어전류(I_c)의 변화에 따른 자기력과 전류강성의 해석결과를 나타내고 있다.

Table 3 Change of magnetic force and position stiffness for gap change of 3-D model

미소 변위 (Δc)	3차원 비선형 해석 (ANSYS)			
	자기력 (N)		위치강성 (N/m)	
	F_x	F_y	$(K_m)_x$	$(K_m)_y$
0	0.18E-06	23.161	—	—
c/5	152.10	182.38	-1.9013×10^6	-1.9903×10^6
c/10	73.777	100.33	-1.8444×10^6	-1.9293×10^6
c/15	48.894	74.244	-1.8335×10^6	-1.9156×10^6
c/20	36.593	61.370	-1.8300×10^6	-1.9105×10^6
c/25	29.246	53.687	-1.8300×10^6	-1.9080×10^6

Table 4 Change of magnetic force and current stiffness for current change of 3-D model

제어 전류 I_c (A)	3차원 비선형 해석 (ANSYS)			
	자기력 (F_x) (N)	x-dir 전류강성 (β) _x (N/A)	자기력 (F_y) (N)	y-dir 전류강성 (β) _y (N/A)
0	0.184E-6	—	23.161	—
0.05	11.275	225.500	34.733	231.440
0.1	22.548	225.480	46.296	231.350
0.2	45.071	225.355	69.375	231.070
0.25	56.317	225.268	80.886	230.900
0.5	112.25	230.500	137.99	299.658

3. 정적 힘/변위 측정 및 회전체 페루프 시스템 해석을 통한 강성 검증

본 장에서는 2장에서 자기베어링 강성을 계산하기 위하여 개발된 2차원 및 3차원 유한요소 모델을 검증하고자 한다. 이상적인 회전체 페루프 시스템에서 시스템의 강성행렬인 K^* 를 구하기 위해, 유한요소로 해석된 회전체 시스템에서 베어링 강성행렬과 축 강성행렬을 더한 강성행렬을 도출한다. 또한 실제 시스템에 이상적 회전체 페루프 시스템과 2차원 및 3차원 유한요소 자기장 모델을 적용하여 미소변위를 도출함으로써 이들 모델을 검증한다.

3. 1 이상적인 회전체 페루프 시스템 방정식

자기베어링의 전류강성과 위치강성은 3장에서와 같이 자기장 해석과 정적힘/변위의 관계에서 구해진다.

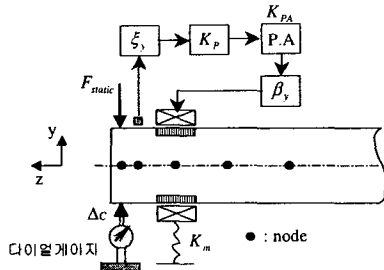


Fig. 10 Schematics of ideal closed loop system

폐회로 제어시스템의 자기베어링 위치에서 Fig. 10처럼 이상적 폐회로 시스템으로 등가강성과 등가감쇠를 산출할 수 있다.^[9] 식은 다음과 같다.

$$(K)_{eq} = \beta K_{pa} K_p \xi \quad (6)$$

$$(C)_{eq} = \beta K_{pa} K_D C \xi \quad (7)$$

여기서, $(K)_{eq}$ 는 등가강성을 $(C)_{eq}$ 는 등가감쇠를 나타낸다. 또한 C 는 크기 대 주파수의 미분 경로 전달함수의 주파수 0일 때의 기울기를 나타낸다. K_D 는 미분게인을 K_p 는 비례게인을 나타내며 K_{pa} 는 파워앰프의 증폭비, ξ 는 센서의 민감도를 나타낸다.

시스템의 구동초기에, 로터가 단지 부양만 되어 있고 회전이 없는 상태에서 정적인 외력이 작용한다면 이상적 폐회로 시스템의 방정식은 다음과 같이 된다.

$$K^* X = F^*_{static} \quad (8)$$

여기서, K^* 는 베어링 및 축의 강성행렬에 등가강성행렬이 포함된 로터시스템의 강성행렬을 나타내며, F^*_{static} 는 정적인 힘에 페루프 제어력을 포함한 힘 벡터를 나타낸다. 식 (8)을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$X = K^{*-1} F^*_{static} \\ = [K + K_{eq}]^{-1} F^*_{static} \quad (9)$$

3. 2 공작기계 자기베어링 주축 시스템의 힘/변위 측정

본 장은 모터 외장형 자기베어링을 채용한 10,000rpm급 CNC선반의 스피indle에 대해, 3.1장을 이용하여 강성행렬을 도출하고 미소변위를 측정하여 실제 시스템에 대한 2차원 및 3차원 유한요소 자기장 모델의 적용 가능성을 검증한다. 측정치는 한국 기계연구원이 측정한 결과를 참고하였다.

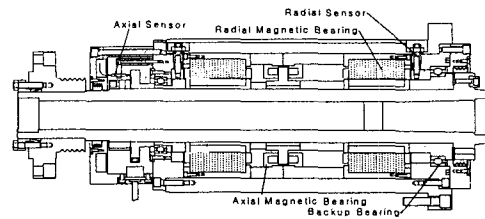


Fig. 11 Spindle of CNC lathe is applied with magnetic bearing

강성행렬 K 를 구하기 위해 Fig. 11의 모터 외장형 자기베어링을 채용한 CNC 선반의 스피indle (spindle)을 해석의 대상으로 하였다. 오른쪽 부분이 Chuck이 물릴 부분으로 Chuck 가까이 있는 자기베어링을 전방베어링으로, Chuck과 멀리 있는 자기베어링을 후방베어링으로 정하였다. 각 반경방향 자기베어링에는 축의 수직방향과 수평방향 변위를 감지하기 위해 수직, 수평방향으로 센서가 위치하며 수직방향을 y 방향, 수평방향을 x 방향으로 설정하였다.

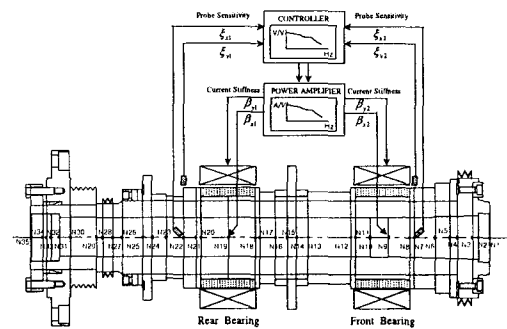


Fig. 12 Active control system for a rotor of CNC lathe

Fig. 12은 자기베어링을 채용한 공작기계의 회전축과 궤환성분을 포함하는 능동제어시스템을 간략하게 도시하였다. 전체시스템에서 주축은 34

개의 요소와 35개의 절점을 가지며 전·후방 자기베어링을 2개의 스프링과 점성요소로 지지되어 표현된 보 형상으로 모델링하였고 검은 점은 절점을 나타낸다. 절점의 번호는 오른쪽에서 왼쪽으로 번호를 부가하였다. 9번 절점에 전방베어링이, 19번 절점에 후방베어링이 위치하고 있고 센서는 각각 7번과 22번 절점 위치에 놓여있다. 자기베어링의 주축 시스템은 반경방향으로 4개의 자유도와 축방향으로 1개의 자유도를 보유한 총 5개의 자유도를 가진다. 본 논문에서는 축방향 자유도를 독립적이라 가정하고 반경방향 4개의 자유도만을 고려하였으며 주축의 유한요소모델의 물리량으로 주축의 전체길이는 $505.0E-03m$, Elastic Module(E)는 $2.10E+11N/m'$, 포와송 비(ν)는 0.3, 밀도(ρ)는 $7833kg/m'$ 를 각각 입력하였다.

회전축의 변위를 센서에서 감지하여 이를 센서 신호로 변환한다. 센서신호는 제어기에서 제어신호로 변환되며, 이 신호는 파워증폭기에서 증폭된 제어전류로 변환시켜 자기베어링에는 제어전류에 비례하는 제어력이 작용하여 회전축을 중심 위치로 복원시킨다.

실제 시스템의 강성을 얻기 위해 Fig. 12의 5번 절점에 수직방향으로 정적 힘 $-40N$, $-60N$ 을 가하여 다이얼게이지로부터 각각 $0.02mm$, $0.03mm$ 의 미소변위 측정결과를 얻었으며, 이 결과를 바탕으로 산출된 위치강성은 $2.0 \times 10^6 N/m$ 이다. 이때 비례계인 K_p 는 2.0를, 파워앰프의 증폭비 K_m 는 0.8로 주었으며 센서의 민감도 ξ 는 1.0×10^4 로 주었다.

2차원과 3차원 자기장 유한요소 해석의 결과가 실제 자기베어링강성과 유사한 가를 알아보기 위해 미소변위 산출을 위한 프로그램을 작성하였으며, Fig. 12의 형상에 대하여, 2차원과 3차원 자기장해석을 통해 K_m 과 β 를 구하였다.

Table 5은 프로그램에 입력될 K_m 과 β 의 값이다.

Table 5 Input data to solve program

자기장 해석	위치강성 (N/m)		전류강성 (N/A)	
	$(K_m)_x$	$(K_m)_y$	β_x	β_y
2차원	-2.57×10^6	-3.94×10^6	1111.7	1015.7
3차원	-2.38×10^6	-3.13×10^6	964.3	1073.2

다음 Table 6은 프로그램 해석의 결과를 나타내고 있다.

Table 6 Results for each case

Static Force	측정치	자기장 해석	
		3차원	2차원
-40 N(y-dir.)	0.02mm	0.02081mm	0.02140mm
-60 N(y-dir.)	0.03mm	0.03120mm	0.03200mm

각 경우에 대해 많은 차이는 보이지 않지만, 3차원 자기장 해석결과가 측정치에 근접하였다. 2차원 자기장 해석의 경우에는 모델링 단계에서 코일이 자기베어링의 풀을 완전히 감지 못하고 공기 층으로 가정된 부분으로의 자속누설을 고려하지 않았기 때문에 3차원 자기장 해석과 차이를 보인다고 판단된다.

Fig. 13은 미소변위 X 를 구하기 위한 Matlab 프로그램의 흐름도이다.

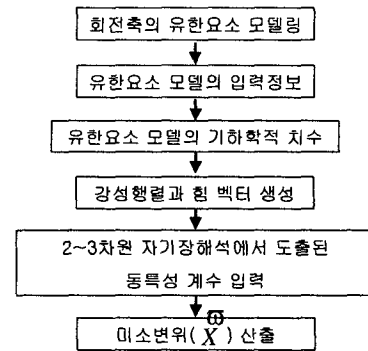


Fig. 13 Flow chart of program

4 결론 및 고찰

본 논문에서는 설계단계에서, 자기베어링을 장착한 능동 진동제어 회전체시스템의 자기장해석 및 이론해석을 통해 위치강성과 전류강성을 산출하며 다음과 같은 결론을 도출하였다.

2차원 및 3차원 전자기장 유한요소 모델을 모델링하였으며, 상부 전자석에 3.2 A의 바이어스 전류를 그 외의 전자석에는 3.0 A의 바이어스 전류를 흘려 주었을 때의 3차원 전자기장의 해석의 수직방향 자기력의 결과는 23.16 N으로 2차원 전자기장 유한요소 모델의 결과인 26.35 N과 비슷하고, 위치강성 및 전류강성도 비슷하다. 2차

원 전자기장 유한요소 모델은 현재 자기베어링 강성 산출에 사용되고 있으므로, 자기베어링의 강성 산출에 대해 3차원 전자기장 유한요소 모델의 적용 가능성을 검증하였다.

10,000rpm급 모터 외장형 CNC 선반의 spindle에 대해 수직력 40N과 60N의 정적인 힘을 가하여 각각 0.02mm와 0.03mm의 자기베어링 미소변위에 대해, 이상적 폐회로 시스템에 2차원·3차원 자기장 해석의 결과를 미소변위 도출 프로그램에 적용하여 실행하였다. 그 결과로 2차원의 경우 0.0214mm와 0.0320mm의 미소변위를 얻었고, 3차원의 경우 0.0208mm와 0.0312mm의 미소변위를 얻었다. 이것으로 2차원 및 3차원 전자기장 유한요소 모델을 통해 실제 제작된 자기베어링의 강성 도출에 적용할 수 있음을 검증하였다.

결론을 바탕으로 자기베어링 설계에 있어서, 2차원 및 3차원 전자기장 유한요소 해석을 통해 설계단계에서 자기베어링의 강성을 산출하고 예측하는데 기여할 것이라 판단된다. 또한 3차원 전자기장 해석을 통해 2차원으로는 수행할 수 없었던 원추형 자기베어링이나, 회전축이 축방향으로 어긋나 있을 경우에도 적용할 수 있을 것이라 판단된다.

후기

본 연구는 한국과학재단 지정 창원대학교 공작기계기술연구센터의 지원에 의한 것입니다.

참고 문헌

1. Jagannathan, S., May, 1993, "Test and Theory for Robust Active Vibration Control of Rotor-Bearing Systems utilizing Piezoelectric Actuators", Doctor of Philosophy Thesis, Mechanical Engineering, Texas A&M Univ.
2. 정호섭, 1997, "원추형 자기베어링 지지 무마찰 구동장치의 동적해석 및 강인위치제어", 박사학위논문집, 기계공학과, 한국과학기술원
3. M. Swann, W. Michaud, 1990, "Active

magnetic bearing performance standard specification", 2nd International Symp. on the magnetic bearing

4. Kelm, R., D., Humphris, R. R., Allaire, P. E., June, 1986, "Analysis and Testing of a Magnetic Bearing for Flexible Rotors", Report No. UVA/643092/MAE86/344, Univ. of Virginia

5. M. Hisatani, S. Inami, T. Ohtsuka, & M. Fujita, 1990, "Design and flexible rotor-magnetic bearing system", 2nd International Symp. on the magnetic bearing

6. Dussaux, M., 1990, "Industrial Application of the Active Magnetic Bearings Technology", Proc. of the 2nd Int. Symp. on Magnetic Bearings", pp. 33~38

7. Brunet, M., 1988, "Practical Applications of the Active magnetic Bearings to the Industrial World", Proc. of the 1st Int. Symp. on magnetic Bearings, pp. 225~244

8. 장인배, 1994, "커패시턴스형 센서가 내장된 자기베어링의 작동성능 향상에 관한 연구", 박사학위논문집, 기계설계학과, 서울대학교, pp. 11~16

9. C. Kim, 1997 "Magnetic Bearing Eddy Current Effects on Rotordynamic System Tesponse", Doctor of Philosophy Thesis, Mechanical Engineering, Texas A&M Univ.16

10. J. Imlach, B. J. Blair, P. E. Allaire, 1991, "Measured and Predicted Force and Stiffness Characteristics of Industrial magnetic Bearings", the American society of mechanical engineering.

11. 박종권 외 20명, 1999, "능동제어형 고속·고정밀 공작기계의 주축시스템의 개발연구 보고서", 산업자원부

12. 이재환, 1998, "유전자알고리즘을 이용한 Heteropolar 자기베어링 최적설계", 석사학위논문집, 기계공학과, 창원대학교

13. 김은영, 1999, "능동진동제어 자기베어링-회전체 시스템의 안정성 연구", 석사학위논문집, 기계공학과, 창원대학교

14. 김재실, 김은영, 박종권, 1999, "자기베어링을 채용한 공작기계 주축용 능동 진동제어 시스템의 안정성 연구", 대한기계학회 춘계학술대회집