

16 극의 반경방향 전자석을 갖는 자기부상 주축계 연구

박종권*, 노승국*, 경진호**

A Study on the Magnetically Suspended Spindle with 16-pole Radial Magnets

Jong-Kweon Park*, Seung-Kook Ro*, Jin-Ho Kyung**

ABSTRACT

Active magnetic bearings allow much high surface speed than conventional ball bearings and therefore greatly suitable for high speed cutting. This paper describes a design and test of an active magnetic bearing system with 16-pole radial magnets. The spindle is originally designed for a CNC lathe and driven by outer motor with 5.5 kW power and maximum speed 10,000 rpm. Considering static load condition and geometric restrictions, radial magnet is designed 16-pole type for smaller outer diameter of the spindle system. Dynamic system characteristics such as natural frequency, critical speed, stiffness, damping and system stabilities are simulated with a rigid rotor model including direct feedback controller. The designed spindle system is realized with digital PIDD controller to compensate phase lag of PWM amplifier and magnet coils. With levitation and step response experiment the control system characteristics are tested, and the spindle is rotated up to 10,000 rpm stably.

Key Words : High speed spindle system(고속 주축시스템), Magnetic bearing system(자기베어링), Digital Control(디지털 제어), PIDD Control(PIDD제어), 16-pole magnet (16극 전자석)

1. 서론

최근 회전기계(Rotating Machinery)에 대한 세계적인 기술추세를 볼 때 더욱 정밀해지고 고속화에 대한 요구가 한층 증대되고 있다. 이러한 측면에서 여러 분야에 우수한 장점을 지니고 있는 전자기베어링(Magnetic Bearing)의 회전축계 활용에 대한 연구가 활발히 진행되고 있고, 외국에서는 이미 고속 공작기계 스핀들을 비롯하여 고진공 펌프 및 각종 터어빈 등에 실용화시키는 단계에 있다^[1]. 자기력을 이용 회전축을 부상 지지하는 전자기베어

링은, 기계적인 마찰, 마모가 없는 비접촉 베어링이어서 최대 허용속도를 높일 수 있으며, 에너지 손실이 매우 적고 수명이 반영구적이며, 윤활이나 밀봉의 필요성이 없어 진공이나 부식성대기 및 광범위한 온도범위에서 사용할 수 있는 장점을 가진다. 또한, 능동제어의 잇점을 활용, 베어링의 강성계수와 감쇠를 제어할 수 있으므로 회전시스템 내·외부의 진동을 능동적으로 감소시킬 수 있다.^[2] 이러한 자기베어링 시스템은 초고속회전의 비교적

^{1,2)} 2001년 9월 10일 접수

* 한국기계연구원 자동화연구부

** 한국기계연구원 신교통기술연구부

작은 크기의 회전체 뿐 아니라 큰 원주속도를 요구하는 비교적 큰 지경의 회전체 지지에도 적용되고 있다.

회전기계에 적용되는 자기베어링 시스템의 이극성(Heteropolar) 반경방향 베어링은 보통 2개의 자극쌍 4개로 구성된 8극의 설계가 일반적이나, 자기베어링 시스템의 설계시에 하중능력과 기하학적인 제한조건에 의하여 극의 개수를 증가시키는 설계가 가능하며 보통 16, 32와 같이 8의 배수로 증가시킨다. 본 연구는 CNC선반과 같이 비교적 축 지름이 크고 모터 외장으로 인한 반경방향 하중지지 능력이 크게 요구되는 주축계에 적용할 수 있는 16개의 극을 가진 자기베어링 시스템을 설계하였다. 16개의 극을 가짐으로써 같은 외경의 8극 베어링보다 큰 하중 지지능력을 얻을 수 있도록 하였다. 또한 16극 반경방향 자기베어링 시스템의 특성을 자기회로 해석법을 통하여 수식화하고 안정성과 강성, 감쇠특성을 고려하여 DSP를 이용한 디지털 PID 제어시스템을 설계, 구현하였다. 이러한 설계를 적용 시험 주축을 제작하여 시스템의 부상특성 및 10,000rpm 까지의 회전 특성을 고찰하였다.

2. 16극 자기베어링 주축 시스템 설계

2.1 주축계의 기본 제원

본 연구에서 16극의 자기베어링을 적용한 모터 외장형 주축시스템은 Fig. 1과 같으며 사용속도 10,000 rpm, 모터출력 5.5/7.5 kW와 최대가공직경 100mm의 제원을 갖는 선반주축용으로 기존의 볼베어링을 이용한 주축계를 기본으로 설계하였다. 제원은 Table.1과 같다.

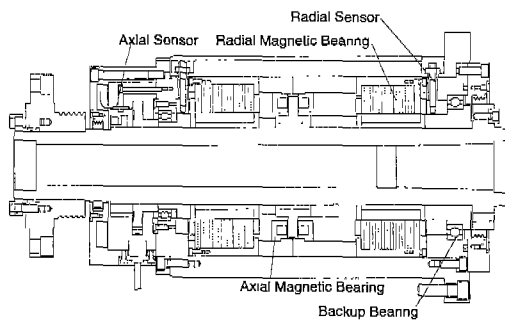


Fig. 1 A Magnetically suspended spindle system

Table 1 Design specification of the spindle for CNC lathe

power of motor	5.5 / 7.5 kW
drive method	external belt drive
rotating speed	2,000 - 10,000 rpm
diameter of spindle(rotor)	80(110) mm

2.2 자기베어링 액츄에이터 설계

자기베어링 액츄에이터의 기하학적인 제원은 하중용량을 만족하도록 설계 하였다. 실제 모터 외장형 CNC선반용 주축계에서 작용되는 하중형태는 스펀들, 유압실린더의 무게와 벨트장력, 절삭력 등이 있는데 이중 벨트 장력과 절삭력은 회전수와 모터동력, 절삭조건에 함수로써 작동환경을 고려할 때 최대하중을 지지할 수 있도록 설계하여야 한다. 이러한 하중에 따른 베어링 반력을 고려하여 베어링에 부가되는 최대 하중을 200 Kgf로서 전·후 베어링에 동일한 크기로 작용되는 것으로 이때 요구되는 자극면적은 재료의 최대 자속 밀도를 1.3 [T]로 가정했을 때, 약 600mm²가 요구 된다. 본 연구의 경우 반경방향 전자석의 축방향 길이를 60mm로 설정하였으며 이때 요구되는 하중조건을 만족하는 반경방향 자기베어링의 제원은 극이 8개와 16개인 경우에 대하여 Table 2와 같다.

같은 하중 지지능력을 갖고 있을 때, 극의 개수를 8개에서 16개로 증가시키는 경우 외경의 크기를 40mm작게 할 수 있는 것을 알 수 있다. 주축 시스템의 설계에 있어서 주축계의 외경 크기를 작게 하는 것이 요구되는 경우가 많으며 특히 주축의 직경이 클수록 전체 주축의 크기를 크게 해야하는 문제점이 있다. 본 연구에서는 16극의 자기베어링을 선정하여 전체 주축계의 외경을 40mm 줄이도록 설계 하였다.

Table 2 Example of designed radial magnet

	16 poles	8 poles
number of poles	16	8
area of pole face [mm]	10	20
outer diameter of radial magnet [mm]	170	210
number of turn of a coil	128/leg	330/leg
R _w , resistance of a coil [Ω]	0.79/leg	2.9/leg
L, inductance of a coil [H]	0.0249/leg	0.166/leg

2.3. 제어시스템 설계

자기베어링 시스템의 제어시스템은 시스템의 안정성은 물론 강성 감쇠성능을 결정짓는 역할을 하므로 설계와 구현에 있어서 중요한 요소이며 제어방법도 여러 가지의 제어이론이 적용될 수 있다.

자기베어링 시스템은 개루프계가 불안정한 시스템으로, 제어장치는 기본적으로 폐루프 시스템의 안정성을 보장하며 요구되는 성능을 만족해야 한다. 여기서 제어기 설계를 효과적으로 수행하기 위해서는 모델의 정확성이 중요하다. 본 절에서 16개의 극을 갖도록 설계된 반경방향 자기베어링을 중심으로 수학적 모델링 및 제어기 설계를 수행하였다.

2.3.1. 16-pole 반경방향 자기베어링의 변위 및 전류 강성도 계산

자기베어링 시스템에 있어서 우선적으로 모델링 되어야 하는 것은 전자석과 회전체에 작용하는 자기력이며 자기력은 기본적으로 비선형적 특성을 가지고 있어 선형제어이론을 적용하고 시뮬레이션을 통한 설계를 위해서는 자기베어링 자기력 특성을 선형화하는 것이 필요하며 이렇게 선형화된 자기력은 식(1)과 같이 전류강성 K_x, K_y 와 변위강성, K_x, K_y 로 나타낼 수 있다.

$$F_x = K_x I_x + K_x x, \quad F_y = K_y I_y + K_y y \quad (1)$$

16 pole 자기베어링의 변위 및 전류 강성도를 자기회로해석을 통하여 구하기 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

1. 자기 누설 효과는 자속을 1.2로 나누는 것으로 고려한다.
2. 프링징 효과는(fringing effect) 무시한다.
3. 투자율은 모든 공극의 거리에 관련 없이 일정하다고 본다.
4. 공극은 자극 중심선상에서의 회전체와 자극면 사이의 거리($g_i, i=1, \dots, 16$)로 정한다.

가정 4와 공극에서의 작은 변위를 가정하면 Fig. 2의 각 극에서의 공극을 변위 x, y 에 대하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$g_i = g_0 \cos \theta_i x + \sin \theta_i y, \quad i=1, \dots, 16 \quad (2)$$

이때 각 극에서 작용하는 자기력은 다음과 같

다.

$$F_i = \frac{B_i^2 A}{2\mu_0}, \quad i=1, \dots, 16 \quad (3)$$

여기서, 각 공극에서의 자속 밀도 B_i 는 다음과 같으며

$$B_{2n-1} = B_{2n} = \frac{\mu_0 N(I_{2n-1} + I_{2n})}{g_{2n-1} + g_{2n}}, \quad n = 1, \dots, 8 \quad (4)$$

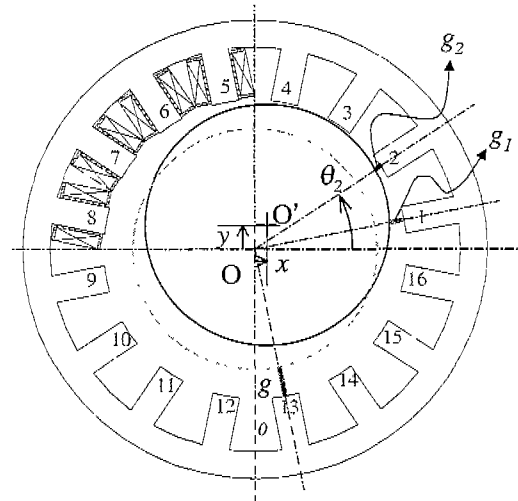


Fig. 2 Gap variation in a 16-pole radial heteropolar magnet

이때, x 방향과 y 방향의 힘은 다음과 같다.

$$F_x = \frac{A}{2\mu_0} \sum_{i=1}^{16} B_i^2 \cos \theta_i, \quad (5.a)$$

$$F_y = \frac{A}{2\mu_0} \sum_{i=1}^{16} B_i^2 \sin \theta_i \quad (5.b)$$

각 극의 코일에 작용하는 전류는 좌, 우, 위, 아래의 바이어스 전류, I_R, I_L, I_U, I_D 와 x, y 방향 제어전류 I_x, I_y 의 합으로 다음과 같다.

$$I_1 = I_2 = I_{15} = I_{16} = I_R + I_x,$$

$$I_3 = I_4 = I_5 = I_6 = I_U + I_y,$$

$$I_7 = I_8 = I_9 = I_{10} = I_L - I_x,$$

$$I_{11} = I_{12} = I_{13} = I_{14} = I_D - I_y,$$

이를 이용하여 작은 공극안에서의 자기력을 비선형 수식으로 유도할 수 있다. 이를 나타내면 (6)과 같다.

$$\begin{aligned}
 F_x = & \mu_0 N^2 A \left\{ \left[\frac{\alpha}{(g_0 - \alpha x - \beta y)^2} \right. \right. \\
 & + \left. \frac{\alpha}{(g_0 - \alpha x + \beta y)^2} \right] (I_R + I_x)^2 \\
 & - \left[\frac{\alpha}{(g_0 + \alpha x - \beta y)^2} \right. \\
 & + \left. \frac{\alpha}{(g_0 + \alpha x + \beta y)^2} \right] (I_L - I_x)^2 \\
 & + \left[\frac{\beta}{(g_0 - \beta x - \alpha y)^2} \right. \\
 & - \left. \frac{\beta}{(g_0 + \beta x - \alpha y)^2} \right] (I_U + I_y)^2 \\
 & - \left[\frac{\beta}{(g_0 + \beta x + \alpha y)^2} \right. \\
 & \left. - \frac{\beta}{(g_0 - \beta x + \alpha y)^2} \right] (I_D - I_y)^2 \quad (6)
 \end{aligned}$$

이때, $\alpha = (\cos \theta_1 + \cos \theta_2)/2$,
 $\beta = (\sin \theta_1 + \sin \theta_2)/2$

여기서 축이 중심위치 ($x=0, y=0$)에 있는 경우 변위강성도와 전류강성도는 위의 자기력에 각각 x 와 x 방향 전류, I_x 로 편미분한 값에 $x=0, I_x=0$ 를 대입하여 구하게 된다.

$$\begin{aligned}
 K_x &= \frac{\partial F_x}{\partial x} \Big|_0 \\
 &= \frac{4\mu_0 N^2 A}{g_0^3} [a^2(I_R^2 + I_L^2) + \beta^2(I_U^2 + I_D^2)] \quad (7) \\
 K_{ix} &= \frac{\partial F_x}{\partial I_x} \Big|_0 \\
 &= \frac{4a\mu_0 N^2 A}{g_0^2} (I_R + I_L) \quad (8)
 \end{aligned}$$

여기서 x -방향 변위강성의 경우 x -방향의 바이어스 전류인 I_R 과 I_L 의 영향뿐만 아니라 y -방향 바이어스 전류인 I_U 와 I_D 의 영향도 존재함을 알 수 있

다. 이는 16극에서 4개의 극을 동시에 제어하는 경우 8극의 경우보다 x, y 방향간의 간섭이 큼을 의미한다. 같은 방법으로 y 방향에 대해서는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 K_y &= \frac{\partial F_y}{\partial y} \Big|_0 \\
 &= \frac{4\mu_0 N^2 A}{g_0^3} [a^2(I_U^2 + I_D^2) + \beta^2(I_L^2 + I_R^2)] \quad (9) \\
 K_{iy} &= \frac{\partial F_y}{\partial I_y} \Big|_0 \\
 &= \frac{4a\mu_0 N^2 A}{g_0^2} (I_U + I_D) \quad (10)
 \end{aligned}$$

2.3.2. 자기베어링 제어시스템 모델

자기베어링 시스템은 Fig.3과 같이, PID알고리즘을 적용한 디지털 제어기(DSP320C40, 16-bit A/D, 14-bit D/A)와 PWM전력 증폭기, 변위센서와 자기베어링 액추에이터와 로터의 시스템으로 이루어진다. 여기서 실제 PID 제어의 구현 문제에 있어서는 다음과 같은 실제적인 어려움이 따른다. 전력 증폭기와 전자석 코일에서의 전류응답과 센서 등 구성요소들의 동특성에 의해 큰 대역폭을 구현에 제한을 받으며, 미분기의 경우 고주파의 제어에서 불안정성의 요인이 있고, 디지털 제어기의 A/D, D/A 및 processor에서의 신호왜곡이 있을 수 있으며, 신호처리 과정이나 액추에이터에서의 포화(saturation) 등이 있을 수 있다.

이러한 문제들을 고려하여 PID제어시스템을 설계하기 위하여, 각 요소의 동특성을 실험을 통한 결과를 바탕으로 근사화한 선형 모델을 사용하였다.

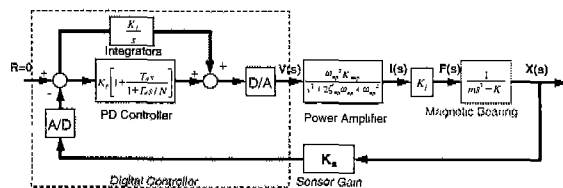


Fig. 3 1-DOF Block diagram of magnetic bearing system with PID control

Table 3 Data for simulation

mass	33 Kg
polar moment of inertia	0.0424 Kg ² m ²
tangential moment of inertia	0.8155 Kg ² m ²
mass center from spindle front	243 mm
current gain, K_I	700 N/A
position stiffness, K_x	5.06×10^9 N/m

2.3.3 운동방정식

PID(proportional-integral-derivative)제어시스템의 설계를 위한 운동방정식은 1자유도 모델을 이용하였는데, 1자유도 모델로 가정할 수 있는 경우는 각 베어링과 센서의 위치가 동일하고 베어링의 위치가 충격중심에 위치한다는 가정하에 가능하다. 실제 시스템은 앞, 뒤베어링 간의 연성과 x, y 방향간의 연성이 존재하지만 본 연구에서는 각 베어링 위치의 센서의 신호를 바로 피드백하는 직접제어 (direct feedback, decentralized control) 방식을 이용하였으므로 1자유도 모델을 이용하여 제어기를 설계하였다. 각 베어링에 대하여 등가 질량을 m 이라고 할 때, 앞 절의 시스템에 대하여 다음과 같은 방정식을 유도할 수 있다.

우선 로터와 전자석의 관계에서

$$m\ddot{x} = f_m + f_e \tag{11}$$

자기력의 선형화된 모델의 식은 다음과 같으며

$$f_m = K_x x + K_i i \tag{12}$$

$$m\ddot{x} - K_x x = f_e + K_i i \tag{13}$$

로써, $K_x > 0$ 으로 불안정한 시스템 동특성을 갖으므로 능동제어 시스템을 이용한 안정화가 필요하다.

2.3.4 PIDD 제어기 설계

비례 미분(proportional-derivative, PD) 제어와 센서와 전력증폭기의 증폭비만을 고려할 때 제어전류는 다음과 같고, 운동방정식은 (15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$i = -K_s K_A (K_p x + K_d \dot{x}) \tag{14}$$

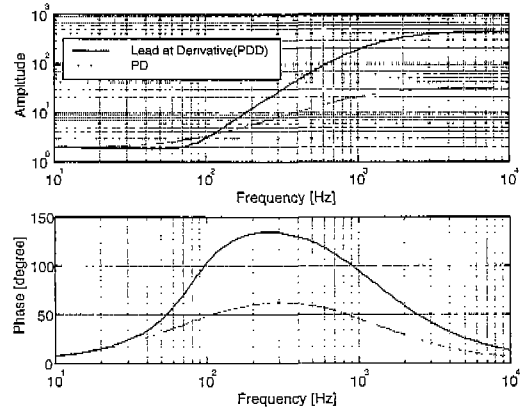
$$m\ddot{x} + K_s K_A K_I K_d \dot{x} + (K_s K_A K_I K_p - K_x)x = f_e \tag{15}$$

위 식에서 비례게인 K_p 와 미분게인 K_d 를 이용하여 강성과 감쇠를 결정할 수 있음을 알 수 있다. 그러나 실제 자기베어링 시스템은 비선형성 및 구성요소의 동특성들에 의하여 단순한 PD제어만으로는 안정화가 어려울 수 있으므로^[4] 미분기를 포함하는 PIDD (proportional-integral-derivative-derivative)제어방법을 고려하였다.

PIDD 제어기는 위상지연이 큰 경우에 미분기에 위상앞섬 보상기를 추가함으로써 위상지연의 보상을 개선한 것으로 식(16)은 본 연구에서 사용된 PIDD 제어기의 전달함수 $K(s)$ 를 나타낸다.

$$K(s) = K_p \left(1 + \frac{T_d s}{1 + T_d s/N} \frac{1 + T_{dd} s}{1 + T_{dd} s/N} \right) + \frac{K_I}{s} \tag{16}$$

여기서, K_p 는 비례게인, T_{dd} 는 2차미분시간이며 T_d 는 미분시간, K_I 는 적분계수이며 N 은 미분기의 고주파에서의 증폭비를 한정하기 위한 값으로 15로 설정하였다.



$K_p=2.0, T_d=0.002, T_{dd}=0.002$

Fig. 4 Transfer function of PD and PDD controller

Fig. 4는 PD 및 PDD 제어기의 전달함수를 나타내며, PD제어기 보다 PDD 제어의 경우 고주파 대역에서 위상 앞섬 효과가 탁월함을 볼 수 있다. 그

러나, 잡음신호가 증폭될 수 있어서 PDD 제어는 입력신호 중에서 잡음성분 효과가 무시될 수 있는 경우에 사용가능 하며 필요한 경우 고주파 수의 밴드폭을 갖는 저역통과 필터를 추가하여 고주파의 노이즈 영향을 작게하는 것이 필요하다.

2.3.5. 시스템 구성요소의 동특성

(1) 전력증폭기와 전자석 코일의 동특성

자기베어링의 전계 시스템인 전자석 액츄에이터의 코일의 특성은 저항과 인덕턴스로 나타낼 수 있으며 비교적 정확한 계산이 가능하며 전력증폭기의 특성이 이상적인 경우에는 1차시스템의 동특성을 나타낸다. 그러나 본 연구에서는 전류제한 루프를 포함하고 있는 상용 전력증폭기를 사용하였으며 증폭기와 코일을 포함한 시스템의 동특성을 측정된 결과 Fig. 5에 나타난 것과 같이 1 kHz에서 약 10 5°의 위상지연을 보이고 있으며 식(17)의 고유진동수 ω_{np} , 감쇠비 ζ_p , 증폭비 $K_{amp}=0.8$ 인 2차시스템의 특성을 보임을 알 수 있다. 이는 전력증폭기의 제어회로특성 때문이라 할 수 있다.

$$G_{amp}(s) = \frac{\omega_{np}^2 K_{amp}}{s^2 + 2\zeta_p \omega_{np} s + \omega_{np}^2} \quad (17)$$

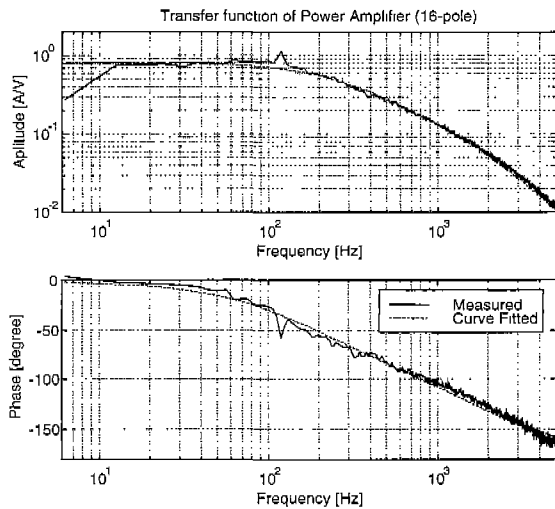


Fig. 5 transfer function of PWM amplifier-coil ($\omega_{np}=600$ [Hz], $\zeta_p=1.7$)

모델링된 반경방향 자기베어링의 ω_{np} 는 약 600Hz로 고유진동수가 매우 낮으며 큰 위상지연이 생기는데 이는 자기베어링 코일의 인덕턴스가 크기 때문이다. 따라서 이렇게 위상지연이 큰 요소가 제어루프내에 존재하여 불안정성을 유발할 수 있어 앞절의 PID제어기를 이용하여 위상지연에 대한 보상이 필요하였다.

(2) 디지털 제어기 (A/D, D/A)

디지털 제어기 하드웨어는 A/D, D/A에서의 변환 및 필터효과, 제어기의 처리시간 등에 따른 위상지연이 있으며 이는 샘플링 시간에 대한 변수로 나타난다. 전달함수 측정결과 샘플링 시간100 μ sec에서 1kHz에서 약 22°의 위상지연을 보였으며 이때의 응답비는 약 0.97을 보였다. 따라서 -3dB의 응답비 대역폭이 약 10kHz 이상으로 전력증폭기에 비하여 상당히 크므로 시스템의 전체 동특성에 미치는 영향이 작음을 알 수 있다.

(3) 기타 구성요소

이상의 요소 이외에 변위센서와 액츄에이터의 자기시스템의 동특성을 들 수 있다. 센서의 경우 제조회사의 자료를 참고하면 대역폭이 20kHz이며, 전자석의 동특성은 입력전류와 자기력의 전달함수로, 이는 입력전류와 공극에서의 자속밀도의 동특성과 일치한다. 여기서의 위상지연은 적층 코어에서의 와전류(eddy current)나 이력(hysteresis)현상의 발생이 원인이 되는데 본 시스템의 경우처럼 0.1mm의 적층판을 사용하는 경우에는 와전류의 영향을 상당히 줄일 수 있다.^[7]

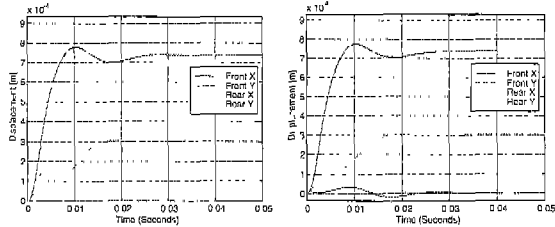
이상에서 전체 시스템 성능에 영향을 미치는 주요 요소는 전력증폭기-코일이 됨을 알 수 있다. 기타 요소는 상대적으로 고주파에 극점을 가지고 있어 시스템의 안정성에 영향을 줄 정도는 아니다. 따라서 설계시 사용된 제어시스템 모델에는 증폭기-코일의 전달함수만을 포함하였다.

3. 주축계 제어 시뮬레이션

3.1. 제어시스템 시뮬레이션

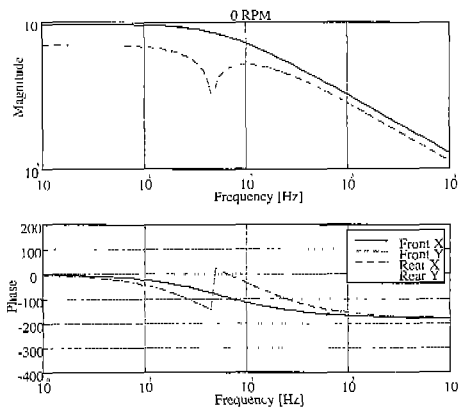
시스템의 안정성과 감쇠능, 자유도간의 연성정도를 보기 위하여 단위계단 응답해석을 하였다. 제어에 사용된 모델은 앞장의 직접제어제어를 포함하

며 4자유도 강제 주축계를 포함하는 시스템을 모델링하여 사용하였으며, 앞 베어링에서 X방향으로의 단위계단 응답(X_{front} 입력)을 보면 Fig. 6 과 같다.

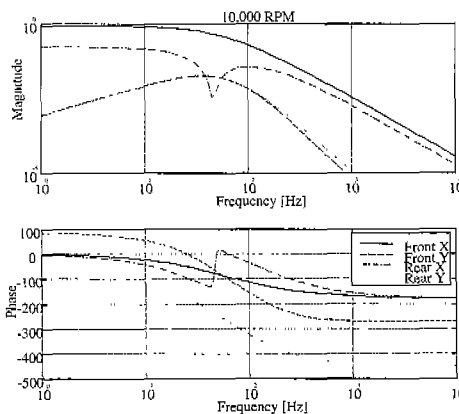


(a) 0 rpm (b) 10,000 rpm

Fig. 6 Simulated step response of front x-direction command



(a) 0 rpm



(b) 10,000 rpm

Fig. 7 Bode diagram for front x-direction input

여기서 비례게인은 3, 미분게인은 0.003이다. 그림의 a), b)는 각각 정지상태와 10,000 rpm인 경우로서 앞·뒤 베어링간에 연성효과가 있음을 뒷베어링에서 나타나는 변위를 보면 확인할 수 있다. 또한 10,000 rpm에서의 응답의 경우 Y 방향의 변위도 생기고 있어 자이로스코픽 효과가 있음을 알 수 있다. 이러한 현상은 Fig. 7의 같은 입력에 대한 보드선도에서도 잘 나타나고 있는데, 앞베어링의 x 방향에 대한 뒷베어링의 x 방향의 주파수 응답이 작용하고 있고, 10,000 rpm에서는 y방향에 대한 전달함수도 커져 있음을 알 수 있다.

3.2. 주축계의 위험속도 해석

주축계의 위험속도 해석을 위하여 회전속도에 따른 주축계의 진동 특성은 Fig. 8과 같다. 여기서 첫 번째 모우드는 약 1200 rpm에서, 그리고 3200rpm과 4000rpm 부근에서 각각 고유진동수와 회전수가 일치하는 이른바 위험속도가 나타난다. 이것은 작동 속도 내에 위치하고 있지만 이를 작동 속도 밖에 위치시키는 것은 제어 게인을 크게 하여 바람직하지 않다. 그러나 자기베어링의 감쇠특성을 증가시킴으로써 이러한 위험속도에서의 공진을 방지할 수 있다.

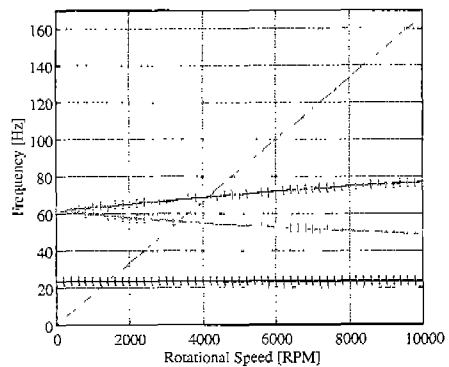


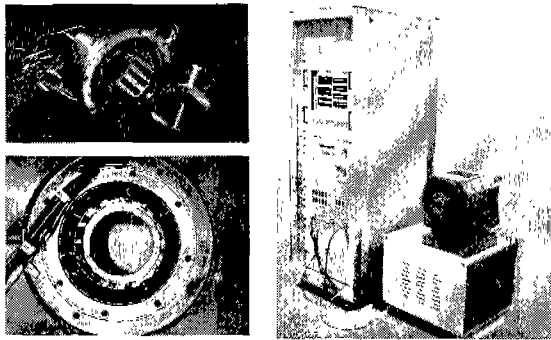
Fig. 8 Natural frequency due to rotational speed

4. 16-극 자기베어링 주축계의 실험적 해석

4.1 실험주축계 제작

Fig. 9는 제작된 실험주축을 나타내고 있다. Fig. 9(a)는 16극을 반경방향 전자석과 토터와 주축 하우징에 조립된 모습을 나타내고 있으며 (b)는 주축

계와 모터, 제어반을 포함한 시스템의 사진이다.



(a) 16-pole radial (b) the spindle and electromagnet (c) the spindle and controller

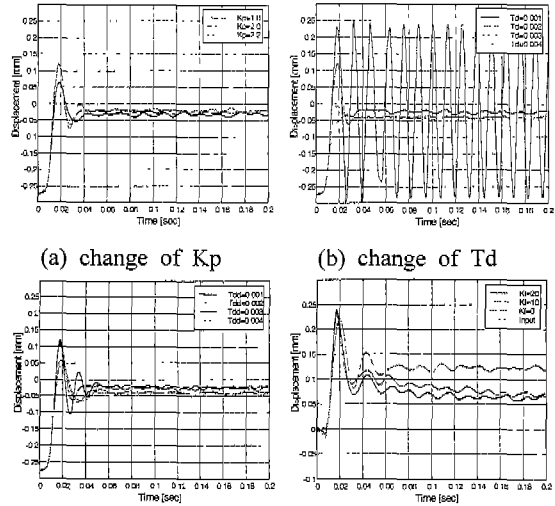
Fig. 9 the magnetic bearing spindle system

4.2. 16 pole 자기베어링의 PID제어성능 실험

PID제어기의 각 계인의 변화에 따른 응답의 변화를 통해 반경방향 자기베어링의 제어성능으로서 부상실험과 단위계단 입력 실험을 수행하였으며 결과는 Fig. 10과 같다. 앞 베어링 및 축방향 베어링을 부상시킨 상태에서 뒷베어링을 x-y축 동시제어로 부상시켰을 때, 각각 비례게인(K_p)과 미분시간(T_d) 그리고 2차 미분시간(T_{dd})의 변화에 따른 동시부상시의 응답을 나타내며 Fig. 10(a) Fig. 10(b) Fig. 10(c)의 적분계인은 0이며 고정된 제어계인은 $K_p=2.0$, $T_d=0.002$, $T_{dd}=0.02$ 이다.

Fig. 10(a)의 비례게인변화의 결과에서 비례게인의 증가는 강성을 증가시켜 부상위치를 원점에 가깝게 함을 알 수 있고 상대적으로 감쇠비는 약간 감소하여 과도응답이 커지고 있다. Fig. 10(b)에서 미분시간의 증가는 안정성과 감쇠성능을 향상시킴을 알 수 있으며 0.004이상에서는 불안정해지는 특성을 보였다. Fig. 10(c)는 2차미분시간의 변화에 따른 부상응답의 변화를 보이고 있는데 2차미분 시간의 증가도 1차미분시간과 같은 경향을 보이고 있으며 시스템의 안정화를 위하여 0.001~0.004사이의 값을 가지도록 하는 것이 안정성을 보장하였다. 2차미분시간 혹은 미분시간의 변화는 모두 감쇠성능을 개선시키고 있다. 실험의 결과에서 2차미분 및 미분시간이 0.003이상일 경우에는 과도응답이 거의 생기지 않는 과감쇠의 특성을 보이고 있다.

한편 적분계수의 변화에 따른 시스템의 응답은 Fig. 10(d)에 나타나 있는데 부상 상태에서 0.06[mm]의 계단입력을 주어 명령추종성능을 실험하였다. 적분기는 시스템의 명령에 대한 오차를 없애주는 역할을 하며 적분계인이 증가할 수록 응답의 오차가 감소하는 시간이 짧아짐을 알 수 있다.



(a) change of K_p (b) change of T_d (c) change of T_{dd} (d) change of K_I
Fig. 10 responses of 16 pole radial magnetic bearing

Table 4 Effects of various control gains

	Stiffness	Damping	Error
K_p	↑	↘	↘
T_d	-	↑	-
K_I	-	-	↓
T_{dd}	-	↑	-

↑:increase, ↓:decrease,
↗,↘: small increase, decrease

4.3. 회전 특성 실험

주축의 회전수를 10,000 rpm까지 올리며 회전시키는 실험을 수행하였다. 디지털 PID제어기의 제어계인은 비례계인은 3.0, 미분시간과 2차 미분시간은 0.003으로 설정하고 주축의 원점회전을 위하여 적분계인을 1로 설정하였고 이때의 10,000 rpm까지의 회전응답을 Fig. 11과 Fig. 12에 나타내고 있다. PID제어시 위상리드의 효과에 의한 고주파 노

이즈의 증폭을 없애기 위하여 시간상수 0.0003 [sec/rad]을 갖는 2차 저역 통과 필터를 제어루프 안에 포함시켜 고주파 노이즈의 영향을 줄였다.

회전응답을 보면 저속에서 약 100 μm의 회전 오차를 보이고 있는데 회전속도가 증가하더라도 오차의 양은 커지지 않고 오히려 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 변위센서 타겟의 편심오차에 의한 런아웃 효과로 볼 수 있다. 특히 앞 절에서 해석했던 임계속도인 4,000 rpm 에서도 회전의 오차는 커지지 않았으며 이를 통해 제어기의 고감쇠 특성에 의하여 작동 속도내의 운전에 위험속도의 영향이 제어되었음을 알 수 있다.

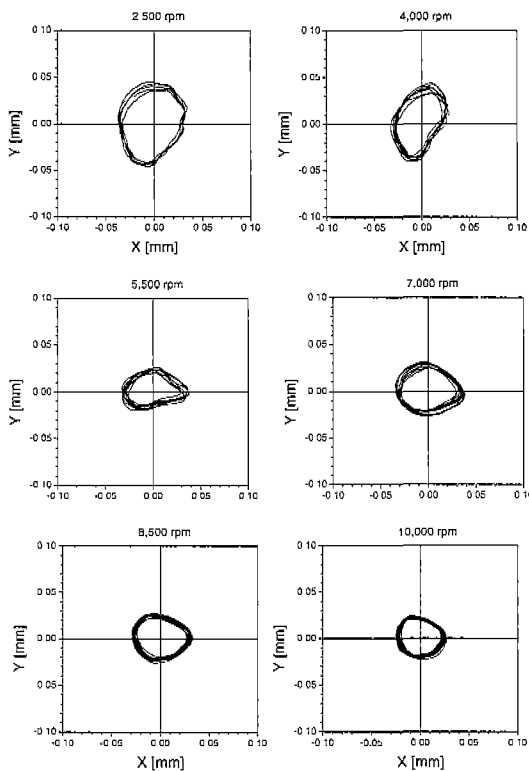


Fig. 11 rotational response of front radial bearing sensor
($K_{px} = 3.0, T_{dx} = 0.003, T_{dxx} = 0.003, K_{Ix} = 1$)

4.4. 결과 및 고찰

수행된 설계를 바탕으로 16-pole 반경방향 자기 베어링과 벨트결이 전동방식의 주축 시스템을 제작 하였으며 DSP보드를 이용한 디지털 제어시스템을

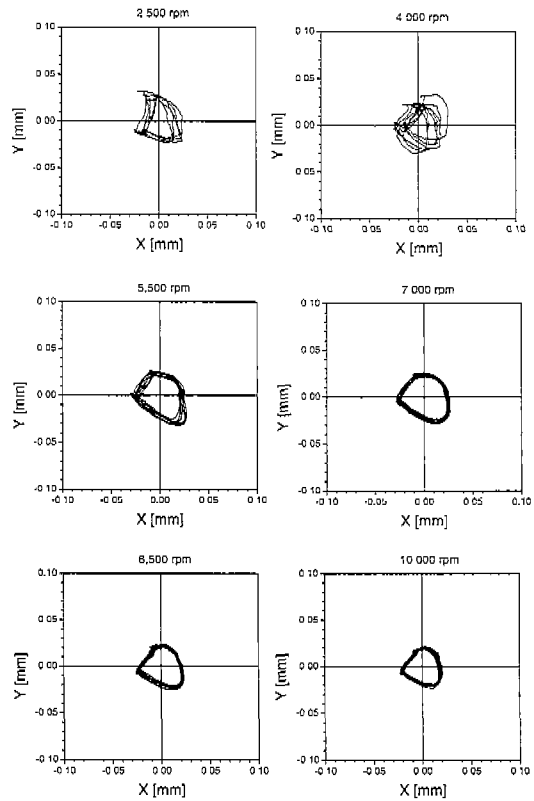


Fig. 12 rotational response of rear radial magnetic bearing sensor
($K_{px} = 3.0, T_{dx} = 0.003, T_{dxx} = 0.003, K_{Ix} = 1$)

구성하여 안정한 제어 특성을 얻었다. 16개의 극으로 이루어진 반경방향 베어링의 안정한 제어와 전력증폭기의 위상 지연 보상을 위하여 PID제어기에 위상리드 보상기를 추가한 형태의 PIDD 제어를 적용하여 부상 및 10,000 rpm 까지의 안정한 회전을 얻었으며 고감쇠의 특성으로 위험속도에서도 진폭의 증가 없는 회전을 얻었다.

회전응답결과를 보면 약 50μm 정도의 런아웃이 발생하고 있는 것을 알 수 있는데, 이는 센서에서 나오는 신호로, 이러한 오차가 발생하는 때는 몇가지 요인이 있을 수 있으나, 본 시스템에서는 궤적이 거의 원형을 띄고 있어 센서타겟과 자기베어링 로터사이의 기학적 편심을 한 요인으로 들 수 있으며, 이러한 회전오차를 제거하는 연구는 추후 연구를 통하여 논의될 예정이다.

5. 결 론

본 연구에서는 외장형 모터로 구동되는 16극 반경방향 자기베어링을 갖는 자기부상 주축시스템을 설계하고 실험주축계를 제작하였으며 부상 특성 및 회전특성을 실험을 통하여 해석하였다. 이러한 16극 자기베어링시스템은 회전반경이 큰 로터에 효과적으로 적용될 수 있으며 지금까지의 16극 자기베어링 시스템 연구에서 얻어진 결론을 정리하면 다음과 같다.

1. 5.5 kW (2,000-10,000 rpm, Shaft 직경 80 mm)선반 주축을 기반으로 자기베어링을 설계하였으며 여기서 반경방향 자기베어링은 최대 동력 전달 시 최대 하중인 200kgf를 기준으로 16극으로 설계하여 외경 크기를 줄이도록 하였다.
2. 16-pole 자기베어링에서의 전류강성 및 변위강성 계산식을 유도하고 x, y 방향상의 연성이 생길 수 있음을 보였다.
3. DSP보드를 이용하여 디지털 제어시스템을 설계하였으며, PID, PIDD 제어기에 대한 설계를 통해 요구성능을 만족토록 설계 하였다.
4. 설계된 제원을 바탕으로 주축을 제작하고 시스템을 구성하였다.
5. PIDD 제어알고리즘을 이용하여 PD제어에서 발생한 불안정성을 보상하였으며 안정한 제어영역을 확대하였다.
6. 디지털 PIDD 제어기의 계인의 변화에 따른 영향은 다음과 같다.
 - 비례게인 : 강성 증가, 감쇠비 감소
 - 미분시간 : 감쇠비 증가 및 과도응답 감소
 - 적분게인 : 정상상태 오차 감소
 - 2차미분시간 : 안정성 및 감쇠비 증가
7. 제어기에서 충분한 감쇠능을 제공한 결과 10,000 rpm 까지의 고속회전에서도 진폭의 증가 없는 안정한 회전특성을 실현하였다.

참고문헌

1. 박종권, " 능동제어형 고속·고정밀 공작기계의 주축시스템 개발연구," 통상산업부 연구보고서, 1997.
2. G. Schweizer, H. Bleuler, A. Traxler, "Active

Magnetic Bearings," VDF hachschulverlag AG an ger ETH Zürich, 1994.

3. "磁氣軸受の基礎と應用," 日本機械學會編, 1995.
4. 경진호, 노승국, 박종권, "16 pole 자기베어링으로 지지된 공작기계용 주축의 PDD 제어연구," 98한국정밀공학회 추계학술대회, 1998.
5. S. Fukata, Y. Kouya, Y. Mizumachi, "On control laws in active magnetic thrust bearings," Technical reports of Kyushu University, Vol. 64. No. 1, January 1991.
6. R. D. Williams, F. J. Keith, P. E. Allaire, "Digital Control of Magnetic Bearings," IEEE Transaction on Industrial Electronics, Vol. 37, No. 1, pp. 19-27, 1990.
7. C. Kim, A. B. Palazzolo, A. Kascak, G. Brown, "Eddy Current Effects on the Design of Rotor-Magnetic Bearing Systems," Transaction of ASME, Vol. 117, pp. 162-170, 1995
8. K. J. Åström, B. Wittenmark, "Computer Controlled Systems-Theory And Design," Prentice-Hall, 1990.