

연삭기용 자기베어링 주축계의 고속화에 관한 연구

박 종 권*, 노 승 국*, 안 대 균**

Design of a Magnetic Bearing System for a High Speed Grinding Spindle

Jong-Kweon Park*, Seung-Kook Ro*, Dae-Kyun Ahn**

ABSTRACT

The demand of high speed machining is increasing due to the high speed cutting and grinding provides high efficiency of process, short process time, improved metal removal capacity and better surface finish. Active magnetic bearings allow much high surface speed than conventional ball bearings and therefore greatly suitable for high speed cutting or grinding. This paper describes a design process of an active magnetic bearing system for a high speed grinding spindle with power 5.5kW and maximum speed 60,000rpm. Magnetic actuators are designed by the magnetic circuit theory considering static load condition, and examined with FEM analysis. Dynamic characteristics are also considered, such as bandwidth, stiffness, natural frequency and static deflection. System characteristics are simulated with a rigid rotor model.

Key Words : High speed grinding spindle(고속 연삭기 주축), Magnetic bearing system(자기베어링), Stiffness(강성), Magnetic field analysis(자기장 해석), Natural frequency(고유진동수), Rigid body rotor simulation(강체 회전체 모델 해석)

1. 서 론

최근의 공작기계는 생산성 향상을 위하여 고속 공작기계에 대한 관심과 개발이 증가되는 가운데 주축계의 고속화 및 이송계의 고속화가 함께 진행되고 있으며, 공구와 가공기술의 발달로 고속 절삭과 초고속 연삭이 가능해짐에 따라 고속 주축에 대한 개발이 활기를 띄고 있다. 이러한 고속화를 실현하기 위해서는 베어링의 고속화 기술이 매우 중요한 위치를 차지하고 있고, 특히 구름베어링에

있어서는 예압, 윤활, 냉각장치 등의 부대장치 기술이 필요하나 무엇보다도 원심력의 영향으로 고속화에는 한계성을 갖고 있다.⁽¹⁾

자기베어링은 전자기력을 이용하여 주축을 비접촉으로 부상 지지하므로 고속회전이 가능하며, 반영구적인 수명을 가지고 있고 윤활 장치가 필요 없으면서 능동적 제어 시스템을 통하여 진동을 억제할 수 있는 장점을 갖는다⁽²⁾. 이러한 장점이 있기 때문에 자기베어링은 고속회전이 요구되는 여러 가지의 기계에 적용되어 왔으며⁽³⁾ 공작기

* 한국기계연구원 공작기계 그룹
 ** 한국공작기계(주) 기술연구소

계 분야에의 응용도 활발하여⁽⁴⁾ 선진국에서는 이를 응용한 공작기계시스템을 실제로 산업현장에 적용하고 있다. 예를 들어 Spegwart 등은 밀링용 주축에 적용하였으며⁽⁵⁾ Murnet 등은 아날로그 제어시스템과 원추형 자기베어링 시스템으로 구성된 연삭기용 주축에 적용하였다⁽⁶⁾. 이외에도 S2M, SEIKO SEIKI, AVCON, IBAG과 같이 프랑스, 일본, 미국, 스위스 등 선진국에서는 이미 자기베어링 전문회사가 설립되어 적용분야를 산업 전반으로 확대해 가고 있다. 이와 같이 고속화 및 능동제어의 장점을 공작기계 주축계에 적용하기 위해서는 대상 시스템의 성능을 극대화할 수 있는 설계기술이 필요하다⁽⁷⁾.

본 연구는 자기베어링을 이용한 60,000rpm급 연삭기 주축계의 고속화에 관하여 수행하였으며, 이를 위해 요구되는 하중조건을 만족하도록 전자석 제원을 설계한 후 유한요소해석을 통한 자기장에 대한 검증과 강성에 따른 주축계의 정·동적 특성을 해석하였다. 그리고 고속화를 위한 구성요소의 성능을 결정하고 설계된 4자유도 강체모델을 포함한 제어시스템에 대하여 수치적으로 동적 응답 특성을 해석하여 고속회전 영역에서의 축계에 대한 안정성이 유지되도록 하였다.

2. 자기베어링 주축계의 설계

본 연구의 연삭기용 자기베어링 주축계는 Fig.1에 나타난 모델과 같이 설계하였다. 대상주축은 5.5/7.5kW급 내장형 모터를 사용하고, 사용속도는 30,000, 60,000 rpm이며, 연삭휠과 주축 회전부위(rotor)의 직경은 각각 16mm와 50mm이다.

설계의 고려사항으로는 정·동적 하중지지 능력⁽⁸⁾, 지지강성⁽⁹⁾, 대역폭 및 슬류레이트(slew rate), 감쇠와 임

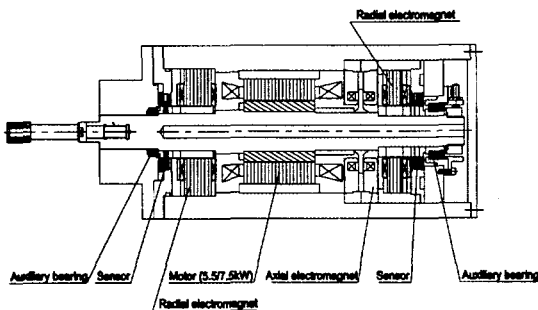


Fig. 1 A high speed grinding spindle with magnetic bearing system

계속도 및 고속에서의 안정성, 하드웨어의 효율적인 제작, 비상시를 대비한 비상 베어링 그리고 가공중의 오차 최소화를 위한 진동의 억제 등이다⁽¹⁰⁾. 이러한 사항들은 액추에이터의 전자기적 특성, 제어기의 효율성 및 전체 시스템 구성요소의 성능 및 구성에 의해 영향을 받게 되며⁽¹¹⁾, 이를 위한 기술적 사항으로는 자기회로 및 유한요소 해석을 통한 하드웨어의 설계와 제어기 설계 및 구원 기술, 구성요소의 설계 혹은 제원 결정 등이 요구된다.

2.1. 자기베어링 액추에이터 설계

가. 고속축계의 베어링 지지하중

자기베어링의 전자석 액추에이터의 설계 조건으로 우선 하중지지 능력을 고려하였다. 이는 자기베어링이 받는 연삭력 등의 하중을 기본적으로 지지할 수 있어야 하기 때문에 본 연삭기 주축모델에서의 최대 지지하중은 연삭과정에서 작용하는 연삭력을 이용하여 계산할 수 있다. 최대 연삭력은 구동모터의 동력이 다른 손실없이 모두 연삭과정에 이용된다는 가정 하에 연삭휠에서의 힘으로 계산되고, 이를 Fig.2의 관계를 적용하면 각 베어링 위치에서의 지지반력이 계산된다. 본 연구모델에 있어서 적용대상 모터의 정격출력을 5.5kW로 하여 30,000rpm에서 전달하는 토크를 기준으로 계산할 때 연삭휠에서의 최대 연삭력(F_c)은 220N이고, 연삭력과 주축의 자중(W)이 같은 방향으로 작용할 때 앞쪽 베어링에서의 하중(R_f)은 약 500N, 뒤쪽 베어링의 하중(R_r)은 약 300N의 값을 얻었다.

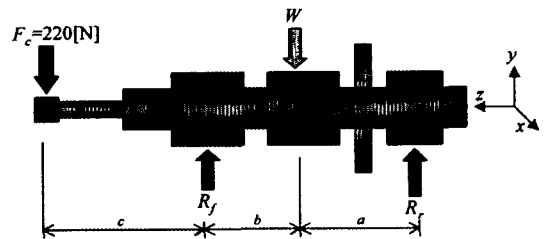


Fig. 2 Static forces acting on the grinding spindle

나. 자기베어링 전자석 설계

Fig.3으로부터 최대하중 F_{max} 는 한쪽의 자극쌍에서 최대자속이 작용하는 것을 가정하여 식(1)과 같이 자극면적 A_g 와 최대 자속밀도 B_{max} 의 함수로 나타낼 수 있다.

$$F_{max} = K_a \frac{B_{max}^2 A_g}{\mu_0} \quad (1)$$

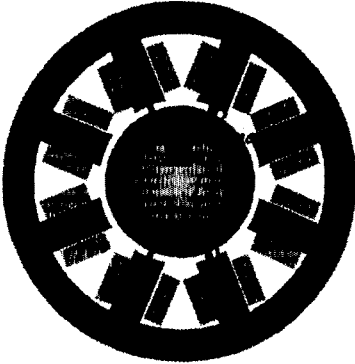


Fig. 3 Condition of supporting maximum load

여기서 K_0 는 각도에 의한 계수로서 극의 개수에 따라 달라지며, 최대 자속밀도 B_{max} 는 전자석의 하중능력을 결정하는 중요한 변수로서 큰 값을 가질수록 자극 면적 A_p 는 줄어든다. 본 설계에서 B_{max} 값은 구조강판 재료의 B-H 곡선상에서 선형구간의 최대점으로부터 자속밀도를 1.3T로 설정하였다. 반경방향 자기베어링에 대하여 Fig.4와 같이 자속이 회전자에서 원주방향으로 흐르는 Heteropolar형을 고려할 때 식(1)에서 얻어진 자극면적을 만족하기 위한 자극길이와 폭을 결정할 수 있고, 이를 토대로 Fig.4의 전자석 치수를 결정할 수 있다. 또한 바이어스 자속을 가정하여 자기베어링의 전류 및 변위감성, 코일의 감은 수, 저항 및 인덕턴스 등의 주요 성능계수들을 계산할 수 있으며, 이 경우 바이어스 자속밀도는 재료의 B-H곡선상에서 선형 영역의 중간점을 기준으로 하여 0.75T로 설정하였고, 성능계수들에 대한 계산은 전기시

스템과 자기시스템의 상사성을 바탕으로한 자기회로 해석⁽¹²⁾을 이용하여 수행하였으며 이에 대한 관계식은 Fig.4에서 표현된 수식과 같다.

이에 따라 각 성능계수들은 상호 연계되어 있으므로 계산치를 검토하여 고속주축의 적용에 적합한 값이 되도록 치수를 변경하면서 반복계산을 했을 때 그 결과는 Table 1과 같으며, 여기서 볼 때 앞(front) 베어링과 뒷(rear) 베어링의 특성치를 비교해 보면 자극면적(A_p) 크기의 비율에 따라 베어링의 감성(K_x, K_y)치도 비례적으로 나타남을 알 수 있다.

Table 1. Specification of designed radial magnetic bearings

Item	Front Bearing	Rear Bearing
air gap, g_0 [mm]	0.5	0.5
width of a pole, W_p [mm]	10	10
axial length of a pole, L_p [mm]	40	25
area of a pole, A_p [mm ²]	400	250
outer diameter of stator, $2r_{st}$ [mm]	110	110
height of a pole, H_p [mm]	19.5	19.5
number of turn, N [times]	110	110
resistance of each a coil, R_{coil} [Ω]	0.45	0.34
bias current(bias flux=0.75[T]), I_0 [A]	2.78	2.78
inductance of a coil, L_0 [H]	0.01	0.0063
current gain, K_x [N/A]	207	129
position gain, K_x [N/m]	1.07×10^6	0.67×10^6

2.2. 전력 증폭기 설계

본 연삭기 주축의 자기베어링 시스템은 고속 회전을 특

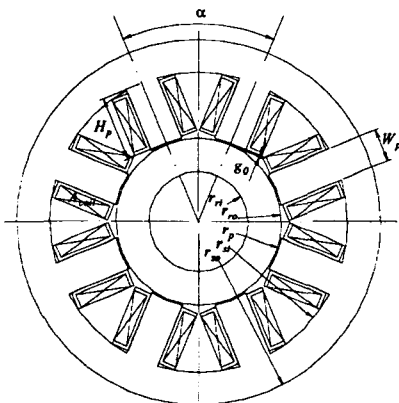


Fig. 4 8-pole heteropolar radial magnetic bearing

$$r_{st} = r_{rot} + W_p, \quad N = \frac{A_{coil}}{A_{wire}} \cdot PF$$

$$r_{st} = r_{rot} + W_p, \quad A_{wire} : \text{area of wire,}$$

$$r_p = r_{st} + g_0, \quad PF : \text{packing factor (0.7-0.8)}$$

$$r_{rot} = r_p + H_p,$$

$$\alpha = \frac{2\pi}{8}, \quad K_x = \cos \frac{\alpha}{2}$$

$$I_0 = \frac{B_0 g_0 K_x}{\mu_0 N} : \text{bias current}$$

$F_x = K_x x + K_{x0} I_{0x}$: Linearized force of x-direction

• Position gain

$$K_x = \left. \frac{\partial F_x}{\partial x} \right|_{x=0} = \frac{\mu_0 N_p K_a^2 A_p N^2 I_{0x}^2}{2g_0^3} \quad [\text{N/m}]$$

• Current gain

$$K_{x0} = \left. \frac{\partial F_x}{\partial I_{0x}} \right|_{x=0} = \frac{\mu_0 N_p K_a A_p N^2 I_{0x}}{2g_0^2} \quad [\text{N/A}]$$

• Inductance of a coil $L_0 = \frac{N\phi}{I_{0x}} = \frac{\mu_0 N^2 A_p}{2g_0} \quad [\text{H}]$

성으로 하고 있으므로 질량불균형 등으로 발생할 수 있는 외란을 효과적으로 제어하기 위해서는 액추에이터의 성능이 그에 상응하도록 설계되어야 한다. 자기베어링의 설계시 동적성능으로는 자기베어링의 대역폭(bandwidth)과 슬류레이트(slew rate)를 들 수 있으며 이는 자기베어링 전자석 코일의 인덕턴스에 의하여 주로 발생하는 문제이다. 인덕턴스에 의한 전류의 고주파 감소는 전류제한으로 극복하지만 근본적으로 전력증폭기의 최대전압에 의해 좌우된다. 인덕턴스의 값이 큰 경우 전력증폭기는 고주파 대역폭을 위하여 큰 출력전압을 가져야 한다. 그러므로 교번전류가 진폭 I_a 와 주파수 ω_a 를 가지고 $i_a(t) = I_a \sin \omega_a t$ 로 표현될 때 전압의 크기는 식(2)와 같이 표현된다.

$$v_a(t) = L \frac{di_a(t)}{dt} \text{에서 진폭 } V_a = L\omega_a I_a \quad (2)$$

따라서 회전체에서 작용하는 동적인 하중을 가정할 때, 전력 증폭기에서 공급해야 하는 전압을 계산할 수 있으며, 고속 회전시에는 주로 회전불균형이 외란의 주요 성분이 되므로 이를 위주로 전력 증폭기의 성능을 계산할 수 있다. 각 자기베어링에 작용하는 불균형력을 F_u 라고 하면 이때에 필요한 전류는 자기베어링의 전류강성 K_{ix} 로 나눈 값이 되므로 이를 제어하기 위한 임의의 회전속도(ω)에서의 파워앰프 출력전압은 다음식으로 계산할 수 있다.

$$V_{sup} = 2L_0\omega \frac{F_u}{K_{ix}}, \quad F_u = me\omega^2 \quad (3)$$

여기서 회전불균형량(me)은 "ISO1940"의 회전체 밸런싱 품질규격에서 공작기계에 적용할 수 있는 G6.3을 기준으로 볼 때 질량(m) 4.0kg의 회전축을 60,000rpm으로 회전시킬 때의 잔류불균형이 되며, 이경우에 있어서의 비불균형량(specific unbalance)은 1.0 μ m이 되므로 회전축계의 질량중심에서의 불균형력(F_u)인 원심력은 약 158N이 되고 이것이 전력증폭기의 성능에 영향을 주는 외란값이 된다. 따라서 앞·뒤 베어링에서 계산된 원심력은 각각 88N 및 70N으로 작용되므로 이와 함께 Table 1의 인덕턴스(L_0) 및 전류게인(K_{ix})을 식(3)에 대입하면 앞·뒤 베어링에서 소요되는 파워앰프의 출력전압(V_{sup})은 각각 54V, 30V가 된다. 이에 따라 본 자기베어링 시스템의 전력증폭기에서 필요로 하는 전압은 최대 60V로 설정을 하였다.

2.3. 제어시스템의 설계

자기베어링에 있어서 능동제어시스템은 회전성능을 결정하는데 중요한 역할을 한다. 자기베어링 시스템의 하드웨어에서 자기베어링의 성능을 결정하는 것은 제어기의 효율성이라 할 수 있으며 제어시스템은 근본적으로 안정성이 보장되어야 한다. 일반적으로 강제 주축에 대한 운동방정식은 축방향 특성을 제외할 때 식(4)와 같이 4자유도 시스템으로 나타낼 수 있고, 여기서 $[M]$, $[G]$ 는 질량과 자이로스코픽 행렬, $[K_x]$ 는 변위강성 행렬로서 불안정한 강성을 갖으며 $[K_y]$ 는 전류강성 행렬을 의미한다. 그리고 벡터 q 와 i 는 각각 변위와 입력전류이다.

$$[M]\ddot{q} + [G]\dot{q} - [K_x]q = [K_y]i \quad (4)$$

$$q = [x \ y \ \theta_x \ \theta_y]^T, \quad i = [i_x \ i_y \ i_{\theta_x} \ i_{\theta_y}]^T$$

본 연구에서는 각 베어링의 위치에서의 변위를 각 베어링에 캐환하여 제어하는 직접캐환제어(direct feedback control or decentralized control)를 적용하였으며 안정영역을 구하기 위해 식(4)에서 베어링의 위치가 축의 회전반경에 위치하여 비연성이 되면서 자이로스코픽 효과가 무시되는 조건을 가정하였다. 이에 의해 식(4)로부터 4개의 독립된 식을 표현할 수 있으며 각각의 방정식중에 x 방향 자유도에 있어서는 변위 x_1 , 전류 i_{x1} , 질량을 m_{x1} 라 할 경우 식(5)와 같이 나타낼 수 있다. 특히 시스템의 안정성을 만족하기 위해서는 최소한 하나의 비례와 미분요소를 가지고 있는 비례-미분(PD)제어기가 필요하며⁽¹³⁾ 본 연구에서의 비례 미분 제어기의 식은 식(6)과 같이 표현할 수 있고, 이에 의해 시스템의 안정성을 만족하기 위한 조건은 식(7)과 같이 나타낼 수 있다. 여기서 P는 비례 게인이고 D는 미분게인이며 K_x, K_{amp} 는 각각 센서와 전력증폭기의 증폭비이다.

$$m_{x1} \frac{d^2x_1(t)}{dt^2} - K_x x_1(t) = K_{ix} i_{x1}(t) \quad (5)$$

$$i_{x1}(t) = -K_{amp} K_s P_1 x(t) - K_{amp} K_s D_1 \frac{dx(t)}{dt} \quad (6)$$

$$P_1 K_{amp} K_s K_{ix} - K_x > 0, \quad D_1 > 0 \quad (7)$$

여기서 제어게인은 원하는 강성과 감쇠비를 갖도록 설계할 수 있으며, 설계된 강성을 K_{eq1} , 감쇠비를 ζ_1 이라고 할 때 비례게인과 미분게인은 식(8)과 같이 구할 수 있다.

$$P_1 = \frac{K_{eq1} + K_{s1}}{K_s K_{amp} K_i}, \quad D_1 = \frac{2\zeta_1 \sqrt{m_1 K_{eq1}}}{K_s K_{amp} K_i} \quad (8)$$

그러나 자기베어링 시스템은 여러 요소들을 가지고 있어 식(7)에서 구한 안정성 영역이 실제보다는 넓게 되며 앞에서 이루어진 가정을 바탕으로 설계된 성능이 실제 시스템과는 맞지 않게 될 수 있으므로 설계된 제어계를 포함하는 시뮬레이션이 필요하다. 그러므로 시뮬레이션을 하기 위해 식(4)는 상태변수 x 와 입력 i , 시스템 행렬 $[A]$ 와 입력 행렬 $[B]$ 로 표현되는 연립 1차 미분 방정식 형태인 상태공간 모델로서 식(9)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x} = [A]x + [B]u \quad (9)$$

$$[A] = \begin{bmatrix} -M^{-1}G & -M^{-1}K_x \\ I & 0 \end{bmatrix}, \quad [B] = \begin{bmatrix} -M^{-1}K_i \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$x = \begin{Bmatrix} \dot{q} \\ q \end{Bmatrix}, \quad u = \begin{Bmatrix} i \\ 0 \end{Bmatrix}$$

한편, 제어기 이외의 구성요소 중 시스템의 동적 성능에 가장 큰 영향을 주는 전력증폭기의 특성은 2차 전달함수로서 식(10)과 같이 나타낼 수 있으며 여기서 전력증폭기의 입·출력 관계에 대하여 실험한 Fig.5의 자료를 토대로 고유진동수 ω_{np} , 감쇠비 ζ_p , 증폭비 K_{amp} 를 모델링하여 이용하였다.

$$G_{amp}(s) = \frac{\omega_{mp}^2 K_{amp}}{s^2 + 2\zeta_p \omega_{np} s + \omega_{np}^2} \quad (10)$$

따라서 시뮬레이션을 위한 시스템은 식(6)의 직접 비례 미분 제어, 식(9)의 상태공간 모델, 식(10)의 전력증폭기 함수를 포함하는 것으로 모델링하여 Fig.6과 같이 구현하였다.

3. 자기베어링 추축계의 성능해석 결과

3.1. 자기베어링 액추에이터의 자기장 해석

앞절에서 수행한 자기베어링의 설계는 선형모델로 가정하여 자기회로 해석을 기반으로 한 것이며 실제적으로 전자석에서의 자속밀도 분포를 더욱 정확히 추정하기 위해

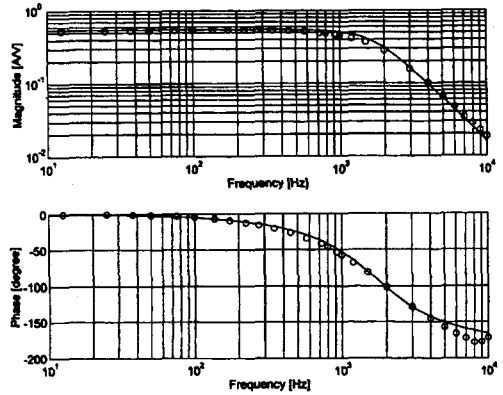


Fig. 5 Transfer function of a power amplifier
(o : experiment, - : calculation, $\omega_{np} = 1700\text{Hz}$, $\zeta_p = 0.74$, $K_{amp} = 0.5$)

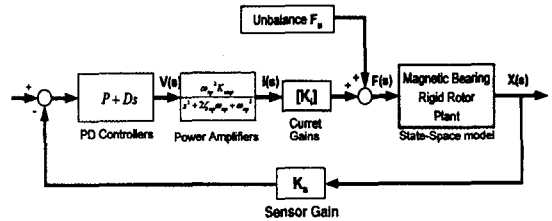


Fig. 6 Model of dynamic system simulation

서는 유한요소 해석을 통한 검증이 필요하다. 본 연구에서 자기베어링의 자기장 해석은 유한요소 자기장 해석 Software인 MSC ARIES를 이용하여 수행하였으며 2차원의 정적해석으로서 코일의 전류가 직류 성분만을 가지고 있으면서 주축이 회전하지 않는 경우에 대하여 수행하였다. 본 해석은 설계된 반경방향 자기베어링의 제원을 이용하였으며 제작에 사용할 규소강판의 자화특성인 B-H곡선을 모델링하여 철심의 비선형성 및 포화상태도 같이 해석하였다. 해석을 위한 모델은 Fig.7과 같으며 전자석 이외의 부분은 공기로 모델링하고 외부의 경계면은 Magnetic flux tangent조건을 적용하였다.

해석결과로서 Fig.8을 보면 bias 전류를 흘려서 N-S-S-N-N-S-S-N극의 순서로 자화시켰을때 자속밀도의 분포를 나타내고 있는 것으로 모서리 부분에서의 자속집중이 있음을 제외하면 대체로 균일한 분포를 보이고 있음을 알 수 있다. 특히 극부분을 확대하여 표시한 Fig.8b를 보

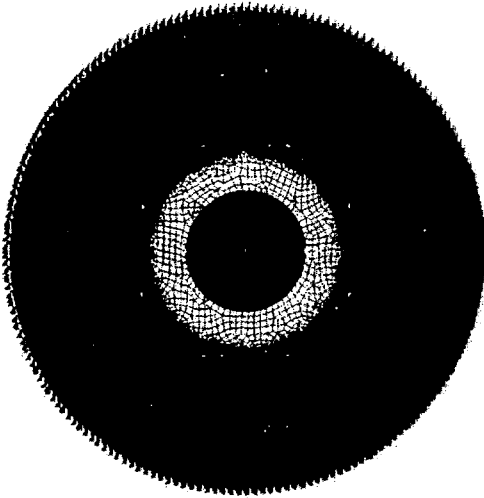
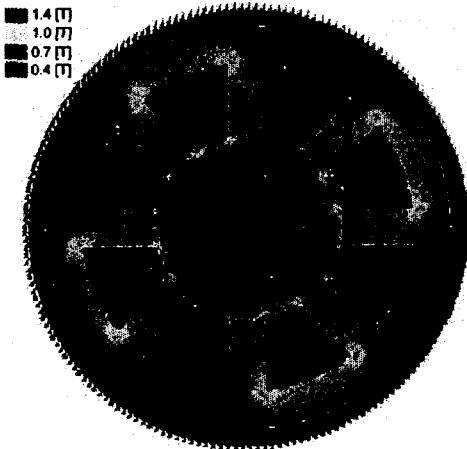
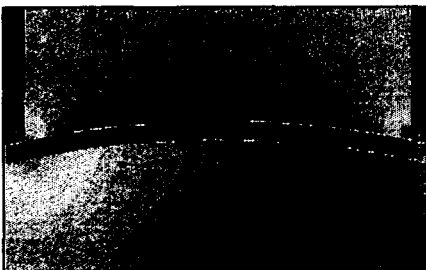


Fig. 7 The model for 2D FEM Analysis



a) magnetic flux density contour plot



b) magnetic flux density in air gap

Fig. 8 Result of 2D FEM magnetostatic analysis with bias current 2.7A

면 공극에서 대체로 균일한 값을 보이고 있고 자속밀도의 값도 자기회로 모델을 통하여 설계한 값인 0.75T에 근사한 값을 보이고 있다. 따라서 본 모델은 자기회로 해석을 기반으로한 설계로서 신뢰성을 확인할 수 있다.

3.2. 고속축계의 정·동특성 해석

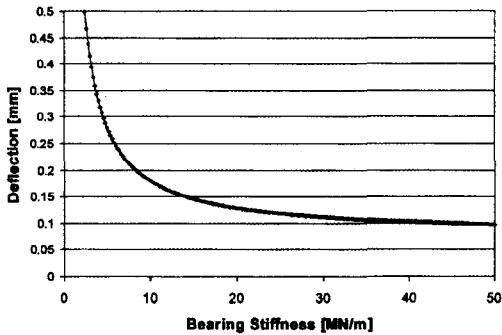
자기베어링의 강성은 식(8)의 경우와 같이 제어제인에 의해 결정되며 일반적으로 강성이 큰 것이 유리하지만 액추에이터 및 증폭기의 포화등을 감안한다면 제어기의 게인을 무한정 크게할 수는 없다. 또한 지지강성의 크기에 따라 축계의 고유진동수가 작동 속도 범위에 들 수 있으므로 축계의 정·동적 특성에 대한 해석을 통한 강성의 결정이 필요하다.

가. 주축계의 정적 처짐특성

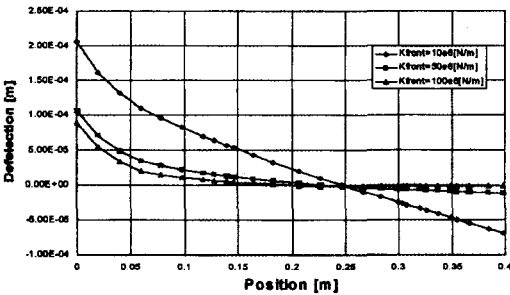
Table 1에서 베어링 성능계수의 특성을 보면 앞쪽 베어링의 성능특성은 뒤쪽보다 약 2배가 크다. 이를 고려하여 뒤쪽 베어링의 강성을 앞쪽 베어링의 1/2로 한 상태에서 앞쪽 베어링의 강성변화를 토대로한 연삭휠에서의 처짐상태를 해석해보면 Fig.9a와 같으며, 이를 볼때 연삭휠에서의 처짐은 베어링 강성이 증가할수록 작아지다가 베어링 강성의 증가량이 어느정도 이상 커지면 처짐의 감소상태는 둔화되고 있는 것을 볼 수 있다. 또한 축계의 변형상태에 대한 경향을 알아보기 위해 앞 베어링의 강성치 몇 개(10, 50, 100MN/m)의 경우에 대해 축계의 처짐상태 해석을 해보면 Fig.9b와 같이 나타나고 있으며, 이들에서의 공통점은 축선단에 작용하는 하중(220N)에 대해 축계에서의 처짐상태는 연삭휠이 부착되는 스피ndl의 앞부분(nose)에서 주로 발생되고 있음을 볼 수 있다.

나. 주축계의 고유진동 모드 특성

자기베어링 주축시스템의 설계에는 주축 특성의 해석과 이를 바탕으로한 자기베어링 제어시스템을 설계하는 것이다. 본 연구에서 설계된 자기베어링 시스템은 회전축(spindle), 회전자(rotor) 및 스테이터(stator)로서 자기베어링을 제어하는 강성값을 이용하여 축계의 고유진동수와 진동모우드 형상을 구하였다. 이 경우 강성값은 앞쪽 베어링에 0~50 MN/m까지 변화를 주면서 동시에 앞쪽 베어링 강성의 1/2를 뒤쪽 베어링에 부여 시키면서 해석하여 고유진동수의 변화상태를 해석하였다. 해석에 사용된 강성은 편의상 단순스프링으로 지지된것과 같이 모델링 하였으며, 해석 결과 본 자기베어링 축계는 1kHz(60,000rpm)



a) Static deflection at grinder wheel



b) Shape of static deflection

Fig. 9 Static deflection with respect to bearing stiffness (220N at grinding wheel)

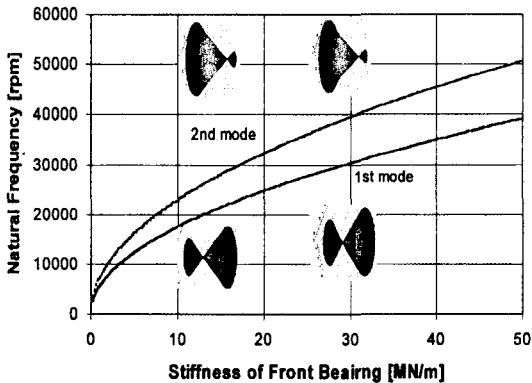


Fig. 10 Natural frequency due to stiffness in front bearing

이내에서는 Fig.10과 같이 2개의 원추형 진동모우드를 하고 있음을 알 수 있다. 그리고 이들의 진동모우드는 강제진동을 하고 있으면서 진동의 절점(node point)이 베어링위치 이외에서 나타나고 있고, 또한 2차 모우드 이상에서 연삭휠 부착부위가 굽힘진동 경향을 나타내고 있음을 볼 수 있다.

특히 본 연구의 주축모델은 사용영역이 30,000~60,000rpm이므로 이 영역이외에서 진동모우드가 존재하도록 설계를 하여야 하며, 이를 위해서는 Fig.10에서 자기베어링의 앞부 강성(K_{eq1})은 약 15MN/m로 설정을 하여야 하고, 이렇게 함으로써 1,2차 진동모우드를 500Hz이내인 사용회전수 영역밖으로 존재되도록 할 수 있다. 따라서 본 연구모델은 앞쪽 베어링의 강성을 15MN/m로 하면서 Table 1의 경향에 의해 앞쪽 베어링 강성치의 1/2인 7.5MN/m를 뒤쪽 베어링의 강성치로 설정을 하였다.

3.3. 강제축계의 제어특성 해석

앞절에서 주축의 모우드형상이 거의 강제와 유사하였으므로 강제주축을 가정한 해석이 타당하다고 할 수 있다. 자기베어링 주축 시스템은 반경방향으로 4개의 자유도와 축방향으로 1개의 자유도를 보유한 총 5개의 자유도를 가진다. 본 연구에서는 축방향 자유도를 독립적이라 가정하고 반경방향 4개의 자유도만을 고려하였으며, 구현된 제어시스템에 식(8)을 이용하여 설계된 강성치(K_{eq1})와 이상적인 감쇠비($\zeta_1 = 0.707$)를 만족하는 앞·뒤 베어링의 비례게인과 미분게인을 각각 15와 0.008로 구하였다. 이에 따라 2.3절의 상태공간 플랜트로 구현된 Fig.6의 모델을 이용하여 전력증폭기의 위상지연에 따른 동특성 변화 등 강제축계의 제어특성에 대하여 해석하였다.

가. 단위계단 응답

Fig.11은 전력증폭기의 동특성을 무시한 상태에서 주축시스템의 뒤쪽 베어링 X방향에 1V의 단위계단 명령(출력축 0.2mm)을 주어 0rpm 및 60,000rpm 경우의 응답특성을 비교한 것이다. 이에 따라 X방향 뒤쪽 베어링의 응답을 보면 오우버슈트량이 거의 나타나지 않고 있어 설계된 뒤쪽 베어링의 감쇠상태는 이상적인 값($\zeta_1 = 0.707$)을 갖고 있는 것을 알 수 있고, 다만 앞쪽 베어링에서 약간의 응답변위를 보이고 있음은 앞·뒤쪽 베어링에 연성된 자유도가 존재하고 있다는 것을 이해할 수 있다. 특히 0rpm과 60,000rpm의 단위계단 응답차이가 거의 없고 Y방향 응답도 나타나지 않고 있는 것을 보면 X축과 Y축사이에는 비연성 조건이 되면서 고속에서 자이로효과에 의한 영향이 배제되어 있다는 것을 알 수 있다.

나. 질량불균형에 대한 응답

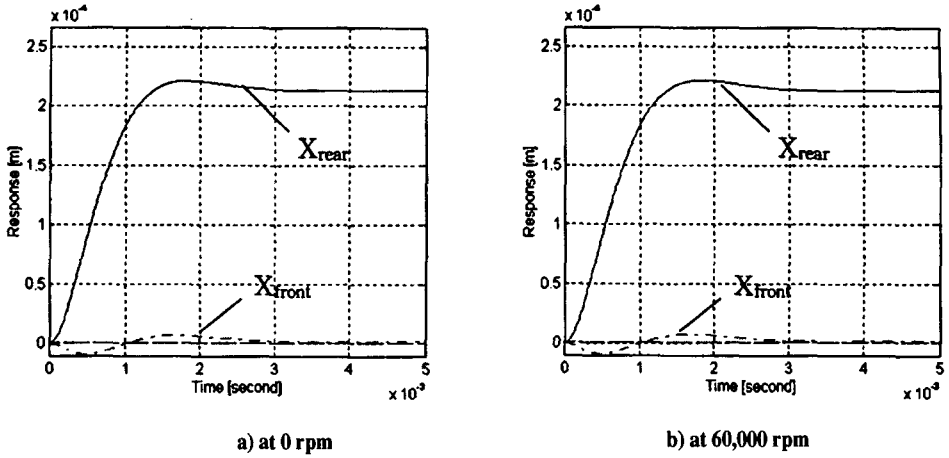


Fig. 11 Step response ($P=15, D=0.008, I=0$)

60,000rpm에서 질량중심에 4gcm의 회전불균형과 등가인 외란을 입력하였을 때의 응답은 Fig.12 와 같다. 그림에서 보듯이 진동의 크기는 약 $1\mu\text{m}$ 로서 앞·뒤 베어링이 거의 같음을 알 수 있으며, 이는 양쪽 베어링에 작용하는 외란력의 크기가 상대적으로 강성이 큰 앞쪽이 크고 뒤쪽은 작기 때문이다.

다. 전력 증폭기의 영향 및 보상

전력증폭기의 영향을 알아보기 위하여 같은 외란조건에서 전력증폭기의 전달함수를 추가했을 경우 앞베어링의 진동특성을 보면 Fig.13a와 같다. 이 그림을 보면 전력

증폭기의 함수를 무시한 경우에 비하여 진폭이 두배 가까이 커진 것을 알 수 있는데 이는 Fig.5에서 전력증폭기가 1kHz에서 약 58° 의 위상지연을 가지고 있기 때문에 시스템의 반응 속도가 늦어지기 때문이다. 이러한 전력증폭기를 식(10)의 2차 시스템을 사용하여 근사화 할 경우 시스템이 갖는 2개의 고주파($\omega_{np} = 1,700\text{Hz}$)성분 극점은 Fig.14a에서 나타난 것과 같이 근궤적상의 극점간 반발 특성으로 인하여 제어기 시스템을 쉽게 불안정하게 한다. 즉, 전력증폭기를 고려치 않고 설계된 제어기는 실제로 고주파의 가진 혹은 고속회전에서의 성능저하는 물론, 불안정성까지 가져올 수 있다는 것이다.

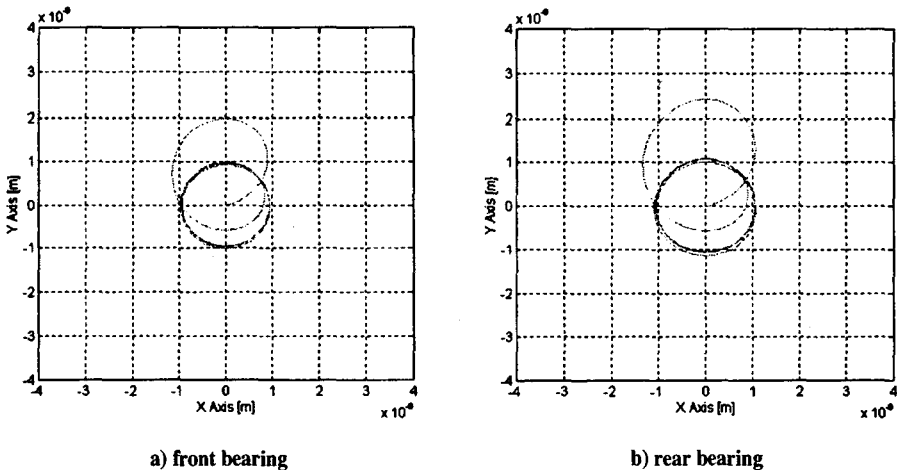


Fig. 12 Unbalance response orbit (without power amplifier function)

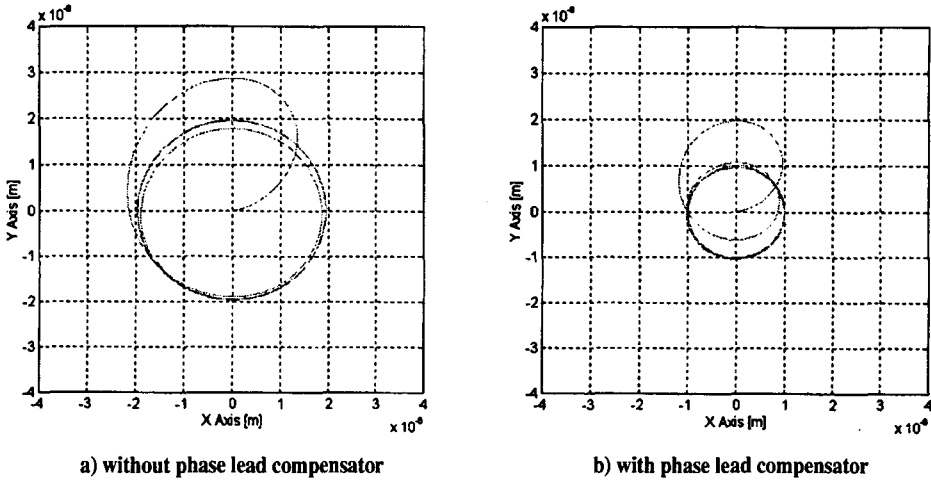


Fig. 13 Unbalance response of front bearing with power amplifier function

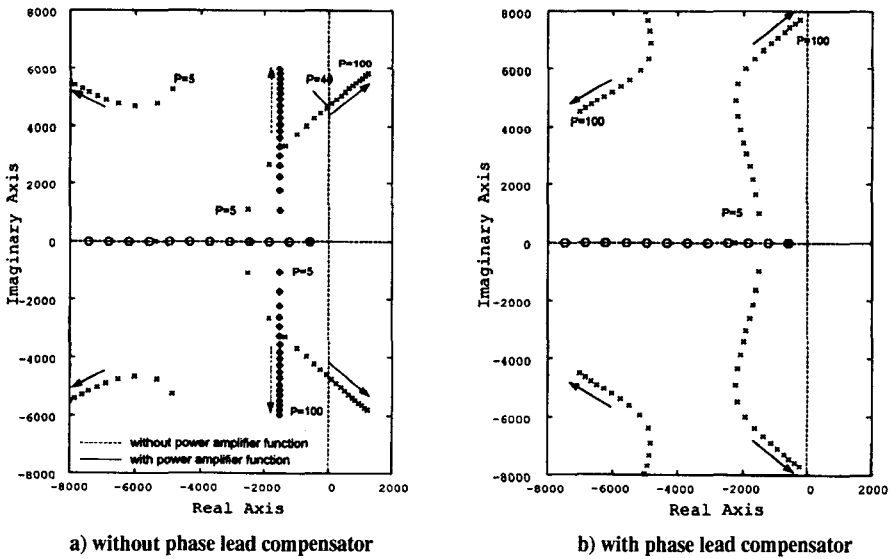


Fig. 14 Root locus plot of a bearing (P=5~100, D=0.008)

본 연구에서는 이러한 위상지연에 의한 문제점을 보상하기 위하여 간단한 1차 위상 리드 보상기(phase lead compensator)를 추가하였다. 리드 보상기를 이용하여 계산한 결과 불균형 응답은 Fig.13b와 같이 진동 폭이 줄어들음을 확인할 수 있으며, Fig.14b의 근궤적에서는 보상기에 의하여 시스템의 안정성 여유가 증가되고 외란에 대한 동적 강성도 증가되었다는 것을 알 수 있다.

4. 결과 및 고찰

지금까지 고속 연삭기용 자기베어링 주축시스템의 설계에 관한 연구를 수행하였다. 자기베어링 설계에 있어서 시스템의 성능확보를 위해 정·동적인 하중조건을 고려하여 자기베어링의 액추에이터 설계 및 전력 증폭기의 출력을 결정하였고, 안정성과 감쇠능의 확보를 위하여 기본적

인 비례-미분 직접제어시스템의 설계를 수행하였다. 설계된 시스템의 액추에이터의 특성을 유한요소해법을 이용하여 해석한 결과 공극에서의 자속밀도 분포가 설계치와 일치하면서 균일하게 나타났다. 그리고 자기베어링의 특성을 단순 스프링 요소로 가정하여 주축계의 동특성을 해석한 결과 작동속도내에 고유진동수의 위치함을 피하기 위해서는 강성값을 앞·뒤 베어링이 각각 15와 7.5MN/m로 하면 가능하고, 이러한 강성값은 제어기 계인의 설정으로 결정할 수 있다. 또한 제어시스템을 포함한 주축계의 동적 응답을 해석한 결과 고속에서의 안정성을 보였고, 2.2절에서 계산된 60,000rpm에서의 앞·뒤 베어링에 작용되는 불균형력 88N, 70N의 하중에 대하여 1.17μm, 1.2μm의 진동변위를 보여 앞·뒤 베어링이 각각 약 75MN/m, 56MN/m의 강성을 보였다. 따라서 본 연구에서 설계된 연삭기 주축모델의 제원은 Table 2와 같이 정리할 수 있으며, 여기서 정적 강성의 값은 자기베어링 시스템의 고유진동수 영역을 고려한 상태에서 설정된 설계값이나 자기베어링은 능동제어 시스템이므로 제어시스템에 적분요소를 추가하므로써 정적 강성의 값을 크게 증가시킬 수 있어 정적 처짐에 대한 보상이 가능하다.

Table. 2 Specification of designed high speed grinding spindle system

	5.5 / 7.5 kW
	30,000 - 60,000 rpm
	220 N
	50(16) mm
	15 MN/m
	7.5 MN/m
	75 MN/m
	56 MN/m

5. 결 론

본 연구는 최대속도 60,000rpm, 회전축 로터직경 50mm, 절삭력 220N, 모터동력 5.5kW의 고속 연삭기용 자기베어링-주축 시스템 설계에 관한 연구를 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 연삭기용 고속 자기베어링 주축시스템 설계를 위하여 최대하중 지지조건을 만족하는 액추에이터를 자기회로 모델을 이용하여 설계하고, 성능계수들을 추출하였으며, 2차원 유한요소 모델을 통하여 검증한 결과 설계치와 일치된 결과를 보였다.

2. 자기베어링 시스템의 고속화와 고속제어를 가능하게 하도록 전력 증폭기의 최대전압을 60,000rpm에서의 동적 불균형력 예측을 통해 결정하였으며, 본 연구모델은 60V로 하였다.

3. 설계된 주축계에 대한 고유진동수와 진동모우드 해석 및 정적인 처짐해석을 통해 강체운동과 진동모우드의 절점이 베어링 위치에 존재하지 않도록 하면서 상용 운전 속도 영역(30,000~60,000rpm)에서의 안정성이 유지되도록 베어링의 정적 강성을 앞쪽은 15MN/m, 뒷쪽은 7.5MN/m으로 설정을 하였다.

4. 4자유도 강체모델을 이용한 제어시스템의 해석결과 작동속도내에서 안정함을 보였으며, 회전불균형에 대해서는 앞·뒤 베어링에 대해 각각 80MN/m, 58MN/m의 강성을 보였다. 또한 전력증폭기의 위상지연은 시스템의 동적인 특성을 저하시키므로 위상 리드 보상을 추가하여 보상하였다.

참 고 문 헌

1. 박종권, "능동제어형 고속 고정밀 공작기계의 주축 시스템 개발연구," 통상산업부 연구 보고서, 1997.
2. G. Schweizer, H. Bleuler, A. Traxler, "Active Magnetic Bearings," VDF hachschulverlag AG an ger ETH Zürich, 1994.
3. M. Dussaux, "Status of the Industrial Applications of the Active Magnetic Bearings Technology," Second International Symposium on Magnetic Bearings, pp. 33~38, 1990.
4. H.K. Tönshoff, H.G. Wobka, C. Blawit, "High Speed Cutting of Grey Cast Iron," Fourth International Symposium on Magnetic Bearings, pp. 525~530, 1994
5. R. Spegwart, R. Larsonneur, A. Traxler, "Design and Performance of a High Speed Milling Spindle in Digitally Controlled Active Magnetic Bearings," Second International Symposium on Magnetic Bearings, pp. 197~204, 1990.
6. M. Murnet, B. Wagner, "Analysis of the Performance of an AMB Spindle in Creep

- Feed Grinding," Fourth International Symposium on Magnetic Bearings, pp. 519~524, 1994.
7. 김종선, 노승국, "플라이휠 전지용 영구자석/전자석 조합형 자기베어링의 설계," 항공산업기술연구소 연구회논문집, 한국항공대학교, 제5집, pp. 45~62, 1995.
 8. K.R. Bornstein "Dynamic Load Capabilities of Active Electromagnetic Bearings," ASME Journal of Tribology, Vol. 113 pp. 598~603, 1990.
 9. D.K. Rao, G.V. Bown, P. Lewis, J. Hurley, "Stiffness of Magnetic Bearings Subjected to Combined Static and Dynamic Loads," Journal of Tribology, Vol. 114, pp. 785~789, 1992.
 10. P. Tang, A.B. Palazzolo, G. Brown, E. DiRusso, A. Kascak, "An Electromechanical Simulation Method for Active Vibration of a Magnetic Bearing Supported Rotor," IGTI Conference No. 93-97-382, May 24, pp. 1~11, 1993.
 11. R.R. Humpris, R.D. Kelm, D.W. Lewis, P.E. Allaire, "Effect of Control Algorithms on Magnetic Journal Bearing Properties," ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 108, pp. 624~632, 1986.
 12. Dept. of Electrical Engineering, MIT, "Magnetic Circuit and Transformers," John wiley & Sons, 1943.
 13. 김종선, 경진호, "능동자기베어링을 위한 PID제어기의 설계," 국립금오공과대학 생산기술연구원 논문집 제7집, pp. 37~52, 1991.