

내면연삭기 고속 주축용 원추형 자기베어링시스템 설계

박종권*, 노승국*, 경진호**

Design of Cone-Shaped Magnetic Bearing Spindle System for High Speed Internal Grinding Machine

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

ABSTRACT

A cone-shaped active magnetic bearing spindle system for high speed internal grinding with built-in motor that has 7.5kW power and maximum rotational speed of 50,000 rpm is designed and built. Using cone-shaped AMB(Active Magnetic Bearing) system, the axial rotor disk and magnets of conventional 5-axis actuating design can be eliminated, so this concept of design provides a simple magnetic bearing system. In this paper, the cone-shaped electromagnets are designed by magnetic circuit theory, and a de-coupled direct feedback PID controller is applied to control the coupled magnetic bearings. The designed cone-shaped AMB spindle system is built and constructed with a digital control system, which has TMS320C6702 DSP, 16 bit AD/DA, switching power amplifier and gap sensors. As the AMB system provides high damping ratio eliminating overshoot and resonance speed, this spindle runs up to 40,000 rpm stably with about $5\mu\text{m}$ of runout.

Key Words : Cone-Shaped Active Magnetic Bearing(원추형 자기베어링), High Speed Internal Grinding Spindle(내면연삭기 주축), Digital Control(디지털제어), Direct feedback control(직접피드백제어)

1. 서론

자기력을 이용한 비접촉 부상방식의 베어링 시스템은 마찰이 없는 고속회전을 가능하게 하며, 능동 제어를 통한 고감쇠의 진동특성 등으로 많은 고속 회전기계 분야에 적용되고 있으며 산업 발전에 따라 적용범위가 더욱 확대되고 있다.^{[1][2][3]} 공작기계 분야에도 국외에서는 초고속 밀링머신과 내면연삭기의 주축계에 적용한 여러 제품들이 개발되어 상품화되고 있으며,^{[4][5][6]} 국내에서도 공작기계에의 적용을 위한 연구가 진행되고 있다.^{[7][10]} 특히 외국의 경우 S2M사에서는 원추형 자기베어링을 적용한

연삭기 주축을 개발하여 실제로 자동차 부품 가공용으로 사용한바가 있고^[8], 국내에서도 한국과학기술원에서 로봇 팔 지지용으로 원추형 자기베어링이 연구된 바 있으나^[9], 공작기계의 고속 주축계를 위하여 연구된 것은 본 연구가 처음이라 할 수 있다.

일반적으로 사용되는 자기베어링은 반경방향과 축방향으로 이루어지나 원추형 자기베어링은 반경방향 베어링의 자극면에 경사각을 사용하기 때문에 별도의 축방향 자기베어링을 없앨 수 있으므로 액츄에이터의 개수를 줄일 수 있어 주축의 구조가 간단해지는 장점이 있다.

원추형 자기베어링은 고속 회전용의 경우에 반경방향의 안정성이 중요하여 반경방향과 축방향의

^{1차} 2001년 9월 12일 접수

* 한국기계연구원 자동화연구부

** 한국기계연구원 신교통기술연구부

하중비를 결정하는 원추각을 보통 10~20° 정도로 설정하므로^[12] 축방향 하중이 크지 않은 경우에 적용하는 것이 바람직하다. 따라서 고속 회전이 필요 하면서 주로 반경방향의 절삭력이 작용하는 내면 연삭기의 적용에 적합하다고 할 수 있다.

본 연구에서는 8개의 극을 갖는 원추형 자기베어링을 이용한 연삭기 주축계를 설계하고 축방향과 반경방향을 분리하여 제어하는 직접제환방식의 비례-미분(PD)제어 시스템을 설계하였으며, 설계된 주축계를 제작하고 디지털 제어시스템을 구성하여 40,000 rpm의 고속 회전영역에서 시스템의 안정성 특성을 평가하였다. 그리고 이의 결과로부터 원추형 자기베어링이 내면연삭기 적용에 유용함을 확인하였다.

2. 원추형 자기베어링 시스템 설계

2.1 원추형 자기베어링의 내면연삭기 주축계

Fig.1 에는 본 연구에서 설계한 내면 연삭기용 주축계의 구성도이다. 그림의 중앙은 내장형 모터로서 정격출력 7.5kW, 최대속도 50,000rpm이며 로터의 직경은 55mm이다. 주축의 앞, 뒤에는 원추형 자기베어링이 각각 위치하고 있고, 축의 x 및 y 방향과 축방향에는 변위센서가 부착된 구조로 되어 있다.

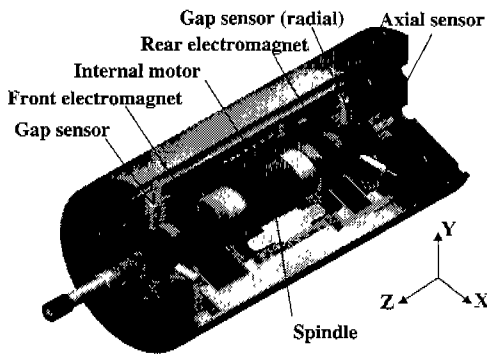


Fig. 1 The high speed spindle system with cone shape magnetic bearing for internal grinding

2.2 원추형 자기베어링의 전자기력 모델

Fig.2의 원추형 자기베어링 액츄에이터에서 자

속은 원추각 자극면에 수직인 방향으로 작용하고 철심에서의 자기저항을 무시할 경우에 자극면에 수직인 방향의 자기력 F_{pi} 는 다음과 같이 면적, A_p 와 자속밀도 B_{pi} 로 나타낼 수 있다. 또한 μ_0 는 공기의 투자율로 $4\pi \times 10^{-7}$ [Vs/Am]의 값을 갖는다.

$$F_{pi} = \frac{A_p}{2\mu_0} B_{pi}^2 \quad (1)$$

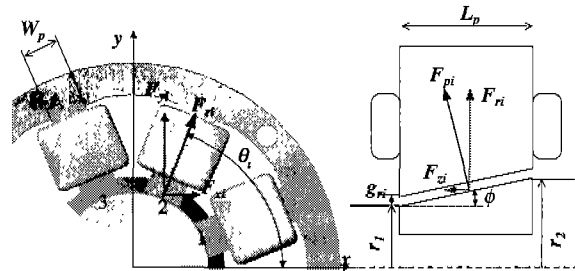


Fig. 2 Magnetic force on a cone-shaped magnetic bearing

여기서, i 는 베어링에서 극의 개수로서 1~8의 값을 갖게 되며 원추각 ϕ 와 각 극의 각도 θ_i 를 고려하여, 축방향-z 및 반경방향-r 반경방향들 다시 x, y, 방향으로 나누었을 때 각 방향에서의 자기력은 식(2)에서 식(5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{zi} = F_{pi} \sin \phi = \frac{A_p}{2\mu_0} B_{pi}^2 \sin \phi \quad (2)$$

$$F_{ri} = F_{pi} \cos \phi = \frac{A_p}{2\mu_0} B_{pi}^2 \cos \phi \quad (3)$$

$$F_{xi} = F_{ri} \cos \theta_i = \frac{B_{pi}^2}{2\mu_0} A_r \cos \theta_i \quad (4)$$

$$F_{yi} = F_{ri} \sin \theta_i = \frac{B_{pi}^2}{2\mu_0} A_r \sin \theta_i \quad (5)$$

이에 따라 한 쌍의 베어링에서 작용하는 반경방향 및 축방향의 자기력은 다음과 같이 8개 극의 성분 합으로 나타낼 수 있다.

$$F_z = \sum F_{zi}, \quad F_x = \sum F_{xi}, \quad F_y = \sum F_{yi} \quad (6)$$

기하학적 관계에서 변위 x, y, z 에 의하여 각 극에서의 반경방향 공극의 크기 g_{ri} 는 반경방향의 정상상태 공극 g_{r0} 와 각 극에서의 변위 x_i, y_i, z_i 의 관계식(7)로 나타낼 수 있으며

$$g_{ri} = g_{r0} - \tan \phi z_i - \cos \theta x_i - \sin \theta y_i \quad (7)$$

자극에서의 자속밀도는 자기회로 해석법^[11]을 이용하여 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$2NI = 2\Phi \frac{g_{pi}}{\mu_0 A_p} \quad (8a)$$

$$B_{pi} = \frac{\Phi}{A_{pi}} = \frac{\mu_0 NI_i}{g_{pi}} = \frac{\mu_0 NI_i}{g_{ri} \cos \phi} \quad (8b)$$

여기서 $A_r = A_p \cos \phi = L_p \times W_p$ 는 반경방향의 면적이며 N 은 감은 수이고 I_i 는 각 극의 전류이며 ϕ 는 자속이다.

그리고 2개의 자극을 쌍으로 연결하여 제어하는 경우에 전자석 각 자극의 전류는 식(9)와 같이 바이어스 전류 I_0 와 각 방향 제어전류 I_x, I_y, I_z 로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} I_1 = I_8 = I_0 + I_z + I_x, \quad I_2 = I_3 = I_0 + I_z + I_y \\ I_4 = I_5 = I_0 + I_z - I_x, \quad I_6 = I_7 = I_0 + I_z - I_y \end{aligned} \quad (9)$$

이상의 관계로부터 변위(x, y, z)가 0인 점과 제어전류(I_x, I_y, I_z)가 0 일 때 베어링의 각 방향에 작용하는 자기력은 식(10)과 같이 선형화하여 나타낼 수 있으며, 아울러 각 방향에서의 전류 및 변위 강성은 식(11)과 같다.

$$F_x = F_{x0} + K_x x + K_{ix} I_x \quad (10a)$$

$$F_y = F_{y0} + K_y y + K_{iy} I_y \quad (10b)$$

$$F_z = F_{z0} + K_z z + K_{iz} I_z \quad (10c)$$

$$K_x = K_y = \frac{4\mu_0 A_r a^2 I_0^2}{g_{r0}^3 \cos^2 \phi} \quad (11a)$$

$$K_{ix} = K_{iy} = \frac{4\mu_0 A_r a^2 I_0}{g_{r0}^2 \cos^2 \phi} \quad (11b)$$

$$K_z = \frac{8\mu_0 A_r \tan^2 \phi I_0^2}{g_{r0}^3} \quad (11c)$$

$$K_{iz} = \frac{8\mu_0 A_r \tan^2 \phi I_0}{g_{r0}^2} \quad (11d)$$

여기서, $\alpha = \cos(\pi/16)$

2.3 액츄에이터 설계

원추형 자기베어링의 전자석 액츄에이터는 모터의 정격출력 7.5kW가 40,000rpm에서 모두 절삭력으로 작용될 때 받는 토오크를 약 1.8 Nm 으로 하여 연삭력을 200N으로 설정한 후 이를 토대로 앞쪽 베어링에서는 받는 하중을 약 400N, 뒤쪽 베어링에서는 받는 하중을 약 200N으로 계산을 하였다. 그리고 최대 자속밀도 B_{max} 값은 규소강판의 B-H 곡선상에서 선형구간의 최대점의 자속밀도 1.3T로 설정하면 반경방향에 대한 주요 제원을 결정할 수 있다. 본 연구에서의 바이어스 자속밀도는 재료의 B-H곡선상에서 선형 영역의 중간점을 기준으로 하여 0.75T로 설정하였다.^[10]

원추각도의 크기는 베어링의 반경방향과 축방향의 하중 지지능력 비를 나타낸다.^[12] 내면연삭 과정의 경우에 축방향으로 작용하는 연삭력은 반경방향보다 매우 작으므로 즉 1/5 이하의 하중으로 설계하여 앞쪽 베어링의 각도를 15°, 뒤쪽 베어링의 각도를 20° 로 설계하였다. 설계된 원추형 자기베어링의 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Designed cone shape magnetic bearings

| Item | Front Bearing | Rear Bearing |
|---|----------------------|----------------------|
| air gap, g_0 [mm] | 0.5 | 0.5 |
| radial area of a pole, A_r [mm ²] | 300 | 200 |
| rotor radius 1, r_1 [mm] | 20.5 | 20.5 |
| rotor radius 2, r_2 [mm] | 25 | 25 |
| number of turn, N [times] | 80 | 80 |
| bias current(flux=0.75[T]), I_0 [A] | 3.5 | 3.5 |
| radial current gain, K_{ix} [N/A] | 98 | 56 |
| radial position gain, K_x [N/m] | 0.73x10 ⁶ | 0.45x10 ⁶ |
| axial current gain, K_z [N/A] | 27 | 27 |
| axial position gain, K_z [N/m] | 28000 | 49000 |

3 원추형 자기베어링 제어시스템 설계

3.1 직접 궤환제어 모델

원추형 자기베어링 액츄에이터는 축방향과 반경방향의 제어력이 연성이 되어있다. 그러나 자기력은 축의 위치가 원점이고 제어전류가 0인 선형화점에서 축방향과 반경방향은 수학적으로 비연성화된다. 즉,

$$\frac{\partial F_x}{\partial z} = \frac{\partial F_x}{\partial I_z} = \frac{\partial F_z}{\partial x} = \frac{\partial F_z}{\partial I_x} = 0 \quad (12)$$

여기서 $x=0, z=0, I_x=0, I_z=0$

따라서 5개의 센서에서 측정되는 각각의 반경방향과 축방향의 위치를 1자유도로 직접 궤환 제어하는 방법이 가능하여 본 연구에서는 Fig. 3.과 같이 적용하였다.

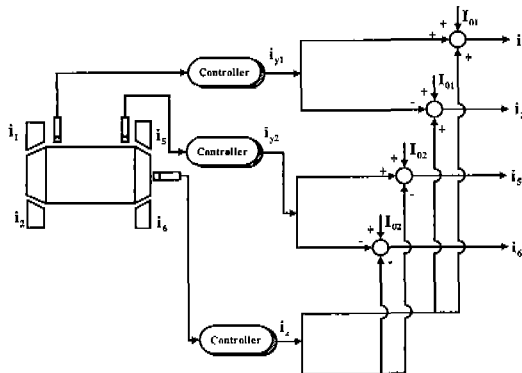


Fig. 3 Direct feedback scheme of cone-shaped magnetic bearing system

3.2 PID 제어기 설계

1 자유도 모델에 대한 PID제어의 블록 선도는 다음의 Fig.4 와 같이 나타낼 수 있다.

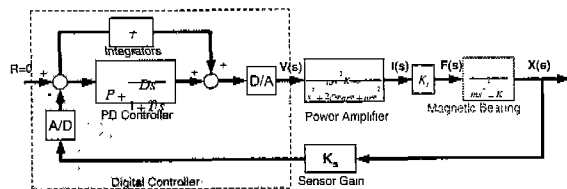


Fig.4 Block diagram of 1-dof feedback control system

각 자유도에 해당하는 동가질량을 m_x 라고 하고, 전력증폭기에서의 동특성을 무시할 때, 외력 $F(s)$ 에 대한 변위 $X(s)$ 의 전달함수는 식(13)과 같이 동가의 질량-강성-감쇠 시스템으로 모델링 되어 제어게인 P, D를 결정할 수 있다.

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{m_x s^2 + K_{amp} K_s K_{ix} D s + K_{amp} K_s K_{ix} P - K_x} \quad (13)$$

시스템의 안정성을 보장하기 위해서는 페루프 시스템의 동가강성이 0보다 커야하는 조건식(14)를 만족시켜야 하며, 또한 시스템의 감쇠비는 미분게인에 따라 크게 할 수 있음을 알 수 있다.

$$K_{amp} K_s K_{ix} P - K_x > 0 \quad (14)$$

본 시스템에서는 $K_{amp} = 1 [A/V]$, $K_s = 10000 [V/m]$ 로 하였으며, 이에 의해 설계되어진 부상 제어게인은 앞베어링의 반경방향은 $P=1.0\sim 1.5$, $D=0.001\sim 0.002$, 뒷베어링의 반경방향은 $P=0.9\sim 1.2$, $D=0.0007\sim 0.001$, 축방향의 경우는 $P=0.2\sim 0.3$, $D=0.0001\sim 0.0004$ 로 하였다.

4. 원추형 자기베어링 회전축 실험

4.1 실험 시스템 제작

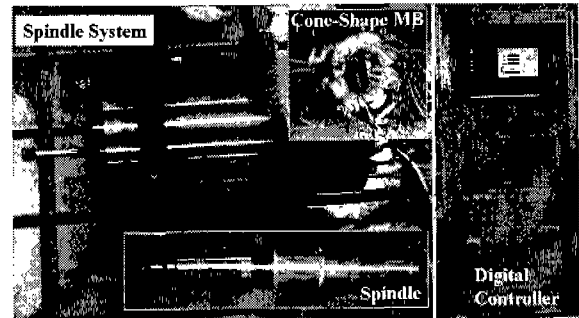


Fig. 5 Manufactured cone-shape magnetic bearing spindle system

본 연구에서 설계된 시스템은 Fig. 5와 같이 구성하였고, 여기서 제어시스템은 DSP (M67, TI

TMS320C6702)를 이용한 디지털 제어시스템을 적용하였으며 16-bit 100kHz의 A/D와 D/A로 구성하였다. 변위센서는 와전류형 센서로서 분해능 0.1 μm , 대역폭 80kHz의 특성을 가지며(AEC 5706PS), 전력 증폭기로 사용되는 스위칭 앰프는 대역폭을 약 2.5kHz로 튜닝하였다.

이와 같이 하여 제작된 스피indle에 대한 진동모우드 해석결과를 보면 Fig.6과 같으며, 여기서 1차 고유진동수는 약 1200Hz로서 50,000 rpm까지의 회전속도 내에서는 강제주축으로 볼 수 있음을 알 수 있다.

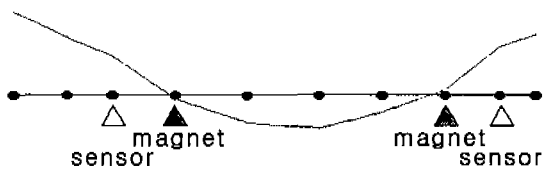
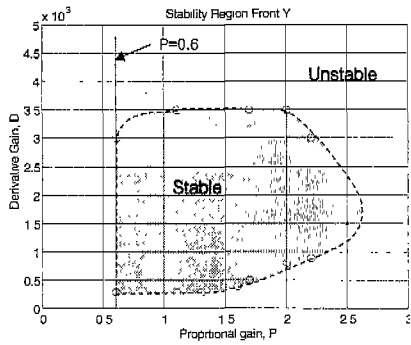
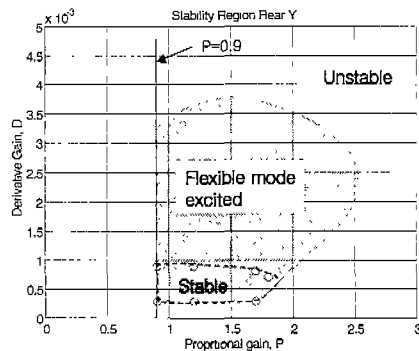


Fig. 6 mode shape of the spindle (1197 Hz)



a. Front Y direction



b. Rear Y direction

Fig. 7 Stability boundary of radial magnetic bearings

4.2 자기베어링 시스템 안정성 실험

원추형 자기베어링 시스템의 안정성은 Fig.7 및 Fig.8 과 같이 제어게인의 안정영역을 측정하는 것으로 수행하였다. 여기서 축방향 제어게인의 안정영역은 앞·뒤 베어링의 반경방향 제어게인 안정영역보다 작게 나타나고 있으며, 특히 축방향 제어게인이 커지는 경우를 볼 수 있는데 이는 반경방향과의 연성효과 때문에 반경방향이 불안정해지는데 원인이 있음을 알 수 있다. 또한 뒷베어링의 경우는 미분게인이 커짐에 따라 고주파의 유연모우드가 가진되는 특성이 있음을 보였다.

이에 따라 본 실험에서는 안정성을 고려하여 제어게인을 앞베어링의 경우 $P=1.1, D=0.001$, 뒷베어링은 $P=1.0, D=0.0007$, 축방향은 $P=0.2, D=0.0002$ 로 설정하였다.

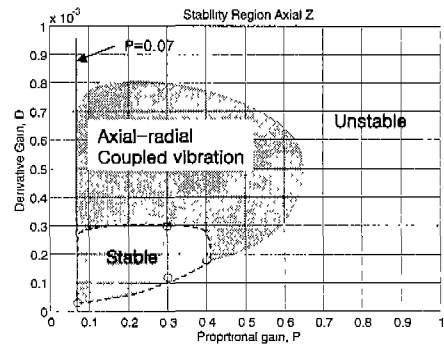


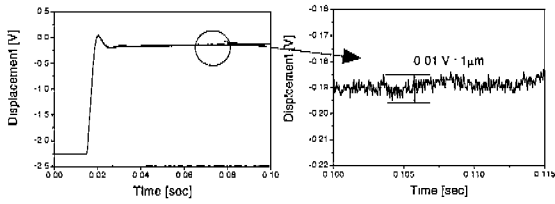
Fig. 8 Stability condition of axial motion

4.3 부상응답 및 외란응답 특성

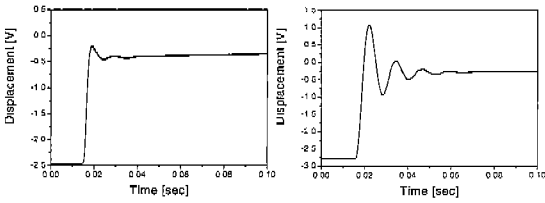
설정된 게인에서의 앞쪽 반경방향의 부상응답은 Fig. 9와 같이 과감쇠의 특성을 보이고 있어 과도응답이 작고 자려진동이 없음을 알 수 있으며, 부상시의 응답을 확대한 경우 약 1 μm (0.01V) 이하의 노이즈 레벨을 보이고 있음을 알 수 있다. Fig.10a의 뒷베어링 반경방향의 경우에도 과감쇠의 특성을 보이고 있으며 Fig.9b에서 제어게인이 작은 축방향의 경우는 감쇠비가 0.25 정도로 다소 낮음을 알 수 있다.

Fig.11은 반경방향의 외란에 대한 동특성을 알아보기 위하여 축 선단에 충격 가진(Impact hammer 사용)을 주고 앞쪽 반경방향 센서의 전달함수를 나타낸 것으로 약 1,200Hz의 유연 모우드까지는 증

특성분이 없는 감쇠가 큰 시스템임을 확인할 수 있다.



a. levitation response b. noise level
Fig. 9 Levitation response of front Y direction



a. rear Y direction b. axial direction
Fig. 10 Levitation responses

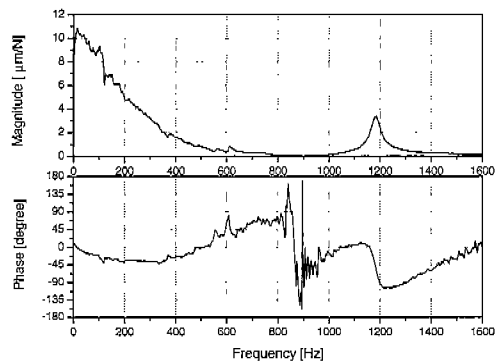


Fig. 11 Frequency response of front Y direction by impact on front end (without grinder wheel)

4.4 회전응답 특성 실험

Fig.12는 40,000 rpm까지의 회전시 앞 베어링 센서의 런아웃을 나타낸 것이다. 여기서 회전축은 G0.4급 이하로 밸런싱되어 있으며, 그 결과 질량 불균형에 의한 가진의 영향은 없어 고속회전에서 응답의 크기는 커지지 않았으며, 30,000 rpm 이상에서의 런아웃이 앞베어링 센서에서 약 5 μ m (0.05V) 이하로 나타났다. 추후 센서 부분의 런아웃 효과를 제거하거나 강성을 증가시킬 경우에는 더욱

정밀한 회전이 가능할 것으로 보이며, 아울러 고감쇠의 특성으로 본 실험에서는 강제모우드 회전수의 공진현상은 발생하지 않았다.

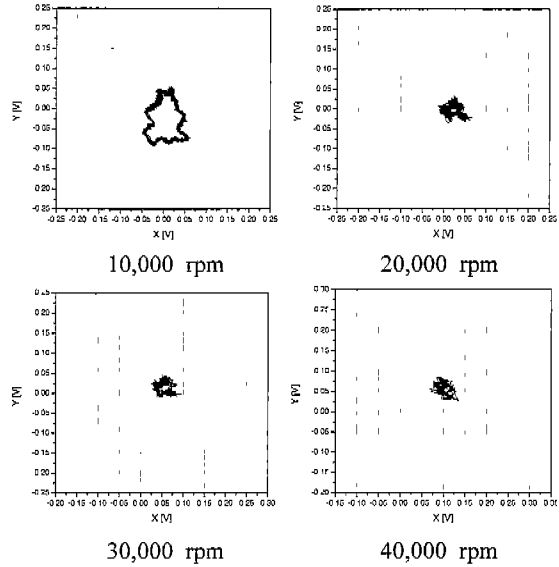


Fig. 12 Runout response of rotation (5 μ m/div)

5. 결론

본 연구에서는 고속 내면 연삭기용 원추형 자기 베어링 시스템의 액튜에이터를 비롯한 하드웨어를 설계하고, 원추형 자기베어링 제어시스템으로 비연성 직접 궤환방식의 PID 제어시스템을 설계하였다. 또한 설계된 주축계의 실험 시스템을 제작하고 디지털 제어시스템을 구성하여 실험한 결과 비연성시킨 직접 궤환제어를 통한 PID제어기가 효과적으로 사용될 수 있음을 알 수 있었다. 여기서, 제작된 시스템에 대하여 안정성 분석, 부상 실험 및 외란 실험을 수행하여 반경방향에 고감쇠의 특성을 갖도록 설정하였으며 축방향에도 충분한 안정성을 제공하였다. 회전실험 결과 40,000 rpm까지의 고속회전이 가능하였으며 런아웃 5 μ m 이내의 정밀한 회전 특성을 보여 본 연구의 원추형 자기베어링 시스템이 내면연삭기에의 적용에 유용함을 보였다.

참고문헌

1. G. Schweizer, H. Bleuler, A. Traxler, "Active Magnetic Bearings," VDF hachschulverlag AG an ger ETH Zürich, 1994.
2. M. Dussaux, "Status of the Industrial Applications of the Active Magnetic Bearings Technology," Second International Symposium on Magnetic Bearings, pp. 33~38, 1990.
3. J. Boehm, R. Gerber et. al., "Development of Active Magnetic Bearings for High Speed Rotors," IEEE Transactions on Magnetics, Vol 26, No. 5, 1990, pp. 2544-2546.
4. R. Spewart, 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.
5. H.K.Tonshoff, H.G.Wobker, C. Blawit, "High Speed Cutting of Grey Cast Iron," Fourth International Symposium on Magnetic Bearings, August 1994, ETH Zurich.
6. Masato OTA, Sigenori ANDO, Jin-ichiro Oshima, "Monitoring and Actuatign Function Of The Internal Grinding Spindle with Magnetic Bearing," 2nd International Symposium on Magnetic Beaing July 12-14, Tokyo, Japan, 1990.
7. 박종권, " 능동제어형 고속 · 고정밀 공작기계의 주축시스템 개발연구," 통상산업부 연구보고서, 1997.
8. Maurice Burnet, bruno Wagner, "Analysis of the Performance of an AMB Spindle in Creep Feed Grinding," 4th ISMB, pp. 519-524, 1994.
9. Ho-Seop Jeong, Chong-Won Lee, "Robust Motion Control of the Frictionless positioning Device Suspended by Cone-Shaped Active Magnetic Bearings," 5th ISMB, pp. 59-64, 1996.
10. 박종권, 노승국, 안대균, "연삭기용 자기베어링 주축계의 고속화에 관한 연구," 한국정밀공학회 논문집, 15권 3호, pp. 233-243, 1998.
11. J. Imlach, P. E. Allaire, R. R. Humpris, "Magnetic Bearing Design Optimization," IMeche 1988, C277/88, pp. 53-60, 1988.
12. Jussi K. Lahteenmaki, Erkki J. Lantto, "Optimization of the Conical Angle of Cone-Shaped Active Magentic Bearings," 6th ISMB, pp. 223-233, 1998.
13. 김종선, 경진호, "능동자기베어링을 위한 PID 제어기의 설계," 국립금오공과대학 생산기술연구회 논문집 제7집, pp. 37~52, 1991.