

<기술논문>

## 조립오차가 능동 자기베어링으로 지지된 축의 성능에 미치는 영향

김대곤\* · 김경웅\*  
(1996년 5월 31일 접수)

### The Influence of Assembling Errors on the Performance of the Rotor Supported by Active Magnetic Bearings

Dae Gon Kim and Kyung Woong Kim

**Key Words :** Active Magnetic Bearing(능동 자기베어링), Assembling Errors(조립오차), Parallelity(평행도), Coaxiality(동축도)

#### Abstract

Magnetic bearing is the machine element that supports the shaft without mechanical contact using the magnetic force induced by permanent magnet or electromagnet. Active magnetic bearing system is composed of sensor, controller, power amplifier, and electromagnet. If all the elements were ideal, shaft position could be controlled to sensor resolution. Because each elements in real system have mechanical and electrical losses and nonlinearity, it is impossible to attain the desired performance using general control algorithm. So far it has been studied on improvement of the control algorithm or the electric characteristics of each elements. Another factors to affect shaft behavior are the manufacturing errors due to machine work, and assembling errors due to accumulate manufacturing errors and asymmetric bolting. This paper describes that the shaft behavior due to assembling errors of the radial magnetic bearing. In view of the results so far achieved the assembling errors of the radial bearings do not affect the rotational accuracy of the shaft. But when the amplitude of the assembling errors increases over the certain value, the bearing can not support the shaft properly.

#### 1. 서 론

자기베어링은 영구자석, 전자석 등에서 발생하는 자기력을 이용하여 기계적인 접촉이 없는 상태에서 회전하는 축을 지지하는 기계요소이다.

자기베어링으로 지지된 동작기계 스피들의 경우 기존의 베어링을 사용한 경우보다 고속가공이 가능

하고 진동을 줄일 수 있기 때문에 공구의 마모, 에너지 소모, 열발생 등을 줄일 수 있으며, 표면의 가공상태가 양호하기 때문에 2차적인 표면가공을 할 필요가 없다. 자기베어링은 온도변화와 주위 환경에 민감한 기름이나 공기와 같은 작동유체가 필요하지 않기 때문에 온도변화가 극심한(-253℃ ~ +450℃) 환경에서도 사용할 수 있으며, 압축기, 원심 분리기, 분자펌프, 인공위성의 관성휠과 같이 진공이나 고청정이 요구되는 특수한 환경에서 사용하는 베어링에도 사용하고 있다. 그러나, 강성이

\*회원, 한국과학기술원 기계공학과

기존의 베어링에 비해 상대적으로 작기 때문에 강성을 높이기 위한 연구도 지속되고 있다.<sup>(1)</sup>

자기베어링 시스템을 구동하기 위해서는 축의 위치를 측정할 수 있는 센서, 센서로부터 측정된 신호를 적당한 신호로 바꿀 수 있는 제어기, 제어된 신호를 증폭할 수 있는 파워앰프, 그리고 축의 위치를 보상해 줄 수 있는 전자석이 필요하다. 만일, 자기베어링 시스템을 구성하는 각 요소가 이상적이라면 이론적으로 축의 위치를 센서의 분해능까지 제어할 수 있지만, 전자석과 파워앰프 등 요소들의 비선형성과 손실에 의하여 원하는 성능을 나타내지 못하게 된다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위하여 1980년대부터 최적제어, 학습제어, TDC제어와 같은 현대적인 제어방식을 적용하여 자기베어링 시스템의 성능 및 진동을 개선하기 위한 연구가 진행되고 있다.<sup>(2,3)</sup>

축이 원하는 성능을 가지지 않는 또 다른 가능성으로는 자기베어링의 기계가공시 나타나는 진원도 오차나 전자기적인 진원도오차를 생각할 수 있다. Johnson 등<sup>(4)</sup>은 센서 부분의 정현파 측정오차를 제거하기 위하여 리드-래그 보상에 노치필터를 사용하여 센서 부분의 정현파 측정오차를 제거하였다고 보고하였다. Kim<sup>(5)</sup>은 확장된 영향계수법을 이용하여 기계적, 전자기적 진원도오차를 운전중에 규명하고 제거하는 방법을 제안하고 실험을 통하여 축의 회전정밀도를 센서의 분해능까지 높일 수 있음을 보였다. 이와 같이 지금까지는 축의 회전정밀도를 높이기 위하여 제어기에 또 다른 제어기를 추가하여 진동을 억제하거나, 회전정밀도에 영향을 주는 주파수 성분을 제어하지 않는 방법을 사용하고 있다.

자기베어링에서 축, 베어링, 하우징 등은 선삭이나 연삭과 같은 기계가공이 필요하며, 설계시 주어지는 허용오차 범위 내에서 가공이 이루어진다. 가공된 부품은 가공방법 및 상태에 따라 가공오차와 조립오차 성분이 남게 되며, 이러한 가공오차와 조립오차는 센서의 측정신호에 영향을 미치거나 공극의 불균일성을 가져오기 때문에 원하는 자기력을 얻을 수 없게 된다. 그러나, 자기베어링이 원하는 성능을 가지는 적절한 허용오차에 대한 연구가 없는 실정이므로 지금까지는 기계가공의 방법과 공구의 상태에 따라 설계자가 경험적으로 허용오차를 결정하였다. 이러한 허용오차에 의하여 너무 정밀하게 가공된 부품들은 가공방법에 따라 제작비가

증가하게 되고 자기손실을 증대시킬 수도 있으며, 너무 거칠게 가공된 부품들에 의하여 자기베어링의 성능에 영향을 미칠 수도 있다. 그러나, 자기베어링 시스템에서 각 부분의 기계가공에 의하여 생기는 가공오차와 조립오차가 축의 거동에 미치는 영향이 어느 정도인지 파악이 된다면 설계시 적절한 허용오차와 가공방법을 선택할 수 있으며, 이로 인하여 제작비용을 감소시키면서 원하는 성능을 가지는 자기베어링 시스템을 제작할 수 있을 것으로 기대된다. 이미 Kim<sup>(6)</sup>은 축의 레이디얼로터와 레이디얼센서 측정부의 가공오차가 축의 회전정밀도에 미치는 영향에 대하여 알아보았는데, 이 결과에 의하면 축의 센서 측정부에 가공오차가 있는 경우 이 가공오차 성분을 포함한 제어신호가 발생하기 때문에 축의 회전정밀도에 큰 영향을 미치지만, 축의 레이디얼로터에 가공오차가 있는 경우는 축의 회전정밀도에 큰 영향을 주지않기 때문에 연삭과 같은 추가적인 가공이 필요없다는 결과를 얻었다. 또한, 이러한 축의 가공오차 뿐만 아니라 가공오차의 누적이나 불균일한 나사의 조임에 의한 결과로 각 레이디얼베어링 사이에 동축도오차나 평행도오차가 발생할 수 있으며, 이러한 조립오차도 축의 거동에 영향을 줄 것으로 판단된다. 그러나, 지금까지는 축이 원하는 성능을 가지는 적절한 동축도오차나 평행도오차에 대한 연구가 없는 실정이며, 이러한 연구를 위하여 자기베어링 시스템에서 레이디얼베어링의 동축도오차와 평행도오차가 축의 거동에 미치는 영향에 대한 조사가 필요하다고 판단된다. 그러므로, 본 연구는 PID제어 방식을 이용한 4축 능동 자기베어링 시스템에서 베어링의 조립오차를 모델링하고, 이러한 오차를 고려한 자기베어링 시스템을 해석함으로써 베어링의 조립오차가 자기베어링으로 지지된 축의 성능에 미치는 영향을 알아보는 데 목적이 있다.

## 2. 능동 자기베어링 시스템의 제어

### 2.1 전자기력

자기장은 영구자석, 전기장의 변화, 그리고 전류에 의하여 생성되며, 일반적으로 능동 자기베어링에서는 전류에 의하여 생성되는 자기장을 이용한다. 코일에 전류가 흐르면 전류의 직각방향으로 자기장이 형성되며, 다른 투자율을 가지는 재료의 표면 사이에는 힘이 발생하게 되는데, 가상일의 원

리를 적용하여 회전체에 가해지는 힘을 구하면 다음과 같이 된다.<sup>(7)</sup>

$$f = \frac{\mu_0 N^2 i^2 A}{h^2} \quad (1)$$

식 (1)에서와 같이 전자기력은 전류의 제곱에 비례하고 공극의 제곱에 반비례하는 비선형성을 나타낸다. 일반적으로 자기베어링 시스템에서는 이 전자기력에 대한 식 (1)을 Taylor 전개와 같은 선형화 방법을 통하여 단순화시킨 후 해석 및 제어 이론을 적용시킨다. 그러나, 본 연구에서는 이 비선형적인 전자기력에 대한 식을 미소면적에 작용하는 자기력에 대한 식으로 수정한 후 조립오차를 고려하고 베어링 전체에 대하여 적분하여 자기력을 구하였다. 본 해석에서는 해석의 편의를 위하여 자속 밀도가 극의 표면에 걸쳐 일정하고 자속의 손실이 없다고 가정하였다.

임의 각도  $\rightarrow i$ 에서의 미소면적에 대하여 발생하는 전자기력은 다음 식과 같이 수정할 수 있다.

$$df_i = \frac{\mu_0 N^2 i_q^2 r}{h_i^2} da_i dz_i \quad (2)$$

여기서,  $N$ 은 권선수,  $i$ 는 코일에 흐르는 전류,  $r$ 은 축의 반지름이고, 첩자  $i$ 는 베어링을 구분하기 위하여, 첩자  $q$ 는 제어되는 축을 구분하기 위하여 사용하였다.  $h_i$ 는 축이 운동할 때 베어링의 미소면적과 축 간의 공극인데 축이나 베어링의 표면에 가공오차가 있거나 조립오차가 있는 경우 전자기력의 크기에 변화를 주게 된다.  $i_q$ 는 센서로부터 측정된 변위에 의하여 변환된 제어전류이다.

### 2.2 운동방정식

Fig. 1은 능동제어 자기베어링 시스템의 개략도와 좌표를 나타낸 그림이다. 여기서, 축은 강체이고 축의 변위가 작다고 가정하였다. 축방향의 운동을 제외한 축의 운동은  $x, y$ 방향으로의 병진운동과  $x, y$ 축을 중심으로한 회전운동으로 나타낼 수 있으며, 이 운동방정식을 각 베어링의 좌표로 좌표변환하면 다음과 같은 수정된 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$m\ddot{q} + g\dot{q} = f + f_u + f_e \quad (3)$$

여기서,  $m$ 은 질량에 대한 행렬이고,  $g$ 는 자이로스코프 효과에 의한 행렬,  $f$ 는 자기력,  $f_u$ 는 불균형질량, 그리고  $f_e$ 는 외란을 나타내는 행렬이고

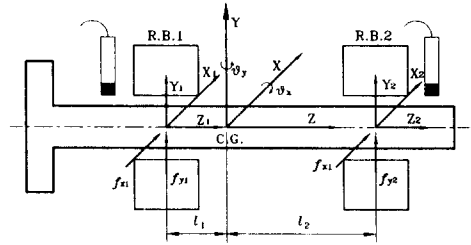


Fig. 1 Force equilibrium

아래와 같이 정리할 수 있다.

$$q = \{x_1 \ x_2 \ y_1 \ y_2\}^T \quad (4)$$

$$m = \frac{1}{J^2} \begin{bmatrix} ml_2^2 + j_d ml_1 l_2 - j_d & 0 & 0 \\ ml_1 l_2 - j_d ml_1^2 + j_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & ml_2^2 + j_d ml_1 l_2 - j_d \\ 0 & 0 & ml_1 l_2 - j_d ml_1^2 + j_d \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$g = \frac{j_p \omega}{J^2} \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$f = \{f_{x1} \ f_{x2} \ f_{y1} \ f_{y2}\}^T \quad (7)$$

$$f_u = m\omega^2 \begin{bmatrix} e_1 \cos(\omega + \zeta_0) \\ e_2 \cos(\omega + \zeta_0) \\ e_1 \sin(\omega + \zeta_0) \\ e_2 \sin(\omega + \zeta_0) \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$f_e = \{f_{ex1} \ f_{ex2} \ f_{ey1} \ f_{ey2}\}^T \quad (9)$$

여기서,  $m$ 은 축의 질량,  $j_d$ 는 횡방향 관성모멘트 그리고  $j_p$ 는 극관성모멘트이다.

### 2.3 제어회로

자기베어링 시스템의 블록선도는 Fig. 2와 같다. 센서로 측정된 축의 변위는 적절한 제어기에 의해 제어전류가 된 후, 증폭기에 의하여 증폭되어 전자기력의 코일에 공급됨으로써 축을 원하는 위치로 부상시킨다. 본 연구에서는 선형 파워앰프로 대하여,

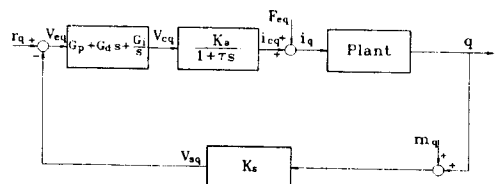


Fig. 2 Control circuit

제어기는 일반적으로 가장 많이 사용되고 있는 PID 디지털제어기에 대하여 모델링하였다.

### 3. 조립오차의 모델링

높은 정밀도를 가지는 기계를 제작하기 위하여 부품은 최소한의 가공오차를 가지도록 제작되어야 하지만, 이렇게 높은 정밀도를 가지는 부품으로 제작하기 위해서는 높은 제작단가와 노력이 필요하다. 일반적으로 선삭이나 연삭과 같은 기계가공은 설계시 주어지는 허용오차를 기준으로 가공이 이루어지며, 설계자의 경험, 가공방법 등에 의하여 적절한 허용오차가 정해진다.

#### 3.1 임의 위치에서의 공극

Fig. 3은 레이디얼 자기베어링에 대하여 축방향으로 임의의 위치  $z_i$ 에서의 공극을 나타낸 그림이며, 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$h_i = h_s - x_{zi} \cos \alpha_i - y_{zi} \sin \alpha_i + h_{ri} + h_{bi} \quad (10)$$

여기서, 첨자  $i$ 는 베어링의 구분하기 위하여, 첨자  $z$ 는 축방향으로의 임의의 단면을 나타내기 위하여 사용하였다.  $h_s$ 는 정상상태에서의 공극이고,  $x_{zi}$ 와  $y_{zi}$ 는 축방향으로 임의의 위치  $z_i$ 에서 베어링의 중심으로부터 축중심까지의 거리,  $h_{ri}$ 는 레이디얼로터의 가공오차,  $h_{bi}$ 는 레이디얼베어링의 가공오차를 나타낸다.<sup>(6)</sup>

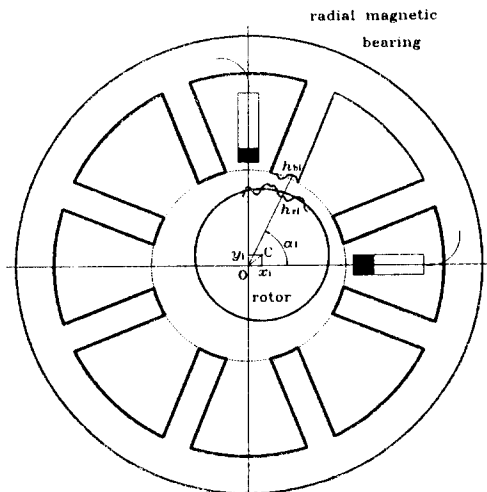


Fig. 3 Air gap of the radial magnetic bearing

#### 3.2 자기베어링 시스템에서의 조립오차

자기베어링에서 기계가공이 필요한 부분은 크게 축, 레이디얼베어링, 드러스트베어링 그리고 베어링을 고정할 수 있는 하우징 등이다. 각 부분은 자속의 누설을 최소화하고 적절한 성능을 가질 수 있도록 재료와 제작방법을 선택하여 여러 개의 부품으로 제작하여 조립한다. 레이디얼베어링은 와전류 손실을 줄이기 위하여 규소강판을 적층하고 코일을 감아서 하우징에 조립하며, 시스템의 상태에 따라 하우징과의 조립 및 분해가 쉽도록 설계한다. 하우징에 조립되는 베어링 외면에 원통도오차가 있거나 베어링 중심선과 베어링 옆면에 직각도오차가 있는 경우 또는 베어링 고정용 나사가 불균일하게 조여진 경우 두 레이디얼베어링 사이에 동축도오차나 평행도오차와 같은 조립오차가 발생할 수 있으며, 축의 거동에 영향을 미칠 것으로 생각된다.

Fig. 4는 레이디얼베어링이 하우징에 원하는 상태로 조립이 되지 않은 경우를 나타낸 그림이다. 레이디얼베어링이  $D_c$ 의 동축도오차와  $D_{pi}$ 의 평행도오차를 가지고 조립되어 있다면, 베어링의 중심선과 축 중심선 사이의 거리는 축방향 위치에 따라 변하게 된다. 각 오차의  $x$ 와  $y$ 방향 성분을 각각  $D_{cx}$ ,  $D_{cy}$ ,  $D_{px1}$ ,  $D_{py1}$ 라고 하면, 임의의 축방향 위치  $z_i$ 에서 조립오차에 의한 베어링의 중심선과 축 중심선 사이의 거리는 다음과 같이 된다.

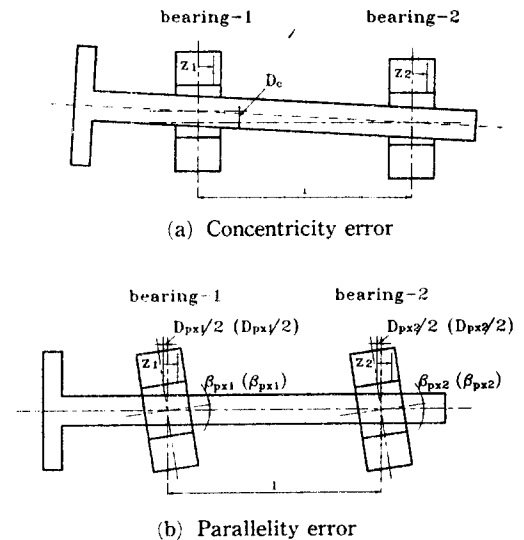


Fig. 4 Assembling errors for the radial magnetic bearing

$$\begin{aligned}
 x_{ci} &= \frac{D_{cx}}{l} z_i \\
 y_{ci} &= \frac{D_{cy}}{l} z_i \\
 x_{pi} &= z_i \tan \beta_{pxi} + r \left( \frac{1}{\cos \beta_{pxi}} - 1 \right) \\
 y_{pi} &= z_i \tan \beta_{pyi} + r \left( \frac{1}{\cos \beta_{pyi}} - 1 \right) \quad (11)
 \end{aligned}$$

여기서,  $\beta_{pxi} = \tan^{-1} D_{pxi} / 2r$  이고,  $\beta_{pyi} = \tan^{-1} D_{pyi} / 2r$  이다.

### 3.3 축의 변위

자기베어링 시스템에서 축의 미소변위는 축의 병진운동과 회전운동에 의한 변위의 합으로 나타낼 수 있다. 만일, 레이디얼베어링이 식 (11)과 같이 조립오차를 가지고 조립되어 있다면, 축방향으로의 임의위치에서 베어링의 중심선과 축 중심선 사이의 거리는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
 x_{z1} &= \frac{l_2}{l} x_1 + \frac{l_1}{l} x_2 + \frac{l_1 + z_1}{l} (x_1 - x_2) - x_{c1} + x_{p1} \\
 x_{z2} &= \frac{l_2}{l} x_1 + \frac{l_1}{l} x_2 - \frac{l_2 - z_2}{l} (x_1 - x_2) - x_{c2} \\
 y_{z1} &= \frac{l_2}{l} y_1 + \frac{l_1}{l} y_2 + \frac{l_1 + z_1}{l} (y_1 - y_2) - y_{c1} + y_{p1}
 \end{aligned}$$

$$y_{z2} = \frac{l_2}{l} y_1 + \frac{l_1}{l} y_2 - \frac{l_2 + z_2}{l} (y_1 - y_2) - y_{c2} \quad (12)$$

여기서,  $l_1$ 과  $l_2$ 는 축의 무게중심의 위치로부터 양쪽의 레이디얼로터의 기하학적인 중심까지의 거리이다. 우측의 첫 번째와 두 번째 항은 병진모드에 의한 축의 변위이고, 세 번째 항은 원추형모드에 의한 축의 변위, 그리고 나머지 항은 조립오차를 나타낸다.

## 4. 해석결과

본 연구에서 사용한 자기베어링 시스템의 제원은 Table 1과 같다. 축의 초기위치는 센서신호로 바뀌게 되고, 이 신호에 의하여 오차신호를 발생하게 된다. 이 신호는 PID 제어기로부터 제어신호로 변환되며, 파워앰프와 전자석을 포함한 전류귀환회로는 제어신호를 증폭된 제어 전류로 바꾸게 된다. 초기 위치에 대한 제어 전류를 식 (2)의 전류  $i_q$ 에 대입하고 축의 원주방향과 베어링의 길이 방향으로 적분하여 각 축의  $x$ 와  $y$ 방향의 분력으로 나누면 각 베어링에서의 전자기력을 구할 수 있다. 전자기력을 운동방정식에 대입하면 임의의 순간에 대한 축의 운동방정식을 구할 수 있다. 2차 상미분방정식은 Euler 방법, Adams 방법, Runge-Kutta 방

Table 1 Specifications of 4 axis active magnetic bearing system

Pole face area of manget	96 mm <sup>2</sup>
Air gap of the radial bearing	0.5 mm
Number of coil turns	300
Half pole angle	22°
Bearing length	10 mm
Diameter of the radial magnetic bearing	60 mm
Diameter of the shaft	30 mm
Mass	1.89 kg
Gap sensor gain	5000 V/m
Voltage gain of power amplifier	0.96
Time constant of power amplifier	0.0014 s
y-directional bias current of brg. I	Upper : 0.55 A, Lower : 0.25 A
y-directional bias current of brg. II	Upper : 0.54 A, Lower : 0.26 A
x-directional bias current	0.4 A

법 등의 수치계산을 이용하여 다음 단계의 속도와 변위를 구할 수 있다. 본 연구에서는 오차가 상대적으로 작으면서 간단한 4차 Runge-Kutta 방법을 사용하여 다음 단계의 속도와 변위를 구하였으며, 이 변위로부터 위와 같은 방법을 되풀이하여 축의 운동을 구하였다.

Fig. 5는 하나의 레이디얼베어링의 중심선과 또 다른 레이디얼베어링의 중심선이 평행하지만 일치하지 않는 동축도오차를 가진 경우 축의 궤적을 비교한 그림이다. (a)는 동축도오차가 없는 경우이고, (b)는 동축도오차가  $x$ 방향으로  $200 \mu\text{m}$  있는 경우인데 궤적이 (a)와 비교하여 찌그러졌지만 크기에는 큰 변화가 없는 것을 알 수 있다. (c)는 동축도오차의 크기가 (b)와 같고, Fig. 2에서의 기준 입력  $r_q$ 를 동축도오차의 크기만큼 보정해준 경우인데 (b)와 마찬가지로 궤적의 크기에는 큰 변화가 없는 것으로 나타났다.

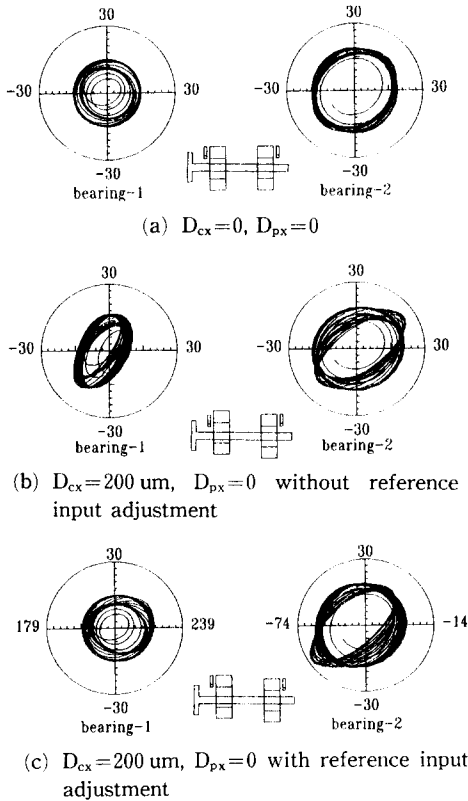


Fig. 5 Comparison of whirl amplitude in the case of coaxiality error of radial bearing-1 ( $G_p=1.3$ ,  $G_d=0.005$ ,  $G_1=10$ ,  $e=3 \mu\text{m}$ ,  $N=10500 \text{ rpm}$ )

Fig. 6은 두 개의 레이디얼베어링이 일정 각도를 가지고 조립된 평행도오차가 있는 경우 축의 궤적이며, 이 경우도 축의 궤적이 찌그러지지만 크기는 거의 변화가 없음을 볼 수 있다.

Fig. 7은 레이디얼베어링에 조립오차가 있고 축이 5000 rpm으로 회전할 때 제어 축의 제어전압을 비교한 그림인데 동축도오차에 의하여 제어전압이 증가하지만 센서 위치를 보정해줌으로써 제어전압이 감소한 것을 볼 수 있다.

Fig. 8에서 Fig. 10은 축의 회전속도가 증가할 때

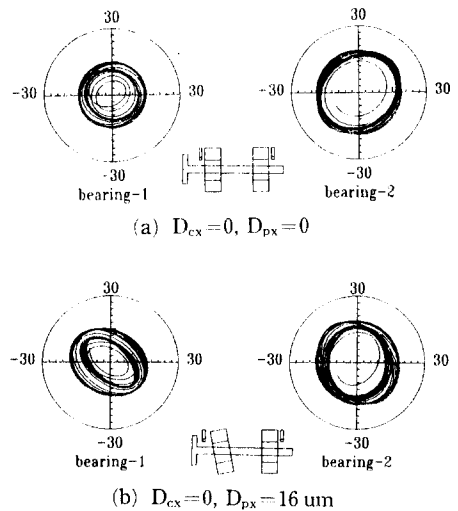
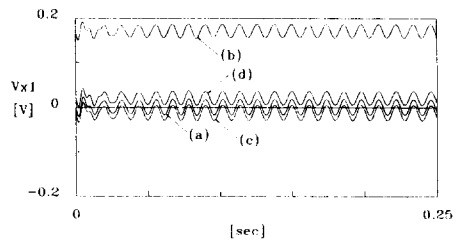
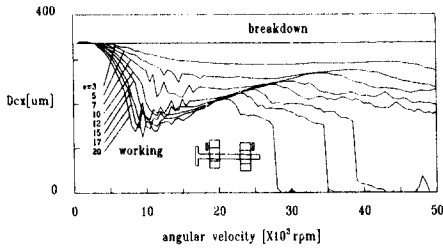


Fig. 6 Comparison of whirl amplitude in the case of parallelity error of radial bearing-1 ( $G_p=1.3$ ,  $G_d=0.005$ ,  $G_1=10$ ,  $e=3 \mu\text{m}$ ,  $N=10500 \text{ rpm}$ )

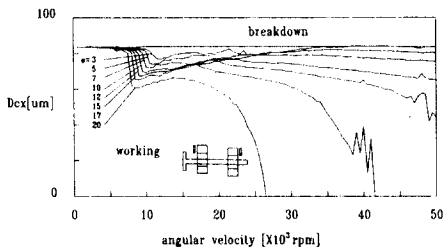


- (a) Ideal case
- (b) Coaxiality error without reference input adjustment
- (c) Coaxiality error with reference input adjustment
- (d) Parallelity error

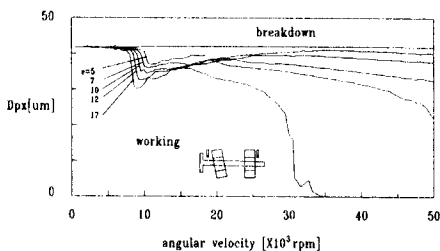
Fig. 7 Comparison of control voltage of radial bearing-1 ( $G_p=1.3$ ,  $G_d=0.005$ ,  $G_1=10$ ,  $e=3 \mu\text{m}$ ,  $N=5000 \text{ rpm}$ )



**Fig. 8** Stability criterion according to the coaxiality error for radial bearing without reference input adjustment ( $G_p=1.3$ ,  $G_d=0.005$ ,  $G_l=10$ ,  $e=3$ )



**Fig. 9** Stability criterion according to the coaxiality error for radial bearing with reference input adjustment ( $G_p=1.3$ ,  $G_d=0.005$ ,  $G_l=10$ ,  $e=3$ )



**Fig. 10** Stability criterion according to the parallelity error for radial bearing ( $G_p=1.3$ ,  $G_d=0.005$ ,  $G_l=10$ ,  $e=3$ )

축에 존재하는 불균형 질량에 따라 축이 안정한 상태로 회전하기 위한 임계 조립오차의 크기를 나타낸 그림이다. 조립오차의 크기가 곡선의 아래 부분에서는 축이 정상적인 상태로 운전되지만 조립오차의 크기가 곡선의 위 부분에 위치하게 되면 베어링과 축이 부딪치게 되므로 베어링으로서의 역할을 할 수 없다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 자기베어링 시스템의 기계가공시

나타날 수 있는 가공오차의 누적이나 나사의 불균일한 조임으로 인하여 발생할 수 있는 조립오차를 모델링하고 이 영향을 고려하여 시스템을 해석함으로써 조립오차가 축의 거동에 어느 정도 영향을 미치는지를 알아보았다. 해석의 편의를 위하여 전자석에서의 자기손실이 없고, 자속밀도가 코어의 단면에 일정하게 분포하고, 각 제어요소의 비선형성이 없으며, 센서는 한 점에서 축의 위치를 검출한다고 가정하였다.

해석결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 기계가공에 의하여 생긴 축의 가공오차가 부분적으로 축의 회전정밀도에 큰 영향을 미치는 반면, 레이디얼베어링의 조립오차는 축의 회전정밀도에 큰 영향을 주지는 않았다.

(2) 레이디얼베어링에 동축도오차가 있는 경우에는 동축도오차 성분을 보상하기 위하여 제어전압이 증가하게 되며, 동축도오차의 크기가 어떤 오차한계를 넘게 되면 임계전압 보다 큰 제어전압이 필요하게 되므로 축의 위치를 보상해줄 수 있는 제어전압을 얻을 수 없게 된다.

(3) 레이디얼베어링에 동축도오차가 있는 경우에 동축도오차만큼 기준입력을 보정해주더라도 어떤 오차한계를 넘게 되면 베어링과 축이 부딪치게 되므로 자기베어링의 역할을 하지 못하게 된다.

(4) 레이디얼베어링에 평행도오차가 있는 경우에도 평행도오차의 오차한계를 넘게 되면 베어링과 축이 부딪치게 되므로 자기베어링의 역할을 하지 못하게 된다.

### 참고문헌

- (1) Habermann, H. and Liard, G., 1980, "An Active Magnetic Bearing System," *Tribology Int'l*, April, pp. 85~89.
- (2) Higuchi, T. and Mizuno, T., 1988, "Balancing Measurement System Using Magnetic Bearings," *1st Int'l Symp. on Magnetic Bearings*, Switzerland, June 6~8, pp. 327~334.
- (3) Toumi, K. Y. and Ito, O., 1992, "Dynamic Analysis and Control of High Speed and High Precision Active Magnetic Bearings," *Trans. of ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, December, Vol. 114, pp. 623~633.

- (4) Johnson, B. G. and Hockney, R. L., 1988, "Active Synchronous Response Control of Rigid-Body Rotors," *IMechE*, C290/88, pp. 33~39.
- (5) 김철순, 1995, "능동 자기베어링계의 동적해석 및 등방 최적제어," 한국과학기술원 박사학위논문.
- (6) 김대곤, 김경웅, 1994, "자기베어링의 진원도 오차에 의한 영향," 대한기계학회 추계학술대회 논문집.
- (7) Schweitzer, G., Bleuler, H. and Traxler, A., 1994, "Active Magnetic Bearings," *Hochschulverlag AG an der ETH Zürich*, pp. 55~67.