

각 접촉 볼베어링 스피ndl의 회전정밀도 분석

황주호^{a*}, 김정환^b, 심종엽^a

Rotating Accuracy Analysis for Spindle with Angular Contact Ball Bearings

JooHo Hwang^{a*}, Jung-Hwan Kim^b, Jongyoup Shim^a

^a Dep. of Ultra precision Machines and Systems, 156 Gajeongbuk-Ro, Yuseong-Gu, Daejeon 305-343, Republic of Korea

^b Dept. of Nano Fusion Technology, Pusan National Univ graduate school, Miryang Campus, 1268-50, Samnangjin-ro, Samnangjin-eup, Miryang-si, Gyeongsangnam-do, 627-706, Republic of Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	14	July	2013
Revised	30	July	2013
Accepted	5	August	2013

Keywords:

Spindle
Angular contact ball bearing
Rotational accuracy
Transfer function method
5 D.O.F. motion errors

ABSTRACT

The error motion of a machine tool spindle directly affects the surface errors of machined parts. Spindle motion errors such as three translational motions and two rotational motions are undesirable. These are usually due to the imperfectness of bearings, stiffness of spindle, assembly errors, and external force or unbalance of rotors. The error motions of the spindle need to be reduced for achieving the desired performance. Therefore, the level of error motion needs to be estimated during the design and assembly process of the spindle. In this study, an estimation method for five degree-of-freedom (5 DOF) error motions for a spindle with an angular contact ball bearing is suggested. To estimate the error motions of the spindle, the waviness of the inner-race of bearings and an external force model were used as input data. The estimation model considers the geometric relationship and force equilibrium of the five DOFs. To calculate the error motions of the spindle, not only the imperfections of the shaft and bearings but also driving elements such as belt pulley and direct driving motor systems are considered.

1. 서론

스핀들은 일반적으로 축을 중심으로 그 둘레를 도는 기계유니트로 회전운동을 발생하여 정속운동 혹은 회전위치결정을 일으킨다. 원하는 회전 운동을 제외한 원하지 않는 5자유도의 오차에 해당하는 것이 회전정밀도인데 공작물의 형상오차 및 표면조도를 저하시키는 주축의 정밀등급의 기준으로 사용되고 있다.

이러한 회전정밀도는 샤프트의 베어링 접촉부의 형상오차, 베어링의 결함, 동력전달 요소 등의 외력의 변화에 따라 달라지게 된다.

설계자는 제작 단계에서, 베어링 모델번호, 공차, 구동기구의 영향 등을 경험에 의하여 선정하고 있으나 구성하고 있는 요소들에 대한 해석을 전체적으로 이해하고 해석하여야 하는 어려움이 있고 기존의 연구는 정밀기계의 주축을 회전체의 관점에서 진동 안정성이나 강성해석 등을 연구하는 선행연구가 대부분이어서^[1-4], 가공정밀도에 직접적인 영향을 주는 회전정밀도의 예측에 관한 연구는 거의 찾아볼 수 없다.

일부 회전정밀도와 관련된 연구는 회전오차의 크기 보다는 회전오차 진동성분에 대한 분석^[5,6]과 회전정밀도의 측정방법이 주를

* Corresponding author. Tel.: +82-42-868-7119

Fax: +82-42-868-7180

E-mail address: joocho@kimm.re.kr (Joocho Hwang).

이루고 있다^[7]. 본 논문에서는 각 접촉 볼베어링 스피ن들의 회전정밀도의 예측을 위하여 전달함수 방법을 도입하여 실제공작기계용 스피ن들 시스템에 적용하여 실험 결과와 비교 분석을 수행하여 그 유용성을 검증하였다.

2. 회전정밀도 예측 모델

2.1 5자유도 운동오차 모델

회전유니트의 회전운동오차는 기본적으로 힘의 평형조건에 의하여 결정되어진다. Fig. 1에 보이는 바와 같이 n개의 베어링 열을 가지고 있을 때 베어링 지지 부에서의 축 중심부의 위치는 축의 변형을 무시하고 베어링 부위에서 변위가 발생한다고 가정하였을 때 식 (1)과 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \delta_{bxi} &= \delta_{bx1} + (z_{bi} - z_{b1}) \cdot \theta_y \\ \delta_{byi} &= \delta_{by1} + (z_{b,i} - z_{b1}) \cdot \theta_x \\ \delta_{bzi} &= \delta_z \end{aligned} \quad (1)$$

첫 번째 위치에 있는 베어링을 기준으로 하였을 때 원하는 위치에서의 x, y, z 방향의 변위와 y 및 x 축에 대하여 틸트 운동은 각각 $\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_x, \theta_y$ 로 나타내며 식 (2)와 같은 기하학적 조건을 가지게 된다.

$$\begin{aligned} \delta_x &= \delta_{bx1} + (z - z_{b1}) \cdot \theta_y \\ \delta_y &= \delta_{by1} + (z - z_{b1}) \cdot \theta_x \\ \delta_z &= \delta_{bzi} \end{aligned} \quad (2)$$

이때 회전 축계에 작용하는 힘의 평형방정식을 5방향에 대하여 풀면 식 (3)과 같이 나타내어진다.

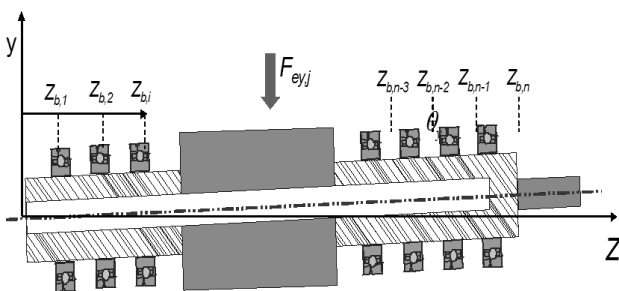


Fig. 1 Geometric models of spindle

$$\{\delta\} = [A]^{-1} (\{F_b\} + \{F_{ex}\}) \quad (3)$$

여기서,

$$\{\delta\} = \{\delta_x \ \delta_y \ \delta_z \ \theta_x \ \theta_y\}^T$$

$$[A] = \begin{bmatrix} -\sum_{i=1}^n K_{bc,i} & 0 & 0 & 0 & -\sum_{i=1}^n K_{bc,i}(z_{bi} - z_{b1}) \\ 0 & -\sum_{i=1}^n K_{by,i} & 0 & \sum_{i=1}^n K_{by,i}(z_{bi} - z_{b1}) & 0 \\ 0 & 0 & -\sum_{i=1}^n K_{bc,i} & 0 & 0 \\ 0 & \sum_{i=1}^n K_{by,i}(z_{bi} - z_{b1}) & \sum_{i=1}^n K_{bc,i} \cdot y_{bi} & -\sum_{i=1}^n K_{by,i}(z_{bi} - z_{b1})^2 & 0 \\ -\sum_{i=1}^n K_{bc,i}(z_{bi} - z_{b1}) & 0 & \sum_{i=1}^n K_{bc,i} \cdot x_{bi} & 0 & -\sum_{i=1}^n K_{bc,i}(z_{bi} - z_{b1})^2 \end{bmatrix}$$

$$\{F_b\} = \begin{Bmatrix} \sum_{i=1}^n f_{bc,i} \\ \sum_{i=1}^n f_{by,i} \\ \sum_{i=1}^n f_{bc,i} \\ -\sum_{i=1}^n f_{by,i}(z_{bi} - z_{b1}) + \sum_{i=1}^n f_{bc,i} \cdot y_{bi} \\ \sum_{i=1}^n f_{bc,i}(z_{bi} - z_{b1}) - \sum_{i=1}^n f_{bc,i} \cdot x_{bi} \end{Bmatrix} \quad \{F_{ex}\} = \begin{Bmatrix} \sum_j^m f_{ex,j} \\ \sum_j^m f_{ey,j} \\ \sum_j^m f_{ex,j} \\ -\sum_j^m f_{ey,j} z_{r,j} + \sum_j^m f_{ex,j} y_{r,j} \\ \sum_j^m f_{ex,j} z_{r,j} - \sum_j^m f_{ex,j} x_{r,j} \end{Bmatrix}$$

여기서 $[A]$ 는 강성 매트릭스를, $\{F_b\}$ 는 베어링 면의 형상오차에 의한 반력을, $\{F_{ex}\}$ 는 동력기구에 의한 작용력을 의미하며 회전 각도에 따라 $\delta_x, \delta_y, \delta_z, \theta_x, \theta_y$ 를 구하면, 기하학적 오차에 의한 회전 운동 오차를 구할 수 있게 된다.

2.2 전달함수

식 (3)의 $\{F_b\}$ 는 베어링 면의 형상오차에 의하여 생기는 내부 반력으로 식 (4)에 의하여 나타내어진다.

$$f_b(\theta) = \sum_{k=1}^{\infty} TF(2\pi \cdot k) (a_k \cos 2\pi \cdot k + b_k \sin 2\pi \cdot k) \quad (4)$$

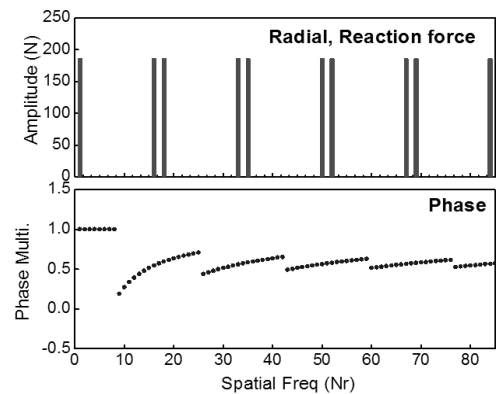


Fig. 2 Influence coefficient for radial direction of 7008 C

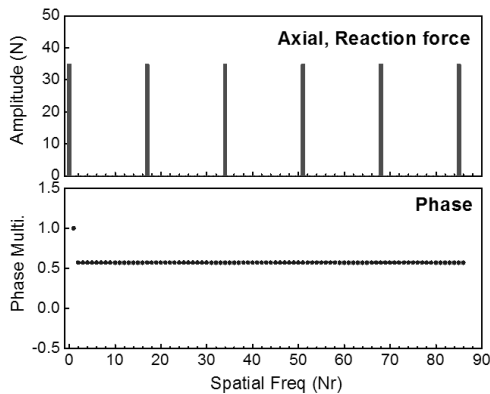


Fig. 3 Influence coefficient for axial direction of 7008 C

식 (4)를 이용하여 x, y, z 방향에 대한 형상오차에 의한 반력을 구하게 되는데, $TF(2\pi k)$ 는 베어링 면의 형상오차가 베어링 방식이나 특성에 따라 전달되는 영향정도를 나타내는 계수로서 공간주파수에 대한 전달함수로 정의되어지며 다음과 같이 나타내어진다.^[8]

$$TF(\omega) = \frac{f_b(\omega)}{e(\omega)} \quad (5)$$

전달함수는 단위 오차 $e(\omega)$ 에 대한 베어링 반력 내부에 대한 것으로 1회전 성분에 대한 정수배로 나타내어진다.

전달함수는 베어링의 방식에 따라 달라지게 되는데 구름 베어링의 모델 번호 뿐만 아니라 유체베어링의 특성에 따라 그 특징이 다르게 나타나게 된다.

Fig. 2 및 3은 각각 각 접촉 볼베어링 중 7008 C에 대한 전달함수의 각 주파수별 영향계수를 나타낸 것이다. 그림에서 진폭은 축에 조립된 내륜의 형상오차에 따른 형상 주파수에 의한 베어링 반력(reaction force)을 나타내며 특정 주파수에 대하여 오차가 크게 나타남을 알 수 있다. 각 접촉 볼베어링은 자전과 공전 운동을 동시에 하기 때문에 내륜의 형상오차가 특정 주파수에 영향을 준 후 나타나는 주파수는 베어링의 형상에 따라 다르게 나타나게 된다.^[6]

2.3 동력전달 요소의 영향

동력전달 기구에 의한 영향은 식 (3)의 $\{F_{ex}\}$ 의 영향요소중 하나가 되며 Fig. 1에 표시된 작용력으로 적용된다. Fig. 4는 내장형 모터의 하나인 영구자석 형 내장모터의 모델을 보여주고 있으며 슬롯과 영구자석의 상대 위치에 따라 Fig. 5와 같은 외력의 변동이 있음을 보여준다.

내장형 모터와 함께 일반적으로 많이 사용되는 벨트/풀리는 회전 스피들에 손쉽게 장착하여 동력을 전달할 수 있는 방법의 하나

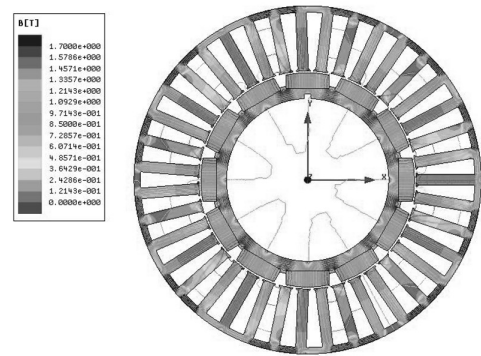


Fig. 4 Geometric model and magnetic flux density of a PM type built-in motor (Kollmorgen, RBE4010)

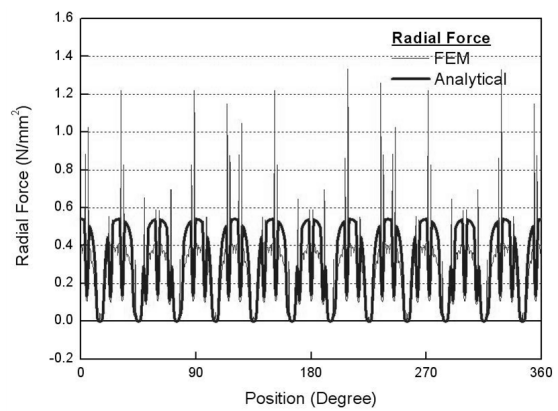
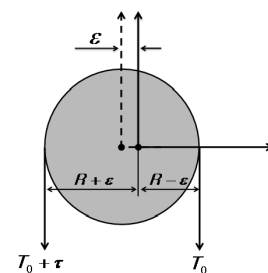
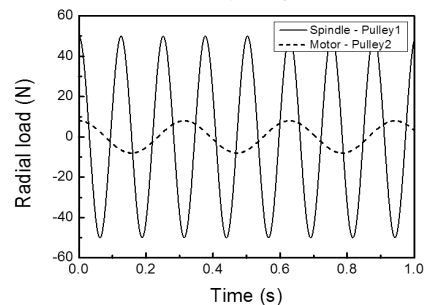


Fig. 5 Radial force variation of a PM built-in motor (Kollmorgen, RBE4010)



(a) Free body diagram



(b) Radial force diagram

Fig. 6 Free body diagram and radial force variation of a belt/pulley system

로서, 회전동력원과 피동축을 분리할 수 있다는 장점이 있어 널리 이용되고 있다.

Fig. 6(a)는 벨트가 풀리에 미치는 힘을 표시한 자유물체도이다. 벨트의 원활한 동작을 위해 벨트에는 일정한 인장력(T_0)이 가해지게 되며 피동축에 토크를 전달하게 되면 긴장되는 벨트에 추가적인 인장력이 발생하게 된다. 이 때 풀리가 회전중심으로부터 움직이 있게되면 다음과 같은 벨트인장력의 변동을 겪게 된다.

$$P_r = 2T_0 + \frac{m_0}{R} (1 - \frac{\epsilon}{R} \cos \omega t) \quad (6)$$

여기서, m_0 은 회전체에 공급되는 토크, ϵ 는 풀리중심축 편심, R 은 풀리 반경, ω 는 풀리의 회전속도 이다.

풀리는 일반적으로 모터 축과 스피들 축으로 되어 있으며 Fig. 6 (b)은 스피들 축과 벨트풀리의 비에 따른 진동과 힘이 적용된 한 예이다.

3. 각 접촉 볼베어링 스피들 적용실험

Fig. 7은 FAG 7008 C 각 접촉베어링을 앞 뒷단에 각 2개씩 사용하고 벨트풀리에 의하여 구동되는 정밀 스피들이다.

사용된 P4 급 베어링은 6 μ m를 공칭오차로 하고 있기 때문에 Fig. 8 에 보이는 바와 같은 타원 형의 오차를 내륜의 오차로 가정하여 적용하였다. 200 rpm으로 운전하였을 때의 회전 정밀도의 예측 값과 실제 측정 값과의 비교를 Fig. 9에 나타내었다. 벨트 풀리의 영향과 볼 베어링에 의한 회전 비동기 오차의 영향이 잘 예측됨을 알 수 있다. Fig. 10은 측정된 회전정밀도 오차를 주파수 분석한 결과이다. 오차 성분이 큰 부분은 2, 3, 10.4 주기 성분임을 알 수 있다.

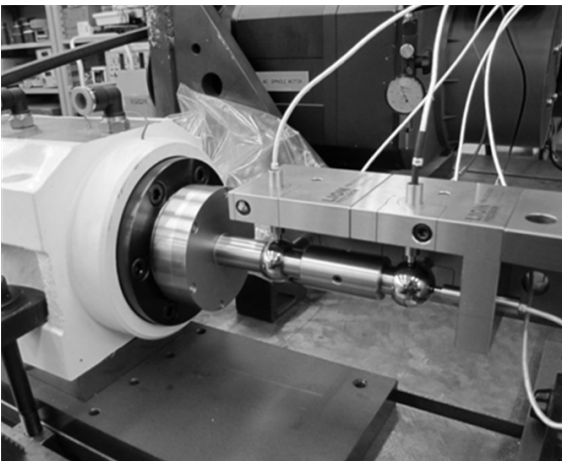


Fig. 7 Angular contact bearing spindle driven by belt and pulley

2, 3 주기성분은 구동 기구인 벨트 풀리에 의한 영향임을 알 수 있으며 10.4 주기 성분은 Fig. 2의 영향계수에서 구한 3 번째 영향 계수인 입력주기 18 성분에 의하여 만들어진 10.7 주기 성분의 값에 의하여 나타나는 주파수 성분에 의하여 주로 나타나는 것을 알 수 있다. 이상의 실험적 검증으로부터 제안된 방법이 각 접촉 볼베어링을 이용한 스피들의 회전정밀도의 크기뿐만 아니라 주파수 예측에도 유용하게 사용할 수 있음을 알 수 있다.

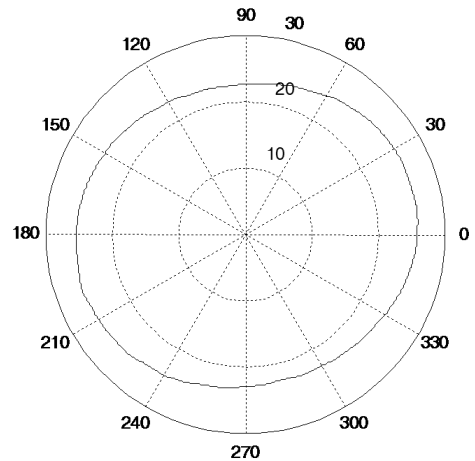


Fig. 8 Comparison of rotating accuracy between estimated and measured results

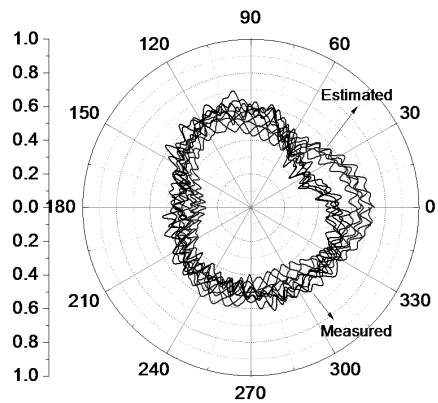


Fig. 9 Comparison of rotating accuracy between estimated and measured results

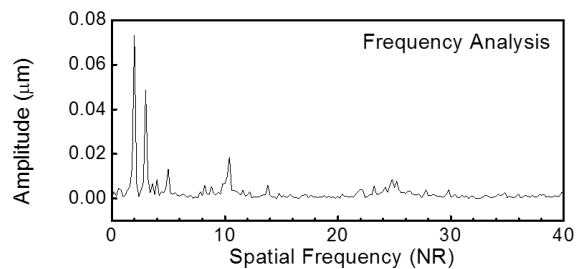


Fig. 10 Frequency analysis of rotating accuracy of the spindle

4. 결 론

본 논문에서는 스피ndl의 회전정밀도 시뮬레이션을 위해 개발된 전달함수 법을 소개하고 이를 각 접촉 볼베어링 스피ndl에 적용한 방법에 대하여 기술하였다. 제안된 방법이 각 접촉 볼베어링을 이용한 스피ndl의 회전정밀도의 크기뿐만 아니라 주파수 예측에도 유용하게 사용할 수 있음을 알 수 있었다.

이론적 모델과 실험적 검증을 비교 분석한 결과 향후 각접촉 볼베어링뿐만 아니라 유정압, 공기정압베어링의 회전정밀도 예측에도 적용할 계획이며, 동력전달요소에 의한 가진 모델과 샤프트의 진동 특성 해석결과를 비회전동기오차 예측에 활용하여 회전정밀도의 예측 정확도와 고속영역에서의 정밀도 예측에도 활용할 계획이다.

References

- [1] Cao, Y., Altintas, Y., 2004, A General Method for the Modeling of Spindle-bearing Systems, *Journal of Mechanical Design*, 126:11 1089-1104.
- [2] Jayaram, S., Kapoor, S. G., Devor, R. E. 2000, Analytical Stability Analysis of Variable Spindle Speed Machining, *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 122:8 391-397.
- [3] Matsbara, M., Rahneja, H., Gohar, R. 1988, Computational Modeling of Precision Spindles Supported by Ball Bearings, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 28:4 429-442.
- [4] Lee, C. H., Lee, H. S., 1998, Static and Dynamic Weak Point Analysis of Spindle Systems Using Bending Curve, *Journal of the KSPE*, 15:12 188-193.
- [5] Jang, G., Jeong, S.-W., 2002, Vibration Analysis of a Rotating System due to The Effect of Ball Bearing Waviness, *Journal of Sound and Vibration*, 269:3 709-726.
- [6] Lynagh, N., Rahnejat, H., Ebrahimi, M., Aini, R., 2000, Bearing induced Vibration in Precision High Speed Routing Spindles, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 40:4 561-577.
- [7] Grejda, R., Marsh, E., Vallance, R., 2005, Techniques for Calibrating Spindles with Nanometer Error Motion, *Precision Engineering*, 29:1 113-123.
- [8] Shamoto, E., Park, C. -H., 2001, Analysis and Improvement of Motion Accuracy of Hydrostatic Feed Table, *Annals of the CIRP*, 50:1 285-290.