◆ 특집 ◆ 직선 · 회전모터 구동 이송 · 회전체 연구 VIII

고속스핀들의 고무압을 이용한 가변예압장치 실용화를 위한 기초연구

A Basic Study on the Application of a Variable Preload Device using Rubber Pressure for High Speed Spindle Systems

최치혁¹, 심민섭², 이춘만^{2,✉}

Chi Hyuk Choi¹, Min Seop Sim², and Choon Man Lee^{2,✉}

¹ 창원대학교 R&D 클러스터사업단 (R&D Cluster, Changwon National Univ.)

² 창원대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Changwon National Univ.)

✉ Corresponding author: cmlee@changwon.ac.kr, Tel: +82-55-213-3622

Manuscript received: 2014.7.1 / Revised: 2014.7.14 / Accepted: 2014.7.17

One of the most important element technologies for achieving high-precision in machine tool spindle systems is preload technology for the bearing of spindle systems. Fixed position preload, constant pressure preload, conversion preload and variable preload methods have been applied for the spindle systems. In this study, a new variable preload method using centrifugal force and rubber pressure is used for reducing installation costs through simplifying its structure. The main objective of the work is the verification of the operability in a preload device using the rubber pressure by the finite element analysis. It is shown that the variable preload device proposed in this study is applicable to high speed machine tool spindles.

Key Words: Variable Preload (가변예압), Rubber Pressure (고무압), Spindle (주축), Bearing (베어링)

1. 서론

공작기계 스�핀들의 고속화와 고정도화를 위해 필요한 중요한 요소기술 중 하나가 베어링 예압 기술이다. 현재 스�핀들에 적용되고 있는 예압 방법으로는 정위치예압, 정압예압, 변환예압, 가변예압 등의 방법들이 적용되고 있다.¹⁻⁸ 하지만 현재 적용되는 예압장치를 고속스핀들에 적용하기에는 많은 단점들이 발생한다. 시스템의 복잡성, 정확한 제어의 어려움, 높은 설치비 등의 문제점들이 발

생하고 있다. 이를 해결하기 위해 최근에 고속 스�핀들용 가변예압 기술연구 및 실용화를 위한 연구가 많이 이루어지고 있다. 현재 진행되고 있는 대표적인 가변예압 기술 연구로서는 유압을 이용한 방법, 전자석을 이용한 방법, 원심력을 이용한 기계적 방법 등이 있다.^{9,10} 전자석을 이용한 방법과 유압을 이용한 방법은 외부에 추가적인 시스템 구동 장치를 설치하여야 한다. 따라서 설치비용이 많이 발생하는 단점이 있다. 원심력을 이용한 기계적 방법으로는 부품의 가공오차 및 조립오차에

따른 정밀도가 떨어지는 단점이 있다. 이를 해결하기 위해서 본 연구에서는 설치비용을 줄이기 위하여 원심력과 고무압을 이용한 방법을 제안하고자 한다. 일반적인 탄성재료는 하중을 가하면 선형변형 했다가 하중을 제거하면 원상태로 되돌아오는 탄성회복 거동을 나타낸다. 하지만, 고무소재는 하중-변형량 특성이 비선형 관계이므로 고무재료의 특성 연구에서 얻어진 응력-변형률 결과와 에너지 함수로부터 구해진 관계식을 통하여 비선형 재료상수를 결정하는 것이 매우 중요하다.^{11,12} 이러한 특성을 가지는 고무소재를 이용하여 스피indle 베어링에 예압을 가하는 방법을 제안하였다.

본 연구자 등은¹³ 선행 연구에서 원심력 및 고무압을 이용한 가변예압장치에 대하여 연구하였고, 시제품을 제작하여 5,000 rpm까지 실험을 수행한 바 있다. 그러나 5,000 rpm 정도의 스피indle에 적용해서는 예압효과가 적었으며 고속 스피indle에 적용하기 위한 추가 연구가 필요하였다.

본 연구에서는 고무를 이용한 예압장치의 실용화를 위해 20,000 rpm 고속 스피indle에 장착할 예압장치를 설계하고 유한요소 해석을 통한 정적 해석과 회전체 해석을 통한 동적 해석으로 고속스피indle에 적용할 수 있는지에 대한 기초연구를 수행하였다. 설계된 스피indle에 본 연구에서 제안된 예압장치를 적용하여 회전수에 따른 예압량을 계산함으로써 제대로 작동할 수 있음을 검증하였다.

2. 고속 주축의 구조

본 연구에 활용된 20,000 rpm 주축의 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 앵글러 콘택트 볼베어링(angular contact ball bearing)이 각각 주축의 앞·뒤에 2개씩 적용되어있는 빌트인(Built-in) 타입으로 설계되었다.

주축은 크게 주축(spindle), 베어링(bearing), 로터(rotor)의 3요소로 구분할 수 있다. 볼베어링의 강성은 $1.64 \times 10^8 \text{ N/m}$ 이며, 로터의 무게는 약 5 kg이다. 3D 설계 전문 소프트웨어 CATIA V5를 이용하여 주축, 베어링, 로터 등의 부위들을 각각 모델링 하였으며 Fig. 2에 나타내었다.

2.1 유한요소해석

주축의 정·동적 해석은 각각 유한요소해석 전문소프트웨어인 ANSYS Workbench와 회전체해석용 소프트웨어인 ARMD에서 수행하였다. Fig. 3

Fig. 1 The schematic of 20,000 rpm spindle system

Fig. 2 3D model of the spindle part

Fig. 3 3D model of 20,000 rpm spindle system

Table 1 Material properties of the spindle part

Material	SCM415
Young's Modulus(GPa)	200
Poisson's ratio	0.29
Density(kg/m ³)	7,850

에 20,000 rpm 주축의 3D 모델을 나타내었으며, Table 1에 주축의 물성치를 나타내었다. 해석시 분당 회전수(rpm)는 5,000 rpm, 10,000 rpm, 15,000 rpm, 그리고 20,000 rpm으로 각각 해석조건을 선정하였다.

Fig. 4 Finite element model of the spindle by ANSYS Workbench

Fig. 5 The maximum deformation and stress

Table 2 The results of structural analysis of the spindle for each cases

	Maximum Deformation(μm)	Maximum Stress(MPa)
Case 1 (5,000 rpm)	0.175	0.96
Case 2 (10,000 rpm)	0.337	3.83
Case 3 (15,000 rpm)	0.898	8.61
Case 4 (20,000 rpm)	1.707	15.29

2.2 정적 해석

Fig. 4에 정적 해석을 위한 주축의 유한요소모델을 나타내었으며, 해석모델은 80,414개의 노드(nodes)와 28,379개의 요소수(elements)를 가진다. 주축의 재료는 SCM415이며 구조해석을 위한 물성치는 Table 1에 나타내었다. 각 회전수에 따른 최대 변위와 최대응력의 해석결과를 Fig. 5와 Table 2에 나타내었다.

Fig. 6 Finite element model of the spindle by ARMD

Table 3 Natural frequency of the spindle(10,000 rpm)

Mode number	Natural frequency(Hz)
1	1,401.4
2	1,409.9
3	3,174.1
4	3,179.1
5	4,240.3
6	9,561.8

2.3 동적 해석

Fig. 6에 동적 해석을 위해 회전체 해석용 소프트웨어ARMD를 사용하여 구축한 주축의 유한요소모델을 나타내었다. 정적 해석의 경우와 마찬가지로 주축의 재료 및 물성치는 Table 1에 명시된 데이터를 사용하였다. 주축의 실제 구동 회전수를 고려하여, 10,000 rpm으로 동적 해석을 수행하였다.

공진영역 주파수 대역의 분석을 위하여 주축의 동적 해석을 수행하였고, 해당 결과를 Table 3에 나타내었다. 1차모드 고유진동수는 약 1,402 Hz에서 발생하였는데, 해석모델의 최대 회전속도는 10,000 rpm 이므로 따라서 공진주파수는 약 167 Hz이다. 1차모드 고유진동수가 공진주파수와 비교하였을 때 크게 도출되었으므로 본 해석모델은 안정적인 것으로 판단된다.

3. 가변예압장치 고속 주축의 적용

일반적으로 정압예압, 변환예압, 가변예압 등에 예압을 가하거나 해제(release)시킬 때 스프링을 사용하는 경우가 많다. 베어링에 예압을 주는 원리는 일반적으로 베어링, 설치된 스프링, 간좌(spacer)의 거리, 잠금너트의 체결량을 통하여 결정할 수 있다.

Fig. 7은 고무압을 이용한 가변예압 장치에 대한 제안된 개략도를 보여주고 있다. 예압 장치에 사용된 고무는 콘베어벨트, 인쇄롤 등에 주로 사

Table 4 Properties of NBR

Material	Nitrile Butadiene Rubber (NBR)
Density	1000 kg/m ³
Tensile Strength	6.89 ~ 24.1 MPa
elongation	250 ~ 550 %
Young's Modulus	0.003 GPa
Commercial Temperature	-25 ~ 100 °C

Fig. 7 Finite element model of the spindle by ARMD

용되며 내마모성 및 충격흡수가 뛰어난 니트랄 고무(Nitrile Butadiene Rubber)를 사용하였다. Table 4에 니트랄 고무의 물성치를 나타내었다. 스프링이 회전하면 결합된 칼라(collar)의 회전으로 원심력이 발생한다. 원심력은 반경방향(radial direction)으로 고무를 밀어주게 된다. 하지만 고무는 하우징(housing)에 구속되어 축방향(axial direction)으로 대변형이 발생한다. 고무의 변형은 플랜지(flange)를 축방향으로 밀게 된다. 플랜지는 부쉬(bush)에 의해 하우징에 결합된 상태를 유지한다. 따라서 플랜지는 베어링 내륜을 밀어 예압을 줄 수 있는 구조를 이루고 있다.

3.1 유한요소해석

Fig. 8은 모델링된 형상의 변형 해석을 위하여 적용된 경계조건을 보여주고 있다. 각 회전수에 따라 칼라, 고무와 하우징도 회전시켜 해석하였다. 플랜지의 원활한 이동을 위하여 부쉬와 하우징 사이에는 경계면 마찰이 없는(frictionless support) 조건을 적용하였다. 그리고, 이동을 하는 부쉬와 하우징을 제외한 각 접촉조건에는 마찰이 있는(frictional) 조건을 선택하여 실시하였다. Fig. 9는 제안된 가변예압 장치의 변형 해석 결과를 보여주고

Fig. 8 Boundary conditions for the deformation analysis

Fig. 9 Deformation distribution in the preload device

있다. 칼라의 회전에 따른 고무의 변형 분포를 확인 할 수 있다. 고무압에 따른 플랜지의 이동도 확인할 수 있다. 해석 결과 20,000 rpm 회전시 플랜지의 이동량은 0.77 mm로 확인하였다. 이는 원심력과 고무압에 의한 플랜지의 이동을 통하여 베어링 내륜에 예압을 줄 수 있다는 것을 확인하였다.

베어링에 예압을 줄 수 있는 이동을 확인하였지만 베어링 내륜을 밀어 베어링에 가해지는 힘의 양이 필요하다. 베어링 내륜에 가해지는 힘을 확인하기 위해 베어링 내륜을 추가하여 변형량 및 반력을 해석하였다. Fig. 10은 베어링 내륜 추가에 따른 접촉조건 및 구속조건을 보여주고 있다. Fig. 11은 플랜지와 베어링 내륜에 발생하는 반력(reaction force)을 보여주고 있다. 베어링 내륜에 발

Fig. 10 Boundary conditions when the inner bearing included

Fig. 11 Reaction force of the variable preload device

Fig. 12 Preload variation according to spindle speed

생하는 반력의 힘의 양을 확인하였다.

Fig. 12는 FEM을 통한 결과값을 비교하여 나타내었다. 해석은 5,000 rpm, 10,000 rpm, 15,000 rpm, 20,000 rpm의 4가지 조건을 진행하였다. 예압량은 회전수에 비례하여 증가하는 것을 확인하였다. 설

계된 스핀들의 크기에 맞는 제안된 예압 장치에 의한 20,000 rpm에서 8.769 N의 힘이 발생하였다. 해석 결과를 통하여 원심력과 고무압을 이용한 가변예압 장치를 고속스핀들에 적용 가능함을 확인하였다.

4. 결론

본 연구에서는 20,000 rpm 주축의 정·동적 해석을 수행하였으며 이를 통해 주축설계의 안정성에 대해 평가하였다. 보다 우수한 주축을 제작을 위해서는 구동시의 최대변위, 고유진동수 등의 정·동적 특성을 파악하는 것이 매우 중요하다.

그리고 본 연구에서는 원심력과 고무압을 이용한 새로운 개념의 가변예압 기술을 제안하였다. 본 연구에서 수행한 20,000 rpm 주축의 정·동적 해석과 제안된 가변예압 장치에 따른 해석의 연구 결과는 아래와 같다.

1) 설계된 주축에 대해 5,000 rpm, 10,000 rpm, 15,000 rpm, 20,000 rpm의 4가지 Case로 해석을 수행하였으며 20,000 rpm 기준 최대변위와 최대응력은 각각 1.707 μm 와 15.29 MPa로 나타났다.

2) 주축의 실제 구동 회전수를 고려하여 회전수가 10,000 rpm일 때의 동적해석 결과, 1차모드 고유진동수가 약 1,402 Hz으로 나타났다. 해석상 최대 회전속도는 10,000 rpm 이고, 공진주파수는 약 167 Hz이므로 본 해석모델은 안정적으로 설계되었다고 판단된다.

3) 제안된 해석방법을 통하여 변형해석 결과 예압장치를 구동할 수 있는 플랜지의 이동량은 0.25 mm 정도로 충분함을 확인하였다.

4) 제안된 해석방법을 통하여 예압을 주기 위한 베어링 내륜이 받는 힘을 확인하였다. 베어링 내륜이 받는 힘은 20,000rpm에서 8.769N임을 확인하였다.

5) 설계된 스핀들에 본 연구에서 제안된 예압 장치를 적용하여 회전수에 따른 예압량을 계산함으로써 제대로 작동할 수 있음을 검증하였다.

향후 연구에서는 본 연구에 의해 설계 및 검증된 20,000 rpm 주축의 시제품 개발을 통하여 시스템의 신뢰성을 확보할 예정이며, 고속 스핀들에 적용 가능한 가변예압 시스템으로 보완 및 테스트를 거쳐 상용화를 위한 지속적인 연구를 진행할 것이다.

후 기

이 논문은 2013년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2013053632)

REFERENCES

1. Takii, H., "Trends of Rolling Bearing Performance and Recent Results," Koyo Engineering Journal, No. 163E, pp. 10-16, 2003.
2. Harnoy, A., "Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication," CRC Press, pp. 418-436, 2003.
3. SKF, "High Precision Bearings," 2005.
4. NSK, "Super Precision Bearing," 2006.
5. Hwang, Y.-K. and Lee, C.-M., "A Review on the Preload Technology of the Rolling Bearing for the Spindle of Machine Tools," Int. J. Precis. Eng. Manuf., Vol. 11, No. 3, pp. 491-498, 2010.
6. Jiang, S. and Mao, H., "Investigation of Variable Optimum Preload for a Machine Tool Spindle," International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 50, No. 1, pp. 19-28, 2010.
7. Croft, D., Shed, G., and Devasia, S., "Creep, Hysteresis, and Vibration Compensation for Piezoactuators: Atomic Force Microscopy Application," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 123, No. 1, pp. 35-43, 2001.
8. Park, G., Bement, M. T., Hartman, D. A., Smith, R. E., and Farrar, C. R., "The Use of Active Materials for Machining Processes: A Review," International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 47, No. 15, pp. 2189-2206, 2007.
9. Hwang, Y. K. and Lee, C. M., "Development of Automatic Variable Preload Device for Spindle Bearing by using Centrifugal Force," International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 49, No. 10, pp. 781-787, 2009.
10. Hwang, Y. K. and Lee, C. M., "Development of a newly structured variable preload control device for a spindle rolling bearing by using an electromagnet," International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 50, No. 3, pp. 253-259, 2010.
11. Chang, T., Saleeb, A., and Li, G., "Large Strain Analysis of Rubber-Like Materials based on a Perturbed Lagrangian Variational Principle," Computational Mechanics, Vol. 8, No. 4, pp. 221-233, 1991.
12. Chen., J. S., Pan. C., and Wu., C. T., "Large Deformation Analysis of Rubber based on a Reproducing Kernel Particle Method," Computational Mechanics, Vol. 19, No. 3, pp. 211-227, 1997.
13. Choi, C. H., Kim, D. H., and Lee, C. M., "A Study on the Development of a Deformable Rubber Variable Preload Device," Int. J. Precis. Eng. Manuf., (Submitted)