

## ◆ 특집 ◆ 공작기계의 정적, 동적 FEM 모델링 자동화

## 공작기계 베어링 결합부의 전산 모델링

## Computational Modeling of the Bearing Coupling Section of Machine Tools

김현명<sup>1</sup>, 서재우<sup>1</sup>, 박형욱<sup>1,✉</sup>Hyun Myung Kim<sup>1</sup>, Jae Wu Seo<sup>1</sup>, and Hyung Wook Park<sup>1,✉</sup><sup>1</sup> 울산과학기술대학교 기계신소재공학부 (School of Mechanical and Advanced Materials Engineering, UNIST)

✉ Corresponding author: hwpark@unist.ac.kr, Tel: 052-217-2319

Manuscript received: 2012.7.24 / Accepted: 2012.8.23

*The bearing coupling section of machine tools is the most important factor to determine their static/dynamic stiffness. To ensure the proper performance of machine tools, the static/dynamic stiffness of the rotating system has to be predicted on the design stage. Various parameters of the bearing coupling section, such as the spring element, node number and preload influence the characteristics of rotating systems. This study focuses on the prediction of the static and dynamic stiffness of the rotating system with the bearing coupling section using the finite element (FE) model. MATRIX 27 in ANSYS has been adopted to describe the bearing coupling section of machine tools because the MATRIX 27 can describe the bearing coupling section close to the real object and is applicable to various machine tools. The FE model of the bearing couple section which has the sixteen node using MATRIX 27 was constructed. Comparisons between finite element method (FEM) predictions and experimental results were performed in terms of the static and dynamic stiffness.*

Key Words: Bearing Coupling Section (베어링 결합부), Machine Tool (공작기계), Static Stiffness (정강성), Dynamic Stiffness (동강성), MATRIX 27 (스프링요소), Finite Element Model (유한요소법)

## 1. 서론

공작기계에서 회전 유닛은 가장 중요한 구성 요소 중에 하나이며 가장 일반적인 예가 주축 시스템이다. 따라서 주축의 회전계 유닛 정/동적 특성은 기계 정밀도와 가공물의 품질에도 지대한 영향을 주는 인자이다. 따라서 회전계 시스템의 정/동강성의 특성을 파악하기 위해서 초기 단계에서 이론적 모델 기반으로 정/동 강성에 대한 예측 연구가 많이 진행되고 있다. 기존의 이론 식 기반 수학적 모델의 경우 회전계 시스템의 결합부등을 스프링 요소로 대체하여 단순화된 회전계 모델을 구축

후 정/동 강성을 예측하는 방식으로 일차원적 모델에만 적용이 가능하다는 한계성이 있다. 따라서 기존의 많은 연구자들은 회전계 시스템 경우 실험적 접근법을 통해서 정/동강성의 예측을 수행하였고 이러한 방식을 통한 예측은 회전계 시스템의 전반적인 특성을 비교적 정확하게 파악할 수 있다. 그러나 이러한 실험적 방법론은 다양한 종류 회전 유닛의 정/동강성 예측하기 위해서는 매번 다른 실험 장치를 구축하여 실험을 수행해야 함으로 비용과 시간이 많이 소비되는 제한성이 있다.<sup>1-7</sup>

이와 같은 문제를 극복 하기 위해서 최근 유한 요소 기법으로 회전계 시스템의 정/동강성에 대한

예측이 활발히 수행 되고 있다. 유한요소 기반의 예측 방법의 장점은 회전계 시스템의 삼차원적 예측이 가능하고 또한 정/동강성을 예측하는 해석 시간이 실험적 방법보다 상대적으로 단축 시킬 수 있다.

회전 유니트의 경우 외형적인 구조 측면에서는 복잡하지만 기본적인 구성은 회전축인 주축과 하우징과 주축 사이의 연결 고리가 되는 베어링 부분으로 단순화 할 수 있다. 물론 회전 유니트의 모든 부분을 삼차원 모델링을 통해서 해석 모델에 포함시킬 수는 있지만 그 경우 모델링에 막대한 시간이 필요하며 또한, 파트간의 결합 관계 설정에 있어서 문제가 발생하므로 단순화 과정이 필요하다. 그러나 동시에 회전 유니트에 정/동적인 특성에 예측 할 수 있어야 된다.

본 연구에서는 회전 유니트의 가장 일반적인 예인 주축시스템의 설계에 있어서 중요한 부분인 베어링 부분이 단순화된 해석 모델 구축하였으며 또한, 본 연구에서는 기존의 복잡한 회전 유니트 삼차원 해석 모델의 단순화를 위해서 ANSYS MATRIX 27 스프링 요소를 적용하여 결합부 모델을 구축하고 이를 기반으로 회전계 시스템의 정/동강성 특성 예측을 위한 정적 해석과 modal 해석을 수행하여 회전계 시스템의 정/동강성의 특성을 예측하고 이를 회전계 시스템의 실험 장치의 구축 후 베어링 강성 모델링의 타당성 검증하기 위해서 정/동 강성 실험 결과와 비교하는 연구를 수행하였다.

**2. 베어링 결합부 모델링**

본 연구에서는 단순화 베어링 삼차원 모델을 기반으로 주축의 정/동 강성에 대한 해석을 수행했으며 연구에서 구축한 단순화된 삼차원 모델은 Fig. 1 에 나타나 있다.

본 연구의 단순화된 삼차원 모델의 경우 두 개의 Angular contact 베어링으로 지지 받고 있다. 회전

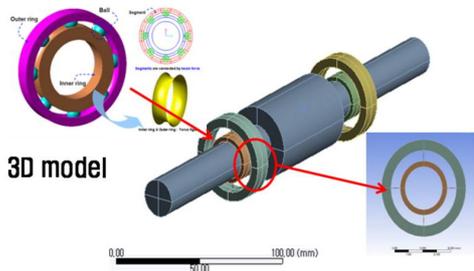


Fig. 1 FE model of the simplified rotating system

유니트 정/동 거동해석을 위해서 해석적 모델을 결합부 타입에 따라 구축하고 축 및 반경 반향의 강성은 제조사 자료를 기반으로 해서 부여하였다.

회전계 시스템을 모델링 할 때 회전계 결합부의 볼 형상을 제거 하고 단순화를 수행 한 이후에 노드 생성 지점에서 면 분할을 수행하여 회전계 결합부의 노드 연결지점이 생성된 회전계 시스템 모델을 구축했으며 또한, 본 연구에서는 MATRIX 27 스프링 요소를 적용하였다. Fig. 2 에 나타나 있듯이 MATRIX 27 스프링 요소의 가장 큰 특징은 78×78 매트릭스를 기반으로 해서 한 스프링 요소에서 X/Y/Z 축에 대해서 강성에 대한 정의가 가능하다.

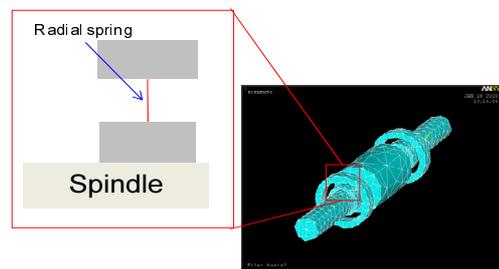


Fig. 2 FE model using MATRIX 27

또한, 공작기계의 회전계 결합부의 유한 요소 모델을 구축하는데 있어서 베어링 결합부의 MATRIX 27 스프링 요소의 연결 노드 개수를 선정하는 것이 회전계 결합부 기반의 해석 모델에 있어서 중요한 요소이다. 따라서 이에 적정한 노드 개수의 선정을 위해서 노드 수에 따른 특성에 검증이 필요하며 이에 따라서 Fig. 3 나타나 있듯이 다양한 베어링 결합부 모델 구축하였다.

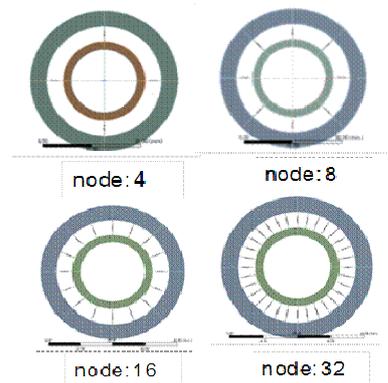


Fig. 3 FE model of the bearing coupling section according to the node number

따라서 베어링 결합부의 노드점 개수를 결정하기 위해서 유한 요소 모델 구축의 용이성, 결합부 지점의 응력 분포, 스프링요소 적용성 여부 등에 대해서 종합적으로 평가했다, 특히, 응력 분포의 경우 결합부 노드점의 개수가 32 인 경우에 연결점 주변에서 응력 왜곡현상을 발생하였다. 따라서 언급된 요소들을 종합적으로 평가하여 베어링 결합부 노드 개수를 16 개로 선정하였다.

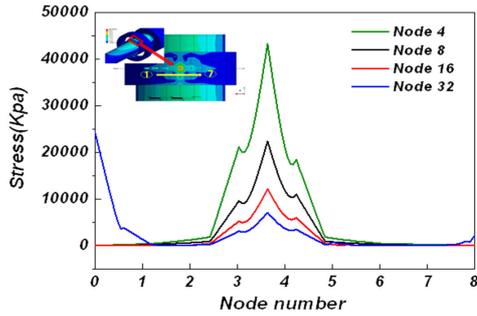


Fig. 4 Stress distribution near the connecting node point

### 3. 베어링 결합부 강성 배분방법

유한 요소 모델을 구축 후 해석을 수행하기 위해서 제조사에 의해서 주어진 회전계 결합부의 강성을 연결부분의 노드 개수에 따라서 회전계 결합부의 강성 증가 없이 배분하는 것이 중요하다.

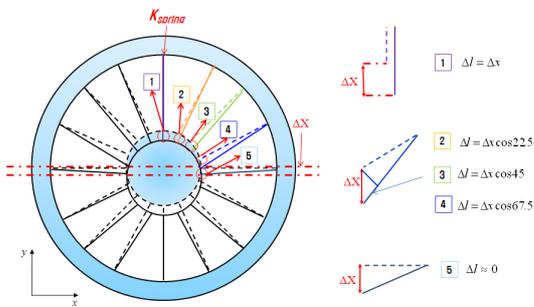


Fig. 5 Deformation of the spring element with the given load

따라서 선정된 노드 개수 16 연결 모델인 경우에 대해서 베어링 결합부 강성 배분 방법론에 대한 연구를 수행했다.

따라서 강성 배분식을 도출하기 위해서 에너지 보존 법칙을 적용하였으며 Fig. 5 는 주어진 하중에 대한 각 스프링 요소들의 변형량에 대해서 표현하

고 있다. 회전 유니트의 전체 강성을 베어링 결합부의 연결 스프링에 적절하게 강성을 분배 하기 위해서 주어진 하중에 대해서 각각의 스프링 요소에 축적되는 탄성에너지를 계산하였으며 대칭성을 고려하여 식(1), (2), (3), (4)들을 도출하였다.

$$S_1 = \frac{1}{2} K_{spring} \Delta x^2 \tag{1}$$

$$S_2 = \frac{1}{2} K_{spring} (\cos 22.5 \Delta x)^2 \tag{2}$$

$$S_3 = \frac{1}{2} K_{spring} (\cos 45 \Delta x)^2 \tag{3}$$

$$S_4 = \frac{1}{2} K_{spring} (\cos 67.5 \Delta x)^2 \tag{4}$$

여기서  $S_1, S_2, S_3, S_4$  은 스프링의 탄성에너지,  $K_{spring}$  은 스프링 요소 강성,  $\Delta x$  는 변형량을 의미한다. 위의 식은 회전 유니트 결합부 상단부에 저장되는 탄성에너지만 고려한 것이므로 주어진 MATRIX 27 스프링 요소 기반 결합부 전체 탄성 에너지를 고려 하기 위해서는 식(1), (2), (3), (4)들의 총합의 두 배가 회전 유니트에 저장된 탄성에너지와 동일해야 한다. 따라서 제조사에 의해서 주어진 회전계 결합부 강성과 스프링 요소의 강성 사이에 대해서 식(5) 및 (6)을 도출할 수 있다.

$$\frac{1}{2} K_{rot} \Delta x^2 = 4 K_{spring} \Delta x^2 \tag{5}$$

$$K_{spring} = \frac{K_{rot}}{8} \tag{6}$$

여기서  $K_{rot}$  는 회전 유니트 초기 강성을 의미한다. 위의 연결 노드 개수가 16 인 경우 유도된 강성 배분식을 기반으로 일반화하게 되면 식(7)을 얻을 수 있다.

$$K_{Rot\_radial} = \frac{K_{Spring\_radial}}{(0.5 \times N)} \tag{7}$$

여기서  $K_{Rot\_radial}$  는 반경방향 회전계 강성,  $K_{Spring\_radial}$  스프링 요소 반경방향 강성,  $N$  는 노

드 개수를 의미한다.

또한, MATRIX 27 기반 베어링 결합부의 경우 축 방향에 대한 강성을 정의 할 수 있고 이에 따라 축 방향에 대한 분배식이 다음과 같다.

$$K_{Rot\_axial} = \frac{K_{Spring\_axial}}{N} \quad (8)$$

여기서  $K_{Rot\_axial}$  는 축 방향 회전체 강성,  $K_{Spring\_axial}$  스프링 요소 축 방향 강성을 의미한다.

또한, MATRIX 27 은 강성 값을 입력할 때 기울어진 각도에 따라서 초기 강성값에 대한 보정이 필요하다. 식(9)에서와 같은 각도에 대한 보정 행렬을 만들어 적용하면 베어링 결합부에 기울어진 스프링 요소에 대한 강성 행렬에 대한 보정을 수행할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 식(9)을 기반으로 해서 X/Y 축에 상대적으로 기울어진 스프링 요소에 대해서 강성 행렬에 대한 보정을 수행하였다.

$$K_{CB} = \begin{pmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} & & \\ & K_{initial} & \\ & & \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \cos\theta & -\sin\theta & 0 \\ \sin\theta & \cos\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad (9)$$

여기서  $K_{initial}$  는 초기 강성 행렬이고  $K_{CB}$  는 보정된 강성 행렬을 의미한다.

#### 4. 회전유닛 정동강성 예측

회전계 시스템의 정/동 강성을 FEM 기반으로 예측하기 위해서 베어링 결합부 FE 모델 경우 결합부의 노드 개수는 16 개 생성하였다. 또한, 앵글러 컨택 베어링을 구현하기 위해서 반경 방향과 축 방향 강성 부여가 가능한 스프링 요소인 MATRIX 27 기반으로 해서 축/반경방향 강성과 감쇠를 각각 정의하였다. 회전계 유닛 물성치는 베어링 강으로 부여하였고 유한 요소 예측 및 실험치과 비교를 위해서 베어링 주요 제조사의 5 개 베어링을 선정하여 해석을 수행하였다. 본 연구에서 사용된 5 개 베어링의 주요 기술적인 데이터를 Table 1 에 정리하였다.

유한요소 해석 시 정적 해석의 경우 Fig. 6 의 나타나 있는 FE model 의 축 끝에 부여한 하중으로 발생한 변위를 예측 후에 하중을 변위로 나눈 값을 정강성이라고 정의했으며 동강성의 경우 모달 해석을 통해서 예측을 수행했다.

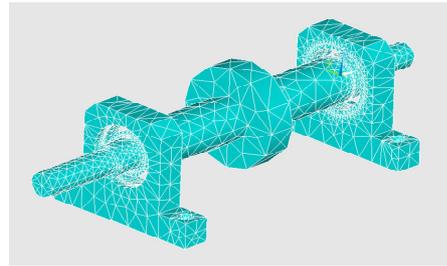


Fig. 6 The constructed FE model

Table 1 Manufacturer technical data of the bearings

Manufacturer	Number	Contact angle (°)	Preload (N)	Stiffness (N/mm)	
				Axial	Radial
NSK	7006A	30	50	85	119
	7006A5	25	60	68	136
	7006C	15	39	29	188.5
Nachi	7006C	15	100	21.7	81.1
FAG	7006C	15	75	32.7	196.2

#### 5. 회전 유닛 실험적 검증

유한 요소 모델 기반의 회전계 시스템의 정/동 강성에 예측에 대한 비교 검증을 수행하기 위해서 Fig. 7 에 나타나 있듯이 실험 장비를 구축하였다. 실험적 검증을 위해서 유한 요소모델에 사용한 5 개의 앵글러 컨택 베어링에 대해서 실험을 수행하였다. 베어링 제조사의 기술 데이터 조건과 동일하게 적용하기 위해서 베어링 너트를 이용한 정위치 예압을 부여 할 수 있도록 하였고 예압에 부여 될 때 발생하는 스핀들의 반력을 하중 센서를 이용하여 측정하여 회전계의 부여 되는 예압량을 측정하였다.

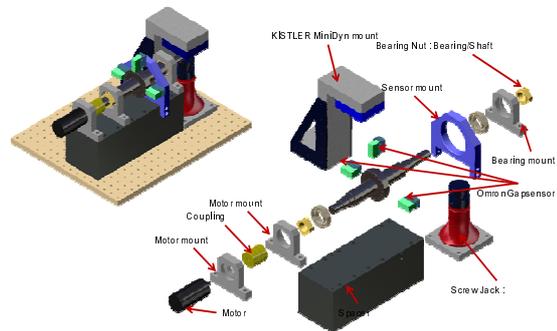


Fig. 7 Illustration of the experimental setup

정강성 실험은 Fig. 8 에 나타나 있듯이 축의 끝단에서 변위 하중 장치를 이용 하여 정적인 하중을 부여 하고 고정 밀 변위 게이지를 이용하여 변위 측정 장치로 축의 끝단의 처짐을 힘 측정 센서를 이용하여 변위가 발생한 영역에서 발생한 힘을 측정하였다. 또한 영구 변형 방지를 위해서 변위량은 0.2 mm 로 제한하였다.

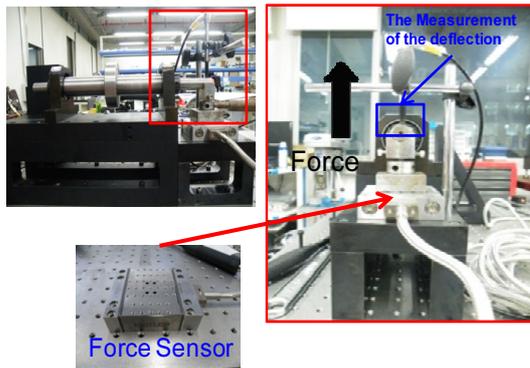


Fig. 8 Experimental setup for static stiffness

동강성 실험 경우 회전계 시스템이 다른 하부 구조물에 의한 가진 주파수를 피하기 위해서 끝을 이용하여 공중에 띄워 놓은 상태에서 축의 끝단에 가속도 센서를 부착하고 impact hammer 로 반대쪽 끝단에 충격을 부여하는 모달 테스트를 수행했다, 또한 데이터 수집 장치를 이용하여 충격 응답을 FFT 선도로 출력 하여 회전계 시스템의 1 차 고유 진동수를 계산하였다.

6. FEM 예측치와 실험 결과비교

유한 요소 모델의 예측치와 실험적 예측에 대한 결과 비교를 수행하였다. MATRIX 27 기반 유한 요소 해석치와 실험 결과와의 오차는 전체적으로 17%로 나타났으며 각 제조사별로 예측치와 실험 결과와의 차이가 다른 것으로 나타났다.

본 연구에서는 베어링 결합부의 강성을 베어링 제조사에서 제공되는 값을 사용 하였을 경우 동강성 예측에서 10%이내의 예측 정확도를 가지지만 정강성의 영역에서 20%의 오차를 가지는 것으로 Fig. 9 와 Fig. 10 에 나타났다.

해석치과 실험 결과를 비교한 결과 베어링 결합부를 MATRIX 27 요소기반 모델링을 통해서 정/동 강성의 예측 정확도 향상에 기여한 것으로 생각

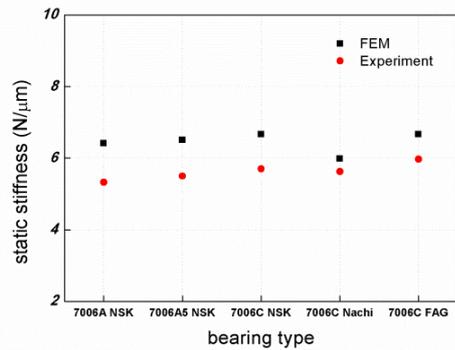


Fig. 9 Comparison between FEM prediction and experimental result for the static stiffness

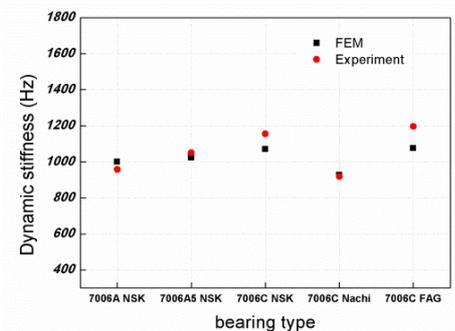


Fig. 10 Comparison between FEM prediction and experimental result for the dynamic stiffness

된다. 그러나 유한 요소 기반의 예측 모델이 제한적인 부분은 MATRIX 27 스프링 요소의 경우 모멘트에 의해서 발생하는 강성을 유한 요소 모델에 적용할 수 없고 이러한 점이 실험 결과와 해석치 사이의 오차에 한 요인이라고 판단된다. 그리고 실험적인 부분에서 회전계 시스템의 정/동강성의 정확한 예측을 위해서는 스핀들이 회전을 하고 있는 상태에서 수행 되어야 하지만 회전 상태에서 실험적 검증을 수행하는 것은 장치 구축에 높은 기술적 노하우가 필요한 영역이라 이번에 실험 장치 구축에서 적용하지 못하였다. 이는 실험적 예측 모델에서의 오차의 발생이 발생했을 것으로 판단된다. 이와 같은 제한 사항들이 해석과 실험간에 오차의 오인으로 작용하였을 것이라 판단된다.

7. 결론

본 연구는 베어링 결합부를 스프링 요소 기반

으로 회전계 시스템의 유한 요소 모델을 구축하고 회전계 시스템의 정/동 강성 예측을 수행 하였고 이와 동시에 실험 결과와의 비교 검증을 수행하였다. 베어링 결합부의 표현하기 위한 결합부 노드 개수는 노드 연결부의 응력분포를 고려하여 16 개로 선정하였다. 본 연구에서는 앵글러 컨택 볼 베어링의 축/반경 반향 강성을 구현하기 위해서 MATRIX 27 스프링 요소를 사용하였으며 베어링 결합부에 강성을 배분하기 위해서 에너지 보존법을 기반으로 배분식을 도출했다. 유한요소 예측치와 실험 결과 사이에 비교 검증을 수행한 결과 전체적인 오차가 17%로 나타났지만 전체적으로 회전계 시스템 정/동강성 예측이 가능할 것으로 생각된다.

## 후 기

본 연구는 지식경제부 산업원천기술개발사업인 기계장비 정밀도 시뮬레이션 플랫폼 기술개발 과제 지원으로 수행 되었습니다.

## 참고문헌

1. Bernd, B. and Jay, F. T., "Conceptual Design of Machine Tool Interfaces for High-Speed Machining," Journal of Manufacturing Processes, Vol. 4, No. 1, pp. 16-27, 2002.
2. Chung, H. J., "Dynamic Analysis of the Small-size Gas Turbine Engine Rotor Using Commercial S/W and its Limitations," M.Sc. Thesis, Mechanical Engineering, KAIST, 2008.
3. Lee, C. H., "Optimal Bearing Span of Main Spindles in Consideration of Standard Parts Assembling," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 95-96, 2008.
4. Kim, H. M. and Park, H. W., "Study on the coupling section of the rotating system based on FEM," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 141-142, 2010.
5. Hwang, H. Y., Jang, S. H., Jung, Y. M., and Choi, Y. H., "Dynamic Analysis of a High Speed Spindle System of Micro Milling Machine by using ADROS," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 547-548, 2008.
6. Hwang, Y. K., Lee, C. M., and Kim, B. K., "A Basic Study on the Analysis Model for Static and Dynamic Stiffness Evaluation of a High Speed Spindle System," Proc. of KSPE Spring Conference, pp. 89-90, 2008.
7. Park, H. Y. and Liang, S. Y., "Force modeling of microscale grinding process incorporating thermal effects," International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 44, No. 5-6, pp. 476-486, 2009.