

# 40,000RPM 초고속 스피ndl의 베어링위치선정을 위한 유한요소해석 FEM to select bearing position of 40,000RPM high-speed spindle

\*\*임정숙<sup>1</sup>, 이춘만<sup>2</sup>, 정원지<sup>2</sup>, 이정환<sup>1</sup>

\*J. S. Lim<sup>1</sup>(cluster4@changwon.ac.kr), C. M. Lee<sup>2</sup>, W. J. Chung<sup>2</sup>, J. H. Lee<sup>1</sup>

<sup>1</sup> 한국기계연구원 재료기술연구소, <sup>2</sup> 창원대학교 메카트로닉스공학부

Key words : High-speed spindle, Stiffness, FEM, Taguchi Method

## 1. 서론

회전수가 높고, 강력절삭과 정밀절삭 능력 모두가 뛰어나야 하며, 정적과 동적 강성 또한 우수한 주축을 설계하기 위해서는 주축의 고유진동수를 높인다거나 주축 선단의 변위를 최소화하는 방법으로 주축의 요소부품을 적절히 조합하여 목적을 달성해야 한다. 주축 요소부품의 적절한 조합을 알기 위해서 기존 문헌에서는 관심 위치의 정·동적 변위가 어느 부품에 의해서 어느 정도 영향을 받았는지, 변위에 대한 경로와 원인을 알고자 하였다. 주축의 정·동 강성 개선을 위해 취약한 부위를 주축자체로 한정 정의하고 주축 자체의 굽힘 곡선을 가지고 분석하여 주축의 국부적인 지름증대 기법을 사용하여 정·동적 특성을 개선한 예가 있으며<sup>1</sup>, 주축의 정·동적 특성에 각 요소부품이 기여하는 비율을 파악하기 위해서 정적 강성에서는 변위 중첩법을 사용하고, 동적 강성에서는 진동모드 상관도를 이용하여 기여율을 분석하고 이에 따른 주축의 정·동적 특성을 개선하여 주축의 성능을 높이는데 하나의 이정표를 제시한 예가 있다<sup>2</sup>.

본 논문에서는 공작기계 고속주축의 정·동적 강성에 영향을 미치는 인자들을 파악하여 실험계획법에 적용 및 분석할 파라미터를 선정하였다. 또한 고속 주축을 지지하는 베어링이 발열이나 윤활 등에서 최적의 조건으로 선정되었다는 가정 아래 고속 주축의 설계에 있어서 가장 먼저 수행되어야 하는 주축의 진동 모드 해석을 수행하였으며, 정적인 상태에서 베어링의 강성과 위치에 따른 주축선단부의 변위량을 실험계획법에 따라 해석하고 다구찌법에 적용하여 주축의 정·동적 특성이 가장 우수한 조건을 도출하였다.

## 2. 고속 주축계 모델

### 2.1 고속 주축계의 유한요소 모델

공작기계용 40,000RPM( $1.94 \times 10^6 \text{DmN}$ )급 초고속 주축계를 Fig. 1의 도면과 같이 설계하였다. 이 주축계는 회전중의 파지력(gripping force)을 위하여 스프링이 사용되는 형태이며, 뒷부분의 유압 실린더가 톨 탈착 시 드로우바(drawbar)를 밀어주어 조우(jaw)를 벌리는 역할을 한다. 드로우바는 고속 공작기계의 주축에 있어서 자동공구교환을 하기 위한 필수적인 장치이지만, 드로우바에 의한 진동은 드로우바 자체보다도 주축 내에서 드로우바를 지지하는 부분의 특성이 영향을 미치므로 이에 대한 해석이 필요하다는 것을 기존 문헌을 통해 알 수 있으며<sup>3</sup>, 본 연구에서는 이 드로우바의 지지점이 이상적인 상태로 지지되어 있다고 가정하고 해석을 수행하였다. 또한 고속주축은 가공의 유연성을 증대시키기 위해 Fig. 1과 같이 모터 내장형 주축의 형태를 가지게 된다. 내장형 모터의 회전부(rotor)는 여러 장의 얇은 철심용 강판들로 적층되어 있어 굽힘 변형 및 전단변형에 대해서 상당 수준의 강성효과를 나타낸다. 따라서 모터 회전부의 질량효과 외에도 강성효과를 고려하여 해석하였다.

설계의 타당성 검토와 주축의 정·동 강성 개선을 위해 취약한 부위를 주축 자체로 한정하여 정의하고 Fig. 2와 같이 모델링하여 유한요소해석을 수행하였다. 해석 툴은 상용 구조해석용 프로그램인 ANSYS를 사용 하였으며, 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1과 같다. 주축의 소재는 질화강인 SACM645를 사용하였으며, 모터의 회전부의 기계적인 물성치는 규소강판을 적층시킨 형태로써 참고문헌<sup>5</sup>의 연구결과에 의해 질화강의 강성 값의 약 1/10에 해당하는 강성을 가지도록 모델링하였다. 톨 생크의 밀도

값이 다른 부품의 밀도 값에 비해 상대적으로 큰 것은 톨 생크에 공구가 장착되었다는 가정 아래 계산하여 적용하였다. 주축을 지지하는 베어링은 GMN사의 HYSM6007C를 사용하였으며, 윤활방식은 오일-미스트를 적용하는 타입이다.

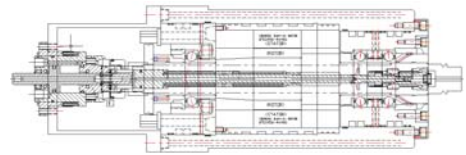


Fig. 1 The schematic diagram of 40,000RPM spindle system

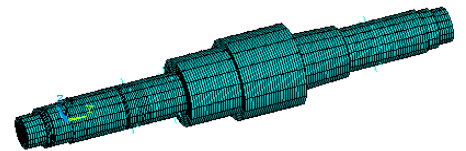


Fig. 2 3D mesh of 40,000RPM spindle system

Table 1 Material properties of spindle parts

Part name	E(GPa)	Density (g/cm <sup>3</sup> )	Poisson's ratio
Spindle	205.0	7.817	0.3
Drawbar	205.0	7.817	0.3
Tool shank	205.0	10.311	0.3
Rotor	21.3	7.817	0.3

### 2.2 실험계획법을 위한 파라미터 설계

기존 문헌을 통해 알 수 있듯이 주축의 강성에 가장 큰 영향을 미치는 파라미터로는 주축의 직경, 주축에 사용된 소재의 탄성, 사용된 베어링의 강성을 들 수 있다<sup>4</sup>. 본 연구에서 설계된 고속 주축은 기존의 공작기계 주축의 대체품으로 개발된 것이므로 주축의 치수는 변화시킬 수 없다. 베어링의 경우 상용 제품을 사용하지만 주축에 베어링 조립 시 위치와 예압에 따라 그 특성이 상당히 좌우되게 되므로 설계 수정이 가능한 베어링의 위치와 강성을 변화시켜 초고속 주축의 정·동적 특성을 향상시키기 위한 조건을 도출하였다.

다음의 Fig. 3은 주축을 지지하는 베어링의 위치를 나타내고 있다. 주축의 전반부에 위치하는 베어링은 절삭하중을 견디기 위해 복열로 되어 있다. 이 베어링들은 주축 선단부의 지지강성과 Labyrinth seal<sup>4</sup> 등의 여러 가지 장치들 때문에 주축의 선단부측으로 35mm 이상 이동할 수 없고, 또한 각 베어링은 서로 간섭되지 않는다는 조건으로 각 베어링의 수준을 Fig. 3과 같이 선정하였다.

Table 2에 각각의 파라미터에 따른 수준 값을 표로 나타내었다. 베어링의 위치는 A, B, C 인자로 각각 정의하였다. A와 B 인자는 전반부 베어링의 위치를 나타내며, C 인자는 후반부 베어링의 위치를 나타낸다. D는 전반부, E는 후반부에서 주축을 지지하는 베어링의 강성을 나타낸다. 베어링의 예압 값의 결정은 베어링 공급사에 의뢰하여 Fig. 1의 설계도면에서 최적의 성능을 나타낼 수 있는 베어링 예압 값을 공급받았다.

Table 2에서 보는 바와 같이 각 파라미터의 수준은 모두 3수준으로 정의하였다. D와 E의 파라미터 값은 계산되어진 강성 값을 기준으로 각각 D2와 E2로 하고 주축의 강성에 영향을 미칠 수

있는 양으로 강성 값에 변화를 주어 D1, D3, E1, 그리고 E3의 파라미터 값을 결정하였다.

Table 2에서 정의했던 파라미터와 수준으로 Table 3과 같이 L27(3\*\*5)의 Taguchi 직교 배열 설계로 실험계획을 세워 실험을 실시하고 그에 대한 실험결과를 Table 3에 나타내었다.

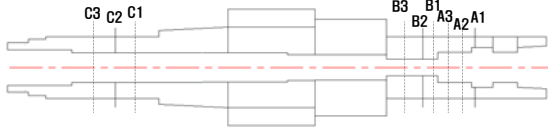


Fig. 3 Positions of each bearing supporting spindle

Table 2 Level value of each parameter for Taguchi Method

No.	A[mm]	B[mm]	C[mm]	D[N/mm]	E[N/mm]
1	41	63	230.83	11419	8546
2	46	71	248.00	24853	18640
3	51	85	264.00	38287	28716

### 3. 주축의 정·동적 특성 해석

#### 3.1 주축의 정·동적 특성 해석

Table 2에서 정의했던 파라미터의 수준으로 Table 3과 같이 실험계획을 세우고 무작위(random)로 실험을 실시하였다. 먼저 고속으로 회전하는 주축을 설계하는데 있어서 가장 우선적으로 수행되어야 하는 동특성 해석을 위해 각 실험계획에 따른 모드해석을 수행하였다. 공작기계의 고속화가 요구됨과 동시에 고속 주축의 고정밀도 또한 요구되어지고 있으므로, 정강성 해석을 위해서는 주축 선단부에 100N의 힘을 가했을 때 주축 선단부에서 발생하는 최대 변위를 해석하고 그 결과를 Table 3에 나타내었다. 현재 Fig. 1에 설계되어 있는 초기 조건의 파라미터의 실험 조건은 A<sub>1</sub>B<sub>1</sub>C<sub>2</sub>D<sub>2</sub>E<sub>2</sub>이며, Table 3의 5번의 실험에 해당한다.

#### 3.2 최적설계조건 도출

초고속 주축의 설계에서 주안점이 되는 스피들의 1차 모드는 그 값이 클수록 특성이 우수하기 때문에 망대특성에 의하고, 주축 선단부의 정적 변위는 작을수록 특성이 우수하기 때문에 망소특성에 의한다. 이러한 두 특성을 모두 만족할 수 있는 조건이 될 수 있도록 Table 3의 해석결과를 분석하여 신호 대 잡음비의 주 효과 플롯을 Fig. 6과 같이 나타내었다. 이 플롯을 통해 최적조건은 A<sub>1</sub>B<sub>1</sub>C<sub>2</sub>D<sub>3</sub>E<sub>2</sub>임을 알 수 있으며, 동특성의 경우 초기 조건에 비해 약 12%, 정특성의 경우 주축 선단부의 변위량이 약 15% 감소되었음을 확인하였다.

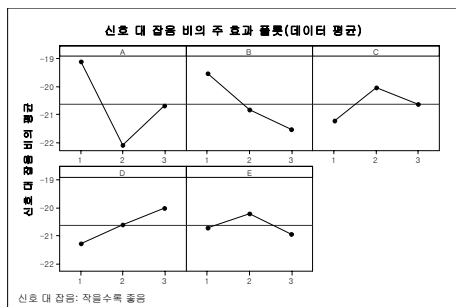


Fig. 6 Main effect plot of signal to noise for optimum design of 40,000rpm high-speed spindle

### 4. 결론

본 연구에서는 초고속 주축의 각 요소들 중 현재의 구조에서 설계 변경이 가능한 스피들 베어링의 위치와 강성에 따른 초고속 주축의 정·동적 특성을 파악하고 최적조건을 도출하여 초기 설계 단계보다 약 13% 향상된 성능을 가진 제품을 설계·제작하였다.

Table 3 Design of Taguchi Method and the result of analysis by FEM

No.	A	B	C	D	E	1st mode[Hz]	Displacement [μm]	
							Mode	Static
1	1	1	1	1	1	669.91	6.431	7.92
2	1	1	1	1	2	938.33	6.980	7.87
3	1	1	1	1	3	1108.20	8.485	7.85
4	1	2	2	2	1	734.97	9.179	6.09
5	1	2	2	2	2	993.80	7.849	6.07
6	1	2	2	2	3	1138.60	7.998	5.69
7	1	3	3	3	1	888.85	13.473	6.48
8	1	3	3	3	2	1057.90	10.422	5.29
9	1	3	3	3	3	1175.80	11.334	5.07
10	2	1	2	3	1	725.37	10.769	6.51
11	2	1	2	3	2	986.92	11.453	5.94
12	2	1	2	3	3	1128.10	11.478	5.88
13	2	2	3	1	1	730.34	3.1284	7.87
14	2	2	3	1	2	831.28	27.076	7.96
15	2	2	3	1	3	847.06	28.213	8.59
16	2	3	1	2	1	705.20	13.386	6.71
17	2	3	1	2	2	971.76	18.027	6.51
18	2	3	1	2	3	1110.50	38.197	6.43
19	3	1	3	2	1	751.06	13.791	6.64
20	3	1	3	2	2	969.18	9.541	6.34
21	3	1	3	2	3	1070.10	8.870	6.25
22	3	2	1	3	1	878.59	13.404	6.48
23	3	2	1	3	2	960.85	12.666	8.04
24	3	2	1	3	3	1138.90	16.472	8.21
25	3	3	2	1	1	762.41	14.112	8.75
26	3	3	2	1	2	1028.50	14.354	8.55
27	3	3	2	1	3	1184.40	19.077	8.40

### 후기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업[RTI04-01-03] 지원으로 수행되었습니다.

### 참고문헌

1. Chan-Hong Lee, Hu-Sang Lee, "Static and Dynamic Weak Point Analysis of Spindle Systems Using Bending Curve", KSPE, Vol. 15, No. 12, pp.188-193, 1998
2. Chan-Hong Lee, Chun-Hong Park, Hu-Sang Lee, "The Contribution of Spindle Parts to Static, Dynamic Stiffness and Design Improvement", KSPE, Autumn Conference, pp. 985-988, 2002.
3. Jeong-Suk Lim, Won-Jee Chung, Choon-Man Lee, Jung-Hwan Lee, "Effects of a drawbar and a rotor in dynamic characteristics of a high-speed spindle", KSPE, Vol.23, No.3, pp. 139-146, 2006.
4. 김석일, 최신공작기계설계기술, 반도체출판사, pp. 2-11, 1995.
5. Ro S.K., Park J.K., Kyung J.H., "Analysis of Dynamic Characteristics of A High-speed Milling Spindle Due to Support Stiffness of Drawbar," KSMTE, Spring Conference, pp.484-487, 2003.