40,000rpm 스핀들 강성 향상을 위한 베어링 위치 선정

*임정숙[1], 이춘만[2], 정원지[2], 이정환[1]
[1] 한국기계연구원 소재성형연구센터, [2]창원대학교 기계설계학과

Selection of Bearing Position to Improve 40,000rpm Spindle Stiffness

*J. S. Lim[1], C. M. Lee[2] , W. J. Chung[2], J. H. Lee[1]
[1] KIMM, [2] Dept. of Mech. Design & Manufacturing, Changwon Univ.

Key words : Spindle, Stiffness, Bearing

1. 서론

기계 산업 및 각종 산업의 급속한 변화에 발맞추어 생산비용 및 시간을 절약하고 고정밀도 가공을 위한 공작기계 고속 주축에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다[1-2]. 이러한 고성능, 고품질을 가지는 공작기계의 품질 대 가격 경쟁력 강화에는 공작기계 전체 금액의 10% 이상을 차지하는 주축의 설계가 큰 영향을 미치게 된다. 최신 공작기계의 주축은 회전수가 높고, 강력절삭과 정밀절삭 능력 모두가 뛰어나서 부하면에서 분석하면 정적과 동적 강성이 우수해야 할 필요가 있다. 결국 정동적 부하면에서 주축선단부의 변위가 작아야 한다. 설계자의 입장에서는 주축선단의 변위를 최소화 한다든가 고유진동수를 높이는 방법으로 주어진 주축의 요소부품을 적절히 조합하여 목적을 달성해야 한다. 기존 문헌에서는 관심 위치의 정동적 변위가 어느 부품에 의해서어느 정도 영향을 받았는지, 변위에 대한 경로와 원인을 알고자 하였다. 주축의 정동강성 개선을 위해 취약한 부위를 주축자체로 한정 정의하고 주축 자체의 굽힘곡선을 가지고 분석하여 주축의 국부적인 지름증대 기법을 사용하여 정동적 특성을 개선한 예가 있으며[3], 주축의 정적, 동적 특성에 각 요소부품이 기여하는 비율을 파악하기 위해서 정적 강성에서는 변위 중첩법을 사용하고, 동적 강성에서는 진동모드 상관도를 이용하여 기여율을 분석하고 이에 따른 주축의 정동적 특성을 개선하여 주축의 정능을 높이는데 하나의 이정표를 제시한 예가 있다[4].

본 논문에서는 고속 주축을 지지하는 베어링이 발열이나 윤활 등에서 최적의 조건으로 선정되었다는 가정아래 고속 주축의 설계에 있어서 가장 먼저 수행되어져야 하는 주축의 진동 모드 해석을 수행하고, 다구찌 실험계획법을 적용하여 주축의 정동적 강성이 최대가 될 수 있는 최적의 조건을 도출하였다.

2. 고속 주축계 의 유한요소모델

40,000rpm급 고속 머시닝센터용 주축계의 구조는 Fig. 1과 같다. 회전중의 파악력을 위하여 스프링이 사용되는 형태이며 뒷 부분의 유압 실린더에서 툴 탈착 시 드로우바를 밀어주어 조우를 벌리는 역할을 한다.

이러한 고속 공작기계의 주축에 있어서 자동공구교환(ATC) 장치는 가속도와 생산성 향상을 위하여 필수적인 장치이며 고속 회전에서의 파악력(gripping force)의 유지를 위하여 H나 등의 이면 구속 방식의 툴 클램핑 메커니즘이 적용되고 있다. 특히 공구자동교환을 위한 툴 클램핑 장치는 축선단의 테이퍼 부 내부에 툴 홀더를 파악하는 jaw 들이 위치하게 되고, 툴 홀더의 고정을 위하여 스프링이나 유압을 이용하는 드로우바(drawbar)가 스핀들 내부에 위치하게 되고 스핀들은 중공이 된다. 그러므로 이 드로우바는 필연적으로 주축과 분리되어 작동되게 된다. 따라서 강성축의 타당성 검토를 위해서는 이러한 주축에 대한 동특성을 설계단계에서 고려하여야 하며 드로우바에 의한 진동은 드로우바 자체보다도 주축내에서 드로우바를 지지하는 부분의 특성이 영향을 미치므로 이에 대한 해석이 필요하다는 것을 기존 문헌을 통해 알 수 있다[5].

본 연구에서는 머시닝센터용 모터내장형 주축의 동적 특성을 체계적으로 해석하기 위해서, 유한요소 모델을 도입하였다. 내장형 모터의 회전부(rotor)는 여러 장의 얇은 철심용 강판들로 적층되어 있어 굽힘변형 및 전단변형에 대해서 상당 주순의 강성효과를 나타내기 때문에 질량효과 외에도 그 강성효과를 고려하여 해석하였다[1].

따라서 이러한 드로우바와 로터의 지지강성 및 질량효과를 고려하여 주축계를 모델링하고 해석하였다. Fig. 2는 주축계의 유한요소 모델을 나타내고 있다. 해석툴은 상용 구조해석용 프로그램인 ANSYS를 사용하였다. 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1과 같다.

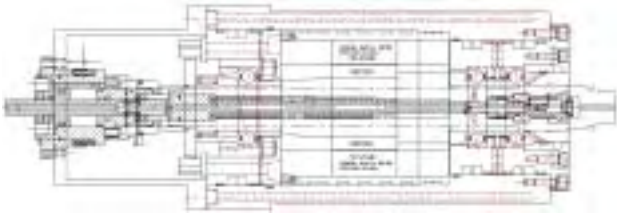

Fig. 1 The schematic of 24,000rpm spindle system

Fig. 2 Mesh of high-speed spindle for FEM analysis

Table 1 Material properties of each part

Part name	E(GPa)	Density (g/cm^3)	Poisson's ratio
Spindle	205	7.817	0.3
Drawbar	205	7.817	0.3
Tool shank	205	10.311	0.3
Rotor	40.3	7.817	0.3

3. 고속 주축의 최적 설계 조건 도출

기존 문헌에서 알 수 있듯이 스핀들의 강성에 가장 큰 영향을 미치는 파라미터로는 주축의 직경, 스핀들에 사용된 소재의 탄성, 사용된 베어링의 강성을 들 수 있다[4]. 여기에서 주축의 직경은 설계값으로 주축 하우징의 크기가 이미 정해져 있는 실정이므로 변경할 수 없다. 따라서 설계 수정이 가능한 베어링의 위치와 강성이 초고속 스핀들의 강성에 얼마만큼의 영향을 미치는지 다구찌 실험계획법을 적용하여 분석하였다.

다음의 Fig. 3은 주축을 지지하는 베어링의 위치를 나타내고 있다. 주축의 전반부에 위치하는 베어링은 복열로 되어있다. 이 베어링들은 주축 선단부의 지지강성 때문에 35mm이상 주축의 선단부측으로 위치를 이동할 수 없다. 각 베어링은 서로 간섭되지 않는 다른 조건아래 Fig. 3과 같이 각 베어링의 수준을 정하였다. 또한 Fig. 3에서 주축의 후반부를 지지하는 베어링과 각 수준을 나타내었다. Table 2에 각각의 파라미터에 따른 수준 값을 표로 나타내었다.

각 베어링의 위치는 A, B, C 인자로 각각 정의하였다. A 인자는 주축의 선단부에 위치하는 베어링을 나타내며, B는 A 다음에

위치하게 되는 베어링, C는 주축의 후반부에 위치하는 베어링을 나타낸다. D와 E는 베어링의 예압에 따른 강성을 나타내는데, D는 전반부 베어링의 강성이고, E는 후반부 베어링의 강성이다. 현재 개발 중인 스핀들은 초고속 스핀들이며, 스핀들이 고속으로 회전 할수록 베어링의 강성은 커지기 때문에 light preload를 기준으로 해석하였다. Table 2에서 보는 바와 같이 각 인자의 수준은 모두 3수준으로 정의하였다. Table 2에서 정의했던 인자와 수준으로 Table 3과 같이 실험계획을 세우고 무작위로 실험을 실시하였다. 실험결과를 함께 나타내었다. 이러한 결과를 통하여 Fig. 4와 같은 신호 대 잡음 비의 주효과 플롯을 얻었다.

해석결과의 신호 대 잡음 비의 플롯을 통해 반응 변수에 A, B, C 인자가 영향을 크게 미친다는 것을 알 수 있다. Fig. 4에서 볼 때 A, B, C, D 인자가 유의하다. A 인자는 1수준, B 인자는 1수준, C 인자는 2수준, D 인자는 3수준일 때 신호 대 잡음비가 가장 크므로 이들 인자의 조건을 $A_1B_1C_2D_3$으로 잡고, E 인자는 반응 변수에 영향을 거의 미치지 않으므로 현재 사용하고 있는 E_2수준을 조건으로 설정하였다. 따라서 $A_1B_1C_2D_3E_2$에 대해 신호 대 잡음비를 예측하면, -17.0998으로 신호 대 잡음 비가 기존의 -20 이하이었던 것에 반해 상당히 향상되었음을 알 수 있다.

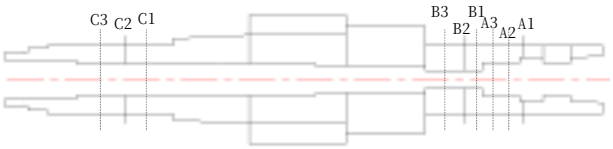

Fig. 3 Each level of front bearings and rear bearing

Table 2 Level value of each parameter

A[mm]	B[mm]	C[mm]	D[N/mm]	E[N/mm]
41	63	230.83	11419	8546
46	71	248	24853	18640
51	85	264	38287	28716

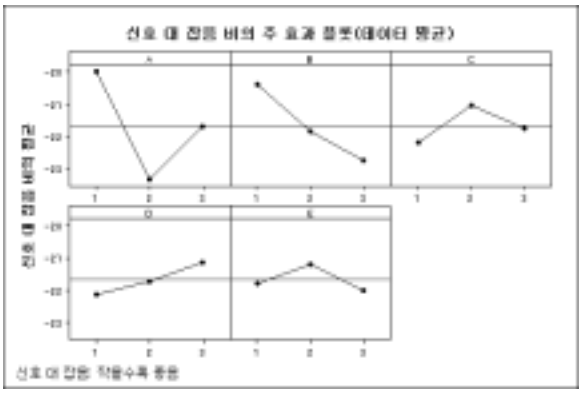

Fig. 4 Main effect plot of signal to noise about each condition

4. 결론

스핀들의 강성에 가장 큰 영향을 미치는 파라미터로는 주축의 직경, 스핀들에 사용된 소재의 탄성, 사용된 베어링의 강성을 들 수 있다. 여기에서 주축의 직경은 설계값으로 주축 하우징의 크기가 이미 정해져 있는 실정이므로 변경할 수 없다. 따라서 설계 수정이 가능한 베어링의 위치와 강성이 초고속 스핀ㄷ르의 강성에 얼마만큼의 영향을 미치는지 다구찌 실험계획법을 통하여 최적조건을 도출하고자 하였다.

초기 설계 단계에서 주축의 1차 고유진동수는 994Hz이고 주축 선단부 변위는 7.8489였으나, 최적설계 조건을 적용한 결과 주축의 1차 고유진동수는 990Hz으로 감소하였고, 주축 선단부의 변위는 9.5618로 초기 설계치보다 18%로 증가하였다. 이러한 결과로 최적설계조건의 신호대 잡음비는 증가하였지만 초기 설계가 우수하였음을 확인하였다

Table 3 Design of Taguchi Method and the results of each experiment

No.	A	B	C	D	E	1st Mode[Hz]	Dist.
1	1	1	1	1	1	669.91	6.4307
2	1	1	1	1	2	938.33	6.9801
3	1	1	1	1	3	1108.2	8.4854
4	1	2	2	2	1	734.97	9.1791
5	1	2	2	2	2	993.8	7.8489
6	1	2	2	2	3	1138.6	7.9983
7	1	3	3	3	1	888.85	13.473
8	1	3	3	3	2	1057.9	10.422
9	1	3	3	3	3	1175.8	11.334
10	2	1	2	3	1	725.37	10.769
11	2	1	2	3	2	986.92	11.453
12	2	1	2	3	3	1128.1	11.478
13	2	2	3	1	1	730.34	3.1284
14	2	2	3	1	2	831.28	24.076
15	2	2	3	1	3	847.06	28.213
16	2	3	1	2	1	705.2	13.386
17	2	3	1	2	2	971.76	18.027
18	2	3	1	2	3	1110.5	38.197
19	3	1	3	2	1	751.06	13.791
20	3	1	3	2	2	969.18	9.541
21	3	1	3	2	3	1070.1	8.87
22	3	2	1	3	1	878.59	13.404
23	3	2	1	3	2	960.85	12.666
24	3	2	1	3	3	1138.9	16.472
25	3	3	2	1	1	762.41	14.112
26	3	3	2	1	2	1028.5	14.354
27	3	3	2	1	3	1184.4	19.077

후기

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

참고문헌

1. Dae-Bong Choi, Jeong-Jun Jo and Seok-Il Kim, "Dynamic Characteristics of Spindle with a Built-in Motor", J. KSPE, 11, 3, 184-190, 1994
2. Seok-Il Kim, Jae-Wan Jo, Won-Jae Lee, "Static/Dynamic/Thermal Characteristics Analysis of a High-Speed Spindle System with 50,000rpm", KSMTE, Spring Conference, 494-499, 2003.
3. Chan-Hong Lee, Hu-Sang Lee, "Static and Dynamic Weak Point Analysis of Spindle Systems Using Bending Curve", KSPE, 15, 12, 188-193, 1998.
4. Chan-Hong Lee, Chun-Hong Park, Hu-Sang Lee, "The Contribution of Spindle Parts to Static, Dynamic Stiffness and Design Improvement", KSPE, Autumn Conference, 985-988, 2002.
5. 임정숙, 정원지, 이춘만, 이정환, "드로우바와 로터가 고속주축계의 동적 특성에 미치는 영향", 한국정밀공학회지, 180, 139-146, 2006.