한국기계가공학회지, 제8권 제1호, pp. 10～17 (2009. 3)
Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol.8 No.1, pp. 10～17 (2009. 3)

40,000rpm 고속 주축의 정·동특성 향상을 위한 베어링 위치 선정

임정숙*, 정원지**, 이춘만**#

Selection of Bearing Position for Improving Static and Dynamic Stiffness of 40,000rpm High-speed Spindle

Jeong Suk Lim*, Won Jee Chung** and Choon Man Lee#

(Received 28 January 2009; received in revised form 5 March 2009; accepted 7 March 2009)

ABSTRACT

Spindle design is very important for the improvement of the competitive power in production cost of high quality machine tools. The important factor in spindle design is not only to improve the natural frequency of spindle but also to reduce displacement of spindle end. In this paper, parameters those influence on static and dynamic stiffness of high-speed spindle have selected form preceding studies. And those selected parameters are applied to Taguchi Method. To perform FEM analysis, bearing conditions are selected with optimized condition. To know how to improve static and dynamic stiffness of machine tool spindle, natural frequency and displacement of spindle end are obtained by FEM analysis. The Taguchi Method was used to draw optimized condition of bearing position and it's stiffness. From these results, amplitude of vibration is enough good less than 3㎛ pk-pk of the spindle of 40,000rpm manufactured in this work by the optimal design.

Key Words : Taguchi Method (다구찌 실험계획법), High-speed Spindle (초고속 스핀들), FEM analysis (유한요소해석), Selection of Bearing Position (베어링 위치 선정)

1. 서 론

기계 산업을 비롯한 각종 산업의 급속한 변화에 발맞추어 제품의 생산 비용과 시간을 절약함과 동시에, 고정밀도로 가공할 수 있는 공작기계에 대한 연구가 여러 각도에서 활발히 진행되고 있다.[1-5] 이러한 고성능·고품질을 가지는 공작기계의 품질 대 가격 경쟁력 강화에는 공작기계 전체 금액의 약 10% 이상을 차지하는 주축의 효율적인 설계가 가장 큰 영향을 미치게 된다.

최신 공작기계의 주축은 회전수가 높고, 강력절삭과 정밀절삭 능력 모두가 뛰어나야 하며, 부하면에서 분석하여 볼 때, 정적과 동적 강성이 우수해야 한다. 다시 말해 정·동적 부하면에서 주축선단부의 변위가 작아야 하고 높은 회전수를 가지는 스핀들의

* 한국기계연구원 부설 재료연구소
**창원대학교 기계설계공학과
교신저자:창원대학교 기계설계공학과
E-mail cmlee@changwon.ac.kr Tel. (055) 213-3622

되기 위해서는 주축의 고유진동수가 사용회전수보다 훨씬 높거나 낮아야 한다. 설계자의 입장에서는 주축 선단의 변위를 최소화 한다든가 고유진동수를 높이는 방법으로 주어진 주축의 요소부품을 적절히 조합하여 목적을 달성해야 한다. 이러한 주축의 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.[6] 주축의 정·동적 강성 개선을 위해 취약한 부위를 주축자체로 한정하여 정의하고 주축 자체의 굽힘 곡선을 가지고 분석하여 주축의 국부적인 지름증대 기법을 사용하여 정·동적 특성을 개선한 예가 있으며[6], 주축의 정·동적 특성에 각 요소 부품이 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.[7]

본 논문에서는 기존 연구를 통하여 선행되었던 24,000rpm 고속 주축의 설계 기술[8]을 바탕으로 공작기계 고속주축의 정·동적 강성에 영향을 미치는 인자들을 파악하고 이들을 실험계획법에 적용하여 분석할 파라미터로 선정하였다. 또한, 공작기계 고속주축의 정·동적 특성을 높이기 위하여 고속 주축을 지지하는 베어링이 발열이나 윤활 등에서 최적의 조건으로 선정되었다는 가정 아래 고속 주축의 설계에 있어서 가장 먼저 수행되어져야 하는 주축의 진동모드 해석을 수행하였고, 정적인 상태에서 베어링의 강성과 위치에 따른 주축선단부의 변위량을 해석하였다. 이러한 해석 결과들을 다구찌 실험계획법[9]에 적용하여 주축의 정·동적 강성이 최대가 될 수 있는 최적 조건을 도출하고 이를 실제 제품에 적용하였다.

2. 40,000rpm 고속 주축 모델

2.1 고속 주축계의 구조 및 유한요소모델

공작기계용 40,000rpm(1.94×10^6 DmN)급 초고속 주축계를 Fig. 1의 도면과 같이 설계하고, 설계의 타당성을 검토하기 위하여 Fig. 2와 같이 주축의 유한요소모델을 모델링 하였다. 이 모델은 기존문헌[6]의 모델을 바탕으로 주축의 정·동 강성 개선을 위해 취약한 부위를 주축 자체로 한정하여 정의하였다. 이 주축계는 회전 중의 파지력(gripping force)을 위하여 스프링이 사용되는 형태이며, 뒷부분의 유압 실린더가 툴(tool) 탈착 시 드로우바(draw bar)를 밀어주어 조우(jaw)를 벌리는 역할을 한다. 드로우바는 고속 공작기계의 주축에 있어서 자동공구교환을 하기 위한 필수적인 장치이지만, 스프링이나 유압을 이용하는 툴 클램핑의 경우 드로우바가 스핀들 내부에 위치할 수밖에 없기 때문에 스핀들은 중공(中空)이 되게 된다. 그러므로 이 드로우바는 필연적으로 주축과 분리되어 작동되게 되고, 따라서 강성축의 타당성 검토를 위해서는 이러한 주축에 대한 동특성을 설계단계에서 고려하여야 한다. 드로우바에 의한 진동은 드로우바 자체보다도 주축 내에서 드로우바를 지지하는 부분의 특성이 영향을 미치므로 이에 대한 해석이 필요하다는 것을 기존 문헌을 통해 알 수 있으며[10-11], 본 연구에서는 이 드로우바의 지지점이 이상적인 상태라고 가정하였다. 고속 주축의 가공유연성을 위해서 주축은 Fgi. 1과 같이 모터내장형 주축이 되게 된다. 내장형 모터의 회전부(rotor)는 여러 장의 얇은 철심용 강판들로 적층되어 있어 굽힘변형 및 전단 변형에 대해서 상당 수준의 강성효과를 나타낸다. 따라서 모터 회전부의 질량효과 외에도 강성효과를 고려하여 해석하였다[1].

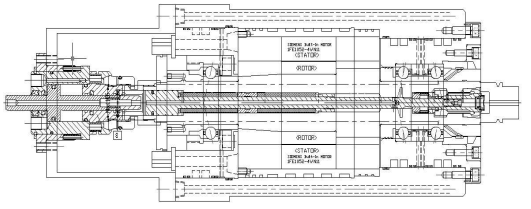

Fig. 1 Schematic diagram of 40,000rpm spindle system

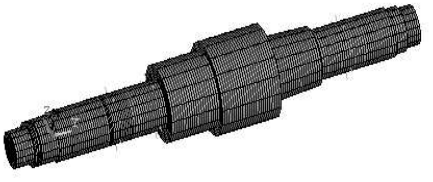

Fig. 2 3D Model of 40,000rpm spindle system for static and dynamic snalysis

Fig. 2는 Fig. 1의 40,000rpm(1.94×106 DmN)급 초고속 주축계에서 주축을 지지하는 베어링, 드로우바 및 주축에 상당 수준의 강성 효과를 나타내게 되는 로터만을 모델링하여 유한요소로 나타낸 것이다. 해석 툴은 상용 구조해석용 프로그램인 ANSYS®를 사용 하였으며, 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1과 같다. 주축의 소재는 질화강인 SACM645를 사용하였으며, 모터의 회전자의 기계적인 물성치는 규소강판을 적층시킨 형태로써 참고문헌의 연구결과에 따라 물성치를 적용하였다.[1] 여기에서 툴 생크의 밀도가 다른 물성치에 비해 큰 것은 툴 생크에 일반적으로 사용되는 공구가 장착되었다는 가정아래 계산하여 적용하였다. 주축을 지지하는 베어링은 GMN사의 HYSM 6007C TA P4 UL을 사용하였으며, 윤활방식은 오일-에어 방식이다.

Table 1 Material properties of spindle parts

Part name	Young's Modulus [GPa]	Density [g/㎤]	Poisson's Ratio [υ]
Spindle	205.0	7.817	0.3
Drawbar	205.0	7.817	
Tool shank	205.0	10.311	
Rotor	21.3	7.817	

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.[4]

본 연구를 통해 설계된 고속 주축계는 기존의 공작기계 주축계의 대체품으로 개발된 것이므로 주축 외관의 치수를 변화시킬 수 없다. 그에 따라 주축 자체의 직경 또한 변화시킬 수 있는 범위가 상당히 제한적이다. 주축의 소재 역시 이미 정해져 있는 실정이다. 베어링의 경우 상용 제품을 사용하게 되지만 주축에서 베어링의 조립 시 위치와 예압에 따라 그 특성이 상당히 좌우되게 되므로 설계 수정이 가능한 베어링의 위치와 강성이 초고속 스핀들의 정·동강성 향상에 얼마만큼의 영향을 미치는지 다구찌 실험계획법을 적용하여 분석하고 최적 조건을 도출하여 설계된 주축의 실제조립 시 이를 적용하고자 한다.

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 등과 같은 여러 가지 부품들 때문에 주축 선단부측에 35mm 이상 근접하게 이동할 수 없다. 이러한 여러 가지 상황과 각 베어링은 서로 간섭되지 않는다는 조건 아래 Fig. 3과 같이 실험계획법에 적용하기 위한 각 베어링의 수준을 정하였으며, 각각의 파라미터에 따른 수준 값을 Table 2에 나타내었다. 베어링의 위치는 A, B, C 인자로 각각 정의하였고, A와 B 인자는 전면 베어링을 나타내며, C 인자는 후면 베어링을 나타낸다. D와 E는 각각 전면 베어링과 후면 베어링의 강성을 나타내고 있으며, 이 강성은 주축에 베어링 조립시의 예압에 따라 달라지게 된다. 따라서 작업자가 예압을 어떻게 조정하느냐에 따라 베어링의 강성이 달라지게 된다. 베어링의 예압량의 결정은 베어링 공급사에 의뢰하여 Fig. 1에서의 설계 도면에서의 최적의 성능을 나타낼 수 있는 베어링 예압량을 공급받아 이를 토대로 실험계획법에 적용할 파라미터의 수준을 정하였다. 본 연구에서 해석하는 초고속 주축은 현재 개발 중인 시작품이며, 주축이 고속으로 회전할수록 베어링의 강성은 커지기 때문에 낮은 예압(light preload)를 적용하는 조건으로 해석하였다.

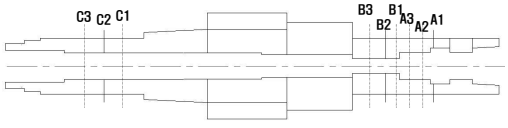

Fig. 3 Position of each bearing

Table 2에서 보는 바와 같이 각 파라미터의 수준은 모두 3수준으로 정의하였다. 위에서 언급한 바와 같이 베어링의 강성은 작업자의 작업 숙련도에 따른 영향으로 예압량이 달라지며, 예압량에 따라 베어링의 강성은 변하게 된다. 따라서 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 파라

미터와 수준으로 Table 3과 같이 L27의 다구찌 직교 배열 설계로 실험계획을 세웠다. 실험계획법에 따라 결정된 실험을 무작위로 실시하고 그에 대한 실험결과를 Table 4에 나타내었다.

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	11,419	8,546
2	46	71	248.00	24,853	18,640
3	51	85	264.00	38,287	28,716

Table 3 Experiment design of Taguchi Mehtod

No.	A	B	C	D	E
1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	1	2
3	1	1	1	1	3
4	1	2	2	2	1
5	1	2	2	2	2
6	1	2	2	2	3
7	1	3	3	3	1
8	1	3	3	3	2
9	1	3	3	3	3
10	2	1	2	3	1
11	2	1	2	3	2
12	2	1	2	3	3
13	2	2	3	1	1
14	2	2	3	1	2
15	2	2	3	1	3
16	2	3	1	2	1
17	2	3	1	2	2
18	2	3	1	2	3
19	3	1	3	2	1
20	3	1	3	2	2
21	3	1	3	2	3
22	3	2	1	3	1
23	3	2	1	3	2
24	3	2	1	3	3
25	3	3	2	1	1
26	3	3	2	1	2
27	3	3	2	1	3

3. 고속 주축의 정·동특성

3.1 주축의 정·동특성 해석

Table 4 Result of analysis by FEM

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

Table 2에서 정의했던 파라미터의 수준으로 Table 3과 같이 실험계획을 세우고 무작위(random)로 실험을 실시하여 그 결과를 Table 4에 나타내었다. 먼저 동특성 해석을 위해 각각의 실험계획에 따른 모드해석을 수행하고, 주축 설계에 있어서 주된 관심이 되는 1차 모드 주파수와 각 주파수에 따른 주축 선단의 최대 변위 값을 도출하였다. 정강성 해석을 위해서는 주축 선단부에 100N의 힘을 가했을

때 주축 선단부에 발생하는 최대 변위를 해석하여 Table 4에 각각 나타내었다. 여기에서 주축 선단부에 100N의 힘을 가한 것은 본 연구에서 개발된 주축이 고속 가공용임을 감안하고, 공동개발 기업의 요구 사양에 따라서 산정하였다.

통신공학에서는 기능적인 품질특성을 다룰 때 신호 입력과 잡음이 시스템의 산출물에 어느 정도의 영향을 주는가를 조사하게 된다. 이 때 목적을 수행하기 위하여 전달된 신호입력이 산출물의 품질수준에 영향을 주며, 시스템에 가해지는 잡음이 산출물의 품질에 변동을 초래하게 되어 결과에 대한 신뢰성을 떨어뜨리게 된다. SN비는 신호 대 잡음의 비율(signal-to-noise raio)을 의미하는 것으로, 다음의 식 (1)과 같이 신호입력의 힘과 잡음이 주는 영향이 힘의 비율로서 나타내진다. 본 연구에서는 다구찌 실험계획법을 사용하여 설계된 각 파라미터의 신호대 잡음 비를 주 효과 플롯을 이용하여 주축의 정·동적 강성에 영향을 미치는 파라미터의 특성을 분석하였다.

$$SN\text{비} = \frac{\text{신호의힘}(power\ of\ signal)}{\text{잡음의힘}(power\ of\ noise)} \qquad (1)$$

현재 Fig. 1에 설계되어 있는 초기 파라미터의 수준에 해당하는 실험 조건은 $A_1B_2C_2D_2E_2$이며, Table 3의 5번의 실험에 해당한다.

3.2 주축계의 동특성 향상

고속으로 회전하는 주축계를 설계하는데 있어서 가장 우선적으로 수행되어야 할 것이 주축의 고유진동수 파악이다. 이는 실제 운용하고자 하는 주파수 대역에서부터 고유진동수를 피해서 설계를 하고자 함이다. 주축의 고유진동수와 실제 운용주파수가 일치하게 되면 공진이 발생해 기계의 정밀도를 크게 떨어뜨리며 극단적인 상황에서는 기계를 파손시킬 수도 있다.

먼저, 주축의 고유진동수를 높일 수 있는 인자의 최적조건을 도출하였다. Fig. 7에 베어링의 위치와 강성에 따른 주축 고유진동수의 신호 대 잡음비의 주 효과 플롯(plot)을 나타내고 Table 5에 이에 대한 데이터를 표로 나타내었다. Fig. 7과 Table 5을 통하여 반응변수에 E 인자가 가장 크게 영향을 미치고 C 인자가 가장 영향을 덜 미친다는 것을 알 수 있다. Fig. 7의 플롯과 Table 4의 결과를 종합하여 신호 대 잡음비를 크게 하는 조건을 정하고, 그 때의 신호 대 잡음비를 추정해 보았다. A 인자는 3수준, B 인자는 3수준, D 인자는 3수준, E 인자는 3수준일 때 신호 대 잡음비가 가장 크므로 이들 인자의 조건을 A3B3D3E3으로 정하고, C 인자는 반응변수에 미치는 영향이 작으므로 현재 설계된 초기 조건인 2수준으로 조건을 정했다. 따라서 A3B3C2D3E3에 대해 신호 대 잡음비를 예측하면 62.12이고, 이 조건으로 해석하면 주축의 1차 고유진동수는 1201Hz로 초기 설계되었던 주축의 1차 고유진동수인 993.8Hz 보다 21% 높은 고유진동수를 가지는 주축이 됨을 확인할 수 있다.

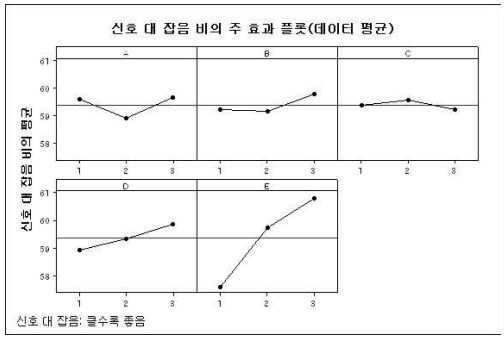

Fig. 7 Main effect plot of signal to noise for natural frequency according to bearing position and stiffness

Table 5 Data of optimum design condition to improve natural frequency

Level	A	B	C	D	E
1	967.4	927.5	942.5	900.0	760.7
2	892.9	917.2	964.8	938.4	970.9
3	971.6	987.3	924.6	993.5	1100.2
Delta	78.6	70.1	40.2	93.4	339.4
Order	3	4	5	2	1

3.3 주축계의 정특성 향상

공작기계의 고속화가 요구됨과 동시에 고속 주축의 고정밀도 또한 요구되어지고 있다. 따라서 주축선단부의 변위량 또한 설계단계에서 중요시 여겨야 할 항목으로 여겨지고 있다. Table 3의 실험계획에 따라 주축 선단부에 100N의 힘을 가하여 이를 정해석 하고 주축선단부위 변위량을 구하고 그 값들을 Table 4에 나타내었다. 주축 선단부의 변위량의 정도는 공작기계의 가공정밀도와 직결되므로 그 변위량이 작은 주축일수록 가공 정밀도가 높아진다.

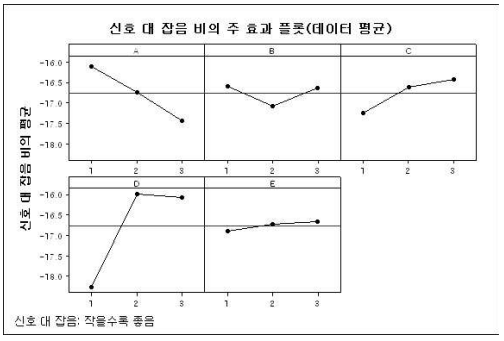

Fig. 8 Main effect plot of signal to noise for static displacement according to bearing position and stiffness

Table 6 Data of optimum design condition to reduce displacement at spindle end

Level	A	B	C	D	E
1	-16.12	-16.59	-17.27	-18.26	-16.90
2	-16.75	-17.08	-16.62	-15.97	-16.73
3	-17.44	-16.64	-16.42	-16.06	-16.67
Delta	1.33	0.49	0.84	2.28	0.24
Order	2	4	3	1	5

주축계의 정특성 향상을 위한 베어링의 위치와 강성 값을 다구찌 실험계획법을 사용하여 분석하여 Fig. 8과 Table 6에 나타내었다. Fig. 8과 Table 6의 분석으로 D 인자가 미치는 영향이 가장 크고, 다음으로 A, C, B 인자의 순이며, E 인자가 미치는 영향이 가장 적은 것을 알 수 있다. Fig. 10의 신호 대 잡음 비 플롯을 통하여 각 인자들의 최적 조건을 A1B1C3D2로 정하고 E 인자가 반응 변수에 미치는 영향이 작으므로 현재 설계된 조건인 2 수준으로 조건을 잡았다. 따라서 A1B1C3D2E2에 대해 신호 대 잡음비를 예측하면 -14.77이고, 이에 따른 조건으로 주축의 정해석을 수행하면, 주축선단부의 최대변위는 5.63㎛로 초기 설계조건에서의 주축 선단부의 최대변위인 6.07㎛보다 7% 감소되었음을 알 수 있다.

3.4 최적설계조건 도출

초고속 주축의 설계에서 주안점이 되는 스핀들의 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 4의 해석결과를 분석하여 신호 대 잡음비의 주 효과 플롯을 Fig. 9와 같이 나타내고 이에 대한 데이터들을 Table 7에 나타내었다.

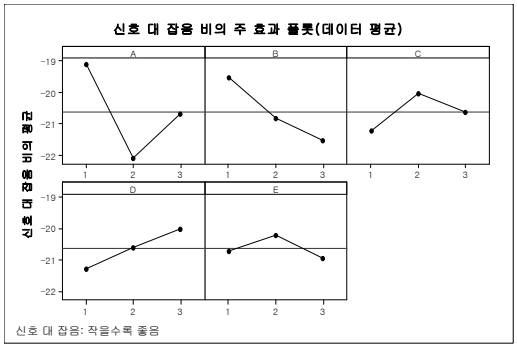

Fig. 9 Main effect plot of signal to noise for optimum design of 40,000rpm high-speed spindle

Table 7 Data of optimum design

Level	A	B	C	D	E
1	-19.09	-19.52	-21.22	-21.27	-20.72
2	-22.09	-20.81	-20.22	-20.60	-20.20
3	-20.69	-21.54	-20.64	-20.01	-20.96
Delta	3.00	2.03	1.19	1.26	0.75
Order	1	2	4	3	5

해석결과 Fig. 9의 신호 대 잡음비의 플롯(plot)을 통해 반응 변수에 A, B, D 인자가 영향을 크게 미친

다는 것을 알 수 있다. Fig. 9에서 볼 때 A, B, C, D 인자가 유의하므로 A 인자는 1 수준, B 인자는 1 수준, C 인자는 2 수준, D 인자는 3 수준일 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 E2 수준을 조건으로 설정하였다. 따라서 $A_1B_1C_2D_3E_2$에 대해 신호 대 잡음비를 예측하면 -16.34로 신호 대 잡음비가 기존의 -19 이하 이었던 것에 반해 상당히 향상되었음을 알 수 있다.

$A_1B_1C_2D_3E_2$의 조건으로 유한요소 해석을 한 결과 주축의 1차 고유진동수는 1006Hz로 해석되었고, 정해석을 수행한 결과 주축 선단부의 변위량은 5.18 ㎛로 해석 되었다. 동특성의 경우는 초기 설계 조건인 993.8Hz에 비해 약 1.2% 향상 되었으며, 정특성의 경우 주축 선단부의 변위량이 초기 조건에서의 6.07㎛ 보다 약 15% 감소되었음을 확인하였다.

3.5 40,000rpm 고속주축의 시작품 제작

Fig. 1의 40,000rpm 고속주축의 설계도를 바탕으로 주축의 정·동특성 향상을 위한 베어링의 위치를 다구찌 실험계획법을 이용하여 선정하고 Fig. 10과 같은 시작품을 제작하였다. 제작된 시작품의 필드밸런싱(field balancing)을 속도별로 단계적으로 수행한 후 진동값을 측정하고 그 결과를 Fig. 11에 나타내었다. Fig. 11에서 보는 바와 같이 스핀들의 진동 값은 3㎛ pk-pk 이내로 상당히 우수한 값을 나타냄을 알 수 있으며, 측정 초기 진동값이 이상적으로 튀는 것은 측정 당시 외부적 요인에 의한 노이즈이다.

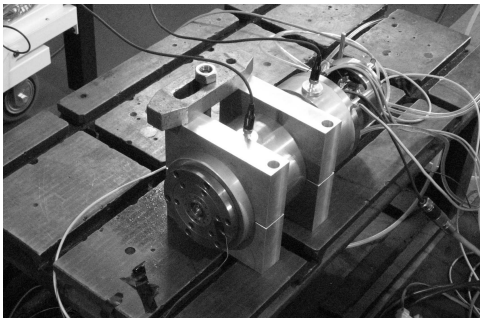

Fig. 10 Trial product of 40,000rpm spindle

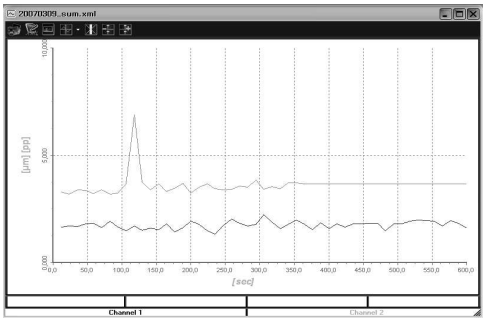

Fig. 11 Vibration displacement at 40,000rpm

4. 결 론

본 연구에서는 초고속 주축의 각 요소들 중 현재의 구조에서 설계 변경이 가능한 베어링의 위치와 강성에 따른 고속주축의 정·동 특성을 파악하고 최적조건을 도출하여 초기 설계단계보다 향상된 성능을 가진 제품을 설계·제작하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 다구찌 실험계획법을 이용한 최적설계조건 도출로 주축의 1차 고유진동수는 초기 설계 조건에서의 993.8Hz에 비해 약 1.2% 향상된 1006Hz의 1차 고유진동수를 가지는 주축을 설계할 수 있었다.

2) 설계된 주축 선단부의 변위는 초기 설계 조건에서 6.07㎛ 이었던 것 보다 약 15% 감소된 5.18㎛의 변위를 가지는 주축을 설계 할 수 있었다.

3) 실험계획법을 이용한 고속주축의 최적설계를 도출하여 시작품을 제작하고 주축의 성능을 테스트한 결과 40,000rpm에서 주축의 진동값이 3㎛ pk-pk 이내의 우수한 성능을 가지는 고속주축을 개발할 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업자원부 지방기술혁신사업 (RT104-01-03) 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. Choi, D. B., Jo, J. J. and Kim, S. I., "Dynamic Characteristics of Spindle with a Built-in Motor",

J. of KSPE, Vol. 11, No. 3, pp. 184-190, 1994.
2. Jo, J. J., Kim, S. I. and Choi, D. B., "Dynamic Analysis of a High Speed Spindle system for Lathes", J. of KSPE, Vol. 11, No. 4, pp. 5-12, 1994.
3. Kim, B. S., Kim, J. K., "A Study on the Static Stiffness in the Main Spindle Taper of Machine Tool", KSMTE, Spring Conference, pp. 149-154, 2001.
4. Song, C. K., Shin, Y. J., "Effect of Preload on Running Accuracy of High Speed Spindle", KSMTE, Vol. 11, No. 2, pp. 65-70, 2002.
5. Choi, D. B., Kim, S. T., Jung, S. H., Kim, J. H. and Kim, Y. K., "Thermal Characteristics of the High Frequency Motor Spindle according to the Bearing Preloads and Cooling Conditions", KSMTE, Vol. 14, No. 6, pp. 31-36, 2005.
6. Lee, C. H. and Lee, H. S., "Static and Dynamic Weak Point Analysis of Spindle Systems Using Bending Curve", J. of KSPE, Vol. 15, No. 12, pp. 188-193, 1998.
7. Lee, C. H., Park, C. H. and Lee, H. S., "The Contribution of Spindle Parts to Static, Dynamic Stiffness and Design Improvement", KSPE, Autumn Conference, pp. 985-988, 2002.
8. Lim, J. S., Chung, W. J., Lee, C. M., and Lee, J. H., "Improvement of a Stiffness for High-Speed Spindle Using the Taguchi Method", KSPE, Vol. 24, No. 2, pp. 127-133, 2007.
9. Park, S. H., Design of Experiments, MinyoungSa, pp. 563-589.
10. Lim, J. S., Chung, W. J., Lee, C. M.. and Lee, J. H., "Effect of a drawbar and a rotor in dynamic characteristics of a high-speed spindle", KSPE, Vol. 23, No. 3, pp. 139-146, 2006.
11. Ro, S. K., Park, J. K. and 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.