

고속 주축의 진동 특성 향상을 위한 베어링의 위치 선정

임정숙*(한국기계연구원), 황영국, 이원창, 이춘만, 정원지(창원대학교)

Selecting Position of Bearings to Improve Dynamic Characteristics of A High-speed Milling Spindle

J. S. Lim(KIMM), Y. K. Hwang, W. C. Lee, W. J. Chung, C. M. Lee, (CNU)

ABSTRACT

This paper presents analysis of dynamic characteristics of a high-speed milling spindle with a built-in motor. The spindle system with a built-in motor can be used to simplify the structure of machine tools, to improve the machining flexibility of machine tools, and to perform the high speed machining. In this system the shaft is usually assumed as a rigid rotor. In the spindle system design, it is very important to improve modal characteristics, and modal analysis is performed in the first place. Therefore in this paper, on the assumption that supporting bearings of spindle was selected most suitable condition, analyzed dynamic characteristics of a high-speed spindle according to its position. Optimal design was applicated to select most suitable position of bearings. Considered the mass and stiffness effects of the built-in motor's rotor are analyzed by numerical method. The result shows the natural frequency of 1st bending mode of spindle.

Key Words : 고속 주축(high-speed spindle), 고유 진동수(natural frequency), 진동 모드(modal mode), 유한요소해석(finite element analysis), 베어링(bearing)

1. 서론

생산성 및 가공 정밀도의 향상, 경합금 및 난삭재의 고능률 가공 등을 수행하기 위해서는 고속가공이 필연적이며, 고속가공은 소재 제거율을 향상시켜 생산 비용 및 시간을 절약하고 고정밀도 가공이 가능하다는 장점을 보유하고 있다. 이를 위해 머시닝센터를 중심으로 한 공작기계 주축계의 고속화 연구가 국내외적으로 활발히 진행되고 있다. 그러나 현재까지 공작기계용 주축의 설계는 주로 설계자의 경험에 의존하여 왔으며 정해진 설계과정이나 설계의 타당성에 대한 평가가 부족한 실정이었다. 어느 정도 안정화되어 있는 범위안에서만 설계 변경이 가능한 이유도 설계의 조직화와 설계 도구의 부족에 있었다. 주축이 공작기계의 일부분이지만 공작기계 전체의 성능을 결정하는 가장 중요한 부분이므로 주축 설계 초기에 목표한 공작기계 전체 성능을 만족시킬 수 있는 설계가 되어야 한다.

공작기계의 생산 효율과 가공 정밀도는 생산성에 대한 평가로 직접적으로 나타나는 인자이며 주축 설계의 기본적인 고려 사항이 된다. 주축 설계에 있어 일반적으로 높은 회전 정밀도와 고속 회전 성능, 큰 강성이 요구된다. 이러한 요구 들을 모두 최고 한계로 맞추어 주는 것은 어려운 일이므로 설계시에서는 가장 주안점으로 선정한 방향의 요구조건을 주된 설계 인자로 삼고 그 외의 것들은 주요 인자의 충족 범위안에서 최적화 하여야 한다. 주축계 부분과 같은 회전기계류의 경우 베어링과 같은 요소부품의 성능이 곧 전체 시스템의 성능을 좌우하므로 실제 운전상황에 맞는 베어링의 거동 해석 및 이를 바탕으로 한 베어링의 피로수명예측이 필요하다.

고속 주축의 설계에 있어서 가장 먼저 수행되어야 하는 것이 주축의 진동 모드 분석이다. 따라서 본 논문에서는 고속 주축을 지지하는 베어링이 발열이나 윤활 등에서 최적의 조건으로 선정되었다는 가정아래 베어링의 위치에 따른 주축의 진동 특

성을 분석하고자 한다. Fig. 1의 설계 도면은 설계자의 경험에 의한 것이므로 이를 검증해 볼 필요가 있다. 이를 위하여 Fig. 1과 같은 24,000rpm급 고속 머시닝센터용 주축계에 대하여 Fig. 2와 같이 유한요소모델을 구축하고 지지하는 베어링의 위치에 따른 진동모드를 예측하고 주축계의 고속화를 위하여 개선방향을 도출하고자 한다. 주축계의 동적 특성 해석은 유한요소 프로그램인 ANSYS를 이용해서 구축하였다.

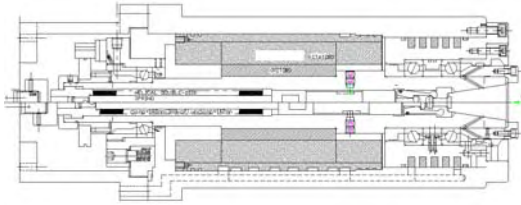


Fig. 1 The schematic of 24,000rpm spindle system

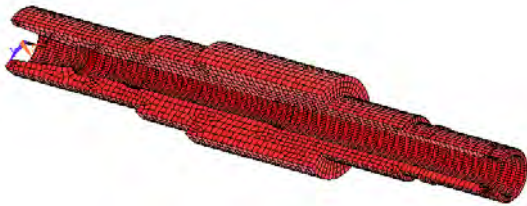


Fig. 2 Mesh of high-speed spindle for FEM analysis

2. 고속 주축계 모델

2.1 고속 밀링 주축계

24,000rpm급 고속 머시닝센터용 주축계의 시스템은 Fig. 1과 같다. 회전중의 파악력을 위하여 스프링이 사용되는 형태이며 뒷 부분의 유압 실린더에서 톨 탈착시 드로우바를 밀어주어 조우를 벌리는 역할을 한다. 드로우바의 고정점은 조우를 밀어주고 있는 부분과 스프링의 복원력이 작용하는 부분이다. 그러나 앞부분을 제외하고는 반경방향으로 고정되는 부분이 없으므로 앞부분에 가이드를 두어 반경방향 고정을 하고 있으며 스프링의 힘이 가해지는 부분에도 각각 가이드와 링을 삽입하여 반경방향으로의 지지점을 형성한다. 또한 스프링의 중간부분에 같은 재질의 지지포인트를 추가한다. 이러한 지지점들은 반경방향으로 지지는 하지만 공구 탈착시 드로우바의 움직임을 위해서 완전한 고정은 불가능한 상태이다. 또한 제작시 조립 공차에 따라 지지특성이 설계치보다 낮을 수 있으며 이러한 상태를 직접적으로 검증하기는 어려운 점이 많다.

또한 주축이 고속회전할 수록 커플링 구동방법에서는 주축과 모터의 미스얼라인먼트(misalignment)에 의한 진동과 소음이 커지고, 벨트 구동방법에서는 원심력에 의한 벨트 장력의 증가 및 벨트의 파손현상, 벨트와 풀리 간의 미끄럼현상 등이 발생하며, 기어 구동방법에서는 기어 간의 금속접촉에 의한 진동과 소음이 증대하게 된다.

따라서 고속주축계를 개발하기 위해서 커플링, 벨트, 기어 등과 같은 동력 전달요소가 배제된 구동방법, 즉 내장형 모터(built-in motor)에 의한 구동방법이 많은 주목을 받게 되었다. 모터내장형 주축계는 그 구조가 간단하고, 주축계가 운동하는 구조에 적합하기 때문에, 공작기계의 가공유연성을 대폭적으로 향상시킬 수 있다.

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 수준의 강성효과를 나타내기 때문에 질량효과 외에도 그 강성효과를 고려하여야 한다²⁾.

2.2 주축 유한요소 모델

Fig. 2는 주축계의 유한요소 모델을 나타내고 있다. 해석 툴은 상용 구조해석용 프로그램인 ANSYS를 사용하고 요소는 SOLID95를 사용하여 해석결과의 정확도를 높이고자 하였다. 해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1과 같다. 스프링들은 질화강인 SACM645를 사용하였으며, 모터의 회전자의 물성치는 구소강판을 적층시킨 형태로써 참고문헌¹⁾에서 발췌하였다. 스프링을 지지하는 베어링의 강성은 전반부의 경우 88N/μm를 직경이 작은 후반부의 경우 74N/μm를 각각 적용시켰으며, 이는 실제 베어링 제품의 light-preload 값을 적용한 것이다.

Table 1 Material Properties of each part

Part name	E(GPa)	Density (g/cm ³)	Poisson's ratio
spindle	200	7.842	0.29
rotor	40	7.800	0.3

3. 실험계획법에 의한 베어링 위치선정

3.1 실험계획법

실험에 있어서 데이터에 산포를 준다고 생각되는 무수히 많이 존재하는 원인들 중에서 실험에 직접 취급되는 원인을 인자(factor)라고 부른다. 실험의 효율을 올리기 위하여 실험환경을 층별(classified)한 원

인도 인자라는 개념에 포함시키며 실험을 하기 위한 인자의 조건을 인자의 주순이라 한다. 실험을 실시하기 이전에 대한 충분한 계획이 없이는 원하는 실험의 목적을 달성하기 어렵다. 실험계획법이란 실험에 대한 계획 방법을 의미하는 것으로, 해결하고자 하는 문제에 대하여 실험을 어떻게 행하고, 데이터를 어떻게 취하여, 어떠한 방법으로 데이터를 분석하면 최소의 실험횟수에서 최대의 정보를 얻을 수 있는 가를 계획하는 것이라고 정의할 수 있다. 따라서 하나의 실험계획법을 짰다고 하는 것은 해결하고자 하는 문제에 대하여 인자를 선정하고, 실험방법을 선택하였으며, 실험순서를 정하고, 실험 후 얻어지는 데이터에 대한 최적분석방법을 선택하였다는 의미이다. 데이터의 분석방법으로는 분산분석(Analysis of Variance : ANOVA), 상관분석(correlation analysis), 회귀분석(regression analysis) 등이 있다.

본 논문에서는 3개의 인자를 3수준으로 정하고 직교배열표와 분산분석을 이용해서 데이터를 분석하여 각 인자들의 최적조합을 찾으려고 한다.

3.2 3수준계의 직교배열표

3수준계의 직교배열표(Table of orthogonal arrays)는 일반적으로

$$L_{3^m}(3^{(3^m-1)/2})$$

으로 나타낸다. 여기에서 m 은 2이상의 정수로서 3^m 은 실험의 크기, $(3^m-1)/2$ 는 직교배열표의 열의 수를 나타낸다.

특성치에 영향을 미치는 요인을 찾아내기 위한 큰 그물을 치기 위해서는 2^형의 실험계획이 많이 사용된다. 그러나 수준수가 반드시 3개이어야 하거나, 또는 인자가 계량치여서 현재의 조건보다 큰 쪽이 좋은가, 작은 쪽이 좋은가가 명확하지 않을 때, 3^형의 실험이 상용되고 3수준계의 직교배열표가 활용된다. 본 실험을 위해서 Table 2와 같은 $L_9(3^4)$ 형 직교배열표를 구성하였다.

3.3 교호작용이 없는 3수준 인자의 실험

실험에서 취한 인자가 전면 베어링 2개, 후명 베어링 1개로 인자의 수가 3이고, 수준수는 3이며, 인자간에는 교호작용이 존재하지 않는다고 가정하고 직교배열표를 작성하였다. 3³요인실험으로 하면, 27회의 실험을 하여야 하나 교호작용이 없는 것으로 하여 각각의 인자를 A, B, C라 하고, A, B, C의 주효과만을 구하기 위해서 $L_9(3^4)$ 를 사용하여 9회의 실험을 실시하였다. $L_9(3^4)$ 형 직교배열표의 4개의 열 중에서 3개의 열을 임의로 골라 A, B, C를 Table 2와 같이 배치하였다. 그리고 A, B, C 인자의 각 수준도 0, 1, 2에 랜덤하게 배치하였다.

9회의 실험조건을랜덤한 순서에 의하여 실험한

결과 Table 2의 오른쪽 항과 같은 데이터가 얻어졌다. 고속 주축 설계의 진동 모드 해석에서 가장 주의 깊게 보는 것이 주축의 고유 진동수인 1차 진동 모드 이므로 이를 기준으로 데이터를 비교하였다. 각 인자의 변동을 구하고 분산분석표를 Table 3과 같이 작성하였다.

먼저 이 문제의 데이터의 구조식은

$$y_{ijk} = \mu + a_i + b_j + c_k + e_{ijk} \\ i, j, l = 0, 1, 2$$

으로 표현할 수 있다. 수정항 CT는

$$CT = \frac{T^2}{9} = \frac{(3864.27)^2}{9} = 1659175.85$$

에 의하여 얻어지고, 인자 A의 변동은 A가 배치된 1열에 주목하여

$$S_A = \sum_{i=0}^2 \frac{T_{i..}^2}{3} - CT \\ = \frac{1}{3}(T_{0..}^2 + T_{1..}^2 + T_{2..}^2) - CT \\ = 1660100.67 - 1659175.85 \\ = 924.82$$

$$\text{여기에서, } T_0 = y_{000} + y_{011} + y_{022} \\ T_1 = y_{102} + y_{110} + y_{121} \\ T_2 = y_{201} + y_{212} + y_{220}$$

과 같이 얻어진다. 여기에서 $T_{0..}$ 는 A인자의 수준 0(A_0)의 데이터의 합이고, $T_{1..}, T_{2..}$ 는 각각 수준 1, 2(A_1, A_2)의 데이터의 합이다. 마찬가지로 B, C의 변동도 같은 방법으로 구하면, S_B 와 S_C 는 각각 502.16과 271.57이 된다.

오차의 변동은 Table 2의 3열로부터 위와 같은 방법으로 구하면

$$S_E = 1659263.30 - 1659175.85 \\ = 87.44$$

가 되고, 따라서 총 변동은

$$S_T = S_A + S_B + S_C + S_E \\ = 1785.99$$

이다.

특성치의 산포를 나타내는 제곱합은 요인 A에 의하여 일어하는 제곱합과 오차라는 요인의 제곱합으로 분해할 수 있다. 특성치의 제곱합을 총제곱합(total sum of squares)라고 부르며, 이 제곱합들은 위의 데이터 구조식과 같이 S_A, S_E 등으로 표시한다.

이와 관련된 자유도를 각각 Φ_A, Φ_E 등으로 나타내며, S_A 의 자유도 Φ_A 는 다음과 같다.

$$\Phi_A = l - 1$$

여기에서, l 은 A인자의 수준수이다.

V_A 는 요인 A의 제곱 평균으로 다음과 같이 나타내어진다.

$$V_A = S_A / \Phi_A$$

각 인자에 대한 제곱평균을 Table 3에 나타내었

다. V_E 는 오차의 제곱평균으로 오차분산이라고 한다.

F_0 는 평균제곱의 비로서 F-검정에 사용되는데 다음의 식들로 나타내어진다.

$$F_0 = \frac{V_A}{V_E}$$

만약 비율 F_0 가 크면 요인 A가 오차요인에 비해 통계적으로 유의한 영향을 준다고 말한다.

이를 바탕으로 Table 3과 같은 분산분석표를 작성하였다.

Table 2 Table of orthogonal arrays for $L_9(3^4)$

실험 번호	열 번호				실험조건	데이터
	1	2	3	4		
1	0	0	0	0	$A_0B_0C_0 = (0,0,0)$	$y_{000} = 464.66$
2	0	1	1	1	$A_0B_1C_1 = (0,1,1)$	$y_{011} = 437.9$
3	0	2	2	2	$A_0B_2C_2 = (0,2,2)$	$y_{022} = 426.74$
4	1	0	1	2	$A_1B_0C_2 = (1,0,2)$	$y_{102} = 427.69$
5	1	1	2	0	$A_1B_1C_0 = (1,1,0)$	$y_{110} = 428.34$
6	1	2	0	1	$A_1B_2C_1 = (1,2,1)$	$y_{121} = 422.11$
7	2	0	2	1	$A_2B_0C_1 = (2,0,1)$	$y_{201} = 426.1$
8	2	1	0	2	$A_2B_1C_2 = (2,1,2)$	$y_{212} = 414.54$
9	2	2	1	0	$A_2B_2C_0 = (2,2,0)$	$y_{220} = 416.19$
기본 표시	a	b	a	a		$T=3864.27$
배치	A	B	e	C		

Table 3 Analysis of variance table for $L_9(3^4)$

요인	S	Φ	V	E(V)	F_0
A	924.82	2	462.41	$\sigma_E^2 + 3\sigma_A^2$	10.577
B	502.16	2	251.08	$\sigma_E^2 + 3\sigma_B^2$	5.743
C	271.57	2	135.785	$\sigma_E^2 + 3\sigma_C^2$	3.106
오차(E)	87.44	2	43.72	σ_E^2	
T	1785.99	8			

4. 결론

본 연구에서는 24,000rpm급 고속주축의 베어링 위치에 따른 고유 진동모드 해석을 실험계획법을 통하여 최적의 조건을 찾고자 하였다. Table 2에 베어링 위치에 따른 고속 주축계의 모드 해석 결과를 모두 나타내었다. 드로우바가 주축 전체의 진동모드에 주는 영향은 그다지 크지 않으므로 본 연구에서는 배제하기로 하였다. 모터회전부는 질량효과 외에도 상당한 수준의 강성 효과를 가지고 있으며 이를 고려하여 물성치를 입력하고 해석하였다.

$L_9(3^4)$ 형 직교배열표를 구성하여 3수준 3인자의

실험에 대하여 랜덤하게 수행하였으며, 분산분석을 통하여 A요인의 F_0 의 비가 가장 크기 때문에 A인자가 데이터에 가장 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 여기에서 A 인자는 스피들 전면의 첫 번째 베어링이다. 본 연구를 통하여 A 베어링의 위치선택이 고속 주축의 설계 시 주축의 진동특성 향상에 가장 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

또한, Table 2의 y_{000} 의 조건에서 고속주축의 1차 고유 진동특성이 가장 우수함을 알 수 있다.

후기

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

참고문헌

1. 노승국, 박종권, 경진호, “고속주축의 드로우바 지지조건에 따른 동특성 해석”, 한국공작기계학회 2003 춘계학술대회 논문집, pp.484~487, 2003.
2. 최대봉, 조정준, 김석일, “모터내장형 주축의 동특성 해석”, 한국정밀공학회지, 제11권, 제3호, pp.184~190, Jun, 1994.
3. 임정숙, 정원지, 이춘만, “고속 주축계에서 드로우바와 내장형 모터가 주축계의 동적 특성에 미치는 영향 분석”, 한국정밀공학회 2005 춘계학술대회 논문집, pp. ~ , 2005.
4. 한강근, 여은구, 이용신, “주축 설계에 영향을 미치는 베어링 파라미터에 관한 연구”, 한국공작기계학회 1997 춘계학술대회 논문집, pp.94~100, 1997.
5. 고성호, 한석영, 최형연, “실험계획법을 이용한 구조물의 최적설계”, 한국공작기계학회 2001 춘계학술대회 논문집, pp.34~39, 2001.
6. 박성현, “현대실험계획법”, 민영사