韓國精密工學會 '95年度 秋季學術大會論文集 pp.958~968

머시닝센터용 고속주축 구조물의 동특성 해석

(Dynamic Analysis of the High-Speed Spindle Structure for Machining Center)

송승훈, 권오철, 장낙영
고등기술연구원 생산기술연구실

ABSTRACT

This paper presents a dynamic analysis of the high-speed spindle system for vertical machining center using finite element techniques. The computed natural frequencies are compared with the measured frequencies obtained from experimental modal analysis. The results show that the bending and twisting deformations of the spindle housing dominate in the lowest modes owing to low dynamic stiffness of the housing structure. The design parameters used in the analysis are: (a) panel thickness of the housing, (b) height of the housing, and (c) spindle-to-column distance of the housing. Through sensitivity analysis and optimizing simulation considering design constraints, an optimal design of the spindle system has been obtained.

Key Words : Machining Center(머시닝센터), High-Speed Spindle(고속주축), Natural Frequency(고유진동수), Finite Element Method(유한요소법), Optimal design(최적설계)

1. 서 론

일반적으로 공작기계 주축계에 요구되는 기본적인 특성으로는 고강성, 고감쇠, 고회전정밀도, 저발열, 장수명 등을 들 수 있다. 최근에는 이러한 특성들과 함께 가공능률과 가공정밀도의 향상을 위하여 공작기계 주축계의 고속화에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.[1,2]

공작기계 주축계의 동특성은 공작물의 가공정밀도에 직접적인 영향을 미칠 뿐만 아니라 공작기계의 절삭능력을 제한하는 채터진동의 발생과 밀접한 관계가 있으므로 공작기계의 절삭성능을 개선하기 위하여 주축계의 동특성 해석과 관련된 많은 연구들이 수행되어 왔다.[3-15] 그러나 이러한 연구들은 대부분이 주축 자체의 최적형상과 베어링의 최적배치 등에 관한 연구들로서 주축계 전체의 동특성에 관한 실용적인 연구는 매우 부족한 편이다. 특히 머시닝센터용 주축계는 선반의 경우와는 달리 주축계가 고속화될수록 주축 자체의 동특성 뿐만 아니라 주축을 지지하는 하우징의 강성, 감쇠, 기하학적 형상 등에 의하여 결정되는 주축계 전체의 동특성이 회전정밀도에 매우 큰 영향을 미친다. 따라서 주축계의 상세설계 이전에 주축과 이를 지지하는 하우징을 포함한 주축계 전체에 대한 동특성 해석이 수행되어야 개발시 시행착오를 줄일 수 있다.

본 연구에서는 수직형 머시닝센터용 고속주축계에 대하여 고유진동 해석을 수행하고 이를 동특성 실험을 통하여 검증하였다. 또한 이를 바탕으로 주요 설계변수를 선택하고 민감도 분석과 최적화 시뮬레이션을 수행하여 주축 구조물의 설계개선안을 제시하였다.

2. 연구배경

해석대상인 수직형 머시닝센터용 고속주축의 주요 목표사양은 Table 1에 나타낸 바와 같다. 이 고속주축은 최대회전수 20,000 rpm, 내경 65 mm의 중절삭용 고속주축으로서 구조적 특징으로는 고속화를 실현하기 위하여 고정밀 세라믹 앵귤러 콘택트 볼 베어링과 내장형 모터를 채택하고 있다. 따라서 고속주축의 기능적, 구조적 특성상 진동 및 발열에 대한 대책이 개발의 성패를 좌우하는 핵심기술이 된다. 베어링의 배열방식은 주축의 하부에 4열 배면조합 세라믹 앵귤러 콘택트 볼 베어링과 상부에 단열 베어링강 앵귤러 콘택트 볼 베어링의 구조로 되어 있다. 또한 베어링의 예압방식은 정위치-정압 예압절환방식으로서 저속회전시에는 정위치예압이 작용하여 강력절삭이 가능하고 고속회전시에는 정압예압으로 절환되어 온도상승이

억제되는 구조이다.

질화규소 세라믹(silicon nitride ceramics)의 특징은 밀도가 기존의 베어링강의 약 40% 정도로 원심력의 영향이 작아서 발열이 억제되므로 고속회전을 가능케 한다.[16] 또한 종탄성계수는 베어링강에 비하여 50% 정도 크고 열팽창계수는 70% 정도 작으므로 주축의 강성이 한층 더 강화되고 가공정밀도가 향상된다. 또한 모터내장형 주축계는 구조가 간단하고 기존의 커플링, 벨트, 기어 등을 이용한 동력전달방식과는 달리 주축계가 운동하는 구조에 적합하기 때문에 공작기계의 가공유연성을 대폭적으로 향상시킬 수 있는 장점이 있다. 본 고속주축의 경우에는 저속과 고속회전시 출력을 동일하게 얻기 위하여 권선절환형 내장형 모터를 채택하고 있다.

Table 1 Specifications of the high-speed spindle system

항 목	사 양
회 전 수	20000 rpm ($d_m n$=1.65x10^6)
베 어 링	내경 65 mm 세라믹 볼 베어링
예압방식	정위치-정압 예압절환방식
윤활방식	오일-에어 윤활
구동모터	5.5/7.5 kW 내장형 모터

3. 고유진동 해석

3.1 기하학적 모델링

먼저 고속주축계의 효율적인 기하학적 모델링을 위하여 다음과 같은 가정을 하였다.

1) 스핀들의 회전관성 효과와 자이로스코프 효과를 무시한다.

2) 볼트 결합부와 억지끼워맞춤부는 강결합으로 가정한다.

스핀들의 회전속도가 증가할수록 베어링의 원심력의 영향과 자이로스코프 효과에 의하여 고유진동수가 감소하는 것으로 알려져 있으나 본 연구에서는 하우징의 영향을 관찰하는 것이 주목적이므로 이를 무시하였다.[17-19] 또한 볼트 결합부를 비롯한 결합부의 동특성 해석에 대하여 많은 연구들이 이루어져 왔으나 주축계와 같이 복잡한 복합 구조물의 경우 현실적으로 적용상의 어려움이 있으므로 이를 무시하였다.[20-22]

본 고속주축은 총 150여개의 부품으로 이루어진 매우 복잡한 복합 구조물이다. 본 연구에서는 편의상 주축계를 크게 회전운동을 하는 스핀들부와 이를 베어링을 통하여 지지하는 하우징부로 나누었다. 이들 각각에 대하여 질량이나 강성이 상대적으로 커서 주축 구조물의 동특성에 큰 영향을 미칠 것으로 판단되는 주요 부품을 선정하여 부품간의 간섭과 이상화 정도를 검토하고 유한요소 모델링의 용이성을 고려하여 모델링하였다.

Table 2 Mechanical properties of materials

Material	Elastic modulus (GN/m^2)	Poisson's ratio	Density (kg/m^3)
GC30	95.1	0.27	7300
SM45C	206.0	0.30	7870

Table 3 Radial and axial stiffnesses of bearings

Bearing type	Radial stiffness (N/ μm)	Axial stiffness (N/ μm)
7013CE/HC P4A QBC	785.3	184.0
7011CD/P4A	143.2	70.4

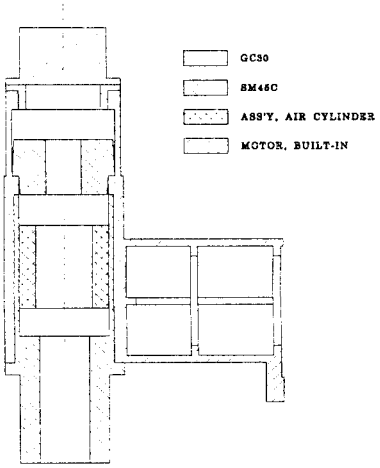


Fig. 1 Idealized model of the spindle housing

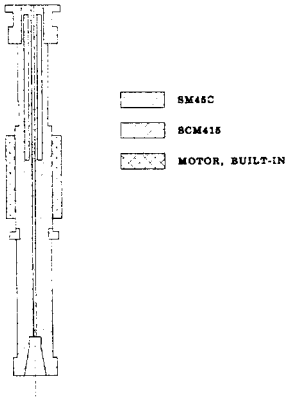


Fig. 2 Idealized model of the spindle

동특성 해석시 필요한 각 재료의 기계적 성질은 Table 2에 나타낸 바와 같으며 베어링의 반경방향 강성과 축방향 강성은 Table 3에 나타낸 바와 같이 SKF사로부터 제공받은 하중-변위 곡선을 1차식으로 근사화하여 구하였다.

하우징부와 스핀들부에 대한 이상화 모델은 Fig. 1과 2에 나타낸 바와 같다. 부품중 에어 실린더 어셈블리는 여러 가지 재료로 결합되어 있는 매우 복잡한 구조물이나 대부분의 재질이 SM45C이므로 종탄성계수와 포아송비는 SM45C와 동일한 값을 사용하였다. 단 에어 실린더 어셈블리의 실측 질량이 16.2 kg이므로 이로부터 평균밀도를 계산하였다. 또한 에어 실린더 어셈블리는 실린더 베이스와 볼트로 결합되어 있으며 실린더 브래킷과는 4개의 스프링으로 결합되어 있다. 이는 공구탈착시 베어링에 전달되는 충격을 완화하기 위한 구조로 스프링의 강성값은 1.78 kg/mm이고 예압량은 총 53.4 kg이 작용한다. 본 연구에서는 스프링 예압량에 의한 영향을 모델링하기 어려우므로 이를 강결합으로 가정하였다.

고속주축에 장착되는 내장형 모터(SJ-2B4306KH, Mitsubishi 사)의 고정자와 회전자는 적층된 규소강판에 권선이 감겨있는 형태로서 종래에는 강성 효과를 무시하고 질량 효과만을 고려하여 모델링하였다. 그러나 최근 최대봉 등[4]이 실험을 통하여 구한 모터내장형 주축의 고유진동수로부터 회전자의 종탄성계수를 계산하여 모터의 회전자가 질량 효과 뿐만 아니라 상당한 크기의 강성 효과를 가짐을 정량적으로 규명하였다. 따라서 본 연구에서는 최대봉 등이 실험한 내장형 모터가 본 모델과 동일하므로 종탄성계수는 21.3 GN/m^2로 가정하였으며 포아송비와 밀도는 SM45C와 동일한 값을 사용하였다.

3.2 유한요소 모델링

일반적으로 기계 구조물에 대한 정적, 동적 특성은 구조물의 기하학적 형상의 불규칙성과 복잡한 경계조건 및 물리적 성질이 다른 이종(異種) 재료의 결합 등으로 인하여 대부분의 경우 이론적인 해석이 불가능하므로 유한요소법을 이용한 수치해석적인 방법의 사용이 불가피하다. 본 연구에서는 전술한 바와 같은 이상화 작업을 바탕으로 SDRC/I-DEAS의 시뮬레이션 모듈을 사용하여 주축계에 대한 기하학적 모델링과 유한요소 모델링을 수행하였다.

하우징부의 유한요소 모델은 Fig. 3에 도시한 바와 같다. 경계조건으로는 주축 구조물의 후면 전체의 절점에서 자유도를 모두 고정하였다. 4절점 4면체 요소를 사용하여 모델링하였으며 총 절점의 갯수는 4,230여개, 요소의 갯수는 10,050여개이며 질량은 267 kg으로 모델링되었다. 스핀들부의 유한요소 모델은 Fig. 4에 나타낸 바와 같다. 8절점 6면체 요소를 사용하였으며 총 절점의 갯수는 1,820여개, 요소의 갯수는 1,240여개이며 질량은 28.5 kg으로 모델링되었다.

하우징부와 스핀들부를 연결하는 볼 베어링의 반경방향 강성은 Fig. 4에서 보는 바와 같이 단일 베어링당 8개, 총 40개의 스프링 요소를 사용하여 모델링하였으며 축방향 강성은 총 32개의 스프링 요소로 모델링하였다. 단 상부 베어링의 축방향 강성은 하부 베어링에 포함시켜 모델링하였다.

3.3 결과 및 고찰

대형 구조물의 해석에 가장 적합한 Lanczos법을 사용하여 총 5개의 고유진동수를 구하였으며 이를 Table 4에 나타내었다. 각각의 고유진동수에 해당하는 진동모드는 Fig. 5에 도시한 바

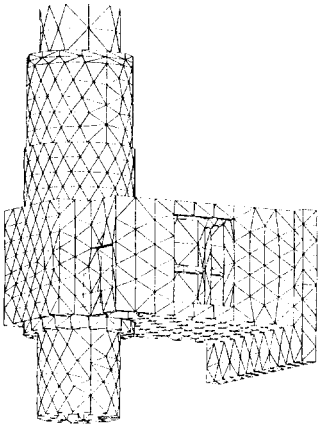


Fig. 3 Finite element model of the spindle housing

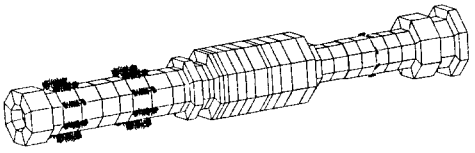
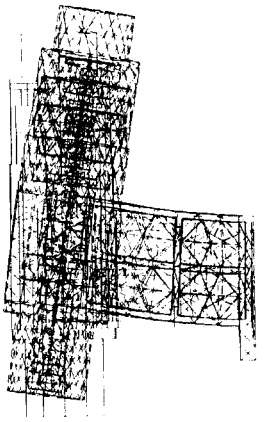


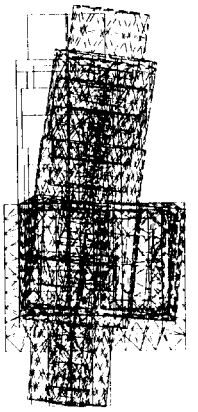
Fig. 4 Finite element model of the spindle

Table 4 Computed natural frequencies of the spindle system

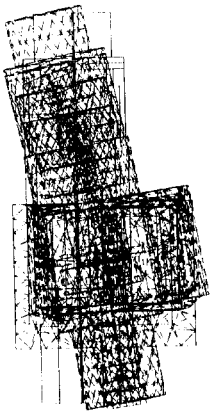
Mode	Natural frequency(Hz)
1st	177.3
2nd	198.3
3rd	290.0
4th	364.7
5th	453.5



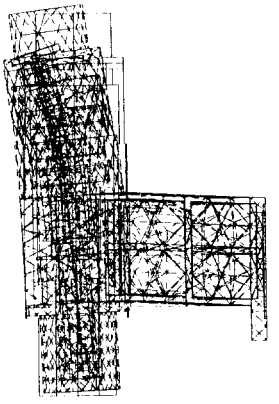
(a) First mode



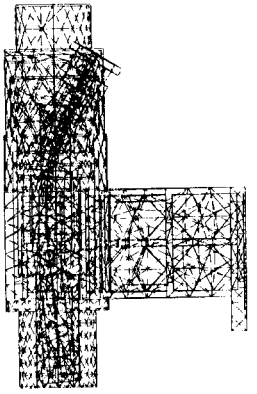
(b) Second mode



(c) Third mode



(d) Fourth mode



(e) Fifth mode

Fig. 5 Computed mode shapes of the spindle system

와 같다.

해석결과중 첫번째 진동모드는 베어링을 스프링 요소로 모델링함으로써 하우징부와 스핀들부의 상대적인 강체회전운동이 발생하여 비롯된 것으로서 해석상 큰 의미가 없으므로 제외하였다. 1차 고유진동수는 177.3 Hz(10,640 rpm)로 하우징의 상하방향의 굽힘 변형이 우세하다. 2차 고유진동수는 198.3 Hz (11,900 rpm)로 좌우방향의 굽힘 변형의 영향이 크며 하우징의 좌우 비대칭 형상의 영향이 나타난다. 3차 고유진동수는 290 Hz(17,400 rpm)로 하우징부의 좌우 비대칭 형상의 영향으로 2차 모드와 구별하기 어려우나 하우징의 비틀림 변형이 두드러지게 나타난다. 4차 이상의 모드에서는 하우징의 변형이 매우 작고 스핀들의 변형이 상대적으로 커지며 모드형상이 복잡해진다. 따라서 저차 모드에서 스핀들부는 강성 효과보다 질량 효과가 매우 크며 하우징부의 취약한 동강성이 전체 주축계의 동특성에 큰 영향을 미치는 것으로 볼 수 있다.

해석결과 현재 제작된 prototype의 3차까지의 고유진동수가 목표로하는 최대회전수 20,000 rpm을 넘지 않으므로 주축의 현 구조로는 주축의 허용회전수 범위내에서 안정적인 작동이 불가능하다. 따라서 주축계의 1차 고유진동수를 20,000 rpm 이상으로 높이기 위한 설계개선이 필요하다.

4. 동특성 측정

4.1 실험조건 및 방법

기계 구조물의 동특성을 측정하는 방법은 여러 가지가 있으나 본 연구에서는 충격가진법(impact hammer test)을 사용하였다. 실험은 크게 하우징부와 스핀들부로 구분하여 진행하였으며 실험장치 구성도는 Fig. 6에 나타낸 바와 같다. 기계 구조물은 일반적으로 10-1,000 Hz 범위의 비교적 좁은 주파수 영역에서 대부분의 진동 에너지를 가지므로 해석주파수를 1,600 Hz까지로 제한하였다. 또한 band pass filter의 대역폭은 강체모드 및 지반진동전달을 배제하기 위하여 3-2,000 Hz로 설정하였으며 averaging은 노이즈를 제거하기 위하여 5번으로 하였다.

하우징부는 실제의 경계조건과 유사하게 질량이 매우 큰 강체에 고정한 상태에서 측정하는 것이 이상적이나 구조물의 과다한 질량 때문에 현실적으로 이러한 실험조건을 만족시키기 어려우므로 Fig. 7(a)에서 보는 바와 같이 크레인에 밧줄로 4점을 매달아 자유경계조건하에서 측정하였다. 가진점 및 측정점은 유한요소 해석결과를 참고하여 관심있는 주파수내의 모드가 잘 표현될 수 있도록 다수의 곳에 설정하였다. 또한 에어실린더 어셈블리의 스프링 결합부의 영향을 파악하기 위해 실제의 스프링으로 결합했을 때와 볼트로 체결했을 때에 대하여 각각 실험하였다.

스핀들부 역시 Fig. 7(b)에서 보는 바와 같이 2점을 밧줄로 수직으로 매달아 자유경계조건하에서 측정하였다. 축대칭 구조물이므로 한 방향으로 가진하고 같은 방향으로 측정하였다.

4.2 결과 및 고찰

전술한 실험조건하에서 하우징부와 스핀들부 각각에 대해 얻어진 주파수 응답함수를 SDRC/I-DEAS 테스트 모듈을 사용하여 커브피팅함으로써 고유진동수, 감쇠비 및 모드형상을 구하였다. 실험적 모드해석을 통하여 모드 매개변수를 구하는 커브피팅법[23]에는 여러 가지 방법이 있으나 본 연구에서는 다자유도 커브피팅법중 시간영역에서 하나 이상의 기준위치에 대해 여러 개의 응답함수를 동시에 처리할 수 있는 polyreference법을 사용하였다.

4.2.1 하우징부

에어 실린더 어셈블리와 실린더 브래킷과의 스프링 결합부가 주축 구조물 전체의 진동특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여 각각 스프링과 볼트로 체결되었을 때에 대하여 실험하였다.

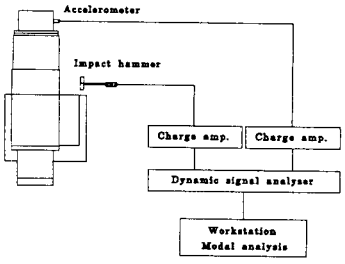
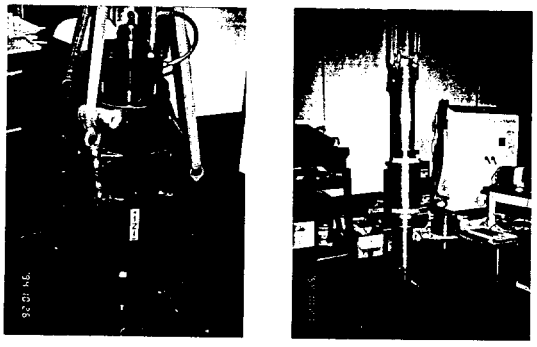


Fig. 6 Schematic diagram of experimental setup for modal testing



(a) Spindle housing (b) Spindle

Fig. 7 Pictorial views of experimental setup

Fig. 8은 측정된 주파수 응답함수의 예이다. 실선은 볼트 체결시의 주파수 응답함수이고 일점쇄선은 스프링 결합시의 주파수 응답함수를 나타낸다. 스프링 결합의 경우 볼트 결합에 비하여 고유진동수가 다소 낮아지고 결합부의 감쇠가 커져서 3차 이상의 모드가 뚜렷하지 않아 모드의 구분이 곤란하다. 또한 측정점에 따라 공진점이 이동하는 등 비선형적인 특성을 보여 모드 매개변수의 추출에 어려움이 따른다. 따라서 스프링 결합부는 저차 모드에서 고유진동수에 큰 영향을 미치지 않으므로 감쇠 및 비선형성의 영향이 비교적 적은 볼트 체결시에 대하여 실험과 해석을 수행하였다.

Table 5 Measured natural frequencies and damping ratios of the spindle housing

Mode	Natural frequency(Hz)	Damping ratio
1st	546	1.10
2nd	671	1.95
3rd	839	2.88
4th	1014	1.24

Table 6 Comparison of measured and computed natural frequencies of the spindle housing

Mode	Measured(Hz)	Computed(Hz)	Error(%)
1st	546	603	10.4
2nd	671	731	8.9
3rd	839	1008	20.1
4th	1014	1120	10.6

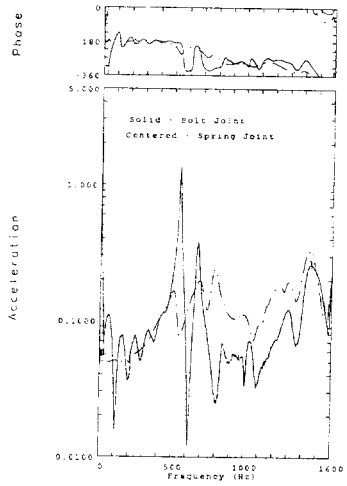
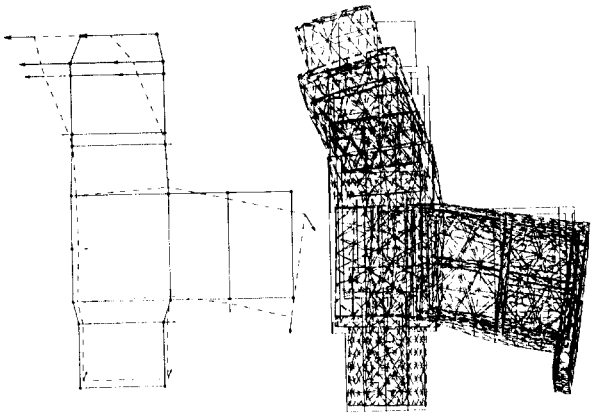
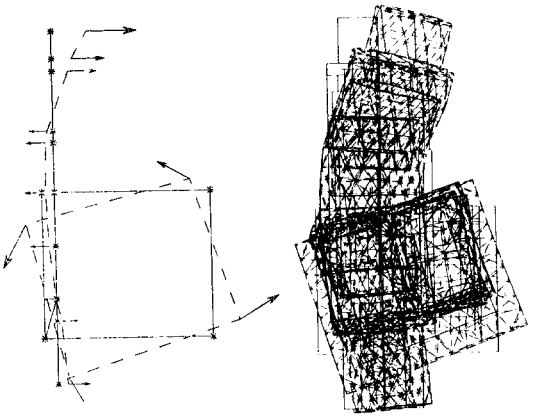


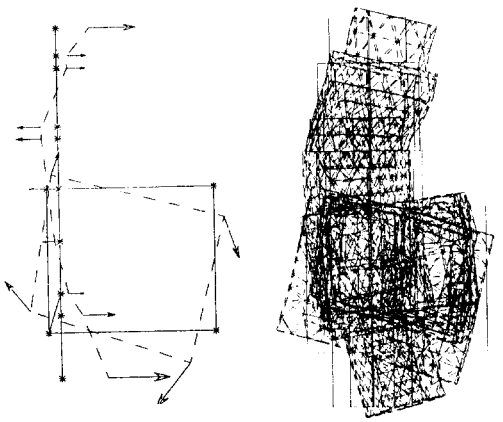
Fig. 8 Frequency response functions of the spindle housing for bolt and spring joint cases



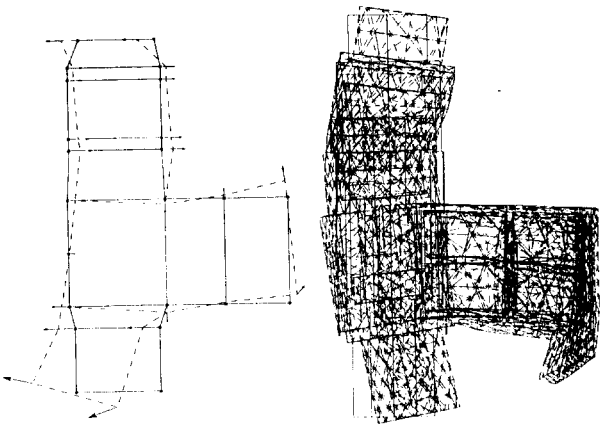
(a) First mode



(b) Second mode



(c) Third mode



(d) Fourth mode

Fig. 9 Comparison of measured and computed mode shapes of the spindle housing

Polyreference 커브피팅법에 의해 추출한 고유진동수와 감쇠비를 Table 5에 정리하였다. 5차 이상의 모드는 모드형상이 복잡하고 모드간의 커플링이 커서 분석이 어려우므로 4차까지만 고려하였다. 또한 앞에서 언급한 하우징부의 유한요소 모델에 대하여 자유경계조건하에서 해석하여 이를 Table 6에 비교하였다. 해석결과가 실험결과와 평균 12.5%의 오차범위내에서 잘 일치함을 알 수 있다. 커브피팅하여 얻어진 각각의 모드형상과 유한요소 해석에 의해 계산된 모드형상은 Fig. 9에 나타낸 바와 같다.

4.2.2 스핀들부

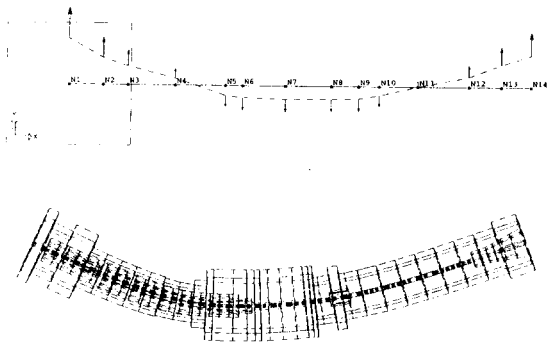
Polyreference 커브피팅법에 의해 추출한 고유진동수와 감쇠비를 Table 7에 나타내었다. 또한 앞에 언급한 스핀들부의 유한요소 모델에 대하여 자유경계조건하에서 해석하여 이를 Table 8에 비교하였다. 해석결과와 실험결과가 약 10% 내외에서 잘 일치함을 알 수 있다. 커브피팅법에 의해 구한 3차까지의 모드형상과 유한요소법에 의해 계산된 모드형상은 Fig. 10에 나타낸 바와 같다. 3차까지의 진동모드는 전형적인 빔의 진동모드와 매우 유사하다.

Table 7 Measured natural frequencies and damping ratios of the spindle

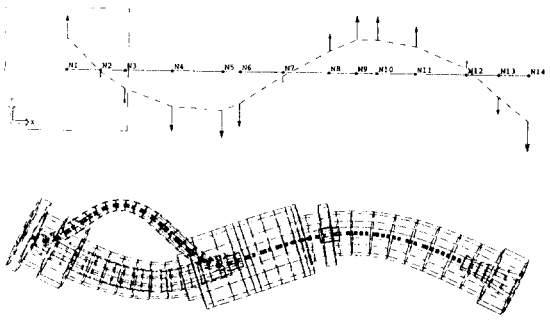
Mode	Natural frequency(Hz)	Damping ratio
1st	401	4.73
2nd	1029	1.09
3rd	1968	2.57

Table 8 Comparison of measured and computed natural frequencies of the spindle

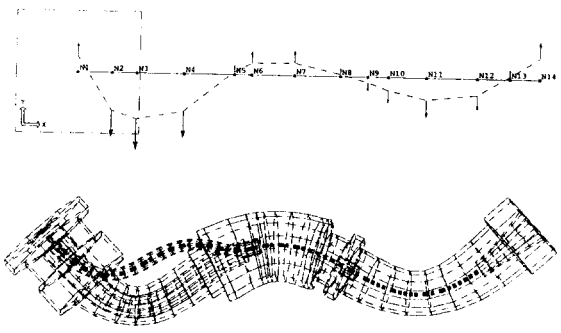
Mode	Measured(Hz)	Computed(Hz)	Error(%)
1st	401	426	6.2
2nd	1029	1141	10.9
3rd	1968	2224	13.0



(a) First mode



(b) Second mode



(c) Third mode

Fig. 10 Comparison of measured and computed mode shapes of the spindle

5. 설계개선

5.1 설계제약조건

주축계의 설계 및 개선에는 많은 제약조건이 따른다. 특히 z 방향 스트로크 및 테이블의 크기는 주축 구조물의 설계를 크게 제약하며 이를 정리하면 다음과 같다.

1) Fig. 11에서 보는 바와 같이 주축 구조물의 좌측에 툴 매거진(tool magazine)이 장착되어 있으므로 주축의 회전축으로부터 하우징 좌측면까지의 길이 L_1은 고정된다.

2) z방향의 스트로크를 기존의 설계와 동일하게 유지하기 위하여 공구가 취부되는 주축선단으로부터 하우징의 하측면 및 상측면까지의 길이 L_2, L_3 및 높이 $H(=L_3-L_2)$는 고정된다.

3) 테이블의 크기를 기존의 설계와 동일하게 유지하기 위하여 주축의 회전축으로부터 하우징를 지지하는 컬럼까지의 길이 L_4는 고정된다.

주축 구조물의 동특성을 개선하기 위한 방법은 크게 두가지로 나눌 수 있다. 첫째로 스핀들부의 질량 효과 및 관성 효과가 매우 크므로 스핀들의 질량을 감소시키거나 길이를 줄이는 방법을 고려할 수 있다. 그러나 이 경우 내장형 모터가 차지하는 공간과 주축의 고강성을 확보하기 위한 베어링의 배열방식 등으로 인하여 현 설계에서 스핀들의 질량이나 길이를 현격히 줄이는 것은 현실적으로 불가능하다.

두번째 방법은 유한요소 해석결과 하우징부의 동강성이 매우 취약한 것으로 나타났으므로 하우징부의 강성을 높이는 방법이다. 이는 일반적인 주축의 설계절차상 매우 효과적이고 현실적인 방법이나 본 연구에서는 위에서 언급한 설계제약조건으로 인하여 하우징부의 좌우 비대칭 형상 등을 비롯한 전체적인 형상 및 치수의 변경이 매우 제한되어 있다.

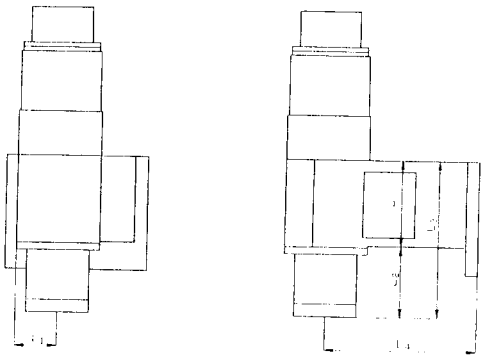


Fig. 11 Design constraints for the spindle housing

5.2 설계변수 민감도 분석

본 연구에서는 먼저 전술한 설계상의 제약조건을 만족하면서 선택된 설계변수의 변화에 따른 민감도 분석을 수행하였다. 전술한 바와 같이 유한요소 해석결과에 의하면 주요 동강성 취약부는 하우징부로 나타났으므로 고속주축의 동특성 향상을 위한 설계개선은 주로 하우징부 내부의 형상 및 치수의 변경에 국한시켰다.

적절한 설계변수를 선택하여 구체적인 민감도 분석을 수행하기 위한 사전작업으로 먼저 위의 설계제약조건을 만족하는 범위내에서 Fig. 12와 같이 하우징부 내부의 형상을 변경하였다. 하우징부 내부의 형상변경은 주로 단면이용률을 높임으로써 주축 구조물의 3차까지의 진동모드인 상하방향 및 좌우방향의 굽힘 변형과 비틀림 변형에 대한 동강성을 향상시키기 위한 것으로 이를 정리하면 다음과 같다.

1) 일반적으로 역선(力線)의 길이가 짧을수록 강성이 높아지므로 역선의 경로의 급격한 변화로 인한 강성의 저하를 방지하기 위하여 컬럼에 부착되는 하우징부 후면 하단의 형상을 변경하였다. 이는 주축 구조물의 1차 진동모드인 상하방향의 굽힘 변형에 유리하다.

2) 3차 진동모드인 비틀림 변형에 대해서는 열린 단면보다 닫힌 단면의 형상이 단면이용률이 높으므로 하우징부 우측면의 창을 삭제하였다.

3) 하우징부 내부의 단일 리브가 굽힘 및 비틀림 강성에 미치는 영향이 전반적으로 미소하므로 이를 삭제하였다.

4) 2, 3차 진동모드인 좌우방향 굽힘 변형과 비틀림 변형에 대한 강성을 향상시키기 위하여 하우징부 내부에 기존의 패널에 수직한 방향으로 패널을 보강하였다.

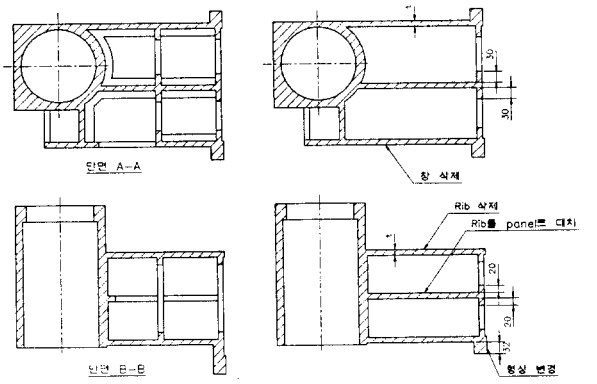
Table 9에 원모델과 위의 하우징부의 내부 형상을 변경하여 얻어진 개선모델에 대한 유한요소 해석을 수행하여 얻어진 고유진동수를 비교하였다. 1차 고유진동수는 크게 향상되지 않았으나 2, 3차 고유진동수는 각각 9.2%, 11%가 향상되었다.

이하의 설계변수 민감도 분석은 개선모델에 기초하여 수행하였으며 전술한 설계제약조건하에서의 선택가능한 설계변수는 하우징부의 패널의 두께로 결정하였다. 일반적으로 공작기계에서 특수한 경우를 제외하고는 주물품의 두께는 최대 30 mm 전후이고 과다한 두께의 증가는 주축 구조물의 무게를 증가시켜 바람직하지 않으므로 두께 20 mm와 25 mm의 경우에 대하여 해석하였다. Fig. 13에 개선모델의 패널 두께의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내었다. 패널의 두께가 증가함에 따라 고유진동수가 거의 선형적으로 증가하므로 1차 고유진동수의 변화를 선형회귀법(linear regression method)을 사용하여 1차식으로 근사화하면

$$f_1[\ \mathrm{Hz}\ ] = 2.45\,t[\ \mathrm{mm}\ ] + 146.9 \qquad (1)$$

으로 표현된다. 그러나 이 경우 패널의 두께를 최대 40 mm까지 증가시켰을 때 윗 식으로부터 얻어진 고유진동수가 244.9 Hz (14,690 rpm)로 목표로로 하는 20,000 rpm보다 크게 작으므로 현실적으로 주어진 설계제약조건하에서는 설계개선이 매우 어렵다.

따라서 본 연구에서는 불가피하게 전술한 설계제약조건중 2)와 3)을 무시하고 설계변수 민감도 분석을 수행하였다. 이 경우 두께 이외의 선택가능한 주요 설계변수로는 하우징의 높이 H와 주축의 회전축으로부터 컬럼까지의 길이 L_4를 들 수 있다. 하우징의 높이 폭 H는 내장형 모터의 냉각용 오일주입구를 위한 여유공간을 고려하면 최대 60 mm 정도까지 증가시킬 수 있으므로 폭을 각각 20 mm와 40 mm 증가시켰을 때에 대하여 해석하였으며, 이 때 폭의 증가 방향은 스핀들과 하우징의 무게중심을 고려하여 하우징의 하측면을 고정하고 상측면을 위로 이동시켰다. 길이 L_4의 경우에도 주축의 중심축으로부터 컬럼까지의 길이가 짧을수록 동특성이 향상되는 것은 자명하나 과다한 길이의 축소는 컬럼의 슬라이드 부위의 돌출을 초래하고 테이블의 크기를 축소되어 바람직하지 않으므로 각각 50 mm와



(a) Preliminary design (b) Improved design

Fig. 12 Recommendations for design change

Table 9 Comparison of natural frequencies between the preliminary and the improved design

Mode	Preliminary design(Hz)	Improved design(Hz)	Increasing rate(%)
1st	177.3	183.6	3.6
2nd	198.3	216.6	9.2
3rd	290.0	322.0	11.0

100 mm 축소하였을 때에 대하여 해석하였다.

Fig. 14에 개선모델의 하우징의 높이의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내었으며 Fig. 15에는 하우징부의 길이의 변화에 따른 고유진동수의 변화를 나타내었다. 하우징의 높이가 증가함에 따라 고유진동수가 거의 선형적이므로 증가하므로 1차 고유진동수의 변화를 1차식으로 근사화하면

$$f_1[\ \mathrm{Hz}\ ] = 0.685\,H[\ \mathrm{mm}\ ] + 19.2 \qquad (2)$$

으로 표현된다. 또한 하우징의 길이가 증가할수록 고유진동수는 거의 선형적으로 감소하므로 1차 고유진동수의 변화를 1차식으로 근사화하면

$$f_1[\ \mathrm{Hz}\ ] = -0.473\,L_4[\ \mathrm{mm}\ ] + 390.(\qquad (3)$$

으로 표현된다.

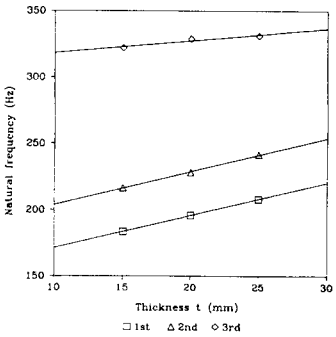


Fig. 13 Effect of the panel thickness of the housing on natural frequencies of the improved design

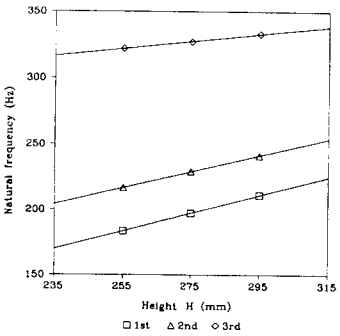


Fig. 14 Effect of the height of the housing on natural frequencies of the improved design

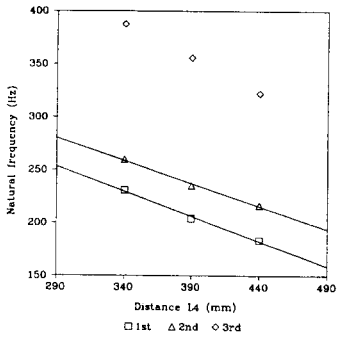


Fig. 15 Effect of the spindle-to-column distance on natural frequencies of the improved design

5.3 최적화 시뮬레이션

본 연구에서는 주축 구조물에 대한 최적의 설계개선안을 도출하기 위하여 전술한 설계변수 민감도 분석을 바탕으로 선택된 설계변수에 대한 최적화 시뮬레이션을 수행하였다.

패널의 두께 t를 최대 40 mm로 하였을 때 1차 고유진동수는 개선모델에 대하여 약 33.4% 증가하고 하우징의 높이 H를 최대 60 mm 증가시켰을 때 약 22.4% 증가한다. 또한 주축의 회전축으로부터 컬럼까지의 거리 L_4를 100 mm 감소시켰을 때 1차 고유진동수는 약 25.8% 향상된다. 따라서 이들 설계변수들간의 커플링을 무시하고 최적의 설계조건을 예측하면 1차 고유진동수는 377.1 Hz이 될 것으로 보이며 이는 22,630 rpm에 해당한다. 이는 개선모델에 대하여 약 105.4%, 원래 모델에 대해서는 112.7% 정도 향상된 것이다. 이를 검증하기 위하여 선택된 최적의 설계조건에 대한 유한요소 해석결과를 Table 10에 나타내었다. 1차 고유진동수가 356.3 Hz(21,380 rpm)로 설계변수간 커플링을 무시한 단순예측치와 약 5.9%의 오차를 보인다. 또한 2차 고유진동수와 3차 고유진동수는 개선모델에 대해서는 각각 75.6%와 32.5%, 원래 모델에 대해서는 각각 91.8%와 47.1%가 향상되었다. 각 모드중에서 1, 2차 모드는 원래의 모델과 마찬가지로 상하방향 및 좌우방향의 굽힘 변형에 해당하며 3차 모드는 스핀들의 변형이 지배적이다.

Table 10 Improvements in the natural frequencies through design change

Mode	Preliminary design(Hz)	Improved design(Hz)	Optimal design(Hz)
1st	177.3	183.6	356.3
2nd	198.3	216.6	380.3
3rd	290.0	322.0	426.7

5.4 설계개선

최적화 시뮬레이션을 수행하여 얻은 구체적인 설계개선안을 정리하면 다음과 같다.

1) 하우징의 패널의 두께를 현재의 15 ㎜에서 40 ㎜로 25 ㎜ 증가시킨다.

2) 하우징의 높이를 현재의 255 ㎜에서 315 ㎜로 60 ㎜ 증가시킨다.

3) 하우징의 주축의 회전축으로부터 컬럼까지의 길이를 현재의 440 ㎜에서 340 ㎜로 100 ㎜ 감소시킨다.

위의 설계개선방에 의하면 1차 고유진동수는 356.3 Hz (21,380 rpm)으로 약간의 해석오차를 고려하더라도 20,000 rpm 이상이 될 것으로 예측된다. 최종적으로 구조물의 감쇠의 영향을 최소화하여 목표로 하는 20,000 rpm 근처에서 고속주축의 회전정밀도를 향상시키기 위하여 최적설계된 하우징부의 내외부에 리브를 부착하여 강성을 보강하였다.

6. 결 론

머시닝센터용 주축 구조물의 동특성 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 주축 구조물에 대한 고유진동 해석을 수행한 결과 1, 2, 3차 고유진동수가 각각 177.3 Hz, 198.3 Hz, 290 Hz로 예측되었다. 저차 모드에서는 주로 하우징부의 상하방향 및 좌우방향의 굽힘 변형과 비틀림 변형이 두드러지게 나타났으며 스핀들은 질량 효과가 매우 큰 것으로 나타났다.

2) 자유경계조건하에서 하우징부와 스핀들부에 대한 동특성 실험을 수행한 결과 3차까지의 고유진동수와 진동모드가 해석결과와 각각 평균 12.5%와 10%의 오차범위내에서 비교적 잘 일치하였다.

3) 설계변수 민감도 분석을 수행한 결과 하우징부의 패널의 두께와 높이가 증가할수록 1차 고유진동수는 증가하였으며, 주축의 회전축으로부터 컬럼까지의 길이가 증가할수록 1차 고유진동수는 감소하였다.

4) 최적화 시뮬레이션을 수행하여 설계개선안을 제시하였으며, 그 결과 1차 고유진동수는 356.3 Hz(21,380 rpm)로 원래의 모델에 비하여 약 101% 향상되었다.

후 기

본 연구는 대우중공업 공기FA사업본부와 공동으로 수행되었습니다.

참고문헌

1. 森協俊道, "工作機械の高速化技術の現況," 일본정밀공학회지, 제53권, 제7호, pp. 1001-1004, 1987.
2. 김석일, 최대봉, 박경호, "공작기계용 고속주축계의 오일에어윤활특성에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제17권, 제2호, pp. 351-358, 1993.
3. 김석일, 곽병만, 이후상, 정재호, "공작기계 주축계의 진동특성해석에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제8권, 제2호, pp. 57-68, 1991.
4. 최대봉, 조정준, 김석일, "모터내장형 주축의 동특성 해석," 한국정밀공학회지, 제11권, 제3호, pp. 184-190, 1994.
5. 조정준, 김석일, 최대봉, "선반용 고속주축계의 동특성 해석," 한국정밀공학회지, 제11권, 제4호, pp. 5-12, 1994.
6. Bollinger, J. G., Geiger, G., "Analysis of the Static and Dynamic Behavior of Lathe Spindles," Int. J. Mach. Tool Des. Res., Vol. 3, pp. 193-209, 1964.
7. Sharan, A. M., Sankar, S., Sankar, T. S., "Dynamic Analysis and Optimal Selection of Parameters of a Finite Element Modeled Lathe Spindle Under Random Cutting Forces," ASME J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 105, pp. 467-475, 1983.
8. Reddy, V. R., Sharan, A. M., "Design of Machine Tool Spindles Based on Transient Analysis," ASME J. of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design, Vol. 107, pp. 346-352, 1985.
9. Reddy, V. R., Sharan, A. M., "The Finite Element Modelled Design of Lathe Spindles: The Static and Dynamic Analyses," ASME J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 109, pp. 407-415, 1987.
10. Reddy, V. R., Sharan, A. M., "The Static and Dynamic Analysis of Machine Tools Using Dynamic Matrix Reduction Technique," Int. J. Mach. Tools Manufact., Vol. 27, No. 1, pp. 105-112, 1987.
11. Sadeghipour, K., Cowley, A., "The Effect of Viscous Damping and Mass Distribution on the Dynamic Behaviour of a Spindle-Bearing System," Int. J. Mach. Tools Manufact., Vol. 28, No. 1, pp. 69-77, 1988.
12. Al-Shareef K. J. H., Brandon, J. A., "On the Effects of Variations in the Design Parameters on the Dynamic

Performance of Machine Tool Spindle-Bearing Systems," Int. J. Mach. Tools Manufact., Vol. 30, No. 3., pp. 431-445, 1990.

13. Brandon, J. A., Al-Shareef, K. J. H., "On the Applicability of Modal and Response Representations in the Dynamic Analysis of Machine Tool Spindle Bearing Systems," Proc Instn Mech Engrs, Vol. 205, No. B2, pp. 139-145, 1991.

14. Brandon J. A., Al-Shareef, K. J. H., "Optimization Strategies for Machine Tool Spindle-Bearing Systems: A Critical Review," ASME J. of Engineering for Industry, Vol. 114, pp. 244-253, 1992.

15. Wang, W. R., Chang, C. N., "Dynamic Analysis and Design of a Machine Tool Spindle-Bearing System," ASME J. of Vibration and Acoustics, Vol. 116, pp. 280-285, 1994.

16. Lewinschal, L., "Bearing systems for high performance machine tools," SKF Precision Bearings, pp. 83-87, 1992.

17. Allemang, R. J., Graef, H. T., Powell, C. D., "Dynamic Characteristics of Rotating and Nonrotating Machine Tool Spindles," ASME J. of Engineering for Industry, Paper No. 73-DET-29, pp. 1-5, 1974.

18. Brandon, J. A., Al-Shareef, K. J. H., "On the Validity of Several Common Assumptions in the Design of Machine Tool Spindle-Bearing Systems," Int. J. Mach. Tools Manufact., Vol. 31, No. 2, pp. 235-248, 1991.

19. Wang, K. W., Shin, Y. C., Chen, C. H., "On the Natural Frequencies of High-Speed Spindles with Angular Contact Bearings," Proc Instn Mech Engrs, Vol. 205, No. C2, pp. 147-154, 1991.

20. 이재운, "결합부가 있는 복합구조물의 동적 해석," 서울대학교 박사학위논문, 1994.

21. Wileman, J., Choundhury, M., Green, I., "Computation of Member Stiffness in Bolted Connections," Trans. ASME, J. of Mech. Design, Vol. 113, pp. 432-437, 1991.

22. Shin, Y. S., Iverson, J. C., Kim, K. S., "Experimental Studies on Damping Characteristics of Bolted Joints for Plates and Shells," ASME, J. of Press. Vessel Tech., Vol. 113, pp. 402-408, 1991.

23. Ewins, D. J., "Modal Testing: Theory and Practice," Research Studies Press Ltd., pp. 189-192, 1984.