

고속가공의 안정성 향상을 위한 수직선반의 설계

노승훈[†] · 손재을^{*} · 노경호^{**} · 김성철^{***}
(2003년 3월 27일 접수, 2003년 7월 24일 심사완료)

Design of a Vertical Lathe for the Improved Stability at High Speed Machining

Seung Hoon Ro, Jae Yul Shon, Kyung Ho Ro and Sung Chul Kim

Key Words: Vertical Lathe(수직선반), Natural Frequency(고유진동수), Frequency Response Test(주파수 응답 실험), Transfer Function(전달함수), Simulation Model(시뮬레이션 모델), Improved Stability(안정성향상)

Abstract

The vertical lathe is a very popular machine tool in modern manufacturing industries because of its small area of installation. The small installation area is highly desirable for the flexibility improvement of the manufacturing systems such as FMS, CIM, and IMS. The vertical lathe, however, has much taller height compared to the traditional horizontal lathe, and consequently more severe vibrations. In this study, the structure of a vertical lathe is analyzed to investigate the dynamic properties and further to establish some ideas of the design alteration for the improved dynamic stability even at the higher operating speed. The simulation model is implemented to apply those design alterations for the optimization. The result of this study is not only prosperous but also ready to be applied to the optimum design of various machine tool structures for the improved stability.

기호설명

Im(H) : 전달함수의 허수부
S/M : 시뮬레이션 모델

1. 서 론

현대 산업사회에서 생산성향상을 위한 노력은 제조공정의 고속화, 무인화 및 시스템화를 통하여 구현된다. 이러한 추세는 공작기계분야에도 그대로 적용되어 지고 있다. 일반적으로 공작기

계산업은 그 국가의 기계공업을 선도함은 물론 전체 제조산업을 주도하는 핵심분야로서 공작기계의 설계기술과 생산능력은 그 나라 산업생산성의 지표이다. 그러므로 현대 산업사회의 급변하는 환경 속에서 국가의 산업 경쟁력을 유지 및 향상시키기 위해 가장 근본이 되는 것은 높은 생산성과 안정성을 갖춘 공작기계의 설계 및 생산 능력이라 할 수 있다.

공작기계의 성능은 가공정도와 생산성에 의해 평가된다. 일반적으로 생산성은 작동속도에 비례하며 기계구조물의 진동은 작동속도의 증가와 더불어 기하급수적으로 커지게 된다. 따라서 생산성을 증가시키기 위하여 가공속도를 높이면 엄청난 진동에 따른 공작물의 정밀도와 표면조도가 저하되며 공구의 마모와 손상 및 기계부품의 수명이 단축되는 요인이 된다. 따라서 공작기계의 고속화 및 고정밀화를 위해서는 고속화에 따

[†] 책임저자, 회원, 금오공과대학교 기계공학부
E-mail : shro@knut.kumoh.ac.kr
TEL : (054)467-4235 FAX : (054)467-4472
^{*} 회원, 씨아이이이에스 대구
^{**} 회원, 성원에드워드
^{***} 회원, 금오공과대학교 대학원

른 진동량의 증가를 제어할 수 있는 설계기술이 절대적으로 필요하다.

시스템화(FMS, CIM, IMS)되어 가는 공작기계 산업분야에서 제한된 공간에 많은 공작기계를 설치하여 생산의 유연성을 높이기 위해서는 작은 설치공간을 갖는 기계의 필요성이 절실하다. 수직선반은 이러한 산업현장의 요구에 부합되어 수요가 급격히 늘고 있는 공작기계이며 향후 그 수요는 더욱더 늘어날 것이 분명하다. 한편 수직선반은 수평적 설치공간의 축소에 따른 구조물의 높이 증가로 진동에 매우 취약하여 최고가공속도가 수평선반의 20% 수준[주축최고속도 2,500rpm 수준]에 머물고 있는 것이 현실이다. 따라서 수직선반의 고속가공 안정성향상은 현대 공작기계 산업분야의 매우 절실한 과제라 할 것이다.

본 논문에서는 고속가공용[주축 최고속도 4,000 rpm], 고정도의 수직선반을 개발하기 위하여 구조물의 동특성 분석을 통해 작동속도영역에서 진동의 크기의 변화를 조사하여 진동전달을 억제하고 진동의 크기를 최소화하기 위한 최적설계안을 도출하고자 하였다. 실제구조물과 동일한 동특성(공진 영역 및 모드형상)을 갖는 축소된 시뮬레이션 모델(이하 S/M)을 제작하고 설계개선안을 S/M에 적용하여 최적설계안의 효과를 검증한다. S/M을 활용함으로써 실제구조물에 개선안을 적용하는 경우에 비하여 시간과 경비를 혁신적으로 절감하면서도 정확한 최적설계안을 도출할 수 있게 되어 이상적인 구조물의 효율적 설계가 가능하게 되었다.[Fig. 14]

2. 주파수분석실험 및 결과

고속가공의 안정성 향상을 위한 설계개선안의 도출을 위해 구조물에 주파수분석실험을 통하여 전달함수를 구하고 이것을 이용하여 공진을 일으키는 진동수(고유진동수)와 모드형상을 조사한다.

2.1 실험장치 및 Setup

실험에 사용된 장비는 Table 1 및 Fig. 1과 같다.

Table 1 Test equipment

	Model	Company
FFT analyzer	DSA 212	Difa measuring systems
Accelerometer	8634b5	Kistler
Impact hammer	Dytr pulse	Dytran

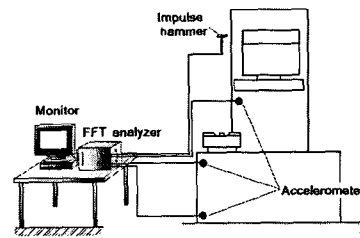


Fig. 1 Test setup

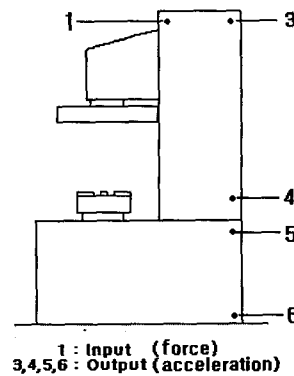


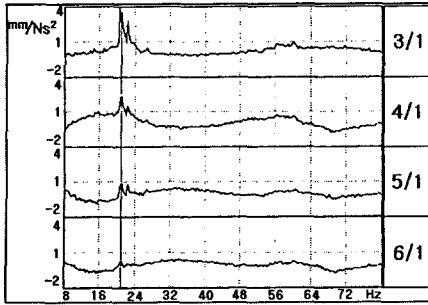
Fig. 2 Positions of the measurement (column and bed)

2.2 실험방법 및 결과

진동량 및 진동형태를 알고싶은 위치에 센서를 부착하고 힘을 가하여 주파수분석실험을 하여 전달함수를 얻고 이를 바탕으로 진동의 크기, 전달 경로, 고유진동수 및 모드형상 등의 구조 동특성을 파악한다.

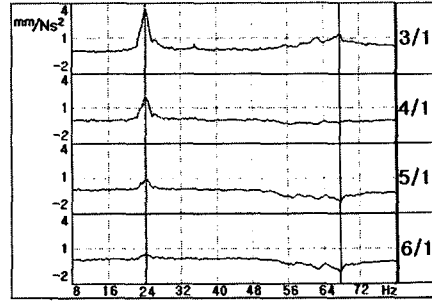
2.2.1 컬럼 및 베드(측면)

컬럼 및 베드부위의 진동(좌우진동)을 분석하기 위하여 Fig. 2와 같은 조건에서 주파수분석실험을 하여 전달함수를 얻었으며 Fig. 3에 전달함수의 허수부분을 도시하였다. Fig. 3의 전달함수는 각각 Fig. 2의 3, 4, 5, 6에서 측정된 가속도와 1에서 측정된 힘의 푸리에변환 값을 나눈 것에 해당된다.



X axis : Frequency
Y axis : Acceleration / Force

Fig. 3 Im(H) of the column and the bed



X axis : Frequency
Y axis : Acceleration / Force

Fig. 6 Im(H) of the column and the bed

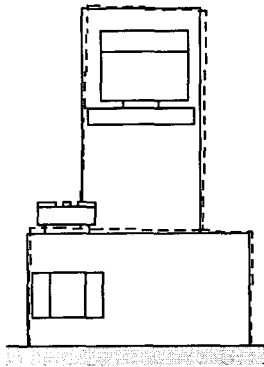


Fig. 4 Mode shape(20Hz)

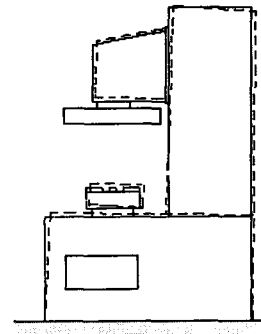


Fig. 7 Mode shape(24Hz)

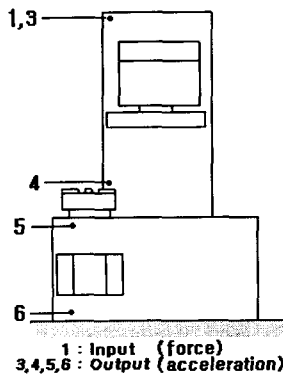


Fig. 5 Positions of the measurement (column and bed)

실험결과 칼럼 및 베드의 고유진동수는 20Hz 임을 알 수 있으며[Fig. 3], Fig. 3의 공진구간에서 측정위치별 전달함수의 크기를 공진구간에서 비교 분석해 보면 모드형상은 좌우 굽힘 진동에 해당됨을 알 수 있다.[Fig. 3, Fig. 4]

2.2.2 칼럼 및 베드(정면)

칼럼과 베드의 정면에 센서를 Fig. 5와 같이 부착하고 좌측상단에 힘을 가한 후의 주파수분석실험결과 고유진동수는 24Hz로 확인되었다.

Fig. 6의 또 다른 공진구간에 해당하는 67.5Hz의 진동은 스피들 모터의 고유진동수로 판단된다. [2.2.4 참고]

Fig. 7은 Fig. 6의 24Hz 구간의 전달함수의 크기를 분석하여 도시한 모드형상이며 이는 칼럼과 베드의 좌우 굽힘 모드형상에 해당된다.

2.2.3 터릿 몸체

공구가 장착되는 부분으로서 가공에 있어 척과 더불어 가장 중요한 부분이라 할 수 있는 터릿 몸체에 대하여 Fig. 8과 같이 주파수분석실험을 하였다.

터릿 몸체의 주파수분석실험 결과 고유진동수는 50Hz로 확인되었으며, 측면에서 보아 터릿의 상하진동에 해당된다.

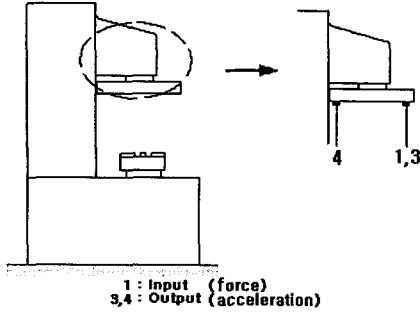
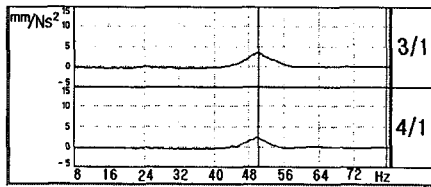


Fig. 8 Positions of the measurement(turret body)



X axis : Frequency
Y axis : Acceleration / Force

Fig. 9 Im(H) of the turret body

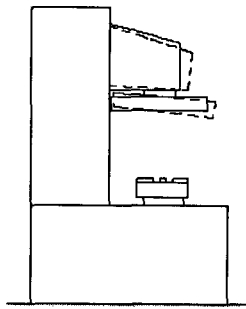


Fig. 10 Mode shape of the turret body(50Hz)

2.2.4 스피들 모터

스피들 모터에 대하여 Fig. 11과 같은 조건에서 주파수분석실험을 하였다.

Fig. 12는 실험결과 얻어진 전달함수의 허수부이다. 가장 큰 진동을 갖는 고유진동수는 67.5Hz로 확인되었다. 이 진동은 스피들 모터의 좌우 굽힘 진동으로 모드형상을 Fig. 13에 도시하였다.

이상의 주파수분석실험 결과를 정리해 보면 70Hz(4,200rpm) 이내의 작동영역에서 공진에 의해 큰 진동이 발생할 수 있는 고유진동수는 20 Hz, 24Hz, 50Hz, 67.5Hz로서 각각에 대한 측정위치 및 전달함수, 모드형상은 Fig. 2 ~ Fig. 13에

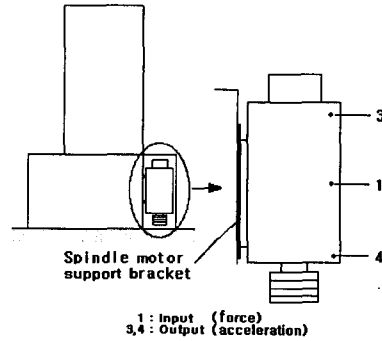
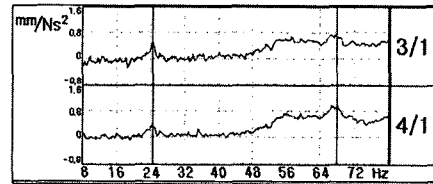


Fig. 11 Positions of the measurement (spindle motor)



X axis : Frequency
Y axis : Acceleration / Force

Fig. 12 Im(H) of the spindle motor

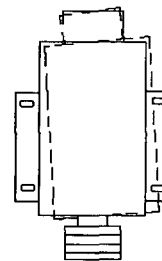


Fig. 13 Mode shape of the spindle motor(67.5Hz)

해당됨을 확인하였다. 따라서 수직선반의 최고 작동속도를 2,500rpm에서 4,000rpm 수준으로 높여 주면서도 작동시 진동이 억제될 수 있는 안정된 구조물을 설계하기 위해서는 언급된 주파수에서의 진동을 억제할 수 있는 설계개선이 요구된다.

3. S/M의 제작 및 활용

3.1 S/M 활용의 필요성

실험을 통하여 분석된 실제구조물의 동특성으로부터 진동을 유발할 수 있는 작동속도와 모드

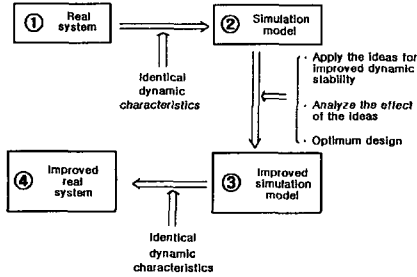


Fig. 14 Procedure of the Design Improvement Using the Simulation Model

형상은 Fig. 4, Fig. 7, Fig. 10, Fig. 13과 같으며 이러한 진동을 억제하기 위한 방법으로는 칼럼의 질량 감소와 베드, 터릿 몸체, 스피들 모터 지지 브래킷의 강성강화 및 20Hz, 24Hz, 50Hz, 67.5Hz 진동의 고유진동수의 증가를 통한 작동속도 구간에서의 공진억제, 강성강화를 생각할 수 있다.

이러한 개선안을 실제구조물에 적용하는 것은 소요경비, 작업의 난해함, 적용의 복잡함 등으로 인하여 큰비용과 시간이 소요되므로 실제구조물과 동일한 동특성[고유진동수, 모드형상]을 갖으며 분해, 조장이 간단한 축소된 구조물[S/M]을 제작하고 이 S/M에 설계개선안을 적용하여 설계안의 효과를 매우 쉽게 확인할 수 있다.

따라서 S/M을 제작하고 이 S/M에 다양한 설계개선안을 반복적용 하여 효과를 분석함으로써 시간과 비용을 크게 절감하여 이상적인 최적설계안을 쉽게 도출할 수 있다.

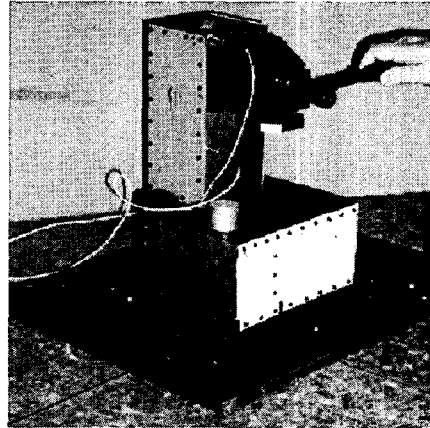
3.2 S/M의 제작

S/M은 수직선반의 목표 최고 속도인 4,000rpm을 기준으로 약 70Hz 이하의 고유진동수를 대상으로 하여 실제구조물에서 정량적으로 큰 변수로 작용하는 부분들에 대하여 실제구조물과 동일한 동특성을 갖도록 실제 무게의 1/735배(무게 기준)로 축소하였으며 제작 시 실제구조물의 재질인 회주철과 S/M의 재질인 강판의 재료특성의 차이를 감안하여 Fig. 15와 같이 제작하였다.

3.3 S/M의 동특성 분석

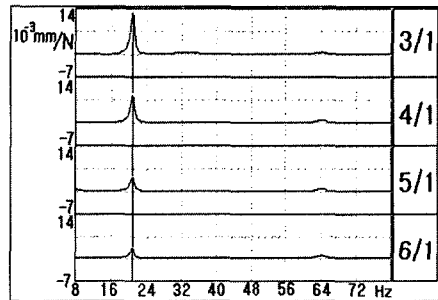
3.3.1 S/M의 칼럼 및 베드(측면)

S/M의 칼럼 및 베드에 대하여 실제구조물과 동일한 조건에서 주파수분석실험 결과 Fig. 16과 같은 전달함수를 얻었다. 실제구조물의 전달함수



	Real structure	S/M
Height (m)	1.8	0.36
Mass(kg)	5,000	6.8

Fig. 15 Photo of the S/M



X axis : Frequency
Y axis : Displacement / Force

Fig. 16 Im(H) of the column and the bed(S/M)

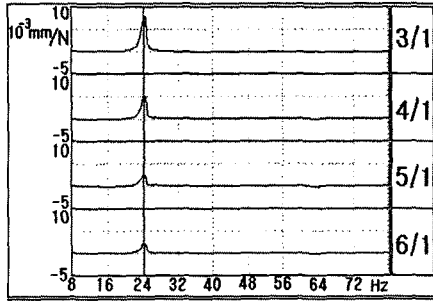
[Fig. 3]와 비교해 보면 동일한 동특성을 가지고 있음을 알 수 있다.

3.3.2 S/M의 칼럼 및 베드(정면)

S/M의 칼럼 및 베드에 대하여 실제구조물과 동일한 조건에서 주파수분석실험 한 결과는 Fig. 17과 같다. 실제구조물의 경우[Fig. 6]와 동일한 동특성을 가지고 있음이 확인된다.

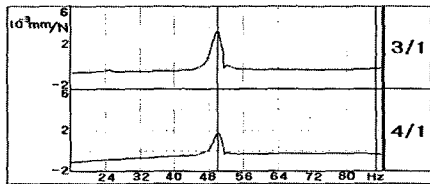
3.3.3 S/M의 터릿 몸체 및 스피들 모터

터릿 몸체 및 스피들 모터에 대한 주파수분석 실험 결과는 각각 Fig. 18 및 Fig. 19와 같으며 실제구조물의 전달함수들인 Fig. 9 및 Fig.12와 매우 유사하다.



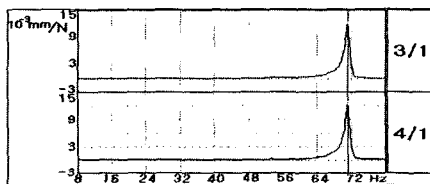
X axis : Frequency
Y axis : Displacement / Force

Fig. 17 Im(H) of the column and the bed(S/M)



X axis : Frequency
Y axis : Displacement / Force

Fig. 18 Im(H) of the turret body(S/M)



X axis : Frequency
Y axis : Displacement / Force

Fig. 19 Im(H) of the spindle motor(S/M)

S/M에 대한 이상의 주파수분석실험 결과를 정리하면 Table 2와 같다. Fig. 16~Fig. 19는 각각 제작된 S/M의 측면 및 정면, 터릿 몸체, 스피들 모터의 전달함수이다. Fig. 16은 실제구조물로부터 측정된 Fig. 3과 비교 해 볼 때 고유진동수와 모드형상의 구현이 잘 이루어 졌음을 확인할 수 있으며 Fig. 17과 Fig. 6, Fig. 18과 Fig. 9, Fig. 19와 Fig. 12를 비교하여 보아도 같은 고유진동수와 모드형상을 갖고 있어 S/M이 실제구조물의 동특성을 잘 구현하였음을 알 수 있다. 이상의 결과로부터 제작된 S/M은 설계 개선안의 적용 및 최적설계에 3.2에서 언급한 바와 같이 활용될 수 있는 여건이 마련되었다 할 수 있다.

Table 2 Comparison of the natural frequencies

	Real structure	S/M
	Natural frequencies [Hz]	
Column and bed	20	20
Column and bed	24	24
Turret body	50	50
Spindle motor	67.5	71

4. 설계개선안의 도출

수직선반의 진동을 측정된 결과 2.2에서 언급된 바와 같이 목표로 하는 주축 최고속도 4,000 rpm 이내에서 공진에 의한 큰 진동을 유발할 수 있는 진동은 20Hz, 24Hz, 50Hz, 67.5Hz의 네 가지 진동이다. 이들 중 20Hz 및 24Hz의 진동이 가장 낮은 고유진동수의 진동에 해당된다. 이를 작동속도로 환산하면 1,200 및 1,440rpm에 해당된다. 이는 작동속가 1,200 및 1,440rpm 근처에 이르게 되면 기계구조물의 진동이 매우 커짐을 의미한다. 이 구조물의 진동을 억제하기 위한 가장 이상적인 방법은 제일 작은 고유진동수가 최대작동속도인 4,000rpm에 해당하는 70Hz 보다 커서 전체 작동속도 영역에서 공진이 발생치 않도록 설계하는 것이다. 그러나 구조물의 고유진동수들을 모두 70Hz 이상으로 높게 설계할 경우 구조물의 크기가 지나치게 커지게 되는 것과 같은 문제가 발생할 경우에는 고유진동수의 변화와 함께 해당되는 모드형상을 분석하여 진동량을 억제할 수 있도록 설계하는 것이 제조원가, 크기, 정도, 생산성등의 측면에서 이상적이라 할 것이다.

4.1 설계개선안의 설정

수직선반의 기본적인 진동은 모드형상을 보이는 20Hz, 24Hz에서 Fig. 4, Fig. 7과 같은 외팔보의 1차 진동형과 동일한 진동이다. 이러한 진동을 보이는 외팔보 구조물에서 Fig. 20의 그림 b)와 같이 일정 부분을 떼어 내고 떼어낸 부분을 다시 그림 c)와 같이 위치를 옮길 경우 고유진동수는 약 60% 상승한다. 이러한 설계 변경 효과를 활용하면 재료의 질량변화 없이 간단한 설계 변경으로도 공진을 쉽게 피할 수 있는 매우 효과적인 설계가 가능하다.[참고문헌 6]

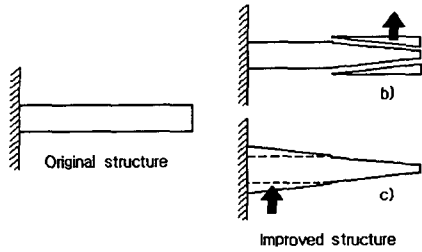


Fig. 20 Variation of the natural frequency with the shape alteration

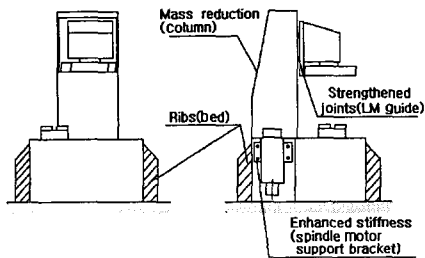


Fig. 21 The sketch and the description of the design alterations

4.2 설계개선안

4.1에 소개된 것과 같은 과정들을 거쳐 선택된 설계개선안을 정리하여 설계개선부분과 개선사항을 간략하게 Fig. 21에 나타내었다.

각각의 설계개선안의 효과는 4.2.1~4.2.4에 언급하였다.

4.2.1 칼럼의 상부 질량 감소

상부의 불필요한 질량을 덜어줌으로써 상대적으로 구조물 하부의 강성이 강화되는 효과를 얻어 약 15%의 질량 감소와 더불어 고유진동수의 증가 효과를 얻을 수 있다.

4.2.2 베드 리브 보강

실제구조물의 주된 모드형상은 외팔보의 1차 모드형상에 해당되므로 최대 굽힘 모멘트가 발생하는 부분인 구조물 하단에 리브를 설치하는 것이 진동량 억제에 제일 큰 효과를 볼 수 있다. Fig. 21에서 빗금친 부분과 같이 리브를 보강함으로써 베드 하단부의 강성강화 및 질량의 증가로 진동 흡수능을 향상시켜 가공 시 발생하는 진동 전달의 억제 및 진동량 감소 효과가 기대된다.

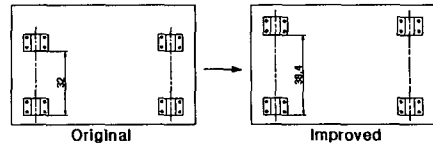


Fig. 22 Design improvement of the turret body

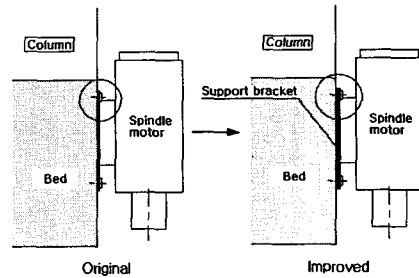


Fig. 23 Design improvement of the spindle motor support bracket

4.2.3 터릿 몸체의 LM 가이드 강성 증가

터릿 몸체의 동특성 분석결과 50Hz의 모드형상은 칼럼의 정면에 세로로 설치되는 LM 가이드와의 결합부가 강성을 제공한다. 터릿 몸체와 LM 가이드의 결합은 아래와 위에 각각 2개의 LM 블록이 사용되며 이 LM 블록의 간격을 20% 증가시켜 터릿 몸체의 결합부의 강성을 강화함으로써 고유진동수를 증가시킬 수 있다. Fig. 22는 LM 블록이 설치되는 터릿 몸체의 뒷부분을 도시한 것이다.

4.2.4 스피들 모터 지지 브래킷 강성 강화

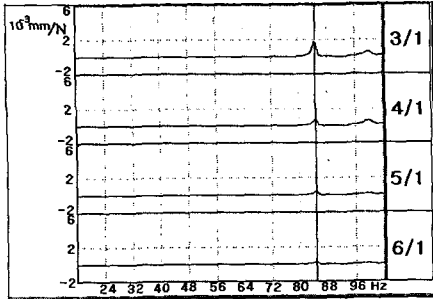
스핀들 모터는 지지 브래킷에 의해 베드의 측면에 고정되며 모드형상을 살펴보면 브래킷이 강성을 좌우함을 알 수 있다. 이를 위해 지지 브래킷의 두께를 17% 증가하여 강성을 강화하였다.

4.3 개선된 S/M의 동특성 분석

4.2에서 언급되었던 설계개선안의 효과를 주파수분석실험을 통하여 정량적으로 확인하며 여러 가지 설계개선안의 효과를 반복 검토하여 최적 설계에 도달한다.

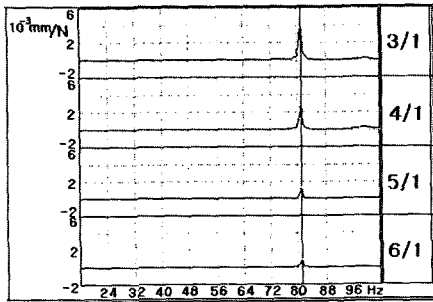
4.3.1 개선된 S/M의 칼럼 및 베드(측면)

Fig. 21과 같이 주로 칼럼 상부의 질량을 덜어내고 베드에 리브를 이용하여 강성을 강화하는



X axis : Frequency
Y axis : Displacement / Force

Fig. 24 Im(H) of the column and the bed (improved S/M)



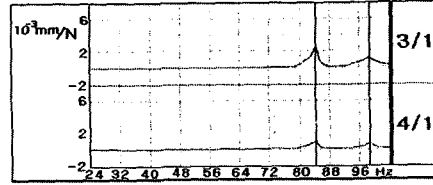
X axis : Frequency
Y axis : Displacement / Force

Fig. 25 Im(H) of the column and the bed (improved S/M)

방법을 통하여 20Hz [Fig. 16]이던 것이 84Hz에서 고유진동수가 나타나므로 작동속도 영역(최대 4,000rpm 약 70Hz)에서 공진이 발생되지는 않는 최적의 설계조건을 찾을 수 있다. 또한 전달함수를 검토해보면 진동량도 개선 전의 것에 비하여 매우 작은 값을 알 수 있다.

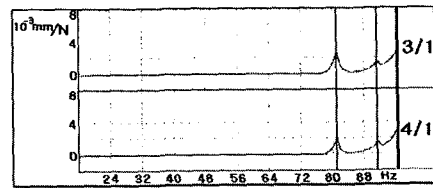
4.3.2 개선된 S/M의 칼럼 및 베드(정면)

설계개선 전의 S/M이 칼럼 및 베드의 전후 굽힘 진동에 대하여 Fig. 17과 같은 전달함수를 갖던 것에 비해 개선된 S/M은 Fig. 25와 같은 전달함수를 갖게 된다. 고유진동수가 24Hz에서 83Hz로 증가되어 전 작동속도구간에서 공진이 없게됨은 물론 진동량도 크게 감소되었음을 확인할 수 있다.



X axis : Frequency
Y axis : Displacement / Force

Fig. 26 Im(H) of the turret body(improved S/M)



X axis : Frequency
Y axis : Displacement / Force

Fig. 27 Im(H) of the spindle motor(improved S/M)

4.3.3 개선된 S/M의 터릿 몸체

터릿 몸체는 칼럼의 수직면에 설치된 LM 가이드 위에서 상하로 이동한다. 이때 터릿 몸체는 상하에 각각 2개씩 총 4개의 LM 블록으로 지지되어 있다. 터릿 몸체에 대한 모드형상을 분석한 결과 결합부의 강성이 약한 것으로 판단되어 지지되는 LM 블록의 상하 간격을 크게 하였다. 그 결과 지지강성의 증가로 Fig. 26과 같은 전달함수(고유진동수 50Hz→83.7Hz)의 변화를 확인할 수 있다.

4.3.4 개선된 S/M의 스피들 모터

스피들 모터 지지 브래킷의 설계변경[4.2.4]의 경우에도 전달함수(고유진동수 71→81Hz)의 변화와 함께 진동량 감소를 확인할 수 있다.[Fig. 19, Fig. 27]

이상의 결과 개선 전 Model은 20Hz, 24Hz, 50Hz, 67.5Hz에서 구조물의 공진 가능성이 있어 네 가지의 고유진동수를 70Hz 영역밖에 존재하도록 설계개선 하였다. 설계개선 전후의 고유진동수와 측정된 진동량의 변화는 Table 3을 통해 확인할 수 있다.

Table 3 Comparison of the vibrations of the S/M

	Original structure	Improved structure
	Natural frequencies [Hz]	
	Vibration[$10^{-3} mm/N$]	
Column and bed	20	84.7
	13.70	1.33
Column and bed	24	83.4
	8.65	3.61
Turret body	50	83.9
	3.93	2.16
Spindle motor	67.5	81.0
	12.5	2.95

90Hz(5,400rpm)영역까지 확대해서 비교하더라도 4개의 공진구간이 존재하고 있으나 그 진동량은 개선 전과 비교해서 약 90%의 진동량 감소를 보이고 있다.

5. 결론

본 논문에서는 구조물의 진동 최소화를 통한 안정화 및 생산성향상을 목적으로 수직선반의 여러 부위에 대하여 주파수분석실험을 하고 이를 바탕으로 구조물의 동특성을 분석함으로써 구조물의 거동에 대한 모든 정보를 얻었다.

또한 분석된 구조물의 특성을 바탕으로 설계개선의 방향을 설정하였으며, 설계개선안의 효과를 검증하는 과정에서 실제구조물과 동일한 동특성을 갖는 축소된 S/M을 제작하여 간편한 방법으로 설계개선의 효과를 분석하였고 이 결과를 바탕으로 최적설계안을 도출하였다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 수직선반의 진동을 측정된 결과 목표로 하는 주축 최고속도 이내에서 공진의 가능성이 큰 진동은 네 가지 형태의 진동[Fig. 4, Fig. 7, Fig. 10, Fig. 13]임을 확인하였다.

(2) 이러한 진동을 억제하기 위한 가장 이상적인 설계는 작동속도영역에서 제일 낮은 20Hz의 고유진동수를 70Hz[4,200rpm] 이상으로 크게 증가시켜 작동속도 영역에서 공진이 없도록 설계변경 하는 것이며 이러한 설계변경을 위한 구체적인 방법은 네 가지로 요약 될 수 있다.[4.2]

(3) 개선된 수직선반의 안정된 최대 가공속도는 현재의 최대 작동속도에 비하여 70% 상승하여 생산성이 크게 향상됨은 물론 진동량의 99% 이상을 소멸시키는 효과를 기대할 수 있다.

(4) 본 연구의 결과는 수직선반의 안정화 및 향후 주축속도의 증가에 따른 안정화 설계의 초석이 됨은 물론 유사한 공작기계의 안정화와 생산성 향상을 위한 구조설계에도 다양하게 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 2001년도 금오공과대학교학술연구비에 의하여 연구된 논문으로 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

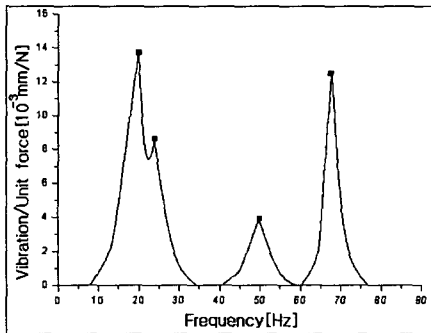


Fig. 28 Vibration of the structure(original)

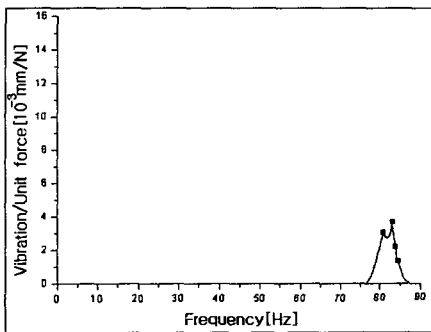


Fig. 29 Vibration of the structure(improved)

Fig. 28 및 Fig. 29는 설계 개선전의 S/M의 진동량과 최종 설계 개선된 S/M에서의 진동량을 비교한 것이다.

Fig. 29를 보면 약 70Hz(4,200rpm)까지는 공진구간이 없어 전체 가공속도 영역에 걸쳐 안정된 조건에서 가공이 이루어질 수 있음은 물론 기존의 구조물에 비하여 최대 가공속도의 상승[2,500rpm→4,200rpm]으로 생산성이 70% 증가되었음에도 99% 이상의 진동이 소멸되었다 할 수 있으며

참고문헌

- (1) McConnell K. G., 1995, *Vibration Testing*, John Wiley & sons, Inc., New York.
- (2) Fertis D. G., 1995, *Mechanical and Structural Vibration*, John Wiley & sons, Inc., New York, pp. 197~241.
- (3) Timoshenko S. P. and Woinowsky-Krieger S., 1959, *Theory of Plates and Shells*, McGraw- Hill.
- (4) Rajalingham C., Bhat R. B. and Xistris G. D. , 1996, "Vibration of Rectangular Plates using Plate Characteristic Functions as Shape Functions in the Rayleigh-Ritz Method," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 193, No. 2, pp. 497~509.
- (5) Kantorovich L. V. and Krylov V. I. , 1964, *Approximate Methods in Higher Analysis*, Groningen, The Netherlands, Noordhoff.
- (6) Han Joong Cho and Seung Hoon Ro, 1999, "Effect of Design Parameters on the Variation of Natural Frequencies of the Uniform and the Nonuniform Cantilever Beams," *Transaction of the KSME, A*, Vol. 23, No. 4, pp. 697~708.
- (7) Seung Hoon Ro, Han Joong Cho, and Eun Hwan Choi, 2000, "Analysis of the Free Vibrations of Rectangular Plates Using Database," *Transaction of the KSME, A*, Vol. 24, No. 8, pp. 1978~1990.