

공작기계의 진동억제를 위한 설계개선 효과

김영조*, 노승훈**#, 신호범*, 신윤호*, 정근섭*, 남규동*

*금오공과대학교 대학원, **금오공과대학교 기계시스템공학과

Effects of Design Alterations on the Vibration Suppression of a Machine Tool Structure

Young Jo Kim*, Seung Hoon Ro**#, Ho Beom Shin*, Yun Ho Shin*
Keun Sup Jung*, Kyu Dong Nam*

*Graduate School, Kumoh National Institute of Technology

**Department of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology
(Received 18 March 2016; received in revised form 18 April 2016; accepted 20 May 2016)

ABSTRACT

In modern industries, in which where high productivity is one of the most important concerns, machine tools are facing difficulties to satisfy the high high-speed operation, while and at the same time achieve the precision machining. Generally, the vibrations of the structure increase proportionally to the square of the operating speed so that the precision machining is severely damaged with increased speed. which is a must for the high productivity. Therefore, the suppression of the structural vibrations of the machine tools is the a major concern in the machine tool industry in order to achieve the high productivity and the precision machining simultaneously. In this study, the dynamic properties of a machining center structure were analyzed through the experiment and the computer simulations, and furthermore the results from those were compared to confirm the validity of the simulation model. The design alterations were deduced from the analysis and applied to the simulation model to investigate the effects of those alterations to suppress the vibrations of the machine. The result shows that the relatively simple design alterations, without redesigning the main structure of the machine, can suppress the vibrations effectively.

Key Words : Machining Center(머시닝센터), Dynamic Property(동특성), Design Alteration(설계 변경), Vibration Suppression(진동억제), Stability(안정성)

1. 서 론.

현대 산업사회의 기반이라고 할 수 있는 공작기계 분야는 각종 첨단 정밀 제품들이 개발되면서 정

밀가공에 대한 수요의 증가와 더불어 생산성 향상을 위한 가공 속도의 증대가 동시에 요구되고 있는 상황이며 이에 따라 최근 공작기계 분야는 고강성(High Rigidity), 고정도(High Accuracy), 고속도(High Speed), 복합 다기능화(Multi-Function)를 지향하는 방향으로 발전되고 있다.

이에 따라 작동 속도 증가에 따른 높은 절삭 속도와 고품질화를 위한 높은 정밀도를 모두 만족하는

Corresponding Author: shro@kumoh.ac.kr

Tel: +82-54-478-7392, Fax: +82-54-478-7319

Table 1 Specification of the test equipments

Equipments	Spec.	Model	Company
Frequency Analyzer		DSA 212	Difa M. S.
Accelerometer		8634b5	Kistler
Impact Hammer		DYTR PULSE	Dytran
Machining Center		VM 410	Doosan Infracore

생산성과 가공정도에 의해 공작기계의 성능이 평가된다. 일반적으로 생산성은 가공속도에 비례하고 진동은 가공속도의 제곱에 비례하여 커지게 되므로 생산성 향상을 위해 가공속도를 높이면 저속 운전 시 보다 진동이 급격히 커지게 되므로 이로 인해 공작물의 정밀도가 저하되고 제품의 불량과 공구의 마모와 손상 및 기계 수명 단축을 초래하는 요인으로 작용할 수 있다.

따라서 최근의 공작기계 개발의 핵심 사항은 설계 단계에서 구조물의 정적, 동적 거동을 파악하여, 구조물의 크기와 중량을 점점 줄이면서 강성을 유지시키고 진동을 억제할 수 있는 설계기술이라 할 수 있다.

본 연구에서는 주파수 분석 실험과 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 급형가공에 특화된 수직형 머시닝센터의 동특성을 분석하고, 진동의 발생, 전달 메커니즘과 공진을 파악하고 이를 바탕으로 진동의 크기를 억제하기 위한 설계 개선안을 도출하여 고속화 및 고정밀화에 따른 장비의 구조 안정성을 향상시키고자 하였다.

2. 장비의 동특성 분석

2.1 이론적 배경

머시닝센터의 주축과 같은 회전체에 회전중심과 질량중심의 불일치가 존재하면 회전과 함께 원심력이 자연 발생되어 진동이 발생한다.

머시닝센터의 내부 가진원의 회전각속도가 ω , 구조물의 질량, 감쇠능력, 강성이 각각 m, c, k 일 때 구조물을 1자유도계로 가정하면 진동은 아래의 식(2-1)과 같은 운동방정식으로 표현된다. 가진력의 크기(f_0)는 회전체의 질량, 편심량(e) 및 회전각속도에 의해 결정되는 원심력(mew^2)에 해당된다.^[1-3]

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f_0 \sin \omega t \quad (2-1)$$

위 운동방정식의 해를 구하면 아래(2-2)와 같고

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2-2)$$

진동의 크기 X 는 다음과 같이 표현된다.

$$X = \frac{f_0/k}{\sqrt{(1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2)^2 + (2\xi(\frac{\omega}{\omega_n}))^2}} \approx \frac{f_0/k}{\left| 1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2 \right|} \quad (2-3)$$

위 (2-3)에서 ξ 는 일반적으로 매우 작은 값으로 무시할 수 있으며(본 연구의 대상인 머시닝센터의 경우 실험으로부터 구해진 값이 0.0015임) 내부 가진원의 회전각속도(ω)가 구조물의 고유진동수(ω_n)와 일치하게 되면 위 식의 분모가 0에 근접하여 매우 큰 진동이 유발되며 이 경우를 공진이라 한다. 따라서 구조물의 진동을 억제하기 위해서는 구조물의 회전부위의 작동진동수 및 고유진동수를 파악하여 이 값들이 근접한 경우 구조물의 고유진동수 변경을 통하여 작동진동수와 고유진동수 간의 공진이 억제되도록 설계하여야 한다^[1-5].

2.2 주파수 분석 실험

2.2.1 실험개요

2.1에 언급된 바와 같이 진동의 가장 큰 원인은 공진이므로 공진에 존재여부를 파악하기 위하여 구조물의 고유진동수를 주파수 분석 실험을 통하여 조사하였다.^[1-2]

2.2.2 실험장비

Fig 1, Table 1에 실험 장치 구성과 설치 상태를 간단히 나타내었다.

장비에 가속도 센서를 부착하고 임팩트 해머로

가진하여 장비의 전달함수를 구할 수 있으며 전달함수의 분석을 통해 장비의 고유진동수, 진동 형태 등을 파악할 수 있다.

2.2.3 진동 분석 실험 결과

실험의 목적은 전달함수를 이용하여 장비의 고유진동수와 진동형을 측정하는 것이며 Fig. 2와 같은 위치에 가속도센서를 설치하고 임팩트 해머로 가진하여 얻어진 전달함수의 허수부분은 Fig. 3과 같다.

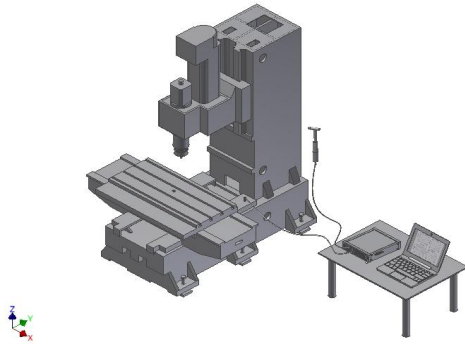


Fig. 1 The setup for the frequency response test

Fig. 2와 같이 Bed의 동특성을 파악하기 위해 센서 ①, ②를, Table의 동특성 파악을 위해 센서 ③, ④를, Column의 동특성을 파악하기 위하여 센서 ⑤, ⑥을, Head의 동특성 파악을 위하여 센서 ⑦, ⑧을 각각 부착하였다. Fig. 3은 주파수 분석 실험을 통해 얻은 전달함수의 허수부분의 그래프이며 그래프의 꼭지점에서 각 고유진동수를 읽을 수 있다. 실험결과 1차 고유진동수는 28.1Hz, 2차 고유진동수는 46.3Hz, 3차 고유진동수는 75.9Hz, 4차 고유진동수는 84.1Hz, 5차 고유진동수는 95.0Hz, 6차 고유진동수는 111.2Hz임을 알 수 있다. 또한 전달함수의 꼭지점의 크기와 극성(+, -)을 통하여 진동형(Vibration modes)을 얻을 수 있다.

Fig. 4는 실험을 통해 얻어진 고유진동수와 진동형을 나타낸 그림이며 Table 2는 이 결과를 표로 정리한 것이다.

2.2.4 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과

2.2.4.1 컴퓨터 시뮬레이션 모델

장비의 진동 특성을 분석하기 위하여 장비 전체 진동 및 각 부위 진동 전달과정들을 유한요소해석을 통하여 분석한다. 시뮬레이션 Model(Fig. 5)을 구현하고 해석을 통하여 얻어진 시뮬레이션 결과가 주파수 분석 실험 결과와 비교하여 일치하는지 확인함으로써 시뮬레이션 Model의 타당성을 검증한다. 시뮬레이션 결과가 실험과 일치하면 시뮬레이션 과정의 신뢰도가 확보된다. 실험 및 시뮬레이션

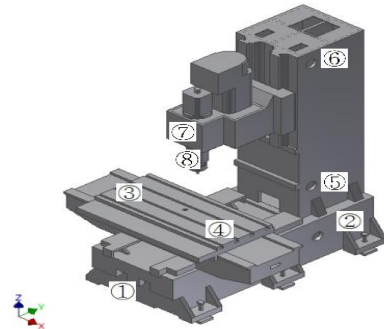


Fig. 2 The locations of the sensors

결과를 바탕으로 작동속도 구간에서 큰 진동을 유발한 공진(Fig 7 참고)의 원인을 분석하고 이를 억제할 수 있는 설계개선안을 도출하여 시뮬레이션 Model에 적용하고 결과를 확인하는 과정을 반복 수행하여 안정된 설계개선안을 완성한다. 시뮬레이션을 이용하여 설계개선안을 완성하는 방법은 실제 구조물에 개선안을 적용하여 효과를 확인하는 경우에 비하여 비용 및 시간을 크게 절감할 수 있다.^[1, 6-7]

2.2.4.2 컴퓨터 시뮬레이션 결과

3D CAD 프로그램을 이용하여 생성한 3D Modeling을 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 분석한 결과는 아래 Fig. 6과 같다. Fig. 6에 도시된 그림은 해석프로그램의 동영상으로부터 얻어진 그림이며 진동방향을 표시하는 화살표는 이해를 돕기 위하여 그려 넣은 것이다.

Fig. 4 및 Table 2의 실험 결과와 Fig. 6의 시뮬레이션 결과를 비교한 결과 아래의 Table 3과 같이 실제 구조물에서 측정된 고유진동수와 시뮬레이션 결과 값의 상대적인 오차는 5% 이하로 실험에 의한 결과와 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하였으며 따라서 컴퓨터 시뮬레이션을 위한 모델링은 잘 구현되었다고 할 수 있다. 이 모델의 해석을 통하여 얻어진 진동 특성을 분석하여 설계 개선안을 도출하고 개선안을 모델에 적용하여 개선 효과를 확인하는 과정을 거쳐 안정된 구조 개선안을 얻는다.

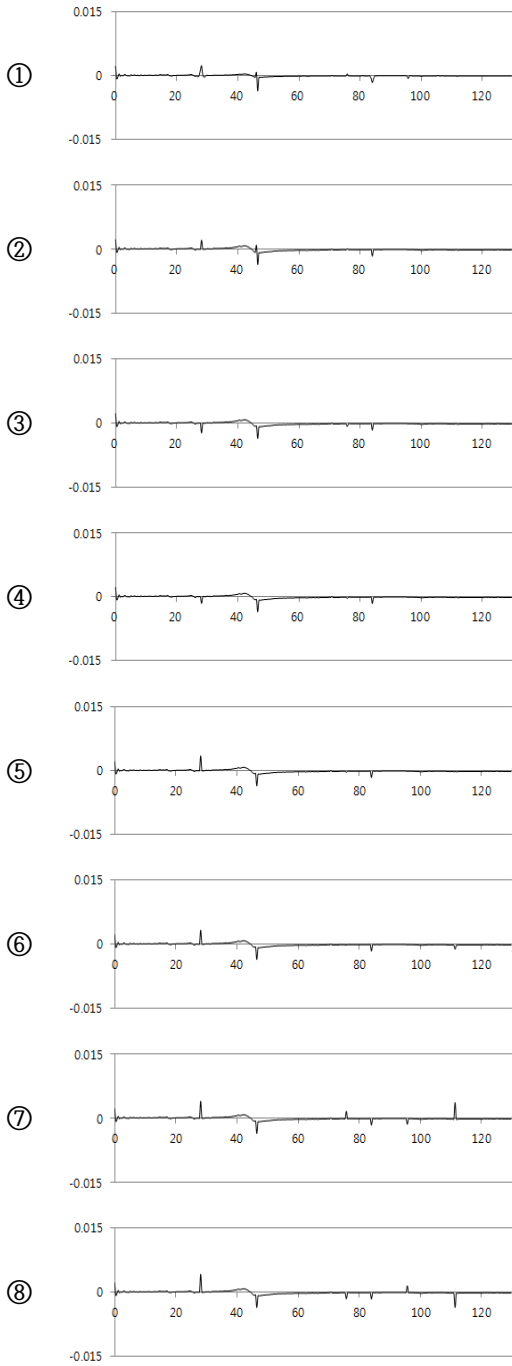


Fig. 3 Transfer functions of the machine

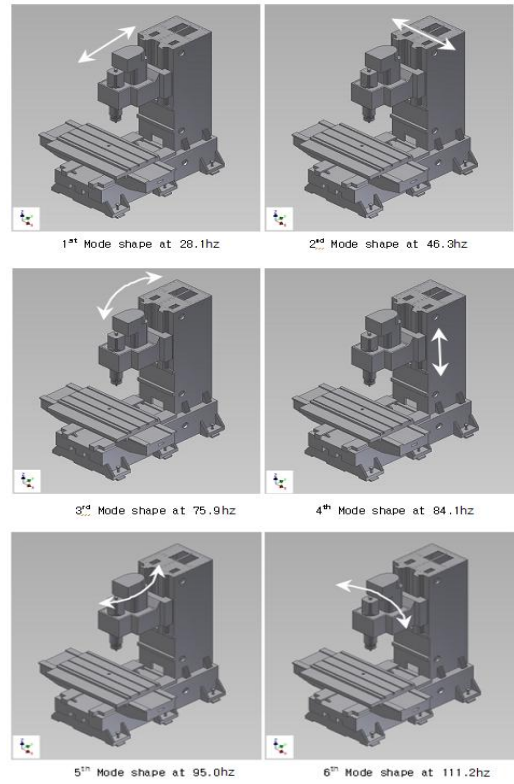


Fig. 4 Vibration modes of the machine from the experiment

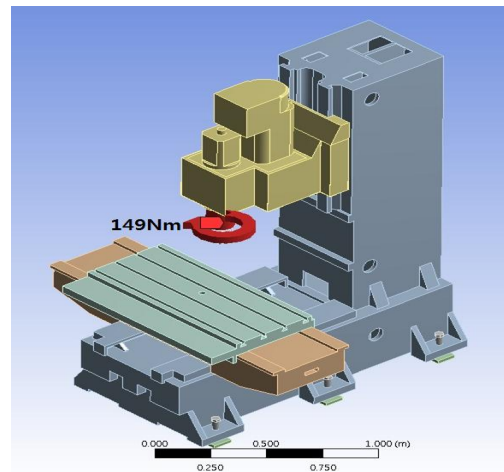


Fig. 5 Simulation model for the analysis of the original machine structure

Table 2 Natural frequencies and mode shapes from the experiment

Mode	Natural frequency[Hz]	Mode description
1st	28.1	Bending along Y direction
2nd	46.3	Bending along X direction
3rd	75.9	Torsion w.r.t X axis
4th	84.1	Bending along Z direction
5th	95.0	Torsion w.r.t Z axis
6th	111.2	Torsion w.r.t Y axis

Table 3 Natural frequencies and mode shapes from the experiment and simulation

Mode	Natural frequency[Hz]		Comparison
	Experiment	Simulation	
1st	28.1	28.9	±2.7%
2nd	46.3	45.0	±2.8%
3rd	75.9	76.5	±0.7%
4th	84.1	85.0	±1.1%
5th	95.0	93.6	±1.5%
6th	111.2	109.7	±1.3%

3. 구조안정화 설계안 도출

실험 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 얻어진 결과를 바탕으로 장비의 문제점을 파악하고 그에 따른 개선안을 적용해 최적의 설계 변경 안을 찾는 방식으로 설계안을 도출하고자 한다.

장비를 분석한 결과 다음과 같은 문제점이 확인되었다.

① 수직형 머시닝센터의 특성상 1차 진동형과 2차 진동형은 주축(Spindle head)의 진동(Fig. 4, Fig. 6)임을 알 수 있으며 주축부위의 설계개선이 필요함을 확인하였다.

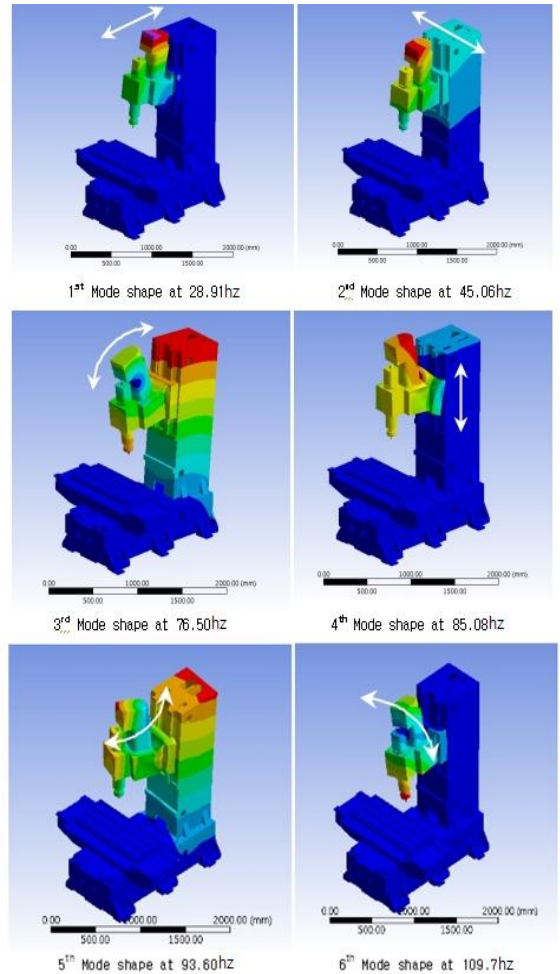


Fig. 6 Natural frequencies and mode shapes of the structure from the computer simulation

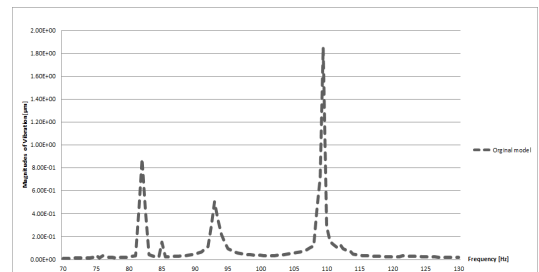


Fig. 7 Magnitudes of vibrations of the machine within operating frequency range

② 주축의 회전수인 4000rpm에서 8000rpm사이의 진동량을 질량, 편심량, 회전속도를 고려하여 주축 부위에 149Nm(Fig. 5)의 모멘트를 가하여 시뮬레이션한 결과는 아래 Fig 7과 같다.

Fig. 7을 보면 회전 속도(4000~8000rpm, 67~133Hz) 내에 4차, 5차, 6차 고유진동수가 포함되어있어 공진의 가능성이 있으므로 진동이 커지게 된다. 따라서 이러한 진동을 억제하기 위해서는 고유진동수 증가를 통한 공진의 회피가 필요하다.

3.1 설계 변경 #1

Fig. 8과 같이 주축 및 칼럼의 결합부분의 강성을 강화하여 28.9Hz, 45.0Hz에서의 진동을 줄일 수 있도록 설계 개선하였다.

위의 설계 변경안을 적용하여 해석한 결과는 고유진동수의 변화와 진동량의 변화는 아래 Table 4, Table 5와 같다. 본 연구의 Table 1~9의 진동량은 작동속도(70~130Hz) 범위의 진동 크기를 0.5Hz 간격으로 읽어서 더한 값이다.

위의 개선안을 보면 고유진동수가 전반적으로 증가되어 5, 6차 진동의 경우 주축회전수(70~130Hz범위)를 벗어났으며, 이에 따라 67%의 진동량이 감소한 것으로 나타났다. 그런데 2차고유진동수(Bending along X direction), 3차고유진동수(Torsion w.r.t X axis) 값이 주축회전수 범위에 가까워지는 것으로 나타나 이 부분의 개선이 필요한 것으로 확인되었다.

3.2 설계 변경

이 설계개선은 Fig 9와 같이 구조물 전체의 지지 높이를 줄여 강성을 보강함으로써 진동을 줄이기 위한 것이다.

일반적으로 강성은 길이(혹은 높이)의 세제곱에 반비례 하므로 위와 같이 설계변경 #1에 추가로 지지부 높이를 줄여 강성을 보강함으로써 고유진동수가 커져서 작동속도와의 공진영역에서 벗어나도록 설계변경한 것으로 그 결과는 아래 Table 6, Table 7과 같다.

강성을 보강하기 위하여 지지부의 높이를 줄이는 설계개선 결과 진동이 75% 감소하였음을 확인할 수 있다.

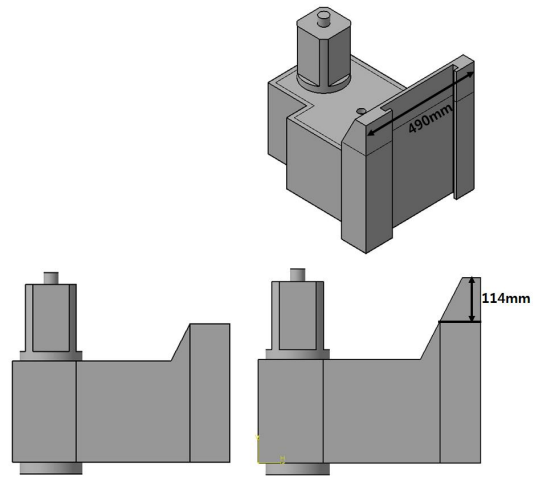


Fig. 8 Design alteration #1

Table 4 Natural frequencies of the original model and the alteration #1

		Original structure	Alteration #1	Comparison
Nat. freq (Hz)	1st	28.9	43.1	49.1% ↑
	2nd	45.0	52.7	17.1% ↑
	3rd	76.5	82.5	7.8% ↑
	4th	85.0	109.2	28.4% ↑
	5th	93.6	137.2	46.5% ↑
	6th	109.7	142.8	30.1% ↑

Table 5 Comparison of vibration magnitudes

Range [Hz]	Vibration magnitudes [μm]		Comparison
	Original structure	Alteration #1	
70~130	12.9	4.18	67% ↓

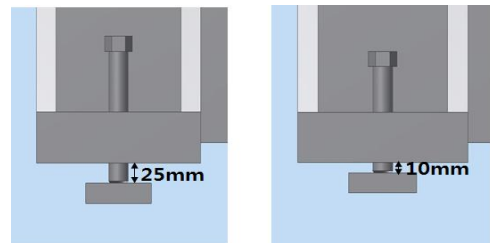


Fig. 9 Design alteration #2

Table 6 Natural frequencies of the original model and the alteration #2

		Original structure	Alteration #2	comparison
Nat. freq (Hz)	1st	28.9	43.0	48.7% ↑
	2nd	45.0	53.2	18.2% ↑
	3rd	76.5	80.8	5.6% ↑
	4th	85.0	107.4	26.4% ↑
	5th	93.6	137.1	46.5% ↑
	6th	109.7	143.1	30.4% ↑

Table 7 Comparison of vibration magnitudes

Range [Hz]	Vibration magnitudes [μm]		Comparison
	Original structure	Alteration #2	
70~130	12.9	3.16	75% ↓

Table 8 Natural frequencies of the original model and the final design

		Original structure	Alteration #3	Comparison
Nat. freq (Hz)	1st	28.9	44.6	54.3% ↑
	2nd	45.0	57.7	28.2% ↑
	3rd	76.5	85.0	11.1% ↑
	4th	85.0	116.6	37.2% ↑
	5th	93.6	147.2	57.3% ↑
	6th	109.7	150.4	37.1% ↑

Table 9 Comparison of vibration magnitudes

Range [Hz]	Vibration magnitudes [μm]		Comparison
	Original structure	final design	
70~130	12.9	1.02	92% ↓

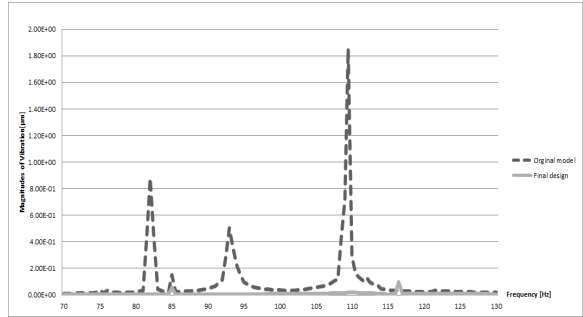


Fig. 10 Vibration magnitudes of the original model and the final design within the operating frequency range

3.3 최종 개선안 및 효과

3.1의 개선안(Alteration #1)과 3.2의 개선안(Alteration #2)을 조합하여 설계 개선한 결과(최종개선안)는 Table 8, Table 9에 정리하였으며 Fig. 10은 개선 전, 후 진동량을 비교하여 도시한 것이다. 설계 개선결과 진동량이 92% 소멸되었음을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구는 금형가공에 특화된 수직형 머시닝센터 장비의 동특성을 분석하고, 작동속도 영역에서의 공진 발생 여부를 검토하여 4, 5, 6차 진동의 공진과 주축부위의 진동이 큰 문제임을 확인하였다. 이를 바탕으로 간단한 설계 변경을 통하여 진동의 크기를 억제하기 위한 설계 개선안을 도출하여 고속화 고정밀화에 따른 장비의 구조적 안정성을 향상시켜 설비비용 절감과 공작기계 및 전용기 산업분야 경쟁력 제고에 기여하고자 하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 주파수 분석 실험 결과와 컴퓨터 시뮬레이션 결과가 허용오차 범위 내(5%)에서 일치하고 있어 시뮬레이션 모델은 실제 장비의 동특성을 잘 반영하고 있음을 확인하였다. 따라서 모든 개선안의 효과를 시뮬레이션을 통하여 확인할 수 있어 개

선안의 효과를 확인하고 설계개선안을 완성하는 과정에 시간과 경비를 크게 절약할 수 있다.

2. 장비의 동특성과 진동형 분석을 통하여 헤드와 칼럼의 연결부분의 구조적 문제로 인한 강성의 약화로 진동이 쉽게 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 이 진동이 장비 전체 진동으로 연결되어 제품 불량으로 연결될 수가 있어 이 부분의 설계 변경이 필요함을 확인하였고 설계개선 결과 진동이 67% 억제됨을 확인하였다.

3. 2차 개선안으로 지지부의 간단한 설계 변경을 통하여 개선전에 비하여 진동량이 75% 감소되어 고속화에 의한 가공정밀도 및 제품 표면품질 향상에 크게 기여할 수 있을 것으로 기대된다.

4. 1차 및 2차 개선안을 종합한 결과 진동이 92% 소멸되어 설계변경의 효과가 매우 큼을 확인할 수 있었다.

5. 본 연구의 개선안들은 장비를 신규 제조하지 않음은 물론 Base, Column, Bed 등 큰 구조물의 설계를 그대로 유지하면서 간단한 설계변경만으로 장비의 진동을 크게 개선하는 효과가 있음을 확인하였다. 본 연구에 사용된 주파수 분석 실험과 시뮬레이션을 통한 안정화 과정은 유사한 공작기계 및 전용기의 진동 안정화에도 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술 연구비 지원에 의하여 연구된 논문으로 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

REFERENCES

1. Ro S. H., Mechanical Vibrations with Applications, Chaos Book, 2011.
2. McConnell, K. G., Vibration Testing, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1995.
3. Rao, S. S., Mechanical Vibrations 2nd ed, Prentice Hall, pp. 503-511, 1994.
4. Dimarogons, A. D. and Haddad, S., Vibration for Engineers, 2nd ed., Prentice-Hall, New Jersey, pp. 16-47, 1996.
5. Fertis, D. G., Mechanical and Structural Vibrations, John Wiley & Sons, Inc., New York, pp. 197-241, 1995.
6. Ro, S. H., Cho, H. J. and Choe, E. H., "Analysis of the Free Vibrations of Rectangular Plates Using Database," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 24, No. 8, pp. 1978-1990, 2000.
7. Cho, H. J. and Ro, S. H., "Effect of Design Parameters on the Variation of Natural Frequencies of the Uniform and the Nonuniform Cantilever Beams," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers A, Vol. 23, No. 4, pp. 697-708, 1999.
8. Ro S. H., "Design Alteration of a Milling Machine Structure for the Improved Stability", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 5, pp. 72-78, 2006.
9. Ro S. H., Kim, Y. J, Kim, D. W., Yi, I. H., and Park, K. W., "Modification of the Supporting Structure of a Wafer Polishing Machine for the Improved Stability", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 11, No. 2, pp. 144-151, 2012.