

동적 안정성 향상을 위한 밀링 머신의 구조개선

노승훈[#]

Design Alteration of a Milling Machine Structure for the Improved Stability

Seung-Hoon Ro[#]

ABSTRACT

Inherent in machine tool structures are the vibrations which are generated by rotating parts such as motors, spindles and chucks. The vibrations not only hurt the precision machining but also damage the structures, and become more serious with time. Many of the old machine tools show severe vibrations for the desired accuracy of the modern industries. It is too much of a waste, however, to get rid of them as scraps. There have been many researches in order to suppress the vibrations of old machine tool structures using the tool post which utilizes actuators to compensate the existing vibrations and using the dampers or absorbers attached to some critical parts. In this paper, the dynamic properties are analyzed to obtain the natural frequencies and mode shapes of a machine tool structure which reflect the main reasons of the biggest vibrations under the given operating conditions. And the feasibility of improving the stability of the structure has been investigated with minor design changes and expenses. The result of the study shows that simple changes based on proper system identification can considerably improve the stability of the machine tool structure.

Key Words : Machine Tool(공작 기계), Dynamic Properties(동적 특성), Design Alterations(설계 변경), Stability Improvement(안정성 향상)

1. 서 론

공작 기계의 성능은 가공정도와 생산성에 의해 평가된다. 생산성은 작동속도에 비례하며 기계 구조물의 진동은 작동 속도의 증가와 더불어 급격히 커진다. 따라서 생산성을 증가시키기 위하여 가공 속도를 높이게 되면 진동이 엄청나게 커지게 되며 공작물의

정밀도가 저하되고 공구의 마모와 손상 및 기계의 수명이 단축되는 요인이 된다. 따라서 공작 기계의 고속화 및 고정밀화를 위해서는 고속화에 따른 진동량의 증가를 제어할 수 있는 설계기술이 절실히 요구된다. 또한 이러한 진동은 기계의 사용과 더불어 점차 증가하여 궁극적으로 기계의 수명을 결정짓게 된다. 따라서 산업의 발달과 더불어 더욱 안정된 공작 기계 및 전용기에 대한 수요의 증가와 더불어 기존의 설비의 교체문제가 심각하게 대두되고 있다. 즉 산업의 발달로 점차 고정도의 가공이 요구되는 상황에서 생

[#] 교신저자 ; 금오공과대학교 기계공학부
E-mail; shro@kumoh.ac.kr

산 현장의 수많은 노후화된 공작 기계의 진동은 신규 설비 투자비용 요인으로 작용하여 산업현장에 큰 어려움을 초래한다. 공작기계의 정밀도 제고를 위한 기존의 연구들은 공구의 마모에 대한 모니터링, 방진구의 사용 등 수동적인 방식의 것이 대부분이었다.^[2,3]

본 연구는 노후화된 밀링머신의 동특성분석을 통해 기계 구조물의 작동 속도영역 전체에서 진동의 크기 및 진동양상을 조사하여 진동의 주된 원인을 분석하였다. 이를 바탕으로 최소한의 설계 변경을 통하여 진동의 크기를 억제하기 위한 설계 개선책을 도출하고 이를 적용하여 노후화된 공작 기계 구조물의 진동을 억제하여 가공안정성을 부여함을 그 목적으로 하였다. 본 연구의 결과를 활용하면 폐기 처분될 많은 공작 기계를 적은 비용으로 안정화시킴으로써 기업의 설비비용절감과 가공 품질 제고를 동시에 실현하여 관련 산업 분야의 경쟁력 제고에 크게 기여할 수 있을 것으로 사료된다.

2. 구조물의 동특성 분석

2.1 주파수 분석 실험

주파수 분석 실험을 통하여 구조물의 동특성을 분석하여 큰 진동의 원인이 되는 고유진동수와 진동형에 대하여 정확히 조사함으로써 구조물의 안정화를 위한 설계 변경안을 도출한다.^[1~4]

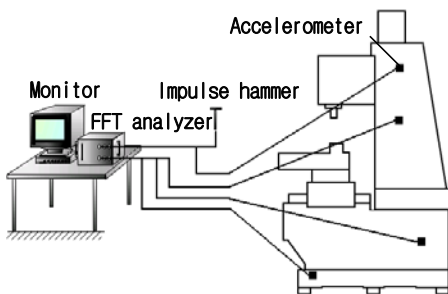


Fig. 2.1 The setup for the frequency response test

2.1.1 실험장치 및 Setup

실험에 사용된 장비 및 setup 상태는 Fig. 2.1 및 Table 2.1과 같다.

Table 2.1 Spec. of the test equipment

Equipments \ Spec	Model	Company
FFT analyzer	DSA 212	Difa Measuring System
Accelerometer	8634b5	Kistler
Impact hammer	DYTR PULSE	Dytran
Milling machine	Vertical Milling Machine MH-2V (1979)	Hyundai Corp. (Halla)

2.2 실험방법 및 결과

가공에 있어 제품의 정밀도는 진동에 의하여 결정되므로 실제 구조물의 각 부분에 대해 주파수 분석 실험을 통하여 진동의 크기, 전달 경로, 고유진동수 및 진동 형태 등의 구조 동특성을 파악한다. 진동을 측정하기 위한 센서 부착 위치는 Fig. 2.2에 도시하였다. 예비실험을 통하여 진동이 가장 심한 부분이 구조물의 기둥 상단임을 확인하고 진동양상을 조사하기 위하여 상단의 진동을 잘 유발시키는 2, 5의 위치에서 각각 -X 및 -Z방향으로 힘을 가하여 1-6의 위치에서 전달함수를 측정하였다.

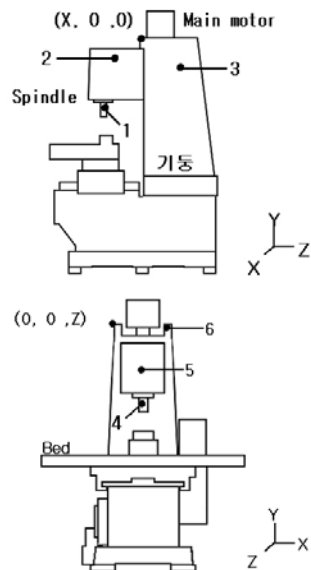


Fig. 2.2 The locations of the sensors

Table 2.2 The positions of sensors[mm]

No.	X	Y	Z
1	•	-592	-294
2	•	-186	-191
3	•	-293	334
4	224	-592	•
5	224	-302	•
6	423	-31	•

Fig. 2.3, Fig. 2.4는 실험으로부터 얻어진 전달함수이다. 이 결과로부터 Fig. 2.5와 같은 진동형을 얻을 수 있다. 즉 구조물의 큰 진동은 59.5Hz 및 80Hz에서 발생하는 기둥의 앞·뒤 및 좌·우 방향 진동임을 확인할 수 있다.

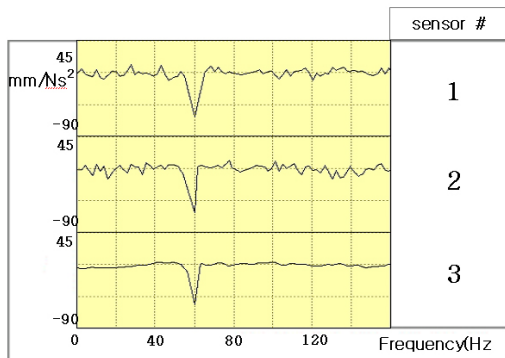


Fig. 2.3 Transfer functions from the experiments (impact applied to the position 2 of Fig. 2.2)

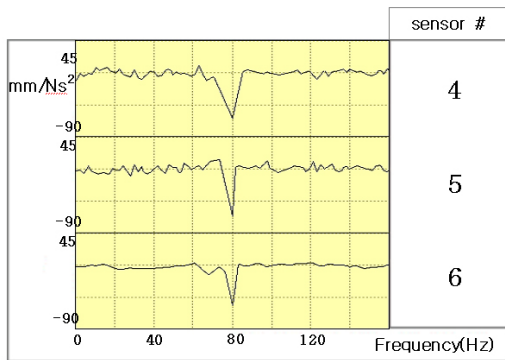


Fig. 2.4 Transfer functions from the experiments (impact applied to the position 2 of Fig. 2.2)

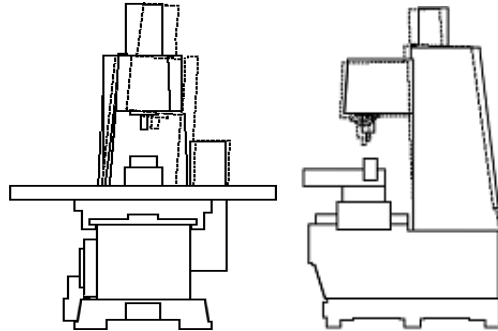


Fig. 2.5 Main mode shapes of the structure

실험을 통하여 분석된 고유진동수와 진동형은 Table 2.3에 요약하였다.

Table 2.3 Natural frequencies and mode shapes of the original structure from experiment

	Nat. freq.(Hz)	Mode descriptions
1st	59.5	Bending mode of column along x direction
2nd	80	Bending mode of column along z direction
3rd	155	Twisting mode of column
4th	180	Same as the 3rd mode

2.3 컴퓨터 시뮬레이션

주파수 분석 실험을 통하여 가장 큰 진동은 구조물의 기둥 부위가 앞·뒤 및 좌·우 방향으로 움직이는 외팔보의 1차 진동형에 해당되는 진동임을 확인하였다. 이 진동을 억제하기 위하여는 기둥 하부의 강성을 강화하고 상부의 질량을 줄여주는 설계 변경이 바람직하다.^[5, 6]

이러한 설계 변경안을 적용하고 그 효과를 확인하기 위하여 컴퓨터 시뮬레이션 기법을 활용하였다. 즉 구조물을 컴퓨터상에서 모델링한 후 그에 대한 해석 결과가 실험 결과와 일치하면 모델링이 완성된 것으로 간주하고 이 모델에 설계 변경안을 적용하여 개선 효과를 확인하고 만족스러운 결과를 얻게 되면 설계 개선안을 확정한다.

시뮬레이션을 위해 구조물을 아래의 Fig. 2.6과 같이 모델링하였으며 모터와 스피들의 가진 조건은 실제 작동 상황을 고려하여 설정하였다. 모터의 경우 질량(35kg), 편심량(0.22mm), 회전 속도(114rad/sec, 1090rpm)를 고려하여 $100N[35 \cdot 0.22 \times 10^{-3} \cdot 114^2]$ 의 크기와 18.2Hz[1090rpm]의 주파수를 갖는 가진력을 적용하였고 스피들의 경우도 동일한 방법으로 산출하여 27N의 크기와 30Hz의 주파수를 갖는 가진력을 적용하였다.

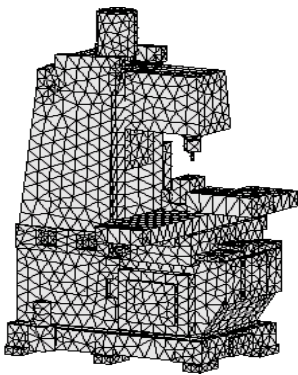


Fig. 2.6 A simulation model for the analysis of the original machine structure

컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 얻어진 고유진동수 및 진동형은 Fig. 2.7과 같다.

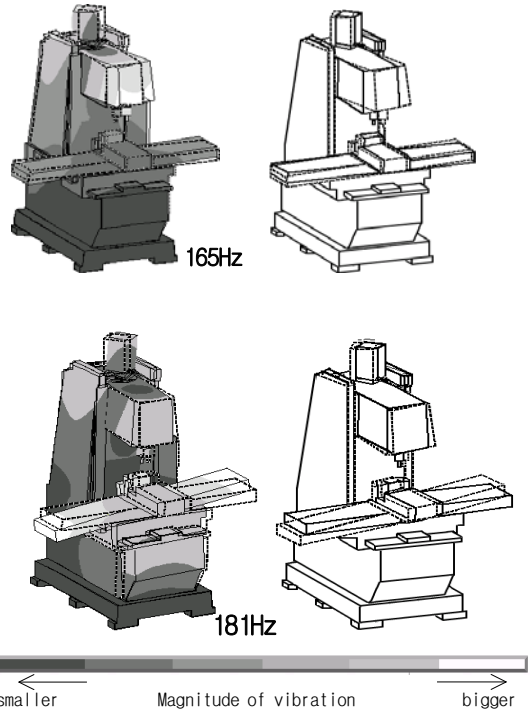
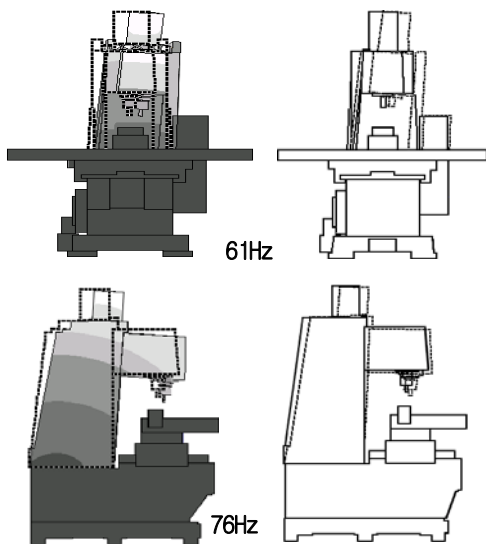


Fig. 2.7 Natural frequencies and vibration modes of the simulation model

Table 2.4 The result from the experiment and the computer simulation

		Experiment	Computer simulation
Natural frequencies (Hz)	1st	59.5	61
	2nd	80	76
	3rd	155	165
	4th	180	181

실제 구조물에서 측정된 고유진동수와 시뮬레이션 결과는 Table 2.4와 같다. 두 경우의 상대적 오차는 5% 이하로 실험에 의한 결과와 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하고 있다. 따라서 컴퓨터 시뮬레이션을 위한 모델링은 잘 구현되었다 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 찾는다.

3. 설계 개선안의 도출

실제 모델에서의 큰 진동은 기계의 노후화에 의한 구조물의 불안정이 가장 큰 원인으로 분석된다. 따라서 구조물의 고유진동수인 59.5Hz, 80Hz에 해당하는 기둥의 앞·뒤, 좌·우 방향의 진동 최소화를 설계 개선의 목표로 한다.

3.1 설계 변경 #1

59.5Hz, 80Hz에서 구조물의 진동을 줄이기 위하여 Fig. 3.1과 같이 기둥의 하부 측면을 강화하고 상부에 질량을 줄이도록 설계 개선하였다.

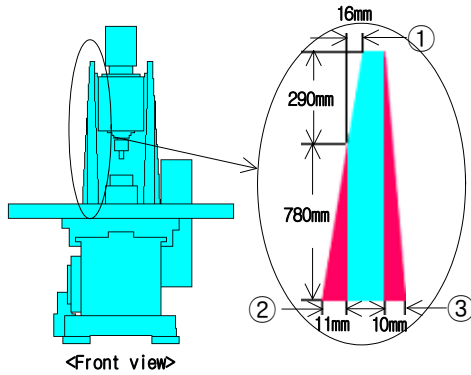


Fig. 3.1 Design alteration #1

Fig. 3.1의 설계 변경 내용은 다음과 같다.

- ① 기둥 상부 좌측 잘라냄
- ② 기둥 하부 좌·우측 보강

위의 설계 변경안을 적용하여 해석한 결과는 아래 Table 3.1과 같다.

Table 3.1 The comparison between the original model and the alteration #1

		Original structure	Alteration #1	Comparison
Nat. freq. (Hz)	1st	61	62	2% ↑
	2nd	76	82	8% ↑

Magnitudes of vibrations (10 ⁻⁹ m)	Tool	X	1292	1368	6% ↑
		Y	51	61	20% ↑
		Z	95	99	4% ↑
	Work-piece	X	129	121	6% ↓
		Y	15	14	7% ↓
		Z	8	8	Same
Average magnitude : 3% ↑					

설계 변경에 따라 기둥 상부의 질량 감소와 하부의 강성 강화 효과로 고유진동수가 증가하였으며 기둥 상부의 두께가 얇아지면서 공구 이송부의 측면 강성이 약화되어 진동량은 소량 증가함을 확인할 수 있다.

3.2 설계 변경 #2

설계 변경 #1의 문제점 해결을 위해 기둥 상부의 두께를 Fig. 3.2와 같이 늘리고 하부 보강은 #1의 개선 내용을 그대로 적용하였다.

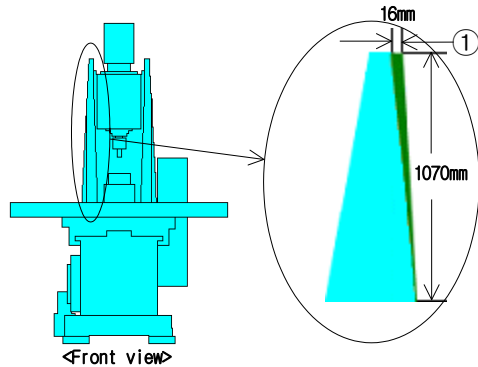


Fig. 3.2 Design alteration #2

설계 변경 #1과 비교하여 설계 변경된 내용은 다음과 같다.

- ① 기둥 상부 보강(설계 변경 #1에 적용)

위의 설계 변경안을 적용하여 해석한 결과는 아래 Table 3.2와 같다.

Table 3.2 The comparison between the original model and the alteration #2

		Original structure	Alteration #2	Comparison	
Nat. freq. (Hz)	1st	61	61	Same	
	2nd	76	74	2% ↓	
Magnitudes of vibrations (10^{-9} m)	Tool	X	1292	1207	7% ↓
		Y	51	51	Same
		Z	95	47	49% ↓
	Work-piece	X	129	122	5% ↓
		Y	15	14	7% ↓
		Z	8	7	12% ↓
Average magnitude : 13% ↓					

설계 변경 #1의 약점인 이송부 강성 약화를 보강함으로써 변경된 구조물의 진동량이 기존 구조에 비하여 13% 감소함을 확인할 수 있다.

3.3 설계 변경 #3

기둥의 설계 변경만으로는 구조물의 진동 제어에 만족할만한 결과를 얻지 못하여 구조물 전체의 강성 강화를 목적으로 Fig. 3.3과 같이 설계 변경하였다.

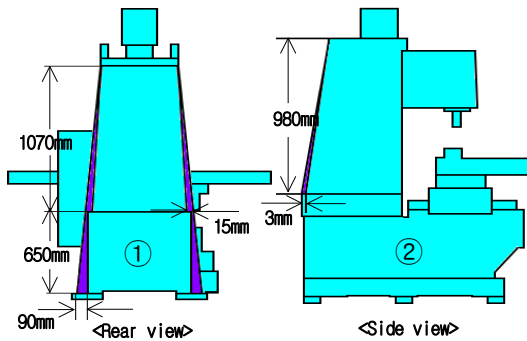


Fig. 3.3 Design alteration #3

설계 변경 #2에 추가된 설계 변경 #3의 구체적인 변경 내용은 다음과 같다.

- ① 구조물 좌·우측 사다리꼴 형태로 보강
- ② 기둥 후면 사다리꼴 형태로 보강

위의 설계 변경안을 적용하여 해석한 결과는 아래 Table 3.3과 같다.

Table 3.3 The comparison between the original model and the alteration #3

		Original structure	Alteration #3	Comparison	
Nat. freq. (Hz)	1st	61	77	26% ↑	
	2nd	76	84	11% ↑	
Magnitudes of vibrations (10^{-9} m)	Tool	X	1292	761	41% ↓
		Y	51	29	43% ↓
		Z	95	25	74% ↓
	Work-piece	X	129	104	19% ↓
		Y	15	9	40% ↓
		Z	8	1.4	83% ↓
Average magnitude : 50% ↓					

전체적으로 사다리꼴 형태의 보강대를 추가하여 구조물 전체에 강성을 보강하고 구조물의 고유진동수를 모터의 작동속도[30Hz]에서 멀어지도록[61에서 77Hz로] 설계함으로써 전체적으로 진동량이 크게 감소하였음을 확인할 수 있다.

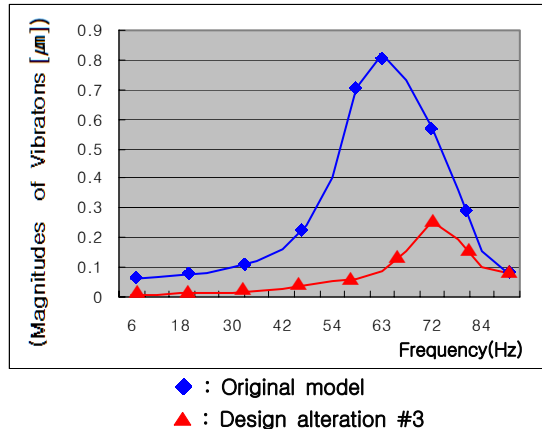


Fig. 3.4 Magnitudes of vibrations along z direction

Fig. 3.4는 기존의 구조물과 설계 변경 #3의 진동 크기를 비교한 그림이다. 기존의 구조물에 비하여 크게 개선되었음을 확인할 수 있다.

4. 결론 및 검토

공작 기계는 노후화됨에 따라 동특성의 변화가 생겨 고유진동수 값이 변화하며 진동의 크기가 점점 커지게 된다. 본 연구는 노후화된 공작 기계 구조물의 동특성 해석을 통해 구조물의 진동의 크기 및 진동형을 조사하여 진동의 주된 원인을 분석하고 이를 바탕으로 간단한 설계 변경을 통하여 진동의 크기를 억제하기 위한 설계 개선책을 도출함을 목적으로 진행되었다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- i) 본 연구의 대상인 밀링머신의 경우 스핀들 작동 속도는 30Hz[1800rpm]이고 구조물의 고유진동수는 59.5Hz, 80Hz에 해당되므로 구조물의 강성을 보강하게 되면 강성 강화와 동시에 고유진동수가 커져 공진 영역에서 멀어지므로 진동을 효과적으로 억제할 수 있다.
- ii) 구조물의 동특성 분석을 바탕으로 3.1-3.4에서 제시된 바와 같은 단순 설계 변경으로 진동을 50% 정도 억제할 수 있음을 확인하였다. 이러한 설계 개선을 통하여 신규공작기계 구입 비용의 5% 미만의 경비로 요구되는 기계의 정밀도를 얻을 수 있다.
- iii) 본 연구결과는 현재 연구의 대상인 밀링머신 안정화는 물론 향후 생산성 증대를 위한 주축 속도의 증가에 따라 불안정 요인이 더욱 심각해지게 될 다양한 공작 기계 구조물의 안정화 설계에도 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

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

참고문헌

1. McConnell, K. G., "Vibration Testing," John Wiley

& sons, Inc., New York, 1995

2. Rao, S. S., "Mechanical Vibrations," 2nd ed., pp. 503~511, 1994

3. Dimarogons, A. D., Haddad, S., "Vibration for Engineers, 2nd ed., Prentice-Hall, New Jersey, pp. 16~47, 1996

4. Fertis, D. G., "Mechanical and Structural Vibrations," John Wiley & sons, Inc., New York, pp. 197~241, 1995

5. Ro, S. H., Cho, H. J. and Choi, E. H., "Analysis of the Free Vibrations of Rectangular Plates Using Database," Transactions of the KSME, A, Vol. 24, No. 8, pp. 1978~1990, 2000

6. 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 KSME, A, Vol. 23, No. 4, pp. 697~708, 1999