

## CNC 수평형 선반의 구조해석 연구

이태홍\*, 최진우†

(논문접수일 2010. 08. 31, 심사완료일 2011. 05. 03)

### Structural Analysis on Horizontal CNC Lathe

Tae-Hong Lee\*, Jin-Woo Choi†

#### Abstract

Recently, demand on machine tools has been increased because the machine and automobile industry is booming. Therefore, the machine tools need to have a high accuracy and productivity. To build a high precision machine tool and increase its productivity, structural analysis needs to be carried out for vibration and stiffness of the machine tool before its detail design. However, it is the fact that many manufacturers of machine tools depend on their know-how about design experience. Therefore, in this paper, the static and dynamic analysis is carried out for evaluating a horizontal CNC lathe and then, applied to its detail design. It is positive that the analysis can lead to reduction of design time and improvement of the quality of the lathe as its design proceeds.

**Key Words** : Horizontal CNC lathe(수평형 CNC선반), Structural Analysis(구조해석), Vibration and stiffness(진동과 강성)

### 1. 서론

기계산업 및 자동차 산업의 호황으로 공작기계의 수요가 증가하고, 국내의 공작기계 시장이 무한경쟁 체제<sup>(1)</sup>로 들어섬에 따라 품질 향상 및 공작기계 기종의 다양화가 요구되고 있다.

공작기계 생산업체에서는 제품의 개발기간 단축과 더불어 초기 품질 확보에 사활을 걸고 있다. 일반적으로 공작기계의 개발 단계는 기종 선정에 대한 시장조사 결과에 따라 제품 기획 및 계획을 수립하는데, 개발 회의를 통해서 초기 아이디어를 도출하고, 이것을 바탕으로 개념설계가 이루어진다. 공작기계의 개념설계가 결정된 후 상세설계 단계에서 구조해석을 통한 구조물 보완 및 평가를 실시하며, 그 결과에 따라 시제품을 제작하게 된다<sup>(2)</sup>. 즉, 구조해석에 의한 구조 보완 및 평가 결과에 따라서 시제품의 초기품질을 예측할 수 있으며, 원가절

감 측면에서도 많은 장점을 가지고 있는 것이 사실이다. 그러나, 국내 공작기계 생산업체에서는 공작기계 구조해석에 대한 중요성을 알고 있으나, 아직 설계자의 설계 경험에 주로 의존하고 있으며<sup>(3)</sup>, 구조해석에 대한 연구를 수행하더라도, 개발 기종의 비밀 유지로 인하여 대외적으로 연구수행 결과를 발표하기가 어렵다.

이에 본 연구에서는 공작기계, 특히 수평형 CNC선반에 대한 구조해석을 수행하고 평가하며, 그 결과를 설계에 반영한다. 특히, 본 논문에서는 구조해석의 일환으로 절삭력이 작용할 때의 정해석을 수행하여 구조물의 정강성을 평가하며, 조립체의 고유진동수를 파악<sup>(4-6)</sup>하여 공진의 생성 여부를 평가할 것이다. 이러한 연구 결과를 공유 및 데이터베이스화하여 공작기계 설계 시 설계 시간 단축 및 품질 확보에 큰 기여 할 것으로 사료된다.

\* 현대위아(주) 선행연구팀

† 교신저자, 현대위아(주) 선행해석팀 (jwchoi@hyundai-wia.com)

주소: 경기도 의왕시 삼동 462-18번지 기술연구소 8층

## 2. 본론

수평형 선반의 상세설계 단계에서 구조해석을 실시하기 위해서는 모델링 데이터에 대한 재료의 물성치 및 가공 중 발생하는 절삭력 데이터가 요구된다. 본 연구에서는 현대위아에서 개발 중인 수평형 CNC선반을 근거로 한 구조해석에 대해 고찰하였다.

Table 1은 주물 재료 FC300(GC300)에 관한 물성치를 나타낸 것이다. 절삭력은 한계절삭 조건에 의한 절삭력을 예측하여 입력 데이터로 사용하였다. 본 연구에서는 SM45C를 절삭속도 100/min, 이송속도 0.14mm/rev, 깊이 5mm일 때의 절삭력을 구조 해석 입력데이터로 사용하였다. Table 2는 Oxley가공이론<sup>(7)</sup> 이용하여 절삭력을 예측한 결과이다. 수평형 CNC선반 모델링은 AutoDesk사의 Inventor프로그램을 사용하였으며, 구조해석 및 진동 모드 해석은 ANSYS프로그램으로 수행하였다.

Table 1 Material properties of FC300 (GC300)

Young's Modulus (E)	125 GPa
Poisson Ratio (ν)	0.3
Density (ρ)	7.25×10 <sup>6</sup> kg/mm <sup>3</sup>

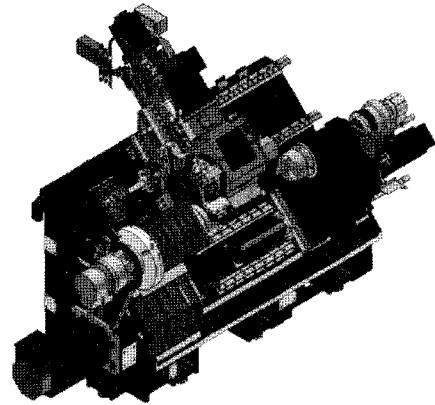
Table 2 Cutting forces predicted

	100 m/min	150 m/min	200 m/min	300 m/min
Cutting force (N)	5715	4835	4694	4538
Feed force (N)	3163	2834	2605	2349
Radial force (N)	1044	1119	1171	1230

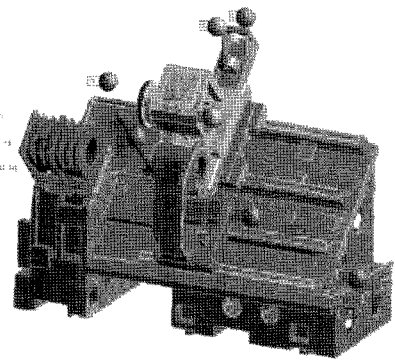
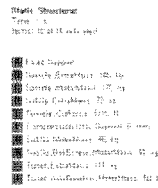
### 2.1 수평형 선반

Fig. 1은 개념설계 후 상세설계 단계에서 세부 형상들이 결정되었으며, 조립된 상태에서 해석을 수행하였다. 여기서 하부 지지점은 모두 구속된 것으로 가정하였으며, 이송계는 LM블락과 LM가이드의 연결을 접촉으로 가정하였다. 또한 주축 절삭력은 Table 2와 같이 절삭분력 4835N, 이송분력 2834N, 그리고 배분력 1119N이다. 따라서 주축에서의 분력들의 합력은 5715N이 된다.

터렛(Turret)에 작용하는 절삭력은 주축의 절삭력과 크기는 동일하며, 방향은 반대이다. 보조주축에는 하중을 적용하지 않았다.



(a) Horizontal CNC Lathe



(b) Simplified model for analysis

Fig. 1 CNC lathe in 3D Model and its analytical model

### 2.2 절삭력을 받았을 때 변형 및 형상최적화

Fig. 2는 하중에 의해서 발생하는 전체 변형을 보여주고 있다. 특히, 터렛과 주축에서 큰 변형이 발생하였으며, 최대 62μm의 변형이 터렛에서 발생할 것으로 예측되었다. 실제 선반을 제작한 후 가공 테스트를 수행하면 터렛의 강성 약화로 인해서 진동 또는 채터(chatter)가 자주 발생하곤 한다.

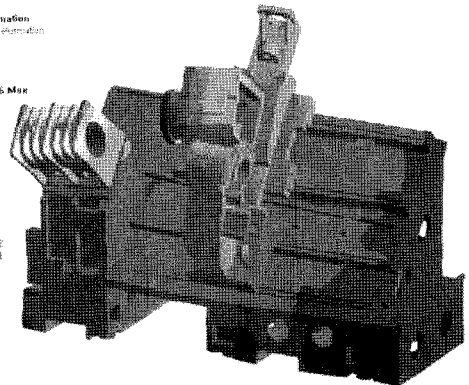


Fig. 2 Total deformation of the lathe (Unit: mm)

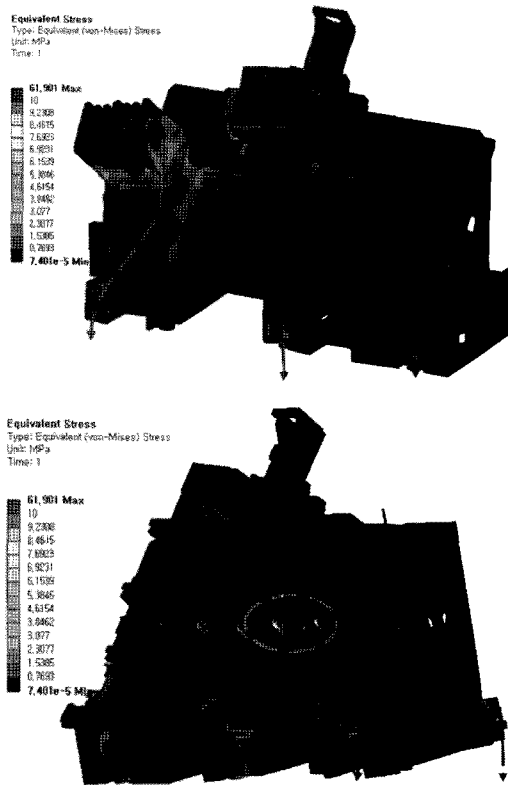


Fig. 3 Equivalent Stress in the lathe (Unit: MPa)

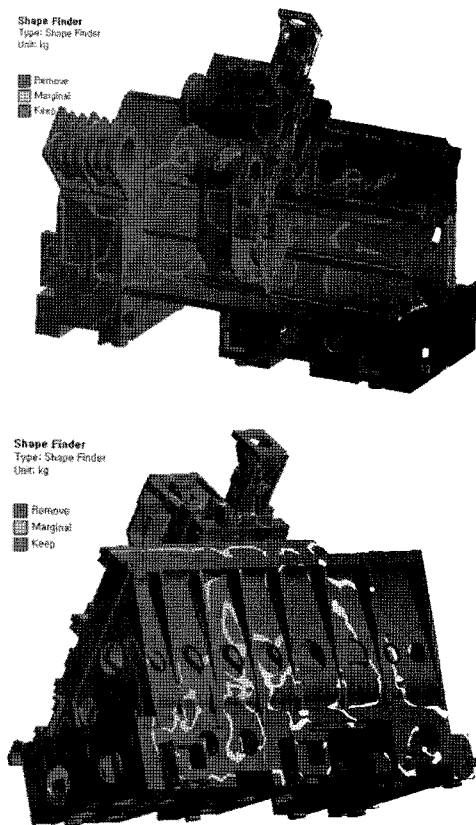


Fig. 4 Topology optimization

Fig. 3은 절삭 하중에 의한 등가응력(Von Mises Stress)의 결과이다. 여기서 하중은 주축과 터렛으로 유입되고, 베드(Bed)의 접촉면을 통해서 베드로 전달되며, 리브(Rib)를 통해서 지지점으로 빠져나간다. 하중이 전달되는 부위에서 응력이 크게 발생하므로, 내부 리브의 강성을 증가시킬 필요가 있다. 무게 감소를 위해서는 응력이 적게 발생하는 부위(예: 베드의 뒤면 무게 감소)의 부재를 감소시킬 필요가 있다. 최대 61Mpa가 발생하는 부위는 해석의 간략화를 위해서 모터의 질량이 부여된 곳으로 실제의 결합에서는 발생하지 않는다.

Fig. 4는 절삭 하중에 대한 형상 최적화를 수행한 결과이다. 여기서 빨간색 부위는 하중을 많이 작용하지 않으므로 중량을 감소시킬 수 있는 영역이고 회색 부위는 많은 하중이 작용함으로 중량을 보강 할 필요가 있다.

### 2.3 진동 모드 해석

진동 모드 해석을 수행하기 위한 입력데이터와 구속조건은 정해석과 동일하다. 추가로, Table 3과 같이 생략된 부품의 질량을 추가하였다.

Table 3 List of part Wwights

Parts	Weight (Kg)
Spindle Motor, etc	170, 145
Sub-Spindle Motor, etc	46, 73
Ball Screw Motor	50
Turret_Axis Rotation Motor	50
Turret_Tool Rotation Motor	120
Turret_X_Ball Screw Motor	24

Fig. 5는 진동 모드 해석을 수행한 후의 CNC선반의 차후 설계변경으로 보다 좋은 공작기계 제작에 필요한 정보를 고려하여 1~10차까지의 진동모드를 보여 주고 있다. Fig. 5에서 보여지듯 진동모드 1의 주파수는 56Hz이며, 앞뒤로 진동하는 모드를 보여준다. 주축, 터렛, 보조 주축의 질량이 상부에 작용하므로 발생하는 모드이다.

진동모드 2의 주파수는 67Hz이다. 앞뒤로 진동하는 모드로써 전장박스 부착위치에서 발생하는 국부 진동이며, 상부의 질량보다는 전장박스의 질량에 의해서 국부적으로 발생하는 진동이다.

진동모드 3은 좌우로 움직이는 모드로써 주파는 77Hz이다. 상부의 질량에 의해서 발생하는 전역 진동이다.

터렛과 같은 하위 조립체가 가지는 진동은 모드 4이며, 주파수는 90Hz이다. 터렛과 이송 모터 브라킷과 보조주축 프레임이 상호 일거리 방향으로 진동하는 모드이며, 모터의 질량과 보조 주축의 질량에 의해서 발생한다.

모터 브라킷은 모드1~4에 영향을 주기 때문에 진동수 향상을 위해서는 강성을 증가시킬 필요가 있으며, 브라킷과 LM블럭의 직접적인 연결이 필요할 것으로 사료된다.

진동모드 5에서 주파수는 97Hz이며, 베드와 결합되는 하위 조립체들이 상하 진동하는 모드이다. 터렛과 보조주축 조립체의 질량에 의해서 발생한다. 여기서, 진동수 향상을 위해서는 터렛 모터 브라킷의 강성과 베드의 굽힘 강성을 증가시킬 필요가 있다.

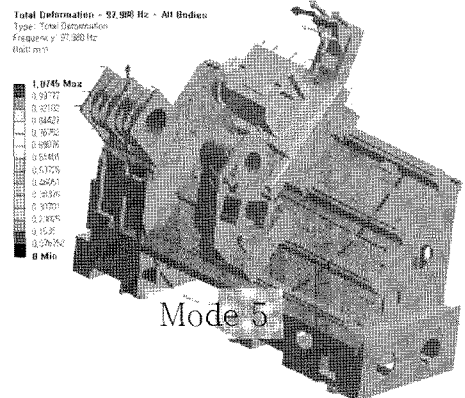
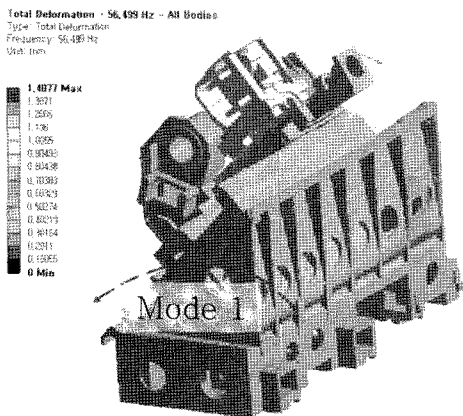
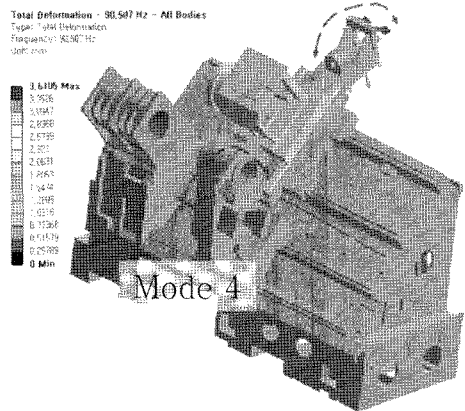
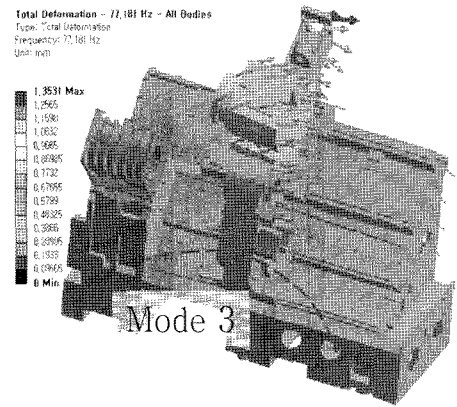
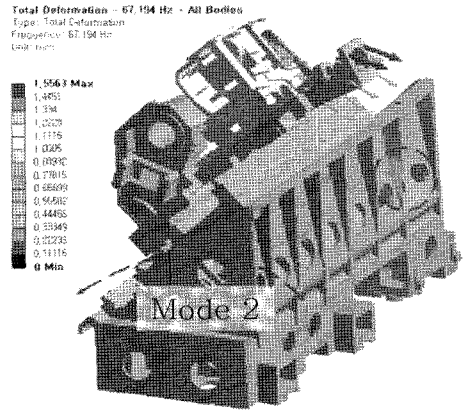
모드 6에서는 주파수 101Hz로 진동하며, 베드의 비틀림 진동 및 보조주축 프레임의 좌우 진동이 발생한다. 진동수 향상을 위해서는 베드의 보조주축 레일의 강성 및 보조 주축 프레임의 강성을 증가시킬 필요가 있다.

터렛과 같은 하위 조립체의 진동은 모드 7이며, 주파수는 108Hz이다. 터렛과 보조주축 프레임이 상호 원거리 방향으로 움직이도록 베드가 비틀림 진동을 하고 보조주축 프레임은 좌우로 진동한다. 진동수 향상을 위해서, 베드의 보조주축 레일의 강성 및 터렛의 강성을 증가시킬 필요가 있다고 판단된다.

진동모드 8의 주파수는 112Hz이며, 주축 프레임, 터렛, 보조주축 프레임이 진동하는 현상이다. 주파수 향상을 위해서, 베드의 칩 배출 부위의 강성 증가 및 터렛과 보조주축 프레임의 강성증가가 필요하다. 리브 추가 등으로 강성을 증가시킬 수 있을 것이다.

하위 조립체가 진동하는 모드 9에서, 주파수는 115Hz를 나타내며 주축의 질량과 전장박스의 질량에 의한 베드의 비틀림 진동이 발생한다. 진동모드 8과 같이 베드의 칩 배출 부위 강성 증가 및 터렛과 보조주축 프레임의 강성증가가 필요하다.

마지막으로 진동모드 10은 주파수 122Hz를 가지며, 주축프레임, 전장박스와 터렛이 진동하는 모드이다. 상부 조립체의 질량 및 전장박스의 질량으로 인해서 발생한다. 진동수 향상을 위해서 베드의 레일부분의 강성 증가 및 전장박스의 연결 강성을 증가시킬 필요가 있다.



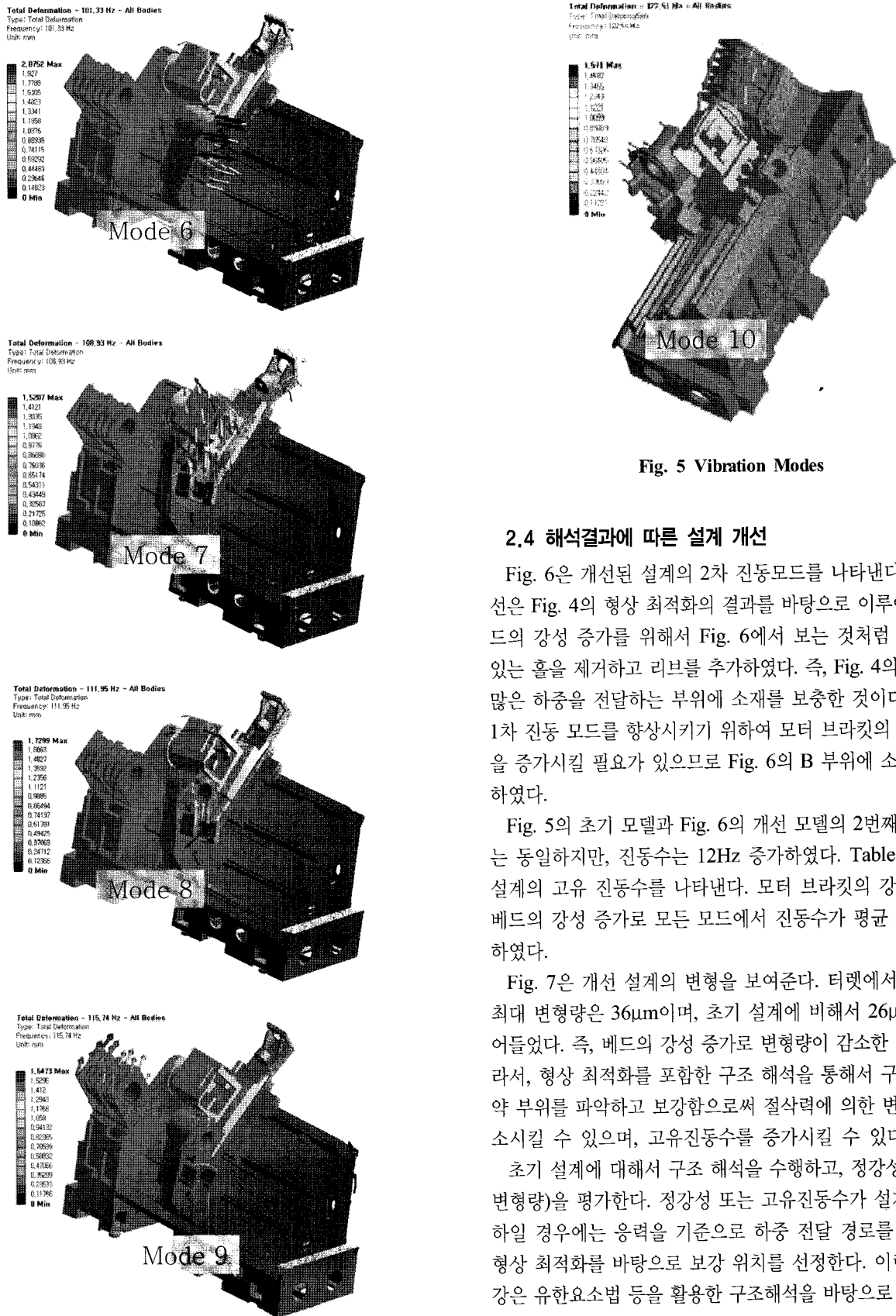


Fig. 5 Vibration Modes

### 2.4 해석결과에 따른 설계 개선

Fig. 6은 개선된 설계의 2차 진동모드를 나타낸다. 설계 개선은 Fig. 4의 형상 최적화의 결과를 바탕으로 이루어졌다. 베드의 강성 증가를 위해서 Fig. 6에서 보는 것처럼 A 부위에 있는 홈을 제거하고 리브를 추가하였다. 즉, Fig. 4의 베드에서 많은 하중을 전달하는 부위에 소재를 보충한 것이다. 그리고, 1차 진동 모드를 향상시키기 위하여 모터 브라킷의 굽힘 강성을 증가시킬 필요가 있으므로 Fig. 6의 B 부위에 소재를 보충하였다.

Fig. 5의 초기 모델과 Fig. 6의 개선 모델의 2번째 진동모드는 동일하지만, 진동수는 12Hz 증가하였다. Table 4는 개선 설계의 고유 진동수를 나타낸다. 모터 브라킷의 강성 증가와 베드의 강성 증가로 모든 모드에서 진동수가 평균 25% 증가하였다.

Fig. 7은 개선 설계의 변형을 보여준다. 터렛에서 발생하는 최대 변형량은 36 $\mu$ m이며, 초기 설계에 비해서 26 $\mu$ m정도 줄어들었다. 즉, 베드의 강성 증가로 변형량이 감소한 것이다. 따라서, 형상 최적화를 포함한 구조 해석을 통해서 구조물의 취약 부위를 파악하고 보강함으로써 절삭력에 의한 변형량을 감소시킬 수 있으며, 고유진동수를 증가시킬 수 있다.

초기 설계에 대해서 구조 해석을 수행하고, 정강성(=절삭력/변형량)을 평가한다. 정강성 또는 고유진동수가 설계 기준 이하일 경우에는 응력을 기준으로 하중 전달 경로를 파악하고, 형상 최적화를 바탕으로 보강 위치를 선정한다. 이런 강성 보강은 유한요소법 등을 활용한 구조해석을 바탕으로 이루어 질 수 있다.

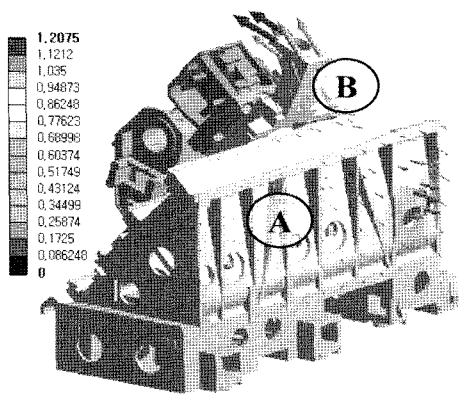


Fig. 6 Design modification and its second vibration mode

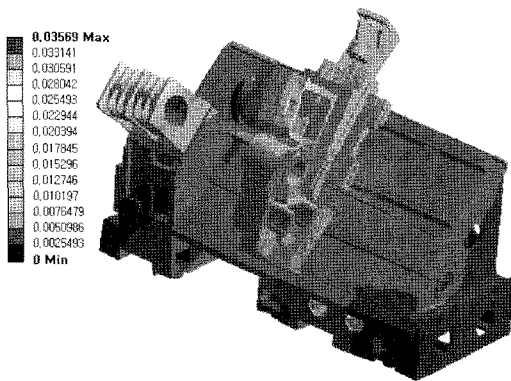


Fig. 7 Deformation of the modified design (Unit: mm)

Table 4. 개선 설계의 고유 진동수 (Unit: Hz)

Mode	Initial design	Modified design	Improvement in the frequency (%)
1	56	68	21
2	67	84	25
3	77	94	22
4	90	97	8
5	97	111	14
6	101	124	23
7	108	145	34
8	112	150	34
9	115	158	37
10	122	168	38

### 3. 결론

본 논문에서는 설계 단계에서 공작기계를 평가하고 개선하기 위하여, 유한요소 구조해석 적용에 관하여 기술하였다. 설계 단계에 있는 CNC 선반에 질삭력을 적용하여 정해석을 수행하였으며, 해석 결과로써 변형량과 응력을 얻을 수 있었다.

응력으로부터 하중 전달 경로를 파악하였으며, 형상 최적화로 부터 보강 부위를 파악하였다.

고유진동수 해석으로부터 절삭에 영향을 줄 수 있는 진동 모드와 주파수를 찾아내고, 개선 방법을 모색하였다.

응력, 형상 최적화, 및 진동 모드로부터 파악된 개선 부위에 대해서 보강을 실시하였다. 본 개선 모델은 변형량을 현저히 감소시켰으며, 진동수를 증가시켰다.

따라서, 유한요소 구조 해석의 적용은 개선 설계를 위한 적합한 방법이라는 것을 알 수 있다. 또한, 구조 해석은 설계 단계에서 공작기계를 평가하고, 설계 개선에 필요한 시간과 노력을 줄일 수 있다.

### 참고 문헌

- (1) Kim, S. U., and Yang, M. Y., 2009, "A Study on Static and Dynamic Evaluation of Machine Tools Layout by Lagrangian," *Proceedings of KSMTE*, pp. 165~171.
- (2) Sabine R., 2008, *Catalogue*, Roschiwal+Partner Ingenieur GmbH, Germany.
- (3) Son, J. Y., Park, H. H., Cheung, S. H., Ro, S. H., Choi, S. D., and Choi, U. D., 2002, "Performance Improvement of M/C(BC-500) via Structure Analysis," *Proceeding of KSPE*, pp. 395~398.
- (4) Park, M. W., Sohn, Y. T., and Cho, S. W., 2003, "Development of Integrated Design System for Structural Design of Machine Tools," *J. of KSPE*, Vol. 20, No. 1 pp. 229~238.
- (5) Cheong, S. H., Choi, S. D., Kweon, H. K., and Shon, J. Y., 2003, "Dynamic Analysis for Performance Improvement of Line Center," *J. of KSMPE*, Vol. 2, No. 2, pp. 75~83.
- (6) Zach, M., and Siedl, D., 2007, "A New Method for Simulation of Machining Performance by Integrating Finite Element and Multi-Body Simulation for Machine Tools," *Ann. of the CIRP*, Vol. 56, Issue 1, pp. 383~386.
- (7) Oxley, P. L. B., 1989, *Mechanics of Machining: An Analytical Approach to Assessing Machinability*, Halsted Press, New York.
- (8) Choi, Y. H., and Hong, S. W., 2009, "Application of CAE Technology to Design of Machine Tools," *J. of KSMTE*, Vol. 18, No. 4 (Special article) pp. 7~22.