

정밀가공용 고속 자동선반 베드의 정하중 및 공진주파수 해석

하주환*·이윤철*·주강우*·조은정*·이영식**·이재권**·김광선*†

*† 한국기술교육대학교 메카트로닉스공학부, ** (주)대성하이텍

Analysis on Static Load and Resonance Frequency of Bed in High-speed Automatic Lathe for Precision Machining

JooHwan Ha*, YunChul Lee*, KangWo Joo*, Eunjeong Jo*, Young-Sik Lee**,
Jae-Kwan Lee** and Kwangsun Kim*†

*† KOREATECH School of Mechatronics Engineering

** Daesung Hi-Tech co., Ltd.

ABSTRACT

This paper is about the analysis on the vibration characteristic of tooling units on the precision bed in high-speed automatic lathe for precision machining. An automatic lathe operating at about 25,000 RPM is a critical factor in the self-weight stress and deformation of the bed. Especially, the resonance frequency should be grasped in advance to prevent abnormal vibration that may occur during processing. If the wrong bed is used, the resonant frequency can have a fatal influence on the precision machining and increase the defective rate of precision machined parts such as semiconductor parts. In this paper, vibration characteristics were evaluated through static load and resonance frequency analysis of automatic lathe bed. As a result, the maximum stress was 0.14MPa, the maximum deformation amount was 17.9 μ m, and the natural frequency was 364.72Hz. The resonance frequency was calculated as 718Hz, and the stability was confirmed by being in the range of 400Hz or more, which is the processing condition.

Key Words : CAE, Modal Analysis, Automatic Lathe

1. 서 론

4차 산업혁명의 추세에 따라, 반도체[1] 및 디스플레이를 포함한 각종 산업분야에서는 기초 부품에서부터 가공설비까지의 정밀도는 매우 중요한 요소로 여겨지며, 정밀도와 진동 특성은 밀접하게 연결된다. 특히 정밀 자동선반의 경우에는 최대 약 25,000 RPM의 고속 운전 조건 하에서 가공이 이루어지는데, 이 경우에 약 400 Hz 이상의 진동이 발생하게 되며, 자동선반은 이때 발생하는 진동수 이상에서 공진 주파수가 위치하여야 한다. 따라서 자동선

반의 진동 해석은 필수이며, 이와 더불어 구조의 안정성 문제에 대한 선행연구가 절실하게 요구된다[2]. 본 연구에서는 이러한 요구에 따라 생산 예정인 정밀 자동선반 베드의 정하중 및 공진주파수 해석을 통하여, 구조적인 안정성 확인 및 기존 설계안의 검증에 목적을 두고 해석을 수행하였다.

2. 해석 모델

2.1 선반 모델

본 연구에서 다루는 정밀 자동선반의 설계 안을 Fig. 1에 나타내었다. 하단의 베드 위에 여러 가지의 공구 유닛이 조립되어 있는 형태이다.

†E-mail: kskim@koreatech.ac.kr

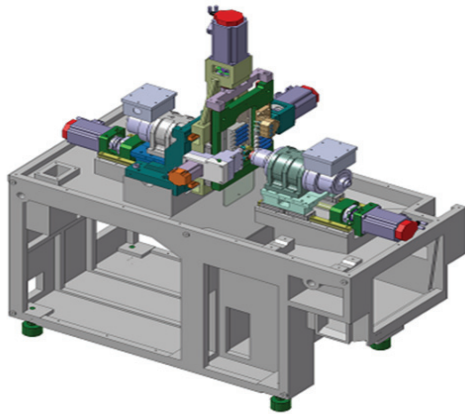


Fig. 1. Precision automatic lathe.

해석 시 모든 기구를 고려하였을 경우 상당한 시간이 소요되기 때문에 각 공구 유닛에서 주로 움직이는 공구 파트를 제외한, 베드에 연결되는 지지부를 중점적으로 간략화를 수행하여 해석에 적합한 형상으로 수정하였다. 형상에는 큰 변화가 없었으나 해석에 적용시키기 어려운 부분, 예를 들어 결과에 큰 영향을 주지 않는 미세한 필렛 등과 형식 변환 시 발생한 에러 정도를 수정하였다.

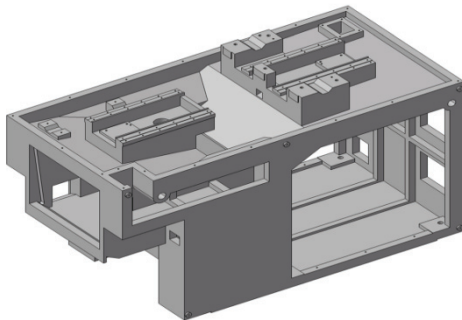


Fig. 2. Basement of bed.

2.2 응력해석 모델

모델링 수정은 Solidworks에서 수행하고, 응력 해석은 Star-CCM+ 10.02에서 비정렬 다면체 격자(Polythedral Mesher)로 생성하였다. 응력 해석을 위한 격자는 12만 개로 생성되었다. 최종 생성된 격자 형상은 Fig.3에 나타내었다.

복합가공기의 구조해석에 사용된 재질은 GC300으로써 기계적 성질은 Table 1에 정리하였다.

경계조건은 실제 자동선반의 각 Unit에서 발생하는 경계조건을 고려하여 적용하였다. 복합가공기의 지지 부분을 Fig.4와 같이 구속 조건으로 설정하였다.

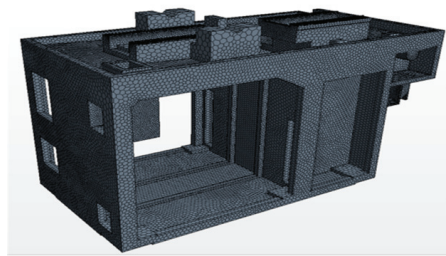


Fig. 3. Mesh generation bed (CCM).

Table 1. Mechanical property of GC300

재질명	탄성계수 (GPa)	프아송비	밀도 (kg/m ³)	비고
GC300	124	0.211	7,340	-

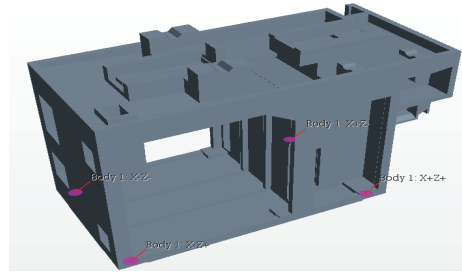


Fig. 4. Boundary bed.

2.3 동특성해석 모델

모델링 수정은 Solidworks에서 수행하고, 진동해석을 위한 격자는 Ansys 15.0에서 사면체 격자(Tetrahedral Mesher)로 생성하였다. 격자 수는 약 209만개로 생성되었다. 최종 생성된 격자형상은 Fig.5에 나타내었다.

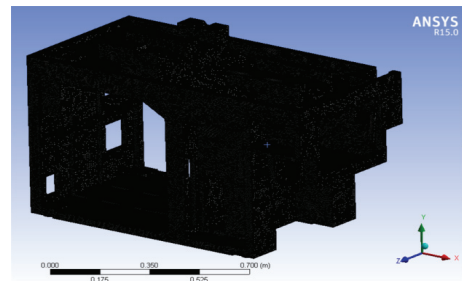


Fig. 5. Mesh generation bed (Ansys).

경계조건은 별도의 하중 조건 없이 각각 지지부의 하단에 고정 조건을 주었다.

3. 지배방정식

본 연구에서는 다음과 같은 지배방정식에 의하여 응력 및 변형률을 계산하였다[3-6].

3.1 응력

식 (1-2)는 3차원 형상에 대한 수직응력 및 전단응력의 행렬 형태로 나타낸 식이다.

$$\sigma = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (1)$$

$$\tau = \sigma \cdot n \begin{Bmatrix} \tau_x \\ \tau_y \\ \tau_z \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} n_x \\ n_y \\ n_z \end{Bmatrix} \quad (2)$$

3.2 변형률

식 (3)은 3차원 형상의 변형률 텐서를 나타낸 것이다.

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xx} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{yx} & \varepsilon_{yy} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} & \varepsilon_{zy} & \varepsilon_{zz} \end{bmatrix} \quad (3)$$

3.3 훅의 법칙

식 (4)는 수직응력 및 전단응력에 대해서 탄성계수 및 변형률과의 관계인 훅의 법칙을 나타낸 것이다.

$$\begin{aligned} \sigma &= E\varepsilon \\ \tau &= G\gamma \end{aligned} \quad (4)$$

- σ : Normal stress
- E : Young's modulus
- τ : Shear stress
- G : Shear modulus

3.4 주응력

식 (5-7)에 주응력을 계산하기 위한 식을 나열하였다.

$$\sigma_{max} = \sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad (5)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad (6)$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_x^2} \quad (7)$$

4. 해석 결과

4.1 응력 해석

Fig 6과 Fig 7에 베드의 응력 해석 결과를 나타내었다. Fig 6에서는 베드의 주응력과 Fig 7에서는 베드의 변형률을 표시하였다.

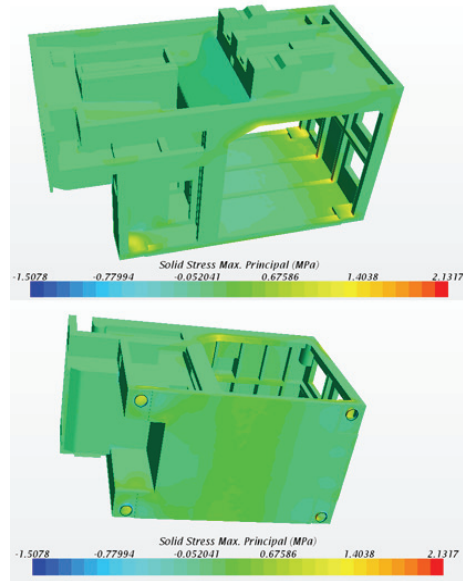


Fig. 6. Results of principal stress analysis-bed (2.13Mpa)

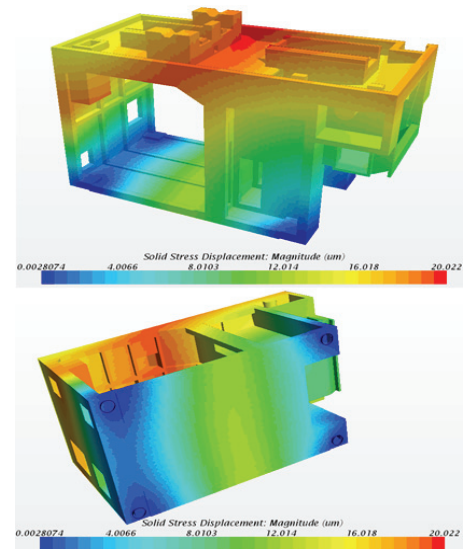


Fig. 7. Results of principal stress analysis-bed (20.02um).

주응력은 최대 2.1317Mpa과 변위량은 20.022um이 발생하였다. 그리고 베드의 주응력, 변형량 그리고 취약점 도출을 위해 Fig.8와 같이 평면을 형성하여 확인하였다. Fig.9에 축 방향에 따른 주응력과 변형량을 나타내었다.

현재 모델에서는 최대 응력(주응력으로 계산)은 약 0.14MPa으로 계산되었고, 이에 따른 최대 변형량은 약 17.9um으로 계산되었다. 주로 하단의 Seats와 결합되는 고정용 볼트 주위에 많은 응력이 집중되고, 고정부로부터 비교적 멀리 있는 부분의 변위가 크게 발생하는 것으로 나타났다.

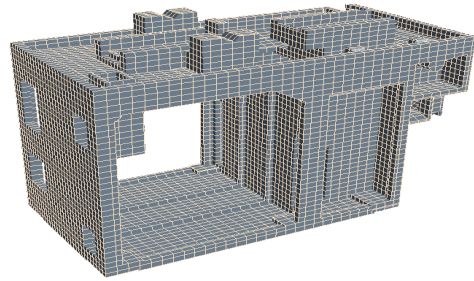


Fig. 8. Mesh generation unit#1.

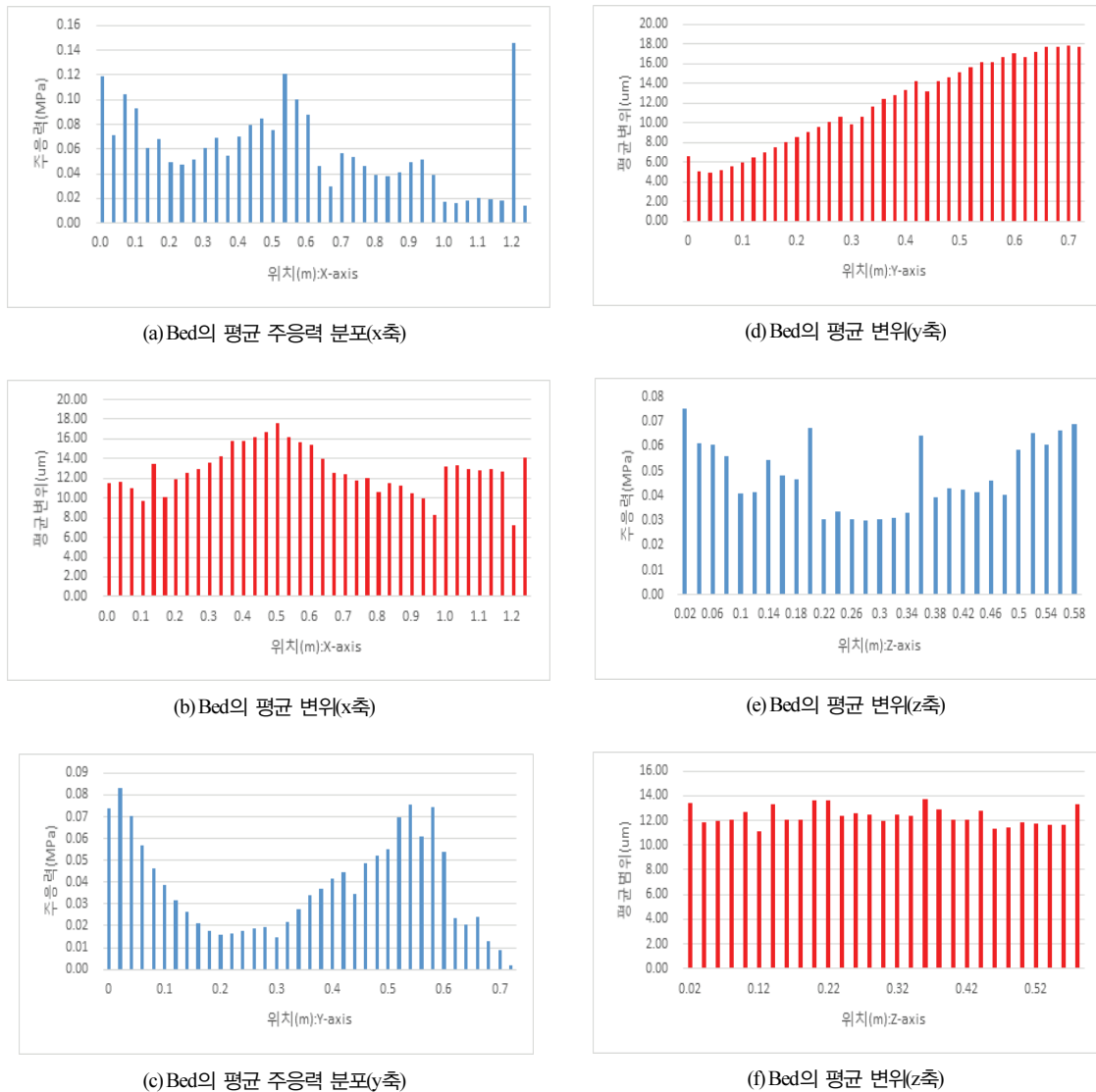


Fig. 9. Principal stress and deformation amount.

4.2 동특성 해석

Fig. 10에 베드의 진동 해석 결과를 나타내었다. 진동 특성은 1차-6차 모드에서 고유진동수를 계산하였다. 각각의 고유진동수는 1차 61.87Hz, 2차 127.13Hz, 3차 202.46Hz, 4차

262.76Hz, 5차 285.25Hz 그리고 6차 364.72Hz로 계산되었다. 그리고 각 모드별의 주요 변형의 위치를 시각적으로 표현하였고 최대 변형량을 표시하였다.

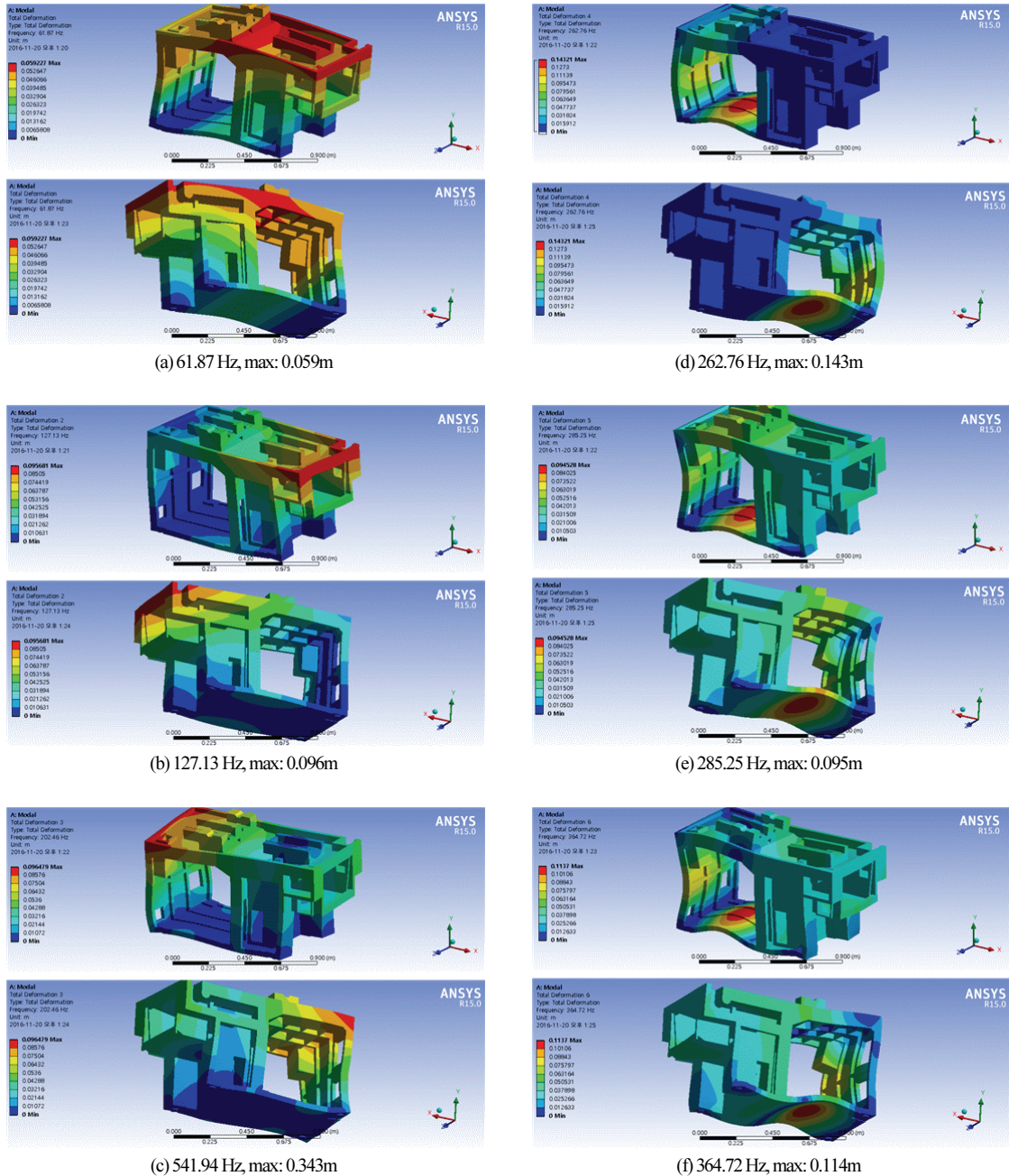


Fig. 10. Results of modal analysis-bed.

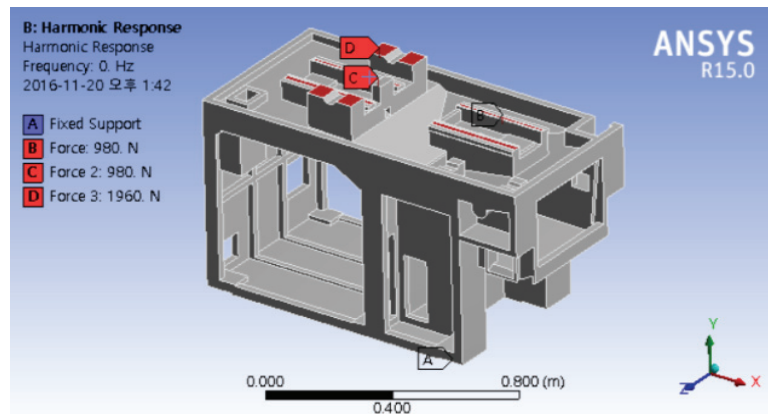


Fig. 11. Boundary conditions of harmonic analysis-bed.

최종적으로 설계된 Bed의 고유진동수 해석결과에서는 61.87Hz~364.72Hz의 결과가 나타났으며, 비교적 높은 영역에 포진되어 있는 것을 알 수 있다. 또한 공진영역을 알아보기 위해 Fig. 11과 같이 구속 조건에 상부 유닛의 하중 조건을 추가하여 진동응답 해석을 수행하였다. 결과는 Fig. 12에 나타내었다.

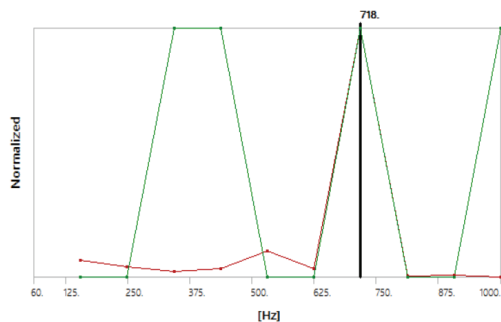


Fig. 12. Results of harmonic analysis-bed (718Hz).

Fig. 12에 의하면 공진은 718Hz에서 발생하였고, 5차 모드인 364.7Hz보다도 높은 주파수에 위치하여 진동특성에 있어서 안정적인 것을 확인하였다.

5. 결 론

정밀가공용 고속 자동선반 베드의 정하중 및 공진주파수를 평가하기 위해서 수치해석을 수행하였고, 응력 및 진동해석을 수행하였다. 그 결과 최대 응력은 0.14MPa과

최대 변형량은 179 μ m으로 나타났으며 공구대가 없는 베드만의 동특성에서는 6차 모드에서 고유 진동수가 364.72Hz로 확인되었다. 특히 공구 유닛을 장착한 상태에서는 공진 주파수가 718Hz로 계산되었고, 본 연구에서 다루는 선반의 최대 가공 속도인 25,000RPM조건(약 400Hz)에서는 공진 등의 문제가 없고, 구조적인 안정성 면에서 적합한 설계임을 확인할 수 있었다.

감사의 글

본 연구는 우수기술연구센터(ATC)사업 연구비 지원에 의하여 수행되었음(No. 10048799).

참고문헌

1. Park. C. H., Kim. J. U., Wang. D. H., and Kim. W. I., 2005, "Development of Electrode Guide of Super-drill EDM and Electrical Discharge Machining of Small Hole for High Precision Semiconductor Die", Journal of the KSMPE, Vol. 4, No. 3, pp. 32~38.
2. Choi. S. G., Kim. S. H., Choi. W. K., Shin. H. J., Lee. E. S., and Kim. K. D., "A Study in the Modal Analysis of Hybrid Vertical Grinding System Bed", Journal of the KSMTE, Vol. 12, No. 5, pp. 50-56, 2013.
3. 2015, Star-CCM User Guide ver.10.02, CD-adapco.
4. Ferdinand P. Beer, E. Russell Johnston, Jr., and John T. DeWolf, 2004, "Mechanics of Materials" 3rd Edition, Mcgraw-Hill, pp. 47-56.

-
5. J. Douglas Faires and Richard Burden, 2003, "Numerical Methods", 3rd Edition, INTER VISION. Proceedings of the ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress & Exposition.
6. Kang-Woo Joo, Jun-Young Kim, Hee-Rak Beom, and Kwang-Sun Kim, 2011, "Numerical Analysis on Thermal Deformation of Linear Motor in Chip Mounter",
-
- 접수일: 2017년 5월 16일, 심사일: 2017년 6월 21일,
게재확정일: 2017년 6월 23일