

유한요소해석을 이용한 5축 복합가공기 헤드 구조물의 최적 설계에 관한 연구

김재선¹, 이명호¹, 윤재웅^{2*}

¹대구대학교 기계공학부 석사과정, ²대구대학교 기계공학부 교수

A study on the design optimization of the head structure of 5-axis machining center using finite element analysis

Jae-Seon Kim¹, Meong-Ho Lee¹, Jae-Woong Youn^{2*}

¹Student, Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Daegu University

²Professor, Division of Mechanical Engineering, Daegu University

요약 복합가공기 분야에서 고속 및 고정밀화에 대한 요구가 늘어남에 따라 복합가공기의 강성과 진동에 관한 관심이 증가하고 있다. 그러나 경험에 의존한 설계로 인해 개발 시간이 많이 소요되며 적절한 설계에도 어려움이 많아 공작기계 설계에 구조 최적화 FEM의 활용이 많아지고 있다. 그러나, 현재 구조물의 응력 분포를 통한 최적화를 주로 활용하고 있어 구조물의 진동 상태를 고려하여 최적화하기에는 어려움이 있다. 본 논문에서는 5축 복합가공기에서 가공에 가장 많은 영향을 끼치는 헤드 구조물의 최적화를 위하여 유한요소해석을 활용한 정적 구조해석, 모드 해석, 가진 주파수 해석을 진행하였으며, 도출된 응력 분포, 변형, 고유진동수, 가진 주파수 그래프를 활용하고 적절한 목적함수와 설계변수를 설정하여 정강성과 동강성을 모두 고려한 위상 최적화 해석 방법을 제시하고자 한다.

주제어 : 5축가공기, 헤드 구조물, 유한요소해석, 구조해석, 진동해석, 구조 최적화

Abstract As the demand for high speed and high precision increases in the field of machine tool, interest in stiffness and vibration of machine tool is increasing. However, it takes a lot of time to develop a detailed design of machine tool based on experience, and it is difficult to design appropriately. Recently, structural optimization using FEM are increasingly used in machine tool design. But, it is difficult to optimize in consideration of the vibration state of the structure since optimization through stress distribution of a structure is mainly used. In this paper, Static structural analysis, mode analysis, and harmonic analysis using FEM were conducted to optimize the head structure that has the most influence on machining in a 5-axis machine tool. It is proposed a topology optimization analysis method that considers both static stiffness and dynamic stiffness using objective function design.

Key Words : 5-axis machining center, Head structure, FEM, Structural analysis, Modal analysis, Structural optimization

*This research was supported by the Daegu University Research Scholarship Grants.

*This article is extended from the conference paper presented at ICCT2021.

*Corresponding Author : Jae-Woong Youn(jwyoun@daegu.ac.kr)

Received August 6, 2021

Accepted September 20, 2021

Revised September 2, 2021

Published September 28, 2021

1. 서론

1.1 서론

1.1.1 서론

최근 기계 산업의 발달과 4차 산업혁명으로 인하여 공작기계의 고기능화와 고속화에 대한 요구가 증대되고 있다. 또한, 다양한 형태의 공작물에 대해 다축의 복합가공이 가능한 공작기계에 대한 필요성이 대두되고 있다. 고정밀, 고속의 복합가공기를 개발하기 위해서는 공작기계의 정강성과 동강성을 높여 가공 시 구조물의 변형과 공구의 진동을 최소화하는 동시에 구조물의 중량을 낮추는 최적화 설계가 필요하다. 이는 공작기계에 있어 정밀도 향상과 함께 경량화로 인한 원가절감의 효과를 가져올 수 있다[1].

공작기계의 가공정밀도를 유지하면서 구조물의 경량화를 달성하기 위해서는 구조물의 강성, 가공 시 발생하는 진동의 억제 등을 위한 다양한 분석이 필요하다. 이러한 여러 요구에 비해서 설계과정은 보통 작업자의 경험을 바탕으로 시행착오를 통한 수정이 이루어지는 비효율적인 방식으로 이루어진다. 이러한 문제를 해결하기 위하여, 공작기계를 개발하는 단계에서 유한요소해석 기법을 적용하여 정강성과 동강성을 예측하는 연구와 구조물을 해석적으로 최적화하기 위한 연구가 활발히 이루어지고 있다.

강성을 분석하기 위한 연구들 중, Huang의 논문에서는 3축 머시닝센터를 해석하기 위해 구조를 단순화한 전체 시스템에 대한 해석을 진행하였으나[2], 이러한 해석법은 부품 간의 접촉, 하중의 연관 관계를 명확히 규명하기 어려워 해석의 정확도에 문제가 발생할 가능성이 크다. Wu의 논문은 칼럼에 작용하는 하중이나 접촉조건을 전체 시스템과 유사하게 묘사하여 단일 부품에 대한 해석을 연구하였다[3]. 이 경우, 직접적인 가공 저항이 작용하는 헤드 구조물과의 관계를 무시하고 저항이 가해지는 위치에 임의의 하중을 설정하기 때문에 실제로 여러 구조를 통하여 칼럼에 작용하는 저항을 고려하지 못하였다. 한편, 최적화를 위한 연구 중, Cheng의 연구에서는 칼럼 구조의 정강성 해석을 활용하여 구조 최적화를 진행하는 연구를 하였다[4]. 직접적인 해석을 통한 구조 최적화가 아니라 칼럼의 내부 구조의 두께를 변수로 설정하여 정강성 해석을 반복적으로 수행하여 최적의 형상을 도출하는 방식으로 진행되었다.

그러나 다양한 구조와 기술이 복합적으로 적용되는 5축 복합가공기의 경우, 구조가 복잡하여 유한요소해석을

위한 구조물의 경계조건, 하중 조건 등의 다양한 해석 조건들을 설정하기에 많은 어려움이 발생한다. 그러므로 해석적인 기법을 사용하더라도 최적의 공작기계 구조를 도출하기 위해서는 많은 설계 변경이 필요하다.

최적화 기법에 관한 연구가 많이 이루어지고 있으나 기존의 강성 FEM 해석 활용하는 최적화 기법은 해석을 통한 구조물의 응력 분포를 근거로 하여 최적화를 진행하기 때문에 동특성에 관하여는 공작기계의 특성을 세밀하게 분석하여 최적화하기에는 어려움이 있다.

본 논문에서는 5축 복합가공기 구조물 중 가공 성능에 가장 많은 영향을 끼치는 헤드 구조물의 경량최적화와 개발의 소요 시간을 단축하고자 5축 복합가공기의 설계 과정에서 정강성과 동강성 해석을 바탕으로 위상 최적화(Topology optimization) 해석을 적용하여 구조 최적화를 하는 방법을 제시하고자 한다.

2. 설계 최적화를 위한 정·동강성해석

2.1 헤드 구조물 모델

2.1.1 헤드 구조물의 구성

본 연구의 대상인 5축 복합가공기(5-axis multi-functional machine)의 구조는 Fig. 1과 같이 크게 헤드(Head), 칼럼(Column), 베드(Bed), 세들(Saddle), 테이블(Table)과 같은 5가지 구조로 구성되어 있으며, 헤드와 테이블은 타입의 형태이다. 헤드 구조물은 Fig. 2와 같이 헤드 스톱, 헤드, 모터 기어박스, 모터와 같은 4개의 구조로 이루어져 있으며 헤드 스톱에는 Z축으로의 이송을 위한 이송축이 위치하게 된다. 헤드 구조물 해석에는 상용 유한요소해석 S/W인 ANSYS를 사용하였다[5,6].

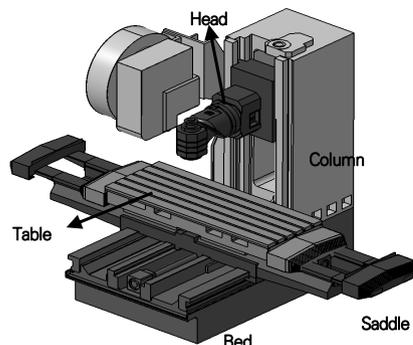


Fig. 1. Main structure of the 5-axis multi-functional machine tool

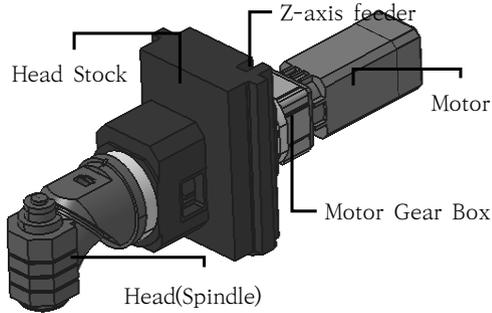


Fig. 2. Configuration of head assembly

2.2 정강성 해석

2.2.1 정강성 해석 조건

5축 복합가공기 헤드 구조물의 정강성 해석과 동강성 해석을 위하여 188,907개의 절점과 109,782개의 요소로 구성되는 요소 설정을 하였다. 헤드 구조물의 요소에는 형상이 복잡한 헤드, 기어박스는 사면체 요소를 사용하였으며 나머지는 육면체 요소를 사용하여 요소망을 생성하였다.

칼럼과 직접적으로 접촉이 되는 헤드 스톡의 슬라이딩 면은 볼 스크류를 통해 Z 방향의 이송이 이루어지기 때문에 단순한 고정구속이 아닌 탄성 조건을 준 고정구속을 설정하였다. 탄성 조건은 Fig. 3과 같이 절점과 절점 사이 변형이 발생하는 강체로 구속하지 않고 소재별로 특정 강성값 k 를 가진 스프링 구속을 설정하여 적은 변형이 이루어질 수 있으며 진동 특성 분석 시 많은 영향을 미친다.



Rigid body restraint

(1) Rigid restraint (2) Connection spring

Fig. 3. Element connection by spring contact

또한, 공구의 길이를 생각하여 공구가 장착되는 면에서 Z방향 -100mm 위치에 X, Y, Z 방향으로 각각 1,000N의 절삭 저항을 설정하였으며 구조물들의 무게에 의한 변형도 고려하였다. 헤드 구조물에서 헤드의 소재는 GC300이며 나머지 구조는 SM45C로 설정하였다.

2.2.2 정강성 해석 결과

정적 구조해석의 결과 Fig. 4에서 나타나는 것과 같이

최대 변위는 $7.75\mu\text{m}$ 의 변형이 발생하였으며 Z축 방향 변형이 $-5.81\mu\text{m}$ 로 가장 많이 발생하였다. 이는 절삭 저항보다는 구조물 자체의 자중으로 인한 변형으로 판단된다. Fig. 5와 같이, 헤드 구조물에서 가장 큰 응력이 작용하는 부분은 헤드 무게를 지지하고 있는 헤드스톡의 모터 기어박스와 연결된 부분으로 약 5MPa의 응력이 작용한다. 이러한 정강성해석 결과는 위상최적화(Topology Optimization) 시, 응력이 많이 발생하지 않는 구조의 부피를 줄여가며 구조물의 형상 최적화에 활용된다.

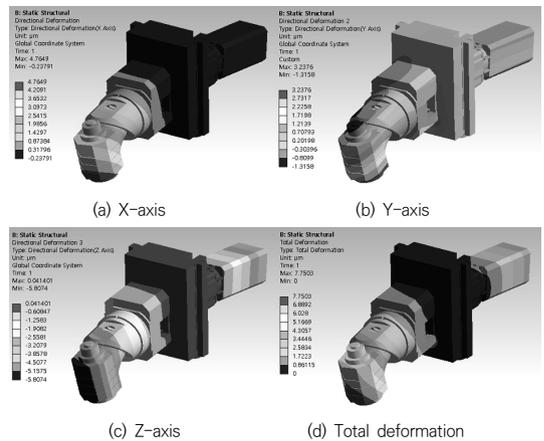


Fig. 4. A result of static structural analysis

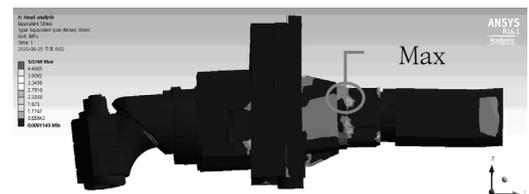


Fig. 5. A stress result of static structural analysis

2.3 동강성 해석

2.3.1 동강성 해석 조건

5축 복합가공기 헤드 구조물의 동강성 해석에 사용된 요소 구성은 정강성 해석과 동일한 설정을 하였다. 구조물 자체의 고유진동수와 공진 발생 시 진동 형상을 분석하기 위한 모드 해석(Modal Analysis)을 통하여 4개의 모드 형상을 도출하고자 한다[7,8]. 또한, 가공 저항이 있을 경우에 발생하는 진동을 분석하기 위하여 추가로 가진 주파수 해석(Harmonic Analysis)을 하고자 한다. 가진 주파수 해석의 조건은 모드 해석을 통해 도출된 4개 모드의 진동수를 모두 포함하는 영역으로 설정하였다.

2.3.2 동강성 해석 결과

모드 해석 결과 구조물의 고유진동수는 Fig. 6과 같이 나타났으며 스피들의 최고 회전수인 10,000 RPM의 작동주파수인 166.7Hz보다는 1차 모드의 고유진동수인 196Hz보다 낮기에 공진에 위험성은 작다고 판단된다 [9]. 그러나 1차 모드의 주파수가 작동주파수와 많은 차이가 나지 않아 외부 요인에 의하여 공진이 발생 될 위험이 전혀 없다고 볼 수는 없어 최적화를 통한 설계 변경의 필요하다. 공진의 양상은 Fig. 7과 같으며, 1차와 2차 모드에서는 요잉 형태의 진동이 발생하며 3차에서는 피칭 형태의 진동이 발생하였다. 4차의 경우는 모터부에만 진동이 발생하였다.

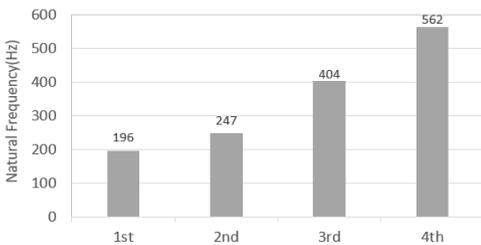


Fig. 6. Modal analysis of natural frequency

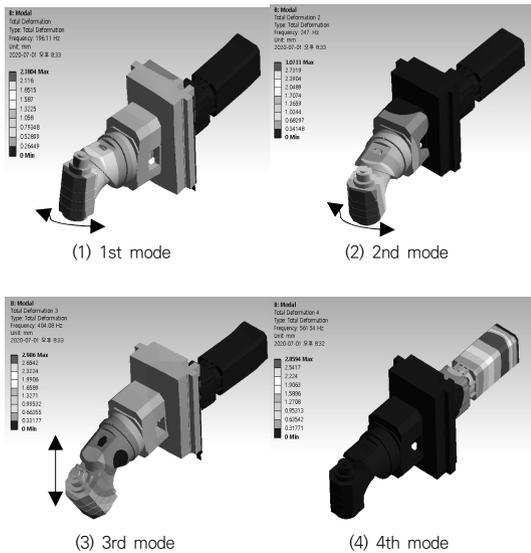
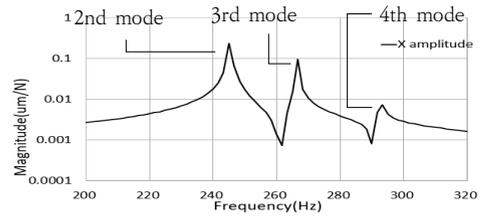


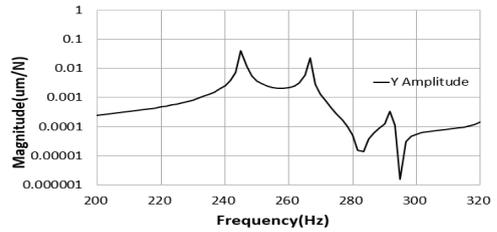
Fig. 7. Mode shape of head assembly

가공 저항을 고려한 진동을 분석하기 위한 가진 주파수 해석에서는 모드 해석 결과 공진이 발생한 주파수 영역을 포함하기 위해 0에서 500Hz의 해석 주파수 영역을 설정하여 해석하였다.

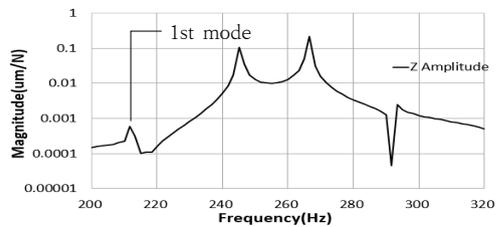
해석 결과는 Fig. 8과 같이 나타났으며 가장 낮은 공진 주파수가 약 213Hz에서 발생하여 작동주파수인 166.7Hz보다 낮아 모드 해석과 동일하게 위험성이 작다고 판단하였으나 마찬가지로 외부 요인에 의한 위험이 있다고 판단하였다.



(1) X-axis harmonic analysis



(2) Y-axis harmonic analysis



(3) Z-axis harmonic analysis

Fig. 8. Harmonic analysis of head assembly

동강성 결과에서 모드 해석과 가진 주파수 해석에서 고유진동수가 발생하는 1차 모드에서 공진이 발생하는 196Hz와 213Hz 주파수를 올리는 개선이 필요하다고 판단된다. 최적화 해석을 진행할 때, 동강성 해석의 가진 주파수 그래프를 조건으로 추가하여 공진 주파수 영역을 기존보다 높게 조건을 설정하여 형상을 최적화에 사용한다.

3. 헤드 구조물의 최적화 해석

3.1 헤드 구조물 최적화

3.1.1 최적화 해석 조건

최적화 해석의 경우, ANSYS Topology Optimization

을 사용하였으며 해석 대상인 헤드 구조물은 Fig. 2와 같다. 헤드, 기어박스, 모터의 경우, 내부에 많은 부품으로 인해 형상을 변경하기에 적절하지 않아 헤드 스톱의 구조를 최적화하고자 한다.

위상 최적화 해석은 일반적으로 구조를 구성하면서 정강성 해석 결과인 응력에 대한 고려만 이루어진다. 그러나 정강성, 동강성을 모두 고려하는 다목적 최적화를 이루기 위해 Pareto Optimal Solution을 사용하고자 한다. 이 해석 방식은 최적화를 수차례 적용하며 다양한 조건에 부합하는 구조를 도출하는 해석법이다. Pareto Optimal Solution의 해석 구조식은 다음 식 (1)과 같다[10].

$$\min Q(C_k, D_k, \lambda_{n,jk}) = \left[\left\{ \theta_i^p \sum_{k=1}^M \omega_k^p \left(\frac{C_k - C_{ok}}{C_{\max k} - C_{\min k}} \right)^p \right\} + \left\{ \theta_{i+1}^p \sum_{k=1}^M \omega_k^p \left(\frac{D_k - D_{ok}}{D_{\max k} - D_{\min k}} \right)^p \right\} + \left\{ \theta_{i+2}^p \sum_{k=1}^M \sum_{j=1}^L \omega_k^p \left(\frac{\lambda_{n,jk} - \lambda_{ojk}}{\lambda_{\max jk} - \lambda_{\min jk}} \right)^p \right\} \right]^{\frac{1}{p}} \quad (1)$$

C_{ok} 와 C_k 는 k번째 해석 시, 목표 부피와 작업 조건의 변수이며 $C_{\max k}$ 와 $C_{\min k}$ 는 허용하는 최대, 최소 부피를 설정한다. D_{ok} 와 D_k 는 k번째 해석에서의 정적 변형 목표와 정적인 최적화 변수이며 $D_{\max k}$ 와 $D_{\min k}$ 는 정적 변형이 이루어지는 범위를 설정하게 된다. ω_k 는 최종 목표 무게이며 p는 유클리드 거리로 목표 수렴속도를 설정하는 것이다. 만약 이값이 클 경우, 목표에 빠르게 도달하나 오류가 발생할 수 있어 2로 설정하였다. 식 (1)에서는 동적인 변형을 고려하기 위해 평균 주파수 공식도 추가되었다. 식 (1)에서 j와 L은 각각 고려하고자 하는 처음과 최종 모드의 차수를 의미한다. $\lambda_{n,jk}$ 는 목표로 하는 고유진동수 값이며 λ_{ojk} 는 모드 해석을 통한 고유진동수 값이다. $\lambda_{\max jk}$ 와 $\lambda_{\min jk}$ 는 차수별 고유진동수 범위를 고려한다. θ 는 각 목표에 대한 가중치를 고려하는 계수 함수로 최적화 해석 우선순위를 고려하여 해석을 진행하게 된다.

최적화 해석 조건은, 도출한 정강성, 동강성 해석 결과를 입력하고 최적화 영역과 목적함수, 설계변수를 설정하여야 한다[11-15]. 최적화 영역은 변형이 이루어질 수 있는 허용치를 설정하는데 칼럼, 베드 등의 다른 구조물과 간섭이 되지 않는 범위로 x축 방향으로 733mm, y축 방향으로 708mm, z축 방향으로 1,025mm의 범위를 허용하였다. 목적함수는 최적화 시 목표로 하는 구조물의

특징으로 강성, 변형량, 고유진동수 등의 목표를 초기 구조물 대비 비율로 설정하며 설계함수는 초기 대비 목표 부피를 설정한다. 본 연구에서는 구조물의 강성을 목적함수로 설정하였으며 0%~10%로 강성을 유지하거나 증가하도록 설정하였으며 설계변수는 부피를 선택하여 구조물의 부피가 0%~5%로 감소하도록 설정하였다. 또한, Z축 이송을 위해 헤드 스톱의 볼 스크류와 접촉되는 면과 같이 최적화로 인하여 형상이 변하지 않도록 면에 대한 변형 제한을 Fig. 9와 같이 설정하였다.

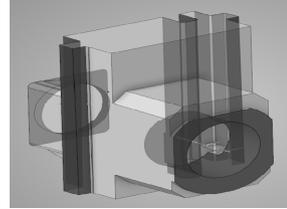
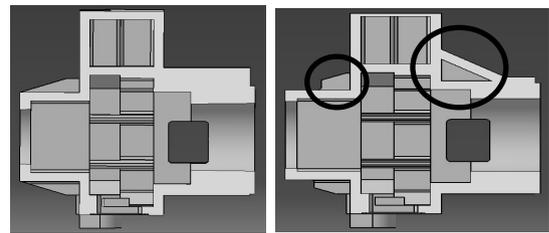


Fig. 9. Deformation limiting face

3.1.2 헤드 구조물 최적화 결과

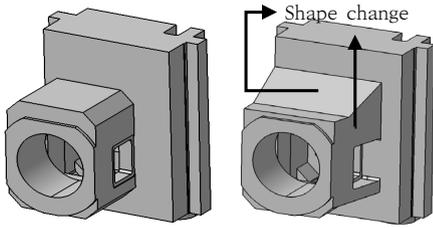
최적화 해석 결과, Z축 방향과 Y축 방향의 변형이 저항하기 위해 헤드 스톱에서 헤드와 결합되는 쪽의 외부 형상이 변경되었으며 내부의 리브 구조의 두께와 형상에 변경이 있었다. 해석 결과 내부 리브 구조의 두께가 20mm에서 14mm로 감소하였으며 또한, 헤드를 지지하는 부분에서 Z축 방향의 강성을 키우기 위해 헤드 스톱에 Fig. 10과 같은 형상으로 해석되었다.



(a) Existing shape (b) Optimized shape
Fig. 10. Design change through optimization of head stock

해석된 결과를 바탕으로 내부 리브 구조의 두께를 5mm 정도 감소시켰다. 또한, 헤드 스톱의 Z축과 X축 방향 변형을 저항하기 위해 각각 45도와 20도의 각도로 설계 변경을 Fig. 11의 (2)와 같이 진행하였다. 형상 변경 과정에서 구조물의 무게가 늘어나는 것을 방지하기 위해 내부의 형상 또한 경사지도록 변경하였다. 최적화된 헤드 스톱이 기울어진 형상으로 인해 부피가 증가한

것처럼 보이거나 내부 리브의 두께가 감소하여 기존의 무게보다 약 17kg 감소하였다.



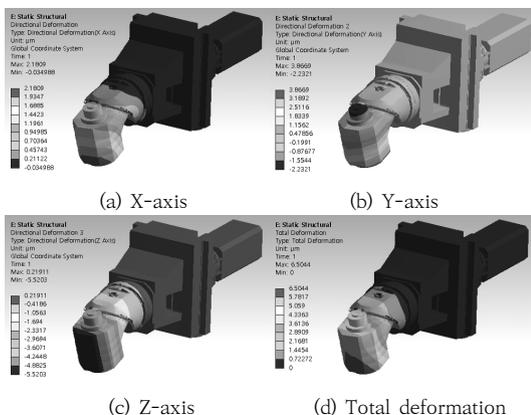
(1) Existing structure (2) Optimization structure
Fig. 11. Optimized structure of head stock

3.2 최적화 구조물 재해석

3.2.1 재설계된 헤드 구조물의 강성해석

최적화 해석의 유효성을 검토하고자 재설계된 헤드 구조물의 정강성, 동강성 해석을 동일 조건으로 진행하였다. Fig. 12는 재설계된 헤드 구조물 X, Y, Z방향으로의 변형량의 분포를 나타내고 있다. 초기 구조물과 재설계된 구조물의 변형량을 Fig. 13과 같이 나타내었다. 그 결과, X축 방향의 변형량이 가장 많은 비율로 감소하였으며 전체 변형량을 기준으로 약 7.75 μm 에서 약 6.5 μm 로 변형량이 약 16.1% 정도 감소하였으며 약 795kg에서 778kg으로 기존 대비 약 2.1% 경량화하였다.

동강성 분석을 위한 모드 해석의 결과, Fig. 14와 같은 모드 형상이 나타났으며 1차 모드에서는 요잉 형태의 진동이 발생되었으며 2차에서 4차까지는 피칭 형태의 진동이 발생하였다. 재설계된 헤드 구조물의 고유진동수는 Fig. 15와 같이 정리하였다. 기존 구조물과 동일하게 1차 모드의 고유진동수가 264.6Hz로 스피들의 작동주파수 166.7Hz보다 높기에 공진의 위험은 적다고 판단된다.



(a) X-axis (b) Y-axis (c) Z-axis (d) Total deformation
Fig. 12. Deformation of the optimized head assembly

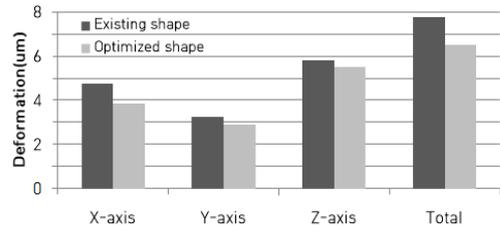


Fig. 13. Comparison of deformation of head assembly before and after optimization

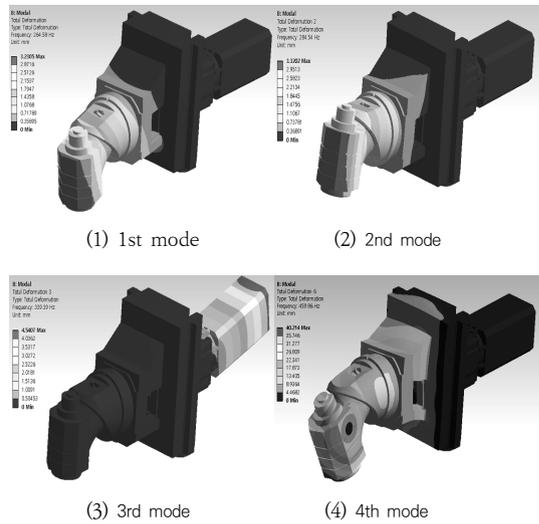


Fig. 14. Mode shape of optimized head assembly

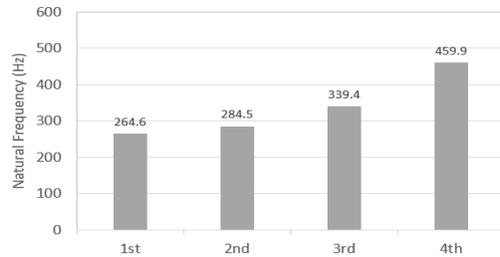


Fig. 15. Modal analysis result after optimization

가공 저항은 정강성 해석과 동일하게 설정하였으며 그 결과, Fig. 16과 같이 300Hz 이상에서 1차 모드가 X, Y, Z 축 전 방향으로 발생하는 것으로 결과가 도출되었으나 이 또한 작동주파수 166.7Hz보다 높아 공진의 위험이 없다고 판단하였다.

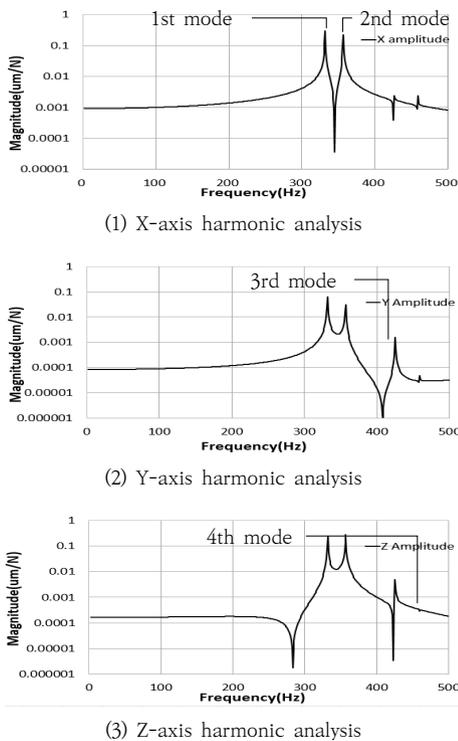


Fig. 16. Harmonic analysis result after optimization

4. 결론

기존의 공작기계 최적 설계 방식에서는 강성해석의 결과를 통하여 강성을 평가하거나, 혹은 설계 변경 시 여러 안을 비교하여 더 나은 구조를 찾기 위해 사용해 왔으나 직접적인 구조 개선에는 활용되지 못하였다. 그러므로 본 논문에서는 더 효율적인 설계를 위해 유한요소해석을 통한 직접적인 설계 변경을 하고자 헤드 구조물의 정강성과 동강성을 유한요소해석을 통하여 분석하였으며 그 결과를 사용하여 위상 최적화 해석을 통한 형상 최적화 방법을 제시하고자 하였다.

초기 모델의 강성해석을 진행한 결과, 약 $7.75\mu\text{m}$ 의 변형이 발생하였으며 헤드 스톱과 기어박스 사이에 약 5MPa의 응력이 작용하였다. 동강성 분석결과, 스피들의 작동주파수인 166.7Hz보다 1차 모드의 고유진동수가 196Hz로 높게 분석되어 공진의 위험은 적다고 판단된다. 초기 모델의 정강성과 동강성 해석 결과를 사용하여 헤드 스톱 구조물의 최적화를 위한 위상 최적화 해석을 진행하였다.

최적화 해석을 토대로 헤드 구조물을 재설계하였으며

이를 검증하기 위해 동일 조건에서 해석을 진행하였다. 그 결과, 헤드 구조물의 변형량이 약 16.1% 감소하였으며 헤드 스톱 구조물의 무게가 약 2.1%의 경량화되었다. 또한, 동강성 분석에서는 모드 해석과 가진 주파수 해석에서 공진의 위험은 없다고 판단되었다.

본 논문에서는 5축 복합가공기 헤드 구조물 최적화를 위해 유한요소해석법을 사용하였다. 구조물의 정강성과 동강성을 해석적으로 분석하였으며 분석결과를 최적화 해석에 적용하여 구조를 최적화하였다. 또한, 최적화 구조의 재해석을 통해 최적화 해석을 통한 강성 변화의 비교 분석을 통하여 위상 최적화 해석의 유효성을 검증하였다. 이러한 결과는 공작기계 설계에 있어 무게를 줄이면서 강성을 높일 수 있는 방법으로 산업계에 충분히 적용 가능하다고 판단된다.

REFERENCES

- [1] S. I. Kim. (2008). Application of CAE technology in the field of machine tool structural design. *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, 17(1), 14-19.
UCI(KEPA): I410-ECN-0101-2009-552-014755877
- [2] D. T. Y. Huang & J. J. Lee. (2001). On obtaining machine tool stiffness by CAE techniques. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 41, 1149-1163.
DOI : 10.1016/S0890-6955(01)00012-8
- [3] B. C. Wu, G. S. Young & T. Y. Huang. (2000). Application of a two-level optimization process to conceptual structural design of a machine tool. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 40(6), 783-794.
DOI : 10.1016/S0890-6955(99)00113-3
- [4] D. Cheng, X. Lu & X. Sun. (2018). Multi-objective topology optimization of column structure for vertical machining center, *Procedia CIRP*, 78, 279-284.
DOI : 10.1016/j.procir.2018.08.305
- [5] J. U. Woo. (2000). *Structural Analysis of Machine Tools Considering Stiffness Modeling of Joints*, Master of Engineering. Chung Ang University Graduate school, Seoul.
- [6] D. Kono, S. Nishio, I. Yamaji & A. Matsubara. (2015). A method for stiffness tuning of machine tool supports considering contact stiffness. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 90, 50-59.
DOI : 10.1016/j.ijmachtools.2015.01.001
- [7] X. Gao, B. Li, J. Hong & J. Guo. (2016). Stiffness modeling of machine tools based on machining space analysis. *The International Journal of Advanced*

Manufacturing Technology, 86, 2093-2106.
DOI : 10.1007/s00170-015-8336-z

- [8] Y. Lianqing & W. Liping, (2009), Stiffness Analysis of Machine Tools Using Finite Element Method. *2009 Third International Symposium on Intelligent Information Technology Application*, 553-556.
DOI : 10.1109/IITA.2009.401
- [9] Y. H. Choi, S. K. Park, T. S. Jung, B. H. Cho, J. H. Kim & Y. J. Choi. (2000, April). A Case study on the Static and Dynamic Design Improvement of a Machine Tool Structure by Using F.E.M.. *Proceedings of the Korean Society of Machine Tool Engineers Conference*, 726-733.
- [10] L. Zhao, W. Chen & J. Ma. (2008). Structural bionic optimization of stiffening ribs of a machine tool crossbeam based on giant waterlily vein distribution. *Gaojishu Tongxin/Chinese High Technology Letters*, 18(8), 806-810.
- [11] B. Li, J. Hong, Z. Wang, W. Wu & Y. Chen. (2012). Optimal Design of Machine Tool Bed by Load Bearing Topology Identification with Weight Distribution Criterion. *Procedia CIRP*, 3, 626-631.
DOI : 10.1016/j.procir.2012.07.107
- [12] A. Albers, J. Otttnad, H. Weiler & P. Haeussler. (2008). Methods for lightweight design of mechanical components in humanoid robots. *IEEE-RAS International Conference on Humanoid*, 7th.
DOI : 10.1109/ICHR.2007.4813934
- [13] L. Zhao, J. Ma, T. Wang & D. Xing. (2010). Lightweight Design of Mechanical Structures based on Structural Bionic Methodology. *Journal of Bionic Engineering*, 7, S224-S231.
DOI : 10.1016/S1672-6529(09)60239-0
- [14] Z. B. Zhang, J. W. Jang, H. C. Lee, W. S. Park, H. C. Shin & S. H. Song. (2016). Stiffness improvement of the column of the horizontal machining center. *The Korean Society of Manufacturing Technology Engineers*, 123-123.
UCI(KEPA):1410-ECN-0101-2016-552-002854671
- [15] S. Wang, H. Wang, Q. Han & Y. Gao, (2018). Analysis of dynamic characteristics of five-axis CNC machine tool, *7th International Symposium on Test Automation and Instrumentation*, 1-4.

김 재 선(Jae-Seon Kim)

[학생회원]



- 2019년 2월 : 대구대학교 기계설계공학과(공학사)
- 2019년 3월 ~ 현재 : 대구대학교 기계공학부(공학석사과정)
- 관심분야 : 고속가공, 절삭가공, 공작기계, 공구
- E-Mail : sungogo2@naver.com

이 명 호(Meong-Ho Lee)

[학생회원]



- 2020년 8월 : 대구대학교 기계설계공학과(공학사)
- 2020년 9월 ~ 현재 : 대구대학교 기계공학부(공학석사과정)
- 관심분야 : 절삭가공, 공작기계, 신호처리
- E-Mail : lmh8983@naver.com

윤 재 웅(Jae-Woong Youn)

[정회원]



- 1990년 2월 : KAIST 생산공학과 (공학석사)
- 1995년 2월 : KAIST 정밀공학과 (공학박사)
- 1994년 12월 ~ 1999년 8월 : 삼성중공업 중앙연구소 선임연구원
- 1999년 9월 ~ 현재 : 대구대학교 기계공학부 교수
- 관심분야 : 정밀가공, 5축 가공, 공작기계 설계, 생산자동화
- E-Mail : jwyoun@daegu.ac.kr