

## 정강성을 고려한 5축 복합가공기의 리브 구조 최적설계

김승기<sup>a</sup>, 김지훈<sup>a</sup>, 김세호<sup>b</sup>, 윤재웅<sup>b\*</sup>

## Design Optimization of the Rib Structure of a 5-Axis Multi-functional Machine Tool Considering Static Stiffness

Seung-Gi Kim<sup>a</sup>, Ji-Hoon Kim<sup>a</sup>, Se-Ho Kim<sup>b</sup>, Jae-Woong Youn<sup>b\*</sup><sup>a</sup> Department of Mechanical Engineering, Graduate school of Daegu University,  
15, Naeri, Jillyang, Kyungsan, Gyeongbuk-do, 38453, Korea<sup>b</sup> Division of Mechanical Engineering, Daegu University,  
15, Naeri, Jillyang, Kyungsan, Gyeongbuk-do, 38453, Korea

## ARTICLE INFO

## Article history:

Received	27	July	2016
Revised	27	September	2016
Accepted	8	October	2016

## Keywords:

Static stiffness  
Topology optimization  
Finite elements method  
5-axis machine tool  
Structure optimization

## ABSTRACT

The need for high-strength, multi-axis, and multi-functional machine tools has recently increased because of part complexity and workpiece strength. However, most of the machine tool manufacturers rely on experience for a detailed design because of the shortcomings in the existing design technology. This study uses a topology optimization method to more effectively design a large multi-functional machine tool considering static stiffness. The ram, saddle, and column parts are important structures in a machine tool. Hence, they are selected for the finite element method analysis. Based on this analysis, the optimized internal rib structure for those parts is designed for desirable rigidity and weight. This structure could possibly provide the required design technology for machine tool manufacturers.

## 1. 서론

최근 유가상승 및 환경규제 강화의 영향으로 내연기관의 가스 배출량 감소를 도모하고, 연비 향상을 위해 차량 경량화에 노력을 기울이는 추세이다. 이러한 비강도가 높은 경량화 소재는 다양한 산업에서 점차 활용도가 높아지고 있는 상황이며, 부품의 크기도 소형에서 대형에 이르기까지 매우 다양하다고 할 수 있다. 따라서 다양한 크기의 고경도 소재 가공을 위해서는 대형의 고강성 공작기계에 대한 필요성이 크게 대두되고 있다. 또한, 경량화를 위한 부품들은 일반적으로 기하학적 형상이 매우 복잡하므로 기존의 공작기계에서 한 번에 가공하기에는 한계가 있어 가공 생산성이 매우 낮

아지는 문제를 갖고 있다. 기하학적 형상이 복잡한 부품은 터닝(turning)과 밀링(milling) 등의 작업이 순차적으로 반복되는 가공을 진행해야 하고, 이로 인해 공작물의 공작기계 설치 및 제거에 많은 시간이 소요되며, 공작물의 셋팅이 반복되면서 가공정밀도가 낮아지는 문제가 발생하게 된다. 이와 같은 문제를 해결하기 위해 한 번의 셋팅으로 복잡한 형상의 부품을 가공할 수 있는 5축 복합가공기가 사용된다. 그러나 일반적으로 5축 복합가공기의 경우, 공작기계의 구조가 3축 공작기계에 비해 복잡하고, 각 구성요소에서 발생하는 자중과 소재의 절삭력 등으로 인해 공작기계의 정적 강성이 약하게 되어 가공오차가 커지고, 이로 인한 불량률 증가 및 생산량 감소로 연결된다.

\* Corresponding author. Tel.: +82-53-850-6684

Fax: +82-53-850-6689

E-mail address: jwyoun@daegu.ac.kr (Jae-Woong Youn).

일반적으로 대형 5축 복합가공기의 설계는 구조물의 복잡성 등으로 인해 공작기계의 개발 및 설계 시 숙련자의 경험에 의존하여 개발이 이루어지고 있으며, 이는 강성 강화를 위한 공작기계 구조물의 대형화와 고중량화 및 이로 인한 가공정밀도 저하 등의 문제를 초래하게 된다. 일반적인 3축 및 5축 공작기계의 설계를 위해 최근에는 유한요소해석을 활용하여 복합가공기의 각 구성요소의 정적 강성에 대해 평가하고<sup>[1-5]</sup> 설계에 반영하거나, 최적화 유한요소해석 결과를 바탕으로 설계자가 재설계<sup>[6-10]</sup> 하는 방식으로 진행되고 있다. 그러나 자중의 영향이 크고, 절삭력이 상대적으로 큰 대형 복합가공기에 이와 같은 최적화 해석을 수행한 예는 찾아보기 어려운 상황이다.

본 논문에서는, 주로 경험적인 설계로 인해 전반적 구조물의 강성이 고려되지 않는 문제를 해결하기 위해 위상최적화(topology optimization)를 통해 각 구조물의 정강성을 높이고 자중을 감소시킬 수 있는 리브구조의 최적설계를 수행하였다. 본 논문에서는, 5축 복합가공기의 구성요소 중 가공오차에 큰 영향을 미치는 구성요소인 램(ram), 새들(saddle), 컬럼(column)을 대상으로 유한요소해석을 활용하여 자중과 절삭력이 작용하는 상황에서의 최적화 해석을 수행하였다. 구조물의 최적화를 위해서는, 정강성, 동강성 및 열변형 등에 대한 복합적인 해석이 필요하지만, 본 논문에서는 우선 정강성에 국한하여 구조물 최적화를 수행하고자 한다.

## 2. 5축 복합가공기 초기 설계안의 정강성 해석

### 2.1 5축 복합가공기 해석 모델

5축 복합가공기의 정강성 해석을 수행하기 위한 모델은 아래 Fig. 1과 같으며, 해석 수행 대상 구조물은 위에서 언급한 바와 같이 램, 새들 및 컬럼 구조물이다. 주축(spindle)에서는 임의의 공구 끝점을 생성하였으며, 이는 절삭력이 작용하는 작용점인 동시에, 구조물들의 정강성을 평가하기 위한 기준점 역할을 한다. 또한, 복합가공기의 이송시스템으로는 LM가이드(guide)와 블록(block) 및 볼 스크류(ball-screw)로 연결되어 있다.

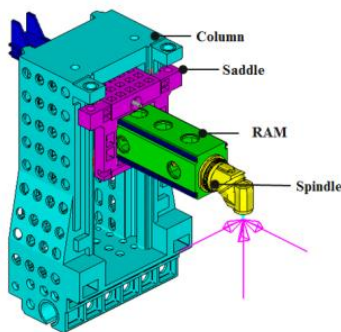


Fig. 1 Configuration of the multi-functional machining center

이러한 공작기계의 정강성 해석은 각 구조물들의 단품 해석으로 진행하였으며, 컬럼의 경우 구조물의 크기가 크고, 구조에 곡면과 구멍(hole)이 다른 구조물에 비해 그 수가 많이 존재한다. 따라서, 곡면들을 표현하기 위해 생성된 요소의 수가 증가하게 되며 해석 시간을 크게 증가시키게 된다. 그러므로 해석 시간 단축을 위해 컬럼의 정강성 해석에서만, Fig. 2와 같이 램과 새들의 3차원 모델링을 간소화하여 1차원 형상으로 묘사하였다.

### 2.2 5축 복합가공기 정강성 예측 조건

본 논문에서는 5축 복합가공기 구조물의 최적설계를 위해 초기 설계의 정강성 평가를 진행하였으며, 해석에 활용된 소프트웨어는 Altair사의 Hyperworks 13.0이다. 구조물의 소재는 주축부에는 SM45C, 이송계를 포함한 램, 새들, 컬럼 구조물에는 GC300이 사용되었다. 각 소재의 물성치는 Table 1과 같다.

정강성 해석 조건으로는 우선, 각 구조물들의 이송계에 대한 강성과 자중을 고려하였으며, 임의의 공구 끝점을 생성하여 절삭력이 작용하도록 하였다. 복합가공기의 각 축의 이송계는 LM가이드와 블록 및 볼 스크류로 구성되어 있으며, 이때의 LM 가이드와 블록의 강성을 고려하였다. 입력된 강성 값은 Table 2에 나타내었다. 여기서 X축 이송은 컬럼의 좌우 직선왕복운동 방향이며, Y축은 램의 전후 직선왕복운동 방향, Z축은 새들의 상하 직선왕복운동 방향이다. 또한,  $k_x$ ,  $k_y$ ,  $k_z$ 는 X, Y, Z축 방향에 대한 강성 값이고  $k_a$ ,  $k_b$ ,  $k_c$ 는 각 축 방향 모멘트에 대한 강성 값이다. 이러한 강성에 대한 설정 방식은 LM가이드와 블록이 접촉되는 부위의 유한 요소들을 각각 한 절점에 대해 강체 요소를 이용하여 설정하고

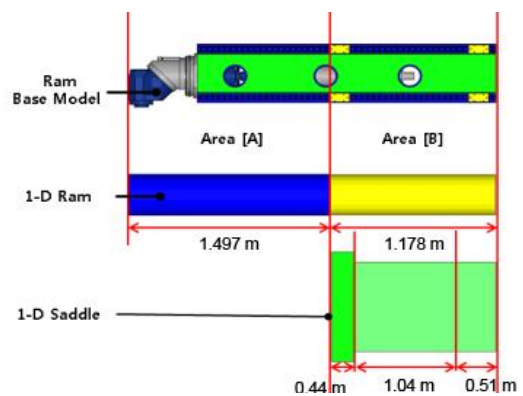


Fig. 2 Detailed model of the ram and saddle structures

Table 1 Mechanical properties of GC300 and SM45C

	GC300	SM45C
Young's modulus	90 [GPa]	210 [GPa]
Poisson's ratio	0.25	0.3
Density	7,250 [kg/m <sup>3</sup> ]	7,850 [kg/m <sup>3</sup> ]

Table 2 Stiffness of the feed system

	X axis	Y axis	Z axis
$k_x$ [N/mm]	1	1,176,000	2,000,000
$k_y$ [N/mm]	1,600,000	1	2,381,000
$k_z$ [N/mm]	1,538,000	2,000,000	1
$k_a$ [N/mm]	7,600,000	5,000,000	12,500,000
$k_b$ [N/mm]	21,500,000	214,000	12,739,000
$k_c$ [N/mm]	24,000,000	6,207,000	500,000

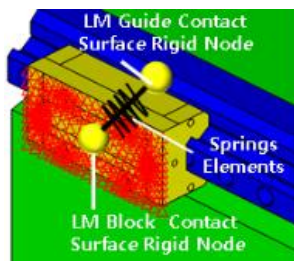


Fig. 3 Contact condition of spring element between the ram and saddle

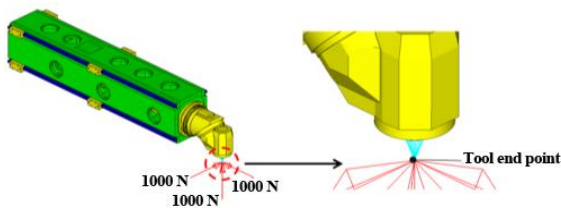


Fig. 4 Cutting force for finite elements analysis of the ram

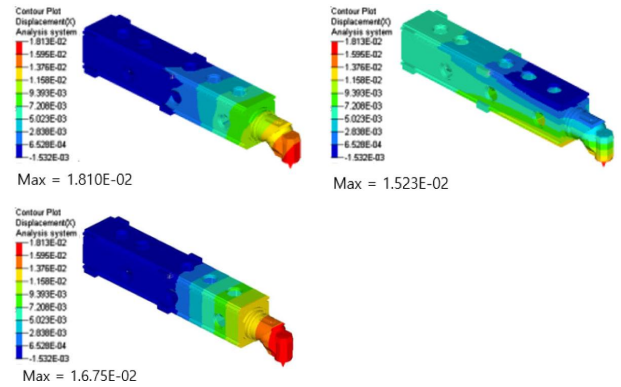
Fig. 3과 같이 그 절점 사이에 1차원 스프링 요소를 생성하여 강성 값을 입력하였다.

다음으로 절삭력은 임의의 공구 끝점을 주축 끝단에서 -Z방향으로 100 mm 거리에 위치한 절점을 생성하여 Fig. 4와 같이 X, Y, Z 각 축 방향으로 1,000 N씩 각각 작용하도록 하였다.

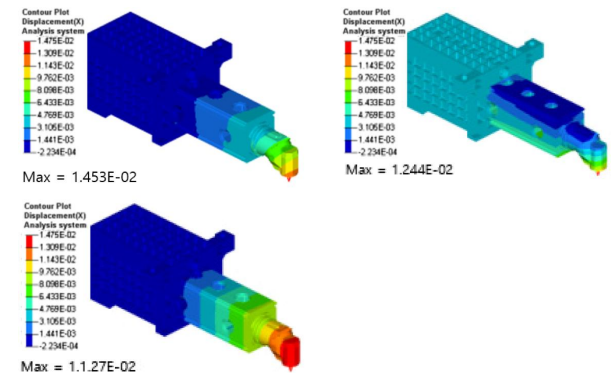
### 2.3 5축 복합가공기 정강성 평가

5축 복합가공기의 정강성 평가를 위해 위의 조건을 활용하여 해석을 진행하였다. 각 구조물에 대한 해석 결과는 Fig. 5와 같으며, 정강성의 평가방법은 식 (1)을 이용하였다. 임의의 공구 끝단에서 작용하는 각 축 방향에 대한 절삭부하 1,000 N에 발생된 변형량을 나누어 강성을 계산하였다. 각 구조물의 입장에서 고려하면, 구조물 간의 결합부에서 발생하는 변형이 중요할 수 있지만, 가공 시 공구 끝단에서 발생하는 동작기계의 오차는 결합부의 오차를 포함하고 있어 본 논문에서는 가공의 관점에서 처짐량을 계산하였다.

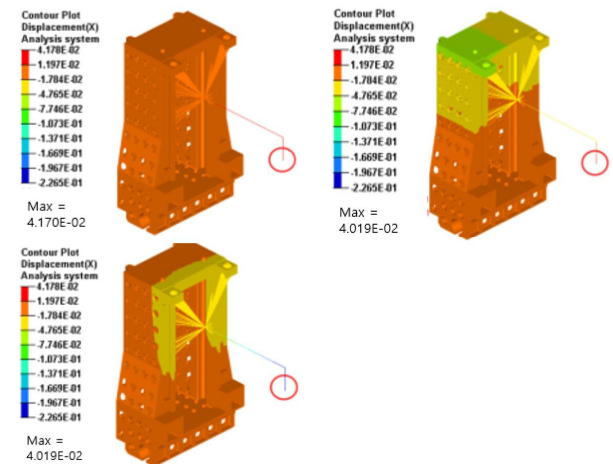
$$k = \frac{F}{\delta} \quad (N/\mu m) \quad (1)$$



(a) Displacement distribution of the ram



(b) Displacement distribution of the saddle



(c) Displacement distribution of the column

Fig. 5 Displacement distribution of the initial designed model of 5-axis multi-functional machine tool

정강성 해석 결과 각 구조물의 변형량은 램의 초기 설계안에 대해서는 각 축에 대한 변형량이 각각 X축은 18.1  $\mu m$ , Y축은 15.2  $\mu m$ , Z축은 16.8  $\mu m$ 이다. 새들의 경우는 각각 X축 14.5  $\mu m$ , Y축 12.4  $\mu m$ , Z축 11.3  $\mu m$ 이며, 마지막으로 칼럼에서 X축의 변형량은 41.7  $\mu m$ , Y축은 40.2  $\mu m$ , Z축 37.3  $\mu m$ 이다.

또한, 위의 식 (1)을 이용하여 변형량을 강성으로 변환한 값을 Table 3에 나타내었으며, 램의 X, Y, Z축은 각각 55.3 N/ $\mu m$ ,

**Table 3** Calculated static stiffness of the initial designed 5-axis multi-functional machine tool

	X-Stiffness (N/μm)	Y-Stiffness (N/μm)	Z-Stiffness (N/μm)
Ram	55.25	65.66	59.70
Saddle	68.82	80.39	88.73
Column	23.98	24.88	26.82

65.7 N/μm, 59.7 N/μm이다. 새들에서 각축의 강성은 68.8 N/μm, 80.4 N/μm, 88.7 N/μm이고, 칼럼은 24.0 N/μm, 24.9 N/μm, 26.8 N/μm으로 나타났다. 이러한 초기 모델의 해석 결과를 참고하여 위상최적화를 수행하였다.

### 3. 5축 복합기공기의 위상 최적화

#### 3.1 5축 복합기공기 설계 목표

5축 복합기공기 초기 설계안의 정강성 해석 결과와 설계 목표를 바탕으로 위상최적화를 수행하기 위한 변형량 및 자중 목표를 선정하고, 주조 공정을 고려한 리브 설계 기준을 참조하였다. 정강성 해석조건과 동일하게 진행하되, 높이 방향(Z)에 해당하는 질삭하중인 주분력의 경우 자중에 의한 처짐을 상쇄시키게 됨으로 위상최적화를 진행할 시 조건에서 제외하였다. 램, 새들, 컬럼을 각각 설계 변경을 진행할 최적화 영역과 설계 변경이 이루어져서는 안 되는 비최적화 영역으로 구분하여 위상최적화를 진행하였다. 한편, 위상최적화는 몇 가지 재설계 후보군에 대해 수행되었으나, 본 논문에서는 가장 효과적인 재설계안에 대해서만 언급하고자 한다.

##### 3.1.1 5축 복합기공기의 변형량 및 자중 제한조건

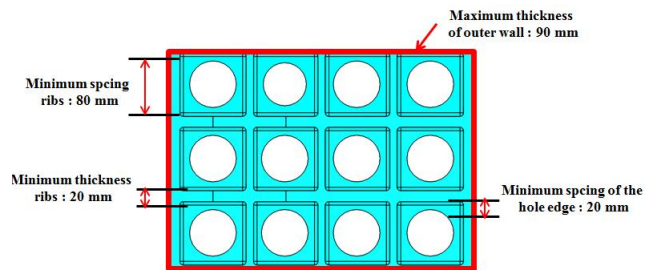
5축 복합기공기 초기 설계안의 유한요소해석에서 도출한 각 부품의 X, Y, Z 변형량을 최대 변형량으로 선정하고, 위상최적화를 진행할 시 세 방향의 변형을 동시에 고려하기 위해 식 (2)를 사용하여 세 축 방향의 변형량을 합산하여 적용하였다. 합산한 변형량은 초기 설계 결과를 해석하여 얻은 값으로서, 위상최적화를 통한 수정 설계안의 변형량이 초기 설계안보다 커지지 않도록 한 것이며 그 기준값은 Table 4에 도시하였다. Table 5에는 초기 설계안의 자중과 설계 변경 시 자중 제한조건을 도시하였다. 도시된 자중을 최대 자중으로 선정하여 위상최적화를 진행하였다. 초기 설계안 대비 증가 가능한 하중은 램의 경우 30%, 새들과 컬럼은 25%로 제한되도록 설정하였다. 이처럼 구조물 무게 증가가 가능하도록 설정한 것은 초기 설계안의 리브 구조 이외에도 무게에 대한 강성비가 더 향상된다면 추가적으로 리브를 보강할 수 있도록 했기 때문이

**Table 4** Deformation constraints for the design modification with the topology optimization

	Ram	Saddle	Column
Displacement (magnitude, mm)	0.1224 mm	0.1345 mm	0.2334 mm

**Table 5** Weight constraints for design modification with the topology optimization

	Ram	Saddle	Column
Initial model mass (kg)	1,793 kg	2,038 kg	6,476 kg
Mass constraint (max, kg)	2,330 kg	2,547 kg	8,095 kg



**Fig. 6** Design guide line of the rib structure

다. 무게가 가장 작은 램의 경우, 실질적으로 가공 시 공작기계의 강성과 직결되므로 필요한 리브가 많을 것으로 판단하여 증가 가능한 하중을 30%로 크게 하였다. 새들과 컬럼의 경우는 초기 설계의 하중이 크게 나타나 25%로 제한을 두었다.

$$Displacement = \sqrt{X^2 + Y^2 + Z^2} \tag{2}$$

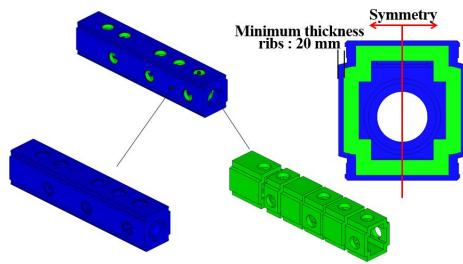
##### 3.1.2 5축 복합기공기의 리브 설계 기준

5축 복합기공기의 구조물은 주조를 통하여 제작된다. 따라서 주조공정을 고려하여 최소 구조물 및 리브 두께 20 m, 리브 간 최소 간격 80 mm, 리브 코어와 구조물의 최소 간격을 20 m, 구조물 외벽부 최대 두께를 90 mm로 제한하여 위상최적화 및 재설계를 진행하였다. 이를 Fig. 6에 도시하였다.

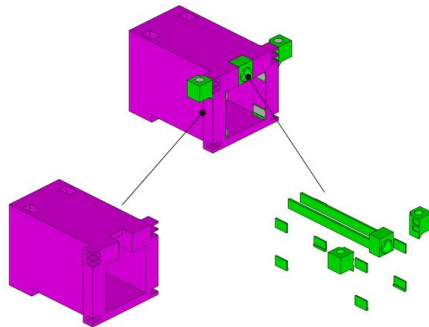
#### 3.2 5축 복합기공기의 위상최적화 조건

##### 3.2.1 5축 복합기공기의 위상최적화 제한 조건

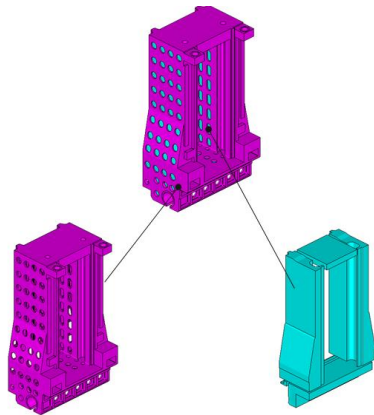
앞 절에서 선정한 구조해석 조건을 적용하여 램과 새들 그리고 컬럼의 위상최적화를 수행하였다. 세 가지 부품 모두 목적함수는 설계영역에서 컴플라이언스(compliance)가 최소화 되도록 설정하였고, 설계 목표의 중량 및 변형량을 초과하지 않도록 하는 제한조건을 만족하도록 하였다. 램에 대한 제한조건을 예로 들어 수식으로 나타내면 식 (3)과 같다.



(a) Design region of the ram



(b) Design region of the saddle



(c) Design region of the column

Fig. 7 Selection of the Design region and the non-design region for the topology optimization

Obj. function : Compliance

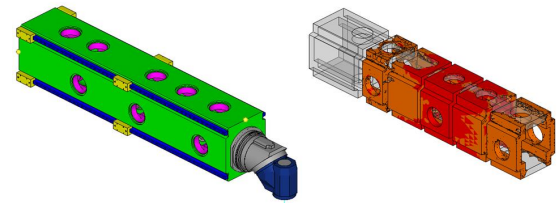
s.t. Displacement  $\leq 0.1224\text{ mm}$

Mass  $\leq 2,330\text{ kg}$

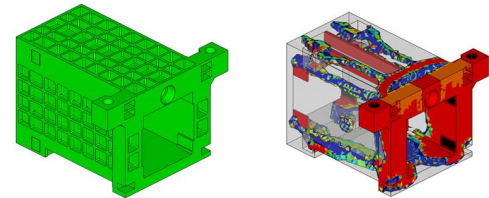
(3)

### 3.2.2 위상최적화를 위한 최적화 영역 구분

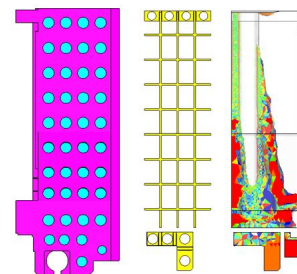
각 부품의 위상최적화 수행 시 부품을 설계 수정이 수행될 최적화 영역(design region)과 다른 파트와의 결합부 및 구동부 등으로 인해 설계 변경이 불가능한 비최적화(non-design region) 영역으로 구별하여 수행하였고, 비대칭적으로 편향된 열변형을 방지하기 위해 대칭조건을 부여하였다. 각 부품의 최적화 영역을 Fig. 7에 도시하였다.



(a) Optimization result of the ram



(b) Optimization result of the saddle



(c) Optimization result of the column

Fig. 8 Shape of the rib structure obtained from the topology optimization

### 3.3 5축 복합가공기의 위상최적화 결과

Fig. 8에 각 부품의 위상최적화 결과를 도시하였다. 최적화 결과 램의 경우 밀도는 주로 주축이 결합되어 하중이 가해지는 전면부의 좌우 벽부에 집중분포되었고, 상하부 및 후면부의 벽부는 밀도가 낮았다. 새들의 경우 주로 램과 주축 및 램의 전후 이송 스크류가 결합되어 하중이 가해지는 결합부에 밀도가 집중분포되었다. 컬럼은 주로 램과 주축의 하중이 가해지는 전면부 및 중앙 리브에 밀도가 집중분포되어 보강이 필요한 것으로 나타났다.

## 4. 5축 복합가공기의 최적설계

### 4.1 5축 복합가공기 재설계

5축 복합가공기의 위상최적화 결과와 앞 절에서 명시한 리브 설계 기준 및 자중 설계 기준을 바탕으로 재설계를 실시하고 검증해석을 진행하였다. 램은 공작기계 강성에 가장 큰 영향을 주는 부분이므로 구조물 내부의 리브 구조뿐만 아니라, 벽면부의 최적화도 함께 진행하였다. Fig. 9에서와 같이, 위상 최적화 결과 상하 부의 벽부 및 후면부의 벽부는 밀도가 낮게 나타나 경량화가 가능하였지만,

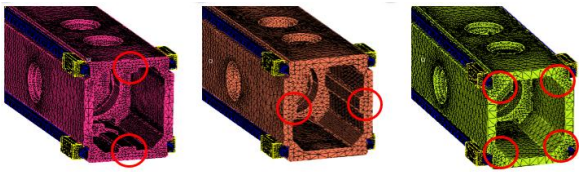
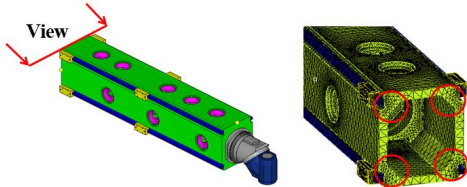
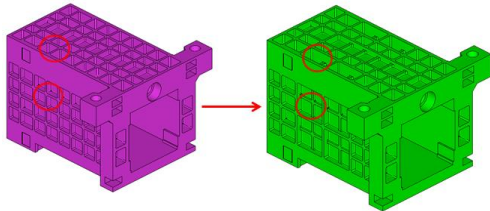


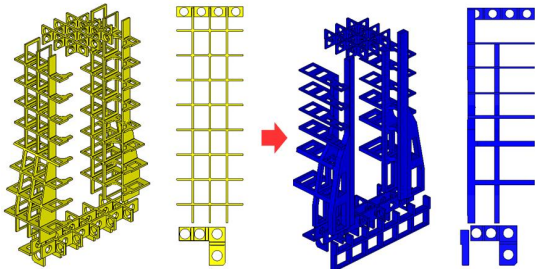
Fig. 9 Three cases of re-designed rib structure of the ram



(a) Final rib design modification of the ram



(b) Final rib design modification of the saddle



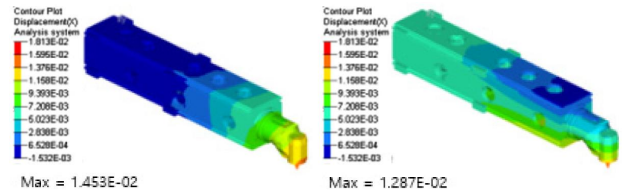
(c) Final rib design modification of the column

Fig. 10 Reinforcement of the rib structure as a result of topology optimization

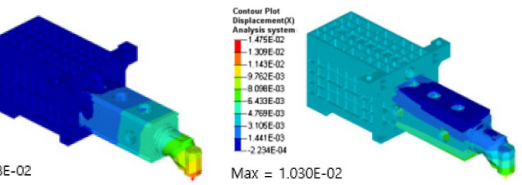
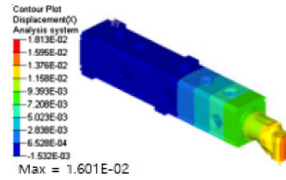
주물제작의 특성으로 인해 최소 두께를 20 mm로 유지하였다. 보강이 필요한 부위는 좌우벽면 및 상하벽면과 각 모서리부이며, 이러한 부위에 블록형태의 보강 및 두께 증가를 실시하였으며 추가된 부위의 두께로 인해 증가된 자중은 모두 동일하게 하였다. 제시된 세 가지 보강 모델의 경우 재해석을 통해 모서리를 보강하는 세 번째 모델의 정강성 증가가 가장 큰 것으로 나타났다. 이와 같은 방식으로 재설계된 각 모델들에 대하여 검증해석을 통하여 동일한 자중조건에서의 강성 값을 비교하여 가장 강성이 높은 모델의 설계안을 채택하는 방식으로 Fig. 10과 같이 새들과 칼럼의 재설계를 진행하였다. 그림에 각 부품의 초기설계안과 재설계안의 형상을 도시하였다.

#### 4.2 5축 복합기공기의 재설계안 검증

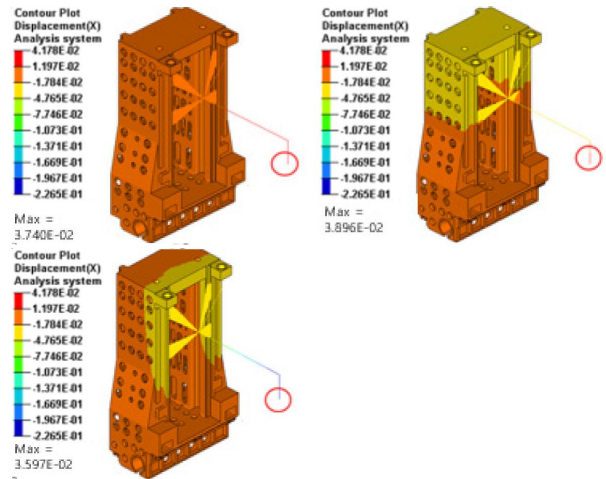
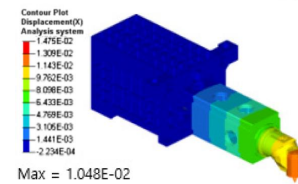
본 연구에서 수행한 위상최적화 결과는, 램은 각 설계안들 중 네



(a) Displacement distribution of the ram



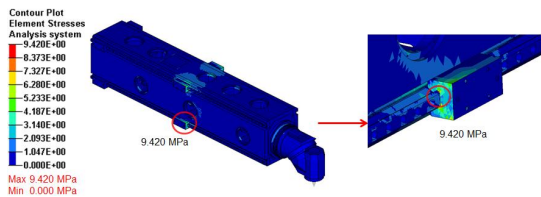
(b) Displacement distribution of the saddle



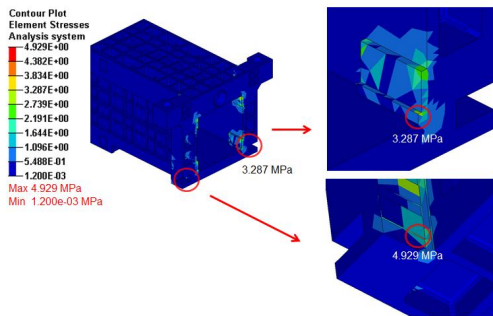
(c) Displacement distribution of the column

Fig. 11 Displacement distribution of the re-designed model of 5-axis multi-functional machine tool

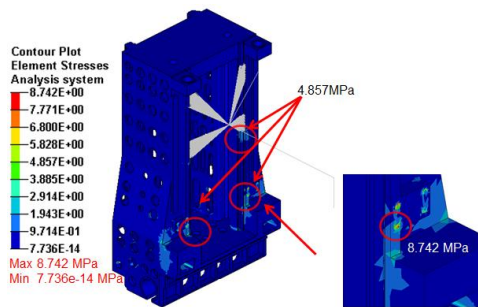
모서리부의 두께를 증가시킨 설계안이 가장 강성이 높게 나타났으며, 새들의 경우 상하/좌우 부의 리브들의 높이와 두께를 조절하여 초기 설계안보다 경량화된 재설계안을 선택하였다. 마지막으로 칼럼의 경우 리브의 횡방향 리브의 수를 줄이고 두께를 증가시켰으며, 또한 램과 새들을 지지하는 LM가이드가 결합되는 전면부의 리브를 두께를 증가시켰다. 이러한 절차로 인해 얻어진 재설계안을



(a) Stress distribution of the ram



(b) Stress distribution of the saddle



(c) Stress distribution of the column

**Fig. 12** Distribution of the von-mises stress for the re-designed rib structures

검증하기 위해 구조해석을 다시 실시하고 초기 모델과 재설계안의 응력과 변형량을 비교하였다. 변형량의 경우 강성으로 계산하여 비교를 진행하였다. Fig. 11에 각 부품의 축방향 변형량 결과를 도시하였고, Fig. 12에는 각 부품의 응력 결과를 도시하였다.

또한, Table 6에는 재설계안의 강성을 나타내었으며, 각 구조물의 축방향 변형량을 강성으로 계산하여 초기 모델과 위상최적화 해석 이후 재설계를 통한 모델과 비교하였다. 램의 경우 초기 설계안 대비 재설계안의 강성은 X축이 68.87 N/μm로 24.7% 증가하였고, Y축은 77.7 N/μm로 18.3%, Z축은 62.46 N/μm로 4.6%가

**Table 6** Comparison of static stiffness for the initial model and the re-designed model

	X-Stiffness (N/μm)		Y-Stiffness (N/μm)		Z-Stiffness (N/μm)	
	Initial design	Re-design	Initial design	Re-design	Initial design	Re-design
Ram	55.25	68.87	65.66	77.70	59.70	62.46
Saddle	68.82	89.45	80.39	97.89	88.73	95.42
Column	23.98	26.74	24.88	25.67	26.82	27.80

증가하였다. 반면 응력은 21.44% 감소한 9.42 MPa가 발생하였다. 질량은 72 kg의 보강 리브를 추가 하였으므로 약 3.87% 증가한 1,865 kg이며, 설계 제한 질량인 2,330 kg를 초과하지 않았다. 새들의 경우도 강성이 X축은 89.45 N/μm이며, 이는 초기 설계안 대비 30.0% 증가하였고, Y축은 97.89 N/μm로 21.7%, Z축은 95.42 N/μm로 7.5%가 각각 증가하였다. 응력은 20.67% 감소한 3.287 MPa가 발생하였다. 질량은 불필요한 리브를 60 kg 가량 줄여 약 2.95% 감소한 1,978 kg이며, 설계 제한 무게를 넘지 않았다.

마지막으로 컬럼의 강성은 X축이 26.74 N/μm로 11.5% 증가하였고, Y축은 강성은 25.67 N/μm로 3.2% 증가하였으며, Z축은 27.80 N/μm로 3.7% 증가하였다. 한편, 응력은 1.41% 감소한 4.587 MPa가 발생하였다. 질량은 전면부 리브의 보강에 의해 3.28% 증가한 6,695 kg이며, 설계 제한 무게를 넘지 않았다. 세 부품 모두 자중이 설계 제한 무게를 넘지 않고 전체적인 강성이 증가하였으므로 설계 목표를 달성하였다.

## 5. 결론

본 논문에서는 대형 5축 복합가공기의 설계에서, 기존의 경험에 의존한 설계를 탈피하여 경량화 및 고강성 설계를 체계적으로 수행하기 위해 FEM 해석을 통한 구조 최적화 연구를 수행하였다. 5축 복합가공기의 각 구조물의 정적 변형에 의해 발생하는 가공오차를 줄이기 위해 위상최적화를 사용하여 동작기계 구조물의 초기 설계를 변경하고 검증하였다. 특히, 가공정밀도에 영향을 미치는 부품인 램, 새들, 컬럼, 테이블을 대상으로 리브 구조를 재설계하고 결과를 검증하였다.

먼저, 절삭 공정상에 발생하는 절삭력과 구조물의 무게를 반영하여 유한요소해석을 수행하였고, 1차원 스프링 요소를 활용하여 복합가공기의 이송계에서 작용하는 강성 영향에 따른 변형을 고려하여 동작기계 주요 구조물의 강성을 평가하였다.

본 논문에서는, 위상최적화 해석 이후 재설계한 모델과 초기 설계모델의 강성 결과를 비교하였다. 램의 경우 초기 설계안 대비 재

설계안의 강성은 X축이 68.87 N/ $\mu\text{m}$ 로 24.7% 증가하였고, Y축은 77.7 N/ $\mu\text{m}$ 로 18.3%, Z축은 62.46 N/ $\mu\text{m}$ 로 4.6%가 증가하였다. 새들의 경우, 강성이 X축은 89.45 N/ $\mu\text{m}$ 로서 초기 설계안 대비 30.0% 증가하였고, Y축은 97.89 N/ $\mu\text{m}$ 로 21.8%, Z축은 95.42 N/ $\mu\text{m}$ 로 7.5%가 각각 증가하였다. 컬럼의 경우, 강성이 X축은 26.74 N/ $\mu\text{m}$ 으로 초기 설계안 대비 11.5% 증가하였고, Y축은 25.67 N/ $\mu\text{m}$ 로 3.2%, Z축은 27.8 N/ $\mu\text{m}$ 로 3.7%가 각각 증가하였다.

이와 같은 위상최적화를 통해, 설계 경험이 없는 대형 5축 복합 가공기의 경량화와 고강성화를 이룰 수 있었으며, 이는 향후 제작 경험이 부족한 공작기계의 설계에 도움이 될 수 있을 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부의 ‘신성장 동력장비 경쟁력 강화사업’ 과제의 연구비 지원으로 수행되었음 (10050929).

## References

- [1] Shin, J. H., Kwak, B. M., 1998, Structural Analysis and Optimal Design for Horizontal Machining Center, Proceeding of the KSME Annual Autumn Conference 1998, 396-401.
- [2] Huang, D. T. Y., Lee, J. J., 2001, On obtaining machine tool stiffness by CAE techniques, International Journal of Machine Tool and Manufacture, 41 1149-1163.
- [3] Kono, D., Nishio, S., Yamaji, I., Matsubara, A., 2015, A method for stiffness turning of machine tool supports considering contact stiffness, International Journal of Machine Tool and Manufacture, 90 50-59.
- [4] Choi Y. H., Jang, S. H., Kim, I. S., Cho, Y. S., Oh, C. W., 2006, Structural Layout Design Alternative of a 5-Axes Multi-tasking Machine Considering Loop Stiffness, Proceeding of the KSMTE Annual Spring Conference 2006, 226-231.
- [5] Kim, Y. J., Lee, C. H., 2010, Static Stiffness Turning Method of Rotational Joint of Machining Center, Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, 19 797-803.
- [6] Wu, B. C., Young, G. S., Huang, T. Y., 2000, Application of a two-level optimization process to conceptual structural design of a machine tool, International Journal of Machine Tool and Manufacture, 40 783-794.
- [7] Zhao, L., Ma, J., Wang, T., Xing, D., 2010, Lightweight Design of Mechanical Structures based on Structural Bionic Methodology, Journal of Bionic Engineering, 7 224-231.
- [8] Zhao, L., Ma, J., Chen, W., Guo, H., 2011, Lightweight Design and Verification of Gantry Machining Center Crossbeam Based on Structural Bionics, Journal of Bionic Engineering, 8 201-206.
- [9] Li, B., Hong, J., Wang, Z., Wu, W., Chen, Y., 2012, Optimal Design of Machine Tool Bed by Load Bearing Topology Identification with Weight Distribution Criterion, Procedia CIRP, 3 626-631.
- [10] Li, B., Hong, J., Liu, Z., 2014, Stiffness design of machine tool structures by a biologically inspired topology optimization method, International Journal of Machine Tool and Manufacture, 84 33-44.