

# BMT 구동장치의 정적·동적 해석 및 형상최적화에 관한 연구 Structural Analysis and Optimal Design for BMT Driving Assembly

\*곽태경<sup>1</sup>, 엄가정<sup>1</sup>, 강대민<sup>2</sup>, 김태완<sup>2</sup>, #곽재섭<sup>2</sup>

\*T. K. Kwak<sup>1</sup>, Y. Jiating<sup>1</sup>, D. M. Kang<sup>2</sup>, T. W. Kim<sup>2</sup>, #J. S. Kwak<sup>2</sup> (jskwak5@pknu.ac.kr)

<sup>1</sup>부경대학교 대학원, <sup>2</sup>부경대학교 기계공학부

Key words : BMT Driving Assembly, Finite Element Analysis, Optimum Design

## 1. 서론

현재 CNC 공작기계 산업분야에서 3축이상의 터닝센터 판매는 해마다 증가하고 있으며, 더욱 정밀하고 고속의 사양이 요구되고 있다. 이에 따라 국내의 공작기계 전문 업체들이 세계시장의 선점을 위해, 고정밀 고속 터닝센터의 개발에 많은 노력을 기울이고 있는 실정이다. 그 중에서 핵심개발 요소는 다축의 터닝센터의 사양을 좌우하는 터렛(Turret)이다. 터렛은 여러 개의 Tool holder의 장착이 가능하게 해주기 때문에 공구교환의 자동화 및 가공의 정밀도에 매우 큰 영향을 미치는 요소라 할 수 있다. 최근까지 이 터렛은 Tool holder와 주축이 평행하게 고정되어 스퍼기어에 의해 Tool holder의 공구가 회전하는 VDI 방식을 사용하여 왔다. 하지만 VDI 방식에는 낮은 강성, 낮은 위치 정밀도 및 가공 정밀도, 6개의 회전공구만을 운용 할 수 있는 단점을 가진다.

이러한 문제점을 해결하기 위해 최근에 국제적으로 새롭게 도입된 방식이 BMT 터렛이다. 이 방식은 Tool holder가 터렛의 인덱싱 휠에 방사형으로 고정되는 방식으로 Tool holder의 공구가 모터의 동력을 전달하는 축과 수직으로 결합하여 회전하는 방식이다. BMT 터렛 방식의 장점은 높은 강성, 우수한 위치 정밀도 및 가공 정밀도, 12개의 회전공구를 장착 할 수 있다는 것이다. 본 연구에서는 이러한 BMT 터렛의 유한요소 해석을 통해 동적 해석 및 피로해석을 수행하여 높은 내구성과 정밀성을 가지는 터렛의 설계에 활용하고자한다.

## 2. 형상모델링 및 정적·동적해석

BMT 터렛 구동장치의 유한요소 해석을 위하여 해석 부분을 Spiral gear부와 기어를 지지하는 Shaft부로 결정하고 Fig. 1과 같이 UG NX3를 이용하여 모델링하고 ANSYS Workbench에서 메쉬작업을 수행하였다. 요소의 총 개수는 30571개로 구성되었다. 경계조건은 Table 2에 나타낸 것과 같다. 축이 일정 회전속도로 회전할 때 하단의 Spiral gear를 고정시켜 기어부와 축 부위의 유한요소 해석을 수행하였다. 구조해석의 결과 Fig. 2에 나타낸 것과 같이 Spiral gear 부의 Von-Mises 응력은 76.8MPa를 나타내며 축의 경우 최고 1579MPa를 나타내고 있다.

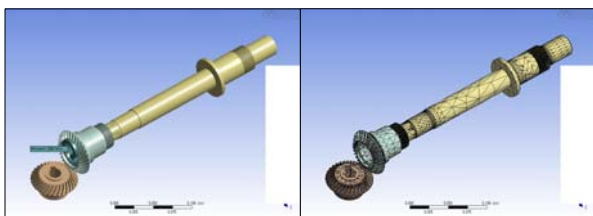


Fig. 1 BMT driving assembly and mesh model

Table 1 Mechanical properties

Mass	2.07kg
Material	SCM440
Young's Modulus	200000MPa
Poisson's Ratio	0.3
Density	7850kg/m <sup>3</sup>

Table 2 Boundary conditions for analysis

Moment	2000N·m
Mesh size	0.01m
Elements	30571
Nodes	55369

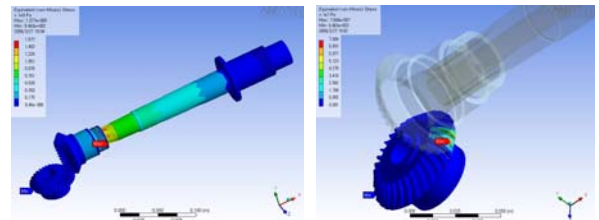
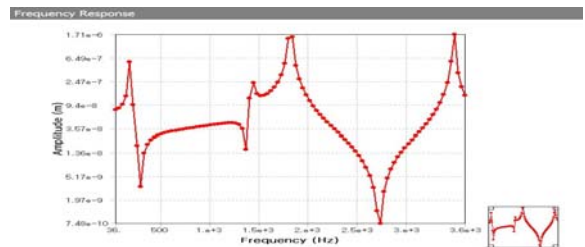


Fig. 2 Equivalent (von-Mises) stress

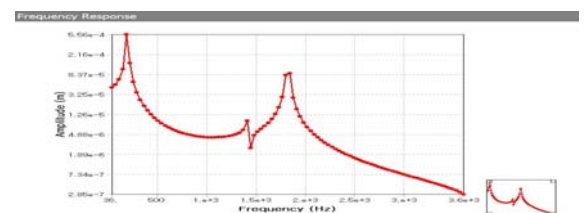
구동장치의 특성상 높은 회전을 지속적으로 수행하게 된다. 따라서 동적해석을 통해 실제 운전 조건에서의 소음 및 공진현상을 방지하여야 한다<sup>1</sup>. 본 연구에서는 ANSYS Workbench에서 제공되는 모드해석을 통해 고유진동수를 구하고, 조화진동해석을 이용하여 정상상태 가진에 대한 구조물의 응답을 계산하였다<sup>2</sup>. 해석결과 Table 3과 같은 고유진동수를 얻었다. Fig. 3에 나타낸 것과 같이 5차 모드에서의 응력 및 변위가 가장 크게 발생하는 것을 관찰 할 수 있다. 이런 결과를 바탕으로 정상상태 가진 해석을 수행하여 5차 모드(1845Hz)에서 공진 현상이 발생하고 있음을 확인 할 수 있었다. Fig. 4는 1845Hz 영역에서의 Von-Mises 응력상태를 보여주고 있다.

Table 3 Natural frequency

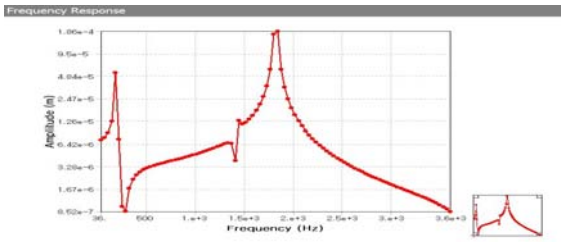
Frequency mode in range (Hz)					
1 <sup>st</sup>	2 <sup>nd</sup>	3 <sup>rd</sup>	4 <sup>th</sup>	5 <sup>th</sup>	6 <sup>th</sup>
191.6	192.0	1438.1	1439.3	1843.5	3509.0



(a) x axis



(b) y axis



(a) z axis

Fig. 3 Frequency response

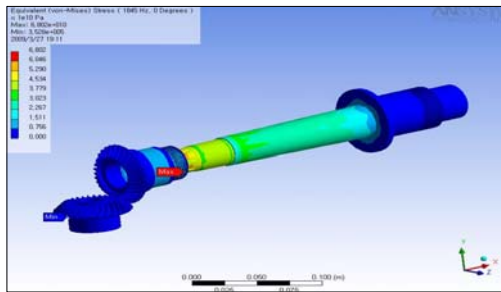


Fig. 4 Frequency mode in 1845Hz

### 3. 형상최적화 설계

진동하는 동안에 Driving assembly의 발생된 최대 공진응력을 낮추기 위한 목적으로 드라이빙 축 성분의 평면 치수들의 설계 최적화를 위해 ANSYS/DesignXplorer를 이용하고 실험계획법을 이용하여 작업을 수행하였다. 여기서 Fig. 5는 드라이빙 축의 단면도를 나타낸다.

Fig. 5는 드라이빙 축에서 가장 긴 부분의 길이를 독립적인 평면 파라미터인 DS\_1을 나타내었다. 또한, 드라이빙 축에서 가장 긴 부분의 반경을 독립적인 평면 파라미터인 DS\_2를 나타내었다.

본 연구에서는, 파라미터들인 DS\_1과 DS\_2가 최적설계에서 유효한 설계로써 선택되었다. DS\_1의 진동범위는 초기값에서 미리 20%정도 설정하였고, DS\_2의 진동범위는 초기값에서 미리 10%정도 설정하였다. 3가지 다른 값들을 각각의 유효한 설계에서 얻을 수 있었으며, 그 값들은 DS\_1은 98.8, 123.5, 148.2mm이며, DS\_2는 13.5, 15, 16.5mm이다. 이 변수들을 이용하여 실험계획법(L<sub>9</sub>)을 구성하고 구성에 따른 해석을 수행하였다.

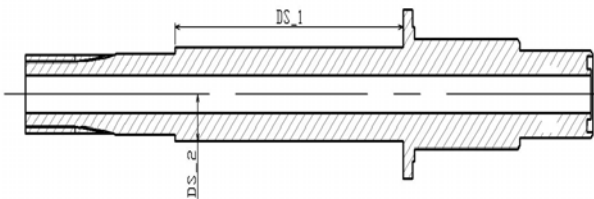
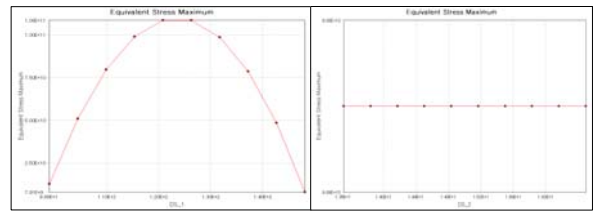


Fig. 5 Design parameters of driving shaft

본 연구에서 결과값(Maximum equivalent (von Mises) stress)과 입력 인자들(DS\_1 and DS\_2) 사이의 관계를 알기위해 반응표면법이 사용되었다. 여기서 Fig. 6 (a)의 결과값으로부터 최대 Equivalent (von Mises) stress값이 다른 DS\_1의 의해 예측된 영향을 받는 것을 보여준다. 이 때 DS\_1은 120.7mm이나 126.39mm이고, 최대 등가응력값은 최대 1.085e+011Pa이다. 또한, DS\_1이 148.2mm일 때, 최대 등가응력 값은 최소7.910e+009Pa이다. Fig. 6 (b)의 결과값으로부터 최대 Equivalent (von Mises) stress값이 다른 DS\_2의 의해 예측된 영향을 받는 것을 보여준다. 또한 이것은 DS\_2는 만으로는 최대 등가응력 값에 영향을 미치지 못함을 보여준다.

Fig. 7은 반응표면도표이며 최대응력에 대한 Driving shaft (DS\_1)의 길이와 Driving shaft (DS\_2)의 반경에 따른 변화를 나타내고 있다. 최대 등가응력에서 동일 값들의 서로 다른 DS\_1과 DS\_2 변수들과 관련하여 반응표면도표를 적용함으로써 추가적인 시뮬레이션을 적용하지 않고도 적절한 설계인자들을 평가할 수 있었다.

이 때 반응표면도표에서 최대응력의 최소값은 7.9062e+009Pa이며, Driving shaft의 길이는 148.2mm이며 반경은 16.287mm이다. 충분한 반응표면을 얻기 위해서는 더 많은 실험이 수행되어야 함을 알 수가 있었다.



(a) DS\_1

(b) DS\_2

Fig. 6 Maximum equivalent stress versus DS\_1 and DS\_2

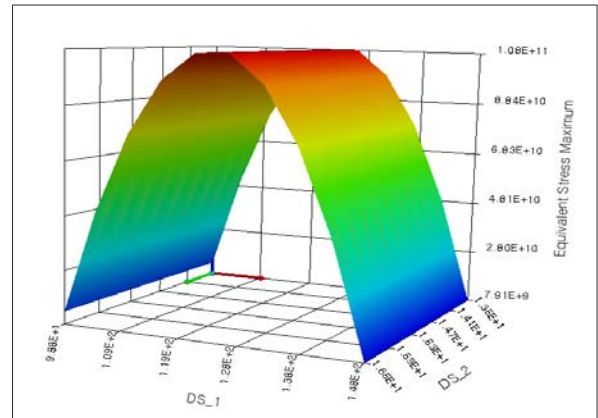


Fig. 7 Response surface plot

### 4. 결론

BMT 구동장치의 유한요소 해석을 통해 정적·동적특성 및 형상 최적화를 수행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

1. 정적해석 결과 Spiral gear 부의 Von-Mises 응력은 76.8MPa를 나타내며 축의 경우 최고 1579MPa를 나타낸다. 고유진동수 해석 결과 5차 모드에서의 응력 및 변위가 가장 크게 발생하는 것을 관찰 할 수 있었으며 정상상태 가진 해석을 수행하여 5차 모드(1845Hz)에서 공진 현상이 발생하고 있음을 확인할 수 있었다.

2. Driving assembly의 발생된 최대 공진응력을 낮추기 위한 목적으로 드라이빙 축 성분의 평면 치수들의 설계 최적화 결과로 반응표면모델이 적용되었으며, 그 결과 최대응력의 최소값은 7.9062e+009Pa이며, 이때의 Driving shaft의 길이는 148.2mm이며 반경은 16.287mm이다.

### 참고문헌

1. S. Y. Han, S. Y. Song, "Shape Optimization of Structure in Opening Mode", Transactions of KSAE, 10, 2, 141~149, 2002
2. J. Swanson, ANSYS Workbench 10.0, Ansys. Inc., 2005