

BMT 구동장치의 유한요소해석 및 형상변수 최적화

박영환⁺, 광재섭*, 엄가정⁺⁺

(논문접수일 2009. 8. 20, 심사완료일 2010. 1. 26)

Finite Element Analysis and Geometric Parameter Optimization for BMT Driving Assembly

Young-Whan Park⁺, Jae-Seob Kwak*, Yan Jiating⁺⁺

Abstract

Base-mounted type(BMT) driving assembly in CNC machine tools is an indispensable part to improve productivity by reducing tool changeover time and to meet the ever-increasing demand of precision machine tools. This study aimed to perform finite element analysis and geometric parameter optimization to improve the efficiency of BMT driving assembly. First, simulations for three-dimensional structural and vibration analysis were performed using ANSYS/Workbench on the initial geometric models of BMT driving assembly. After analyzing stress and deformation concentration zones, several new geometrical models were designed and evaluated by design of experiments and ANSYS/DesignXplorer. Through a series of analysis-evaluation-modification cycles, it was seen that designed models were effective in determining optimal geometry of BMT driving assembly.

Key Words : Base-Mounted Type Driving Assembly(BMT 구동장치), Geometric Parameter Optimization(형상변수 최적화), Finite Element Analysis(유한요소해석), Structural and Vibration Analysis(구조 및 진동해석)

1. 서론

현재 CNC 공작기계 산업분야에서 3축이상의 터닝센터 판매는 해마다 증가하고 있으며, 더욱 정밀하고 고속의 규격이 요구되고 있다. 이에 따라 국내의 공작기계 전문 업체들

이 세계시장의 선점을 위해, 고정밀 고속 터닝센터의 개발에 많은 노력을 기울이고 있는 실정이다.⁽¹⁾ 그 중에서 핵심개발 요소는 다축의 터닝센터의 사양을 좌우하는 터렛(Turret)이다. 터렛은 여러 개의 공구홀드(Tool holder)의 장착이 가능하게 해주기 때문에 공구교환의 자동화 및 가공의 정밀도에

* 교신저자, 부경대학교 기계공학과 (jskwak5@pknu.ac.kr)

주소: 608-739 부산시 남구 용당동 산 100

+ 부경대학교 기계공학과

++ 부경대학교 대학원

매우 큰 영향을 미치는 요소라 할 수 있다.

최근까지 이 터렛은 공구홀드와 주축이 평행하게 고정되어 스퍼기어에 의해 공구홀드의 공구가 회전하는 VDI(Devices for Vascular Intervention) 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 구동방식이다. 이 방식은 공구홀드가 터렛의 인덱싱 휠에 방사형으로 고정되는 방식으로 공구홀드의 공구가 모터의 동력을 전달하는 축과 수직으로 결합하여 회전하는 방식이다. BMT 구동방식의 장점은 높은 강성, 우수한 위치 정밀도 및 가공 정밀도, 12개의 회전공구를 장착 할 수 있다는 것이다.⁽²⁾ 본 연구에서는 이러한 BMT 구동장치의 유한요소법을 이용하여 정적해석, 동적해석 및 피로해석을 수행하여 높은 내구성과 정밀성을 가지는 구동장치의 설계에 활용하고자 한다.

2. 피로해석 지배방정식

본 연구에서 사용한 진변형을 진폭(ϵ_a) 및 수명(N_f)과 관련된 방정식은 식 (1)과 같다.⁽³⁾

$$\epsilon_a = \frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \epsilon'_f (2N_f)^c \quad (1)$$

여기서, σ'_f 는 피로응력계수(Fatigue strength coefficient), b 는 피로 응력 지수(Fatigue strength exponent), ϵ'_f 는 피로연성 계수(Fatigue ductility coefficient), c 는 피로연성 지수(Fatigue ductility exponent)이다.

또한 피로해석을 위해서는 소성의 영향을 고려한 Ramberg-Osgood 관계를 이용하였으며, 이는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.⁽⁴⁾

$$\epsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left[\frac{\sigma_a}{H} \right]^{\frac{1}{n'}} \quad (2)$$

여기서, H 는 주기적 응력 계수(Cyclic strength coefficient), n' 는 주기적 변형을 강화 지수(Cyclic strain hardening coefficient), σ_a 는 응력진폭(Stress range)을 나타낸다.

3. 유한요소 모델 및 해석결과

3.1 유한요소 모델

BMT 구동장치의 유한요소 해석을 위하여 해석 대상을 Spiral gear부와 기어를 지지하는 Shaft부로 결정하고 Fig. 1과 같이 UG NX3를 이용하여 모델링하고 ANSYS Workbench에서 메쉬작업을 수행하였다. BMT 구동장치에 사용된 재료 및 기본적인 물성치는 Table 1과 같다. 해석에 이용된 경계조건은 Fig. 2와 Table 2에 나타낸 것과 같다. 여기서 축에 적용된 토오크는 제품이 적용될 CNC 선반의 최대 토오크를 기준으로 하였다. 요소의 총 개수는 30,571개로 구성되었다.

3.2 응력해석 및 진동해석 결과

BMT 구동장치의 Shaft 및 Spiral gear의 구조해석의 결

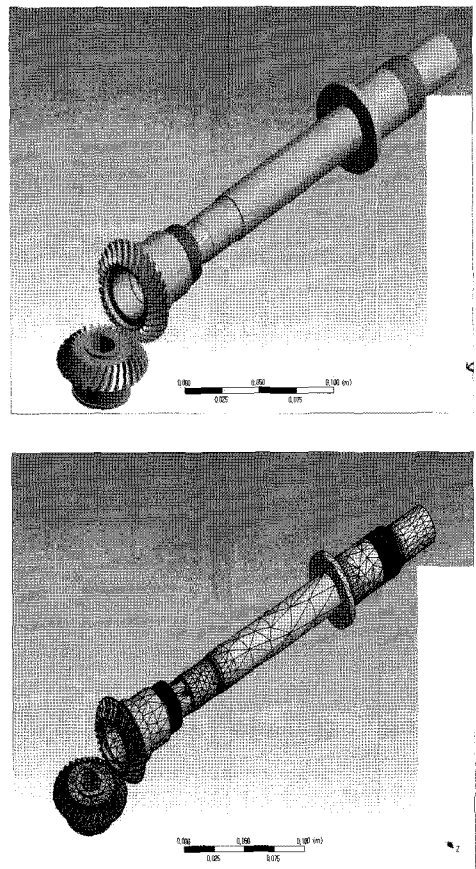


Fig. 1 Designed driving assembly and mesh model

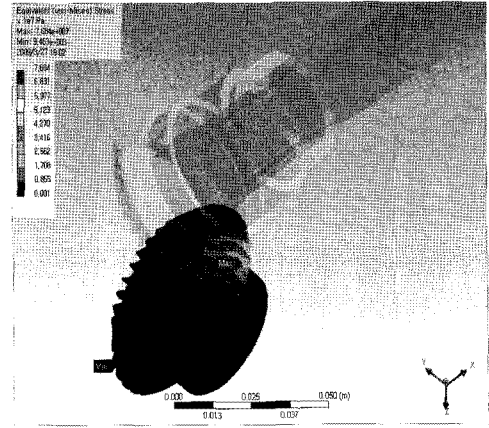
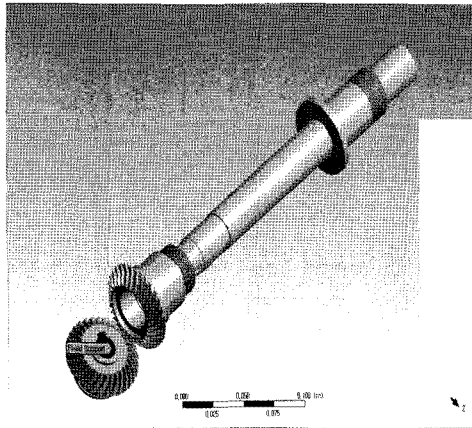
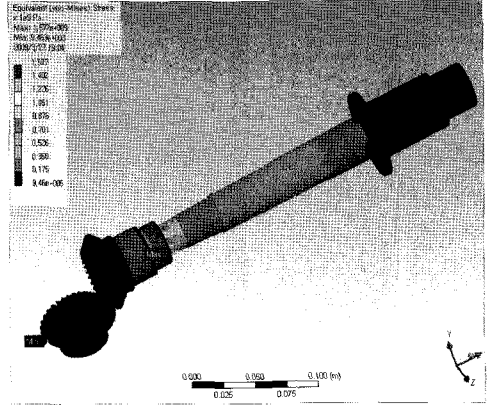
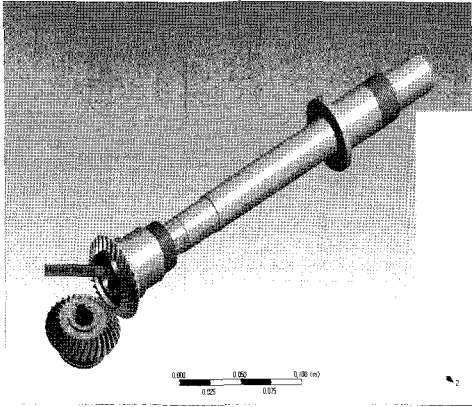


Fig. 2 Boundary conditions of driving assembly

Fig. 3 Equivalent (von-Mises) stress

Table 1 Specification of BMT driving assembly

Properties	Value
Mass	2.07kg
Material	SCM440
Young's Modulus	200GPa
Poisson's Ratio	0.3
Density	7,850kg/m ³

Table 2 Boundary conditions for BMT analysis

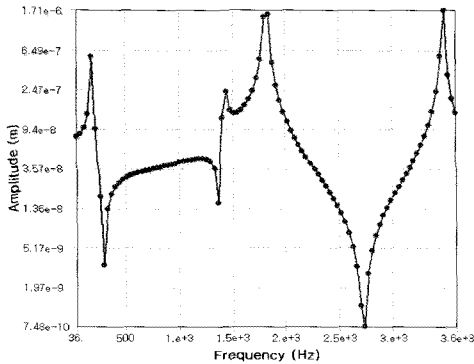
Item	Value
Moment	2kN·m
Mesh size	0.01m
Elements	30,571
Nodes	55,369

과는 Fig. 3에 나타내었다. 축이 일정 회전속도로 회전할 때 하단의 Spiral gear를 고정시켜 기어부와 축 부위의 유한요소 해석을 수행하였다. 응력해석 결과를 살펴보면 Spiral gear 부의 최대 von-Mises 응력은 76.8MPa이며, 축의 경우 국부적으로는 최대 1,579MPa로 나타났다. 이는 설계단계에서 작용시킨 모멘트의 크기를 다소 크게 가정한 것에 기인한다. 그러나 실제의 축과 기어에 있어서는 본 해석에서 적용한 모멘트 보다는 작게 작용하고, 또한 전체적으로는 재료의 강도와 비교하여 축 및 기어에 작용하는 응력이 작기 때문에 설계에 큰 무리가 없을 것으로 판단된다.

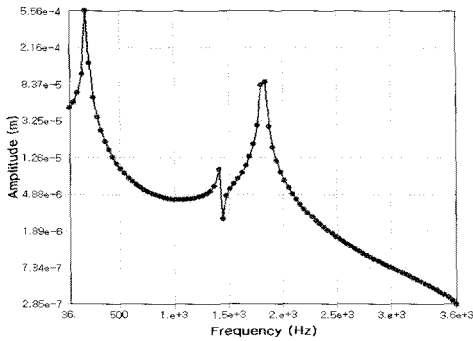
한편 구동장치의 특성상 높은 회전을 지속적으로 수행하게 된다. 따라서 동적해석을 통해 실제 운전 조건에서의 소음 및 공진현상을 방지하여야 한다. 본 연구에서는 ANSYS Workbench에서 지원하는 모드해석을 통해 고유진동수를 구하고, 조화진동 해석을 이용하여 정상상태 가진에 대한 구

Table 3 Frequency mode within analyzing range

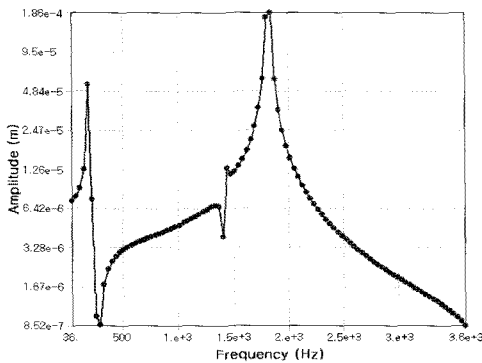
Natural frequency (Hz)					
1 st	2 nd	3 rd	4 th	5 th	6 th
191.6	192.0	1438.1	1439.3	1843.5	3509.0



(a) x direction



(b) y direction



(c) z direction

Fig. 4 Frequency response of BMT driving assembly

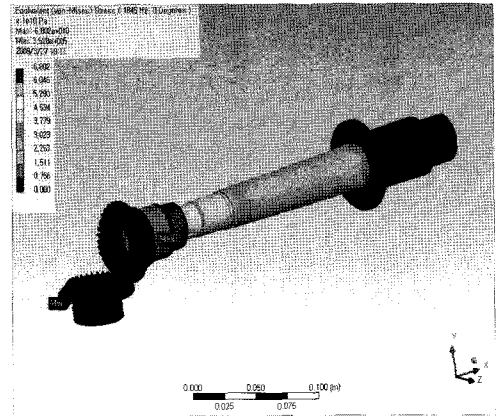


Fig. 5 Frequency mode at 1,845Hz

조물의 응답을 계산하였다. BMT 구동장치의 진동해석을 통해서 Table 3과 같은 고유진동수를 얻을 수 있었다. Fig. 4는 본 연구의 대상인 BMT 구동장치의 x, y, z 각 방향에서 주파수별 진폭을 나타낸 것이다. 결과에 나타낸 것과 같이 각 방향에서 동일하게 5차 모드에서의 변위가 가장 크게 발생하는 것을 확인 할 수 있다. 이런 결과를 바탕으로 정상상태 가진 해석을 수행하여 5차 모드(1,845Hz)에서 공진 현상이 발생하고 있음을 확인 할 수 있었다. Fig. 5는 최대 진폭이 발생하는 1,845Hz에서 BMT 구동장치의 von-Mises 응력상태를 나타낸 것으로 최대응력은 68.02GPa이다.

3.3 피로해석 결과

본 연구에서는 진동해석과 동일한 경계 및 하중 조건에서 BMT 구동장치의 피로해석을 수행하였다. 응력-수명(Stress-life) 관계를 이용한 해석을 위하여 Fig. 6과 같이 SCM440 재료에 대한 S-N 선도를 설정하였다. 하중의 조건은 Fig. 7과 같이 10⁶ Cycle 동안 반복 하중을 받도록 설정하였다. 피로수명의 예측 방법은 Goodman 방식을 적용하였다. 그 결과 최소 수명은 10⁶ Cycle로써 수명 시간 동안 안전에 문제가 없음을 확인할 수 있었고, 이때 안전계수는 Fig. 8에 나타나는 것과 같이 최대 응력이 작용하는 Spiral gear 부분에서 1.89로 가장 낮은 수치를 나타낸다. 안전계수는 SCM440의 인장항복응력 1032MPa을 기준으로 산출하였다. 통상의 기계부품에서 적용하는 안전계수와 비교하면 본 해석결과의 안전계수가 다소 작다고 볼 수도 있으나, Spiral gear의 특정 부위를 제외하면 전체적으로는 안전계수가 10~15까지로 매우 높게 나타났기 때문에 본 설계는 실제 BMT 구동장치를 제작하는데 큰 무리가 없으리라고 판단된다.

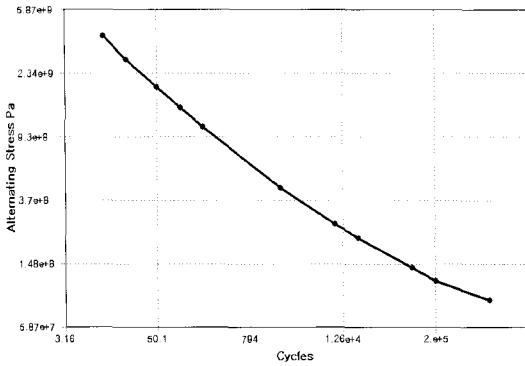


Fig. 6 S-N curve for fatigue analysis

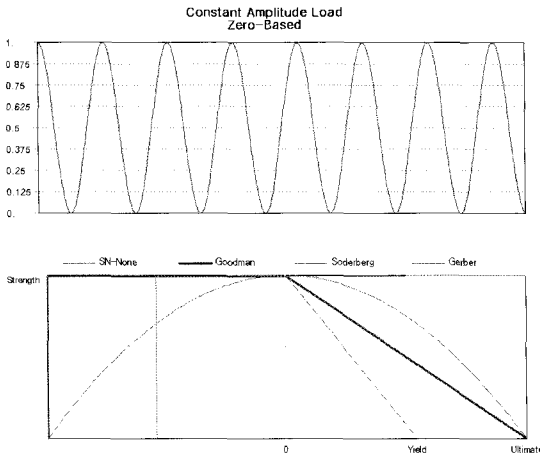


Fig. 7 Amplitude load (fully reversed)

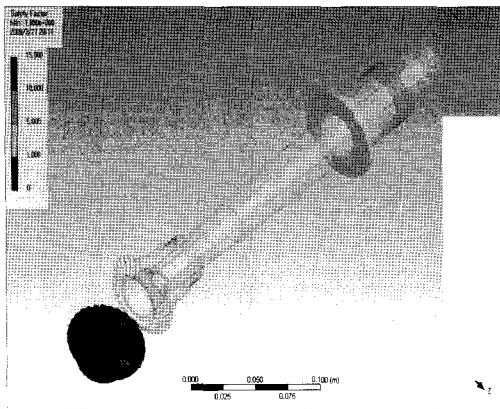


Fig. 8 Result of safety factor

4. 형상변수 최적화

본 연구에서는 BMT 구동장치의 유한요소 해석을 통해 진동 특성 및 피로수명 예측을 실시하고 이 자료를 활용하여 BMT 구동장치의 구동축의 형상 최적화 설계를 실시하였다. 구동축을 형상변수 최적화의 대상으로 선택한 이유는 구동축의 설계가 본 BMT 구동장치의 진동에 가장 많은 영향을 미치기 때문이다. 최적화 설계는 ANSYS Workbench의 Design Xplorer를 활용하여 실험계획법에 따라서 실시하였다. Fig. 9에 형상변수 최적화에 적용할 구동축의 형상 Parameter들을 도시하였다. 여기서 DS_1은 구동축의 지지 베어링 간격을 나타내고, DS_2는 DS_1 범위내에서의 반경의 크기를 의미한다. 이러한 변수의 크기 선정은 산업현장에서 실제 BMT 구동장치의 제작에서 적용할 수 있는 한계치들을 고려하여 설정하였다.

한편 Table 4에는 형상변수 최적화를 실시할 때 각 Parameter의 적용 범위를 나타내었다. 이때 각 형상변수의 상한과 하한치는 DS_1과 DS_2의 초기값에서 각각 20%와 10%씩 변화를 주면서 적용하였다. 이를 활용하여 9가지의 경우에 대하여 구동축의 강도 및 진동을 고려한 응력 해석결과를 구하고, 이를 Table 5에 나타내었다. 그 결과를 살펴보면 베어링 간격 DS_1이 123.5mm이고 축의 반경이 16.5mm일 때, 구동축에서 최대응력 254.42GPa이 발생하였다.

또한 구동축이 공진주파수 내에서도 최대 응력이 가장 작아지는 최적의 형상변수 값은 DS_1이 148.2mm이고 DS_2가 13.5mm일 때 이고, 그 때의 구동축의 응력은 3.5107GPa이다. 여기서 특이한 것은 통상 베어링 간격이 작을수록 진동 등에 유리하지만 본 연구의 적용범위에서는 베어링 간격

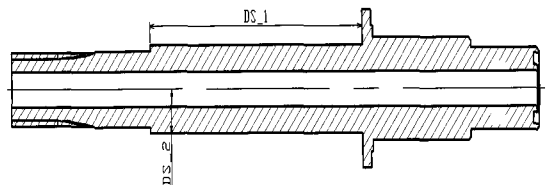


Fig. 9 Input parameter for geometric optimization

Table 4 Parameter conditions for optimization

Parameter	Initial value	Upper bound	Lower bound
DS_1	123.5mm	148.2mm	98.8mm
DS_2	15mm	16.5mm	13.5mm

Table 5 Applied design of experiments and results

	DS_1 (mm)	DS_2 (mm)	Maximum equivalent stress(GPa)
Design point 1	123.5	15	69.339
Design point 2	98.8	15	13.983
Design point 3	148.2	15	10.254
Design point 4	123.5	13.5	5.4031
Design point 5	123.5	16.5	254.42
Design point 6	98.8	13.5	13.024
Design point 7	148.2	13.5	3.5107
Design point 8	98.8	16.5	11.146
Design point 9	148.2	16.5	9.966

을 최대치로 하는 것이 오히려 진동 등에 대비한 강성을 크게 할 수 있는 구조임을 알 수 있었다.

5. 결론

본 연구는 CNC 공작기계에서 사용할 수 있는 BMT 구동장치를 설계하기 위하여 유한요소 해석을 통해 동적특성 평가 및 형상변수 최적화를 수행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 구동장치의 고유진동수 해석 결과 5차 모드 1,845Hz에

서의 응력이 가장 크게 발생하는 것을 확인 할 수 있었고, 최대 von-Mises 응력은 68.02GPa로 나타났다.

(2) 최소 수명은 10^6 Cycle로써 설정하여 BMT 구동축의 피로수명해석을 수행하였으며, 안전계수는 Spiral gear 부분에서 1.89로 가장 낮게 나타났다.

(3) BMT 구동축의 형상변수 최적화를 실시하였으며, 공진 현상 등을 고려한 최적의 베어링 간격은 148.2mm이고, 구동축의 반경은 13.5mm일 때가 응력이 가장 적게 발생함을 알 수 있었다.

참고 문헌

- (1) Kim, C., 1995, "Magnetic Bearing Eddy Current Effects on Rotordynamic System Response," Ph.D. Thesis, Mechanical Engineering, Texas A&M University, USA.
- (2) Poznyak, G. G., Rogov, V. A., Solov'ev, V. V., and Abdullah, A., 2008, "Rigidity and Eigenfrequencies of Tool Holders in Lathes," *Russian Engineering Research*, Vol. 28, No. 5, pp. 17~19.
- (3) Han, S. Y. and Song, S. Y., 2002, "Shape Optimization of Structure in Opening Mode," *Transactions of KSAE*, Vol. 10, No. 2, pp. 141~149.
- (4) John, S., 2005, *ANSYS Workbench 10.0*, ANSYS Inc, USA.