

고속절단기의 진동·소음 저감 연구

Noise and Vibration Reduction of High-speed Cutter

기호철,* 박주표,* 차원준,** 최연선***

Ho-Cheol Ki, Ju-Pyo Park, Won-Jun Cha and Yeon-Sun Choi

Key Words: TDA, ODS, High-speed cutter

Abstract

A High-speed cutter, a kind of electric tool is studied to reduce its vibration and noise. The experimental modal analysis, the operational deflection shapes(ODS) and the time domain analysis(TDA) are used in the SMS software to analyze the vibration signals from an operating high-speed cutters under steady state operating condition. The second mode and fifth mode of the base plate coincide with the driving frequencies of the motor. And the vibration of the wheel cover is caused by the gap between the main wheel cover and the sub wheel cover. The structural modification for the base plate was done to reduce the vibration. The effect of modification is verified through the test.

1. 서 론

고속으로 회전하는 전동공구는 모터, 기어, 베어링, 팬 등 움직이는 부품이 진동, 소음의 직접적인 원인이 된다. 과도한 진동과 소음은 사용자에게 작업의 어려움과 불쾌감을 유발할 수 있다. 이러한 진동과 소음을 줄이기 위해서는 실험을 통해 현 상태를 정확히 파악하고, 그에 따른 분석을 수행함으로써 그 대응책을 마련하여야 한다.^[1]

고속절단기는 내장된 강력한 모터로 휠을 고속으로 회전시켜 환봉, 파이프, 각종 형강 등을 절단하는데 사용되는 전동공구의 일종이다. 개발과정에서 과거에는 제품의 내구성, 출력 등 기본 품질 치중하였으나, 작업 환경이 개선이 요구됨에 따라 소비자는 절단 작업을 할 때 발생하는 소음과 진동을 최소화시키기를 원하고 있다. 이

에 본 연구에서 기존 고속절단기의 실험과 해석을 통해 소음과 진동을 개선시키는 방안을 연구하였다.

2. 모드해석

고속절단기에서 측정된 주파수 성분들이 어디에서 기인했는지 알아보기 위하여, 고속절단기를 구성하는 주요 구성품의 고유진동수와 모드를 살펴보아야 한다.^[2,3] 모드해석을 통해 고속절단기 각 부품의 모드형상, 고유진동수, 감쇠계수를 측정함으로써 고속절단기의 진동특성을 밝힐 수 있으며 이러한 진동특성은 고속절단기의 설계 변경이나 부품 재질 선택에 이용된다.

고속절단기 운전 중 모터 회전 주파수, 기어 물림 주파수, 팬의 회전 주파수 등, 여러 주파수 성분이 발생하게 된다. 이들 주파수는 고속절단기의 가진 주파수로 볼 수 있으며 각 부품의 고유진동수와 일치할 경우, 공진을 일으키게 된다. 특정 부품의 공진은 소음과 진동을 크게 할 뿐 아니라 기계 고장의 원인이 된다. 따라서 고속절단

*** 책임저자, 정회원, 성균관대학교 기계공학과 교수
E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr

** 계양전기, 책임연구원

* 성균관대학교 기계공학과, 대학원

기의 운전 중 나타나는 진동 주파수가 어디에서 기인하는지를 분석하여 각 부품의 공진 발생 여부를 분석해야 한다. 이러한 주파수 분석을 위해서는 먼저 각 부품의 고유진동수를 알아야 한다. 본 연구에서는 각 부품의 고유진동수와 모드형상을 알기 위해 각 부품에 대한 충격실험을 하였으며, STAR Modal 소프트웨어를 사용하여 고유진동수와 모드형상을 구하였다.^[4]

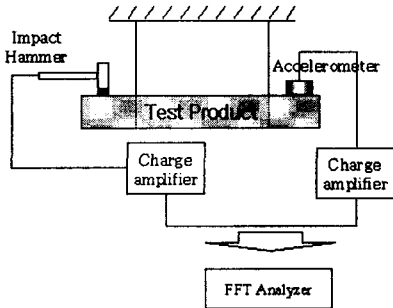


Fig.1 Schematic diagram of the impact test

Table1 Natural frequencies Unit [Hz]

(a) Aid wheel cover

Mode	1 st	2 nd	3 rd	4 th	5 th
Frequency	264	838	1149	1251	1684

(b) Main wheel cover

Mode	1 st	2 nd	3 rd	4 th	11 th
Frequency	275	571	880	1056	2640

(c) Base

Mode	1 st	2 nd	3 rd	4 th	5 th
Frequency	205	347	521	545	716

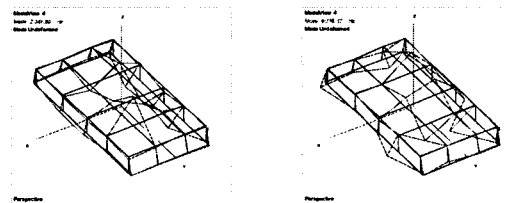
Table2 Generated Frequencies Unit [Hz]

Motor					Gear tooth meshing	Blade passing
Freq.1	Freq. 2	Freq. 3	Freq. 4	Freq. 5		
1422	4266	355	710	710	2641	4266

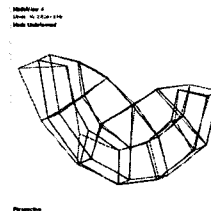
Fig.1과 같은 방법으로 고속 절단기의 주요 부품

의 모드해석 결과가 Tabel 1에 나타내었다. Table 2는 기어구동계의 일반적인 가진원의 주파수 성분을 이론적으로 계산하여 정리한 것이다.

모드해석 결과, 베이스의 2차, 5차 고유진동수가 모터의 회전 주파수와 일치하고 휠 커버의 11차 고유진동수가 기어 물림 주파수와 일치함을 Fig. 2에 나타내었다. 즉 공진에 의해 베이스와 휠 커버의 진동이 크게 나타나고 있어 베이스와 휠 커버의 구조 수정이 필요함을 알 수 있다. 즉 구조 수정으로 가진 주파수와 일치하는 고유진동수를 변화시킴으로써 공진에 의한 진동을 저감해야 하는 것이다.



(a) 2nd mode shape (347 Hz) (b) 5th mode shape (716 Hz)



(c) 11th mode shape (2641 Hz)

Fig. 2 Mode shapes of base and wheel cover

3. TDA 및 ODS 분석

TDA(Time Domain Analysis)란 기계구조물이 구동될 때의 변형형상을 시간영역에서 재현하여 기계구조물의 전체적인 진동을 시각화 하는 해석 방법이다. 따라서 TDA를 사용하면 과도한 진동이 발생하는 부위를 쉽게 찾을 수 있다. ODS (Operation Deflection Shape)란 특정한 운전조건 하에서 특정한 주파수에서의 기계구조물의 변형형상을 의미한다. 기계구조물이 구동될 때 그 변형형상은 시스템의 고유성질 뿐만 아니라 가진 조건에 의해서도 달라지므로, 실제 구동되고 있는 고속절단기의 진동문제를 해결하기위해 TDA

와 ODS 해석을 사용하였다. 기존의 모드 해석은 free-free 조건에서 충격실험으로부터 측정된 FRF를 이용하여 고유진동수와 모드형을 구하는 방법으로 상대적인 변형 형상만을 분석할 수 있었다. 그러나 ODS는 시스템이 작동되는 조건에서 측정된 FRF(frequency response function)와 APS(autospectral density)를 이용하기 때문에 실제적인 변형 형상을 분석할 수 있고, 변형량을 정량적으로 나타낼 수 있다. TDA와 ODS 해석을 수행하기 위해 22개의 측정 포인트를 갖는 형상으로 SMS를 이용한 모델이 Fig. 3과 같다.

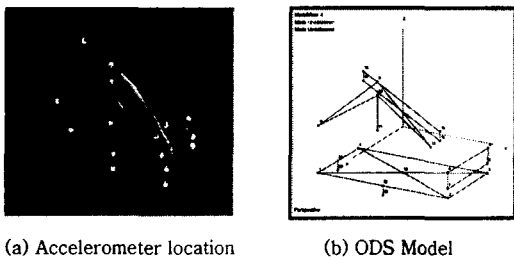


Fig. 3 ODS Analysis Model

고속 절단기의 가진 주파수를 분석한 결과 휠의 회전 주파수 62 Hz, 기어의 물림 주파수 2620 Hz, 팬의 회전 주파수 4266 Hz, 모터의 회전 주파수 355 Hz, 710 Hz, 1422 Hz가 주요 가진 주파수임을 알 수 있다. Fig. 4는 각각의 가진 주파수에서의 고속절단기의 변형형상을 나타낸다.

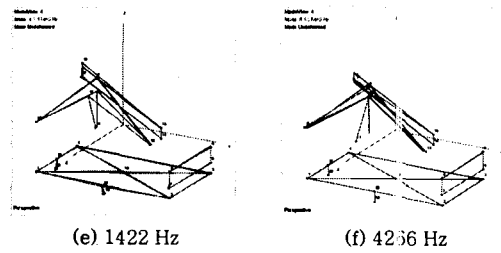
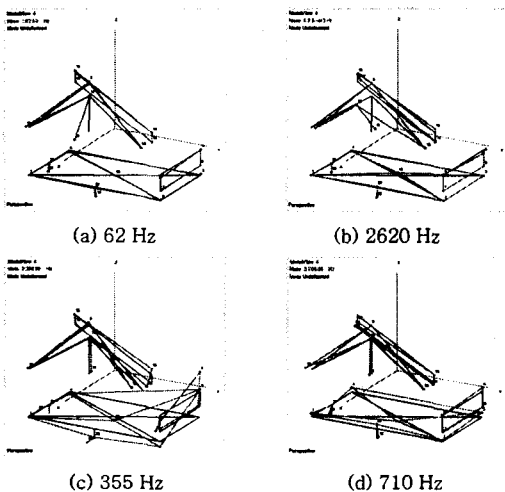


Fig. 4 ODS Analysis

ODS 해석을 수행한 결과, 보조 휠 커버는 휠의 회전 주파수에서 상대적으로 진동이 크게 나타났고, 주 휠 커버는 모터의 3차 회전 주파수와 기어 물림 주파수에서 진동이 크게 나타났으며, 베이스는 모터의 1차, 2차 회전 주파수에서 진동이 크게 나타났다.

ODS 해석과 모드해석 결과로부터 베이스가 모터의 1차, 2차 회전 주파수에 따른 공진의 영향으로 과도한 진동을 일으키고 있음을 알 수 있었고, 휠 커버 또한 기어 물림 주파수에 의한 공진의 영향이 있음을 알 수 있었다. 따라서 베이스와 휠 커버의 구조변경이 요구된다. 구조변경을 통해 고유진동수와 모드형을 변화시킴으로써 공진에 의한 진동을 저감할 수 있다.

4. 구조변경

고속절단기의 경우 베이스와 휠 커버의 공진이 확인되었다. 이 경우 고유 진동수를 변화시킴으로써 공진의 영향에 의한 진동을 줄일 수 있다. 즉 가진 주파수와 공진 주파수가 일치하지 않도록 질량, 강성, 댐핑을 변화시키는 것이다. 이와 같은 문제는 시제품을 만들고 실험을 하는 것과 같이 시행착오를 반복하여 해결할 수 있으나, 이는 시간, 재료, 원가 면에서 소모가 크다. 그러나 모달 모델을 이용하면 컴퓨터를 이용해 선택적인 구조변경을 할 수 있고, 기계적인 변경을 하기 전에 여러 번 시행착오를 통해 적절한 모델 변경이 가능하다.

고속절단기의 베이스에서는 공진에 의한 2차, 5차 모드에서 진동이 가장 크게 나타나는 부분에 질량을 추가하고, 응력이 집중되는 곳에 강성을

보강하고, 휠 커버의 11번 포인트에 질량을 추가하여 기어 물림 주파수와 일치하는 2820 Hz의 고유진동수를 변화시켰다. Fig. 5는 STAR Modal 프로그램으로 구조 변경한 형상을 나타낸다.

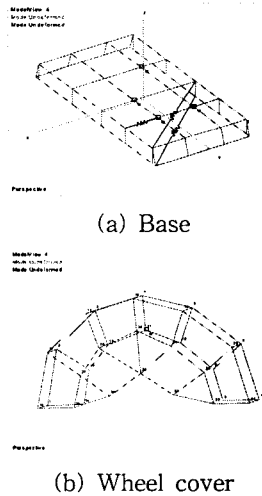


Fig. 5 Modified base and wheel cover

가진 주파수와 고유진동수가 일치하지 않게 하기 위해 프로그램 상에서 여러 번의 시행착오를 거쳐 위와 같이 구조변경을 수행하였다. 결과적으로 2차 고유진동수는 347 Hz에서 344 Hz로 작아졌고, 5차 고유진동수는 718 Hz에서 723 Hz으로 변화되었다. 고유진동수의 변화된 양은 작으나 시뮬레이션 결과 진동은 현저히 줄어들었음을 확인할 수 있었다.

5. 개선모델

기존모델의 TDA와 동일한 방법으로 개선모델의 TDA를 수행하였다. Fig. 6은 SMS의 TDA이며, 분석 결과 기존모델에 비해 베이스의 진동이 개선되었음을 확인되었다.

가진 주파수 별로 ODS분석을 한 결과 휠의 회전 주파수에서는 전체적으로 진동이 크고, 휠 커버는 모든 가진 주파수에 대하여 진동이 크게 나타났다. 베이스의 경우 모터의 1차 회전 주파수 350 Hz에서의 공진이 사라졌음을 확인하였다. 전

체적으로 볼 때 개선모델은 휠 커버의 진동이 과도하게 나타났다. 모든 가진 주파수에 대하여 진동이 크게 나타났다는 것은 공진의 영향보다 휠 커버의 유격 때문에 발생하는 떨림 현상이라고 할 수 있다. Fig. 7은 가진 주파수에 따른 변형 형상을 나타낸 것이다.

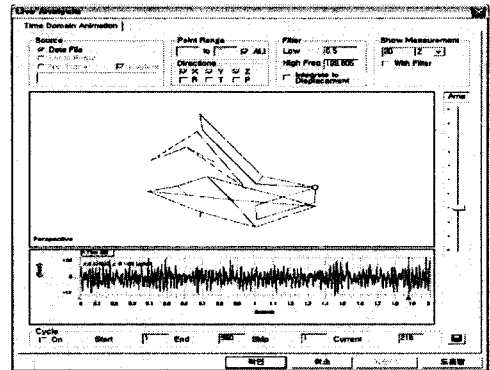


Fig. 6 TDA of the improved model

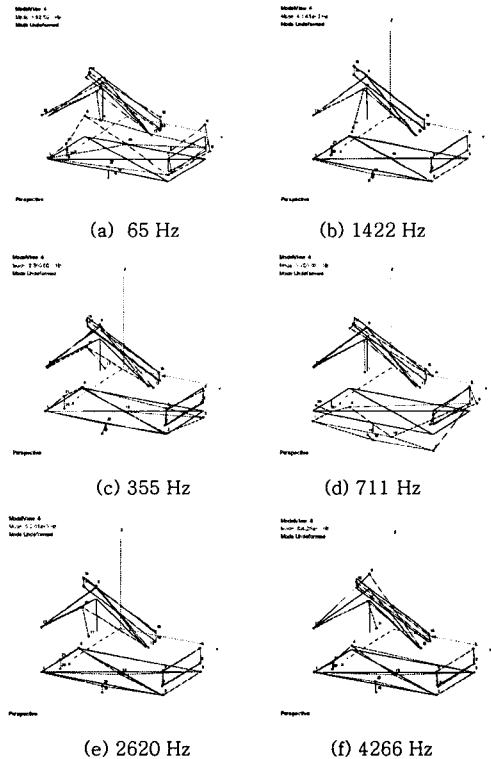


Fig. 7 ODS of the exciting frequency

Fig. 8에서 기존모델과 개선모델의 가속도값을 비교하였다. 베이스에 해당하는 1~4번 포인트와 19~22번 포인트에서는 기존모델보다 개선모델의 진동이 작게 나타났다. 손잡이와 베이스의 연결 부분인 5~8번 포인트와 손잡이 부분을 표현한 14~17번 포인트의 진동은 기존모델과 거의 같게 나타났다. 휠커버를 나타내는 9~12번 포인트의 진동은 개선모델의 진동이 더 크게 나타났다. 전체적으로 기존모델과 개선모델의 진동을 비교했을 때 베이스의 진동은 감소했으나 휠 커버, 손잡이 부분의 진동은 증가했다.

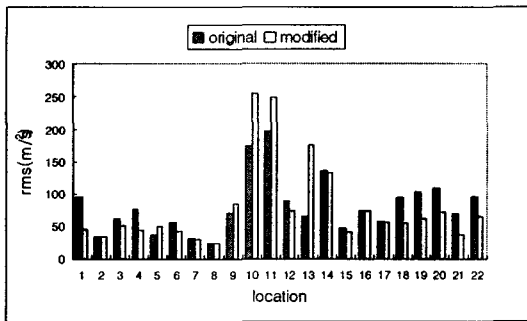


Fig. 8 Comparison of rms value

기존모델과 개선모델을 비교하였을 때 베이스의 경우 구조변경으로 공진에 의한 진동이 감소하였다. 반면에, 휠 커버의 경우 모터의 1차, 3차 회전 주파수와 기어물림 주파수에서 여전히 진동이 크게 나타나 모드해석에서 예측했듯이 기어 물림 주파수에 따른 공진의 영향이 있다는 것을 알 수 있었다. 그러나 모터의 회전 주파수와 일치하는 휠 커버의 고유진동수가 없음에도 진동이 크다는 것은 주 휠 커버와 보조 휠 커버 사이의 유격에 의한 영향으로 보인다. 주 휠 커버와 보조 휠 커버 사이의 유격에 의한 진동을 알아보기 위해 Fig. 9와 같이 휠 커버 사이에 형질을 삽입하여 유격을 최소화 시킨 후 형질을 삽입하지 않은 경우와 비교실험을 하였다. 첫 번째 실험에서는 고속절단기가 정지된 상태에서 모터부위를 충격해머로 가진하고 휠 커버의 가속도를 측정하여 주파수 응답함수를 구하였다. Fig. 10은 형질을 삽입하지 않은 개선모델과 형질을 삽입한 개선모델의 FRF의 크기를 비교한 것이다.

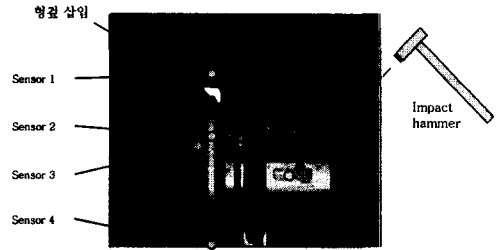


Fig. 9 Measurement of FRF

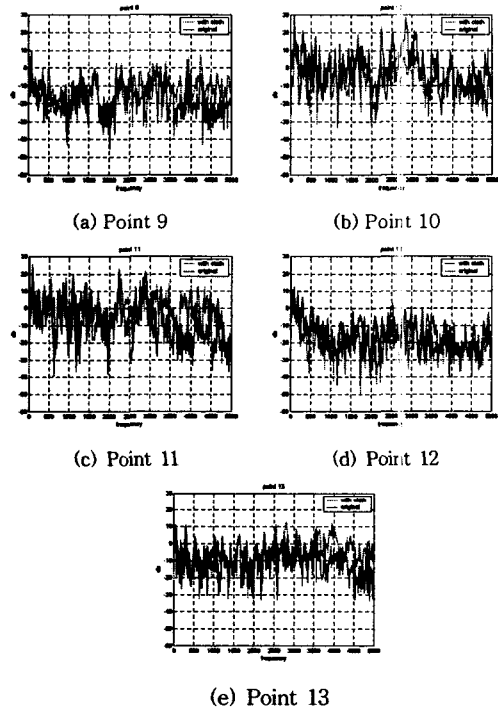


Fig. 10 Comparison of FRF amplitude

Fig. 10에서 휠 커버에 형질을 삽입한 경우 FRF의 크기가 작아졌음을 알 수 있다. 즉 휠 커버의 유격이 진동에 영향을 미치고 있음을 의미한다. 위의 실험으로부터 휠 커버의 유격에 의해 진동이 크게 나타나고 있음을 알 수 있었다. 다음으로 고속절단기가 작동되는 상태에서 휠 커버의 유격이 진동에 미치는 영향을 확인하기 위해 개선모델에서 형질을 삽입한 경우, 삽입하지 않은 경우, 기존모델, 각각의 TDA와 ODS 분석 결과를 비교하였다. Fig. 11은 세 가지 경우의 가속도값을 비교하여 나타낸 것이다. 기존모델과 개

선모델을 비교하면 베이스의 진동은 줄어들었으나 휠 커버의 진동이 커졌다. 휠 커버의 진동이 커진 것은 개선된 휠 커버의 유격이 주요 원인으로 판단되어 개선 휠 커버의 유격을 최소화하기 위해 형값을 삽입하고 실험한 결과 기존의 휠 커버보다 진동이 줄어들었음을 확인할 수 있었다.

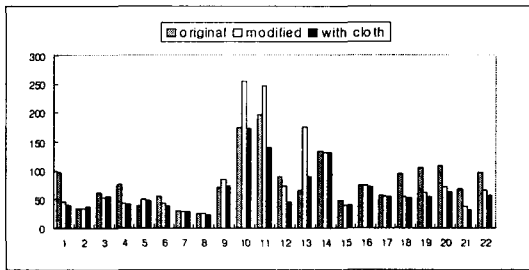


Fig.11 Comparison of rms value

기존모델과 형값을 삽입한 개선모델을 비교해 보면 모터의 1차 회전 주파수 355 Hz에서 개선 모델의 베이스 진동은 감소하였고 휠 커버의 진동은 증가하였다. 기존모델은 모터의 3차 회전 주파수 1422 Hz에서 휠 커버의 진동이 크게 나타났으나 개선 휠 커버의 유격을 최소화함으로써 진동이 크게 감소하였다. 기어 물림 주파수인 2820 Hz에서는 휠 커버의 진동이 여전히 다른 부분에 비해 진동이 크게 나타났다. 팬의 회전 주파수인 4266 Hz에서는 휠 커버의 진동이 개선되었음을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에 사용된 고속절단기의 진동을 저감하기 위하여 모드해석을 수행하여 주요 부품의 고유진동수를 찾아내고, 운전 중인 고속절단기의 22개의 포인트에 가속도계를 부착하여 실제 운전 중인 시스템의 진동 신호를 측정하여 이에 대해 TDA와 ODS 해석을 수행하였다. 위와 같은 실험을 수행하여 베이스와 휠커버에서의 진동이 다른 부위의 진동에 비해 상대적으로 크게 나타남을 알 수 있었고, 베이스와 휠커버의 진동 원인을 파악하였다. 베이스와 휠커버의 구조변경을 통한 개선안을 제시하고, 개선된 제품에 대한 재실험

을 수행하여 진동이 감소되었음을 확인하였다.

기존 베이스는 2차 모드와 5차 모드가 모터의 회전주파수와 일치하여 공진에 의한 진동이 크게 나타났다. 이에 베이스의 진동이 크게 나타난 부분에 플레이트를 덧붙여 강성을 보강하였고, 개선된 베이스는 공진역을 벗어나 진동이 저감되었다.

또한, 기존제품의 휠커버는 모드해석 결과 휠커버에서는 공진이 발생하지 않음을 알았다. 이에 공진이 없는 데도 진동이 증가한 원인을 규명하기 위하여 ODS와 TDA 분석을 이용하였고, 결과적으로 주 휠커버와 보조 휠커버 사이의 유격에 의한 진동이 발생함을 확인하고, 유격을 줄여 실험을 수행하였다. 주 휠커버와 보조 휠커버 사이의 유격을 줄임으로서 진동이 저감되었음을 확인할 수 있었다.

참고문헌

- [1] Victor Giurgiutiu, 2002, "Current Issues in Vibration-Based Fault Diagnostics and Prognostics," The 7th Annual International Symposium on NDE for Health Monitoring and Diagnostics.
- [2] Bendat, J. S. and Piersol, A. G., 1993, "Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis," John Wiley & Sons, Inc.
- [3] N. M. M. Maia, "Theoretical and Experimental Modal Analysis," Research Studies Press LTD.
- [4] 1994, "STAR System Users Guide," Spectral Dynamics, Inc.
- [5] 1995, "Matlab user' guide," Mathwork, New York.
- [6] Harris, C. M., "Shock and Vibration Handbook", 4th Edition, McGRAW-HILL.
- [7] White, R. G. and Walker, J. G., 1982, "Noise and Vibration", Ellis Horwood Ltd., England.