

전동 핸드그라인더의 진동 저감[#]

Vibration Reduction of Electric Hand Grinder

조성진* · 최연선†

Sung Jin Cho and Yeon Sun Choi

(2004년 7월 1일 접수 : 2004년 8월 17일 심사완료)

Key Words : Electric Hand Grinder(전동 핸드그라인더), Modal Analysis(모드 해석), Rotor Dynamics(회전체 역학), Structure Modification(구조변경), Bearing Cap(베어링 캡)

ABSTRACT

The vibration of an electric hand grinder originates from the motor, gear, bearing, and fan. Its excessive vibration can be harmful to workers. To reduce the vibration of an electric hand grinder, frequency analysis for the vibration signals of a running electric hand grinder and modal test for the each part were done. The results show that the vibration is due to the resonance of the case. To remove the resonance, the case structure was modified and the bearing cap was replaced on a basis of the results of the rotor dynamic analysis using SAMCEF. As a result, the vibration of the electric hand grinder was reduced greatly.

1. 서 론

핸드그라인더를 이용한 작업 시 발생하는 진동은 작업자의 작업 효율을 떨어뜨릴 뿐만 아니라, 장기간 사용 시 혈관계, 신경계, 근골격계 질환을 유발하는 것으로 알려져 있다.⁽¹⁾ 진동 피폭 기간이 장기화될 경우 손의 혈관이 썩어 들어가는 백수증(white hand disease)에 이른다는 보고도 있다.⁽¹⁾

이 연구에서는 이러한 핸드그라인더의 진동을 분석하기 위해 작동 중인 핸드그라인더에서 측정된 진동 신호에 대해 SMS 소프트웨어⁽²⁾의 TDA(time domain analysis), ODS(operational deflection shape) 분석을 통해 진동형상을 가시화함으로써 진동이 크게

발생하는 부위를 찾아내고, 모터, 기어 등 각 부품에 대한 모드해석과 작동 중에 발생가능 주파수 성분을 계산하여 공진 발생 여부를 검토하였다. 또한 선형/비선형, 구조/열해석을 위한 유한요소 패키지인 SAMCEF⁽³⁾ 소프트웨어를 사용하여 회전자를 지지하는 베어링 캡의 강성 변화에 따른 핸드그라인더 회전자의 회전체역학 해석을 하였다. 이상의 과정을 통해 진동의 원인을 밝히고, 핸드그라인더 케이스의 구조변경과 베어링 캡의 재질변경을 통해 핸드그라인더의 진동을 저감시켰다.

2. 핸드그라인더 진동

측정할 제품을 작동 후 과도상태가 지나도록 충분한 시간이 경과 후, 정상상태에서의 진동을 측정하였다. Fig. 1은 진동을 측정하기 위한 가속도 센서의 위치를 나타낸 것이다. 총 14곳의 진동이 측정되었다.

진동 측정 후, SMS 소프트웨어를 이용하여 TDA 분석을 하였다. TDA는 시스템의 진동형상을 애니메이션으로 보여줌으로써 진동을 가시화 할 수 있다. Fig. 2는 SMS 소프트웨어를 이용한 핸드그라인더의

† 책임저자, 정회원, 성균관대학교 기계공학과

E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr

Tel : (031)290-7440, Fax : (031)290-5849

* 정회원, 성균관대학교 대학원 기계공학과

이 논문은 2004 춘계 학술대회에 우수발표논문으로 추천되었음.

TDA형상을 나타낸 것이다. TDA분석 결과 케이스의 앞부분과 뒷부분에서 변형형상이 심한 것을 알 수 있었고 RMS값도 다른 부분에 비해 40 m/s^2 높은 것을 알 수 있었다.

이상의 시간영역에서의 분석은 측정 부위의 진동 크기는 비교할 수는 있으나 진동원을 파악하는 것은 불

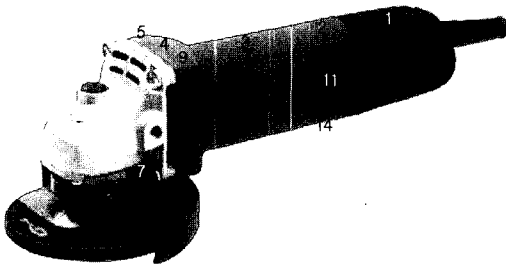


Fig. 1 Electric hand grinder

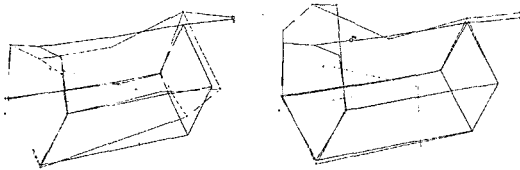


Fig. 2 TDA of the running hand grinder

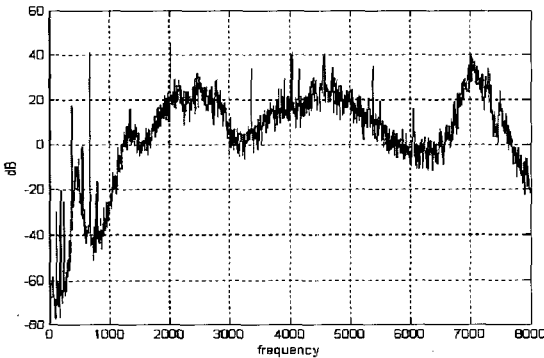


Fig. 3 Power spectrum

Table 1 Generating frequencies

Parts	Frequency (Hz)
Motor	700
	1400
	2800
	8400
Gear	2200
Wheel	200

가능하다. 이 경우 주파수 영역에서 제품의 진동을 비교해보면 진동 특성 및 진동원을 추적해 볼 수 있다.

핸드그라인더의 주파수 분석에 앞서 그라인더에서 발생 가능한 가진 주파수 성분을 계산하였다. 핸드그라인더의 경우 공급 전원이 220 V일 때 구동부의 회전속도는 42000 RPM이다. 구동부의 회전속도를 기준 속도로 하면 모터, 기어, 팬에 의해 발생하는 주파수 성분을 계산할 수 있다.

Table 1은 계산식에 의해 계산된 주파수를 나타낸 것이다. 이 주파수를 참고로 각 제품의 주파수 분석을 실시하였다. Fig. 3은 제품에 대해 파워스펙트럼을 나타낸 것이다. 700 Hz의 모터의 회전주파수 성분이 외에도 200 Hz 성분의 휠 회전주파수, 2200 Hz 성분의 기어 물림주파수와 배수성분인 7000 Hz 성분의 주파수 성분이 나타나고 있다.

3. 모드해석과 구조변경

핸드그라인더에서는 모터 회전주파수, 기어 물림주파수, 팬 회전주파수 등 여러 주파수 성분의 진동이 발생한다. 이들 주파수는 핸드그라인더의 가진주파수로 볼 수 있으며, 각 부품의 고유진동수와 일치할 경우 공진을 일으키게 된다. 특정 부품의 공진은 소음과 진동을 크게 할 뿐 아니라 기계 고장의 원인이 될 수 있다. 따라서 핸드그라인더의 작동 중 나타나는 주파수 성분을 분석하여 각 부품의 공진 발생 여부를 분석하여야 한다. 이러한 주파수 분석을 위해서는 먼저 각 부품의 고유진동수를 알아야 한다.⁽⁴⁾

이 연구에서는 각 부품의 고유진동수와 모드형상을 알기 위해 각 부품에 대한 충격실험을 하였으며, SMS 소프트웨어를 사용하여 고유진동수와 모드형상을 구하였다.

각 부품의 고유진동수를 알기 위해서는 관심 주파수 범위 내의 모든 주파수로 가진하여 주파수 응답함수를 구하고 곡선추정(curve fitting)을 하여 모달 파라미터를 구했다.

SMS 소프트웨어에서 각 부품의 형상을 기하학적으로 표현할 수 있을 정도로 모델링한 후 측정 포인트 순서대로 충격실험을 하였다. 측정방법은 한 포인트에서 가진하고 여러 곳에서 응답을 측정하는 방법과 이와는 반대로 여러 곳을 가진하고 한 포인트에서 응답을 측정하는 방법이 있으나 상반정리(reciprocal

theorem)에 의해 해석결과의 차이는 없다. 본 연구에서는 실험의 편의를 위해 후자의 방법을 선택하였다. Fig. 4와 5는 충격 실험용 핸드그라인더 부품들의 사진과 SMS 소프트웨어를 사용하여 모델링한 그림이다. 충격실험에서 응답을 측정하는 센서로는 B&K 압전형 가속도계(B&K 4375)를 사용하였다. 분석기로는 CF-350 ONOSOKKI FFT Analyzer를 사용하였다. 충격실험 후 측정된 FRF로부터 각 부품의 고유진동수와 모드형상을 구하기 위해 SMS 소프트웨어를 사용하였다.

충격실험으로부터 측정된 FRF와 SMS 소프트웨어를 사용하여 각 부품의 모달 파라미터를 구하였다. 위와 같이 모드해석을 하여 각 부품의 고유진동수와 모드형상을 분석한 결과 케이스의 4차, 6차 고유진동수가 모터 회전주파수 및 기어 물림주파수와 근접합

을 알 수 있었다.

Fig. 6은 앞의 모드해석을 통해 분석된 4차, 6차 고유진동수에서의 진동형상을 보기 위해 SMS 소프트웨어를 사용하여 모드형상을 구한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 고유진동수에서 케이스의 앞부분이 심하게 진동하는 형상을 볼 수 있다. 즉, 핸드그라인더 진동의 주된 원인은 회전주파수 성분과 케이스의 고유진동수와 일치함으로써 발생하는 공진에 의한 것임을 알 수 있다. 따라서 케이스의 구조변경이 요구되며, 구조변경으로 가진주파수와 일치하는 고유진동수를 변화시킴으로써 공진에 의한 진동을 저감시킬 수 있다.

핸드그라인더의 경우 케이스의 공진이 확인되었으므로, 이 경우 케이스의 고유진동수를 변화시킴으로써 진동을 줄일 수 있다. 가진주파수와 공진주파수가 일치하지 않도록 질량과 강성을 변화시키는 것이다. 이와 같은 문제는 시제품을 만들고 실험을 하는 것과 같이 시행착오를 반복하여 해결할 수 있으나, 이는 시간, 재료, 원가 등에서 소모가 크다. 그러나 컴퓨터를 이용해 구조변경을 하면 여러 번의 시행착오를 통해 적절한 모델 변경이 가능하다.

이 연구에서는 SAMCEF 소프트웨어⁽⁵⁾를 사용하여 구조 변경에 따른 케이스의 변화된 고유진동수와 모드형상을 예측하였다. 핸드그라인더의 케이스가 공진하는 4차, 6차 모드에서 응력이 집중되는 케이스 전면의 강성을 보강하여 Fig. 7과 같이 구조변경을 하였다.

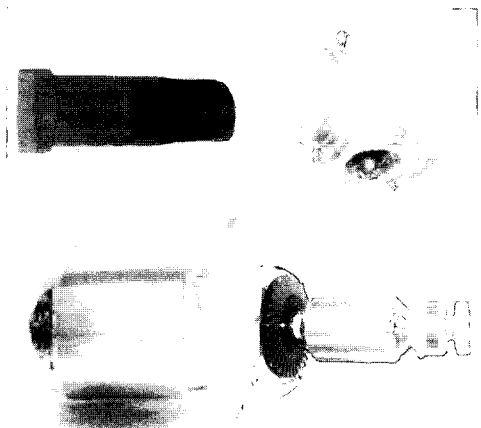


Fig. 4 Photo of the parts

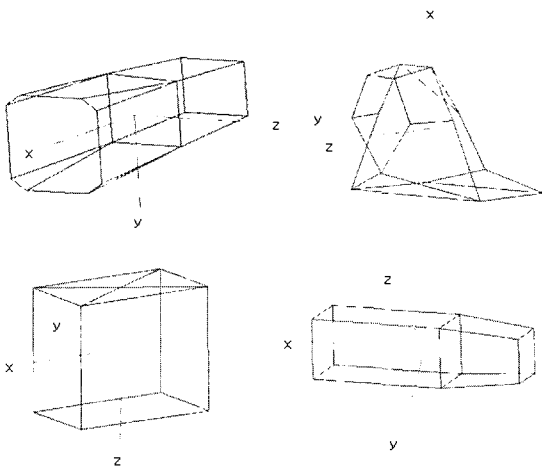


Fig. 5 SMS Modeling of the parts

Table 2 Comparison between natural frequency and exciting frequency

Parts	Natural frequency (Hz)	Exciting frequency (Hz)	Component
Case	1442	1418	Motor
	2230	2200	Gear

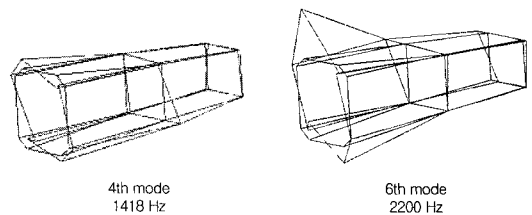
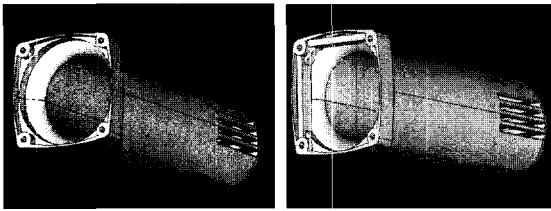


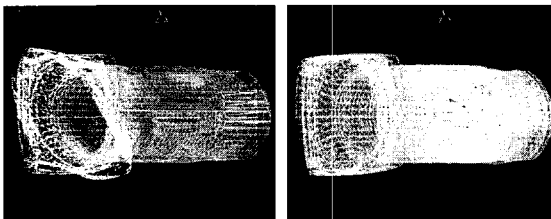
Fig. 6 ODS at natural frequency

Table 3은 변화된 고유진동수를 나타낸 것이다. 가 진주파수와 고유진동수가 일치하지 않게 하기 위해 프로그램 상에서 여러 번의 시행착오를 거쳐 위와 같은 구조변경을 하였다. 그 결과 4차 고유진동수는 1425 Hz에서 1566 Hz로 높아졌고, 6차 고유진동수는 2262 Hz에서 2547 Hz으로 변화되었다. 고유진동수 변화량은 작으나 시뮬레이션 결과 Fig. 8에서 보는 바와 같이 핸드그라인더의 앞부분과 뒷부분에서 진동형상이 크게 바뀌었음을 확인하였다.

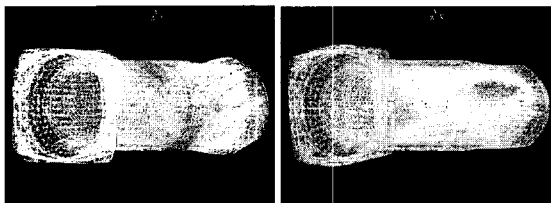


(a) Original case (b) Modified case

Fig. 7 Modification of the case



(a) 4th natural frequency (before) (b) 4th natural frequency (after)



(c) 6th natural frequency (before) (d) 6th natural frequency (after)

Fig. 8 ODS at natural frequency

Table 3 Modified natural frequencies of the case

Natural frequency	Before (Hz)	After (Hz)
1st	925	902
2nd	1237	1057
3rd	1350	1326
4th	1425	1566
5th	1537	1763
6th	2262	2547

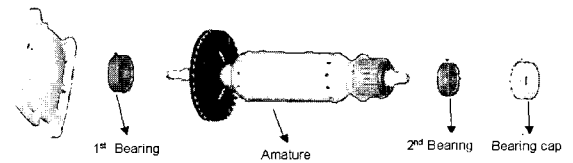
4. 회전체역학 해석

베어링을 감싸고 있는 베어링 캡의 강성에 따른 케이스로의 진동 전달 영향을 분석하기 위해 SAMCEF 회전체 역학 해석을 수행하였다. Fig. 9의 (a)는 핸드그라인더의 내부 구조를 나타낸 것이다. (b)는 핸드그라인더를 SAMCEF 소프트웨어를 사용하여 두 축이 기어로 물려있는 보(Beam)로 모델링한 것이다.

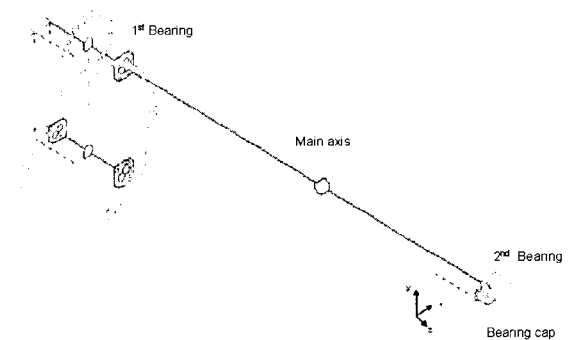
실제 핸드그라인더의 조건과 같게 하기 위해 기어비는 11 : 39로 모델링 하였고 주축은 42000 RPM으로 회전시켰으며 베어링은 608 볼베어링으로써 그 강성값은 NSK사에서 주어진 강성값 $k=9.47 \times 10^7$ N/m을 사용하였다. 또 베어링 캡을 Fig. 9(b)의 2번 베어링의 x, y 축에 스프링과 댐퍼로 모델링 하였으며 케이스를 스프링과 댐퍼 끝에 강체로 모델링 하여 회전 시 강체로 전달되는 진동량을 분석하였다.

Fig. 9(b)의 빔 모델이 실제 시스템의 해석에 적용 가능한지 확인하기 위해 주축의 2번 베어링의 위치에서 SAMCEF 소프트웨어를 통해 얻은 변위와 실험 결과를 비교하였다.

Fig. 10에서 보는 바와 같이 주축의 회전속도가 42000 RPM일 때 실험을 통해 측정된 변위의 평균은 0.43 mm이고 SAMCEF 소프트웨어를 통해 얻은 변



(a) Schematic diagram of hand grinder



(b) Beam rotor model

Fig. 9 Structure of hand grinder

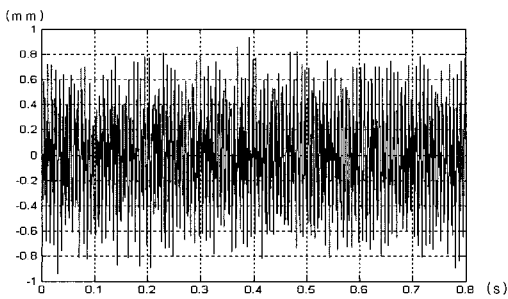
위의 평균은 0.4 mm로 두 회전축의 변위가 유사함을 볼 수 있다. 그러므로 Fig. 9의 (b) 모델은 실제 핸드그라인더 시스템의 진동 해석에도 충분히 적용할 수 있다.

베어링 캡의 역할은 회전자의 진동을 케이스에 전달되는 것을 감쇄해 주는 역할을 하고 있으며, 또한 분진이 베어링에 침투되는 것을 막아 주는 역할도 하는 부품이다. 따라서 베어링 캡의 강성을 조절하면 본연의 기능인 진동전달 감쇄 성능이 향상될 수 있을 것으로 판단된다. 베어링 캡의 강성에 따른 케이스로의 진동 전달 영향을 분석하기 위해 SAMCEF 소프트웨어로 모델링 된 Fig. 9의 (b) 모델을 활용하였다. 원래 베어링 캡의 강성인 $k=4 \times 10^7 \text{ N/m}$ 일 때와 강성이 $k=4 \times 10^3 \text{ N/m}$ 일 때 2번 베어링에 있는 강체의 변위를 비교 분석해 보았다. 베어링 캡의 강성 값은 SAMCEF 소프트웨어를 이용하여 핸드그라인더 구동 시 베어링 캡에 가해지는 힘과 변위의 관계를 계산하여 구하였다.

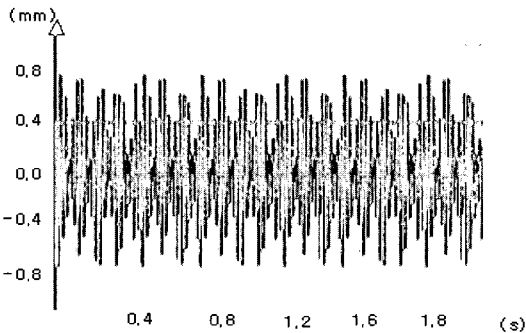
Fig. 11는 베어링 캡의 강성에 따른 강체의 변위를 나타낸 것이다. 분석결과 강성이 $k=4 \times 10^7 \text{ N/m}$ 일 때 평균 변위가 0.4 mm이고 강성이 $k=4 \times 10^3 \text{ N/m}$

일 때 0.15 mm로 베어링 캡의 강성이 작아짐에 따라 변위가 작아지는 것으로 나타났다. 즉 베어링 캡의 강성이 작을수록 진동의 전달이 적은 것을 알 수 있다. 이를 근거로 베어링 캡의 강성을 낮춤으로써 케이스로의 진동 전달을 낮출 수 있음을 확인하였다.

회전체 시스템의 설계에서 동역학적 해석의 주된 목적은 임계속도의 영향을 피하는 것이다. 회전체의 고유진동수와 운전속도와의 일치로 시스템이 심한 진동을 일으키게 된다면 제품의 파손 및 오작동뿐만 아니라 그것은 사용하는 사람에게도 악영향을 미칠 수 있다. 따라서 이에 대한 사전 해석을 통하여 운전속도와 임계속도와의 분리여유를 최소 20% 이상 주는 것이 통상적이다.⁽⁶⁾ 본 연구에서는 이러한 핸드그라인더 회전자의 회전속도와 임계속도를 비교 분석하기 위해 SAMCEF 소프트웨어를 사용하여 임계속도분석을 수행하였다. Fig. 12는 회전자의 회전속도가 정지상태에서 42000 RPM까지 증가 할 때 빔 로터 (beam rotor) 모델의 캠벨 선도 (Campbell diagram)를 나타

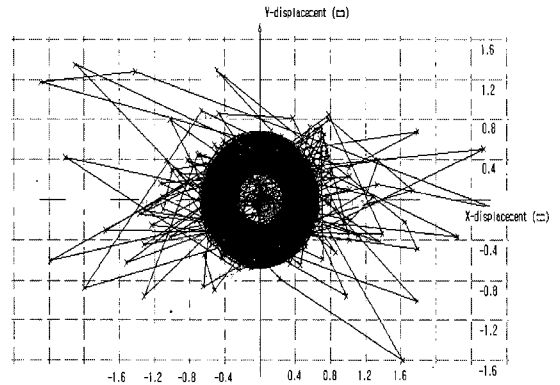


(a) Experimental result

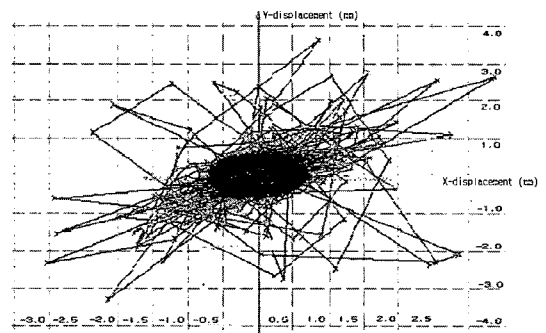


(b) SAMCEF result

Fig. 10 Comparison of the displacements



(a) Orbit at $k=4 \times 10^7 \text{ N/m}$



(b) Orbit at $k=4 \times 10^3 \text{ N/m}$

Fig. 11 Orbits with bearing cap replacement

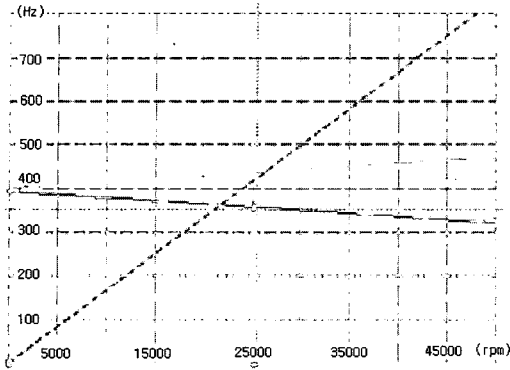


Fig. 12 Campbell diagram

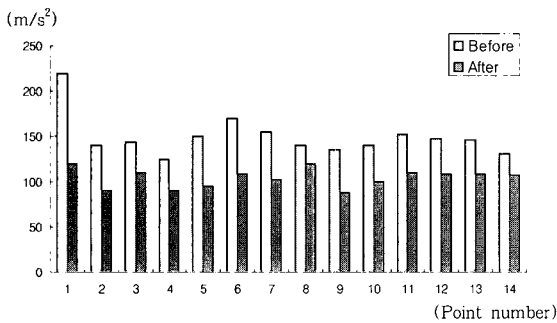


Fig. 13 Vibration levels before and after modifications

Table 4 Critical speed

	Critical speed (RPM)
1st	23320
2nd	26280
3rd	30660

낸 것이고 Table 4는 캠벨 선도를 통해 구한 임계속도를 나타낸 것이다. 핸드그라인더의 회전자가 42000 RPM으로 회전하고 분리여유를 20%로 주면 33600~50400 RPM에 해당하는 영역에서는 임계속도가 나타나지 않아야 한다. 분석결과 회전자의 임계속도와 핸드그라인더의 실제 회전속도와의 일치되는 점은 없었다.

5. 개선 결과

앞장의 실험결과 및 전산 시뮬레이션 결과를 바탕으로 구조개선을 한 핸드그라인더 케이스의 시제품을 제작하고 베어링 캡의 재질을 경도가 낮은 연질의 노

무로 교체, 조립한 후 앞장에서 소개한 것과 같은 방식으로 진동을 측정하였다. Fig. 13은 핸드그라인더의 개선 전, 후 각 포인트별 진동 레벨을 나타낸 것이다. 특히 핸드그라인더의 뒷부분인 1, 2번에서 진동이 크게 저감되었다. 진동레벨은 위치에 따라 최대 100 m/s²에서 최소 20 m/s²의 진동이 감소하였다.

6. 결론

국내에서 생산되는 핸드그라인더 진동의 원인분석을 위해 모드해석과 주파수 분석결과 케이스의 고유진동수와 구동 시 핸드그라인더의 가진주파수 성분이 일치함으로 인해 발생하는 공진현상이 주된 진동원인이 밝혀졌다. 또 각 포인트에서의 진동 주파수 분석결과, 회전자가 회전할 때 생기는 진동이 케이스의 모든 부분에 직접적으로 전달되는 구조를 가진 진동원이 밝혀졌다. 이와 같은 진동을 최소화하기 위해 케이스의 구조변경을 통해 공진주파수를 변화시켰고 케이스와 베어링 사이에 있는 베어링 캡의 재질을 개선해서 회전자의 진동이 케이스로 전달되는 것을 최소화하였다. 그 결과 핸드그라인더의 진동레벨이 최대 100 m/s² 감소하였다.

참고 문헌

- (1) Pelmeur, P. L. and Wasserman, D. E., 1988, "Hand-arm Vibration, 2nd ed.," OEM Press.
- (2) "STAR Modal System Users Guide," Spectral Dynamics, Inc., 1994.
- (3) "SAMCEF User Manual-9.1," Samtech International Inc., 2002.
- (4) Maia, N. M. M., 1997, "Theoretical and Experimental Modal Analysis," Research Studies Press LTD.
- (5) "SAMCEF Field User Manual-3.1," Samtech International Inc., 2002.
- (6) Kim, J. R., Yoon, K. C. and Park, J. K., 1998, "An Optimum Design of a Rotor-Bearing Spindle System for a Ultra Centrifuge," Journal of the Korean Society of Precision Engineering, Vol. 15, No. 6, pp. 145~152.