

가공정도 향상을 위한 평면 연삭기의 설계 개선 Modifications of a Grinding Machine Structure for the Improved Precision Machining

손재율*, 노승훈**, 임요한***, 이종형****, 이재열*****, 송은석*****, 이태훈*****
Jae-Yul Shon*, Seung-Hoon Ro**, Yo-Han Lim***, Jong-Hyung Lee*****,
Jae-Yul Lee*****, Eun-Seok Song*****, Tae-Hoon Lee*****

<Abstract>

Among a few items with world wide competitiveness are the semiconductor and the LCD. Grinding/polishing is the most significant process in manufacturing semiconductor wafers and LCD panels, the most critical quality of which is the precision rate of the machined surfaces. It is well known that the control of the vibrations is the major factor in maintaining superb machined surfaces. In this paper the dynamic properties of a grinding machine have been investigated through the frequency analysis test and the computer simulation to deduce ideas of design modifications for improved stability. The alterations have been applied to the simulation model, which is supposed to have identical dynamic property with the original structure, to identify the effects and to finally achieve the satisfactory level of stability. The result shows that the machine can have much improved stability with relatively simple design changes, and also can improve the surface quality of the products.

Keywords : Grinding, Machined surface, Design Alterations, Stability Improvement, Surface quality

1. 서 론

현재 국내 제조업 중 국제적 경쟁력을 가지고 있는 분야는 반도체, LCD를 포함한 소수에 불과하다. 반도체 웨이퍼와 LCD 기관 가공의 주 공정은 표면 연삭과정이며 표면 연삭공정의 핵심목표는 가공 표면의 품질 제고를 통한 집

적도(반도체) 및 화소수(LCD)의 증가에 있다. 일반적으로 공작기계 및 전용기의 진동이 커지면 공작물의 표면조도가 저하되므로 평면 연삭 가공 표면의 품질 제고를 위해서는 연삭기의 진동을 제어할 수 있는 설계/제조 기술을 절실히 요구된다. 본 연구는 실험과 시뮬레이션을 통한 평면 연삭기의 동특성 분석을 바탕으

* 정회원, (주)씨아이이에스대구, 대표, 工博
** 교신저자, 정회원, 금오공과대학교 기계공학부, 교수, 工博, E-mail: shro@kumoh.ac.kr
*** 정회원, (주)피엔티, 기술팀
**** 정회원, 금오공과대학교 기계공학부, 교수, 工博
***** 정회원, 영남이공대학 창업보육센터
***** 정회원, 금오공과대학교 대학원

* President, CIES Daegu co., ltd, Ph. D.
** Corresponding Author, School of Mechanical Engineering, Kumoh Institute of Technology, Prof., Ph. D.
*** Engineering Team, Pnt co., ltd.
**** School of Mechanical Engineering, Kumoh Institute of Technology, Prof., Ph. D.
***** Business Incubation Center, Yeungnam College of Science & Technology
*****Graduate School of Kumoh Institute of Technology

로 진동의 발생 및 전달/확산과정을 분석하고 공진 발생 여부를 확인함으로써 진동의 원인을 규명하고자 하였다. 또한 분석 결과를 바탕으로 최소한의 설계 변경을 통해 기계의 공진을 차단하여 진동의 크기를 억제시키고 가공품질을 제고시킬 수 있는 안정화 설계안을 제시함을 목표로 진행되었다.¹⁻³⁾

2. 구조물의 동특성 분석

2.1 진동의 이론적 분석

기계 구조물의 모터, 플라이휠, 스피들, 축 등과 같은 회전체에 회전중심과 질량중심의 불일치가 존재하면 회전과 함께 원심력이 자연 발생되어 진동이 발생한다.

평면 연삭기의 경우 내부 가진원의 작동진동수가 ω , 구조물의 질량, 감쇠능, 강성이 각각 m, c, k 일 때 구조물을 1자유도계로 가정하면 진동은 아래의 식과 같은 운동방정식으로 표현된다. 또한 가진력의 크기(f_0)는 회전체의 질량, 편심량 및 회전각속도에 의해 결정되는 원심력에 해당된다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f_0 \sin \omega t$$

위 미분방정식의 해를 구하면 아래와 같고

$$x(t) = X \sin(\omega t - \phi)$$

진동의 크기는 아래와 같이 표현된다.

$$X = \frac{f_0/k}{\sqrt{(1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2)^2 + (2\xi(\frac{\omega}{\omega_n}))^2}} \approx \frac{f_0/k}{|1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2|}$$

위 식에서 ξ 는 일반적으로 작은 값으로 무시할 수 있으며 내부 가진원의 작동진동수(ω)가 구조물의 고유진동수($\omega_n \propto \sqrt{\frac{k}{m}}$)와 일치하게 되면 위 식의 분모가 0에 근접하여 매우 큰 진동이 유발되며 이 경우를 공진이라 한다. 따라서 평면 연삭기의 진동을 억제하기 위해서는 구조물의 회전부위의 작동진동수 및 고유진동수를 파악하여 이 값들이 근접한 경우 구조물의 고유진동수 변경을 통하여 작동진동수와 고유진동수 간의 공진이 억제되도록 설계하여야 한다.

2.2 주파수 분석 실험

가공품질 향상을 위한 설계 개선안의 도출을 위해 주파수 분석 실험을 통하여 구조물의 동

적 특성을 분석하고 큰 진동의 원인이 되는 고유진동수와 진동형상에 대하여 조사한다.⁴⁻⁶⁾

2.3 실험 방법 및 결과

실험에 사용된 장비 및 설치 상태는 아래의 Fig. 1, 2 및 Table 1과 같다. 실제 구조물의 주요 부위에 진동 측정을 위한 센서를 부착한 후 힘을 주고 이에 의한 진동을 측정하여 각 부위의 진동의 크기, 진동의 전달 경로, 고유진동수 및 진동 형태 등의 구조 동특성을 파악한다.

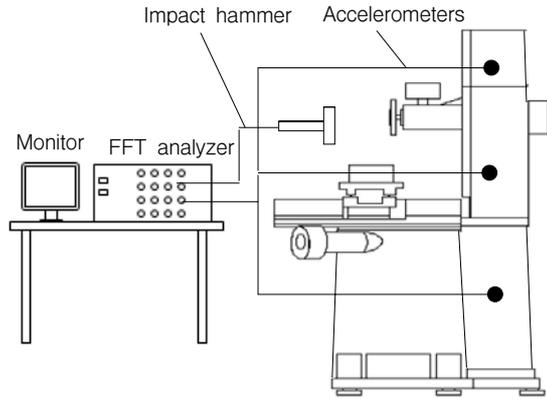


Fig. 1. The setup for the frequency response test

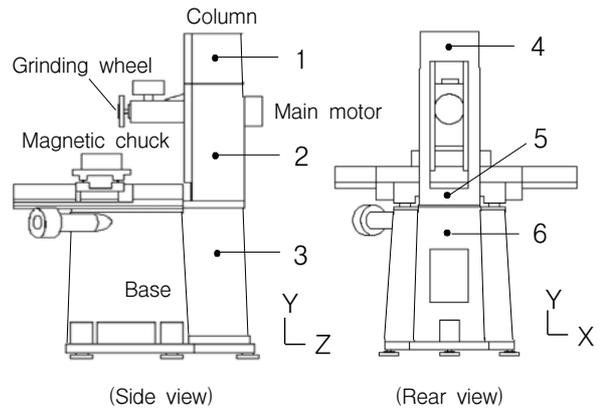


Fig. 2. Locations of the sensors on the grinding achine.

Table 1. Spec. of the test equipments

Equipments	Spec.	Model	Company
FFT analyzer		DSA 212	Difa Measuring System
Accelerometer		8634b5	Kistler
Impact hammer		DYTR PULSE	Dytran
Grinding machine		YGS-46B	YOUIL MACHINERY

2.3.1 좌·우 진동 측정

컬럼(column) 및 베이스(base) 측면부위의 진동을 분석하기 위하여 앞의 Fig. 2(side view)와 같은 위치에 센서를 부착하고 주파수 분석 실험을 하였다. 아래 Fig. 3은 주파수 분석 실험 결과이며 1차 고유진동수는 28Hz임을 확인할 수 있다.

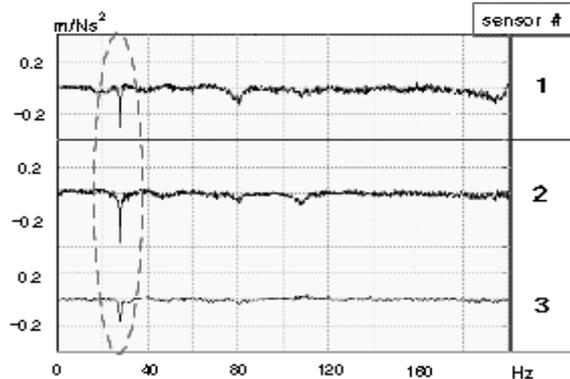


Fig. 3. Transfer function of the grinding machine (impact applied on 1 of Fig 2).

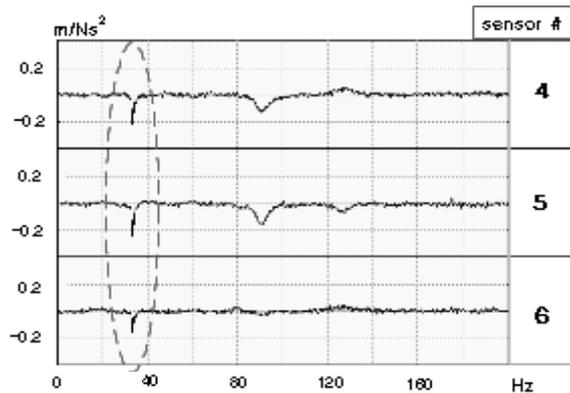


Fig. 4. Transfer function of the grinding machine (impact applied on 4 of Fig. 2)

2.3.2 앞·뒤 진동 측정

앞의 Fig. 2(rear view)와 같은 위치에 센서를 부착하고 주파수 분석 실험을 한 결과는 위의 Fig. 4와 같고 2차 고유진동수는 32 Hz임을 확인할 수 있다.

주파수 분석실험을 통하여 구조물의 큰 진동은 28, 32 Hz에서 발생하는 진동임을 확인할 수 있으며 실험을 통하여 분석된 고유진동수 및 진동형은 아래 Table 2와 같다.

Table 2. Natural frequencies and vibration modes of the original structure from experiment

Natural frequencies		Vibration modes (obtained from the test)
1st	28Hz	
2nd	32Hz	

2.4 컴퓨터 시뮬레이션

아래의 Fig. 5는 컴퓨터 시뮬레이션을 위하여 구현한 모델이며 이를 통하여 얻어진 고유진동수 및 진동형은 아래 Table 3과 같다. 시뮬레이션 상에서 모델을 구현한 후 그에 대한 해석 결과가 실험 결과와 일치하면 모델링이 바르게 구현되었음을 확인할 수 있다.

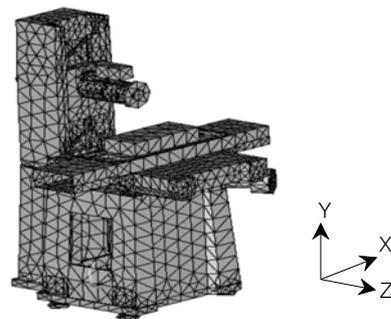


Fig. 5. The simulation model for the analysis of the original structure.

실제 구조물에서 측정된 고유진동수와 시뮬레이션 결과는 위의 Table 4와 같다. 두 경우의 상대적 오차는 1 % 이하로 실험에 의한 결과와 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하고 있다. 따라서 시뮬레이션을 위한 모델링이 잘 구현되었다 할 수 있다. 이 모델의 해석을 통하여 얻어진 진동 특성을 분석하여 설계 개

Fig. 7, 8의 설계 변경의 적용 결과 컬럼의 및 헤드의 강성강화 효과로 고유진동수가 상승되어 구조물의 진동을 감소시킬 수 있는 효과를 확인하였다.

또한 아래 Fig. 9, 10과 같이 강성이 약한 레벨링 볼트(leveling bolt)와 그라인딩 휠(grinding wheel) 및 모터를 연결하는 봉의 강성 강화를 위한 설계 개선안을 마련하였으며 이상의 모든 개선안은 구조물의 강성강화 및 공진회피를 통한 진동 억제를 목표로 도출되었다.

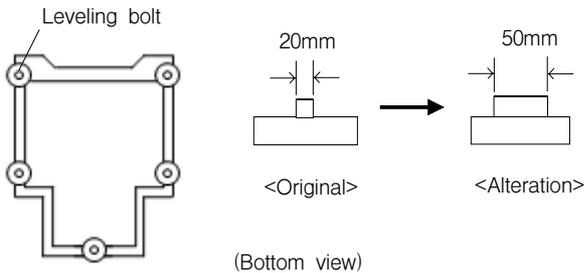


Fig. 9. Design alteration of leveling bolt.

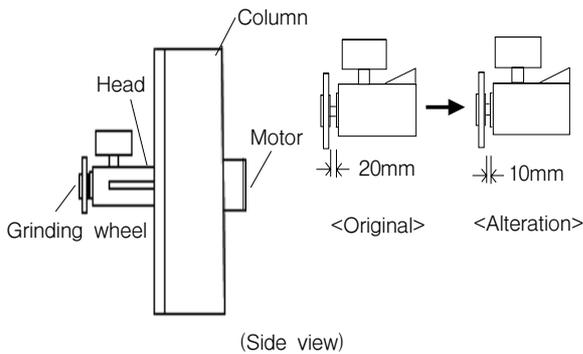


Fig. 10. Design alteration of grinding wheel shaft

앞에서 언급된 공진회피 및 진동억제를 위한 설계 개선방향을 바탕으로 간단하고 저비용인 최적 설계안을 도출한 내용은 Fig. 6~10에 정량적으로 도시하였으며 그 결과 아래 Table 5와 같은 고유진동수의 증가효과를 얻어 강성강화와 동시에 작동속도[42.3 Hz]와의 공진에서도 충분히 떨어져 있음을 확인할 수 있다.

Table 5. Natural frequencies of the original structure and the improved structure

[Unit : Hz]

Natural frequencies \ Model	Original structure	Improved structure	Natural frequency comparison
1st	28	71	254% up
2nd	32	81	253% up

전체적으로 구조물의 강성강화 및 공진 회피로 진동을 억제시킬 수 있으며 설계 개선안을 적용시켜 구조물의 진동량을 분석한 결과는 아래 Table 6과 같다.

Table 6. Magnitudes of vibrations of the original structure and the improved structure

[Unit : 10⁻⁹m]

Model		Original structure	Improved structure	Magnitude comparison
Magnitudes of vibrations \ Column	X	810	95	88% down
	Y	13	0.8	94% down
	Z	140	1.8	99% down
Grinding wheel	X	220	180	20% down
	Y	62	0.3	99% down
	Z	100	3	97% down
Average magnitude : 83% down				

전체적으로 구조물의 설계개선을 통하여 구조물 전체의 강성을 강화하고 고유진동수를 스피들의 작동속도[42.3 Hz]에서 멀어지도록 설계 변경함으로써 전체적으로 진동이 크게 감소하였음을 확인할 수 있다.

아래의 Fig. 11~13은 0~60 Hz구간에서 기존 구조물과 설계 변경 후의 컬럼 부분 진동 크기를 비교한 그래프이다. 그래프에서 알 수 있듯이 전체적으로 진동이 크게 감소하였을 확인할 수 있다. 0~60 Hz구간에서 전체 진동을 비교해보면 85 % 감소하였으며 작동속도에서의 진동은 83 % 감소하였다.

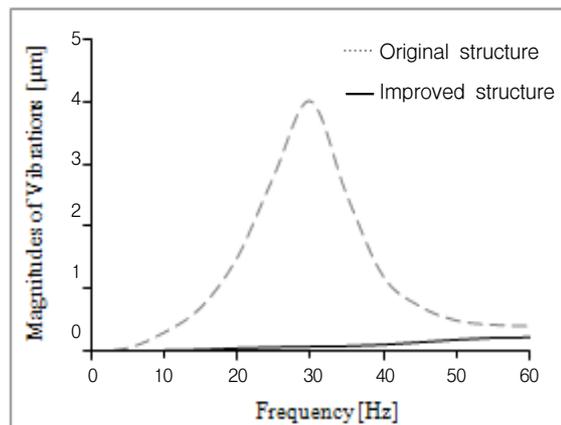


Fig. 11. Magnitudes of vibrations along X direction.

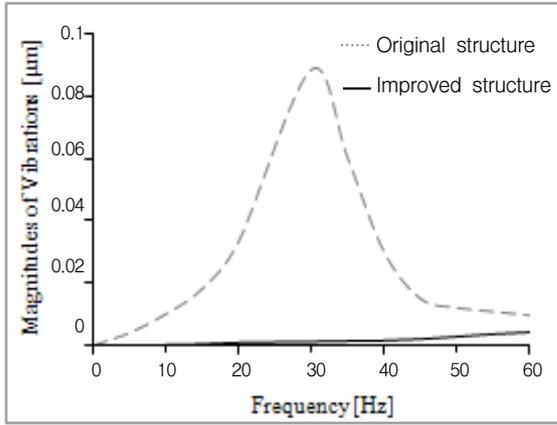


Fig. 12. Magnitudes of vibrations along Y direction.

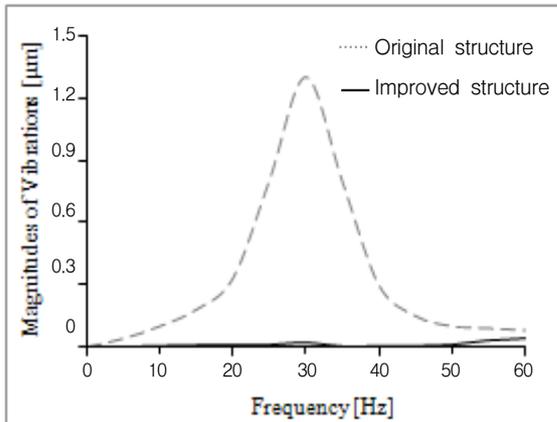


Fig. 13. Magnitudes of vibrations along Z direction.

4. 결론

평면 연삭기의 진동 최소화를 통한 안정화를 목표로 진행된 본 연구에서는 동특성분석 실험과 시뮬레이션을 통해 진동 크기 및 진동형을 조사하여 불안정의 주된 원인을 분석하였고 이를 바탕으로 설계 개선안을 설정하고 그 효과의 검증을 통해 진동의 크기를 억제하기 위한 설계 개선안을 완성하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 본 연구의 대상인 평면 연삭기의 경우 스피들의 작동속도는 42.3 Hz[2540 rpm]이고 구조물의 고유진동수는 28, 32 Hz에 해당되므로 구조물의 강성을 보강하면서 고유진동수가 작동속도의 1.3배 이상이 되도록 설계하면 강성 강화와 동시에 공진 회피 효과로 진동을 효과적으로 억제할 수 있음을 확인하였다.
- (2) 구조물의 동특성 분석을 바탕으로 도출된

설계 변경안을 적용한 결과 새로운 기계의 제작이 아닌 단순한 보강 설계만으로도 구조물의 주 작동속도 및 전체 작동속도 영역에서의 진동을 각각 83 %, 85 % 정도 억제할 수 있음을 확인하였다.

- (3) 제시된 설계개선 방식을 응용하면 유사한 작동원리를 갖는 다양한 LCD 및 웨이퍼 가공용 연삭기의 안정화를 통한 가공품질의 제고는 물론 장비국산화 및 관련분야의 원천기술 확보에 기여할 수 있을 것으로 판단된다.
- (4) 본 연구의 결과는 공작기계 및 전용기 산업분야의 흐름인 주축 속도의 증가와 함께 불안정 요인이 더욱 심각해지고 있는 다양한 가공기의 안정화 설계에 활용될 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 금오공과대학교 학술 연구비 지원에 의하여 연구된 논문으로 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

기 호

X	진동의 크기 [m]
$x(t)$	진동 [m]
$\dot{x}(t)$	속도 [m/s]
$\ddot{x}(t)$	가속도 [m/s ²]
m	질량 [kg]
c	감쇠능 [N · s/m]
k	강성 [N/m]
$f(t)$	힘 [N]
t	시간 [s]
ϕ	위상 [rad]
ω	작동진동수 [Hz]
ω_n	고유진동수 [Hz]
ξ	감쇠비

참 고 문 헌

- 1) D. G. Fertis, Mechanical and Structural Vibration, John Wiley & sons, Inc., New York, pp.197-241, (1995)

- 2) S. P. Timoshenko, and S. Woinowsky-Krieger, *Theory of Plates and Shells*, McGraw-Hill. (1959)
- 3) L. V. Kantorovich, and V. I. Krylov, *Approximate Methods in Higher Analysis*, Groningen, The Netherlands, Noordhoff, (1964)
- 4) G. M. Kenneth, *Vibration Testing*, John Wiley & sons, Inc., New York, (1995)
- 5) C. Rajalingham, R. B. Bhat and G. D. Xistris, *Journal of Sound and Vibration*, **193**, **2**, 497, (1996)
- 6) W. G. Halvosen, and Brown, D. L. *Journal of Sound and Vibration*, Nov., **8**, (1977)
- 7) S. H. Ro, H. J. Cho, and E. H. Choi, *Trans. of the KSME (A)*, **24**, **8**, 1978, (2000)
- 8) H. J. Cho, and S. H. Ro, *Trans. of the KSME (A)*, **23**, **4**, 697, (1999)

(2009년 3월 21일 접수, 2008년 5월 22일 채택)