

디스플레이 기기용 강화유리 절단기의 안정화 설계

노승훈[†] · 박유라* · 류영찬** · 김영조* · 이태훈*

[†]금오공과대학교 기계시스템공학과, *금오공과대학교 지능기계공학과, **에이스이노테크

Stability Design of a Laser Cutter for the Strengthened Glass

Seung Hoon Ro[†], Yu Ra Park*, Young Chan Ryu**, Young Jo Kim* and Tae Hoon Lee*

[†]Dept. of Mechanical System Engineering, Kumoh National Institute of Technology,

*Dept. of Intelligent Mechanical Engineering, Kumoh National Institute of Technology, **Ace Innotech.

Abstract

Strengthened glass is widely used in the display industry for the smart phone and the tablet PC's, the market of which shows steady growth. The strengthened glass is prone to the fracture due to the machined surface defects such as crack and notch. The surface defects are caused mostly by the vibrations of the laser cutter. In this study, the vibrations of the laser cutter were investigated through the frequency response experiment and the computer simulation. The main reasons of the structural vibrations were analyzed, and further the design alterations were deduced and applied to the machine to check the effects of those alterations and to eventually improve the structural stability. The result shows that simple design modifications without major structural change can substantially suppress the vibrations, and improve the quality of the machined surface.

Key Words : Strengthened glass, Surface defects, Fracture, Vibration investigation, Stability improvement

1. 서 론

스마트폰과 태블릿 PC의 시장규모는 꾸준한 증가세를 보이고 있으며 이에 비례하여 강화유리의 활용도 점점 증가하고 있다. 강화유리는 스마트폰과 태블릿 PC의 전면부에 위치한 유리 기판으로 터치패널 모듈에 사용되며 높은 강도, 얇은 두께, 부드러운 터치감 등의 다양한 특성이 요구되고 있다. 강화유리는 유리 표면에 강화깊이(Depth of layer)가 형성되어 보통 유리에 비해 굽힘강도, 내충격성이 매우 강하지만[1] 약간의 Crack이나 Burr가 생겨도 쉽게 파괴되는 특징이 있다.

강화유리 레이저 절단기의 경우 진동이 발생하게 되면 가공에 필요한 전단방향의 열 외에 가공면에 수직방향으로 열이 작용하게 되고 이 열이 가공표면 결함(Crack, Burr, Chipping, Notch) 발생의 원인이 된다. 가공표면의 결함이 존재하게 되면 강화유리의 강도나 내충격

성은 현저히 감소하게 되므로 강화유리의 강도를 유지시키고 불량률을 줄이기 위해서는 강화유리 절단기의 진동 제어를 위한 안정화 설계^[2]가 절대적으로 필요하다.

강화유리용 레이저 절단기는 레이저의 열을 통해 강화유리를 절단하며 X, Y축 방향의 운동을 제어하는 서보모터가 설치되어 있고 그 외에도 고유진동수간의 공진 발생 가능성이 있으므로 장비의 동특성을 정확히 분석하여 진동을 억제하기 위한 안정화 설계를 진행하여야 한다.

본 연구에서는 주파수 분석 실험 및 컴퓨터 시뮬레이션을 진행하여 장비의 동특성을 파악하고 장비의 진동을 억제할 수 있는 개선안을 도출 및 적용하여 개선안의 효과를 확인함으로써 가공 시 발생하는 결함 및 불량률을 최소화하고자 한다.

2. 장비의 동특성 분석

2.1. 배경이론

서론에서 언급한 바와 같이 레이저 절단기의 진동은

[†]E-mail : shro@kumoh.ac.kr

가공표면 결함의 발생 원인이 되며 발생한 Crack이나 Burr에 의해 절단 표면에 잔류응력이 남게 되어 후 공정에서 작은 충격에도 쉽게 파단이 일어나 불량 발생의 주요 원인이 된다. 아래 Fig. 1 및 Fig. 2는 이상적인 가공 상태와 실제 가공상태에서의 열의 크기 및 작용 방향을 Mohr's circle 을 활용하여 Stress 개념으로 나타낸 것이다.

유리를 가공하기 위해서는 가공면에 평행한(Shear) 방향으로 일정한 열이 작용해야 하지만 Fig. 2와 같이 진동에 의해 가공면에 수직함(Normal) 방향으로 열이 작용하게 되면 전체적인 열 에너지의 크기와 작용 방향이 변화하게 된다.

Fig. 1의 이상적인 일정한 열의 작용 외에 장비의 진동으로 Fig. 2에 도시된 쇠선 부분의 Normal 방향 열이 추가되면서 두 열 에너지의 Vector합의 열 에너지가

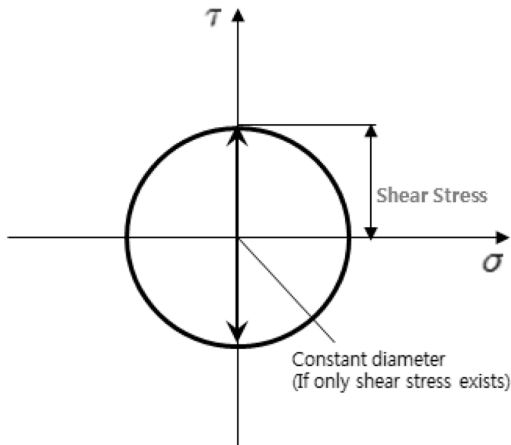


Fig. 1. Mohr's circle in ideal machining.

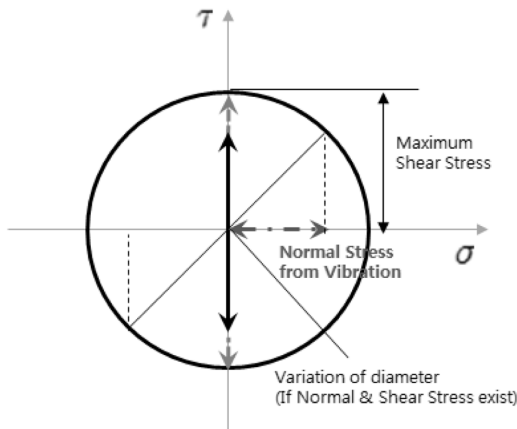


Fig. 2. Mohr's circle in real machining.

작용하게 되어 열 에너지의 크기와 작용방향이 계속 변하면서 가공이 진행된다. 따라서 장비의 진동이 커지게 되면 직선으로 절단되어야 할 장비가 이상적인 가공 방향을 벗어나 좌우로 흔들리게 되고 절단의 정밀도가 떨어지며 Crack이나 Burr등을 발생시키게 된다.

대부분의 진동은 회전체의 회전중심과 질량중심의 불일치로 발생하며 회전하는 시스템의 모델을 도시하면 Fig. 3과 같다[3,4].

회전하는 시스템의 각속도를 ω , 회전 편심을 e , 편심 질량을 m_0 라고 할 때 x 방향에 대한 시스템의 운동방정식은 식 (1)과 같으며 이를 정리하면 식 (2)와 같다. 식 (2)에서 회전하는 시스템에서 회전중심과 질량중심의 불일치에 의해서 자연적으로 조화적인 힘이 발생됨을 알 수 있으며 그에 따른 진동은 식 (3)과 같다.

$$(m-m_0)\ddot{x}+m_0\frac{d^2}{dt^2}(x+e \sin\omega t)=-c\dot{x}-kx \quad (1)$$

$$m\ddot{x}+c\dot{x}+kx=m_0e\omega^2 \sin\omega t \quad (2)$$

$$x(t)=Ae^{-\zeta\omega_n t} \sin(\omega_d t + \phi) + X \sin(\omega t - \varnothing) \quad (3)$$

식 (3)은 Fig. 3의 시스템이 1자유도계일 때의 결과이며 이 시스템이 다자유도계의 경우에는 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$x(t)=A_1 e^{-\zeta_1 \omega_{n1} t} \sin(\omega_{d1} t + \phi_1) + \dots + A_m e^{-\zeta_m \omega_{nm} t} \sin(\omega_{dm} t + \phi_m) + X \sin(\omega t - \varnothing) \quad (4)$$

장비 진동의 대부분은 모터 회전속도와 장비의 고유진동수 간의 공진 및 고유진동수 간의 공진으로 진동

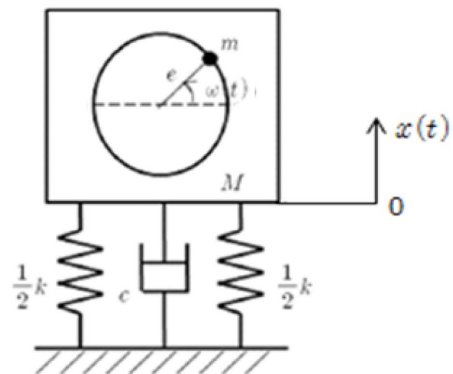


Fig. 3. Dynamic system with rotating unbalance.

이 커지게 된다. 따라서 장비의 고유진동수 및 회전속도를 분석하여 큰 진동의 원인을 정확히 파악하여 최적 설계[5-7]를 진행하는 것이 절대적으로 필요하다.

2.2. 주파수 분석 실험

동특성을 분석하기 위한 주파수 분석 실험에 사용된 실험 장비의 Specification 및 준비 상태는 아래의 Fig. 4 및 Table 1과 같다.

장비에 가속도 센서를 부착하고 임팩트 해머로 가진하여 장비의 전달함수를 구할 수 있으며 전달함수의 분석을 통해 장비의 고유진동수, 진동 형태 등을 파악할 수 있다. 실험을 위한 센서 부착 위치는 Fig. 5에 도시하였다.

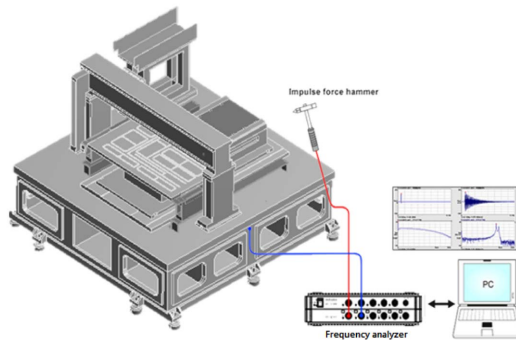


Fig. 4. The setup for the frequency response test.

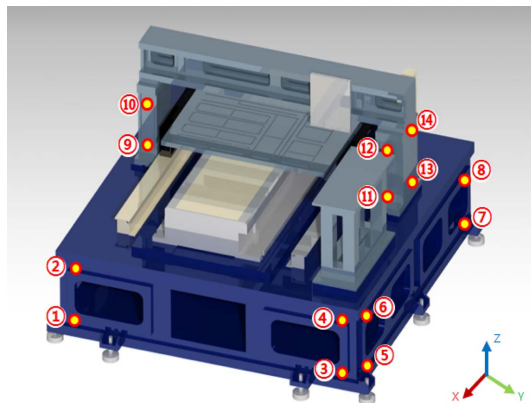


Fig. 5. The location of the sensors.

Table 1. Spec. of the test equipment.

Spec Equipment	Model	Company
Frequency analyzer	Net db PRO-WA	AREVA
Accelerometer	8634b5	Kistler
Impact hammer	DYTR PULSE	Dytran

Fig. 6은 센서 ① ~ ⑧의 전달함수 Imaginary 그래프이며 그래프의 Peak점에서 각 고유진동수를 읽을 수 있다. 그래프를 통해 1차 고유진동수는 29.69 Hz이며 2차 고유진동수는 34.38 Hz, 3차 고유진동수는 55.2 Hz임을 확인 할 수 있다.

그 외에도 장비 Base 위쪽에 위치하고 있는 Column의 동특성을 파악하기 위하여 Fig. 4와 같이 센서 ⑨ ~ ⑫를 부착하고 주파수 분석 실험을 진행하였다. 실험을 통해 얻은 센서 ⑨ ~ ⑫의 전달함수 Imaginary 그래프는 Fig. 7과 같다.

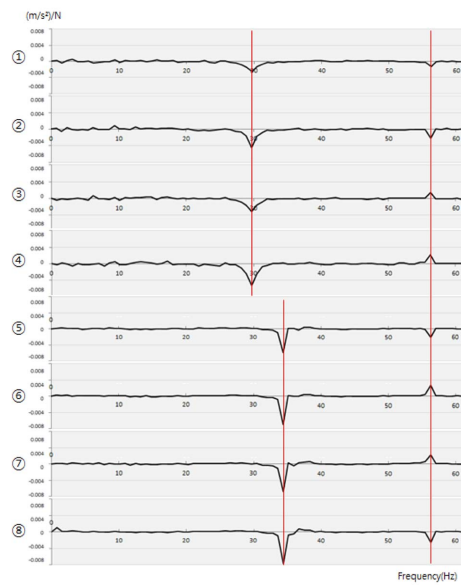


Fig. 6. Transfer functions of machine base (imaginary).

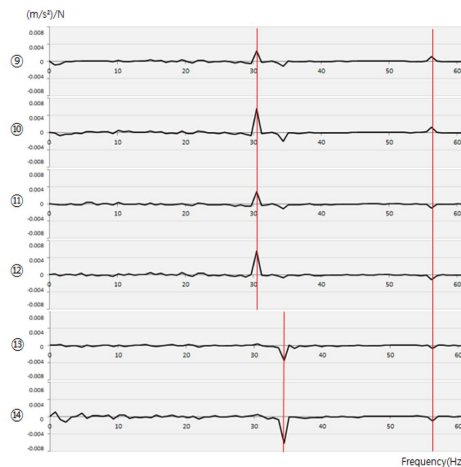


Fig. 7. Transfer functions of column (imaginary).

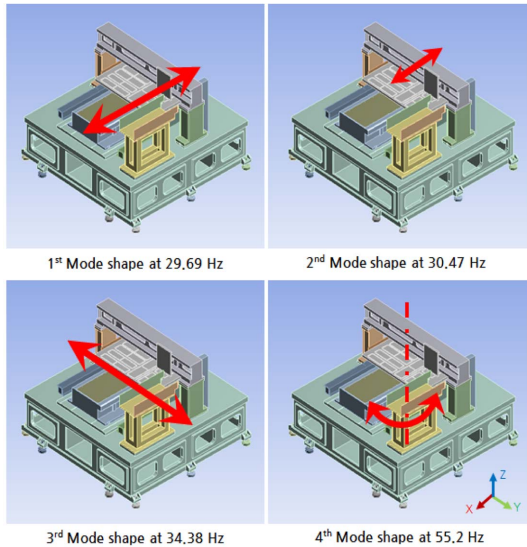


Fig. 8. Mode shapes of the machine (experiment).

Table 2. Natural frequencies and vibration modes from the experiment.

Mode	Natural frequency [Hz]	Mode descriptions
1st	29.69	Bending along X direction
2nd	30.47	Bending along X direction
3rd	34.38	Bending along Y direction
4th	55.2	Torsion w.r.t. Z axis

주파수 분석 실험 결과를 통해 장비의 고유진동수와 진동형을 Fig. 8 및 Table 2와 같이 정리할 수 있다. 장비의 1차 Mode는 X방향을 기준으로 앞·뒤로 진동하며 2차 Mode에서는 Column부의 질량에 의한 X방향 진동을 보인다. 3차 Mode에서는 Y방향으로 진동하며 4차 Mode는 Torsion에 해당된다.

2.3. 컴퓨터 시뮬레이션

컴퓨터 시뮬레이션을 통해 장비의 동특성을 분석하기 위하여 장비의 형상, 물성치, 지지조건을 반영하여 Modeling을 진행하였다. 구현된 Model은 Fig. 9와 같으며 시뮬레이션을 통하여 얻어진 고유진동수 및 진동형은 Fig. 10과 같다.

다음의 Table 3과 같이 실험과 시뮬레이션의 고유진동수를 비교한 결과 두 경우의 오차가 5%이하로 실험 결과와 시뮬레이션에 의한 분석 결과가 잘 일치하는 것으로 판단된다. 시뮬레이션 모델이 실제 장비의 특성

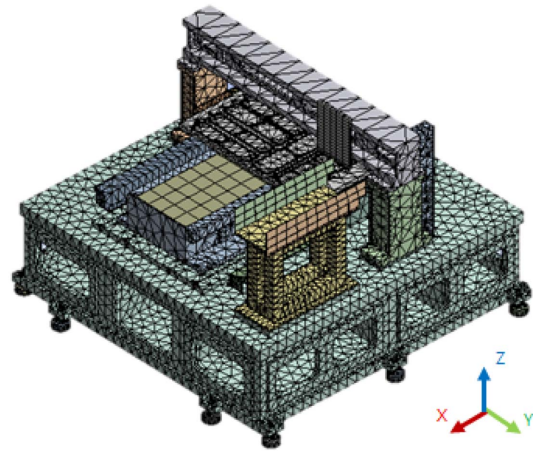


Fig. 9. The model for computer simulation.

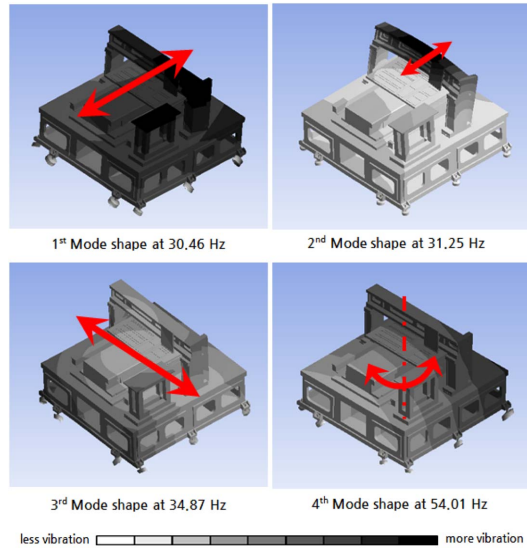


Fig. 10. Mode shapes of the machine (simulation).

Table 3. Natural frequencies and mode shape from the experiment and simulation.

Mode	Natural frequency[Hz]		Comparison
	Experiment	Simulation	
1st	29.69	30.46	3.12%
2nd	30.47	31.25	2.5%
3rd	34.38	34.87	1.41%
4th	55.2	54.01	2.2%

을 잘 반영하고 있으므로 이 모델을 이용하여 설계 개선을 진행하였다.

3. 개선안 도출 및 효과 확인

장비의 진동 분석을 통하여 다음과 같은 문제점을 파악하였다.

레이저 이송을 위해 Base위에 설치된 Column은 장비의 Base와 용접으로 연결되어 있다. 실험 결과로부터 2차 고유진동수의 진동양상이 Column부의 X방향 진동임을 알 수 있는데 이는 용접부의 결합력이 부족해 Base와 Column이 각각 다른 고유진동수를 갖는 것으로 분석된다. 고유진동수 간의 공진이 발생하므로 Column부 결합의 강화(설계 변경 #1)를 통해 Column부의 안정성을 확보하고 공진을 회피하는 것이 필요하다.

또한 장비의 레이저를 Y축으로 이동시키는 서보 모터의 작동속도와 Table을 X축으로 이동시키는 서보 모터의 작동속도가 3000 rpm(= 50 Hz)이므로 장비의 4차 고유진동수와 공진 가능성을 고려해야 하며 이를 회피하는 설계 변경안(설계 변경 #2, #3)이 필요하다.

3.1. 설계 변경 #1

본 장비의 1차 고유진동수는 장비 전체의 X방향 Bending이며 2차 고유진동수의 경우는 Column 및 LM 가이드 부의 Bending에 해당된다. 이는 용접에 의한 결합력이 부족하거나 용접불량에 의해 발생한 것으로 판단되며 Fig. 11과 같이 Column과 Base를 볼트로 체결하여 이를 개선하고자 하였다.

위의 개선안을 적용하여 시뮬레이션을 진행한 결과는 아래 Table 4, 5에 정리하였다. Table 4는 개선안 적용에 따른 고유진동수 변화를 나타내며 Table 5는 개선안과 기존 장비의 진동량을 비교한 것이다. Table 4에서와 같이 볼트를 통해 단단히 체결된 Column은 Base와 하나의 강체로 진동하므로 2차 고유진동수에 의한 진동은 사라지는 것을 확인할 수 있지만 오히려

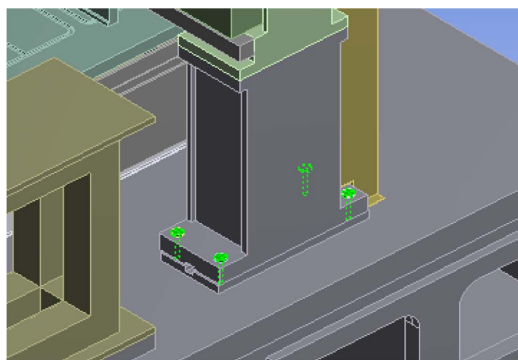


Fig. 11. The positions of bolts.

진동량은 더 증가하였다(Table 5).

3.2. 설계 변경 #2

일반적으로 지지부는 구조물의 강성에 큰 영향을 미친다. 장비의 4차 고유진동수의 경우 서보 모터의 작동속도(3,000 rpm = 50 Hz)와 공진 가능성이 있으므로 이를 피하기 위해 장비의 강성을 높이는 것이 필요하다. 지지부의 높이 변경을 통해 장비의 강성을 높이고자 하였다.

개선안을 적용하여 시뮬레이션을 진행하였고 그 결과는 아래 Table 6, 7에 정리하였다. Table 6은 개선안 적용에 따른 고유진동수 양상을 나타내며 Table 7은 장비의 고유진동수 영역인 20 ~ 70 Hz에서 기존 모델과 개선안의 진동량 비교이다.

Table 4. Natural frequencies of the original model and the alteration #1.

Mode	Natural frequency [Hz]	
	Original model	Alteration #1
1st	30.46	30.06
2nd	31.25	-
3rd	34.87	34.55
4th	54.01	54.02

Table 5. Comparison of vibration magnitudes.

Vibration magnitudes (20~70Hz) [μm]		Comparison [%]
Original model	Alteration #1	
0.749	1.02	136.2 % \uparrow

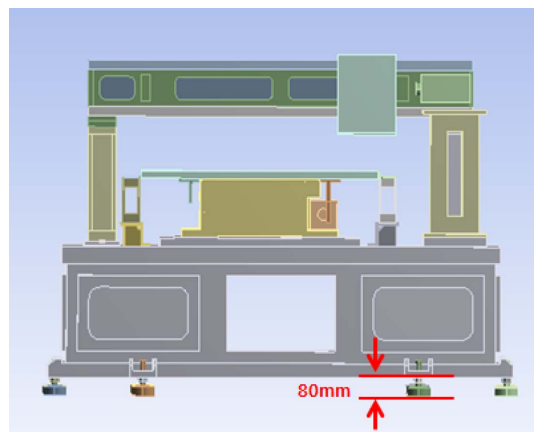


Fig. 12. Heights of support of the original model.

Table 6. Natural frequencies of the original model and the alteration #2.

Mode	Natural frequency [Hz]			
	Original model	Alteration #2		
	80 mm	75 mm	70 mm	65 mm
1st	30.46	32.06	38.11	36.78
2nd	31.25	-	-	-
3rd	34.87	36.87	44.84	42.49
4th	54.01	54.51	60.48	58.90

Table 7. Vibration magnitudes with variation of the heights of support.

Vibration magnitudes (20 ~ 70 Hz) [μm]			Comparison [%]
Original model	Alteration #2		
0.749	75 mm	1.08	144.2 % \uparrow
	70 mm	0.382	49 % \downarrow
	65 mm	0.865	115.5 % \uparrow

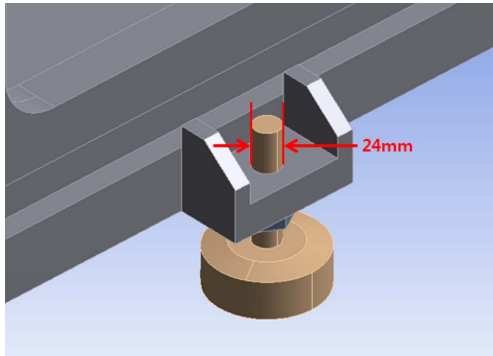


Fig. 13. Support of the original model.

3.3. 설계 변경 #3

장비의 4차 고유진동수와 서보 모터의 작동속도의 공진 가능성 차단을 위해 지지부 설계를 변경하여 장비의 강성을 높이고자 하였다.

개선안을 적용하여 시뮬레이션을 진행하였고 그 결과를 아래 Table 8, 9에 정리하였다. Table 8은 개선안 적용에 따른 고유진동수 양상을 나타내며 Table 9는 20 ~ 70 Hz 범위 내에서 기존 모델과 각 개선안의 진동량 비교이다.

3.4. 최종 설계안 도출(#1+#2+#3)

기존 장비와 개선 후 장비의 고유진동수 변화를 Table 10에 정리하였고, 작동속도 구간인 48 ~ 53 Hz에서의 진동량을 Table 11에 정리하였다. Fig. 14는 개선

Table 8. Natural frequencies of the original model and the alteration #3.

Mode	Natural frequency (Hz)			
	Original model	Alteration #3		
	24 mm	28 mm	32 mm	36 mm
1st	30.46	33.62	36.9	39.86
2nd	31.25	-	-	-
3rd	34.87	38.64	42.28	45.42
4th	54.01	56.03	59.98	63.28

Table 9. Vibration magnitudes with variations of the diameter of support.

Vibration magnitudes (20~70Hz) [μm]			Comparison [%]
Original model	Alteration #3		
0.749	28mm	1.43	190.9 % \uparrow
	32mm	0.907	121.1 % \uparrow
	36mm	0.335	55.3 % \downarrow

Table 10. Natural frequencies of the original model and the final model.

Mode	Natural frequency (Hz)	
	Original model	Alteration #1+#2+#3
1st	30.46	37.73
2nd	31.25	-
3rd	34.87	44.53
4th	54.01	60.51

Table 11. Comparison of the vibration magnitudes.

Vibration magnitudes (48 ~ 53Hz) [μm]		Comparison [%]
Original model	Final model	
0.194	0.0186	90.4 % \downarrow

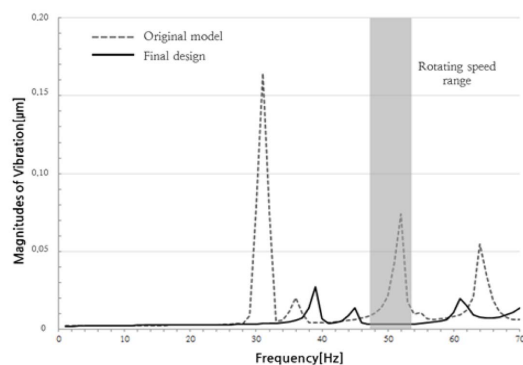


Fig. 14. Vibration magnitudes of the original model and the final model.

전/후 장비 진동량을 그래프로 도시한 것이다.

Fig. 14의 실제 모터 작동속도인 50 Hz에서의 기존 모델과 최종 모델의 진동량을 비교해보면 최종 모델의 진동량이 기존의 장비에 비해 약 90% 감소하였음을 확인할 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 강화유리 레이저 절단기의 주파수 분석 실험 및 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 진동의 원인 및 그에 따른 문제점을 분석하고 이를 바탕으로 설계 개선안을 도출 및 적용하여 그 효과를 확인하는 과정을 거쳐 장비의 안정성을 높이고 강화유리 절단 시의 불량률을 낮추고자 하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

주파수 분석 실험 결과와 컴퓨터 시뮬레이션 결과가 허용오차범위 내(5% 이내)에서 일치하고 있어 본 연구를 위한 시뮬레이션 모델은 실제 장비의 동특성을 잘 반영하고 있는 것으로 사료된다(Table 3).

장비의 동특성 및 진동 문제에 대한 분석을 통해 1, 2차 고유진동수 간의 공진 가능성이 있음을 알 수 있다. 특히 2차 고유진동수를 통해 현재 Column 와 Base부의 용접부에 이상이 있어 Column부가 불안정한 상태이다.

장비의 4차 고유진동수(55.2 Hz)와 레이저의 Y축 이송을 위한 서보 모터와 Table의 X축 이송을 위한 서보 모터가 각각 3000 rpm(= 50 Hz)로 회전하고 있으므로 공진에 대한 고려가 필요하다.

장비의 중심축을 기준으로 Torsion을 보이는 4차 고유진동수와 서보 모터의 작동속도와 근접하여 공진하므로 이를 해결하기 위해 지지부의 강성을 강화하여 고유진동수를 증가시켜 공진을 회피하도록 하였다. 이러한 설계 개선안을 통하여 최종 설계안을 적용한 결과 장비의 진동이 약 90% 감소하였다.

제시된 개선안은 장비의 주물, 금형 등을 포함한 신규 비용이 발생하지 않으며 지지부의 높이 조절과 지

름 변경을 통해 장비의 강성을 강화시킬 수 있어 매우 효율적인 개선안의 될 것으로 기대된다.

본 연구의 진동 분석 및 최적 설계안 도출 과정은 강화유리 절단 장비 외의 가공장비 대부분에 적용되어 장비의 불량률을 줄이고 가공 정도를 향상시킬 수 있을 것으로 기대된다.

감사의 글

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

참고문헌

1. Jeon C. S., Kim Y. G., Yun S. H. and Kwon H. B. "A Study on Impact Damage Characteristics of the Window Glass for High Speed Train", Journal of the Korean Society for Railway, Vol 15, No. 3, pp. 217~223, 2012
2. Ro S. H., "Mechanical Vibrations with Applications", Chaosbook, 2013
3. McConnell K. G., "Vibration Testing", John Wiley
4. William T. Thomson, "Theory of Vibration with Applications", Prentice Hall, pp. 384~387, 1993
5. Randall R. B., "Frequency Analysis", Brüel & Kjaer, 1977
6. Ro S. H., Cho H. J. and Choi E. H., "Analysis of the Free Vibrations of Rectangular Plates Using Database", Trans. of the KSME (A), Vol 24, No. 8, pp. 1978~1990, 2000
7. Ro S. H., "Design Alteration of a Milling Machine Structure for the Improved Stability", Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 5, No. 4, pp. 72-78, 2006.

접수일: 2015년 2월 26일, 심사일: 2015년 3월 12일,
게재확정일: 2015년 3월 23일