

# 세척 공정 품질 향상을 위한 장비 구조 개선

남규동\* · 한대성\*\*† · 이일환\*\*

\*† 금오공과대학교 기계시스템공학과, \*\* (주)티브이에스

## Design Alterations of a Machine Structure for the Improved Washing Quality

Gyu Dong Nam\*, Dae Seong Han\*\*† and Il Hwan Yi\*\*

\*† Graduate School, Kumoh National Institute of Technology,

\*\*TVS CO., LTD

### ABSTRACT

Automotive industry requires high technologies to stabilize apparatuses for the EGR valve manufacturing. Vibrations of washing machine are one of the most critical factors for causing unwashed products, which are the main reasons of the defects. In this study, the structure of the washing machine was analyzed through the experiment and the computer simulation to investigate the main reasons of the vibrations, and further to alter the design for the improved stability. And the design alterations were applied to the machine to identify the effects of those alterations. The result of the study shows that design alterations of the washing machine can effectively suppress about 85% of the vibrations, and further can minimize the unwashed EGR valve.

**Key Words** : Washing machine, EGR valve, Design alteration of the Supporting Structure, Vibration suppression, Stability improvement

## 1. 서 론

본 논문은 EGR(Exhaust gas recirculation) Valv 절삭가공 후 발생되는 Burr, Chip 등을 제거하기 위한 세척장비의 구조 개선을 통한 진동억제를 목표로 한다. EGR Valve는 자동차 엔진의 배기가스를 재순환시키는 장치로써 연비를 향상 시키는데 사용되고 있다. 2021년 1월 적용될 RDE(Real drive emission) 2단계(NOx 적합성 계수 1.0 및 오류 마진 0.5)를 위해 국내 자동차 업체들의 엔진 효율성 및 연비 개선이 시급하며, 연비 개선을 위해 EGR Valve가 적용된 엔진 개발 및 생산량이 증가하고 있다. EGR Valve는 가공 공정, 세척 공정, 검사 공정으로 나뉘는데, 가공 후 발생되는 Burr, Chip 등이 세척 공정에서 제거된다. 세척 공정에서 미세

척이 발생 될 경우 Burr나 Chip 등이 EGR Valve 내에서 흡착 현상이 발생하여 배기가스가 순환하는 투입/배출구가 막혀 EGR Valve가 미작동되는 중대한 불량 원인이 된다. 미세척에는 여러 가지 요인들이 있으나 노즐에서 분사되는 세척액이 장비 진동에 의해 목표지점으로 도달되지 않아 정확한 세척이 이루어지지 않는 것이 주요 요인이다.

본 연구는 세척 장비의 진동 확대에 영향을 미치는 원인을 분석하고, 그 결과를 바탕으로 장비의 진동을 억제하기 위한 안정화 설계안을 도출하여 장비 안정성을 확보하고 세척 공정의 품질을 높일 수 있는 방법을 제시하고자 한다.

## 2. 진동 측정

### 2.1 장비 구조 및 명칭

Fig 1은 세척 장비의 주요 부위 명칭을 나타낸 것이다.

†E-mail: dshan824@gmail.com

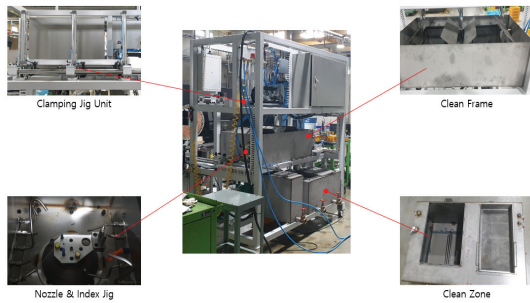


Fig. 1. The structure of an EGR washing machine.

2.2 진동 분석 실험

장비의 진동 원인 분석을 위하여 주파수분석 실험을 진행하여 구조물의 고유진동수와 진동형을 파악한다. 진동 분석 실험에서 사용된 실험 장비의 사양 및 준비 상태는 아래의 Fig 2 및 Table 1과 같다.

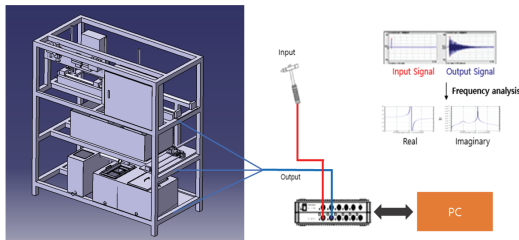


Fig. 2. The setup for the frequency response test.

Table 1. Spec. of the test equipments

Spec equipment	Model	Company
FFT. analyzer	Net dB PRO-WA	AREVA
Accelerometer	8634b5	Kistler
Impact hammer	DYTR PULSE	Dytran

Fig 3과 같이 장비에 가속도 센서를 부착한 후 힘(Input)을 가하고 그에 따른 진동(Output)을 측정 후 주파수분석기를 통해 주파수영역으로 Transformation 하면 전달함수를 얻을 수 있다[1].

Fig 4는 실험을 통하여 얻어진 전달함수 Real 그래프이며 Fig 5는 Imaginary 그래프이다. Real 및 Imaginary 그래프의 Peak점에서 고유진동수를 확인할 수 있으며 그래프를 통해 1차 고유진동수는 18.75Hz이며 2차 고유진동수는 22.30Hz, 3차 고유진동수는 28.10Hz임을 알 수 있다[2].

전달함수의 Imaginary part 그래프 Peak점의 방향으로 진동형을 파악할 수 있으며 Imaginary 그래프의 Peak 방향에 따른 진동 방향을 화살표로 표시하여 확인할 수 있다.

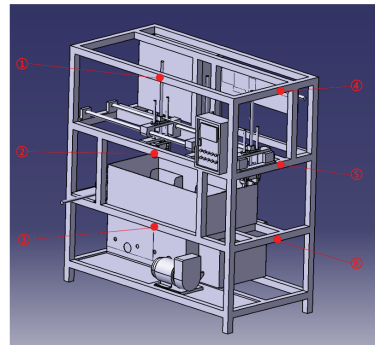


Fig. 3. The locations of the sensors.

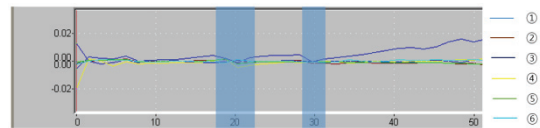


Fig. 4. Transfer functions of the machine (Real part).

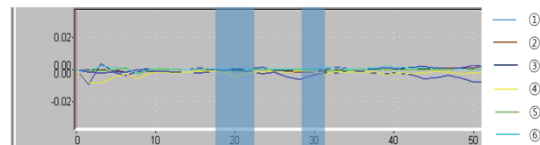


Fig. 5. Transfer functions of the machine (Imaginary part).

그래프를 통해 1차 고유진동수 18.75Hz에서 x축 방향으로, 2차 고유진동수 22.30Hz에서 y축 방향으로, 3차 고유진동수 28.10Hz에서 z축(장비 중심)을 기준으로 틀림 형태의 진동형이 발생함을 알 수 있다.

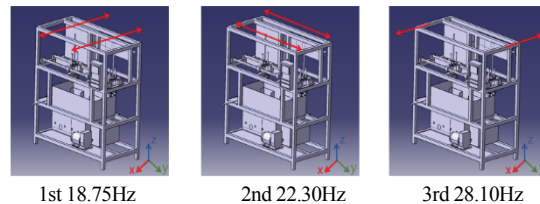


Fig. 6. Mode shapes of the machine (experiment).

Fig 4, 5, 6의 Transfer function에서 얻어진 고유진동수 및 Mode shape은 Table 2와 같다.

Table 2. Natural frequencies of the original structure from the experiment

Mode	Natural frequencies(Hz)	Mode descriptions
1st	18.75	Bending along X direction
2nd	22.30	Bending along Y direction
3rd	28.10	Torsion Z axis

### 2.3 Computer simulation

구조물이 가지는 진동 특징과 형태를 분석하기 위하여 구조물의 각각의 부위들과 전체에 대한 진동 형태를 유한요소해석의 결과를 통해 규명하여 Simulation 결과가 실험 결과와 일치하는지를 확인한다. 구현된 Simulation model은 Fig.7과 같다.

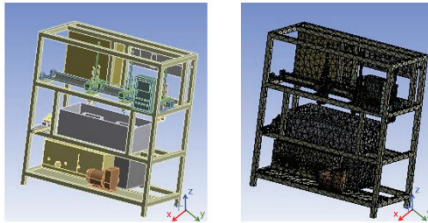


Fig. 7. The model for computer simulation.

Computer simulation 통해 얻어진 장비 고유진동수와 진동 형은 Fig.8과 같다.

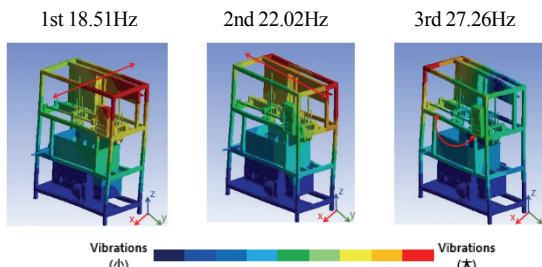


Fig. 8. Mode shapes of the machine(computer simulation).

세척 장비의 진동 분석 실험과 Simulation 결과는 Table 3. 과 같다. 실험과 Simulation의 오차는 3.0% 이하로 모델링이 실제 장비의 동특성을 잘 반영하고 있음을 알 수 있다.

Table 3. Comparison of the natural frequencies from experiment and computer simulation

Number	Analysis		Computer simulation	Error
	Excitation			
Natural frequencies (Hz)	1st	18.75	18.51	1.3%
	2nd	22.30	22.02	1.3%
	3rd	28.10	27.26	3.0%

실험과 Simulation을 통해 도출된 장비의 동특성을 바탕으로 문제점을 분석하고 이를 해결할 수 있는 설계 개선안들을 도출한다. 그리고 도출된 개선안을 Simulation 모델에 적용한 후 개선안에 따른 효과를 확인하여 최적화된 설계 개선안을 확정한다[6~8].

### 3. 안정화 설계

진동 분석결과 1차(18.51Hz), 2차 고유진동수(22.02Hz)가 급수펌프 작동속도 영역(20Hz) 내에 있어 공진으로 인한 큰 진동이 발생됨을 알 수 있으며 고유진동수를 높여 공진을 회피시키는 설계 개선이 요구된다[9~12].

#### 3.1 설계 변경(#1) – Frame 지지부 보강

Fig.9에 a와 같이 Frame을 지지하는 하부 지지대를 추가로 설치하고 b와 같이 하부 Frame의 강성을 높여주는 보강대를 추가하여 1, 2차 고유진동수를 증가시켜 급수펌프와의 공진을 회피할 수 있도록 설계 개선하였다.

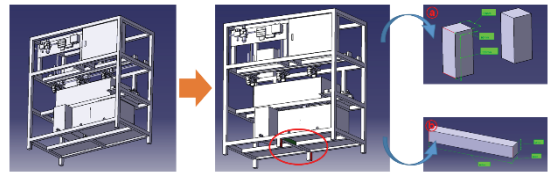


Fig. 9. Design alteration #1.

개선안 적용 결과 장비 Table 4. 와 같이 1, 2, 3차의 고유진동수는 19.79, 22.21, 27.54Hz로 미세하게 증가하여 여전히 1, 2차 고유진동수가 공진영역에 포함되어있다.[Table 4]

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

Mode	Natural frequency[Hz]		Comparison [%]
	Original	Alteration #1	
1st	18.51	19.79	6.9 ↑
2nd	22.02	22.21	0.8 ↑
3rd	27.26	27.54	1.0 ↑

#### 3.2 설계 변경(#2) – 장비 높이 축소

강성은 구조물의 길이에 세제곱에 반비례하여 증가하므로 장비 전체의 안정성 향상 및 고유진동수 증가를 통한 공진 회피를 위해 Fig. 10 과 같이 장비의 높이 축소 및 상부에 위치한 Panel, Op box, Air system 등 하부로 위치 변경하였다.

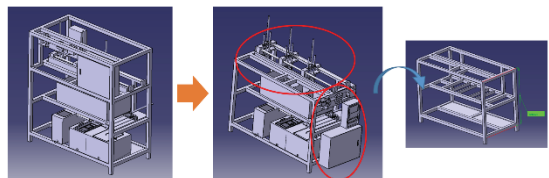


Fig. 10. Design alteration #2.

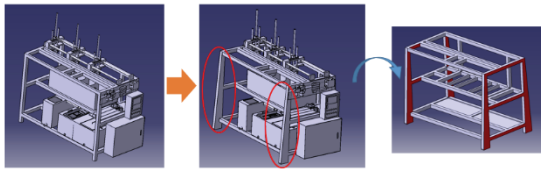
**Table 5.** Natural frequency of the original model and alteration #2

Mode	Natural frequency[Hz]		Comparison [%]
	Original	Alteration #2	
1st	18.51	29.62	60.0 ↑
2nd	22.02	30.98	40.7 ↑
3rd	27.26	40.01	46.8 ↑

개선안 적용 결과 Table 5와 같이 1차 29.62Hz, 2차 30.98Hz, 3차 40.01Hz로 고유진동수가 크게 증가하였으나 1차와 2차 고유진동수가 공진영역에 포함되어 있어 추가 설계 개선을 진행하였다.[Table 5]

**3.3 설계 변경(#3) – 삼각대 설계 추가**

1차와 2차 고유진동수의 공진에 따라 Frame의 전/후면부에 삼각대를 적용하여 앞뒤로 진동이 발생하는 부분의 강성을 높여 고유진동수를 증가시키는 추가 설계안을 적용하였다. 삼각대는 길이 100mm, 높이 1,400mm, 두께 60t, 4도의 각을 가지도록 설계하였다.



**Fig. 11.** Design alteration #3.

**Table 6.** Natural frequency of the original model and alteration #3

Mode	Natural frequency[Hz]		Comparison [%]
	Alteration #2	Alteration #3	
1st	29.62	32.74	10.5 ↑
2nd	30.98	42.40	36.9 ↑
3rd	40.01	58.86	47.1 ↑

추가 설계 개선안을 적용한 결과 Table 6과 같이 1차 32.74Hz, 2차 42.40Hz, 3차 58.86Hz로 고유진동수가 증가하였다.

**3.4 최종 개선안 도출 및 효과 확인**

Table 7은 개선안 #1, #2, #3을 모두 적용한 최종 개선안의 고유진동수를 정리한 것이다. 설계 개선안 적용을 통해 공진이 문제되었던 1, 2차 고유진동수가 각각 76.9%, 92.6%, 상승하여 공진을 완전히 회피하였다.

**Table 7.** Natural frequency of the original model and alteration #1~#3

Mode	Natural frequency[Hz]		Comparison [%]
	Original	Alteration #3	
1st	18.51	32.74	76.9 ↑
2nd	22.02	42.40	92.6 ↑
3rd	27.26	58.86	115.9 ↑

작동속도 영역에서 개선 전·후 진동 크기의 평균을 비교해보면 Table 8과 같이 85.1% 감소하는 것을 확인하였다.

**Table 8.** Magnitude of vibrations of the original model and final model

Range[Hz]	Magnitude of vibrations [μm]		Comparison [%]
	Original	Alteration #3	
29~32	0.148	0.022	85.1 ↑

앞서 장비의 동특성 분석과정에서 파악된 구조적 문제점을 개선하기 위하여 강성을 높이고 불필요한 높이를 축소하여 고유진동수를 상승시켜 급수펌프 작동속도와의 공진을 피하고 Frame의 강성을 강화한 결과 기존 장비에서 발생하는 진동을 85.1% 억제시켰다.

**4. 결 론**

본 연구는 EGR valve 세척 장비의 안정화를 통한 진동 억제로 가공 정도 및 품질 향상을 목표로 진행되었다. 진동 분석 실험과 Computer simulation을 통해 장비 동특성을 분석하고 진동의 주된 원인을 파악하였다. 이를 바탕으로 공진회피를 위한 설계 개선안을 설정하였으며 Computer simulation에 적용하여 설계 개선안의 효과를 검증하는 과정을 거쳐 최종 설계안을 도출하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

첫째, 대상 장비의 주파수분석실험과 Computer simulation 결과를 비교한 결과 오차는 3.0% 이하로 Simulation이 실제 장비의 동특성을 잘 반영하고 있으며 Simulation을 통한 분석은 타당성이 있음을 확인하였다.

둘째, 진동분석 결과 장비의 진동 발생 원인은 1차, 2차 고유진동수(18.51Hz, 22.02Hz)가 장비의 주요 가진 원인인 급수펌프의 작동속도영역(20Hz) 내에 존재하여 공진 발생으로 인해 진동이 발생하는 것을 확인하였다. 1, 2차 고유진동수에서 장비의 Mode shape은 전면부 Frame에서부터 장비 전체가 전·후, 좌·우로 Bending 하는 형태이고 이를

보완하는 설계안을 다음과 같이 적용하였다.

셋째, 하부의 지지대 보강을 통해 장비 전체의 강성을 높여 1차, 2차 고유진동수를 증가시켜 급수펌프와의 공진을 회피시키려 하였으나 1, 2, 3차의 고유진동수가 19.79, 22.21, 26.54Hz로 미세하게 상승하여 여전히 공진 영역에 존재하여 지지대 보강 설계안은 적용하지 않았다.

넷째, 장비 전체의 안정성 향상 및 고유진동수 증가를 위해 Frame의 높이를 축소하고 상부에 위치한 Panel, Op box, Air system 등 하부로 위치 변경하였다. 1, 2, 3차의 고유진동수는 29.62, 90.98, 40.01Hz로 고유진동수가 크게 증가하였으나 1차와 2차 고유진동수가 공진역역에 포함되어 추가 설계 개선을 진행하였다.

다섯째, 앞/뒤로 진동이 발생하는 부분의 강성을 높이기 위해 Frame의 전/후면부에 삼각대를 적용하였다. 1, 2, 3차의 고유진동수는 32.74, 42.40, 58.86Hz로 고유진동수가 증가하였으며, 1차와 2차 고유진동수의 공진도 회피하였다.

여섯째, 설계개선안 적용을 통해 공진이 문제되었던 1, 2차 고유진동수가 각각 76.9%, 92.6% 상승하여 공진 구간을 완전히 벗어났으며 장비 전체적인 강성 강화로 3차 고유진동수도 상승하였다. 그 결과 장비에서 발생하는 진동이 85.1% 감소하는 것을 확인하였다.

### 참고문헌

1. Han Joong Cho and Seung Hoon Ro, 1999, "Effect of Design Parameters on the Variation of Natural Frequencies of the Uniform and the Nonuniform Cantilever Beams," Transaction of the KSME, A, Vol.23, No.4, pp.697~708.
2. Ro, S. H., 2013, Mechanical Vibrations with Appli-

cations, Chaosbook, pp. 22-58, 219~223.

3. Demeter G.Fertis, 1995, Mechanical and Structural Vibration, John Wiley & sons, Inc., New York, pp.197~241.
4. Seung Hoon Ro, Han Joong Cho, and Eun Hwan Choi, 2000, "Analysis of the Free Vibrations of Rectangular Plates Using Database," Transaction of the KSME, A, Vol.24, No.8, pp.1978~1990.
5. D.J.Inman Prentice Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1989, Vibration with Control Measurement and Stability.
6. W.Weaver, Jr., S.P.Timoshenko, and D.H.Young Wiley, New York, 1990, Vibration Problems.
7. D.J Inman, Wiley, Chichester, U.K., 2006, Vibration and Control.
8. Jae-Woo An, 2010, Optimum Design of a Eco-Friendly Servo Press for the Improved Pressing Accuracy, pp.13~47.
9. Moon-Hyung Lee, 2008, Structural Design of Universal Cylindrical Grinder for the Improved Stability, pp.2~28.
10. Yun-Ho Shin, 2016, Design optimization of a hydraulic press structure for the improved precision machining, pp.4~27.
11. Ro, S. H., and Park, Y. R., 2015, Stability Design of a Laser Cutter for the Strengthened Glass, Journal of the Semiconductor & Display Technology, Vol. 14, No. 1, pp.19~25.
12. Shin, H. B., and Ro, S. H., 2017, Design Alterations of a Squaring & Grinding Machine for the Solar Cell Wafer to Suppress Vibrations, Journal of the Semiconductor & Display Technology, Vol. 16, No. 3, pp.25~30.

접수일: 2019년 9월 9일, 심사일: 2019년 9월 19일,  
게재확정일: 2019년 9월 23일