

## 다구찌법을 이용한 트랙터 캐빈 방진고무의 형상최적설계

서지환\*, 이부윤\*\*, 이상훈\*\*,#

\*계명대학교 기계공학과, \*\*계명대학교 기계자동차공학부

### Shape Optimal Design of Anti-vibration Rubber Assembly in Tractor Cabin Using Taguchi Method

Ji-Hwan Seo\*, Boo-Yoon Lee\*\*, Sanghoon Lee\*\*,#

\*Department of Mechanical Engineering, Keimyung University,

\*\*Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University

(Received 18 January 2019; received in revised form 10 March 2019; accepted 12 March 2019)

#### ABSTRACT

We performed shape optimization of an anti-vibration rubber assembly which is used in the field option cabin of agricultural tractors to improve the vibration isolation capability. To characterize the hyper-elastic material property of rubber, we performed uniaxial and biaxial tension tests and used the data to calibrate the material model applied in the finite element analyses. We conducted a field test to characterize the input excitation from the tractor and the output response at the cabin frame. To account for the nonlinear behavior of rubber, we performed static analyses to derive the load-displacement curve of the anti-vibration rubber assembly. The stiffness of the rubber assembly could be calculated from this curve and was input to the harmonic analyses of the cabin. We compared the results with the test data for verification. We utilized Taguchi's parameter design method to determine the optimal shape of the anti-vibration rubber assembly and found two distinct shapes with reduced stiffness. Results show that the vibration at the cabin frame was reduced by approximately 35% or 47.6% compared with the initial design using the two optimized models.

**Key words** : Vibration isolation(진동절연), Harmonic analysis(조화해석), Rubber(고무), Taguchi method (다구찌법), Optimization(최적화)

#### 1. 서 론

농업용 기계 트랙터에 사용되는 캐빈은 운전자의 안전 확보와 더불어 소음과 악천후로부터 운전자를 보호해줄 수 있는 작업 공간을 제공하는 기

능을 한다. 근래에는 트랙터에 앉아 장시간 작업하는 경우 소음과 진동으로 인한 사용자 불편감을 감소시키고자 하는 연구가 활발히 진행 중이다<sup>[1]</sup>. 본 연구에서는 소형 트랙터에 옵션으로 장착되는 캐빈의 진동저감에 관한 내용을 다룬다. 트랙터와 캐빈 사이에는 방진고무가 설치되어 트랙터로부터 전달되는 진동을 감소시키는데 기존 방진고무 어셈블리의 성능이 충분치 않아 캐빈 프레임에 과도

# Corresponding Author : shlee1222@kmu.ac.kr

Tel: +82-53-580-5264, Fax: +82-53-580-5974

한 진동이 발생되는 문제가 보고된 바 있다. 이에 방진고무 조립품의 설계를 개선하여 이 문제를 해결하고자 한다.

이를 위하여 방진고무의 재료물성 시험을 수행하여 적절한 재료모델을 선정하고 방진고무와 캐빈의 모드해석 및 조화가진해석을 통하여 방진고무 설계와 캐빈의 진동 특성의 연관성을 파악한 후 다구찌 기법을 사용하여 캐빈 프레임의 진동을 저감할 수 있는 방진고무의 개선된 설계안을 도출하고자 한다. 트랙터와 캐빈을 실제 운전하는 과정에서 캐빈으로 전달되는 입력가진과 캐빈 프레임에서 발생하는 출력진동을 시험으로 측정하여 조화가진해석의 입력데이터 및 최종 해석결과의 검증에 활용한다. 특히 본 연구에서는 설계목표를 충족시키는 복수의 설계안을 도출하여 개선된 설계의 현장 적용성을 높이고자 하였으며 제시된 설계안의 장, 단점에 대한 비교평가를 수행하였다.

## 2. 방진고무 어셈블리의 유한요소해석

### 2.1 대상모델

본 연구의 연구대상은 K사 소형 트랙터와 캐빈 사이에 설치되는 방진고무이다. (Figs. 1-2) 캐빈을 구성하는 주재료는 구조용 탄소강관(STKM11A), 구조용 각형 강관(PSPR), 열간압연 연강판 및 강대(SPHC)이다. 방진고무의 주재료는 천연고무(NR)와 구조용 탄소강관(STKM11A)이다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 방진고무는 트랙터 마운트와 캐빈 사이에 설치되며 볼트로 고정된다.

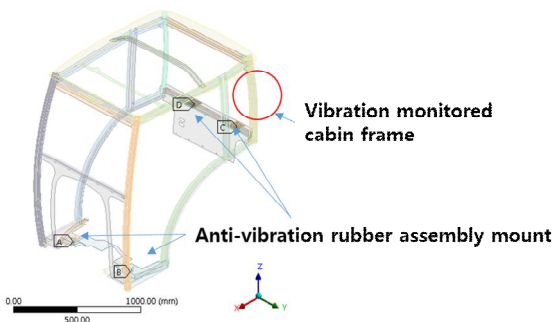


Fig. 1 Tractor cabin and location of accelerometers

### 2.2 방진고무의 재료모델 선정

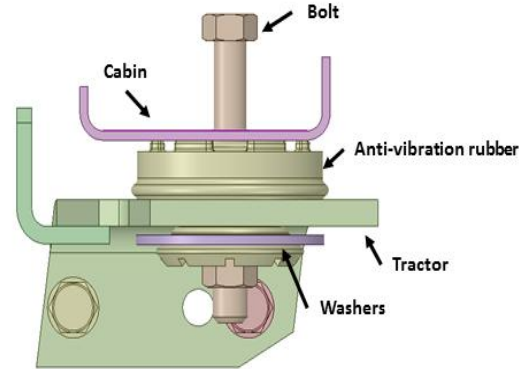


Fig. 2 Anti-vibration rubber assembly installation

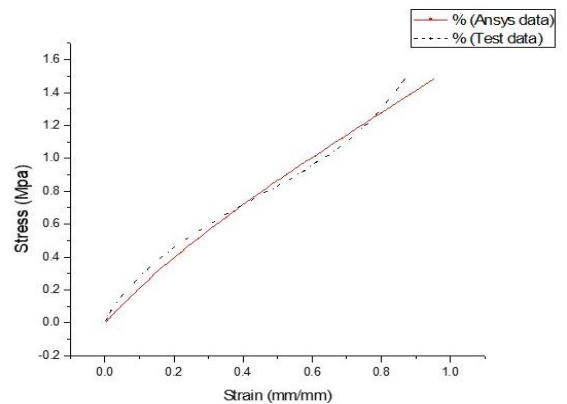


Fig. 3 Verification of material model (uniaxial)

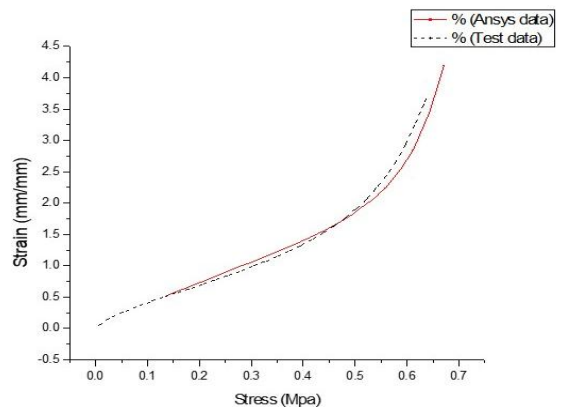


Fig. 4 Verification of material model (biaxial)

초탄성(hyper-elastic) 거동을 보이는 고무의 재료 물성을 파악하기 위하여 재료시험을 수행하고 해석에 입력하기 위한 재료모델을 선정하여 모델 인자를 교정(calibration)하였다.

국가기술표준원에서 고시한 KS규격(KS M 6518)과 한국기계연구원에서 출원한 특허(10-2004-0040054)에 따라 일축과 이축인장시험을 실시하여 상온(26℃)에서 최대 100% 변형률 구간까지 응력-변형률 곡선을 얻었다.

방진고무에 사용되는 천연고무의 재료모델로 대변형에도 정확도가 좋다고 알려진 Ogden 3항 모델<sup>[2]</sup>을 선정하였으며 ANSYS<sup>[3]</sup>에서 제공하는 재료모델 교정(calibration) 기능을 이용하여 시험으로 구해진 응력-변형률 곡선을 가장 정확히 모사해주는 재료 상수를 찾아내었다.

재료모델의 타당성을 검증하기 위하여 일축 및 이축시험 상황을 ANSYS를 이용하여 시뮬레이션 하였다. 시험에 사용된 시편과 동일한 형상의 유한요소 모델에 Ogden 3항 재료모델을 적용하고 시험 조건을 반영한 하중 및 경계조건을 부여하여 해석을 수행한 결과 변형률 100% 까지 전 구간에서 해석결과와 시험결과가 비교적 잘 일치하고 있음을 확인하였다. (Figs. 3-4)

### 2.3 방진고무 어셈블리의 압축해석

정해석을 이용하여 방진고무 어셈블리의 압축 하중-변위 곡선을 도출하였다. 방진고무와 닿는 트랙터 및 캐빈의 철판을 강체로 모사하고 고무의 윗면 및 아랫면과 마찰 없이 접촉하는 것으로 조건을 부여하였다. 볼트와 와셔로 결합되는 내부 철펀 튜브의 상, 하단이 고정된 것으로 경계조건을 부여하였으며 캐빈 쪽 철판이 방진고무를 압축하는 하중을 증가시켜가면서 압축하중-변위 곡선을 구하였다. 캐빈의 조화가진해석에서 방진고무는 이 강성값을 가진 선형스프링으로 단순화되어 입력된다. 방진고무에 가해지는 하중으로는 캐빈의 자중과 고정 볼트의 체결력이 고려되었으며 하중 하에서 방진고무의 강성은 814 N/mm로 구해졌으며 이 때 z 방향 변위는 4.72 mm이다.

볼트 체결력의 경우 업체에서 실제 사용하는 볼트 체결토크로부터 계산을 해서 입력해야 하나

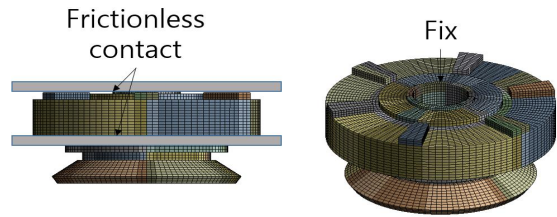


Fig. 5 Finite element model of anti-vibration rubber assembly

정확한 체결 토크에 대한 데이터가 부재하여 일반적인 소형 트랙터에 사용되는 수치를 적용하였다.

## 3. 트랙터 캐빈의 진동평가

### 3.1 트랙터 캐빈의 진동측정 시험

트랙터 본체에서 방진고무를 거쳐 캐빈으로 전달되는 입력 진동과 캐빈의 특정 부위에서 관찰되는 출력 진동을 시험을 통하여 측정하였다. 트랙터를 시운전 상태로 놓고 엔진의 회전속도 800~2700 rpm 구간에서 100 rpm 간격으로 총 20번의 진동을 측정하였다. 입력진동 측정을 위한 가속도계는 방진고무 마운트 하단 부분에 설치되었으며(Fig. 1) 일축 가속도계를 부착하여 그림 상의 z 방향으로 진동을 측정하였다. 800~2700 rpm 대역에서 진동을 측정한 결과 캐빈 프레임의 진동이 가장 심한 엔진 회전속도는 1600 rpm, 1700 rpm, 2600 rpm, 2700 rpm임을 확인하였고 운전 중 가장 많이 사용되는 회전속도인 2000 rpm에 가장 가까운 1700 rpm을 설계 기준이 되는 운전속도로 정하였다.

캐빈 측에서 측정되는 출력진동은 Fig. 1에 표시된 세로 방향 프레임에서 측정하였다. 이 프레임은 2000 rpm 근방에서 가장 큰 진동이 측정된 위치이며 중앙에 3축 가속도계를 설치하여 가속도를 측정하였다. Table 1과 같이 341 Hz 구간에서 가장 큰 진폭의 공진이 발생함을 알 수 있었다.

입력 진동이 z 방향으로만 측정되었으므로 z 방향 출력 진동을 추후 설계에 고려하였다. 시험을 통하여 정량화된 입력 진동은 캐빈의 조화가진해석의 입력가진으로 사용되며 캐빈 프레임에서 측정된 출력진동은 조화가진해석의 타당성을 검증하기 위한 자료로 활용된다.

**Table 1 Three-axis acceleration measurement of cabin**

Direction	Frequency [Hz]	Amplitude [mm/s <sup>2</sup> ]
X	341	155.8
Y	341	38.8
Z	341	71.3

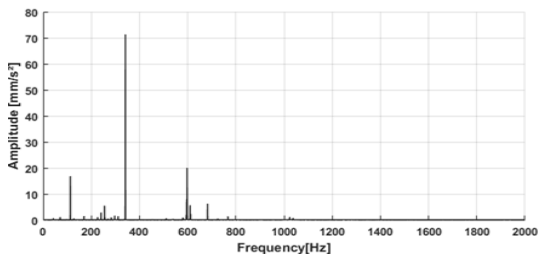
**Table 2 Material properties of cabin frame**

Material	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Young's modulus (GPa)	Poisson's ratio
SPHC	7850	210	0.30
STKM11A	7850	200	0.29
SPSR	7850	210	0.30

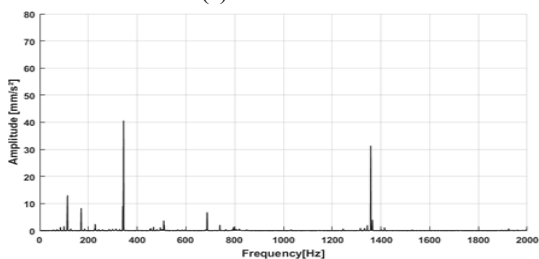
### 3.2 트랙터 캐빈의 조화가진해석

시험으로 구해진 1700 rpm에서의 입력가진 스펙트럼을 고려하여 캐빈의 조화가진해석을 수행하였다. 캐빈은 셸요소로 모델링하였고 캐빈을 구성하는 재료의 물성치는 Table 2와 같은 선형탄성재료로 입력되었다.

방진고무 어셈블리는 선형 스프링으로 단순화되었으며 강성계수는 2.3절에서 구해진 값이 사용되었다. 모드중첩법(mode superposition method)으로 해석을 수행하였으며 시험으로 구해진 주파수별 진폭과 위상을 표로 만들어 지반(base)의 입력가진으로 부여하였다. 조화가진해석으로 구해진 캐빈 프레임의 진동 특성을 시험으로 구해진 결과



(a) Test data



(b) Analysis data

**Fig. 6 Comparison of z-directional frequency spectrum**

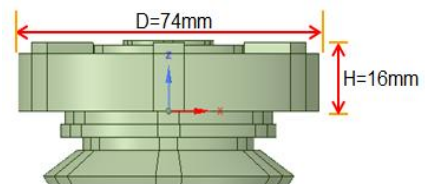
와 비교하였다 (Fig. 6). 가장 큰 진동을 보이는 주파수는 해석에서 344 Hz, 시험에서 341 Hz로 구해졌으며 이 때 진폭은 각각 71.3 mm/s<sup>2</sup>, 41.4 mm/s<sup>2</sup>으로 구해졌다. 진폭에 오차를 보이고 있지만 전반적인 진동특성은 잘 묘사하고 있음을 알 수 있다. 해석결과에서 관찰되는 1350 Hz의 진동은 질량참여율이 매우 작은 비현실적 모드의 진동이 확인되어 추후 설계개선 작업을 진행할 때에는 별도로 고려할 필요가 없음을 확인하였다.

## 4. 방진고무의 형상최적 설계

### 4.1 최적화 문제정의

조화가진해석으로 구해지는 프레임의 진폭을 직접 최소화하는 것은 계산량 및 설계 소요시간이 클 것으로 예상되었다. 이에 방진고무의 강성계수와 캐빈 프레임의 최대진폭의 상관관계를 분석하였고 그 결과 캐빈 프레임에서 발생하는 진동의 최대진폭은 방진고무 강성이 증가함에 따라 단조 증가함을 확인하였다. 이에 방진고무의 형상최적 설계를 주어진 조건 하에 방진고무의 강성을 최소화하는 문제로 단순화하였고 본 연구에서는 다구찌의 인자설계법<sup>[4]</sup>을 활용하여 그 해를 구하였다.

Fig. 7에 제시된 초기형상에 대하여 두 세트의 설계변수를 선정하여 방진고무 어셈블리의 강성을 최소화하는 두 가지 설계안을 도출하였다. 첫 번째 설계안(설계안 1, Fig. 8(a))은 천공을 가공한 방진고무의 높이와 천공직경, 천공의 위치를 조정하는 안으로서 방진고무의 높이(H), 방진고무에 가공할 천공의 직경(d), 천공의 중심거리(R)를 설계변수로 선정하였다. 각 설계변수의 수준은 업체에서 제시한 제작 요건 등을 고려하여 Table 3과 같이 3수준으로 선정하였다.



**Fig. 7 Initial design of anti-vibration rubber ass'y**

두 번째 설계안(설계안 2, Fig.8(b))은 방진고무 측면에 사다리꼴 모양의 홈을 가공하여 강성을 낮추고자 하는 안으로서 홈의 바깥부분 높이(X1), 안쪽 높이(X2) 그리고 전체 직경에서 홈의 깊이를 제거하고 남은 직경(X3)을 설계변수로 한다. 각 설계변수의 수준은 마찬가지로 업체에서 제시한 제작 요건 등을 고려하여 Table 4와 같이 선정하였다. 방진고무의 전체 직경 D와 높이 H는 변경할 수 없다고 가정하였고 이 때 H는 설계안1에서 수준3의 값으로 정한 26 mm로 고정하였다.

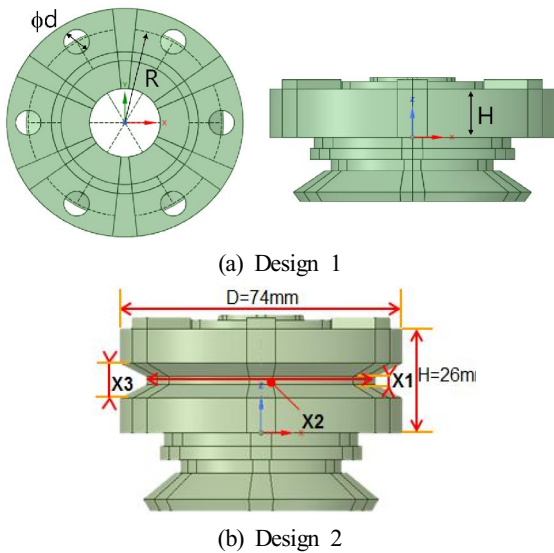


Fig. 8 Design variables

Table 3 Levels of design variables (design #1)

Design variables \ Level	H (mm)	d (mm)	R (mm)
1	16	3	60
2	21	5.5	60.5
3	26	8	61

Table 4 Levels of design variables (design #2)

Design variables \ Level	X1 (mm)	X2 (mm)	X3 (mm)
1	2	50	7
2	4	60	8
3	6	70	9

## 4.2 형상 최적설계 결과

3수준의 설계변수가 3개이고 인자 간의 교호작용은 무시할 수 있다고 가정하여  $L_9(3^3)$  직교배열 표<sup>[4]</sup>를 활용하여 최적의 수준 조합을 도출하였다.

Fig. 9와 Fig. 10은 세 설계변수의 방진고무 강성에 대한 영향을 도시한 주효과도이다. 이 그래프와 분산분석표를 살펴보면 설계안 1에서는 방진고무의 높이가 강성에 가장 영향이 크며 천공의 크기가 두 번째로 평가되고 있다. 설계안 2에서는 측면에 가공한 홈의 깊이가 가장 영향이 크을 알 수 있다. 요인효과도로부터 구해지는 설계안 1의 최적수준조합은 (H: 26 mm, d: 8 mm, R: 60.5 mm)이다. 설계안2의 최적수준 조합은 (X1: 4 mm, X2: 60 mm, X3: 9 mm)이다.(Fig. 11)

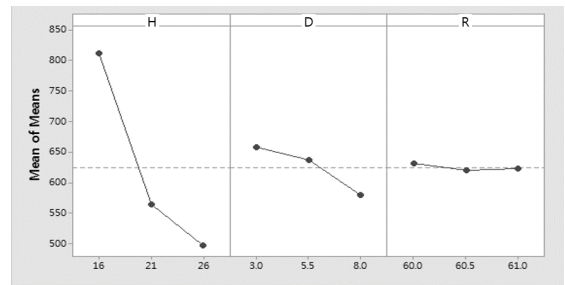


Fig. 9 Main effect diagram (design 1)

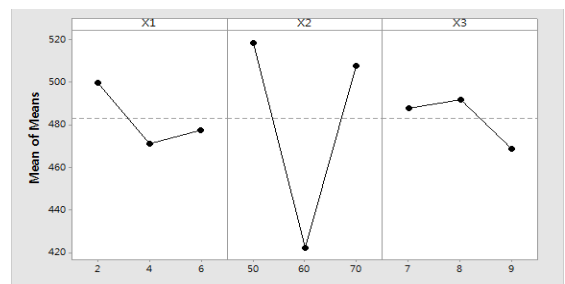


Fig. 10 Main effect diagram (design 2)

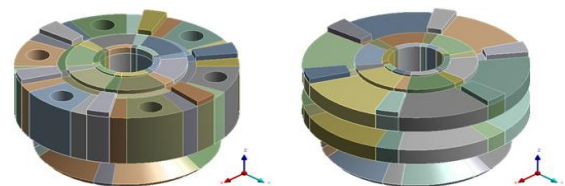
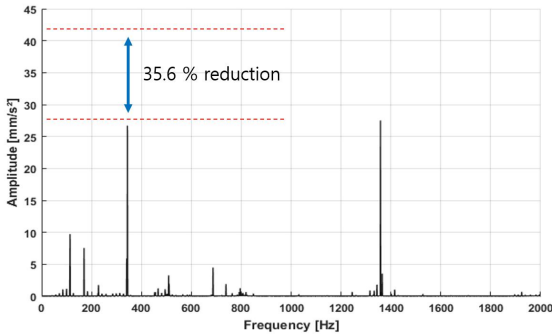


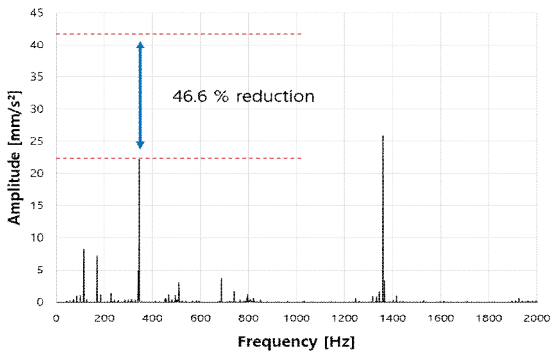
Fig. 11 Optimized shapes of vibration rubber ass'y

**Table 5 Verification of reproducibility<sup>14)</sup> (unit : N/mm)**

Characteristic	Predicted value(P1)	Calculated value(P2)	Error ratio $\left  \frac{P1 - P2}{P1} \right $
Design1	447.76	476.15	6.34%
Design2	386.22	384.15	0.54%



**Fig. 12 Frequency response of cabin frame with optimized rubber assembly (design 1)**



**Fig. 13 Frequency response of cabin frame with optimized rubber assembly (design 2)**

강성값은 설계안 1에서 476 N/mm, 설계안 2에서 448 N/mm로 예측되어 초기설계 대비 38 % 이상 감소하는 것으로 예측되었다. 이 결과는 인자간의 교호작용을 무시하고 예측된 결과로 이의 타당성을 검증하기 위하여 최적수준조합에서 압축해석을 별도로 수행하여 구한 실제 강성값을 요인효과로부터 예측된 추정값과 비교하여 그 결과를 Table 5에 정리하였다. 재현성 평가 결과 두 설계안 모두 예측치와 실제값의 차이가 10 % 미만으로 교

호작용을 고려하지 않고 인자설계가 수행되었지만 결과가 타당함을 보이고 있다.

구해진 최적형상에서의 방진고무 강성값을 반영하여 조화가진해석을 수행한 결과 프레임에서 계산된 z 방향 가속도의 최대진폭이 설계안 1의 경우 초기값 41.4 mm/s<sup>2</sup>에서 26.7 mm/s<sup>2</sup>으로 35.6 %가 감소되었음을 확인하였다. 또한 0 Hz에서 2000 Hz까지의 주파수 대역에서 진폭의 RMS(root mean square) 값을 최적화 전과 후를 비교하면 1.23 mm/s<sup>2</sup>에서 0.92 mm/s<sup>2</sup>로 25.2 % 감소했음을 확인하였다. 두 번째 방진고무 모델의 경우에는 41.4 mm/s<sup>2</sup>에서 21.7 mm/s<sup>2</sup>으로 47.6 %가 감소되었음을 확인하였고 0 Hz에서 2000 Hz까지의 주파수 대역에서 진폭의 RMS 값은 0.83 mm/s<sup>2</sup>로 32.5 % 감소했음을 확인하였다. 이로써 두 설계안 모두에서 진폭의 최대값 뿐 아니라 전체적인 진동의 양이 감소했음을 알 수 있다. (Figs. 12-13)

### 4.3 최적설계안의 비교

앞 절에서 설계안1과 설계안2의 강성과 진동절연성능을 비교한 결과 설계안2가 강성이 작고 진동절연성능이 더 우수함을 알 수 있었다. 여기서는 캐빈에 횡방향 하중이 가해졌을 때 변형에 저항하는 정도를 정해석을 통하여 비교, 평가하였다. ANSYS의 다중단계해석(multistep analysis)을 이용하여 방진고무 어셈블리에 캐빈의 자중과 볼트 체결력이 가해진 상태에서 Fig. 14와 같이 강제로 모사된 캐빈 측 철판에 10000N·mm의 모멘트를 가한 후 발생하는 비틀림 변위를 비교하였다. 캐빈 측 철판의 한쪽 모서리를 중심으로 모멘트를 가하였으며 이는 트랙터가 전도되는 상황에서 캐빈이 사용자를 보호해주는 척도라고 할 수 있는 ROPS(Roll Over Protection System) 관점의 성능 비교를 위한 것이다. 해석의 경계조건과 철판, 방진고무 사이의 접촉조건은 압축해석 수행 시와 동일하게 주었다. 해석 결과 설계안 1의 경우 Fig. 15과 같이 1.8°의 각도만큼 기울기가 발생한 반면 설계안 2의 경우에는 Fig. 16과 같이 2.27°의 기울기가 발생하여 설계안 1이 모멘트에 대한 저항성이 더 큼을 알 수 있다. 따라서 ROPS 측면에서는 설계안 1이 더 유리할 것으로 판단된다. 여기서는



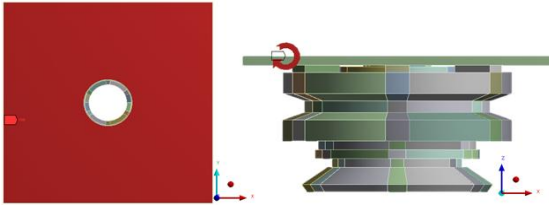


Fig. 14 Moment boundary condition

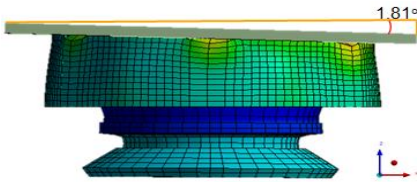


Fig. 15 Deformation of optimal model(1)

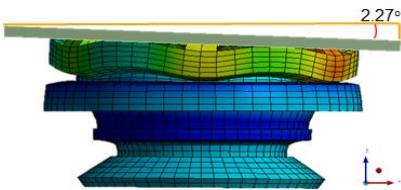


Fig. 16 Deformation of optimal model(2)

간략히 두 설계안의 비틀림에 대한 저항성을 비교하고 있으나 정확한 비교를 위해서는 트랙터 본체와 캐빈을 모두 포함하는 상세한 ROPS 해석이 필요하다.

## 5. 결론

상용으로 개발된 트랙터에 옵션으로 장착되는 캐빈의 진동저감을 위하여 방진고무 어셈블리의 형상최적설계를 성공적으로 수행하였다. 본 연구에서 수행된 내용과 토의 내용을 정리하면 다음과 같다.

1. 일축 및 이축 인장시험으로 얻어진 고무의 물성 데이터로부터 비선형 재료모델인 Ogden 3항 모델을 구축하여 고무의 대변형 거동을 모사하였으며 시험결과와 해석결과의 비교를 통하여 구해진 재료모델의 타당성을 검증하였다.
2. 시험으로 구해진 입력가진 데이터를 이용하여

트랙터 캐빈의 조화가진해석을 수행, 캐빈 프레임 부위의 출력 진동 시험데이터와 비교, 검증하였다.

3. 방진고무의 강성과 캐빈 프레임 진폭의 연관성을 검토하여 방진고무의 강성이 작아질수록 진폭이 감소한다는 결론을 도출하였고, 이를 토대로 최적설계를 수행하였다.
4. 다구찌 직교배열을 이용한 실험계획법으로 최적의 설계안을 찾았고 실질적으로 트랙터 캐빈의 진동 저감이 이루어지고 있음을 해석적으로 확인하였다.
5. 두 가지 설계안을 제시하여 현장에서 활용 가능성을 높였다. 두 설계안 모두 진동절연 측면에서 좋은 성능을 보이고 있으며 방진고무에 천공을 가공하는 설계안이 비틀림 하중에 대한 강성 측면에서 더 우수함을 확인하였다.
6. 실제로 본 연구를 통하여 도출된 설계안을 현장에 적용하기 위해서는 상세한 ROPS 해석 등을 수행하여 진동절연 외 다른 성능에 대한 검증이 필요하다. 특히 장기간 사용을 고려한 내구성평가가 역시 반드시 수행되어야 할 내용이라 할 수 있다.

## REFERENCES

1. Yoo, E. Y.(2017), "The fourth industrial revolution in agriculture 'signal' rang," Retrieved 11, May, 2017, from Korea Agricultural News, <http://newsfarm.co.kr/news/article.html?no=17190>, 11.2017
2. Kim, H. Y., Kim, J. J., Lee, N. K., "Deformation Analysis and Shape Optimization for Automotive Engine Mounting Rubber", J. of KSAE, Vol.7, No.4, pp.347-360, 1999
3. ANSYS Workbench User's Guide, ANSYS Inc. 2015.
4. Phadke, M. S., Quality Engineering Using Robust Design. Prentice Hall, 1989.
5. Kim, J. H., "Finite Element Analysis and Optimal Design of a Roller Rail for a Refrigerator, MS Thesis, Keimyung University, 2008.