

트랙터 캐빈의 진동저감을 위한 방진고무의 형상최적설계

최효준¹, 이상훈^{2*}

¹계명대학교 전기전자융합시스템공학과, ²계명대학교 기계자동차공학

Shape Optimal Design of Anti-Vibration Rubber Assembly to Reduce the Vibration of a Tractor Cabin

Hyo-Joon Choi¹, Sang-Hoon Lee^{2*}

¹Electrical and Electronic Conversion System Engineering, Keimyung University

²Department of Mechanical and Automotive Engineering, Keimyung University

요약 본 연구에서는 농업용 트랙터에 조립식으로 결합되는 캐빈에 사용되는 방진고무의 진동절연성능을 향상시키기 위하여 형상최적설계를 수행하였다. 초탄성거동을 보이는 고무의 물성을 평가하기 위하여 일축 및 이축 인장시험을 수행하였고 이를 이용하여 유한요소해석에 입력 가능한 재료 모델을 도출하였다. 실제 트랙터의 운전 상태에서 진동을 측정하여 방진고무로 전달되는 입력 가진 및 이로 인한 캐빈 프레임의 응답을 정량화하였다. 비선형 거동을 보이는 방진고무의 특성을 반영하기 위해 정해석을 이용하여 방진고무의 하중-변위 곡선을 도출하였다. 이로부터 특정 하중 혹은 변위가 가해진 상태에서 방진고무의 강성을 계산할 수 있었으며 이를 캐빈의 조화가진해석에 사용하였다. 해석결과와 시험 결과의 비교를 통하여 해석모델 및 기법의 타당성을 검증하였다. 방진고무의 형상설계를 위하여 다구찌의 인자설계법이 사용되었으며 이를 통하여 강성이 최소화된 방진고무의 형상을 찾을 수 있었다. 방진고무의 최적 형상을 고려하여 조화가진해석을 수행한 결과 초기 설계 대비 35 % 이상 개선된 진동저감효과를 확인할 수 있었다.

Abstract In this study, shape optimization was performed to improve the vibration isolation capability of an anti-vibration rubber assembly, which is used in the field option cabin of agricultural tractors. A uniaxial tension test and biaxial tension test were performed to characterize the hyper-elastic material properties of rubber, and the data were used to calibrate the material model used in the finite element analyses. A field test was performed to quantify the input excitation from the tractor and the output response at the cabin frame. To account for the nonlinear behavior of rubber, static analyses were performed and the load-displacement curve of rubber was derived. The stiffness of the rubber was calculated from this curve and input to the harmonic analyses of the cabin. The results were verified using the test data. Taguchi's parameter design method was used to find the optimal shape of the anti-vibration rubber assembly, which indicated a shape with reduced stiffness. The vibration of the cabin frame was reduced by the optimization by as much as 35% compared to the initial design.

Keywords : Vibration isolation, Harmonic analysis, Rubber, Taguchi method, Optimization

1. 서론

최근 이슈가 되고 있는 4차 산업에서 많은 이들이 기존의 산업혁명에서 배제되었던 농업이 IT산업과 융합된

농업혁신이 될 것이라 내다보고 있다.[1] 이에 농기계 분야에서도 많은 기술적인 혁신과 성능의 개선이 요구되고 있다. 소음과 진동은 지속적으로 개선이 요구되어온 문제 중 하나이다. 소음과 진동으로 인한 공해는 사람이 스

본 논문은 ㈜삼우농기 연구과제로 수행되었음.

*Corresponding Author : Sanghoon Lee(Keimyung Univ.)

Tel: +82-53-580-5264 email: shlee1222@kmu.ac.kr

Received January 18, 2018

Accepted April 6, 2018

Revised (1st March 9, 2018, 2nd March 21, 2018)

Published April 30, 2018

스로 감지할 수 있기 때문에 이를 흔히 감각공해라고 하며 이것은 장기간 트랙터를 운전하는 운전자에게 유해한 작업환경이 되어 신체 혹은 건강상의 문제로도 이어질 우려가 크다.

본 연구에서는 본체에 캐빈이 조립식으로 결합되는 타입의 소형 트랙터를 다룬다. 캐빈과 트랙터 사이에 설치되는 방진고무의 성능이 충분치 않아 캐빈 프레임에서 과도한 진동이 발생하는 문제가 보고되었으며 이에 방진고무의 성능을 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 설계를 도출하고자 한다. 트랙터와 캐빈을 실제 운전하는 과정에서 캐빈으로 전달되는 입력가진과 캐빈 프레임에서 발생하는 출력진동을 시험으로 측정하여 조화가진해석의 입력데이터 및 최종 해석결과의 검증에 활용한다.

2. 방진고무와 캐빈의 유한요소해석

2.1 대상모델

본 연구의 연구대상은 K사 소형 트랙터의 캐빈 및 트랙터와 캐빈 사이에 설치되는 방진고무이다. (Figs. 1-2) 캐빈을 구성하는 주재료는 구조용 탄소강관(STKM11A), 구조용 각형 강관(SPSR), 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.

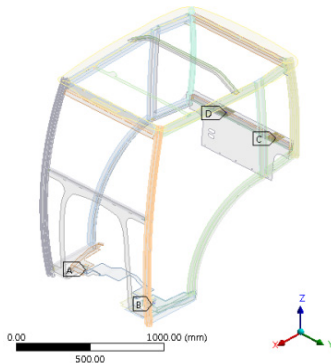


Fig. 1. Tractor cabin and location of accelerometers

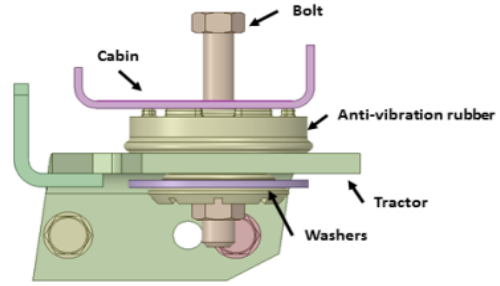


Fig. 2. Anti-vibration rubber installation

2.2 방진고무의 특성평가

2.2.1 고무 재료물성 시험

초탄성(hyper-elastic) 거동을 보이는 고무의 재료 물성을 파악하여 해석에 입력하기 위하여 재료시험을 수행하였다. 시험은 국가기술표준원에서 고시한 KS규격(KSM 6518)과 한국기계연구원에서 출원한 특허(10-2004-0040054)를 따라 일축과 이축인장시험을 실시하였다. 상온(26℃)에서 최대 100% 변형률 구간까지 응력-변형률 곡선을 얻었다.

2.2.2 고무 재료모델 선정 및 검증

방진고무에 사용되는 천연고무의 재료모델로 대변형에도 정확도가 좋다고 알려진 Ogden 3항 모델[2]을 선정하였으며 ANSYS[3]에서 제공하는 재료모델 교정(calibration) 기능을 이용하여 시험으로 구해진 응력-변형률 곡선을 가장 정확히 모사해주는 재료 상수를 찾아내었다. Ogden 모델의 변형률에너지 함수는 식 (1)과 같이 주어지며 구해진 재료 상수는 표 1에 제시되어 있다.

$$U = \sum_{i=1}^3 \frac{\mu_i}{\alpha_i} (\lambda_1^{\alpha_i} + \lambda_2^{\alpha_i} + \lambda_3^{\alpha_i} - 3) \quad (1)$$

여기서

i : 차수

λ : 주 연신율

α_i, μ_i : 비선형 재료상수

Table 1. Ogden 3rd order coefficient

i	μ_i	α_i
1	-0.37226	8.8306
2	0.31808	9.0409
3	0.50797	3.8224

재료모델의 타당성을 검증하기 위하여 일축 및 이축 시험 상황을 ANSYS를 이용하여 시뮬레이션하였다. 시험에 사용된 시편과 동일한 형상의 유한요소 모델에 Ogden 3항 재료모델을 적용하고 시험 조건을 반영한 하중 및 경계조건을 부여하여 해석을 수행한 결과를 Figs. 3-4에도시하였다. 변형률 100% 까지의 전 구간에서 해석결과와 시험결과가 비교적 잘 일치하고 있어 구해진 Ogden 3항 모델이 고무의 재료 특성을 적절히 모사하고 있음을 확인할 수 있다.

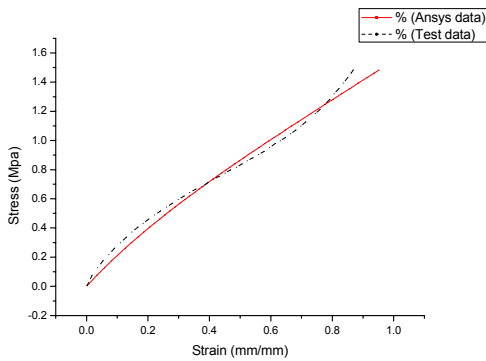


Fig. 3. Uniaxial tension verification

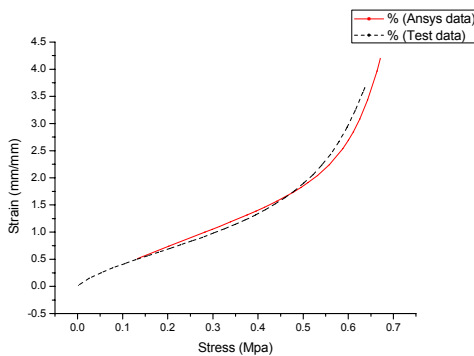


Fig. 4. Biaxial tension verification

2.3 캐빈의 조화가진해석

2.3.1 트랙터 및 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 하단부분에 설치되었

으며(Fig. 1) 일축 가속도계를 부착하여 그림 상의 z 방향으로 진동을 측정하였다. 트랙터와 캐빈의 결속위치는 캐빈의 전방 2곳, 후방 2곳으로 총 4곳이다. 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 방진고무의 설계 기준이 되는 운전속도로 정하였다.

캐빈 측에서 측정되는 출력진동은 Fig. 5에 표시된 세로 방향 프레임에서 측정하였다. 이 프레임은 2000 rpm 근방에서 가장 큰 진동이 측정된 위치이며 프레임의 중앙에 3축 가속도계를 설치하여 x, y, z 세 방향의 가속도를 측정하였다. 시험 데이터를 분석한 결과 Table 2와 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.

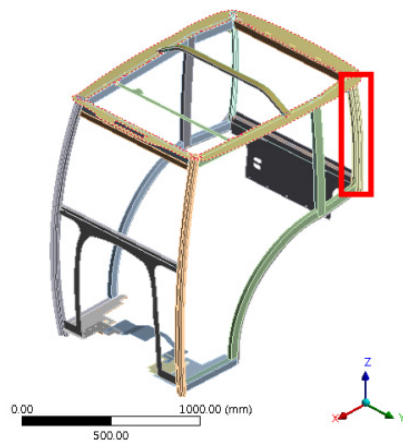


Fig. 5. Three-axis accelerometer installation location

Table 2. Three-axis acceleration measurement of cabin

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

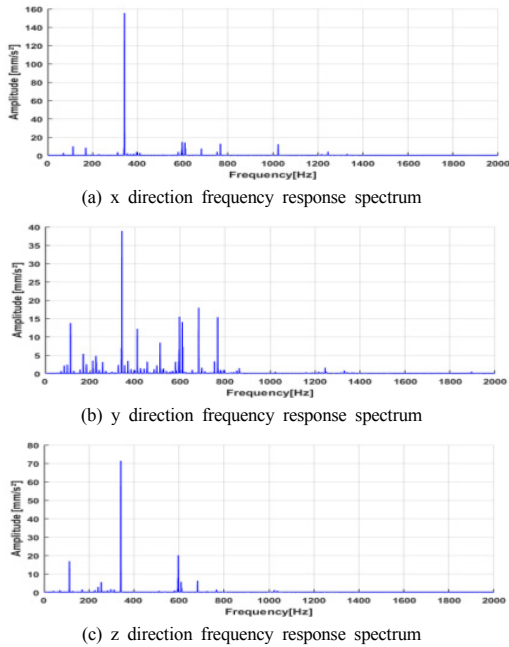


Fig. 6. Frequency response spectrum measured at cabin frame

2.3.2 방진고무의 압축해석

조화가진해석은 선형해석이기에 때문에 방진고무 재료의 비선형성을 해석에 반영하기 위하여 별도로 방진고무의 상세 모델을 구축한 후 이를 이용하여 방진고무의 압축하중-변위 곡선을 도출하였다. 방진고무는 Fig. 2와 같이 트랙터 및 캐빈과 결합되는데 해석에서는 방진고무와 닿는 트랙터 및 캐빈의 철판을 강체로 모사하고 고무의 윗면 및 아랫면과 마찰 없이 접촉하는 것으로 조건을 부여하였다. 볼트와 와셔로 결합되는 내부 철재 튜브의 상, 하단이 고정된 것으로 경계조건을 부여하였으며 캐빈 쪽 철판이 방진고무를 압축하는 하중을 증가시켜가면서 압축하중-변위 곡선을 Fig. 8과 같이 구하였다. 이 그래프의 기울기로 특정 변위 혹은 하중이 가해진 상태에서 방진고무의 강성을 구할 수 있으며 캐빈의 조화가진해석에서 방진고무는 이 강성값을 가진 선형스프링으로 단순화되어 입력된다. 방진고무에 가해지는 하중으로는 캐빈의 자중과 고정 볼트의 체결력이 고려되었다. Table 3은 각 설치지점의 방진고무에 상기 하중이 작용하였을 때 강성을 구한 결과이다. 각 지점에 가해지는 자중에 차이가 있어 강성값 역시 미소한 차이를 보이고 있다.

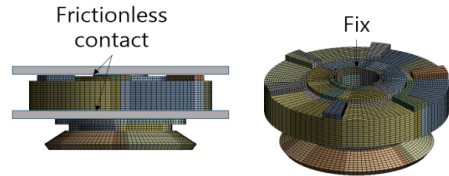


Fig. 7. Finite element model of anti-vibration rubber assembly

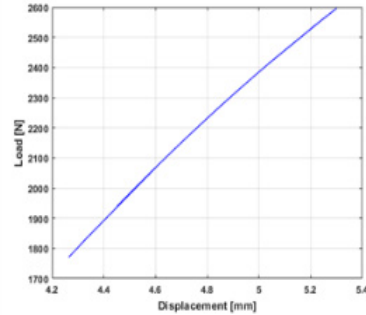


Fig. 8. Load-displacement curve of anti-vibration rubber

Table 3. Stiffness of anti-vibration rubber

	A	B	C	D
Stiffness [N/mm]	814.02	817.6	781.43	792.81
Displacement [mm]	4.717	4.703	4.843	4.799

2.3.3 캐빈의 조화가진해석

시험으로 구해진 1700 rpm에서의 입력가진 스펙트럼을 고려하여 캐빈의 조화가진해석을 수행하였다. 캐빈은 쉘요소로 모델링되었으며 캐빈을 구성하는 재료의 물성치는 Table 4와 같은 선형탄성재료로 입력되었다.

Table 4. Material properties of cabin frame

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

캐빈의 지지점에 방진고무를 모사하는 스프링을 모델링하였으며 강성계수는 Fig. 8의 그래프의 기울기로부터 구하여 입력하였다. 모드중첩법(mode superposition method)으로 해석을 수행하였으며 입력가진 스프링 아래에서 가해지고 구조물이 지지되는 지반(base)이 가진되는 형

태로 해석을 진행하였다. 입력가진은 시험으로 구해진 주파수별 진폭과 위상을 표로 만들어 입력하였다.

조화가진해석으로 구해진 캐빈 프레임의 진동 특성을 시험으로 구해진 결과와 비교하였다. 가장 큰 진동을 보이는 주파수는 해석에서 344 Hz, 시험에서 341 Hz로 구해졌으며 이 때 진폭은 각각 71.3 mm/s^2 , 41.4 mm/s^2 으로 구해졌다.

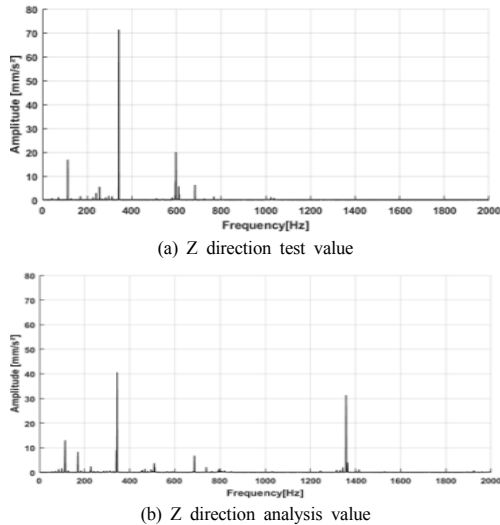


Fig. 9. Comparison of z-directional vibration

해석결과 공진주파수는 비교적 정확히 예측하고 있으나 진폭은 다소 오차가 있는데 이는 다음의 두 가지 사유에 기인한 것으로 판단된다. 첫째로 재료 및 구조의 감쇄(damping) 특성이 정확히 반영되지 못하였다. 개별 재료 및 구조 연결부 등의 정확한 감쇄계수를 구하여 해석에 반영하여야 하나 데이터의 부재로 전역감쇄계수만 해석에 반영하였는데 그 값에 오차가 있을 수 있다. 둘째로 방진고무에 가해지는 볼트 체결력에 오류가 있을 수 있다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이 방진고무의 강성은 변위에 따라 달라지며 이는 다시 조화가진해석의 결과에 영향을 미치게 된다. 업체의 사정 상 방진고무에 가해지는 볼트 체결력의 정확한 값을 파악할 수가 없어 해석에 타 기종에서 사용된 값을 입력하였는데 이 부분에서 해석결과에 오류를 야기했을 가능성이 있다. 이 영향은 제한적일 것으로 판단되지만, 추후 볼트력 게이지 등으로 실제 방진고무에 가해지는 체결력을 측정하여 해석에 반영하는 연구를 계획 중이다. 해석에서 보이는 1350 Hz 인근의 진동은 지지부가 단순화된 셀에서 발생하는 비현실적 모드

(spurious mode)이다.

3. 방진고무의 형상최적설계

3.1 최적화 문제정의 및 해법

조화가진해석으로 구해지는 프레임의 진폭을 직접 최소화하는 것은 계산량 및 설계 소요시간이 클 것으로 예상되었다. 이에 방진고무의 강성계수와 캐빈 프레임의 최대진폭의 상관관계를 분석하였고 그 결과를 Fig. 10에 그래프로 정리하였다.

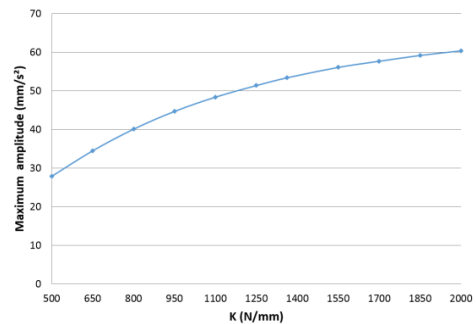


Fig. 10. Stiffness-Amplitude relationship

캐빈 프레임에서 발생하는 진동의 최대진폭은 그림과 같이 방진고무 강성에 따라 단조 증가하는 양상을 확인할 수 있었다. 즉, 방진고무를 모사하는 스프링의 강성계수가 작아질수록 프레임 진동의 진폭이 줄어드는 경향을 확인하였다. 따라서 방진고무의 형상최적설계는 주어진 조건 하에 방진고무의 강성을 최소화하는 문제로 단순화하여 수식화될 수 있으며 본 연구에서는 다구찌의 인자설계법[4]을 활용하여 그 해를 구하였다. 앞 장에서 조화가진해석으로 구해진 캐빈 프레임의 최대 진폭이 시험 측정값과 차이가 있다는 점이 언급되었는데 방진고무 강성과 최대진폭의 관계가 단조 관계라 해석모델의 오차를 감안하더라도 최적해의 타당성은 유효할 것으로 판단된다.

3.1.1 설계변수

방진고무의 강성을 낮추기 위해 Fig. 11에 나타낸 것처럼 방진고무의 높이(H), 방진고무에 가공할 천공의 직경(D), 천공의 중심거리(R)를 설계변수로 선정하였다. 각 설계변수의 수준은 업체에서 제시한 제작 요건 등을 고려하여 Table 5와 같이 선정하였다.

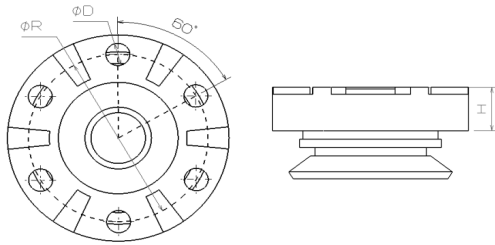


Fig. 11. design variables of the anti-vibration rubber

Table 5. Levels of design variables

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

3.1.2 직교배열을 이용한 실험계획

3수준의 설계변수가 3개이고 인자 간의 교호작용을 무시할 수 있다고 가정하여 $L_9(3^3)$ 직교배열표[4]를 선택하였다. 직교배열표에 따라 설계변수의 값을 설정하고 방진고무의 해석모델을 생성한 후 정해석을 통하여 설계하중이 가해졌을 때 방진고무의 강성을 계산하였다. 결과 분석은 3.2절에서 다룬다.

3.2 형상 최적설계 결과

3.2.1 요인효과 분석 및 최적수준조합

Fig. 12는 세 설계변수의 방진고무 강성에 대한 영향을 도시한 주효과도이다. 이 그래프와 분산분석표를 살펴보면 방진고무의 높이가 강성에 가장 영향이 크며 천공의 크기가 두 번째로 평가되고 있다. 천공의 중심거리는 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 요인효과도로부터 구해지는 최적수준조합은 H3, D3, R2이며 이때의 수준값은 Table 6와 같다.

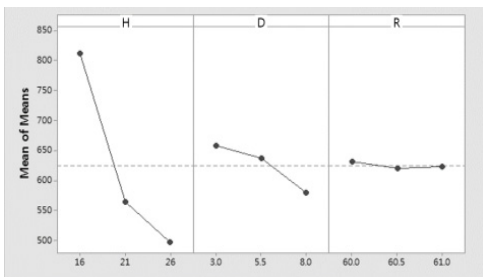


Fig. 12. Main effect diagram

Table 6. Optimal level combination

Design variables	H (mm)	D (mm)	R (mm)
Optimum design	26	8	60.5

3.2.2 설계결과 고찰

찾아진 최적수준조합에서의 강성값을 계산하여 Table 7에 정리하였다. 설치 위치에 따라 약간의 차이는 있지만 초기설계 대비 38 % 이상 강성계수가 감소하였음을 확인할 수 있다. 이 결과는 인자간의 교호작용을 무시하고 수립된 실험계획으로 얻어진 결과이므로 이의 타당성을 검증하기 위하여 최적수준조합에서의 실제 강성값을 요인효과로부터 예측된 추정값과 비교하였다[5]. 추정값 P1은 아래 식 (2)에 의하여 계산되며 결과를 Table 8에 정리하였다.

$$\hat{\mu} = \bar{H}_3 + \bar{D}_3 + \bar{R}_2 - (n-1)\bar{T} \quad (2)$$

여기서

$\hat{\mu}$: 예측값

\bar{H}_3 : H가 3수준일 때의 평균값

\bar{T} : 특성치의 전체 평균

n : 설계변수의 수

Table 7. Values of anti-vibration rubber stiffness (N/mm)

location	A	B	C	D
initial design	814.02	817.64	792.81	781.43
Optimum design	476.15	473.11	486.07	492.20

Table 8. Verification of reproducibility (unit : N/mm)

Characteristic	Predicted value(P1)	Calculated value(P2)	Error ratio $\left \frac{P1 - P2}{P1} \right $
A	447.76	476.15	6.34%
B	445.11	473.11	6.29%
C	449.67	486.07	8.09%
D	451.00	492.20	9.13%

재현성 평가 결과 가장 큰 오차가 발생한 것은 9.13 %이며 오차를 10%이내를 유지하여 각 인자간의 교호작용을 무시하고 수행한 실험계획의 타당성에 문제가 없음을 확인하였다. 구해진 최적형상에서의 방진고무 강성값을 반영하여 조화가진해석을 수행한 결과 프레임에서

계산된 z 방향 가속도의 최대진폭이 초기값 41.4 mm/s^2 에서 26.7 mm/s^2 으로 35.6%가 감소되었음을 확인하였다. 또한 0 Hz에서 2000 Hz까지의 주파수 대역에서 진폭의 RMS(root mean square) 값을 최적화 전과 후에서 비교하면 1.23 mm/s^2 에서 0.92 mm/s^2 로 25.2% 감소했음을 확인하여 진폭의 최대값 뿐 아니라 전체적인 진동의 양이 감소했음을 알 수 있다. (Fig. 13) 이로써 구해진 방진고무의 형상설계로 진동절연효과가 개선되었음을 알 수 있다.

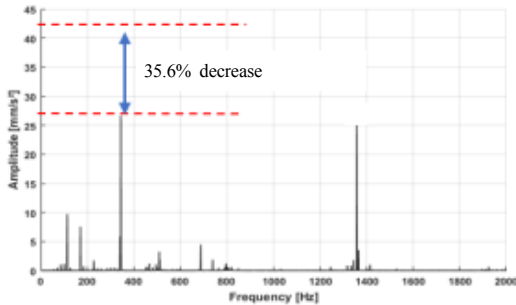


Fig. 13. Frequency response of cabin frame with optimized anti-vibration rubber assembly

4. 결론

트랙터 캐빈의 진동을 저감하기 위하여 트랙터와 캐빈 사이에서 진동을 절연해주는 방진고무의 형상최적설계를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 일축 및 이축 인장시험으로 얻어진 고무의 물성 데이터로부터 비선형 재료모델인 Ogden 3항 모델을 구축하여 고무의 대변형 거동을 모사하였으며 시험결과와 해석결과와의 비교를 통하여 구해진 재료 모델의 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 최적설계 문제를 수식화 하였다.
4. 다구찌 직교배열을 이용한 실험계획법으로 최적의 설계안을 찾았고 실질적으로 트랙터 캐빈의 진동저감이 이루어지고 있음을 해석적으로 확인하였다.

향후 조화가진해석의 정확도를 향상시키기 위한 추가 연구 및 최적화된 방진고무 어셈블리의 진동절연 효과를 시험적으로 검증하기 위한 연구를 진행할 계획이다.

References

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

최 호 준(Hyo-Joon Choi)

[정회원]



- 2018년 2월 : 계명대학교 전기·전자융합시스템공학과 기계공학전공 (공학석사)
- 2018년 3월 ~ 현재 : (주)삼우농기 연구원

<관심분야>
전산해석, 구조설계

이 상 훈(Sanghoon Lee)

[정회원]



- 1999년 2월 : 한국과학기술원 기계공학과 (공학석사)
- 2006년 2월 : 한국과학기술원 기계공학과 (공학박사)
- 2008년 12월 ~ 2015년 8월 : 한국원자력연구원 선임연구원
- 2015년 9월 ~ 현재 : 계명대학교 기계자동차공학부 조교수

<관심분야>
전산해석, 구조설계, 최적설계, 강건설계, 구조신뢰성공학