

압축된 방진고무의 강성 해석

김국원*, 임종락**, 안태길***

Stiffness Analysis of Compressed Rubber Components for Anti-Vibration

Kug Weon Kim*, Jong Rak Lim**, and Tae-Kil Ahn***

ABSTRACT

Optical disk technology with a laser beam for data recording and retrieval is one of the most promising route for high density information storage in multimedia era. As the storage density and data transfer rates are increased, mechanical issues, mainly noise and vibration, become critical. Rubber materials are extensively used in various machine design application, mainly for vibration/shock/noise control devices. Over the years an enormous effort has been put into developing procedures to provide properties of rubber material for design function. However, there are still a lot of difficulties in the use of designing the rubber components with complex shape and under pre-deformed state. In this paper, non-linear large deformations of a rubber mount for optical disk drive were investigated using the finite element method. A tension test of rubber material was performed, to calculate a strain energy function. According to the pre-deformed state, the variation of rubber mount stiffness were calculated and the reliability of numerical results were checked by compared with the measuring the deflection values. Also, the effects of the pre-deformed rubber mount on the system dynamic characteristics were investigated and the relation between the static stiffness variation of rubber mount and the natural frequency variation of system was discussed.

Key Words : Rubber Components for Anti-Vibration(방진고무), Finite Element Method(유한요소법), Stiffness(강성), Optical Disk Drive(광디스크 드라이브)

1. 서론

레이저 빔을 이용하여 정보를 기록/저장하는 광디스크 기술은 대용량, 휴대 간편성 및 성능의 신뢰성이 높아 멀티미디어시대의 정보매체로 유망시되고 있다. 광디스크 기술의 발전 추이는 고밀도화, 고배속화 및 고속 액세스기술 등으로 요약할 수 있으며, 이에 따라 기계적인 진동, 소음에 대한 문제가 매우 심각하게 대두되고 있다. 광 픽업(optical

pick-up)부가 디스크에 기록되어 있는 트랙(track)을 읽거나, 또는 새로운 정보를 기록할 때, 고배속/고밀도화 되어갈수록 외부의 진동 및 충격에 의해 오동작을 일으킬 가능성이 높아지며, 또한 고배속화에 따라 발생하는 내부 진동원에 대해서도 대책이 마련되어야 하는 등 광디스크 드라이브는 기본적으로 복잡한 방진대책을 요구하고 있다. 따라서 안정적으로 정보를 저장, 재생시키기 위해서는 서보제어기술의 발전과 함께, 기계적인 진동특성의 안정

* 천안공업대학 용접기술과

** LG전자 Digital-Media Research Lab.

*** 호서대학교 기계공학과

성 확보가 요구된다. 광디스크 드라이브에는 내부 및 외부 진동원에 대처하기 위해 방진부를 설치하는데, 통상 고무를 사용하고 있다. 일반적으로 고무는 금속에 비하여 내부마찰이 크고 경제성, 성형의 용이성 때문에 기계구조물의 방충, 방음 및 방진재로 널리 이용되어 왔다. 그러나 고무재료는 그 기계적 특성이 금속과는 달리 온도, 주파수 및 사용 환경 등에 의해 크게 영향을 받으며 형상에 따라서는 강성의 예측에 오류를 범하기 쉬우므로 고무부품을 사용한 시스템의 동적 거동을 예상하고자 하는 경우에는 세심한 주의를 필요로 한다. 이러한 이유로 현재까지 방진고무의 설계 및 제작은 대부분 경험적 시행착오와 단순한 반복시험에 의존하고 있는 실정이나, 최근 컴퓨터의 발전에 힘입어 비선형 유한요소법을 이용하여 고무재료의 거동을 해석하는 것이 실용화됨에 따라⁽¹⁻³⁾ 고무부품의 설계를 체계화할 수 있게 되었다. 본 연구에서는 고무재료의 물성치 파악과 이를 이용하여 복잡한 형상을 가지는 방진고무의 경계조건 및 하중조건에 대한 기계적 특성(강성)을 예측하는 것을 목표로 한다. 실제로 방진고무는 지지하는 시스템의 무게에 의해 또는 의도적으로 가해지는 경계조건에 의해 강성이 영향을 받게 되며, 이는 곧바로 시스템의 동특성을 변화시키므로 방진고무의 강성에 대한 정확한 해석 및 예측이 필요하다. 수치해석을 위해 상용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS⁽⁴⁾를 이용하여 방진고무의 형상 및 경계조건과 관련된 특성을 파악하였고, 처짐량을 측정하여 그 타당성을 검증한 후 방진고무의 강성변화에 따른 시스템의 동특성 변화를 살펴보았다.

2. 변형률 에너지 함수 결정

2.1 초탄성 거동

고무재료의 가장 큰 특징은 낮은 응력에서도 높은 변형성을 갖는 것이다. 변형률이 500% 까지도 탄성의 성질을 나타내며, 하중과 변형의 관계가 비선형이기 때문에 매우 작은 변형률일 경우를 제외하면, 탄성계수(Young's modulus)로 재료의 거동을 표현할 수 없다. 이러한 대변형의 탄성거동에 대하여, 단위 체적당 변형률 에너지 함수의 변화율이 응력에 의한 일률과 같다는 개념을 이용하여, 고무와 같은 초탄성체의 거동을 기술한다.

$$S = \frac{\partial U}{\partial \epsilon} \quad (1)$$

여기서 S 는 second Piola-Kirchhoff 응력텐서이며, ϵ 은 Green-Lagrange 변형률 텐서이다. 고무 등방성이라 가정하면 변형률에너지 함수를 변형률 불변계수 I_1, I_2, I_3 으로 나타낼 수 있다.

$$U = U(I_1, I_2, I_3) \quad (2)$$

여기서 변형률 불변계수를 주신장률(principal stretch) $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ 로 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} I_1 &= \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \\ I_2 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \\ I_3 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \end{aligned} \quad (3)$$

재료를 비압축성이라 가정하면 $I_3 = 1$ 이 되어 U 는 I_1, I_2 만의 함수가 된다. 이러한 변형률에너지 함수를 표현하는 재료모델로서 여러 가지가 제시되어 있으나 변형률 150%까지는 Mooney-Rivlin 모델이 잘 맞는 것으로 알려져 있다⁽⁵⁾. 즉,

$$U = C_1(I_1 - 3) + C_2(I_2 - 3) \quad (4)$$

여기서 C_1, C_2 는 물질상수로서 재료시험으로부터 얻어진 하중-변형관계에 의해 결정된다.

2.2 인장시험

일반적으로 고무재료의 정적 거동을 표현하기 위하여 사용되는, 변형률 에너지 함수의 모형을 결정하기 위한 실험에는 인장시험, 전단시험, 압축시험 등 여러 가지가 있다. 실제적으로, 실험이 간편하고 데이터 처리가 간단하여 가장 광범위하게 사용되는 방법은 1축 인장시험이며, 본 연구에서도 부틸(Butyl) 고무재료의 정적인 기계적 특성을 추출하기 위하여 UTM(Universal Testing Machine, Instron)을 이용하여 1축 인장시험을 수행하였다. 시험기는 KS M6782의 아령 1호형을 사용하였으며, 시험기의 인장속도는 5 mm/min, 시험온도는 23 °C 이었다.

Fig. 1은 경도 30에 대한 공칭응력과 공칭변형

롤사이의 실험결과 및 최소자승법으로 근사시켜 얻어진 곡선을 나타낸다. 실험으로부터 얻어진 물질상수 C_1, C_2 는 각각 $4.91 \times 10^4, 1.59 \times 10^4 \text{ N/m}^2$ 이다.

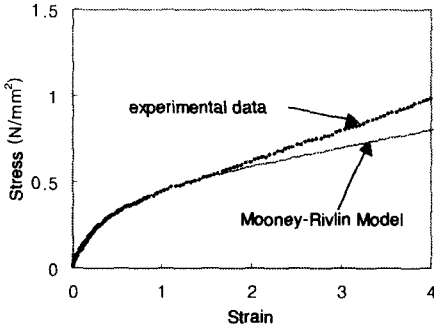


Fig. 1 Stress-Strain relationship from uniaxial test and curve fitting for Mooney-Rivlin coefficient

3. 방진고무의 강성예측

3.1 문제 정의 및 해석 방법

본 연구에서 해석 대상으로 하는 방진고무의 형상을 Fig. 2에 나타내었다. 지지하는 시스템의 무게는 약 752.6g이며, 고무부품의 조립 및 안정적인 방진효과를 위해 조임나사 및 스페이서로 방진고무를 고정하고 있다. 이때 방진고무의 고정된 정도에 따라 시스템의 동특성은 큰 차이를 보이곤 하는데, 현재까지 이에 대한 연구는 미진한 상태이다. 고무는 재료 자체적으로 뿐만 아니라 형상 및 접촉 경계조건에 따라 심한 비선형 특성을 나타낸다. 본 연구에서는 나사의 조임정도에 따른 방진고무의 비선형 거동을 해석하고 이를 바탕으로 강성변화를 예측하였다. 해석의 검증은 나사의 조임정도를 다르게 할 때, 시스템 무게에 의한 처짐량을 측정하여 계산치와 비교하였다.

방진고무의 정확한 강성변화를 해석 및 실험하기 위해 Fig. 3과 같은 실험장치를 제작하였다. 실험장치는 광디스크 드라이브 시스템을 모형화하여 동일한 4개의 방진고무 위에 광디스크 드라이브 시스템의 질량을 대표하는, 형상이 대칭인 부가질량을 올려놓고, 나사를 조정하여 시스템 질량의 처짐량을 측정하였다. 구체적으로 설명하면 다음과 같다. 먼저 나사의 조임정도를 조절하여 스페이서가

각각 0.8, 1.3, 2.25 mm 내려오도록 하고 각각의 경우 시스템 질량을 방진고무에 결합시켰을 때, 시스템의 처짐량을 살펴보았다.

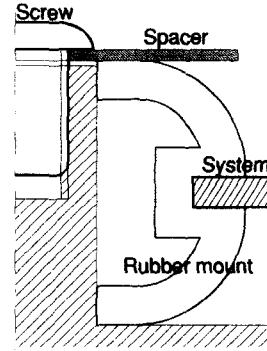


Fig. 2 Schematic diagram of the rubber mount



Fig. 3 Experimental apparatus for rubber mount deflection

3.2 모델링 및 경계조건

방진고무의 형상, 하중조건 및 경계조건에 대한 대칭성 덕분에 축대칭 모델링을 하였고, 사용된 요소는 ANSYS에서 제공하는 고무해석 전용인 HYPER 56 4절점 요소이다. 또한 방진고무의 변형을 현실적으로 묘사할 수 있도록 접촉요소를 사용하였는데, 방진고무와 고정용 축이 접촉하고, 방진고무의 윗면과 아랫면이 각각 스페이서와 바닥면과 접촉한다고 모델링하였다. 본 해석에서는 접촉부위의 마찰은 고려하지 않았다.

Fig. 4는 유한요소해석을 위해 모델링한 방진고

무 형상을 나타내고 있다. 시스템과 방진고무의 결합부위는 정확한 경계조건을 부여하기가 힘든 부분으로 이중 A부위는 시스템의 하중에 의해 함께 처지는 변형을 보이므로 x방향의 변위를 고정시키고 y방향은 자유롭게 하였다. B와 C 부위의 y방향으로는 같은 변위를 가져야 되므로 자유도를 연성시키고, x방향으로는 자유롭게 움직일 수 있다고 가정하였다. 하중조건으로는 시스템의 무게가 C부위에 고르게 분포되며, 전체 무게가 4개의 방진고무에 균등하게 배분된다고 가정하였다. 먼저 스페이서가 (-)y방향으로 움직이면서 방진고무와 접촉변형을 일으키고 이후 시스템 무게에 의한 하중이 부과된다. 처짐량 기준은 실험과 비교하기 위해 시스템 결합부 중 C부위의 y방향 변위를 살펴보았다.

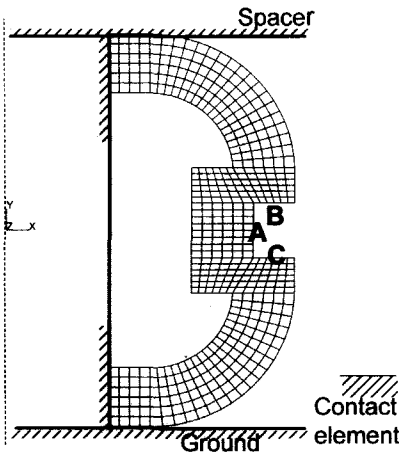


Fig. 4 Axisymmetric finite element model of the rubber

3.3 해석결과

스페이서의 압축량 0.8, 1.3, 2.25 mm 에 대한 시스템 질량의 처짐량을 측정 및 계산한 결과를 Table 1에 나타내었다. 표에서 나타낸 처짐량은 방진고무에 아무런 하중조건이 없는 경우를 기준으로 계산된 값이다. 따라서 스페이서로 압축된 상태에서 순수히 시스템 질량에 의한 방진고무의 처짐량은 표에서의 측정값에 스페이서 압축량의 1/2인 0.4, 0.65, 1.125 mm 를 감하면 된다. 이는 스페이서만의 압축량에 의해서, 방진고무 형상 및 하중조건 상하 대칭성 덕분에 방진고무 중간부분의 처짐량이 스페이서 압축량의 1/2로 되기 때문이다. Fig. 5에 방진고무의 변형을 두 단계로 나누어 나타

내었다. (a)는 스페이서만의 압축에 의해서 변형된 방진고무 형상을 나타내는데, 상하 부분의 변형이 같게 나타나고, 이러한 변형상태에서 시스템의 질량에 의해 (b)에서와 같이 방진고무의 아래쪽 부분의 변형이 심화된다. 따라서 각각의 스페이서 압축량에 대해 시스템 질량만에 의한 방진고무의 처짐량은 각각 0.29, 0.22, 0.175 mm 가 된다. 스페이서 압축량이 클수록 방진고무의 변형도 심화되므로 시스템 무게에 대한 처짐량이 작게 나타난다. 계산결과는 측정치와 상당히 잘 일치하고 있으며, 따라서 스페이서 압축량이 고려된 방진고무의 강성을 유한요소해석으로부터 유용하게 계산할 수 있게 되었다. 강성값은 유한요소해석 결과를 이용하였으며, 비선형 상태에 있으므로 단위 하중/단위 변형량 관계에 의해 계산되었다. 계산된 방진고무의 강성은 스페이서 압축량에 큰 영향을 받고 있음을 알 수 있는데, 압축량 0.8 mm에 비해 2.25 mm의 경우 약 2.4 배 이상의 강성 증가를 초래하고 있다.

Table 1 Comparison between FEM analysis and measurement for deflection

Compression [mm]	Deflection [mm]			Stiffness [kN/m]
	FEM	Exp	Error[%]	
0.8	0.62	0.69	10.14	8.1
1.3	0.81	0.87	6.90	12.3
2.25	1.22	1.30	6.15	19.8

$$[\text{error} = |\delta_{\text{FEM}} - \delta_{\text{exp}}| / \delta_{\text{exp}}]$$

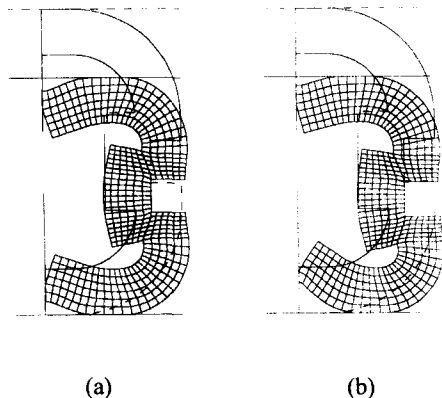


Fig. 5 Rubber mount deformation considering: (a)

only spacer; (b) spacer and system mass

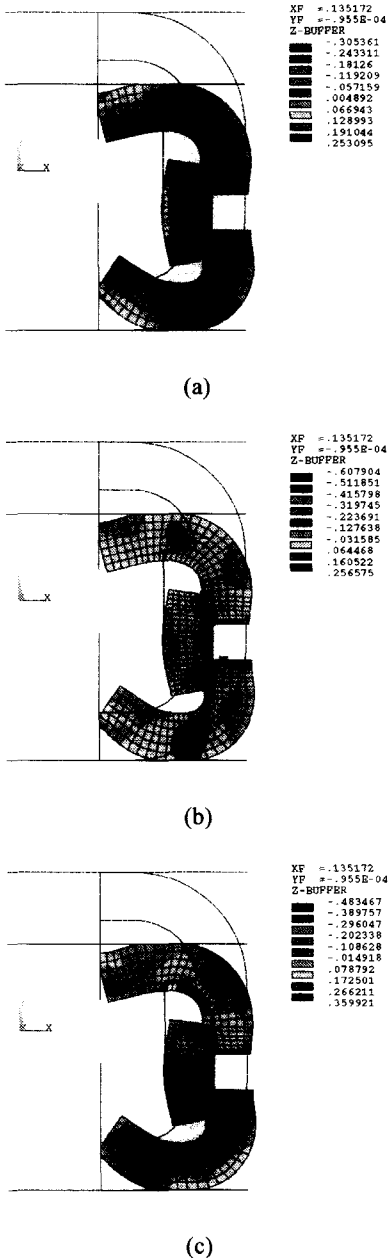


Fig. 6 Strain distribution of rubber at 2.25 mm spacer: (a) axial direction; (b) radial direction; (c) shear

스페이서 압축량과 시스템 질량을 고려할 경우 방진고무의 변형이 어느 정도인가를 살펴보기 위해 변형이 가장 큰 조건인 스페이서가 2.25 mm 인 경우에 대해 방진고무의 각 방향별 변형률을 Fig. 6 (a), (b), (c) 에 나타내었다. 축방향(y축)의 경우 인장과 압축이 각각 최대 25 %, 31 % 정도이고, 반경방향(x축)의 경우 인장과 압축이 각각 최대 26 %, 61 % 정도임을 알 수 있다. 전단변형의 경우 최대 약 48 %의 변형을 보이고 있다. 변형모습은 시스템 질량이 부과됨에 의해 방진고무 아래쪽 부분의 변형이 심화되어 있으며, 고정축과 접촉하는 부분의 경우 거의 고무 끝단만 약간 접촉하게 됨을 알 수 있다. 또한 고무의 경우 일반적으로 전단변형에 취약한 특성을 보이는데, 방진고무 아래 부분 중 내쪽의 곡면부분에서 전단변형의 최대값이 발생하므로 이 부분의 설계 및 제작시 세심한 주의를 요한다.

4. 방진고무의 동특성 고찰

4.1 개요

본 절에서는 방진고무의 정적인 강성변화가 동특성에 미치는 영향을 고찰해보겠다. 고무의 강성은 여러 가지 환경의 영향을 받지만 광디스크 드라이브의 방진 목적으로 사용될 경우 주파수에 따른 강성의 변화를 우선적으로 고려해야 한다. 즉, 주파수에 따른 방진고무의 강성변화에 대한 정확한 자료가 있어야 방진고무의 공진주파수를 예측할 수 있다. 앞 절에서 구한 방진고무의 강성은 정적인 상태에서 얻어진 값이므로 정확한 공진주파수 예측에는 사용될 수 없다. 그런데 이전의 연구결과에 의하면, 초기 변형을 가지는 고무의 동적 물성치는 주파수함수와 정적인 강성 값의 곱으로 분리할 수 있음을 밝히고 있다^(6,7). 다시 말하면 정적인 강성의 변화로써 공진주파수의 변화를 예측할 수 있다는 의미이며, 이러한 가정 하에 나사의 고정정도에 따른 방진고무 공진주파수 변화를 예측할 수 있다. 먼저 앞 절과 같은 조건의 스페이서 압축량에 대해 방진고무의 전달률 실험을 수행하여 그 특성을 살펴보고, 정적 강성의 변화와 공진주파수 변화와의 관계를 살펴보겠다.

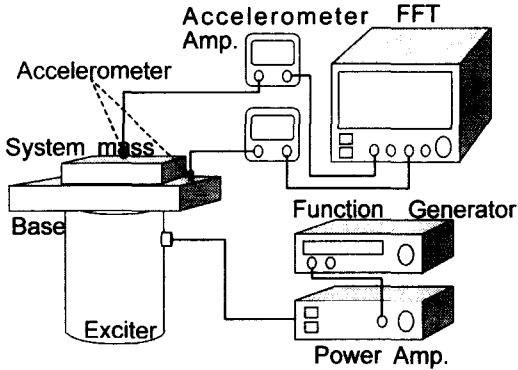


Fig. 7 Experimental setup for rubber transmissivity

4.2 전달률 실험

Fig. 7은 전달률 실험장치를 나타내고 있는데, 파형발생기(function generator)로부터 발생된 사인파 신호가 증폭기(amp.)를 통하여 가진기(exciter)에 전달되면 밀판(base)와 여기에 놓여진 시스템 질량 상당의 모형(Fig. 3 참조) 이 가진되게 된다. 이때 밀판과 모형에 각각 부착된 가속도계(accelometer)에서 검출된 신호는 가속도 증폭기에서 증폭되어 FFT로 보내진다. 파형발생기에서 발생된 신호는 20 - 300 Hz 사이를 1octave/min 왕복으로 sine과 sweep 하였다. 실험에 사용된 장비의 모델명을 Table 2 에 나타내었다.

Table 2 Experimental apparatus

		Company	Model
PC based F F T Analyzer	Software	B & K	Pulse ver. 4.1
	D a t a Acquisition Unit	B & K	Type 2816
Exciter		LDS	V4.50
Accelerometer		B & K	4374
Function Generator		LDS	DSC4-CE

4.3 실험결과 및 고찰

스페이서의 압축량에 따른 방진고무의 전달률 실험결과는 Fig. 8과 같다. 스페이서의 압축량이 증가함에 따라 방진고무의 강성이 증가하므로 공진주파수가 증가하게 된다. 실험에서 스페이서의 압축

량이 각각 0.8, 1.3, 2.25 mm 인 경우 공진주파수의 값은 각각 42, 54, 66 Hz 로 된다. 압축량이 0.8 mm 에서 2.25 mm로 증가한 경우 공진주파수의 값은 약 1.57 배 정도 증가함을 알 수 있다.

이제 3절에서 수행한 방진고무의 정적 강성과 공진주파수와의 관계를 살펴보자. 시스템 질량을 지지하는 방진고무에 대해 1차원 모델로 근사시키면 이 계의 공진주파수, f_n 는 간단히 다음과 같이 나타내어진다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (5)$$

여기서 K는 고무의 강성, M은 시스템질량을 나타낸다.

따라서 강성이 2배로 증가하면 공진주파수는 $\sqrt{2}$ 배 즉 약 1.4 배 증가하게 된다. 3절에서의 계산결과를 살펴보면 (Table 1 강성계산결과 참조) 스페이서 압축량 0.8 mm에 비해 1.3, 2.25 mm에서 방진고무의 강성은 각각 약 1.52, 2.44 배 증가하였으며, 이는 곧 공진주파수가 각각 1.23, 1.56 배 증가함을 의미한다. 실제 실험결과 공진주파수는 1.29, 1.57 배 증가하였으며, 이로써 정적 상태 방진고무의 강성변화로써 방진고무의 공진주파수 변화를 예측할 수 있음을 알 수 있다.

이러한 결과는 초기 변형이 있는 방진고무의 동특성에 있어서 한번의 실험으로 공진주파수를 알고 있다면, 초기 변형이 변경된 경우에 또다시 전달률 실험을 수행할 필요없이, 정적 상태에서의 방진고무 강성 계산을 통하여 공진주파수의 변화를 예측할 수 있다는 결론을 얻을 수 있다.

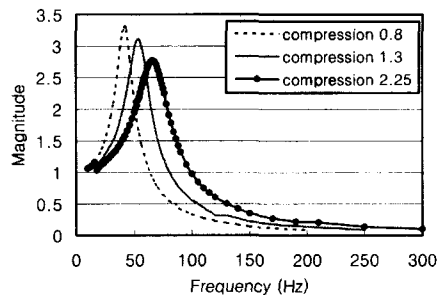


Fig. 8 Transmissibility of the rubber

5. 결론

본 연구에서는, 광디스크 드라이브의 방진고무에 대하여 비선형 유한요소해석을 통하여 초기 변형상태에 따른 강성값의 변화를 계산하였으며 이러한 강성값과 시스템 동특성과의 관계를 살펴보았다. 구체적으로 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

1) 방진고무는 지지하는 시스템의 무게와 방진고무를 고정하는 정도에 따라 강성값의 차이를 초래한다. 본 연구에서는 지지하는 시스템의 무게는 일정하게 하고, 방진고무를 고정시키는 나사의 조임정도를 다르게 할 때, 방진고무의 강성값을 계산하였고 해석의 검증은 시스템 질량에 대한 방진고무의 처짐량을 측정치와 비교하였다. 그 결과 계산치와 측정치는 약 10 % 이내에서 잘 일치하였다.

2) 방진고무를 고정시키는 나사의 조임정도에 따라 방진고무의 강성값은 큰 차이를 나타내므로 이에 대한 세심한 주의가 필요하다. 즉, 조임나사에 의해 0.8 mm 압축된 상태에서 방진고무는 8.1 kN/m의 강성을 가지는데 반해, 2.25 mm 압축된 상태에서는 약 2.44 배 증가한 19.8 kN/m의 강성을 보인다.

3) 고무의 동적성질과 정적성질을 곱의 형태로 분리할 수 있다는 가정⁽⁶⁻⁷⁾ 하에, 방진고무의 조임정도에 따른 시스템의 고유진동수 변화는 정적 상태에서의 강성 변화로써 계산할 수 있으며, 전달률 실험을 통해 그 타당성을 확인하였다. 이러한 결과는 초기 변형이 있는 방진고무의 동특성에 있어서 한번의 실험으로 공진주파수를 알고 있다면, 초기 변형이 변경된 경우에 또다시 전달률 실험을 수행할 필요없이, 정적 상태에서의 방진고무 강성 계산을 통하여 공진주파수의 변화를 예측할 수 있으므로 실제 제품설계시 유용하게 이용할 수 있다.

참고문헌

1. Scharnhorst, T. and Pian, T.H.H., "Finite Element Analysis of Rubberlike Materials by a Mixed Model," *Int. J. Num. Meth. Engng.*, Vol. 12, pp. 665-676, 1978.
2. Swanson, S.R., Christensen, L.W. and Ensign, M., "Large Deformation Finite Element Calculations for Slightly Compressible Hyperelastic Materials," *Comput. Struct.*, Vol. 21, No. 1/2, pp. 81-88, 1985.
3. Lee, B.S. and Rivin, E.I., "Finite Element Analysis of Load-Deflection and Creep Characteristics of Compressed Rubber Components for Vibration Control Devices," *ASME J. Mech. Design*, Vol. 118, pp. 328-336, 1996.
4. ANSYS, Swanson Analysis Systems, Inc., Houston, PA.
5. Treloar, L. R. G., *The Physics of Rubber Elasticity*, 3d Ed., Clarendon, Oxford, 1975.
6. Nashif, A. D., Jones, D. I. G. and Henderson, J. P., *Vibration Damping*, John Wiley & Son, 1985.
7. Morman, K.N., Jr. and Nagtegaal, J.C., "Finite Element Analysis of Sinusoidal Small- Amplitude Vibration in Deformed Viscoelastic Solids. Part I: Theoretical Development," *Int. J. Num. Meth. Engng.*, Vol. 19, pp. 1079-1103, 1983.