

광디스크 드라이브의 방진계 최적설계

Optimal Design of Vibration Isolation System in Optical Disc Drives

°이은경* · 이기성** · 장헌탁***, 임경화***

E. K. Lee, K. S. Lee, H. T. Chang and K. H. Rim

Key Words : Optical Disk Drive (광디스크 드라이브), Vibration Isolation (방진), Vibroisolating Rubber (방진고무), Modal Test (모드시험), Frequency Response Function (주파수 응답 함수).

ABSTRACT

The schematic design process is formulated to develop the vibroisolating rubber mount in optical disc drives. The dynamic model of vibration isolation system is established by using a rigid body with 6 degree of freedom and linear springs with damping property. Considering the practical vibration condition of DVDP(Digital Versatile Disk Player), the required properties of vibroisolating rubber mounts are investigated. Also finite element model of a vibroisolating rubber mount is used to obtain shape design concept and identify the characteristics of a rubber mount which satisfies the required properties from previous design stage. Finally the evaluation method of dynamic properties of vibroisolating rubber mounts is established by utilizing modal test method. Based on the developed process, vibroisolating rubber mounts with a good performance have been developed.

1. 서론

현재 시장이 점차 증가되는 DVDP(Digital Versatile Disk Player)는 CDP(Compact Disc Player)에 비교하여 약 7배의 화상 데이터를 저장할 수 있으며, 직경 12cm의 광디스크 안에 동화상을 MPEG2라는 압축방식으로 대용량의 데이터를 저장할 수 있는 영상저장장치이다.⁽¹⁾ 기존의 저배속, 저밀도의 광디스크 드라이브에서 데이터를 재생할 때는 진동과 소음의 제어는 상대적으로 용이하였으나, 고배속·고밀도의 광디스크 드라이브에서의 진동과 소음문제는 광디스크 드라이브 개발의 심각한 장애로 대두되고 있다.⁽²⁻⁵⁾ 그래서 방진 부품은 중요한 부품 중에 하나이다. 현재 상용화되어 있는 대부분의 고밀도 광디스크 드라이브의 방진계는 점탄성 재료인 부틸 방진고무를 이용한다. 이 방진고무는 진동을 흡수하는 능력이 탁월하고, 경제성 및 성형성이 우수하기 때문이다.⁽⁶⁾ 현재 국

내 광디스크 시스템에 방진재로 사용되는 방진고무는 외국업체 또는 외국업체 기술지원을 받는 국내업체에서 조달되고 있는 상황이다. 이에 국내 업체에 의한 부품 국산화가 시급한 실정이다.

본 연구의 최종목표는 DVDP장치에서 광픽업, 스피들 모터를 포함한 기구물(Deck)의 방진을 위하여, 방진고무를 설계하는 기술을 확보하는 것이다. 그래서 국내 기술을 이용하여 방진고무 제작을 자립화하는 데 있다. 최적의 방진고무 설계를 위하여 DVDP의 기구물(Deck)에 대한 진동해석 모델을 수립하고, 내부진동과 외부진동을 동시에 고려한 목적함수를 설정한 뒤에 방진고무의 적절한 강성을 도출하였다. 적절한 강성을 가진 방진고무를 설계하기 위하여 비선형 유한요소법을 이용하였다. 최종적으로 방진고무의 평가는 모드시험 (Modal Test)을 이용하여, 주파수 응답 함수 (Frequency Response Function)에서 평가항목을 추출하는 방법을 사용하였다.

2. 방진계 모델링 및 방진고무 최적치 도출

2.1 동역학적 모델링

* 한국기술교육대학교 대학원 기계공학과

** (주) 케이·씨·텍 WET 사업부 기술팀

*** 한국기술교육대학교 제어시스템공학과

실제 상용화 되고있는 DVDP의 기구물(Deck)을 Fig. 1과 같이 6자유도계 강체로 모델링을 한다. 또한 4개의 방진고무는 각각 3축 선형 스프링(k_x, k_y, k_z)으로 가정하고, 기구물에 탑재되어 있는 스피들모터, 구동모터 및 광픽업(Optical Pick-up)을 집중질량으로 간주하며 이동되는 광픽업은 가동영역 중간에 있다고 가정한다.⁽⁷⁾ Fig. 1에서 x, y, z 는 질량중심(점CG)의 병진방향 변위이고, α, β, γ 는 질량중심의 회전방향 각변위이다. 길이 치수는 실제 제품의 크기를 mm로 표시한 것이다.

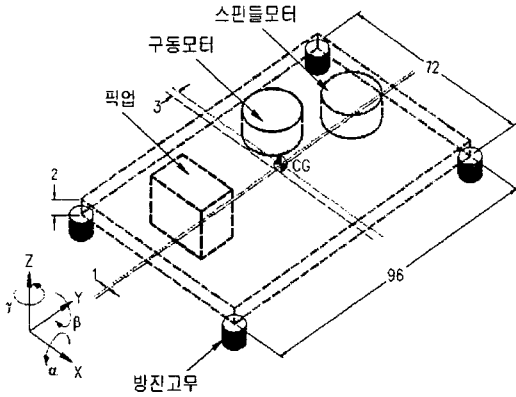


Fig. 1 Model of the DVDP Deck

고려된 기구물의 운동방정식은 질량중심에 대해 서 다음과 같은 미분방정식으로 나타낼 수 있다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = F(t) \quad (1)$$

여기서 M, C, K 는 각각 질량행렬, 감쇠행렬, 그리고 강성행렬을 나타내며 행렬 크기는 6×6 이다. $x(t)$ 와 $F(t)$ 는 각각 변위 벡터와 외력을 나타내고, 벡터 크기는 6×1 이다. 식(1)의 운동방정식을 후리 어 변환을 하면 다음과 같이 표현된다.

$$X(\omega) = H(\omega)F(\omega) \quad (2)$$

여기서 $H(\omega)$ 는 시스템의 리셉턴스(Receptance) 행렬이다.

$$H(\omega) = (K - M\omega^2 + jC\omega)^{-1} \quad (3)$$

행렬 $H(\omega)$ 의 임의의 한 요소 $H_{ij}(\omega)$ 는 j 방향으로 단위하중이 작용할 때, i 방향의 변위를 나타낸

다. 이 때 질량 행렬은 기구물 무게를 측정한 것과 형상치수를 고려하여 구한다. 감쇠행렬과 강성행렬 은 방진고무의 위치와 동특성으로만 결정되는 부분이다.

2.2 방진고무의 최적치 도출

DVDP의 방진계 설계에서는 스피들모터 회전등 으로 인한 내부진동 경감효과와 주변기기 진동 등 으로 인한 외부진동 차단효과를 동시에 가져올 수 있도록 목적함수(Object Function)를 설정한다.

DVDP의 내부진동은 CLV(Constant Linear Velocity)로 회전하는 디스크 진동이 주요 요인이므로, 내부진동의 스펙트럼은 12.7Hz (760rpm)~ 30Hz(1800rpm)에 걸쳐서 분포하고 있다. 일반 가 전제품의 품질관리 사양에 근거하여, 외부진동을 0~500Hz 균일 가속도 스펙트럼 형태를 가진 외란 으로 간주한다. 시스템 성능, 특히 광픽업의 정밀 제어에 영향을 주는 진동의 출력 스펙트럼 S_{Output} 은 식(4)와 같이 주파수 응답함수와 입력 스펙트럼 S_{Input} 의 크기에 따라 결정되므로, 입력 스펙트럼이 균일하다고 가정하면 출력 스펙트럼을 최소화하기 위해서는 해당되는 주파수 영역에서 방진계의 주 파수응답함수 면적을 최소화하면 된다.

$$S_{Output}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_{Input}(\omega) \quad (4)$$

그래서 DVDP 방진계의 방진성능의 목적함수를 아래와 같이 설정한다.

$$\Psi = a_1 \cdot S_1 + a_2 \cdot S_2 \quad (5)$$

여기서 S_1 은 내부진동과 관련된 주파수 응답함수 절대치의 12.7~30Hz 영역에서의 면적이고, S_2 는 외 부진동과 관련된 주파수 응답함수 절대치의 0~ 500Hz 영역에서의 면적이다. 그리고 a_1 과 a_2 는 입력 진동 스펙트럼 크기와 주파수응답함수의 단위 스 케일 차이에 따른 각각의 가중치(Weighting Factor)이다.

대체적으로 DVDP의 방진계에서는 상하 방향인 Z방향의 진동절연에 관심이 많으므로 본 연구에서 는 Z방향으로 가진될 때, 광픽업 위치에서의 Z방 향 진동으로 국한하여 목적함수를 설정하고자 한 다. 이에 따라 식 (5)에 관련되는 주파수 응답함수 는 아래와 같이 된다.

$$H'(w) = H_{zz}(w) - a \times H_{yz}(w) + b \times H_{az}(w) \quad (6)$$

여기서 광픽업 위치는 질량 중심으로부터 X방향으로 a 만큼, Y방향으로 b 만큼 이동한 위치이다.

실제 시스템의 설계 상황을 고려할 때 방진고무의 설치위치를 임의로 조정하는 것은 어려우므로 방진고무의 동특성만 설계변수로 정할 수 있다. 또한 현실적으로 방진고무 동특성 중에 감쇠행렬과 관련되는 감쇠비를 고무 제작 단계에서 조정하는 것이 쉽지 않으므로 감쇠비는 현 방진고무 사양으로 고정하고 방진고무의 강성만을 설계변수로 한다. 식 (6)의 주파수 응답함수인 경우는 상하 방향의 강성 k_2 만 영향을 주므로, 주파수 응답함수 절대치의 면적 크기에 미치는 상하방향 강성의 영향을 Fig. 2와 같이 조사한다. 강성의 변화 범위 (2000N/m ~ 7000N/m)는 방진고무 제작성과 지지력 유지를 고려하여 제한한다. Fig. 2에서 보듯이 주파수 응답함수의 구간별 면적 S_1 은 감소하는 반면, 면적 S_2 는 증가하는 것을 볼 수 있다. 즉, 방진고무의 강성이 클수록 내부의 진동은 작아지는 반면 외부진동 전달은 커지게 된다. 반대로 강성이 작아지게 되면 반대되는 결과를 갖는다.

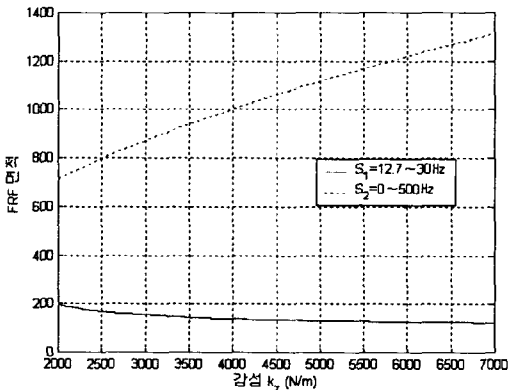


Fig. 2 A change of area of frequency response function with a variation of spring constant

방진고무 강성의 변화범위에서 내부진동과 외부진동에 미치는 효과가 다르기 때문에 최적 방진고무의 강성 선택은 식(5)의 목적함수에서의 가중치인 α_1 과 α_2 에 따라 달라지게 된다. 가중치는 각 회사의 광디스크 시스템 진동조건에 따라 달라질 수 있으므로, 가중치를 변화시키며 목적함수의 변

화를 조사한다. 여기서 면적 S_1 이 면적 S_2 보다 상대적으로 작기 때문에 α_2 는 '1'로 고정하고, α_1 을 1에서 15까지 변화시키며 적절한 강성 k_2 를 구한다. Fig. 3은 가중치를 변화시키며 목적함수를 구한 그래프이다. 본 연구에서 고려되는 시스템인 경우는 가중치가 10~15 정도에 해당하므로 1개 방진고무의 최적치는 약 4000 N/m가 됨을 알 수 있다.

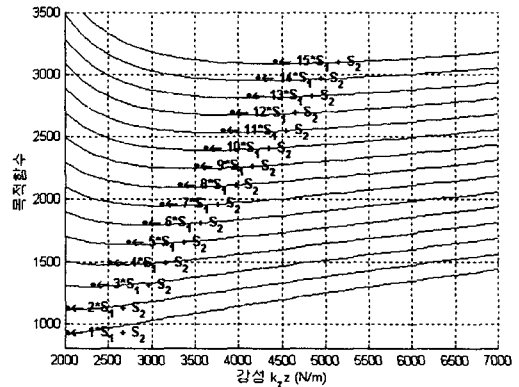


Fig. 3 Change of objective function depending on weighting factor

3. 유한요소법을 이용한 방진고무 설계

3.1 고무의 기본 탄성이론

대변형을 하면서 탄성반응을 나타내는 고무와 같은 재료의 거동을 기술하는 데 초탄성 모델이 사용된다. 초탄성 모델에 사용되는 변형률 에너지 U는 변형률 불변 계수(strain invariant)의 함수로 표현될 수 있다.

$$U = U(I_1, I_2, I_3) \quad (7)$$

여기서 변형률 불변 계수 I는 주 신장률(Principle Stretch) λ 로서 식(8)과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} I_1 &= \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \\ I_2 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \\ I_3 &= \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \end{aligned} \quad (8)$$

재료를 비압축성이라 가정하면, $I_3=I$ 이고 U 는 I_1, I_2 의 함수만으로 표현될 수 있다. 이러한 변형에너지함수를 표현하는 재료 모델로서 여러 가지가 제시되어있으나 아주 큰 변형(150% 이내)이 아니라면 Mooney-Rivlin 모델이 잘 맞는 것으로 알려져 있다. 즉,

$$U=C_1(I_1-3)+C_2(I_2-3) \quad (9)$$

여기서 C_1, C_2 는 물질상수로서 대부분 문헌으로 공개되어 있지 않아서 재료시험 등을 통하여 구한다.(8)

3.2 방진고무의 모델링 및 설계

방진고무의 형상을 설계하기 위하여, ANSYS를 이용하여 방진고무를 모델링 한다. Mooney-Rivlin 모델을 근거로 한 비선형 초탄성체의 해석방법을 이용한다. 이 때 필요한 물질상수는 방진고무 단품의 정적 처짐 측정치를 이용하여 구한다. 현재 초기모델인 방진고무의 형상은 중심 축에 대하여 좌우대칭이고, 하중조건이 대칭축과 나란하게 작용하는 경우이므로 전체 방진고무의 1/4모델을 사용한다. Fig. 4는 실제 방진고무의 유한요소 모델을 보여주고 있다.

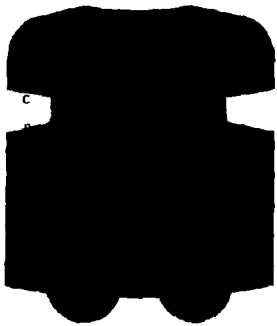


Fig. 4 Finite element model of vibroisolating rubber mount

고무의 비압축성을 나타내기 위해 HYPER 158을 사용하였고, 경계조건 및 접촉성을 고려하여 TARGET 170 과 CONTACT 174 요소를 사용하

였다. 방진고무 내부와 고정용 축이 접촉하고, 아랫면과 윗면이 바닥 면과 볼트 조임에 의해 접촉하고 있다. A부분에 DVDP 기구물(Deck)이 결합하게 된다. 따라서 A부분의 아랫면과 윗면은 자유도를 서로 연성시켰다. 하중조건으로는 시스템의 무게가 A부분의 아랫면에 고르게 분포되며, 전체 무게가 4개의 방진고무에 균등하게 배분된다고 가정한다. 방진고무 처짐량은 시스템의 결합부 중 A부분의 아랫면의 Z방향 변위로 간주한다.

각 방진고무에 걸리는 기구물의 무게를 부가했을 때, 유한요소 해석 결과에서 방진고무의 처짐량은 0.14 mm이다. 이 값으로부터 시스템 하중에 따른 방진고무의 정적 강성값 kz 은 3200 N/m이다. 이 값은 정적인 상태의 해석 결과인데 동적인 상태에서의 값은 다소 커진다. 부틸 고무의 경우, 정적인 상태에 비해 고무경도에 따라 약 1.2~1.5배정도 증가하는 경향을 보인다. 따라서 현재 고려되는 방진고무 형상에서 고무 경도를 조정하면 동적인 상태에서 시스템의 최적 강성(kz)인 4000 N/m 내외로 제작할 수 있음을 알 수 있다.

4. 방진고무 평가

4.1 실험 장치

DVDP에 사용되는 방진고무의 성능평가 실험을 위해 Fig. 5와 같이 실험장치를 구성하였다. 방진고무를 실제 DVDP의 기구물에 장착한 후에, 가진기(Exciter) 위에서 모드시험(Modal Test)을 통하여 방진고무의 동특성을 측정하였다.

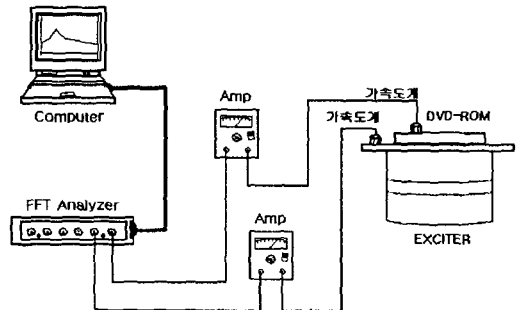


Fig. 5 Schematic diagram of experimental setup

기존제품에 사용되고 있는 K사 제품의 방진고무 1 종류와 개발한 S사 제품 방진고무 3종류를 각 종류당 3개조씩(1조: 방진고무 4개) DVDP Deck에 설치하여 실험을 하였다. S사 제품 방진고무는 나타내기 쉽게 각각 S-A, S-B, S-C로 나타내었다. K사 제품의 방진고무 질량은 0.346g이며, S사 제품 방진고무의 질량은 0.329g이다. 그리고 DVDP 기구부(Deck)의 질량은 178g이다.

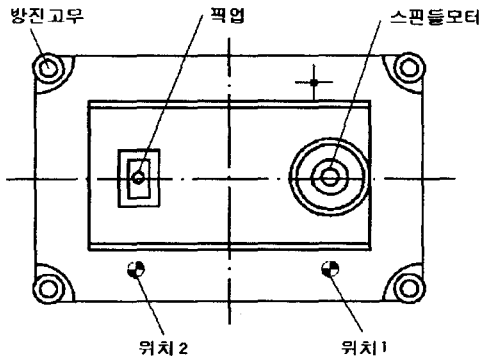


Fig. 6 Measurement Positions

4.2 실험 결과 및 검토

정현파 이동가진 방법(Sinusoidal Sweeping Method)으로 측정된 주파수응답함수(Fig. 7)에서 구한 고유진동수, 감쇠비 및 강성들은 Table 1과 같다. 여기서 감쇠비는 반치점(Half Power Point) 방법으로 구하였다. 각 고무종류와 측정위치마다 3 조의 평균치를 구한 측정치이다. 개발된 S사 고무의 강성과 감쇠비가 기존 K사 제품보다 항상 큼을 알 수 있다.

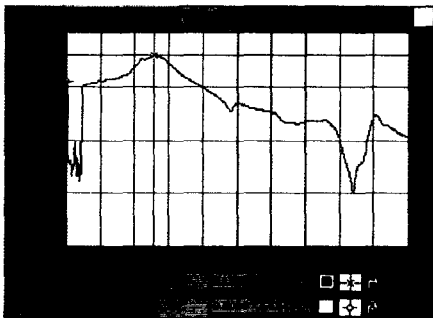


Fig. 7 Measured frequency response function
일반적으로 DVDP 방진 설계에서는 감쇠비는 클수록 좋다. 그래서 감쇠비 관점에서는 S사 제품의 우위성을 확인할 수 있다. 또한 S사 제품의 강성이 최적 강성치인 4000N/m에 비슷하게 분포함을 확인할 수 있다. 또한 동일한 고무모델에서는 고무의 동특성의 편차가 거의 없었으므로, 제품의 균일성을 간접적으로 확인할 수 있었다.

Table 1 Evaluation of Vibroisolating Rubbers

Point	Model	Natural frequency (Hz)	Damping ratio	Stiffness (N/m)
1	K사	43.5	0.12	3440
	S-A	49.8	0.18	4510
	S-B	48.7	0.17	4310
	S-C	47.0	0.19	3880
2	K사	43.5	0.11	3440
	S-A	50.2	0.20	4570
	S-B	48.3	0.20	4240
	S-C	46.5	0.20	3800

5. 결론

광디스크 시스템의 방진계를 체계적으로 개발할 수 있는 기술을 확립하였다. 방진고무 동특성을 결정할 때는 내부진동과 외부진동을 고려한 설계기법을 도입하였고, 방진고무 설계에서는 유한요소법을 이용하였다. 또한 개발된 고무들을 평가할 수 있는 평가환경을 구축하였다. 또한 이 기술을 이용하여 개발된 방진고무는 기존제품의 방진고무에 비해 동특성 성능 관점에서는 다소 우위임을 확인하였다.

향후 최적의 방진고무 설계를 위하여 수평방향 방진성능도 포함한 뒤에 최적설계기법을 적용할 계획이다.

참 고 문 헌

- [1] 임종락 외 1, 1998, “DVD 규격의 개요와 향후 기술 동향,” ICASE, 5월호, pp. 10~14.
- [2] 노대성 외 1, 1997, “광 디스크 드라이브의 메카니즘과 진동·소음,” 한국소음진동공학회지, 제7권, 3호, pp. 362~368.
- [3] 임경화, 2000, “헤드로 인한 광디스크의 불안정성 해석,” 한국소음진동공학회지, 제10권, 5호, pp. 865~872.
- [4] 황재혁 외 1, 1993, “비고전적으로 감쇠하는 선형 진동시스템의 주파수응답,” 대한기계학회논문집, 제17권, 11호, pp. 2742~2751.
- [5] 정진태 외 2, 1997, “기울어짐 진동 모드 제거를 위한 CD-ROM 드라이브의 댐퍼 최적위치,” 한국소음진동공학회지, 제7권, 3호, pp. 393~399.
- [6] 김남웅 외 4, 1999, “슬립형 광 디스크 드라이브의 방진설계,” 한국소음진동공학회지, 제9권, 2호, pp. 324~330.
- [7] 임경화 외 3, 1998, “고밀도 광디스크 시스템의 광 픽업 개발,” 한국소음진동공학회지, 제8권, 1호, pp. 87~98.
- [8] 김국원 외 1, 1998, “압축하중을 받는 방진고무의 동특성 해석 및 실험,” 한국소음진동공학회지, 제8권, 5호, pp. 900~907.