

< 논 문 >

슬림형 광 디스크 드라이브의 방진설계

An Anti-vibration Design of Slim-type Optical Disk Drive

김남웅* · 김국원** · 홍 구* · 정문채* · 김의열*

Nam Woong Kim, Kug Weon Kim, Goo Hong, Mun-Chae Chung and Wae-Yeul Kim

(1998년 11월 3일 접수 : 1999년 1월 29일 심사완료)

Key Words : Anti-vibration Design(방진설계), Finite Element Method(유한요소법), Slim-type Optical Disk Drive(슬림형 광 디스크 드라이브), Viscoelastic Material(점탄성재료)

ABSTRACT

With the increase of track density, high rotational speed and the compatibility for various media such as CD-ROM, CD-R/RW, DVD-ROM/RAM/RW etc. in optical disk drive, the effective anti-vibration design is so crucial for robust operation. Especially when the drive is self-excited by unbalanced disk, internal sled base vibration and its external transmission to the case bring about so severe problem. Generally these two consideration points are conflictive with each other for rubber-mount stiffness. In this paper we proposed the practical anti-vibration design process to control these two conflictive properties using finite element analysis. As an example of the design process, Duro 25 and 40 visco-elastic rubber mount was selected and analyzed. The stiffness obtained from FEM rubber model was well matched with the experiments. Also it was confirmed that the internal and external vibration induced from unbalanced disk have good agreement with experimental results. The proposed design process is adopted to the slim-type optical disk drive.

1. 서 론

광 기록 재생장치는 CD-ROM, CD-R/RW, DVD-ROM/RAM/RW 등 다채로운 미디어의 등장으로 인해 광범위한 작동속도에 대응해야 한다. 또한 PC의 성능향상으로 회전속도와 액세스 속도가 지속적으로 높아지고 있어 24배속 및 32배속 장치의 경우, 모터의 회전속도가 6000~7200 rpm에 달한다. 따라서 진동, 소음의 문제가 매우 중요시되고 있는데, 이

는 광 픽업(optical pick-up)부가 디스크에 기록되어 있는 트랙을 읽거나 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, 광기록 재생기기의 기본적인 구조상 진동에 매우 취약한 특성을 내재하고 있기 때문이다⁽¹⁾.

최근 고배속의 광 기록 재생 장치는 디스크의 제조불량이나 소비자의 자유로운 레벨 부착으로 인한 불균형의 증가로 고배속 운전시 심각한 내부진동을 유발할 가능성이 높다. 이에 따라 상용화되어 있는 고배속 대응 장치의 경우는, 점탄성 재료로 구성되

* LG전자 디지털미디어 연구소

** 정회원, 천안공업대학 용접기술과

는 방진부와 별도로 자동 불 균형장치(automatic ball balancer)를 채용하고 있는 추세이다^(2,3). 자동 불 균형 장치의 성능은 정해진 주파수에서 불과 불 균형 질량과의 위상이 바뀔때 따라 회전체가 균형을 이루며 나타나는데 이러한 간단한 원리에 비해 실제 작동에 있어 슬레드 베이스(sled base)의 휘둘림 및 균형장치의 동역학적 물성과 제작 정밀도 등 각종의 인자에 지배되어 신뢰성 있는 동작 즉, 불의 한 방향으로의 모임이 쉽게 구현되지 않는다. 또한 최근의 추세로 노트북 타입의 PC에 채용되어 수요가 증가하고 있는 슬립형 광 디스크 드라이브의 경우에는 약 12 mm 내외의 높이를 갖는 공간적 제약 때문에 자동 불 균형장치를 채용하기 어렵고, 탑재한다 해도 높은 동작의 신뢰성을 기대하기 어려울 뿐만 아니라 소음 등의 문제를 여전히 가지고 있다.

본 연구의 목적은 기존의 점탄성 재료를 이용한 방진부 설계를 불균형된 디스크로부터 유발되는 슬레드 베이스의 진동과 이로 인한 외부로의 진동전달에 대해 최적화 할 수 있는 해석적 프로세스를 개발하는데 있다.

2. 방진부 설계시 고려할 인자

일반적으로 상용화되어 있는 대부분의 광 디스크 드라이브의 방진부는 점탄성 재료를 사용하여 만들어진다. 이는 진동을 흡수하는 능력이 탁월하고, 경제성 및 성형성이 우수하기 때문이다. 고배속화가 본격적으로 진행되기 전의 방진부 설계는 시스템의 공진주파수를 회피하는 영역에서 일정한 하중을 지지하여 위치를 맞추기 위한 강성설계와 내, 외부에서 발생하는 진동을 흡수하기 위한 감쇠기로의 역할에 초점이 맞추어져 있었다. 그러나 고배속화와 더불어 각종의 매체를 지원하는 기록, 재생용의 광 디스크 드라이브에 있어서, 시스템 및 방진부의 강성설계는 매우 중요하게 대두되었으며 그 범위도 매체의 작동 주파수 범위를 회피하는 한정된 영역에서만 설정될 수 있어 정밀하고 신뢰성 있는 방진부의 설계가 필요하게 되었다. 광 디스크 드라이브의 고배속화가 진행되면서 가장 문제시되는 것은 불균형 디스크로부터 비롯되는 슬레드 베이스의 진동과 케이스 외부로의 진동 전달이다. 슬레드 베이스의 과도한 진동은 디스크의 트랙과 광픽업과의 상대거리의 변동을 서보장치가 추종할 수 없는 상태로 진동시켜 오동작을 일으킬 수 있다. 또한 케이스 외부로의 과도한 진동 전달은 소비자에게 소음 및 진동을 체감

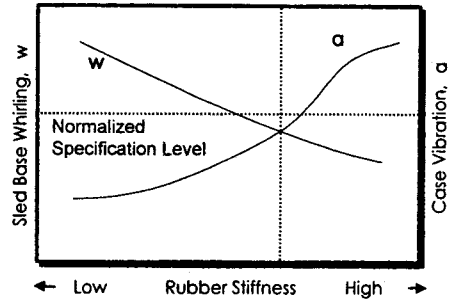


Fig. 1 Conceptual schematic of optimal rubber design process

시켜 불쾌함을 자극하고, PC내부의 하드 디스크 등의 기록, 재생 장치의 진동 및 모니터의 하울링 등의 가진원이 되어 악영향을 초래한다.

본 논문에서는 불균형 디스크에 의한 슬레드 베이스의 휘둘림 진동과 이로 인해 방진부를 타고 외부의 케이스로 전달되는 진동을 효과적으로 저감하기 위해 방진부를 설계하는 프로세스를 제안했다. 일반적으로 불균형에 의한 내부 가진과 외부로의 진동 전달은 방진부 점탄성 재료가 갖는 강성의 크기에 대해 서로 상충하는 특성을 가지고 있다. 즉, 방진부의 강성이 클수록 내부 슬레드 베이스의 진동은 작아져 광픽업의 오동작이 적어지고, 외부로의 진동전달이 커지게 된다. 강성이 작게 되면 반대되는 결과를 갖는다.

Fig. 1은 본 논문에서 제안한 방진설계 프로세스를 개념적으로 설명한 것이다. 특정 회전수에서 내부의 불균형 디스크에 의해 생기는 슬레드 베이스의 진동과 케이스로의 진동전달에 대해, 두가지 모두의 정규화된 시방치(normalized specification)를 만족시키는 영역에서 최적화된 방진부의 강성이 설계된다. 강성은 점탄성 재료의 경도와 형상에 의해 결정되는데 경우에 따라서는 선정된 점탄성 재료의 경도와 감쇠로는 주어진 시방치를 만족시키지 못할 수도 있다. 이러한 경우에는 재료의 성분을 바꾸거나 방진부 외에 자동 불 균형 장치 등의 적절한 진동 저감장치를 부착하여야만 주어진 시방치를 만족할 수 있다.

3. 방진부 설계 과정

방진고무의 설계에 있어서 우선 결정해야 할 점은 형상과 경도이다. 시스템 지지 및 진동절연이 방진고무의 가장 중요한 역할이므로 지지하는 시스템의 무게에 의한 처짐량과 시스템의 고유진동수 두 값이

방진고무에 대한 설계 기준이 될 수 있다. 이 두 가지 값들은 모두 방진고무의 강성에 의존되며, 강성은 형상과 경도에 의해 결정된다. 또 다른 중요한 요소가 방진고무의 감쇠능력인데, 이는 주로 고무재료에 의존된다. 현재 광 디스크 기기에는 주로 부틸고무와 실리콘이 사용되는데, 각각 장·단점이 있으며, 이 중 감쇠특성은 부틸고무가 더 나은 성능을 보인다고 알려져 있다. 결국 방진고무의 설계는 형상과 경도의 적절한 선택으로부터 원하는 강성값을 정확히 구현하는 일이라 볼 수 있다.

본 설계에 있어서 방진고무가 가져야 할 조건은 시스템의 공진 주파수가 75 Hz, 지지하는 시스템의 무게에 의한 처짐량은 최대 0.2 mm으로 정하였다. 방진고무 1개가 담당해야 할 시스템의 무게가 약 30 g 이므로 요구되는 방진고무의 강성은 약 6662 N/m 이다. 이러한 강성값을 가질 경우 시스템 무게에 의한 처짐량은 0.044 mm이다. 그런데, 방진고무의 강성은 주파수에 따라 달라지므로 이에 대한 고려가 필요하다. 즉, 공진 주파수 75 Hz를 만족시키는 방진고무의 강성은 그 주파수에서의 값이며, 정적인 상태에서는 이와 다른 값을 가진다. 이전의 연구에 따르면, 고무의 강성은 주파수에 대해 1차함수로 근사시킬 수 있으며, 부틸고무의 경우 주파수 75 Hz에서 정적인 상태에 비해 약 1.3배정도 증가하는 경향을 보인다⁽⁴⁾. 따라서 요구되는 방진고무의 정적인 강성값은 약 5124 N/m가 되며, 이 때, 시스템 무게에 의한 처짐량은 0.057 mm 가 된다.

방진고무의 초기 형상은 현재까지 많이 사용되고 있는 기본 형상을 기초로 조립 및 제작의 용이성, 방진고무가 차지하는 공간 여유 등 여러 가지를 고

려하여 Fig. 2와 같이 정하였다. 이러한 초기 형상 설정은 설계자의 경험에 많이 의존하며, 추후 수치 해석 및 실험을 통하여 수정·보완된다. 설계시 주어진 방진고무의 제한치수는 조립시 외경 9 mm 이내, 내경 4.3 mm이상, 높이 4.9 mm이다. Fig. 2는 또한 방진부의 구조를 나타낸다. 슬레드 베이스는 판 형상의 플라스틱 사출성형품으로서 그 위에 픽업, 스피들 모터, 피드 모터 등 주요부품을 장착하여 방진고무의 홈에 끼워진다. 방진고무는 시스템 베이스의 고정축에 장착되고, 커버 플레이트와 조임나사에 의해 조립된다.

방진고무의 기본 형상이 결정된 다음, 적합한 경도를 결정해야 하며, 이때 유한요소법을 이용한 수치해석이 매우 유용한 수단이 된다. 본 연구에서는 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS(5)를 이용하여 Duro 경도 20, 25, 30, 35, 40 에 대한 방진고무의 강성을 계산하였다. 형상, 하중조건 및 경계조건에 대한 대칭성을 고려하여 축대칭 모델링을 하였다. 사용된 요소는 초탄성 재료에 대한 해석에 전용으로 사용되는 HYPER 56 4절점 요소이다. Fig. 3에 경계 및 하중조건을 나타내었다. 슬레드 베이스와 방진고무의 결합부위는 정확한 경계조건을 부여하기가 힘든 부분으로 다음과 같이 고려하였다. A부위는 슬레드 베이스와 그 위에 장착된 부품의 하중에 의해 함께 처지는 변형을 보이므로 트래킹(X축)방향의 변위를 고정시키고, 포커싱(Y축)방향은 자유롭게 하였다. B와 C부위는 강체로 가정된 슬레드 베이스에 끼워져 있는 부분으로 하중에 의해 처질 Y축 방향으로의 같은 변위를 가져야 되므로 자유도를 연성시켜고, X축 방향으로의 자유롭게 움직일 수 있

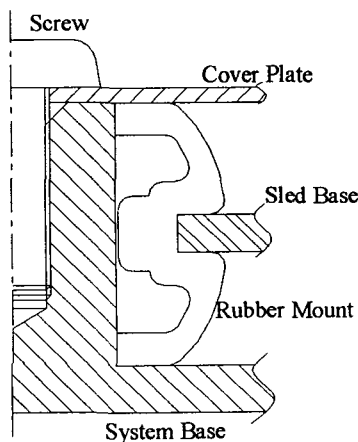


Fig. 2 Shape design of visco-elastic rubber mount

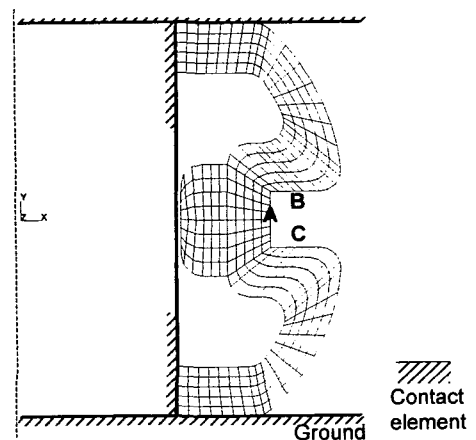


Fig. 3 Axisymmetric finite element model of the rubber mount

다고 가정하였다. 하중조건으로는 고정나사의 조임과 시스템의 무게에 의해 방진고무가 압축하중을 받게 된다. 고정나사의 조임조건을 을 부여하기 위하여 방진고무의 윗면과 아랫면 그리고 슬레드 베이스의 고정축에 접촉요소를 사용하고, 변위경계조건을 사용하였다. Fig. 2에서 초기설정된 방진고무의 형상은 높이가 5.6 mm로, 설계치수로 주어진 조립상태에서의 높이 4.9 mm를 만족시키기 위해서는 고정나사에 의한 조임이 0.7 mm 가 되어야 하며 해석에서의 변위경계조건으로 사용되었다. 방진고무 하나에 걸리는 시스템의 하중은 30.7 gf로 Fig. 3의 C부위에 하중조건으로 부여되었다. 해석결과, Duro 경도 25에 대하여 방진고무의 정적 강성이 5387 N/m으로 계산되었고, 따라서 방진고무 1차 설계에 적합하다고 판단된다. 방진고무의 변형양상을 살펴 보기 위해 Fig. 4 (a)~(d)에 변형형태와 변형을

분포를 나타내었다. Y축 방향의 경우 인장과 압축이 각각 최대 16.5 %, 19.5 % 정도이고, X축 방향의 경우 인장과 압축이 각각 최대 7.7 %, 32.0 % 정도임을 알 수 있다. 전단변형의 경우 최대 약 30.2 %의 변형을 보이고 있다. 변형모습은 시스템 질량에 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 발생함을 알 수 있다.

4. 설계모델을 통한 시스템의 진동 해석

3절의 방진부 설계 과정을 통해 강성이 설정된 점탄성 고무와 슬레드 베이스의 조립에 의한 동특성을

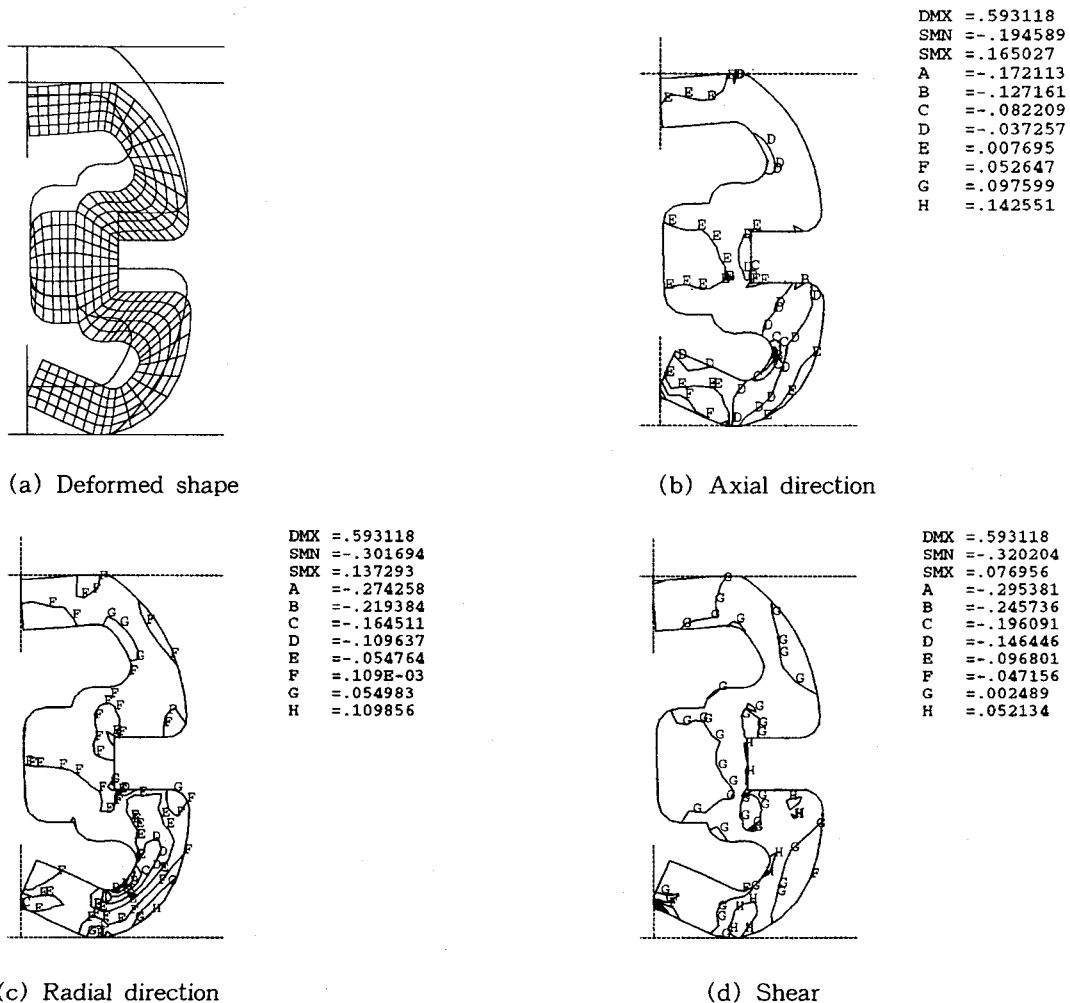


Fig. 4 Strain distribution of rubber

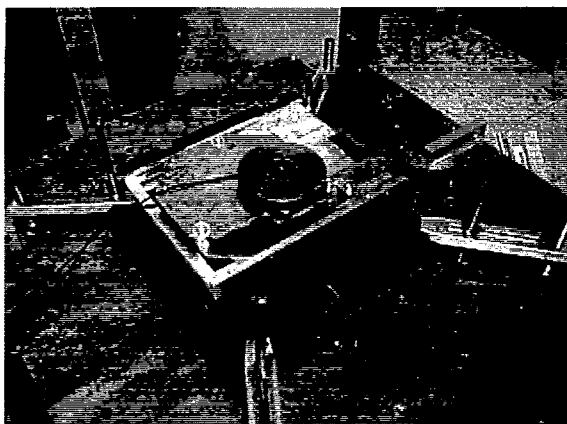


Fig. 5 Experimental model

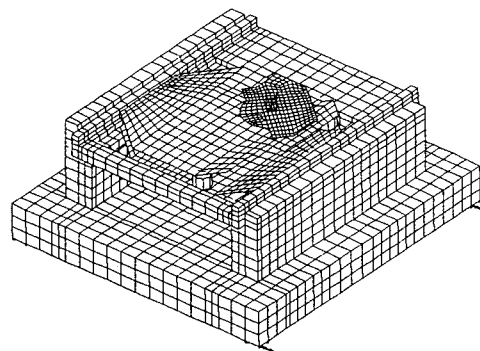
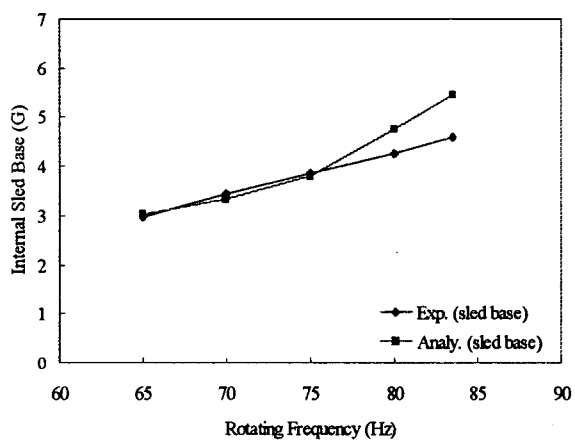
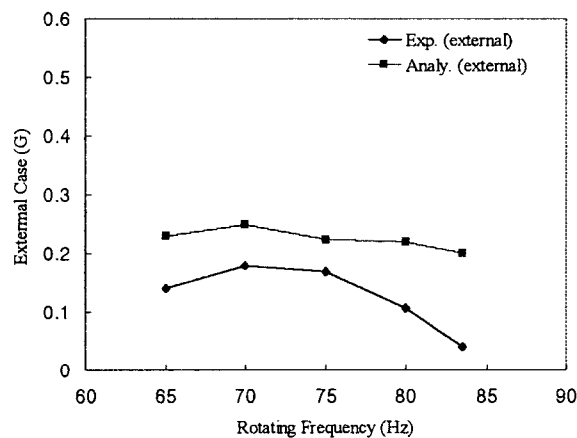


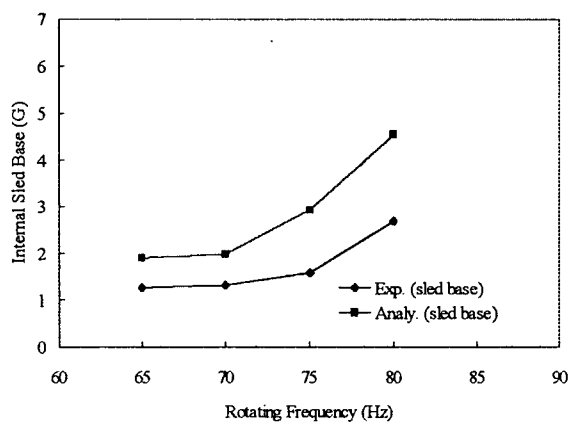
Fig. 6 Finite element model of experimental apparatus



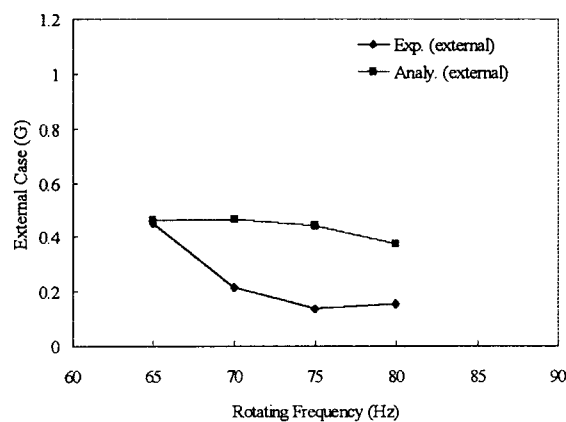
(a) Internal sled base (tracking)



(b) External case (tracking)



(c) Internal sled base (focusing)



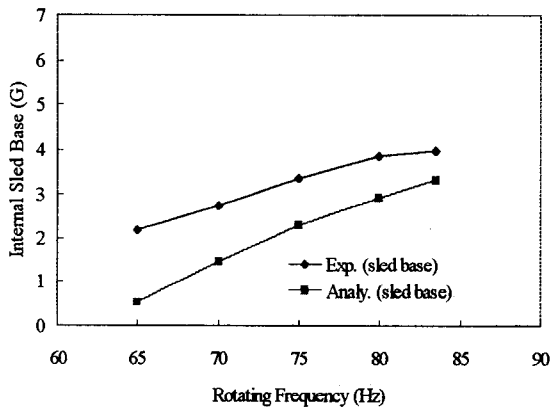
(d) External case (focusing)

Fig. 7 Self vibration of slim-type disk drive induced from unbalance mass (for Duro 25 rubber mount)

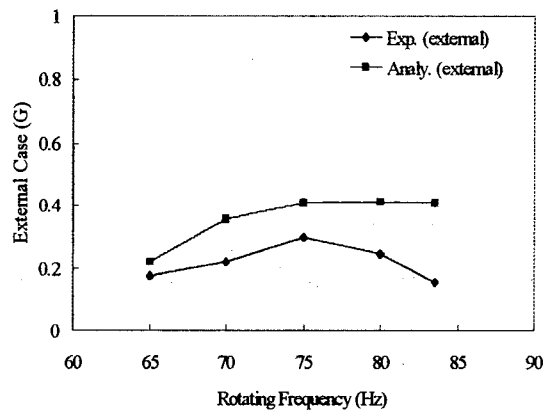
실험적으로 확인하고, 수정을 통해 주요한 특성을 개선하기 위해, 상세 설계의 전단계로 단순화된 실험 모델을 만들었다. Fig. 5는 실험 모델을 보인다. 방진부 설계과정의 정당성을 입증하기 위해 방진부의 공진 주파수를 구하는 전달률 실험을 수행했다. 가진은 0.5G로 5~220 Hz로 Sweep 하였다. 슬레드 베이스 위의 부품을 모두 합한 질량은 약 92 g 이다. 실험으로 구한 Duro 25의 부틸계 점탄성 부재를 갖는 방진부의 공진주파수는 76.3 Hz 로 설계과정의 정당함을 확인하였다.

실험 모델은 설계된 방진부의 동특성을 예측하는 단순하고 편리한 모델이지만 탄성 부재의 미세한 형상변화나 경도 변화 또는 재질 변화에 의한 모든 동특성을 실험적으로 구하는 것은 시간적으로나 비용적으로 적합하지 않다. 따라서 본 모델에서는 실험

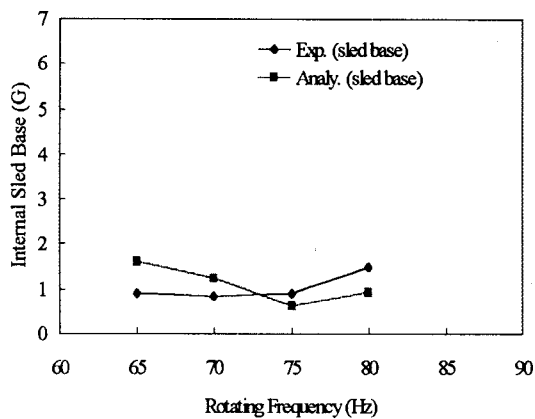
모델을 모사하는 유한 요소 해석 모델을 만들었다. 단순화된 실험 모델에 대한 유한 요소 모델은 복잡한 실제 시스템의 거동을 나타낼 수는 없으나 방진부를 실제 시스템에 적용하기 전에, 방진부의 변화에 의한 시스템의 거동을 다방면으로 파악하여 개선할 수 있는 장점을 갖는다. 해석은 범용 유한 요소 해석 프로그램인 I-DEAS Master Series 5.0⁽⁶⁾을 통해 이루어 졌다. Fig. 6는 구현된 유한 요소 해석 모델을 보인다. 슬레드 베이스와 스피들 모터의 기관은 셸(shell)요소로 모델링 되었고, 그 외 대부분은 솔리드요소이다. 스피들 모터와 디스크는 실제 부품과 같은 관성 모멘트를 갖는 집중질량으로 고려되었다. 해석에서 고려한 방진고무의 경도는 각각 Duro 25와 Duro 40으로 절점간의 삼축에 대해 강성을 갖는 선형 스프링 요소로 모델링 되었다. 전체



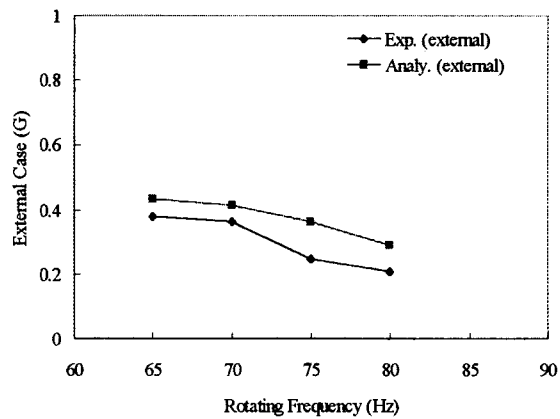
(a) Internal sled base (tracking)



(b) External case (tracking)



(c) Internal sled base (focusing)



(d) External case (focusing)

Fig. 8 Self vibration of slim-type disk drive induced from unbalance mass (for Duro 40 rubber mount):

모델의 요소 개수는 3654개, 그리고 절점 개수는 5271개이다. 강성은 전달률 실험으로부터 구했고, 그 값은 포커싱 방향으로 각각, 7048.2 N/m와 12796.3 N/m 그리고 트래킹 방향으로 각각, 3046.2 N/m와 6348.7 N/m이다.

불균형된 디스크로 인한 슬레드 베이스의 진동과 케이스 외부로의 진동전달과의 관계를 파악하기 위하여 20차의 모달해석 후, 시스템 응답 해석을 통해 주요 주파수 범위에 대한 가속도량을 구하여 실험으로 검증하였다. Fig. 7과 Fig. 8은 각각 Duro 25와 Duro 40의 방진고무에 대한 해석 및 실험결과이다. Fig. 7 (a), (b)는 트래킹 방향의 진동을 나타내는 것이다. 이 중, Fig. 7 (a)는 슬레드 베이스의 진동을 보여주는 것으로 주어진 작동 범위내에서는 불균형된 디스크에 의해 진동이 지속적으로 증가하고 있음을 보이며 실험과 해석은 비교적 잘 일치한다. Fig. 7 (b)는 외부전달 가속도를 나타내는 것으로 약 70 Hz 근처에서 공진을 이루고 있음을 해석에서도 잘 나타내고 있다. Fig. 7 (c), (d)는 포커싱 방향의 결과로서 해석과 실험이 같은 경향을 나타냄을 보인다. Fig. 8 (a)~(d)는 Duro 40의 고무를 채용한 시스템의 트래킹과 포커싱 방향에 대한 해석과 실험결과이다. Fig. 8 (b)의 결과에서 보면, 해석과 실험 모두 외부로의 진동전달이 약 75 Hz에서 피크값을 가져 Duro 25의 방진고무에 비해 약 5 Hz의 상승을 가져 왔음을 보인다.

따라서 본 연구의 해석 모델은 방진부의 설계에 이용되어 시스템의 진동 해석과 방진부의 해석을 순환적으로, 적은 범위로 수행하여 최적의 방진부를 설계할 수 있음을 보인다.

5. 결 론

본 연구에서는, 슬림형 광 디스크 드라이브의 방진부 설계를 해석적으로 체계화하는 연구로부터 터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 점탄성 재료로 구성되는 방진부의 경도에 따른 강성설계에 대해 유한요소법을 이용한 수치해석을 수행하였으며 실험적으로 검증하였다.

(2) 회전체의 불균형에 의한 시스템 내부 진동과 케이스 외부로의 진동전달 사이의 상충되는 특성을 효율적으로 제어할 수 있는 방진부를 해석적인 방법을 통해 설계할 수 있는 프로세스를 제시하였다.

참 고 문 헌

- (1) 박건순, 임종락, 한용희, 손희기, 1998, "광디스크 드라이브의 진동특성에 대한 유한요소해석", 한국소음진동공학회, 1998년도 춘계 학술대회논문집, pp. 227~232.
- (2) Jongkil, Lee., 1993, "Theoretical and Experimental Analysis of Self-compensating Dynamic Balancer in a Rotating Mechanism", Ph. D Thesis in The Univ. of Utah.
- (3) 丸尾 恒弘, 1998, "振動 キャンセルモータ", '98 모ータ技術シンポジウム, pp. A2-1-1 - A2-1-6.
- (4) 1997, "점탄성 재료의 물성치 추출 실험", LG 전자 기술 보고서
- (5) ANSYS 5.3, 1996, Swanson Analysis System Inc., Houston PA.
- (6) I-DEAS MS 5, 1997, Structural Dynamics Research Corporation, Milford Ohio