

슬림형 광 디스크 드라이브의 축방향 진동에 대한 실험적 해석

Experimental Analysis of Axial Vibration in Slim-type Optical Disc Drive

박대경[†] · 전규찬^{*} · 이성진^{**} · 장동섭^{***}

Dae Kyong Park, Gyu Chan Jun, Sung Jin Lee and Dong Seob Jang

(2002년 4월 19일 접수 : 2002년 10월 10일 심사완료)

Key Words : Optical Disk Drive(광 디스크 드라이브), Transmissibility(전달률), Mode Shape(모드형상), Natural Frequency(고유 진동수), Experimental Analysis(실험적 해석)

ABSTRACT

As the demand for slim laptops requires low-height optical disc drives, vibration problems of optical disc drives are of great concern. Additionally, with the decrease of a track width and a depth of focus in high density drives, studies on vibration resonance between mechanical parts become more important. From the vibration point of view, the performance of optical disc drives is closely related with the relative displacement between a disc and an objective lens which is controlled by servo mechanism. In other words, to read and write data properly, the relative displacement between an optical disc and an objective lens should be within a certain limit. The relative displacement is dependent on not only an anti-vibration mechanism design but also servo control capability. Good servo controls can make compensation for poor mechanisms, and vice versa. In a usual development process, robustness of the anti-vibration mechanism is always verified with the servo control of an objective lens. Engineers partially modify servo gain margin in case of a data reading error. This modification cannot correct the data reading error occasionally and the mechanism should be redesigned more robustly. Therefore it is necessary to verify a mechanism with respect to the possible servo gain plot. In this study we propose the experimental verification method for anti-vibration mechanism with respect to the existing servo gain plot. This method verifies axial vibration characteristics of optical disc drives on the basis of transmissibility. Using this method, we verified our mechanism and modified the mechanism for better anti-vibration characteristics.

1. 서 론

1984년 광 디스크가 개발된 이후로 여러 형태의 광 디스크 드라이브가 개발되고 그 수요 또한 매우 많이

높아졌다. 오디오 기기뿐만 아니라 일반 PC에도 폭 넓게 장착되고, 근래에는 초박형 노트북의 개발과 더불어 노트북용 광 디스크 드라이브 또한 초박형으로 개발이 되고 있다. 이러한 초박형 드라이브에서는 보다 얇은 제품을 실현시키기 위하여 많은 부품의 두께를 줄이는 과정에서 이전보다 진동에 대한 문제점이 더 많이 발견되고 있다. 또한, 최근의 고밀도 드라이브의 경우 포커싱 및 트랙킹 허용 진동량이 더욱 작아짐에 의해 기계요소들의 기계적 공진에 대한 연구가 중요해지고 있다.

[†] 책임저자, 정회원, 삼성전자 디지털미디어 연구소
E-mail : pdkyong@samsung.com
Tel : (031) 200-4747, Fax : (031) 200-3144
^{*} 삼성전자 디지털미디어 연구소
^{**} 정회원, 삼성전자 메카트로닉스 센터
^{***} 정회원, 삼성전자 디지털미디어 연구소

통상적으로 진동대책을 강구하기 위한 방법으로 광 디스크 드라이브를 진동원, 전달경로, 그리고 리시버로 구분한다. 광 디스크 드라이브의 진동원은 크게 내부진동과 외부진동으로 구별할 수 있다. 광 디스크의 내부진동은 광 디스크의 편향, 편중 그리고 유연 재질 디스크의 회전특성 등에 의한 진동과 프레임구조 및 스피들 모터 등에 의한 진동특성이 디스크에 영향을 줌에 의한 것이며, 외부특성은 외부환경, 즉 사용자 사용과정에 따른 진동이나 충격에 의한 진동으로 나누어진다. 실제 광 디스크 드라이브에서는 방진고무의 강성이 클수록 메인베이스의 진동이 저감되거나 외부로부터의 진동에 대해서는 취약해지는 진동특성이 있기 때문에 내부진동과 외부진동의 영향을 모두 고려하여야 한다. 그리고 전달경로에 해당하는 것은 슬립형 디스크 드라이브의 경우 픽업계, 피딩계 및 스피들계 등을 포함하는 메인베이스계와 메인베이스를 지지하며 여러 부가적 장치가 부착되는 트레이계, 그리고 트레이의 왕복운동을 가능케 하는 가이드계와 케이스 등으로 이루어진다. 이러한 여러 전달경로를 통한 최종적인 드라이브의 성능에 영향을 미치는 픽업과 광 디스크가 리시버에 해당하게 된다.⁽¹⁾

가장 근본적인 광 디스크의 성능에 대한 문제는 결론적으로 리시버에 해당하는 픽업과 광 디스크의 상대운동에 대한 정보라고 할 수 있다. 기본적인 읽고 쓰는 동작을 원활하게 수행하기 위해서는 픽업과 픽업이 추종하고 있는 광 디스크 면의 상대거리가 적절한 수준으로 유지되어야 한다. 이러한 상대거리는 방진설계뿐만 아니라 서보 제어 성능과도 밀접히 연관된다. 좋은 서보 제어 성능을 가진 시스템의 경우 취약한 구조에 따른 진동을 어느 정도 보완해 줄 수 있다. 본 연구에서는 외부 진동에 따라 리시버에 해당하는 픽업과 디스크의 상대거리에 대하여 서보 제어 성능과 연계한 전달경로에 따른 해석을 수행함으로써 가진 진동원에 대한 드라이브의 성능을 예측할 수 있는 방법을 강구하였다.

2. 디스크 진동특성

광 디스크는 원형디스크로 진동모드는 절직경과 절원이라 불리는 각각의 변위가 0인 절선에 의하여 구별이 되며, 통상적으로 절원의 수를 m , 그리고 절직경의 수를 n 으로 표시하여, 모드지수 (m, n)으

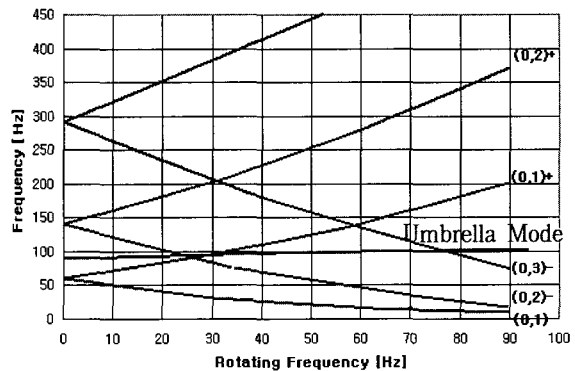
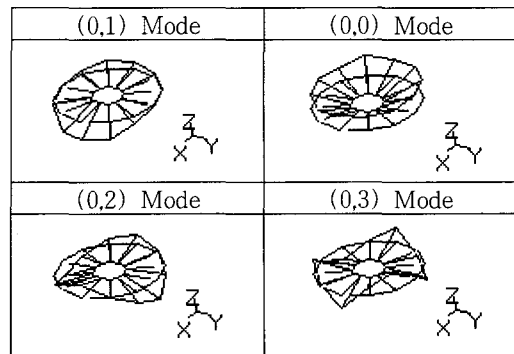


Fig. 1 Mode shape and natural frequency of a rotating disc

로 정의한다. 본 슬립형 드라이브에 장착되는 스피들 모터 단품을 지그에 장착한 후 테스트용 표준디스크 (TDV-520A)의 회전속도에 따른 고유진동수를 측정하였다. 회전 중 디스크 안쪽을 가진 함에 의해 NRRO 성분을 증폭시키는 방법으로 디스크 고유진동수를 Fig. 1과 같이 얻을 수 있었다. 정지상태의 디스크의 경우 절직경 모드인 (0, 1)모드가 가장 낮은 주파수에 있으며, 회전에 따라 모드가 전진파와 후진파로 분리되는 절선모드에 비하여 절선이 존재하지 않는 umbrella 모드의 경우 회전수에 따라 거의 일정한 수치를 가지고 있음을 볼 수 있다.⁽²⁾

3. 초슬립형 드라이브의 진동특성

광 디스크 드라이브에서 진동에 대한 주요한 감쇠 역할을 하는 것은 메인베이스와 트레이간에 부착되어 있는 진동댐퍼이다. 고배속화와 외부진동 등에 의한 진동 및 충격에 따른 드라이브 오동작 대응 장치로 사용되는 진동댐퍼는 점탄성 재료가 많이 쓰이며, 이러한 점탄성 재료의 경우 진동을 흡수하는 능력이 우

수하며, 경제성과 성형성 면에서 매우 탁월하다. 접탄성 재료로는 실리코계열과 부틸계열 재료가 많이 쓰이며, 특히 슬립형 드라이브에서는 공간적 제약 때문에 과도한 진동에 의한 변형에 따른 찢어짐 특성이 있는 실리코 계열 대신 부틸계열 재료가 많이 쓰이고 있다. 방진계를 설계함에 있어서 중요한 인자로는 형상과 경도가 있다. 경도의 경우 강성에 따라 내부 및 외부진동 특성이 trade off하는 특성을 가지고 있기 때문에 적절한 경도 설정이 중요하다.⁽³⁾ 그러나 본 실험의 대상계인 초슬립형 드라이브에서는 진동댐퍼의 높이에 대한 제약조건이 3 mm 이하로 형상에 대한 변형은 거의 불가능하기 때문에 경도에 따른 특성을 파악하는 것이 보다 중요하다. 이렇듯 진동댐퍼의 변형을 통한 진동특성 설계가 한계가 있기 때문에 전체 시스템에서의 외부 및 내부진동특성의 파악이 매우 중요하게 된다.

4. 진동전달률을 이용한 픽업과 디스크간의 상대거리

4.1 실험장치

본 실험 중 메인베이스계에 대한 실험장치는 Fig. 2와 같다. Jig상에 3점 지지 고무댐퍼로 연결된 메인베이스 및 디스크 계에 대하여 가진기를 이용하여 20~2000 Hz에서 sine sweep 가진실험을 수행하였다. 실험디스크는 표준디스크를 사용하였으며, 입력 가속

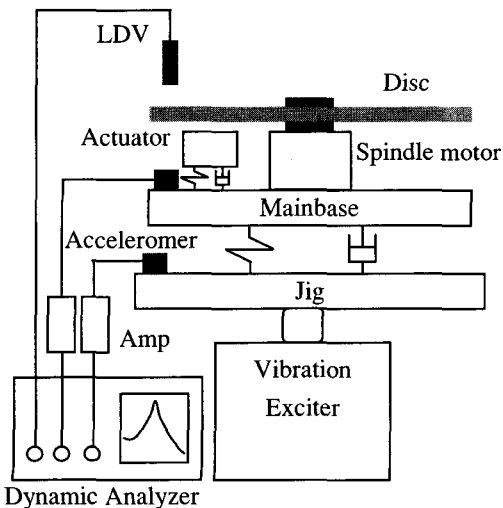


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup for deck system

도는 0.57 g, 경도 40의 방진고무를 사용하였다. 회전 속도는 정지상태와 94 Hz의 두 가지 경우에 대하여 실험하였다. 지그를 통한 가속도 입력에 대하여 디스크, 메인베이스의 픽업홀더부의 가속도 출력값을 이용해 각각의 전달률을 dynamic analyzer HP35670A를 통하여 계산하였다. 그리고 픽업의 단품실험을 통한 전달률을 이용하여 입력 가속도에 대한 픽업 액츄에이터의 전달률을 구하였다.

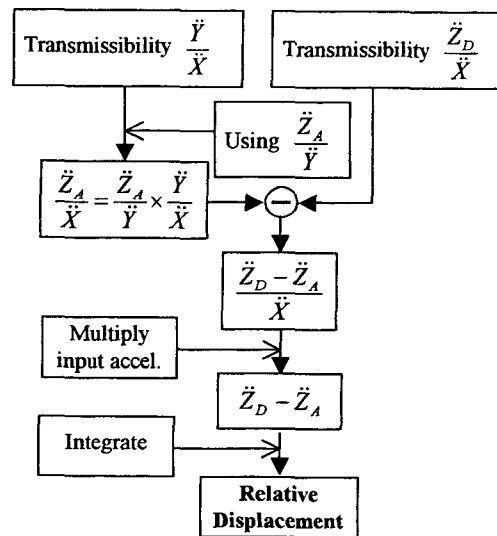


Fig. 3 Flowchart for calculating relative displacement

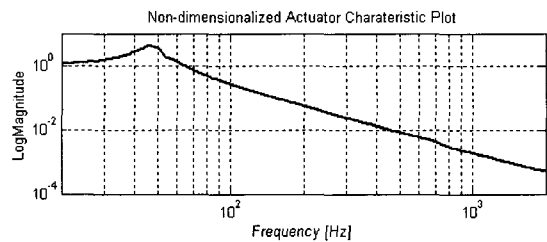


Fig. 4 Non-dimensionalized actuator characteristic

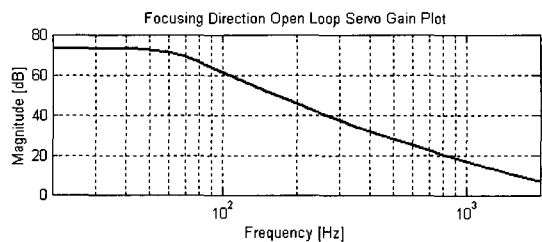


Fig. 5 Focusing direction open loop servo gain

디스크와 액츄에이터에 대한 전달률을 이용하여 입력에 대한 상대가속도 출력을 계산하였고 일정 가속도 입력에 대한 상대거리를 적분과정을 통하여 계산할 수 있었다. Fig. 3은 상대거리 계산을 위한 프로세스이며, 모든 과정은 크기와 위상을 고려하여 계산하였다.

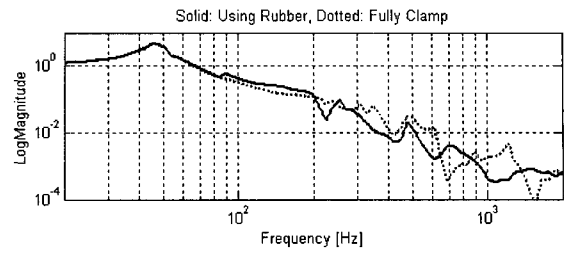
Fig. 4는 픽업 홀더부 입력에 대한 광픽업의 focusing 방향 전달률을 액츄에이터의 단품실험을 통하여 구한 것이다. 입력에 대한 액츄에이터의 변위를 측정후 이를 무차원화한 것이다. Fig. 5는 본 시스템에서의 focusing방향 개루프 서보계인 특성 그래프로 픽업계에 의한 초점심도($0.23 \mu\text{m}$)에 대한 픽업과 디스크 간의 상대거리와의 비를 비교함에 의해 드라이브의 성능을 예측하였다. 앞으로 서보계인과 비교하는 상대거리는 초점심도를 고려한 상대거리의 비이다.

4.2 데크시스템에 대한 실험결과

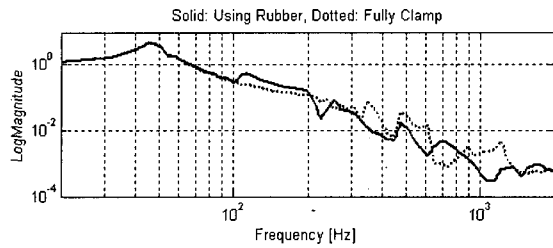
우선 액츄에이터의 전달률에 미치는 방진고무에 대한 영향을 살펴보기 위하여 지그상에 메인베이스를 고정시키는 부분을 고무땀퍼가 없는 완전 클램핑조건과 비교하였다.

Fig. 6에서 45 Hz 근방의 피크는 액츄에이터의 focusing방향 공진 주파수이다. 완전클램핑 조건하에서는 디스크 정지시와 회전시에 비슷한 특성을 보이고 있다. 이는 고무땀퍼에 의한 메인베이스의 강제운동이 없는 상태에서 메인베이스의 유연모드에 의한 가진이 상대적으로 미미함을 알 수 있다. 하지만, 고주파로 갈수록 고무땀퍼 조건하에 비하여 많은 가진력이 작용하고 있으며 고무땀퍼 조건하에서는 100 Hz 부근에서 디스크 모드에 의한 진동에너지가 전달되고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 7은 디스크의 전달률 그림으로 가장 큰 피크는 100 Hz부분의 디스크 umbrella 모드에 해당하는 주파수이다. 축방향 가진에 의하여 디스크는 (0,0)모드가 가장 많이 가진된다. 이론적으로 디스크 (0,0)모드는 회전에 관계없이 일정한 주파수를 가져야 하지만, 특히 유연재질의 광 디스크의 경우 회전에 따라서 강성 경화 현상에 의해 모드주파수가 다소 증가함을 볼 수 있다. 그리고, 경계조건에 따른 비교시 다소 모드주파수의 변화를 관찰할 수 있다. 그리고 300~400 Hz에서 메인베이스의 유연모드에 의해 디스크에 진동에너지가 전달되고 있음을 볼 수 있다. 고주파에서 디스크의 진동량을 살펴보면, 고무땀퍼의 유무에 따라

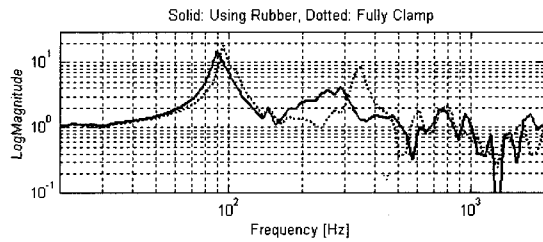


(a) Stationary condition

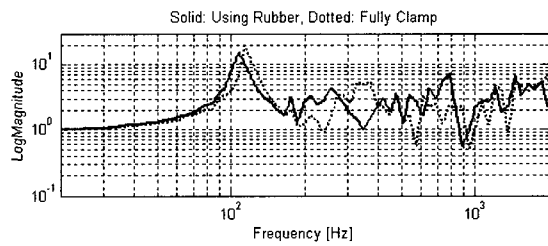


(b) 94 Hz rotating speed

Fig. 6 Transmissibility of actuator



(a) Stationary condition



(b) 94 Hz rotating speed

Fig. 7 Transmissibility of disc

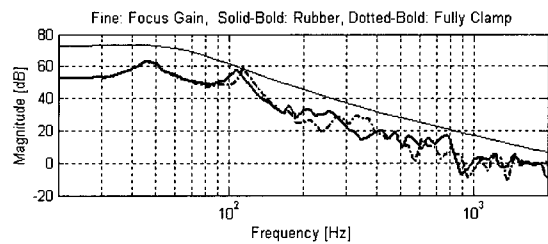


Fig. 8 Relative displacement(94 Hz rotating speed)

서 상당한 차이가 있음을 볼 수 있다. 이는 액츄에이터에 대한 그림에서의 상대적인 수치를 비교할 때 고주파에서는 디스크에 의한 영향이 주도적이며, 올바른 방진성능을 발휘하기 위한 고무땀퍼 설계를 위해서는 고주파에서의 관점이 필요하다고 하겠다.

Fig. 8은 94 Hz 회전속도에서 경계조건에 따른 초점심도에 대한 상대거리를 도시한 것이다. focusing 서보 게인과 관련하면, 현재 방진고무에 의해 디스크 umbrella 모드주파수에서 피크치와 해당주파수가 줄어들었으며, 고주파에서의 상대적인 값들도 다소 줄어듦을 볼 수 있다. 메인베이스 시스템에서는 서보게인과 비교할 때 충분히 외란에 대하여 대응할 수 있음을 볼 수 있다. 완전고정조건에서는 디스크 umbrella 모드가 다소 서보게인영역을 넘어서나 고무땀퍼 조건에서는 서보게인 한도 안에 위치함을 볼 수 있다.

Fig. 9는 같은 프로세스에 의하여 경도에 따른 상대거리를 계산한 것이다. 경도가 크게 되면 내부 메인베이스 진동은 줄어들게 되나 외부로의 진동전달은 커지게 된다. 하지만, 본 시스템에서는 저주파에서 액츄에이터에 의한 주파수에서의 상대거리를 살펴보면, 차이가 없음을 볼 수 있다. 그리고 디스크 모드에 의한 피크치도 거의 변화가 없다. 이는 박형의 설계에 따른 두께 등의 조건이 열악하기 때문에 댐퍼 고유진동수를 이들 주파수보다 낮게 설계할 수 없기 때문이다. 따라서 이와 같은 설계조건에서는 고무땀퍼의 강성조절 등에 의한 설계보다 저주파에서 문제가 될 수 있는 디스크 모드의 진동량을 줄이기 위하여 스피들 모터의 클램핑력을 조절하거나 스피들모터의 구조적 진동, 즉 모터축의 베어링 등에 의한 모드가진 현상이 발생하지 않도록 설계를 하여야 한다.

방진고무로 사용되는 부틸, 실리콘 계열의 고무는 이와 같은 설계에서 더욱 낮은 경도의 것을 사용할 경우 찢어짐 현상 등에 의한 신뢰성 문제가 발생될 여지가 많다. 그림에서 경도 20에 비하여 40, 60의 경도일 때 고주파에서의 진동량이 상대적으로 작으며, 내부진동을 고려할 때 경도 40의 고무가 보다 좋은 진동특성을 보일 것으로 예상할 수 있다.

4.3 전체시스템에 대한 실험결과

Fig. 10은 슬립형 드라이브에서 메인베이스 외에 트레이, 가이드장치, 그리고 케이스 등을 포함한 전체 세트와 비교한 그림이다. 지그상 메인베이스만 고려

하였을 때의 상대거리와 저주파역에서의 차이가 생기고 있다. 가장 특이한 점은 메인베이스 상에서 디스크의 umbrella모드가 전체 시스템으로 되면서 트레이 등의 시스템과 연성되었으며, 더불어 air damping에 의하여 디스크의 진동량이 다소 줄어들었다.

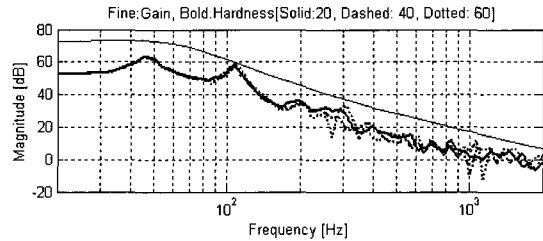


Fig. 9 Relative displacement according to hardness (94 Hz rotating speed)

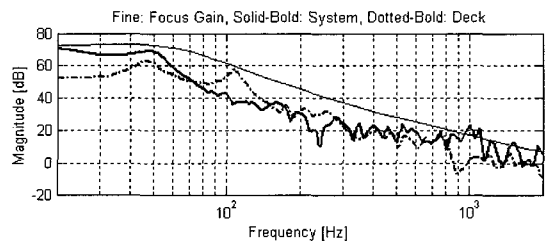
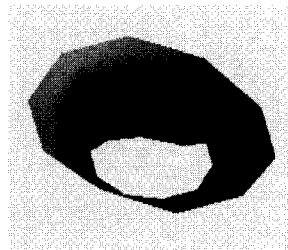
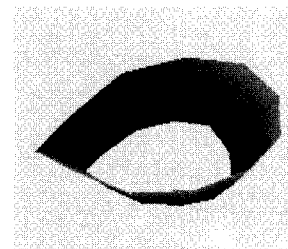


Fig. 10 Relative displacement according to system (94 Hz rotating speed)

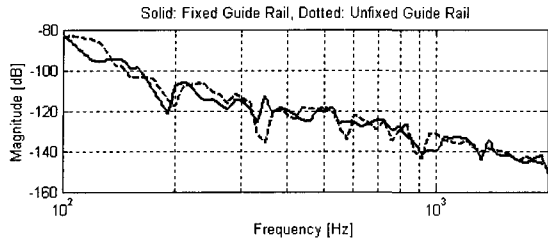


(a) Coupled disk mode in overall system

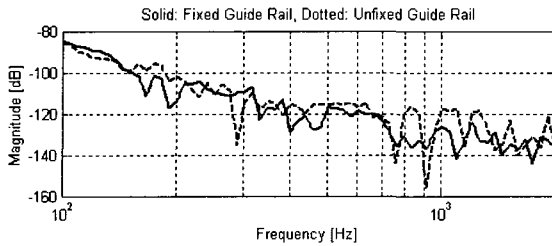


(b) Umbrella mode in mainbase system

Fig. 11 Comparison of disc mode according to system



(a) Stationary condition



(b) 94 Hz rotating speed

Fig. 12 Vibration characteristics of disk according to guide rail

메인베이스계와 비교할 때 전체시스템으로 되면서 매우 복잡한 형태의 모드형상이 형성되며, 이는 슬립형 드라이브에서 유연재질의 트레이의 사용과 메인베이스와 스피들, 피딩계에 의한 국부적 질량분포, 그리고 가이드에 관련한 진동 등에 기인한다. 고주파에서의 진동량의 증가는 각 부품의 조립에 의한 특성으로 전체 세트상에서 가이드와 락킹장치 등의 적절한 고정 메커니즘이 중요하게 작용한다.

Fig. 11은 해당 주파수역에서 scanning LDV를 이용하여 측정된 디스크의 모드형상이다. Fig. 11의 모드형상은 메인베이스 계에서의 디스크의 (0, 0) 모드가 전체계에서는 메인베이스, 트레이, 디스크 등이 연성되면서 보다 낮은 주파수에서 나타남을 보여주고 있다. 이 연성된 모드는 액츄에이터와 공진을 일으켜서 60 Hz부근에서 진동량이 다소 증가함을 볼 수 있다. 이 연성 모드의 경우 박형화에 따른 트레이의 구조가 취약해 짐에 의해 생기는 것으로 문제가 심각해질 경우 부가적인 강성보강을 위한 설계가 필요하다.

앞서 설명한 고주파역에서의 진동현상은 서보계인 측면에서 볼 때 취약함을 볼 수 있다. 실제 계에 있어서 고주파에서의 서보특성은 저주파에 비해 강건한 특성을 보이지만 보다 안전한 설계가 필요하다 하겠다. 따라서 Fig. 12와 같이 초슬립형 드라이브를 개발함에 따라서 제약된 동작성을 확보하고 슬립구조를

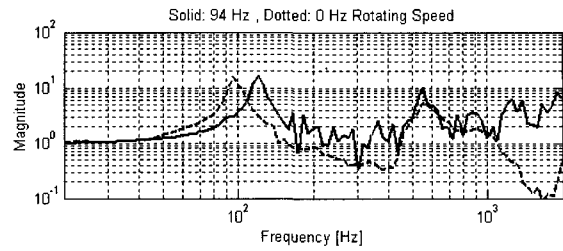


Fig. 13 Transmissibility of disk in spindle motor and disk system

형성하기 위하여 기존 드라이브의 가이드 구조에 비해 취약한 특성을 보이고 있는 가이드에 대해 실험을 하였다. 트레이와 케이스간의 가이드레일을 완전 고정하여 비교 검토를 수행하였다.

정지상태에 있어서는 고주파에서의 진동량의 차이가 거의 없으나 회전상태에 있어서 차이가 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 고주파에서의 진동 가진원은 모터에서부터 기인하는 것으로 판단할 수 있으며, 이는 Fig. 13의 모터단품 가진 실험으로부터 알 수 있다. 본 초슬립형 드라이브에 사용되는 스피들 모터의 경우도 매우 박형화 된 구조로 스피들 축을 감싸는 고체마찰영역의 길이가 매우 짧아짐에 따라 진동특성이 취약해 질 수 밖에 없다. 이러한 진동성분을 충분히 감소시키지 못하고 기존 드라이브에 비해 취약한 구조의 트레이를 통하여 진동이 전달되어 드라이브의 진동특성에 악영향을 미칠 수 있다. 이러한 진동특성에 대한 대응책으로 가이드 레일의 경우 단립 상태에서 트레이를 보다 단단히 고정해 줄 수 있는 설계가 필요하다.

4.4 설계변경을 통한 개선

가진에 따른 트레이의 ODS측정을 한 결과 트레이의 베젤 부착부인 앞부분의 변형이 큼을 확인하고 Fig. 14와 같이 그림과 같은 위치에 각각 트레이의 구조적 취약성과 가이드레일의 역할을 보충하기 위한 구조로 트레이상단부에 돌출부를 추가하고 측면에 판스프링 구조를 첨부하였다.

Fig. 15는 전체시스템 상에서 설계변경유무에 따라 앞선 실험들과 같은 가진 입력에 대하여 지그에 대한 디스크의 변위를 측정된 그림이다. 회전속도는 94 Hz이며, one-point LDV를 이용하여 속도를 측정 후 HP35670A의 function기능을 이용하여 변위로 변환하였다.

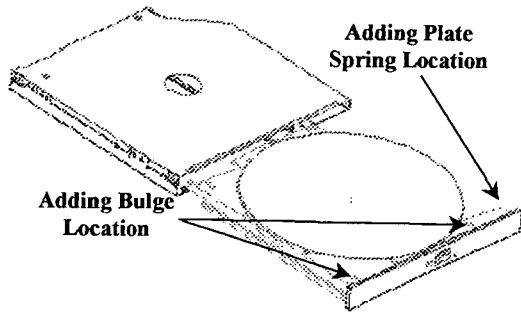
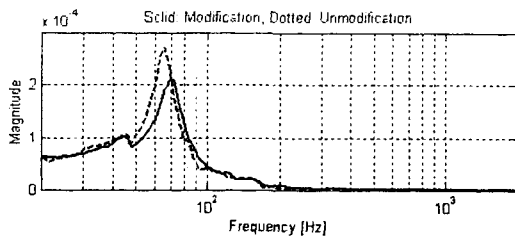
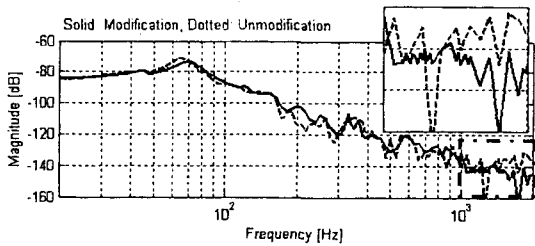


Fig. 14 Locations of modified parts



(a) Linear scale



(b) dB scale

Fig. 15 Comparison of disc displacement by modification of tray

Fig. 15(a)와 같이 설계변경에 의해 트레이 연성 디스크 모드 주파수와 그 피크치가 줄어들음을 볼 수 있다. 서보게인 특성에서 볼 때도 디스크 모드 주파수가 액추에이터와 공진되지 않는 한 저주파역에 존재하는 것이 유리하므로 바람직한 현상으로 볼 수 있

다. 그리고, Fig. 15(b)와 같이 설계변경안 적용에 의해 고주파(1~2 kHz 역)에서 다소 진동량이 줄어든 것을 볼 수 있으며, overall RMS 진동량으로 볼 때 25 % 정도 줄어들었다.

5. 결론

본 연구에서는 서보제어 성능과 관련하여 구조적 문제점에 대한 시스템 진동해석과 방진부의 설계 파라미터에 따른 성능을 검토하고, 초박형 슬림 드라이브에서 외부진동에 대한 구조적 설계방향을 제시하기 위한 방법으로서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 서보제어 성능과 연계하여 시스템의 구조적 성능과 문제점을 파악하기 위한 실험적 프로세스를 제안하고 진동 전달 경로에 대한 해석을 수행하였다.
- (2) 초슬림화를 통한 가이드레일과 트레이의 구조적 취약성을 보완하기 위한 설계변경과 이의 검증을 수행하였다.

참고 문헌

- (1) Oh, S. K., Kim, G. C., Son, J. S. and Joo, J. M., 1992, "A Study on the Skipping of Compact Disk Player", IEEE Transactions on Consumer Electronics, Vol.38, No.3, pp. 208~212.
- (2) Barasch, S. and Chen, Y., 1972, "On the Vibration of a Rotating Disk", ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 39, p. 1143.
- (3) 김남웅, 김국원, 홍구, 정문채, 김외열, 1999, "슬림형 광 디스크 드라이브의 방진설계", 한국소음진동공학회지(현 논문집), 제 9 권, 제 2 호, pp. 324~330.