

< 논 문 >

충격시험을 이용한 고정밀장비의 진동허용규제치 결정기법에 관한 연구

A Study on the Determination of Vibration Criteria for Vibration Sensitive Equipments using Impact Test

이흥기* · 박해동* · 김두훈* · 김사수**

Hong-Ki Lee, Hae-Dong Park, Doo-Hoon Kim and Sa-Soo Kim

(1996년 11월 8일 접수 ; 1997년 2월 17일 심사완료)

Key Words : Impact Test (충격시험), Frequency Response Function (FRF, 주파수응답함수), Vibration Test (진동성능시험), Vibration Criteria (진동허용규제치), Vibration Sensitive Equipment (진동민감장비), Relative Displacement of Vibration (상대진동변위), Permissible Relative Displacement of Vibration (상대허용진동변위), Force Criteria (가진력허용규제치)

ABSTRACT

In the case of a precision equipment, it requires a vibration free environment to provide its proper function. Especially, lithography and inspection devices, which have sub-nanometer class high accuracy and resolution, have come to necessity for producing more improved giga class semiconductor wafers. This high technology equipments require very strict environmental vibration standard in proportion to the accuracy of the manufacturing, inspecting devices. The vibration criteria are usually obtained either by the real vibration exciting test on the equipment or by the analytical calculation. The former is accurate but requires a great deal of time and efforts while the latter lacks reliability. This paper proposes a new method to solve this problem at a time. The permissible vibration level to a precision equipment can be easily obtained by analyzing a process of Frequency Response Function. This paper also demonstrates its effectiveness by applying the proposed method to finding the vibration criteria of a Computer Hard Disk Driver by Impact Test.

1. 서 론

미진동(微振動) 제어라는 새로운 분야에 대한 체계적인 연구는 반도체 산업이 고도화, 초정밀화가 진전되고 있는 최근 1980~90년대에 들어와 학계보다는 전문 반도체 관련 미진동제어 엔지니어 그룹과

정밀장비 제작사를 중심으로 이루어져 왔다. 그리고 항공기나 미사일의 관성항법장치, 전파 안테나 등과 같은 정밀 전자 장비와 가혹한 진동 환경에 사용되면서도 정밀한 제어가 필요한 인공위성용 실험, 제어장치들의 기능에 대한 신뢰성을 확보하기 위한 차원에서 구조해석 및 실험의 일부로서 연구되어져 왔을 것으로 추측되고 있다. 특히, 현대 산업의 근간이라고 하는 반도체 산업은 21C가 시작하기 전에 회로 선폭의 가공 정도가 0.1~0.25 μm 이하의 수준인 기가(giga)급 메모리 칩에 대한 개발과 양산이 이루

*정회원, 유니슨산업(주) 유니슨기술연구소

**정회원, 부산대학교 조선해양공학과

어질 것으로 전망되고 있다⁽¹⁾. 이러한 고집적 반도체 제품을 가공 및 검사를 하기 위해서는 가공 선폭 이상의 분해 성능을 가진 고정밀도의 생산, 검사 장비가 필요하다. 레이저 빔을 사용하는 노광(露光)장비의 정도(精度)는 웨이퍼 가공 패턴의 최소 선폭 1/5~1/20 수준이 요구되기 때문에 가공선폭의 정밀도 향상은 내외부(内外部)로 부터 입력되는 진동에 민감한 영향을 받게 된다. 이러한 진동을 정량적으로 나타내는 것이 진동허용규제치이다. 일반적으로 진동에 대한 건물 설계 규제치는 건물에 설치되는 정밀장비에 의하여 결정되기 때문에 진동허용규제치가 엄격하면 할수록 건축 경비는 기하급수적으로 늘어난다. 구조물 설계에 중요한 기본적인 데이터면에도 불구하고 “정밀 장비에 있어서 진동허용규제치란 무엇을 의미하며 어떠한 양식으로 표현되어야 하는가?”라는 의문은 사용자와 건물 구조설계 연구자들이 공통적으로 갖고 있는 사항이다. 이에 관한 체계적인 연구는 반도체 산업이 급속도로 발전하고 있는 최근 1980~90년대에 들어와 활발하였고 Ungar, Sturz, Amick^(7,8) 등에 의하여 반도체 공장의 미진동 제어와 관련한 연구가 발표되고 있다. 그리고 정밀장비의 진동허용규제치의 중요성과 이를 만족시키기 위한 전반적인 반도체공장의 진동제어와 구조물 특성에 대한 연구는 Dykstra, Baxa⁽⁹⁾, Gordon 등에 의하여 1980년대에 나타나고 있다. 특히, Gordon은 1989년도 발표한 논문에서 정밀장비의 진동허용규제치의 필요성과 갖추어야 할 사양에 대하여 개략적으로 논의하고 있다. 기존에는 정밀장비와 고정도의 설비들에 있어서 진동허용규제치는 진동성능시험(vibration test)을 통하여 통상 결정하여 왔다. 그러나 진동성능시험을 통한 진동허용규제치의 도출 문제도 그렇게 용이하지 않다⁽¹⁰⁾. 일단, 동적으로 미세한 동적 응답을 다루어야 하기 때문에 완제품 시험이 이루어져야 된다는 점과 동일한 형식의 장비라도 복잡한 결합 구조로 인하여 장비 개개의 진동허용규제치가 다를 수 있기 때문에 고가(高價)의 장비 전량에 대하여 시험을 수행해야 하는 점, 가진(加振) 특성, 중량, 크기등의 외부 조건이 진동성능시험 자체를 어렵게하고 있다. 본 논문에서는 주파수 응답함수(frequency response function, FRF)를 이용하여 정밀장비의 진동허용규제치를 간편하면서도 정확하고 정밀하게 결정할 수 있는 이론과 방법을 제시하고 충격시험을 이용하여 진동허용규제치를 결정하는 과정에 대하여 논의하고 컴퓨터의 정보 입출력 장치인 HDD(hard disk driver)의 진동허용규제

치를 결정하는 것에 적용하였다.

2. 이론의 정식화

2.1 이론의 배경

반도체 공장과 정밀 검사, 측정실험실에 사용되는 장비는 레이저를 이용한 가공 장비와 전자, 광학현미경, 3차원측정기와 같은 검사, 측정장비가 있다. 기타 분야에는 고용량 HDD 및 생산설비, 고정밀도의 CD 드라이브 및 CD생산설비, 정밀세포이식 및 수술, 검사 의료장비가 있다. 이들 장비의 구조적 특성은 대부분 Fig. 1과 같이 프로젝션부(projection part, optical column)와 타겟부(target part, image stage)로 이루어져 있다^(7,8). 정밀장비에서 진동 문제는 프로젝션부와 타겟부의 상대변위에 의하여 지배되며 구조의 상대변위는 유연한 진동 모드(flexible mode)에 의하여 결정된다. 그리고 프로젝션부와 타겟부 사이에서 진동으로 기인하는 상대진동변위(relative displacement of vibration)는 입력 진동 위치와 프로젝션부, 타겟부 두 위치 사이의 주파수 응답함수를 이용하여 결정할 수 있다는 발상에서 출

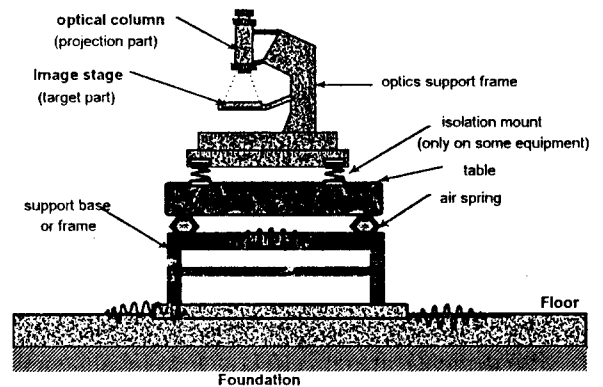


Fig. 1 Typical piece of optical vibration sensitive equipment

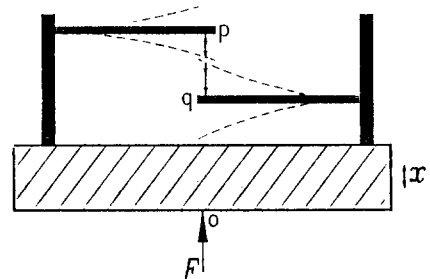


Fig. 2 Conception diagram of relative displacement of vibration

발한다.

Fig. 2에서 p, q 점의 상대변위는 진동시스템 전체가 거동하는 강제 운동 성분을 제외한 구조체의 유연한 모드에 의하여 결정된다⁽¹⁰⁾. 다시 말한다면 $o \rightarrow p$ 와 $o \rightarrow q$ 사이의 주파수응답함수를 실험적으로 결정하고 이를 적절히 수치적으로 처리함으로써 o 점을 통하여 입력된 외부 진동에 대한 p, q 점 사이의 상대진동변위를 결정할 수 있다. 정밀장비의 가공, 검사 정밀도에 의하여 제한되는 p 점과 q 점 사이의 상대진동변위를 발생시키는 o 점의 입력 진동을 구함으로써 진동허용규제치가 결정된다. 정밀장비에서 제한되는 상대허용진동변위(permissible relative displacement of vibration)는 장비 개개의 가공 정밀도와 분해능, 확대율로 결정된다⁽¹⁵⁾. 실 예로 전자현미경에서 $0.1\mu\text{m}$ 의 분해능을 가지고 있을 경우, 프로섹션부와 타켓부의 상대진동 피크 변위가 $0.05\mu\text{m}$ (위상차 180°) 이상이면 인접하는 패턴이 겹쳐져 보인다.

여기에서 인간이 관찰하는 눈의 잔상, 대상을 촬영할 경우에는 카메라의 셔터 속도와 진동 주파수, 진폭의 상호관계를 분석하여 상대허용진동변위를 결정한다. 컴퓨터 HDD의 경우는 데이터를 저장하는 미디어(media)부와 데이터를 입출력하는 헤드(head)부 사이의 상대변위 제한치에 의하여 HDD의 진동허용규제치가 결정된다. 주파수응답함수를 이용하여 진동허용규제치를 결정하기 위해서는 우리가 다루고 있는 동적 시스템이 충분히 선형적인가를 검토해야한다. 이것은 주파수응답함수를 실험적으로 구할 경우 기본적인 가정으로서 입력 가진력에 대한 응답 진동을 선형적인 비로 표현하기 때문이다. 동적인 응답이 선형적인가, 아닌가라는 문제는 진동 응답이 전체 진동계에 대하여 충분히 미소한 변위를 발생시키고 있는가 라는 문제로 귀착된다. 이러한 측면에서 서브 마이크로 이하의 진동 변위를 다루는 정밀장비의 미진동에 관련한 문제는 충분히 선형 진동계이다. 그러므로 주파수응답함수법을 이용하여 진동허용규제치를 결정하는 문제는 기본적으로 타당하다. 이러한 문제에 대하여 Ungar도 1985년 논문에서 언급하고 있다⁽⁸⁾.

2.2 이론의 정식화

Fig. 2에서 $o-p, o-q$ 점 사이의 동적 전달함수(transfer function)는 o 점의 입력 가진력(exciting force)에 대한 p, q 점의 출력 응답(vibration response)을 측정하여 실험적으로 구할 수 있다.

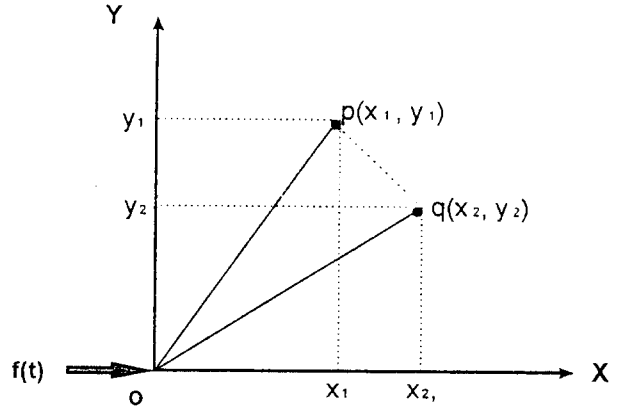


Fig. 3 Coordinated system of relative displacement

여기서 구해진 전달함수를 이용하여 동적 상대변위를 구한다. Fig. 2를 2차원 좌표계를 사용하여 나타내면 Fig. 3과 같이 놓을 수 있다. 만일 o 점에서 가진력이 입력되지 않으면 두 점 사이의 정적 상대변위(relative displacement) $|pq|$ 는 아래 식 (1)과 같이 된다. 여기서 $\Delta x_s = x_2 - x_1$ 이고 $\Delta y_s = y_2 - y_1$ 이며, 이는 각각 x, y 방향 정적 상대변위 성분이다.

$$\overline{pq} = (\Delta x_s^2 + \Delta y_s^2)^{1/2} \quad (1)$$

점 p 와 q 가 동일한 연속 구조의 진동계를 구성하고 있고 점 o 로부터 $f(t) = F_0 \cos \omega t$ 가 입력될 경우 점 p 와 q 는 정지 상태의 위치를 중심으로 구조의 동적 특성에 따라 진동을 하게 된다. 이때 p, q 점의 순수한 x, y 방향의 진동상대변위는 $\Delta x_{pq}(t) = \{x_p(t) - x_q(t)\}$, $\Delta y_{pq}(t) = \{y_p(t) - y_q(t)\}$ 로 주어진다.

정적, 동적 상대변위를 고려한 전체 상대변위(total relative displacement)를 $\Delta X_t(t)$, $\Delta Y_t(t)$ 라 하면 $\Delta X_t(t) = x_s + \{x_p(t) - x_q(t)\}$, $\Delta Y_t(t) = y_s + \{y_p(t) - y_q(t)\}$ 와 같이 된다. $\Delta X_t(t)$, $\Delta Y_t(t)$ 의 Fourier 변환을 $\Delta X_t(\omega)$, $\Delta Y_t(\omega)$ 라 하면 전체 상대변위의 Fourier 변환은 식 (2)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} \Delta X_t(\omega) &= X_p(\omega) - X_q(\omega) \\ \Delta Y_t(\omega) &= Y_p(\omega) - Y_q(\omega) \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, $X_p(\omega)$, $X_q(\omega)$, $Y_p(\omega)$, $Y_q(\omega)$ 는 각각 $x_p(t)$, $x_q(t)$, $y_p(t)$, $y_q(t)$ 의 Fourier 변환이다. 그리고 점 o 에서 단위 가진력에 대한 x 방향 주파수 응답함수는 식 (2)의 양변을 외력 $f(t)$ 를 Fourier 변환한 $F(\omega)$ 를 양변에 나누어줌으로써 구할 수 있다.

$$\frac{\Delta X_t(\omega)}{F(\omega)} = \frac{X_p(\omega) - X_q(\omega)}{F(\omega)} \quad (3)$$

여기서 식 (3)의 좌변 항은 단위 가진력이 입력될 때 p 와 q 점에 대한 x 방향 상대 주파수응답함수 (relative frequency response function) $\Delta H_{pq}(\omega)$ 로 정의된다. 주파수응답함수 $H(\omega)$ 는 unit impulse response function $H(\tau)$ 를 Fourier 변환 함으로써 구해지며 이는 입력 가진력에 대한 진동응답 $H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)}$ 와 같이 정의된다. 물론 여기서 $X(\omega)$, $Y(\omega)$ 는 입력과 출력 $x(t)$, $f(t)$ 의 Fourier 변환이다. 이때, 식 (3)을 o 점의 가진력에 대한 주파수응답함수를 이용하여 나타내면 식 (4)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} \Delta H_{pq}(\omega) &= \frac{\Delta X_t(\omega)}{F_0(\omega)} = H_{p0}(\omega) - H_{q0}(\omega) \\ &= |H_{p0}| e^{-j\phi_{p0}(\omega)} - |H_{q0}| e^{-j\phi_{q0}(\omega)} \\ &= |H_{p0}| e^{-j\phi_{p0}(\omega)} \\ &\quad - |H_{q0}| e^{-j[\phi_{p0}(\omega) + \theta_{pq}(\omega)]} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, $\phi_{p0}(\omega)$, $\phi_{q0}(\omega)$ 는 각각 점 $o-p$, 점 $o-q$ 사이의 위상차이고 $\theta_{pq}(\omega)$ 는 점 $p-q$ 사이 주파수응답함수의 위상차이다. $\theta_{pq}(\omega)$ 는 측정된 $H_{p0}(\omega)$, $H_{q0}(\omega)$ 를 이용하여 $H_{pq}(\omega)$ 을 구함으로서 결정된다.

식 (4)는 임의 위치에서 입력된 가진에 대하여 임의의 두 점 각각에 대한 주파수응답함수를 구하면 두 점 사이의 상대주파수응답함수를 결정할 수 있다. 식 (4)의 의미는 유의 두 부분 p, q 점에서 강제 진동을 포함하는 모든 동일한 위상과 동일한 크기의 진동을 가진 진동 성분은 서로 제거되기 때문에 진동허용규제치에는 영향을 미치지 않게 된다. 만일, 시험대상물의 p, q 두 점 사이의 진동 주파수에 대한 상대허용진동변위 (permissible relative displacement of vibration)를 $\Delta X_{pc}(\omega)$ 라 하면 p, q 사이의 상대주파수응답함수 $\Delta H_{pq}(\omega)$ 를 이용하면, 식 (5)에 의하여 가진력허용규제치 (force criteria) ΔF_{fc} 를 구할 수 있다.

$$\Delta F_{fc}(\omega) = \frac{\Delta X_{pc}(\omega)}{\Delta H_{pq}(\omega)} [N] \quad (5)$$

식 (5)는 점 o 에 ΔF_{fc} 만큼의 가진력이 입력되면 시험대상물에서 $\Delta X_{pc}(\omega)$ 만큼의 진동이 야기된다는 가진력허용규제치이다. 그러나 이러한 가진력허용규제치를 공학적인 측면에서 사용상의 문제가 있다. 즉 정밀 장비가 설치되는 위치의 구조물에서 입력되는 가진력을 직접 측정하거나 해석적으로 도출하는 것은 어려운 일이다. 가진력허용규제치를 주파수에 대한 진동변위 또는 속도, 가속도로 표시되는 진동허용규제치 (vibration criteria)로 변환할 필요성이

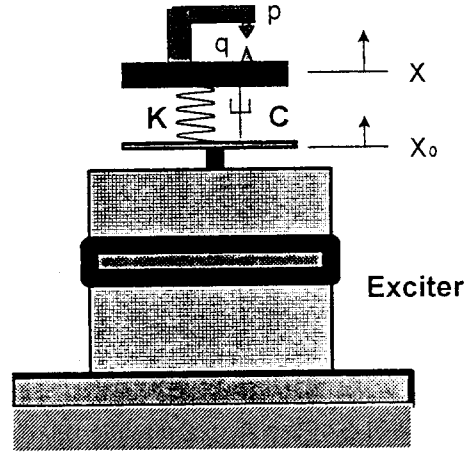


Fig. 4 Modeling of vibration test

있다. 실험대상 장비를 임의의 구조물에 설치될 경우 아래 Fig. 4와 같이 동적 모델링할 수 있을 때 바닥에서 상부 장비에 전달되는 진동 응답에 대한 전달율 (transmissibility)은 식 (6)과 같다.

$$T_r = \frac{X}{X_0} \quad (6)$$

여기서,

X : response displacement of test specimen

$$(x(t) = X \sin \omega t)$$

X_0 : input displacement of exciter system

$$(x_0(t) = X_0 \sin \omega t)$$

T_r : transmissibility

정현파 입력에 대하여 상부 장비에서 받는 진동 변위 X 는 식 (7)에 의하여 가속도 A 가 결정된다.

$$\begin{aligned} X &= T_r \cdot X_0 \\ A &= \omega_e^2 \cdot X = \omega_e^2 \cdot T_r \cdot X_0 \end{aligned} \quad (7)$$

그리고, 실험 대상물은 자체의 질량만큼의 관성력 (F_m)을 받게 된다.

$$F_m = m \cdot A \quad (8)$$

식 (7), (8)을 정리하면 식 (9)를 얻을 수 있다.

$$T_r = \frac{F_m}{m \omega_e^2 X_0} \quad (9)$$

이때, 가진기의 진동테이블과 실험 대상물 사이에 진동 전달하는 연결부가 충분한 강성을 가지고 있다면 점 p, q 의 구조물에 입력되는 전달율 T_r 은 1이 되며, 식 (9)은 식 (10)과 같이 된다.

$$F_m = m \omega_e^2 X_0 \quad (10)$$

식 (10)은 물체는 진동 가속도만큼 힘을 받는다는 것을 의미한다.

만일, F_m 에 식 (5)의 가진력허용규제치를 대입하고 질량(m)에는 실험 대상물의 질량을 대입하여 진동 변위 X 에 대하여 주파수 별로 정리하면 가진력허용 규제치에서 진동허용규제치를 유도할 수 있다. Fig. 5는 주파수응답함수를 이용하여 진동허용규제치를 결정하는 절차를 정리한 것이다. 두 위치에 대한 주파수응답함수를 구할 수 있는 방법은 다양하다. 구조물을 어떻게 가진할 것인가라는 입력 방법에 대하여 구별한다면 충격 가진법(impact test)과 가진기(exciter system)를 이용하는 방법으로 대별할 수 있다. 어떠한 방법을 사용할 것인가라는 문제는 전적으로 주변 환경조건과 연구자의 판단에 의하여 결정된다. 가진 시스템을 이용하여 주파수응답함수를 구하고 진동허용규제치를 결정할 경우, 기존의 진동허용규제치를 결정하는 진동성능시험(vibration test)을 수행하는 것과 동일하게 진동테이블에 설치

하고 가진을 시켜야 하기 때문에 장비 설치 단계에서 나타나는 제약은 잔존하게 된다. 그러나 충격 해머(impact hammer)를 이용하여 충격 실험을 수행할 경우 가진 실험이 가지고 있는 제약을 피할 수 있을 뿐만 아니라 간편하면서도 동일한 정밀도와 정확성을 얻을 수 있기 때문에 충격시험에 의한 방법이 가진법에 의하여 전달함수를 구하는 것에 비하여 실용적이다.

3. 이론의 적용 시험

최근 수년 동안 정보의 저장의 핵심인 컴퓨터 하드 디스크 드라이브(hard disk drives, HDD)의 발전은 괄목할 만 하다. HDD 자체는 갈수록 소형화하고 있는 반면에 대용량의 정보를 신속하게 입출력(data read and write)하고 처리하기 위해서는 정보 저장 매체인 알루미늄 원판(aluminum disk, media part)에 기록되는 데이터의 밀집도(track density)를 나타내는 단위 면적에 대한 트랙의 수(the number of tracks per inch, TPI)와 회전 속도를 끊임없이 향상시켜 왔다. 현재, 기가 바이트(giga-bytes)급 HDD의 트랙 밀도는 6000 TPI(트랙간격: $166\mu\text{in}$) 수준으로 집적되어 있다. 이러한 정보저장 매체인 미디어에서 정보를 정확히 입출력하기 위해서 헤드(head)가 미디어(media)에 설정된 트랙 개개의 중앙 위치를 12%이상 벗어나지 않도록 서보제어(servo system control)해야 한다^(13,14). 즉 헤드와 미디어 사이의 수평방향의 상대변위(relative displacement)가 약 $20\mu\text{in}$ 이상을 초과하면 정보의 입출력에 문제를 야기하게 된다는 것을 의미하고 있다. 그리고 헤드와 미디어 사이의 상하 방향에 대한 상대변위의 제한(制限) 조건은 헤드가 고속 회전하는 미디어부에 정보를 입출력하기 때문에 약 $0.3\sim 0.5\mu\text{m}$ 의 미세한 크기의 간격으로 부상(浮上)하여 동작하는 것에 의하여 결정할 수 있다. 일단, 어떠한 원인이든 물리적 접촉이 발생하지 않아야 할뿐만 아니라 정보의 입출력에 문제가 없는 부상 간격을 제한 값으로 선택하게 된다. 헤드와 미디어의 접촉은 미디어에 정보의 입출력 뿐만 아니라 회복할 수 없는 치명적인 물리적 결함을 발생시키기 때문에 HDD의 신뢰성 차원에서 대책이 수행되고 있는 부분이다. 여기서는 HDD에 대하여 진동성능시험을 통한 방법과 충격시험을 통하여 구해진 주파수응답함수를 이용하여 진동허용규제치를 결정하는 방법에 대하여 비교 검토하였다.

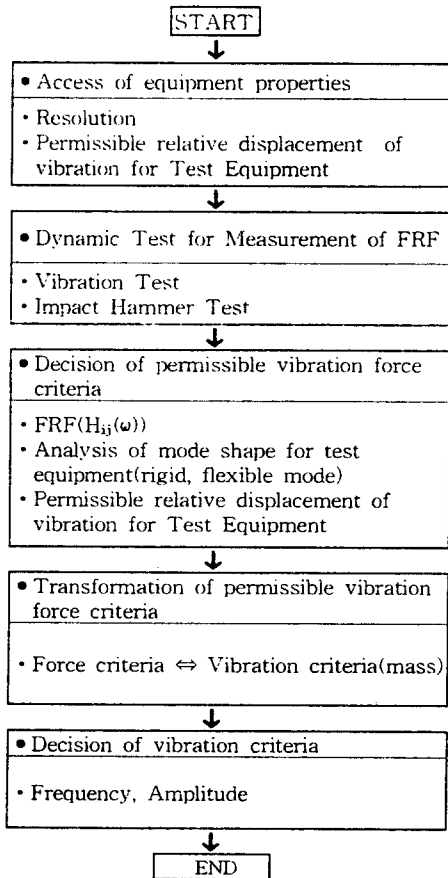


Fig. 5 Procedure of vibration criteria for vibration sensitive equipment using FRF

3.1 HDD의 진동성능시험

HDD의 진동허용규제치는 x, y, z 방향에 대하여 주파수별로 나타나지만, 여기서는 진동허용규제치를 진동성능시험과 FRF법을 이용하여 결정하는 것을 비교, 검증하기 위하여 HDD의 상하 방향에 한정하여 실험을 수행하였다. HDD의 상대허용진동변위를 헤드와 미디어 사이의 물리적 접촉이 일어나지 않게 하는 것이 목적일 경우, 가장 엄격한 값은 $0.3\mu\text{m}$ 가 되지만, 데이터의 안정된 입출력을 위해서는 더 작은 값을 선택할 수 있다. 헤드부와 미디어부가 물리적 접촉이 발생하지 않는 값을 HDD의 상대허용진동변위로 결정하였으며, 헤드와 미디어의 물리적 접촉이 발생을 확인할 수 있는 에러감지장치(error detector)를 고안하여 설치하였다. 그리고 미디어와 헤드의 부상 간격도 $98\mu\text{m}$ 로 조정된 간격을 사용하였다. 진동성능시험을 수행할 경우, 실험 대상 장비를 어떻게 가진(加振)하고 응답을 측정 분석할 것인가를 결정해야 한다. HDD를 가진기(exciter)에 장착하고 각 입력 주파수에 대하여 가진기의 진폭을 헤드와 미디어가 물리적 접촉이 발생할 때까지 증가시켜 이때의 진동값이 입력 주파수에 대한 진동허용규제치가 된다. 협대역에서 필요한 주파수 영역과 높은 분해능에 대하여 진동성능시험을 할 경우 반복 실험의 횟수에 비례하여 많은 시간과 노력이 소요된다. 반복 실험 회수를 줄이는 방법으로는 1/1, 1/3 이나 기타 옥타브 밴드로 실험을 수행할 수 있지만, 하나의 밴드 내에서 응답에 민감한 특정 주파수가 대표 값으로 결정되기 때문에 진동허용규제치가 엄격하게 평가되는 문제가 발생할 것으로 예상된다. 2 Hz 주파수 분해능의 협대역과 1/3 옥타브 가진에 대한 진동허용규제치를 비교하였다. 가진 범위는 진동허용규제치가 가장 엄격한 헤드의 1차 고유 진동수 영역에 대하여 중점적으로 실험을 수행하였다.

3.2 FRF법의 이용

FRF법에 의한 방법은 HDD 프레임의 헤드와 미디어의 접점 끝단 위치에서 각각의 FRF를 구하고 Fig. 5에 제시한 절차에 따라 몇 가지 계산 과정을 통하여 결정할 수 있다. 여기서 충격시험(impact test)을 사용하여 FRF를 구하고 이를 이용하여 가진력허용규제치와 진동허용규제치를 결정하는 과정에 대하여 논의하였다. HDD 헤드와 미디어 사이의 상대진동변위는 헤드와 미디어의 유연한 모드(flexible mode)에 의하여 결정되기 때문에 HDD 전체를 가진 시켜서 FRF를 측정할 경우, 강체 모드(rigid

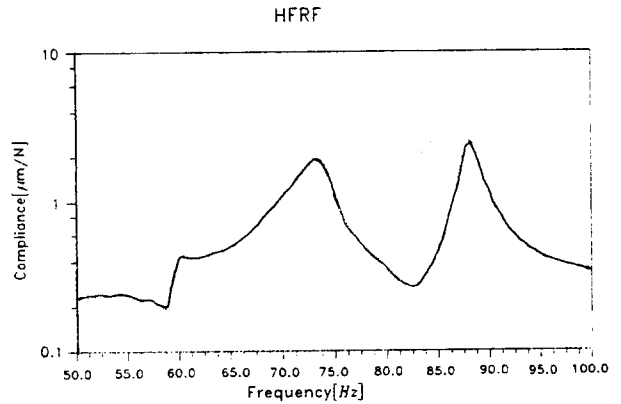


Fig. 6 FRF of HDD head part by impact test

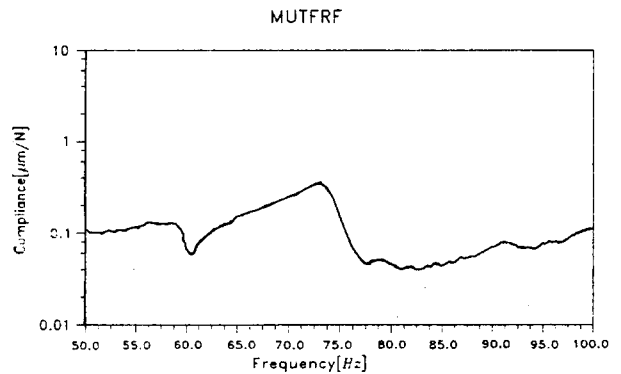


Fig. 7 FRF of HDD media part by impact test

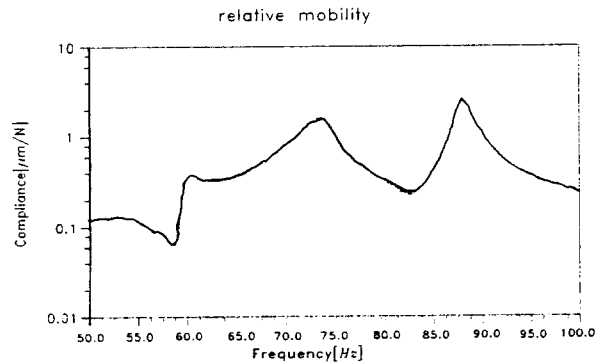


Fig. 8 Relative FRF of HDD head and media part

mode) 성분은 제거하여야 한다. 그리고 이러한 강체 진동은 동일한 위상과 동일한 진동 크기의 특별한 경우이기 때문에 진동상대변위를 결정하는 식 (4)에 의하여 자연스럽게 제거된다. 정확한 진동허용규제치를 결정하기 위해서는 헤드와 미디어의 각 주파수에 대한 상호 위상차를 고려하여야 한다. 즉 180° 차이가 날 경우 헤드와 미디어의 FRF를 합함으로서 단위 가진력(exciting force)에 대한 상대진동

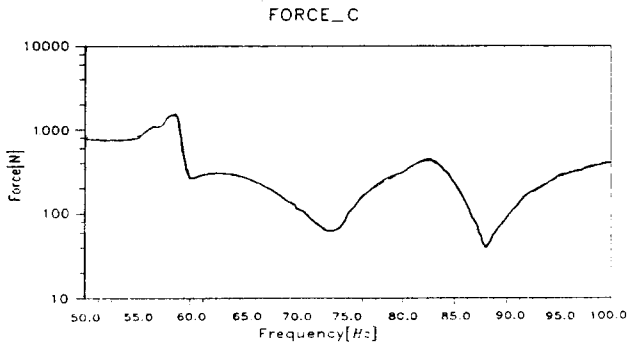


Fig. 9 Force Criteria of HDD head and media part

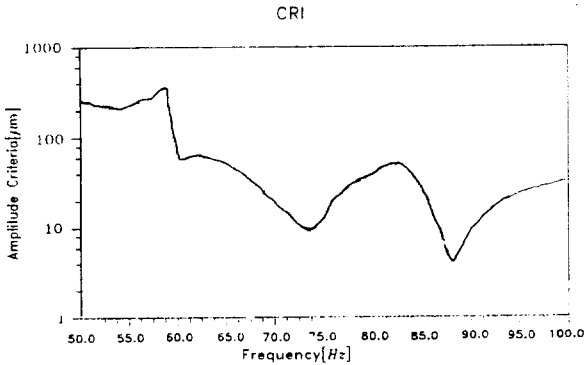


Fig. 10 Vibration criteria of HDD head and media part by impact test

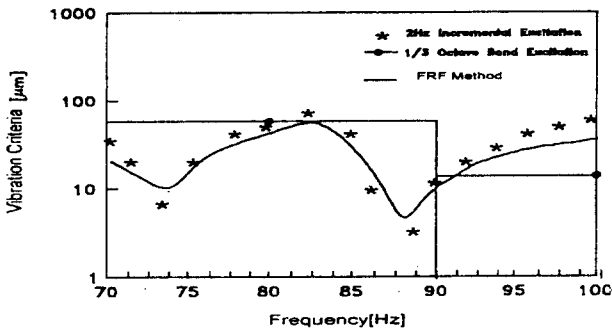


Fig. 11 Comparison with vibration test and FRF method of HDD vibration criteria causing relative displacement of vibration $98\mu\text{m}$

변위(relative displacement of vibration)가 결정되고 0°일 경우 FRF를 상호 제(除)하여 절대 값을 취함으로써 헤드와 미디어의 상대진동변위를 구할 수 있다⁽¹⁾. 그 과정을 Figs. 9, 10, 11, 12, 13에 나타내었다. Fig. 12는 미디어와 헤드의 상대진동변위가 $98\mu\text{m}$ 가 되는 HDD 프레임에 입력되는 가진력 제한치인 가진력허용규제치이다. 가진력허용규제치를 식 (10)을 이용하여 F_m 에 시험대상물의 질량(15.7kg) 대입

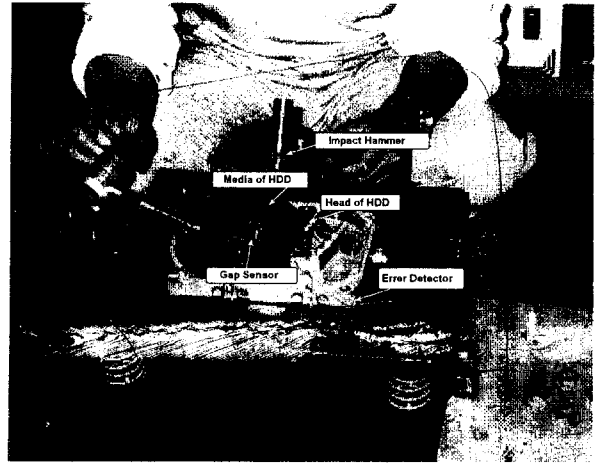


Fig. 12 Setup of measurement system and impact hammer test for HDD

하여 진동허용규제치로 변환시킨 것이 Fig. 10에 나타내었다. Fig. 11은 진동성능시험과 충격시험을 이용하여 진동허용규제치를 결정한 것을 비교한 것이다. Fig. 12는 충격실험의 모습을 나타낸 것이다.

4. 고찰 및 결론

정밀 장비에서 진동허용규제치를 결정하는 방법에 대하여 논의하고 FRF법을 이용하는 방법에 대한 이론과 시험 절차를 제시하였다. 충격시험을 통하여 주파수응답함수를 결정하고 이를 이용하여 진동허용규제치를 결정하는 방법에 대하여 논의하였다. 본 논문에서 제시한 주파수응답함수를 이용하여 진동허용규제치를 결정할 경우 Fig. 11에서 비교한 데이터와 같이 진동성능시험 보다 향상된 정밀성과 정확성을 가지면서도 간편한 실험 절차에 의하여 정밀장비의 진동허용규제치를 결정할 수 있다는 것을 확인하였다. 장비의 특정 위치의 FRF를 구하는 실험적인 방법에는 여러 가지가 있지만 특히, 충격가진(衝擊加振)을 이용하는 방법은 가진기(加振機)를 이용하는 방법에 비하여 훨씬 실용적이고 간편하다. 원칙적으로는 어떠한 방법을 사용하더라도 정밀장비에서 가장 민감한 두 위치에 대한 주파수응답함수를 결정할 수 있다면 진동허용규제치를 기존의 진동성능시험을 이용하는 것 보다 정밀하고 손쉽게 결정할 수 있다는 것을 의미한다. 정밀장비의 진동허용규제치가 가져야할 원칙은 '정밀성'과 '정확성'에 있다. 이러한 원칙에 충실한 방향으로 FRF법을 이용하는 방법을 진전시켜가야 할 것이다. 어떻게 정밀장비에

있어서 진동에 가장 민감한 부분을 결정하고 그 두 위치에 대한 주파수응답함수를 어떻게 측정하고 정확성을 평가할 것인가. 이것은 이러한 방법의 다양한 분야에 대한 활용과 검증을 통하여 확립될 것이다. 그리고 정밀장비의 진동허용규제치가 현재의 보편적인 양식과 같이 시간에 따른 진동 특성을 무시하고 단지 주파수의 특성으로만 표현해도 좋은가라는 의문이 있다. 장비가 설치되는 장소의 진동이 신호분석상에서 주파수에 대한 응답이 진동허용규제치를 만족하는 진동환경이라도 장비는 충분히 외부에서 입력되는 진동신호의 시간 특성으로 인하여 진동문제를 야기시킬 수 있는 여지가 있다. 이에 대한 분석과 연구도 앞으로 진행되어야 할 것으로 사료된다.

그리고 전자현미경, CD-ROM 제조장비와 같은 전자빔과 레이저를 이용하는 측정, 검사 및 가공 장비들은 빔(beam) 발생부에서 최종 가공, 검사부에 이르는 경로가 다양하기 때문에 각 경로가 최종 단계의 진동허용규제치에 어떠한 영향을 미치는가를 확인할 필요가 있다. 즉 다중(多重)의 진동 민감부를 가진 정밀 장비에서 FRF법을 활용할 경우 진동허용규제치에 미치는 영향성을 규명할 필요가 있다.

참고 문헌

- (1) D. Brown, G. Carbon, K. Ramsey, 1977, Survey of Excitation Techniques Applicable to the Testing of Automotive Structures, Society of Automotive Engineers, Paper No. 770029.
- (2) SMS STAR Theory and Application, Issue A:25 January 1990.
- (3) D. J. Ewins, Modal Testing; Theory and Practice, Research Studies Press., JOHN WILEY & SONS INC.
- (4) ANSI S2.32-1982, Methods for the Experimental Determination of Mechanical Mobility, Part II.
- (5) D. S. Brown, R. J. Allemang, Ray Zimmerman, M. Mergeay, 1979, Parameter Estimation Techniques for Modal Analysis, SAE Paper No. 790221.
- (6) Harvard Vold, John Kundrat e. g, 1982, A Multi-Input Modal Estimation Algorithm for Mini-Computers, SAE Paper No. 8201194.
- (7) Eric E. Ungar, 1985, Designing Sensitive Equipment and Facilities, Mechanical Engineering, December.
- (8) Eric E. Ungar, 1990, Vibration Control Design of High Technology Facilities, Sound and Vibration, July.
- (9) Donald E. Baxa, 1985 Vibration Control Wafer Manufacturing Facilities, Semiconductor International, pp. 123~126, January.
- (10) PERKIN-ELMER Semiconductor Equipment Group, Micralign M500 Sensitivity to Floor Vibration and Acoustic Disturbances, MLD 0036, 1989.
- (11) Philips Electron Optics, PW6041/xx; CM300 Series Transmission Electron Microscopes Pre-Installation Manual, First edition 4822 870 10409 940927, pp. 8.1~8.4
- (12) Park Scientific Instruments, PSI Products Bulletin - Facility Requirements for AutoProbe M5, release #6 April 18, 1995.
- (13) G. M. Frees, 1995, Disk Drive Spindle Dynamics-Analysis and Measurement, ASME Adv. Info. Storage System. Vol. 6, pp. 237~262.
- (14) J. Wang. 1991, On the Dynamics of Rocking Motion of the Hard Disk Drive Spindle Motor System, In Press, Advances in Information Storage Systems, Vol. 7.
- (15) B. J. Lin, 1989, Vibration tolerance in optical imaging, SPIE, Vol. 1088 Optical/Laser Lithography II, pp. 106~114.