

周波數應答函數를 利用한 高精密裝備의 振動許容規制値 決定 技法에 관한 研究

- Impact Test -

°이홍기*, 박해동*, 김두훈*, 김사수**

A Study on the Determination Vibration Criteria for High Technology Facilities using FRF - Impact Test-

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

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 Drive by Impact Test.

1. 서론

미진동(微振動) 제어라는 새로운 분야에 대한 체계적인 연구는 반도체 산업이 고도화, 초정밀화가 진전되고 있는 최근 1980~90년대에 들어와 학계보다는 전문 반도체 미진동제어 관련 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 인공 위성용 실험, 제어장치들의 기능에 대한 신뢰성을 확보하기 위한 차원에서 구조해석 및 실험의 일부로서 연구되어져 왔을 것으로 추측되지만 이에 대한 정확한 정보는 거의 알려지지 않고 있다.

특히, 현대 산업의 근간이라고 하는 반도체 산업은 21C가 시작하기 전에 회로 선평의 가공 정도가 0.1~0.25 μm 이하의 수준인 기가(giga)급 메모리칩에 대한 개발과 양산이 이루어질 것으로 전망되고 있다⁽¹⁾. 이러한 고집적 반도체 제품을 가공 및 검사를 하기 위해서는 가공 선평 이상의 분해 성능을 가진 고정밀도의 생산, 검사 장비가 필요하다. 레이저 빔을 사용하는 노광(露光)장비의 정도(精度)는 웨이퍼 가공 패턴의 최소 선평 1/5~1/20 수준이 요구되기 때문에 가공선평의 정밀도 향상은 내외부(内外部)로 부터 입력되는 진동에 민감한 영향을 받게 된다. 초기 반도체 산업을 주도한 미국을 중심으로 Bolt Beranek, Newman, Eric E. Ungar 등 일부 학자와 반도체 진동제어를 수행하는 전문 연구소를 중심으로 작성한 "BBN Criterion"이라는 Table 1과 같이 정밀 장비의 용

*유니슨산업(주) 유니슨기술연구소

**부산대학교 조선해양공학과

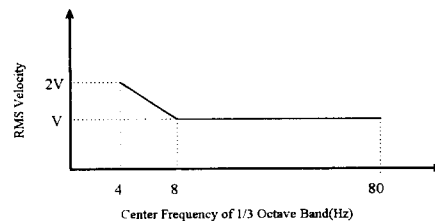
도나 분해능 별로 정리된 진동허용규제치를 지침서로 사용하여 왔다. 장비 제작사에서 제출되는 진동허용규제치는 장비의 하부 프레임(base frame)을 통하여 전달되는 진동이 장비의 정상적인 성능을 발휘하지 못하는 진동 상한치를 주파수(frequency)에 대한 진동 크기(amplitude)로 Table 1, Fig.1 (a), (b)와 같은 다양한 양식으로 장비 제작사가 사용자에게 제출하고 있지만, 장비의 엄밀한 주파수 특성 및 정밀도 측면에서 불확실한 영역 부분을 가지고 있기 때문에 미소한 진동을 제어하는 구조 설계자 관점에서는 불충분 자료이다. 최소한 Fig.1 (b)와 같은 수준의 주파수 분해능을 가진 진동허용규제치를 제시하는 것이 바람직하지만, 대부분 제작사에서 그렇지 못하고 있다. 이는 Fig.1 (b)와 같은 양식 정도의 진동허용규제치를 결정하는 것도 어려운 작업이라는 것에도 하나의 이유를 찾을 수 있다. 정밀 장비나 기타 고정도의 설비들에 있어서 진동허용규제치는 진동성능시험(vibration test)을 통하여 통상 결정하고 있지만, 이러한 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, 크기등 진동성능시험 자체의 어려움이 있다. 이러한 문제를 회피하는 방법으로 Fig.1 (a), (b)와 같이 진동성능시험시 가진 주파수의 분해능의 결여에 따른 장비의 동적 특성이 고려되지 않은 불확실한 영역 부분을 포함한 진동허용규제치를 제시하므로써 불확실한 영역 부분의 진동 하한치를 진동허용규제치의 상한치로 결정하는 문제로 인하여 진동허용규제치가 더욱더 가혹하게 제시되어 건물 구조 설계와 방진에 어려움을 가중시킬 여지가 있다. 본 논문에서는 주파수 응답함수(Frequency Response Function, FRF)를 이용하여 정밀 장비의 진동허용규제치를 결정하는 한편하면서도 더욱 정밀한 이러한 문제를 개선할 수 있는 새로운 방법을 모색하였다. 주파수 응답함수를 구하는 방법에는 입력 가진력으로 구별하면 가진기 시스템(Exciter System)을 이용하는 것과 충격시험(Impact Test)을 이용하는 것으로 대별할 수 있다. 여기서는 충격시험을 중심으로 진동허용규제치를 결정하는 과정에 대하여 정

리하고 이 방법을 이용하여 컴퓨터의 정보 입출력 장치인 HDD(Hard Disk Driver)의 진동허용규제치를 결정하는 것에 적용하였다.

Table 1. General Vibration Criteria (BBN Criteria)

Class	Facility Equipment or Use	Vib.Vel. (RMS)*
		4~80Hz
일반적인 진동 환경	일반 작업장	800 $\mu\text{m/s}$
	사무실	400 $\mu\text{m/s}$
	거주지 및 Computer System	200 $\mu\text{m/s}$
정밀 진동 Class :A	100배 정도 현미경,로보트 수술실, Operators room,일반연구실	100 $\mu\text{m/s}$
	400배 정도 현미경,측정실 Optical Comparator,Probe Test, 생산 지원설비 및 장치	50 $\mu\text{m/s}$
정밀 진동 Class :B	400배이상 현미경,정밀,안과,신경계 수술실, 방진설비를 갖춘 광학 장비, 반도체 설비등-Aligner, Steppers,3 μm 정도 선평 노광장치	25 $\mu\text{m/s}$
정밀 진동 Class :C	30000배 전자현미경 Magnetic Resonance Imagers, 반도체 설비-Aligner Steppers등 1 μm 선평 노광장치 (1M DRAM 정도)	12 $\mu\text{m/s}$
정밀 진동 Class :D	30000배까지 전자현미경 Mass Spectrometer 세포이식 장치, 반도체 설비-Aligner, Stepper등 1/2 μm 폭 노광장치(4MDRAM)	6 $\mu\text{m/s}$
정밀 진동 Class :E	Unisolated laser and Optical research System, 반도체장비-Aligner, Stepper등 1/4 μm 선평 노광장치(64M DRAM 정도)	3 $\mu\text{m/s}$

* 진동속도는 아래그림과 같다.

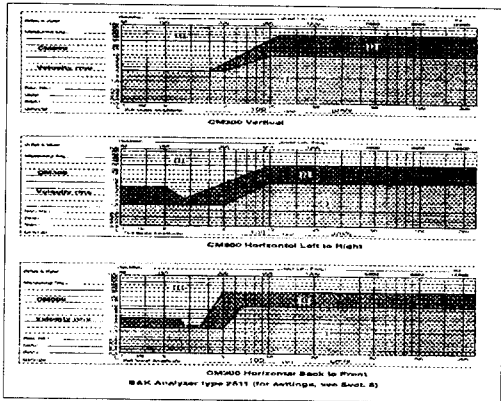


2. 본 론

2.1 진동허용규제치의 결정

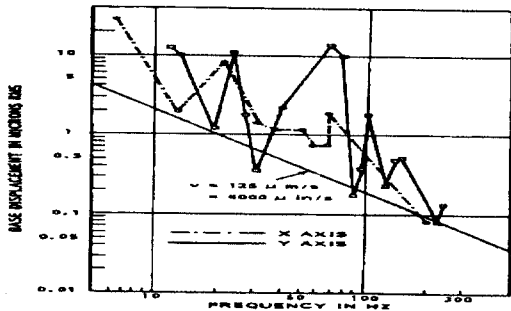
2.1.1 개요

장비에 있어서 진동허용규제치(vibration criteria)는 두 가지 관점에서 정의되고 있다. 하나는 펄스,



※. Region I: Vibration up to this level do not need special attention. The microscope may therefore be installed without delay. Region II: Vibration in area may affect High resolution. If no better alternative site is available, reduction of the vibration level is possible by other means. Region III: The site is definitely unsuitable, installation is not recommended.

(a) CM300(Transmission Electron Microscopes) Vibration sensitivity graph⁽¹¹⁾



※. Solid curve corresponds to vertical, dotted curve to horizontal base vibration. Line represents constant velocity which is approximate lower bound to data.(Data from Perkin-Elmer document MLD 00254"Macralign Sensitivity to Floor Vibration and Acoustic Disturbances.")

(b) Vibrational base displacement of Perkin-Elmer Micralign Model 341 resulting in 0.1 micron image motion.⁷⁾

Fig.1 Examples of vibration criteria for precision equipment

모-터, 엔진, 발전기등 진동 발생 장비(vibration source)의 유지 보수 차원에서 장비의 특정 위치

의 진동을 제한하는 것과 다른 하나는 전자현미경, 노광장비, 컴퓨터 시스템, 관성항법장치, 항해장치, 정밀측정기기등 자체 발생진동원이 미약하거나 존재하지 않는 정밀 장비가 외부의 입력 진동으로 인하여 민감한 성능 변화를 야기시키는 문제를 예방하는 차원에서 진동을 제한할 필요가 있는 경우로 구분된다. 전자에 대한 규정은 ISO 2372, 2373에서는 일반 회전 기기의 종류에 따라 규제하고 있으며, KS V 0916-1993에는 선박의 기관부 기기류의 진동허용치 기준에 대하여 정리하고 있다. 이는 진동 발생 장비의 진동 저감과 유지 보수 차원에서 제한하는 것으로서 어떠한 장비에 대해서도 필요에 따라 제작사나 사용자가 제안할 수 있는 사항이다. 그러나 후자의 경우에도 관점에 따라 두 가지로 분류될 수 있다. 첫 번째로는 KS V 8016-1985(선박용 전기기구의 진동 검사 통칙), KS B 8144-1992(철도 차량 부품의 진동 시험 방법), KS W 7012-1987(일반 항공기용 전자 기기 환경 시험 방법), MIL-STD-810 Environment Test Methods), MIL-STD-167-1 (SHIPS) (Mechanical Vibrations of Shipboard Equipment)와 같이 선박, 철도, 항공기 등과 같이 열악한 진동 환경에 장착되는 장비는 어떤 정량적인 진동이 입력되더라도 충분히 본래의 성능을 계속적으로 발휘할 수 있도록 요구하는 진동환경시험(Vibration Environmental Test)에 대하여 정리하고 있다. 진동환경시험은 선박, 자동차, 항공기 등과 같이 진동 환경이 열악한 곳에 탑재되는 장비에 대하여 실시하는 반면, 진동성능시험은 반도체 생산, 검사 등과 같은 고정밀 장비에 대하여 시행하고 있다. 아래 질에는 진동성능시험과 FRF 법을 이용하여 진동허용규제치를 결정하는 절차에 대하여 비교, 정리하였다.

2.1.2 진동성능시험(vibration test)을 이용한 방법

일반적인 진동성능시험을 통하여 진동허용규제치를 결정하기 위하여 사용되는 가진기 및 측정, 분석 시스템의 구성도는 Fig.2에 나타내었으며, 진동성능시험을 통한 장비의 진동허용규제치를 결정하는 절차서(procedure)와 시험의 따른 문제점을 Fig.3에 정리하였다

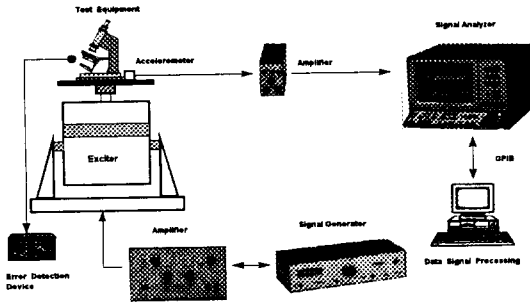


Fig.2 Measurement and analysis system of vibration test for precision equipment

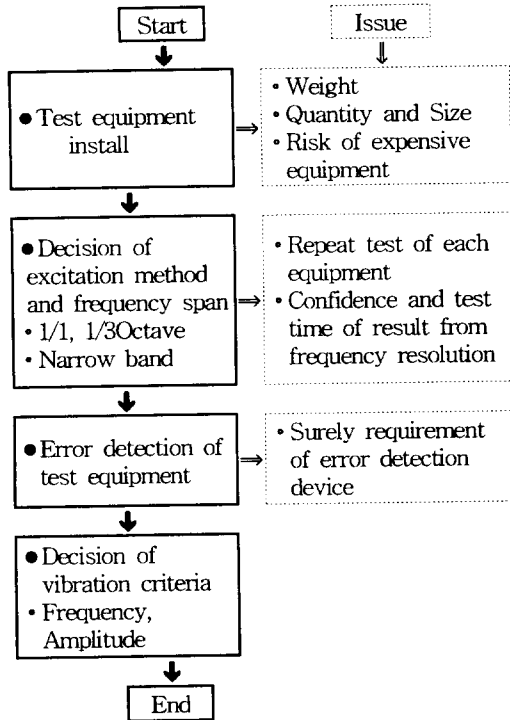


Fig.3 Procedure of vibration test for precision equipment and the point at issue

2.1.3 주파수응답함수(FRF)를 이용한 방법

Fig.6에서 p, q점의 상대변위는 진동 시스템 전체가 거동하는 강체운동 성분을 제외한 구조체의 유연한 모드(flexible mode)에 의하여 결정된다. 다시 말한다면 o→p와 o→q 사이의 주파수응답함수(FRF)를 실험적으로 결정하고 이를 적절히 수치적으로 처리하므로써 o점을 통하여 입력된 외부 진동에 대한 p, q점 사이의 상대진동변위를 결정

할 수 있다. 정밀 장비의 가공, 검사 정밀도에 의하여 제한되는 p점과 q점 사이의 상대진동변위를 발생시키는 o점의 입력 진동을 구함으로서 진동 허용규제치(vibration criteria)가 결정된다. 정밀 장비에서 제한되는 상대허용진동변위(permissible relative displacement of vibration)는 장비 개개의 가공 정밀도와 분해능, 확대율 등에 의하여 결정된다⁽²⁰⁾. 예로서 전자현미경에서 0.1 μm의 분해능을 가지고 있을 경우, 프로젝션부와 타겟부의 상대 진동 피크 변위가 0.05 μm(위상차 180°) 이상이면 인접하는 패턴이 겹쳐져 보인다는 것을 의미한다. 여기에서 인간이 관찰하는 눈의 잔상, 대상을 촬영할 경우에는 카메라의 셔터 속도와 진동 주파수, 진폭의 상호관계를 분석하여 상대허용진동변위가 결정한다. 컴퓨터의 HDD의 경우는 데이터를 저장하는 미디어(media)부와 데이터를 입출력하는 헤드(head)부 사이의 상대진동변위에 의하여 HDD의 진동허용규제치가 결정된다. 주파수 응답함수를 이용하여 실험적으로 진동허용규제치를 결정하는 기본 이론을 2.2절에 정리하였으며, 그 절차서는 Fig.5에 나타내었다. 그리고 정밀 장비의 FRF를 가진 실험(vibration exciting test)을 통하여 구하는 측정, 분석 시스템을 Fig.4에 나타내었다.

2.2 基本理論⁽³⁾

Fig.6과 같은 2차원 좌표계에서 o-p, o-q점 사이의 동적 전달함수(transfer function)는 o점의 입력 가진력(exciting force)에 대한 p, q점의 출력 응답(vibration response)을 측정하므로써 실험적으로 구할 수 있다. 만일 o점에서 가진력이 입력되지 않으면 두 점 사이의 정적 상대변위(relative displacement) |pq|는 아래 식(1)과 같이된다. 여기서 $\Delta x_s = x_1 - x_2$ 이고 $\Delta y_s = y_2 - y_1$ 이며, 이는 각각 x, y 방향 상대 변위 성분이다. 점 p와 q가 동일한 연속 구조의 진동계를 구성하고 있는 경우에는 점 o로부터 $F(t) = F_0 \cos \omega t$ 가 입력될 경우 점 p와 q는 정지 상태의 위치를 중심으로 구조의 동적 특성에 따라 진동을 하게된다. 이때의 초기 정적 상대변위 $\Delta x_s, \Delta y_s$ 와 동적상대변위 $\Delta x_p(\omega), \Delta y_q(\omega)$ 를 고려한 전체를 진동상대변위(relative displacement of vibration)라 하면 $\Delta x_r(\omega), \Delta y_r(\omega)$ 는 아래 식(2)와 같이 정의 된다.

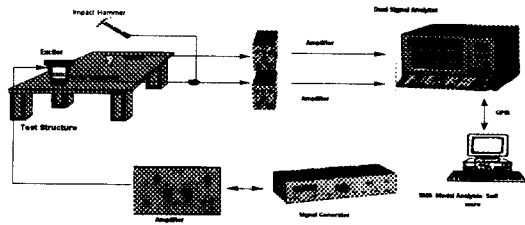


Fig.4 FRF measurement and analysis system of structure

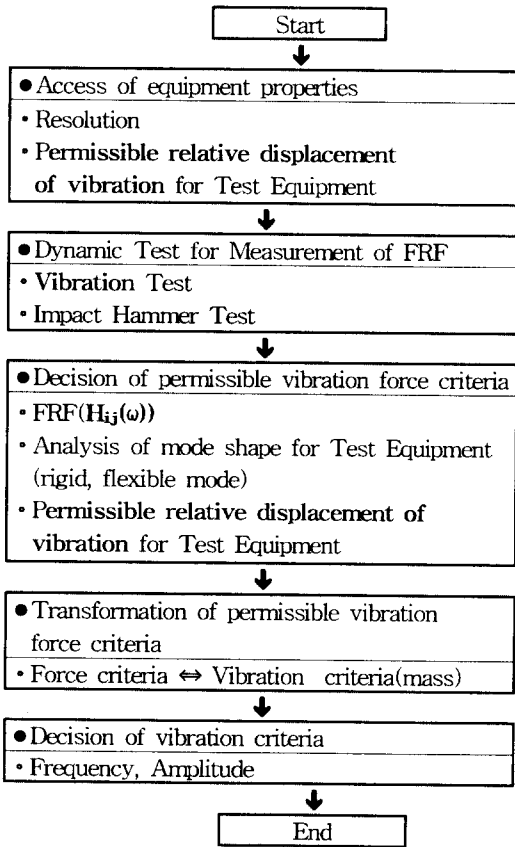


Fig.5 Procedure of vibration criteria decision for high technology facilities using FRF

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

$$\begin{aligned} \Delta x_s(\omega) &= \Delta x_s + \{x_p(\omega) - x_q(\omega)\} \\ \Delta y_s(\omega) &= \Delta y_s + \{y_p(\omega) - y_q(\omega)\} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 $x_p(\omega)$, $x_q(\omega)$, $y_p(\omega)$, $y_q(\omega)$ 는 각각 점 o의 입력 F(t)에 대한 점 p와 q의 x 및 y 방향 진동

성분이고 $\{x_p(\omega) - x_q(\omega)\}$, $\{y_p(\omega) - y_q(\omega)\}$ 는 순수 진동으로만 기인하는 점 p와 q 사이의 x, y 방향 상대변위이다. 그리고 점 o에서 단위 가진력(加振力)에 대한 순수 x 방향 진동상대변위는 식(2)에서 초기치 Δx_s 를 제외하고 양변을 F(t)로 나누어 주므로서 구할 수 있다.

$$\frac{\Delta x_p(\omega)}{F_o(\omega)} = \frac{x_p(\omega) - x_q(\omega)}{F_o(\omega)} \quad (3)$$

여기서 식(3)의 좌변항은 단위 가진력이 입력 될 때 p와 q점에 대한 x 방향 진동상대변위를 의미한다. 그리고 식(3)을 전달함수를 이용하여 나타내면 식(4)와 같이 된다.

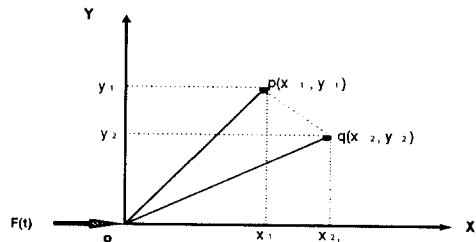


Fig.6 Coordinated of relative displacement

$$\frac{\Delta x_p(\omega)}{F_o(\omega)} = \frac{x_p(\omega)}{F_o(\omega)} - \frac{x_q(\omega)}{F_o(\omega)} = H_{po}(\omega) - H_{qo}(\omega)$$

$$\begin{aligned} \Delta H_{wo}(\omega) &= |H_{po}|e^{-j\phi_{po}(\omega)} - |H_{qo}|e^{-j\phi_{qo}(\omega)} \\ &= |H_{po}|e^{-j\phi_{po}(\omega)} - |H_{qo}|e^{-j(\phi_{po}(\omega) + \theta_{pq}(\omega))} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 $\phi_{po}(\omega)$, $\phi_{qo}(\omega)$ 는 각각 점 o-p, 점 o-q 사이의 위상차이고 $\theta_{pq}(\omega)$ 는 점 p-q 사이 전달함수의 위상차이다. $\theta_{pq}(\omega)$ 는 측정된 $H_{po}(\omega)$, $H_{qo}(\omega)$ 를 이용하여 $H_{pq}(\omega)$ 를 구하므로서 결정된다. 식(4)에서 순수 진동으로 기인하여 최대, 최소의 상대변위가 발생하는 경우는 점 o-p, 점 o-q 사이의 위상차 $\theta_{pq}(\omega)$ 가 180° 즉, 역위상(out phase)일 때 이다. 사실 $\theta_{pq}(\omega)$ 가 영(零)이 아닌 경우는 점 o-p, 점 o-q 사이의 두 전달함수에서 서로 다른 감쇠(damping) 특성을 가졌을 때 발생한다. Fig.6에서 p와 q 사이의 순수한 진동상대변위 만을 결정하기 위해서는 실험 대상물의 유의(有意) 부분에 대한 강체진동(rigid body motion)과 유연한 진동 모드(flexible mode)의 분리가 필요하지만, 식(4)의 의미는 유의

두 부분 p, q점에서 강제진동을 포함하는 모든 동일한 위상과 동일한 크기의 진동을 가진 진동 성분은 서로 제거되기 때문에 진동허용규제치에는 영향을 미치지 않게된다. 만일 시험대상물의 상대허용진동변위(permissible relative displacement of vibration)를 Δx_{pc} 라 하면 아래 식(5)에 의하여 가진력허용규제치(force criteria) ΔF_{fc} 를 구할 수 있다.

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

식(5)는 점 o에 ΔF_{fc} 만큼의 가진력이 입력되면 시험대상물에 문제가 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. 가진력허용규제치(force criteria)를 주파수에 대한 진동변위 또는 속도, 가속도로 표시되는 진동허용규제치(vibration criteria)로 변환할 필요성이 있다. 실험대상장비를 임의의 구조물에 설치할 경우 1차원에 대하여 아래 Fig.7과 같이 동적 모델링할 수 있다. 이때 바닥에서 상부 장비에 전달되는 진동 응답에 대한 전달율(transmissibility)는 식(6)과 같다.

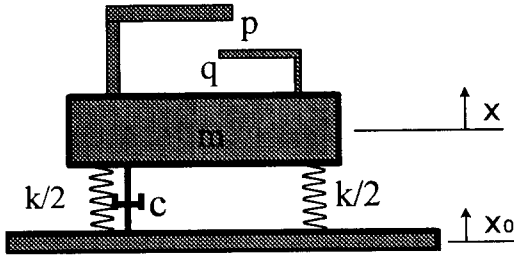


Fig.7 Modeling of vibration test

$$T_r(\omega) = \frac{F}{F_0} = \frac{x}{x_0} = \sqrt{\frac{1 + (2\xi \frac{\omega_e}{\omega_n})^2}{(1 - \frac{\omega_e^2}{\omega_n^2})^2 + (2\xi \frac{\omega_e}{\omega_n})^2}} \quad (6)$$

where,

F : transmissibility force of test specimen

F₀ : input force of exciter system

x : response displacement of test specimen

x₀ : input displacement of exciter system

T_r : transmissibility

ω_n : natural frequency of exciter system

ω_e : exciting frequency

ξ : damping ratio

정현파 입력에 대하여 상부 장비에서 받는 진동 변위 x는 식(7)에 의하여 결정된다.

$$x = T_r \cdot x_0$$

$$\dot{x} = \omega_e^2 \cdot T_r \cdot x_0 \quad (7)$$

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

$$F_m = m \cdot \dot{x} \quad (8)$$

식(7), (8)을 정리하면 식 (9)을 얻을 수 있다.

$$T_r = \frac{F_m}{m \omega_e^2 x_0} \quad (9)$$

이때, 바닥과 실험 대상물 사이에 진동 전달하는 연결부가 충분한 강성을 가지고 있고 점 p, q의 구조물을 지지하는 베이스의 강성이 충분하다면 가진기에서 실험대상물에 입력되는 전달율 T_r은 1이 되며, 식(9)은 식(10)과 같이 된다.

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

여기서 F_m에 식(5)의 가진력허용규제치를 대입하고 질량(m)에는 실험 대상물의 전체 질량을 대입하여 진동변위 x에 대하여 주파수 별로 정리하면 가진력허용규제치에서 진동허용규제치를 결정할 수 있다. 가진 시스템을 이용하여 진동허용규제치를 결정할 경우 기본적으로 현재 사용 중인 진동 성능시험(Vibration Test)의 제약 조건을 Fig.5의 시험대상장비의 초기 설치 단계에서 나타나는 일부 문제를 간존하게 된다. 그러나 충격 햄머(Impact Hammer)를 이용하여 충격 실험을 수행할 경우 가진 실험의 이러한 한계점을 회피할 수 있다. 공학적인 측면에서 충격시험에 의한 방법은 가진법에 의하여 전달함수를 구하는 것에 비하여 매우 실용적이다.

2.3 컴퓨터의 HDD 적용 시험

2.3.1 개요

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 끊임 없이 향상시켜 왔다. 현재, 기가 바이트(giga-bytes)급 HDD의 트랙 밀도는 6000 TPI(트랙간격:166 μin) 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. 즉 헤드와 미디어 사이의 수평방향의 상대변위(relative displacement)가 약 20 μin 이상을 초과하면 정보의 입출력에 문제를 야기하게 된다는 것을 의미하고 있다.⁽²¹⁾ 그리고 헤드와 미디어 사이의 상하 방향에 대한 상대변위의 제한(制限) 조건은 헤드가 고속 회전하는 미디어부에 정보를 입출력하기 때문에 약 0.3~0.5 μm 의 미세한 크기의 간격으로 부상(浮上)하여 동작하는 것에 의하여 결정할 수 있다.

2.3.2 HDD의 진동성능시험

Fig.5의 진동성능시험 측정, 분석 시스템과 Fig.4의 절차서에 따라 HDD의 진동허용규제치를 구하였다. HDD의 진동허용규제치는 x, y, z 방향에 대하여 시험이 이루어져야 하지만, 본 연구는 진동허용규제치를 진동성능시험과 FRF법을 이용하여 결정하는 것을 비교, 검토하는 것이 목적이므로 HDD의 상하 방향에 한정하여 실험을 수행하였다. HDD의 상대허용진동변위를 헤드와 미디어 사이의 물리적 접촉이 일어나지 않게 하는 것이 목적일 경우, 가장 엄격한 값은 0.3 μm 가 되지만, 데이터의 안정된 입출력을 위해서는 더 작은 값을 선택할 수 있다. 그러나 본 연구에서는 헤드부와 미디어부가 물리적 접촉이 발생하지 않는 값을 HDD의 상대허용진동변위로 결정하였으며, 진동성능시험시 헤드와 미디어의 물리적 접촉이 발생을 확인할 수 있는 전기 장치를 고안하여 설치하였다. 그리고 미디어와 헤드의 부상 간격도 98 μm 로 조정된 간격을 사용하였다. 진동성능시험

을 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 진동 값이 입력 주파수의 진동허용규제치가 된다. 협대역으로 유의 전 주파수 영역과 분해능에 대하여 진동성능시험을 할 경우 반복 실험으로 인하여 많은 시간과 노력이 필요하다. 반복 실험 회수를 줄이는 방법으로는 1/1, 1/3이나 기타 옥타브 밴드로 실험을 수행할 수 있지만, 하나의 밴드 내의 응답이 좋은 특정 주파수가 대표 값으로 결정되기 때문에 진동허용규제치가 엄격하게 평가되는 문제가 발생할 것으로 예상된다. Fig.9에는 2Hz 주파수 분해능의 협대역과 1/3 옥타브 가진에 대한 진동허용규제치를 비교하였다. 가진 범위는 진동허용규제치가 가장 엄격한 헤드의 1차 고유 진동수 영역에 대하여 중점적으로 실험을 수행하여 비교하였다. 1/3 옥타브 가진은 랜덤(random) 신호를 1/3 옥타브 밴드 페스 필터(1/3 octave band pass filter)를 이용하여 가진기를 구동하였다.

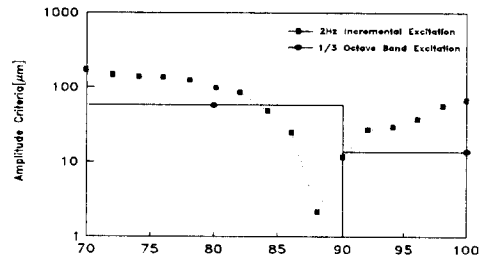


Fig.8 Vibration criteria of HDD using vibration test

2.3.3 FRF법의 이용

FRF법에 의한 방법은 HDD 프레임의 헤드와 미디어의 접점 끝단 위치에서 각각의 FRF를 구하고 2.2절에 제시한 이론에 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. 그리고 이를 진동성능시험을 통하여 결정된 진동허용규제치의 결과와 비교하였다. 공학적인 측면에서 정밀 장비의 진동허용규제치를 결정하기 위하여 전달함수를 구할 경우 가진기를 이용하는 것보다 충격시험을

통하여 구하는 것이 여러 측면에서 유용하다. 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 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 상대진동변위(relative displacement of vibration)가 결정되고 0° 일 경우 FRF를 상호 제(除)하여 절대 값을 취함으로서 헤드와 미디어의 상대진동변위를 구할 수 있다⁽¹⁾. 그 과정을 Fig.9, 10, 11, 12, 13에 나타내었다. Fig.12는 미디어와 헤드의 상대진동변위가 98 μ m가 되는 HDD 프레임에 입력되는 가진력 제한치인 가진력허용규제치이다. 실용적인 측면에서 가진력허용규제치(F_m)를 진동허용규제치(x)로 나타내기 위하여 식(10)에서 시험대상물의 전체 질량(m=15.7kg)을 대입하여 Fig.13에 나타내었다. Fig.14는 가진기시험을 이용하여 진동허용규제치를 결정한 것이다.

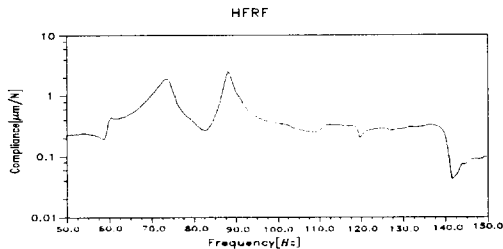


Fig.9 FRF of HDD Head Part

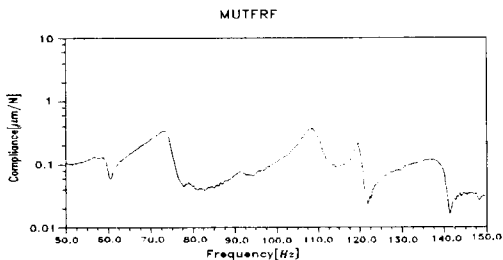


Fig.10 FRF of HDD Media Part

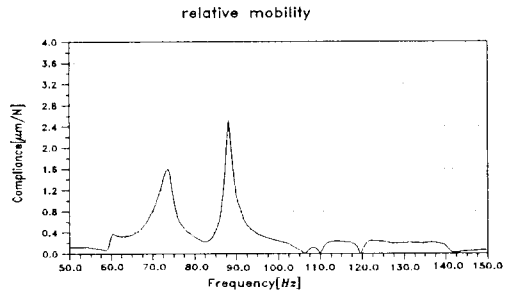


Fig.11 Relative FRF of HDD Head and Media part

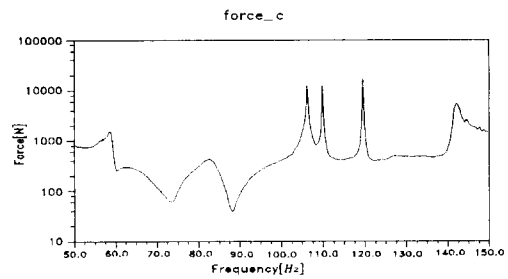


Fig.12 Force Criteria of HDD Head and Media part

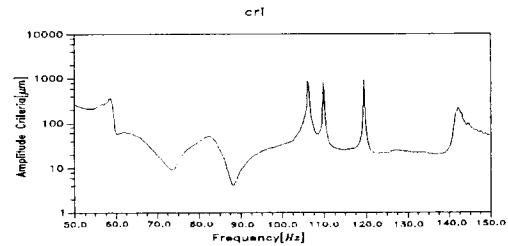


Fig.13 Vibration Criteria of HDD Head and Media part

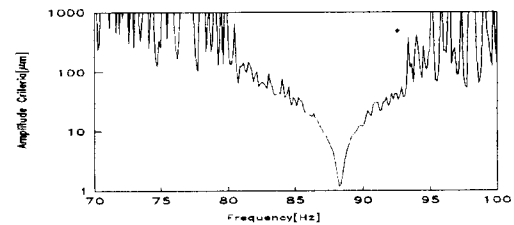


Fig.14 Vibration criteria causing relative displacement of vibration 98 μ m

3. 考察 및 結論

정밀 장비에서 진동허용규제치를 결정하는 방법에 대하여 논의하고 FRF법을 이용하는 새로운 방법에 대한 시험과 절차서를 제시하고 충격시험을 이용하여 진동허용규제치를 결정하는 방법에 대하여 논의하였다. 원칙적으로는 정밀장비에서 가장 민감한 두 위치에 대한 전달함수가 결정되면 진동허용규제치를 기존의 진동성능시험을 이용하는 것보다 정밀하고 손쉽게 결정할 수 있다는 것을 의미한다. 현재 고 집적 반도체 공장이나 정밀 장비의 신뢰성 있는 내진(耐振)과 방진(防振)을 위해서는 새로운 개념의 해석과 실험의 절차서와 예측 기술이 요구되고 있다. 이는 진동 응답을 결정하는 구조와 재료는 복잡하고 다양한 형태를 갖고 있는 반면에 다루어야 할 동적 응답은 마이크로(micrometer) 이하의 극한적으로 작은 값이기 때문에 일반적으로 사용되고 있는 해석 개념으로는 신뢰성 있는 동적 해석에 어려움이 있다는 것을 의미한다. 이러한 노력의 하나로 C.G Gordon이 반도체 공장의 기본 진동설계에 순수 해석적인 기술보다는 실험과 경험을 기본으로 하는 "Semi-Empirical Method"를 제안하고 있다. 정밀 장비의 진동허용규제치는 반도체 공장의 진동설계의 직접적인 기초가 되기 때문에 정확하고 신뢰성 있는 진동허용규제치를 결정하는 문제는 중요한 일이다. 그러나 기존 사용중인 진동성능실험을 통한 방법에는 앞에서 논의한 여러 가지 문제점으로 인하여 실용적인 차원에서는 의문이 있다. Fig.9, Fig.14, Fig.15에서 비교하는 것과 같이 진동성능시험 보다 향상된 정밀도와 간편한 실험을 이용한 새로운 FRF법의 유용성을 컴퓨터의 HDD의 진동허용규제치를 결정하는 것에 적용하여 유용성을 확인하여 보았다. 그러나 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. 앞으로는 FRF를 구하는 간편한 방법과 다양한 응용에 대한 연구와 정밀 장비의 차원에서 진동허용규제치가 가져야 할 사양과 특성에 관한 연구가 계속적으로 진행되어야 할 것으로 사료된다.

참고문헌

(1) D. Brown, G. Carbon, K. Ramsey, Survey of

Excitation Techniques Applicable to the Testing of Automotive Structures, Society of Automotive Engineers, Paper No. 770029, 1977, 16 pp.

- (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, Parameter Estimation Techniques for Modal Analysis, SAE Paper No. 790221, 1979
- (6) Harvard Vold, John Kundrat e.g, A Multi-Input Modal Estimation Algorithm for Mini-Computers, SAE Paper No. 8201194, 1982
- (7) Eric E. Ungar, Designing Sensitive Equipment and Facilities, Mechanical Engineering, December 1985.
- (8) Eric E. Ungar, Vibration Control Design of High Technology Facilities, Sound and Vibration, July 1990.
- (9) Donald E. Baxa, Vibration Control Wafer Manufacturing Facilities, Semiconductor International, p123-126, January 1985.
- (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, p8.1~8.4
- (12) Park Scientific Instruments, PSI Products Bulletin - Facility Requirements for AutoProbe M5, release #6 April 18, 1995.