

## 고정밀 장비의 진동허용규제치에 대한 시간 및 주파수 영역에서 나타나는 불일치 문제에 관한 연구

이흥기\* · 손성완\* · 김강부\* · 백재호\*

### A Study on the Mismatch of Time and Frequency Domain for Vibration Criteria of Sensitive Equipment

Hong Ki Lee\*, Sung Wan Son\*, Kang Boo Kim\*, and Jea Ho Baek\*

#### ABSTRACT

Modern technology depends on the reliability of extremely high precision equipments. In the production of semiconductor wafer, optical and electron microscopes, ion-beam, laser device must maintain their alignments within a sub-micrometer. This equipment requires a vibration free environment to provide its proper function. Therefore, this high technology equipments require very strict environmental vibration criteria because it is used as basic data for the design of building structure and structural dynamics of equipment. In this paper, the new approach is proposed to investigate the mismatch problem of time and frequency domain for vibration criteria of sensitive equipment. The proposed approach is based on a vibration measurement data and a relative transfer function which can be obtained by experiment or analysis.

**Key words :** high precision equipments(정밀장비), vibration criteria(진동 규제치), mismatch problem(불일치 문제), relative transfer function(상대전달함수)

#### 1. 서 론

외부에서 입력되는 진동에 의하여 장비 본래의 성능을 발휘하지 못하는 최소 진동 크기를 의미하며, 기존에는 이것을 어떻게 표현할 것인가라는 문제는 전적으로 장비 제작자의 내부 절차와 사용자의 요구에 의하여 결정되었다. 이는 정밀장비의 진동허용규제치와 관련한 통일된 규격이나 양식을 갖고 있지 못하고 있다는 것을 의미하고 있다. 최근, 기가급(giga class) 메모리칩(DRAM)을 설계하기 위해서는 0.1  $\mu\text{m}$  수준의 회로선폭을 가공할 수 있는 기술이 필요하다.

이러한 가공 성능을 유지하기 위하여 정밀장비가 설치되는 건물의 진동을 엄격하게 제한하고 있다. 기가급 반도체의 양산 공장을 건설할 경우, 청정구역(clean room)에서 가속도 0.1gal[half peak], 변위 0.1~0.2  $\mu\text{m}$ [half peak] 이하의 진동 수준으로 구조물의 동적 설

계가 요구되고 있다. 특히, 레이저빔을 사용하여 웨이퍼(wafer)에 미세 패턴(pattern)을 형성시키는 노광 장비는 웨이퍼 최소 가공 선폭의 1/5~1/20 수준의 정밀도를 가지고 있다. 이러한 정밀장비는 외부로부터 입력되는 진동에 민감한 영향을 받게 된다[1-2]. 어느 정도 수준의 진동이 장비의 성능에 영향을 주는가를 정량적으로 나타내는 것이 진동허용규제치이다. 반도체 공장의 건물 진동설계기준이 이러한 정밀장비의 진동허용규제치에 의하여 결정되기 때문에 신뢰성 있는 데이터를 확보하는 것이 진동 문제를 사전에 예방할 수 있는 기본적인 단계이다[3-4]. 정밀장비의 진동허용규제치를 결정하기 위하여 이론적인 방법이 간혹 활용되지만, 일반적으로 정밀장비의 동적 특성으로 인하여 진동성능 시험(vibration test)이라는 실험적인 방법을 활용하여 결정하고 있다. 그러나 진동성능실험을 이용할 경우 장비 중량의 제한, 실험절차의 문제, 오차검출장치의 제작과 같은 여러가지 문제점을 가지고 있기 때문에 실용적인 측면에서 여러가지 어려움을 가지고 있다[5]. 최근에 이러한 문제점을 개선할 수 있는 새로운 방법

\*RMS Technology CO., LTD.  
<http://www.rmstech.co.kr>

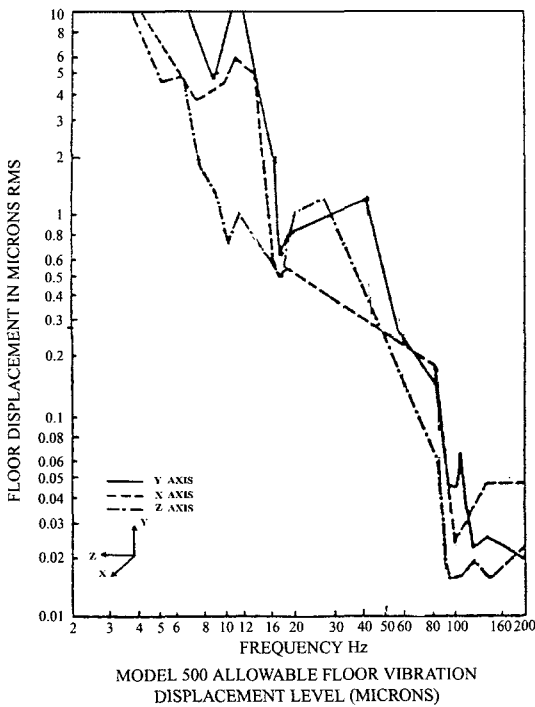


Fig. 1. Vibration criteria of MODEL 500 (MICRALIGN M500 sensitivity to floor vibration, Perkin-Elmer semiconductor equipment group).

이 국내에서 연구되고 있지만, 실질적인 응용을 위해서는 많은 검증이 필요한 단계이다[6-7]. 어떠한 방법을 이용하여 진동허용규제치를 결정하더라도 실험과 이론으로 얻어진 진동허용규제치는 Fig. 1과 같이 주파수 영역(frequency domain)에서 이루어지고 있다. 그러나 장비가 설치 운영되는 건물의 입력 진동은 시간 영역(time domain)에서 측정된 신호를 주파수 영역으로 변환하여 주어진 진동허용규제치와 비교하기 때문에 두 개의 데이터 사이에서 불일치(mis-matching)의 문제점을 가지고 있다. 진동성능실험을 이용하여 결정된 진동허용규제치는 개개의 주파수 사이의 상관 관계를 정확히 정의할 수 없으며 이러한 문제가 실제 진동허용규제치에 어떠한 영향을 미치는가, 그리고 시간 영역과 주파수 영역 사이의 상호 변환시 손실되는 정보는 무엇이며, 이러한 정보가 어떠한 영향을 줄 수 있는가를 분석할 필요가 있다. 본 연구에서는 주파수 영역에서 결정된 진동허용규제치가 실제 정밀장비가 시간 영역에 노출될 경우 어떠한 차이점이 있는가를 규명하고 이를 보완할 수 있는 새로운 개념의 진동허용규제치를 제안하고 이를 실제 정밀 검사 장비에 적용하여 '정확성'과 '정밀성'을 확보할 수 있는가를 평가하였다.

## 2. 정밀장비의 진동허용규제치 특성

### 2.1 불일치의 문제(Mis-Matching Problem)

Fig. 1에 나타나는 진동허용규제치는 반도체 정밀장비 전문 제조회사인 Perkin-Elmer社에서 수행한 진동성능실험을 활용하여 얻어진 데이터이다[8]. 사용된 장비는 반도체 제조공정 중 마스크(mask)의 회로형상을 웨이퍼(wafer)에 정렬시키는 0.1  $\mu\text{m}$  분해능을 가진 마이클러라인(Micralign)이라는 Model 550 장비이다. 공기스프링 8개로 지지된 강철 형강 프레임(steel box-beam-frame) 위에 장비를 설치하고 단축 방향 가진기(single axis shaker)를 X, Y, Z 방향에 대하여 순차적으로 가진하여 강철 프레임의 진동응답과 웨이퍼(wafer plain)에 나타나는 마스크 영상 운동(mask image motion)의 상대진동변위응답이 0.1  $\mu\text{m}$ 가 되는 프레임 진동을 찾아낸 것이다. 진동 가진기(shaker)는 신호 발생기를 이용하여 발생된 정현파(sinusoidal-waveform) 신호를 개개의 주파수에 대하여 진동 크기를 점차로 증가시킬 수 있도록 장치를 구성하였기 때문에 개개의 실험 주파수에 대한 시간 영역의 신호와 주파수 특성 외에는 어떠한 주파수 상호 사이의 특성을 정의할 수 있는 정보가 가지고 있지 않다. 그러나 현장에서 측정되는 진동 시간영역 신호를 주파수 분석을 통하여 얻어진 데이터와 비교하는 것에는 상호 불일치의 문제를 가지고 있다. 즉, 현장에서 측정된 진동신호의 진동허용규제치에는 모든 주파수의 성분이 다양한 특성으로 입력되기 때문에 진동 문제의 발생여부를 Fig. 1의 진동허용규제치를 근거로 직접적으로 결정할 수 없다는 문제점을 가지고 있다. 진동성능실험을 활용하여 얻어진 Fig. 1과 같은 진동허용규제치는 시간 영역에서 나타나는 상대진동허용응답(0.1  $\mu\text{m}$ )을 직접적으로 제한할 수 있는 진동허용규제치가 아니라는 점이다. 진동허용규제치는 직접적으로 관련된 프로젝션부(레이저 조사장치 침단부)와 타겟부(가공대상 웨이퍼)의 상대진동허용응답을 제한할 수 있는 시간 영역을 기반으로 하는 진동허용규제치가 제시되어야 할 필요가 있다. Fig. 1과 같은 진동허용규제치를 현장 측정 진동으로 얻어진 주파수분석 데이터를 적용할 경우, 입력 진동이 단일 주파수에 비하여 탁월 주파수 성분이 많을수록 정확도는 떨어진다. 현재로서 진동허용규제치의 문제는 장비가 설치될 위치의 진동 측정치나 예측치의 시간신호를 시간영역에서 재현한 진동성능실험을 통하여 진동문제 여부를 판단하는 것이 정확성을 보장할 수 있는 유일한 방법이다. 그러나 이러한 작업은 실용적인 측면에서 많은 어려움을 가지고 있기 때문에 정확성이

결여된 기존의 진동성능실험으로 얻어진 진동허용규제치를 활용하고 있는 실정이다.

**2.2 해결방향**

어떠한 방법을 선택하든 장비의 입력 진동에 대하여 최종적으로 문제가 발생되는 위치의 진동응답의 시간 신호가 장비에서 제한하고 있는 진동허용규제치를 초과해서는 안된다는 점이다. 위에서 논의한 Perkin-Elmer社 0.1 μm 분해능을 가진 마이클러라인(Micralign) Model 550 장비의 프로젝션부(레이저 조사장치 첨단부)와 타겟부(가공대상 웨이퍼)의 상대진동허용응답이 시간 영역에서 0.1 μm를 초과할 수 없다는 것이 외부의 입력 진동이 진동허용규제치가 된다. 이를 동적 시스템으로 모델링하면 Fig. 2와 같다. 여기서 진동허용규제치를 시간영역으로 o점에서 직접 나타내는 것은 어렵기 때문에 o점에 입력되는 진동에 대하여 시간 영역에서 p-q 사이의 상대진동허용규제치를 초과하는 여부를 확인할 수 있는 데이터를 제시하는 방법이다. 이러한 방법으로 고려할 수 있는 것이 o점에 대한 p-q 사이의 상대진동응답의 전달함수를 이용하는 방법이다. 즉, 개개의 주파수에 대한 위상정보를 확보함으로써 최종적으로 p-q 사이의 진동상대변위 시간이력에 대한 정보를 얻는 방법이다. 이를 위해서는 o점에 대한 p-q의 상대진동응답에 대한 전달함수를 구해야한다. Fig. 2의 바닥부 o에서 p, 바닥부 o에서 q점 사이의 동적 전달함수(transfer function)는 바닥부의 입력 가진원에 대한 p, q점의 출력응답(vibration response)을 측정함으로써 실험적으로 구할 수 있으며 여기서 구해진 전달함수를 이용하여 동적 상대 변위를 구할 수 있다. Fig. 2를 2차원 좌표계를 사용하여 나타내면 Fig. 3과 같이 나타낼 수 있다.

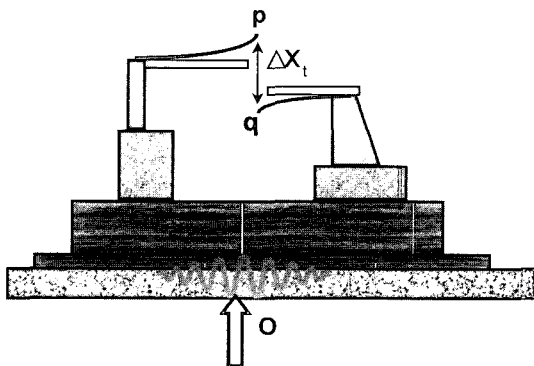


Fig. 2. Schematic diagram of the relative displacement of vibration.

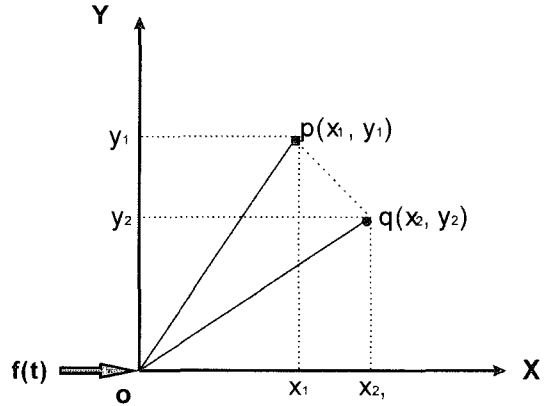


Fig. 3. Geometry of relative displacement.

만일 바닥부에서 가진력이 입력되지 않으면 두 점 사이의 정적 상대변위는  $|pql$ 는 식(1)과 같이된다. 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.

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

점 p와 q가 동일한 연속 구조의 진동계를 구성하고 있고 바닥부로부터  $f(t) = F_0 \cos \omega t$ 가 입력될 경우 점 p와 q는 정지 상태의 위치를 중심으로 구조의 동적 특성에 따라 진동을 하게된다.

이때의 초기 정적(靜的) 상대변위  $\Delta x_s, \Delta y_s$ 와 외부 가진력 주파수  $\omega$ 에 대하여 진동상대변위  $\Delta x_r(\omega), \Delta y_r(\omega)$ (relative displacement of vibration)을 고려한 전체 상대변위(total relative displacement)를  $\Delta x_t(\omega), \Delta y_t(\omega)$ 라 하면 아래 식과 같이되고

$$\Delta x_t(\omega) = \Delta x_s + \Delta x_r \tag{2}$$

$$\Delta y_t(\omega) = \Delta y_s + \Delta y_r$$

여기서 진동으로 기인하는 x, y 방향 진동상대변위는 p와 q점의 차에 의하여  $\Delta x_r(\omega) = x_p(\omega) - x_q(\omega), \Delta y_r(\omega) = y_p(\omega) - y_q(\omega)$ 와 같이 주어진다. 이를 위의 식에 대입하면 식(3)과 같이 된다.

$$\Delta x_t(\omega) = \Delta x_s + \{x_p(\omega) - x_q(\omega)\} \tag{3}$$

$$\Delta y_t(\omega) = \Delta y_s + \{y_p(\omega) - y_q(\omega)\}$$

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 각각에 대한 진동상대

변위이다. 식(3)에서 상하방향  $y$ 의  $o$ 점에 대한  $p$ - $q$ 의 주파수 영역에서의 초기 상대변위가 영일 경우 상대진동응답은 아래 식으로 나타난다.

$$\Delta y_{t-o}(\omega) = y_{p-o}(\omega) - y_{q-o}(\omega) \quad (4)$$

그리고  $o$ 점에 대한  $p$ - $q$ 의 상대진동응답에 대한 전달함수는 아래 식으로 정의된다.

$$\Delta y_{t-o}(\omega) = [H_{t-o}(\omega)]y_{o-o}(\omega) \quad (5)$$

$$H_{t-o}(\omega) = \frac{\Delta y_{t-o}(\omega)}{y_{o-o}(\omega)}$$

식 (4)를 식 (5)에 대입하여 정리하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} H_{t-o}(\omega) &= \frac{y_{p-o}(\omega) - y_{q-o}(\omega)}{y_{o-o}(\omega)} \\ &= H_{p-o}(\omega) - H_{q-o}(\omega) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\therefore y_{t-o}(\omega) = [H_{p-o}(\omega) - H_{q-o}(\omega)]y_{o-o}(\omega)$$

식 (6)의 마지막 식에서 시스템의 우변 첫 번째 항의 상대진동응답에 대한 전달함수를 알 경우 장비가 설치될 위치의 진동에 대한 Auto Spectrum을 측정함으로써 상대 변위응답에 대한 진동의 크기를 결정할 수 있고 이를 장비의 정밀도를 나타내는  $p$ 점과  $q$ 점 사이의 상대진동허용변위(permissible relative displacement of vibration)와 비교함으로써 장비의 설치 유무를 판단할 수 있다. 즉, 기본적으로 필요한 데이터는 Fig. 1과 같은 정밀장비의 바닥에 대한 진동허용규제치가 아니라 장비의 동특성을 나타내는 상대진동응답과 바닥입력진동에 대한 전달함수  $[H_{p-o}(\omega) - H_{q-o}(\omega)]$ 가 필요하다. 이는 2채널 이상의 진동측정, 분석 시스템을 이용하여  $o$ ,  $p$ ,  $q$  점에 해당하는 정밀장비의 부분에 대하여 동시에 진동을 측정함으로써 실험적으로 구할 수 있다.

### 2.3 정밀장비에 대한 적용

적용 정밀장비는 PDP 관벨을 레이저를 이용하여 검사하는 2.5차원 정밀측정장비이다. 장비 제작사에서 제시한 진동허용규제치는 0.015 gal[0-p, 5~50 Hz]이지만, 제시된 데이터의 신뢰성에 문제가 불명확한 상태이다. 이를 보완하기 위하여 실험적으로 얻어진 결과로는 11 Hz에서 0.008 gal 이하의 진동이 입력되어야만, 타켓 테이블과 레이저 프로젝션부의 상대진동허용변위 2  $\mu\text{m}$ (0-p)를 만족하는 것으로 평가되었다.

Fig. 4는 2.5차원 측정검사 장비의 그림이고 Fig. 5는 진동으로 기인하는 2.5차원 정밀 측정 장비에서의 PDP 측정 결과 그래프이다. 현 상태는 진동으로 인하

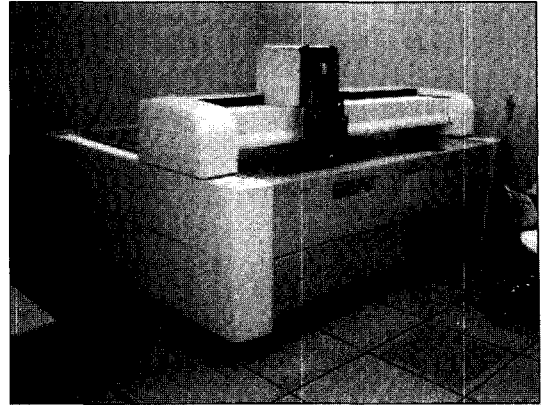


Fig. 4. 2.5-dimension sensitive equipment.

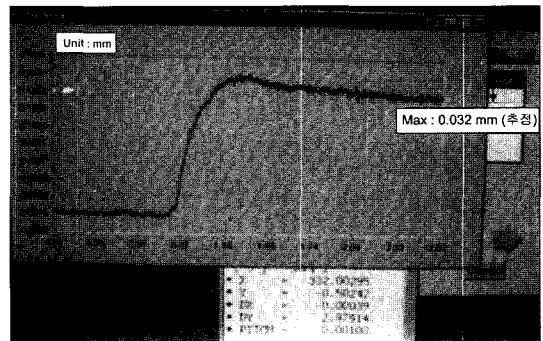


Fig. 5. Vibration measurement data of sensitive equipment (about amplitude 6  $\mu\text{m}$  0-p).

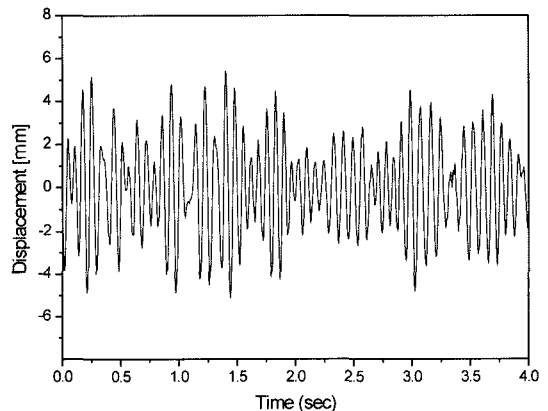


Fig. 6. Relative displacement time history measurement data of the glass table and projector part [Time Peak 6  $\mu\text{m}$  (0-peak)].

여 그래프의 곡선이 거칠게 나타나고 있다. 만약, 정상 가동중인 경우 그래프는 부드러운 곡선으로 나타나야

된다.

Fig. 6은 2.5차원 측정장비의 진동으로 기인하는 타켓 테이블(glass table)와 레이저 프로젝션 상대진동 응답치가 최대 6 μm(0-p)로 상대진동허용변위규제치 2 μm를 3배정도 초과하고 있는 것을 나타내고 있는 측정데이터이다.

위에서도 논의하였지만, 시간 영역에서 나타나는 상대허용진동응답 2 μm와 주파수 영역에서의 진동허용규제치(allowable floor vibration) 사이의 불일치 문제를 피할 수 없기 때문에 본 연구에서는 정밀장비의 바닥에 대한 진동허용규제치가 아니라 장비의 동특성을 나타내는 상대진동응답과 바닥입력 진동에 대한 전달함수  $[H_{p-o}(\omega)-H_{q-o}(\omega)]$ 를 구하는 방법을 이용하여 현재 2.5차원 측정장비가 설치된 바닥진동이 장비의 상대진동허용규제치 2 μm에 미치는 영향성을 평가하고 이를 만족할 수 있는 진동 저감대책의 정도를 결정할 수 있다.

장비의 바닥에 또는 Foot에 대하여 가진기를 사용하여 단위 입력진동에 대하여 현장에서 직접 상대진동응답과 바닥입력 진동에 대한 전달함수  $[H_{p-o}(\omega)-H_{q-o}(\omega)]$ 를 구하는 문제는 주변 여건 상으로 용이하지 않았기 때문에 측정과 해석을 병행하여 구하였다. 그리고 동특성에 대한 신뢰성을 높이기 위하여 상시 진동에  $[H_{p-q}(\omega)]$ 를 측정하여 장비의 동적 모델링을 수정하는 데이터로 활용하였다. Fig. 7은 Projection Part(beam projector)와 Target Part(glass table) 사이의 전달함수의 측정치이다. Fig. 8은 구조물과 장비의 동적 해석모델을 나타낸 것이다.

장비의 상대진동응답과 바닥입력 진동에 대한 전달함수를 구하기 위해서는  $[H_{p-o}(\omega)]$ 와  $[H_{q-o}(\omega)]$ 를 각각 구하고 이를 위상 정보를 고려하여 최종적으로  $[H_{p-o}(\omega)$

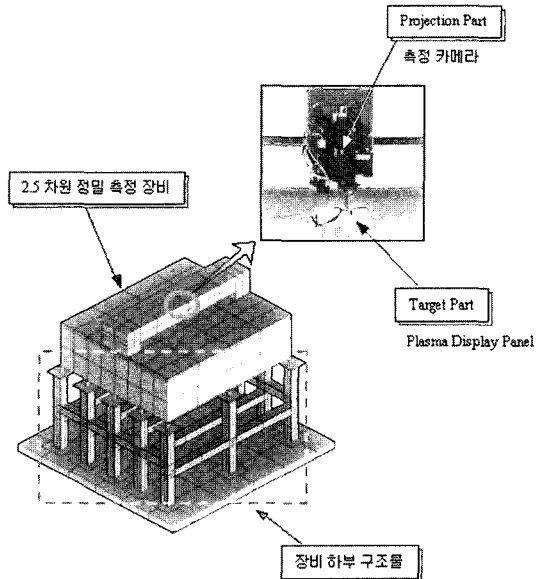


Fig. 8. Schematic diagram of precision measuring system and sub-structure.

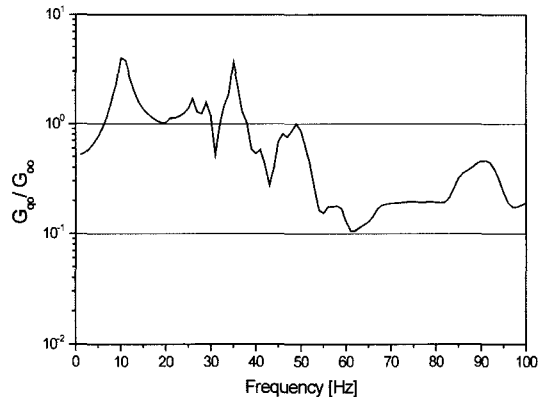


Fig. 9. Foot and glass table transfer function graph of sensitive equipment  $[H_{q-o}(\omega)]$ .

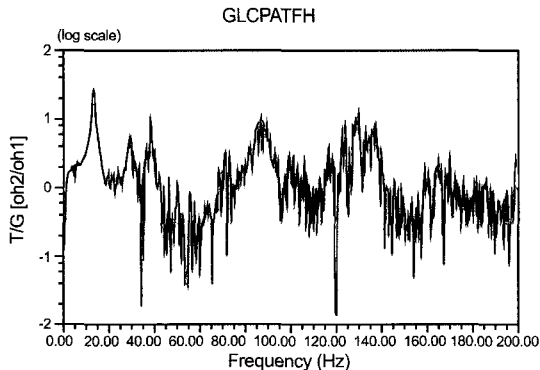


Fig. 7. Glass table and beam project part Transfer Function (FRF) Graph.

$-H_{q-o}(\omega)]$ 를 계산한다. Fig. 9는 장비의 foot와 glass table 사이의 해석적으로 구한 전달함수  $[H_{q-o}(\omega)]$ 이고 Fig. 10은 foot과 projector part 사이의 전달함수  $[H_{q-o}(\omega)]$ 다. 두 개의 전달함수를 이용하여 계산한 것이 Fig. 11에 타켓 테이블(glass table)과 레이저 프로젝션부의 상대진동응답 전달함수  $[H_{p-o}(\omega)-H_{q-o}(\omega)]$ 이다.

Fig. 11에서 구해진 상대진동 전달함수는 장비의 외부 입력 진동에 대한 동적 특성을 의미한다. 기존의 바닥 진동으로 기인하는 진동이 타켓 테이블과 레이저 프로젝션부의 상대진동허용변위 2 μm(0-p)를 초과하

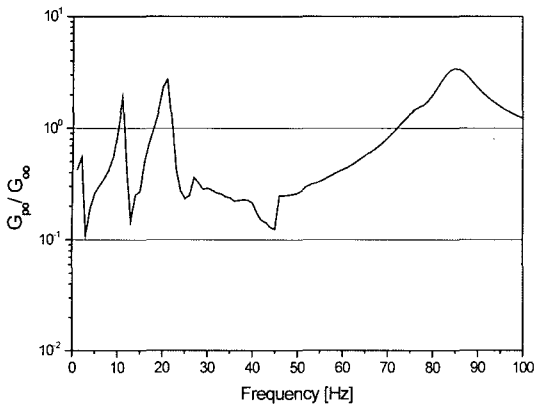


Fig. 10. Foot and projector part Transfer Function Graph of sensitive equipment [ $H_{p-o}(\omega)$ ].

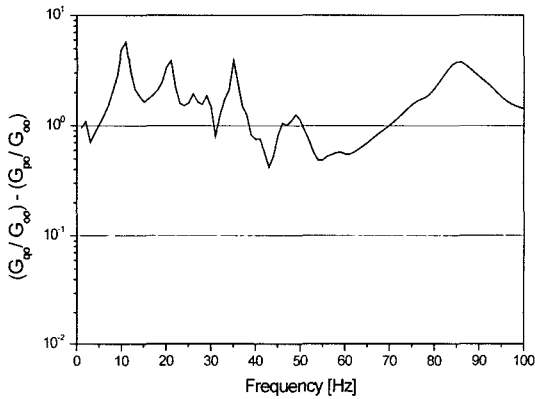


Fig. 11. Foot and tacket-projector part Transfer Function Graph of sensitive equipment [ $H_{p-o}(\omega)-H_{q-o}(\omega)$ ].

는지에 대한 여부는 현장에서 측정한 Fig. 12의 장비 바닥(foot) 진동데이터를 상대진동 전달함수 Fig. 11에 곱하고 위상정보를 고려하여 개개의 주파수를 합함으로서 시간신호에 대한 상대진동응답 진동값을 Fig. 13과 같이 나타낼 수 있다.

측정 데이터에서는 상대변위가 최대  $6 \mu\text{m}(0\text{-p})$  수준에 비하여 Fig. 13에서는 최대 상대변위가  $4 \mu\text{m}(0\text{-p})$  수준으로 작게 나타나고 있다. 이러한 결과에는 여러 가지 요인이 있지만, 일차적으로는 입력 신호를 주파수 분석 데이터를 사용함으로서 Fig. 12에서 나타나는 시간신호의 과도(transient) 특성을 고려하지 못한 것이 주된 이유로 분석된다. 최대치 상대진동에 대한 신뢰성을 높이기 위해서는 시간 신호에 나타나는 과도신호의 특성(crest factor)을 고려하여 피크 주파수에 대한 수정 계수를 사용하는 방법에 대한 연구가 필요할 것으로

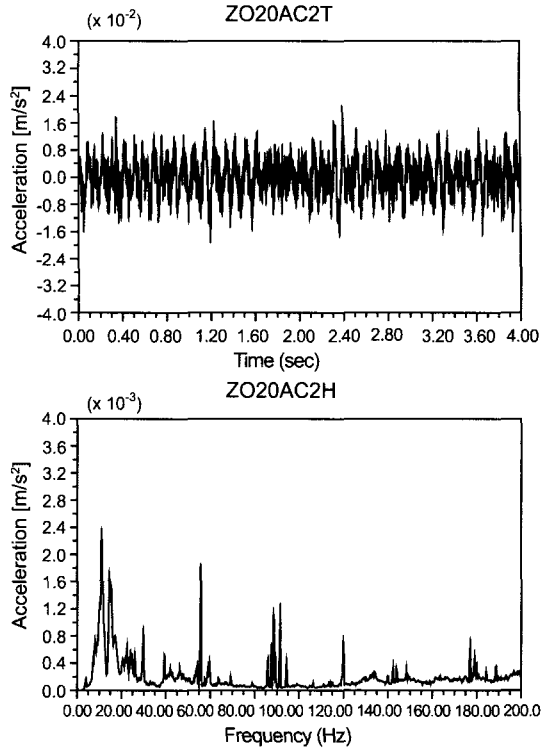


Fig. 12. Floor vibration frequency and time data of sensitive equipment.

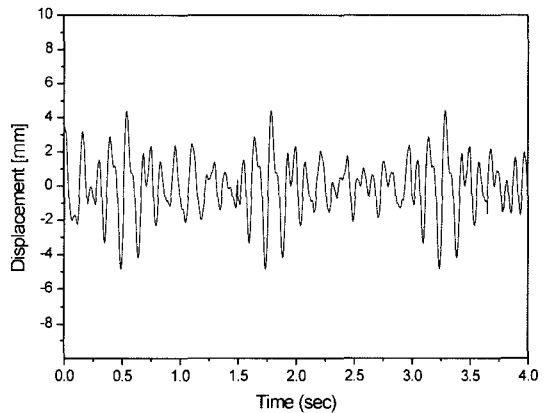


Fig. 13. Relative vibration time history data on the glass table and beam projector part (max.  $4 \mu\text{m}, 0\text{-p}$ ).

판단된다. 물론, 진폭이 일정한 정상 상태의 진동에서는 이러한 문제가 최소화 될 것으로 추정된다.

### 3. 결 론

정밀 장비를 현장에 설치할 경우, 진동문제의 유무

를 판단할 수 있는 확실한 방법은 설치위치의 진동 측정치나 예측치의 시간영역 진동을 실험실에서 동일하게 재현하여 이상 유무를 확인하는 것이다. 이것은 보편화된 진동허용규제치를 결정할 수 없다는 것을 의미하는 것이다. 1980년대 이후 Ungar[9] 등에 의하여 제안된 BBN-criterion이라는 정밀장비의 진동허용규제치를 비롯한 모든 정밀장비의 진동허용규제치가 주파수 영역을 기반으로 하고 있기 때문에 실제 적용에는 유의해야 할 뿐만 아니라, 근본적으로 개선해야 할 불일치 문제를 가지고 있다.

연구에서 기존에 진동성능실험과 해석으로 제안되고 있는 주파수 영역의 진동허용규제치가 시간영역을 기반으로 하는 정밀장비의 진동 문제에 적용하는 것에는 필연적으로 불일치(mis-matching) 문제가 대두된다는 것을 제시하였다. 그리고 이를 해결하기 위한 많은 노력이 있었음에도 불구하고 여러 가지 기술과 실용적인 측면에서 나타나는 문제점으로 인하여 불명확한 상태로 남아 있는 실정이다.

본 연구에서 제안하고 있는 상대진동응답 전달함수를 활용하여 정밀장비의 외부 입력진동에 대한 이상 유무를 판단하고 개선할 수 있는 방법도 비록, 기존의 불일치 문제를 해결할 수 있는 하나의 가능성을 제안했다하더라도 기술적인 측면에서나 적용성에서 어떠한 문제점을 가지고 있는지는 지속적인 연구와 적용을 통하여 확인해야 할 것으로 판단된다.

## 참고문헌

### 1. Takafumi Fujita, 超LSI 工場 振動問題-微振動防振

- 技術, 免振技術-, 日本機械學會誌, 第89卷 第809號, pp. 99-104, 1986年 4月.
2. Hisao Tomita, Isolation Technology for Micro-Vibration in Semiconductor Factories, 精密工學會 55/12/1989, pp. 36-40 (1989).
  3. 이흥기, 김두훈, 권형오, 반도체 공장에서 미진동제어를 위한 격자보의 동적 설계에 관한 연구, 한국소음진동공학회, '94 추계학술대회 논문집 pp. 52-57 (1994).
  4. 권형오, 박해동, 김두훈, 이흥기, 반도체 공장의 격자보 구조에 대한 동특성해석에 관한 연구, 한국소음진동공학회, '94 추계학술대회 논문집 pp. 58-61 (1994).
  5. 이흥기, 박해동, 최현, 배기선, 김두훈. 정밀 장비의 미진동제어 기술에 관한 연구(HDD CELL진동 제어), '95 춘계 학술 대회 논문집 p. 233-239 (1995).
  6. 이흥기, 김두훈, 김사수, 주파수응답함수를 이용한 고정밀 장비의 진동허용규제치 결정기법에 관한 연구, 한국소음진동공학회지, 6(3), pp. 363-373 (1996).
  7. Hong-Ki Lee, Hae-Dong Park, Hyun Choi, Doo-Hoon Kim, Sa-soo Kim. A New Method of Determining Vibration Criteria for a Vibration Sensitive Equipment Using Frequency Response Function, INTER-NOISE 96, Proceeding Book 3 pp. 1253-1262, August (1996).
  8. C.G Gordon, Vibration prediction and control in microelectronics facilities, INTER-NOISE 96, Proceeding Book 1 pp.149-154, August 1996.
  9. Eric E. Ungar, Vibration control design of high technology facilities, Journal of Sound and Vibration, July (1990).