

고속 표면실장기의 지지부 개선 방법에 관한 연구

A Study on the Support Tuning Method of High-Speed Chip-Mounter

오창균† · 박흥근* · 박진무**

Chang-Kyun Oh, Heung-Keun Park and JinMoo Park

Key Words : Vibration isolation(진동절연), Chip-mounter(표면실장기), Modal test(모드실험), Support tuning method(지지부 개선방법)

ABSTRACT

In this paper, a proper support tuning method is established by identifying the dynamic characteristics of the machine, the floor, and the inertia force. Also, the limitation of a passive isolation is presented. To simplify the dynamic analysis and to establish a proper design method for supporting system, each of the machine and the floor is modeled as a single degree of freedom spring-mass-damper system under careful investigation of the dynamic characteristics of each system and appropriate assumptions. Then, the dynamic behavior of a 2DOF system and the effect of the mass and the damping are investigated. Also, the characteristics of motion profiles are investigated. In addition, a quasi-static analysis on the transmitted force through support is performed and related tests are performed.

1. 서론

전자제품의 소형화와 고집적화는 인쇄회로기판(printed circuit board)의 표면에 구멍을 내지 않고 극소의 전자부품(surface mount device)을 부착하는 표면실장기술(surface mount technology)의 급속한 발전을 요구하게 되었다. 이에 따라 전자부품을 탑재하는 표면실장기(surface mounting device)의 개발이 국내외에서 활발히 이루어지고 있으며 생산성 향상을 위해 점점 고속화, 고정밀화 되어가는 추세에 있다.[1]

장비의 구동속도가 빨라짐에 따라 진동절연(vibration isolation)의 문제는 중요한 사항으로 다루어진다.[2] 고속의 표면실장기의 진동절연 문제는 장비와 바닥의 진동이 동시에 일정 범위 내로 유지되어야 한다는 점에서 전형적인 진동절연 문제와 차이가 있다.[3] 또한 능동절연시스템의 적용은 대부분의 경우에 비싼 비용과 신뢰성 유지의 어려움 등의 이유로 관심 밖에 있다. 따라서 수동절연시스템의 경계와 한계를 정하는 것은 중요하다.

표면실장기가 고속화, 고정밀화 되어짐에 따라 장비 구동부의 관성력은 증가하게 된다. 이러한 구동부 관성력의 증가로 인한 바닥의 진동은 예전과는 달리 주요한 관심의 대상으로 인식되고 있다. 더욱이 조립단가의 감소 및 수요의 증대로 인하여

PCB 제조공정은 점점 중소 업체로 이관되어지고 있는 실정이다. 이러한 업체들의 바닥 동적 특성은 상대적으로 열악한 상황이어서 장비의 구동 속도의 증가로 인한 바닥 진동은 더욱 문제시 되고 있다. 따라서 바닥과 주변 장비의 과도한 진동을 억제하기 위한 진동절연에 대한 연구는 매우 중요한 사항이며, 이는 장비에서 바닥으로의 전달하중의 크기와 특성을 분석하여 수행되어질 수 있다.[4]

본 논문에서는 장비와 바닥을 각각 단순화된 진동 시스템으로 전환하여 분석하였으며, 장비와 바닥의 동특성 고찰을 통한 지지부 개선 방안을 제시하였다.

2. 시스템 모델링

2.1 표면실장기의 구조와 시스템 단순화

Fig. 1 은 본 연구에서 사용된 표면실장기를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 정밀도를 높이기 위한 갠트리(gantry) 구조로 되어있으며, 대략적으로 기저부(mainframe), X 축(x-axis), Y 축(y-axis), 지지부(support)로 나누어질 수 있다. 두 개의 X 축은 Y 축 위에서 병진 운동을 한다. 또한 각각의 X 축에는 PCB 에 실장을 수행하기 위한 헤드(head)가 장착되어 있으며, Y 축과 수직인 방향의 병진 운동을 하게 된다. 이러한 두 방향의 고속 병진 운동에 의해 장비는 큰 관성력을 받게 된다.

지지부는 구동부에 의해 발생한 관성력을 바닥으로 전달하는 역할을 하게 되며, 지지부의 진동 특성에 따라 장비와 바닥의 동적 특성은 크게 달

† 고려대학교 기계공학과
E-mail : kuock@korea.ac.kr
Tel : (02) 3290-3749, Fax : (02) 926-9290

* 현대자동차

** 고려대학교 기계공학과

라지게 된다.

장비와 바닥의 동적 거동을 분석하기 위해서는 각각의 진동 특성을 모사하기 위한 적절한 진동 모델을 설정하여 분석하여야 한다. 하지만, 모든 진동 특성을 고려한 모델은 매우 복잡하고 실질적인 정보를 거의 제공하지 못한다. 따라서 적절한 가정에 의한 단순 모델의 선정이 필요하다.

2.2 장비의 SDOF 모델

이 절에서는 지지부를 포함한 장비에 대한 단순화된 진동 모델을 제시하고자 한다. 모델의 단순화를 위해 장비는 강체로 가정을 하였다. 따라서 장비의 변형에 따른 국부적인 모드를 무시하면 대상 장비는 수직 축에 대한 병진과 2 개의 수평 축에 대한 회전 자유도를 갖는다. 이들 3 개의 모드를 동시에 고려한 수학적 모델링은 가능하지만, 매우 복잡하고 실질적인 정보를 거의 제공하지 못한다. 따라서 적절한 가정에 의한 단순 모델의 선정이 필요하다. 만일 장비의 질량 중심이 절연 시스템의 기하학적 중심에 있고, 절연 시스템의 강성이 모두 같다면 각 모드는 독립적으로 분리(decoupled) 되어질 수 있다.[5] 본 연구 대상의 장비는 위의 두가지 조건을 충족시키므로 각 방향의 1 자유도 시스템으로 생각되어질 수 있다. 따라서 각 축에 대한 회전모드(rocking mode)는 Fig. 2 와 같이 등가의 병진 모델로 변환될 수 있다. 여기서 m, I 는 각각 장비의 질량과 회전관성모멘트이고, k, c 는 지지부의 강성과 감쇠를 나타내는 것이다. 이러한 방법에 의하여 장비는 각각의 진동 모드에 대하여 독립된 SDOF 모델로서 표현이 가능하다.

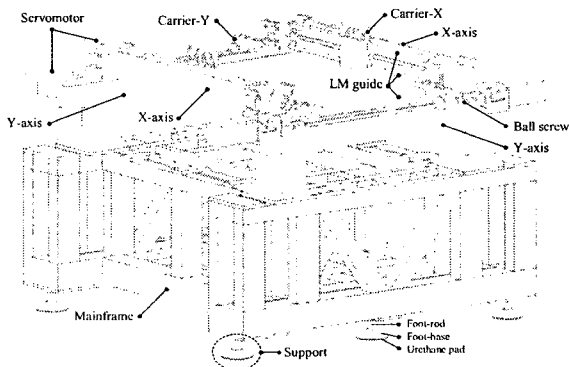


Fig. 1 Components of a SMD assembly machine

Table 1 Factor C for a rectangular plate

b/a	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	∞
C	0.0116	0.0135	0.0148	0.0157	0.0162	0.0165	0.0170

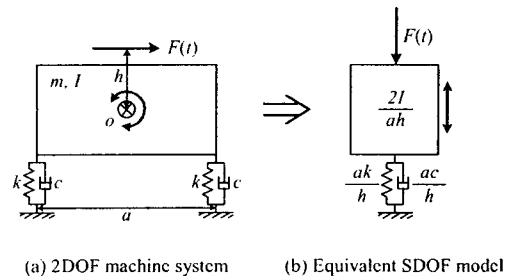


Fig. 2 Equivalent SDOF model representation of a 2 DOF system

2.3 바닥의 SDOF 모델

장비의 구동에 의한 진동이 저주파 영역에서 주로 발생하므로, 바닥의 경우 기본 모드가 관심의 대상이 된다. 바닥의 기본고유진동수의 측정은 상대적으로 쉬우나 유효모드 질량과 강성의 측정은 상대적으로 어렵다. 이중에서도 각종 보강재의 영향에 의하여 유효모드강성의 측정은 더욱 어렵다. 따라서 본 연구에서는 유효모드질량의 측정법에 기본을 두고 바닥의 SDOF 모델을 구성하였다. 대부분의 장비 설치 바닥은 단순 지지 되는 직사각형 판으로 생각할 수 있다. 변의 길이가 $a, b(a \leq b)$ 인 직사각형의 판의 중심에 하중 F 가 작용한다면 최대 수직 방향 변위는 다음과 같이 쓰여질 수 있다.[6,7]

$$w_{max} = C \frac{Fa^2}{D} \tag{1}$$

여기서 C 는 Table 1 에 주어진 것 같이 b/a 의 값에 따라 주어지는 상수이며, D 는 판의 굽힘강성(flexural rigidity)으로 다음과 같다.

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \tag{2}$$

여기서 E 와 ν 는 두께 h 인 판의 탄성계수와 포아송비(poisson's ratio)이다. 식 (1)로부터 판의 유효강성(effective stiffness)은 다음과 같이 결정되어진다.

$$k_s = \frac{D}{Ca^2} \tag{3}$$

또한, 판의 기본고유진동수는 다음과 같다.

$$f = \frac{\pi}{2} \left(\frac{1}{a^2} + \frac{1}{b^2} \right) \sqrt{\frac{D}{\rho h}} \tag{4}$$

여기서 ρ 는 판의 밀도이며, SDOF 시스템의 기본 고유진동수는 다음과 같이 쓰여질 수 있다.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s}{m_s}} \tag{5}$$

따라서 위의 두 식으로부터 기본 모드에 대한 바닥의 유효질량(effective mass)은 다음과 같이 구

해결 수 있다.

$$m_s = \frac{(b/a)^3}{\pi^4 C (1 + (b/a)^2)^2} M_s \quad (6)$$

여기서 M_s 는 바닥의 총 질량이다. 따라서 측정된 고유진동수와 위에서 계산된 유효질량으로부터 바닥면의 SDOF 모델의 구현이 가능하다.

2.4 장비와 바닥의 2DOF 모델

강체가 아닌 바닥에 지지 되어 있는 장비는 Fig. 3 과 같이 2DOF 모델로 나타내어질 수 있다. 여기서 m, k, c 는 장비에 대한 유효모드질량, 강성, 감쇠(effective modal mass, stiffness, damping)를 나타내는 것이고, m_s, k_s, c_s 는 바닥에 대한 값들이다. 이 시스템의 운동방정식은 다음과 같다.[5]

$$\begin{bmatrix} m & \\ & m_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c+c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{x}_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k+k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ x_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

조화가진(harmonic excitation)에 의한 장비와 바닥의 정상상태응답(steady state response)은 식 (8), (9)와 같다. 여기서 바닥의 감쇠는 충분히 작으므로 무시하였다.

$$X = \frac{(k+k_s - m_s \omega_{dr}^2) + j c \omega_{dr}}{Det.} F_0 \quad (8)$$

$$X_s = \frac{k + j c \omega_{dr}}{Det.} F_0 \quad (9)$$

$$Det. = (k - m \omega_{dr}^2)(k_s - m_s \omega_{dr}^2) - k m \omega_{dr}^2 + j[(k_s - (m + m_s) \omega_{dr}^2) c \omega_{dr}]$$

장비에서 바닥으로의 전달하중은 식 (10)과 같이 나타낼 수 있으며, 위 식들에 의해 식 (11)과 같이 정리된다.

$$F_T = k(x - x_s) + c(\dot{x} - \dot{x}_s) \quad (10)$$

$$\frac{F_T}{F_0} = \left(\frac{A}{B} \right)^{1/2} \quad (11)$$

$$A = (1 - R^2)^2 (1 + 4\zeta^2 Q^2)$$

$$B = [(1 - Q^2)(1 - R^2) - MR^2]^2 + [1 - (1 + M)R^2]^2 \cdot 4\zeta^2 Q^2$$

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_m}, R = \frac{\omega_{dr}}{\omega_s}, Q = \frac{\omega_{dr}}{\omega_m}, M = \frac{m}{m_s}$$

여기서 ζ, R, Q, M 은 각각 지지부의 감쇠비, 구동주파수와 바닥의 고유진동수의 비, 구동주파수와 장비의 고유진동수의 비, 장비와 바닥의 질량비를 나타낸 것이다.

장비와 바닥의 무차원 응답은 식 (12), (13)과 같

다. 여기서 $X_{static}, X_s, static$ 은 장비에 작용하는 외란에 의한 각 시스템의 정적 변형이다.

$$\frac{X}{X_{static}} = \left(\frac{C}{B} \right)^{1/2} \quad (12)$$

$$\frac{X_s}{X_s, static} = \left(\frac{D}{B} \right)^{1/2} \quad (13)$$

$$C = (1 - R^2 + MR^2 Q^{-2})^2 + (2\zeta MR^2 Q^{-1})^2$$

$$D = 1 + 4\zeta^2 Q^2$$

또한 장비와 바닥의 상대 변위는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{X}{X_s} = \left(\frac{(1 + M(G^2 - Q^2))^2 + 4\zeta^2 Q^2}{1 + 4\zeta^2 Q^2} \right)^{1/2} \quad (14)$$

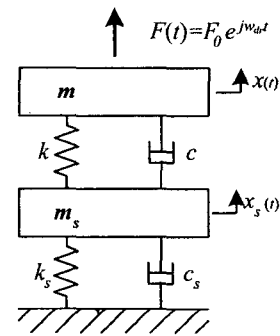


Fig. 3 2DOF model of the machine and floor

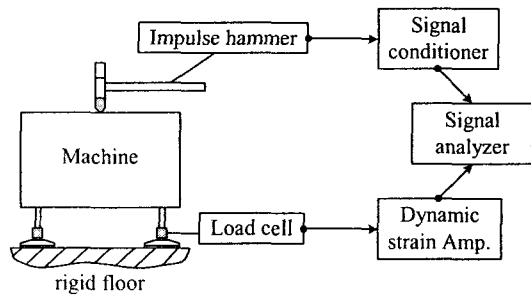


Fig. 4 Schematic diagram of the modal test

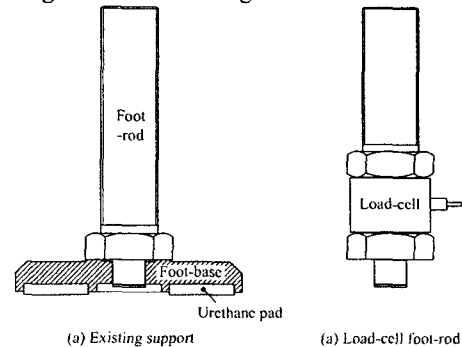


Fig. 5 Experimental load-cell implanted foot-rod

Table 2 Test equipments for the modal test

Equipment	Model	Usage
Signal analyzer	DP 104	Signal recorder
Impulse hammer	Dynatran 5800A4	
Accelerometer	Endevco 751-10	
Signal conditioner	Endevco 133	Accelerometer amplifier
Load cell	DANA UM-K500	
Strain amplifier	NEC San-ei 6M94	Load cell amplifier

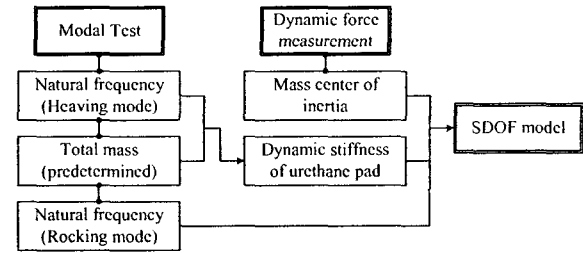


Fig. 7 Procedure for presentation of the machine as a SDOF model

3. 동특성 실험

3.1 장비의 동특성

진동절연체를 갖고 있는 현 장비의 고유진동수와 상응하는 모드형상을 구하기 위하여 충격해머를 사용한 모드실험이[8] Fig. 4와 같이 수행되었다. 기존의 지지부는 Fig. 5와 같이 로드셀을 가지고 새롭게 설계된 지지부로 대체되었다. 로드셀을 사용함으로 상부 구조물에 의한 국부적 모드는 제거되어지며, 장비는 부드러운 지지 위에 설치된 강체로 다루어질 수 있다. 또한 실험은 바닥의 영향을 배제할 수 있는 상대적으로 강한 바닥에서 수행되었다. 충격하중은 Fig. 6과 나타난 바와 같이 3개의 직각 방향에서 가해졌다.

Fig. 6은 가해진 충격하중의 방향에 대한 모드 실험의 결과를 나타낸 것이다. 각 고유진동수에서의 모드 형상을 결정하기 위하여 응답의 허수값을 나타내었다. 시스템의 첫번째 고유진동수는 두 개의 회전모드에서 20 Hz이며 수직모드에서 47 Hz이다. 또한 지지부의 감쇠 비는 0.05로 측정되었다.

이러한 결과를 바탕으로 지지부의 유효 동강성은 수직모드로부터 결정되어질 수 있으며, 각 회전평면에 대한 장비의 질량관성모멘트는 두 개의 회전모드에서 결정되어질 수 있다. 또한 회전 중심은 측정된 지지 하중과 운동부의 관성력의 모멘트 평형으로부터 계산되어질 수 있다. SDOF 모델로 변환된 장비의 동특성에 대한 결정 절차는 Fig. 7에 나타나 있으며 계산된 장비의 동특성은 Table 3에 나열돼 있다.

3.2 바닥의 동특성

바닥의 동특성은 충격하중 실험을 통하여 결정되었다. 실험에 적용된 바닥은 밀에 지하실이 있기 때문에 열악한 것으로 추정된다. 바닥은 3.45 x 5.3 m²의 직사각형으로 두께와 밀도는 각각 0.15 m, 2400 kg/m³이다. 바닥을 가진하기 위하여 5000 N의 하중 범위를 갖는 충격 해머를 자체 제작하였다.

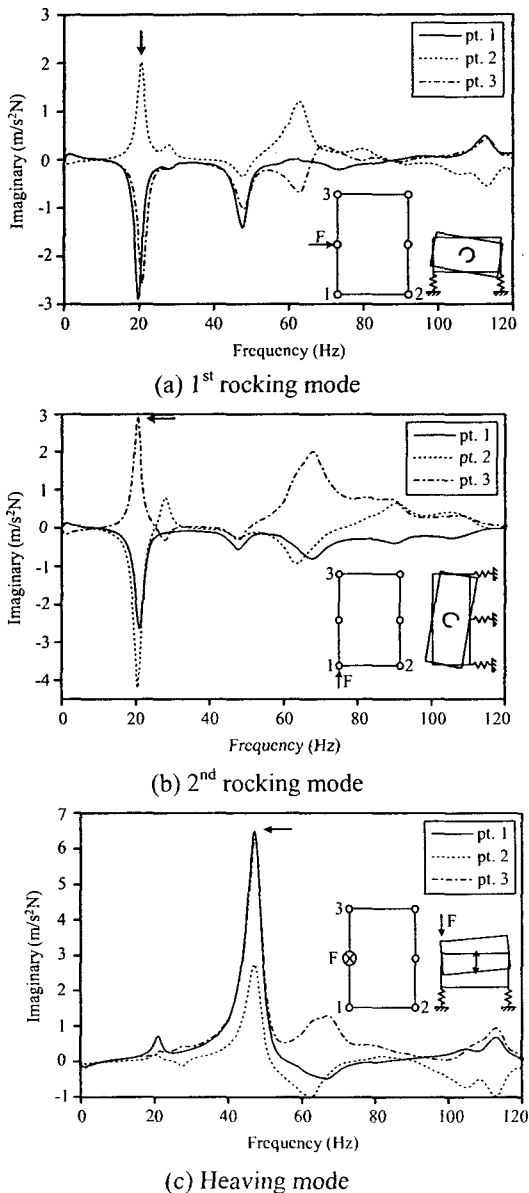


Fig. 6 Three modes of the machine supported on resilient supports

가진력은 앰프로 증폭되었으며, 바닥의 응답은 가속도계를 사용하여 측정되었다. 실험의 주요 관심이 바닥의 국부적 특성이기 때문에 가진과 응답은 같은 지점에서 수행되었다.

Fig. 8 은 실험 결과를 나타내는 것이며 기본진동수는 32 Hz 임을 알 수 있다. 바닥의 강성은 같은 그림의 x, y 축을 log로 표현함으로 근사적으로 56.2×10^6 N/m 임을 알 수 있다. 바닥에 대한 유효 모드질량은 식 (5)를 사용하여 계산되어질 수 있으며, 1392 kg 이다. 유효모드질량은 2.3 절에서 설명한 바와 같이 수식적인 방법으로도 계산되어질 수 있다. 실험에 의한 결과는 수식 (6)에 의해 계산된 질량 1410 kg 과 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

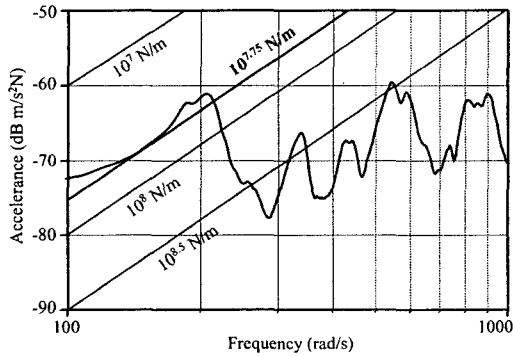


Fig. 8 Frequency response of the floor

Table 3 Equivalent SODF properties of two rocking models

	Equivalent stiffness	Equivalent mass	Equivalent damping
1 st rocking mode	65.7310^6 N/m	4167 kg	0.2 N-s/m
2 nd rocking mode	38.4310^6 N/m	2433 kg	0.116 N-s/m

Table 4 Jerk time and effective frequency range

	Jerk time	Effective frequency range		max. Inertia force
		10 dB	20 dB	
x-motion	22 ms	23 Hz	34 Hz	78 N
y-motion	25 ms	20 Hz	30 Hz	220 N

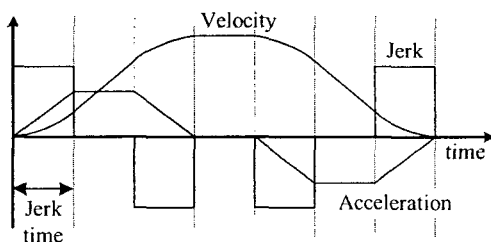


Fig. 9 Motion profiles; velocity, acceleration, and jerk

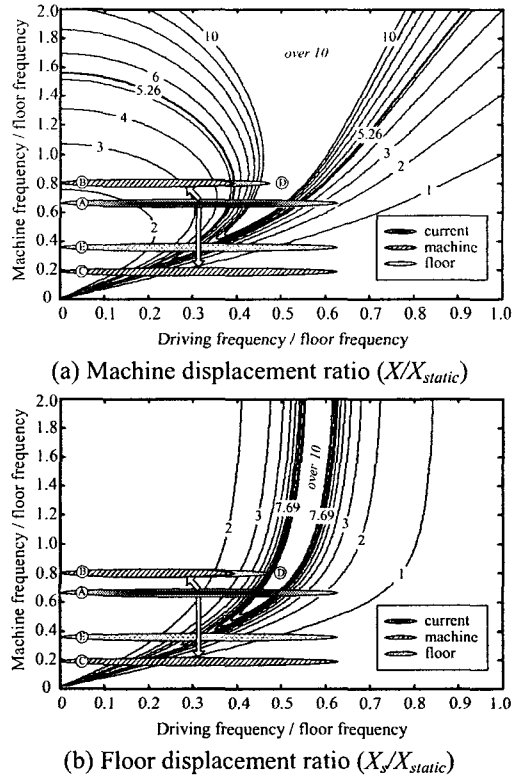


Fig. 10 Graphical representation of the support tuning

4. 지지부 개선

이 장에서는 본 연구 대상 장비와 비교적 열악한 특정 바닥을 예로 수동 절연 시스템의 개선 방법을 설명할 것이다.

장비의 관성력 크기는 입력 가속도 선도로부터 측정되어질 수 있고 유효구동주파수영역은 저크시간으로부터 결정되어질 수 있다. 바닥의 동특성은 3 장에서 설명한 바와 같이 충격하중 실험을 통해 결정되어졌다. 따라서 전체 시스템의 동적 거동은 지지부의 특성에 의해 결정되어 진다.

4.1 구동주파수

Fig. 9 은 갠트리 시스템의 S 자형 입력 속도 이에 상응하는 사다리꼴 형의 가속도 선도를 나타낸 것이다. 장비의 각 방향에 따른 구동선도의 저크시간과 유효 주파수 영역은 Table 4 에 나열되어 있다. 여기서 유효 주파수 영역의 선정은 일반적으로 최대값 대비 10 내지 20 dB 이하까지의 영역을 고려하는 것이 일반적이지만, 최대 관성력 및 전체 시스템을 고려하여 설계자가 선택하여야 한다. 표에 나타낸 유효주파수 영역은 동적 거동 실험에 의해 계산된 값을 바탕으로 산출된 것이다. 최대 관성력은 측정된 구동 가속도의 주파수 스펙트럼의 최대 값을 각 방향에서의 구동 질량으로

곁하여 계산될 수 있다.

4.2 지지부 개선

이 절에서는 특정 가속도 선도가 장비에 가해지는 경우에 대하여, 장비와 바닥의 진동을 저감하기 위한 지지부 개선의 방법을 설명할 것이다.

이 예제에서 가속도 선도는 Table 4의 y-motion을 기준으로 할 것이다. 이 경우 저크시간은 25 ms이고 관성력의 크기는 220 N이다. 그리고 유효구동주파수는 최대값 보다 10dB 낮은 20 Hz까지로 가정되었다. 또한 장비의 진동 모드는 두 번째 회전모드에 상응하는 SDOF 모델이 고려되었는데 이것은 더 큰 관성력이 이 방향에서 작용하기 때문이다. 또한 장비와 바닥의 허용 변위는 각각 30 μ m로 가정되었다.

장비와 바닥의 변위에 대한 도식적 표현이 Fig. 10에 나타나 있다. 그림의 x 축과 y 축은 각각 구동주파수와 장비의 고유진동수를 바닥의 고유진동수로 무차원하여 나타낸 것이다. 여기서 장비의 고유진동수는 3.2 절에서 설명한 바와 같이 실험에 의해 측정된 고정된 값이다. 따라서 그림의 x 축은 유효구동주파수에 관계된 값이 되고, y 축은 지지부의 강성에 관계된 값이 된다. Fig. 10 (a)는 식 (12)와 같이 장비의 응답을 장비의 정적 변형으로 무차원하여 나타낸 값에 따른 결과를 나타낸 것이고, Fig. 10 (b)는 식 (13)과 같은 바닥의 경우에 대한 결과를 나타낸 것이다. 장비와 바닥에 대한 정적 변위는 관성력 220 N을 각각의 유효강성으로 나누어 계산할 수 있다. 따라서 장비 및 바닥의 허용변위에 따른 정적변위와의 비는 각각 5.26 및 7.69이다. 현재 시스템의 구성에 따른 운전영역은 영역(A)로 나타내어질 수 있으며, 장비와 바닥 모두에서 위험한 영역에 놓여 있다. 허용 변위 이내로 제한하기 위한 적절한 해결책의 하나는 장비의 고유진동수를 증가시키고, 유효구동주파수의 영역은 줄임으로서 작동 영역을 위의 영역(B)으로 옮기는 것이다. 이 영역을 사용하기 위해서는 바닥의 보강이나 저크시간의 증가가 이루어져야 한다. 그러나 저크시간의 증대는 곧 장비의 작업 속도의 감소를 의미하기 때문에 적절치 못하다. 다른 하나의 해결책은 장비의 고유진동수를 감소시킴으로서 작동영역을 아래로 옮기는 것이다. 바닥의 경우는 영역(E)이하이면 제한 변위 이하로 유지할 수 있지만, 바닥과 장비의 변위를 동시에 제한하기 위해서는 영역(C)로의 이동이 필요하다. 이 경우 지지부 강성의 과도한 감소는 장비의 정적 안정성 측면에서 또 다른 문제를 야기할 수 있으므로 신중히 고려되어야 한다. 또한 위에서 제시된

두 가지의 가능성이 현실적으로 적용 불가능한 경우, 장비 성능의 손실을 방지하기 위해서는 바닥의 보강을 통한 구동 영역의 확보가 필수불가결하다.

5. 결론

본 연구에서는 고속 표면실장기를 단순화된 진동 시스템으로 전환하여 분석하였으며, 장비와 바닥의 동특성 고찰을 통한 지지부 개선 방안을 제시하였다.

장비와 바닥을 2DOF 모델로 만들기 위해 각 시스템에 대한 SDOF 모델을 실험과 적절한 가정을 통해 구성하였다. 이 모델을 사용하여 지지부 개선 방안을 도입하였으며, 하나의 대상 장비를 예제로 제시하여 활용 방법을 구체적으로 소개하였다. 이 예제에서 두 가지의 가능한 개선 방법을 제시하였으며, 각각에 대한 고찰을 수행하였다.

비록 본 연구를 통하여 제시된 방법이 많은 가정을 바탕으로 구성되었으나, 특정 현상에서의 장비 운용 가능성과 장비의 신뢰적 운용을 위한 신속한 검사 및 효율적인 의사결정의 도구로 사용될 수 있을 것으로 생각한다.

후 기

이 연구는 고려대학교 특별연구비에 의하여 수행되었으며, 동특성 실험용 실험물은 (주)삼성테크원에서 제공받았습니다. 이에 감사 드립니다.

참고문헌

- (1) EIAJ, 1999, Japan Jisso Technology Roadmap 1999, Electronic Industries Association of Japan, Tokyo, English edition reprinted by International SEMATECH, Austin, Texas.
- (2) Rivin, E.I., 1979, "Principles and Criteria of Vibration Isolation of Machinery," *Journal of Mechanical Design*, Vol. 101, pp. 682-692.
- (3) Pan, T. and Mita, A., 2001, "Vehicle-Induced Floor Vibrations in a Multistory Factory Building," *Journal of Performance of Constructed Facilities*, Vol. 15, No. 2, pp. 54-61.
- (4) Chen, J.T., Tsaur, D.H., and Hong, H.K., 1997, "An Alternative Method for Transient and Random Responses of Structures Subjected to Support Motions," *Engineering Structures*, Vol. 19, No. 2, pp. 162-172.
- (5) Inman, D.J., 1996, *Engineering Vibration*, Prentice-Hall, New Jersey.
- (6) Timoshenko, S.P. and Woinowsky-krieger, S., 1959, *Theory of Plates and Shells*, McGRAW-HILL, London.
- (7) Szilard, R., 1974, *Theory and Analysis of Plates*, Prentice-Hall, New Jersey.
- (8) McConnell, K.G., 1995, *Vibration Testing*, John Wiley & Sons, New York.