

표면실장기 기저부의 동특성 연구

성기창*(고려대 대학원 기계공학과), 박진무(고려대 기계공학과)

A Study of Dynamic Characteristics for Frame Base of the Chip Mounter

K. C. Sung (Mechanical Eng. Dept., KU), J. M. Park (Mechanical Eng. Dept., KU)

ABSTRACT

As the requirements on precision and speed of motion in chip mounter increase, vibration forces are always exerted on operating conditions. To insure safety of the chip mounter, the vibration must be kept within an acceptable limit. The focus of this paper is on the identification of dynamic load characteristics and the estimation of static and dynamic stiffness characteristics for Frame Base by judicious selection of the number and the location of the support points. This study carried an analytical and experimental method to estimate the dynamic characteristics in structure

Key Words : Chip Mounter (표면실장기), Dynamic Characteristics (동특성), Finite Element Analysis (유한요소해석), Vibration (진동), Transfer Function (전달함수)

1. 서론

우리 주변에서 흔히 볼 수 있는 노트북, 디지털 TV 등의 전자제품의 경박단소화는 전자부품의 소형화를 요구하게 되었다. 이로 인해, 인쇄회로기판(Printed Circuit Board)의 표면에 구멍을 내지 않고 극소의 전자부품(Surface Mount Device)을 부착하는 표면실장기술(Surface Mount Technology)이 급속하게 발전하고 있으며 전자부품을 탑재하는 표면실장기(Chip Mounter)의 개발이 국내외에서 활발히 진행되고 있다. 특히, 생산설비의 자동화 추세와 더불어 생산량 향상을 위해 고속화 추세에 있으며 이로 인해 과도한 진동이 발생하게 되어 표면실장기 자체와 주위 환경에 심각한 영향을 주게 된다. 따라서, 표면실장기의 안정성을 위해서는 구조해석과 진동 응답을 통하여 구조물의 동특성을 분석함으로써 적절한 설계변경과 실제 운전 중의 진동을 최소화하기 위한 노력이 필요하게 된다.

본 논문에서는 표면실장기 지지부의 위치 및 개수에 따른 기저부의 정적·동적 특성을 유한 요소 해석을 통하여 분석하였으며, 진동응답의 향상을 위해 제시한 실험을 통하여 힘의 전달함수를 측정하였다. 그리고, 실제 작동중인 상태에서 구동부의 가진력으로 인해 지지부에 전달되는 동적 하중을

측정하여 실시간에서의 진동의 크기뿐만 아니라 푸리에 변환을 함으로써 각 주파수에서 발생하는 진동의 크기를 정량적으로 분석하였다.

2. 표면실장기 기저부의 동특성

2.1 표면실장기의 구조 및 유한 요소 모델

Fig. 1 은 본 연구에 사용된 표면실장기(Samsung SMT CP60)로서 크게 X(Frame-X)축, Y(Frame-Side)축, 헤드(Head), 기저부(Frame-Base), 지지부(Foot) 등으로 구성된다. 유한 요소 해석 모델은 표면실장기의

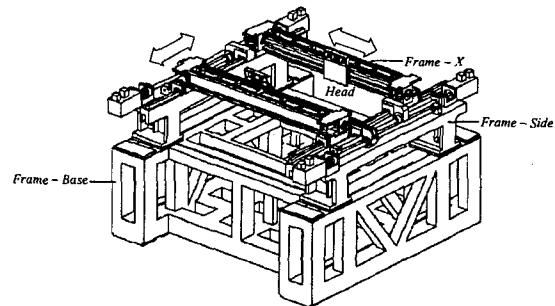


Fig 1. 3D model of chip mounter

구조부를 이루는 기저부와 지지부 그리고 Y 축을 지지부가 6 개인 경우와 4 개인 경우를 각각 6176 개와 5840 개의 shell 과 solid 요소로서 구성하였다. Fig. 2 은 표면실장기 구조부의 유한 요소 해석 모델을 나타낸 것으로 상용프로그램인 ABAQUS 를 사용하여 정적 해석과 모드 해석을 수행하였다.

2.2 정적 강성 해석

현재 적용된 위치에서의 6 개 지지부와 정적 강성을 향상시키기 위해 지지부 위치를 중심부로 이동하고 장비의 수평정렬 셋업의 편리성과 이의 불일치로 인해 발생할 수 있는 진동의 영향을 줄이기 위해 지지 개수를 6 개에서 4 개로 줄인 경우에 대하여 자중에 의한 정적 해석을 통해 비교 분석하였다.

최대 변위는 6 개 지지에서 12.7 μ m, 4 개 지지에서 11.7 μ m 가 기저부 중심부에서 발생하였다. 전체적인 변형형상은 수직 방향에서는 차이가 거의 없지만 수평 방향에서 6 개로 구조물을 지지하는 경우 Y 축이 안쪽으로 좁혀지는 변형 형상이 나타났다.

Table 1 은 다른 part 보다 정밀도를 요구하게 되는 Y 축 (X 축의 이동에 큰 영향), feeder 장착부 (feeder 공급장치의 부착으로 인해 하중 증가), PCB rail part(PCB 이동시 영향)의 결과를 나타낸 것으로 4 개의 지지부를 갖는 경우가 6 개의 지지부를 갖는 경우보다 대체적으로 우수함을 알 수 있다. 따라서, 지지부의 위치와 수 그리고 기저부 중심부의 적절한 설계 변경을 통하여 변형을 억제하면 현재보다 우수한 변위 감소를 얻을 수 있을 것으로 보인다.

2.3 동적 강성 해석

정적 해석과 마찬가지로 6 개의 지지부와 4 개의 지지부를 갖는 경우에 대하여 해석을 수행하였으며, 실제와 유사한 경계조건을 위하여 바닥으로 전달되는 하중을 감소시키기 위해 사용된 우레탄 고무를 스프링 요소로 모델링하고 X, Y 방향 변위를 구속하였다. 해석 결과 1 차 고유진동수가 상당히 낮게 나타났으며 하부 지지의 강성 즉, 우레탄 고무 강성이 상대적으로 약한 관계로 Rigid 모드가 발생하였다. 이것은 기계구조물의 전체 변위가 커질 수 있으며 특히, 첫 번째 모드와 두 번째 모드는 헤드의 X 방향운동 그리고 X 축의 Y 방향 운동과 일치하므로 보다 안정적인 거동을 위해서는 고유진동수의 증가가 필요하다.

Table 2 는 지지부의 개수에 따른 고유진동수를 나타낸 것으로 4 개로 지지한 경우 1, 2, 3 차의 고유

진동수가 6 개의 지지부를 갖는 경우보다 낮게 나타났다지만 지지부 주위 보강판의 두께를 높게 하거나 지지부의 강성을 높이면 해결될 수 있을 것이다.

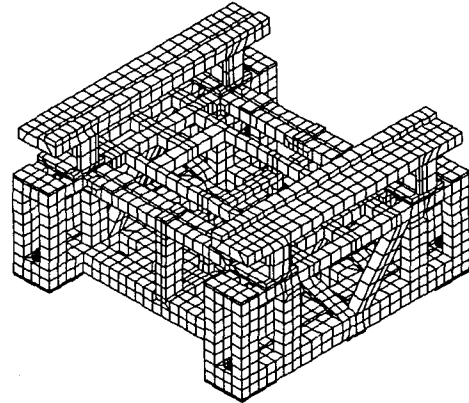


Fig 2. Finite element model of chip mounter

Table 1. Displacement of Frame Side, Feeder part, PCB rail part

	Frame Side		Feeder Part		PCB Rail Part	
	Six feet	Four feet	Six feet	Four feet	Six feet	Four feet
X Dir.	7.5 μ m	0.5 μ m	0.65 μ m	0.22 μ m	0.47 μ m	0.3 μ m
Y Dir.	-	-	0.37 μ m	0.1 μ m	0.17 μ m	0.13 μ m
Z Dir.	10 μ m	10.3 μ m	11.6 μ m	10 μ m	12.3 μ m	11 μ m

Table 2. Comparison of the natural frequency for the supported six-feet and four-feet

Mode	Six feet	Four feet	Description
1st	30.7 Hz	24.1 Hz	Rolling + Flexible Mode
2nd	32.4 Hz	26.8 Hz	Pitching Mode
3rd	41.9 Hz	37.7 Hz	Heaving Mode
4th	61.6 Hz	60.9 Hz	X-dir. Twisting Mode
5th	77.8 Hz	78.9 Hz	Y-dir. Twisting Mode
6th	106.8 Hz	104.5 Hz	Z-dir. Twisting Mode

3. 실험장치 및 진동응답 측정

3.1 실험장치와 측정위치

진동실험은 크게 두 가지로 나누어 수행하였다. 하나는 충격 가진 실험을 통해 단위하중에 대한 전달함수로 나타나는 힘의 전달함수 측정실험이며, 다른 하나는 실제 작동상태에서의 진동 응답 측정이다. Fig. 3은 충격 가진 실험과 실제 작동상태의 진동 응답 측정의 개략도를 나타낸 것이다. 먼저, 힘 전달함수의 측정실험은 임팩트 해머로 실제 작동하는 표면실장기의 구동부에 의해 가진되는 위치 즉, 실장부품을 장착하는 위치와 흡착하는 위치에서의 헤드부분과 실제로 이들 힘이 전달되는 Y 축의 X, Y, Z 방향을 가진하였고, 3 개의 지지부 위치에서 응답을 측정하였다. 실제 운전 중의 진동응답은 헤드의 구동가속도를 측정하기 위하여 전압형 가속도계를 사용하였고 4 개의 지지부 위치에서 응답을 측정하였다. 구동은 Head 와 X 축의 이동거리에 따른 영향을 파악하기 위하여 3~4g 의 구동가속도로 Head 를 X 방향으로 100mm 씩 4 번 이동 후 복귀하는 모션과 315mm 를 이동 후 복귀하는 모션 그리고 X 축을 실장부품의 흡착위치에서 장착위치로 왕복하는 모션을 구동하여 이에 따른 구동가속도와 지지부로의 전달하중을 측정하였다.

3.2 힘 전달함수

힘 전달함수 측정실험은 유한 요소 모델과 실험 결과 비교하여 경계 조건을 수정함으로써 실제 시스템과 비슷한 모델을 구성하게 되며 새로운 응답을 예측하기 위해 검증된 모델을 사용함으로써 더욱 더 향상된 신뢰성을 가지게 된다.

Fig. 4는 실장부품을 장착하는 위치에서 X 방향으로 가진하였을 때 측정한 힘 전달함수를 크기와 위상으로 비교한 것이다. 20Hz 성분은 바닥의 고유진동수에 의해 나타난 것으로 추정할 수 있으며

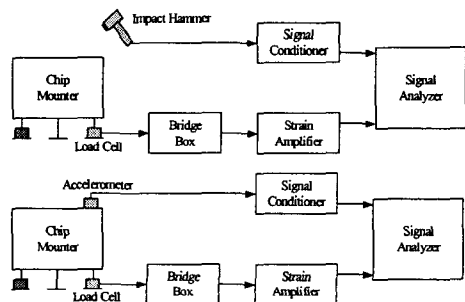


Fig. 3 Overall experimental apparatus for dynamic signal analysis

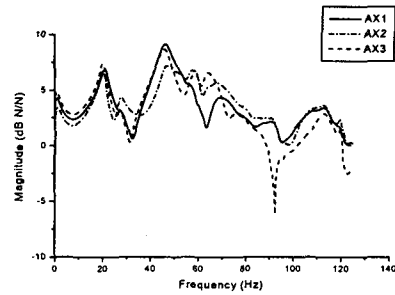


Fig. 4(a) Force transfer functions - magnitude

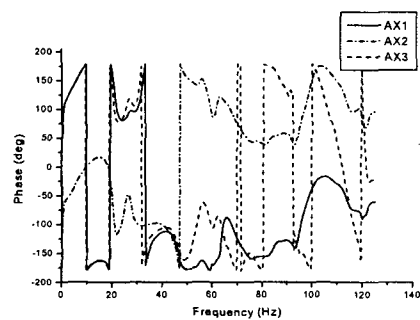


Fig. 4(b) Force transfer functions - phase angle

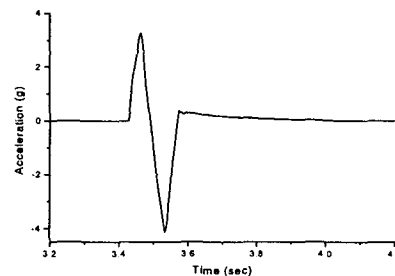


Fig. 5(a) Dynamic response during Head 100mm motion - acceleration motion profile

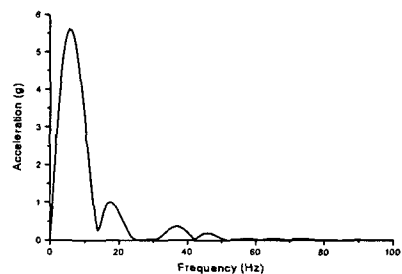


Fig. 5(b) Dynamic response during Head 100mm motion - acceleration-frequency spectrum

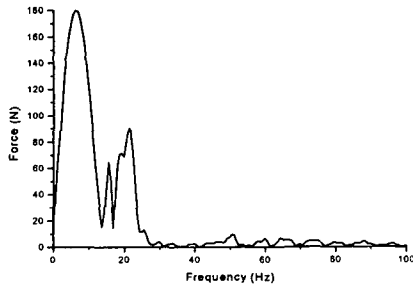


Fig. 5(c) Dynamic response during Head 100mm motion - transmitted dynamic force

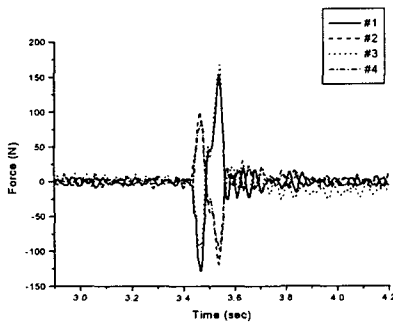


Fig. 5(d) Dynamic response during Head 100mm motion - transmitted dynamic force-frequency spectrum

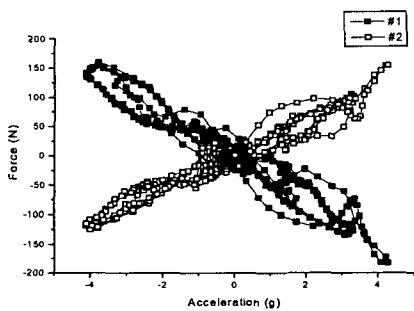


Fig. 5(e) Dynamic response during Head 100mm motion - transmitted dynamic force during acceleration

45Hz 부위에서 진동 성분의 크기가 높게 나타난 것을 볼 수 있는데 이것은 지지부의 고유진동수 인 해 나타난 것이다. 지지부의 고유진동수는 6 개로 지지한 경우 약 42.7 Hz 이며 4 개로 지지한 경우는 38.5 Hz 로 1 자유도계 모델로 가정하여 구할 수 있다. 두 번째 모드를 제외하고는 유한 요소 해석 결과와 실험 결과가 대체적으로 잘 일치하고 있다.

3.3 실제 작동 중의 진동

표면실장기는 충격성 가진력으로 인해 진동이 발생한다. 그러나, 진동 발생이 허용 기준을 넘으면 기계의 수명과 성능에 영향을 줄 뿐만 아니라, 건물 자체에도 상당한 진동을 유발하므로 진동 제어를 통해 진동의 영향을 감소시켜야 하므로 실제 작동 중인 표면실장기에서 발생하는 동하중을 지지부에 설치한 로드셀을 통하여 측정하고 이를 바탕으로 동하중 발생특성을 살펴보았다

Fig. 5 는 헤드가 100mm 이동한 결과를 나타낸 것으로 Fig. 5(a)는 헤드의 움직임을 가속도계를 통해 구한 것이다. 약 4g 정도의 가속도로 구동된 것을 볼 수 있으며 Fig. 5(b)는 구동가속도를 푸리에 변환을 통해 주파수 영역으로 나타낸 것으로 이를 통하여 표면실장기의 가진 주파수를 파악할 수 있다. 거의 20Hz 미만에서 큰 진동성분을 가지는 것으로 보아 낮은 주파수를 진동시키는 특징을 가진 것으로 파악할 수 있다. Fig. 5(c)는 지지부에서 구동부의 가진에 따른 전달하중을 시간에 대하여 나타낸 것으로 헤드의 이동으로 발생하여 전달되는 동하중이 약 150 N 가 됨을 알 수가 있다. 주파수 영역을 통해 분석한 그림이 Fig. 5(d)이며, 가진 주파수에서 유추할 수 있듯이 지지부로 전달되는 동하중은 대단히 낮은 주파수에서 발생되고 있다. Fig. 5 (e)는 가속도에 따른 지지위치별 동하중 발생상태를 나타낸 그림으로 헤드의 운동에 의해 표면실장기의 좌우부는 서로 꺾힘이 발생하고 있음을 파악할 수 있다. 헤드의 315mm 이동과 X 축 이동의 가진 주파수는 100mm 이동한 경우와 같이 20Hz 미만에서 발생하며 전달 하중도 20Hz 미만에서 발생하는 것을 볼 수 있으며 실장부품의 흡장착 위치 변화에 따른 영향 없는 것으로 나타났다. 다만, 헤드의 이동간격이 클수록 20Hz 의 진동성분의 크게 나타나 바닥을 가진 시킬 가능성이 많은 것으로 파악할 수 있으며 X 축 이동시 약 1000N 의 동하중이 발생된다.

본 실험으로부터 현재 적용된 지지부의 고유 진동수가 약 40Hz 임을 감안하면 우레탄 고무가 진동 절연에 있어서의 역할을 제대로 할 수 없다는 것을 판단할 수 있다. 그러므로, 확실한 진동 절연이 이루어지기 위해서는 지지부의 고유진동수를 낮추어야만 한다. 그러나, 지지부의 고유진동수가 낮아짐에 따라 기계구조물의 고유진동수도 낮아지므로 이동 질량에 따른 구조물의 변위 자체가 상당히 커질 수 있다. 따라서, 진동절연을 하기 위해서는 지지부의 고유진동수를 낮추면서 적절히 기계구조물의 변위를 제한시켜야 진동절연의 효과를 얻을 수 있을 것이다.

4. 결론

유한 요소 해석을 통해 표면실장기의 정·동적 해석을 수행하였으며 진동 응답을 측정하여 수치 해석한 결과와 비교함으로써 그 타당성을 검증하였다. 그리고, 실제 작동 중에 발생하는 동하중과 구동가속도를 측정하여 분석하였다.

따라서, 표면실장기의 기저부의 동특성과 구동으로 인해 발생하는 진동을 적절히 고려함으로써 구조물의 효율적인 설계와 적절한 진동절연을 할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 산업자원부와 과학기술부에서 시행한 선도기술개발사업의 도움을 받아 수행한 연구 결과의 일부입니다.

참고문헌

1. C. M. Harris, "Theory of Vibration Isolation", Shock and Vibration Handbook, 4th edition, McGraw-Hill, 1988
2. D. J. Ewins, "Modal Testing: Theory and Practice", B&K Korea Ltd., 1986
3. 이흥기, 이신연, "Mount-Base Structure 진동계의 지지조건에 따른 모드 해석", 한국소음진동학회 추계학술대회논문집, pp.5-11, 1991
4. E. I. Rivin, "Vibration Isolation of Precision Equipment", Precision Engineering, Vol. 17, pp.41-56, 1995