

< 논 문 >

칩 마운트 시스템의 진동 경감 Vibration Reduction of Chip-Mount System

임 경 화[†] · 장 현 탁^{*}

Kyung-Hwa Rim and Heon-Tak Jang

(2001년 7월 12일 접수 : 2001년 10월 11일 심사완료)

Key Words : Vibration Reduction(진동 경감), Chip-Mount System(칩 마운트 시스템), 모드 매개변수(Modal Parameters), Acceleration Pattern(가속도 형태), SMART Pattern(구조진동 최소제적 형태)

ABSTRACT

The purpose of this study is to analyze the principal causes of vibration problem and find out the method of vibration reduction in a chip-mount system. The principal causes are investigated through measurements of vibration spectrum and modal parameters. Modal parameters are obtained by using an experimental modal test. Based on the modal parameters from experiments, a model of finite element method is formulated. The model presents effective redesign of increasing the natural frequencies in order to reduce the vibration of a chip-mount system. Further, through computer simulation for the behavior of head to be main vibration source, the best acceleration pattern of head movement can be verified to achieve effective head-positioning and reduce the vibration due to head movement.

1. 서 론

전자 칩(electronic chip)을 전자기판에 자동으로 조립하는 칩 마운트의 시스템에서, 공정 신속화를 위해 칩 탑재 속도는 매우 중요한 성능 중에 하나이다. 그러나 칩을 운반하는 헤드(head)가 빨라지면 구조 진동이 증가하게 된다. 진동이 커지면 칩 탑재 위치 제어 성능에도 악영향을 끼칠 뿐만 아니라 사용자 환경도 좋지 않게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 진동원(vibration source)의 최소화와 진동 전달 경로의 최적화하는 진동저감기술^(1, 2)을 적용해야 한다.

본 연구의 목적은 칩 마운트 시스템 모델 중에 최

근 모델인 고속 표면마운트장치(SMD, surface mount device) 시스템⁽³⁾에 대해서, 현장 진동 문제점을 체계적으로 분석하고, 그것에 근거하여 진동 저감을 할 수 있는 대책을 강구하는데 있다. 진동 분석은 정상 작동에서의 진동가속도 측정과 함께 모드 매개변수(modal parameter)를 측정한다. 그리고 측정결과를 근거로 하여 유한요소법(finite element method)으로 모델링을 한 뒤에 진동을 줄일 수 있는 구조설계를 변경하여 진동저감 효과를 확인한다. 또한 진동원(vibration source)인 헤드 거동의 가속도 형태에 대한 적절성을 확인하기 위하여 수치적으로 다른 가속도 입력 형태를 가진 헤드 거동과 비교하여 최적의 형태를 제시한다.

2. 시스템 파악

Fig. 1에서 볼 수 있듯이 SMD 시스템은 전자부품들을 회로기판 표면에 올려놓는 정밀기계이다. 칩을

[†] 책임저자, 정회원, 한국기술교육대학교 제어시스템공학과

E-mail : rim@kut.ac.kr

Tel : (041) 560-1147, Fax : (041) 560-1237

^{*} 한국기술교육대학교 제어시스템공학과

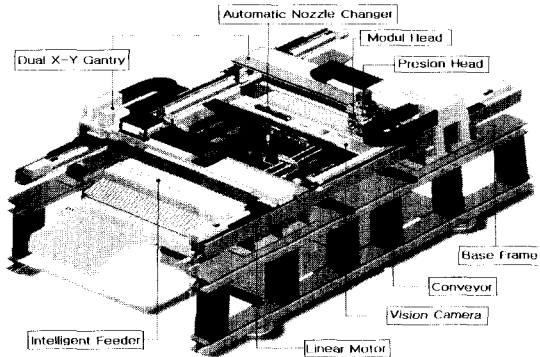


Fig. 1 Schematic of SMD system

X, Y 방향으로 운반하는 이중 X-Y 헤드(dual X-Y head), 회로기판을 이동하고 정위치를 시키는 이송부(conveyor), 헤드부가 칩을 가져오는 칩 공급부(chip feeder) 및 구조물(frame) 등으로 구성되어 있다. 헤드부(head gantry)에 해당하는 X-Y 헤드는 한 칩당 수십 ms의 짧은 탑재시간(tact time) 동안에 위치오차 0.1 mm 이내의 칩 탑재 정확성을 가지고 있다. 본 연구에서 검토한 표면마운트장치(SMD) 시스템은 헤드부가 약 4.5G(G: gravity acceleration) 이상의 최대 가속도를 가지는 초고속 사양이지만, 진동 문제로 인해서 설계 보완이 필요하다. 그래서 본 연구에서는 현 진동가속도 수준 측정과 모드 매개변수 측정을 통하여 문제점을 분석한다.

2.1 진동가속도 측정

헤드가 최대로 이동하는 이송 작업 중에, 가장 진동이 클 것으로 예상되는 주요 부위들(X-Y head gantry, base frame, conveyor, cover)의 진동 가속도를 측정하고, 스펙트럼(spectrum) 분석을 하여 주요 진동 주파수를 확인한다. Fig. 2는 각 위치의 진동을 측정하는 실제 실험장치를 보여주고 있다. Fig. 3은 측정위치를 보여주고 있고, Table 1은 각 측정위치의 최대 진동가속도와 주요 주파수성분이다. 최대 진동가속도는 시간 영역에서의 최대치를 구하고, 주요 주파수 성분은 스펙트럼 상에서 상대적으로 크기가 큰 주파수로 선정한다. Fig. 4는 Table 1의 측정 데이터 중에서 측정한 시간영역 진동가속도와 출력 스펙트럼(output spectrum)을 한 예를 보여주고 있다. 헤드부에서 측정한 Fig. 4(a)의 진동 가속도 파형을 보면, 시스템의 프로그램 입력대로 식 (1)과 같이 "사이클로이드 프런트(cycloidal front)" 형태⁽¹⁾로 헤드가

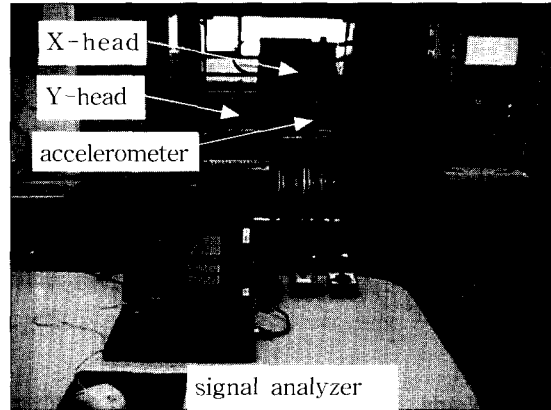


Fig. 2 Measurement apparatus

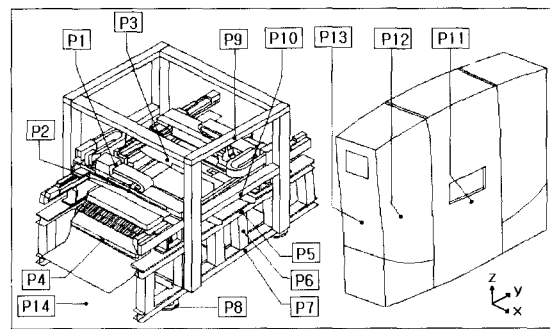


Fig. 3 Measurement positions

Table 1 Measured accelerations

Position No	Dir.	Maximum acceleration (0-peak, G)	Main frequencies
2	y	4.4~5.0	9~10Hz, 75 Hz
3	y	0.25	20 Hz, 27 Hz, 32 Hz
4	x	0.1	25 Hz
5	x	0.1	10 Hz, 25 Hz
6	x	0.08	10 Hz, 25 Hz
7	x	0.06	25 Hz
8	x	0.05	31 Hz
9	x	0.2	10 Hz, 25 Hz
10	x	0.15	10 Hz, 25 Hz
11	x	0.4~0.6	10 Hz, 25 Hz
12	x	0.65	10 Hz, 20 Hz
13	y	0.3~0.5	20 Hz, 37 Hz

이동하고 있음을 확인할 수 있다.

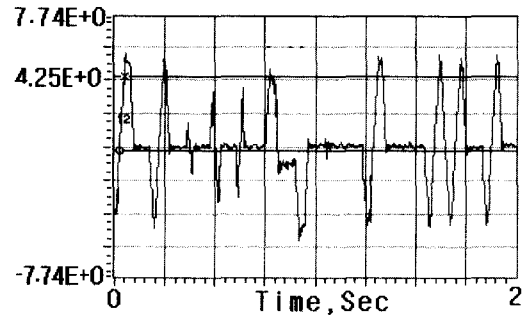
$$\begin{aligned} a(t) &= A_0 \sin\left(\frac{\pi t}{\tau}\right) & 0 \leq t \leq \tau \\ a(t) &= 0 & \tau \leq t \leq \tau' \\ a(t) &= -A_0 \sin\left(\frac{\pi(t-\tau')}{\tau}\right) & \tau' \leq t \leq \tau' + \tau \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 A_0 와 τ 는 각각 가속도의 크기와 가속/감속 시간간격이다.

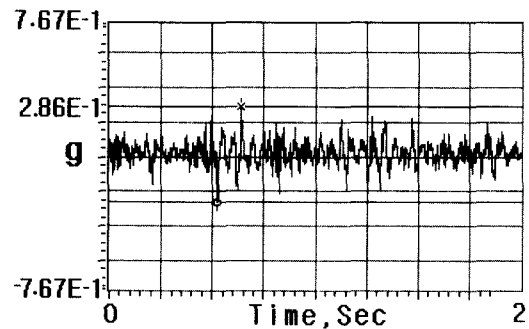
칩 마운트 시스템의 진동을 저감하기 위해서, 주요 진동원(vibration source)이 되는 헤드부의 거동이 저 주파수 영역이면서 협대역(narrow band) 주파수 성분을 가지는 것이 바람직한다. 사이클로이드 프런트 형태도 이러한 거동 형태들의 일종이 된다. 그러므로 현 헤드의 거동은 대체적으로 양호한 형태를 가졌음을 알 수 있다. 또한 Fig. 4(c)에서 볼 수 있듯이 헤드 이동은 약 9~10 Hz 근처에서 진동에너지가 제일 크고, 주파수가 증가하면 -12 dB/Oct 형태로 급격하게 진폭 진동량이 감소하는 것을 알 수 있다. Fig. 4(a)에서의 헤드 가속/감속시간 간격(τ)이 약 50~60 ms이므로, 사이클로이드 프런트 형태의 선형 스펙트럼을 나타낸 식 (2)를 이용하면 실험데이터와 마찬가지로 약 9~10 Hz 근처에서 진동에너지가 최대가 됨을 확인할 수 있고, 주파수 증가에 대한 진동 진폭의 변화율도 확인할 수 있다.

$$A(f) = \frac{A_0 \pi}{\tau} \frac{1 - \cos 4\pi f \tau + j \sin 4\pi f \tau}{-4 \pi^2 f^2 + \frac{\pi^2}{\tau^2}} \quad (2)$$

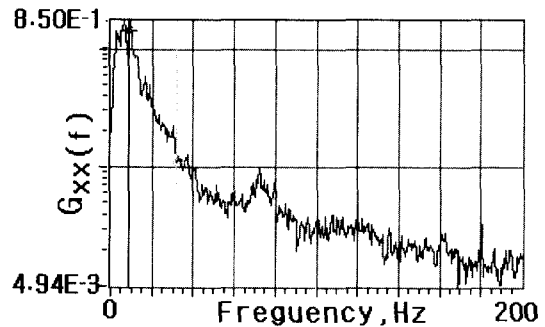
기초 구조물(base frame) 상단에서의 진동(0.1~0.15 G)에 비해, 기초 구조물에 고정되어 있는 외장 구조물(cover frame)과 외장판(cover plate)에서의 진동(0.2~0.65 G)이 상대적으로 크다. 그러므로 외장 구조물과 외장판의 국부적인 구조물 동특성으로 인해 진동이 증폭되고 있음을 알 수 있다. 또한 외장 구조물과 외장판의 x 방향의 주요 주파수 성분은 10 Hz, 20~25 Hz, 35 Hz 이고, y 방향은 20 Hz이면서 다른 주파수 성분에 비해 상당히 크다. 이 주파수 성분은 추후 문제점 분석에서 언급될 외장 구조물과 외장판의 고유진동수와 일치되므로, 현재 진동량은 시스템의 동특성과 상당한 관련이 있음을 알 수 있다. 외장판 진동량의 크기는 보통 사람이 손으로 감지할 때 불쾌감을 느낄 정도(1 G)에 거의 비슷하므로, 큰 진동임을 알 수 있다. 그러므로 외장판 진동에 대한 대책이 필요함을 알 수 있다.



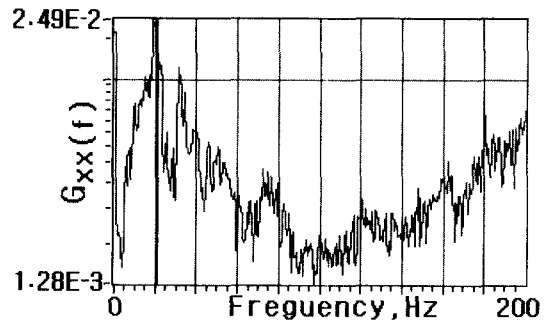
(a) Acceleration at head (Position 1)



(b) Acceleration at conveyor (Position 3)



(c) Auto-spectrum at head



(d) Auto-spectrum at conveyor

Fig. 4 Measured acceleration in time and frequency domains:

2.2 모드 매개변수 측정

실제 만들어진 시스템의 동특성을 확인하기 위하여, 모드시험(modal test)을 수행한다.⁽⁴⁾ 전체 시스템의 동특성을 파악할 때는 시스템 구조물(frame)의 크기가 크므로 자체 진동원(vibration source)인 헤드부(head gantry) 이동을 입력 가진원으로 사용하고, 출력은 각 구조물 위치의 가속도를 이용한다. 이 때 입력 파형은 충격함수(impulse function)에 가깝도록 시스템 입력 파형의 프로그램을 수정한다. 또한 부분 구조물의 동특성을 파악할 때는 충격해머(impact hammer)를 이용하여 모드시험을 수행한다. 고유진동수(natural frequency)와 모드형상(mode shape)은 신호분석기에서 측정된 주파수응답함수(frequency response function)에서 구한다.

Table 2는 측정된 모드의 고유진동수를 보여주고 있다. 첫 번째 고유진동수에 해당하는 모드는 외장 구조물(cover frame)이 주로 시스템의 좌우방향(x 방향)으로 많이 움직이는 형태이다. 다른 모드에 비해 헤드 진동원의 주요 주파수와 상당히 인접함을 알 수 있다.

3. 동역학적 모델링 및 구조물 재설계

3.1 동역학적 모델링

ANSYS 유한요소법(FEM) 프로그램을 이용하여 구조물(frame)을 중심으로 Fig. 5와 같이 모델링 한다.⁽³⁾ 내장되어 있는 부품은 집중 질량 요소 등으로 간단히 모델링하고, 구조물(frame) 형태 및 연결을 상세하게 모델링 한다. 특히 지반과의 경계조건 등은 스프링 요소(spring element)로 모델링 한 뒤에, 측정된 모드 매개변수를 이용하여 유한요소법의 경계조건을 적절하게 수정하여, 현 모델에 맞는 수치해석의 모델을 수립한다. Table 2에서 볼 수 있듯이 조정된

Table 2 Natural frequencies of frame

Mode shape		FEM (Hz)	Experiment (Hz)
x dir.	Cover frame	11	10
	Base frame	32	27
y dir.	Cover frame	23	20
	Base frame	44	40

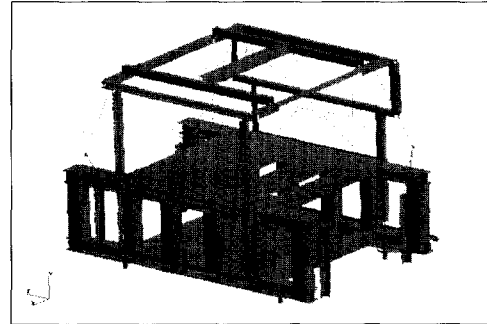


Fig. 5 Modelling of base and cover frames in an original model

유한요소 모델에서의 고유진동수는 실제 모델의 측정치와 유사함을 알 수 있다. 다소 차이가 나는 것은 많은 부품과 복잡한 형상을 가진 실제 시스템을 간단히 모델링 하는 과정에서 오차가 발생한 것으로 판단된다.

3.2 구조물 재설계 및 효과

구조물의 진동 스펙트럼과 모드 매개변수를 살펴보면, 현재 과도한 진동은 1차 고유진동수가 헤드의 진동원 주파수와 비슷하여 진동 증폭이 일어남을 알 수 있다. 그래서 진동저감을 위해서는 시스템의 1차 고유진동수를 가능한 입력 진동원의 최대주파수 성분인 9~10 Hz으로부터 가능한 떨어지게 배치하도록 설계하는 것이 바람직하다. Fig. 6에서 볼 수 있듯이 1차 고유진동수의 모드형상은 좌우방향(x 방향)으로 외장 구조물(cover frame)이 주로 거동되는 모드형상이며

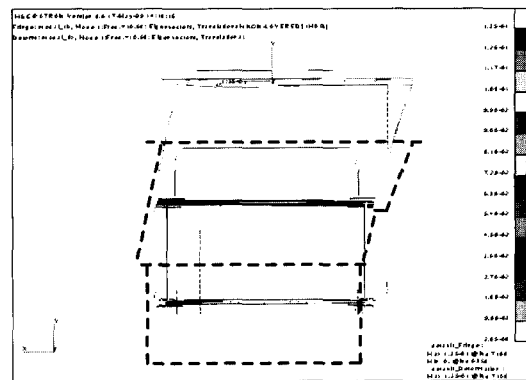


Fig. 6 1st mode shape of frame : FEM

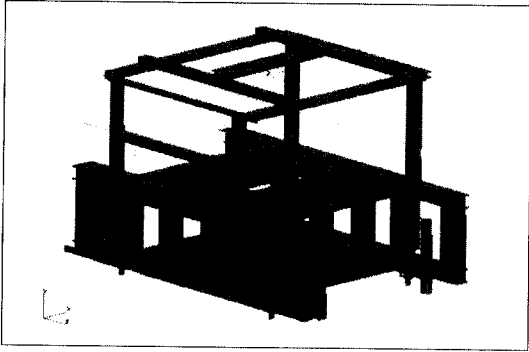


Fig. 7 Modeling of base and cover frames in the modified model

Table 3 Natural frequencies of modified frame

Mode shape		FEM (Hz)
x dir.	Cover frame	67
	Base frame	28
y dir.	Cover frame	68
	Base frame	38

로 외장 구조물의 형상 변화 및 판재 두께를 증가시켜 고유진동수를 증가시킨다. 또한 외장판(cover plate)은 국부적인 모드가 존재하는 관계로 외장 구조물(cover frame)과 고정조건 및 리브(rib) 보강 등을 통하여 구조개선을 한다. Fig. 7은 유한요소모델을 이용하여 외장 구조물과 기초 구조물을 보강하여 개선된 모델이다. Table 3은 재설계된 모델에서 구한 고유진동수인데, 외장 구조물에 관련된 1차와 2차 고유진동수가 상당히 증가하였음을 알 수 있다. 너무 보강이 과대하게 된 것은 제조업체가 보유하고 있는

재고 자재를 활용해야 했기 때문이다.

재제작을 한 뒤에 칩 마운트 시스템의 측정 위치들 (Fig. 3)에서 동일한 방법으로 진동 가속도를 측정해 보면 외장 구조물에서는 원래 진동가속도 크기의 1/3~1/5 수준으로 상당히 감소됨을 알 수 있었다. 또한 기초 구조물에서는 원래 진동가속도의 1/2~1/4 정도로 감소됨을 확인하였다.

4. 헤드 거동의 진동원 분석

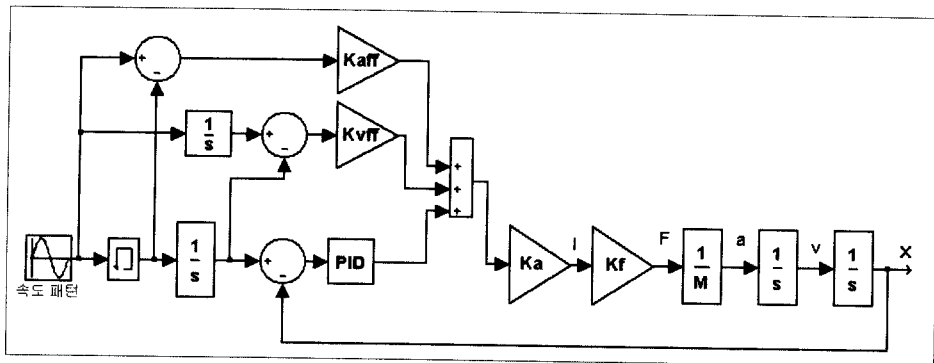
칩 마운트 시스템의 헤드 거동은 주요 진동원 (vibration source)이므로, 진동저감 관점에서 분석이 필요하다. 가능한 헤드의 가속도를 저주파수 분포형태로 할 수 있다면 시스템의 고주파수 모드에 대한 가진을 억제할 수 있게 된다. 그러므로 본 절에서는 간단하게 제어특성을 확인한 뒤에, 4개의 가속도 형태에 따라 가진되는 진동원의 스펙트럼 분포를 정량적으로 비교하고자 한다.

4.1 모델링

칩 마운트 시스템에서 사용되고 있는 구동기 (actuator)는 영구자석을 이용해 만든 자장 속에서 코일을 흘려 보내주면 힘을 받아서 움직이는 가동 코일형 모터(voice coil motor)⁽⁵⁾를 사용한다. 2축 위치 제어이지만, 독립적으로 제어가 되므로 제어대상은 좌우방향 (x 축 방향)만의 1자유도계 위치제어로만 국한한다

4.2 제어특성

우선 제어특성을 살펴보기 위해서 현재 시스템에서



($Kvff$: Velocity feed-forward gain, $Kaff$: Acceleration feed-forward gain)

Fig. 8 Control block diagram with feed-forward terms

사용하고 있는 사이클로이드 프런트 형태를 사용하여 제어특성을 확인한다. Fig. 8은 수치해석에서 사용된 위치제어 블록선도(block diagram)이다. 헤드부는 이동 질량 M 으로만 단순히 모델링 하면서 이동시 안내레일(guide rail)의 마찰력은 무시한다. 그리고 헤드부를 이동시키는 가동 코일형 모터는 추력계수 K_f 로 모델링하고 비례 미적분(PID) 이득(gain)은 시스템 실험에서 구한 최적 이득을 사용한다. Matlab 프로그램을 이용하여 비례 미적분 제어기에 대한 추종 성능을 확인한다. Fig. 9는 비례 미적분 제어기의 최적 이득으로 시뮬레이션 했을 때의 출력 가속도를 나타내고 있다. 원하는 헤드의 가속도 파형을 시스템의 응답(response) 가속도가 정확하게 추종함을 알 수 있다.

4.3 헤드 거동의 주파수 특성

일반적으로 구조물의 고유진동수에 비해 낮은 주파수의 가진은 크게 문제가 되지 않지만 높은 주파수의

가진은 구조물의 공진을 유발시킬 수 있다. 따라서, 헤드 이동의 부드러운 가감속을 통해서 고주파수 진동원을 발생시키지 않도록 해야 한다. 입력 가속도 형태에 따른 진동원 스펙트럼의 형태를 분석하기 위하여 네 가지 파형을 이용한다. 입력 가속도 형태는 Fig. 10과 같이 간단한 삼각속도 형태, 사이클로이드 프런트 형태, 삼각가속도 형태, 그리고 하드디스크 드라이버(hard disk driver) 등에 최근에 적용하는 구조진동 최소화적(SMART, structural vibration minimized acceleration trajectory) 형태 (6)를 사용한다. 구조진동 최소화적 형태(SMART pattern)의 가속도 파형은 식 (3)과 같다.

$$a(t) = -60 \frac{A_0}{(2\tau)^2} \left[2\left(\frac{t}{2\tau}\right)^3 - 3\left(\frac{t}{2\tau}\right)^2 + \left(\frac{t}{2\tau}\right) \right] 0 \leq t \leq 2\tau$$

$$a(t) = 0 \quad t \geq 2\tau \quad (3)$$

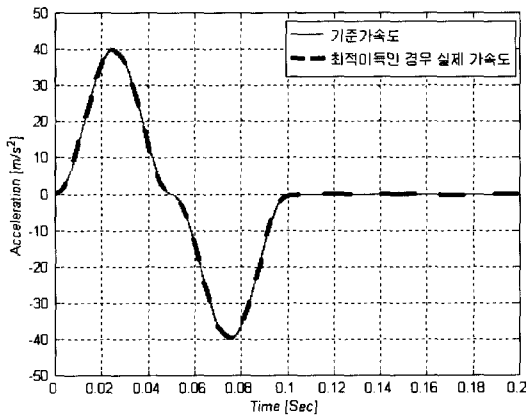


Fig. 9 Tracking pattern of optimized PID controller

비교를 할 때는 구동기의 구동전류 제한을 고려하여 헤드의 최대 가속도를 동일하게 한다. Fig. 11은 가속도 최대치를 동일하게 제한했을 때, 입력 신호의 유형에 따라서 일정한 시간에 이동거리를 보여주고 있다. 삼각형 형태가 제일 빠르게 움직이고, 사이클로이드 프런트 형태에 비해서는 이동거리가 2배정도 많이 이동함을 알 수 있다. 또한 SMART 형태도 사이클로이드 프런트 형태보다 1.4배정도 많이 이동함을 알 수 있다. Fig. 12는 헤드의 가속도에 대한 출력 스펙트럼(spectrum)을 나타내고 있다. 삼각형 형태가 사이클로이드 프런트 형태 및 구조진동 최소화적 형태(SMART pattern)에 비해 고주파 성분의 에너지가 크므로, 이는 시스템에 고주파수 영역까지 가진원

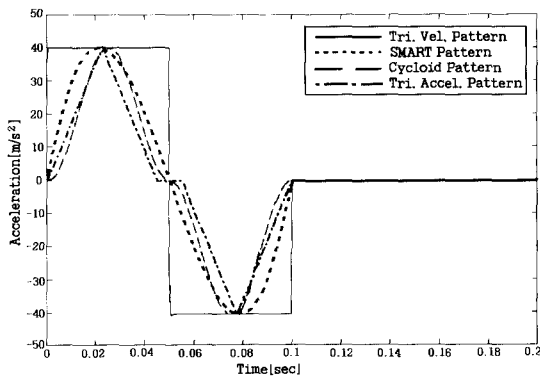


Fig. 10 Acceleration profiles of head movement

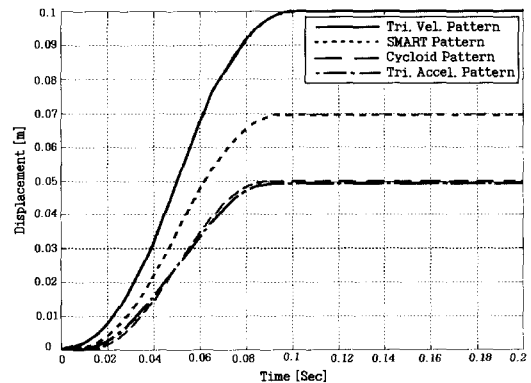


Fig. 11 Displacements of head movement

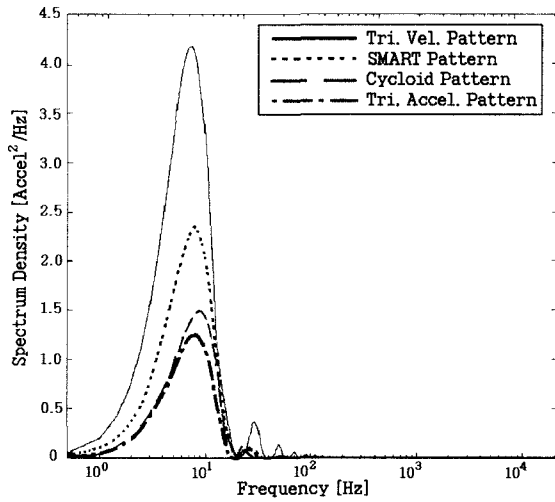


Fig. 12 Auto-spectrum of head accelerations

으로 작용할 수 있기 때문에 바람직한 입력형태가 아님을 알 수 있다. 이에 비해 구조진동 최소궤적 형태와 사이클로이드 프런트 형태는 기동과 정지 경우에 훨씬 부드러운 동작을 하고, 가속과 감속 경우에 소위 저크(jerk)를 줄일 수 있으므로, 서보 시스템에서의 위치 제어 성능을 향상시킬 수 있다. 또한 큰 차이는 없지만 구조진동 최소궤적 형태가 사이클로이드 프런트 형태에 비해서 저주파수 영역과 다르게 고주파수 영역에서는 진동에너지가 다소 작음을 알 수 있다. 그러므로 헤드부의 이동 속도뿐만 아니라 진동원의 고주파수 성분 억제관점에서도 현재 사용되고 있는 사이클로이드 프런트 형태보다 구조진동 최소궤적 형태가 유리함을 알 수 있다.

5. 결론

고속 마운트 시스템의 진동 문제점을 종합적으로 분석하고 대책을 제시하였다. 우선 현재 진동문제점 분석을 통하여 구조물의 강성 보강이 최적방법임을

확인하였고, 유한요소법을 통하여 구체적인 보강대책을 제시하였다. 진동원이 되고 있는 헤드의 거동에 대해서도 진동 저감 관점에서 수치해석을 통하여 여러 입력 가속도 형태에 대하여 비교 분석하였다. 구조진동 최소궤적 형태(SMART pattern)가 기존 장비에 사용되고 있는 사이클로이드 프런트 형태에 비해서 이동 속도도 빠르고 진동 스펙트럼 관점에서도 유리함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(과제번호: R01-1999-00260) 지원으로 이루어졌으며, 재단의 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Harris, C. M., 1998, "Shock Vibration Handbook," McGraw-Hill.
- (2) 임경화, Mote, Jr. C. D., 1999, "고속 회전 원형 톱의 불안정 현상," 한국소음진동공학회, 제 9권, 제 6호, pp. 1210~1217.
- (3) 이주식, 1999, "Mount Cover 해석 및 실험보고서," 미래산업 기술보고서.
- (4) Ewins, D. J., 1988, "Modal Testing: Theory and Practice," Research Studies Press.
- (5) 임경화 외, 1998, "고밀도 기록용 광픽업의 정밀 액추에이터 동특성 연구," 한국소음진동공학회, 제 8권, 제 1호, pp. 87~98.
- (6) Hasegawa, S., Takaishi, K. and Mizoshita, Y., 1991, "Digital Servo Control Head-Positioning of Disk Drives," Fujitsu Science Technology Journal, Vol. 26, No. 4, pp. 378~390.