특집

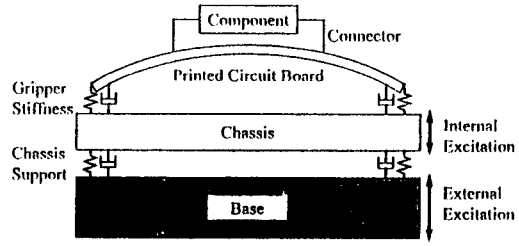
전자장비의 내진동 설계

金 光 駿

韓國科學技術院 機械工學科

I. 전자장비의 진동환경

내진동설계란 구조물이 동적인 하중을 받게 될 경우 이에 의하여 구조물 본연의 기능이 목표 수명 기간동안 저하되지 않도록 하는 설계를 의미하는 것으로서 매우 포괄적이다. 좀 더 명확한 이해를 위해서는 그림 1에 약식으로 나타낸 계를 대상으로 생각하는 것이 바람직하다.



〈그림 1〉 내진동설계의 기본개념 설명을 위하여 간략화된 구조물 모형

그림 1은 강체(rigid body)기초위에 탄성구조물(chassis)이 있고 이 구조물상에 회로기판(PCB)이 설치되어 있으며, 이 기판에 부품이 장착되어 있는 전자장비를 모형화하여 나타낸 것이다. 이 장비는 외부가진원에 의하여 기초가진을 받을 수도 있고 장비내부의 가진원에 의해 가진될 수도 있다. 전자의 예로는 전자장비가 자동차, 항공기, 선박 등이나 가진을 받는 건물에 설치된 경우를 들 수 있고, 후자의 예로는 전자장비내에 온도제어 목적으로 냉각용 휀이 설치된 경우를 들 수 있다. 장비 본연의 기능을 유지하기 위한 조건은 매우 다양하지만, 그림 1과 관련지어 설명하자면 회로기판에 장착된 부품에 어느 한계 이상의 가속도가 걸리지 않게끔 하는 것과 부품과 기판을 연결시켜주는 연결부 양 끝 사이에 어느 한계 이상의 상대변위가 발생하지 않도록 하는 것으로 대별할 수 있다. 전자의 예로서는 기판위에 장착된 릴레이, 수정진동자, 포텐시오미터 등을 들 수 있고, 후자의 예로서는 강체로 볼 수 있는 칩들이 리드와이어(lead wire)로 기판에 연결된 상태를 들 수 있다. 한편,

내부가진의 경우에는 주로 정상상태의 가진력이 가해지지만, 외부가진의 경우에는 충격 또는 과도특성을 갖는 가진원도 작용하게 되는데 이들에 대한 설계 개념은 기본적으로 다르다. 과도특성 가진의 예로는 지진이나 운송중 발생할 수 있는 충돌하중을 들 수 있다. 본 해설에서는 정상상태 가진인 경우를 다루고자 한다.

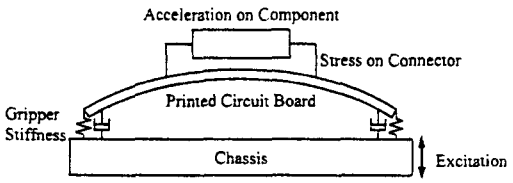
내진동설계를 성공적으로 수행하기 위해서는 따라서 우선 가진력특성을 정확히 파악하는 것이 필요하다. 외부로부터 기초부가진을 받는 예로는 항공기, 선박, 차량 등 수송수단이나 원자력발전소와 같이 대형기계장비들이 설치되는 건물에서 사용되는 계측제어장비들을 들 수 있다. 항공기의 경우 광범위한 주파수(3-1000Hz)에 걸쳐 1-5 g(1g=9.8m/sec2)의 가속도가 발생하며, 특히 100-400Hz의 범위에서 수직방향으로 매우 높은 가속도가 발생하는 것으로 알려져 있다. 미사일의 경우에는 항공기에 비하여 주파수범위도 더 넓고(3-5000Hz) 가속도도 더 높은(5-30g) 편이다. 선박이나 잠수함의 경우에는 항공기에 비하여 주파수가 비교적 낮으며(1-50Hz), 가속도크기는 1g 정도로 알려져 있다. 일반차량의 경우 스프링하 구조부(차축)에서는 2-4Hz 범위에서 3-5g정도, 스프링상 구조부(차체)에서는 8-15Hz범위에서 1g 정도로 알려져 있다. 철도차량의 경우에는 특히 선로변환등의 경우에 약 20g 정도의 큰 충격이 가해지는 것으로 알려져 있다. 원자력발전소의 경우, 건물설계시에는 지진을 가진입력으로 가정하여 설계하며 건물에 설치되는 전자장비의 내진동설계시에는 건물의 진동특성을 가진입력으로 가정하여 설계하는데, 지진입력으로는 지역적으로 과거에 발생하였던 것을 활용한다. 주파수는 일반적으로 0.1-10Hz에 걸쳐 있으며 크기는 약 0.3g 정도까지 발생하고 있다. 최근에는 교통량의 증가와 함께 일반차량, 철도차량 등에 의해 발생하거나 또는 건물에 설치된 냉방장치 등에 의해 발생하는 건물진동의 중요성이 부각되면서 이들 건물에 설치되는 전자장비들에 대한 연구도 진행되고 있다. 전자장비 내부의 가진원으로서는 장비의 성능향상 목적으로 설치된 냉각용 휀과 모터 등을 들 수 있는데, 가진주파수는 주로 휀회전수, 휀회전수와 휀날개수의 곱, 모터내부 전자기적 주파수, 이들의 변조(modulation)주파수 등으로 비교적 잘알려져 있으나 가진력의 크기에 대하여는 일반적 언급이 적절하지도 않고 규명하기도 쉽지 않다.

II. 내진동설계 기본원리

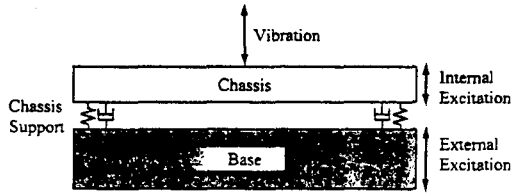
내진동설계의 기본원리는 설계대상 구조물에 대하여 동역학적 모형을 세우고 주어진 가진입력에 대하여 응답을 구하여 이 응답이 목표치를 만족하도록 설계변수를 조절하는 것으로서 가진입력의 특성에 따라 접근방법이 크게 달라질 수 있다. 예로서 항공기나 미사일에 장착되는 전자장비의 경우에는 가진주파수가 매우 높은 편이기 때문에 전자장비 외부구조물(chassis)을 매우 견고하게 만든후 유연한 진동절연지지부를 통하여 기초구조물에 설치하던가 혹은 장비 외부구조물에 기판을 설치할 때 진동절연 기법을 적용하는 것이 필수적이다. 반면에 차량의 경우에는 기초부 가진주파수가 비교적 낮기 때문에 설치되는 장비에 따라서 차체에 직접 고정하기도 하고(예 : 라디오) 진동절연 설계를 적용하기도 한다(예 : CD플레이어).

설계단계에서 매우 중요한 것은 대상구조물에 대한 효율적인, 즉 단순하면서도 필요한 동특성을 충분히 묘사할 수 있는, 동역학적 모형이다. 그림 1에 보인 모형은 크게 간략화된 상태이지만, 요구되는 정확도에 따라 복잡한 정도가 가감될 수 있다. 즉 회로기판을 균일 두께의 단순한 판으로 표현하였지만, 실제 회로기판은 균일 두께의 나기판(bare board)위에 다양한 질량을 갖는 칩들이 불규칙적으로 배치되어 있으므로, 좀 더 자세한 모형을 도입할 수도 있다. 기판의 외부구조물 장착을 위한 장치도 스프링으로 묘사되어 있으나 이것은 실제로 코일스프링으로 장착된다는 것을 나타내는 것이 아니고 핀 연결부나 안내(guide)장치가 스프링적 특성을 보인다는 것을 의미하며 이 경우 이 스프링상수의 값은 실험을 통해서만 얻어질 수 있

다. 또한 외부구조물을 강체로 간주할 수도 있으나, 엄밀한 의미에서는 탄성체이므로 추가적인 별도의 모형화가 필요할 수도 있어, 전자장비 전체의 모형은 이루 말할 수 없이 복잡하게 된다. 따라서 내부구조물인 기판의 질량이 외부구조물의 질량과 크게 차이나는 경우에는 동역학적 해석문제를 단계별로 나누어서 다루는 것이 효과적이다. 즉, 그림 2에 보인 바와 같이 외부구조물의 진동이 가진입력으로 작용할 때 회로기판에 야기되는 진동문제와 장비내부나 혹은 외부로부터의 가진원에 의해 외부구조물에 발생하는 진동문제를 별도로 다루는 것이다.



(a) 장비 외부구조물의 진동을 입력으로 기판의 진동을 출력으로 모형화 하는 경우



(b) 장비의 기초부 가진 혹은 장비 내부의 가진원을 입력으로 장비 외부구조물의 진동을 출력으로 모형화하는 경우

〈그림 2〉 전체 구조물의 분할 모형화

여기서는 주로 전자의 경우를 다루고자 한다. 즉 기판 지지 구조물(chassis)의 진동이 가진입력일 때 기판위 장착 부품에 걸리는 관성력(혹은 가속도)이나 또는 장착 부품과 기판사이의 연결부에 걸리는 응력 또는 변형율을 목표변수로 삼는 경우이다.

진동특성의 모형화를 위해서는 흔히 유한요소법이 이용되는데 목표변수가 무엇인가에 따라 접근방법이 달라진다. 기판위 부품에 걸리는 관성력(또는 가속도)이 관심대상인 경우, 기판과 부품의 연결부는 기판자체나 기판고정부(Gripper)에 비하여 상대적으로 강성이 높기 때문에 부품이 기판에 완전히 고정된 것으로 간주할 수 있으며, 따라서 외부 구조물의 진동이 기판고정부를 통하여 기판위의 부품장착위치에 전달되는 정도를 나타내는 전달율(transmissibility : TR)이 성능지표라 할 수 있다. 이미 언급한 바와 같이 기판위에는 매우 다양한 부품들이 복잡하게 설치되기 때문에 이들의 영향을 어떻게 고려하는냐 하는 것이 중요 연구대상이 되고 있는데[1], 이 문제에 대해서는 나기판의 질량과 굽힘강성계수를 보정함으로써 어느 정도 효과를 볼 수 있다. 전달율특성은 기판의 고정방법뿐만 아니라 진동입력크기에 따라서도 달라지는 비선형 특성을 보일 수도 있기 때문에 기판고정부 강성에 대한 모형화는 반드시 모드시험을 통하여 엄밀하게 확인되어야 한다. 주파수 함수로 주어지는 전달율에 대한 모형화가 이루어지면 실제 작동조건하에서 발생하는 기판지지구조물의 가속도 스펙트럼을 곱하여 줌으로써 기판위 관심대상 부품위치에서의 가속도발생크기를 예측할 수 있다. 전달율은 고유진동수에서 최고치를 갖기 때문에, 가진입력인 외부구조물의 진동이 배색잡음일 경우, 기판의 최고 가속도는 고유진동수에서 발생한다. 한편, 전달율의 크기는 실험결과에 의해 고유진동수의 제곱근에 비례하는 것으로(TR = (0.5-2.0) x(fn)0.5 , fn : 고유진동수(Hz)) 알려져 있기 때문에[2], 간단히 고유진동수 측정만을 통해서도 작동조건하에서의 가속도 추정이 어느정도 가능하다. 고유진동수에서의 전달율저감은 감쇠처리를 통해서 효과적으로 이루어 질 수 있는데, 기판자체에 대한 감쇠처리는 사실상 비현실적이고 기판을 외부구조물에 삽입하는 부위에서의 감쇠처리가 대안이 될 수 있다[3]. 한편, 외부구조물의 진동이, 예를 들어 냉각휀의 회전주파수와 같이, 매우 강하게 특정 주파수성분을 가지고 있을 경우에는, 전달율값이 이 주파수에서 비록 크지 않다 하더라도 실제

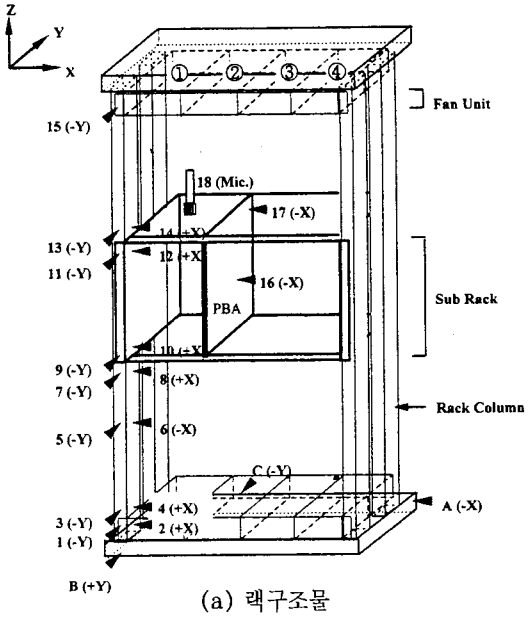
작동조건하에서는 기판이 이 주파수에서 큰 가속도값을 가질 수 있다. 이 경우에는 기판이 외부구조물에 매우 유연하게 지지되도록하는 진동절연 설계개념이 도입되어야 한다. 즉, 기판이 외부구조물로 유연한 스프링에 의해 지지되어 기판의 강체운동 고유진동수가 외부구조물에서의 가진입력 주파수보다 50%이하가 되도록 함으로써 기판에 걸리는 가속도를 줄일 수 있다.

기판위의 부품연결부(lead wire)에 발생하는 응력이 설계목표지수가 될 경우, 문제는 한결 어려워진다. 왜냐하면, 유한요소법을 이용한 모형화에서 기판과 연결부가 동시에 다루어져야 하지만 기판의 진동특성 예측을 위한 유한요소의 크기와 부품연결부에서의 응력예측을 위한 유한요소의 크기는 크게 다를 수 밖에 없어 정밀도와 계산효율에 문제점을 갖고 있으며, 또한 고성능 컴퓨터를 이용하여 응력예측이 이루어졌다 하더라도 부품연결부에 발생하는 응력 혹은 변형율을 실험적으로 확인하는 것은 거의 불가능하기 때문이다. 전자에 대한 하나의 해결책은, 기판자체의 고유진동수 범위와 부품의 고유진동수 범위가 일치하지 않고 부품의 질량이 기판에 비하여 매우 작을 경우, 기판의 동적 변형형상이 부품연결부에 정적인 경계조건으로 가해지는 것으로 가정하여 이 정적해석에서 산출된 응력을 진동상황하에서도 유지되는 것으로 간주하여 피로수명과 연계시키는 것이다. 또 하나의 해결책은 부품연결부를 간략하게 모형화하는 것이다. 예로서, 기판이 임의의 형상으로 진동하고 있을 경우 부품연결부는 단순 인장 압축 변형뿐만 아니라 굽힘이나 비틀림 변형이 발생할 수 있지만 단순 인장 압축 변형만 발생하는 것으로 가정하여 부품연결부를 기판에 수직인 스프링으로 모형화함으로써 기판의 모형화에 포함시키는 것이다. 최근에는 진동신호와 변형율사이의 변환행렬을 정의하고 이를 실제 작동조건에 적용함으로써 작동상황하에서의 변형율예측을 시도하는 연구가 진행되고 있는데, 스트레인게이지를 이용하여 실험적으로도 그 응용성이 확인되고 있으므로[4], 기판위 부품연결부 등에서 작동상황중에 발생하는 응력 혹은 변형율 예측에도 잘 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

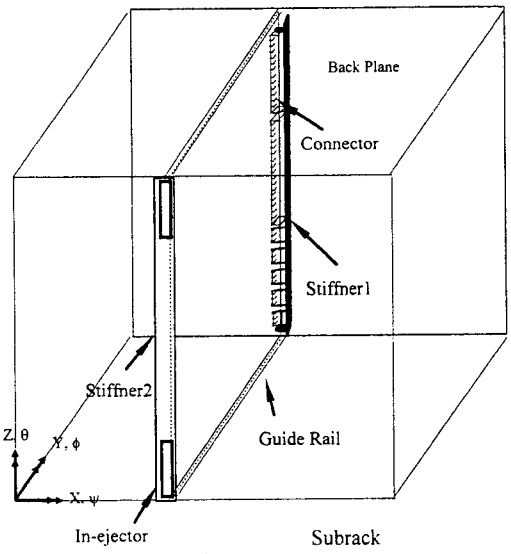
III. 전화교환기시스템에 대한 연구사례[5,6]

1. 연구배경 및 목표

그림 3에는 전화교환기시스템을 구성하는 여러



(a) 랙구조물

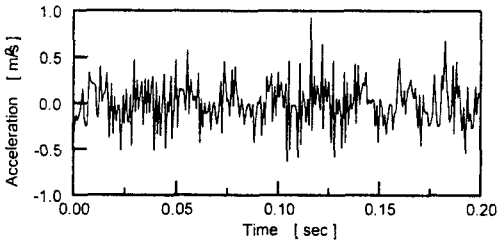


(b) PCB기판의 연결부

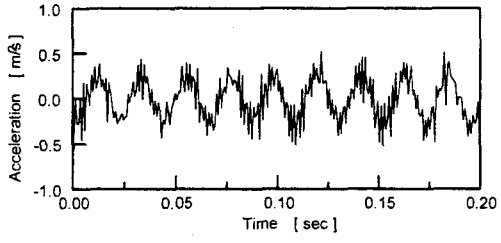
〈그림 3〉 전화교환시스템의 랙구조물 및 이에 장착되는 PCB 기판

랙구조물중 하나와 이러한 외부구조물에 장착되는 기판 하나의 자세한 지지부구조를 보이고 있다.

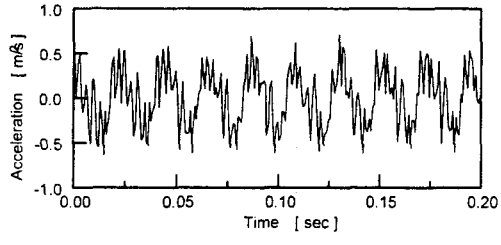
이 랙구조물에는 냉각 목적으로 최상부 및 최하부에 휀이 설치되어 있는데, 이것이 가진원이 되어 기판위 부품연결부(lead wire)에 발생시키는 응력 또는 변형율이 얼마이고, 목표 수명기간 동안 안전할 것인지 여부와 개선을 위해서는 어떠한 조처를 취하는 것이 바람직한지를 알아보는 것이 연구목표이었다. 그림 4는 랙구조물의 하부휀만을 작동시킨 상태에서 측정한 가속도 신호로서 기판위의



(a) 휀설치부(그림 3(a)의 1)



(b) 랙기둥(그림 3(a)의 7)



(c) PBA(그림 3(a)의 16)

〈그림 4〉 랙구조물 하부휀 작동 상태하에서의 시간영역 가속도 신호

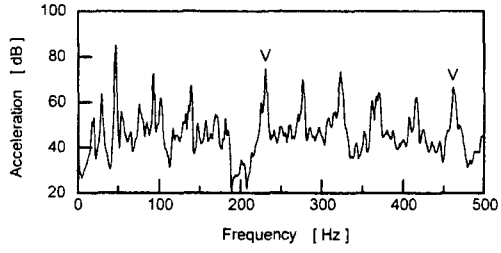
경우 수십 Gal(1Gal=1cm/sec2=1mg)에 이르고 있다.

참고로 전화국건물 내부에 설치된 냉방장치나 건물 외부의 도로교통으로 인한 영향을 규명하기 위하여 국내 여러 전화국사에서 진동가속도를 측정한 결과[7]를 언급하면 다음과 같다. 냉방장치에 근접한 바닥에서의 진동신호 크기는 냉방장치의 건물바닥 설치방법에 따라 큰 차이가 있었으며 수 Gal에서 수십 Gal까지 이르고 있고, 도로교통에 의한 건물바닥진동은 수 Gal 이하에 그치고 있다. 지하철이 지나는 터널에서 측정한 경우에는[8], 수십 Gal 에 이르고 있다. 따라서 지하철 인접지역 건물내이거나 또는 대형냉방장치 근접위치에서 전자장비를 안전하게 사용하기 위해서는 외부가진원에 의해 장비내 핵심부품들이 어떠한 영향을 받는지 규명함으로써 필요하다면 이들 가진원 자체를 진동절연하거나 전달경로를 차단하는 등 세심한 주의가 요구된다.

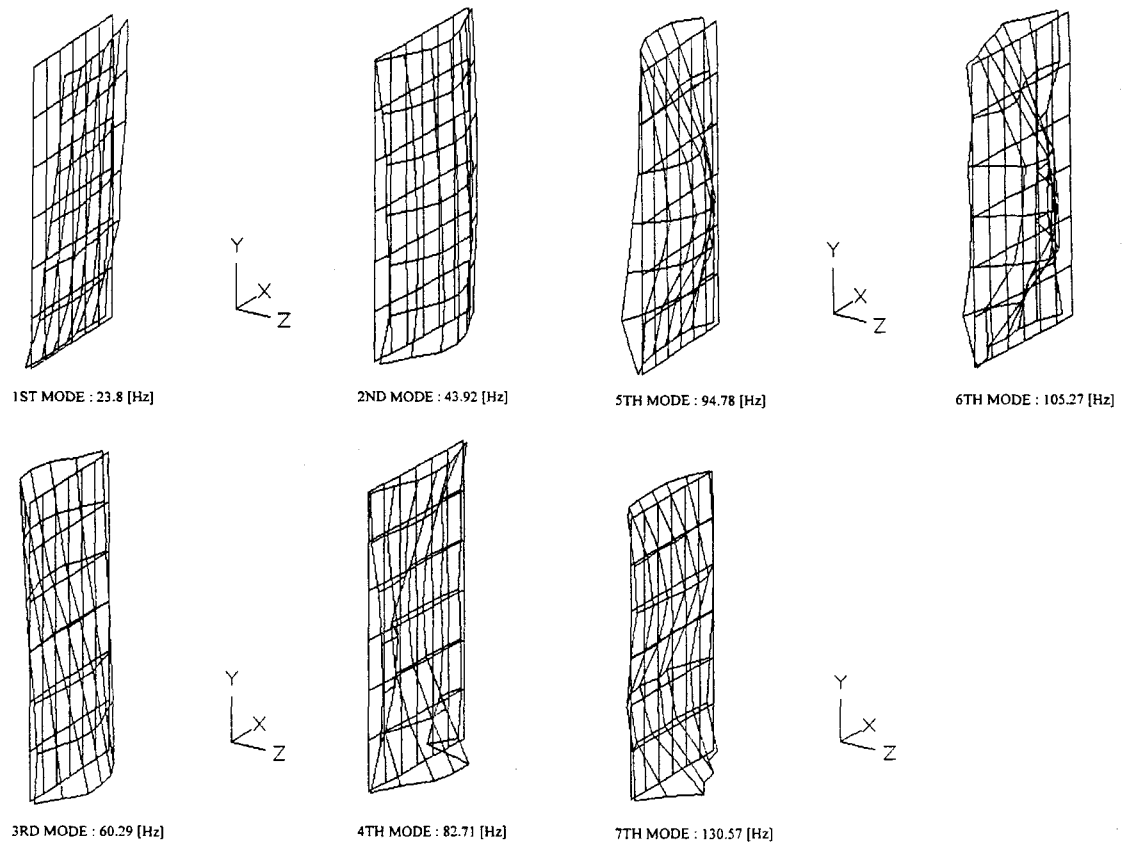
2. 연구내용 및 연구결과

그림 5는 기판위 가속도신호에 대한 스펙트럼을 보이고 있다. 휀회전수(2800rpm=46Hz) 및 이의 고조파에서 큰 피크를 보이고 있으며, 고조파중에서는 특히 휀날개 통과 주파수(46×5=230Hz)에서 큰 피크를 보이고 있다.

위에서 언급한 바와 같이 기판의 진동특성예측을 위한 유한요소모형화에서는 지지부 모형화가 무엇보다도 중요하므로 이를 위하여 나기판을 대상으로 경계조건을 바꾸어 가면서 모드시험을 수행하였다. 그림 6에 보인 모드형상에서 볼 수 있는 바와 같이 기판지지부에서의 변위 및 기울기가 0



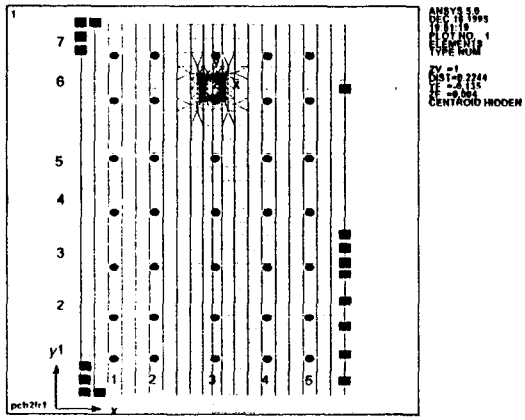
〈그림 5〉 하부휀 구동시 기판에서의 가속도 스펙트럼



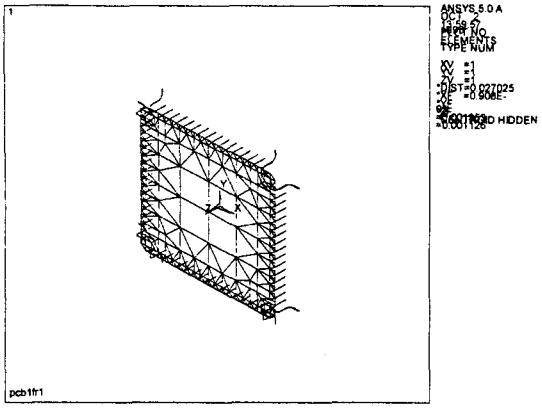
〈그림 6〉 모드시험에서 얻어진 랙구조물에 장착된 기판의 고유진동수 및 모드형상

이 아니므로, 기판 뒤쪽의 핀 연결부는 Z축에 대한 회전스프링 및 X축 방향으로의 병진스프링으로 모형화하였고, 기판 앞쪽의 인이젝터부분은 Y축에 대한 병진 스프링과 X축방향으로의 병진스프링으로 모형화하였다.

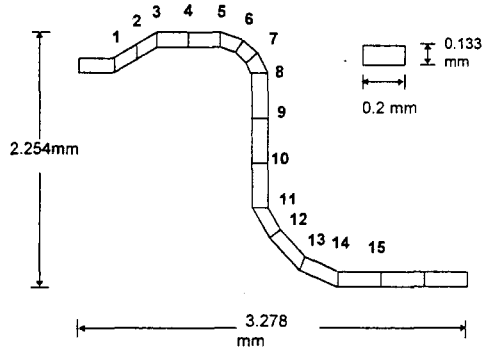
그림 7에서 (a)는 하나의 표면실장부품이 장착된 기판의 유한요소해석을 위한 모형이고, (b)는 표면실장부품에서 모서리부분의 8곳 리드와이어만을 유한요소모형을 만든 것을 나타낸 것이고, (c)는 연결부에서의 변형율계산을 위한 유한요소모형을 확대하여 나타낸 것이다.



〈그림 7〉 (a) 표면실장부품이 장착된 기판의 유한요소해석 모형



(b) 표면실장부품에 대한 유한요소모형

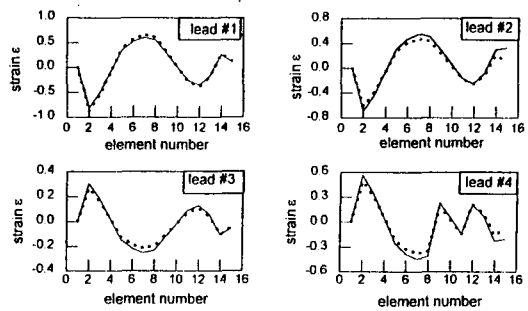


(c) 연결선(lead wire)하나에 대한 유한요소 모형

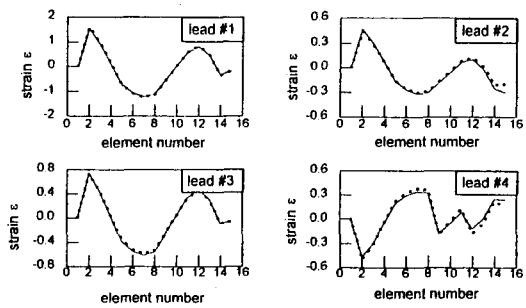
그림 8은 모드별로 나타낸 표면실장부품 연결부에서의 변형율 계산결과인데(횡축은 그림 7(c)의 요소번호를 나타냄), 점선은 그림 7(a)에 보인 기판위의 35개 지점에서의 변위를 이용하여 예측한 변형율이고 실선은 유한요소모형에서 직접 계산된 변형율로서 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다.

그림 9는 실제 냉각휀이 작동중인 상태에서 측정한 기판의 진동형상과 모드별 변위-변형율 변환행렬을 이용하여 표면실장부품 연결부에서 발생하는 변형율을 예측한 결과이다.

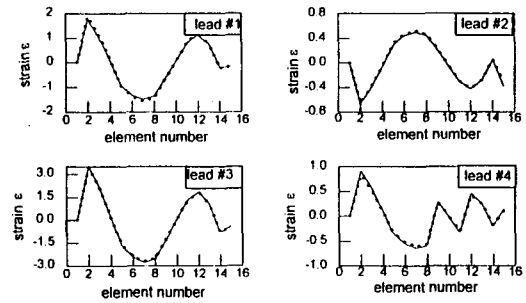
대부분의 리드와이어에서는 그림 7(c)의 2 및 6, 7, 8 요소부분에서 가장 큰 변형율이 발생하였는데, 이는 실제 피로파괴실험에서 얻어진 결과[5]와 잘 일치하고 있다. 수명예측과 관련하여서는 변형율-수명관계 실험자료가 미비한 탓으로



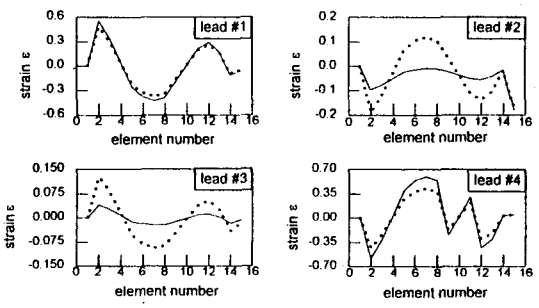
(a) 1st mode



(b) 2nd mode

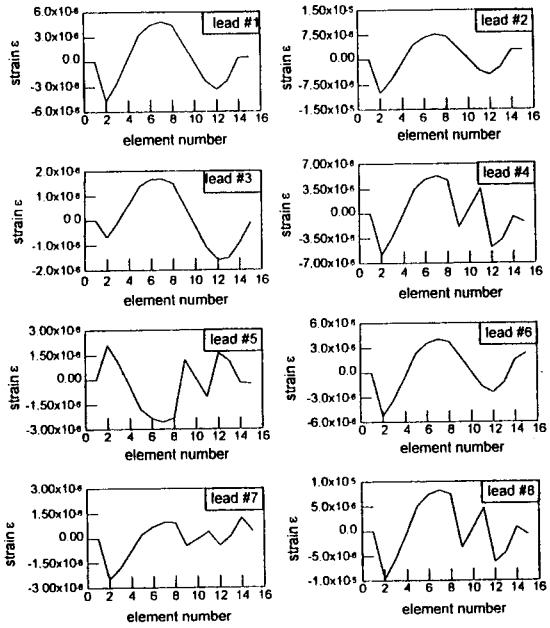


(c) 3rd mode

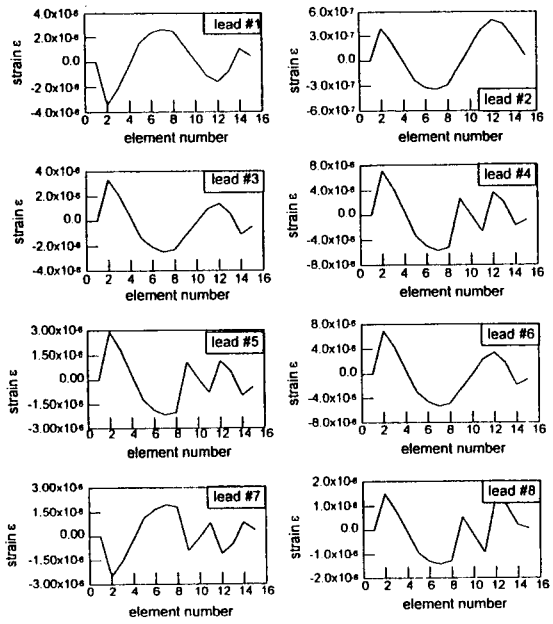


(d) 4th mode

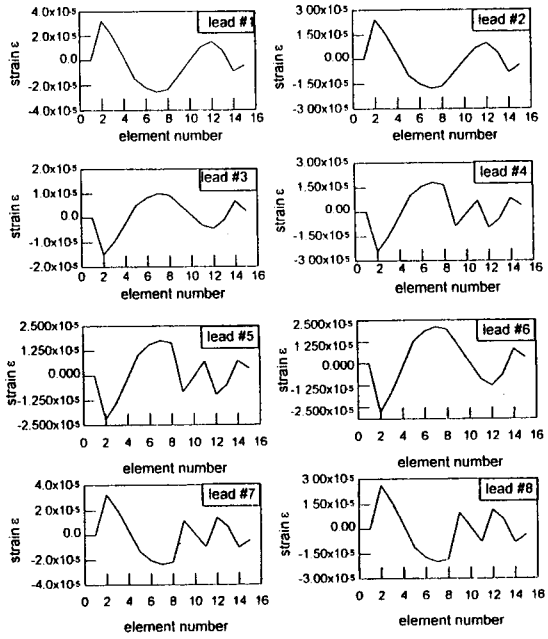
〈그림 8〉 표면실장부품 연결부의 모드별 변형율 계산결과



(a) at 46Hz



(b) at 92Hz



(c) at 131Hz

〈그림 9〉 표면실장부품 연결부의 운전중(냉각휀 작동중) 변형율 예측결과

제대로 결과를 얻지 못하였다. 그러나, 이 연구에서 얻은 중요한 사실 하나는 진동신호의 크기가 휀 회전주파수에서 가장 크다고 하여 변형율도 이 주파수에서 가장 클 것으로 예상되었었으나, 변형율은 변위 자체보다는 변위의 곡률과 관계되기 때문에 고조파에서 보다 큰 변형율을 보일 수 있다는 것이다. 본 연구에서는 휀회전수의 3배 고조파에서 가장 큰 값을 보였는데, 이럴 경우 기본회전주파수에서 변형율이 큰 경우에 비하여 실제로 수명이 3배 단축될 수 있다는 것을 의미하기 때문에 많은 주의를 요한다.

IV. 후기

필자의 전공분야가 진동공학임에는 틀림없고, 전

자장비의 진동문제에도 관심을 갖고 있기는 하나, 전자장비의 내진동설계라는 제목으로 원고청탁을 받고서 어떻게 써야하나 많은 고민을 하였다. 내진동설계라는 말 자체가 매우 포괄적이며 현실적으로 대단히 복잡한 문제인데다가, 더욱 전자공학회 원들을 대상으로 쉽게 써야 한다는 것이 여간 부담스럽지 않았다.

특히 연구사례 내용은 최근 2년간의 전자통신연구소 수탁과제(위탁자 : 전자통신연구소 실장기술실 송규섭 실장)에서 수행된 것으로서 본 원고의 분량만으로 요약설명하기가 어려웠슴을 실토한다. 이 지면을 통하여 위과제와 관련되는 여러분께 진심으로 감사를 드린다.

참 고 문 헌

[1] Dave S. Steiberg, Vibration Analysis for Electronic Equipment, Wiley Interscience, pp. 11-19 and p. 39, 1988.

[2] Peter A. Engel, Structural Analysis of Printed Circuit Board Systems, Springer-Verlag, pp. 228-233, 1993

[3] K. H. Kang and K. J. Kim, "Vibration Analysis of Beam/Plate with Viscoelastic Boundary Supports," Proceedings of the A-PVC '95, Kuala Lumpur, Malaysia, pp. 549-554, 1995.

[4] N. Okubo and K. Yamaguchi, "Prediction of Dynamic Strain Distribution under Operating Condition by Use of Modal Analysis," Proceedings of IMAC-XIII, pp. 91-96, 1995.

[5] 엄윤용, 김광준, 이순복외 3인, ATM교환기의 설계 및 해석-I, 한국과학기술원 수탁연구보고서, 1995

[6] 엄윤용, 김광준, 이순복외 3인, ATM교환기의 설계 및 해석-II, 한국과학기술원 수탁연구보고서, 1995

[7] 김광준, 강기호, 백상흠, 옥내외 진동환경분석 및 통신시스템 내진동 설계,한국과학기술원 수탁연구보고서, 1996

[8] 김석홍, 이성춘, 김준호, "서울 지하철 역사 주변의 진동전파 특성에 관한 연구", 한국소음진동공학회 '93 추계학술대회 논문집, pp. 185-190, 1993

저 자 소 개

金 光 駿

1953年 9月 1日生
1976年 2月 서울대학교 기계공학과 학사
1978年 8月 서울대학교 대학원 기계공학과 석사
1982年 8月 Univ.of Wisconsin-Madilson박사

1978年 8月～1979年 7月 울산대학교 기계공학과 전임강사
1982年 9月～현재 한국과학기술원 기계공학과 교수
1984年 3月～1984年 8月 대우 중공업 공작기계사업본부 파견 근무
1987年 3月～1988年 2月 Anatrol Corporation(미국 Cincinnati소재 소음/진동기술용역회사)연구연가

주관심분야 : 제진, 방진설계, 전동기소음진동, 모드해석, 신호처리