

자동차 전자부품의 유한요소 모델링 및 실험적 검증

Finite Element Modeling and Experimental Verification of the Automotive Electronics

오세종† · 이해진* · 강원호* · 이정윤** · 오재웅***

Se-Jong Oh, Hae-Jin Lee, Won-Ho Kang, Jung-Youn Lee and Jae-Eung Oh

Key Words : Virtual Qualification (가상평가), Automotive Electronics (자동차 전자부품), Material Properties (물성치), Boundary Conditions (경계조건), Modal Analysis (모드해석), Finite Element Analysis (유한요소해석), Design of Experiments (실험계획법)

ABSTRACT

A reliable and practical finite element modeling technique to predict the lifetime of automotive electronics is important for engineers in reliability. In reliability evaluation on the automotive electronics, most studies rarely used FE model verification process. The material properties and boundary conditions are very important factors in this process to assure the reliability of the automotive electronics. This study aims to develop a better and more accurate FE model in order to predict fatigue life of the automotive electronics using Virtual Qualification lifetime assessment techniques. After conducting the modal analysis by the experiments to grasp a system characteristic, this paper presents material properties and boundary conditions that is obtained by the comparisons of FEA simulation results using DOE technique and the experiment results

1. 서 론

최근 자동차의 전자화가 급속히 진전됨에 따라 자동차 1대당 가격에 전자부품이 차지하는 비율은 1980년대에는 2%에 불과하였으나, 1990년대에는 15%선 까지 증가하였고 2005년 내에는 20%를 상회할 것이라고 한다. 이처럼 자동차에 사용되는 전자부품의 수가 많고 집적화가 증가되면서 기존에 경험하지 못했던 많은 고장현상들이 끊임없이 보고되고 있으며 시장에서 소비자의 불만도 증가되고 있는 현실이다.

또한 이 고장들 중 대부분은 원인 불명성 고장(No Trouble Found, NFT)으로 분류되고 있어 문제해결을 위한 근본원인(Root Cause) 규명 노력이 미약한 실정이다. 이의 해결을 위해서는 고장물리(Physics-of-Failure)에 기반을

둔 고장분석기법의 도입이 시급하다. 고장물리에 기초한 고장분석은 제품에 가해지는 응력(stress)에 의해 제품이 어떤 방식으로 고장나게 되는가를 나타내는 고장 메커니즘을 모형화(modeling)하고, 유도된 관계식을 이용하여 제품의 수명을 평가 예측하는 방법을 말한다.

최근 국내에서는 고장물리(PoF)를 기초로 한 모델식과 유한요소법(FEM)을 이용하여 소재나 설계 변경에 빠르게 대처함으로써 제품 개발기간의 단축 및 비용 절감을 할 수 있는 Virtual Qualification으로 수명을 예측하는 방법의 중요성이 점점 확대되고 있다.

또한 실험을 통해 제품의 수명을 예측하기 위해서는 대상물이 실패해야하나 유한요소법으로 이를 예측할 시에는 대상물이 필요가 없기 때문에 제품의 초기 설계 시, 유한요소법이 주로 사용되어지고 있다. 유한요소법으로 계의 동적 모드매개변수를 구하면 고유진동수와 모드형상이 얻어지는데 이 값은 차후 실험을 통해 검증하고 유한요소모델의 수정이 이루어진다. 수정된 유한요소모델은 제품의 설계변경이나 계의 동적인 입력에 대한 응답을 구하는데 사용되어지게 된다. 초기 설계 시 유한요소모델이 실제 대상물과 큰 차이를 가지게 되면 실험 후 모델의 수정에 시간과 경비의 낭비를 초래하게 된다. 따라서, 계의 정확한 모델링은 해석

† 한양대학교 대학원 자동차공학과
E-mail : sejong1225@hanmail.net
Tel : (02) 2294-8294, Fax : (02) 2299-3153

* 한양대학교 대학원 자동차공학과

** 경기대학교 기계시스템디자인공학부

*** 한양대학교 기계공학부

시 반드시 필요한 조건이 된다. 정확한 계의 동적매개변수를 구하는 요인으로는 정확한 계의 모델링과 적당한 경계 조건의 작업이 수반된다. 이러한 유한요소모델의 검증 단계는 제품의 정확한 수명 예측을 하기 위해서 필요하다.

따라서, 본 연구에서는 진동모드실험을 통해 고유진동수를 추출하여 시스템의 특성을 파악하였다. 또한 물성치와 경계 조건을 인자와 수준으로 갖는 실험계획법(DOE)을 적용하여 유한요소 진동해석결과인 고유진동수와 모드형상을 얻은 후, 유한요소 진동해석결과와 진동실험 결과의 비교를 통해 검증되어진 자동차 전장부품의 유한요소모델을 구현하였다.

2. 진동 실험

2.1 실험 구성 및 대상

유한요소 진동해석결과와 진동실험 결과를 비교하기 위해 다음과 같이 진동모드실험을 통해 실험 모델의 고유진동수를 추출하였다. 실험 대상은 자동차용 PCU이다. PCU는 Powertrain Control Unit의 약자로서 엔진을 제어하는 ECU와 자동변속기내의 유압과 유로를 조절하는 TCU를 하나의 모듈로 가능하도록 고안 개발된 제품이다.

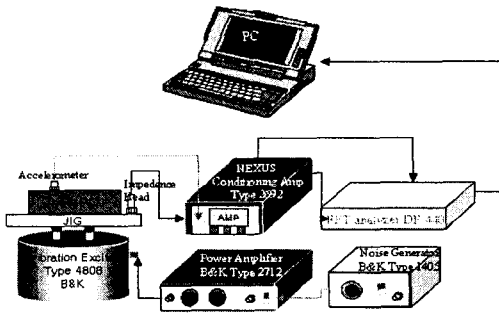


Fig.1 Experimental equipments

Fig.1은 이 실험의 구성도를 보여주고 있다. 실험 장비는 DATA PHYSICS 사의 주파수 분석기(FFT, DP440)를 사용하여 주파수 응답함수(frequency response function, FRF)를 구하였다. 센서는 가속도계(ENDEVCO, PICOMIN model 22)를 이용하였으며, 측정(sensing)위치는 36개의 지점(6×6)을 매트릭스 형태로 구성하고 절점(nodal point)에서 벗어나기 위해 Fig.2와 같이 설정하였다. 가진은 셰이커(B&K, Type4808)를 이용하여 주파수영역 1Hz-1000Hz 내에서 1.6G_{RMS} 수준으로 보드(board)의 수직방향으로 랜덤가진을 실시하였다.

2.2 실험 결과

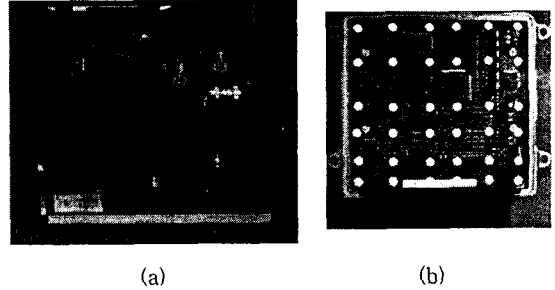


Fig.2 Set-up for experiment & sensing location
(a) Experiment object (b) Sensing location

자동차 PCU의 진동모드실험 결과는 Table.1과 Fig.3에 나타내었다. 실험결과는 보드(board)의 가운데 지점에서 시스템에 영향을 많이 미치는 3차 모드까지의 고유진동수를 측정할 값이며 또한 이 결과는 미리 수행되어진 보드(board) 자체만의 실험결과인 고유진동수보다 큰 값을 보이고 있다. 이는 보드(board)에 connector가 결합되면서 접합면의 스프링 강성이 설정되면서 전체 시스템에 대한 부분자유도 구속을 발생시켰기 때문이다.

Table.1 Experiment results (Hz)

Natural Frequency		
1st mode	2nd mode	3rd mode
358	520	860

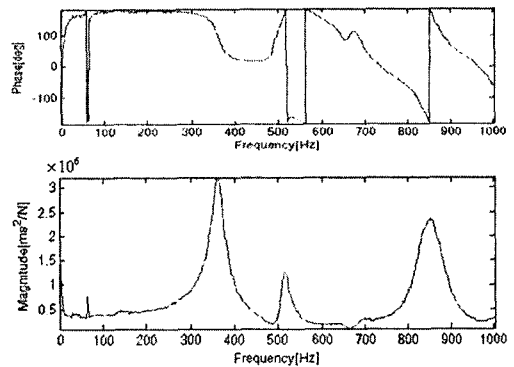


Fig.3 Bode plot

3. 유한요소 해석에 의한 모델링 기법

3.1 유한요소 모델링

유한요소모델은 Fig.4 (a)에서와 같이 체적을 갖는 부품들(components)은 SOLID 요소로, 그리고 예폭시로 구성된 보드(board)는 등방성의 얇은 평판인 SHELL 요소와 151×160×1.5mm³의 크기로 모델링하였다. 또한, Gullwing 형

상으로 부품들의 옆면에 연결되어 있는 대부분의 leads는 빔(BEAM) 요소로 모델링하였다.

(1) 커넥터 모델링

커넥터 부분은 Fig.4 (b)에서와 같이 질량을 가지지 않으며 강성만 가지는 스프링 요소로 집합면에 모델링 하였다. 집합면의 변형 구속조건으로서의 기능을 하게 되는 스프링 강성 계수의 허용 설계 영역은 $1.0E+3 \sim 1.0E+7 N/m$ 이다.

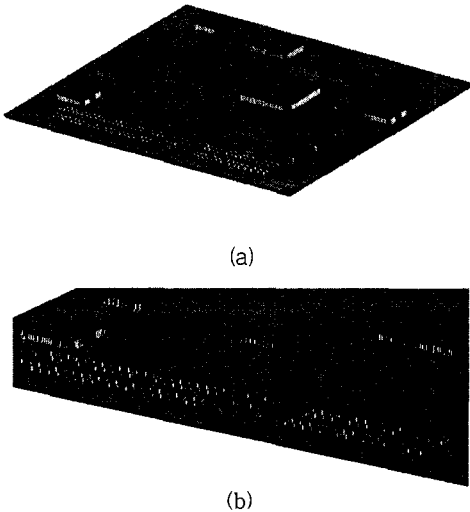
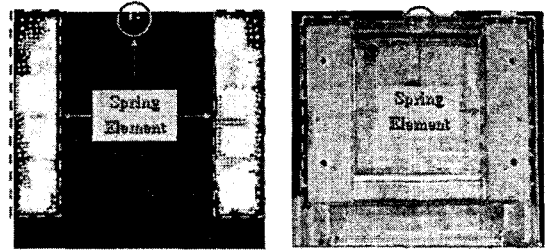
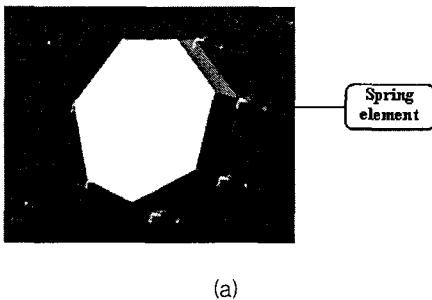


Fig.4 Volumetric model (a) full model (b) zoomed in part around connector

(2) 경계조건

Fig.5 (a)와 같이 볼트 결합된 부분은 볼트 결합에 의한 판의 등가의 강성을 추출하여, 볼트 몸통의 직경($\phi=4.5mm$)에 해당하는 위치의 판 아래 부분에 스프링 요소로 모델링하였다. 볼트 결합된 부분의 스프링 강성 계수의 허용 설계 영역은 $1.0E+7 \sim 1.0E+11 N/m$ 이다. 또한 Fig.5 (b)에서 보듯이 패드 부분은 스프링 요소로 모델링하였고 z방향의 병진운동을 고정하였다. 패드 부분의 스프링 강성 계수의 허용 설계 영역은 $1.0 \sim 5.0 N/m$ 으로 설정하였다.



(b)

Fig.5 Boundary conditions with spring elements (a) zoomed in part around bolt (b) pad part

3.2 유한요소 해석 및 결과

(1) 실험계획법

실험계획법(Design of Experiments)을 통하여 모델링 변수(modeling parameter)의 민감도를 해석하여, 튜닝(tuning) 과정에 필요한 변수의 경향성을 파악하였다. S/N비의 계산에서는 STB(smaller the better)를 사용하였다. 실험에 의한 값을 기준으로 설정하였으며, 이에 따라 식 (1)에 의해 S/N비를 구하였다.

Table.2 Finite element analysis results

Experiment No.	Spring elements (N/m)			1st Natural Frequency
	connector	pad	bolt	
1	1.0E+3	1.0	1.0E+7	328 Hz
2	1.0E+3	2.0	1.0E+8	336 Hz
3	1.0E+3	3.0	1.0E+9	350 Hz
4	1.0E+3	4.0	1.0E+10	362 Hz
5	1.0E+3	5.0	1.0E+11	368 Hz
6	1.0E+4	1.0	1.0E+8	330 Hz
7	1.0E+4	2.0	1.0E+9	337 Hz
8	1.0E+4	3.0	1.0E+10	353 Hz
9	1.0E+4	4.0	1.0E+11	364 Hz
10	1.0E+4	5.0	1.0E+7	370 Hz
11	1.0E+5	1.0	1.0E+9	331 Hz
12	1.0E+5	2.0	1.0E+10	339 Hz
13	1.0E+5	3.0	1.0E+11	354 Hz
14	1.0E+5	4.0	1.0E+7	365 Hz
15	1.0E+5	5.0	1.0E+8	372 Hz
16	1.0E+6	1.0	1.0E+10	332 Hz
17	1.0E+6	2.0	1.0E+11	340 Hz
18	1.0E+6	3.0	1.0E+7	335 Hz
19	1.0E+6	4.0	1.0E+8	367 Hz
20	1.0E+6	5.0	1.0E+9	376 Hz
21	1.0E+7	1.0	1.0E+11	334 Hz
22	1.0E+7	2.0	1.0E+7	343 Hz
23	1.0E+7	3.0	1.0E+8	355 Hz
24	1.0E+7	4.0	1.0E+9	369 Hz
25	1.0E+7	5.0	1.0E+10	377 Hz

$$S/N_{STB} = -10 \log \left(\sum_{i=1}^N \frac{1}{N} (y_i - \bar{y})^2 \right) \quad (1)$$

y_i : FEM results

\bar{y} : experimental result

N : the number of interesting mode

실험계획법에서 설정된 모델링 파라미터는 커넥터와 볼트, 그리고 패드의 스프링 강성 계수로 정하였고, 각각의 설계 파라미터에 대하여 설계 허용 구간을 5수준(level)으로 나누어 경향성을 파악하였다. 실험을 수행한 직교배열표(orthogonal array)는 L_{25} 배열표를 사용하였다. 각각의 스프링 강성의 경향성 평가는 패드부분의 스프링 강성 값이 결과 값의 변화에 가장 큰 영향을 미치는 것을 확인할 수 있었다.

실험계획법에 의해 구해진 스프링 요소의 최적 설계 파라미터를 이용하여 FEM에 의해 구한 결과는 Table.2에서 나타난 것과 같다. 즉, 튜닝과정을 통해 커넥터는 $5.0E+4N/m$, 볼트는 $1.0E+11N/m$, 패드는 $3.3N/m$ 과 같은 스프링 강성 값을 가졌을 때 비교적 실험과 가까운 고유진동수를 얻을 수 있었다.

4. 유한요소 모델링 검증

4.1 실험 및 유한요소해석 결과의 비교

본 연구에서는 검증된 유한요소모델을 구현하기 위하여 자동차 PCU에 대하여 실험 및 유한요소해석을 수행하였다.

Table.3 Natural frequencies obtained from the experiment and finite element analysis

Natural Frequency (unit=Hz)			
Mode No.	1st mode	2nd mode	3rd mode
experiment	358	520	860
simulation	358.2	576.1	871.7

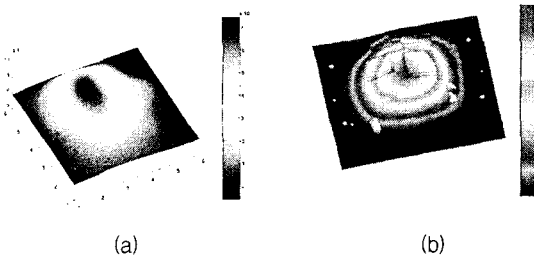


Fig.6 1st Mode shape of the automotive PCU
(a) experiment (b) finite element analysis

Table.3은 실험과 유한요소해석에 의한 고유진동수 값을 보여주고 있다. 이 결과에서 알 수 있듯이 각각의 고유진동수에 해당하는 모드 형상은 실험과 유한요소해석이 일치함을 확인할 수 있으며 유한요소 해석에 의한 모드형상은 Fig.6에 나타나 있다. 여기서는 고차모드에서 발생하는 응력의 의한 데미지 영향이 크지 않기 때문에 1차 모드만 다루었다. 또한, 유한요소 모델링 시 고려되지 않았던 지그 영향이 실험 결과에서 나타나 2차 모드에서 실험과 유한요소해석 결과인 고유진동수의 차가 다소 크게 나타나는 것으로 확인되었다.

5. 결 론

본 논문에서는 자동차 전장부품의 유한요소모델링 기법을 제시함과 동시에 실험계획법(DOE)을 통한 유한요소 해석을 수행하였다. 검증된 유한요소모델을 구현하기 위해 스프링 요소를 모델링하여 사용하였고 실험결과와 유한요소해석결과와의 비교를 통하여 스프링 강성 계수를 구하였다. 유한요소해석 시 실험계획법(DOE)은 좀 더 정확하고 신속한 결과 값을 얻고 그 값에 가장 큰 영향을 미치는 인자를 확인하는데 도움이 되었으며 이는 비교적 실험에 가까운 고유진동수를 얻기 위한 튜닝과정에서 유용하다는 것을 확인할 수 있었다.

또한, 본 연구에서 얻은 검증된 유한요소모델의 물성치와 스프링 강성 계수들은 추후에 전장부품의 모델링 시 더 나은 모델링 기법을 제시하는데 도움이 될 것이라고 생각한다.

참 고 문 헌

- (1) 홍상준 등, 2004, "FEM에 의한 볼트 결합 판재의 동특성 해석", 한국소음진동공학회 논문집, 제14권, 제10호, pp. 990~998.
- (2) 박성현, 2003, "현대 실험계획법", 민영사, 13장.
- (3) 권영두 등, 2002, "볼트결합부를 포함한 구조물의 정적 및 동적 해석을 위한 유한 요소 모델링", 대한기계학회 논문집(A), 제26권, 제4호, pp.667~676.
- (4) Ron S. Li, 2001, "A Methodology for Fatigue Prediction of Electronic Components under Random Vibration Load", Transaction of the ASME, Vol. 123.
- (5) Vineet K. Gupta and Donald B Barker, Mary, 1994, "Modeling Solder Joint Fatigue Life For Gullwing Leaded Package", CALCE Electronic Package Research Center, University of Maryland
- (6) 김진곤 등, 1996, "볼트결합부가 있는 구조물의 유한요소 모델링 및 실험적 검증", 대한기계학회 논문집(A), 제20권, 제6호, pp.1854~1861.