

통신위성 중계기 부품의 진동특성 해석

⁰김현수*, 이명규**, 박종홍**, 김성중*, 이영신***

Vibration Characteristics Analysis of the Communication Satellite Transponder Equipment

Hyun-Soo Kim*, Myeong-Kyu Lee**, Jong-Heung Park**,
Sung-Jong Kim* and Young-Shin Lee***

ABSTRACT

The satellite electronic equipment is exposed to high level random vibration environment during the launch of spacecraft. The random vibration can cause damage of electronic equipment. Thus very careful consideration on the launch environment, especially for high level random vibration, is required in the design stage of transponder equipments of communication satellite.

For the structural integrity of the communication satellite transponder equipment under qualification level random vibration, Finite Element analysis was carried out using the commercial code, MSC/Nastran and ANSYS and stress levels are presented. In order to validate the femodel, modal test was also performed and compared with numerical results.

1. 서론

위성체가 제작, 조립되고 발사되어 정상궤도상에서 운용되는 과정중에 다양한 운용환경에 노출되게 되는데 먼저, 위성체가 제작되고 조립되는 지상 환경에서는 먼지나 오염물질, 진동, 온습도 및 정전기 환경에 대한 고려가 필요하고 위성체를 운용 고도로 이동시키는 발사환경에서는 급격한 속도변화 및 고속으로 인한 진동, 충돌, 급가속, 감압, 진공환경에 놓이게 된다. 실제로 위성체가 지상에서 발사되어 설정 궤도에 도달하기까지 발사체의 추진부에서 발생하는 분사소음 및 발사체 표면과 대기가 충돌하여 발생하는 소음과 진동은 넓은 주파수 범위에 존재한다. 이러한 소음은 발사체의 표면

을 가진하게 되고 발사체의 내부로 전달된 소음은 위성 탑재 부품들을 가진시킨다. 이처럼 발사과정중에 발생하는 소음 및 진동은 때로 위성 중계기의 성능을 저하 또는 마비시키는 경우도 있으며, 랜덤진동은 전자기파와의 공진을 일어킬 경우 소자의 납땀부품에 파손을 발생시킬 수 있다[1]. 따라서 위성 중계기를 구성하는 모든 부품들은 설계 및 제작과정에서 발사환경에 대한 고려가 필요하며, 제작된 부품들을 탑재되기 전에 적절한 시험과정을 통하여 설계 및 제작에 대한 검증 절차가 선행되어야만 한다.

본 논문에서는 현재 국내 개발중에 있는 통신위성 중계기에 탑재하기 위하여 제작중인 Channel Amplifier Housing에 대하여 발사시 발생하는 진동환경에 대한 구조건전성 검증을 수행하였다. 상용유한요소코드를 이용하여 랜덤진동해석을 수행하였고 중계기 시스템의 인증시험 진동요구수준에 해당하는 가진력을 부과하였다. 또한 랜덤진동해석

* 충남대학교 기계설계공학과 대학원

** 한국전자통신연구원 통신위성탑재체연구팀

*** 정희원, 충남대학교 기계설계공학과

에서 사용된 유한요소모델의 검증을 위해 실제 제작 모델에 대하여 충격가진법을 이용한 자유진동실험을 수행하였다.

2. 랜덤진동해석 요구수준

위성체의 발사시 진동환경에 가장 큰 영향을 주는 요인은 발사체의 페어링 내부에서의 소음레벨로 알려져 있다[1]. 이러한 소음은 위성체에 진동을 야기시키고 내부에 장착되는 전자부품들의 피로파괴를 유발시킬 수 있다. 이러한 영향들을 정확히 평가하기 위해서는 실제로 위성체를 궤도까지 운반시키는 발사체의 소음특성이나 진동특성을 분석하여 해석이나 진동시험 등에 적용할 요구수준을 결정하여야 한다. 하지만, 본 논문에서 해석할 Channel Amplifier Housing은 현재 초기설계단계로 계속 구조변경중이고 아직 정확한 랜덤진동요구수준이 준비되지 않았기 때문에 무궁화위성 2호의 랜덤진동시험요구수준을 적용하였다. Table 1은 해석에 적용한 무궁화위성 2호의 랜덤진동시험요구수준의 데이터이다. 실제 해석에서는 인증시험요구조건을 적용하였다.

Table 1 Random Vibration Requirement for The Channel Amplifier Housing

Axis	Item	Frequency Range	PSD Level (g^2/Hz)	Overall Level (G rms)
X.	Qualification	20-2000	0.2	19.9
	Protoflight	20-2000	0.14	16.6
Z	Acceptance	20-2000	0.09	13.3

3. 자유진동해석 및 실험

Channel Amplifier Housing의 랜덤진동해석을 수행하기 위해서는 먼저 구조물의 고유진동특성 즉, 고유진동수 및 진동모드형상을 해석해야 한다. 본 연구에서는 MSC/Nastran 상용코드를 이용하여

자유진동해석을 수행하였다. 해석에 적용된 Channel Amplifier Housing의 재질은 A16061이고 그 기계적특성은 Table 2와 같다.

Table 2 Material Properties of the Channel Amplifier Housing

Material property	Value
Young's Modulus (E)	69 GPa
Poisson's Ratio (ν)	0.3
Density (ρ)	2700 kg/m ³
Ultimate Tensile Strength	275 MPa
Yield Tensile Strength	240 MPa
Yield Shear Strength	144 MPa

자유진동해석 및 랜덤진동해석을 수행하기 위한 Channel Amplifier Housing의 유한요소모델은 Fig. 1과 같다.

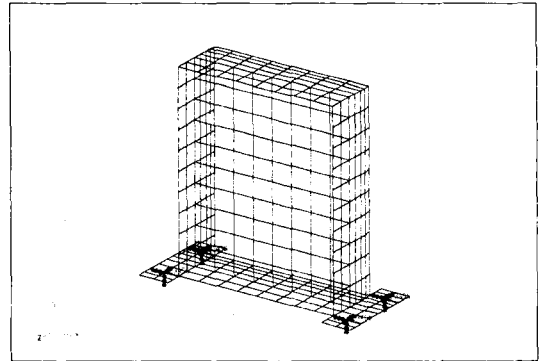


Fig. 1 FE Model of Channel Amplifier Housing

Fig. 1에서 경계조건은 Housing 지지부의 볼트 체결조건을 간략화하여 동일한 지점에 위치한 node의 모든 자유도를 구속하였다. 모델링시 내부 판에 Carrier 장착을 위한 홈들은 진동특성에 영향이 작다고 가정하고 무시하였다. 유한요소모델링에서 사용된 요소는 MSC/Nastran에서 지원하는 CQUAD4 shell요소를 사용하였다. CQUAD4 요소는 한 요소에 4개의 노드를 가지며 한 노드당 6

자유도를 갖는 Shell요소이다. 해석에서 사용된 요소와 노드의 총갯수는 각각 344개와 380개이다. Fig. 2는 Channel Amplifier Housing의 1차 진동 모드형상으로 Housing 전체가 굽힘거동을 보이고 있다.

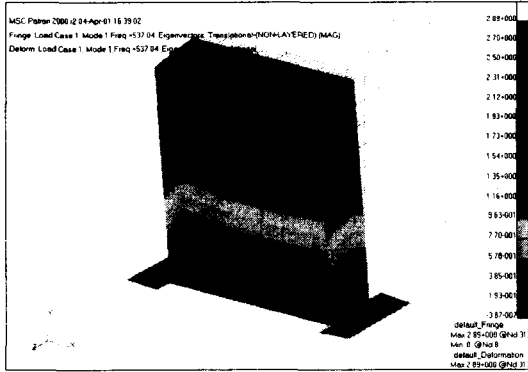


Fig. 2 1st Mode Shape of Channel Amplifier Housing Result from FEM (at 537.0 Hz)

본 연구에서는 랜덤진동해석대상으로 고려한 Channel Amplifier Housing에 대하여 단순화한 유한요소모델의 검증을 위하여 실제 모델에 대한 자유진동실험을 수행하였다.

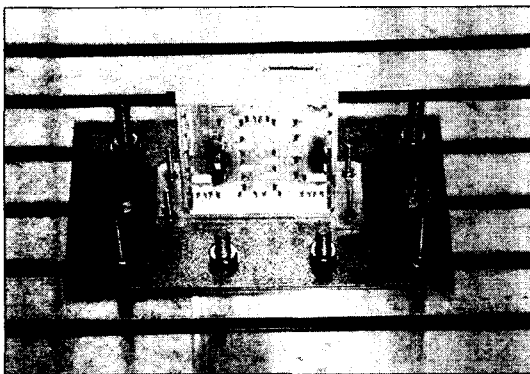


Fig. 3 Photograph of the Channel Amplifier Housing with Steel Plate Jig for Modal Test

자유진동실험은 충격가진법을 이용하여 수행하

였으며 실험을 위하여 시험용 방진베드위에 장착된 Channel Amplifier Housing의 설치모습은 Fig. 3과 같다. 자유진동실험에서 경계조건은 지지부에서 볼트체결이 이루어지므로 고정경계조건을 갖는 것으로 가정하였다.

Fig. 4는 자유진동실험에서 구한 Channel Amplifier Housing의 1차 진동모드형상이다. 그림에서 오른쪽이 자유진동시의 변형형상이다. 1차 고유진동모드형상의 비교에서 실험결과와 유한요소 해석결과가 서로 잘 일치하고 있다.

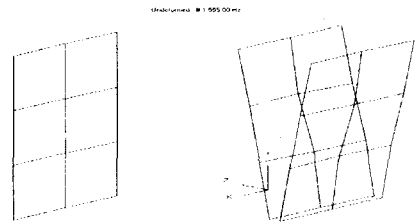


Fig. 4 1st Mode Shape of Channel Amplifier Housing Result from Experimental Results (at 555.0 Hz)

Table 2 Comparison of Natural Frequency of Experimental and FEM Results of the Channel Amplifier Housing with Clamped Boundary Condition

	Natural frequency (Unit : Hz)	
	FEM	Experiment
1st mode	537.0	555.0
2nd mode	959.9	1010.0
3rd mode	1702.2	1960.0
4th mode	2486.5	2900.0
Frequency Requirement	≥ 100	

Table 2는 진동실험과 유한요소해석결과의 비교로서 1차 고유진동수의 경우 두 방법간의 오차

가 3.4% 이고 고차진동수일수록 그 오차가 다소 증가하는 경향을 보이지만 전반적으로는 잘 일치하는 것으로 보여지며 따라서, 본 유한요소모델의 타당성이 검증된 것으로 판단된다.

4. 랜덤진동해석 및 결과

인공위성의 발사 시 발생하는 랜덤진동환경하에서 부품의 구조적 건전성을 평가하기 위해 상용유한요소코드를 이용하여 랜덤진동해석을 수행하였다. 고려된 랜덤진동환경은 무궁화위성 2호의 인증진동시험 요구수준을 적용하였다.

본 연구에서는 해석결과와 검증 및 비교를 위하여 두 가지 방법을 적용하였다. 관심 고유진동수의 최대가속도를 이용하는 첫 번째 해석방법에서는 MSC/NASTRAN 상용코드를 사용하였고, 두 번째 해석방법에서는 ANSYS코드를 사용하였다.

4.1 Method1

첫 번째 해석방법은 관심 frequency range에서의 PSD(Power Spectral Density)를 고려한 랜덤진동환경하에서의 최대가속도를 구하여 정적해석을 수행한다. 관심 고유진동수에 대하여 최대가속도는 다음식으로부터 계산된다[2].

$$Gpk = \sigma \times ((\pi/2) \times PSD \times f_n \times Q)^{1/2} \quad (1)$$

여기서,

PSD : 0.2 [g²/Hz]

f_n : Natural frequency [Hz]

σ : Gaussian distribution level

Q : Amplification assumed for structure

관심주파수에 대하여 위의 Peak acceleration (Gpk)을 계산하고 계산된 최대가속도를 가진력으로 정적해석을 수행하였다. 식(1)에서 σ 는 랜덤진동해석시 불확실성을 고려할 때 Gaussian distribution curve에서 68.3%의 발생가능성을 갖는 경우 1의 값을 갖고 95.4%인 경우 2, 99.73%의 발

생확률을 갖는 경우 3의 값을 갖는다[2]. 본 연구에서는 위의 경우 중 가장 보수적인 해석을 위해 $\sigma=3$ 을 적용하였다. Q는 $Q=1/2c$ 의 관계식으로부터 계산할 수 있으며 하우징이 2.5%의 감쇠비를 가질 경우 20이다. 이 방법에서는 구조물의 고유진동수, 모드형상, PSD 와 Amplification 이 고려되는 근사적인 해석방법이다. Housing에 대해 1차 고유진동수를 고려할 경우 최대가속도, Gpk는 174.3g 이다. Fig. 5~7은 최대가속도를 적용한 해석의 결과이다. 해석에서 가진되는 최대가속도는 x, y, z 세 방향으로 각각 구분하여 가진하였다.

해석결과 Channel Amplifier Housing의 1차 진동모드의 변형방향인 z방향으로 가진할 때

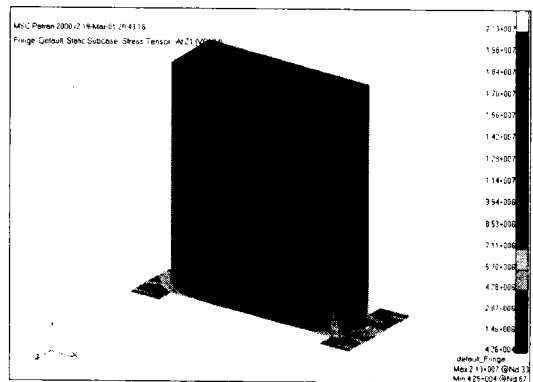


Fig. 5 Stress Contour of Channel Amplifier Housing for x Direction by Method1

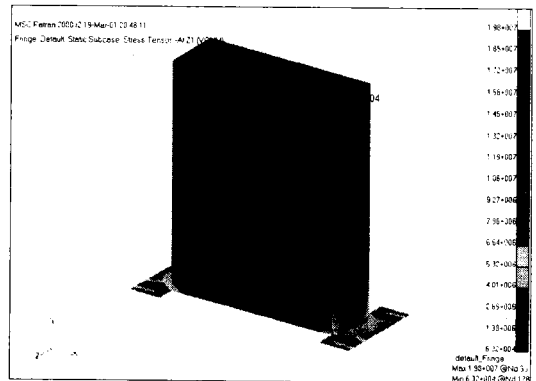


Fig. 6 Stress Contour of Channel Amplifier Housing for y Direction by Method1

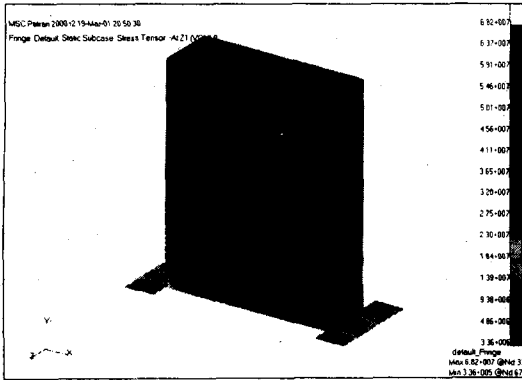


Fig. 7 Stress Contour of Channel Amplifier Housing for z Direction by Method1

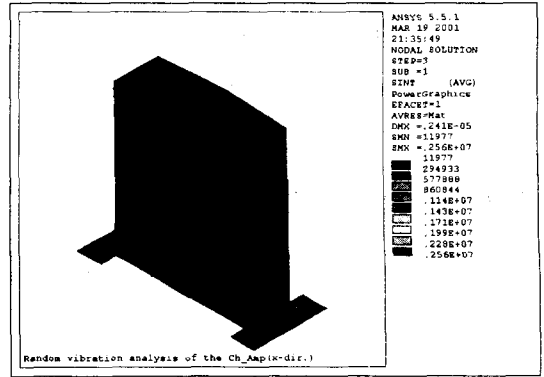


Fig. 8 Stress Contour of Channel Amplifier Housing for x Direction by Method2

Housing의 볼트고정부에서 68.7MPa의 최대응력이 발생하였다.

4.2 Method2

Method1에서의 최대가속도를 이용한 랜덤진동 해석의 타당성 검증 및 비교를 위해 상용코드인 ANSYS를 이용하여 동일한 유한요소모델과 PSD에 대하여 해석을 수행하였다. PSD는 가장 보수적인 조건인 Qualification으로 $0.2g^2/Hz$ 를 적용하였다. ANSYS상용코드에서 랜덤진동해석은 스펙트럼 (spectrum)해석의 한 형태로 가진력은 PSD 단위를 경계조건부분에 직접 가진할 수 있으며 관심주파수 범위안의 진동모드들을 조합하여 발생응력을 계산한다. ANSYS 랜덤해석을 통해 출력되는 응력값은 Gaussian distribution curve에서 68.3%의 발생가능성을 갖는 1σ 값으로서 method1에서는 99.73%의 발생가능성을 가지는 3σ 값을 고려하기 때문에 두 해석방법간의 비교를 위해서는 해석결과로 구한 응력값에 3을 곱해줘야 한다. 본 해석에서도 모든 고유진동수에서 2.5%의 감쇠비를 갖는 것으로 가정하였다.

Fig. 8~10은 method2를 이용하여 구한 해석결과이다. 해석에서 랜덤진동의 가진방향은 method1과 같이 x, y, z 세 방향으로 구분하여 가진하였다.

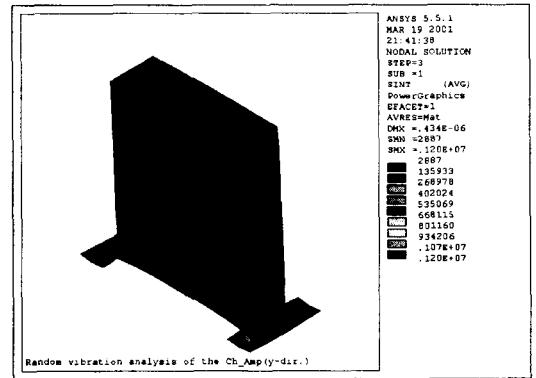


Fig. 9 Stress Contour of Channel Amplifier Housing for y Direction by Method2

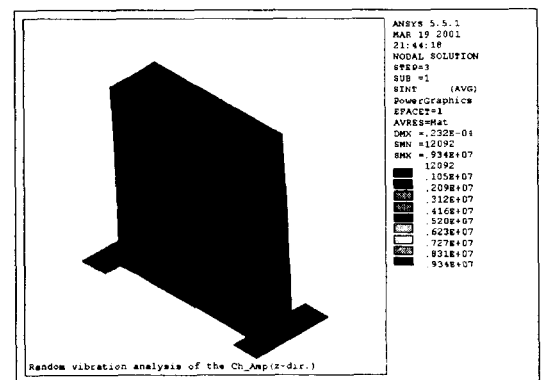


Fig. 10 Stress Contour of Channel Amplifier Housing for z Direction by Method2

해석결과, Method1과 마찬가지로 각각의 방향에서 최대응력은 모두Housing의 볼트 체결부에 발생되는데 가장 큰 응력은 Channel Amplifier Housing의 1차 진동모드의 변형방향과 동일한 z 방향으로 가진될 때 28.0MPa 이다.

Fig. 11 은 랜덤진동해석의 두가지 방법에 대한 결과의 비교이다. 먼저, 가진방향의 비교에서는 Channel Amplifier Housing의 1차 진동모드의 변형방향인 z 방향에서 두 가지 방법 모두 최대응력이 발생하였다. 그러나, 첫 번째 방법과 두 번째 방법간에 최대응력이 상당히 큰 차를 보이고 있다. 하지만, 두 가지 방법 모두 하우징재질의 허용응력보다는 낮기 때문에 본 연구에서 고려한 랜덤진동환경하에서 안전성을 유지하는 것으로 판단된다.

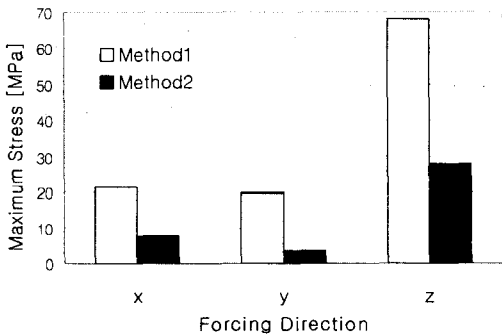


Fig. 11 Comparison of the Maximum Stress from Random Vibration Analysis for Channel Amplifier Housing by Various Method

5. 결론

본 연구에서는 Channel Amplifier Housing에 대하여 랜덤진동환경 하에서의 구조적 안전성을 상용코드를 이용하고 두 가지 방법을 적용하여 확인해 보았다. 해석결과, 가진방향에 대해서는 서로 유사한 경향을 보이지만 최대응력이 큰 차를 보였다. 하지만, 두가지 방법의 해석결과가 모두 허용응력범위보다 낮기 때문에 랜덤진동하에서 구조적 안전성을 유지하는 것으로 판단된다.

본 연구에서 적용된 랜덤진동해석기법은 향후

다양한 통신위성 중계기 부품들의 구조적 건전성 평가에 적용될 수 있을 것으로 기대된다.

참고문헌

1. 김홍배, 서기순, 1979, "발사시 야기되는 랜덤진동을 고려한 위성체 전장품 설계 및 검증에 대한 연구", 한국소음진동공학회지, 제 10권, 제 6호, pp. 971~976
2. D. S. Steinberg, 1988, "Vibration Analysis for Electronic Equipment", John Wiley & Sons
3. R. D. Blevins, 1979, "Formulas for Natural Frequency and Mode Shape", Van Nostrand Reinhold Company
4. M.S.C., 1990, "BASIC MSC/NASTRAN Linear Static and Normal Modes Analysis(Version 65) Seminar Notes"
5. M.S.C., 1993, "MSC/NASTRAN Basic Dynamic Analysis"
6. M.S.C., 1999, "MSC.NASTRAN Preference Guide Volume 1- Structural Analysis"
7. Swanson Analysis System Inc., 1992, "ANSYS User's Manual"
8. N. C. Nigam and S. Narayanan, 1994, "Applications of Random Vibrations", Springer-Verlag