

KOMPSAT-1 위성구조체에 대한 SEA 적용사례

정철호*, 이정권*, 김영기**, 김홍배**

*KAIST 기계공학과 소음 및 진동제어 연구센터, **한국항공우주연구원 우주시험그룹

An Application Example of SEA for the KOMPSAT-1 Satellite Model

C.-H. Jeong*, J.-G. Ih*, Y.-K. Kim**, H.-B. Kim**

*NOVIC, Mechanical engineering dept., KAIST, **Satellite Integration and Test Center, KARI.

e-mail: chejong@kaist.ac.kr.

요약

이륙과 음속 통과시 랜덤진동형태의 음향/진동환경에 노출되는 위성체의 음향/진동시험은 시제품을 완성한 후에 시행되므로 많은 시행착오를 겪거나, 과도한 안전계수를 사용하여 불필요한 무게증가 등의 문제점을 가지고 있다. 이러한 문제점을 극복하기 위하여 통계적 에너지 해석법 (Statistical Energy Analysis)을 이용한 선행 해석이 필요하다. 본 연구에서는 KOMPSAT-1 (Korea Multi-Purpose Satellite-1) 위성체의 SDM (Structural Dynamic Model)에 대하여 SEA 해석을 수행하였다. 감쇠 손실 인자 (Damping Loss Ffactor)는 단판을 분리하여, 연성 손실 인자 (Coupling Loss Factor)는 SDM모델 하부의 두 샌드위치 패널을 분리하여 실험적으로 산정하였다.

시험을 통해 안정성을 검증하게 된다. 기존의 음향/진동시험은 시제품을 완성한 후에 시행되므로 많은 시행착오를 겪거나, 과도한 안전계수를 사용하여 불필요한 무게증가 등의 문제점을 가지고 있다. 이러한 문제점을 극복하기 위하여 여러가지 해석법을 이용한 선행 해석이 필요하다. 본 연구에서는 KOMPSAT-1 위성체의 SDM에 대하여 SEA 해석을 수행하였다. 감쇠 손실 인자는 단판을 분리하여, 연성 손실 인자는 SDM모델 하부의 두 샌드위치 패널을 분리하여 실험적으로 산정하였다. 실험적으로 산정된 해석 인자들의 정확성을 살펴보기 위하여 두개의 패널 모델에 대한 음향 실험 결과와 SEA 해석 결과를 비교하였다. 향후 KARI의 고강도 음향실에서 수행될 음향 실험 결과와 SEA 해석 결과를 비교할 예정이다.

1. 서론

다목적 실용위성의 구조체는 위성체 시스템 요구 조건과 발사 체 제한조건을 만족시키면서 다른 부분체 및 탑재체 등을 기계적으로 일정하게 유지시키는 역할을 수행한다. 이러한 역할을 수행하기 위해서 구조체는 위성체의 제작단계로부터 임무완수까지 모든 주위의 환경을 견딜 수 있어야 한다. 이를 위해 발사이전 단계에서 음향/진동 시험을 포함한 여러

2. 통계적 에너지 해석법

통계적 에너지 해석법은 일반적인 수치기법으로 해석하기 힘든 중/고주파수 대역에서, 복잡한 구조물에 대한 음향진동 연성해석이 용이한 해석 기법이다. 특히, 각 하부구조의 평균 음향, 혹은 진동 에너지를 변수로 하기 때문에 표현이 간단한 장점이 있다. 위성체의 경우 다수의 하부 장비가 모듈화 되어 탑재

되고 각 모델은 대단히 복잡한 구조로 이루어져 있으므로 SEA는 위성체의 음향환경시험에 적용하기엔 가장 적합한 수치해석 기법이라 할 수 있다. 이러한 SEA 해석의 정확성의 향상을 위하여 실험적 통계적 에너지 해석법이 함께 발전되어 왔다. 실험적 통계적 에너지 해석법이란 SEA에 필요한 해석 인자인 모드 변수, 감쇠 손실 인자, 연성 손실 인자, 입력 파워를 실험적으로 산출하여 SEA 해석을 수행하는 방법이다.

본 연구에 이용된 위성체 모델은 KOMSAT-I의 SDM으로 그림 1과 같다. KOMPSAT-I의 모델을 이용한 실험적 SEA 해석과정은 그림 2와 같다.

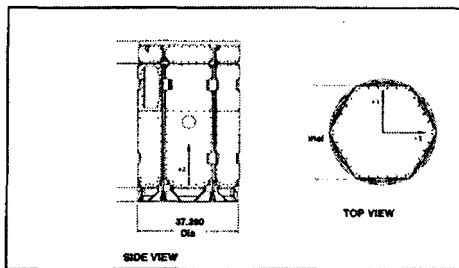


Fig. 1. KOMPSAT-I SDM.

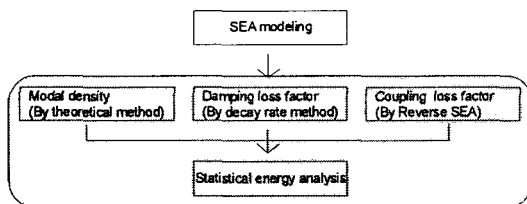


Fig. 2. Work flow of Experimental-SEA

통계적 에너지 해석법은 기본적으로 정상상태 (steady state)의 파워 평형식 (power balance equation)에 기반을 두고 있기 때문에 정상상태에서의 해석이 타당하다. 하지만 정상상태의 조건으로 실험적 통계적 에너지 해석법을 수행하여 인자를 산출하는 과정은 시간이 많이 걸리거나 때로는 실험자체가 불가능하다. 모든 경우에 정상신호를 이용하여 수행할 수 없기 때문에 제안된 방법이 과도 신호를 이용하는 방법이다. 이러한 과도 신호를 이용하는 실험적 SEA는 기본적으로 SEA의 파워 평형식의 가정과는 상반되지만 앞서 여러 연구자들에 의하여 연구되었으며,

그 결과가 정상 신호를 이용한 결과가 타당하다고 받아들여지고 있다 [1,2]. 과도 신호를 이용한 실험적 SEA를 이용하는 경우의 장점은 동시에 측정하는 측정점의 개수가 적다는 것과 여러 가진점을 이용한 측정데이터의 공간 평균을 통하여 하나의 가진점을 이용한 경우보다 많은 정보를 이용할 수 있다는 점이다.

2.1 과도 신호를 이용한 연성손실인자 산출

정상상태의 경우 정상상태의 신호가 인가되는 일정 시간동안의 힘과 가속도의 convolution을 통하여 입력 파워를 얻을 수 있다. 과도신호를 이용하는 경우, 측정되는 힘과 가속도는 point inertance와 transfer inertance를 이용하여 다음과 같이 산출 가능하다 [1]:

$$\Pi_k = \int G(F_k, F_k) \cdot \text{Re}(M_{ik}) d\omega = \frac{1}{\omega} \int G(F_k, F_k) \cdot \text{Im}(M_{ik}) d\omega \quad (1a, b)$$

$$E_k = m_i \int G(F_k, F_k) \cdot \langle |M_{ik}|^2 \rangle d\omega = \frac{m_i}{\omega^2} \int G(F_k, F_k) \cdot \langle |I_{ik}|^2 \rangle d\omega$$

여기서 M_{ik} 는 k -번의 가진력에 의한 i -번 하부구조의 속도의 FRF이므로 transfer mobility이며 I_{ik} 는 k -번의 가진력에 의한 i -번 하부구조의 가속도의 FRF이므로 transfer inertance를 나타낸다. 실험으로부터 구해진 연성 손실 인자는 그림 3과 같으며 저주파수 대역에서 연성 손실 인자가 크며, 고주파수로 갈수록 두 패 널의 결합 강도가 작아진다.

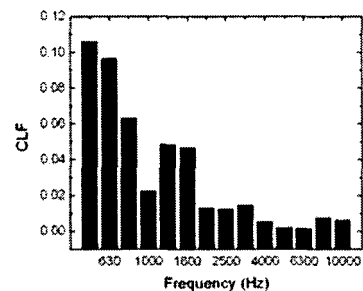


Fig. 3. Calculated CLF.

2.2 감쇠율법을 이용한 감쇠 손실 인자 산출

감쇠 손실 인자는 하니콤 샌드위치 단판에 impact hammer를 이용한 감쇠율법을 이용하였다. 감쇠율법은 과도신호로 구조를 가진하고 그 진동량의 감소율

을 이용하여 구조의 손실 인자를 산정하는 방법이다. Hammer로 가진하게 되면 광대역 신호가 가진되기 때문에 패널에 부착된 가속도계에서 얻어진 신호는 Butterworth band pass filter를 이용하여 1/3 옥타브 밴드 신호를 이용하여 감쇠 손실 인자를 산출하였다.

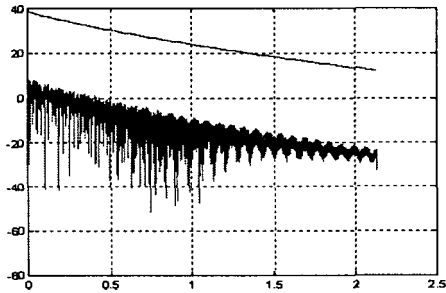


Fig. 4. Decay curve at 500 Hz 1/3 octave band.

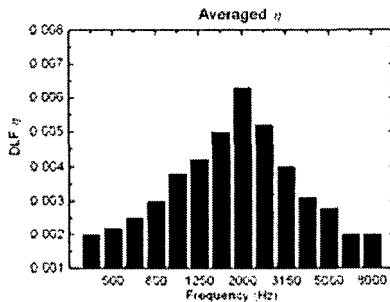


Fig. 5. Calculated DLF.

그림 4은 500 Hz 대역의 감쇠 곡선으로 Schroeder's backward integration method를 이용하였고, 그 결과 그림 5와 같은 감쇠 손실 인자가 산정되었다. 결과적으로는 10^{-3} 정도의 감쇠손실인자를 가지며 2 kHz대역의 손실 인자가 가장 크다.

2.3 하니콤 패널의 모드 밀도

위성체를 구성하고 있는 하니콤 샌드위치 평판 (honeycomb sandwich plate)은 무게에 대한 강도의 비가 큰 재료로, 두 개의 알루미늄 face sheet 사이에 벌집모양의 honeycomb core가 위치한다. 이러한 하니콤 샌드위치 평판의 모드 밀도는 이론적으로 다음과 같다:

$$n(f) = \frac{\pi ab \rho f}{N} \left\{ 1 + \left(\rho^2 \omega^4 + \frac{4 \rho \omega^2 N^2}{D} \right)^{-1/2} \left(\rho \omega^2 + \frac{2N^2}{D} \right) \right\}. \quad (2)$$

여기서 a, b 는 하니콤 평판의 변의 길이이고 f 는 주파

수, ω 는 각주파수, ρ, D 는 각각 밀도와 굽힘 강성이고, N 은 다음과 같다:

$$N = Gh(1+t/h)^2. \quad (3)$$

여기서 t 는 face sheet의 두께, h 는 core의 두께이다.

3. 2개의 패널이 연결된 시스템의 해석

앞서 산정된 감쇠손실인자와 연성 손실인자의 타당성을 확인하기 위해서 두 개의 패널이 연결된 시스템을 이용한 음향 시험결과와 SEA결과를 비교하였다. 실험은 그림 6과 같이 KARI의 고강도 음향 챔버에서 수행되었고 SEA 해석 모델은 그림 7과 같다.



Fig. 6. Photo of 2-panel system in the acoustic chamber.

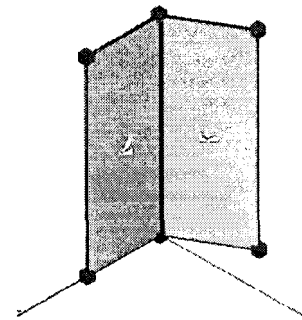


Fig. 7. AutoSEA model for 2-panel system.

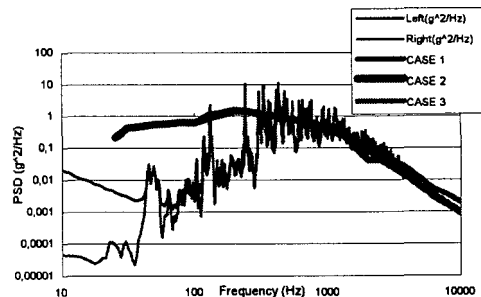


Fig. 8. Comparison between predicted and measured data.

그림 8은 해석결과와 실험결과를 비교한 그림이다. 저주파수 대역에서는 측정값과 해석값이 차이가 있

지만 500 Hz 이상에서는 거의 일치한다. 특히 1 kHz 이상의 주파수에서는 진동량의 변동치가 작아지면서 SEA 결과에 수렴하는 형상을 보인다. Case 1, 2, 3은 각각 감쇠 손실 인자와 연성 손실 인자를 변화시킨 결과로 세 경우 모두 실측치와 비슷한 결과를 나타내며 Case 1의 감쇠 손실 인자는 다음과 같다:

$$\eta = \begin{cases} 0.01, & \text{for } f_c < 100 \text{ Hz} \\ 0.01 \times \frac{100}{f_c}, & \text{for } f_c > 100 \text{ Hz} \end{cases} \quad (4)$$

Table 3.1. Analysis condition for 3 cases.

CASE	DLF	CLF
1	Empirically suggested data from reference 3	Analytical
2	Experimentally determined data by decay method using single panel	Analytical
3	Experimentally determined data by decay method using single panel	Experimental SEA data using dual panel

산출된 감쇠 손실 인자와 연성 손실 인자를 이용하여 KOMPSAT-I SDM 모델을 해석하였다. 해석 모델은 그림 9에, 그 결과는 그림 10과 같다. 전체적으로 위성체의 바닥면 쪽에서 가장 진동 에너지를 받으며 광학 및 전자 탑재체가 부착된 center platform이나 payload platform 쪽의 에너지는 상대적으로 작게 나타난다.

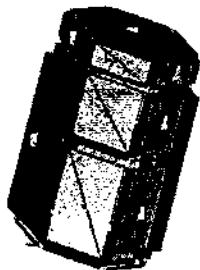


Fig. 9. SEA model for KOMPSAT-I SDM.

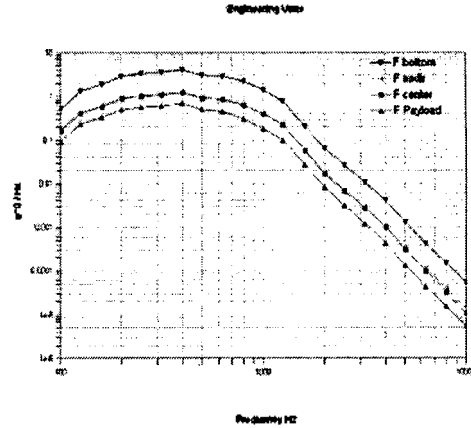


Fig. 10. Predicted response of the platform panels.

3. 결론

본 연구는 KOMPSAT-I의 SDM에 대한 SEA 해석 결과로, 감쇠 손실 인자 (DLF)는 단판을 분리하여, 연성 손실 인자 (CLF)는 SDM 모델 하부의 두 샌드위치 패널을 분리하여 실험적으로 산정하여 해석을 수행하였다. 산출된 해석인자들은 두개의 패널로 이루어진 시스템의 음향 실험 실측치와 예측치를 비교하여 타당성을 검증하였다. 향후 KARI의 고강도 음향실에서 수행될 KOMPSAT-I SDM의 음향 실험 결과와 SEA 해석 결과를 비교할 예정이다.

감사의 글

본 연구는 BK21과 NRL 그리고 "다목적실용위성 2호 개발사업 (V)" 프로젝트에서 일부 재정 지원을 받았습니다.

참고문헌

- [1] K. Sato and N. Lalor, Obtaining Internal and Coupling Loss Factors by a Transient Test Method, J. Acoust. Soc. Amer. 86, 1989.
- [2] R. G. White, Evaluation of the Dynamic Characteristics of Structures by Transient Testing, J. Sound Vib. 15, 147-161, 1971.
- [3] Thinh T. Do, Vibroacoustic Modeling Study with Delta II 10-Foot Composite Fairing, Proc. 18th Aerospace Testing Seminar, 265-277, 1999.