

진동 저감을 위한 복합재료 태양전지판의 최적설계

김용하¹ · 김휘엽¹ · 박정선^{2,†}¹한국항공대학교 일반대학원 항공우주 및 기계공학과²한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

Optimal Design of a Composite Solar Panel for Vibration Suppression

Yongha Kim¹, Hiyeop Kim¹ and Jungsun Park^{2,†}¹Graduate School of Aerospace and Mechanical Engineering, Korea Aerospace University²Department of Aerospace and Mechanical Engineering, Korea Aerospace University

Abstract

This paper proposes the use of supports as passive vibration absorber to a composite solar panel for a high-agility satellite. We further defined the dynamic model of the composite solar panel with the help of the Ritz method and verified vibration suppression performance of the support by performing vibration analysis. Finally, this research ensures optimal design of the composite solar panel with the support for maximizing vibration suppression performance in limited mass. The proposed results of the optimal design can be applied in actual structural design of satellites.

초 록

본 논문에서는 고기동 위성의 진동 저감을 위해 지지대를 복합재료 태양전지판에 적용하였다. 또한 리츠 법을 이용하여 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 동역학적 모델을 정의하였으며, 지지대가 포함되지 않은 복합재료 태양전지판과 비교하여 지지대의 진동 흡수 성능을 확인하였다. 제한된 질량 내에서 진동 흡수 성능을 최대화하기 위해 정의된 동역학적 모델을 이용하여 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 설계변수에 대한 최적설계를 수행하였으며, 최적화된 전개 고정형 복합재료 태양전지판의 설계안을 도출하였다.

Key Words : Composite Solar Panel(복합재료 태양전지판), High-Agility Satellite(고기동 위성), Vibration Suppression(진동 저감), Ritz Method(리츠 법), Optimal Design(최적설계)

1. 서 론

기계, 전자, 항공, 화공, 물리 등 광범위한 분야의 첨단기술이 복합된 시스템 기술인 우주기술은 정보화 시대인 21 세기의 첨단 산업을 주도하여 신기술을 창출해 나갈 수 있는 미래 지향적 기술이라 할 수 있다. 특히 위성체 관련 산업은 방송, 통신 뿐 아니라 지구 환경, 기상 예측, 자원 탐사 및 개발 등의 고부가 가치

산업들과 직접 연관되어 그 영역이 급속히 확대되어 가고 있다[1]. 이에 따라 국외에서는 민첩성이 뛰어난 고기동 위성에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으며, 국외에서 개발된 고기동 위성은 대표적으로 미국의 World View I/II, 프랑스의 Pleiades, 이스라엘의 TECSAR 그리고 최근에 개발된 일본의 ASNARO가 있다[2]. 국내에서는 고기동 위성의 개발 사례가 없으나, 현재 민첩성이 뛰어난 위성에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이러한 고기동 위성이 빠른 각속도로 회전할 경우 강성이 상대적으로 작고, 회전중심으로부터 거리가 먼 위치에 질량중심이 있는 태양전지판의 경우 진동이 발생하기 쉽다[3]. 이러한 진동은 위성

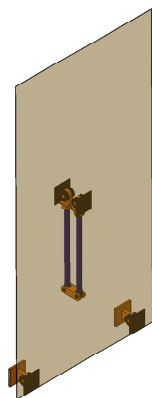
Received: Sep. 27, 2018 Revised: Nov. 09, 2018 Accepted: Nov. 17, 2018

† Corresponding Author

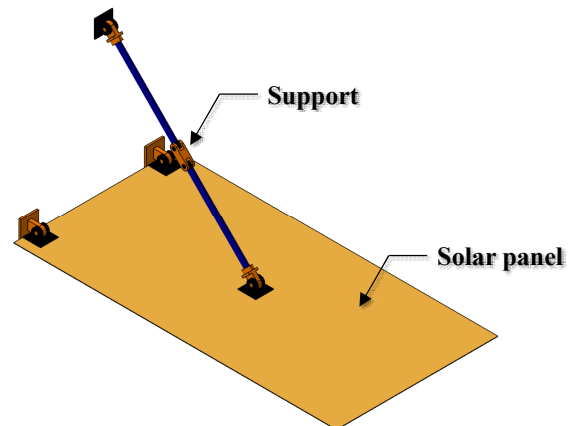
Tel: +82-2-300-0283, E-mail: jungsun@kau.ac.kr

© The Society for Aerospace System Engineering

체로 전달되며 이는 위성의 안정화 시간을 지연시키거나 영상품질을 저하시킨다. 따라서 위성의 고기동성을 위해 태양전지판의 진동 저감을 요구되며, 태양전지판의 진동 제어 기법 및 진동 특성 분석에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 위성에 채택되는 진동 제어 기법은 일반 산업현장에서 많이 사용되는 기법과 같이 수동형과 능동형 진동 제어 기법으로 분류되며[4], 기존 연구에서는 수동형 진동 제어 장치와 능동형 진동 제어 장치를 이용하여 위성 구조물의 진동을 저감시켰다. 기존 연구에서는 Karl J. Pendergast와 Christopher J. Schauwecker가 스텐더트 플랫폼 형태의 수동형 진동 제어 장치를 개발하여 위성의 주망원경에 적용하였다[5]. Kimberly Shirey, Stuart Banks, Rob Boyle와 Reuven Unger는 NASA GSFC(Goddard Space Flight Center)가 개발한 AMS-02(국제 우주정거장의 시험 모듈)의 진동 저감을 위해 동흡진기(dynamic absorber)를 활용하였다[6]. Eric H. Anderson, John P. Fumo와 R. Scott Erwin은 스텐더트 플랫폼 형태의 능동형 진동 제어 장치를 개발하고, 실험을 통해 진동 저감 성능을 확인하였다. 또한 개발된 능동형 진동 제어 장치를 SSTL(Surrey Satellite Technology Ltd)에서 개발한 실험용 위성인 PICOSat에 적용하였다[7]. 능동형 진동 제어 기법은 진동 저감에 있어서 효율적이다. 그러나 탑재 장비의 신뢰성을 중요시하는 우주분야 특성상 위성 설계에서는 수동형 진동 제어 기법을 통한 진동 저감을 우선시 한다. 고기동 위성의 태양전지판은 충분한 강성을 가지기 위해 Fig. 1과 같이 지지대를 포함한 전개 고정형으로 선정된다[8].



a) Un-deployed solar panel



b) Deployed solar panel

Fig. 1 Deployable Solar Panel

태양전지판 지지대는 수동형 진동 제어 장치 중 하나이다. 지지대의 진동 저감 성능 최적화를 통해 태양전지판의 진동을 저감시킬 경우, 별도의 진동 제어 장치 부착이 요구되지 않아 태양전지판 설계에 용이하다. 또한, 기존 연구에서는 태양전지판의 진동해석을 유한요소법을 이용하여 수행하였다[9]. 유한요소법을 이용한 태양전지판의 진동해석은 해석시간이 많이 걸리고, 모델변경이 간편하지 않기 때문에 많은 해석 횟수가 요구되는 민감도 분석이나 최적설계에는 적합하지 않다. 본 논문에서는 고기동 위성의 진동 저감을 위해 진동 저감이 가능한 지지대를 복합재료 태양전지판에 적용하였다. 또한 계산 효율성을 높이기 위해 리츠 법(Ritz method)을 이용하여 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 동역학적 모델을 정의하였으며, 지지대가 포함되지 않은 복합재료 태양전지판과 비교하여 지지대의 진동 흡수 성능을 확인하였다. 제한된 질량 내에서 진동 흡수 성능을 최대화하기 위해 정의된 동역학적 모델을 이용하여 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 설계변수에 대한 최적설계를 수행하였으며, 최적화된 전개 고정형 복합재료 태양전지판의 설계안을 도출하였다.

2. 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 동역학적 모델

본 논문에서는 계산 효율성을 높이기 위해 리츠 법

(Ritz method)을 이용하여 Fig. 2와 같이 수동 진동 제어 장치인 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 동역학적 모델을 정의하였다. 태양전지판은 복합재료 샌드위치 패널 구조로 되어있으며, 본 논문에서는 태양전지판을 Kirchhoff-Love 평판으로 가정하였다. 또한 태양전지판은 전개장치 힌지를 통해 위성 본체와 연결되어있다.

2.1 모드형상 함수 정의

리츠 법(Ritz method)을 이용한 동역학적 모델링은 구조물의 에너지 계산이 요구되며, 복합재료 태양전지판의 에너지를 계산하기 위해서는 태양전지판의 모드형상 함수 정의가 필요하다. 본 논문에서는 Eqs. 1~2와 같이 길이 L_a , 너비 L_b 인 복합재료 태양전지판의 모드형상 함수를 다항식 형태로 정의하였다.

$$w(x,y,t) = W(x,y)T(t) \quad (1)$$

$$W(x,y) = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n a_{ij} \left(\frac{x}{L_a}\right)^i \left(\frac{y}{L_b/2}\right)^{j-1} \quad (2)$$

여기서 a_{ij} 는 모드형상 계수이며, i, j 는 모드형상 함수의 다항식 차수이다. 게다가 모드형상 함수는 복합재료 태양전지판의 경계조건인 비틀림 스프링 지지와 자유단 조건을 만족해야하며, 경계조건은 Eqs. 3, 4와 같이 정의된다.

$$W(0,y) = M_x(L_a,y) = V_x(L_a,y) = 0 \quad (3)$$

$$M_x(0,y) = -k_h W_x(0,y) \quad (4)$$

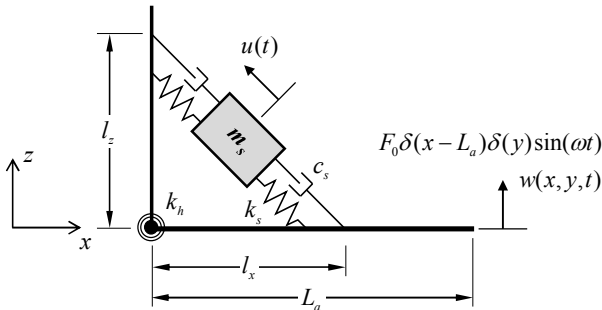


Fig. 2 Schematic of a composite solar panel with a support

여기서 D_{ij} 와 k_h 는 복합재료 태양전지판의 굽힘 강성과 전개장치 힌지의 비틀림 강성을 나타낸다. 다음 경계조건을 만족하기 위해 본 논문에서는 복합재료 태양전지판의 모드형상 계수 a_{ij} 를 Eqs. 5~10과 같이 정의하였다.

$$a_{11} = -\frac{12D_{11}}{k_h L_a} a_{41} + \frac{8D_{16}}{k_h L_a} a_{42} - \frac{40D_{11}}{k_h L_a} a_{51} + \frac{30D_{16}}{k_h L_b} a_{52} \quad (5)$$

$$a_{12} = -\frac{12D_{11}}{k_h L_a} a_{42} - \frac{40D_{11}}{k_h L_a} a_{52} \quad (6)$$

$$a_{21} = 6a_{41} + \left(\frac{12D_{16}}{L_b k_h} - \frac{4D_{16}L_a}{D_{11}L_b}\right) a_{42} + 20a_{51} + \left(\frac{40D_{16}}{L_b k_h} - \frac{15D_{16}L_a}{D_{11}L_b}\right) a_{52} \quad (7)$$

$$a_{22} = 6a_{42} + 20a_{52} \quad (8)$$

$$a_{31} = -4a_{41} - 10a_{51} \quad (9)$$

$$a_{32} = -4a_{42} - 10a_{52} \quad (10)$$

2.2 리츠 법을 이용한 근사적 고유진동수 및 고유모드 정의

리츠 법(Ritz method)은 에너지 법을 이용하여 구조물의 고유진동수와 모드형상을 근사적으로 구하는 방법이며, 구조물의 운동에너지와 포텐셜에너지를 모드형상 함수 형태로 계산하는 것이 요구된다. 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 운동에너지와 포텐셜에너지는 Eqs. 11, 12와 같이 정의된다.

$$KE = \frac{1}{2} \rho h \iint_A \dot{w}^2 dA + \frac{1}{2} m_s (\dot{u}_1 + \dot{u}_2)^2 \quad (11)$$

$$PE = \frac{1}{2} \iint_A (D_{11} w_{xx}^2 + 2D_{12} w_{xx} w_{yy} + 4D_{66} w_{xy}^2) dA + \frac{1}{2} k_s ((u_1 + u_2)^2 + u_2^2) \quad (12)$$

여기서 k_s , u_1 , u_2 는 지지대의 축 강성 및 변위를 나

타내며, 지지대의 변위는 Eqs. 13, 14와 같이 복합재료 태양전지판의 굽힘 변위로 표현이 가능하다. 여기서 θ_s 는 태양전지판과 지지대 사이의 각도를 의미한다.

$$u_1(t) = \frac{W(l_x, 0) T(t)}{\sin \theta_s} \quad (13)$$

$$u_2(t) = a_6 T_{s1}(t) \quad (14)$$

여기서, l_x , l_z 는 위성 본체와 태양전지판에 대한 지지대의 부착 위치를 의미하며, a_6 은 지지대의 모드형상 계수이다. 최소 총 포텐셜에너지 원리와 리츠 법(Ritz method)에 따라 운동에너지와 포텐셜에너지 합에 모드형상 계수의 변분을 취한 값이 0이 될 때, 최소 총 포텐셜에너지를 가지며 Eq. 15와 같이 정의된다.

$$\frac{\partial}{\partial a_{ij}} (PE^* - \omega_n^2 KE^*) = 0 \quad (15)$$

다음 관계식은 Eqs. 16, 17과 같은 복합재료 태양전지판의 고유진동수 제곱 값이 고유치를 가지는 고유치 문제로 정의된다.

$$[A][a] = \omega_n^2 [B][a] \quad (16)$$

$$[a] = [a_{41} \ a_{42} \ a_{51} \ a_{52} \ a_6]^T \quad (17)$$

행렬 $[A]$ 와 $[B]$ 는 4×4 의 정사각 행렬이며, 복합재료 태양전지판의 제원에 의해 결정된다. 행렬 $[a]$ 는 고유벡터의 열행렬이며 모드형상 계수를 의미한다. ω_n^2 는 고유치이고 고유진동수의 제곱 값을 가진다. 따라서 Eq. 16의 고유치 문제를 계산하면 설계변수에 대한 복합재료 태양전지판의 근사적 고유진동수와 모드형상 계수가 계산된다.

2.3 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의

동역학적 모델링

본 논문에서는 계산된 모드형상 계수를 이용하여 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 운동방정식을 Eqs. 18~23과 같이 정의하였다.

$$\begin{bmatrix} M_{sp} & 0 \\ 0 & m_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{T}(t) \\ \ddot{T}_{s2}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{sp} + c_s \alpha^2 - c_s \alpha & \\ -c_s \alpha & 2c_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{T}(t) \\ \dot{T}_{s2}(t) \end{bmatrix} \quad (18)$$

$$+ \begin{bmatrix} K_{sp} + k_s \alpha^2 - k_s \alpha & \\ -k_s \alpha & 2k_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T(t) \\ T_{s2}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_0 \\ 0 \end{bmatrix} \sin \omega t$$

$$T_{s2}(t) = \frac{W(l_x, 0) T(t)}{\sin \theta_s} + a_6 T_{s1}(t) \quad (19)$$

$$M_{sp} = \rho h \iint_A W^2 dA \quad (20)$$

$$C_{sp} = c_{sp} \iint_A W^2 dA \quad (21)$$

$$\alpha = \frac{W(l_x, 0)}{\sin \theta_s} \quad (22)$$

$$K_{sp} = \iint_A (D_{11} W_{xx}^2 + 2D_{12} W_{xx} W_{yy} + 4D_{66} W_{xy}^2) dA \quad (23)$$

여기서 c_{sp} , c_s 는 복합재료 태양전지판의 구조 감쇠와 지지대의 축 감쇠를 나타낸다. 또한 Eq. 18의 운동방정식을 풀기 위해 가진력인 $F_0 \sin \omega t$ 를 지수 함수 형태인 $F_0 e^{j\omega t}$ 로 가정하고, 정상상태 해 $X(t)$ 를 Eq. 24와 같이 가정하였다.

$$X(t) = X e^{j\omega t} = \begin{bmatrix} X_{sp} \\ X_s \end{bmatrix} e^{j\omega t} \quad (24)$$

여기서 X_{sp} 와 X_s 는 태양전지판과 지지대의 진폭을 나타낸다. 정상상태 해를 운동방정식에 대입하면 Eq. 25와 같이 무차원 비의 관점으로 정리할 수 있다.

$$\left| \frac{X_{sp} k_{sp}}{F_0} \right| = \sqrt{\frac{X_{sp1}}{X_{sp2}}} \quad (25)$$

$$X_{sp1} = 4(1 - r_s^2)^2 + (4\zeta_s r_s)^2 \quad (26)$$

$$\begin{aligned} X_{sp2} = & ((2r_{sp}^2 - (\alpha^2 \beta^2 \mu + 2))(r_s^2 - 1) - (4\alpha^2 \beta^2 \mu \zeta_s^2 r_s^2 \\ & + \alpha^2 \beta^2 \mu r_s^2 + 8\zeta_s \zeta_{sp} r_s r_{sp}))^2 + 16(\alpha^2 \beta^2 \mu \zeta_s r_s + \zeta_s r_s \\ & + \zeta_{sp} r_{sp} - (\alpha^2 \beta^2 \mu \zeta_s r_s^3 + \zeta_s r_s r_{sp}^2 + \zeta_{sp} r_s^2 r_{sp}))^2 \end{aligned} \quad (27)$$

Table 2 Dimensions of the Composite Solar Panel

Description	Value	Unit
Length of the solar panel	1,800	mm
Width of the solar panel	900	mm
Ply thickness of the solar panel	0.2	mm
Stacking sequence of the solar panel	$[0/\pm 45/90]_s$	Deg
Position of the support in z direction	900	mm
Inner diameter of the support	10	mm
Stacking sequence of the support	$[0/\pm 45/90]_s$	Deg

Table 3 Material Properties of CFRP (HEXCEL)

Material properties	Value	Unit
Modulus of elasticity	E_1	140,000 MPa
	E_2	10,000 MPa
	G_{12}	4,400 MPa
Poisson ratio	ν_{12}	-
Density	ρ	$1.500 \cdot 10^{-6}$ kg/mm ³

여기서 μ , β 는 지지대와 복합재료 태양전지판의 질량비, 분리된 고유진동수 비를 나타낸다. 또한 r_s , r_{sp} , ζ_s , ζ_{sp} 는 구동주파수와 지지대 및 복합재료 태양전지판의 고유진동수 비, 지지대 및 복합재료 태양전지판의 감쇠 비를 의미하며, Eqs. 28~30과 같이 정의된다.

$$\mu = \frac{m_s}{M_{sp}}, \quad \beta = \frac{\omega_s}{\omega_{sp}} \quad (28)$$

$$r_s = \frac{\omega}{\omega_s}, \quad r_{sp} = \frac{\omega}{\omega_{sp}} \quad (29)$$

$$\zeta_s = \frac{c_s}{2m_s\omega_s}, \quad \zeta_{sp} = \frac{C_{sp}}{2M_{sp}\omega_{sp}} \quad (30)$$

3. 고기동 위성의 진동 저감을 위한 복합재료 태양전지판의 최적설계

본 논문에서는 진동 저감을 위한 지지대를 포함한

복합재료 태양전지판의 최적설계를 수행하였다. 최적화 알고리즘은 대표적인 이산 최적화 알고리즘인 유전자 알고리즘을 사용하였으며, 지지대가 포함되지 않은 복합재료 태양전지판과 비교하여 수동형 진동 제어 장치인 지지대의 진동 흡수 성능을 확인하였다.

3.1 수치적 예제

본 논문에서는 정의된 복합재료 태양전지판의 동역학적 모델의 수치적 예제로서, 중소형급 고기동 위성의 태양전지판에 대한 최적설계를 수행하였다. 중소형급 고기동 위성의 운용에 요구되는 필요출력을 500 watts로 설정하여, 그것을 만족하도록 x 방향 길이(L_a)를 1800 mm, y 방향 길이(L_b)는 900 mm로 결정하였다. 복합재료 태양전지판은 HEXCEL의 복합재료 CFRP와 허니콤 코어(honeycomb core)로 구성된 샌드위치 패널(sandwich panel)로 되어있다. 지지대는 복합재료 CFRP로 $[0/\pm 45/90]_s$ 적층된 홀이 있는 원형단면 형상의 복합재료 구조물이며, 홀의 반지름은 5 mm이다. 태양전지판과 지지대의 구조 감쇠 비는 0.01이며, 복합재료 CFRP의 재료 물성과 태양전지판과 지지대의 세부 제원은 Table 1, 2에 명시하였다. 전개장치 힌지는 STARSYS의 SH-9010 제품을 참조하였다.

3.2 유전자 알고리즘 (GA, Genetic Algorithm)

유전자 알고리즘은 전역 최적화 이론으로 대표적인 이산 최적화 알고리즘이며, 많은 분야에서 사용되고 있다. 유전자 알고리즘의 기본 과정은 임의의 탐색 과정을 이용하여 최적화를 수행하는 것이다[10, 11]. 유전자 알고리즘의 특성은 처음부터 여러 개의 스트링으로 이루어진 개체군으로 여러 개의 변수들의 조합을 가지고 평행적으로 최적화 과정을 수행한다. 유전자 알고리즘에서는 도함수의 개념을 전혀 사용하지 않고, 방향성 있는 탐색과 확률 탐색을 수행하기 때문에 연속-불연속의 혼합, non-convex 영역 등과 같은 최적화 문제를 해결할 수 있는 장점이 있다. 유전자 알고리즘은 이진수의 조합으로 구성된 개체들의 집단을 가지고, 선택, 교배, 변이라는 세 가지 과정을 수행함으로써 최적화를 하는 알고리즘이다. 선택은 각각의 스트링들이 적합치에 따라 복제되어지는 과정이며, 다음 세대로 진화하는 과정에서 높은 적합치를 갖는 스트링들의 특징을 다음 세대로 전달하는 역할을 한다. 교배는

선택된 염색체들의 스트링 일부를 서로 교환함으로써 정보를 교환하는 과정이다. 이 과정을 통해서 염색체들은 높은 최적치를 가질 수 있는 확률적 기회를 가지며, 수렴 속도를 가속화 시켜주는 역할을 하게 된다. 교배에서도 수렴 속도를 제어하기 위한 여러 가지 방법들을 제시하였다. 대표적으로 단순교배, 복수점 교배, 균일 교배 등이 있다. 돌연변이는 선택과 교배 과정을 통해 얻을 수 없는 정보를 획득하는 과정이다. 적당한 확률에서 이 돌연변이 과정은 전역적인 탐색 효과를 나타내므로, 높은 적합치의 수렴성을 매우 높게 해준다. 교차와 돌연변이와 같은 연산자들은 유전자 알고리즘에서 집단의 다양성을 높이는 역할을 하게 된다. 본 논문에서는 세대 수, 개체 군, 변이율, 교차율은 200, 20, 0.15, 0.5로 설정하였다.

3.3 최적설계 문제 정의

본 논문에서는 제한된 질량 내에서 수동형 진동 제어 장치인 지지대의 진동 흡수 성능을 최대화하기 위해 복합재료 태양전지판의 최적설계 문제를 Eqs. 31, 32와 같이 정의하였다. 목적함수는 복합재료 태양전지판의 무차원 진폭 최댓값이며, 설계변수는 허니콤 코어의 두께, 지지대의 적층 플라이 두께 및 x방향 부착 위치, 전개장치 힌지의 비틀림 강성이다. 구속조건은 고기동 위성의 설계 조건에 따라 G_1 , G_2 , G_3 , G_4 와 같은 복합재료 태양전지판의 강성조건으로 정의된다[12]. 또한 제한된 질량(9.0 kg) 내의 지지대의 진동 흡수 성능을 최대화하기 위해 G_5 와 같이 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판 무게에 대한 구속조건을 정의하였다.

$$\text{Minimize } \left| \frac{X_{sp} k_{sp}}{F_0} \right|_{\max} \quad (31)$$

$$\text{S.T. } G_1 = 1 - \frac{\omega_d}{0.4} \leq 0 \quad (32)$$

$$G_2 = \omega_d - 1 \leq 0$$

$$G_3 = 1 - \frac{\omega_b}{35} \leq 0$$

$$G_4 = 1 - \frac{\omega_t}{35} \leq 0$$

$$G_5 = \frac{\rho L_a L_b h + m_s}{9} - 1 \leq 0$$

$$32,100 \leq k_h [N \cdot mm/rad] \leq 418,300$$

$$10 \leq t_{\text{honeycombcore}} [mm] \leq 40$$

$$0.1 \leq t_{\text{ply}} [mm] \leq 2$$

$$200 \leq l_x [mm] \leq 1,800$$

여기서 ω_d , ω_b , ω_t 은 전개장치 힌지의 전개모드 고유진동수, 복합재료 태양전지판의 굽힘 및 비틀림 모드 고유진동수를 의미한다.

3.4 최적설계 결과

목적함수 이력은 Fig. 3과 같으며, 복합재료 태양전지판의 무차원 진폭은 세대 수가 증가함에 따라 감소하면서 수렴한다. 최적설계 결과는 Table 3에 나타내었으며, 복합재료 태양전지판의 질량과 전개모드, 1차 비틀림, 굽힘 모드의 진동수는 8.58 kg, 0.98 Hz, 56.3 Hz, 63.7 Hz 이다. 따라서 최적화된 설계변수는 복합재료 태양전지판의 강성 및 질량 조건에 만족한다.

3.5 주파수 응답 해석 및 결과

본 논문에서는 수동형 진동 제어 장치인 지지대의 진동 흡수 성능을 확인하기 위해 지지대가 포함되지 않은 태양전지판과 포함된 태양전지판에 대하여 주파수 응답 해석을 수행하였다. 지지대를 포함하지 않은 태양전지판의 설계변수는 최적설계를 통해 도출하였으며, 질량은 8.46 kg 이다.

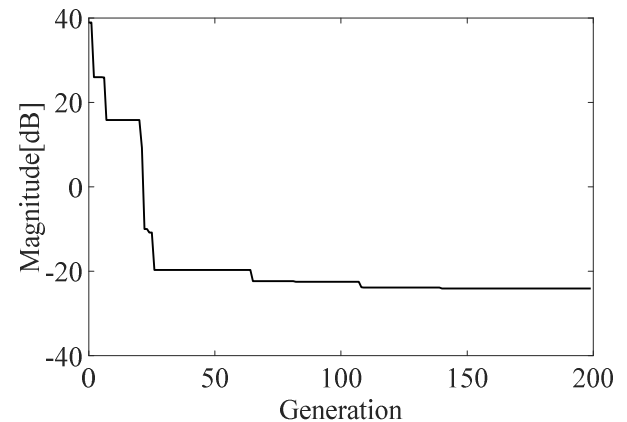


Fig. 3 Objective Function History

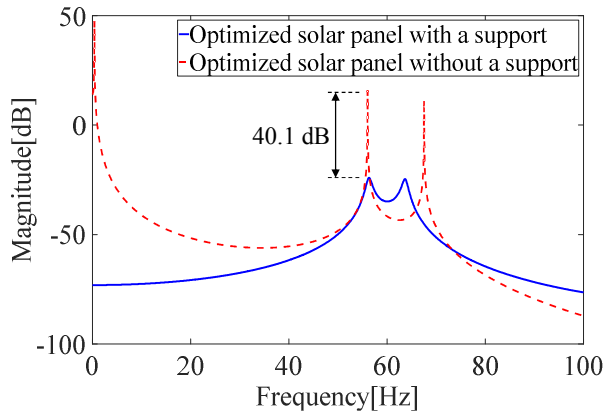


Fig. 4 Result of the Frequency Response Analysis

Table 4 Optimization Results

Description	Value	Unit
Stiffness of the hinge	32,790	N·mm/rad
Thickness of the honeycomb core	13.1	mm
Ply thickness of the support	0.2	mm
Position of the support in x direction	1,310	mm
Mass of the solar panel with support	8.58	kg

복합재료 태양전지판의 주파수 응답 해석 결과는 Fig. 4와 같다. 지지대를 포함한 태양전지판은 포함하지 않은 태양전지판에 비해 1차 굽힘 모드에서의 무차원 진폭이 40.1 dB 감소한 것을 확인할 수 있다. 따라서 수동형 진동 제어 장치인 지지대는 고기동 위성의 진동 저감에 효율적이다.

4. 결 론

본 논문에서는 고기동 위성의 진동 저감을 위해 지지대를 복합재료 태양전지판에 적용하였다. 또한 계산 효율성을 높이기 위해 리츠 법(Ritz method)을 이용하여 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 동역학적 모델을 정의하였으며, 지지대가 포함되지 않은 복합재료 태양전지판과 비교하여 지지대의 진동 흡수 성능(1차 굽힘 모드에서의 무차원 진폭이 40.1 dB 감소)을 확인하였다. 제한된 질량 내에서 진동 흡수 성능을 최

대화하기 위해 정의된 동역학적 모델을 이용하여 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 설계변수에 대한 최적설계를 수행하였으며, 최적화된 전개 고정형 복합재료 태양전지판의 설계안을 도출하였다. 따라서 본 논문에서 정의된 지지대를 포함한 복합재료 태양전지판의 동역학적 모델은 실제 위성체의 진동특성 분석을 포함한 구조설계 연구에 적용될 수 있다.

후 기

본 논문은 국방광역감시 특화연구센터 프로그램의 일환으로 방위사업청과 국방과학연구소의 지원으로 수행되었습니다.

References

- [1] P. S. Thomas, and J. L. Wiley, *Spacecraft Structures and Mechanisms From Concept to Launch*, Space Technology Library, 1995.
- [2] J. H. Lim, "Recent Trend of the Configuration Design of High Resolution Earth Observation Satellites," *Current Industrial and Technological Trends in Aerospace*, vol. 8, pp. 45-54, 2010.
- [3] R. G. Ross, "Vibration suppression of advanced space cryocoolers - an overview", *International Society of Optical Engineering (SPIE) Smart Structures and Materials Conference*, 2003.
- [4] C. D. Johnson, "Design and Application of Passive Vibration Suppression", *Technology Overview 2001 International Symposium on Smart Structures and Materials*, 2001.
- [5] K. J. Pendergast, and C. J. Schauwecker, "Use of a passive reaction wheel jitter isolation system to meet the Advanced X-ray Astrophysics Facility imaging performance requirements", *International Society of Optical Engineering Conference on Space Telescoped and Instruments*, 1998.
- [6] K. Shirey, S. Banks, R. Boyle, and R. Unger, "Design and Qualification of the Ams-02 Flight Cryocoolers", *Space Cryogenics Workshop*, 2005.

- [7] E. H. Anderson, M. E. Evert, and R. M. Glasese, "Satellite ultraquiet isolation technology experiment (SUITE): Electro-mechanical subsystems", *International Society for Optical Engineering*, no. 3674-36, pp. 308-328, 1995.
- [8] S. W. Kim, W. G. Kim, Y. W. You, J. H. Lim, and H. S. Kim, "Structural Analysis of Solar Array Panel for Highly Agile Satellite", *Proceeding of the 2013 KSAS Fall Conference*, pp. 649-652, 2013.
- [9] Z. Bai, Y. Zhao, W. Ma, and H. Tian, "Modal Analysis for Small Satellite System with Finite Element Method," *2008 2nd International Symposium on Systems and Control in Aerospace and Astronautics*, pp. 1-5, 2008.
- [10] J. H. Holland, *Adaptation in Natural and Artificial System*, University of Michigan Press, 1975.
- [11] Goldberg, *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*, Pearson Education, 2013.
- [12] Y. H. Kim, P. H. Kim, H. Y. Kim, and J. S. Park, "Optimal Design of a Composite Lattice Rectangular Plate for Solar Panels of a High-Agility Satellite," *International Journal of Aeronautical and Space Sciences*, vol. 19, no. 3, pp. 762-775, 2018.