A04　モーメンタム・ホイール搭載型太陽発電衛星の付属物モード・モデルを用いた構造柔軟性の設計

Structural flexibility design for a momentum-wheel-mounted solar power satellite using appendage mode model

泉田　啓（京大），山本　隆正（京大・院）
K. Senda (Kyoto Univ.) and T. Yamamoto (Kyoto Univ.)

1　はじめに

1968 年に米国の Peter E. Glaser により宇宙太陽発電衛星（Solar Power Satellite，以下 SPS）が提案されて以来，日本を含めた世界各国で研究が続けられている．近年の SPS のコンセプトとして，日本の（財）無人宇宙実験システム研究開発機構（USEF）の '06 USEF SPS [1]（Fig. 1）や，米国の NASA の SPS-ALPHA [2] などがある．しかし，構造，ダイナミクス，制御，および，システムの視点から，成立性が高い優れた SPS のコンセプトが存在するとは言い難い．そこで，より成立性が高い新たな SPS のコンセプトが望まれている．

本研究では，'06 USEF SPS を基に，特に構造・制御の観点で成立性の高いシステムを検討している．Fig. 1 の '06 USEF SPS は，静止軌道に投入され，x が軌道進行方向，z が地球方向である．全系は，地球側に地表と平行に位置する平面状の発送電部，逆側に位置する分散バス部，それらを繋ぐテザーからなる．発送電部は発送電一体型パネルを連結して構成し，表面に貼られた太陽電池で発電し，地球側の面に構成するフェイズド・アレイ・アンテナでマイクロ波送電する．全系は 25 個のユニット・アッセンブリィを連結して構成されている．各ユニット・アッセンブリィも発送電パネル，バス，テザー (4 本) から成り，1 つで SPS として成立する．

この SPS は重力傾斜安定方式を採用しているため，姿勢の安定性に関して優れているが，一度振動が生じると受動的に振動を減衰させることができないという問題点がある．また，テザーを用いた重力傾斜安定方式であり，数キロメートルにも及ぶテザーが構造要素として用いられる．各テザーには数 N 程度のわずかな張力しか加わらないため，構造安定性が保たれるか懸念がある．

本研究では，構造・制御の成立性を高めるためにテザーを排したコンセプトを考える．まず，スラスターを用いた制御手法が考えられるが，この制御手法ではスラスターの燃料の観点や，スラスター噴射による燃料のパネル表面への付着などの長期的なミッションに不向きであると考えられる．そこで，モーメンタム・ホイールを搭載した SPS の制御システムを考え，構造・制御の成立性に関する検討を行う．この SPS の基本構成は，モーメンタム・ホイールが搭載された発送電一体型パネルを連結したもので，'06 USEF SPS からバスとテザーをとり除いたパネル部分のみのような形状となる．さらに何らかのエネルギ消散機構によって，姿勢運動の振動を減衰させることができないか検討する．エネルギ消散機構として，これまでボール・イン・チューブのようなニューテーション・ダンパやホイールを支持するジンバル軸のダンパを検討してきた [3]．本研究では，パネル部の構造柔軟性を用いた受動的に姿勢振動の運動を減衰させる制御方法と構造柔軟性の設計方針を検討する．

本稿の構成は以下のとおりである．第 2 章では，'06 USEF SPS 衛星システム，解析対象となる実証衛星システム，パネル部に構造柔軟性を有する衛星システム概要を説明する．第 3 章では，構造柔軟性を利用した制御手法を用いて，実証衛星を制御する場合の数値シミュレーションが示される．第 4 章では，構造柔軟性の設計の検討のため，2 種のモード・モデル表現を導入する．第 5 章では，2 種のモードの概念を取り入れた低自由度の系の数値シミュレーションが示される．第 6 章では，付属物モード・モデルを用いた構造柔軟性の設計方針について検討する．第 7 章は結論である．

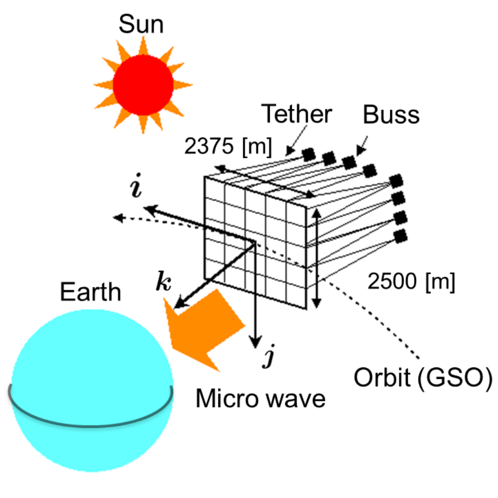

Fig. 1　'06 USEF SPS の概念図

2　解析対象のモデル

Fig. 1 の '06 USEF SPS の発送電一体型パネル部のみの概要を以下に整理する．

軌道: 地球静止軌道
衛星発電規模: 1 GW
送電方法: マイクロ波送電
衛星形状:
　(a) 受動的重力傾斜安定形状
　(b) ユニット・アッセンブリィを 25 個連結
衛星寸法:
　(a) システム全体: 2500 ×2375×0.5 [m]
　(b) ユニット・アッセンブリィ: 500×475×0.5 [m]
衛星質量:
　(a) システム全体: 2.64×10^6 [kg]
　(b) ユニット・アッセンブリィ: 1.06×10^5 [kg]

2.1　SPS 実証衛星

本研究で想定する SPS は '06 USEF SPS のパネル部に，モーメンタム・ホイールによる制御システムを搭載したものである．その実用衛星を実現する過程で，Fig. 2 のような実証衛星を構築することになる．本研究では，SPS の姿勢制御方法を確立する第一歩として，実証衛星を具体的な解析対象とする．以下に，Fig. 2 の実証衛星のサイズと質量を整理する．

実証衛星寸法: 36 ×42×0.5 [m]
実証衛星質量: 1.522×10^4 [kg]

このパネルの y 軸方向に回転軸を沿わせてモーメンタム・ホイールを 1 個搭載する．衛星を静止軌道上において地球指向で姿勢安定化したい．なお，この衛星の x, y, z 軸まわりの慣性モーメントを I_x, I_y, I_z とすると，$I_y < I_x < I_z$ ただし $I_x \simeq I_y$, $I_z \simeq I_x + I_y$，である．この衛星には慣性モーメントの違方性が大きいという特徴がある．また，以下ではパネル部を質量密度が一定としてモデル化する．ホイールとして，ISS に搭載されている DG-CMG [4] に使用されたフライ・ホイールを想定する．

2.2　構造柔軟性のモデル化

実際に扱うパネルは柔軟な連続体である．ここでは，パネル部の構造柔軟性を Fig. 3 のようにバネとダンパで繋がれた 25 枚の剛な平板からなる剛体多体系に近似してモデル化する．この平板間を並進・回転 6 自由度のバネ・ダンパで接続する．先行研究に従い，一様な弾性パネルと同じ荷重を加える場合に同等の並進，せん断，曲げ，捩り変形が得られるように，パネル間のバネ剛性を決定する．減衰特性に関しては，比例減衰の考え方に基づいて決定する．このパネル間のバネ・ダンパ係数を設計変数として，パネル部の減衰振動によるエネルギー消散特性を変更する．

Fig. 3 に示される，25 枚の剛体パネルは，それぞれ y 軸方向の長さ 8.4 [m], x 軸方向の長さ 7.2 [m], z 軸方向の厚さ 0.5 [m], 質量 6.048×10^2 [kg] である．

3　構造柔軟性をもつ実証衛星の数値計算

3.1　数値計算の概要

機構解析ソフト ADAMS を用いて数値計算を行う．解析対象は，パネル部の構造柔軟性をモデル化した実証衛星である．

3.2　数値計算結果

初期外乱により，初期角速度にホイール軸方向と直交する角速度成分を加えた場合を考える．衛星本体の初期角速度として，y 軸まわりに $2\pi/T$ [rad/s]，x 軸まわりに 1.0×10^{-6} [rad/s] を与える．ここで，T は衛星の軌道周期で本研究で検討する静止軌道では 86400 [sec] である．y 軸まわりの角速度は衛星のスピン，x 軸まわりは外乱として加えた摂動である．この場合の中心パネルの x 軸まわりの角速度の時刻歴を Fig. 4 に記す．

実線がパネルが剛な場合，破線がパネル部に構造柔軟性を有する場合の結果を示す．これより，系が構造柔軟性をもたない場合は，エネルギ消散機構が存在しないために姿勢振動は減衰しないが，構造柔軟性をもつ場合は，構造柔軟性がもつエネルギ消散特性によって，系の姿勢振動が減衰することがわかる．

4　2 種のモード・モデル表現

3 章より構造柔軟性がエネルギ消散特性を有する場合，姿勢振動が減衰することが例示された．衛星のパネル部の構造柔軟性の最適設計を考えるために，この仕組みを理解したい．そのため，構造柔軟性を有する衛星の挙動をモードの概念を用いて解析する．なお，構造柔軟性を有する衛星の運動方程式は，多自由度系に対する線形の常微分方程式で表すことができるものとする．

4.1　ビークル・モード・モデル表現

系全体をモード解析することにより，Fig. 5 のようなビークル・モード (直交モード) 表現することがで

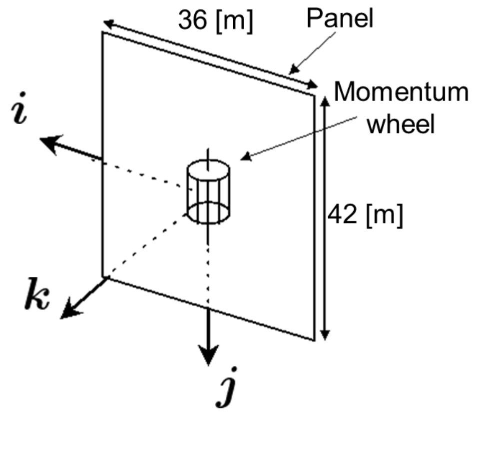

Fig. 2　システム実証衛星

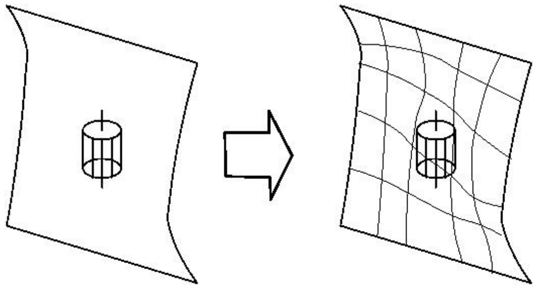

Fig. 3　構造柔軟性のモデル化

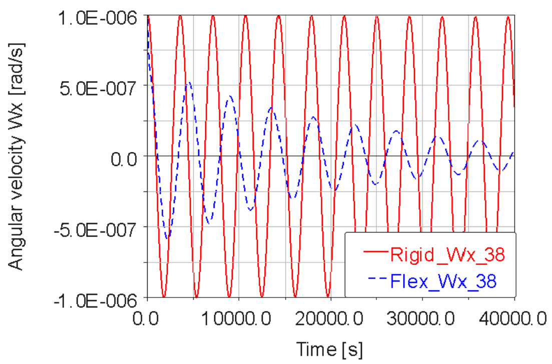

Fig. 4　構造柔軟性を有するシステム実証衛星の角速度 ω_x

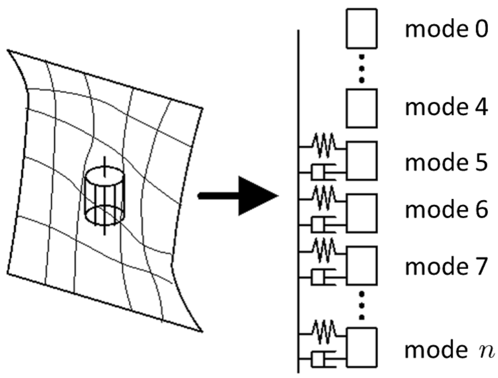

Fig. 5　構造柔軟性を有する衛星のビークル・モード・モデル

きる．得られるモードは全て直交モードである．モード 0〜4 は衛星の並進 3 と回転 2 の剛体モードである．回転の剛体モードの 1 つは，ホイールのみが回転するモードである．モード 5 と 6 は，概ね Fig. 6 のモード 5 と 6 に対応する衛星の姿勢振動モードになる．モード 7〜n は主に構造の振動モードである．この際，柔軟構造を適切に設計すれば，Fig. 5 のように直交モード 5 と 6 を減衰振動にできることがある．

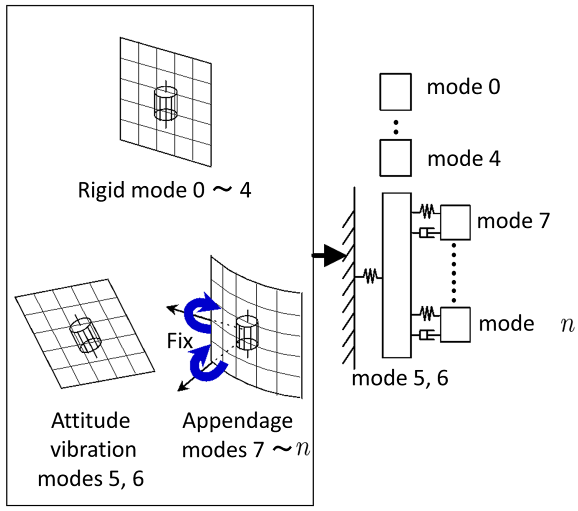

Fig. 6　構造柔軟性を有する衛星の付属物モード・モデル

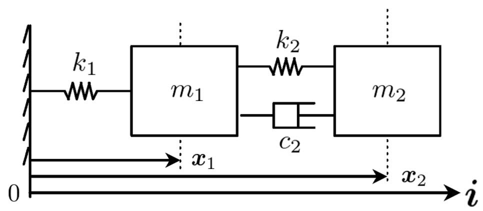

Fig. 7　構造柔軟性を有する低自由度系

4.2　付属物モード・モデル表現

Fig. 6 が付属物モード・モデル表現である．モード 0〜4 は衛星の並進 3 と回転 2 の剛体モード，モード 5 と 6 はホイールを搭載することにより剛体モードから振動モードに変わった 2 つの姿勢振動のモード，モード 7〜n はホイール搭載パネルの回転自由度のうち，ホイールの回転軸に直交する 2 軸まわりの回転を拘束して得られる構造の振動モード（付属物モード）である．このうち，モード 5 と 6 の 2 つは非減衰振動モードであり，モード 7〜n は減衰振動モードである．

5　構造的に柔軟な低自由度系の数値計算

5.1　解析対象

構造柔軟性の設計を行うために，2 自由度系を対象に構造柔軟性による姿勢振動の減衰の仕組みを検討する．そこで，Fig. 7 の系を考える．これは，付属物モード・モデルの姿勢振動モード 5 や 6 に対応する 1 自由度の非減衰振動系に付属物モード 7〜n に対応する 1 自由度の減衰振動系をカップルさせた低自由度系である．Table 1 に，解析対象である Fig. 7 の設計パラメータと数値シミュレーションの初期条件を整理する．バネ・ダンパ係数 k_2 と c_2 は与えた m_1，k_1，m_2 に対し，動吸振器の設計方法の一つである定点理論を用いて求めた最適値である． Fig. 7 の運動方程式は

Table 1　低自由度系のパラメータと初期条件

Parameters of low degree of freedom system			
m_1	1.0×10^{1} [kg]	m_2	5.0×10^{-1} [kg]
k_1	5.0×10^{0} [N/m]	k_2	0.2268 [N/m]
		c_2	0.09 [Ns/m]
Initial condition of low degrees of freedom system			
$x_1(0)$	0.0 [m]	$x_2(0)$	0.0 [m]
$\dot{x}_1(0)$	10.0 [m/s]	$\dot{x}_2(0)$	0.0 [m/s]

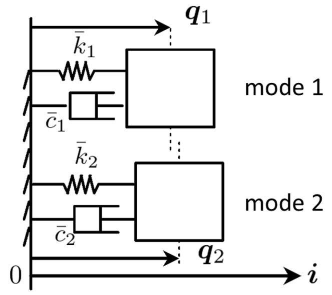

Fig. 8　構造柔軟性を有する低自由度近似系のビークル・モード・モデル

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_2(\dot{x}_1-\dot{x}_2) + k_1x_1 + k_2(x_1-x_2) = 0 \\ m_2\ddot{x}_2 + c_2(\dot{x}_2-\dot{x}_1) + k_2(x_2-x_1) = 0 \end{cases} \tag{1}$$

となる．式 (1) を行列表示して

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{C}\dot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}\boldsymbol{x} = \boldsymbol{0} \tag{2}$$

$$\boldsymbol{M} = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{C} = \begin{bmatrix} c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix}, \quad \boldsymbol{K} = \begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix}$$

と書くことができる．ただし，減衰行列 $\boldsymbol{C}$ は質量行列 $\boldsymbol{M}$ と剛性行列 $\boldsymbol{K}$ を用いて $(\alpha_1\boldsymbol{M}+\alpha_2\boldsymbol{M}^2+...)+(\beta_1\boldsymbol{K}+\beta_2\boldsymbol{K}^2+...)$ の形 ($\alpha_1,\alpha_2,...$ と $\beta_1,\beta_2,...$ は実数) で表すことができず，この系は一般減衰系である．以下では，式 (1) をビークル・モード，付属物モードを用いて解析する．

5.2　モード表現

5.2.1　ビークル・モード表現

変位 $\boldsymbol{x}$ をビークル・モードのモード座標に座標変換する．

$$\boldsymbol{x} = \boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{q} \tag{3}$$

$\boldsymbol{\Phi}$ は直交モードを並べた座標変換行列であり，式 (1) をモード解析することによって得られる．式 (8) の座標変換によって，式 (1) の運動方程式は以下のようにモード座標表現となる．

$$\begin{cases} \ddot{q}_1 + 2\zeta_1\omega_1\dot{q}_1 + \omega_1^2 q_1 = 0 \\ \ddot{q}_2 + 2\zeta_2\omega_2\dot{q}_2 + \omega_2^2 q_2 = 0 \end{cases} \tag{4}$$

これをバネ・マス・ダンパ系で表すと Fig. 8 となり，モード座標 q_1 と q_2 の二つの非連成のモードで表現されている．Fig. 5 の姿勢振動モード 5, 6 が q_1，構造振動モードの 7〜n が q_2 に対応する．ビークル・モード・モデル表現での運動エネルギ T は，以下のようになる．

$$T_1 = \frac{1}{2}\bar{m}_1\dot{q}_1^2, \quad T_2 = \frac{1}{2}\bar{m}_2\dot{q}_2^2 \tag{5}$$

ここで，$\bar{m}_1$, $\bar{m}_2$ はモード質量である．また，ビークル・モード・モデル表現での弾性ポテンシャル・エネルギ K は，以下のようになる．

$$K_1 = \frac{1}{2}\bar{k}_1\dot{q}_1^2, \quad K_2 = \frac{1}{2}\bar{k}_2\dot{q}_2^2 \tag{6}$$

ここで，$\bar{k}_1$, $\bar{k}_2$ はモード剛性である．よって，各モードの力学的エネルギ E は，以下のようになる．

$$E_1 = T_1 + K_1, \quad E_2 = T_2 + K_2 \tag{7}$$

5.2.2　付属物モード表現

変位 $\boldsymbol{x}$ を付属物モードのモード座標に座標変換する．

$$\boldsymbol{x} = \boldsymbol{\Psi}\boldsymbol{p} \tag{8}$$

$\boldsymbol{\Psi}$ は必ずしも直交しない付属物モードを並べた座標変換行列である．式 (1) の系に対し

$$\begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix}\begin{bmatrix} p_1 \\ p_2 \end{bmatrix} \tag{9}$$

となるので

$$\boldsymbol{\Psi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & 1 \end{bmatrix} \tag{10}$$

式 (8) の座標変換によって，式 (1) の運動方程式は以下のようなモード座標表現となる．

$$\begin{cases} (m_1+m_2)\ddot{p}_1 + k_1p_1 = -m_2\ddot{p}_2 \\ m_2\ddot{p}_2 + c_2\dot{p}_2 + k_2p_2 = -m_2\ddot{p}_1 \end{cases} \tag{11}$$

式 (10) のように直交していない付属物モードを用いているため 2 つのモード方程式は，右辺を通じて連成している．これをバネ・マス・ダンパ系で表すと Fig. 9 となり，モード座標 p_1 と p_2 の 2 つのモードで表現されている．Fig. 6 の姿勢振動モード 5, 6 が p_1, 構造振動モード 7〜n が p_2 に対応する．姿勢振動モード p_1 は m_1, m_2 の相対変位が常に 0 で，m_1, m_2 が一体となってバネ k_1 で振動するモードを表す．付属物モード表現される構造振動モード p_2 は m_1, k_1 のバネ・マス系の自由度を拘束したときの振動モードであり，ここでは，x_1 を拘束したときに m_1, k_1 のバネ・

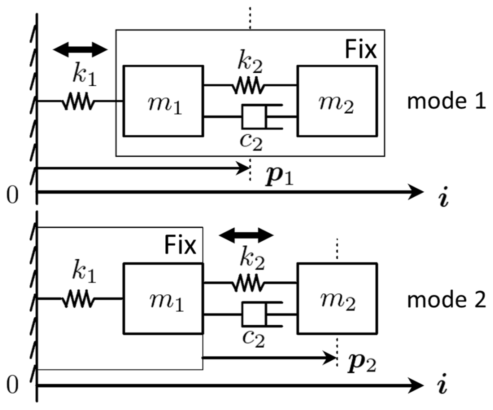

Fig. 9　構造柔軟性を有する低自由度近似系の付属物モード・モデル

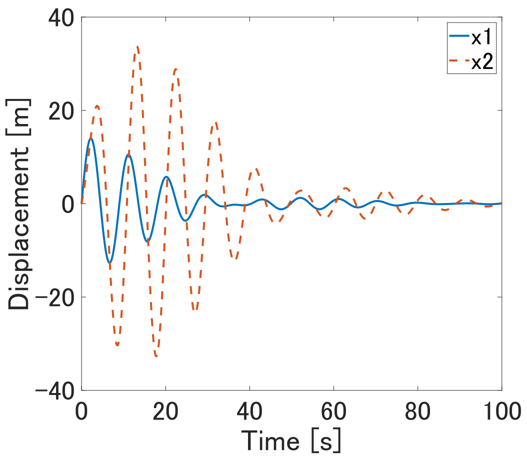

Fig. 10　変位 x_1, x_2 の時間変化

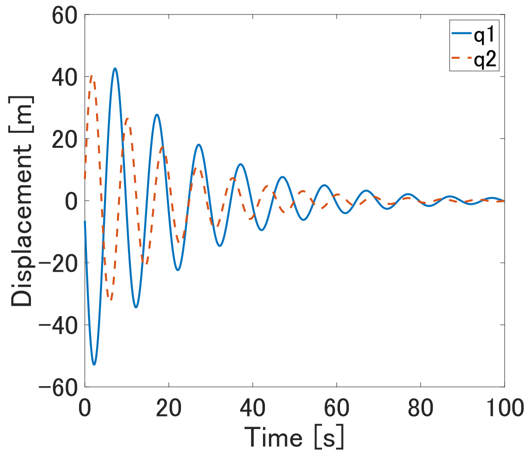

Fig. 11　モード座標 q_1, q_2 の時間変化

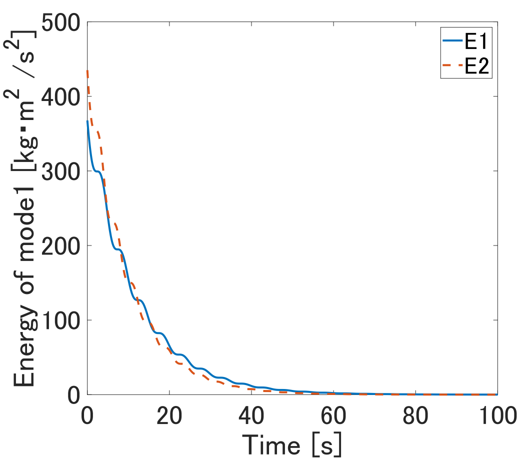

Fig. 12　力学的エネルギ E_1, E_2 の時間変化 (ビークル・モード)

マス系に対して振動する m_2, c_2, k_2 のバネ・マス・ダンパ系のモードを表す．付属物モード・モデル表現での運動エネルギ T は，以下のようになる．

$$T_1 = \frac{1}{2}(m_1 + m_2)\dot{x}_1^2, \quad T_2 = \frac{1}{2}m_2(\dot{x}_2^2 - \dot{x}_1^2) \tag{12}$$

また，付属物モード・モデル表現での弾性ポテンシャル・エネルギ K は，以下のようになる．

$$K_1 = \frac{1}{2}k_1 x_1^2, \quad K_2 = \frac{1}{2}k_2(x_2 - x_1)^2 \tag{13}$$

よって，各モードの力学的エネルギ E は，以下のようになる．

$$E_1 = T_1 + K_1, \quad E_2 = T_2 + K_2 \tag{14}$$

5.3　数値計算結果と考察

5.3.1　2 自由度振動系

Fig. 7 の系に Table 1 の条件を与えた場合について数値シミュレーションを行い，変位 x_1，x_2 の時刻履歴を Fig. 10 に示す．時刻 $t = 0$ では $\dot{x}_1 = 10$ [m/s], $\dot{x}_2 = 0$ [m/s] であるが，その後すぐに $\dot{x}_2$ も値をもち，x_2 には x_1 より大きな振動が励起され，x_1 と x_2 は連成しつつ減衰してゆく．

5.3.2　ビークル・モード

5.3.1 で得られた結果をビークル・モード表現し，モード座標 q_1，q_2 の時刻歴を Fig. 11 に示す．時刻 $t = 0$ で $\dot{q}_1 = -34.1$，$\dot{q}_2 = 36.6$ の値をもつ．q_1 と q_2 は直交するモードなので，互いに連成することなく，各々が 1 自由度の減衰自由振動をする．Fig. 12 はビークル・モード表現によるモード 1，2 の力学的エネルギ E_1，E_2 を示す．このように，元々非減衰振動していた 1 自由度のバネ・マス系に，減衰振動する 1 自由度のバネ・マス・ダンパ系をのせることにより，得られた二つのビークル・モードはともに減衰振動するモード特性になった．ただし，この方法では，設計後の系から得られるビークル・モードを用いて解析するため，設計後の解析はできるが，設計のための解析

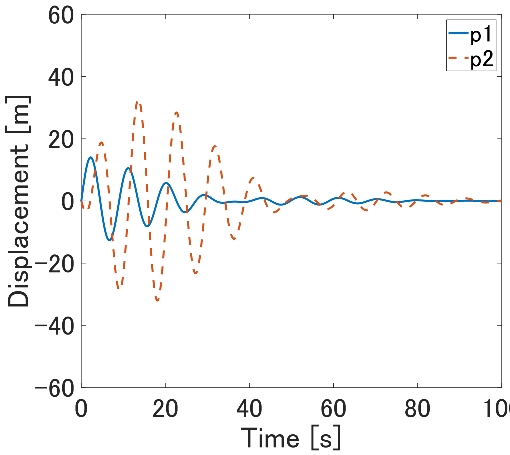

Fig. 13　モード座標 p_1, p_2 の時間変化

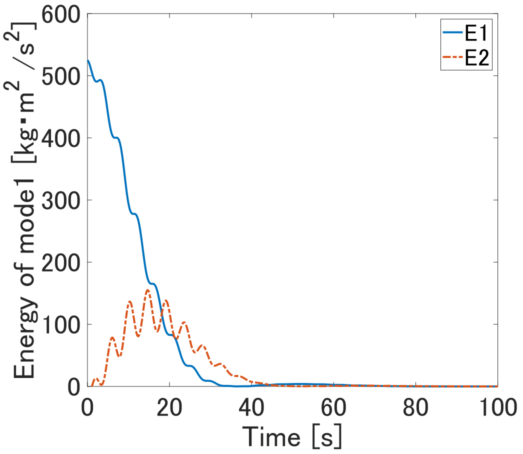

Fig. 14　力学的エネルギ E_1, E_2 の時間変化 (付属物モード)

には使い難い.

5.3.3　付属物モード

5.3.1 で得られた結果を付属物モード表現し，モード座標 p_1, p_2 の時刻歴を Fig. 13 に示す．時刻 $t=0$ では $\dot{p}_1 = 10$ [m/s], $\dot{q}_2 = -10$ [m/s] で運動を開始するが，式 (11) の右辺を通して連成しており，その様子が Fig. 13 に表れている．Fig. 14 は付属物モード表現によるモード 1, 2 の力学的エネルギの時間変化を示すグラフである．E_1 が姿勢振動モードの力学的エネルギ，E_2 が付属物モードの力学的エネルギを示す．これらの図から，姿勢振動モードが付属物モードを励起し，E_1 が E_2 に移り，E_2 が消散することにより結果的に，E_1 が消散していることがわかる．このように，付属物モード表現により，モード間のエネルギのやりとりがわかる．この方法では，カップル前の系のモード特性 (質量，減衰，剛性) を用いて解析し，現象を理解でき，設計のための解析として使えることがわかった．

6　付属物モードを用いた構造設計の検討

5 章では，1 自由度の非減衰振動系に動吸振器が 1 個搭載された場合に対し，動吸振器の設計法の 1 つである定点理論を用いてパラメータを設計した．しかし，この方法はより高い自由度の系に適用することができない．そこで本章では，付属物モードを用いた構造設計の方法を検討する．

6.1　付属物モードによるエネルギ散逸

式 (11) を変形すると

$$\begin{cases} \ddot{p}_1 + \frac{k_1}{m_1+m_2}p_1 = -\frac{m_2}{m_1+m_2}\ddot{p}_2 \\ \ddot{p}_2 + \frac{c_2}{m_2}\dot{p}_2 + \frac{k_2}{m_2}p_2 = -\ddot{p}_1 \end{cases} \tag{15}$$

ここで，$m_1 \gg m_2$ とすると $\frac{m_2}{m_1+m_2} \approx 0$ と近似できるので支配方程式は

$$\begin{cases} \ddot{p}_1 + \frac{k_1}{m_1+m_2}p_1 = 0 \\ \ddot{p}_2 + \frac{c_2}{m_2}\dot{p}_2 + \frac{k_2}{m_2}p_2 = -\ddot{p}_1 \end{cases} \tag{16}$$

式 (16) の第一式の姿勢振動モードを示す式は自由振動になり，式 (16) の第二式の付属物モードを示す式は変位励振が加わった強制減衰振動系とみなすことができる．このとき，初期時刻を適当に選ぶと

$$p_1 = A\cos\omega t, \quad \ddot{p}_1 = -A\cos\omega t \tag{17}$$

と記述される．ただし，ω は姿勢振動モードの固有振動数で

$$\omega = \sqrt{\frac{k_1}{m_1+m_2}}$$

A は初期条件によって決まる正の任意定数である．式 (16) の第二式の定常解は定常振動であるが，左辺の第二項によってエネルギが定常的に散逸し続け，散逸分は右辺により供給される．すなわち，p_1 から p_2 へエネルギが定常的に流れることになる．それゆえ，A は徐々に小さくなる．

6.2　設計方針

上記の解釈に基づいて，一周期あたりの平均散逸エネルギが最大となる設計を考える．これにより，より速く姿勢振動モードを減衰させることができる．1 周期あたりの平均的なエネルギ散逸速度 D は

$$D = \frac{c_2\int_0^T \dot{p}_2 dx}{T} = \frac{\omega^3 A^2 m_2 \zeta_2 \kappa_2^3}{(1-\kappa_2^2)^2 + (2\zeta_2\kappa_2)^2} \tag{18}$$

となる．ここで

$$\begin{cases} \kappa_2 = \frac{\omega}{\omega_2} \\ \zeta_2 = \frac{c_2}{\sqrt{m_2 k_2}} \end{cases}$$

である．κ_2, ζ_2 は振動数比，モード減衰比であり，これを設計変数とする．D が最大となる値を求めるために極値を探す．極値条件は

$$\begin{cases} \frac{\partial D}{\partial \kappa} = 0 \\ \frac{\partial D}{\partial \zeta_2} = 0 \end{cases} \tag{19}$$

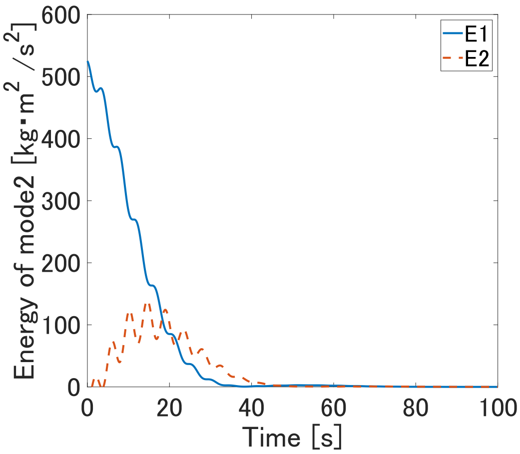

Fig. 15　力学的エネルギ E_1, E_2 の時間変化 (平均散逸エネルギ速度準最大)

より以下の関係式が得られる.

$$\kappa_2 = \sqrt{-(1-2\zeta_2^2) + \sqrt{(1-2\zeta_2^2)^2 + 3}} \quad (20)$$

$$\zeta_2 = \pm \frac{\kappa_2^2 - 1}{2\kappa_2} \quad (21)$$

これら 2 式をみたす κ_2, ζ_2 は

$$\begin{cases} \kappa_2 = 1 \\ \zeta_2 = 0 \end{cases} \quad (22)$$

である．これは式 (16) の第二式を ω で共振する非減衰系とすることになる．この解は ω の変動に対して全くロバスト性がない．よって，この解の近傍の値でよいものを探していく．振動数比 κ_2 は 1 付近，モード減衰比 ζ_2 は現実の系を考えて大きくても 0.1 程度とする．この制約のもとで，平均散逸エネルギ速度をできるだけ大きくする．

6.3　シミュレーションによる設計法の比較

k_2 と c_2 以外を Table 1 のパラメータと初期条件として，各設計法で設計された変数を Table 2 に示す．Fig. 15 は平均散逸エネルギ速度をできるだけ大きくしたときの力学的エネルギの時間変化を示すグラフである．Fig. 14 の定点理論を用いた場合の力学的エネルギの時間変化のグラフと同様に姿勢振動モードの力学的エネルギを早く減衰させることができている．Table 2 より，設計変数は全く同じ値とはならないが，近い値をとっていることがわかる．次に，Fig. 16 の周波数応答曲線をみてみる．姿勢振動モードの固有振動数 ω では，定点理論による設計法より，平均散逸エネルギ速度に注目した設計法の方が振幅比を抑える設計になっている．

7　おわりに

本稿では，SPS の振動・姿勢制御のため，より速くシステム実証衛星の姿勢振動を減衰させるパネル部の構造柔軟性の設計方針について考えた．はじめに，構造柔軟性を有する SPS においてビークル・モード表現と付属物モード表現の 2 種類のモデル表現を考えた．次に，SPS の構造柔軟性の設計の基礎となる低自由度の系を考え，2 種のモデルで解析を行い，柔軟構造の構造振動によってエネルギが散逸し，姿勢振動が減衰することがわかった．さらに，付属物モード・モデルを用いた設計を検討し，低自由度の系において定点理論による設計と比較を行い，新しい設計方法を検討した．

Table 2　設計変数の比較

Fixed point theory			
κ_2	1.0246×10^1	ζ_2	1.336×10^{-1}
Average dissipated energy rate speed quasi max			
κ_2	1.01×10^1	ζ_2	1.407×10^{-1}

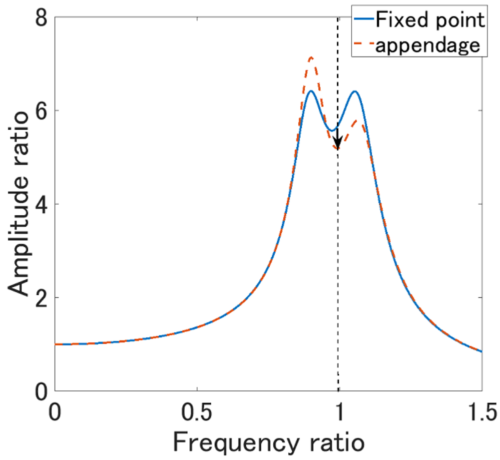

Fig. 16　低自由度系の周波数応答曲線の比較

参考文献

[1] Institute for Unmanned Space Experiment Free Flyer Foundation, "Report on Survey of Solar Power System Utilization Promoting Technologies", Project under Support of METI, March, 2008.

[2] NASA, "The First Practical Solar Power Satellite via Arbitrarily Large Phased Array", September, 2012.

[3] Senda, K. and Ikedagaki, T., "Dynamics Simulation of Flexible Solar Power Satellite Using Geomagnetic Control", Workshop on JAXA Astrodynamics and Flight Mechanics, Sagamihara, Japan, C-4, 7 pages, 2016.

[4] Gurrisi, C., et al., "Space Station Control Moment Gyroscope Lessons and Learned", 2010.