軌道上におけるアンテナ展開時の固有振動数の推定*

三 澤 正 吉^{*1}

Natural Frequency Prediction of Deployable Satellite Antennas in Orbit

Masayoshi MISAWA

An analytical method to predict the natural frequency of deployable antennas for satellite use is proposed. We consider a structural system in which an elastic body is supported by a coil spring. Displacement of the antenna in the system is expressed as the sum of the elastic displacement and rigid-body displacement due to rotation. The system vibration equation is obtained by substituting kinetic energy and potential energy into Lagrange's equation. Numerical examples are based on a deployable antenna for the Japanese Experimental Test Satellite VI (ETS-VI). The antenna natural frequency measured in orbit is compared with the predicted frequency. Results show that the proposed method is effective for natural frequency prediction of satellite antennas.

Key Words: Space Engineering, Space Equipment, Finite Element Analysis, Deployable Satellite Antenna, Structural Design, Natural Frequency, Stiffness of Deployment Mechanism

1. 緒 言

衛星搭載用アンテナは軌道上でのスラスト噴射により振動する。アンテナの振動は地球への電波の照射方向を変化させ、サービスエリア内のアンテナ利得を低下させる。この低下量を小さく抑えるため、アンテナには固有振動数に対する要求が課せられる。近年、衛星搭載用アンテナは通信容量の増大を目的として大形化し、これにともなってアンテナの固有振動数は低下している。したがってアンテナ利得の低下を抑えるには、アンテナの指向方向を制御することが必要になる。この場合にも、衛星の姿勢制御系やアンテナ指向方向の制御系との連成を避けるため、衛星搭載用アンテナは軌道上での固有振動数に対する要求を満たさねばならない。

ロケットの収納スペースには制限があることから、大形のアンテナを実現する一つの候補として展開アンテナが検討されている。はね上げ型^{(1),(2)}、巻込みリブ型⁽³⁾、トラスメッシュ型⁽⁴⁾、リブメッシュ型⁽⁵⁾等多くの展開アンテナでは、軌道上での固有振動数がアンテナ

展開機構の影響を受ける。したがって、アンテナが設計要求を満たすことを確認するには、展開機構の影響を考慮した固有振動数の推定が必要になる。しかし、展開機構の設計では、これまでアンテナの動特性を考慮することがなかったため、展開機構のアンテナ振動特性への影響は明らかではない。また、展開アンテナの開発経験も殆どなく、展開機構データの蓄積のないこともアンテナの固有振動数の推定を難しくする要因になっている。アンテナがさらに大形化すると、地上での振動試験自体が困難になり、試験による確認ができなくなる。このため、固有振動数に関する設計要求の確認は解析に頼らざるを得ず、解析の妥当性が非常に重要になる。このように、展開アンテナの開発では軌道上での固有振動数を精度良く推定することが不可欠であるが、これまで推定法やその妥当性に関してこれといった報告はなされていない。

本論文では、まずばねで支持された弾性体としてモデル化した展開アンテナの振動解析を提案する。次いで、展開アンテナの固有振動数を推定する手順を示す。そして、1994年に打ち上げられた技術試験衛星VI型(ETS-VI)のアンテナ⁽⁶⁾を対象とし、片持梁で近似した場合と有限要素モデルの場合について軌道上での

* 原稿受付 1996年1月12日。

*1 正員、NTTワイヤレスシステム研究所 (〒238-03 横須賀市武1-2356)。

固有振動数の推定結果を示す。最後に、軌道上での固有振動数の測定結果との比較により本方法の有効性を示す。

2. 記 号

f	: 連成系の固有振動数
m	: 節点数
n	: モード数
q_i	: 弾性モードの一般化座標
EJ	: 曲げ剛性
I	: ヒンジ軸まわりの慣性モーメント
K_θ	: 回転ばね定数
L	: 梁の長さ
T	: 運動エネルギー
U	: ポテンシャルエネルギー
X_i, Y_i, Z_i	: 節点 i の座標値
$\theta_1, \theta_2, \theta_3$	: X, Y, Z 軸まわりの回転角
ρ	: 単位長さあたりの質量
ω	: 連成系の固有円振動数
ω_i	: 反射鏡単体の i 次固有円振動数
ω_θ	: 反射鏡が剛体のときの固有円振動数
$\{q\}$	: 弾性モードの一般化座標ベクトル
$\{R_1\}, \{R_2\}, \{R_3\}$	: X, Y, Z 軸まわりの単位回転ベクトル
$\{u\}$	: 変位ベクトル
$\{u_i\}$	: 反射鏡単体の弾性変位ベクトル
$\{u_r\}$	: 回転による剛体変位ベクトル
$\{\phi_i\}$	: 反射鏡単体の固有モードベクトル
$\{\theta\}$	: 回転角ベクトル
$[K]$	: 剛性マトリックス
$[M]$	: 質量マトリックス
$[R]$	: 回転の剛体変位マトリックス
$[\phi]$	: 固有モードマトリックス
$\dot{}$	: 時間の1階微分
$\ddot{}$	: 時間の2階微分

3. 連成系の振動解析

展開機構を構造部材のようにモデル化でき、かつその特性データがある場合を除いて、通常の有限要素解析によって展開アンテナの固有振動数を求めることはできない。そこで、そのような場合にも設計への適用が可能な解析法について述べる。

3.1 反射鏡を有限要素でモデル化する場合 図1に示すように、反射鏡と展開機構(ADM)の2つの系を考える。反射鏡は弾性体として扱い、展開機構との結合部を固定した振動特性を考慮する。これまでの非展開型(固定型)アンテナでは、有限要素解析は振動特

性を解析するための有力なツールになっているが、展開機構のような機構の解析にはまだ実績があると言えない。このため、展開機構をどのようにモデル化するかが問題になる。本論文では、展開機構の固有振動数が展開アンテナの固有振動数に比べて高いことから振動特性は考慮せず(質量を無視)、回転剛性のみを考慮してばねでモデル化する。展開アンテナを反射鏡と回転ばねが結合した連成系として考え、衛星とのインタフェース条件に基づき、衛星との結合点を完全固定とする。このとき連成系における反射鏡の任意の点の変位は、次式のように反射鏡単体の弾性変位 $\{u_i\}$ とばねの回転による剛体変位 $\{u_r\}$ の和で表わすことができる。

$$\{u\} = \{u_i\} + \{u_r\} \quad \dots\dots\dots(1)$$

減衰がない場合の反射鏡単体の振動方程式は

$$[M]\{\ddot{u}_i\} + [K]\{u_i\} = \{0\} \quad \dots\dots\dots(2)$$

で表わされるので、反射鏡の弾性変位は基準モード $[\phi]$ を用いて次式で与えられる。

$$\{u_i\} = [\phi]\{q\} \quad \dots\dots\dots(3)$$

一方、剛体変位は各方向のばねの回転角をベクトル $\{\theta\}$ とすると

$$\{u_r\} = [R]\{\theta\} \quad \dots\dots\dots(4)$$

で表わされる。ここに $[R]$ は X 軸、 Y 軸、 Z 軸まわりの単位回転ベクトルからなるマトリックスで、これらは反射鏡の各節点の座標値を用いて

$$\left. \begin{aligned} \{R_1\} &= \{0, -Z_i, Y_i, 1, 0, 0, \dots, 0, -Z_m, Y_m, 1, 0, 0\}^T \\ \{R_2\} &= \{Z_i, 0, -X_i, 0, 1, 0, \dots, Z_m, 0, -X_m, 0, 1, 0\}^T \\ \{R_3\} &= \{-Y_i, X_i, 0, 0, 0, 1, \dots, -Y_m, X_m, 0, 0, 0, 1\}^T \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

で与えられる。したがって、反射鏡の任意の点の変位は

Fig. 1 Analytical model

$$\{u\} = \sum_{i=1}^n q_i \{\phi_i\} + \sum_{j=1}^3 \theta_j \{R_j\} \quad \cdots \cdots \cdots (6)$$

で表わされる。この変位を用いて、運動エネルギーは

$$2T = \{\dot{u}\}^T [M] \{\dot{u}\} \quad \cdots \cdots \cdots (7)$$

で与えられる。式(6)を式(7)に代入し、モードの直交性

$$\{\phi_i\}^T [M] \{\phi_j\} = 0 \quad (i \neq j) \quad \cdots \cdots \cdots (8)$$

を用いると、運動エネルギーは次式で表わされる。

$$2T = \sum_{i=1}^n \dot{q}_i^2 \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} + 2 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^3 \dot{q}_i \dot{\theta}_j \{R_j\}^T [M] \{\phi_i\} + \sum_{j=1}^3 \sum_{k=1}^3 \dot{\theta}_j \dot{\theta}_k \{R_j\}^T [M] \{R_k\} \quad \cdots \cdots \cdots (9)$$

一方、ポテンシャルエネルギーは

$$2U = \sum_{i=1}^n \{q_i\}^T [K] \{q_i\} + \sum_{j=1}^3 K_{\theta_j} \theta_j^2 = \sum_{i=1}^n \omega_i^2 q_i^2 \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} + \sum_{j=1}^3 K_{\theta_j} \theta_j^2 \quad (10)$$

で与えられる。ばねの回転による剛体変位はポテンシャルエネルギーには寄与しないので、反射鏡の弾性モードとばねのポテンシャルエネルギーの和として表わされる。式(9)、(10)をラグランジュの方程式に代入すると、次式に示す運動方程式が得られる。

$$[A] \{\xi\} + [B] \{\xi\} = \{0\} \quad \cdots \cdots \cdots (11)$$

ここに

$$\{\xi\} = \{q_1 \ q_2 \ \cdots \ q_n \ \theta_1 \ \theta_2 \ \theta_3\}^T \quad \cdots \cdots \cdots (12)$$

$$[A] = \begin{bmatrix} P_{11} & 0 & P_{1,n+1} & P_{1,n+2} & P_{1,n+3} \\ P_{22} & & P_{2,n+1} & P_{2,n+2} & P_{2,n+3} \\ & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ P_{nn} & P_{n,n+1} & P_{n,n+2} & P_{n,n+3} \\ P_{n+1,n+1} & P_{n+1,n+2} & P_{n+1,n+3} \\ & P_{n+2,n+2} & P_{n+2,n+3} \\ \text{symm.} & & P_{n+3,n+3} \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$[B] = \begin{bmatrix} P_{11}\omega_1^2 & & & & 0 \\ P_{22}\omega_2^2 & & & & \\ & \ddots & & & \\ & & P_{nn}\omega_n^2 & & \\ & & P_{n+1,n+1}\omega_{\theta 1}^2 & & \\ 0 & & P_{n+2,n+2}\omega_{\theta 2}^2 & & \\ & & P_{n+3,n+3}\omega_{\theta 3}^2 & & \end{bmatrix} \quad \cdots \cdots (14)$$

また、パラメータ P は以下のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} P_{ii} &= \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\} \\ P_{i,n+j} &= \{R_j\}^T [M] \{\phi_i\} \quad \begin{matrix} (i=1,2,\cdots,n) \\ (j=1,2,3) \end{matrix} \\ P_{n+i,n+j} &= \{R_j\}^T [M] \{R_i\} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

P_{ii} および $P_{i,n+j}$ はそれぞれ i 次モードのモーダル質量,

モーダル運動量である。また、 $P_{n+i,n+j}$ は各軸まわりの慣性モーメント I_j である。したがって、 $\omega_{\theta j}$ は反射鏡が剛体の場合の固有円振動数

$$\omega_{\theta j} = \sqrt{\frac{K_{\theta j}}{I_j}} \quad (j=1,2,3) \quad \cdots \cdots \cdots (16)$$

を表わす。反射鏡の有限要素解析から固有振動数、パラメータ P 及び慣性モーメントが求まると、式(11)を解いて展開アンテナの固有振動数が得られる。

3.2 反射鏡を片持梁でモデル化する場合 展開アンテナの多くは一端を衛星に固定され、片持梁のようなコンフィギュレーションをとる。そこで、以下では片持梁の場合の振動解析について述べる。

曲げ剛性を一定とすると、梁の曲げ理論より i 次の固有円振動数は

$$\omega_i = \left(\frac{\alpha_i}{L}\right)^2 \sqrt{\frac{EJ}{\rho}} \quad (i=1,2,\cdots,n) \quad \cdots \cdots (17)$$

で与えられ、このときの固有モードは

$$\begin{aligned} \phi_i &= (\cos \alpha_i + \cosh \alpha_i) (\cos \alpha_i X/L - \cosh \alpha_i X/L) \\ &\quad - (\sin \alpha_i + \sinh \alpha_i) (\sin \alpha_i X/L - \sinh \alpha_i X/L) \end{aligned} \quad (18)$$

で表わされる。ここに α_i は

$$1 + \cosh \alpha_i \cos \alpha_i = 0 \quad \cdots \cdots \cdots (19)$$

の根である。また式(15)に示した各パラメータは

$$\left. \begin{aligned} P_{ii} &= \int_0^L \rho \phi_i^2 dX \\ P_{i,n+1} &= \int_0^L \rho X \phi_i dX \\ P_{n+1,n+1} &= \int_0^L \rho X^2 dX \end{aligned} \quad (i=1,2,\cdots,n) \right\} \quad \cdots \cdots (20)$$

で表わされる。式(18)を式(20)に代入して計算すると、 P_{ii} 、 $P_{i,n+1}$ 、 $P_{n+1,n+1}$ はそれぞれ ρL 、 ρL^2 、 ρL^3 に比例することがわかる。いま、一般化座標

$$b_i = L \theta_i \quad \cdots \cdots \cdots (21)$$

を導入し、式(5)の各成分を L で割ったものを新たに $\{R_j\}$ とする。式(15)からわかるように、このとき各パラメータはいずれも ρL に比例する。そこで、式(11)を一般化座標ベクトル

$$\{\eta\} = \{q_1 \ q_2 \ \cdots \ q_n \ b_1 \ b_2 \ b_3\}^T \quad \cdots \cdots \cdots (22)$$

を用いて表わし、両辺を $\rho L \omega_i^2$ で割ると

$$(-\omega^2 / \omega_i^2 [A] + [B]) \{\eta\} = \{0\} \quad \cdots \cdots \cdots (23)$$

が得られる。ここに

$$[A'] = \begin{bmatrix} P'_{11} & 0 & P'_{1,n+1} & P'_{1,n+2} & P'_{1,n+3} \\ P'_{22} & & P'_{2,n+1} & P'_{2,n+2} & P'_{2,n+3} \\ & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ P'_{nn} & P'_{n,n+1} & P'_{n,n+2} & P'_{n,n+3} \\ P'_{n+1,n+1} & P'_{n+1,n+2} & P'_{n+1,n+3} \\ P'_{n+2,n+2} & P'_{n+2,n+3} \\ P'_{n+3,n+3} \end{bmatrix} \quad (24)$$

symm.

$$[B'] = \begin{bmatrix} P'_{11} & & & & \\ P'_{22} \omega_2^2 / \omega_1^2 & & & & 0 \\ & P'_{nn} \omega_n^2 / \omega_1^2 & & & \\ & P'_{n+1,n+1} \omega_{n+1}^2 / \omega_1^2 & & & \\ 0 & & P'_{n+2,n+2} \omega_{n+2}^2 / \omega_1^2 & & \\ & & P'_{n+3,n+3} \omega_{n+3}^2 / \omega_1^2 & & \end{bmatrix} \quad \cdots (25)$$

パラメータ P' は P を ρL で割ったもので、定数である。また反射鏡の固有振動数比も式(17)から定数 α_i のみで表わされる。したがって、式(23)の係数のうち未知のものは ω_θ / ω_1 のみとなり、 ω_θ / ω_1 の値に対して ω / ω_1 を求めることで固有振動数比の関係 ($\omega / \omega_1 \sim \omega_\theta / \omega_1$ 曲線) が得られる。

4. 固有振動数の推定手順

展開アンテナの開発実績の多寡に関わらず、わが国でも欧米でも、これまでの報告⁽⁷⁾⁽⁸⁾は機能に重きを置いた機構設計であり、振動を考慮した剛性設計の例は見当たらない。このように展開機構の剛性データがない場合には、有限要素解析では固有振動数の推定値を得ることができない。有限要素解析は剛性データが得られた時点で固有振動数を確認する一手段でしかなく、設計のための解析には使用できない。以下では、展開機構の剛性データがない段階と剛性データが得られた段階に分け、固有振動数の推定手順を示す。

展開機構の剛性データがない場合には、当然のことながら固有振動数の値がいくつかを求めることはできない。しかし、展開アンテナが与えられた固有振動数の要求値を満たすように展開機構の剛性を設定することができると、これを設計条件とした展開機構の設計によって、展開アンテナの固有振動数は与えられた要求値以上であることの推定が可能になる。展開機構に対する剛性要求は図2に示す手順により設定できる。片持梁あるいは反射鏡の固有振動数や慣性モーメントは従来の構造解析から得られる。したがって、展開アンテナの固有振動数に対する要求値 Ω_1 が与えられると Ω_1 / ω_1 が求まる。固有振動数比の関係 ($\omega / \omega_1 \sim \omega_\theta / \omega_1$ 曲線) から Ω_1 / ω_1 に対する ω_θ / ω_1 が得られ、式(16)より K_θ に対する要求値を導くことができる。一方、展開機構の剛性データが得られると、図2の手順を逆に進めることによって展開アンテナの固有振動数を求める

Fig. 2 Schematic flow for establishing stiffness requirement of the ADM

Table 1 Parameters of the cantilever beam

Mode No., i	P_{ii}	P_{1i}	P_{4i}
1	ρL	$3.2 \times 10^{-1} \rho L$	$\rho L / 3$
2	ρL	$3.5 \times 10^{-3} \rho L$	$\rho L / 3$
3	ρL	$7.1 \times 10^{-5} \rho L$	$\rho L / 3$

Fig. 3 Variation in the first natural frequency of the cantilever beam

ことができる。

梁モデルの場合には、以下に述べるように、固有モードと定数 α_i だけを用いて固有振動数比の関係が得られる。片持梁の単位長さあたりの質量を一定とし、3次までの固有モードを用いて式(20)の各パラメータを求めた結果を表1に示す。アンテナが展開した状態での1次モードは多くが曲げであることから、ここでは曲げの固有振動数に大きな影響を与える、ヒンジ軸まわりの回転剛性のみを展開機構の剛性として考慮した。式(23)により求めた $\omega / \omega_1 \sim \omega_\theta / \omega_1$ 曲線を図3に示す。図3からわかるように、 ω_θ / ω_1 が1程度までは連成系の固有振動数は展開機構の剛性の影響を大きく受ける。たとえば、 $\omega_\theta / \omega_1 = 1$ のとき片持梁の1次固有振動数から20%、 $\omega_\theta / \omega_1 = 0.5$ のとき50%低下する。

Fig. 4 Antenna configuration for the ETS-VI

ω_0/ω_1 が2を越えると片持梁の固有振動数に漸近する。このように梁モデルの場合には、固有振動数比の関係を得るのに有限要素解析を必要としない（反射鏡の形状や材料特性を考慮する必要がない）。

反射鏡の有限要素モデルを用いる場合には、式(2)を解くことによって固有振動数と固有モードが得られる。また式(15)よりパラメータ P を求めることができるので、梁モデルと同様にして $\omega/\omega_1 \sim \omega_0/\omega_1$ 曲線が得られる。

5. 展開アンテナへの適用

5.1 展開アンテナの概要 展開アンテナの一例として技術試験衛星VI型(ETS-VI)搭載用アンテナを取り上げる。アンテナのコンフィギュレーションを図4に示す。アンテナ系は開口径3.5mと2.5mのアンテナからなり、ロケットに収納するため展開型のアンテナを採用している。アンテナはいずれも鏡面、トラス構造、

Fig. 5 Antenna deployment mechanism (ADM) in antenna deployed position

スタッド、展開機構及び保持開放機構から構成される。鏡面は高い鏡面精度を得るためCFRP（炭素繊維強化複合材）を表皮とし、アルミニウムのハニカムを芯材とするサンドイッチ構造からなる。トラス構造はCFRP製の中空梁をCFRP製のフィッティングで接着結合して組立てられ、スタッドを介して鏡面を支持する。鏡面とトラス構造を結合するスタッドはチタン製の柱状部材で、鏡面の熱変形を低減する役割を果たす。アンテナは打上げ時には保持開放機構によってタワーに結合される。軌道上で火工品によってアンテナとタワーとの結合が解放されると、展開機構の駆動力により図4(b)のように展開する。以下では、図4に示した3.5mアンテナを対象とした結果について述べる。

5.2 展開機構の剛性測定値 展開機構は同一のヒンジ2個からなる。ヒンジの外観を図5に示す。ヒンジの軸にはトラス構造が結合され、アンテナとタワーとの結合が解放されると軸受を介してヒンジの軸が回転し、アンテナが展開する。トラス構造に取付けたラッチピンがシャシーに結合されたラッチアームに接触すると、戻り防止用のラチェットによってアンテナを所要の位置に固定する。したがって、アンテナが展開した状態の固有振動数はラッチアームの剛性に大きく依存すると予想される。そこで定盤に治具を固定し、これに展開機構を取付けた状態でラッチアームの剛性を測定した。アンテナの展開状態を模擬するため、ラッチピンをラチェットで固定し、2本のビームを介してラッチアームに等しく荷重が負荷するようにした。回転角度の測定が難しいことからダイヤルゲージで荷重負荷点の変位を測定し、まず並進剛性 K を求

Fig. 6 Measured force-displacement relationship of the ADM

Table 2 Characteristics of 3.5 m antenna modeled by cantilever beam

Beam length, L	4.40×10^3 mm
Displacement, u	1.42 mm
Flexural rigidity, EJ	2.00×10^{10} kg · mm ²
Density per length, ρ	9.42×10^{-7} kg · sec ² / mm ²
Coefficient, α_1	1.88
First frequency, ω_1	26.4 Hz
Moment of inertia, I	2.67×10^4 kg · sec ² · mm
Rigid-body frequency, ω_0	9.86 Hz

めた。ラッチアームの長さを L_r とすると並進剛性 K と回転剛性 K_θ の間には

$$K_\theta = KL_r^2 \quad \dots\dots\dots (26)$$

の関係があるので、これより回転剛性を求めた。荷重-変位の測定結果を図6に示す。1次式による近似から求めた並進剛性 K は65 kg/mmである。ラッチアームの長さは200 mmであり、式(26)から回転剛性として 2.60×10^6 kg · mm/radが得られる。

5.3 固有振動数の推定 複雑な構造物の解析には、有限要素法が使用される。3.5 mアンテナは節点数が1400、要素数1600（梁要素1000、板要素600）の有限要素モデルで表わされる。アンテナを梁に置換するため、トラス構造が展開機構と結合する点を完全固定とし、アンテナ先端の面外方向に単位荷重を負荷したときの先端面外変位 u を求めた。この結果を用いて梁の曲げ剛性 EJ を計算し、式(17)から1次固有振動数を求めた。1次固有振動数は4.2 Hzである。なおアンテナ先端から展開機構とのインタフェース点までをアンテナの長さとし、アンテナの重量をこの長さ（4.4 m）で割った値を単位長さあたりの質量とした。 ω_1 と ω_0 の値及びこれらを求めるために用いたパラメータを表2に

Table 3 Vibration analysis results of the 3.5 m antenna

Mode No.	Frequency (Hz)	Mode
1	3.83	Z bending
2	8.76	Z bending with torsion
3	21.6	Z bending with torsion

Table 4 Parameters of the 3.5 m antenna

Mode No., i	P_{ii}	P_{i4}	P_{44}
1	1.00	41.5	2.62×10^4
2	1.00	0.574	2.62×10^4
3	1.00	2.95	2.62×10^4

Fig. 7 Variation in the first natural frequency of the 3.5 m antenna

Fig. 8 Acceleration response in orbit of the 3.5 m antenna

示す。このとき $\omega_0/\omega_1 = 0.37$ となり、図3から $\omega/\omega_1 = 0.36$ が得られる。したがって、連成系の1次固有振動数 f は1.5 Hzとなる。

有限要素モデルを用いた場合には振動解析を行い、式(15)のパラメータを求めた。境界条件は梁置換の場合と同じである。振動解析結果を表3に、パラメータ P を表4に示す。得られた $\omega/\omega_1 \sim \omega_0/\omega_1$ 曲線を図7に示す。表2と表3から $\omega_0/\omega_1 = 0.42$ となり、図7から $\omega/\omega_1 = 0.41$ が得られる。したがって、連成系の1次固有振動数 f は1.6 Hzとなる。梁モデルと有限要素モデルでは、展開アンテナの1次固有振動数にはほとんど差がない。図3と図7の比較からわかるように、 ω_0/ω_1 の

値が小さい範囲では、梁あるいは有限要素といったモデルの違いによる ω/ω_1 への影響は非常に小さいためである。

5.4 軌道上での固有振動数の測定結果 ETS-VIIは1994年8月、H-IIロケットにより打上げられた。3.5 mアンテナの軌道上における応答加速度 ω を図8に示す。時間0はアンテナの展開が開始したときであり、20秒程度まではアンテナ展開中の加速度を示す。またその後の加速度はアンテナがラッチした後の自由減衰波形を示す。スラスタ噴射による振動応答の計測を目的として加速度計の最大レンジ(10 mG)を設定したため、ラッチ直後の加速度値はスケールオーバーしている。アンテナ展開時の固有振動数はラッチ後の自由減衰波形のスペクトル解析及びカーブフィットから求めた。1次固有振動数は1.4 Hzで、推定値とほぼ等しい結果が得られた。

6. 結 論

衛星搭載用アンテナは展開機構の剛性によって展開時の固有振動数が影響を受ける。このようなアンテナの固有振動数の推定法について検討した。以下に結論を示す。

- (1) アンテナが展開した状態をばねで弾性体を支持する系でモデル化し、連成系での変位を弾性体単体の変位とばねの回転による剛体変位との和で表わすことにより系の振動解析を定式化した。
- (2) 梁を対象として、ばねの回転による剛体の固有振動数と連成系の固有振動数との関係を示した。この関

係を用いて展開機構の剛性の設定法を示した。

- (3) 展開アンテナを梁と有限要素で近似し、固有振動数を推定した。ばねの回転による剛体の固有振動数と片持梁(反射鏡)の固有振動数との比が小さい範囲では、梁あるいは有限要素といったモデルの違いによる影響は非常に小さく、展開アンテナの固有振動数には殆ど差はない。
- (4) アンテナの軌道上での固有振動数測定結果と推定結果はほぼ同一であり、本推定法が有効なことを示した。

最後に、本研究のきっかけを与えていただくとともにご指導をいただいた九州大学八坂哲雄教授に感謝致します。また、本論文の審査に際し、査読者の方から貴重なコメントを戴きました。ここに感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) Zatychev, W., AIAA paper 80-0474 (1980).
- (2) Misawa, M., AIAA Paper 84-0868-CP (1984).
- (3) Johnston, W. A., Jr., J. of Spacecraft & Rockets, 13-2 (1976), 91.
- (4) Fager, J. A., NASA CP-2269 (1982), 513.
- (5) 三澤, 板波, 中川, 機論誌, 61-C582 (1995), 532.
- (6) Misawa, M., J. of Spacecraft & Rockets, 31-5 (1994), 878.
- (7) Stella, D., Morgant, F., and Nielsen, G., Proceeding of the 2nd ESA Workshop on Mechanical Technology for Antennas, May (1986), 185.
- (8) Martin, K. and De'Ath, D., Proceedings of the 18th Aerospace Mechanism Symposium, April (1984), 79.
- (9) Meguro, A., J. of Spacecraft & Rockets, To be published.