

音響によるロケットペイロードの構造振動に関する研究

高橋 孝、村上桂一、青山剛史、相曽秀昭

宇宙航空研究開発機構 総合技術研究本部 計算科学研究グループ

Study on Structural Vibrations of Rocket Payload by Acoustic Excitation

by

Takashi Takahashi, Keiichi Murakami, Takashi Aoyama, and Hideaki Aiso (CSRG/ IAT/ JAXA)

ABSTRACT

Spacecrafts are placed on top of launch vehicles, and are excited with mechanical (sinusoidal: 5-100Hz and random: 20-2kHz) vibrations via interfaces between spacecrafts and launch vehicles during launch. In addition to such mechanical vibrations, the spacecrafts are also exposed to acoustic pressure with wide frequency range (20-10kHz). Lightweight and large area structures, such as solar arrays and antenna dishes, and components with relatively high natural frequencies are sensitive to acoustic loads. We have studied on a series of numerical simulation techniques for searching main acoustic sources at lift-off, and analyzing acoustic wave propagation, transmission through fairing and spacecraft acoustic vibrations. In this paper, we focus on spacecraft structural vibrations by acoustic loads using finite element method (FEM), which is one of the most widely used deterministic prediction techniques other than statistical techniques such as statistical energy analysis (SEA) to obtain detailed information. Then we investigate some fundamental random vibration analysis using some simple models to check FE modeling techniques and responses by structural analysis with random acoustic loads. Finally the simple primary structure with some stiffeners of a large spacecraft is modeled with FE, and is used to solve the eigen value problem, and transient and steady-state analysis with random acoustic loads.

1. はじめに

ロケットの打ち上げ時には、ロケットの推進力、空力などによる比較的低周波な機械振動（通常、正弦波振動試験で 5~100Hz を考慮）とランダムな機械振動（通常、ランダム振動試験で 20~2kHz を考慮）がロケットとのインターフェイスを通じて搭載衛星に加わる（メカパス）。さらに、数 10kHz 以上に及ぶ広い周波数帯域（通常、音響試験で 20~2kHz を考慮）を有する音響負荷がフェアリングを透過して、衛星の外部表面に加わる（エアパス）。遷音速時にも音響振動が発生するが、通常、音圧レベル（以下、SPL）としては打ち上げ時のほうが大きい。このような衛星の打ち上げ環境を、模式的に図 1 に示す。一般に、小型、軽量で剛性の高い衛星では、ランダム機械振動と音響振動は似たような応答になり（実際、ランダム振動試験を音響試験の代替にすることもある）、剛性の比較的低い大型衛星では異なる傾向を示す。特に、固有振動数が数 100Hz と高い衛星搭載機器や、軽量で大面積の二次構造（太陽電池パドル、アンテナ等）などには、音響振動が大きな影響を与える可能性がある^{1), 2)}。音響振動による不具合モードには、次の 3 つが考えられる。一つは、構造物のパネル、補強材、電気コネクタなどに音響疲労によるクラックが入る不具合。もう一つは、音響振動による摩擦に起因してベアリングなどが金属磨耗や変形をする不具合。最後に、電気部品に対する電氣的ノイズなどの不具合である。

そこで、我々はシミュレーションによる一連の事前予測があまり進められていない音響解析に注目し、ロケット打ち上げ時の音響発生メカニズムの解明から搭載衛星の音響加振に至る、以下の評価手法の確立を目指している。

- 音源解析：射場を含む打ち上げ時の主要音源を特定するため、予測される音源を個別に解析する手法の構築。
- 伝播解析：音源からロケットフェアリングまでの音の伝播を解析し表面圧力変動履歴を評価する手法の構築。
- 透過解析：外部音圧レベルを入力とするフェアリングの透過解析手法の構築
- 振動解析：フェアリング内部（表面）の音圧レベルを入力とする衛星の音響構造振動解析手法の構築

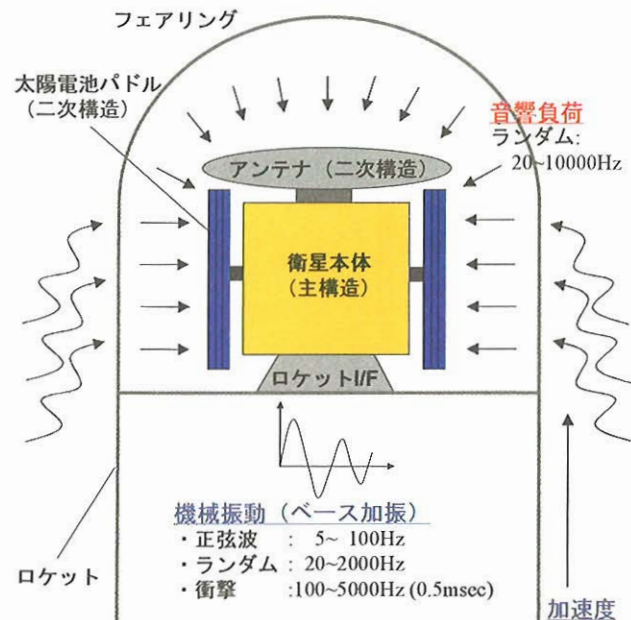


図1 衛星の打ち上げ環境

本研究では、この内の(d)、つまり、フェアリング内に伝わった音波の影響による衛星の構造振動に注目しており、それについて検討した結果と課題について述べる。

従来、衛星の音響振動に関する解析には、統計的エネルギー解析(Statistical Energy Analysis、以下 SEA)^{3), 4)}などが適用されている。モードの区別が難しく、物性値や材料寸法のばらつきに対して応答が非常に敏感になる高周波領域では、確率統計的な取り扱いが本質的となるために SEA が適している。しかしながら、SEA はあくまで統計的に大局的な応答レベルを把握するものであり、搭載機器配置などの局所的な影響を検討することは難しい。また、SEA では、その統計的な性質から、暗に高いモード密度を仮定しているため、空間的にも周波数的にもある程度大きな区間に分割する必要がある。さらに、その仮定が崩れる低周波においては精度が劣るという特徴がある。

一方、100Hz 程度以下の低周波における構造解析では、有限要素法(Finite Element Method、以下 FEM)⁵⁾が現時点で殆ど唯一の解析手法として用いられてきている。FEM は振動数が非常に高い場合はモデルが大きくなってしまいう問題はあるが、詳細な解析が可能な決定論的手法である。図 2 に、衛星の音響振動解析について従来行われてきた解析方法と、今後の方向性について簡単にまとめる。一般の音響振動問題においても、実際に、高周波側の解析手法(SEA などの統計的アプローチ)と低周波側の解析手法(FEM などの決定論的な要素ベースのアプローチ)の両方で解析が難しい中間周波数(mid-frequency)と呼ばれる領域が存在している。そして、様々な研究が、その周波数領域を埋める、あるいは、狭めるために進められているというのが現状である⁶⁾。

本研究では、従来行われていない衛星全体に関する詳細な音響構造解析を実施することを目指す。具体的には、搭載機器の固有振動数を含む少なくとも 100Hz 程度までの帯域に対応し、二次構造や機器レベルの局所的な応答解析まで行うことを目標とする。本論文では、その第一段階として、FEM によるモデリングやランダム応答解析などの基本的な事柄の確認を行う。さらに、簡単な衛星主構造モデルを構築し、音響負荷による構造解析を実施して振動の様子を調べる。

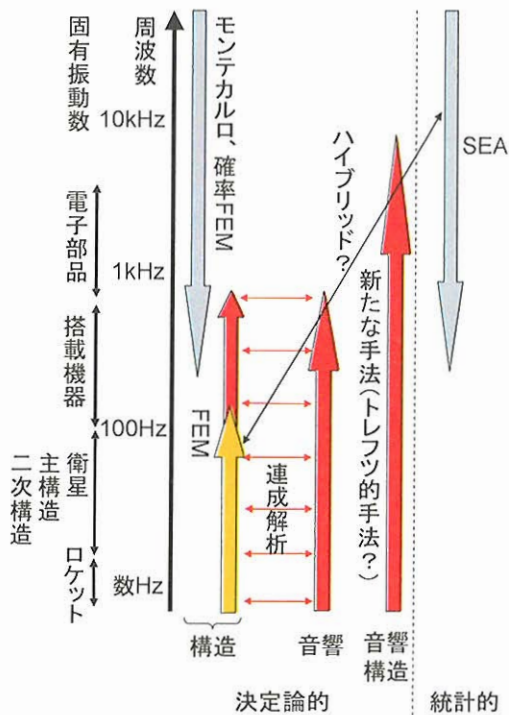


図2 従来の音響振動解析と今後の方向性

(赤：本研究で考慮しようとしている部分)

2. 有限要素法の理論的考察

まず、FEM で解析を行う上で留意すべき点と、音響振動解析で必須となるランダム応答解析についてまとめる。

2.1 誤差

ガラーキン法に基づく FEM の近似精度は、数値的な補間誤差と分散(dispersion)誤差に分けて考えることができる

⁷⁾⁸⁾。以下、それぞれの誤差について述べ、解析に必要な指標を考える。

補間誤差

補間誤差は、単純な多項式形状関数を利用して応答変数を近似して記述することから生じる。補間誤差を許容範囲内に保つために、次の関係式が適用される⁷⁾。

$$\theta = \left(\frac{\tilde{k}\tilde{h}}{p} \right)^p = C_{\text{int}} \quad (1)$$

ここで、 p は多項式形状関数の次数、 C_{int} は定数、 L を問題寸法、 k を応答の波数、 h を要素サイズとして、無次元量 $\tilde{k} = Lk$ 、 $\tilde{h} = h/L$ と定義する。この関係を 1 次要素($p=1$)に $C_{\text{int}} < 1$ として適用すると、

$$h < \frac{\lambda}{2\pi}, \quad f_{\text{int}} < \frac{c}{2\pi h} \quad (2)$$

のように、応答の波長 λ につき少なくとも 6 個の要素に区切る必要がある。 c は応答の伝播速度である。2 次要素($p=2$)では、

$$h < \frac{\lambda}{\pi}, \quad f_{\text{int}} < \frac{c}{2\pi h} \quad (3)$$

のように、波長につき少なくとも 4 要素が必要となる。つまり、補間誤差に関しては、応答の波長につき一定の数の要素に分割することで許容範囲内に保つことができるという単純な指標が得られる。

分散誤差

分散誤差は、数値解の波数と厳密な問題の解の波数が異なることから生じる。一般に、低周波では補間誤差が、高周波では分散誤差が支配的となる。分散誤差を許容範囲内に保つためには、次の関係式が適用される⁷⁾。

$$\tilde{k}\theta^2 = C_{\text{dis}} \quad (4)$$

ここで、 C_{dis} は定数である、 $C_{\text{dis}} < 1$ として 1 次と 2 次の要素にこの関係式を適用すると、

$$h < \sqrt{\frac{\lambda^3}{(2\pi)^3 L}}, \quad f_{\text{dis}} < \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{h^2 L}} \quad (5)$$

$$h < 2\sqrt[4]{\frac{\lambda^5}{(2\pi)^5 L}}, \quad f_{\text{dis}} < \frac{c}{2\pi} \sqrt[5]{\frac{2^4}{h^4 L}} \quad (6)$$

を得る。つまり、分散誤差は、補間誤差で用いられた単純な指標(1)では制御できない⁸⁾。

以上より、FEM で許容レベルの精度で解を得るためには、周波数が高くなるほどモデルが急激に大きくなってしまいが、式(1)だけでなく式(4)も考慮する必要がある。

2.2 ランダム応答解析

衛星の設計段階では、Miles の式⁹⁾を用いてランダム振動応答である加速度 RMS 値を簡単に概算することも行わ

れるが、ここでは、より一般的な複雑な構造に対して、FEMを用いた音響振動解析の理論的な考察を行う。

実際の構造物を、FEMを用いて n 個の要素に離散化したときの運動方程式は、

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{f}(t) \quad (7)$$

の形式で書ける。ここで、 \mathbf{M} 、 \mathbf{K} 、 $\mathbf{C} \in \mathbf{R}^{n \times n}$ は、それぞれ質量行列、剛性行列、減衰行列、 $\mathbf{f}(t)$ 、 $\mathbf{x}(t) \in \mathbf{R}^n$ は力ベクトル、変位ベクトルである。 $\mathbf{f}(t)$ の要素 $f_a(t)$ は、

$$f_a(t) = \int_{A_a} p_a(t) dA \approx p_a(t) A_a \quad (a=1, \dots, n) \quad (8)$$

と表せる（図3参照）。 A_a は節点 a に関連する面積であり、 $p_a(t)$ は A_a に働く圧力である。解析ツールによっては、各要素に圧力を与えると自動的に節点力に割り振られる。

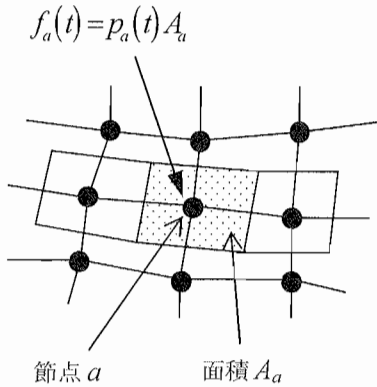


図3 節点 a に関連付けられた面積 A_a と圧力 p_a

周波数応答解析には、直接法とモーダル法があるが、ここではモーダル法についての一般的な定式化について簡単に述べる。ちなみに、直接法は、直接式(7)をフーリエ変換して解くアプローチである。モード解析¹⁰⁾を用いると、運動方程式(7)は次式のような非連成な1自由度系で表せる。

$$\ddot{\xi}_i(t) + 2\zeta_i \omega_i \dot{\xi}_i(t) + \omega_i^2 \xi_i(t) = \psi_i(t) \quad (i=1, \dots, e) \quad (9)$$

ここで、 e は採用したモード数（一般に、 $e=n$ ）、 ζ_i は減衰比、 ω_i は i 次固有振動数、 ϕ_i は i 次モード形状、 $\psi_i(t) = \phi_i^T \mathbf{f}(t)/m_i$ は一般化力、 m_i は一般化質量（正規化されれば1）である。周波数領域では、

$$\Xi_i(\omega) = \frac{1}{\omega_i^2} H_i(\omega) \Psi_i(\omega) \quad (10)$$

と表せる。ここで、 $\Xi_i(\omega)$ と $\Psi_i(\omega)$ は、それぞれ、 $\xi_i(t)$ と $\psi_i(t)$ のフーリエ変換であり、 $H_i(\omega)$ は次式で定義される。

$$H_i(\omega) = \frac{\omega_i^2}{(\omega_i^2 - \omega^2) + 2j\zeta_i \omega_i \omega} \quad (11)$$

一方、（定常）エルゴード過程における一般化力の相互パワースペクトル（以下、PSD）関数 $S_{\psi_i \psi_j}(\omega)$ は、

$$S_{\psi_i \psi_j}(\omega) = \frac{\phi_i^T \mathbf{A} \mathbf{S}_{pp}(\omega) \mathbf{A} \phi_j}{m_i m_j} \quad (i, j=1, \dots, e) \quad (12)$$

と表せる。ここで、面積 A_a を対角成分とした対角行列を $\mathbf{A} = \langle A_a \rangle_n \in \mathbf{R}^{n \times n}$ 、第 (a, b) 要素が表面圧力の相互 PSD 関数 $S_{p_a p_b}(\omega)$ である行列を $\mathbf{S}_{pp}(\omega) \in \mathbf{R}^{n \times n}$ とした。よって、モード座標の相互 PSD 関数は、式(10)、(12)より、

$$S_{\xi_i \xi_j}(\omega) = \frac{H_i(\omega) \phi_i^T \mathbf{A} \mathbf{S}_{pp}(\omega) \mathbf{A} \phi_j H_j^*(\omega)}{m_i m_j \omega_i^2 \omega_j^2} \quad (13-a)$$

と表せる。 $*$ は共役複素数をあらわす。このとき、第 (i, j) 要素が $S_{\xi_i \xi_j}(\omega)$ である行列 $\mathbf{S}_{\xi \xi}(\omega) \in \mathbf{R}^{e \times e}$ は、以下のように行列形式で書ける。

$$\mathbf{S}_{\xi \xi}(\omega) = \left\langle \frac{H_i(\omega)}{m_i \omega_i^2} \right\rangle_e^T \mathbf{\Phi}^T \mathbf{A} \mathbf{S}_{pp}(\omega) \mathbf{A} \mathbf{\Phi} \left\langle \frac{H_i^*(\omega)}{m_i \omega_i^2} \right\rangle_e \quad (13-b)$$

以上より、物理座標である変位、速度、加速度の相互 PSD 関数行列 $\mathbf{S}_{xx}(\omega)$ 、 $\mathbf{S}_{\dot{x}\dot{x}}(\omega)$ 、 $\mathbf{S}_{\ddot{x}\ddot{x}}(\omega) \in \mathbf{R}^{n \times n}$ が、それぞれ、以下のように計算できる。

$$\mathbf{S}_{xx}(\omega) = \mathbf{\Phi} \mathbf{S}_{\xi \xi}(\omega) \mathbf{\Phi}^T \quad (14-a)$$

$$\mathbf{S}_{\dot{x}\dot{x}}(\omega) = \omega^2 \mathbf{S}_{xx}(\omega) \quad (14-b)$$

$$\mathbf{S}_{\ddot{x}\ddot{x}}(\omega) = \omega^4 \mathbf{S}_{xx}(\omega) \quad (14-c)$$

一般に、対称関数である（両側）PSD 関数 $S_{xx}(\omega)$ を周波数の正側のみで定義し、角周波数 ω [rad/sec]を周波数 f [Hz]に置き換えて定義した片側 PSD 関数 $W_{xx}(f)$ を用いることが実用上多い。このとき、 $W_{xx}(f) = 2S_{xx}(\omega)$ が成り立つ。

また、モーダル法では、十分な解析精度を得るためには出力の最大周波数の2倍程度の周波数まで考慮したモードと剰余ベクトル¹¹⁾を考慮する必要がある。当然、解析時間はモーダル法のほうが速いが、一般には、直接法のほうが高い精度を得るので用途に応じて使い分ける必要がある。

3. 単純形状のモデルを用いた検討

衛星の音響振動解析を実施する前に、まずいくつかの簡単なモデルを用いて FEM を用いたランダム応答解析を実施し、基本的な事項の確認や問題点について検討する。次章を含め、以下の FEM 解析は、解析結果の信頼性を考慮して MSC.Nastran¹²⁾を用いて実施し、モデル構築には、MSC.Patran¹³⁾を使用した。

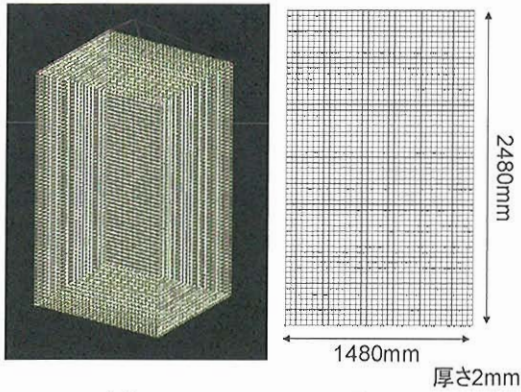
3.1 アルミボックスモデルのランダム応答

図4(a)に示すような、天井から吊るされた5052アルミ板から構成される直方体¹⁴⁾を考える。音響振動に関するランダム応答解析を Nastran 等で行う場合には、図5に示すような SPL を構造表面圧力の PSD

$$W_p(f_c) = \frac{p(f_c)^2}{\Delta f(f_c)} \quad (15)$$

に変換したものを直接入力することになる。ここで、 $p(f_c)$ は中心周波数 f_c における音圧の RMS 値、 $\Delta f(f_c)$ は f_c における周波数バンド幅である。各板は異なる厚みをもっており、

解析は全体モデル(図4(a))(シェル要素(CQuad4)、10093節点、10090要素、減衰比0.05)を用いて行った。出力は、ボックス背面のアルミ板一枚(図4(b))(2196節点、2100要素)の加速度応答のRMS値であり、その結果と実験値を図6に示す。実験値に比べて、全体として応答加速度が小さくなっていることが分かる。この理由については、次節で考察する。



(a) 全体 (b) 背面のアルミ板
図4 アルミボックスのモデル

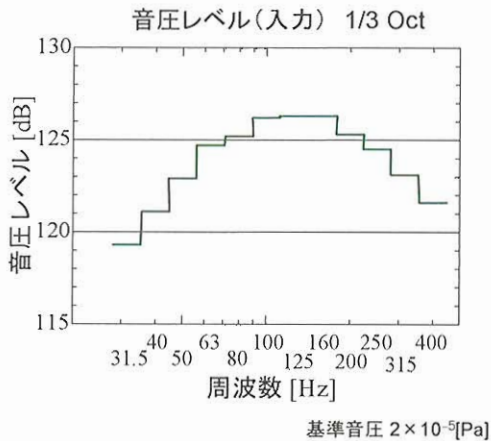


図5 アルミボックスへの入力音圧レベル

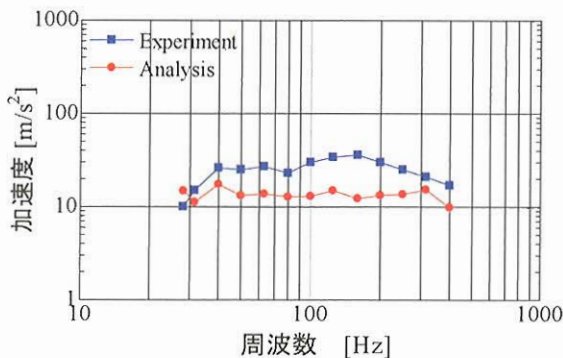


図6 アルミボックスの板の解析値と実験値との比較

3.2 音場の違いについての検討

式(13)に含まれる表面圧力の相互 PSD 関数行列 $\mathbf{S}_{pp}(\omega)$ は、

$$\mathbf{S}_{pp}(\omega) = \frac{\mathbf{W}_{pp}(f)}{2} = \frac{W_p(f) \mathbf{C}_{pp}(f)}{2} \quad (16)$$

のように表わせる。ここで、 $W_p(f)$ は、圧力の参照 PSD 関数であり、通常、構造物の周辺音場の SPL から式(15)のように与えられる。 $\mathbf{C}_{pp}(f) \in \mathbf{R}^{m \times m}$ は、節点 a と b ($a, b=1, \dots, n$) における圧力 p_a, p_b 間の相関関数(coherence function) $C_{p_a p_b}(f) \in [-1, 1]$ を第(a, b)要素とする行列であり、圧力場によって変わってくる。圧力場の例としては、以下があげられる。

- ・ 音圧場が完全にランダムなとき、異なる要素圧力間に相関がないので、 $\mathbf{C}_{pp}(f)$ は単位行列となる。
- ・ 表面の寸法が波長の $1/4$ よりも小さければ、平面波のように扱えて、 $C_{p_a p_b}(f) \approx 1.0 (a, b=1, \dots, n)$ である。
- ・ 拡散音場のとき、 $C_{p_a p_b}(f)$ は次式で表せる¹⁵⁾。

$$C_{p_a p_b}(f) = \frac{\sin(k|\mathbf{x}_a - \mathbf{x}_b|)}{k|\mathbf{x}_a - \mathbf{x}_b|} \quad (17)$$

ここで、 $|\mathbf{x}_a - \mathbf{x}_b|$ は節点 a, b 間の距離、 $k=(2\pi f)/c$ は音の波数である。

前節の図6の解析結果は、実は、節点圧力間に全く相関のない完全にランダムな場合で解析していた。つまり、要素圧力の自己 PSD 関数のみを入力した解析を行っていた。実際の地上音響試験は、拡散音場に近い状況を模擬している(実際の打ち上げ時のフェアリング内は、後述する fill effect のために不均一な音場だが、地上では安全側で試験する)ので、全要素圧力間の相関を式(17)の関係式を用いて入力する必要がある。しかし、一般に要素数の2乗のオーダー(正確には、要素数を n として $n(n+1)/2$ 個だが、要素間距離が同じものまで考慮すれば更に減らせる)の圧力 PSD の周波数テーブルを作成しなければならない。そこで、Patran 等により作成された Nastran のバルクデータの節点と要素の情報を読み込み、図5のような SPL を入力し、音場の種類を選択すれば、対応する圧力 PSD の周波数テーブルのデータを自動的に出力するプログラムを作成して、入力データ作成の効率化を図った。

まずは、図7のようなさらに簡単なアルミ板モデル(シェル要素(CQuad4)、341節点、300要素、減衰比0.05)を考え、音場の違いにより応答がどの程度違うかを確認した。事前の固有値解析の結果、20Hz までに10個の固有振動数が含まれていた。片側表面圧力のノミナル値を100[Pa]として、 $W_p(f)$ を周波数に依存せず一定とした。この条件で、完全にランダムな音場と拡散音場の場合を解析して結果を比較する。

ランダム解析により、板の加速度 PSD を計算した結果を図8に示す。事前に固有値解析によりモード形状を確認し、全てのモードが少なからず生じると考えられる節点(節点番号101:図7参照)を選んで、その場所における応答を示している。この結果、拡散音場では、想定されるモードはほぼ全て応答ピークとして表れていることが確認できる。一方、完全にランダムな音場の応答では、固有振動数近傍において共振が確認できないモードが存在し、そのため拡散音場の場合に比べて応答が全体的に小さくなっていることが分かる。図6の結果も、この傾向により応答

が小さく出たものと考えられる。全要素圧力がフル相関で $C_{pp}(f)$ が全て同じ成分のときは、式(13-a)よりモード形状が非対称であれば応答が 0 になる¹⁶⁾ということ考えられるが、ランダムな音場 ($C_{pp}(f)$ が単位行列) で共振ピークが出ないモードが存在することについてはさらに検討を要する。

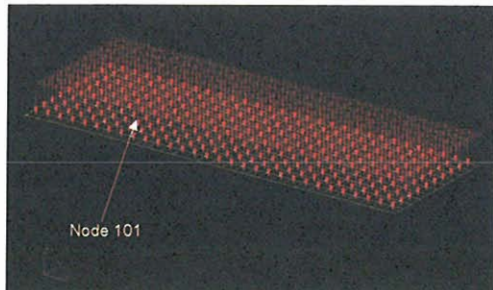


図7 単純な板のモデル

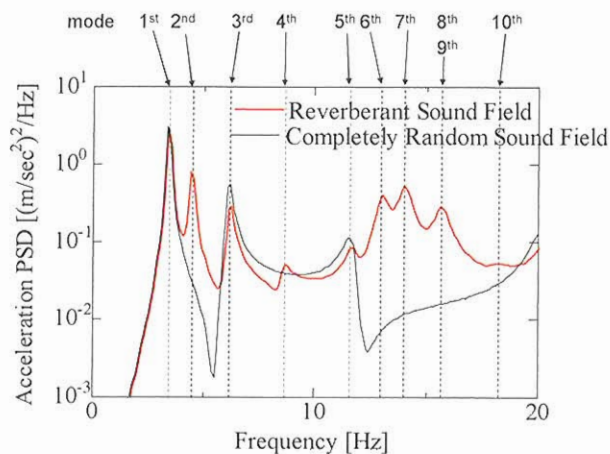


図8 異なる音場を模擬したときの応答の違い

4. 衛星の音響構造解析

4.1 簡易衛星モデルの構築

第一段階として、軌道上 3t 級の大型衛星を想定して、図 9 に示すような主構造と内部スティフナ（補強材）から構成される簡易構造モデルを構築した。比較のためアルミ平板のみのモデルとそれらをハニカムサンドイッチに置き換えたモデルの 2 種類を用意した。ただし、アルミ平板の場合は全体の質量がハニカムの場合と同等になるように質量密度を下げた。いずれもシェル要素の CQuad4 を用い、まずは 100Hz 程度の音波を想定して要素数 4652、節点数 4605 とした。減衰比は、0.05 とした。

4.2 構造解析

簡易衛星構造モデルにおいて音響振動の応答を確認するために、固有値解析や外部表面圧力を入力とした静・動解析を実施した。

固有値解析では、図 10 に示すように簡易モデルの低次モードとして主構造全体よりもスティフナの局所的な揺れが顕著に現れた。また、スティフナを入れることにより剛性が大きくなることも確認できた。

一方、フェアリング内では、フェアリングと衛星との間の隙間の広さの違いにより音圧が局所的に不均一になることが知られている(fill effect、あるいは fill factor)^{4),17)}。フ

エアリングの中に衛星を搭載した状態で地上音響試験ができるのが理想的ではあるが、外部音場を反響室で模擬するのは性能上非常に困難であるので、その代替として数値シミュレーションを利用した効率的で正確な検討が進められるべき問題である。ただし、この点については今後の課題である。図 11 に示すように、簡単のため衛星の壁面ごとに変えた表面圧力(60~100Pa)を±5Pa の振幅の正弦波(100Hz)として入力したときの過渡解析の結果として、ある時刻における衛星主構造外部表面と主構造内部についての変位と最大主応力を表示したものを、それぞれ、図 12(a)と(b)に示す。変位は分かり易いように拡大している。衛星全体が満遍なく揺れ、さらに、主構造内部の低次モードのスティフナの揺れが励起されていることが分かる。

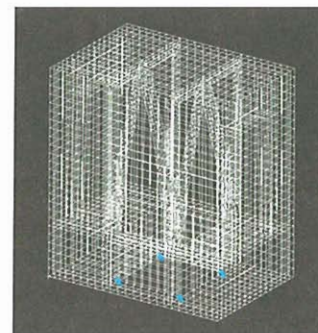
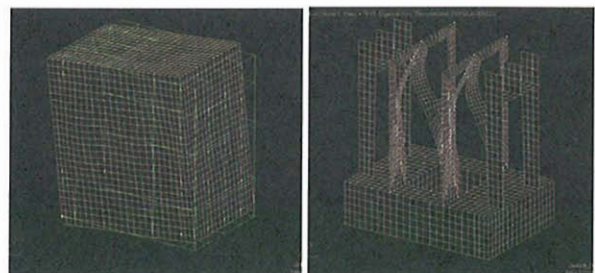
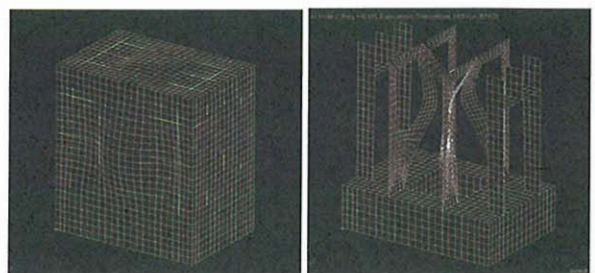


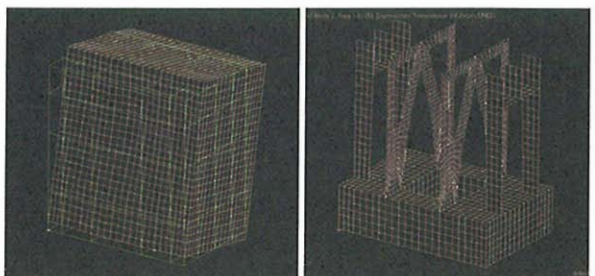
図9 簡易衛星構造モデル



(a) 1 次モード



(b) 2 次モード



(c) 3 次モード

図10 簡易モデルのモード形状（外部表面とその内部）

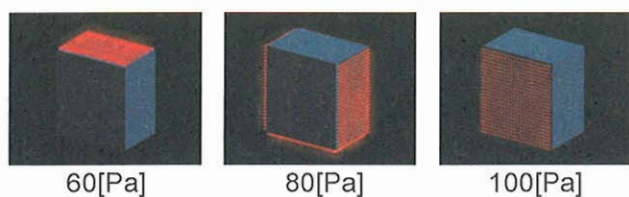
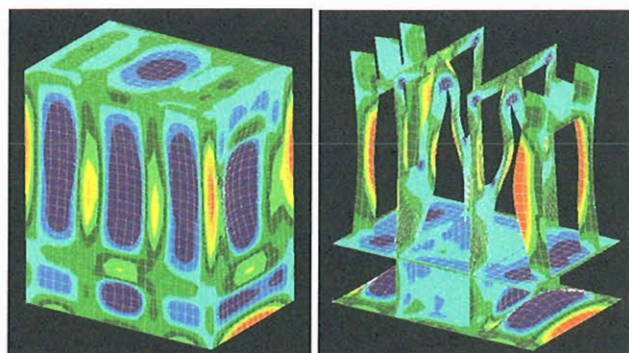


図 11 ランダム圧力の入力 (ノミナル)



(a) 衛星主構造外部表面 (b) 主構造内部

図 12 簡易モデルを用いた構造解析

さらに、定常過程においてどの程度共振が起こっているかを評価するために、図 11 と同様な表面圧力を入力したときの衛星簡易モデルの周波数解析を実施した。その結果を図 13 に示す。観測点によって、当然、共振するモードと共振しないモードはあるが、想定し得る固有振動数周辺で応答ピークが見られることが確認できる。

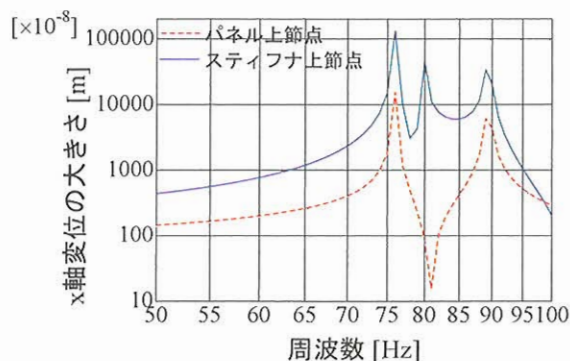


図 13 周波数応答解析の結果

5. おわりに

ロケットに搭載された衛星の音響振動解析を FEM により実施するために、まず、単純な形状のモデルをいくつか用いて、ランダム応答解析やモデリングに関する基本的な事柄の確認や問題点について検討した。表面の要素圧力間の相関を考えることで音場の種類を区別し、応答の違いについて検討した。最後に、衛星の音響振動解析の第 1 段階として、主構造の簡易構造モデルを構築し、FEM を用いて表面圧力を入力とした静・動解析を実施した。過渡解析では、表面圧力による衛星主構造の内部ステイフナを含めた全体的な揺れが確認できた。

3.2 節で検討した要素圧力間の相関により音場を模擬するやり方では、各要素圧力を独立したサブケースとして定義しなければならない、さらに、圧力 PSD の入力データも膨大になることから、計算資源や計算時間の点で問題があり、

現状では単純なモデルの解析に留まる。ただし、音場の種類により応答が大きく変わることは確認できたので、フェアリング内部の音場まで解析対象として構造との連成解析を実施する必要がある。今後は、太陽電池パドルなどの 2 次構造等もモデル化し、既存の FEM による解析を進めると同時に、連成解析で予想される更なる計算負荷の増大や予測精度の低減を克服できるように、効率的な決定論的手法についても検討していく予定である。

参考文献

- 1) Sarafin, and Larson, *Spacecraft Structures and Mechanisms – From Concept to Launch*, Kluwer Academic, 1995.
- 2) Fortescue, Stark, Swinerd, *Spacecraft Systems Engineering (3rd ed.)*, Wiley, 2003.
- 3) 吉田, 小泉, 音響加振下における多層ハニカムパネルの振動応答, 機論 C, Vol.58, No.545, pp.25-29, 1992.
- 4) 小金井, 安藤, 施, 萩原, 衛星打上げ時の音響振動解析, 機論 C, Vol.71, No.708, pp.2485-2491, 2005.
- 5) Zienkiewicz, Taylor, Zhu, and Nithiarasu, *The Finite Element Method – The three volume set (6th ed.)*, Butterworth-Heinemann, 2005.
- 6) Desmet, Mid-frequency Vibro-acoustic Modelling: Challenges and Potential Solutions, *Proceedings of the Fifth World Congress on Computational Mechanics (WCCM V)*, Vienna, Austria, July 7-12, 2002.
- 7) Ihlenburg, and Babuska, Finite Element Solution of the Helmholtz Equation with High Wave Number Part I: The h-version of the FEM, *Computers and Mathematics with Applications*, Vol.30, pp.9-37, 1995.
- 8) Bouillard, and Ihlenburg, Error Estimation and Adaptivity for the Finite Element Method in Acoustics: 2D and 3D Applications, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol.176, pp.147-163, 1999.
- 9) Miles, On structural fatigue under random loading, *J. of Aeronautical Sciences*, pp.753-762, November 1954.
- 10) モード解析ハンドブック編集委員会編, モード解析ハンドブック, コロナ社, 1999.
- 11) Rose, Using Residual Vectors in MSC/NASTRAN Dynamic Analysis to Improve Accuracy, MSC World User's Conference, 1991.
- 12) Komzsik, *MSC.Nastran 2001 Numerical Methods User guide*, MSC Software, 2002.
- 13) <http://www.mscsoftware.co.jp/products/patran/>
- 14) 安藤他, SEA による音響振動応答解析と実験の比較, 第 42 回構造強度に関する講演会講演集, IB11, 2000.
- 15) Cook, Waterhouse, Berendt, Edelman, and Thompson, Jr., Measurement of correlation coefficients in reverberant sound fields, *J. of Acoustical Society of America*, Vol.27, pp.1071-1077, 1955.
- 16) 吉田, 仲尾次, 音響加振を受ける衛星搭載望遠鏡の振動応答解析 (第 1 報, 低周波数帯の解析), 機論 C, Vol.70, No.697, pp.2587-2593, 2004.
- 17) *Payload Vibroacoustic Test Criteria*, NASA-STD-7001, 1996.