人工衛星構体の搭載機器パネルの音響振動解析*

安 藤 成 将^{*1}, 施 勤 忠^{*2}

Vibroacoustic Analysis of Satellite Equipment Panel

Shigemasa ANDO^{*3} and Qinzhong SHI^{*3} Japan Aerospace Exploration Agency,
2-1-1 Sengen, Tsukuba-shi, Ibaraki, 305-8505 Japan

This paper is concerned with the vibroacoustic response of satellite equipment panel subjected to high frequency diffused acoustic field excitation. Various prediction methods for the response have been developed, namely: (i) mass ratio method, (ii) NASA Lewis method, and (iii) impedance method. The prediction accuracy of those methods, however, is poor for the case where the structure of the equipment is distributed in small area of the panel and can be regarded as a plate. In this paper, the new method dealing with that case in particular is developed considering area impedance coupling between equipment and satellite panel. The acoustic excitation experiments for nine cases of equipment mount are conducted to compare the existing methods with the new method developed in this paper. The result from the comparison shows that the new method provides a wide flexibility not only for the case of main concern but also for the case of large area equipment where Lewis method may be the best approach for the prediction.

Key Words: Acoustic, Forced Vibration, Space Engineering, Statistical Energy Analysis, Satellite Panel, Equipment, Mount

1. 結 論

宇宙機の各搭載機器は、ロケット打上時の 130 デシベル以上の音響加振により、過酷な高周波ランダム振動環境に晒される。このため各搭載機器のランダム振動レベルをフライト環境条件として、搭載機器の設計を行う必要がある。これらのランダム振動条件は、10kHz に及ぶ高周波応答であるため、通常は統計的エネルギー解析⁽¹⁾ (Statistical Energy Analysis, SEA) により予測が行われる。

大型衛星は複数のハニカムサンドイッチ平板や円筒を結合した複雑な構造であるが、著者らの論文では、最も厳しい音響負荷に曝されている外面パネル上の搭載機器等のコンポーネントの音響振動解析は、平板 1 枚と音場のみとした SEA モデルの簡易化が有効であることを示した⁽²⁾。SEA の予測結果として得られるのは、衛星構体の搭載機器パネルの空間平均エネルギー (空間二乗平均加速度) である。

しかし、現実では、図 1 のように衛星構体パネルに多くのボックス状の機器が搭載されている。搭載機器とパネル結合部のランダム振動加速度は搭載機器の設計基準となり、搭載機器の影響を考慮した SEA 予測手法が必要となる。従来は、搭載機器の有無により平板のエネルギーは不変と仮定した手法⁽³⁾、搭載機器の質量は平板全体に一樣に分布していると仮定した手法⁽⁴⁾、搭載機器は質点として衛星構体パネルに作用すると仮定したインピーダンス手法⁽⁵⁾等により搭載機器のある衛星構体パネルの予測が行われてきた。しかし、搭載機器の総面積が狭く平板形態である場合では、従来の手法⁽³⁻⁵⁾は予測が困難であった。そこで、本稿では、搭載機器と衛星構体パネルが面で結合する新たなインピーダンスモデルを提案し、音響加振実験によりこのモデルの妥当性を検証し、従来の手法⁽³⁻⁵⁾との比較考察を行う。また、本稿で提案する手法は、搭載機器の損失係数の影響を考慮することが出来るため、損失係数の値に基づいた安全側の予測法についても議論する。

* 原稿受付 2005 年 9 月 12 日。

^{*1} 正員, 宇宙航空研究開発機構 (〒305-8505 つくば市千現 2-1-1) [現: 米国カリフォルニア工科大学ジェット推進研究所客員研究員]。^{*2} 正員, 宇宙航空研究開発機構。

E-mail: ando.shigemasa@jaxa.jp

Fig. 1 Example of satellite equipment panel

2. SEAによる平板の音響振動解析

拡散音場により両面加振される機器を搭載しない平板の応答は、拡散音場と平板構造の2要素 SEA モデルにより、片側の音響放射効率を2倍にして次式で予測することが出来る⁰⁾。

$$\langle a^2 \rangle = \frac{2\pi^2 c_0 n_2 \langle p^2 \rangle}{\rho_0 M} \times \frac{1}{1 + \eta_2 M \omega / 2 \rho_0 c_0 S \sigma_{rad}} \quad (1)$$

ここに、

$\langle a^2 \rangle$: 平板の二乗加速度の時間・空間二乗平均

$\langle p^2 \rangle$: 二乗拡散音圧の時間・空間二乗平均

ρ_0 : 空気密度

c_0 : 空気音速

ρh : 平板の面密度

S : 平板の面積

n_2 : 平板のモード密度

η_2 : 平板の損失係数

σ_{rad} : 平板の放射効率

M : 平板の質量

ω : 角周波数

である。ここで、 n_2 は単位角周波数あたりのモード数である。

3. 機器搭載時の従来の予測手法³⁻⁵⁾

式(1)は、拡散音響負荷時の衛星パネルに搭載機器を考慮しない均一平板の空間平均加速度と空間平均音圧の関係を示しており、搭載機器の影響を予測することが設計上求められる。以下、搭載機器の影響を求める従来の方法を紹介し、適用対象について議論する。

3-1 質量比による手法 (Mass Ratio Method)³⁾

質量比による手法では、搭載機器の有無に関わらずパネル自身の損失係数・モード密度・クリティカル周波数は不変であり、搭載機器は剛体としてエネルギーを持ち、搭載機器による平板への剛性強化の効果は無いと仮定する。さらに、搭載機器の有無により平板のエネルギーが不変と仮定すると、両面音響負荷における機器搭載時の搭載機器の加速度は、

$$\begin{aligned} \langle a^2 \rangle_L &= \frac{M}{M + M_c} \langle a^2 \rangle \\ &= \frac{2\pi^2 c_0 n_2 \langle p^2 \rangle}{\rho_0 (M + M_c)} \times \frac{1}{1 + \eta_2 M \omega / 2 \rho_0 c_0 S \sigma_{rad}} \end{aligned} \quad (2)$$

となる。ここに、 M は平板質量、 M_c は搭載機器質量、 $\langle a^2 \rangle_L$ は機器搭載時の搭載機器の加速度である。モード密度 n_2 と放射効率 σ_{rad} については機器が無い場合の面密度から計算する。

3-2 一様分布質量とする手法 (Lewis Method)⁴⁾

この手法は、NASA Lewis Research Center (現 Glenn Research Center) で開発された手法であり、搭載機器の有無に関わらず平板のモード密度とクリティカル周波数が不変であるとし、機器質量は平板に一樣に塗付けられていると仮定する。その時、両面音響負荷における機器搭載時の搭載機器の加速度は、

$$\langle a^2 \rangle_L = \frac{2\pi^2 c_0 n_2 \langle p^2 \rangle}{\rho_0 (M + M_c)} \times \frac{1}{1 + \eta_2 (M + M_c) \omega / 2 \rho_0 c_0 S \sigma_{rad}} \quad (3)$$

となる。モード密度 n_2 と放射効率 σ_{rad} については機器が無い場合の面密度から計算する。

3-3 インピーダンス (Impedance) による手法⁵⁾

図2に示すように、外力 F_d を受ける構造 p に搭載機器 m が結合点 i を介して結合されているものとする。 p と m が未結合で境界自由支持の境界条件での i における駆動点インピーダンスを Z_{ii}^p 、 Z_{ii}^m とする。このとき、機器 m が無い場合の構造 p の i における速度を X_{i0}^p とし、搭載機器の有無により外力 (音響負荷圧) が不変と仮定すれば、結合後の機器 m の速度 X_i^p は次式で書ける⁶⁾。

$$X_i^p = X_{i0}^p \frac{1}{1 + Z_{ii}^m / Z_{ii}^p} \quad (4)$$

構造 p の結合点 i における駆動点インピーダンスは次式の無限板のインピーダンス⁰⁾を使用する。

$$Z_{ii}^p = 2M / \pi n_2 \quad (5)$$

また、搭載機器は質点と仮定すると、その駆動点インピーダンスは、

$$Z_{ii}^m = j \omega M_c \quad (6)$$

である。式(1)、(4)、(5)、(6)から両面音響負荷における機器搭載時の搭載機器の加速度は、

Fig. 2 Equipment mounted structure

$$\begin{aligned} \langle a^2 \rangle_L &= \left| \frac{1}{1 + Z_{ii}^m / Z_{ii}^p} \right|^2 \langle a^2 \rangle = \frac{1}{1 + \left(\frac{M_c \pi \omega n_2}{M} \right)^2} \langle a^2 \rangle \\ &= \frac{2\pi^2 c_0 n_2 \langle p^2 \rangle}{\rho_0 M} \times \frac{1}{1 + \eta_2 M \omega / 2\rho_0 c_0 S \sigma_{rad}} \\ &\quad \times \frac{1}{1 + \left(\frac{M_c \pi \omega n_2}{M} \right)^2} \end{aligned} \quad (7)$$

となる。モード密度 n_2 と放射効率 σ_{rad} については機器が無い場合の面密度から計算する。

4. 提案する予測手法

従来のインピーダンス手法では搭載機器を質点としてモデル化するため、搭載機器が平板の面内方向に広がった平板形態の構造の場合、平板の振動応答は実験結果に対し過少な予測結果となる場合があった⁶⁾。そこで、本稿では、インピーダンス手法におけるインピーダンス値として一様加振時の力-速度間伝達インピーダンスを適用することを考える。

図3に示すように、点 x_i において角周波数 ω の面外集中力 f_0 を受ける有限平板を考える。このとき、応答点 x_j の速度 v は次式で書ける⁸⁾。

$$v(x_j, x_i, \omega) = \frac{f_0}{\hat{m}} \sum_q \frac{j\omega \psi_q(x_i) \psi_q(x_j)}{\omega_q^2 (1 + j\eta) - \omega^2} \quad (8)$$

ここに、 q はモード次数、 $\hat{m}$ は平板の面密度、 ψ は平板のモード形状、 η は平板の損失係数、 ω_q は固有振動数である。また、 q, r 次のモード直交性を用いてモード形状は式(9)で規格化されている。

$$\int_S \psi_q \psi_r dx = \delta_{qr} \quad (9)$$

ここに、 δ_{qr} はクロネッカーデルタである。式(8)より集中力 f_0 と速度 v の伝達モビリティ Y_{ij} は、

$$Y_{ij}(x, x_s, \omega) = \frac{1}{\hat{m}} \sum_q \frac{j\omega \psi_q(x_i) \psi_q(x_j)}{\omega_q^2 (1 + j\eta) - \omega^2} \quad (10)$$

である。

ここで、図4に示すように互いに無相関な加振力 f_0 が平板全体に一樣に作用している一様加振を考える。このとき、伝達モビリティの空間二乗平均 $\langle |Y_{ij}(\omega)|^2 \rangle$ は、式(10)に対し、加振点位置 x_i 及び応答点 x_j に関する平板内の空間平均を行なうことにより、

$$\begin{aligned} \langle |Y_{ij}(\omega)|^2 \rangle &= \frac{\omega^2}{\hat{m}^2 S^2} \int_S \left\{ \int_S \left| \sum_q \frac{\psi_q(x_i) \psi_q(x_j)}{\omega_q^2 (1 + j\eta) - \omega^2} \right|^2 dx_i \right\} dx_j \\ &= \frac{1}{\hat{m}^2 S^2} \sum_q \frac{\omega^2}{(\omega^2 - \omega_q^2)^2 + \eta^2 \omega_q^4} \\ &\approx \frac{1}{\hat{m}^2 S^2} \sum_q \frac{\omega^2}{4\omega^2 (\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} \end{aligned} \quad (11)$$

となる。ここに式(9)の規格化条件を使用し、軽減衰 ($\eta \ll 1$) で有効な式(12)の仮定を行った。

$$(\omega^2 - \omega_q^2)^2 + \eta^2 \omega_q^4 \approx 4\omega^2 (\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4 \quad (12)$$

さらに、加振力がバンド幅 $[\omega, \omega + \Delta\omega]$ を持つバンドノイズであるとき式(11)のバンド内平均値 $\langle |Y_{ij}(\omega)|^2 \rangle_\Delta$ は、

$$\langle |Y_{ij}(\omega)|^2 \rangle_\Delta = \frac{1}{\hat{m}^2 S^2 \Delta\omega} \sum_q \int_\omega^{\omega+\Delta\omega} \frac{\omega^2}{4\omega^2 (\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} d\omega \quad (13)$$

となる。軽減衰であれば、式(13)の被積分項はパルス状であるため無限大まで積分範囲を拡大することが出来る、

$$\begin{aligned} &\int_\omega^{\omega+\Delta\omega} \frac{\omega^2}{4\omega^2 (\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} d\omega \\ &\approx \int_0^\infty \frac{\omega^2}{4\omega^2 (\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} d\omega = \frac{\pi}{2\eta\omega_q} \end{aligned} \quad (14)$$

となる。従って、式(13)は

$$\langle |Y_{ij}(\omega)|^2 \rangle_\Delta = \frac{1}{\hat{m}^2 S^2 \Delta\omega} \sum_q \frac{\pi}{2\eta\omega_q} \approx \frac{\pi}{2\hat{m}^2 S^2 \eta_2 \omega} \frac{\Delta N}{\Delta\omega} \quad (15)$$

となる。

Fig. 3 Point force excited finite plate

Fig. 4 Uniformly distributed excitation

ここに、 ω_q をバンド中心周波数 ω と置き換え、各モードの損失係数は一定 η_2 とし、 $\Delta\omega$ 中に含まれる平板のモードの個数を ΔN 個とした。

式(15)の $\Delta N/\Delta\omega$ はモード密度であり n_2 と表記し、 $\hat{m}S$ は平板の質量 M であるから式(15)は

$$\langle |Y_{ij}(\omega)|^2 \rangle_\Delta = \frac{\pi n_2}{2M^2 \omega \eta_2} \quad (16)$$

とも書くことが出来る。従って、空間平均、及びバンド内平均されたモビリティから求まる二乗平均伝達インピーダンス $|Z_{ij}|^2$ は、

$$|Z_{ij}|^2 = \frac{1}{\langle |Y_{ij}(\omega)|^2 \rangle_\Delta} = \frac{2M^2 \omega \eta_2}{\pi n_2} \quad (17)$$

となる。次に、伝達モビリティの実部と虚部である $\text{Re}\{Y_{ij}(\omega)\}$ 、 $\text{Im}\{Y_{ij}(\omega)\}$ について考える。式(10)よりこれらは、

$$\text{Re}\{Y_{ij}(\omega)\} = \frac{1}{\hat{m}} \sum_q \frac{\eta \omega^3 \psi_q(x_i) \psi_q(x_j)}{(\omega^2 - \omega_q^2)^2 + \eta^2 \omega_q^4} \quad (18)$$

$$\text{Im}\{Y_{ij}(\omega)\} = \frac{1}{\hat{m}} \sum_q \frac{\omega(\omega^2 - \omega_q^2) \psi_q(x_i) \psi_q(x_j)}{(\omega^2 - \omega_q^2)^2 + \eta^2 \omega_q^4} \quad (19)$$

である。式(18)、(19)について、式(11)と同様に、加振点位置 x_i 及び応答点 x_j に関する平板内の空間平均を行なうと、

$$\begin{aligned} \langle \text{Re}\{Y_{ij}(\omega)\} \rangle &= \frac{1}{\hat{m}S^2} \sum_q \frac{\eta \omega^3 \int_S \psi_q(x_i) ds \int_S \psi_q(x_j) ds}{(\omega^2 - \omega_q^2)^2 + \eta^2 \omega_q^4} \\ &= \frac{1}{\hat{m}S^2} \sum_q \frac{\eta \omega^3 y_q}{(\omega^2 - \omega_q^2)^2 + \eta^2 \omega_q^4} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\langle \text{Im}\{Y_{ij}(\omega)\} \rangle = \frac{1}{\hat{m}S^2} \sum_q \frac{\omega(\omega^2 - \omega_q^2) y_q}{(\omega^2 - \omega_q^2)^2 + \eta^2 \omega_q^4} \quad (21)$$

$$y_q = \left\{ \int_S \psi_q(x) dx \right\}^2 \quad (22)$$

となる。ここに、 y_q は q 次モードのモード形状の面積分の二乗である。さらに、式(13)と同様に、式(12)の仮定を適用すれば、式(20)、(21)のバンド内平均値 $\langle \text{Re}\{Y_{ij}(\omega)\} \rangle_\Delta$ 、 $\langle \text{Im}\{Y_{ij}(\omega)\} \rangle_\Delta$ は、式(23)、(24)の積分結果より、式(25)、(26)となる。

$$\int_\omega^{\omega+\Delta\omega} \frac{\omega(\omega^2 - \omega_q^2)}{4\omega^2(\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} d\omega \quad (23)$$

$$\approx \int_0^\infty \frac{\omega(\omega^2 - \omega_q^2)}{4\omega^2(\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} d\omega = 0$$

$$\int_\omega^{\omega+\Delta\omega} \frac{\eta \omega^3}{4\omega^2(\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} d\omega \quad (24)$$

$$\approx \int_0^\infty \frac{\eta \omega^3}{4\omega^2(\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} d\omega = \frac{\pi}{2}$$

$$\langle \text{Re}\{Y_{ij}(\omega)\} \rangle_\Delta = \frac{1}{\hat{m}S^2 \Delta\omega} \sum_q \left[y_q \times \int_\omega^{\omega+\Delta\omega} \frac{\eta \omega^3}{4\omega^2(\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} d\omega \right] \quad (25)$$

$$= \frac{1}{\hat{m}S^2 \Delta\omega} \sum_q \frac{\pi y_q}{2}$$

$$\begin{aligned} \langle \text{Im}\{Y_{ij}(\omega)\} \rangle_\Delta &= \frac{1}{\hat{m}S^2 \Delta\omega} \sum_q \left[y_q \times \int_\omega^{\omega+\Delta\omega} \frac{\omega(\omega^2 - \omega_q^2)}{4\omega^2(\omega_q - \omega)^2 + \eta^2 \omega^4} d\omega \right] \\ &= 0 \end{aligned} \quad (26)$$

即ち、空間平均、及びバンド内平均された平均伝達モビリティの虚部はゼロである。一方、平均伝達モビリティの実部は、 y_q が殆どのモードでゼロとなる⁹ことから $\langle \text{Re}\{Y_{ij}(\omega)\} \rangle_\Delta = 0$ であり、一様加振下で物理的に意味のある伝達モビリティは式(16)の二乗平均伝達モビリティであることが分かる。

ここで、式(16)、(17)、(25)、(26)のモビリティとインピーダンスを搭載機器及び平板に適用することを考える。搭載機器の二乗平均伝達モビリティと平均伝達モビリティをそれぞれ $|Y_{ij}^m|^2$ 、 Y_{ij}^m 、平板のそれらを $|Y_{ij}^p|^2$ 、 Y_{ij}^p とすれば、

$$\begin{aligned} \left| \frac{1}{1 + Z_{ij}^m/Z_{ij}^p} \right|^2 &= \frac{|Y_{ij}^m|^2}{|Y_{ij}^m|^2 + |Y_{ij}^p|^2 + Y_{ij}^p \bar{Y}_{ij}^m + \bar{Y}_{ij}^p Y_{ij}^m} \quad (27) \\ &= \frac{|Y_{ij}^m|^2}{|Y_{ij}^m|^2 + |Y_{ij}^p|^2} = \frac{|Z_{ij}^p|^2}{|Z_{ij}^p|^2 + |Z_{ij}^m|^2} \end{aligned}$$

となる。ここに、 $|Z_{ij}^m|^2$ 、 $|Z_{ij}^p|^2$ は搭載機器及び平板の二乗平均伝達インピーダンスであり、 $\bar{Y}_{ij}^m$ は Y_{ij}^m の共役複素数である。また、平均伝達モビリティの実部、虚部共に0である性質を使用した。ここで、式(4)中で、駆動点インピーダンス Z_{ij}^m 、 Z_{ij}^p の代わりに、伝達インピーダンス Z_{ij}^m 、 Z_{ij}^p を代入し、面で結合することを考える。この時、式(27)の関係式から、両面音響負荷における機器搭載時の搭載機器の加速度は、

Table 1 Equipment properties of various patterns

No	Length×Width×Height(mm)	Mass(kg)	Area mass(kg/m ²)	Number of Mass	Estimated first natural frequency(Hz)
Pattern1	180×300×12	5	92.6	3	663
Pattern2	180×300×12	5	92.6	6	663
Pattern3	180×300×12	5	92.6	9	663
Pattern4	180×300×12	5	92.6	1	663
Pattern5	180×300×24	10	185	1	1327
Pattern6	180×300×48	20	370	1	2653
Pattern7	180×300×48	20	370	1	2653
Pattern8	590×370×12	20	91.6	1	165
Pattern9	765×485×12	35	94.3	1	96

$$\begin{aligned}
 \langle a^2 \rangle_L &= \left| \frac{1}{1 + Z_{ij}^m / Z_{ij}^p} \right|^2 \langle a^2 \rangle = \frac{1}{1 + |Z_{ij}^m|^2 / |Z_{ij}^p|^2} \langle a^2 \rangle \\
 &= \langle p^2 \rangle \times \frac{2\pi^2 c_0 n_2}{\rho_0 M} \times \frac{1}{1 + \eta_2 M \omega / 2\rho_0 c_0 S \sigma_{rad}} \quad (28) \\
 &\quad \times \frac{1}{1 + \left(\frac{M_c}{M} \right)^2 \frac{n_2 \eta_c}{n_c \eta_2}}
 \end{aligned}$$

で得られる。ここに、 n_c, η_c はそれぞれ搭載機器のモード密度と損失係数である。また、モード密度 n_2 と放射効率 σ_{rad} については機器が無い場合の面密度から計算する。

5. 音響加振実験による検証

5.1 供試体

機器を搭載する衛星構体パネルとして、縦横長さが 1.82m×0.91m で、アルミニウムスキンの厚さは 0.3mm、アルミニウムハニカムコアの厚さは 25mm であり、機器搭載のためのインサート等を含めた総質量は 7.6kg とする。衛星構体パネルのクリティカル周波数は 487Hz で一次固有振動数は 110Hz である。また、各 1/3 オクターブバンド当たりのモード数は、200Hz バンド以上の周波数バンドで 2 個以上となる。

搭載機器の材料を SS400 として、図 5 に示す 9 種類の搭載パターンで実験を行なった。また、搭載機器の詳細を表 1 に示す。

Fig. 5 Mount patterns of equipments

5.2 音響加振実験

9 種類の搭載パターンについて音響加振実験を行った。音響加振実験は、宇宙航空研究開発機構筑波宇宙センター総合環境試験棟 1600m³ 音響試験設備で行った。拡散音場となる直方体形状の反響室の容積は 1607m³ (17.1m×10.5m×9.0m) であり、供試体の無い空音場時の最大音圧レベルは 151dB である。音響加振実験の加音レベルは、オーバーオールで 141.5dB であり、バンドノイズ加振である。搭載機器上で 4~8 点、機器を搭載していない平板上で 4~8 点の面外方向加速度の計測を行った。衛星構体パネルは、衛星構体搭載時と同様な境界条件を模擬する治具と一定間隔のインサートボルトにより四辺を支持されている。

5.3 結果の比較及び考察

第 3 章で示した従来の予測手法と本稿で提案する予測手法により、9 種類の搭載パターンについて解析を行った。解析で必要となる衛星構体パネルの放射効率は参考文献⁶⁾のモデルを用いた。モード密度 n_c, n_2 は $n = (S/4\pi)(\rho h/D)^{1/2}$ により計算した¹⁰⁾。ここに S は平板の面積、 D は平板の曲げ剛性である。SS400 の平板である搭載機器は損失係数 η_2 への影響は小さいと考え、 η_2 は搭載前後で一定と仮定し、搭載機器の無い平板の損失係数実験データを検討し次式で与えた。

$$\eta_2 = \begin{cases} 0.1 & (f \leq 125\text{Hz}) \\ 12.5/f & (f > 125\text{Hz}) \end{cases} \quad (29)$$

また、本稿で提案する手法式(28)において、搭載機器と平板の損失係数は等しい $\eta_c = \eta_2$ と仮定した。搭載機器の損失係数 η_c の解析結果への影響については後述する。また、表 1 中の搭載機器の一次固有振動数 ω_0 は、文献(11)の簡易式 $\omega_0 = 1/n$ により計算した。

図 6~図 14 に解析結果と実験結果の比較を示す。図中において“Experiment-Plate”とは機器を搭載していない平板領域の空間二乗平均加速度(実験結果)であり、“Experiment-Mass”とは搭載機器上の空間

二乗平均加速度（実験結果）である。各手法の予測結果は、"Experiment-Mass"と比較評価を行う。Pattern によって、Experiment-Plate が異なるのは、搭載機器の質量により、機器を搭載していない領域の応答も影響を受けるためである。

搭載機器の総面積が広い Pattern 2, 3, 8, 9 については、Lewis Method が実験結果と最も良く一致している。これは、Lewis Method は搭載機器を平板上の一様分布質量として予測する手法であるからと考えられる。一方、質量比による手法は、Lewis Method に比較して、3-10dB 大きな結果であり全ての搭載パターンにおいて質量上の実験結果に比べ、最大で 20dB 以上の過大な結果となった。

搭載機器を一点に集中した質点として扱う従来のインピーダンス手法の結果は、全ての搭載パターンにおいて 20dB 以上の過少な予測結果となっているが、最も集中質量（質点）に近い Pattern 6 において、200Hz 以上で実験結果と傾向は良く一致している。この手法は機器搭載時の応答の下限値を与えると考えられるが、質点に近い搭載パターン以外では過少な予測結果となる。

次に、本稿で提案する手法式(28)は、搭載機器を平板と仮定しているため、Pattern 4, 5, 6, 8, 9 のような搭載機器が平板様である搭載パターンにおいて 250Hz~2000Hz で実験結果と 10dB 以内で一致している。また、機器総面積の広い Pattern 1, 2, 8, 9 において本稿の手法は、Lewis Method と 10dB 以内で一致している。注目すべきことは、従来の Lewis Method や Impedance Method で予測精度が悪い Pattern 4, 5, 6 において、本稿の手法のみが実験結果と 300Hz 以上において 10dB 以内で良く一致していることである。本稿で提案する手法は、搭載機器のモード密度を用いているため、表 1 に示す搭載機器の一次固有振動数以上で有効と考えられるが、従来の Impedance Method で過小となり、Lewis Method で過大となる予測結果の傾向を緩和することが出来たと言える。このことは、あるシフト周波数以上において、搭載機器は一様分布質量や質点ではなく弾性を持った構造体としてモデル化しなくてはならないことを示している。例えば、図 10 に示すように、Pattern 5 では、300Hz を境界として、実験結果と一致する手法が Lewis Method から本稿で提案する手法式(28)にシフトしている。このシフト周波数の予測が高精度化には不可欠であるが、今後の課題である。

Pattern 6 の搭載機器位置を隅点にした Pattern 7 は 300Hz 以上において全ての手法で予測が困難であっ

た。これは、曲げ波に対する境界の影響のため SEA の仮定が成立しないためと考えられる。

次に、Pattern 4, 5, 9 について、搭載機器と平板の損失係数比 $\alpha = \eta_c / \eta_2$ を 0.1 から 10 まで変化させた場合の式(28)による予測結果と実験の比較を図 15~図 17 に示す。搭載機器の損失係数が大きい程、応答は小さくなる傾向があり、実験結果に近い α は Pattern 4 では 2.0, Pattern 5, 9 では 1.0 であった。また、 α を 0.5 とした解析結果は、400Hz 以上の周波数で Pattern 4, 5, 9 の実験結果を良好に包絡している。実際の搭載機器は、配線や接合部等により本稿の搭載質量よりも損失係数が大きい(α が大)ので、現実の衛星設計において α を 0.5 とした式(28)の解析結果は安全側の予測結果を与えると考えられる。

Fig. 6 Analysis result for pattern 1

Fig. 7 Analysis result for pattern 2

Fig. 8 Analysis result for pattern 3

Fig. 9 Analysis result for pattern 4

Fig. 10 Analysis result for pattern 5

Fig. 11 Analysis result for pattern 6

Fig. 12 Analysis result for pattern 7

Fig. 13 Analysis result for pattern 8

Fig. 14 Analysis result for pattern 9

Fig. 15 Analysis result of various damping loss factor ratios for pattern 4

Fig. 16 Analysis result of various damping loss factor ratios for pattern 5

Fig. 17 Analysis result of various damping loss factor ratios for pattern 9

6. 結論及び今後の課題

本稿は、拡散音場加振を受ける機器を搭載した衛星用平板について、統計的エネルギー解析を用いた応答加速度予測法の研究を行った。従来、予測が困難であった搭載機器の総面積が小さい搭載形態の場合について、新たな手法を提案した。9種類の搭載パターンに対し音響加振実験を行い、本稿で提案した手法と従来の手法の比較を行った。本研究の成果として結論を以下の通りまとめる。

- (1) 機器が衛星構体パネルの面内方向に広がった搭載形態の構造の場合について、面インピーダンスに基づいた新たな予測手法を提案した。
- (2) 新たな予測手法と従来の予測手法について、音響加振実験により検証を行い、搭載機器の総面積が広い搭載形態では、Lewis Method が最も精度が良いが、本稿の手法も実験結果と 10dB 以内で良く一致することを示した。
- (3) 従来の Lewis Method や Impedance Method で予測が困難な総面積の少ない搭載形態については、本稿で提案する手法のみが精度良く予測可能であることを示した。
- (4) 本稿で提案する手法は、搭載機器の損失係数の影響を考慮する事が出来、平板との損失係数比を 0.5 と与えれば安全側の設計条件となることを示した。

機器搭載時の音響振動応答予測のさらなる高精度化には、搭載機器が一樣分布質量や質点ではなく弾性を持った構造体として挙動するシフト周波数の予測、及び各予測手法の適用範囲・適用周波数範囲の検討が不可欠であるが、これは今後の課題である。

謝辞

本研究では、宇宙航空研究開発機構 試験センターと三菱電機株式との委託契約において取得した試験データを使用させて頂いた。関係各位に感謝する。また、本研究の実施に当たり、著者の所属するカリフォルニア工科大学ジェット推進研究所の Dennis Kern 氏、及び Juan Fernandez 氏より貴重な助言を頂いたことに感謝する。

参考文献

- (1) Lyon, R.H. and De Jong, R.G., *Theory and Application of Statistical Energy Analysis* (1995), p223, Butterworth-Heinemann.
- (2) Seko, S. Ando, Q. Shi, et al, Data Acquisition and Validation Tests for Acoustic Loading Vibration Analysis, *21st Aerospace Testing Seminar*, Manhattan Bch., USA, (2003-10), pp.2-71.
- (3) G. Badilla et al., VibroAcoustic Payload Environment Prediction System (VAPEPS) Workshop Notes (1991-5), pp.15-13.
- (4) McNelis, Mark E., A modified VAPEPS Method for Predicting Vibroacoustic Response of Unreinforced Mass Loaded Honeycomb Panels, *NASA-TM-101467* (1989), p3.
- (5) Ando, S. et al., the Prediction of Random Acoustic Vibration of Equipment Mounted on Honeycomb Panel, *5th ESA Aerospace Environmental Testing Symposium*, Session 5.2, Belgium (2005-6).
- (6) Elmer L. Hixson, *Mechanical Impedance, Shock and Vibration Handbook* (C.M. Harris, Ed.), 5th edition.(2002), p10.12, McGraw-Hill.
- (7) Lyon, R.H. and De Jong, R.G., *Theory and Application of Statistical Energy Analysis* (1995), p201, Butterworth-Heinemann.
- (8) Petersson, B.A.T. et al., *Structure-borne Sound*, 3rd Edition(2004), p298, Springer.
- (9) R. H. Lyon, Statistical Analysis of Power Injection and Response in Structures and Rooms, *J. Acoust. Soc. Am.*, 45, 545-565(1969).
- (10) Lyon, R.H. and De Jong, R.G., *Theory and Application of Statistical Energy Analysis* (1995), p140, Butterworth-Heinemann.
- (11) Scharton, Terry, VAPEPS at Low Frequencies, *JPL Doc. 410-24-3*, VAPEPS Newsletter, Issue 3 (1989).