音響フィルエフェクト負荷時の宇宙機振動応答に関する簡易計算法*

熊谷 尚孝^{*1}, 安藤 成将^{*2}, 施 勤 忠^{*2}
土橋 将弘^{*3}, 森村 浩明^{*4}, 萩原 一郎^{*5}

Simplified Spacecraft Vibration Analysis Subjected to Acoustic Fill Effect

Naotaka KUMAGAI, Shigemasa ANDO, Qinzhong SHI,
Masahiro TSUCHIHASHI, Hiroaki MORIMURA and Ichiro HAGIWARA^{*6}^{*6} Graduate School of Mechanical Science and Mechanical Engineering, Tokyo Institute of Technology,
2-12-1 O-okayama, Meguro-ku, Tokyo, 152-8552 Japan

Spacecraft inside a fairing experiences severe high-level random acoustic loads during its launch. To confirm that the spacecraft structures and equipment withstand the launch environment, ground acoustic test is performed in the process of design. Spacecraft is exposed to a diffuse sound field in a large reverberant room during ground acoustic test. On the other hand, spacecraft, especially that has a narrow clearance between spacecraft exterior panel and fairing wall, is exposed to the standing wave sound field, which is called 'Fill Effect', inside a fairing during launch. Fill effect has been identified for these few decades, but there have been few reports to discuss the vibration response of a spacecraft induced by the fill effect. In this paper, the simplified approach is proposed to compare the vibration response of a spacecraft induced by standing wave sound field with the one by diffuse sound field. This approach can be dedicated to the design of a spacecraft which may be exposed to severe fill effect. One analysis example of a plate structure under these two sound fields is shown.

Key Words: Space Engineering, Fairing, Fill Effect, Spacecraft, Diffuse Sound Field, Standing Wave Field

1. 結 論

人工衛星等の宇宙機は、ロケット先端部のフェアリングと呼ばれるカバーに格納されて宇宙空間に輸送される。宇宙機構造は、ロケット打上時のエンジン燃焼や流体加振により生じる音響(130dB以上)に晒され、その音響によりランダム振動が励起される。このため、宇宙機の開発においては、宇宙機を反響室と呼ばれる拡散音場を実現出来る音響試験室に設

置し、ロケット側より規定される音圧を印加する音響試験を行い、宇宙機の耐音響環境性を確認する。

宇宙機がフェアリング内に搭載され、打ち上げられる際には、フェアリング壁と宇宙機構造体間の狭い隙間において、局所的に音圧が上昇するフィルエフェクト⁽¹⁾⁽⁴⁾と呼ばれる現象が確認されている。このフィルエフェクトは、狭い隙間の局所的な定在波音場が原因であり⁽³⁾⁽⁴⁾、多くの場合、数十 Hz から 200Hz 付近で顕著である。

宇宙機の音響試験では、フィルエフェクトによる音圧の上昇分を加味したレベルで拡散音場による音響試験を実施することが推奨されている例もある⁽²⁾。しかし、これまでのフィルエフェクトに関する研究では、音圧の上昇量予測に焦点が当てられており、宇宙機構造の振動応答への影響については、殆ど検討されていないのが現状である。フィルエフェクトの顕著な周波数帯域では、宇宙機構造の全機振動モードよりも、宇宙機構造を構成する平板パネル、太

* 原稿受付 2010年3月17日。

^{*1} 東京工業大学大学院理工学研究科機械物理工学専攻(〒152-8552 東京都目黒区大岡山 2-12-1)。^{*2} 正員, (独)宇宙航空研究開発機構(〒305-8505 つくば市千現 2-1-1)。^{*3} (独)宇宙航空研究開発機構。^{*4} 正員, 東京工業大学大学院イノベーション研究センター。^{*5} 正員, フェロー, 東京工業大学大学院理工学研究科機械物理工学専攻。

E-mail: hagiwara.j.aa@m.titech.ac.jp

陽電池パネル、アンテナ等の局所的な低次曲げ振動モードが特に重要である。

これらの低次曲げ振動について、宇宙機の検証過程で行われる音響試験での拡散音場負荷と、フライト時の定在波音場負荷における、振動応答の比較評価を行う必要がある。また、フィルエフェクトによる定在波音場は、音場開口部の境界条件や間隔によって異なるため、設計上は、フィルエフェクトによる構造物応答の最大値が必要となる。

そこで、本論文では、拡散音場と定在波音場の平板応答を比較検討するための簡易計算法を提案する。定在波音場負荷時の応答の最大値を求めるため、音圧分布に乱数を用いて、モンテカルロ法を適用する。拡散音場負荷時と定在波音場負荷時の構造振動応答の比較結果の一例として、提案する簡易計算法の矩形平板への適用例を示す。

2. フィルエフェクト

フェアリング内部では、衛星の体積が小さいと、概ね一様な拡散音場に近い音場が形成されるが、衛星とフェアリングのクリアランスが小さい大型衛星の場合は、この狭い空間でフィルエフェクトが発生し、局所的に大きな音圧が発生する。筆者らが、フェアリング内に宇宙機を搭載し音響試験を行い、フェアリング内部音圧を計測した結果を図1に示す。隙間の小さい狭い空間(Zone C)において、300Hz以下の低周波で音圧レベルが上昇していることが分かる。

Fig.1 Sound pressure level distribution inside a fairing

小金井らは、宇宙機構体及びフェアリング壁をそれぞれ二枚の平板で模擬し、それらに拡散音場を負荷するモデルを境界要素法で解析し、フィルエフェクトの原因は、狭い音響空間における定在波音場であることを示した^{(3),(4)}。また、この定在波音響モードは、平板の面内方向にのみ音圧が変化するモードであることを示した。本論文では、フィルエフェクト発生

時の外力として、この音場を考慮し、宇宙機構体は平板でモデル化する。

3. 拡散音場及び定在波音場加振時の平板振動応答

本章では、拡散音場と定在波音場が負荷された場合の平板の振動応答をそれぞれ導出する。図2に示すように無限板バップルを持つ矩形平板が、音圧 $p(\mathbf{x}, t)$ の外力を受けている問題を考える。平板の法線方向に z 軸、平板の辺に沿って x, y 軸を取り、平板の寸法は L_x, L_y であり、 A は平板の領域である。 $\mathbf{x}$ は平板上の点を表す。

Fig. 2 Rectangular plate excited by pressure

平板の運動方程式は次式で書ける。

$$D\nabla^4 + \mu \ddot{w} = p(\mathbf{x}, t) \quad (1)$$

ここで、 D, w, μ はそれぞれ、平板の曲げ剛性、 z 方向変位、面密度である。平板の曲げ剛性は、 E, h, ν をそれぞれ平板のヤング率、板厚、ポアソン比として、 $D = Eh^3 / \{12(1-\nu^2)\}$ である。モード解析により、式(1)をモード座標に展開すると、 r 次振動モードの運動方程式は次式となる。

$$\ddot{q}_r + 2\zeta_r \omega_r \dot{q}_r + \omega_r^2 q_r = \frac{P_r}{\Lambda_r} \quad (2)$$

$$\Lambda_r = \int_A \mu \phi_r^2(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \quad (3)$$

$$P_r(t) = \int_A \phi_r(\mathbf{x}) p(\mathbf{x}, t) d\mathbf{x} \quad (4)$$

ここに、 q_r はモード変位、 ω_r は固有角振動数、 ζ_r は減衰比、 Λ_r はモード質量、 P_r はモード外力、 ϕ_r は固有振動モードである。式(2)の運動方程式を周波数領域に書き換えると、平板上の点 $\mathbf{x}$ における変位 $W(\mathbf{x}, \omega)$ は、 $P_r(\omega)$ を $p_r(t)$ のフーリエ変換、 j を虚数単位として、

$$W(\mathbf{x}, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} \left(\frac{P_r(\omega)}{\Lambda_r Z_r(\omega)} \phi_r(\mathbf{x}) \right) \quad (5)$$

$$Z_r(\omega) = -\omega^2 + j2\zeta_r \omega_r \omega + \omega_r^2 \quad (6)$$

$$P_r(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_A \phi_r(\mathbf{x}) p(\mathbf{x}, t) e^{-j\omega t} d\mathbf{x} dt \quad (7)$$

となる。さらに、 $W(\mathbf{x}, \omega)$ のオートパワースペクトル密度関数 $S_W(\mathbf{x}, \omega)$ は、

$$\begin{aligned} S_W(\mathbf{x}, \omega) &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{|W(\mathbf{x}, \omega)|^2}{T} = \sum_{r=1}^{\infty} \left(\frac{S_{P_r}(\omega)}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \right) \\ &+ \sum_{r \neq s} \sum \left(\frac{S_{P_r P_s}(\omega)}{\Lambda_r \Lambda_s Z_r(\omega) Z_s^*(\omega)} \phi_r(\mathbf{x}) \phi_s(\mathbf{x}) \right) \quad (8) \\ &\equiv \sum_{r=1}^{\infty} \left(\frac{S_{P_r}(\omega)}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \right) \end{aligned}$$

となる。ここで、 T を時間として $S_{P_r}(\omega)$ は P_r のオートパワースペクトル密度関数、 $S_{P_r P_s}(\omega)$ は P_r と P_s のクロスパワースペクトル密度関数である。低次モードでは、モード密度が低く、 r 次モード周波数付近では s 次モード裾の影響が無視できるため、 $1/|Z_r(\omega)|^2 \gg 1/|Z_r(\omega) Z_s^*(\omega)|$ が成立するので、最終行の近似を行った。

3・1 拡散音場加振時の応答 拡散音場は、定在波音場と異なり、統計的な音場であるため、式(8)中のモード外力 $S_{P_r}(\omega)$ を求めるために、特別な取り扱いが必要となる。本論文では、Powell⁽⁶⁾の導いたジョイントアクセプタンスを用いて、 $S_{P_r}(\omega)$ を表現する。

ジョイントアクセプタンス $j_r(\omega)$ を用いると、モード外力 $S_{P_r}(\omega)$ は、次のように書ける。

$$S_{P_r}(\omega) = A^2 S_p(\omega) j_r(\omega) \quad (9)$$

$$j_r(\omega) \equiv \frac{1}{A^2} \int_A \int_A \phi_r(\mathbf{x}) C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \quad (10)$$

$$C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) \equiv S_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) / S_p(\omega) \quad (11)$$

A は平板の面積、 $S_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega)$ は平板上の点 $\mathbf{x}$ と $\mathbf{x}'$ における音圧のクロスパワースペクトル密度関数である。 $S_p(\omega)$ は、平板が剛体である場合の拡散音場における均質な表面音圧（この音圧をブロック音圧と呼び、遠方音圧の2倍である）のオートパワースペクトル密度関数であり、平板振動による放射音圧は無

視している。 $C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega)$ は $S_p(\omega)$ により正規化された正規化クロスパワースペクトル密度関数であり、本論文で考えるような三次元拡散音場の場合、次式で表される⁽⁷⁾。

$$C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) = \frac{\sin(k_0 |\mathbf{x}' - \mathbf{x}|)}{k_0 |\mathbf{x}' - \mathbf{x}|} = \text{sinc}(k_0 |\mathbf{x}' - \mathbf{x}|) \quad (12)$$

k_0 は音場の波数 ($k_0 = \omega/c$, c : 音速) である。 $\text{sinc}(0)$ は、同一点相関を表し、値は1である。式(12)は2点間の距離 $|\mathbf{x}' - \mathbf{x}|$ にのみ依存している。

平板のモード形状が得られれば、式(10)によりジョイントアクセプタンスが計算出来、式(9)からモード外力、式(8)から平板の応答が求まる。

3・2 定在波音場加振時の応答 定在波音場における平板表面の音圧 $p(\mathbf{x}, t)$ が与えられた場合の平板の応答を考える。拡散音場加振時の応答が式(8)、(9)のようにオートパワースペクトル密度関数で得られているため、定在波音場加振時の変位応答もオートパワースペクトル密度関数の形で表現することを考える。

音圧 $p(\mathbf{x}, t)$ を無次元の音圧分布項 $\psi(\mathbf{x})$ と一定振幅を持つ調和振動項 $P_0 e^{j\omega_s t}$ に分離すると、

$$p(\mathbf{x}, t) = P_0 e^{j\omega_s t} \psi(\mathbf{x}) \quad (13)$$

となる。 ω_s は定在波音場の固有角振動数である。4章では、「拡散音場のオートパワースペクトル密度関数と定在波音場の最大音圧のオートパワースペクトル密度関数が等しい」という条件で平板の応答を比較するため、 $\psi(\mathbf{x})$ は平板内で最大振幅が1となるように規格化している。式(13)を式(7)に代入し、 $S_{P_r}(\omega_s)$ を計算すると、

$$S_{P_r}(\omega_s) = S_{P_0}(\omega_s) \Psi_r^2 \quad (14)$$

$$\Psi_r = \int_A \phi_r(\mathbf{x}) \psi(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \quad (15)$$

となる。 $S_{P_0}(\omega_s)$ は、調和振動項 $P_0 e^{j\omega_s t}$ のオートパワースペクトル密度関数である。式(14)と式(8)から、 ω_s における平板の応答が求まる。

次に、音圧分布項 $\psi(\mathbf{x})$ を検討する。小金井らが示したように⁽⁴⁾、フィルエフェクト発生時の定在波音場は板厚方向に音圧は変化せず、平板の中心で最も音圧が大きく、平板の端部に向けて音圧が減少する固有音響モードである。また、この音場は、図1の Zone Cに示すように、端部で開口部を有している。本論文

では、音場開口部の境界条件、即ち、音響インピーダンスや狭空間のクリアランス間隔によって異なるあらゆる定在波音場を考慮するため、音圧分布項 $\psi(\mathbf{x})$ は次式とする。

$$\psi(\mathbf{x}) = \cos\left\{\frac{\alpha\pi(x-\frac{L_x}{2})}{L_x}\right\} \cos\left\{\frac{\beta\pi(y-\frac{L_y}{2})}{L_y}\right\} \quad (16)$$

式(16)は、 $\psi(\mathbf{x})$ の正規化条件を満足している。ここに、 α, β は、互いに無相関で、次式の条件を満たす一様分布ランダム変数である。

$$0.5 \leq \alpha \leq 1, \quad 0.5 \leq \beta \leq 1 \quad (17)$$

$\alpha = \beta = 1$ の場合、音場開口部では $\psi(\mathbf{x}) = 0$ 、即ち、音場開口部が圧力開放境界であり、現実問題で α, β が 1 を超えることは無い。一方、 $\alpha = \beta = 0$ の場合は、定在波音場は、場所によらず一定音圧 $\psi(\mathbf{x}) = 1$ となる。小金井らの研究によると、クリアランス間隔によって変化する定在波音場の固有振動数のシフト率は、最大でも 30% であることが分かっている。周波数は波長と反比例しており、式(17)では、波長変化の下限値を 50% として、 α, β の下限値を 0.5 に設定した。尚、(16)式において α, β に大きな値を与えると、より高次の定在波音場を考慮出来るが、フィルエフェクトの音圧上昇が最も顕著で設計上考慮が必要なのは、最低次の定在波音場であるため、本論文では、 α, β は 1 以下とした。

平板の寸法が $L_x = 600\text{mm}$, $L_y = 400\text{mm}$ である場合の音圧分布項 $\psi(\mathbf{x})$ の一例を図 3 に示す。

Fig. 3 Sound pressure distribution $\psi(\mathbf{x})$ ($\alpha = \beta = 1$)

4. 数値シミュレーション

4.1 シミュレーションの手順 3章で得られた拡散音場と定在波音場負荷時の平板の応答は、次式で表される。

$$S_w^{DAF}(\mathbf{x}, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} \left(\frac{A^2 S_p(\omega) j_r(\omega)}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \right) \quad (18)$$

$$S_w^{SWF}(\mathbf{x}, \omega_s) = \sum_{r=1}^{\infty} \left(\frac{S_p(\omega_s) \Psi_r^2}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \right) \quad (19)$$

S_w^{DAF} は拡散音場負荷時の応答、 S_w^{SWF} は定在波音場負荷時の応答である。式(19)は、定在波音場の固有角振動数 ω_s における応答であることに注意する。

本報では、平板の固有振動数が、音響試験の拡散音場とフィルエフェクトの定在波音場で加振された場合の応答の違いを検討することを目的としている。もし、平板の固有振動数が定在波音場の固有振動数と一致せず十分離れていれば、設計上、フィルエフェクトによる定在波音場は問題とならない。しかし、数十 Hz から 200 Hz といったフィルエフェクトの顕著な周波数においては、宇宙機の構造数学モデルの不確定性が高いのが現実である。そこで、現実の設計においては、最悪な条件として、平板の固有振動数と定在波音場の固有振動数が一致した場合の応答比較が必要となる。

そこで、平板の固有振動モード ($r = 1, 2, \dots$) それぞれについて、固有振動数を定在波音場の固有振動数に一致させる。さらに、拡散音場と定在波音場を同じ音圧オートパワースペクトル密度で比較するため、 $S_p(\omega_r) = S_p(\omega_s)$ とする。さらに、考慮する固有振動モード以外のモードの影響を無視すると、式(18), (19) から分かるように、拡散音場と定在波音場負荷時の平板の応答は、減衰を含む共通項以外の $A^2 j_r(\omega_s)$ と Ψ_r^2 を比較すればよいことが分かる。即ち、平板の振動モードそれぞれに対して求まる $A^2 j_r(\omega_s)$ に対して、音圧分布項 Ψ_r^2 を繰り返し、総当たりで、比較を行う。

4.2 平板の諸元 シミュレーションを行う平板の諸元を表 1 に示す。平板の境界条件は、四辺単純支持である。音響媒体はフェアリング内部と同じ空気とし、その密度は 1.2kg/m^3 、音速 c は 340m/sec とする。

Table 1 Properties of the plate

Parameter	Value
Dimension	$L_x = 600\text{mm}, L_y = 400\text{mm}$
Thickness	$h = 10\text{mm}$
Material	Aluminum
Density	2700kg/m^3
Young's modulus	$E = 70\text{GPa}$
Poisson ratio	$\nu = 0.3$

4・3 シミュレーション結果 4.1節に示した手順で、 $A^2 j_r(\omega_s)$ と Ψ_r^2 の比較を行った。定在波音場の Ψ_r^2 は、各固有振動モードに対して、ランダム変数 α, β を100組求め、その組毎に Ψ_r^2 を計算するモンテカルロシミュレーションを行った。平板の固有角振動数及び固有振動モードは、次式に示す解析解を用いた。

$$\omega_r = \sqrt{\frac{D}{\mu} \left[\left(\frac{m\pi}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L_y} \right)^2 \right]} \quad (20)$$

$m=1,2,3,\dots$
 $n=1,2,3,\dots$

$$\phi_r(x,y) = \frac{2}{\sqrt{L_x L_y \mu}} \sin\left(\frac{m\pi x}{L_x}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{L_y}\right) \quad (21)$$

$m=1,2,3,\dots$
 $n=1,2,3,\dots$

m, n は、固有振動モード形を決める整数である。シミュレーション結果を図4に示す。横軸は平板の固有振動モードのモード次数、縦軸は $A^2 j_r(\omega_s)$ と Ψ_r^2 である。各モード次数での、 Ψ_r^2 のプロット数は100である。 Ψ_r^2 のプロットのないモード次数は、いかなる α, β の値でも、 $\Psi_r = \int_A \phi_r(\mathbf{x}) \psi(\mathbf{x}) d\mathbf{x} = 0$ となるモードである。

図4の結果から、平板の応答は、1次と20次を除けば、殆どの場合、拡散音場の方が大きいことが分かる。即ち、同じ音圧オートパワースペクトル密度の場合、音響試験の拡散音場の方がフィルエフェクト発生時の定在波音場よりも、加振効率が良い、即ち、設計では安全側であることを示している。

尚、定在波の応答の方が大きい場合の多い1次、20次の固有振動モードの m, n は、 $(m,n) = (1,1), (1,5)$ である。これらのモードは、音場と良く連成し、音響放射効率が低い⁶⁾。宇宙機構体の平板パネルが、フィルエフェクトの周波数帯域にこのような固有振動モード形を持つ場合、設計上注意が必要であることを示している。すなわち、提案する計算手法によって上述のように全モードではなく、設計検討を行う必要のあるモードを洗い出すことが出来、現実の宇宙機設計現場で極めて実用的な手法となる。

次に、図4の Ψ_r^2 の分布について、統計的な検討を行う。各モードにおける Ψ_r^2 の分布について、正規分

布及び対数正規分布の検定を行ったが、 Ψ_r^2 は両分布に従わない結果を示した。そこで、100個の Ψ_r^2 の下位から95番目に相当する Ψ_r^2 を求め、 $A^2 j_r(\omega_s)$ と比較を行った。この結果を図5に示す。図中のP95とは、 Ψ_r^2 の分布の95%を包絡する値を示す。この考え方は、宇宙機の確率論的な上限値計算でよく用いられる方法⁹⁾である。図5の結果から、概ね、拡散音場の応答が定在波音場の95%包絡値よりも大きいことが、モードによっては拡散音場の応答を上回る場合があることが分かる。

本報では、構造体として平板を扱ったが、提案する計算方法は、太陽電池パドルやアンテナなど任意の構造体に対して適用可能である。任意の構造体の固有値解析を行い、固有振動モード形から $A^2 j_r(\omega_s)$ と Ψ_r^2 を計算し、これらを比較する。フィルエフェクトの定在波音場の方が拡散音場よりも応答が大きくなり得るモードを洗い出し、そのモードによる構造強度・搭載機器の振動環境の詳細検討を行うことが出来る。

Fig.4 Comparison of the plate responses between diffuse sound field and standing wave field

Fig.5 Comparison of the plate responses between diffuse sound field and standing wave field (P95)

5. 結 言

本報は、宇宙機打ち上げ時の音圧上昇現象であるフィルエフェクトによる構造振動応答への影響を簡易的に検討する手法を提案した。地上での音響試験環境である拡散音場負荷とフィルエフェクトによる定在波音場負荷における構造振動応答を求める簡易的な計算式を導いた。定在波音場負荷の場合、音場開口部のあらゆる境界条件及び間隔を考慮して、モンテカルロシミュレーションを用いて多くの条件下での解析を行った。研究の成果を以下に纏める。

- (a) 音場開口部のあらゆる境界条件及び間隔を考慮して、フィルエフェクトが生成する定在波音場をモンテカルロシミュレーション定式化する簡易計算法を提案した。
- (b) 拡散音場と定在波音場による構造振動応答の大小を示す量を明らかにし、これを用いて二つの音場の加振優位性を解析した。
- (c) 殆どの構造モードに対して拡散音場は加振の優位性を示しているものの、いくつかの構造モードに対して、定在波は優位性を示した。これらのモードのモード形状は定在波の音圧分布と概ね一致していることを確認した。

参考文献

- (1) Y. A. Lee, *Payload Fairing Fill Factor Prediction Methodology*, NASA CR-189280 (1992).

- (2) W. O. Hughes, M. E. McNelis and J. E. Manning, 1994, NASA LeRC's Acoustic Fill Effect Test Program and Results, *NASA TM-106688* (1994).
- (3) R. Koganei, Q. Shi, S. Ando, I. Hagiwara, The Elucidation Of Mechanism Of Local Sound Pressure Increase Phenomenon, *Proceedings of 2004 ASME/JSME Pressure Vessels and Piping Division Conference* July 25 -29, 2004 in San Diego, California, USA.
- (4) R. Koganei, S. Ando, Q. Shi, I. Hagiwara, "Sound Vibration Analysis at the time of an artificial satellite launch", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.71, No.708 (2005), pp.2485-2491.
- (5) *Payload Vibroacoustic Test Criteria*, NASA-STD-7005, (1996).
- (6) Powell, A., On the Fatigue Failure of Structures due to Vibration Excited by Random Pressure Fields, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.30, No12 (1958), pp1130-1135.
- (7) Morrow, C.T., Point-to-point Correlation of Sound Pressures in Reverberation Chambers, *Journal of Sound and Vibration*, No.16(1) (1971), pp29-42.
- (8) C. E. WALLACE, Radiation Resistance of a Rectangular Panel, *The Journal of Acoustical Society of America*, Vol.51, No3(part 2) 1972.
- (9) Kern, D.L. et al., *Dynamic Environmental Criteria*, NASA-HDBK-7005, (2001).