逆音響解析を用いた音源同定の精度向上に関する研究*

中野 陽介^{*1}, 吉村 卓也^{*2}

Precision Improvement of Identification of the Sound Source by Inverse Acoustic Analysis

Yosuke NAKANO^{*1} and Takuya YOSHIMURA^{*1} Tokyo Metropolitan Univ. Dept. of Mechanical Engineering
Minami-osawa 1-1, Hachioji-shi, Tokyo, 192-0397 Japan

This paper proposes a method improving precision of sound source identification by inverse acoustic analysis. The inverse acoustic analysis identifies a vibrational state for mechanical structures by measuring the radiated sound in many points and solving the inverse problem. In this analysis, the uniqueness of solution is not always guaranteed, and the problem is to avoid the instability of the inverse matrix in sound source identification. A numerical simulation is performed about a plate model, on which many point sources are assumed that radiate sound pressure by their vibration. Sound pressures are measured by many microphones and the inverse matrix is calculated from acoustic transfer functions. This paper presents two kinds of methods for changing the coordinates of measurement points in order to decrease the instability of the inverse matrix. One is the singular value sensitivity analysis and the other is the statistic approach by using normal distribution. Both methods are applied for the noise source identification of the plate, and the results are compared, and their features are discussed.

Key Words : Sound and Acoustics, Frequency Response Function, Modal Analysis, Inverse Problem

1. 緒 言

機械構造物の騒音低減は、工学的に極めて重要な課題の一つである⁽¹⁾。自動車を例に上げると、ガソリンエンジンを用いた従来の自動車に対して、環境重視や快適性向上の観点から騒音低減が求められている。また、一般に普及し始めている電気自動車においても静粛化が問題となっており、よりいっそうの騒音低減が求められている。機械の低騒音化のためにはまず、騒音の原因となる音源を同定する必要がある。機械の音源同定を行う際、接触型、あるいは非接触型の振動測定器を用いて振動データを測定するが、これらの同定方法は有効である一方で問題点もいくつか指摘できる。例えば、接触型測定器を用いる場合、小型、あるいは軽量の機械に振動測定器を直接取り付けると、測定に影響を及ぼす可能性が少なからず考えられる。また、複雑な機械に対しては振動測定器そのものを取り付ける事が難しく、測定が困難な場合もある。これより、機械が発生する音を多点で測定する事により機械の振動状態を推定する逆音響解析も有効な手段であるといえる。この逆音響解析では解の唯一性が必ずしも保証されておらず、また音源同定を行う際の逆行列の不安定性低減が大きな課題であり、これに関する多くの研究が報告されているが^{(2)~(5)}、問題解決に十分に有効な方法は提案されていない。

本研究では放射音の問題を扱っており、単純な平板モデルの音源同定について数値シミュレーションを行い、音源同定の精度向上のために逆行列の不安定性を低減させる事を目的とする。具体的には、想定される騒音源に対して、音圧の測定点数や測定点の座標位置が音源同定の精度に及ぼす影響を調べ、限られた音圧の測定点数において、高精度な音源同定が可能となる測定条件について考察する。

* 原稿受付 2012 年 10 月 19 日

^{*1} 学生員, 首都大学東京大学院 理工学研究科 機械工学専攻
(〒192-0397 東京都八王子市南大沢 1-1)^{*2} 正員, フェロー, 首都大学東京大学院 理工学研究科 機械工学専攻
E-mail: nakano-yosuke1@ed.tmu.ac.jp

2. 理 論

2・1 逆音響解析 (Inverse Acoustic Analysis)

音源における振動速度と音圧は次の関係がある⁽⁵⁾。

$$\{p\} = [H]\{v\} \quad (1)$$

式(1)において、 $\{p\}$ は m 行の音圧ベクトル、 $\{v\}$ は n 行の振動速度ベクトル、 $[H]$ は m 行 n 列の音響伝達関数行列である。ここで逆音響解析とは、音圧を測定する事により振動速度を同定する事である。行列 $[H]$ に対して特異値分解を行うと次式が得られる。

$$[H] = [U][\Sigma][V]^H \quad (2)$$

ここで、 $[U]$ 、 $[V]$ はユニタリ行列である。 $[\Sigma]$ は行列 $[H]$ に関する特異値で構成される対角行列である。 i 番目の特異値を σ_i と表し、 $[\Sigma]$ の対角要素である特異値は、 $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \dots \geq \sigma_i \geq \dots \geq \sigma_n$ と表す。

行列の大きさを示す m は音圧の測定点数であり、 n は機械構造物上の騒音源となる要素の個数である。一般に $m > n$ であるため、これら音圧点と振動速度点の数は一致しない。すなわち、 $[H]$ は長方形列となるため、この $[H]$ に対して擬似逆行列を求める。

$$[H]^+ = [V][\Sigma]^+[U]^H \quad (3)$$

ここで $[\Sigma]^+$ は次のように得られる。

$$[\Sigma]^+ = \begin{bmatrix} 1/\sigma_1 & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & 1/\sigma_2 & & & \vdots \\ \vdots & & \ddots & 0 & \vdots \\ 0 & \dots & 0 & 1/\sigma_n & \dots \end{bmatrix} \quad (4)$$

式(3)を式(1)の両辺に左から乗じる事で次式が得られる。

$$\{v\} = [H]^+ \{p\} = [V][\Sigma]^+[U]^H \{p\} \quad (5)$$

行列が特異の場合は $\sigma_n \rightarrow 0$ となり $1/\sigma_n$ が発散する。このとき行列がランク落ち(rank-deficient)となるため、逆行列の不安定性の要因となる。

2・2 音響伝達関数 (Acoustic Transfer Function)

2・2・1 振動板による音の放射

バブル平板上の表面にある点音源により放射される音波の速度ポテンシャル ϕ は次のように与えられる⁽⁶⁾。

$$\phi = \frac{Q}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)} \quad (6)$$

ここで、 ω は角周波数、 k は波数、 r は音源と測定点の距離、 Q は体積速度である。式(6)は剛壁の表面上にある点音源によって壁面の前方の半空間に形成される音場を表現している。よって、剛壁面の一部に、ある大きさの振動板があり音を放射している場合には、振動板を微小面積要素に分割し、それぞれの面積要素が点音源として音を放射していると考えられる。したがって、音の放射の観点から、振動板は分布点音源であると考え事が出来る。

2・2・2 音響伝達関数の定義

音圧 P と排除体積速度 V は次のようになる。

$$P = \rho \frac{\partial \phi}{\partial t} = j\omega \rho \frac{Q}{2\pi r} e^{j(\omega t - kr)} \quad (7)$$

$$V = 4\pi r_0^2 v_0 e^{j\omega t} = Q e^{j\omega t} \quad (8)$$

これより、音速を c 、平板要素の面積を S とすると、音響伝達関数 H は次のように得られる。

$$H = \frac{P}{V} S = \frac{jS\omega\rho}{2\pi r} \exp\left(-\frac{j\omega r}{c}\right) \quad (9)$$

3. 数値シミュレーションモデル

3・1 数値シミュレーションの概要

数値シミュレーションモデルを図1に示す。図1のように、音源を持つ構造物のモデルを2次元平板モデルと仮定する。平板モデルの大きさは $600\text{mm} \times 600\text{mm}$ であり、平板モデルを25分割した要素の中心に点音源を配置し、それぞれの点音源から放射された音を、アレイ状に配置した測定点によって測定する。図1(a)、(b)の音圧測定範囲はそれぞれ正方形、円形であり、平板から 300mm 離れた位置に配置される。

図1(a)の測定点の x, y 座標は、音源の x, y 座標に等しく配置している。図1(b)の測定点は、座標原点の直上に中央が来るように1点配置させ、 x 軸、 y 軸上に測定点が配置されるように、半径 150mm 、 300mm の同心円にそれぞれ8点、16点を等間隔に並べている。

音響伝達関数行列 $[H]$ は式(10)を用いて構成される。ここで、音速を $c = 340\text{m/s}$ 、空気の密度を $\rho = 1.2\text{kg/m}^3$ とし、周波数を 100Hz から 5000Hz まで変化させる。平板の一つの要素における面積は $S = 0.0144\text{m}^2$ である。平板モデルの要素数は25点であり、測定点数を m 点とすると、音響伝達関数行列 $[H]$ は m 行25列の行列となる。

$$\begin{Bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ \vdots \\ P_m \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{1,1} & H_{1,2} & \cdots & H_{1,25} \\ H_{2,1} & H_{2,2} & \cdots & H_{2,25} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m,1} & H_{m,2} & \cdots & H_{m,25} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ \vdots \\ V_{25} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Fig. 1 Numerical simulation model

3・2 数値シミュレーション結果

数値シミュレーションの結果を図2に示す。図2の横軸は周波数、縦軸は音響伝達関数の特異値を最大特異値で正規化した値である。図中の実線は、式(10)の音響伝達関数行列 $[H]$ を特異値分解して得られた $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_{25}$ の中で、最小特異値を最大特異値で正規化した σ_{25}/σ_1 であり、破線は最小特異値より一つ大きい特異値を最大特異値で正規化した σ_{24}/σ_1 である。点線は行列の特異性を判断する閾値(Threshold)を示しており、本研究では測定誤差等の影響を考慮して 0.01 とした。図2から、 1400Hz 以下の低周波数域での特異値は全般的に閾値を下回り、

低い周波数ほど悪条件になる。これは音源の波長が長くなる事による本質的な問題と考えられ、この範囲を除く領域を騒音解析領域とし、騒音源の同定を成立させる事を考える。図 2(a)では音圧測定範囲を図 1(a)のように正方形に配置し、図 2(b)では図 1(b)のように円形に配置している。また、それぞれ測定点数を 25 点として計算している。

図2において σ_{25}/σ_1 と σ_{24}/σ_1 を比較する。図 2(a)の縦に引いた実線は 3350Hz となる周波数を示している。 σ_{25}/σ_1 ではこの周波数付近における特異値が閾値を下回っており、行列が特異に近くなるため、音響伝達関数行列の逆行列が不安定となる。一方、この周波数における σ_{24}/σ_1 は閾値を下回らず、逆行列は安定となる。同様に、図 2(b)の縦に引いた実線は 3700Hz となる周波数を示しており、 σ_{25}/σ_1 ではこの付近での特異値が閾値を下回り、 σ_{24}/σ_1 は閾値を下回らないため、周波数 3700Hz において σ_{25}/σ_1 は不安定、 σ_{24}/σ_1 は安定となる。よって、最小特異値を最大特異値で正規化した σ_{25}/σ_1 が閾値を上回るような測定点の配置ならば、音響伝達関数行列の逆行列の対角成分である各特異値は改善され、この逆行列が安定となる事が分かる。

次に、音圧測定範囲を正方形及び円形に配置した結果の比較を行う。図 2(a)では、3350Hz 付近の周波数において特異値が閾値を下回り、2570Hz、4550Hz、4830Hz 付近の周波数における特異値が閾値に近い値となる。一方、図 2(b)では、周波数が 3700Hz 付近で特異値が閾値を下回るが、その他の音響解析領域内の周波数における特異値は閾値を十分に上回る事が分かった。これより、音源同定のための音圧測定範囲を正方形及び円形として両者を比較した場合、本研究で示した例では円形の方が逆行列を安定化できる事が分かった。

Fig. 2 Singular value plot of acoustic transfer function (σ_{24}/σ_1 and σ_{25}/σ_1)

3・3 測定点数の増加

最大特異値で正規化された最小特異値 σ_{25}/σ_1 を閾値よりも大きくして逆行列の不安定性を低減させるために、測定点数を追加して改善させる事を試みた。音圧測定範囲が正方形の場合、測定点に新たに 4 点を加えて再計算を行った。図 1(a)で示すように、追加した測定点は x, y 軸上に等間隔に並んだ点であり、座標は $(x, y) = (360, 0), (0, 360), (-360, 0), (0, -360)$ である。再計算した結果を図 3(a)に示す。図 3(a)の S-Initial は測定点 25 点を正方形に配置した際の σ_{25}/σ_1 であり、S-Increased は測定点数を 4 点加えて測定点数を 29 点として再計算した結果を表している。S-Increased は 2570Hz 付近において閾値に近い値を取るが、3350Hz での値は閾値を大きく上回る。また、S-Initial と S-Increased の両者を比較すると、4500Hz 以上の高周波数域において特異値が改善されている事が分かる。従って、全体として S-Increased は S-Initial よりも改善されている。

音圧測定範囲が円形の場合にも同様に、測定点を新たに4点加えて再計算を行った。図1(b)で示すように、追加した測定点座標は $(x, y) = (285, 285), (-285, 285), (-285, -285), (285, -285)$ である。再計算した結果を図3(b)に示す。図3(b)のC-Initialは測定点25点を円形に配置した際の σ_{25}/σ_1 であり、C-Increasedは測定点数を4点加えて測定点数を29点として再計算した結果を表している。これらは測定間隔が100mm以上となるように設定している⁽³⁾。C-Increasedは閾値を下回る値は見られず、C-Initialにおいて逆行列が不安定となる周波数3700Hzを含む騒音解析領域内の周波数において、閾値を上回っている事が分かる。これより、C-IncreasedはC-Initialに対して改善されている。

次に、図3(a)のS-Increasedと図3(b)のC-Increasedを比較する。S-Increasedは2570Hz付近において閾値に近い値が含まれるのに対し、C-Increasedは全般的に閾値を上回っている。これらは図2で示した最小特異値よりも一つ大きい特異値である σ_{24} が影響している事も考えられる。図2(a)では2570Hz付近の周波数において、 σ_{24} は最小特異値である σ_{25} に近い値となり、測定点を追加しても最小特異値に与える影響が小さい事が考えられる。

以上のように、測定点を適切な場所に追加する事で、逆行列の不安定性を低減する事ができ、音源同定の精度が向上する事が分かる。

Fig. 3 Singular value plot of acoustic transfer function (Initial and Increased)

4. 数値シミュレーションの検討

測定点数を増加させたときと同様の効果、つまり音響伝達関数行列の逆行列の不安定性を低減させるように、測定点を移動させる事で音源同定の精度向上を考える。

4・1 特異値座標感度

4・1・1 特異値座標感度の理論

特異値座標感度とは、特定の周波数において、座標値をわずかに変更した際の特異値の変化を微分係数として表したものである。 i 番目の測定点の座標 $\mathbf{p}_i = (x_i, y_i, z_i)$ 及び j 番目の音源の座標 $\mathbf{q}_j = (X_j, Y_j, Z_j)$ とし、これら測定点と音源の距離を r_{ij} とすると、音響伝達関数は次のようになる。

$$H_{i,j} = \frac{jS\omega\rho}{2\pi r_{ij}} \exp\left(-\frac{j\omega r_{ij}}{c}\right) \quad (11)$$

ここで、音源は固定されているとし、 $\mathbf{q}_j$ は固定させて $\mathbf{p}_i$ を変化させるとする。 z 方向の変化を考えると、

$$\frac{\partial H_{i,j}}{\partial z_i} = \frac{\partial H_{i,j}}{\partial r_{ij}} \times \frac{\partial r_{ij}}{\partial z_i} = \frac{H_{i,j}}{r_{ij}} \left(z_i - Z_j \right) \left(-\frac{1}{r_{ij}} - \frac{j\omega}{c} \right) \quad (12)$$

また、測定点数 $i = 1, \dots, m$, 音源点数 $j = 1, \dots, n$ として音響伝達関数行列を表す.

$$[H] = \begin{bmatrix} H_{1,1} & \cdots & H_{1,n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ H_{m,1} & \cdots & H_{m,n} \end{bmatrix} = \sigma_1 \mathbf{u}_1 \mathbf{v}_1^H + \cdots + \sigma_n \mathbf{u}_n \mathbf{v}_n^H \quad (13)$$

ただし, $\sigma_1 \geq \cdots \geq \sigma_n$ である.

$\mathbf{u}$, $\mathbf{v}$ は n 行の特異ベクトルである. よって, n 番目の特異値は次のようになる.

$$\sigma_n = \mathbf{u}_n^H [H] \mathbf{v}_n \quad (14)$$

ここで, 座標変化に対して $\mathbf{u}_n$, $\mathbf{v}_n$ の変化が微小であるとすれば, 座標感度は次のように得られる.

$$\frac{\partial \sigma_n}{\partial z_i} = \bar{u}_n^{(i)} \left[\frac{\partial H_{i,1}}{\partial z_i} \quad \cdots \quad \frac{\partial H_{i,n}}{\partial z_i} \right] \begin{Bmatrix} v_1 \\ \vdots \\ v_n \end{Bmatrix} \quad (15)$$

ただし, $\bar{u}_n^{(i)}$ はベクトル $\mathbf{u}_n$ の複素共役の i 番目の成分である.

特異値は実数の範囲にあるが, 特異値の勾配は複素数になるため, 座標感度を改めて次式で定義する.

$$\frac{\partial \sigma_n}{\partial z_i} = \text{Re} \left[\bar{u}_n^{(i)} \left[\frac{\partial H_{i,1}}{\partial z_i} \quad \cdots \quad \frac{\partial H_{i,n}}{\partial z_i} \right] \begin{Bmatrix} v_1 \\ \vdots \\ v_n \end{Bmatrix} \right] \quad (16)$$

式(16)をすべての測定点に応用する事で, 全測定点の z 方向の座標感度が得られる.

$$\frac{\partial \sigma_n}{\partial \mathbf{z}} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \sigma_n}{\partial z_1} \\ \vdots \\ \frac{\partial \sigma_n}{\partial z_m} \end{Bmatrix} = \text{Re} \left[\mathbf{u}_n^H \begin{bmatrix} \frac{\partial H_{1,1}}{\partial z_1} & \cdots & \frac{\partial H_{1,n}}{\partial z_1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial H_{m,1}}{\partial z_m} & \cdots & \frac{\partial H_{m,n}}{\partial z_m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ \vdots \\ v_n \end{Bmatrix} \right] \quad (17)$$

x 方向, y 方向にも同様にする.

$$\frac{\partial \sigma_n}{\partial \mathbf{x}} = \text{Re} \left[\mathbf{u}_n^H \begin{bmatrix} \frac{\partial H_{1,1}}{\partial x_1} & \cdots & \frac{\partial H_{1,n}}{\partial x_1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial H_{m,1}}{\partial x_m} & \cdots & \frac{\partial H_{m,n}}{\partial x_m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ \vdots \\ v_n \end{Bmatrix} \right], \quad \frac{\partial \sigma_n}{\partial \mathbf{y}} = \text{Re} \left[\mathbf{u}_n^H \begin{bmatrix} \frac{\partial H_{1,1}}{\partial y_1} & \cdots & \frac{\partial H_{1,n}}{\partial y_1} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial H_{m,1}}{\partial y_m} & \cdots & \frac{\partial H_{m,n}}{\partial y_m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} v_1 \\ \vdots \\ v_n \end{Bmatrix} \right] \quad (18)$$

式(17)及び(18)を3次元座標に対する座標感度の式として定義する.

4・1・2 特異値座標感度の適用

座標感度により測定点数を移動させる事で改善を試みた. 本研究では, x 軸, y 軸方向に限定して座標感度を適用している. 音圧測定範囲が正方形の場合, ランク落ちする周波数である 3350Hz に感度を適用して再計算した. ここで, 測定点同士の干渉を考慮し, 感度ベクトルに一定量の係数を乗じる事で測定点を移動させた. 一定量の係数とは, 座標感度の中で最大値を用いて全測定点の座標感度を正規化し, 得られた座標感度に許容できる移動量に乗じた値である. 座標感度により測定点を移動させた結果を図 4(a)の Modified に示し, 正規化した最小特異値を図 5(a)の S-Sensitivity に示す. 図 4(a)より, 座標感度により xy 座標の原点に向かい測定点を再配置している事が分かる. また, 直線の式 $y = x$ 及び $y = -x$ 上にある 9 点の測定点の座標感度はほぼ 0 であり, 再計算しても移

動していない事が分かる．これら 9 点は対象周波数の特異値に与える影響が少なく，移動する必要がないと考えられる．

S-Sensitivity より，対象周波数 3350Hz における特異値が閾値を大きく上回る事がわかるため，逆行列の不安定性が低減されている．一方で，2580Hz 及び 4720Hz 付近では特異値が閾値を下回り，逆行列は不安定となる．これは S-Initial において閾値に近い値を持っていた周波数であり，対象周波数に対して座標感度を適用し，その周波数において逆行列の不安定性は低減されたが，他の周波数では悪化したと考えられる．

音圧測定範囲が円形の場合も同様にして，3700Hz における感度を用いて再計算した．座標感度により測定点を移動させた結果を図 4(b)の Modified に示し，再計算して得られた正規化された最小特異値を図 5(b)の C-Sensitivity に示す．図 4(b)は図 4(a)とは異なり，座標感度により xy 座標の原点から遠ざかるように測定点を再配置している事が分かる．また，直線の式 $x=0$ 及び $y=0$ 上にある 9 点の測定点の座標感度はほぼ 0 であり，再計算しても移動しない点である．これら 9 点は対象周波数の特異値に与える影響が少なく，移動する必要がないと考えられる．

C-Sensitivity より，対象周波数 3700Hz における特異値が閾値を大きく上回る事がわかるため，対象周波数において逆行列の不安定性は低減される一方，対象周波数付近である 3610Hz では特異値が閾値を下回り，逆行列は不安定となる．これは C-Initial において特異値が閾値に近い値を持っていた周波数である事が原因として考えられる．

Fig. 4 Coordinates of measurement points (Sensitivity Analysis)

Fig. 5 Singular value plot of acoustic transfer function (Initial and Sensitivity)

4・1・3 特異値座標感度の繰り返し計算

座標感度を適用して再計算した結果から、S-Sensitivity では 2580Hz 及び 4720Hz 付近の周波数において正規化した特異値が閾値を下回る事が分かった。また、C-Sensitivity では 3610Hz 付近の周波数において、特異値が閾値を下回る事が分かった。そこで、それぞれ閾値を下回った周波数を新たに対象周波数とし、引き続き座標感度を用いて再計算した。再計算して測定点を移動させた結果を図 6 に示し、正規化した最小特異値を図 7 に示す。

音圧測定範囲が正方形の場合、座標感度により測定点を移動させた結果を図 6(a)の Modified2 に示し、図 7(a)の S-Sensitivity2 は S-Sensitivity を用いて再度計算した結果である。図 4(a)と比較すると、座標感度を繰り返し適用する事により、 xy 座標の原点へより大きく測定点を移動させている事が分かる。2つの対象周波数において逆行列の不安定性は低減されているが、新たに 4250Hz 付近の周波数で特異値が閾値を下回る。繰り返し計算を続けるため、対象周波数を 4250Hz として再計算しても、閾値を下回る特異値が現れる事が分かった。

また、音圧測定範囲が円形の場合では、座標感度を繰り返し計算しても、対象周波数付近の特異値は閾値を下回る事が分かった。

以上から、対象周波数に対する座標感度を求めて測定点を移動させると、その周波数において逆行列の不安定性が低減する測定点の配置が得られる事が分かった。しかし、繰り返し座標感度を用いて計算しても騒音解析領域内の周波数全体を改善させる事は出来ない事が分かった。

Fig. 6 Coordinates of measurement points (Sensitivity analysis)

Fig. 7 Singular value plot of acoustic transfer function (Repeated sensitivity)

4・2 正規乱数

座標感度を適用して計算を行った結果、対象周波数の特異値のみ改善され、その他の周波数において特異値が閾値を下回る事が分かった。この原因の一つとして、測定点を規則的に配置させた事が考えられる。そこであえて測定点に不規則性を持たせる事で、精度が改善される可能性もあると考えた。

測定点をランダムにばらつかせるために、 x 座標、 y 座標に対して、平均0、標準偏差10mmの2次元正規分布に従い測定点を移動させる事を試みた。試行を何回か繰り返し、1400Hz以上の騒音解析領域において、すべての特異値が閾値を超える準最適な測定点配置となる結果が得られた時点で終了する計算を行った。音圧測定範囲が正方形の場合における測定点の配置を図8(a)のModifiedに示し、再計算して得られた正規化した最小特異値が図9(a)で示すS-Distributionである。

準最適な測定点配置となるS-Distributionの結果が得られるまでに繰り返し行った試行回数は4963回である。S-Distributionは騒音解析領域における値が閾値を超え、全体としてS-DistributionはS-Initialよりも改善された事が分かる。

Fig. 8 The coordinates of measurement points (Normal Distribution)

Fig. 9 Singular Value Plot of Acoustic Transfer Function (Initial and Distribution)

ここで、標準偏差を小さくして計算を行った場合について述べる。標準偏差を 8mm として計算すると、試行回数が 7490 回を超えたあたりで準最適な測定点配置を取る。標準偏差を 7mm, 6mm のように徐々に小さくして計算すると、それに伴い試行回数は増加して計算が終了した。さらに標準偏差を小さくして 5mm で計算すると、準最適な測定点配置を取る事なく、十分に大きく設定した回数で試行は終わらなかった。標準偏差を小さくすると、測定点が移動できる量は小さくなるため、全体的に閾値を上回る事が難しく、標準偏差を大きくすると、それに比例して測定点の移動可能な量が大きくなる。このため、全体的に閾値を上回る測定点の配置が存在する確率は高くなり、比較的短時間で試行が終わる事が分かる。ここでは、測定点同士の干渉を考慮し、標準偏差を 10mm として計算を行った。

音圧測定範囲が円形の場合にも、同様にして正規乱数を用いて測定点を移動させた。測定点の配置を図 8(b)の Modified に示し、再計算して得られた正規化した最小特異値が図 9(b)に示す C-Distribution である。C-Distribution は騒音解析領域における値が全体的に閾値を上回り、C-Initial に対して改善された事が確認できる。

音圧測定範囲が正方形及び円形の両者を試行時間から比較すると、円形の方が正方形に配置したものよりも試行回数が少なく、比較的短時間で試行が終わった。これより試行時間の観点からみても、円形の方が逆行列の不安定性を低減できる事が分かった。

5. 結 言

本研究では、平板を対象構造物として音響伝達関数による音源同定の精度向上を検討した。

- ・音源同定のための音圧測定範囲を正方形及び円形として両者を比較し、本研究で示した例では円形の方が逆行列を安定化できる事が分かった。
- ・音響伝達関数の逆行列が不安定となる場合、座標感度により測定点を移動させ、特定の周波数に対する不安定性を低減できる事が分かったが、その他の周波数に対して逆行列が不安定となる場合がある事も分かった。
- ・音響伝達関数の逆行列が不安定となる場合、正規乱数を用いて座標を移動させる事で、その不安定性を低減できる事が分かった。しかし繰り返し計算を行い良好な結果を選ぶ際に、限られた試行回数では結果が得られない場合もある事が分かった。

以上をまとめると、特定の周波数に対して逆行列の不安定性を大きく低減させるには、座標感度により測定点を移動させる方法が有効であり、周波数全体で測定精度を向上させるには、正規乱数がある事が分かった。

本研究では、2次元平板モデルを対象構造物として、その平面上の各点から放射される音圧を、音圧測定範囲を正方形及び円形に配置した2つのモデルについて計算を行い、上記の結論を得た。一般構造物に対する適用性、測定条件が異なる場合の同定可能性等、本研究で得られた結論の一般性についてはさらに検討をする必要があると考えるが、音響伝達関数の特異値を基に、音源の計測精度を評価し改善するという方法が有効であると考えられる。

文 献

- (1) 河村庄造, 雲丹亀正記, 岩壺卓三, “音圧測定による機械の振動状態の推定 (音響・振動系逆問題解析における不適切性低減手法の提案)”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 66, No. 652 (2000), pp. 99-106.
- (2) H. Defosse, F. Damagnez, M.A. Hamdi, S. Frikha, F. Ollivier, P. Varet, T. Beauvilain, “Engine noise characterization using an inverse boundary element method”, *Proceedings of ISMA25*, Vol.3 (2000), pp.1253-1260.
- (3) J. Liu, J. Han, D.W. Herrin, “Sound Field Reconstruction using Inverse Boundary Element Method”, *Proceedings of the IMAC-XXVII*, Vol.1 (2009), pp. 317-324.
- (4) Fredy Martinus, David W.Herrin, Andrew F.Seyberth, “Selecting Measurement Locations to Minimize Reconstruction Error using the Boundary Element Method”, *Journal of Computational Acoustics*, Vol.15, No.4 (2006), pp.531-555.
- (5) T. Koizumi, N. Tsujiuchi, Y. Isome and H. Uehara, “Optimizing the Number of Measurement Points for Noise Source Identification by Inverse Boundary Element Method”, *Proceedings of the ASME* (2008), pp.3127-3138.
- (6) 鈴木浩平, 西田公至, 丸山晃市, 渡辺武, “機械工学のための振動・音響学”, 初版 (1996), pp. 153-178, サイエンス社.