

振動板の曲面形状最適設計による音響放射パワー低減化の検討

STUDY ON OPTIMIZATION FOR REDUCING SOUND POWER FROM A VIBRATING PLATE
BY ITS CURVATURE DESIGN金田 章¹⁾, 于 強²⁾, 白鳥 正樹³⁾, 本山 恵一⁴⁾

Shou KANEADA, Qiang YU, Masaki SHIRATORI and Keiichi MOTOYAMA

- 1) 横浜国立大学大学院工学研究科 (〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-5, E-mail: shou@swan.me.ynu.ac.jp)
 2) 横浜国立大学工学研究院 (〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-5, E-mail: qiang@swan.me.ynu.ac.jp)
 3) 横浜国立大学工学研究院 (〒240-8501 横浜市保土ヶ谷区常盤台 79-5, E-mail: masaki@swan.me.ynu.ac.jp)
 4) メカニカル・ダイナミクス・ジャパン株式会社 (〒160-0023 新宿区西新宿 3-8-4 E-mail: kmoto@adams.co.jp)

In many mechanical structures, structural design for noise reduction is becoming increasingly important. Noise reduction is often achieved through structural modifications. However, it is hard to predict the effectiveness of noise reduction by typical approaches. This paper presents an optimal design approach for reducing sound power from a vibrating plate by its curvature design. The method couples an optimization technique based on a genetic algorithm (GA) with the shape representation technique, vibration analysis and acoustic radiation analysis. It is shown that the curvature design of the plate obtained by using this method can achieve effective reductions in radiated sound power.

Key Words: Design Optimization, Vibration, Acoustic Noise, Curvature Design, Genetic Algorithm

1. はじめに

自動車, 航空機, 船舶, 建築分野等の多くの機械装置において, 振動騒音の低減化, 改善化は重要な課題の1つである。機械装置の基本要素である板状構造物は振動騒音の大きな発生要因となることが多く, それに対する低騒音化対策として, 板厚の変更や, 補強材, ビード付加による剛性強化, また制振材の適用による減衰性付与等のさまざまな構造変更が実施されている。これらの構造変更は, アクティブ技術による対策と比べて経済性や取り扱いの容易さ等の面で利点を有することから, 依然として多くの機械構造物に適用されている。しかし, 振動騒音は構造物の振動特性と音響放射特性の組み合わせによって決まる複雑な現象であるため, 構造変更すべき箇所の予測は必ずしも容易ではない。そのため, 限られた使用で効果的な騒音低減を実現することは難しく, 場合によっては逆に騒音増加を招くこともある。また, それらを多用した場合には重量, 材料コストの増加が問題となってしまう。

それに対し本研究では, 従来の低騒音化対策とは別の方法として板状構造物の曲面形状設計に着目し, 振動板の音響放射パワー低減化に対する効果を数値シミュレーションにより検討する。音響放射パワーとは構造物全体から単位時間に放射される音響的な総エネルギー値であ

り, 特に, 機械装置類から発生する騒音に関しては, 各種機械の選択・騒音の予測等にも非常に重要な評価量になってきている。

本研究では解析対象として簡易板モデルを用い, 板を機械加振させた時の音響放射パワーを振動・放射音解析により求める。曲面形状設計方法としてスプライン関数を使用し, 遺伝的アルゴリズム (GA) を適用して音響放射パワーの低減化を目的とする構造最適設計シミュレーションを実行した。

2. 音響放射パワーの計算

本研究で解析に用いた板モデル及び解析条件を Fig. 1 に示す。周辺は単純支持されているとする。板中心を原点として $x = 50\text{mm}$, $y = 50\text{mm}$ の位置を正弦波加振した時の振動分布を有限要素法 (FEM) を用いた振動解析により求める。この時の運動方程式は次式で与えられる。

$$[M]\{\ddot{w}\} + [C]\{\dot{w}\} + [K]\{w\} = \{f\}e^{j\omega t} \quad (1)$$

ここで, $\{w\}$ は構造の変位ベクトル, $\{f\}$ は加振力ベクトル, ω は加振周波数, j は虚数単位, $[M]$ は質量行列, $[C]$ は減衰行列, $[K]$ は剛性行列である。振動解析の対象となる FEM モデルは 64 個の四辺形シェル要素を用

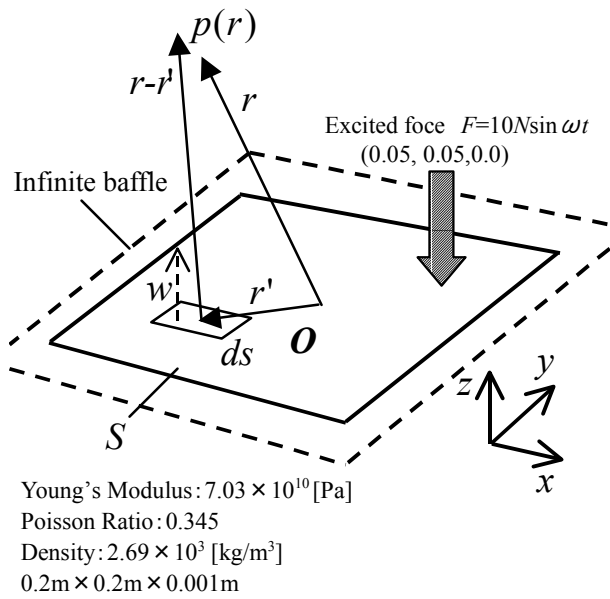


Fig.1 Description of the system considered in the present application.

いて作成した。また、加振周波数は 10 Hz 刻みで 10 Hz ~1200 Hz の範囲を対象とした。

次に、得られた振動分布を境界条件として次式に示す Helmholtz 積分方程式⁽¹⁾に基づき放射音解析を行なう。

$$p(\mathbf{r}) = \int_S \left[p(\mathbf{r}') \frac{\partial}{\partial n(\mathbf{r}')} G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') + jk\rho c v_n(\mathbf{r}') G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') \right] dS(\mathbf{r}') \quad (2)$$

ここで、 p は音圧、 \mathbf{r} は受音点の位置ベクトル、 S は振動面、 \mathbf{r}' は S 上の位置ベクトル、 n は S に対する法線方向の単位成分、 G はグリーン関数、 k は波数、 c は空気中の音速、 ρ は空気密度、 v_n は S に対する法線方向の振動速度である。(2) 式から境界要素法 (BEM) を用いて任意の空間の音圧を求めることができるが、無限バツプル上にある平板状構造物の場合、同式より帰着される Rayleigh の公式 (3) から求めることができる。

$$p(\mathbf{r}) = 2j\rho c k \int_S v_n(\mathbf{r}') G(\mathbf{r}, \mathbf{r}') dS(\mathbf{r}') \quad (3)$$

(3) 式では振動分布に対して振動面における積分を実行するだけでよく、(2) 式から音圧を求めるのに比べて計算時間を大幅に低減することができる。

音響放射パワー W は ISO 規格⁽²⁾に基づき、板を囲む半球面上の等しい面積を代表する観測点 (Fig. 2) における音圧値の空間平均から次式より求める。

$$W = \frac{2\pi R^2}{\rho c} \sum_{i=1}^N \frac{p_i^2}{N} \quad (4)$$

ここで、 p_i は観測点における音圧値、 R は板を囲む半球の半径、 N は観測点の数である。また、 W の計算結果を

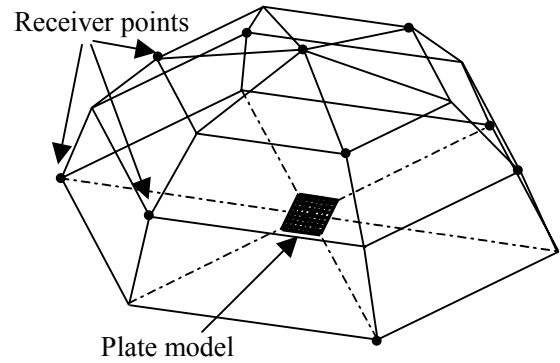


Fig.2 Receiver points for sound power according to ISO.

用いて、振動から音への変換効率を示す音響放射効率 σ が次式より求まる。

$$\sigma = \frac{W}{\rho c S \langle v_n^2 \rangle} \quad (5)$$

ここで、 S は振動面の面積、 $\langle v_n^2 \rangle$ は振動速度の空間二乗平均である。 W 及び σ は、音響放射特性を評価する指標として用いられている。

3. リブ付加による振動放射音低減化設計

解析対象に対し、従来の構造変更による振動放射音の低減化設計を試みる。振動放射音を低減するための直接的かつ有効と思われる方法は、構造物表面の振動を抑制することである。そのための典型的な手段として、板状構造物の剛性・制振性を高める目的で用いられるリブ付加を考える。リブ付加は経済的で、かつ処置が容易であるため機械装置の振動騒音対策に広く利用されている。

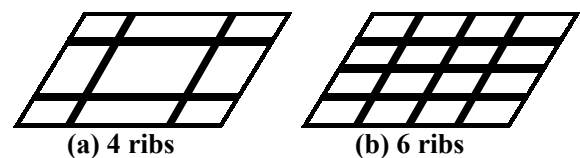


Fig.3 Two rib structures.

Fig. 3 に示すように、板に対し x , y 方向に交差するようにリブを (a) 4 本付加した場合と、(b) 6 本付加した場合の解析を行なった。リブは断面の幅を 1.0 mm、高さを 10.0 mm とし、剛体梁要素でモデル化した。リブ付加による空間二乗平均速度の周波数応答の変化を Fig. 4 に示す。この時、元の平板の値と比べ、(a) では一次共振周波数が 120 Hz から 270 Hz に増加し、対象周波数帯域における平均レベルは約 7.3 dB 低減化された。また、(b) では一次共振周波数が 360 Hz まで増加し、対象周波数帯域における平均レベルは約 8.1 dB 低減化された。このようにリブ付加された 2 ケースとも、剛性の向上により振動特性が平板より改善されたが、リブ数を 4 から 6 に増加したことによる改善効果はさほど顕著ではない。

次に、音響放射パワーの周波数応答を Fig. 5 に示す。この時、対象周波数帯域における平均レベルは元の平板

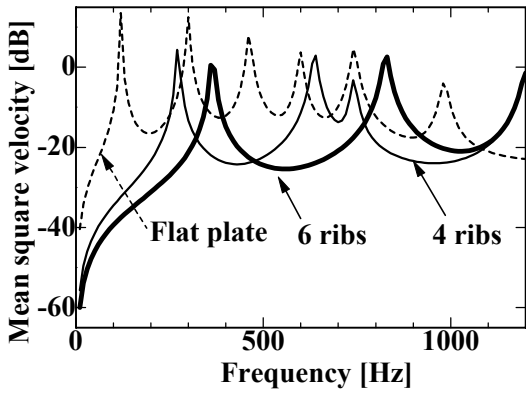


Fig. 4 Mean square velocity for the plate without and with ribs.

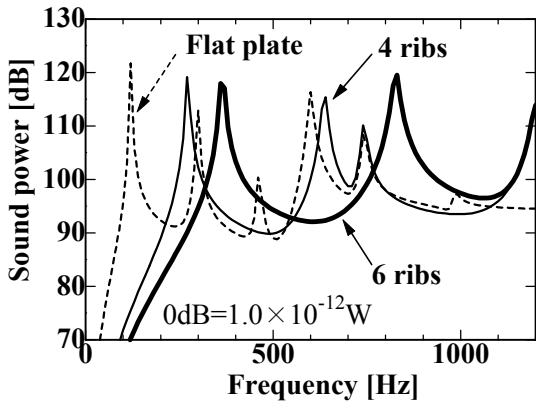


Fig. 5 Sound power for the plate without and with ribs.

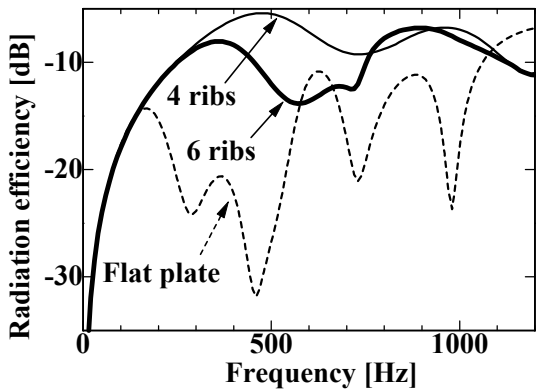


Fig. 6 Radiation efficiency for the plate without and with ribs.

と比べて低減されるどころか逆に、(a)では 0.5 dB、(b)では 2.2 dB 増加した。すなわち、Fig. 6 に示すとおり、2 ケースとも音響放射効率が大きく増加してしまっていることがわかる。

この例のように、リブ付加のような典型的な低騒音化手法においても、単純な方法で処置するだけでは対象周波数全域における振動騒音特性の改善にはつながらないことがわかる。構造物表面の振動を十分に低減させるだけの制振・剛性の向上ができれば、それだけ振動騒音の低減は可能であると思われるが、大抵は過度な処置になりやすく、重量、コスト、サイズ等の増加が機械装置の設計開発要求に逆行する方向となってしまう。

4. 振動板の曲面形状設計

板状構造物から発生する振動騒音に対し、3章で述べたリブ付加のような従来の低騒音化手法以外に、より効果的な対策が求められている。そこで本研究では従来とは異なる方法として、振動板の形状変更による騒音低減化を試みる。Steyer and Chung⁽³⁾ 及び Marburg et al.⁽⁴⁾ は汎用解析ソフトの形状最適化機能を用いた数値シミュレーションにより、板状構造物の振動・音響特性の改善に対する形状変更の有効性を指摘している。

本研究では振動板の曲面形状変更に着目した。板形状の中でも特に、2方向に曲率をもつ曲面は平板と比べて著しく異なる力学的特性を有することができるが、通常は構造計算の容易さ等の理由から典型的な曲面形状が選択されることが多い。しかし、本来曲面の形状及びその形状に対応する力学的特性の種類は無数にあり得るため、特定の目的に対しどのような形状が最も機能的であるか検討することは設計に有効な事である。低騒音化に対する曲面形状設計の有効性を検討した報告はこれまで余り無く、そこで本研究では効果的な音響放射パワー低減化を目的とする振動板の曲面形状最適設計を試みる。

板の曲面形状表現方法として、スプライン関数を用いた。B-スプライン曲線の積として表現されるパラメトリック曲面により、幾つかの制御点から多様な曲面を表現することができる。パラメータとして ϕ 及び θ を導入し、曲面上の点の座標 x, y, z をそれぞれ ϕ 及び θ の関数とすると、曲面は ϕ, θ を変数とする B-スプラインの積により次式のように表わせる⁽⁵⁾。

$$\begin{aligned}
 x(\phi, \theta) &= \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \alpha_{ij} B_{i,k}(\phi) B_{j,l}(\theta) \\
 y(\phi, \theta) &= \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \beta_{ij} B_{i,k}(\phi) B_{j,l}(\theta) \\
 z(\phi, \theta) &= \sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N \gamma_{ij} B_{i,k}(\phi) B_{j,l}(\theta)
 \end{aligned} \quad (6)$$

ここで、 $B_{i,k}(\phi), B_{j,l}(\theta)$ はそれぞれ $(k-1)$ 次、 $(l-1)$ 次の B-スプライン基底関数であり、 $\alpha_{ij}, \beta_{ij}, \gamma_{ij}$ は制御点の座標値を用いて構成される連立方程式を解くことで決定される定数である。また、 M, N はそれぞれ 1本の ϕ 曲線、 θ 曲線上の制御点の個数である。本研究では $k=l=4, M=N=5$ とする。(6) 式より決定される曲面形状に対して、FEMモデルは節点座標の z 値のみ変更して更新させるとする。このように生成される曲面形状板の例を Fig. 7 に示す。

B-スプラインを用いた曲面形状生成の特徴として、制御点の数と基底関数の次数を任意に設定できるという点、制御点位置の変更が形状全体に及ぼす影響は局所的であるという点があげられる。このような特徴は曲面形状の設計に柔軟性をもたせると同時に、任意曲面形状に対する FEMモデルの生成にも適していると言える。

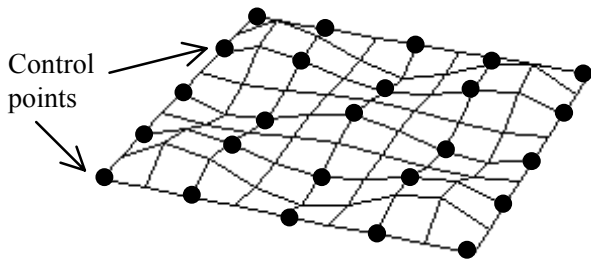


Fig.7 Control points and spline surface.

5. 曲面形状変更による振動放射音の変化

振動板の曲面形状変更による振動放射音の変化を調べる。ここでは、Fig.8 に示すように x, y 軸に対し山型対称となるような単純な曲面形状板を考える。

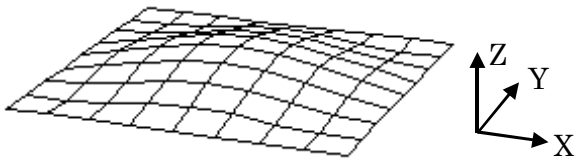


Fig.8 A curved plate with the center height 6.0mm (exaggerated vertical scale).

ここで、板中心の高さを 3.0 mm, 6.0 mm とした曲面形状板に対し、音響放射パワーの周波数応答を求めた結果を Fig.9 に示す。これより、板中心の高さが増すにつれて 1 次共振周波数が平板の 120 Hz から 450 Hz, 720 Hz へと大きく増加し、それに対応して対称周波数帯域における応答ピークの数も減少していることがわかる。板中心の高さは 6.0 mm の場合でも板長の 3% 相当であり、このようなわずかな曲面形状変更により、振動放射音が大きく変化することが確認できた。

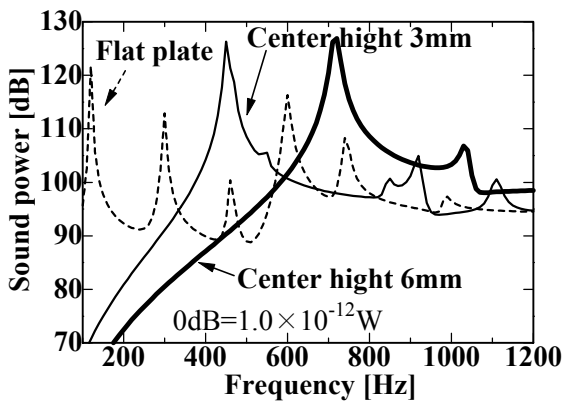


Fig.9 Sound power response of the two curved plates compared to original flat plate.

6. 曲面形状最適設計

次に形状変更の自由度をさらに増やし、板形状は x 軸に対してのみ対称であるとして形状最適設計を行なう。

Fig.10 において (○)印で表示した周囲の点は固定とし、(●)印で表示した 6 点の z 座標値 ($z1 \sim z6$) を設計変数として正方向に 0~6 mm の範囲で変動させた時に対称性を考慮して決定される 25 点を制御点とした。

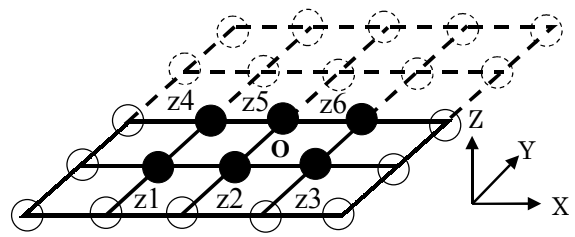


Fig.10 A plate symmetric about $y=0$ indicating the six parameters $z1 \sim z6$.

このように設定した条件の元で決定される曲面に対しては、FEMモデルを構成する要素の歪みが構造解析の計算精度に与える悪影響は少ないと考えられる。また、設計変数の変動範囲は対象周波数における波長と比較して十分小さく、形状変更による音響伝達関数の変化も少ないと考えられる。例として、5章で示した板中心の高さが 6.0 mm の曲面形状板に対する音響放射パワーの周波数応答 (Fig.9) と、同じ振動分布を境界条件として平板に対する音響伝達関数から求めた応答と比較した結果を Fig.11 に示すが、両者は良い一致を示していることがわかる。そこで、最適化計算における計算時間を低減するため、放射音解析では元の平板に対する音響伝達関数を常に用いることにする。

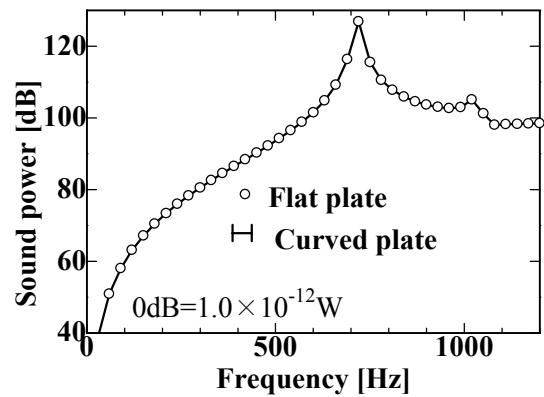


Fig.11 Comparison of sound power obtained by using the acoustic transfer function of the original flat plate and the curved plate with center height 6.0 mm.

対象周波数帯域における平均音響放射パワーを目的関数に設定し、振動板の曲面形状最適設計シミュレーションを行なう。最適化計算を行なう前に、設計領域における目的関数の応答を調べるためパラメータスタディーを実施する。便宜的に、6 設計変数のうち $z1$ と $z2$ のみ 0.0 ~ 6.0 mm の範囲で 0.6 mm ずつ変化させるとし (11×11=121ケース)、残りの 4 変数の値は一定値 0 とした。各ケースについて平均音響放射パワーを計算した結果を Fig.12 に示す。これより、2 変数に対する目的関数の応答が、複雑な多峰性の傾向を示していることがわかる。さらに、この応答は他の 4 変数の値によりさまざまに変化し得る。6 変数を全て考慮した場合は複雑な応答に加え、設計空間も膨大に広がることになる。

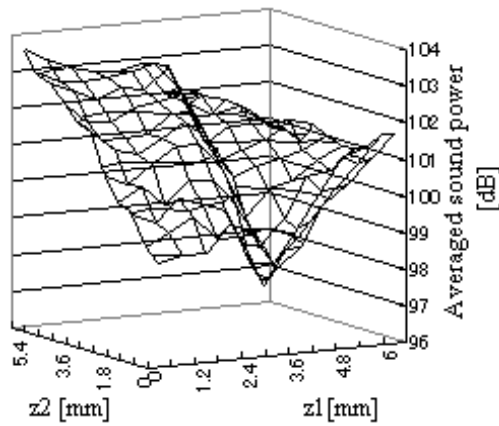


Fig.12 Sound power averaged over 10-1200 Hz band as a function of z_1 and z_2 .

このような問題に対して最適解を探りたい場合、適切な探索領域をあらかじめ限定できなければ、通常使用される数理計画法のような最適化手法を適用することは難しい。そこで、本研究では最適化器として遺伝的アルゴリズム (GA) を使用した。GA は最適化問題に対する確率的近似解法で、多峰性の強い問題の最適化に対しても有効な手法となる可能性がある。その特徴として、対象とする最適化問題の性質が未知の場合でも、それに関する知識を全く必要とせず、限られた計算回数で比較的有効な解を複数見出せるという点があげられる。局所解が多く存在する問題において、厳密な大局解を求めることは計算コストから考えると必ずしも効果的とは言えず、そのような場合に次善の最適解候補は工学的に見て有効な結果となり得る。

本研究では通常の GA に比べて少ない個体数を用いる μ GA を使用した。多峰性の強い最適化探索問題に対して μ GA が単純 GA よりも優れた探索効率を示すという研究報告がされている⁽⁶⁾⁽⁷⁾。最適化計算時の GA パラメータは個体数 5、一様交差で交差率 0.5 に設定した。また、6 設計変数をそれぞれ 8 ビットの 2 進数で表現し、遺伝子としてコーディングを行なった。GA では最適化計算時に同じ設計変数の組み合わせを再度評価する場合があるが、計算結果はデータベースとして残し、以降の計算に再利用することで重複計算を省き、計算効率を向上させた。

7. 最適化計算結果

以上説明してきた解析内容により、振動・放射音解析、パラメトリックスプラインによる曲面形状設計、GA による最適化手法を連結させた計算プログラムを作成し、対象周波数帯域における平均音響放射パワーを低減化する構造最適設計シミュレーションを行なった。計算の流れを Fig. 13 に示す。各解析に関連する入出力ファイルは、プログラム上で自動的に更新されて受け渡しが行われるようになっていく。

最適化計算結果の例として、初期値を 10 回変えて計算した時の探索解の平均収束履歴を Fig. 14 に示す。横

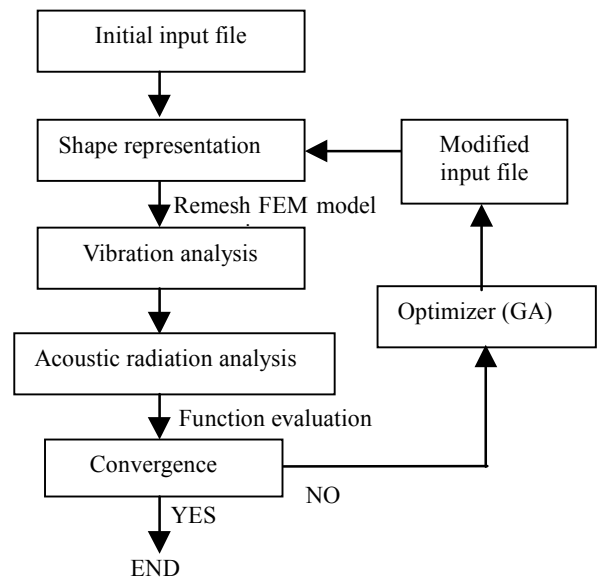


Fig.13 Analysis program flow for the optimization iteration process.

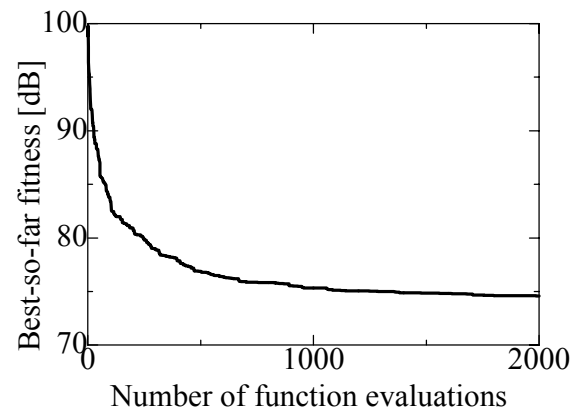


Fig.14 Best-so-far fitness vs. function evaluations.

軸は目的関数の評価回数、縦軸は評価回数内で計算された評価値の中で最も良い値を示している。得られた最適解のうち代表的なケースとして、Fig. 15 に示すような板形状の場合に、音響放射パワーの周波数応答は Fig. 16 のような結果となった。この時の平均音響放射パワーは元の平板と比べ、22.4 dB と大きく低減化された。特に、低周波帯域における低減効果が大きいことがわかる。また、この時の空間二乗平均速度と音響放射効率の周波数応答をそれぞれ、Fig. 17, Fig. 18 に示す。これより、対象周波数における音響放射パワーが低減化された要因として、低周波帯域では振動速度の低減、高周波帯域では音響放射効率の低減による影響が大きいことがわかる。特徴的な例として 1150 Hz 付近にある共振ピークに着目すると、振動速度は元の平板より増加しているが、音響放射効率の方は十分低下しているため、結果的に音響放射パワーが低減化されている。この共振周波数における振動モード形状を Fig. 19 に示す。このように振動・音響放射特性の双方の効果から音響放射パワーを大きく低減できる構造を得ることができた。

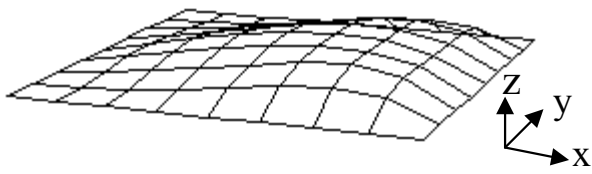


Fig.15 Optimized geometry of the plate (exaggerated vertical scale).

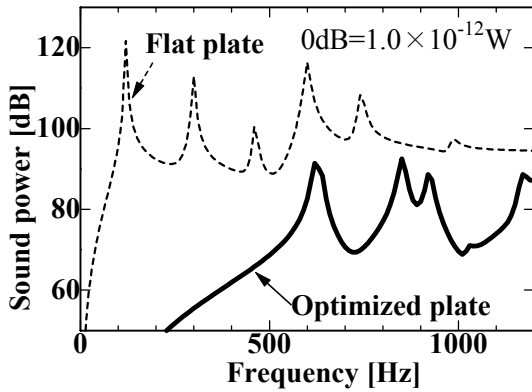


Fig.16 Sound power response for the optimized plate compared to the original flat plate.

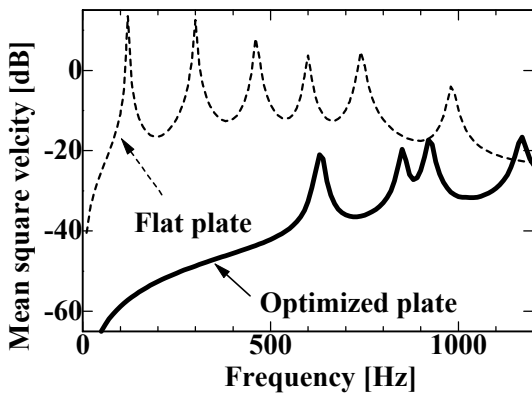


Fig.17 Mean square velocity for the optimized plate compared to the original flat plate.

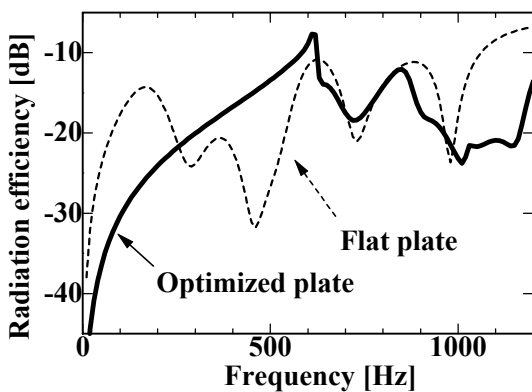


Fig.18 Radiation efficiency for the optimized plate compared to the original flat plate.

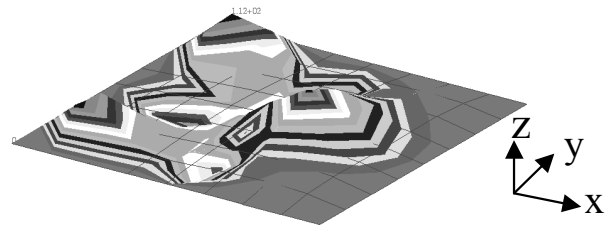


Fig.19 Vibration shape of the optimized plate at 1150 Hz.

8. まとめ

本研究では、振動板の曲面形状設計による音響放射パワーの低減化を検討した。振動・放射音解析、パラメトリックスプラインによる曲面形状設計、GAを組み合わせた構造最適設計シミュレーションを実行した結果、音響放射パワーを効果的に低減できる板構造が求められ、提案した手法が騒音低減に有効な方法としての可能性を得た。この手法は、わずかな形状変更で効果的な騒音低減化を実現できる可能性があるため、リブ付加等の従来手法に比べて軽量化かつスペース節約の点でも大きなメリットを期待できる。今後、機械装置における振動騒音改善化のための構造最適設計に対し、提案した手法のさらなる応用性を検討していきたいと考える。

参考文献

- 1) Junger, M. C. and Feit, D., Sound Structures and Their Interaction, Acoustical Society of America, 1993
- 2) Acoustics - Determination of sound power levels of noise sources - Precision methods for anechoic and semi-anechoic rooms, ISO 3745, pp.236-256, 1977
- 3) Steyer, G., Chung, C-H. and Brassow, B., Transmission Side Cover Design Optimization for NVH Part1: Shell Curvature Studies, SAE. Trans., Vol.106, No. Section 6, pp.3118-3123, 1997.
- 4) Marburg, S., Hardtke, H., Schmidt, R. and Pawandenat, D., Design Optimization of a Vehicle Panel with Respect to Cabin Noise Problems, Proc. of the NAFEMS World-Congress, pp.885-896, 1997.
- 5) 三井和男, 遺伝的アルゴリズムによる構造の形態と施工解析, 半谷裕彦記念形態解析セミナーテキスト, 1999.
- 6) Krishnakumar, K., Micro-Genetic Algorithms for Stationary and Non-Stationary Function Optimization, SPIE Proc., Vol.1196, pp.289-296, 1989.
- 7) Carroll, D. L., Genetic Algorithms and Optimizing Chemical Oxygen-Iodine Lasers, Proc. of the 18th Southeastern Conference on Theoretical and Applied Mechanics, pp.411-424, 1996.