

内部に剛体振動源を有する構造物からの放射音予測 Radiation Sound Prediction from Structure with Internal Rigid Vibration Source

精密工学専攻 40号 峯崎 崇弘
Takahiro Minezaki

1. はじめに

情報機器の性能向上と解析技術の発展により、製品のライフサイクルの短縮が可能となった現在、設計初期段階においてその振動特性および音響特性を予測することが重要となっている。音響現象の理論的考察や実験によるメカニズムの解明は古くから行われ、数多くの低振動化および低騒音化対策案が開発されてきた⁽¹⁾。さらに近年では機械の低騒音化が必ずしも快適な音環境とはならなくなっており、その製品に相応しい音、快適と感じられる音色をデザインするなど、付加価値としての重要度が高まっている。そのため、今まで着目されなかったような様々な現象における騒音発生メカニズムの解明が急務となっている。

本研究では報告例⁽²⁾が少なく十分に解明されていない振動源の剛体振動に起因する空気伝播音の発音ケースに着目し、その発音メカニズムを解明する⁽³⁾。また、音源室の境界条件が各部の音響特性および振動特性に与える影響を実験および解析により把握する。さらに、音源室壁面の共振周波数を変化させることによりその位相を調整し、観測室の着目する音響モードを制御する構造音場位相コントロール法⁽⁴⁾を提案し、その有用性を確認する。

2. 振動音響連成現象の定式化

2.1 非連成現象と連成現象

Fig. 1に構造と音場の相互作用の関係図を示す。一般的な発音現象は、図中の矢印の一方のみの作用と仮定できる非連成現象と両方向の作用を考慮する連成現象に分類することができる。非連成現象では機械の表面の振動が空気などの媒介を振動させ、その圧力変動が放射音となる現象である。

それに対し、連成現象では放射音が他の機械の表面の振動を励起させたり、他の種類の音源を発生させる。この場合、構造と音場間のフィードバックを考慮しなければならない。

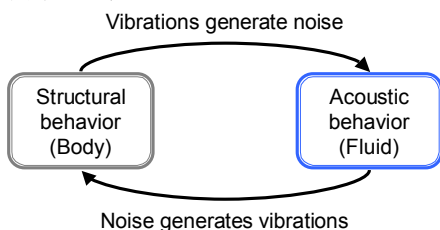


Fig. 1 Interaction between acoustic and structural behaviors

2.2 振動源の剛体振動に起因する空気伝播音による発音ケース

内部に剛体振動源を有する構造物からの空気伝播音が問題となる例を Fig. 2 に示す。(a)は自動車において、エンジンの振動に起因する空気伝播音による発音ケースである。エンジンの振動(Vibration source)から放射された音がエンジンルーム内(Source cavity)の音場を励起し、その音波がダッシュパネル(Boundary panel)を音圧加振し、強制的な振動

を発生させる。その振動により、ダッシュパネルが発音し、さらには車室内(Observation cavity)の音場を励起する。このとき、各部の共振周波数および共鳴周波数では振動および音圧が増幅される。特に、ダッシュパネルからの音波が客室内の共鳴周波数と重なると乗員に大きな圧迫感を伴う音(こもり音)として、問題となる。(b)は洗濯機内の洗濯槽の剛体振動に起因する空気伝播音による発音ケースである。洗濯槽(Vibration source)の振動が洗濯機内(Source cavity)の音場を励起し、洗濯機のパネル(Boundary panel)を音圧加振し、その強制振動が室内(Observation cavity)の音場を励起する。

このような空気伝播経路の場合、構造と音場の相互関係を考慮し、双方の支配方程式を同時に解く必要がある。本研究では構造物の振動変位と構造物に作用する構造物表面圧力分布を双方のモデルの自由度の連成結合条件とし、以下の式⁽⁵⁾を計算する。

$$\begin{bmatrix} K_s - \omega^2 M_s & C' \\ C & \frac{H(\omega)}{\rho \omega^2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ \mu \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_A \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ここで、 K_s は構造モデルの剛性、 M_s は質量である。 ω は角振動数、 C は形状連成マトリックス、 $H(\omega)$ は間接影響マトリックス、 ρ は流体の密度、 u は振動変位、 μ は要素の正と負の方向の音圧差を表すベクトル、 F_s は構造加振力ベクトル、 F_A は音圧加振力ベクトルである。

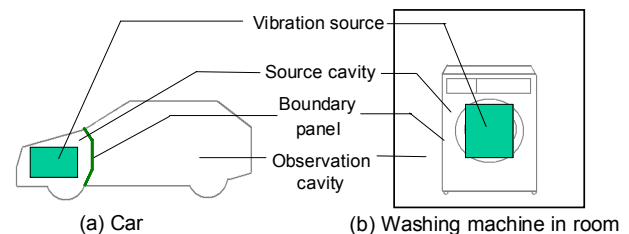


Fig. 2 Example of vibration induced sound problem

3. 音圧加振を受ける周辺固定平板からの発音メカニズムの把握

3.1 平板モデルの概要

空気伝播による発音メカニズムを解析する基礎検討として、周辺を固定した平板が音圧加振された際の振動特性および放射音特性を把握する。Fig. 3に解析モデルを示す。平板の周辺をバップル板に完全拘束し、回折音や平板表裏の音場の影響を除外し、平板の振動特性および放射音特性を明確にする。実験モデルは平板部以外を剛体と仮定できる筐体内部に吸音材を敷き詰めて内部音響モードの影響を除外する。また、平板部以外を遮蔽することによって固体伝播音の影響を除外する。

これらのモデルに対し、平板が音圧加振および構造加振された際の音響パワーレベル(JIS Z 8732)を測定し、定性的な比較を行う。なお、実験では実験誤差の低減を考慮し、周波数応答関数(FRF; Frequency Response Function)で評価する。

Rigid source

3.2 平板か

Fig. 4は音構造加振のさせ、音響方向共に偶動モード)この原因有関数が直モードシェイ持つ振動モーションメカいることがモードにおい下で音圧が条件が均一でが作用しない向は一致し

ある。を発生よびY数次振る。数と固反のモーをヒレーされて数次モードにおい下で音圧が条件が均一でが作用しない向は一致し

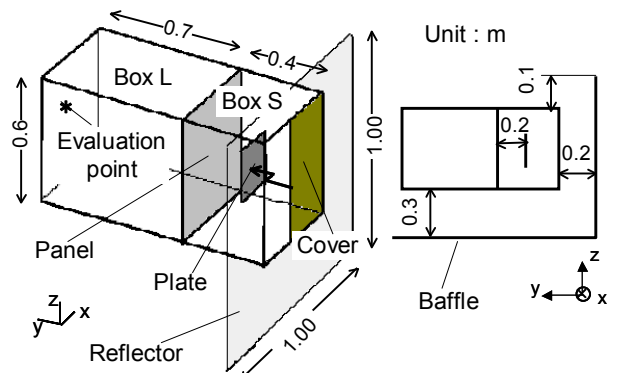


Fig. 5 Two boxes model

4.2 音源室密閉条件時の空気伝搬による発音メカニズム

Fig. 6(a)に音源室が密閉条件時の観測室内評価点におけるFRFの解析値を示す。なお、図中の矢印は各部の共振周波数および共鳴周波数を、括弧内の数字はX, Y, Z方向のノードラインの数を表す。この図より、観測室内部音圧は、境界板の奇数次振動モードおよび、音源室、観測室内部のY方向に音圧分布を有する音響モードの影響を強く受けていることがわかる。また、(b)の実験値と解析値はおおむね同様な傾向を示しており、精度のよい予測が行えている。

以上より、音源室内の物体が剛体運動することで、音源室内の音場の圧力変動が生じ、音響加振を受けた境界板が発音し、隣接する観測室の音場を励起させる空気伝搬による発音メカニズムが明らかになった。

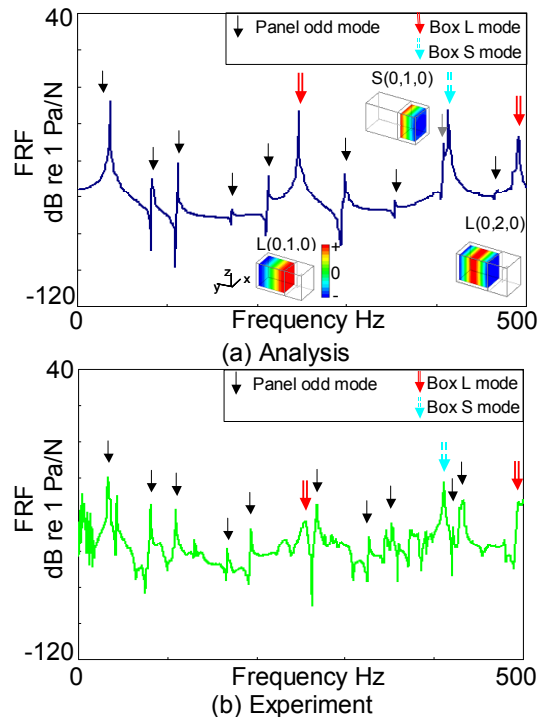
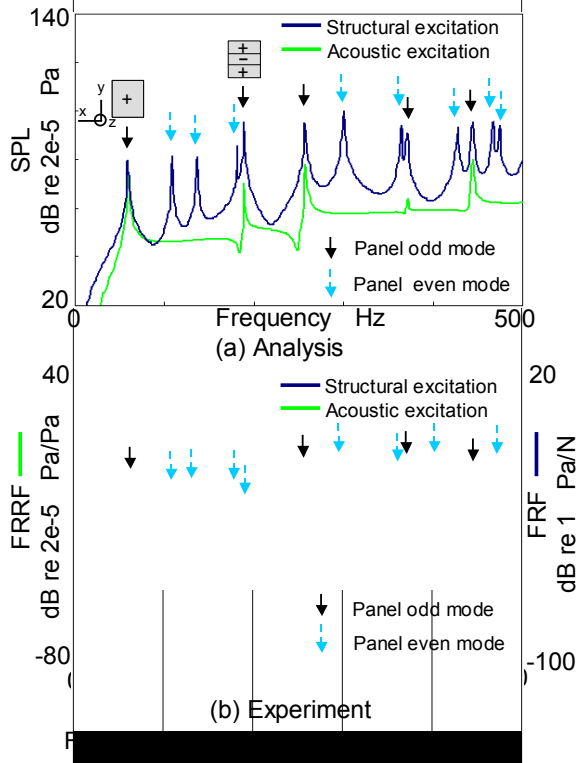


Fig. 6 Comparison of FRF of Box L

4. 空気伝搬による発音メカニズムの解明

4.1 2室モデルの概要

Fig. 5に示すように、本検討で用いる2室モデルは内部に振動源(Plate)を持つ音源室(Box S)、境界板(Panel)、観測室(Box L)から構成される。また、実構造物の設置環境を考慮して、音源室のXZ面を開放、およびカバー(Cover)により半閉にした場合には地面(Ground)および反射板(Reflector)を設置する。振動源が剛体振動し、境界板以外の全壁面が剛体と仮定できる0~500Hzを対象とする。

4.3 音源室境界条件による各部の特性への影響把握

Fig. 7(a)に音源室のXZ面を開放(Open)および半閉(Half)にした場合の観測室内評価点におけるFRFを密閉条件と比較した解析値を示す。図中の矢印は音源室および観測室の共振周波数を、括弧内の数字はX, Y, Z方向のノードラインの数を表す。矢印で示すように、音源室の境界条件によって音源室および観測室の特定の音圧分布を有する共振周波数において音圧レベルが大きく異なることが分かる。(b)の実験値も同様に、観測室の特定の音圧分布を有する共振周波数

において音圧レベルが大きく異なっており、解析値と同様な傾向を示している。

Fig. 8は、音源室境界条件が密閉(Close), 開放(Open), 半開(Half)での代表的な2つの観測室(0, 1, 1)および(1, 0, 0)共鳴周波数における各部の振動および音圧の分布である。なお、括弧内の数字はX, Y, Z方向のノードラインの数を表す。

図中破線丸印で示すように、音源室の音圧分布および境界板の振動分布が地面および反射板の影響でZ方向に、カバーの影響によりX方向に不均一になり、それに伴い、観測室内部において、Z方向およびX方向に音圧分布を有する音響モードが励起されている。同様な傾向が実験においても得られることを確認している。以上より、音源室の境界条件が各部の音響および振動特性に与える影響が明らかになり、構造物の外部に境界を有する場合は構造物外部および内部の音場のモデル化が必要であるといえる。

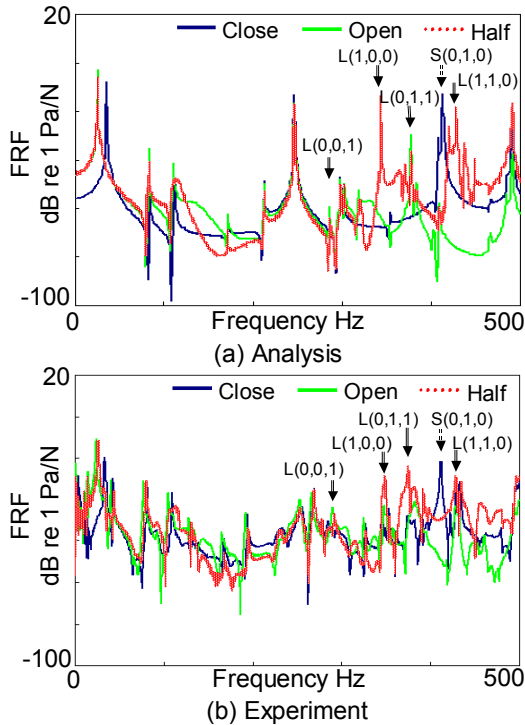


Fig. 7 Comparison of FRF of Box L

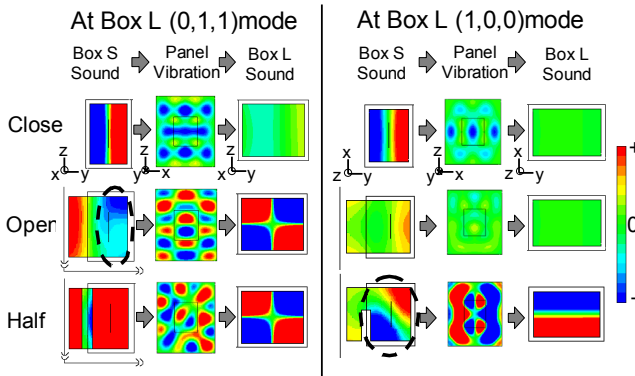


Fig. 8 Sound and vibration distribution

5. 音源室壁面の構造変更による観測室の音圧低減予測

5.1 構造変更手法の概要

製品のモデルサイクルが短縮された近年、実構造物において、コスト削減やそのデザイン性の確保のために、音源室の

基本性能は変更せず、他の部分を設計変更することが求められる。自動車を例にとると、プラットフォームおよびエンジンルームの基本性能は変更しないで車室内の寸法および形状の変更が行われている。このような場合、各部の振動および音響特性の相互関係を考慮した汎用性の高い音源室の音響設計が求められる。

Fig. 9に提案する構造変更手法を示す。音源室境界条件が密閉とならない実構造物を想定して、観測室の(1, 0, 0)音響モードの制御を目標とする。この音響モードは4.3節の検討によって、音源室の音場の不均一性が要因で励起することがわかっている。よって、図中に示す音源室の左壁面(L)と右壁面(R)の位相関係を調整し、壁面からの放射音によって音源室内部の音場を均一にして、境界板を励起されないことで観測室の着目する音響モードを制御することが可能となる。

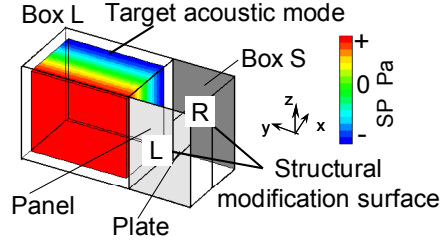


Fig. 9 Structural modification method

5.2 構造音場位相コントロール法

音源室左右の壁面振動の位相関係はその共振周波数を着目周波数より高くするか低くするかによって調整することが可能である。Fig. 10は図中に示す1自由度系の振動モデルにおいて他のパラメータを固定し、質量 m を m_1 kgおよび m_2 kgに変化させた時のFRFと位相である。なお、 c は粘性減衰係数、 k はバネ定数を表す。図中破線で示す30Hz付近に着目すると、入力に対する変位の位相が反転していることが確認できる。なお、本研究ではこの原理を用いて、音源室左右の壁面の板厚を設計変数とし、位相を調整する手法を構造音場位相コントロール法と呼ぶ。

Fig. 11は本手法を用いて実現可能な音源室左右の壁面の位相パターンである。壁面の共振周波数が着目する共鳴周波数よりも低い場合、着目する周波数において壁面は正の方向に振動する。一方、壁面の共振周波数が着目する音響モード共鳴周波数よりも高い場合、着目する周波数において壁面は負の方向に振動する。これら4つの位相パターンのうち、最適な位相パターンを予測する。

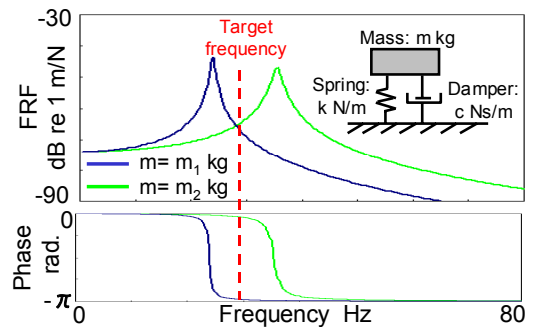


Fig. 10 FRF of 1DOF vibration model

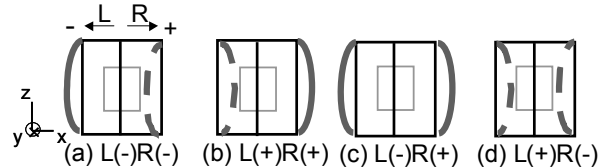


Fig. 11 Phase patterns of Box S side wall

5.3 構造と音場の連成度が異なる場合の音源室壁面の最適な位相パターンの予測

音源室左右の壁面の板厚を t_1 , t_2 とした場合、壁面の共振周波数はそれぞれ 339 Hz, 351 Hz となる。この場合、着目する観測室の (1, 0, 0) 共鳴周波数 (344Hz) と音源室壁面の共振周波数は離れており、構造と音場の連成度は低い。

一方、音源室左右の壁面の板厚を t_1' , t_2' とした場合、壁面の共振周波数はそれぞれ 343 Hz, 347 Hz となる。この場合、着目する観測室の (1, 0, 0) 共鳴周波数と音源室壁面の共振周波数は近接しており、構造と音場の連成度は高い。

このように、構造と音場の連成度が低い場合と高い場合において、Fig. 11 に示す音源室左右の壁面の 4 種の位相パターンの解析結果を比較し、本手法の有用性を確認する。

Fig. 12 は構造と音場の連成度が低い場合において、音源室左右の壁面を L(+) $R(-)$ の位相パターンにした際の音源室左右の壁面の中心の FRF である。音源室左右の壁面は、着目周波数において、ほぼ等しい振幅レベルで逆位相で振動している。音源室左右の壁面をこのような位相パターンにすることで、Fig. 13 に示すように音源室内部の音圧分布が音源室左右の壁面が剛体時と比べ、より均一となり、境界板の振動が低減でき、観測室で約 10dB 音圧が低減できる。

一方、構造と音場の連成度が高い場合は音源室左右の壁面が音源室内部の音場の影響を受け、Fig. 14 に示すように、振動振幅レベルに差が生じ、また着目周波数の前後の位相が不安定になる。よって Fig. 15 に示すように、音源室の左右の壁面を L(+) $R(+)$ と別の位相パターンとすることで、音源室内部の音圧分布が音源室左右の壁面が剛体時と比べ、より均一となり境界板の振動が低減でき、観測室で約 12dB 音圧が低減できる。したがって本手法を実構造物に適用する際には、構造と音場の連成度を考慮して壁面の位相を適切に設定する構造音場位相コントロール法が有効といえる。

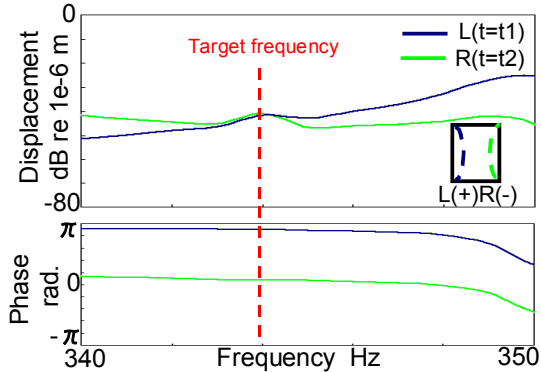


Fig. 12 Analyzed FRF in L(+) $R(-)$ pattern in light coupling case

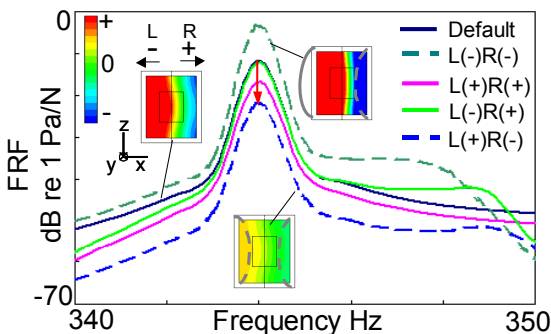


Fig. 13 Analyzed FRF and sound pressure distribution near panel in light coupling case

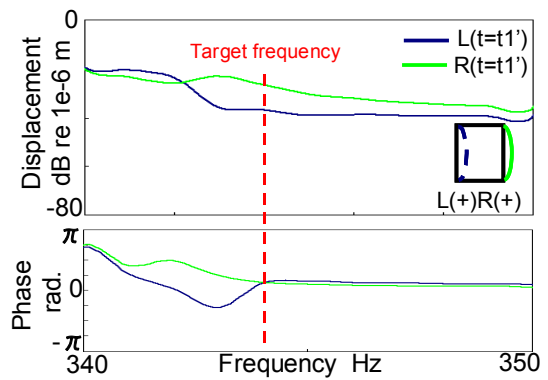


Fig. 14 Analyzed FRF in L(+) $R(+)$ pattern in heavy coupling case

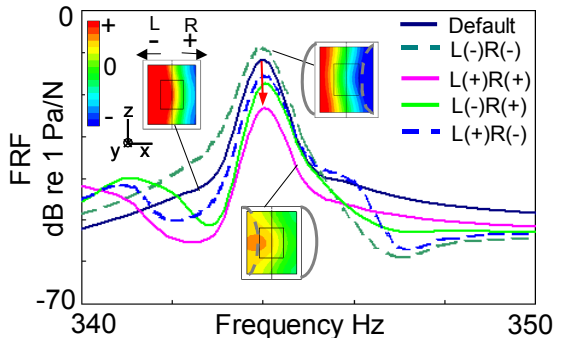


Fig. 15 Analyzed FRF and sound pressure distribution near panel in heavy coupling case

6. 研究成果

- (1) 音圧加振を受ける周辺固定平板からの発音メカニズムを解明した。
- (2) 2室モデルにおいて、振動源の剛体振動に起因した空気伝播音による発音メカニズムを解明した。
- (3) 音源室境界条件に対して感度の高い観測室音響モードを特定した。
- (4) 観測室の特定の音響モードを制御するための構造音場位相コントロール法を提案し、その有用性を確認した。

参考文献

- (1) Jang et al., Structural-Acoustic Coupling Analysis of Two Cavities Connected by Boundary Structures and Small Holes, ASME, Vol.127, 566-574, (2005).
- (2) 峯崎崇弘他, 内部に振動源を有する密閉構造物からの放射音予測, 日本音響学会講演論文集, 785-786, (2007-3).
- (3) 峯崎崇弘他, 内部に剛体振動源を有する構造物からの放射音予測 ~空気伝播音発音メカニズムの解明~, 日本音響学会講演論文集 2-3-1, (2008-3).
- (4) 峯崎崇弘他, 内部に剛体振動源を有する構造物からの放射音予測 ~音源室境界条件による構造および音場への影響とその対策~, 日本音響学会講演論文集 2-3-2, (2008-3).
- (5) LMS International, SYSNOISE Rev 5.0 User's Manual, LMS International, (1996).
- (6) 岩附信行他, 音響加振される周辺固定短形板から放射される音響パワーの推定 (第1報, 推定式の導出と垂直平面波での推定と実験), 日本機械学会講演論文集, 65-632, 107-114, (1999-4).
- (7) 田中信雄他, 振動放射音の制御に関する研究 (キャンセレーション・メカニズムについて), 日本機械学会講演論文集, 57-537, 94-101, (1991-5).