管体開口部放射騒音抑制のための吸音材配置設計 伊藤 尚文^{*1} 森下 達哉^{*2}

Arrangement Design of Absorbing Materials for Suppression of Noise Emitted from Enclosure Opening

by

Takafumi ITO *1 and Tatsuya MORISHITA *2 (Received on Sep. 30, 2014 and accepted on Dec. 18, 2014)

Abstract

This paper describes a method of controlling the noise emitted from the opening of an enclosure by appropriately arranging absorbing materials. There are two steps in the method. First, the sound pressure and acoustic particle velocity in the enclosure are calculated by FDTD numerical simulation. Next, we examine the arrangement of the acoustic absorbing materials to decrease the acoustic power of the emitted sound from the opening based on the numerical results. We compare the noise suppression effects in three patterns when the volume of acoustic absorbing material is limited. Numerical results show that it is possible to effectively suppress noise by arrangement of the acoustic absorbing material at the position of the particle velocity with largest amplitude. Experimental results also show the same tendency. It is necessary to design absorber locations when the acoustic absorbing materials with smaller volume in the enclosure are used.

Keywords: Absorbing material, Enclosure, Acoustic power

1. 緒言

騒音発生源が囲い(筐体)に覆われており,一つないし 複数の開口部から騒音が放射されて問題となることが多 い¹⁾. 筐体内から出る騒音の例として,自動車のエンジ ンルーム,エアコンの室外機,ヒートポンプを使用した 電気給湯器,工場設備から発生する騒音などが挙げられ る.これらの騒音を低減するために,開口部面積の縮小 や,吸音材や遮音性材料の利用などの方法が用いられる. しかし,開口部面積は,機械本来の機能を制限しないよ うに決定されるものであり,騒音低減を優先して決定さ れることは通常ない.以上のことから,筐体内から発生 する騒音の抑制には,吸音材や遮音性材料の活用が有効 な手段となっている.

管体内の騒音を吸音材によって抑制するには,騒音抑制効果を最大にするという意味では筐体内全域に吸音材を配置するのが望ましい.しかし,筐体内全域に吸音材を配置するということは,流体の流路確保やコスト抑制の観点から現実的ではない.また,筐体は可能な限りコンパクトに作られることが多いことから,吸音材の設置スペースが十分確保できない場合が多い.そのため,筐体内に設置された機械類の機能を損なわずに,限られた 筐体空間内で,優れた騒音抑制効果が得られる吸音材の配置方法の確立が求められている. 以上をふまえて著者を含む研究グループでは、数値計 算を用いて筺体内音場の粒子速度振幅の大きさを調べ、 それに基づいて吸音材を適切に配置する方法を提案して いる⁷⁾.比較的簡易的な方法で粒子速度振幅に応じて吸 音材を配置することによって騒音抑制効果を改善できる ことが明らかになっている.ただし、吸音材の使用量の 最適化についての検討が課題として残されていた.

そこで本論文では,吸音材を利用した騒音対策として 有効に利用可能な範囲を明確にすることが目的である. 吸音材の使用量に制限がある場合に粒子速度振幅の大き い位置に吸音材を配置することで騒音を効果的に抑制で きることを確認する.

一般に,吸音材は、「音響的粒子速度を低減させること で音響エネルギーを減少させる」ものと考えられている ²⁾.ある空間内において粒子速度のより大きい位置に吸 音材を配置するほど,騒音を効果的に抑制できるとされ ている.しかしながら,これまでの閉空間内での吸音材 の配置設計法に関する検討では,吸音材の設計位置のモ ード減衰に対する寄与度をもとに最適配置を行う方法や ^{3,4)},吸音材を Biot⁵⁾モデルで模擬し,トライポロジー最 適化手法を適用した方法⁶⁾が提案されているものの,音 場の粒子速度特性を配置設計に対して直接的に活用した 検討は行われていなかった.

^{*1} 工学研究科機械工学専攻修士課程

^{*2} 工学部動力機械工学科教授

2. 吸音材の配置設計

2.1 設計概要

本研究における吸音材の配置設計では、まず、騒音抑 制の対象となる開口部を有する空間内の音場特性を計算 する.次に、空間内の粒子速度分布を調べる.最後に粒 子速度振幅の大きい領域から吸音材を配置する.

空間内の粒子速度振幅が大きい位置に吸音材を設置することで開口部から放射される音響パワーレベルの抑制 量が増加することが確認されている⁷⁾.

2.2 吸音材を含む音場の支配方程式

音場を記述する連続の式と運動方程式に基づいて,差 分法を用いて,音圧と粒子速度を計算する.三次元空間 内の音場において音圧 p,粒子速度ベクトルを $q = [q_x, q_y, q_z]$ と表す.多孔質吸音材を含む空間内の音場についての 連続の式および運動方程式として以下に示す式を用いる ことにする.

$$\frac{\sigma}{\rho_0 c_0^2} \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot \boldsymbol{q} = 0 \tag{1}$$
$$\frac{\rho_0}{\sigma} \frac{\partial \boldsymbol{q}}{\partial t} + R_f \boldsymbol{q} + \nabla p = 0 \tag{2}$$

ここで ρ_0 は空気の密度, c_0 は音速を表す. $\sigma(0 < \rho \leq 1)$ は 媒質の多孔度を表す係数であり, σ が1に近い程, 媒質 中での空気の割合が高く, 多孔質材料の充填率が小さい ことを表す. R_f は多孔質材料の単位厚さあたりの流れ抵 抗を表す. 多孔質材料は一般には不均質であるものの, 簡単のため, σ , R_f は空間的に均一であり,時間的には 変化しないものとする.なお,媒質が空気の場合には $\sigma=1$, $R_f=0$ である.音圧・粒子速度についての時間領域差分法 (Finite Difference Time Domain, FDTD 法)のための更新式 は式(1), (2)を中心差分近似することで導かれる⁸⁾.

2.3 計算モデル

吸音材配置による開口部から放射される音響パワーを 調べるため Fig.1 に示す空間を考える.空間の大きさを, 600mm×460mm×400mm とする.この大きさはパッケー ジ型発電機ほどの大きさに相当する.解析対象の空間周 囲の壁面は剛体とし,壁面の1か所に開口部を設ける. 開口部の寸法は100mm×260mm とする.

空間底部には、大きさ 100mm×100mm の騒音源があ るものとする.上記のような位置、大きさの騒音源を配 置することで多くの音響モードが現れる.騒音源は、 Fig.2(a)に示すパルス状信号で駆動される.駆動用信号の 周波数特性は Fig.2(b)に示す通りであり、バンドパスフ ィルタ状の周波数特性を有している.Fig.2に示す信号で 騒音源を駆動した場合の筐体開口部から放射される音響 パワーレベルの周波数特性を Fig.3 に示す.約 70Hz の ピークは、筐体がヘルムホルツ共鳴器として作用するこ とによって生じている.また、約 300Hz、約 380Hz、約 430Hz のピークは、筐体寸法によって決まる、それぞれ (1,0,0)、(0,1,0)、(0,0,1)モードの固有周波数において生じ ている.

2.4 吸音材の使用量の検討

Fig.1 に示す筐体において,空間に対する吸音材の割合 と騒音抑制効果との関係を調べる.その際,現実的な騒 音対策に即して吸音材を壁面のみに設置するなどの吸音 材の設置場所に関する制約条件を設けず,空間全域に吸 音材を配置できるものとする.

放射音響パワーに対する寄与が大きい周波数において 音響パワーレベルを低減させることで騒音全体のレベル を低下させることができる.一方,開口部から放射され る音響パワーでは,開口面に対して垂直方向の成分が主 成分となる.本論文で扱う Fig.1 の筐体の場合には,x方 向成分が主成分となる.筐体内音場のモードを(nx,ny,nz) と表すことにすると,x方向成分が主成分となるモード は, $nx \neq 0$ のモードである.

以上のことと,騒音制御では比較的低周波数における 騒音抑制効果を得ることが重要であることを考慮して, 本論文では,筐体寸法によって決まる(1,0,0)モードの固 有周波数である約300Hzにおける音響パワーレベルの抑 制を目標とする設計を行う.

筐体内での吸音材の配置を決定する前に、まず、騒音 抑制に使用する吸音材の容積が空間容積に占める割合と 音響パワーとの関係を調べる.筐体内の粒子速度振幅が 大きい位置から順に空間容積の 10%、20%、30%、…、 100%と吸音材容積を 10%ずつ増やして配置した場合の 音響パワーレベル抑制量を ΔL_A とする.粒子速度振幅が 小さい位置から順に吸音材容積を 10%ずつ増やして配置 した場合の音響パワーレベル抑制量を ΔL_B とする. ΔL_A 、 ΔL_B は周波数変化に応じた音響パワーレベルの変動幅が 大きいので、帯域幅を持たせて評価する.ここでは音響 解析によく用いられる 1/3 オクターブバンドにおける音 響パワーレベル抑制量で評価する.対象は、300Hz を含 む中心周波数 315Hz、上限周波数 355Hz、下限周波数 280Hz のバンドとする.

これらの比較を Fig.4 に示す. Fig.4 の横軸は空間容積 に対する吸音材容積の割合を表す. なお,縦軸は音響パ ワーレベル抑制量を表す. Fig.4 より,空間容積の 30% 以下の吸音材使用の場合には,粒子速度分布にもとづい た吸音材配置設計の効果は比較的大きい. 10%~20%程 度の吸音材使用の場合には,効果が最大となる. 一方, 空間容積の 30%以上の吸音材を使用する場合には,粒子 速度分布にもとづいた吸音材配置設計の効果が比較的小 さくなった.空間容積の 30%以上の吸音材を空間内に設 置できる場合には,騒音抑制効果は大きいものの,吸音 材配置設計の効果は限定的となる.

以下では、空間容積に対して 10%の容積の吸音材を使 用する場合について検討を行う.この容積の吸音材を用 いると、吸音材配置設計による騒音抑制効果が比較的大 きいためである.







Fig.2 Vibration characteristics of noise source((a)waveform,(b) frequency response).



Fig.3 Frequency characteristics of sound power level emitted from enclosure opening.

3. 計算と実験の比較

3.1 設計例

吸音材配置設計の効果を筐体開口部における騒音抑制 量を用いて評価する. Fig.5(a)に,空間容積に対して10%



Fig.4 Noise suppression effect using desirable absorber configuration $\Delta L_{\rm A}$ and that using undesirable absorber configuration $\Delta L_{\rm B}$.

の吸音材配置を示す.この配置では、粒子速度振幅の大きい位置から順に吸音材を配置している.比較のため、 粒子速度振幅の小さい位置から順に空間容積に対して 10%の吸音材を配置する場合(Fig.5(b))、粒子速度振幅 の大きさとして上位 41%~50%の位置に空間容積に対し て

10%の吸音材を配置する場合(Fig.5(c))のそれぞれの場合について騒音抑制量を計算する.

3.2 計算結果

Fig.6 に各々の吸音材配置とした場合の筐体開口部から放射される音響パワーレベルの周波数特性を示す. 300Hz での騒音抑制量は,配置(a)の場合約 50dB,配置(b)の場合約 10dB,配置(c)の場合約 45dB になった.

さらに音響パワーレベルの Overall(O.A.)値でも評価す る. Fig.7 に各々の吸音材配置とした場合の筐体開口部 における騒音抑制量 OA₀-OA の計算結果を示す.吸音材 を配置していない場合の O.A.値を OA₀,吸音材を配置し た場合の O.A.値を OA とする.騒音抑制量は,配置(a) の場合約 37dB,配置(b)の場合約 26dB,配置(c)の場合約 34dB にそれぞれなった.以上から,吸音材の使用容積を ある値に制限する場合には,粒子速度振幅の大きい位置 に吸音材を配置することで,開口部から放射される騒音 の抑制効果が改善されることを確認できた.

3.3 実験装置·実験方法

本論文で提案する吸音材の配置設計法の有効性を確認 するため、計算モデルと同様の実験装置を用いて、筐体 開口部から放射される騒音を吸音材により抑制する実験 を行う.

Fig.8 に実験装置の概略を示す. 無響室内に計算モデル と同様に,内寸を 600mm×460mm×400mm とした筐体 を設置している. 境界壁は厚さ 25mm の合板製である. Fig.8 に示す位置に大きさ 100mm×260mm の開口部を 1 つ設けている. 騒音源として,拡声器用ドライバユニッ トを筐体底面隅に設置する. 使用する騒音はランダムノ イズとする.



(a) desirable arrangement



(b) undesirable arrangement



(c) moderate arrangement

Fig.5 Configurations of absorbing materials.

筐体内へ設置する吸音材は厚さ 20mm,密度 20kg/m³ とする.吸音材はブリヂストンケービージー(株)製で 母材がポリエステル繊維系不織布の QonPET を使用する. 上記の吸音材を用いて, Fig.5 に示したように吸音材を配 置する.実験では,開口部からの放射音圧レベルを騒音 計によって測定する.なお,騒音計は,開口部の中心か ら 1m 離した位置に設置する.



Fig.6 Numerical results of sound power level of noise radiated from outlet.



Fig.7 Numerical results of noise suppression effects using absorber configurations shown in Fig.5.

3.4 実験結果

Fig.5 に示す吸音材配置とした場合の筐体開口部放射 音のパワーレベル周波数特性の測定結果をFig.9 に示す. 300Hz での騒音抑制量は,配置(a)の場合 28dB,配置(b) の場合 7dB,配置(c)の場合 20dB になった.

さらに音響パワーレベルの O.A.値でも評価する. Fig.10 に各々の吸音材配置とした場合の筐体開口部に おける騒音抑制量 OA₀-OA の実験結果を示す. 騒音抑制 量は, 配置(a)の場合 9.6dB, 配置(b)の場合 8dB, 配置(c) の場合 9.4dB にそれぞれなった.

以上から, O.A.値で評価した場合, 騒音抑制量は(a), (c), (b)の順になり, 設計例の計算結果と同様の結果となった.

以上のことから,吸音材容積が制限される場合には,粒 子速度振幅の大きい位置に吸音材を配置することで,開 口部から放射される騒音の抑制効果が改善されることが 確認できた.このことは,実験においても設計例の計算 結果と同様の結果となったことを意味する.



Fig.8 Experimental apparatus for measurements of radiated noise from outlet.



Fig.9 Experimental results of sound power level at outlet.





4. 結言

本論文では,吸音材の使用量と騒音抑制効果の関係を 検討した.その結果,吸音材配置による騒音抑制効果が 顕著となる吸音材使用量があることを明らかにした.ま た,本論文で用いたモデルにおいては,空間に対して比 較的少量の吸音材を用いた場合,粒子速度振幅を考慮し て吸音材を配置することで騒音抑制効果を改善できた.

今後は筐体の大きさ,開口部の位置などを変更したモ デルにおいて吸音材の使用量と騒音抑制効果を検討して いく予定である.

謝辞

本研究において,貴重なご助言を頂くとともに,実験 に使用する吸音材をご提供頂きました,飯田一嘉氏をは じめとするブリヂストンケービージー株式会社の皆様に 深謝致します.

参考文献

- 1) 鶴秀生:筐体内吸音効果の波動音響的検討,日本機 械学会論文集,pp25-28 (2007).
- (
 萬菜穂子,福原千絵,加村孝信:ロードノイズ吸音技術の装部材を用いた粒子速度低減,自動車技術会論文集,pp.23-28 (2008).
- 山口誉夫:多孔質材充填閉音場の吸音効果における 最適配置,日本機械学会論文集(C編), Vol.66, No.646, pp.112-118 (2000).
- 4) 山口誉夫,津川純一,榎本秀喜,黒沢良夫:固有ベクトルを重み係数とした減衰寄与度を用いた三次元室空間内への吸音材の配置,日本機械学会論文集(C編), Vol.74, No.747, pp.30-36 (2008).
- M. A. Biot : Theory of propagation of elastic wavesin a fluid-saturated porous solid. I. Low-frequency range, Journal of acoustical society of America, Vol.28, No.2, pp.168-178 (1956).
- 山本崇史,丸山新一,西脇眞二,吉村允孝:閉空間に おける音圧応答最小化を目的とした吸音材のトポロ ジー最適化,日本機械学会論文集(C編), Vol.75, No.754, pp.113-121 (2009).
- 7) 森下達哉,伊藤尚文,三橋亮介:筐体開口部から放射 される騒音の吸音性材料による抑制,日本機械学会 第23回環境工学シンポジウム 講演論文集, No.13-15, pp.62-63 (2013).
- 森下達哉,青木琢哉,多氣昌生:時間領域差分法を用いた多孔質材料の音響特性解析,日本音響学会誌, Vol.59, No.2, pp.63-69 (2003).