

鉄道車両用車内騒音低減システムの性能向上

○ [機] 山本 克也 (鉄道総研)

[機] 山本 大輔 (鉄道総研)

Performance Advances of the Noise Reduction System for the Railway Vehicle

○Katsuya Yamamoto, Daisuke Yamamoto, (Railway Technical Research Institute)

We propose a new noise control system that the noise insulation panel with piezoelectric material arrange, and enable the noise transmitted through the interior panel of the railway vehicle to reduce by suppressing the vibration of the noise insulation panels with a simple analog control circuit.

In this paper, after the equivalent mechanical models for a number of the piezoelectric material are shown, we demonstrate the analytical and experimental results about the control effects of the noise insulation pane

キーワード：車内騒音，騒音制御，空気層，圧電材料，遮音板

Key Words：Interior Noise, Noise Control, Air Layer, Piezoelectric Material, Noise Insulation Panel

1. はじめに

高速化が進む鉄道車両において，車内環境の快適性向上への要求はますます高くなっている。車内環境の一要素である車内騒音の対策は，これまで質量則を根拠としたパッシブ対策が主な方策¹⁾であったが，軽量化が進む鉄道車両へのさらなる重量追加は困難と言える。そこで，新たな騒音対策法として，内装透過音を低減する圧電材料を用いたアクティブ（能動）騒音制御手法を既に提案した²⁾³⁾。この方法では，鉄道車両の内装板や客室の状態変化に関わらず，騒音低減効果が得られることを示したものの，制御帯域は比較的狭く，さらなる広帯域化が必要と考えられた。

本研究では，制御帯域の拡大を目的に，安価なアナログ制御回路による実現性について検証する。

2. 騒音低減システムの概要

内装板透過音を低減する騒音低減システムの断面図を図1に示す。ここで騒音低減システムは，内装板（以下，一般化するために「対象板」という）の入射音側に取り付けられ，さらに対象板の振動状態の影響を受けないように，空気層を設けて取り付ける。

騒音低減システムは，圧電材料を貼付した小面積の平板（以下「遮音板」という）を平面状に配列したパネル（以下「騒音低減パネル」という）と制御回路で構成される。各遮音板の圧電材料は互いに結合し，一つの制御回路に接続される。制御回路から遮音板の振動を抑制する制御力が印加されることにより，遮音板の透過音が低減する。その結果，対象板と騒音低減パネル間にある空気層内の音響エネルギーが抑制され，対象板への入射音響エネルギーが小さくなり，対象板の透過音を低減することができる。

3. 騒音低減システムのモデル化と騒音低減効果の予測

3.1 空気層騒音および透過音 遮音板に入射音が印加されると遮音板が振動し空気層内に透過音を放射する。空気層内の位置 r_a における内部音圧 $p_a(r_a)$ は，遮音板の位置 r_i における振動変位 w_i を用いると次式の通り求められる。

$$p_a(r_a) = - \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^N \frac{\omega^2 \rho_a c_a^2 \psi_{a,m}(r_a)}{\omega_{a,m}^2 - \omega^2} \times \int_S \psi_{a,m}(r_{i,n}) w_i(r_{i,n}) dr_{i,n} \quad (1)$$

ここで， $\psi_{a,m}(r_a)$ ($m=1,2,\dots$) は空気層内の音響モード関

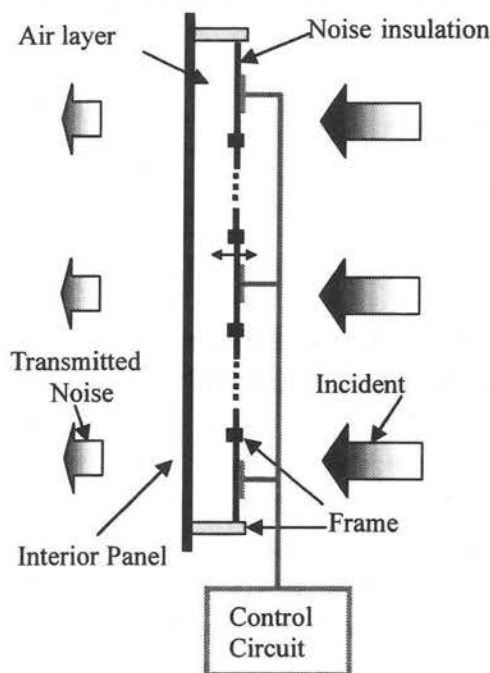


Fig.1 Coordinate system of the target panel with the noise control system (Cross section view)

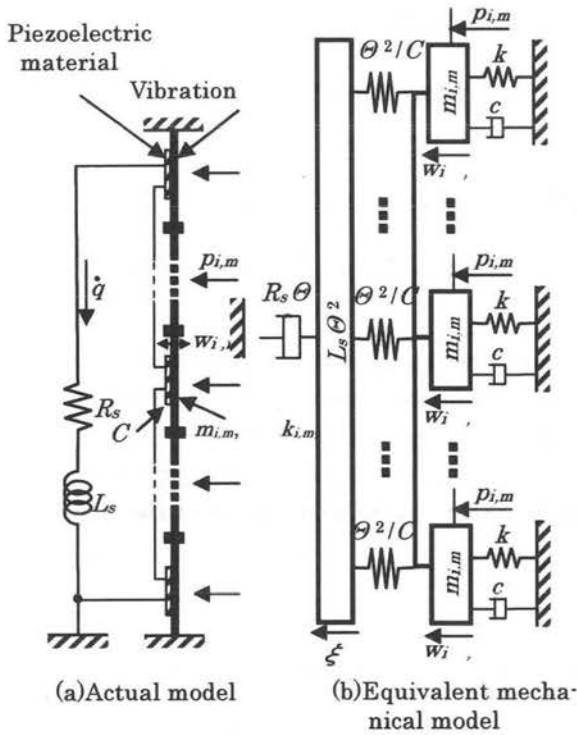


Fig.2 Model of vibration panel with inductance circuit (serial connection)

数, $\omega_{a,m}$ は同音響 m 次モード固有角振動数, S は遮音板の面積, $n(1 \cdots N)$ は遮音板位置, $r_{i,n}$ は n 位置の遮音板内の位置 ρ_a は空気密度, c_a は音速, ω は角振動周波数を表す。

また, 式(1)の空気層の音圧が対象板に印加した時の, 位置 r における対象板透過音 $p(r)$ は, 対象板内の位置 r_i における変位 $w_{i,m}(r_i)$ を用い, 次式で表わされる。

$$p(r) = -\frac{\omega^2 \rho_a}{2\pi} \int_{S_i} w_{i,m}(r_i) \frac{e^{-jk|r-r_i|}}{|r-r_i|} dr_i \quad (2)$$

なお, 対象板を表わすため, 各記号には添え字 t を用いて表記する。

3.2 遮音板の振動低減効果 遮音板の振動を圧電材料で制御する場合, 全てを等価機械モデルに置き換えることができる⁽⁴⁾。ここでは, 圧電材料を全て直列に接続する場合について考える。

圧電材料を全て直列に接続する場合の概要を図2(a)に示す。これを等価機械モデルで表わすと図2(b)の通りになる。ここで, 制御回路のインダクタンス L_s , 抵抗 R_s , 圧電材料の静電容量 C は, 圧電材料が持つ電気機械結合係数 θ を用いて, それぞれ等価質点 $L_s \theta^2$, 等価減衰要素 $R \theta^2$, 等価剛性要素 θ^2 / C に変換できる。

各圧電材料による等価剛性要素と, インダクタンス L_s による等価質点は, 剛性要素を並列に接続した時の関係となる。

図2(b)の振動系の運動方程式は, 次式の通りである。

$$L_s \theta^2 \ddot{\xi} + R \theta^2 \dot{\xi} + N \frac{\theta^2}{C} (\xi - w_i) = 0 \quad (3)$$

$$m_{i,m} \ddot{w}_{i,m} + c_{i,m} \dot{w}_{i,m} + k_{i,m} w_{i,m} + N \frac{\theta^2}{C} (w_i - \xi) = p_{i,m} \quad (4)$$

式(3), 式(4)より, 加振力 p に対する遮音板変位 w を求める。

$$w = \frac{Np}{N(-m\omega^2 + j\omega c + k) + N \frac{\theta^2}{C} + \frac{N\theta^2/C^2}{L_s\omega^2 - j\omega R - N/C}} \quad (5)$$

遮音板単体に加振力 p が印加している時, すなわち制御前の変位 w_0 を求める。

$$w_0 = \frac{p}{-m\omega^2 + j\omega c + k} \quad (6)$$

次に, 式(6)の制御前の変位 w_0 を基準に, 圧電材料とインダクタンス回路による遮音板の振動低減効果 Δw を式(5)あるいは式(6)から求める。

$$\Delta w = \frac{|w|}{|w_0|} = \sqrt{\frac{(G_{iR}^2 + G_{iI}^2)}{(G_{iR} + G_{eR})^2 + (G_{iI} + G_{eI})^2}} \quad (7)$$

$$G_{iR} = N(1/\Omega^2 - 1) \quad (8)$$

$$G_{iI} = 2\zeta N/\Omega \quad (9)$$

$$G_{eR} = \mu/\Omega_e^2 + \frac{\mu(1-1/\Omega_e^2)/\Omega_e^4}{(1-1/\Omega_e^2)^2 + (2\zeta_e/\Omega_e)^2} \quad (10)$$

$$G_{eI} = \frac{2\mu\zeta_e/\Omega_e^5}{(1-1/\Omega_e^2)^2 + (2\zeta_e/\Omega_e)^2} \quad (11)$$

$$\mu = m_e/m \quad (12)$$

$$\Omega = \omega/\omega_1 \quad (13)$$

$$\Omega_e = \omega/\omega_e \quad (14)$$

$$m_e = L_s \theta^2 \quad (15)$$

$$\zeta = \frac{c}{2m\omega_1} \quad (16)$$

$$\zeta_e = \frac{R\theta^2}{2m_e\omega_e} \quad (17)$$

なお, ω_1 は遮音板の(1,1)モードの固有角振動数を表す。

4. 騒音低減システムの広帯域化

4.1 騒音低減パネルの低減効果 式(7) (10) (11)において, 質量比 μ を極力大きく設定することで遮音板の固有角振動数 $\omega_{i,m}$ における振動を低減し, 加えて電気共振周波数 ω_e を遮音板固有角振動数 $\omega_{i,m}$ と異なって設定することで振動低減の広周波域化を図る。

図3は電気共振周波数 ω_e と遮音板固有角振動数 $\omega_{i,m}$ の比 (以下「固有振動数比 $\hat{\Omega}$ 」という) を 0.5 から 3.0 に設定した時の遮音板振動変位の低減効果である。遮音板固有角振動数 $\omega_{i,m}$ と電気共振周波数 ω_e の間に振動低減帯域が

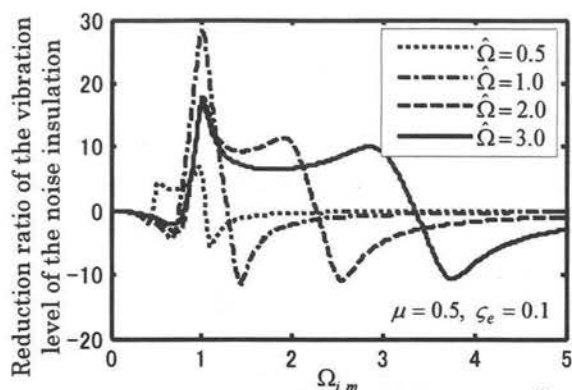
Fig.3 Control effect by the frequency $\hat{\Omega}$

Table 1 Analysis data

Noise insulation panel size	150 × 150 × t0.5mm
Material of the noise insulation panel	Aluminum
Clearance of air layer	10mm
Number of the noise insulation panel	3 × 3
Target plate size	570 × 570 × t2.0mm
Material of the target plate	Aluminum

現れる。この解析では、付加質量の減衰比 ζ_e を小さめに設定しているために遮音板固有角振動数 $\Omega_{i,m}=1$ の低周波域と電気共振周波数 Ω_e より高周波域に振動増大域が見られるが、抵抗値 R を大きくし、減衰力を大きく調整することで抑制可能である。

4.2 対象板透過音の低減効果 本システムによる対象板の透過音低減効果について検証する。対象板は 570mm × 570mm × 厚 2.0mm のアルミ平板とし、150mm × 150mm × 厚 1.0mm の遮音板 9 枚からなる騒音低減システムを入射音側に 10mm の空気層を設けて取り付ける。対象板、遮音板は共に周辺単純支持で、遮音板は周囲 40mm 余りの剛体の枠に取り付けられていると仮定する。解析条件を表 1 に示す。

遮音板に図 3 の $\hat{\Omega}=3.0$ の条件で制御を行った時の対象板透過音の変化を図 4 に示す。その結果、約 100Hz から約 380Hz の遮音板の振動低減帯域において、対象板の透過音が低減した。その周波数帯域には 7 個の対象板振動モードと 1 つの空気層の音響モードが含まれている。この高次モードで振動する対象板に対し、振動等の特性を制御系で考慮することなく透過音が低減することができている。なお、この結果において対象板の(1,1)振動モードである 30Hz は遮音板の制御帯域外であるため変化せず、また、380Hz 以上の騒音が増大する帯域は遮音板の振動が大きくなったためであるが、いずれも制御帯域の設定と制御回路の定数調整で改善可能である。

5. 検証実験

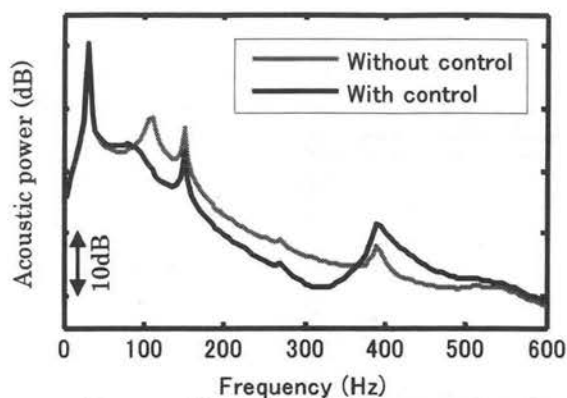


Fig.4 Change of the transmitted noise by the numerical analysis

5.1 実験概要 本手法に基づいた騒音低減システムを 2 種類製作し、透過音の制御効果について検証を行った。最初に圧電スピーカ 4 枚を遮音板とした騒音低減システムの制御効果を検証した。この圧電スピーカは、鉄の薄板の中央に圧電材料を貼付した汎用の音響デバイスであり、鉄板と圧電材料による等価付加質量の質量比は小さい。次に、この質量比の向上を目的に、アルミ板に圧電材料を貼付した別の遮音板を製作した。この遮音板の質量比は圧電スピーカに比べ、約 1.8 倍と大きい。それぞれ図 5 に示す試験装置において、透過音の変化により制御効果を比較した。

5.2 電気共振周波数を遮音板の(1,1)モード固有周波数に合わせた場合 図 6 (a)に遮音板として圧電スピーカを使用した場合の騒音低減効果を示す。制御を印加することで、(1,1)モード固有周波数のピークを中心に約 30Hz の騒音低減帯域が現れ、ピーク周波数の透過音が最大で約 30dB 低減した。

次にアルミ板に圧電材料を貼付した遮音板の騒音低減効果を図 7 (a)に示す。騒音低減帯域は約 45Hz と約 1.5 倍に拡大し、ピーク周波数で約 25dB 低減した。

5.3 電気共振周波数を遮音板の(1,1)モード固有周波数からずらした場合 騒音低減帯域の拡大を図るため、電気共振周波数を約 160Hz にある遮音板の(1,1)モード固有周波数からあえてずらした場合の制御効果を検証した。図 6 (b)は、圧電スピーカを遮音板として使用した場合である。騒音低減帯域は約 160~200Hz の約 40Hz に現れた。図 6 (a)と異なり、最大騒音低減量は小さくなったものの、騒音低減のほぼ全帯域で 5dB 以上の騒音低減効果が得られている。一方、アルミ板に圧電材料を貼付した遮音板は、おおよそ 5dB 以上の騒音低減帯域が約 90Hz に拡大し、質量比の向上により騒音低減帯域が拡大する効果が得られた。

なお、図 6、図 7 において、制御時に騒音が増加する帯域が発生するが、これは機械式動吸振器の減衰特性が小さい時と同じ特性である。本システムでは制御回路の直流抵抗値を調整することで簡単に改善することが可能である。

以上の結果より、アルミ板の形状および圧電材料の特性

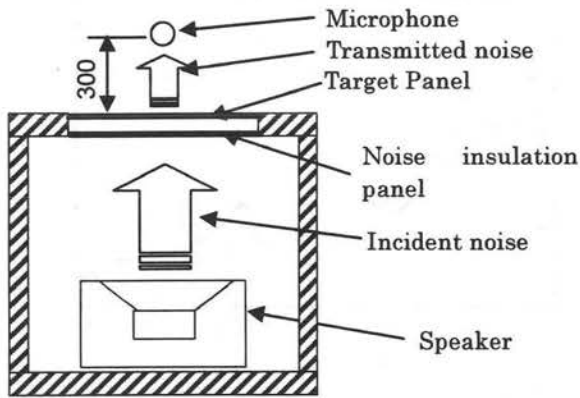


Fig.5 Experimental setup

を適切に設計することで、質量比を大きく設定することが可能となり、騒音低減帯域が拡大できることを確認した。

6. 結 言

本研究では、騒音低減システムの騒音低減帯域の拡大を目的に、モデル化と検証試験を実施した。本論文の成果は次の通りである。

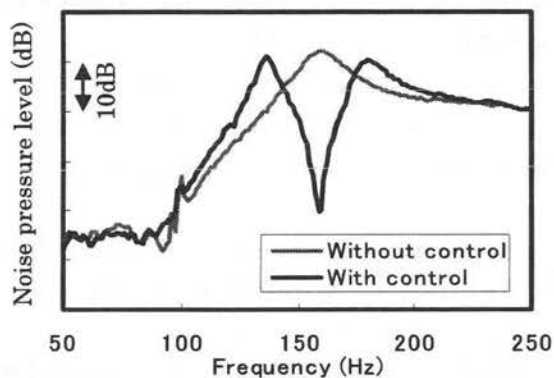
- (1) 圧電材料を貼付した小型遮音板を平面状に配列した透過音制御システムにおいて、モデル化を実施した。
- (2) 圧電材料による等価付加質量と遮音板の質量比を大き

くし、圧電材料と制御回路の電気共振周波数を遮音板の固有振動数からずらして設定することにより、広帯域の騒音低減効果が得られることを示した。

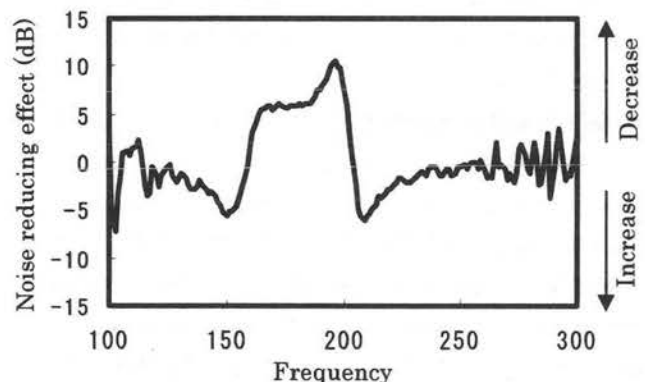
- (3) 騒音低減システムを音響加振した検証試験において、圧電スピーカよりアルミ板と圧電材料を適切に設計することで質量比を大きくすることができ、騒音低減帯域が拡大することを実証した。

参 考 文 献

- 1) 山本克也：鉄道車両の車内騒音の低減方法，騒音制御，Vol.31, No.5, pp368-373, 2007
- 2) 山本克也，朝比奈峰之，永野克幸，中山耕介：車内騒音制御システムの開発とデッキ部騒音への適用，J-RAIL2007, pp. 147-150
- 3) 朝比奈峰之，山本克也：圧電材料を用いた騒音制御パネルにおける制御対象周波数の広帯域化の検討，J-RAIL2007, pp. 151-154
- 4) 山田啓介，松久寛，津津野秀夫：圧電素子を用いた制振システムの等価機械モデルと等価電気モデル，機論 (C 偏)，73 巻 730 号，pp.19-26, 2007

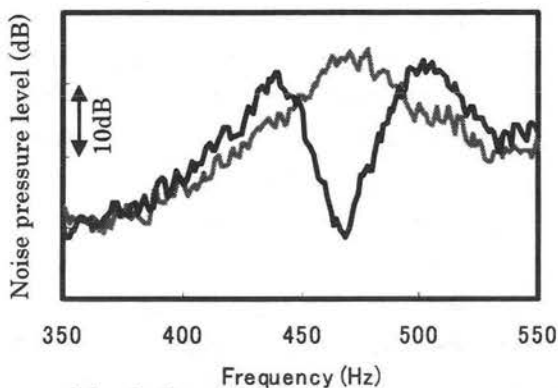


(a) (1,1)modal frequency = electric resonance frequency

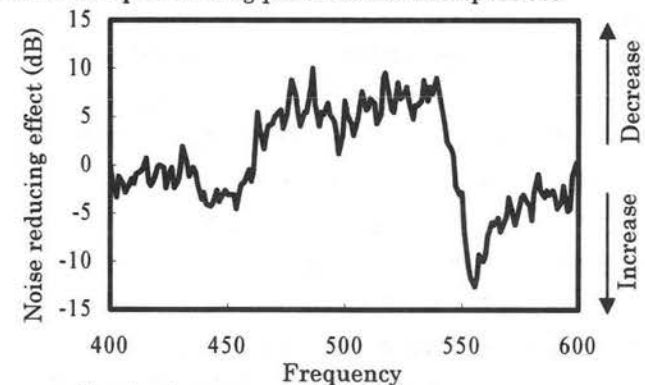


(b) (1,1)modal frequency $\neq$ electric resonance frequency

Fig.6 Transmitted noise through a noise insulation panel using piezoelectric loudspeakers



(a) (1,1)modal frequency = electric resonance frequency



(b) (1,1)modal frequency $\neq$ electric resonance frequency

Fig.7 Transmitted noise through a noise insulation panel using aluminum plates with piezoelectric material