

自動車用防音パッケージの SEA パラメータ予測

Prediction of Vehicle SEA Model Input Parameters a Sound Package

見坐地 一人*

Kazuhito MISAJI

野口 好洋*

Yoshihiro NOGUCHI

多田 寛子*

Hiroko TADA

山下 剛*

Tsuyoshi YAMASHITA

来原 裕司*

Yuji KURUHARA

要 旨

本論は自動車用の防音材パッケージの音響特性予測手法とその応用について述べたもので、予測手法はトランスファーマトリックス法を基本とし各層ごとの音響インピーダンスから多層構造防音材の遮音及び吸音を予測する手法である。また、音響特性予測結果はSEA法を用いて自動車の高周波域の車室内音響性能を予測するのに必要な、車室内音場の吸音特性、フロアの遮音特性を求めるのに応用される。本手法の解析精度を本手法で予測した結果と実測値を比較することにより検証した。

ABSTRACT

This paper describes a method for prediction of automotive sound package acoustical characteristics. This method is based on the transfer matrix approach and is applied to calculate the TL and absorption of multi-layered insulation components from the acoustical impedance of each layer. The predicted results are necessary as fundamental input parameters of SEA vehicle models. The accuracy of this method was verified by comparing the predicted TL and absorption values of trimmed components with measurement results.

1. はじめに

統計的エネルギー解析手法(SEA)は高周波領域の特に空気伝播音解析に広く一般的に利用されるようになってきた。空気伝播音に関するSEAモデルを作成する上で重要なポイントは音場間の遮音特性をあらわす結合損失係数(CLF)と音場の吸音特性を表す内部損失係数(DLF)を求めることである。CLF及びDLFは防音材パッケージの音響特性(透過損失, 吸音率)から求めることが可能である。防音材パッケージの音響特性は実測することも可能であるが、車の開発時には現実的ではない。軽量化と防音性能の両立を短期間かつ低コストで実現するには、テスト車がない段階(開発初期段階)で防音材パッケージの音響特性を予測して実車状態のSEAモデルを構築する技術が必要である。

そこで本論では、防音材の仕様を決定するのに特に重要である音響系のCLFとDLFを求めるのに必要な、多層構造防音材の透過率 τ (透過損失TL)、吸音率 α を防音材の仕様(構成、厚さ、材料特性)から予測する手法を提示し、手法の妥当性を実測値と直接比較することにより検証した。

2. 防音材音響特性とSEAパラメータの関係

本手法で求められた透過率 τ_{12} と、音場間の境界面の表面積 A 、音場の体積 V を用いて式(1)から音場間結合損失 η_{12} (CLF)が求められる。

・音場間の CLF :

$$\eta_{12} = \frac{A \cdot c_0}{4\omega V} \tau_{12} \quad (1)$$

同様に本手法で求められた吸音率 α と、音場の表面積 A 、音場の体積 V を用いて式(2)から音場の内部損失 η (DLF)が求められる。

・音響系の DLF :

$$\eta = \frac{A \cdot c_0}{4\omega V} \alpha \quad (2)$$

ここで、 C_0 は空気中の音の速度、 ω は音の角速度。

これにより、たとえば自動車の開発初期段階において、ロードノイズを効率良く低減するフロアの遮音仕様や車室内音場の吸音仕様やの検討が可能となる。

3. 多層構造防音材音響特性予測手法

多層構造の防音材の音響特性を予測する手法は伝達マトリックス法に基づいており、ポーラス材、制振材のそれぞれを含み多層構造の防音材の音響特性予測を可能にする。この手法では、まず対象防音材において一様板厚とみなすことのできる各面積のモデルを作成し、各面積 i ごとの透過損失 TL_i 及び吸音率 α_i を計算する。次に算出した各面積ごとの透過損失 TL_i 、吸音率 α_i を用いて対象防音材の全表面積に対する平均透過損失 TL 及び平均吸音率を求める。

3.1. 一様板厚な多層構造防音材の透過損失予測手法

一般的な多層構造防音材の一様板厚構造は、Fig. 1 に示すように、1層目が重量層(Impervious barrier)、2層目がポーラス層で、3層目が基板(Plate)の3層構造である。

P_i は入射波の音圧、 ϕ は入射波の入射角、 P_t は透過波の音圧を示しており、各境界面(Interface No)ごとのインピーダンスを順次求めていく。

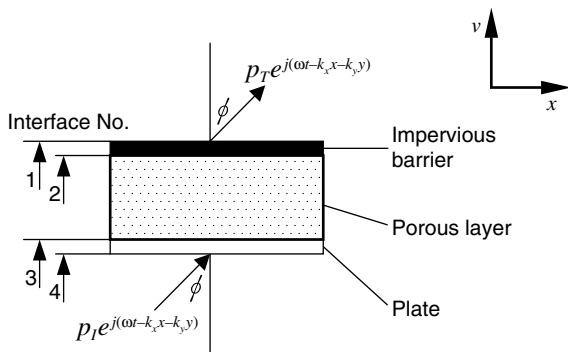


Fig. 1 Three layers in contact in a multilayer material

まず、境界面1 (Interface 1 : 空気) のインピーダンス Z_1 は式(3)、(4)から求まる。

$$k_x = k_0 \sin \phi \quad (3)$$

$$Z_T = Z_1 = \frac{\rho_0 c_0}{\cos \phi} \quad (4)$$

ここで、 k は波数を示す。

次に境界面2 (Interface 2 : 重量層) のインピーダンス Z_2 は式(5)、(6)、(7)、(8)から求まる。

$$Z_2 = Z_1 + j \left[\omega \rho_s - \frac{D^c k_x^4}{\omega} \right] \quad (5)$$

$$\rho_s = \rho_B t_B \quad (6)$$

$$D^c = D(1 + j\eta_B) \quad (7)$$

$$D = \frac{E_B t_B^3}{12(1 - \nu_B^2)} \quad (8)$$

(ここで、境界面ごとの表面密度、板厚、ヤング率、ポアソン比、ロスファクターを ρ_i , t_i , E_i , ν_i , η_i とする。)

境界面3 (Interface 3 : ポーラス層) のインピーダンス Z_3 は式(9)、(10)、(11)、(12)から求まる。尚、下付き添え字の PL はポーラス層を表し、 R_{PL} は、ポーラス層の流れ抵抗値を示す。

$$Z_3 = Z_0 \frac{K}{k_y} \frac{\left(1 + \frac{Z_0 K}{Z_2 k_y} \right) e^{jk_y t_{PL}} + \left(1 - \frac{Z_0 K}{Z_2 k_y} \right) e^{-jk_y t_{PL}}}{\left(1 + \frac{Z_0 K}{Z_2 k_y} \right) e^{jk_y t_{PL}} - \left(1 - \frac{Z_0 K}{Z_2 k_y} \right) e^{-jk_y t_{PL}}} \quad (9)$$

$$Z_0 = \rho_0 c_0 \sqrt{1 - j \frac{R_{PL}}{\rho_0 \omega}} \quad (10)$$

$$K = k_0 \sqrt{1 - j \frac{R_{PL}}{\rho_0 \omega}} \quad (11)$$

$$k_y^2 = K^2 - k_x^2 \quad (12)$$

境界面4 (Interface 4 : 基板) のインピーダンス Z_4 は、式(13)、(14)、(15)、から求まる。

$$Z_l = Z_4 = Z_3 + j \left[\omega \rho_s - \frac{D^c k_x^4}{\omega} \right] \quad (13)$$

$$\rho_s = \rho_p t_p \quad (14)$$

$$D^c = D(1 + j\eta_p) \quad (15)$$

求めたインピーダンス Z_1 から Z_4 を用いて式(16)～(22)から、一様板厚多層構造防音材の透過損失 $TL^{w/trim}$ が求められる。

$$\tau_R^{w/trim}(\omega) = \int_0^{\pi/2} \tau_R^{w/trim}(\omega, \phi) \sin 2\phi d\phi \quad (16)$$

$$TL^{w/trim} = 10 \log \frac{1}{\tau_R^{w/trim}(\omega)} \quad (17)$$

$$\text{ここで、} \tau_R^{w/trim}(\omega, \phi) = \frac{|p_T|^2}{|p_l|^2} \quad (18)$$

$$p_T = p_1 = \frac{Z_1}{Z_2} p_2 \quad (19)$$

$$p_2 = \frac{p_3}{2} \left[\left(1 + \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y} \right) e^{-jk_y t_{PL}} + \left(1 - \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y} \right) e^{jk_y t_{PL}} \right] \quad (20)$$

$$p_3 = \frac{Z_3}{Z_4} p_4 \quad (21)$$

$$p_4 = \frac{2\alpha}{\alpha+1} p_l, \quad \alpha = \frac{Z_l}{Z_T} = \frac{Z_4}{Z_1} \quad (22)$$

(p_i は、各境界面ごとの音圧)

3.2. 一様板厚な多層構造防音材の吸音率予測手法

ここでは、一様板厚な多層構造防音材の吸音率 α を求める手法を説明する。Fig. 2に解析対象とする一様板厚の多層構造防音材を示す。

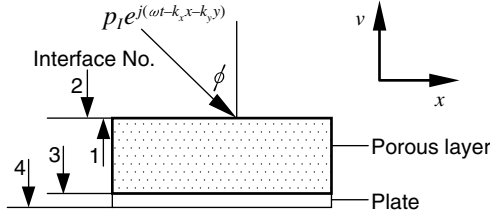


Fig. 2 Two layers in contact in a multilayer material

1層目がポーラス層で、2層目が基板(Plate)の2層構造である。P₁は入射波の音圧、 ϕ は入射波の入射角を示す。この場合の吸音率は、次式のようにになる。

$$\hat{\alpha} = 2 \int_0^{\phi_{lim}} d\phi \sin\phi \cos\phi \alpha \quad (23)$$

$$\text{ここで, } \alpha = \frac{\text{Absorption energy}}{\text{Incident energy}} = 1 - |R|^2 \quad (24)$$

R : reflection factor(反射率)

音の垂直入射においては、反射率と吸音率は、吸音材の壁面(境界面2: Interface 2)における垂直入射波の固有インピーダンス Z_2 と空気の表面(境界面1: Interface 1)の固有インピーダンス Z_1 を用いて次式のように関係づけられる。

$$R = \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} \quad (25)$$

ここで、 Z_2 は、式(26)～(29)を用いて求められる。

$$Z_2 = Z_0 \frac{K}{k_y} \frac{\left[1 + \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right] e^{jk_y t_{PL}} + \left[1 - \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right] e^{-jk_y t_{PL}}}{\left[1 + \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right] e^{jk_y t_{PL}} - \left[1 - \frac{Z_0 K}{Z_3 k_y}\right] e^{-jk_y t_{PL}}} \quad (26)$$

$$Z_0 = \rho_0 c_0 \sqrt{1 - j \frac{R_{PL}}{\rho_0 \omega}} \quad (27)$$

$$K = k_0 \sqrt{1 - j \frac{R_{PL}}{\rho_0 \omega}} \quad (28)$$

$$k_y^2 = K^2 - k_x^2 \quad (29)$$

尚、Plate の表面(境界面3: Interface 3)のインピーダンス Z_3 は、前項 3.1. で示した式(5)から同様に求まる。

3.3. 実際の自動車用防音材の透過損失予測手法

ここでは、3.1. で示した一様板厚多層構造防音材の透過損失予測手法を用いて板厚が一様でない実際のフロアカーペットの透過損失特性予測手法を示す。

Fig. 3 にフロアカーペットの一様板厚多層構造と見なすことができる各面積 $A_1 \sim A_n$ に対する透過率を $\tau_1 \sim \tau_n$ とすると、以下の式(29)が成り立つ。ここで、 τ はフロアカーペットの平均透過率、 A はフロアカーペット全体の面積を表す。

$$\tau A = \tau_1 A_1 + \tau_2 A_2 + \dots + \tau_i A_i + \dots + \tau_n A_n \quad (30)$$

一様板厚と見なすことができる各 τ_i を、3.1. の一様板厚多層構造防音材の透過損失予測手法により求め、式(30)に代入し、フロアカーペット全体の面積 A で割ることにより τ を求める。求めたフロアカーペットの平均透過率 τ と式(16), (17), (18)からフロアカーペットの透過損失を求める。

求めた透過損失(TL)の予測値を Fig. 4 に示す。

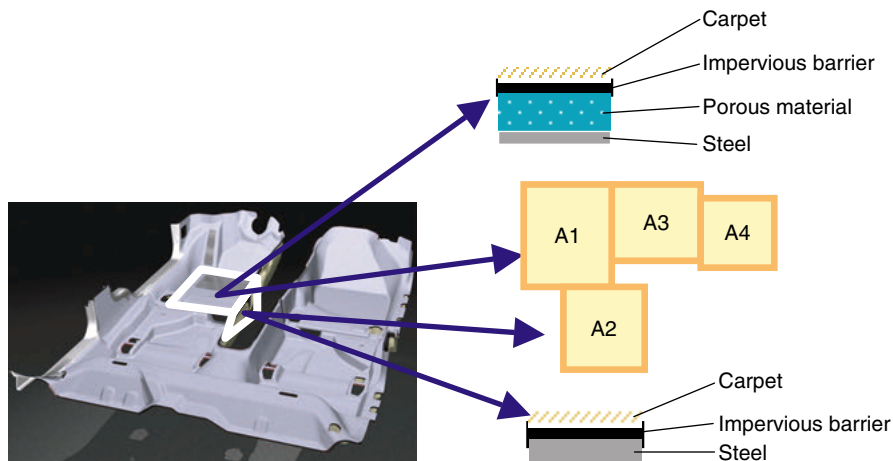


Fig. 3 Definition of the floor carpet model

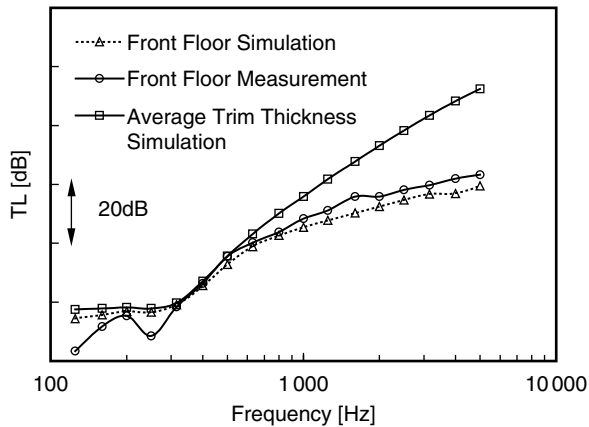


Fig. 4 Measured and simulated TL for the floor

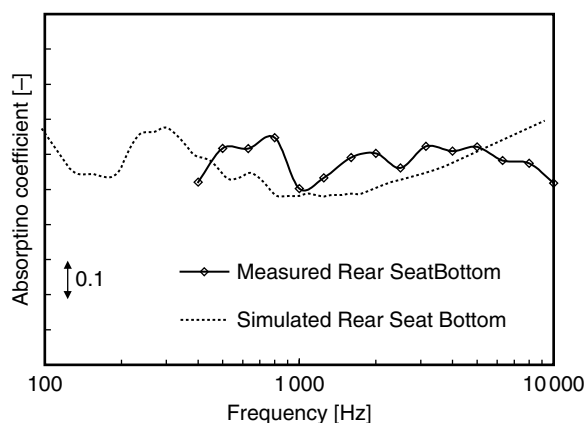
3.4. 実際の自動車用防音材の吸音率予測手法

ここでは、3.2. で示した一様板厚多層構造防音材の吸音率測手法を用いて板厚が一様でない実際のシートの吸音率予測手法を示す。

3.3. で示したフロアカーペット部の透過損失予測手法と同様に一様板厚多層構造と見なすことができる各面積 $A_1 \sim A_n$ に対する吸音率を $\alpha_1 \sim \alpha_n$ とすると、以下の式(31)が成り立つ。ここで、 α はシートの平均吸音率、 A はシート全体の面積を表す。

$$\alpha A = \alpha_1 A_1 + \alpha_2 A_2 + \dots + \alpha_i A_i + \dots + \alpha_n A_n \quad (31)$$

一様板厚と見なすことができる各 α_i を、3.2. の一様板厚多層構造防音材の吸音率予測手法により求め、式(31)に代入し、シート全体の面積 A で割ることにより α を求める。求めたシートの平均吸音率 α と式(23)、(24)、(25)からシートの吸音率を求める。求めた吸音率(α)の予測値をFig. 5 に示す。

Fig. 5 Measured and simulated α for the seat

4. 音響特性予測値の精度検証

4.1. 音響特性の測定

1) フロアカーペットの透過損失測定

Fig. 6 の音響特性測定機を用いて、Fig. 7 に示す実際の

フロアカーペットの透過損失 TL を測定した。Fig. 6 の測定装置は、テスト用サンプルを挟んで上室が受音室(残響室)、下室が音源室になっている。下室の床部に設置しているスピーカーから音を出し、下室と上室の音圧から透過損失を測定する。この測定装置によりFig. 7に示すフロアカーペットの透過損失(TL)を測定した。測定したフロア部の透過損失(TL)を Fig. 4 に示す。

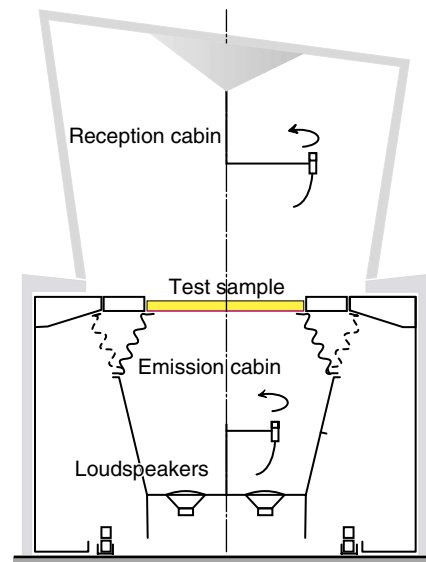


Fig. 6 The acoustic property measurement equipment



Fig. 7 The front floor as an example

2) シートの吸音率測定

1)と同様に Fig. 6 の測定機を用いて、Fig. 8 に示す実際のシートの吸音率 α を測定した。Fig. 6の測定装置は、テスト用サンプルを挟んで上室が残響室になっている。上室に設置しているスピーカーから音を出し、残響時間から吸音率を測定する。この測定装置により Fig. 8 に示すシートの吸音率(α)を測定した。測定したシート部の吸音率(α)を Fig. 5 に示す。

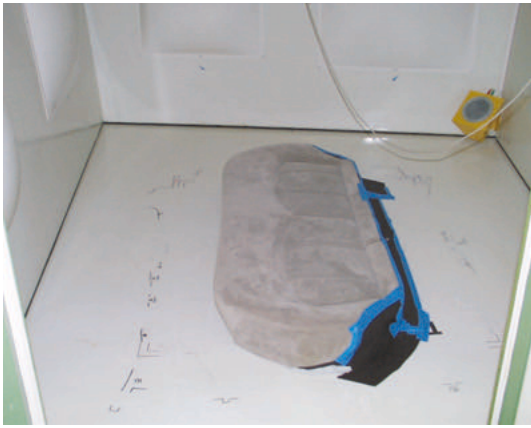


Fig. 8 The rear seat bottom cushion as an example

4.2. 予測値と実測値比較

1) フロアカーペットの透過損失

以上の手法で測定したフロアカーペットの透過損失の実測値と第3章で示した手法で求めた予測値の比較結果を前述の Fig. 4 に示す。フロア部の防音材の平均板厚を等価板厚として求めた透過損失(TL)と、前項 3.3. で示したように実際の板厚として透過損失(TL)を計算した結果をみると 1000Hz 以上で 10dB 以上の差異があることがわかる。又、実際の板厚で予測した結果は実測値と良く一致しており、解析精度は ± 3 dB 以内にあることがわかる。

すなわちこのことは、本手法のように一様板厚と見なすことができる面積に分割し、その分割した各部位の透過率からフロア部全体の平均透過率を求め、その値をフロア部の透過損失(TL)としてを算出する手法の方が平均板厚から求めた透過損失よりも解析精度において優位性のあることを示している。

2) シートの吸音率

同様に前項 3.4. で示した手法により求めたシートの吸音率の予測値と、前項 4.1. で示した手法により実測した吸音率の比較(Fig. 5)から、本論で示した吸音率予測手法の解析精度は ± 0.15 以内にあることがわかった。

5. まとめ

多層構造の厚み及び構造が異なる防音材の透過損失特性及び吸音率を予測する手法を提示し、提示した手法の妥当性を実測値と比較することにより検証した。その結果、以下のことがわかった。

- 1) 提示した透過損失予測手法により、400Hz以上で ± 3 dBの精度でフロアカーペットの透過損失を予測できた。
- 2) 提示した吸音率予測手法により、400Hz 以上で ± 0.15 の精度でシートの吸音率を予測できた。
- 3) 本手法を用いて予測した透過損失特性及び吸音率によ

り、開発初期段階のテスト車がない段階で SEA パラメータである音場間 CLF、音場の DLF が予測可能になった。

- 4) 以上の結果より提示した手法は実車開発において防音パッケージの仕様を検討する上で有効なものとなると考えられる。

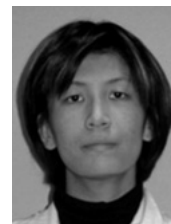
参考文献

- (1) Lyon, R.H.: Statistical Energy of Dynamical Systems, Theory and Applications, MIT Press(1975)
- (2) Lauriks, W., Mees, P., Allard, J.F.: The acoustic transmission through layered systems, Journal of Sound and Vibration, Vol. 155, p.125-132 (1992)
- (3) Semeniuk, B.: The Simulation of the Acoustic Absorption and Transmission Characteristics of Automotive Material Configurations: the New Sisab Software, Rieter Automotive Conference Proceedings (1999)
- (4) Chappuis, A.: Small Size Devices for Accurate Acoustical Measurements of Materials and Parts Used in Automobiles, SAE paper n. 931266
- (5) Delany, M.E., Bazley, E.N. : Acoustical properties of fibrous absorbent materials, Applied Acoustics, Vol. 3, p.105-116 (1970)

■ 著 者 ■



見坐地一人



多田 寛子



来原 裕司



野口 好洋



山下 剛