117 統計的エネルギー解析による鉄道車両の車内騒音解析

Interior noise prediction of a rolling stock by statistical energy analysis

○正 吉澤 尚志 (日立 日立研) 正 高野 靖 (日立 日立研)

正 用田 敏彦 (日立 交通システム社) 瀬畑 美智夫 (日立 交通システム社)

正 牧野 和宏 (日立 交通システム社)

Takashi YOSHIZAWA, Yasushi TAKANO, Hitachi, Ltd. Hitachi Research Laboratory, 832-2 Horiguchi, Hitachinaka, Ibaraki

Toshihiko MOCHIDA, Michio SEBATA, Kazuhiro MAKINO, Hitachi, Ltd. Rail Systems Company

In order to predict the interior noise of rolling stocks, an SEA (Statistical Energy Analysis) model of a whole railway carbody has been developed. Since the carbody shell is made of extruded aluminum double skin structures and their CLF (Coupling Loss Factor) cannot be easily estimated from theoretical equations, sectional FEM models of the carbody shell were used to calculate CLFs between each SEA subsystem. The whole carbody shell was modeled as plate subsystems using above mentioned CLFs, and interior panels and the passenger room were also modeled as SEA subsystems. Then, in order to simulate the interior noise of the passenger room with an operational engine under the carbody, input power of the engine was calculated from measured acceleration data. Calculated input power was applied to the SEA model, and the simulated vibration level of the carbody, as well as interior noise of the passenger room agreed well with the experimental results.

Key word: SEA, FEM, Rolling stock, Interior noise prediction

1. はじめに

近年、鉄道車両の車内快適性向上のため、車内静音化への要求が厳しくなる一方で、省エネのために軽量化への要求もますます厳しくなっている。そのため、車内音対策には重量、コスト、時間的な制約が課せられており、設計上流段階での車内騒音予測・低減が必要とされている。鉄道車両の構造は、構体（いわゆるホワイトボディ）に上床や側パネル、天井パネルといった内装材が付いており、車内騒音の解析には、まず構体・内装材の振動解析が必要である。振動解析には一般的にFEM（有限要素法）が用いられるが、鉄道車両のような大規模構造物では、200Hz以上の高周波数成分までFEMで解析を行うことは困難であり、高周波の解析に適したSEA（Statistical Energy Analysis：統計的エネルギー解析）の適用が不可欠となる¹⁾。SEAの課題としては、SEA要素間のCLF（Coupling Loss Factor：結合損失係数）が不明な場合が多いことが挙げられる。理想的な平板要素などであれば、CLFの理論式が用意されているが²⁾、近年の高速鉄道車両の構体断面はダブルスキンと呼ばれるトラス構造³⁾をしており、単純な平板要素でモデル化することができない。このため実際の鉄道車両SEAモデルでは、実験的にCLFを同定するのが一般的であった⁴⁾⁵⁾。一方で、部分構造のFEMモデルを用いて、CLFを数値解析で算出する方法も提案されており、その有用性が確認されている⁶⁾。筆者らは、実物がない設計段階で車体全体の振

動応答を解析するため、後者の方法と同じく部分FEMモデルから算出したCLFを用いて鉄道車体全体のSEAモデルを構築し、床下搭載エンジンによる車体全体の振動解析を行ってきた⁷⁾。本研究ではこのモデルを拡張し、車内騒音までをSEAにより解析した結果について報告する。

2. 構体単体SEAモデルの構築

SEAではモデル自由度（SEA要素数）がFEMに比べて格段に少ないため、計算が軽く短時間で解析できるというメリットがある。一方、鉄道車両の構体をSEAでモデル化する際、SEA要素間のCLF（Coupling Loss Factor：結合損失係数）が不明なことが課題である。この理由は、近年の高速鉄道車両の構体断面はダブルスキンと呼ばれるトラス構造をしており、理想的な平板要素などに用意されているCLFの理論式を適用することが難しいためである。そこで本研究では、部分FEMモデルを用いて数値解析によりCLFを算出する。

図1に、部分FEMモデルを用いたCLFの算出方法を示す。例えば車両中央のSEA要素間のCLFを算出する場合には、全体FEMモデルから車両中央部分のみを切り出してきて、SEA要素1とSEA要素2の間のCLFなどを数値計算により算出する。計算にはSEA解析用の市販ソフトウェアVA-OneのEFM（Energy Flow Method）モジュール⁸⁾を用いた。なお、CLFの算出には部分FEMモデルの固有値解析結果が必要で、あらか

じめ解析しておく。この際、部分 FEM モデルの境界条件は自由支持とした。また、CLF を数値計算により算出する場合には、FEM モデルの減衰に相当する ILF (Internal Loss Factor: 内部損失係数) の値も設定しておく必要がある。経験的に使用している値として、ILF は全周波数で一律 1% とした。

Fig.1 Calculation of CLF using sectional FEM model

このようにして構築した構体単体 SEA モデルの妥当性を検証するため、構体単体のハンマリング試験により実測データを取得し、解析結果と比較した⁷⁾。図 2 は一例として、側梁要素を 1W の入力パワーで加振した時の構体全体の振動エネルギー分布をコンター表示した結果である。この時の側構体要素 E、及び屋根構体要素 F の要素エネルギーを実測と比較した結果をそれぞれ図 3、図 4 に示す。解析結果は概ね誤差 5dB 以内で実測と一致しており、モデルの妥当性が確認できる。

Fig.2 Example of SEA result at 1/3 octave 400Hz band

Fig.3 Analysis result of subsystem E energy

Fig.4 Analysis result of subsystem F energy

3. 床下エンジン稼働時の車体振動解析

3.1 上床と内装パネルのモデル化

今回対象とする車両は、床下にエンジンが搭載されるため、エンジンの加振力や放射音により構体が振動し、この振動が上床や内装パネルを伝播して車内音として放射されると考えられる。そこでエンジン稼働時の車内音を解析するためには、まず車内音への放射面である上床や内装パネルの振動を解析する必要がある。

図 5 に、構体単体モデルに上床を追加した SEA モデルを示す。上床と床構体間の CLF、および上床どうしの CLF は、打撃加振による近似的パワー注入法 (Power Injection Method)⁹⁾ で実験的に同定した。上床と床構体間の CLF も、部分 FEM モデルを利用して算出することが可能だが、今回は簡易的に実測 CLF を使用した。なお上床の ILF は、JIS-G0602-1993 (制振鋼板の振動減衰特性試験方法) に基づき、上床単体の振動減衰特性試験により測定した値を用いた。

また、内装パネルについても同様に、側構体と内装パネル間の CLF を実験的に同定し、モデルに使用した。図 6 に、内装パネルを追加したモデルを示す。

Fig.5 Modeling of floor panel subsystems

Fig.6 Modeling of interior panel subsystems

3.2 床下エンジン稼働時の加振入力パワーの算出

エンジン実稼働時の加振入力パワーは、エンジン防振マウント上下の加速度実測データから算出した。エンジンから防振マウントを介して車体に伝達する力を F 、車体側の防振マウント取付点加速度を $\ddot{X}_{body}$ とすると、エンジンから防振マウントを介して車体へ入力されるパワー P_{in} は、式 (1) で表わされる。ここで、 ω は角振動数、 θ は加振力 F と加速度 $\ddot{X}_{body}$ の位相差を表わす。

$$P_{in} = F \times \frac{1}{\omega} \ddot{X}_{body} \times \sin \theta \quad (1)$$

なお、防振マウントのばね定数を K 、エンジン側の防振マウント取付点加速度を $\ddot{X}_{engine}$ とすると、加振力 F は式 (2) で表わされる。

$$F = \frac{K}{-\omega^2} (\ddot{X}_{engine} - \ddot{X}_{body}) \quad (2)$$

図 7 に、エンジン実稼働時の SEA 解析モデルを示す。エンジンが吊られている側梁要素 4 カ所に、エンジン実稼働時の加振入力パワーを与えている。また、エンジン直上の床構体要素 3 ヶ所に、エンジン実稼働時の床下音圧を複数点で平均した実測値を与えている。

Fig.7 SEA model with input power of operational engine

3.3 床下エンジン稼働時の振動解析結果

エンジン実稼働時の振動解析結果を実測と比較する要素の位置を図 8 に示す。床構体、側構体、上床、内装パネルの各要素で比較した。なお、実測値は各要素に貼った 2～6 点の加速度計データからエネルギー平均値を算出した。図 9～図 12 に、各要素での解析と実測の比較結果を示す。解析結果は実測の周波数特性を良く模擬できており、100Hz～400Hz までの各周波数帯域で、概ね誤差 5dB 以内で解析できている。これにより、本解析手法の妥当性を確認できた。

Fig. 8 Location of the subsystems whose analyzed vibration is compared with measurement

Fig.9 Vibration analysis of the floor body subsystem

Fig.10 Vibration analysis of the side body subsystem

Fig.11 Vibration analysis of the floor panel subsystem

Fig.12 Vibration analysis of the side panel subsystem

4. 車内騒音の解析

図 13 に示すように、車内空間を仮想的に Cavity1～Cavity3 の 3 つの SEA キャビティに分割してモデル化を行った。なお、見やすさのためにモデルをシュリンク表示している。また、側構体と内装パネル間の空気

層も SEA キャビティでモデル化し、空気層に挿入されている吸音材の吸音率を設定した。さらに、図 13 には表示していないが、車外空間のキャビティも追加し、側構体の外側で実測した車外音を付加した。

Fig. 13 Modeling of the interior cavities

図 14～図 16 に、Cavity1～Cavity3 での車内音解析結果と実測との比較を示す。エンジン直上の実測ピーク値を 0dB とした相対 A 特性音圧レベルを表示している。車内音レベルの大きい 200Hz～315Hz では 3dB 以内で解析が一致しており、解析結果の妥当性が確認できた。一方、160Hz 以下では解析誤差が大きい。これは低周波で車内の音響モード密度が低くなり、車内の固有モードの影響が強くなるためと考えられる。サブシステム内のモード密度が高いことを条件とする SEA では、このように低周波での解析には適さないことに注意が必要である。

Fig. 14 Interior noise analysis of cavity 1

Fig. 15 Interior noise analysis of cavity 2

Fig. 16 Interior noise analysis of cavity 3

5. まとめ

本研究では、構体の部分 FEM モデルから数値計算により算出した CLF を用いて、構体単体の SEA モデルを構築した。さらに上床、内装パネルと車内空間キャビティを追加した SEA モデルで、床下搭載エンジン稼働時の車体全体の振動解析および車内音解析を行った。車内音レベルの大きい 200Hz～315Hz において誤差 3dB 以内で解析と実測が一致し、解析結果の妥当性が確認できた。これにより、今後は構体設計変更による車内音の違いを解析することが可能である。

参考文献

- 1) D. Thompson, Railway Noise and Vibration (2009), p.479, ELSEVIER
- 2) R. H. Lyon, Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Application, Cambridge MHSS : MIT Press, (1975)
- 3) 山田敏久, 大場英資, “最近の鉄道車両 A-train”, 日立評論, Vol. 85, No. 8 (2003), pp.11-14
- 4) D. Muto, Y. Takano, and M. Shigeyama, “Statistical Energy Analysis of Interior Noise in a High-speed Train”, Proceedings of Inter-Noise 2003
- 5) 阿久津勝則, 朝比奈峰之, 南秀樹, “統計的エネルギー解析法 (SEA) を用いた車内騒音の予測”, 鉄道総研報告, Vol. 19, No. 4 (2005), pp.23-28
- 6) 山崎徹, 黒田勝彦, 鎌田実, “部分構造を対象とした FEM による SEA パラメータの評価”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 74, No.747 (2008), pp. 37-43
- 7) 吉澤尚志, 高野靖, 用田敏彦, 瀬畑美智夫, 牧野和宏, “部分 FEM モデルを利用した SEA 法による鉄道車体全体の振動分布解析”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 79, No.799 (2013), pp.519-528
- 8) B. R. Mace and P. J. Shorter, “Energy Flow Models from Finite Element Analysis”, Journal of Sound and Vibration, Vol.233, Issue3 (2000), pp.369-389
- 9) N. Lalor, “Practical Considerations for the Measurement of Internal and Coupling Loss Factors on Complex Structures, ISVR Technical Report, No.182, (1990)