

# 公益財団法人トランスコスモス財団 2019 年度 調査研究助成 成果報告書 振動エネルギー流れに基づく低振動設計

神奈川大学 山崎 徹, 片岡 大雄

## 1. 序論

設計開発期間の短縮のため、設計初期で振動騒音を考慮できる手法が求められている。振動騒音の対策は、主として振動の原因となる振動モードを抑制することで行われてきた。モードに基づく対策は詳細設計後となり、エンドローディングとなる。そこで本研究では、高モード密度領域の振動音響解析に有効な解析手法である統計的エネルギー解析法 (Statistical Energy Analysis, 以下 SEA) を用いて低振動設計の研究を行っており<sup>(1)(2)</sup>、特に結合損失率 (Coupling Loss Factor, 以下 CLF) を解析式により算出する解析 SEA により、設計のフロントローディングに取り組んでいる<sup>(3)</sup>。いまの解析 SEA の利用では、はり要素もしくは板要素としてモデル化を行っている。しかし、実機には厚肉構造も多く使用され、特に厚肉構造において問題となる低モード密度領域の振動も SEA によりエネルギー伝搬モデルとして把握することが期待されている。

本研究では、はじめに高モード密度領域の振動解析として新たに塊要素間の CLF 評価式の導出と検証を行う。次に 2 自由度系のエネルギー伝達モデルにより、連続体の低モード密度領域の振動においてもエネルギー伝搬の観点での設計を行うことができることを示す。最後にこれら 2 つの解析手法を用いた自動車エンジンの低振動化を行う。

## 2. 高モード密度領域の振動解析

塊要素間の高モード密度領域のための CLF 評価式の導出と FEM 解析による検証を行う。

### 2.1 塊要素間の解析 SEA モデリング

波動理論に基づき塊要素間の CLF 評価式を導出する。解析 SEA では要素のサイズ、波動の伝搬方向、要素間の結合情報を考慮することにより、各次元の CLF を導出することができる。塊要素間では、それぞれを体積  $V$ 、立体角によって切り取られる  $2\pi$  の方向、結合面積  $S_{12}$  と考えることで以下のよう

に導出することができる。

$$\eta_{12} = \frac{c_1 S_{12}}{2\pi\omega V_1} \tau_{12} \quad (1)$$

ここで、 $S_{12}$  と  $\tau_{12}$  はそれぞれ要素 1 と 2 間の結合面積とエネルギー透過率、 $c_1$  と  $V_1$  はそれぞれ要素 1 の伝搬速度と体積である。

## 2.2 FEM-SEA による CLF 評価式の検証

### 2.2.1 対象構造物

検証に用いる構造物を図 1 に示す。図中の # は要素番号を示す。構造物はアルミとしヤング率は 70GPa、ポアソン比は 0.34、密度は 2680kg/m<sup>3</sup> である。この構造物は約 2000Hz で最初のモードが発生する。また、図 2 に対象全系のモード密度を FEM により算出した結果を示す。

### 2.2.2 FEM 解析

対象構造物の FEM モデルを作成し FEM-SEA<sup>(4)</sup> により CLF を評価する。対象周波数バンドは計算規模と解析 SEA の適用性の点から、1/3 オクターブ

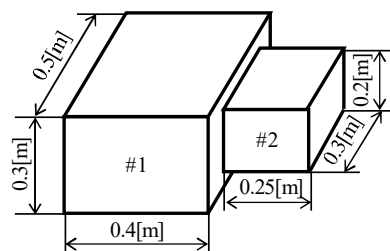


Fig.1 Test structure with solid subsystem

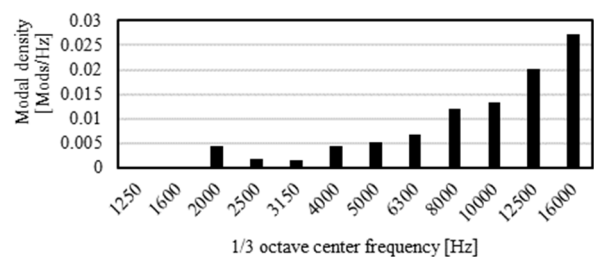


Fig.2 Modal density of test structure

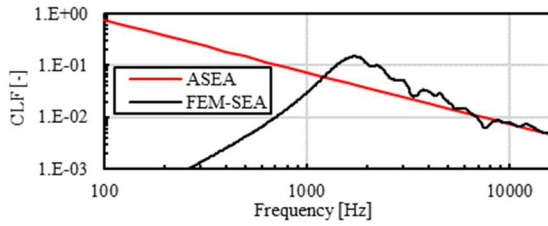


Fig.3 Comparison of coupling loss factors of solid structure shown in Fig 1

16kHz バンドまでとする。損失係数は 0.1 とし、メッシュの一边長は 10mm とする。全節点の 1/100 個の節点を加振応答点として抽出し、加振方向と応答方向共に 3 軸方向とする。

### 2.2.3 CLF の比較結果

FEM-SEA および評価式による CLF12 の算出結果を図 3 に示す。5000Hz 付近(対象全系の 10 次あたりのモード)から両者が対応していることがわかる。また、解析 SEA の適用下限周波数バンドは 8kHz である。したがって、新たに導出した塊要素間の CLF 評価式の有効性が確認できた。

## 3. 低モード密度領域の振動解析

はり構造物を例に 2 自由度系のエネルギー伝達モデルにより、連続体の低モード密度領域の振動においてもエネルギー伝搬の観点での設計を行うことができることを示す。

### 3.1 2 自由度振動系のエネルギー伝達モデル

2 つの 1 自由度系(質量-バネ-ダンパ系)が連結ばね  $K$  で接続されているとき、質点 1 から 2 へのエネルギー伝達特性  $\beta_{12}$  は以下の式で表される。

$$\beta_{12} = \beta_{21} = \frac{K^2(\Delta_1 + \Delta_2)}{m_1 m_2 [(\Omega_1^2 - \Omega_2^2)^2 + (\Delta_1 + \Delta_2)(\Delta_1 \Omega_2^2 + \Delta_2 \Omega_1^2)]} \quad (2)$$

ただし

$$\Omega_i = \sqrt{(k_i + K) / m_i} \quad (3)$$

$$\Delta_i = c_i / m_i \quad (4)$$

ここで、 $\Omega_1$  と  $\Omega_2$  は一方の質点を拘束した場合の固有角振動数(ブロッキング振動数)である。この  $\beta$  を便宜上  $\Omega_1$  と  $\Omega_2$  の中央値で除することで CLF として評価した。

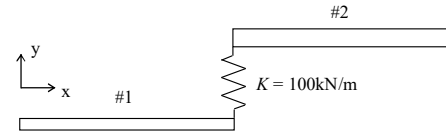


Fig.4 Test structure with beam subsystem

## 3.2 対象構造物

図 4 に示すような 2 本のはりが結合ばね  $K$  により接続された構造物を対象とする。境界条件は周辺自由条件である。材質はアルミであり、結合ばねは Y 軸並進方向のみに作用する 100kN/m のばねである。はりの長さは、それぞれ 1m である。断面は正方形であり、Type1(要素 1: 一辺 10mm, 要素 2: 一辺 20mm), Type2(要素 1 一辺 15mm, 要素 2: 一辺 20mm) の 2 つを考えた。また、#1 の曲げ 1 次が主体となるモードが、Type1 で 38Hz のとき、Type2 で 56Hz のときに、#2 の曲げ 1 次が主体となるモードが、Type1 で 96Hz のとき、Type2 で 97Hz のときにそれぞれ発生する。

## 3.3 2 自由度振動系のエネルギー伝達モデルによる検討

### 3.3.1 ブロッキング振動数の算出

それぞれの要素を拘束した場合の FEM モデルを作成し、各要素のブロッキング振動数を算出する。3.1 項で考えた系は要素が質点でありブロッキング振動数は 1 つのみである。対して、はりは連続体(無限自由度)であり、無限のブロッキング振動数を持つ。本報では各はりの曲げ 1 次モードに着目し、ブロッキング振動数として算出した。結果として、ブロッキング振動数は一辺 10mm のはりのとき 35.8Hz、一辺 15mm のとき 51.7Hz、一辺 20mm のとき 61.7Hz であった。

### 3.3.2 CLF の算出

式(2)と算出したブロッキング振動数により CLF を算出する。このとき  $m_i$  は各はり要素の質量、 $K$  は 100kN/m とした。 $c_i$  は仮にすべて 0.01 とする。

結果として Type2 の CLF は Type1 の CLF の 1.05 倍となる。これは、Type2 のほうが  $\Omega_1$  と  $\Omega_2$  の差が小さく、式(2)分母の固有角振動数の二乗の差部分が小さくなるためである。

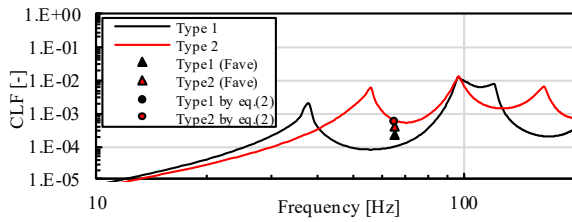


Fig.5 Comparison of CLF12 by FEM

### 3.4 FEM-SEA による検討

Type1 と Type2 の CLF12 の比較を図 5 に示す。図中の (Fave) はそれぞれのタイプの CLF を 30~100Hz の範囲で周波数平均したものである。連結ばね定数  $K$  と  $\Delta_i$  も CLF に影響するが、 $K$  は Type1 と Type2 で同じ値であり  $\Delta_i$  は二乗で影響するブロッキング振動数間隔と比べ CLF への影響は小さい。図より、Type2 の最初のピークが 60Hz に上昇しブロッキング振動数間隔が狭まることで、Type2 のほうが 1 次と 2 次のピークの間で CLF が大きくなっている。よって、連続体の低モード密度領域においても、振動伝搬制御を意図した設計を行えることを確認した。

## 4. 自動車エンジンの低振動化

本章では、SEA を用いて自動車エンジンの高モード密度領域と低モード密度領域それぞれを狙った低振動化を行う。

### 4.1 対象エンジンと SEA 要素分割

図 6 に対象全系のモデル図を示す。本対象を 29 個の SEA 要素に分割した。本報での主要部分は、要素 4 のヘッド部側面部と要素 24 のチェーンケースであり、それぞれ赤線および青線で示した。

### 4.2 高モード密度領域を対象とした振動低減

#### 4.2.1 追加要素の配置最適化

追加要素の配置最適化は、解析 SEA を用いた適正化により主系における追加要素の結合個所を決定するものである。その決定には、解析 SEA モデルと最適化アルゴリズムを用い、追加要素と既存要素の結合有無を決定する。追加要素は要素の諸元により、吸振要素と橋渡し要素に区別される。

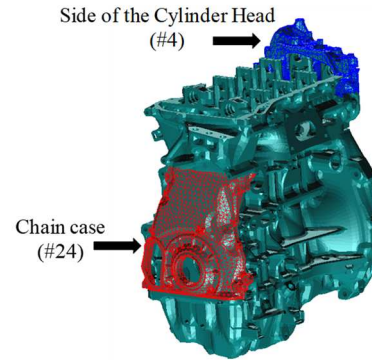


Fig.6 FEM model of the target engine

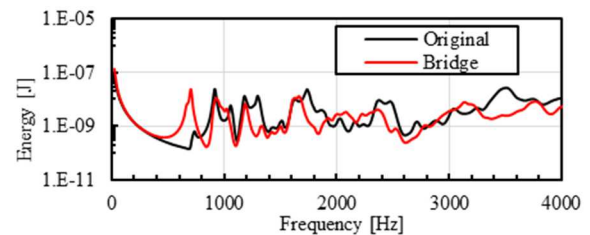


Fig.7 Examples of comparison energies on subsystem 24 by FEM

本報では、橋渡し要素を追加する場合を考え、追加要素の体積を小さな値として  $3.6 \times 10^4 \text{mm}^3$  (質量として約 0.1kg) とした。

配置最適化の条件は、シリンダ 1 気筒 (要素 10) に振動が入力した際のチェーンケース (要素 24) のエネルギーを最小化することとする。

追加要素の結合先要素数を 2 つとして最適化した結果、橋渡し要素は振動低減目標である要素 24 のチェーンケースと要素 4 のヘッド部側面に結合された。これは橋渡し要素が要素 24 のエネルギーを振動伝搬の下流部に相当する要素 4 へ逃がすことを意図したものと理解できる。

#### 4.2.2 FEM による低振動効果の確認

橋渡し要素として 1kg の集中質量を 5 個考え、これらを要素 24 と要素 4 に MPC により接続した。周波数応答解析では、シリンダ (要素 10) の代表点 1 点で 3 軸方向への加振を行い、その際のチェーンケース (要素 24) の複数点の 3 軸方向振動の運動エネルギーを算出した。結果を図 7 に示す。図 7 から、振動低減目標であるチェーンケース (要素 24) で振動低減を確認できる。一方で、700Hz 付近に追加要素の影響による、チェーンケース主体のモードによるピークが新たに発生している。

### 4.3 低モード密度領域を対象とした振動低減

本節では、要素の追加により新たに発生したピークを第 3 章で得られた知見を用いて低減する。ここでは、低減目標であるチェーンケースに新たに平板を付加し、その平板のブロッキング振動数を変化させることでより大きな低振動効果を得る。

#### 4.3.1 低振動化の流れ

チェーンケース(要素 24)から平板へのパワーフロー  $P_{24,p}$  は以下ようになる。

$$P_{24,p} = \omega \eta_{24,p} E_{24} - \omega \eta_{p,24} E_p \quad (5)$$

付加する平板はチェーンケースと比べエネルギー伝搬の下流部に位置するため、 $P_{24,p}$  は正となる。よって  $\eta_{24,p}$  と  $\eta_{p,24}$  を大きく、すなわちチェーンケースと平板のブロッキング振動数間隔を小さくすれば、チェーンケースの振動は低減すると考えられる。

#### 4.3.2 平板のブロッキング振動数

付加する構造体として縦 150mm、横 50mm のアルミ平板を考える。ブロッキング振動数は板厚によって変化させ、1mm と 1.1mm の 2 つを考えた。エンジンとはそれぞれ 4 つの頂点でばねにより接続する。このときのばね定数は式(2)の  $K$  にあたる。 $\eta_{24,p}$  と  $\eta_{p,24}$  を大きくし低減効果を大きくするために、このばね定数は大きな値として 1 つにつき 50kN/m とした。FEM 解析の結果、ブロッキング振動数は 1mm のとき 712Hz、1.1mm のとき 746Hz であった。よって、1mm のほうがブロッキング振動数間隔は小さく低減効果は大きいと考えられる。

#### 4.3.3 FEM による検証

図 8 にチェーンケース(要素 24)の運動エネルギーを示す。ブロッキング振動数を近づけた場合(1mm)のほうが、約 680Hz~720Hz において振動

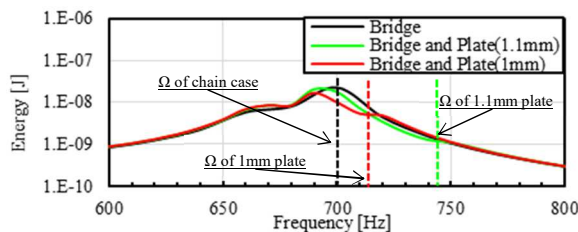


Fig.8 Examples of comparison energies on subsystem 24 with additional plate by FEM

低減効果が大きいことがわかる。また、式(2)よりそれぞれのブロッキング振動数を一致させることで CLF は最大となり、低減効果はより増加すると考えられる。すなわち、この結果は動吸振器の効果をエネルギー伝搬の視点から捉えたものとなる。

## 5. 結論

1. 要素種として塊要素間の CLF 評価式を新たに導出し、FEM-SEA により有効性を確認した。
2. 2 自由度系のエネルギー伝達モデルを基に、ブロッキング振動数を操作することなどにより、連続体であるはりの低モード密度領域における CLF を増減できることを示した。
3. 導出した塊要素間の CLF 評価式と最適化手法を基に、橋渡し要素を用いた自動車エンジンの低振動化を行い、その低減効果を FEM 解析により確認した。
4. 自動車エンジンの FEM モデルに平板を付加し、その平板のブロッキング振動数を操作することによってより大きな振動低減効果を得られることを示した。

## 参考文献

- (1) Lyon, R. H. and DeJong, R. G., Theory and Application of Statistical Energy Analysis, 2nd ed., RH Lyon Corp. (1998)
- (2) 山崎, 黒田, 森, SEA による機械製品の固体音低減プロセス, 日本機械学会論文集 C 編, 73 巻 726 号(2007), pp.84-90
- (3) 山崎徹, 三山壯, 中村弘毅, 宮崎敦子, モードと波動の両視点による機械構造物の振動低減設計, 自動車技術会論文集, Vol.47, No.6, pp.1373-1379 (2016)
- (4) 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-FEM-SEA の提案一, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.74, No. 747 (2008b), pp. 2655-2661.