

# 燃焼音ばらつきに着目したディーゼルエンジンの快音設計

## Comfortable Sound Design of Diesel Engine Focused on Uncertainties of Combustion Noise

精密工学専攻 35号 永池 翔  
Nagaike Sho

### 1. はじめに

ディーゼルエンジンの燃費改善が進む一方で、熱効率向上に伴う燃焼加振力の増加、軽量化によるエンジン構造の振動特性の悪化が懸念されている<sup>(1-4)</sup>。ディーゼルエンジンはガソリンエンジンに比べ気筒内圧が急激に変化するため、燃焼音が目立ち<sup>(5)</sup>、気筒と評価点の音響伝達関数や同一気筒内でも入力位置等の違いにより音質にばらつきが生じる。そのため、各気筒で全く同じ燃焼音とはならず、燃焼音にばらつきが生じ印象に影響を与えている。また、燃焼音には適度なばらつきがあると快音になると考えられる。

そこで本研究では、燃焼音ばらつきを適度に抑え、燃焼音の印象を向上させることが目的である。まず、各気筒から発生する燃焼音の順序や組み合わせを変更することで、燃焼音ばらつきが印象に与える影響を調査する。次に、燃焼音ばらつきに着目した音響解析を行い、印象への寄与が大きい周波数帯の把握を行う。さらに、ばらつき感度解析を提案し、それに基づく構造変更によりばらつきを適度に抑え、燃焼音の印象を向上させる。

なお、本研究のすべての評価は、被験者に対し十分なインフォームド・コンセントを行った上で、実施している。

### 2. 燃焼音の概要と印象把握

本章では、燃焼音ばらつきおよび本研究で扱う燃焼音の作成方法について述べる。次に、燃焼音の気筒間ばらつきに着目し、各気筒から発生する燃焼音の順序や組み合わせを変更した際の印象変化を把握し、良条件を検討する。

#### 2.1 燃焼音ばらつきについて

ディーゼルエンジンの燃焼音には、サイクル間のばらつきとサイクル内のばらつきがある。サイクル間ばらつきには、回転数が変わることで燃焼の1サイクルの時間長さが変動し生じるばらつきや、同じ気筒の爆発でも、エンジンシステムのコンピュータ制御により燃料噴射量が変わることで爆発の大きさが変わり生じるばらつきなどがある。サイクル内のばらつきには、爆発する気筒が変わることで生じるばらつき（以下、気筒間ばらつき）や、同一気筒でも燃料噴射のタイミングが変わることで燃焼加振されるタイミングが変わり、入力位置が変わることで生じるばらつき（以下、位置ばらつき）がある。本研究では、主に気筒間ばらつきを扱う。

#### 2.2 燃焼音の作成方法

本研究では、気筒内圧および音響伝達関数に基づいて作成する。筒内圧変動の波形から爆発工程が中心となるように2サイクル分を抜き出す。そして、実稼働中の直列4気筒ディーゼルエンジンにおける各気筒と、1m離れた評価点間の音響伝達関数を計測し、1~4気筒の音響伝達関数それぞれをFRF\_1, FRF\_2, FRF\_3, FRF\_4とする。音響伝達関数と筒内圧と掛け合わせることで、1サイクル分のクランクシャフト2回転の燃焼音を作成する。Fig. 1(a)に音響伝達関数の計測セットアップを、Fig. 1(b)には気筒内圧および音響伝達関数、作成した燃焼音を示す。作成した各気筒の燃焼音をクランク角度180度ずつずらして重ね合わせることで模擬燃焼音を作成する。実際の直列4気筒ディーゼルエンジンの燃

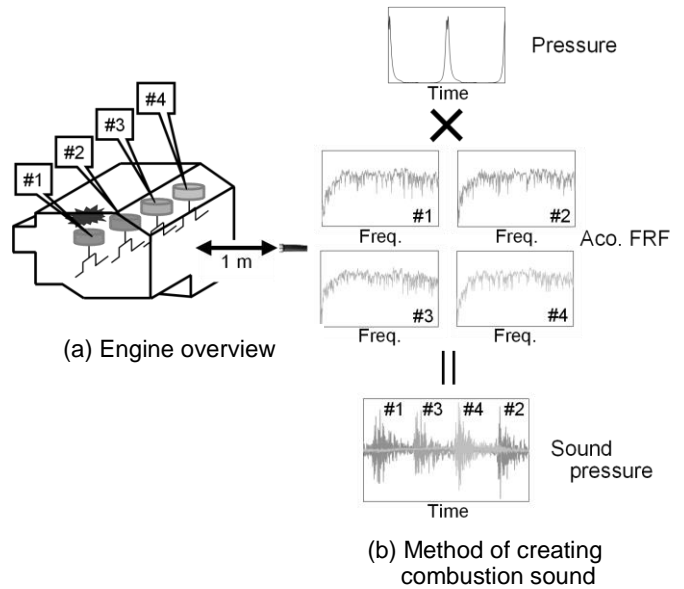


Fig. 1 Summary of combustion sound

焼順番は気筒番号1, 3, 4, 2の順番である。この方法は企業でも実際に使用されている方法であり、本研究で用いる燃焼音は上記の方法により作成する。

#### 2.3 燃焼音の爆発順序による印象の違い

本節では、各気筒における燃焼音を入れ替え、順序および組み合わせを変更することで気筒間ばらつきが印象にどのような影響を与えるかを把握する。

本評価には、爆発順序および組み合わせが異なる Fig. 2 に示す 21 種類の音源を使用する。1111 は、1 番気筒の燃焼音が 4 気筒それぞれから発生することを意味する。燃焼音の音圧はすべて 70 dB(A) に統一し、SD 法の絶対評価を行う。評価は無響室で行い、評価音源をヘッドホンにより提示する。被験者は 20 代 12 名をグループ A、40 代 4 名をグループ B とする。「快適な」に対する評価結果を Fig. 2 に示す。各気筒

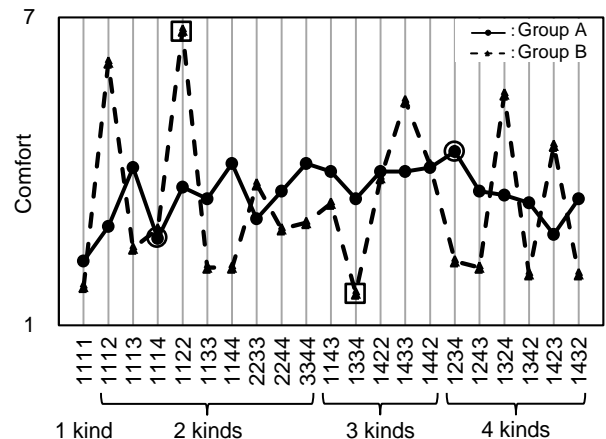


Fig. 2 Evaluation result of combustion sound

から発生する燃焼音を変えることで印象が変化し、グループ A とグループ B で異なり、評価基準が違うことがわかる。聞き慣れや、年齢による可聴域の差が関係していると考えられる。燃焼音 1111 は、気筒間ばらつきは生じないが印象は良くない。多種類の気筒の燃焼音では印象が良くなる傾向があり、適度な気筒間ばらつきが必要と推測できる。

### 3. 燃焼音ばらつきに着目した音響解析

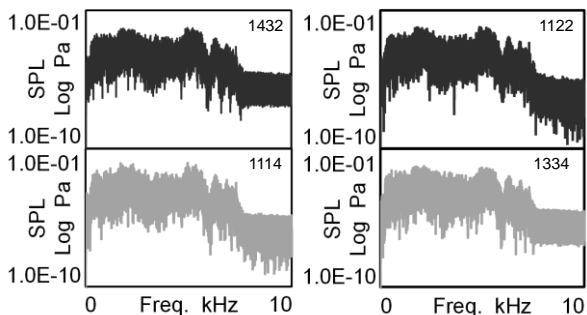
本章では、燃焼音の音響解析により良条件および悪条件の検討を行う。そして、燃焼音の音圧のばらつきに着目した物理量を提案し、燃焼音の印象に寄与の高い周波数帯域を把握する。

#### 3.1 燃焼音の音響解析

本節では、燃焼音の音響解析を行い、良条件および悪条件の検討を行う。

Fig. 3 に 2.3 節の主観評価のグループ A およびグループ B において印象が最も良い 2 つの燃焼音の時間軸波形を示す。4 つの燃焼音の周波数軸波形は類似していることがわかる。各気筒の燃焼音の順序および組み合わせにより重なり合う部分が異なるため、周波数軸波形においてもわずかに違いはあるが、良条件の提案までには至らない。

Table 1 には心理音響評価量を示す。検討する心理音響評価量は、ラウドネス、シャープネス、ラフネス、変動強度である。心理音響評価量でも良条件、悪条件に共通している傾向はなく、良条件の把握はできない。



(a) Group A(Best,Worst) (b) Group B(Best,Worst)

Fig. 3 Frequency response of combustion sound

Table 1 Psychoacoustic parameter

	Group A		Group B	
	Best 1432	Worst 1114	Best 1122	Worst 1334
Loudness [sone]	23.2	22.4	22.3	23.4
Sharpness [acum]	2.18	2.25	2.27	2.18
Roughness [asper]	1.76	1.70	1.29	1.76
Fluctuation ST. [vacil]	0.78	0.72	0.67	0.84

#### 3.2 音圧ばらつきに着目した物理量の提案

本節では、燃焼音のばらつきに着目した音響解析を行う。スペクトログラムを用いて各周波数帯域の音圧の変動を物理量で示す。

Fig. 4 に燃焼順番 1342 のクランク角 45° 毎および 500 Hz 毎のスペクトログラムを示す。スペクトログラムでは音を周波数、時間、音圧の 3 次元で分析でき、音圧分布は各気筒で異なることがわかる。周波数帯域を限定して音圧のばらつきの物理量を提案する。

対象とする時間帯域における各周波数帯域の音圧の平均を ASP (Average of Sound Pressure), 対象とする時間帯域における各周波数帯域の音圧の標準偏差を SDSP (Standard Deviation of Sound Pressure), 各周波数帯域の次時間成分との差の絶対値の合計を SF (Smoothness of Fluctuation), 対象とする時間帯域における各周波数帯域の音圧の最大値と最小値の差を MF (Magnitude of Fluctuation) とする。また、対象とするスペクトログラムの時間帯域はサイクル間ばらつきを模擬したクランクシャフト 720° 毎、気筒間ばらつきを模擬したクランクシャフト 180° 毎、位置ばらつきを模擬したクランクシャフト 45° 毎とする。

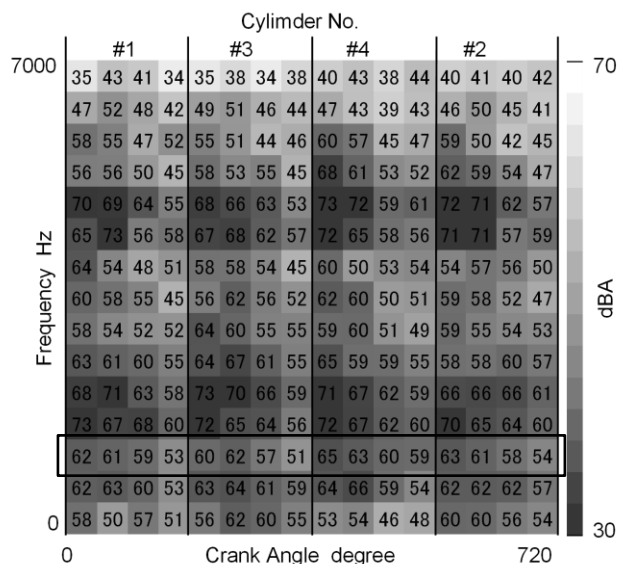


Fig. 4 Spectrogram of combustion sound

#### 3.3 燃焼音の快適性モデルの構築

本節では、2.3 節の主観評価結果を目的変数、3.2 節で提案した物理量のうち、気筒間ばらつきを定義した物理量を説明変数とし重回帰分析を行い、快適性モデルを構築する。500 Hz 毎のスペクトログラムを使用する。まず、多重共線性による推定精度の低下を避けるため、物理量間の相関が高いものを排除し、説明変数との相関が最も高い物理量を採用する。次に、主成分分析を行い、累積寄与率が 80 % を超えるように主成分を設定し、各主成分の主成分負荷量が最も高い物理量を重回帰分析の説明変数に採用する。2.3 節のグループ A およびグループ B の評価結果を説明変数に用いたモデルをそれぞれ記す。

$$\text{Model A} = -0.192 * [\text{SF Exp } 180^\circ \text{ } 1100\text{Hz}] + 3.926 \quad \dots (1)$$

$$\text{Model B} = -0.263 * [\text{SF Exp } 45^\circ \text{ } 3600\text{Hz}] - 0.879 * [\text{ASP Exp } 90^\circ \text{ } 4600\text{Hz}] - 0.130 * [\text{SF Exp } 90^\circ \text{ } 5600\text{Hz}] + 71.616 \quad \dots (2)$$

モデル A に着目すると、1100Hz の変動滑らかさがモデル式に採用された。また、モデル B に着目すると、3600Hz および 5600Hz の変動滑らかさ、4600Hz の音圧の大きさがモデル式に採用された。モデル A に採用された 1100Hz に着目すると、実際のエンジブロックのグローバルモードである、2 次曲げが存在する。この周波数帯域のばらつきを抑えることで、燃焼音の印象の向上を検討する。

## 4. 簡易モデルを用いたばらつき感度解析

本章では、ばらつき感度解析を提案し、箱型モデルを用いて検討する。

### 4.1 ばらつき感度解析<sup>(6)</sup>

従来の振幅感度解析では、構造物の1点に着目した設計変数  $p$  に対する  $r$  次の振動モードの感度を算出し、それに基づいた構造変更により効率的にある1点の絶対振幅を低減させることができる。ばらつき感度解析では、複数点の振幅のばらつきを収束させるために、 $a$  点と目標値  $t$  点の振幅差  $(x_a - x_t)$  の設計変数  $p$  に対する感度を算出することで相対振幅<sup>(7)</sup>を抑え、振幅ばらつきを低減する。振幅の目標値  $x_t$  は線形最小二乗法により算出する。

$$\frac{\partial(\phi_a - \phi_t)_r}{\partial \phi} = \sum_{k=1}^n \alpha_{rk} (\phi_a - \phi_t)_k \quad (1)$$

ただし、

$$\alpha_{rk} = -\frac{1}{2} \{\phi_r\}^T \frac{\partial[M]}{\partial p} \{\phi_r\} \quad (r=k)$$

$$\alpha_{rk} = \frac{\{\phi_k\}^T \left( \lambda_r \frac{\partial[M]}{\partial p} - \frac{\partial[K]}{\partial p} \right) \{\phi_r\}}{-\lambda_r + \lambda_k} \quad (r \neq k)$$

ここで、 $k$  次の振動モードの  $a$  点と目標値  $t$  点:  $\phi_{ak}$ ,  $\phi_{tk}$ , 設計変数:  $p$ ,  $r$  次に対する  $k$  次の振動モードの重み:  $\alpha_{rk}$ , 質量マトリクス:  $[M]$ , 剛性マトリクス:  $[K]$ ,  $r$  次の固有値  $\lambda_r$ , 上付き添え字  $T$  は転置を表す。

ばらつき感度解析に基づく構造変更をすることで、複数点の振幅のばらつきを低減させる。

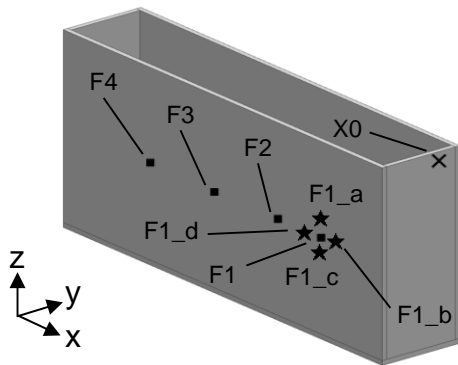


Fig. 5 Input and output points of box model

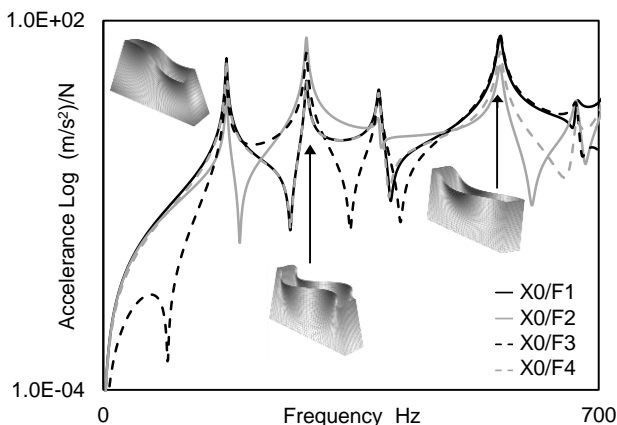


Fig. 6 FRFs uncertainties between cylinders

### 4.2 簡易モデルを用いたばらつき感度解析

本節では、4.1 節で示したばらつき感度解析を、簡易モデルを用いて検討する。Fig. 5 に使用する簡易モデルを示す。材質は Aluminum である。気筒間ばらつきの入力点を F1~4, 位置ばらつきの入力点を F1\_a~d, 応答点を X0 とする。Fig. 6 に気筒間ばらつきおよび着目する 1 次ねじり (175 Hz), 1 次曲げ (288 Hz), 2 次曲げ (560 Hz) の振動モードを示す。各入力点と応答点の伝達関数 (Frequency Response Function 以下, FRF) の最大値と最小値の差をばらつきとすると、気筒間ばらつきは 1 次ねじりが 17.02 (m/s<sup>2</sup>)/N, 1 次曲げが 42.64 (m/s<sup>2</sup>)/N, 2 次曲げが 44.66 (m/s<sup>2</sup>)/N であり、2 次曲げが最大である。

Fig. 7 に、気筒間ばらつきが最も大きい 2 次曲げについての各入力点に対するばらつき感度解析の結果を示す。気筒間ばらつきを下げるためには負の感度を示す箇所には質量付加を、正の感度を示す箇所には質量削減させればよいことがわかる。

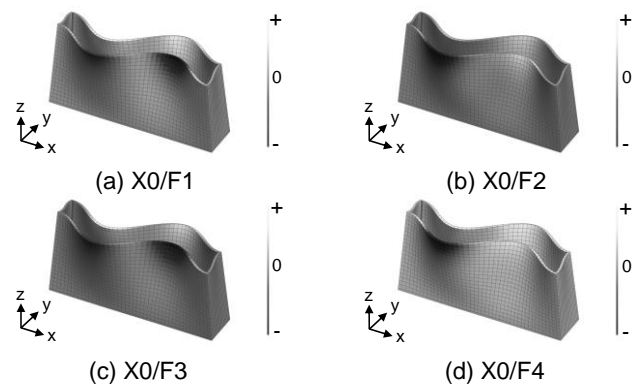


Fig. 7 Result of uncertainties sensitivity analysis

## 5. ばらつき感度解析による構造変更

本章では、4 章で示したばらつき感度解析に基づき構造変更を行い、簡易モデルを用いて効果を検証する。

### 5.1 解析によるばらつき感度解析の検証

本節では、簡易モデルを用いた解析よりばらつき感度解析の有効性を検証する。4.2 節で示した、気筒間ばらつきの 2 次曲げを対象とし、実験での検証が容易な質量付加による構造変更を行う。質量付加した簡易モデルを Fig. 8 に示し、構造変更前後の 2 次曲げの気筒間ばらつきを Fig. 9 に示す。合計で全質量の 1% の質量付加を行うことで 2 次曲げの気筒間ばらつきが 29.8 (m/s<sup>2</sup>)/N と、67 % に低減できることを確認した。同様に、気筒間ばらつきの 1 次ねじりを対象とした場合は 81 %, 1 次曲げでは 90 % に低減できることを確認し、ばらつき感度解析の有効性がわかった。

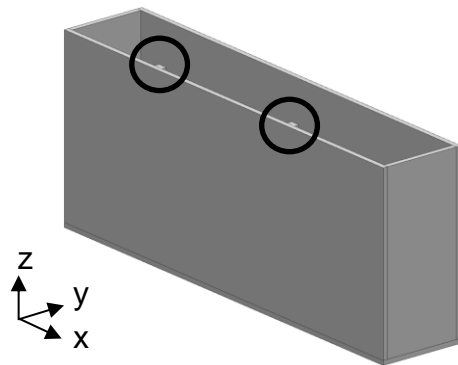


Fig. 8 Box model after structural modification

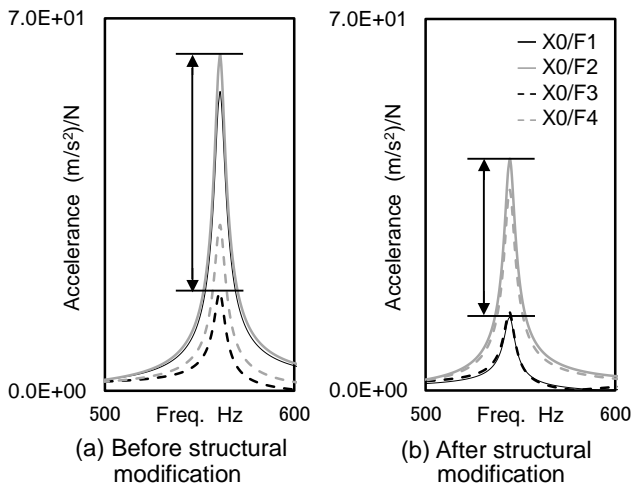


Fig. 9 Uncertainties comparison

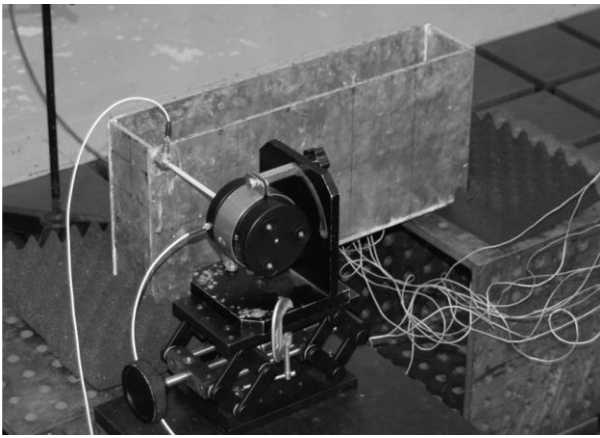


Fig. 10 Experiment set up

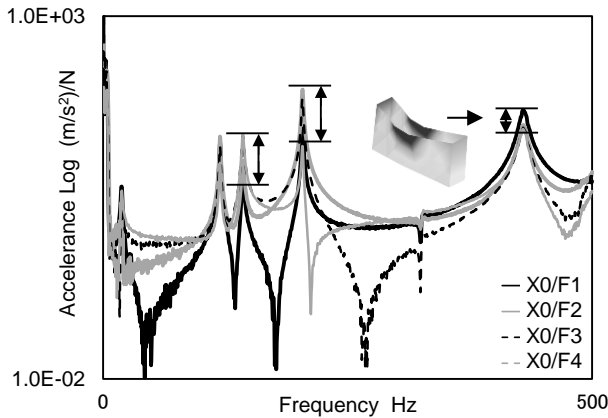


Fig. 11 FRFs uncertainties between cylinders of experiment

## 5.2 実験によるばらつき感度解析の検証

本節では、簡易モデルを用いて実験によりばらつき感度解析の有効性を検証する。簡易モデルは線形系なのでマックスウェルの相反定理が成立し、入力点と応答点を入れ替えても同一のFRFが計測できるため、入力点と応答点を入れ替えて実験を行う。支持方法はスポンジを用いたFree-Freeを想定しており、加振機によりBurst Randomの入力信号を与え、入力および計測の周波数領域は0~2048 Hzである。まず、簡易モデルの気筒間ばらつきを計測する。Fig. 10に実験セットアップを示し、Fig. 11に気筒間ばらつきを示す。着目

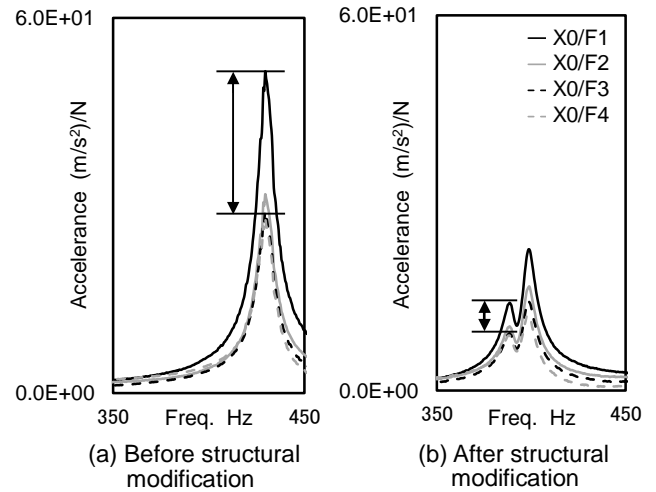


Fig. 12 Uncertainties comparison of experiment

するグローバルモードは1次ねじりが142 Hz、1次曲げが203 Hz、2次曲げが428 Hzであった。また、2次曲げの気筒間ばらつきは21.27 (m/s<sup>2</sup>)/Nであり、ばらつき感度解析に基づいて全質量の1%の粘土を付加する構造変更を行い、FRFを計測する。Fig. 12に構造変更前後の2次曲げの気筒間ばらつきを示す。2次曲げの気筒間ばらつきが5.10 (m/s<sup>2</sup>)/Nとなり、24%に低減でき、ばらつき感度解析の有効性が確認できた。解析では小さく高密度な材料による質量付加を行ったが、実験では粘土による質量付加であるため、減衰などにも影響を与え、解析より効果が大きくなったと考えられる。

## 6. 研究成果

- (1) 各気筒から発生する燃焼音の順序および組み合わせを変更することで燃焼音の印象が変化することを確認した。
- (2) 燃焼音ばらつきに着目した物理量を提案し、燃焼音の印象に寄与の高い周波数帯域を特定した。
- (3) 複数点における相対振幅に着目し、ばらつき感度解析を提案した。
- (4) 簡易モデルを用いて気筒間ばらつきを模擬し、解析および実験においてばらつき感度解析の有効性を検証した。

## 参考文献

- (1) 上兼拓巳, 有光哲彦, 戸井武司, 気筒間ばらつきを考慮した模擬ディーゼルエンジン燃焼音の印象評価, 日本音響学会講演論文集(春), (2016) pp.1421-1424.
- (2) 小澤恒, 中島健朗, ディーゼルエンジンの燃焼騒音と燃費の同時改善, 自動車技術会論文集, 43-5(2012) pp.1099-1104.
- (3) 齋藤晴揮, 小澤恒, ディーゼルエンジンに求められる快音技術, いすゞ技報, No.125(2013) pp.65-69.
- (4) 小澤恒, 予混合圧縮着火燃焼時のエンジン騒音特性に関する考察, 自動車技術会論文集, 39-2(2012) pp207-212.
- (5) Tamar Babawy et al, Detection of Combustion Resonance Using an Ion Current Sensor in Diesel Engines, American Society of Mechanical Engineers, (2012), pp052802-1 - 052802-9.
- (6) 永池翔, 戸井武司, 音質安定化のためのばらつき感度に基づく構造変更, 日本音響学会講演論文集(春), (2018) 2-2-7
- (7) 戸井武司, 村瀬芳典, 大久保信行, 相対振幅感度を利用した精密機器の主機能部の低振動化, 精密工学会誌, 63-1(1997) pp.55-59.