

# 変動感に着目したディーゼルエンジン構造の快音設計

## Comfortable Sound Design of Diesel Engine Structure Focused on Fluctuation Feeling

精密工学専攻 44号 武田 幸広  
Yukihiro Takeda

### 1. はじめに

近年のディーゼルエンジンは燃費向上や排ガス規制が進む一方、燃焼加振力の増加やエンジン構造の振動特性の変化により、燃焼音の大きさだけでなく、音質も着目されている。特にディーゼルエンジンは着火に伴い気筒内圧が急激に上昇するため、燃焼音が目立つ。各気筒で全く同じ燃焼音が連続で発生する場合、不快に感じるため、適度なばらつきが必要である<sup>(1)(2)</sup>。

そこで本研究では、各気筒の音響伝達関数の違いやエンジン回転による音質の違いに着目し、ばらつきを表す特徴量と感性の影響を解明する。また、重回帰分析を用いて快適感推定モデルを構築する。さらに、快適感推定モデルに基づき、有限要素モデルを用いた構造変更による快音化を試みる。

なお、本研究におけるすべての評価において、被験者には十分なインフォームドコンセントを実施している。

### 2. ホワイトノイズを用いた疑似エンジン音による印象把握

#### 2.1 疑似エンジン音の概要<sup>(2)</sup>

本研究では、回転次数成分の特徴を明確にするため、ホワイトノイズを変調して疑似燃焼音を作成し、エンジンのモータリング運転時の実測音と6:4で合成、疑似エンジン音を作成する。4ストローク4気筒エンジンを想定し、回転2次成分がエンジン音の主成分であるため、実験に用いる音の回転2次成分の変調度が同一になるようにホワイトノイズを加工する。

#### 2.2 疑似燃焼音の変調の強調方法<sup>(2)</sup>

式(1)に本研究で変調度や変調周波数を変化させる際の式を示す。基準音に対して変調度や変調周波数を変化させて、疑似燃焼音を作成する。

$$v_a = (1 + m_1 * \cos f_{s1} t + \dots + m_n * \cos f_{sn} t) * w \quad (1)$$

但し、 $v_a$ : 振幅変調波 [Pa],  $m_{1...n}$ : 変調度 [-],

$f_{s1...sn}$ : 変調周波数 [Hz],  $t$ : 時間 [s],

$w$ : ホワイトノイズ [Pa]

#### 2.3 エンジン回転の違いに着目した主観評価<sup>(3)</sup>

本評価では、異なるエンジン回転において、各回転次数成分の変調度を変化させた評価音を用いて快適感への影響を把握する。本評価で扱う音源はTable 1に示すように、基準音は回転2次成分を主成分とする音、評価音は他の回転次数成分を変化させ、Sound 1~3とする。ここで、0.5次、1次、1.5次、2次の4つの回転次数成分に大きな変調度を有しているため<sup>(2)</sup>、これらの変調に着目する。評価方法は基準音と評価音を比較し、7段階で快適感について評価を行う。評価エンジン回転は、Fig. 1に示す750 rpmから3000 rpmまで250 rpm刻みの10回転分であり、提示順番はランダムである。音はヘッドホンで提示し、音圧レベルは実車を想定して全て65 dBAに統一し、被験者は20代7名である。

Fig. 1に各エンジン回転の評価音1~3の快適感の評価結果と、各評価音の変調強度 (FS) とラフネスを示す。快適感

Table 1 Degree of modulation of evaluation sound

Sound	Degree of Modulation			
	0.5 order	1st order	1.5 order	2nd order
Reference	0.2	0.2	0.2	0.8
1	1	0.2	0.2	
2	0.2	1	0.2	
3	0.2	0.2	1	

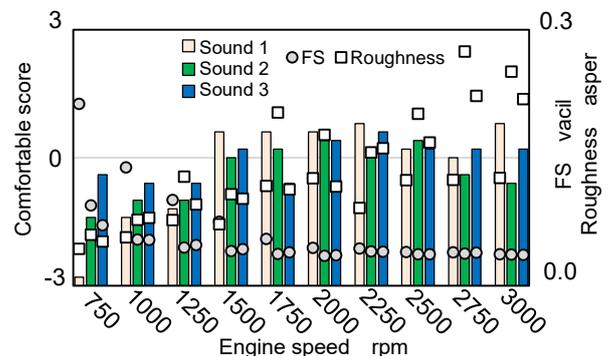


Fig. 1 Evaluation results for each engine speed

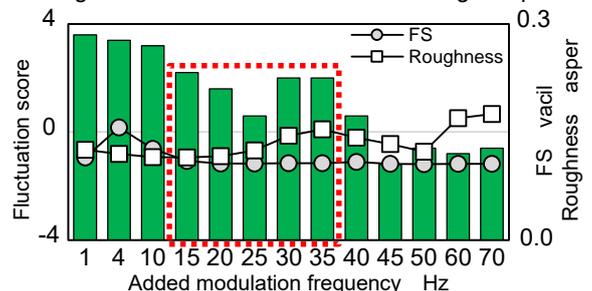


Fig. 2 Results of fluctuation (1000 rpm)

は、いずれの評価音に対しても750 rpmと3000 rpmの両端に向かって低下しており、全体的になだらかな凸形状である。また、FSは750 rpmから下降傾向、ラフネスは3000 rpmに向かって上昇傾向である。このことから、エンジン回転と快適感の関係として低回転時はFSが、高回転時はラフネスが快適感に大きく影響することが推察される。

#### 2.4 変調周波数に着目した主観評価<sup>(3)</sup>

本評価では、快適感に影響の大きい変調周波数を把握する。本評価で扱う音源は2.3節と同様の基準音に対し、評価音は主成分の回転2次成分に加えてFig. 2, 3の横軸に示す1~70 Hzの変調周波数を有する音とし、それぞれ変調度0.8となるように調整する。評価方法は基準音と評価音を比較し、9段階で変動感について評価を行う。評価エンジン回転は1000 rpmと2000 rpmであり、2.3節と同様に実験を行う。

Fig. 2, 3に変動感の評価結果と各評価音のFSとラフネスを示す。4 Hz付近はFSと同様に変動感が上昇しているが、FSとラフネスに変化の小さい15~35 Hz付近において変動感の評価が大きく変化している。つまり、回転2次成分に15~35 Hz付近の変調周波数が加わると、FSやラフネスと共に

変動感への影響が大きいパラメータがあると考えられる。ここで、1000 rpm の 30~35 Hz の変動感が高いのは回転 2 次成分が 33.3 Hz で、うなりが生じているためである。

Table 2 に 750 rpm, 1000 rpm, 1500 rpm, 3000 rpm の回転次数成分における変調周波数を示す。ここでは、25 Hz の変調周波数を持つエンジン回転のみに着目し、Fig. 4 に 2.3 節と同様の条件で実験を行った結果を示す。

エンジン回転ごとに比較すると、750 rpm では各回転次数成分の変調度の大きさによらず全体的に快適感が低いため、どの評価音でも同様に回転 2 次成分が主要因と考えられる。1000 rpm では評価音 3 の回転 1.5 次成分が大きくなると快適感が上昇し、1500 rpm では評価音 2 の回転 1 次成分が大きくなると快適感が低下し、3000 rpm では評価音 1 の回転 0.5 次成分が大きくなると快適感が上昇している。また、Table 2 より 750 rpm の回転 2 次成分、1000 rpm の回転 1.5 次成分、1500 rpm の回転 1 次成分、3000 rpm の回転 0.5 次成分の変調周波数は全て 25 Hz である。つまり、25 Hz が変調周波数となる回転次数成分が 0.5 次、1.5 次の場合に快適感が高く、1 次、2 次の場合に快適感が低くなり、快適感に与える影響は大きいと推察される。

### 2.5 周波数帯に着目した主観評価

本評価では、快適感に影響の大きい周波数帯を把握する。本評価で扱う音源は変調度回転 0.5 次、1 次成分に着目し、着目する周波数帯に対して Table 3 のように変調度を変化させる。Table 4 は評価音の一例である。評価方法は対比較法 7 段階で快適感について評価を行う。評価エンジン回転は 1000, 2000 rpm であり、被験者は 20 代 7 名である。

評価結果を Fig. 5 に示す。変調度が小さい評価音 a と他の評価音の結果を比べると、快適感の変化が最も大きいのは 3000~6000 Hz であることがわかる。これより、快適感は聴感特性上聞こえやすい 3000~6000 Hz の高周波帯に大きく影響されていると示唆される。

## 3. 回転数変化による燃焼音の印象把握

### 3.1 燃焼音の作成方法<sup>(4)</sup>

4 気筒ディーゼルエンジンの筒内圧と、各気筒と 1 m の評価点との音響伝達関数を畳み込むことで、エンジン音を模擬した燃焼音を作成する。走行状態を想定して、1000~2000 rpm の燃焼音を扱う。

### 3.2 エンジン回転に着目した 2 種類の燃焼音の印象把握<sup>(4)</sup>

本評価では、3.1 節の作成方法に基づいて各気筒の燃焼順序を入れ替えてできる燃焼音の印象変化を把握し、快適感に関連する物理量を推定する。本評価で用いる音は燃焼順序による印象変化を容易にするために気筒種類は、#1 を基に #2, #3, #4 を入れ替えて作成する。例として #1 から順に #1, #1, #2 と燃焼した場合を 1112 と記し、実際の騒音レベルを模擬して全て 65 dBA とする。評価は対比較法 7 段階評価とし、快適感について評価する。評価エンジン回転は 1000, 2000 rpm, 評価は無響室でヘッドホンにて提示する。被験者は 20 代 11 名である。

Fig. 6 に快適感の評価結果を示す。エンジン回転数によらず 1212 や 1313 など 2 種類の燃焼順序を交互にすると悪音になりやすい。また、1000 rpm に比べ 2000 rpm の方が良い評価と悪い評価の差が小さくなる。被験者から変動のはやさの違いが快適感に影響を与えるとのコメントがあり、変動のはやさの違いが評価に影響することが推察される。

Fig. 7 に変調度、心理音響評価量と快適感の散布図を示す。変調度の回転次数 0.5 次と快適感には正の相関が、回転次数 1 次と快適感には負の相関が見られた。またエンジン低回転時には FS が、高回転時にはラフネスが快適感に影響を

与えることがわかった。

## 4. 燃焼音の快適感推定モデル構築

### 4.1 各回転数における気筒間ばらつき燃焼音の印象評価<sup>(4)</sup>

本節では、気筒の種類が 2~4 種を用いた気筒間ばらつき燃焼音の主観評価を行う。評価手法は 5 段階で快適感について評価を行う。評価音は気筒毎の音響伝達関数を 2~4 種使

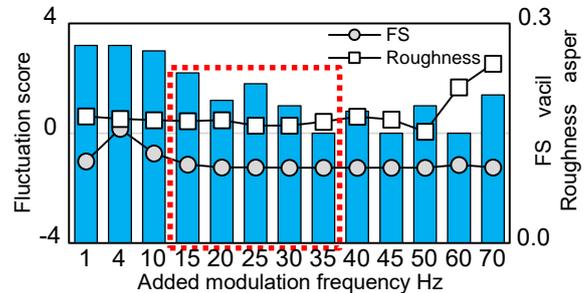


Fig. 3 Results of fluctuation (2000 rpm)

Table 2 Engine speed and modulation frequency

Engine speed rpm	Modulation frequency Hz			
	0.5 order	1st order	1.5 order	2nd order
750	6.25	12.5	18.75	25
1000	8.33	16.7	25	33.3
1500	12.5	25	37.5	50
3000	25	50	75	100

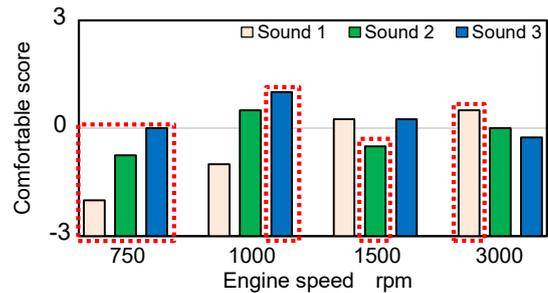


Fig. 4 Average of comfort results

Table 3 DM for target frequency bands

Sound	Degree of Modulation		
	0.5 ord	1st ord	2nd ord
a	0.2	0.2	0.8
b	0.2	0.8	
c	0.8	0.2	
d	0.8	0.8	

Table 4 Example sound(0-1500 Hz, Sound b)

0-1500 Hz			1500-3000 Hz			3000-6000 Hz		
0.5 ord	1st ord	2nd ord	0.5 ord	1st ord	2nd ord	0.5 ord	1st ord	2nd ord
0.2	0.8	0.8	0.5	0.5	0.8	0.5	0.5	0.8

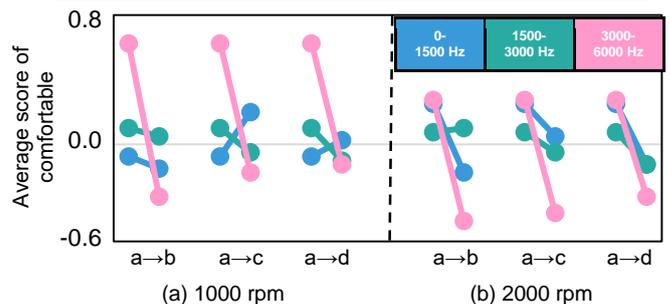


Fig. 5 Results of frequency bands

用した 34 個 (65 dBA) である。評価条件は 3 章と同様である。評価エンジン回転は 1000, 2000 rpm である。被験者は 20~50 代 13 名である。

Fig. 8 に評価結果を示す。3 章同様に使用気筒 2 種類の燃焼順序を交互に繰り返す音が不快に感じやすいことがわかる。上記の結果で算出された良音および悪音に加え、心理音響評価量や変調度など物理量を用いた音源のクラスター分析を行い、非類似度が高い音源を加えた 18 個の 1000 rpm, 21 個の 2000 rpm の評価音を重回帰分析に用いる。

#### 4.2 各回転数における快適感推定モデル構築<sup>(4)</sup>

説明変数は 4.1 節のクラスター分析に使用したのと同じ物理量に快適感に影響の大きい DM 25 Hz を加える。目的変数は 3.1 節の評価内の 6 名の平均評点を用いる。説明変数の選択は先行研究<sup>(2)</sup>と 2~4 章の結果を優先的に選択し、決定係数や分散比などを考慮する。

式(2), (3)に示すように回転数ごとに快適感推定モデルを構築し、変調が快適感に影響を与えることを把握した。変調成分の寄与率は 1000 rpm では FS, エンジン回転が上がるほどラフネスの寄与率が大きくなることを確認した。これは 2 章, 3 章の考察と一致する。

$$\begin{aligned}
 1000 \text{ rpm Model} = & +80.664 * [\text{FS}(3000 - 6000 \text{ Hz})] \\
 & +7.276 * [\text{Roughness}(\text{Full Band})] \\
 & -0.482 * [\text{Loudness}(\text{Full Band})] \\
 & -2.753 * [\text{Impulsiveness}(\text{Full Band})] \\
 & +11.913
 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
 2000 \text{ rpm Model} = & -10.831 * [\text{Roughness}(\text{Full Band})] \\
 & -0.646 * [\text{Loudness}(\text{Full Band})] \\
 & +4.783 * [\text{Impulsiveness}(1500 - 3000 \text{ Hz})] \\
 & +14.485
 \end{aligned} \quad (3)$$

#### 4.3 インパルシブネスの衝撃感に対する印象把握<sup>(5)</sup>

4.2 節よりラフネスとインパルシブネスがどのモデルにも選択されることから燃焼音の衝撃感を示すインパルシブネスの感度について評価する。実験音源と条件は 2.4 節と同様である。被験者は 20 代 7 名である。

Fig. 9, 10 に衝撃感の評価と各評価音のインパルシブネスの値を示す。どちらの回転数でも共通して 10~30 Hz の変調周波数の影響が大きいことが把握できる。2 章の結果と合わせると、快適感には変調周波数 15~30 Hz が影響を与えていることが示唆される。

#### 4.4 インパルシブネスとラフネスの関係把握<sup>(5)</sup>

本評価では、使用気筒や燃焼順序を変更してインパルシブネスとラフネスの大小を変化させた燃焼音の評価を行う。Fig. 11, 12 に示す音源名の小文字は物理量が小さく、大文字は物理量が大きいことを示している。例えば Ir はインパルシブネス大ラフネス小の音源を示している。評価方法は一対比較法(中屋変法)7段階評価である。評価音は各回転数 4 個計 12 個(65 dBA)とし、評価エンジン回転数は 1000, 1500, 2000 rpm である。評価項目は快適感と変動感の 2 つとし、被験者は 20 代 8 名である。

Fig. 11, 12 に評価結果を示す。回転数によらず iR もしくは Ir の快適感が高く、変動感が低くなることがわかった。これより変動感と快適感とはトレードオフの関係とわかり、ま

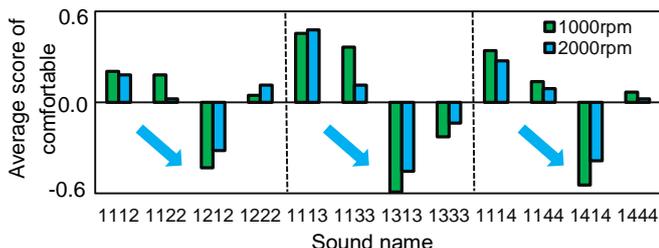


Fig. 6 Change of impression by changing order of FRF

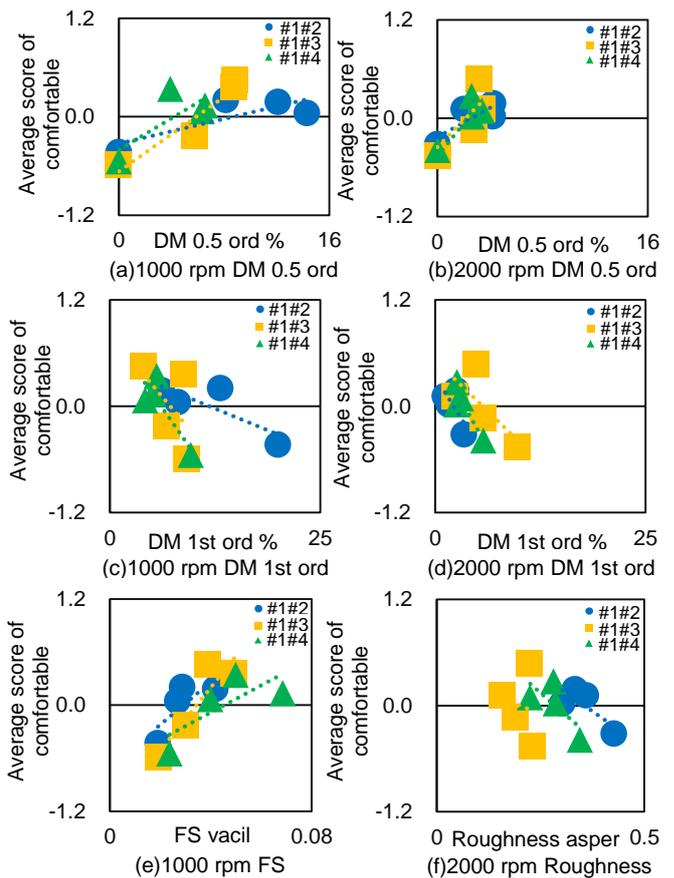


Fig. 7 Scatter plot (Physical quantity-Comfortable)

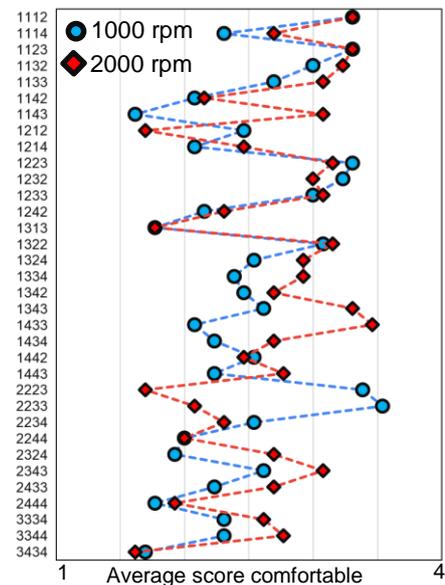


Fig. 8 Evaluation results for variation combustion noise

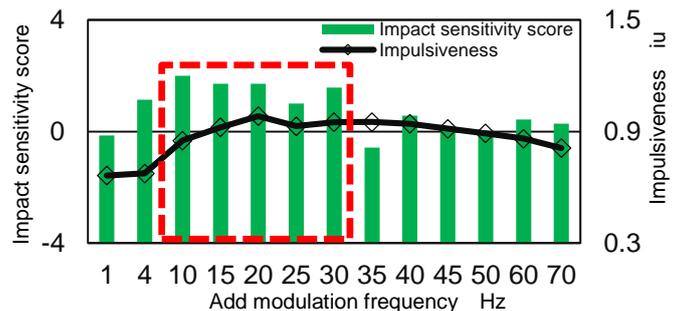


Fig. 9 Results of impact sensitivity(1000 rpm)

た燃焼音の快適感にはインパルスネスとラフネスのトレードオフ関係があり、それぞれのバランスが重要と推察される。

## 5. 変動成分に着目した快音設計

先行研究より 1500 rpm 燃焼音の快適感、変調度回転 1 次成分 [3000-6000 Hz]、インパルスネス、ラフネスでモデル化されている<sup>(2)</sup>。そこで CAE を用いて、快適感への寄与が大きい変調度、ラフネスを低減させるエンジンの構造変更を施し快音化を試みる。

### 5.1 エンジンの有限要素モデル概要<sup>(5)</sup>

モデルはシリンダブロック（以下ブロック）とベアリングキャップ（以下キャップ）に数点の部品を組付けたものとする。要素数は 1172022 である。メッシュサイズは 8 mm、中間節点のある三角錐である。各気筒の燃焼加振力の加わる位置から評価点までの伝達関数を求める。

### 5.2 構造変更の概要<sup>(5)</sup>

実際の気筒爆発順は 1342 であるが、1500 rpm 燃焼音の音質評価で気筒爆発順 1142 が最も良い<sup>(2)</sup>。そこで 2 回目の爆発順である #3 気筒を #1 気筒に近づける構造変更を行う。Fig. 13 に示す各気筒の高周波側の伝達関数の差異に着目し、#3 気筒の高周波側を低減させることで 1342 を 1142 に近づけ快音化を図る。

伝達関数と振動モードの結果に基づき、ブロック #3 のキャップ接続面、およびキャップを 8 mm ずつ厚み付けした。また、ブロック #3 壁面縁に 5 mm の肉盛りとブロック側面に 7 kg のアルミ補器の接続を施した。

### 5.3 構造変更後の物理量の推移<sup>(5)</sup>

Fig. 14 に構造変更前後の変調度 1 次成分とラフネスを示す。構造変更前に比べてそれぞれ低減した。また、Fig. 15 に示す音質評価結果より燃焼音の快適感が向上できた。

## 6. 研究成果

- (1) ホワイトノイズを用いて疑似エンジン音を作成し、各回転次数成分の変調度を変化させ、快適感に与える影響を把握した。これより、FS とラフネスに加えて変調周波数が快適感に影響しており、その中でも 15~35 Hz の変調周波数の影響が大きいことが示唆された。
- (2) ディーゼルエンジン燃焼音の印象把握において回転数によらず変調度の回転次数成分 0.5 次と快適感には正の相関が、回転次数成分 1 次と快適感には負の相関が見られた。またエンジン低回転時には FS が、高回転時にはラフネスが快適感に影響を与えることを把握した。
- (3) 燃焼音の特徴量から、快適感を推定可能な快適感推定モデルを構築し、回転数によって快適感に関わる変動の種類が異なることを把握した。
- (4) シリンダブロックを模擬したモデルを対象に、構造変更による変調度回転 1 次成分とラフネスの低減を行い音質改善に成功した。

### 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の印象評価, 日本音響学会講演論文集(春), (2016), pp.1421-1424.
- (2) 戸田勇介, 齋藤晴輝, 戸井武司, 周波数帯毎の音圧変動に着目したディーゼルエンジンの快音設計, 自動車技術会論文, 52-4, (2021), pp.769-774.
- (3) 星野瑛慧, 武田幸広, 齋藤晴輝, 戸井武司, エンジン回転次数の変調が快適感に与える影響, 日本音響学会講演論文集(春), (2022), pp.1309-1310.
- (4) 武田幸広, 星野瑛慧, 齋藤晴輝, 戸井武司, ディーゼル

エンジン燃焼音の変調が快適感に与える影響, 日本音響学会講演論文集(春), (2022), pp.1311-1312.

- (5) 武田幸広, 齋藤晴輝, 戸井武司, 気筒構造の差異に着目したディーゼルエンジンの快音化, 日本音響学会講演論文集(春), (2023), 3-11-6.

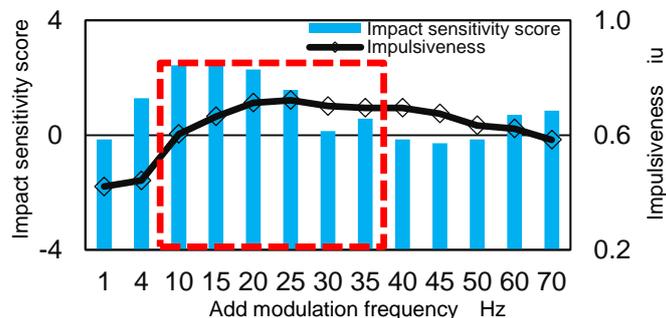


Fig. 10 Results of impact sensitivity(2000 rpm)

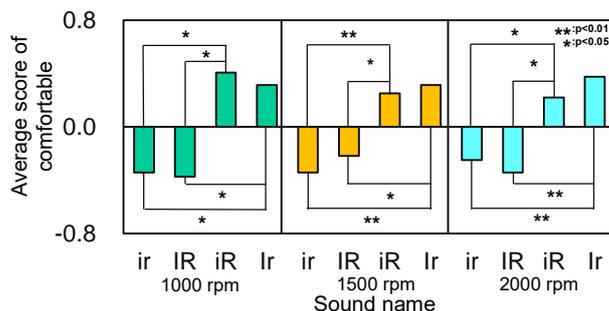


Fig. 11 Evaluation results of comfortable

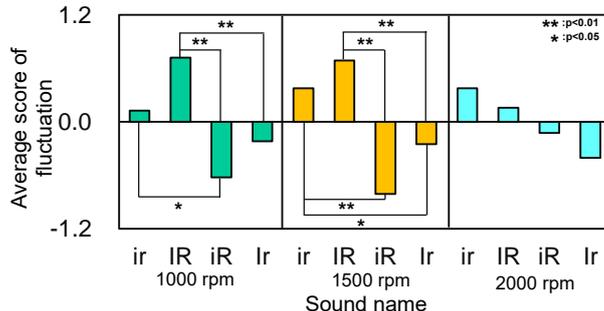


Fig. 12 Evaluation results of fluctuation

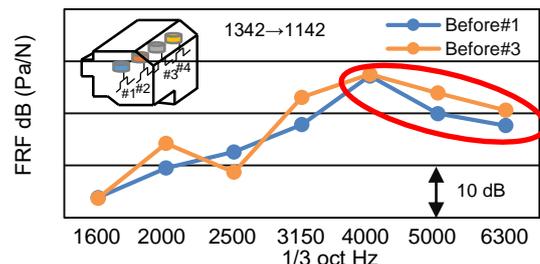


Fig. 13 Frequency Response Function of cylinders

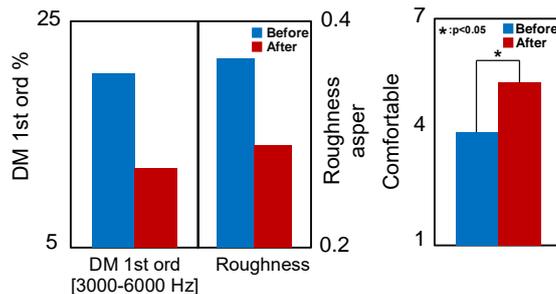


Fig. 14 Physical quantity

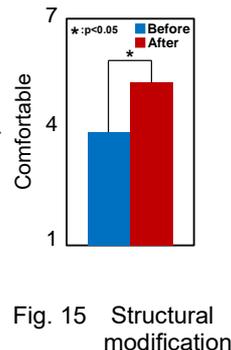


Fig. 15 Structural modification