

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 Comfortable Sound Design of Diesel Engine Combustion Noise Focused on Sound Pressure Fluctuation in Frequency Bands

精密工学専攻 31号 戸田 勇介
Yusuke Toda

1. はじめに

近年、ディーゼルエンジンの燃焼効率改善に伴い、燃焼音による騒音は悪化することが懸念されている。ディーゼルエンジンの気筒内圧は着火に伴って急激に上昇するため、特に、燃焼音が目立つ。また、多気筒エンジンの気筒ごとの燃焼音を分別して考えると、気筒ごとの燃焼状態の違いによる加振力のばらつきと、各気筒まわりの構造やエンジン内の配置の違いに起因する音圧評価点までの音響伝達関数の違いにより発生する燃焼音は均一ではない。もし、各気筒で全く同じ燃焼音が連続で発生する場合、快適に聞こえず、適度なばらつきが快適なエンジン音となる⁽¹⁾⁽²⁾。

そこで本研究では、各気筒における音響伝達関数の違い（以下、気筒間ばらつき）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、気筒間ばらつきの快適感推定モデルを構築する。さらに、構築した快適感推定モデルに基づき、シリンダブロックを模擬した簡易モデルを用い、数値解析による構造変更を考慮した、快音設計の手法を提案する。

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. 気筒間ばらつき音源の印象把握

2.1 燃焼音の概要⁽²⁾

本研究では、音響シミュレーションにより作成した燃焼音を用いる。直列4気筒ディーゼルエンジンにおける実稼働中の同一の気筒内圧に、各気筒の音響伝達関数を畳み込むことで燃焼音を作成する。以下の実験では、実車走行を模擬し1500 rpmにおける燃焼音を扱う。

2.2 2種類の気筒を用いた燃焼音の印象把握⁽²⁾

本評価では、気筒の種類が2種を用いた気筒間ばらつき音源の印象変化を把握する。本評価で扱う音源は燃焼順序による印象をわかりやすくするために使用気筒を2種類の音源とする。音源の名称は気筒番号で表し、その気筒で発生する燃焼音をエンジンの着火間隔に合わせて順に組み合わせたことを示す。また、音源数は12個であり、音圧レベルはすべて70 dBAに統一する。評価の手法は一対比較法（中屋の変法）とし、快適感と関連する形容詞を用いる。評価は無響室で行い、評価音はヘッドホンで提示する。被験者は20代の6名である。

Fig. 1に快適感の評価結果を示す。使用する気筒や燃焼音順を変更することで快適感の印象が異なることが確認できる。1212や1313など使用気筒2種類を交互にすると悪音源と評価される。1112など4気筒で1サイクルの音源と比較し、1212など悪音源は2気筒で1サイクルとなり、周波数帯毎の音圧の変動が大きくなっており、音圧変動による気筒間ばらつきが感性に影響を与えていることが推察される。よって、燃焼音のばらつきと感性との関連を把握する上で、周波数帯毎の音圧変動に着目する必要があると考えられる。

ばらつきを表す音響特徴量の1つに変調度がある。変調度は、波形からエンベロープのスペクトル分析によって音圧変

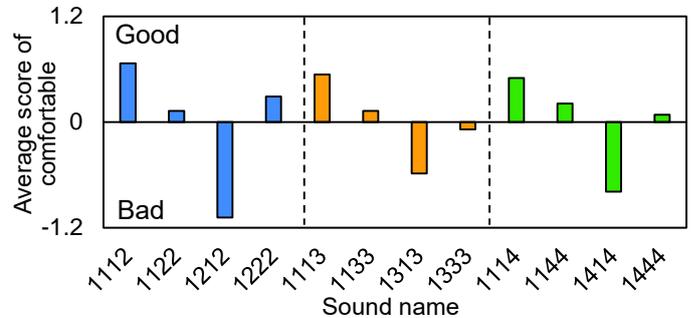


Fig. 1 Evaluation result in variation among cylinders

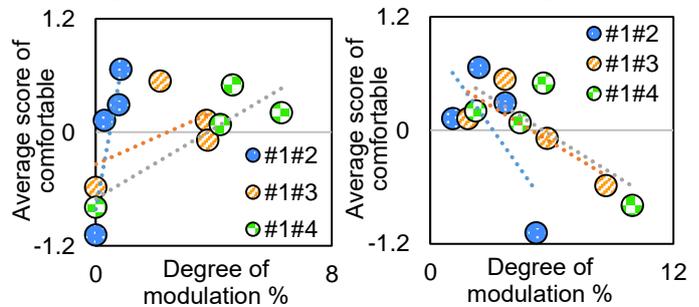


Fig. 2 DM0.5ord - Comfortable

Fig. 3 DM1ord - Comfortable

動の分析手法として利用されており、変調度が大きいほど音圧の変動が大きいとされている。本評価で扱う音源はエンジン回転数や特性上、変調周波数12.5 Hz, 25.0 Hz, 37.5 Hz, 50.0 Hzに大きな変調度を有しており、それぞれの変調周波数の変調度をDM0.5ord, DM1ord, DM1.5ord, DM2ordとする。これらの変調度と評価結果から特徴量と感性の関係を把握する。Fig. 2に評価結果とDM0.5ordの散布図, Fig. 3に評価結果とDM1ordの散布図を示す。各音源に着目すると、DM0.5ordが大きくなると快適感が向上し、DM1ordが大きくなると快適感が低下していることがわかる。したがって、快適感と燃焼音のばらつきの関連を把握する上で、音圧の変動を表す変調度は重要な要因になっていることが考えられる。

3. 変調度および変調周波数変更による印象把握

3.1 変調度および変調周波数の概要⁽⁴⁾

2章で着目した変調度および変調周波数が感性に与える影響を、主観評価を用いて把握する。

燃焼音の周波数特性に着目した3つの周波数帯で変調度が異なる音源を信号処理により作成し、評価に用いる。

まず、燃焼音の知覚できる音圧範囲である0-8000 Hzまでの周波数成分を有するホワイトノイズにフィルタリング処理を行い、燃焼音の周波数特性に合わせて0-1500 Hz, 1500-3000 Hz, 3000-6000 Hzの3つの周波数帯域に分ける。次に、分けた3つの周波数帯で、変調度および変調周波数を変更する。変調周波数については燃焼音の音質評価の結果から快適

感と影響が強いと考えられる DM0.5ord にあたる 12.5 Hz, DM1ord の変調周波数にあたる 25 Hz, また燃焼音の変調度の主成分である DM2ord の変調周波数 50 Hz に変調度をもたせる. 今回作成する音源としては, 快適感との影響が強いと考えられる DM0.5ord, DM1ord を変更し, また燃焼音としての音質を模擬するために DM2ord を主成分として作成する.

上記の手法で作成した音源を振幅変調波と定義する. 振幅変調波の式を (1) に示す.

$$v_a = (1 + m_1 * \cos f_{s1}t + m_2 * \cos f_{s2} + m_3 * \cos f_{s3}) * w \quad \dots(1)$$

但し, v_a : 振幅変調波 [Pa] $m_{1,2,3}$: 変調度 [%]
 $f_{s1,s2,s3}$: 変調周波数 [Hz], t : 時間 [s],
 w : ホワイトノイズ [Pa]

また本実験においては, 燃焼音の気筒間ばらつきによる変調度の印象把握を目的としているので, シミュレーションで作成した音源も同様にエンジン音として評価する必要がある. そこで, エンジン各部品を燃焼させずに駆動した際に生じる, 機械音を振幅変調波に合成することで, エンジン音として評価を行う. 振幅変調波と機械音の合成音の一覧を Table 1 に示す. 0-1500 Hz 帯に着目すると, 音源番号 1 は DM0.5ord と DM1ord がともに小さい音源, 2 は DM1ord が大きく DM0.5ord が小さい, 3 は DM0.5ord が大きく, DM1ord が小さい, 4 は DM0.5ord と DM1ord が大きいという傾向が表れており, それぞれ 3 つの周波数帯で DM0.5ord と DM1ord のパラメータが異なることを確認できる. これら作成した音源を使用し, 主観評価を用いて周波数帯ごとの変調度が感性に与える影響を把握する.

3.2 変調度および変調周波数変更による印象変化⁽⁴⁾

本実験は 3.1 節で作成した音源を用いて, 周波数帯ごとの変調度が感性に与える影響を把握する.

評価音源は DM0.5ord と DM1ord を変更した 12 個を用い, 音圧レベルはすべて 70 dBA に統一する. 評価手法は 7 段階のリッカード尺度を使用したシェッフエの二対比較法 (中屋の変法) を用いる. 形容詞は「変動感」と「快適感」の 2 つとする. 評価は無響室で行い, 評価音はヘッドホンで提示する. 被験者は, ディーゼルエンジンの音を聞き慣れた熟練者 14 名と, 聞き慣れていない非熟練者 8 名の 22 名とする.

Fig. 4 に (a) 「変動感」, (b) 「快適感」の熟練者と非熟練者ごとの評価結果を示す. DM0.5ord がともに大きくなった音

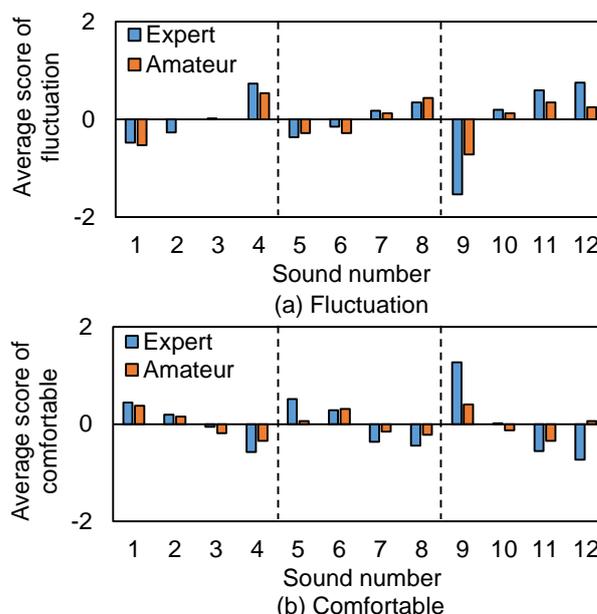


Fig. 4 Evaluation result of amplitude modulation wave

源は変動感が大きくなり, 快適感が損なわれていることがわかる. 周波数帯毎に着目すると, 0-1500 Hz は 2 と 3 の評価結果に差が小さいことから, DM0.5ord による影響と DM1ord による影響が同等であることがわかる. 1500-3000 Hz は 6 と 7 の評価結果より, DM1ord よりも DM0.5ord による影響が大きいことがわかる. この周波数帯においてはゆったりとした変動が知覚されやすいと推察される. 一方, 3000-6000 Hz においては, DM0.5ord と DM1ord が大きくなることで変動感が大きくなり, 快適感が低下している傾向は同様だが他の周波数と比較して DM0.5ord と DM1ord の変更による評点の違いが大きいことがわかる. エンジン回転次数の変調度に着目すると, 3000-6000 Hz による影響が大きいことが推察される.

次に, 熟練者と非熟練者の結果に着目すると, 熟練者の方が音源ごとの評点の違いが大きいことが確認できる. 熟練者は変調度による影響を明確に知覚できていると考えられる. また, 熟練者は非熟練者と比較し, DM0.5ord による快適感の低下が顕著に表れている. これは, 本評価で使用した音源の変調度が燃焼音と比較して大きく, ディーゼルエンジンの音を聞き慣れた被験者にはエンジンの異常音として評価されたことに起因すると考えられる.

本実験により, 周波数帯によって変調度による感性の影響が異なることを確認した. また, 燃焼音の周波数特性に着目すると, 変調度は 3000-6000 Hz において感性に影響が大きいことが推察される.

4. 燃焼音の快適感推定モデルの構築

4.1 気筒間ばらつき音源の印象評価および相関分析⁽⁴⁾

本節では, 気筒の種類が 2, 3, 4 種を用いた気筒間ばらつき音源の主観評価を行う. また, クラスタ分析を行い音源の選定, 被験者の分類を行い, 相関分析による特徴量と評価結果の関連を把握する.

本評価で用いる音源は, 2.1 節と同様の燃焼音の作成方法で音源を作成し, 評価の手法は 5 段階のリッカード尺度を使用した絶対評価を用いる. 形容詞対は「快適な-不快な」とする. 使用する気筒間ばらつきの音源は, 気筒の種類が 2, 3, 4 種の 34 音源であり, 音圧レベルはすべて 70 dBA に統一する. 評価は無響室で行い, 評価音はヘッドホンで提示する. 被験者はディーゼルエンジンの音を聴き慣れた熟練者 11 名

Table 1 Amplitude modulation sound list

Sound number	DM 0.5ord	DM 1ord	DM 2ord
0-1500 Hz			
1	7.4	2.6	13.6
2	7.7	18.1	14.5
3	20.7	3.5	11.7
4	22.6	18.5	12.6
1500-3000 Hz			
5	15.9	14.8	52.9
6	14.9	55.9	51.2
7	48.8	15.0	43.2
8	48.8	51.9	42.0
3000-6000 Hz			
9	18.9	19.5	68.5
10	18.0	70.4	66.3
11	57.8	19.0	53.4
12	57.0	64.0	51.9

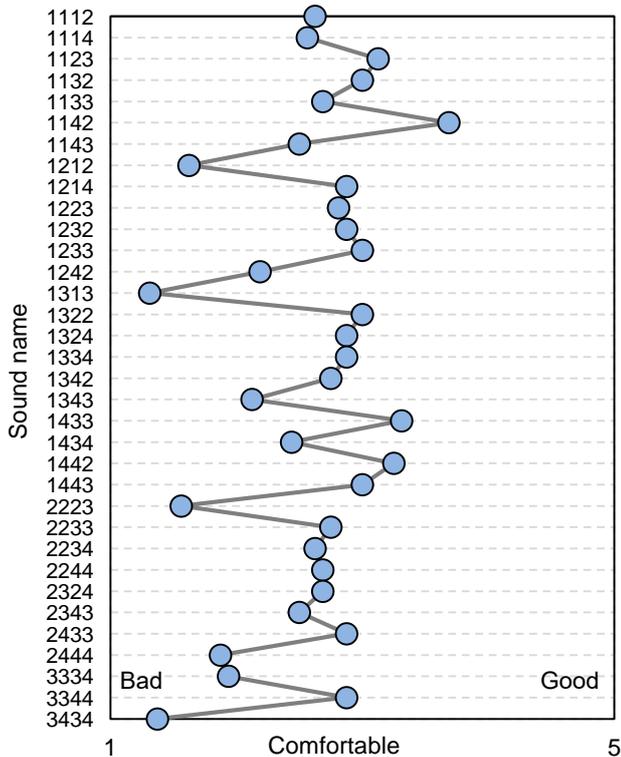


Fig. 5 Evaluation result of variation diesel engine combustion noise

と、非熟練者 5 名の 20-60 代の 16 名である。

Fig. 5 に各音源の評点結果を示す。使用する気筒や燃焼順序を変更することで、快適感の印象が異なることを確認できる。1212 や 1313 など使用気筒 2 種で交互に燃焼する気筒が変わる音源が悪音源となることがわかる。このように音圧の変動が大きい音源が悪音源になりやすいと考えられる。しかし、評価結果だけでは燃焼音の良条件を明確にすることができないため、評価結果を用いて、クラスター分析による分類や相関分析を行うことで、気筒間ばらつきによる印象変化を把握する。

まず、評点のばらつきが大きい音源を排除するために、評点結果をサンプルとしたクラスター分析を行う。評点が良音源、悪音源および普通となったクラスターに分類し、評点が普通となったクラスターの中で、非類似度が高い音源を選択することで音源の傾向が多様になるようにした。

次に、被験者の分類を目的としたクラスター分析を行う。サンプルは音源のクラスター分析同様、評価結果を用いる。クラスター数は非類似度から 1, 2, 3 の 3 つのクラスターに分類した。クラスター 1 と 2 は熟練者が主なクラスターとなっており、クラスター 3 は非熟練者が主なクラスターとして

Table 2 Correlation analysis of degree of modulation

Metrics		Cluster		
		1	2	3
DM0.5ord	(Full Band)	0.54	0.52	0.38
DM1ord	(Full Band)	-0.50	-0.44	-0.15
DM0.5ord	(0-1500 Hz)	0.49	0.46	0.34
DM1ord	(0-1500 Hz)	-0.21	-0.22	-0.07
DM0.5ord	(1500-3000 Hz)	0.75	0.75	0.45
DM1ord	(1500-3000 Hz)	-0.10	-0.18	-0.04
DM0.5ord	(3000-6000 Hz)	0.55	0.56	0.36
DM1ord	(3000-6000 Hz)	-0.65	-0.64	-0.29

構成されている。この 3 つのクラスターと、快適感と関連が強いと考えられる DM0.5ord と DM1ord の関連を把握する。

Table 2 に被験者のクラスター 3 つのそれぞれの評価結果と変調度の相関係数を示す。変調度はそれぞれ燃焼音の周波数特性に合わせて 3 つの周波数帯で算出して比較を行う。DM0.5ord は正の相関、DM1ord は負の相関となることがわかる。周波数帯毎に着目すると、1500-3000 Hz においては DM0.5ord で強い相関を示し、3000-6000 Hz は DM0.5ord と DM1ord で強い相関を示すことが分かった。このように燃焼音は周波数帯によって変調度による音質の影響が異なると推察される。また、被験者のクラスターに着目すると、熟練者が主な被験者クラスター 1, 2 は変調度と相関が高くなり、非熟練者が主な被験者クラスター 3 は変調度の相関が低くなることから、被験者ごとに快適感の指標を検討する必要があると考えられる。

4.2 快適感推定モデルの構築⁽⁴⁾

本節では、燃焼音のばらつきを表す特徴量を使用し、重回帰分析を用いて快適感推定モデルを構築する。

重回帰分析とは、目的変数の予測や目的変数と説明変数との定量的な関係を把握する手法である。目的変数の対象音源は相関分析に使用したクラスター分析で分類された音源の評点結果を用いる。また、3.2 節の評価結果と 4.1 節のクラスター分析から熟練者と非熟練者の評価の傾向の違いがあると考えられる。よって、熟練者と非熟練者の被験者のグループごとに快適感推定モデル構築し比較を行う。

説明変数に 2 章、3 章で着目した DM0.5ord, DM1ord や心理音響評価量および 0-1500 Hz, 1500-3000 Hz, 3000-6000 Hz の 3 つの周波数帯ごとに算出した特徴量を用いる。説明変数の選択の手法は 3 章の結果より、3000-6000 Hz の変調度を優先的に選択し、自由度修正済み決定係数や分散比などを考慮して実施した。

式(2)に熟練者の評価結果を目的変数とした快適感推定モデル、式(3)に非熟練者の評価結果を目的変数とした快適感推定モデルを示す。

$$\begin{aligned} \text{Expert Model} = & -0.093 * [\text{DM1ord}(3000 - 6000 \text{ Hz})] \\ & -13.473 * [\text{Roughness}(\text{Full Band})] \\ & +4.406 * [\text{Impulsiveness}(\text{Full Band})] \\ & +2.786 \quad \dots(2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Amateur Model} = & -0.114 * [\text{DM1ord}(3000 - 6000 \text{ Hz})] \\ & -18.933 * [\text{Roughness}(\text{Full Band})] \\ & -3.315 * [\text{Loudness}(3000 - 6000 \text{ Hz})] \\ & +7.658 * [\text{Impulsiveness}(\text{Full Band})] \\ & +37.625 \quad \dots(3) \end{aligned}$$

3000-6000 Hz の DM1ord が選択され、3 章の結果とも一致している。ラフネスなど音圧の変動を表す特徴量が抽出されたことから、気筒間ばらつきによる音圧変動が快適感に関連していることを把握できた。また、DM1ord など早い変動を低減することで快適感が向上することがわかった。非熟練者のモデル式では、ラウドネスが説明変数として選択されたことから、聞き慣れていない一般の人は音のうるさを快適感の指標にしていることが推察される。

5. 簡易モデルを用いたシリンダブロックの数値解析

5.1 実機状況を模擬した過渡入力による変調度解析

本節では、シリンダブロックを模擬した簡易モデルを用いて、構造解析および音響解析による放射音の変調度の算出を行い、変調度の傾向を把握する。

まず、本研究で扱う簡易モデルの概要について述べる。簡

易モデルは直列4気筒エンジンのシリンダブロックを模擬した鉄の箱形として、上面を開口部とする。メッシュ形状は六面体メッシュとし要素数は 6464 個である。この簡易モデルを対象として、数値解析による放射音の変調度算出を行う。

次に、実機の状態を模擬した過渡入力について説明する。実機の状態を模擬するために、燃焼気筒毎に入力位置を定める。過渡入力位置は、実機のベアリング部にあたる気筒の両隔壁の上部とし、上面に向けてインパルス入力を加えることで、実機状態を模擬した過渡入力とする。また、インパルス入力大きさは各点から 5 N, 1 燃焼で 10 N とする。さらに、燃焼順はデフォルトの 1342 を想定し、インパルス入力を加え、2.1 節で作成した燃焼音と同様に、1500 rpm の定常走行を想定し、0.08 s を 1 サイクルとした入力を行う。

次に、前述した入力条件による放射音解析を行い、変調度を算出することで音圧変動の傾向を把握する。放射音の観測点は簡易モデルの側面から 1 m 離れた位置に設定する。測定周波数帯は、燃焼音の音圧の主成分である 0-6000 Hz とする。実機の状態を模擬したインパルス入力により、0.08 s を 1 サイクルとした音圧変動の波形を算出し、変調度解析を行う。変調度の傾向としては、燃焼音と同様に、DM0.5ord, DM1ord, DM1.5ord, DM2ord に変調度を有することを確認した。ここで、快適感と影響が強いと考えられる DM1ord に着目する。DM1ord の要因として特定の周波数の音圧の変動が影響していると考えられる。

Fig. 6 に各気筒入力の周波数応答を示す。ここで最も大きいピークである 2512 Hz に着目すると、1342 の燃焼順で音圧が大小大小と変動していることがわかる。これが DM1ord を大きくしている要因であると推察される。よって、この周波数の音圧を抑制することで DM1ord の低減を行えると考えられる。

5.2 構造変更による変調度解析の検証

DM1ord の要因となっていると考えられる 2512 Hz の低減を目的とした構造変更を行う。Fig. 7 に示す 2512 Hz の振動モードは気筒#2, #3 の側面に大きい振動が生じていることがわかる。よって、Fig. 8 のように気筒#2, #3 にリップを設けることで振動を抑制し、音圧の低減を行う。Fig. 9 に構造変更後の周波数応答を示す。構造変更前と比較して、2512 Hz の音圧の低減を行えていることが確認できる。

この構造変更後のモデルを使用し、変更前と同様に変調度を算出し比較を行う。Fig. 10 に変更前と変更後の変調度を示す。構造変更前より構造変更後の DM1ord が小さいことがわかる。構造変更によって、実機状態を模擬した過渡入力による変調度が変わることを確認した。また、DM1ord の要因となっている周波数の音圧の抑制することによって、DM1ord の低減を行なった。以上より、4.2 節で構築した快適感推定モデルをもとに、シリンダブロックの構造変更による DM1ord の低減によって、音質の改善を行う快音設計の手法を提案した。

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印象が変化することを確認した。また、

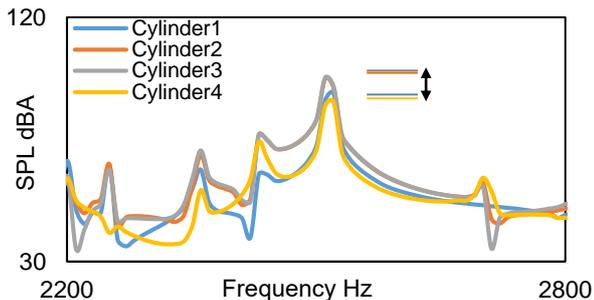


Fig. 6 Frequency response of each cylinder

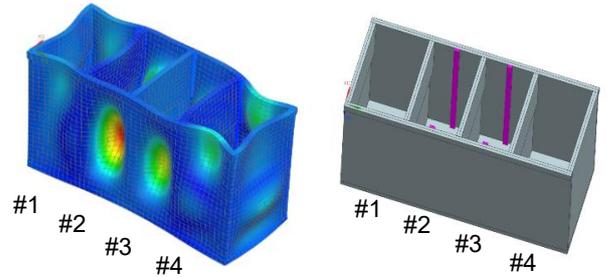


Fig. 7 Vibration mode

Fig. 8 Modified model

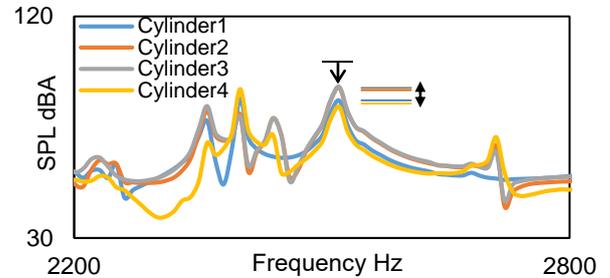


Fig. 9 Frequency response of each cylinder (Modified)

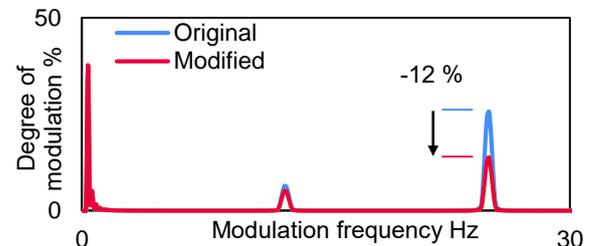


Fig. 10 Radiation sound modulation analysis (Original-Modified)

エンジン回転次数に着目した変調度と快適感に大きい影響があることを示した。

- (2) 周波数帯によって変調度および変調周波数が異なる音源を作成し、印象変化の把握を行い、音圧変動が感性に影響が大きい周波数帯を特定した。
- (3) 燃焼音の主観評価により、快適感と変調度の高い相関を示した。また、クラスター分析によるグルーピングから熟練者と非熟練者で相関分析の傾向が異なることを把握した。
- (4) 本研究で用いた燃焼音と特徴量から、快適感を推定可能な快適感推定モデルを構築し、熟練者と非熟練者の快適感の指標を示した。
- (5) シリンダブロックを模擬した簡易モデルを対象に、放射音による変調度の傾向を把握した。また、構造変更による変調度の低減を行った。

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) 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) pp.851-852.
- (3) 戸田勇介, 戸井武司, 気筒間ばらつき音圧変動に基づくディーゼルエンジン燃焼音の快音化, 日本音響学会講演論文集(春), (2021)1-11-3.
- (4) 戸田勇介, 戸井武司, 気筒間ばらつきの特徴量に基づく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), (2020)pp.1251-1252.