

設計パラメータ変更によるチェーン噛み音の快音設計 Comfortable Sound Design of Chain Operation Sound by Changing Design Parameters

精密工学専攻 30号 武田 貴史
Takafumi Takeda

1. はじめに

近年、自動車産業においてオイルポンプチェーンを用いた自動車が増加傾向にある。だが、実稼働中における振動騒音が問題となり、チェーンプレートにおいて、従来主流であった外股噛みの改良版として、内股噛みが開発された。外股噛みはプレートの内股の形状が直線になっているのに対して、内股噛みはチェーンプレートの内股の形状が曲線である。そのため、内股が滑りながら噛合うので、外股噛みに比べて噛み音の低減が見込めるといった、振動騒音の低減に関する研究⁽¹⁾が行われている。しかし、車室内が低騒音したことにより、実稼働中における振動騒音が未だ問題であり、騒音を完全に無くすことは不可能である。また、聞こえとして次数成分などの特定の周波数が顕著であり聞き手に悪印象を与えている。

そこで本研究では、チェーン噛み音に影響するチェーンプレートの形状である設計パラメータを変更した際の音への影響を把握するため、実稼働を模擬した測定実験による分析を行う。また、数値モデルを用いた機構解析により噛み音時における現象を分析する。さらに、チェーン噛み音が人に与える影響について把握するため、設計パラメータを変更した測定音の主観評価⁽²⁾を実施し、目標となる音質の指標を定める。最後に、快音化へ適切な設計パラメータを提案することにより、騒音問題を解決するだけでなく、製品音の付加価値をもたらすことを目標とする。

なお、本研究では音質評価において、被験者のインフォームド・コンセントを得ている。

2. 設計パラメータ変更における周波数測定

本章では、実稼働を模擬したチェーン噛み音の測定実験を行うことにより、設計パラメータ変更におけるチェーン噛み音への影響を把握し、次章における音質評価の音源として用いる。

2.1 実験条件

測定実験で用いるチェーン噛み音の測定システムを Fig. 1 に示す。吸音材を内装した防音 Box 内に測定システムを設置し、外部に設置しているモータで駆動し駆動軸を回転させる。スプロケットの歯数は 17 で、駆動軸と従動軸間のチェーンに付加する張力は両張り 400 N とする。モータの回転数は 6000 rpm の定常回転におけるチェーンとスプロケットの噛み音を、チェーンシステムから 100 mm の位置で設置したマイクロホンで測定する。測定前にエンジンオイルをチェーンに塗布し、実環境を模擬している。設計パラメー

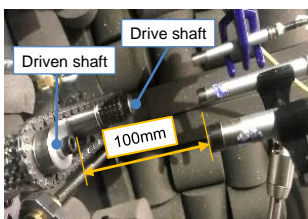


Fig. 1 Experiment condition

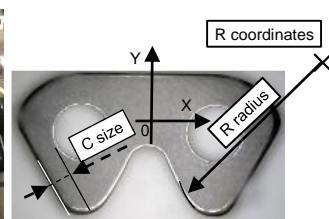
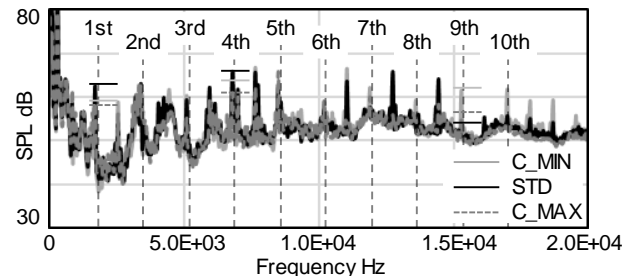
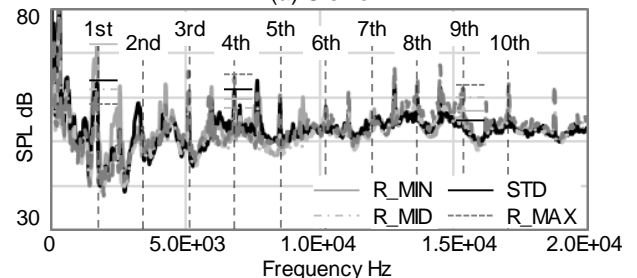


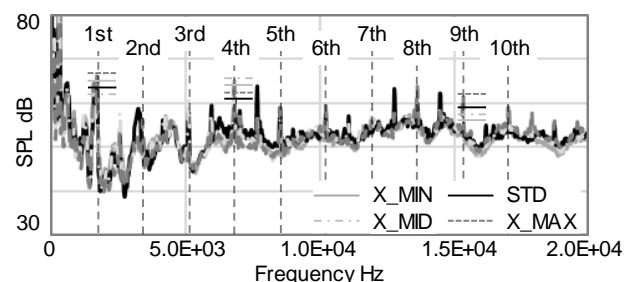
Fig. 2 Chain plate shape



(a) C size



(b) R radius



(c) R coordinates

Fig. 3 Measurement result

タとして Fig. 2 に示す C 寸法, R 半径, R 座標の値を変更した際の次数成分に着目して周波数分析を行う。

2.1.1 C 寸法変更による周波数測定

チェーンプレートにおいて Fig. 2 に示す外股の張り出し量 (以下, C 寸法) の値を変更したチェーンプレートを配列して 2.1 項の条件で測定実験を実施する。設計パラメータの基準となる STD から $\pm 3.0\%$ 変更した C_MAX, C_MIN を用いて測定を行う。

測定結果をスペクトラムにて Fig. 3(a) に示す。1~10 次の次数成分の音圧が顕著に見られ、次数成分の音圧差に着目すると、設計パラメータにおける C 寸法の値の変化が噛み音の挙動変化に影響し、次数成分に反映される。

2.1.2 R 半径変更による周波数測定

Fig. 2 に示す内股の形状である円弧の中心座標からの距離 (以下, R 半径) の値を変更したチェーンプレートを配列して測定実験を実施する。STD から $+0.7\%$ 変更したものを R_MAX, $+0.4\%$ 変更したものを R_MID, -2.0% 変更したものを R_MIN とする。

測定結果をスペクトラムにて Fig. 3(b) に示す。次数成分

の音圧差に着目すると、設計パラメータにおける R 半径の値の変化が噛合いの挙動変化に影響し、R 半径の値と 1 次数成分で負の相関が見られるなど、影響が見られる。

2.1.3 R 座標変更による周波数測定

Fig. 2 に示す内股の形状である円弧の中心座標（以下、R 座標）を変更したチェーンプレートを実列して測定実験を実施する。基準となる STD から X 座標において +4.0% 変更したものを X_MAX. +2.0% 変更したものを X_MID. -1.0% 変更したものを X_MIN とする。

測定結果をスペクトラムにて Fig. 3(c) に示す。次数成分の音圧差に着目すると、設計パラメータにおける R 座標の値の差により内股の形状において歯先が突出するなどの変化が見られ、噛合いの挙動変化に影響することで次数成分に反映される。

3. 設計パラメータ変更による感性への影響把握

本章では、2 章で測定した設計パラメータ変更におけるチェーン噛合い音を用いて Semantic Differentia 法（以下、SD 法）を用いた主観評価を実施し、快音化に適した音質の指標を定める。なお、本章にて行う音源は 500 Hz 以前において測定系のノイズが大きいため、全ての音源に 500 Hz のハイパスフィルタを適応させている。

3.1 設計パラメータ変更による主観評価

本節では、2 章で測定した設計パラメータを変更した音源を用いて SD 法を実施し、快音化に適した設計パラメータを探る。

3.1.1 使用音源

使用音源を Table 1 に示す。SCR は寸法値を統一していない内股噛合い。SCA は寸法値を統一していない外股噛合いである。音源は全て 6000 rpm の定常音で、A 特性平均音圧レベルを 70 dBA に統一する。

3.1.2 実験条件

提示音は PC から DAC (TASCAM UH-7000) を通し、アンプ (STAX SRM-353X) を介してヘッドホン (STAX SR-L500) で被験者に音源を提示する。被験者は正常な聴覚を有する 20 代 8 名である。Table 1 に使用音源を示す。評価方法は基準音との相対評価に基づく SD 法で 11 項目の対を用いた 7 段階評価を行う。STD を基準音として基準音を聞いた後、評価音源を提示し、基準音に対しての評価を行う。

3.1.3 実験結果と考察

評価結果の因子分析を Table 2 に示す。因子負荷量より、「快適な」、「好ましい」などから快適因子、「調和のとれた」、「重々しい」などから重厚因子の 2 因子が抽出された。Fig.

Table 1 Measurement sound source [%]

| Name | C size | R radius | R coordinates | |
|-------|----------|----------|---------------|-------|
| | | | X | Y |
| STD | Standard | | | |
| C_MIN | -3.0 | Standard | Standard | |
| C_MAX | +3.0 | | | |
| R_MIN | Standard | -2.0 | Standard | |
| R_MID | | +0.4 | | |
| R_MAX | | +0.7 | | |
| X_MIN | Standard | Standard | -1.0 | +10.0 |
| X_MID | | | +2.0 | -13.0 |
| X_MAX | | | +4.0 | -34.0 |
| SCR | No unity | | | |
| SCA | | | | |

Table 2 Factor loadings calculated by factor analysis

| (+) Adjective pairs (-) | Factor loadings | |
|-------------------------------|-----------------|----------|
| | Comfort | Profound |
| Comfortable - Uncomfortable | 0.928 | 0.071 |
| Preferable - Unpreferable | 0.900 | 0.034 |
| Quiet - Noisy | 0.794 | 0.172 |
| Mellow - Rough | 0.605 | -0.318 |
| Calm - Wild | 0.572 | -0.481 |
| Coherent - Innocent | 0.742 | -0.210 |
| Harmony - Discord | 0.061 | 0.872 |
| Heavy - Shrill | -0.005 | 0.841 |
| Dull - Sharp | 0.042 | 0.801 |
| Low - High | -0.290 | 0.502 |
| Contribution ratio | 35.2% | 27.2% |
| Cumulative contribution ratio | 35.2% | 62.4% |

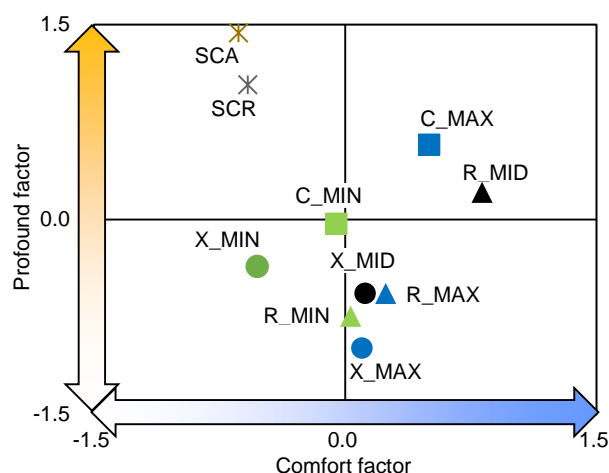


Fig. 4 Comfort factor and profound factor score calculated by factor analysis

4 に各音源における因子得点を示す。快適因子と重厚因子には正の相関が見られた。設計パラメータにおいては、R 座標では、快適因子、重厚因子ともに快音化へ優位な結果は得られないが、C 寸法では C_MAX が両方の因子において最も得点が高い結果となった。また、R 半径では R_MID が最も得点が高い結果となった。一方で、寸法値を統一していない SCR、SCA においては重厚因子の得点は高いが、快適因子の得点は低い結果であった。これらの結果より、今後の快音化へ有意な結果が得られた C 寸法、R 半径においてそれぞれ快音化に適切な設計パラメータを調査する。

3.2 主観評価に基づく印象モデルの構築

基準音である STD と評価音源において各次数成分の音圧差で重回帰分析⁽³⁾を用いることにより、3.1 節で求めた因子分析による因子得点結果を推定する、次数成分の音圧による印象モデルを構築することで、次数成分の音圧と主観評価との関連性を調査し、定量的に予測する手法を提案する。

3.2.1 モデル式の構築条件

本分析では、目的変数に 3.1 節で得られた快適因子得点 Comfort、重厚因子得点 Profound を用いる。説明変数には、各評価音源における STD との dBA における各次数成分の音圧差 SPL_{Order} ($Order=1st \sim 10th$) を算出して用いる。

3.2.2 次数成分による印象モデル構築

重回帰分析により算出された印象モデル式を式(1)、(2)に示す。なお、自由度修正済み決定係数はそれぞれ 0.54, 0.73

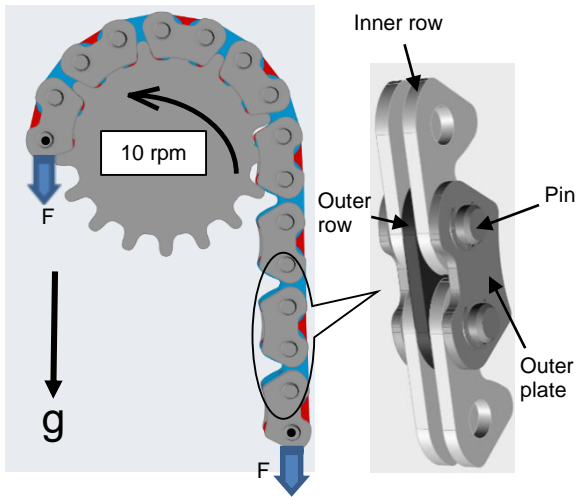


Fig. 5 Analysis model system

Table 3 Explanatory variable

| | | Outer row | Inner row |
|---------------|-------------|------------|-----------|
| Start to mesh | Inner flank | St-In-Out | St-In-In |
| | Outer flank | St-Out-Out | St-Out-In |
| End of mesh | Inner flank | En-In-Out | En-In-In |
| | Outer flank | En-Out-Out | En-Out-In |

であり、有意であったパラメータを下線で示す。

$$\text{Comfort} = -0.080 * \underline{\text{SPL}_{1st}} + 0.078 * \underline{\text{SPL}_{2nd}} - 0.039 * \underline{\text{SPL}_{5th}} - 0.004 \quad \dots(1)$$

$$\text{Profound} = -0.069 * \underline{\text{SPL}_{1st}} - 0.097 * \underline{\text{SPL}_{4th}} - 0.074 * \underline{\text{SPL}_{9th}} + 0.353 \quad \dots(2)$$

式(1)より、快適因子には1次成分の音圧が寄与しており、得点を向上させるためにはその音圧を低減する必要がある。式(2)より、重厚因子には4次、9次成分の音圧が寄与しており、得点の向上にはそれぞれの音圧を低減する必要があることを推定した。

4. 設計パラメータ変更による数値解析

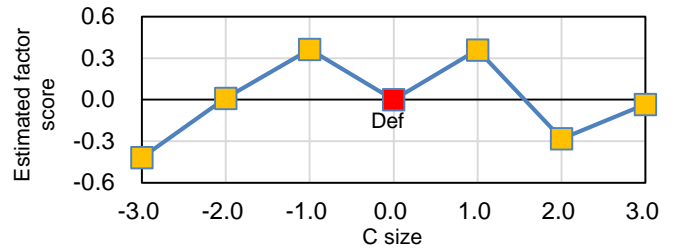
本章では、機構解析⁽⁴⁾を用いてチェーンの噛合いによる音への影響を把握し、重回帰分析より次数成分の音圧を推定する音圧モデルを構築する。

4.1 解析条件

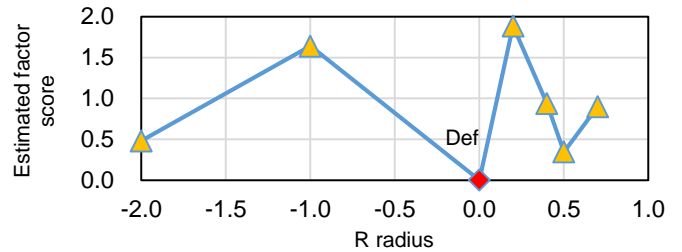
解析に用いるモデルをFig. 5に示す。Fig. 5の状態から矢印の方向に2.5 s間10 rpmでスプロケットを回転させ、チェーンとスプロケットの噛合い始めと離れる際の衝突速度を算出する。それぞれの先端のピン穴に重りを両端に3 kg固定し、自重によりチェーンに張力を与える。用いるチェーンは2章で用いた各寸法のプレートで配列したチェーンモデルを用いる。また、Fig. 5右側はチェーンの拡大図で、チェーンプレートの組立状況を示す。内列はプレートが2枚重なり、外列は1枚のみである。チェーンプレートの設計パラメータを変更することで内股と外股での噛合い挙動が内列と外列でそれぞれ変化するため、解析において考慮する必要がある。

4.2 次数成分の音圧モデルの構築

目的変数を2章で測定した各音源のうち、3章で印象モデルに寄与している1次、4次、9次成分(以下1st, 4th, 9th)の音圧レベル(dB)とする。説明変数を機構解析で求めた衝突速度の時間変化の積分値とし、セクタ毎の名称をTable 3に



(a) C size change



(b) R radius change

Fig. 6 Estimation of comfort factor score

示す。これらのパラメータを重回帰分析により次数成分の音圧推定モデル構築⁽⁵⁾を行う。

4.3 各次数成分における音圧推定モデル構築

測定実験より算出した1st, 4th, 9thの音圧レベルを用いて重回帰分析を実施し、以下の式(3), (4), (5)が算出された。なお、自由度修正済み決定係数はそれぞれ0.66, 0.60, 0.62であり、有意であったパラメータを下線で示す。

$$\text{SPL}_{1st} = -51 * \underline{\text{St-In-Out}} + 73 \quad \dots(3)$$

$$\text{SPL}_{4th} = -37 * \underline{\text{St-In-Out}} + 228 * \underline{\text{En-In-Out}} + 14 \quad \dots(4)$$

$$\text{SPL}_{9th} = 328 * \underline{\text{St-Out-Out}} + 121 * \underline{\text{En-In-In}} - 192 * \underline{\text{En-Out-In}} + 18 \quad \dots(5)$$

式(3)より、1stの音圧を低減するにはSt-In-Outの値を上げることが、式(4)より、4thの音圧を低減させるには、En-In-Outの値を下げるのが重要であることがわかる。そして、9thの音圧を低減させるには、En-In-Inの値を下げるのが重要であることがわかる。

5. 快音化に適切な設計パラメータ

本章では、快音化に適切なC寸法とR半径を探る4章で構築した印象推定モデルと5章で構築した次数成分の音圧推定モデルを用いて快音化に適した設計パラメータの最適値を推定する。さらに、推定した設計パラメータのチェーンを用いて測定実験と主観評価を実施し、構築したモデルの精度検証と設計パラメータにおけるチェーン噛合い音の快音設計を実施する。

5.1 設計パラメータ推定

本節では、設計パラメータにおいて4章で構築した音圧モデルにより次数成分の音圧を推定し、3章で構築した印象モデルにより快音化に適した設計パラメータをC寸法とR半径において推定する。

5.1.1 次数成分の音圧推定

C寸法においてSTDから±1.0%, 2.0%, 3.0%変更の値を、R半径においてはSTDから-2.0%, -1.0%, +0.2%, +0.4%, +0.5%, +0.7%変更の値のチェーンプレートを用いて4章の機構解析を実施し、衝突速度を算出して構築した音圧モデル式に適用して、次数成分の音圧を推定し、快音化に適切な設計パラメ

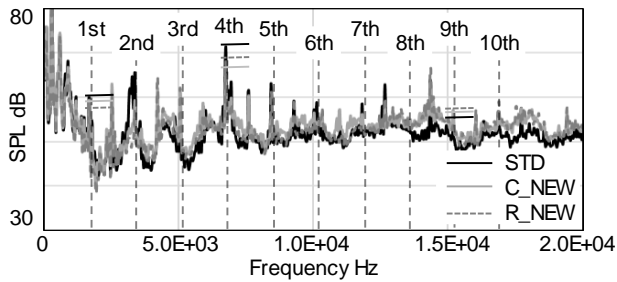


Fig. 7 Measurement result

ータ推定のため、次項における印象推定モデルの説明変数として用いる。

5.1.2 設計パラメータにおける印象推定

5.1.1 項で推定した次数成分の音圧を用いて3章で構築した式(1)に適用させて設計パラメータにおける快適因子の得点を推定した。Fig. 6に快適因子における得点結果を示す。(a)にC寸法変更における得点を示す。C寸法においては、STDより-1.0%変更したものが快音化に適した寸法であると推察された。(b)にR半径における得点を示す。R半径においては、+0.2%変更したものが快音化に適した寸法であると推察された。

5.2 設計パラメータの有用性検証

5.1節にて推察したC寸法とR半径において推定した快音化に適した寸法を用いたチェーンの測定実験と評価実験を実施し、構築したモデル式の精度と噛合い音の快音化の検証を行う。

5.2.1 次数成分の音圧における精度検証

新たに、STDよりC寸法を-1.0%変更したものをC_NEWとする。また、STDよりR半径を+0.2%変更したものをR_NEWとする。これらのプレートを配列したチェーンを用いて2章の条件で測定実験を実施して各次数成分に着目して分析を行う。

測定結果をスペクトラムにてFig. 7に示す。次数成分の音圧差に着目すると、設計パラメータにおけるC寸法やR半径の値において1stと9thの音圧が効果的に低減されたのを確認した。

5.2.2 主観評価による快音設計検証

3章と同様の条件で相対評価に基づくSD法を行うことにより、推定した噛合い音の快音化の検証を実施する。基準音にSTD、評価音源はC寸法別ではC_MIN、C_MAX、C_NEWを用いる。R半径別ではR_MIN、R_MID、R_MAX、R_NEWを用いる。

評価結果の因子分析をTable 4に示す。3章と同様の快適因子、重厚因子の2因子が抽出された。Fig. 8に各音源における因子得点を示す。快適因子においてC寸法においてはC_NEWが最も得点が高い結果となった。また、R半径においては、R_NEWが最も得点が高い結果となった。以上より、構築した各モデル式の精度が高いことが確認でき、C寸法、R半径の設計パラメータにおいて、噛合い音の快音設計が実現できた。

6. 研究成果

- (1) 設計パラメータによる噛合い音測定より次数成分の音圧への影響を確認した。
- (2) SD法による主観評価で得られた因子得点より重回帰分析を実施して、印象推定モデルを構築することで、次数成分の音圧と聴感評価との関連性を調査し、定量的に予測する手法を提案した。
- (3) 重回帰分析により音圧推定モデルを構築することで、衝突速度と次数成分の音圧との関連性を調査し、定量的に予測する手法を提案した。

Table 4 Factor loadings calculated by factor analysis

| (+) Adjective pairs (-) | Factor loadings | |
|-------------------------------|-----------------|----------|
| | Comfort | Profound |
| Preferable - Unpreferable | 0.832 | 0.464 |
| Comfortable - Uncomfortable | 0.773 | 0.457 |
| Mellow - Rough | 0.710 | -0.090 |
| Quiet - Noisy | 0.698 | 0.539 |
| Calm - Wild | 0.662 | -0.034 |
| Low - High | 0.125 | 0.955 |
| Heavy - Shrill | 0.100 | 0.918 |
| Dull - Sharp | 0.093 | 0.858 |
| Contribution ratio | 30.2% | 29.3% |
| Cumulative contribution ratio | 30.2% | 59.5% |

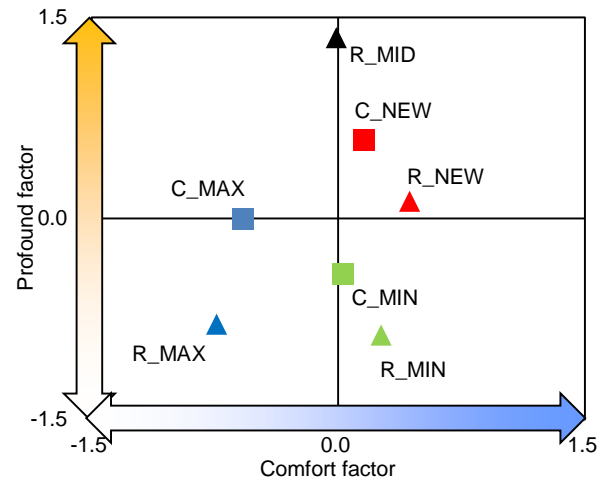


Fig. 8 Comfort factor and profound factor score calculated by factor analysis

- (4) 重回帰分析により構築した印象推定モデルと音圧推定モデルを用いて、快音化に適した設計パラメータの最適値を推定し、精度検証を実施することにより快音設計を実現した。
- (5) SD法による主観評価より、各設計パラメータにおいて因子得点より適切なC寸法とR半径を提案し、快音設計を実現した。

参考文献

- (1) 久保愛三, 橋本敦実, 横山嘉昭, 竹本幸一, 榎本泰治, サイレントチェーンのかみあいと運転騒音発生機構, 日本機械学会論文集, (1999), pp.1117-1124.
- (2) 豊田健太, 神谷直城, 大西剛史, 戸井武司, タッチ操作系GUIに適した操作感の創出, 日本音響学会講演論文集(春), (2017) pp.1193-1194.
- (3) 涌井良幸, 涌井貞美, 多変量解析がわかる, 技術評論社, (2011).
- (4) 武田貴史, 朴成鋒, 田中幹樹, 戸井武司, 数値解析によるチェーン噛合い音の予測と快音化, 日本音響学会講演論文集(春), (2019) pp.599-600.
- (5) 武田貴史, 朴成鋒, 田中幹樹, 戸井武司, チェーンプレート形状における噛合い音の予測モデル構築, 日本音響学会講演論文集(春), (2020) 1-10-11.