

# 自転車振動モデルの開発に向けた多様な自転車における振動特性の分析

Analysis of vibration characteristics on various bicycles for the development of a bicycle vibration model

北見工業大学 ○学生会員 松岡 龍祐 (Ryusuke Matsuoka)  
 北見工業大学 正会員 高橋 清 (Kiyoshi Takahashi)  
 北見工業大学 正会員 富山 和也 (Kazuya Tomiyama)  
 北海道大学大学院 フェロー 萩原 亨 (Toru Hagiwara)

## 1. はじめに

我が国では COVID-19 の流行により、都市内交通における自転車需要が増加している。北海道札幌市では住民の日常利用や観光における利便性向上、また、環境負荷の軽減を目的に、シェアサイクル「ポロクル」が導入され、その利用は増加傾向にある。このような自転車交通の需要が高まる中、自転車の安全性・快適性を考慮した自転車走行空間の整備は喫緊の課題である。走行空間の整備には自転車が走行する路肩部や車道左側の路面平坦性の評価が必要であり、その路面評価には自転車が持つ特性を考慮した指標が必要不可欠である。特に、ポロクルのような E-bike 需要の高まりは、今後 E-bike が都市内の自転車走行空間において、中心的な車種になると想定される。そのため、指標の構築には、多様な車種の振動特性を考慮した振動モデルを開発する必要があり、開発した振動モデルを用いて自転車からみた路面平坦性の評価を可能とする指標の構築が必要となる。

本研究グループの先行研究<sup>1)</sup>では、自転車の振動特性を考慮した新たな路面評価指標構築を目的に、サイクルツーリズムにおける郊外での移動に着目し、クロスバイクの振動特性を考慮した自転車前輪部を対象に図-1、表-1 に示される 2 自由度系の自転車振動モデルを開発した。また、開発したモデルを用いて、自転車からみた路面評価指標である *BRI* (Bicycle Ride Index) を構築し、その有効性を確認している<sup>2)</sup>。しかし、現状開発されたモデルや評価指標は、あくまでもサイクルツーリズムの観点からクロスバイクを対象としたものであり、現在の多様な車種が走行する路面状況の評価することには対応できていないと考えられる。

そこで本研究では、多様な車種が走行する路面状況の評価するための汎用性のあるモデル開発と路面評価指標構築に向けて、多様な車種における振動特性について分析し、考察することを目的とする。

## 2. 自転車加振実験による振動特性の把握

### 2.1 実験概要

#### (1) 使用した装置

本実験は、2021 年 11 月 1 日から 4 日かけて地方独立行政法人北海道総合研究機構工業試験場で行い、振動試験装置 (エミック(株): F-16000BDH/LA16AW) を用いて実施した。使用した振動試験装置は、5~3000Hz の振動数で加振が可能である。

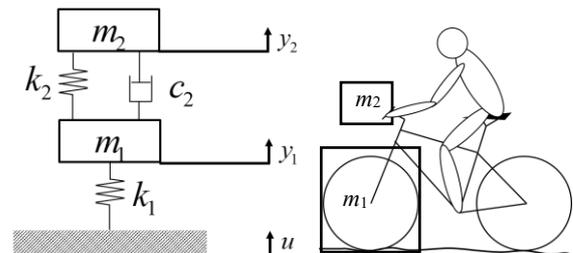


図-1 2 自由度振動モデル

表-1 パラメーター一覧

ばね下質量 $m_1$	13(kg)
ばね上質量 $m_2$	27(kg)
車体ばね定数 $k_1$	205288(N/m)
ばね上-ばね下間のばね定数 $k_2$	106592(N/m)
ばね上-ばね下間の減衰係数 $c_2$	271(N · s/m)

表-2 自転車概要

	E-cross	E-city	ポロクル
サイズ	700×20C	20 inch	20 inch
重量	21.4kg	21.5kg	25kg

#### (2) 使用した自転車

本実験に使用した自転車は、将来の都市内交通の中心的な車種になると考えられる電動アシスト付き自転車を対象に加えて実験を行った。本実験で用いた自転車は、電動アシスト付きクロスバイク (Panasonic: ジェッター、以下、「E-cross」とする)、電動アシスト付きシティサイクル (YAMAHA: PAS-SION、以下「E-city」とする)、シェアサイクル「ポロクル」で導入されている NTT Docomo とブリジストンサイクルが共同開発した車両 (以下、「ポロクル」とする) を使用した。自転車の概要を表-2 に示す。

#### (3) 加振方法・条件

自転車の前輪部を振動台の上に置き、後輪は設置した足場に動かないよう、サイクルスタンドを用いて固定した。本実験の加振は、ランダム波で加振を行い、上下振動の目標加速度 RMS を  $0.98\text{m/s}^2$ 、周波数範囲は 5~50Hz とし、加振時間は時速 15km/h で 100m の走行を想定し、24 秒とした。またモデル開発時と同様に、乗員の影響を把握するため乗員なし時とあり時で加振を行った。

#### (4) 実験回数・被験者

本実験の回数は、乗員なしが 1 回、乗員あり時で 1 回ずつ実施した。被験者は、モデル開発時の被験者 2 名と

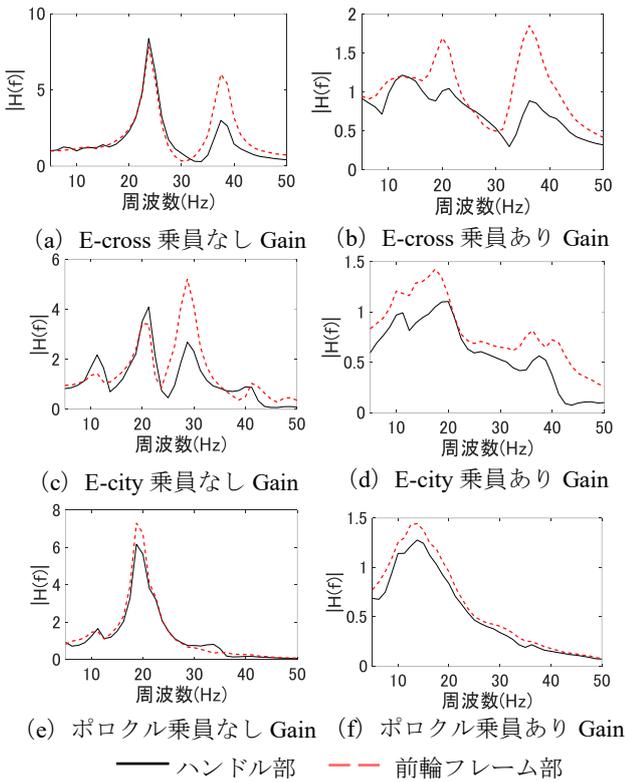


図-2 周波数応答関数

体重の異なる3名の計5名の被験者で実施し、平均体重は69.1kg、標準偏差は12.8kgであった。

(5) 加速度計取付位置

加振時の振動測定のため、振動試験装置上と自転車のハンドル部（ばね上）、前輪フレーム部（ばね下）の3箇所に加速度計（株式会社リオン：PV-90B）を取り付けた。加速度計のサンプリング間隔は上下加速度を記録するレコーダー（リオン株式会社：DA-21）の設定に従い、十分な精度で計測できるよう1280Hzに設定した。

2.2 計測結果

(1) 周波数応答関数の算出

周波数応答関数とは、自転車をシステムとして考えたときの、入力に対する出力の比であり、システムの周波数特性を示すものである。ここで、振動試験装置上での上下加速度パワースペクトル密度（以下、PSD）を入力、自転車のハンドル部および前輪フレーム部での上下加速度 PSD を出力とすると、式(1)を用いて、周波数応答関数を求めることができる。加振実験により得られた加速度データを用いて、PSDを算出した。なお分析には、モデル開発時の体重に最も近い被験者のデータを用い、計算には MathWorks 社の数値計算ソフト MATLAB を用いて、高速フーリエ変換（以下、FFT）法により算出した。FFT 長は 1024、窓関数は Hamming ウィンドウを用いた。

$$|H(f)| = \sqrt{P_y(f) / P_x(f)} \quad (1)$$

ここで、 $|H(f)|$ ：周波数応答関数、 $P_x(f)$ ：入力のパワースペクトル  $((m/s^2)^2/Hz)$ 、 $P_y(f)$ ：出力のパワースペクトル  $((m/s^2)^2/Hz)$  である。

(2) E-cross における周波数応答関数

図-2(a)に乗員なし時、図-2(b)に乗員あり時の E-cross における加振時の周波数応答関数を示す。図-2(a)より、ハンドル部・前輪フレーム部どちらにおいても、20Hz と 38Hz の2箇所において共振によるピークがみられる。一方で図-2(b)では、ハンドル部においては12Hzに共振域を持ち、前輪フレーム部においては20Hzと38Hzの2箇所に共振によるピークがみられる。このことから、自転車の車体の固有振動数は20Hzと38Hz付近にあると考えられ、乗員の影響によって発生する共振域は10Hzであることが考えられる。しかし車体の固有振動数にある38Hzの共振域は、既存の研究<sup>3),4)</sup>によってタイヤのねじり共振である可能性が考えられる。また、国際ラフネス指数 (IRI : International Roughness Index) の算出に用いられているクォーターカーモデルの周波数応答関数<sup>9)</sup>では、タイヤのねじり共振である38Hzに対しては、0.25mの移動平均フィルタで除外されているため、自転車の振動モデルも同様にタイヤのねじり共振と考えられる38Hzを除外し、ハンドル部における共振域を12Hz、前輪フレーム部における共振域を20Hzとして考える。

(3) E-city における周波数応答関数

図-2(c)に乗員なし時、図-2(d)に乗員あり時の E-city における周波数応答関数を示す。図-2(c)より、ハンドル部において、10Hzと20Hzと30Hzの3箇所に、前輪フレーム部においては、20Hzと30Hzに共振によるピークが示された。一方で乗員ありの図-2(d)では、前輪フレーム部において、10Hzと15~18Hzにかけて共振によるピークがみられ、乗員なし時で示された30Hz付近の共振がみられない結果となった。これは乗員の影響によって30Hzの共振域が変化したと考えられ、乗員の影響を受けたとしても、発生する共振域は10Hz、15~18Hzの2箇所であることが明らかとなった。また、乗員なし時のハンドル部で10Hzの共振がみられることから、乗員あり時におけるハンドル部の共振域を10Hz、前輪フレーム部の共振域を15Hzとして考える。

(4) ポロクルにおける周波数応答関数

図-2(e)に乗員なし時、図-2(f)に乗員あり時のポロクルにおける周波数応答関数を示す。図-2(e)より、ハンドル・前輪フレーム部のどちらにおいても20Hzに共振によるピークがみられた。しかし、図-2(f)の乗員ありの場合では、10~15Hz付近にかけて共振によるピークがみられた。これは人が乗車することで、共振によるピークが低周波側で発生することが考えられる。また、他の車種の周波数応答関数の結果から、ハンドル部における共振

表-4 パラメーター一覧

	E-cross	E-city	ポロクル
$m_1$	19.46(kg)	14.586(kg)	21.68(kg)
$m_2$	32.43(kg)	21.879(kg)	27.1(kg)
$k_1$	307268(N/m)	129562(N/m)	133766(N/m)
$k_2$	184361(N/m)	86374(N/m)	115337(N/m)
$c_2$	343(N・s/m)	156(N・s/m)	122(N・s/m)

域は 10Hz であること、ハンドル部と前輪フレーム部の共振域は独立して存在していると考えられることから、ポロクルの乗員あり時の共振域はハンドル部 10Hz、前輪フレーム部を 12.5Hz として考える。

### 3. 自動車振動モデルの検証

#### 3.1 各車種におけるパラメータの設定

パラメータを推定するため、2章の周波数応答関数の結果で得られた各自転車のハンドル部と前輪フレーム部における共振域を用いる。ここで求めるパラメータは、図-1のモデルより、ばね上質量  $m_1$ 、ばね下質量  $m_2$ 、車体ばね定数  $k_1$ 、ばね上-ばね下間のばね定数  $k_2$ 、ばね上-ばね下間の減衰係数  $c_2$  をそれぞれ推定する必要がある。パラメータの推定は、先行研究と同様の方法を行った。質量は、被験者の体重と自転車の質量から、ばね定数は、被験者の体重と共振域から求め、減衰係数は、乗り越え段差試験より求められる。また、パラメータを求める際、各自転車の重量は表-2に示す値を用い、被験者の体重は、モデル開発当時の被験者の体重に最も近い被験者のデータを用いて推定を行った。推定した各自転車のパラメータを表-4に示す。このモデルに関する運動方程式は、式(2)、(3)のように表される。

$$m_1 \ddot{y}_1 = k_1(u - y_1) + k_2(y_2 - y_1) + c_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) \quad (2)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = k_2(y_1 - y_2) + c_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) \quad (3)$$

ここで、 $\ddot{y}_1$ ：ばね下の上下方向加速度 (m/s<sup>2</sup>)、 $\dot{y}_1$ ：ばね下の上下方向速度 (m/s)、 $y_1$ ：ばね下の上下方向変位 (m)、 $\ddot{y}_2$ ：ばね上の上下方向加速度 (m/s<sup>2</sup>)、 $\dot{y}_2$ ：ばね上の上下方向速度 (m/s)、 $y_2$ ：ばね上の上下方向変位 (m)、 $k_1$ ：自転車車体のばね定数 (N/m)、 $k_2$ ：ばね上-ばね下間のばね定数 (N/m)、 $c_2$ ：ばね上-ばね下間の減衰係数 (N・s/m) である。

#### 3.2 シミュレーション概要

##### (1) 入力データの作成

シミュレーションを行う際には、振動モデルに入力するデータは変位データである必要がある。しかし、本実験で取得したデータは、振動試験装置上に設置した加速度計から得られたものであり、データは加速度となっている。そのため、MATLAB の cumtrapz 関数を用いて、累積台形数値積分を行い、加速度データを二階積分するこ

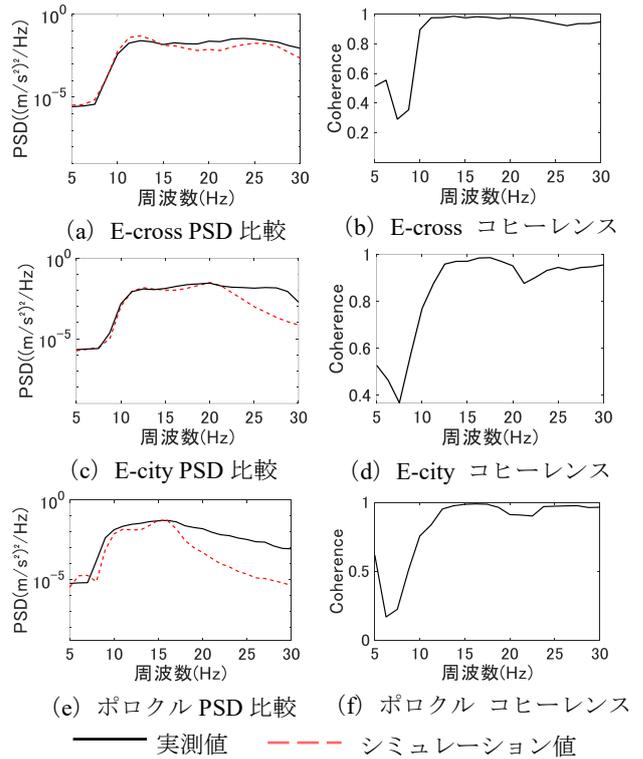


図-3 ハンドル部のシミュレーション結果

とで変位データに変換した後にシミュレーション実行した。また、その際データに含まれる計測ノイズ等の不要な情報を除去するため、加速度データと一階積分後にそれぞれ 10~50Hz のバンドパスフィルタを適用し、変位を算出した。

##### (2) シミュレーションの条件

前節にて作成した入力データを用いて、シミュレーションを実行した。計算には、MATLAB/Simulink を使用し、ソルバーには Runge-Kutta 法を用いて、シミュレーションを行った。また、シミュレーションのサンプリング間隔は、加速度計のサンプリング間隔に合わせて 1280Hz とした。

### 3.3 シミュレーション結果

#### (1) E-cross におけるシミュレーション

図-3(a)に、E-cross のハンドル部におけるシミュレーション値と実測値の PSD 値による比較結果を示す。また、周波数領域におけるシミュレーション値と実測値の波形の相関を確認するため、コヒーレンス関数を算出した。算出結果を図-3(b)に示す。コヒーレンス関数とは、システムの周波数領域における入力と出力の相関関係を示すものであり、0~1 の値を示し、この値が 1 に近いほど相関が高いことを示している。図-3(a)よりシミュレーション値では、共振によるピークが 10Hz と 20Hz 付近に表れており、実測値と同様の結果が得られた。また、図-3(b)よりコヒーレンス関数をみると 10~30Hz において 0.9 以上と高い相関を示しており、E-cross におけるシミュレーションの再現性は得られていると考えられる。

#### (2) E-city におけるシミュレーション

図-3(c)に、E-city のハンドル部におけるシミュレーシ

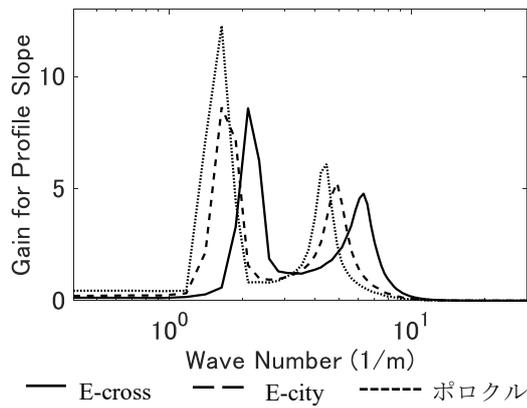


図-4 モデルの周波数応答関数

シミュレーション値と実測値の PSD 値による比較、図-3(d)にコヒーレンス関数による周波数領域における比較結果を示す。図-3(c)のシミュレーション値では、10~20Hz にかけてピークが表れており、PSD の値、波形ともに実測値と同様の結果が得られた。また、コヒーレンス関数による周波数領域における比較では、10~20Hz の共振域が存在する周波数領域で 0.9 以上と高い相関を示している。このことから、モデルの開発において重要とされるハンドルの再現性は得られているといえる。

### (3) ポロクルにおけるシミュレーション

図-3(e)に、ポロクルのハンドル部におけるシミュレーション値と実測値の PSD 値による比較、図-3(f)にコヒーレンス関数による周波数領域における比較結果を示す。図-3(e)よりシミュレーション値では、10~15Hz にかけての共振によるピークが再現されている。図-3(f)のコヒーレンス関数の結果からも 10Hz 付近から 15Hz まで 0.8 以上と高い相関を示しており、特に 15Hz 付近では 0.9 以上の相関を示していることから、ポロクルにおいてもシミュレーションの再現性は得られていると考えられる。

## 4. 振動モデルの周波数応答関数

開発した自転車振動モデルの振動特性を把握するため、振動モデルにデータを入力し、周波数応答関数を算出した。ここで入力するデータは IRI の計算方法と同様の算出方法<sup>9)</sup>とするため、時間と共に周波数が増加するチャープ波を 1 階微分し勾配としたものを入力データとして用いる。図-4 に再現性が確認された各自転車のモデルにおける周波数応答関数を示す。

結果より、E-cross のモデルにおける応答関数では、波数  $2.1\text{m}^{-1}$  と  $6.3\text{m}^{-1}$  において 2 つのピークがみられ、これは E-cross におけるばね上、ばね下の共振に対応するものである。図-2(b)の実測値のデータにも 10~30Hz の範囲に 2 つの共振域がみられることから、E-cross の振動特性が再現されているといえる。

E-city の自転車振動モデルでは、波数  $1.6\text{m}^{-1}$  付近と  $4.9\text{m}^{-1}$  においてピークがみられた。図-2(d)より、実測値のデータにも 10Hz~20Hz の範囲において 2 つの共振域が確認できることから、実測のデータに対して再現性は得られていると考えられる。

ポロクルの自転車振動モデルにおいて、波数  $1.6\text{m}^{-1}$  と  $4.2\text{m}^{-1}$  においてピークがみられた。図-2(f)から、ポロク

ルでは 10~15Hz 付近において共振域が 1 箇所みられるが、これはハンドル部と前輪フレーム部の共振域が近くに存在することが要因であり、ばね上とばね下の共振域はそれぞれ独立していると考えられる。そのため、ポロクルの振動モデルにおいて 2 つのピークがみられるのは、妥当な結果であり、再現性は得られているといえる。

多様な車種における振動モデルの周波数応答関数を算出した結果、各モデルが有する感度や大きさは異なることが示された。IRI で用いられるクォーターカーモデルは、レスポンスタイプのシステムからのアウトプットとの相関が最も高く算出されるように調整され、ゴールデンカーと呼ばれる基準車としての特性を持っている<sup>5)</sup>。そのため、先行研究でクロスバイクを基に開発された振動モデルと本研究で開発した各自転車の振動モデルを組み合わせることで、QC モデルのような自転車における汎用的な振動モデルの開発が可能になると考えられる。

## 5. おわりに

本研究では、汎用的な 2 自由度系自転車振動モデルの開発に向けて、多様な自転車の振動特性について分析を行った。また得られた振動特性から、振動モデルに必要な各自転車のパラメータを設定し、シミュレーションした結果、すべての車種で再現性が確認された。今後は汎用的な自転車振動モデルについて、さらなる分析と評価指標構築に向けての検討が望まれる。

## 謝辞

本研究は JSPS 科研費 21K04298 の助成を受けたものである。また、本研究の実施の際、実験車両提供も含め、NPO 法人ポロクルには多大な助力を受けた。さらに振動実験に際し、地方独立行政法人北海道総合研究機構工業試験場の鈴木慎一氏、今岡広一氏の協力を得た。ここに謝意を表す。

## 参考文献

- 1) 佐々木優太, 高橋清, 富山和也, 萩原亨, 渡辺健太: 路面平坦性評価のための自転車振動モデルの開発, 土木学会論文集 E1 (舗装工学), Vol.74, No.3, I\_85-I\_93, 2018.
- 2) 岡部光樹, 高橋清, 富山和也, 萩原亨: 自転車振動モデルを用いた路面平坦性の評価指標構築, 土木学会論文集 E1 (舗装工学), Vol.75, No.2, I\_67-I\_75, 2019.
- 3) 住友ゴム工業株式会社: タイヤのねじり共振周波数の測定方法, 公開特許公報 2012-141244, 2012.
- 4) 吉田準史, 川越伸幸, 河村智博: 自転車のサドル振動低減による乗り心地向上, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.792, p.2837-2847, 2012.
- 5) 土木学会: 路面のプロファイリング入門, 舗装工学ライブラリー1, 2003.
- 6) Sayers, M.W.: On The Calculation of International Roughness Index from Longitudinal Road Profile. Transportation Research Record Journal of the Transportation Research Board, No.1501,1995.