

〔論文〕

4 車種のフレーム減衰特性がウォブルモードに及ぼす影響の比較

原岡 怜也^{*1}・吉野 貴彦^{*2}・片山 硬^{*2}Comparison of the Effect of Frame Damping Characteristics of
Four Models on Wobble ModeReiya HARAOKA^{*1}, Takahiko YOSHINO^{*2} and Tsuyoshi KATAYAMA^{*2}

Abstract

The straight-line stability of Motorcycles is greatly affected by frame flexibility. This paper examines the effects of frame damping characteristics on the wobble mode of motorcycles using vehicle specifications of four known models to understand and clarify the common results or their valid range. A 5-DOF model with frame flexibility added to the 4-DOF model was used to calculate the energy flow variation. As a result, the elements acting on the steering system in the front fork twist flexibility model are lateral acceleration force and roll rate force for the vehicle body system. In the tire system, the wobble mode is stabilized by the front tire lateral force; in all four vehicle types, the stabilizing effect of the front tire lateral force becomes smaller at high speeds, and the lateral acceleration force acts to stabilize.

Key Words : Vehicle dynamics, Motorcycle, Driving stability, Wobble Mode, Energy Flow Method

1. 緒 言

二輪車の直進安定性に関する研究は、1971年にSharpによる4自由度数学モデルを用いた固有値計算⁽¹⁾が公表された結果、飛躍的に進展した。固有値計算により、3種類の不安定モードの存在が明らかにされ、その中の2つの振動モードは高速域での安定性に深く関与することが示された。中でも、操舵系が5~10Hzで振動するウォブルモードでは、低速域では安定であるが高速域では安定性が悪化するとされており、フレーム剛性もその影響の一つである。

フレーム剛性が直進安定性に及ぼす影響は、固有値および固有ベクトルの計算により議論されている⁽²⁾⁻⁽⁵⁾。しかし、当時使用されていた固有値解析では、固有値計算の中身を詳細に把握することができず、フレーム剛性がなぜ直進安定性に影響するのか不明であった。

1980年代に固有値変化の要因を把握できる手法が考案され、エネルギーフロー法と名付けられた。エネルギーフロー法により、ウィーブモードとウォブルモードの発生原因が明らかにされている⁽⁶⁾⁻⁽⁷⁾。

フレーム剛性が二輪車のウォブルモードに及ぼす影響に関しても、エネルギー流変化の計算手法が適用され、ウォブルモードを安定化させる要因として、操舵軸から90°の角度をなす軸周りのジャイロ効果とその減衰メカニズムが関連していることが明らかにされている⁽⁸⁾。また、フレームの減衰特性がウォブルモードに及ぼす影響に関しても検討されている⁽⁹⁾。

4自由度モデルにフレーム剛性を追加した5自由度モデルによる解析が行われ、減衰比を増加させると、フロントフォークのねじれ剛性モデルがウォブルモードの安定化に寄与する。安定化させる要因としては、操舵系に作用する横加速度項とロールレイト項、前タイヤ横力項の位相の影響で、ウォブルモードが安定化することが示された。

一方で、ウォブルモードの安定性は車両諸元に大きく影響を受ける。その要因は車両諸元が数学モデル内に複雑に関連するからである。したがって、一種類の車種で導いた結果⁽⁹⁾がどの程度普遍的に成立するか否かは不明である。

そこで、既知の車両モデルの諸元を用いて、フレーム減衰特性が二輪車のウォブルモードに及ぼす影響について検討し、共通の結果あるいはその有効な範囲を把握明らかにする。

^{*1}モビリティシステム工学専攻、^{*2}交通機械工学科
令和05年11月03日受理

本稿では、既知の4車種の車両諸元にエネルギーフロー変化の計算手法を適用し、フレーム減衰特性がウォブルモードの安定性にどのように影響するのかを把握する。把握後、その寄与は力の大きさが変化したものか、位相の変化に原因があるのか検討をしていく。このように検討を進めることにより、得られた結果が、異なる車両諸元において、どの程度普遍性があるかを検討する。

この論文は次のように構成されている。次の章では使用するフレーム剛性を検討するモデルを記述する。

3章ではフレーム剛性モデルによる固有ベクトル方程式を用いた解析手法を示す。4章では5自由度フレーム剛性モデルによる固有値計算を示す。5章では定式化した固有ベクトル方程式を基に、フロントフォークのねじれ剛性が固有値に及ぼす影響について検討する。最後の第6章はまとめである。

2. フレーム剛性モデル

本稿では、Sharpにより定式化された4自由度モデル⁽¹⁾にフレーム剛性を付加した5自由度モデルを用いる。

Fig.1に示すように、ここで採用するフレーム剛性は、メインフレームのロール方向のねじれと横方向の曲げ、フロントフォークのステアリング方向のねじれと横方向の曲げ、およびリアスイングアームのロール方向のねじれと横方向の曲げの合計6種類である。

これは、参考文献(9)で用いられているものと同じである。このモデルは、当時の世界で実施された研究の知見等を参考に、我が国の二輪車メーカー4社の協力を得て作成されたものである。必要な車両諸元の計測は二輪車メーカーで行われている。

車両モデルの自由度は、横運動、ヨー運動、ロール運動、操舵系の運動、ねじれ又は横曲げの運動である。以下に運動方程式を記述する。式(1)～(4)が操舵系も含めた車体の運動方程式、式(5)は、一例としてフロントフォークのねじれ剛性の式を示す。式(6)～(11)はタイヤ力に関する方程式である。

ここで用いられている y_1 , ψ , ϕ , δ , γ_F は、それぞれ横変位、ヨー角、ロール角、操舵角、フロントフォークねじれ角を表しており、 $A_{11} \sim B_{1414}$ は車両諸元と車速に依存した係数である。

既知の4車種の車両諸元は、過去に自動車工業会により計測され、その結果が自動車技術会の技術報告シリーズに掲載されている⁽¹⁰⁾。A車は排気量400ccの中型車両である。B車は同750ccの大型車両、C車は250ccの中型車両、D車は1100ccの大型車両である。

5自由度モデルの運動方程式

横運動

$$B_{11}\ddot{y}_1 + B_{12}\ddot{\psi} + B_{13}\ddot{\phi} + B_{14}\ddot{\delta} + A_{11}\dot{y}_1 + A_{12}\dot{\psi} + A_{19}Y_f + A_{110}Y_r = 0 \quad (1)$$

ヨー運動

$$B_{21}\dot{y}_1 + B_{22}\ddot{\psi} + B_{23}\ddot{\phi} + B_{24}\ddot{\delta} + B_{25}\ddot{\gamma}_F + A_{21}\dot{y}_1 + A_{22}\dot{\psi} + A_{23}\dot{\phi} + A_{24}\dot{\delta} + A_{25}\dot{\gamma}_F + A_{26}\phi + A_{29}Y_f + A_{210}Y_r + A_{211}T_{fz} + A_{212}T_{fx} = 0 \quad (2)$$

ロール運動

$$B_{31}\dot{y}_1 + B_{32}\ddot{\psi} + B_{33}\ddot{\phi} + B_{34}\ddot{\delta} + B_{35}\ddot{\gamma}_F + A_{31}\dot{y}_1 + A_{32}\dot{\psi} + A_{33}\dot{\phi} + A_{34}\dot{\delta} + A_{35}\dot{\gamma}_F + A_{36}\phi + A_{37}\delta + A_{38}\gamma_F + A_{313}T_{fx} + A_{314}T_{rx} = 0 \quad (3)$$

操舵系の運動

$$B_{41}\dot{y}_1 + B_{42}\ddot{\psi} + B_{43}\ddot{\phi} + B_{44}\ddot{\delta} + B_{45}\ddot{\gamma}_F + A_{41}\dot{y}_1 + A_{42}\dot{\psi} + A_{43}\dot{\phi} + A_{44}\dot{\delta} + A_{46}\phi + A_{47}\delta + A_{48}\gamma_F + A_{49}Y_f + A_{411}T_{fz} + A_{413}T_{fx} = 0 \quad (4)$$

フロントフォークのねじれ剛性

$$B_{51}\dot{y}_1 + B_{52}\ddot{\psi} + B_{53}\ddot{\phi} + B_{54}\ddot{\delta} + B_{55}\ddot{\gamma}_F + A_{51}\dot{y}_1 + A_{52}\dot{\psi} + A_{53}\dot{\phi} + A_{55}\dot{\delta} + A_{56}\phi + A_{57}\delta + A_{58}\gamma_F + A_{59}Y_f + A_{511}T_{fz} + A_{513}T_{fx} = 0 \quad (5)$$

タイヤ力に関する方程式

$$B_{99}\dot{Y}_f + A_{91}\dot{y}_1 + A_{92}\dot{\psi} + A_{94}\dot{\delta} + A_{95}\dot{\gamma}_M + A_{96}\phi + A_{98}\gamma_M + A_{99}Y_f = 0 \quad (6)$$

$$B_{1010}\dot{Y}_r + A_{101}\dot{y}_1 + A_{102}\dot{\psi} + A_{106}\phi + A_{1010}Y_r = 0 \quad (7)$$

$$B_{1111}\dot{T}_{fz} + A_{111}\dot{y}_1 + A_{112}\dot{\psi} + A_{114}\dot{\delta} + A_{115}\dot{\gamma}_M + A_{116}\phi + A_{118}\gamma_M + A_{1111}T_{fz} = 0 \quad (8)$$

$$B_{1212}\dot{T}_{rz} + A_{121}\dot{y}_1 + A_{122}\dot{\psi} + A_{126}\phi + A_{1212}T_{rz} = 0 \quad (9)$$

$$B_{1313}\dot{T}_{fx} + A_{131}\dot{y}_1 + A_{132}\dot{\psi} + A_{134}\dot{\delta} + A_{135}\dot{\gamma}_M + A_{136}\phi + A_{138}\gamma_M + A_{1313}T_{fx} = 0 \quad (10)$$

$$B_{1414}\dot{T}_{rx} + A_{141}\dot{y}_1 + A_{142}\dot{\psi} + A_{146}\phi + A_{1414}T_{rx} = 0 \quad (11)$$

3. 固有ベクトル方程式を用いた解析手法

フレーム剛性のモデルを用いた固有値解析により固有値および固有ベクトルが算出される。振動モードの固有ベクトルは、複素ベクトルであり、絶対値と位相の情報を有している。求められた固有ベクトルを5自由度モデルの力学変数の部分に代入すると、固有ベクトルが満たすべき方程式（固有ベクトル方程式）が得られる。

ウォブルモードの固有値の場合には、ウォブルモードの固有ベクトルを操舵系に対する運動方程式に代入すると式(12)が成立する。ここで固有ベクトルは太字で示される。

$$B_{41}\ddot{y}_1 + B_{42}\ddot{\psi} + B_{43}\ddot{\phi} + B_{44}\ddot{\delta} + B_{45}\ddot{\gamma}_F + A_{41}\dot{y}_1 + A_{42}\dot{\psi} + A_{43}\dot{\phi} + A_{44}\dot{\delta} + A_{46}\phi + A_{47}\delta + A_{48}\gamma_F + A_{49}\gamma_f + A_{411}T_{fz} + A_{413}T_{fx} = 0 \quad (12)$$

4項に関して表現すると式(13)となる。

$$B_{44}\ddot{\delta} = -B_{41}\ddot{y}_1 - B_{42}\ddot{\psi} - B_{43}\ddot{\phi} - B_{45}\ddot{\gamma}_F - A_{41}\dot{y}_1 - A_{42}\dot{\psi} - A_{43}\dot{\phi} - A_{44}\dot{\delta} - A_{46}\phi - A_{47}\delta - A_{48}\gamma_F - A_{49}\gamma_f - A_{411}T_{fz} - A_{413}T_{fx} \quad (13)$$

固有ベクトルの基準を操舵速度ベクトルとし、その向きを実軸の正方向にとれば操舵速度ベクトルは実部のみの単位ベクトルとなる。 $\delta = 1$ となり、 $\ddot{\delta} = \lambda\dot{\delta} = \lambda$ であるので式(13)は次のようになる。

$$B_{44}\lambda = -B_{41}\ddot{y}_1 - B_{42}\ddot{\psi} - B_{43}\ddot{\phi} - B_{45}\ddot{\gamma}_F - A_{41}\dot{y}_1 - A_{42}\dot{\psi} - A_{43}\dot{\phi} - A_{44}\dot{\delta} - A_{46}\phi - A_{47}\delta - A_{48}\gamma_F - A_{49}\gamma_f - A_{411}T_{fz} - A_{413}T_{fx} \quad (14)$$

式(14)の両辺を係数 B_{44} で除すると、固有値と各要素の関係が次のように得られる。

$$\lambda = -\frac{1}{B_{44}}(B_{41}\ddot{y}_1 + B_{42}\ddot{\psi} + B_{43}\ddot{\phi} + B_{45}\ddot{\gamma}_F + A_{41}\dot{y}_1 + A_{42}\dot{\psi} + A_{43}\dot{\phi} + A_{44}\dot{\delta} + A_{46}\phi + A_{47}\delta + A_{48}\gamma_F + A_{49}\gamma_f + A_{411}T_{fz} + A_{413}T_{fx}) \quad (15)$$

式(15)は固有ベクトル方程式のみにより得られたもので、式(15)よりウォブルモードの安定性と振動数が計算できる。式(15)に固有ベクトルの情報を代入したものは各項が2次元ベクトルで表現され、力の配置図と呼ぶ。例としてFig.2にフロントフォークのねじれ剛性の力の配置図を示す。この図は、操舵系に作用する外力の中で、比較的大きな項のみを模式的に示している。

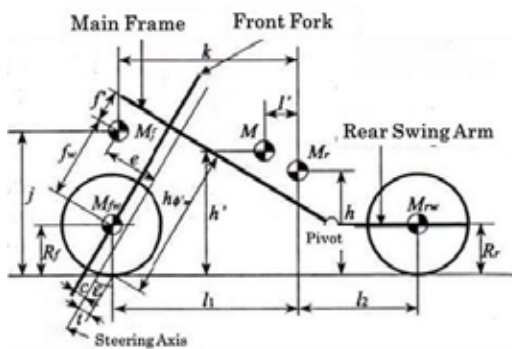


Fig.1 Mathematical Model for Structural Flexibility

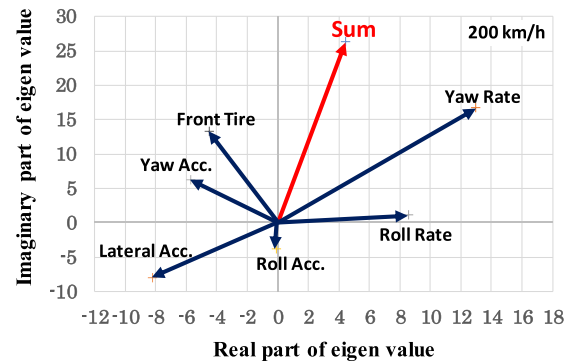


Fig.2 Configuration of Torques Acting on Steer System (Wobble)

4. 5自由度フレーム剛性モデルによる固有値計算

前章で示した数学モデルを用いて固有値解析を実施した。フレーム剛性のモデルは、3種類のフレームそれぞれのねじれ剛性及び横曲げ剛性を持つが、ここでは、フロントフォークのねじれ剛性に焦点を当て解析を進めていく。

本研究で使用する4車種の車両諸元を用いたウォブルモードの根軌跡をFig.3～Fig.6に示す。どの図も、フレーム剛性を考慮していない4自由度モデルの根軌跡をひし形水色印で表している。図中の青丸印は、5自由度の基準となる減衰比 $\zeta=0$ の固有値を表し、赤三角印は $\zeta=0.5$ とし、減衰比変化を加味した場合の固有値である。

4車種とも、フロントフォークのねじれ剛性モデルに減衰比を加味すると、根軌跡で示すように、固有値の実部が負の方向に移動し安定化している。

ここで減衰比の設定については、実際の測定値ではなく、外付けのダンパを想定しているため、仮定値として $\zeta=0.5$ として統一している(仮定値とした減衰比を半分にしても、線形的に同一の変化を示す)。

次章からは、4車種の車両諸元を用いて、フロントフォークのねじれ剛性を扱い、減衰比の変化による解析結果について記述する。

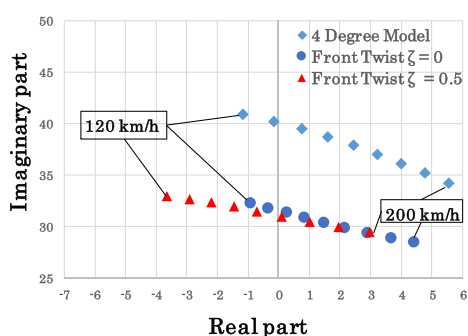


Fig.3 Root Locus : Front Fork Twist (Vehicle A)

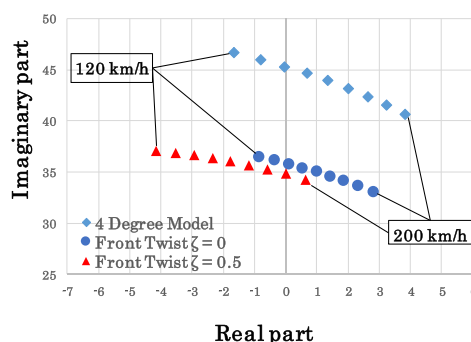


Fig.4 Root Locus : Front Fork Twist (Vehicle B)

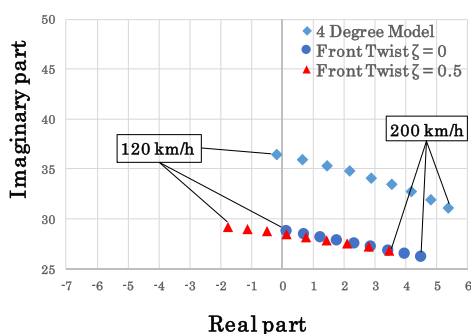


Fig.5 Root Locus : Front Fork Twist (Vehicle C)

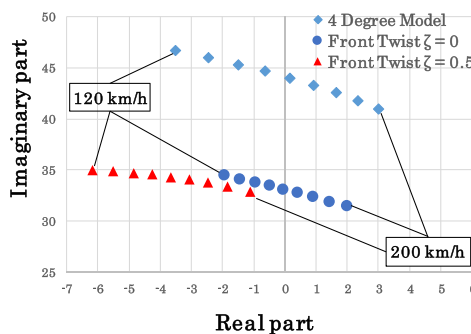


Fig.6 Root Locus : Front Fork Twist (Vehicle D)

5. フレーム剛性影響の詳細解析

5・1 解析手法の流れ

本章では、第3章で述べた定式化した固有ベクトル方程式を基に、フロントフォークのねじれ剛性が固有値に及ぼす影響について検討する。フロントフォークのねじれ剛性は、減衰比を増加させると、4車種とも固有値実部が負の方向に推移する傾向にあり、各車速域において安定化する。

ここでは4車種の車両諸元にエネルギーフロー変化の計算手法を適用し、フレーム減衰特性がウォブルモードの安定性にどのように影響するのかを把握する。車両特性とタイヤ特性の2つの観点から詳細に解析を進めていく。

はじめに、ウォブルモードにおける、フロントフォークのねじれ剛性の影響を解析するための流れを説明する。この手法は4つのステップから構成される。

第1ステップはエネルギー変化を車体運動系の変化とタイヤ系の変化に分けて考え、どちらが主要因であるかを分離する。固有値変化を大局的な観点から把握することを狙いとしている。

第2ステップは車体系が主である場合には、5自由度単独モデル内(本稿ではフロントフォークのねじれ剛性を扱う)のどの要素が寄与しているのか、一方タイヤが主の場合には、前タイヤのどこに要因があるのかを検討する。

第3ステップは更に詳細に検討する。特定した力の要素の効果割合(位相効果、大きさ効果)を検討する。

第4ステップでは、第3ステップで得られた情報を基に、原因となっている力等と運動方程式の項を対応させ、運動方程式を基に、特性の変化を検討する。

5・2 主要要因(第1ステップ)

全体像を把握するために、車両Cにおける車速 200km/h 時の操舵系に作用する固有ベクトルの力の配置図を Fig. 7 に示す。この図では、青矢印が基準となる減衰比 $\zeta = 0$ の値を表し、赤矢印が減衰比 $\zeta = 0.5$ の値を示している。ウォブルモードの固有値 λ (Eigenvalue) の構成要素は、Fig. 7 から把握することができる。Fig. 7 より、操舵系に作用する横加速度項、ヨー角加速度項、前タイヤ横力項、ロールレイト項が安定化に寄与していることがわかる。

Fig. 8 に減衰比 $\zeta = 0.5$ における固有値実部の値から、基準値 ($\zeta = 0$) における固有値実部の値との差を、車体系とタイヤ系に分けて示す。図より、減衰比を増加させることで安定化する要因は、第一にタイヤ系の依存度が大きいことが把握できる。またタイヤ系には劣るが、車体系にも要因があることも把握することができる。

Fig. 8 は車速 200km/h の場合であるが、これを 120km/h ~ 200km/h に拡張し、外力を車体系の運動に起因したもの (Body) とタイヤに起因したもの (Tire) を4車種の車両諸元を用いて図示すると Fig. 9 ~ Fig. 12 のようになる。

Fig. 9 の車両 A は車速 120km/h ~ 170km/h まではタイヤ系によって安定化しているが、180km/h ~ 200km/h では、車体系の運動によって安定化している。Fig. 10 ~ Fig. 12 に示す車両 B ~ D では、全車速においてタイヤ系によって安定化していることがわかる。

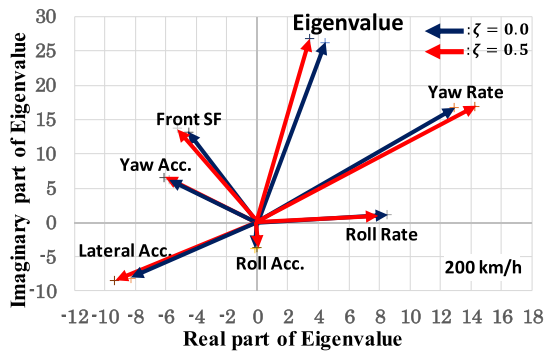


Fig. 7 Eigenvalue Configuration of Steer System
: Front Fork Twist (Vehicle C)

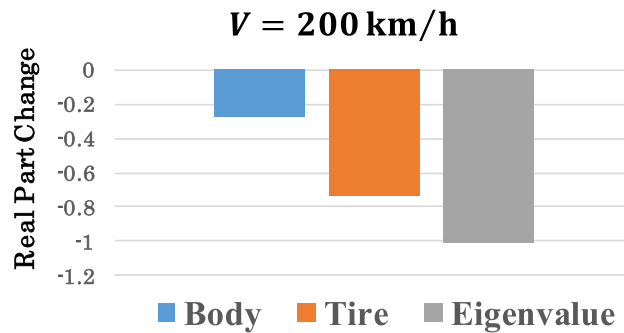


Fig. 8 Energy Change of Steering Freedom (200km/h)(Vehicle C)

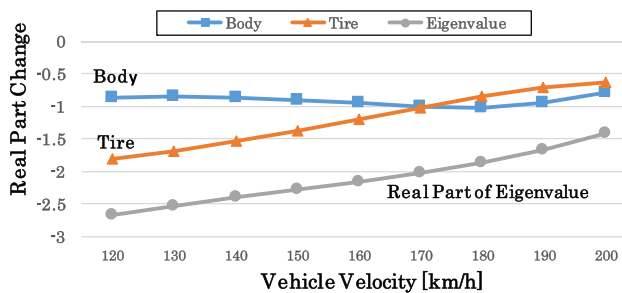


Fig. 9 Contribution of Body and Tire Side Force (Vehicle A)

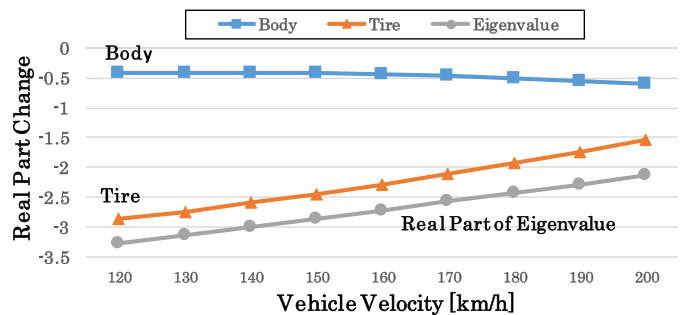


Fig. 10 Contribution of Body and Tire Side Force (Vehicle B)

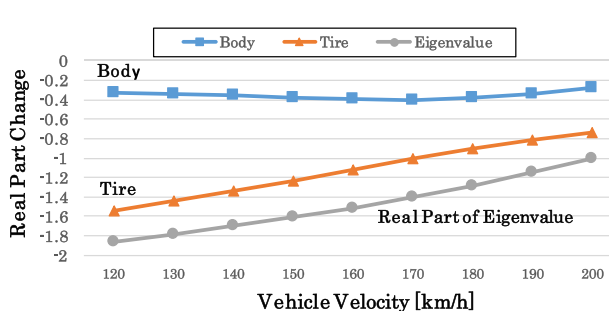


Fig. 11 Contribution of Body and Tire Side Force (Vehicle C)

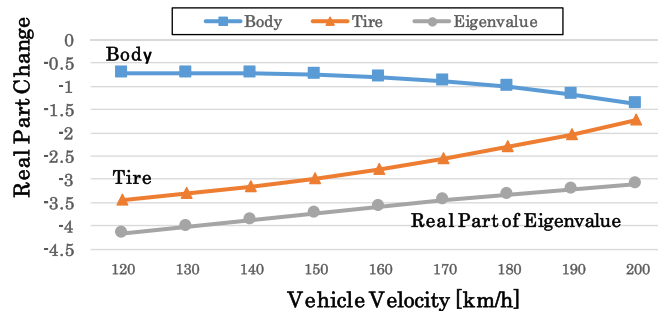


Fig. 12 Contribution of Body and Tire Side Force (Vehicle D)

5・3 関連要因（第2ステップ）

操舵系に作用する各外力を要素別に把握するために、各外力における減衰比 $\zeta = 0.5$ から $\zeta = 0$ の値の固有値実部の差を4車種の車両諸元を用いて解析する。車速ごとに図示すると Fig. 13～Fig. 16 のようになる。図より車体系では横加速度項（Lateral Acc.）及びロールレート項（Roll Rate）が安定化に寄与していることが把握でき、同様に、タイヤ系では、前タイヤ横力項（Front SF）が安定化の要因であることが把握できる。どの車両でも高速域になると車体系では横加速度項とロールレート項は安定化し、前タイヤ力項による安定化の効果が小さくなっている。

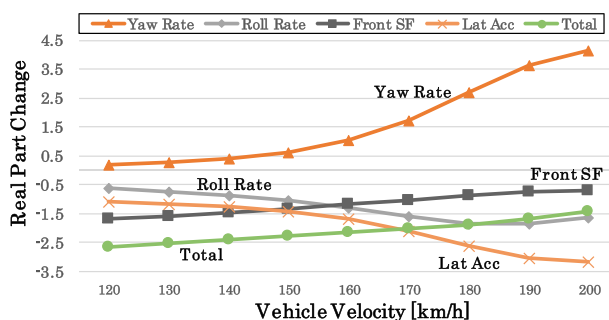


Fig.13 Eigenvalue Real Part Change(Vehicle A)

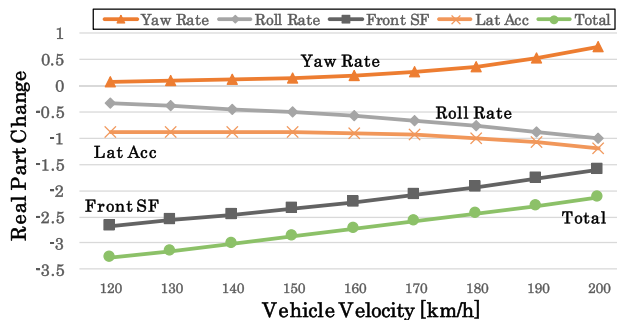


Fig.14 Eigenvalue Real Part Change(Vehicle B)

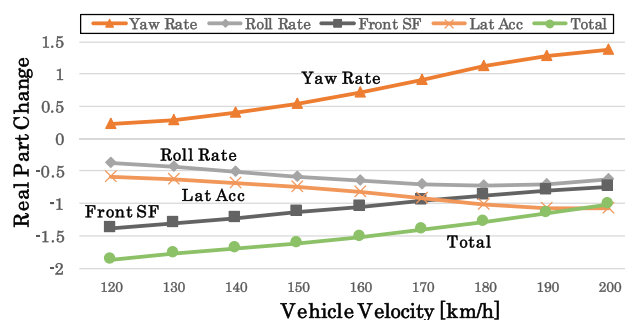


Fig.15 Eigenvalue Real Part Change(Vehicle C)

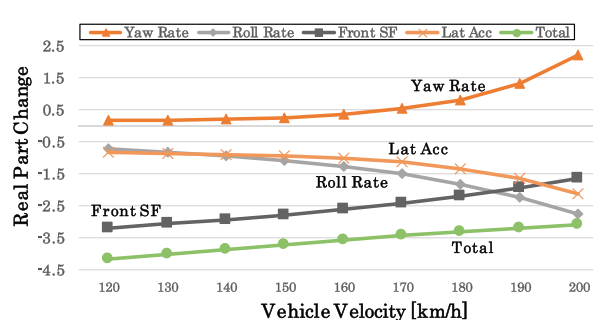


Fig.16 Eigenvalue Real Part Change(Vehicle D)

5・4 詳細要因と特性変化（第3第4ステップ）

5・4・1 効果別要因

安定化に関連する要因をさらに詳細把握するために、横加速度項、ロールレート項、および前タイヤ横力項が、力の大きさ変化により生じたものであるか位相の変化により生じたものか分離する。位相の変化の影響（位相効果（Phase））と大きさ変化の影響（大きさ効果（Magnitude））の分離についての詳細は、文献(11)を参考にする。

Fig. 17 に車両Cにおける横加速度項を効果別に表したものを示す。横加速度項は全速度域で大きさ効果により安定化していることがわかる。

同様に車両Cにおけるロールレート項（Fig. 18）は、全速度域で大きさ効果が主要因であることが把握できる。

主効果が生じた原因を運動方程式と固有ベクトルの変化を元に判断する。大きさ部分の変化は方程式の係数部分と固有ベクトルの大きさにより構成される。その詳細を Fig. 19 と Fig. 20 に示す。これらの図の丸印が、減衰比 $\zeta = 0.5$ から $\zeta = 0$ の操舵系運動方程式の係数の変化を表し、他のグラフは固有ベクトルの大きさの変化を表している。固有ベクトルの大きさ変化は、 $\zeta = 0.5$ の固有ベクトルの値を $\zeta = 0$ の値で割ったものである。

Fig. 19 に示す横加速度項は運動方程式の係数変化は1であり係数は変化していない。4車種全てにおいて、横加速度項の変化は横加速度固有ベクトルの大きさが変化した結果、安定化したといえる。

また Fig. 20 に示すロールレート項の変化は運動方程式の係数変化は1であり、係数は変化していない。4車種全てにおいて、ロールレート項の変化はロールレート固有ベクトルの大きさが変化した結果、安定化したといえる。

また、タイヤ系の要因である前タイヤ横力項は、Fig. 21 より位相効果が主要因である。Fig. 7 に示す力の配置図では、前タイヤ横力項は第2象限にあり、減衰比を $\zeta = 0$ から $\zeta = 0.5$ にした場合、位相が進んで安定化する。高速域になると位相の進みが小さくなっている。今回の解析例では車両Cの例を示したが、他の車両諸元においても同様の結果となった。

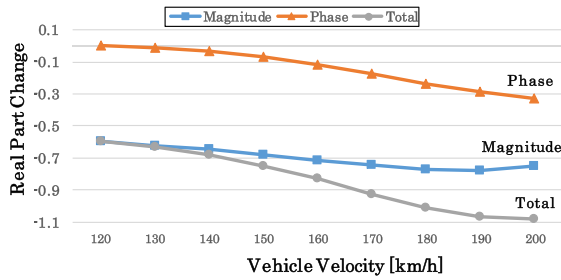


Fig.17 Lateral Acc. : Magnitude effect
and Phase effect (Vehicle C)

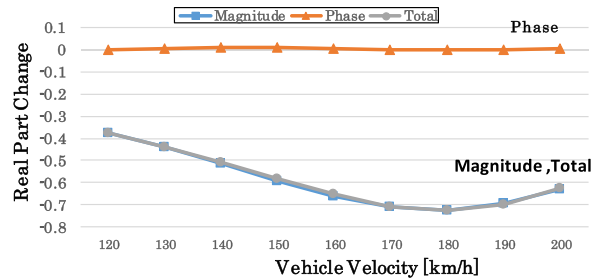


Fig.18 Roll Rate : Magnitude effect
and Phase effect (Vehicle C)

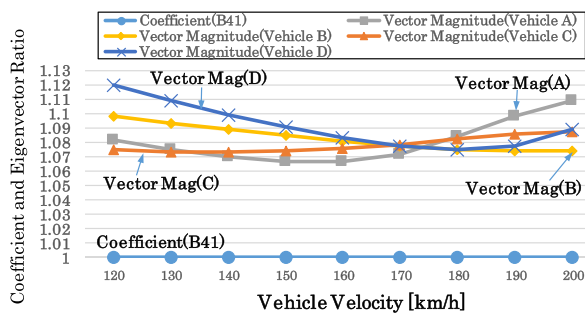


Fig.19 Coefficient and Eigen Vector Change
Concerning Lateral Acc Force Acting to Steering Freedom

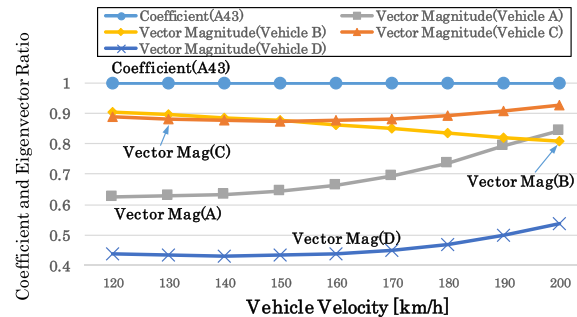


Fig.20 Coefficient and Eigen Vector Change
Concerning Roll Rate Force Acting to Steering Freedom

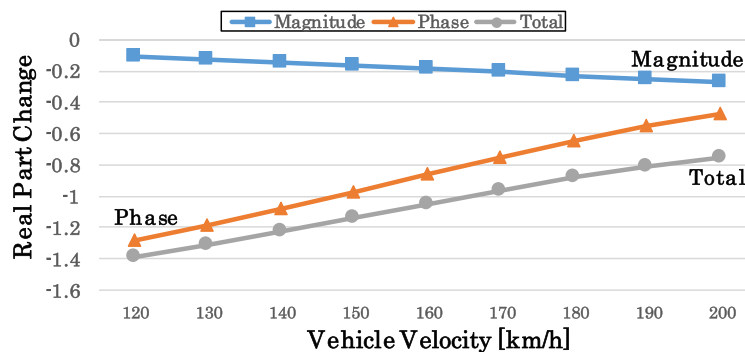


Fig.21 Front SF : Magnitude effect and Phase effect (Vehicle C)

5・4・2 前タイヤ横力要因

前タイヤ横力項の作用を調べるために、タイヤ横力項の固有ベクトル方程式を用いて解析を行う。前タイヤ横力の力の配置図より、減衰比 $\zeta = 0.5$ から $\zeta = 0$ の値の固有値実部の差を車速ごとに図示したものが Fig. 22 である。図より、全車速域において、フロントフォークねじれ角が、前タイヤ横力項の位相を進ませている主要要因として挙げられる。さらに、このフロントフォークねじれ角を効果別に表したものが Fig. 23 である。前タイヤ横力項の位相を進ませている要因は、フロントフォークねじれ角の位相効果が要因であると把握できる。大きさ効果は全速度域で不安定化に作用している。

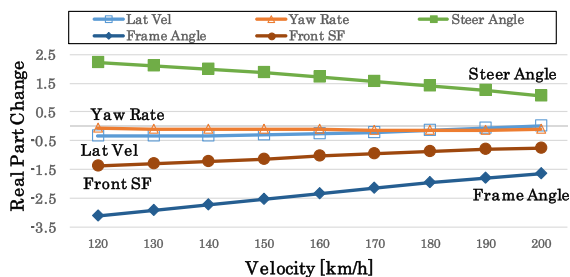


Fig.22 Real Part Eigenvalue Change Contribution of
Front SF. : Front Fork Twist (Vehicle C)

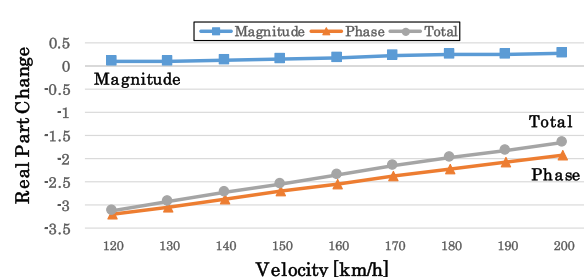


Fig.23 Front Tire Frame Angle: Magnitude effect
and Phase effect (Vehicle C)

6. 結 語

本稿では、4自由度モデルに単独なモデルとして、フロントフォークのねじれ剛性を追加した5自由度のモデルを用いてフレームの減衰特性がウォブルモードに及ぼす影響を検討した。以下に、その結論をまとめる。

- (1) 4車種の車両諸元とも減衰比基準となる $\zeta = 0$ から $\zeta = 0.5$ まで減衰比を増加させると、フロントフォークのねじれ剛性モデルでは固有値の実部がどの車速域においても負の方向に推移し、ウォブルモードが安定化する。
- (2) フロントフォークねじれ剛性モデルの操舵系に作用する要素として、車体系は横加速度項とロールレイト項。タイヤ系は前タイヤ横力項の影響でウォブルモードが安定化する。4車種とも高速域になると、前タイヤ横力項による安定化の効果は小さくなり、横加速度項は安定化に作用する。
- (3) 前タイヤ横力項による安定化は、前タイヤ横力項の位相が進むことが要因である。高速になると位相の進みは小さくなる。その要因は構成要素内のフレームねじれ角の位相遅れである。位相遅れは4車種とも高速域になると小さくなる。
- (4) ここで議論した内容は既存の4車種に共通した結果となっている。

今回使用した解析手法の課題は固有ベクトルの計算がブラックボックスになっており、固有ベクトルの変化の原因について根本的な原因を突き止めることができていないことである。この問題が解消されれば、ウィーブモードとウォブルモードの発生機構がより詳細に理解できると考えられる。

付 録

A 記号

$e, h, h', j, k, l_1, l_2, l', R_f, R_r, t$: 寸法 (Fig.1)

C_{rxz} : メインフレームの慣性乗積

C_{YS1} : 横すべり角による横力係数 (前輪)

C_{YS2} : 横すべり角による横力係数 (後輪)

C_{YC1} : キャンバ角による横力係数 (前輪)

C_{YC2} : キャンバ角による横力係数 (後輪)

C_{ZS1} : 横すべり角によるアライニングモーメント係数 (前輪)

C_{ZS2} : 横すべり角によるアライニングモーメント係数 (後輪)

C_{ZC1} : キャンバ角によるアライニングモーメント係数 (前輪)

C_{ZC2} : キャンバ角によるアライニングモーメント係数 (後輪)

C_{XS1} : 横すべり角によるオーバーターニングモーメント係数
(前輪)

C_{XS2} : 横すべり角によるオーバーターニングモーメント係数
(後輪)

C_{XC1} : キャンバ角によるオーバーターニングモーメント係数
(前輪)

C_{XC2} : キャンバ角によるオーバーターニングモーメント係数
(後輪)

C_δ : ステアリングのダンパ係数

g : 重力加速度

I_{fx} : フロントフォークの慣性モーメント (x 軸まわり)

I_{fz} : フロントフォークの慣性モーメント (z 軸まわり)

I_{rx} : メインフレームの慣性モーメント (x 軸まわり)

I_{rz} : メインフレームの慣性モーメント (z 軸まわり)

i : エンジンのフライホイールの極慣性モーメント

i_{fy} : 前輪の慣性モーメント (y 軸まわり)

i_{ry} : 後輪の慣性モーメント (y 軸まわり)

M_f : 前フレームの質量

M_r : 後フレームの質量
 $M(= M_f + M_r)$: 車体質量
 T_a : 重心に働く空気力学的ヨーイングモーメント
 T_{zf} : 前輪のアライニングモーメント
 T_{zr} : 後輪のアライニングモーメント
 T_{xf} : 前輪のオーバターンニングモーメント
 T_{xr} : 後輪のオーバターンニングモーメント
 Y_a : 重心に働く空気力学的横力
 Y_f : 前輪の横力
 Y_r : 後輪の横力
 Z_f : 前輪の荷重
 Z_r : 後輪の荷重
 α_f : 前輪の横すべり角
 α_r : 後輪の横すべり角
 ϕ_f : 前輪のキャンバ角
 ϕ_r : 後輪のキャンバ角
 ε : キャスタ角
 λ : 後輪とエンジンフライホイール間のギヤ比
 σ_f : 前輪の緩和長
 σ_r : 後輪の緩和長
 δ : 操舵角
 ϕ : 車体ロール角
 ψ : 車体ヨー角
 \dot{x}_1 : 車体の前後速度
 \dot{y}_1 : 車体の横速度
 $C_{FX}, C_{FY\beta}, C_{FZ}, C_{MY}, C_{MZ\beta}, C_{MZ\phi}$: 空力係数
 Z_{f0} : タイヤ特性計測時の前輪荷重
 Z_{r0} : タイヤ特性計測時の後輪荷重
 ρ : 空気密度
 C_{ψ_f}' : フレームのダンピング係数
 K_{ψ_f}' : フレーム剛性
 ψ_f : 角変位

B 4 自由度モデルの運動方程式

(a) 横方向の運動方程式

$$(M_f + M_r)\ddot{y}_1 + M_f k \ddot{\psi} + (M_f + M_r)\dot{x}_1 \dot{\psi} + (M_f j + M_r h)\ddot{\phi} + M_f e \ddot{\delta} - Y_f - Y_r - Y_a = 0$$

(b) ヨー方向の運動方程式

$$M_f k \ddot{y}_1 + (M_f k^2 + I_{fx} \sin^2 \varepsilon + I_{fz} \cos^2 \varepsilon + I_{rz})\ddot{\psi} + M_f k \dot{x}_1 \dot{\psi} + \{M_f j k + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon - C_{rxz}\}\ddot{\phi} - \{i_{fy}/R_f + (i_{ry} + i\lambda)/R_r\}\dot{x}_1 \dot{\phi} + (M_f e k + I_{fz} \cos \varepsilon)\ddot{\delta} - (i_{fy}/R_f) \sin \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta} - l_1 Y_f + l_2 Y_r - T_{zf} - T_{zr} - l' Y_a - T_a = 0$$

(c) ロール方向の運動方程式

$$(M_f j + M_r h)\ddot{y}_1 + \{M_f j k + (I_{fz} - I_{fx}) \sin \varepsilon \cos \varepsilon - C_{rxz}\}\ddot{\psi} + \{M_f j + M_r h + i_{fy}/R_f + (i_{ry} + i\lambda)/R_r\}\dot{x}_1 \dot{\psi} + (M_f j^2 + M_r h^2 + I_{fx} \cos^2 \varepsilon + I_{fz} \sin^2 \varepsilon + I_{rx})\ddot{\phi} - (M_f j + M_r h)g\phi + (M_f e j + I_{fz} \sin \varepsilon)\ddot{\delta} + (i_{fy}/R_f) \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\delta} + (tZ_f - M_f e g)\delta - T_{xf} - T_{xr} - h' Y_a = 0$$

(d) 操舵系の運動方程式

$$M_f e \ddot{y}_1 + (M_f e k + I_{fz} \cos \varepsilon)\ddot{\psi} + \{M_f e + (i_{fy}/R_f) \sin \varepsilon\}\dot{x}_1 \dot{\psi} + (M_f e j + I_{fz} \sin \varepsilon)\ddot{\phi} - (i_{fy}/R_f) \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\phi} + (tZ_f - M_f e g)\phi + (M_f e^2 + I_{fz})\ddot{\delta} + C_\delta \dot{\delta} + (tZ_f - M_f e g) \sin \varepsilon \delta + tY_f - T_{zf} \cos \varepsilon - T_{xf} \sin \varepsilon = 0$$

(e) 横力に関する式

$$(\sigma_f/\dot{x}_1)\dot{Y}_f + Y_f = -C_{YS1}\alpha_f + C_{YC1}\phi_f$$

$$(\sigma_r/\dot{x}_1)\dot{Y}_r + Y_r = -C_{YS2}\alpha_r + C_{YC2}\phi_r$$

(f) オーバターニングモーメントに関する式

$$(\sigma_f/\dot{x}_1)\dot{T}_{xf} + T_{xf} = C_{XS1}\alpha_f - C_{XC1}\phi_f$$

$$(\sigma_r/\dot{x}_1)\dot{T}_{xr} + T_{xr} = C_{XS2}\alpha_r - C_{XC2}\phi_r$$

(g) アライニングモーメントに関する式

$$(\sigma_f/\dot{x}_1)\dot{T}_{zf} + T_{zf} = C_{ZS1}\alpha_f + C_{ZC1}\phi_f$$

$$(\sigma_r/\dot{x}_1)\dot{T}_{zr} + T_{zr} = C_{ZS2}\alpha_r + C_{ZC2}\phi_r$$

(h) 前後輪の横すべり角, キャンバ角に関する式

$$\alpha_f = (\dot{y}_1 + l_1\dot{\psi} - t\dot{\delta})/\dot{x}_1 - \delta \cos \varepsilon$$

$$\alpha_r = (\dot{y}_1 - l_2\dot{\psi})/\dot{x}_1$$

$$\phi_f = \phi + \delta \sin \varepsilon$$

$$\phi_r = \phi$$

(i) 空気力・モーメントによる荷重移動を考慮した前後輪荷重

$$Z_f = Z_{f0} - C_{FZ}ql_2'l - C_{FX}qh'l + C_{MY}ql^2$$

$$Z_r = Z_{r0} - C_{FZ}ql_1'l + C_{FX}qh'l - C_{MY}ql^2$$

ただし

$$q = \rho \dot{x}_1^2/2$$

$$l = l_1 + l_2$$

$$l_1' = l_1 - l'$$

$$l_2' = l_2 + l'$$

(j) 車体重心に作用する空気力・モーメント

$$Y_a = C_{FY\beta}ql^2\dot{y}_1/\dot{x}_1$$

$$T_a = C_{MZ\beta}ql^3\dot{y}_1/\dot{x}_1 + C_{MZ\phi}ql^3\phi$$

C フレーム剛性自由度の運動方程式

(a) フロントフォークのねじれ軸まわりの運動方程式

$$i_{fz} \cos \varepsilon \ddot{\psi} + (i_{fy}/R_f) \sin \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\psi} + I_{fz} \sin \varepsilon \ddot{\phi} - (i_{fy}/R_f) \cos \varepsilon \dot{x}_1 \dot{\phi} + R_f Z_f \sin \varepsilon \phi + i_{fz} \ddot{\delta} + R_f Z_f \sin^2 \varepsilon \delta + i_{fz} \ddot{\psi}'_f + C_{\psi'_f} + (K_{\psi'_f} + R_f Z_f \sin^2 \varepsilon) \psi'_f + R_f \sin \varepsilon Y_f - T_{xf} \sin \varepsilon - T_{zf} \cos \varepsilon = 0$$

文 献

- (1) R. S. Sharp: The Stability and Control of Motorcycles, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol.13, No.5, p.316-329 (1971)
- (2) R. S. Sharp: The Influence of Frame Flexibility on the Lateral Stability of Motorcycles, Journal Mechanical Engineering Science, Vol.16, No.2, p.117-120 (1974)
- (3) R. S. Sharp and C. J. Alstead: The Influence of Structural Flexibilities on the straight-running Stability of Motorcycles, Vehicle Systems Dynamics, Vol.9, No.6, p.327-357 (1980)
- (4) P. J. Spierings: The Effects of Lateral Front Fork Flexibility on the Straight-Running Stability Single-Track Vehicles, Vehicle Systems Dynamics, Vol.10, No.1, p.21-35 (1981)
- (5) 青木章, 西見智雄, 岡山巧, 片山硬: フレーム剛性が二輪車の直進安定性に及ぼす影響の解析, 日本機械学会論文集(C 編), Vol.64, No.625, p.3555-3562 (1998)
- (6) 片山硬, 西見智雄: エネルギーフロー法による二輪車のウォブルモードの解析, 自動車技術会論文集, No.46, p.67-72 (1990).
- (7) 丸茂喜高, 片山硬: エネルギーフロー法による二輪車のウィーブモードの解析, 日本機械学会論文集(C 編), Vol.77, No.781, p.287-298 (2011)
- (8) 片山硬, 青木章: フレーム剛性が二輪車のウォブルモードに及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.30, No.3, p.93-98 (1997)
- (9) 古澤健太, 高橋明, 吉野貴彦, 片山硬: フレームの減衰特性が二輪車のウォブルモードに及ぼす影響の解析, 自動車技術会論文集, Vol.53, No.2, p.219-225 (2022)
- (10) 自動車技術会二輪車の運動特性専門委員会編著, 二輪車の運動特性とそれを取りまく環境, 94-95(1997)
- (11) 吉野貴彦, 高橋明, 古澤健太, 片山硬: 二輪車のウィーブモードとウォブルモードの安定化両立性, 自動車技術会論文集, Vol.52, No.6, p.1204-1211 (2021)