

二輪車の旋回時における 車体垂直平面内の振動特性解析

Vibration Characteristics Analysis in Vehicle Body Vertical Plane of Motorcycle during Turning

手塚 良孝*

Yoshitaka TEZUKA

塩見 欣宣*

Yoshinobu SHIOMI

国分 信一*

Shinichi KOKUBU

清田 悟*

Satoru KIYOTA

要 旨

二輪車の高速走行において旋回中に発生する車体垂直平面内の振動現象を走行試験およびシミュレーション解析で検討した。その結果、この振動現象は車体バネ上共振と後輪バネ下共振が、タイヤ接地点の摩擦力変化により連成する自励振動であることがわかった。シミュレーションモデルでも同様な振動現象を再現することができた。

ABSTRACT

A vibration phenomenon generated in the vertical plane of a motorcycle during high-speed turning has been analyzed using actual running tests and simulation. As a result, it was found that the phenomenon is self-excited vibration caused by the sprung part resonance and the unsprung part resonance of the rear wheel coupled with a frictional force variation in a contact patch of the tire. The simulation model developed reproduced the same vibration phenomenon.

1. はじめに

二輪車の高速走行における旋回中に、車体垂直平面内の上下方向を主成分とする振動現象が発生することがある。この振動現象が発生すると、ライダーの多くは不快感を感じるとともに、旋回速度の低下など、運動性能を阻害する要因ともなる。この振動現象に関する研究例は少なく、多くの経験とライダーの嗜好に依存した車体のアライメント調整、サスペンションの特性変更、タイヤの選択などで対応しているのが現実である。

筆者らは、実際に振動現象が発生する条件下での実走行試験をおこない、その結果から発生メカニズムの検討と、同様の振動現象を再現することができるシミュレーションモデルの作成をおこなった。

2. 実走行計測手法

試験車両はFig. 1に示すようにバネ上、バネ下の7ヶ所、計14チャンネルに加速度計を配置し、車体の剛体的な振動挙動とエンジン回転数、スロットル開度、前後輪回転数、車体ロール角、ラップマークによる走行位置のデータをリン

クさせて振動現象を計測し、その状態を観察する。

また、振動現象は、タイヤの横すべりが発生する限界近くで旋回しなければ顕在化しない。計測装置は車両の重量の増加、前後輪接地荷重配分の変化などによる車体条件、およびライダー居住空間を考慮し、燃料タンク内に格納した。

3. 走行試験結果および分析

3.1. 時刻歴データの分析

走行試験の結果から振動現象の発生した区間での時刻歴波形をフロントアクスル上下加速度、エンジン回転数、前後輪速度差、スロットル開度をそれぞれ Fig. 2 に示す。

振動現象は図に示す時間帯(約2秒間)顕著に発生しており、フロントアクスル上下加速度の振幅が前後の時間帯と比較して大きくなっていることがわかる。発生直前にスロットルを開け始めることで発生し、スロットルを戻すことで現象は収れんする。その後、再度スロットルを開けることで発生し、前後輪の速度差もスロットル開度に連動し後輪のスリップが観測されている。この間の車体ロール角は概ね一定である。

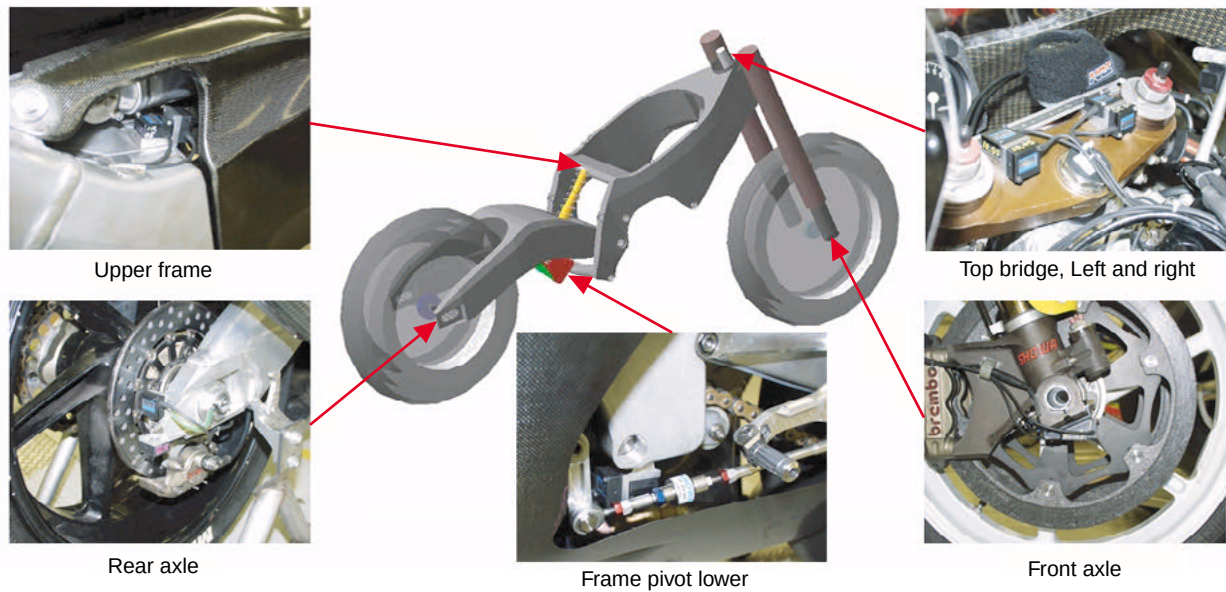


Fig. 1 Locations for acceleration meter

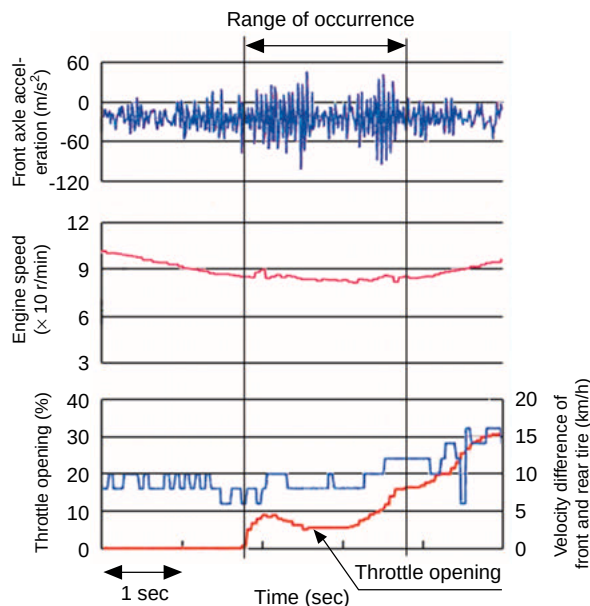


Fig. 2 Time domain data

3.2. 実振動モーションの分析

走行試験の計測データの周波数分析をおこなった結果、Fig. 3に示すように前後輪アクスルの上下方向加速度パワースペクトル密度(PSD)線図には、17.7Hzに顕著なピークが観測され振動現象はこの周波数を中心に発生することがわかった。次に、Fig. 4に示すように後輪アクスル上下方向の加速度をリファレンスとした伝達関数をもとに17.7Hzの実振動モーションのアニメーションを作成した。

実振動モーションを観察すると、モーション1：車体が前方に動く中で前輪が路面に押付けられる、モーション2：車体が後方に押され後輪が路面に押付けられる、モーション3：次に前輪が上に戻る動きから遅れて後輪も上に戻る、これらの車体の動き、モーション1からモーション3が繰り返される動きとなっていることより、前輪の上下運

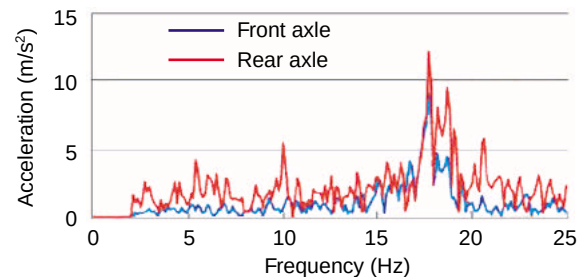


Fig. 3 Front and rear axle acceleration

動を伴う車体のバネ上共振と後輪の上下運動を伴う共振が交互に励起され、エネルギー流入を伴う自励振動系を構成しているものと推定される。

実走行試験の時刻歴データ、振動モードの分析結果を整理すると、振動現象は車体の最大ロール角付近で、後輪に駆動力が作用した状態で発生し、車体を持つモードを相互に挙動を助長しあう自励振動と推定できる。

4. シミュレーションモデル

4.1. 車体モデル

実際に振動が発生している周波数から想定し、車体、フロントフォーク、スイングアームは弾性的な挙動を伴わないと推定されるので、合計9自由度の剛体バネ・マスモデルを作成した。

シミュレーションに用いた車体モデルを Fig. 5 に示す。モデルはバネ上操だ系、バネ下操だ系、フロントタイヤ、エンジン、フレームボデー、ライダー、リヤサスペンションおよびリンク機構、スイングアーム、リヤタイヤの10要素から構成される。運動の9自由度は、それぞれ車体6自由度、ステアリング1自由度、前後サスペンション2自由度である。本来、サスペンションのバネ・減衰特性は非線形であるが、

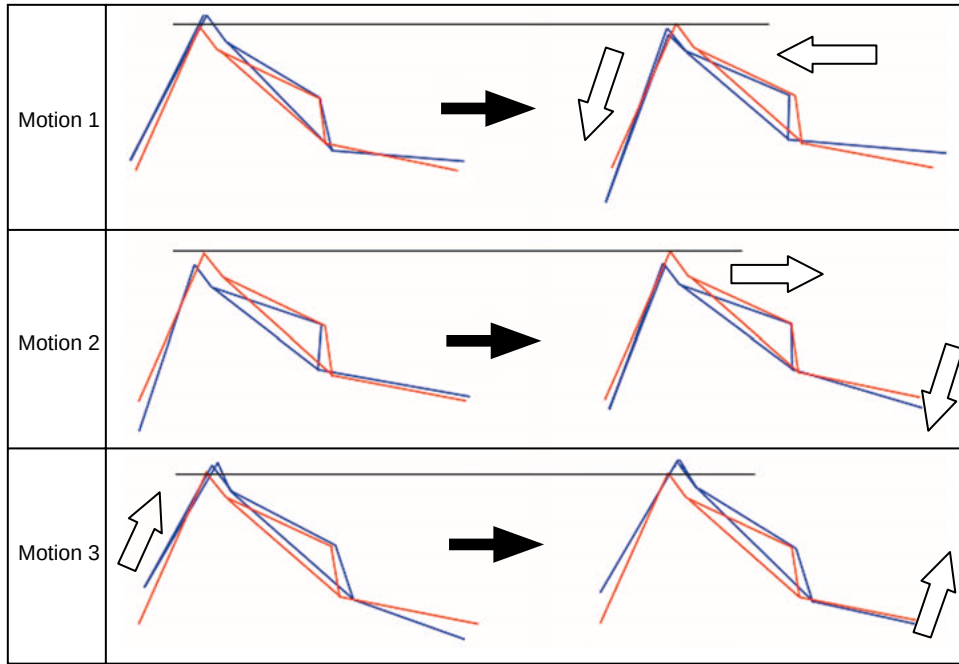


Fig. 4 Sample of modes animation

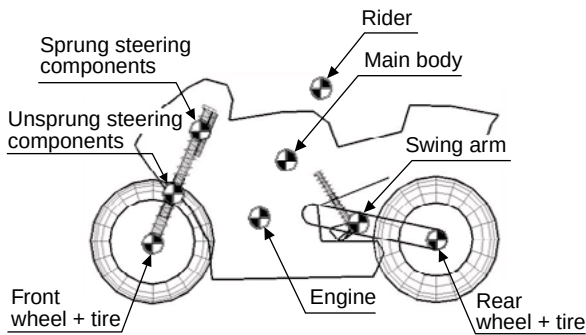


Fig. 5 Motorcycle model

車両姿勢が安定した状態で発生している現象であることから、その姿勢位置での線形パラメータで線形近似とした。ライダーは質量のみを考慮し車体に剛結とした。

4.2. タイヤモデル

この振動現象がタイヤと路面間の摩擦に起因することから、タイヤのモデル化が非常に重要な要素である。しかし、本シミュレーションモデルは、線形近似モデルとするためタイヤ特性もコーナリング特性などの動的な挙動を表現するのではなく、タイヤ単体計測データをもとにタイヤのバネ定数、減衰定数を定義する。シミュレーションモデルには、ロール角が大きく、コーナリング途中であることから、求心力の方向にタイヤ接地面間の摩擦力が作用する。時刻歴データの分析より、振動現象が発生している状況下では、求心力に加えリヤタイヤに駆動力が作用していることが推定できるため Fig. 6 に示すような摩擦力 F_μ を定義する⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

$$F_\mu = \mu * F_z \quad (1)$$

$$F_z = K_g * u_z \quad (2)$$

ここで、

μ : 摩擦係数

u_z : 鉛直方向のタイヤ変位

Fig. 7 に示すように鉛直方向バネ定数 K_g は、タイヤの車両基準座標系 Y および Z 方向のバネ定数 K_y , K_z およびキャンバ角 θ から式(3)が得られる。

$$K_g = K_z \cos \theta + K_y \sin \theta \quad (3)$$

4.3. 車体モデルの運動方程式

実走行試験の分析結果から振動現象が自励振動と推定できるため、複素固有値解析を用いた安定判別解析をおこない、どの程度実際の現象が再現可能かの検討をおこなう^{(4), (5)}。

モーダル複素固有値解析を用いると、第1段階として減衰及び外部作用荷重がないと仮定した実固有値解析を実施し、第2段階で、その固有モードを用い物理座標系の非対称な運動方程式をモーダル座標系に変換し、複素固有値解析を実施する。この結果から得られる複素固有モードは、各実固有モードがどの程度励起されるかを表しており、この複素固有モード変位成分をベクトル表示することで、不安定モードに対する、実固有モードの寄与を把握することができる⁽⁶⁾⁻⁽⁹⁾。車体モデルの運動方程式を式(4)とする。

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{F\} + \{F_\mu\} \quad (4)$$

ここで、

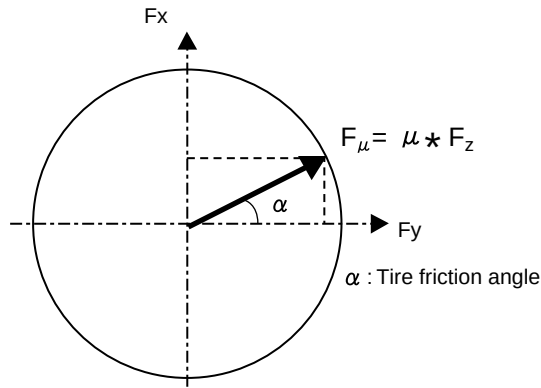


Fig. 6 Tire friction circle concept

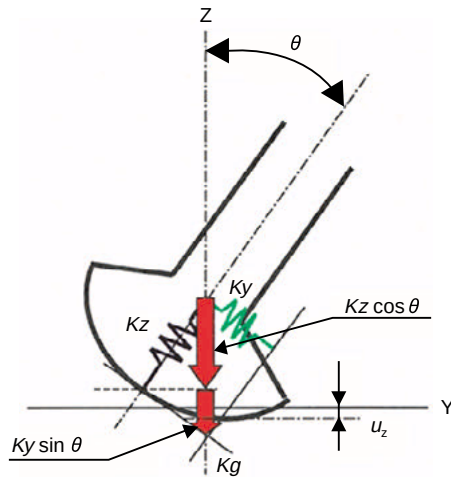


Fig. 7 Tire condition

$\{F\}$: 外力

$[M]$: 質量マトリックス

$[K]$: 剛性マトリックス

$\{x\}$: 変位

摩擦による外力 $\{F_\mu\}$ を式(5)で表わす。

$$\{F_\mu\} = [\Delta K] \{x\} \quad (5)$$

$[\Delta K]$ は、タイヤ摩擦力を表わす $\mu * k_g$ がY方向成分の行、Z方向成分の列のみをもつため非対称な行列である。

$$[\Delta K] = \begin{bmatrix} & \mu * k_g \\ \mu * k_g & \end{bmatrix} \quad (6)$$

式(5)を式(4)に代入し、変位の関数である荷重項を左辺に移すことで、非対称な運動方程式(7)が得られる。

$$[M] \{\ddot{x}\} + [K - \Delta K] \{x\} = \{F\} \quad (7)$$

式(7)から、非対称剛性項 $[\Delta K]$ を削除した対称な運動方程式で実固有モードを解析すると、物理自由度とモーダル自由度の関係式(8)が得られる。

$$\{x\} = [\phi] \{\lambda\} \quad (8)$$

ここで、

$[\phi]$: 固有モードマトリックス

$\{\lambda\}$: モーダル自由度

式(7)に式(8)を代入して、両辺に左から転置行列 $[\phi]^T$ をかけることで、式(9)となる。

$$[m] \{\ddot{\lambda}\} + [k - \Delta k] \{\lambda\} = \{f\} \quad (9)$$

ここで、

$[m]$: モーダル質量マトリックス

$[k]$: モーダル剛性マトリックス

$[\Delta k]$: 非対称モーダル剛性マトリックス

$\{f\}$: モーダルフォース

として、それぞれ、

$$[m] = [\phi]^T [M] [\phi] \quad (10)$$

$$[k] = [\phi]^T [K] [\phi] \quad (11)$$

$$[\Delta k] = [\phi]^T [\Delta K] [\phi] \quad (12)$$

$$\{f\} = [\phi]^T \{F\} \quad (13)$$

式(9)について、複素固有モード解析を実施すると、複素固有値と実固有モードのモーダル自由度を成分とする複素固有モードを求めることができ、結果として、不安定モードの要因となる実固有モードを特定することが可能となる。

5. シミュレーション結果および考察

モデルの妥当性を評価するため、この振動現象と相関があると考えられるものを変数としたパラメータスタディをおこなう。振動現象が発生する状況は、車体の最大ロール角付近で、後輪に駆動力が作用している状態で、スロットル開度が10%前後と微小であることから、シミュレーションモデルでのパラメータを車体ロール角と駆動力が発生したときの摩擦力 F_μ を作用させる角度 α (以下、タイヤ摩擦力角という)とする。各パラメータは、車体ロール角を30°から60°で5°刻みとし、それぞれの車体ロール角ごとにタイヤ摩擦力角を0°から10°に変化させて解析をおこなう。

パラメータスタディの結果を根軌跡としてFig. 8に示す。車体ロール角が45°を超え、タイヤ摩擦力角が8°近傍で複素固有値の実部は不安定となり、この領域で自励振動が発生することがわかった。共振周波数もこの領域で19Hz前後の値となり、おおむね実走行試験結果に近い値が得られた。また、車体ロール角が小さい領域ではタイヤ摩擦力角の有無に関わらず、複素固有値解析結果の実部は安定状態を示しこの振動現象は発生しない。以上の結果から、このモデルはこの振動現象を表現していると考えられる。

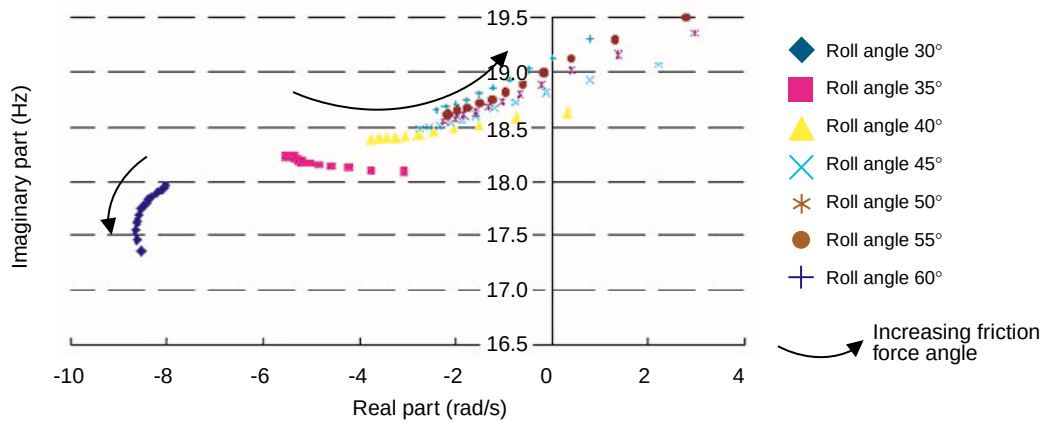


Fig. 8 Simulation result

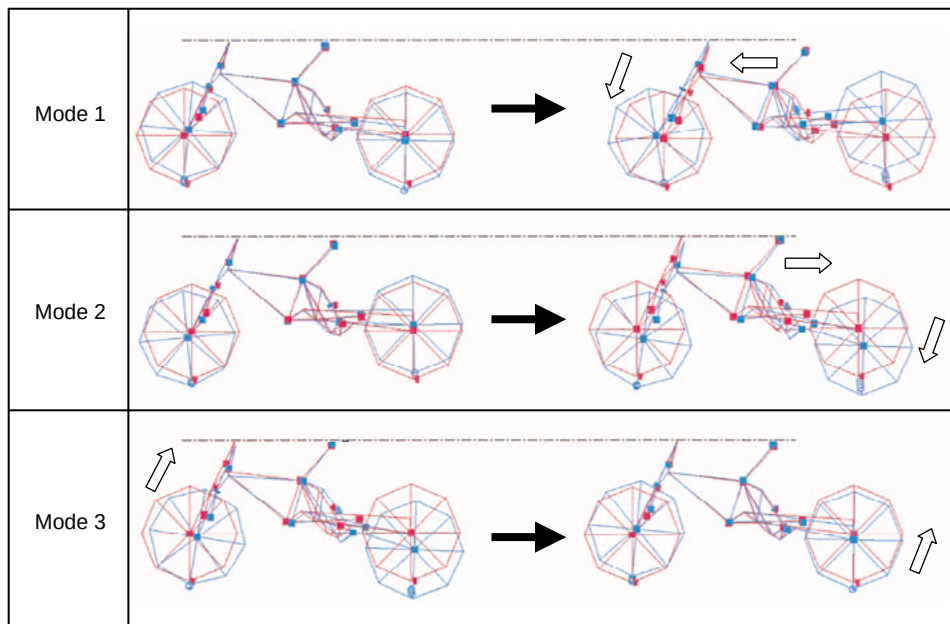


Fig. 9 Sample of simulation result animation

次に、この振動現象が発生する要因について分析する。

解析手法としてモーダル複素固有値解析をおこなうと、結果として得られる不安定固有値の要因となる実固有モードの寄与率を定量的に求めることができる。Fig. 9 に車体ロール角 50° タイヤ摩擦力角 8° のシミュレーション結果を示す。走行試験の振動モードとほぼ同様のモードとなっており、共振周波数は 19Hz である。次に、複素固有値解析結果である複素固有モード変位成分から、この振動現象は主に実固有モード A, B, C の 3 つのモードが Fig. 10 に示すベクトルの関係で合成されていることがわかる。

各実固有モードとひずみエネルギー率を Table 1 に示す。実固有モード A は、前後輪のバネ上逆相モードで、ひずみエネルギーをみるとフロントサスペンションの寄与が高い、実固有モード B は、前後輪のバネ下逆相モードでひずみエネルギーをみると、リヤタイヤの寄与が高く、実固有モード C は、前後輪のバネ下同相モードでひずみエネルギーは、フ

ロントタイヤの寄与が高いことがそれぞれわかる。Fig. 10 に示すベクトルの関係から、モード B と C の 2 つのモードは、ほぼ同じ大きさで混在するため、互いに逆相で動く前輪の動きが打ち消され、後輪のタイヤバネを主体とするバネ

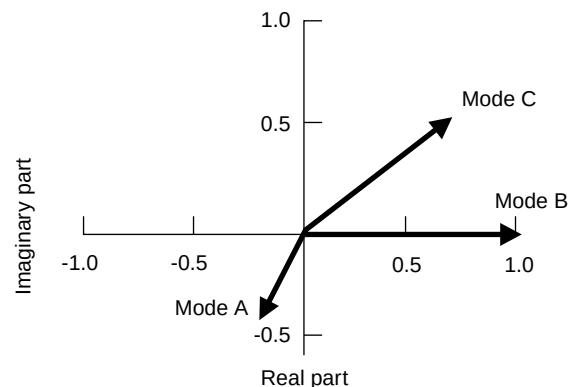
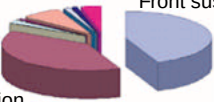
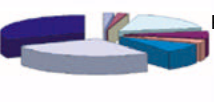
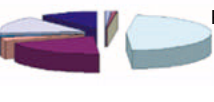


Fig. 10 Mode vector

Table 1 Real inference mode of simulation model

	Modes	Percent of strain energy
A	 Opposite phase mode of sprung	 Front suspension 44% Rear suspension 39%
B	 Opposite phase mode of unsprung	 Rear tire 68% Front tire 28%
C	 Inphase mode of unsprung	 Rear tire 28% Front tire 70%

下モードが合成されると考えられる。したがって、これらの結果から、振動現象はタイヤの摩擦により、前輪のバネ上モードAと、バネ下モードBとCが合成されたモードが連成し発生するものと考えられる。

6. まとめ

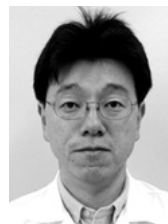
- (1) 二輪車の旋回時における車体垂直平面内の振動現象は、車体バネ上逆相モードと後輪バネ下モードがタイヤ接地地点の摩擦により、互いのモードを励起しあう自励振動であることがわかった。
- (2) 実走行試験とシミュレーションの結果から、振動現象のメカニズムを説明し、シミュレーションによる再現を可能とした。

参考文献

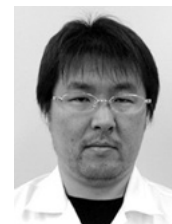
- (1) 景山克三：第2章操縦性・安定性にかかわるタイヤの特性，自動車の操縦性・安定性，東京，山海堂，1992，p.7-44
- (2) 景山克三：第3章操縦性・安定性の基本的事項(5)加速・減速と操縦性・安定性，自動車の操縦性・安定性，東京，山海堂，1992，p.70-71
- (3) 横浜ゴム株式会社：4.2タイヤのコーナリング特性(7)駆動力・制動力の影響，自動車用タイヤの研究，東京，山海堂，1995，p.140-142
- (4) 永井正夫，景山一郎，田川泰敬：第6章自励振動と非線形振動 6.2 安定判別，振動工学通論，東京，産業図書，1995，p.107-112
- (5) 井上喜雄ほか：5章自励振動とはどういうことか，振動の考え方・とらえ方，東京，オーム社，1998，p.71-94
- (6) 長松昭男：3多自由度系，モード解析，東京，培風館，1991，p.53-60

- (7) 鈴木賢一郎ほか：複素固有値解析によるブレーキ鳴きシミュレーション，第11回MSCユーザ会議，MSC-11-031，1993
- (8) 中田博之，小林清志，梶田昌史：二輪車のブレーキ鳴き新解析手法と適用事例，Honda R&D Technical Review Vol.13 No.2，2001，p.159-166
- (9) MSC/NASTRAN ユーザーガイド基礎動解析V68，MSC ソフトウェア，3.2 章

■ 著 者 ■



手塚良孝



国分信一



塩見欣宣



清田 悟