# 二輪車の旋回時における非線形運動に関する研究

日大生産工 〇高橋 計樹 日大生産工(院) 景山 一郎

## 1. 序論

二輪車の運動を考える場合,大ロール角やタイヤ力の飽和などの非線形特性も考慮しなければいけない.現在二輪車の研究はロール角や舵角を微小とした線形運動で扱うことが多いが非線形特性が問題となるため,今後厳密に運動を議論する際には非線形特性を扱う必要がある.特に二輪車の安全性を考えると,非線形運動の中には危険挙動が含まれるため,今後解決するべき課題となる.そこで非線形運動のメカニズムを明らかにすることで,車両の開発段階において危険な挙動を防止する設計指標の構築が重要となる.

本研究は二輪車の非線形運動を表したモデルの構築を目指す.本報告は大ロール角を考慮した運動方程式を構築し,直立状態で線形化を行い.過去の文献とのデータの比較を行うことで運動方程式の妥当性を確認した.

#### 2. 運動方程式

二輪車の運動方程式を構築するにあたり、 SAE座標を使用する. Fig.1 は二輪車の力学モデルと座標系を示し、Fig.2 には車両の各寸法を示す. 以下の仮定を用いニュートンの第2法則より力とモーメントのつり合いを求め二輪車の運動方程式を構築した.

## 運動の仮定

- 1) キャスター角の変化による頭の上げ下げは現段階では考えない.またサスペンションの変化,フレームの変化はないものとし、ピッチング運動は現段階では考えない.
- 2) タイヤの変形を考えず、接地点で支えられているとする.
- 3) タイヤの幅は無いものとする.
- 4) 車体と操舵系の連結点における速度は操

舵系, 車体系ともに共通.

5)自由度は車体重心点横方向,ローリング,ヨーイング,操舵軸回りの4自由度とする.

また座標系の定義として、地上に固定した慣性座標系 O-X,Y,Z を基準とし、後輪設置点を原点 A とした動座標系 A-x<sub>A</sub>,y<sub>A</sub>,z<sub>A</sub>、車体系重心点位置を原点 O とした動座標系 O-x<sub>C</sub>,y<sub>C</sub>,z<sub>C</sub>、操舵系重心点を原点 O<sub>S</sub> とした動座標系 O<sub>S</sub>-x<sub>S</sub>,y<sub>S</sub>,z<sub>S</sub> を考える. それぞれの座標系は右手系としている.

7)入力は操舵トルク Tδのみとする.

上記条件にて得られた運動方程式の自由度は車体重心点横方向、ヨーイング、ローリング、操舵軸回りの運動となる. 車両諸元は(社)日本自動車工業会二輪車部会の二輪車の操縦性安定性に関する研究試験法に関するテクニカルレポートに示された車両諸元 H を用いる. 諸元を Table1 に示す.

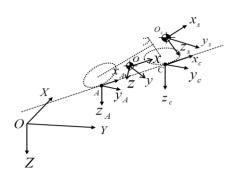


Fig.1 Motorcycle dynamics model

A study on non-linear movement at the time of two-wheeled vehicle of turning

Kazuki Takahashi and Ichiro Kageyama

Table.1 Characteristics of motorcycle

NE	前輪荷重反力[N]	1176.8
NA	後輪荷重反力[N]	1494.5
m	車体質量[kg]	245
ms	操舵系質量[kg]	27.8
Kφr	後輪キャンバスティフネス[N/rad]	1313
Kr	後輪コーナリングスティフネス[N/rad]	18302
Kφ f	前輪キャンバスティフネス[N/rad]	982
Kf	前輪コーナリングスティフネス[N/rad]	10945
Ixs	操舵系xs軸回り慣性モーメント[kgm^2]	2.6
Izs	操舵系zs軸回り慣性モーメント[kgm^2]	0.432
I×	車体×軸回り慣性モーメント[kgm^2]	27.67
Iz	車体z軸回り慣性モーメント[kgm^2]	20.72
If	前輪慣性モーメント[kgm^2]	0.441
Ir	後輪慣性モーメント[kgm^2]	0.657
lg	各重心間距離[m]	0.739
l1	操舵点から車体系重心点間距離[m]	0.687
12	後輪接地点から車体系重心点間距離[m]	0.533
13	操舵軸点から操舵系重心間距離[m]	0.026
14	操舵点から前輪接地点間距離[m]	0.09
hg	地面から車体系重心間高さ[m]	0.641
hBs	操舵点から操舵系重心の高さ[m]	0.083
hGs	操舵軸点から操舵系重心間高さ[m]	0.483
Ish	操舵点から地面の高さ[m]	0.664
ls	車体系重心から操舵点の高さ[m]	0.023
lf	車体系重心から前輪接地点間距離[m]	0.847
lc	ホイールベース[m]	1.38
lE	操舵系重心から前輪接地間距離[m]	0.116
Rf	前輪半径[m]	0.284
Rr	後輪半径[m]	0.314
ξ	キャスター角[deg]	26.4
g	重力	9.81

# 3. 運動方程式の妥当性の確認

## 3.1 線形化

構築した運動方程式を直立状態と仮定して線形化を行った.直立状態で線形化を行う上で,ロール角および操舵角は微小とすることで線形化を行った.運動方程式は式(1)~(4)となる.各係数は簡略化した形で記載する.

車体重心横方向運動

$$a_{11}\dot{v}_{y_A} + a_{10}v_{y_A} + a_{22}\ddot{\theta}_z + a_{21}\dot{\theta}_z + a_{32}\ddot{\phi}$$

$$+ a_{30}\phi + a_{42}\ddot{\delta} + a_{41}\dot{\delta} + a_{40}\delta = 0 \tag{1}$$
車体ロール運動

$$b_{10}v_{y_A} + b_{22}\ddot{\theta}_z + b_{21}\dot{\theta}_z + b_{32}\ddot{\phi} + b_{31}\dot{\phi} + b_{30}\phi + b_{42}\ddot{\delta} + b_{41}\dot{\delta} + b_{40}\delta = T_{\delta}\sin\xi$$
 (2)

車体ヨーイング運動

$$\begin{split} c_{10}v_{y_{A}} + c_{22}\ddot{\theta}_{z} + c_{21}\dot{\theta}_{z} + c_{32}\ddot{\phi} + c_{31}\dot{\phi} \\ + c_{30}\phi + c_{42}\ddot{\delta} + c_{41}\dot{\delta} + c_{40}\delta = T_{\delta}\cos\xi \end{split} \tag{3}$$

操舵軸回りの運動

$$d_{11}\dot{v}_{y_A} + d_{10}v_{y_A} + d_{22}\ddot{\theta} + d_{21}\dot{\theta}_z$$
$$+ d_{32}\ddot{\phi} + d_{31}\dot{\phi} + d_{30}\phi + d_{42}\ddot{\delta}$$
$$+ d_{41}\dot{\delta} + d_{40}\delta = -T_{\delta}$$
(4)

3.2 特性根の解析

4 つの運動方程式より求めた固有値を Fig2 に示す. 得られた特性根には二輪車の 振動モードを表す Weave, Wobble, Capsize が表されていることがわかる. 振動モードの周波数を確認してみると, Weave が 3Hz~6Hz, Wobble が 6Hz~10Hz (Capsize は倒れこみを表すため振動を持たない)と報告されていることより, 本報告の振動現象は過去の現象を表現できていると言える.

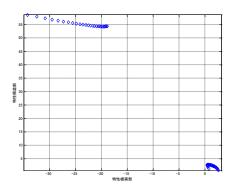


Fig2 Vibration mode

## 4. 結論

結論としては以下のことをまとめる.

- ①非線形運動方程式の構築を行った.
- ②構築した方程式の直立状態における線形化を行い過去の研究との対比を行った.

しかし今後非線形運動を表現する上で直立 状態を確認しただけでは不十分といえる. そこでこの運動方程式を大ロール角状態へ 拡張することによりコーナリング時の運動 を確認していく必要がある. また非線形特 性に最も影響があると予想されるタイヤ特 性および人間の非線形性についても考慮す る必要がある. そこで今後運動方程式を行 うと共に実車実験を用いて, 直立状態およ び旋回時の振動現象を計測し運動方程式の 比較を行い方程式の同定, 人間の特性の計 測が必要がある.

### 参考文献

- (1) R.S. Shape: The Stability and Control of Motorcycles, Journal of Mechanical Engineeing Science, 13-5, 1971.
- (2) 井口雅一: 2輪車の運動力学,機械の研究, 14-7, 14-8, 1962.
- (3)近藤政一: 二輪車の走行安定などを論ずる基礎運動方程式およびそれの自転車への応用, 日本機械学術講演会, 1948.