

二輪車の制駆動中の旋回限界特性についての基礎的考察

酒井 英樹^{*1}

Fundamental study of cornering limit characteristics of motorcycles during braking and driving

Hideki SAKAI^{*1}^{*1} Kindai Univ. Dept. of Robotics Engineering

1 Umenobe, Takaya, Higashihiroshima-shi, Hiroshima 739-2116 Japan

Received: 7 February 2017; Revised: 4 April 2017; Accepted: 23 May 2017

Abstract

Sport riding performance on racing circuits and other locations is seen as an important element in the marketability of motorcycles. In sport riding, some riders start a turn while braking or start acceleration (driving) while turning. Furthermore, the braking aspect of sport riding performance is also critical to accident avoidance performance since it is similar to that of the braking during cornering performance. Consequently, in this paper a fundamental study was carried out to determine methods for improving the cornering limit performance during driving and braking. In the case of four-wheeled vehicles, the G-G diagram is used as a method to indicate the cornering limit performance. In the G-G diagram the longitudinal driving and lateral driving of the vehicle are set as the two axes. Therefore, the first part of this paper proposes a G-G diagram for motorcycles theoretically. In the latter part of this paper, this paper discusses the braking force distribution ratio of front wheel that would maximize the maximum lateral driving, the influence of the normal load distribution ratio of front wheel on the limit cornering property and the influence of the height of the center of gravity on it. From these result, this paper proposes methods for improving the cornering limit performance while braking.

Keywords : Motorcycle, G-G diagram, Limit cornering, Motor sports, Active safety

1. 緒 言

サーキット等におけるスポーツ走行性能は、二輪車の商品性の一つであると思われる。また、スポーツ走行のコーナー進入時におこなわれることのある旋回制動(Toyohuku et al., 1994)の性能は事故回避性能とも共通するため、特に重要な性能であると思われる。そこで本論文は、旋回制動性能のさらなる向上のための車両諸元やCBS(Combined Brake System)(西川他, 2009)の設計, 他の制御システムの改良や創出, ライディングテクニックの更なる向上法を考察する。その方法は、制動中の旋回限界の基本的性質を調べることである。まず本論文の前半部では、旋回制動だけでなく、駆動旋回をも包含した旋回限界性能の表示法を提案し、後半部ではこれを用いて、旋回限界性能の向上法を考察する。なお本論文では、制駆動中の旋回のことを単に旋回と呼ぶ。

まず、本論文前半部における旋回限界の表示法について述べる。四輪車や二輪車の旋回限界の性能表示法として G-G 線図が用いられることがある(Milliken and Milliken, 1995)(関根, 1993)(品川他, 2016)。G-G 線図とは、車両の前後加速度と横加速度の 2 軸上に旋回限界を表したものである。四輪車の G-G 線図の計算法の一つとして、旋回限界の高さとともに、前後輪のどちらが摩擦限界に達しているかの情報も表す G-G 線図が提案されている(酒井, 2016)。その理由は、四輪車では旋回限界において前輪が限界に達するか後輪が限界に達するかによって、ドライバの操作や制御システムの作動が異なるからである。ドライバの操作は、前輪が摩擦限界に達した時は例えばアクセルを緩めるのに対し、後輪が摩擦限界に達したときはカウンターステアを当てる(クルム, 2012)。車両安定化制御システムの作動法は、前輪が摩擦限界のときは主に後内輪を制動し、後輪が摩擦限界のときは主に前

No.17-00043 [DOI:10.1299/transjsme.17-00043], J-STAGE Advance Publication date : 5 June, 2017

本論文は、第25回交通・物流部門大会 講演論文集(2016), No.1128の掲載内容に基づいた論文である。

^{*1} 正員, 近畿大学工学部 (〒739-2116 広島県東広島市高屋うめの辺 1)

E-mail of corresponding author: sakai@hiro.kindai.ac.jp

外輪に制動する(井上, 2000). 二輪車の場合でも, 前輪を制動した場合はロール方向の安定性が, 後輪を制動した場合はヨー方向の安定性が問題になると思われる. そこで本論文も, 前後輪のどちらが限界に達しているかの情報も表す G-G 線図を用いる. ただし, この G-G 線図をそのまま二輪車に適用することはできない. なぜなら, ヨーモーメントのつり合い条件が, 二輪車と四輪車とは異なるからである. そこで, 二輪車のヨーモーメントのつり合いを, 四輪車のそれに変換することによって適用する.

次に, 本論文後半部では, 旋回中の制動力配分比や重心高, 前輪荷重配分比が旋回限界に及ぼす影響を調査し, その結果に基づいて, 旋回限界性能をより向上させるための車両諸元や制御システム・ライディングテクニックを考察する.

2. 四輪車の G-G 線図

この章では, 二輪車の G-G 線図を考察するための準備として, 摩擦限界に達する輪も表す四輪車の G-G 線図(酒井, 2016)について述べる.

2・1 四輪車のモデル

図 1 に四輪車のモデルを示す. このモデルには以下の仮定が設けられている(二輪車にとって無意味な仮定は省略する).

(仮定 1) 車体のロール角は無視する.

(仮定 2) 駆動力は無限大とする.

(仮定 3) 駆動系の慣性モーメント(景山, 景山, 2001)は無視する.

このモデルの直交座標系として, 原点 o を車両重心に固定し, x 軸を水平面内の車両前方に, y 軸を水平面内の車両左方向に, z 軸を鉛直上方にとる. 回転の符号は, 各軸の正の方向に右ネジの進む回転方向を正とする. そのため, 左旋回時の符号が正である. また車両質量を m , 重心高を h , ホイールベースを l , 前輪～重心間距離を l_f , 重心～後輪間距離を l_r , 前後加速度を a_x , 横加速度を a_y とそれぞれ記す. なお, 本論文は水平面内だけの運動を扱い, 勾配における運動は扱わない.

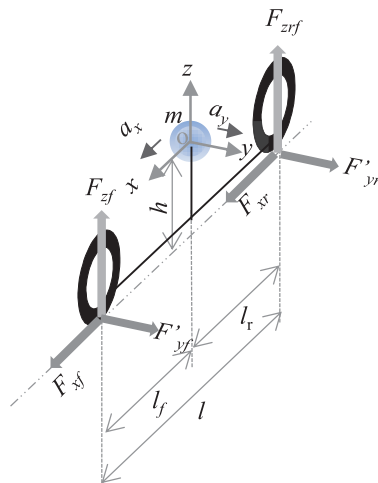


Fig.1 Vehicle model

図 1 のモデルにおいて, 前輪の前後力を F_{xf} , 後輪の前後力を F_{xr} と記すと, x 軸方向の運動方程式は

$$ma_x = F_{xf} + F_{xr} \quad (1)$$

となる. 次に前輪と後輪のコナリングフォースをそれぞれ F'_{yf} , F'_{yr} と記すと, y 軸方向の運動方程式は

$$ma_y = F'_{yf} + F'_{yr} \quad (2)$$

となる．また， z 軸まわりのつり合い，すなわちヨーモーメントのつり合い条件は

$$0 = l_f F'_{yf} - l_r F'_{yr} \quad (3)$$

である．上式における l_f は，正確には l_f からニューマチックトレールを減じた量にすべきであるが，本論文の目的は絶対的な性能予測ではなく，仕様間の相対比較であるので，簡単化のためにニューマチックトレールを無視してある．これと同様に l_r においてもニューマチックトレールを無視してある．

また，制駆動中に式(3)を満たす旋回を準定常円旋回(酒井, 2015)と呼ぶ．本論文では，準定常旋回においてまず a_x を，次に a_y を規定し，それを実現する操舵をドライバがおこなうものとする．したがって操舵によって a_y が決定されるのではなく， a_x と a_y から逆算される操舵が実現されるものと仮定する．

なお，準定常円旋回中の最大横加速度と，そのとき摩擦限界に達した輪を総称して，本論文では旋回限界と呼ぶ．

2・2 ヨーモーメントのつり合い条件の別表現

定常円旋回では，重心位置の横加速度も前輪位置の横加速度も後輪位置の横加速度も全て等しい．そこで，本節では，ヨーモーメントのつり合い条件を，前後輪の位置の横加速度が等しいことに置き換える．まず式(3)の両辺に $l/(l_f m)$ を乗じると

$$0 = \frac{F'_{yf}}{\frac{l_r}{l} m} - \frac{F'_{yr}}{\frac{l_f}{l} m} \quad (4)$$

となる．よって，

$$\frac{F'_{yf}}{\frac{l_r}{l} m} = \frac{F'_{yr}}{\frac{l_f}{l} m} \quad (5)$$

となる．ここで，

$$a'_{yf} \equiv \frac{F'_{yf}}{\frac{l_r}{l} m} \quad (6)$$

$$a'_{yr} \equiv \frac{F'_{yr}}{\frac{l_f}{l} m} \quad (7)$$

と記すと，式(5)は

$$a'_{yf} = a'_{yr} \quad (8)$$

と書ける。したがって前述のように a'_{yf} と a'_{yr} とが一致するとヨーモーメントがつり合う。そこで式(8)を、ヨーモーメントのつり合い条件として用いる。もちろん、 a'_{yf} 、 a'_{yr} の単位は共に m/s^2 、すなわち加速度である。また、定常円旋回において $(l_f/l)m$ は前輪が負担する質量を、 $(l_r/l)m$ は後輪が負担する質量をそれぞれ表す(酒井, 2013)から、準定常円旋回において a'_{yf} は前輪のコナリングフォースを前輪位置の横加速度として、 a'_{yr} は後輪のコナリングフォースを後輪位置の横加速度として、それぞれ表したものである。

2・3 ヨーモーメントのつり合い時の横加速度

ヨーモーメントのつり合い条件である式(8)が成り立つとき、式(2)より

$$ma_y = F'_{yf} + F'_{yr} = ma'_{yf} = ma'_{yr} \quad (9)$$

が成り立つ。よって、このとき

$$a_y = a'_{yf} = a'_{yr} \quad (10)$$

となる。したがって、ヨーモーメントがつり合うとき、 a'_{yf} や a'_{yr} が a_y を表す。

以上のように、 a'_{yf} と a'_{yr} とから、ヨーモーメントのつり合いと横加速度が分かる。

2・4 前後輪の最大コナリングフォース

前輪の垂直荷重を F_{zf} 、後輪の垂直荷重を F_{zr} 、前輪荷重配分比を $d_f(=l_r/l)$ 、後輪荷重配分比を $d_r(=l_f/l)$ と記すと、ある前後加速度 a_x が規定されたときの F_{zf} と F_{zr} はそれぞれ

$$F_{zf} = d_f mg - \frac{h}{l} ma_x \quad (11)$$

$$F_{zr} = d_r mg + \frac{h}{l} ma_x \quad (12)$$

となる。なお g は重力加速度である。

次に全輪駆動車に対応できるように、前輪駆動力配分比を T_f 、後輪駆動力配分比を T_r と記すと、駆動力の合計は ma_x だから

$$F_{xf} = T_f ma_x \quad (13)$$

$$F_{xr} = T_r ma_x \quad (14)$$

となる。ここで $T_r = 1 - T_f$ である。

一方、前輪制動力配分比を B_f 、後輪駆動力配分比を B_r と記すと、制動時には

$$F_{xf} = B_f ma_x \quad (15)$$

$$F_{xr} = B_r m a_x \quad (16)$$

となる．ここで $B_r = 1 - B_f$ である．

次に最大コーナリングフォースを求める．そのために次の仮定を設ける．

(仮定 4) コーナリングフォースと制駆動力とのベクトル和は一定，すなわち摩擦円によって表される（関根，長江，1993）（Milliken and Milliken, 1995）．この仮定から，前輪の摩擦係数を μ_f ，後輪の摩擦係数を μ_r と記すと，前輪の最大コーナリングフォース F'_{yfmax} と後輪の最大コーナリングフォース F'_{yrmax} は，それぞれ

$$F'_{yfmax} = \sqrt{(\mu_f F_{zf})^2 - F_{xf}^2} \quad (17)$$

$$F'_{yrmax} = \sqrt{(\mu_r F_{zr})^2 - F_{xr}^2} \quad (18)$$

となる．次に， F_{yfmax} が生じているときの a'_{yf} を a'_{yfmax} ， F_{yrmax} が生じているときの a'_{yr} を a'_{yrmax} とそれぞれ記す．さらに，ヨーモーメントのつり合い条件を満たす最大横加速度を a_{ymax} と記す．最後に， a'_{yfmax} と a'_{yrmax} をあらゆる a_x において計算し，図示する．これが前述の四輪車の G-G 線図である．

a'_{yfmax} と a'_{yrmax} との関係によって，旋回限界の性質は次のように場合分けされる．

- $a'_{yfmax} = a'_{yrmax}$ のとき $a_{ymax} = a'_{yfmax} = a'_{yrmax}$ ．このとき前輪と後輪の両方が同時に限界に達する．これは，四輪車では Drift と呼ばれる（Milliken et al., 1976）．本論文でもこれを二輪車でも Drift と呼ぶ．
- $a'_{yfmax} > a'_{yrmax}$ のとき $a_{ymax} = a'_{yrmax}$ ．このとき後輪だけが限界に達する．これは，四輪車では Spin と呼ばれる（Milliken et al., 1976）．本論文ではこれを二輪車・四輪車とも Rear wheel skid と記す．
- $a'_{yfmax} < a'_{yrmax}$ のとき $a_{ymax} = a'_{yfmax}$ ．このとき前輪だけが限界に達する．これは，四輪車では Plow と呼ばれる（Milliken et al., 1976）．本論文ではこれを二輪車・四輪車とも Front wheel skid と記す．

後輪駆動の乗用車を想定した諸元で計算した G-G 線図を図 2(A) に示す．この図は上に凸の曲線だけで構成されている．他諸元との比較のため，この図から a_{ymax} を抽出したものが図 2(B) である．

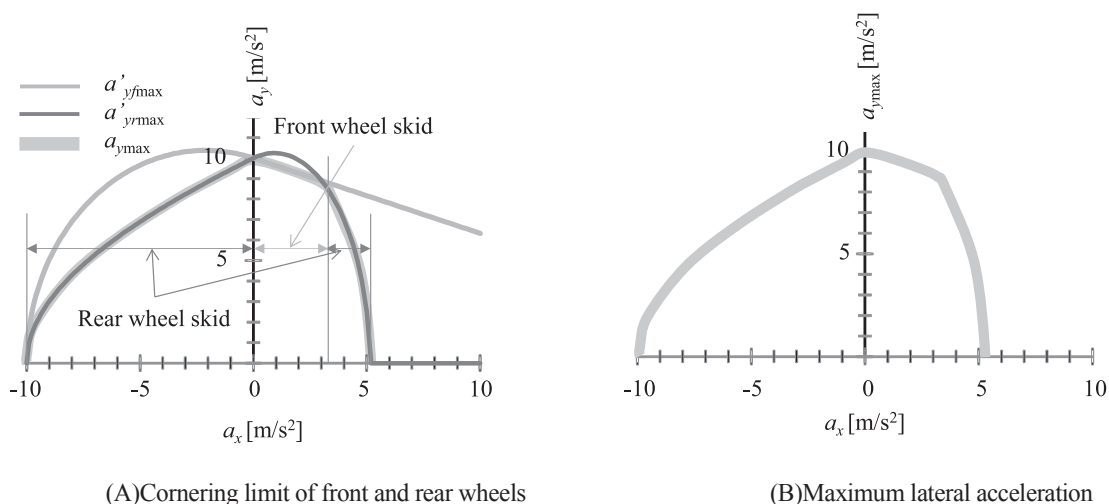


Fig.2 An example of G-G diagram of four wheeled vehicle ($\mu_f = \mu_r = 1$, $d_f = 0.5$, $B_f = 0.82$, $T_f = 0$, $h/l = 0.55/2.5 (= 0.22)$, $g = 10 [\text{m/s}^2]$) : In fig. 2(A), the horizontal axis shows longitudinal acceleration a_x , while the vertical axis shows maximum front wheel lateral acceleration a'_{yf} and maximum rear wheel lateral acceleration a'_{yr} . The smaller of these values is considered the maximum lateral acceleration a_{ymax} shown in fig. 2(B).

Spin 領域では a'_{yfmax} , Plow 領域では a'_{yrmax} で準定常円旋回できないので, これらは言わば架空の横加速度である. したがって, 実車試験や操舵入力による準定常円旋回の時刻歴応答計算によって, これらを求めることはできない. そこで, 実車試験等によってこれらを求めるためには, 次のようにすれば良い. Plow (Spin) 領域の a'_{yrmax} (a'_{yfmax}) を求めるには, $\mu_r \gg \mu_f$ ($\mu_f \gg \mu_r$) に設定して, 前輪 (後輪) が限界に達する準定常円旋回をおこない, その a_{ymax} を a'_{yfmax} (a'_{yrmax}) とすればよい. このように, ある輪の最大横加速度を計算するとき他輪の限界を無視することが, この G-G 線図の計算手法である.

3. 二輪車の G-G 線図

この章では, 前章の G-G 線図を二輪車に適用する. したがって引き続き準定常円旋回を仮定するとともに, その横加速度を規定し, それを実現するための操舵およびロールをライダーがおこなうものとする. よって操舵やロールに対する横加速度を求めるのではなく, 横加速度から逆算される操舵とロールが実現されるものと仮定する.

3・1 車両モデル

図 3 に二輪車のモデルを示す. このモデルは, 図 1 のモデルにロール自由度だけを加えたものであり, ロール角を ϕ と記す. この座標系は, 図 1 のものと同一とするので, ϕ の正の向きは, 背面視時計回りである. この図のモデルの記号は, コーナリングフォースを除いて図 1 のものを用いる. なお, 本論文では, キャンバスラストとコーナリングフォースを総称して, キャンバスラストと呼ぶ. なお本論文は, ウイリーなど片輪の接地荷重が 0 の状態は扱わない.

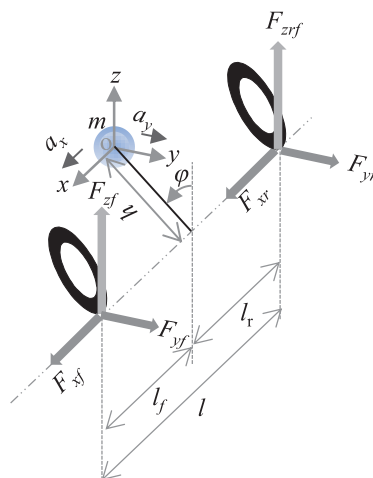


Fig. 3 Motorcycle's model: F_{yf} and F_{xr} yield a moment around z axis when $\phi \neq 0$.

このモデルの x 軸方向の運動方程式は式(1)と共通である. このモデルにおける前輪と後輪のキャンバスラストをそれぞれ F_{yf} , F_{yr} と記すと, y 軸方向の運動方程式は

$$ma_y = F_{yf} + F_{yr} \quad (19)$$

となる. 次に, ヨーモーメントのつり合い条件は

$$0 = l_f F_{yf} - l_r F_{yr} - h \sin \phi m a_x \quad (20)$$

である．上式における l_f は，正確には l_f からニューマチックトレールやキャンバモーメントのアーム長を減じた値であるが，本論文の目的は絶対的な性能予測ではなく，仕様間の相対比較であるので，簡単化のために Sharp(1971)にならってこれらを無視してある．また，上式における右辺第三項は，前後力 $m a_x$ とモーメントアーム長 $h \sin \phi$ との積である．なお， ϕ は力学的ロール角(傳,1965)に一致するものと仮定し，

$$\tan \phi = \frac{-a_y}{g} \quad (21)$$

とする．式(21)右辺分子に負号が付加される理由は， a_y が正の旋回（左旋回）のときに， ϕ は負（背面視反時計回り）だからである．なお

$$\sin \phi = \sin \tan^{-1} \frac{-a_y}{g} = -\frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{a_y}{g}\right)^2}} \frac{a_y}{g} \quad (22)$$

である．式(20)の右辺第3項の有無が，二輪車と四輪車のヨーモーメントのつり合い条件の違いである．

3・2 四輪車の G-G 線図への変換

この節では，図3のモデルを図1のモデルに置換える．そこで，式(19)と式(2)のそれぞれの右辺がどうし等しいとすると，

$$F_{yf} + F_{yr} = F'_{yf} + F'_{yr} \quad (23)$$

なる関係を得る．また式(20)と式(3)のそれぞれの右辺どうしが等しいとすると，

$$l_f F_{yf} - l_r F_{yr} - h \sin \phi m a_x = l_f F'_{yf} - l_r F'_{yr} \quad (24)$$

なる関係を得る．式(23)，(24)を F'_{yf} と F'_{yr} について解くと，それぞれ

$$F'_{yf} = F_{yf} - \frac{h}{l} \sin \phi m a_x \quad (25)$$

$$F'_{yr} = F_{yr} + \frac{h}{l} \sin \phi m a_x \quad (26)$$

となる．そこで， a'_{yf} と a'_{yr} それぞれの代わりに

$$a_{yf} \equiv \frac{F'_{yf}}{\frac{l_r}{l}m} = \frac{1}{\frac{l_r}{l}m} \left(F_{yf} - \frac{h}{l} \sin \phi m a_x \right) \quad (27)$$

$$a_{yr} \equiv \frac{F'_{yr}}{\frac{l_f}{l}m} = \frac{1}{\frac{l_f}{l}m} \left(F_{yr} + \frac{h}{l} \sin \phi m a_x \right) \quad (28)$$

を定義すると、両者の差は

$$a_{yf} - a_{yr} = \frac{l}{l_f l_r m} (l_f F_{yf} - l_r F_{yr} - h \sin \phi m a_x) \quad (29)$$

となる．式(29)の右边()内は式(20)の右边と等しい．したがって、 $a_{yf}=a_{yr}$ のとき、式(20)が満たされるので、ヨーモーメントがつり合う．

次に 2・3 節をトレースするために、式(25)、(26)をそれぞれ次のように変形する．

$$F_{yf} = F'_{yf} + \frac{h}{l} \sin \phi m a_x \quad (30)$$

$$F_{yr} = F'_{yr} - \frac{h}{l} \sin \phi m a_x \quad (31)$$

式(30)、(31)を $a_{yf}=a_{yr}$ の条件下で式(19)に代入すると、

$$m a_y = F_{yf} + F_{yr} = m a_{yf} = m a_{yr} \quad (32)$$

となるので、2・3 節と同様に、 $a_{yf}=a_{yr}$ のとき a_{yf} や a_{yr} が a_y も表す．

以上のことから、二輪車の a_{yf} や a_{yr} が、四輪車の a'_{yf} や a'_{yr} にそれぞれ相当する．この置換によって、図 3 のモデルを第 2 章の G-G 線図に適用できる．

3・3 前後輪の最大キャンパスラスト

二輪車の場合の $F'_{yf \max}$ と $F'_{yr \max}$ は、式 (17)、(18)、(25)、(26)からそれぞれ次のように表される．

$$F'_{yf \max} = \sqrt{(\mu_f F_{zf})^2 - F_{xf}^2} - \frac{h}{l} \sin \phi m a_x \quad (33)$$

$$F'_{yr \max} = \sqrt{(\mu_r F_{zr})^2 - F_{xr}^2} + \frac{h}{l} \sin \phi m a_x \quad (34)$$

次に、 $F'_{yf \max}$ が生じているときの a_{yf} を $a_{yf \max}$ 、 $F'_{yr \max}$ が生じているときの a_{yr} を $a_{yr \max}$ とそれぞれ記すと、 $a_{yf \max}$ と $a_{yr \max}$ は、それぞれ次のように表される．

$$a_{yf \max} \equiv \frac{F'_{yf \max}}{\frac{l_r}{l} m} = \frac{1}{d_f} \left(\sqrt{\mu_f^2 \left(d_f g - \frac{h}{l} a_x \right)^2 - (B_f a_x)^2} + \frac{h}{l} \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{a_{yf \max}}{g} \right)^2}} \frac{a_{yf \max}}{g} a_x \right) \quad (35)$$

$$a_{yr \max} \equiv \frac{F'_{yr \max}}{\frac{l_f}{l} m} = \frac{1}{d_r} \left(\sqrt{\mu_r^2 \left(d_r g + \frac{h}{l} a_x \right)^2 - (B_r a_x)^2} - \frac{h}{l} \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{a_{yr \max}}{g} \right)^2}} \frac{a_{yr \max}}{g} a_x \right) \quad (36)$$

ここで、ある輪の最大横加速度を計算するとき他輪の限界を無視するため、式(35)、(36)中の ϕ はそれぞれの車輪の最大キャンバスラストに応じた ϕ とし、他輪のそれは考慮しない。また、 $\sin\phi$ の変形に際して式(22)の関係を用了。なお、駆動側では、 B_f や B_r の代わりに T_f や T_r をそれぞれ代入することとする。

3・4 G-G 線図の計算例

式(35)を $a_{yf \max}$ について解くことによって $a_{yf \max}$ が決定され、式(36)を $a_{yr \max}$ について解くことによって $a_{yr \max}$ が決定される。この計算をあらゆる a_x についておこなうことによって、 a_x に対する $a_{yf \max}$ や $a_{yr \max}$ を図示することができる。これが本論文の提案する二輪車のG-G線図である。

その計算例を図4(A)に示す。この図と図2との相違点の一つは、全駆動領域が前輪だけで決定されたことである。もう一つの相違点は、制動側や駆動側に下に凸の区間があることである。そのため $a_x=0$ の付近の $a_{y \max}$ の形状は、図4(B)に示されるように、四輪車よりも二輪車のほうがより尖がるものと思われる。これがスポーツ走行の最速ライン取りに及ぼす影響は次のようになる。すなわち、四輪車の場合、コーナリングの手順はフルブレーキング→旋回制動→最大横加速度旋回($a_x=0$)→旋回緩加速→旋回フル加速と指摘されている(クルム, 2012)が、二輪車の場合は、四輪車よりもより尖っているために、旋回制動や旋回緩加速の区間がより短くなりがちであると思われる。直観的に言えば、二輪車の走行ラインはU字組み、四輪車のライン取りはV字組みであると思われる。なお、図4の計算諸元は自動車技術ハンドブック(自動車技術ハンドブック編集委員会編, 2011)に記載されている数値例を丸めて用いた。

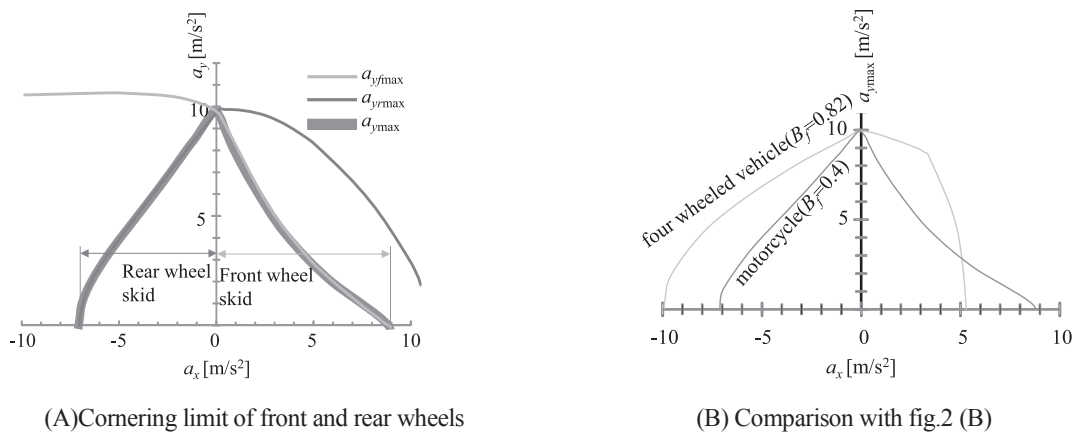


Fig.4 An example of G-G diagram of motorcycle ($\mu_f=\mu_r=1$, $d_f=0.4$, $B_f=0.4$, $T_f=0$, $h/l=0.6/1.35$, $g=10[\text{m/s}^2]$)

4. 考 察

4・1 制駆動力によるヨーモーメントが旋回限界に及ぼす影響

本節では、制駆動力によるヨーモーメントの影響を考察する。式(35)、(36)において $\sin\phi=0$ として、図4の諸元を用いて計算した G-G 線図を図5(A)に示す。この場合においても、四輪車と異なり、駆動側の全領域は前輪だけで決定される。したがって、これは、二輪車と四輪車との計算諸元の違いに起因する。また図4との比較から、二輪車の減速側に下に凸の部分があることは、このヨーモーメントに起因する。したがって、このヨーモーメントの影響は有意であると思われる。次に図5(A)と図4(A)との最大横加速の比較を図5(B)に示す。図5(B)から、このヨーモーメントによって最大横加速度は制動側でも駆動側でも減少する。

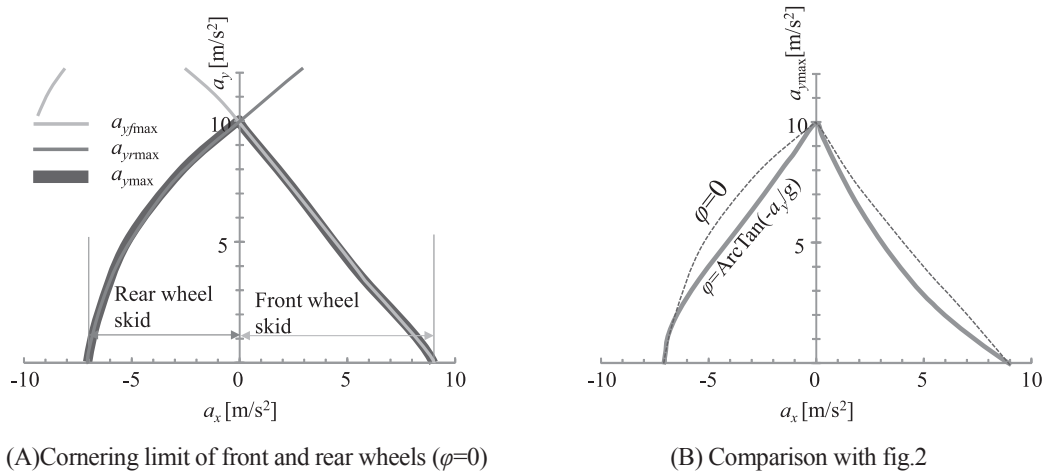


Fig.5 The influence of the yaw moment by braking/driving force on the limit cornering property ($\mu_f=\mu_r=1$, $d_f=0.4$, $B_f=0.4$, $T_f=0$, $h/l=0.6/1.35(=0.444)$, $g=10[m/s^2]$): These figures were calculated under the assumption that roll angle ϕ equals zero in eq.(35) and (36). Figure 5(B) implies that the yaw moment decreases maximum lateral acceleration in braking and increases it in driving.

4・2 旋回限界を最大化するための前輪制動力配分比

本節では、最大横加速度 a_{ymax} を最大化するための B_f を考察する。 a_{ymax} は、 a_{yfmax} と a_{yrmax} のうちの小さいほうで決まるから、両者の差分だけ使われないキャンパスラストがある。このキャンパスラストが小さいほど a_{ymax} が大きいから、 $(a_{yfmax} - a_{yrmax})^2$ を最小化する B_f を用いることによって、 a_{ymax} を最大化できる。ただし $0 \leq B_f \leq 1$ とする ($B_f > 1$ の場合は後輪が、 $B_f < 0$ の場合は前輪が、制動中にもかかわらず駆動してしまうため、 a_{ymax} を最大化できない)。

この B_f を用いることによって、図4の計算諸元における a_{ymax} を最大化した場合の G-G 線図の計算例を図6(A)に、そのときの B_f を図6(B)に示す。図6(A)には、 $a_{ymax} = a_{yfmax} = a_{yrmax}$ の領域があるので、 a_{ymax} の最大化が実現されていることが確認できる。図6(A)の最大横加速度を図4(A)のそれと比較した結果を図6(C)に示した。

理論上は、図6(B)の B_f を実現するようにライダーが制動したり、制御システムを構築することによって、制動側の旋回限界を向上できるはずである。一方、現実には熟練ライダーは、ほぼ後輪だけロックで旋回制動した(Toyohuku et al., 1994)と報告されている。この理由は、バンク時の前輪の制動力に起因した操舵軸まわりのモーメントによる舵角変化を避けるためであると思われる。したがって、制動側の旋回限界のさらなる向上法として、バンク時に前輪に制動力を与えても、操舵軸まわりにモーメントが生じないような機構や、このモーメントが生じても、それをキャンセル・低減するような(制御)機構やライディングテクニックが考えられる。バンク時に前輪に制動力を与えても操舵軸まわりにモーメントが生じないような機構の一例としては、Piaggio MP3 のような前ダブルタイヤの車両において、制動力ベクトルと交わる仮想キングピン軸をもつ操舵系機構が考えられる。また、このモーメントをキャンセルする機構の一例としては、パワーステアリングによるアクティブ制御が考えられる。さらに、このモーメントを低減する機構の一例としては、ステアリングダンパのアクティブ制御が考えられる。こ

れらと組合せる旋回中の CBS 制御においては, 図 6(B)の B_f に設定しておくことで, 旋回中に ABS 制御が作動する場合のフィードフォワード部として作用し, ABS 制御の応答がより速くなることが期待される。

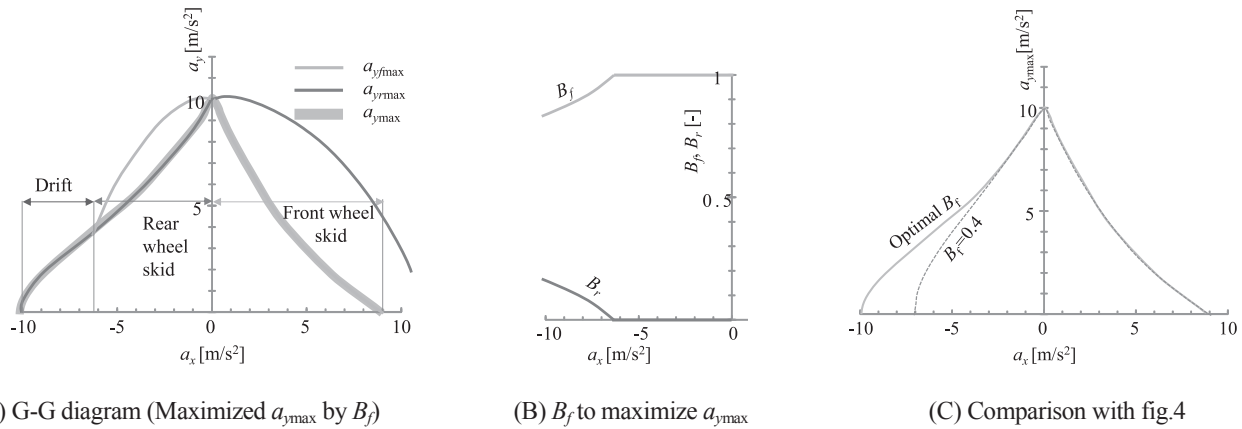


Fig.6 The influence of front braking force distribution ratio on the limit cornering property ($\mu_f=\mu_r=1$, $d_f=0.4$, $T_f=0$, $h/l=0.6/1.35$ ($=0.444$), $g=10$ [m/s²]) : B_f shown in fig. 6 (B) was chosen to maximize $a_{y,max}$ at each a_x . Figure 6(c) shows that the maximum lateral acceleration using this B_f is larger than that in case of $B_f=0.4$.

4・3 前輪荷重配分比が旋回限界に及ぼす影響

前輪荷重配分比 d_f の影響を考察するために, d_f を 0.4 から 0.3 に変更したうえで, B_f によって $a_{y,max}$ を最大化した場合の G-G 線図の計算例を図 7(A)に, その B_f を図 7(B)に示す. 図 7(A)の最大横加速度を図 6(A)のそれと比較したものが図 7(C)である. 図 7(C)に示されるように, d_f を 0.4 から 0.3 に変更すると, 制動側の最大横加速度が増加し, 加速側の最大横加速度が減少した. したがって, 駆動時よりも制動時の旋回限界をより重視する車両企画の場合, d_f をより小さく設定することが有効であると思われる. またライディングテクニックとしては, 旋回制動中はより後ろ寄りのポジションを, 旋回駆動中はより前寄りのポジションをライダーがとることで, 旋回限界をより向上できるものと思われる. なお, 旋回駆動中の前寄りポジションに関して, 和歌山はスロットルを開けるまでに, 身体を前方へ移動しておくことと指摘している (1990) ので, この指摘は前記考察の一部と整合する。

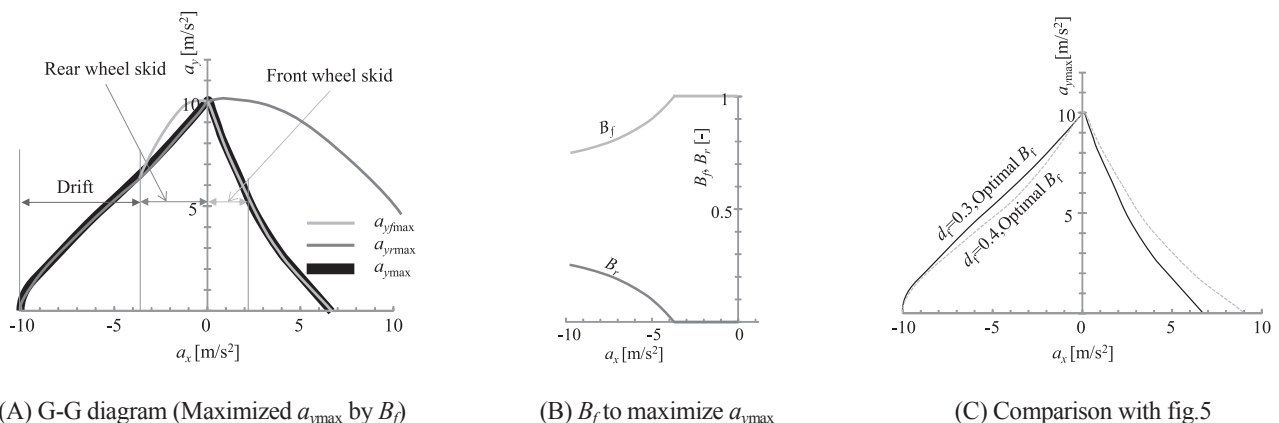
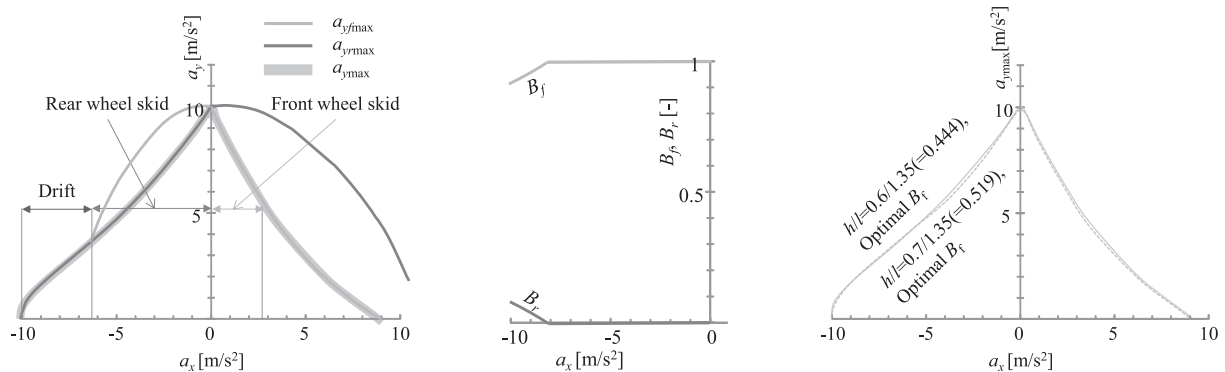


Fig.7 The influence of normal force distribution ratio of front wheel on the limit cornering property ($\mu_f=\mu_r=1$, $d_f=0.3$, $T_f=0$, $h/l=0.6/1.35$ ($=0.444$), $g=10$ [m/s²]) : Figure 7 (B) shows B_f which maximizes $a_{y,max}$. Figure 7(C) implies that decrease of d_f makes maximum lateral acceleration larger in braking and makes it smaller in driving.

4・4 重心高とホイールベースとの比が旋回限界に及ぼす影響

本節では h/l の影響を考察する. 4・2 節では h/l は $0.6/1.35(=0.444)$ であったが, 本節ではこれを $0.7/1.35(=0.519)$ に変更した. この h/l において, B_f によって $a_{y\max}$ を最大化した G-G 線図を図 8(A) に, その B_f を図 8(B) に示す. 図 8(A) の最大横加速度を図 6(A) のそれと比較したものが図 8(C) である. 図 8(C) に示されるように, h/l を $0.6/1.35$ から $0.7/1.35$ に変更すると, 制動側も駆動側も最大横加速度が減少した. したがって車両企画としては, h/l をより小さく設定することが有効であると思われる. また, ライディングテクニックとしては, 重心高がより低くなるような姿勢によって, 旋回限界をより高くできるものと思われる.



(A) G-G diagram (Maximized $a_{y\max}$ by B_f)

(B) B_f to maximize $a_{y\max}$

(C) Comparison with fig.5

Fig.8 The influence of the ratio of the center of gravity height to the wheel base on the limit cornering property ($\mu_f=\mu_r=1$, $d_f=0.4$, $T_f=0$, $h/l=0.7/1.35(=0.519)$, $g=10[m/s^2]$) : This B_f was chosen to maximize $a_{y\max}$. Figure 8(C) implies that decrease of h/l makes maximum lateral acceleration larger in both braking and driving.

5. 結 言

本論文の内容をまとめると次のようになる.

制駆動中の旋回限界の高さや限界に到達した輪の情報を表す二輪車の G-G 線図を提案した. この G-G 線図を用いることによって, 事故回避性能やスポーツ走行性能の性能設計が, より充実すると思われる.

旋回中の制駆動力によって生じるヨーモーメントは, 制動側でも駆動側でも旋回限界を減少させた.

制駆動中の旋回限界に影響を及ぼす設計変数について考察をおこなった. その結果, 制動中の旋回限界のさらなる向上の方策として①前輪の制動力による操舵軸まわりのモーメントを生じさせない操舵機構や②このモーメントをキャンセルや低減する(制御)機構③そのモーメントの作用下でも適切な操舵をおこなうライディングテクニックの研究④旋回中の CBS 制御の制動力配分比を提案した.

本論文が, 旋回限界についての性能設計・性能予測や CBS 制御・ABS 制御等のさらなる高品質化や商品性のさらなる向上, あるいはライディングテクニックへの何らかの示唆等に少しでも貢献できれば幸いである.

文 献

傅啓泰, 定常旋回における二輪車の基本特性, 日本機械学会論文集, Vol.31, No.229 (1965), pp.1305-1314.

井上秀雄, 最近の車両運動制御の動向について—VSC, ブレーキアシスト, Active-TRC の開発—, 自動車技術会シンポジウムテキスト(2000), No.01-00, pp.23-32.

自動車技術ハンドブック編集委員会編, 自動車技術ハンドブック〈第1分冊〉基礎・理論編, 自動車技術会(2011), pp.312-313.

景山克三, 景山一郎, 自動車力学 (2001), pp.64-97, 理工図書.

クルム, M., ミハエル・クルムのレーシング「超」運転術(2012), pp.24-27, 東邦出版.

Milliken, W., Dell'Amico, F. and Rice, R., The static directional stability and control of the automobile, SAE Technical Paper, No.760712 (1976).

Milliken, W. and Milliken, D., Race car vehicle dynamics (1995), pp.345-366, SAE.

西川豊, 南里武彦, 竹之内和也, 谷一彦, 高柳眞二, 深谷修一, ブレーキバイワイヤシステムを用いたスーパースポーツ二輪車用 ABS の開発, 学術講演会前刷集, No.5-09 (2009), pp.15-18.

酒井英樹, 自動車の平面運動におけるヨー角速度進み時定数についての力学的考察, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.801 (2013), pp.1681-1693.

酒井英樹, 自動車運動力学(2015), p.100, 森北出版.

酒井英樹, 制駆動中の旋回限界特性についての基礎的考察, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.839 (2016), DOI: 10.1299/transjsme.16-00019.

関根太郎, 長江啓泰, 旋回制動時の車両挙動の解析, 自動車技術会論文集, Vol.24, No.4 (1993), pp.76-81.

品川晃徳, 野澤久幸, 内山裕太郎, 全日本クロスカン트리選手権におけるオフロード二輪車の走行データ解析, 日本機械学会第 25 回交通・物流部門大会(2016), No.1126.

Sharp, R., The stability and control of motorcycles, Journal Mechanical Engineering science, Vol.13, No.5 (1971), pp.316-329.

Toyohuku, Y., Matsushima, K., Irie, Y., Yonezawa, H. and Mizuno, K., Study on effects of motorcycle anti-lock-braking-system for skilled and less-skilled riders : regarding braking in a turn, JSAE Review, Vol.15, No.3 (1994), pp.223-228.

和歌山利宏, ライディングの科学 (1990), p.142, グランプリ出版.

References

Ho, K., Teijyousennkai ni okeru nirinnsha no kihonntokusei, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Vol.31, No.229 (1965), pp.1305-1314 (in Japanese).

Inoue, H., Advanced vehicle dynamics control technology for active safety - Development of VSC, brake assist, active traction control -, JSAE Symposium proceedings (2000), No.00-01, pp.23-32.

Jidousha gijyutsu handobukku henshuuininkai, Jidousha gijyutsu handobukku (No.1) Kiso riron hen (2011), pp.312-313 (in Japanese).

Kageyama, K. and Kageyama, I., Jidousha rikigaku (2001), pp.64-67, Rikoh Tosho (in Japanese).

Krumm, M., Driving on the edge (2012), pp.24-27, Toho publishing (in Japanese).

Milliken, W., Dell'Amico, F. and Rice, R., The static directional stability and control of the automobile, SAE Technical Paper, No.760712 (1976).

Milliken, W. and Milliken, D., Race car vehicle dynamics (1995), pp.345-366, SAE.

Nishikawa, Y., Minamisato, T., Takenouchi, K., Tani, K., Takayanagi, S., and Hukatani S., Development of ABS for super sports motorcycles using a brake-by-wire system, Proceedings of JSAE Congress, No.5-09 (2009), pp.15-18.

Sakai, H., A physical interpretation of lead time constant of yaw angular velocity in planar motion of automobile, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.79, No.801 (2013), pp.1681-1693 (in Japanese).

Sakai, H., Automotive vehicle dynamics (2015), p.100, Morikita Publishing Co., Ltd. (in Japanese).

Sakai, H., Fundamental study of cornering limit characteristics during braking and driving, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.82, No.839 (2016), DOI: 10.1299/transjsme.16-00019.

Sekine, T. and Nagae, H., Cornering behavior analysis of passenger car under braking situations, Transactions of Society of Automotive Engineers of Japan, Vol.24, No.4 (1993), pp.76-81 (in Japanese).

Shinagawa, A., Nozawa, H., and Uchiyama Y., Data analysis of off-road motorcycle in Japan national cross-country, JSME Transportation and logistics 2016 (2016), No.1126 (in Japanese).

Sharp, R., The stability and control of motorcycles, Journal Mechanical Engineering science, Vol.13, No.5 (1971), pp.316-329.

Toyohuku, Y., Matsushima, K., Irie, Y., Yonezawa, H. and Mizuno, K., Study on effects of motorcycle anti-lock-braking-system for skilled and less-skilled riders : regarding braking in a turn, JSAE Review, Vol.15, No.3 (1994), pp.223-228.

Wakayama, T., Raideingu no kagaku (1990), p.142, Grand prix book publishing.