

# 大キャンバ角を持った二輪車の運動に関する研究

武木 智史\*<sup>1</sup> 荻野 弘彦\*<sup>2</sup>

## Research on Dynamics of Two Wheel Vehicle with Large Camber Angle

by

Satoshi TAKEKI\*<sup>1</sup> and Hirohiko OGINO\*<sup>2</sup>

(Received on Oct. 06, 2017, and accepted on Jan. 11, 2018)

### Abstract

In recent years, the reduction of greenhouse gas is the important issue. One method to reduce the greenhouse gas is an electric vehicle. A personal mobility of small electric vehicle is very convenient in an urban area, and the small electric vehicle has a superior energy efficiency. Then, we think that the personal mobility of small electric vehicle is an effective solution. Some personal mobility of small electric vehicle such as Segway used for a guard or watchman in an airport or a factory. This mobility has high maneuverability. It is required to rush with high speed in an emergency. However, the maximum speed of these mobility is too slow. For example, the maximum speed of Segway is only 20km/h. Then, we suggest the new personal mobility of small electric vehicle that has high speed and high maneuverability. This mobility had the two driving tires, and location of each tire change at indoor and outside. The location of tires is like a motorcycle at outside. On the other hand, the tires had large camber angle at indoor. In this report, the effect of steer angles and the effect of driving torques of each tire for trajectory were examined.

**Keywords:** Large camber angle, Personal mobility, Small electric vehicle

### 1. まえがき

温室効果ガスによる地球温暖化が大きな問題になっている。日本では温室効果ガスのひとつである二酸化炭素ガスの約 16.7%を運輸部門が排出しており<sup>1)</sup>、これを削減することが自動車メーカーの大きな責務となっている。自動車メーカーは様々な対策を模索しているが、我々は1人乗りもしくは2人乗り程度の小型電気自動車を使用したパーソナルモビリティの普及により運輸部門の排出する二酸化炭素ガスを減少させることができると考えている。現在、都市部では少人数を大きくて重い化石燃料車で移動することが多く、二酸化炭素ガスの排出量が多いだけでなく、単位消費エネルギー当たりの輸送量が小さいために輸送効率が悪いという問題が存在する。一方、小型電気自動車を使用したパーソナルモビリティは二酸化炭素ガスの排出がない電動モータを使用し、少人数輸送に特化することで、二酸化炭素排出量削減を行うことができるのと同時に、輸送効率の改善が期待できる。

筆者らは、このような車両の一つとしてセグウェイ<sup>2)</sup>のような小型直立自走式パーソナルモビリティに着目した。これらはオフィスビルなどの屋内と屋外の両方を走行することができ、空港施設や大規模イベント施設、工場などの警備や見回りで広い屋内外を移動することにも使用されている。このような用途で使用される場合、高

い運動性、すなわち旋回半径が 0 で回転したり、車体を回転させずに任意の方向へ並進することができ、また緊急時には迅速に移動できる高速走行性が要求される。しかし、これらのパーソナルモビリティは比較的高い運動性を持っているが、高速走行性は不十分である。もしくは高速走行性は十分でも運動性に乏しい。例えば、前述のセグウェイの場合、最高速度は 20km/h に留まり、凹凸の大きな不整路面では転倒の危険性がある。また、運動性に関して、旋回半径は小さいものの、車両の向きを固定した状態における並進運動のような移動は不可能である。他のパーソナルモビリティでは、本田技研工業株式会社が開発した UNI-CUB<sup>3)</sup>は人の歩行のような自由自在な動きを狙いとして開発され、高い運動性を持つが最高速度は 6km/h であり高速走行性は低い。このように、安定した高速走行性と並進運動を含むような高い運動性を両立したパーソナルモビリティは筆者らの知る限りないのが現状である。

そこで本研究の目標は緊急時には 40km/h 程度の高い高速性能と安定性を持つとともに、並進運動を含むような高い運動性を持つ車両の開発を行うことである。筆者らが提案する車両は高速走行時にはオートバイのような二輪車の形状を持っている。一方、屋内での巡回のような高い運動性を要求される通常走行時には、駆動輪に大きなキャンバ角を持たせ、並進運動を含むような運動を可能にさせる。筆者らは駆動輪に大きなキャンバ角を持たせた形状の場合を大キャンバ角車両 (Large Camber Vehicle, 以下 LCV)と呼んでいる。類似の研究としてキャ

\*1 工学研究科機械工学専攻修士課程

\*2 工学部動力機械工学科教授

ンバ角を変化させ旋回性の向上を狙った車両としてトヨタ自動車の i-ROAD<sup>4)</sup> や工学院大学の野崎博路教授らが研究しているキャンバ角コントロール車両<sup>5)</sup>などがすでにあるが、これらは 50 度程度までのキャンバ角を積極的に変化させることで旋回性の向上を狙っているのに対し、LCV は 80 度までの深い角度までキャンバ角を可変させそこで固定し、入力軸角に操舵入力することで輪と路面の接地位置を移動させ、接地面に作用する制駆動力ベクトルの向きを大きく変化させることで並進運動を含むような高い運動性を獲得することを狙いとしている。字面の上ではキャンバ角を変化させるということと同じように見えるが、これまでのキャンバ角を変化させる車両がキャンバラストを積極的に利用し旋回性の向上を狙っているのに対し、LCV は輪と路面の接地位置を移動させることにこそ主題があり、制駆動力のベクトルを変化させることで旋回性の向上のみならず並進運動を含むような高い運動性を獲得することを狙いとしており、既存のキャンバ角を変化させる車両とは全くその性質を異にするものである。アプローチが異なるので当然のこととして、既存のキャンバ角を変化させる車両は旋回半径が 0 で回転したり車体を回転させずに任意の方向へ並進することは出来ず、LCV であればこれらを可能にする事が出来ると考える。このことから LCV が持つ独自性は揺るがないものと考えられる。

LCV の駆動輪に操舵入力を与えると、輪と路面の接地位置が平面上を移動し、接地面に作用する制駆動力ベク

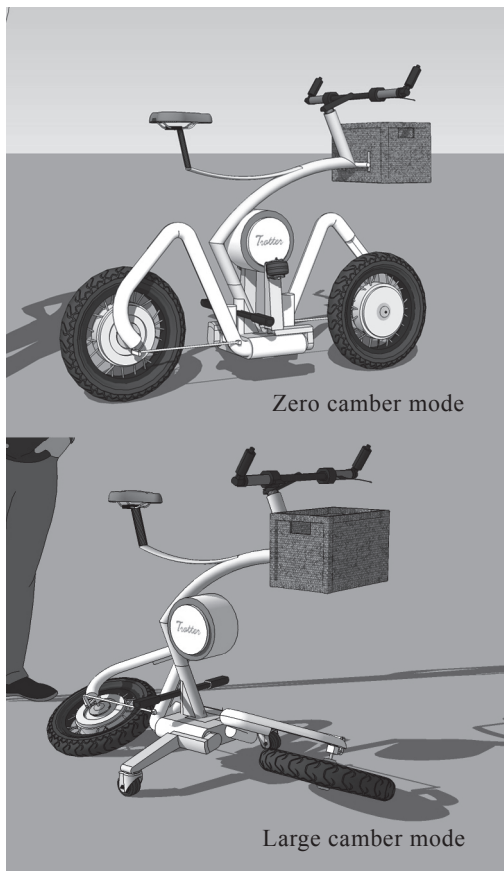


Fig.1 Exterior of LCV.

トルの向きが大きく変化する。また、駆動トルクを変化させると、横滑り角とスリップ率が変化するために制駆動力ベクトルの大きさが変化するとともに、向きも変化してしまう。そこで、運転手の意図したとおりに車両を運動させるための舵入力と駆動トルク制御方法を明らかにすることを目的として、その第一段階として直進可能な軸角の組み合わせをシミュレーションにより解析したので報告する。

## 2. LCV の構成

LCV の構成を Fig.1 に示す。小型のオートバイほどの大きさを持ち、駆動は前後輪ともインホイールモーターを想定している。ゼロキャンバモードと大キャンバモードへの変形機構を持ち、大キャンバモード時には補助輪を同時に展開する。

## 3. 解析

### 3.1 主な記号

以下に使用した主な記号を示す。

$c$ : 路面係数,  $d$ : トレッド[m],  $F$ : 力[N],  $I$ : 慣性モーメント[kg $m^2$ ],  $K$ : コーナリング剛性[N/rad],  $l$ : 長さ[m],  $m$ : 車両質量 422[kg],  $r$ : 重心まわりヨー角速度[rad/s],  $R$ : 輪半径[m],  $t$ : 時間[s],  $T$ : 駆動トルク[Nm],  $u$ :  $x$  軸方向速度[m/s],  $v$ :  $y$  軸方向速度[m/s],  $W$ : 輪荷重[N],  $x$ : 車体前後方向座標,  $y$ : 車体横方向座標,  $\beta$ : 横滑り角[rad],  $\delta$ : 舵角[rad],  $\mu$ : 摩擦係数,  $\rho$ : スリップ率,  $\xi$ : 入力軸角,  $\theta$ : キャンバ角[rad],  $\omega$ : タイヤ角速度[rad/s]

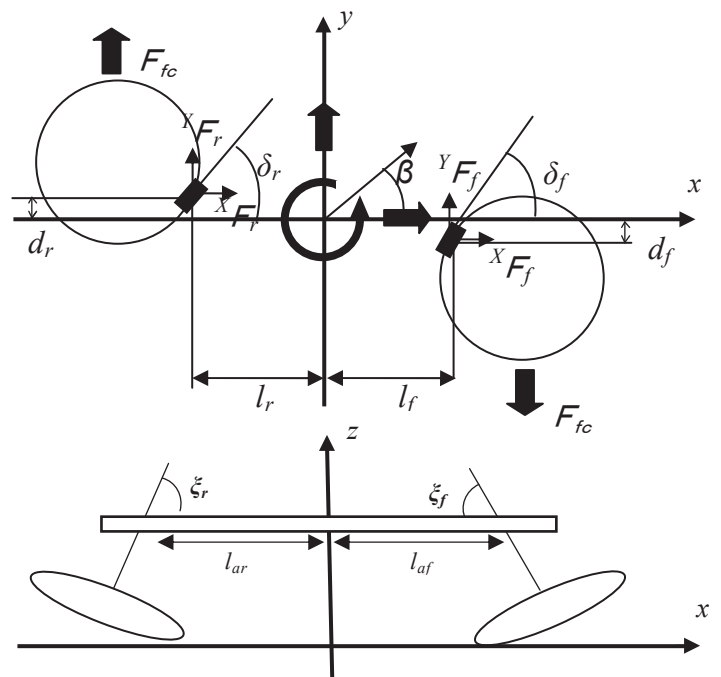


Fig.2 Model Figure of LCV.

添字

$c$ : キャンバ,  $f$ : 前輪,  $n$ : 輪回転面に直角方向,  $r$ : 後輪,  $t$ : 輪回転面に沿う方向,  $T$ : 輪,  $x$ :  $x$  軸方向,  $y$ :  $y$  軸方向,  $\psi$ : キャンバスラスト係数,  $a$ : 入力軸

### 3.2 解析モデル

Fig.2 に解析モデルを示す. 簡単化のためサスペンションを考慮せず, また, 車体を支えるための補助輪は力を発生させないために車両の運動に影響を与えないと仮定した. 図中の丸はタイヤを, 実線はボディを示している. 前後駆動輪と接地点は舵角入力により平面内を移動する.

### 3.3 基礎方程式

$x$ ,  $y$  軸方向の並進運動方程式と重心まわりのヨー角運動方程式は以下ようになる.

$$m \left( \frac{du}{dt} - rv \right) = {}^x F_f + {}^x F_{fc} + {}^x F_r - {}^x F_{rc} \quad (1)$$

$$m \left( \frac{dv}{dt} + ru \right) = {}^y F_f - {}^y F_{fc} + {}^y F_r + {}^y F_{rc} \quad (2)$$

$$I \frac{dr}{dt} = -d_f ({}^x F_f + {}^x F_{fc}) + l_f ({}^y F_f - {}^y F_{fc}) + d_r (-{}^x F_r + {}^x F_{rc}) + l_r (-{}^y F_r - {}^y F_{rc}) \quad (3)$$

ここで, 左肩添字は  $x, y$  軸方向, 右添字は前輪と後輪, ならびにキャンバスラストを示している. 前輪トレッド  $d_f$  と後輪トレッド  $d_r$  はそれぞれ 0.4[m], 重心から前輪回転軸中心までの距離  $l_f$  と後輪回転軸中心までの距離  $l_r$  は 0.84[m] とした. 車重は 422[kg] とした. さらに,  $I$  は重心まわりのヨー慣性モーメントで 1000[kgm<sup>2</sup>] とした. これらを解くことにより,  $x$  軸方向速度  $u$ ,  $y$  軸方向速度  $v$ , 重心まわりのヨー角速度  $r$  を求めた. 接地面に作用する力はタイヤモデルにより求めた.

### 3.4 タイヤモデル

接地面に作用する輪回転面に沿う方向の力  $F_t$  と直角方向の力  $F_n$ , 輪の回転軸方向を向いているキャンバスラスト  $F_c$  は以下の式により求めた.

$$F_t = \mu W \quad (4)$$

$$F_n = -K\beta \quad (5)$$

$$F_c = \psi\theta \quad (6)$$

ここで, 摩擦係数  $\mu$  はマジックフォーミュラ<sup>6)</sup>により求めた.

$$\mu = -1.1c(e^{-35\rho} - e^{-0.35\rho}) \quad (7)$$

ここで, 路面係数  $c$  は乾燥アスファルト路面の場合は  $c = 0.8$  となる. 本解析では駆動トルクを与えて加速する場合になるので, スリップ率  $\rho$  は以下のように定義される.

$$\rho = \frac{u_t - R\omega}{R\omega} \quad (8)$$

前後輪半径は  $R = 0.23$ [m] とした. 輪角速度は各輪の角運動方程式より求めた.

$$I_T \frac{d\omega}{dt} = T - RF_t \quad (9)$$

前後輪の駆動トルク  $T_f, T_r$  はそれぞれ 1000[Nm] とした. また, 前後輪コーナリング剛性  $K_f, K_r$  は  $3.33 \times 10^3$ [N/rad] とした. また, 前後輪横滑り角は以下のようになる.

$$\beta_f = \tan^{-1} \left( \frac{v + l_f r}{u - d_f r} \right) - \delta_f \quad (10)$$

$$\beta_r = \tan^{-1} \left( \frac{v - l_r r}{u + d_r r} \right) - \delta_r \quad (11)$$

### 3.5 入力軸角とキャンバ角, 舵角, 接地点の関係

本車両の操舵入力 Fig.2 に示す前後輪の入力軸角  $\xi_f, \xi_r$  になる. そこで, 入力軸角  $\xi_f, \xi_r$  と舵角  $\delta_f, \delta_r$  の関係を誘導する. さらに, 入力軸角  $\xi_f, \xi_r$  により接地点位置が変化する. そこで, 軸角  $\xi_f, \xi_r$  と前後輪トレッド  $d_f, d_r$ , 重心から前後輪回転軸までの距離  $l_f, l_r$  も求める. Fig.3 に示すように LCV の車輪を横から見た形状を楕円として近似して, 直線と楕円の式を連立させた以下の式によって接地点座標を求めた. 現実には入力により楕円の傾きが変化するが, 楕円を傾ける代わりに, 接地線を傾けて接地点座標を求めた. 従って接地線の傾きが入力軸角の関数となる. 楕円の高さ  $b$  はキャンバ角  $\theta$  より (12) 式のようになる.

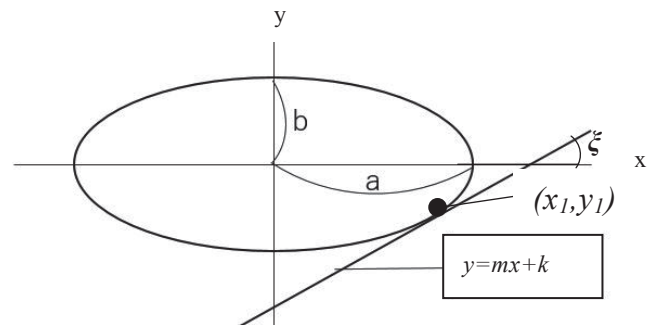


Fig.3 Pattern diagram of LCV's wheel.

$$\begin{cases} a = R \\ b = \sin(90 - \theta)R \end{cases} \quad (12)$$

$$m = \tan \xi \quad (13)$$

$$\begin{cases} \frac{x^2}{a^2} + \frac{y^2}{b^2} = 1 \\ y = mx + k \end{cases} \quad (14)$$

(14)式を連立させて  $k$  を求める.

$$k = \sqrt{b^2 + m^2 a^2} \quad (15)$$

楕円の接線の式と直線の式を比べた時それぞれの式の切片の項をイコールで結ぶ

$$\begin{cases} y = -\frac{b^2 x_1}{a^2 y_1} x + \frac{b^2}{y_1} \\ y = mx + k \end{cases} \quad (16)$$

$$\frac{b^2}{y_1} = k \quad (17)$$

(15)式を(17)式に代入して(18)式が求まる

$$y_1 = b^2 \sqrt{\left(-\frac{1}{b^2 + m^2 a^2}\right)} \quad (18)$$

(18)式を(14)式に代入して(19)式が求まる

$$x_1 = \sqrt{a^2 \left(1 - \frac{y_1^2}{b^2}\right)} \quad (19)$$

舵角  $\delta$  と入力軸角  $\xi$  の関係式は(20)のようになる.

$$\delta = \text{atan} \left( \frac{x_1}{b^2 \sqrt{\left(-\frac{1}{b^2 + \tan^2 \xi a^2}\right) \frac{a}{b} \cos(90 - \theta)}} \right) \frac{180}{\pi} \quad (20)$$

$x1$  座標を原点を基準にして  $-\xi$  [deg]回転させたものに, 重心中心点から入力軸までの距離  $l_a$  を足すことで  $l$  を求めることができる.

$$l = l_a + (x_1 \cos \xi - y_1 \sin \xi) \quad (21)$$

### 3.6 解析条件

入力軸角が運動に与える影響を明らかにするため, 以下の3つの場合を解析した. 路面状況は乾燥アスファルト路面を想定した. キャンバ角  $\theta$  は 80[deg], 舵角  $\delta$  は入

力軸角によって定まる. 車両の初速度は 0[m/s], 入力トルクは 1000[N/m]である. 車両の向きは 4.1 で示す走行軌跡のグラフの右手方向に設定した. 運動方程式は離散的に求めた. 固定ステップサイズは  $1.0 \times 10^{-5}$ [s]で 10[s]まで計算を行った.

case1:後輪入力軸角  $\zeta_r$ を 0[deg]に固定し, 前輪入力軸角  $\zeta_f$ を 0~5[deg]に変化させた場合

case2:前輪入力軸角  $\zeta_f$ を 0[deg]に固定し, 後輪入力軸角  $\zeta_r$ を 0~5[deg]に変化させた場合

case3:前輪入力軸角  $\zeta_f$ を 0~5[deg], 後輪入力軸角  $\zeta_r$ を 0~5[deg]に同時に変化させた場合

case4:前輪入力軸角  $\zeta_f$ を 3.1~3.5[deg], 後輪入力軸角  $\zeta_r$ を -3.1~-3.5[deg]に同時に変化させた場合

## 4. 結果および考察

### 4.1 前輪軸角のみ入力した場合 (case1)

以下に示すグラフは 3.6 の解析条件で行ったシミュレーションの結果を  $1.0 \times 10^{-5}$ [s]刻みでプロットして得たものである. Fig.4 に case1 の走行軌跡を示す. 入力軸角 0 度のときに最も走行軌跡の曲率が小さく旋回している. これはキャンバスラストの影響で車体に旋回モーメントが発生しているためである. この旋回モーメントを打ち消す方向に 0~5[deg]に入力軸角を変更していくと, 走行軌跡の曲率が次第に大きくなっていく. このときのヨー角速度  $r$  の様子を Fig.5 に示す.

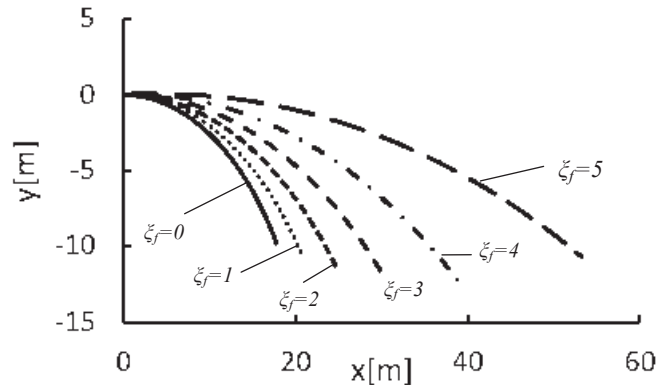


Fig.4 case1 Moving trajectory.

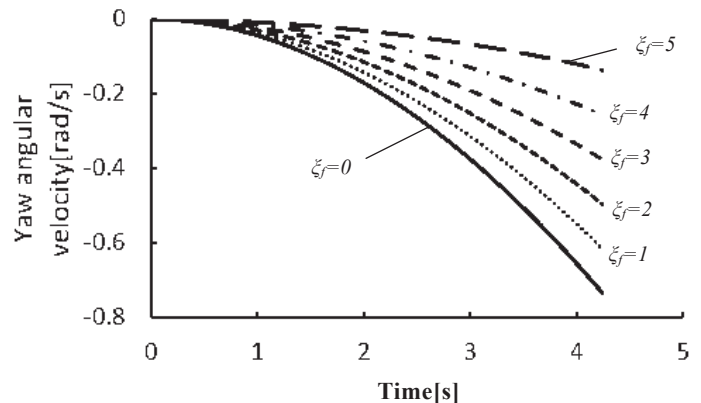


Fig.5 Yaw angle velocity.

入力軸角を大きくするほどキャンバストラストを打ち消して、発生するヨー角速度が 0 に近づいていく様子がわかる。このことから LCV においても操舵入力に旋回モーメントを発生させ、その運動を制御することが可能であることがわかる。走行軌跡、ひいてはヨー角速度が指数関数的な曲線を描いているのはなぜか。ヨー角速度は(3)式より求められるが、これには前後輪の  ${}^x F$  と  ${}^y F$  が主な変数として関わってくる。入力軸角 0[deg]のときの  ${}^x F$  と  ${}^y F$  の関係を Fig.6 に示す。このうち  ${}^y F$  が指数関数的な変化を示している。入力軸角 0[deg]のときの  ${}^y F$  は純粋にタイヤの直角方向の力であるので(5)式の関係より求められる。 ${}^y F$  を構成する(5)式のうち、変数である横滑り角  $\beta$  を Fig.7 に示す。Fig.7 からわかるように横滑り角  $\beta$  も指数関数的な変化を示す。このことからヨー角速度の変化には横滑り角  $\beta$  が密接に関係していることがわかる。さらに横滑り角  $\beta$  は速度との比例関係を持つ。加速を行うと横滑り角  $\beta$  もそれに合わせて増加していく。以上より走行軌跡が指数関数的な曲線を描いているのは加速運動を行っているからであり、LCV 独特の運動ではないことがわかる。

4.2 後輪軸角のみ入力した場合(case2)

Fig.8 に case2 の走行軌跡を示す。case1 に比べて走行軌跡の曲率が小さくなっているのが見てとれる。前輪のみで操舵入力を行った場合と、後輪のみで操舵入力を行った場合で走行軌跡が異なっているこの原因は、前輪と後輪で発生させる回転モーメントが異なるためである。LCV では操舵入力を行うとタイヤの接地点が移動し、車両の重心中心点から接地点までの距離である  $d_f, d_r, l_f, l_r$  が変化する。その結果(3)式のヨー角速度が異なってくる。LCV の車輪配置は前後非対称であるために case1 と

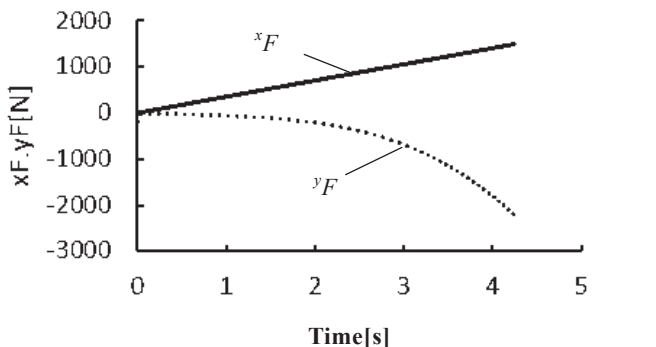


Fig.6  ${}^x F$  and  ${}^y F$

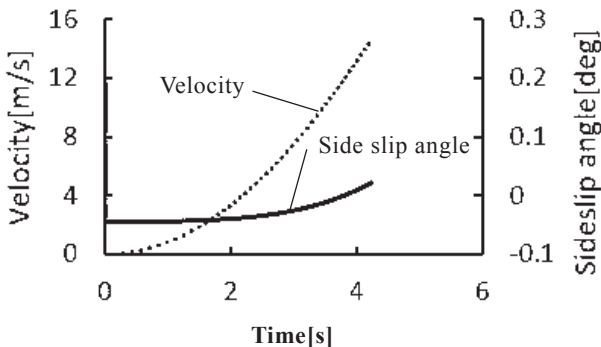


Fig.7 velocity and Sideslip angle.

case2 で前輪と後輪で発生させる回転モーメントが異なってくる。前後輪ともニュートラル状態のときは  $d_f d_r$  に起因する回転モーメントはイコールであり、それぞれ時計方向と反時計方向の回転モーメントが打ち消しあっている。だが case1 の場合は操舵入力を与えた前輪は  $d_f$  が変化し、時計方向への回転モーメントが減少し、後輪はそのままの反時計方向への回転モーメントを発生させている。結果として反時計方向への回転モーメントが勝り、走行軌跡をまっすぐにさせる方向へと車体を導く。case2 ではその逆が起こり、前輪が発生させる時計方向への回転モーメントに、後輪が発生させる反時計方向へのモーメントが負けて車体に時計方向への回転モーメントを追加する。これが車体を同じ方向へ曲げるように操舵入力を与えているにも関わらず、前輪のみでの操舵入力と後輪のみでの操舵入力での走行軌跡が異なるものになるメカニズムである。

4.3 前後輪軸角を同時に入力した場合(case3, 4)

case3 は時計方向へのキャンバストラストの影響を受ける LCV が直進することができるかどうかの検証を行ったものである。その走行軌跡を Fig.9 に示す。前輪への入力軸角を 4[deg]、後輪への操舵入力を -4[deg]にしたときに、時計方向へのキャンバストラストによる回転モーメントを受けている LCV が初めて反時計方向への走行軌跡を描いている。このことより前輪 3deg 後輪 -3[deg]と前輪 4[deg]、後輪 -4[deg]の組み合わせの間に、キャンバストラストの発生させる時計方向の回転モーメントと操舵入力により発生する反時計方向の回転モーメントのつりあう組み合わせがあると推定した。それを検証するために行ったのが case4 である。その走行軌跡を Fig.10 に示す。前輪 3.2[deg]後輪 -3.2[deg]のときの走行軌跡はほぼ直進しており、回転モーメントが打ち消しあっている。このことより、加速中でも LCV は直進運動を行うことができるとわかった。

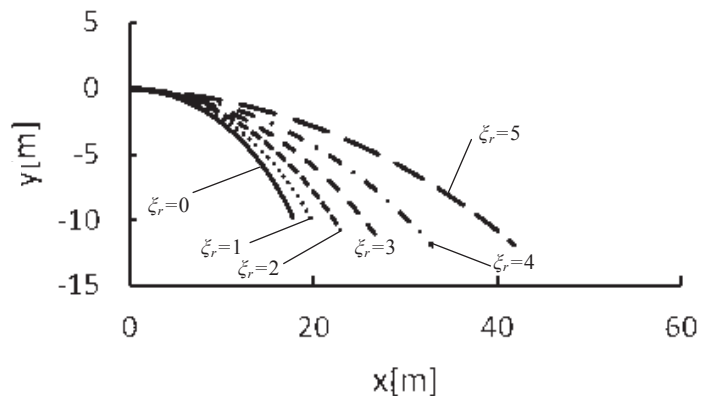


Fig.8 case2 Moving trajectory.

## 5. 結論

LCV の運動に関する検討を行った結果, 以下のことが分かった.

- (1) 入力軸角を変更することで回転モーメントを制御し, LCV に任意の運動をさせることが出来ること
- (2) LCV がどのような運動を行うかシミュレーションで求めることが出来ること

## 参考文献

- 1) 国立研究開発法人国立環境研究所地球環境研究センター: 日本国温室効果ガスインベントリ報告書 2017年, pp. 2-3(2017).
- 2) 西内 裕晶, 塩見 康博, “乗車経験に着目したセグウェイの走行挙動特性に関する基礎的研究”, 土木計画学研究・論文集, 第 29 卷 (特集).
- 3) 矢田 渉, 達富 由紀, 長谷川 誠, “UNI-CUB の開発” Honda R&D Technical Review, Vol.27 No.1.
- 4) “トヨタ パーソナルモビリティ TOYOTA i-ROAD” [www.toyota.co.jp/jpn/tech/personal\\_mobility/i-road/](http://www.toyota.co.jp/jpn/tech/personal_mobility/i-road/), (2018/01/17 参照).
- 5) Takahiro YOSHINO, Hiromichi NOZAKI, “Camber Angle Control Method Corresponding to the Electric Vehicle Age”, Engineering, Special Issue on Vehicle Dynamics System, 6/8 472-484.
- 6) Magic Formula, Pacejka.H.B and Bakke.E, “The Magic Formula Tyre Model” Vehicle System Dynamics, 21. pp. 1-18, (1991).

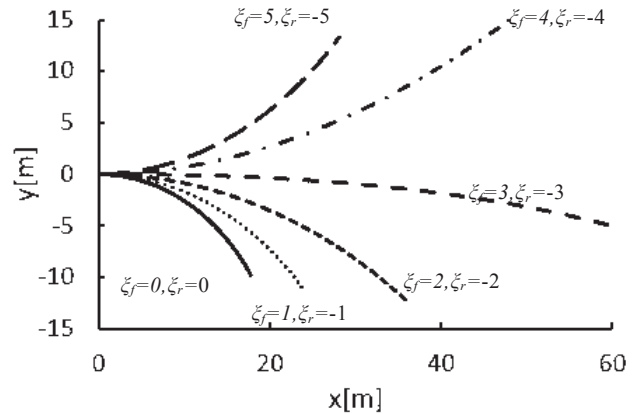


Fig.9 case3 Moving trajectory.

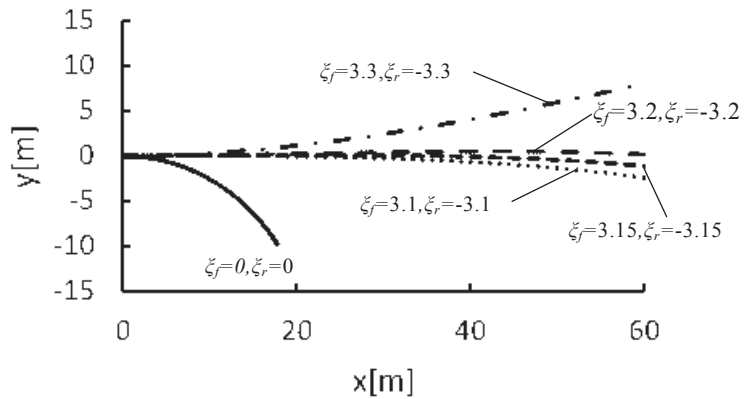


Fig.10 case4 Moving trajectory.