

# 四輪操舵バスの車線追従制御に関する研究

日大生産工(院) ○河野 有基 大阪産大 金子 哲也 日大生産工 景山 一郎

## 1 はじめに

近年、定時性、輸送力、高速性を考慮した中距離中量輸送の新交通システムが各地で導入されるようになった。一例として、ガイドウェイバスがある。専用軌道を案内装置の誘導で走り、案内装置を収納することで一般道での走行が可能となるデュアルモード走行が特徴である。専用道と一般道の両方を走行可能なことから、自動車輸送の機動性を活かしたシステムと言える。ガイドウェイバスの他にもデュアルモード走行が可能なシステムに四輪操舵バスがある。このシステムは、専用軌道で等間隔に埋設された磁気ネイルを自動追従走行し、前輪と後輪を独立して操舵することで内輪差のない同軸走行が可能なことである。導入コストが比較的安価で、車両を何台接続しても旋回性能を損なわず、必要に応じた輸送量の増減に柔軟な対応ができる等、ガイドウェイバスに比べて優れている。本研究ではこの四輪操舵バスの自動追従走行に必要な制御アルゴリズムについて検討し、実車へ導入する前段階としてシミュレーションおよび模型車両実験を行う。

## 2 車両構成

操舵機構を前後輪に搭載し、前輪と後輪を独立して操舵可能な機構を有する。さらに、車両位置情報を磁気ネイルから検出するための磁気センサを、前輪軸中心と後輪軸中心の2箇所に設置することで、同軸制御が可能となる。また、制御に必要な車両状態を検出するジャイロなどの計測機器も搭載する。

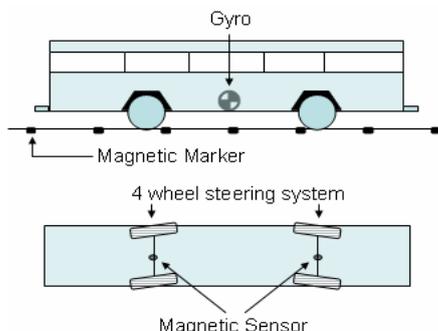


Fig.1 Intelligent bus system

## 3 制御システム

制御対象が公共交通であるため、追従性の良さに加えてある程度乗り心地が求められる。条件を満たすために考案されたのが、フィードフォワード制御(F/F)とフィードバック制御(F/B)の2部構成システムであり、下記に詳細を記す。

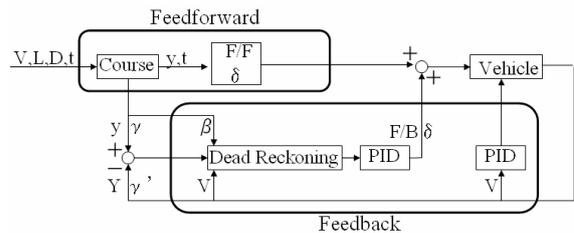


Fig.2 Control Algorithm

### 3.1 F/F 制御

専用道のコース形状は前以って知ることができ、追従に必要な前輪と後輪の操舵量を予め算出し、そのデータを使って走行することで無駄な F/B 制御の操舵量を減らす効果がある。本研究ではコースをシングルレーンチェンジとし、関数近似を(3.1)式とする。ただし、 $y$ :横変位[m],  $D$ :車線幅[m],  $L$ :乗り移り距離[m]とする。

$$y(x) = \frac{D}{2} \left[ 1 + \tanh \left\{ \pi \left( \frac{2}{L} x - 1 \right) \right\} \right] \quad (3.1)$$

それぞれの位置から重心点の横変位と車両姿勢角が求められる。

$$y_{(t)} = y_{r(t)} + \frac{(y_{f(t)} - y_{r(t)}) l_r}{l_f + l_r} \quad (3.2)$$

$$\theta_{(t)} = \frac{y_{f(t)} - y_{r(t)}}{l_f + l_r} \quad (3.3)$$

車両のつり合いの式からの次式が求められる。

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = 2 K_f \left( \delta_f + \theta - \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \frac{l_f}{V} \frac{d\theta}{dt} \right) + 2 K_r \left( \delta_r + \theta - \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \frac{l_r}{V} \frac{d\theta}{dt} \right) \quad (3.4)$$

$$I \frac{d^2 \theta}{dt^2} = 2 K_f l_f \left( \delta_f + \theta - \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \frac{l_f}{V} \frac{d\theta}{dt} \right) - 2 K_r l_r \left( \delta_r + \theta - \frac{1}{V} \frac{dy}{dt} - \frac{l_r}{V} \frac{d\theta}{dt} \right) \quad (3.5)$$

上式を連立方程式とし、(3.6-7)式に横速度、横加速度、ヨーレイトを代入することで前輪と後

輪の希望舵角を算出する.

$$\begin{cases} \delta_f = \frac{2K_f(l_f+l_r)(V\beta+l_r\gamma)+V\{I\dot{\gamma}+mVl_r(\beta+\gamma)\}}{2VK_f(l_f+l_r)} \\ \delta_r = \frac{2K_r l_r(V\beta-l_r\gamma)+l_r\{2K_f(V\beta-l_r\gamma)\}+mV^2(\beta+\gamma)-IV\dot{\gamma}}{2VK_r(l_f+l_r)} \end{cases} \quad (3.6)$$

$$(3.7)$$

### 3.2 F/B 制御

乗客の乗り降りによる荷重変動などのパラメータ変動や、車体に加わる横風などの外乱によって、F/F 制御で加味できない偏差が走行中に生じる。規定コースからの逸脱を防止し、ロバスト性を補償するために F/B 制御で修正操舵を行う必要がある。前輪と後輪の軸中心に設置した磁気センサーでコースとの横偏差を計測する。前輪の偏差を前輪操舵で、後輪の偏差を後輪操舵で修正し、同軸走行の補助を行う。磁気ネイル検知によって得られる情報は離散値のため、デッドレコニングを適用している。これは、ネイル間の偏差を車両運動から推定し、連続値に置き換えた偏差(3.3), (3.4)から PID 制御で操舵角を求めるものである。

$$\varepsilon_f = \varepsilon + \{-(\theta+B)V\Delta t - \dot{\theta}_f \Delta t - \frac{1}{2} \ddot{\theta} V \Delta t^2\} \frac{1}{S} \quad (3.8)$$

$$\varepsilon_r = \varepsilon + \{(\theta+B)V\Delta t - \dot{\theta}_r \Delta t - \frac{1}{2} \ddot{\theta} V \Delta t^2\} \frac{1}{S} \quad (3.9)$$

ただし、この手法では定常偏差が残ってしまう問題、後輪の F/B 操舵が走行に悪影響を及ぼす問題が確認されている。

本研究では PID 制御での改善が困難と判断し、新たな制御アルゴリズムの導入を試みた。車重等のパラメータ変動に加えて、不確かさや未知パラメータを含むモデルに対して制御可能なものとして、優れたロバスト性が魅力であるスライディングモード制御を導入することにした。

### 4 スライディングモード制御の導入

ここではスライディングモードの大まかな導入手順を述べる。まず、後輪操舵を加えた平面二輪モデルを状態空間で表すと、

$$\begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\theta} \\ \dot{y} \\ \dot{U} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & \frac{2(K_f+K_r)}{m} & -\frac{2(K_f+K_r)}{m^2 v} & -\frac{2(K_f l_f - K_r l_r)}{m^2 v} \\ 0 & \frac{2(K_f l_f - K_r l_r)}{I} & -\frac{2(K_f l_f - K_r l_r)}{I^2 v} & -\frac{2(K_f l_f^2 + K_r l_r^2)}{I^2 v} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ y \\ U \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{2K_f}{m} \\ \frac{2K_f l_f}{I} \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{2K_r}{m} \\ \frac{2K_r l_r}{I} \end{bmatrix} \sigma \quad (4.1)$$

これを

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ B_2 \end{bmatrix} u \quad (4.2)$$

とし、前後の偏差を含めた拡大系にする。

$$\begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & -C & 0 \\ 0 & A_{11} & A_{12} \\ 0 & A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ B_2 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} I_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \varepsilon \quad (4.3)$$

ただし

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} \varepsilon_f \\ \varepsilon_r \end{bmatrix} \quad C = \begin{bmatrix} 1 & L_f \sin \theta \\ 1 & -L_r \sin \theta \end{bmatrix} \quad I_2 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$z = \begin{bmatrix} \int (\varepsilon_f - y_f) dt \\ \int (\varepsilon_r - y_r) dt \end{bmatrix} \quad y_f = y + L_f \sin \theta \\ y_r = y - L_r \sin \theta$$

とする。切替関数は

$$\sigma = S * x = [S_1 \ S_2 \ S_3] \begin{bmatrix} z \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} = S_1 * z + S_2 * x_1 + S_3 * x_2 \quad (4.4)$$

制御入力は

$$u = u_{eq} + u_{sw} \quad (4.5)$$

ただし、

$$u_{eq} = -(SB)^{-1} (SAx + SE\varepsilon)$$

$$u_{sw} = -(SB)^{-1} k * \text{sgn}(\sigma)$$

とし、チャタリングを防止するため

$$u_{sw} = -(SB)^{-1} k \frac{\sigma}{|\sigma| + \delta} \quad (4.6)$$

に変更する。δは任意の定数とする。

Table 1 Symbol List

|    |                            |    |                      |
|----|----------------------------|----|----------------------|
| y  | Center of gravity Position |    |                      |
| Lf | Front Axle to Vehicle C.G  |    |                      |
| Lr | Rear Axle to Vehicle C.G   |    |                      |
| m  | Vehicle Weight             | v  | Velocity             |
| Kf | Front Cornering force      | Kr | Rear Cornering force |
| δf | Front Steering Angle       | δr | Rear Steering Angle  |
| U  | Yau Rate                   | I  | Inertia Moment       |
| ef | Front Difference           | er | Rear Difference      |
| yf | Front Position             | yr | Rear Position        |
| θ  | Posture Angle              | Y  | Side Velocity        |

### 5 シミュレーション

今回は後で述べる模型車両の諸元を使用し、Fig.4 に示すシングルレーンチェンジのシミュレーションを行った。

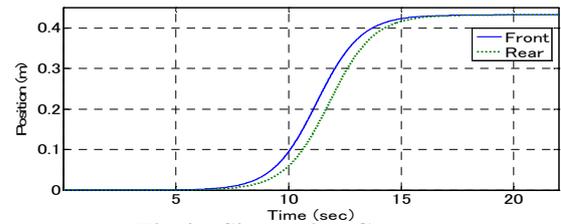


Fig.4 Simulation Course

車速は 1m/s 一定で、シミュレーション実行から 5 秒後にシングルレーンチェンジを開始する。リアはホイールベース分を通過する時間だけフロ

ントから遅らせている。レーンチェンジ後の直進安定性も確認するために合計 22 秒間行った。PID 制御では前後操舵の各 PID ゲイン 6 ヶ所、スライディングモード制御では切替面 S のうち 8 ヶ所に最急降下法でチューニングしたゲインを使用した。シミュレーション後、PID 制御とスライディングモード制御の走行成績を 2 乗積分(4.2)で求めた評価値で比較する。

$$ISE = \int_0^{\infty} \{e(t)\}^2 dt \quad (5.2)$$

比較は追従性に関わる前後輪の偏差と、乗り心地に影響すると考えられる角加速度とする。

## 5.1 結果

実際のネイル検知と同様にするため、コースとの偏差を一定時間ごとにステップ状で入力する。第 1 コーナで偏差が増加し、レーンチェンジ後一旦収束しているが、直線部の後半から偏差が再び増加する傾向がある。シミュレーションを 100 秒間行ったところ、低い周波数でハンチングを起こす。直線部での安定性を保つようにゲインチューニングするとコーナ部での最大偏差が増加する結果となった(Fig.5)。

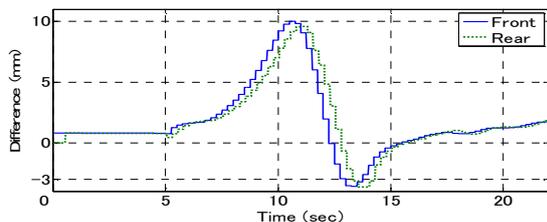


Fig.5 PID Difference

第 1 コーナと第 2 コーナで偏差が増加しているが、最大偏差は PID の半分以下である。レーンチェンジ後の収束の速さ、直線部での安定性は非常に良い結果となった(Fig.6)。

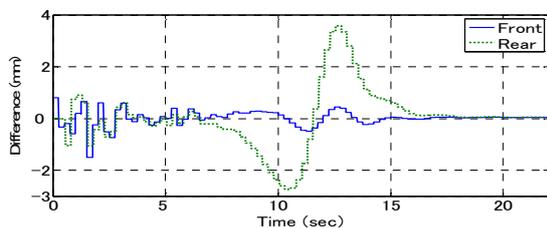


Fig.6 Sliding Mode Difference

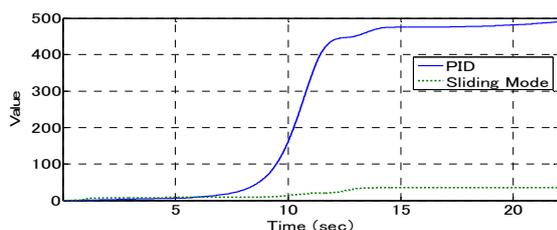


Fig.7 Difference Evaluation Value

追従性に関しては、コーナ部、直線部ともに

スライディングモード制御の成績が良い結果となった。特に第 1 コーナ部および直線部での安定性に明確な違いが生じた(Fig.7)。

PID 制御では偏差が入る度に角加速度が一時的に跳ね上がる傾向がある。指示舵角をローパスフィルター等に通して過度な操舵を減らすと追従性が損なわれてしまうため、他の改善策を検討中である。それに比べスライディングモード制御では変動が少ないことが解る(Fig.8)。

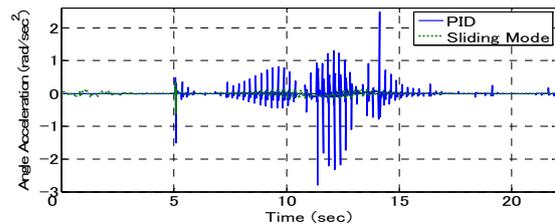


Fig.8 Angle Acceleration

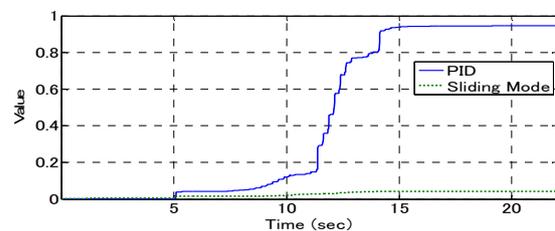


Fig.9 Angle Acceleration Value

以上のシミュレーション結果より、スライディングモード制御は四輪操舵バスの車線追従制御に適していると言えそうである。

## 6 模型車両実験

実車に適用する前段階として、模型車両(Fig.10)を用いた走行実験を行った。実験コースはシングルレーンチェンジ(Fig.11)である。



Fig.10 Model Vehicle

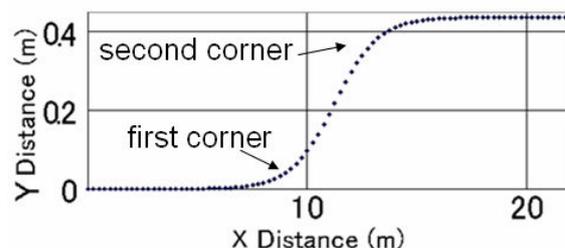
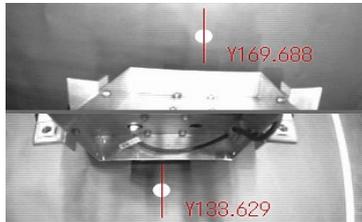


Fig.11 Experiment Course

**Table 2 Vehicle Specifications**

|                            |                   |        |
|----------------------------|-------------------|--------|
| Front Axle to Vehicle C.G. | m                 | 0.299  |
| Rear Axle to Vehicle C.G.  | m                 | 0.256  |
| Width                      | m                 | 0.11   |
| Cornering Stiffness        | N/rad             | 140.94 |
| Vehicle Mass               | kg                | 13     |
| Yaw Moment of Inertia      | kg·m <sup>2</sup> | 0.206  |

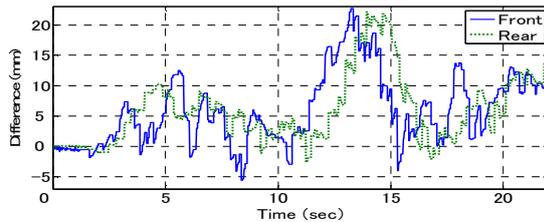
位置情報の検出方法が実車と異なり，車両前後に設置した CCD カメラで路面に等間隔で設置したマーカを撮影し，画像処理をすることでコースとの偏差を算出する．加速区間を 5m とし，その後車両左前方に取り付けてある光電センサの信号で F/F 制御を開始する．使用するデータは走行開始から 22 秒間のデータである．



**Fig.12 Image Data Processing**

**6.1 実験結果**

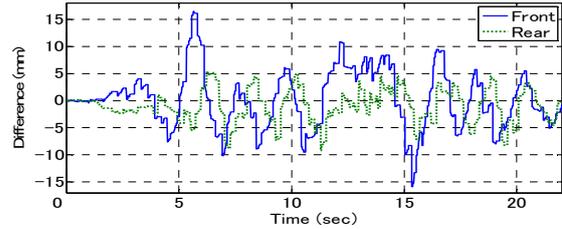
第 1 コーナ，第 2 コーナ，直線部後半で偏差が増加しているのが解る．シミュレーション結果と同様に，直線部後半で振動が現われている (Fig.13).



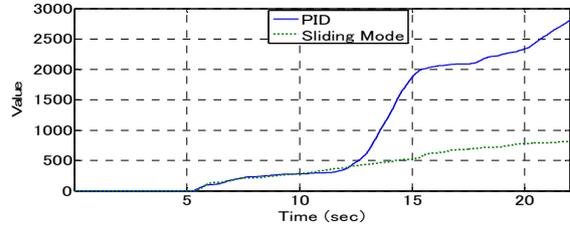
**Fig.13 PID Difference**

約 6 秒後の偏差の増加は F/F 制御が開始された時に生じる現象である．第 2 コーナで若干偏差が増加しているが，全体を通して安定性の高さが見て解る．最大偏差が 16.5mm と非常に良い結果となった (Fig.14).

F/F 制御が開始されてからの評価値である．第 1 コーナ終了まで差は無いが，第 2 コーナ以降の安定性はスライディングモード制御が遥かに良い (Fig.15).

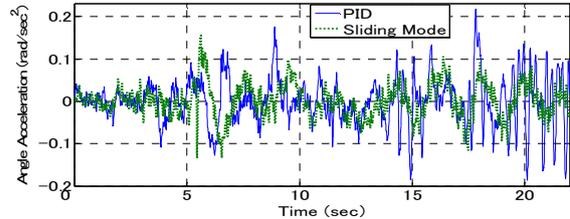


**Fig.14 Sliding Mode Difference**

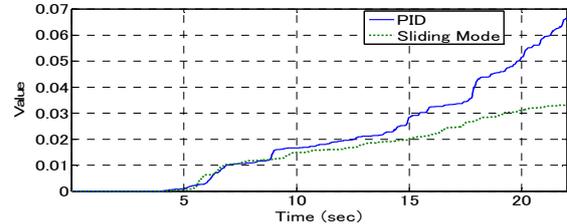


**Fig.15 Difference Value**

PID 制御の角加速度は 0 を中心に高い周波数での振動が多い．スライディングモード制御での周波数は低く，最大値も小さい (Fig.16).



**Fig.16 Angle Acceleration**



**Fig.17 Angle Acceleration Value**

**7 まとめ**

シミュレーションおよび模型車両実験共にスライディングモード制御の走行成績が PID 制御を上回る結果となった．また，模型車両実験では，前輪操舵を即応性重視で，後輪操舵を安定性重視でゲインをチューニングすることで追従性が向上することも確認出来た．以上より，スライディングモード制御は四輪操舵バスに必要な制御条件を十分に満たす有効な制御アルゴリズムであることが証明できた．

**「参考文献」**

- 1) 野波 健蔵,2007,スライディングモード制御, コロナ社
- 2) 金井 喜美雄,2004,ビークル制御,槇書店