

博士論文

自己位置推定と車両運動制御を
統合した自動運転バスの制御系設計

安藤 孝幸

目次

記号	5
第 1 章 序論	7
1.1. 背景	8
1.2. 自動運転システムの先行研究.....	10
1.3. 自動運転バスの制御系設計の課題.....	14
1.4. 目的	15
1.5. 本論文の構成.....	16
第 2 章 自己位置推定と磁気マーカ間隔.....	17
2.1. はじめに	18
2.2. 自己位置推定に用いるセンサおよびインフラ.....	20
2.2.1. 慣性計測装置 (IMU)	20
2.2.2. RTK-GNSS/INS.....	21
2.2.3. 3D LiDAR.....	23
2.2.4. 磁気ポジショニングシステム (磁気センサおよび磁気マーカ)	25
2.3. 目標軌跡	29
2.4. デッドレコニング.....	30
2.4.1. 車両速度の計測誤差.....	31
2.4.2. ヨー角の計測誤差.....	32
2.4.3. 横すべり角の推定誤差.....	32
2.5. 変動するパラメータを考慮した自己位置推定と磁気マーカ間隔.....	37
2.6. まとめ	40
第 3 章 縦方向の車両運動制御.....	41
3.1. はじめに	42
3.2. 地点追従制御.....	44
3.2.1. フィードバック制御とゲインの決定方法.....	44
3.2.2. フィードフォワード制御および縦断勾配への対応.....	56
3.3. ACC 制御	57
3.4. まとめ	60
第 4 章 横方向の車両運動制御.....	62
4.1. はじめに	63
4.2. 車線維持制御.....	64
4.2.1. フィードバック制御とゲインの決定方法.....	65
4.2.2. フィードフォワード制御.....	75
4.2.3. 直進安定性の向上.....	78

4.3.	正着制御	82
4.3.1.	センサダイナミクスを考慮した車両挙動の解析	84
4.3.2.	シミュレーションによる実験条件の決定	86
4.3.3.	磁気ポジショニングシステムを用いた正着	90
4.4.	まとめ	91
第5章	制御系のロバスト性	92
5.1.	はじめに	93
5.2.	車両パラメータの不確かさ	93
5.2.1.	乗車状態による質量・重心位置の変化	94
5.2.2.	コーナリング係数の不確かさ	95
5.3.	ロバスト安定性を考慮した磁気マーカ間隔（インフラ情報取得間隔）	96
5.3.1.	パラメータ推定なし	97
5.3.2.	パラメータ推定あり	101
5.4.	縦方向制御のロバスト性能	102
5.5.	横方向制御のロバスト性能	103
5.5.1.	2状態量フィードバック制御時の減衰比変化	103
5.5.2.	6状態量フィードバック制御時の減衰比変化	104
5.6.	まとめ	106
第6章	実車実験による検証	107
6.1.	はじめに	108
6.2.	自己位置推定	108
6.2.1.	実験条件	108
6.2.2.	実験結果	109
6.3.	縦方向制御	115
6.3.1.	実験条件	116
6.3.2.	実験結果	116
6.4.	横方向制御	120
6.4.1.	実験条件	121
6.4.2.	実験結果	122
6.5.	まとめ	132
第7章	考察	133
7.1.	自己位置推定	134
7.1.1.	測定精度	134
7.1.2.	計測遅れ	135
7.1.3.	測定間隔（磁気マーカ間隔）	137
7.1.4.	ロバストな自己位置推定	138

7.2.	縦方向制御	138
7.3.	横方向制御	140
7.3.1.	操舵系のあそびの影響.....	140
7.3.2.	コントローラの比較.....	142
7.4.	自動運転バスの制御系設計.....	144
7.5.	無人運転に向けた課題.....	145
第8章	結論	146
8.1.	本論文の結論.....	147
8.2.	今後の展望	151
参考文献	152
謝辞	160
付録	161
参考文献（付録）	182

記号

a_0, a_1 : 走行抵抗係数
 g : 重力加速度
 l_f : 重心から前軸中心までの前後方向距離
 l_r : 重心から後軸中心までの前後方向距離
 l_t : 車両全長
 l_w : 重心から横風による横力を受ける点までの前後方向距離
 l_{wb} : ホイールベース ($= l_f + l_r$)
 l_{wf} : 車体中心から前軸中心までの前後方向距離
 l_{wr} : 車体中心から後軸中心までの前後方向距離
 m : 車両総質量
 m_p : 乗客質量
 m_{pf} : 前部乗客質量
 m_{pr} : 後部乗客質量
 m_v : 車両質量
 m_{vf} : 前部車両質量
 m_{vr} : 後部車両質量
 u_a : アクセル電圧
 u_b : ブレーキ圧
 x : 重心の縦方向座標
 y : 重心の横方向座標
 A_v : 車両前面の面積
 C_d : 空気抵抗係数
 C_f : 前輪のコーナリング係数
 C_r : 後輪のコーナリング係数
 C_{roll}, c_0, c_1, c_2 : 転がり抵抗係数
 C_s : キングピン回りの等価粘性係数
 D : 正着軌跡の幅
 F_u : 駆動・制動力
 F_{res} : 走行抵抗力
 F_{grad} : 縦断勾配による重力の分力
 F_{aero} : 空気抵抗力
 F_{roll} : 転がり抵抗力
 I : 重心回りのヨー慣性モーメント
 I_s : キングピン回りの前輪の慣性モーメント

K_a : 駆動力係数
 K_b : 制動力係数
 K_f : 前輪のコーナリングパワ
 K_r : 後輪のコーナリングパワ
 K_s : キングピン回りの等価弾性係数
 K_{sf} : スタビリティファクタ
 $K_{\beta 0}$: 横すべり角係数
 L : 正着軌跡の長さ
 L_0 : 先行車との車間距離マージン
 L_f : 先行車との車間距離
 N_f : 前軸荷重
 N_r : 後軸荷重
 R : 旋回半径
 T_0 : 先行車との車間時間
 T_a : 駆動力時定数
 T_b : 制動力時定数
 T_{La} : 駆動力むだ時間
 T_{Lb} : 制動力むだ時間
 V : 車両速度
 V_f : 先行車速度
 Y_f : 前輪が受ける横力
 Y_r : 後輪が受ける横力
 α : 等価ハンドル角 (ハンドル角をキングピン回りに換算した値)
 β : 車体横すべり角
 γ : 車体ヨーレート
 δ : 前輪舵角
 η_y : 横変位のオーバーシュート率
 θ : 車体ヨー角
 θ_{grad} : 勾配角度
 ξ_c : キャスタートレール
 ξ_n : ニューマチックトレール
 ρ : 空気密度
 ρ_{road} : 道路曲率 ($= \frac{1}{R}$)

第1章

序論

1.1. 背景

日本の 65 歳以上人口割合を表す高齢化率は 27% を超え、2030 年には 30% を超えると推測されている。移動弱者が増える中で公共交通の役割は益々重要となり、利便性や速達性の向上が求められる。自動車を含めた交通手段におけるバスの占める割合は 3% 程度であるが、高齢化率が高くなる今後において、特に地方における需要は高くなると予想される。しかし、現状において、図 1.1.1 のようにバス事業者は全体の 7 割近くに当たる 170 社が赤字という厳しい経営状況に陥っており[1]、中でも支出に対して占める割合は人件費が 6 割程度と最も高い（図 1.1.2）。一方で、大型二種免許保有者は高齢化、かつ減少傾向にあり、バスのドライバ不足は社会的課題となりつつある（図 1.1.3）。

こうした状況はバス業界だけにとどまらず、普通二種免許を必要とするタクシードライバや大型免許を必要とするトラックドライバも同様の傾向にある[2]。このように、自動車を利用した旅客業・運送業の深刻なドライバ不足は、日本において、喫緊の解決すべき課題として認識され始めている。

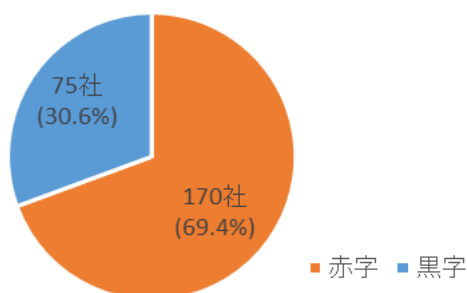


図 1.1.1 日本のバス事業者の収支状況

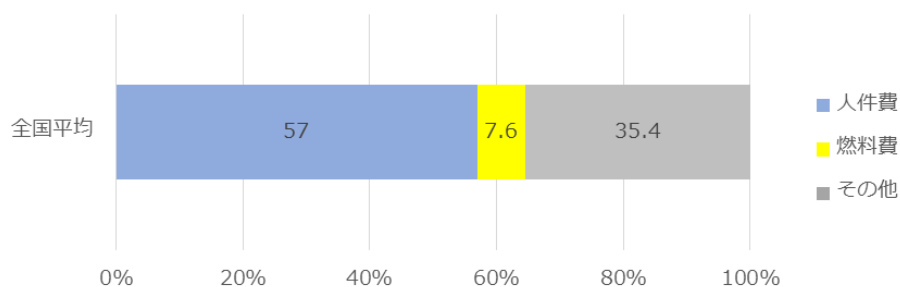


図 1.1.2 日本のバス事業の原価に占める割合

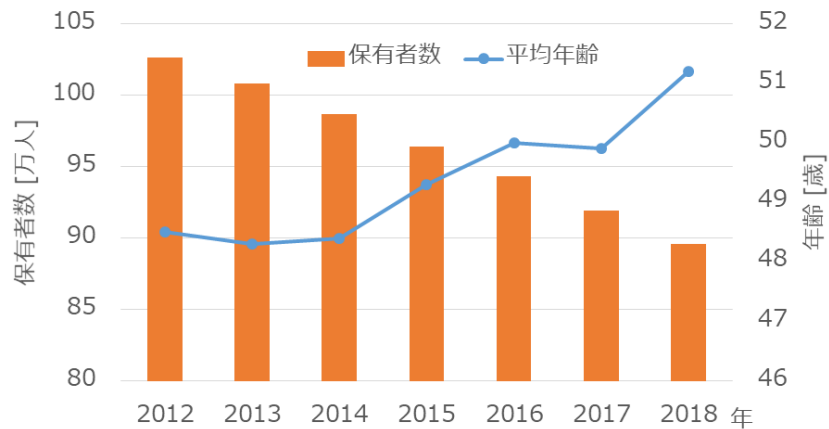


図 1.1.3 日本の大型二種保有者の減少および高齢化

こうした中で、バスやトラック、タクシーの自動運転化が注目されるようになってきた。これらの自動運転化は、ドライバ不足や事業者の収益性に対する解決手段としてだけではなく、ヒューマンエラーによる事故の低減や、渋滞の解消、交通制約者の移動支援、地方の活性化、隊列走行による燃費の改善、環境負荷の低減といった、様々な観点から見て有益な手段であり、大きな期待が寄せられている。日本においても、内閣府や国土交通省、経済産業省が主体となった実証実験も全国各地で行われており[3][4]、バスやタクシーの自動運転化や、トラックの隊列走行に関する技術開発が国を挙げて進められている[5]。バスの自動運転化に関して言えば、公共交通としての利便性や快適性の向上を目指す次世代交通 (ART) としての期待も大きい[6]。

1.2. 自動運転システムの先行研究

ここで、乗用車や大型車を対象とした自動運転システムの研究開発の歴史と現状について述べる。自動運転とは、人間が普段自動車を運転する際に行う、認知・判断・操作の一部、または全てをシステムが行うことを指し、SAE（Society of Automotive Engineers）により、そのレベルが表 1.2.1 のように分けられている。現在、限られた領域において無人で運行することが可能なレベル 4 や、それにつながるレベル 3 の実用化に向けた取り組みが世界中で進められている。

表 1.2.1 自動運転レベル（SAE J3016）[8]

SAE level	Name	Execution of Steering and Acceleration/Deceleration	Monitoring of Driving Environment	Fallback Performance of Dynamic Driving Task	System Capability (Driving Modes)
Human driver monitors the driving environment					
0	No Automation	Human driver	Human driver	Human driver	n/a
1	Driver Assistance	Human driver and system	Human driver	Human driver	Some driving modes
2	Partial Automation	System	Human driver	Human driver	Some driving modes
Automated driving system monitors the driving environment					
3	Conditional Automation	System	System	Human driver	Some driving modes
4	High Automation	System	System	System	Some driving modes
5	Full Automation	System	System	System	All driving modes

世界的に見ると自動運転に関する研究の歴史は長く、50 年以上もの間、様々な研究や開発が続けられている[9]。中でも 1994 年より世界的に使われ始めた用語である、ITS（Intelligent Transport System）関連の研究は、多様な自動車交通問題を解決するために、先進国を中心として世界各国で活発に行われてきた[10][11]。国内外における、ITS を含めた自動運転に関する代表的なプロジェクトを表 1.2.2 に示す[12]。

表 1.2.2 国内外の自動運転に関わる代表的なプロジェクト

プロジェクト	年	国・地域(開発主体)	車両	内容
カリフォルニアPATH	1986～	アメリカ (カリフォルニア大学 バークレー校)	乗用車 バス トラック	1.2m間隔に埋設された磁気マーカによる横方向制御と、レーダによる車間距離検出を用いた隊列走行を高速道路にて実施。トラックでは3台、車間距離6m、90km/hを公道を閉鎖して実施。
PROMETHEUS	1987～ 1995	欧州 (自動車会社等)	乗用車	マシビジョンによりレーンおよび先行者を検出し、100km/h以上でのレーン追従、レーンチェンジを実施
CHAUFFEUR	1994～ 2002	欧州 (欧州フレームワーク プログラム)	トラック	車間通信と、先行車に取り付けた赤外線マーカを検知することで、隊列走行を実施
走行支援道路システム	1996	日本 (旧土木研究所)	乗用車	2m間隔に埋設された磁気マーカを用いて横方向制御を行い、11台の車群で11kmを走行
AHS	1997	アメリカ (カリフォルニア運輸 省、カーネギーメロ ン大学、GM等)	乗用車 バス トラック	カリフォルニア州サンディエゴにて大規模なデモを実施し、参加7チームの協調型または自律型の自動運転車両が走行。自動運転の実現が近くはないため、プロジェクトは中止。
IMTS	1999～ 2005	日本 (トヨタ)	バス	一般道では手動運転、専用道では、磁気マーカを用いて自動運転を行うデュアルモードバス。
DARPA Grand/Urban Challenge	2004/ 2005/ 2007	アメリカ (スタンフォード大 学、カーネギーメロ ン大学等)	乗用車	米国国防総省のDARPA（国防高等研究計画局）が、軍用車両の無人化の研究開発の一環として開催した大会。砂漠を初めに走破したスタンフォード大学、模擬市街地を初めに走破したCMUがそれぞれ優勝。
City Mobil	2004～ 2011	欧州 (欧州フレームワーク プログラム)	バス	専用道路での自動運転。 ヒースロー空港のPRT（Personal Rapid Transit）は、駐車場とターミナルを結ぶ専用道を40km/hで走行。カステリヨンのハイブリッドトランスポートシステムは、白線を検知して自動操舵。
KONVOI	2005～ 2009	ドイツ (アーヘン工科大学)	トラック	4台のトラックが、公道で車間距離10m、80km/hのデモを実施。先頭車両は手動で後続車両は自動。
HAVEit	2008～ 2011	欧州 (欧州フレームワーク プログラム)	乗用車 トラック	レーダ、カメラ、赤外線等を用いた、自動運転に極めて近い、高度な運転支援システムの実験を実施。
エネルギーITS	2008～ 2012	日本 (NEDO, JARI)	トラック	産学公15機関による隊列走行の開発。3台のトラックが、車間距離10m、80km/hのデモを実施。最終的には、4台、4mの実験に成功。
SARTRE	2009	欧州 (欧州フレームワーク プログラム)	乗用車 トラック	一般道における隊列走行の実現を目指した実験を実施。先頭車はHAVEitで開発したトラックが先導し、車間距離6m、90km/hで3台の乗用車が追従。
Waymo	2016～	アメリカ (Alphabet)	乗用車	Googleの自動運転車開発部門から独立。DARPA Grand/Urban Challengeの優勝車をベースとして、360度レーザーキャナ、マシビジョン、レーダを備えた自律型自動運転システムであり、自動運転走行実績において圧倒的な首位。

このように、乗用車だけでなくバスやトラックなどの大型車も含めて、主に欧米や日本を中心として、ITSや自動運転システムの研究開発は進められてきた。そしてこれらの進化には、レーダやカメラ、LiDAR（Light Detection and Ranging）等に代表されるセンサの高度化やそれに応じたソフトウェアの高度化が大きく貢献してきた。しかし現状においても、レベル4や5の自動運転は簡単に実現できる訳ではなく、ソフトウェア、ハードウェア共にさらなる進化が求められている。また、公道で一般車が混在する中で、自動運転バスの実証実

験を行った例は非常に少なく、自動運転バスの実現方法は具体的に示されていないのが現状である。

自動運転技術を大まかに分類すると、図 1.2.1 のように、“自己位置推定”、“周辺環境認識”、“経路計画”、“経路追従”に分けることができ、それぞれの技術は、センサやインフラ、地図、アクチュエータ等の要素を含んでいる。また、車両運動制御の観点から見ると、アクセル、ブレーキを制御する縦方向制御と、ステアリングを制御する横方向制御に大きく分けることができ、一般道における通常走行（急な加減速や操舵を含まない走行）の範囲ではそれらを独立に扱うことができる。

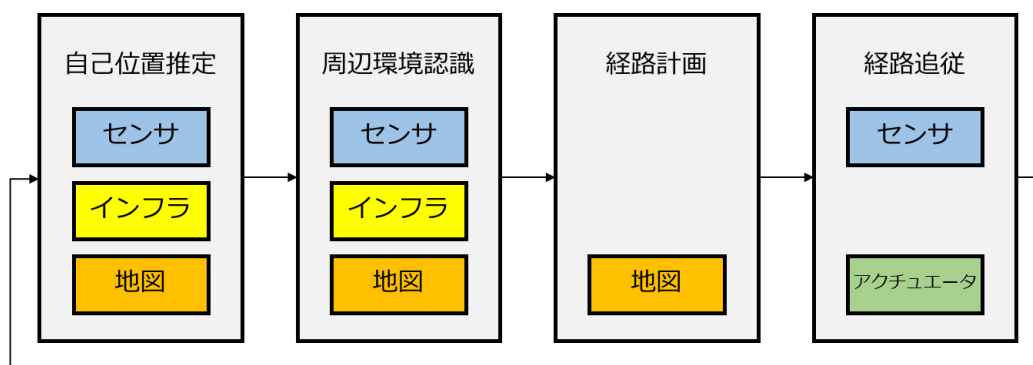


図 1.2.1 自動運転技術の分類

このように、自動運転は様々な技術の統合が必要とされる分野であり、研究分野也多岐にわたる。本研究では、1.1 で述べた社会課題の解決手段としての期待が大きい自動運転バスの実用化に焦点を当て、上記の自動運転技術のうち、特に自動運転システムの根幹となる、自己位置推定を含めた車両運動制御に関して明らかにされていない研究課題に取り組み、実用化への道筋を立てることを大きな目標とする。

本研究の対象とする、“自己位置推定”および“縦方向および横方向の車両運動制御”から成る閉ループ系を図 1.2.2 に示し、これらに関して近年特に盛んに行われている研究を下記に紹介する。

<自己位置推定>

“自己位置推定”は主にロボットの自律走行で大きく発展した分野であり、自己位置推定と環境地図作成を同時に実行する SLAM（Simultaneous Localization and Mapping）に関する研究も多く行われてきた[73][75][76]。“推定”という言葉に表れているように、センサやインフラを用いて測定した自己位置に含まれる不確かさを考慮して、“分からない”自己位置を確率的に扱う手法である[104]。また、自己位置推定に用いられるセンサとしては、内界センサである IMU（Inertial Measurement Unit：慣性計測装置）に加えて、外界センサであるレ

ーダやカメラ, LiDAR, GNSS (Global Navigation Satellite System: 全地球測位衛星システム), 磁気ポジショニングシステム (あらかじめ絶対座標が記録されている磁気マーカを磁気センサーで検出するシステム) 等が挙げられる.

＜縦方向および横方向の車両運動制御＞

車両運動制御には, PID 制御や最適制御, H^∞ 制御等に代表されるような古典制御や現代制御を適用するだけでなく, 近年では, MPC (Model Predictive Control: モデル予測制御) や機械学習を用いる例も多く見られる. MPC は 1970 年代にプラントのプロセス制御を対象に開発され発展してきた技術であり [17], 計算負荷が高いために自動車の制御にはあまり用いられて来なかったが, 近年の ECU (Electronic Control Unit) の高性能化により, 自動車への応用も現実的なものとなっており, 自動運転への適用例も多く見られる [27][28][29][35]. また, 機械学習は広く使われる AI (Artificial Intelligence: 人工知能) の中核をなす技術であり [13], 自動運転システムへの応用としては, 画像認識等の認知に関わるものだけでなく, 判断・操作に活用する事例も報告されている [14][15][16].

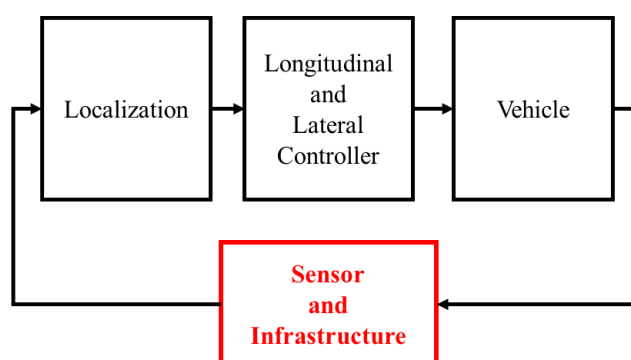


図 1.2.2 本研究の対象とする閉ループ系

1.3. 自動運転バスの制御系設計の課題

前節で述べた先行研究を踏まえて、自動運転バスの実用化に向けた、図 1.2.2 に示す閉ループ系における研究課題を以下に挙げる。

■ 自己位置推定

バスは乗用車やロボットと異なり、バス停で乗降車が行われる度に質量や重心位置が比較的大きく変化しやすい。これらの変動は車両のダイナミクスに影響を与えるが、これまでに提案された自己位置推定方法では、車両のダイナミクスにより生じる横すべり角は無視されることが多く、ましてや重心位置の変化による横すべり角の変化を考慮した例は見当たらない。このため、自動運転バスの自己位置推定において従来の方法を使用すると、**質量や重心位置の変化により自己位置の推定誤差が大きくなる**ことが予想される。

■ 縦方向および横方向の車両運動制御

路線バスにおける事故のうちの 3 割程度を占める車内事故を低減するために、いかなる環境においてもスムーズな加減速が必要となるが、**様々な公道において加速度を十分に低減したバスの縦方向制御は示されていない**。また、バスの車幅と道路幅を考慮すると車線維持精度には現実的な制約条件がある一方で、安易にフィードバックゲインを上げると操舵系の伝達遅れやあそびに起因する振動が大きくなる恐れがある。さらに、乗降性向上を目的とした正着も重要な課題となる。しかし、**要求される機能に応じたセンサ特性を考慮した、安定的かつ収束性の高い車線維持および精度の高い正着を両立する横方向制御を示した例は見当たらない**。

■ ロバスト性およびインフラ情報の取得間隔

自己位置推定、車両運動制御、およびセンサやインフラを含めた自動運転システムの制御系は、質量や重心位置等の車両パラメータ変化に対してロバストである必要があるが、**自動運転バスの制御系を定量的に評価し、車両パラメータ変化に対するロバスト安定性やロバスト性能を示した例はまだ見られない**。

また、センサ性能には限界があるため、現状の車載センサのみでは、いかなる環境でもレベル 4 以上の自動運転を行うことは非常に困難である。そのため、磁気マーカに代表されるようなインフラを用いて、定期的に自己位置情報を得られる仕組みを用意しておくことは、自動運転システムにとって有効な手段と言える。しかし、**適切なインフラ情報の取得間隔（磁気マーカ間隔）は十分に示されていない**。

1.4. 目的

自動運転システムに関する研究の歴史は長いものの、バスを対象とした例はまだ少なく、自動運転バスの実用化に向けた課題や道筋は未だに十分に示されていない。本研究では、交通弱者の移動手段の確保を初めとした様々な社会課題の解決手段として期待できる自動運転バスの実用化に向けて、自己位置推定と車両運動制御を統合した制御系の設計に焦点を当て、重要な研究課題を解決することでその道筋をつける。

本研究の目的は以下の通りである。

- 1) 下記の要件を満たす自動運転バスの制御系を設計し、実車実験により各々の有用性を示す
 - 1-1) 自己位置推定において、質量や重心位置等のパラメータ変動を考慮し、車線を逸脱しない精度で推定できていること
 - 1-2) 縦方向制御において、車内事故低減のために加速度を抑制できていること
 - 1-3) 横方向制御において、横変位の現実的な制約条件を満たす安定的かつ収束性の高い車線維持と、精度の高い正着が両立できていること
 - 1-4) 制御系の実用化に必要なセンサ性能およびインフラ情報間隔（磁気マーカ間隔）の仕様を明示できること
- 2) 自己位置推定と車両運動制御を統合した自動運転バスのロバスト安定性やロバスト性能を定量的に評価し、さらに公道での実証実験を通じてその有効性を示すことで、自動運転バスの制御系について、実用化への目途を付ける

1.5. 本論文の構成

本論文の以降の構成は以下の通りである．

2 章において，自己位置推定に用いるセンサの説明と，自己位置推定手法の提案を行う．3 章では，縦方向の車両運動を考慮した縦方向制御の設計方法，4 章では，同様に横方向の車両運動を考慮した車線維持制御と正着制御の設計方法を提案する．5 章では，2～4 章で提案した自己位置推定および車両運動制御からなる，自動運転システムの制御系のロバスト安定性およびロバスト性能を検証し，6 章で実車を用いて提案する手法の実証実験を行う．2～6 章の位置づけを表 1.5.1 および図 1.5.1 に示す．その後，7 章において全体の考察を述べ，8 章で本研究の結論へと導く．

表 1.5.1 各章の位置づけ

	自己位置推定	縦方向制御	横方向制御
手法提案	2章	3章	4章
ロバスト性検証	5章		
実車実証実験	6章		

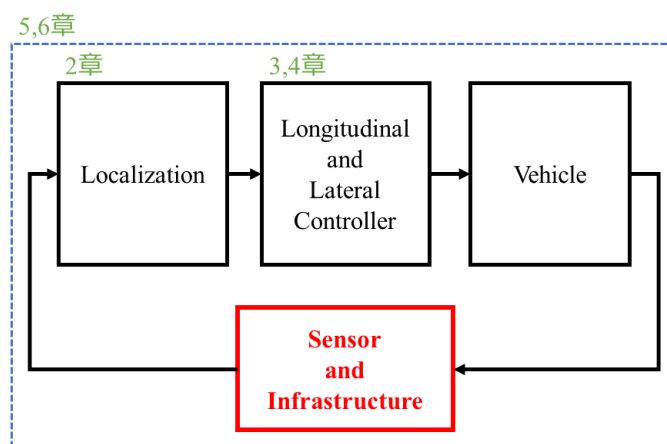


図 1.5.1 閉ループ系と各章との関係

第2章

自己位置推定と磁気マーカ間隔

2.1. はじめに

内界センサを用いた自己位置推定の手法であるデッドレコニングは，IMU（Inertial Measurement Unit：慣性計測装置）により車両の加速度および角速度を計測し，前時刻からの相対的な車両位置を推定する手法であるが，センサノイズやドリフトに起因する積分誤差が避けられないため，デッドレコニングのみで高精度の推定を行うことは難しい[65]．

そこで必要となるのが，何かしらの外界センサやインフラを利用して，外界の中での車両の自己位置を測定する方法である．代表的なものとしては，複数の衛星からの距離を測定する GNSS（Global Navigation Satellite System：全地球測位衛星システム）と INS（Inertial Navigation System：慣性航法装置）[59]を組み合わせた GNSS/INS を使用する方法，3D（3次元）LiDAR により取得した点群から構造物を特定し，あらかじめ取得した地図と比較する方法，カメラで取得した画像から構造物や白線を特定し，同様に地図と比較する方法，さらに，道路に埋設した磁気マーカを磁気センサで検出し，磁気マーカからの相対位置を測定する磁気ポジショニングシステム等がある（図 2.1.1）．また，磁気ポジショニングシステムと似た方式として，電磁誘導線が発生する磁束を検知して，誘導線との位置関係を測定する方法も提案されている[72]．

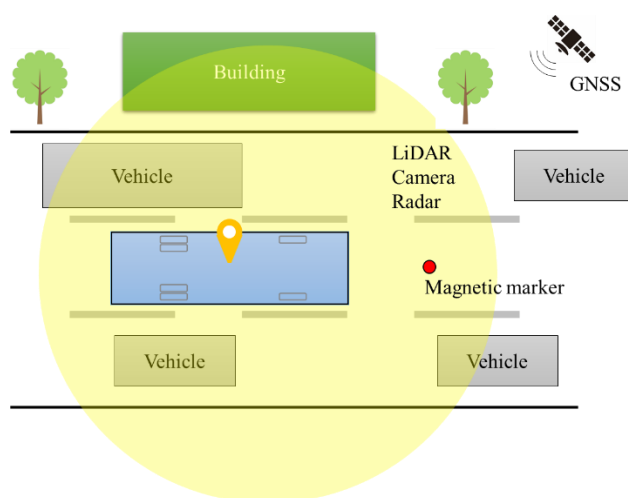


図 2.1.1 各種センサによる自己位置推定

このように特徴の異なる様々な外界センサが開発されている理由としては，各々のセンサに一長一短があることが挙げられる．例えば GNSS/INS を用いた方法では，携帯回線を通して受信する補正情報を利用した RTK（Real-Time Kinematic）-GNSS/INS を用いることで cm 級の自己位置推定精度を得ることができるが，衛星や携帯の電波が受かりにくい場所や，マルチパスが生じる都市部等では推定精度が低下する傾向がある[74]．また，3D LiDAR やカメラを用いた方法は，比較的精度やロバスト性が高いとされているが[75][77][78]，構造物等

の座標を含めた地図の容量が大きくなるうえ、依然として厳しい環境下では自己位置推定精度が低下する傾向がある[79][80]。一方で、磁気ポジショニングシステムは、雪や雨等の厳しい環境下でも使用できるためロバスト性が高いが[82][83]、磁気マーカというインフラを必要とし、その間隔が短いと設置やメンテナンスにかかるコストが大きくなるという課題もある。同様に電磁誘導線を用いる方式は、日本全国のゴルフカートで広く使用されていることからロバスト性が高いことはわかるが、電流を流す必要のある電磁誘導線を連続的に敷設する必要があるため、磁気マーカよりもさらに敷設コストやメンテナンスコストが高くなりやすく、敷設範囲が限定される。

これらの外界センサの特徴の違いは、自己位置推定精度や車両安定性、ロバスト性といった自動運転システムの性能に大きな影響を与えると考えられる。また、特にレベル4以上の自動運転においては冗長性が必要になるため、複数の種類のセンサを組み合わせることは有効な手段となる[65][114][115]。そのため、これらのセンサが自動運転システムの性能に及ぼす影響を明らかにしておくことは、自己位置推定に用いるセンサを選定する基準となるため、非常に重要な研究課題である。また、1.3節で述べたように、車載センサのみであらゆる環境における自己位置推定を精確に行うことは極めて難しいため、磁気ポジショニングシステムのように、専用のインフラを用いたロバスト性の高いシステムを使用することは有効な手段と言えるが、インフラ情報を取得するのに適切な間隔（磁気マーカ間隔）はまだ十分に示されていない。

これらを踏まえて本研究では、特徴の異なる複数のセンサおよびインフラを用いて、それらが自動運転システム全体に及ぼす影響を定量的に比較する。具体的には、センサおよびインフラの性能を表す“測定精度”，“計測遅れ”，および“測定間隔（磁気マーカ間隔）”の3つの特徴が、自動運転バスに及ぼす影響を明らかにし、自動運転バスの実用化のために必要とされる仕様を明示する。表2.1.1は、現在自動運転の開発に主に使われている各センサの主な仕様をまとめたものである。ただし、“測定精度（静的）”は車両停車時の測定精度の参考例であり、車両走行時の動的な測定精度については、それを示した例が少ないために現状では正確な比較ができない。また、“計測遅れ”とは、自己位置の真値から、測定値を取得できるまでにかかる最大時間を表しており、磁気マーカを除いて、基本的には“測定間隔”と等しいものとしている。

本研究では表2.1.1に示す位置測定方法のうち、測定精度、計測遅れ、測定間隔、およびロバスト性の観点から、①RTK-GNSS/INS、②3D LiDAR、③磁気ポジショニングシステム（磁気センサと磁気マーカの組み合わせ）の3種類を比較対象とする。次節において、これらの位置測定技術の詳細、および本研究の自動運転システムに用いたセンサの仕様について記載する。ただし、本自動運転システムの制御周期は10msとし、計測遅れの最小単位も10msとする。

また、本研究においては、磁気ポジショニングシステムにおける“測定間隔”に相当する磁気マーカの間隔、言い換えれば外界センサにより絶対座標を取得する間隔の決定方法を

提案することも一つの大きな目標としているため、2.4 節以降ではその観点から、自己位置推定について論じることとする。

表 2.1.1 自己位置推定に用いられるセンサー一覧

センサ	内/外	インフラ	測定精度 (静的)	計測遅れ	測定間隔	ロバスト性
慣性計測装置 (IMU)	内界	-	-	10ms以下	10ms以下	高
RTK-GNSS /INS	外界	(衛星)	～5cm程度	10～100ms程度	10～100ms程度	中
LiDAR	外界	(構造物)	～2cm程度	20～200ms程度	20～200ms程度	中
カメラ	外界	(構造物, 白線)	～2cm程度	20～200ms程度	20～200ms程度	低～中
磁気センサ	外界	磁気マーカ	～1cm程度	10～100ms程度 (速度に依存)	マーカ通過時	高
		電磁誘導線	～2cm程度	10ms以下	10ms以下	高

2.2. 自己位置推定に用いるセンサおよびインフラ

2.2.1. 慣性計測装置 (IMU)

慣性計測装置は、3 軸の加速度・角速度を計測するセンサであり、特に角速度を検出するセンサはジャイロセンサやジャイロ스코プと呼ばれる。ジャイロの歴史は古く、実用化は 1908 年のジャイロコンパスに始まるとされ、船舶、航空、宇宙、車両や電子機器等、幅広い分野で使用されてきた。近年では、リングレーザージャイロや光ファイバジャイロといった非常に高精度な光学式ジャイロが開発され、航空や宇宙分野等に活用されている。一方、素子の振動とコリオリ力により角速度を検出する振動型ジャイロとして、MEMS (Micro Electro Mechanical Systems) ジャイロの開発が 1990 年代頃から行われている。

MEMS センサは小型で低コスト、低エネルギー消費のため[89]、小型の電子機器や車両、ロボットを始め多くのデバイスに使用されている。多くのセンサを必要とするために、一つのセンサの低コスト、小サイズ化が求められており、MEMS センサは現状では必須のセンサと言える。しかし、MEMS センサは光学式ジャイロに比べてセンサノイズが大きいという、シリコンの物理的特性により、温度変化によるセンサドリフトが大きくなる傾向がある。

本研究においても MEMS のジャイロセンサおよび加速度計を使用するが、上記のようなセンサノイズやドリフトに注意する必要がある。本研究で使用する MEMS センサの主な仕様を表 2.2.1 に示す。

表 2.2.1 使用する MEMS センサの主な仕様

項目	値
測定間隔（サンプリング周期）	1 ms
計測遅れ	1 ms
角速度バイアス	0.2 deg/s
角度ランダムウォーク（ホワイトノイズ）	0.5 deg/ \sqrt{h}
加速度バイアス	0.098 m/s ²
加速度ノイズ	0.098 m/s ²

2.2.2. RTK-GNSS/INS

RTK-GNSS とは、計測したい場所に設置する移動局（観測点）の他に位置のわかっている基準局を必要とする測位方式で、移動局で計測した衛星までの距離を、基準局で計測した搬送波の波数と位相差により補正し、高精度での測位を可能とする方式である。さらにその位置算出をリアルタイムで行うことができるため、自動運転のように、移動体の自己位置をリアルタイムで高精度に算出することが必要なシステムに適した方式である。電波の受信状況が良好であれば、水平 2～3cm、鉛直 3～4cm 程度の精度が実現できるとされている。

GNSS 測位は、図 2.2.1 のように精度や方式によって様々な種類に分けることができる[62]。本研究では、基準局を設置する代わりにネットワークを使って VRS（仮想基準点）を設置して RTK 測位を行う、ネットワーク型の RTK-GNSS を採用する（図 2.2.2）。

GNSS の測位に必要なアンテナ、およびネットワークに接続するための無線機器のアンテナは、車両上部に図 2.2.3 のように設置した。また、自己位置の測定位置は、車両の重心位置に設定した。これにより、車両重心の緯度経度をリアルタイムで取得することが可能となる。

RTK-GNSS により測定した緯度経度は、日本を 19 の座標系に区分した平面直角座標系を用いて、XY 座標へと変換する[63][64]。平面直角座標はガウス・クリューゲルの等角投影法によるもので、座標原点を通る子午線は等長に、図形は等角の相似形に投影される。しかし距離については、原点から東西に離れるに従って平面距離が増大していくため、投影距離の誤差を相対的に 1/10000 以内に収めるよう座標原点を通る子午線上の縮尺係数が調整されており、さらに、座標原点から東西約 130km 以内を適用範囲としている。

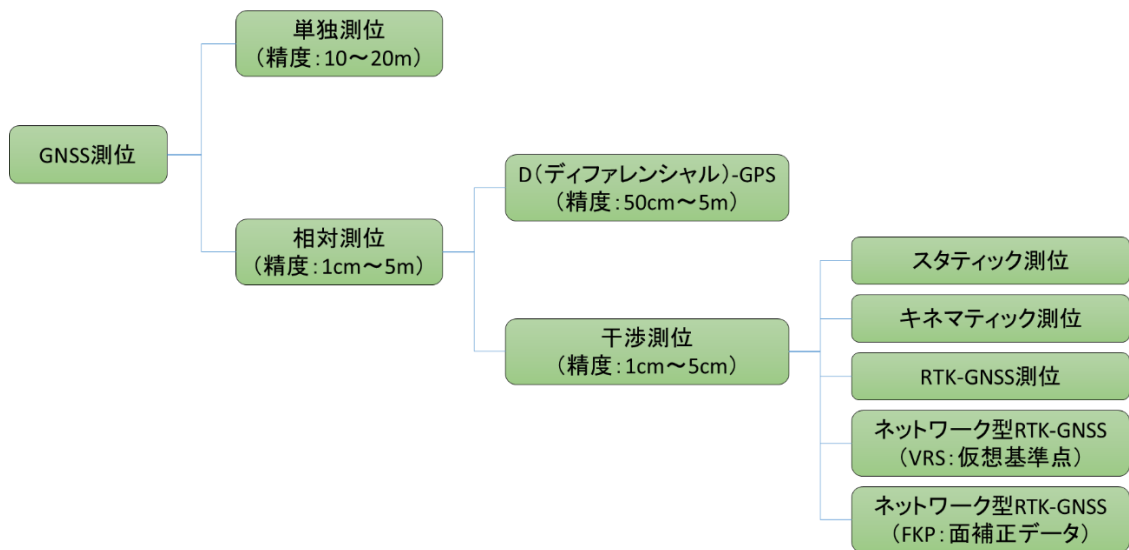


図 2.2.1 GNSS の測位方法の種類

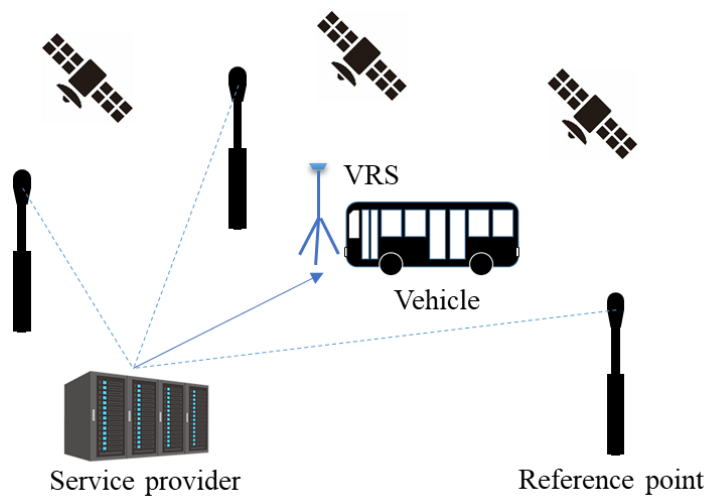


図 2.2.2 ネットワーク型 RTK-GNSS の測位方式



図 2.2.3 RTK-GNSS に必要なアンテナ

また，衛星からの電波が受信できないときに補間することを目的として，GNSS と INS を組み合わせた GNSS/INS が広く商品化されており，本研究でもそれを利用する．

本研究で使用する RTK-GNSS/INS の主な仕様を以下に示す．

表 2.2.2 使用する RTK-GNSS/INS の主な仕様

項目	値
測定間隔（サンプリング周期）	10 ms
計測遅れ	10 ms
測定精度（静的）	1.0 cm（標準偏差）

2.2.3. 3D LiDAR

LiDAR は，レーダーよりも遥かに短い紫外線～近赤外線領域の波長の電磁波を照射し，反射された散乱光を受光することで，物体までの距離や物体の反射率を測定するセンサーである．中でも 3D LiDAR は，複数本のレーザを用いてスキャンすることで，周辺環境を点群として 3 次元的に把握することが可能となる（図 2.2.4）．

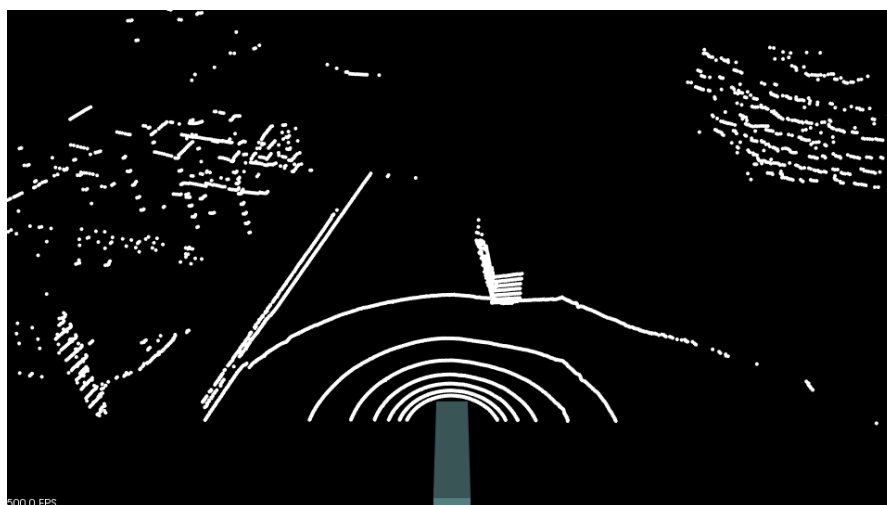


図 2.2.4 車両前方の 3D LiDAR により得られる点群

あらかじめ 3D LiDAR により車両が走行する道路構造物を計測し、地図を作成しておけば、その地図と照合することで自己位置を推定することができる。また、地図にない物体が道路上に検出されれば、それが他車両等の障害物であることがわかるため、障害物検出の手段としても利用されることが多い。

本研究においては、図 2.2.5 のように 16 ラインの回転式 3D LiDAR を車両前方に取り付け、RTK-GNSS/INS の補助的な手段として自己位置推定に利用する。具体的には、RTK-GNSS が受かりにくい場所、あるいは、正着のように高精度な横方向制御が必要とされる場所において、3D LiDAR により縁石をリアルタイムで検出し、あらかじめ取得した目標軌跡から縁石までの距離と比較することで、目標軌跡に対する車両の横変位およびヨー角を算出する（図 2.2.6）。縁石を利用して自己位置推定をすることで、道路構造物の情報を地図に含める必要がなく地図の容量を低減することができる。



図 2.2.5 車両前方に設置された回転式 3D LiDAR

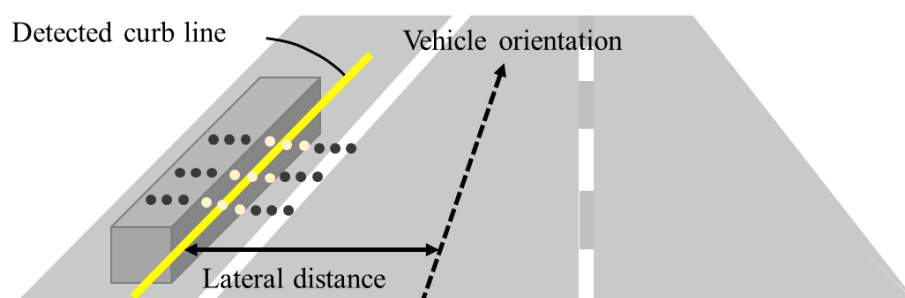


図 2.2.6 3D LiDAR を用いた縁石の検出

本研究で使用する 3D LiDAR の主な仕様を下記に示す.

表 2.2.3 使用する 3D LiDAR の主な仕様

項目	値
測定間隔 (サンプリング周期)	100 ms
計測遅れ	100 ms
測定精度 (静的)	0.3 cm (標準偏差)

2.2.4. 磁気ポジショニングシステム (磁気センサおよび磁気マーカ)

道路に磁石を埋設して磁気を検出するシステムは、1990 年代頃から欧米や日本において積極的に開発が進められ、主に高速道路での乗用車や大型車を用いた実証実験が行われた [84][85][86]. また、2005 年の愛知万博では、IMTS (Intelligent Multimode Transit System) と呼ばれる 3 台の大型バスが、隊列を編成しながら磁気マーカに沿って自動走行を行った [87]. しかしこれらのシステムは、センサ感度が高くないために磁力の強いネオジウム磁石を敷設する必要があり、コスト・錆び・強度・環境負荷等の問題から実用化には至らなかった.

近年になり、アモルファスワイヤ (コバルト基の非晶質金属) の磁気インピーダンス効果が発見され微小磁界を検出できることが示されると、図 2.2.7 のように、磁気インピーダンス効果を利用した高感度な MI (Magneto-Impedance) センサが開発された [81].

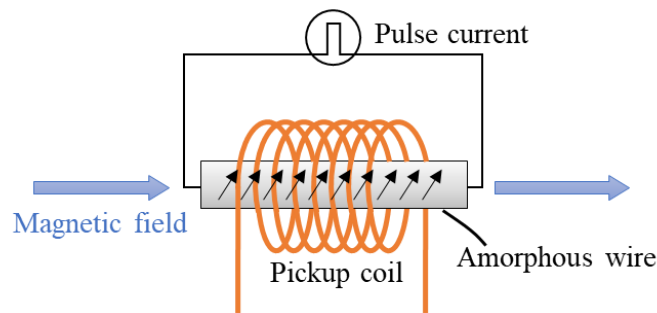


図 2.2.7 MI センサの原理

これを利用して、図 2.2.8 のように MI センサと磁気マーカを用いた自動運転の磁気ポジショニングシステムの開発も進められている。MI センサは従来の磁気センサの 100 倍以上の感度を持つため、磁気マーカに磁力の弱いフェライト磁石を用いても、安定して車両位置を検出することができる。これにより、ネオジウム磁石の課題とされていたコスト・錆び・強度・環境負荷等の問題を克服できると期待されている。

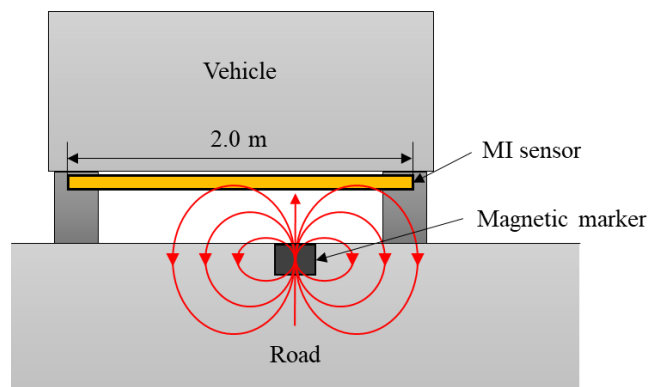


図 2.2.8 MI センサと磁気マーカを用いた磁気ポジショニングシステム

MI センサを車両に搭載する際は、図 2.2.9 のように車両下部の、磁気ノイズが乗りにくい場所に装着する。磁気マーカは埋設型と表面設置型の 2 種類が開発されているが、両者が発生する磁力は同程度となっているため、場所や設置期間等を考慮してマーカの種類を選択することができる。

本研究に用いる磁気ポジショニングシステムは、あらかじめ絶対座標が計測された磁気マーカを車両が通過した際に、磁気マーカに対する車両の相対位置を MI センサにより測定することで、車両の位置を算出するシステムである。磁気ポジショニングシステムによる横変位の測定誤差は mm 単位と非常に高い精度を出すことができるため[82]、図 2.2.10 のように二つの MI センサを車両に平行に搭載し、二つの MI センサと同じ間隔の磁気マーカを同時に検出することで、目標軌跡に対する車両のヨー角も精確に測定することができる。

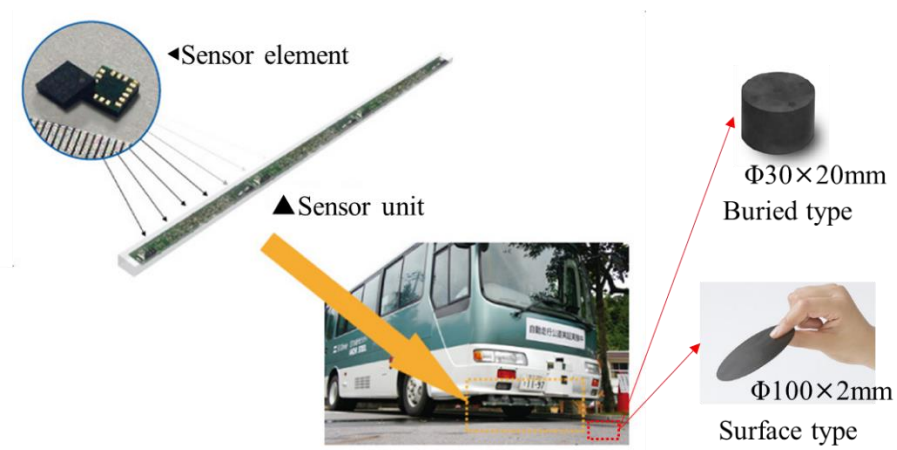


図 2.2.9 車両に装着された MI センサと道路に敷設された磁気マーカ

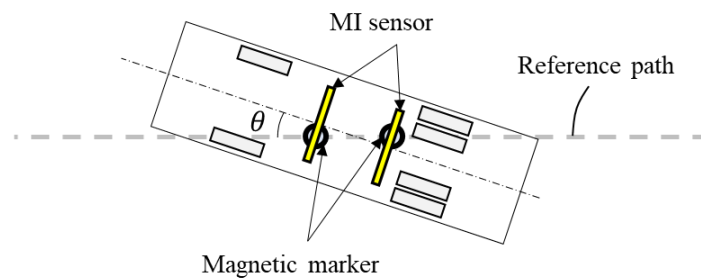


図 2.2.10 二つの MI センサによるヨー角の検知

本研究で使用する磁気ポジショニングシステムの主な仕様を下記に示す.

表 2.2.4 使用する磁気ポジショニングシステムの主な仕様

項目	値
測定間隔 (サンプリング周期)	磁気マーカ間隔および車速に依存 (図 2.2.11)
計測遅れ	車速に依存 (図 2.2.12)
測定精度 (静的)	0.1 cm (標準偏差)

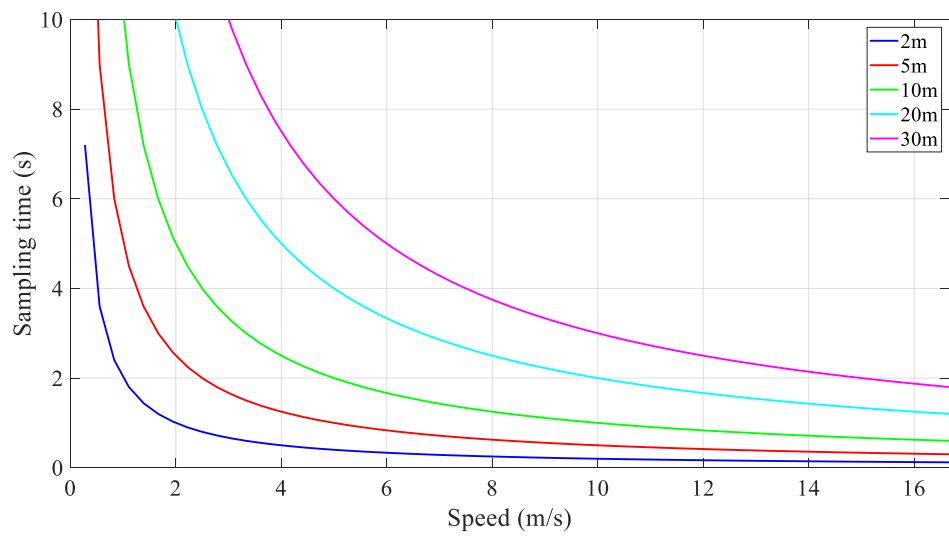


図 2.2.11 磁気ポジショニングシステムの測定間隔と車両速度との関係

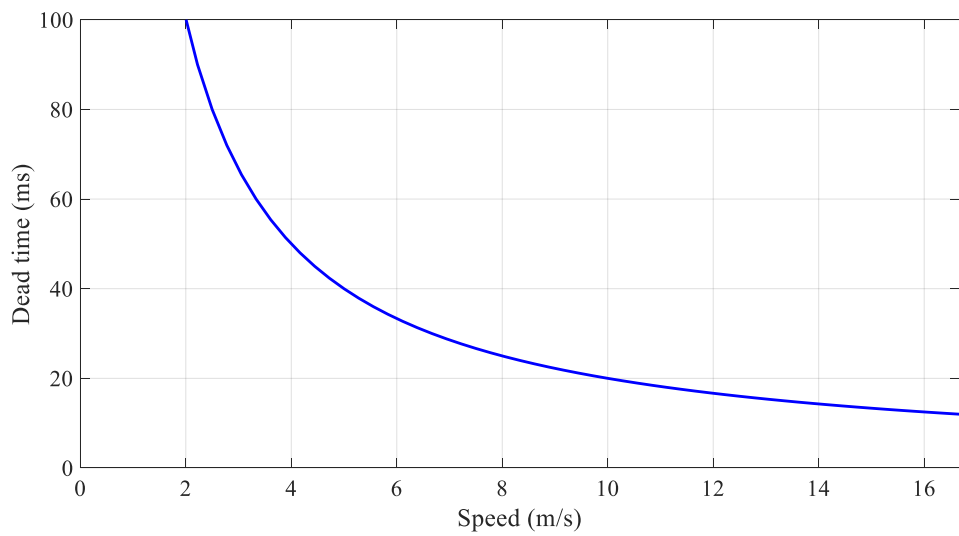


図 2.2.12 磁気ポジショニングシステムの計測遅れと車両速度との関係

2.3. 目標軌跡

本研究における自動運転バスは、あらかじめ定められた目標軌跡に追従するように走行することで車線維持制御を実現する。そこで推定する自己位置の座標は、目標軌跡を基準として考えることで単純化できる。

目標軌跡は、事前にドライバーが走行して取得する、あるいは、道路設計図を用いて作成する等の手段がある。目標軌跡は厳密には目標点の集合であり、この目標点の間隔は任意に定めることができるが、間隔を大きくし過ぎると車両の車線維持精度に影響を与え、小さくし過ぎると地図の容量が過大になってしまうため、システムに求められる要件に応じて定める必要がある。

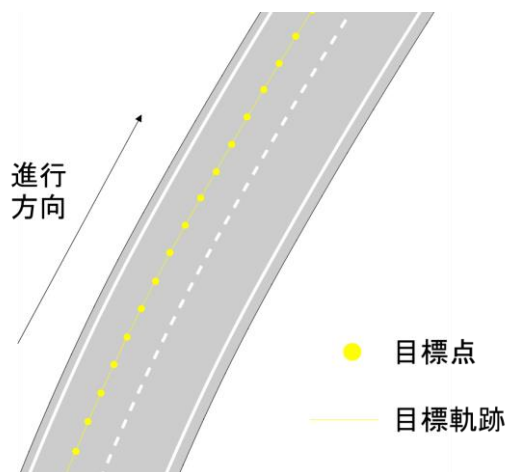


図 2.3.1 制御に用いる目標軌跡

目標軌跡のテーブルは、表 2.3.1 のように、XY 座標やヨー角、曲率、速度等の目標値により構成される。目標軌跡のデータ容量は、目標値の数や精度、目標点の間隔によって決まるため、前述のように、システム要件によってそれらを決定する。本研究では、各公道実験は 10km 程度のコースであるため、制御精度を重視して目標点の間隔は 5cm とした。

表 2.3.1 目標軌跡テーブル

ID	X座標	Y座標	ヨー角	曲率	速度	...
1	X_1	Y_1	θ_1	ρ_1	V_1	・
2	X_2	Y_2	θ_2	ρ_2	V_2	・
・	・	・	・	・	・	・
・	・	・	・	・	・	・
・	・	・	・	・	・	・

2.4. デッドレコニング

外界センサによる絶対座標の取得が行えないときや、磁気ポジショニングシステムにおける磁気マーカ間の自己位置については、IMU を用いたデッドレコニング (Dead Reckoning) により推定する。見方を変えれば、デッドレコニングは自己位置推定のベースとなる技術であり、外界センサにより取得した絶対座標を用いて、デッドレコニングで算出した自己位置を補正することになるため、デッドレコニングは非常に重要な技術と言える。本節では、そのデッドレコニングの精度に影響を及ぼす因子を明らかにする。

デッドレコニングは、主に航空機等を中心として発展してきた慣性航法に似た技術であるが、航空機の慣性航法では、グローバルに移動する航空機の位置を算出するために、地球の自転角速度の考慮や、緯度・経度により変化する重力のモデル化等が必要であった [57][59][60][61]。しかし、地上のローカルな場所を走る自動運転車両にとっては、地球の自転加速度や重力変化の影響は無視できるほど小さく、それに比べて、車両ダイナミクスにより生じる横すべり角等の影響の方が十分に大きいと考えられる。

車両のデッドレコニングの基礎式は、横すべり角を含めた運動学 (キネマティクス: kinematics) を用いて記述することができる [101][102][103]。本研究における車両の座標およびヨー角は全て重心位置で表現し、単純化のために目標軌跡を基準とした平面座標系で表すこととする (図 2.4.1)。車両の前後位置 l は目標軌跡の起点 O からの走行距離を表し、目標軌跡から見た車両の横変位を y 、ヨー角を θ とすると、離散系で表した時刻 k における車両の座標およびヨー角は式 (2.4.1) のように表される。ただし、 y は車両進行方向に向かって左側を正とし、ヨー角等の角度は反時計回りを正とする。

$$\begin{bmatrix} l_k \\ y_k \\ \theta_k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_{k-1} \\ y_{k-1} \\ \theta_{k-1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} V_k \cos(\theta_{k-1} + \beta_{k-1}) \\ V_k \sin(\theta_{k-1} + \beta_{k-1}) \\ \gamma_k - \rho_k V_k \cos(\theta_{k-1} + \beta_{k-1}) \end{bmatrix} T_s \quad (2.4.1)$$

ここで、 V は重心位置における車両速度、 β は重心位置における車両の横すべり角、 γ は車両のヨーレート、 ρ は目標軌跡の曲率を表し、 T_s はサンプリング周期とする。

式 (2.4.1) より、デッドレコニングの精度に影響を与える因子は、直接計測可能な車両速度およびヨーレートの測定精度、および横すべり角の推定精度であることがわかるため、本節ではそれらの誤差や推定方法についての詳細を記述する。

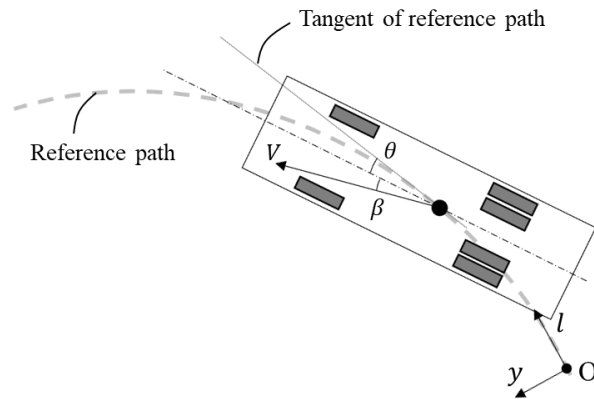


図 2.4.1 目標軌跡を基準とした車両のデッドレコニング

2.4.1. 車両速度の計測誤差

車両速度は、トランスミッションの出力軸に取り付けられた速度センサにより計測ができるが、タイヤに微小なスリップが生じると実際の車速と誤差が生じ、路面の状態やタイヤの特性によってその誤差は変化する[88].

図 2.4.2 は GNSS により計測した参照車速と速度センサにより得られた車速を比較したグラフであり、このケースでは最大で 3% 程度の誤差が生じている。誤差の大きさは車速の大きさによっても変化するため、高精度な自己位置推定を行うためには、車速の計測誤差を推定することも必要と考えられる。

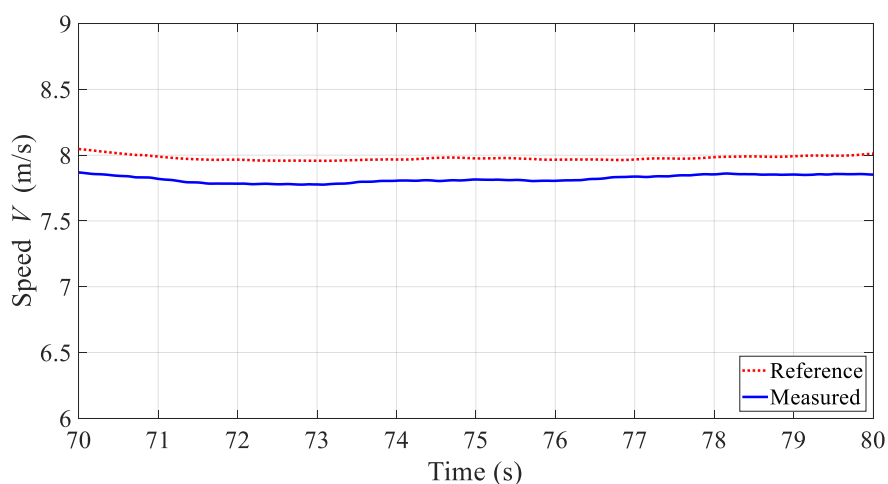


図 2.4.2 車両速度の計測誤差

2.4.2. ヨー角の計測誤差

デッドレコニングの間は，車両のヨー角はヨーレートの積分により算出する．車両のヨーレートは車両に取り付けられた MEMS センサにより計測されるが，MEMS センサのバイアスは 2.2.1 で述べたように，温度ドリフトと呼ばれるように温度変化によって大きく変化する[90]．図 2.4.3 は停車時に MEMS センサで計測したヨーレートと，ゼロ点補正されたヨーレートの参照値を示しているが，MEMS センサで計測した値はゼロ点がずれていることがわかる．車両のヨー角はヨーレートの積分により得られるため，ヨーレートのバイアスを正確に推定することは自己位置推定にとって極めて重要であると考えられる．

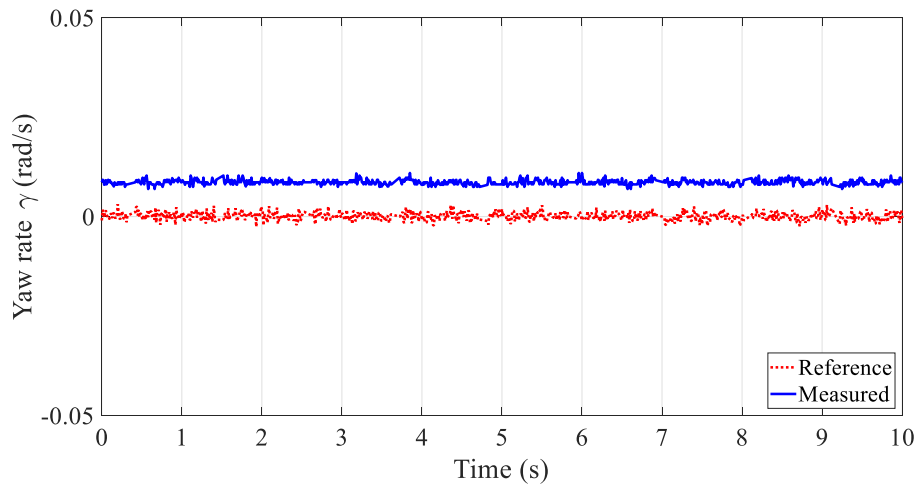


図 2.4.3 ヨーレートの計測誤差

2.4.3. 横すべり角の推定誤差

車両の横すべり角を直接計測するためには対地速度計等が必要になり，自動運転バスの実用化を考えると装着が難しいため，他のセンサ値を用いて推定することとする．

横すべり角の推定はこれまでも多くの研究が行われているため，それらを参考に下記の 4 種類の推定方法を比較することとした．

① 直接積分法

横すべり角が十分に小さいと仮定すると，車両の横方向の加速度 a_y は，下記のように表すことができる．

$$a_y = V(\dot{\beta} + \gamma) \quad (2.4.2)$$

車速 V ，ヨーレート γ ，横加速度 a_y が計測可能であれば，横すべり角 β はその微分値 $\dot{\beta}$ を直接積分することで得ることができる[91]．この方法は極めてシンプルであるが，積分誤差が増大していくために，長時間連続して使用することは推定精度の低下を招くことになる．

② 二輪モデル1（オブザーバ）

車両のダイナミクスを表現する際には，図 2.4.4 のように，前軸および後軸の左右輪をそれぞれの軸の中央に集約させた二輪モデルが一般的に用いられ，次式のように表される[37]．

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-2(K_f + K_r)}{mV} & \frac{-2(K_f l_f - K_r l_r)}{mV^2} - 1 \\ \frac{-2(K_f l_f - K_r l_r)}{I} & \frac{-2(K_f l_f^2 + K_r l_r^2)}{IV} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2K_f}{mV} \\ \frac{2K_f l_f}{I} \end{bmatrix} \delta \quad (2.4.3)$$

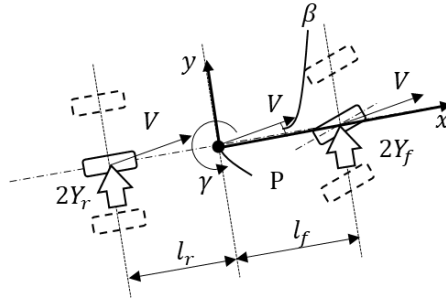


図 2.4.4 4 輪車の等価的な 2 輪車モデル

車速 V ，ヨーレート γ ，横加速度 a_y ，および前輪舵角 δ が取得可能であれば，線形オブザーバを用いて横すべり角 β を求めることができる．ただし，オブザーバの極は[92]に倣って-100 および-200 とする．

③ 二輪モデル2（オープンループ）

車両が定常円旋回をしていると仮定したとき，式 (2.4.3) を変形することで，横すべり角 β は前輪舵角 δ を用いて以下のように表すことができる．

$$\beta = \frac{1 + K_{\beta 0} V^2}{1 + K_{s f} V^2} \frac{l_r}{l_{wb}} \delta = \Phi(V) \delta \quad (2.4.4)$$

$$K_{\beta 0} = -\frac{m l_f}{2 K_r l_{wb} l_r} \quad (2.4.5)$$

$$K_{sf} = \frac{m(-K_f l_f + K_r l_r)}{2K_f K_r l_{wb}^2} \quad (2.4.6)$$

これにより，車速 V ，および前輪舵角 δ が得られれば，横すべり角 β を推定することができる．本手法は，同じ二輪モデルを用いている②の手法とは，ヨーレートや横加速度を必要としない点，およびオープンループで横すべり角を求める点が異なる．

④ 運動学モデル

車両重心を原点とし，車両進行方向に x 軸，それと垂直左向きに y 軸，鉛直方向に z 軸をとると，それぞれの軸方向の車両速度は，3軸加速度 a_x ， a_y ， a_z ，3軸回りの角速度 $\dot{\theta}_x$ ， $\dot{\theta}_y$ ， γ ，および角度 θ_x ， θ_y を用いて下記のように表すことができる[93]．

$$\begin{bmatrix} \dot{V} \\ \dot{V}_y \\ \dot{V}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \gamma & -\dot{\theta}_y \\ -\gamma & 0 & \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y & -\dot{\theta}_x & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ V_y \\ V_z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_x - g \sin \theta_y \\ a_y + g \sin \theta_x \\ a_z + g \end{bmatrix} \quad (2.4.7)$$

式 (2.4.7) はカルマンフィルタを用いて解くことができ，その後横すべり角は $\beta = V_y/V$ により得られる．

以上の4種類の横すべり角推定方法に必要な計測値を表にまとめると，表 2.4.1 のようになる．③の手法のみ，ヨーレートや横加速度のような MEMS センサで計測する値を必要としないことがわかる．ただし，②および③は算出課程でコーナリングパワ K_f および K_r を使用しており，これらの同定においては MEMS センサの値を使用する．

表 2.4.1 横すべり角の推定に必要な計測値

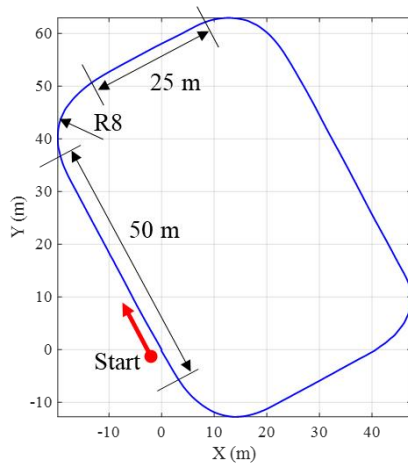
推定方法	計測値
①直接積分法	V, γ, a_y
②二輪モデル 1 (オブザーバ)	V, γ, a_y, δ
③二輪モデル 2 (オープンループ)	V, δ
④運動学モデル	$a_x, a_y, a_z, \dot{\theta}_x, \dot{\theta}_y, \gamma$

表 2.4.2 推定に用いたパラメータ

Symbol	Value
l_f	2.34 m
l_r	1.21 m
K_f	87500 N/rad
K_r	206000 N/rad
I	21100 kg · m ²
m	5200 kg

自己位置推定に用いる横すべり角の推定方法を決定するために，自動運転バスを用いた検証実験を行った．実験には図 2.4.5 に示すようなテストコースおよび実験車両を使用し，4 種類の推定方法により求めた横すべり角は，それぞれ RTK-GNSS を用いて計測した横すべり角と比較した．また，ヨーレートおよび加速度は車載の MEMS センサにより計測した．

実験結果を図 2.4.6 に示す．4 種類の推定方法のうち二輪モデルを用いる方法，特に③二輪モデル 2（オープンループ）の推定精度が最も高いことがわかる．これは，同定時を除いて，センサノイズの大きい加速度を使用していないことによると考えられる．



(a)



(b)

図 2.4.5 横すべり角の推定実験に使用した (a) テストコースと (b) 実験車両

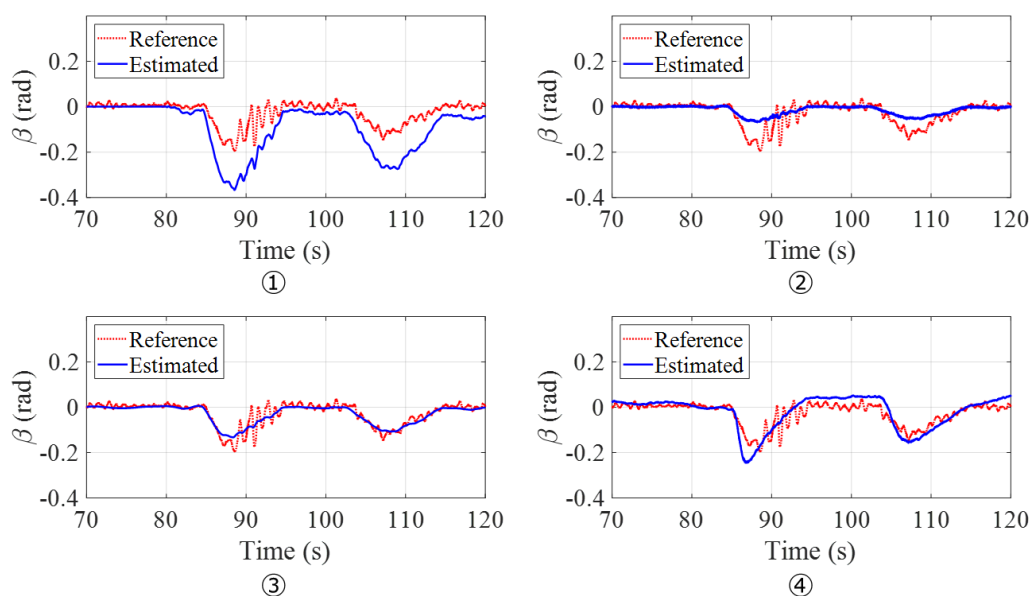


図 2.4.6 横すべり角推定結果 ①直接積分法, ②二輪モデル 1, ③二輪モデル 2, ④運動学モデル

以上より, 本研究では横すべり角の推定に②二輪モデル 2 (オープンループ) の手法を用いることとするが, 本手法はオープンループで横すべり角を求めるため, 車両パラメータが変化した際にその誤差をフィードバックできない. 仮に重心位置が 20% ずれたとすると, 図 2.4.7 のように横すべり角の推定値も 20% 誤差が生じる. 路線バスでは乗客の乗り降りが頻繁に生じるため, 重心位置の変化は十分に起こり得る. そのため, 重心位置の変化等によって生じる横すべり角の誤差を推定することも, 自己位置推定精度の向上には必要と考えられる.

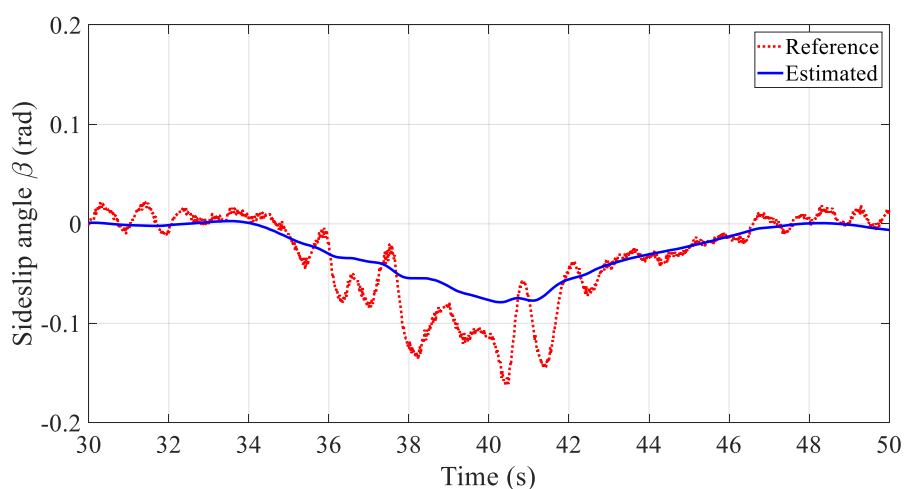


図 2.4.7 横すべり角の推定誤差

2.5. 変動するパラメータを考慮した自己位置推定と磁気マーカ間隔

前節より、車両速度、ヨー角、および横すべり角の誤差を推定することが、自己位置推定の精度を向上させるために重要であると考えられる。また、車両速度およびヨー角の誤差は、それぞれ車速センサ、ヨーレートセンサ（MEMS センサ）の測定誤差に起因すること、横すべり角の誤差は、重心位置等の車両パラメータの変動に起因することがわかった。これを踏まえて、本節では、磁気ポジショニングシステムに代表されるような、定期的に絶対座標を取得できる環境下における、精度の高い自己位置推定手法の提案を行う。また、その間隔（磁気マーカ間隔）は、自動運転システムの設計上重要な要素となるが、これまでに十分な指針が得られていないため、本研究ではそれを明らかにすることも大きな目標としている。

磁気マーカを用いて定期的に絶対座標を取得する自己位置推定手法については、これまでも数々の研究が行われてきたが、それらはいずれも磁気マーカに対する車両の横変位やヨー角、およびそれらの時間微分のみを推定するものであった[94][95][96]。また、MEMS センサによる INS を実現するために、MEMS センサのバイアスやスケールファクタを考慮する研究も報告されている[97]。Thrun ら[98]は、LiDAR を用いた自己位置推定手法の中で、車両の位置とヨー角を推定するためにカルマンフィルタを使用することで、精度の高い自己位置を獲得している。これらの先行研究と前節で得た知見を元に、本研究では以下のような自己位置推定手法を提案する。

- センサ特性および車両ダイナミクスに起因する自己位置推定の誤差を低減することを目的として、“自己位置推定”と同時にこれらの“パラメータ推定”を行う
- センサ特性に関わるパラメータとして、“車両速度のスケールファクタ”，および“ヨーレートのバイアス”，車両ダイナミクスに関わるパラメータとして、主にバスの重心位置により変化する“横すべり角のスケールファクタ”を推定する
- 磁気マーカを通過する等、車両の絶対座標およびヨー角を取得する度に、車両位置とヨー角だけでなく、上記の3種類のパラメータも更新する
- 対象とするシステムは式 (2.4.1) に表されるように非線形であるうえに、システムノイズや観測ノイズが存在し確率的に扱う必要があるため、拡張カルマンフィルタ（Extended Kalman Filter : EKF）を用いる

具体的な手法を以下に述べる。初めに自己位置推定に用いる状態量 \mathbf{x} は、車両の前後位置 l ，横変位 y ，ヨー角 θ だけではなく、車両速度のスケールファクタ k_v ，ヨーレートのバイアス γ_b ，横すべり角のスケールファクタ k_β も加えて、下記のように定める。ただし、添え字の k は、離散系における時刻 k を表している。

$$\mathbf{x}_k = [l_k \quad y_k \quad \theta_k \quad k_{v,k} \quad \gamma_{b,k} \quad k_{\beta,k}]^T \quad (2.5.1)$$

次に、時刻 k における入力ベクトル \mathbf{u}_k は、車両速度 V 、前輪舵角 δ 、ヨーレート γ 、および目標軌跡の曲率 ρ を用いて下記のように定める。

$$\mathbf{u}_k = [V_k \quad \delta_k \quad \gamma_k \quad \rho_k]^T \quad (2.5.2)$$

システムノイズ $\mathbf{v}_k = [v_{V,k} \quad v_{\delta,k} \quad v_{\gamma,k} \quad v_{\rho,k}]^T$ を用いて、式 (2.3.1) を拡張した自己位置推定の状態方程式は、次式のようになる。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} l_k \\ y_k \\ \theta_k \\ k_{V,k} \\ \gamma_{b,k} \\ k_{\beta,k} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} l_{k-1} \\ y_{k-1} \\ \theta_{k-1} \\ k_{V,k-1} \\ \gamma_{b,k-1} \\ k_{\beta,k-1} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{V,k-1}V_k \cos(\theta_{k-1} + k_{\beta,k-1}\beta_{k-1}) \\ k_{V,k-1}V_k \sin(\theta_{k-1} + k_{\beta,k-1}\beta_{k-1}) \\ \gamma_k - \gamma_{b,k-1} - \rho_k k_{V,k-1}V_k \cos(\theta_{k-1} + k_{\beta,k-1}\beta_{k-1}) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} T_s + B_k \mathbf{v}_k \\ &= \mathbf{f}(\mathbf{x}_{k-1}, \mathbf{u}_k) + B_k \mathbf{v}_k \end{aligned} \quad (2.5.3)$$

ここで、 B_k は $\mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u})$ を下記のように偏微分することで得られる行列を表す[104]。

$$B_k = \left. \frac{\partial \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{u}} \right|_{\mathbf{x}=\hat{\mathbf{x}}_{k-1}, \mathbf{u}=\mathbf{u}_k} \quad (2.5.4)$$

自動運転バスには、図 2.2.10 のように 2 本の MI センサが搭載されており、磁気マーカ通過時に車両の横変位だけでなく、ヨー角も同時に測定することができる。また、磁気マーカはあらかじめ等間隔に敷設されているため、磁気マーカ通過時に車両の前後位置（走行距離）も測定することができる。

よって、時刻 k における観測ベクトル \mathbf{z}_k は、観測ノイズ $\mathbf{w}_k = [w_{l,k} \quad w_{y,k} \quad w_{\theta,k}]^T$ を用いて下記のように表される。

$$\mathbf{z}_k = [l_k \quad y_k \quad \theta_k]^T = C_k \mathbf{x}_k + \mathbf{w}_k \quad (2.5.5)$$

ただし、

$$C_k = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.5.6)$$

上記のシステムに対して、拡張カルマンフィルタを適用する。拡張カルマンフィルタは、非線形システムに対して、予測ステップとフィルタリングステップの 2 ステップを繰り返し行う推定方法である[99][105]。

磁気マーカ間のデッドレコニングにおいて行われる予測ステップでは、時刻 $k-1$ での事後状態推定値 $\hat{\mathbf{x}}_{k-1}$ 、および事後誤差共分散 P_{k-1} を用いて、時刻 k での事前状態推定値 $\hat{\mathbf{x}}_k^-$ 、および事前誤差共分散 P_k^- を算出する。これらは、システムノイズの共分散行列 M を用いて、下記のように表される。

$$\hat{\mathbf{x}}_k^- = f(\hat{\mathbf{x}}_{k-1}, \mathbf{u}_k) \quad (2.5.7)$$

$$F_k = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}=\hat{\mathbf{x}}_{k-1}, \mathbf{u}=\mathbf{u}_k} \quad (2.5.8)$$

$$P_k^- = F_k P_{k-1} F_k^T + B_k M B_k^T \quad (2.5.9)$$

車両が磁気マーカを通過した際に行われるフィルタリングステップでは、初めにカルマンゲイン G_k を算出する。次にカルマンゲイン G_k と時刻 k での事前状態推定値 $\hat{\mathbf{x}}_k^-$ および事前誤差共分散 P_k^- 、さらには観測ベクトル \mathbf{z}_k を用いて、下記のように時刻 k での事後状態推定値 $\hat{\mathbf{x}}_k$ 、および事後誤差共分散 P_k が算出される。

$$G_k = (G_{ij,k})_{6 \times 3} = P_k^- C_k^T (C_k P_k^- C_k^T + Q)^{-1} \quad (2.5.10)$$

$$\hat{\mathbf{x}}_k = \hat{\mathbf{x}}_k^- + G_k (\mathbf{z}_k - C_k \hat{\mathbf{x}}_k^-) \quad (2.5.11)$$

$$P_k = (I - G_k C_k) P_k^- \quad (2.5.12)$$

ここで、 Q は観測ノイズの共分散行列を表す。

以上の手順をまとめると図 2.5.1 のようになる。拡張カルマンフィルタにより、時刻 k での状態推定値 $\hat{\mathbf{x}}_k$ が算出され、ここには車両の位置およびヨー角だけでなく、センサ特性および車両ダイナミクスに関わるパラメータが含まれているため、磁気マーカを通過する度に、これらのパラメータが真値に近づくように更新される。

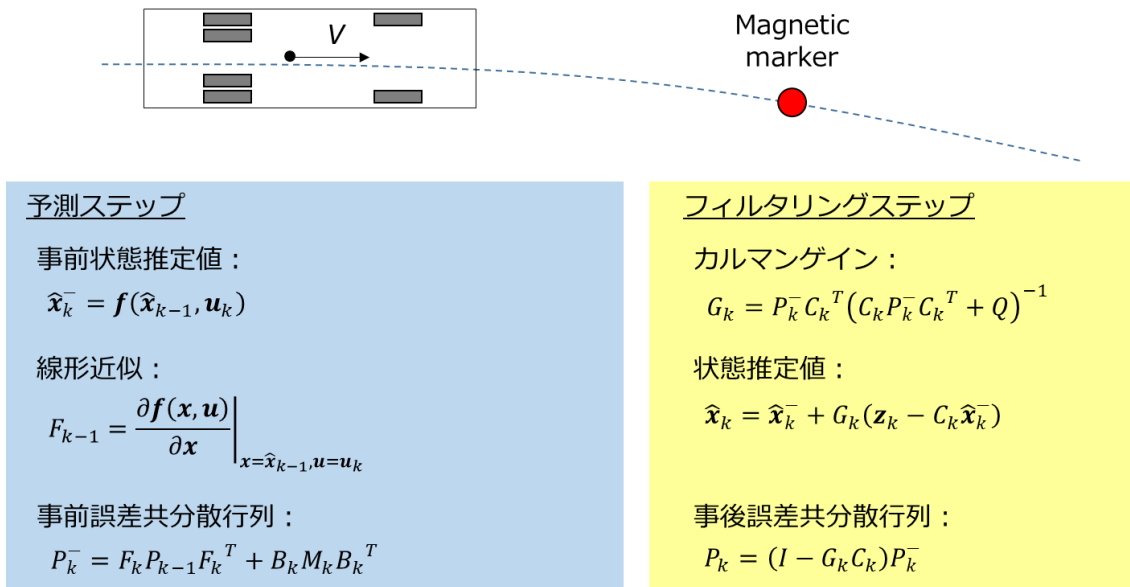


図 2.5.1 拡張カルマンフィルタの予測ステップとフィルタリングステップ

上記の自己位置推定手法により自己位置推定精度の向上が期待されるが、適切な磁気マーカ間隔については、実車を用いた自己位置推定精度の結果を元に判断する必要がある。

2.6. まとめ

本章で検討した内容、得られた知見、および提案する内容を下記にまとめる。

- 自己位置推定に用いる外界センサは、測定精度、測定間隔、計測遅れ、およびロバスト性の観点から、①RTK-GNSS/INS、②3次元LiDAR、③磁気ポジショニングシステム（磁気センサと磁気マーカの組み合わせ）の3種類とする
- デッドレコニングの誤差は、車両速度およびヨー角の計測誤差、横すべり角の推定誤差により生じる
- 4種類の横すべり角推定方法を比較し、二輪モデルを用いた、MEMSセンサのノイズに影響されにくい方法を選定した
- 変動するセンサおよび車両パラメータを推定する自己位置推定方法として、車両の位置やヨー角だけでなく、車両速度のスケールファクタ、ヨーレートのバイアス、および、横すべり角のスケールファクタを状態量に含め、磁気マーカを通過する際（外界センサやインフラにより絶対座標を取得する際）にこれらのパラメータも同時に更新する手法を提案する。また、適切な磁気マーカ間隔は実車実験を元に提案する。

第3章

縦方向の車両運動制御

3.1. はじめに

バスは乗用車と異なり多くの乗客を輸送することができ、特に路線バスにおいては、乗車定員の半数以上が立席に割り当てられていることも少なくない。そのため転倒などによる車内事故が、路線バスにおける事故のうちの3割程度という非常に高い割合を占めており、車内事故の低減は重要な課題となっている。車内事故をシーン別に見ると図 3.1.1 のように発進時 (39.3%)、および減速・停止時 (合わせて 31.6%) が大半を占めており、年齢別で見ると、65 歳以上の高齢者が 85%以上を占めている[7]、高齢化が進む日本においては特に、車内事故を低減するために緩やかでスムーズな加減速が自動運転バスに求められることがわかる。

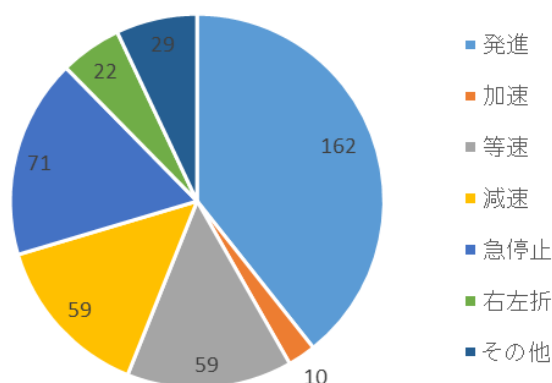


図 3.1.1 日本における乗合バスの車内事故のシーン別件数 (2017 年, 単位: 件)

ここで、加減速に伴うバスの車内事故に関する先行研究から、前後方向の目標最大加速度を決定する。乗用車においては $0.3G$ (G は重力加速度) 程度以上の減速が急減速と定義されることがあるが[19]、バスでは走行中に立っている状態の乗客がいるため、乗用車よりも小さな加速度での走行が求められる。これまでにも実車を用いた計測やシミュレーションにより、バスの立席の乗客が転倒しにくい条件や、乗客が不快に感じない加速度に関する研究が行われており[20][21][22]、加速度の絶対値が $0.2G$ 程度に抑えられていれば、立席を含めたバスの乗客は快適に乗車できることが指摘されている。しかし、公道走行時の前後加速度を $0.2G$ 以内に抑えたバスの縦方向制御の方法はまだ十分に示されていない。

そこで、本研究における縦方向制御は、加速度の絶対値を $0.2G$ (G は重力加速度) 以下に抑えることを目標とする。ただし、対象とする车速範囲は、センサが障害物を検知できる距離を考慮し、公道において安全に自動運転バスを運行可能な 40km/h (11.1m/s) 程度までとする。縦方向制御の制御量は以下の理由により“速度”とし、 $0.2G$ 以下の加速度を元にリアルタイムに算出される速度を目標速度とする。

- ・全ての公道において制限車速が定められており、速度を管理する必要がある
- ・MEMS センサで計測する加速度に比べて、速度の方がセンサノイズが少ない
- ・加速度を制御量とすると、2 回積分となる停止位置の誤差が出やすい

一般車が混在する公道での縦方向制御は、表 3.1.1 に示すように、“地点追従制御”，“縦断勾配対応”，“信号予測制御”，“ACC（Adaptive Cruise Control）制御”の4種類の制御パターンに対応する必要がある。あらかじめ目標軌跡の地点毎に決められた速度に追従する地点追従制御をベースとして、登降坂時は勾配への対応、信号交差点を通過する際は信号予測制御、および、先行車に接近した際にはACC制御を行う。ここで、上記のように制御量を速度に統一することで、4種類の制御パターンに対して統一したコントローラを構築することが比較的容易になる。また、制御出力は、駆動時はディーゼルエンジンに入力するアクセル電圧、制動時はエアオーバ油圧ブレーキのエア指示圧とする。

表 3.1.1 縦方向制御に含まれる制御パターン

制御パターン	シチュエーション
地点追従制御	常時
縦断勾配対応	登降坂
信号予測制御	信号交差点
ACC 制御	先行車追従時

本研究における、自動運転バスの縦方向制御の設計指針および目標を以下にまとめる。

<設計指針>

1. バスの事故において高い割合を占める車内事故を低減するため、あらゆる場面において、車内事故が起きにくい加速度になるように制御系を設計する
2. バス停毎に頻繁に質量が変化しても安定したフィードバック制御になるように閉ループ系の代表根を配置する

<目標>

1. ACC 制御も含めて、加速度の絶対値が 0.2G 以下である
2. バスの質量が変化しても閉ループ系の減衰比が十分に大きい（ロバスト性能を持つ）

3.2. 地点追従制御

初めに、縦方向制御のベースとなる地点追従制御の設計方法について述べる。地点追従制御は、あらかじめ定められた地点毎の目標速度に従う制御であるため、鉄道の速度制御と類似の技術と言える[25]。近年の鉄道においては、図 3.2.1 のように ATC (Automatic Train Control : 自動列車制御装置) をさらに高度化させた ATO (Automatic Train Operation : 自動列車運転装置) が導入されつつあるが[24]、本研究の自動運転システムにおいても、あらかじめ地点毎に決められた速度パターンに従って、車両の加速、惰行、減速、停止を行う。ただし、地点追従制御における発進・停止時の目標加速度の絶対値は、車内事故防止を目的として $0.05G$ 程度とする。

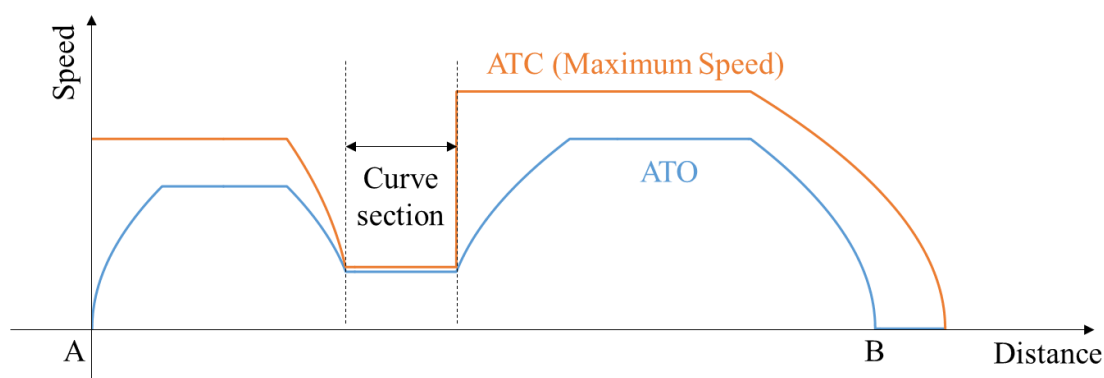


図 3.2.1 鉄道の ATO 運転[23]

本研究で用いる縦方向制御は、フィードバック制御とフィードフォワード制御の 2 自由度制御とし、それらは表 3.1.1 に示す全ての制御パターンで共通に用いる。その設計方法を本節に記す。

3.2.1. フィードバック制御とゲインの決定方法

フィードバック制御は、前述のように速度を制御量とし、汎用性、パラメータ調整の容易さを考慮して PI 制御を用いる。ノイズによる急加速や急減速を防ぐため、微分制御 (D 制御) を含まない形とした。

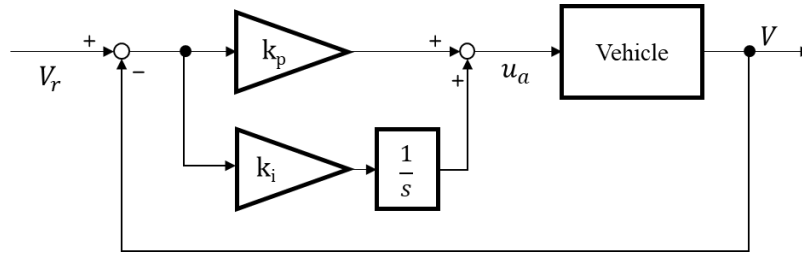


図 3.2.2 PI 制御のブロック線図

3.2.1.1. 縦方向の車両運動モデル

本研究では，縦方向制御の閉ループ系の極配置を考慮してフィードバックゲインを決定するため，その際に用いる車両運動モデルについて記述する．車両の縦方向の運動方程式は，進行方向を x とすると，駆動・制動力 F_u ，走行抵抗 F_{res} ，縦断勾配による抵抗 F_{grad} を用いて下記のように表される．

$$m\ddot{x} = F_u - F_{res} - F_{grad} \quad (3.2.1)$$

ここで，駆動・制動力は実際には異なるアクチュエータを用いているが，便宜的にいずれも F_u として表している．

実験車両の駆動系においては，自動の場合はアクセル電圧，手動の場合はアクセルペダルを調整し，それがディーゼルエンジンへの入力となる．アクセル電圧によってエンジンの出力トルクが変化し，それがトルクコンバータ，ギア，プロペラシャフト，デフへと伝わり，タイヤと路面の間に生じる駆動力となる（図 3.2.3）．

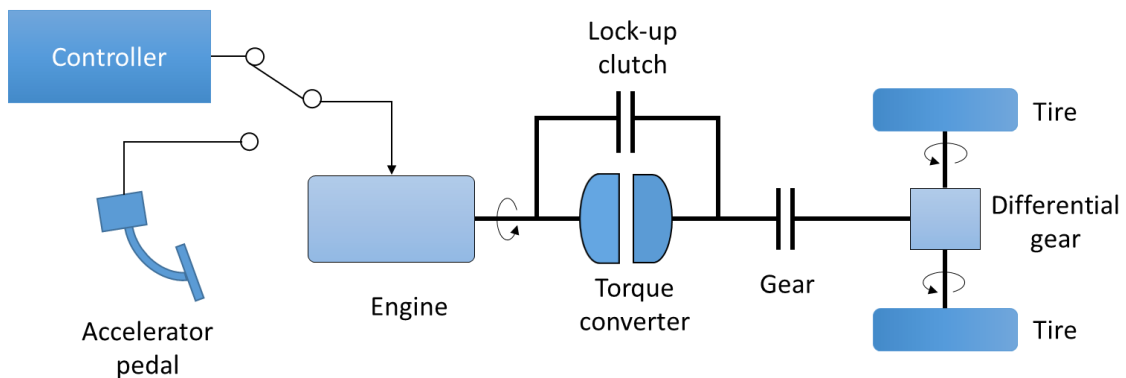


図 3.2.3 駆動系（パワートレイン）の構成図

一方，実験車両の制動系は，自動の場合はブレーキ配管に設置したリニアソレノイド，手

動の場合はブレーキペダルを調整してエア圧が入力となり、エア圧から油圧へと変化されてドラムブレーキを作動し、タイヤと路面の間に生じる制動力となる（図 3.2.4）。

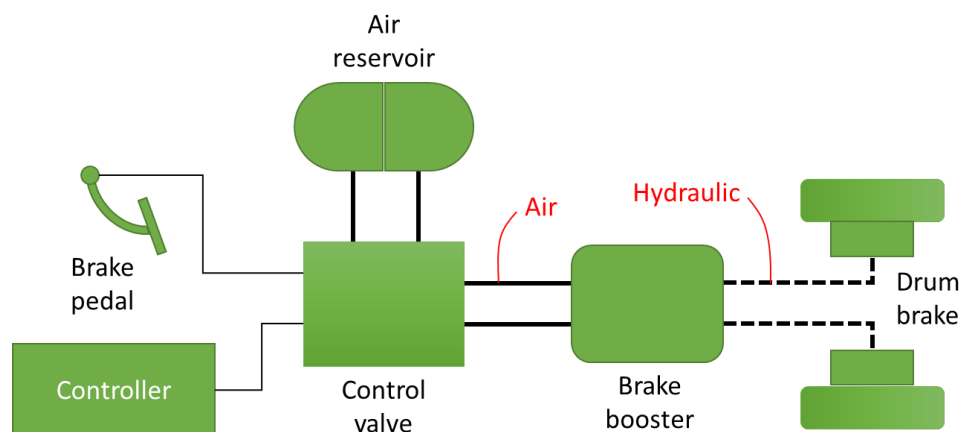


図 3.2.4 ブレーキシステムの構成図

本研究では、実車を用いたアクセル電圧から駆動力までの伝達、およびブレーキエア圧から制動力までの伝達の波形の特徴から、どちらもむだ時間＋一次遅れ系とみなし（図 3.2.5, 図 3.2.6）、その時定数が変化するモデルとして式 (3.2.2) のように近似する。

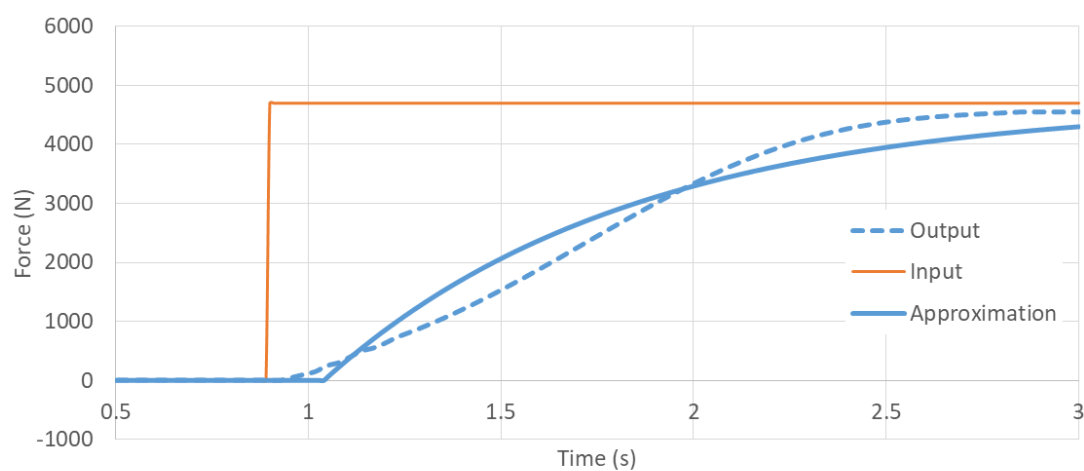


図 3.2.5 駆動系の入力（アクセル電圧）に対する出力（駆動力）の応答

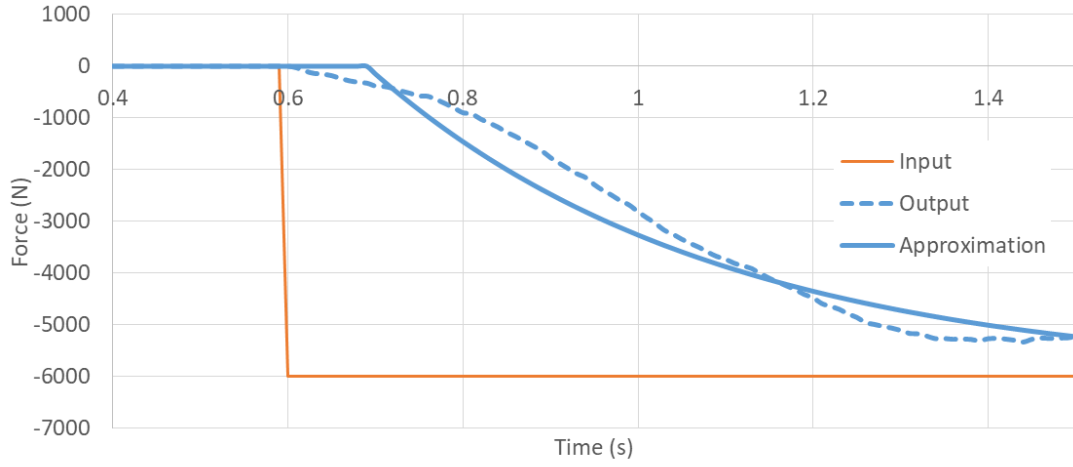


図 3.2.6 制動系の入力（エア圧）に対する出力（制動力）の応答

$$F_u = \begin{cases} \frac{K_a}{T_a s + 1} \cdot e^{-T_{La}s} \cdot u_a & (\text{Acceleration}) \\ \frac{K_b}{T_b s + 1} \cdot e^{-T_{Lb}s} \cdot u_b & (\text{Deceleration}) \end{cases} \quad (3.2.2)$$

次に、走行抵抗 F_{res} は、次式のように空気抵抗と転がり抵抗に分けて表現できる。

$$F_{res} = F_{aero} + F_{roll} \quad (3.2.3)$$

車両が速度 V で走行しているときの空気抵抗 F_{aero} は、一般的に、空気密度 ρ や空気抵抗係数 C_d 、車両前面の投影面積 A_v を使って次式のように表現できる。

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho A_v C_d V^2 \quad (3.2.4)$$

また、転がり抵抗 F_{roll} は車両重量に比例し、転がり抵抗係数 c_0 、 c_1 、 c_2 を用いて以下のよう表される。

$$F_{roll} = C_{roll} m g (c_0 + c_1 V + c_2 V^2) \quad (3.2.5)$$

ここで、実車を用いて 40km/h 程度まで計測した走行抵抗を図 3.2.7 に示す。この結果から、一般的に速度の二次式で表現される走行抵抗 F_{res} は、路線バスの運行速度のように低速に限定すれば、式 (3.2.11) のように速度の一次式で近似できることがわかる。これは、低速時には空気抵抗の影響が、一次までの転がり抵抗に比べて小さいためと考えられる。

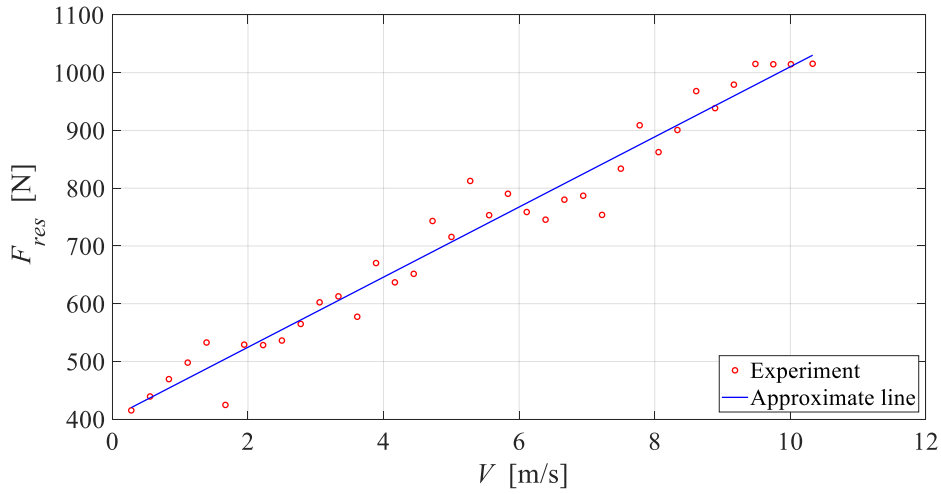


図 3.2.7 走行抵抗の同定実験結果

$$F_{res} = a_0 + a_1 V \quad (3.2.6)$$

最後に、縦断勾配による抵抗力（重力の分力）は、次式のように表すことができる。

$$F_{grad} = mg \sin \theta_{grad} \quad (3.2.7)$$

以上のように求めた駆動系（制動系）、走行抵抗、縦断勾配のモデルを、縦方向の車両運動モデルとする。

3.2.1.2. フィードバックゲインの決定方法

次に、上記で求めた縦方向の車両運動モデルを用いて、駆動系を例にしてフィードバックゲインの決定方法を記す。駆動系における縦方向制御の閉ループシステムは、上記 PI 制御と車両運動モデルを用いて式 (3.2.8) のように表現することができる。ただし、駆動・制動系のむだ時間は、一次遅れ系の時定数に比べて十分小さいためにここでは無視している。

$$V = \frac{K_a(k_p s + k_i)}{mT_a s^3 + (m + a_1 T_a)s^2 + (a_1 + K_a k_p)s + K_a k_i} \cdot V_r - \frac{s(T_a s + 1)(a_0 + mg \sin \theta_{grad})}{mT_a s^3 + (m + a_1 T_a)s^2 + (a_1 + K_a k_p)s + K_a k_i} \quad (3.2.8)$$

ここで、 k_p および k_i は、それぞれ比例項および積分項のフィードバックゲインである。

PID 制御のゲインの決め方については、Ziegler と Nichols による方法 (ZN の限界感度法)

がよく知られている[66]. その方法は, k_p の値をだんだんと大きくしていった, 系に振動が生じ始めたときのゲインと周期を使って, フィードバックゲインを決定するものである. しかし, この方法はパラメータを一つに絞って調整できる点は良いが, 比較的多くの実験を要する. そこで本研究では, さらに実験数が少なくなるように, 拘束条件を考慮した極配置によるフィードバックゲインの決め方を提案する.

積分項のフィードバックゲイン k_i は, 積分時間 T_i というパラメータを導入すると, 下記のように表現することができる.

$$k_i = \frac{k_p}{T_i} \quad (3.2.9)$$

この積分時間 T_i は, 先の Ziegler と Nichols によって, システムのむだ時間 L を用いて, 下記のように表されることが指摘されている.

$$T_i = \frac{L}{0.3} \quad (3.2.10)$$

また, Chien, Hrones および Reswick (CHR 法) はシステム全体を一次遅れ系とみなし, その時定数 T を用いて, T_i を式 (3.2.11) のように表すことを提案している [67]

$$T_i = 1.2T \quad (3.2.11)$$

本研究では, 時定数の方がむだ時間よりも十分大きく, ばらつきも小さく測定できることから, CHR 法により T_i を決定する. 式 (3.2.11) の時定数 T は, 実車を用いて測定する.

図 2.4.5 と同じ車両を用いて, アクセル電圧にステップ入力をしたときの, 車両速度の応答を測定した. ステップ応答は, 停車からの加速と, 6.6 m/s (24km/h) の定速からの加速の 2 種類を測定した. 本研究では, バスの車内事故防止を目的として加速時の目標加速度を 0.05G 程度に設定するため, ステップ入力値は, 停車からの加速では低開度の 2.1V, 定速からの加速では中開度の 3.6V とした. なお, アクセル電圧はアクセル全閉時で 0.85V, 全開時で 5.0V の仕様となっている.

アクセル電圧のステップ入力に対する, 停車からの車両速度の応答結果を図 3.2.8 に, 定速からの応答結果を図 3.2.9 に示す. 2 つの実験により, 時定数 T はそれぞれ 3.3s, 3.7s という結果が得られた. 本研究の対象とする 40km/h 程度の車速まででは大きな特性の変化は見られないが, 最適なフィードバックゲインは速度によって変化することが予想される.

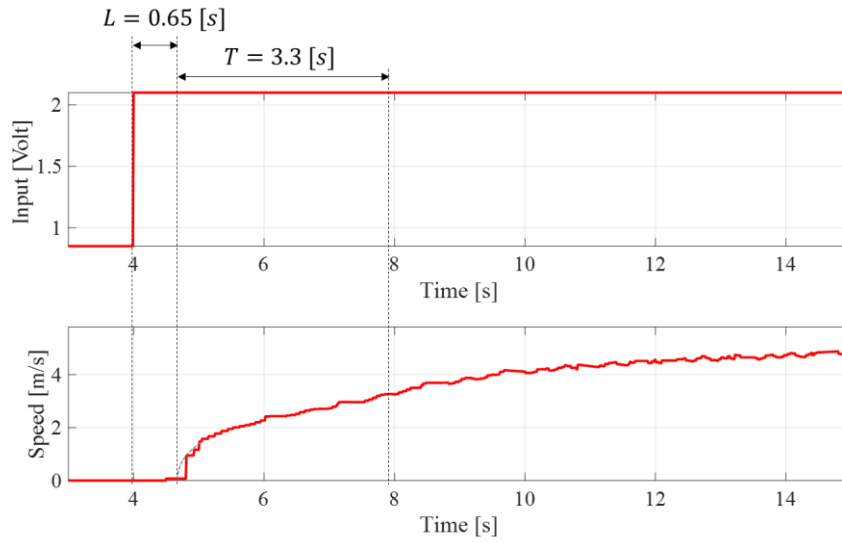


図 3.2.8 アクセル電圧のステップ入力に対する車両速度の応答（停車からの加速）

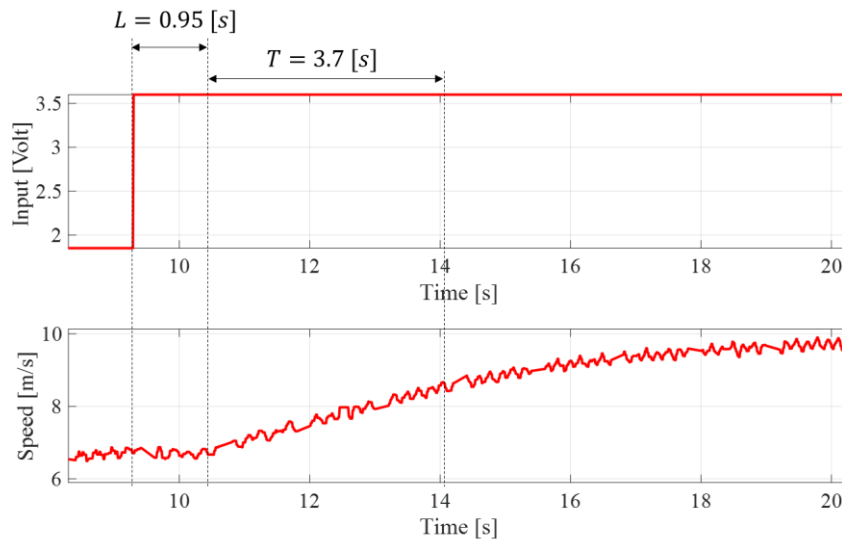


図 3.2.9 アクセル電圧のステップ入力に対する車両速度の応答（定速からの加速）

以降は停車からの加速を例にフィードバックゲインの決定方法を記す．図 3.2.8 よりシステムの時定数 T は 3.3s であるため，式 (3.2.11) を用いて T_i は 4.0 となる．よって式 (3.2.9) より k_p と k_i の間には下記のような関係式が得られる．

$$k_p = 4.0k_i \quad (3.2.12)$$

この関係式を，式 (3.2.8) から得られる閉ループ系の代表根の根軌跡に重ねて図示したものが図 3.2.10 である．ただし，パラメータは表 3.2.1 の値を使用している．図中の”With

constraint”は式 (3.2.12) で表す関係式を考慮した点の集合であり, CHR 法を用いるとフィードバックゲインはこの中から選ぶ必要がある. また, 質量変化等に対するロバスト性能を考慮すると, 減衰比は大きい方が望ましい. そこで”With constraint”の点の中で, 代表根の減衰比を最も大きく取れる点を最適点とすると, そのときのフィードバックゲインは図 3.2.11 からわかるように, $k_p = 0.188$, $k_i = 0.047$ であることがわかる. このように, 本設計手法を用いると, 閉ループ系の代表根の減衰比が大きくなるようなフィードバックゲインを机上にて設計することができる. 定速からの加速時に用いるフィードバックゲインについても同様に求めることができ, それらを線形補間することで, 速度に対して変化するフィードバックゲインが得られる.

表 3.2.1 駆動系パラメータの同定結果

Quantity	Symbol	Value
Equivalent vehicle mass	m	5200 kg
Time constant	T_a	0.90 s
Driving force coefficient	K_a	14280
Resistance force coefficient	a_1	60.7

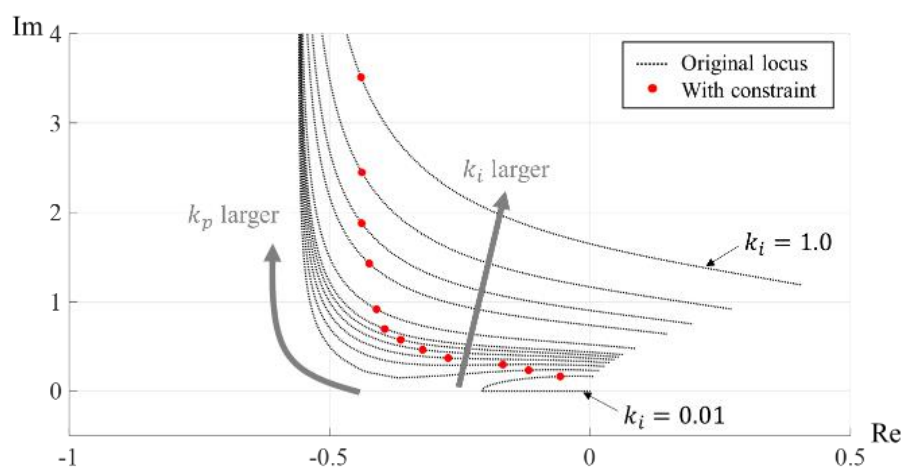


図 3.2.10 代表根の極配置 (拘束条件あり/なし)

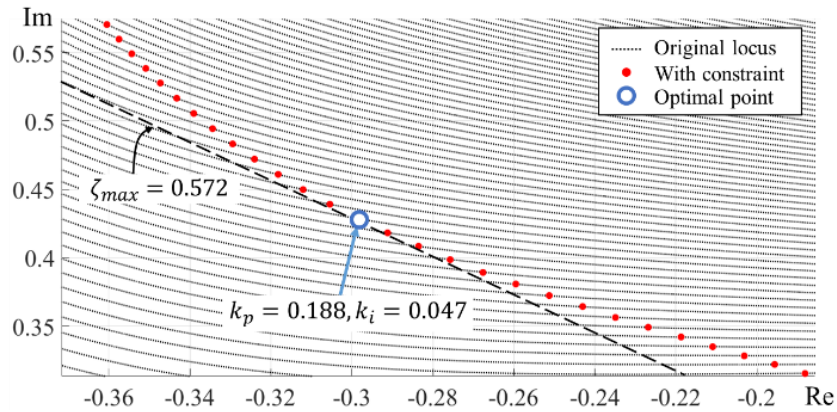


図 3.2.11 最適点近傍の代表根の極配置（拘束条件あり/なし）

3.2.1.3. ボード線図によるフィードバックゲインの比較

最適点のフィードバックゲインとその他のゲインとを比較するため、代表点として、図 3.2.12 に示す 3 つの点での特性をボード線図により比較する。パターン I は、 k_p , k_i どちらも大きく、減衰比は 0.13 程度の点、パターン II は、 k_p が小さく、減衰比も 0.04 程度と極端に小さい点、パターン III は最適点付近の点で減衰比は 0.57 程度である。

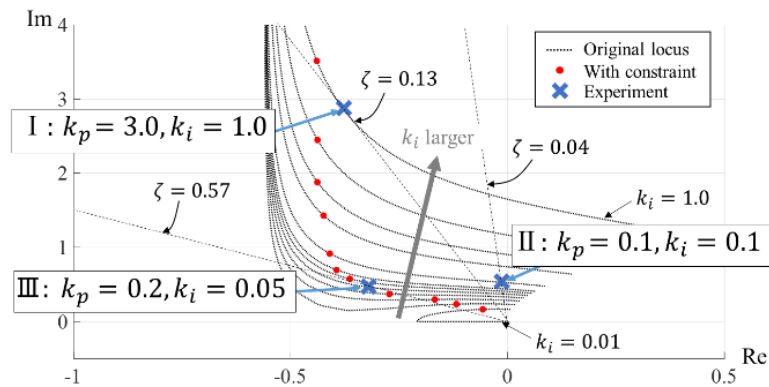


図 3.2.12 比較する 3 パターンの極配置

図 3.2.13～図 3.2.15 にパターン I～パターン III のボード線図を示す。それらを比較したところ、パターン III は最もオーバーシュートが小さく、パターン II が一番大きくなっていることがわかる。また、パターン I では、ピーク周波数が高くなっていることがわかる。

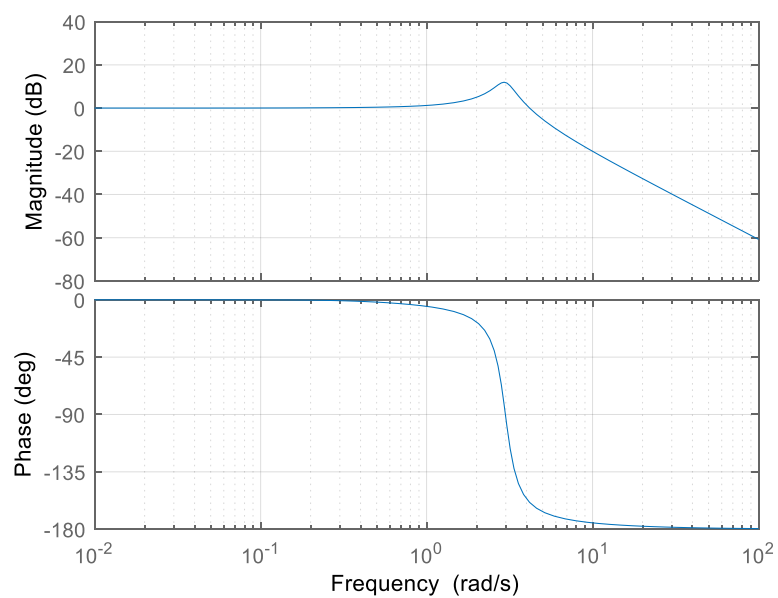


図 3.2.13 パターン I のボード線図

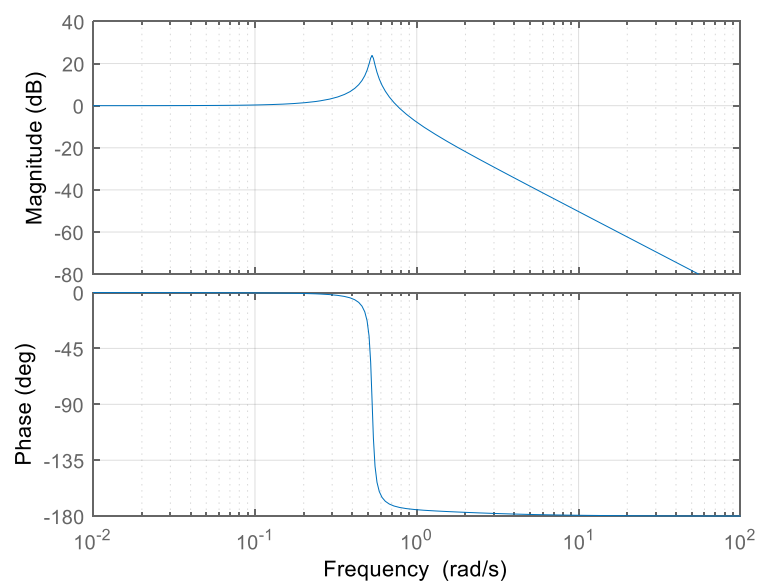


図 3.2.14 パターン II のボード線図

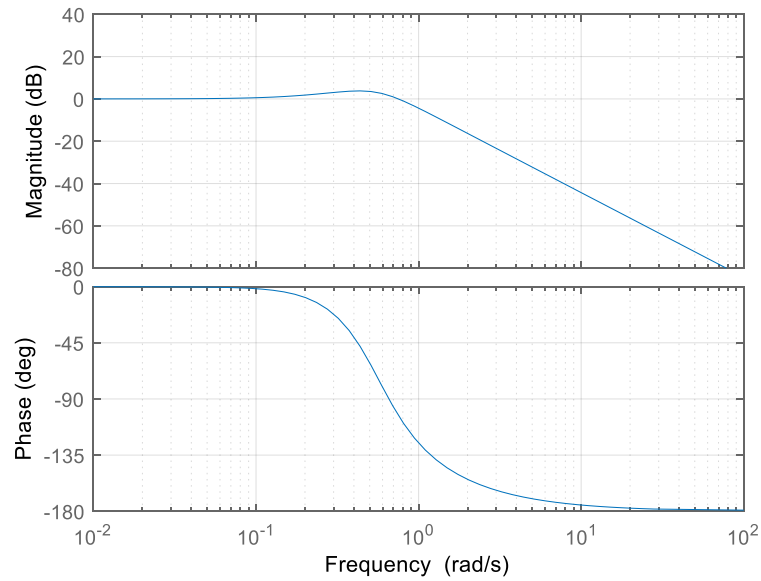


図 3.2.15 パターン III のボード線図

3.2.1.4. 実車によるフィードバックゲインの比較

実車を用いて、上記 3 パターンのフィードバックゲインを用いたときの実車挙動を確認した。実験では、実車がある定速で走行中に、目標速度にステップ変化を与えたときの車両速度を計測し、フィードバック制御の追従性や安定性を比較した。

ボード線図の比較結果と同様に、パターン III は最もオーバーシュートが少なく安定した波形となり、パターン I では周波数の高い振動、パターン II では周波数の低く大きなオーバーシュートが見られた。なお、発生したオーバーシュート量は、パターン I では 50%程度、パターン II では 100%以上、パターン III では 5%未満となった。

以上の結果より、数値解析の結果は実車の傾向と一致しており、パターン III のように最も減衰比が高くなるフィードバックゲインを選ぶことで、安定的に、かつオーバーシュート量も小さく目標速度を達成できることがわかる。

本研究においては、閉ループ系の代表根の減衰比がなるべく大きくなるように、CHR 法を拘束条件とした極配置を用いてフィードバックゲインを決定したが、他の方法としては最適レギュレータを適用することも考えられる[107][108]。最適レギュレータは制御量の大きさだけでなく、入力大きさも含めて最適なフィードバックゲインを算出できる点が優れているが（付録 A.5）、重み係数と閉ループ系の挙動との関係が明確でないため、重み係数を試行錯誤的に探索することが多くなるという課題もある[110]。そのため本設計手法のように、車両挙動に直接的に関係する閉ループ系の極配置を、拘束条件を用いることで直接的に指定することは、制御パラメータを決定する時間と労力を低減するという観点から見て優れていると言える。

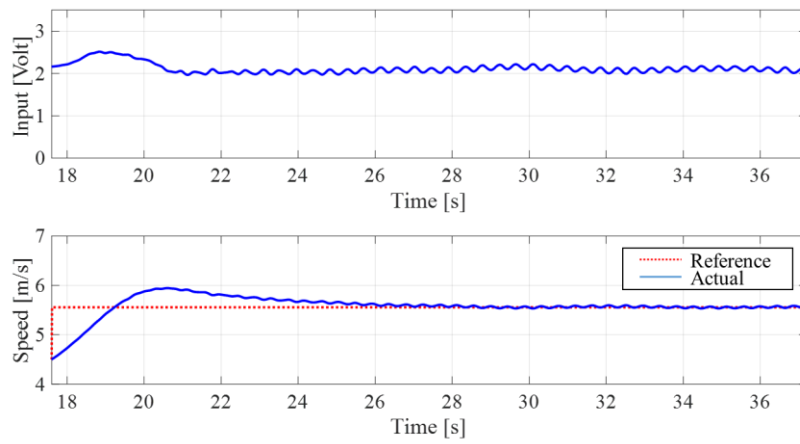


図 3.2.16 パターン I の実験結果（ステップ応答）

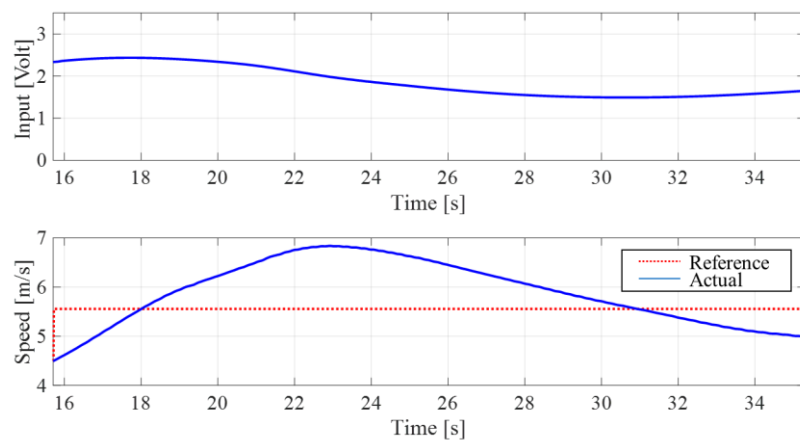


図 3.2.17 パターン II の実験結果（ステップ応答）

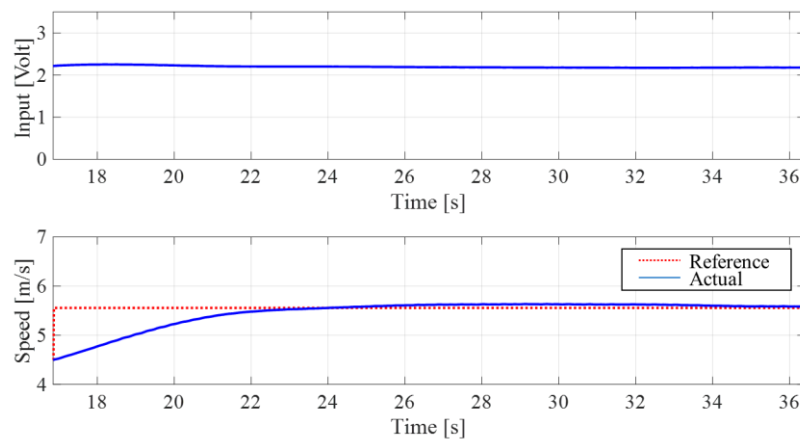


図 3.2.18 パターン III の実験結果（ステップ応答）

3.2.2. フィードフォワード制御および縦断勾配への対応

上記のフィードバック制御により，安定的に，かつ小さなオーバーシュート量で目標速度を達成することができるが，実際の交通環境においては，交通流を乱さないことも自動運転に求められる要件であり，目標速度や縦断勾配の変化に素早く対応することも必要となる．

そこで本研究では，フィードバック制御にフィードフォワード制御を加えた 2 自由度制御を採用する．フィードフォワード制御は，駆動系の場合は目標加速度と目標速度を引数として，アクセル電圧を求める 2 次元マップ（表 3.2.2），制動系は目標加速度を引数として，エア圧を求める 1 次元マップにより算出する．ただし，表 3.2.2 の $a_{r1} \sim a_{rn}$ は目標加速度， $V_{r1} \sim V_{rn}$ は目標速度， $u_{ff11} \sim u_{ffnn}$ は出力するアクセル電圧を表す．

また，目標加速度 a_r に勾配加速度 a_{grad} を足しこんでフィードフォワード制御の引数とすることで，縦断勾配の変化に対応するアクセル電圧およびブレーキエア圧を算出する．ただし，勾配加速度の算出は，MEMS センサで計測した前後加速度，および車両速度を用いて行うこととする（付録 A.1.3）．

以上より図 3.2.19 に示すようなフィードフォワード制御が設計された．

表 3.2.2 駆動系のフィードフォワードに用いる 2 次元マップ

	a_{r1}	a_{r2}	...	a_{rn}
V_{r1}	u_{ff11}	u_{ff12}		u_{ff1n}
V_{r2}	u_{ff21}	u_{ff22}		u_{ff2n}
...			...	
V_{rn}	u_{ffn1}	u_{ffn2}		u_{ffnn}

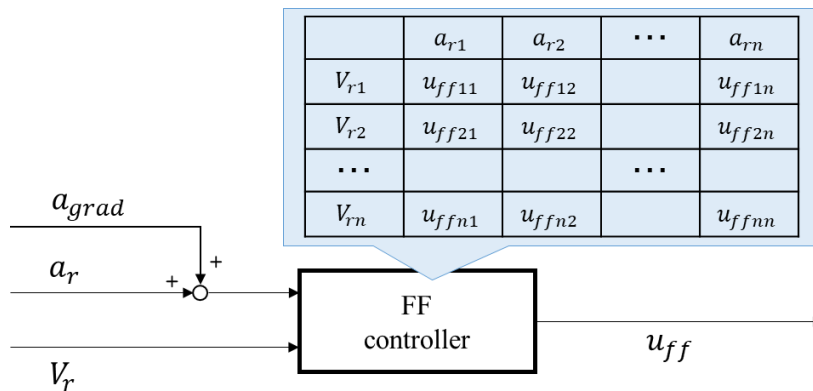


図 3.2.19 フィードフォワード制御

3.3. ACC 制御

ACC 制御には、一定車間距離制御（Fixed Distance Policy）と一定車間時間制御（Time Headway Policy）があり[26]、一定車間距離制御は、目標車間距離を一定値 $L[m]$ に、一定車間時間制御は、速度を考慮して、目標車間距離を一定値 $L+hV[m]$ として制御するものである。交通容量としては、より車間距離の短い一定車間距離制御に分があるが、一定車間距離制御でストリングスタビリティを満たすためには、車車間通信を利用してプラトゥーン先頭車の情報も得る必要があるため、ストリングスタビリティの観点からすれば一定車間時間制御の方が優れていると言える[18]。制御方法としては、PID 制御や状態フィードバック制御、適応制御、スライディングモード制御、ニューラルネットワークを利用した制御、MPC 制御[27]等が提案されている。また、大型車の駆動・制動のモデル化についての研究は乗用車に比べて少ないが、ターボチャージャー付エンジンをもつ大型車の駆動システムをモデル化し、アクセルと速度の関係を一次遅れで近似した例では、速度誤差の PIQD というコントローラを使用し、ストリングスタビリティを評価している[30]。

このように、ACC 制御はこれまでに様々な研究が行われ、既に商品化もされているが、現状において広く使用されている手法は、自動運転バスの縦方向制御の目的とする車内事故の防止のためには必ずしも最適とは言えない。その理由を以下に示す。

一般的な ACC 制御で使用されている一定車間時間制御を用いた、目標加速度 a_r の算出式を式 (3.3.1) に示す[31][32][33][34][27]。

$$a_r = K_1 \left(L_f - (V_f \cdot T_0 + L_0) \right) + K_2 (V_f - V) \quad (3.3.1)$$

ここで、 T_0 は車間時間、 K_1 、 K_2 はそれぞれ車間距離誤差、相対速度のフィードバックゲインを表す。

このように一般的な ACC 制御では、相対速度および車間距離誤差を小さくするように目標加速度が決定される。しかしながら、式 (3.3.1) により制御出力を算出すると、先行車が一定速度で走行していても目標加速度が常時変化するため、一定の加速度で減速することができない。バスにおいては、車内事故を防止するため、とりわけ加速度を小さく抑えることが求められる。ゆえに、本研究では、式 (3.3.2) によって目標加速度をリアルタイムで算出し、車両の加速度の絶対値を小さく、かつ一定に制御できるような方法を提案する。本手法の概念図を図 3.3.1 に示す。自動運転バスが自車より遅い先行車を認識したとき、安定な車間距離 $(= V_f \cdot T_0 + L_0)$ の位置で自車速度が先行車速度 V_f と同じになるように、式 (3.3.2) により目標加速度を計算する。目標加速度を積分することで自車の目標速度が得られ、それらを前節で設計したフィードフォワード制御およびフィードバック制御に入力することができるため、コントローラの連続性も保つことができる。

$$a_r = \frac{0^2 - (V_f - V)^2}{2(L_f - V_f \cdot T_0 - L_0)} \quad (3.3.2)$$

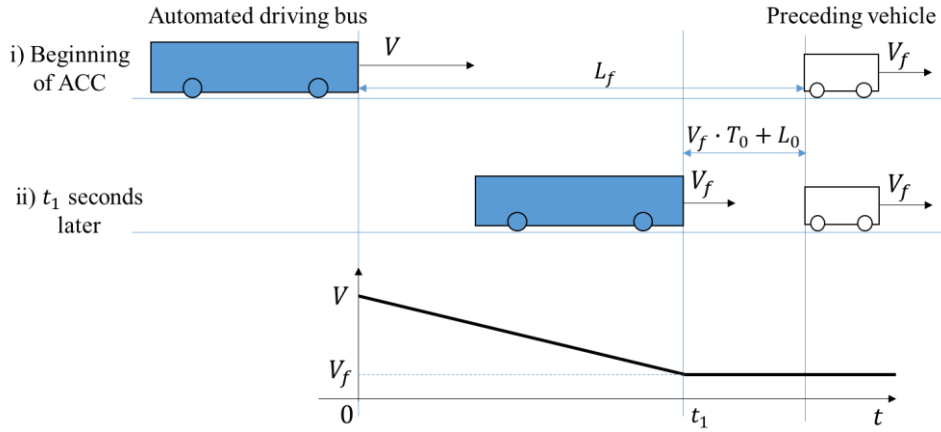


図 3.3.1 提案する ACC 制御概念図

提案する ACC 制御の効果をシミュレーションにて検証する．シミュレーション条件を表 3.3.1 に示す．40km/h で走行する自動運転バスが，5km/h で走行する先行車を，50m の車間距離のときに検出し，減速して先行車に追従するシーンを想定する．目標車間時間 T_0 は 1.5s，安全のための車間距離マージンは 5m とする．また，式 (3.3.1) により表される従来の ACC 制御のフィードバックゲインは表 3.3.1 のように設定し，提案する ACC 制御のフィードバックゲインは，3.2.1 項で示したように，極の減衰比が最も大きくなるような最適ゲインを使用する．

従来の ACC 制御のシミュレーション結果を図 3.3.2 に，提案する ACC 制御のシミュレーション結果を図 3.3.3 に示す．従来の ACC 制御では，先行車を認識した直後に加速度の絶対値が $1.93\text{m/s}^2 (\cong 0.19\text{G})$ まで大きくなり，その後緩やかに減少して先行車に追従していることがわかる．一方，提案する ACC 制御では，加速度の絶対値は最大でも $1.19\text{m/s}^2 (\cong 0.12\text{G})$ であり，ほぼ一定の値となっていることがわかる．さらに，先行車の速度まで減速する時間も従来の ACC 制御の方が長く，これを短くするようフィードバックゲインを調整すると，加速度の最大値がさらに大きくなってしまう．

以上より，提案する ACC 制御では，従来制御より加速度を小さく抑えることができ，かつ迅速に先行車に追従できることがシミュレーションにより示された．

表 3.3.1 ACC 制御のシミュレーション条件

Simulation parameter	Value
Initial V	11.1 m/s
Initial V_f	1.39 m/s
Initial L_f	50 m
T_0	1.5 s
L_0	5 m
K_1	0.04
K_2	0.4

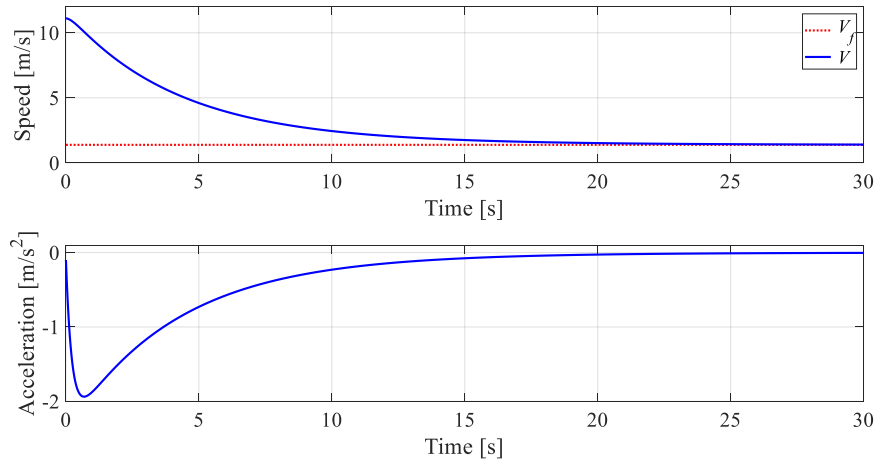


図 3.3.2 従来の ACC 制御のシミュレーション結果

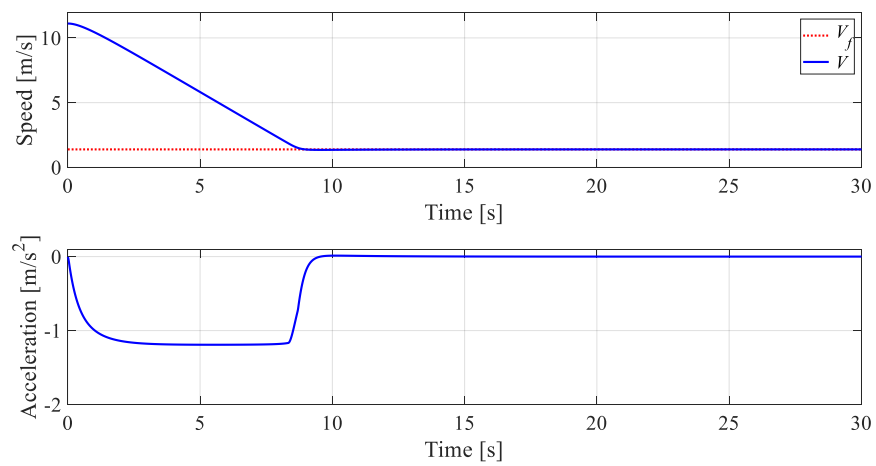


図 3.3.3 提案する ACC 制御のシミュレーション結果

また、提案する ACC 制御のストリングスタビリティについても、シミュレーションにより評価した。ACC 制御をする車両が複数台連続するとき、先行する ACC 車両の制御誤差

から後続の ACC 車両の制御誤差までの伝達関数のゲインが 1 を超えないとき、ストリングスタビリティが保証されていると言える。

先行車の制御誤差から後続車の伝達関数を、シミュレーションにより調べた結果を図 3.3.4 に示す。伝達関数のゲインが 1 を超えていないため、ストリングスタビリティが保証されていることがわかる。よって、提案する ACC 制御を搭載する車両が複数台連続で続いても、車群として安定に走行できることがわかる。

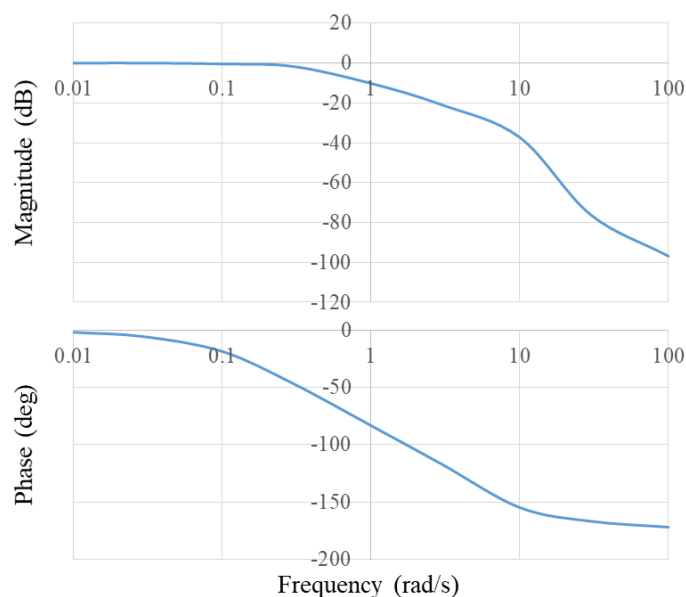


図 3.3.4 提案する ACC 制御のストリングスタビリティ評価

3.4. まとめ

本章で検討した内容、得られた知見、および提案する内容を下記にまとめる。ただし、信号予測制御については、実用上は必要であるものの、本研究の制御系設計には直接的には関係しないため、付録 A.6 に制御方法および実験結果を記載している。

- 縦方向制御は、地点追従制御をベースとして、縦断勾配対応、信号予測制御、および ACC 制御の 4 種類の制御パターンに分かれるが、フィードフォワードおよびフィードバックコントローラは共通となるように構築した
- 縦方向の車両運動は、むだ時間＋一次遅れ系で表現する駆動・制動モデルと、40km/h 程度までに限定することで一次式に近似できる走行抵抗、および縦断勾配抵抗によりモデル化することで、線形化できる
- 上記のモデルと、CHR 法を用いて導出したフィードバックゲイン間の関係式より極配置を限定することができ、質量変化に対するロバスト性能を高めるため、その中から最も減

衰比の高くなる点を最適点としてフィードバックゲインを決定した。また，実車実験により，フィードバック制御が意図通りの動きをすることを確認した

- フィードフォワード制御は，目標加速度，目標速度を引数とするマップ制御とし，目標加速度に勾配加速度を足しこむことで縦断勾配に対応する
- ACC 制御は加速度の絶対値を低減できるような手法を提案し，シミュレーションによりその効果を確認すると同時に，ストリングスタビリティも満たしていることを確認した

上記のように構築した縦方向制御のコントローラのブロック線図を図 3.4.1 に示す。ただし，“Reference model”で表される規範モデルを用意し，規範モデルは便宜的に一次遅れ系とする。

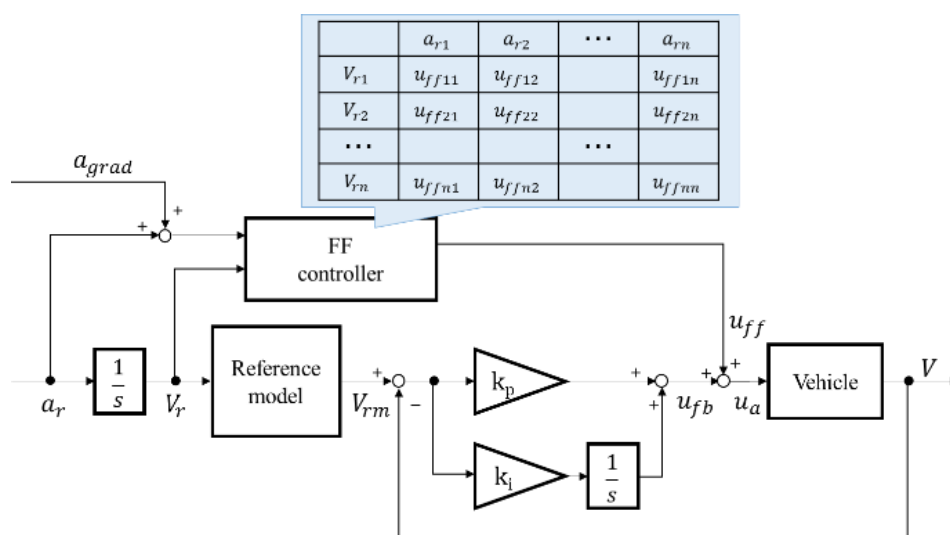


図 3.4.1 縦方向制御のブロック線図

第4章

横方向の車両運動制御

4.1. はじめに

自動運転における横方向制御は、これまでも多くの研究が行われているように、車両横変位とヨー角のサーボ系設計問題となる．横方向制御には様々な制御理論が適用可能であり，PID 制御，LQ 制御， H^∞ 制御，スライディングモード制御，ニューラルネットワーク等がその代表例として挙げられる[18]．

本研究における横方向制御の目的は大きく分けて，①車線を逸脱しないための安定的かつ収束性の高い車線維持，および，②乗降性向上のための高精度な正着，の2点である．横変位およびヨー角の偏差を小さくすることは①，②に共通する課題であるため，本研究においても両者は必須の制御量と言える．そのため，制御量（制御目標）は目標軌跡に対する車両重心位置の横変位とヨー角の偏差としてフォードバック制御を構築し，それらのフィードバックゲインは，車線維持精度と安定性が両立できるように，極配置を利用して決定する．その際，バスの車幅等から算出される現実的な制約条件や，操舵系のあそびに影響される直進安定性を考慮する必要がある．

目標軌跡に対する車両重心位置の横変位とヨー角偏差は図 4.1.1 に表す物理量を用いて，下記のように表される．

$$e_y = -(X - X_r)\sin\theta_r + (Y - Y_r)\cos\theta_r \quad (4.1.1)$$

$$e_\theta = \theta - \theta_r \quad (4.1.2)$$

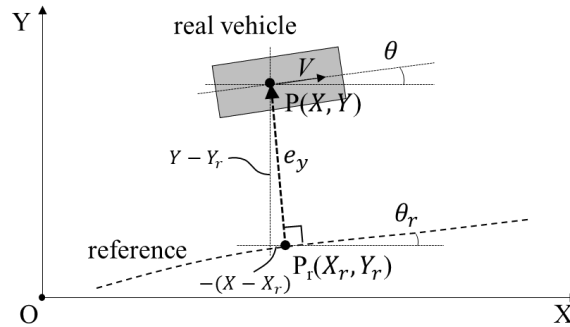


図 4.1.1 目標軌跡からの誤差

ただし，車線維持制御と正着制御では求められる精度が異なり，正着制御では自己位置推定に用いるセンサの精度が強く影響するため，それぞれの制御方法を分けて説明する．また，一般道の制限速度が 60km/h 以下であることを考慮し，低速域を 0～30km/h，中速域を 30～60km/h と定義する．

本研究における，自動運転バスの横方向制御の設計指針および目標を以下にまとめる．

<設計指針>

1. バスの車幅は広く，オーバーハングや内輪差も大きいため，横変位とヨー角を高い精度で制御する（正着時はさらに高い精度が必要）
2. バスは乗用車に比べて操舵系のあそびが大きく設定されており，中速以上での直進安定性が低下するため，安定性および収束性を高める制御を設計する
3. 重心位置等の変化に対して，安定的なフィードバック制御となるよう極を配置する

<目標>

1. 車線維持制御において，安定的に制約条件を満たす
2. 正着制御において，要求される高い精度を満たす
3. パラメータが変化しても閉ループ系の減衰比が十分に大きい（ロバスト性能を持つ）

4.2. 車線維持制御

平均的な日本の車線幅とバスの車幅を比較すると，図 4.2.1 のように片側のマージン幅は 0.375m 程度となることがわかる．これは平均的な乗用車のマージン幅よりも 0.3m ほど狭く，サイズの大きなバスに対する車線維持の要求精度は非常に厳しいことがわかる．

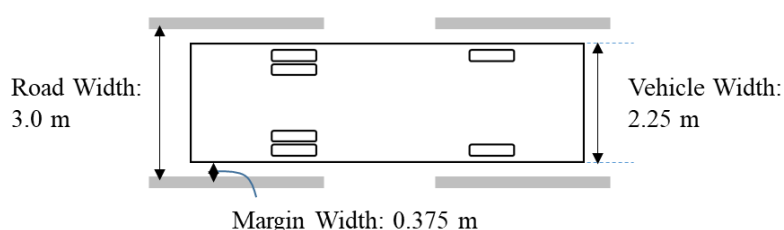


図 4.2.1 日本の平均的な車線幅とバスの車幅，およびマージン幅

一方，油圧パワーステアリングシステムを有する大型車は，乗用車に比べてハンドルの中立位置付近におけるあそびが大きく，直線走行時のハンドルの位置が定まりにくいという特徴がある[45][46][47]．これは安全性のために大型車のステアリングがクイックに動かないようにする意図もあるが，ステアリング制御の観点から見ると，直進安定性を低下させる要因になる．大型車の微小操舵領域には，油圧パワーステアリングのバルブ不感帯やステアリングギアのバックラッシュ，摩擦等の非線形要素が含まれているが，バックラッシュを含んだシステムに対して高速でサーボ制御を行うと自励振動が発生するように[113]，大型車では操舵系のあそびに起因する自励振動が乗用車よりも発生しやすいと考えられる．舩山

ら[38][39][40]による大型車の直進安定性についての研究では、バスの車両運動における課題として、車両がある速度以上で直線を走行しているときに起こるウィービングという振動現象が挙げられている。

このように、車線維持制御においては、自動運転バスが車線を逸脱しないための精度と直進安定性の両立が求められる。車線維持制御は、車両重心位置の横変位とヨー角偏差のフィードバック制御を基本とし、右左折のような大舵角時への対応を目的としたフィードフォワード制御も合わせて使用する2自由度制御として、以下に設計方法を述べる。

4.2.1. フィードバック制御とゲインの決定方法

フィードバック制御は、図4.2.2に示すように、車両重心位置の横変位とヨー角偏差の比例制御（P制御）、すなわち、 K_y および K_θ をフィードバックゲインとして、式(4.2.1)のように求めた操舵角を操舵モータに指示する形とする。

$$\delta_{FB} = -K_y e_y - K_\theta e_\theta \quad (4.2.1)$$

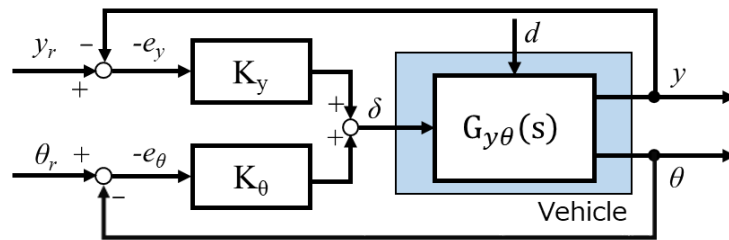


図 4.2.2 横方向のフィードバック制御

極配置を利用した K_y および K_θ の決定方法を以下に示す。

4.2.1.1. 横方向の車両運動モデル

車両モデルは一般的に、前後の左右輪を、等価的に車両の前後軸と車軸との交点にそれぞれ集中させた二輪モデルが使用される[37]。本研究で用いるフィードバック制御では、あらかじめ定められた目標軌跡に車両を追従させる形で制御を行うため、車両に固定した座標系ではなく、図4.2.3のように地上に固定した絶対座標で車両運動を記述する方が好ましい。

車両のヨーレートや前輪舵角が十分に小さい範囲においては、車両の横方向の運動方程式は下記のように表すことができる[37]。ここで、前後輪のコナリングパワは、実車を用いて定常円旋回により同定する[42]（付録A.2）。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \theta \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -a_1 & -a_2 & -a_3 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -a_4 & -a_5 & -a_6 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \theta \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ b_1 \\ 0 \\ b_2 \end{bmatrix} \delta \quad (4.2.2)$$

$$a_1 = \frac{2(K_f + K_r)}{mV} \quad (4.2.3)$$

$$a_2 = -\frac{2(K_f + K_r)}{m} \quad (4.2.4)$$

$$a_3 = \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{mV} \quad (4.2.5)$$

$$a_4 = \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{IV} \quad (4.2.6)$$

$$a_5 = -\frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{I} \quad (4.2.7)$$

$$a_6 = \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{IV} \quad (4.2.8)$$

$$b_1 = \frac{2K_f}{m} \quad (4.2.9)$$

$$b_2 = \frac{2l_f K_f}{I} \quad (4.2.10)$$

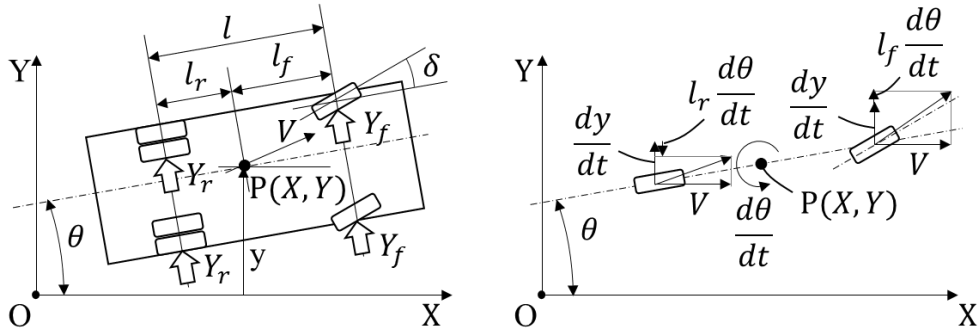


図 4.2.3 地上に固定した座標系における 2 輪車モデル

上記は前輪舵角を入力とした運動方程式であるが、本研究では、図 4.2.4 のようにステアリングモータをステアリングコラムシャフトに装着し、試作用 ECU (Electronic Control Unit) により指示を与えるため、ステアリングモータから前輪舵角までのダイナミクスも、横方向運動に少なからず影響を与える可能性がある。そこで、操舵系のモデルも考慮することとする。

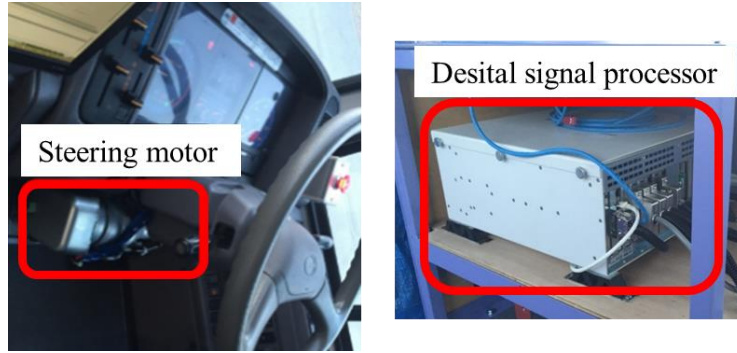


図 4.2.4 操舵モータと試作用 ECU

キングピン回りの前輪の回転運動は、ハンドル角をキングピン回りに換算した値 α を用いて次式のように表すことができる。

$$(I_s s^2 + C_s s + K_s) \delta = 2\xi K_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta \right) + K_s \alpha \quad (4.2.11)$$

ただし、 ξ はニューマチックトレール ξ_n とキャスタトレール ξ_c の和として、下記のように表される定数である。

$$\xi = \xi_n + \xi_c \quad (4.2.12)$$

ここで、車体横すべり角 β とヨーレート γ が十分小さいときは、等価ハンドル角から前輪舵角までの伝達関数 $G_s(s)$ は、下記のように二次遅れ系となる。

$$\begin{aligned} \frac{\delta}{\alpha} &= G_s(s) \\ &= K \frac{\omega_s^2}{s^2 + 2\zeta_s \omega_s s + \omega_s^2} \end{aligned} \quad (4.2.13)$$

ただし、各々のパラメータは下記のように表される。

$$K = \frac{K_s}{K_s + 2\xi K_f} \quad (4.2.14)$$

$$\omega_s = \sqrt{\frac{K_s + 2\xi K_f}{I_s}} \quad (4.2.15)$$

$$\zeta_s = \frac{C_s}{2} \sqrt{\frac{1}{I_s(K_s + 2\xi K_f)}} \quad (4.2.16)$$

実際に実車のハンドル角から前輪舵角までの応答を測定すると，本研究で対象とする範囲（車速 0～40km/h 程度，および操舵の常用域内）では二次遅れ系に近い応答となるため，以降の操舵系のモデルは二次遅れ系とする[41]（付録 A.2.2）．

上記のように，横方向の車両運動は，車両モデルおよび操舵系モデルの組み合わせにより表現する．ただし，実際には，サスペンション構造に起因するコンプライアンスステア[43][44]や，大型車のロール運動[109]に起因するロールステア[37]等が存在するが，これらは，定常円旋回により同定したコーナリングパワに含まれていると考えられる．そのため，これらの影響はコーナリングパワのばらつきとして 5 章で考慮する．

4.2.1.2. フィードバックゲイン間の拘束条件

次に，実車を用いて公道で調整したフィードバックゲイン， K_y および K_θ について，両者の関係を表す拘束条件を求める．この拘束条件は，後で極配置によりフィードバックゲインを決定する際に使用する．

フィードバックゲイン K_y および K_θ を大きくすると車両の挙動が不安定になるが，一方でゲインを小さくし過ぎると，外乱が生じたときに，目標軌跡からの偏差が大きくなり過ぎて車線を逸脱する恐れがある．そこで，公道を走行する上で想定される外乱の大きさと，許容される横変位の上限值を用いて，フィードバックゲインの拘束条件を求める．

図 4.2.5 のように，公道走行時に車両が受ける外乱は，横断勾配を想定した車両重心に受ける横力 Y_b と，横風を想定した重心から前後方向に l_w 離れた点に受ける横力 Y_w の 2 種類を考慮し，それらは式 (4.2.17) および (4.2.18) のように表される．ここで， ρ は空気密度， S は車両の側面面積， C_d は横力係数， V_w は横風の風速， φ はバンク角を表す．

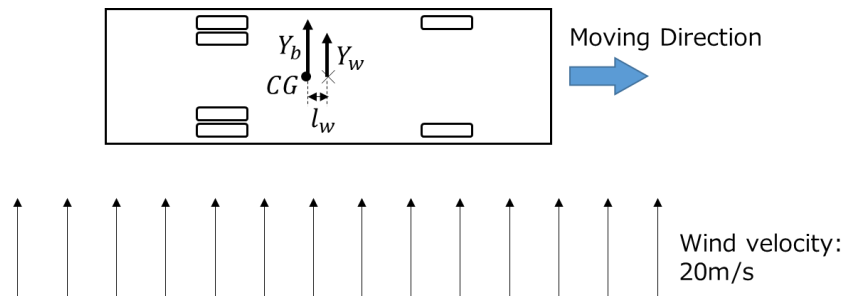


図 4.2.5 公道実験で車両が受ける外乱

$$Y_w = \frac{1}{2} \rho V_w^2 S C_d \quad (4.2.17)$$

$$Y_b = mg \sin \varphi \quad (4.2.18)$$

ラプラス変換後の y, θ, Y_w, Y_b を $y(s), \theta(s), Y_w(s), Y_b(s)$ とし、 y の初期値を y_0 とすると、横方向の運動方程式は、式(4.2.13) に示した操舵系の伝達関数 G_s も含めて下記のようなになる。

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y(s) \\ \theta(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2K_f \\ 2l_f K_f \end{bmatrix} G_s \alpha + \begin{bmatrix} Y_w(s) + Y_b(s) \\ -l_w Y_w(s) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{y1} \\ B_{\theta1} \end{bmatrix} y_0 \quad (4.2.19)$$

$$A_{11} = ms^2 + ma_1s \quad (4.2.20)$$

$$A_{12} = ma_3s + ma_2 \quad (4.2.21)$$

$$A_{21} = Ia_4s \quad (4.2.22)$$

$$A_{22} = Is^2 + Ia_6s + Ia_5 \quad (4.2.23)$$

$$B_{y1} = ms^2 + \frac{2(K_f + K_r)}{V} \quad (4.2.24)$$

$$B_{\theta1} = \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{V} \quad (4.2.25)$$

ここで、指示舵角 α を横変位とヨー角偏差のフィードバック制御により算出し、さらに横変位とヨー角の目標値をいずれも 0 とすると、指示舵角は式 (4.2.26) のようになる。それを式 (4.2.19) に代入して、最終的に運動方程式は式 (4.2.27) のように変形できる。

$$\begin{aligned} \alpha &= -K_y e_y - K_\theta e_\theta \\ &= -K_y y - K_\theta \theta \end{aligned} \quad (4.2.26)$$

$$\begin{bmatrix} A_{11} + 2K_f K_y G_s & A_{12} + 2K_f K_\theta G_s \\ A_{21} + 2l_f K_f K_y G_s & A_{22} + 2l_f K_f K_\theta G_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y(s) \\ \theta(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_w(s) + Y_b(s) \\ -l_w Y_w(s) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{y1} \\ B_{\theta1} \end{bmatrix} y_0 \quad (4.2.27)$$

バンク角 φ は、全国各地で実施した実証実験でのデータを元に、最大バンク角を 5° とした。図 4.2.6 に一般道のデータの一例を示す。なお、バンク角 φ は、曲線走行中の遠心力による横加速度の影響を差し引いて算出している[68]。最大バンク角が 5° のとき、 $Y_b = 4445 [N]$ となる。

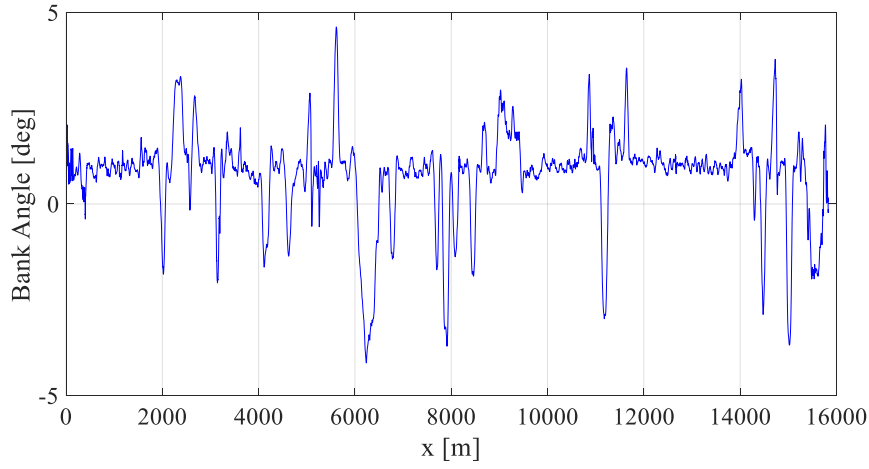


図 4.2.6 公道実験で得られたバンク角

また，横風の最大風速を 20 m/s とし，各パラメータを表 4.2.1 のように設定すると，横風による外乱の最大値は $Y_w = 3057 [N]$ となるため，バンク角，および横風の外乱を受けているときの車両の横変位，ヨー角の定常偏差は，それぞれ式 (4.2.28), (4.2.29) のように表すことができる．なお，初期値 y_0 は定常偏差には影響しないことが確認できる．

表 4.2.1 外乱見積りに用いた諸元

Quantity	Symbol	Value
Air density	ρ	1.293 kg/m ³
Drag coefficient	C_d	0.7
Side area of vehicle	S	19.7 kg · m ²
Distance between wind force-applied point and C.G.	l_w	-0.482 m

$$\begin{aligned}
y(\infty) &= \lim_{s \rightarrow 0} sy(s) \\
&= \frac{\left\{ -(l_f K_f - l_r K_r) + l_f K_f K_\theta - \left((K_f + K_r) - K_f K_\theta \right) l_w \right\} Y_w(s)}{2(l_f + l_r) K_f K_r K_y} \\
&\quad + \frac{\left\{ -(l_f K_f - l_r K_r) + l_f K_f K_\theta \right\} Y_b(s)}{2(l_f + l_r) K_f K_r K_y} \\
&= \frac{(9.303 + 8.137 \cdot K_\theta) \cdot Y_w(s) + (2.220 + 10.25 \cdot K_\theta) Y_b(s)}{3.205 \cdot 10^6 \cdot K_y} \\
&= \frac{38.31 + 70.42 \cdot K_\theta}{3205 \cdot K_y} [\text{m}]
\end{aligned} \tag{4.2.28}$$

$$\theta(\infty) = \lim_{s \rightarrow 0} s\theta(s) = -0.022 [\text{rad}] \tag{4.2.29}$$

ヨー角にも定常偏差が生じるのは、外乱による横方向の力とつり合うように横すべり角による横力を発生させるためであり、これにより車体前方の左右端は 0.07 m 程度移動する。一方、今回実験に使用するバスの車幅を 2.1m とし、一般的な道路幅が 3.0 ± 0.25 m であることを考慮すると、狭い道路における車体側面から車線までの距離は片側 0.32 m 程度であり、ヨー角の定常偏差により生じる 0.07 m の移動量と、0.05 m 程度ある自己位置推定の誤差を考慮すると、横変位の最大許容値は下図のように 0.215 m 程度となる。

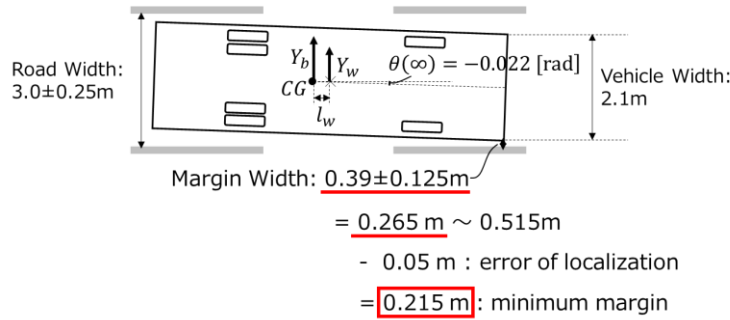


図 4.2.7 外乱によりヨー角の定常偏差が生じているときの横変位の最小マージン

ここで、車線中央を走行しているバスが、左右どちらかの横力を受けた際に、過渡も含めて横変位が上記の最大許容値を超えない条件は、以下の 2 つを満たすことである。

- ① 横変位の定常偏差 $y(\infty)$ が最大許容値を超えない
- ② オーバーシュートを含めて、過渡的にも横変位が最大許容値を超えない

オーバーシュート時の横変位の最大値 y_{max} 、およびオーバーシュート率 η_y は、定常偏差 $y(\infty)$ および閉ループ系の減衰比 ζ を用いて以下のように表すことができる。

$$y_{max} = (1 + \eta_y) \cdot y(\infty) \text{ [m]} \quad (4.2.30)$$

$$\eta_y = e^{\frac{-\zeta\pi}{\sqrt{1-\zeta^2}}} \quad (4.2.31)$$

システムが十分な減衰を得るためには、代表根の減衰比を 0.707 以上にする必要があり [48][49]、応答性との両立を考慮すると、図 4.2.8 に示すように減衰比は 0.707 程度が最適であることが一般的に知られている。そのため、減衰比が 0.707 以上となるようにフィードバックゲインを決定することとする。

減衰比が 0.707 以上のときオーバーシュート率は 4.3% 以下であるため、式 (4.2.30) および図 4.2.7 より、横変位の定常偏差は以下の条件を満たせば良いことがわかる。

$$y(\infty) \leq 0.20 \text{ [m]} \quad (4.2.32)$$

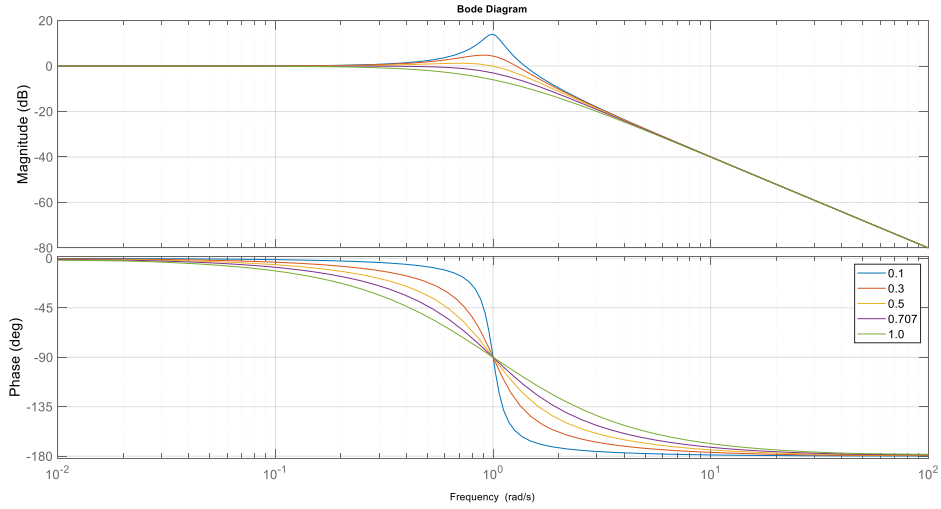


図 4.2.8 各減衰比におけるボード線図（減衰比：0.1, 0.3, 0.5, 0.707, 1.0）

よって、式 (4.2.28) および (4.2.32) より、 K_y が満たすべき条件を次式のように導き出すことができ、これがフィードバックゲインの拘束条件となる。

$$K_y \geq 0.0598 + 0.1099 \cdot K_\theta \quad (4.2.33)$$

つまり、横変位のフィードバックゲイン K_y が、式 (4.2.33) の右辺より大きくなるように設定しなければ、車線を逸脱する恐れが生じることを意味している。

4.2.1.3. フィードバックゲインの決定方法

上記で求めた K_y と K_θ の間の拘束条件を用いて、フィードバックゲインを決定する方法を示す。初めに、横変位とヨー角のフィードバック制御を使用したときの、横方向制御の閉ループ系の根軌跡を算出する。

式 (4.2.2) ～ (4.2.10) より、前輪舵角から横変位までの伝達関数 $G_y(s)$ 、および前輪舵角からヨー角までの伝達関数 $G_\theta(s)$ は下記のように表される。

$$\frac{y}{\delta} = G_y(s) = \frac{1}{1 + K_{sf}V^2} \frac{V^2}{l_{wb}} \frac{1 + T_{y1}s + T_{y2}s^2}{s^2 \left(1 + \frac{2\zeta}{\omega_n}s + \frac{s^2}{\omega_n^2} \right)} \quad (4.2.34)$$

$$\frac{\theta}{\delta} = G_{\theta}(s) = \frac{1}{1 + K_{sf}V^2} \frac{V}{l_{wb}} \frac{1 + T_r s}{s \left(1 + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + \frac{s^2}{\omega_n^2} \right)} \quad (4.2.35)$$

$$T_{y1} = \frac{l_r}{V} \quad (4.2.36)$$

$$T_{y2} = \frac{I}{2l_{wb}K_r} \quad (4.2.37)$$

$$T_r = \frac{ml_f V}{2l_{wb}K_r} \quad (4.2.38)$$

また、式 (4.2.34) および (4.2.35) より、ヨー角 θ と横変位 y の間には次式のような関係があることがわかる。

$$\theta = \frac{1}{V} \frac{s(1 + T_r s)}{1 + T_{y1}s + T_{y2}s^2} y \quad (4.2.39)$$

さらに、式 (4.2.13) で表される操舵系の伝達関数を考慮すると、式 (4.2.34), (4.2.13), (4.2.26), (4.2.39) を用いて、横方向制御の閉ループ系の根軌跡を描くことができる。車両速度が 10km/h, 20km/h, 30km/h, 40km/h のときの、閉ループ系の代表根の上側の根軌跡をそれぞれ図 4.2.9～図 4.2.12 に示す。図中において、“Original locus” は算出した根軌跡そのものを、“With constraint” は、根軌跡のうち拘束条件式 (4.2.33) を満たす部分を表している。

“Original locus” と “With constraint” を比較すると、速度が高くなるにつれて、“With constraint” の領域が小さくなっていくことがわかる。

しかし中速域では、車線を逸脱しないためのフィードバックゲイン間の拘束条件を考慮すると、減衰比が十分大きくなるような極配置を指定することができず、車両速度が 30km/h や 40km/h のときは、減衰比を 0.707 以上にできないことがわかる。

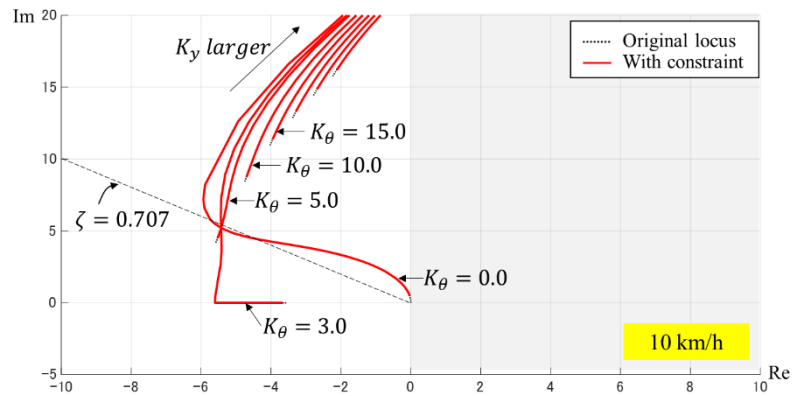


図 4.2.9 2 状態量フィードバック制御時の代表根の根軌跡（車両速度：10km/h）

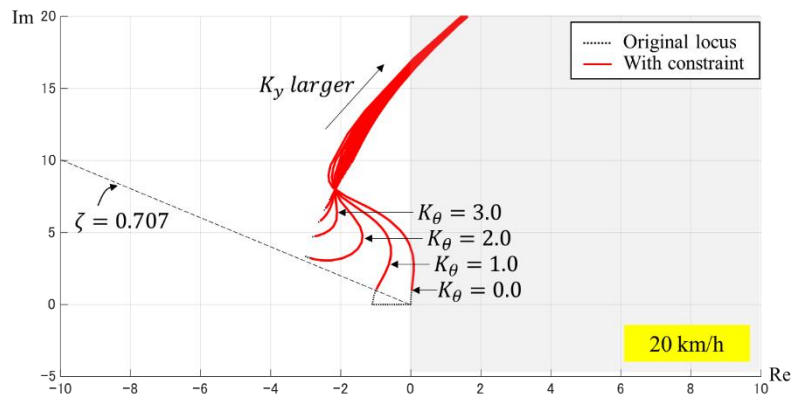


図 4.2.10 2 状態量フィードバック制御時の代表根の根軌跡（車両速度：20km/h）

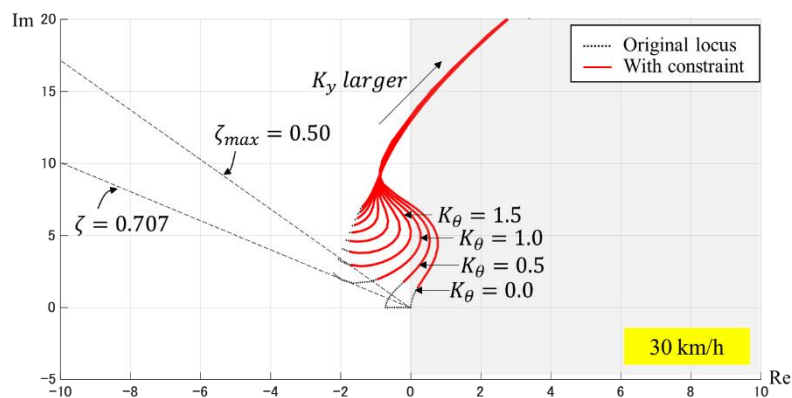


図 4.2.11 2 状態量フィードバック制御時の代表根の根軌跡（車両速度：30km/h）

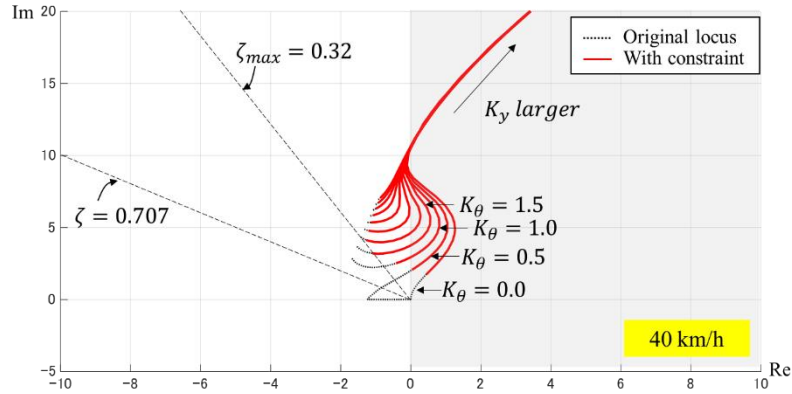


図 4.2.12 2 状態量フィードバック制御時の代表根の根軌跡（車両速度：40km/h）

以上より，提案するフィードバック制御により車線維持制御を行ったときの懸念点として以下の 2 点が挙げられるため，次項以降でそれぞれに対する対策を記す．

1. 曲率の大きい右左折のような場面では，目標軌跡への追従が遅れることが予想される
2. 中速域では図 4.2.12 に示すように閉ループ系の代表根の減衰比が十分に大きく取れないため，特に操舵系のあそびの影響が大きい直進走行時には，振動が生じやすくなるうえ，オーバーシュート量が大きくなるために車線を一時的に逸脱する恐れがある

4.2.2. フィードフォワード制御

右左折のように曲率の大きい場面において目標軌跡への追従が遅れないようにすることを目的として，フィードフォワード制御を行う．ここでは，曲率と前輪舵角との関係を導くため，車両に固定した座標系で，下記のように横方向の車両運動を記述する[37]．

$$mV \left(\frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) = 2Y_f + 2Y_r \quad (4.2.40)$$

$$I \frac{d\gamma}{dt} = 2l_f Y_f - 2l_r Y_r \quad (4.2.41)$$

$$Y_f = -K_f \left(\beta + \frac{l_f}{V} \gamma - \delta \right) \quad (4.2.42)$$

$$Y_r = -K_r \left(\beta - \frac{l_r}{V} \gamma \right) \quad (4.2.43)$$

式 (4.2.40) ～ (4.2.43) において，車両が定常円旋回をしているとすると，車両重心の横すべり角 β およびヨーレート γ は一定のため， $\frac{d\beta}{dt} = 0, \frac{d\gamma}{dt} = 0$ が成り立つ．これらを代入して，

以下の式が得られる.

$$mV\gamma = -2K_f\left(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta\right) - 2K_r\left(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma\right) \quad (4.2.44)$$

$$0 = -2K_f l_f\left(\beta + \frac{l_f}{V}\gamma - \delta\right) + 2K_r l_r\left(\beta - \frac{l_r}{V}\gamma\right) \quad (4.2.45)$$

これを車両重心の横すべり角 β , ヨーレート γ , および定常円旋回の半径 R について解けば, 下記の関係が得られる.

$$\beta = \frac{d_3 V^2 + d_4}{d_1 V^2 + d_2} \delta \quad (4.2.46)$$

$$\gamma = \frac{d_5}{d_1 V^2 + d_2} V \delta \quad (4.2.47)$$

$$R = \frac{V}{\gamma} \quad (4.2.48)$$

$$= \frac{d_1 V^2 + d_2}{d_5} \frac{1}{\delta}$$

ただし, d_1, d_2, d_3, d_4, d_5 は, 以下のように表される係数である. また, $l_{wb} = l_f + l_r$ の関係を
使用している.

$$d_1 = m(-K_f l_f + K_r l_r) \quad (4.2.49)$$

$$d_2 = 2K_f K_r l_{wb}^2 \quad (4.2.50)$$

$$d_3 = -mK_f l_f \quad (4.2.51)$$

$$d_4 = 2K_f K_r l_{wb} l_r \quad (4.2.52)$$

$$d_5 = 2K_f K_r l_{wb} \quad (4.2.53)$$

ここで, 速度が 0 とみなせるほど低速のときの車両横すべり角を β_0 , 旋回半径を R_0 とすると, 以下の式が得られる.

$$\frac{\beta}{\beta_0} = \frac{1 + K_{\beta 0} V^2}{1 + K_{\beta f} V^2} \quad (4.2.54)$$

$$\frac{R}{R_0} = 1 + K_{\beta f} V^2 \quad (4.2.55)$$

ただし，スタビリティファクタ K_{sf} ，および係数 $K_{\beta 0}$ は，式 (2.4.5) および (2.4.6) のように表される定数である．

また，低速のときの回転半径 R_0 と前輪舵角 δ ，ホイールベース l_{wb} の間には，下記のような関係が成り立つ．

$$\delta \approx \frac{l_{wb}}{R_0} \quad (4.2.56)$$

以上より，式 (4.2.56) および (4.2.55) を用いて次式のように得られる前輪舵角をフィードフォワード入力として，目標軌跡への追従性を向上させる．

$$\delta_{FF} = (1 + K_{sf}V^2) \frac{l_{wb}}{R} \quad (4.2.57)$$

ここで，シミュレーションによりフィードフォワード制御の効果を確認する．表 4.2.2 に示す条件で右左折のシミュレーションを行ったところ，フィードバック制御のみでは図 4.2.13 に示すように，右左折中に目標軌跡に対して大きくふくらむ形となり，目標軌跡からの横変位は 70cm 程度となった．一方，フィードフォワード制御も加えてシミュレーションを行ったところ，図 4.2.14 に示すように右左折における横変位が 5cm 程度まで減少したため，曲率の大きな場所での追従性が向上したことを確認した．

表 4.2.2 シミュレーション条件

Quantity	Symbol	Value
Vehicle speed	V	2.8 m/s (10 km/h)
Turning radius	R	8 m
Wheel base	l_{wb}	3.55 m

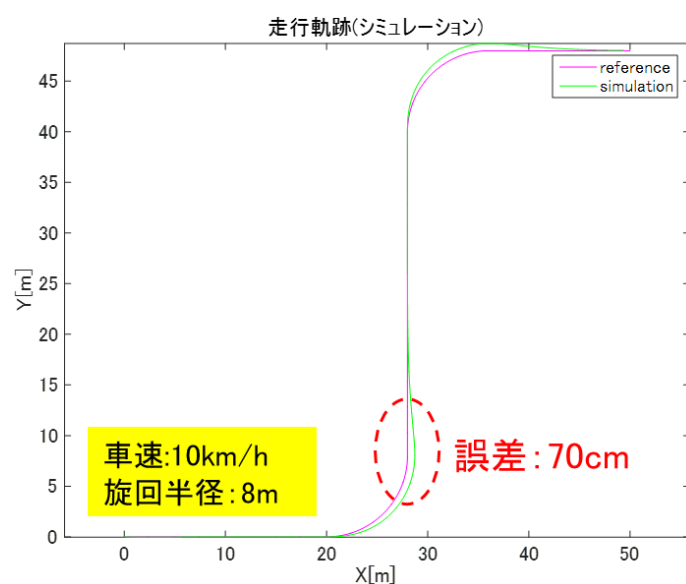


図 4.2.13 フィードバック制御のみによる右左折時の走行軌跡（シミュレーション）

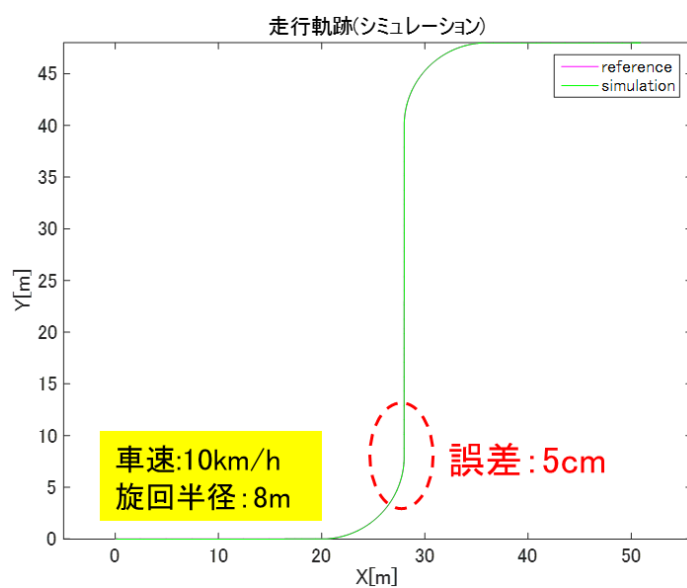


図 4.2.14 フィードフォワード制御を加えた右左折時の走行軌跡（シミュレーション）

4.2.3. 直進安定性の向上

次に、中速域の、特に操舵系のあそびの影響が大きい直進走行時の安定性や一時的な車線逸脱への対策として、閉ループ系の代表根の減衰比を向上させる方法を考える。

4.2.3.1. 6 状態量の状態フィードバック制御

本研究で使用する横方向の車両運動モデルは、式 (4.2.58) のように 6 つの状態量で表現できるため、その 6 状態量を式 (4.2.59) のようにフィードバックし、特性方程式の極を自在に配置することで閉ループ系の代表根の減衰比を向上させる。ただし、前輪舵角は横力等の外乱を補正するための舵角 δ_0 を差し引いた形とする。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ \delta - \delta_0 \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -a_1 & -a_2 & -a_3 & b_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -a_4 & -a_5 & -a_6 & b_2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega_s^2 & -2\zeta_s\omega_s \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \dot{y} \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ \delta - \delta_0 \\ \dot{\delta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \omega_s^2 \end{bmatrix} \alpha \quad (4.2.58)$$

$$\begin{aligned} \alpha &= -Fx \\ &= -[K_y \quad K_{\dot{y}} \quad K_{\theta} \quad K_{\dot{\theta}} \quad K_{\delta} \quad K_{\dot{\delta}}][y \quad \dot{y} \quad \theta \quad \dot{\theta} \quad \delta - \delta_0 \quad \dot{\delta}]^T \end{aligned} \quad (4.2.59)$$

6 状態量をフィードバックさせたときの根軌跡の一例を図 4.2.15 に示す。ただし、このケースでは、 $K_y = 0.073$, $K_{\dot{y}} = 0.64$, $K_{\delta} = 0.32$, $K_{\dot{\delta}} = 0.013$ とし、代表根となり得る 2 つの極の根軌跡のみを図示している。図中において、“With constraint” は式 (4.2.33) のように表される拘束条件を満たす根軌跡であり、車線を逸脱しないためにはこの中からフィードバックゲインを選ぶ必要がある。

これにより、40km/h においても、閉ループ系の代表根の減衰比が 0.707 以上となるフィードバックゲインを選ぶことができ、車線維持と安定性が両立できることがわかる。

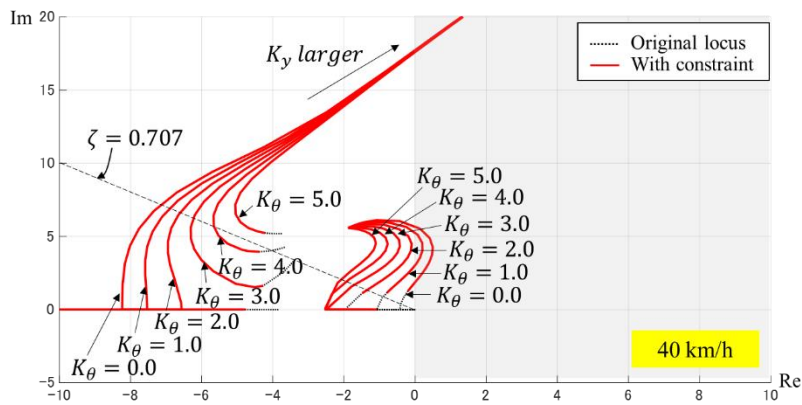


図 4.2.15 6 状態量フィードバック制御時の代表根の根軌跡（車両速度：40km/h）

4.2.3.2. シミュレーションによる効果確認

上記で示した制御対策の効果をシミュレーションにより確認する．状態フィードバックゲインを決定するための6つの極配置は，図 4.2.16 のように代表根の減衰比が 0.707 となるように， $[-2 \pm 2i, -5 \pm 5i, -30, -180]$ とする．これにより， $V = 11.1 \text{ [m/s]} = 40 \text{ [km/h]}$ でのフィードバックゲインは， $K_y = 0.742$ ， $K_{\dot{y}} = 0.0731$ ， $K_\theta = 4.38$ ， $K_{\dot{\theta}} = 0.635$ ， $K_\delta = 0.321$ ， $K_{\dot{\delta}} = 0.0131$ と求まる．

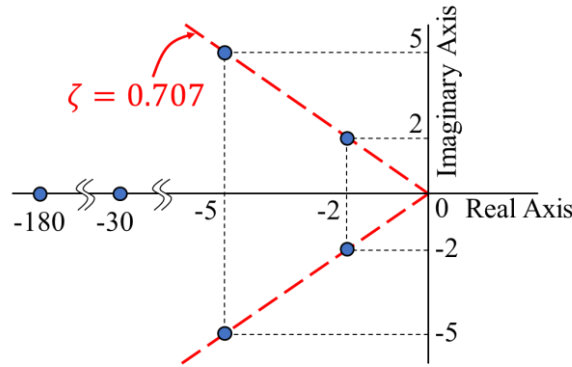


図 4.2.16 6つの極の極配置

ここで，6 状態量をフィードバックした場合でも，横変位の定常偏差の計算式は式 (4.2.28) となるため，上記のフィードバックゲインで状態フィードバックを行った際の定常偏差は式 (4.2.60) のようになり，0.2 m 以下を満たしていることがわかる．

$$\begin{aligned}
 y(\infty) &= \frac{38.31 + 70.42 \cdot 4.38}{3205 \cdot 0.742} \\
 &= 0.146 \text{ [m]} \leq 0.2 \text{ [m]}
 \end{aligned}
 \tag{4.2.60}$$

シミュレーションでは図 4.2.17 に示すように， $t = 1 \text{ [s]}$ において， $\varphi = 5 \text{ [deg]}$ 相当のバンク角，および $V_w = 20 \text{ [m/s]}$ 相当の横風のステップ入力を外乱として与える．これらの外乱に対する，横変位とヨー角の 2 状態量をフィードバックしたときのシミュレーション結果を図 4.2.18 に，6 状態量をフィードバックしたときのシミュレーション結果を図 4.2.19 に示す．ただし，2 状態量をフィードバックしたときのフィードバックゲインは，減衰比が大きくなるように， $K_y = 0.25$ ， $K_\theta = 1.5$ としている．また，シミュレーションに使用したモデルには，操舵系のあそびとして，ハンドル角 1.5° の不感帯，および 0.5° のバックラッシュを考慮している．

シミュレーション結果より，2 状態量フィードバック制御では，横変位の定常偏差が 0.19 m であり，振動的な挙動が残っていることがわかる．一方，6 状態量の状態フィードバック

制御では、横変位の定常偏差が 0.15 m 程度に抑えられていると同時に振動成分も大きく低減できていることがわかり、シミュレーションによりその効果が確認された。

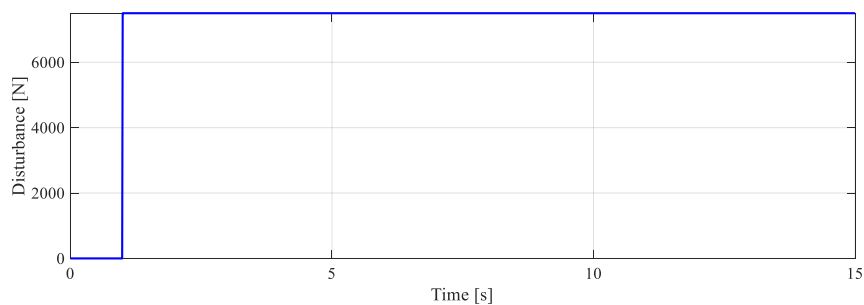


図 4.2.17 シミュレーションに入力する外乱

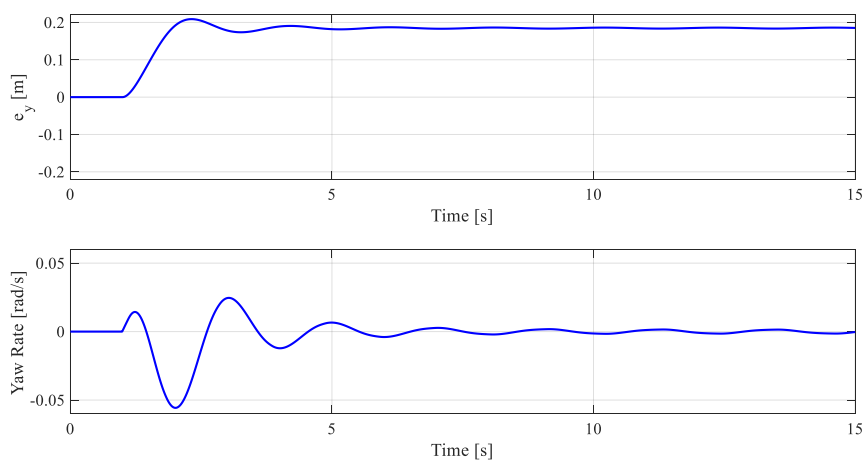


図 4.2.18 2 状態量フィードバック制御のシミュレーション結果（車両速度：40km/h）

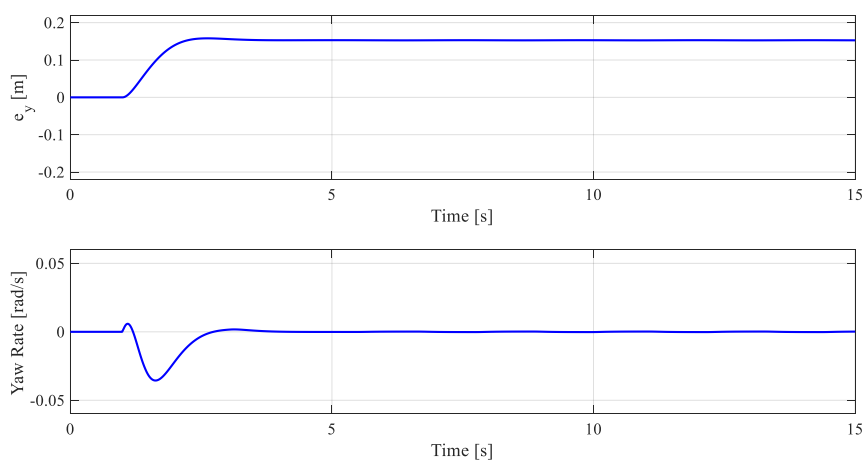


図 4.2.19 6 状態量フィードバック制御のシミュレーション結果（車両速度：40km/h）

4.3. 正着制御

正着は前述のように、バス停にバスが停車する際に乗客の乗降性を向上させるために、プラットフォームから数 cm 以内の距離までバスを寄せる技術を指す。アメリカの ADA (the Americans with Disabilities Act) は、車両とプラットフォーム間の水平距離はアクセシビリティのために 7.62cm (3 インチ) 以下にするべきだというガイドラインを出しており[50]、また欧州では、鉄道車両規定により、車いすの乗降性のためには、水平距離は 7.5cm を超えてはならないとしている[51]。水平距離を 7.5cm 以下にするということは、図 4.3.1 のように片側 3.75cm の精度で正着する必要がある、これは、誤差の標準偏差を 1.25cm 以内にしなければならないことを意味している。



図 4.3.1 バス停での正着

特に路線バスは頻繁にバス停に停車するため、正着精度はバスの利便性を大きく左右することになるが、熟練ドライバーでも数 cm 以内の距離までバスを寄せることは容易なことではない。そのため、自動操舵でバスを正着させる技術について、これまでに多くの取り組みが行われてきた。インフラによる正着としては、ガイド輪やカッセルカーブ型の縁石を導入した例が挙げられ[52][53]、インフラと車両制御を組み合わせた例としては、磁気マーカによる誘導により高い精度の正着を実現した例や[54][55]、路線バス専用の白線を道路に引いて認識する等の取り組みが行われてきた[56]。

しかし、横変位の標準偏差が 1.25cm 以内という正着精度を達成した例は現状では磁気マーカを使用した場合のみであり、LiDAR や GNSS のように、新たにインフラを設置する必要のない車載センサのみで達成した例はまだ報告されていない。また、正着において複数のセンサを組み合わせたり比較した例もこれまでに見られず、正着精度を達成できるセンサの種類や制御方法はまだ十分に示されていないと言える。

そこで本研究においては、自己位置推定精度の高い車載センサである、RTK-GNSS/INS (以後、GNSS/INS と表記) や LiDAR のみで正着精度が確保できるかについて検証する。また、比較のため磁気ポジショニングシステムによる正着精度についても確認する。

2.2.3 項で述べたように、地図の容量と処理負荷を低減するため LiDAR は縁石の認識のみに利用するため、ここでは正着制御時以外は GNSS/INS を用いて自己位置推定を行い、バス停に接近して縁石を認識できる範囲で LiDAR を利用することとする。

以上を踏まえて、本節では以下の2通りの方法での正着精度を比較し、さらにこれらとは別に、磁気ポジショニングシステムによる正着精度も確認する。

- ① GNSS/INS を用いて車線を走行してきた自動運転バスが、そのまま GNSS/INS を自己位置推定に用いて正着する
- ② GNSS/INS を用いて車線を走行してきた自動運転バスが、自己位置推定に用いるセンサを GNSS/INS から LiDAR に切り替えて正着する

正着制御は低速での横方向制御であり、車両の横変位とヨー角の精度が重要となるため、制御量は横変位とヨー角のみとする。

また、サンプリング周波数はセンサによって異なり、GNSS/INS は 100Hz, LiDAR は 10Hz のセンサを実験に使用した。ここで、サンプリング周期を計測遅れ T_L としてとらえると、GNSS/INS と LiDAR の計測遅れはそれぞれ、 $T_L = 0.01$ [s] と $T_L = 0.1$ [s] となる。ラプラス変換した計測遅れはむだ時間として捉えることができるため、式 (4.3.1) のようにパデ近似により線形化することができ[58]、それを $P_L(s)$ と表現する。計測遅れを含めた正着制御の閉ループ系を図 4.3.2 に示す。

$$e^{-T_L s} \cong \frac{1 - \frac{T_L s}{2} + \frac{(T_L s)^2}{12}}{1 + \frac{T_L s}{2} + \frac{(T_L s)^2}{12}} = P_L(s) \quad (4.3.1)$$

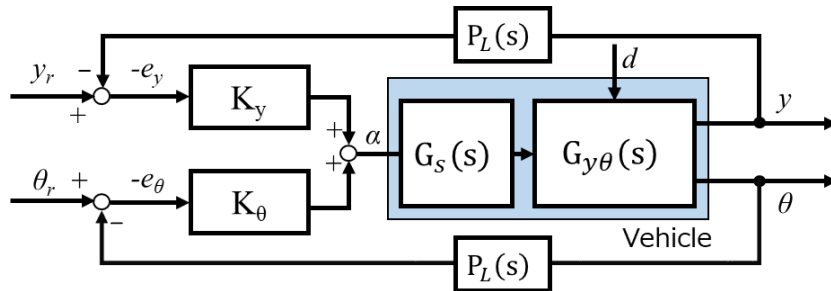


図 4.3.2 センサ計測遅れを含めた横方向制御のブロック線図

ここで、LiDAR の計測遅れの大きさを考慮すると、直進安定性は、自己位置推定に GNSS/INS を使用したときに比べて、LiDAR を使用したときの方が劣ることが予想される。そのため、LiDAR に切り替えるときには、操舵に振動が生じない速度まで落としてから切り替えることが望ましい。それを考慮した正着制御フローを図 4.3.3 に示す。LiDAR を使用しても十分な減衰比が得られる速度については次項の解析で求める。

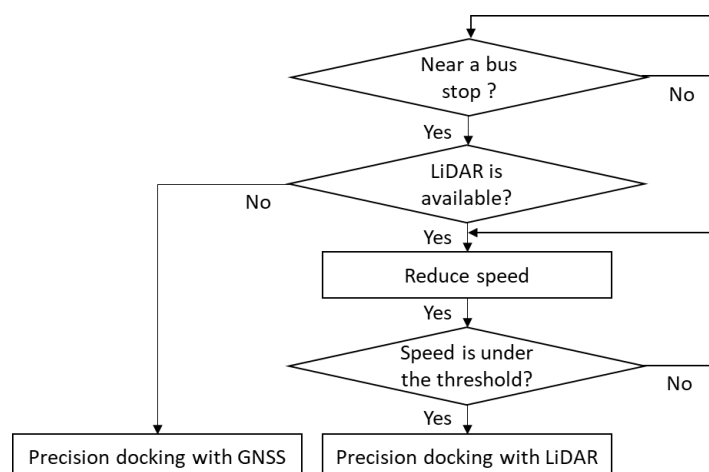


図 4.3.3 正着制御フロー

4.3.1. センサダイナミクスを考慮した車両挙動の解析

4.2 節で行った横方向運動の解析について，ここではさらに，計測遅れ T_L を含めて再度行うことで，センサダイナミクスの影響を見積もる．初めに，解析に用いるモデルは 4.2.1 項と同様に車両モデルと操舵系モデルとし，コントローラは 2 状態量フィードバック制御としたうえで，計測遅れを考慮する．また，想定する外乱とその大きさも 4.2.1 項と同様とし，外乱と車線維持精度から得られる拘束条件式 (4.2.33) も同一とする．

GNSS/INS と LiDAR の計測遅れをそれぞれ，0.01s と 0.1s とし，2 状態量フィードバックのゲインを動かしたときの根軌跡を，車両速度毎に描いた結果を図 4.3.4～図 4.3.7 に示す．この結果より，拘束条件を考慮すると，全体的に GNSS/INS に比べて LiDAR の方が得られる減衰比が小さく，また車両速度が 20km/h 以上になると，最適減衰比 0.707 を満たす解が得られないことがわかる．

さらに車両速度の刻みを細かくして，LiDAR 使用時の最大減衰比を算出した結果を図 4.3.8 に示す．図より，車両速度が 16.2km/h 以下であれば，LiDAR を使用しても最適減衰比 0.707 を得られることがわかった．そのため，GNSS/INS から LiDAR に切り替える速度は 16.2km/h 以下で設定することとする．

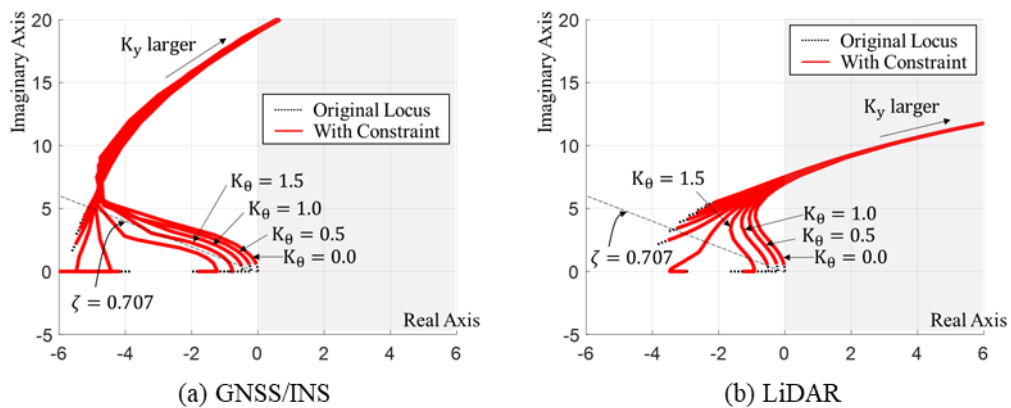


図 4.3.4 センサの計測遅れを含めた根軌跡の比較（車両速度：10km/h）

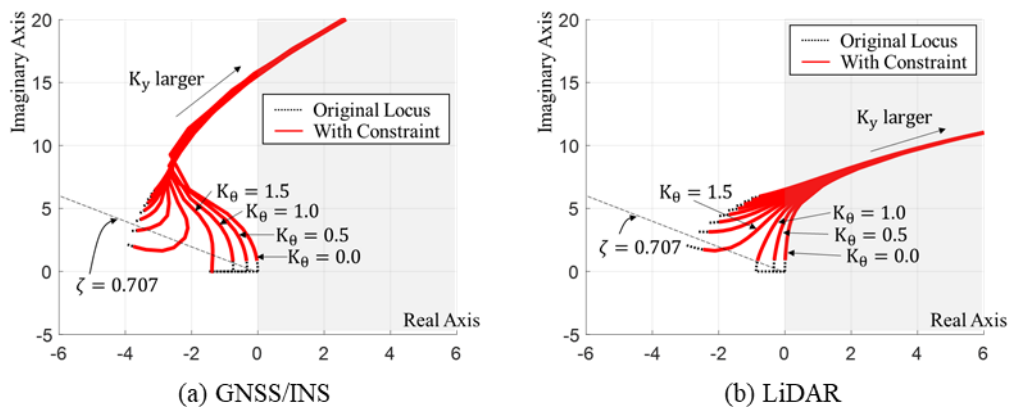


図 4.3.5 センサの計測遅れを含めた根軌跡の比較（車両速度：15km/h）

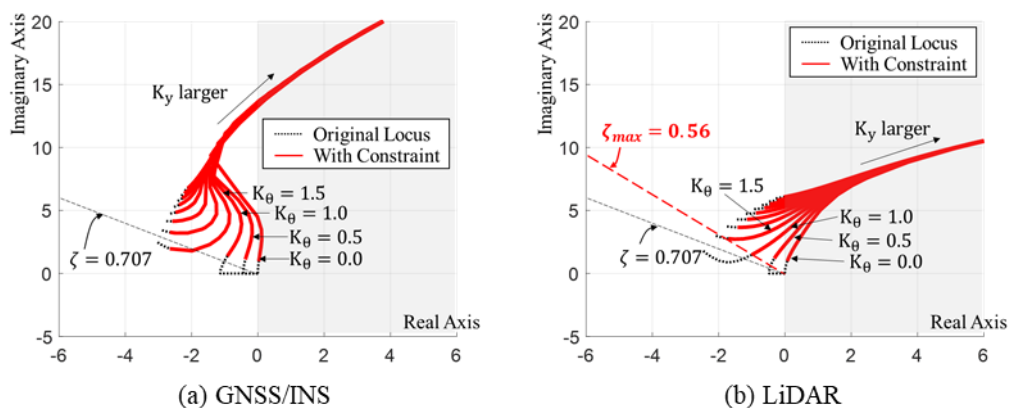


図 4.3.6 センサの計測遅れを含めた根軌跡の比較（車両速度：20km/h）

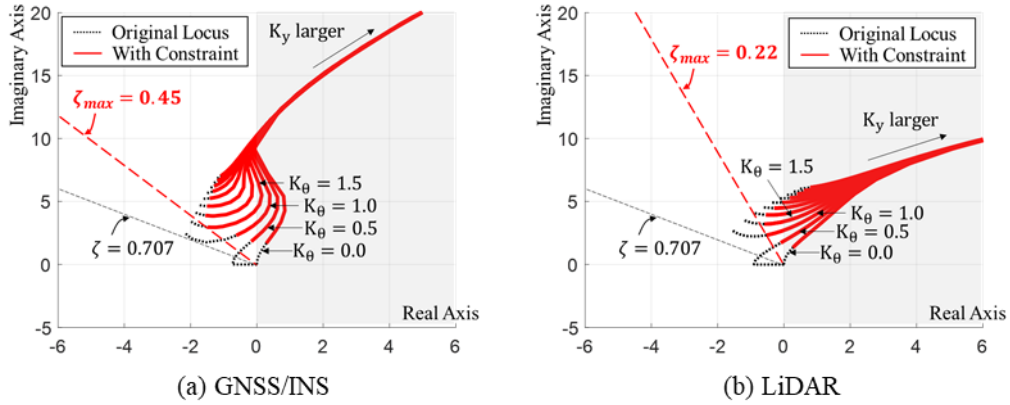


図 4.3.7 センサの計測遅れを含めた根軌跡の比較（車両速度：30km/h）

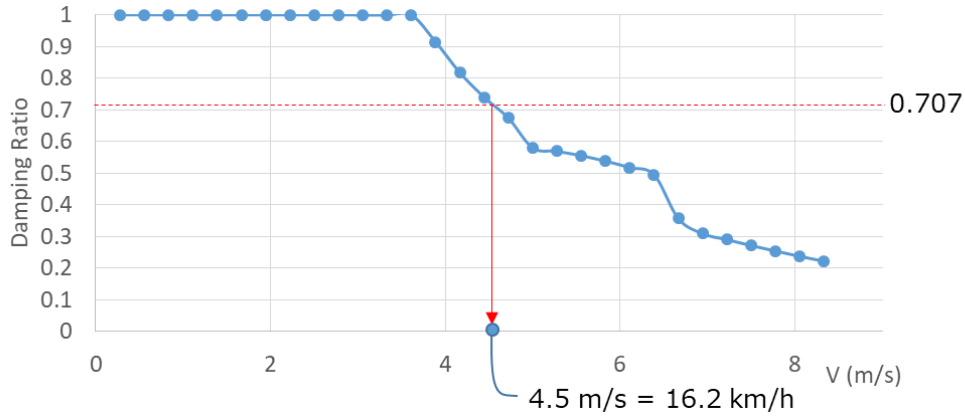


図 4.3.8 LiDAR 使用時の車両速度と減衰比との関係

4.3.2. シミュレーションによる実験条件の決定

本項では、シミュレーションによる正着制御の評価、および公道で行う実車実験条件の決定を行う。正着軌跡としては、クロソイド曲線や多項式関数、直線と円弧の連続等が候補として挙げられるが[69][70]、本研究では、連続性と便宜性の観点から、式 (4.3.2) で表される三角関数を使用することとする[71]。ただし、車両重心位置を表す座標 (x, y_p) の原点は、図 4.3.9 に表すように正着開始点とし、 x は進行方向を正、 y_p は進行方向向かって左側を正とする。式 (4.3.2) を用いて軌跡を作成すると、軌跡上を誤差なく一定速度 V で車両が走行したときの最大加速度は、式 (4.3.3) のように表される。

$$y_p = D \left(\frac{x}{L} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi \frac{x}{L} \right) \quad (4.3.2)$$

$$a_{max} = 2\pi D \frac{V^2}{L^2} \quad (4.3.3)$$

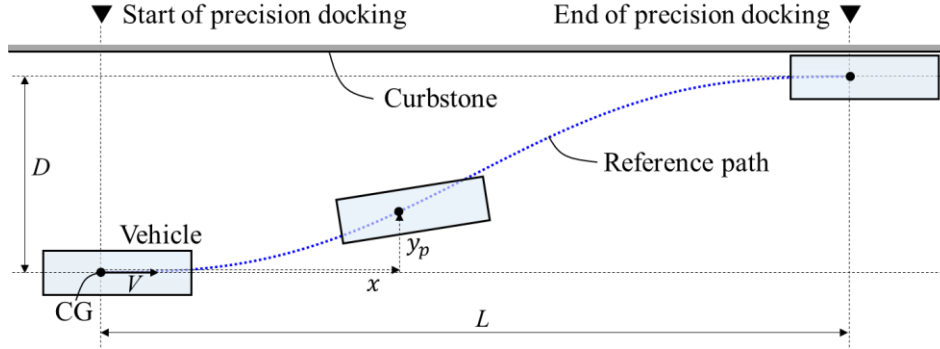


図 4.3.9 正着制御中の目標軌跡

本研究では、実験を行う公道を想定して、 $D = 1.03 \text{ (m)}$ とした。また、正着時の車両速度は、LiDAR を自己位置推定に用いても十分な減衰比が得られるように、 $V = 4.2 \text{ (m/s)} = 15 \text{ (km/h)}$ とした。正着距離 L についてはバス停の位置や形状によって取れる長さに制約が生じるが、ここでは正着精度を確保するために必要な距離を求めるため、 $L = 15 \text{ (m)}$ と、 $L = 30 \text{ (m)}$ の 2 パターンでシミュレーションを行う。両者の最大加速度を式 (4.3.3) より求めると、それぞれ $0.052G$ 、 $0.013G$ となる。参考として鉄道においては、快適性や安全性を考慮して横方向の加速度は $0.08G$ 以下にすることが望ましいとされている[36]。どちらも目標横加速度である $0.08G$ 以下は満たしているため、快適性、安全性の観点からは問題がないと考えられる。

シミュレーションでは正着精度の評価も行うため、GNSS/INS と LiDAR のそれぞれの計測ばらつきも入力することとした。走行中の計測ばらつきを測定することは困難なため、車両が停止している間の計測ばらつきを測定した。それぞれのセンサに対して、停車状態で 1 分間データを計測したときのばらつきを図 4.3.10 に示す。なお、実線は正規分布による近似線を表している。GNSS/INS と LiDAR それぞれの計測データの標準偏差は、 1.0cm および 0.3cm となった。この計測ばらつきを、シミュレーションモデルの中の、車両の横変位の計測値にランダムに入力する。入力した後の横変位の一例を図 4.3.11 に示す。

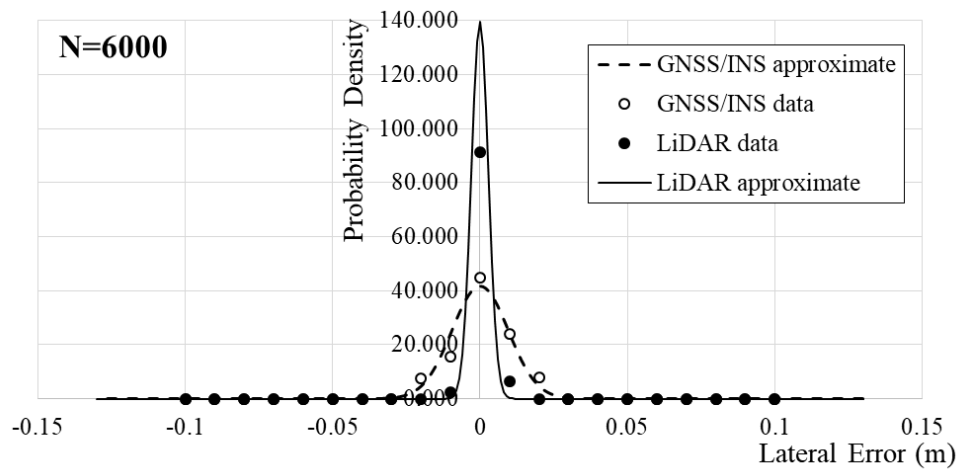


図 4.3.10 静止状態での横変位計測誤差の分布

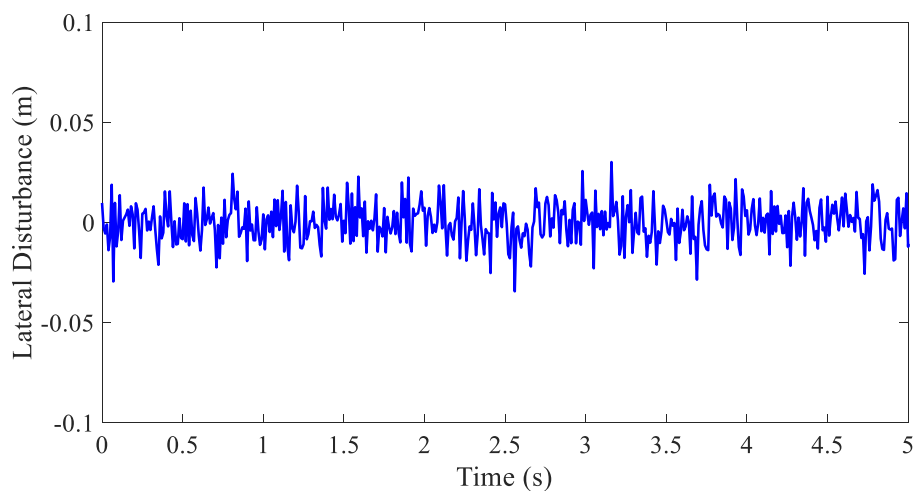


図 4.3.11 シミュレーションモデルに入力する横変位の計測ばらつき (LiDAR)

4.3.2.1. $L = 15$ (m) としたときの正着シミュレーション

$L = 15$ (m) としたときのシミュレーション結果を図 4.3.12 および図 4.3.13 に示す。図 4.3.12 より、車両は目標軌跡に追従しきれずに遅れが出ていることがわかる。図 4.3.13 は正着完了時の横変位の分布を、GNSS/INS、LiDAR それぞれに対して示している。横変位の標準偏差は、それぞれ 1.2cm, 0.4cm となり、停車時に近い値となったが、平均値は、それぞれ 1.6cm, 2.1cm となり、プラットフォーム側に大きく寄ってしまうことがわかった。

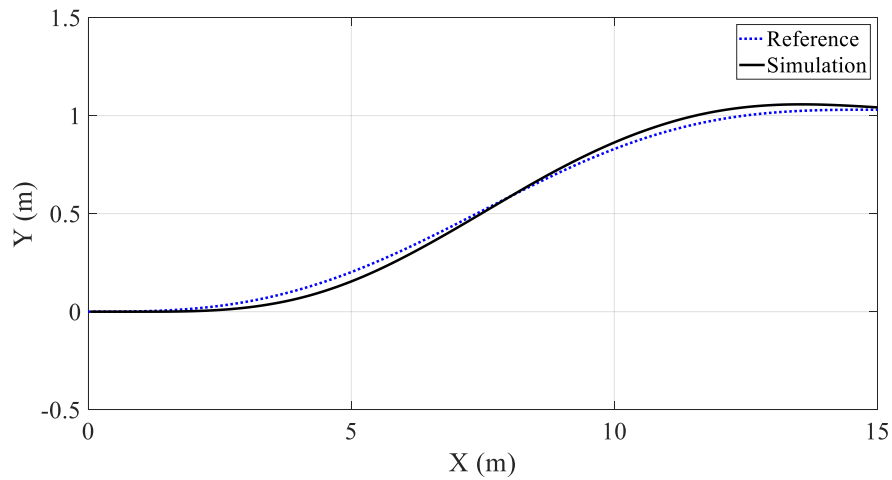


図 4.3.12 正着軌跡のシミュレーション結果 ($L=15\text{m}$, LiDAR を使用)

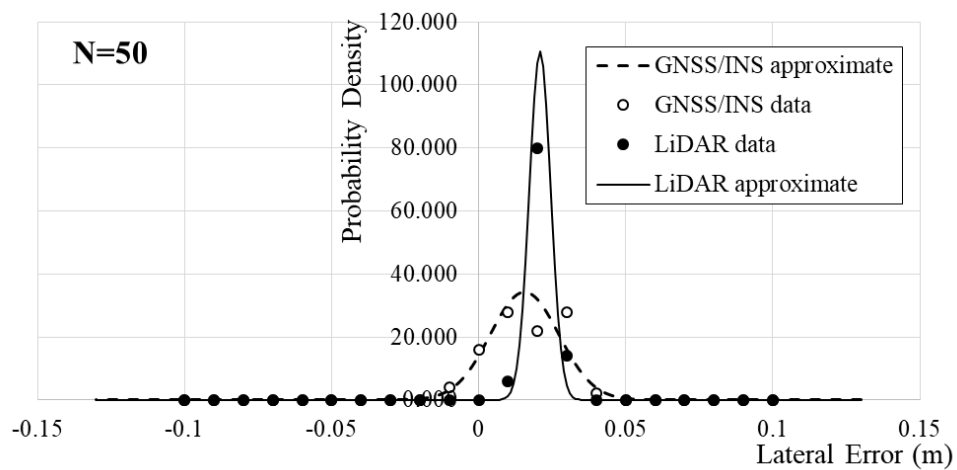


図 4.3.13 正着完了時横変位分布のシミュレーション結果 ($L=15\text{m}$)

4.3.2.2. $L = 30\text{ (m)}$ としたときの正着シミュレーション

次に $L = 30\text{ (m)}$ とすると，図 4.3.14 に示すように車両は目標軌跡に精確に追従することができ，図 4.3.15 より，横変位の平均値もほぼ 0cm となっていることがわかる．GNSS/INS と LiDAR それぞれの横変位の標準偏差は 1.2cm , 0.4cm と $L = 15\text{ (m)}$ のときと同じになり，停車状態のばらつきとほぼ同じであった．

以上より，正着の目標精度を満たせるように，公道実験時の正着軌跡の距離 L は 30m とする．

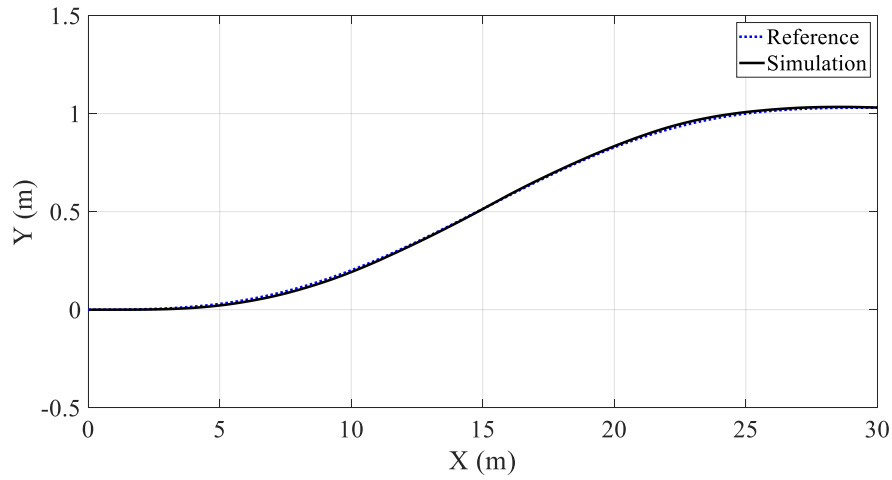


図 4.3.14 正着軌跡のシミュレーション結果 ($L=30\text{m}$, LiDAR を使用)

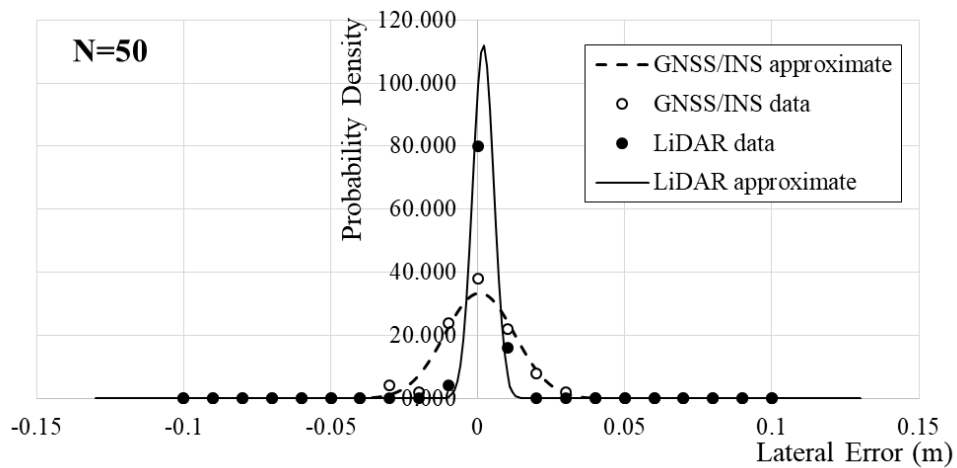


図 4.3.15 正着完了時横変位分布のシミュレーション結果 ($L=30\text{m}$)

4.3.3. 磁気ポジショニングシステムを用いた正着

本研究では、GNSS/INS や LiDAR による車載センサのみでの正着に加えて、磁気マーカを使用した正着についても精度を確認する。図 4.3.16 のように、目標軌跡上に一定の間隔で磁気マーカを設置し、車両下部に取り付けた MI センサにより目標軌跡からの横変位とヨー角を精度高く測定する。コントローラは他のセンサのときと同様に 2 状態量フィードバック制御とし、正着完了時の横変位のばらつきを測定する。

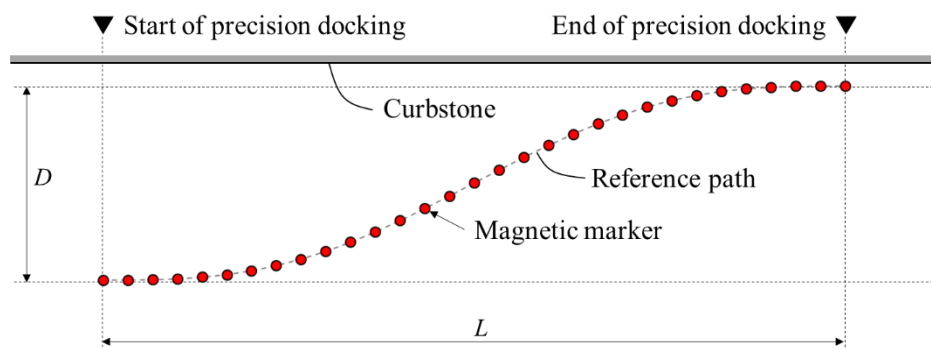


図 4.3.16 正着制御中の目標軌跡と磁気マーカ

4.4. まとめ

本章で検討した内容，得られた知見，および提案する内容を下記にまとめる．

- 横方向運動の車両運動は，二輪モデルだけではなく，操舵系の二次遅れ系モデルを組み合わせたものとして表現する（付録 A.3）
- 横断勾配と横風による外乱を受けても車線を逸脱しない条件を考慮すると，2つのフィードバックゲイン間の拘束条件が得られる
- 上記2つを合わせて根軌跡を描くことで，横変位の定常偏差が 0.2m 以下という車線維持精度と高い安定性を両立できるようなフィードバックゲインを選ぶことができる
- 中速域以上では直進安定性が低下する恐れがあるため，6 状態量フィードバック制御により減衰比を向上させることを提案し，シミュレーションによりその効果を確認した
- 正着制御では，これまでに示されていない，新たなインフラを設置することなく車載センサのみで正着精度を達成することが可能であることを検証するため，GNSS/INS と LiDAR を自己位置推定に用いたときの正着精度を実車実験により確かめ，さらに磁気ポジショニングシステムを用いたときの正着精度と比較する
- センサダイナミクスを考慮した根軌跡により，計測遅れが大きくなると閉ループ系の代表根の減衰比が小さくなること，それを考慮してセンサの切り替えをする必要があることがわかった

第5章

制御系のロバスト性

5.1. はじめに

2～4 章で提案した自己位置推定や車両運動制御，およびその入力となるセンサやインフラ，目標軌跡（地図）を含めた，自動運転システムの制御系を図 5.1.1 に示す．車両への入力 u は自己位置推定の入力でもあり，車両からの出力 y をセンサおよびインフラを用いて計測したときに生じる誤差を考慮して，自己位置推定により状態量 x を求める．ここで，状態量 x は，式 (2.5.1) のように定義されるベクトルとする．

本章では，提案する制御系の実用性を検証するため，制御系のロバスト安定性およびロバスト性能を評価する．図 5.1.1 に示すセンサやインフラの性能には限界があるために自己位置には不確かさが残るが，それを車両パラメータの不確かさに帰結させることで，ロバスト安定性およびロバスト性能を定量的に評価することとする．

次節において，初めに自動運転バスの車両パラメータ変動幅の見積もりを行う．

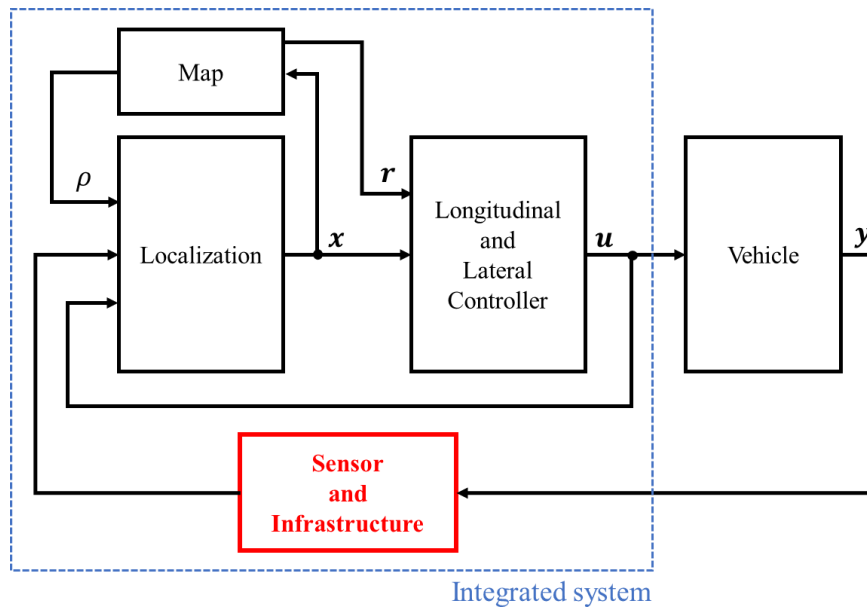


図 5.1.1 提案する自動運転システムの制御系

5.2. 車両パラメータの不確かさ

車両パラメータの不確かさとしては，縦方向の運動方程式 (3.2.1) および横方向の運動方程式(4.2.2) に影響を及ぼす，①乗車状態による質量・重心位置の不確かさ，および，②コーナリング係数の不確かさの 2 種類を考慮する．①は特にバス特有のばらつきであり，バス停で乗降車する度に変化することになる．本節では①および②の上下限の見積もりをそれぞれ行う．

5.2.1. 乗車状態による質量・重心位置の変化

車両質量と乗客質量の和を車両総質量と表現すると、車両総質量は乗客の乗車人数により変化する。一方で重心位置は、乗客の人数と乗車位置により変化する。本項では、車両総質量と重心位置の上下限を見積もる。

初めに車両総質量を車両質量 m_v と乗客質量 m_p に分け、さらにそれらを図 5.2.1 のように車両の前部と後部に分けて考えると、力のつり合いは下記のようなになる。

$$N_f + N_r = (m_v + m_p)g = (m_{vf} + m_{vr} + m_{pf} + m_{pr})g \quad (5.2.1)$$

後軸回りのモーメントのつり合いは式 (5.2.2) のように、また、重心から後軸中心までの前後方向距離 l_r は、式 (5.2.3) のように表される。ここで、車両前部に乗車している乗客の質量は点 P_f に、車両後部に乗車している乗客の質量は点 P_r に等価的に集中しているものとみなす。

$$N_f = \left(m_{vf} + m_{pf} \cdot \frac{l_t/4 + l_{wr}}{l_{wb}} \right) g \quad (5.2.2)$$

$$l_r = l_{wb} \cdot \frac{N_f}{N_f + N_r} \quad (5.2.3)$$

実験車両の諸元を用いて具体的に車両総質量および重心位置の上下限を求めると、表 5.2.1 のようになる。ただし、乗客の質量は一律で 60kg としている。(i) は乗車率 0% (乗客 0 人) の場合、(ii) は乗車率 100% (乗客 28 人) の場合、(iii) は車両前部の乗車率が 100% で車両後部の乗車率が 0% の場合、(iv) は車両前部の乗車率が 0% で車両後部の乗車率が 100% の場合であり、重心位置としては、(iii) のときに最も前方に、(iv) のときに最も後方に移動することになる。

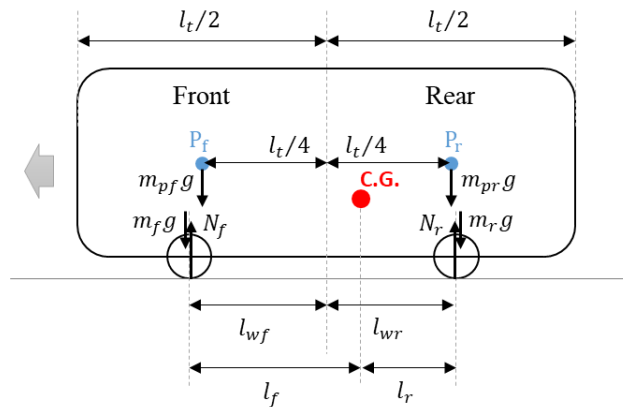


図 5.2.1 車両前部および後部の乗客質量

表 5.2.1 車両総質量および重心位置の上下限值

Quantity	Symbol	Value			
		(i)	(ii)	(iii)	(iv)
Front passenger mass	m_{pf}	0 kg	840 kg	840 kg	0 kg
Rear passenger mass	m_{pr}	0 kg	840 kg	0 kg	840 kg
Total mass	m	5200 kg	6880 kg	6040 kg	6040 kg
Longitudinal position of front tires from C.G.	l_f	2.342 m	2.225 m	2.032 m	2.518 m
Longitudinal position of rear tires from C.G.	l_r	1.208 m	1.325 m	1.518 m	1.032 m

5.2.2. コーナリング係数の不確かさ

次に、コーナリングパワを接地荷重で割った値であるコーナリング係数の不確かさを見積もる。本研究において前後輪のコーナリングパワは、定常円旋回中のタイヤの実舵角と横すべり角を測定することにより同定したが、その同定値には 4.2.1 項で述べたように、サスペンション構造に起因するコンプライアンスステアや、ロール運動に起因するロールステア等の影響が含まれている。

山本[111]によると、これらの影響はコーナリングパワの十数%に達することが指摘されており、コーナリングパワの推定誤差を計測した Buffet ら[112]も、コーナリングパワの誤差は最大で 20% 近く生じたことを示している。

これらを踏まえて本研究では、コンプライアンスステアやロールステアの影響をコーナリング係数の誤差として見積もり、その大きさは最大で 20% とした。以上より、実験に使用した車両におけるコーナリング係数の上下限値は以下ようになる。

表 5.2.2 コーナリング係数の上下限値

Quantity	Symbol	Value	
		Min.	Max.
Cornering coefficient of front tires	C_f	4.03	6.05
Cornering coefficient of rear tires	C_r	4.90	7.36

5.3. ロバスト安定性を考慮した磁気マーカ間隔（インフラ情報取得間隔）

本節では、2 章で提案した自己位置推定手法について、ロバスト安定性を考慮することで、磁気マーカ間隔（インフラ情報取得間隔）、すなわち外界センサにより車両の絶対座標を取得する間隔の上限値を算出する。

2 章で提案した自己位置推定手法は、車両の位置およびヨー角だけでなく、センサおよび車両ダイナミクスに関わるパラメータも状態量に含め、磁気マーカを通過する度にこれらを更新するものであったが、ここでは簡単のため、初めに車両の位置およびヨー角のみを状態量としてロバスト安定性を検証し、その後で残りのパラメータも状態量に含める形で検証する。

そこで、時刻 k における状態量 \mathbf{x}_k を下記のように $\mathbf{x}_{1,k}$ と $\mathbf{x}_{2,k}$ に分割する。

$$\mathbf{x}_{1,k} = [l_k \quad y_k \quad \theta_k]^T \quad (5.3.1)$$

$$\mathbf{x}_{2,k} = [k_{V,k} \quad \gamma_{b,k} \quad k_{\beta,k}]^T \quad (5.3.2)$$

これにより、時刻 k における状態量の推定式 (2.5.11) は、下記のように表される。

$$\hat{\mathbf{x}}_k = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}}_{1,k} \\ \hat{\mathbf{x}}_{2,k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}}_{1,k}^- \\ \hat{\mathbf{x}}_{2,k}^- \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} G_{1,k} \\ G_{2,k} \end{bmatrix} \left(\mathbf{z}_k - [\mathbf{C}_{1,k} \quad \mathbf{C}_{2,k}] \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{x}}_{1,k}^- \\ \hat{\mathbf{x}}_{2,k}^- \end{bmatrix} \right) \quad (5.3.3)$$

$$\mathbf{C}_{1,k} = \mathbf{I}_{3 \times 3}, \quad \mathbf{C}_{2,k} = \mathbf{O}_{3 \times 3} \quad (5.3.4)$$

初めに 5.3.1 項においては $\hat{\mathbf{x}}_{2,k}$ のパラメータ推定を含まない形で、ロバスト安定性を考慮した磁気マーカ間隔の上限値を求め、次に 5.3.2 項において、パラメータ推定を含めたとき

の磁気マーカ間隔上限値を求める．

5.3.1. パラメータ推定なし

デッドレコニングの基礎式 (2.4.1) において，目標軌跡から見た車体ヨー角や横すべり角が十分小さいとすると，拡張カルマンフィルタにおける事前状態推定値 $\hat{\mathbf{x}}_{1,k}^-$ は次式のようになる．

$$\hat{\mathbf{x}}_{1,k}^- = \begin{bmatrix} \hat{l}_k^- \\ \hat{y}_k^- \\ \hat{\theta}_k^- \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{l}_{k-1}^- \\ \hat{y}_{k-1}^- \\ \hat{\theta}_{k-1}^- \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} V_k \\ V_k(\hat{\theta}_{k-1}^- + \hat{\beta}_{k-1}^-) \\ \gamma_k - \rho_k V_k \end{bmatrix} T_s \quad (5.3.5)$$

本研究では，状態フィードバック制御に基づいた横方向制御を行ううえ，式 (2.4.4) および (5.3.5) より，状態量 \mathbf{x}_1 の中で横変位 y は前輪舵角 δ の関数となっているため，ロバスト安定性の検証は横変位 y に関する閉ループ系に対して行うこととする．

図 5.3.1 は，検証する横方向制御の閉ループ系を拡張カルマンフィルタも含めて示したものである．ただし，ここでは横変位に関する閉ループ系に対して検証するため，横方向制御のフィードバックゲイン K は次式のように表すこととする．

$$K = [0 \quad -K_y \quad 0] \quad (5.3.6)$$

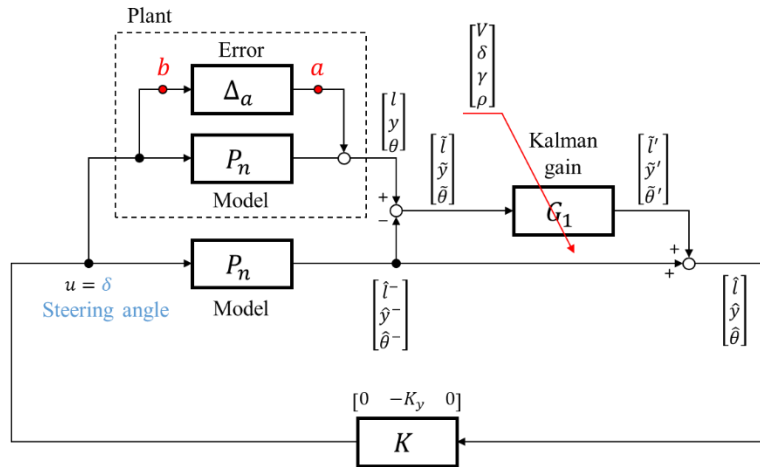


図 5.3.1 パラメータ推定なしでの横方向制御の閉ループ系

ノミナルのモデル P_n に対するプラントの誤差は，プラントのばらつきや不確実性から生まれ，その誤差を図 5.3.1 のように Δ_a として表現する．そして閉ループ系を図 5.3.2 のように誤差 Δ_a と伝達関数 T_a に分割すると，時刻 k における T_a は次式のように表される．

$$T_{a,k} = (I - KP_{n,k})^{-1}KG_{1,k} \quad (5.3.7)$$

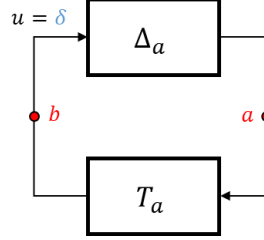


図 5.3.2 プラントとそれ以外に分けた閉ループ系

次に，時刻 k におけるカルマンゲイン $G_{1,k}$ は式 (2.5.10) より下記のように算出される．

$$G_{1,k} = P_{1,k}^- C_{1,k}^T (C_{1,k} P_{1,k}^- C_{1,k}^T + Q_1)^{-1} \quad (5.3.8)$$

ここで， Q_1 は観測ノイズの共分散行列を表す．

式 (5.3.4) および (5.3.8) より，カルマンゲイン $G_{1,k}$ は不等式 (5.3.9) を満たすため，これと式 (5.3.7) より，不等式 (5.3.10) のような関係が得られる．

$$0 < \|G_{1,k}\|_{\infty} < 1 \quad (5.3.9)$$

$$0 < \|T_{a,k}\|_{\infty} < \|(I - KP_{n,k})^{-1}K\|_{\infty} \quad (5.3.10)$$

ここで，図 5.3.2 の閉ループ系に対してスモールゲイン定理[106][100]が成り立てばロバスト安定性が保証されるため，下記の不等式が成立すれば閉ループ系はロバスト安定である．

$$\|\Delta_{a,k} T_{a,k}\|_{\infty} < \|\Delta_{a,k} (I - KP_n)^{-1} K\|_{\infty} < 1 \quad (5.3.11)$$

横変位の閉ループ系のみ考慮すると，磁気マーカを通過する際の誤差 Δ_a およびノミナルのプラントモデル P_n は，式 (5.3.5) および (2.4.4) を用いて以下のように表される．

$$\Delta_{a,k} = \tilde{y}_k / \delta_k = V_k \tilde{\Phi}(V_k) T_m \quad (5.3.12)$$

$$P_{n,k} = \hat{y}_k^- / \delta_k = V_k \Phi_n(V_k) T_m \quad (5.3.13)$$

ここで、 T_m は磁気マーカ間を車両が走行する間にかかる時間を、 $\tilde{\Phi}(V_k)$ および $\Phi_n(V_k)$ は、 $\Phi(V_k)$ の誤差およびノミナル値をそれぞれ表す。

不等式 (5.3.11) , および式 (5.3.12) , (5.3.13) より、磁気マーカ間隔 $L_m = V_k T_m$ を用いてロバスト安定性の条件を書き直すと、不等式 (5.3.14) のようになり、最終的に、磁気マーカ間隔に関する不等式 (5.3.15) が得られる。

$$\|\Delta_{a,k} T_{a,k}\|_{\infty} = \frac{K_y \tilde{\Phi}(V_k) L_m}{1 - K_y \Phi_n(V_k) L_m} < 1 \quad (5.3.14)$$

$$K_y (\Phi_n(V_k) + \tilde{\Phi}(V_k)) L_m = K_y \Phi(V_k) L_m < 1 \quad (5.3.15)$$

式 (2.4.4) ～ (2.4.6) より、 $\Phi(V_k)$ は m , l_f , l_r , K_f , K_r の変動によって値が変化するため、これらの変動により $\Phi(V_k)$ が上下限まで動いたときに不等式 (5.3.15) を満たす L_m が、ロバスト安定性を保証する磁気マーカ間隔であることがわかる。表 5.3.1 にロバスト安定性の検証条件を示す。ただし、各条件に対するスタビリティファクタを見るといずれもわずかにアンダーステアとなっているため、車両自体の安定性上は問題ないことがわかる。 $\Phi(V_k)$ の上下限、およびノミナルの 3 条件に対して、不等式 (5.3.15) を用いてロバスト安定性が成立する磁気マーカ間隔 L_m の上限値を求める。ただし、フィードバックゲイン K_y は 4.2.1 項で求めたように、閉ループ系の減衰比がなるべく大きくなるように設定する。

表 5.3.1 ロバスト安定性の検証条件

Condition	m , l_f , and l_r	C_f and C_r	K_{sf}
Maximum $\Phi(V_k)$	Table 5.2.1 (iii)	Maximum	0.00085
Nominal $\Phi(V_k)$	Table 5.2.1 (i)	Nominal	0.00102
Minimum $\Phi(V_k)$	Table 5.2.1 (iv)	Minimum	0.00127

式 (5.3.15) を用いて、ロバスト安定性が成立する磁気マーカ間隔 L_m を速度 V_k に対して算出したものを図 5.3.3～図 5.3.5 に示す。

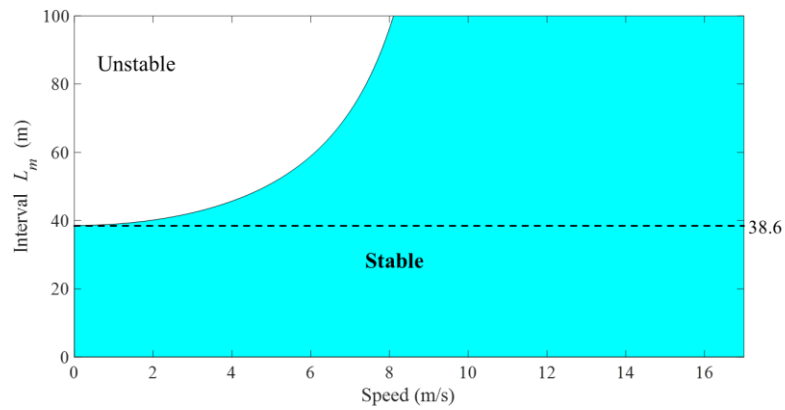


図 5.3.3 ロバスト安定性を満たす磁気マーカ間隔と速度の関係 ($\Phi(V_k)$ が最大のとき)

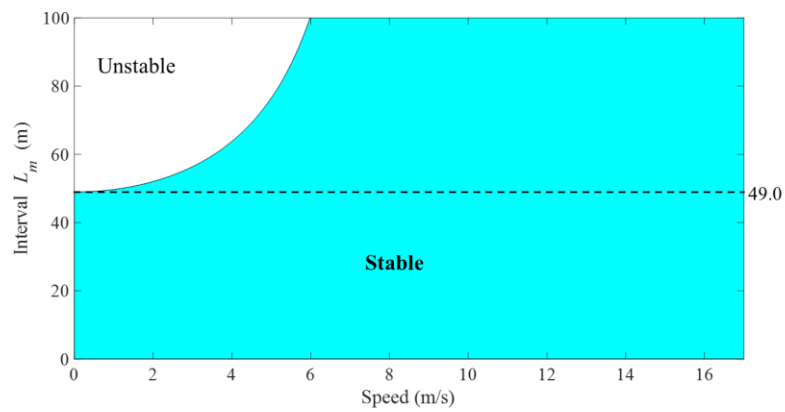


図 5.3.4 ロバスト安定性を満たす磁気マーカ間隔と速度の関係 ($\Phi(V_k)$ がノミナルのとき)

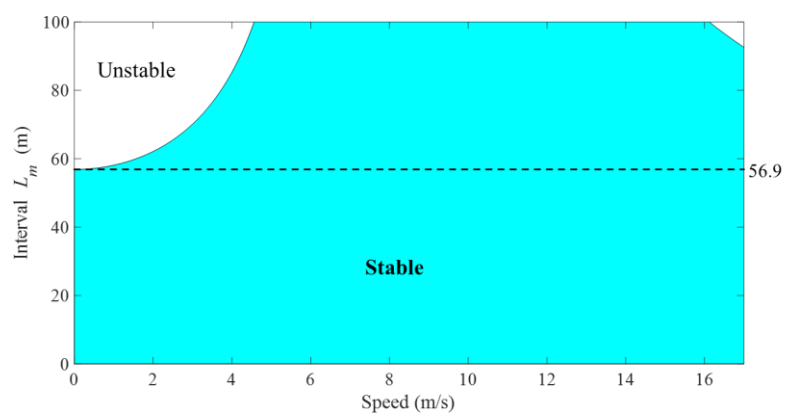


図 5.3.5 ロバスト安定性を満たす磁気マーカ間隔と速度の関係 ($\Phi(V_k)$ が最小のとき)

以上より、 $\Phi(V_k)$ が最大となるとときに、横すべり角の誤差が大きくなるために横変位の推定誤差が大きくなり、許容される磁気マーカ間隔が最も短くなる一方で、磁気マーカ間隔が

38.6 m よりも短ければ、閉ループ系はロバスト安定であることがわかった。

5.3.2. パラメータ推定あり

次に、 $\hat{\mathbf{x}}_{2,k}$ のパラメータ推定を含めた形でロバスト安定性を検証する．図 5.3.6 は、自己位置推定の中にパラメータ推定を含めたときの、横方向制御の閉ループ系を表す．

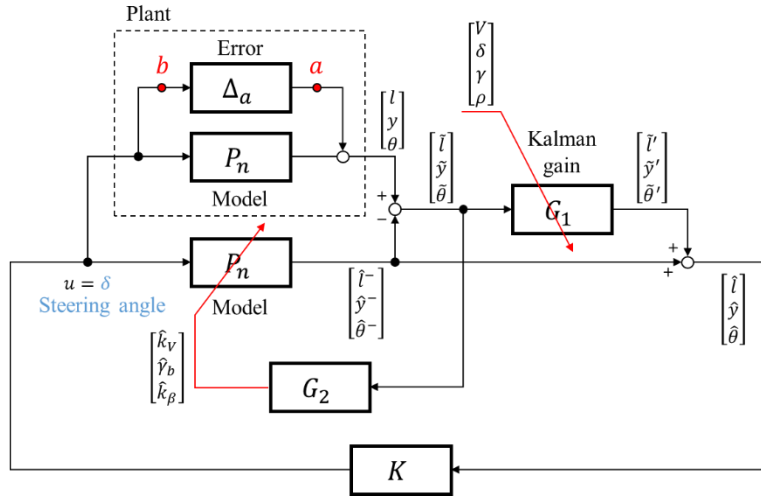


図 5.3.6 パラメータ推定ありでの横方向制御の閉ループ系

時刻 k における横すべり角のスケールファクタの推定値 $\hat{k}_{\beta,k}$ は、式 (5.3.16) および (5.3.17) により表される．

$$\hat{k}_{\beta,k} = \hat{k}_{\beta,k}^- + G_{62,k} \tilde{y}_k \quad (5.3.16)$$

$$\tilde{y}_k = (\bar{k}_{\beta,k} - \hat{k}_{\beta,k}^-) V_k \Phi(V_k) T_m \quad (5.3.17)$$

ここで、 $\bar{k}_{\beta,k}$ は $k_{\beta,k}$ の真値、 $G_{62,k}$ はカルマンゲイン G_k の 6 行 2 列目の成分を表す．

式 (5.3.16) および (5.3.17) は、スケールファクタの真値が推定値よりも大きければ推定値を増加させ、小さければ推定値を減少させることを意味している．つまり、いずれにしても誤差 \tilde{y}_k は低減していく方向であり、式 (5.3.12) より $\tilde{\Phi}(V_k)$ が小さくなっていくことを意味しているため、不等式 (5.3.15) で表される磁気マーカ間隔 L_m の許容値は大きくなり、図 5.3.3 で表されるロバスト安定な領域は広くなる．

以上より、パラメータ推定を含めた自己位置推定を使用しても、パラメータ推定を含めないときと同様に、磁気マーカ間隔が 38.6 m よりも短ければ閉ループ系はロバスト安定であると言える．

5.4. 縦方向制御のロバスト性能

続いて縦方向制御のロバスト性能を検証する．ここで，5.2 節で挙げた車両パラメータのうち，縦方向制御に直接的に影響する因子は車両総質量 m であるため， m が上下限まで動いたときの閉ループ系の特性を確認する．

乗車率が 0% のときと 100% のときの，閉ループ系の根軌跡を比較すると図 5.4.1 のように，ボード線図を比較すると図 5.4.2 のようになる．ただし，ここでのフィードバックゲインは，3.2.1 項において減衰比が最も大きくなる最適点付近の代表点として使用した， $k_p = 0.2$ ， $k_i = 0.05$ とした．これらの結果より，乗車率が 0% のときに比べて乗車率が 100% になると，閉ループ系の減衰比が 0.568 から 0.538 に減少し，ボード線図における最大ゲインも 3.68 から 3.89 に増加するものの，その変化は 5% 程度と小さいことがわかった．ゆえに，車両パラメータが変動しても縦方向制御の制御性能は大きく変化することはないと，ロバスト性能を持つことが確認された．

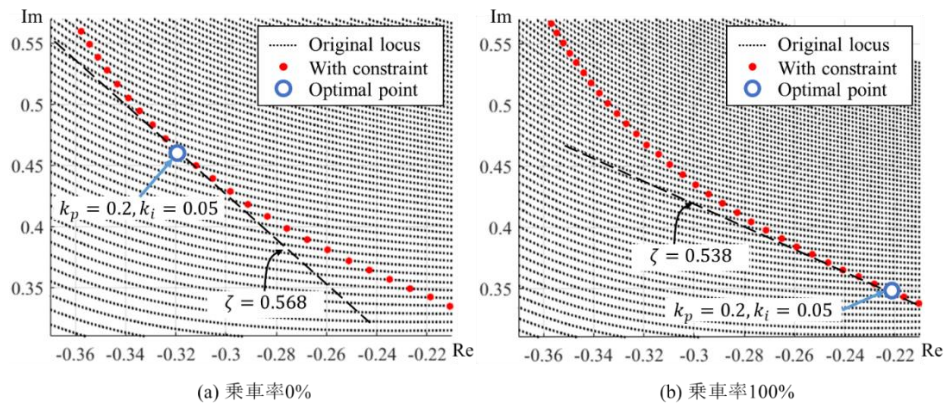


図 5.4.1 縦方向の閉ループ系減衰比比較

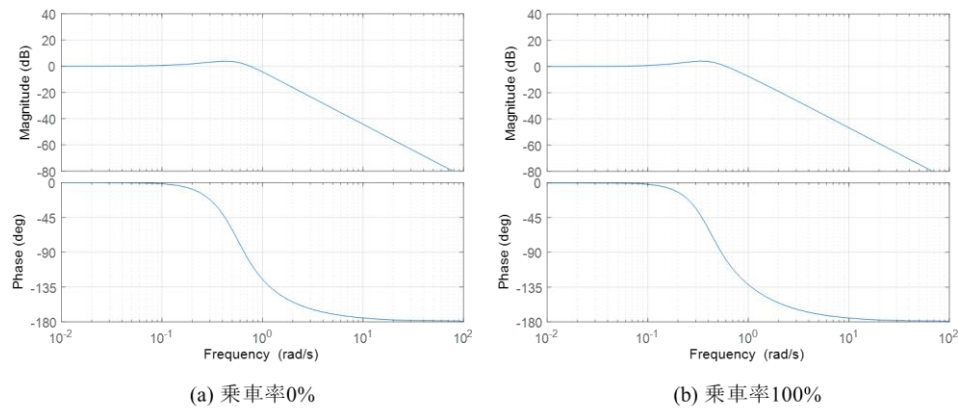


図 5.4.2 縦方向の閉ループ系ボード線図比較

5.5. 横方向制御のロバスト性能

最後に、横方向制御のロバスト性能を検証する。横方向制御は、主に低速域で使用する 2 状態量フィードバック制御と、中速域以上で直進安定性の向上を目的として使用する 6 状態量フィードバック制御に分けてロバスト性能を確認する。

5.5.1. 2 状態量フィードバック制御時の減衰比変化

低速域で使用する 2 状態量フィードバック制御について、表 5.5.1 に示すように、閉ループ系の減衰比が最大、最小になる組み合わせと、ノミナルの 3 種類の条件を比較したところ、車速が 15km/h の条件では、いずれも閉ループ系の減衰比が 0.707 以上という結果が得られた。ただし、各々の条件に対して、計測遅れの異なる GNSS/INS と LiDAR を用いたときの結果を示している。それぞれの根軌跡を図 5.5.1～図 5.5.3 に示す。

表 5.5.1 横方向の閉ループ系減衰比比較条件 (2 状態量フィードバック制御時)

Condition	m , l_f , and l_r	C_f and C_r	K_{sf}	Sensor	15 km/h
Maximum damping	Table 5.2.1 (iv)	Maximum	0.00085	GNSS/INS	$\geq \mathbf{0.707}$
				LiDAR	$\geq \mathbf{0.707}$
Nominal damping	Table 5.2.1 (i)	Nominal	0.00102	GNSS/INS	$\geq \mathbf{0.707}$
				LiDAR	$\geq \mathbf{0.707}$
Minimum damping	Table 5.2.1 (iii)	Minimum	0.00127	GNSS/INS	$\geq \mathbf{0.707}$
				LiDAR	$\geq \mathbf{0.707}$

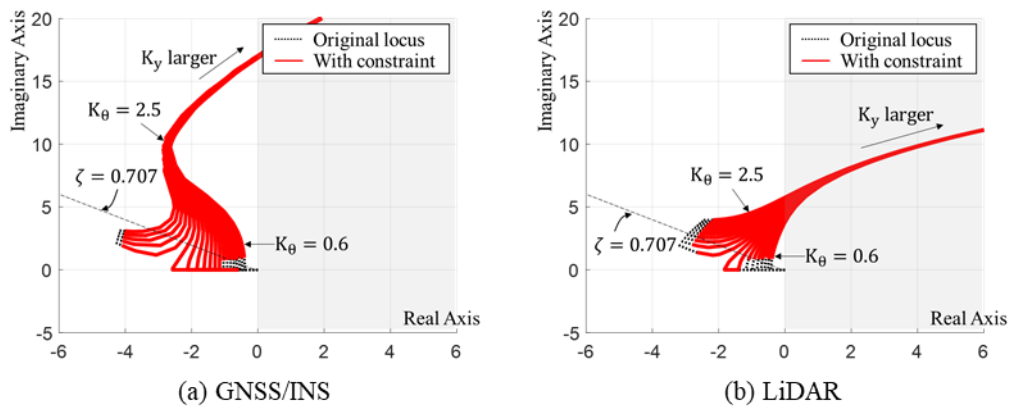


図 5.5.1 ばらつきを考慮した根軌跡の比較 (車両速度：15km/h, 減衰比最大)

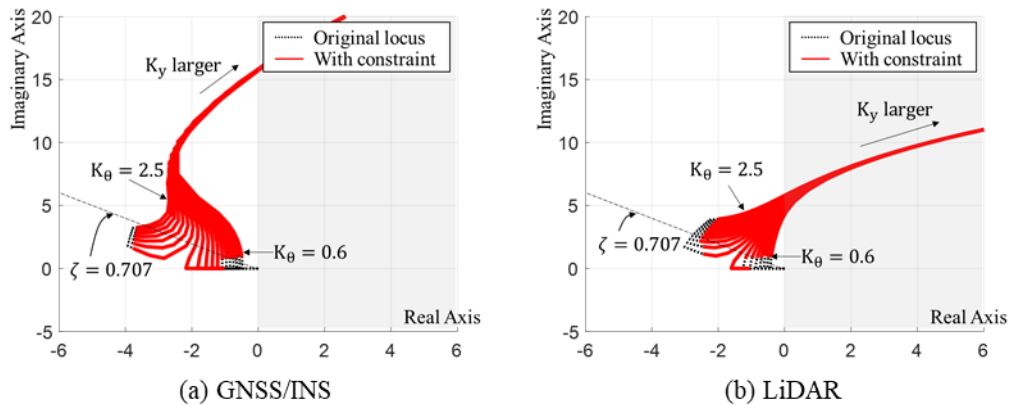


図 5.5.2 ばらつきを考慮した根軌跡の比較（車両速度：15km/h，ノミナル）

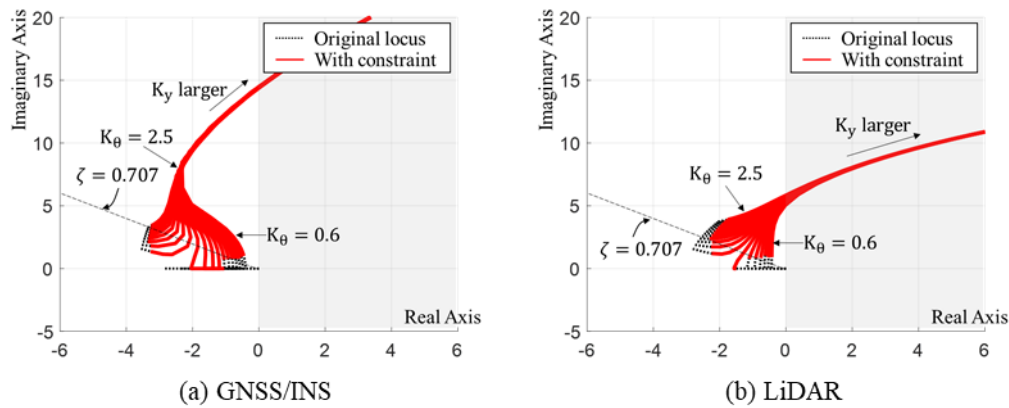


図 5.5.3 ばらつきを考慮した根軌跡の比較（車両速度：15km/h，減衰比最小）

図 5.5.1～図 5.5.3 において，車両が車線を逸脱しないための拘束条件を考慮すると，赤線で示した根軌跡の中から極を選ぶ必要がある．これにより，車両パラメータのばらつきを考慮すると，閉ループ系が持つことのできる最大の減衰比が変化することがわかるが，速度が 15km/h のときは，いずれのケースにおいても減衰比を 0.707 以上にできることがわかる．

よって車両パラメータの不確かさを加味しても，4.3.1 項で検討したように，車両速度を 15km/h に落としてから計測遅れの大きい LiDAR に切り替えることで，十分に安定で振動の少ない状態で正着制御を行うことができることがわかった．

5.5.2. 6 状態量フィードバック制御時の減衰比変化

次に，車両パラメータの不確かさに対する，6 状態量フィードバック制御のロバスト性能を根軌跡により確認する．前項と同様に，車両パラメータが上下限まで変動したときに，閉

ループ系の減衰比が最も大きくなる時と小さくなる時、およびノミナルの 3 条件を比較対象とした．比較条件と中速域（40km/h）における減衰比の比較結果を表 5.5.2 に示す．いずれの条件においても、6 状態量フィードバック制御では十分な減衰比が得られていることがわかる．

表 5.5.2 横方向の閉ループ系減衰比比較条件と結果（6 状態量フィードバック制御時）

Condition	m , l_f , and l_r	C_f and C_r	K_{sf}	Sensor	40 km/h
Maximum damping	Table 5.2.1 (iv)	Maximum	0.00085	GNSS/INS	≥ 0.707
Nominal damping	Table 5.2.1 (i)	Nominal	0.00102	GNSS/INS	≥ 0.707
Minimum damping	Table 5.2.1 (iii)	Minimum	0.00127	GNSS/INS	≥ 0.707

このうち、最も減衰比が小さくなる条件での根軌跡を図 5.5.4 に示す．前項と同様に車両が車線を逸脱しないための拘束条件を考慮すると、赤線で示した根軌跡の中から極を選ぶ必要がある．図 4.2.15 に比べて、減衰比を 0.707 以上にとれる領域は狭くなっているものの依然として存在するため、減衰比が最も小さくなる条件でも、十分な減衰を得られるようにフィードバックゲインを設定できることがわかる．

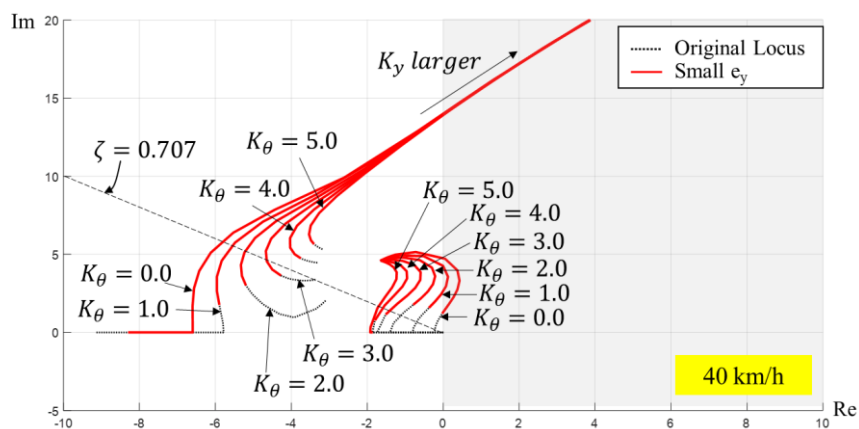


図 5.5.4 6 状態量フィードバック制御時の代表根の根軌跡（車両速度：40km/h）

5.6. まとめ

本章で検討した内容，得られた知見を下記にまとめる．

- 車両パラメータの不確かさを考慮したときのロバスト安定性およびロバスト性能を検証するため，①乗車状態による質量・重心位置の不確かさ，および，②コーナリング係数の不確かさの見積もりを行った
- スモールゲインを用いたロバスト安定性の解析により，車両パラメータが変動しても，磁気マーカ間隔が 38.6m よりも短ければ，提案する制御系はロバスト安定であることがわかった
- 車両総質量が変化したときの，縦方向制御の最大ゲインや極の減衰比の変化は 5%程度と小さく，提案する縦方向制御はロバスト性能を持つことを確認した
- 提案する横方向制御に関しては，車両パラメータが変動しても，低速域での 2 状態量フィードバックおよび中速域での 6 状態量フィードバック共に，十分な振動の減衰が得られるようにフィードバックゲインを設定できることがわかり，ロバスト性能を確認した

第6章

実車実験による検証

6.1. はじめに

2～4 章で提案した自己位置推定手法，縦方向制御および横方向制御に対して，それぞれ実車実験により有用性を実証する．

6.2. 自己位置推定

本節では，2.5 節で提案した自己位置推定手法について，公道実験による実証を行う．公道実験では，図 6.2.1 のように全長 8.99m，全幅 2.3m のバスの下部に取り付けた 2 本の MI センサにより，2m 間隔で公道に埋設した磁気マーカを検出して車両位置とヨー角を定期的に取り得る．また，車両重心位置付近に設置した MEMS センサで計測した加速度・角速度を用いて，自己位置推定のベースとなるデッドレコニングを行う．



図 6.2.1 実験車両に取り付けられた MI センサと公道に埋設された磁気マーカ

6.2.1. 実験条件

実験は図 6.2.2 に示される，曲率 ρ の異なる 3 つのコースで行うこととする．1 つ目は，曲率が 0.001 未満の，直線とみなせるほどに曲率の小さいコース，2 つ目は，曲率が 0.01 程度の緩やかな左カーブ，3 つ目は，曲率が 0.1 程度の右折交差点である．

これらを比較することで，曲率の違いによる自己位置推定精度を検証すると同時に，それぞれのコースにおける適切な磁気マーカ間隔（絶対座標を取得する間隔）を提案する．また，その際の判断基準とする横変位の許容誤差は 0.2m とする．

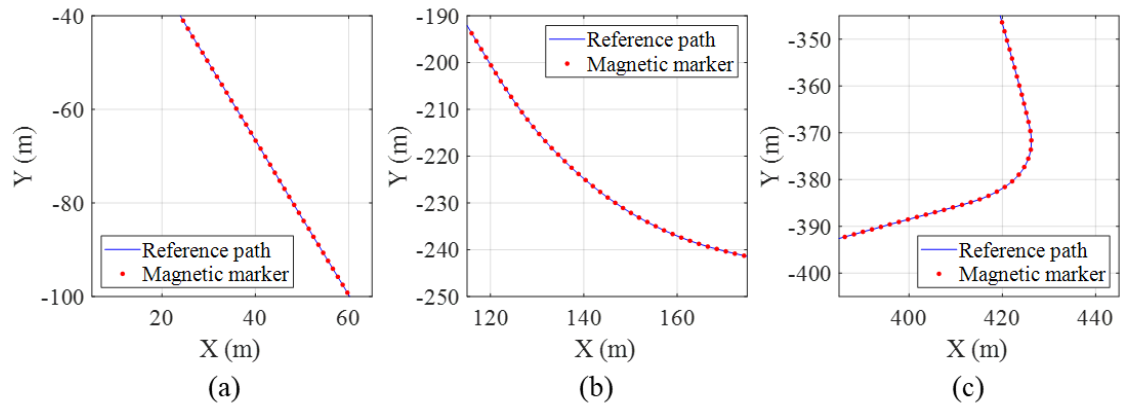


図 6.2.2 曲率の異なる 3 種類の実験コース (a) 曲率小, (b) 曲率中, (c) 曲率大

6.2.2. 実験結果

初めに, 5.3 節でロバスト安定性を検証したときと同様に, パラメータ推定を含めた自己位置推定を行う場合と, 行わない場合の自己位置推定精度を比較する. ただし, いずれの場合も自己位置推定は, デッドレコニングをベースとした拡張カルマンフィルタを用いている. その後, 自己位置推定精度に基づいて適切な磁気マーカ間隔 (絶対座標を取得する間隔) を提案し, マーカ間隔と曲率との関係についても述べる.

6.2.2.1. パラメータ推定あり/なしの比較

パラメータ推定を含めた自己位置推定と含めない自己位置推定の精度を比較する. これは 5.3 節で述べたように, 時刻 k における状態量 \mathbf{x}_k の中に, 式 (5.3.2) で表される $\mathbf{x}_{2,k}$ を含める場合と含めない場合に相当する. 比較に用いる実験コースは, 曲率が中程度である図 6.2.2 のコース (b) とし, 絶対座標を取得する磁気マーカの間隔は 10m とした.

実験結果を図 6.2.3~図 6.2.5 に示す. 図 6.2.3 はパラメータ推定を含めない自己位置推定結果 (前後位置 l , 目標軌跡に対する横変位 y , および目標軌跡に対するヨー角 θ) を示し, 図 6.2.4 はパラメータ推定を含めた自己位置推定結果, そして図 6.2.5 はそのときのパラメータ推定結果 (車両速度のスケールファクタ k_v , ヨーレートのバイアス γ_b , および横すべり角のスケールファクタ k_β) を示している. 図 6.2.3 および図 6.2.4 において, “Reference” は磁気マーカを通過して絶対座標を取得したときの計測結果, “Estimated” は自己位置推定により算出された結果を示している. また, 図 6.2.5 の k_β における “Reference” は, RTK-GNSS を用いて計測した横すべり角から求めた値を示す.

これらの結果より, 車両の前後位置 l には大きな差が見られなかったが, 横変位 y の誤差は, パラメータ推定を含めた場合の方が, 含めない場合よりも小さくなることがわかった. これ

は、磁気マーカを通過する（絶対座標を取得する）度に、各パラメータが真値に近づいて行くためと考えられる。

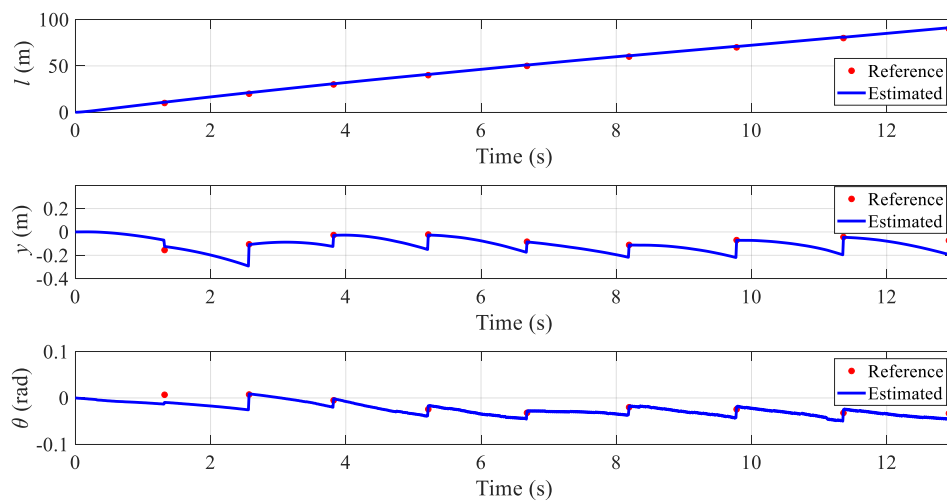


図 6.2.3 パラメータ推定を含めない自己位置推定の \mathbf{x}_1 （コース：(b)，マーカ間隔：10m)

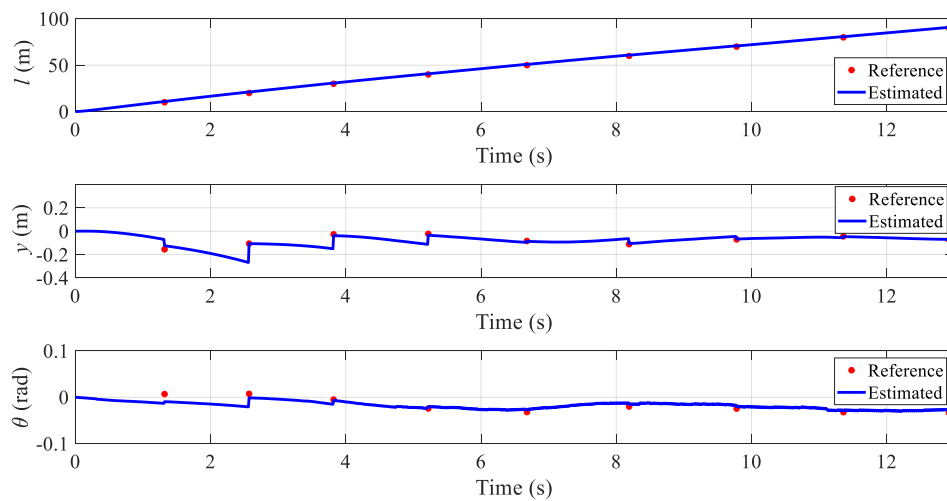


図 6.2.4 パラメータ推定を含めた自己位置推定の \mathbf{x}_1 （コース：(b)，マーカ間隔：10m)

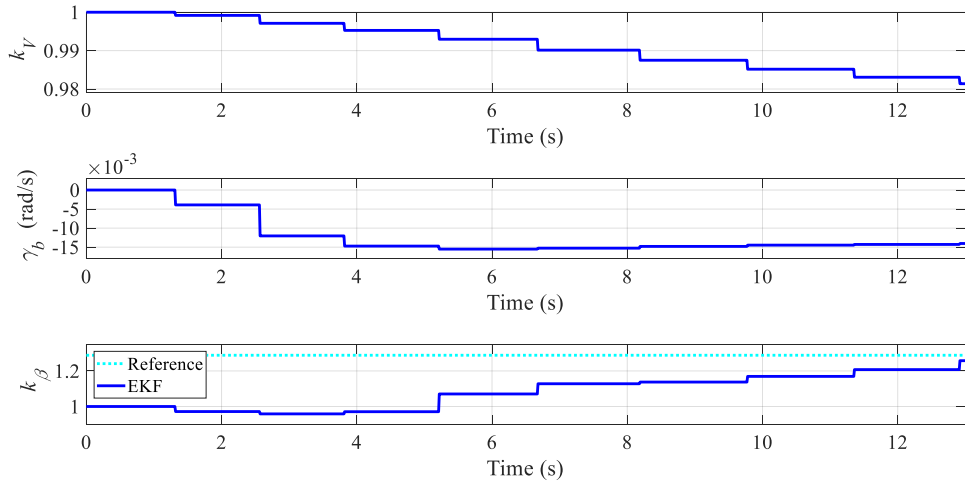


図 6.2.5 パラメータ推定を含めた自己位置推定の \mathbf{x}_2 (コース : (b), マーカ間隔 : 10m)

図 6.2.3 および図 6.2.4 の横変位 y の誤差を比較したものを図 6.2.6 に示す. 図中の“Without PE”はパラメータ推定をふくめない場合, “With PE”はパラメータ推定を含めた場合を表している. これにより, パラメータ推定を含めた場合は, 横変位の推定誤差が 0 に向かって収束して行くのに対し, パラメータ推定を含めない場合は, 5 個以上の磁気マーカを通過しても, 誤差は 0 に向かって収束していないことがわかる.

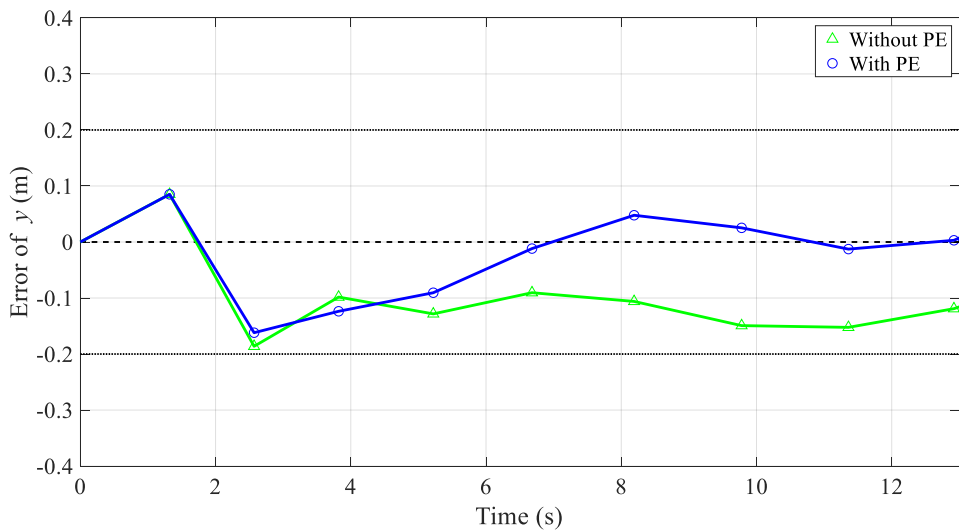


図 6.2.6 パラメータ推定あり/なしでの横変位 y の推定誤差の比較
(コース : (b), マーカ間隔 : 10m)

また, パラメータ推定が安定的に収束できているかを確認するため, 図 6.2.7 に示すよう

にコース (a) および (b) を連続的に走行してパラメータ推定を行った結果を図 6.2.8 に示す。コース (a) では横すべり角が小さいために、横すべり角のスケールファクタ k_β は大きく動かず、車両速度のスケールファクタ k_v およびヨーレートのバイアス γ_b が調整されていることがわかる。一方、コース (b) では横すべり角が比較的大きいために横すべり角のスケールファクタ k_β が大きく動き、真値（図 6.2.8 の“Reference”）に近づいている様子がわかる。これらの結果により、パラメータ推定が安定的に収束していることを確認した。

一般的に、拡張カルマンフィルタは、①外乱ノイズが大きいとき、②初期誤差が大きいとき、および③観測方程式の非線形性が強いときに安定性が低下するが[116][117]、本実験では外乱ノイズや初期誤差は十分に小さく、観測方程式には非線形性が無いために安定的に収束したと考えられる。

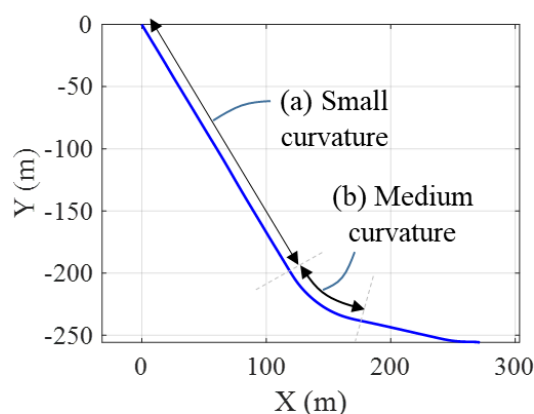


図 6.2.7 実験コース (a) および (b) を連続で走行したときの軌跡

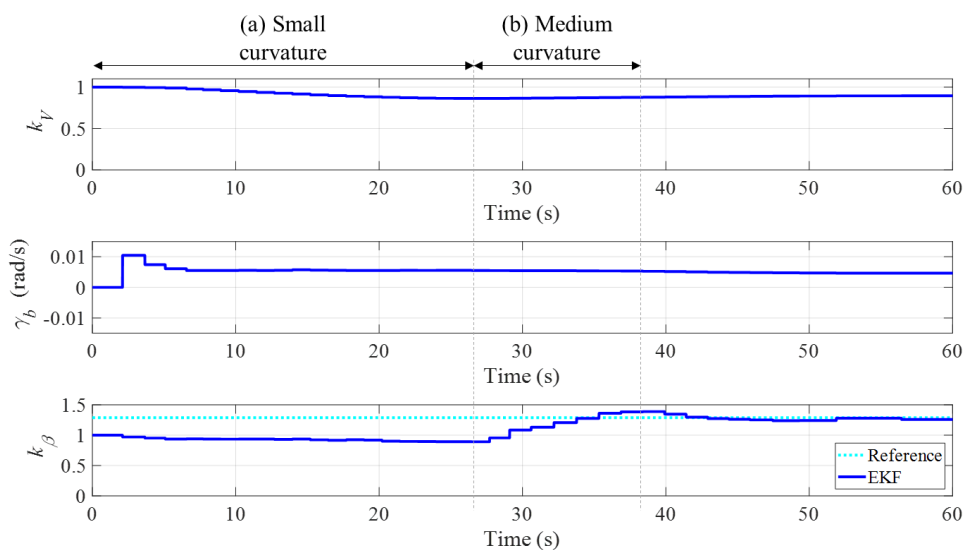


図 6.2.8 実験コース (a) および (b) を連続で走行したときのパラメータ推定結果

以上より，自己位置推定に \mathbf{x}_2 のパラメータ推定を含めることの有用性が示された．以降の実験結果は，全てパラメータ推定を含めたものを示している．

6.2.2.2. 様々な条件での自己位置推定精度

次に，同じ実験コース (b) において，絶対座標を取得する磁気マーカの間隔を 2m, 10m, 20m, 30m, 40m と変化させたときの，横変位の推定誤差を図 6.2.9 に示す．これにより，横変位の推定誤差の最大値は，磁気マーカ間隔が広がるにつれて大きくなっていることがわかる．最大許容誤差を 0.2m とすると，磁気マーカ間隔が 30m 以上になると，横変位の推定誤差が許容値を超えて車両が車線を逸脱する危険性が生じるため，コース (b) においては，磁気マーカ間隔を 30m 未満にする必要がある．

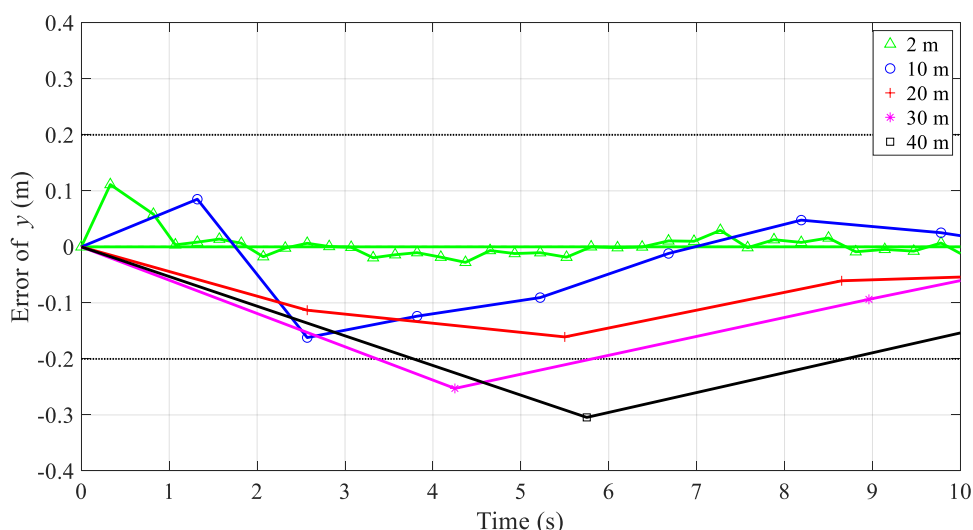


図 6.2.9 異なる磁気マーカ間隔における横変位 y の推定誤差の比較（コース：(b)）

続いて，曲率の違いによる自己位置推定精度の違いを図 6.2.10 に示す．図中の “Small”， “Medium”， “Large” は曲率を表し，それぞれ図 6.2.2 のコース (a)，(b)，(c) を意味する．また，磁気マーカ間隔はいずれも 20m としている．

これにより，曲率が大きくなるほど，横変位の推定誤差が大きくなることが示された．これは，横変位の推定誤差は横すべり角の誤差に大きく影響され，横すべり角の誤差は曲率が大きくなるほど大きくなるためと考えられる．曲率が最も大きい (c) においては，横変位の推定誤差が，許容値である 0.2m を超えることがわかった．

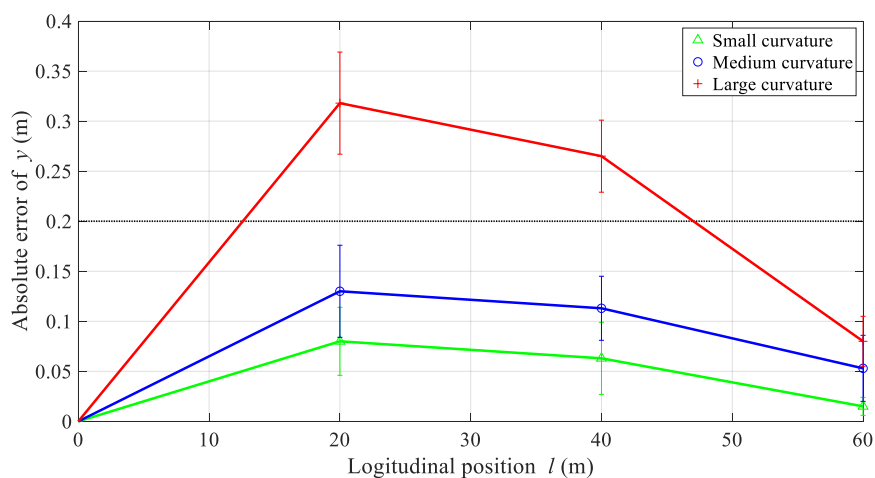


図 6.2.10 異なる曲率における横変位 y の推定誤差の比較（マーカ間隔：20m）

6.2.2.3. 適切な磁気マーカ間隔と曲率との関係

曲率の異なる実験コース毎に，絶対座標を取得する磁気マーカの間隔を変えて実験したときの，横変位の推定誤差の結果を表 6.2.1 に示す．ただし，各条件の値はコース内の平均値，括弧内の値は最大値をそれぞれ示している．また，許容誤差である 0.2m を超えた場合は赤の太字で示している．

これにより，横変位の推定誤差は，曲率が大きくなるほど，また磁気マーカ間隔が広くなるほど大きくなることがわかる．実験に用いた車両と提案する自己位置推定手法に対して許容される最大の磁気マーカ間隔は，コース (a) においては 30m 以上 40m 未満，コース (b) においては 20m 以上 30m 未満，コース (c) においては 10m 以上 20m 未満であることがわかった．

表 6.2.1 異なる曲率と磁気マーカ間隔における横変位 y の推定誤差の比較

Intervals	(a) Small curvature	(b) Medium curvature	(c) Large curvature
2 m	0.02 m (0.13 m)	0.02 m (0.15 m)	0.03 m (0.16 m)
10 m	0.05 m (0.13 m)	0.08 m (0.16 m)	0.06 m (0.18 m)
20 m	0.06 m (0.17 m)	0.11 m (0.16 m)	0.19 m (0.36 m)
30 m	0.11 m (0.18 m)	0.17 m (0.25 m)	0.29 m (0.43 m)
40 m	0.18 m (0.28 m)	0.21 m (0.31 m)	0.40 m (0.67 m)

6.3. 縦方向制御

3章で設計した縦方向制御を，公道実験にて実証するために使用した車両およびセンサを図 6.3.1 に示す．車両の位置や速度を検出するための RTK-GNSS のアンテナを車両上部に，先行車の検出，および，相対速度や車間距離を計測するためのミリ波レーダ，LiDAR，カメラを車両前面に装着した．また，加速度を検出するための MEMS センサを，車両重心付近に設置している．



図 6.3.1 縦方向制御に用いる車両およびセンサ

制御ソフト構成は下記に示すように，センサ処理部，目標値算出部，縦方向制御部に分かれ，全体としての入力は，センサおよび地図情報，出力はアクセル電圧とブレーキエア圧となる．

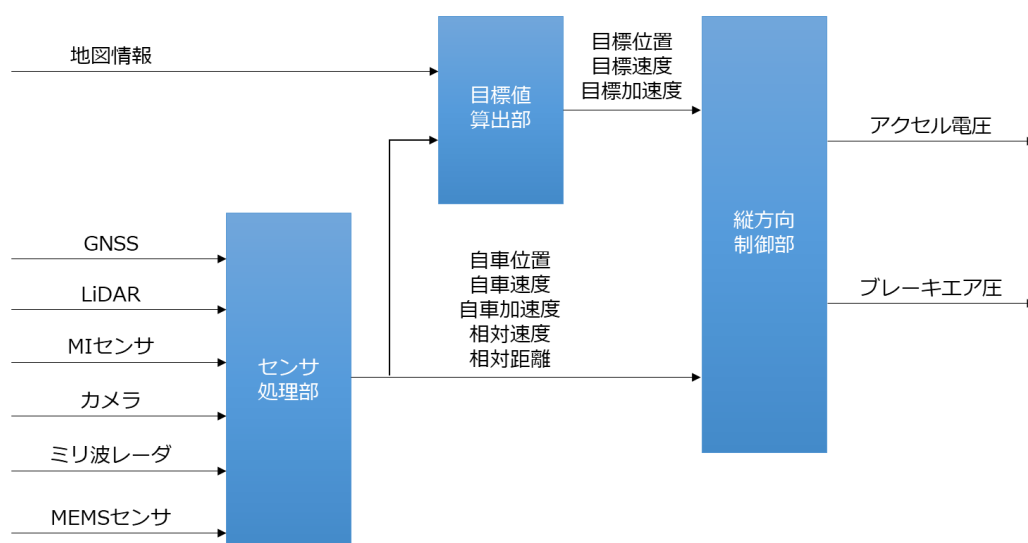


図 6.3.2 縦方向制御ソフト構成

6.3.1. 実験条件

公道実験は日本の各地で行い、それらは、表 6.3.1 のように交通量の多い”都市部”の幹線道路と、比較的交通量の少ない過疎地や中山間地域（以後”中山間部”とする）の道路に分けることができる。都市部に比べて中山間部の方が勾配が大きく、道も狭いため、最高速度もやや低い 35km/h とした。

表 6.3.1 公道実験詳細（縦方向制御）

	Urban area	Rural area
Prefectures	Okinawa Fukuoka Kanagawa Ibaraki	Hokkaido Nagano Shiga
Traffic density	Relatively high	Relatively low
Maximum grade	5 %	8 %
Maximum speed	40 km/h	35 km/h
Total travel distance	930 km	1140 km
Total passengers	1600	1150

6.3.2. 実験結果

6.3.2.1. 地点追従制御評価

初めに地点追従制御について、駆動時の車両への入力（アクセル電圧）と出力（車両速度）の結果を図 6.3.3 に、制動時の車両への入力（ブレーキエア圧）と出力（車両速度）の結果を図 6.3.4 に示す。ただし、勾配がなく、先行車もいない、かつ信号交差点のない地点での実験結果を示しており、目標加速度については、駆動時は $0.35 \text{ m/s}^2 (\cong 0.035G)$ 、制動時は $0.5 \text{ m/s}^2 (\cong 0.05G)$ としている。

目標速度に対して車両速度は 2s 以内の遅れで追従しており、オーバーシュートも 5% 未満であった。これにより、提案したフィードフォワードとフィードバックからなる 2 自由度の縦方向制御により、あらかじめ定められた目標速度に従った加減速は、安定的に、かつ追従性良く行えることがわかる。

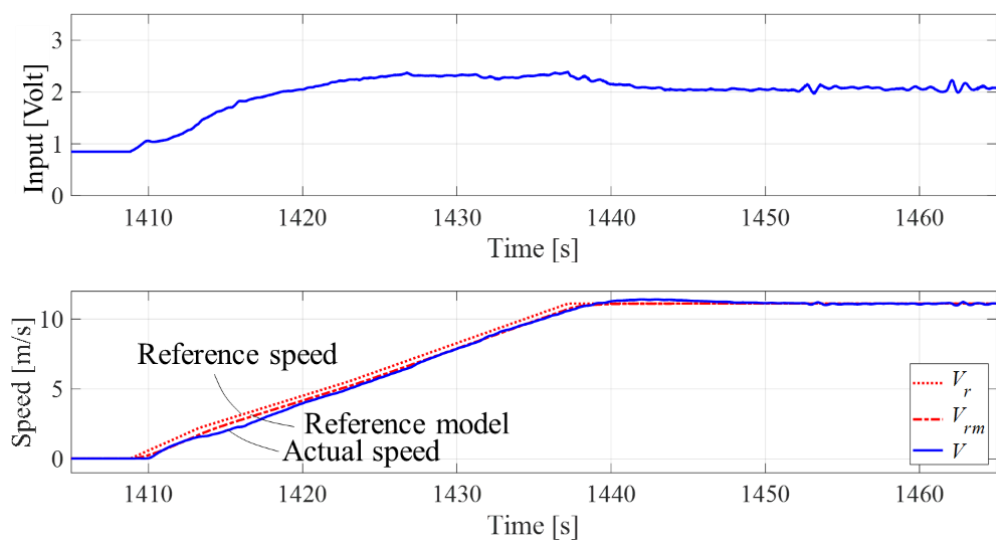


図 6.3.3 地点追従制御実験結果（駆動時）

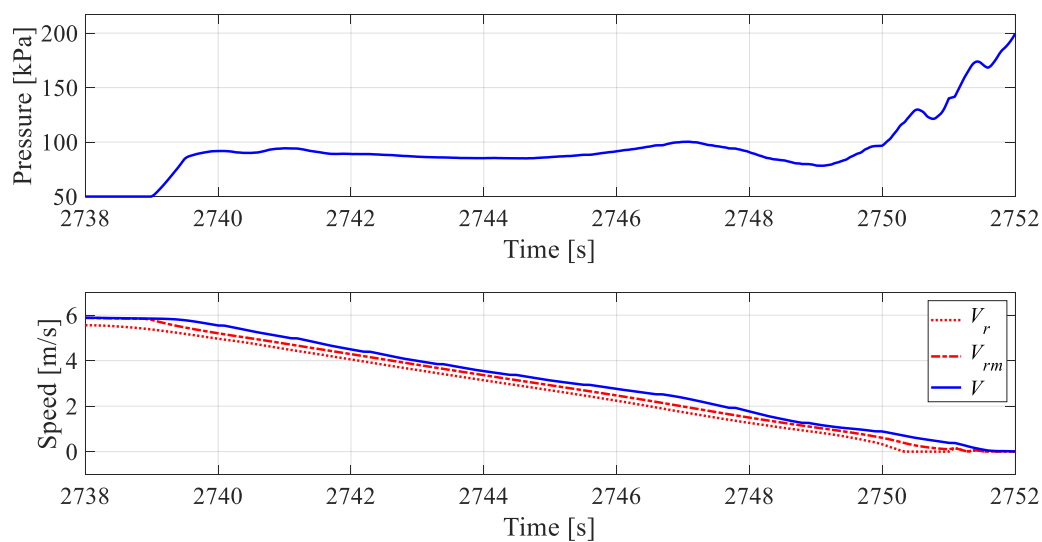


図 6.3.4 地点追従制御実験結果（制動時）

6.3.2.2. 勾配への対応評価

次に、勾配への対応について評価した。図 6.3.5 の上図のように勾配が変化する場所における、縦方向制御結果を図 6.3.5 に示す。図より、勾配の増加につれてアクセル電圧が増加し、目標速度から車両速度が大きく遅れることなく追従できている様子がわかる。

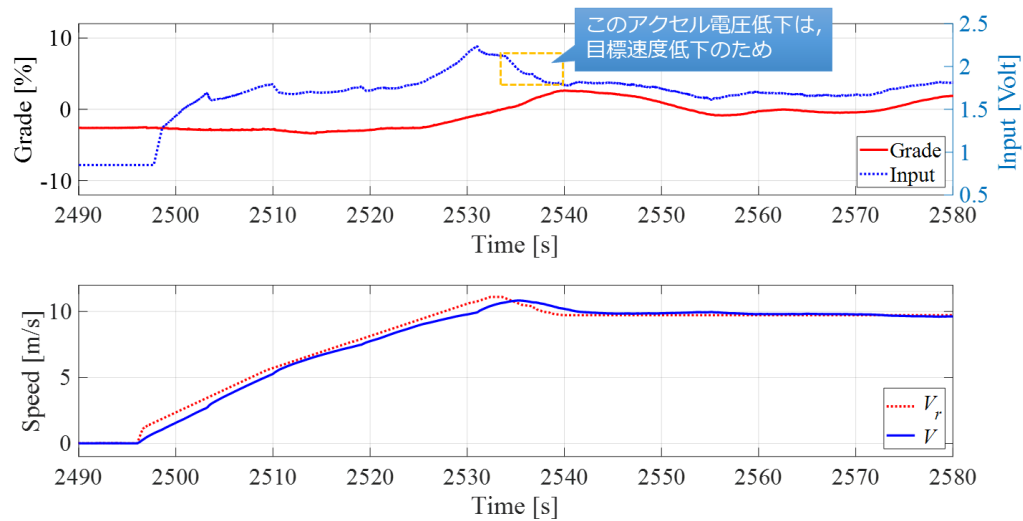


図 6.3.5 勾配対応の実験結果

6.3.2.3. ACC 制御評価

ACC 制御の実験結果を図 6.3.6 に示す．自動運転バスは，先行車との車間距離が 30m 程度の地点から，信号待ちで停止している先行車の後ろに停車するように減速を始め，車間距離が 6m 付近になったところで停止している．信号が青になって先行車が発進した後に，追従するように自動運転バスも発進した．減速時のバスの加速度の大きさは $0.5 \text{ m/s}^2 (\cong 0.05G)$ 程度であり，かつほぼ一定であったため，実車においても，シミュレーション時と同様の効果があることが実証された．

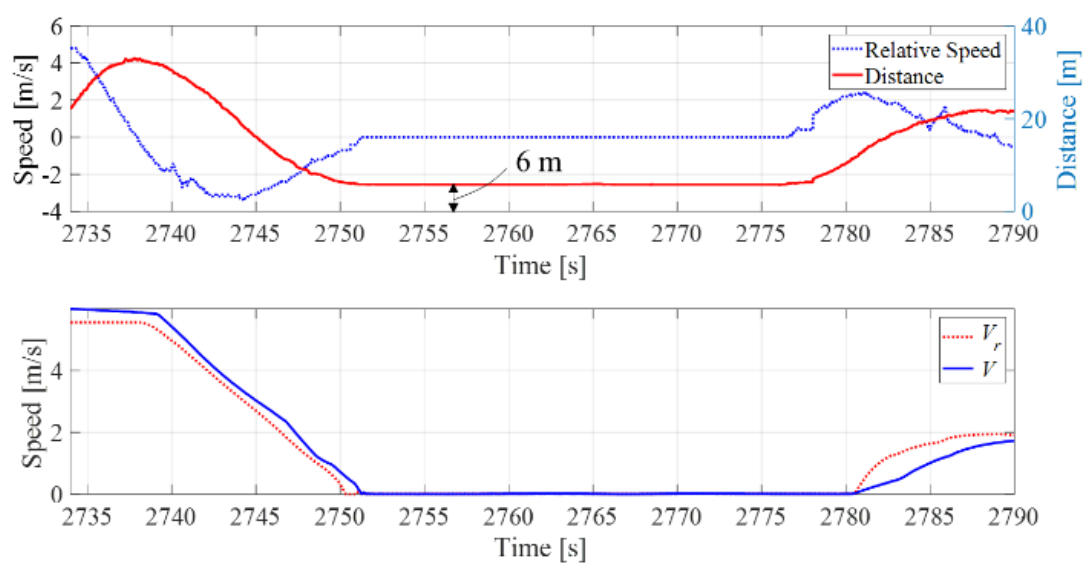


図 6.3.6 ACC 制御実験結果

6.3.2.4. 縦方向制御の実用性

縦方向制御の公道実験評価のまとめを表 6.3.2 に示す。オーバーシュート率は、都市部では最大で 5.6% となり設計に近い値となったが、中山間部においては 7.6% とやや大きい値となった。目標速度からの遅れも同様の傾向があり、これらは頻繁に大きく変化する勾配への対応が十分ではないことが理由として挙げられる。車両の現在値の勾配をフィードフォワードとして与えても、システムの伝達遅れにより対応が遅れてしまうため、現在値よりも先の勾配をフィードフォワードとして与える等の対策が必要と考えられる。

加速度の大きさとしては、先行車の認識の遅れにより $1.5 \text{ m/s}^2 (\cong 0.15\text{G})$ まで大きくなるケースも見られたが、目標の $0.2\text{G} (\cong 2.0 \text{ m/s}^2)$ 以内は常に満たされており、また、先行車の認識が遅れない範囲では $1.0 \text{ m/s}^2 (\cong 0.1\text{G})$ 以内となっており、車内事故の恐れは十分に低いと言える加速度であった。

以上より、提案した縦方向制御は、都市部での 930km の公道走行、および中山間部での 1140km の公道走行を通して、自動運転バスに求められる要件を満たすことのできる、実用性の高い制御であることが実証された。

表 6.3.2 公道実験結果（まとめ）

	Urban area	Rural area
Maximum overshooting rate	5.6%	7.6%
Maximum delay from reference	2.3 s	3.4 s
Maximum steady state error	2.2%	2.4%
Maximum acceleration	1.4 m/s^2 ($\cong 0.14\text{G}$)	1.5 m/s^2 ($\cong 0.15\text{G}$)
Maximum jerk	0.44 m/s^3	0.48 m/s^3

6.4. 横方向制御

4章で設計した横方向制御を，公道実験にて検証するために使用した車両およびセンサを図 6.4.1 に示す．車線維持制御の実験において，自己位置推定は RTK-GNSS/INS（以下 GNSS/INS と記載）および磁気ポジショニングシステムを用いて行うこととする．

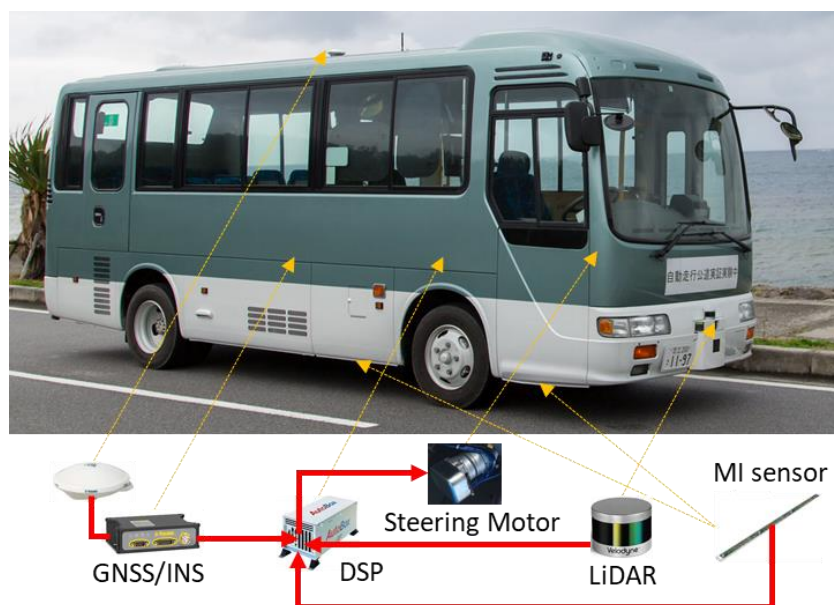


図 6.4.1 操舵制御システム構成

また，制御ソフト構成を下記に示す．

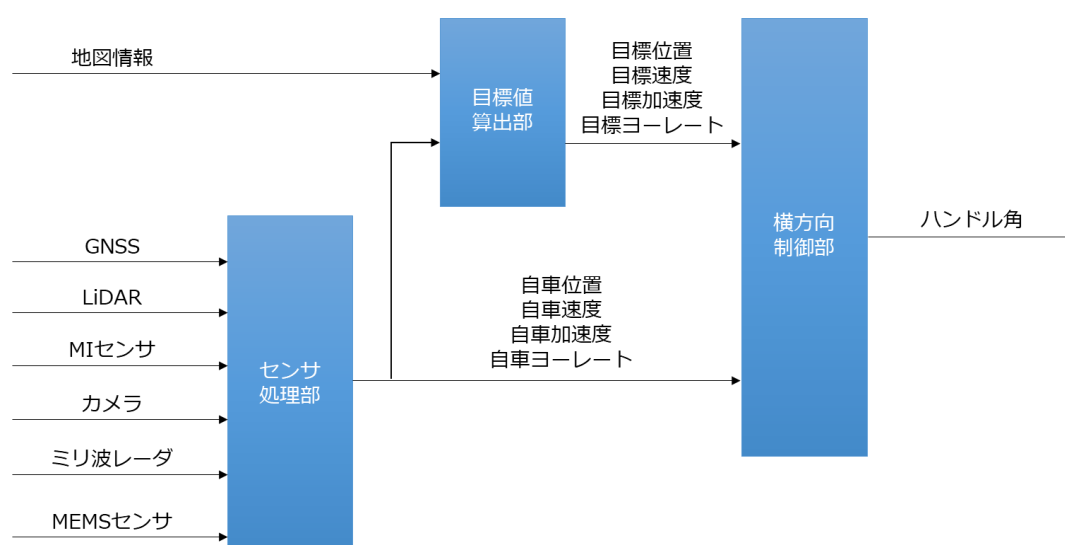


図 6.4.2 横方向制御ソフト構成

6.4.1. 実験条件

提案した横方向制御の実用性を検証するため、公道実験に用いたコースを図 6.4.3 に、実験の詳細を表 6.4.1 に示す。実験コースの最小半径は左折時の 7.1m であり、コース途中にある直線部において、最高速度の 40km/h で走行する。

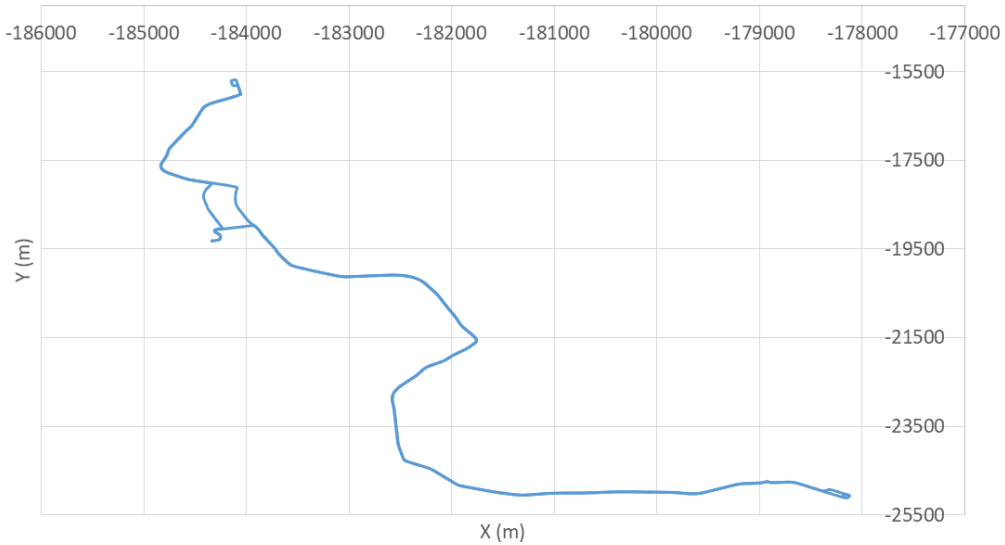


図 6.4.3 公道実験コース（目標軌跡）

表 6.4.1 公道実験詳細（横方向制御）

Quantity	Value
Minimum turning radius	7.1m
Traffic density	Relatively high
Maximum bank angle	4.9 deg
Maximum wind speed	19.2 m/s
Maximum speed	40 km/h
Total travel distance	1730 km
Total passengers	530

また、正着制御の評価を、表 6.4.2、および図 6.4.4 に示す実験条件で実施した。GNSS/INS と LiDAR のそれぞれを自己位置推定に使用する正着制御を 30 回以上ずつ実施し、正着精度を評価すると共に、有意差を検証する。ただし、安全のために、縁石から車両までの目標距離は 15cm とした。

表 6.4.2 実験条件（正着評価）

Quantity	Value
Grade	0 %
Initial vehicle speed	4.2 m/s (15 km/h)
Platform	Linear type
Trajectory length (L)	30 m
Trajectory width (D)	1.03 m
Sensor	GNSS/INS and LiDAR
(Compared with magnet marker system)	

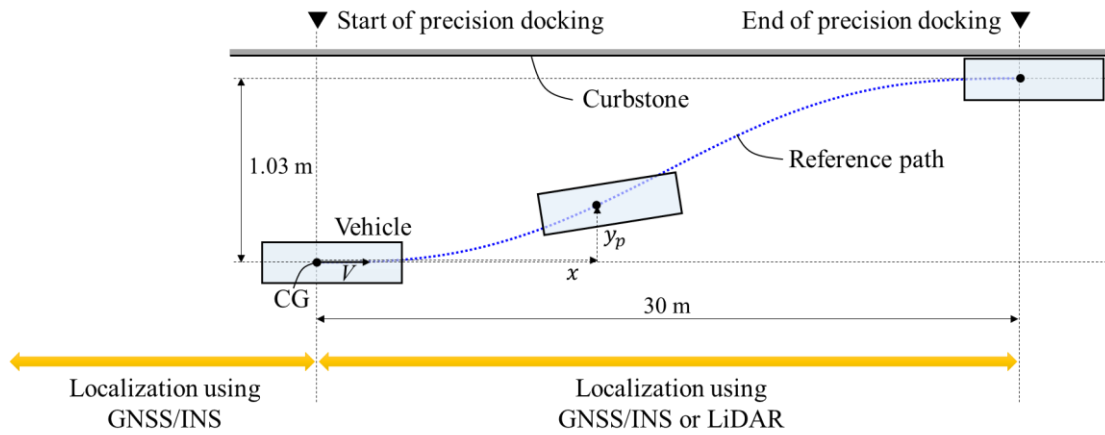


図 6.4.4 正着軌跡と用いるセンサ

6.4.2. 実験結果

6.4.2.1. 2 状態量フィードバック制御＋フィードフォワード制御

2 状態量フィードバック制御の車線維持精度について、車両速度が 10km/h のときの実験結果を図 6.4.5 および図 6.4.6 に、30km/h のときの実験結果を図 6.4.7 および図 6.4.8 に示す。どちらの車速でも目標軌跡に対する横変位は 0.2m 程度に収まっているため、車線を逸脱する恐れは少ないが、速度が高い方がやや横変位のばらつきが大きくなっていることがわかる。これは極の減衰比が落ちることで操舵がやや振動的になっているためであり、その対策として用いる 6 状態量フィードバック制御の結果については 6.4.2.2 目で述べる。

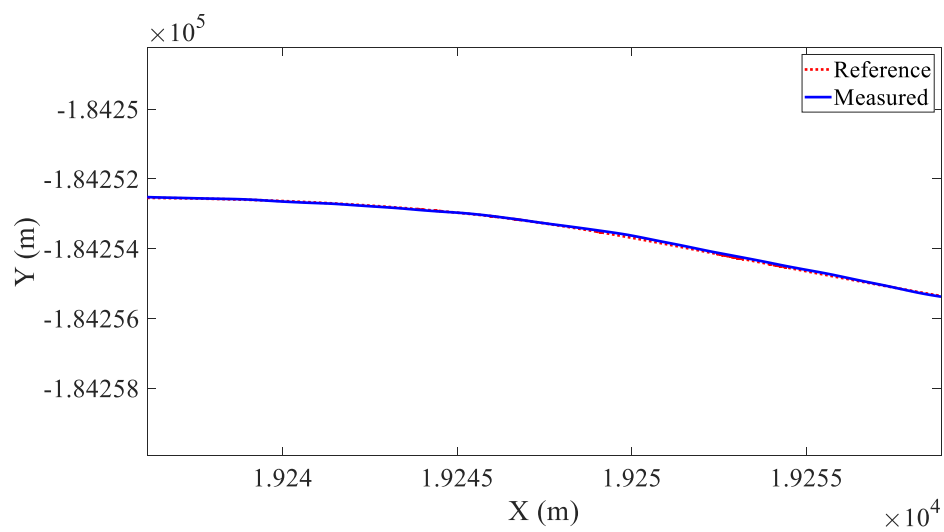


図 6.4.5 低速域（車速：10km/h）での走行軌跡

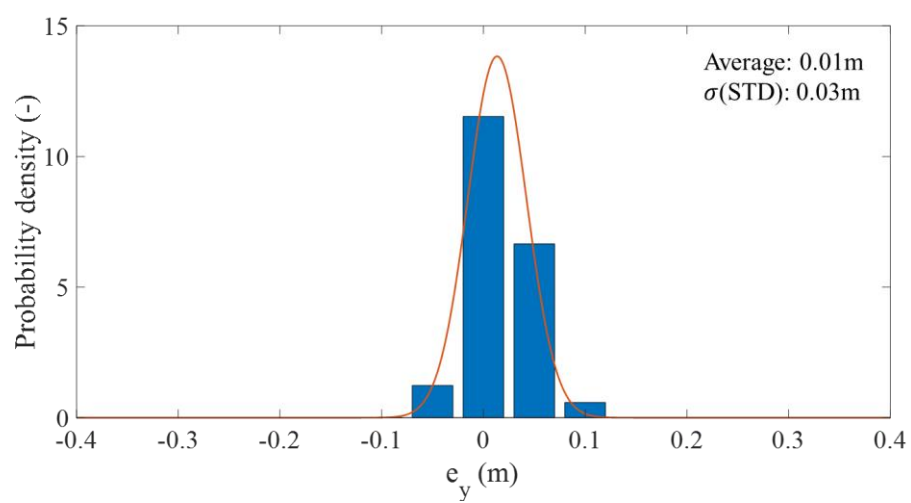


図 6.4.6 低速域（車速：10km/h）での横変位のばらつき

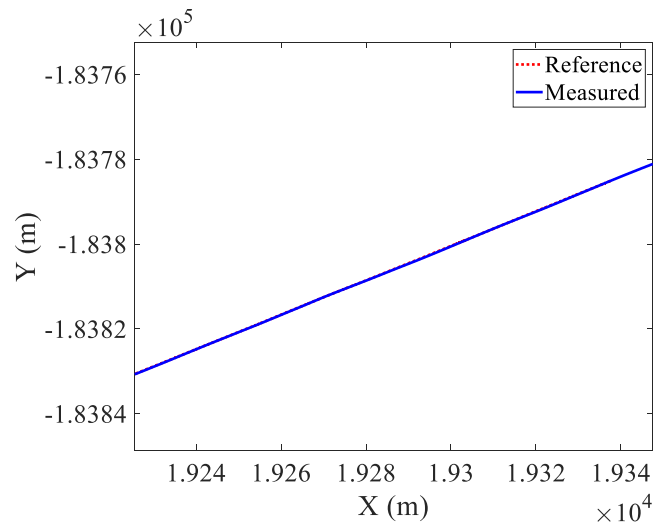


図 6.4.7 中速域（車速：30km/h）での走行軌跡

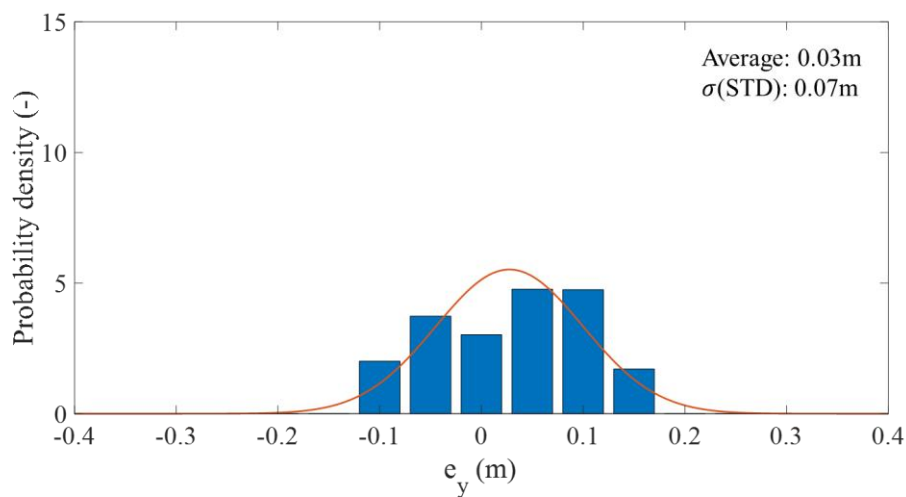


図 6.4.8 中速域（車速：30km/h）での横変位のばらつき

次に、目標軌跡の曲率が大きい交差点（曲率：0.09）における大舵角操舵の実験結果を図 6.4.9 および図 6.4.10 に示す。横変位は中心が 0.03m 程度ずれているものの、全体としては $\pm 0.2\text{m}$ の範囲に収まっており、フィードフォワード制御により、目標軌跡に対して遅れることなく追従できていることがわかる。ただし、曲率が小さいコースに対してばらつきはやや大きくなっており、コーナリングフォースの非線形性やモデル誤差が影響していると考えられる。

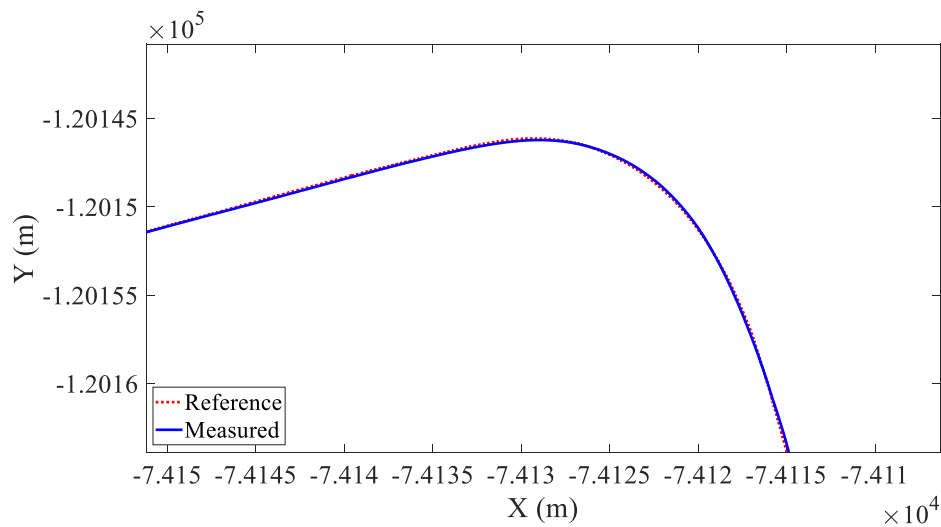


図 6.4.9 右折時（曲率：0.09，車速：10km/h）の走行軌跡

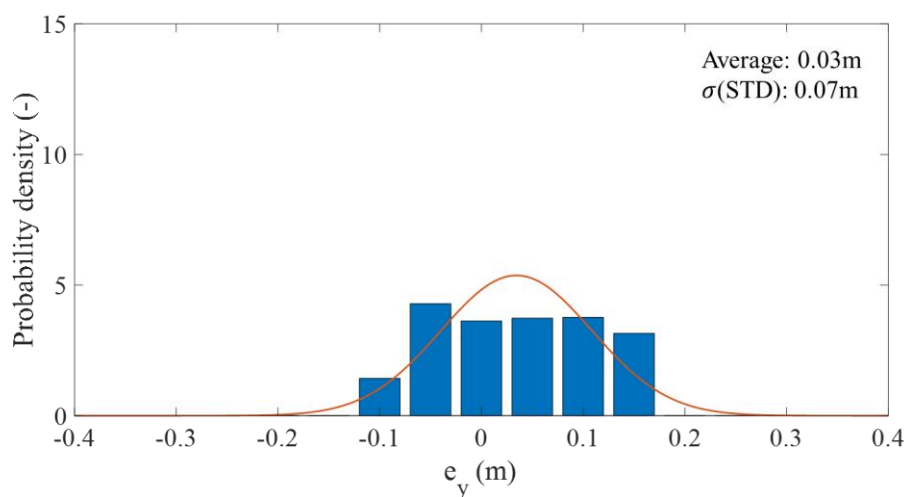


図 6.4.10 右折時（曲率：0.09，車速：10km/h）の横変位のばらつき

6.4.2.2. 6 状態量フィードバック制御

続いて、6 状態量フィードバック制御の実車実験結果を示す。4.2.3 項での 6 状態量フィードバック制御のシミュレーションでは、6 つの状態量は全て計測できるものとしてフィードバックを行ったが、実際には、いくつかの状態量は実車での計測が容易ではない。ここでは、 \dot{y} 、 δ 、 $\dot{\delta}$ の 3 つの状態量は計測困難なものとして、同一次元オブザーバを用いて推定する。ただし、オブザーバの極配置は、制御よりも収束が早くなるように $[-3 \pm 2i, -10, -30, -50, -100]$ とする。

表 6.4.3 に示すように、バンク角 1.5° の外乱がある直線にて実験を行った。また、フィードバックゲインは前節と同じものを使用し、横風は 10m/s 以下であった。2 状態量フィード

バック制御のゲインは、シミュレーション時と同様に、 $K_y = 0.25$, $K_\theta = 1.5$ とした。

表 6.4.3 詳細な実験条件 (6 状態量フィードバック)

Quantity	Value
Grade	0 %
Vehicle speed	11.1 m/s (40 km/h)
Course	Linear
Bank angle	1.5 deg
Lateral wind	Under 10 m/s

従来制御である 2 状態量フィードバック制御の実験結果を図 6.4.11 に、6 状態量フィードバック制御の実験結果を図 6.4.12 に示す。 $V = 11.1 \text{ [m/s]} = 40 \text{ [km/h]}$ において、従来制御では横方向運動に緩やかな振動が見られ、横変位の振幅は 9.8cm、ヨーレートの振幅は 0.10rad/s となった。一方で、6 状態量の状態フィードバック制御では横方向運動の振動は小さく、横変位の振幅は 4.7cm、ヨーレートの振幅は 0.04rad/s であった。また、横変位の定常偏差は式 (4.2.28) より算出すると 0.027 m となるが、実車評価でも 0.02 m 程度となったため、設計通りの結果となった。

以上より、6 状態量フィードバック制御の効果が実車により確認された。また、シミュレーションと実験の結果により、車両運動および操舵系のモデル化の妥当性も示された。

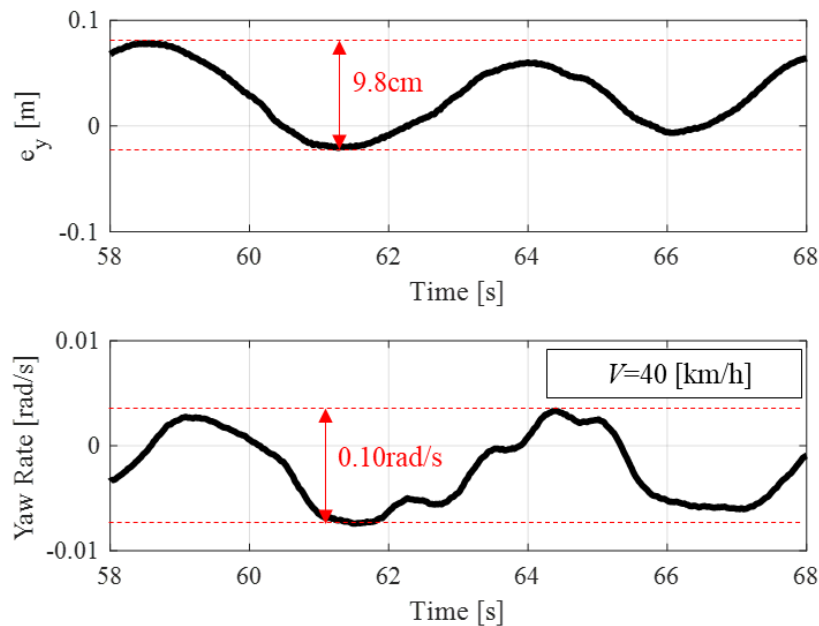


図 6.4.11 2 状態量フィードバック制御の実験結果 (車両速度 : 40km/h)

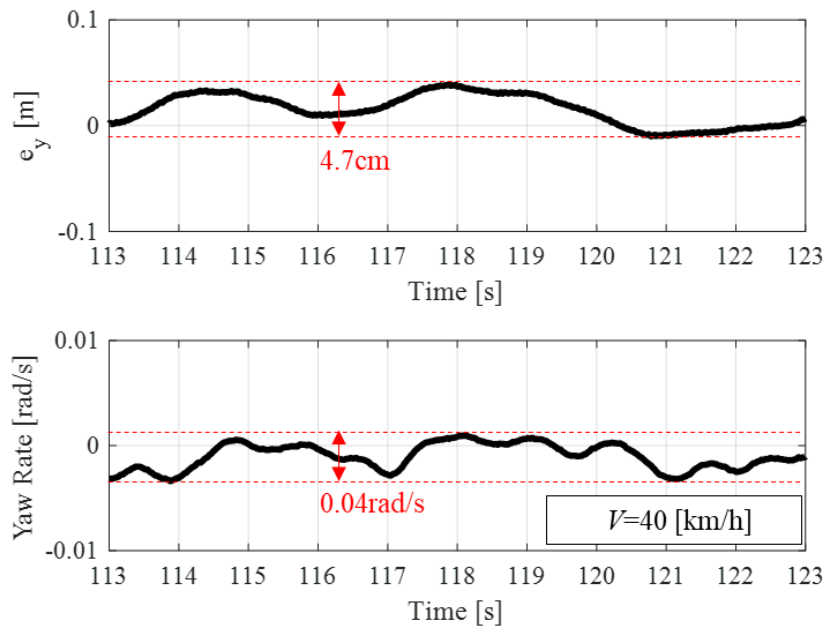


図 6.4.12 6 状態量フィードバック制御の実験結果（車両速度：40km/h）

6.4.2.3. センサダイナミクスを含めた車両挙動の評価

次に、正着制御時の自己位置推定に用いる GNSS/INS と LiDAR について、センサの計測遅れの影響を実車で確認する。GNSS/INS と LiDAR の計測遅れはそれぞれ 0.01s と 0.1s であり、それぞれのセンサを自己位置推定に用いて直線を異なる速度で走行した。このとき、コントローラは横変位とヨー角の 2 状態量フィードバックとし、フィードバックゲインは閉ループ系の減衰比が大きくなるように設定している。

それぞれのセンサを自己位置推定に使用したときの、車両速度が 15km/h のときの横変位の実験結果を図 6.4.13 に、30km/h のときの結果を図 6.4.14 に示す。これらの結果より、4.3.1 項の解析結果が示す通り、15km/h ではどちらのセンサを使用したときも振動は小さく十分な減衰比が得られている一方、30km/h ではどちらもやや振動が見られ、特に LiDAR を使用したときの方が振幅が大きいことがわかる。

これにより、解析結果と実車挙動の傾向が一致していることがわかり、正着時に LiDAR を使用するときは、15km/h 程度まで速度を落としてからセンサを切り替えることが望ましいことがわかる。

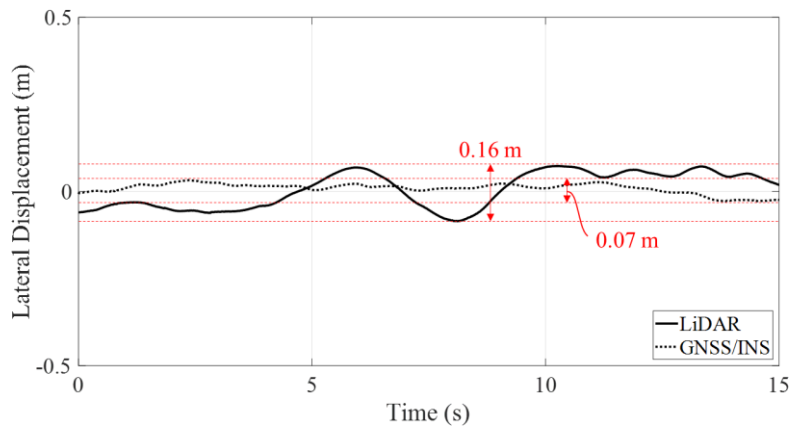


図 6.4.13 直線走行時の横変位（車両速度：15km/h）

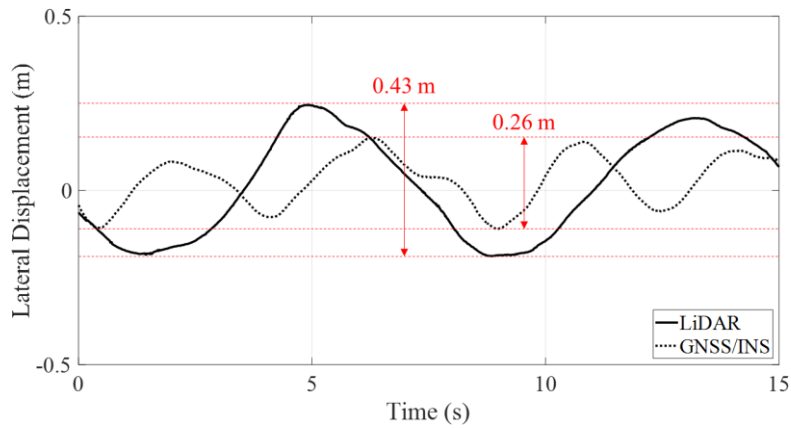


図 6.4.14 直線走行時の横変位（車両速度：30km/h）

6.4.2.4. 正着精度評価とセンサ比較

最後に、正着制御の精度評価を行う。その際、車載センサである GNSS/INS と LiDAR のみで正着したときに、要求精度を達成できるかどうかを検証し、さらに磁気マーカというインフラを利用した、磁気ポジショニングシステムによる正着精度も比較検証する。

実験結果の一例を図 6.4.15 に示す。自動運転バスがバス停付近まで来てから車両速度を 15km/h に落とし、自己位置推定に用いるセンサを GNSS/INS から LiDAR に切替え、正着制御を開始して縁石に車両を寄せていく様子を示している。また、縁石からの目標正着距離を 4cm としたときの、正着完了時のバスの外観、および縁石までの距離を図 6.4.16 に示す。

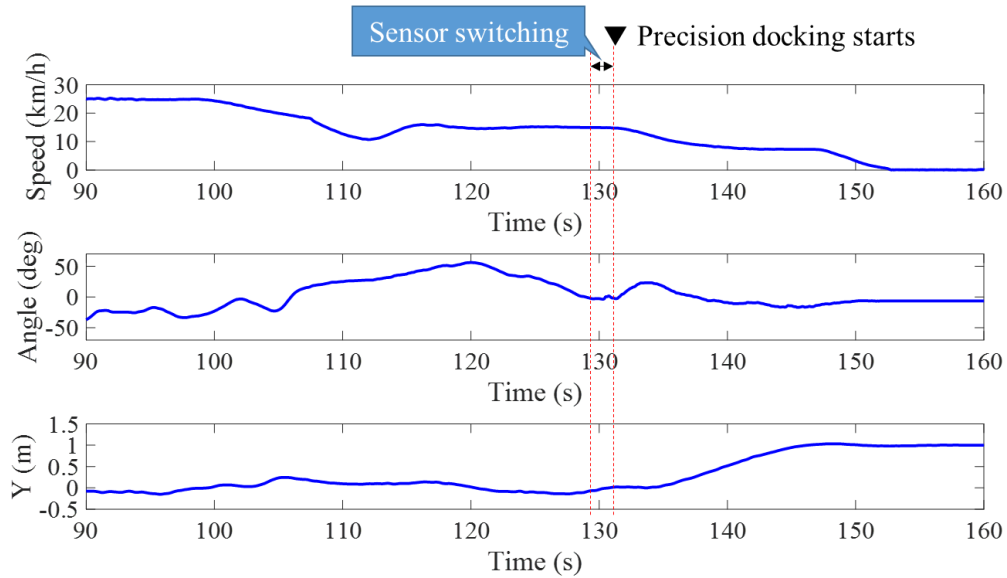


図 6.4.15 GNSS/INS から LiDAR に切り替えて正着するときの波形. 上から, 車両速度, ハンドル角, 道路中心線からの横変位を示している.



図 6.4.16 正着完了時の様子 (a) 車両前面, (b) 車両後面, (c) 縁石からドアまでの距離

正着完了時の横変位の分布を, 各センサに対して表したものを図 6.4.17 に示す. GNSS/INS を用いた正着制御は 35 回, LiDAR を用いた正着制御は 31 回行い, 全ての結果を図示している. また, 図中の近似線は, 正規分布での近似を表している. 横変位の平均値はいずれのセンサにおいても 0.1cm 以下と小さくなっているが, 標準偏差は GNSS/INS が 4.5cm, LiDAR が 1.2cm となり, 両者に有意差があれば, LiDAR のみ目標正着精度の 1.25cm を満たしていることがわかった.

そこで, GNSS/INS と LiDAR の実験結果に有意差があるかを判定するため, F 検定を行った. GNSS/INS を使用したときの横変位の標準偏差を σ_1 , LiDAR を使用したときの横変位の標準偏差を σ_2 とすると, F 値は式 (6.4.1) のように算出される.

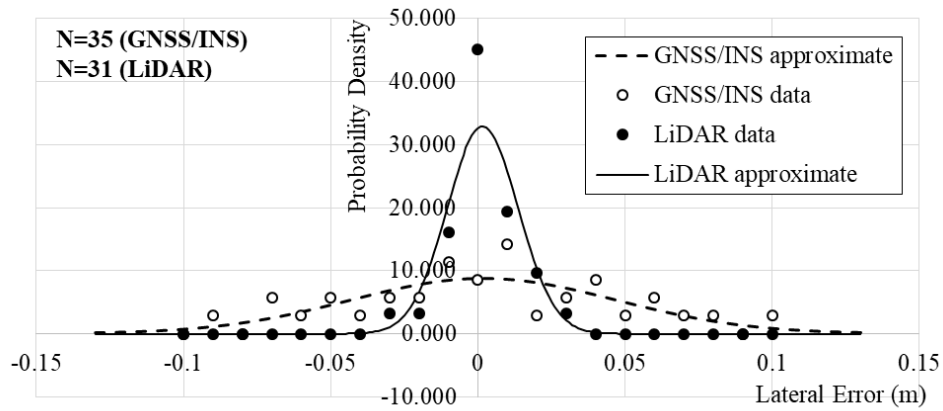


図 6.4.17 正着完了時の横変位分布比較 (GNSS/INS と LiDAR)

$$F = \sigma_1^2 / \sigma_2^2 = 14.1 \quad (6.4.1)$$

帰無仮説は，“2 群間の分散に差がない（等分散である）”であるが，分子の自由度が 30，分母の自由度が 34 のとき，有意水準（危険率）5%に対する F 値 $F_{0.05}$ は F 分布表より， $F_{0.05} = 1.82$ となるため，下記の不等式が満たされ，帰無仮説は棄却された．

$$F > F_{0.05} \quad (6.4.2)$$

よって，両者は不等分散であり，LiDAR を用いた正着のみが目標正着精度を満たすことができることがわかった．

なお，正着精度の実験結果はシミュレーション結果に比べて横変位のばらつきが大きかったため，正着精度には停車時の計測ばらつきに加えて，走行時の計測ばらつきや，制御のばらつきが加わっているものと考えられる．

また，上記の車載センサによる正着と，磁気ポジショニングシステムによる正着の精度を比較したものを図 6.4.18 に示す．ただし，このときの磁気マーカ間隔は 1m とし，図中の“MI data”は 50 回分の磁気ポジショニングシステムによる正着の分布を表している．これにより，磁気ポジショニングシステムによる正着完了時の横変位の標準偏差は 0.3cm という結果が得られ，精度が極めて高いことがわかった．

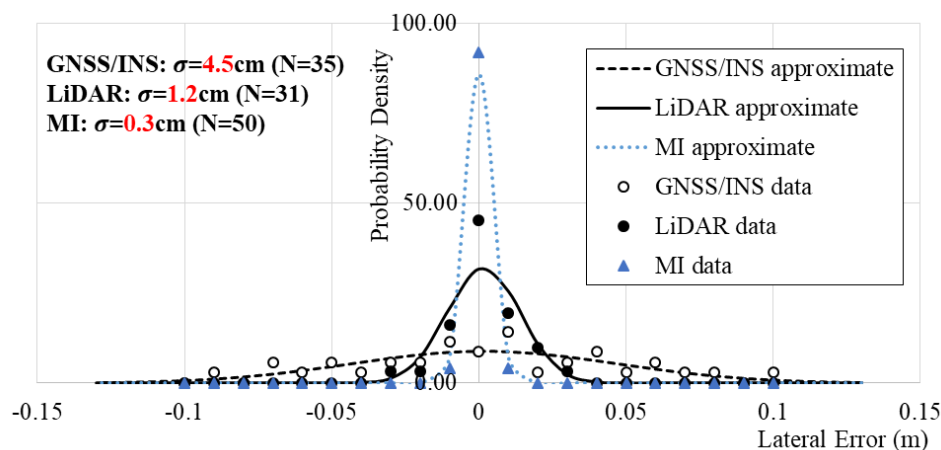


図 6.4.18 正着完了時の横変位分布比較（GNSS/INS，LiDAR と磁気ポジショニングシステム）

以上より，GNSS/INS と LiDAR，磁気ポジショニングシステムのうち，LiDAR と磁気ポジショニングシステムのみが，正着精度を達成できるセンサであることがわかった．これらのセンサの中では，コストを重視して車載センサのみで正着するという観点からは LiDAR が好ましく，正着精度を重視する場合は磁気ポジショニングシステムが最も適していると言える．

6.4.2.5. コントローラとセンサの組合せ

実車実験結果により得られた，横方向制御に適したフィードバックコントローラとセンサの組合せを表 6.4.4 に示す．車線維持制御は，特に車速が高くなったときの安定性と収束性が重要になるため，閉ループ系の減衰比を高く取れるような 6 状態量フィードバック制御と，計測遅れの小さいセンサを使用することが望ましい．一方で，低速でバス停に幅寄せする正着制御では，横変位とヨー角のみを制御すれば十分であり，正着の要求精度を達成できるような，精度の高いセンサ（およびインフラ）が必要となる．

表 6.4.4 横方向制御に適したフィードバック（FB）コントローラとセンサの組合せ

	FB コントローラ	センサ（およびインフラ）
車線維持制御	2 状態量 FB（低速）	計測遅れ小（特に中速以上）
	6 状態量 FB（中速以上）	
正着制御	2 状態量 FB（低速のため）	測定精度高

6.5. まとめ

本章で得られた知見を下記にまとめる.

- 公道での実車実験により, 2 章で提案した, パラメータ推定を含めた自己位置推定手法を用いることで, それを含めないときより精度の高い自己位置推定を行えることがわかった
- 上記の自己位置推定手法により, 右左折のように曲率の大きいところでは, 磁気マーカ間隔を 10m 程度, 緩やかなカーブでは 20m 程度, 直線のように曲率の小さいところでは 30m 程度まで広げられる可能性があることがわかった
- 交通量の多い“都市部”や勾配変化の大きい“中山間部”での計 2000km 以上に及ぶ公道での実車実験を通して, 3 章で提案した縦方向制御により, 加速度の大きさを車内事故防止の目安となる, 0.2G 未満に抑えられることを確認した
- 公道での実車実験により, 2 状態量フィードバック制御+フィードフォワード制御を用いた車線維持制御は, 曲率の大きい交差点も含めて, 横変位が 0.2m 以内という車線維持精度を満たしていることを確認した. また中速域では, 6 状態量フィードバック制御と計測遅れの小さいセンサを用いることで, 外乱のある中でも, 車線維持精度を満たしながら操舵の振動を低減できることがわかった
- GNSS/INS, LiDAR および磁気ポジショニングシステムを用いた実車実験により, 2 状態量フィードバック制御を使用し, 自己位置推定に LiDAR または磁気ポジショニングシステムを使用すれば, 正着精度を達成できることがわかった. 新たにインフラを設置しない場合は LiDAR, インフラを設置してでも高精度な正着を実現したい場合は磁気ポジショニングシステムを使用するのが望ましい

第7章

考察

7.1. 自己位置推定

自己位置推定に用いる外界センサおよびインフラは、測定精度、計測遅れ、測定間隔の観点から見ると特徴が大きく異なる。本研究では、この中で“測定精度”、“計測遅れ”、“測定間隔”に主眼を置いて自動運転バスの実用化に向けた課題を解決するための手法を提案し、実車を用いた実証実験を行った。その結果として、本研究で提案する自動運転バスを実現する際に要求される、自己位置推定のセンサおよびインフラ性能が明らかになってきた。

本節では、“測定精度”、“計測遅れ”、“測定間隔（磁気マーカ間隔）”のそれぞれについて、センサおよびインフラに要求される性能を求め、最後にそれらを用いたロバストな自己位置推定について述べる。

7.1.1. 測定精度

測定精度は、自己位置推定センサに求められる最も基本的で重要な要件であると言える。自動運転バスの実用化に向けては、乗用車よりも厳しい車線維持精度を満たすことはもちろん、さらにその約十分の一の誤差を要求される正着を達成することが求められる。

実車実験により得られた正着後の横変位の標準偏差と、バスが走行する前の停車時に測定した横変位の標準偏差を比較したものを図 7.1.1 に示す。6.4 節で述べたように、正着精度として要求される、横変位の標準偏差が 1.25cm 以内という精度を達成したのはこの中で LiDAR と MI センサ（磁気ポジショニングシステム）のみであったが、全てのセンサにおいて、正着後の誤差は停車時の誤差に対して 3～4.5 倍大きい結果となった。これは、正着後の誤差には、停車時の誤差だけでなく、制御誤差や走行中の計測誤差が含まれるためと考えられる。ゆえにこれらの誤差を考慮すると、正着精度を達成するために要求されるセンサ単体での位置測定誤差は 0.3cm 程度となり、非常に高い要求であることがわかる。

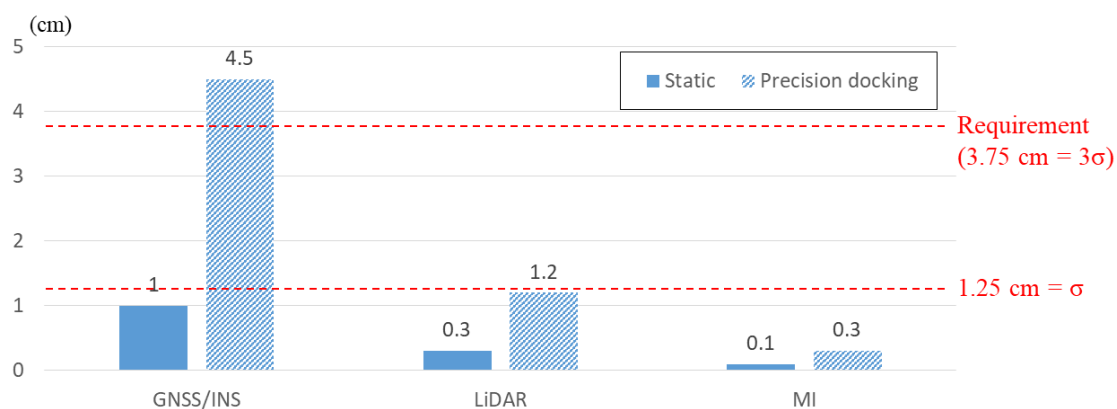


図 7.1.1 停車時 (Static) と正着後 (Precision docking) の横変位の精度比較

7.1.2. 計測遅れ

次にセンサの計測遅れについての要求性能を示す．本研究ではセンサのサンプリング周期を計測遅れとしてとらえてモデル化を行い，その妥当性を示した．同じ手法を用いて，主に低速域で使用する 2 状態量フィードバックと，中速域で使用する 6 状態量フィードバックのそれぞれに対して，センサの計測遅れを 0ms, 50ms, 100ms と変化させたときの，速度と減衰比の関係を図 7.1.2 および図 7.1.3 に示す．ただし，0.707 以上の減衰比が得られる場合は，0.707 としてプロットしている．

中速域の 40km/h に注目すると，2 状態量フィードバックでは，計測遅れが 50ms 増えると減衰比が 0.1 程度低下する．一方で，6 状態量フィードバックの場合は，50ms の計測遅れであれば，中速域でも最適減衰比が得られることがわかる．また，計測遅れが 100ms になると，6 状態量フィードバックを用いても，38km/h 程度から徐々に減衰比が減少していく．

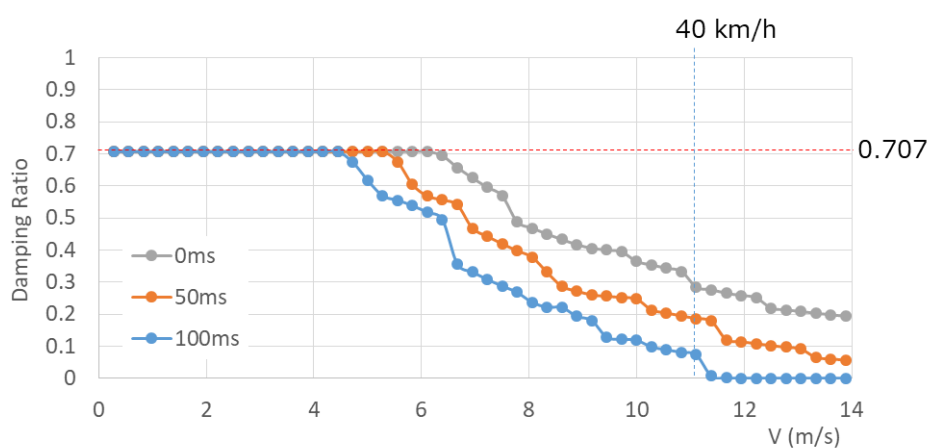


図 7.1.2 センサの計測遅れと速度と減衰比との関係（横変位，ヨー角のみのフィードバック）

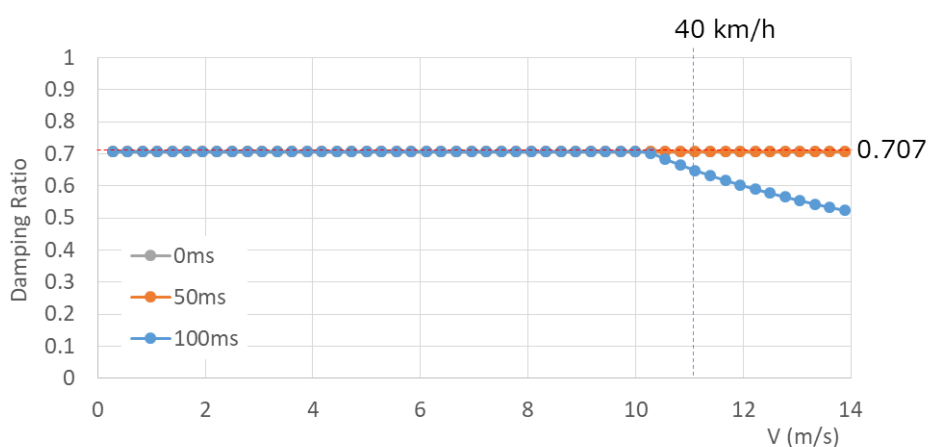


図 7.1.3 センサの計測遅れと速度と減衰比との関係（6 状態量フィードバック）

そこで、許容されるセンサの計測遅れの詳細について、車両速度を 40km/h として解析したものを図 7.1.4 に、一般道の最高速度である 60km/h で解析したものを図 7.1.5 に示す。それぞれの図より、6 状態量フィードバック制御を用いて減衰比を 0.707 以上にするためには、40km/h のときはセンサの計測遅れを 80ms 以下(サンプリング周波数でいうと 12.5Hz 以上)に、60km/h のときは 30ms 以下(サンプリング周波数でいうと 33.3Hz 以上)にすることがわかる。

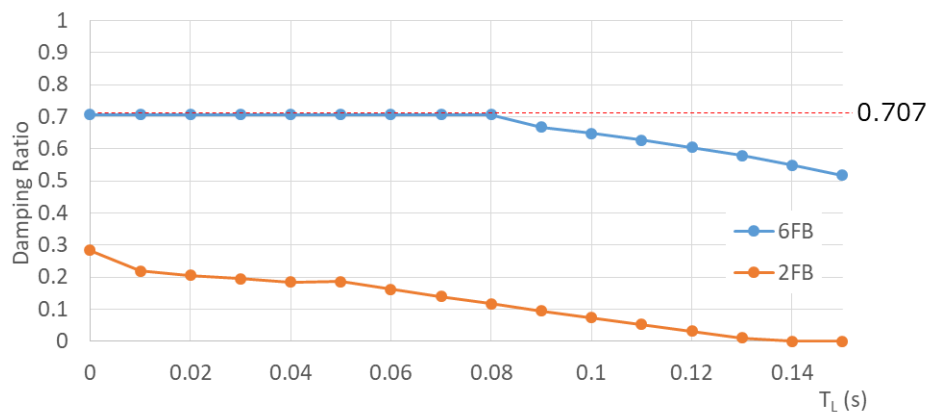


図 7.1.4 センサの計測遅れと減衰比との関係（車両速度：40km/h）

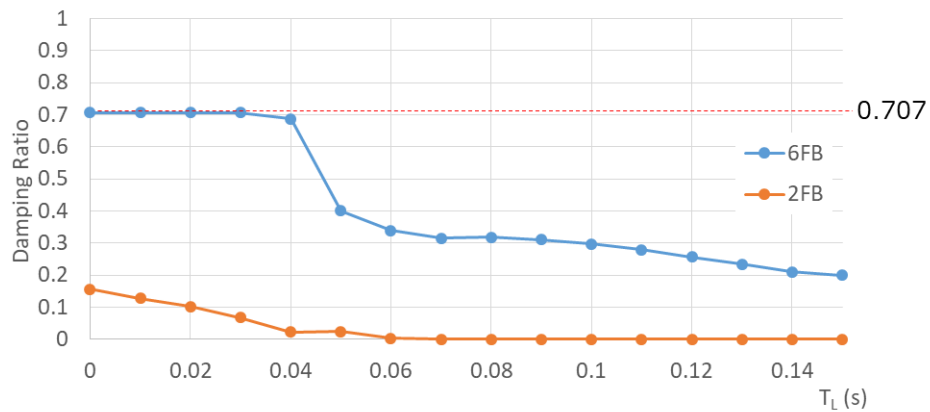


図 7.1.5 センサの計測遅れと減衰比との関係（車両速度：60km/h）

7.1.3. 測定間隔（磁気マーカ間隔）

測定間隔は絶対座標を取得できる時間間隔を表しており、一般的なセンサであれば十分短い設定となっているが、GNSS の電波遮断のように何らかの理由により絶対座標を取得できないとき、もしくは磁気ポジショニングシステムのみで走行しているときには、その間隔が長くなり過ぎると車線を逸脱する恐れがある。そのため、絶対座標を取得するまでにデッドレコニングのみで走行できる最大距離（または時間）は、事前に決めておく必要がある。磁気ポジショニングシステムにおいては、それは磁気マーカ間隔に相当するため、本研究では、数値解析および実車実験を通して磁気マーカ間隔についての検討を行った。

5.3 節で求めたように、本研究で使用した車両のロバスト安定性が保証される磁気マーカ間隔は 38.6m 以下であり、一方で実車実験により、自己位置推定精度を保つことのできる磁気マーカ間隔は、目標軌跡の曲率が大きいところでは 10m、小さいところでは 30m まで広げられる可能性があることが 6.2 節で示された。これらを合わせたものを図 7.1.6 に示す。ただし、横軸は曲率を対数スケールで表示している。

これにより、磁気マーカ間隔が図中の“Accurate”で表される領域であれば、ロバスト安定性および自己位置推定精度の両方を満たせることがわかった。磁気ポジショニングシステム以外の外界センサを使う場合でも、絶対座標が取得できない間隔がこれより長くなるときは、自動運転を停止するなどの処置を取る必要があると言える。また、実車実験により、磁気ポジショニングシステムを用いて正着する場合は、磁気マーカ間隔を 1m まで短くすることで、高い正着精度を達成できることがわかった。

このように、目標軌跡の曲率や制御の目標精度によって、磁気マーカ間隔を変化させることが有効と考えられる。

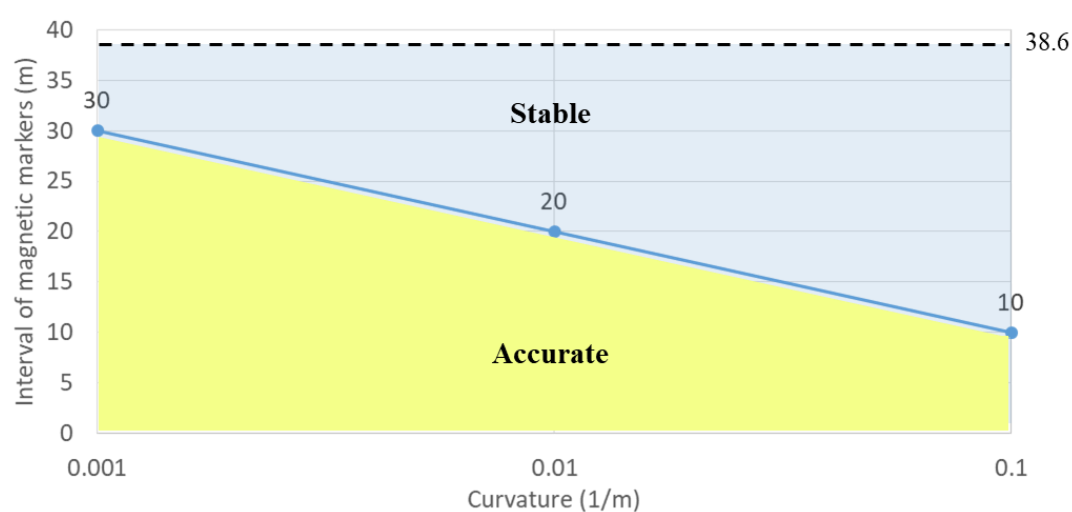


図 7.1.6 ロバスト安定性と自己位置推定精度を考慮した磁気マーカ間隔

7.1.4. ロバストな自己位置推定

本研究では、RTK-GNSS/INS、3D LiDAR、磁気ポジショニングシステム（磁気センサおよび磁気マーカ）を代表例として、自己位置推定に用いるセンサおよびインフラの性能を比較し、自動運転バスの実用化に必要なセンサ性能および磁気マーカ間隔の設計指針を得た。

ここでは、これらのセンサやインフラを用いたロバストな自己位置推定について考察する。本研究に用いた、上記3種類のセンサおよびインフラの特徴を表7.1.1に示す。これにより、自動運転バスに用いる自己位置推定方法としては、磁気ポジショニングシステムのようなインフラ協調は極めて有用な手段であり、それをベースとして、RTK-GNSS/INSやLiDAR（またはカメラ、ミリ波レーダ等）を併用することで、ロバストで信頼性の高いシステムを構築すべきであることがわかる。無人運転を運行するためには必ず冗長なシステムが必要であり、2つ以上のセンサで自己位置推定が行えないときは、運行を停止したり速度を落とす等の対応が必要になる。

センサフュージョンを行う際には、各々のセンサの特徴を考慮して組合せを決める必要がある。具体的には、例えば正着を行う際には、精度の高い磁気ポジショニングシステムとLiDARを組み合わせたことが好ましく、悪天候の際には、天候に対してロバストな磁気ポジショニングシステムとRTK-GNSS/INSを組み合わせた等が望ましい。また、センサフュージョンが前提であれば、磁気マーカ間隔は提案する10～30m（曲率による）よりも、さらに広げることが可能であると考えられる。

表 7.1.1 センサおよびインフラの特徴

センサおよびインフラ	環境		走行条件	
	構造物等	天候	低速(正着)	中速以上
RTK-GNSS/INS	△ (屋内は困難)	○	△ (正着精度低)	○
LiDAR	○ (構造物なしは困難)	△ (大雨や大雪は困難)	○	△ (計測遅れが大きいと困難)
磁気ポジショニングシステム	◎	◎	◎	○

7.2. 縦方向制御

本研究では、自己位置推定に用いるセンサの計測遅れが与える影響について、横方向制御に対して解析や実車検証を行った。縦方向制御については、観測量である車両速度が車速センサ（トランスミッション出力軸に装着されているのが一般的）の電気信号（車速パルス）により得られ、極低速時を除いて計測遅れは無視できるほどに小さいため、計測遅れの影響

は考慮しなかった。

本節では、仮に、車両速度の計測時に横方向制御と同様に大きな計測遅れが生じた場合の、縦方向制御への影響を見積もることとする。図 7.2.1 に示すように、縦方向制御のフィードバック制御に対して、式 (4.3.1) で表される計測遅れ $P_L(s) = N_L(s)/D_L(s)$ を考慮すると、 V_r から V までの伝達関数は下記のように変化する。

$$V = \frac{K_a(k_p s + k_i)N_L(s)}{ms^2(T_a s + 1)D_L(s) + \{K_a(k_p s + k_i) + a_1 s(T_a s + 1)\}N_L(s)} \cdot V_r \quad (7.2.1)$$

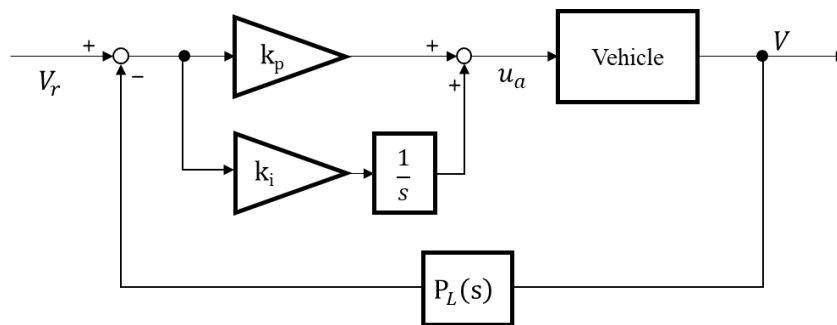


図 7.2.1 センサの計測遅れを含めた縦方向制御（フィードバック制御）

5.4 節と同様に、閉ループ系の代表根の減衰比が大きくなるように $k_p = 0.2$ 、 $k_i = 0.05$ とし、計測遅れ T_L を 0s から 0.1s まで変化させたときの、代表根の減衰比の変化を図 7.2.2 に示す。これにより、仮に計測遅れが 0.1s 生じた場合でも、閉ループ系の減衰比の変化は 10% 未満であり、影響は大きくないことがわかる。これは、ディーゼルエンジン等のパワートレインの時定数（0.9s 程度）に比べて、センサの計測遅れが十分に小さいためと考えられる。

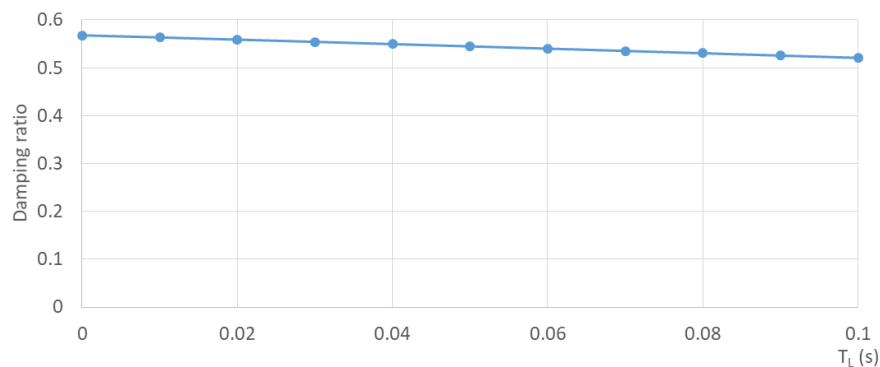


図 7.2.2 センサの計測遅れと代表根の減衰比との関係

7.3. 横方向制御

横方向制御では、主に精度と安定性の両立に焦点を当てて手法を提案し、実車にて実証実験を行った。精度については自己位置推定に用いるセンサの精度に依存するところが大きい。安定性についてはセンサの計測遅れとコントローラが大きく影響する。

そもそもバスはエンジンが後部に配置されており、乗用車に比べて車両自体の減衰比が小さく、操舵の振動が生じた際に乗用車よりも減衰しにくいという特徴がある（付録 A.4）。また、4.2 節で述べたように、油圧パワーステアリングやバックラッシュ等の影響による操舵系のあそびも乗用車よりも大きいとされている。

このような観点から、センサの計測遅れや横方向制御のコントローラ等が自動運転バスの直進安定性に及ぼす影響を具体化しておくことは重要であると考えられるため、本節において考察する。

7.3.1. 操舵系のあそびの影響

初めに、操舵系のあそびが横方向の車両運動に与える影響について確認する。本研究では、閉ループ系の代表根の減衰比が大きくなるように設計したが、本来、横方向の車両運動に非線形性が含まれなければ、例え減衰比が小さくても、操舵の振動は減衰して行く。実際、二輪モデルと二次遅れ系の操舵モデルを組み合わせたものに、図 7.3.1 のようなインパルス相当の外乱を与えてシミュレーションを行うと、安定領域では減衰比が小さくても振動が次第に減衰して行き、不安定領域では発散している様子が、極配置と時系列波形の関係を示す図 7.3.2 よりわかる。

しかし、実車では図 6.4.11 に示すように、減衰比が小さくなるように設計したときは、操舵の振動がほとんど減衰することなく持続する現象が見られた。操舵系のあそびが大きければ、直進時にハンドルの中立位置が定まらず、0 点をまたぐように往復することは容易に考えられる。先行研究[45][46][47]を参考に、ハンドル角 1.5° 分の不感帯と 0.5° 分のバックラッシュを与えて再度シミュレーションを行ったところ、図 7.3.3 に示すように減衰比が小さいときは操舵の振動が減衰せずに持続し、減衰比が小さくなるほどヨーレートの振幅が大きくなる結果が得られた。

そのため、実車で見られた操舵の振動も、操舵系の非線形要素であるあそびが影響しているものと考えられ、振動を低減するためには、やはり閉ループ系の代表根の減衰比を大きくすることが有効と考えられる。

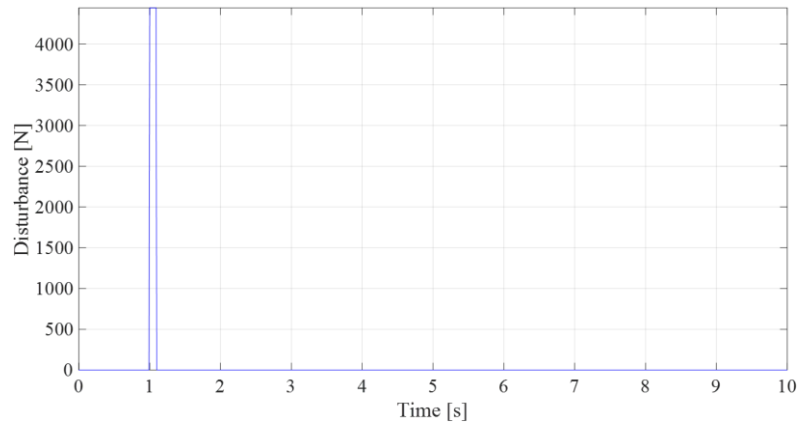


図 7.3.1 シミュレーションに入力する外乱

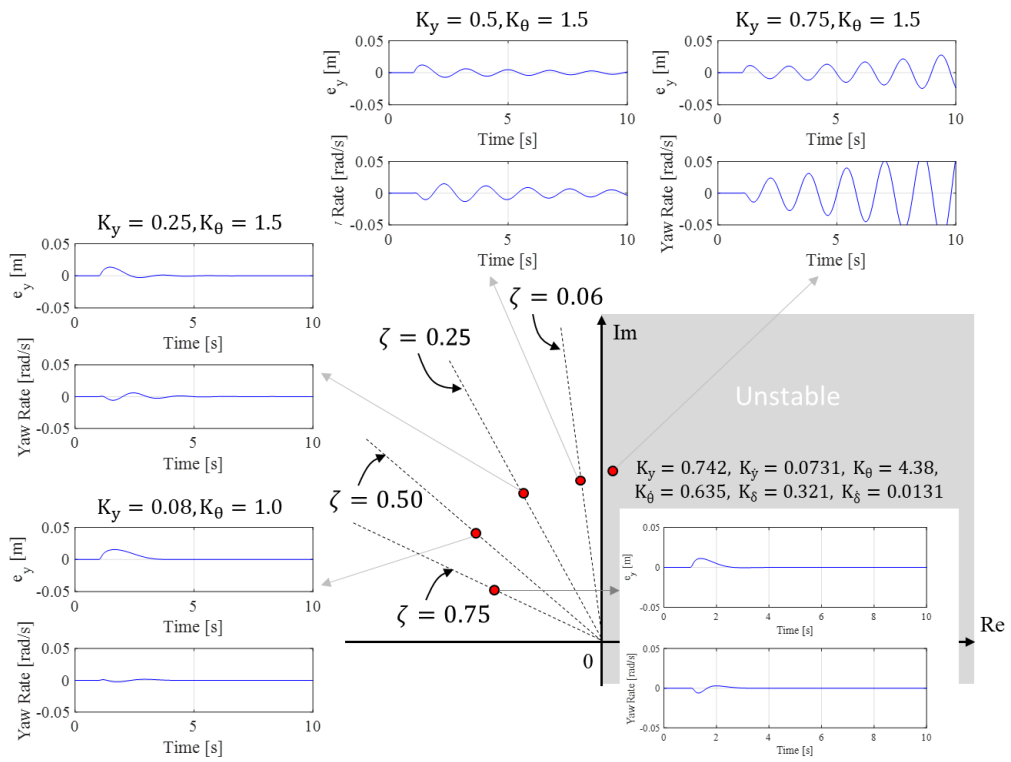


図 7.3.2 極配置と時系列波形の関係（操舵系のあそびなし）

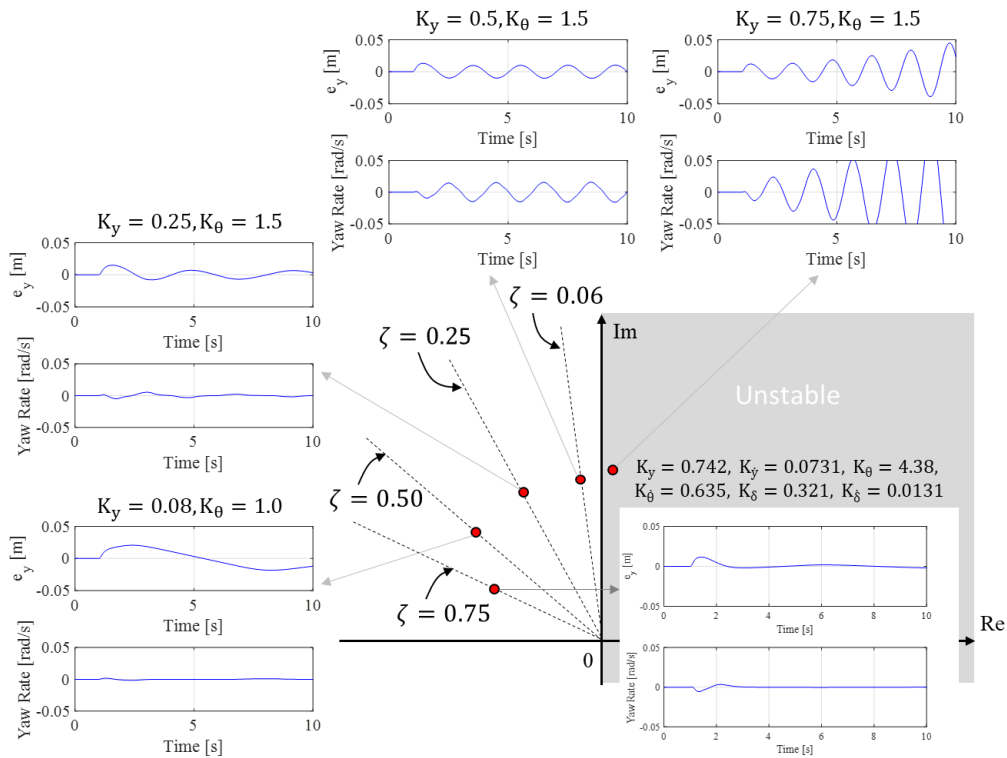


図 7.3.3 極配置と時系列波形の関係（操舵系のあそびあり）

7.3.2. コントローラの比較

本研究では、主に低速域で使用する 2 状態量フィードバック制御と、中速域で使用する 6 状態量フィードバック制御の 2 通りの制御方法を示したが、前輪舵角は測定が難しく、オブザーバで推定すると誤差や収束性等の課題が生じるため、6 状態量フィードバック制御とは別に、横変位 y 、ヨー角 θ 、横速度 \dot{y} 、ヨーレート $\dot{\theta}$ の 4 状態量をフィードバックする制御を新たに用意し、3 通りの制御方法について、直進安定性への寄与度を比較した。

解析条件は、安定化が難しい 60km/h の車両速度、および 40ms のセンサの計測遅れとし、3 種類の制御方法をそれぞれ用いたときの閉ループ系の代表根の減衰比を図 7.3.4 のように比較した。これにより、2 状態量フィードバック制御から 4 状態量フィードバック制御への減衰比の上昇が最も大きく、直進安定性への寄与度としては、横速度 \dot{y} およびヨーレート $\dot{\theta}$ が最も大きいことがわかる。

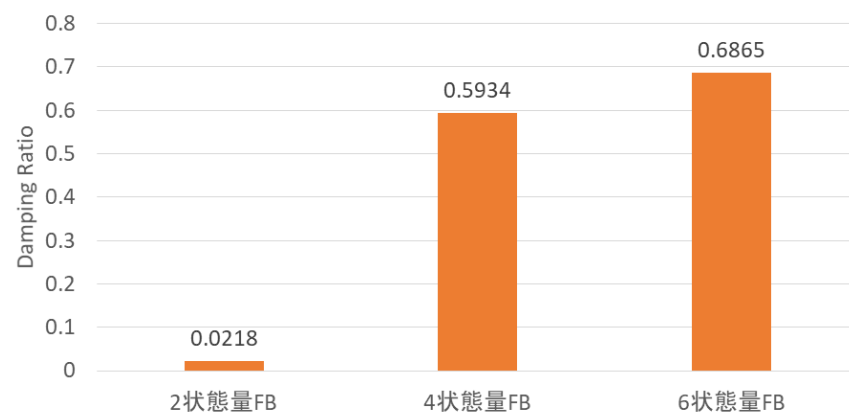


図 7.3.4 フィードバック方法と減衰比との関係（車両速度：60km/h，計測遅れ：0.04s）

7.4. 自動運転バスの制御系設計

本節では、自動運転バスの制御系設計の一般化について述べる．本研究で提案する自己位置推定，縦方向制御，横方向制御の手法をまとめると表 7.4.1 のようになる．上段の”Preparation”に示すように，本研究では縦方向および横方向制御設計を行ううえで，必要な車両諸元を事前に入手または同定することで，フィードバックゲインを机上で設計できることを実証した．また，下段の”Estimation or Control”に示すセンサおよび手法を用いることで，精度の高い自己位置推定手法，加速度を低減できる縦方向制御，および安定的かつ収束性の高い車線維持と精度の高い正着を両立させる横方向制御を構築できることも同時に示した．提案した制御手法は，車両諸元の違いに応じて制御パラメータを設計できる仕組みになっているため，サイズや特徴の異なる車両に対しても汎用的に設計できる手法であると言える．

表 7.4.1 自動運転バスの制御系設計

Classification		Localization	Longitudinal control	Lateral control
Preparation	Vehicle parameter	Cornering stiffness	Vehicle mass	Cornering stiffness
		Stability factor	Delay of powertrain	Position of C.G.
		Position of C.G.	Running resistance	Vehicle mass
		Wheelbase		Delay of steering
	Calculation	-	Feedback gain (Root locus method)	Feedback gain (Root locus method)
Estimation or Control	Measurement	Vehicle speed	Vehicle speed	Vehicle speed
		Yaw rate	Relative speed	Yaw rate
		Steering angle	Inter-vehicular	Lateral position
		Lateral position	distance	Yaw angle
	Sensor requirement	Yaw angle		
		High precision	Small delay	Small delay
		Small drift	(preferable)	(Lane keeping)
				High precision (Precision docking)
	Method	Extended Kalman filter	PI	Two-state feedback (Lane keeping) Six-state feedback (Precision docking)

7.5. 無人運転に向けた課題

最後に、公道での実証実験時に生じたオーバーライドを元に、無人運転の実現に向けた課題について述べる。オーバーライドとは、自動運転システムに不具合が生じた場合や、ドライバが危険を感じた際に、ドライバの意思で自動運転から手動運転に切り替えることを指す。本研究で行った公道での実証実験においては、ドライバの監視を前提条件とし、ドライバが何かしらの異常や危険を感じた際には安全を優先してオーバーライドすることとした。

実証実験の一部となる 100km 分の区間を抽出し、オーバーライド回数を測定したものを表 7.5.1 に示す。当区間においてオーバーライド回数は 20 回生じたが、そのうち自己位置推定に起因するオーバーライドは 2 回、縦方向および横方向制御のコントローラによるものは 0 回、障害物検知とその判断によるものが 18 回であった。自己位置推定によるものは、GNSS の測定誤差が電波障害により大きくなったために起こったものであり、障害物検知によるものは、路肩車両や小動物等の認識が安定しなかった際に、ドライバが安全を重視して行ったものであった。このように、自己位置推定および車両運動制御に限定して言えば、提案する制御システムは信頼性が高いものの、無人の自動運転を実現するためには、複数のセンサを使用した、ロバストで信頼性の高い自己位置推定を実現することが必要となる。

表 7.5.1 実証実験の 100km あたりのオーバーライド回数

Quantity	Value
Localization	2
Longitudinal and lateral control	0
Object detection	18

第8章

結論

8.1. 本論文の結論

自動運転バスシステムの根幹技術となる、自己位置推定を含めた車両運動制御に焦点を当て、重要な研究課題を解決することで実用化への道筋をつけることを本研究の大きな目標としてきた。その中で、自動運転バスの自己位置推定、縦方向制御および横方向制御からなる制御系を設計し、それらの有効性を公道での実車実験により実証することや、センサおよびインフラ性能が制御系全体に及ぼす影響を明らかにすることを主な目的とした。各章の結論を以下に示すことで、本研究の流れを確認する。

2 章では、自己位置推定に用いるセンサの種類および性能について述べたうえで、センサおよび車両パラメータの不確かさを考慮した自己位置推定方法について提案した。2 章で得られた知見を以下にまとめる。

- 2-1) 自己位置推定に用いる外界センサは、測定精度、測定間隔、計測遅れ、およびロバスト性の観点から、①RTK-GNSS/INS, ②3 次元 LiDAR, ③磁気ポジショニングシステム（磁気センサと磁気マーカの組み合わせ）の 3 種類とする
- 2-2) デッドレコニングの誤差は、車両速度およびヨー角の計測誤差、横すべり角の推定誤差により生じる
- 2-3) 4 種類の横すべり角推定方法を比較し、二輪モデルを用いた、MEMS センサのノイズに影響されにくい方法を選定した
- 2-4) 変動するセンサおよび車両パラメータを推定する自己位置推定方法として、車両の位置やヨー角だけでなく、車両速度のスケールファクタ、ヨーレートのバイアス、および、横すべり角のスケールファクタを状態量に含め、磁気マーカを通過する際（外界センサやインフラにより絶対座標を取得する際）にこれらのパラメータも同時に更新する手法を提案する。また、適切な磁気マーカ間隔は実車実験を元に提案する。

3 章では、地点追従制御、縦断勾配対応、信号予測制御、および ACC 制御という 4 種類のパターンに分かれる縦方向制御について、車内事故を防止する観点から、前後加速度の絶対値を低減する設計方法について提案した。3 章で得られた知見を以下にまとめる。

- 3-1) 縦方向制御は、地点追従制御をベースとして、縦断勾配対応、信号予測制御、および ACC 制御の 4 種類の制御パターンに分かれるが、フィードフォワードおよびフィードバックコントローラは共通となるように構築した
- 3-2) 縦方向の車両運動は、むだ時間＋一次遅れ系で表現する駆動・制動モデルと、40km/h 程度までに限定することで一次式に近似できる走行抵抗、および縦断勾配抵抗によりモデル化することで、線形化できる

- 3-3) 上記のモデルと、CHR 法を用いて導出したフィードバックゲイン間の関係式より極配置を限定することができ、質量変化に対するロバスト性能を高めるため、その中から最も減衰比の高くなる点を最適点としてフィードバックゲインを決定した。また、実車実験により、フィードバック制御が意図通りの動きをすることを確認した
- 3-4) フィードフォワード制御は、目標加速度、目標速度を引数とするマップ制御とし、目標加速度に勾配加速度を足しこむことで縦断勾配に対応する
- 3-5) ACC 制御は加速度の絶対値を低減できるような手法を提案し、シミュレーションによりその効果を確認すると同時に、ストリングスタビリティも満たしていることを確認した

4 章では、車線維持精度と直進安定性の両立が求められる車線維持制御、および厳しい正着精度が求められる正着制御に分けて、センサ性能とインフラ情報が自動運転システムに与える影響を考慮しながら、横方向制御の設計方法を提案した。4 章で得られた知見を以下にまとめる。

- 4-1) 横方向の車両運動は、二輪モデルだけではなく、操舵系の二次遅れ系モデルを組み合わせたものとして表現する（付録 A.3）
- 4-2) 横断勾配と横風による外乱を受けても車線を逸脱しない条件を考慮すると、2 つのフィードバックゲイン間の拘束条件が得られる
- 4-3) 上記 2 つを合わせて根軌跡を描くことで、横変位の定常偏差が 0.2m 以下という車線維持精度と高い安定性を両立できるようなフィードバックゲインを選ぶことができる
- 4-4) 中速域以上では直進安定性が低下する恐れがあるため、6 状態量フィードバック制御により減衰比を向上させることを提案し、シミュレーションによりその効果を確認した
- 4-5) 正着制御では、これまでに示されていない、新たなインフラを設置することなく車載センサのみで正着精度を達成することが可能であるかを検証するため、GNSS/INS と LiDAR を自己位置推定に用いたときの正着精度を実車実験により確かめ、さらに磁気ポジショニングシステムを用いたときの正着精度と比較する
- 4-6) センサダイナミクスを考慮した根軌跡により、計測遅れが大きくなると閉ループ系の代表根の減衰比が小さくなること、それを考慮してセンサの切り替えをする必要があることがわかった

5 章では、センサ性能とインフラ情報の限界により生じる自己位置推定の不確かさをパラメータの不確かさとして帰結させ、2~4 章で提案する自動運転バスの制御系のロバスト安定性およびロバスト性能を評価した。5 章で得られた知見を以下にまとめる。

- 5-1) 車両パラメータの不確かさを考慮したときのロバスト安定性およびロバスト性能を検証するため、①乗車状態による質量・重心位置の不確かさ、および、②コーナリング係数の不確かさの見積もりを行った
- 5-2) スモールゲインを用いたロバスト安定性の解析により、車両パラメータが変動しても、磁気マーカ間隔が 38.6m よりも短ければ、提案する制御系はロバスト安定であることがわかった
- 5-3) 車両総質量が変化したときの、縦方向制御の最大ゲインや極の減衰比の変化は 5%程度と小さく、提案する縦方向制御はロバスト性能を持つことを確認した
- 5-4) 提案する横方向制御に関しては、車両パラメータが変動しても、低速域での 2 状態量フィードバックおよび中速域での 6 状態量フィードバック共に、十分な振動の減衰が得られるようにフィードバックゲインを設定できることがわかり、ロバスト性能を確認した

6 章では、2~4 章で提案する方法の妥当性や有効性を、公道での実車実験により実証した。6 章で得られた知見を以下にまとめる。

- 6-1) 公道での実車実験により、2 章で提案した、パラメータ推定を含めた自己位置推定手法を用いることで、それを含まないときより精度の高い自己位置推定を行えることがわかった
- 6-2) 上記の自己位置推定手法により、右左折のように曲率の大きいところでは、磁気マーカ間隔を 10m 程度、緩やかなカーブでは 20m 程度、直線のように曲率の小さいところでは 30m 程度まで広げられる可能性があることがわかった
- 6-3) 交通量の多い“都市部”や勾配変化の大きい“中山間部”での計 2000km 以上に及ぶ公道での実車実験を通して、3 章で提案した縦方向制御により、加速度の大きさを車内事故防止の目安となる、0.2G 未満に抑えられることを確認した
- 6-4) 公道での実車実験により、2 状態量フィードバック制御+フィードフォワード制御を用いた車線維持制御は、曲率の大きい交差点も含めて、横変位が 0.2m 以内という車線維持精度を満たしていることを確認した。また中速域では、6 状態量フィードバック制御と計測遅れの小さいセンサを用いることで、外乱のある中でも、車線維持精度を満たしながら操舵の振動を低減できることがわかった
- 6-5) GNSS/INS, LiDAR および磁気ポジショニングシステムを用いた実車実験により、2 状態量フィードバック制御を使用し、自己位置推定に LiDAR または磁気ポジショニングシステムを使用すれば、正着精度を達成できることがわかった。新たにインフラを設置しない場合は LiDAR, インフラを設置してでも高精度な正着を実現したい場合は磁気ポジショニングシステムを使用するのが望ましい

7章では、提案する“自動運転バスの制御系設計”について、2～6章を踏まえた考察を行った。7章で得られた知見を以下にまとめる。

- 7-1) 自動運転バスに用いる自己位置推定センサの測定精度、計測遅れ、および測定間隔（磁気マーカ間隔）についての指標を得た。ここで、測定精度と計測遅れの限界は“センサ性能の限界”，磁気マーカ間隔の限界は“インフラ情報の限界”に相当する。
- 7-2) パワートレーンシステムの時定数に比べてセンサの計測遅れが十分に小さいため、縦方向制御においてはセンサの計測遅れの影響は小さいことがわかった
- 7-3) シミュレーション結果により、操舵系のあそびが大きいと振動が減衰することなく持続し、実車で見られる現象を説明できることがわかった
- 7-4) 6状態量フィードバックで使用する6つの状態量のうち、特にヨーレートと横速度が、直進安定性への寄与度が大きいことがわかった
- 7-5) 実証実験の一部区間でオーバーライド回数を調べた結果より、オーバーライドが発生した原因のほとんどは障害物検知とその判断によるものであり、自己位置推定と車両運動制御の信頼性が高いことが実証されたが、無人化を達成するためには、複数のセンサを用いたロバストで信頼性の高い自己位置推定を実現することが必要となる

以上より、本研究の結論は以下のようになる。

- 1) 自動運転バスに求められる要求仕様を満たすことのできる、自己位置推定と車両運動制御を統合した制御系設計手法を提案し、実車実験によりその有用性を示した。提案する制御系は下記の要素により構成される。特に、磁気マーカ間隔に代表されるインフラ情報間隔や、要求されるセンサ性能を明示できたことは、本研究の大きな成果である。
 - 1-1) 車両自己位置の推定と同時に、車両速度のスケールファクタ、ヨーレートのバイアス、および、横すべり角のスケールファクタという3つのパラメータ推定を行うことで、質量・重心位置の変化に対応する精度の高い自己位置推定方法
 - 1-2) 極配置により設計したフィードバック制御と縦断勾配変化を考慮したフィードフォワード制御、および加速度を低減するACC制御からなる縦方向制御
 - 1-3) “6状態量フィードバック制御および計測遅れの小さいセンサ”による安定的かつ収束性の高い車線維持と、“2状態量フィードバック制御および測定精度の高いセンサ”による精度の高い正着を両立する横方向制御
 - 1-4) 制御系の実用化に必要なセンサ性能およびインフラ情報間隔（磁気マーカ間隔）
- 2) センサ性能およびインフラ情報の限界により生じる自己位置の不確かさを、パラメータの不確かさに帰結させることで、制御系のロバスト安定性およびロバスト性能を定量的に評価した。また、公道での実証実験を通じて制御系の有効性を示すことで、制御系設計の観点から自動運転バスの実用化に目途を付けることができた

8.2. 今後の展望

本研究では、自動運転バスの実用化を目指して自己位置推定や車両運動制御に関わる課題へと取り組み、実車での実証実験を通して有効性を確認したことで一定の成果を挙げたと言える。あらかじめルートが決められている路線バスの無人化は、一般車の無人化に比べて実現しやすいと考えられるが、それでも自動運転バスの実現に向けた課題は依然として多く、何よりも重要であり困難な課題として、ロボストで正確な環境認識が挙げられる。これにはセンサ性能や認識アルゴリズムのさらなる進化が必須であると同時に、その安全性を保証できるだけの走行実績や膨大なシミュレーションが必要になる。

また、本研究と直接的に関係する、自動運転バスの自己位置推定や車両運動制御の課題としては下記のようなものが挙げられる。

- 7.1.4 項で述べたように、無人の自動運転を実現するためには、複数のセンサを使用した、ロボストで信頼性の高い自己位置推定を実現することが必要となる
- 磁気マーカ間隔は、BRT (Bus Rapid Transit) のような専用道であれば限られた車種の特性に合わせて決定すればよいが、公道に埋設して多種多様な車両が利用する場合は、牽引車両等も含めて全ての車両が対応できるように検討する必要がある
- 現状では比較的高性能なセンサや試作 ECU を搭載し、自動運転バスの製作費用が高額になっているため、実用化に向けては、より安価なシステムで性能が維持できるように、制御を含めたソフト面も改良していく必要がある
- 無線による信号機との連携や、交差点での死角情報の提供、磁気マーカの敷設・メンテナンスといった、インフラ整備も国を挙げて取り組むべき重要な課題である

本研究で得られた知見がこういった課題の解決にも活かされ、自動車にとって「100 年に一度の大変革期」と言われる時代の中で、“自動運転”の実現への一助となることを願うと同時に、著者自身もそれに向けて新たな課題へと挑戦して行きたい。

参考文献

- [1] 国土交通省：平成29年度乗合バス事業の収支状況について，2018，
http://www.mlit.go.jp/report/press/jidosha03_hh_000294.html.
- [2] 警察庁：運転免許統計，<https://www.npa.go.jp/publications/statistics/koutsuu/menkyo.html>.
- [3] 内閣府：戦略的イノベーション創造プログラム(SIP)自動走行システム研究開発計画，
2018，https://www8.cao.go.jp/cstp/gaiyo/sip/keikaku/6_jidousoukou.pdf.
- [4] 国土交通省：中山間地域における道の駅等を拠点とした自動運転サービス実証実験，
2017，<https://www.mlit.go.jp/road/ITS/j-html/automated-driving-FOT/index.html>.
- [5] 経済産業省，国土交通省：高度な自動走行システムの社会実装に向けた研究開発・実証事業，2016，https://www.meti.go.jp/main/yosangaisan/fy2019/pr/en/seizou_taka_01.pdf.
- [6] 川本雅之：次世代都市交通システム(特集 自動運転)，自動車技術，Vol. 69, No. 12, pp. 58-61, 2015.
- [7] 国土交通省自動車局：自動車運送事業に係る交通事故対策検討会報告書(平成30年度)，2018.
- [8] Automated Driving – Levels of Driving Automation are Defined in New SAE International Standard J3016, SAE International, 2014.
- [9] Steven E. Shladover, “Review of the State of Development of Advanced Vehicle Control Systems(AVCS),” Vehicle System Dynamics, Vol. 24, No. 6-7, 1995, pp. 551-595.
- [10] Petros A. Ioannou, “Automated Highway Systems,” Plenum Press, 1997.
- [11] 津川定之：高度道路交通システム概論，日本ロボット学会誌，Vol. 17, No. 3, 1999, pp. 312-320.
- [12] 津川定之：自動運転システムの展望，IATSS review, Vol. 37, No. 3, 2013, pp. 199-207.
- [13] 松尾豊：人工知能は人間を超えるか：ディープラーニングの先にあるもの，KADOKAWA, 2015.
- [14] P. Wang, C. Y. Chan, and A. L. Fortelle, “A reinforcement learning based approach for automated lane change maneuvers,” IEEE Intelligent Vehicles Symposium, IEEE, 2018, pp. 1379-1384.
- [15] C. Desjardins and B. Chaib-draa, “Cooperative adaptive cruise control: A reinforcement learning approach,” IEEE Trans. Intell. Transp. Syst., Vol. 12, No. 4, 2011, pp. 1248-1260.
- [16] H. A. Pierson and M. S. Gashler, “Deep learning in robotics: a review of recent research,” Advanced Robotics, Vol. 31, No. 16, 2017, pp. 821-835.
- [17] 信貴洋平，加納学，長谷部伸治：モデル予測制御システムにおけるモデルとプロセスのミスマッチ検出，計測自動制御学会論文集，Vol. 46, No. 10, 2010, pp. 607-614.
- [18] 藤岡健彦，大前学：自動運転システムにおける制御技術，日本ロボット学会誌，Vol. 17, No. 3, 1999, pp. 328-333.

- [19] 菊地春海, 岡田朝男, 水野裕彰, 絹田裕一, 中村俊之, 萩原剛, 牧村和彦: 道路交通
安全対策事業における急減速挙動データの活用可能性に関する研究, 土木学会論文集
D3 (土木計画学), Vol. 68, No. 5, 2012, pp. I_1193-I_1204.
- [20] A. Palacio, G. Tamburro, D. O'Neill, and C. K. Simms, "Non-collision injuries in urban buses—
Strategies for prevention," *Accident Analysis & Prevention*, Vol. 41, No. 1, 2009, pp. 1-9.
- [21] L. L. Hoberock, "A survey of longitudinal acceleration comfort studies in ground transportation
vehicles," *Council for Advanced Transportation Studies*, 1976.
- [22] 財津陽亮, 南部繁樹, 米田幸司, 赤羽弘和: バスロケータとデジタコデータによる
路線バスの急減速発生状況の分析, 交通工学研究発表会論文集, Vol. 34, 2014, pp. 393-
397.
- [23] 久宗周二: バス車内での人間行動, 高崎経済大学論集, Vol. 51, No. 1, 2008, pp. 119-129.
- [24] JR 東日本ニュース, Dec. 4, 2018, <https://www.jreast.co.jp/press/2018/20181202.pdf>.
- [25] 半田哲: 時間・速度制御による自動運転方式, 電気学会論文誌 C, Vol. 98, No. 3, 1978,
pp. 83-88.
- [26] D. Swaroop, J. K. Hedrick, C. C. Chien, and P. Ioannou, "A Comparison of Spacing and
Headway Control Laws for Automatically Controlled Vehicles," *Vehicle System Dynamics*, Vol.
23, No. 8, 1994, pp. 597-625.
- [27] S. Li, K. Li, R. Rajamani, and J. Wang, "Model Predictive Multi-objective Vehicular Adaptive
Cruise Control," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 19, No. 3, 2011, pp.
556-566.
- [28] T. Takahama, D. Akasaka, "Model predictive control approach to design practical adaptive
cruise control for traffic jam," *International Journal of Automotive Engineering*, Vol. 9, No. 3,
2018, pp. 99-104.
- [29] P. Falcone, H. E. Tseng, F. Borrelli, J. Asgari, and D. Hrovat, "MPC-based yaw and lateral
stabilisation via active front steering and braking," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, S1, 2008,
pp. 611-628.
- [30] D. Yanakiev, and I. Kanellakopoulos, "Speed tracking and vehicle follower control design for
heavy-duty vehicles," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 25, No. 4, 1996, pp. 251-276.
- [31] C. Y. Liang and H. Peng, "Optimal adaptive cruise control with guaranteed string stability,"
Vehicle System Dynamics, Vol. 31, 1999, pp. 313-330.
- [32] B. van Arem, C. J. G. van Driel, and R. Visser, "The impact of cooperative adaptive cruise
control on traffic-flow characteristics," *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*,
Vol. 7, No. 4, 2006, pp. 429-436.
- [33] M. Seungwuk, I. Moon, and K. Yi, "Design, tuning, and evaluation of a full-range adaptive
cruise control system with collision avoidance," *Control Engineering Practice*, Vol. 17, No. 4,
2009, pp. 442-455.

- [34] 山村吉典, 瀬戸陽治, 永井正夫: 車車間通信を利用した車群安定 ACC の研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 73, No. 731, 2007, pp. 1917-1922.
- [35] 山村吉典, 瀬戸陽治, 永井正夫: 車車間通信を用いた車群安定 ACC の一設計法, 自動制御連合講演会講演論文集, 第 50 回自動制御連合講演会, 自動制御連合講演会, 2007, pp. 134-134.
- [36] H. Suzuki, "Research trends on riding comfort evaluation in Japan," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, Vol. 212, No. 1, 1998, pp. 61-72.
- [37] 安部正人: 自動車の運動と制御, 山海堂, 2007.
- [38] 靱山富士男, 景山一郎: 大型車の直進安定性の理論的・実験的考察—第 1 報ばね下質量を考慮した力学モデルによる直進走行の特徴的挙動の理解—, 自動車技術会論文集, Vol. 28, No. 1, 1997, pp. 113-120.
- [39] 靱山富士男, 奥山宏和, 武石晶, 景山克三: 大型車の直進安定性の理論的・実験的考察—第 2 報: 後二軸大型トラックの直進安定性—, 自動車技術会学術講演会前刷集 962, 1996, pp. 295-298.
- [40] 靱山富士男, 長江啓泰: 大型車の直進安定性の理論的・実験的考察—第 3 報: ばね下挙動を考慮した車両モデルと直進安定性の要点—, 自動車技術会学術講演会前刷集 982, 1998, pp. 219-222.
- [41] M. Tai, P. Hingwe and M. Tomizuka, "Modeling and Control of Steering System of Heavy Vehicles for Automated Highway Systems," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 9, No. 4, pp. 609-618.
- [42] 金子哲也, 栗谷川幸代, 大川義弘, 靱山富士男, 景山一郎: 大型車両の操舵制御のための運動力学モデルの構築とパラメータ同定手法—エネルギーITS 推進事業の開発—. 自動車技術会論文集, Vol. 41, No. 6, 2010, pp.1231-1236.
- [43] 靱山富士男, 佐々木隆, 柚原直弘: 横力コンプライアンスステアの積極的活用による大型車の直進走行性能の改善 (第 1 報), 自動車技術会論文集, Vol. 34, No. 2, 2003, pp. 83-88.
- [44] 靱山富士男, 佐々木隆, 柚原直弘, 田島淳: 横力コンプライアンスステアの積極的活用による大型車の直進走行性能の改善 (第 2 報), 自動車技術会論文集, Vol. 34, No. 2, 2003, pp. 89-94.
- [45] 黒木亨, 栗谷川幸代, 金子哲也, 靱山富士男, 景山一郎: 大型車の微小操舵領域の特性に関する研究, 日本大学生産工学部第 43 回学術講演会講演概要, 2010, pp. 169-172.
- [46] 黒木亨, 栗谷川幸代, 金子哲也, 靱山富士男, 景山一郎: 大型車両の運動に与える操舵系剛性の影響, 日本大学生産工学部第 44 回学術講演会講演概要, 2011, pp. 123-126.
- [47] 田尾光規, 對馬将示, 町田直也, 平裕馬, 三田村歩海, 長棹謙: 微小操舵角域のライントレース性に対する操舵力とヨー特性の関係解明, 自動車技術会論文集, Vol. 51, No.

- 3, 2020, pp. 428-433.
- [48] H. Pham, M. Tomizuka, and J. K. Hedrick, "Integrated maneuvering control for automated highway systems based on a magnetic reference/sensing system," Univ. California Berkeley, Berkeley, CA, USA, California PATH Res. Rep., UCB-ITS-PRR-97-28, 1997.
 - [49] 丸茂喜高, 毛利宏, 永井正夫: 仮想点レギュレータによる自動車線追従走行の検討, 自動車技術会論文集, Vol. 31, No. 4, 2000.
 - [50] Fixed Facilities and Stations, ADA Accessibility Guidelines 10.3.1.9, 1998.
 - [51] Boarding devices, The Rail Vehicle Accessibility (Non-Interoperable Rail System) Regulations 2010, schedule 1, part 1.1.2.
 - [52] D. Phillips, "An Update on Curb Guided Bus Technology and Deployment Trends," Journal of Public Transportation, Vol. 9, No. 3, 2006, pp. 163-180.
 - [53] Transport for London, "Accessible Bus Stop Design Guidance," Jan., 2006.
 - [54] S.E. Shladover et al., "Demonstration of automated heavy-duty vehicles," California PATH Research Report, June, 2006.
 - [55] J. Huang and H. S. Tan, "Control System Design of an Automated Bus in Revenue Service," IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol. 17, No. 10, 2016, pp. 2868-2878.
 - [56] R. Hue, "Strategic Justification of Three Existing Modes of Transportation in Rouen," Japan Railway & Technology Review, No. 38, 2004, pp.17-21.
 - [57] 高橋健: 慣性航法装置の概要, 航海, Vol. 82, 1984, pp. 54-61.
 - [58] M. Vajta, "Some remarks on Padé-approximations," Proceedings of the 3rd TEMPUS-INTCOM Symposium, Vol. 242, Veszprém, Hungary, 2000, pp.1-6.
 - [59] P. G. Savage, "Strapdown inertial navigation integration algorithm design part 1: Attitude algorithms," Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 21, No. 1, 1998, pp. 19-28.
 - [60] P. G. Savage, "Strapdown inertial navigation integration algorithm design part 2: Velocity and position algorithms," Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 21, No. 2, 1998, pp. 208-221.
 - [61] B. M. Scherzinger, "Inertial navigator error models for large heading uncertainty," Proceedings of the Position, Location and Navigation Symposium-PLANS'96, IEEE, 1996, pp. 477-484.
 - [62] 公共事業における i-Construction の概要【九州地方整備局版】: 国土交通省 九州地方整備局, http://www.qsr.mlit.go.jp/ict/technology/jitsugen_3.html.
 - [63] 国土地理院: 日本の測地系, <https://www.gsi.go.jp/sokuchikijun/datum-main.html>.
 - [64] 河瀬和重: Gauss-Krüger 投影における経緯度座標及び平面直角座標相互間の座標換算についてのより簡明な計算方法, 国土地理院時報, No. 121, 2011, pp. 109-124.
 - [65] A. Vu, A. Ramanandan, A. Chen, J. A. Farrell and M. Barth, "Real-Time Computer Vision/DGPS-Aided Inertial Navigation System for Lane-Level Vehicle Navigation," IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol. 13, No. 2, 2012, pp. 899-913.

- [66] J. G. Ziegler and N. B. Nichols, "Optimum Setting for Automatic Controllers," Transactions of ASME, Vol. 64, 1942, pp. 759-768.
- [67] N. Hambali, A. Masngut, A. A. Ishak and Z. Janin, "Process Controllability for Flow Control System Using Ziegler-Nichols (ZN), Cohen-Coon (CC) and Chien-Hrones-Reswick (CHR) Tuning Methods," Proceedings of the IEEE International Conference on Smart Instrumentation, Measurement and Applications (ICSIMA), 2014, pp. 1-6.
- [68] J.O. Hahn, "Real-Time Identification of Road-Bank Angle Using Differential GPS," IEEE Transactions on Control System Technology, Vol. 12, No. 4, 2004, pp. 589-599.
- [69] D. K. Wilde, "Computing Clothoid Segments for Trajectory Generation," Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference of Intelligent Robots and Systems, St. Louis, USA, 2009, pp. 2440-2445.
- [70] W. Nelson, "Continuous-curvature Paths for Autonomous Vehicles," Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 1989, pp. 1260-1264.
- [71] 近藤政市：基礎自動車工学 後期編，養賢堂，第 15 章，1994.
- [72] 加藤晋：ラストマイル移動サービスを社会実装するための自動運転と実証評価，サービソロジー， Vol. 6, No. 3, 2019, pp. 22-28.
- [73] F. Lu and E. Milios, "Globally consistent range scan alignment for environment mapping," Autonomous Robots, Vol. 4, No. 4, 1997, pp. 333-349.
- [74] C. Qian et al., "An Integrated GNSS/INS/LiDAR-SLAM Positioning Method for Highly Accurate Forest Stem Mapping," Remote Sensing, vol. 9, no. 3, 2017.
- [75] J. Levinson and S. Thrun, "Robust vehicle localization in urban environments using probabilistic maps," Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2010, pp. 4372-4378.
- [76] G. Grisetti, R. Kümmerle, C. Stachniss, and W. Burgard, "A tutorial on graph-based SLAM," IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine, Vol. 2, No. 4, 2010, pp. 31-43.
- [77] W. Hess, D. Kohler, H. Rapp, and D. Andor, "Real-time loop closure in 2D LIDAR SLAM," Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA), 2016, pp. 1271-1278.
- [78] R. W. Wolcott and R. M. Eustice, "Visual localization within lidar maps for automated urban driving," Proceedings of the IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2014, pp. 176-183.
- [79] M. Aldibaja, N. Suganuma, and K. Yoneda, "Robust intensity-based localization method for autonomous driving on snow-wet road surface," IEEE Transactions on Industrial Informatics, Vol. 13, No. 5, 2017, pp. 2369-2378.
- [80] E. Brachmann, A. Krull, S. Nowozin, J. Shotton, F. Michel, S. Gumhold, and C. Rother, "Dsac-differentiable ransac for camera localization," Proceedings of the IEEE Conference on

Computer Vision and Pattern Recognition, 2017, pp. 6684-6692.

- [81] K. Mohri et al., "Recent advances of amorphous wire CMOS IC magneto-impedance sensors: Innovative high-performance micromagnetic sensor chip," *Journal of Sensors*, 2015.
- [82] M. Yamamoto, T. Nagao, and H. Aoyama, "Ultra-Low field magnetic guidance system," *Proceedings of the 23rd ITS World Congress*, Australia, 2016.
- [83] M. Yamamoto, T. Nagao, and H. Aoyama, "Ultra-low field magnetic guidance system operatable in harsh weather conditions," *Proceedings of the 26th ITS World Congress*, Singapore, 2019.
- [84] W. Zhang and R. E. Parsons, "An intelligent roadway reference system for vehicle lateral guidance/control," *Proceedings of the 1990 American Control Conference*, IEEE, 1990, pp. 281-286.
- [85] T. Lasky, W.B. Zhang, and M. Jenkinson, "Advanced snowplow program on the road," *Intellimotion*, Vol. 7, No. 4, 1998, pp. 1-15.
- [86] S. Tsugawa, "A history of automated highway systems in Japan and future issues," *Proceedings of the 2008 IEEE International Conference on Vehicular Electronics and Safety*, IEEE, 2008, pp. 2-3.
- [87] K. Aoki, "The development of intelligent multimode transit system based on automated buses," *Automated People Movers: Moving Through the Millennium*, 2001, pp. 1-10.
- [88] S. L. Miller, B. Youngberg, A. Millie, P. Schweizer, J. C. Gerdes, "Calculating longitudinal wheel slip and tire parameters using GPS velocity," *Proceedings of the 2001 American Control Conference*, Vol. 3, IEEE, 2001, pp. 1800-1805.
- [89] Q. Zheng, L. Dong, D. H. Lee, and Z. Gao, "Active disturbance rejection control for MEMS gyroscopes," *Proceedings of the 2008 American control conference*, IEEE, 2008, pp. 4425-4430.
- [90] R. Fontanella, D. Accardo, E. Caricati, S. Cimmino, "An extensive analysis for the use of back propagation neural networks to perform the calibration of MEMS gyro bias thermal drift," *Proceedings of the 2016 IEEE/ION Position, Location and Navigation Symposium*, IEEE, 2016.
- [91] M. Kaminaga, "Vehicle body slip angle estimation using an adaptive observer," *Proceedings of the AVEC'98*, 1998, pp. 207-212.
- [92] 井上友子, 堀洋一: 車体横すべり角 β を推定する線形オブザーバに関する考察, 計測自動制御学会 部門大会/部門学術講演会資料 第 2 回制御部門大会, 2002.
- [93] B. C. Chen and F. C. Hsieh, "Sideslip angle estimation using extended Kalman filter," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, S1, 2008, pp. 353-364.
- [94] H. Peng and M. Tomizuka, "Preview control for vehicle lateral guidance in highway automation," *ASME Journal of Dynamics Systems, Measurement, and Control*, Vol. 115, 1993, pp. 679-686.
- [95] M. Aso and T. Suzuki, "Automated steering control for the intelligent multimode transit system," *Proceedings of the IEEE Intelligent Vehicle Symposium*, IEEE, 2000, pp. 590-595.
- [96] H.S. Tan, B. Bouglar, and W.B. Zhang, "Automatic steering based on roadway markers: From

- highway driving to precision docking,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 37, No. 5, 2002, pp. 315-338.
- [97] Z. F. Syed, P. Aggarwal, C. Goodall, X. Niu, and N. El-Sheimy, “A new multi-position calibration method for MEMS inertial navigation systems,” *Measurement science and technology*, Vol. 18, No. 7, 2007, pp. 1897-1907.
- [98] S. Thrun, et al., “Stanley: The robot that won the DARPA Grand Challenge,” *Journal of field Robotics*, Vol. 23, No. 9, 2006, pp. 661-692.
- [99] G. Welch and G. Bishop, “An introduction to the Kalman filter,” *Department of Computer Science, Univ. North Carolina, Technical Report TR95041*, 2000.
- [100] T. Tanaka and C. Langbort, “The bounded real lemma for internally positive systems and H-infinity structured static state feedback,” *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 56, No. 9, 2011, pp. 2218-2223.
- [101] J. Kong, M. Pfeiffer, G. Schildbach, and F. Borrelli, “Kinematic and dynamic vehicle models for autonomous driving control design,” *Proceedings of the IEEE Intelligent Vehicles Symposium, IEEE*, 2015, pp. 1094-1099.
- [102] H. Peng and M. Tomizuka, “Preview control for vehicle lateral guidance in highway automation,” *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 1993, pp. 679-686.
- [103] M. Aso and T. Suzuki, “Automated steering control for the intelligent multimode transit system,” *Proceedings of the IEEE Intelligent Vehicles Symposium, IEEE*, 2000, pp. 590-595.
- [104] 上田隆一：詳解 確率ロボティクス Python による基礎アルゴリズムの実装，講談社，2019.
- [105] 足立修一，丸田一郎：カルマンフィルタの基礎，東京電機大学出版局，2012.
- [106] 美多勉：H ∞ 制御，昭晃堂，1994.
- [107] S. E. Shladover, et al., “Automated vehicle control developments in the PATH program,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, Vol. 40, No.1, 1991, pp.114-130.
- [108] 小竹元基，大島紀明，永井正夫：駆動性向上を目指した超小型電気自動車の車輪速度制御，日本機械学会論文集 C 編，Vol. 70, No. 694, 2004, pp.1680-1686.
- [109] D. J. M. Sampson and D. Cebon, “Active roll control of single unit heavy road vehicles,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 40, No. 4, 2003, pp. 229-270.
- [110] 森泰親：演習で学ぶ現代制御理論，森北出版，2003.
- [111] 山本真規：自動車の操縦性安定性の基本設計とこれに基づくシャシー制御に関する研究，博士論文，2015.
- [112] G. Baffet, A. Charara, D. Lechner, and D. Thomas, “Experimental evaluation of observers for tire-road forces, sideslip angle and wheel cornering stiffness,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 46, No.6, 2008, pp. 501-520.
- [113] 望月慶佑，栗屋伊智郎，谷寛之，篠原聡：従来の応答限界を超える高速・高精度制御

- 技術-バックラッシュ自励振動の抑制制御, 三菱重工技報, Vol. 52, No. 1, 2015, pp. 112-119.
- [114] N. Haala, M. Peter, J. Kremer, and G. Hunter, "Mobile LiDAR mapping for 3D point cloud collection in urban areas—A performance test," *Int. Arch. Photogramm. Remote Sens. Spat. Inf. Sci.*, Vol. 37, 2008, pp. 1119-1127.
- [115] N. Mattern, R. Schubert, and G. Wanielik, "High-accurate vehicle localization using digital maps and coherency images," *IEEE Intelligent Vehicles Symposium*, 2010, pp. 462-469.
- [116] 須藤敦史, 星谷勝: 拡張カルマンフィルタの基本的考察と EK - WLI 法の提案, 土木学会論文集, Vol. 437, 1991, pp. 203-211.
- [117] K. Reif, S. Gunther, E. Yaz, and R. Unbehauen, "Stochastic stability of the discrete-time extended Kalman filter," *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 44, No. 4, 1999, pp. 714-728.

謝辞

本研究は、東京大学生産技術研究所 中野公彦教授のご指導の下に行われました。長きに渡り温かいご指導とご助言をいただき、社会人博士である著者の生活面にもご配慮いただきましたことを、深く感謝申し上げます。

また、東京大学生産技術研究所 須田義大教授には、修士課程の頃からご指導いただき、博士課程に入学する際や、その後の研究を進める際にも多くのご助言をいただきましたことを御礼申し上げます。東京大学大学院新領域創成科学研究科 小竹元基准教授には、学部生の頃から様々な場面でご指導いただき、本論文をまとめる際にも、親身にご相談に乗っていただきましたことを改めて御礼申し上げます。さらに、東京大学大学院情報理工学系研究科 深尾隆則教授や東京大学生産技術研究所 山川雄司准教授からは、本論文をまとめるに当たり、制御系設計の観点から大変貴重なご意見を多数いただき、考察の不十分な点や理解の足りない部分を再検討することができましたことを、深謝いたします。

本研究を進めるに当たり、青木啓二氏を始めとした先進モビリティ株式会社の方々には、多大なるご理解とご協力をいただきました。また、山本道治氏を始めとした愛知製鋼株式会社の方々にも、大変お世話になりました。ここに深甚なる感謝の意を表します。

中野研究室元秘書の長谷川さんや現秘書の仲田さん、楊波助教を始めとした中野研究室の方々には、著者が研究室に赴く機会をなかなか作れない中、数々のご迷惑をおかけしましたが、おかげさまで研究を行うことができました。お詫びと同時に深く感謝いたします。

最後に、博士課程への入学とその後の長い研究生生活（および会社業務や育児との両立）を理解し協力してくれた家族にも、この場を借りて感謝の意を表します。

この他にも本研究は、数多くの方々のご支援・ご協力の下進めることができました。関係する方々に心より御礼申し上げます。

2020 年 12 月

安藤

付録

付録

A.1 縦方向運動モデルの同定

縦方向運動については、ディーゼルエンジン、エアオーバの油圧ブレーキからなる駆動・制動系、走行抵抗、縦断勾配による抵抗に分けて同定を行う。

A.1.1 駆動・制動系の同定

駆動・制動力の同定実験では、アクセル電圧・ブレーキ指示圧にステップ入力を与えたときの、車両速度および加速度を計測した。ただし、走行抵抗分は解析時に差し引いている。

実際に車両で取得した、アクセル開度と車両速度、駆動力（加速度）の大きさの関係を図 A.1.1 に示す。この結果より、目標の駆動力（加速度）を出すためのアクセル電圧には、車両の速度も影響することがわかる。また、ブレーキエア圧に対する制動力の関係を図 A.1.2 に示す。ブレーキエア圧と制動力の関係は速度により大きく変化しないため、2 者の関係のみ考慮する。これらの結果より、式 (3.2.2) の入力 u_a 、 u_b に対する F_u の大きさ、すなわち、 K_a および K_b が得られたことになる。

一次遅れの時定数 T_a 、および T_b については、バスの常用域である低加速度および低速の範囲内では大きく変化しないため、その領域の平均的な値として、それぞれ 0.9s、および 0.35s とした。また、むだ時間は、時定数と比べて小さく、いずれも 0.1s 程度であった。

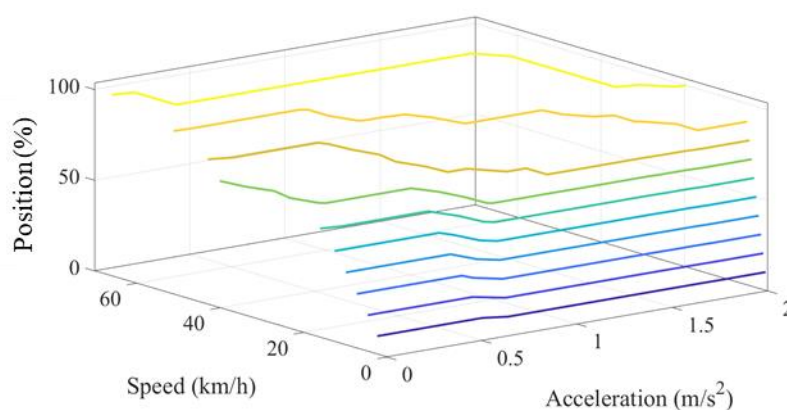


図 A.1.1 アクセル開度に対する駆動加速度の同定実験結果

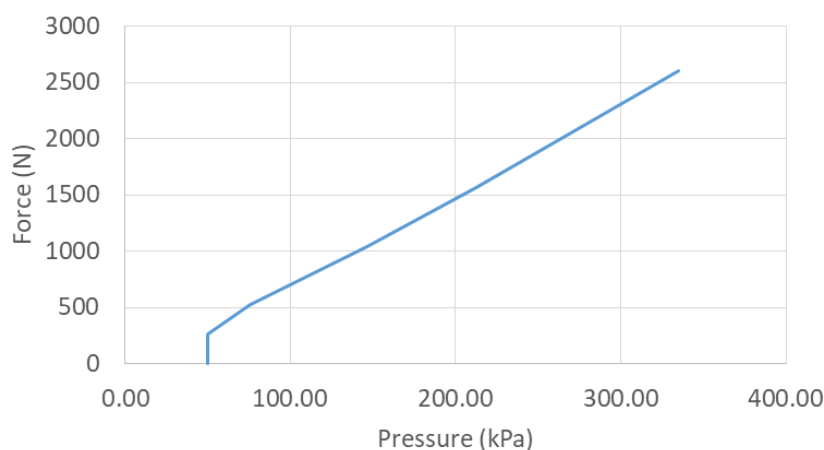


図 A.1.2 ブレーキエア圧に対する制動力の同定実験結果

A.1.2 走行抵抗の同定

同定実験は、実車を用いて表 A.1.1 のような条件で実施した。水平な直線路において、初めに D レンジで 50 km/h まで加速し、その後シフトレバーを D レンジから N レンジへと切替え、アクセル OFF して惰行にて減速し、停止するまでの速度を計測した。なお、N レンジにする理由は、エンジンブレーキによる影響を除くためである。

表 A.1.1 実験条件（走行抵抗同定）

項目	値
勾配	0° (水平)
コース形状	直線
開始時車両速度	50 km/h
終了時車両速度	0 km/h
シフトレバー	N レンジ
計測項目	車両速度

A.1.3 縦断勾配の測定

縦断勾配により車両が縦方向に受ける加速度は a_{grad} として表されるが、車両に搭載した加速度計により計測される前後加速度 a_{lon} には、車両駆動力による加速度も含まれるため、縦断勾配をオンラインで推定する際には、式 (A.1.1) を用いることとする。

$$\begin{aligned}
 a_{grad} &= g \sin \theta_{grad} \\
 &= a_{lon} - \frac{dV}{dt}
 \end{aligned}
 \tag{A.1.1}$$

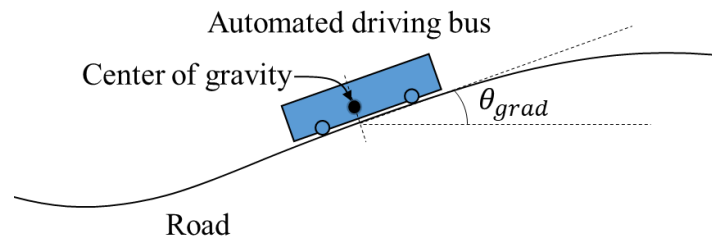


図 A.1.3 縦断勾配

A.2 横方向運動モデルの同定

横方向運動については，車両モデル（二輪モデル）と操舵系モデルに分けて同定を行う．

A.2.1 車両モデル（二輪モデル）の同定

二輪モデルの同定実験では，スタビリティファクタ K_{sf} および係数 $K_{\beta 0}$ を同定することで，前後輪のコーナリングパワを算出する．実験車両のバスに，図 A.2.1 のようにジャイロセンサ，対地速度計，ステアリングトルクおよび角度センサ，タイロッドストロークセンサ，RTK-GNSS を取り付けてヨーレートや横すべり角等，同定に必要な値を計測した．

同定実験では，試験路を広く使えるようにハンドル角を 110° に固定し，タイヤの前輪舵角に相当するタイロッドストロークが安定している間を定常円旋回として，車両速度は 10km/h, 20km/h, 30km/h, 40km/h の 4 パターンについて実験を行った．実験条件を表 A.2.1 に示す．

算出した旋回半径，および計測した横加速度，横すべり角，ヨーレートの波形を図 A.2.2 に示す．また，スタビリティファクタ K_{sf} ，および係数 $K_{\beta 0}$ を算出するために使用した図を図 A.2.3～図 A.2.4，同定値を表 A.2.2 に示す．

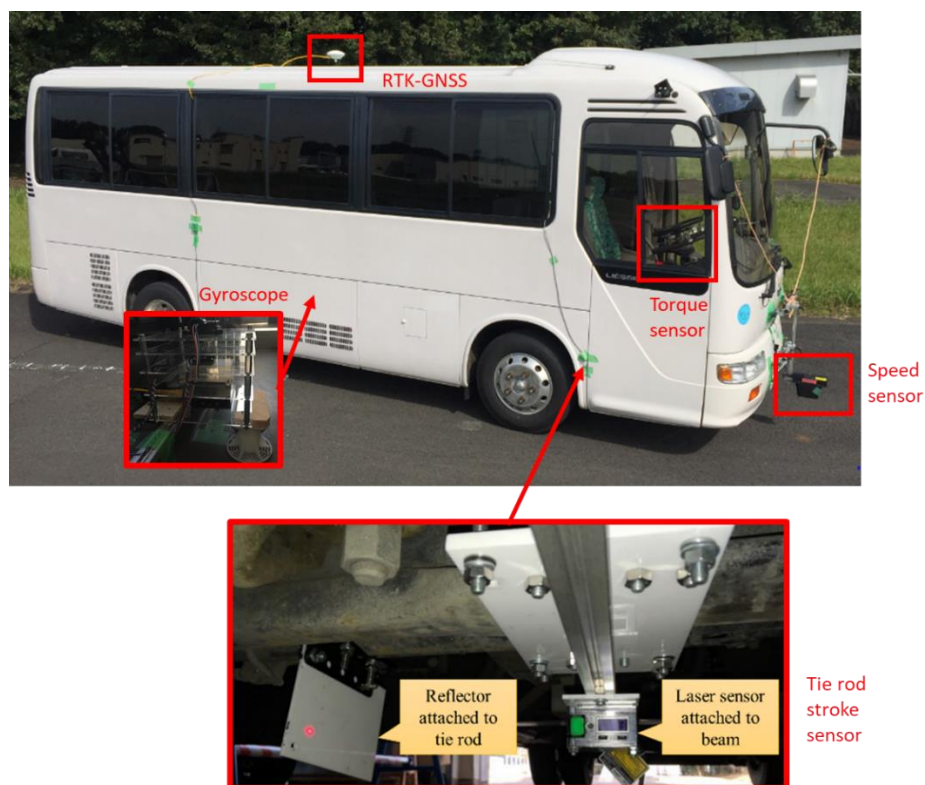


図 A.2.1 車両運動同定実験に使用した車両およびセンサ

表 A.2.1 実験条件（車両運動同定）

項目	値
勾配	0° (水平)
ハンドル角	110° (固定)
車両速度	10, 20, 30, 40 km/h
測定項目	前輪舵角, 速度, 車体横すべり角, ヨーレート(, 横加速度)

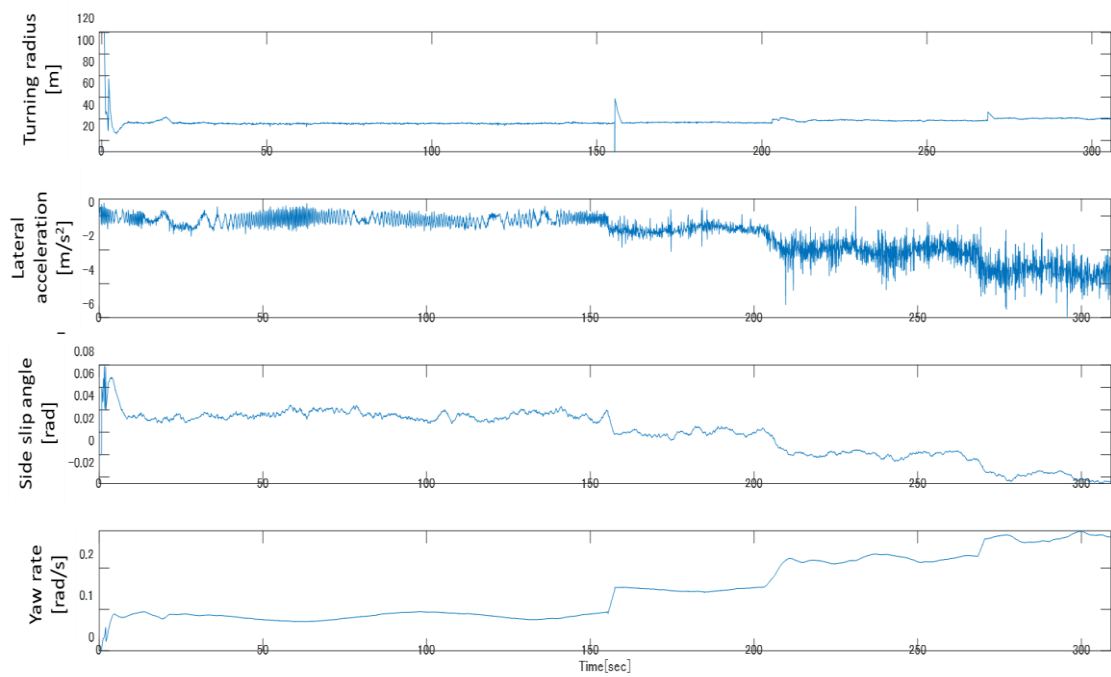


図 A.2.2 車両運動の同定実験結果（時系列データ）. 上から順に，旋回半径，横加速度，車体横すべり角，ヨーレートを表す．

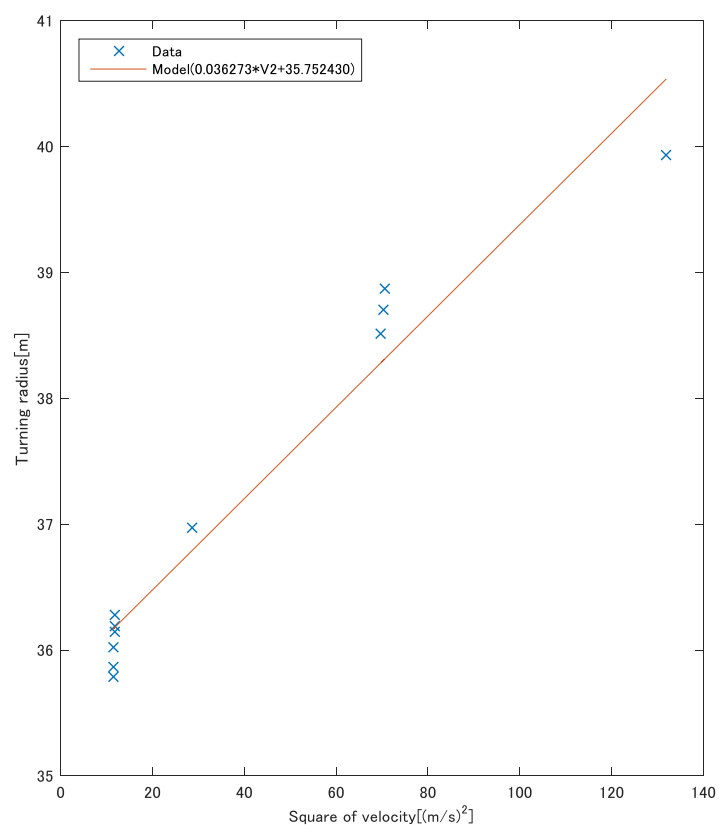


図 A.2.3 車両運動の同定実験結果（スタビリティファクタ）

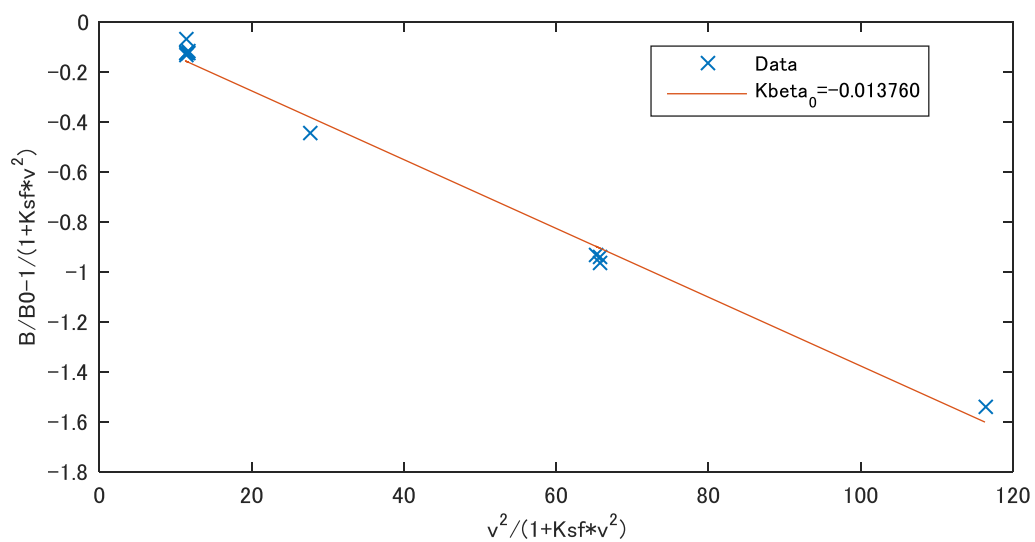


図 A.2.4 車両運動の同定実験結果（ $K_{\beta 0}$ ）

表 A.2.2 同定値 (K_{sf} , $K_{\beta 0}$)

Vehicle parameters	Value
K_{sf}	0.001015
$K_{\beta 0}$	-0.01376

最後に、前後輪のコーナリングパワは式 (A.2.1) および (A.2.2) のように表されるため、上記で求めた K_{sf} および係数 $K_{\beta 0}$ を代入して、表 A.2.3 のようにコーナリングパワの同定値が得られる.

$$K_f = -\frac{m^2 l_f}{(2K_r l_{wb}^2 K_{sf} + m l_f) 2K_{\beta 0} l_{wb}} \quad (\text{A.2.1})$$

$$K_r = -\frac{m l_f}{2K_{\beta 0} l_{wb} l_r} \quad (\text{A.2.2})$$

表 A.2.3 同定値 (コーナリングパワ)

Vehicle parameters	Value
K_f	43750 N/rad
K_r	103200 N/rad

A.2.2 操舵系の同定

操舵系の同定は、図 4.2.4 の操舵モータにハンドル角の指示を与えて図 A.2.5 のようにタイロッドストロークを計測し、ハンドル角から前輪舵角までの伝達遅れを求めることで行った. 表 A.2.4 に示すように、操舵モータへの入力は周波数が 0.1Hz から 10Hz まで変化するチャープ入力とし、振幅は 30° とした. また、車両速度は低速域の 10km/h、および中速域の 40km/h とした.

実験結果を図 A.2.6 および図 A.2.7 に示す. 図中で、“Experiment”は実験結果を、“Calculated”は操舵系を二次遅れ系とみなしたときの近似線を表す. 中速域では、3Hz 以上の周波数でゲインが大きくなる現象が見られたが、3Hz 以下では二次遅れ系に近い応答を示しているため、操舵系を二次遅れ系とみなしてパラメータを算出した. 同定結果を表 A.2.5 に示す.

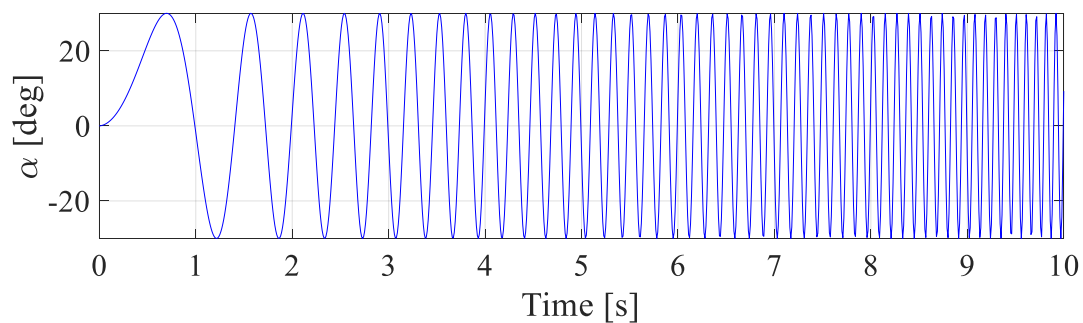


図 A.2.5 操舵系諸元の同定実験入力波形（チャープ入力）

表 A.2.4 実験条件（操舵系同定）

項目	値
勾配	0°（水平）
車両速度	10 km/h および 40 km/h
入力	ハンドル角（チャープ入力：0.1～10Hz）
計測項目	ハンドル角，前輪舵角

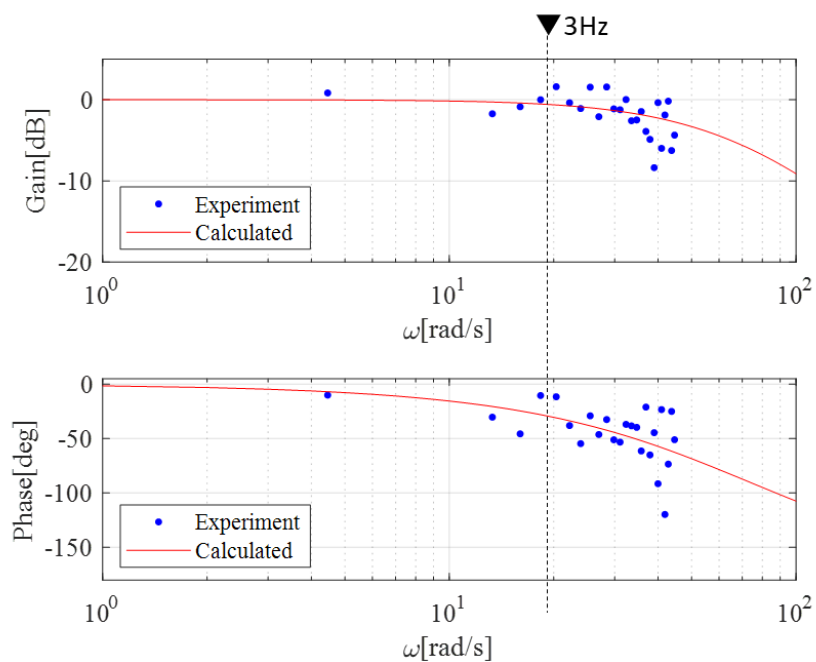


図 A.2.6 操舵系諸元の同定実験結果（車両速度：10km/h）

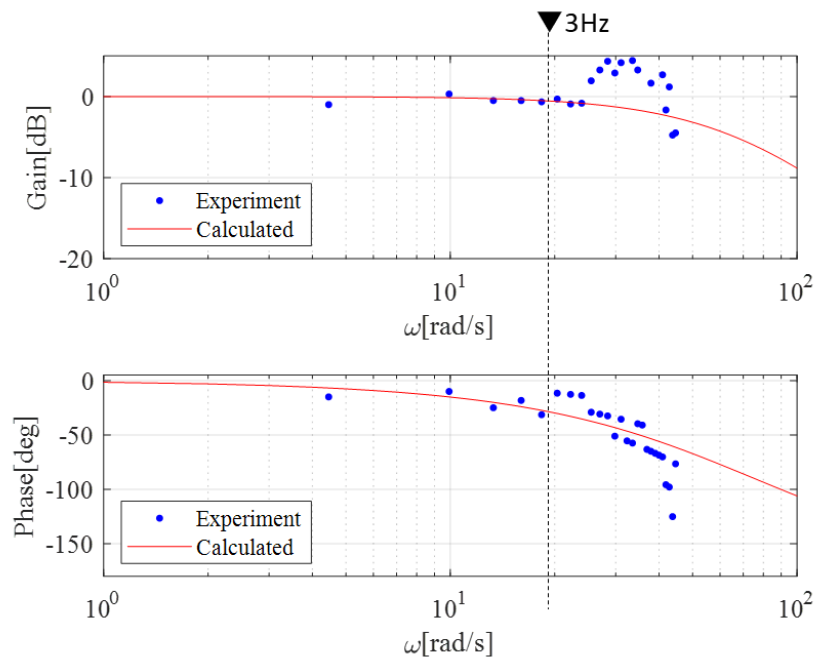


図 A.2.7 操舵系諸元の同定実験結果（車両速度：40km/h）

表 A.2.5 操舵系諸元の同定値

Vehicle parameters	Value
ω_s	73.4 rad/s
ζ_s	1.0

A.3 操舵系モデルの必要性

ここでは、横方向の車両運動のモデル化には、二輪モデルだけでなく操舵系のモデルも必要であることを、実車挙動の解析により示す。

図 A.3.1 のように横変位をフィードバックしたとき、すなわち式 (A.3.1) のように舵角を算出したとき、横位置の目標値から実際の値までの一巡伝達関数は式 (A.3.2) のようになる。

$$\delta_{FB} = -K_y e_y \quad (\text{A.3.1})$$

$$y = \frac{K_y G_y}{1 + K_y G_y} y_r \quad (\text{A.3.2})$$

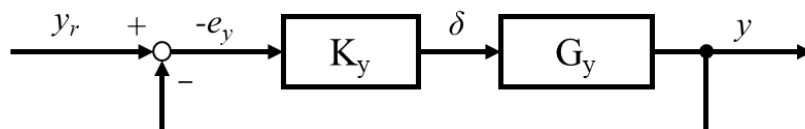


図 A.3.1 横変位をフィードバックしたときのブロック線図

式 (A.3.2) で表される閉ループ系について、 K_y を $0 \sim \infty$ まで変化させたときの根軌跡を描くと、図 A.3.2 のようになる。ただし、ここでは例として車速は 10km/h としている。図 A.3.2 は、 K_y が ∞ まで大きくなっても、極の虚部の値は大きくなるものの、不安定領域には到達しないことを示している。

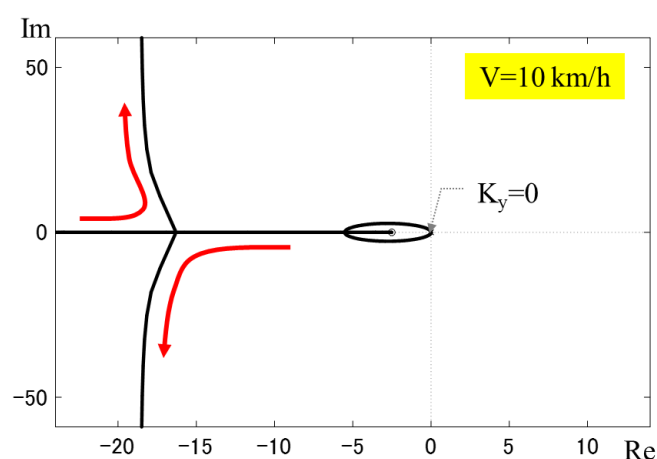


図 A.3.2 車両運動と横変位フィードバックを組み合わせたときの根軌跡

しかし実車両においてはそのようなことはなく，横変位 e_y をフィードバックしてフィードバックゲイン K_y を大きくすると，図 A.3.3 のように操舵の振動が大きくなり，発散を起こす．つまり，前輪舵角を入力とした車両運動のみのモデルでは，実車の挙動を十分に説明できないことがわかる．

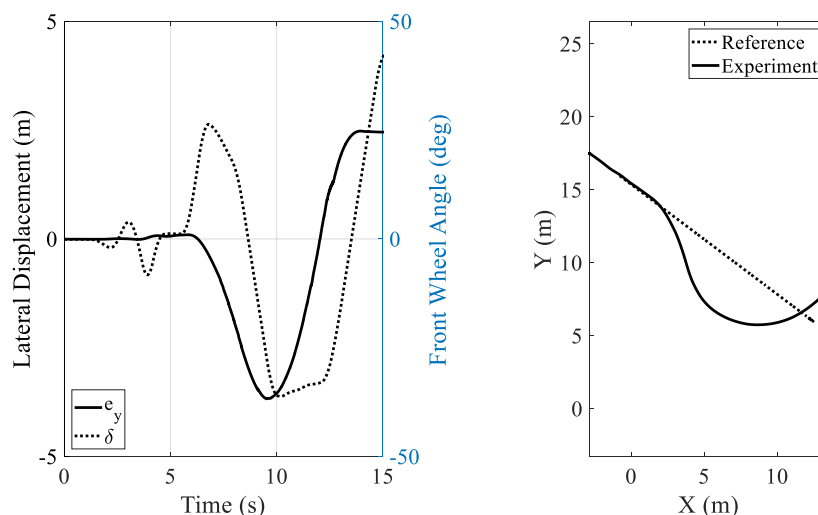


図 A.3.3 横変位に対するフィードバックゲインを大きくしたときの実験結果

そこで，車両の入力装置が，ステアリングコラムシャフトに取り付けられた操舵モータであることから，操舵系の伝達関数 $G_s(s)$ を考慮する．すると，根軌跡は図 A.3.4 のように変化し，実車の不安定な挙動が説明できることがわかった．また，実車において安定限界となるフィードバックゲイン K_y は 60 程度であり，図 A.3.4 の値に近い値，操舵系の伝達関数 $G_s(s)$ および，車両の伝達関数 $G_v(s)$ の二つを組み合わせることで，実車の横方向運動が表現できていると考えられる．

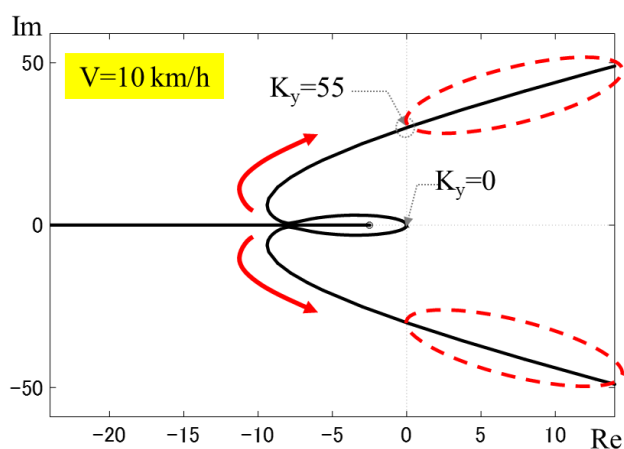


図 A.3.4 車両運動+操舵系と横変位フィードバックを組み合わせたときの根軌跡

A.4 大型車の車両安定性

先行研究の中でバスの車両運動における課題が挙げられているが、乗用車との比較は行われていないため、ここで、乗用車とバスの代表的な諸元を用いて車両運動の特徴を比較し、バスにおける横方向制御の課題を挙げる。

比較対象は、代表的な前置きエンジンの乗用車、路線バスを想定した小型バス、観光バスを想定した大型バスの3種類とし、その諸元を表 A.4.1 に示す[A.2][A.3]。ここで、車両のステア特性を表すスタティックマージン (SM) は以下のように定義され[A.1]、SM が正のときはアンダーステア、0 のときはニュートラルステア、負のときはオーバーステア特性となる。

$$SM = -\frac{l_f K_f - l_r K_r}{l_{wb}(K_f + K_r)} \quad (A.4.1)$$

表より、3種類の車両はいずれも SM が正の値となりアンダーステアを示すが、バスはエンジンが車両後部に配置されているため重心が後方にあり、SM の値も小さくなりやすいことがわかる。SM の値は大きいほどより安定的とされているため、乗用車の方がより安定的であることがわかる。

表 A.4.1 比較する3種類の車両諸元

	①乗用車	②小型バス	③大型バス
車両質量(m)	1300 kg	5500 kg	14000 kg
ヨー慣性モーメント(I)	1950 kg・m ²	20600 kg・m ²	122500 kg・m ²
重心から前軸までの距離(l _f)	1.0 m	2.5 m	3.5 m
重心から後軸までの距離(l _r)	1.5 m	1.5 m	2.5 m
前輪のコーナリングパワー(K _f)	40000 N/rad	50000 N/rad	100000 N/rad
後輪のコーナリングパワー(K _r)	50000 N/rad	130000 N/rad	250000 N/rad
スタティックマージン(SM)	0.16 (アンダーステア)	0.10 (アンダーステア)	0.13 (アンダーステア)

また、操舵に対する車両の応答の固有振動数 ω_n と減衰比 ζ は、下記のように表すことができ、減衰比 ζ と速度との関係性を、各車両に対して図示すると図 A.4.1 のようになる。

$$\omega_n = \frac{2l_{wb}}{V} \sqrt{\frac{K_f K_r}{mI}} \sqrt{1 + K_{sf} V^2} \quad (\text{A.4.2})$$

$$\zeta = \frac{m(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r) + I(K_f + K_r)}{2l_{wb} \sqrt{mI K_f K_r (1 + K_{sf} V^2)}} \quad (\text{A.4.3})$$

これにより、いずれの車両においても、速度の増加に伴って減衰比が減少し、振動が生じやすくなっていることがわかる。また、乗用車に比べて、バスの方がより減衰比がやや小さく振動が比較的生じやすいことがわかる。

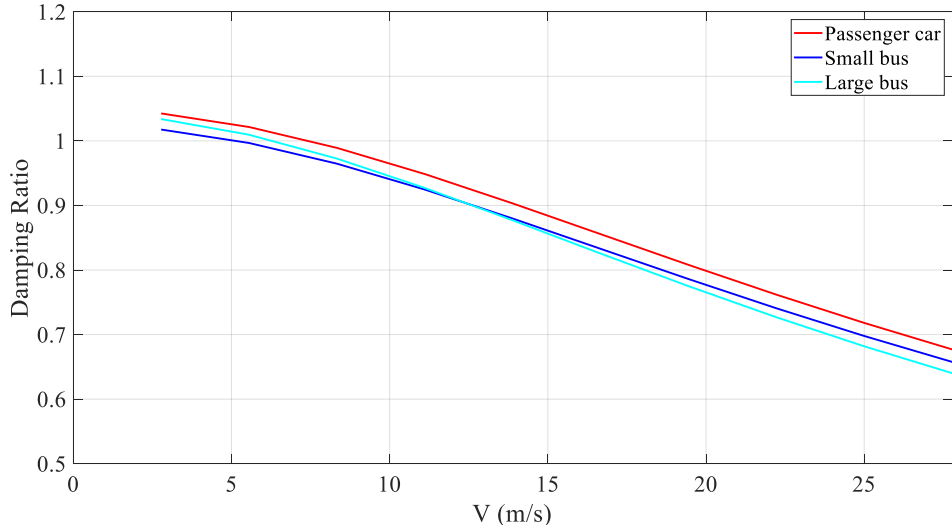


図 A.4.1 車両運動の減衰比(ζ)の速度変化

次に、ハンドル角に対するヨーレートの周波数応答を比較するため、二輪モデルを利用して伝達関数を求める。二輪モデルの車両運動方程式は、式 (4.2.40) ～ (4.2.43) のように表すことができるため、これをラプラス変換してまとめると、運動方程式は式 (A.4.4) のように記述できる。ただし、 s はラプラス演算子、 $\beta(s)$ 、 $\gamma(s)$ 、 $\delta(s)$ はそれぞれ、 β 、 γ 、 δ のラプラス変換を示す。これにより、前輪舵角 δ からヨーレート γ までの伝達関数は、ヨーレートゲイン定数 $G_\delta^\gamma(0)$ を用いて式 (A.4.5) ～ (A.4.7) のように表すことができる。

$$\begin{bmatrix} mVs + 2(K_f + K_r) & mV + \frac{2}{V}(l_f K_f - l_r K_r) \\ 2(l_f K_f - l_r K_r) & Is + \frac{2}{V}(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta(s) \\ \gamma(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2K_f \delta(s) \\ 2l_f K_f \delta(s) \end{bmatrix} \quad (\text{A.4.4})$$

$$\frac{\gamma(s)}{\delta(s)} = G_{\delta}^{\gamma}(0) \frac{1 + T_r s}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \quad (\text{A.4.5})$$

$$G_{\delta}^{\gamma}(0) = \frac{V}{(1 + K_{sf} V^2) l_{wb}} \quad (\text{A.4.6})$$

$$T_r = \frac{m l_f V}{2 l_{wb} K_r} \quad (\text{A.4.7})$$

式 (A.4.5) を用いて、ハンドル角に対する車両ヨーレートの周波数応答を、各車両に対して算出した結果を図 A.4.2～ 図 A.4.4 に示す。ただし、ここでハンドル角から前輪舵角までの遅れは考慮しないものとし、乗用車のステアリングギア比は 18、バスのステアリングギア比はいずれも 20 として、ハンドル角は前輪舵角にステアリングギア比を乗じて算出している。また、車両速度は 50km/h、100km/h、150km/h、200km/h の 4 パターンとした。

操舵の常用域は、一般的に 0.5Hz までとされていることを考慮すると[A.4]、乗用車においては、速度が上昇してもヨーレートのゲインは 1 を超えにくいことがわかる。それに対して、小型バスや大型バスでは、ゲインのピークが 0.5Hz よりも低いところにあるため、常用域においてヨーレートのゲインが 1 を超えやすい、すなわち操舵の振動が生じやすいことがわかる。

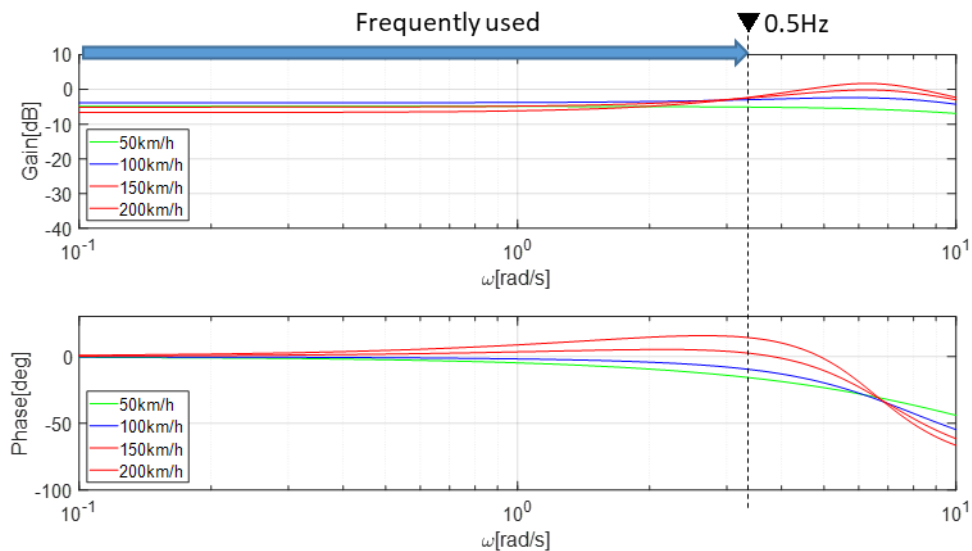


図 A.4.2 ハンドル角に対するヨーレートの応答（乗用車）

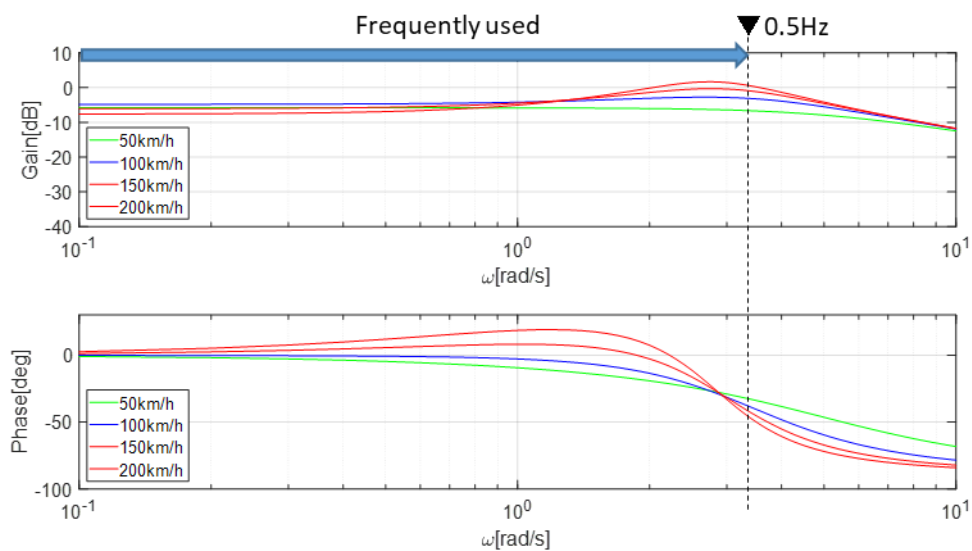


図 A.4.3 ハンドル角に対するヨーレートの応答（小型バス）

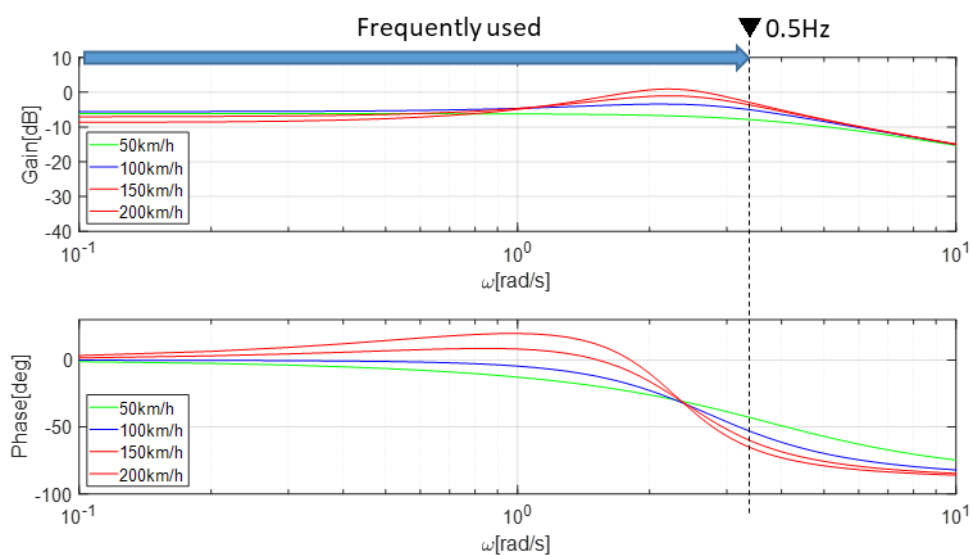


図 A.4.4 ハンドル角に対するヨーレートの応答（大型バス）

A.5 縦方向制御への最適レギュレータの適用

縦方向制御に最適レギュレータを適用したときの検討結果を示す。初めに，駆動時の車両運動を，アクセル電圧 u_a を入力とした状態方程式で表すと以下のようなになる。

$$\dot{x} = Ax + Bu_a \quad (\text{A.5.1})$$

$$y = Cx = [1 \quad 0] \begin{bmatrix} V \\ \dot{V} \end{bmatrix} \quad (\text{A.5.2})$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{a_1}{mT_a} & -\frac{m + T_a a_1}{mT_a} \end{bmatrix} \quad (\text{A.5.3})$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_a}{mT_a} \end{bmatrix} \quad (\text{A.5.4})$$

ここで、 $\dot{z} = e = V - V_r$ とすると、拡大系の状態方程式は下記のように表される。

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ z \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u_a + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \end{bmatrix} V_r \quad (\text{A.5.5})$$

式 (A.5.6) のような評価関数を導入すると、評価関数を最小にする入力 u_a は式 (A.5.7) および (A.5.8) のように表される。

$$J = \int_0^\infty (x^T C^T Q_1 C x + z^T Q_2 z + u^T R u) dt \quad (\text{A.5.6})$$

$$u_a = -K \begin{bmatrix} x \\ z \end{bmatrix} \quad (\text{A.5.7})$$

$$= -k_1 V - k_2 \dot{V} - k_3 \int (V - V_r) dt$$

$$K = R^{-1} [B^T \quad 0] P \quad (\text{A.5.8})$$

ただし、 P は下記の Riccati 代数方程式を満たす正定対称行列である。

$$P \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix}^T P - P \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} R^{-1} [B^T \quad 0] P + \begin{bmatrix} C^T Q_1 C & 0 \\ 0 & Q_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (\text{A.5.9})$$

重み係数 Q_1 、 Q_2 、および R を下記のように定めたときに算出される入力を与えて、停車からの加速・定常走行をシミュレーションした結果を図 A.5.1 に示す。

$$Q_1 = \begin{bmatrix} 1500 & 0 \\ 0 & 0.1 \end{bmatrix}, \quad Q_2 = 100, \quad R = 1000 \quad (\text{A.5.10})$$

また、3.2.1 項で示した PI 制御で算出される入力を与えて同様にシミュレーションした結果を図 A.5.2 に示す。両者を比較した結果、最適レギュレータの方が提案する PI 制御に比べて応答は遅いものの、入力を抑えることができているのがわかる。このように入力の大きさも含めてフィードバックゲインを設計できるのが最適レギュレータの利点であるが、一方で、重み係数と応答性との関係が明確でないために、試行錯誤的になるという課題もある。

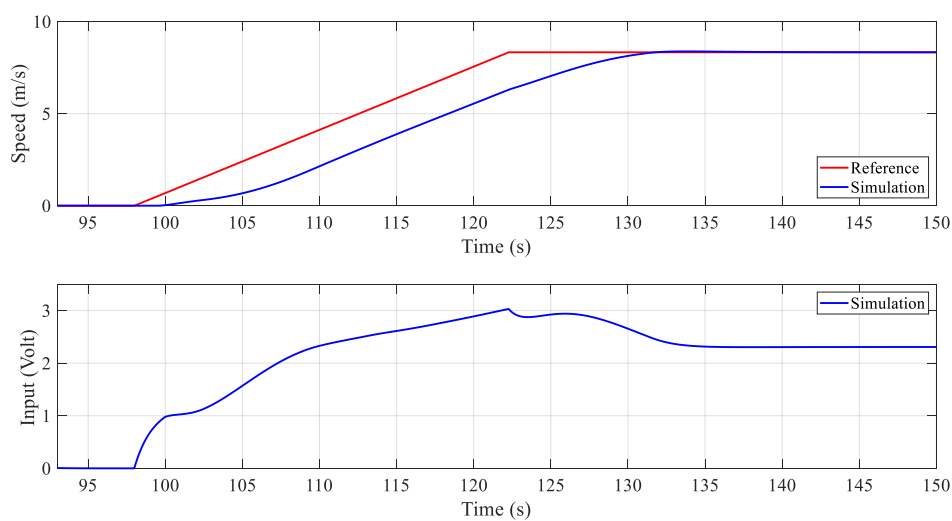


図 A.5.1 最適レギュレータのシミュレーション結果（上図：速度，下図：アクセル電圧）

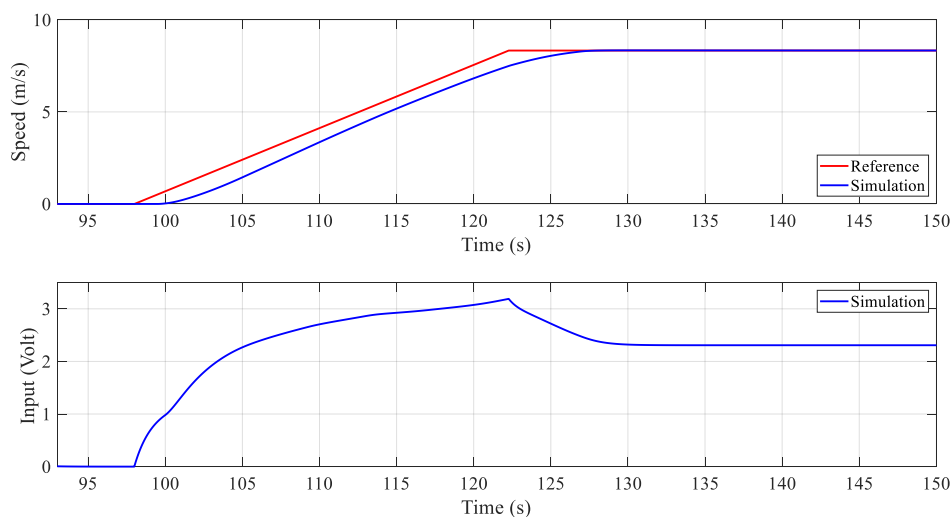


図 A.5.2 提案する PI 制御のシミュレーション結果（上図：速度，下図：アクセル電圧）

A.6 信号予測制御（縦方向制御）

A.6.1 設計方法

信号交差点を自動運転バスが通過する際、PTPS（Public Transportation Priority System：公共車両優先システム）のようなシステムを有する信号であればバスの接近に合わせて信号の灯色を青に変えることができるが、多くの信号ではまだそのようなシステムを有していない。

そのため、車両側で信号の灯色を判定するシステム、あるいは、信号側から車両に灯色を伝達するシステムが必要となる。本研究では、車両側で信号の灯色を判定するシステムとして、信号スプリット情報を利用する方式を採用した。信号スプリット情報とは、表 A.6.1 のように信号灯色のそれぞれの灯火時間を定めたものであり、この情報に従えば、時刻に応じた灯色を算出することができる。しかし、信号が有するローカル時計は、GNSS 時計のようなグローバル時計とずれが生じていることがあるため、本研究では、通過する信号毎にそのずれを事前に取得した。

本手法により、自動運転システムは任意の時刻における灯色を算出できるため、バスが信号交差点に到着する時刻における灯色も予測できることになる。信号灯色を予測できれば、信号が黄色に変わることによる急減速や、ジレンマゾーンへの対応の必要はなくなるため、本研究では信号予測を利用して、信号交差点における縦方向制御を行うこととする。以上より信号予測部の入出力は図 A.6.1 のようになる。

表 A.6.1 信号スプリット情報

Pattern	Time	Red (s)	Yellow (s)	Green (s)
1	7:00	30	5	30
2	9:00	40	5	45
・	・	・	・	・
・	・	・	・	・

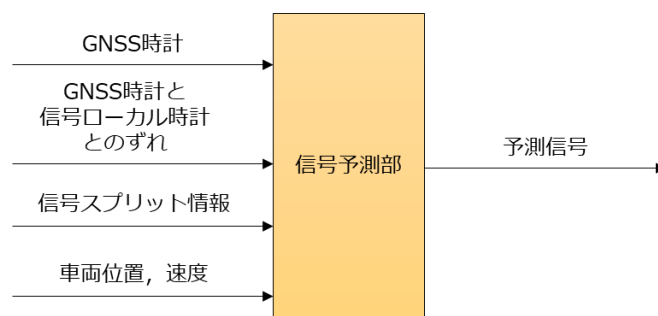


図 A.6.1 信号予測部入出力

予測された信号の灯色を元に行う、信号交差点における自動運転バスの縦方向制御を以下に説明する。

初めに、各信号交差点について、図 A.6.2 のように交差点の手前の停止線と、交差点を完全に通過したと判定できる線（以後、通過判断線と呼ぶ）の情報を車両側で事前に保持しておく。そして、車両が信号交差点に近づいたときに信号予測を開始し、現在の速度で走行したときに、そのまま車両が交差点を青色で通過できるかどうかを判断する。仮に車両が通過判断線を通過するまでに、信号が黄色または赤色になる場合は、停止線で停止するように車両を減速させる。ただし、先行車が同様に停止する場合は後述の ACC 制御により、先行車との適切な車間距離を保って停止する。その後信号が青色になってから、先行車がいる場合は先行車に従って、いない場合は交通流を乱さないようスムーズに発車させる。また、車両が現在の速度のまま交差点を通過できると判断された場合は、現在の速度以上で走行する。

上記の判断を交差点付近では常時行うことで、先行車の動きによる自車速度の変化や、車両特性の変化により生じる速度の誤差に対応する。信号予測制御について、以上のフローを図示したものを図 A.6.3 に示す。また、信号予測制御の出力は車両の目標速度とし、出力された目標速度は前述のフィードフォワード制御およびフィードバック制御へと入力される。

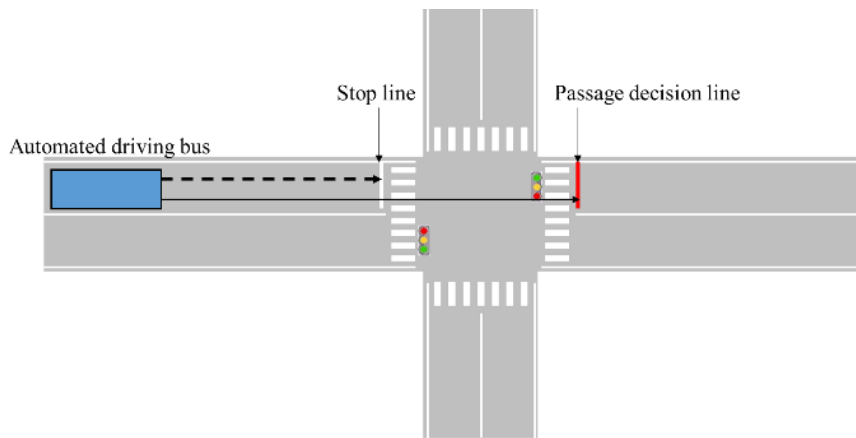


図 A.6.2 交差点での停止線と通過判断線

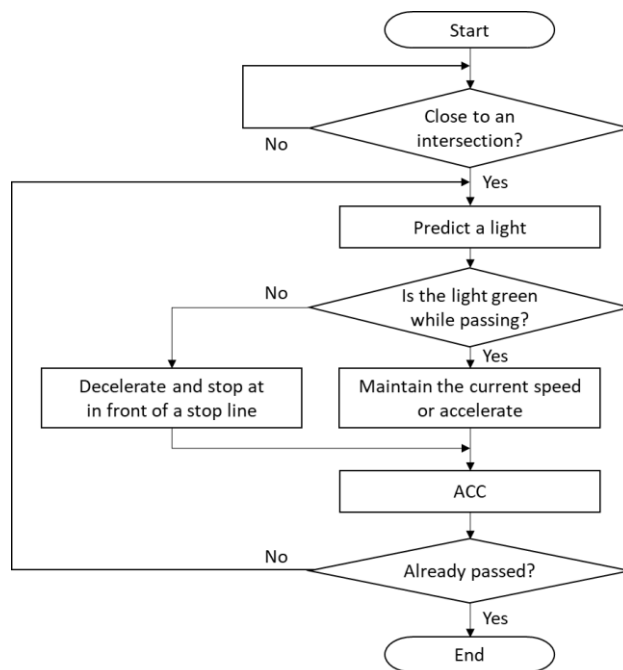


図 A.6.3 信号予測を利用した縦方向制御フロー

A.6.2 実験結果

信号交差点における縦方向制御の結果を図 A.6.4 に示す. $t=31$ [s] 付近で信号予測により, 車両が信号交差点を青信号の間に通過できないと判断したために, 車両が減速を開始し, その後実際に信号が黄色 (車両側は黄色も赤色と同じものとして判断) になっている様子がわかる. $t=90$ [s] 付近で信号が青色に変わり, 安全を確認したうえでスムーズに発進している.

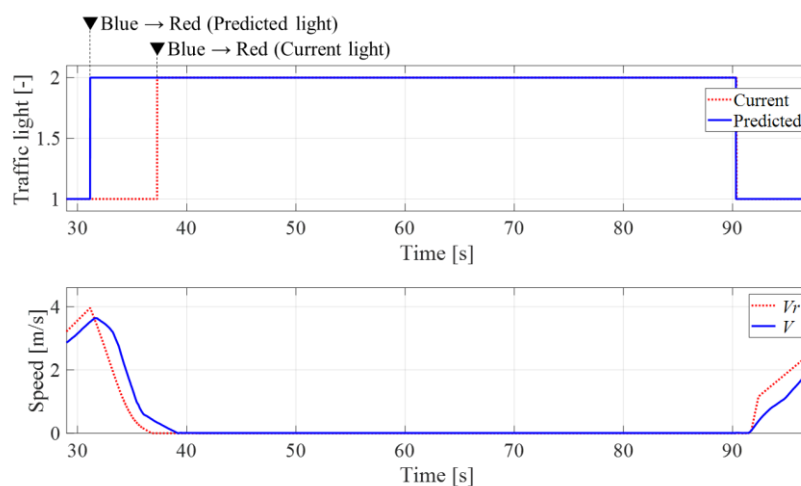


図 A.6.4 信号予測制御実験結果

参考文献（付録）

- [A.1] 安部正人：自動車の運動と制御，山海堂，2007.
- [A.2] 靱山富士男，奥山宏和，武石晶，景山克三：大型車の直進安定性の理論的・実験的考察—第 2 報：後二軸大型トラックの直進安定性—，自動車技術会学術講演会前刷集 962, 1996, pp. 295-298.
- [A.3] 酒井英樹：フォースコントロールにおける安定性とその指標，自動車技術会論文集，Vol. 44, No. 2, 2013, pp. 441-448.
- [A.4] 久代育生，鈴木桂輔：車両運動と操舵系の特性が操舵トルク特性に及ぼす影響解析（低周波操舵入力による操舵感指標の性能設計の為の基礎検討），日本機械学会論文集，Vol. 83, No. 852, 2017, pp. 1-16.