

学位論文

モデル予測制御を用いた小型電気自動車の
運動性能およびエネルギー性能向上に関する研究

東京都市大学 工学研究科

機械システム工学専攻

学籍番号 1591201

氏名 小田 貴嗣

指導教授 野中謙一郎

モデル予測制御を用いた小型電気自動車の
運動性能およびエネルギー性能向上に関する研究

東京都市大学 工学研究科
機械システム工学専攻

小田 貴嗣

Model predictive control for small electric vehicle
enhancing dynamic and energy performance

Research Division in Engineering,
Graduate School of Engineering,
Tokyo City University

Takatsugu Oda

概要

近年地球環境への関心が高まっており、自動車の分野でも環境負荷の低い電気自動車や、消費エネルギーの少ない小型軽量車体などが注目を集めている。しかし一方で、次世代の小型電気自動車には、例えば従来車両と比較して運動性能が低く一充電航続距離が短いといった課題が存在している。こうした課題は広く注目されており、産学連携の委員会においても取り上げられ、解決が求められている。そこで本研究では、モデル予測制御 (MPC: Model Predictive Control) を用いた車両運動制御により、小型電気自動車の課題を改善することを示す。

MPC は実時間最適制御の一種であり、有限時間未来のシステムの挙動を予測し、システムが持つ拘束を考慮した上で最適な制御入力を算出するという特徴を持つ。そこで本論文では、小型電気自動車の運動性能が低い本質的理由である小さな車両発生力の上限を MPC により陽に考慮することで、車両の最大運動性能を達成する。しかし一方で MPC には数式モデルを元に挙動予測を行うため、モデルと実際の車両の応答の差や未知の外乱の影響を受けやすいという欠点が存在する。この影響を抑制するために、高いロバスト性能を有するスライディングモード制御 (SMC: Sliding Mode Control) を MPC と組み合わせる制御器を提案する。そして SMC の入力の上限を考慮できないという欠点を補うために、MPC において SMC の入力を含めて上限を考慮することで、MPC と SMC のお互いの欠点を相補的に補い合う制御を実現する。

EV の航続距離の延長を実現するために、MPC の挙動予測に基づきエネルギー消費量を予測し、これを最小化する制御を行う。この MPC を用いた制御系設計では、階層型や階層統合型といった異なる制御器構造による実現が考えられるため、これらを提案・比較することで制御器構造による性能の差を数値的に示す。さらに有限時間の最適制御である MPC を、走行区間全体を最適化する事前最適化と組み合わせることで、目的地までの到着時間を保証した上でエネルギー消費を抑制するシステムを提案する。これは所望の到達時間を実現するために、道路勾配や法規速度などの情報を元にした最適な走行計画を算出し、この走行計画を元に周囲の環境を考慮しながら走行する MPC により構成される。これは移動手段として自動運転車に要求される、目的地への定刻での到達と高エネルギー性能を両立する制御システムである。

上記の様に、本論文では MPC を用いた車両制御により運動性能向上やエネルギー性能向上といった効果を実現しており、これにより小型電気自動車の持つ課題改善へ貢献するものである。

目次

記号一覧	1
第1章 序論	4
1.1 自動運転の社会的背景およびそれを実現する制御則	4
1.2 次世代電気自動車の有する課題	9
1.3 本論文の構成	12
第2章 制御対象	13
2.1 車両ダイナミクス	13
2.2 車輪ダイナミクスとタイヤモデル	16
2.3 エネルギーフローモデル	21
第3章 MPC と SMC の組み合わせによるモデル予測ロバスト経路追従制御	23
3.1 はじめに	23
3.2 経路追従制御	26
3.2.1 時間軸状態制御形による経路追従制御	26
3.2.2 タイヤ力配分制御	29
3.2.3 車両指示入力の算出	30
3.3 モデル予測経路追従制御	31
3.4 モデル予測ロバスト経路追従制御	33
3.4.1 スライディングモード制御によるロバスト化	33
3.4.2 μ 利用率に基づく摩擦円の考慮	34
3.5 モデル予測ロバスト経路追従制御のシミュレーションによる性能検証	36
3.5.1 低 μ 路加速円旋回	36
3.5.2 一定速円旋回	43
3.6 キャンバ角制御器およびその有効性の検証	46
3.6.1 キャンバ角制御器の設計	46
3.6.2 キャンバ制御の有無による性能差の検証	46
3.7 モデル予測ロバスト経路追従制御の改善	48
3.7.1 多面体によるタイヤ摩擦円および発生可能な一般化力の表現	48

3.7.2	提案制御器の拡張	52
3.8	JSAE-SICE ベンチマーク問題を用いたモデル予測ロバスト経路追 従制御の検証	53
3.8.1	JSAE-SICE ベンチマーク問題	53
3.8.2	シミュレーション条件	55
3.8.3	加速旋回試験	57
3.8.4	マタギ路における減速旋回試験	59
3.8.5	ダブルレーンチェンジ試験	61
3.8.6	横風走行試験	63
3.9	まとめ	65
第 4 章	MPC を用いたモデル予測省エネルギー走行制御	66
4.1	はじめに	66
4.2	モデル予測省エネルギー走行制御	68
4.2.1	階層統合型省エネルギー走行制御	68
4.2.2	階層型省エネルギー走行制御	69
4.3	実高速道路データを用いたモデル予測省エネルギー走行制御の検証	72
4.3.1	シミュレーション条件	72
4.3.2	検証結果および考察	74
4.4	事前速度最適化を用いた省エネルギー走行システム	78
4.4.1	任意の走行時間での走行を実現するための事前速度最適化	78
4.4.2	事前速度最適化設計例	79
4.4.3	走行時間を陽に考慮した MPC	84
4.5	事前速度最適化を用いた省エネルギー走行システムのシミュレー ションによる検証	86
4.5.1	シミュレーション条件	86
4.5.2	検証結果および考察	87
4.6	まとめ	90
第 5 章	結言	91
5.1	総括	91
参考文献		92
謝辞		105
研究業績一覧		106

目次

2.1	Vehicle model.	14
2.2	Magic formula.	17
2.3	Characteristic of the magic formula. (combined model)	18
2.4	Characteristic of the magic formula. (changing μ)	19
2.5	Characteristic of the magic formula. (changing f_{zi})	20
2.6	Characteristic of the magic formula. (changing ϕ_i)	20
2.7	Energy flow.	22
3.1	Geometric relationship between reference path and the vehicle.	27
3.2	Block diagram of the nominal control system.	32
3.3	Block diagram of the robust control system.	35
3.4	Acceleration while cornering.	42
3.5	Cornering under the wind.	45
3.6	Acceleration While Cornering with camber control.	47
3.7	Approximated octagonal friction circle.	49
3.8	Feasible generalized force set.	51
3.9	Block diagram of the control system.	51
3.10	The friction circle of normal and low RRC tire.	54
3.11	Acceleration while cornering.	58
3.12	Deceleration while cornering.	60
3.13	Double lane change scenario.	62
3.14	Side wind scenario.	64
4.1	Testing course on metropolitan expressway.	72
4.2	Motor efficiency map.	73
4.3	State response.	76
4.4	Input response.	77
4.5	Control performance.	77
4.6	The results of offline velocity optimization.	82
4.7	Simulation results of the vehicle state.	82

4.8	Simulation results of the energy consumption.	83
4.9	Running time and consumed energy.	83
4.10	State response of the energy conserving control considering travering time.	88
4.11	Input response of the energy conserving control considering travering time.	89

表目次

1.1	Previous studies of vehicle motion control.	8
3.1	Vehicle parameters on simulation.	37
3.2	Tire parameters on simulation.	38
3.3	Controller parameters on simulation.	39
3.4	Vertices of approximated octagonal friction circle.	49
3.5	Vehicle parameters on Dymola.	54
3.6	Controller parameters.	56
4.1	Vehicle parameters on simulation.	73
4.2	Controller parameters on simulation.	73
4.3	Simulation results.	75
4.4	Motor parameter.	82
4.5	Controller parameters on simulation.	86
4.6	Simulation results.	87

記号一覧

Element	Symbol
Vehicle	
Total mass	m
Inertia moment of vertical axis	I_z
Distance between front wheel and CoG	l_f
Distance between rear wheel and CoG	l_r
Half length of tread	w
Position in world coordinate	(x, y, z)
Attitude angle	θ
Velocity	v
Vehicle slip angle	β
Yaw rate	γ
Generalized forces	F_v, F_β, F_γ
Maximum generalized forces	$\bar{F}_v, \bar{F}_\beta, \bar{F}_\gamma$
Unknown disturbance	d_v, d_β, d_γ
Tire	
Position of each tire in body fixed coordinate	(l_i, w_i)
Inertia moment of rolling axis	I_w
Effective rolling radius	r_i
Pure longitudinal slip tire parameter	$B_x, C_x, D_x, E_x, K_x, S_{Hx}, S_{Vx}$
Combined longitudinal slip tire parameter	$B_{x\alpha}, C_{x\alpha}, E_{x\alpha}, S_{Hx\alpha}$
Pure lateral slip tire parameter	$B_y, C_y, D_y, E_y, K_y, S_{Hy}, S_{Vy}$
Combined lateral slip tire parameter	$B_{y\kappa}, C_{y\kappa}, E_{y\kappa}, S_{Hy\kappa}$
Tire forces	$f_{x,i}, f_{y,i}, f_{z,i}$
Maximum tire forces	$\bar{f}_{xi}, \bar{f}_{yi}$
Slip ratio	κ_i
Tire slip angle	α_i
Steering angle	δ_i
Camber angle	ϕ_i

Wheel torque	τ_i
Wheel rolling velocity	ω_i
Motor	
number of pole pairs	$p_{n,i}$
torque coefficient	$K_{t,i}$
armature winding resistance	$R_{a,i}$
equivalent iron loss resistance	$R_{c,i}$
interlinkage magnetic flux	ψ
d, q -axis motor armature current	$i_{d,i}, i_{q,i}$
d, q -axis motor iron loss current	$i_{cd,i}, i_{cq,i}$
d, q -axis inductance	$L_{d,i}, L_{q,i}$
electric angular velocity	$w_{e,i}$
Energy flow	
Total power consumption	P_e
Mechanical power	P_v
Power stored as kinetic energy	P_M
Sum of power stored as rotational energy	P_J
Power loss caused by driving resistance	P_r
Power loss caused by wheel slip	P_s
Electric loss	L_e
Copper loss	L_{Cu}
Iron loss	L_{Fe}
Dissipation energy	P_{dis}
Path	
Tracking error	ζ
Curvature on target trajectory	κ_r
Travel distance of ego-vehicle	s_q
Travel distance on reference path	s_r
Model predictive control (MPC)	
State on MPC	ξ
Target state on MPC	ξ_r
Input on MPC	u
Virtual input for each direction	u_v, u_z, u_θ
Sliding mode control (SMC)	
Sliding surface	$\sigma_v, \sigma_\beta, \sigma_\gamma$
Upper-bound of unknown disturbance	$\bar{d}_v, \bar{d}_\beta, \bar{d}_\gamma$
Boundary layer	$\Lambda_v, \Lambda_\beta, \Lambda_\gamma$
Controller	

Index functions on pre-optimization	J_{pre}
Index functions on MPC	J_{mpc}
Index functions on control allocation	J_{ca}
Index functions on wheel control	$J_{wc,i}$
μ usage rate	η_{mpc}, η_{smc}
Maximum μ usage rate on MPC	$\bar{\eta}_{mpc}$
μ usage rate of each tire	$\eta_{ca,i}$
Generalized forces generated in MPC	$F_{v,mpc}, F_{\beta,mpc}, F_{\gamma,mpc}$
Generalized forces generated in SMC	$F_{v,smc}, F_{\beta,smc}, F_{\gamma,smc}$

第 1 章

序論

本研究では自動運転制御において注目を集めているモデル予測制御により、次世代の小型電気自動車の持つ課題を改善する運動制御を実現する。本章ではまず研究背景として、近年注目を集めている自動車の自動運転に関する社会的背景を概括し、実際にそれを実現する制御技術について説明する。その後、次世代の小型電気自動車として超小型モビリティが注目を集める背景やその特徴を述べ、本研究で扱う超小型モビリティが持つ課題について触れた上で、本論文の構成を説明する。

1.1 自動運転の社会的背景およびそれを実現する制御則

自動車の中でも特に乗用車は他の交通機関と異なり個人のニーズに応じて好きな時間に好きな場所へ移動できるという大きなメリットを有しており、我々の生活になじみ深い便利な移動手段である。しかし一方で、交通事故や環境問題を始めとする負の側面をもたらしていることも事実であり、こうした背景から交通安全基本計画により交通被害の削減を目的とした施策が多く施行されてきた。内閣府発表資料 [1] によると、交通事故死亡者数は 1996 年から減少傾向が続いているのに対し事故発生件数は 2004 年まで増加傾向である。これは 1995 年より前面衝突試験が義務付けられたことにより、衝突時に乗員を保護するシートベルトやエアバック、車体構造の工夫のようなパッシブセーフティ技術が向上した効果が影響していると考えられるが、一方で事故発生件数は 2004 年以降減少傾向が続いている。この傾向は車体の運動性能の向上のほかに、近年の事故を未然に防止する技術である横滑り防止装置 (ESC: Electronic Stability Control) を始めとするアクティブセーフティ技術の貢献が考えられる。こうしたこれまでの技術的動向を踏まえて、官民 ITS 構想・ロードマップ [2] では交通事故件数削減に対するマイルストーンとして、2020 年までに”世界一安全な道路交通社会の構築”という目標のもと、2015 年では 4177 人だった交通事故死亡者を 2500 人以下に減らすという指標を掲げている。そのため今後も継続した各セーフティ技術の研究開発が求められるが、一方で米国において近年の交通事故は約 94% がドライバーに起因しているという分析結果 [3] から分かるように、ドライバーのヒューマ

ンエラーをいかに防ぐかといった点にも高い関心もたれている。

次世代の社会として”Society 5.0” [4] の推進が第5期科学技術基本計画において策定されている。超スマート社会とも呼ばれる Society 5.0 は、狩猟社会、農耕社会、工業社会、情報社会に続く新たな社会として注目を集めており、人々に豊かさをもたらすことを目的とした国策として産学官に広く推進されている。特に自動車の分野では自動運転が戦略分野として推進されており、前述の交通事故の予防や被害の抑制にとどまらず、移動サービスの高度化や”移動弱者”の解消、物流革命の実現を目的としている。自動運転を含む ITS(Intelligent Transport Systems) は IT 技術やデータ技術の進展を背景に近年急速に発展している分野である。特に自動運転技術などにおいて世界的なイノベーションによる技術進歩が著しく、国際条約であるジュネーブ条約では”自動車は常時人間の運転が必要である”と自動運転技術を想定していないものであるため、自動運転実現にむけた国際基準作りが世界的にも進められている。日本でも”世界最先端 IT 国家創造宣言”が策定された 2013 年以降、多くのメーカーが自動走行システムのデモや行動実証を行っており、2020 年オリンピック・パラリンピックに向けた自動運転をマイルストーンとして、内閣や各省庁において実際に様々な国家戦略特区や国家プロジェクト、調査委員会による検討 [2] が、各自動車メーカーにおいても自動運転に関わるコンセプトや製品などの発表がなされている。

自動車の自動運転に関する研究は古くから行われており、欧州では欧州先端技術研究共同計画 (EUREKA: European Research Coordination Action) において 1987 年からプロメテウス計画 (PROMETHEUS project: PROgramme for a European Traffic of Highest Efficiency and Unprecedented Safety) と呼ばれる道路交通システムに関する研究プロジェクトが行われていた [5]。この計画は交通効率や安全性向上を目的とした 96 カ月に及び、欧州 6 カ国の自動車関連メーカーや大学などにより行われる大規模なものであった。一方米国ではアメリカ国防高等研究計画局 (DARPA: Defense Advanced Research Projects Agency) が先進的な課題の解決を競技として広く求めており、2004 年のグランドチャレンジを始めとして毎年自動運転車のレースを開催していた。特に 2007 年の 3 度目のグランドチャレンジはアーバンチャレンジとして広く知られており、市街地を想定したコースにおいて、他の車列への合流や障害物への対応などを全ての交通規制を順守して行うことが要求されていた。このレースに参加したチームの技術の一部は広く公開されており、優勝したタータンレーシングの作成した車両 Boss [6] や準優勝のスタンフォードレーシングの Junior [7]、3 位であった VictorTango の Odin [8] などの各車両のアーキテクチャを知ることができる。さらに完走 6 チームのうちの一つであるチームコーネルについては、実際に車両制御に用いたコードが公開されている [9]。また近年では、各自動車メーカーが精力的に路上での自動運転技術開発を行っており、実際に公道を自動運転で走行した研究成果についても報告がみられるようになりつつある [10,11]。

前述の自動運転車両のシステムの多くは、主に「自車位置推定」、「外界認識」、「行動計画」、「車両制御」に大別され、この構成は現行の企業で行われている自動運転技

術 [10–12] と同様である。こうしたシステム構成では、まず自車位置推定により自車の走行している位置座標や車両の向いている方位を推定し、外界認識により周辺車両状況や交通規制について認識している。その認識を元に行動計画において自車がどのような行動をとるべきかを判断し、その行動を実現するための制御を行う。自車位置推定システムや外界認識技術については、車両の搭載した様々なセンサの情報をセンサフュージョンにより組み合わせることでより高い精度での推定を可能としており、これは現行の ADAS(Advanced Driver Assistance System) においても必要な技術であることから現在においても様々な研究開発および実用化がなされている。一方で行動計画や車両制御については、ノード点に基づいてグラフ探索アルゴリズムの一つである A^* アルゴリズムを用いて参照経路を生成し、その経路を PID 制御などにより追従する手法が多く採用されている。

しかしこうした手法では、車両の速度ベクトルと車体の向きとの角度の差で表される横滑りを考慮していないことから横滑り角増大によるスピニアウトを抑止できない点や、道路からの逸脱や障害物への回避のためにどの程度の経路追従誤差が許容されるかといった物理的な制約を陽に考慮できないなどという問題点が多く存在する。こうした問題点に対処する車両制御手法は古くから盛んに研究が行われており、様々な制御理論を適用した結果が多数報告されている。具体的には内界センサにより直接計測できない横滑り角や、横滑りに密接に関係するタイヤ剛性などのパラメータを、拡張カルマンフィルタ [13] やスライディングモードオブザーバ [14]、またこれらの組み合わせ [15] やルエンバーガー型のオブザーバ [16] により推定する手法などがある。また横滑りなどの不確定性に対処する制御手法として、スローマニホールド法 [17] やバックステッピング法 [18, 19]、線形行列不等式 [20]、またロバスト制御の一種であるスライディングモード制御 (SMC: Sliding mode control) [21] などを用いる手法が提案されている。さらに道幅や障害物などの制約を陽に考慮するために、双曲線投影法 [22] やコマンドガバナ [23]、最適制御の一種であるモデル予測制御 (MPC: Model Predictive Control) [24–28] などを用いたアプローチが提案されている。

また自動車には車両速度が高速になると不安定化しやすいという特徴がある [29] ため、アクティブセーフティ技術として車両を不安定化させない技術が製品レベルで多く開発されており、実際に現在販売されている自動車では、基本性能である「走る」「止まる」「曲がる」のうち走るについてはトラクション制御 (TCS: Traction Control System) [30]、止まるについては ABS(Antilock Brake System) [30, 31]、曲がるについては ESC [32] により車両安定化を図っている。一般に ESC は、DYC(Direct Yaw moment Control) と呼ばれる各車輪のタイヤ力を協調させ車両をヨー回転させることで横滑りを抑制する技術であり、車両制御の観点からみると、必要な車両ヨー方向への力をどのタイヤを用いて発生させるかという配分制御 (CA: Control Allocation) [33] の問題とみなすことができる。この配分制御の考え方は冗長な入力自由度を持つ制御対象に対して幅広く用いられており、自動車に限らず航空機 [34–36] や船舶 [37–39]、バイオメカニクス [40] の分野などにみられる。自動車に対する配分

制御では、タイヤの冗長自由度を様々な目的に用いる手法が研究されており、車両安定化 [41–45] や消費エネルギーの最小化 [46–51]、ピッチの最小化 [52] などの先行研究がある。また配分制御を工夫することで制御性能を向上させる研究として、適応的な重みづけを導入する手法 [45, 53] や、配分の際に制御対象の持つダイナミクスを MPC を用いて考慮する手法 [54, 55]、最適化問題を非線形代数ループとして表現することで得られる漸化式を用いて計算負荷を削減する手法 [56, 57] なども挙げられる。

さらに、最適制御の一種である MPC が近年注目を集めている。これは制御対象の数式モデルを元に有限時間未来までの挙動を予測し、設定した評価関数に基づいて挙動を最適化する最適制御手法の一種であり、最適化問題を制御時間ごとに解くことで制御対象への制御入力を決定するためシステムの持つ非線形性や拘束条件を考慮しやすいという特徴がある。また各制御周期毎にその時刻 t から有限時間 T 先の未来までの挙動を最適化するため、終端 $t + T$ のホライズンは時刻ごとに後退していく。このことから MPC は RHC (Receding Horizon Control) と呼ばれることもある。さらに MPC はその扱いやすさから学会のみならず産業界においても幅広く用いられる手法である [58, 59]。実際に日本のモデル予測制御の実施者を対象としたアンケート調査 [60] によると、その普及に至る理由は 1) 制御アルゴリズムの基本的考え方が理解しやすい。2) インパルス応答やステップ応答モデルなどという理解しやすい簡単なモデルが使われている。3) 操作量・状態量および制御量に課せられた制約を制御アルゴリズムの中で直接取り扱える。4) 外乱のフィードフォワード機構を取り込んだ多変数フィードバック制御系を構築できる。5) 操作量の数が制御量の数よりも多い系も取り扱える多変数系である。6) むだ時間系, 非最小位相系, 多変数系に対して同一のアルゴリズムで対処できる。7) 設定値変更に対してオフセットが残らない安定制御系が実現できる。8) 上位のオプティマイザと連動させプロセスの経済的最適化運転を実現できる。など多岐にわたっており、こうした背景やまた、MPC のアルゴリズムである将来の予測に基づいた現在の制御入力の決定は人間の行動と類似しているとみなせることなどから、自動車業界においても MPC は幅広く用いられている。MPC を車両へ適用する先行研究として前述の障害物などの回避手法 [24–27] の他にも、人工ポテンシャル場法 [61] や混合整数計画問題 [62] を用いる回避制御手法や HEV (Hybrid Electric Vehicle) のエネルギーマネジメントに適用した研究 [63, 64]、特にこの際にトルク分配 [65] に着目したエネルギーマネジメント手法やドライバモデルの不確定性 [66] や電力需要の運転サイクル毎のばらつき [67] を統計的 MPC により扱う手法が研究されている。また ADAS においてもドライバの不確定性に対処するために統計 MPC を適用する手法 [68] やタイヤ特性を PWA (Piecewise Affine) で表しハイブリッド MPC を適用する手法 [69] が研究されている。さらに、自動運転への適用および実車を用いた検証 [70] や、車両制御に適用することで運動性能 [71–76] や燃費 [77–82] の向上を実現する研究、またロバスト MPC により車両運動の不確定性を扱う研究 [83] や非線形な車両ダイナミクス [84] やタイヤ特性 [85] をそれぞれ LTV (Linear Time Varying) や PWA 表現で近似的に

表すことで計算負荷を削減する研究が行われている。Table 1.1 に CA や MPC を用いた先行研究を目的毎にまとめた表を示す。

本研究では、自動車への適用が活発に研究されている MPC に着目し、より高い制御性能を実現する制御器開発を行うことで §1.2 で述べられる電気自動車の持つ課題を解決することを研究の目的とする。

Table 1.1 Previous studies of vehicle motion control.

Control objective	Control allocation	Model predictive control
Stability enhancement	[41–45, 53–55]	[54, 55, 69, 71–76]
Energy conserving driving	[46–51]	[77–82]

1.2 次世代電気自動車の有する課題

地球温暖化問題への世界的な取り組みであるパリ協定が調印・発効されたことから温室効果ガス削減へ向けた取り組みが活発になっており、自動車業界においてもエネルギー消費と二酸化炭素排出 (CO₂) の削減を目的とした規制強化の動きが世界中で進んでいる。世界で最も規制が厳しいとされる欧州では、乗用車に対して CAFE(Corporate Average Fuel Economy) 方式と呼ばれる各自動車メーカーが販売した車両の平均値に対する規制が導入されており、CO₂ 排出量について 2015 年に 130 g/km, 2021 年に 95 g/km というマイルストーンが定められている [86]。日本においては燃費に対する規制が施行されており、2015 年度には車両重量区分ごとに基準相当平均値 17.0 km/L の規制が、2020 年度には CAFE 方式で 20.3 km/L(CO₂ 換算で 105 g/km 相当) の規制が導入されており、このように自動車の環境負荷に関する規制は年々強化されていることから、環境性能向上は非常に重要な要求であるといえる。一方で米国においては排気ガス規制などは比較的寛容であったが、カルフォルニア州などで導入された ZEV(Zero Emission Vehicle) 規制は、特に注目を集めている。ZEV とは電機自動車 (EV: Electric Vehicle) や燃料電池車 (FCV: Fuel Cell Vehicle) といった排出ガスがゼロの車のことであり、規制では各自動車メーカーに対して一定割合の ZEV の販売が義務付けられている。この流れは米国内にとどまらず、中国でも ZEV 規制に相当する規制が検討されており、またドイツでは 2030 年までに内燃エンジンを搭載した新車の販売禁止を求める議決が連邦議会で可決 [87]、イギリスでも 2040 年から内燃機関自動車 (ICEV: Internal Combustion Engine Vehicle) とディーゼル車の新規販売を禁止すると発表されている。このように世界的な EV シフトが進んでおり、EV の世界市場予測 [88] では 2035 年には 2016 年比で 13.4 倍という極めて高い伸び幅の予測も発表されている。

走行中に CO₂ を排出しない EV の特徴は環境性能以外にも数多く存在する。ユーザー視点で見ると、ガソリンではなく電気により駆動するので燃料費が安い点や、内燃機関を用いないことによる静音性、またモータ駆動により加速初期から最大トルクが発生できることによるアクセルレスポンスの良さなどが挙げられる。また家庭のエネルギーマネジメントの観点からみると EV の大きなバッテリーは蓄電池としてみることができ、これを利用して家庭で使うエネルギーを節約する HEMS(Home Energy Management System) 技術が注目を集め研究されている [89]。本論文のテーマである運動制御の側面から EV に着目すると、駆動源にモータを利用することにより内燃機関と比較して 10 ~ 100 倍近く素早いトルク応答や、モータの分散配置による各車輪で独立した制駆動が可能になる点、従来の内燃機関では困難な出力トルクの推定が印加電圧により容易に推定できる点などが EV のメリットとして考えられる [90]。

一方で EV には依然として充電インフラや航続距離に関する課題が存在している。特に充電インフラが十分に整っていないという課題に対して、日本では 2014 年から

経済産業省が次世代自動車充電インフラ整備促進事業 [91] により充電設備新設への補助金を交付することで問題解決を図っている。この結果一般財団法人電力中央研究所によるシミュレーションでは約 30 km 毎に充電器が設置されれば電欠は起きないとされている中で、計算上平均 26.5 km あたりに 1 つ充電設備が存在するほどに整備が進んでいる [92]。また別の課題として航続距離の問題が存在している。これは本質的にガソリンのエネルギー密度がおおよそ 10 000 Wh/L なのに対してバッテリーのエネルギー密度が数 100 Wh/L と極めて小さい [93] ことが原因である。また ICEV ではエンジンの廃熱を利用した暖房が可能であった一方で、廃熱が少ない EV では暖房にバッテリーの電力を使う必要がありこれも航続距離を低下させる一因となっている。このためバッテリー性能の性能向上と価格低減に関する目標値が経済産業省から示されており、NEDO 等を通じた研究開発支援も実施されている [94]。航続距離延長に関する取り組みはバッテリーの性能向上以外にも盛んに行われており、英国では地面に埋め込まれたコイルから走行中の EV に電力を供給する EV 専用レーンの実証実験が行われている [95]。また本論文のテーマである運動制御の側面からのアプローチとして、走行時の車両消費エネルギーを削減することで航続距離を延長する取り組み [96,97] も注目されており、前述の CA 技術 [46–50] や自動運転技術 [77–82] を用いる様々な研究がなされている。さらに CA 技術の発展として、車両状態に応じて適応的に各車輪への配分比を変更する手法 [98] や実験的に作成した電力効率マップを用いて CA を行い実機による検証を行う研究 [99]、また NEDC (New European Driving Cycle) 走行時の消費エネルギーを解析し特に大きな影響を持つモータ損失を抑制する CA 技術 [51] などが報告されている。さらに制動時に駆動源であるモータを逆回転させ発電機として用いることで運動エネルギーを電気エネルギーとして回収する回生ブレーキ技術 [100] や各車輪の回生ブレーキを協調することで車両の回転方向の安定性を向上させる技術 [101]、車両旋回時の駆動力配分と消費エネルギーの関係を解析し数式モデルを作成する研究 [102] など多岐にわたる研究が行われている。

日本では超小型モビリティ (ULV: Ultra Light-weight Vehicle) が提案され、その導入・普及が国により推し進められている。この ULV は国土交通省により”自動車よりコンパクトで小回りが利き環境性能に優れ、地域の手軽な移動の足となる 1 人～2 人乗り程度の車両”と定義されている [103]。これは自動車による移動距離は 10 km 以内が約 6 割を占め、また乗車人数は 2 人以下が多いという日本の交通実態を背景とした、環境対応車を活用したまちづくりの検討から生まれたものである。この普及により環境負荷の削減だけでなく、観光拠点が点在する地域における移動手段や、自動車の運転が困難な高齢者の移動支援、道幅の小さい路地などにおける利便性向上などの副次的便益が期待されており、実際にこうした ULV は各自動車メーカーより発売されている。この ULV の社会的受容性や課題洗い出しのために全国各地で既実証実験が行われ [103]、業務用として宅配や訪問業務、観光利用として観光地の周遊、日常利用としてシェアリングや日常移動手段としての貸し出しなど、多岐にわたる

41 件の導入促進事業も行われてきた [104]. これらのフィードバックにより得られた超小型モビリティ普及促進に向けた課題として主に以下の 5 点が挙げられる.

- 小型車両のための安全性への不安
- 積載量や航続距離などの利便性への懸念
- 充電設備の不足
- 他の次世代自動車と比較して認知度が低い
- 車両買い増し需要にこたえられるような車両の低価格化が必要

このうち積載量は車両内装の工夫により, 充電設備の不足は前述の助成により, 認知度の向上は導入事例の増加により, 低価格化はメーカーの低価格化の努力および国による導入支援による解決が示唆されている [104]. そのため車両安定性や航続距離に関する対策が必要であると考えられる.

こうした車両安定性や航続距離に関する課題は, ULV に限らず電気自動車一般に望まれる制御課題であることから, 本研究ではこれら 2 つの性能に着目し, 制御性能を向上させる制御器の開発を行う. 具体的に, 車両の運動性能を向上させるために, MPC の制約条件を用いて, 小型車両の運動性能が低い本質的な理由である小さな発生力の上限を陽に考慮することで, 車両の最大運動性能を達成する. しかし一方で MPC には数式モデルを元に挙動予測を行うために未知外乱の影響を受けやすいという欠点が存在するため, 高いロバスト性能を有するスライディングモード制御 (SMC: Sliding Mode Control) を組み合わせることで MPC の欠点を SMC により補う制御を提案する. さらに SMC の持つ入力の上限を考慮できないという欠点を補うために, MPC において SMC の入力を含めて上限を考慮することで, MPC と SMC のお互いの欠点を相補的に補い合う制御を実現し, これにより車両の運動性能を向上させる. またエネルギー性能を向上させるために, 車両のエネルギーモデルを元に走行時のエネルギー消費量を予測し MPC により最小化する. この MPC を用いた制御系設計では, 階層型や階層統合型といった異なる制御器構造による実現が考えられるため, これらを提案・比較することで制御器構造による性能の差を数値的に示す. さらに有限時間の最適制御である MPC を, 走行区間全体を最適化する事前最適化と組み合わせることで, 目的地までの所望の到着時間を保証した上でエネルギー消費を抑制するシステムを提案する. これは所望の到達時間を実現するために, 道路勾配や法規速度などの情報を元にした最適な走行計画と周囲の環境を考慮しながら走行する MPC により構成され, 到達時間を走行距離に変換した制約を MPC に課すことで実現される. このシステムは移動手段として自動運転車に要求される, 目的地への定刻での到達と高エネルギー性能を両立する制御システムである. ここで, こうしたシステムを様々な環境において適用する際には, 多様な周辺環境における検討を行う必要がある. そのため本論文では, こうした制御システムの基礎的検討として十分に車両密度が低い高速道路のような, 自車の挙動が阻害されない環境における高いエネルギー性能を実現する車両制御器の提案を行う.

1.3 本論文の構成

本論文の構成は以下のとおりである。まず2章にて本論文で取り扱う車両モデルおよび車両におけるエネルギーフローについて述べる。

3章では運動性能を向上させるために、MPCとSMCを相補的に組み合わせることで、車両発生力の上限を利用した制御や高いロバスト性能を実現する制御器を提案する。さらにキャンバ角制御により運動性能が向上することを示し、他の一般的な手法と比較しても高い運動性能を実現していることを示す。また制御器の検証においては、車両フルダイナミクスを考慮したシミュレーションを行い、学会の提供するベンチマーク問題へ提案制御器を適用することで、より現実に近い車両性能の検証を行った。

4章では電気自動車のエネルギー性能を向上させるために、MPCを用いた省エネルギー走行を実現する制御器を提案する。ここでは構造の異なる2種類の制御器を提案、検証を行うことで、省エネルギーな走行を実現した上で、制御器構造によるエネルギー性能の差を明らかにした。ここでの検証では実際の高速道路データを用いた数値シミュレーションを行うことで、車両エネルギー性能に大きな影響を及ぼす勾配や法規速度といった観点において、現実的な検証を行った。

最後に5章において本研究についてのまとめを述べる。

第 2 章

制御対象

2.1 車両ダイナミクス

一般に剛体は並進・回転の各 3 自由度を有し、車輪・タイヤ等を含めた自動車全体を一つの剛体とみなすことで同様な自由度を持つ。特に自動車などの移動体においては、3 つの並進運動は車両前後、横、上下運動、3 つの回転運動はロール、ピッチ、ヨー運動と呼ばれる。しかしここで、車両は主に地面平面上を運動するというに着目すると、車両の前後、横運動とヨー運動が車両運動の支配的な要素となる。そのため本論文では、平面上の並進 2 自由度、回転 1 自由度の計 3 自由度の車両挙動を扱うとする。

本論文における制御対象は Fig. 2.1 に示される、各車輪に独立した操舵角・駆動トルクを印加できる電気自動車とする。この四輪操舵駆動車両のダイナミクスは、車両の質量、重心周りの慣性モーメントを m, I_z 、重心の座標を (x, y) 、車両の姿勢角、速度、ヨーレート、重心の横滑り角をそれぞれ θ, v, γ, β とすることで、次式で表わされる。

$$\frac{dx}{dt} = v \cos(\theta + \beta) \quad (2.1)$$

$$\frac{dy}{dt} = v \sin(\theta + \beta) \quad (2.2)$$

$$\frac{d\theta}{dt} = \gamma \quad (2.3)$$

$$m \frac{dv}{dt} = F_v + d_v \quad (2.4)$$

$$mv \frac{d}{dt}(\theta + \beta) = F_\beta + d_\beta \quad (2.5)$$

$$I_z \frac{d\gamma}{dt} = F_\gamma + d_\gamma \quad (2.6)$$

さらに車両へ加わる力として、縦・横・回転方向の一般化力 F_v, F_β, F_γ は次式で表される。

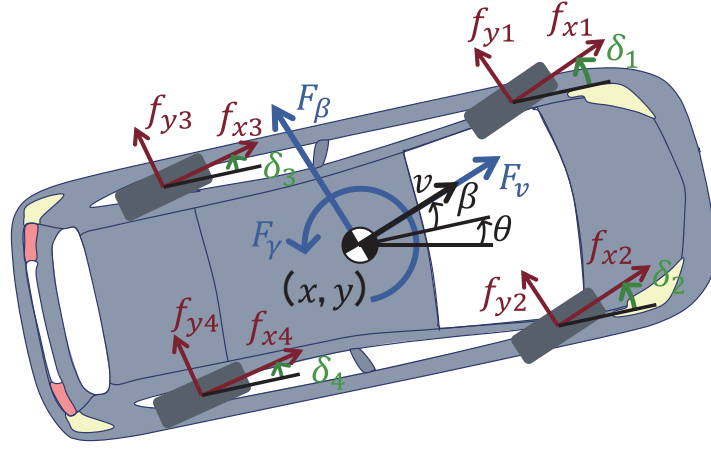


Fig. 2.1 Vehicle model.

$$F_v = \sum_{i=1}^4 (f_{x,i} \cos(\beta - \delta_i) + f_{y,i} \sin(\beta - \delta_i)) \quad (2.7)$$

$$F_\beta = \sum_{i=1}^4 (f_{y,i} \cos(\beta - \delta_i) - f_{x,i} \sin(\beta - \delta_i)) \quad (2.8)$$

$$F_\gamma = \sum_{i=1}^4 (w_i(f_{x,i} \cos \delta_i - f_{y,i} \sin \delta_i) + l_i(f_{x,i} \sin \delta_i + f_{y,i} \cos \delta_i)) \quad (2.9)$$

ここで、各一般化力は、各車輪の発生する縦・横力 $f_{x,i}, f_{y,i}$ の合力として操舵角 δ_i を用いて表される。添え字 $i = 1 \dots 4$ はタイヤ番号を表し、順に左前、右前、左後、右後のタイヤを表す。また、車体固定座標系における各車輪の $x-y$ 座標 (l_i, w_i) は、重心と前輪、後輪間中心との距離 l_f, l_r とトレッドの半幅 w を用いて、 $l_1 = l_2 = l_f, l_3 = l_4 = -l_r, w_1 = w_3 = w, w_2 = w_4 = -w$ と表される。

各方向への未知外乱は d_v, d_β, d_γ を用いて表される。ここで特に車両速度方向の外乱 d_v に着目すると、車両速度に大きな影響を及ぼす走行抵抗 F_{dr} は次式で表される。

$$F_{dr} = \mu_0 mg \cos \theta_\mu + \frac{1}{2} \rho C_d A v^2 + mg \sin \theta_\mu \quad (2.10a)$$

$$\simeq \mu_0 mg + \frac{1}{2} \rho C_d A v^2 + mg \theta_\mu \quad (2.10b)$$

ここで μ_0 は転がり摩擦係数、 θ_μ は道路勾配、 ρ は空気密度、 C_d は抵抗係数、 A は前面投影面積をそれぞれ表す。また、(2.10a) 式の道路勾配を微小と近似することにより (2.10b) 式を得た。

車両挙動は上記の様に平面 3 自由度で表現されるが、実際の車両挙動を考えると車両運動に伴いピッチ角やロール角が変化し、それに伴う重心移動により各車輪の垂直荷重 $f_{z,i}$ が大きく変化する。この垂直荷重 $f_{z,i}$ の変化はタイヤが発生する力に大きな影響を及ぼすパラメータとなるため、これのモデル化を考え、ロール剛性前後配分比 $\rho_1 = \rho_2 = \rho_f, \rho_3 = \rho_4 = \rho_r$ 、車両の重心高さ h 、前後・横加速度 a_x, a_y 、ホイー

ルベース長 $L = l_f + l_r$ を導入することで、垂直荷重 $f_{z,i}$ を次式で得る.

$$f_{z,i} = \frac{1}{2} \frac{L - l_i}{L} mg - \rho_i a_y m \frac{h}{2w} \frac{w_i}{|w_j|} - a_x m \frac{h}{L} \frac{l_i}{|l_j|} \quad (2.11)$$

2.2 車輪ダイナミクスとタイヤモデル

車両は地面とタイヤを通じて接しており、その挙動はタイヤの発生する力により既定される。そのため、車両の運動を扱うためには、タイヤ挙動を適切に制御することが非常に重要である。本章では、まずタイヤの回転方向のモデルについて述べ、その後にはタイヤモデルと呼ばれる車輪と地面の相対運動によって生じる力のモデルについて述べる。

本論文で扱う制御対象は、各車輪に独立したモータを用いることにより任意の制駆動トルク τ_i を発生できるものとする。この時の制駆動トルクによる車輪の回転角速度 ω_i は、車輪の慣性モーメント I_w および縦力 $f_{x,i}$ を用いることで、次式で表される。

$$I_w \dot{\omega}_i = \tau_i - r_i f_{x,i} \quad (2.12)$$

このダイナミクス (2.12) 式により車輪の回転角速度 ω_i に関するモデルを得ることができるが、車体速度 V とこの回転角速度より求まる回転速度 $r_i \omega_i$ が一致しない場合、車輪はすべりを生じることとなる。特に入力トルクが印可される制駆動時 ($\tau_i \neq 0$) においては、車輪と車体とに相対速度が生じることが考えられ ($r_i \omega_i \neq V$)、この相対速度をすべりを表す無次元量とするために正規化したものをすべり率 κ_i と呼び以下式で定義する。

$$\kappa_i := \frac{r_i \omega_i - v}{\max(r_i \omega_i, v)} \quad (2.13)$$

ここで相対速度を速度で除しているため、縦すべり率 κ_i の単位は無次元で、定義域は $[-1, 1]$ となる。一方で車輪速度の向きが車輪の方向 δ_i と異なる場合には、縦すべりと異なるすべりが生じると考えられる。そこで、車輪の速度方向と車輪の方向の差を横滑り角 α_i とし、これは車体の運動と関係付けられるため、幾何学的関係を用いて次式で表す。

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left(\frac{v \sin \beta + l_i \gamma}{v \cos \beta - w_i \gamma} \right) - \delta_i \quad (2.14a)$$

$$\simeq \beta + \frac{l_i \gamma}{v} - \delta_i \quad (2.14b)$$

またここで、横滑り角を微小 ($\beta \approx 0$) とし、トレッド幅 $2w_i$ を旋回半径と比較して十分に小さいとみなすことで、簡易な線形モデル (2.14b) 式が得られる。

上記のタイヤのすべりに関する変数 κ_i, α_i を用いることで、タイヤ発生力を表現する。タイヤの発生力 $f_{x,i}, f_{y,i}$ を表すモデルは、ブラシモデルを代表として多く研究なされているが、本論文では特にモデル精度が高いという特徴から車両運動解析において一般的に利用されている、実験同定モデルの一種である Magic formula を用いる。このモデルでは、車輪すべり率 κ_i や横滑り角 α_i 、キャンバ角 ϕ_i 、垂直荷重 $f_{z,i}$ および路面摩擦係数 μ_j を用いた次の非線形関数でタイヤ発生力を表すものである。

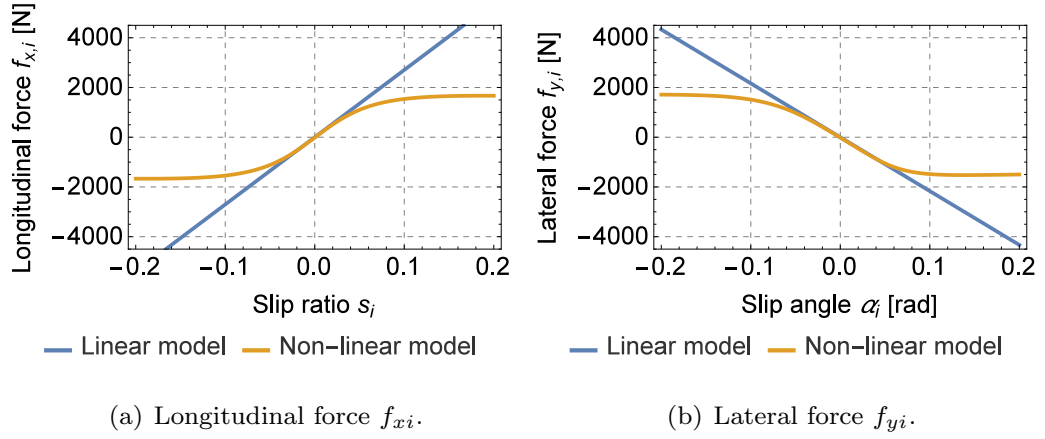


Fig. 2.2 Magic formula.

$$f_{x,i}(\kappa_i, \alpha_i, \phi_i, f_{z,i}, \mu_j) = f_{x0}(\kappa_i, \phi_i, f_{z,i}, \mu_j) \cdot G_{x\alpha}(\kappa_i, \alpha_i, f_{z,i}) \quad (2.15a)$$

$$\simeq K_x \kappa_i \quad (2.15b)$$

$$f_{y,i}(\kappa_i, \alpha_i, \phi_i, f_{z,i}, \mu_j) = f_{y0}(\alpha_i, \phi_i, f_{z,i}, \mu_j) \cdot G_{y\kappa}(\kappa_i, \alpha_i, f_{z,i}, \mu_j) \quad (2.16a)$$

$$\simeq K_y \alpha_i \quad (2.16b)$$

ここで、(2.15b),(2.16b) 式は各方向のタイヤ力 $f_{x,i}, f_{y,i}$ を原点近傍で線形近似した線形タイヤモデルと呼ばれるモデルである。これらのタイヤモデルをそれぞれプロットした結果を Fig. 2.2 に示す。図より非線形タイヤモデルは、原点近傍では線形タイヤモデルとよく似た特性を持つのに対し、すべり率 κ_i や横滑り角 α_i の大きな領域では、線形タイヤモデルと大きな差を生じていることが分かる。これは飽和特性と呼ばれ、タイヤ発生力に上限があるものを表している。(2.15a),(2.16a) 式のうち、 f_{x0}, f_{y0} はそれぞれ純制動状態、純コーナリング状態を、 $G_{x\alpha}, G_{y\kappa}$ は、横滑り角とすべり率が同時にタイヤに発生する際の特性を表す関数で以下で表される。

$$f_{x0} = D_x \sin(C_x \tan^{-1}(B_x \kappa_{xi} - E_x(B_x \kappa_{xi} - \tan^{-1}(B_x \kappa_{xi})))) + S_{Vx} \quad (2.17a)$$

$$\kappa_{xi} = \kappa_i + S_{Hx} \quad (2.17b)$$

$$\alpha_{si} = \alpha_i + S_{Hx\alpha} \quad (2.17c)$$

$$G_{x\alpha} = \cos(C_{x\alpha} \tan^{-1}(B_{x\alpha} \alpha_{si} - E_{x\alpha}(B_{x\alpha} \alpha_{si} - \tan^{-1}(B_{x\alpha} \alpha_{si})))) / G_{x\alpha 0} \quad (2.17d)$$

$$G_{x\alpha 0} = \cos(C_{x\alpha} \tan^{-1}(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - E_{x\alpha}(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha} - \tan^{-1}(B_{x\alpha} S_{Hx\alpha})))) \quad (2.17e)$$

$$f_{y0} = D_y \sin(C_y \tan^{-1}(B_y \alpha_{yi} - E_y(B_y \alpha_{yi} - \tan^{-1}(B_y \alpha_{yi})))) + S_{Vy} \quad (2.18a)$$

$$\alpha_{yi} = \alpha_i + S_{Hy} \quad (2.18b)$$

$$\kappa_{si} = \kappa_i + S_{Hy\kappa} \quad (2.18c)$$

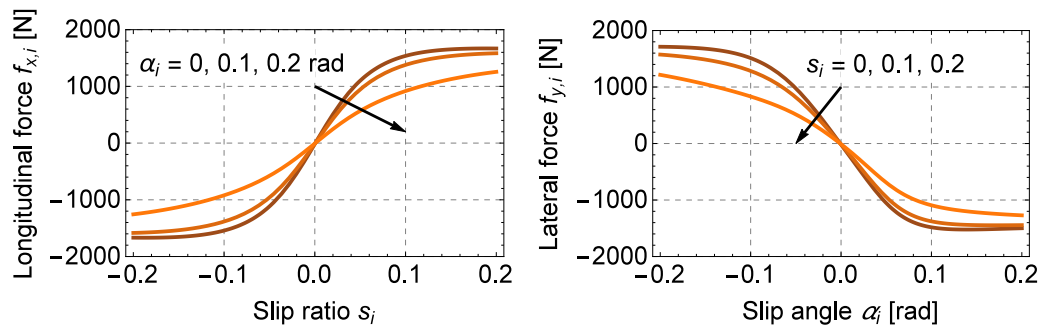
$$G_{y\kappa} = \cos(C_{y\kappa} \tan^{-1}(B_{y\kappa} \kappa_{si} - E_{y\kappa}(B_{y\kappa} \kappa_{si} - \tan^{-1}(B_{y\kappa} \kappa_{si})))) / G_{y\kappa 0} \quad (2.18d)$$

$$G_{y\kappa 0} = \cos(C_{y\kappa} \tan^{-1}(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa} - E_{y\kappa}(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa} - \tan^{-1}(B_{y\kappa} S_{Hy\kappa})))) \quad (2.18e)$$

式中の B_x, B_y は剛性を C_x, C_y は形状を D_x, D_y はピークを E_x, E_y は曲率を表すパラメータである。 $S_{Vx}, S_{Vy}, S_{Hx}, S_{Hy}$ はそれぞれタイヤ力のオフセットを表す。

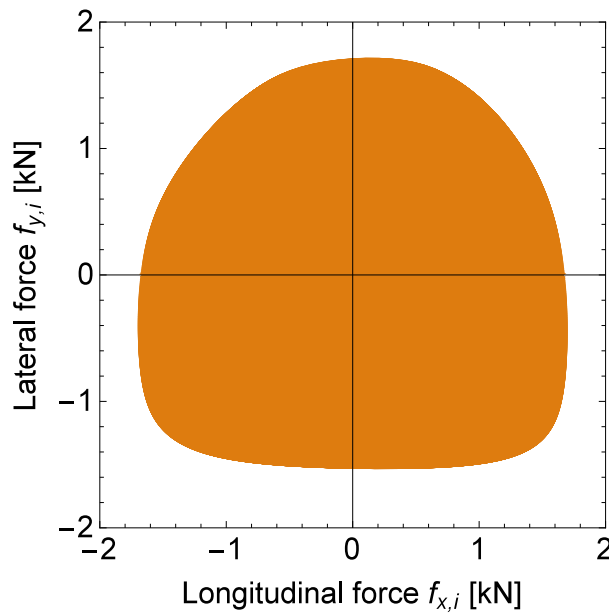
また $B_{x\alpha}$, $C_{x\alpha}$, $E_{x\alpha}$, $S_{Hx\alpha}$ は $G_{x\alpha}$ に関するパラメータを $B_{y\kappa}$, $C_{y\kappa}$, $E_{y\kappa}$, $S_{Hy\kappa}$ は $G_{y\kappa}$ に関するパラメータをそれぞれ表す。

この非線形モデルは $G_{x\alpha}$ および $G_{y\kappa}$ で表される縦、横方向の力の連成を有しており、これを Fig. 2.3(a)(b) に示す。これより、縦すべりや横滑りが大きくなると他方の特性にも大きく影響を及ぼすことが確認できる。Fig. 2.3(c) に、示されるタイヤが発生できる領域を図示したものが、力の連成を考ため用いられる摩擦円である。制御入力として発生させる力は、このタイヤ摩擦円を超えて発生することはできないため、車両運動性能を向上させるためにはこの摩擦円を考慮した制御が必要である。



(a) Longitudinal force.

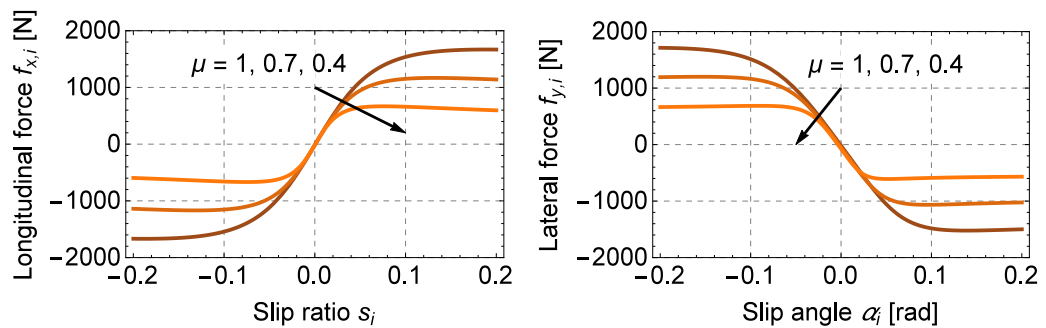
(b) Lateral force.



(c) friction circle.

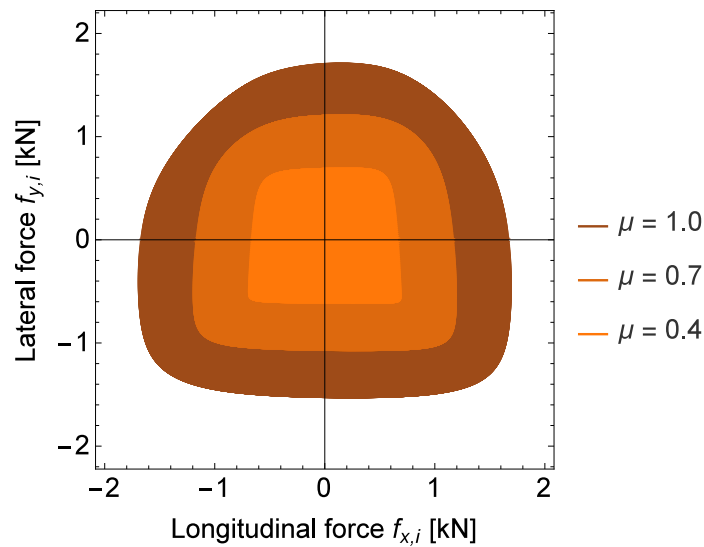
Fig. 2.3 Characteristic of the magic formula. (combined model)

縦・横の発生力に加えて、タイヤモデルは一般に路面摩擦係数 μ_i や垂直荷重 f_{zi} の影響を受ける。これらの影響をそれぞれ Fig. 2.4 と Fig. 2.5 に示した。これらの図より、それぞれ路面摩擦係数 μ_i や垂直荷重 f_{zi} が小さくなるに従い、小さな摩擦円となる、すなわち小さな発生力しか発生することができないことが分かる。このことから、路面環境の変化によるタイヤ発生力の影響は大きく、路面摩擦係数 μ_i が小さい雨道や雪道などではタイヤ力が飽和しやすいことや、急なカーブなどの荷重移動が起こりやすい環境では、内輪荷重が極端に小さくなり制御性能劣化が懸念されることなどが、確認できる。加えて、車輪にキャンバ角を印加した際の横力を Fig. 2.6 に示す。この図から、常用領域においてはキャンバ角を印加することでキャンバスラストと呼ばれる横力が発生することが確認できる。



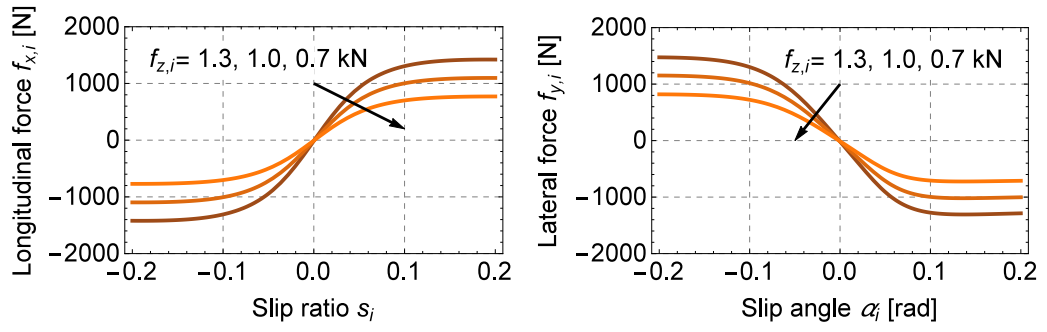
(a) Longitudinal force.

(b) Lateral force.



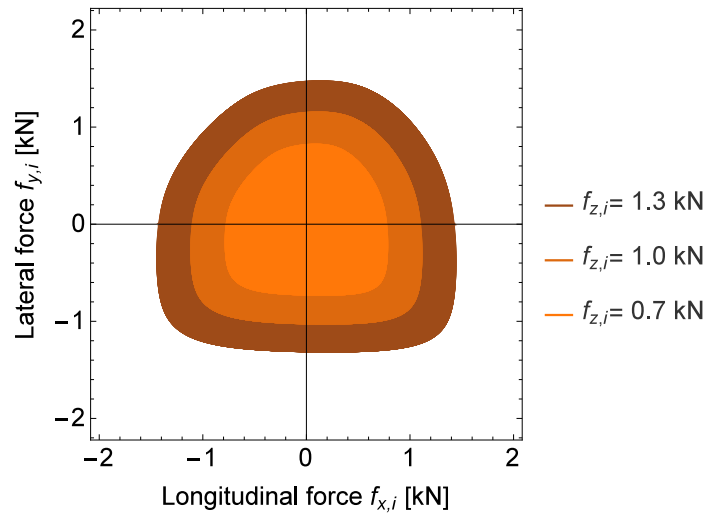
(c) friction circle.

Fig. 2.4 Characteristic of the magic formula. (changing μ)



(a) Longitudinal force.

(b) Lateral force.



(c) friction circle.

Fig. 2.5 Characteristic of the magic formula. (changing $f_{z,i}$)

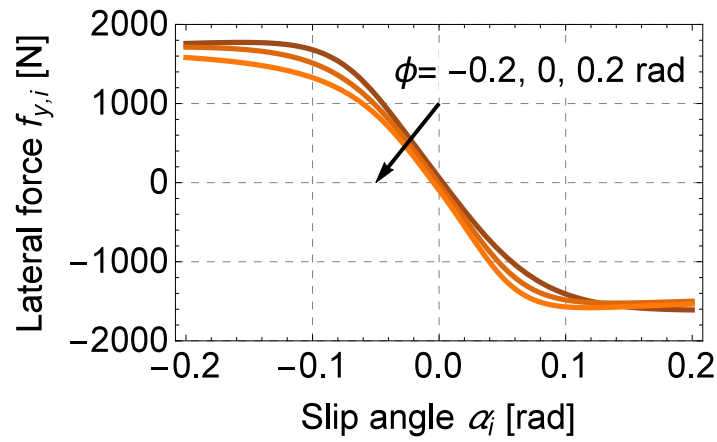


Fig. 2.6 Characteristic of the magic formula. (changing ϕ_i)

2.3 エネルギーフローモデル

電気自動車の消費エネルギーを考慮するために、Fig.2.7 で表される消費電力モデルを導入する。ここで、エネルギーフローモデルの詳細を算出する際には、車両の応答と比較して車輪の応答が十分に早いとして定常状態を扱う。さらに車輪すべり率が微小な領域では $\kappa_i \approx (r_i\omega_i - v)/v$ とみなせることを用いる。これにより以下の近似式を得る。

$$\tau \simeq r_i f_{x,i} \quad (2.19)$$

$$\omega_i \simeq \frac{v}{r}(1 + \kappa_i) \quad (2.20)$$

本研究における車両の消費電力 P_e は、車両の機械仕事率 P_v とモータの電気損失 L_e の和として表す。

$$P_e = P_v + L_e \quad (2.21)$$

まず機械仕事率 P_v に着目すると、各車輪における仕事の総和として以下式で表される。

$$P_v = \sum_{i=1}^4 \tau_i \omega_i = \sum_{i=1}^4 v f_{x,i} \quad (2.22)$$

ここで各車輪なす仕事が車両運動エネルギー変化 P_M 、車輪の回転エネルギー変化 P_J 、走行抵抗による仕事率 P_r 、車輪スリップによる仕事率 P_s へ変化することから以下の詳細モデルを得る。

$$P_v = P_M + P_J + P_r + P_s \quad (2.23)$$

$$P_M = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} m v^2 \right) \quad (2.24)$$

$$P_J = \sum_{i=1}^4 \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} I_w \omega_i^2 \right) \quad (2.25)$$

$$P_r = v F_{dr} \quad (2.26)$$

$$P_s = \sum_{i=1}^4 (|v \kappa_i f_{x,i}| + |v \alpha_i f_{y,i}|) \quad (2.27)$$

次に電気損失 L_e は、主にモータの銅損 L_{Cu} および鉄損 L_{Fe} よりなるとする。

$$L_e = L_{Cu} + L_{Fe} \quad (2.28)$$

そこで銅損 L_{Cu} および鉄損 L_{Fe} のより詳細なモデルを考える。

まず各駆動モータにおける銅損の合計 L_{Cu} はモータの電機子巻線抵抗 $R_{a,i}$ を用いた以下式で表される。

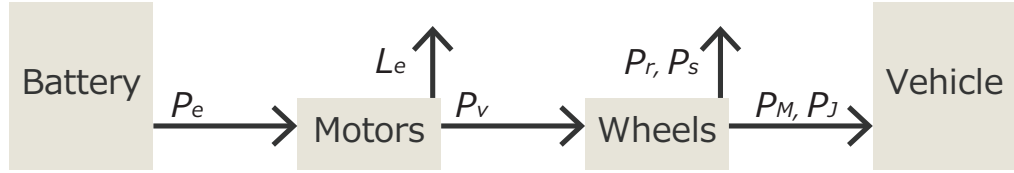


Fig. 2.7 Energy flow.

$$L_{Cu} = \sum_{i=1}^4 R_{a,i} (i_{q,i}^2 + i_{d,i}^2) \simeq \sum_{i=1}^4 R_{a,i} i_{q,i}^2 \quad (2.29)$$

ここで q 軸の銅損が d 軸と比較して十分に小さいとした。またリアクタンストルクに比べマグネットトルクが十分に大きく q 軸電流が d 軸電流に比べて十分大きいとすると、 q 軸電流とトルク τ_i の関係について次式が成り立つ。

$$i_{q,i} \simeq \frac{\tau_i}{K_{t,i}} = \frac{\tau_i}{P_{n,i} \psi_i} \quad (2.30)$$

ここで $K_{t,i}$ はトルク定数、 $P_{n,i}$ は極対数、 ψ_i は永久磁石による鎖交磁束である。これにより、銅損 L_{Cu} は以下式で表されるとする。

$$L_{Cu} \simeq \sum_{i=1}^4 \frac{R_{a,i} r_i^2}{K_{t,i}^2} f_{x,i}^2 \quad (2.31)$$

次に各駆動モータにおける鉄損の合計 L_{Fe} について考える。 d 軸、 q 軸の等価回路を考慮することにより、鉄損は次式で表される。

$$L_{Fe} = \sum_{i=1}^4 R_{c,i} (i_{cp,i}^2 + i_{cd,i}^2) \quad (2.32)$$

$$\simeq \sum_{i=1}^4 \frac{w_{e,i}^2}{R_{c,i}} \{ (L_{q,i} i_{oq,i})^2 + (L_{d,i} i_{od,i} + \Psi_i) \} \quad (2.33)$$

ここで $i_{cp,i}, i_{cd,i}$ はそれぞれ q, d 軸の鉄損電流、 $L_{q,i}, L_{d,i}$ は q, d 軸インダクタンス、 $w_{e,i}$ はモータの電気角速度、 $R_{c,i}$ は等価鉄損抵抗である。 $i_{oq,i}, i_{od,i}$ は dq 軸電流と鉄損電流の dq 軸成分の差とした。また鉄損の考慮において、 d 軸電機子反作用 $w_{e,i} L_{d,i} i_{od,i}$ は永久磁石による速度起電力 $w_{e,i} \Psi_i$ よりも十分小さいとして無視する。さらにスリップ率を十分に小さいとみなし電気角速度 $w_{e,i}$ を車体速 v で表すとすると、近似的に次式が成立する。

$$L_{Fe} \simeq \sum_{i=1}^4 \frac{v^2 p_{n,i}^2}{r_i^2 R_{c,i}} \left(\left(\frac{L_{q,i} r_i}{K_{t,i}} \right)^2 f_{x,i}^2 + \Psi_i^2 \right) \quad (2.34)$$

ここで等価鉄損抵抗 $R_{c,i}$ は渦電流損失とヒステリシス損の合計として次式で表されるとする。

$$\frac{1}{R_{c,i}} = \frac{1}{R_{c0,i}} + \frac{1}{R_{c1,i} |v|} \quad (2.35)$$

$R_{c0,i}, R_{c1,i}$ は各係数を表す。

第3章

MPC と SMC の組み合わせによる モデル予測ロボスト経路追従制御

3.1 はじめに

本章では、四輪操舵駆動車両を制御対象として、摩擦円を考慮した上で車両運動性能とロボスト性を両立する経路追従制御を提案する。

自動車の安全性の向上を目的とした車両性能の解析や制御手法の提案は、活発に行われている。車両性能の解析に関する研究として、Ito ら [105] は四輪独立操舵系を対象とした運動解析により限界性能を示し、Ono ら [106] は階層型の制御構造において、操舵駆動統合制御により運動性能が向上することを示した。車両の自律制御では、時間の関数として与えられる目標点への追従である軌道追従制御と、道路などの経路への追従である経路追従制御としての2通りの定式化が考えられる [107]。経路追従を実現する代表的な手法として、岡島ら [108] の時間軸状態制御形 (TSCF: Time State Control Form) [109] を用いる手法や、Hiraoka ら [110] の前後輪に関する撃心を制御基準点とする手法などが挙げられる。本研究では、自動車の運転では車両が道路から逸脱しないことが必要と考え、目標経路へ追従しながら高い車両運動性能とロボスト性を両立する制御を扱う。

車両の限界性能を達成する制御を実現するためには、操舵角の制約やタイヤ力の飽和といった、物理的な限界を考慮することが必要である。そのため、制約条件を陽に考慮できるモデル予測制御 (MPC: Model Predictive Control) を車両制御に適用する研究が活発になされている。Falcone ら [111] は車輪の発生できるトルクや操舵の制約を陽に考慮した手法を提案し、Beal ら [112] は車両の不安定領域に陥らないように状態を拘束する手法を提案している。また氷野ら [113] はタイヤ力の非線形性や車両運動による荷重移動を考慮した非線形 MPC を提案し、Attia ら [114] はパワートレインや走行抵抗を含む詳細なモデルに対して MPC を適用する手法を提案した。しかし MPC の問題点として、モデルを基に有限時間未来までの制御対象の挙動を予測するために、未知外乱やモデル化誤差の影響を受けやすいことが挙げられる。特に、

車両は走行時に風などの未知外乱の影響を受けるため、それらの影響に対してロバストな制御を行うことが必要である。

外乱やモデル化誤差の影響を抑えるために、車両にロバスト制御を適用した手法は多く研究されている。目標の車両状態に対して、Tavasoli ら [115,116] はスライディングモード制御 (SMC: Sliding Mode Control) を適用する手法を提案し、Doumiati ら [117,118] は H_∞ 制御を適用することでロバストに目標状態を達成する手法を提案している。また Palmieri ら [119] は外乱や不確定性を区分アフィン集合としたロバスト制御を提案している。栗島ら [120] は SMC をアクチュエータ指令値を算出する反復数値計算に組み込む手法を提案し、それを細谷ら [121] は非線形タイヤモデルへ拡張して、非線形領域における制御性能を改善している。しかし栗島ら [120] や細谷ら [121] の手法では、摩擦円を超える力を要する目標状態が与えられた際に、車両への指示入力 of 算出に失敗し、制御性能が低下する。

そこで本研究では、摩擦円を陽に考慮した上で運動性能とロバスト性を両立する制御を提案し、摩擦円を超える力を要する目標状態が与えられた際にも、発生可能なタイヤ力での追従を行う制御器を提案する。具体的には、細谷ら [121] の TSCF および SMC によるロバスト経路追従則に MPC を適用し、摩擦円を陽に考慮することで入力制限の下で最適な入力を算出する。この際に MPC と SMC の制御入力の合力が摩擦円を超えると、実現不可能な制御入力となることが考えられる。そのため MPC により経路追従のための制御入力を算出する際に SMC の制御入力を考慮することで、車両への指示入力の算出を確実に行う。また階層型の制御構造 [106,116,122] を用いることにより、車両誘導制御とタイヤ力の非線形性を分離した制御を実現し、制御器が複雑になることを防ぐ。

また本章では提案制御器の有効性を検証するために、JSAE-SICE 自動車制御とモデル研究専門委員会が作成したベンチマーク問題 3 [123] を用いる。このベンチマーク問題では、次世代の交通手段として注目を集めている超小型モビリティや、車両の燃費性能を向上させる低転がり抵抗タイヤを対象としており、こうした車両において運動性能が低下する問題を取り上げている。この問題に対し、モデルマッチングに基づいた階層型制御器 [124] やゲインスケジュール H_∞ 制御器 [125] をベンチマーク問題へ適用した報告がなされているが、全ての制御問題において車両運動性能を検証した報告は今のところなされていない。そのため本論文ではこれら全てのベンチマーク問題へ提案制御器を適用しフルダイナミクスを考慮したシミュレータによる検証を行う。

また本章で用いる仮定は次の通り

- 車両速度は常に正 $v > 0$ であり、目標経路からの逸脱が十分に小さい、すなわち $|(\theta + \beta) - (\theta_r + \beta_r)| < \pi/2$ および $1 + \zeta\kappa_r \neq 0$ が常に成立するとする。
- 各車両目標状態 ξ_r はすべて、走行距離 s の関数で表せる $\xi_r(s)$ とする。

- 未知外乱 d_v, d_β, d_γ の上界より大きい正の定数 $\bar{d}_v, \bar{d}_\beta, \bar{d}_\gamma$ を既知と仮定する.

$$\bar{d}_v \geq \sup_t |d_v(t)|$$

$$\bar{d}_\beta \geq \sup_t |d_\beta(t)|$$

$$\bar{d}_\gamma \geq \sup_t |d_\gamma(t)|$$

3.2 経路追従制御

3.2.1 時間軸状態制御形による経路追従制御

本節では、TSCF を用いて経路追従制御を実現する手法を示す。本研究では、小山ら [126] の提案する、非ホロノミック拘束をもつ車両を対象とした走行距離を時間軸とする TSCF を四輪操舵駆動車両へ適用する。

参照点および制御対象と慣性座標系の幾何学的関係

Figure 3.1 に慣性座標系 Σ における制御対象の位置ベクトル \mathbf{q} およびその局所座標系 Σ_r 、参照点の位置ベクトル \mathbf{q}_r および局所座標系 Σ_r の幾何学的関係を示す。 $(\mathbf{e}_1, \mathbf{e}_2)$, $(\mathbf{e}_{r1}, \mathbf{e}_{r2})$, $(\mathbf{e}'_1, \mathbf{e}'_2)$ は各座標系における正規直交基底である。なお、参照経路はその道のりに関して C^2 級とする。また車両は前進すると仮定し、速度 $v > 0$ とする。

制御対象から参照点へのベクトル \mathbf{p} 、参照経路の曲率 κ_r を次式で表す。

$$\mathbf{p} = \mathbf{q}_r - \mathbf{q} \quad (3.1)$$

$$\kappa_r = \frac{d}{ds_r}(\theta_r + \beta_r) \quad (3.2)$$

慣性座標系 Σ と局所座標系 Σ_r の関係式は次式で表される。

$$\mathbf{e}_{r1} = \cos(\theta_r + \beta_r)\mathbf{e}_1 + \sin(\theta_r + \beta_r)\mathbf{e}_2 \quad (3.3a)$$

$$\mathbf{e}_{r2} = -\sin(\theta_r + \beta_r)\mathbf{e}_1 + \cos(\theta_r + \beta_r)\mathbf{e}_2 \quad (3.3b)$$

また Σ_r の原点は車両から目標経路におろした垂線の足であるため、制御対象から参照点へのベクトル \mathbf{p} とその誤差の大きさ ζ の関係式は次式で表される。

$$\mathbf{p} = \zeta \mathbf{e}_{r2} \quad (3.4)$$

自車の走行距離 s_q を次式で定義する走行経路の弧長とし、初期時刻 $t = 0$ において $s_q = 0$ を満たすものとする。

$$s_q := \int_0^t \|\dot{\mathbf{q}}(t)\|_2 dt = \int_0^t \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2} dt \quad (3.5)$$

\mathbf{q}_r の s_r に関する微分が \mathbf{e}_{r1} となるので、(3.3a) 式を用いて次式を得る。

$$\dot{\mathbf{q}}_r = \dot{s}_r(\cos(\theta_r + \beta_r)\mathbf{e}_1 + \sin(\theta_r + \beta_r)\mathbf{e}_2) \quad (3.6)$$

また $\dot{\mathbf{q}}$ は車両ダイナミクス (2.1),(2.2) 式より

$$\dot{\mathbf{q}} = v \cos(\theta + \beta)\mathbf{e}_1 + v \sin(\theta + \beta)\mathbf{e}_2 \quad (3.7)$$

となる。さらに (3.4) 式に (3.3b) 式を代入し時間微分したものを (3.2) 式を用いて整理することで次式を得る。

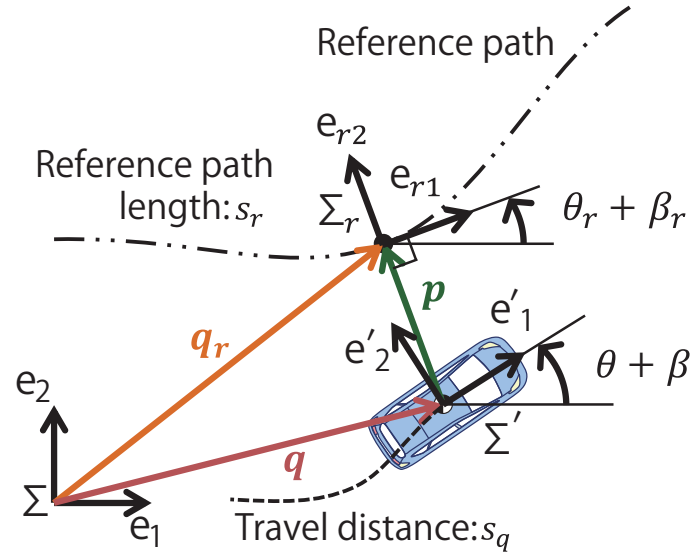


Fig. 3.1 Geometric relationship between reference path and the vehicle.

$$\begin{aligned} \dot{p} = & (-\dot{\zeta} \sin(\theta_r + \beta_r) - \zeta \kappa_r \dot{s}_r \cos(\theta_r + \beta_r)) e_1 \\ & + (\dot{\zeta} \cos(\theta_r + \beta_r) - \zeta \kappa_r \dot{s}_r \sin(\theta_r + \beta_r)) e_2 \end{aligned} \quad (3.8)$$

(3.1) 式を時間微分し, (3.6)–(3.8) 式を代入することで, 次式が得られる.

$$\dot{\zeta} = -v \sin(\tilde{\theta} + \tilde{\beta}) \quad (3.9)$$

$$\dot{s}_r = \frac{v}{1 + \zeta \kappa_r} \cos(\tilde{\theta} + \tilde{\beta}) \quad (3.10)$$

ここで, $\tilde{\theta} = \theta - \theta_r$, $\tilde{\beta} = \beta - \beta_r$ とした.

走行距離を時間軸とする時間軸状態制御形

前節で得られた幾何学的関係を用い, 自車の走行距離を時間軸とする時間軸状態制御形を導出する.

まず (3.5) 式の両辺を時間微分すると次式が得られる. これを時間軸状態制御形における時間軸制御部とする.

$$\frac{ds_q}{dt} = v \quad (3.11)$$

(2.3),(2.4),(3.9) 式および (3.11) 式を用いて車両速度 v , 参照経路との誤差 ζ , 車両姿勢角 θ の時刻 t に関するダイナミクスを自車の走行距離 s_q に関するダイナミクス

として書き直す.

$$\frac{dv}{ds_q} = \frac{dv}{dt} \frac{dt}{ds_q} = \frac{\dot{v}}{v} \quad (3.12)$$

$$\frac{d\zeta}{ds_q} = \frac{d\zeta}{dt} \frac{dt}{ds_q} = -\sin(\tilde{\theta} + \tilde{\beta}) \quad (3.13)$$

$$\frac{d\theta}{ds_q} = \frac{d\theta}{dt} \frac{dt}{ds_q} = \frac{\gamma}{v} \quad (3.14)$$

さらに (3.13),(3.14) 式を自車の走行距離 s_q で微分することで次式を得る.

$$\frac{d^2\zeta}{ds_q^2} = \cos(\tilde{\theta} + \tilde{\beta}) \left(\frac{\kappa_r}{1 + \zeta\kappa_r} \cos(\tilde{\theta} + \tilde{\beta}) - \frac{d}{ds_q}(\theta + \beta) \right) \quad (3.15)$$

$$\frac{d^2\theta}{ds_q^2} = \frac{1}{v^2} \left(v \frac{d\gamma}{ds_q} - \gamma \frac{dv}{ds_q} \right) \quad (3.16)$$

ここで, 状態制御部を線形化するために次の入力変換を考える.

$$F_v = mvu_v \quad (3.17)$$

$$F_\beta = mv g_\beta \quad (3.18)$$

$$F_\gamma = I_z g_\gamma \quad (3.19)$$

ただし,

$$g_\beta = v \left(\frac{\kappa_r}{1 + \zeta\kappa_r} \cos(\tilde{\theta} + \tilde{\beta}) - \frac{1}{\cos(\tilde{\theta} + \tilde{\beta})} u_\zeta \right) \quad (3.20)$$

$$g_\gamma = v^2 u_\theta + \gamma u_v \quad (3.21)$$

とした. ここで, u_v, u_ζ, u_θ は制御対象への仮想入力を表す.

これらと (3.11),(3.12),(3.15),(3.16) 式および (2.4)–(2.6) 式に対して $d_v \equiv 0$, $d_\beta \equiv 0$, $d_\gamma \equiv 0$ として整理することで, 次式で表される s_q を時間軸として線形化されたダイナミクスのノミナルモデルを得る. これを時間軸状態制御形における状態制御部と呼ぶ.

$$\frac{dv}{ds_q} = u_v \quad (3.22)$$

$$\frac{d^2\zeta}{ds_q^2} = u_\zeta \quad (3.23)$$

$$\frac{d^2\theta}{ds_q^2} = u_\theta \quad (3.24)$$

ここで制御設計例として, フィードバックパラメータ $k_v^0, k_\zeta^1, k_\zeta^0, k_\theta^1, k_\theta^0 > 0$ を用い

た次の線形フィードバック制御を考える。

$$u_v = \frac{dv_r}{ds_q} - k_v^0 \tilde{v} \quad (3.25)$$

$$u_\zeta = \frac{d^2\zeta_r}{ds_q^2} - k_\zeta^1 \frac{d\tilde{z}}{ds_q} - k_\zeta^0 \tilde{z} \quad (3.26)$$

$$u_\theta = \frac{d^2\theta_r}{ds_q^2} - k_\theta^1 \frac{d\tilde{\theta}}{ds_q} - k_\theta^0 \tilde{\theta} \quad (3.27)$$

このフィードバック制御則を用いることで、 $s_q \rightarrow \infty$ により各状態誤差の漸近収束 $\tilde{v}, \tilde{z}, \tilde{\theta} \rightarrow 0$ が保証される [127]。これは線形化されたダイナミクスに (3.25)–(3.27) を適用し、微分方程式を解くことで示すことができる。

3.2.2 タイヤ力配分制御

本節では経路追従のための制御入力 u_v, u_ζ, u_θ を実現するための各タイヤの発生力を考える。

まずノミナルモデルを考えるために $d_v \equiv 0$, $d_\beta \equiv 0$, $d_\gamma \equiv 0$ とする。このとき、制御入力 u_v, u_ζ, u_θ と各タイヤ力の関係式は (2.4)–(2.6) 式および (3.17)–(3.19) 式より

$$mvu_v = \sum_{i=1}^4 \hat{f}_{x,i} \quad (3.28)$$

$$mvg_\beta = \sum_{i=1}^4 \hat{f}_{y,i} \quad (3.29)$$

$$I_z g_\gamma = \sum_{i=1}^4 (w_j \hat{f}_{x,i} + l_j \hat{f}_{y,i}) \quad (3.30)$$

となる。ここで $\hat{f}_{x,i}, \hat{f}_{y,i}$ を次式で表されるタイヤ力の進行方向成分とした。

$$\hat{f}_{x,i} = f_{x,i} \cos \delta_i - f_{y,i} \sin \delta_i \quad (3.31)$$

$$\hat{f}_{y,i} = f_{x,i} \sin \delta_i + f_{y,i} \cos \delta_i \quad (3.32)$$

この式を満たすタイヤ力 $\hat{f}_{x,i}, \hat{f}_{y,i}$ には冗長性があり、一意に決まらない。この冗長性を活かす研究は数多くなされているが [33]、本手法では各車輪の μ 利用率の二乗和を考慮し、タイヤ縦・横の相互作用を考慮した最適なタイヤ力配分を実現する手法 [42] を用いる。

$$J_{ca} = \sum_{i=1}^4 \frac{\hat{f}_{x,i}^2 + \hat{f}_{y,i}^2}{(\mu_j f_{z,i})^2} \quad (3.33)$$

またタイヤ力の上限を考慮するために各車輪の μ 利用率 $\eta_{ca,i}$ を以下のベクトルとし

て定義する.

$$\eta_{ca,i} := \begin{bmatrix} \hat{f}_{x,i} & \hat{f}_{y,i} \\ \bar{f}_{x,i} & \bar{f}_{y,i} \end{bmatrix}^T \in \mathbb{R}^2 \quad (3.34)$$

ここで $\bar{f}_{x,i}, \bar{f}_{y,i}$ は各方向への最大タイヤ力を表し, 毎制御周期毎に数値最適化により算出する. また p を $\|\eta_{ca,i}\|_p$ が摩擦円に内包されるように設定することで, $\|\eta_{ca,i}\|_p \leq 1$ を摩擦円に内包されるための十分条件を得る. これらをまとめて以下の制約条件付き凸二次計画問題を得る.

Control Allocation

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && J_{ca} \\ & \text{with respect to} && \hat{f}_{x,i}, \hat{f}_{y,i} \quad (j = 1, 2, 3, 4) \\ & \text{subject to} && (3.28) \sim (3.30) \\ & && \|\eta_{ca,i}\|_p \leq 1 \end{aligned} \quad (3.35)$$

この最適化により各タイヤが発生すべき力 $\hat{f}_{x,i}, \hat{f}_{y,i}$ が算出される. §3.2.3 においてこの各タイヤ力を実現するための各車輪すべり率 κ_i および操舵角 δ_i を算出する方法を示す.

3.2.3 車両指示入力 of 算出

本節では, 配分したタイヤ力 $\hat{f}_{x,i}, \hat{f}_{y,i}$ を達成する各車輪すべり率 κ_i および操舵角 δ_i を算出する.

各車輪すべり率 κ_i および操舵角 δ_i を算出する際には, (2.15a),(2.16a) 式で表されるタイヤ縦・横方向の相互作用や非線形性を考慮した上で (3.31),(3.32) 式を解く必要があるため, 反復数値計算により解を求めることにして, 次式で表される目的関数を考える.

$$J_{wc,i} = \left(f_{x,i} \cos \delta_i - f_{y,i} \sin \delta_i - \hat{f}_{x,i} \right)^2 + \left(f_{x,i} \sin \delta_i + f_{y,i} \cos \delta_i - \hat{f}_{y,i} \right)^2 \quad (3.36)$$

(3.36) 式を制約条件の下で最小化することで, 配分されたタイヤ力を達成する指示入力 κ_i, δ_i を得る. 最大操舵角を $\bar{\delta}_i$ とし, ここで考える最適化問題は以下の制約条件付き二次計画問題とする.

Wheel Control

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && J_{wc,i} \\ & \text{with respect to} && \kappa_i, \delta_i \\ & \text{subject to} && |\kappa_i| \leq 1 \\ & && |\delta_i| \leq \bar{\delta}_i \end{aligned} \quad (3.37)$$

この最適化問題を, 逐次二次計画法を用いて解くことにより, 車両への指示入力である各車輪のすべり率 κ_i および操舵角 δ_i を算出する.

3.3 モデル予測経路追従制御

§3.2.1 において目標経路への漸近収束が保証された制御入力 (3.25)–(3.27) が設計されたが, Fig. 2.3(c) に示されるようにタイヤ力には摩擦円と呼ばれる上限が存在する. そこでタイヤ力の飽和を陽に考慮した上で最適に経路追従するための, 制御入力 u_v, u_ζ, u_θ を算出する MPC の構成について述べる.

まず状態を $\xi := [v, \zeta, d\zeta/ds_q, \theta, d\theta/ds_q]^T$, 制御入力を $u := [u_v, u_\zeta, u_\theta]^T$ とし, これらを用いて MPC での評価関数を次式で表す.

$$J_{mpc} = \tilde{\xi}(s_h)^T Q_h \tilde{\xi}(s_h) + \int_{s_t}^{s_h} \left(\tilde{\xi}(s_q)^T Q \tilde{\xi}(s_q) + u(s_q)^T R u(s_q) \right) ds_q \quad (3.38)$$

ここで, 目標値を $\xi_r := [v_r, \zeta_r, d\zeta_r/ds_q, \theta_r, d\theta_r/ds_q]^T$ としたときの追従偏差を $\tilde{\xi} = \xi - \xi_r$ とした. また Q_h, Q, R は正定な重み行列であり, 評価区間は $[s_t, s_h]$ とした.

タイヤ力の飽和を考慮するために縦・横・回転方向の μ の利用率 η_{mpc} を以下のベクトルとして定義する.

$$\eta_{mpc} := \left[\frac{F_v}{\bar{F}_v}, \frac{F_\beta}{\bar{F}_\beta}, \frac{F_\gamma}{\bar{F}_\gamma} \right]^T \in \mathbb{R}^3 \quad (3.39)$$

ここで $\bar{F}_v, \bar{F}_\beta, \bar{F}_\gamma$ は, 各方向への各車輪の最大タイヤ力の合力である. この最大タイヤ力 $\bar{F}_v, \bar{F}_\beta, \bar{F}_\gamma$ を解析的に求めることは困難であるため, 毎制御周期毎に (2.7)–(2.9) 式及び (2.15a), (2.16a) 式を用いた数値最適化を行うことで最大タイヤ力 $\bar{F}_v, \bar{F}_\beta, \bar{F}_\gamma$ を算出する.

また (3.22)–(3.24) 式で表される線形化された車両のダイナミクスを用いて, MPC は以下の制約条件付き凸二次計画問題とする.

Model Predictive Control

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && J_{mpc} \\ & \text{with respect to} && u \\ & \text{subject to} && (3.22) \sim (3.24) \\ & && \|\eta_{mpc}\|_p \leq \bar{\eta}_{mpc} \\ & && v > 0 \end{aligned} \quad (3.40)$$

ただし $\|\cdot\|_p$ は p ノルムを表し, p は $\|\eta_{mpc}\|_p$ が摩擦円に内包されるように設定する. また $\bar{\eta}_{mpc}$ は μ 利用率 $\|\eta_{mpc}\|_p$ の上限値を表し, $\|\eta_{mpc}\|_p \leq \bar{\eta}_{mpc}$ は摩擦円に内包される十分条件とみなせる. 特に $\bar{\eta}_{mpc} = 1$ とすると摩擦円に内接する多面体での近似となる. $\bar{\eta}_{mpc}$ の設計方法は §3.4.2 に記す. ここで算出された u を (3.25)–(3.27) 式に代わり用いることで, タイヤ力飽和を陽に考慮した上で最適に目標経路への追従を行う制御を実現する. なお, 本制御手法では上記の最適化問題を解くために CVXGEN [128] を用いた. これは制約条件付き二次計画問題を高速に解くコードを生成するツールである.

ここで, $d_v = 0, d_\beta = 0, d_\gamma = 0$ としたノミナルモデルに対する制御器の構成を Fig. 3.2 に示す. まず, TSCF により経路追従制御問題として定式化を行う. ここで得られたダイナミクス (3.22)–(3.24) を用いて MPC により, 経路追従のための制御入力 u_v, u_ζ, u_θ を算出する. さらに, これらと (3.17)–(3.19) 式を用いて, 車両の発生すべき一般化力 F_v, F_β, F_γ を算出する. 続いて, タイヤ力配分則により各車輪の発生力 $\hat{f}_{x,i}, \hat{f}_{y,i}$ を決定し, 車輪制御部により車両への制御入力である各車輪すべり率 κ_i , 操舵角 δ_i を算出する.

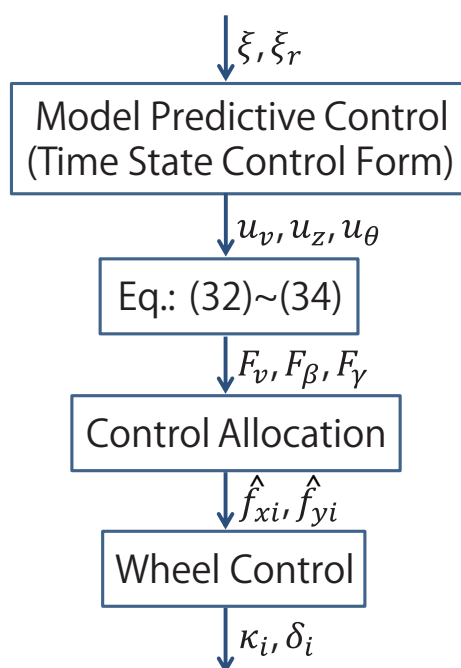


Fig. 3.2 Block diagram of the nominal control system.

3.4 モデル予測ロボスト経路追従制御

3.4.1 スライディングモード制御によるロボスト化

本節では §3.3 にて算出した経路追従のための入力をロボストに実現するための SMC の構成について示す. SMC により, マッチング条件を満たす外乱に対して優れたロボスト性を持つ制御器を実現し, 未知外乱の上界値が既知の場合は過大な制御入力が増加されることを防いだ上で有限時間での超平面への到達を保証する. 本研究では, 劣駆動系の前輪操舵車両を制御対象としていた栗島ら [120] の手法を四輪操舵駆動車両へ拡張して適用する. また有限時間での超平面への到達に関する議論は栗島らの論文と同様である.

SMC を実現する条件として, 未知外乱 d_v, d_β, d_γ の上界より大きい正の定数 $\bar{d}_v, \bar{d}_\beta, \bar{d}_\gamma$ を既知と仮定する.

$$\bar{d}_v \geq \sup_t |d_v(t)| \quad (3.41)$$

$$\bar{d}_\beta \geq \sup_t |d_\beta(t)| \quad (3.42)$$

$$\bar{d}_\gamma \geq \sup_t |d_\gamma(t)| \quad (3.43)$$

さて, s をラプラス演算子, T を十分小さい正の定数としてスライディングモード関数を次式で表す.

$$\sigma_v = \frac{s}{Ts+1}v - \frac{1}{Ts+1}(vu_v) \quad (3.44)$$

$$\sigma_\beta = \frac{s}{Ts+1}\beta - \frac{1}{Ts+1}(g_\beta - \gamma) \quad (3.45)$$

$$\sigma_\gamma = \frac{s}{Ts+1}\gamma - \frac{1}{Ts+1}(g_\gamma) \quad (3.46)$$

ここで $\sigma_v \equiv 0, \sigma_\beta \equiv 0, \sigma_\gamma \equiv 0$ が達成されれば (3.17)–(3.19) 式が成立し, 理想的なダイナミクスが実現される. これは (3.44)–(3.46) 式の第一項と第二項が一致することを表し, 車両が MPC により算出された最適な車両状態を達成することを表す. これを実現するために次式を用いる.

$$F_v = m(vu_v + \sigma_v) - (\bar{d}_v + \varepsilon_v)\text{sgn}(\sigma_v) \quad (3.47)$$

$$F_\beta = mv(g_\beta + \sigma_\beta) - (\bar{d}_\beta + \varepsilon_\beta)\text{sgn}(\sigma_\beta) \quad (3.48)$$

$$F_\gamma = I_z(g_\gamma + \sigma_\gamma) - (\bar{d}_\gamma + \varepsilon_\gamma)\text{sgn}(\sigma_\gamma) \quad (3.49)$$

なお $\varepsilon_v, \varepsilon_\beta, \varepsilon_\gamma$ はそれぞれ $\sigma_v \equiv 0, \sigma_\beta \equiv 0, \sigma_\gamma \equiv 0$ への到達速度を調節する正の定数である. (3.47)–(3.49) 式において不連続関数である符号関数 sgn はチャタリングが生じる. これを抑制するために, 次式で表される飽和関数を用いて境界層を導入

する.

$$\text{sat}(\sigma, \Lambda) := \begin{cases} +1 & (\sigma > \Lambda) \\ \sigma/\Lambda & (|\sigma| \leq \Lambda) \\ -1 & (\sigma < -\Lambda) \end{cases} \quad (3.50)$$

これを (3.47)–(3.49) 式に用いることで次式を得る.

$$F_v = m(vu_v + \sigma_v) - (\bar{d}_v + \varepsilon_v)\text{sat}(\sigma_v, \Lambda_v) \quad (3.51)$$

$$F_\beta = mv(g_\beta + \sigma_\beta) - (\bar{d}_\beta + \varepsilon_\beta)\text{sat}(\sigma_\beta, \Lambda_\beta) \quad (3.52)$$

$$F_\gamma = I_z(g_\gamma + \sigma_\gamma) - (\bar{d}_\gamma + \varepsilon_\gamma)\text{sat}(\sigma_\gamma, \Lambda_\gamma) \quad (3.53)$$

$\Lambda_v, \Lambda_\beta, \Lambda_\gamma$ はそれぞれ切替スライディング面の境界層の半幅を表す正の定数である. 提案手法では, (3.17)–(3.19) 式に代わり, (3.51)–(3.53) 式を用いて車両の発生すべき一般化力 F_v, F_β, F_γ を算出する. これにより高いロボスト性を有する制御を実現する.

3.4.2 μ 利用率に基づく摩擦円の考慮

本節では, MPC による経路追従のための入力の上限である $\bar{\eta}_{mpc}$ の設計方法について述べる. 本研究では MPC と SMC を組み合わせるため, これらの制御入力の合力が摩擦円の大きさを超えない必要がある. そこで SMC の制御入力の大きさ η_{smc} を踏まえた上で MPC における制御入力を決定することで, 摩擦円の大きさを超えない制御入力を算出する.

MPC による制御入力の μ 利用率は η_{mpc} で表される. SMC による制御入力の μ 利用率 η_{smc} を, (3.51)–(3.53) 式と (3.17)–(3.19) 式の差として次のベクトルで表す.

$$\eta_{smc} = \begin{bmatrix} \frac{m\sigma_v - (\bar{d}_v + \varepsilon_v)\text{sat}(\sigma_v, \Lambda_v)}{\bar{F}_v} \\ \frac{mv\sigma_\beta - (\bar{d}_\beta + \varepsilon_\beta)\text{sat}(\sigma_\beta, \Lambda_\beta)}{\bar{F}_\beta} \\ \frac{I_z\sigma_\gamma - (\bar{d}_\gamma + \varepsilon_\gamma)\text{sat}(\sigma_\gamma, \Lambda_\gamma)}{\bar{F}_\gamma} \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^3 \quad (3.54)$$

ここで, 摩擦円の制約として MPC による制御入力と SMC による制御入力が次式を満たすことを考える.

$$\|\eta_{mpc} + \eta_{smc}\|_p \leq 1 \quad (3.55)$$

これを満たすために $\bar{\eta}_{mpc}$ を以下のように設定する.

$$\bar{\eta}_{mpc} = 1 - \|\eta_{smc}\|_p \quad (3.56)$$

これにより SMC の入力の大きさに応じて MPC による入力の大きさを決定し, 入力制約の下で最適なタイヤ力を算出する.

ここで提案する制御器の構成を Fig. 3.3 に示す. Fig. 3.2 で示した制御器に, MPC による制御入力 u_v, u_ζ, u_θ を理想状態とした SMC を適用することで, 外乱に対して

ロバストな制御を実現する。この際に SMC による制御入力の大きさ η_{smc} を MPC の入力の大きさの上限 $\bar{\eta}_{mpc}$ に反映させ摩擦円を考慮する。ここで SMC の制御入力 は MPC の制御入力に依存して決定するため、SMC の制御入力を MPC の入力の大きさの上限 $\bar{\eta}_{mpc}$ に同時に反映させる必要がある。そこで 1 制御周期前の制御時の SMC の入力の大きさ η_{smc} を用いて MPC の入力の大きさの上限 $\bar{\eta}_{mpc}$ を設定する。そして、MPC と SMC の計算結果が (3.55) 式を満たさない場合には MPC と SMC を繰り返し計算し、現在時刻における η_{smc} を MPC に反映することにより (3.55) 式を満たす解を得る。これにより、摩擦円を陽に考慮しながら所望の運動性能とロバスト性を両立する制御を実現する。

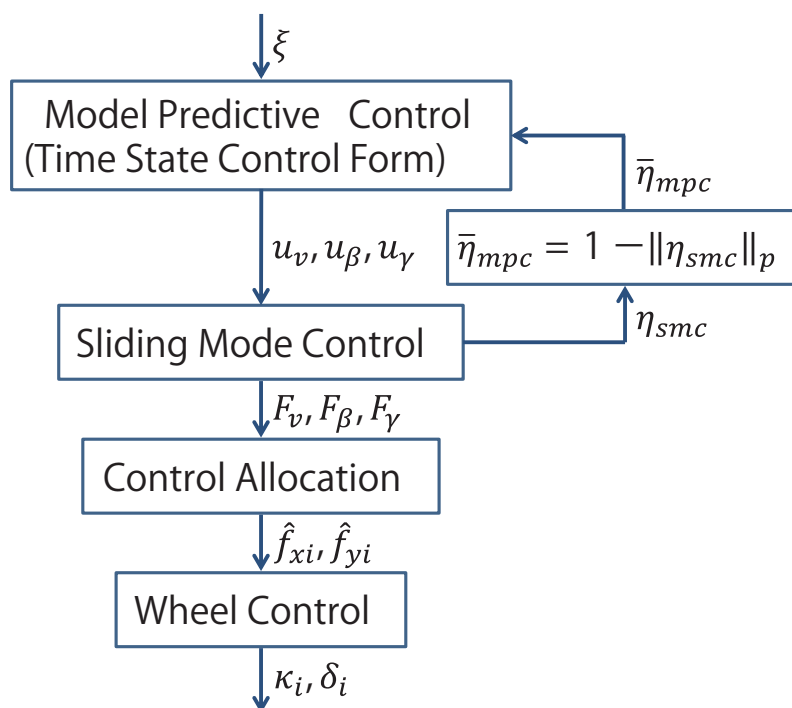


Fig. 3.3 Block diagram of the robust control system.

3.5 モデル予測ロボスト経路追従制御のシミュレーションによる性能検証

3.5.1 低 μ 路加速円旋回

シミュレーション条件

本節ではまず，提案手法の高い外乱耐性や，SMC が制御入力を算出する際にも MPC により摩擦円を考慮した上で速度抑制することを示すことを目的とし，外乱環境下でのシミュレーションを行う．加えて，キャンバ角の有効性を検証することを目的とし，キャンバ角制御を提案制御器に加えた制御を用いたシミュレーションを行い，確かに旋回性能が向上することを示す．

本節ではベンチマーク問題 [123] の課題のうち，低 μ 路旋回加速のタスクへ提案制御器を適用する．このタスクにおいて，車両は低 μ 路 ($\mu=0.6$) の半径 50 m のカーブを加速しながら走行することが求められる．ここで目標状態は目標経路上の参照点を用いて次式のように設定した．

$$x_r(s_r) = 50 \sin s_r \quad (3.57)$$

$$y_r(s_r) = -50 \cos s_r \quad (3.58)$$

$$\theta_r(s_r) = s_r \quad (3.59)$$

$$v_r(s_r) = 16.67 - 11.67e^{-3s_r} \quad (3.60)$$

$$\gamma_r(s_r) = v\kappa_r(s_r) \quad (3.61)$$

この目標状態はベンチマーク問題の走行タスクを基に，目標状態での走行に必要なタイヤ力が，発生できるタイヤ力の最大値を上回る設定とした．そこで提案制御器ではこのように実現不可能な目標状態が与えられていても，実現可能な範囲で目標状態を追従することを示す．

また，タイヤ力を限界まで使う状況においても，外乱に対してロボストな制御を実現することを示すために，ベンチマークのタスクに加えて下記の外乱を印加する．外乱の大きさは x 軸方向へ 500 N，回転方向へ 120 N m とした．

$$d_v = \begin{cases} 0 & (t < 5, 20 < t) \\ 500 \cos(\theta + \beta) & (5 \leq t \leq 20) \end{cases} \quad (3.62)$$

$$d_\beta = \begin{cases} 0 & (t < 5, 20 < t) \\ -500 \sin(\theta + \beta) & (5 \leq t \leq 20) \end{cases} \quad (3.63)$$

$$d_\gamma = \begin{cases} 0 & (t < 5, 20 < t) \\ 120 & (5 \leq t \leq 20) \end{cases} \quad (3.64)$$

これらの問題設定により，提案制御器がタイヤ力を限界まで用いた上で運動性能とロボスト性を両立することを示す．

また，SMC を用いずに (3.40) のみにより重心加速度を算出するシミュレーションを行った結果と，提案手法を用いた結果を比較することで，提案手法の優位性を示

す。比較に用いる手法は、Fig. 3.2 における MPC と (3.17)–(3.19) 式のみでの制御であり、(3.35), (3.37) 式による制御は行っていない。この理由は比較手法において外乱の影響で横滑り角が増大し、(3.35), (3.37) 式の最適化で数値計算の破綻が生じたためである。そのため比較手法のシミュレーションでは、指定した一般化力 F_v, F_β, F_γ は常に実現されるものとした。

ベンチマーク問題 [123] で指定されている車両諸元、タイヤモデルのパラメータを、それぞれ Table 3.1, Table 3.2 に示す。この車両は、次世代の小型軽量車両を想定しているものであり、後輪においても $\pm 5^\circ$ の操舵が可能である。タイヤモデルは § 2.2 で示したマジックフォーミュラを用いており、中間変数 ς_i を用いて表される。このタイヤは低転がり抵抗タイヤであり、スリップ率 α_i に対する横力 f_{yi} が早期に飽和する特性である。また本シミュレーションにおいて、 μ 利用率を表す (3.39), (3.54) 式におけるノルムは 1 ノルム、すなわち $p = 1$ とする。これにより保守的な近似となるが (3.40) および (3.35) 式における二次計画問題の制約条件を線形として表すことができる。ロール剛性前後配分比は $\rho_f = \rho_r = 0.5$ とする。

初期状態は $x = 0 \text{ m}$, $y = -50 \text{ m}$, $\theta = 0 \text{ rad}$, $v = 5 \text{ m/s}$, $\beta = 0 \text{ rad}$, $\gamma = 0.1 \text{ rad/s}$ とした。制御パラメータを Table 3.3 に示す。これらのパラメータ値は提案手法の効果を分かりやすく示すために試行錯誤的に設定したものであるが、MPC による SMC 入力を含む摩擦円の考慮や SMC による高いロボスタ性などの本質的な制御性能はこうしたチューニングなしに得られるものである。またチューニングを行う際には、まず物理的な意味を持つパラメータを設定した後にチューニングパラメータの設計を行った。具体的には、MPC の予測長 s_h や SMC の時定数 τ を、それぞれ人間が自動車を運転する際の挙動をモデル化した一点注視モデルにおける注視距離や、車両時定数に基づき設定したのちに、まず外乱を印加しないシミュレーションを通じて MPC の設計パラメータである重み Q, R, Q_f を設計し、その後外乱を印加したシミュレーションを行い SMC のパラメータである境界層の半幅 $\Lambda_v, \Lambda_\beta, \Lambda_\gamma$ を決定した。シミュレーションは、マッチング条件を満たす外乱に対する応答を確認するために、モデル化誤差のない平面 3 自由度のプラントモデルに対して行った。

Table 3.1 Vehicle parameters on simulation.

Element	Symbol	Parameter
Vehicle weight	m	510 kg
Vehicle inertia moment	I_z	1300 kg m ²
Distance between front/rear wheel and CG	l_f, l_r	1000 mm
Length of tread	$2w$	990 mm
Max. steering angle (front)	$\bar{\delta}_i$ (i=1,2)	30°
(rear)	$\bar{\delta}_i$ (i=3,4)	5°

Table 3.2 Tire parameters on simulation.

Symbol	Parameter
ς_i	$-1 + f_{z,i}/4100$
B_x	$K_x/(C_x D_x)$
C_x	1.63
D_x	$(0.742 - 0.03444\varsigma_i)\mu f_{z,i}$
E_x	$0.5 - 0.11\varsigma_i - 0.06\varsigma_i^2$
K_x	$(13.79 - 0.105\varsigma_i)f_{z,i}e^{0.18\varsigma_i}$
S_{Hx}	$-0.0005 + 0.000085\varsigma_i$
S_{Vx}	0
$B_{x\alpha}$	$9 \cos(\tan^{-1}(-8.6\kappa))$
$C_{x\alpha}$	1.131
$E_{x\alpha}$	$0.081 - 0.15\varsigma_i$
$S_{Hx\alpha}$	-0.029
B_y	$K_y/(C_y D_y)$
C_y	1.28
D_y	$(-0.644 + 0.154\varsigma_i)\mu f_{z,i}$
E_y	$-1.815 + 1.0725\varsigma_i$
K_y	$-37482.2 \sin(2 \tan^{-1}(f_{z,i}/7257))$
S_{Hy}	$0.00341 - 0.003\varsigma_i$
S_{Vy}	$(0.0308 - 0.021\varsigma_i)\mu f_{z,i}$
$B_{y\alpha}$	$6.4 \cos(\tan^{-1}(\alpha + 0.4669))$
$C_{y\alpha}$	1.16
$E_{y\alpha}$	$0.22 + 0.43\varsigma_i$
$S_{Hy\alpha}$	$0.0007 + 0.023\varsigma_i$

Table 3.3 Controller parameters on simulation.

Element	Symbol	Parameter
MPC horizon	s_h	$s_t + 3v$ [m]
Weight matrix of MPC	Q	$\text{diag}(10^{-1}, 5 \times 10^4, 5 \times 10^6, 5 \times 10^6, 1.2 \times 10^{12})$
	R	$\text{diag}(10^2, 5 \times 10^{-1}, 10^{-1})$
	Q_h	$\text{diag}(5 \times 10^{-1}, 10^5, 5 \times 10^7, 10^7, 1.5 \times 10^{12})$
Time constant	τ	0.5 s
Upper-bound of unknown disturbance	\bar{d}_v	550 N
	\bar{d}_β	600 N
	\bar{d}_γ	200 N·m
Width of the boundary layer	$2\Lambda_v$	0.03
	$2\Lambda_\beta$	0.016
	$2\Lambda_\gamma$	0.004

摩擦円考慮の有無による性能差

外乱耐性を検証するシミュレーションの結果を Fig. 3.4 に示す。これらは順に (a) 車両の走行経路, (b) 速度 v , (c) 経路追従誤差 z , (d) 姿勢角 θ , (e) ヨーレート γ , (f) 横滑り角 β , (g) 各車輪すべり率 κ_i , (h) 各車輪操舵角 δ_i , (i) μ 利用率 η および (j) スライディングモード関数 $\sigma_v, \sigma_\beta, \sigma_\gamma$ を表す。また Fig. 3.4(a) から (h) における赤線が提案手法による制御結果を, 青線が SMC を用いない比較手法の応答を示している。さらに Fig. 3.4(d),(e) では黒破線が提案手法における目標値を, 緑破線が比較手法における目標値を示している。Fig. 3.4(a),(b) では黒破線がそれぞれ目標経路, 目標速度を示している。Fig. 3.4(i) では青線が MPC による μ 利用率 η_{mpc} を, 緑線が SMC による μ 利用率 η_{smc} を, これらの合計を赤線で示している。Fig. 3.4(g),(h) では赤線が左前輪, 緑線が右前輪, 青線が左後輪, 紫線が右後輪を示している。比較手法では, Fig. 3.4(c) より外乱が印加されている 5s から 20s において, 目標経路から逸脱している。また Fig. 3.4(e), (d) および (f) より, 目標ヨーレートを実現できず, そのため姿勢角の誤差および横滑り角が増加している。さらに 20s 以降にも, 依然として姿勢角誤差および横滑り角が増加し続け, また Fig. 3.4(c) より経路追従誤差も増加している。これはタイヤ力の飽和により, 回転方向や経路追従に必要な力を十分に発生できないことが原因である。なお比較手法を, 各車輪のすべり率および操舵角を制御入力としてシミュレーションを行った場合, 8.45s において数値計算の破綻が生じたことを確認している。

一方で提案手法では, 外乱が印加されている 5s から 20s において, Fig. 3.4(c) から確認できるように, 最大の経路追従誤差を 0.76 m に抑えており, 比較手法の追従誤差 1.91 m と比べて高い経路追従性能を実現している。これは Fig. 3.4(j) から確認できるように, SMC の切り替え関数 $\sigma_v, \sigma_\beta, \sigma_\gamma$ を境界層内に拘束することでスライディングモードを達成し, 外乱の影響を抑えた結果である。またこの際に Fig. 3.4(b) と (i) より, 速度を抑制して MPC における制御入力を抑えており, MPC と SMC の制御入力の合力が摩擦円を超えない制御を実現している。さらに, 外乱印加後に SMC で外力の影響を打ち消す必要がなくなった際には, MPC の入力を大きくとり目標経路を追従しながら, 実現可能な最高速度を達成している。また Fig. 3.4(e), (d) および (f) より, 目標ヨーレート, 姿勢角が達成され, 横滑り角も抑えられている。さらに Fig. 3.4(g), (h) より, 実現可能な範囲の各車輪のすべり率, 横滑り角が算出されている。加えて, Fig. 3.4(b) における 30s での車両速度 v に注目すると, 目標経路追従時に実現可能な最大速度 $v_{max} = 14.86$ m/s に対して, 比較手法では約 94.3% に相当する速度 $v = 14.01$ m/s である。一方で提案手法では最大速度の約 99.9% に相当する速度 $v = 14.84$ m/s であり, 従来手法よりも 5.92% 高い速度で概ね最高速度で走行しているといえる。

これらより, 比較手法では外乱の影響で車両挙動が大きく乱れその後も影響が表れているのに対し, 提案手法では SMC により外乱の影響を抑え, また MPC と

SMC を組み合わせた制御により，高い旋回性能を実現したことが確認できる。

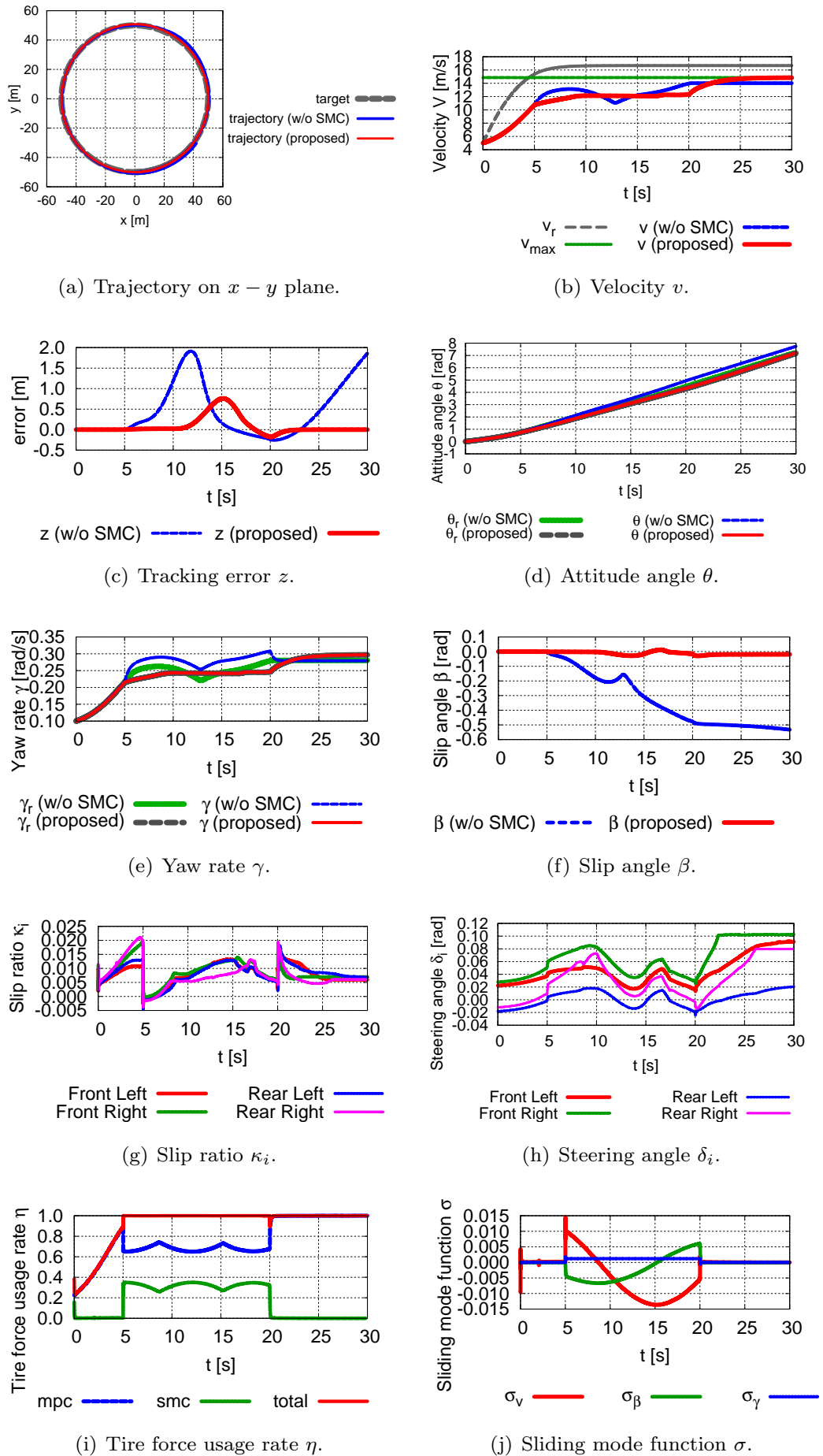


Fig. 3.4 Acceleration while cornering.

3.5.2 一定速円旋回

シミュレーション条件

本節では、一定の強風が吹いている低 μ 路旋回を一定速で走行する。このタスクでは §3.5.1 と同様の、低 μ 路 ($\mu=0.6$) の半径 50 m のカーブを走行すものとする。目標速度は時速 40 km とした。

本シミュレーションで用いる外乱を以下に示す。外乱の大きさは y 軸方向へ 650 N, 回転方向へ 150 N·m とした。これは、おおよそ風速 14m/s の風相当の力外乱である。

$$d_v = 650 \sin(\theta + \beta) \quad (3.65)$$

$$d_\beta = 650 \cos(\theta + \beta) \quad (3.66)$$

$$d_\gamma = 150 \quad (3.67)$$

これらの問題設定を用いて、MPC に代わり PD 制御を適用する制御や、タイヤ力配分制御に代わり各車輪にタイヤ発生力を等配分する手法との比較を行う。実際に比較のために実装した制御手法は以下の 4 つである。

Controller 1: PD & Equidistribution

PD 制御を行い車両重心の発生力を決定し、それを各車輪に等配分する制御。

Controller 2: MPC & Equidistribution

MPC により車両重心の発生力を決定し、それを各車輪に等配分する制御。

Controller 3: MPC & Control allocation

§3.3 に示すノミナルな制御器を利用する。

Controller 4: MPC+SMC & Control allocation

§3.4 に示す提案制御器。

Controller 1 と 2 を比較することにより、MPC の有用性を示し、Controller 2 と 3 を比較することにより、タイヤ力配分制御の有用性を示し、Controller 3 と 4 を比較することにより、SMC の有用性を示す。

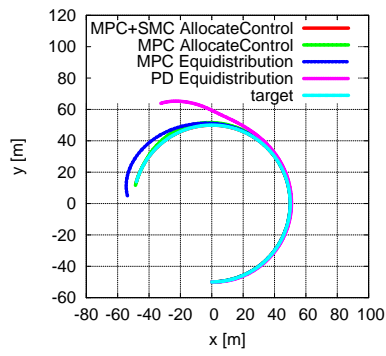
また、車両諸元やタイヤパラメータは §3.5.1 と同様にベンチマーク問題 [123] で指定されているものを用いた。

摩擦円考慮の有無による性能差

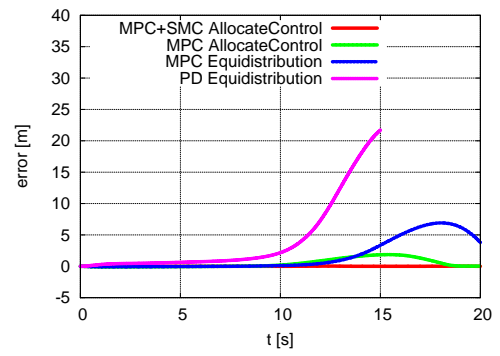
シミュレーション結果を Fig. 3.5 に示す。これらは順に (a) 車両の走行軌道, (b) 経路追従誤差 z , (c) 速度 v , (d) 姿勢角 θ , (e) ヨーレート γ , (f) 横滑り角 β , (g) μ 利用率 η , (h) スライディングモード関数 $\sigma_v, \sigma_\beta, \sigma_\gamma$, (i) 各車輪すべり率 κ_i および (j) 各車輪操舵角 δ_i を表す。また Fig. 3.5(a) および (b) には比較する 4 つの手法の結果を示している。赤線が提案手法による制御結果を、緑線が Controller 3, 青線が Controller 2, 紫線が Controller 1 を表す。Fig. 3.5(e) から (c) では比較として

Controller 3 の結果を赤線で, Controller 4 の結果を緑線で示している. Fig. 3.5(i),(j) では赤線が左前輪, 緑線が右前輪, 青線が左後輪, 紫線が右後輪を示している.

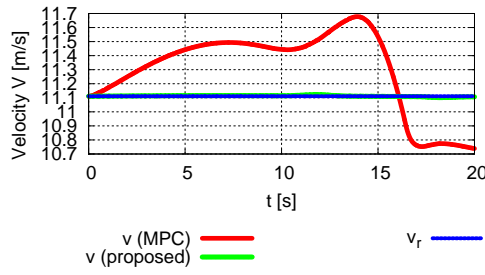
Fig. 3.5(a) より Controller 1 と 2 を比較すると, Controller 1 では経路追従誤差が増大していることが分かる. この理由は, 横滑り角が増大しているからであり, スピンアウトしている状況であった. Fig. 3.5(b) より Controller 2 と 3 を比較すると, Controller 2 の方が大きな追従誤差を生じていることが分かる. このことから, タイヤ力配分制御により車両運動性能が向上していることが確認できる. さらに, Fig. 3.5(b),(e),(d),(c) を踏まえて Controller 3 と 4 を比較すると, 提案手法である Controller 4 では外乱の影響を受けずに目標状態を実現できているのに対し, Controller 3 では特に外乱を大きく受ける 14s 付近において目標状態を実現できていないことが分かる. これらの結果より提案手法の有用性が示せた.



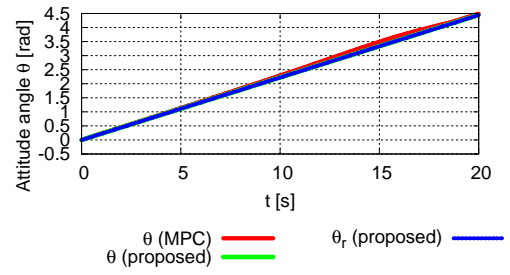
(a) Trajectory on $x - y$ plane.



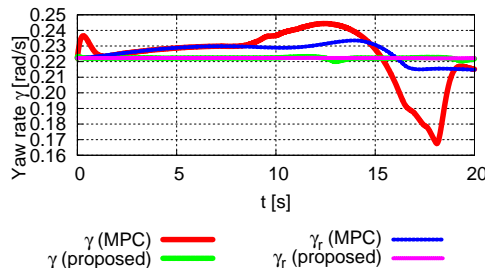
(b) Tracking error z .



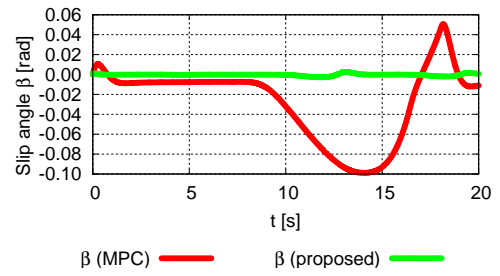
(c) Velocity v .



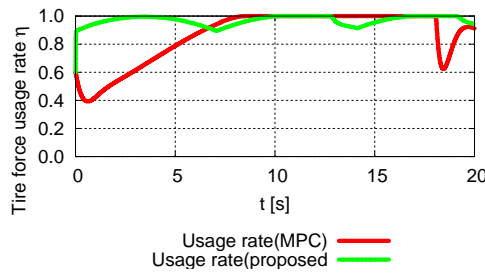
(d) Attitude angle θ .



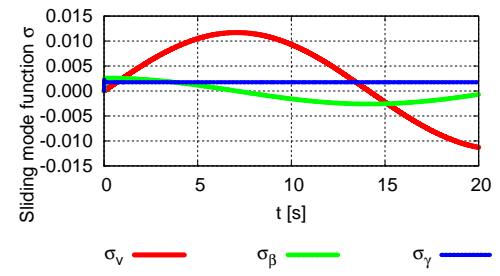
(e) Yaw rate γ .



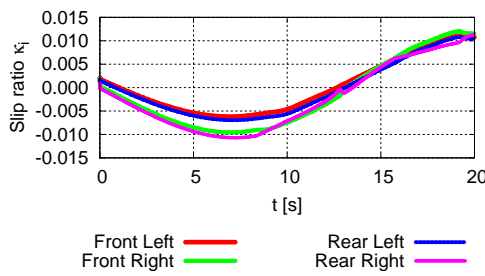
(f) Slip angle β .



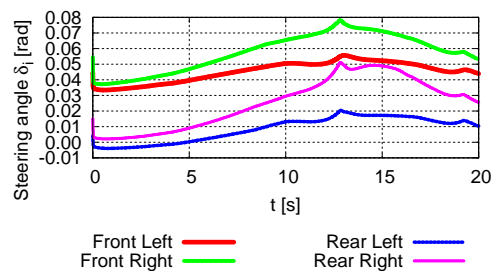
(g) Tire force usage rate η .



(h) Sliding mode function σ .



(i) Slip ratio κ_i .



(j) Steering angle δ_i .

Fig. 3.5 Cornering under the wind.

3.6 キャンバ角制御器およびその有効性の検証

3.6.1 キャンバ角制御器の設計

本研究で扱う車両は、各タイヤに独立したキャンバ角 ϕ_i を印加することができるとする。ここでキャンバ角制御による制御効果を考えると、Fig. 2.6 に示される様にタイヤ横力 $f_{y,i}$ を生じることが分かる。しかし操舵 δ_i による効果は横力を生じるのみであるのに対し、キャンバ角 ϕ_i を旋回方向へ傾けることにより、バイクの様に重心を傾けることが可能となる。そこで制御入力の μ 利用率の大きさに応じて、キャンバ角を旋回方向へ設定することで旋回性能を向上させる。またキャンバ角 ϕ_i により車両重心が移動するが、急激な重心移動は避けることが望ましい。そのためローパスフィルタを導入することにより、キャンバ角の急激な変化を抑制する。以上より、キャンバ角制御器は以下の通りとなる。

$$\phi_i = \frac{1}{T_\phi s + 1} \left| \frac{\bar{\phi}_i}{\bar{F}_\beta} \right| F_\beta \quad (3.68)$$

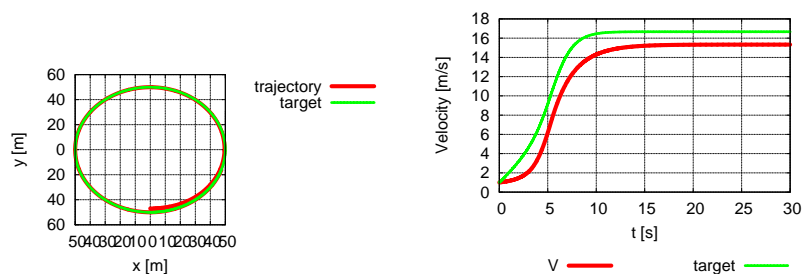
ここで $\bar{\phi}_i, \bar{F}_\beta$ はそれぞれキャンバ角、横力の最大値を表し、 T_ϕ はローパスフィルタの時定数を表す。またこのローパスフィルタは厳密にプロパーであるため、制御入力であるキャンバ角 ϕ_i は 1 制御サンプリング前の横力 F_β を元に計算される。

3.6.2 キャンバ制御の有無による性能差の検証

本節ではキャンバ角制御の効果を検証するためのシミュレーションを行う。このシミュレーションでは、§3.5.1 のシミュレーション条件に加えてキャンバ制御を導入することで、どの程度旋回性能が向上するのかを検証する。経路追従の収束性の検証のために、車両初期位置を 3m 目標経路からずらし、また旋回性能の評価の為、各外乱は印加しない ($d_v = d_\beta = d_\gamma = 0$) とした。

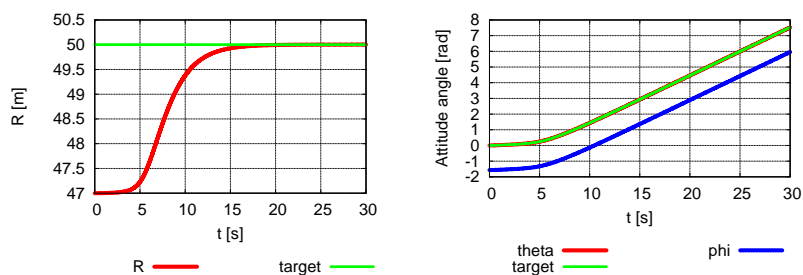
キャンバ角制御を加えた制御器を用いたシミュレーション結果を Fig. 3.6 に示す。これらは順に (a) 車両の走行軌道、(b) 速度 v 、(c) 旋回半径 R 、(d) 姿勢角 θ および極座標系における偏角 ϕ 、(e) 横滑り角 β およびヨーレート γ 、(f) 各車輪すべり率 κ_i 、(g) 各車輪操舵角 δ_i 、(h) 各車輪キャンバ角 ϕ_i 、(i) μ 利用率 η および (j) スライディングモード関数 $\sigma_v, \sigma_\beta, \sigma_\gamma$ を表す。

この結果より、車両初期位置に誤差が生じている場合にも 15s 程度で滑らかに目標経路に収束していることが確認できる。また Fig. 3.6(b) より目標速度 $v_r = 16.67$ m/s に対して、キャンバ角を用いない §3.5.1 の結果では速度 $v = 14.84$ m/s であるのに対し、キャンバ角を制御する本節の結果では速度 $v = 15.33$ m/s となっている。この際に Fig. 3.6(h) より旋回中心方向へ車輪キャンバ角を傾けていることが確認でき、これらより、 5° のキャンバ角制御により 3.30% 最大速度が向上することが確認できた。



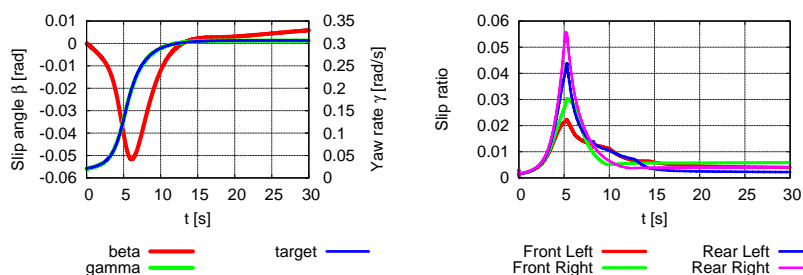
(a) Trajectory on $x - y$ plane.

(b) Velocity v .



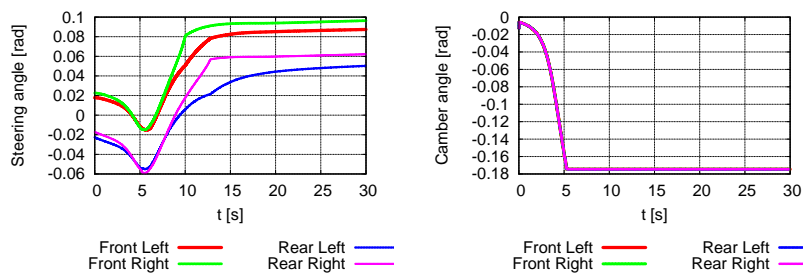
(c) Radius R .

(d) Angle θ, ϕ .



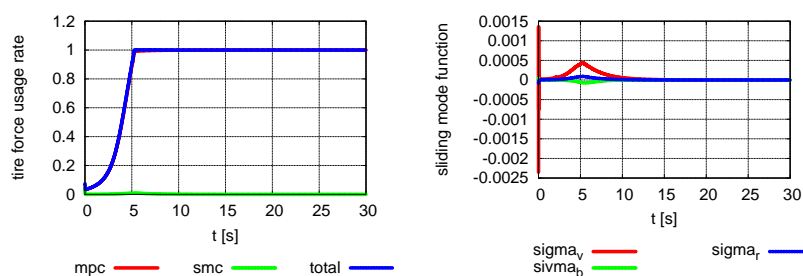
(e) Slip angle β , Yaw rate γ .

(f) Slip ratio κ_i .



(g) Steering angle δ_i .

(h) Camber angle ϕ_i .



(i) tire force usage rate.

(j) Sliding mode function σ .

Fig. 3.6 Acceleration While Cornering with camber control.

3.7 モデル予測ロボスト経路追従制御の改善

3.7.1 多面体によるタイヤ摩擦円および発生可能な一般化力の表現

車両運動性能の上限はタイヤ発生力の上限により制限されるため、摩擦円を適切に考慮することは運動性能の観点からみて、非常に重要である。しかし一般的に、複雑なタイヤモデルである非線形方程式 (2.15a),(2.16a) 式を解き、時々刻々と変化する車両状態を踏まえて毎制御周期で摩擦円の概形を算出するのは、極めて困難である。そこで本節では、各タイヤの摩擦円を八角形に近似し、これを用いて発生可能な一般化力の集合を十六面体の凸集合として表す手法を提案する。これにより MPC により発生可能な一般化力をより正確に考慮することが可能となる。

各車輪の摩擦円の近似

摩擦円を近似する八角形には様々なものが考えられるが、特に重要な要件としては、摩擦円に内接することや、少ない計算負荷により算出できることが挙げられる。そこで、本研究ではタイヤへの制御入力のすべり率と操舵角のうち、片方を固定することで1決定変数の最適化として車両姿勢角方向を基準としたタイヤ力 $\hat{f}_{x,i}, \hat{f}_{y,i}$ の極値を算出する。この工夫により、八角形の摩擦円近似の際に計算される最適化問題は以下の4つとして表される。

$$\kappa_{i,f} = \arg \max_{\kappa} \hat{f}_{x,i}(\kappa, \alpha_i(0), \phi_i, f_{z,i}, \mu_i) \quad (3.69)$$

$$\kappa_{i,r} = \arg \min_{\kappa} \hat{f}_{x,i}(\kappa, \alpha_i(0), \phi_i, f_{z,i}, \mu_i) \quad (3.70)$$

$$\delta_{i,L} = \arg \max_{\delta} \hat{f}_{y,i}(0, \alpha_i(\delta), \phi_i, f_{z,i}, \mu_i) \quad (3.71)$$

$$\delta_{i,R} = \arg \min_{\delta} \hat{f}_{y,i}(0, \alpha_i(\delta), \phi_i, f_{z,i}, \mu_i) \quad (3.72)$$

ここで $\kappa_{i,f}, \kappa_{i,r}, \delta_{i,L}, \delta_{i,R}$ はそれぞれタイヤ力 $\hat{f}_{x,i}, \hat{f}_{y,i}$ が極値をとる際のすべり率と操舵角である。これを用いることで Table 3.4 に表される8つの頂点 $P_{i,j}$ が算出でき、Fig. 3.7 に表される内接する八角形 $\hat{\mathcal{F}}_i$ での近似を得る。

§3.2.2 の配分制御則 (3.35) 式における制約条件 $\|\eta_{ca,i}\|_p \leq 1$ の代わりに以下式を用いる。

$$\begin{bmatrix} \hat{f}_{x,i} \\ \hat{f}_{y,i} \end{bmatrix} \in \hat{\mathcal{F}}_i \quad (3.73)$$

これにより摩擦円のより大きな領域を使用する制御が可能となり、より高い運動性能の実現が期待される。

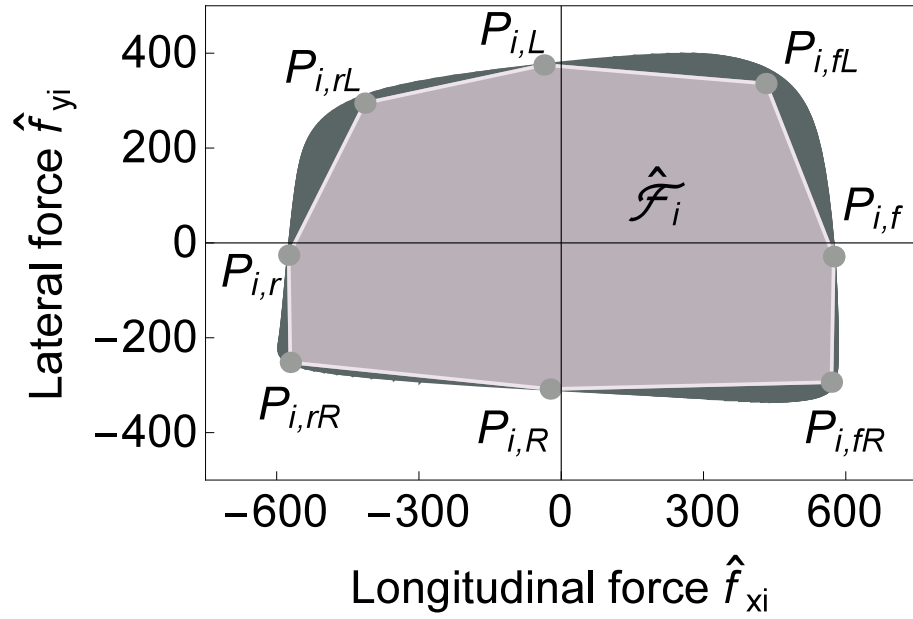


Fig. 3.7 Approximated octagonal friction circle.

Table 3.4 Vertices of approximated octagonal friction circle.

Vertex	$\hat{f}_{x,i}$ -component	$\hat{f}_{y,i}$ -component
$P_{i,f}$	$\hat{f}_{x,i}(\kappa_{i,f}, \alpha_i(0))$	$\hat{f}_{y,i}(\kappa_{i,f}, \alpha_i(0))$
$P_{i,fL}$	$\hat{f}_{x,i}(\kappa_{i,f}, \alpha_i(\delta_{i,L}))$	$\hat{f}_{y,i}(\kappa_{i,f}, \alpha_i(\delta_{i,L}))$
$P_{i,L}$	$\hat{f}_{x,i}(0, \alpha_i(\delta_{i,L}))$	$\hat{f}_{y,i}(0, \alpha_i(\delta_{i,L}))$
$P_{i,rL}$	$\hat{f}_{x,i}(\kappa_{i,r}, \alpha_i(\delta_{i,L}))$	$\hat{f}_{y,i}(\kappa_{i,r}, \alpha_i(\delta_{i,L}))$
$P_{i,r}$	$\hat{f}_{x,i}(\kappa_{i,r}, \alpha_i(0))$	$\hat{f}_{y,i}(\kappa_{i,r}, \alpha_i(0))$
$P_{i,rR}$	$\hat{f}_{x,i}(\kappa_{i,r}, \alpha_i(\delta_{i,R}))$	$\hat{f}_{y,i}(\kappa_{i,r}, \alpha_i(\delta_{i,R}))$
$P_{i,R}$	$\hat{f}_{x,i}(0, \alpha_i(\delta_{i,R}))$	$\hat{f}_{y,i}(0, \alpha_i(\delta_{i,R}))$
$P_{i,fR}$	$\hat{f}_{x,i}(\kappa_{i,f}, \alpha_i(\delta_{i,R}))$	$\hat{f}_{y,i}(\kappa_{i,f}, \alpha_i(\delta_{i,R}))$

発生可能な一般化力の近似

§3.4 の制御器では, MPC と SMC 制御入力の合計 (3.51)–(3.53) を車両が発生すべき一般化力として配分制御を行う. ここで MPC と SMC の制御入力を分離して考えるとすると, MPC による制御入力 $F_{v,mpc}, F_{\beta,mpc}, F_{\gamma,mpc}$ は以下式で表される.

$$F_{v,mpc} = mvu_v \quad (3.74)$$

$$F_{\beta,mpc} = mv g_{\beta} \quad (3.75)$$

$$F_{\gamma,mpc} = I_z g_{\gamma} \quad (3.76)$$

一方で, SMC による制御入力 $F_{v,smc}, F_{\beta,smc}, F_{\gamma,smc}$ は以下の式で表される.

$$F_{v,smc} = m\sigma_v - (\bar{d}_v + \varepsilon_v)\text{sat}(\sigma_v, \Lambda_v) \quad (3.77)$$

$$F_{\beta,smc} = mv\sigma_{\beta} - (\bar{d}_{\beta} + \varepsilon_{\beta})\text{sat}(\sigma_{\beta}, \Lambda_{\beta}) \quad (3.78)$$

$$F_{\gamma,smc} = I_z\sigma_{\gamma} - (\bar{d}_{\gamma} + \varepsilon_{\gamma})\text{sat}(\sigma_{\gamma}, \Lambda_{\gamma}) \quad (3.79)$$

ここで発生可能な一般化力の集合が \mathcal{U} で表せるとすると, MPC(3.40) 式で考慮すべき制約は $\|\eta_{mpc}\|_p \leq \bar{\eta}_{mpc}$ に代わり以下の式で表される.

$$\begin{bmatrix} F_{v,mpc} + F_{v,smc} \\ F_{\beta,mpc} + F_{\beta,smc} \\ F_{\gamma,mpc} + F_{\gamma,smc} \end{bmatrix} \in \mathcal{U} \quad (3.80)$$

発生可能な一般化力の集合 \mathcal{U} は, 4 つの各摩擦円の非線形変換により表される. これについても, 摩擦円と同様に解析的な導出が困難であるため, Fig. 3.8 に表される, $(F_v, F_{\beta}, F_{\gamma})$ 空間における多面体により集合 \mathcal{U} を近似的に表す. まず近似された多面体の F_v, F_{β} 成分については, 各タイヤの近似摩擦円の各頂点 $P_{i,j}$ の和として次式で表す.

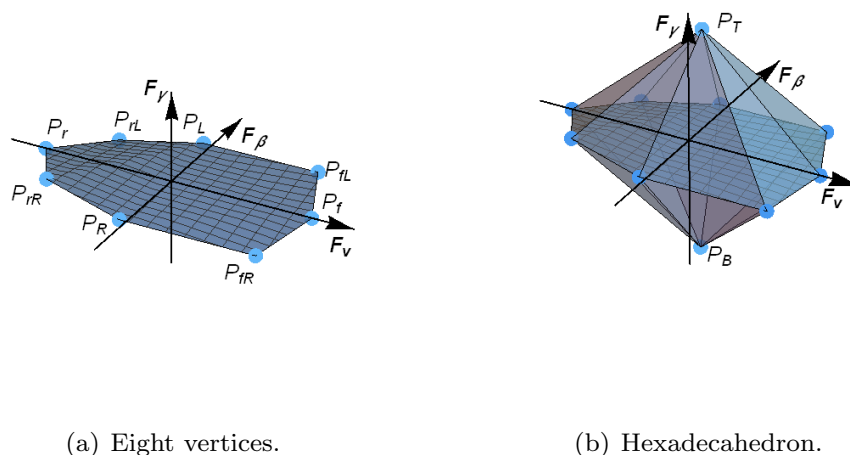
$$P_j^k = \sum_{i=1}^4 P_{i,j}^k \quad (j \in f, fL, L, rL, r, rR, R, fR) \quad (3.81)$$

ここで $k \in F_v, F_{\beta}$ は各頂点 P_j における F_v, F_{β} 成分を表すとした. これにより得られている各点は Fig. 3.8(a) に表される. ここで各頂点 P_j における F_{γ} 成分は, 各近似摩擦円の頂点 $P_{i,j}$ により算出されるため, 各頂点 P_j は同一平面上に存在しないことに注意する. さらに, 前節で算出した各摩擦円における極値をとるすべり率と操舵角 $\kappa_{i,f}, \kappa_{i,r}, \delta_{i,L}, \delta_{i,R}$ を用いて求められる F_{γ} 成分のうち, 最大 $P_T^{F_{\gamma}}$ および最小 $P_B^{F_{\gamma}}$ は以下の式で表されるものとなる.

$$P_T^{F_{\gamma}} = F_{\gamma}(\kappa_{1,r}, \alpha_1(\delta_{1,L}), \kappa_{2,f}, \alpha_2(\delta_{2,L}), \kappa_{3,r}, \alpha_3(\delta_{3,R}), \kappa_{4,f}, \alpha_4(\delta_{4,R})) \quad (3.82)$$

$$P_B^{F_{\gamma}} = F_{\gamma}(\kappa_{1,f}, \alpha_1(\delta_{1,R}), \kappa_{2,r}, \alpha_2(\delta_{2,R}), \kappa_{3,f}, \alpha_3(\delta_{3,L}), \kappa_{4,r}, \alpha_4(\delta_{4,L})) \quad (3.83)$$

これを用いることにより Fig. 3.8(b) に表される, 十六面体による近似された許容一般化力集合が得られる.



(a) Eight vertices.

(b) Hexadecahedron.

Fig. 3.8 Feasible generalized force set.

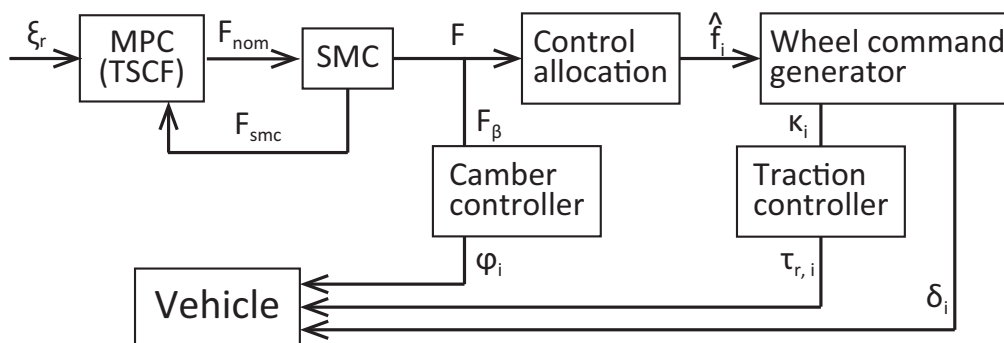


Fig. 3.9 Block diagram of the control system.

3.7.2 提案制御器の拡張

スライディングモード関数の算出

§3.4の制御器では、MPCの制御結果をSMCの超平面としたため、MPCとSMCの計算結果が(3.55)式を満たさない場合には、MPCとSMCを繰り返し計算することにより(3.55)式を満たす解を算出する必要がある、(3.80)式を算出する際にも同様の繰り返し計算が必要になる問題が懸念される。しかしスライディングモード関数(3.44)–(3.46)式の構造に着目すると、車両状態に対して近似微分器を用いているのに対し、MPCで算出される入力 u_v, u_z, u_θ に対してはローパスフィルタを適用している。ローパスフィルタは厳密なプロパーな伝達関数であり直達項を含まない形での状態空間実現が可能であるため、離散化して制御器を実装する際には、MPCとSMCの繰り返し計算を行う必要がなくなる。

ここで実際に、ある制御周期 k におけるスライディングモード関数を算出することを考える。代表して速度方向について考えると、(3.44)式は速度の近似微分と vu_v のローパスフィルタの差とみなすことができる。ここで時定数 T のローパスフィルタを状態空間実現および Δt で離散化すると以下式を得る。

$$x[k+1] = \left(1 - \frac{\Delta t}{T}\right)x[k] + \frac{1}{T}u[k] \quad (3.84a)$$

$$y[k] = x[k] \quad (3.84b)$$

これにより、現在時刻 k のスライディングモード関数 $\sigma_v[k]$ は現在時刻の速度 $v[k]$ と1つ前の制御周期のMPC入力 $u_v[k-1]$ により示されることが分かる。そのためこの状態空間実現を行うことで、MPCとSMCの繰り返し計算を行うことなくMPCにおいてSMCの制御入力を考慮することができる。

トラクション制御

§3.5の制御器においては簡単のため、車両への指示入力を(3.37)式において算出した車輪すべり率 κ_i と操舵角 δ_i としていた。しかし実際の車両を考えると(2.12)式に表されるように、車輪には回転ダイナミクスが存在し、指令トルク τ_i により車輪の回転角速度 ω_i を制御することが必要である。本研究では、目標とするタイヤ発生力を定常偏差なく実現することが重要と考え、縦力をフィードバックするPI制御器を用いる。最適化計算により算出されたすべり率と操舵角から求めた目標の縦力 $f_{x,i}^*$ を用いて次式で表される。

$$\tau_i = K_p(f_{x,i} - f_{x,i}^*) + \frac{K_i}{s}(f_{x,i} - f_{x,i}^*) \quad (3.85)$$

ここで K_p, K_i はそれぞれフィードバックゲインである。

3.8 JSAE-SICE ベンチマーク問題を用いたモデル予測ロボスト経路追従制御の検証

3.8.1 JSAE-SICE ベンチマーク問題

JSAE-SICE ベンチマーク問題 3 [123] では、次世代小型電気自動車の運動制御を取り上げている。この車両は各車輪にインホイールモータを持ち、独立した制駆動が可能な車両である。さらにダブルウィッシュボーン型のサスペンションを採用し、そのロワアームにアクチュエータを装着・制御することで、独立した操舵やキャンバ角をタイヤに付加することができる車両である [129]。本ベンチマーク問題には、こうしたアクチュエータを利用した制御によりどの程度の車両運動性能向上が実現できるかをベンチマークする意図が含まれている。またこうした次世代車両の挙動を模擬するために、様々な物理モデリングとシミュレーションが可能な”Dymola”と呼ばれるシミュレータが提供されている。このシミュレータの中では上記の次世代車両が模擬されており、本研究ではこれをフルダイナミクスシミュレータとして用いる。

本論文で取り組むベンチマーク問題では、小型車両および低転がり抵抗タイヤを有する環境性能の高い車両を用いている。こうした車両では、小型車両に起因して慣性が小さいため外乱の影響を受けやすいという点や Fig. 3.10 に示すように低転がり抵抗タイヤ (RRC: Rolling Resistance Coefficient) に起因して摩擦円が小さく特に横剛性が低いことから最大横力が最大縦力の約 0.6 倍程度となる点などの課題が指摘されている [129]。本ベンチマーク問題の要求は、こうした低い操縦安定性を従来的一般車両と同等レベルにまで改善することである。

車両の運動性能および操縦安定性を評価するために、本ベンチマーク問題では”Dymola”上に従来車両と次世代電気自動車の 2 種類の車両モデル、比較対象としてのドライバーモデルを模擬した制御器および、異なる車両性能を評価する 4 種類の試験タスクを用意している。そのため本検証では、これらを用いることで提案制御器の有効性を示す。用いる車両モデルの諸元は Table 3.5 であり、またタイヤモデルは Table 3.2 と同様である。比較対象とされているドライバーモデルは、操舵は前方一点注視モデル、速度は PI 制御器より構成されている。さらに評価コースとして、旋回加速、マタギ路旋回制動、ダブルレーンチェンジ、横風試験が用意されている。これらの詳細は各節で説明するものとする。

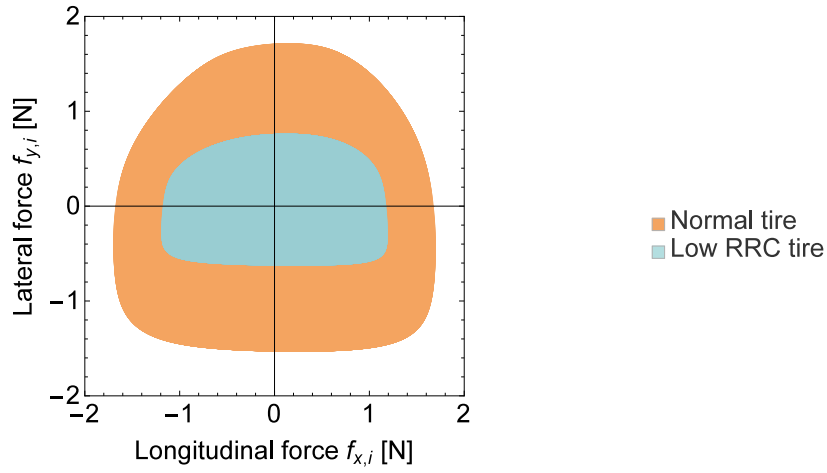


Fig. 3.10 The friction circle of normal and low RRC tire.

Table 3.5 Vehicle parameters on Dymola.

Element	New mobility	Conventioanl vehicle
Vehicle weight	510 kg	1300 kg
Wheel base	2000 mm	2600 mm
Width	1190 mm	1760 mm
Height	1460 mm	1515 mm
Front steering angle	30°	30°
Rear steering angle	5°	—
Camber angle	10°	—

3.8.2 シミュレーション条件

車両性能を検証するために、本章では3種類のシミュレーション結果を示す。1つ目は提案手法により次世代小型電気自動車を制御した結果 (“Proposed”), もう1つは比較手法により次世代小型電気自動車を制御した結果 (“Small EV”), 最後は比較手法により従来車両を制御した結果 (“Conv. car”) である。2つ目の結果 (“Small EV”) は次世代小型電気自動車本来の性能を表す指標とし、3つ目の結果 (“Conv. car”) はベンチマーク問題で求められている性能の指標とする。

提案制御器のパラメータを Table 3.6 に示す。これらは、提案手法の効果を分かりやすく示すために試行錯誤的に設定したものであるが、MPC による SMC 入力を含む摩擦円の考慮や SMC による高いロボスタ性などの本質的な制御性能はこうしたチューニングなしに得られるものである。提案制御器には MPC や SMC, トラクションコントロールなど様々な設計パラメータを設定する必要があるが、本論文で試行錯誤的にこれらを決定する際には、§3.5.1 と同様に、まず物理的な意味を持つパラメータを設定した後にチューニングパラメータの設計を行った。パラメータのチューニングを行う際には、まず外乱のない理想的な環境におけるチューニングを上位の階層より順に決定し、その後外乱を印加したシミュレーションを行い、SMC のチューニングを行うことでそれぞれのパラメータを設定した。また、MPC では SMC の制御入力を考慮した上で制御入力を算出するために、SMC のチューニングにより MPC の解が変化する。そのため、MPC のチューニングでは摩擦円の制約があまり有効にならない様にチューニングすることが必要である。

また制御性能の検証の為に各車輪のワークロードを次式で定義する。

$$\eta_i := \frac{\|\hat{f}_i\|_2}{f_i} \quad (3.86)$$

これによりどの程度各車輪に付加が分散しているのかを理解することができる。

フルビークルモデルを用いたシミュレーションを行うことのできる “Dymola” では、シミュレーション開始時に初期化すべきパラメータが多いが、サスペンションの伸び長など一つ一つのパラメータに適切な初期値を与えることは困難であるため、パラメータ初期値におおよその値を設定している。そのためシミュレーションの初期応答において、この問題に起因する振動的な挙動がみられることがある。

Table 3.6 Controller parameters.

Element	Symbol	Value
Horizon number	T	10
Discrete interval in MPC	dt	0.2
Weight in sec. 3.2.3	Q_s	diag(0.8, 35, 20, 27, 7)
	Q_f	diag(0.1, 45, 30, 30, 20)
	R	diag(5, 5, 10)
Weight in sec. 3.2.4	Q_s	diag(0.1, 3, 10, 150, 500)
	Q_f	diag(5, 10, 20, 200, 700)
	R	diag(0.1, 0.01, 0.0001)
Weight in sec. 3.2.5	Q_s	diag(0.1, 0.5, 10, 1000, 100)
	Q_f	diag(0.3, 50, 100, 10000, 1000)
	R	diag(100, 300, 5)
Weight in sec. 3.2.6	Q_s	diag(1, 40, 1, 10, 0.3)
	Q_f	diag(10, 50, 10, 40, 1)
	R	diag(20, 40, 40)
P-gain in	K_p	7
I-gain in	K_i	0.1

3.8.3 加速旋回試験

この試験シナリオでは、摩擦係数 $\mu = 0.6$ の低 μ 路で作られた $R = 50$ m の旋回路上を走行し、車両を 60 km/h (= 16.7 m/s) まで加速することが求められる。ここで重要となるのは、小型電気自動車が 60 km/h で走行する際には $R = 50$ m の旋回に必要な向心力を十分に発生することができない点である。そのため提案制御器では、経路追従誤差を抑制するために、摩擦円制約により発生可能な向心力を考慮した上で自動で速度抑制を行う結果を示す。

シミュレーション結果を Fig. 3.11 に示す。これらは順に (a) 車両の $x-y$ 平面上での走行経路、(b) 速度 v 、(c) 横滑り角 β 、(d) ヨーレート γ 、(e) 提案手法における各車輪入力トルク τ_i 、(f) 提案手法における各車輪操舵角 δ_i 、(g) 提案手法における各車輪すべり率 κ_i 、(h) 提案手法における各キャンバ角 ϕ_i 、(i) 提案手法における一般化力および (j) 提案手法における各車輪ワークロード η_i を表す。Fig. 3.11(a),(b) より、小型車両の摩擦円が小さく十分なタイヤ力が発生できない状況であるため、"Small EV" では大きな経路追従誤差を生じている一方で、提案手法では速度を抑制することで目標の旋回半径を実現した走行が行えていることが確認できる。これは MPC において発生可能な一般化力集合 U を考慮した結果であり、目標性能とする "Conv. EV" よりも高い経路追従性能を実現していることが分かる。Fig. 3.11(c) より全ての車両で同程度のすべり角が生じている一方で、Fig. 3.11(d) より提案手法 "Proposed" では目標性能 "Conv. car" と比較してヨーレートを抑えられていることが確認できる。これは Fig. 3.11(a) に示される高い経路追従効果を得られた結果、 unnecessary 姿勢角変化を抑制できたからである。Fig. 3.11(f),(h) より各車輪で旋回中心方向へ横力やキャンバスラストを発生できていることが確認できる。しかし Fig. 3.11(f) から確認できるように、約 6 s や約 8.5 s において一部の操舵角がピークを生じている。これらの挙動は、提案制御器の実用化においては問題となることが懸念される。Fig. 3.11(i) より車両縦方向の力 F_v は定常状態においても発生している。これは車両に走行抵抗が加わるからで、 F_v を適切に発生させることでこの影響を打ち消し速度の定常的な応答が得られている。Fig. 3.11(j) より各車輪のワークロードがおおよそ 0.6 程度に収束していることが確認できる。これは低転がり抵抗タイヤの特徴である低いタイヤ横剛性により、発生できる横力の最大値が縦力のおおよそ 0.6 倍になっていることに起因する。また 5 s 後には (3.80) 式が有効制約となっており、このことからおおよそ最大の横力を生じて可能な限り大きな向心力を発生させていることが分かる。これらの結果より提案手法では摩擦円制約を陽に考慮することで、高い旋回性能を実現できることが示された。

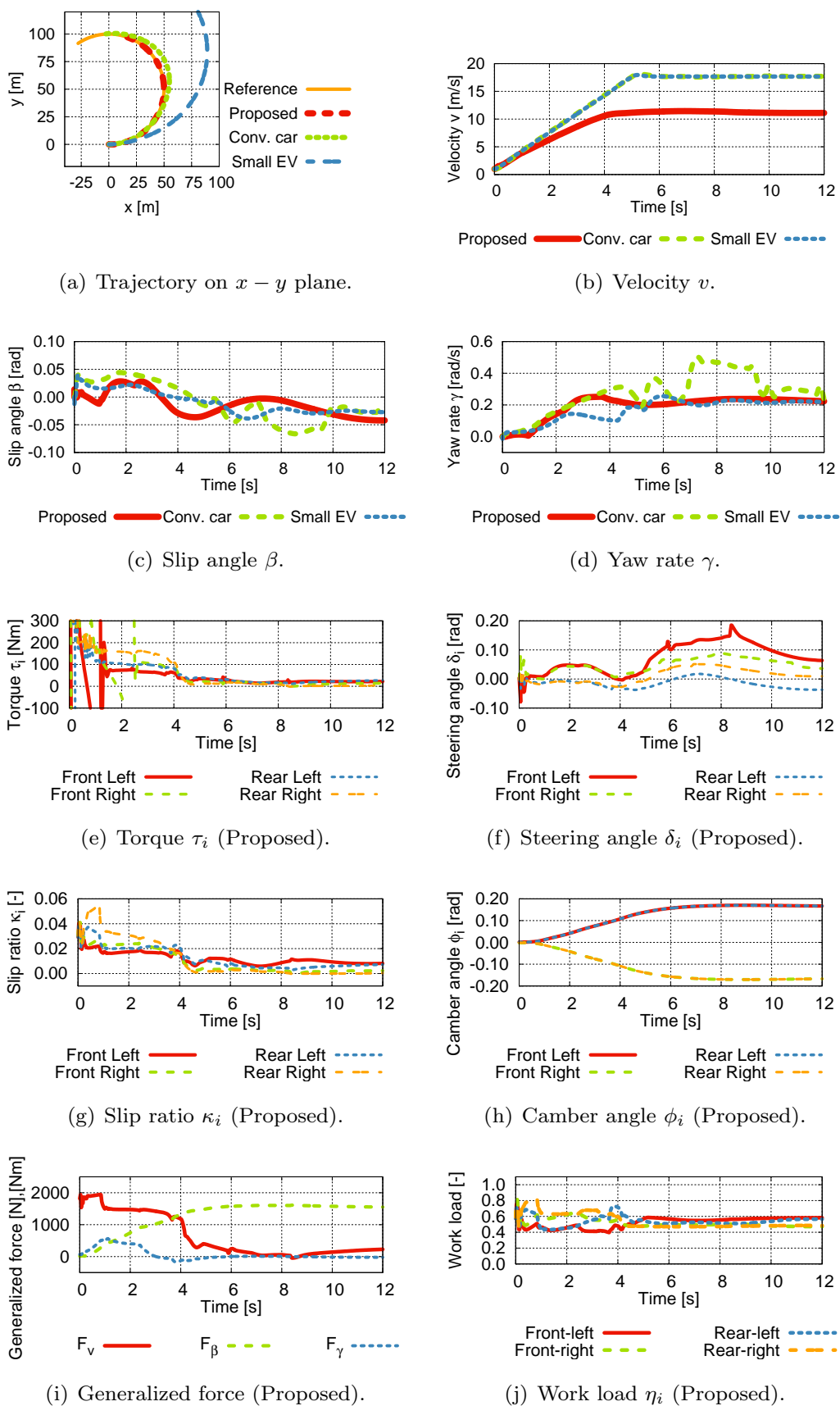


Fig. 3.11 Acceleration while cornering.

3.8.4 マタギ路における減速旋回試験

この試験シナリオでは、路面摩擦係数が異なる $R = 50\text{ m}$ の旋回路 ($\mu = 0.6, 0.9$) をまたぎながら 60 km/h から車両を減速させ停止させることが求められる。ここで重要となるのは、§3.8.3 の条件と同様に小型車両は初期状態において十分な向心力を発生できない点である。また比較手法”Conv. car”と”Small EV”は約 5 s において車両速度が十分に小さくなり制御目標を満たしたため、その時刻までの結果を示している。

シミュレーション結果を Fig. 3.12 に示す。これらは順に (a) 車両の $x - y$ 平面上での走行経路、(b) 速度 v 、(c) 横滑り角 β 、(d) ヨーレート γ 、(e) 提案手法における各車輪入力トルク τ_i 、(f) 提案手法における各車輪操舵角 δ_i 、(g) 提案手法における各車輪すべり率 κ_i 、(h) 提案手法における各キャンバ角 ϕ_i 、(i) 提案手法における一般化力および (j) 提案手法における各車輪ワークロード η_i を表す。Fig. 3.12(a) において次世代の小型電気自動車を用いた結果”Proposed”および”Small EV”は同程度の経路追従誤差を生じている。これは前述の初期条件における向心力不足に起因するものであり、Fig. 3.12(j) の様に車両がこれ以上の力を発生できない以上、これを改善することはできない。Fig. 3.12(b) より比較手法では 5 s 程度で収束している一方で、提案手法では 8 s 程度かかっているが滑らかに収束している。Fig. 3.12(c),(d) より小型車両”Small EV”では大きな横滑りやヨーレートが生じているのに対し、提案手法”Proposed”ではこれらを抑えた高い旋回性能を実現していることが分かる。Fig. 3.12(e) より振動的なトルク入力が増加されていることが分かるが、この原因は振動的なタイヤ力をフィードバックに用いているからである。また Fig. 3.12(f) から確認できるように、約 3 s において一部の操舵角がピークを生じている。この挙動の前後において車両すべり角 β やヨーレート γ の傾きが変化していることから車両回転方向の入力を算出するために発生していると考えられるが、提案制御器の実用化においては問題となることが懸念される。Fig. 3.12(j) より 3 s 程度まではワークロードが約 0.7 程度となっており、その後 6.5 s までワークロードが減少しているが、(3.80) 式で表される制約は 6.5 s まで常に有効制約となっており、車両は可能な限り大きな力で旋回減速を図っている。これらの結果より提案手法では摩擦円の考慮により、小型車両の旋回性能を向上させていることが確認できる。

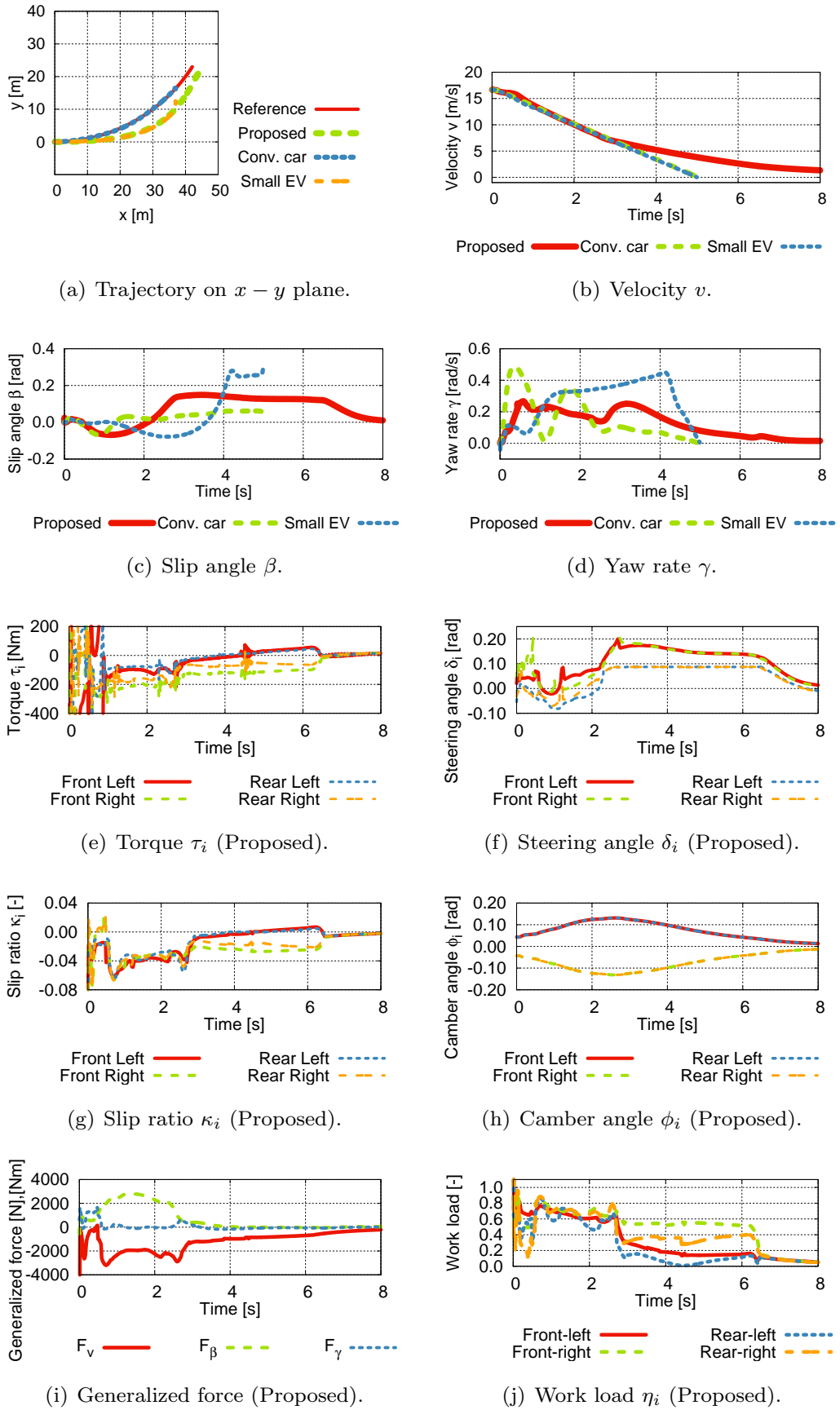


Fig. 3.12 Deceleration while cornering.

3.8.5 ダブルレーンチェンジ試験

この試験シナリオでは、ISO ダブルレーンチェンジ試験を $60 \text{ km/h}(=16.7 \text{ m/s})$ で走行することが求められる。ISO ダブルレーンチェンジは、車両の緊急回避動作を模擬した試験コースであり、用意されたパイロンを通る走行が求められる。そこで提案手法では、パイロンの中心を通過する目標経路を直線と5次多項式により設計し、その追従問題として問題を再設定する。こうして設計した目標経路の情報は MPC における参照状態 ξ_r として提案手法内で考慮される。

シミュレーション結果を Fig. 3.13 に示す。これらは順に (a) 車両の $x-y$ 平面上での走行経路、(b) 速度 v 、(c) 横滑り角 β 、(d) ヨーレート γ 、(e) 提案手法における各車輪入力トルク τ_i 、(f) 提案手法における各車輪操舵角 δ_i 、(g) 提案手法における各車輪すべり率 κ_i 、(h) 提案手法における各キャンバ角 ϕ_i 、(i) 提案手法における一般化力および (j) 提案手法におけるスライディングモード関数 $\sigma_v, \sigma_\beta, \sigma_\gamma$ を表す。Fig. 3.13(a) より黄色点で表されるパイロン間を通過していることが確認できる。またここで提案手法では前述の目標経路を追従しているため、ドライバーモデルによる走行経路と異なる経路を走行している。Fig. 3.13(b) より比較手法では速度追従の際にオーバーシュートが生じている一方で、提案手法ではなめらかに目標速度に追従できていることが分かる。Fig. 3.13(c),(d) より提案手法では、他の手法と比較して大きな横滑りやヨーレートが生じていることが確認できる。これは目標経路の設計の仕方によるものである。また小型車両においては、2度目のレーンチェンジ後 (9s 後) に振動的な挙動が確認できるが、提案手法では従来車両と同様に滑らかに直進状態へと収束している。このことから、提案手法により小型車両の走行安定性能が向上できていることが分かる。これは小型車両が各車輪で独立した制駆動力や操舵角を発生できる特徴を利用したもので、提案手法により旋回方向へ直接入力や印加したことで、車両回転方向の安定性が向上したと理解できる。これは Fig. 3.13(e),(f) などより各車輪の入力を協調して回転方向への入力を生じる DYC が発生していることから確認できる。一方で、レーンチェンジ時に一部のトルクや操舵角がピークを生じている。これらの挙動は、Fig. 3.13(d) より車両のレーンチェンジに急激に車両姿勢角を変化させることに起因すると考えられるが、提案制御器の実用化においては問題となることが懸念される。加えて Fig. 3.13(f) より各車輪で同じ方向へ操舵を生じており、これも車両の横滑り角を大きくしている一因である。これらの結果より、小型車両の特に回転方向に関する安定性が提案手法により向上することを確認した。

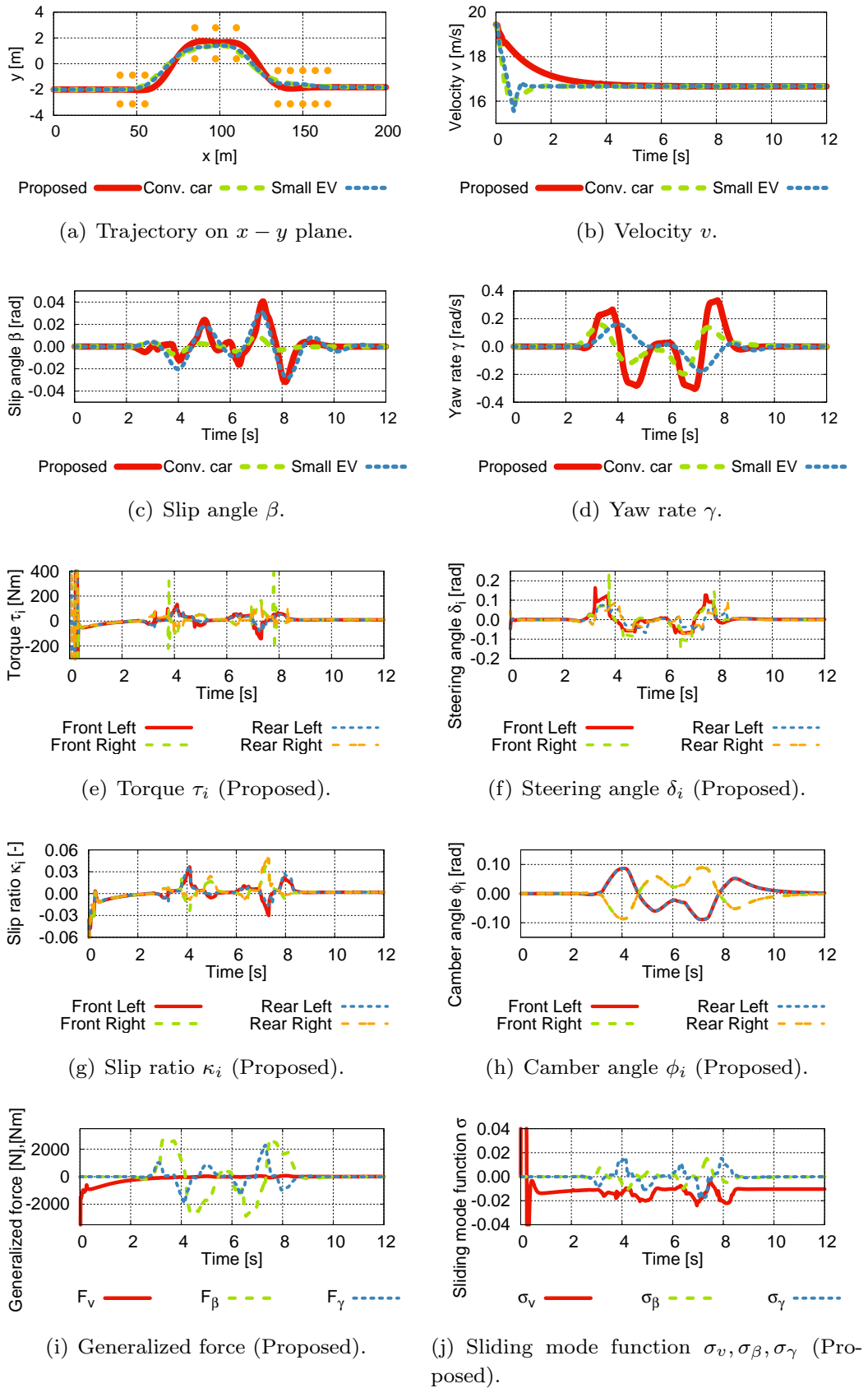


Fig. 3.13 Double lane change scenario.

3.8.6 横風走行試験

このシナリオでは車両に 20 m/s の横風が印加された環境下において、60 km/h で直進走行することが求められる。この際の横変異などの車両挙動により、車両の外乱耐性を評価するものである。

シミュレーション結果を Fig. 3.14 に示す。これらは順に (a) 車両の $x-y$ 平面上での走行経路、(b) 速度 v 、(c) 横滑り角 β 、(d) ヨーレート γ 、(e) 提案手法における各車輪入力トルク τ_i 、(f) 提案手法における各車輪操舵角 δ_i 、(g) 提案手法における各車輪すべり率 κ_i 、(h) 提案手法における各キャンバ角 ϕ_i 、(i) 提案手法における一般化力および (j) 提案手法におけるスライディングモード関数 $\sigma_v, \sigma_\beta, \sigma_\gamma$ を表す。Fig. 3.14(a) より比較手法では車両が横風に押されて横変異を生じている結果が確認できる。一方で提案手法では最大の横横変位が 6.18 mm であり、目標性能である”Conv. car”の 107.3 mm と比較して約 5.76% と十分に外乱の影響を抑制できているといえる。Fig. 3.14(c),(d) より回転方向についても、小型車両”Small EV”では大きな偏差や振動が生じている一方で、提案手法では従来車両よりも小さな影響しか受けていないことが確認できる。こうした高い外乱耐性は SMC によるものであり、これを示すように Fig. 3.14(j) ではスライディングモード関数 $\sigma_v, \sigma_\beta, \sigma_\gamma$ が境界層内に抑えられていることが確認できる。また車両縦方向のスライディングモード関数 σ_v が常に微小の値をとっているのは、走行抵抗による外乱の影響である。この結果より、提案手法により高い外乱耐性を実現していることが確認できる。

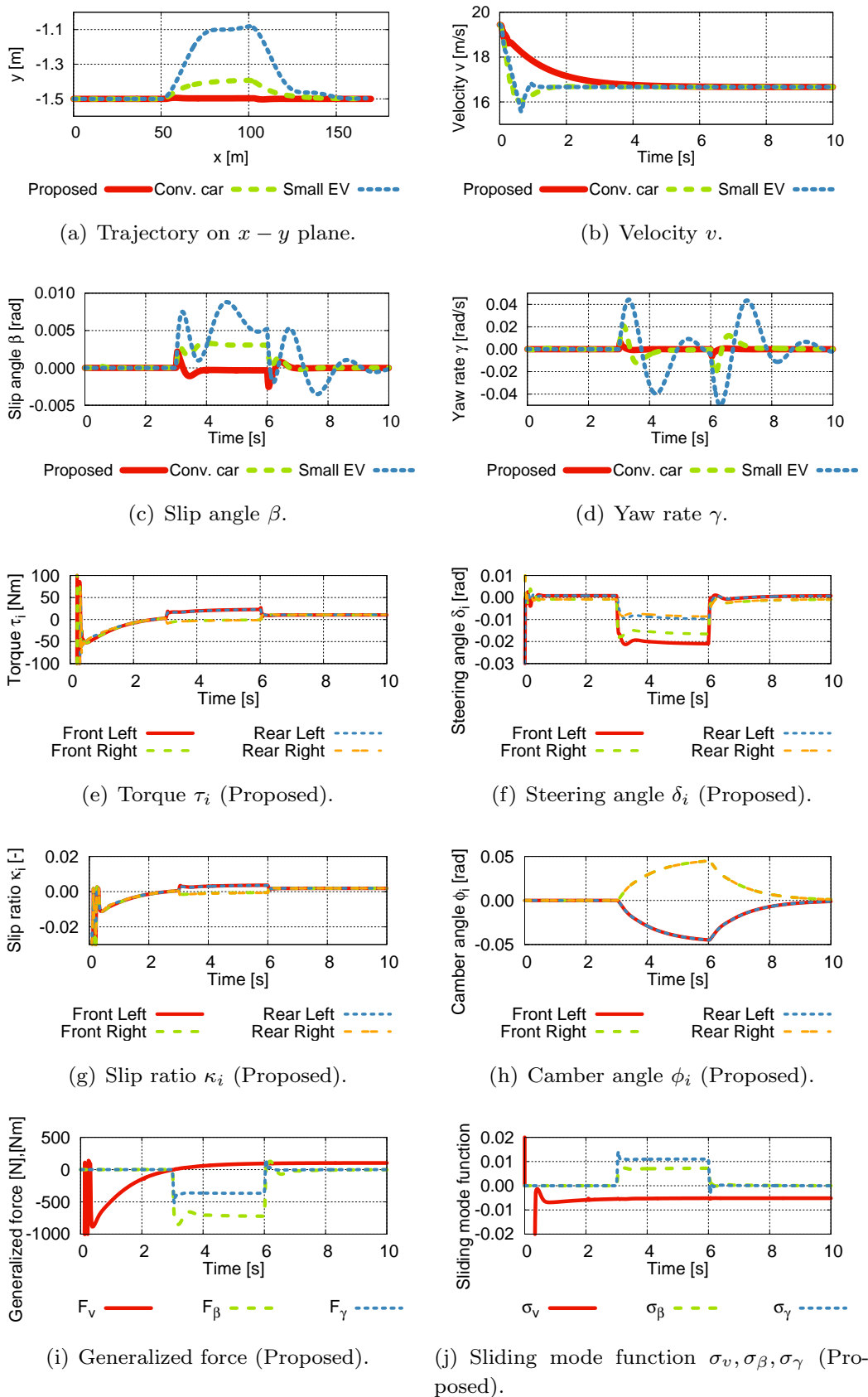


Fig. 3.14 Side wind scenario.

3.9 まとめ

本章では MPC と SMC を組み合わせることで、タイヤ摩擦円を考慮した上で運動性能とロバスト性を両立する経路追従制御器を提案した。具体的には、TSCF を用いて経路追従制御としての定式化を行い、MPC による経路追従のための制御入力を SMC における理想状態とすることで、外乱などの影響を抑制した。さらに、SMC の入力大きさを MPC で陽に考慮することにより、摩擦円を超える過大な入力を指令することを防ぎ、所望の運動性能とロバスト性を両立した。

さらに §3.5.1 では提案した制御器の性能を検証するためにシミュレーションを行った。シミュレーション条件は、JSAE-SICE ベンチマーク問題 3 の運動性能を検証するタスクに外乱を加えたものとした。このシミュレーションを通じて、提案制御器が、タイヤ力の飽和により目標状態を実現できない際にも摩擦円を超えない範囲で高い制御性能を実現することを示した。また §3.6.2 ではキャンバ角制御の有無によるシミュレーション結果を比較することにより、5° のキャンバ角制御により 3.30% 最大速度が向上することを数値的に示した。

§3.4 で提案した制御器に多角形近似を導入することで、一般に概形を関数として陽に得ることが困難な摩擦円を表現し、さらにこの摩擦円を元に車両の許容一般化力集合を表現し MPC の制約条件とすることで、MPC を線形最適化問題として表現した。また、スライディングモード関数の構造に着目することで、繰り返し計算をなしで MPC と SMC を協調させることを可能にした。ここで提案した手法をより現実的な環境において検証するために、“Dymola”を用いて車両フルダイナミクスを考慮したシミュレーションを行った。特に制御性能の検証については、JSAE と SICE の産学連携の委員会で作成した JSAE-SICE ベンチマーク問題 3 へ取り組むことで、社会に実在する課題の改善に取り組むとともに、現実的な車両性能の検証を行った。そのシミュレーション結果より、摩擦円の制約を MPC により考慮することによる高い車両運動性能や、SMC により未知外乱が存在する環境下においても高い安定性能が得られることを示した。

しかし一方で本提案手法では、最適化計算を繰り返し行うことが必要であるため、実機に実装する際には高い計算量が問題となることが予想される。また高 μ 路から低 μ 路へ車両が進入する際に、提案手法による制御性能が劣化することが懸念される。さらに、シミュレーション結果より提案手法で印加する制御入力の一部にピークが確認されており、この制御器を実車に適用する際にはこうした挙動を改善することが望ましい。加えて、MPC と SMC の組み合わせにより設計パラメータ数が多くなっており、これらのパラメータの関係性に関する解析や体系的な設計方法の確立が望まれる。そのため、計算量の削減や路面摩擦係数 μ の変化に対するロバスト化、より滑らかな制御入力の算出や体系的な各設計パラメータの設計方法の確立を今後の課題としたい。

第 4 章

MPC を用いたモデル予測省エネルギー走行制御

4.1 はじめに

車両の運動制御において、平面 3 自由度の車両運動に対し 4 輪への制御入力を持つため、各輪で独立した操舵・駆動が可能な車両は冗長系とみなせ、その冗長自由度を利用する研究が多く行われている [33]。その中でも特に車両のエネルギーに着目した研究として、タイヤモデルを元に車輪スリップによる散逸エネルギーをモデル化し最小化する手法 [130] やモータ損失に着目した手法 [46, 51]、インホイールモータの消費電力を考慮する手法 [96] などが挙げられる。こうした冗長性を利用することで、各車輪で協調した挙動を実現し車両の走行軌道を変化させずにエネルギー消費量を抑えることが期待できる。一方で、自動運転により制御器が車両運動を決定できる状況においては、周辺環境などの様々な情報を考慮した走行を実現することによりエネルギー消費量を抑制することが期待できる。具体的には、信号機情報 [81] や周辺の車両情報 [82]、地形情報 [80]などを考慮した上で加減速の最適化を行い、よりエネルギー効率の良い走行を実現する制御が提案されている。しかしこれらの研究では、特にエンジンの燃料消費量と車両速度の関係に着目しており、車両の走行軌道と速度の関係などは考慮されていない。そのため旋回時に内外輪の駆動力差を利用する DYC などを適用する際には、各車輪のモータ挙動が異なるため個々のモータ損失を考慮することよりさらにエネルギー効率の良い走行が期待できる。

そこで本章ではエンジン駆動車両を対象とした省エネルギー走行手法 [80] を最適駆動力配分制御 [96] と組み合わせることで、複数の駆動モータを有する EV へ適用する手法を提案する。この際に MPC により道路勾配情報や各モータを含む車両の総エネルギー消費量と経路追従性能を陽に評価することにより、個々のモータ挙動を考慮した上でこれらを最適に両立する車両運動制御を実現する。さらにこの制御戦略は階層統合型、階層型のどちらの制御器構造においても有効であると考えられるため、それぞれの構造における制御器を提案し、制御性能の比較・考察を行いこれらの制御

性能の差を明らかにする。

一方で近年開発されているの自動運転技術では、高精度デジタル地図情報を活用した自己位置推定が一般的である [131]。こうした地図情報はその容量の大きさや、例えば工事や建て替えなどによるマップ情報の変化などより、データサーバーから配信されると考えられるが、ここで、あらかじめ道路座標や標識などの静的環境を考慮した上で消費燃料を抑制できる走行軌道を算出し、デジタル地図情報と同時に車両に配信することで、さらに車両の消費エネルギーを抑制する手法が考えられる。そこで本章では、オフラインでの事前最適化とオンラインにおける車両制御を協調することで、よりエネルギー効率の良い走行を実現するシステムを提案する。

また、車両エネルギー性能の観点からみると、車両加減速は駆動源の効率と密接に関わるため、車両速度は重要なパラメータといえる [132–134]。この車両のエネルギー効率の良い走行速度は、様々な設計パラメータに依存して決まるが、これらは空気抵抗や車両重量など、車両設計によっておおよそ決定する [77, 81]。しかし一方で移動手段という自動車の側面に着目すると、消費エネルギーは少なく、かつ短い時間で目的地に到達することが望ましい。そのため、車両のエネルギー性能と到達時間をバランスするような自動運転制御器が望まれる。そこで到達時間の制約を陽に考慮した上でエネルギー消費を最小化する走行を実現することを目的とした、事前最適化およびオンラインでの車両制御手法を提案する。さらに速度規制や道路勾配などが存在する実環境における提案制御器の有効性を検証するために、実際の高速道路データを用いた数値シミュレーションを行う。

本章の研究では、省エネルギー走行の基礎的として周囲に自車車両の挙動を妨げる車両や環境が存在しない空間における車両走行を扱う。これには、十分に車両密度の低い高速度道路などが相当する。

4.2 モデル予測省エネルギー走行制御

4.2.1 階層統合型省エネルギー走行制御

本節では階層構造を用いずに直接アクチュエータへの入力を算出する MPC を提案する。まず車両走行において目標経路からの逸脱の抑制が重要と考え、経路追従制御を実現する。この際に (3.12)–(3.16) 式のように自車の走行距離を時間軸とする時間軸状態変換を行わず、車両の時間応答に着目するために時間に対するダイナミクスとしての表現を考える。

まず、車両と目標経路との距離 ζ のダイナミクスは (3.9) 式で、参照点 s_r のダイナミクス (3.10) 式によって表される。さらに (3.9) 式を時間微分することで以下の式が得られる。

$$\frac{d^2\zeta}{dt^2} = \frac{F_v}{m} \sin(\tilde{\theta} + \tilde{\beta}) + \left(\frac{F_\beta}{m} - v^2 \kappa_r \frac{\cos(\tilde{\theta} + \tilde{\beta})}{1 - \kappa_r \zeta} \right) \cos(\tilde{\theta} + \tilde{\beta}) \quad (4.1)$$

このダイナミクス及び経路追従誤差 ζ のダイナミクス (3.9) 式、車両ダイナミクス (2.4)–(2.6) 式、走行抵抗モデル (2.10b) 式、一般化力と各タイヤ力との関係式 (2.7)–(2.9) 式、タイヤモデル (2.15b), (2.16b) 式などを用いて MPC で考慮する非線形車両ダイナミクスは以下式で表される。

$$\frac{d\xi}{dt} = f(\xi(t), u(t)) \quad (4.2a)$$

$$\xi = [v, \zeta, \frac{d\zeta}{dt}, \theta, \gamma]^T \quad (4.2b)$$

$$u = [\kappa_1, \kappa_2, \dots, \kappa_4, \delta_1, \dots, \delta_4]^T \quad (4.2c)$$

本章で制御対象とする EV では、減速時に回生ブレーキとして運動エネルギーを回収できるとする。そのためモータ回生により回収できない消散パワーを抑制する制御を実現する。具体的に回生ブレーキで回収できない消散パワー P_{dis} は、消費電力 P_e のうち運動エネルギー変化を表す項 P_M, P_J を除いた以下式で表される。

$$P_{dis} = P_r + P_s + L_e \quad (4.3)$$

車両は消費エネルギーを抑制しながら経路追従を実現することが求められるため、本節で提案する MPC は以下の問題を解くことにより制御入力を算出するものとする。

$$\min_{u(\tau)} J_{mpc} = \|\tilde{\xi}(t + t_f)\|_{Q_f}^2 + \int_t^{t+t_h} \left(\|\tilde{\xi}(\tau)\|_Q^2 + P_{dis}(\tau) \right) d\tau \quad (4.4a)$$

subject to

$$\dot{\xi}(\tau) = f(\xi(\tau), u(\tau)) \quad (4.4b)$$

$$\underline{v}(s_r) \leq v(\tau) \leq \bar{v}(s_r) \quad (4.4c)$$

$$|\zeta(\tau)| \leq \bar{\zeta}(s_r) \quad (4.4d)$$

$$|\kappa_i(\tau)| \leq 1 \quad (4.4e)$$

$$|\delta_i(\tau)| \leq \bar{\delta}_i \quad (4.4f)$$

ここで評価区間は $[t, t + t_h]$ とし, $\bar{\zeta}$ は最大許容経路追従誤差を, $\underline{v}, \bar{v} > 0$ は最小, 最大速度を表すものとする.

4.2.2 階層型省エネルギー走行制御

本節では階層構造による制御器構造により省エネルギー走行を実現する手法を提案する. 具体的には, まず MPC によりエネルギー性能と追従性能を両立する車両重心挙動を算出し, その重心挙動を実現するための配分制御を実現する. ここで車両の消費電力 P_e を計算する際には, 電気損失 L_e を算出する際に各車輪縦力 $f_{x,i}$, 車輪スリップによる仕事率 P_s を算出する際に縦すべり率 κ_i や車輪横すべり角 α_i などが必要となる. しかし階層構造を採用すると階層の違いから, 上位の車両挙動を決定する際に下位階層で決定される車輪挙動を正確に考慮することは困難である. そこで提案手法では, 車両挙動に応じて近似的に車輪挙動を算出し消費電力を見積もる. 各車輪が持つ駆動モータ特性が異なることを念頭に, 最適な配分比を事前計算によりマップ化しルックアップテーブルとして利用する. これらにより, 上位の階層において近似的ではあるものの異なる駆動モータ特性を考慮した上での消費電力を考慮するものである.

勾配が存在する坂道を車両縦方向加速度 a_v で等加速度走行する際に車両全体が発生すべき力 $F_{v,tol}$ は次式で表される.

$$F_{v,tol} = \mu_0 mg + \frac{1}{2} \rho C_d A V^2 + mg \theta_\mu + ma_v \quad (4.5)$$

ここで旋回半径が十分に大きく各車輪の縦力 $f_{x,i}$ がタイヤ力配分比 ρ_i を用いて配分されるとする. この際の消費エネルギーを最小化する配分比 ρ_i^* は以下の最適化問題を解くことにより求まる.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && P_e(v, a_v, \rho_i) \\ & \text{with respect to} && \rho_i \\ & \text{subject to} && f_{x,i} = \rho_i F_{v,tol} \\ & && \sum_{i=1}^4 \rho_i = 1 \\ & && 0 \leq \rho_i \leq 1 \end{aligned} \quad (4.6)$$

ここで車輪スリップによる仕事率 P_s の計算を避けるために, 消費電力 P_e を (2.22) 式を用いて算出するとすると, 速度 v , 縦方向加速度 a_v および配分比 ρ_i により決定される. そこで常用領域の速度 v および縦方向加速度 a_v における最適な配分比 ρ_i^*

を事前計算により算出し、速度 v および縦方向加速度 a_v に関するルックアップテーブルとして保存しておく。これにより消費電力が $P_e(v, a_v, \rho_i^*(v, a_v))$ として速度と加速度の関数として表すことができる。

車両ダイナミクスは以下の線形ダイナミクスで表し、各方向への加速度を仮想入力とする。

$$\frac{d\xi}{dt} = A\xi(t) + Bu(t) \quad (4.7a)$$

$$\xi = [v, \zeta, \frac{d\zeta}{dt}, \theta, \gamma]^T \quad (4.7b)$$

$$u = [\frac{dv}{dt}, \frac{d^2\zeta}{dt^2}, \frac{d^2\theta}{dt^2}]^T \quad (4.7c)$$

エネルギー性能と追従性能を両立する車両重心加速度を算出する MPC はこれらより以下の様に表される。

$$\begin{aligned} \min_{u(\tau)} J_{mpc} = & \|\tilde{\xi}(t + t_f)\|_{Q_f}^2 + \int_t^{t+t_f} \left(\|\tilde{\xi}(\tau)\|_Q^2 + \|u(\tau)\|_R^2 \right. \\ & \left. + \frac{P_{dis}(v(\tau), a_v(\tau), \rho_i^*(v(\tau), a_v(\tau)))}{v(\tau)} \right) d\tau \end{aligned} \quad (4.8a)$$

subject to

$$\frac{d\xi}{dt}(\tau) = A\xi(\tau) + Bu(\tau) \quad (4.8b)$$

$$\underline{v}(s_r) \leq v(\tau) \leq \bar{v}(s_r) \quad (4.8c)$$

$$|\zeta(\tau)| \leq \bar{\zeta}(s_r) \quad (4.8d)$$

$$|u(\tau)| \leq \bar{u} \quad (4.8e)$$

ここで評価関数 J_{mpc} の積分内の初項は経路追従誤差を評価し、2項目は各方向への加速度を、3項目は事前計算された最適配分比 ρ_i^* を元に走行距離当たりのエネルギー消費量を評価するものである。ここで得られた u を元に車両ダイナミクス (2.4),(2.6) と (4.1) 式により下位階層において発生すべき重心における一般化力 $F_v^*, F_\beta^*, F_\gamma^*$ を得る。

下位制御器である配分制御器では、上位階層で算出された一般化力 $F_v^*, F_\beta^*, F_\gamma^*$ を発生するための制御入力 κ_i, δ_i を算出する。配分制御では、各車輪のスリップ率 κ_i やすべり角 δ_i を評価した最適化が可能となるため、機械仕事率 P_v の計算に (2.22) 式ではなくより詳細な (2.23) 式を用いる。これとタイヤモデル (2.15b),(2.16b) 式を用いることで、消費エネルギー P_e はスリップ率 κ_i とすべり角 δ_i に関する関数として表せる。そのため、提案する配分制御則は次式で表される。

$$\min_{\kappa_i, \delta_i} J_{ca} = P_e(\kappa_i, \delta_i) \quad (4.9a)$$

subject to

$$F_v = \sum_{i=1}^4 \hat{f}_{x,i} \quad (4.9b)$$

$$F_\beta = \sum_{i=1}^4 \hat{f}_{y,i} \quad (4.9c)$$

$$F_\gamma = \sum_{i=1}^4 (w_j \hat{f}_{x,i} + l_j \hat{f}_{y,i}) \quad (4.9d)$$

$$|\kappa_i| \leq 1 \quad (4.9e)$$

$$|\delta_i| \leq \bar{\delta}_i \quad (4.9f)$$

4.3 実高速道路データを用いたモデル予測省エネルギー走行制御の検証

4.3.1 シミュレーション条件

本章では実環境におけるエネルギー性能を評価するために、実際の高速道路データを用いた数値シミュレーションを行う。Fig. 4.1 に示される検証コースは、神奈川県横浜市を通る首都高速湾岸線のうち、幸浦インターチェンジから鳥羽長本線料金所を通り杉田インターチェンジへと抜ける、上り線の約 3.6 km とした。このコースは東方向を $+x$ 軸、北方向を $+y$ 軸、高さ方向を $+z$ 軸としており、スタート地点を座標系原点としている。検証ではこのコースを法定速度の下で走行するものとし、目標速度は可能な限り法規の最高速度として、速度変化する際には加速度 0.6 m/s^2 で加減速を行うとする。制御対象車両は各車輪に駆動モータを持つ小型 EV とし、その諸言は Table 4.1 に表されるものとする。またモータ特性は前・後輪で異なる特性とし、その効率図を Fig. 4.2 に示す。モデル予測制御のパラメータを Table 4.2 に示す。これらは提案手法の効果を分かりやすくより示すために試行錯誤的に設定したものであり、まず状態応答を重視した設定により望ましい応答を得た後に、入力に関わる重みを増やしていくことにより決定した。また階層型制御器における $\frac{du}{dt}$ に関する重みは、評価関数に縦力に関する項 P_{dis} が含まれているため 0 と設定した。道路幅と車両のトレッド幅の関係より、最大許容経路追従誤差 $\bar{\zeta} = 1 \text{ m}$ とした。

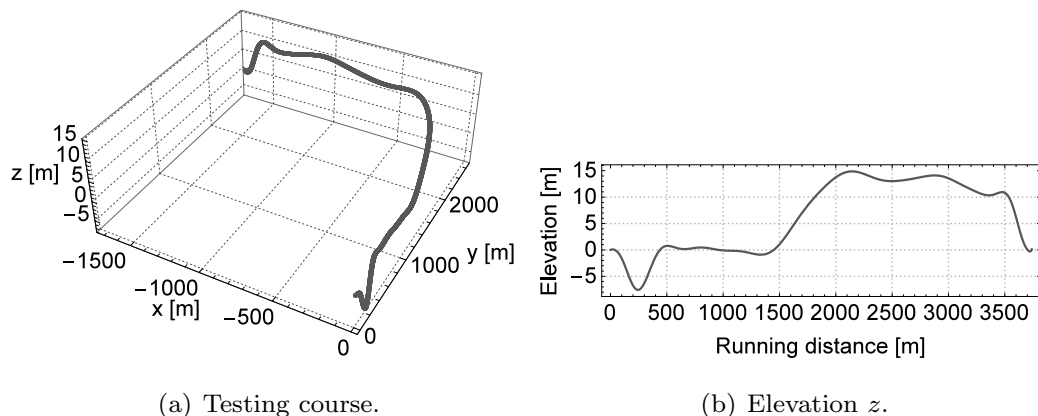


Fig. 4.1 Testing course on metropolitan expressway.

Table 4.1 Vehicle parameters on simulation.

Element	Symbol	Parameter
Vehicle weight	m	510 kg
Vehicle inertia moment	I_z	1300 kg m ²
Wheel based	$l_f + l_r$	2000 mm
Length of tread	$2w$	990 mm
Height	h	500 mm
Drag coefficient	C_d	0.863
Frontal projected area	A	1.2 m ²
Max. steering angle	$\bar{\delta}_i$	30°

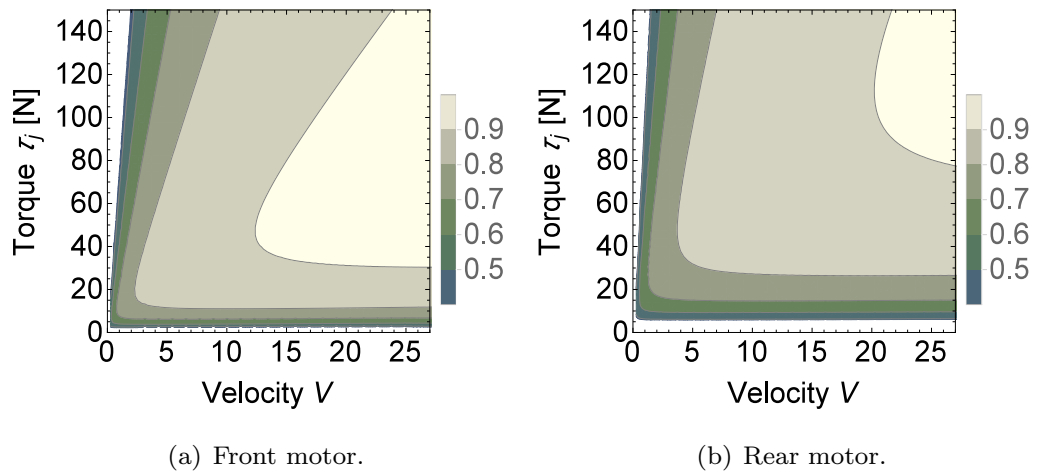


Fig. 4.2 Motor efficiency map.

Table 4.2 Controller parameters on simulation.

Element	Symbol	Parameter
MPC horizon	t_f	3 s
Weight matrix in int. controller	Q, Q_f R	diag(2, 0.5, 0.5, 50, 10) $500E_8$
Weight matrix in hier. controller	Q, Q_f R	diag(60, 2, 2, 2000, 400) diag(0, 2, 2)

4.3.2 検証結果および考察

シミュレーション結果を Fig. 4.3, 4.4, 4.5 に示す. Fig. 4.3 では車両状態を順に (a) 車両の経路追従誤差 ζ , (b) 速度 v , (c) 姿勢角 θ , (d) ヨーレート γ および (e) 横滑り角 β として表す. Fig. 4.4 では車両への入力を順に (a) 階層型制御器における各車輪すべり率 κ_i , (b) 統合型制御器における各車輪すべり率 κ_i , (c) 階層型制御器における各車輪操舵角 δ_i および (d) 統合型制御器における各車輪操舵角 δ_i として表す. Fig. 4.5 では制御結果を順に (a) 車両消費エネルギーの各要素, (b) 車両消費エネルギーの各要素の階層/統合型制御器による差および (c) 制御入力の計算時間として表す. この際車両エネルギー消費量として, 各仕事率を時間積分した走行全体でのエネルギー消費量を表している. Fig. 4.3 におけるオレンジ色の点線は各目標状態を表す. Fig. 4.5(c) の色の濃い直線は, 各手法における計算時間の平均値を表す. また走行時間およびエネルギー消費量をまとめたものを Table 4.3 に示す.

Fig. 4.3 より, 速度, 経路追従, 姿勢角追従において各手法でおおよそ同等の追従性能が得られていることが確認できる. 特に Fig. 4.3(a) において統合型制御器の経路追従誤差 ζ が生じているが, これは最大許容追従誤差 $\bar{\zeta} = 1 \text{ m}$ 以下であり十分に経路追従が実現できていることが確認できる.

ここで統合型制御器では目標経路内側方向に経路追従誤差が生じている一方で, 階層型制御器では外側方向に追従誤差が生じている. これは統合型制御器では MPC においてモータ挙動を陽に考慮しているため, 走行距離を減らすことにより消費エネルギーの抑制を図る一方で, 統合型制御器では MPC において $d^2\zeta/dt^2$ を抑制しており, この効果が得られないからである.

Fig. 4.4(a),(b) より, どの手法においてもモータ特性の異なる前後輪において消費エネルギーが少なくなる最適な配分比 (おおよそ前輪:後輪=0.42:0.58) でタイヤ力が配分されている. Fig. 4.4(c),(d) より, 各手法とも全ての車輪で同程度の操舵を入力しており, その結果として同程度の車両横すべり角が発生している.

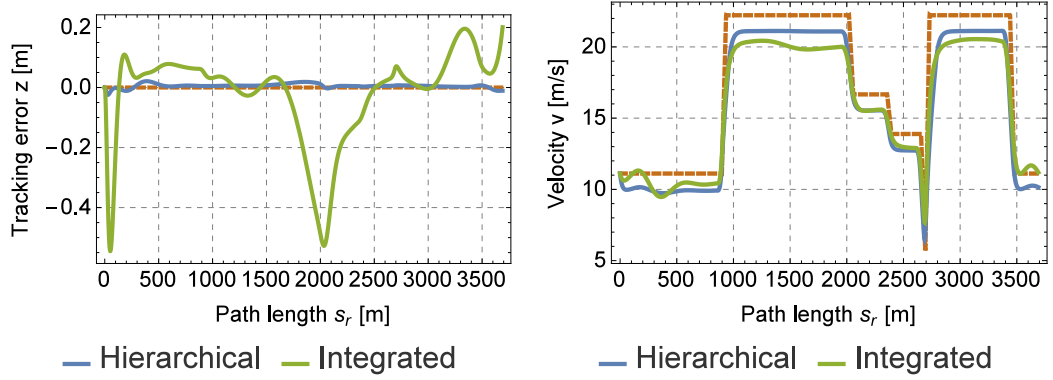
階層構造の有無とエネルギー性能の関係に着目すると Table 4.3 より, 統合型制御器構造の採用によりエネルギー効率が約 1.72% 向上することが分かる. さらに Fig. 4.5(b) より, 統合型制御器により特に速度の 3 乗に比例する項を持つ走行抵抗による仕事率 P_f や 2 乗に比例する項を持つ鉄損 L_{Fe} の抑制効果が大きいことが分かる. これは統合型制御器においてスリップ率などのモータ挙動を陽に考慮した上で速度を最適化したことにより得られる, 目標速度に応じた速度抑制の効果である. 実際に Fig. 4.3(b) より目標車速が低い際には階層型制御器と比較して, 速い車速での高い速度追従性能を実現している一方で, 目標車速が高い際には速度抑制効果が表れていることから, この効果が確認できる. また統合型制御器では消費エネルギーを抑制している一方で, 同一距離の走行時間が階層型制御器よりも短い. これは統合型制御器の平均車速が速いことを意味し, 一般的な速度抑制では得られない制御効果が得

られていると言える。

一方で Fig. 4.5(c) より統合型制御器の制御入力算出に必要な時間は階層型制御器構造と比較して約 1.65 倍長い計算時間を要する。これは計算負荷の高い最適計算の構造の違いに依存すると考えられる。具体的に (4.4a) 式の統合型制御器構造における MPC では、状態 $x \in \mathbb{R}^5$ および入力 $u \in \mathbb{R}^8$ を $H = 3$ ホライゾン分考慮するため決定変数は 39 個になる。一方で階層型制御器では、MPC(4.8) 式と配分制御器 (4.9) 式の 2 つの最適化問題を解く必要があるが、MPC では状態 $x \in \mathbb{R}^5$ および入力 $u \in \mathbb{R}^3$ を $H = 3$ ホライゾン分考慮するため決定変数は 24 個、配分制御における決定変数は 8 個と、統合型制御と比較して小規模な問題で表現されている。そのため、階層型制御器における制御周期が短くなったものと考えられる。

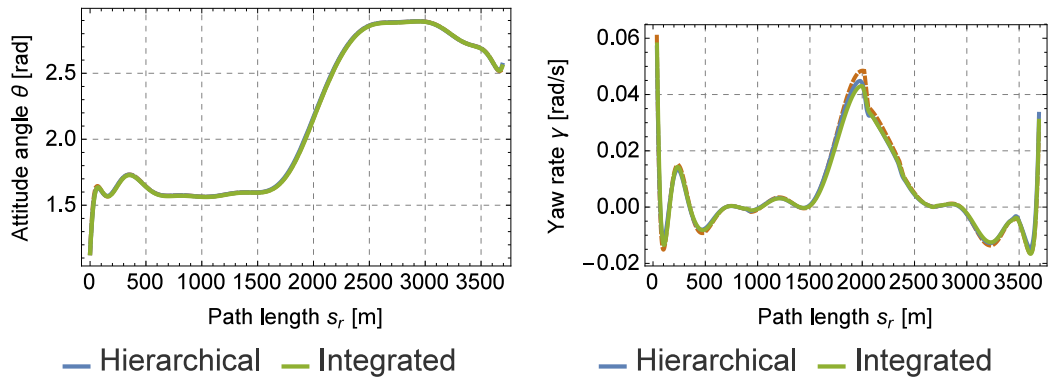
Table 4.3 Simulation results.

	Hierarchical	Integrated
Running time [s]	256.5	251.2
Total consumed energy [MJ]	1.378	1.354
Energy efficiency [m/kJ]	2.679	2.725



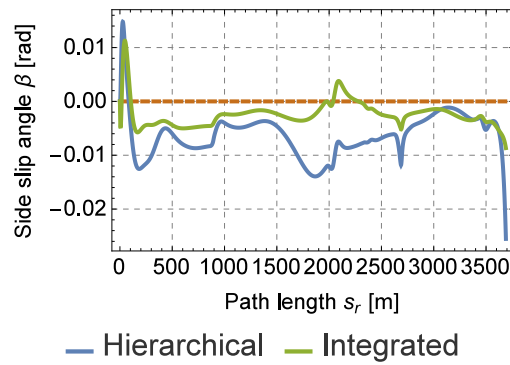
(a) Tracking error ζ .

(b) Velocity v .



(c) Attitude angle θ .

(d) Yaw rate γ .



(e) Slip angle β .

Fig. 4.3 State response.

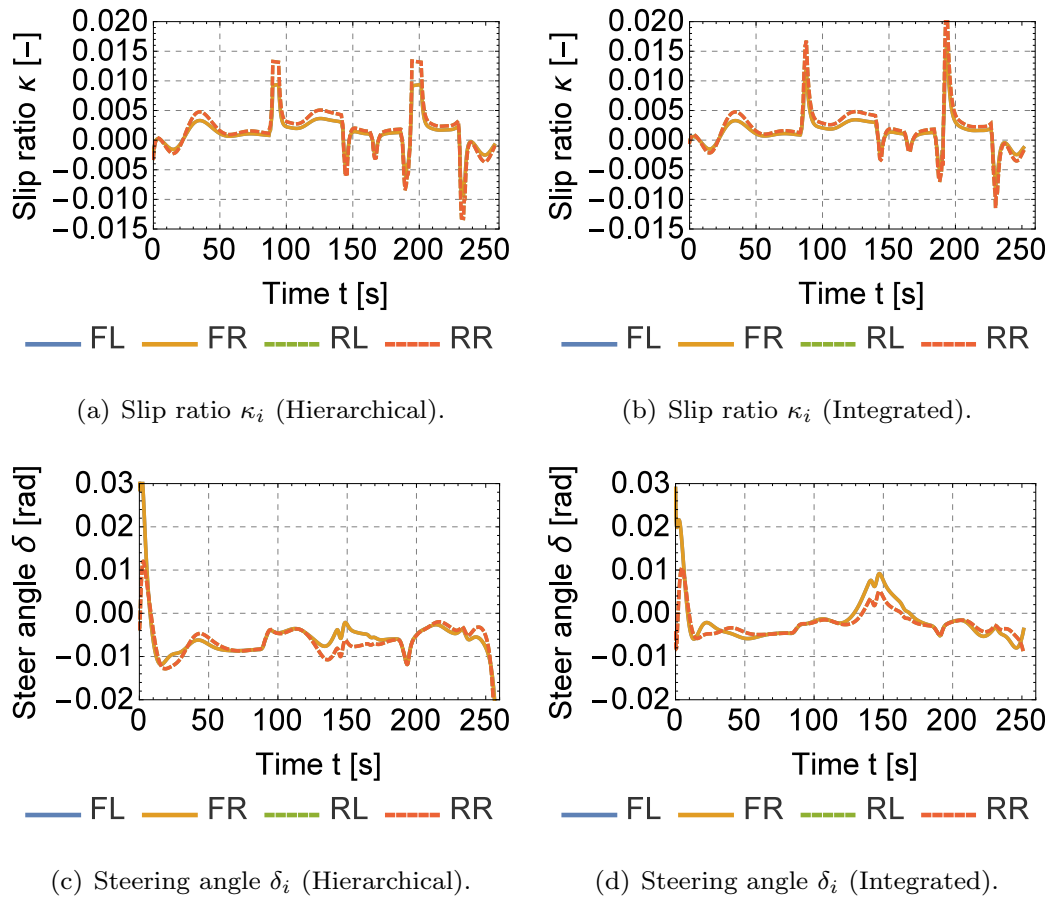


Fig. 4.4 Input response.

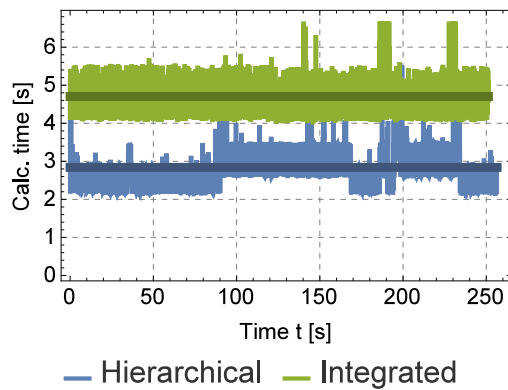
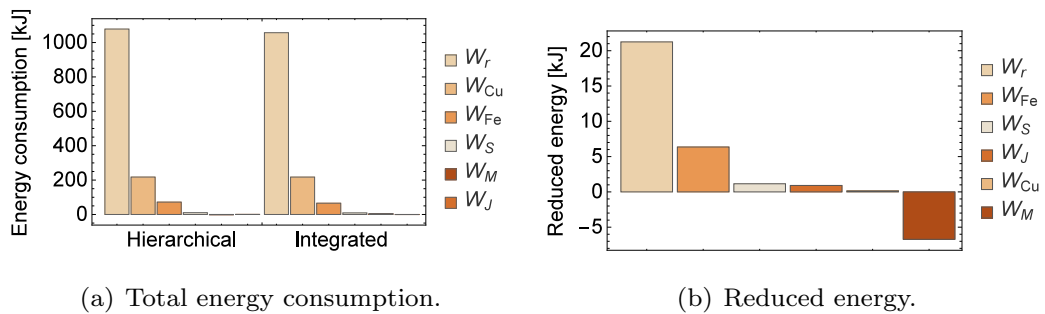


Fig. 4.5 Control performance.

4.4 事前速度最適化を用いた省エネルギー走行システム

4.4.1 任意の走行時間での走行を実現するための事前速度最適化

本節ではまず目標地までの任意の走行時間を指定した上で、走行中の消費エネルギーを最小化する最適な車両走行速度を、オフラインの事前最適化によりあらかじめ算出しておくことを考える。この際に走行前に得られる制限速度の情報を考慮することで、ダイナミクスを考慮した上で最適な加減速を算出する。

事前最適化では、巨視的に車両速度を考慮するために車両の定常走行を仮定する。これにより、各車輪が発生すべきトルクは $F_{dr} \simeq \sum r_j \tau_i$ で表される。ここで車輪の冗長自由度により、走行抵抗 F_{dr} を実現する各車輪トルク τ_i の組み合わせが無限に存在する。そこで §4.2.2 の階層型制御器と同様に、消費電力モデルを用いた最適タイヤ力配分 [96] を導入し、(4.6) 式により算出される各車輪の消費エネルギー P_e を最小にする各車輪トルク配分比 ρ_i の実現を仮定した上で車両走行時の消費電力モデル (2.22) 式を用いる。これにより車両の縦加速度 a_x を入力とする 1 次元質点モデルを用いた事前最適化は、任意に指定する許容走行時間 T_{max} を用いて次のように定式化される。

$$\begin{aligned} \min_{a_x} J &= \min_{a_x} W_e & (4.10a) \\ &= \min_{a_x} \int_{t_s}^{t_f} P_e(v(t), a_x(t), \rho_i^*(v, a_x)) dt \end{aligned}$$

subject to

$$\dot{v}(\tau) = a_x(\tau) - \frac{F_{dr}(s_r)}{m} \quad (4.10b)$$

$$t_f - t_s \leq T_{max} \quad (4.10c)$$

$$v(t_s) = v_s \quad (4.10d)$$

$$v(t_f) = v_f \quad (4.10e)$$

$$\underline{v}(s_r) \leq v(\tau) \leq \bar{v}(s_r) \quad (4.10f)$$

$$|a_x(\tau)| \leq \bar{a}_x \quad (4.10g)$$

最適化の条件として、走行時間 $T = t_f - t_s$ [s] および、初期・終端速度 v_s, v_f 、速度の上下限值 $\bar{v}(t), \underline{v}(t)$ 、加速度の大きさの上限値 \bar{a}_x を用いた。またここで法規の速度制約は車両の走行する位置として参照経路長 s_r に依存して表すものとした。制約条件として (4.10c) 式を考慮した上で、消費エネルギー W_e [J] を最小化することで、許容走行時間 T_{max} 内において消費エネルギー W_e を最小化する速度軌道を算出する。

ここで最適化問題 (4.10) 式を計算する際に汎関数を算出することは困難であるため、 Δt により離散化を行い数値最適化により近似計算を行うことが考えられる。しかし、 Δt により走行時間 T を分割し $N = T/\Delta t$ ステップの数値最適化を行うことを考えると、 T が最適化の結果算出される時間であるために、 N を最適化前に算出

することができない．そこで本研究では，最適化を行う経路長 s_f があらかじめ得られていることに着目し，参照経路長に関する微分方程式 $ds_r = v_r$ を用いて走行距離 Δs_r により離散化された $N' = s_f/\Delta s_r$ ステップの数値最適化を行うことでこの問題を回避する．そのため実際に解かれる最適化問題は以下の問題とし，離散的な参照速度軌道を算出する．

$$\min_{a_x} \sum_{k=1}^{N'} \frac{P_e(v(s_r), a_x(s_r), \rho_i^*(v, a_x))}{v(s_r)} \Delta s_r \quad (4.11a)$$

subject to

$$v[k+1] = v[k] + \left(\frac{a_x[k]}{v_r} - \frac{F_{dr}(s_r)}{mv_r} \right) \Delta s_r \quad (4.11b)$$

$$\sum_{k=1}^{N'} \frac{1}{v_r} \Delta s_r \leq T_{max} \quad (4.11c)$$

$$v[1] = v_s \quad (4.11d)$$

$$v[N'] = v_f \quad (4.11e)$$

$$\underline{v}(s_r) \leq v[k] \leq \bar{v}(s_r) \quad (4.11f)$$

$$|a_x[k]| \leq \bar{a}_x \quad (4.11g)$$

4.4.2 事前速度最適化設計例

シミュレーション条件

本検証では，実在する高速道路データを用いて数値シミュレーションを行うことで，現実的な環境における車両性能の検証を行う．検証に用いたコースは，§4.3 と同様に Fig. 4.1 に示す首都高速湾岸線の幸浦から杉田までの上り線（約 3.6 km）とした．また，車両の速度の上下限值 $\bar{V}(t), \underline{V}(t)$ は速度制限標識を元に設定した．最大加速度 \bar{a}_x は高速道路における常用領域を考慮して 1 m/s^2 とした．また本節の検証では各車輪で同一のモータを用いているものとし，そのパラメータを Table 4.4 に示す．

Fig. 4.6 に許容走行時間 T_{max} を変化させた際の最適化結果を示す．図中の赤線は速度の上限 \bar{V} を表しており，許容走行時間 T_{max} を小さくすると速度制限下で最適速度が速くなっていることが確認できる．また最適速度が常に変化し一定にならない

のは勾配の情報を考慮した上で最適化を行っているからであり、このことから静的な道路情報を考慮した上で妥当な最適化が行えていることが分かる。

ここで用いた車両モデルは巨視的な近似に基づいた車両モデルであるため、実際の車両挙動と厳密に一致しない。そのためここで算出した最適速度を詳細な車両モデルを用いた経路追従制御の目標速度 v_r として考慮し、数値シミュレーションを行うことで、実際の車両における消費エネルギーを議論する。ここで経路追従制御器は階層型制御器構造を持つものとし、誘導制御では車両の横・回転方向に関して指数収束を実現する経路追従制御 [135] を、配分制御では各車輪の負荷率の二乗和を最小化するワークロードに基づく配分制御 [42] を用いる。

よって誘導制御における制御式は次式を用いるものとする。

$$\frac{dv}{dt} = \frac{dv_r}{dt} - k_v^0 \tilde{v} \quad (4.12a)$$

$$\frac{d^2\zeta}{dt^2} = \frac{d^2\zeta_r}{dt^2} - k_\zeta^1 \frac{d\tilde{\zeta}}{dt} - k_\zeta^0 \tilde{\zeta} \quad (4.12b)$$

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{d^2\theta_r}{dt^2} - k_\theta^1 \frac{d\tilde{\theta}}{dt} - k_\theta^0 \tilde{\theta} \quad (4.12c)$$

ここで、フィードバックパラメータ $k_v^0, k_z^1, k_z^0, k_\theta^1, k_\theta^0 > 0$ とすることで各状態誤差の指数収束が保証される。またここで算出された重心の満たすべき一般化力 $F_v^*, F_\beta^*, F_\gamma^*$ を実現するアクチュエータへの制御入力 κ_i, δ_i を算出するために、次の最適化問題を考える。

$$\min_{\kappa_i, \delta_i} \sum_{i=1}^4 \frac{\hat{f}_{x,i}^2 + \hat{f}_{y,i}^2}{(\mu_j f_{z,i})^2} \quad (4.13a)$$

subject to

$$F_v^* = \sum_{i=1}^4 \hat{f}_{x,i} \quad (4.13b)$$

$$F_\beta^* = \sum_{i=1}^4 \hat{f}_{y,i} \quad (4.13c)$$

$$F_\gamma^* = \sum_{i=1}^4 (w_j \hat{f}_{x,i} + l_j \hat{f}_{y,i}) \quad (4.13d)$$

この最適化計算を解くことにより、車両への入力である各輪すべり率 κ_i および操舵角 δ_i を算出する。

シミュレーション結果

シミュレーション結果のうち特に代表的な結果として、許容走行時間 T_{max} を 260 s および 290 s とした際のシミュレーションについて車両状態に関する結果を Fig. 4.7 に、消費エネルギーに関する結果を Fig. 4.8 に示す。これらは順に Fig. 4.7(a) 速度 v 、(b) 経路追従誤差 z 、(c) 横滑り角 β および (d) ヨーレート γ を表し、また Fig. 4.8(a) $T_{max} = 260$ の際の各消費エネルギー、(b) $T_{max} = 290$ の際の各消費エネルギー、(c) 各結果の合計消費エネルギーおよび (d) 各消費エネルギーの時間積分を表す。Fig. 4.7(a) における黒い実線は結果比較の参考のために引いたものであり、最大加速度での加減速により最大速度の 9 割の速度で走行した際の速度を表すものである。

Fig. 4.7 より $T_{max} = 290$ の結果における各追従誤差が $T_{max} = 260$ と比較して大きく生じていることが分かる。特にこの差が生じている区間に注目すると、法規速度の上限が緩和され走行速度の差が大きい区間であることから、これは車両速度の差により誤差が生じたものだといえる。一方で、この誤差は最大許容経路追従誤差 $\bar{z} = 1\text{ m}$ と比較しても十分に小さいことから十分に目標経路に追従できているといえる。また Fig. 4.8(c) のエネルギー性能の結果についてみると、許容走行時間の制約が厳しい $T_{max} = 260$ の結果では、実際の走行結果でも消費エネルギー量が全体として増加していることが確認できた。これは時間の制約を満たすために高速での走行を行い、その結果主に走行抵抗が増加しているからである。

さらに、Fig. 4.6 において示した他の許容走行時間 T_{max} 条件においても追従制御のシミュレーションも行い、走行時間と消費エネルギーをまとめたものを Fig. 4.9 に示す。結果としておおよそ、走行時間と消費エネルギーがトレードオフの性能であることが示されている。また走行時間は許容走行時間 T_{max} よりも早いものとなっている。そのため走行速度を下げることにより、許容時間内での走行でよりエネルギー性能の良い走行ができることが考えられる。また一方で、これは追従制御において走行時間を陽に考慮していない結果のため、追従性能によっては許容走行時間 T_{max} を超えることも考えられる。そのため、§4.4.3 では MPC を用いてこれを考慮した制御器を設計する。

Table 4.4 Motor parameter.

Element	Symbol	Value
number of pole pairs	$p_{n,i}$	5
armature winding resistance	$R_{a,i}$	0.01
interlinkage magnetic flux	ψ	0.0675
q -axis inductance	$L_{q,i}$	0.00025
Eddy current factor of copper loss	$Rc0$	300
Hysteresis factor of copper loss	$Rc1$	0.053

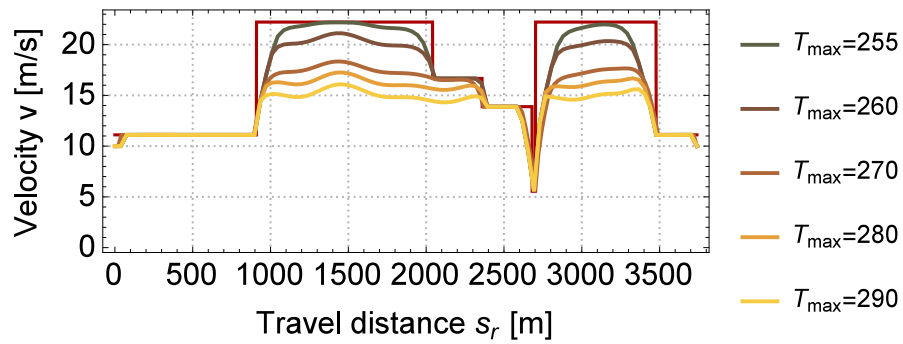


Fig. 4.6 The results of offline velocity optimization.

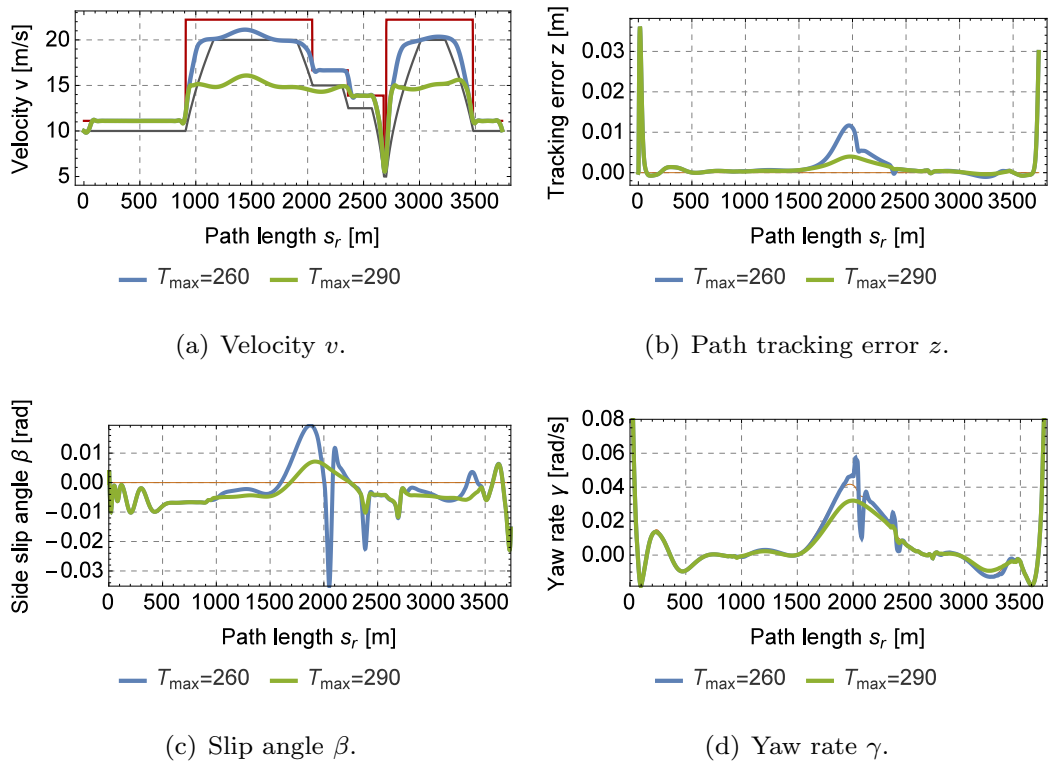


Fig. 4.7 Simulation results of the vehicle state.

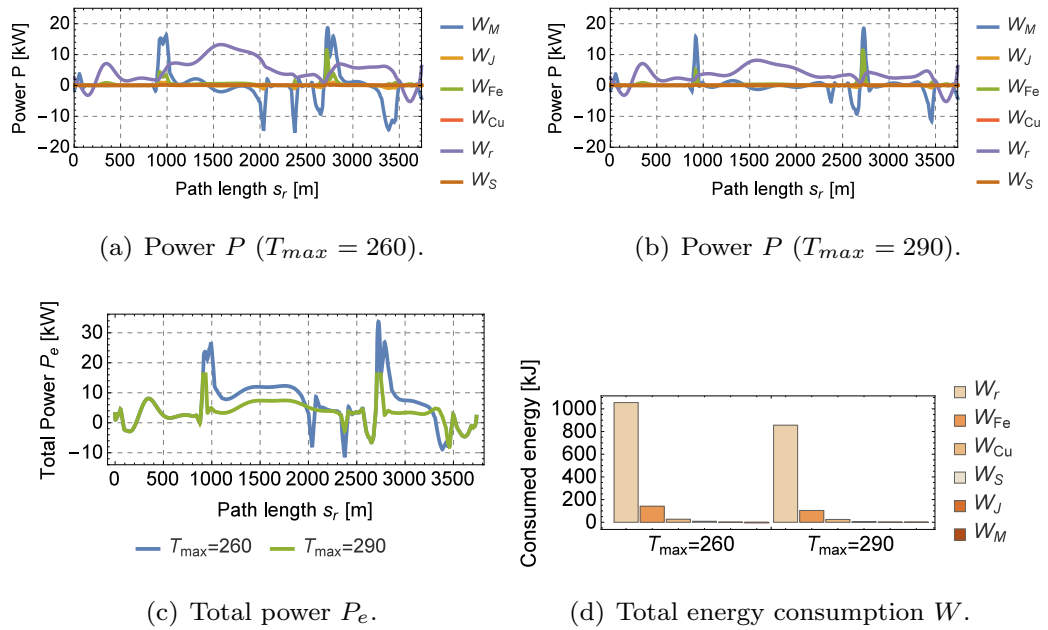


Fig. 4.8 Simulation results of the energy consumption.

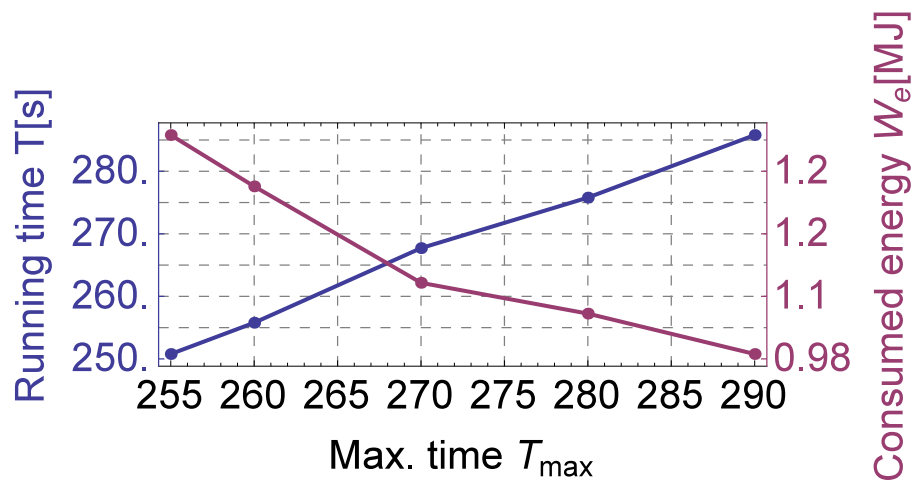


Fig. 4.9 Running time and consumed energy.

4.4.3 走行時間を陽に考慮した MPC

本節では、オンラインでの車両制御において到達時間を考慮するモデル予測省エネルギー走行制御を提案するために §4.2.2 での制御器を拡張する。

まず状態方程式 (4.7) 式を拡張しすることを考える。横滑り角についてのダイナミクスを考えると、(4.1) 式を変形することで次式を得る。

$$\frac{d\beta}{dt} = -\frac{1}{v \tan(\tilde{\theta} + \tilde{\beta})} \frac{dv}{dt} + \frac{1}{v \cos(\tilde{\theta} + \tilde{\beta})} \frac{d^2\zeta}{dt^2} + \frac{v\kappa_r}{1 - \kappa_r\zeta} \cos(\tilde{\theta} + \tilde{\beta}) - \gamma \quad (4.14)$$

この式を用いて車両横滑り角 β や、(3.10) 式でダイナミクスが表される走行距離 s_r を状態にとり、これらをまとめた MPC で考慮するダイナミクスを非線形関数 f で表すと状態方程式は次式となる。

$$\frac{d\xi}{dt}(t) = f(\xi(t), u(t)) \quad (4.15a)$$

$$\xi = [s, v, \zeta, \frac{d\zeta}{dt}, \theta, \beta, \gamma]^T \quad (4.15b)$$

$$u = [\frac{dv}{dt}, \frac{d^2\zeta}{dt^2}, \frac{d^2\theta}{dt^2}]^T \quad (4.15c)$$

MPC において到達時間を考慮するために、時刻により到達しているべき走行距離を設定し、これを拘束条件として様に考慮することを考える。§4.4.1 で算出した最適な走行速度 $v_{pre}(t)$ を元に、予測長の終端 $t = t + t_f$ において走行する車両の走行距離 $s(t + t_f)$ が満たすべき条件を考えると、事前に算出した最適な走行距離軌道 $s_{r,pre}(t + t_f)$ を用いた以下の条件式が、参照速度軌道よりも早く走行する十分条件となる。

$$s_{r,pre}(t + t_f) := \int_0^{t+t_f} v_{pre}(\tau) d\tau \leq s(t + t_f) \quad (4.16)$$

この制約を満たすことで、ノミナルモデルの到達時刻以内での到達が保証できる。

一方で法規や周辺環境により定まる最高速度を考慮するために、本節の MPC においても (4.8c) 式と同様に速度制約を設定する。そのため、MPC の予測区間内で到達できる走行距離 $s(t + t_f)$ には次式で表される上限 $s_{r,max}$ が存在する。

$$s(t + t_f) \leq s(t) + \int_t^{t+t_f} \bar{v}(\tau) d\tau =: s_{r,max}(t + t_f) \quad (4.17)$$

車両状況によっては上限速度での走行を行っても目標時間での到達が不可能になる、つまり (4.16),(4.17) 式を共に満たす解が存在しなくなり、MPC の実行可能性が失われることが懸念される。そのため MPC の実行可能性を保証するために、以下の条件が成り立つことが必要である。

$$s_{r,pre}(t + t_f) \leq s_{r,max}(t + t_f) \quad (4.18)$$

またこの条件を満たさない場合には、許容到達時間遅れ t_m を導入し (4.18) 式を緩和した次の条件を用いることで、MPC の実行可能領域を保証する。

$$s_{r,pre}(t + t_f - t_m) \leq s(t + t_f) \leq s_{r,max}(t + t_f) \quad (4.19)$$

MPC ではこの許容到達時間遅れ t_m により緩和された条件をハード制約として考慮する。

これらをまとめると以下の MPC を得る。

$$\begin{aligned} \min_{u(\tau), \tau \in [t, t+t_f]} J_{mpc} = & \|\tilde{\xi}(t + t_f)\|_{Q_f}^2 + \int_t^{t+t_f} \left(\|\tilde{\xi}(\tau)\|_Q^2 + \|u(\tau)\|_R^2 \right. \\ & \left. + \frac{P_{dis}(v(\tau), a_v(\tau), \rho_i^*(v(\tau), a_v(\tau)))}{v(\tau)} \right) d\tau \end{aligned} \quad (4.20a)$$

subject to

$$\frac{d\xi}{dt}(t) = A\xi(t) + Bu(t) \quad (4.20b)$$

$$s_{r,pre}(t + t_f - t_m) \leq s(t + t_f) \leq s_{r,max}(t + t_f) \quad (4.20c)$$

$$\underline{v}(s(t)) \leq v(t) \leq \bar{v}(s(t)) \quad (4.20d)$$

$$|\zeta(t)| \leq \bar{\zeta}(s(t)) \quad (4.20e)$$

$$|u(t)| \leq \bar{u} \quad (4.20f)$$

緩和した条件 (4.19) 式を用いてハード制約により到達時間を様に考慮することで、様々な状況により例え到達に遅れる際にも、目標地までの走行時間の上限を陽に指定することができる。

4.5 事前速度最適化を用いた省エネルギー走行システムのシミュレーションによる検証

4.5.1 シミュレーション条件

本検証では、実在する高速道路データを用いて数値シミュレーションを行うことで、現実的な環境における車両性能の検証を行う。検証に用いたコースは、§4.4.2と同様に Fig. 4.1 に示す首都高速湾岸線の幸浦から杉田までの上り線（約 3.6 km）とし、車両の速度の上下限值 $\bar{V}(s), \underline{V}(s)$ は速度制限標識を元に設定し、道路幅と車両のトレッド幅の関係より、最大許容経路追従誤差を $\bar{\zeta} = 1$ m, 最大加速度 \bar{a}_x は高速道路における常用領域を考慮して 1 m/s^2 とした。また車両諸元は §4.3 と同様に Table 4.1 のパラメータを、モータ特性は §4.4.2 と同様に Table 4.4 のパラメータを用いた。

本節では事前最適化の結果を考慮した MPC によるオンライン制御の性能を検証するために、§4.4.2 において設計した最適速度軌道のうち特に $T_{max} = 270$ の結果を事前最適化結果として用いた。提案手法の制御パラメータを Table 4.5 に示す。これらは提案手法の効果を分かりやすくより示すために試行錯誤的に設定したものであり、まず状態応答を重視した設定により望ましい応答を得た後に、入力に関わる重みを増やしていくことにより決定した。また R における $\frac{dv}{dt}$ に関する重みは、評価関数に縦力に関する項 P_{dis} が含まれているため 0 と設定した。また比較手法として、2 種類の異なるパラメータ設定をした標準的なモデル予測制御を用いる。1 つは入力を抑制する重みづけ (Comp. 1) であり、これにより消費エネルギーの抑制を期待する。もう 1 つは走行時間を順守する重みづけ (Comp. 2) であり、これと提案手法の比較により走行時間を順守した上での消費エネルギーを論ずる。

Table 4.5 Controller parameters on simulation.

Element	Symbol	Parameter
MPC horizon	t_f	10s
Weight matrix	Q, Q_f	diag(3, 300, 30, 30, 15000, 30000, 15000)
in proposed	R	diag(0, 30, 30)

4.5.2 検証結果および考察

シミュレーション結果を Fig. 4.10 および Fig. 4.11 に示す。これらは順に状態と入力の応答を表しており、Fig. 4.10 では (a) 速度 v , (b) 速度の追従誤差 \tilde{v} , (c) "Comp. 2" と "Proposed" の速度の差果, (d) 車両の経路追従誤差 ζ , (e) ヨーレート γ , (f) 横滑り角 β , (g) 車両消費エネルギーの各要素を, Fig. 4.11 では (a),(b) 入力を抑制する重みづけ (Comp. 1) の結果, (c),(d) 走行時間を順守する重みづけ (Comp. 2) の結果, (e),(f) 提案手法の制御結果をそれぞれ表している。ここで Fig. 4.10(a) のオレンジ線は速度の上限を表している。また詳細な議論のために、走行時間およびエネルギー消費量をまとめたものを Table 4.6 に示す。

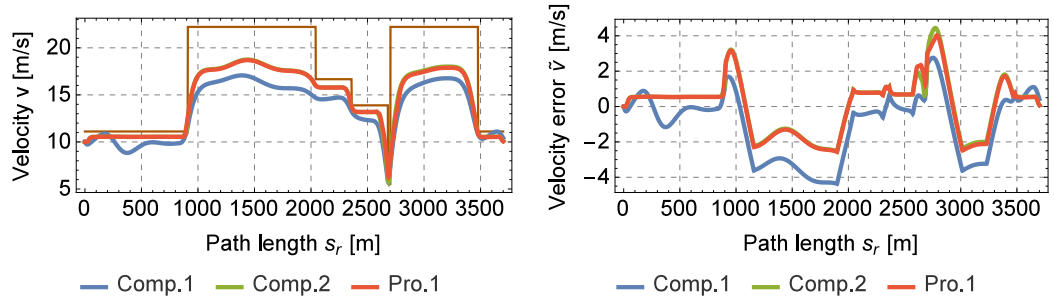
Fig. 4.10(a),(d) より各手法とも制約の範囲内で追従できていることが確認でき、また Fig. 4.10(a),(d),(e),(f) より、各手法においておおよそ同程度の追従性能が得られていることが確認できる。Fig. 4.10(a),(b) に着目すると、入力を抑制する重みづけ (Comp. 1) では大きく速度抑制している一方で、到達時間が同等の他の 2 手法ではおおよそ同程度の速度で走行していることが確認できる。しかし Fig. 4.10(c) を見ると、"Comp. 2" と提案手法では車両加減速度が大きい領域で最大で約 1 m/s の速度差が生じており、このことから提案手法では消費エネルギーを考慮した加減速によりエネルギー効率の良い走行が実現されていると考えられる。

さらに Table 4.6 の走行時間に着目すると、"Comp. 1" では許容走行時間である $T_{max} = 270$ を超過していることが確認できる。これは Fig. 4.10(a) で示されたように、入力の評価を重視したことで過度な速度抑制効果が得られた結果である。一方でパラメータチューニングで許容時間内の走行を実現した "Comp. 2" では許容走行時間を順守している。また、制約により走行時間を順守している提案手法では、"Comp. 2" と比較して約 0.779% のエネルギー効率の上昇が確認されている。

これらの結果より提案手法において (4.19) 式を用いて任意の到達時間を陽に考慮した上で走行速度を修正することで、目的地までの到達時間の保証をしたうえで、より高い消費エネルギーの抑制効果が得られることを示した。この提案手法では制約条件により到達時間を順守しているため、MPC におけるチューニングを要せずこの効果が得られることを強調しておく。

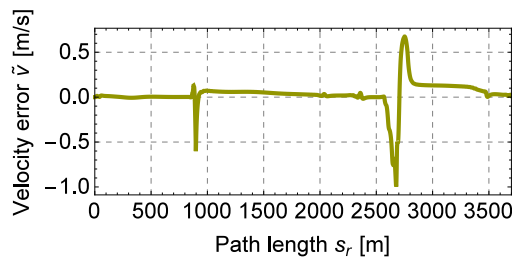
Table 4.6 Simulation results.

	Comp. 1	Comp. 2	Proposed
Running time [s]	290.4	269.8	269.8
Total consumed energy [MJ]	0.959	1.062	1.053
Energy efficiency [m/kJ]	3.857	3.484	3.511

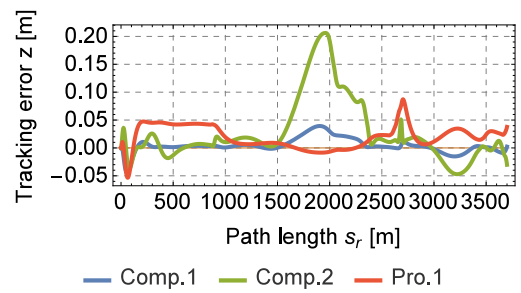


(a) Velocity v .

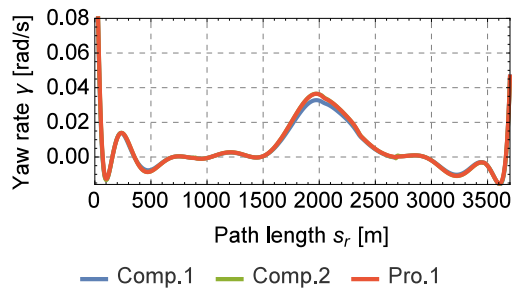
(b) Velocity error \tilde{v} .



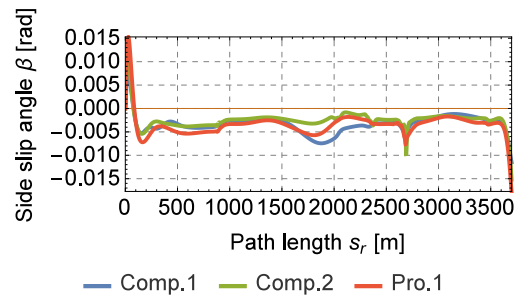
(c) Velocity difference of Comp. 2 and Proposed method.



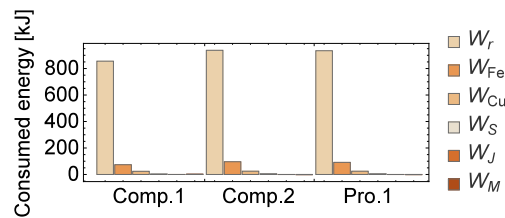
(d) Tracking error ζ .



(e) Yaw rate γ .



(f) Slip angle β .



(g) Consumed energy of each factor.

Fig. 4.10 State response of the energy conserving control considering traversing time.

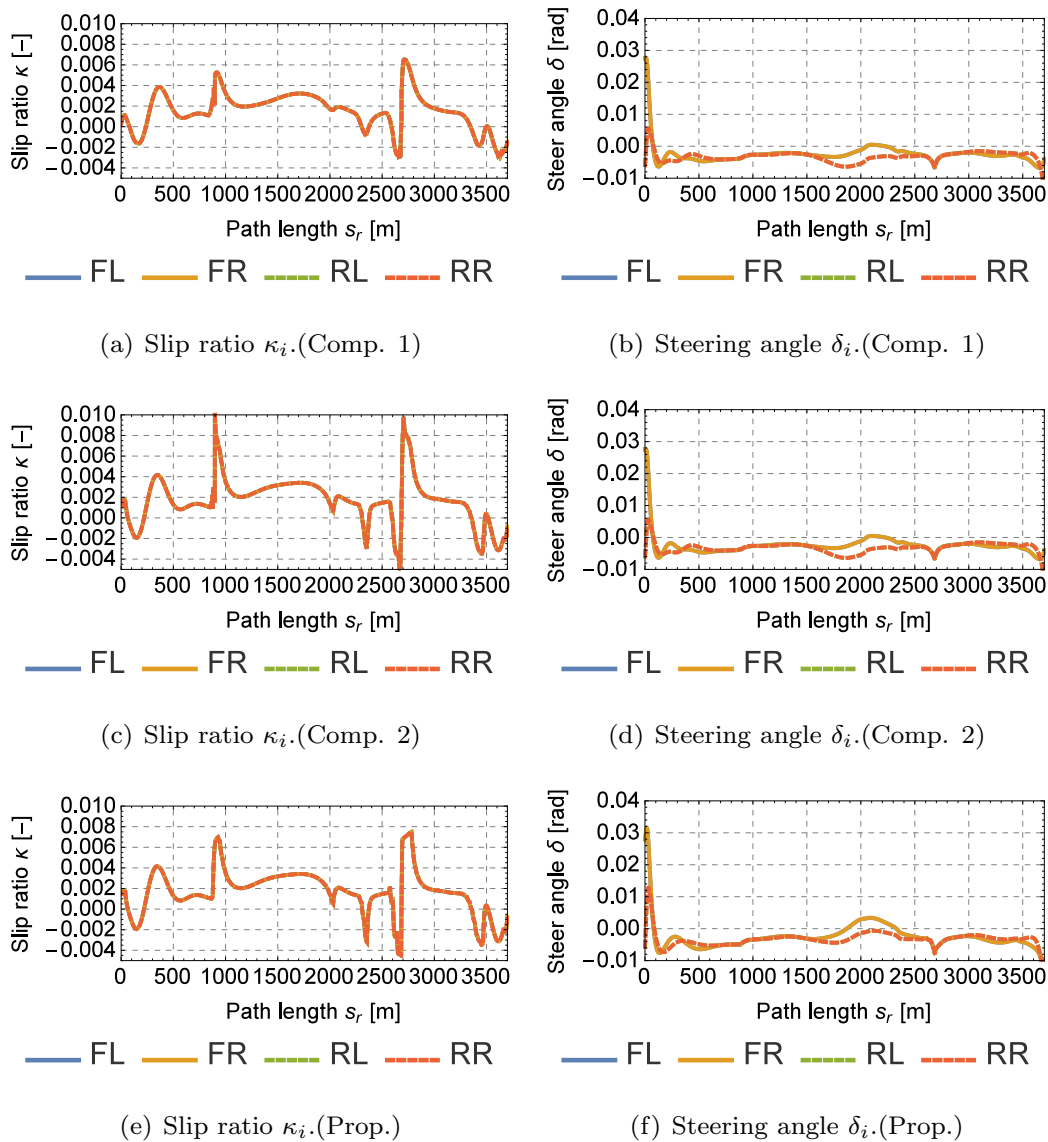


Fig. 4.11 Input response of the energy conserving control considering traversing time.

4.6 まとめ

本章ではまず、車両エネルギー消費量の抑制と高い経路追従性能を両立するモデル予測車両運動制御を階層型および階層統合型の2種類の制御器構造において提案した。これは、複数の異なる駆動モータを持つ電気自動車を制御対象にする際にも、MPCの評価関数でエネルギー性能と経路追従性能を陽に考慮できる制御手法である。また検証を通じて、階層統合型の制御器では階層型制御器では得られない目標速度に応じた速度抑制効果が得られ、走行時間の短縮と消費エネルギー抑制の効果を両立することを示した。

次に自動運転車両を移動手段としてとらえたときに重要となる走行時間に着目し、陽に走行時間を指定した上で消費エネルギーを抑制する制御システムを提案した。これは予め設定された目標経路に基づき、事前最適化を用いて最適速度軌道を算出し、その最適化された速度軌道に基づき MPC により走行距離に制約を課すことで、陽に指定された目標時間以内での目標地点への到達を実現するシステムである。実高速道路のデータを用いた検証を通じて、提案手法が拘束条件を用いて到達時間を考慮することでチューニングなどを要せずに到達時間を順守することや、走行時間が同程度の標準的な MPC と比較して約 0.779% のエネルギー効率の上昇を達成することを示した。

これらの手法の検証に用いたシミュレーションは、実在する首都高速湾岸線の勾配を含む地図情報を用いた数値シミュレーションを行うことで、複雑な勾配や曲率を有する実際の道路環境における有効性を検証した。本研究では周辺に車両が存在しない理想環境下における車両挙動に着目しているため周辺車両との相互的な影響について研究を進めていくことや、本手法では例えば渋滞や赤信号といった周辺環境の変化により (4.18) 式を満たす解がなくなることが懸念されるためこうした問題設定への適用を進めていくことなどが今後の課題として必要である。

第5章

結言

5.1 総括

本研究ではモデル予測制御を用いて地球環境問題を背景として注目を集めている ULV の抱える課題のうち、特に運動性能が低い点と一充電航続距離が短い点を改善する車両運動制御器を提案した。

3章では特に ULV の運動性能を向上させる運動制御を MPC と SMC を相補的に組み合わせることで実現した。ULV の運動性能が低い本質的な理由は車両が発生できるの上限が小さいことが原因であるため、MPC を用いて制約条件を陽に考慮することで、車両発生力の最大を実現し、また SMC と相補的に組み合わせることで高いロバスト性能を実現することを示した。さらに、車両のフルダイナミクスを考慮することのできるシミュレータを用いて JSAE-SICE 自動車制御とモデル研究専門委員会が作成したベンチマーク問題 3 へ提案制御器を適用することで、現実的な問題設定における検証を通じて提案手法が有効であることを示した。

4章では ULV を含む電気自動車にみられる一充電航続距離が短いという問題点を改善するために、MPC を用いて車両走行時の消費エネルギーを抑制する手法を、階層型と階層統合型の異なる 2 種類の制御器構造により提案した。階層型制御器構造では、車両制御器を誘導制御と配分制御に分割した。この際に各車輪で独立したタイヤ力を発生できることによる冗長性を誘導制御部考慮するために、事前に車両状況に応じた最適な配分比を計算し、これにより得られるルックアップテーブルを MPC の最適化の際に参照することで最適な車両挙動を実現した。検証は実際の高速道路データを用いた数値シミュレーションを通じて行い、この結果、階層統合型制御器構造を用いることで計算負荷は増えるものの、エネルギー性能が向上することを示した。さらに、任意の到達時間を指定した上で事前速度最適化と実時間制御を組み合わせ、任意の到達時間を陽に考慮した上で走行速度を修正することで、目的地までの到達時間の保証をしたうえで、より高い消費エネルギーの抑制効果が得られることを示した。

以上、本研究は ULV を始めとする EV の課題を改善する制御手法を提案したものであり、運動性能の向上および一充電航続距離の延長へ貢献するものである。

参考文献

- [1] 内閣府. 平成 26 年度交通事故の状況及び交通安全施策の現況. Website, 2015. http://www8.cao.go.jp/koutu/taisaku/h27kou_haku/zenbun/genkyo/h1/h1b1s1_1.html.
- [2] 高度情報通信ネットワーク社会推進戦略本部. 官民 ITS 構想・ロードマップ 2017. Website, 2017. <http://www.kantei.go.jp/jp/singi/it2/kettei/pdf/20170530/roadmap.pdf>.
- [3] Santokh Singh. Critical reasons for crashes investigated in the national motor vehicle crash causation survey. Technical report, 2015.
- [4] 内閣府. 第 5 期科学技術基本計画. Website, 2016. <http://www8.cao.go.jp/cstp/kihonkeikaku/5honbun.pdf>.
- [5] European Research Coordination Action. Programme for a european traffic system with highest efficiency and unprecedented safety. Website, 1987. <http://www.eurekanetwork.org/project/id/45>.
- [6] Chris Urmson, Joshua Anhalt, Drew Bagnell, Christopher Baker, Robert Bittner, M. N. Clark, John Dolan, Dave Duggins, Tugrul Galatali, Chris Geyer, Michele Gittleman, Sam Harbaugh, Martial Hebert, Thomas M. Howard, Sascha Kolski, Alonzo Kelly, Maxim Likhachev, Matt McNaughton, Nick Miller, Kevin Peterson, Brian Pilnick, Raj Rajkumar, Paul Rybski, Bryan Salesky, Young-Woo Seo, Sanjiv Singh, Jarrod Snider, Anthony Stentz, William “Red” Whittaker, Ziv Wolkowicki, Jason Ziglar, Hong Bae, Thomas Brown, Daniel Demitrish, Bakhtiar Litkouhi, Jim Nickolaou, Varsha Sadekar, Wende Zhang, Joshua Struble, Michael Taylor, Michael Darms, and Dave Ferguson. Autonomous driving in urban environments: Boss and the urban challenge. *Journal of Field Robotics*, 25(8):425–466, 2008.
- [7] Michael Montemerlo, Jan Becker, Suhrid Bhat, Hendrik Dahlkamp, Dmitri Dolgov, Scott Ettinger, Dirk Haehnel, Tim Hilden, Gabe Hoffmann, Burkhard Huhnke, Doug Johnston, Stefan Klumpp, Dirk Langer, Anthony Levandowski, Jesse Levinson, Julien Marcil, David Orenstein, Johannes Paefgen, Isaac Penny, Anna Petrovskaya, Mike Pflueger, Ganymed Stanek,

- David Stavens, Antone Vogt, and Sebastian Thrun. Junior: The stanford entry in the urban challenge. *Journal of field Robotics*, 56(9):569–597, 2008.
- [8] Andrew Bacha, Cheryl Bauman, Ruel Faruque, Michael Fleming, Terwelp, Chris, Charles Reinholtz, Dennis Hong Wicks, Al, Thomas Alberi, David Anderson, Stephen Cacciola, Patrick Currier, Aaron Dalton, Jesse Farmer, Jesse Hurdus, Shawn Kimmel, Peter King, Andrew Taylor, David Van Covern, Webster, and Mike. Odin: Team victortango’s entry in the darpa urban challenge. *Journal of Field Robotics*, 25(8):467–492, 2008.
- [9] European Research Coordination Action. Cornell’s base code for the 2007 darpa urban challenge. Website, 2008. <https://code.google.com/archive/p/cornell-urban-challenge/>.
- [10] Julius Ziegler, Philipp Bender, Markus Schreiber, Henning Lategahn, Tobias Strauss, Christoph Stiller, Thao Dang, Uwe Franke, Nils Appenrodt, Christoph G Keller, et al. Making bertha drive—an autonomous journey on a historic route. *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine*, 6(2):8–20, 2014.
- [11] Michael Aeberhard, Sebastian Rauch, Mohammad Bahram, Georg Tanzmeister, Julian Thomas, Yves Pilat, Florian Homm, Werner Huber, and Nico Kaempchen. Experience, results and lessons learned from automated driving on germany’s highways. *IEEE Intelligent transportation systems magazine*, 7(1):42–57, 2015.
- [12] 横山利夫, 武田政宣, 藤田進太郎, and 安井裕司. Honda の運転支援および自動運転の現状と今後. 計測と制御, 54(11):828–831, 2015.
- [13] J Kim. Identification of lateral tyre force dynamics using an extended kalman filter from experimental road test data. *Control Engineering Practice*, 17(3):357–367, 2009.
- [14] J Stéphant, A Charara, and D Meizel. Evaluation of a sliding mode observer for vehicle sideslip angle. *Control Engineering Practice*, 15(7):803–812, 2007.
- [15] Guillaume Baffet, Ali Charara, and Daniel Lechner. Estimation of vehicle sideslip, tire force and wheel cornering stiffness. *Control Engineering Practice*, 17(11):1255–1264, 2009.
- [16] Hao Fang, Lihua Dou, Jie Chen, Roland Lenain, Benoit Thuilot, and Philippe Martinet. Robust anti-sliding control of autonomous vehicles in presence of lateral disturbances. *Control Engineering Practice*, 19(5):468–478, 2011.
- [17] Isabelle Motte and Guy Campion. A slow manifold approach for the control of mobile robots not satisfying the kinematic constraints. *IEEE Transac-*

- tions on Robotics and Automation*, 16(6):875–880, 2000.
- [18] Hao Fang, Ruixia Fan, Benoit Thuilot, and Philippe Martinet. Trajectory tracking control of farm vehicles in presence of sliding. *Robotics and Autonomous Systems*, 54(10):828–839, 2006.
- [19] Chang Boon Low and Danwei Wang. Gps-based path following control for a car-like wheeled mobile robot with skidding and slipping. *IEEE Transactions on control systems technology*, 16(2):340–347, 2008.
- [20] S. Çalar Balamili, . Emre Köse, and Günay Anlaş. Handling stability improvement through robust active front steering and active differential control. *Vehicle System Dynamics*, 49(5):657–683, 2011.
- [21] Yulin Zhang, Jae H Chung, and Steven A Velinsky. Variable structure control of a differentially steered wheeled mobile robot. *Journal of Intelligent & Robotic Systems*, 36(3):301–314, 2003.
- [22] Chuan Hu, Rongrong Wang, Fengjun Yan, Mohammed Chadli, and Nan Chen. Output constraint control on path following of four-wheel independently actuated autonomous vehicles. In *Proceedings of the American Control Conference*, pages 483–488, 2015.
- [23] Ilya Kolmanovsky, Emanuele Garone, and Stefano Di Cairano. Reference and command governors: A tutorial on their theory and automotive applications. In *American Control Conference (ACC), 2014*, pages 226–241. IEEE, 2014.
- [24] Yongsoon Yoon, Jongho Shin, H. Jin Kim, Yongwoon Park, and Shankar Sastry. Model-predictive active steering and obstacle avoidance for autonomous ground vehicles. *Control Engineering Practice*, 17(7):741–750, 2009.
- [25] Stephen M. Erlien, Susumu Fujita, and J. Christian Gerdes. Safe driving envelopes for shared control of ground vehicles. In *the 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control*, volume 7, pages 821–826, 2013.
- [26] Valerio Turri, Ashwin Carvalho, Hongtei Eric Tseng, Karl Henrik Johansson, and Francesco Borrelli. Linear model predictive control for lane keeping and obstacle avoidance on low curvature roads. *IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Proceedings, ITSC*, (Itsc):378–383, 2013.
- [27] Jiechao Liu, Paramsothy Jayakumar, Jeffrey L Stein, and Tulga Ersal. A study on model fidelity for model predictive control-based obstacle avoidance in high-speed autonomous ground vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 54(11):1629–1650, 2016.
- [28] Nikolce Murgovski and Jonas Sjöberg. Predictive cruise control with autonomous overtaking. In *Proceedings of the IEEE Conference on Decision*

- and Control*, volume 54rd IEEE, pages 644–649, 2015.
- [29] 安部正人. 自動車の運動と制御: 車両運動力学の理論形成と応用. 東京電機大学出版局, 2012.
- [30] Valentin Ivanov, Dzmitry Savitski, and Barys Shyrokau. A Survey of Traction Control and Anti-lock Braking Systems of Full Electric Vehicles with Individually-Controlled Electric Motors. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 64(9):3878–3896, 2014.
- [31] Jeremy Broughton and Chris Baughan. The effectiveness of antilock braking systems in reducing accidents in great britain. *Accident Analysis & Prevention*, 34(3):347–355, 2002.
- [32] Alena Erke. Effects of electronic stability control (esc) on accidents: A review of empirical evidence. *Accident Analysis & Prevention*, 40(1):167–173, 2008.
- [33] Tor A. Johansen and Thor I. Fossen. Control allocation - A survey. *Automatica*, 49(5):1087–1103, 2013.
- [34] Marc Bodson. Evaluation of optimization methods for control allocation. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 25(4):703–711, 2002.
- [35] John J Burken, Ping Lu, Zhenglu Wu, and Cathy Bahm. Two reconfigurable flight-control design methods: Robust servomechanism and control allocation. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, 24(3):482–493, 2001.
- [36] Halim Alwi and Christopher Edwards. Fault tolerant control using sliding modes with on-line control allocation. *Automatica*, 44(7):1859–1866, 2008.
- [37] Tor Arne Johansen, Thor I Fossen, and Stig P Berge. Constrained nonlinear control allocation with singularity avoidance using sequential quadratic programming. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 12(1):211–216, 2004.
- [38] Svein P Berge and Thor I Fossen. Robust control allocation of overactuated ships; experiments with a model ship. *IFAC Proceedings Volumes*, 30(22):193–198, 1997.
- [39] Thor I. Fossen and Tor A. Johansen. A survey of control allocation methods for ships and underwater vehicles. *14th Mediterranean Conference on Control and Automation, MED'06*, 2006.
- [40] Darryl G Thelen, Frank C Anderson, and Scott L Delp. Generating dynamic simulations of movement using computed muscle control. *Journal of biomechanics*, 36(3):321–328, 2003.
- [41] Huei Peng and Jwu-Sheng Hu. Traction/Braking Force Distribution for Optimal Longitudinal Motion During Curve Following. *Vehicle System Dy-*

- namics*, 26(4):301–320, 1996.
- [42] Ossama Mokhiamar and Masato Abe. Simultaneous Optimal Distribution of Lateral and Longitudinal Tire Forces for the Model Following Control. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 126(4):753, 2004.
- [43] E. Ono, Y. Hattori, Y. Muragishi, and K. Koibuchi. Vehicle dynamics integrated control for four-wheel-distributed steering and four-wheel-distributed traction/braking systems. *Vehicle System Dynamics*, 44(2):139–151, 2006.
- [44] Johannes Tjonnas; Tor A. Johansen. Stabilization of automotive vehicles using active steering and adaptive brake control allocation. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 18(3):545–558, 2010.
- [45] M Naraghi, A Roshanbin, and A Tavasoli. Vehicle stability enhancement an adaptive optimal approach to the distribution of tyre forces. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, volume 224, pages 443–453, 2010.
- [46] Jonathan Brembeck and Peter Ritzer. Energy optimal control of an over actuated robotic electric vehicle using enhanced control allocation approaches. In *IEEE Intelligent Vehicles Symposium, Proceedings*, pages 322–327, 2012.
- [47] Yan Chen and Junmin Wang. Design and experimental evaluations on energy efficient control allocation methods for overactuated electric vehicles: Longitudinal motion case. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 19(2):538–548, 2014.
- [48] Yuta Suzuki, Yoshio Kano, and Masato Abe. A study on tyre force distribution controls for full drive-by-wire electric vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 52(sup1):235–250, 2014.
- [49] Barys Shyrokau, Danwei Wang, Dzmitry Savitski, Kristian Hoeppeing, and Valentin Ivanov. Vehicle motion control with subsystem prioritization. *Mechatronics*, 30:297–315, 2015.
- [50] Arash M. Dizqah, Basilio Lenzo, Aldo Sorniotti, Patrick Gruber, Saber Fallah, and Jasper De Smet. A Fast and Parametric Torque Distribution Strategy for Four-Wheel-Drive Energy-Efficient Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 63(7):4367–4376, 2016.
- [51] X. Yuan, J. Wang, and K. Colombage. Torque distribution strategy for a front and rear wheel driven electric vehicle. *6th IET International Conference on Power Electronics, Machines and Drives (PEMD 2012)*, 2(8):C32–C32, 2012.
- [52] Davide Tavernini, Efstathios Velenis, and Stefano Longo. Feedback brake distribution control for minimum pitch. *Vehicle System Dynamics*,

- 55(6):902–923, 2017.
- [53] Bin Li, Avesta Goodarzi, Amir Khajepour, Shih-ken Chen, and Baktiar Litkouhi. An optimal torque distribution control strategy for four-independent wheel drive electric vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 53(8):1172–1189, 2015.
- [54] Bingtao Ren, Haiyan Zhao, Weiwen Deng, and Hong Chen. Model predictive control allocation for stability improvement of four-wheel drive electric vehicles in critical driving condition. *IET Control Theory & Applications*, 9(18):2688–2696, 2015.
- [55] Junqiang Zhou, Marcello Canova, and Andrea Serrani. Predictive inverse model allocation for constrained over-actuated linear systems. *Automatica*, 67:267–276, 2015.
- [56] Junmin Wang and Raul G. Longoria. Coordinated and reconfigurable vehicle dynamics control. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 17(3):723–732, 2009.
- [57] Asim Kumar Naskar, Sourav Patra, and Siddhartha Sen. New control allocation algorithms in fixed point framework for overactuated systems with actuator saturation. *International Journal of Control*, 90(2):348–356, 2017.
- [58] S Joe Qin and Thomas A Badgwell. An overview of industrial model predictive control technology. 93(316):232–256, 1997.
- [59] S. Joe Qin and Thomas A. Badgwell. A survey of industrial model predictive control technology. *Control Engineering Practice*, 11(7):733–764, 2003.
- [60] 大嶋正裕. モデル予測制御. 計測と制御, 39(5):321–325, 2000.
- [61] Jie Ji, Amir Khajepour, William Wael William Melek, and Yanjun Huang. Path Planning and Tracking for Vehicle Collision Avoidance based on Model Predictive Control with Multi-Constraints. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 66(2):952–964, 2016.
- [62] Mukai Masakazu, Kawabe Taketoshi, Nishira Hikaru, Takagi Yoshitaka, and Deguchi Yoshitaka. On Vehicle Path Generation Method for Collision Avoidance using Mixed Integer Programming. In *16th IEEE International Conference on Control Applications*, pages 1371–1375, 2007.
- [63] M. Debert, G. Colin, Y. Chamailard, L. Guzzella, A. Ketfi-Cherif, and B. Bellicaud. Predictive energy management for hybrid electric vehicles - Prediction horizon and battery capacity sensitivity. In *IFAC Symposium Advances in Automotive Control*, pages 270–275, 2010.
- [64] Kaijiang Yu, Masakazu Mukai, and Taketoshi Kawabe. A Battery Management System using Nonlinear Model Predictive Control for a Hybrid Electric Vehicle. *IFAC Proceedings Volumes*, 46(21):301–306, 2013.

- [65] Fengjun Yan, Junmin Wang, and Kaisheng Huang. Hybrid electric vehicle model predictive control torque-split strategy incorporating engine transient characteristics. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 61(6):2458–2467, 2012.
- [66] Stefano Di Cairano, Daniele Bernardini, Alberto Bemporad, and Ilya V. Kolmanovsky. Stochastic MPC with learning for driver-predictive vehicle control and its application to HEV energy management. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 22(3):1018–1031, 2014.
- [67] S.J. Moura, H.K. Fathy, D.S. Callaway, and J.L. Stein. A Stochastic Optimal Control Approach for Power Management in Plug-In Hybrid Electric Vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 19(3):545–555, 2010.
- [68] Andrew Gray, Yiqi Gao, Theresa Lin, J. Karl Hedrick, and Francesco Borrelli. Stochastic predictive control for semi-autonomous vehicles with an uncertain driver model. In *IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Proceedings, ITSC*, pages 2329–2334, 2013.
- [69] Stefano Di Cairano and H. Eric Tseng. Driver-assist steering by active front steering and differential braking: Design, implementation and experimental evaluation of a switched model predictive control approach. In *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*, pages 2886–2891, 2010.
- [70] G.V. Raffo, G.K. Gomes, J.E. Normey-Rico, C.R. Kelber, and L.B. Becker. A Predictive Controller for Autonomous Vehicle Path Tracking. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 10(1):92–102, 2009.
- [71] Paolo Falcone, Francesco Borrelli, Jahan Asgari, Hongtei Eric Tseng, and Davor Hrovat. Predictive active steering control for autonomous vehicle systems. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 15(3):566–580, 2007.
- [72] Paolo Falcone, H. Eric Tseng, Francesco Borrelli, Jahan Asgari, and Davor Hrovat. MPC-based yaw and lateral stabilisation via active front steering and braking. *Vehicle System Dynamics*, 46:611–628, 2008.
- [73] Craig Earl Beal and J Christian Gerdes. Model Predictive Control for Vehicle Stabilization at the Limits of Handling.pdf. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 21(4):1258–1269, 2013.
- [74] Bingtao Ren, Hong Chen, Haiyan Zhao, and Lei Yuan. MPC-based yaw stability control in in-wheel-motored EV via active front steering and motor torque distribution. *Mechatronics*, 38:103–114, 2014.
- [75] Rachid Attia, Rodolfo Orjuela, and Michel Basset. Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance. *Vehicle System Dynam-*

- ics*, 52(2):261–279, 2014.
- [76] Efstathios Siampis, Efstathios Velenis, and Stefano Longo. Rear wheel torque vectoring model predictive control with velocity regulation for electric vehicles. *Vehicle System Dynamics*, 53(11):1555–1579, 2015.
- [77] Solomon Kidane Zegeye, Bart De Schutter, Hans Hellendoorn, and Ewald Breunese. Reduction of travel times and traffic emissions using model predictive control. In *American Control Conference , 2009*, pages 5392–5397, 2009.
- [78] M. A S Kamal, M. Mukai, J. Murata, and T. Kawabe. On board eco-driving system for varying road-traffic environments using model predictive control. In *Proceedings of the IEEE International Conference on Control Applications*, pages 1636–1641, 2010.
- [79] M.a.S. Kamal, M. Mukai, J. Murata, and T. Kawabe. Ecological driver assistance system using model-based anticipation of vehicleroadtraffic information. *IET Intelligent Transport Systems*, 4(4):244–251, 2010.
- [80] M. A S Kamal, Masakazu Mukai, Junichi Murata, and Taketoshi Kawabe. Ecological vehicle control on roads with up-down slopes. *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 12(3):783–794, 2011.
- [81] Daisuke Yamaguchi, M.a.S. Kamal, Masakazu Mukai, and Taketoshi Kawabe. Model Predictive Control for Automobile Ecological Driving Using Traffic Signal Information. *Journal of System Design and Dynamics*, 6(3):297–309, 2012.
- [82] Md Abdus Samad Kamal, Masakazu Mukai, Junichi Murata, and Taketoshi Kawabe. Model predictive control of vehicles on urban roads for improved fuel economy. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 21(3):831–841, 2013.
- [83] Ashwin Carvalho, Stéphanie Lefèvre, Georg Schildbach, Jason Kong, and Francesco Borrelli. Automated driving: The role of forecasts and uncertainty - A control perspective. *European Journal of Control*, 24:14–32, 2015.
- [84] P. Falcone, M. Tufo, F. Borrelli, J. Asgari, and H.E. Tseng. A linear time varying model predictive control approach to the integrated vehicle dynamics control problem in autonomous systems. In *2007 46th IEEE Conference on Decision and Control*, pages 2980–2985, 2007.
- [85] Stefano Di Cairano, Hongtei Eric Tseng, Daniele Bernardini, and Alberto Bemporad. Vehicle yaw stability control by coordinated active front steering and differential braking in the tire sideslip angles domain. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 21(4):1236–1248, 2013.

- [86] INTERNATIONAL COUNCIL ON CLEAN TRANSPORTATION. EU CO2 emission standards for passenger cars and light-commercial vehicles. Website, 2014. http://www.theicct.org/sites/default/files/publications/ICCTupdate_EU-95gram_jan2014.pdf.
- [87] 敬幸 小林. 政府の燃費規制が新たな自動車産業を生み出す時代へ (特集 自動車燃費規制の衝撃). *知的資産創造*, 25(4):4–7, apr 2017.
- [88] Fuji Keizai marketing reserch and consulting group, editors. 2017年版 H E V , E V 関連市場徹底分析調査. 株式会社 富士経済, 2017.
- [89] Jin Cheng and Thomas Kunz. A survey on smart home networking. Technical Report SCE-09-10, Carleton University, Systems and Computer Engineering, 2009.
- [90] Yoichi Hori. Future vehicle driven by electricity and control - Research on four-wheel-motored "UOT Electric March II". *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 51(5):954–962, 2004.
- [91] 一般社団法人 次世代自動車振興センター. 次世代自動車充電インフラ整備促進事業の概要. Website, 2014. http://www.cev-pc.or.jp/hojo/hosei_outline_h26.html.
- [92] 経済産業省 製造産業局 自動車課. 平成 28 年度エネルギー使用合理化促進基盤整備委託費調査報告書. Website, 2016. http://www.meti.go.jp/meti_lib/report/H28FY/000026.pdf.
- [93] 比夏里 栄部. 産総研 today. Technical Report Vol.9, No.8, 産業技術総合研究所, 2009.
- [94] 大聖泰弘. 自動車の環境・エネルギー技術に関わる将来展望. *IATSS Review*, 33(3):p51–56, 2008.
- [95] Highways england. Feasibility study: Powering electric vehicles on england's major roads. Website, 2014. <http://assets.highways.gov.uk/specialist-information/knowledge-compendium/2014-2015/Feasibility+study+Powering+electric+vehicles+on+Englands+major+roads.pdf>.
- [96] Hiroshi Fujimoto and Shingo Harada. Model-Based Range Extension Control System for Electric Vehicles With Front and Rear Driving and Braking Force Distributions. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 62(5):3245–3254, 2015.
- [97] Yuta Ikezawa, Hiroshi Fujimoto, Yoichi Hori, Daisuke Kawano, Yuichi Goto, Misaki Tsuchimoto, and Koji Sato. Range Extension Autonomous Driving for Electric Vehicles Based on Optimal Velocity Trajectory Generation and Front-Rear Driving-Braking Force Distribution. *IEEJ Journal of Industry Applications*, 5(3):228–235, 2016.

- [98] Yan Chen and Junmin Wang. Adaptive energy-efficient control allocation for planar motion control of over-actuated electric ground vehicles. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 22(4):1362–1373, 2014.
- [99] Rongrong Wang, Yan Chen, Daiwei Feng, Xiaoyu Huang, and Junmin Wang. Development and performance characterization of an electric ground vehicle with independently actuated in-wheel motors. *Journal of Power Sources*, 196(8):3962–3971, 2011.
- [100] Liang Li, Xujian Li, Xiangyu Wang, Yahui Liu, Jian Song, and Xu Ran. Transient switching control strategy from regenerative braking to anti-lock braking with a semi-brake-by-wire system. *Vehicle System Dynamics*, 54(2):231–257, 2016.
- [101] Chen Lv, Junzhi Zhang, Yutong Li, and Ye Yuan. Directional-stability-aware brake blending control synthesis for over-actuated electric vehicles during straight-line deceleration. *Mechatronics*, 38:121–131, 2016.
- [102] 孝雄 小林, 悦生 勝山, and 豪軌 杉浦. 旋回時の駆動力配分制御と消費エネルギーに関する研究：定常円旋回における定式化と ev による検証. *自動車技術会論文集*, 45(2):309–314, mar 2014.
- [103] 国土交通省 自動車局. 超小型モビリティ導入に向けたガイドライン. Website, 2012. <http://www.mlit.go.jp/common/000212867.pdf>.
- [104] 国土交通省 自動車局. 超小型モビリティの成果と今後, 超小型モビリティシンポジウム発表資料. Website, 2017. <http://www.mlit.go.jp/common/001125685.pdf>.
- [105] K Ito, T Fujishiro, K Kanai, and Y Ochi. Stability analysis of automatic lateral motion controlled vehicle with four wheel steering system. In *American Control Conference, 1990*, pages 801–808. IEEE, 1990.
- [106] Eiichi Ono, Yoshikazu Hattori, Y Muragishi, and K Koibuchi. Vehicle dynamics integrated control for four-wheel-distributed steering and four-wheel-distributed traction/braking systems. *vehicle system dynamics*, 44(2):139–151, 2006.
- [107] A Pedro Aguiar and Joao P Hespanha. Trajectory-tracking and path-following of underactuated autonomous vehicles with parametric modeling uncertainty. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 52(8):1362–1379, 2007.
- [108] 岡島寛, 浅井徹, and 川路茂保. 経路追従問題における最適速度制御. *計測自動制御学会論文集*, 44(7):566–574, 2008.
- [109] Mitsuji Sampei, Takeshi Tamura, Tadaharu Kobayashi, and Nobuhiro Shibui. Arbitrary path tracking control of articulated vehicles using non-linear control theory. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*,

- 3(1):125–131, 1995.
- [110] Toshihiro Hiraoka, Osamu Nishihara, and Hiromitsu Kumamoto. Automatic path-tracking controller of a four-wheel steering vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 47(10):1205–1227, 2009.
- [111] Paolo Falcone, H Eric Tseng, Francesco Borrelli, Jahan Asgari, and Davor Hrovat. Mpc-based yaw and lateral stabilisation via active front steering and braking. *Vehicle System Dynamics*, 46(S1):611–628, 2008.
- [112] Craig Earl Beal and J Christian Gerdes. Model predictive control for vehicle stabilization at the limits of handling. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 21(4):1258–1269, 2013.
- [113] 康平 氷野, 智昭 橋本, and 敏之 大塚. タイヤ力の飽和と荷重移動を伴う四輪車両の非線形モデル予測制御. 計測自動制御学会論文集, 50(5):432–440, 2014.
- [114] Rachid Attia, Rodolfo Orjuela, and Michel Basset. Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance. *Vehicle System Dynamics*, 52(2):261–279, 2014.
- [115] Massimo Canale, Lorenzo Fagiano, Antonella Ferrara, and Claudio Vecchio. Vehicle yaw control via second-order sliding-mode technique. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 55(11):3908–3916, 2008.
- [116] Ali Tavasoli, Mahyar Naraghi, and Heman Shakeri. Optimized coordination of brakes and active steering for a 4ws passenger car. *ISA transactions*, 51(5):573–583, 2012.
- [117] Moustapha Doumiati, Olivier Sename, Luc Dugard, John-Jairo Martinez-Molina, Peter Gaspar, and Zoltan Szabo. Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking. *European Journal of Control*, 19(2):121–143, 2013.
- [118] Zhengyi He and Xuewu Ji. Nonlinear robust control of integrated vehicle dynamics. *Vehicle System Dynamics*, 50(2):247–280, 2012.
- [119] Giovanni Palmieri, Miroslav Barić, Luigi Glielmo, and Francesco Borrelli. Robust vehicle lateral stabilisation via set-based methods for uncertain piecewise affine systems. *Vehicle system dynamics*, 50(6):861–882, 2012.
- [120] 栗島佑典 and 野中謙一郎. 反復数値計算による smc を用いた前輪操舵車の非線形ロバスト操舵駆動統合制御. 日本機械学会論文集 C 編, 77(782):3705–3720, 2011.
- [121] 細谷 知之 and 野中 謙一郎. 接触式オドメータを搭載する小型模型車両の非線形タイヤモデルを用いたロバスト経路追従制御. 日本機械学会論文集, 80(813):DR0130–DR0130, 2014.
- [122] Guilherme V Raffo, Guilherme K Gomes, Julio E Normey-Rico, Christian R Kelber, and Leandro B Becker. A predictive controller for autonomous vehi-

- cle path tracking. *IEEE transactions on intelligent transportation systems*, 10(1):92–102, 2009.
- [123] JSAE-SICE 自動車制御とモデル研究専門委員会. Jsae-sice 自動車のモデリングと制御ベンチマーク問題. Website, 2011. http://cig.ees.kyushu-u.ac.jp/benchmark_JSAE_SICE/.
- [124] Masahiro Yamaguchi, Toru Asai, Yoshikazu Hayakawa, and Ryo Ariizumi. Force Distribution Optimization of Electric Vehicles with Redundant Degree of Freedom. In *Proceedings of the SICE Annual Conference 2016*, pages 6–10, 2016.
- [125] ユン ソンギル, 西村 秀和, and 村上 晋太郎. 超小型 4 輪インホイールモータ車両に対する前輪操舵角制御と駆動/制動トルク制御を統合した車両運動制御システム設計. *自動車技術会論文集*, 46(2):399–406, 2015.
- [126] 小山健太郎, 関口和真, and 野中謙一郎. 走行距離を時間軸とする時間軸状態制御形による車両の経路追従制御. *計測自動制御学会論文集*, 50(10):746–754, 2014.
- [127] Mitsuji Sampei, Takeshi Tamura, Tadaharu Kobayashi, and Nobuhiro Shibui. Arbitrary path tracking control of articulated vehicles using nonlinear control theory. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 3(1):125–131, 1995.
- [128] Jacob Mattingley, Yang Wang, and Stephen Boyd. Receding horizon control. *IEEE Control Systems*, 31(3):52–65, 2011.
- [129] Yutaka Hirano. Integrated vehicle control of an in-wheel-motor vehicle to optimize vehicle dynamics and energy consumption. In *World Congress on Intelligent Control and Automation*, pages 2335–2339, 2012.
- [130] Yuta Suzuki, Yoshio Kano, and Masato Abe. A study on tyre force distribution controls for full drive-by-wire electric vehicle. *Vehicle System Dynamics*, 52(sup1):235–250, 2014.
- [131] 菅沼直樹 and 米陀佳祐. 自動車の自動運転におけるデジタル地図の活用. *日本ロボット学会誌*, 33(10):760–765, 2015.
- [132] J Van Mierlo, G Maggetto, E Van De Burgwal, and R Gense. Driving Style and Traffic Measures — Influence on Vehicle Emissions and Fuel Consumption. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D*, volume 218, pages 1–8, 2004.
- [133] J Van Mierlo, G Maggetto, E Van de Burgwal, and R Gense. Driving style and traffic measures-influence on vehicle emissions and fuel consumption. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 218(1):43–50, 2004.
- [134] Y. Saboohi and H. Farzaneh. Model for developing an eco-driving strategy

of a passenger vehicle based on the least fuel consumption. *Applied Energy*, 86(10):1925–1932, 2009.

- [135] 岡島寛, 浅井徹, and 川路茂保. 経路追従問題における最適速度制御. 計測自動制御学会論文集, 44(7):566–574, 2008.

謝辞

本論文を執筆するにあたり、大変多くの方にご協力を頂きました。ここに深く感謝いたします。

まず、本研究の開始当初より終始、懇切丁寧なご指導を賜りました、東京都市大学工学部 機械システム工学科 野中謙一郎教授に深甚なる感謝の意を表します。先生からは本当に多岐に渡るご指導を賜り、研究の進め方から研究に対する姿勢、難しさや面白さなど、数え切れないほど多くのこと学ばせていただきました。まずもって深く感謝の意を表します。

また本論文を完成させるにあたり、東京都市大学 工学部 機械工学科 槇徹雄教授、知識工学部 情報科学科 大屋英稔教授、工学部 機械システム工学科 金宮好和教授、田中康寛教授には、大変お忙しい中にもかかわらず副査を引き受けていただき、熱心なご指導および多くの助言を賜りました。心より感謝いたします。東京都市大学 工学部 機械システム工学科 高機能機械制御研究室 鈴木勝正先生には、研究開始当初より、様々な観点からのご指導ご鞭撻を頂きましたこと、心より感謝いたします。東京都市大学 工学部 機械システム工学科 関口和真講師には、研究面だけでなく、生活面などにおいても様々な助言を頂きました。先生が親身に接してくださったことで、研究のつらい時期を乗り越えられたと思います。ここに深く感謝申し上げます。

トヨタ自動車株式会社の平野豊様、九州大学の川邊武俊教授をはじめとする、JSAE-SICE 自動車制御とモデル研究専門委員会の皆さまには、JSAE-SICE 自動車のモデリングと制御ベンチマーク問題を通じて大変お世話になりました。本ベンチマーク問題への取り組みや委員会への参加を通じて、研究を始めとする多岐に渡る学びの機会を頂くことができました。深く感謝の意を表します。また株式会社ゼンリンの伊藤千志様には、実際の高速道路データやアドバイスをいただきまして、大変ありがとうございました。これらのおかげで自分の研究に厚みを持たせることができたものと考えております。心より感謝いたします。

東京都市大学 工学部 機械システム工学科 高機能機械制御研究室の在室期間中には多くの先輩・同期・後輩の皆と共に、本当に色々なことなことを学び、様々な知見を得ることができました。研究室を通じて出会い、自分を成長させてくださった皆様に心より感謝いたします。

最後に、私のことを気づかい見守り支えて下さった両親に深く感謝の意を表します。

研究業績一覧

主要業績

査読付き論文

1. T.Oda, K.Nonaka, K.Sekiguchi, “Robust Path Following Control for Small Electric Vehicles equipped with In-Wheel Motors – Application to the JSAE-SICE Benchmark Problem No.3 –”, The International Journal of Automotive Engineering, Vol. 8, No. 3, pp. 120-129, 2017
2. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “モデル予測制御とスライディングモード制御による四輪操舵駆動車両のロバスト経路追従制御”, 計測自動制御学会論文集, No.51, Vol.7, pp. 484-493, 2015

査読付き国際会議

1. T.Oda, K.Nonaka, K.Sekiguchi, “Energy conserving vehicle motion control for electric vehicle equipped with multiple drive motors”, The Asian Control Conference 2017, Dec. 2017
2. T.Oda, K.Nonaka, K.Sekiguchi, “Model Predictive Control for Small Electric Vehicle equipped with IWM considering Energy consumption”, SICE Annual Conference 2016, pp. 1-5, Sep. 2016
3. T.Oda, K.Nonaka, K.Sekiguchi, “Robust Path Tracking Control using Model Predictive Control and Sliding Mode Control – Application to the JSAE-SICE Benchmark Problem –”, 34th CCC and SICE Annual Conference 2015, pp. 1632-1637, Jul. 2015
4. K.Nonaka, T.Oda “Model Predictive Sliding Mode Control for Four Wheel Steering and Driving Vehicles”, 7th IFAC Symposium on Advances in Automotive Control, pp. 784-789, Sep. 2013

査読なし国内会議

1. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “任意の到達時間を実現する為の車両パラメータの不確かさを考慮したロバストモデル予測運動制御”, SICE 第 5 回制御部門マルチシンポジウム, 2018 年 3 月, (To appear)
2. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “オフライン速度最適化を用いた走行時間とエネルギー消費を両立する電気自動車の運動制御”, 第 60 回自動制御連合講演会, SuC2-1, 2017 年 11 月
3. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “消費エネルギーを抑制する 4 輪操舵駆動車両の最適運動制御 – 実高速道路データを用いたシミュレーションによる検証 –”, 自動車技術会秋季大会 2017, pp. 205-210, 2017 年 10 月
4. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “オフライン・オンライン最適化を組み合わせた省エネルギー走行を実現するモデル予測自律運転制御”, SICE 第 4 回制御部門マルチシンポジウム, 1G2-5, 2017 年 3 月
5. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “ドライバモデルに基づく車両応答を考慮した小型電気自動車のモデル予測スライディングモード制御”, 自動車技術会春季大会 2016, pp.652-655, 2016 年 5 月
6. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “タイヤ力飽和を考慮したキャンバ制御機構を有する小型電気自動車のモデル予測スライディングモード制御”, 自動車技術会秋季大会 2014, No.123-14, pp.1-6, 2014 年 10 月
7. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “タイヤ力の飽和を考慮した小型電気自動車のモデル予測スライディングモード制御”, 自動車技術会春季大会 2014, No.16-4, pp.1-4, 2014 年 5 月
8. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “最大タイヤ力を考慮した小型四輪操舵駆動 EV のモデル予測制御”, SICE 第 1 回制御部門マルチシンポジウム, 6G3-3, 2014 年 3 月
9. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, “モデル予測制御とスライディングモード制御による小型電気自動車の最適ロバスト制御”, 自動車技術会春季大会 2013, No.48-13, pp.1-4, 2013 年 5 月
10. 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, “キャンバ角を考慮した小型四輪操舵駆動電気自動車のモデル予測制御”, SICE 第 13 回制御部門大会, PS-001, 2013 年 3 月

その他の業績

査読付き国際会議

1. H.Yoshikawa, T.Oda, K.Nonaka, K.Sekiguchi “Modeling and Simulation of Wheel Driving Systems based on Terramechanics for Planetary Expla-

- nation Rover using Modelica” , 12th International Modelica Conference, pp. 901-907, May 2017
2. H.Yoshikawa, T.Oda, K.Nonaka, K.Sekiguchi “Model Modeling and simulation for leg-wheel mobile robots using Modelica” , Japanese Modelica Conference 2016, pp. 55-60, May 2016
 3. M.Shinohara, T.Oda, K.Nonaka, K.Sekiguchi “Model Predictive Path Following Control with Acceleration Constraint for a Small Front Steering Model Vehicle” , IEEE 14th International Workshop on Advanced Motion Control, pp. 79-86, Apr. 2016
 4. K.Sakaeta, T.Oda, K.Nonaka, K.Sekiguchi “Model Predictive Parking Control with On-line Path Generations and Multiple Switching Motions”, IEEE Multi-Conference on Systems and Control 2015, pp. 804-809, Sep. 2015
 5. K.Ito, M.Yoshida, T.Oda, K.Nonaka, K.Sekiguchi “Experimental verification of vehicle state estimation based on EKF using acceleration sensor and front wheel velocity” , 34th CCC and SICE Annual Conference 2015, pp. 1637-1642, Jul. 2015

査読なし国内会議

1. 吉川 大樹, 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “軟弱地盤上での車輪による土の締固めの影響を考慮した縦力配分制御” , SICE 第 5 回制御部門マルチシンポジウム, 2018 年 3 月, (To appear)
2. 吉川 大樹, 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “テラメカニクスに基づく車輪同定モデルを用いた移動ロボットのための縦力配分制御” , 第 60 回自動制御連合講演会, SuB3-5, 2017 年 11 月
3. 柴田 国志, 小田 貴嗣, 野中 謙一郎, 関口 和真, “複数回の切り替えし動作を含むモデル予測車庫入れ制御” , 第 14 回「運動と振動の制御」シンポジウム, No.15-11, pp. 261-266, 2015 年 6 月