

博士学位論文

**仮想斥力場に基づく  
予防安全システムの統合制御に関する研究**

Study on Integrated Control of Active Safety Systems  
Based on Virtual Repulsive Force Field

国立大学法人 東京農工大学大学院  
工学府 機械システム工学専攻

横山 篤

Atsushi Yokoyama

2018 年 9 月



# 論文要旨

---

近年は自動車の交通事故発生件数および死者数はともに減少傾向にあるものの、依然として死亡事故件数は多く、社会全体での交通事故低減への取り組みが必要である。これまで、衝突安全技術や車両運動安定化制御技術の普及が、死亡事故および事故発生件数の減少に大きく貢献してきた。昨今においては、交通事故低減効果の期待から、通常走行領域や衝突回避領域に関する運転支援システムの研究や開発が盛んに行われ、市販車両への搭載も順次行われている。しかし、現在普及している運転支援システムは複数のシステムが混在しており、今後はさらにシステムは多様化・煩雑化することが予想される。そこで本研究では、通常走行領域から限界走行領域まで2次元的にシームレスな統合運転支援システムの実現を目指す。本論文では、その中でも衝突回避領域における統合制御手法を提案する。

本論文では、衝突回避統合制御コンセプトとして仮想斥力場法を提案する。仮想斥力場法は、車両が発生し得る力の限界を考慮した大きさ一定の制御力を車両に付与するが、このときの制御力は回避対象と垂直の向き（斥力方向）に働くという衝突回避制御コンセプトである。また、仮想斥力場法は力学法則に基づき理解が容易かつ、一貫した制御理論により減速と旋回のシームレスに統合した衝突回避制御を可能とする。

車両を質点であると仮定した際の仮想斥力場による回避での制御開始位置算出式を、力学法則に基づいて導出する。大きさが一定の斥力場に加えて、斥力が漸増する緩和区間を設ける場合、直線と円弧の斥力場を接続した場合、左右両側に斥力場を想定する場合についても制御開始位置を導出する。導出された制御開始位置を制御開始トリガーとし、車両運動制御シミュレーションを行い、仮想斥力場法の有効性の検証を行う。さらに、特性の異なるアクチュエータを衝突回避制御システムに適用する場合、回避特性の差異について基礎分析を行う。

# Abstract

---

Recently in Japan, the number of traffic fatalities and one of traffic accidents in automobiles are decreasing, however, the number of fatal accidents remains high and society-wide efforts to reduce traffic accidents in society are necessary. Until now, the spread of passive safety technology and vehicle motion stabilization control technology have greatly contributed to the reduction of traffic fatalities and traffic accidents. In recent years, from the expectation of the effect of reducing traffic accidents, the research and development of the driver assistance systems concerning the normal driving and the collision avoidance has been increasing, and installation of those systems in commercial vehicles is also carried out sequentially. However, the driver assistance systems installed in a commercial vehicle currently is just a gathering of multiple systems, and it is expected that the system will become further diversified and complicated hereafter, and there are problems such as interference between systems and discontinuous control intervention due to taking over between systems. Therefore, this research aims to realize a seamless integrated driver assistance system two-dimensionally from the normal driving to the critical driving. Among them, it is proposed an integrated control method in the collision avoidance in this paper.

This paper proposes the Virtual Repulsive Force Field (VRFF) method as an integrated collision avoidance control concept. The VRFF gives the vehicle a constant control force that takes into consideration the limit of the force that the vehicle can generate, and the control force acts in a direction perpendicular to the avoidance object (repulsive force direction). In addition, the VRFF method is comprehensible control theory based on the particle dynamics law, and enables seamless collision avoidance control with integrated deceleration and turning.

Firstly, the algebraic formulae of collision avoidance control against straight roadway, curved roadway, and multiple obstacles are derived by using particle mass model. In single

straight and curved condition, the virtual repulsive force field is divided into two types of sections, which consists of constant jerk section and constant acceleration section. The feedforward and feedback controllers based on a two-wheel vehicle dynamics model are also designed to verify the effectiveness and feasibility of the proposed control method. Secondly, the simulation with particle mass model shows that the path geometry, the activation point and the vehicle dynamics value can be calculated when the control acceleration input, the initial velocity, approach angle, and the lateral offset are given. Consequently, the calculation result reveals that avoidance performance of the proposed method is superior to the lateral force avoidance or the longitudinal force avoidance. By comparing the control activation distance between the complex vehicle dynamics model and the particle model, the feasibility of controller implementation for actual vehicle is verified.

# 目次

---

---

論文要旨 .....	(i)
目次 .....	(iii)
本論文で使用する主な記号 .....	(vii)
<b>第 1 章 序論</b>	<b>1- 16</b>
1.1 はじめに .....	1
1.2 研究背景 .....	1
1.3 本研究の目的 .....	10
1.4 本論文の構成 .....	13
<b>第 2 章 仮想斥力場法による衝突回避制御手法</b>	<b>17- 41</b>
2.1 はじめに .....	17
2.2 衝突回避制御コンセプト：仮想斥力場法 .....	17
2.3 仮想斥力場法適用時の制御開始位置の導出 .....	26
2.4 緩和部を設けた仮想斥力場法適用時の制御開始位置の導出 .....	32
2.5 まとめ .....	41
<b>第 3 章 質点モデルによる経路算出と回避性能分析</b>	<b>42- 51</b>
3.1 はじめに .....	42
3.2 直線壁に対する衝突回避 .....	42
3.3 円弧壁に対する衝突回避 .....	45
3.4 まとめ .....	51

<b>第 4 章</b>	<b>車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証</b>	<b>52 - 72</b>
4.1	はじめに .....	52
4.2	衝突回避制御アルゴリズム .....	52
4.3	目標加速度追従制御系の設計 .....	53
4.4	シミュレーションモデル .....	58
4.5	直線壁に対する衝突回避 .....	60
4.6	円弧壁に対する衝突回避 .....	65
4.7	まとめ .....	72
<b>第 5 章</b>	<b>直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証</b>	<b>73- 87</b>
5.1	はじめに .....	73
5.2	直線と円弧の複合障害物に対する定式化 .....	73
5.3	質点モデルの解析結果 .....	78
5.4	車両運動モデルによる有効性検証 .....	83
5.5	まとめ .....	87
<b>第 6 章</b>	<b>複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証</b>	<b>88 - 110</b>
6.1	はじめに .....	88
6.2	左右複合障害物（任意角移動） .....	88
6.3	左右複合障害物（平行移動） .....	94
6.4	質点モデルの解析結果（平行移動） .....	95
6.5	質点モデルの解析結果（任意角移動） .....	100
6.6	車両運動モデルによる有効性検証 .....	105
6.7	まとめ .....	109

<b>第 7 章</b>	<b>アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析</b>	<b>111 - 126</b>
7.1	はじめに .....	111
7.2	想定条件 .....	111
7.3	評価指標 .....	114
7.4	解析結果 .....	120
7.5	まとめ .....	126
<b>第 8 章</b>	<b>結論</b>	<b>127 - 129</b>
8.1	本論文のまとめ .....	127
8.2	今後の課題 .....	129
参考文献	.....	130
謝辞	.....	134



## 本論文で使用する主な記号

### 第 2 章, 第 3 章

$D$	仮想斥力場法による回避時の回避距離
$V_0$	初期速度
$V_{y0}$	初期速度の仮想壁に垂直な速度成分
$a$	既定制御力による車両の加速度
$m$	車両の質量
$\psi_0$	車両の初期ヨー角
$D_{longi}$	前後力のみでの回避時の回避距離
$D_{lat}$	横力のみでの回避時の回避距離
$r$	カーブ壁の原点からの車両の距離
$\dot{r}$	カーブ壁に対する動径方向速度
$\ddot{r}$	カーブ壁に対する動径方向加速度
$\theta$	カーブ壁の原点と車両のなす角
$\ddot{\theta}$	カーブ壁の原点と車両のなす角速度
$V_r$	カーブ壁に対する動径方向速度
$V_\theta$	カーブ壁に対する回転方向速度
$V_{fin}$	制御終了時の車速
$R$	カーブ壁の曲率半径
$r_0$	カーブ壁に対する制御開始位置
$L$	角運動量
$Y_0$	カーブ壁に対する初期横位置
$\dot{a}_{in}$	緩和加速度区間を設けた制御入力の一定ジャーク値
$D_{tran}$	緩和加速度区間における壁に垂直方向の移動距離
$D_{ste}$	定常加速度区間における壁に垂直方向の移動距離

$t_{fin}$	回避所要時間
$t_{tran}$	緩和加速度区間における最大所要時間
$t_{ste}$	定常加速度区間における最大所要時間
$E$	力学的エネルギー

## 第 4 章

$F_{yij}$	タイヤ横力
$\alpha_{ij}$	タイヤ横すべり角
$r$	ヨーレート
$\beta$	車体横すべり角
$\delta_f$	前輪舵角
$\delta_{f\_in}$	前輪舵角制御入力
$\delta_{f\_ff}$	フィードフォワード制御器による前輪舵角指令値
$\delta_{f\_fb}$	フィードバック制御器による前輪舵角指令値
$a_y^*$	目標横加速度
$a_y$	実横加速度
$e_y$	横加速度の誤差
$a_{x\_in}$	前後加速度制御指令値
$a_x^*$	目標前後加速度
$a_{x\_fb}$	フィードバック制御器による前後加速度指令値
$F_{xij}$	タイヤ制駆動力
$C_{ij}$	コーナリングステイフネス
$F_{zij}$	タイヤ垂直荷重
$K_{xij}$	タイヤ駆動力係数

## 第 5 章

$c$	接近軌道の X 軸に対する傾き
$d$	接近軌道の Y 軸に対するオフセット
$P_0(X_0, Y_0)$	対直線壁の制御開始位置 (X 位置, Y 位置)
$P_l(X_l, Y_l)$	対円弧壁の制御開始位置
$V_0(V_{x0}, V_{y0})$	対直線壁の制御開始速度 (車両前方成分, 車両横方向成分)
$V_l(V_{xl}, V_{yl})$	対円弧壁の制御開始速度
$D$	$P_0$ と $P_l$ の Y 軸方向偏差
$D_l$	座標原点と $P_l$ の Y 軸方向偏差
$t_l$	$P_0$ から $P_l$ への移動時間
$R_c$	横力回避の旋回半径
$P_c(X_c, Y_c)$	横力回避の旋回中心位置
$P_{b0}(X_{b0}, Y_{b0})$	前後力回避の制御開始位置
$P_{r0}(X_{r0}, Y_{r0})$	横力回避の制御開始位置

## 第 6 章

$k$	放物線軌道の係数
$P'_0(X'_0, Y'_0)$	1 次側仮想壁に対する制御開始位置
$P_0(X_0, Y_0)$	1 次側の制御開始位置に対応する 2 次側の放物線上の位置
$P_l(X_l, Y_l)$	1 次から 2 次への制御切換位置
$P_3(X_3, Y_3)$	接近軌道と放物線対称軸との交点
$V_x$	X 軸方向の速度成分
$V_y$	Y 軸方向の速度成分

## 第 7 章

$\delta_f$	前輪舵角
$\delta_r$	後輪舵角

$M_z$	ヨーモーメント入力
$I_z$	ヨー慣性モーメント
$l_f, l_r$	前後輪と重心の距離
$l$	ホイールベース
$d$	トレッド幅
$C_f, C_r$	前後のコーナリングステイフネス
$F_{ij0}$	初期荷重点 $F_{zij0}$ でのコーナリングステイフネス
$A$	スタビリティファクタ
$\omega_n$	車両運動方程式の固有振動数
$\zeta$	車両運動方程式の減衰比
$h$	重心高さ
$\Delta F_z$	前輪へ移動する垂直荷重の左右合計
$\Delta F_{zf}, \Delta F_{zr}$	横加速度に伴う左輪の垂直荷重増加量
$K_{\phi f}, K_{\phi r}$	前後のロール剛性
$F_{zf0}, F_{zr0}$	前後輪の初期荷重
$\mu$	路面摩擦係数
$\xi_n$	ニューマチックトレール
$\xi_c$	キャスタートレール
$\xi_s$	スクラブ半径を
$SAT$	キングピン軸周りのセルフアライニングトルク

# 第 1 章

## 序論

---

### 1.1 はじめに

本章では、1.2 節において社会的および工学的視点から本研究の背景について述べる。1.3 節において本研究背景を踏まえた現状の問題点に対する本研究の目的を述べる。1.4 節において本論文の構成を示す。

### 1.2 研究背景

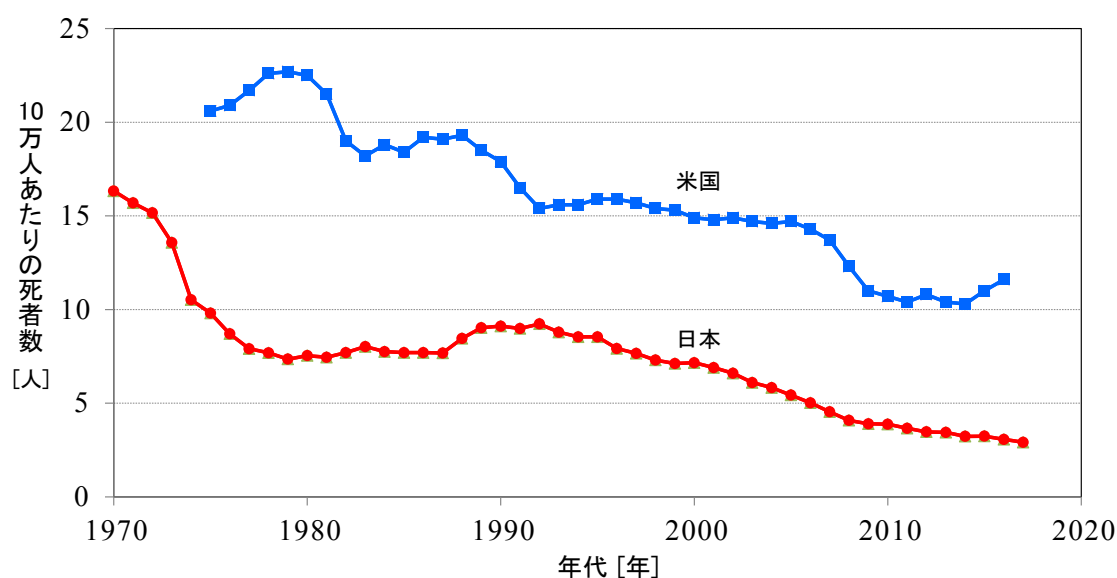
本節では、本研究の背景について、社会的背景と工学的背景に分けて述べる。

#### <社会的背景>

まず最初に日本国内と米国の交通事故死者数の推移を図 1.2.1 に示す<sup>(1)(2)</sup>。国内は 1970 年から 2017 年まで、米国は 1975 年から 2016 年までの 10 万人あたりの死者数である。「交通戦争」と名付けられるほど交通事故が非常に大きな社会問題となっていた 1970 年には、10 万人あたりの死者数が 16.3 人であったが、2017 年には 2.9 人と約 5 分の 1 にまで減少しており、減少傾向を保っている。これは、交通事故を減らそうとする社会全体の取り組みの現れである。図 1.2.1 における 1990 年以降の交通事故死者数の推移は 2 つのフェーズに分けて考えることができる。

第 1 フェーズは、1990 年から交通事故件数のピークである 2004 年にかけて、第 2 フェーズは、2004 年以降である。第 1 フェーズは、歩道や信号機などの交通環境の整備、医療技術の向上などはもちろんのことであるが、衝突安全技術(Passive safety)の

普及もひとつの要因であると考える．衝突安全技術とは，万が一事故が起きてしまった際に，衝突による衝撃から乗員や歩行者を保護する技術である．代表例として，シートベルト，エアバッグが挙げられる．また，歩行者と接触する可能性がある部品を変形・脱落しやすくすることで歩行者への被害低減を図る衝突安全ボディも衝突安全技術に含まれる．



**Fig. 1.2.1** Transition of the number of crash deaths per 100,000 people in Japan and USA

第2フェーズは，飲酒運転の厳罰化など自動車を取り締まる法律の整備によるドライバの安全意識の向上や，衝突安全技術の更なる向上も挙げられるが，これらに加え車両運動安定化制御の普及も大きな要因である．車両運動安定化制御とは，ドライバが車両挙動を制御するのが困難となってしまう不安定挙動を抑止することで事故の予防に貢献する安全技術である．代表例として，アンチロックブレーキシステム (ABS : Antilock Braking System)，横すべり防止システム (ESC : Electronic Stability Control) が挙げられる．特に ESC は 2000 年代から注目を集め始め，2012 年には以降発売される車種への搭載義務付けがされた．現在の日本における普及率は約 60 % であり，ESC はあらゆる横すべり事故の最大 80 % を未然に防ぐことができるとされて

## 1. 序論

いる<sup>(3)</sup>。現在広く普及している上記の車両運動安定化制御技術の向上および普及が、第2フェーズにおける交通事故件数および死者数の減少に寄与していると考えられる。

このように、社会的な様々な取り組みで交通事故件数および死者数の減少を推し進めているが、内閣府は2020年までに交通事故死者数を2500人以下とする目標を掲げており<sup>(4)</sup>、目標達成には更なる交通事故対策が必要である。

一方、海外の例として米国の統計を見てみると、10万人あたりの死者数は1979年の22.7人から、2016年の11.6人へと、約半分の割合まで減少したものの、依然高い数字を示しており、2010年代に入ってから減少傾向が停滞している。事故の詳細な分析については後述するが、平均的に単位人口あたりの死亡事故が多い要因として、日本と比較して米国の制限速度が高いこと、利用料金のかからない高速道路網が発達していることから高速走行と長時間走行の頻度が高いことなどが考えられる。日本の減少傾向とは異なり、米国では2010年代に入ってから減少傾向が停滞している点に関しては、後述する自動緊急ブレーキシステム(AEB: Autonomous Emergency Brake)や車線逸脱警報・防止システムの普及の遅れが一つの要因として考えられる。

NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)の調査報告<sup>(5)</sup>によれば、米国で死亡事故が多い理由に、単独死亡事故、特に車線逸脱事故(ROR: Run-Off Road)が多いことが報告されている。図1.2.2に1991~2007年の単独死亡事故の件数と、そのうちのROR事故の割合を示す。単独死亡事故件数およびROR事故の割合ともに若干の増加傾向を示している。別のNHTSAの報告<sup>(6)</sup>では、抽出した甚大事故の道路条件(直線路/カーブ)と逸脱方向の分類がなされており、カーブ右側32%、カーブ左側28%、直線路左側28%、直線路右側12%と、どの道路条件でも大差なく事故が発生していることが報告されている。したがって、広範囲の道路形状や逸脱方向をカバーできる車線逸脱防止支援システムの普及が必要である。本事故統計の背景として、「米国では単調な道路を高速で長距離に渡って移動する機会が多い」という日本とは異なる交通環境が考えられる。しかしながら日本国内においても、交通事故件数に占める単独事故の割合が5%(2008年)にも関わらず、“死亡”事故件数に占める単独事故の割合は20%という高い数字となっている<sup>(7)(8)</sup>。したがって、死亡交通事故撲滅のために

は車線逸脱事故は対策必須の事故形態である。

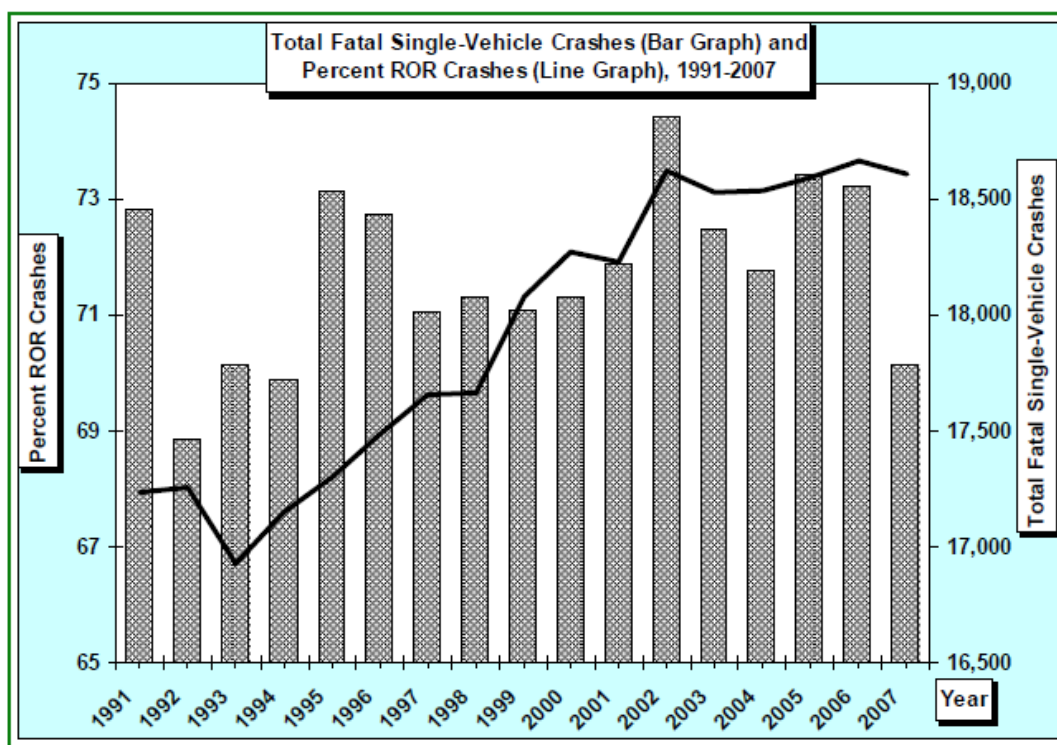


Fig. 1.2.2 Fatal single-vehicle crashed and present ROR crashes in USA<sup>(5)</sup>

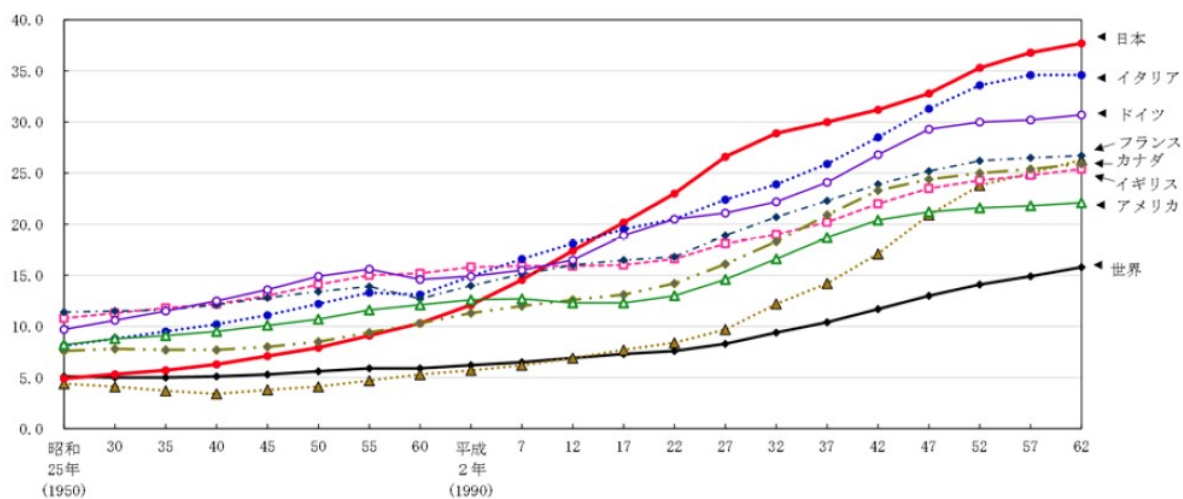


Fig. 1.2.3 Ratio of elderly people at least 65 years old<sup>(9)</sup>



## 1. 序論

社会動向のもう一つの側面として高齢化社会を考える。世界の主要国における高齢者の人口比率の推移を図 1.2.3 に示す<sup>(9)</sup>。他国に先駆けて、日本は超高齢化社会に突入ことが知られているが、欧州や北米などの主要先進国も同様の社会を迎えることが予想されている。人口に対する高齢者の割合が増えれば、身体能力の低下などの理由により、自身で運転することが困難な人の割合も増えることになる。このような人々に対して社会がどのように移動手段を提供していくかは深刻な社会課題となる。

運転することが困難は人々に対する貢献技術として自動運転システムに対する期待が高まっている。近年では予防安全システムを発展させて高レベルの自動運転システム（運転技能が不十分な人が運転操作をせずに乗車から降車まで可能なシステム）の研究開発が進められている<sup>(10)</sup>。ただし、自動運転車が原因となる交通事故が発生した場合の責任問題や倫理問題に対しては解決すべき課題も多い。すでに、自動運転試験中の車両が歩行者に衝突し、死亡事故となったケースも発生している<sup>(11)</sup>。一旦、自動運転車が原因と推測される交通事故が発生した場合、どのような考え方で制御を行っていたかを説明する機会も増えると考えられる。このため、衝突回避性能や車両運動性能を向上させながらも、物理的に根拠の明快な制御システムが求められる。

### <工学的背景>

前述した交通事故統計や削減目標、社会的な取り組みと自動車の安全技術の普及状況などから、現在までに広く普及している衝突安全や車両運動安定化制御に加え、未だ広い普及に至っていない予防安全技術(Active safety)が交通事故件数および死者数の更なる減少に大きく貢献すると期待されており、近年研究開発が盛んに行われ実用化されている。

現在実用化が進められている代表的な先進予防安全システム(ADAS : Advanced Driver Assistance Systems)としては、車間距離自動維持支援(ACC : Adaptive Cruise Control)や車線維持支援システム(LKAS : Lane Keeping Assist System), 車線逸脱防止支援システム(LDP : Lane Departure Prevention), そして衝突被害軽減ブレーキ(AEB)などが挙げられる<sup>(12)</sup>。車間距離自動維持支援は、車両の前方に搭載したレーダを用い

## 1. 序論

て、前方を走行する車両との車間距離を一定に保ち、必要に応じてドライバへの警告を行うシステムである。車線維持支援システムは、車両の前方に取り付けられたカメラ等を利用して道路の白線などの走行環境を検知し、車両が走行車線を維持するよう、ハンドル操作を支援するシステムである。車線逸脱防止支援システムは、車両の前方に取り付けられたカメラ等を利用して道路の白線などの走行環境を検知し、車両が走行車線を逸脱しそうな際にドライバへの警告および操舵制御またはブレーキ制御の介入を行うシステムである。衝突被害軽減ブレーキは、車両の前方に取り付けられたカメラやレーダを利用して前方の障害物を検知し、ドライバへ警告および自動ブレーキを行うシステムである。衝突被害軽減ブレーキは前方の障害物を検知し衝突を回避または衝突被害を軽減するためにかかるもので、死傷事故低減のために重要な役割を果たすといえる。

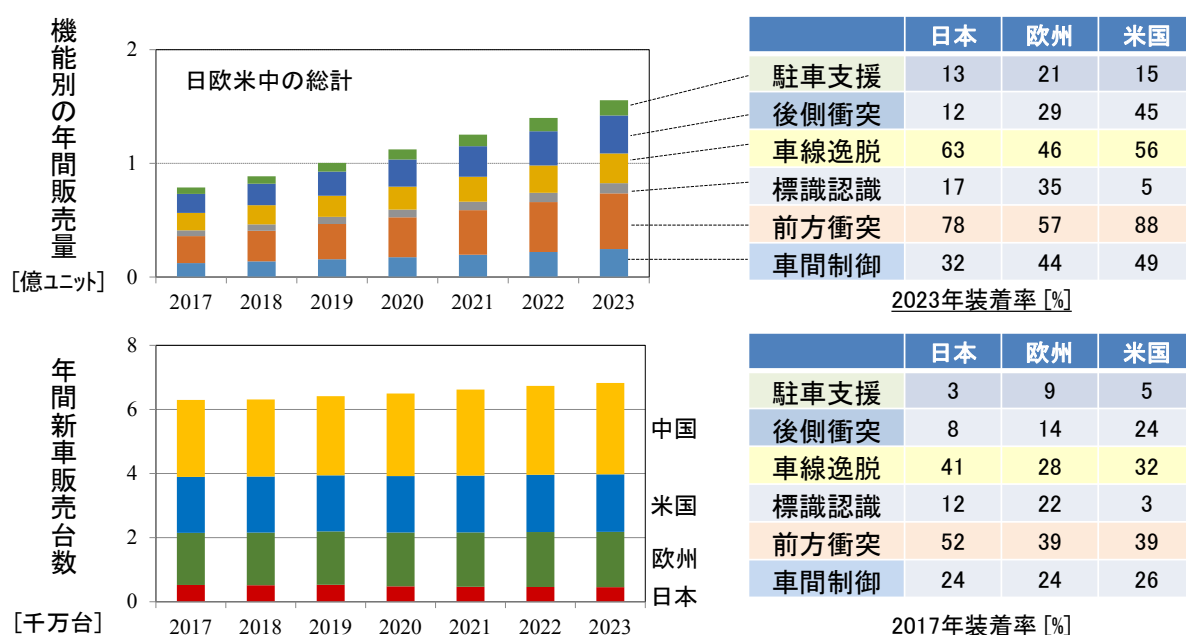


Fig. 1.2.4 Market forecast of advanced driver assistance systems

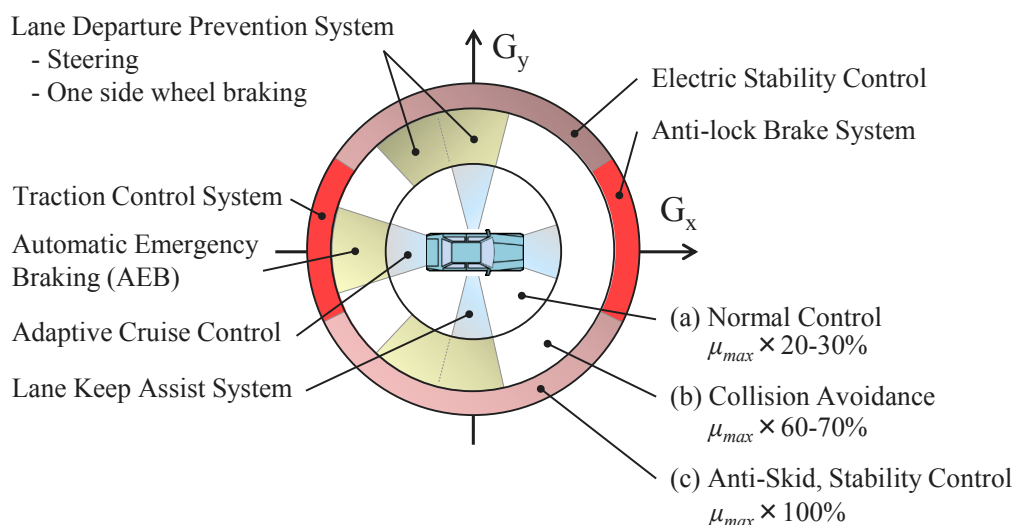
## 1. 序論

この他にも、後部バンパー内に備えたレーダーによって、自車後側方の死角に存在する他車両を検知し、車線変更時の衝突防止を支援する後側方衝突警報システムや、制限速度などの標識の見落としをカバーするため、カメラや地図から得られた標識情報をメータ装置内に表示する支援システム、カメラやソナーなどのセンサーによって駐車可能なスペースを検知して、車庫入れのステアリング操作を自動で行う駐車支援システムなどの予防安全技術が実用化されている。

日欧米中における機能別の販売量の推移予測、および 2017 年と 2023 年の搭載率を図 1.2.4 に示す<sup>(13)・(16)</sup>。車両 1 台に複数の機能が搭載されることも多いため、2017 年時点で、各機能を合計した販売量は、車両の販売台数を超えている。2017 年から 2023 年にかけて車両の販売台数は緩やか増加が見込まれているが、予防安全機能の搭載はそれを超えるペースが予想されている。このように、運転支援システムはすでに 1 台の車両に複数のシステムが混在しており、今後はさらにシステムは多様化・煩雑化することが予想される。

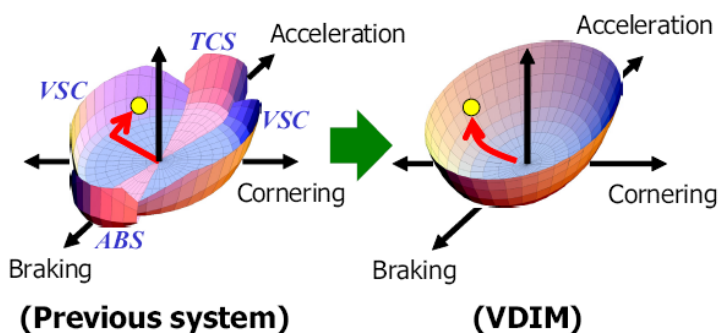
図 1.2.4 の右側の表に示すように、2017 年時点において日本の AEB や車線逸脱防止支援(LKAS,LDP)の装着率は米国よりも高い。このことが、2010 年前後から日本国内の交通事故死者数が減少してきた一方、米国の交通事故死者数が下げ止まっている理由の一つとして推測できる。AEB や LKAS,LDP などの衝突防止機能を車両周囲 360°に拡張し、カバー範囲を広げれば、より交通事故の低減につながることも期待できる。

前述した予防安全システムが搭載されたときの車両に作用する加速度の大きさと方向で整理し、運転支援システムの概略図を図 1.2.5 に示す。最大路面摩擦のおよそ 20～30 %を使用する通常走行領域には、車線維持支援システムと車間距離自動維持支援が該当する。また、最大路面摩擦のおよそ 60～70 %を使用する衝突回避領域には、車線逸脱防止支援システムと衝突被害軽減ブレーキが該当する。さらに、最大路面摩擦の 100 %近くを使用する限界走行領域には、アンチロックブレーキシステムや横すべり防止システム、トラクションコントロールシステムが該当する。

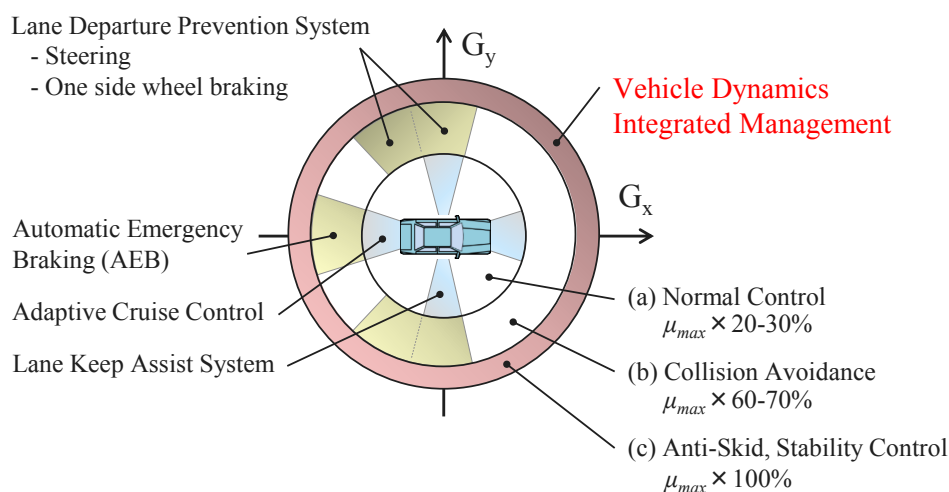


**Fig. 1.2.5** Schematic diagram of various ADAS

それぞれの運転支援システムは、それぞれの作動条件で役割を果たそうとするため、各システム間の干渉やシステム間の不連続な制御介入などの問題を抱えてしまう。服部ら、小野らは不連続な車両安定化制御に着目し、Ball in Bowl コンセプトにより、シームレスな車両安定化制御技術 VDIM (Vehicle Dynamics Integrated Management) を考案し、4 輪の 3 分力最適化により限界性能向上を示している<sup>(17)-(19)</sup>。Ball in Bowl コンセプトを図 1.2.6 に示す。VDIM 技術は市販車にすでに搭載されている技術である。図 1.2.5 における車両運動安定化制御部を VDIM に置き換え、現在の市販車相当の運転支援システムの概略図を図 1.2.7 に示す。



**Fig. 1.2.6** Ball in Bowl concept for VDIM <sup>(17)-(19)</sup>



**Fig. 1.2.7** Schematic diagram of various ADAS with VDIM

図 1.2.6 や 1.2.7 のように、車両運動安定化制御システムに関しては、シームレスでより限界性能の高い1つの制御理論により統合された運転支援システムの開発が行われているが、衝突回避領域については未だ複数のシステムが担っている。

車線逸脱防止支援としては、これまで、減速と旋回の複合制御の研究がなされていないということはなく、数多くの障害物を回避する制御手法が提案されおり<sup>(20)-(24)</sup>，その多くは最適化問題として導かれている．Furukawa らは、障害物回避レーンチェンジ操作において DYC によりドライバの車線変更支援手法を提案し，所要距離の減少と車両運動の安定化を確認した<sup>(24)</sup>．服部らは，最適化問題を用いて移動距離が最小となる車両軌跡を導出し，それを追従するため横力と前後力を複合制御し，有効性を示した<sup>(25)</sup>．堀内らは，緊急障害物回避において操舵と制動の最適化制御問題として，質点モデルによる解析から車両運動制御の解析も行い，有効性を示した<sup>(26)</sup>．

上記のように減速と旋回の複合制御に関する研究も盛んに行われる一方で，運転の主体が人間からシステムへ移行するにつれ，制御手法や結果に関する説明機会が増えることも予想される．こうした背景の下，衝突回避性能や車両運動性能を向上させながらも，物理的に根拠の明快な 2 次元平面上の制御理論が求められる．

### 1.3 本研究の目的

前節で述べたように、近年は自動車の交通事故発生件数および死者数はともに減少傾向にあるものの、依然として死亡事故は多く、内閣府の掲げる目標達成に向けより一層の取り組みが必要である。その取り組みのひとつとして、衝突安全技術や運転支援システムの技術開発と普及が挙げられる。特に衝突安全技術と車両運動安定化制御技術はこれまでに交通事故件数および死亡者数の減少に大きく貢献してきたと考えられる。今後は、通常走行領域や衝突回避領域に関する運転支援システムの普及と事故低減効果が期待されており、各システムは現在順次市販車への搭載が進められている。しかし、現在市販化されている運転支援システムは図 1.2.7 に示すように複数のシステムが混在しており、システム間の干渉や不連続な制御介入などの問題を抱えている。

本研究では、衝突回避領域における統合制御手法を目指す。図 1.3.1 に本研究で目標とする統合衝突回避制御の概略図を示す。前述した統合車両運動安定化制御技術である VDIM の Ball in Bowl のように、1つの制御理論により統合された全方位にシームレスな衝突回避制御の構築を最終的には目指す。この統合制御は「日常制御域」「衝突回避制御域」「スリップ防止、車両安定化制御域」で構成される。筆者らは日常制御域からスリップ防止、車両安定化制御域までの車両加速度を2次元的に統合制御する技術として G-Vectoring 制御の研究開発も進めており、実用化も果たしている<sup>(27)-(30)</sup>。本研究では、障害物との位置関係に基づく軌道計画と車両制御も G-Vectoring 制御に統合していくことによって全方位・全加速度域の制御統合化を目指す。

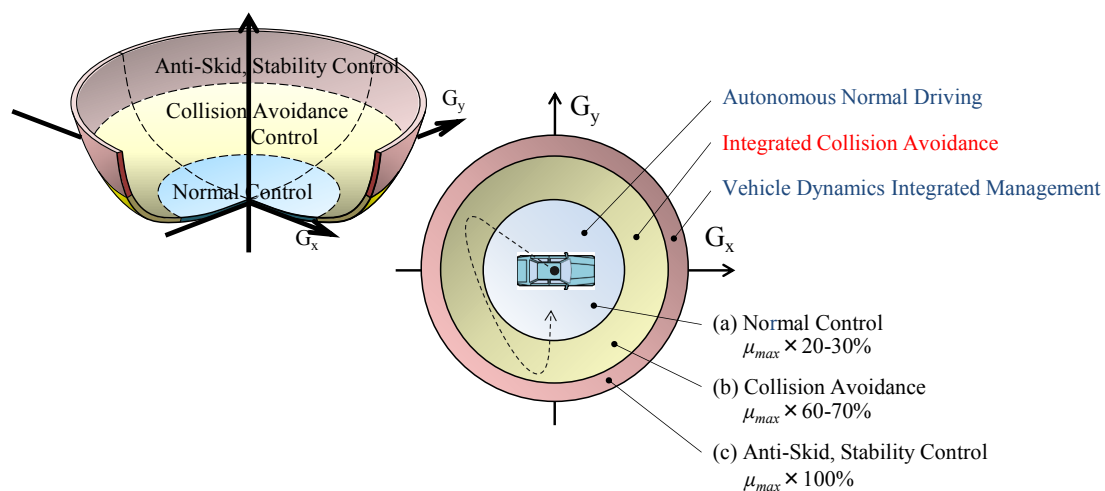


Fig. 1.3.1 Schematic diagram of targeting ADAS

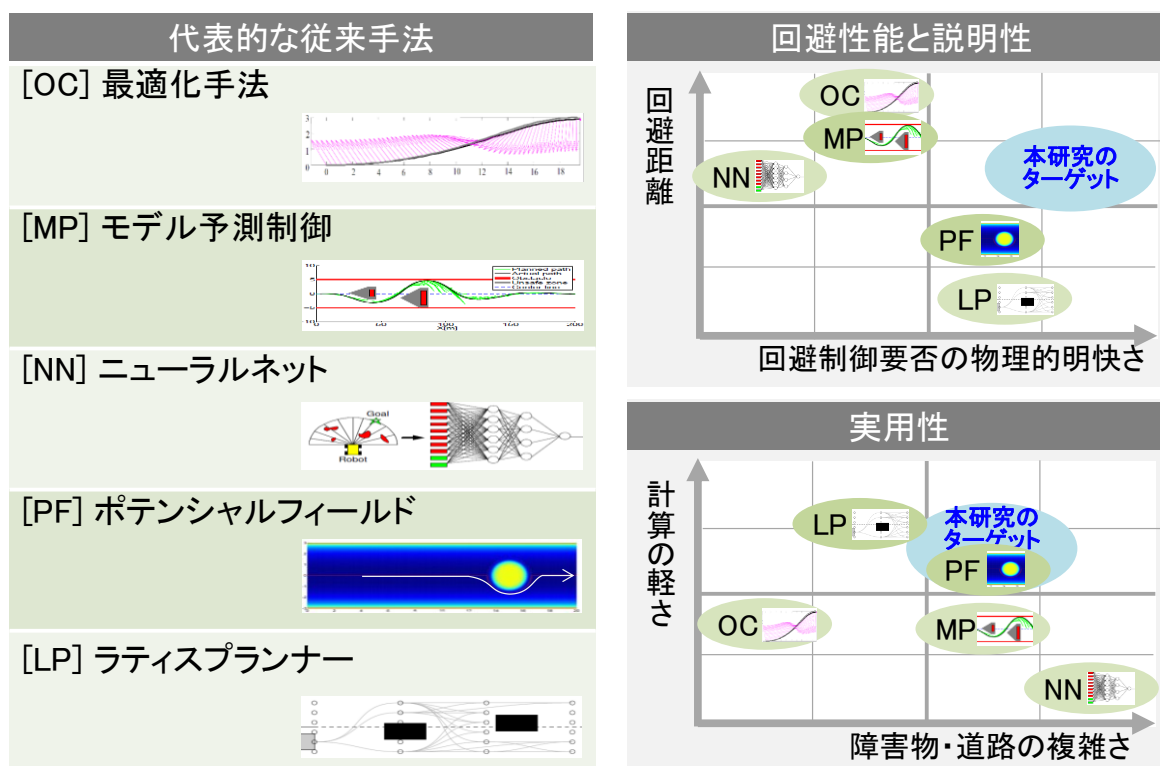


Fig. 1.3.2 Target position compared with other methodologies

従来の衝突回避制御の手段と比較して、本研究が目指す技術的なポジションを図 1.3.2 に示す。これまで、障害物を回避する様々な制御手法が提案されており、例えば、最適化計算により衝突回避距離を最小化する軌道計画<sup>(25)</sup>、または車両の状態方程式を取込みながら所定の評価関数を逐次最小化するモデル予測制御<sup>(32)</sup>、ニューラルネットによってする手法<sup>(33)</sup>、衝突の危険性に応じて移動平面にポテンシャル場を付与して、経路を決定する方法<sup>(34)-(36)</sup>、限定した有限個の通過位置から所定の基準に従って経路を選択する手法<sup>(37)-(39)</sup>、減速と旋回の複合制御も提案されている<sup>(40)</sup>。後述する仮想斥力場と同様の方向に制御力を生成することによって車線逸脱を抑制する手法も提案されているが、衝突を回避するための軌道計画や制御開始の条件などは考慮されていない。

図 1.3.2 の右上の図を用いて、回避性能と説明性に関して比較する。最適化手法やモデル予測制御は最適値を求める探索計算によって回避距離を短縮化できる。一方で最適化計算条件の複雑となり難解な解析になることがあり、評価関数の設定の根拠などに曖昧さが含まれることもある。ニューラルネットは膨大な制御パターンから最良の経路を選択できる可能性があるが、選択に至った物理的な解釈は困難である。ポテンシャルフィールドを用いた軌道計算ではリスクが高いところから離れるような 2 次元的な経路を生成できるものの、限られた摩擦力を用いて確実に衝突を回避するための経路を求めるには工夫を要する。ラティスプランナーに代表されるような、限定された数の経路候補から走行経路を選択する手法は、候補算出から選択までの理解が容易であるが、解が離散的であるため高い回避性能の達成は難しい。本研究では、ポテンシャルフィールドやラティスプランナーと同等以上の物理的な明快さを確保しながら、それら以上の回避性能を達成することを目指す。

図 1.3.2 の右下の図を用いて、実用面に関する本研究のターゲットを位置付ける。モデル予測制御やニューラルネットは条件やモデルの階層を増やすことによって対応できる障害物や道路の複雑さを拡大することが可能であるが、モデルの時数や階層が増えることで計算負荷が高くなることは避けられない。古典的な最適化手法では、終端条件が確定しないような複雑な障害物条件に対応することは難しい。一方、ラテ



イスプランナーの計算負荷は優位であるものの、複雑な障害物に対応するために想定パターンを増やせば、その優位性が低くなる恐れがある。本研究では、簡易な運動法則を用いて障害物軌道を幾何学的に算出することで、計算負荷を増加させることなく、複雑な障害物や道路形状にも対応できる衝突回避手法の確立を目指す。

以上のような減速と旋回の複合制御による衝突回避制御は、電動パワーステアリングや電子制御ブレーキ装置などの電子制御アクチュエータを駆動することによって実現される。大半の乗用車が電動パワーステアリングと電子制御ブレーキ装置を装着するが、電子制御アクチュエータの別の形態として、後輪操舵装置や各車輪独立の電動モータなども候補となる。どの電子制御アクチュエータを選択するかによって、運転者への違和感や運転者との緩衝の度合いが異なることが予想される。このため、特性の異なるアクチュエータを衝突回避制御システムへ適用する場合の特徴や課題についても整理し、考察する。

## 1.4 本論文の構成

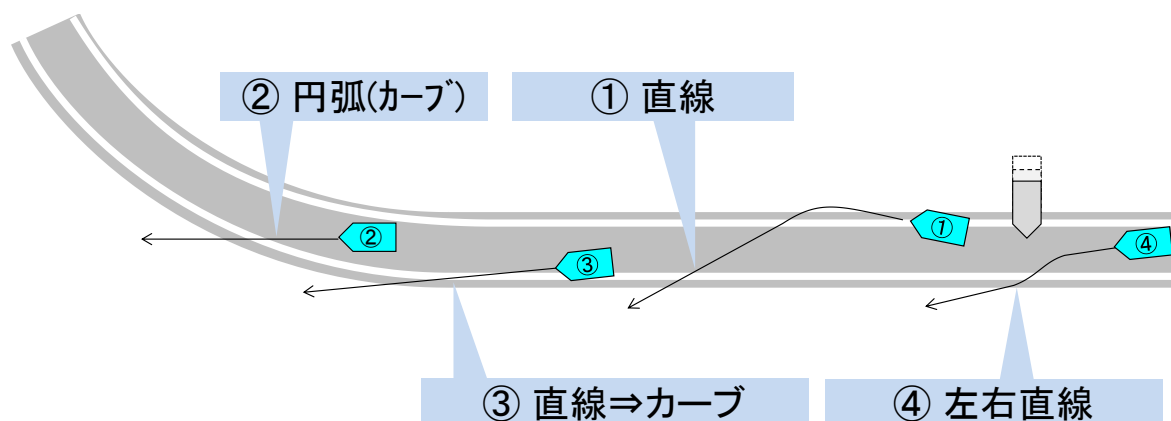


Fig. 1.4.1 Use-cases of run-off road

「社会的背景」で述べた通り，単独の車線逸脱事故は直線路／カーブ，右側逸脱／左側逸脱のいずれの状況でも無視できない割合で発生している．図 1.3.2 に示したように，実用性を鑑みると，いかなる道路形状や障害物の条件にも対応することが望ましいが，本報告では代表的な道路形状である直線路とカーブでの衝突回避制御の検討から着手する．図 1.4.1 に示すように，①直線と②円弧(カーブ)の形状をそれぞれ有する道路から任意の角度で逸脱するシーンを考える．さらに，道路形状が③直線からカーブへ変化する場合，および，④左右に直線状の障害物を想定する場合についても検討する．①②を単一障害物に対する回避，③④を複合障害物に対する回避と分類する．

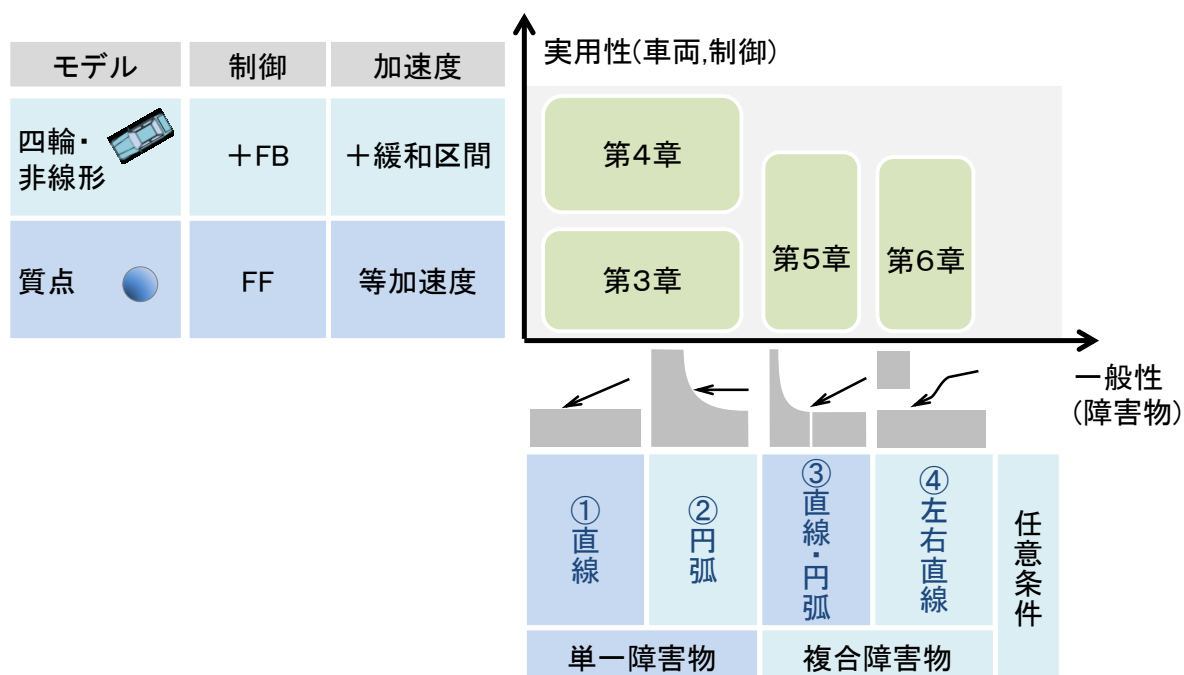


Fig. 1.4.2 Matrix of chapters

次章以降, 新しい制御コンセプトである仮想斥力場法を提案するにあたり, 図 1.4.2 に示す順序で報告する. 横軸は対象障害物を増やすことによって一般性を拡張する方向性である. 縦軸は車両運動モデルや制御アルゴリズムを実車搭載時の条件に近づけることによって実用性を確認していく方向性である.

まず単一障害物に対して質点モデルを用いた定式化, および運動解析結果を示し考察する. 次に, 構築した衝突回避制御システムの有効性検証のため, 4 輪非線形車両モデルシミュレーションを行い, 結果を示し考察する. さらに, 回避対象を複合障害物に拡大し, 本制御手法の適用範囲を拡張する.

## 1. 序論

第 1 章では、自動車社会における社会問題である交通事故の現状と日本における交通事故削減目標について示し、事故防止のための予防安全技術の既存研究の概要について述べた。また、それらを踏まえ本研究の目標について述べた。

第 2 章では、1 つの制御理論により統一された衝突回避制御を実現するため、本研究の制御コンセプトである仮想斥力場法を提案し、概要を述べる。また、仮想斥力場法が適用された際の制御開始位置を質点モデルベースで導出する。

第 3 章では、直線と一定曲率の円弧に対して導出した質点モデルの運動解析結果を示し考察する。

第 4 章では、構築した衝突回避制御システムの有効性検証のため、4 輪非線形車両モデルシミュレーションを行い、結果を示し考察する。

第 5 章では、回避対象の道路形状を直線と円弧の複合形状へ拡張し、制御開始位置を質点モデルベースで導出し、4 輪非線形車両モデルで実現性を検討する。

第 6 章では、回避対象の道路形状を左右の直線形状へ拡張し、制御開始位置を質点モデルベースで導出し、4 輪非線形車両モデルで実現性を検討する。

第 7 章では、特性の異なるアクチュエータを衝突回避制御システムに適用する場合の特徴や課題を整理し、考察する。

第 8 章では、本研究の結論と今後の課題について述べる。

## 第 2 章

# 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

---

### 2.1 はじめに

本章では，車両はひとつの質点であるという仮定のもと，車両の平面運動について考える．2.2 節において本研究で提案する衝突回避制御コンセプトの仮想斥力場法について述べる．2.3 節においてステップ状の定常斥力部のみからなる仮想斥力場法を適用した際の制御開始位置の導出過程を示し，その解析を行う．2.4 節においてランプ状の緩和斥力部を設けた仮想斥力場法を適用した際の制御開始位置の導出過程を示し，その解析を行う．

### 2.2 衝突回避制御コンセプト：仮想斥力場法

筆者らが最終的な目標としている運転支援システムの概要を図 2.2.1 に示す．通常走行領域から熟練ドライバのような滑らかな運転を促し<sup>(27)-(30)</sup>，衝突回避制御や車両運動安定化制御においても車両加速度を 2 次元的にシームレスにつなぐことで，車両運動安定化，衝突回避性能向上，乗り心地や操縦安定性向上などの効果をねらう．本研究は「衝突回避制御領域」に関する．一般的な舗装路を想定する場合，通常走行は最大  $3 \text{ m/s}^2$  程度の加速度で運転・制御され，ABS や横すべり防止装置によるスリップ抑制は  $6 \sim 10 \text{ m/s}^2$  で制御される．通常走行運転に干渉せず，ウェット路（加速度  $6 \sim 7 \text{ m/s}^2$  相当）でも想定通りに衝突回避するために  $3 \sim 6 \text{ m/s}^2$  程度で制御を行う衝突回避制御システムを考える．

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

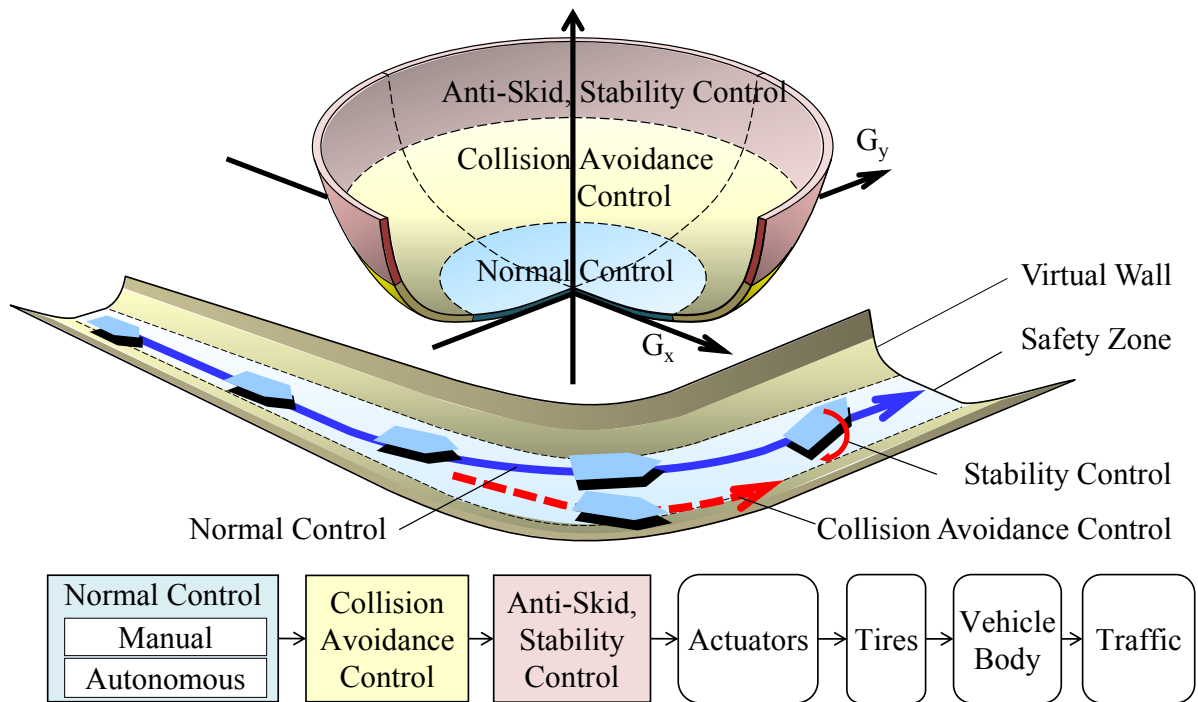


Fig. 2.2.1 Control system concept

本研究では、衝突回避制御コンセプトとして仮想斥力場法(VRFF: Virtual Repulsive Force Field method)による2次元平面の統合衝突回避制御を提案する。本コンセプトは、図 2.2.2 のように、全周囲の障害物や路端に時々刻々変化する仮想レーンを想定し、車両が仮想レーンを逸脱した際にはあたかも仮想壁から斥力を受けるかのように制御され、障害物を回避する<sup>(31)</sup>。これに類似した障害物回避手法にポテンシャルフィールド法<sup>(34)-(36)</sup>があるが、ポテンシャルフィールド法はタイヤの摩擦限界などの物理的制約は基本的に考慮されておらず、また設計者による各障害物間のパラメータ調整が必要である。仮想斥力場法は、車両が発生し得る力の限界を考慮した大きさ一定の斥力を車両に付与するため、力学法則に基づき理解が容易かつ、一貫した制御理論により減速と旋回のシームレスに統合した衝突回避制御を可能とする。

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

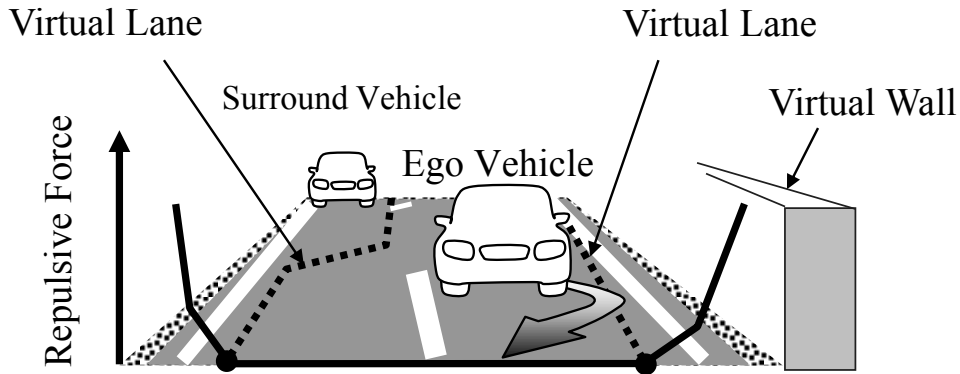


Fig. 2.2.2 Virtual repulsive force field

ここで、仮想斥力場による障害物回避の一例として、最も基本的な制御条件を図 2.2.3, そのときの制御力と速度の時系列結果と G-G ダイアグラムを図 2.2.4 に示す. 車両を質点と仮定し, 制御区間に関して十分長い直線の障害物 (仮想壁) に対する回避を想定する. 車両に付与される制御力の大きさを一定とする場合, 制御力を常に仮想壁面から垂直に付与すれば, 仮想壁に対する回避距離  $D$  を最短とすることができる.

図 2.2.3 における  $V_{y0}$  は初速の仮想壁に垂直な速度成分,  $a$  は制御力による車両(質量  $m$  の質点)の加速度( $a = F/m$ )である. 図 2.2.4 (a)に示すように, 仮想壁に平行な速度成分  $V_x$  は減少することなく, 仮想壁に垂直な速度成分  $V_y$  のみがゼロまで減少する. また, 図 2.2.4 (b)に示すように, 制御力は最初に車両に対して減速方向と横方向の力が同時に作用し, 徐々に横方向のみの力に収束することから, 減速と旋回をシームレスに統合できることがわかる.

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

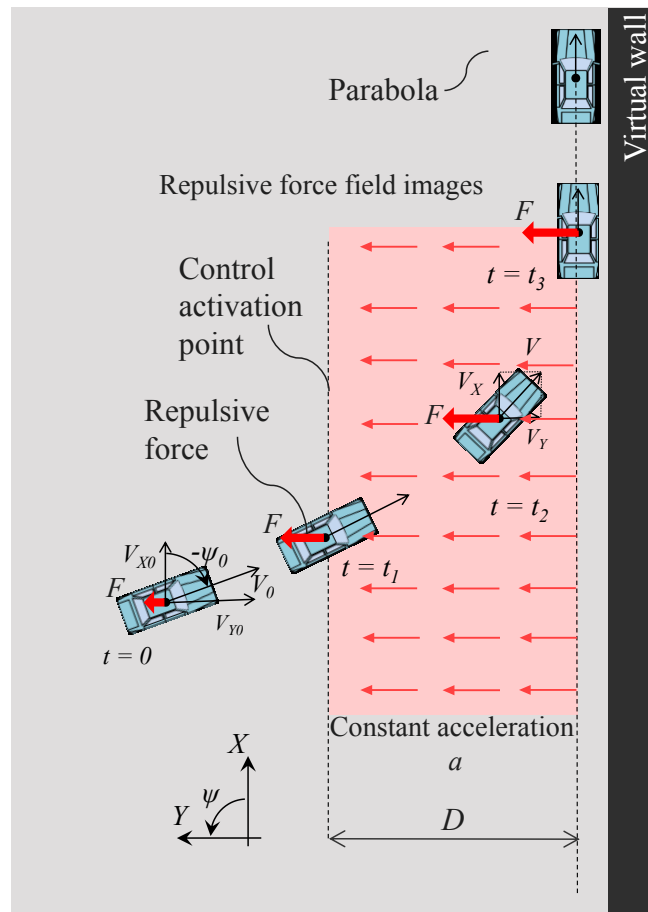


Fig. 2.2.3 Collision avoidance control with virtual repulsive force field

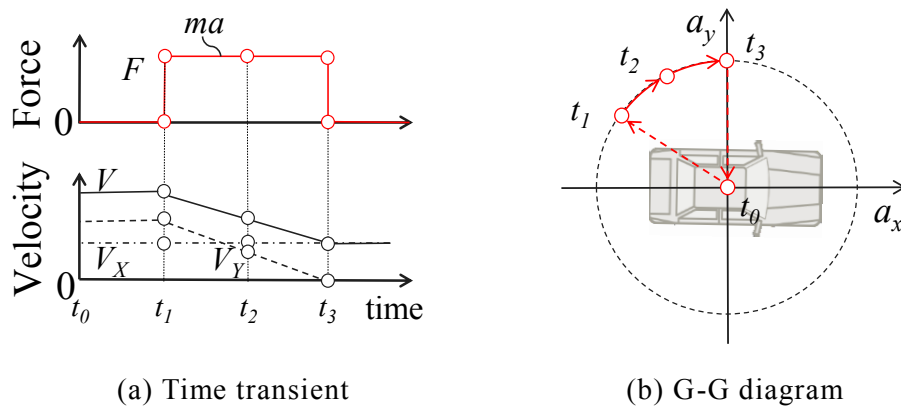
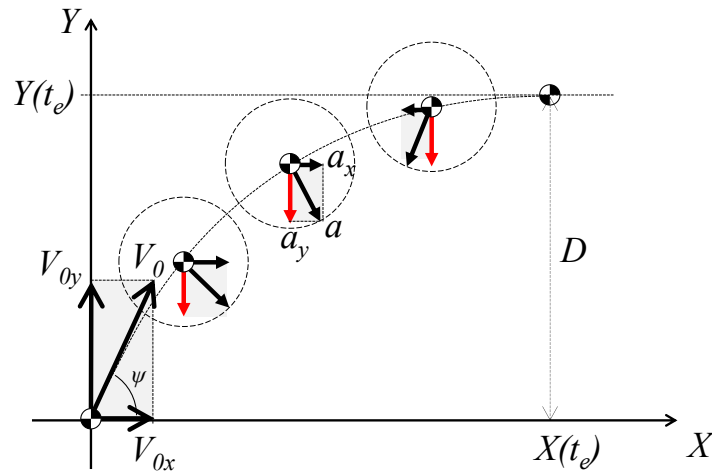


Fig. 2.2.4 Results of collision avoidance control with virtual repulsive force field



## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

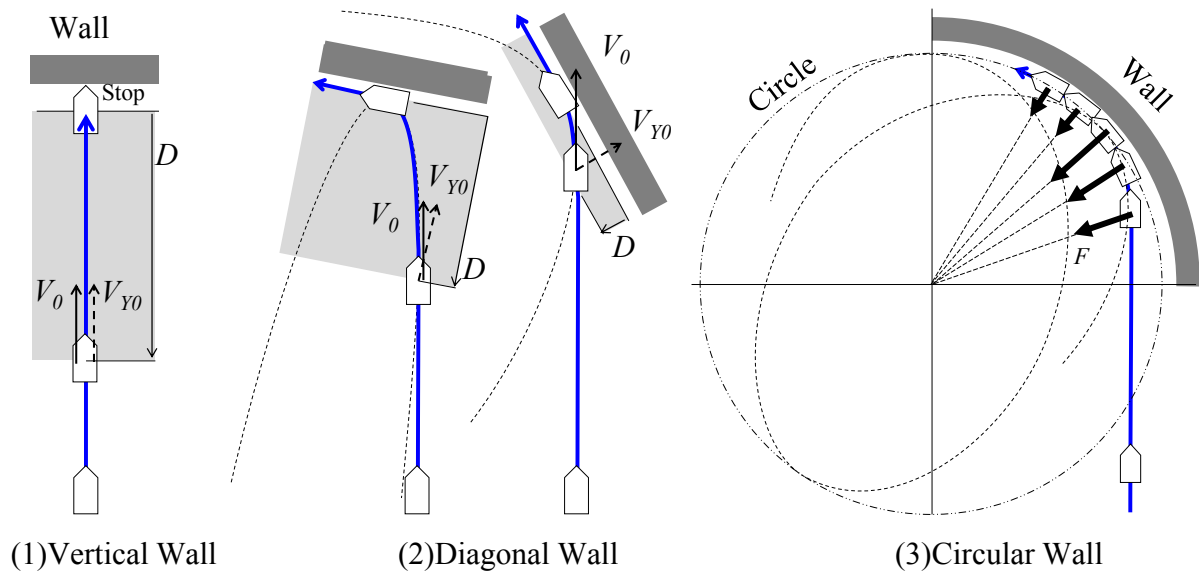
ここで仮想壁面から垂直の力によって回避距離  $D$  が最短となることを図 2.2.5 を用いて簡潔に示す．原点から初速  $V_0$ 、 $X$  軸に対する角度  $\psi$  で進む質点に、最大加速度  $a$  を付与できるとき、 $Y$  軸方向の速度がゼロになったときの  $Y$  変位  $Y(t_e)$  が最小となるような加速度の方向を求める． $Y(t_e)$  に関する加速度成分は  $Y$  成分( $a_y$ )のみであり、全区間にわたって  $a_y$  を負の方向に最大化すれば  $Y(t_e)$  を最小化できることから、加速度  $a$  を  $X$  方向( $a_x$ )に消費せずに、 $Y$  方向( $a_y$ )に割当てることが  $Y(t_e)$  を最小化する入力となることが分かる．すなわち、直線の仮想壁に対しては、壁面から垂直の力を生成することが、仮想壁面から最短の距離で衝突を回避できる入力となる．



**Fig. 2.2.5** Capability to minimize collision avoidance distance by repulsive field

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

このような仮想斥力場法の考え方を利用すれば、図 2.2.6 (b)に示すように、進行方向に対して斜めの仮想壁だけではなく、図 2.2.6 (a)のような垂直壁に対しても同じ制御理論を用いて減速・停止できる。また、仮想壁に垂直な速度成分  $V_{y0}$  と、制御入力 of 既定加速度  $a$  を用いて、回避距離  $D$  を幾何学的に求めることができる。詳細については 2.3 節以降で述べる。さらに、制御区間に関して十分長い直線状の仮想壁（以下、直線壁）に対する衝突回避のみならず、図 2.2.6 (c)に示すように円形の仮想壁に対しても同様の考え方を用いて制御開始位置を幾何学的に導出できる。曲率半径  $R$  一定カーブ状の仮想壁（以下、円弧壁）に対する制御開始位置の幾何学的導出の詳細についても 2.3 節以降にて述べる。



**Fig. 2.2.6** Scalability of virtual repulsive force field control

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

本研究では対象としていないが、将来的には曲率に変化するクロソイド曲線状の衝突回避や、ある回避対象を回避直後に別の回避対象を回避すべき場面の衝突回避などに対しても仮想斥力場法の考え方を適応することで、いかなる場面でも減速と旋回をシームレスに統合した衝突回避制御を実現できる可能性がある。

その他の仮想斥力場の特徴として、仮想壁からの斥力の大きさを一定量に固定するのではなく、仮想壁に距離に応じて変化させることの可能である。特に図 2.2.7(a)に示すように、加速度変化率が一定のになるような条件設定が可能である。制御初期に加速度変化率一定の区間を設けることで、アクチュエータの応答遅れへの対応や搭乗者へ作用する慣性力変化の低減などの効果を付加できる。

また、図 2.2.7(b)に示すように、実際の道路には横方向の傾斜が付随することが多いが、車両に作用する重力の道路平面成分は、道路に平行な仮想壁による仮想斥力と同方向になる。したがって、重力成分を斥力場に加算（減算）することで、傾斜による影響を配慮できる。

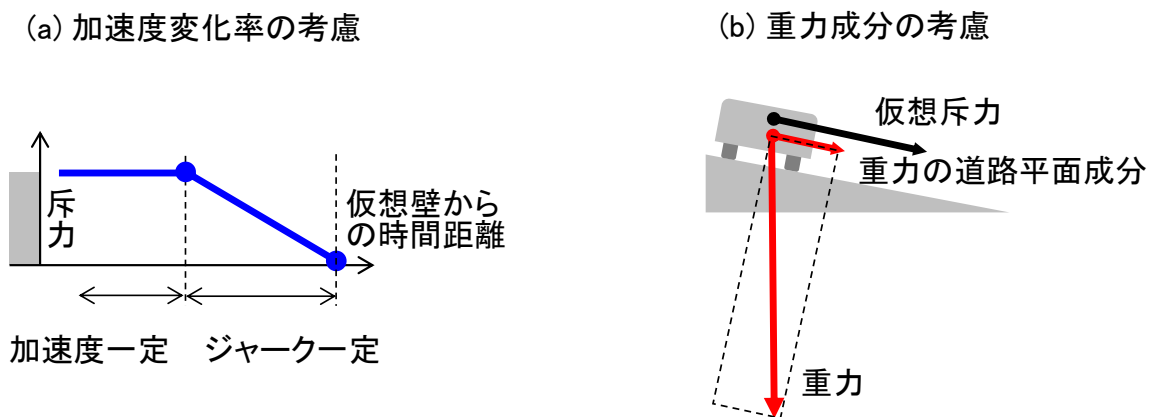


Fig. 2.2.7 Scalability of virtual repulsive force field control

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

前章の図 1.4.1, 図 1.4.2 で示したような検討対象の回避シーン①～④に対して, 仮想斥力場による回避制御の作用イメージを図 2.2.8 に描画する. 各仮想壁に垂直な仮想斥力を受けながら車両が減速旋回し, 仮想壁との衝突を回避する. ①直線と②円弧(カーブ)の形状をそれぞれ有する道路から任意の角度で逸脱するシーン, さらに道路形状が③直線からカーブへ変化する場合, および, ④左右に直線状の障害物を想定するシーンを示している. ①②を単一障害物に対する回避, ③④を複合障害物に対する回避であるが, いずれのシーンにおいても, 仮想壁との接触を回避するための制御開始位置は, 仮想壁への進入角度と速度で求められる.

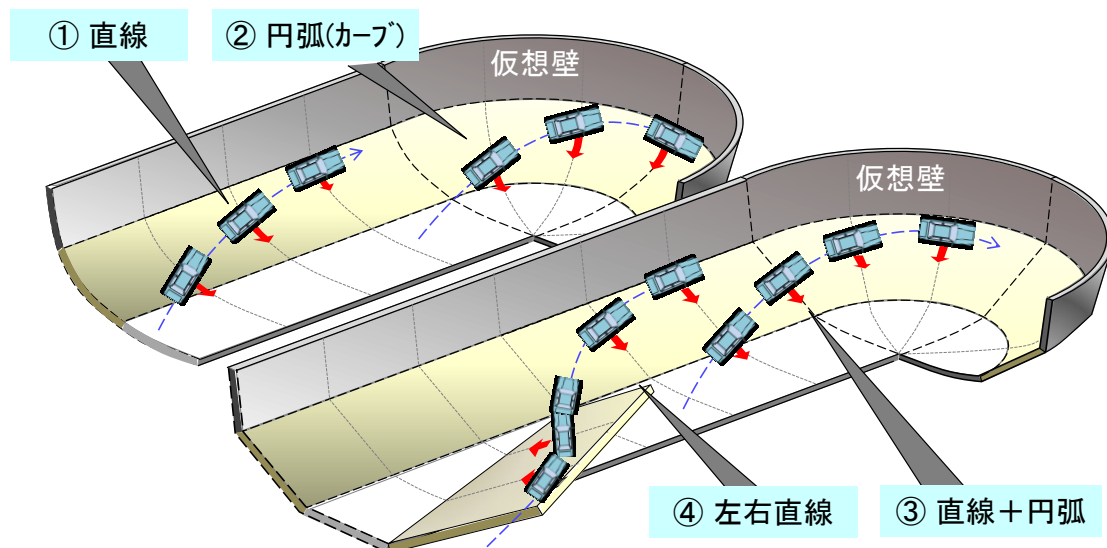


Fig. 2.2.8 Scalability of virtual repulsive force field control

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

本制御手法を実際の車両に搭載する場合のシステム構成例を図 2.2.9 に示す．車両には車載カメラが搭載され，車両前方の道路端を含む障害物の位置，障害物への接近速度・進入角，カーブ半径が検出される．衝突回避コントローラは，カメラからの障害物情報に基づき，目標加速度を算出し，電子制御ステアリングへの目標舵角と電子制御ブレーキへの目標制動力を出力する．これらのアクチュエータによって路面とタイヤに前後力・横力が発生し，車体と障害物との位置関係が変化する．カメラからの情報に加えて，地図や GNSS センサを用いてカーブ半径や道路との相対位置を求める手段も考えられる．

本論文では，回避対象との相対位置関係から目標加速度を計画し，最初に計画された目標加速度を実現するために加速度フィードバックする制御で検討する．実際のシーンでは，回避対象や路面の状況変化や，センサや制御の誤差によって回避対象との相対位置関係に誤差が生じる．将来的には，この誤差をリアルタイムに補償し，ロバスト性を向上することが必要である．

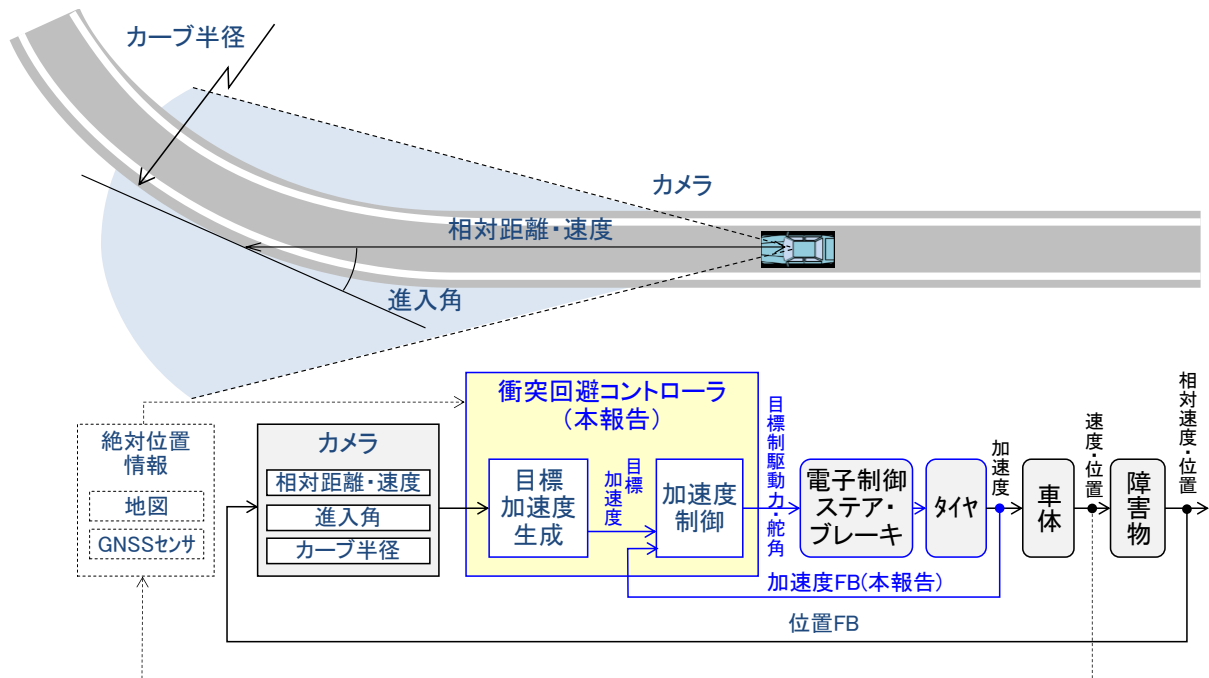


Fig. 2.2.9 Scalability of Virtual Repulsive Force Field Control

### 2.3 仮想斥力場法適用時の制御開始位置の導出

前述したとおり，仮想斥力場法は車両が発生し得る大きさの制御力をあらかじめ決定しておき，車両が仮想斥力場へ進入すると同時に決められた斥力が車両に付与される．したがって，仮想斥力場法を衝突回避制御に適用するためには，制御開始位置を事前に求めておく必要がある．そこで本節では，図 2.3.1 に示すあらかじめ決定されたステップ状の斥力と車両の初期条件によって制御開始位置を幾何学的に導出する．ただし，冒頭でも述べたが，本章では車両はひとつの質点と仮定をしている．

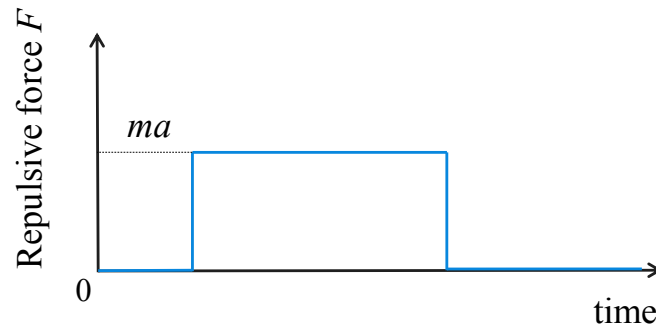


Fig. 2.3.1 Stepwise repulsive force

#### <直線壁>

図 2.2.3 に示すように，衝突回避制御における最も基本的な場面である直線壁に対する衝突回避制御の制御開始位置の幾何学的導出について述べる．直線壁に対する回避において，車両が図 2.3.1 の斥力を壁から受けるとすると，車両は放物線状の回避軌道を描き，簡単な力学問題に落とし込むことが可能である．壁と垂直方向の力学について考えると，次の式が導かれる．

$$F = -ma \quad (2.3.1)$$

$$V_Y = V_0 \sin \psi_0 - at \quad (2.3.2)$$

$$D = V_0 \sin \psi_0 \cdot t - \frac{1}{2} at^2 \quad (2.3.3)$$

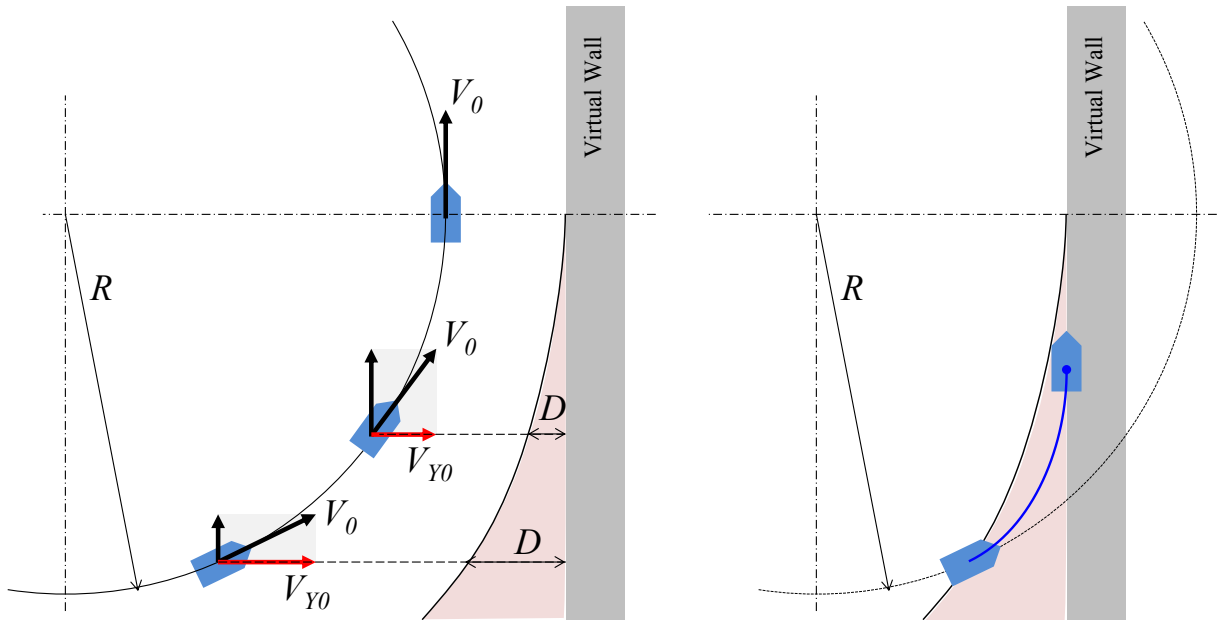
これらの式から，回避距離  $D$  を求めると，式(2.3.4)が導かれる．

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

$$D = \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0)^2}{a} = \frac{1}{2} \frac{V_{Y0}^2}{a} \quad (2.3.4)$$

回避距離  $D$  は式(2.3.4)に示すようにシンプルな式で求められ、仮想斥力場法における直線壁に対する制御開始位置となる。

本研究では主に車両が直進の状態から衝突回避制御に移行するケースを取り扱うが、車両が旋回中にも仮想壁に対する速度成分に着目することで同様の手法を適用できる。図 2.3.2 に示すように、車両が速度  $V_0$ 、旋回半径  $R$  で定常円旋回している場合では、仮想壁の速度成分を  $V_{0Y}$  を用いれば、回避距離  $D$  は式(2.3.4)と同じになる。図 2.3.2 左図のように、旋回軌跡が仮想壁よりも十分遠い場合は回避制御が作動しないが、図 2.3.2 右図のように、旋回軌道が制御開始位置を横切る場合には回避制御が作動することになる。回避制御開始後、車両は放物線軌道を描き、仮想壁と平行の速度方向に達した時点で回避制御を終了する。



**Fig. 2.3.2** Control activation during turning

### ＜円弧壁＞

図 2.3.3 に本項で対象とする曲率半径  $R$  一定円弧壁に対する衝突回避場面を示す．円弧壁に対しては，車両はカーブの原点方向への斥力を受ける仮想斥力場とする．図 2.3.2 のように車両はカーブ中心方向の力（中心力）を受け，トロコイド曲線に類似の車両軌跡を描く．以下で，曲率半径  $R$  の円弧壁に対する衝突回避の制御開始位置の幾何学的導出について述べる．

まず，極座標上を運動する物体の運動方程式を式(2.3.5)，(2.3.6)に示す．

$$m(\ddot{r} - r\dot{\theta}^2) = -ma \quad (2.3.5)$$

$$m \frac{1}{r} \frac{d}{dt}(r^2 \dot{\theta}) = 0 \quad (2.3.6)$$

ただし， $m$  は質量， $r$  は原点からの距離， $\dot{r}$  は動径方向速度， $\ddot{r}$  は動径方向加速度， $\theta$  は中心とのなす角， $\dot{\theta}$  は中心とのなす角速度， $a$  は制御加速度である．

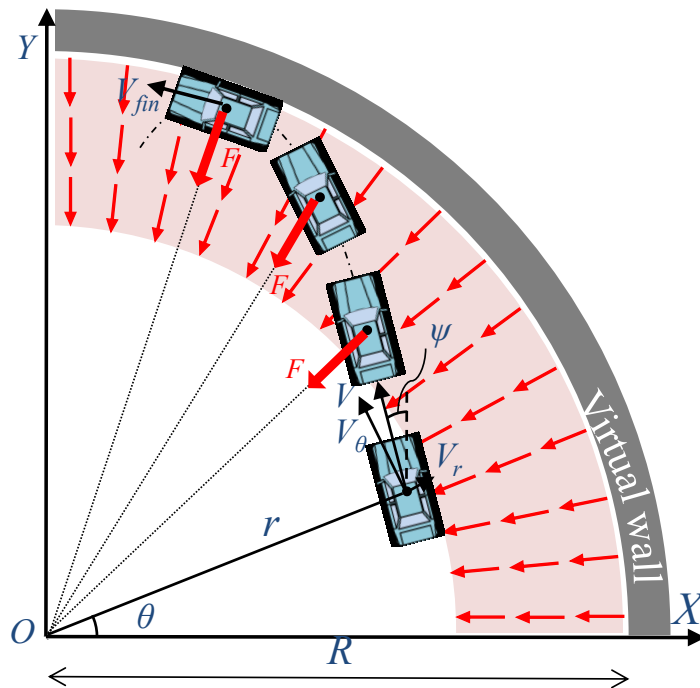


Fig. 2.3.3 Collision avoidance control in curved wall



## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

式(2.3.6)より，式(2.3.7)に示す角運動量保存の法則が成り立つ．

$$r^2\dot{\theta} = \frac{L}{m} = \text{const.} \quad (2.3.7)$$

ただし， $L$  は角運動量である．

ここで，動径方向速度を  $V_r (= \dot{r})$ ，回転方向速度を  $V_\theta$  とする． $V_\theta = r\dot{\theta}$  と表すことができるため，式(2.3.7)の角運動量保存の法則を用い，制御開始時と終了時の角運動量について式(2.3.8)が成り立つ．

$$r_0 V_{\theta 0} = r_0 V_0 \cos(\theta_0 - \psi_0) = R V_{fin} \quad (2.3.8)$$

ただし， $r_0$  は制御開始位置， $V_{\theta 0}$  は初速の回転方向成分， $V_0$  は初速， $\theta_0$  は制御開始時における原点とのなす角， $\psi_0$  は初期ヨー角， $V_{fin}$  は制御終了時における速度である．制御終了時には動径方向速度はゼロになるため，式(2.3.8)が立つ．

つぎに，図 2.3.3 の赤い網掛けのように常に中心方向へ向いた斥力場は，ポテンシャル場とみなすことができ，中心力を受け続ける間は力学的エネルギー保存の法則が成り立つ．したがって，制御開始時と終了時の力学的エネルギーについて式(2.3.9)が成り立つ．ただし，制御開始時のポテンシャルエネルギーをゼロとする．

$$\frac{1}{2} m V_0^2 = \frac{1}{2} m V_{fin}^2 + m a (R - r_0) \quad (2.3.9)$$

式(2.3.8)と式(2.3.9)を用い，制御開始位置  $r_0$  を以下のように導出する．

$$r_0^2 - \frac{2aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} r_0 + \frac{(2aR - V_0^2)R^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} = 0 \quad (2.3.10)$$

$$r_0 = \frac{aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} - \frac{aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} \sqrt{1 - \frac{(2aR - V_0^2)V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)}{a^2 R^2}} \quad (2.3.11)$$

ただし，式(2.3.10)から式(2.3.11)を導出する際，式(2.3.11)の右辺第二項は正と負の 2 つの解が導出されるが，第二項が負となる解が所望の結果を示していることが確認できたので，こちらを制御開始位置とした．

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

また，制御開始位置  $r_0$  と回避距離  $D$  の関係から，回避距離も同時に求めることができるため，式(2.3.12)に示す．

$$D = R - r_0$$

$$= R - \frac{aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} + \frac{aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} \sqrt{1 - \frac{(2aR - V_0^2)V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)}{a^2 R^2}} \quad (2.3.12)$$

以上により導出された制御開始位置の式(2.3.11)へ，逐次現在の車両情報 ( $V, \theta, \psi$ ) を代入して算出された制御開始位置  $r_0$  と車両の現在位置  $r$  を比較し続け，現在位置が制御開始位置を上回った時点で衝突回避制御開始となる．

### < 曲率半径 $R \rightarrow \infty$ での回避距離 $D$ >

本節では，仮想斥力場法というひとつの統一された制御理論に基づいて衝突回避を行う際の回避距離を直線壁と円弧壁の場面ごとに求めた．図 2.3.3 に示すように直線壁と円弧壁の導出 2 つの制御開始条件だが，元はひとつの制御理論の派生と考えることができる．したがって，円弧壁に対する回避距離の  $R$  を無限大( $R \rightarrow \infty$ )にしたとき，直線路に対する回避距離と一致すると考え，以下で式展開して検証する．

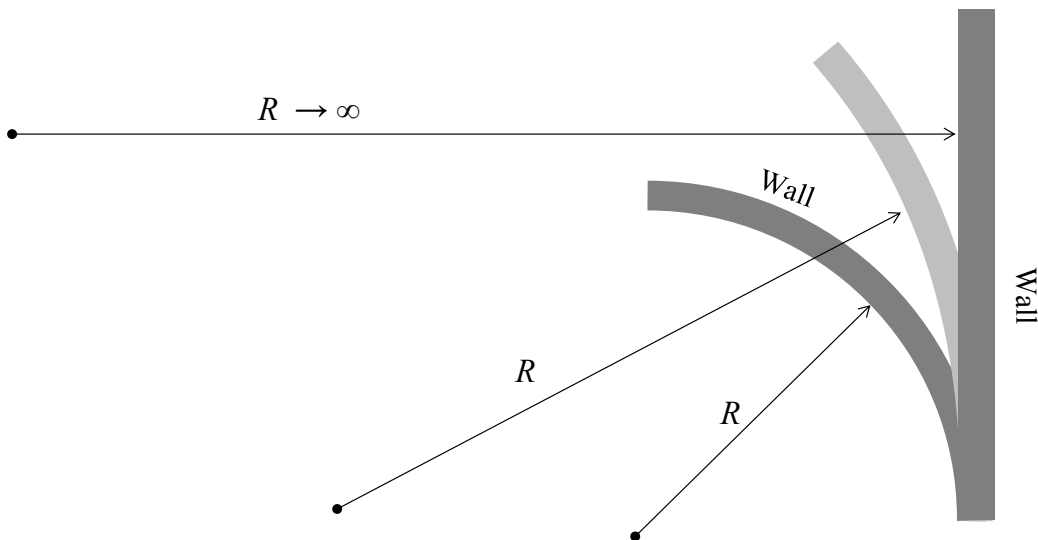


Fig. 2.3.3 Relation between curved and straight walls

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

式(2.3.12)の右辺第三項の根号内を展開するため, 次のようにテーラー展開を用いる.

$$\begin{aligned}
 D &= R - \frac{aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} + \frac{aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} \left( 1 - \frac{1}{2} \frac{(2aR - V_0^2) V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)}{a^2 R^2} \right. \\
 &\quad \left. - \frac{1}{8} \left( \frac{(2aR - V_0^2) V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)}{a^2 R^2} \right)^2 - \dots \right) \\
 &= R - R + \frac{V_0^2}{2a} - \frac{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)}{8} \frac{4a^2 R^2 - 4aR V_0^2 + V_0^4}{a^3 R^2} - \dots \\
 &= \frac{V_0^2}{2a} - \frac{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)}{8} \frac{4a^2 R^2 - 4aR V_0^2 + V_0^4}{a^3 R^2} - \dots
 \end{aligned} \tag{2.3.13}$$

ただし, テーラー展開の3次以上の項は  $R \rightarrow \infty$  とした際にゼロとなるため, ”...”と省略しているが, 近似式を用いているわけではないことに注意されたい. ここで,  $R \rightarrow \infty$  とすると, 式(2.3.14)が求まる.

$$\lim_{R \rightarrow \infty} D = \frac{V_0^2}{2a} - \frac{V_0^2 \cos^2 \psi_0}{2a} = \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0)^2}{a} \tag{2.3.14}$$

したがって, 式(2.3.4)で求めた直線壁に対する回避距離と同じ式が導かれた. 円弧壁への適用の際に仮想斥力場法という制御理論が引き継がれ, ひとつの制御理論で統一された回避距離を求めることができていることを確認できた. さらに, 回避対象が直線壁であっても, 円弧壁に対する回避距離(式(2.3.12))の一式で統一できるといえる.

## 2.4 緩和部を設けた仮想斥力場法適用時の制御開始位置の導出

「仮想斥力場法は、車両が発生し得る力の限界を考慮した大きさ一定の斥力を車両に付与する」と2.2節にて述べたが、アクチュエータの応答遅れや搭乗者へ作用する慣性力変化を考慮すると、ステップ状の加速度が立ち上がって制御するのではなく、加速度変化の緩和区間を設けることが望ましい。したがって本節では、実車両への搭載を見据え、図2.4.1に示すような斥力入力の変化量一定の緩和区間を設け、より実車両の発生し得る制御入力指令値とした。各項で、図2.4.1の制御力を入力した際の回避距離を幾何学的に導出する。

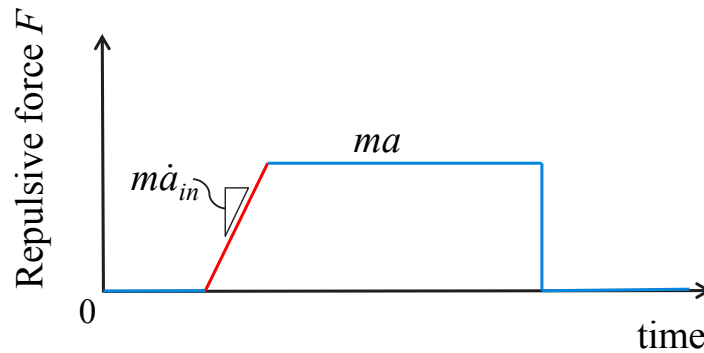


Fig. 2.4.1 Repulsive force with constant force gradient

## &lt;直線壁&gt;

図2.4.2にジャーク一定の加速度緩和区間を設けた場合の仮想斥力場法による衝突回避場面を示す。また、そのときの制御力と速度の時系列結果とG-Gダイアグラムを図2.4.3に示す。

以下で、直線壁に対する衝突回避の制御開始位置を導出する。2.3項で述べた制御開始位置の導出と考え方に大きな差異はないが、条件によっては加速度緩和区間のみで回避終了することも考えられるため、加速度緩和区間のみで回避終了するか否かで場合分けし、それぞれ回避距離を導出する。回避距離  $D$  を式(2.4.1)で定義する。

$$D = D_{tran} + D_{ste} \quad (2.4.1)$$

ただし、 $D_{tran}$  は緩和区間における壁に垂直方向の移動距離、 $D_{ste}$  は定常区間における壁に垂直方向の移動距離である。

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

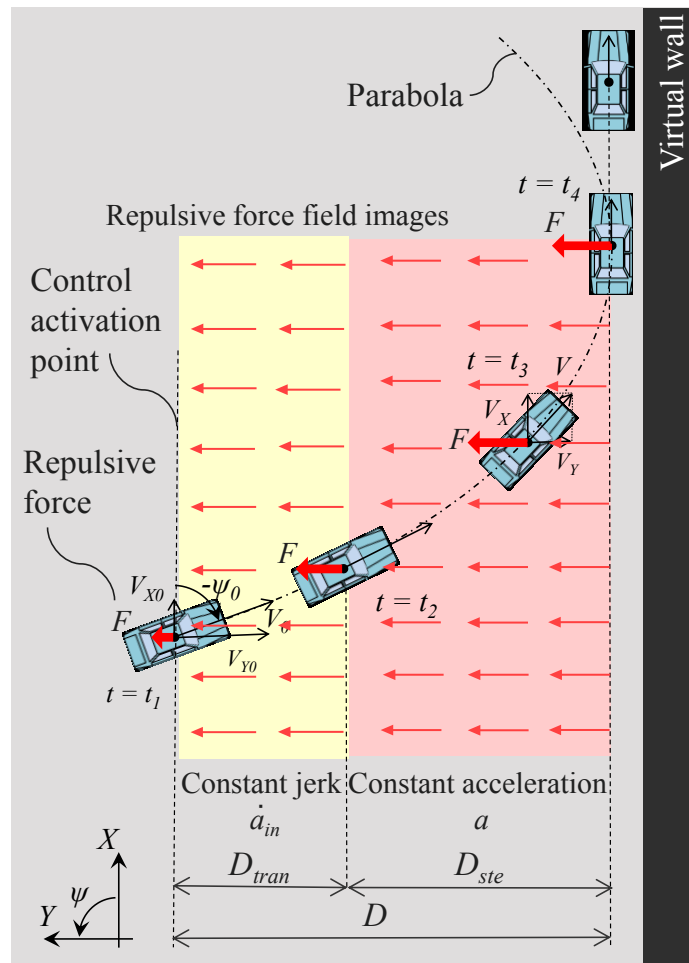


Fig. 2.4.2 Collision avoidance control with constant force gradient VRFF

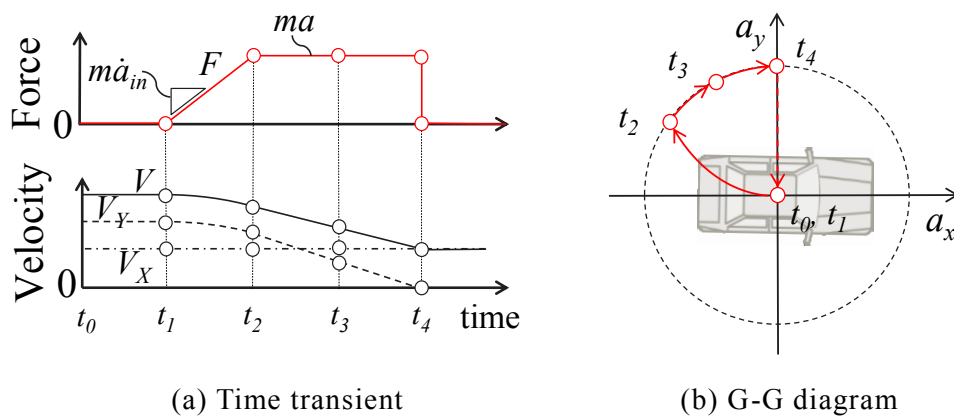


Fig. 2.4.3 Results of collision avoidance control with constant force gradient VRFF

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

＜加速度緩和区間のみで回避終了する場合＞

本条件へは、初期速度  $V_0$  が低いまたは初期ヨー角  $\psi_0$  が小さい場合に該当し、条件式は以下で導出する。2.3 項と同様、簡単な力学問題に落とし込むことが可能であり、壁と垂直方向の力学について考えると、加速度緩和区間においては次の式が成り立つ。

$$F = -m\dot{a}_{in}t \quad (2.4.2)$$

$$V_Y = V_0 \sin \psi_0 - \frac{1}{2}\dot{a}_{in}t^2 \quad (2.4.3)$$

$$D_{tran} = V_0 \sin \psi_0 \cdot t - \frac{1}{6}\dot{a}_{in}t^3 \quad (2.4.4)$$

ただし、 $\dot{a}_{in}$  は一定ジャーク値である。式(2.4.3)より、回避所要時間  $t_{fin}$  は以下のよう  
に求まる。

$$t_{fin} = \sqrt{2 \frac{V_0 \sin \psi_0}{\dot{a}_{in}}} \quad (2.4.5)$$

ここで、緩和区間の最大所要時間  $t_{tran}$  は最大加速度と一定ジャークの関係から、以下の式で決まる。

$$t_{tran} = \frac{a}{\dot{a}_{in}} \quad (2.4.6)$$

したがって、以下の式が成り立つとき、加速度緩和区間のみで回避が終了する。

$$t_{fin} \leq t_{tran} \Leftrightarrow V_0 \sin \psi_0 \leq \frac{1}{2} \frac{a^2}{\dot{a}_{in}} \quad (2.4.7)$$

式(2.4.4)、(2.4.5)より、緩和区間における回避距離は以下のよう  
に求まる。

$$D_{tran} = \frac{2}{3} V_0 \sin \psi_0 \sqrt{2 \frac{V_0 \sin \psi_0}{\dot{a}_{in}}} \quad (2.4.8)$$

加速度緩和区間のみで回避終了のため、定常区間における回避距離  $D_{ste}$  はゼロである。

したがって、式(2.4.1)に代入し回避距離を得る。

$$D = D_{tran} + D_{ste} = \frac{2}{3} V_0 \sin \psi_0 \sqrt{2 \frac{V_0 \sin \psi_0}{\dot{a}_{in}}} \quad (2.4.9)$$

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

＜定常加速度区間で回避終了する場合＞

本条件へは，初期速度が高いまたは初期ヨー角が大きい場合に該当する．式(2.4.7)より，定常加速度区間で回避終了する場合の条件式を式(2.4.10)に示す．

$$V_0 \sin \psi_0 > \frac{1}{2} \frac{a^2}{\dot{a}_{in}} \quad (2.4.10)$$

本条件における緩和区間の所要時間は式(2.4.6)に示されており，また式(2.4.3)，(2.4.4)より，加速度緩和区間での減速量  $\Delta V_Y$  と移動距離  $D_{tran}$  は以下のように求まる．

$$\Delta V_Y = \frac{1}{2} \frac{a^2}{\dot{a}_{in}} \quad (2.4.11)$$

$$D_{tran} = \frac{V_0 \sin \psi_0 a}{\dot{a}_{in}} - \frac{1}{6} \frac{a^3}{\dot{a}_{in}^2} \quad (2.4.12)$$

式(2.4.11)，(2.4.12)を踏まえた加速度定常区間の運動方程式を以下に示す．

$$F = -ma \quad (2.4.13)$$

$$V_Y = V_0 \sin \psi_0 - \frac{1}{2} \frac{a^2}{\dot{a}_{in}} - at \quad (2.4.14)$$

$$D_{ste} = \left( V_0 \sin \psi_0 - \frac{1}{2} \frac{a^2}{\dot{a}_{in}} \right) t - \frac{1}{2} at^2 \quad (2.4.15)$$

ここで，式(2.4.14)において  $V_Y = 0$  とすることで，定常区間の所要時間  $t_{ste}$  は以下の式で求めることができる．

$$t_{ste} = \frac{V_0 \sin \psi_0}{a} - \frac{1}{2} \frac{a}{\dot{a}_{in}} \quad (2.4.16)$$

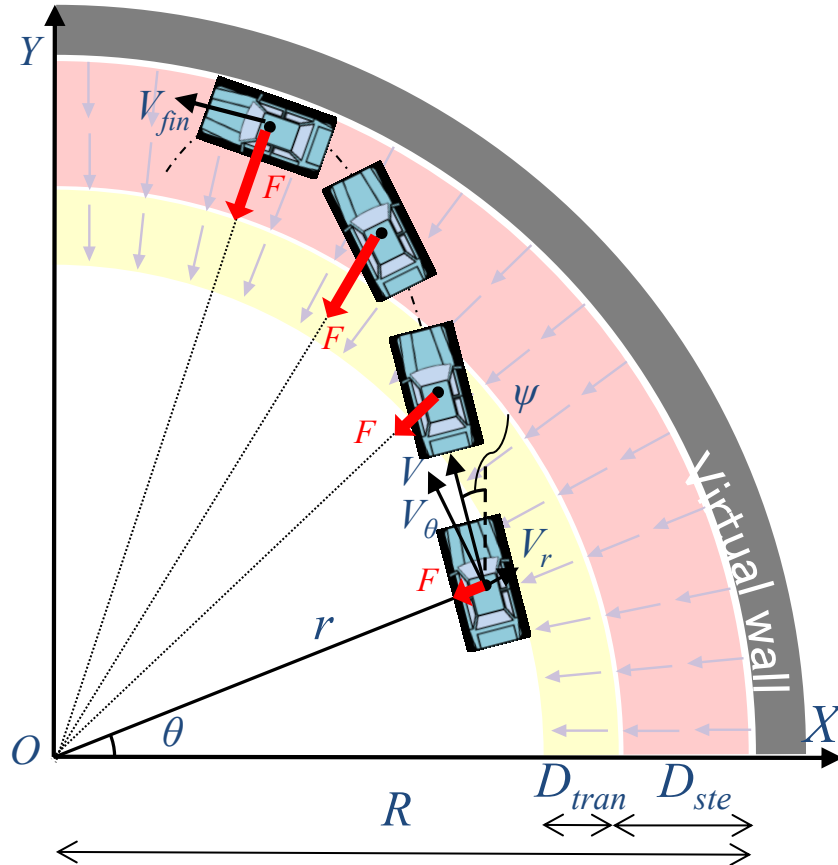
したがって，定常区間での移動距離  $D_{ste}$  は，式(2.4.15)，(2.4.16)より求められ，式(2.4.1)を用いて回避距離を得る．

$$D_{ste} = \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0)^2}{a} - \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0) a}{\dot{a}_{in}} + \frac{1}{8} \frac{a^3}{\dot{a}_{in}^2} \quad (2.4.17)$$

$$D = D_{tran} + D_{ste} = \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0)^2}{a} + \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0) a}{\dot{a}_{in}} - \frac{1}{24} \frac{a^3}{\dot{a}_{in}^2} \quad (2.4.18)$$

## &lt;円弧壁 (R 一定) &gt;

図 2.4.4 に本項で対象とする，ジャーク一定の加速度緩和区間を設けた場合の曲率半径  $R$  一定円弧壁に対する衝突回避場面を示す．2.3.2 項同様，円弧壁に対して車両は仮想斥力場により原点方向への斥力を受ける．



**Fig. 2.4.4** Collision avoidance control with constant force gradient VRFF in curved wall

図 2.4.4 のように車両は，図 2.4.1 の制御力をカーブ中心方向（中心力）に受け，衝突回避する．以下で，曲率半径  $R$  の円弧壁に対する衝突回避の制御開始位置を導出する．このとき 2.3.2 項同様，角運動量保存の法則と力学的エネルギー保存の法則からアプローチする．制御開始時刻を  $t_1$ ，緩和区間の終了時刻（定常区間の開始時刻）を  $t_2$ ，制御終了時刻を  $t_3$  とし，各時刻について 2 つの保存則を立式する．ここで，回避距離  $D$  を式(2.4.19)で定義する．



## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

$$D = D_{tran} + D_{ste} \quad (2.4.19)$$

ただし,  $D_{tran}$  は緩和区間における動径方向の移動距離,  $D_{ste}$  は定常区間における動径方向の移動距離である.

まず, 角運動量保存について述べる. 制御力が時間変化した場合にも, 中心力を受ける物体の角運動量は保存する. 各時刻  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  における角運動量をそれぞれ  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_3$  とすると, 式(2.4.20)が成り立つ.

$$L_1 = L_2 = L_3 \quad (2.4.20)$$

$$L_1 = mr_0 V_{\theta 0} = mr_0 V_0 \cos(\theta_0 - \psi_0) \quad \langle t = t_1 \rangle \quad (2.4.21)$$

$$L_2 = m(r_0 + D_{tran}) V_{\theta j} = m(r_0 + D_{tran}) V_j \cos(\theta_j - \psi_j) \quad \langle t = t_2 \rangle \quad (2.4.22)$$

$$L_3 = m(r_0 + D_{tran} + D_{ste}) V_{fin} = mR V_{fin} \quad \langle t = t_3 \rangle \quad (2.4.23)$$

ただし,  $V_j$  は緩和区間終了時における速度,  $V_{\theta j}$  は緩和区間終了時における速度の回転方向成分,  $\theta_j$  は緩和区間終了時における原点とのなす角,  $\psi_j$  は緩和区間終了時におけるヨー角である.

つぎに, 力学的エネルギーについて述べる. 制御力が時間変化した場合にも, 制御力が原点方向へ向かう仮想斥力場はポテンシャル場とみなすことができ, 力学的エネルギーは保存する. したがって, 各時刻  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  における力学的エネルギーをそれぞれ  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $E_3$  とすると, 式(2.4.24)が成り立つ. ただし, 制御開始時のポテンシャルエネルギーをゼロとする.

$$E_1 = E_2 = E_3 \quad (2.4.24)$$

$$E_1 = \frac{1}{2} m V_0^2 \quad \langle t = t_1 \rangle \quad (2.4.25)$$

$$E_2 = \frac{1}{2} m V_j^2 + m \int_0^{D_{tran}} \dot{a}_{in} t dr \quad \langle t = t_2 \rangle \quad (2.4.26)$$

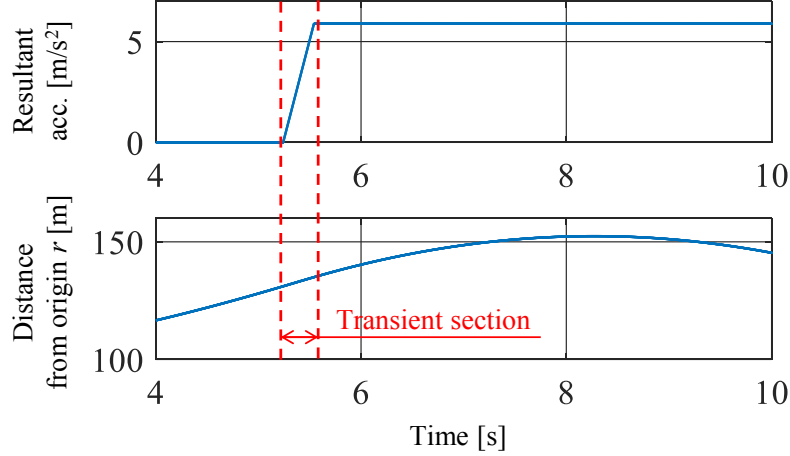
$$E_3 = \frac{1}{2} m V_{fin}^2 + m \int_0^{D_{tran}} \dot{a}_{in} t dr + m D_{ste} a \quad \langle t = t_3 \rangle \quad (2.4.27)$$

式(2.4.26)の第二項は緩和区間のポテンシャルエネルギーを示し, 以下のように展開できる.

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

$$m \int_0^{D_{tran}} \dot{a}_{in} t dr = m \int_0^{t_2-t_1} \dot{a}_{in} t \frac{dr}{dt} dt \quad (2.4.28)$$

ここで，図 2.4.5 に加速度緩和区間を設けた仮想斥力場法による円弧壁の衝突回避結果の一部を示す．



**Fig. 2.4.5** Part of collision avoidance control result  
with constant force gradient VRFF in curved wall

式(2.4.28)の  $dr/dt$  は動径方向の速度を表すが，図 2.4.5 より，緩和区間においては原点からの距離  $r$  の変化がおおむね一定であることがわかる．他の条件でも同様の傾向を示すことを確認し，式(2.4.29) のように緩和区間における  $dr/dt$  は初期値一定と近似する．

$$\frac{dr}{dt} = \text{const.} = V_0 \sin(\theta_0 - \psi_0) \quad (2.4.29)$$

また，式(2.4.29)を時間積分することで，緩和区間における動径方向の移動距離  $D_{tran}$  は次式で求まる．

$$D_{tran} = \frac{a V_0 \sin(\theta_0 - \psi_0)}{\dot{a}_{in}} \quad (2.4.30)$$

式(2.4.20)～(2.4.30)を用い，制御開始位置  $r_0$  を以下のように導出する．

$$r_0^2 = \frac{2aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} r_0 + \frac{R^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} \left( 2aR - V_0^2 - \frac{a^2 V_0 \sin(\theta_0 - \psi_0)}{\dot{a}_{in}} \right) = 0 \quad (2.4.31)$$

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

$$r_0 = \frac{aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} - \frac{1}{V_0 \cos(\theta_0 - \psi_0)} \sqrt{\frac{a^2 R^4}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} - \left( 2aR - V_0^2 - \frac{a^2 V_0 \sin(\theta_0 - \psi_0)}{\dot{a}_{in}} \right) R^2} \quad (2.4.32)$$

ただし、式(2.4.31)から式(2.4.32)を導出する際、式(2.4.32)の右辺第二項は正と負の 2 つの解が導出されるが、第二項が負となる解が所望の結果を示していることが確認できたので、こちらを制御開始位置とした。

2.3.2 項で導出した制御開始位置(式(2.3.13))と式(2.4.32)を比較すると、加速度緩和区間を設けることによる制御開始位置の変化は根号内の第四項のみであることがわかる。

式(2.4.29)において導出のための近似を行ったため、厳密解ではないが、以上により加速度緩和区間を考慮した仮想斥力場法による円弧壁に対する制御開始位置を求めることができた。導出された制御開始位置(式(2.4.32))へ、逐次現在の車両情報 ( $V, \theta, \psi$ ) を代入して算出された制御開始位置  $r_0$  と車両の現在位置  $r$  を比較し続け、現在位置が制御開始位置を上回った時点で衝突回避制御開始となる。

< 曲率半径  $R \rightarrow \infty$  での回避距離  $D$  >

制御開始位置  $r_0$  と回避距離  $D$  の関係から、式(2.4.32)を用いて回避距離を求めることができ、式(2.4.33)にそれを示す。

$$\begin{aligned} D &= R - r_0 \\ &= R - \frac{aR^2}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} + \frac{1}{V_0 \cos(\theta_0 - \psi_0)} \sqrt{\frac{a^2 R^4}{V_0^2 \cos^2(\theta_0 - \psi_0)} - \left( 2aR - V_0^2 - \frac{a^2 V_0 \sin(\theta_0 - \psi_0)}{\dot{a}_{in}} \right) R^2} \end{aligned} \quad (2.4.33)$$

2.3.2 項で述べたように、仮想斥力場法による円弧壁に対する回避距離の厳密解を求めることができれば、曲率半径  $R$  を無限大( $R \rightarrow \infty$ )にしたとき、直線壁に対する回避距離(式(2.4.18))と同一の式を導くことができるが、本項では近似を用いたため、その

## 2. 仮想斥力場法による衝突回避制御手法

影響の確認の目的も含め、式(2.4.33)の  $R \rightarrow \infty$  における回避距離を求めると式(2.4.34)が導かれた。

$$\lim_{R \rightarrow \infty} D = \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0)^2}{a} + \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0)a}{\dot{a}_{in}} \quad (2.4.34)$$

ここで、加速度緩和区間を考慮した仮想斥力場法による直線壁に対する回避距離(式(2.4.18))を再掲する。

$$D = \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0)^2}{a} + \frac{1}{2} \frac{(V_0 \sin \psi_0)a}{\dot{a}} - \frac{1}{24} \frac{a^3}{\dot{a}^2} \quad (2.4.18)$$

式(2.4.34)と(2.4.18)を比較すると、相違点は第三項の有無であることがわかる。例として一般的な AEB のパラメータ ( $\dot{a}_{in} \geq 1.2 \text{ m/s}^3$ ,  $a \geq 0.6 \text{ m/s}^2$ ) を用いて式(2.4.18)の第三項を計算すると、 $-0.063 \text{ m}$  と小さいことがわかる。また、初期速度が高い場合などは第一・二項に埋もれ、近似による誤差はより比較的小さくなる。したがって、 $R \rightarrow \infty$  における回避距離は、直線壁に対する回避距離とわずかな誤差が確認されたが、その影響は小さいと言える。

### 2.5 まとめ

本章では、衝突回避制御コンセプトの仮想斥力場法の考え方を示し、質点モデルを用いて制御開始位置（回避距離）導出の定式化を試みた。

仮想斥力場法は、車両が発生し得る力の限界を考慮し、車両に対して仮想的な斥力を仮想壁面から垂直方向に付与する。このため、力学法則に基づき理解が容易かつ、一貫した制御理論により減速と旋回のシームレスに統合した衝突回避制御を可能とする。また、車両軌道や制御開始位置を幾何学的に導出できること、直線のみならず、円弧状の円弧壁などにも応用可能なこと、直線壁については回避距離を最短にできることなどの特徴を示した。

また、仮想斥力場法に関して質点モデルを用いることによって、直線や円弧の仮想壁に対する制御開始位置を定式化した。いずれの場合においても、初速と仮想壁に対する角度によって、制御開始位置を代数的に算出できること、同一の式で円弧壁と直線壁に対する制御開始位置を求められることから、本理論が直線とカーブを統一的に取り扱えることを示した。

さらに、アクチュエータの応答遅れや搭乗者へ作用する慣性力変化を鑑みて、加速度変化の緩和区間を設けることを試みた。質点モデルによる定式化によって、斥力入力の変化量一定の緩和区間を設けても、回避距離を幾何学的に導出できることを示した。本ケースにおいても、円弧壁と直線壁に対する制御開始位置を同一式で算出できることを示した。

## 第3章

### 質点モデルによる経路算出と回避性能分析

---

#### 3.1 はじめに

本章では、第2章で定式化した制御開始位置に関して、他の衝突回避方式と比較しながらその有効性を検証する。比較方式として、ステアリング操舵のみによる衝突回避を想定した「横力回避」と、ブレーキ操作のみによる衝突回避を想定した「前後力回避」を取り上げる。3.2節において直線壁に対する障害物回避の有効性を検証する。3.3節において円弧壁に対する障害物回避の有効性を検証する。

#### 3.2 直線壁に対する衝突回避

##### <他の回避方式との回避距離の比較>

代表的な衝突回避方式として、前後力回避と横力回避をそれぞれ直線壁に対して行った際の回避距離を求め、前章で導出した斥力回避（前後力と横力の複合）の回避距離との比較を行う。

まず前後力回避での回避距離を求める。前後力回避は実車両では制動のみによる衝突回避であり、既存の運転支援システムであれば衝突被害軽減ブレーキ(AEB)に相当する。斥力回避と同様に、図2.3.1の制御力が前後力としてのみ付与されとすると、運動方程式を解くことにより前後力回避での回避距離  $D_{longi}$  は式(3.2.1)で求めることができる。

$$D_{longi} = \frac{1}{2} \frac{V_0^2}{a} \sin^2 \psi_0 \quad (3.2.1)$$

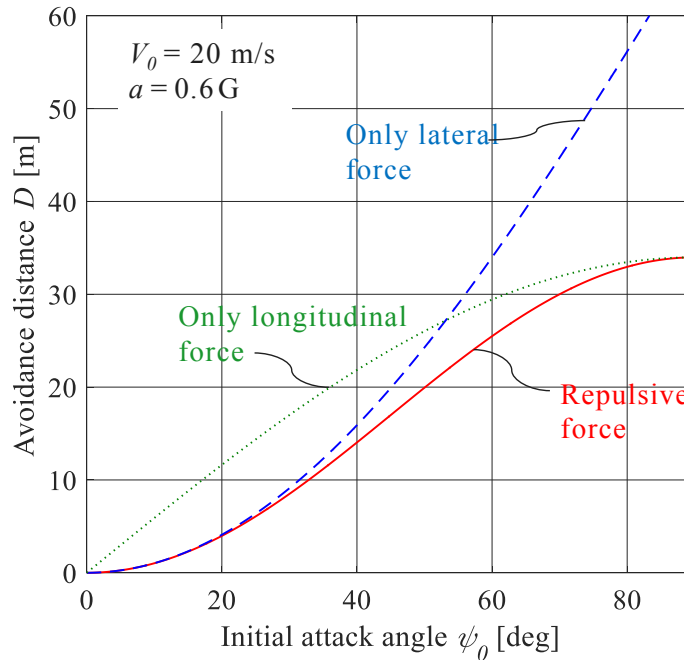
つぎに横力回避での回避距離を求める。横力回避は実車両では操舵のみによる衝突回避であり、既存の運転支援システムであればステアリング制御による車線維持支援

### 3. 質点モデルによる経路算出と回避性能分析

システム(LKAS)や車線逸脱防止支援システム(LDPS)に相当する．図 2.3.1 の制御力が横力のみとして付与されるとすると，車両は制御開始とともに定常円旋回を始め，回避終了まで一定半径  $R$  で旋回を続ける．これを幾何学的に考えると，横力回避での回避距離  $D_{lat}$  は式(3.2.2)で求めることができる．

$$D_{lat} = \frac{V_0^2}{a} (1 - \cos \psi_0) \quad (3.2.2)$$

式(2.2.4)から式(2.2.6)で求めた，それぞれの回避方式での初期進入角度  $\psi_0$  に対する回避距離を図 2.3.2 に示す．初速  $V_0$  は 20 m/s, 制御入力パラメータ  $a$  は 0.6 G とした．



**Fig. 3.2.1** Relationship between avoidance distance and initial attack angle

図 3.2.1 は横軸が直線壁に対する初期進入角度であり，0 deg 付近は車両が直線壁とほとんど平行に進入することを意味し，壁に垂直方向の速度成分は小さく，すべての回避方式でも回避距離は短い結果を示す．反対に，初期進入角度が 90 deg 付近は車両が直線壁へ垂直に進入し，初速のほとんどが壁に垂直方向の速度成分であり，回避距離が長くなる．初期進入角度が小さい領域では，横力回避の回避距離が短く優位性を示し，大きい領域では前後力回避が優位性を示す．前後力回避と横力回避の 2 方式そ

### 3. 質点モデルによる経路算出と回避性能分析

それぞれの回避性能を持ち合わせ、斥力回避はすべての初期進入角度において回避距離が短く、最も回避性能が高いことがわかる。

#### <定常円旋回からの回避制御>

図 3.2.2 は定常円旋回から直線の仮想壁に接近するときの回避制御例である。旋回半径  $R=150\text{m}$ 、速度  $V_0=20\text{m/s}$ 、旋回中心  $C(0,122.7)$  で走行するとき、横加速度  $a=2.7\text{m/s}^2$  で旋回することになる。車両が X 軸上に仮想壁を想定すると、制御開始位置は式(2.3.4)で求めることができ、 $D=16.7\text{m}$  と算出される。

制御開始位置  $P_0(106.1, 16.7)$  からは、加速度  $a=6\text{m/s}^2$  相当の Y 軸方向斥力を受けて回避制御が実行され、X 軸に接した地点  $P_I(72.7, 0)$  で制御終了となる。このように、仮想斥力場の考え方を利用すれば、斥力方向の速度成分のみを考慮することで幾何学的に制御開始位置を求めることができる。

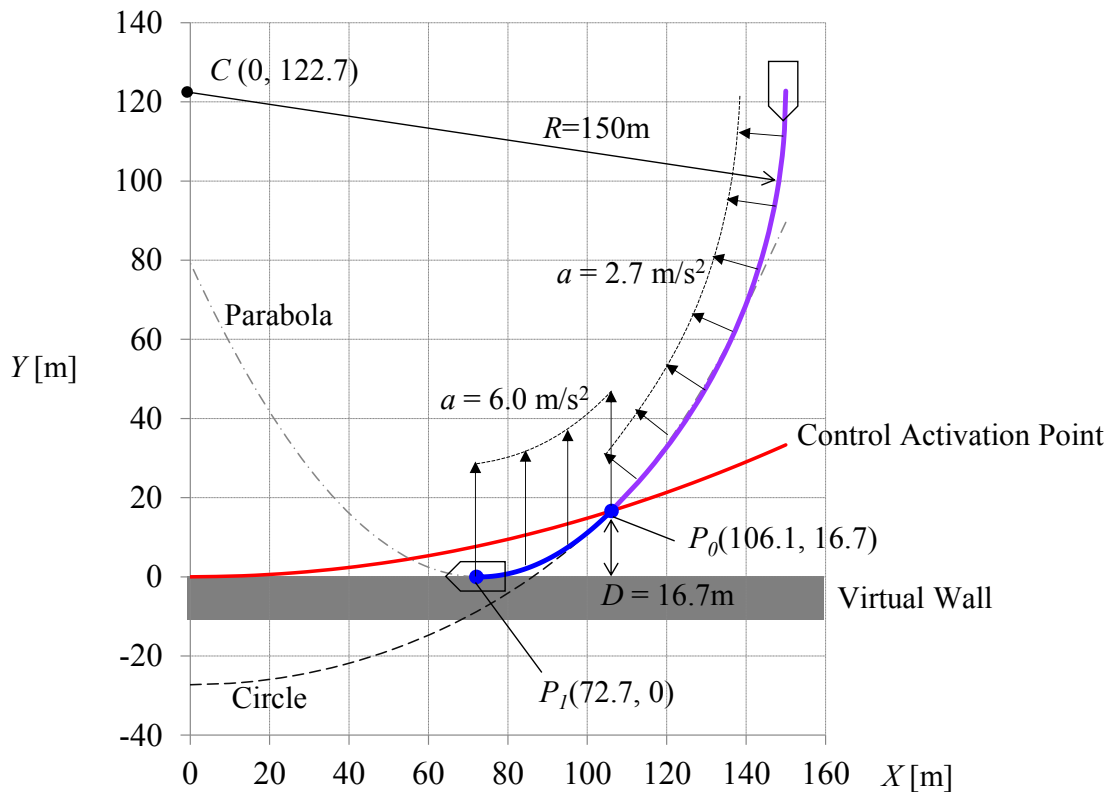


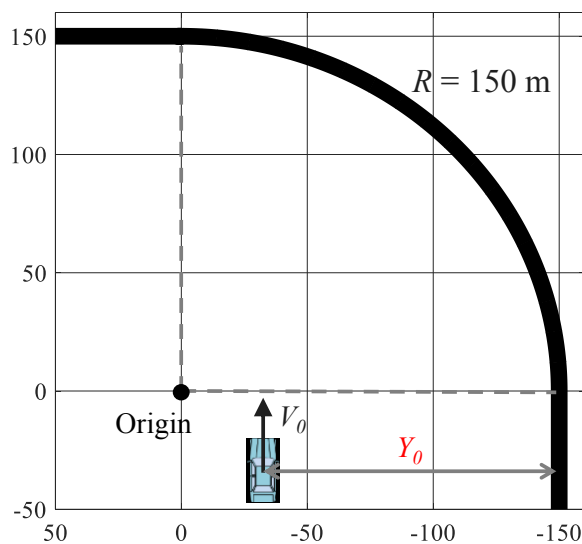
Fig. 3.2.2 Collision avoidance trajectory after circular turning condition



### 3.3 円弧壁に対する衝突回避

#### <円弧壁に対する衝突回避の制御開始位置の傾向確認>

導出された式(2.3.13)の制御開始位置の概形や、パラメータ変化に対してどのような傾向を示すかを確認するため、以下にて制御開始位置を描画する。図 3.3.1 に制御開始位置の傾向確認に使用する円弧壁、表 3.3.1 に使用するパラメータセットを示す。初期横位置  $Y_0$  と初速  $V_0$  をそれぞれ変化させ、全条件での制御開始位置を描画する。図 3.3.2 に結果を示す。

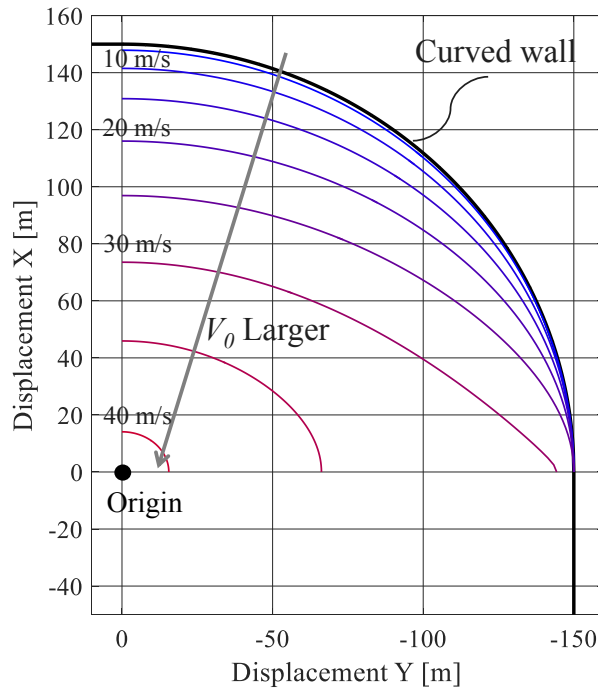


**Fig. 3.3.1** Curved wall ( $R = 150$  m)

**Table 3.3.1** Parameters set for tendency confirmation of control activation point

Parameters	Unit	Value
Controlled acceleration $a$	G	0.6
Initial yaw angle $\psi_0$	deg	0
Initial velocity $V_0$	m/s	5 ~ 40 (5 increments)
Initial lateral offset $Y_0$	m	0 ~ 150

### 3. 質点モデルによる経路算出と回避性能分析



**Fig. 3.3.2** Tendency of control activation point for curved wall

図 3.3.2 より，速度が高くなるに従い制御開始位置が原点方向へシフトし，より早い段階から制御開始する必要があることがわかる． $Y = 0$  m 付近から進入する際には初速のほとんどが衝突方向速度となるため，同じ初速でも制御開始位置  $r_0$  は短くなる傾向にある．またこのとき制御力は主に減速方向に働く．また， $Y = -150$  m 付近からの進入では，衝突方向速度は小さいため，制御開始位置  $r_0$  は大きくなる傾向にある．またこのとき制御力は主に旋回方向に働く．さらに， $30$  m/s 以上の初速では，初期横位置によっては制御開始位置が描けていない領域を確認できる．この制御開始位置が描けていない領域は，制御介入しても回避が間に合わないことを意味する．ただし，この領域が発生してしまう条件は，円弧壁を設定制御力で定常円旋回できる限界速度よりも高速の初期速度のとき， $V_0 > \sqrt{aR}$  である．本条件において式(3.3.1)を満たす初期速度は  $29.7$  m/s である．このような円弧壁の半径に対し極めて高速の初期速度条件の場合はカーブ進入以前からの減速が必要であり，本研究では対象外とする．

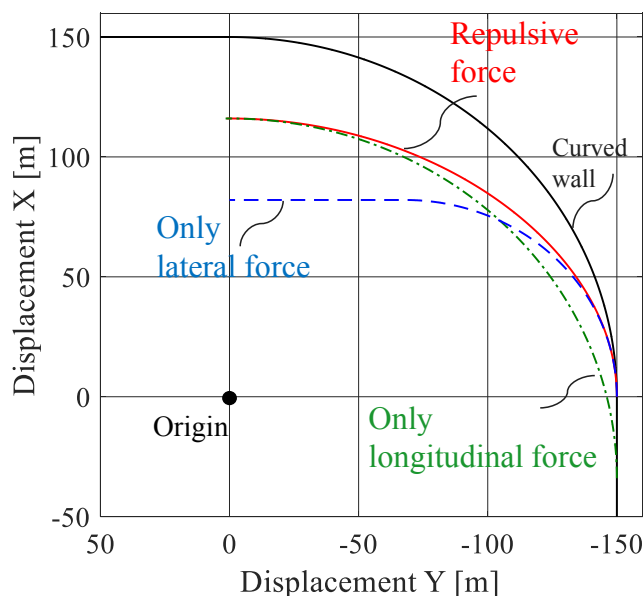
### 3. 質点モデルによる経路算出と回避性能分析

#### <他の回避方式との回避距離の比較>

代表的な衝突回避方式として前後力回避と横力回避をそれぞれ円弧壁に対して行った際の制御開始位置を求め、上記で導出した斥力回避の制御開始位置との比較を行う。図 2.3.4 の円弧壁を比較に用い、すべての制御方式において図 2.3.1 に示した制御力とする。直線壁に対する回避距離導出の際、他の回避方式の説明は記述したため割愛するが、前後力回避に関しては制動距離だけ円弧壁からオフセットした曲線が制御開始位置である。また、横力回避は制御開始とともに定常円旋回を開始することを踏まえ、幾何学的に描くことができる。各制御方式の制御開始位置比較に用いるパラメータセットを表 3.3.2 に示す。また、比較の結果を図 3.3.3 に示す。

**Table 3.3.2** Parameters set for comparison with other avoidance methods

Parameters	Unit	Value
Controlled acceleration $a$	G	0.6
Initial yaw angle $\psi_0$	deg	0
Initial velocity $V_0$	m/s	20
Initial lateral offset $Y_0$	m	0 ~ 150



**Fig. 3.3.3** Results of control activation point comparison

### 3. 質点モデルによる経路算出と回避性能分析

図 3.3.3 より，比較した 3 つの回避方式のなかで，斥力回避がすべての進入初期位置で回避距離が短く，回避性能が高いことがわかる． $Y = 0$  m 付近から進入する際には，横力回避よりも衝突方向の速度成分をより直接的に打ち消すことができる前後力が優位性を示すが，斥力回避も同様の働きをし，前後力回避と同等以上の回避性能を示す．また， $Y = -150$  m 付近からの進入においても斥力回避は，高い回避性能を示す横力回避と同等以上の回避性能を示す．以上より，斥力回避がすべての進入初期位置において最も回避性能が高く，図 3.2.1 の直線壁に対する回避距離と同様の関係性を示した．

#### <近似に伴う制御開始位置の誤差の確認>

ここでは， $R$  が無限大ではなくある有限値を持つ際の制御開始位置の傾向を確認し，質点モデルシミュレーション結果を厳密解としてそれと比較し，式導出の際の近似による誤差影響を検証する．検証に用いる条件を表 3.3.3 に示す．また，図 3.3.1 と同様の円弧壁( $R$  は変化させる)を使用する．

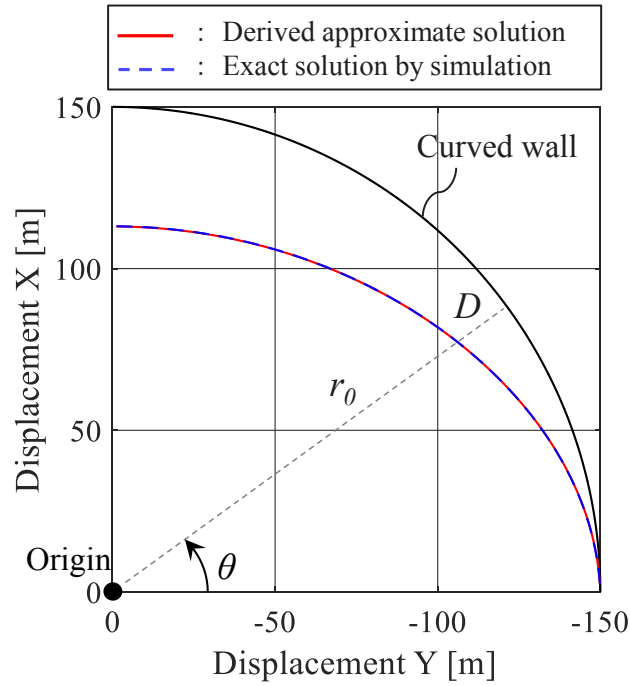
**Table 3.3.3** Simulation condition for verification of error by approximation

Parameters	Unit	Value
Curvature radius $R$	m	150, 250
Controlled acceleration $a$	G	0.6
Constant jerk $\dot{a}_{in}$	G/s	1.0, 2.0
Initial yaw angle $\psi_0$	deg	0
Initial velocity $V_0$	m/s	10, 20, (30)
Initial lateral offset $Y_0$	m	0 ~ 150

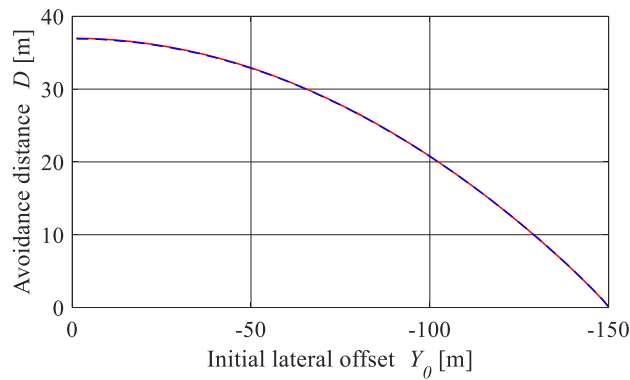
表 3.3.3 において赤字となっている曲率半径  $R$ ，一定ジャーク値  $\dot{a}_{in}$ ，初期速度  $V_0$  をそれぞれ変化させ，シミュレーションを行う．ただし，初期速度 30 m/s は曲率半径が 250 m のときのみの条件とする．全初期横位置に対する制御開始位置を結び，シミュレーションコース上に描画する．図 3.3.4 に，ひとつのパラメータセット( $R = 150$  m， $\dot{a}_{in} = 2.0$  m/s<sup>3</sup>， $V_0 = 20$  m/s)での結果を示す．また，初期横位置に対する回避距離  $D$  の関係を図 3.3.5 に示す．

### 3. 質点モデルによる経路算出と回避性能分析

図 3.3.4, 図 3.3.5 より, 本項で導出した制御開始位置の近似解は, シミュレーションで解析的に求めた厳密解とおおむね一致しており, 近似による誤差はほとんどないように見える. そこで, 図 3.3.5 の初期横位置に対する 2 つの回避距離の差分(厳密解から近似解を引いた誤差)を図 3.3.6 に示す.

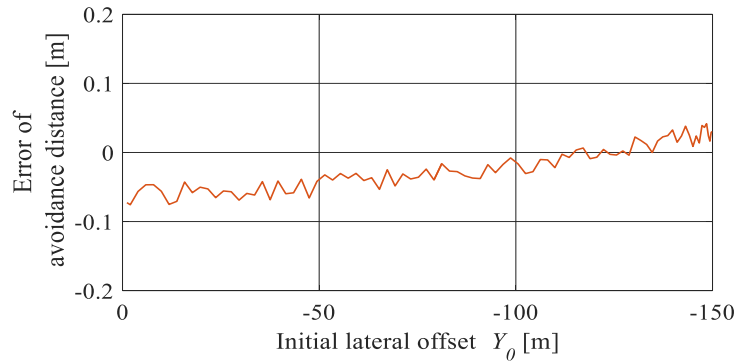


**Fig. 3.3.4** Approximated and exact avoidance distance with constant force gradient VRFF



**Fig. 3.3.5** Approximated and exact avoidance distance with respect to initial lateral offset

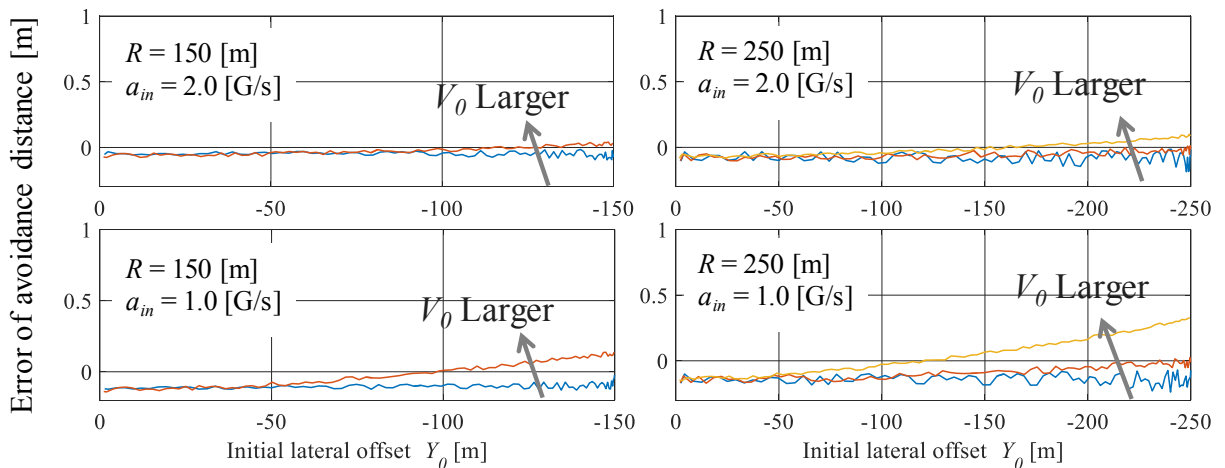
### 3. 質点モデルによる経路算出と回避性能分析



**Fig. 3.3.6** Error between approximated and exact avoidance distance

図 3.3.6 より，本条件において誤差は $\pm 0.1$  m の範囲に収まっており，十分小さいことが確認できる．図 3.3.6 の値が振動的になっているのは，厳密解の導出方法に起因する．離散時間シミュレーションにより解析的に求めているため，算出に用いた条件式に時刻  $t$  で合致するか， $t + dt$  で合致するかによって若干の誤差が生じてしまう．

つぎに，表 3.3.3 に示した全パラメータセットでの，図 2.4.8 同様の厳密解と近似解の差分を図 3.3.7 に示す．図 3.3.7 より，今回想定した全条件において大きな誤差は生じていないことが確認できる．初期速度が高い，または一定ジャーク値が小さいと誤差は大きく生じる傾向にあるが，小さい範囲に収まっていると考え，第 4 章にて車両モデルシミュレーションへ拡張し，導出した制御開始位置の有用性を検証する．



**Fig. 3.3.7** Error between approximate and exact avoidance distance under all condition

#### 3.4 まとめ

本章では、第2章で定式化した制御開始位置に関して、他の衝突回避方式と比較しながらその有効性を検証した。初速と仮想壁に対する進入角によって、制御開始位置を求められることを数値的に示した。同時に、ステアリング操舵のみによる衝突回避を想定した「横力回避」と、ブレーキ操作のみによる衝突回避を想定した「前後力回避」の方式と比較することで、衝突回避の優位性を示した。

直線壁に対する回避制御に関しては、進入角度をほぼ平行から垂直まで変化させて解析した。その結果、全ての進入角に対して斥力回避が、横力回避と前後力回避よりも回避距離が短くなることを示した。進入角度が平行付近では、斥力回避と横力回避が前後力回避よりも優位性が高く、垂直付近では、斥力回避と前後力回避が横力回避よりも優位性が高い。進入角度  $45 \sim 60\text{deg}$  では、斥力回避が他の2方式に対して高い優位性を示した。

円弧壁に対する回避制御に関しては、同一円弧に対して進入する横位置を半径方向に移動することで進入角度を変化させた。その結果、全ての進入位置（進入角度）に対して斥力回避が、横力回避と前後力回避よりも回避距離が短くなることを示した。直線壁に対する回避結果と同様に、進入角度が平行付近では、斥力回避と横力回避が前後力回避よりも優位性が高く、垂直付近では、斥力回避と前後力回避が横力回避よりも優位性が高い傾向を示した。さらに、制御加速度緩和区間を考慮した場合、円弧壁に対する回避距離導出には近似を用いたため、その近似による回避距離誤差の解析を行い、十分小さい誤差であることを確認した。

## 第 4 章

### 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

#### 4.1 はじめに

本章では，4.2 節において仮想斥力場法に基づく衝突回避制御アルゴリズムの概要について述べる．4.3 節において仮想斥力場により生成された目標加速度を実現させるための目標加速度追従制御系の設計について述べる．4.4 節においてシミュレーションモデルとして用いる四輪非線形車両モデルについて述べる．4.5 節において仮想斥力場法に基づく直線壁に対する衝突回避制御シミュレーションを行う．4.6 節において仮想斥力場法に基づく曲率半径一定円弧壁に対する衝突回避制御シミュレーションを行う．

#### 4.2 衝突回避制御アルゴリズム

仮想斥力場法に基づく車両運動制御は図 4.2.1 に示すフローのもと行われる．

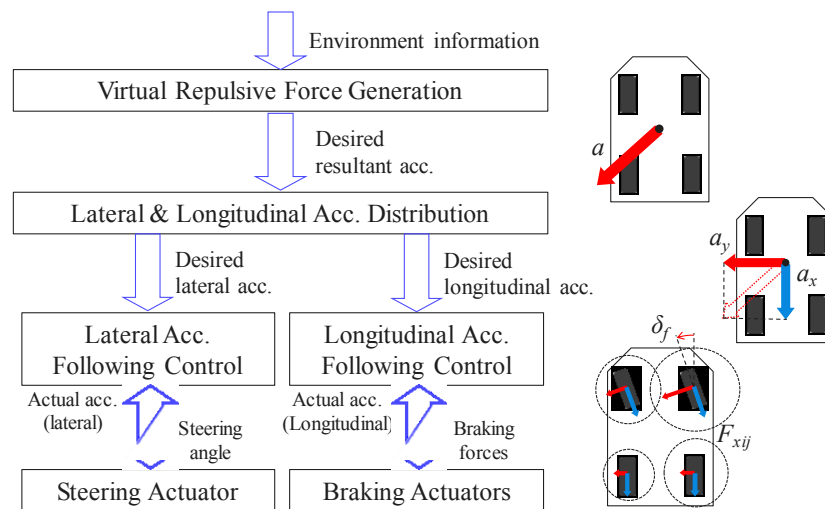


Fig. 4.2.1 Collision avoidance control algorithm



## 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

### <第1・2層>上位層／仮想斥力生成

第1層では、車両を質点と仮定した際の仮想斥力場による回避距離から障害物に対する仮想レーンを生成し、センシングにより仮想レーンへの進入と同時に仮想壁からの斥力を生成する。また第2層では、第1層で生成した仮想斥力を車両のヨー角に応じて目標前後加速度・横加速度を算出する。

### <第3・4層>下位層／目標加速度追従制御系

目標前後横加速度に対してそれぞれ制御器を構築し、各アクチュエータに指令を与える。ここで、第3・4層間では双方向に情報のやり取りがあり、下層から上層へは実加速度をフィードバックする。そして、上層は下層の情報に基づく目標達成度に応じて指令値を再計算する。次節でその詳細について述べる。

## 4.3 目標加速度追従制御系の設計

図4.2.1の下位層にあたる車両運動制御部の概要を図4.3.1に示す。車両に対するそれぞれ目標前後・横加速度への追従制御系を構築した。本章ではまず、制御器設計のための車両モデルについて述べた後、各制御器の設計について述べる。

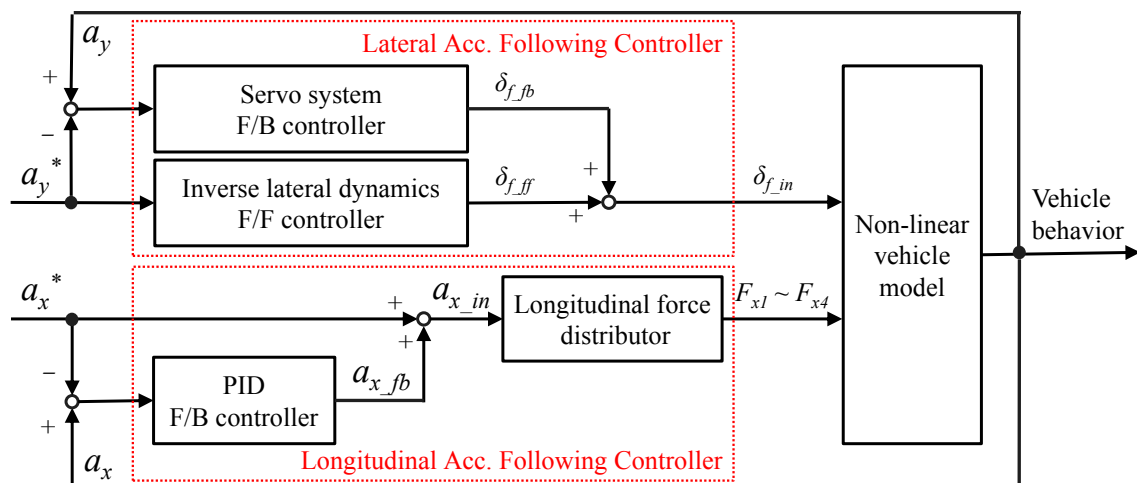


Fig. 4.3.1 Vehicle dynamics controller

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

##### <制御系設計のための線形車両モデル>

車両運動は、各所に非線形な特性をもつが、制御器設計のための車両モデル構築の際は近似的に線形化した。線形化を行うにあたり、本研究では、図 4.3.2 に示すような線形 2 自由度等価二輪モデルを用いる。線形車両モデルの運動方程式は、横方向は式(4.3.1)で、ヨー回転方向は式(4.3.2)で表される。

$$mV(\dot{\beta} + r) = -2C_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} r - \delta_f \right) - 2C_r \left( \beta - \frac{l_r}{V} r \right) \quad (4.3.1)$$

$$I_z \dot{r} = -2C_f \left( \beta + \frac{l_f}{V} r - \delta_f \right) l_f + 2C_r \left( \beta - \frac{l_r}{V} r \right) l_r \quad (4.3.2)$$

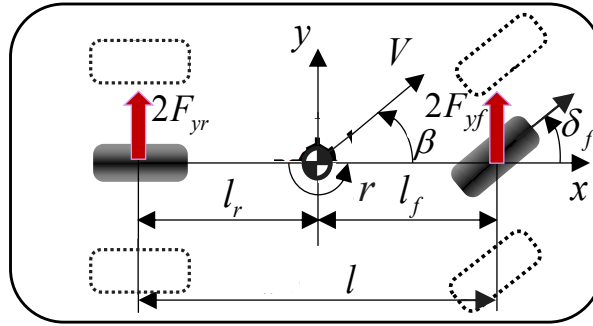


Fig. 4.3.2 Bicycle model

ただし、 $F_{yf}$ ,  $F_{yr}$  はそれぞれ前輪、後輪の横力、 $m$  は車体質量、 $r$  はヨーレート、 $\beta$  は車体横すべり角、 $\dot{\beta}$  は車体横すべり角速度、 $V$  は車体速度、 $l_f$  は重心から前輪軸までの距離、 $l_r$  は重心から後輪軸までの距離、 $I_z$  は重心点周りのヨー慣性モーメント、 $C_f$ ,  $C_r$  はそれぞれコンプライアンスステアを考慮した前輪、後輪の等価コーナリングステイフネス、 $\delta_f$  は前輪舵角である。

##### <目標横加速度追従制御系>

横加速度追従制御系は、制御入力を前輪舵角  $\delta_{f\_in}$  とし、前輪舵角に対する横力発生の遅れを考慮したフィードフォワード(FF)制御器と、車両運動の非線形特性等による目標加速度との偏差を補償するためのフィードバック(FB)制御器で構成した。それぞ

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

れが算出した指令値を足し合わせ、式(4.33)に示す前輪舵角制御入力とした．

$$\delta_{f\_in} = \delta_{f\_ff} + \delta_{f\_fb} \quad (4.3.3)$$

ただし， $\delta_{f\_ff}$ ， $\delta_{f\_fb}$ はそれぞれ FF 制御器，FB 制御器による制御指令値である．

<FF 制御器：Inverse Lateral Dynamics>

目標横加速度に対する前輪舵角を算出する FF 制御器について述べる．平面運動の線形 2 自由度等価二輪モデルより状態方程式を導出し，式(4.3.4)に示す．

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \end{bmatrix} \delta_f \quad (4.3.4)$$

ただし，各行列の要素は以下のとおりである．

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{-2(C_f + C_r)}{mV}, & a_{12} &= \frac{2(C_r l_r - C_f l_f)}{mV^2} - 1, & a_{21} &= \frac{2(C_r l_r - C_f l_f)}{I_z} \\ a_{22} &= \frac{-2(C_r l_r^2 + C_f l_f^2)}{I_z V}, & b_{11} &= \frac{2C_f}{mV}, & b_{21} &= \frac{2C_f l_f}{I_z} \end{aligned} \quad (4.3.5)$$

導出した状態方程式(4.3.4)より，前輪舵角  $\delta_f(s)$  に対する横加速度  $a_y(s)$  の伝達関数を求めることができる．

$$\frac{a_y(s)}{\delta_f(s)} = \frac{Vb_{11}s^2 + V(b_{21} - a_{22}b_{11} + a_{12}b_{21})s + V(a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})}{s^2 - (a_{11} + a_{22})s + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})} \quad (4.3.6)$$

ここで，式(4.3.6)の分母分子を反転させることで，目標横加速度に対する前輪舵角の伝達関数を求めることができる．

$$\frac{\delta_{f\_ff}(s)}{a_y^*(s)} = \frac{s^2 - (a_{11} + a_{22})s + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})}{Vb_{11}s^2 + V(b_{21} - a_{22}b_{11} + a_{12}b_{21})s + V(a_{21}b_{11} - a_{11}b_{21})} \quad (4.3.7)$$

ただし， $a_y^*$  は目標横加速度である．また，式(4.3.7)の各係数は速度依存性をもつため，逐次計算により車速依存性を確保した．

<FB 制御器：Servo System>

上記の Inverse Dynamics による FF 制御器は等価二輪モデルを用いて設計しており，

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

条件によっては実車両とのモデル誤差により目標横加速度への追従性が低い可能性がある。したがって、ここでは FF 制御による実横加速度と目標横加速度との誤差を補償するサーボ系 FB 制御器の設計について述べる。

式(4.3.4)の状態方程式より横加速度は式(4.3.8)のように表すことができる。

$$\begin{aligned} a_y &= V(\dot{\beta} + r) = V(a_{11}\beta + a_{12}r + b_{11}\delta_f + r) \\ &= [Va_{11} \quad Va_{12} + V] \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix} + Vb_{11} \cdot \delta_f \end{aligned} \quad (4.3.8)$$

ここで、目標横加速度  $a_y^*$  と実横加速度  $a_y$  の誤差を  $e_y$  と置き、目標横加速度の時間変化が小さいと仮定すると、横加速度の誤差に対する拡大型状態方程式は以下のように導くことができる。

$$e_y = a_y - a_y^* \quad (4.3.9)$$

$$\dot{e}_y = \dot{a}_y - \dot{a}_y^* = [Va_{11} \quad Va_{12} + V] \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \end{bmatrix} + Vb_{11} \cdot \dot{\delta}_f \quad (4.3.10)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{\beta} \\ \ddot{r} \\ \dot{e}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 \\ Va_{11} & Va_{12} + V & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{r} \\ e_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{11} \\ b_{21} \\ Vb_{11} \end{bmatrix} \dot{\delta}_f \quad (4.3.11)$$

式(4.3.11)より、拡大型状態方程式に基づく状態量フィードバック制御入力が式(4.3.12)のように導出できる。

$$\delta_{f\_fb} = -K_\beta \beta - K_r r - K_e \int_0^T (a_y - a_y^*) dt \quad (4.3.12)$$

ただし、 $K_\beta$ 、 $K_r$ 、 $K_e$  はそれぞれ車体横すべり角、ヨーレート、横加速度の誤差積分に対するフィードバックゲインである。フィードバックゲイン決定には以下の式(4.3.13)の評価関数が最小となる組み合わせに決定した。

$$J = \int_0^\infty (q_e e_y^2 + r_{fb} \dot{\delta}_{f\_fb}^2) dt \quad (4.3.13)$$

ただし、 $q_e$ 、 $r_{fb}$  はそれぞれ横加速度の誤差、前輪舵角速度に対する重みであり、本論文では、 $q_e = 10$ 、 $r_{fb} = 1$  とした。

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

##### <目標前後加速度追従制御系>

前後加速度追従制御系は，制御入力を各タイヤの前後力とする．まず目標前後加速度  $a_x^*$  と，目標加速度との偏差を補償するための FB 制御器による制御指令値  $a_{x\_fb}$  を足し合わせたものを前後加速度指令値  $a_{x\_in}$  とし，式(4.3.14)に示す．

$$a_{x\_in} = a_x^* + a_{x\_fb} \quad (4.3.14)$$

この前後加速度指令値  $a_{x\_in}$  を制動力配分器により 4 輪の制駆動力へ配分し，車両へ入力する．以下で詳細について述べる．

##### <FB 制御器：PID Controller>

式(4.3.15)に示すように，目標前後加速度  $a_x^*$  と実前後加速度  $a_x$  との差分に対する PI 制御を行うことで，目標前後加速度への追従性を高める．

$$a_{x\_fb} = -K_P(a_x - a_x^*) - K_I \int_0^T (a_x - a_x^*) dt \quad (4.3.15)$$

ただし， $K_P$  は比例ゲイン， $K_I$  は積分ゲインであり，本論文では， $K_P = 0.8$ ,  $K_I = 0.007$  とした．

##### <制駆動力配分器>

制駆動力配分器は算出された前後加速度指令値を左右後輪に配分する．左右輪の制駆動力差による旋回モーメントが発生しないよう左右輪の制駆動力は等しく設定し，4 輪の制駆動力は式(4.3.16)で決定した．

$$F_{xf} = \frac{ma_{x\_in}}{2} \cdot \lambda \quad , \quad F_{xr} = \frac{ma_{x\_in}}{2} \cdot (1 - \lambda) \quad (4.3.16)$$

ただし， $F_{xf}$ ,  $F_{xr}$  はそれぞれ前輪，後輪の 1 輪分の制駆動力， $\lambda$  は前後配分比である． $F_{xf}$ ,  $F_{xr}$  はともに正の時に駆動力，負の時に制動力を表す．本論文では，車両の前後重量配分の関係により，制動したときの前後のタイヤ稼働率が等しくなる前後配分比を決定し  $\lambda = 0.7$  とした．

#### 4.4 シミュレーションモデル

シミュレーション解析には、図 4.4.1 に示されるような四輪非線形車両モデルを用いる。図 4.4.1 の非線形車両モデルは、重心点周りの前後方向、横方向、ヨー回転方向を考慮した 3 自由度モデルである。運動方程式を、前後方向の運動方程式は式(4.4.1)で、横方向の運動方程式は式(4.4.2)で、ヨー回転方向の運動方程式は式(4.4.3)で表す。

$$m(\dot{u} - vr) = (F_{xfl} + F_{xfr})\cos\delta_f - (F_{yfl} + F_{yfr})\sin\delta_f + F_{xrl} + F_{xrr} \quad (4.4.1)$$

$$m(\dot{v} + ur) = (F_{xfl} + F_{xfr})\sin\delta_f + (F_{yfl} + F_{yfr})\cos\delta_f + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (4.4.2)$$

$$I_z\dot{r} = l_f\{(F_{yfl} + F_{yfr})\sin\delta_f + (F_{xfl} + F_{xfr})\cos\delta_f\} - l_r(F_{yrl} + F_{yrr}) \quad (4.4.3)$$

ただし、 $F_{xij}$ ,  $F_{yij}$  はタイヤの前後力、横力であり、 $i$  はフロント( $f$ )、リア( $r$ )を、 $j$  は左輪( $l$ )、右輪( $r$ )を表す。 $m$  は車体質量、 $u$ ,  $v$  は  $x$ ,  $y$  方向の速度成分、 $r$  はヨーレート、 $l_f$ ,  $l_r$  は重心点から前輪軸、後輪軸までの距離、 $I_z$  はヨー慣性モーメントである。

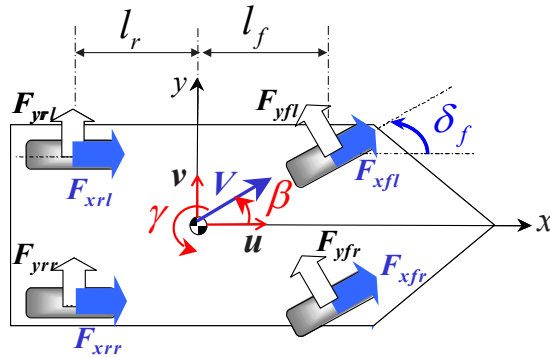


Fig. 4.4.1 Nonlinear planar motion model

##### <タイヤモデル>

車両の限界領域での挙動を計算する際、路面摩擦係数の影響が重要となる。横すべり角  $\beta$  が小さい領域では、タイヤ横力  $F_y$  はコーナリングスティフネスを係数として、タイヤ横すべり角  $\alpha$  に比例する(式(3.3.1))が、横すべり角が大きくなると次第にタイヤ横力は飽和する。さらに、同一路面におけるタイヤ横すべり角に対するタイヤ横力は、路面摩擦係数  $\mu$  に応じて飽和する値が上下する。本研究では、車両の荷重移動が

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

ないときのタイヤ横力を  $F'_{yij}$ , タイヤ横滑り角を  $\alpha_{ij}$  とし, この特性を以下の式(4.4.4)のようにモデル化する<sup>(41)</sup>.

$$F'_{yij} = C_{ij}\alpha_{ij} - \frac{C_{ij}^2\alpha_{ij}^2}{4\mu F_{zij}}, \quad C_{ij} = w_i(c_0 + c_1 F_{zij})F_{zij} \quad (4.4.4)$$

ただし,  $C_{ij}$  はコーナリングスティフネス,  $F_{zij}$  はタイヤ垂直荷重,  $c_0$  はコーナリング係数,  $c_1$  はコーナリング係数の荷重変化率,  $w_i$  は前(後)輪の横力コンプライアンスに伴う等価コーナリングスティフネスの補正係数である. コーナリングスティフネス  $C_{ij}$  の垂直荷重依存性を持たせるため, 二次式近似を行っている.

しかし, タイヤは走行中に加減速度が生じると, 各タイヤの垂直荷重が変化するため, 制駆動力の影響や荷重移動の影響を考慮する必要がある. タイヤの接地面におけるタイヤ横力  $F_y$  と制駆動力  $F_x$  のベクトル和は, タイヤの垂直荷重  $F_z$  と摩擦係数  $\mu$  の積で決まる摩擦力以下とすると, それらの関係は式(4.4.6)で表される. また, 式(4.4.5)に示す摩擦円による制約は四輪それぞれのタイヤに適用される.

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} \leq \mu F_z \quad (4.4.5)$$

したがって, 車両に制駆動を伴う場合, 制駆動力が増加するに従い, タイヤ横力は相対的に減少する. この制駆動力の増減と荷重移動のタイヤ横力への影響を考慮したタイヤ横力  $F_{yij}$  を, タイヤ駆動力係数  $K_{xij}$  を用いて, 式(4.2.6)に示す.

$$F_{yij} = K_{xij} \left( C_{ij}\alpha_{ij} - \frac{C_{ij}^2\alpha_{ij}^2}{4\mu F_{zij}} \right), \quad K_{xij} = \sqrt{1 - \left( \frac{F_{xij}}{\mu F_{zij}} \right)^2} \quad (4.4.6)$$

各車輪の垂直荷重  $F_{zfl}$ ,  $F_{zfr}$ ,  $F_{zrl}$ ,  $F_{zrr}$  はそれぞれ式(4.4.7)で表される.

$$\begin{aligned} F_{zfl} &= mg \frac{l_r}{2l} - ma_x \frac{h}{2l} - ma_y \frac{h}{d} \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}}, & F_{zfr} &= mg \frac{l_r}{2l} - ma_x \frac{h}{2l} + ma_y \frac{h}{d} \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}}, \\ F_{zrl} &= mg \frac{l_f}{2l} + ma_x \frac{h}{2l} - ma_y \frac{h}{d} \frac{K_{\phi r}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}}, & F_{zrr} &= mg \frac{l_f}{2l} + ma_x \frac{h}{2l} + ma_y \frac{h}{d} \frac{K_{\phi r}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}}, \end{aligned} \quad (4.4.7)$$

ただし,  $l$  はホイールベース,  $a_x$  は前後加速度,  $h$  は重心高さ,  $a_y$  は横加速度,  $d$  は

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

トレッド幅,  $K_{\phi f}$ ,  $K_{\phi r}$  はそれぞれ前輪と後輪のロール剛性であり,  $K_{\phi f}$  と  $K_{\phi r}$  は同じ値を用いる. また, 左前輪, 右前輪, 左後輪, 右後輪のそれぞれのタイヤ横滑り角  $\alpha_{fl}$ ,  $\alpha_{fr}$ ,  $\alpha_{rl}$ ,  $\alpha_{rr}$  は式(4.4.8)で表される.

$$\begin{aligned}\alpha_{fl} &= \delta_f - \arctan\left(\frac{l_f r + v}{u - \frac{d}{2} r}\right), & \alpha_{fr} &= \delta_f - \arctan\left(\frac{l_f r + v}{u + \frac{d}{2} r}\right) \\ \alpha_{rl} &= -\arctan\left(\frac{-l_r r + v}{u - \frac{d}{2} r}\right), & \alpha_{rr} &= -\arctan\left(\frac{-l_r r + v}{u + \frac{d}{2} r}\right)\end{aligned}\quad (4.4.8)$$

#### 4.5 直線壁に対する衝突回避

本節では, 4.4 節で述べたシミュレーションモデルを用いて仮想斥力場法に基づく衝突回避制御を直線壁に対し行い, 第2章, 第3章で導出した制御開始位置と本章で構築した制御系の非線形特性等の制約を持つ車両運動に対する有効性, そして提案する仮想斥力場法の衝突回避性能の検証を行う.

##### <シミュレーション条件>

想定場面は図 4.5.1 に示す直線路に対する車線逸脱場面のような直線壁とする. また, 本シミュレーションでは, 以下の3つの回避方式を検証し, 結果を比較する.

- ① 提案する仮想斥力場法に従い斥力回避 (Steer + Brake)
- ② 車両に対し常に横力回避 (Steer only)
- ③ 車両に対し常に前後力回避 (Brake only)

また, すべての回避方式に対し, 制御開始とともに図 4.5.1 の目標制御力が介入する. シミュレーション条件を表 4.5.1 に示す. 初期ヨー角を変化させながらシミュレーション反復することで, 図 3.2.1 に示すような進入角度に対する回避距離の関係を出力し, 質点モデルを用いて導出した回避距離と比較する.



#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

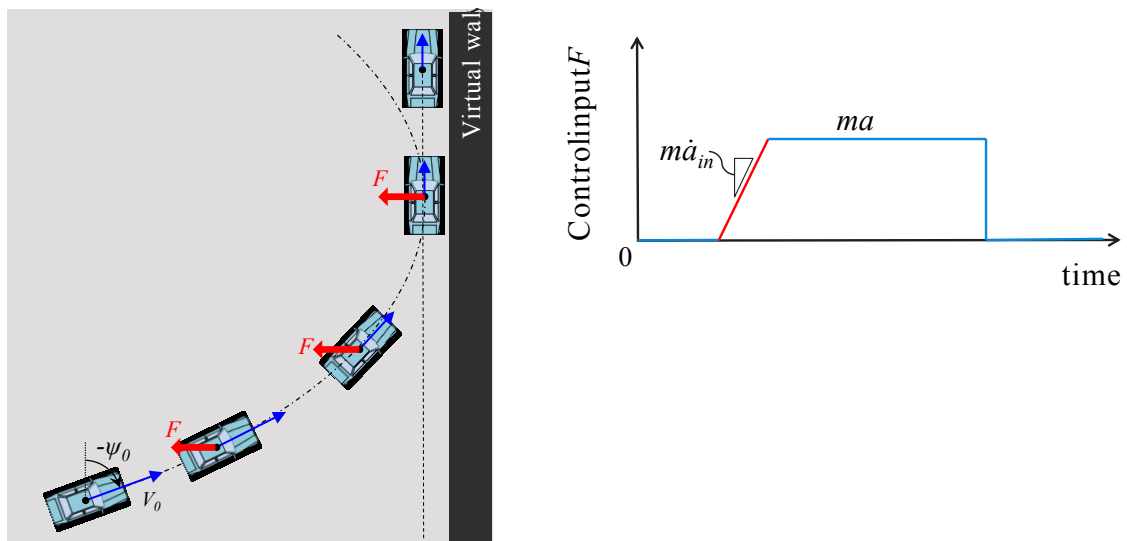


Fig. 4.5.1 Simulation course of straight wall and Control force input

Table 4.5.1 Simulation condition of collision avoidance in straight wall

Simulation condition	Unit	Value
Constant jerk $\dot{a}_{in}$	G/s	2.0
Controlled acceleration $a$	G	0.6
Road surface friction coefficient $\mu$	-	1.0
Initial velocity $V_0$	m/s	20
Initial yaw angle $\psi_0$	deg	-90 ~ 0

#### <シミュレーション結果>

直線壁に対する初期進入角度が 45 deg のときの本シミュレーションで得られた車両挙動を，横力回避は図 4.5.2 (a)に，斥力回避は図 4.5.2 (b)に示す．また，全回避方式の車両軌跡と各タイヤ稼働率を図 4.5.3 に示す．ただし，全回避方式においても制御開始はシミュレーション開始と同時である．

図 4.5.2 より，本条件のような進入角度の大きい場面においては，提案する仮想斥力場法(斥力回避)の特徴である旋回と減速の統合制御が明確に見て取れる．前後加速度はコーナリングドラッグによる過減速により目標値との僅かな乖離を示すが，その

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

他は横加速度も高い追従性を示している．また，横力回避は横ジャークでおよそ 2.0 G/s, 斥力回避は前後力と横力の合成ジャークとしておよそ 2.0 G/s と，ともにジャークの絶対値を所望どおり実現できていると言える．さらに，斥力回避は 2.5 s 付近の制御終了に向かうに従い，制御入力は横方向のみの力に変化していることから，減速と旋回をシームレスに統合した衝突回避制御が実現できることがわかる．

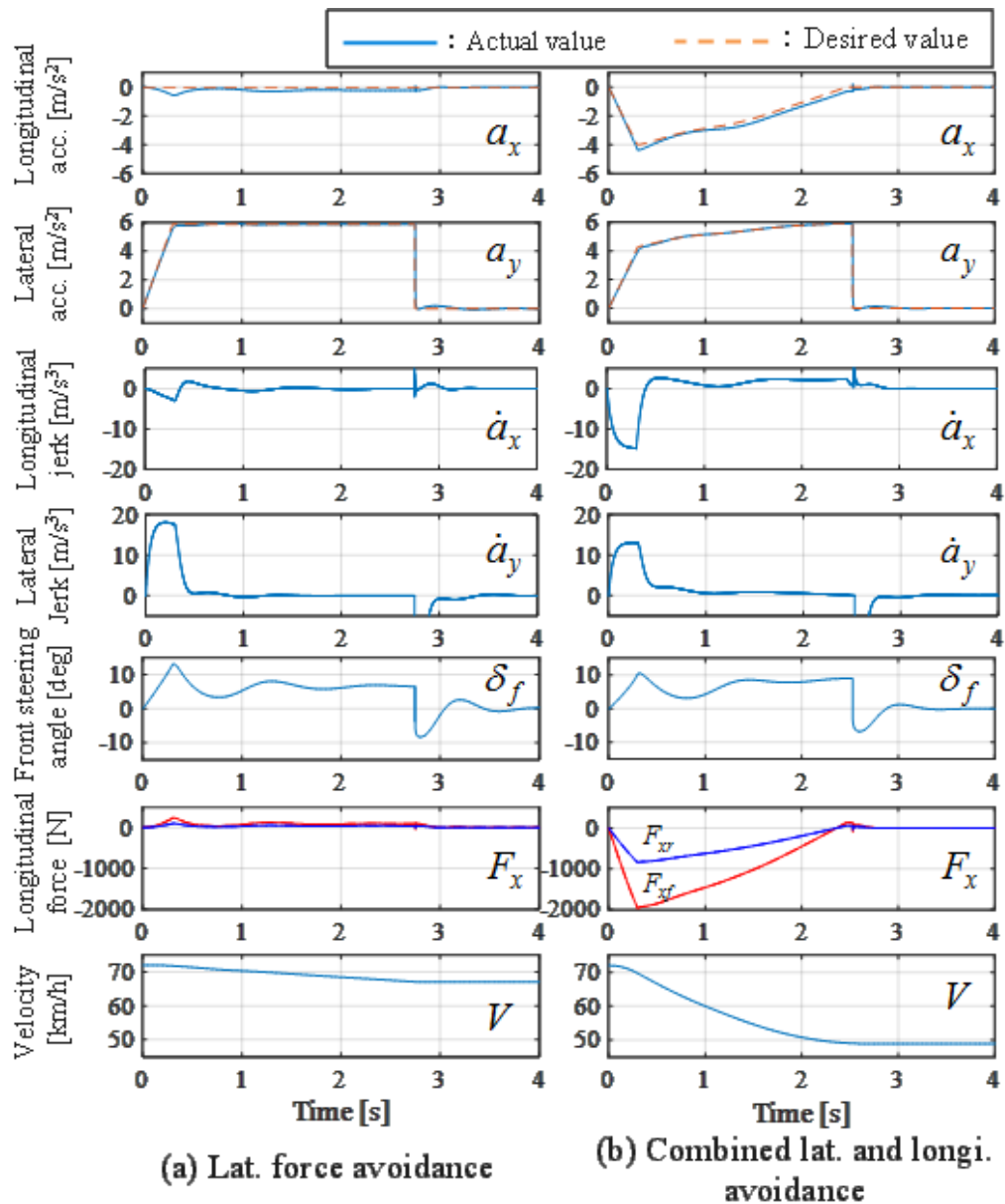
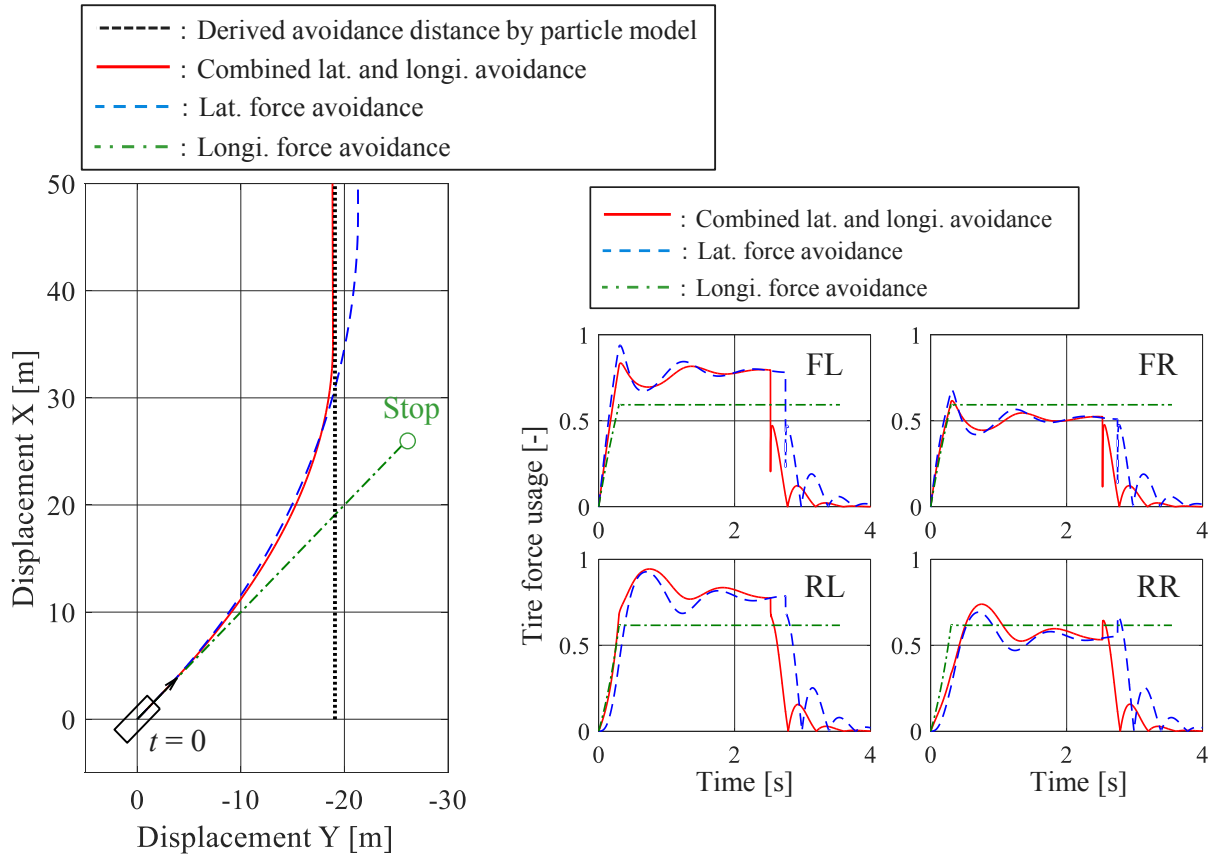


Fig. 4.5.2 Simulation results in straight wall with attack angle of 45 deg

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

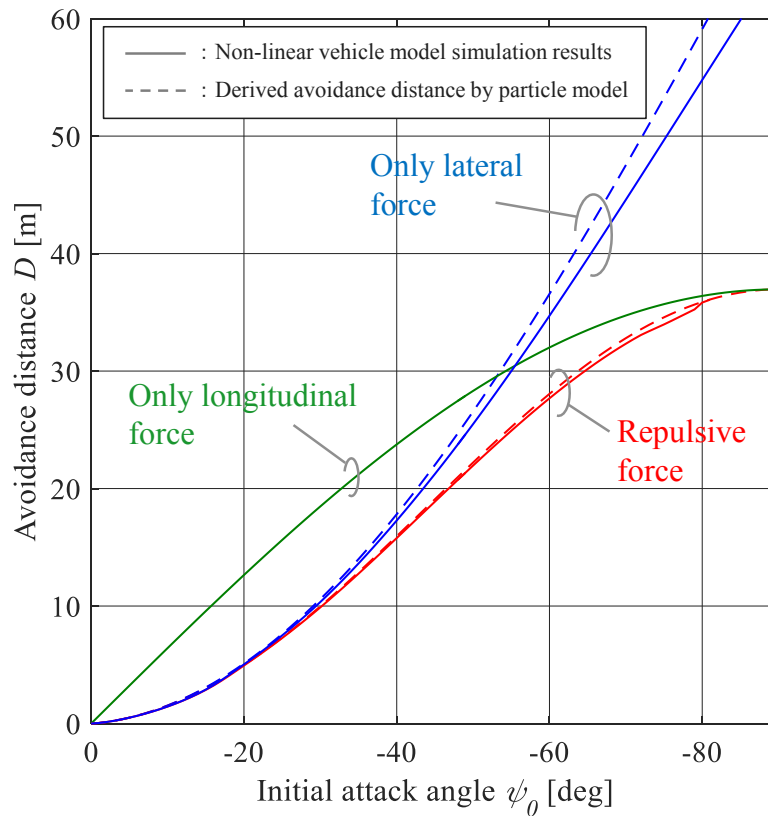


**Fig. 4.5.3** Simulation result in straight wall with attack angle of 45 deg

図 4.5.3 より，斥力回避における車両軌跡は，2.4 節の質点モデルに基づく回避距離算出式で算出した値(黒点線)と比較して-0.2 m で回避できており，横力回避との差は約 2 m，前後力回避との差は約 7 m であり，質点モデル同様に高い回避性能を示す．また，ブレーキ制御は最もタイヤ稼働率が低く安定した回避を行えていることがわかる．斥力回避と横力回避はともに旋回を伴うため，内輪が摩擦限界に達しやすい傾向にあることが確認できる．斥力回避の場合，減速による荷重移動があり，後輪側の摩擦円が小さくなるため，横力回避に比べ，タイヤの稼働率がやや高い値を示している．なお，図 4.5.2 においても前後力が駆動側に値を示す領域が見られるが，FB 制御によるコーナリングドラッグ補償のための駆動指令である．

< 進入角度  $\psi_0$  に対する回避距離  $D$  の関係 >

全3種類の回避方式での車両運動制御による、進入角度に対する回避距離の関係を図4.5.4に実線で示す。また、質点モデルに基づき導出した緩和加速度区間を設けた際の直線壁に対する回避距離の算出結果も図4.5.4にそれぞれ破線で同時に示す。車両運動制御の結果から出力された回避距離は、質点モデルに基づき導出された回避距離と大きな乖離はなく、斥力回避においてそれらの誤差は $-0.6 \sim \pm 0$  mの範囲に収まっていた。これは、質点モデルに基づき導出された制御開始位置を、実車両へ仮想斥力場法搭載の際の制御開始位置とすることが可能と捉えられる。以上より、第2章と第3章にて質点モデルベースで導出した制御開始位置の有用性を示し、車両運動制御により仮想斥力場法を再現可能であることを示した。



**Fig. 4.5.4** Relationship between avoidance distance and initial attack angle  
with nonlinear vehicle model simulation

### 4.6 円弧壁に対する衝突回避

本節では、4.4 節で述べたシミュレーションモデルを用いて仮想斥力場法に基づく衝突回避制御を円弧壁に対し行い、第2章と第3章で導出した制御開始位置と本章で構築した制御系の非線形特性等の制約を持つ車両運動に対する有効性、そして提案する仮想斥力場法の衝突回避性能の検証を行う。

#### <シミュレーション条件>

想定場面は図 4.6.1 に示す円弧壁に対する進入場面とする。また、本シミュレーションでは、4.3 節同様、以下の3つの回避方式を検証し、結果を比較する。

- ① 提案する仮想斥力場法に従い斥力回避 (Steer + Brake)
- ② 車両に対し常に横力回避 (Steer only)
- ③ 車両に対し常に前後力回避 (Brake only)

また、すべての回避方式に対し、図 4.3.2 の目標制御力が介入する。制御開始タイミングは第2章で質点モデルに基づき導出した仮想斥力場法適用時の制御開始位置を車両が通過した時点とする。さらに、原点となす角  $\theta$  とヨー角  $\psi$  が一致した時点 ( $\theta = \psi$ ) で最大制御入力を終了し、定常円旋回に必要な横力制御入力に移行するものとした。

シミュレーション条件を図 4.6.1 に示す。初期横位置を変化させながらシミュレーション反復することで、図 3.3.3 に示すような進入角度に対する回避距離の関係を出力し、質点モデルを用いて導出した回避距離と比較する。

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

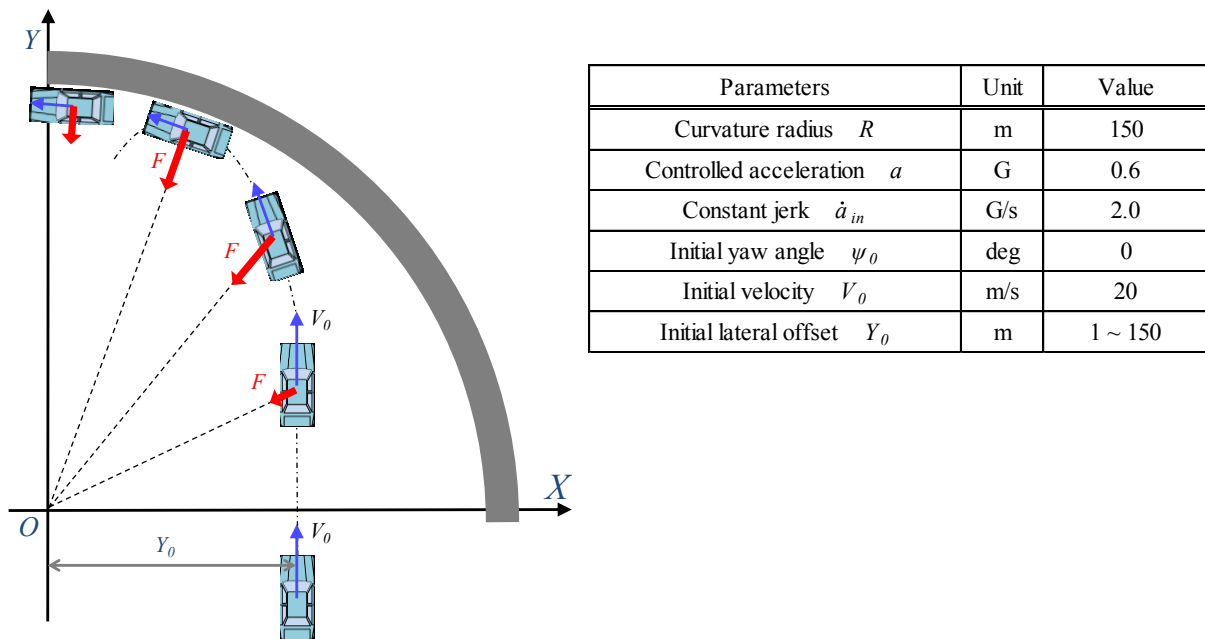


Fig. 4.6.1 Simulation course of curved wall

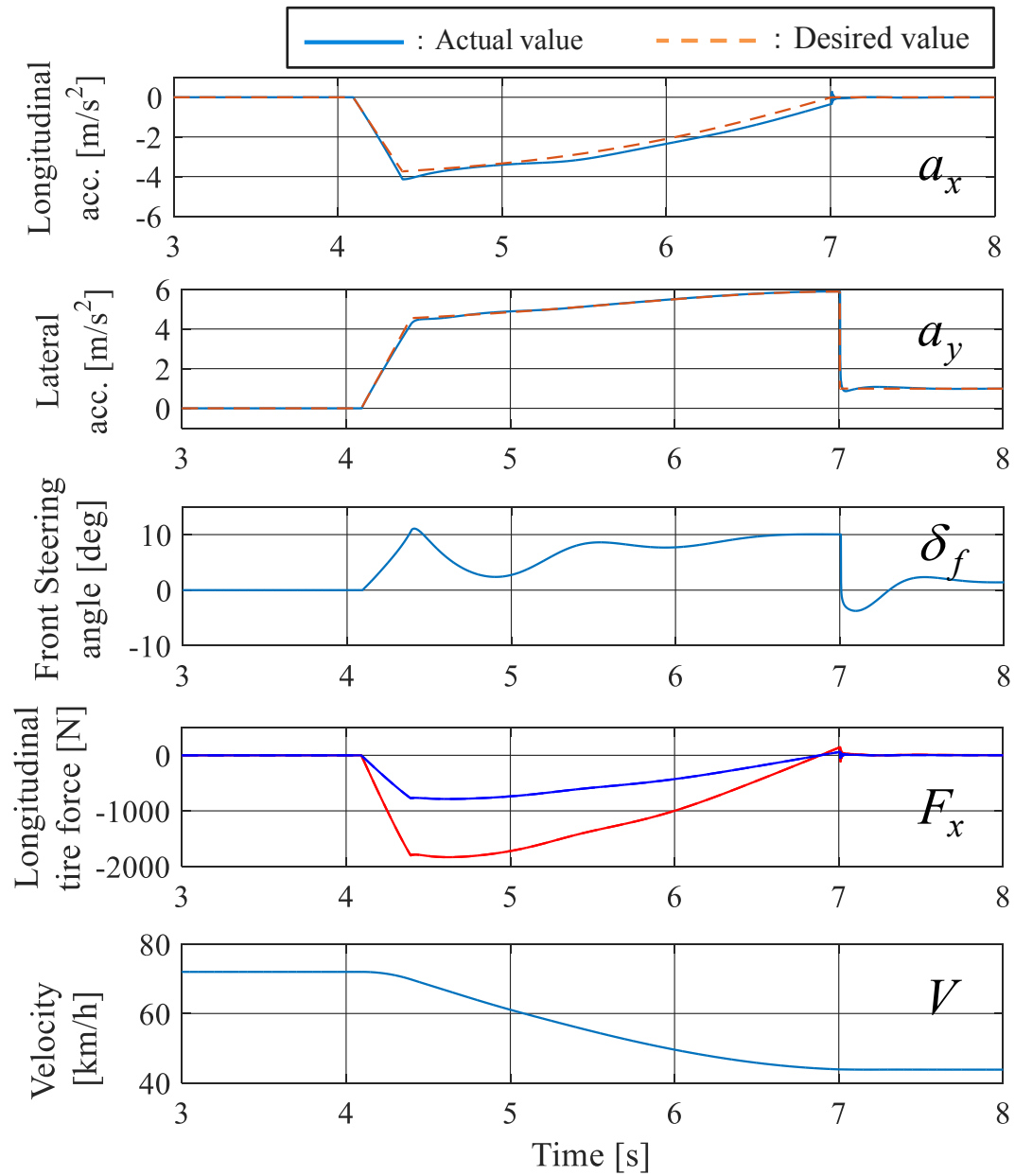
##### <シミュレーション結果>

円弧壁に対する衝突回避制御の一例として初期横位置が 100 m の結果を示した後、全初期横位置に対する回避距離の関係を示し、3 つの回避方式の比較を行う。

##### <初期横位置 100 m での衝突回避制御結果>

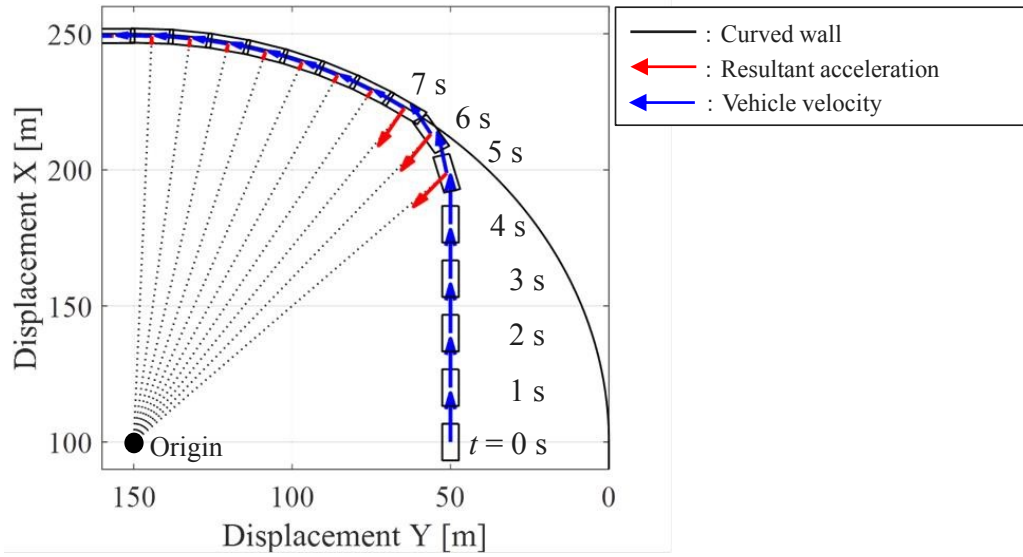
ここでは、本シミュレーションの一例として、初期横位置が 100 m のときに得られた斥力回避における車両挙動と車両軌跡をそれぞれ図 4.6.2、図 4.6.3 に示す。また、全回避方式の車両軌跡を図 4.6.4 (a)に示し、一部拡大したものを図 4.6.4 (b)に示す。さらに、全回避方式のタイヤ稼働率を図 4.6.5 に示す。ただし、全回避方式においても制御開始は斥力回避での制御開始と同時である。

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

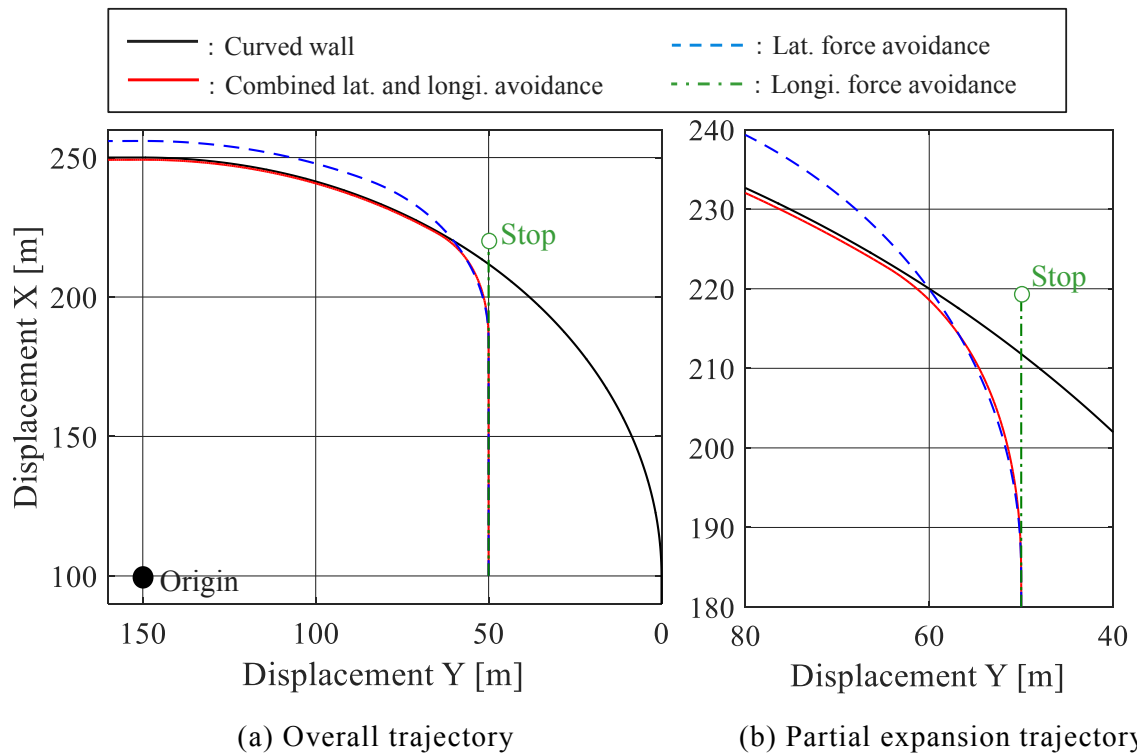


**Fig. 4.6.2** Simulation results in curved wall with initial lat. offset of 100 m  
(collision avoidance with Virtual Repulsive Force Field)

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証



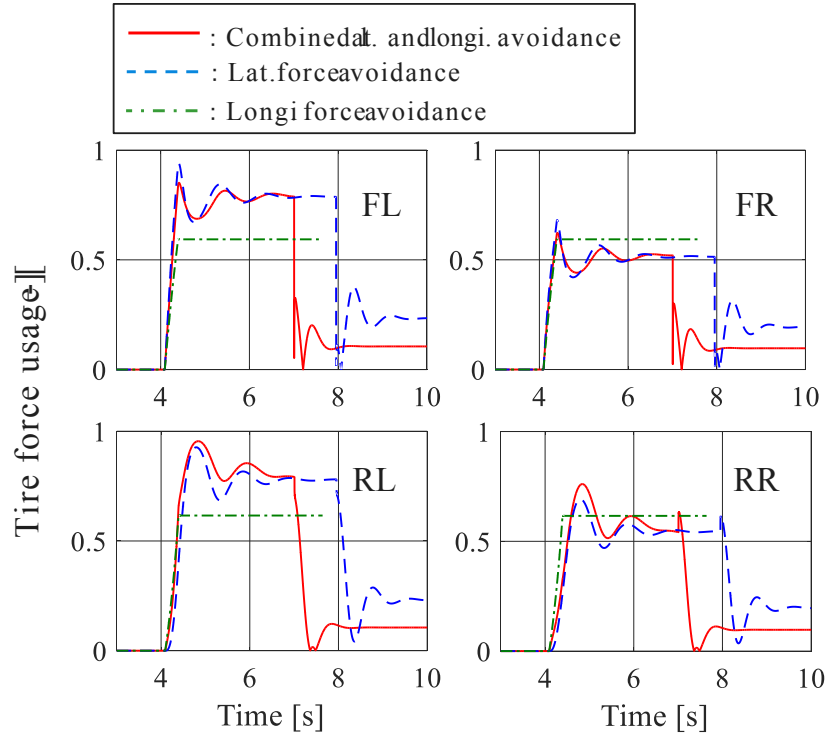
**Fig. 4.6.3** Simulation result of trajectory in curved wall with initial lat. offset of 100 m  
(collision avoidance with Virtual Repulsive Force Field)



**Fig. 4.6.4** Simulation result of trajectory in curved wall with initial lat. offset of 100 m  
(all collision avoidance methods)



#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証



**Fig. 4.6.5** Simulation result of tire force usage in curved wall  
with initial lat. offset of 100 m (all collision avoidance methods)

図 4.6.2 より，本条件のような初期横位置が小さい場面においては，提案する仮想斥力場法(斥力回避)の特徴である旋回と減速の統合制御が明確に見て取れる．また，回避終了に向かうに従い，制御入力は横方向のみの力に変化しており，減速と旋回をシームレスに統合した衝突回避制御が実現できている．図 4.6.3 より，仮想斥力場法による制御入力はすべて原点方向へ向いていることが観察できる．また，本シミュレーションにおいて車両重心が回避終了時において概ね円弧壁上に位置しているため，所望どおりの回避を実現できているといえる．実際に実車両へ仮想斥力場法に基づく衝突回避制御を搭載する際には，第 2 章，第 3 章で算出した制御開始位置に車幅の 1/2 といくらかのマージンを足すことで衝突回避が実現する．図 4.6.4 より，仮想斥力場法に基づいた制御開始位置から全回避方式で衝突回避制御を行うと，斥力回避は所望どおりの回避性能を示し回避可能であるが，横力回避と前後力回避の 2 方式では回避できていない．したがって，初期横位置が 100 m の際には，斥力回避が他の 2 つの回避手法より回避性能が高いことがわかる．図 4.6.5 より，前後力回避が安定し

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

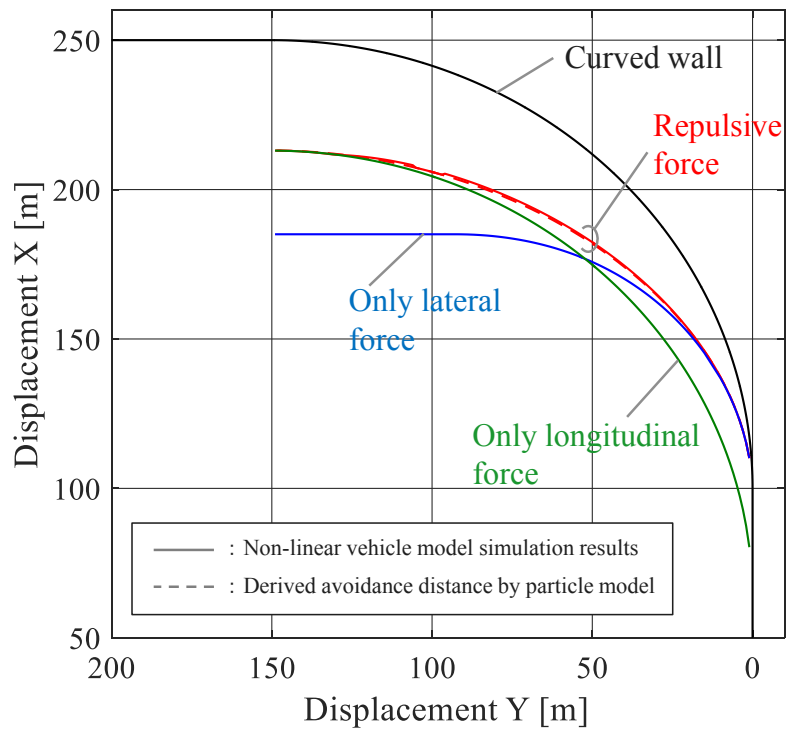
たタイヤ稼働率を示している．横力回避と斥力回避は旋回を伴うため，内輪の垂直荷重が小さくなり，タイヤ稼働率が高くなる傾向にある．また，斥力回避では旋回に減速も加えられるため，前輪の垂直荷重は大きくなり内前輪のタイヤ稼働率は横力回避に比べ低くなるが，後輪の垂直荷重は小さくなるため内後輪については反対の現象が起きる．

##### <円弧壁に対する衝突回避制御における回避方式ごとの比較>

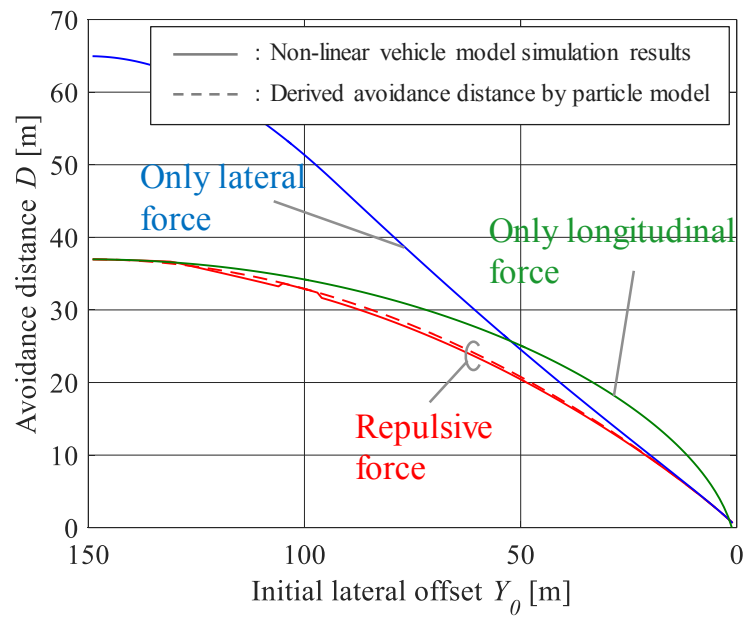
本シミュレーションにより，円弧壁に対する全3種類の回避方式での車両運動制御による，回避距離および制御開始位置を出力した．本シミュレーションで得られた制御開始位置を図4.6.6に実線で示す．また，第2章にて質点モデルに基づき導出した緩和加速度区間を設けた仮想斥力場法での円弧壁に対する制御開始位置の算出結果も図4.6.6に破線で同時に示す．さらに，図4.6.6を初期横位置に対する回避距離の関係に描画し直したものを図4.6.7に示す．図4.6.6同様，実線は本シミュレーションで得た回避距離結果であり，破線は第2章にて質点モデルに基づき導出した回避距離算出式による値である．

図4.6.6より，車両運動制御の結果から得られた回避距離は，質点モデルに基づき導出された回避距離と同傾向を示していることがわかる．図4.6.7からも，車両運動制御による回避距離は，質点モデルに基づき導出された回避距離と大きな乖離がなく，斥力回避におけるそれらの誤差は $-0.6 \sim +0.3$  mの範囲内に収まっていることが確認できた．これは，質点モデルに基づき導出された制御開始位置を，実車両へ仮想斥力場法搭載の際の制御開始位置とすることが可能と捉えられる．以上より，円弧壁に対する衝突回避においても，第3章にて質点モデルベースで導出した制御開始位置の有用性を示し，車両運動制御により仮想斥力場法を再現可能であることを示した．

#### 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証



**Fig. 4.6.6** Results of control activation point comparison in curved wall



**Fig. 4.6.7** Results of avoidance distance with respect to initial lateral offset

## 4. 車両運動モデルに基づく制御系設計と有効性検証

### 4.7 まとめ

本章では、質点モデルで検討した衝突回避制御が実際の車両でも有効なことを検証するため、非線形特性を有する車両運動モデル、および実加速度をフィードバックする制御アルゴリズムを導入し、回避性能の分析を行った。質点モデルに基づき導出された回避距離の算出結果と、本章のシミュレーションで得られた回避距離を比較し、両者に大きな乖離はなく、質点モデルに基づき導出された回避距離の有用性を示した。

仮想斥力場に基づいて求められる加速度目標値を横加速度と前後加速度の成分に分解した。横加速度目標値は、二輪モデルを用いた舵角フィードバック制御と、実横加速度をフィードバックする制御の組合せによって、前後加速度目標値は、実前後加速度をフィードバックする制御によって実現する構成とした。実車両を代替する車両運動モデルとして四輪非線形車両モデルを用い、タイヤの垂直荷重と横滑り角に対する非線形性を考慮した。

直線壁に対する回避制御に関して、非線形車両運動モデルをフィードバック制御した回避距離は、質点モデルに基づき導出された回避距離と大きな乖離はなく、本解析例における誤差は $-0.6 \sim \pm 0$  m の範囲に収まった。また、非線形車両モデルを用いた横力回避と前後力回避と比較した結果、全ての進入角に対して斥力回避が、横力回避と前後力回避よりも回避距離が短くなることを示した。

円弧壁に対する回避制御に関しても、非線形車両運動モデルをフィードバック制御した回避距離は、質点モデルに基づき導出された回避距離と大きな乖離はなく、本解析例における誤差は $-0.6 \sim +0.3$  m の範囲内に収まった。また、非線形車両モデルを用いた横力回避と前後力回避と比較した結果、全ての進入位置（進入角度）に対して斥力回避が、横力回避と前後力回避よりも回避距離が短くなることを示した。

## 第 5 章

### 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

#### 5.1 はじめに

本章では、回避すべき対象物が直線と円弧の複数種類の場合に関して、制御開始位置と制御軌道の導出方法について考える。5.2 節において制御対象の仮想壁が直線から円弧に変化する場合の制御開始位置と制御軌道を質点モデルを用いて求める。5.3 節において定式化した複合障害物を対象とした回避制御の解析結果を示す。5.4 節では、第 4 章で導入した車両運動モデルと加速度フィードバック制御を用いて、質点モデルに基づき導出された制御軌道と制御開始位置の有用性を示す。なお、本章の定式化では問題の単純化のために、加速度の緩和部は考えず、加速度の大きさが一定の条件で定式化を試みる。

#### 5.2 直線と円弧の複合障害物に対する定式化

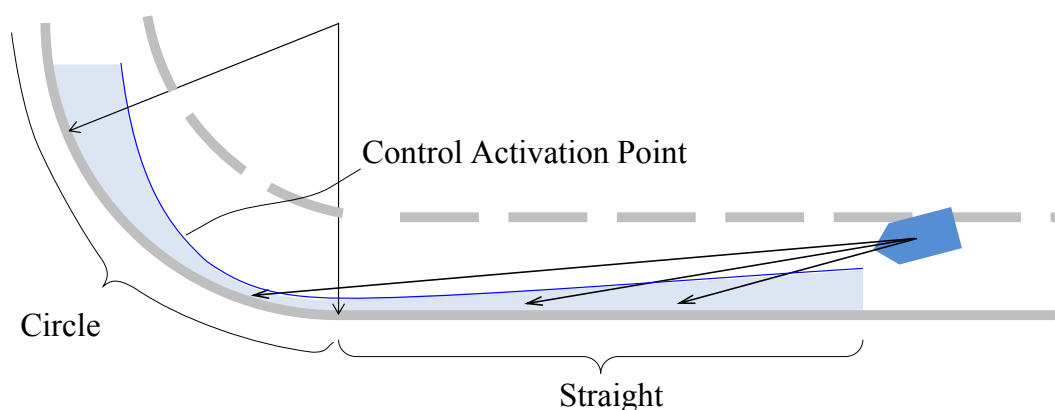
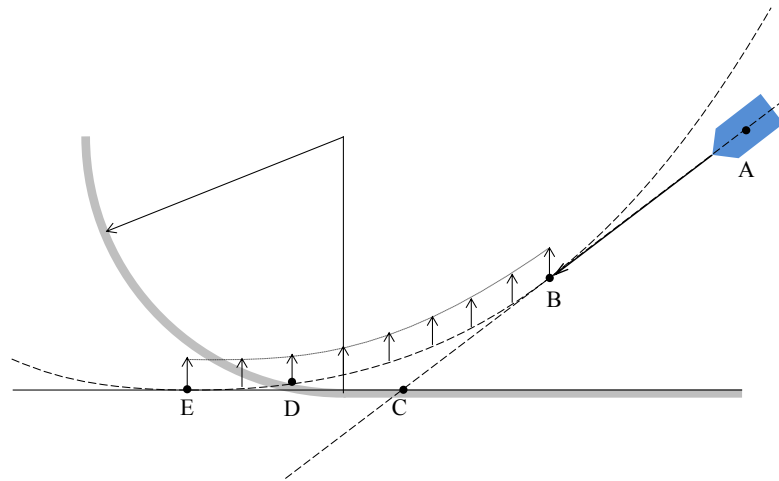


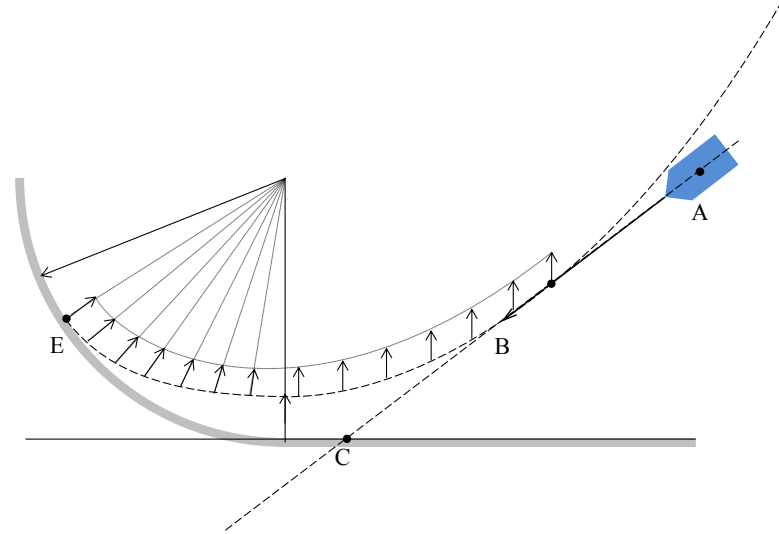
Fig. 5.2.1 Use-cases of multiple-obstacle avoidance

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

障害物回避シーンとして、図 5.2.1 に示すように、仮想壁が直線から円弧に変化する場合について考える．カーブ進入時などでは、回避制御の最中に衝突回避の対象が直線から曲線に変化することも想定される．実際の道路環境であれば、直線区間と円弧区間はクロソイド曲線の緩和区間で接続されるが、ここでは問題の簡素化のために直線から円弧に直接接続される道路を仮定する．



**Fig. 5.2.2** Late Activation timing due to considering straight obstacle

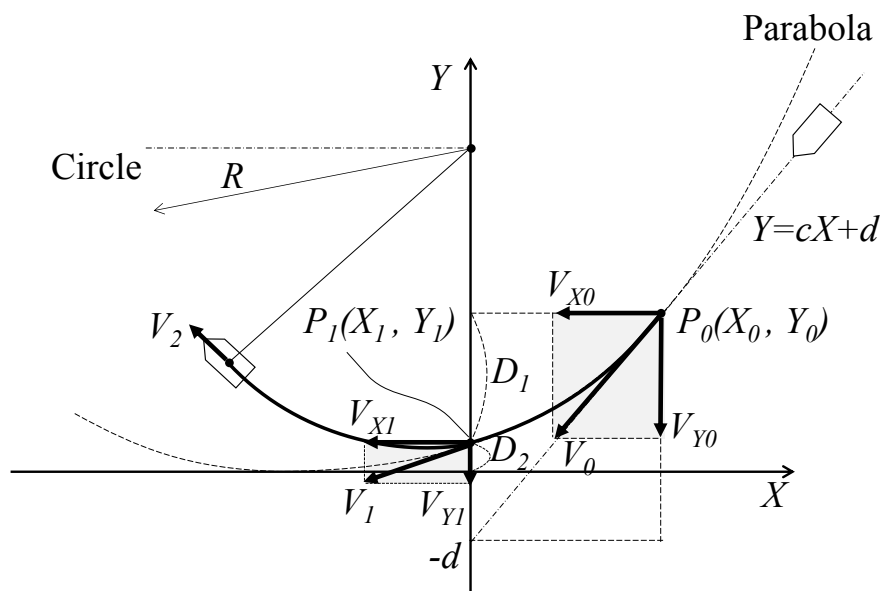


**Fig. 5.2.3** Control activation timing considering 2<sup>nd</sup> circular obstacle

例えば図 5.2.2 に示すように、車両が点 A から点 C に向かって直進しているとき、直線の仮想壁を想定して、点 B から制御を開始したとする．直線の仮想壁に対する回避制御を継続すれば点 E に到達することになる．しかし、放物線軌道の途中で仮想壁

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

が円弧に変化する場合，点  $D$  で円弧壁に衝突してしまうことになる．このように，複数の障害物に対する回避制御を行う場合，最初の障害物を回避できても，次の障害物を回避できない恐れもある．従って，図 5.2.3 に示すように，予め 2 つ目の円弧の仮想壁を考慮した軌道計画が必要となる．



**Fig. 5.2.4** Geometrical definition for multiple-obstacle avoidance

第 3 章で導入した直線と円弧，それぞれに対する制御介入位置の導出手法を組み合わせ，2 つ目の障害物である円弧壁への衝突を回避するための制御開始位置を求める．図 5.2.4 に示すような座標系において，初速  $V_0$  の車両が障害物に直進して接近するケースを考える．接近軌道は  $X$  軸に対して傾き  $c$ ， $Y$  軸に対するオフセット  $d$  の直線とする． $Y$  軸を横切る直後から円弧壁に対する制御に切り替わる．最終的に半径  $R$  の円弧カーブに沿う軌道となることが制御終了条件となる．

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

放物線軌道の制御開始位置を  $P_0(X_0, Y_0)$ ，速度成分を  $V_0(V_{x0}, V_{y0})$ ，円弧の仮想壁に移行する位置  $P_I(X_I, Y_I)$ ，速度成分を  $V_I(V_{xI}, V_{yI})$ ， $P_0$  と  $P_I$  の Y 軸方向の偏差を  $D_I$ ，原点と  $P_I$  の Y 軸方向の偏差を  $D_2$  とする．このとき，カーブ区間に関して，エネルギー保存と角運動量保存の関係を利用して次式が導かれる．

$$[\text{エネルギー保存}] \quad V_2^2 = V_1^2 - 2aD_2 \quad (5.2.1)$$

$$[\text{角運動量保存}] \quad V_2R = (R - D_2)V_1 \quad (5.2.2)$$

これら 2 つの式から  $D_I$  を消去し， $D_2$  について求めると次式を得る．

$$D_2 = R - a \left( \frac{R}{V_{xI}} \right)^2 \pm \frac{R}{V_{xI}} \sqrt{a^2 \left( \frac{R}{V_{xI}} \right)^2 - 2aR + V_1^2} \quad (5.2.3)$$

位置  $P_0$  から位置  $P_I$  にかけてエネルギー保存の関係と，X 軸方向の速度は等速の関係より，次の 2 つの式を得る．

$$[\text{エネルギー保存}] \quad V_1^2 = V_0^2 - 2aD_1 \quad (5.2.4)$$

$$[\text{X 軸方向速度一定}] \quad V_{xI} = V_{x0} \quad (5.2.5)$$

これら 2 つの式を式(5.2.3)に代入して  $V_I, V_{xI}$  を消去すると次式を得る．

$$D_2 = R - a \left( \frac{R}{V_{x0}} \right)^2 \pm \frac{R}{V_{x0}} \sqrt{a^2 \left( \frac{R}{V_{x0}} \right)^2 - 2aR + V_0^2 - 2aD_1} \quad (5.2.6)$$

次に位置  $P_0$  と位置  $P_I$ ，および切片  $d$  の位置関係について考える．位置  $P_0$  から位置  $P_I$  にかけての移動時間を  $t_I$  として，初速の Y 軸成分  $V_{y0}$  と加速度  $a$  を用いると，Y 軸上の 2 つの位置関係式を得る．

$$D_1 = V_{y0} \cdot t_1 - \frac{1}{2} a t_1^2 \quad (5.2.7)$$

$$D_1 + D_2 = V_{y0} \cdot t_1 + d \quad (5.2.8)$$

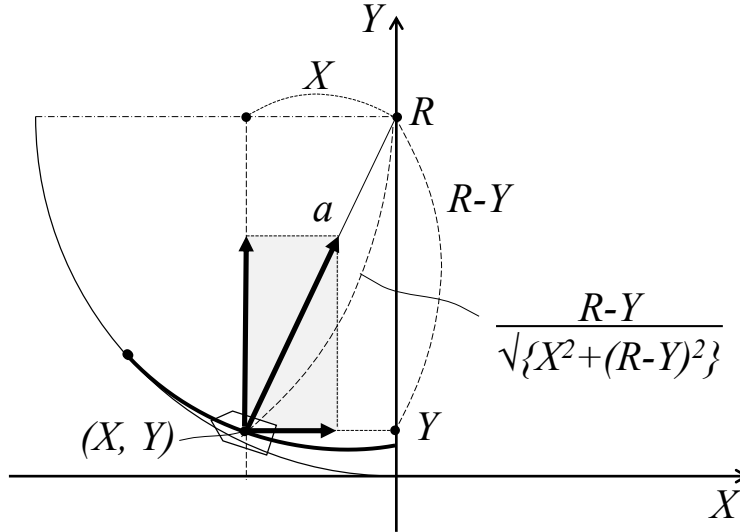
式(5.2.6)～式(5.2.8)をから  $D_I$  と  $D_2$  を消去すると， $t_I$  に関する 4 次方程式を得る．

$$a^2 \cdot t_1^4 + 4a(d - R) \cdot t_1^2 + 8as^2 V_{y0} \cdot t_1 + 4\{(d - R)^2 + (2ad - V_0^2)s^2\} = 0 \quad (5.2.9)$$



## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

ただし,  $s = \frac{R}{V_{Y0}}$  である. 上式は 4 次方程式であるため代数的に解を求めることができないが, ニュートン法などの探索手法を用いて解を求めることができる. 放物軌道の制御時間  $t_l$  を求めることができれば, 他の式を用いて, 制御開始位置  $P_0(X_0, Y_0)$ , 円弧の仮想壁に移行する位置  $P_l(X_l, Y_l)$  を算出することができる.



**Fig. 5.2.4** Vehicle position and acceleration direction during control against circular virtual wall

仮想壁の制御始点  $P_l(X_l, Y_l)$  から制御終点までの軌跡を求めるために, 車両の位置と加速度の方向の関係を図 5.2.4 に示す. 加速度  $a$  の X 方向成分と Y 方向の成分を分解して, 次の運動方程式を数値積分すれば, 仮想壁の制御始点  $P_l(X_l, Y_l)$  から制御終点までの軌跡を求めることができる.

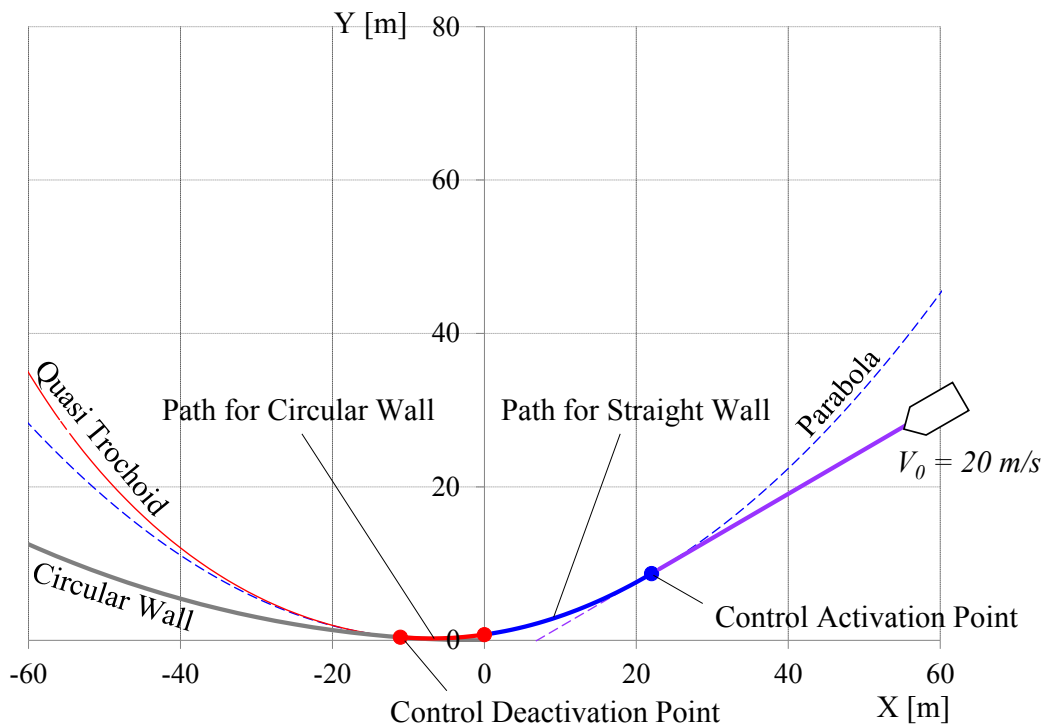
$$\frac{d^2 X}{dt^2} = \frac{-X}{\sqrt{X^2 + (R-Y)^2}} \times a \quad (5.2.10)$$

$$\frac{d^2 Y}{dt^2} = \frac{R-Y}{\sqrt{X^2 + (R-Y)^2}} \times a \quad (5.2.11)$$

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

### 5.3 質点モデルの解析結果

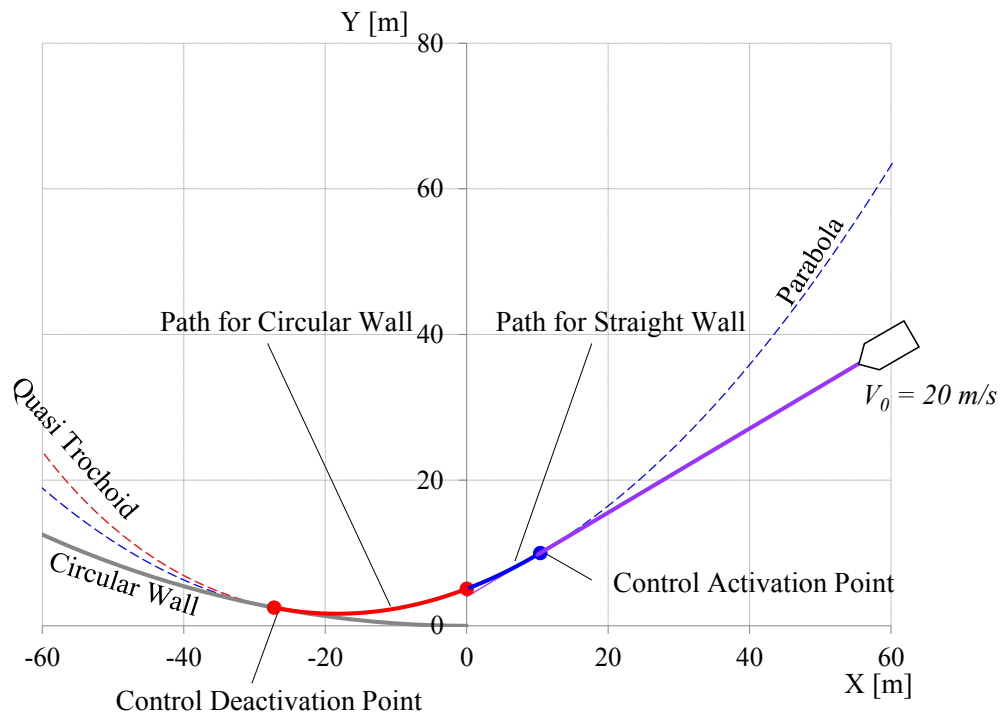
仮想壁が直線から円弧に変化する場合の軌道および制御開始位置を，図 5.3.1 に示す条件で算出する．直線壁は X 軸の正側であり，円弧壁は半径 150m，中心(0m, 150m)の第二象限の円弧である．車速  $V_0$  の車両が直線壁に進入角度 30 度，直線の終端から Y 軸方向に-4m のオフセットをもって接近するケースを考える．



**Fig. 5.3.1** Vehicle Trajectory in Straight and Circular Obstacle Avoidance (Negative Offset)

制御開始位置(21.8m, 8.6m)から X 軸の仮想壁から垂直の斥力を受けて，軌道が直線から放物線に変化する．その後，Y 軸を横切る地点から円弧壁からの斥力に切り替わり，より曲率半径の小さい軌道へと変化する．円弧軌道に接した時点で制御終了となる．このように，前章で定式化した制御位置から所望の斥力を受け，最終的に円弧壁に接する状態で制御が完了することを確認できた．

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証



**Fig. 5.3.2** Vehicle trajectory in straight and circular obstacle avoidance (positive offset)

図 5.3.2 では，進入直線が+4m の横位置オフセットを有する場合の軌道算出例である．このように横位置オフセットが正の場合，放物線軌道が比較的短くなり，円弧壁に対する制御区間が長くなる傾向がある．

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

仮想斥力場の障害物回避効果を測るため、制動力制御を想定した前後力のみによる回避（前後力回避）と操舵制御を想定した横力のみによる回避（横力回避）との比較を試みる．図 5.3.3 に示すような記号を用いて、円弧壁，進入直線，および旋回円軌道の幾何学的関係を考慮すると、前後力回避の軌道  $P_b(X_b, Y_b)$  と横力回避の軌道  $P_r(X_r, Y_r)$  に関してそれぞれ次の関係がある．

[前後力制御]

$$\begin{cases} Y_{b1} = cX_{b1} + d \\ X_{b1}^2 + (Y_{b1} - R)^2 = R^2 \end{cases} \quad (6.2.1)$$

[横力制御]

$$\begin{cases} Y_{r0} = cX_{r0} + d \\ Y_c = kX_c + R \\ \frac{Y_{r0} - Y_c}{X_{r0} - X_c} \times c = -1 \\ (X_{r0} - X_c)^2 + (Y_{r0} - Y_c)^2 = R_c^2 \\ X_c^2 + (R - Y_c)^2 = (R - R_c)^2 \end{cases} \quad (6.2.2)$$

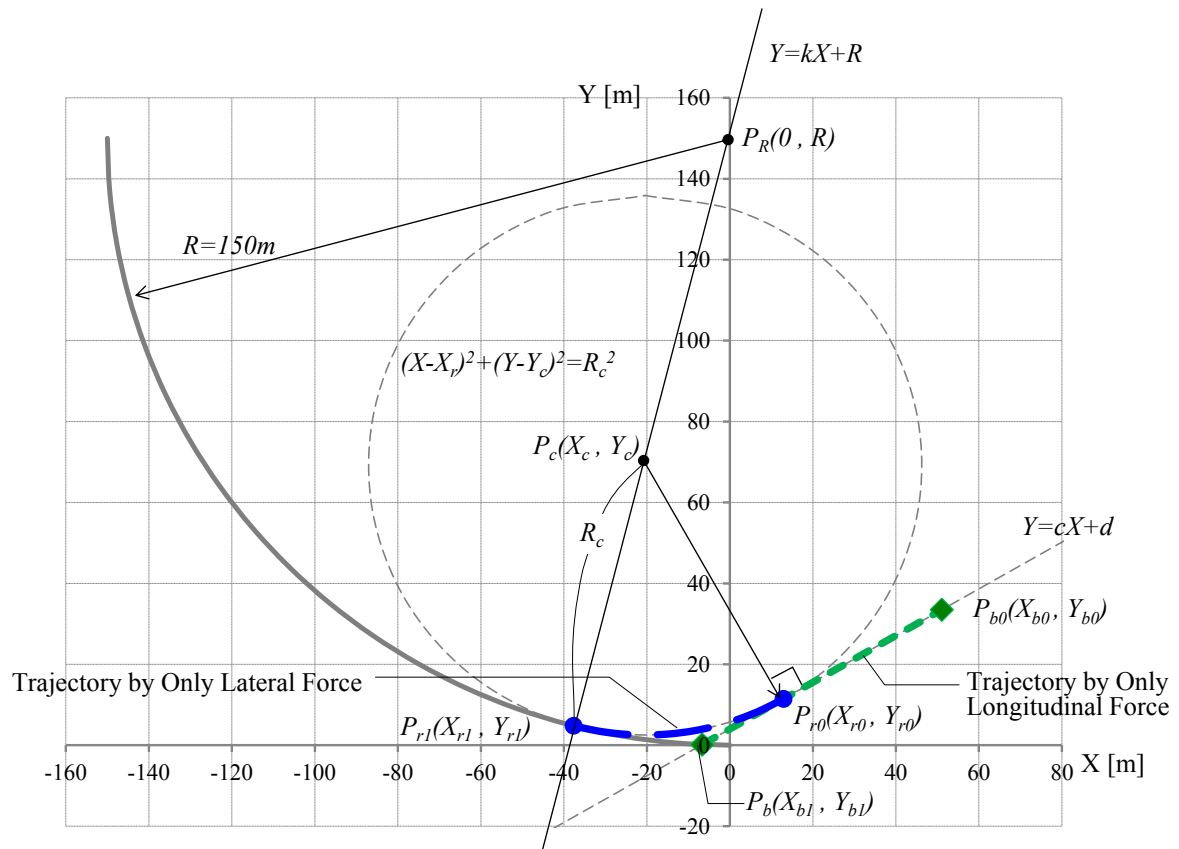
ここで、添え字”0”は制御開始位置を、添え字”1”は制御終了位置を示す．また、 $P_c, R_c$  はそれぞれ横力回避における中心と旋回半径であり、初速  $V_0$  と加速度  $a$  から  $R_c = V_0^2/a$  で算出できる．また、 $P_R$  は円弧軌道の中心であり、 $k$  は  $P_c$  と  $P_R$  を結ぶ直線の傾きである．力回避軌道の中心式(6.2.1)を  $X_{b1}$  について、また式(6.2.2)を  $X_{r0}$  について整理するとそれぞれ二次方程式を得られる．

$$(1+c^2)X_{b1}^2 - 2c(R-c)X_{b1} - d(2R-d) = 0 \quad (6.2.3)$$

$$(1+c^2)X_c^2 - 2c\left\{\frac{E}{c} + cE + d - R\right\}X_c - \left(\frac{E}{c} + cE + d - R\right)^2 - (R-r)^2 = 0 \quad (6.2.4)$$

ここで  $E = \sqrt{c2/(1+c2)}$  である．二次方程式の解として  $X_{b1}$  と  $X_{r0}$  が求まれば、幾何学的な関係より前後力制御と横力制御の制御開始位置  $P_{b0}, P_{r0}$  を求めることができる．

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証



**Fig. 5.3.3** Vehicle trajectory by lateral control and longitudinal control for straight and circular obstacle avoidance

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

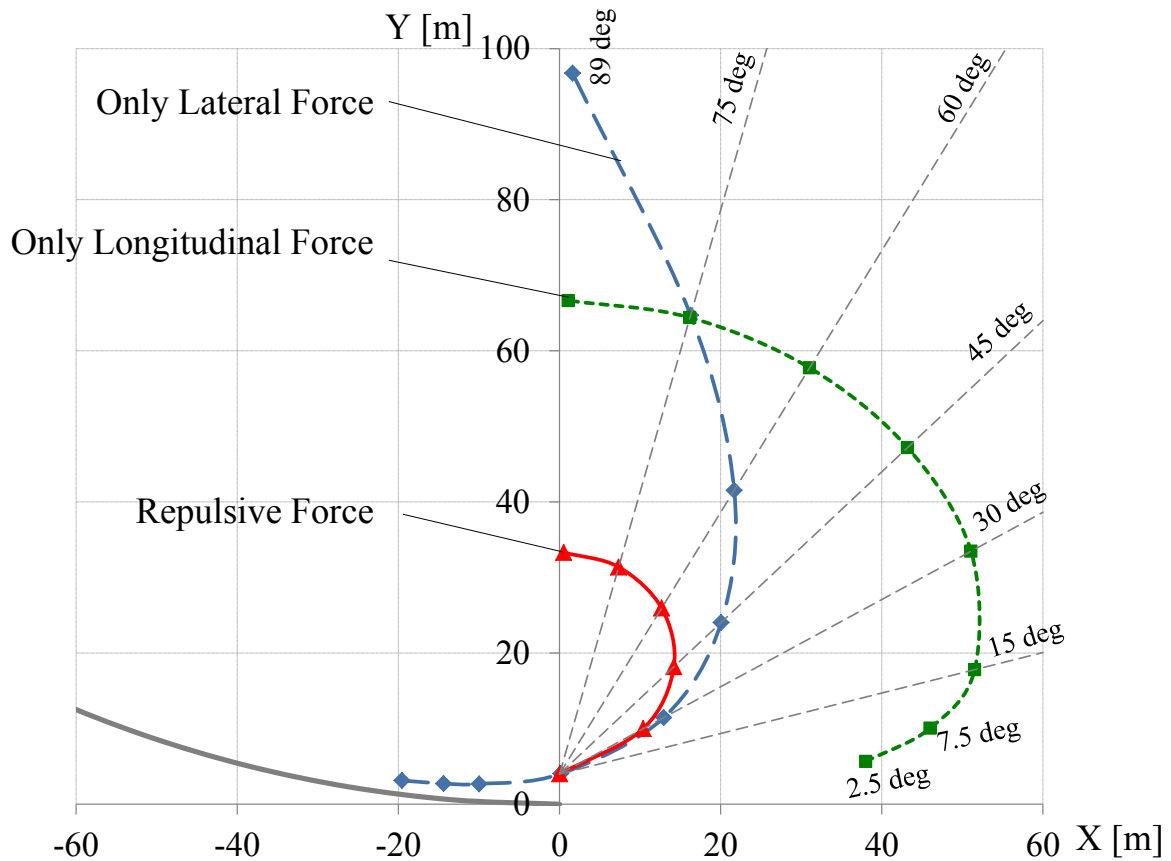


Fig. 5.3.4 Control activation points for straight and circular obstacle avoidance

横位置オフセットを+4mに固定して、進入角度を2.5~89degまで変化させた場合の制御開始位置の比較結果を図5.3.4に示す。全般的に斥力回避の制御開始位置は他の回避制御の制御開始位置よりも壁に近い位置になり、斥力回避の回避能力が高くことが示された。進入角度が大きいほどその効果は大きくなる。

一方で、角度が15度より下回ると、斥力回避と横力回避の差異がほとんどなくなる。第3章の図3.3.3でも示した通り、横位置オフセットが正の場合、進入角度が小さいと、斥力回避の加速度方向は横力回避とほぼ同じ方向となり、制御開始位置の違いも見られなくなる。

#### 5.4 車両運動モデルによる有効性検証

質点モデルで導出された制御開始位置を制御開始トリガーとし，車両運動制御シミュレーションを行い，仮想斥力場法の有効性の検証を行う．制御アルゴリズムには図 4.3.1 で示した衝突回避制御を，車両運動モデルには図 4.3.2 に示した非線形 4 輪車両モデルを用いる．

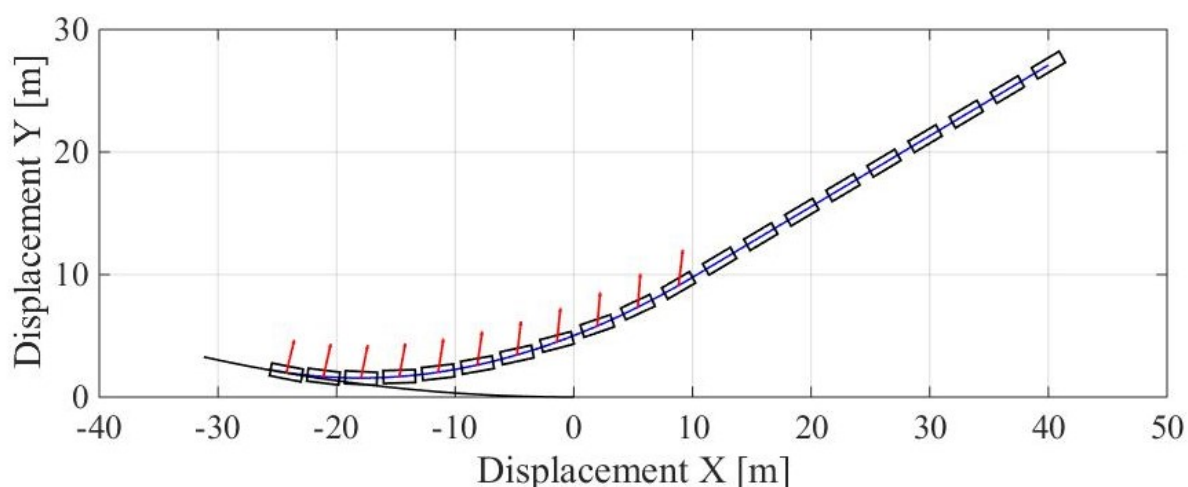
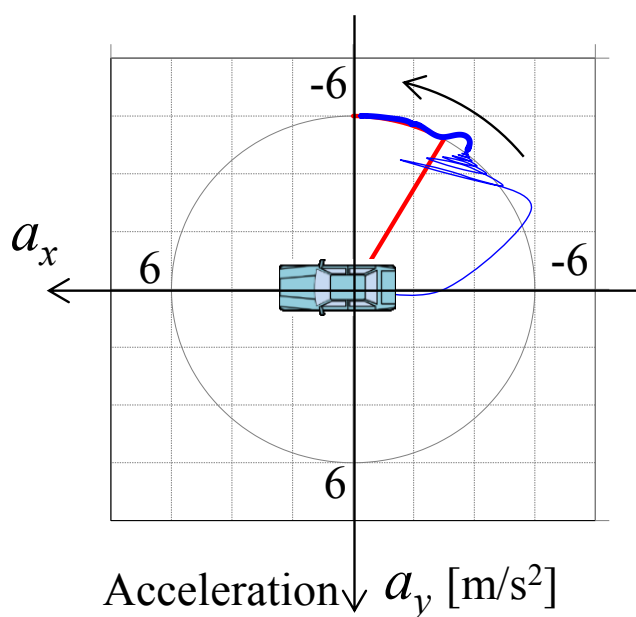


Fig. 5.4.1 Vehicle trajectory and force direction

車両運動モデルの走行軌跡を図 5.4.1 に示す．矢印は車両に作用する力の方向である．質点モデルで想定した通りの走行軌跡を描き，円弧とほぼ接するように衝突を回避する．制御最終位置の円弧からの距離は約 0.03m である．つまり，直線と円弧の複合壁に対しても，質点モデルに基づいて設定した制御開始位が有効であることを確認できる．

車両加速度の 2 次元平面上の遷移を図 5.4.2 に示す．図 5.4.1 と車両進行方向を揃えるため，X-Y 軸を 180 度回転して表示する．赤の実線が目標加速度，青の実線が車両運動モデルのシミュレーション結果である．目標加速度は図の第 3 象限上の円弧を Y 軸方向に向かって変化する．実加速度は，目標加速度に接近するまでは前後制御の不安定性から多少振動的ではあるが，一旦目標加速度に接近した後は良好な追従性を示す．

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

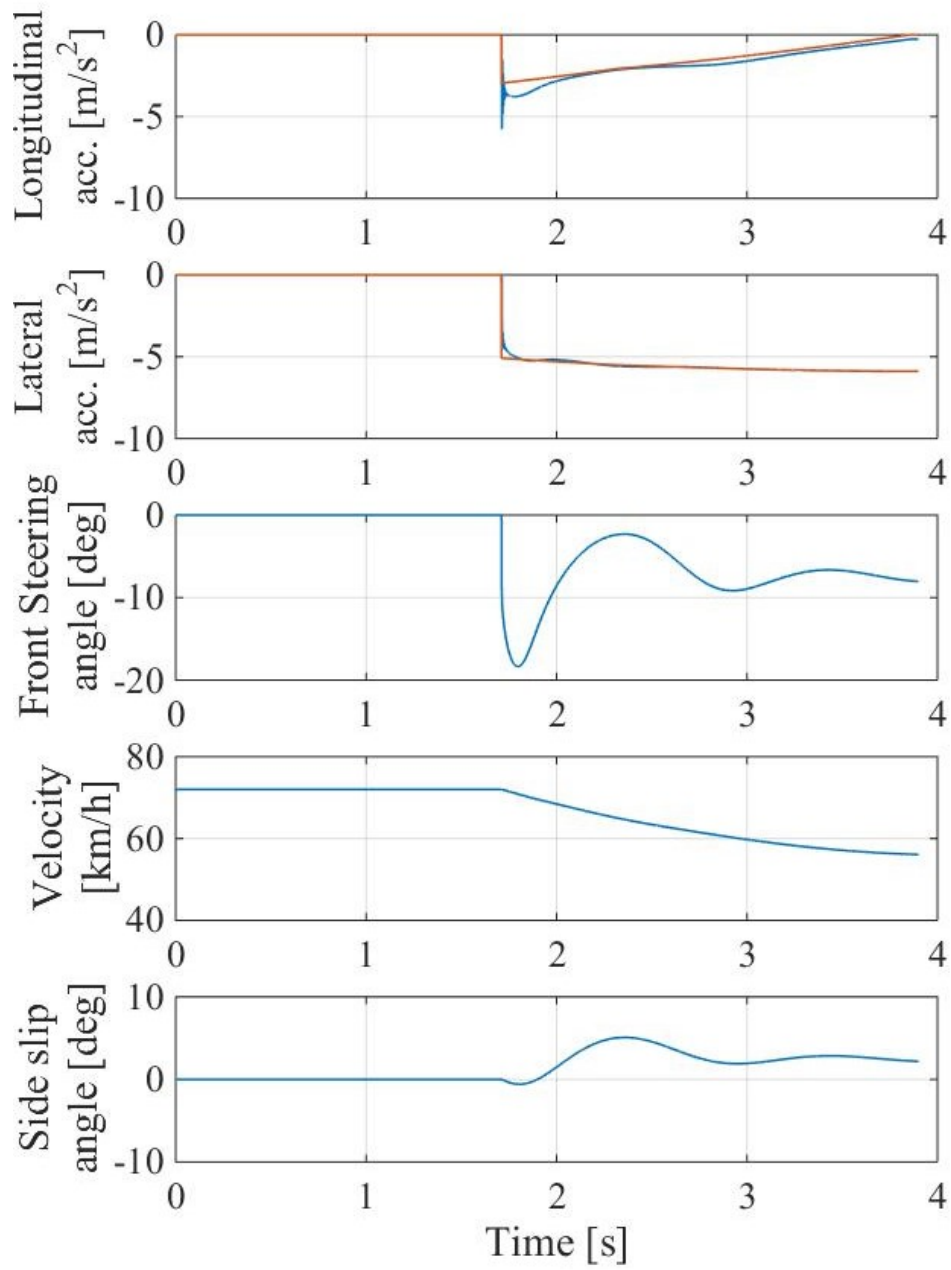


**Fig. 5.4.2** G-G diagram during collision avoidance control

車両挙動に関する過渡応答結果を図 5.4.3 に示す．加速度に関しては，赤の実線が目標加速度，青の実線が車両運動モデルのシミュレーション結果である．前後加速度はコーナリングドラッグによる過減速により制御初期のタイミングで目標値との乖離を示すが，その他は横加速度も高い追従性を示している．この追従性を実現するために，前輪舵角が大きく変化している．また，制御初期に約  $5\text{deg}$  の車体横滑り角が発生し，次第に  $2\text{deg}$  程度に収束する．制御終了に向かうに従い，制御入力も横方向のみの力に変化していることから，減速と旋回をシームレスに統合した衝突回避制御が実現できることがわかる．減速制御の効果として車速が滑らかに減少する．制御初期の大きな舵角変化や横滑り角を抑制するためには，制御初期に加速度緩和部の導入が必要である．



## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証



**Fig. 5.4.3** Simulation results in straight and curved walls

## 5. 直線から円弧へ進入時の制御則導出と有効性検証

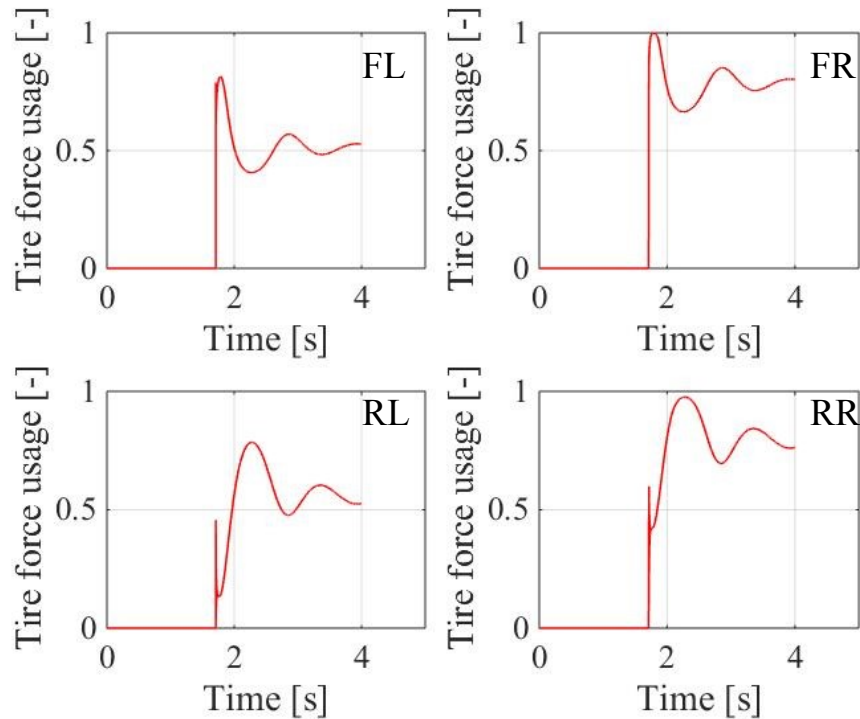


Fig. 5.4.4 Simulation result of tire force usage in straight and curved walls

タイヤの稼働率を図 5.4.4 に示す．第 4 章の結果(図 4.6.5)と同様に，旋回を伴うため内輪が摩擦限界に達しやすい傾向にあることが確認できる．ステップ状の目標加速度を実現するために，制御初期に舵角が大きく切られる影響で，前輪のタイヤ稼働率は瞬間的に高くなる．また制御初期には減速が伴うため，前後の荷重移動により後輪のタイヤ稼働率がやや高い値を示している．このような各タイヤの稼働率のアンバランスを解消するためには，左右輪への配分アルゴリズムの追加，固定配分としている前後配分の可変性が課題である．

### 5.5 まとめ

本章では、回避すべき対象物が直線と円弧の複数種類の場合に関して、質点モデルを仮想斥力場法に適用して制御開始位置と制御軌道を導出した。制御対象が直線から円弧へ変化する場合に、任意の進入角度において制御開始位置と制御軌道が幾何学的に求まり、横力回避と前後力回避よりも回避距離が短縮できることを示した。

仮想壁が直線から円弧に変化する場合、予め2つ目の障害物である円弧壁の位置を考慮しながら、1目の障害物である直線壁の制御開始位置を求める必要がある。仮想壁が直線から円弧に変化する地点の接続条件を与えることで、直線障害物のみを考慮した場合の制御開始位置よりも手前の位置で制御を開始でき、最終的に円弧壁に接しながら制御完了できる制御開始位置と制御軌道を求めた。

また、直進車両の到達予想点が直線壁と円弧壁の両ケースにおける制御開始位置と軌道を数値的に求めた。全般的に斥力回避の制御開始位置は他の回避制御の制御開始位置よりも壁に近い位置になり、進入角度が大きいほど斥力回避の優位性が高くなることを示した。

さらに、車両運動モデルと加速度フィードバック制御を用いた制御軌道が、質点モデルと同様の軌跡を描き、最終的に仮想壁である円弧とほぼ接するように衝突を回避できることを示した。これにより、直線と円弧の複合壁に対しても、質点モデルに基づいて設定した制御開始位が有効であることを確認できた。また、車両やタイヤの過渡応答を分析し、よりスムーズで安定した制御の実現には、制御初期の加速度緩和部の導入や、各タイヤの前後力・横力の適正配分化が課題あることを示した。

## 第 6 章

# 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

### 6.1 はじめに

本章では，直線の仮想壁を左右に想定するケースを考える．6.2 節において本ケースに関して質点モデルを用いて制御軌道と制御開始位置の導出を試みる．6.3 節では特に回避制御の進入角と脱出角が平行の場合（平行移動）について述べる．6.4 節において平行移動に関して質点モデルを用いた解析結果を示す．6.5 節において任意の進入角の条件に関して質点モデルを用いて解析する．6.6 節では，平行移動に関して車両運動モデルと加速度フィードバック制御を用いて質点モデルの有用性を分析する．なお，本章の定式化においては，問題の単純化のために，加速度の緩和部は考えず，加速度の大きさが一定の条件で定式化を試みる．

### 6.2 左右複合障害物（任意角移動）

障害物回避シーンとして，左右片方の障害物を回避した直後，別側の障害物を回避すべきケースも想定される(図 5.3.1)．この場合，車両軌跡(b)のように，最初の障害物を回避できても，次の障害物を回避できない恐れもあるため，軌跡(a)のように，予め 2 つ目の障害物を考慮した軌道計画が必要となる．以下，旋回方向が反転するシーンに拡張する制御手法を検討し，軌道および制御介入位置の導出方法の定式化を行う．

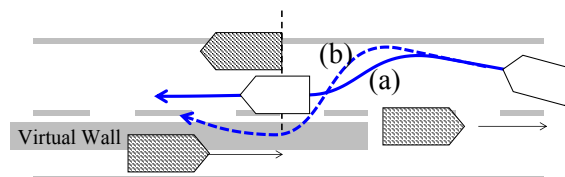
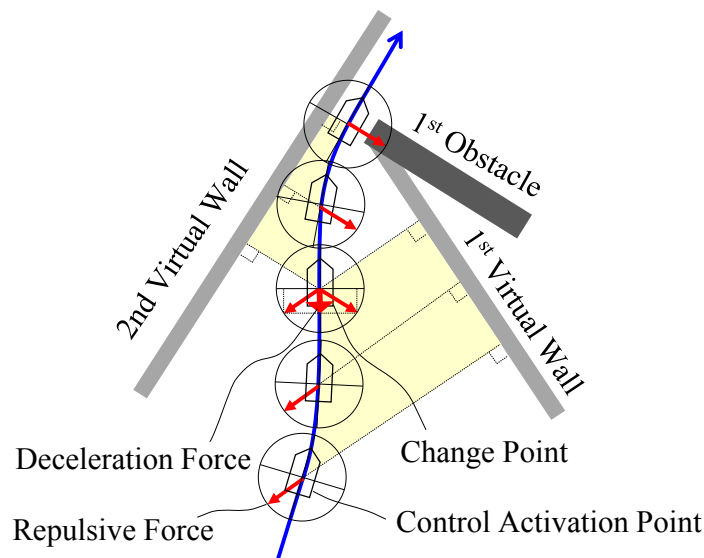


Fig. 6.2.1 Use-cases of avoidance against multiple obstacles

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証



**Fig. 6.2.2** Use-cases of avoidance against multiple obstacles

定式化にあたって、次の条件を前提とする．

- (a) 左右一対の直線仮想壁からの斥力が作用
- (b) 1次障害物は2次仮想壁に対して垂直
- (c) 1次障害物の端面を延長した直線上に車両が到達して  
制御終了．終了時の進行方向は2次仮想壁に平行
- (d) 制御力の大きさは一定(加速度  $6\text{m/s}^2$  相当)
- (e) 旋回方向反転前後の減速度と速度は連続

条件(a)～(d)は、基礎検討段階として問題の簡素化を図るために設定する．条件(e)は、制御力一定の条件で旋回方向を反転させる際に、加速度の変動を抑えること狙って設定する．搭乗者に作用する慣性力変動を抑えると同時に、車両の垂直荷重を前輪へシフトしたまま旋回反転できるため、ヨーモーメントの促進、車両運動性能の向上も期待できる．ただし、本条件によっても、横方向の加速度がステップ状に変化することになるため、加速度変化緩和区間の導入は課題として残る．

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

実際の車両では、制御力の大きさを一定とし、方向のみを制御する手法として、ステアリング制御とブレーキ制御の組み合わせで実現する。実際に制御力を正確に再現するには制御遅れなどの技術的な課題があるが、本報告では基礎検討段階として、時間遅れのない質点モデルを用いて定式化を図る。

前述の想定条件(a)～(c)を満たすように、特に左右反転前後の減速度と速度が連続になるように2つの回避軌道曲線を接続するには工夫を要する。図 6.2.3 に示すように、「線対称に接する2つの放物線」を用いれば、旋回方向反転前後の減速度と速度が連続になる。車両は方向の異なる2つの放物線（1次側と2次側）をたどるが、2つの放物線上の運動は対称軸に関する方向が異なるだけである。このため、1次側と2次側の接続点前後では、減速度と速度は連続になる。さらに、2次側の放物線上を動く運動を仮想的に解析すれば、等価的に1次側の運動を解析できることになり、解の導出を簡単化できる。

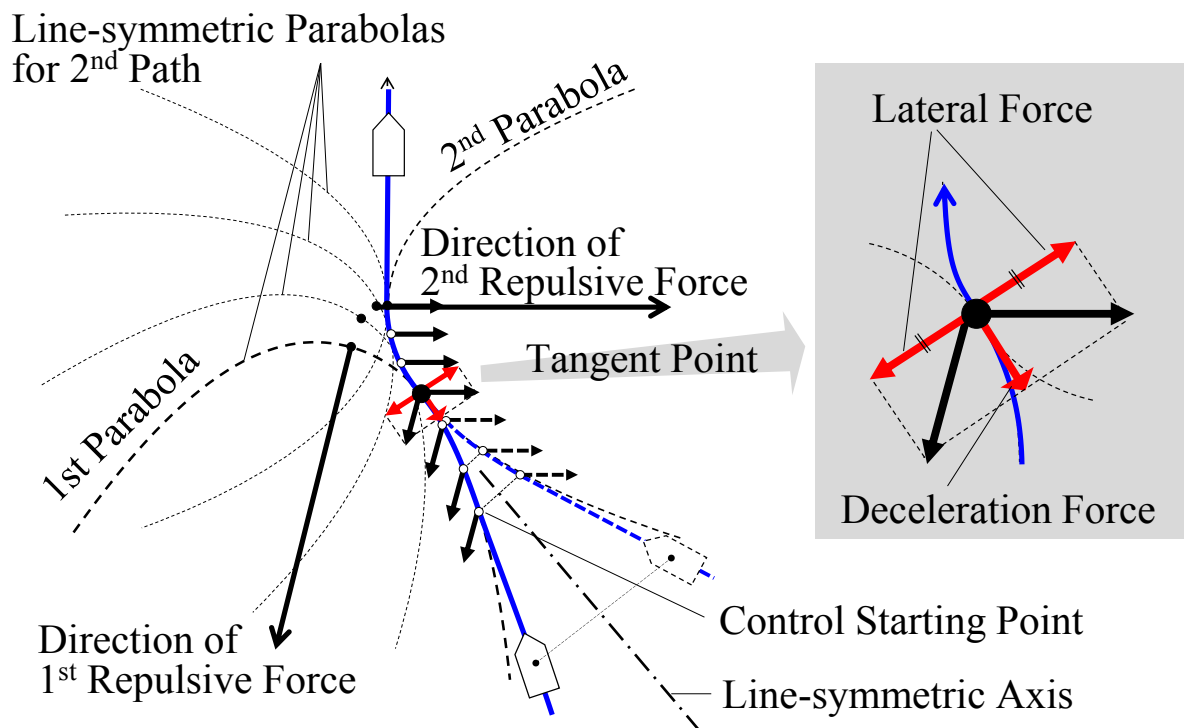


Fig. 6.2.3 Line-symmetrical parabolic path

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

2つの放物線の幾何学的な関係を利用して、任意の進入角で障害物に接近する車両の軌道と制御開始位置を求める．図 6.2.4 に示すような座標系において、初速  $V_0$  の車両が障害物に直進して接近するケースを考える．接近する直線軌道は、2つ目の仮想壁に対して傾き  $c$ 、横位置オフセット  $d$  とする．

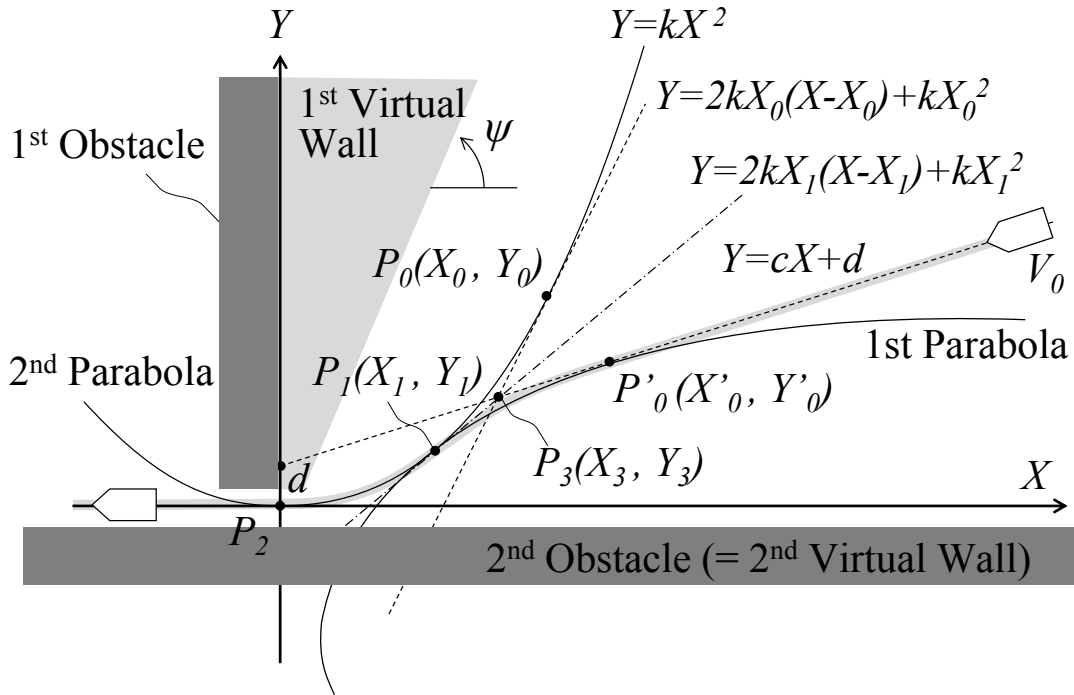


Fig. 6.2.4 Geometrical definition

2次側放物線の関数を  $Y = kX^2$  とすると、進入軌道直線、対称軸、および進入線の線対称線は、それぞれ図 6.2.4 に記載した式のように表現できる．これらの直線が1つの交点  $P_3(X_3, Y_3)$  で交わることから、次の関係を有する．

$$\begin{cases} Y_3 = cX_3 + d \\ Y_3 = 2kX_1(X_3 - X_1) + kX_1^2 \\ Y_3 = 2kX_0(X_3 - X_0) + kX_0^2 \end{cases} \quad (6.2.1)$$

式(6.2.1)から  $X_3$  と  $Y_3$  を消去すると接点  $X_1$  に関する次式を得る．

$$X_1 = \frac{cX_0 + 2d}{2kX_0 - c} \quad (6.2.2)$$

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

対称軸のヨー角は、線対称の2つの進入直線の間値となることから、各直線の傾きの間にはの次式の関係がある．

$$2 \tan^{-1}(2kX_1) = \tan^{-1}(2kX_0) + \tan^{-1}(c) \quad (6.2.3)$$

上式を接点  $X_1$  に関して整理すると次式を得る．

$$X_1 = \frac{c\sqrt{1+h^2} + h\sqrt{1+c^2}}{2k(\sqrt{1+h^2} + \sqrt{1+c^2})} \quad (6.2.4)$$

ただし  $h = 2aX_0$ ．また、制御終了点  $P_2$  にて、Y 軸方向の速度成分がゼロとなることから、初速  $V_0$  と制御加速度  $a$  の間に、次式が成り立つ．

$$X_0 = \sqrt{\frac{V_0^2}{2ka} - \frac{1}{4k^2}} \quad (6.2.5)$$

これら式(6.2.2),(6.2.4),(6.2.5)から、放物線の係数  $k$ 、制御開始点  $X_0$ 、接点  $X_1$ 、さらに回避軌道を求めることができる．1 次側の仮想壁の角度  $\phi$  は  $(2 \times \tan^{-1}(2kX_1))$  として定めることができる．つまり 1 次側の仮想壁の角度は、2 次側の仮想壁に進入する条件によって定まることになる．

式(6.2.5)を用いて、式(6.2.2)と式(6.2.4)が等しくなる放物線係数  $k$  を求めれば、結果的に放物線が定まる．ただし、式(6.2.2)と式(5.3.4)の連立式は  $h(= 2kX_0)$  の 4 次方程式となり、解を探索的に求める必要がある．一旦目標軌道が定まれば、放物線上の位置や速度、加速度は、次のように幾何学的な関係式や基礎的な放物線運動から容易に求めることができる(式(6.2.6)(6.2.7) )(6.2.8))．ここで式(6.2.6)の第 2 式については、1 次側放物線上では正の符号、2 次側放物線上では負の符号をとる．式(6.2.8)の  $p$  は 2 つの放物線の対称軸の傾きであり、 $p = 2aX_1$  の関係をもつ．



## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

[車両座標系に対する加速度成分]

$$\begin{cases} a_x = -\frac{2kX}{\sqrt{1+(2kX)^2}} a \\ a_y = \pm \frac{1}{\sqrt{1+(2kX)^2}} a \end{cases} \quad (6.2.6)$$

[絶対座標系に対する 2 次放物線上の速度成分]

$$\begin{aligned} V_x &= \frac{V_0}{\sqrt{1+(2kX_0)^2}}, \\ V_y &= \sqrt{2aY} \end{aligned} \quad (6.2.7)$$

[1 次放物線上の制御開始位置  $X_0'$  ]

$$\begin{cases} X_0' = \frac{2kpX_0^2 + (1-p^2)X_0 + p^2X_1}{1+p^2} \\ Y_0' = \frac{k(p^2-1)X_0^2 + 2pX_0 - pX_1}{1+p^2} \end{cases} \quad (6.2.8)$$

## 6.3 左右複合障害物（平行移動）

特別なケースとして，図 6.3.1 に示すような直線路の車線を変更して障害物を回避するような走行シーンを考える．この場合，進入方向と脱出方向が同方向となり，平行移動の障害物回避となる．

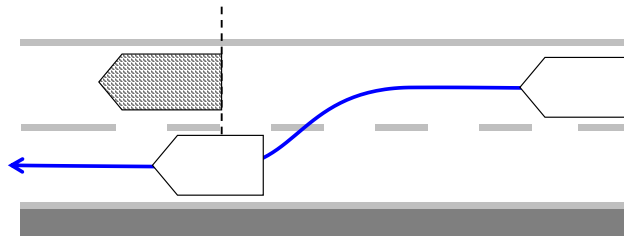


Fig. 6.3.1 Use-case of parallel shift

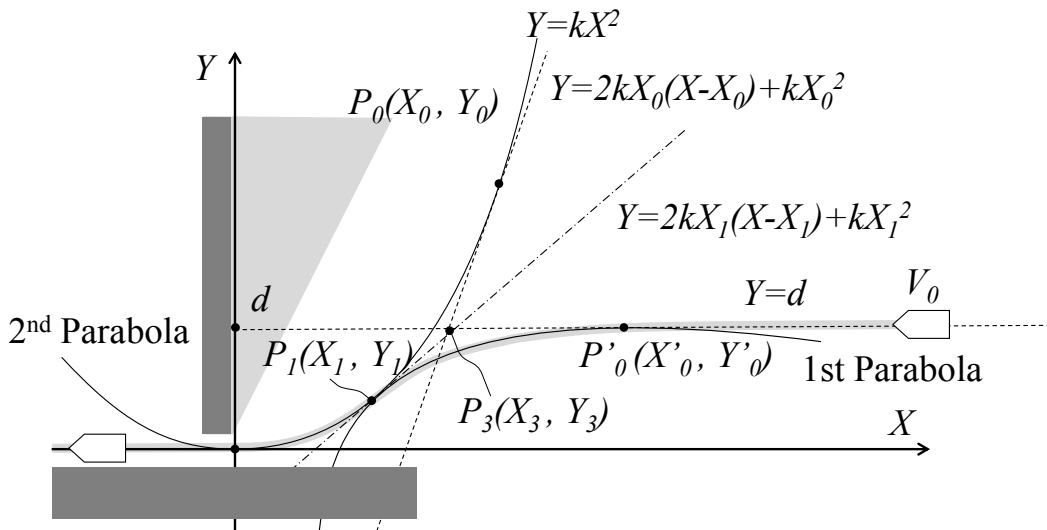


Fig. 6.3.2 Geometrical definition for parallel shift

図 6.3.2 に示すような座標系を用いて，平行移動する車両の軌道と制御開始位置を求める．初速  $V_0$  の車両が 2 次仮想壁に対して平行に走行し，1 次障害物に接近するケースを考える．このとき進入直線の傾き  $c$  はゼロとなる． $c=0$  を式(6.2.2)に代入すると，

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

$$X_1 = \frac{d}{kX_0} \quad (6.3.1)$$

となり，制御開始点  $X_0$ ，接点  $X_1$  の関係を簡単化できる．本関係式を用いると角度の関係(式(6.2.4))も簡単化でき，次のような放物線係数  $k$  と制御開始点  $X_0$  の関係式を得る．

$$X_0 = \sqrt{\frac{4kd^2 + 2d}{k}} \quad (6.3.2)$$

さらに，式(6.2.5)の関係を用いると

$$k = \frac{(w_a - 2d) - \sqrt{w_a(w_a - 4d)}}{8d^2}, \quad \left( w_a = \frac{V_0^2}{2a} \right) \quad (6.3.3)$$

となり，初速  $V_0$ ，制御加速度  $G$ ，および横位置オフセット  $d$  から放物線の係数  $k$  が代数的に定まる．さらに式(6.3.1)(6.3.2)を用いて放物線の接点  $X_1$ ，制御開始点  $X_0$  も定まる．すなわち，平行移動の障害物回避の場合，車両の軌道と制御開始位置を代数的に求めることができる．

### 1.3 質点モデルの解析結果（平行移動）

車両が平行移動して障害物を回避するケースに関して，横移動のオフセット距離を  $D=4$  [m] と仮定して回避軌道等を定量的に求める．

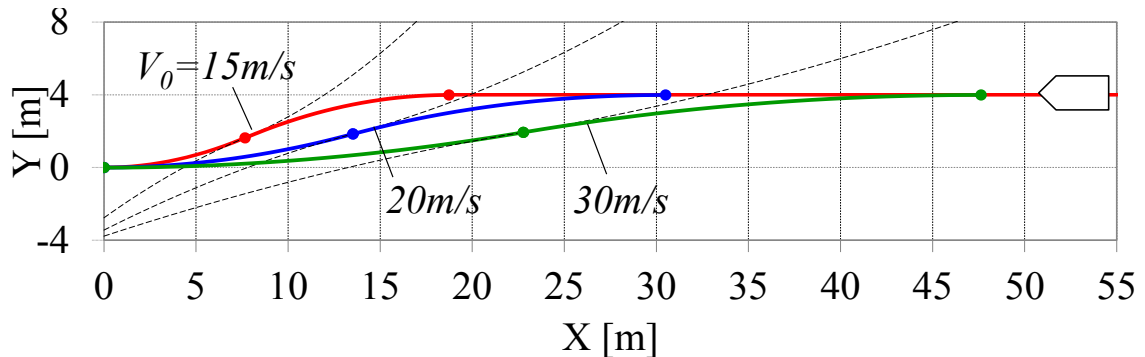
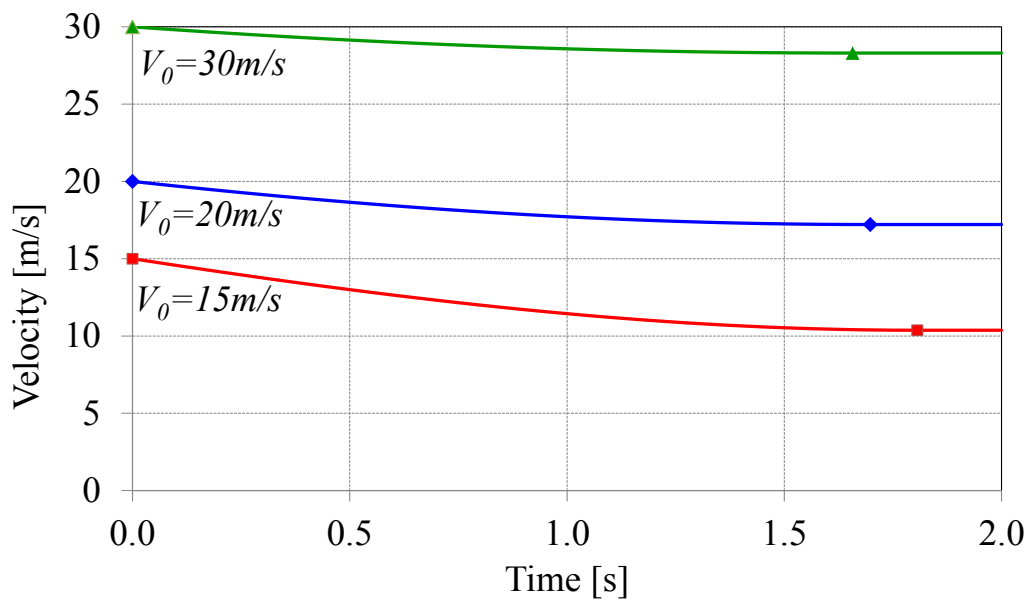


Fig. 6.4.1 Vehicle trajectory in obstacle avoidance with different initial velocities

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

初速  $V_0$  が 15, 20, 30m/s のときの車両軌道を 図 6.4.1 に示す. それぞれ, 前方障害物の位置から 21.2, 31.5, 47.7 m の地点で回避制御が開始され, 1 次の放物線軌道に入る. その後, 前方障害物の位置から, 7.7, 13.5, 22.8m の地点で 2 次の放物線に遷移する. このように, 初速  $V_0$  に応じて衝突回避の制御開始位置を算出できていることが分かる.



**Fig. 6.4.2** Change of velocity during obstacle avoidance

車速  $V$  の時間変化を図 6.4.2 に示す. 本制御手法の特徴は, 減速制御と旋回制御を同時に行うことである. 初速 20m/s のケースでは, 最終速度が 17.2m/s まで減少する. これにより運動エネルギーの減少し, 万が一衝突を避けられない場合の被害軽減効果も期待できる.

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

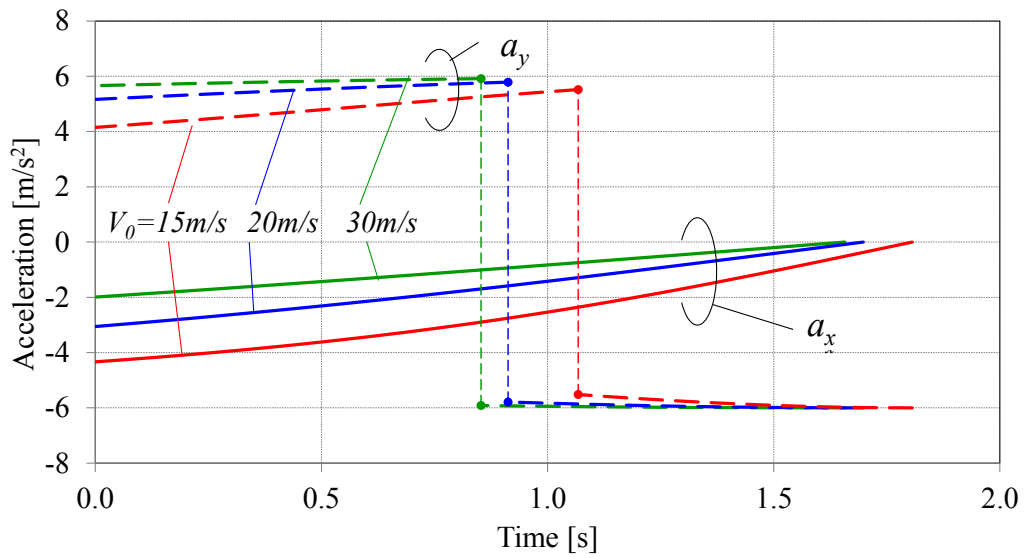


Fig. 6.4.3 Change of vehicle acceleration during avoidance

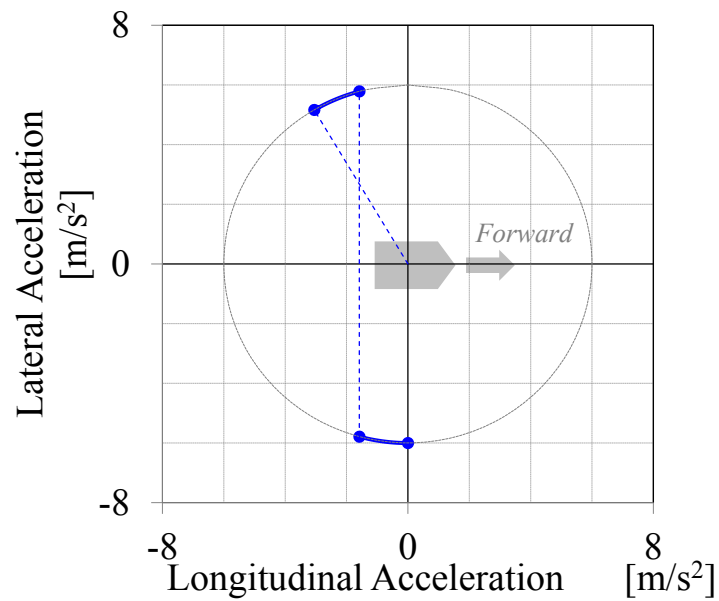


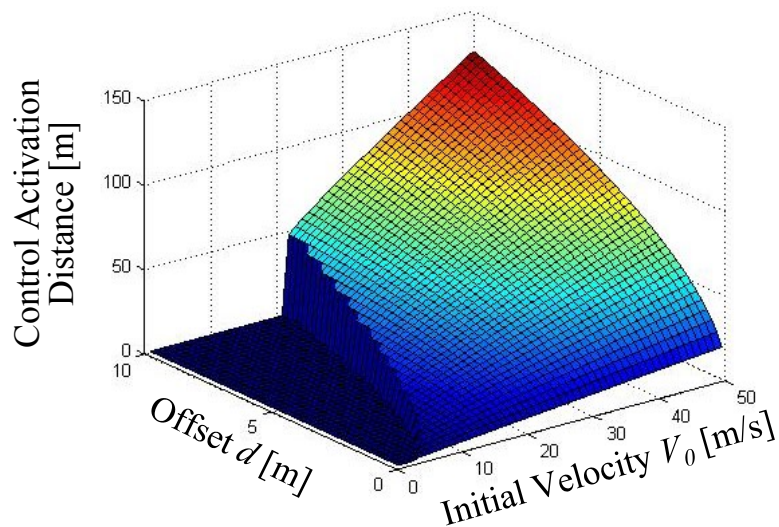
Fig. 6.4.4 G-G diagram during obstacle avoidance

加速度変化の様子を図 6.4.3 に示す．実線が前後方向の加速度，破線が横方向の加速度である．制御開始からおよそ 1 秒後に旋回方向が反転する．このタイミングでも減速度は連続的に変化することを確認できる．

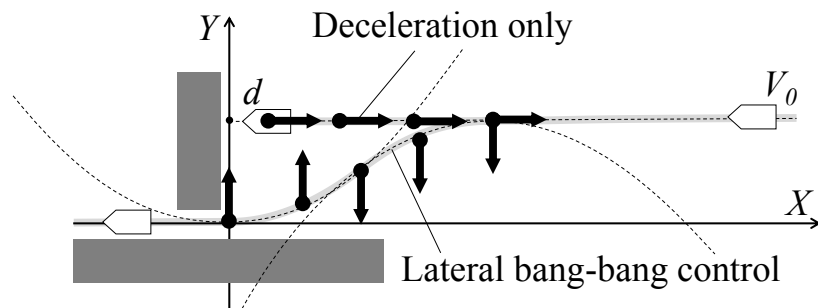
## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

初速  $V_0=20$  [m/s]のときの加速度変化を図 6.4.4 のような 2 次元グラフ(g-g ダイアグラム)でプロットすると,  $|G|=6\text{m/s}^2$  の円弧を描く. 本図からも, 減速度が連続的に減少しながら横加速度のみが左右反転することを観察できる.

初速  $V_0$  と横位置オフセット  $d$  を変化させたときの制御開始位置  $L$  を図 6.4.5 に示す. 初速またはオフセットが大きいほど遠い位置から回避制御の開始が必要であることわかる. また, 初速が低く, オフセットが大きい領域では式(6.2.5)の平方根が虚数となり, 解不定の領域が生じる. この領域は, 以下に示すような減速のみで障害物回避する方法が有効な領域である.



**Fig. 6.4.5** Control activation distance  $L$  with respect to the initial velocity and the lane change width



**Fig. 6.4.6** One directional control

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

本制御手法の制御開始位置に関して、制動のみで衝突回避する方法、および横方向の制御のみで回避する方法と比較する(図 6.4.6). これらの方法でも、質点に制御加速度  $6\text{m/s}^2$  が作用することとし、横方向制御は横位置オフセット  $4\text{m}$  の回避に対して  $\pm 6\text{m/s}^2$  の Y 軸方向 bang-bang 制御とする。

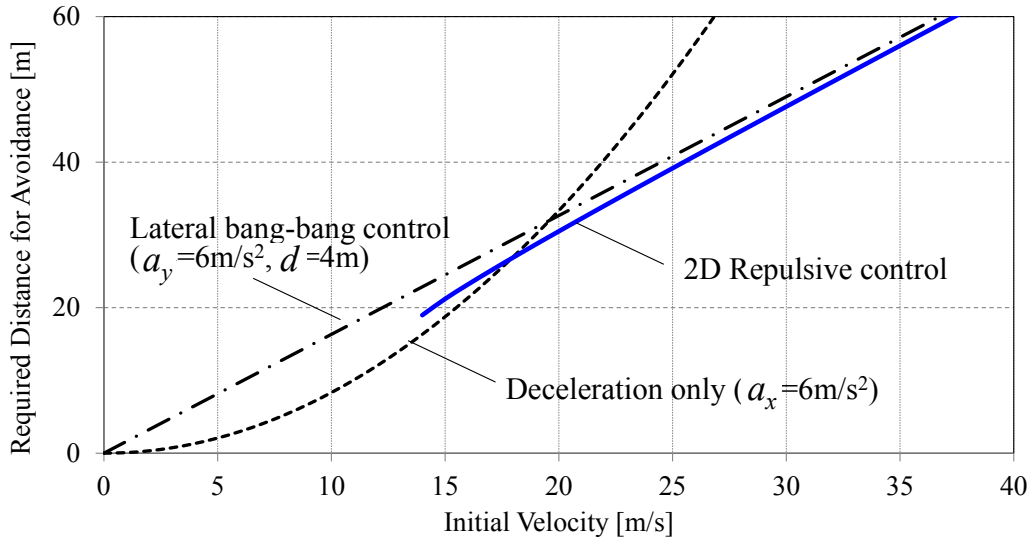


Fig. 6.4.7 Comparison with braking and steering cases

比較結果を図 6.4.7 に示す。横方向のみによる制御と比較すると、減速と旋回の複合制御は制御開始位置を短縮でき、初速が低いほどその割合が大きくなる。減速制御と比較すると、初速  $18\text{m/s}$  以下では減速のみの制御の方が制御開始位置が小さくなる。つまり旋回せずに障害物の直前で停車する方が距離的に有利になる。以上から、本条件では初速  $18\text{m/s}$  以上の回避シーンで制御開始位置の短縮効果が期待できる。

これまでの解析結果で示した通り、制御加速度、初速、オフセットを定めれば、式 (6.3.1)～式(6.3.3)を用いて本手法の回避軌道、制御開始位置、車両運動状態量を導出できることが分かる。

## 6.5 質点モデルの解析結果（任意角移動）

次に車両が任意の角度をもって障害物に接近するケースを考える．最初の障害物への到達予測地点が，次の障害物から横方向に 4m オフセットしている場合を想定して回避軌道等を定量的に求める．

脱出方向に対して進入角が正方向(7.5 度)，かつ初速  $V_0$  が 20, 25, 30m/s のときの車両軌道を 図 6.5.1 に示す．それぞれ，前方障害物の位置から X 軸方向 35.2, 49.8, 66.1 m の地点で回避制御が開始され，1 次の放物線軌道に入る．その後，前方障害物の位置から，17.2, 27.1, 38.0m の地点で 2 次放物線に移る．前節の平行移動のケースと比較して，横方向の移動量とヨー角変化量が増えるために制御開始距離も長くなる傾向がある．

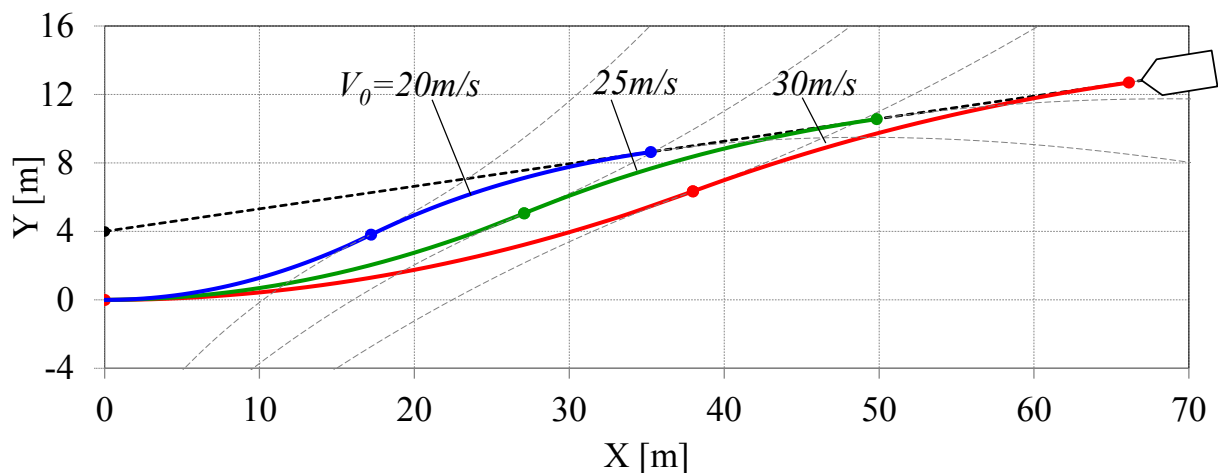
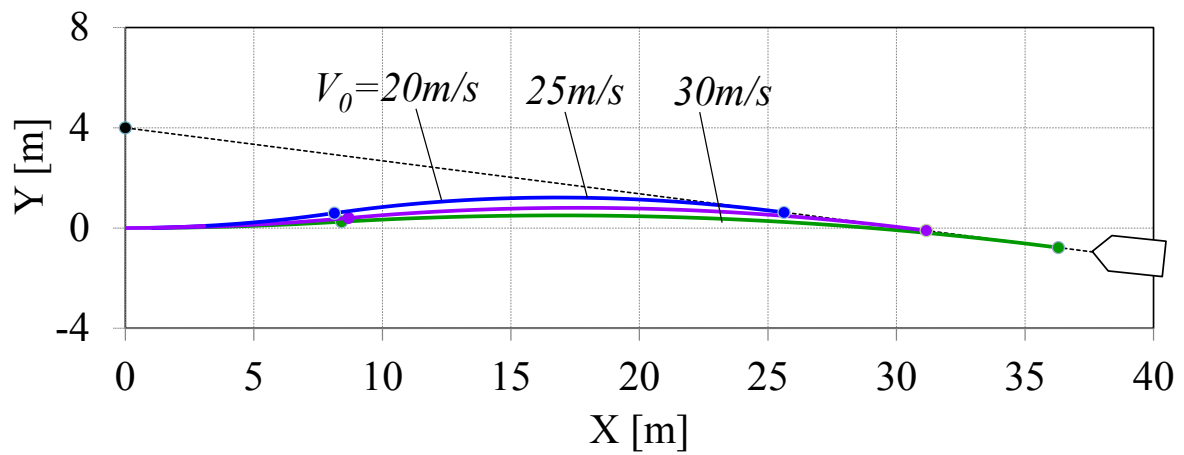


Fig. 6.5.1 Path with positive approach angle (+7.5deg)

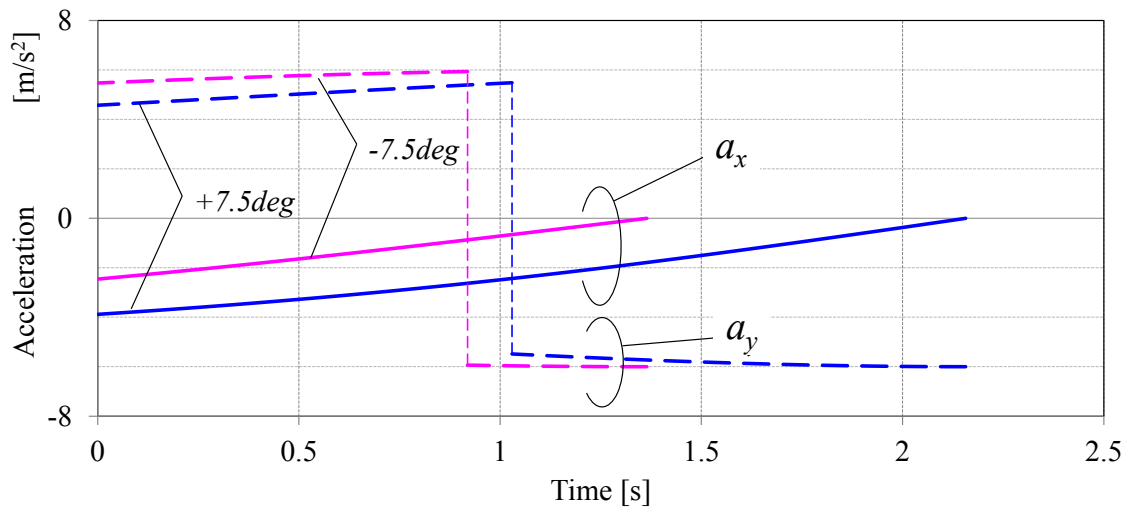


## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証



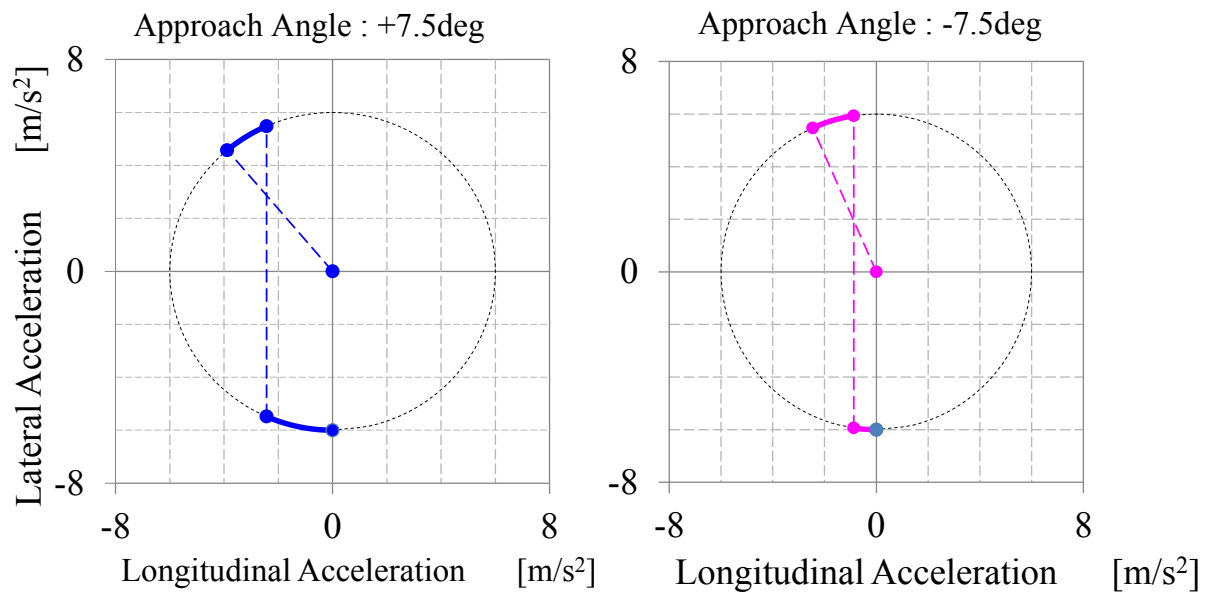
**Fig. 6.5.2** Path with negative approach angle (-7.5deg)

脱出方向に対して負の進入角(-7.5 度), かつ初速  $V_0$  が 20, 25, 30m/s のときの車両軌道を 図 6.5.2 に示す. それぞれ, 前方障害物の位置から X 軸方向 25.6, 31.2, 36.3 m の地点で 1 次放物線軌道に入り, 8.1, 8.7, 8.4m の地点で 2 次放物線に移る. 平行移動と比較して, 横方向の移動量とヨー角変化量が減るために制御開始距離も短くなる傾向がある.



**Fig. 6.5.3** Change of acceleration during obstacle avoidance

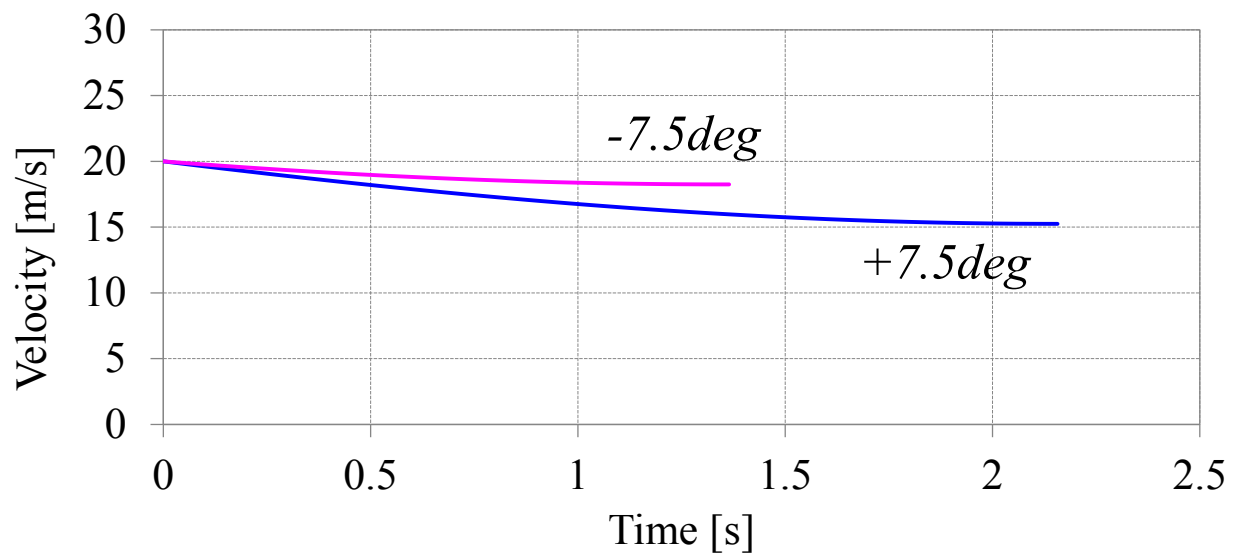
## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証



**Fig. 6.5.4** G-G diagram during obstacle avoidance

初速  $V_0=20\text{m/s}$  のときの加速度変化を図 6.5.3 と図 6.5.4 に示す．正負いずれの進入角の条件でも減速度が連続的に変化するが，正の進入角のほうが減速度が大きいこと確認できる．進入角が正側に増えると，特に 1 次側の軌道で旋回よりも減速要素が大きくなり，速度を低下させて通過することになる．一方，進入角が負側に増えると旋回制御の割合が高くなる．

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証



**Fig. 6.5.5** Change of velocity during obstacle avoidance

初速  $V_0=20\text{m/s}$  のときの車速変化を図 6.5.5 に示す. 正の進入角の方が減速度が大きく制御時間も長いため, 速度低下も大きくなる. 進入角  $+7.5$  度のケースでは初速  $20\text{m/s}$  が最終的に速度  $15.2\text{m/s}$  となり約 24% の速度低減となる.

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

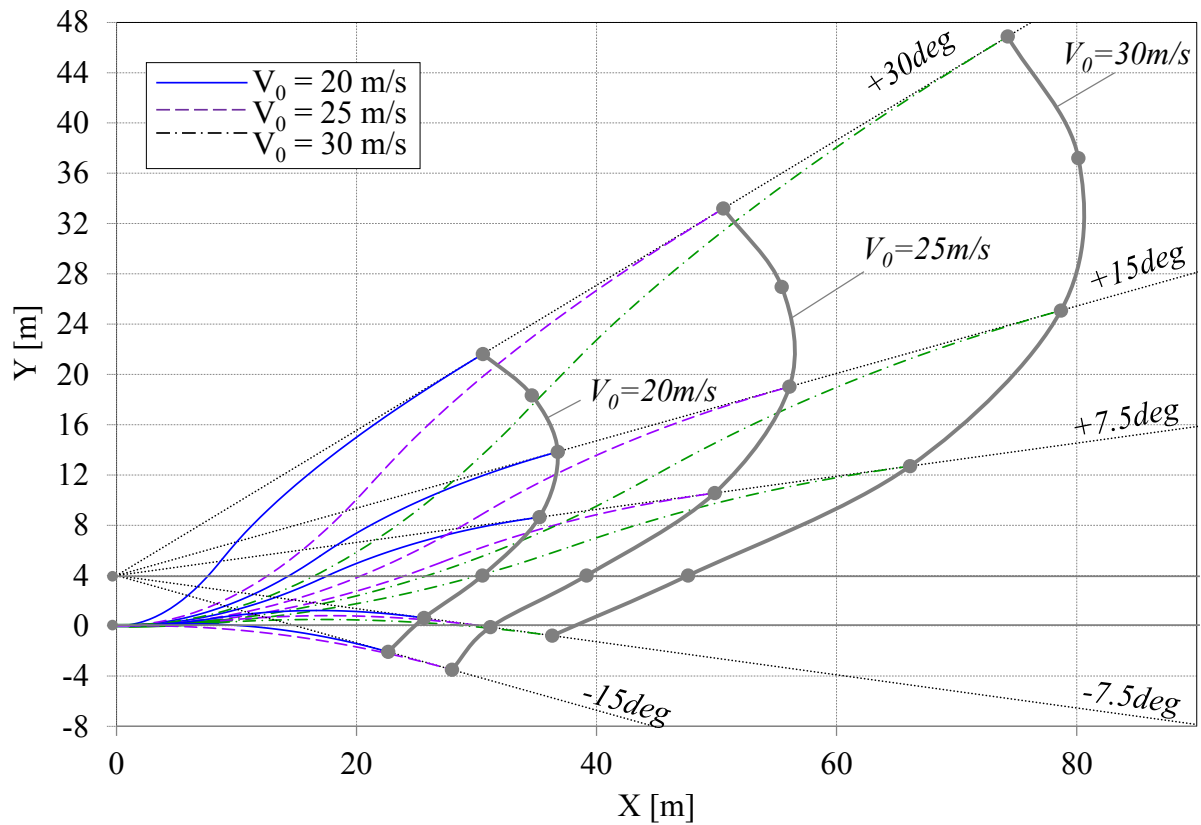


Fig. 6.5.6 Control activation point

進入角を $-15 \sim 30$ 度まで変化させて、各初速毎に制御開始位置をつなぐと図 6.5.6 を得る。本図からも、進入角が正側に増えると変化させるべきヨー角が増加するため、制御開始位置を大きくとる必要があることが分かる。なお、初速 30m/s かつ進入角 $-15$ 度の条件では、制御方向を左右反転させて S 字軌道を描くことができなくなる。

これまでの解析結果を通して、加速度、初速、進入角、オフセットを定めれば、式 (6.2.2),(6.2.4),(6.2.5)を用いて、軌道、制御開始位置、車両運動状態量を導出可能なことを示すことができた。

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

### 6.6 車両運動モデルによる有効性検証

質点モデルで導出された制御開始位置を制御開始トリガーとし，平行移動条件に関する車両運動制御シミュレーションを行い，仮想斥力場法の有効性の検証を行う．制御アルゴリズムには図 4.3.1 で示した衝突回避制御を，車両運動モデルには図 4.3.2 で示した非線形 4 輪車両モデルを用いる．

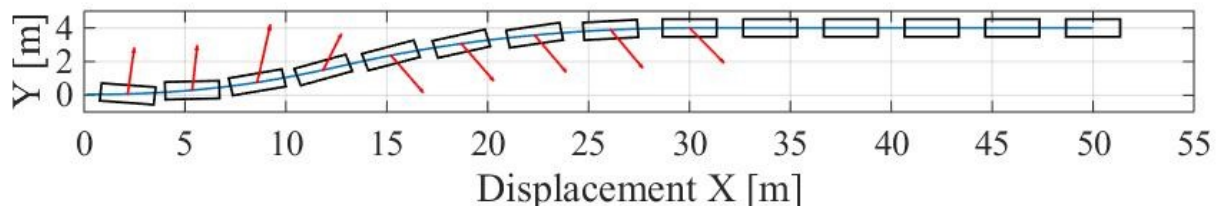


Fig. 6.6.1 Vehicle trajectory and force direction

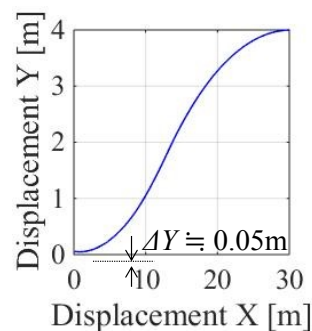


Fig. 6.6.2 Enlarged trajectory during control

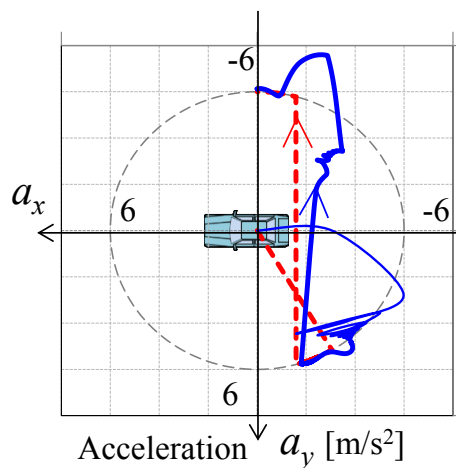


Fig. 6.6.3 G-G diagram during collision avoidance control

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

車両運動モデルによる初速 20m/s の走行軌跡を図 6.6.1 に、その拡大図を図 6.5.2 に示す。矢印は車両に作用する力の方向である。図 6.4.1 の 質点モデルによる走行軌跡と同様の軌跡を描き、左側の 2 次仮想壁とほぼ接するような軌道となる。制御最終位置の円弧からの距離は約 0.05m である。すなわち、直線と円弧の複合壁に対しても、質点モデルに基づいて設定した制御開始位が有効であることを確認できる。

車両加速度の 2 次元平面上の遷移を図 6.6.3 に示す。図 6.6.1 と車両進行方向を揃えるため、X-Y 軸を 180 度回転して表示する。赤の実線が目標加速度、青の実線が車両運動モデルのシミュレーション結果である。目標加速度は図の第 2 象限から第 3 象限上の円弧に沿って変化する。実加速度は、目標加速度に接近するまでは前後制御の不安定性から多少振動的ではあるが、一旦目標加速度に接近した後、第 2 象限では良好な追従性を示す。

一方、旋回の左右方向が反転し、第 2 象限から第 3 象限に遷移する際に目標加速度に対する誤差が大きくなる。目標加速度の変化が不連続なため、本車両運動モデルと制御アルゴリズムでは追従しきれないことが分かる。この左右反転時の目標追従性を向上して、スムーズな左右反転を実現するためには、目標加速度の変化に緩和部を設けるなどの改良が必要である。

車両挙動に関する過渡応答結果を図 6.6.4 に示す。加速度に関しては、赤の実線が目標加速度、青の実線が車両運動モデルのシミュレーション結果である。前後加速度はコーナリングドラッグによる過減速により制御初期と左右反転のタイミングで目標値との乖離を示すが、他の時間帯は横加速度も高い追従性を示している。左右反転時の追従性を実現するために、前輪舵角が大きく変化し、車体横滑り角も  $\pm 5 \sim 8 \text{deg}$  の大きな値を示している。この過渡応答結果からも、よりスムーズな左右反転が実現できる目標加速度の設計が課題であると言える。

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

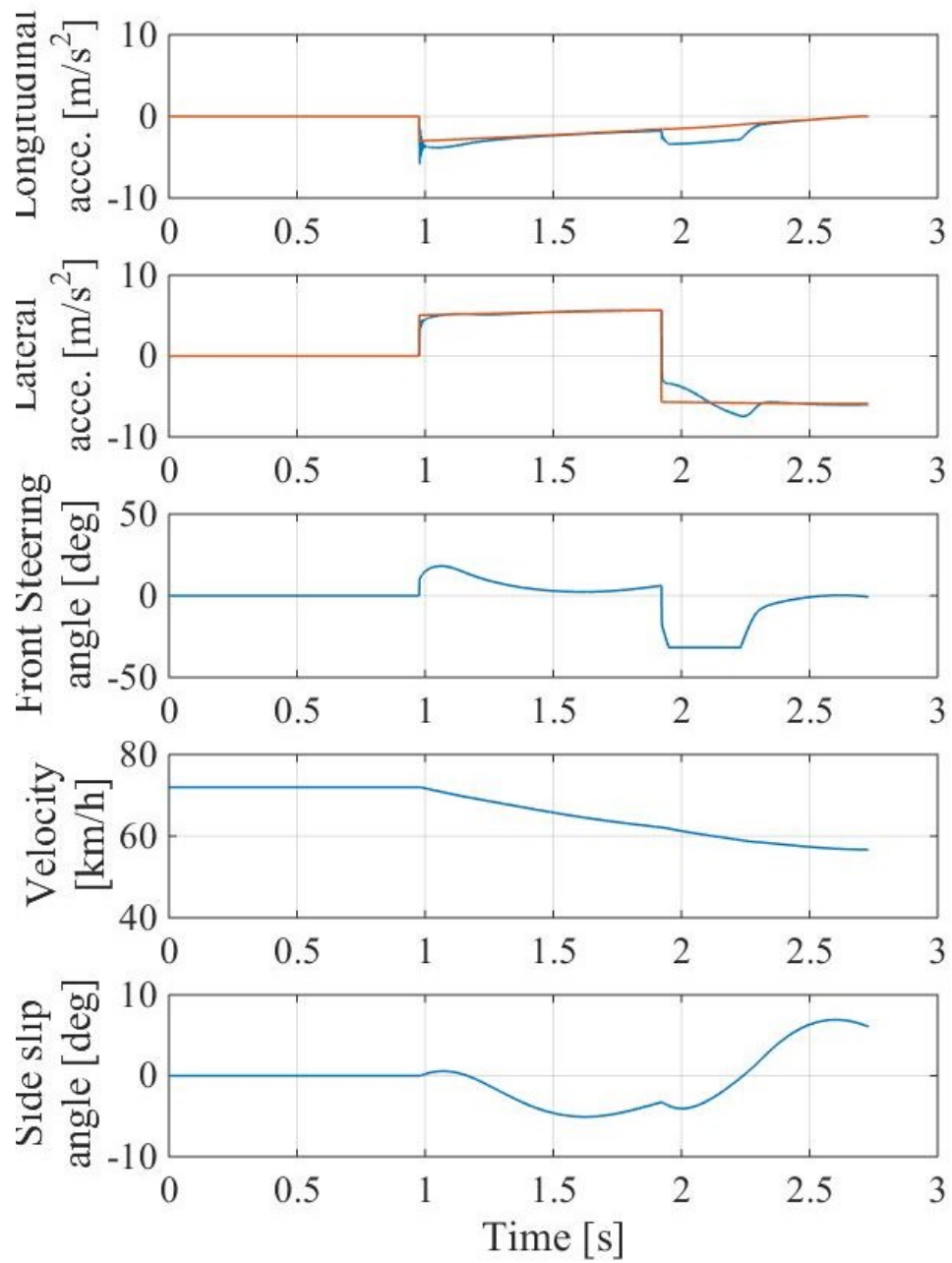
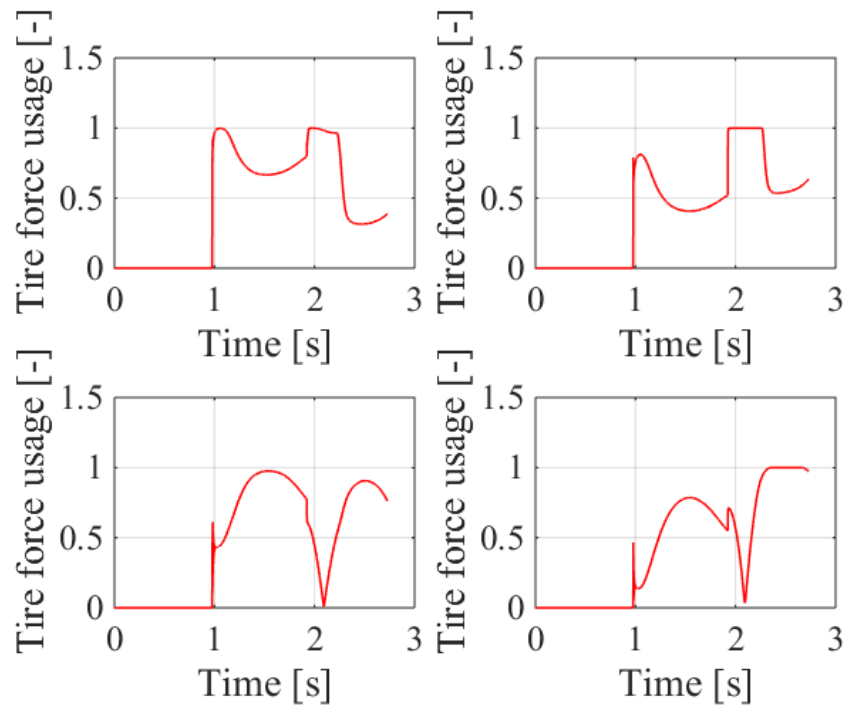


Fig. 6.6.4 Simulation results of vehicle motion in two straight walls

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証



**Fig. 6.6.5** Simulation result of tire force usage in two straight walls

タイヤの稼働率を図 6.6.5 に示す．左右反転時に舵角が大きく変化するため，前輪が摩擦限界に達しやすい傾向にある．また，制御後半では，横滑り角が大きくなる影響で，後輪が摩擦限界に達しやすい傾向にあることが確認できる．このような各タイヤの稼働率の飽和傾向を解消するためには，スムーズな目標加速度の生成に加えて，左右輪，前後輪の最適な配分制御の追加が必要である．



## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

### 6.7 まとめ

本章では、回避すべき対象物が左右の直線の場合を想定し、質点モデルを仮想斥力場法に適用して制御開始位置と制御軌道を導出した。制御終了時の脱出角に対して進入角が「任意」のケースと「平行」のケースについて定式化を行った。両ケースに対して具体的な条件を設定し、質点モデルを用いた回避制御の解析結果を示した。さらに、平行移動に関して車両運動モデルと加速度フィードバック制御を用いて質点モデルの有用性を分析した。

仮想直線壁が左右方向に変化する場合、予め2つ目の仮想直線壁の位置を考慮しながら、1つ目の仮想直線壁の制御開始位置を求める必要がある。左右反転前後の減速度と速度が連続になることを前提条件として設定し、線対称に接する2つの放物線が制御軌道となることを導いた。幾何学的な条件を利用して、任意の進入角度に対する制御開始位置と放物線軌道を求めた。

仮想壁が左右方向に変化する特別なケースとして、直線路の車線を変更して障害物を回避するような走行シーンを検討した。本条件では、制御開始位置と軌道の導出式を簡素化でき、制御開始位置と軌道を代数的に求めることができることを示した。

横位置オフセット 4m のシーンで、平行移動して障害物を回避する条件で、横力制御と前後力制御との制御開始位置の比較を行った。横力制御と比較すると、斥力制御は制御開始位置を短縮でき、初速が低いほどその割合が大きくなった。前後力制御と比較すると、初速 18m/s 以上では制御開始位置の短縮効果が得られた。

左右複合障害物に対して進入角を-15~30 度まで変化させて、各初速毎に制御開始位置を算出した。これにより、任意の進入角度の条件においても、軌道、制御開始位置、車両運動状態量を導出可能なことを示すことができた。また、進入角が正側に増

## 6. 複合障害物の条件における制御則導出と有効性検証

えると変化させるべきヨー角が増加するため、制御開始位置が大きくなる傾向を確認できた。

さらに、車両運動モデルと加速度フィードバック制御を用いた制御軌道が、質点モデルと同様の軌跡を描き、最終的に左側の2次仮想壁とほぼ接するような軌道となることを示した。これにより、直線と円弧の複合壁に対しても、質点モデルに基づいて設定した制御開始位が有効であることを確認できた。また、車両やタイヤの過渡運動状態を分析し、よりスムーズで安定した制御の実現には、左右反転時の加速度緩和部の導入や、各タイヤの前後力・横力の適正配分化が課題あることを示した。

## 第 7 章

### アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

#### 7.1 はじめに

本章では，特性の異なるアクチュエータによって衝突回避制御を実施する場合の車両運動特性比較を行う．7.2 節において特性比較の想定条件を述べる．7.3 節において評価指標を示す．7.4 節において，解析結果に基づく分析，考察を行う．

#### 7.2 想定条件

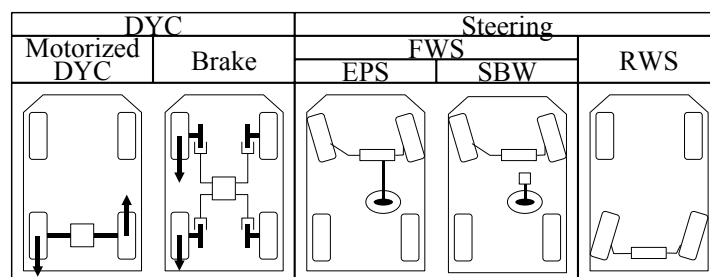


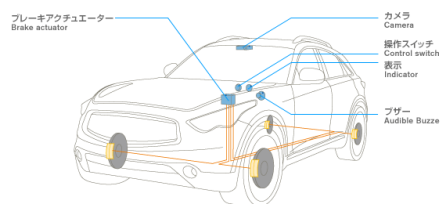
Fig. 7.2.1 Electronic control actuator for collision avoidance system

前章までに述べた前後・左右方向の複合車両運動を実現する手段として，具体的な制御システムを第 4 章で示した．一方で，これまでに様々な予防安全制御技術が実用化されており<sup>(42)</sup>，前後・左右方向の複合車両運動を実現するアクチュエータ構成としては，電動パワーステアリング(EPS : Electric Power Steering)を用いた前輪制御(FWS : Front-Wheel Steering control)<sup>(44)</sup>と左右輪均等のブレーキ制御の組み合わせに限らない．図 7.2.1 に主なアクチュエータの分類を列挙する．例えば近年，左右輪の間で異なる制動力を発生できるブレーキアクチュエータを用いれば，DYC(Direct

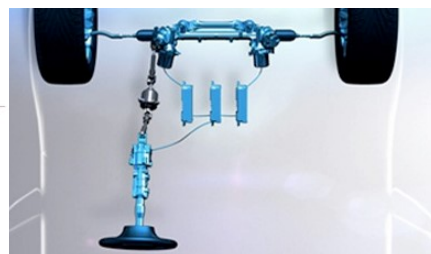
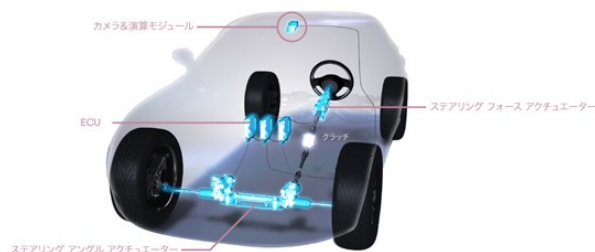
## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

Yaw-moment Control)として機能し、車線逸脱をアクティブに防止する手段として用いることができる<sup>(46)</sup>。また、電動モータによって左右輪の間に異なる制駆動力を発生可能な電動 DYC の開発も進められている<sup>(31)</sup>。さらには、後輪ステアリング制御(RWS : Rear-Wheel Steering control)を用いても旋回制御を実現できる<sup>(46)</sup>。

### Brake DYC



### FWS(SBW)



### RWS

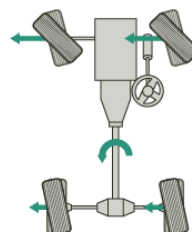
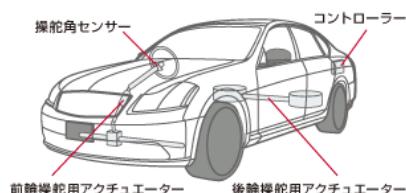


Fig. 7.2.2 Examples of commercialized actuators<sup>(47)</sup>

すでに量産車に搭載されているアクチュエータの例を図 7.2.2 に示す<sup>(47)</sup>。図 7.2.2 の上段はブレーキ DYC であり、アクチュエータは横滑り防止装置のブレーキ装置を用いている。横滑り防止装置はスピン等の不安定な車両挙動を抑制する目的で普及が進んだが、近年 AEB のアクチュエータとしても活用されており、今後も標準搭載化が進む見込みである。左右輪の間で異なる制動力を発生できるため、2 次元的な障害物回避の手段としても有力である。図 7.2.2 の中段は FWS の中でも SBW(Steer By Wire system)であり、ハンドル操作とは独立にタイヤの実舵角を制御できる。操舵反力や失陥時のバックアップの機構が必要なため低コスト化が課題であるが、運転者との操作

## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

干渉を避けられる有望な手段である．図 7.2.2 の下図は RWS であり，限られた角度範囲で後輪の舵角を制御できる．速度域に応じて前輪舵角との位相を調整することで，操縦安定性を向上できる．古くから高級車やスポーツ車に搭載されているが，操縦安定性効果と違和感のトレードオフがあるため，一般ユーザ向けの車両には搭載が進んでいないものの，ハンドル操作とは独立にタイヤの実舵角を制御できる．

ここで電動 DYC の 1 例を図 7.2.3 に示す．本電動 DYC は複列配置した遊星ギヤを左右輪間に連結し，片側の遊星ギヤにモータトルクを入力することで，1 個のモータで左右輪に逆向きのトルクを発生できる<sup>(31) (45)</sup>．旋回中には，左右輪の速度差に比例した速度でモータが回転するが，直進時にモータは回転しない．車速上昇に伴うトルク低下が生じないため，比較的小さいモータ(定格出力 1～3kW 程度)でも，全車速において十分なトルクを発生できる．大多数の量産車種においてパワートレインがフロントに搭載されるため，本システムはスペース上の制約から後輪搭載が妥当と考え，以下の分析では後輪搭載を前提とする．

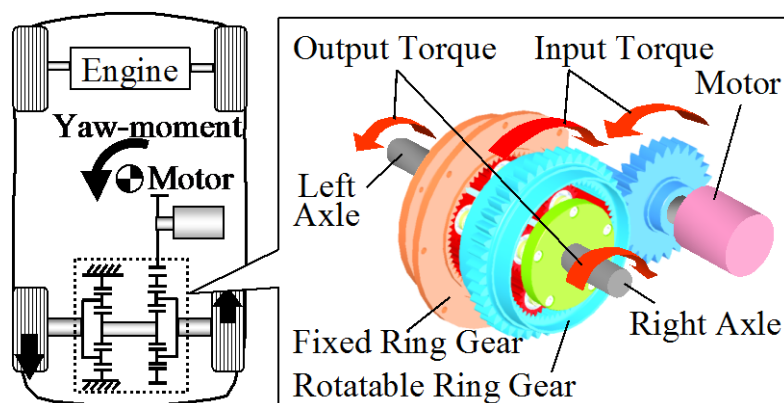


Fig. 7.2.3 Motorized DYC

前章までに導いた制御を実現するには，これらのアクチュエータを組み合わせる必要がある．それぞれ単体のアクチュエータの制御が，車両運動特性や運転感覚がどのような特性の違いを有するかを予め理解しておくことは，将来のアクチュエータの選択の根拠として有効である．そこで本章では，特に旋回運動を対象として，アクチュエータ毎の操安性，過渡特性の基本的な分析を行う．

## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

初期検討のための解析条件を簡素化するために、二輪モデルにタイヤの非線形を加えた単純な運動モデルで取り扱える範囲とし、平均  $0.5\text{m/s}^2$  程度の比較的小さい横加速度で分析する。評価基準の車速を  $15\text{m/s}$  ( $54\text{km/h}$ )と設定する。

### 7.3 評価指標

横方向の運動を実現するアクチュエータとして求められる性能要件を「旋回能力」と「違和感の特性」に大別して列挙する。違和感を定量化することは一般的に難しいが、本研究では、複数の評価指標を用いて多角的な分析を試みる。

①スタビリティファクタ（操縦安定性）：アクティブ旋回中であっても、運転者が通常と同じ操舵感覚で車両をコントロールできることが望ましい。アクティブ旋回中のスタビリティファクタを算出し、横加速度の増加に伴って操縦安定性がどのように変化するかを分析する。

②セルフアライニングトルク (SAT : Self-Aligning Torque)（ハンドル操作との非干渉性）：アクティブ旋回中に発生する SAT が運転者の操舵力と干渉すると、違和感の原因につながる。「非制御中に運転者自身の操作によって発生する SAT」を基準値として、SAT が小さいほど干渉が少ないと評価する。

③横すべり角（自然な車両の向き）：FWS 車両に慣れた運転者が、その横すべり角から乖離する車両を運転すれば視覚的な違和感を覚える。一般的に RWS 車両の横すべり角は違和感が大きいとされる。FWS・RWS・DYC を比較して、FWS に対する差を分析する。

④車両挙動の過渡応答（滑らかな旋回始動）：アクティブ旋回の初期挙動が唐突であれば、運転者の姿勢は乱され、運転操作への影響も懸念される。そこで、横加速度、

## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

横すべり角，ヨーレイトのステップ応答が，ゼロから始動し，単調増加であれば，運転者にとって好適な過渡特性と考える．

第4章で導入した車両運動モデルと同様に，本章においても二輪モデルを用いるが，コーナリングスティフネスについては荷重変化と制駆動力の影響を考慮する．記号の添え字  $i$  はフロント ( $f$ )，リア ( $r$ ) を， $j$  は左輪 ( $l$ )，右輪 ( $r$ ) を表し，車輪位置に依存しない場合には「 $ij$ 」を用いる．

### <伝達関数>

制御入力（前輪舵角  $\delta_f$ ，後輪舵角  $\delta_r$ ，ヨーモーメント入力  $M_z$ ）に対する，横すべり角  $\beta$  とヨーレイト  $r$  の運動方程式は，

$$mV \frac{d\beta}{dt} + 2(C_f + C_r)\beta + \left( mV + \frac{2}{V}(l_f C_f - l_r C_r) \right) r = 2C_f \delta_f + 2C_r \delta_r \quad (7.3.1)$$

$$2(l_f C_f - l_r C_r)\beta + I_z \frac{dr}{dt} + \frac{2(l_f^2 C_f + l_r^2 C_r)}{V} r = 2l_f C_f \delta_f - 2l_r C_r \delta_r + M_z \quad (7.3.2)$$

である．ただし， $V$  は車速， $m$  は質量， $I_z$  はヨー慣性モーメント， $l_f$ ， $l_r$  は前後輪と重心の距離， $l$  はホイールベース， $C_f$ ， $C_r$  は前後のコーナリングスティフネスである．運動方程式から制御入力毎に，ヨーレイト  $r$ ，横すべり角  $\beta$ ，および横加速度  $a_y$  の伝達関数を導くと，以下のように定式化できる<sup>(48)</sup>．ここで， $A$  はスタビリティファクタ， $\omega_n$  と  $\zeta$  は運動方程式の固有振動数，減衰比である．

### ① FWS

$$\frac{r(s)}{\delta_f(s)} = G_{\delta_f}^r(0) \frac{1 + T_r s}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}}, \quad \frac{\beta(s)}{\delta_f(s)} = G_{\delta_f}^\beta(0) \frac{1 + T_\beta s}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}},$$

$$\frac{a_y(s)}{\delta_f(s)} = G_{\delta_f}^a(0) \frac{1 + T_{a1} s + T_{a2} s^2}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}}, \quad G_{\delta_f}^r(0) = \frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{l},$$

7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

$$\begin{aligned}
 G_{\delta f}^{\beta}(0) &= \frac{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r C_r} V^2}{1 + AV^2} \frac{l_r}{l}, \quad G_{\delta f}^a(0) = V \times G_{\delta f}^r(0), \quad T_r = \frac{ml_f V}{2lC_r}, \\
 T_{\beta} &= \frac{I_z V}{2ll_r C_r} \frac{1}{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r C_r} V^2}, \quad T_{a1} = \frac{l_f}{V}, \quad T_{a2} = \frac{I_z}{2lC_r}
 \end{aligned} \tag{7.3.3}$$

② DYC

$$\begin{aligned}
 \frac{r(s)}{M_z(s)} &= G_M^r(0) \frac{1 + T_{rs} s}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}}, \quad \frac{\beta(s)}{M_z(s)} = G_M^{\beta}(0) \frac{1}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \\
 \frac{a_y(s)}{M_z(s)} &= G_M^a(0) \frac{1 + T_a s}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}}, \quad G_M^r(0) = \frac{C_f + C_r}{2C_f C_r l} \frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{l}, \\
 G_M^{\beta}(0) &= \frac{mV^2 + (l_f C_f - l_r C_r)}{4C_f C_r l^2 (1 + AV^2)}, \quad G_M^a(0) = V \times G_M^r(0) \\
 T_{rs} &= \frac{mV}{2(C_f + C_r)}, \quad T_a = -\frac{l_f C_f - l_r C_r}{V(C_f + C_r)}
 \end{aligned} \tag{7.3.4}$$

③ RWS

$$\begin{aligned}
 \frac{r(s)}{\delta_r(s)} &= G_{\delta r}^r(0) \frac{1 + T_{rr} s}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}}, \quad \frac{\beta(s)}{\delta_r(s)} = G_{\delta r}^{\beta}(0) \frac{1 + T_{\beta r} s}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}} \\
 \frac{a_y(s)}{\delta_r(s)} &= G_{\delta r}^a(0) \frac{1 + T_{ar1} s + T_{ar2} s^2}{1 + \frac{2\zeta s}{\omega_n} + \frac{s^2}{\omega_n^2}}, \quad G_{\delta r}^r(0) = -\frac{1}{1 + AV^2} \frac{V}{l},
 \end{aligned}$$



## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

$$G_{\delta r}^{\beta}(0) = \frac{1 + \frac{m}{2l} \frac{l_r}{l_f C_f} V^2}{1 + AV^2} \frac{l_f}{l}, \quad G_{\delta r}^a(0) = V \times G_{\delta r}^r(0), \quad T_{rr} = \frac{ml_r V}{2l C_f},$$

$$T_{\beta r} = \frac{I_z V}{2ll_f C_f} \frac{1}{1 + \frac{m}{2l} \frac{l_r}{l_f C_f} V^2}, \quad T_{ar1} = -\frac{l_f}{V}, \quad T_{ar2} = -\frac{I_z}{2l C_f} \quad (7.3.5)$$

ここで、横加速度の伝達関数は、式  $a_y = V(\dot{\beta} + r)$  から導出している．これらの伝達関数を用いて各評価指標を求めることにした．

### < 荷重変化と制駆動力の影響 >

荷重変化と制駆動力によって変化するコーナリングスティフネスを定式化し、式 (7.3.3)～(7.3.5)へ代入すれば、その影響を考慮した応答を求めることができる．

左前輪に制駆動力  $F_{xfl}$  を、左後輪に制駆動力  $F_{xrl}$  を発生させてヨーモーメントを生成する場合、重心高さを  $h$  とすると、前輪へ移動する荷重の左右合計  $\Delta F_z$  は次式となる．

$$\Delta F_z = -\frac{h}{l}(F_{xfl} + F_{xrl}) \quad (7.3.6)$$

また、横加速度  $a_y$  が発生するとき、前後の左輪で増加する荷重  $\Delta F_{zf}$ 、 $\Delta F_{zr}$  はそれぞれ次式となる．

$$\Delta F_{zf} = -\frac{h}{d} \cdot \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} \cdot m a_y, \quad \Delta F_{zr} = -\frac{h}{d} \cdot \frac{K_{\phi f}}{K_{\phi f} + K_{\phi r}} \cdot m a_y \quad (7.3.7)$$

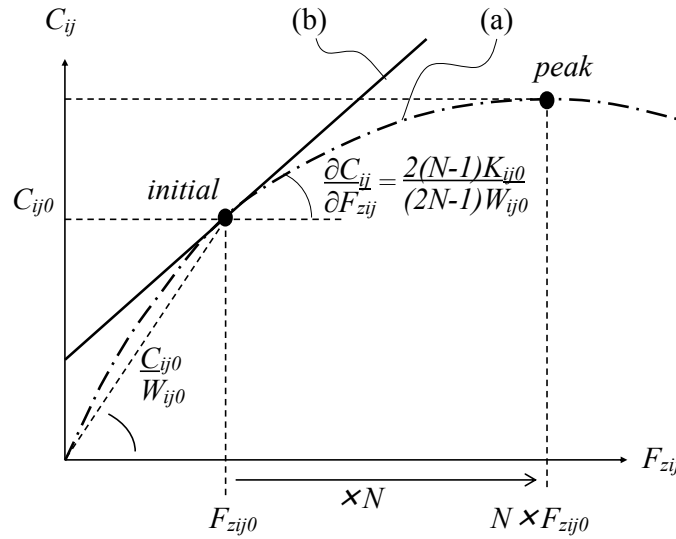
ただし、 $d$  はトレッド幅、 $K_{\phi f}$ 、 $K_{\phi r}$  は前後のロール剛性であり、ロールセンター高さはゼロとする．前後輪の初期荷重  $F_{zf0}$ 、 $F_{zr0}$  とすると、各輪の荷重変化は、

$$F_{zfl} = F_{zf0} + \frac{\Delta F_z}{2} + \Delta F_{zf}, \quad F_{zfr} = F_{zf0} + \frac{\Delta F_z}{2} - \Delta F_{zf},$$

$$F_{zrl} = F_{zr0} - \frac{\Delta F_z}{2} + \Delta F_{zr}, \quad F_{zrr} = F_{zr0} - \frac{\Delta F_z}{2} - \Delta F_{zr} \quad (7.3.8)$$

## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

で表される．路面摩擦係数を  $\mu$  とすると，各輪で生成できる水平面内の力（摩擦円の大きさ）は  $\mu F_{zij}$  となる．



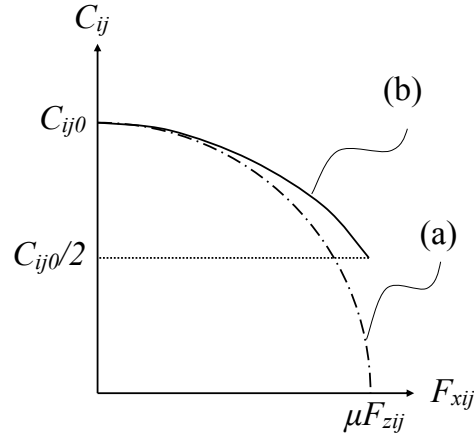
**Fig. 7.3.4** Variable cornering power model depending on weight shift

図 7.3.4 に荷重依存のコーナリングスティフネスモデルを示す．荷重依存性を定式化するために，初期荷重  $F_{zij0}$  の  $N$  倍( $N=3$ )の荷重点にコーナリングスティフネスのピークをもつ放物線で近似する（図 7.3.4(a)）．荷重変化は初期荷重点から大きく変化しないと仮定し，さらに直線近似を行い（図 7.3.4(b)），次式を得る．

$$C_{ij} = \left\{ \frac{1}{2N-1} \frac{F_{zij}}{F_{zij0}} \left( 2N - \frac{F_{zij}}{F_{zij0}} \right) \right\} C_{ij0} \cong \left\{ 1 + \frac{2(N-1)}{2N-1} \left( \frac{F_{zij}}{F_{zij0}} - 1 \right) \right\} C_{ij0} \quad (7.3.9)$$

ただし， $C_{ij0}$  は初期荷重点  $F_{zij0}$  でのコーナリングスティフネスである．

## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析



**Fig. 7.3.5** Variable cornering power model depending on braking force

一方，制駆動に伴うコーナリングスティフネスの変化は，図 7.3.5 の曲線(a)のように円近似で定式化できる．制駆動力はゼロ付近で変化すると仮定し，さらにテーラー展開によって放物線近似を行い（図 7.3.5(b)），次式を得る．

$$C_{ij} = \sqrt{1 - \left( \frac{F_{xij}}{\mu F_{zij}} \right)^2} C_{ij0} \cong \left\{ 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{F_{xij}}{\mu F_{zij}} \right)^2 \right\} C_{ij0} \quad (7.3.10)$$

荷重変化と制駆動力を考慮したコーナリングスティフネスは，

$$C_{ij} = \left\{ 1 + \frac{2(N-1)}{2N-1} \left( \frac{F_{zij}}{F_{zij0}} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left( \frac{F_{xij}}{\mu F_{zij}} \right)^2 \right\} C_{ij0} \quad (7.3.11)$$

となる．ただし，「荷重による変化分(式(7.3.9)の第 2 項)」と「制駆動力による変化分(式(7.3.10)の第 2 項)」の積は，高次項として無視している．式(7.3.8)を式(7.3.11)へ代入し，式(7.3.11)の導出過程と同様に，荷重による変化分と制駆動力による変化分の積を高次項として無視すると，前後輪の左右平均コーナリングスティフネス  $C_f$ ,  $C_r$  は次式となる。

$$\begin{aligned} C_f &= \left\{ 1 + \frac{2(N-1)}{2N-1} \frac{\Delta F_z}{2F_{zf0}} - \frac{1}{4\mu^2} \left( \frac{F_{xfl}^2}{F_{zf0}^2} + \frac{F_{xfr}^2}{F_{zf0}^2} \right) \right\} C_{f0} \\ C_r &= \left\{ 1 - \frac{2(N-1)}{2N-1} \frac{\Delta F_z}{2F_{zr0}} - \frac{1}{4\mu^2} \left( \frac{F_{xrl}^2}{F_{zr0}^2} + \frac{F_{xrr}^2}{F_{zr0}^2} \right) \right\} C_{r0} \end{aligned} \quad (7.3.12)$$

## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

このコーナリングスティフネスの左右平均値  $C_f, C_r$  を, 前述の伝達関数へ代入すれば, 荷重や制駆動力の時間変化が小さい準定常の出力結果を求めることができる.

### <セルフアライニングトルク>

SAT は, 前輪の制駆動力  $F_{xfl}, F_{xfr}$  と横力  $F_{yfl}, F_{yfr}$  によって生じる. ニューマチックトレールを  $\xi_n$ , キャスタートレールを  $\xi_c$ , スクラブ半径を  $\xi_s$  とすると, キングピン軸周りの SAT は次式で算出できる.

$$SAT = (F_{xfl} - F_{xfr})\xi_s - (F_{yfl} + F_{yfr})(\xi_c + \xi_n) \quad (7.3.13)$$

静的な評価指標 (最大横加速度, スタビリティファクタ, 減速度, SAT, 横すべり角) については, 過渡特性は考慮せずに, 各アクチュエータの入力を徐々に増加させることによって求める. また, 最大横加速度  $a_{ymax}$  は, 入力を増加させていく過程で, タイヤの水平面内の合力が 1 輪でも摩擦円に到達したときの横加速度  $a_y$  とする. 過渡特性については, 荷重変化と制駆動力の影響を考慮すると解析が複雑になり, 解釈の見通しが悪くなるため, コーナリングスティフネスに初期値  $C_{ij0}$  を用いて FWS・RWS・DYC の差異を比較する.

以下の解析では中型の乗用車を想定し, 各定数  $m=1500\text{kg}$ ,  $I_z=3000\text{kgm}^2$ ,  $l_f=1.1\text{m}$ ,  $l_r=1.4\text{m}$ ,  $l=2.5\text{m}$ ,  $h=0.5\text{m}$ ,  $d=1.5\text{m}$ ,  $K_{\phi f}/(K_{\phi f} + K_{\phi r})=0.56$ ,  $K_{\phi r}/(K_{\phi f} + K_{\phi r})=0.44$ ,  $C_{ff0}=40000\text{N/rad}$ ,  $C_{rf0}=60000\text{N/rad}$ ,  $N=3$ ,  $\xi_n=25\text{mm}$ ,  $\xi_c=25\text{mm}$ ,  $\xi_s=\pm 10\text{mm}$ ,  $\mu=1.0$  として計算した.

## 7.4 解析結果

### <スタビリティファクタ>

図 7.4.1 に横加速度に対するスタビリティファクタの変化を示す. ステアリング制御のスタビリティファクタは常に一定で 0.002 を示す. 電動 DYC では, 横加速度増加に伴ってスタビリティファクタが減少し, オーバーステア特性に向かう傾向がある. これは制駆動力によって後輪のコーナリングスティフネス  $C_r$  が減少するためである.

## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

最大横加速度  $2.8\text{m/s}^2$  のときのスタビリティファクタは半減することが分かる。

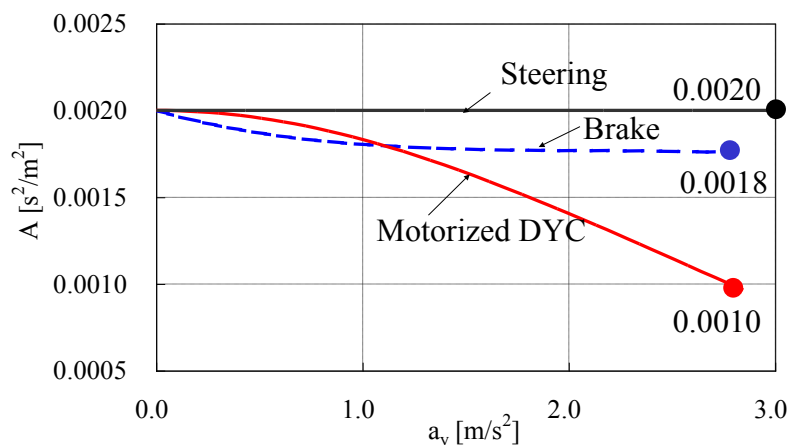


Fig. 7.4.1 Stability Factor

ブレーキ DYC の場合には，前輪の制動力によって前輪コーナリングスティフネス  $C_f$  も減少するため，スタビリティファクタの低下が約 10% に留まり，操舵特性の変化が少ない．以上のようなスタビリティファクタの比較分析によれば，ステアリングが最も優れた旋回能力を示す．後輪による電動 DYC はオーバーステア側への操舵特性変化を伴う．

### <セルフアライニングトルク>

図 7.4.2 に横加速度に対する SAT 変化の算出結果を示す．ステアリングの SAT は，EPS のようなトルク支援装置がなければ運転者自身がハンドル反力として感じる値である．EPS によって車両制御を行った場合は，基本的にハンドルが旋回方向へ回転し，EPS の制御トルクが運転者へダイレクトに伝わるため，運転者操作との干渉緩和が大きな課題となる．ただし SBW であればハンドル反力を SAT とは無関係に設計できるため横方向の回避支援制御への適合性は高くなる．

電動 DYC は横加速度  $a_y$  の上昇に対して，通常のハンドル操作と同じ向きへ SAT が増加する．これは，前輪の横力が増加することによって，前輪舵角を旋回外側へ向けるトルクが働くためである．基準横加速度  $a_y=0.5\text{m/s}^2$  のときの SAT は  $-1.9\text{Nm}$  であり，ステアリング操作時 ( $-20.5\text{Nm}$ ) の約 9% である．SAT が比較的小さい理由は，制駆動力

## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

が前輪に作用しないことに加えて、前輪の横力が後輪に比べて非常に小さいからである。このため、アクティブ旋回中でも操舵違和感は小さくなる。

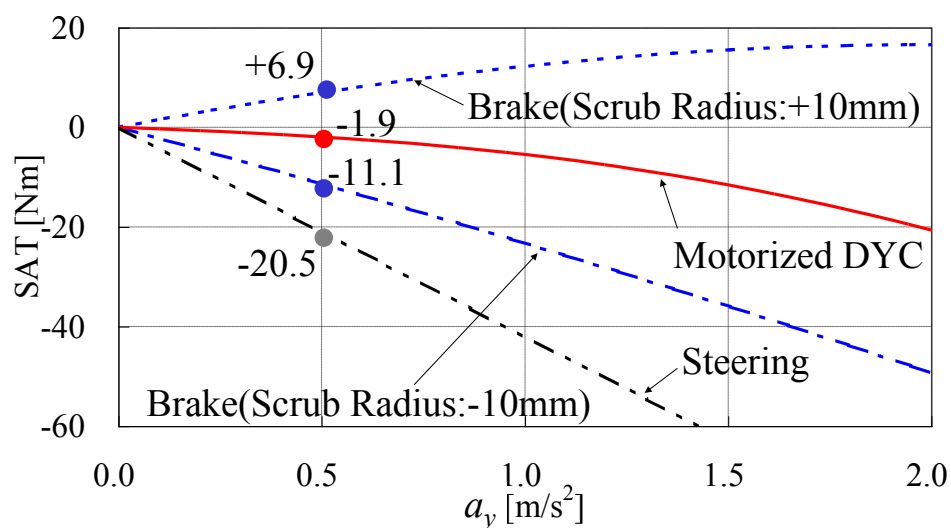


Fig. 7.4.2 Self-aligning Torque

ブレーキ DYC に関しては、スクラブ半径の符号と大きさによって SAT が変動するもの、ステアリング操作時の半分程度である。スクラブ半径が+10mm のときは前輪舵角を旋回内側へ向けるトルクが働き、-10mm であれば外側へ向けるトルクが働くため、サスペンション設計によって特性が反転することになる。

### <横すべり角>

図 7.4.3 に、横加速度  $0.5\text{m/s}^2$  のときの横すべり角の大きさを示す。FWS の横すべり角は車速  $V$  によって符号が反転するのに対して、RWS の横すべり角は常に負の値を示す。電動 DYC とブレーキ DYC は、いずれの車速でも、FWS に近い特性となり、運転者にとっての視覚的な違和感が少ないと考える。また電動 DYC には、横加速度が一定のとき、車速に対して横すべり角の変化が少ないという特徴ある。

## 7. アクチュエータに応じた回避性能特性の理論解析

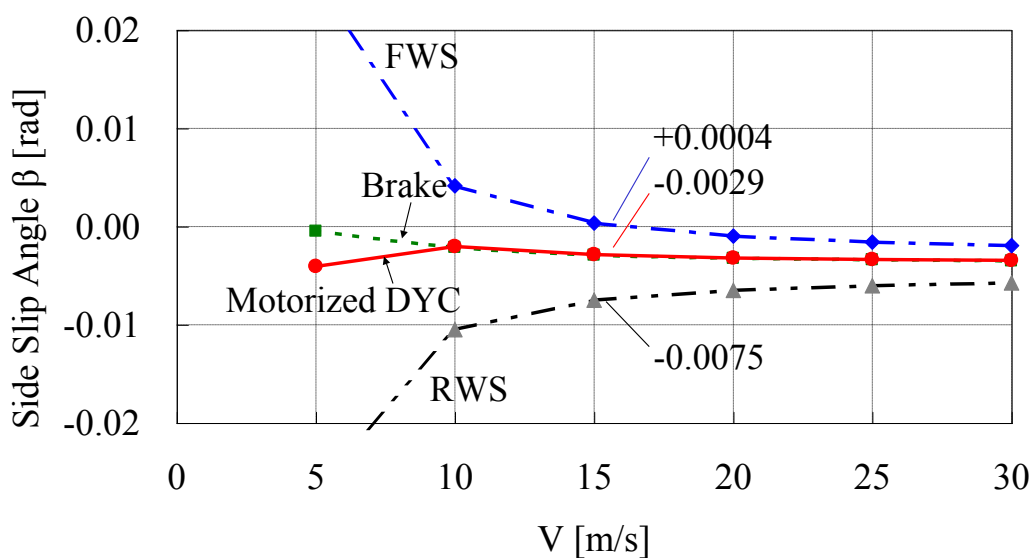


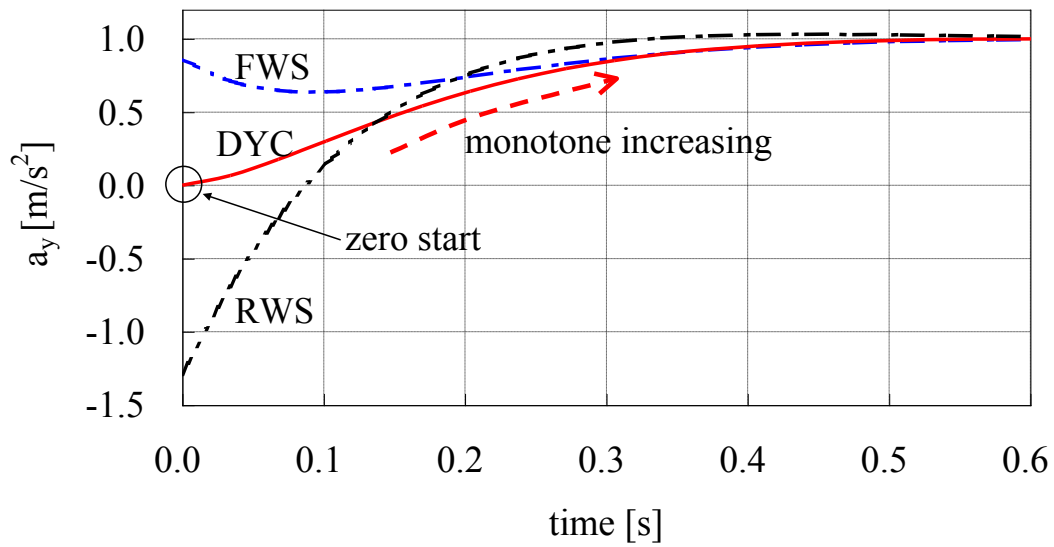
Fig. 7.4.3 Static Side Slip Angle

### <車両挙動の過渡応答>

過渡特性については、荷重変化と制駆動力の影響を考慮すると解析が複雑になり、解釈の見通しが悪くなるため、コーナリングステイフネスに初期値  $C_{0i}$  を用いて DYC・FWS・RWS の差異を比較する．図 7.4.4 に、横加速度の単位ステップ応答を示す．

DYC の応答は、ゼロから始動し、滑らかに単調増加する．DYC ではヨーモーメント入力直後に車体横すべり角が発生し始め、その横すべり角に起因して横力が増加するので、横加速度の過渡応答が円滑になる．

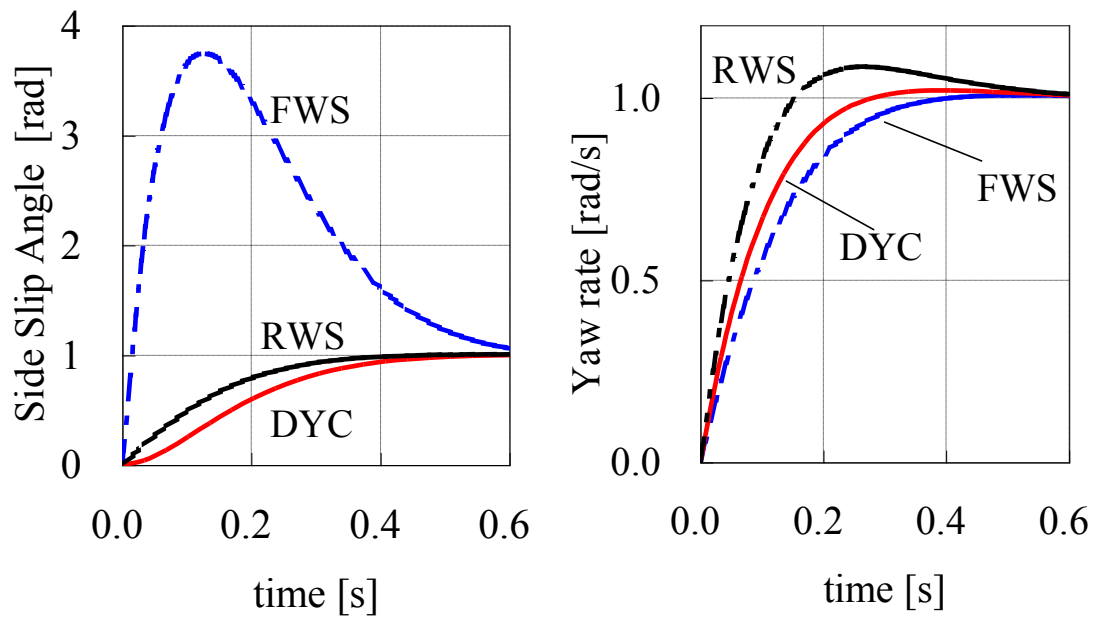
一方、ステアリング制御で旋回する FWS, RWS は、操舵輪に瞬間的に横力が発生するため、一旦大きく横加速度が発生する．伝達関数(式(7.3.3))の分子（進み要素）が、分母（遅れ要素）と同次数であることから、複雑な過渡特性になることを推察できる．



**Fig. 7.4.4** Indicial Response of Lateral Acceleration

図 7.4.5 に、横すべり角とヨーレイトの単位ステップ応答を示す．横すべり角に関しては、DYC と RWS が比較的単純な遅れ特性を示すのに対して、FWS は一旦大きくオーバーシュートしてから収束する．DYC は、横すべり角の過渡応答についても、シンプルな応答を期待できる．ヨーレイトの過渡応答に関しては三者とも同様の傾向を示す．これは、分子の時定数以外は同一の伝達関数であることから説明できる．DYC は多少オーバーシュートするものの、一次遅れに近い過渡特性となる．





**Fig. 7.4.5** Indicial Response of Side Slip Angle and Yaw Rate

以上のように、DYC の各運動状態量の過渡応答は、ゼロ始動で、ほぼ単調増加の波形を描く。これは、ヨーモーメントは式(1)へ直接入力されないため、横方向の並進運動（横すべり角、横加速度）に関わる応答が舵角入力の場合よりも遅れるためである。

### 7.5 まとめ

本章では、各所に非線形特性を有する車両運動を解析するため、特性の異なるアクチュエータによって衝突回避制御を実施する場合の車両運動特性比較を行った。

EPS と RWS はスタビリティファクタの変化がないものの、ハンドル操作や横すべり角に対する違和感低減という課題があること示した。ただし、SBW であれば、旋回能力を維持したまま、操舵違和感を低減できるため、総合的に最も高い性能を発揮できると考えられる。

ブレーキ DYC は、スタビリティファクタの変化が少ないため、旋回能力は電動 DYC より高いことを示した。電動 DYC は、ブレーキと同等の横加速度を生成できるが、スタビリティファクタが顕著に低下するため、旋回能力が比較的低くなる。一方、SAT、横すべり角、車両挙動の過渡特性などの違和感に関して優位性があることを示した。

本章では、単体のアクチュエータによる特性比較を実施した。このように各アクチュエータに車両に与える特徴を把握しておくことで、開発車両の設計コンセプトに合致したアクチュエータを選定する根拠となり得る。このような基礎的な比較検討結果を発展させて、複数のアクチュエータによって回避制御を実施した場合のメリットとデメリットを明確にすることが今後の課題である。

例えば、フロントのステアリング制御による安定性と、DYC の良好な過渡特性と組み合わせることで、安全かつ運転者にとって違和感の少ない回避制御が考えられる。第4章では、4輪の制動力を左右均一に扱ったが、摩擦円も考慮しながら、旋回促進方向に左右バランスをコントロールすれば、より最適な回避制御が実現できる可能性があり、タイヤ力の最適配分も今後の課題の一つである。

## 第 8 章

### 結論

---

#### 8.1 本論文のまとめ

近年は自動車の交通事故発生件数および死者数はともに減少傾向にあるものの、依然として死亡事故は多く、交通事故低減効果の期待から、通常走行領域や衝突回避領域に関する運転支援システムの開発が盛んに行われている。しかし、現在普及している運転支援システムは複数のシステムが混在しており、今後さらにシステムは多様化・煩雑化することが予想される。そこで本研究では、通常走行領域から限界走行領域まで 2 次元的にシームレスな統合運転支援システムの実現を目指す。本論文では、その中でも衝突回避領域における統合制御手法を提案した。

本論文では、衝突回避統合制御コンセプトとして仮想斥力場法を提案した。仮想斥力場法は車両が発生し得る力の限界を考慮した大きさ一定の斥力を車両に付与するため、力学法則に基づき理解が容易かつ、一貫した制御理論により減速と旋回のシームレスに統合した衝突回避制御を可能とする。車両を質点であると仮定した際の仮想斥力場による回避での制御開始位置算出式を、力学法則に基づいて導出した。大きさが一定の斥力場に加えて、斥力が漸増する緩和区間を設ける場合、直線と円弧の斥力場を接続した場合、左右両側に斥力場を想定する場合についても制御開始位置を導出した。導出された制御開始位置を制御開始トリガーとし、車両運動制御シミュレーションを行い、仮想斥力場法の有効性の検証を行った。さらに、特性の異なるアクチュエータを衝突回避制御システムに適用する場合、回避特性の差異について基礎分析を行った。以下に本論文で得られた知見を示す。

- ・ 仮想斥力場法は、横力のみおよび前後力のみでの衝突回避方式と比較し、直線や一定曲率カーブ状の障害物に対して最も高い回避性能を示した。
- ・ 車両運動モデルと加速度フィードバック制御で構成するミュレーションを通じて、複雑な車両ダイナミクス特性や制御アクチュエータ制約、モデル誤差を有する状況においても、質点モデルで導出した所望の回避性能が得られた。
- ・ 制御対象が直線から円弧に変化する場合や、左右の直線の障害物を回避する場合においても、仮想斥力場法に基づく回避軌道および制御開始位置を導出した。
- ・ アクチュエータに応じた回避特性の基礎分析を行い、車両安定性に関する前輪操舵制御の優位性、スムーズな過渡特性に関する **DYC** の優位性を確認した。

## 8.2 今後の課題

提案した衝突回避制御コンセプトである仮想斥力場法は普遍化されたコンセプトであり、あらゆる場面への適用が可能であると考えられるが、本論文において適用場面は直線壁と円弧壁およびその複合条件とどまる。したがって、今後は適用シーン拡張をはじめとした多くの改良・検証が必要となる。

本論文での仮想斥力場法の適用場面は顕在化している回避対象のみであるが、潜在的な障害物が突然顕在化することで発生する交通事故も少なくない。すべての事故をゼロにするためには、今回対象とした直線とカーブの道路条件だけではなく、任意曲線、動的障害物に対してもカバーできることが望ましい。また、衝突回避制御領域のみならず、通常走行領域に関する制御やリスク回避コンセプト等を共有し、通常走行領域から限界走行までシームレスな運転支援や制御系の構築が必要になると考える。

車両運動モデルを用いた分析で示した通り、複合障害物に対する衝突回避、特に旋回方向が左右反転する場合の目標加速度のスムーズ化が課題である。また、各タイヤ間の稼働率には過渡的なアンバランスを解消するために、横力・制駆動力の変化やタイヤと路面間の垂直荷重移動を配慮した横力・制駆動力の最適配分が課題である。

本論文では、回避対象との相対位置関係から目標加速度を生成し、実加速度をフィードバックする制御で検討した。実際のシーンでは、回避対象や路面の状況変化や、センサや制御の誤差によって回避対象との相対位置関係に誤差が生じる。この誤差を補償し、ロバスト性を向上するためには回避対象との位置関係をリアルタイムにフィードバックする制御の追加も必要と考える。

## 参考文献

---

- (1) 警察庁交通局，平成 29 年中の交通事故発生状況，安全・快適な交通の確保に関する統計等，<http://www.npa.go.jp/publications/statistics/koutsuu/index.html>，（参照日：2018 年 1 月 17 日）
- (2) The Insurance Institute for Highway Safety (IIHS), The Highway Loss Data Institute, Fatality Facts,  
<http://www.iihs.org/iihs/topics/t/general-statistics/fatalityfacts/overview-of-fatality-facts>，（参照日：2018 年 7 月 2 日）
- (3) ボッシュ・イン・ジャパン，自動車機器テクノロジー，プレスリリース，  
<http://www.bosch.co.jp/press/group-1404-01/>，（参照日：2018 年 1 月 19 日）
- (4) 内閣府，平成 29 年度交通安全施策に関する計画，平成 29 年版交通安全白書全文，p.3 (2018)
- (5) C. Liu, R. Subramanian : Factors Related to Fatal Single-Vehicle Run-Off-Road Crashes, NHTSA Technical Report, No. DOT HS 811 232 (2009)
- (6) C. Wiacek, J. Fikentscher, G. Forkenbrock, M. Mynatt, P. Smith, Real-world Analysis of Fatal Run-out-of-Lane Crashed Using The National Motor Vehicle Crash Causation Survey to Assess Lane Keeping Technologies, Proceedings of 25th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Detroit, USA (2017)
- (7) 交通事故総合分析センター，イタルダ・インフォメーション，No.80 (2009)
- (8) 中野真澄：車線逸脱事故の死傷者数低減について，公益財団法人交通事故総合分析センター自主研究(2016)
- (9) 総務省，統計からみた我が国の高齢者，統計トピックス No.103 (2017)
- (10) 内閣府，戦略的イノベーション創造プログラム（SIP）自動走行システム 研究開発計画，<http://www8.cao.go.jp/cstp/gaiyo/sip/>，（参照日：2018 年 7 月 2 日）
- (11) 日本経済新聞（電子版），2018 年 3 月 20 日記事

- (12) 国土交通省，自動車総合安全情報，実用化された ASV 技術，  
<http://www.mlit.go.jp/jidosha/anzen/01asv/japanese/practical.html>，（参照日：2018 年 7 月 2 日）
- (13) SBD 社，市場調査レポート，ADAS 市場予測－日本(2018 年 3 月)
- (14) SBD 社，市場調査レポート，ADAS 市場予測－欧州(2018 年 3 月)
- (15) SBD 社，市場調査レポート，ADAS 市場予測－米国(2017 年 7 月)
- (16) SBD 社，市場調査レポート，ADAS 市場予測－中国(2017 年 11 月)
- (17) 服部義和，鯉渕健，横山竜昭：4 輪の駆動・制動力非線形最適制御による車両運動性能の向上，自動車技術会論文集，Vol.34，No.3，pp.83-87 (2003)
- (18) 小野英一，服部義和，門崎司朗：4 輪の 3 分力最適配分による車両運動統合制御の限界性能向上，自動車技術会論文，Vol. 39，No.2，pp.33-38 (2008)
- (19) 服部義和：車両運動の統合制御に関する研究，香川大学博士論文 (2009)
- (20) R. Isermann, M. Schorn & U. Stählin : Anticollision system PRORETA with automatic braking and steering, Vehicle System Dynamics, Vol. 46, pp.683-694 (2008)
- (21) Y. Gao, A. Gray, J. V. Frasca, T. Lin, E. Tseng, J. K. Hedrick, F. Borrelli : Spatial Predictive Control for Agile Semi-Autonomous Ground Vehicles, AVEC12 (2012)
- (22) R. Hayashi, J. Isogai, P. Raksincharoensak, M. Nagai : Autonomous collision avoidance system by combined control of steering and braking using geometrically optimized vehicular trajectory, Vehicle System Dynamics, Vol. 50, pp.151-168 (2012)
- (23) 服部義和，大室朗：自動車の障害物回避における最適軌跡制御，システム制御情報学会誌，55(8)，pp.313-319 (2011)
- (24) Y. Furukawa, M. Abe, B. Wang : Possibility of A Driver-Assist-System during Evasive Lane Change, AVEC02 (2002)
- (25) 服部義和，小野英一，細江繁幸，障害物回避時の車両軌跡の最適化制御，豊田中央研究所 R&D レビュー，40 巻，4 号，26-32 頁 (2005)
- (26) 堀内伸一郎，平尾隆介，岡田一行，納富信也：車両の緊急障害物回避における最適操舵・制動制御，日本機械学会論文集 (C 編)，72 巻 722 号，pp.180-185 (2006)

- (27) 齋藤真二郎：横運動に係りして自動減速する G-Vectoring 制御試作車両の運動評価，自動車技術会学術講演会前刷集， No.112-08， p.5-10 (2008)
- (28) 横山篤ほか：電気モータを用いた G-Vectoring 制御のエネルギー回生効果，自動車技術会論文集 Vol.44,No.4 (2013)
- (29) 高橋絢也，山門誠，長塚敬一郎：車両横加加速度に基づくヨーモーメント制御手法の検討(第 3 報)レーンチェンジ操作に対する効果，自動車技術会論文集， Vol.47， pp.1337-1342 (2016)
- (30) 日立オーモティブシステムズ ニュースリリース，クルマの安全走行を支援する日立の車両運動制御「G-Vectoring」に基づいた新技術をマツダが開発し、大幅改良「マツダ アクセラ」から順次搭載（2016 年 7 月 14 日発表）
- (31) 横山篤，齋藤真二郎：電動 DYC システムの開発，自動車技術会論文集， Vol. 40， No. 3， pp.641-646 (2009)
- (32) Y. Gao, T. Gordon, M. Lidberg：Autonomous Emergency Cornering: Lane Departure Prevention for Highway Vehicles, Proceedings of 2nd IAVSD Workshop on Dynamics of Road Vehicles, Berlin, Germany (2017)
- (33) J. Djughash, B. Hamner：Neural Networks for Obstacle Avoidance, Informal Publication
- (34) 松實良祐，ポンサトーンラクシンチャラーンサク，永井正夫：ポテンシャルフィールドに基づく交差点右折時の歩行者衝突回避に関する研究，自動車技術会論文集， Vol. 42, No. 6, pp.1295-1301 (2011)
- (35) 金子哲也，栗谷川幸代，靱山富士男，景山一郎：自律走行車両のためのドライバモデルおよび車両モデルを考慮した制御目標のリアルタイム生成，自動車技術会論文集， Vol. 42, No. 6, pp.1303-1308 (2011)
- (36) 島倉諭，項警宇，稲垣伸吉，鈴木達也：ポテンシャルを組み込んだパーティクルコントロールによる 自律移動ロボットの障害物回避制御，ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集 (2009)
- (37) C. Katrakazas, M. Quddus, W.Chen, L. Deka：Real-time motion planning methods



- for autonomous on-road driving: State-of-the-art and future research directions, Transportation Research Part C 60, 416–442 (2015)
- (38) D. Madås, M. Nosratinia, M. Keshavarz, P. Sundström : On Path Planning Methods for Automotive Collision Avoidance, Proceeding of 2013 IEEE Intelligent Vehicles Symposium: IV, Gold Coast City, Australia, pp. 931-937(2013)
- (39) Kuwata.Y, Fiore.G, Frazzoli.E, Real-time Motion Planning with Applications to Autonomous Urban Driving: IEEE TRANSACTIONS ON CONTROL SYSTEMS TECHNOLOGY, VOL. 17, NO. 5 (2009)
- (40) Pongsathorn Raksincharoensak ほか: 超小型電気自動車の車輪独立駆動トルク制御による車線追従制御システム, 日本機械学会論文集(C編), 72 巻, 715 号, p.113-119 (2006)
- (41) 安部正人, 自動車の運動と制御, 第 2 版(2012), p.117, 東京電機大学出版局
- (42) 国土交通省: 第 6 期 ASV 推進計画パンフレット,  
[www.mlit.go.jp/common/001155042.pdf](http://www.mlit.go.jp/common/001155042.pdf)
- (43) 定野温ほか: 車線維持支援装置の開発, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.19-01, p.11-14 (2001)
- (44) 早川泰久ほか: レーン認識に基づいた制動力制御による車線維持支援の検討, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.101-05, p.15-18 (2005)
- (45) 井村進也ほか: 電動 DYC の開発(第 2 報), 自動車技術会学術講演会前刷集, No.10-07, p.17-20 (2007)
- (46) 佐野 彰一;古川 修;二瓶 隆;阿部 賢;芹沢 満也: 舵角応動型 4WS の制御原理が操舵応答に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol.43, p.108-113 (1990)
- (47) 日産自動車, 技術開発の取り組み,  
<https://www.nissan-global.com/JP/TECHNOLOGY/>, (参照日: 2018 年 1 月 19 日)
- (48) 安部正人: 平面二輪モデルによる運動性能の展開, 日本機械学会中級セミナー「自動車の運動力学」資料集, No.06-16, p.3-16 (2006)

## 謝辞

---

本研究を進めるにあたり，指導教官のポンサトーン・ラクシンチャランサク准教授には多大なるご助言・ご指導を頂きました。ポンサトーン先生には，日頃の研究内容のご指導だけでなく，入学前からの研究計画，学会投稿論文の執筆・推敲，学位論文のまとめ方などに関して，社会人ドクターならではの距離感があるにも関わらず，多岐にわたるご助言を賜りました。

同じく本研究を進めるにあたり，東京農工大学 工学府 機械システム工学専攻の遠山茂樹教授，毛利宏教授，田川泰敬教授，鎌田崇義教授には，本研究を公平な立場から見て頂くことで，多くの建設的なご助言を賜りました。深く感謝申し上げます。

また，平成 29 年度修士課程修了生の吉川尚杜さんには，本研究テーマを共同で進める研究者として活発な議論を交わして頂いただけでなく，数値解析の具現化や解析結果のビジュアル化など，様々なご支援を頂きました。研究室としては新しいテーマにも関わらず，創意工夫を凝らし，前向きに取り組んで下さいました。

多くの職場の皆様には，社会人ドクターとして活動する機会を与えて頂いたうえ，少なからず発生した業務への影響にもご理解・ご容赦頂きました。本研究は，それまでの研究開発活動がきっかけとなり，日頃の活発な議論を通じて実を結んだことは言うまでもありません。

改めまして，ご支援下さいました皆様に厚く御礼申し上げます。