

連結車両の適応操舵制御に関する研究

Research on Adaptive Steering Control of Combination Vehicles

九州工業大学大学院 工学研究科
機械知能工学専攻 博士後期課程

王 強

平成21年1月

目次

第1章 緒論	1
1.1 背景と目的	1
1.2 従来の研究と本研究の特色	3
1.21 連結車両の適応操縦安定化制御	3
1.22 連結車両の適応車線追従制御	4
1.3 本論文の構成	5
第2章 連結車両の運動方程式	8
2.1 パッシブ連結車両の運動方程式	8
2.2 パッシブ連結車両の操縦安定性	11
2.3 外乱を有するパッシブ連結車両の操縦安定性	14
2.4 アクティブ連結車両の運動方程式	18
第3章 連結車両の適応操縦安定化制御	20
3.1 はじめに	20
3.2 連結車両の運動方程式	20
3.3 理想連結車両モデルとそのパラメータ設定法	22
3.31 理想連結車両モデル	23
3.32 パラメータ設定法	23
3.4 適応操舵コントローラの構成とその解析	30
3.41 追従誤差システムと適応操舵コントローラの構成	30
3.43 操縦安定化システムの安定解析	32
3.5 数値シミュレーションを用いた操縦性能の検証	33
3.6 未知外乱が存在する場合の操縦性能の検証	43
3.7 おわりに	45

第 4 章 連結車両の適応車線追従制御	48
4.1 はじめに	48
4.2 車線追従用連結車両の運動方程式	48
4.3 目標車線の曲率と理想連結角の推定	53
4.4 適応車線追従コントローラの構成	56
4.41 理想速度の設計	56
4.42 追従誤差システムと適応操舵コントローラの構成	60
4.43 車線追従システムの安定解析	62
4.5 数値シミュレーションを用いた制御性能の検証	65
4.6 未知外乱が存在する場合の制御性能の検証	71
4.7 おわりに	74
第 5 章 結論	75
5.1 結論	75
5.2 今後の課題	76
謝辞	77
参考文献	78
付録	83
付録 A	83
付録 B	84
付録 C	85

第1章 緒論

1.1 背景と目的

交通安全白書⁽¹⁾によると、2007年の日本における交通事故発生件数は83万2,454件で、これによる死者数は5,744人、負傷者数は103万4,445人である（死傷者数は104万189人）。前年と比べると、死者数は608人（9.6%）の減少、発生件数は5万4,410件（6.1%）の減少、負傷者数は6万3,754人（5.8%）の減少であった（死傷者数は6万4,362人（5.8%）減少）。交通事故による死者数は7年連続で減少し、1953年（死者数5,544人）以来54年ぶりに5千人台となった。2004年に過去最悪を記録した事故発生件数（95万2,191人）及び負傷者数（118万3,120人）は3年連続で減少した。しかしながら、負傷者数は9年連続で100万人を超えるなど、依然として憂慮すべき交通情勢にある。2007年中の交通死亡事故発生件数を車種別にみると、連結車両に関連する事故の割合が多く、これだけで全体の約3割を占めている。普通乗用車のような小型車両に比べ、連結車両の構造は複雑であり、非常に操縦の難しい車両である。連結車両が何らかの原因で操縦不安定になったとき、特に大型車両の操縦に不慣れな操縦者には安定化が難しく、事故の発生につながる可能性がある。このような理由も一因となり、連結車両に関連する事故の割合が多くなっているものと考えられる。今後、交通物流の効率化と多様化により、大型トレーラやレジャー用キャンピングカーなど連結車両の需要が増加することが予想される。このため、連結車両の交通事故防止対策が急務となっている。

連結車両の操縦安定性を向上することができれば、操縦者の操縦ミスによる操縦不安定な状況の発生を抑えることができる。そして、操縦不安定状況の発生が軽減されれば、事故の発生がかなり抑制されるものと期待される。この背景の下、連結車両の操縦安定性向上を目指し、まず、連結車両の操縦安定解析が行われた⁽²⁾⁻⁽⁷⁾。これらの研究により、中高速走行時に連結車両の操縦安定性が低下することが示された。連結車両は、一般道を中速で走行し高速道路を高速走行する。すなわち、中高速走行時の操縦安定性の改善を急ぐ必要がある。

中高速走行時に連結車両の操縦安定性を改善するため、数多くの操縦安定化手法が提案された⁽⁸⁾⁻⁽¹³⁾。しかし、これらの手法では、貨物の積み下ろしによるトレーラの重量変化等の車両の未知パラメータ変化や未知路面変化が考慮されていなという問題があった。未知な車両パラメータ変化や未知路面変化の影響を受け、連結車両の操縦性能は大きく変化する。例えば、貨物を満載した場合と貨物を載せない場合とを比較したとき、連結車両の操縦性能は大きく異なる。また、路面凍結や水溜りなどによりタイヤのコーナリング剛性が低下したとき、乾いた路面を走行する場合と比べ、連結車両の操縦性能は激変する。

操縦性能が大きく変化したとき，変化に適応するために操縦者にかかりの負荷がかかる．過度な負荷は疲労の原因となる．もし，操縦性能変化に操縦者が適応できない場合には，事故が発生することになる．例えば，車両パラメータの変化により，牽引車とトレーラとの内輪差が大きく変化した場合を考えてみよう．この場合，操縦者がこの変化に気づかなければ，変化前までは衝突することなく避けられた障害物を避けることができないという現象が起きることになる．

高速道路走行時において，操縦者の操縦ミスによる操縦不安定な状況の発生を防ぐ手法として AHS (Automated Highway System) 技術がある．この技術は，人間を操縦から解放し，自動で車両を車線に沿って走行させる車線追従技術である．車両が自動で車線走行することにより，操縦者の操縦ミスによる操縦不安定化を防ぐことができる．近年，小型車両に対して種々の自動操舵による車線追従制御手法が提案され^{(14)–(23)}，各国で実証実験も行われた．しかし，連結車両に対しては，自動操舵による車線追従制御手法が十分に検討されていない状況であり，まだ，未知な車両パラメータ変化や未知路面変化が存在する場合に対する検討も不十分である．

高速道路での連結車両の自動操舵による車線追従を実現すれば，高速道路での連結車両に関連した交通事故が激減することになる．さらに，高速道路での交通渋滞も緩和できるという利点もある．2007年に公表された資料⁽²⁴⁾において，日本の交通渋滞による経済的損失は年間12兆円となることが示されている．自動操舵による車線追従制御手法はこの経済損失を軽減できる有効な方法の一つでもある．

パラメータの大きな変動に強い制御手法の一つに適応制御手法がある^{(25)–(31)}．本研究では，この適応制御法を利用して，未知な車両パラメータ変化や未知路面変化が存在する場合に操縦者の操縦ミスによる操縦不安定な状況の発生を防ぐ手法の開発を目的とする．

適応制御手法を用いる場合，制御したい状態の数と入力数が同数である必要がある．連結車両の操縦安定性を改善するためには，牽引車の横方向速度・ヨーレートならびに牽引車とトレーラとの連結角を制御しなければならない．また，連結車両を目標車線に性能良く追従させる場合にも連結車両と目標車線との間の三つの状態を制御しなければならない．すなわち，適応制御を用いて連結車両を思い通りに制御するには三つの独立した入力が必要となる．しかしながら，実際の連結車両において操縦安定化に利用できる制御入力は牽引車両の前輪操舵の一つだけである．この問題を解決するために，最近盛んに研究が行われている自動車のステアバイワイア技術^{(32)–(34)}を利用することを考える．ステアバイワイア技術により，近い将来，牽引車前輪だけではなく牽引車後輪ならびにトレーラ輪操舵が簡単に実現できるようになると予想される．そこで，三つの独立した車輪操舵を入力と考え，適応操縦安定化制御法ならびに適応車線追従制御手法を開発した．開発した手法の特徴を以下の節に示す．

1.2 従来の研究と本研究の特色

1.2.1 連結車両の適応操縦安定化制御

近年、車両の未知パラメータ変化や未知路面変化が存在しても性能の良い操縦安定性を実現するために、ロバスト操縦安定化制御手法が提案された⁽³⁵⁾⁻⁽³⁷⁾。文献(35)~(37)では、牽引車前輪操舵とヨーモーメントの二つの制御入力を用いている。しかし、三つの状態を二つの入力を用いて制御するより、三つの独立した入力を用いて制御した方がより性能の良い操縦安定化制御の実現が期待される。加えて、文献(35)~(38)で提案されている手法では、牽引車ならびにトレーラの重量・慣性・重心位置ならびにトレーラ長の正確な情報が必要となるという問題がある。文献(38)では、パッシブ車両を理想モデルとして、三つの独立した入力(牽引車の前後輪操舵ならびにトレーラ輪操舵)を用いたモデル追従制御手法が提案されている。しかしながら、利用しているパッシブ車両において、牽引車両とトレーラとの間に内輪差が存在する場合には、この内輪差を無くすのは不可能である。さらに、文献(38)では、すべての車両パラメータの正確な情報が必要となるという問題がある。重心位置とトレーラ長に未知変動が存在する場合、文献(35)~(38)で提案されたコントローラを用いた連結車両では、牽引車両とトレーラとの間に大きな内輪差が生じる危険性がある。最悪の場合、閉ループ系が不安定となる可能性もある。

本研究では、トレーラの重量・慣性・重心位置ならびにトレーラ長にも未知変動が存在する場合に対し、牽引車の前後輪操舵ならびにトレーラ輪操舵を用いた強いロバスト性を持つ適応操縦安定化手法を開発する。まず、新しい理想連結車両モデルの設計法を提案する。この理想車両モデルには、牽引車両とトレーラとの間に内輪差が生じないという特徴がある。つぎに、実際の連結車両の状態をモデルの状態に追従させるための適応操舵コントローラを設計することになる。しかし、車輪操舵入力から連結車両の出力(牽引車の横方向速度、ヨーレート、ならびに連結角)までの伝達特性の高周波ゲイン行列は正定行列にならないため、従来の適応制御手法を用いて安定な適応操舵コントローラを設計することが難しいという問題があった。この問題を解決するため、近年開発された多入出力系の適応コントローラの設計法^{(39),(40)}を利用した適応操舵コントローラを開発した。文献(39)、(40)では、高周波ゲイン行列において主座小行列の符号のみが既知かつ零でない多入出力系の適応コントローラの設計法が提案されており、高周波ゲイン行列が正定行列である必要は無い。開発した適応操舵コントローラを用いた連結車両においてはタイヤのコーナリング剛性だけでなくトレーラの重量・慣性・重心位置ならびにトレーラ長に未知変動が存在したとしても、実際の連結車両と理想連結車両との追従性能にほとんど変化が無いという特徴を持っている。

1.22 連結車両の適応車線追従制御

近年，既存の高速道路において安全に，かつ，より多くの車両を走行させるため，連結車両に対して牽引車の前輪操舵のみを用いた車線追従手法が種々提案された^{(41)–(50)}．文献(41)は，目標車線の曲率が既知な場合の手法である．文献(42)～(50)では，目標車線の曲率を未知外乱として，車線追従手法が考察されている．目標車線の曲率を未知外乱と考えた場合，この外乱の影響によりトレーラと目標車線との間に定常偏差が生じてしまう．

連結車両を目標車線に性能良く追従させるには，まず，目標車線と牽引車との間の相対横変位ならびに相対ヨー角をすばやく零としなければならない．さらに，相対横変位と相対ヨー角が零となったときに，トレーラが目標車線に接するように牽引車とトレーラとの連結角を制御する必要がある．しかしながら，これら三つの状態を一つの車輪操舵のみを用いて性能良く制御するのは非常に困難である．しかしながら，牽引車前輪，牽引車後輪ならびにトレーラ輪操舵の三つの独立した車輪操舵を用いることにより，連結車両の目標車線追従性能を格段に改善できる可能性がある．このことを実現するため，文献(51)において，三つの独立した車輪操舵を用いた連結車両の目標車線追従制御法が提案された．この手法では，タイヤのコーナリング剛性のみが未知である．このため，トレーラの重量や重心位置等の正確な情報を事前に取得する必要がある．加えて，文献(42)～(50)の手法と同様に，目標車線の曲率を未知外乱として考えているため，目標車線と連結車両との間に定常偏差が生じるという問題もある．車線追従性能を改善するために，高ゲインフィードバック制御を行った場合，定常偏差は小さくなるが，各車輪の初期操舵角が大きくなってしまう．

文献(41)～(51)の手法では，車速が一定であると仮定されるか，あるいは，ある定数速度近傍で線形化された車両モデルに基づいて車線追従コントローラが開発されている．このため，文献(41)～(51)で開発されたコントローラを用いた連結車両において，車速がある一定の速度から別の一定速度へ大きく変化する場合には所期の制御性能は達成されない．最悪の場合，操縦不安定となり事故が発生する危険性もある．さらに，これらの手法では，牽引車横方向速度の計測が必要となるという問題も存在する．進行方向速度に比べ，横方向速度は非常に遅く，この速度を精度良く計測できる計測器は存在していない．

本論文では，牽引車の前後輪操舵ならびにトレーラ輪操舵を用いて，タイヤのコーナリング剛性ならびに車両重量・慣性，重心位置に未知変動が存在する場合に対し強いロバスト性能を持つ適応車線追従操舵法を提案する．まず，目標車線と連結車両の間に定常偏差が生じる問題を解決するために，目標車線の未知曲率を推定する方法を提案する．この推定値を用いることにより，目標車線と連結車両との間に定常偏差が生じない車線追従操舵法を開発できる．つぎに，牽引車横方向速度の計測信号を用いない適応車線追従操舵を開

発しやすくするために，新しい連結車両の運動方程式表現を提案する．この新しい運動方程式表現に基づき，最小次元オブザーバ設計法の考え方をを用いて，適応操舵コントローラを開発した．提案した手法を用いた連結車両において，タイヤのコーナリング剛性ならびに車両重量・慣性，重心位置に未知変動が存在したとしても，定常偏差なしで連結車両を目標車線に追従できるという特徴がある．

1.3 本論文の構成

前節で述べたように，本論文では，連結車両の操縦安定性を改善するための適応操縦安定化手法と適応車線追従操舵手法を提案する．本論文は5章より構成され，第1章は緒論であり，本文は第2章から始まる．

第2章では，本論文で用いる連結車両の運動方程式を示す．まず，前輪操舵のみを用いたパッシブ連結車両方程式を示す．数値シミュレーションを用いて，車両パラメータの未知変動が存在する場合のパッシブ連結車両の挙動を示す．そして，未知車両パラメータ変動によって，パッシブ連結車両の操縦安定性が悪化する場合が存在することを示す．つぎに，ステアバイワイヤ化を見込んで，すべての車輪が操舵できる連結車両の運動方程式を示す．

第3章では，車両パラメータに未知変動が存在する場合に対し，牽引車の前後輪操舵ならびにトレーラ輪操舵を用いた強いロバスト性を持つ適応操縦安定化手法を提案する．連結車両のような多入出システムに対して適応制御手法を応用するには，車輪操舵入力から連結車両の出力(牽引車の横方向速度，ヨーレート，ならびに連結角)までの伝達特性の高周波ゲイン行列のすべての主座小行列式が零ではなく，その符号が不変かつ既知である必要がある．まず，車両パラメータの未知変動が存在する連結車両において，既知行列を用いて連結車両の出力を線形変換した新しい出力を用いたとき，車輪操舵入力から新しい出力までの伝達特性の高周波ゲイン行列が上記の条件を満足することを示す．つぎに，操縦者の指令操舵角に対する理想的な牽引車の横方向速度，ヨーレート，ならびに連結角を決定するため，理想連結車両モデルの設計法を提案する．そして，連結車両を設計された理想連結車両モデルに追従させる適応操舵コントローラを設計し，その有効性を数値シミュレーションを用いて検証する．

第4章では，三つの独立した車輪操舵(牽引車の前後輪操舵，トレーラ輪操舵)を用いた適応車線追従操舵法を提案する．まず，牽引車横方向速度の信号を用いないための連結車両の新しい運動方程式表現を示す．つぎに，目標車線と連結車両の定常偏差問題を解決するために開発した目標車線の曲率推定法を示す．そして，この推定された曲率を利用して目標車線と連結車両との間の相対横変位と相対ヨー角が零となったときにトレーラが目標

車線に接する理想連結角を推定する．最後に，相対横変位，相対ヨー角が零に収束し，連結角が理想連結角に収束する適応操舵法を開発し，その有効性を数値シミュレーションを用いて検証する．

最後に第 5 章で結論を述べる．

主な記号

P	: 注目点
$C.G.$: 重心
h	: 注目点 P から牽引車重心までの距離
ρ	: 目標車線の曲率
v_x	: 牽引車の前進速度
$\delta_f, \delta_r, \delta_t$: 牽引車前輪舵角, 牽引車後輪舵角とトレーラ輪舵角
a_p	: 注目点 P の横加速度
v_p, v_c	: 注目点 P と牽引車重心における牽引車の横方向速度
y_r	: 注目点 P と目標車線との間の相対横変位
$\varepsilon_1, \varepsilon_2$: 牽引車ヨー角とトレーラヨー角
γ	: 連結角
$\dot{\varepsilon}_1, \dot{\varepsilon}_2$: 牽引車ヨーレートとトレーラヨーレート
$\dot{\gamma}$: 連結ヨーレート ($\dot{\gamma} = \dot{\varepsilon}_1 - \dot{\varepsilon}_2$)
ε_d	: 目標車線のヨー角
ε_r	: 牽引車と目標車線との間の相対ヨー角 ($\varepsilon_r = \varepsilon_1 - \varepsilon_d$)
γ_d	: 理想連結角
γ_r	: 相対連結角 ($\gamma_r = \gamma - \gamma_d$)
m_1, m_2	: 牽引車とトレーラの質量
J_{z1}, J_{z2}	: 牽引車とトレーラの慣性モーメント
c_f, c_r, c_t	: 牽引車前輪, 牽引車後輪とトレーラ輪のコーナリングパワー
l_f	: 注目点 P から牽引車前輪車軸までの距離
l_r	: 注目点 P から牽引車後輪車軸までの距離
l_t	: トレーラの長さ
d_p	: 注目点から連結点までの距離
d_1	: 牽引車重心から連結点までの距離 ($d_1 = d_p + h$)
d_2	: トレーラ重心から連結点までの距離
I_n	: $n \times n$ 単位行列
$\mathbf{0}_n$: $n \times n$ 零行列
$\text{diag}[\]$: 対角行列
s	: ラプラス演算子
$\mathcal{L}[\bullet], \mathcal{L}^{-1}[\bullet]$: ラプラス変換とラプラス逆変換

第2章 連結車両の運動方程式

2.1 パッシブ連結車両の運動方程式

本節では，前輪操舵のみを用いたパッシブ連結車両の操縦安定性を検証するための連結車両の運動方程式を示す．操縦安定性に関する平面運動は横運動，ヨーイング運動と連結点運動である．

図 2.1 に示す 2 輪連結車両モデルを用いて連結車両の運動方程式を導出する．図 2.2 に連結車両平面運動の力つりあいを示している．図 2.2 において， v_{xt} はトレーラの前進速度， S_f ， S_r ， S_t は牽引車前後輪とトレーラ輪のコーナリングフォース， S_y と S'_y は連結点で発生する横力である．図 2.1 と図 2.2 より，中高速走行時の連結車両平面運動に関する運動方程式は以下の式で与えられる^{(6),(42),(52)}．牽引車の横運動とヨーイング運動：

$$m_1(\dot{v}_c(t) + v_x(t)\dot{\epsilon}_1(t)) = S_f(t) + S_r(t) - S_y(t) \quad (2.1.1)$$

$$J_{z1}\ddot{\epsilon}_1(t) = (\ell_f - h)S_f(t) - (\ell_r + h)S_r(t) + d_1S_y(t) \quad (2.1.2)$$

トレーラの横運動とヨーイング運動：

$$m_2(\dot{v}_{ct}(t) + v_{xt}(t)\dot{\epsilon}_2(t)) = S_t(t) + S'_y(t) \quad (2.1.3)$$

$$J_{z2}\ddot{\epsilon}_2(t) = d_2S'_y(t) - (\ell_t - d_2)S_t(t) \quad (2.1.4)$$

ここで，牽引車前後輪とトレーラ輪のコーナリングフォースは次式で与えられる^{(6),(42),(54)}．

$$S_f(t) = c_f \left(\delta_f - \frac{v_c(t) + (\ell_f - h)\dot{\epsilon}_1(t)}{v_x(t)} \right) \quad (2.1.5)$$

$$S_r(t) = -c_r \frac{v_c(t) + (\ell_r + h)\dot{\epsilon}_1(t)}{v_x(t)} \quad (2.1.6)$$

$$S_t(t) = -c_t \frac{v_{ct}(t) + (\ell_t - d_2)\dot{\epsilon}_2(t)}{v_{xt}(t)} \quad (2.1.7)$$

中高速走行の連結車両においては，連結角 $\gamma(t)$ が微小となるので，以下の近似式が成り立つ．

$$\left. \begin{aligned} v_{xt}(t) &= v_x \cos(\gamma(t)) \approx v_x(t), \quad S'_y = S_y \cos(\gamma(t)) \approx S_y \\ v_{ct} &\approx v_x(t)\gamma(t) + v_c(t) - (d_1 + d_2)\dot{\epsilon}_1(t) + d_2\dot{\gamma}(t) \end{aligned} \right\} \quad (2.1.8)$$

式 (2.1.1)~(2.1.4) において連結点で発生する未知横力を消去して式 (2.1.5)~(2.1.7) を代入すると，次の運動方程式が導かれる^{(6),(42),(54)}．なお， d_3 は $d_3 = d_1 + d_2$ ， J_{z3} は $J_{z3} = J_{z1} + J_{z2}$ である．

$$\left. \begin{aligned} M_c \dot{\mathbf{q}}_c(t) &= -v_x(t)M_c \mathbf{a} \mathbf{b}^T \mathbf{q}_c(t) - \frac{1}{v_x(t)} H_{pT} K H_{pT}^T \mathbf{q}_c(t) + H_{pT} K (\mathbf{a} \delta_f(t) - \mathbf{c} \gamma(t)) \\ \mathbf{q}_c(t) &= [v_c(t), \dot{\epsilon}_1(t), \dot{\gamma}(t)]^T \end{aligned} \right\} \quad (2.1.9)$$

Table 2.1 Nominal values of parameters

m_1	1180	kg	J_{z1}	1570	kgm ²
ℓ_f	1.2	m	ℓ_r	1.3	m
d_p	2	m	h	0	m
d_2	2	m			
c_f	24400	N/rad	c_r	34600	N/rad
m_2	490	kg	J_{z2}	390	kgm ²
ℓ_t	2.1	m	c_t	34600	N/rad

ただし,

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{a} &= [1, 0, 0]^T, \mathbf{b} = [0, 1, 0]^T, \mathbf{c} = [0, 0, 1]^T \\ K &= \text{diag}[c_r, c_f, c_t], H_p T = (T^{-1})^T H_p \end{aligned} \right\} \quad (2.1.10)$$

$$M_c = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & -m_2 d_3 & m_2 d_2 \\ -m_2 d_3 & J_{z3} + m_2 d_3^2 & -J_{z2} - m_2 d_2 d_3 \\ m_2 d_2 & -J_{z2} - m_2 d_2 d_3 & J_{z2} + m_2 d_2^2 \end{bmatrix} \quad (2.1.11)$$

$$H_p = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \ell_f & -\ell_r & -(d_p + \ell_t) \\ 0 & 0 & \ell_t \end{bmatrix}, T = \begin{bmatrix} 1 & h & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.1.12)$$

式(2.1.11)において, M_c は正定行列, K は正定対角行列である. 式(2.1.9)は牽引車重心の横方向速度 $v_c(t)$, 牽引車のヨーレート $\dot{\varepsilon}_1(t)$ と連結ヨーレート $\dot{\gamma}(t)$ を用いて表現されている. 一般に, 運動方程式(2.1.9)に基づいて種々のコントローラが設計される. しかし, 牽引車の重心位置に未知変動が存在する場合, 牽引車の重心における速度を用いてコントローラを開発することは困難である. この問題を解決するため, 設計者が定める注目点 P を導入し, 注目点 P における速度を用いて連結車両を表現する. 牽引車重心における速度と注目点 P における速度において,

$$\mathbf{q}_c = T \mathbf{q}_p, \mathbf{q}_p = [v_p(t), \dot{\varepsilon}_1(t), \dot{\gamma}(t)]^T \quad (2.1.13)$$

の関係が成り立つことを用いれば, 注目点 P における速度 $\mathbf{q}_p(t)$ を用いたパッシブ連結車両の運動方程式は次式で与えられる.

$$M_p \dot{\mathbf{q}}_p(t) = -v_x(t) \mathbf{a} \mathbf{b}^T M_p \mathbf{q}_p(t) - \frac{1}{v_x(t)} H_p K H_p^T \mathbf{q}_p(t) + H_p K (\mathbf{a} \delta_f(t) - \mathbf{c} \gamma(t)) \quad (2.1.14)$$

上式において, 行列 M_p は $M_p = T^T M_c T$ となり, 正定行列である. 式(2.1.14)に示しているパッシブ連結車両では, 操舵入力には牽引車前輪舵角 $\delta_f(t)$ である.

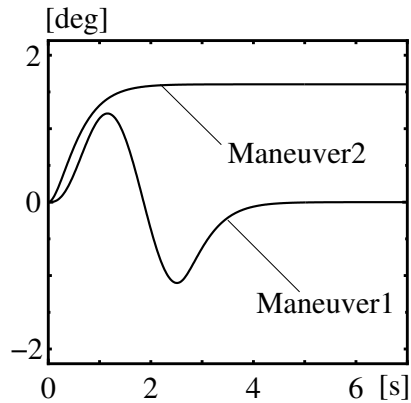


Fig.2.3 Tractor Front Wheel Steering Angle δ_f

2.2 パッシブ連結車両の操縦安定性

本節では、数値シミュレーションを用いて、未知車両パラメータ変動により、パッシブ連結車両の操縦安定性が悪化する場合が存在することを示す。シミュレーションで用いた連結車両のノミナルパラメータ値⁽⁴⁷⁾を表2.1に示す。高速道路での走行を想定して、車速は $v_x(t) = 100\text{Km/h}$ とした。シミュレーションで用いた牽引車前輪舵角は図2.3に示す。図2.3において、*Maneuver1*は約3mの車線変更用の舵角であり、*Maneuver2*は半径約300mの定常円旋回の舵角である。車両パラメータは以下のCase1~Case5のように変化させた。

Case1: 車両パラメータはノミナル値である。

Case2: $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$

Case3: $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$, $c_f = 24400 \times 0.7\text{N/rad}$,
 $c_r = c_t = 34600 \times 0.7\text{N/rad}$

Case4: $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$, $d_2 = 2 + 2.7\text{m}$, $\ell_t = 2.1 + 3\text{m}$

Case5: $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$, $d_2 = 2 + 2.4\text{m}$, $\ell_t = 2.1 + 3\text{m}$,
 $c_f = 24400 \times 0.7\text{N/rad}$, $c_r = c_t = 34600 \times 0.7\text{N/rad}$

図2.4(a)~(c)に、牽引車前輪舵角を図2.3の*Maneuver1*(約3mの車線変更)で与えた場合の注目点P横方向速度 $v_p(t)$ 、牽引車ヨーレート $\dot{\epsilon}_1(t)$ と連結角 $\gamma(t)$ の応答を示している。図2.4(a)~(c)に示すように、車両パラメータに未知変動が存在する場合、パッシブ連結車両の応答に大きな振動が起きることがわかる。図2.4(d)にトレーラ輪の軌跡を示している。図2.4(d)に示すように、パッシブ連結車両では車両パラメータの変化に対し車

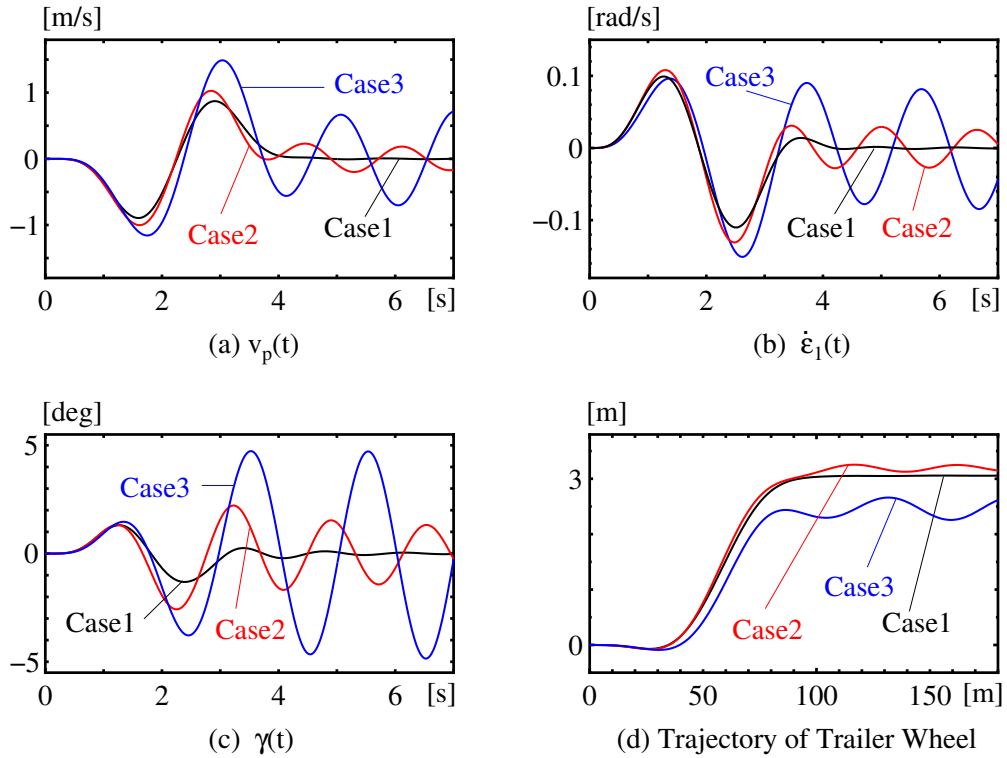


Fig.2.4 The Responses of Using *Manuver1*

輪軌跡が変動し，Case3 の場合には不安定となる．図 2.5 に，牽引車前輪舵角を図 2.3 の *Manuver1*(約 3m の車線変更) で与えた場合のパッシブ連結車両の牽引車とトレーラ挙動を示している．長い実線は牽引車，短い実線はトレーラ，白い円は連結点である．破線は牽引車前輪とトレーラ輪の軌跡である．図 2.5 に示すように，パッシブ連結車両では車両パラメータの変化に対しトレーラの振れが大きくなるとがわかる．高速道路の交通状況を考慮すれば，事故が発生する可能性が高いと考えられる．

図 2.6(a) に，牽引車前輪舵角を図 2.3 の *Manuver2*(半径約 300m の定常円旋回) で与えた場合のトレーラ輪の軌跡を示している．図 2.6(a) の Case 5 の車輪軌跡では，パッシブ連結車両が不安定となったため，途中でシミュレーションを中止した軌跡を表示している．図 2.6(a) に示すように，パッシブ連結車両では車両パラメータの変化に対し車輪軌跡が変動し，Case5 の場合には不安定となっていることがわかる．図 2.6(b) に Case4 の牽引車前輪とトレーラ輪の軌跡の一部を示している．図 2.6(b) に示すように，Case4 の場合，牽引車前輪とトレーラ輪の間に約 2m の内輪差が生じることがわかる．即ち，Case4 のパッシブ連結車両において，トレーラ輪が操縦者が意図した旋回半径より 2m 大きな旋回半径で旋回することになる．道路の幅を考慮すれば，事故が発生する可能性も考えられる．

以上のシミュレーション結果より，高速で走行するパッシブ連結車両では，車両パラメータの未知変動に対し，挙動が大きく変化し，操縦安定性が悪化する場合があることが

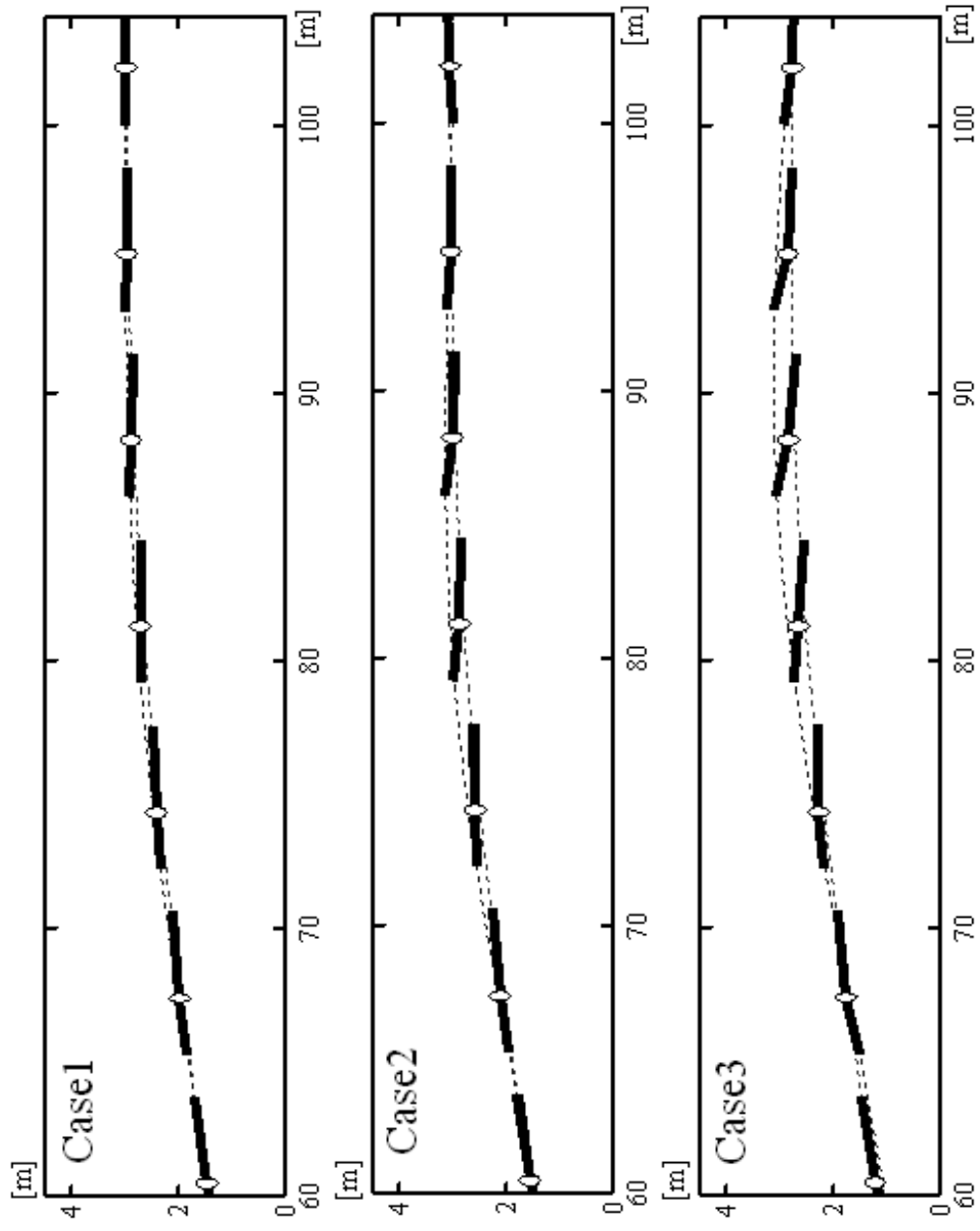


Fig.2.5 Behavior of Tractor-semitrailer Combination Using *Maneuver 1*

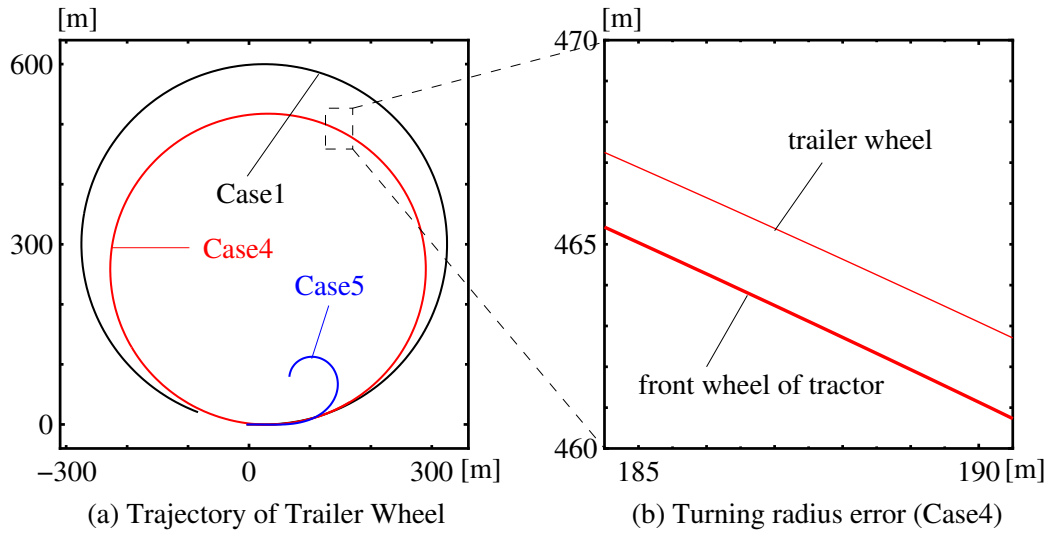


Fig.2.6 Trajectory of Using *Manuver2*

わかる．中速速で走行するパッシブ連結車両では，高速で走行するパッシブ連結車両と同様に車両パラメータの未知変動による操縦安定性が悪化する場合がある．

2.3 外乱を有するパッシブ連結車両の操縦安定性

高速で走行する連結車両において，横風などの未知外乱により発生した横力が連結車両の走行に影響を与える．図 2.7 に外乱を有するパッシブ連結車両モデルを示している．図 2.7 において， S_w と S_{wt} は未知外乱による発生した横力，点 F と点 F_t は横力 S_w と S_{wt} の着点， l_w は横力 S_w の着点 F から注目点 P までの距離， l_{wt} は横力 S_{wt} の着点 F_t からトレーラ重心までの距離である．外乱を有するパッシブ連結車両の運動方程式は以下の式で与えられる^{(52),(53)}．

$$M_p \dot{\mathbf{q}}_p(t) = -v_x(t) \mathbf{a} \mathbf{b}^T M_p \mathbf{q}_p(t) - \frac{1}{v_x(t)} H_p K H_p^T \mathbf{q}_p(t) + H_p K (\mathbf{a} \delta_f(t) - \mathbf{c} \gamma(t)) + T^T \mathbf{d}(t) \quad (2.3.1)$$

$$\mathbf{d}(t) = [S_w(t) + S_{wt}(t), (l_w - h) S_w - (d_1 + d_2 - l_{wt}) S_{wt}(t), (d_2 - l_{wt}) S_{wt}(t)]^T \quad (2.3.2)$$

$\mathbf{d}(t)$ は未知外乱の横力を表すベクトルである．

ここで，数値シミュレーションを用いて，未知外乱を有するパッシブ連結車両の操縦安定性が悪化する場合が存在することを示す．シミュレーションでは，表 2.1 に示す連結車両のノミナルパラメータ値を用いた．高速道路での走行を想定して，車速は $v_x(t) = 100 \text{Km/h}$ とした．シミュレーションで用いた牽引車前輪舵角は図 2.3 に示す約 3m の車線変更用の舵角 *Manuver1* である．風速 15m/s の横風を想定して，図 2.8 に示す未知外乱の横力 $S_w(t)$ と $S_{wt}(t)$ を用いた．

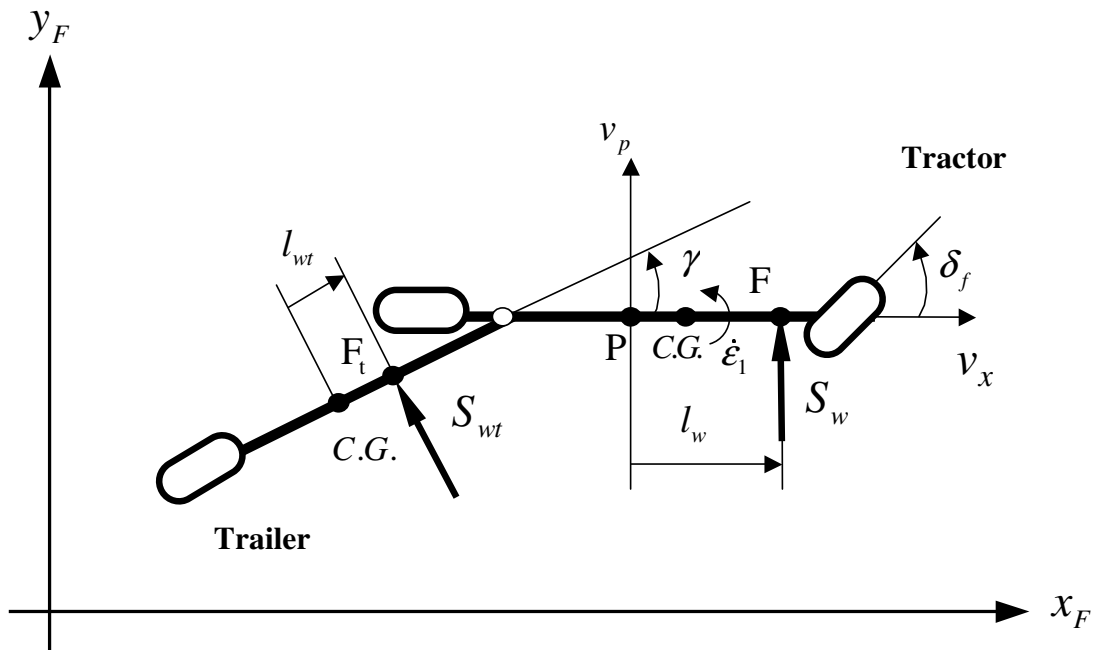


Fig.2.7 Tractor-semitrailer Combination Model with disturbance (Passive)

以下の Case1~Case3 のようにシミュレーションを行った。

Case1: 車両パラメータはノミナル値である。

Case2: 車両パラメータはノミナル値である。牽引車とトレーラの重心に未知外乱の横力 $S_w(t)$ と $S_{wt}(t)$ が存在する。

Case3: 未知な車両パラメータ変化: $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$,
 $c_f = 24400 \times 0.7\text{N/rad}$, $c_r = c_t = 34600 \times 0.7\text{N/rad}$
 牽引車とトレーラの重心に未知外乱の横力 $S_w(t)$ と $S_{wt}(t)$ が存在する。

図 2.9(a)~(c) に、注目点 P 横方向速度 $v_p(t)$ 、牽引車ヨーレート $\dot{\epsilon}_1(t)$ と連結角 $\gamma(t)$ の応答を示している。図 2.9(a)~(c) に示すように、未知外乱の横力が存在する場合、パッシブ連結車両の応答は大きく変化することがわかる。Case3 の場合には、未知な車両パラメータ変化によって各応答には大きな振動が生じる。図 2.9(d) にトレーラ輪の軌跡を示している。図 2.9(d) に示すように、パッシブ連結車両では、未知外乱の影響によって、車輪軌跡が大きく変動する。図 2.10 に、パッシブ連結車両の牽引車とトレーラ挙動を示している。長い実線は牽引車、短い実線はトレーラ、白い円は連結点である。破線は牽引車前輪とトレーラ輪の軌跡である。図 2.10 に示すように、パッシブ連結車両では車未知外乱の影響によって期待する車線変更の動作が達成できないとがわかる。操縦者が未知外乱の影響を気にせず運転すると、事故が発生する可能性が高いと考えられる。

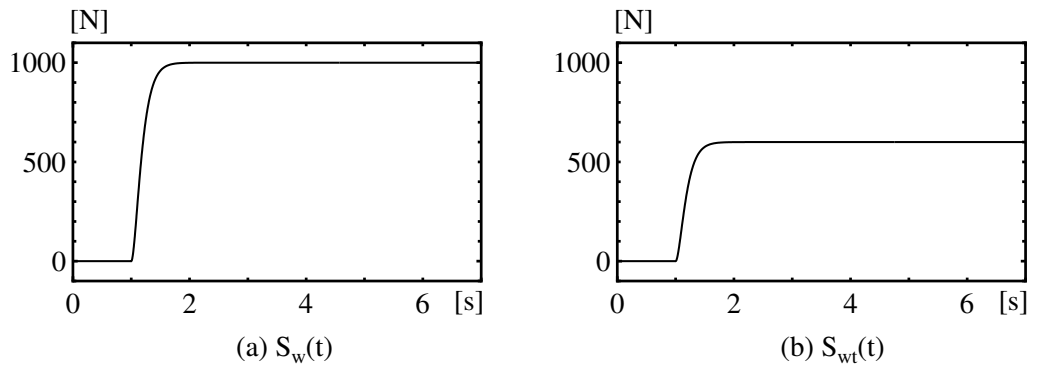


Fig.2.8 The Disturbance of Lateral Force

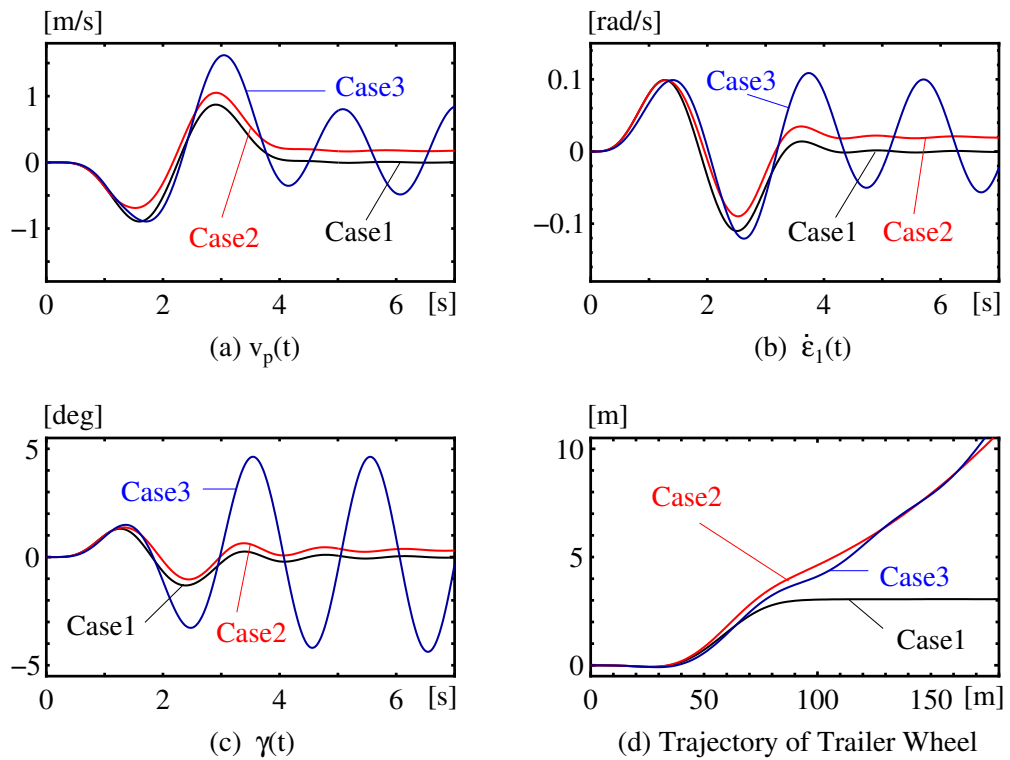


Fig.2.9 The Responses of Using *Manuver1* (Disturbance)

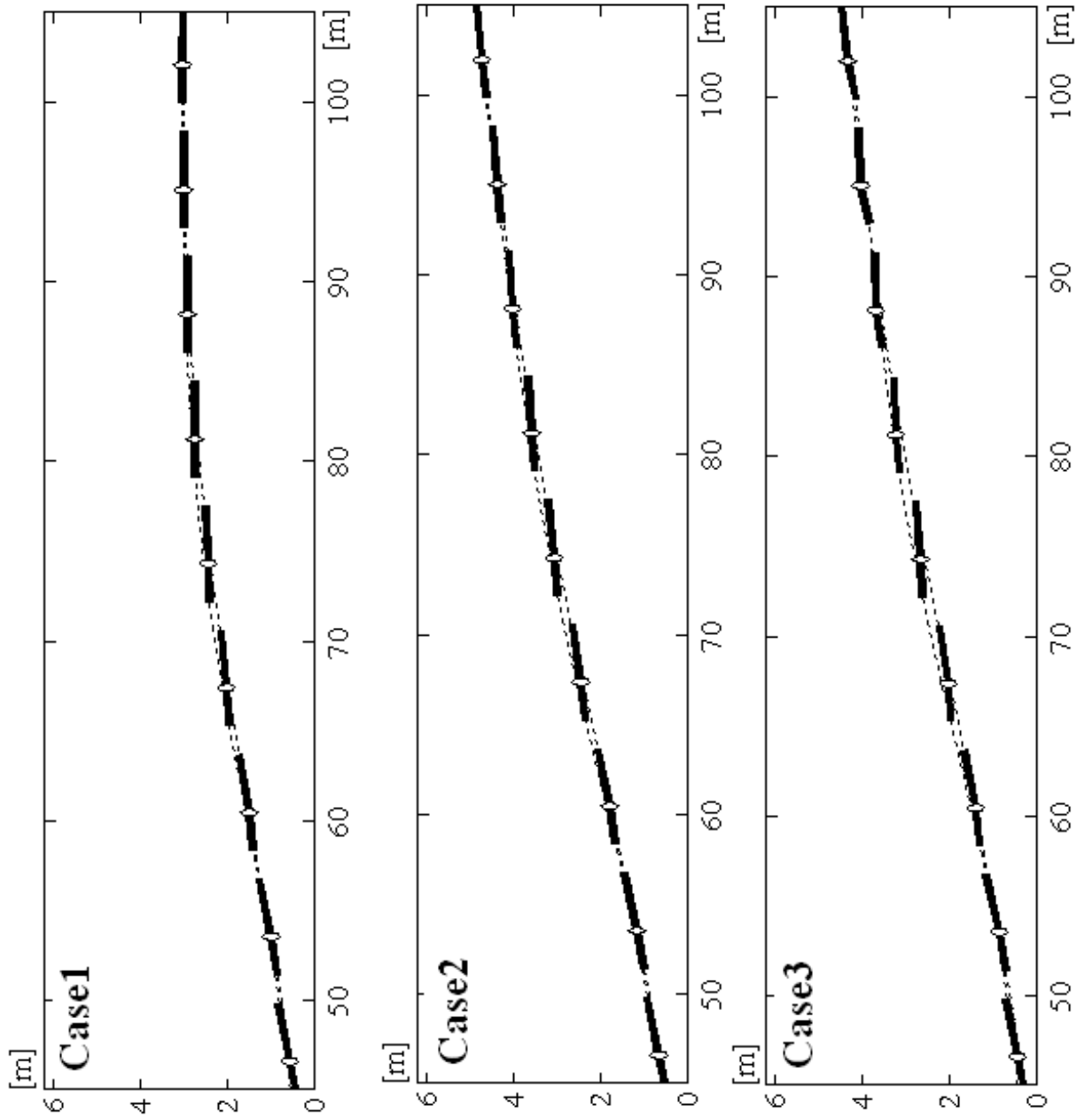


Fig.2.10 Behavior of Tractor-semitrailer Combination (Disturbance)

$$A_q(t) = -v_x(t)\mathbf{a}\mathbf{b}^T - \frac{1}{v_x(t)}B_qH_p^T, \quad B_q = M_p^{-1}H_pK \quad (2.4.6)$$

上式のアクティブ連結車両システムにおいて，操舵入力 $\mathbf{u}(t)$ は牽引車前輪舵角 $\delta_f(t)$ ，牽引車後輪舵角 $\delta_r(t)$ とトレーラ輪舵角 $\delta_t(t)$ である．駆動行列 B_q (車輪操舵入力から連結車両の出力までの伝達特性の高周波ゲイン行列) は正則であるが，正定行列ではない．

第3章 連結車両の適応操縦安定化制御

3.1 はじめに

本章では，車両パラメータに未知変動が存在する場合に対し，牽引車の前後輪操舵ならびにトレーラ輪操舵を用いた強いロバスト追従性能を持つ適応操縦安定化制御手法を提案する．連結車両のような多入出システムに対して適応制御手法を応用するには，車輪操舵入力から連結車両の出力（注目点 P の牽引車横方向速度 $v_p(t)$ ，牽引車ヨーレート $\dot{\epsilon}_1(t)$ ，ならびに連結角 $\gamma(t)$ ）までの伝達特性の高周波ゲイン行列のすべての主座小行列式が零ではなく，その符号が不変かつ既知である必要がある^{(39),(40)}．3.2節では，車両パラメータの未知変動が存在する連結車両に対して，既知行列を用いて連結車両の出力を線形変換した新しい出力を用いたとき，車輪操舵入力から新しい出力までの伝達特性の高周波ゲイン行列が上記の条件を満足することを示す．3.3節では，操縦者の指令操舵角に対する理想的な牽引車の横方向速度，ヨーレート，ならびに連結角を決定するため，理想連結車両モデルの設計法を提案する．3.4節では，連結車両を設計された理想連結車両モデルに追従させる適応操舵コントローラの設計法を示す．3.5節では，数値シミュレーションの結果を用いて，設計した適応操舵コントローラの有効性を検証する．

3.2 3.2 連結車両の運動方程式

牽引車の前後輪操舵ならびにトレーラ輪操舵を用いたアクティブ連結車両（図 2.7）に対し，2.4節に示すように，速度状態 $\mathbf{q}_p = [v_p(t), \dot{\epsilon}_1(t), \dot{\gamma}(t)]^T$ を用いて，連結車両の運動方程式は次式であたえられる．

$$\dot{\mathbf{q}}_p(t) = A_p(t)\mathbf{q}_p(t) + B_q(\mathbf{u}(t) - \mathbf{c}\gamma(t)) \quad (3.2.1)$$

$$\left. \begin{aligned} \mathbf{u}(t) &= [\delta_f(t), \delta_r(t), \delta_t(t)]^T, A_q(t) = -v_x(t)\mathbf{a}\mathbf{b}^T - \frac{1}{v_x(t)}B_qH_p^T, B_q = M_p^{-1}H_pK \\ \mathbf{a} &= [1, 0, 0]^T, \mathbf{b} = [0, 1, 0]^T, \mathbf{c} = [0, 0, 1]^T, K = \text{diag}[c_r, c_f, c_t], M_p = T^T M_c T \end{aligned} \right\} (3.2.2)$$

$$M_c = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & -m_2 d_3 & m_2 d_2 \\ -m_2 d_3 & J_{z3} + m_2 d_3^2 & -J_{z2} - m_2 d_2 d_3 \\ m_2 d_2 & -J_{z2} - m_2 d_2 d_3 & J_{z2} + m_2 d_2^2 \end{bmatrix} \quad (3.2.3)$$

$$H_p = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \ell_f & -\ell_r & -(d_p + \ell_t) \\ 0 & 0 & \ell_t \end{bmatrix}, T = \begin{bmatrix} 1 & h & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.2.4)$$

上式において，駆動行列 B_q （車輪操舵入力から連結車両の出力までの伝達特性の高周波ゲイン行列）は正則であるが，正定行列ではない．

連結車両 (3.2.1) 適応操縦安定化制御手法を開発するために，以下の仮定を設ける．

- A1 注目点 P の横方向速度 $v_p(t)$, 牽引車のヨーレート $\dot{\epsilon}_1(t)$, 連結ヨーレート $\dot{\gamma}(t)$ と連結角 $\gamma(t)$ は計測されている .
- A2 注目点 P から牽引車前後輪までの距離 ℓ_f, ℓ_r と注目点 P から連結点までの距離 d_p は既知である .
- A3 牽引車重量 m_1 ・慣性モーメント J_{z1} , トレーラ重量 m_2 ・慣性モーメント J_{z2} , トレーラの長さ ℓ_t , トレーラの重心から連結点までの距離 d_2 , 注目点 P から牽引車重心までの距離 h , ならびに , コーナリング剛性 c_f, c_r, c_t には未知変動が存在する . しかし , これらのパラメータは有界な正定値である .
- A4 車速 v_x は一定であり , 既知である .
- A5 操縦者が与える指令舵角 $\delta_c(t)$ とその微分値 $\dot{\delta}_c(t)$ が有界である .

高周波ゲイン行列の主座小行列の符号が既知かつ零でないという条件を満足するため , 次の新しい出力 $z(t)$ を導入する .

$$z(t) = \hat{H}_p^T \mathbf{q}_p(t) = \hat{H}_p^T [v_p(t), \dot{\epsilon}_1(t), \dot{\gamma}(t)]^T, \hat{H}_p = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \ell_f & -\ell_r & -(d_p + \hat{\ell}_t) \\ 0 & 0 & \hat{\ell}_t \end{bmatrix} \quad (3.2.5)$$

上式において , 定数 $\hat{\ell}_t$ は未知なトレーラの長さ ℓ_t の推定値である . 行列 \hat{H}_p は既知行列である . 出力 $z(t)$ を用いたアクティブ連結車両モデルの状態方程式は , 次式で与えられる .

$$\dot{z}(t) = A_z z(t) + B_z (\mathbf{u}(t) - \mathbf{c}\gamma(t)) \quad (3.2.6)$$

$$A_z = -v_x \hat{H}_p^T \mathbf{a} \mathbf{b}^T (\hat{H}_p^T)^{-1} - v_x^{-1} B_z H_p^T (\hat{H}_p^T)^{-1}, B_z = \hat{H}_p^T M_p^{-1} H_p K, \mathbf{c} = [0, 0, 1]^T \quad (3.2.7)$$

高周波ゲイン行列 B_z において , M_p は正定行列 , K は正定対角行列である .

連結車両 (3.2.6) において , 高周波ゲイン行列 B_z は未知行列である . しかしながら , 既知行列 \hat{H}_p を用いた出力 $z(t)$ を導入することによって , 高周波ゲイン行列 B_z の主座小行列式 Δ_i , $i = 1, 2, 3$ は次式で表現できる .

$$\left. \begin{aligned} \Delta_1 &= \frac{1}{\eta} \left((J_{z1} + m_1(J_{z2} + d_1^2 m_2))(\ell_f - h)^2 + (d_p + \ell_f)^2 J_{z2} m_2 \right) \\ \Delta_2 &= \frac{1}{\eta^2} c_f c_r (J_{z2} + d_2^2 m_2) (\ell_f - \ell_r)^2 ((d_2^2 + (d_p + h)^2) J_{z1} m_1 m_2 + J_{z1} J_{z2} m_1 + J_{z1} J_{z2} m_2) \\ \Delta_3 &= \det(B_z) = \det(\hat{H}_p^T M_p^{-1} H_p K) = \ell_t \hat{\ell}_t (\ell_f + \ell_r)^2 \det(M_p^{-1}) \det(K) \\ \eta &= \det(M_p) = J_{z1} J_{z2} (m_1 + m_2) + (d_2^2 J_{z1} + d_1^2 J_{z2}) m_1 m_2, \det(M_p^{-1}) > 0, \det(K) > 0 \end{aligned} \right\} (3.2.8)$$

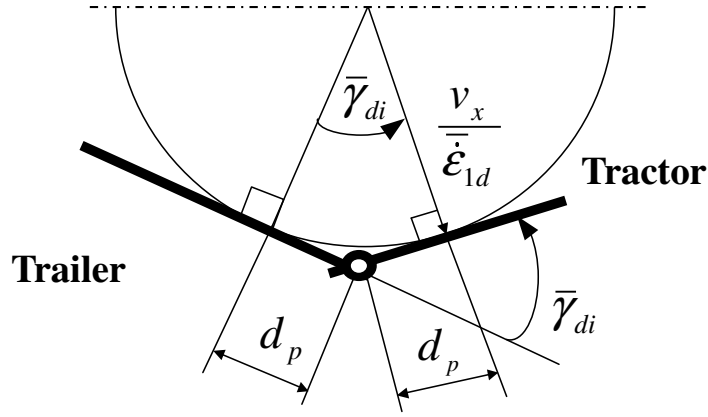


Fig.3.1 Notation to Design Desired Trajectory $\gamma_d(t)$

式 (3.2.8) を用いれば，高周波ゲイン行列 B_z の主座小行列式 Δ_i , $i = 1, 2, 3$ の符号が $\text{sgn}(\Delta_i) = 1$, $i = 1, 2, 3$ となることを簡単に確かめることができる．すなわち，高周波ゲイン行列 B_z の主座小行列式の符号は零でなくかつ不変である．このとき，高周波ゲイン行列 B_z は次式で表現できる^{(39),(40)}．

$$B_z = Q(\Lambda + \Omega) \quad \left. \begin{array}{l} \Lambda = \text{diag} \left[\text{sgn}(\Delta_1), \text{sgn} \left(\frac{\Delta_2}{\Delta_1} \right), \text{sgn} \left(\frac{\Delta_3}{\Delta_2} \right) \right] = I_3, \Omega = \begin{bmatrix} 0 & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ 0 & 0 & \sigma_{23} \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \end{array} \right\} \quad (3.2.9)$$

ここで， Q は未知な正定行列である．上式の表現を用いて，安定な適応操舵コントローラを設計する．

3.3 理想連結車両モデルとそのパラメータ設定法

3.3.1 理想連結車両モデル

本節では，注目点 P での牽引車横方向速度，ヨーレートならびに連結角の理想軌道を生成する理想連結車両モデルを提案する．以下において， $\delta_c(t)$ は操縦者が与える指令舵角．

まず，注目点 P での牽引車横方向速度ならびにヨーレートの理想軌道を次式の形で与える．

$$\left. \begin{array}{l} v_{pd}(t) = \mathcal{L}^{-1} \left[\frac{g_v \omega_n^2 s}{s^2 + 2\omega_n \zeta s + \omega_n^2} \mathcal{L}[v_x \delta_c(t)] \right] \\ \dot{\epsilon}_{1d}(t) = \mathcal{L}^{-1} \left[\frac{g_\epsilon (v_x) \omega_n^2}{s^2 + 2\omega_n \zeta s + \omega_n^2} \mathcal{L}[v_x \delta_c(t)] \right] \end{array} \right\} \quad (3.3.1)$$

上式において， $v_{pd}(t)$ は理想横方向速度， $\dot{\epsilon}_{1d}(t)$ は理想牽引車ヨーレート， $\omega_n, \zeta, g_v, g_\epsilon$ は正の設計パラメータである．牽引車の理想横加速度は $a_{pd}(t) = \dot{v}_{pd}(t) + v_x \dot{\epsilon}_{1d}(t)$ となる．

指令舵角 $\delta_c(t)$ が一定（定常円旋回）の場合，牽引車の理想横方向速度 $v_{pd}(t)$ は零に漸近し，理想ヨーレート $\dot{\epsilon}_{1d}(t)$ は一定値に収束する（ $\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{\epsilon}_{1d}(t) = \bar{\epsilon}_{1d}$ ）．そして，理想牽引車は半径 $r = v_x / \bar{\epsilon}_{1d}$ の円に接して走行することになる．このことは式 (3.3.1) を用いて理想牽引車モデルを生成する重要な理由である．なお，各設計パラメータの一設定法は 3.32 節に示す．

つぎに，連結角 $\gamma(t)$ に対する理想軌道を示す．理想牽引車が円に接して走行している場合，トレーラもこの円に接することが理想的であると考え（図 3.1 参照）．中高速走行の場合，図 3.1 の連結角 $\bar{\gamma}_{di}$ は近似的に次式で与えられる．

$$\bar{\gamma}_{di} = \tan^{-1} \frac{2d_p v_x \bar{\epsilon}_{1d}}{v_x^2 - (d_p \bar{\epsilon}_{1d})^2} = \tan^{-1} \frac{2d_p r}{r^2 - d_p^2} \approx \frac{2d_p r}{r^2 - d_p^2} = \frac{2d_p v_x \bar{\epsilon}_{1d}}{v_x^2 - (d_p \bar{\epsilon}_{1d})^2} \quad (3.3.2)$$

このことを考慮して，理想連結角 $\gamma_d(t)$ を次式で与えることを提案する．

$$\mathcal{L}[\gamma_d(t)] = \frac{\omega_{n\gamma}^2}{s^2 + 2\omega_{n\gamma}\zeta_\gamma s + \omega_{n\gamma}^2} \mathcal{L}[\bar{\gamma}_{di}(t)], \quad \gamma_{di}(t) = \frac{2d_p v_x \bar{\epsilon}_{1d}(t)}{v_x^2 - (d_p \bar{\epsilon}_{1d}(t))^2} \quad (3.3.3)$$

上式において， $\omega_{n\gamma}$, ζ_γ は正の設計パラメータである．

3.3.2 パラメータ設定法

理想連結車両モデルの各設計パラメータの一設定法を説明する．理想連結車両モデルの設計を簡単にするため， $\omega_n = \omega_{n\gamma}$, $\zeta = \zeta_{n\gamma}$ として設計を行った．なお，アクティブ連結車両のノミナルパラメータ値は 2.2 節表 2.1 の値を用いた．パラメータの設定法を説明するため行ったシミュレーションにおいて，車速 $v_x(t)$ は 90Km/h, 60Km/h とした．操縦者が与える指令舵角とは，図 3.2 に示す指令舵角 $\delta_c(t)$ を用いた．図 3.2 において，*Manuver1* は 90Km/h での約 3m の車線変更用の指令舵角，*Manuver2* は 90Km/h での半径約 260m の定常円旋回指令舵角，*Manuver3* は車速 60Km/h での約 3m 車線変更用指令舵角，*Manuver4* は車速 60Km/h での半径約 100m の定常円旋回指令舵角である．

作成した理想連結車両モデルのパラメータ値を次式に示す．

$$\zeta = \zeta_{n\gamma} = 1, \quad \omega_n = \omega_{n\gamma} = 10, \quad g_v(v_x) = 0.36, \quad g_\epsilon = \frac{2.10 \times 10^9}{5.25 \times 10^9 + 1.60 \times 10^7 v_x^2} \quad (3.3.4)$$

理想牽引車ヨーレートのゲイン $g_\epsilon(v_x)$ は，表 2.1 で与えられるノミナル値を用いた連結車両において，前輪操舵角からヨーレートまでの伝達関数 $G_r(s)$ の $s = 0$ の場合のゲインと $g_\epsilon(v_x)v_x$ が等しくなるように設定した．定常円旋回するとき，ヨーレートゲインは次式で与えられる^{(52),(53)}．

$$G_r(0) = \frac{v_x}{(1 + Av_x^2)(\ell_f + \ell_r)} \quad (3.3.5)$$

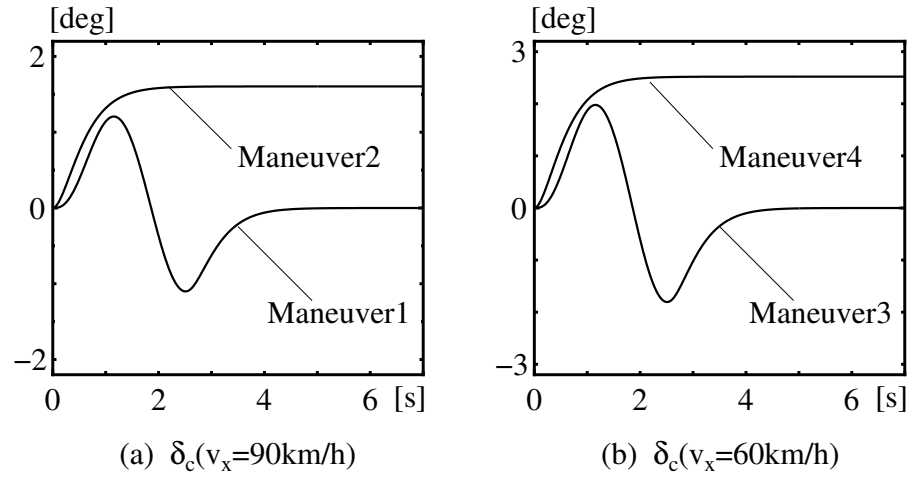


Fig.3.2 Ordered steer angle $\delta_c(t)$

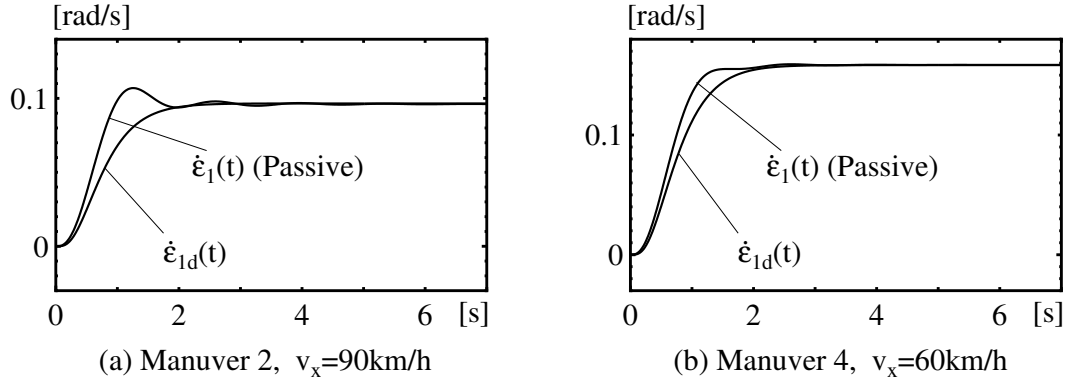


Fig.3.3 $\dot{\epsilon}_{1d}(t)$ and $\dot{\epsilon}_1(t)$ (Passive)

式(3.3.5)において， A はスタビリティファクタ (Stability factor) である．連結車両の場合，スタビリティファクタ A は次式で与えられる⁽⁵³⁾．

$$A = \frac{m_1(\ell_r c_r - \ell_f c_f)}{c_f c_r (\ell_f + \ell_r)^2} - \frac{m_2(\ell_t - d_2)(c_r(d_p + h - \ell_r) + c_f(d_p + h + \ell_f))}{c_f c_r (\ell_f + \ell_r)^2} \quad (3.3.6)$$

$g_\epsilon(v_x)v_x$ が式(3.3.5)のヨーレートゲインと一致するように設定するので，理想牽引車ヨーレートの定常値はパッシブ連結車両ヨーレートの定常値と一致する．図3.3に指令舵角 *Manuver2* と *Manuver4* を用いた場合の理想牽引車ヨーレートとパッシブ連結車両ヨーレートの応答を示している．図3.3に示すように，理想牽引車ヨーレートの定常値はパッシブ連結車両ヨーレートの定常値と一致する．また，理想軌跡が振動的にならないように $\zeta = 1$ としている．図3.3に示すように，理想牽引車ヨーレート $\dot{\epsilon}(t)$ に振動は起きていない．

設計パラメータ g_v, ω_n は，つぎの(1)~(5)を考慮して試行錯誤的に値を決定した．

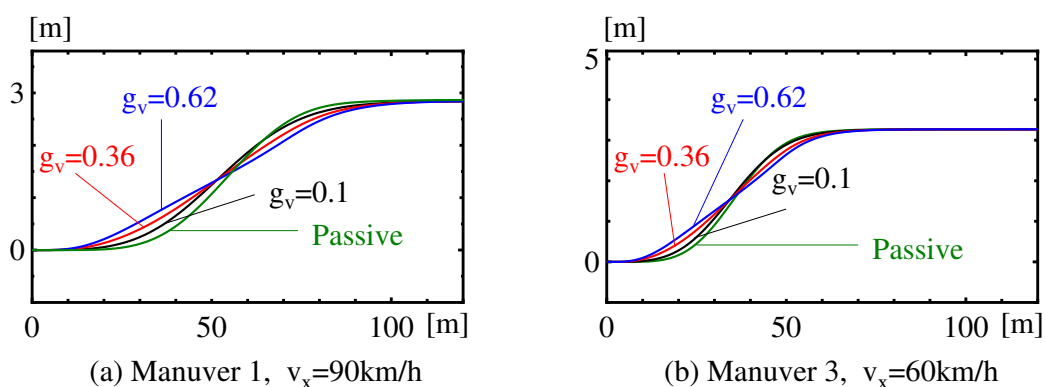


Fig.3.4 Trajectories of Tractor Front Wheel ($g_v = 0.1, 0.36, 0.62$)

車線変更において

- (1) 連結角ならびに横方向加速度の絶対値をなるべく小さくする。
- (2) 車輪軌跡の初期の横方向への移動をなるべく早くする。

定常円旋回において

- (3) 牽引車の前輪軌跡とトレーラ輪軌跡がなるべく離れないようにする。
- (4) 過渡的な横加速度が定常円旋回において必要となる横加速度より大きくなならないようにする。
- (5) ヨーレイト，連結角の定常値への収束時間をなるべく短くする。

図 3.4 に設計パラメータ g_v を変化させた場合の指令舵角 *Manuver1* と *Manuver3* を用いたの理想連結車両とパッシブ連結車両の牽引車前輪軌跡を示している。図 3.4 に示すように、 g_v を大きくすることにより、車輪軌跡の初期の横方向への移動が早くなることがわかる。このことを用いて、理想連結車両とパッシブ連結車両の牽引車前輪軌跡がほぼ同じになるように、試行錯誤的に g_v を $g_v = 0.36$ と設定した。

図 3.5 が指令舵角 *Manuver1* と車速 $v_x = 90\text{Km/h}$ を用いた車線変更の場合の理想連結車両モデルの応答であり、図 3.6 が指令舵角 *Manuver2* と車速 $v_x = 90\text{Km/h}$ を用いた円旋回の場合の理想連結車両モデルの応答であり、図 3.7 が指令舵角 *Manuver3* と車速 $v_x = 60\text{Km/h}$ を用いた車線変更の場合の理想連結車両モデルの応答であり、図 3.8 が指令舵角 *Manuver4* と車速 $v_x = 60\text{Km/h}$ を用いた車線変更の場合の理想連結車両モデルの応答である。これらの理想連結車両モデルの応答は式 (3.3.4) で示した設計パラメータの値を用いて生成したものである。図 3.9 に理想連結車両の軌跡を示している。図 3.9 において、太い実線は牽引車の前輪の軌跡，細い実線はトレーラ輪の軌跡である。また、図 3.5(c) と (e) は指令舵角 *Manuver2* と *Manuver4* を用いた円旋回の車輪軌跡の初期軌跡を示したものである。図 3.9 に示すように、牽引車前輪とトレーラ輪の軌跡を重ねている。すなわち、理想連結車両では、牽引車前輪とトレーラ輪の間の内輪差が生じないことがわかる。

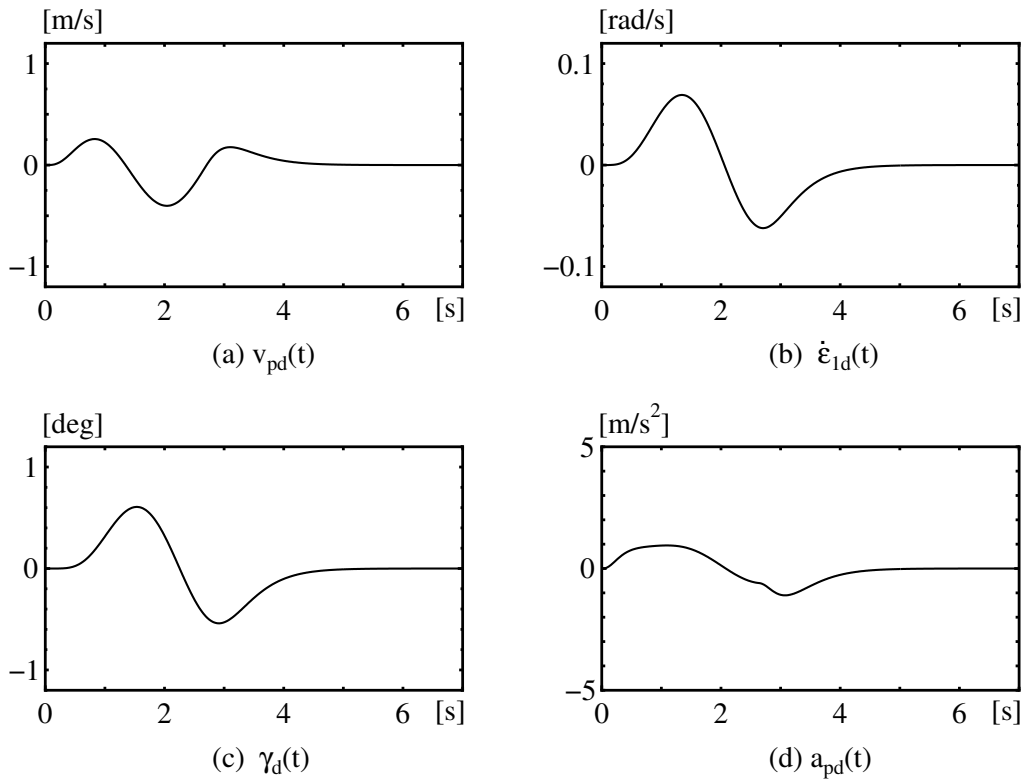


Fig.3.5 The Resones of Desired Combination Vehicles (*Manuwer1*, $v_x = 90 \text{ km/h}$)

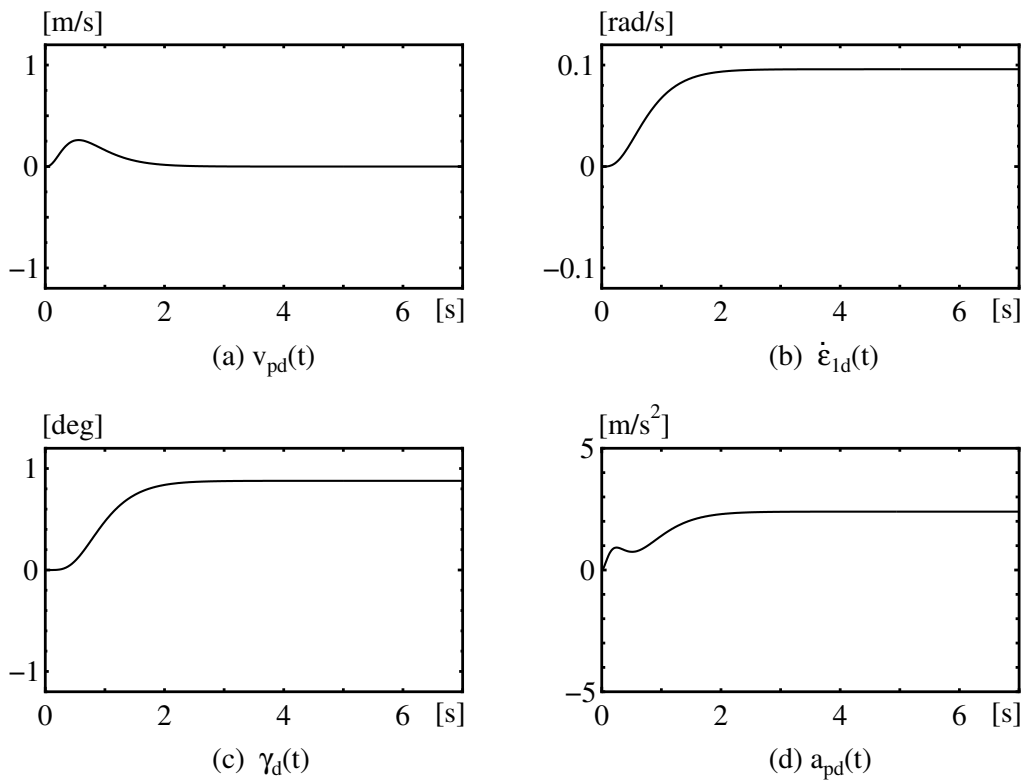


Fig.3.6 The Resones of Desired Combination Vehicles (*Manuwer2*, $v_x = 90 \text{ km/h}$)

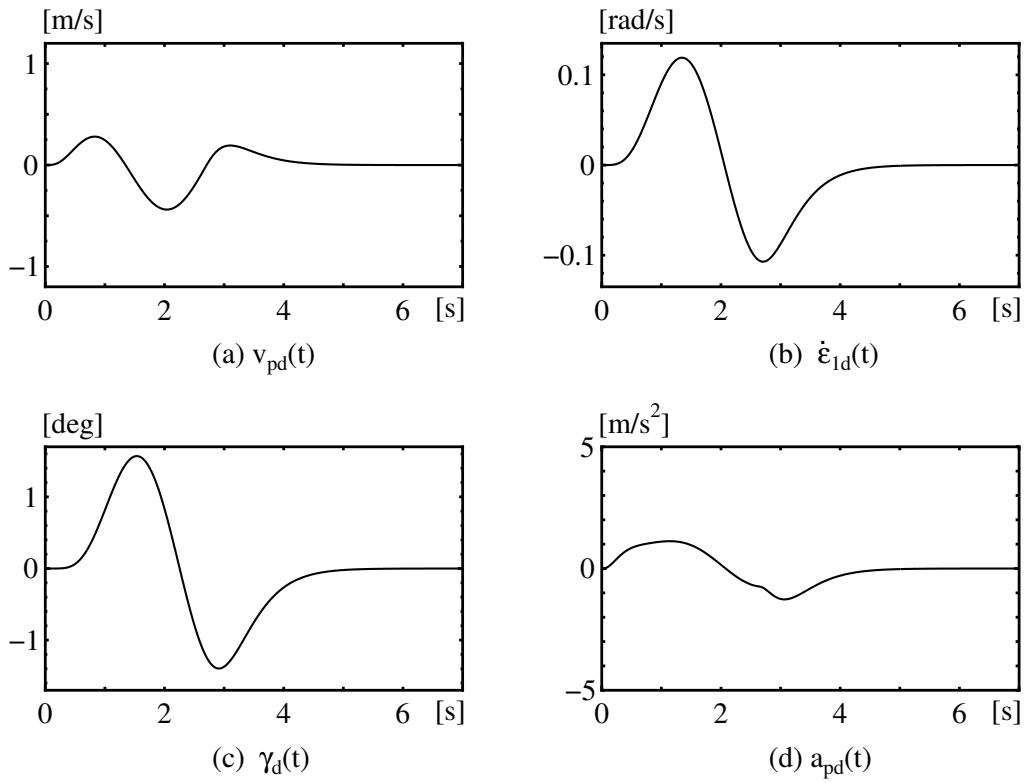


Fig.3.7 The Resones of Desired Combination Vehicles (*Manuwer3*, $v_x = 60\text{Km/h}$)

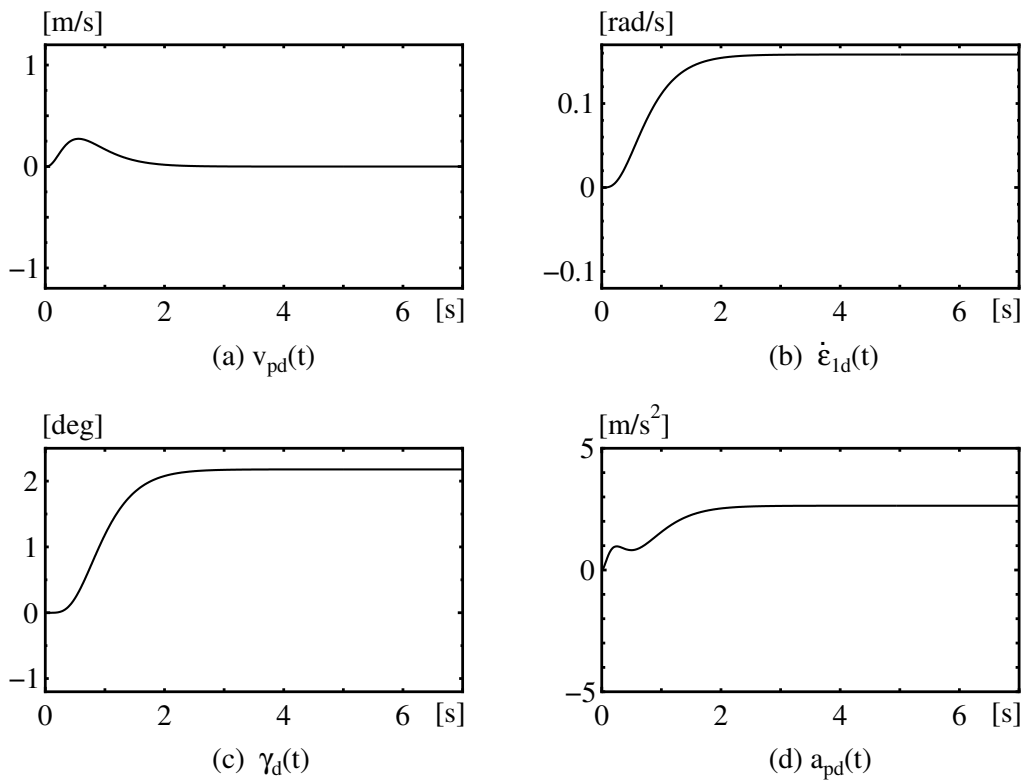


Fig.3.8 The Resones of Desired Combination Vehicles (*Manuwer4*, $v_x = 60\text{Km/h}$)

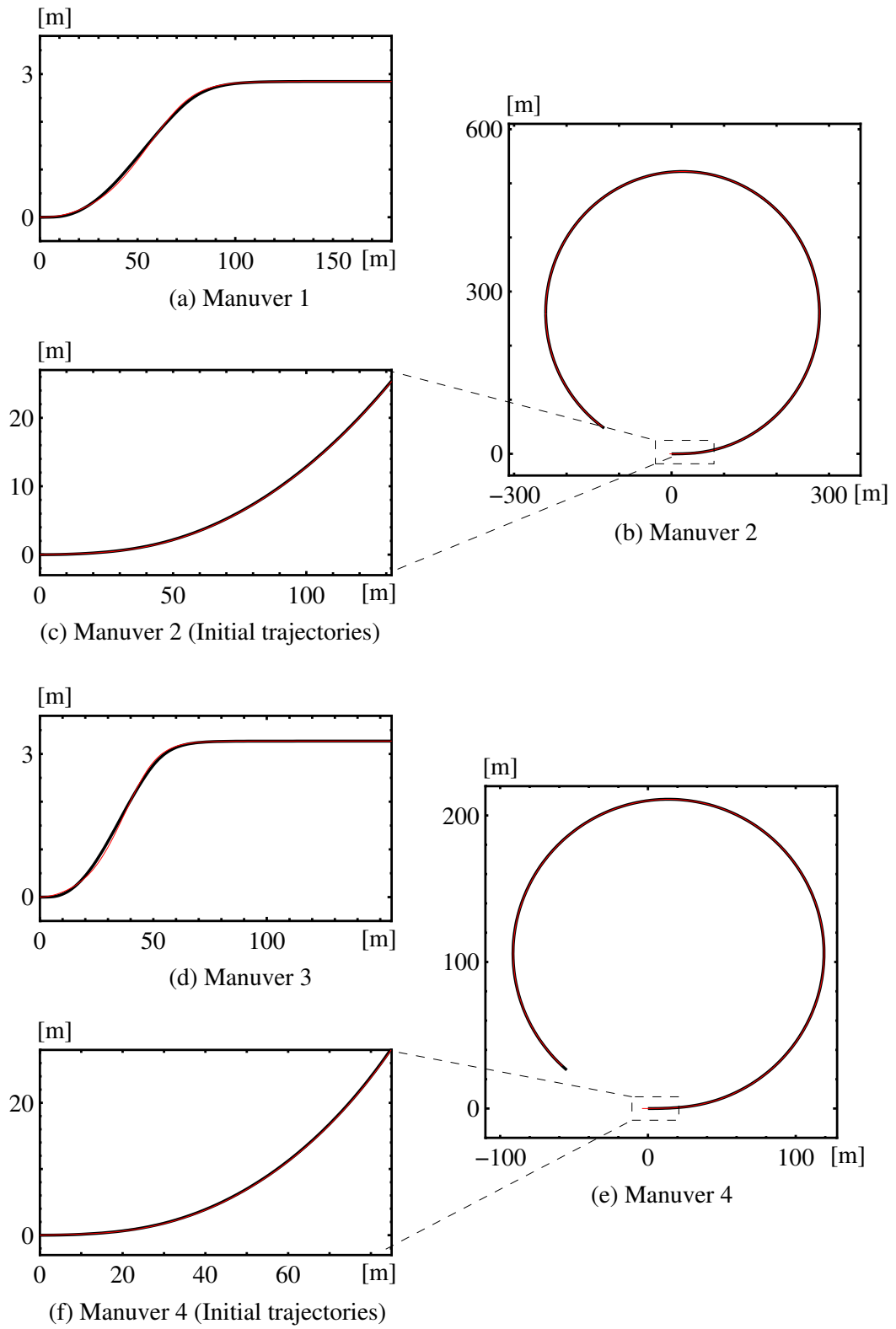


Fig.3.9 Trajectories of Desired Combination Vehicles

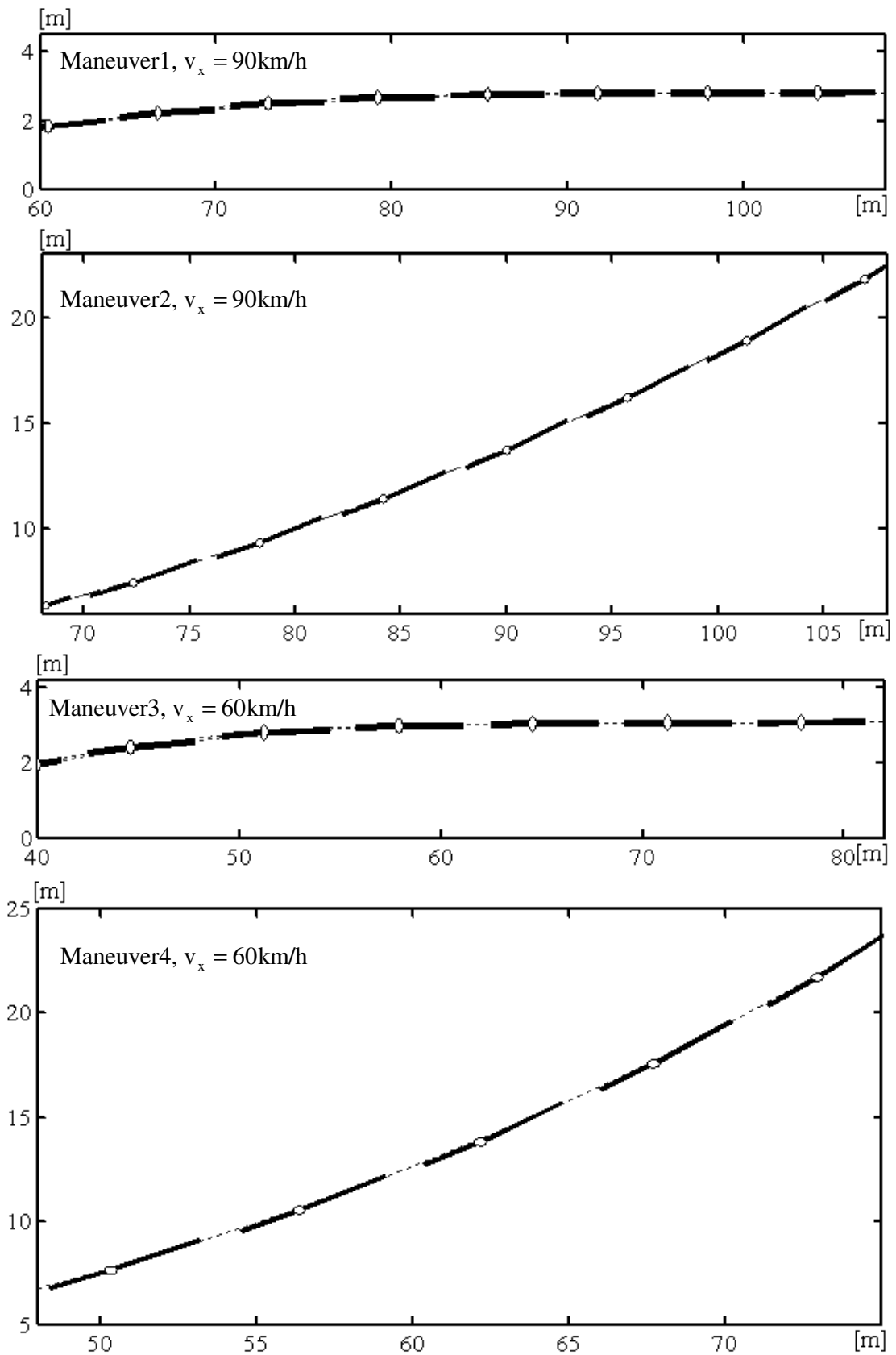


Fig.3.10 Behavior of Desired Combination Vehicles

実車両が理想連結車両に追従すれば，内輪差が発生しにくくなる．図 3.10 に理想連結車両の挙動を示している．

3.4 適応操舵コントローラの構成とその解析

3.4.1 追従誤差システムと適応操舵コントローラの構成

実連結車両を設計された理想連結車両に追従させると，実連結車両の挙動が理想連結車両と一致する．このとき，どのように車両パラメータと路面状況が変動しても，操縦性能に変化が起こることがない．このことにより，良い操縦性能が保たれることになる．実連結車両を設計された理想連結車両に追従させる適応操舵コントローラを設計するため，追従誤差 $e(t)$ を次式で定義する．

$$\left. \begin{aligned} e(t) &= [e_1(t), e_2(t), e_3(t)]^T \\ &= z(t) - z_d(t) + \beta \hat{H}_p^T c(\gamma(t) - \gamma_d(t)) \\ z_d(t) &= \hat{H}_p^T [v_{pd}(t), \dot{\epsilon}_{1d}(t), \dot{\gamma}_d(t)]^T \end{aligned} \right\} \quad (3.4.1)$$

ここで， β は正の設計パラメータである． $\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = [0, 0, 0]^T$ を実現すれば，連結車両は設計された理想連結車両に追従する．

高周波ゲイン行列 B_z の主座小行列式の符号は零でないかつ不変であるという特徴を用いれば，式 (3.2.9) より，誤差方程式は次式で与えられる．

$$\dot{e}(t) = -de(t) + Q(u(t) - c\gamma(t) - \mu(t)) \quad (3.4.2)$$

$$\mu(t) = [\theta_1^T \omega_1(t), \theta_2^T \omega_2(t), \theta_3^T \omega_3(t)]^T \quad (3.4.3)$$

ここで， d は追従誤差 $e(t)$ の零への収束性能を設定するため導入した正の設計パラメータである．未知定数ベクトル $\theta_i, i = 1, 2, 3$ と既知信号ベクトル $\omega_i(t), i = 1, 2, 3$ は次式の関係を満たす．

$$\left. \begin{aligned} \mu(t) &= Q^{-1} \left(\dot{z}_d(t) - A_z z(t) - de(t) - \beta \hat{H}_p^T c(\dot{\gamma}(t) - \dot{\gamma}_d(t)) \right) - \Omega u(t) \\ \omega_1(t)^T &= [\omega_3(t)^T, \delta_r(t), \delta_t(t)], \omega_2(t)^T = [\omega_3(t)^T, \delta_t(t)] \\ \omega_3(t)^T &= [z(t)^T, (\dot{z}_d(t) - \beta \hat{H}_p^T c(\dot{\gamma}(t) - \dot{\gamma}_d(t)))^T] \\ \theta_1^T &= [c_1^T Q^{-1} A_z, c_1^T Q^{-1}, \sigma_{12}, \sigma_{13}], c_1 = [1, 0, 0] \\ \theta_2^T &= [c_2^T Q^{-1} A_z, c_2^T Q^{-1}, \sigma_{21}], c_2 = [0, 1, 0] \\ \theta_3^T &= [c_3^T Q^{-1} A_z, c_3^T Q^{-1}], c_3 = [0, 0, 1] \end{aligned} \right\} \quad (3.4.4)$$

誤差方程式 (3.4.2) に対し，次式の適応操舵コントローラを開発した．

$$u(t) = \hat{\mu}(t) + c\gamma(t), \hat{\mu}(t) = [\hat{\theta}_1(t)^T \omega_1(t), \hat{\theta}_2(t)^T \omega_2(t), \hat{\theta}_3(t)^T \omega_3(t)]^T \quad (3.4.5)$$

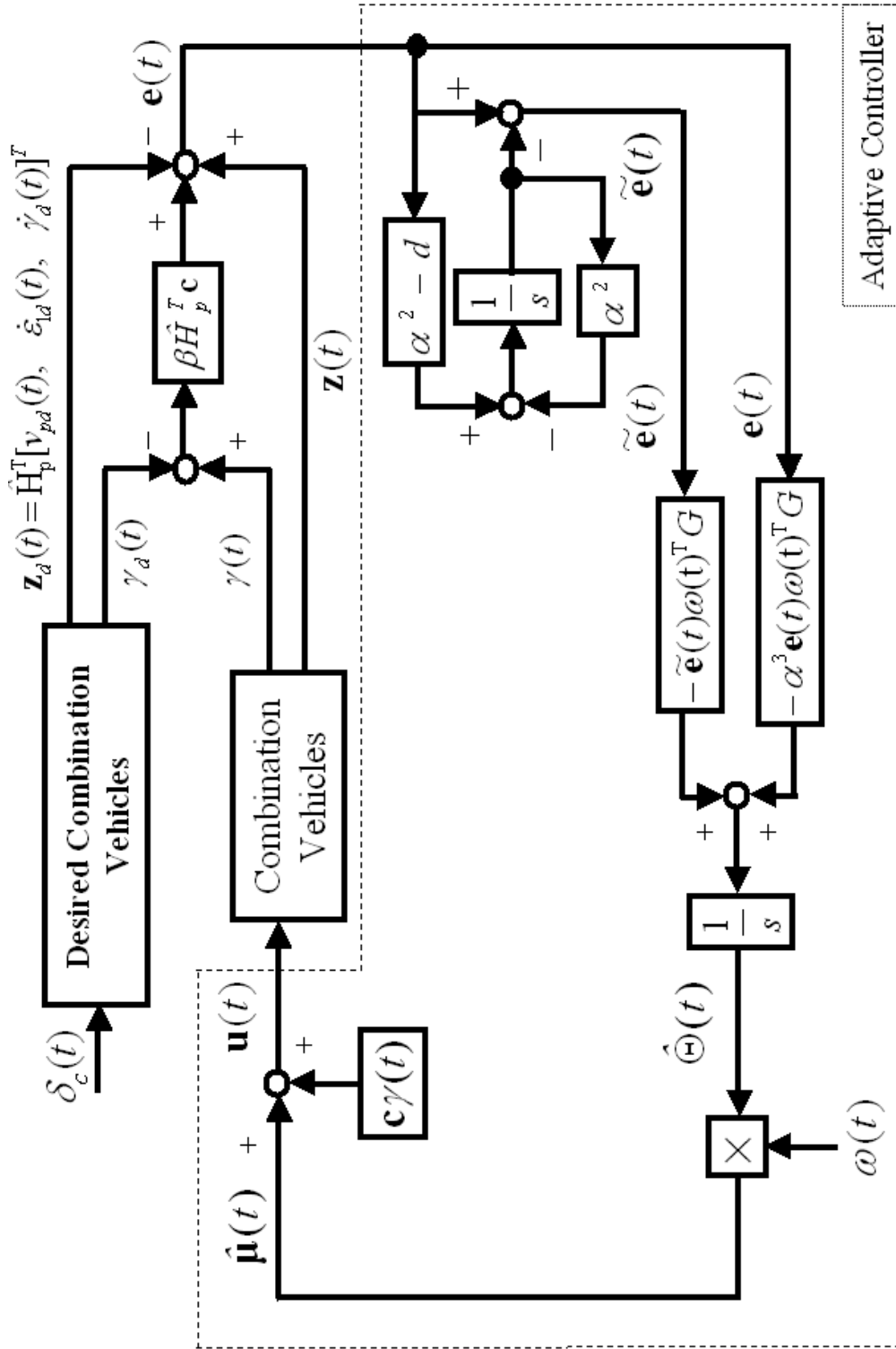


Fig.3.11 Block Diagram of Proposed System

ここで， $\hat{\theta}_i(t)$ は未知定数ベクトル θ_i の推定値である． $\hat{\theta}_i(t)$ は次式で生成する．

$$\dot{\hat{\theta}}_i(t) = -\alpha^3 g_i \omega_i(t) \tilde{e}_i(t) - g_i \omega_i(t) e_i(t), \quad g_i > 0, \alpha > 0, \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.4.6)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\hat{e}} &= -d\mathbf{e}(t) + \alpha^2 \tilde{e}(t), \quad \hat{e}(0) = \mathbf{e}(0) \\ \tilde{e}(t) &= [\tilde{e}_1(t), \tilde{e}_2(t), \tilde{e}_3(t)]^T = \mathbf{e}(t) - \hat{\mathbf{e}}(t) \end{aligned} \right\} \quad (3.4.7)$$

式 (3.4.7) において， g_i と α は正の設計パラメータである．適応コントローラ (3.4.5) に誤差信号 $\tilde{e}(t)$ と α を導入することによって，閉ループシステムの追従性能が簡単に改善され，未知パラメータを推定することに起因する高周波振動現象が解消できる．このことは，3.5 節で数値シミュレーションの結果を用いて示す．図 3.11 のブロック線図にシステムの構成を示している．

3.4.2 操縦安定化システムの安定解析

開発された適応操舵コントローラ (3.4.5), (3.4.6), (3.4.7) を用いた連結車両において，次の定理が成り立つ．

[定理 3.1] 閉ループシステム (3.4.2), (3.4.5), (3.4.6), (3.4.7) は安定となり，追従誤差 $e(t)$ ならびに未知パラメータの推定誤差 $\tilde{\mu}(t) = \mu(t) - \hat{\mu}(t)$ は零に収束する．

証明： まず，閉ループシステム式 (3.4.2), (3.4.5), (3.4.6), (3.4.7) の安定性を示す．正定値関数を次式で与える．

$$\left. \begin{aligned} V(t) &= \alpha^3 \tilde{e}(t)^T Q^{-1} \tilde{e}(t) + \mathbf{e}(t)^T Q^{-1} \mathbf{e}(t) + \sum_i^3 g_i^{-1} \tilde{\theta}_i(t)^T \tilde{\theta}_i(t) \\ \tilde{\theta}_i(t) &= \hat{\theta}_i(t) - \theta_i, \quad i = 1, 2, 3 \end{aligned} \right\} \quad (3.4.8)$$

式 (3.4.2), (3.4.3), (3.4.5), (3.4.6) と (3.4.7) を用いて正定値関数 $V(t)$ を解析すると，正定値関数の微分 $\dot{V}(t)$ が次式の関係を満たすことがわかる．

$$\dot{V}(t) = -2d\mathbf{e}(t)^T Q^{-1} \mathbf{e}(t) - 2\alpha^5 \tilde{e}(t)^T Q^{-1} \tilde{e}(t) \leq 0 \quad (3.4.9)$$

上式の関係より，閉ループシステム (3.4.2), (3.4.5), (3.4.6), (3.4.7) は安定である．さらに，Lasalle-Yoshizawa の定理⁽²⁹⁾ より，追従誤差 $e(t)$ ならびに推定誤差 $\tilde{e}(t)$ が，零へ収束することもわかる．

仮定 A5 より，式 (3.3.1), (3.3.3) と $z_d(t) = \hat{H}_p^T [v_{pd}(t), \dot{e}_{1d}(t), \gamma_d(t)]^T$ を用いて，信号 $z(t)_d(t)$, $\dot{z}(t)_d(t)$, $\ddot{z}(t)_d(t)$, $\gamma_d(t)$, $\dot{\gamma}_d(t)$, $\ddot{\gamma}_d(t)$ が有界であることを簡単に確かめることができる．正定値関数 $V(t)$ に含まれる信号の有界性，仮定 A3, A4 と式 (3.4.1) より，信号 $z(t)$, $\gamma(t)$, $\tilde{\theta}_i(t)$, $\hat{\theta}_i(t)$ が有界であることがわかる．上述の信号有界性を用いて，式 (3.2.6), (3.4.5)~(3.4.7) より，既知信号 $\omega_i(t)$ と入力舵角 $u(t)$ も有界であることがわかる．

つぎに，推定誤差 $\tilde{\mu}(t)$ が零へ収束することを示す． $\dot{\tilde{e}}(t)$ が零に収束すれば， $\dot{\tilde{e}}(t) = -\alpha^2 \tilde{e}(t) + Q\tilde{\mu}(t)$ の関係より， $\tilde{\mu}(t)$ は零へ収束する．上述の信号の有界性と A3, A4 より， $\ddot{\tilde{e}}(t)$ が有界であることを簡単に確かめることができる．このこと，ならびに， $\lim_{t \rightarrow \infty} \int_0^t \dot{\tilde{e}}(\tau) d\tau = -\tilde{e}(0)$ の関係を用いれば，Barbalat'lemma⁽³⁰⁾ より， $\dot{\tilde{e}}(t)$ が零に収束することがわかる．そして， $\tilde{\mu}(t)$ の零への収束性が保証される．

推定誤差 $\tilde{\mu}(t)$ を用いれば，追従誤差 $e(t)$ に関する誤差方程式ならびに入力舵角 $u(t)$ は次式で表現できる．

$$\dot{e}(t) = -de(t) + Q\tilde{\mu}(t) \quad (3.4.10)$$

$$u(t) = \mu(t) + \tilde{\mu}(t) + c\gamma(t) \quad (3.4.11)$$

式(3.4.10)より，推定誤差 $\tilde{\mu}(t)$ が零に収束するとき，追従誤差 $e(t)$ の誤差方程式は $\dot{e}(t) = -de(t)$ に近づくことがわかる．追従誤差 $e(t)$ の収束速度は設計パラメータ d を用いて設計できる．このとき，追従誤差 $e(t)$ は指数的 (e^{-dt}) に零へ収束する．式(3.4.11)より，推定誤差 $\tilde{\mu}(t)$ が零に収束するとき，入力舵角 $u(t)$ が真値 θ_i を用いた理想入力 $u(t) = \mu(t) + b\varepsilon_c(t)$ に近づくことがわかる．このことより，未知パラメータを推定することに起因する高周波振動は発生しにくくなる．設計パラメータ β を大きくしたとき，推定誤差 $\tilde{\mu}(t)$ は小さくなる．このことは，3.5節で数値シミュレーションの結果を用いて示す．上述の性質を実現するため，誤差信号 $\tilde{e}(t)$ を導入した．

3.5 数値シミュレーションを用いた操縦性能の検証

本節では，前節で開発した適応操縦安定化制御手法の有効性を示すために行った数値シミュレーション結果を示す．以下では，提案する適応操舵コントローラを用いた連結車両を適応連結車両と呼ぶ．連結車両のノミナルパラメータ値は2.2節表2.1の値を用いた．車速 $v_x(t)$ は90Km/h，60Km/hとし，図3.2に示す指令舵角 $\delta_c(t)$ を用いた．理想連結車両モデルの設計パラメータは式(3.3.4)で与えられる．他の設計パラメータは次式で与えた．

$$\alpha = 15, \beta = 1, d = 1, g_1 = g_2 = g_3 = 1, \hat{\ell}_t = 2.1\text{m} \quad (3.5.1)$$

図3.12～図3.15に，設計パラメータ α を変化させた場合の適応連結車両の注目点 p の横方向速度 $v_p(t)$ ，牽引車ヨーレート $\dot{\varepsilon}_1(t)$ ，連結角 $\gamma(t)$ と注目点 p 横方向加速度 $a_p(t)$ の追従誤差の応答を示す．図3.12と図3.13において，車速 v_x を $v_x = 90\text{Km/h}$ とした．図3.12では，車線変更用の指令舵角 *Manuver1* を用いた．図3.13では，定常円旋回の指令舵角 *Manuver2* を用いた．図3.14と図3.14において，車速 v_x を $v_x = 60\text{Km/h}$ とした．図3.14では，車線変更用の指令舵角 *Manuver3* を用いた．図3.15では，定常円旋回の指

令舵角 *Manuver4* を用いた。図 3.12～図 3.15 に示すように，設計パラメータ α を大きくすることにより，追従誤差のノルムが小さくなり，追従性能が改善されることがわかる。理論的には示されていないが，図 3.12(d)，図 3.13(d)，図 3.14(d) と図 3.15(d) に示すように適応連結車両の牽引車の横方向加速度が理想方向加速度 $a_{pd}(t)$ に追従することも確認できる。特に $\alpha = 15$ の場合，各追従誤差がほぼ零となる。

図 3.16 と図 3.17 に， α を変化させた場合の入力舵角応答を示す。なお，図 3.16 と図 3.17 では，トレーラ輪舵角の応答しか示していないが，牽引車前後輪舵角応答も同様の応答となる。図 3.16 のシミュレーション結果では，車速を $v_x = 90\text{Km/h}$ とし，定常円旋回の指令舵角 *Manuver2* を用いた。図 3.17 のシミュレーション結果では，車速を $v_x = 60\text{Km/h}$ とし，定常円旋回の指令舵角 *Manuver4* を用いた。 δ_{td} は，入力舵角 $u(t)$ において推定値 $\hat{\Theta}(t)$ ではなく，真値 θ_i を用いた理想入力舵角 $u_d = -v_x(t)\xi(t) + z(t) + b\gamma(t)$ を用いたときのトレーラ輪舵角である。図 3.16 と図 3.17 に示すように設計パラメータ β を大きくすることにより，入力舵角の高周波振動が小さくなり，入力舵角と理想入力舵角の誤差が零に近づくことがわかる。 $\alpha = 15$ の場合，入力舵角と理想入力舵角との誤差がほぼ零となり，入力舵角の高周波振動がなくなっている。

適応連結車両パラメータの未知変動に対するロバスト性を示すために行ったシミュレーション結果を図 3.18～図 3.21 に示す。図 3.18 と図 3.19 では，車速を $v_x = 90\text{Km/h}$ とした。図 3.20 と図 3.21 では，車速を $v_x = 60\text{Km/h}$ とした。図 3.18 と図 3.20 において，車線変更用の指令舵角 *Manuver1Manuver3* とを用いた。図 3.18 と図 3.20 において，定常円旋回の指令舵角 *Manuver2* と *Manuver4* を用いた。車両パラメータ変化としては以下の Case1～Case5 を考えた。

Case1: 車両パラメータはノミナル値である。

Case2: $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$

Case3: $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$, $c_f = 24400 \times 0.7\text{N/rad}$,
 $c_r = c_t = 34600 \times 0.7\text{N/rad}$

Case4: $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$, $d_2 = 2 + 2.7\text{m}$, $\ell_t = 2.1 + 3\text{m}$

Case5: $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$, $d_2 = 2 + 2.4\text{m}$, $\ell_t = 2.1 + 3\text{m}$,
 $c_f = 24400 \times 0.7\text{N/rad}$, $c_r = c_t = 34600 \times 0.7\text{N/rad}$

図 3.18(a)～(d) に，車速を $v_x = 90\text{Km/h}$ ，指令舵角を図 3.2 の *Manuver1*(約 3m の車線変更) で与えた場合の注目点 P 横方向速度 $v_p(t)$ ，牽引車ヨーレート $\dot{\epsilon}_1(t)$ ，連結角 $\gamma(t)$ と牽引車横方向加速度 $a_p(t)$ の応答を示している。図 3.18(e) にトレーラ輪の軌跡を示している。

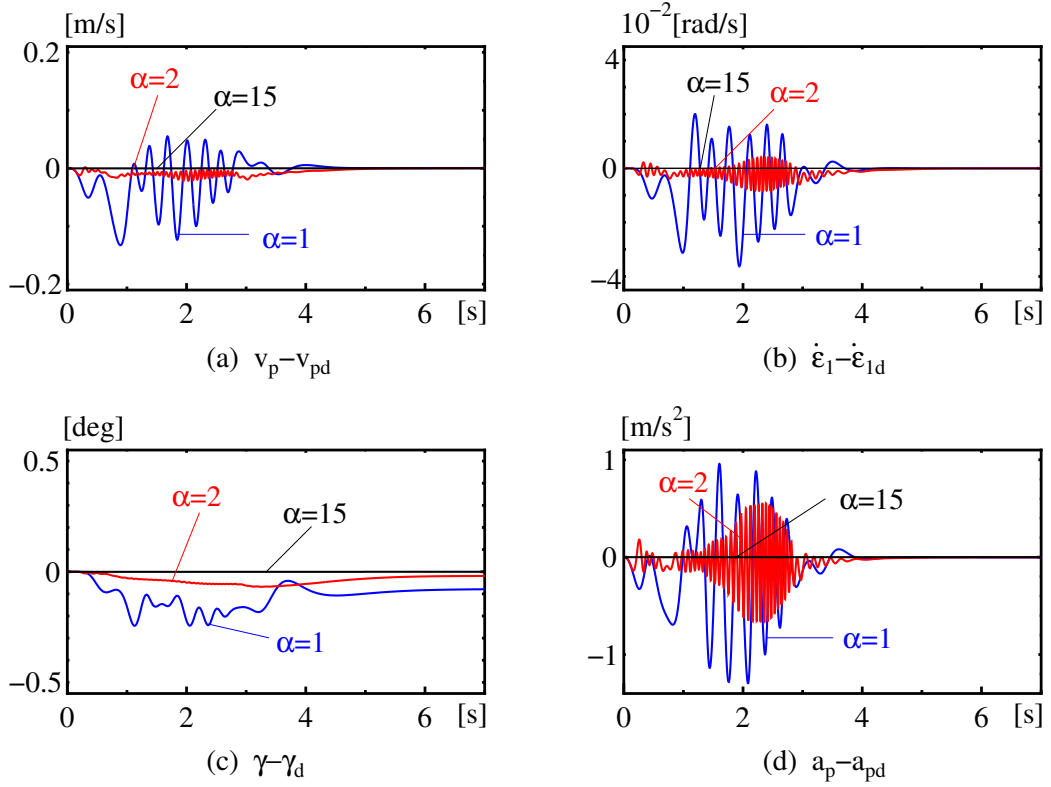


Fig.3.12 Tracking Performance (*Manuver1*, $v_x = 90\text{Km/h}$)

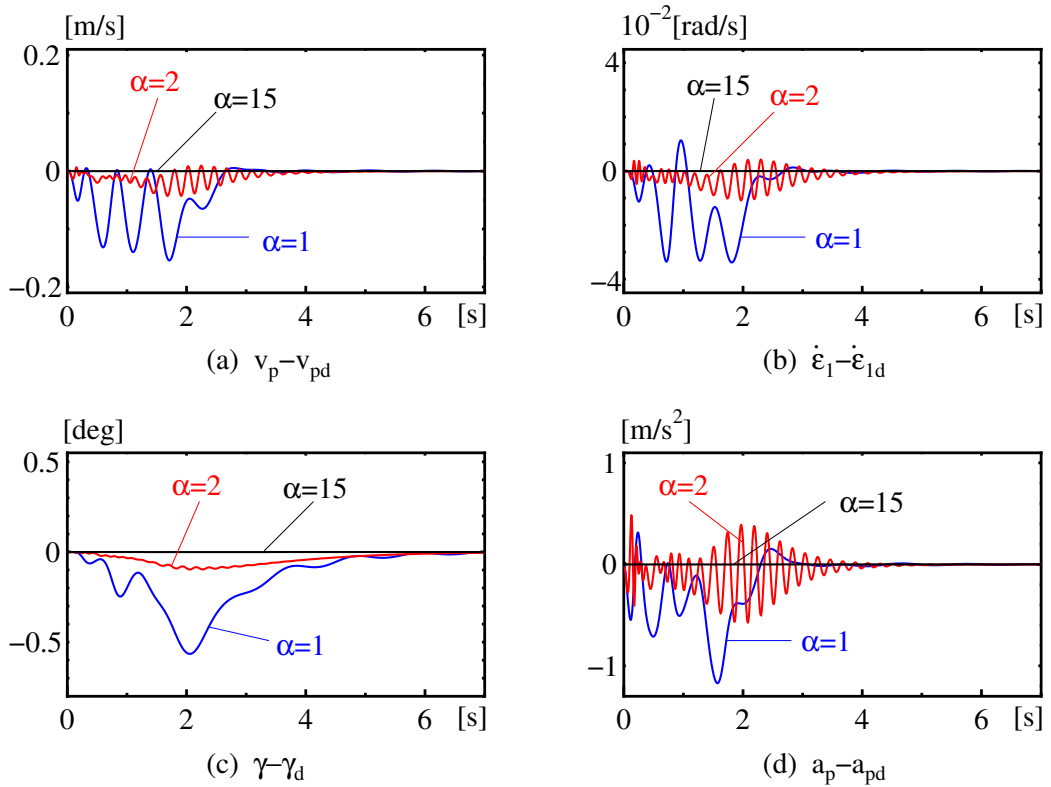


Fig.3.13 Tracking Performance (*Manuver2*, $v_x = 90\text{Km/h}$)

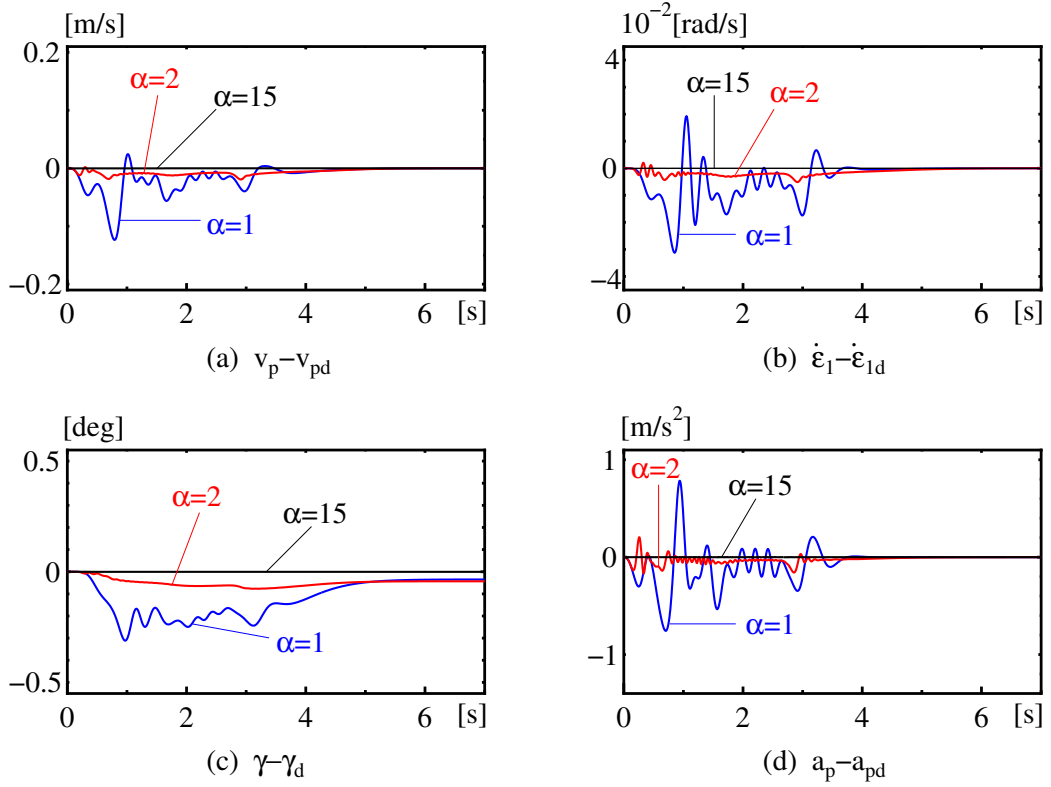


Fig.3.14 Tracking Performance (*Manuver3*, $v_x = 60\text{Km/h}$)

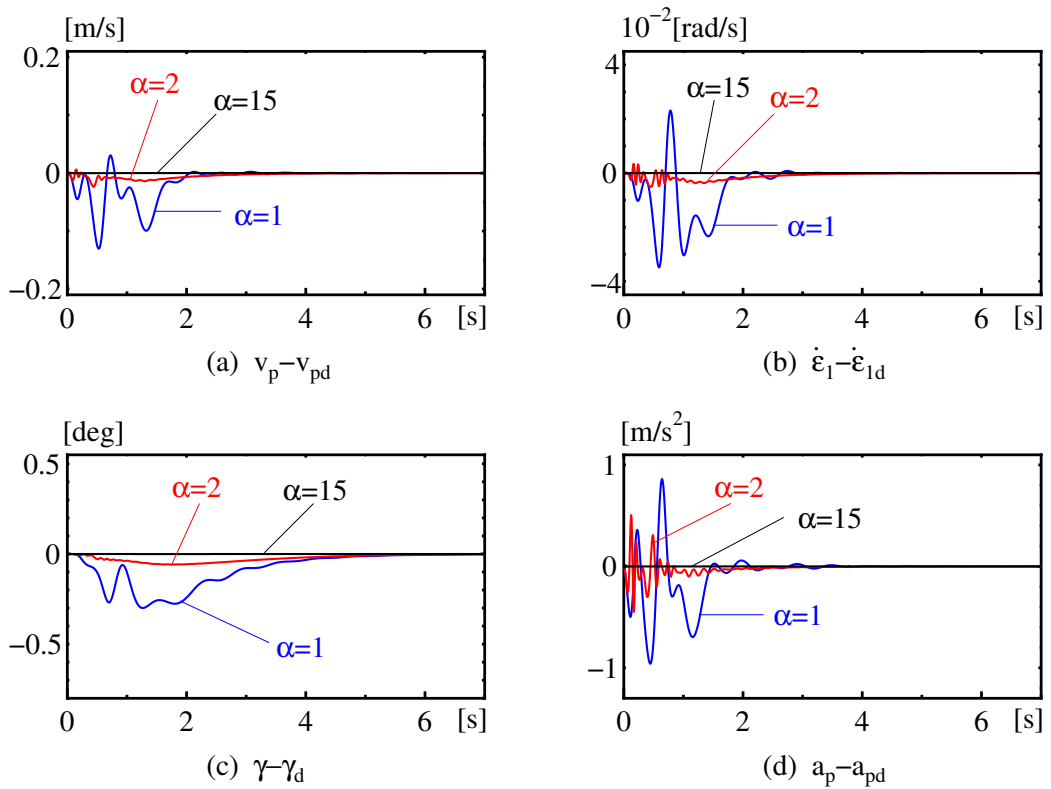


Fig.3.15 Tracking Performance (*Manuver4*, $v_x = 60\text{Km/h}$)

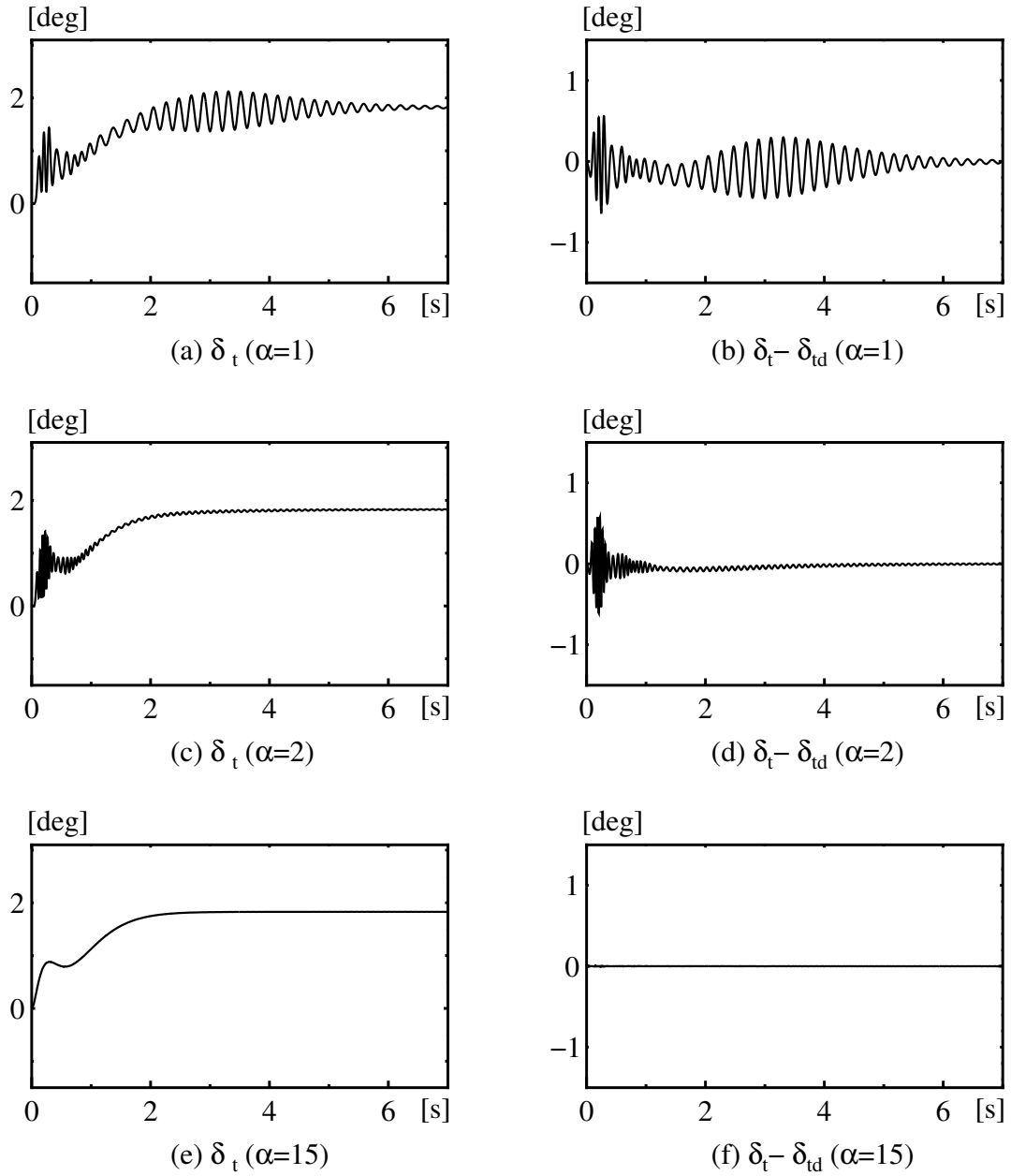


Fig.3.16 Variation of steering input for $\alpha = 1, 2, 15$ (*Manuver2*, $v_x = 90\text{Km/h}$)

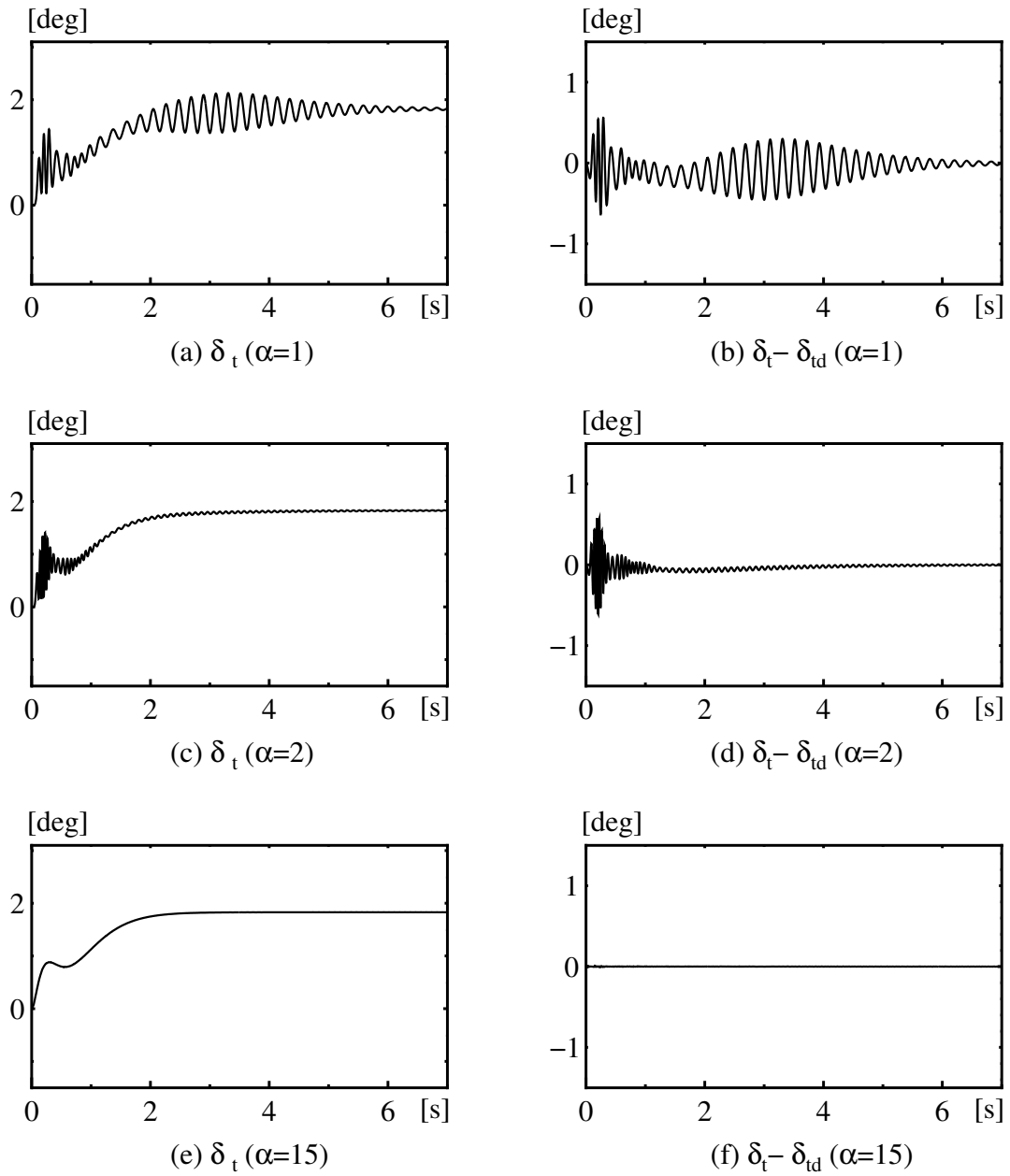


Fig.3.17 Variation of steering input for $\alpha = 1, 2, 15$ (*Manuver4*, $v_x = 60\text{Km/h}$)

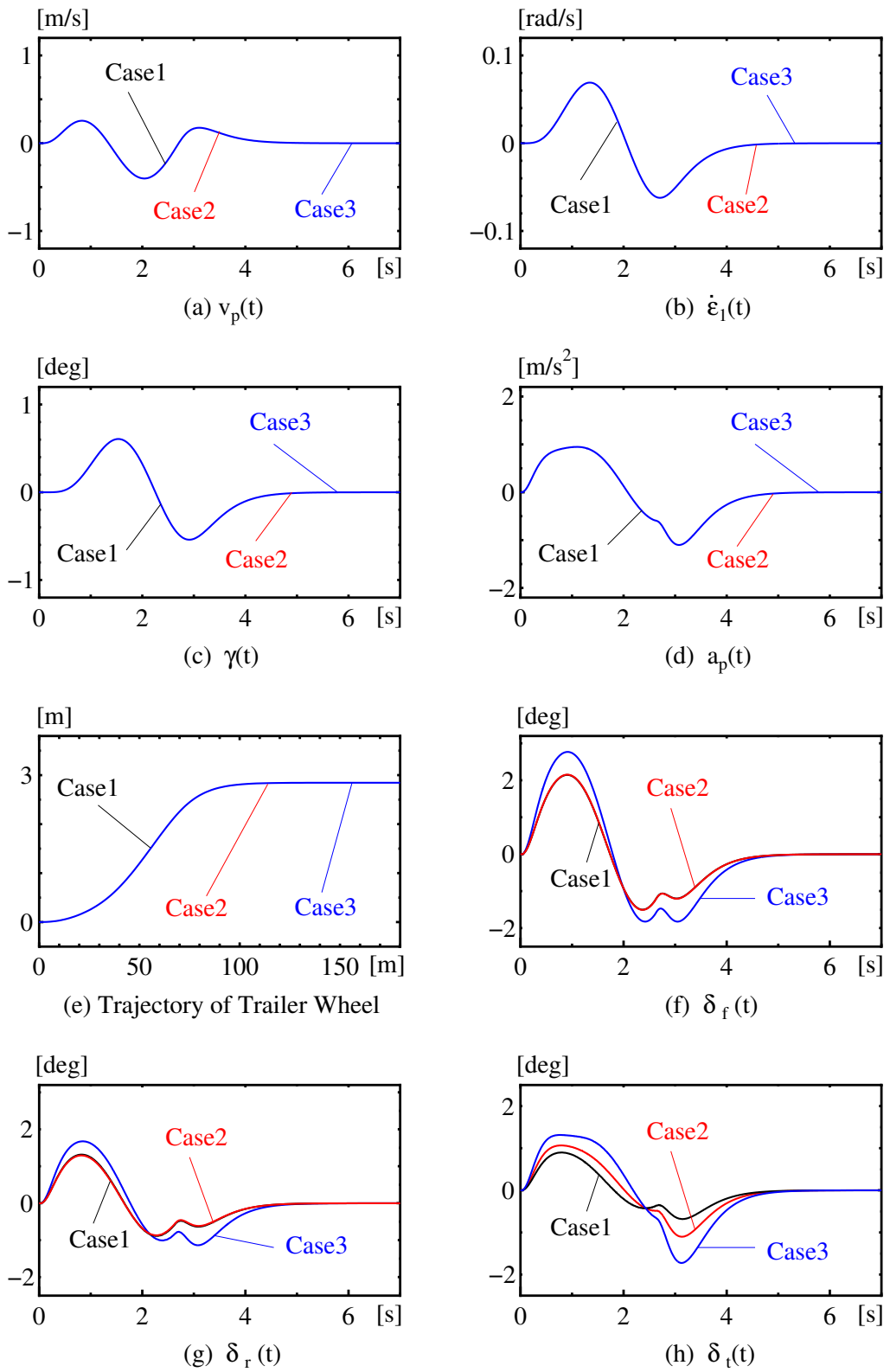


Fig.3.18 Robust Performance (*Manuver1*, $v_x = 90\text{Km/h}$)

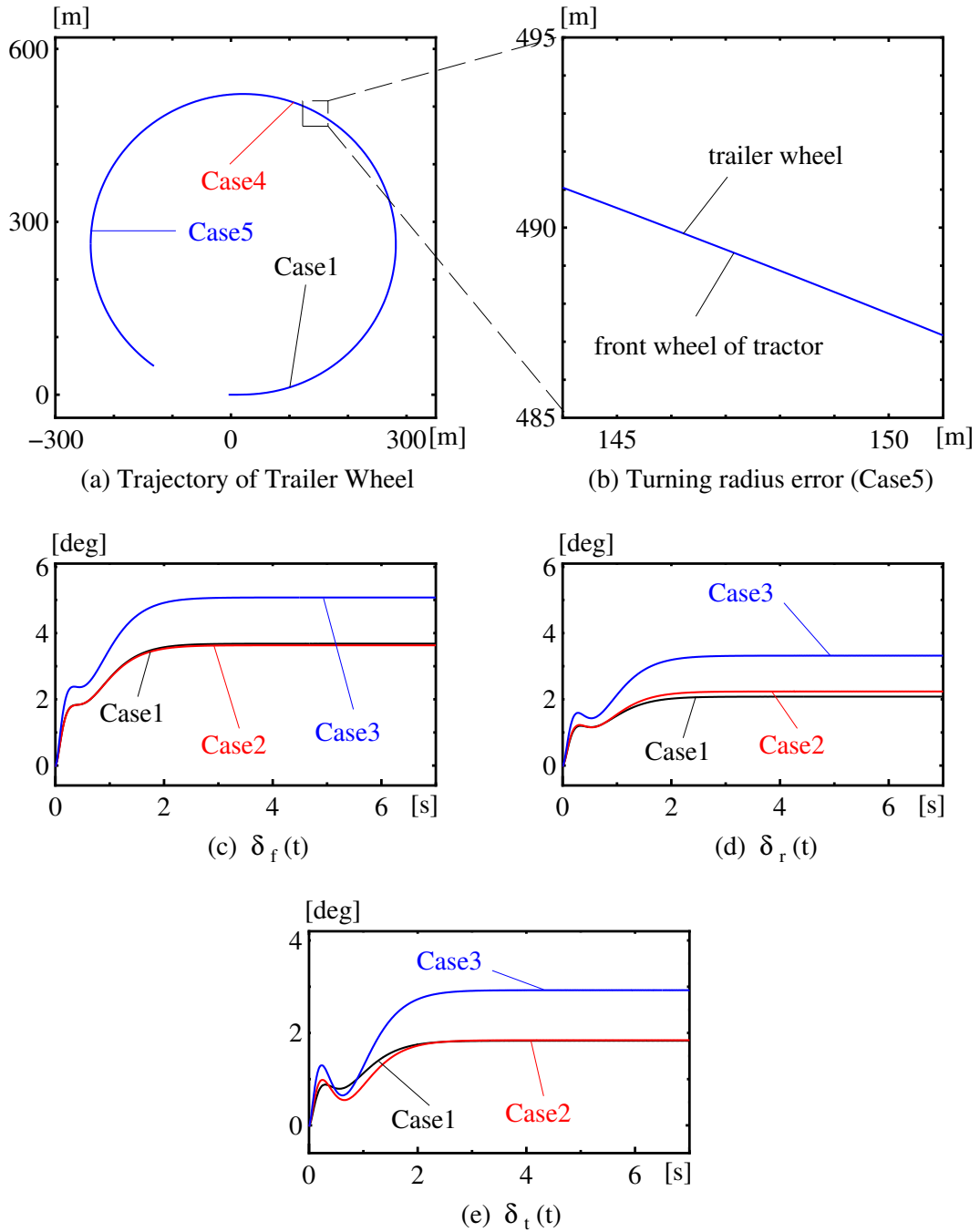


Fig.3.9 Robust Performance (*Manuver2*, $v_x = 90\text{Km/h}$)

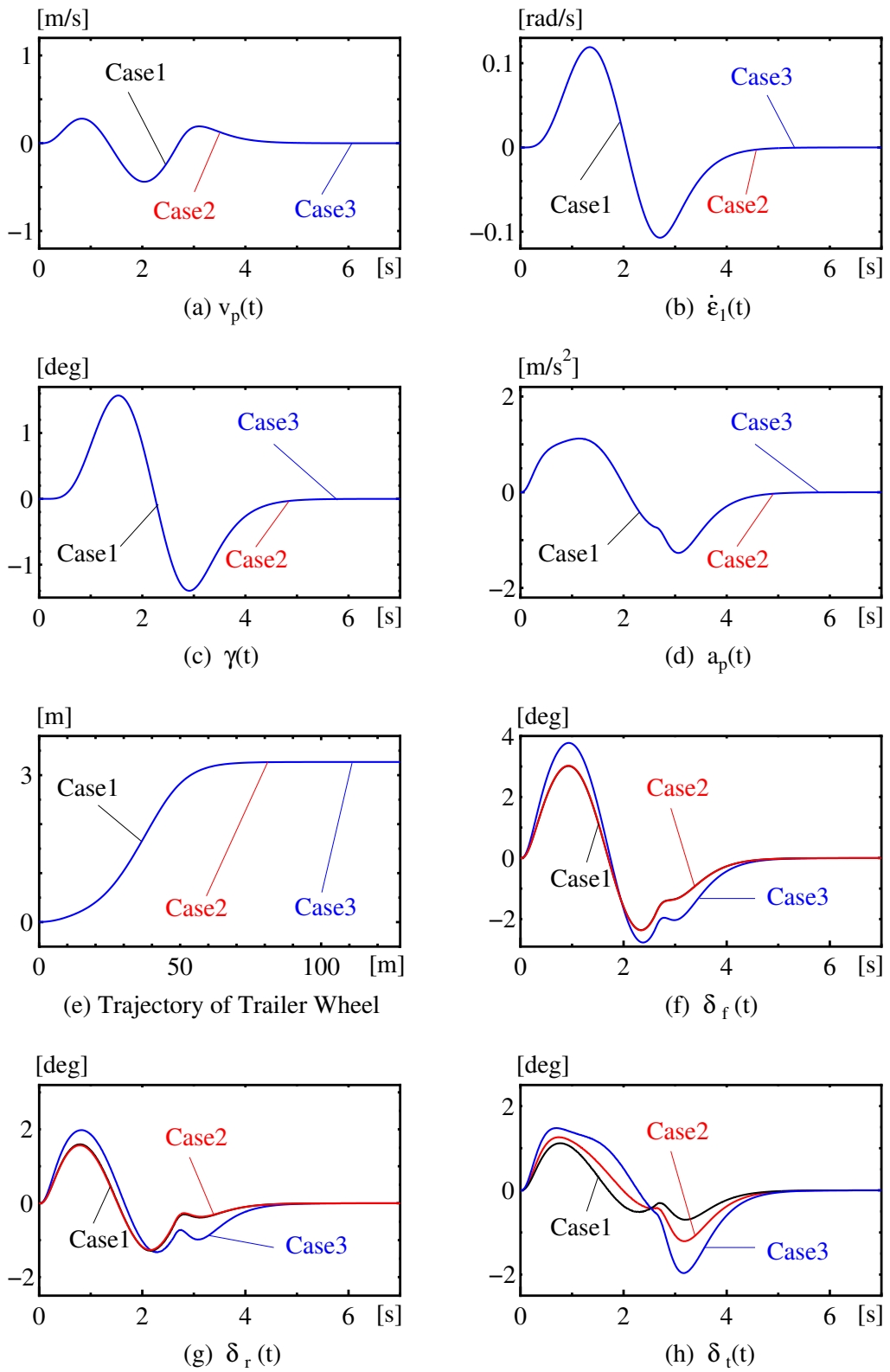


Fig.3.18 Robust Performance (*Manuver3*, $v_x = 60 \text{ km/h}$)

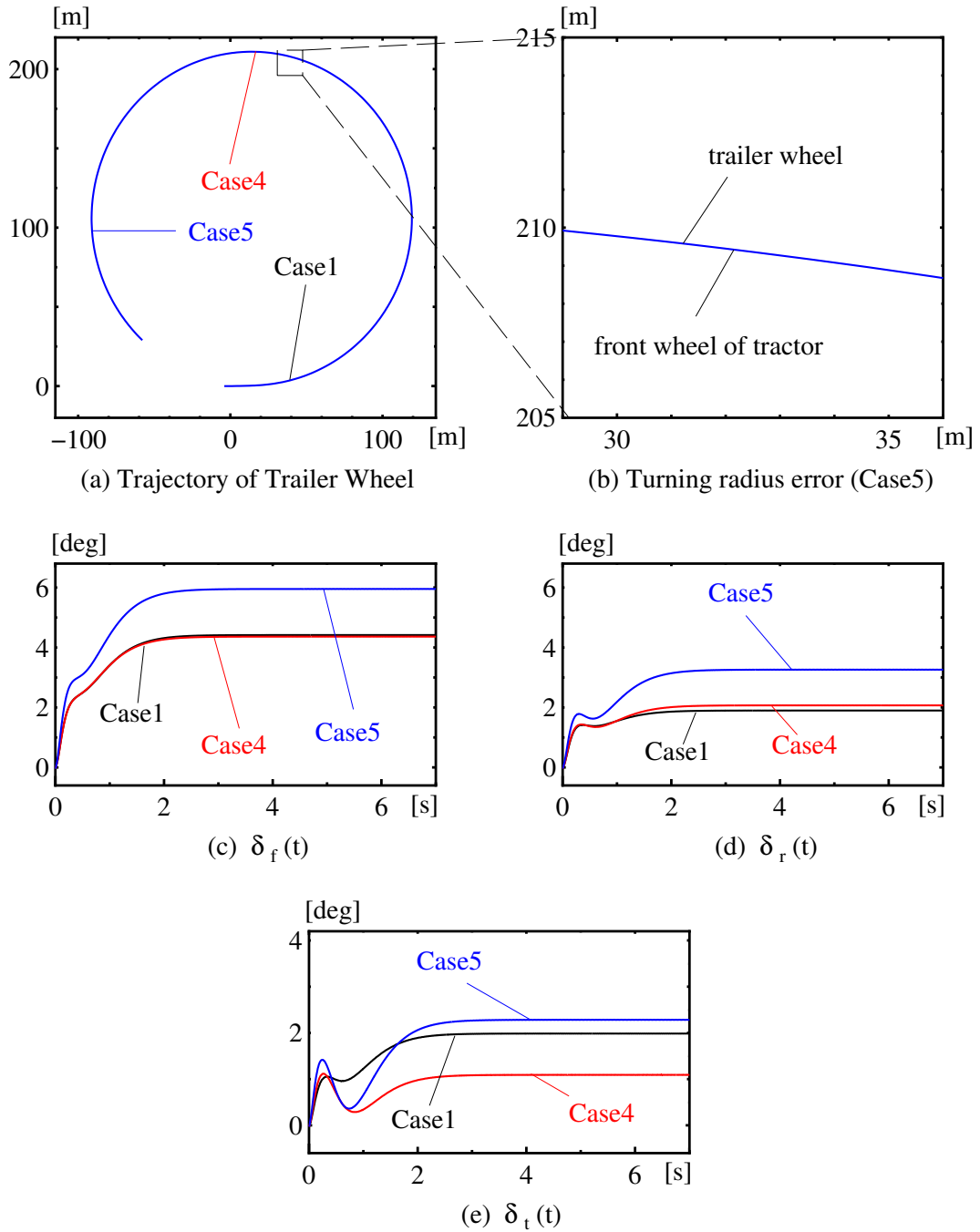


Fig.3.19 Robust Performance (*Manuver4*, $v_x = 60\text{Km/h}$)

図 3.20(a)~(d) に車速を $v_x = 60\text{Km/h}$, 指令舵角を図 3.2 の *Manuver3*(約 3m の車線変更) で与えた場合の各応答を示す . 2.2 節図 2.4 で示したのパッシブ連結車両ミュレーションでは , 車両パラメータの変動によってパッシブ連結車両の挙動が大きく変化し , Case3 の場合には不安定となった . 適応連結車両では , 図 3.18(a)~(e) と図 3.20(a)~(e) に示すように , 車両パラメータが変動しても , 各応答と車輪軌跡の変化が生じない . 図 3.18(f)~(h) と図 3.20(a)~(e) に , 牽引車前輪舵角 $\delta_f(t)$, 牽引車後輪舵角 $\delta_r(t)$ とトレーラ輪舵角 $\delta_t(t)$ の応答を示している . 図 3.18(f)~(h) と図 3.20(a)~(e) に示すように , 車両パラメータが変動しても , 入力舵角の高周波振動が発生しないことがわかる .

図 3.19(a) に , 車速を $v_x = 90\text{Km/h}$ とし , 指令舵角を図 3.2 の *Manuver2*(旋回半径約 260m の定常円旋回) で与えた場合のトレーラ輪軌跡を示している . 図 3.21(a) に車速を $v_x = 60\text{Km/h}$, 指令舵角を図 3.2 の *Manuver4*(旋回半径約 200m の定常円旋回) で与えた場合のトレーラ輪軌跡を示している . 図 3.19(b) と図 3.21(b) に Case4 の牽引車前輪とトレーラ輪の軌跡の一部を示している . 2.2 節図 2.6 で示したのパッシブ連結車両ミュレーションでは , 車両パラメータの変動によってパッシブ連結車両のトレーラ輪軌跡が大きく変化し , Case5 の場合には不安定となった . さらに , Case4 のパッシブ連結車両では , 牽引車前輪とトレーラ輪の間に約 2m の内輪差が生じた . 適応連結車両では , 図 3.10(a) と (b) に示すように , 車両パラメータが変動しても , 車輪軌跡の変化が生じない . 牽引車前輪とトレーラ輪の軌跡が一致し , 内輪差が生じない . 図 3.19(c)~(e) と図 3.21(c)~(e) に , 牽引車前輪舵角 $\delta_f(t)$, 牽引車後輪舵角 $\delta_r(t)$ とトレーラ輪舵角 $\delta_t(t)$ の応答を示している . 図 3.19(c)~(e) と図 3.21(c)~(e) に示すように , 車両パラメータが変動しても , 入力舵角の高周波振動が発生しないことがわかる .

以上のことより , 中高速で走行する連結車両において , 適応操舵コントローラを用いることにより , 重量変化やトレーラの長さ変化などの車両パラメータ変動が存在しても , 操縦者に加わる負荷が軽減され , 事故等の発生を抑制できるものと考えられる .

3.6 未知外乱が存在する場合の操縦性能の検証

本節では , 未知外乱が存在する場合において , 開発した適応操縦安定化制御手法の有効性を示すために行った数値シミュレーション結果を示す .

まず , 未知外乱を有するアクティブ連結車両の運動方程式を示す . 図 3.20 に外乱を有するアクティブ連結車両モデルを示している . 図 3.20 において , S_w と S_{wt} は未知外乱による発生した横力 , 点 F と点 F_t は横力 S_w と S_{wt} の着点 , l_w は横力 S_w の着点 F から注目点 P までの距離 , l_{wt} は横力 S_{wt} の着点 F_t からトレーラ重心までの距離である . 状態 $q_p = [v_p(t), \dot{\epsilon}_1(t), \dot{\gamma}(t)]^T$ を用いた外乱を有するアクティブ連結車両の運動方程式は

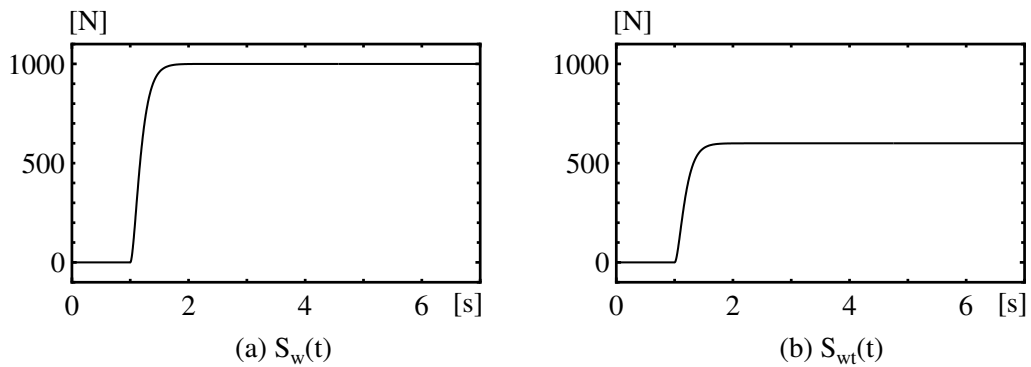


Fig.3.21 The Disturbance of Lateral Force

Case1: 車両パラメータはノミナル値である.

Case2: 車両パラメータはノミナル値である．牽引車とトレーらの重心に未知外乱の横力 $S_w(t)$ と $S_{wt}(t)$ が存在する．

Case3: 未知な車両パラメータ変化： $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$,
 $c_f = 24400 \times 0.7\text{N/rad}$, $c_r = c_t = 34600 \times 0.7\text{N/rad}$
 牽引車とトレーらの重心に未知外乱の横力 $S_w(t)$ と $S_{wt}(t)$ が存在する．

図 3.22(a)~(d) に，車速を $v_x = 90\text{Km/h}$ ，指令舵角を図 3.2 の *Manuver1*(約 3m の車線変更) で与えた場合の注目点 P 横方向速度 $v_p(t)$ ，牽引車ヨーレート $\dot{\epsilon}_1(t)$ ，連結角 $\gamma(t)$ と牽引車横方向加速度 $a_p(t)$ の応答を示している．図 3.22(e) にトレーラ輪の軌跡を示している．2.3 節図 2.9 で示したのパッシブ連結車両ミュレーションでは，未知外乱の横力と車両パラメータの変動によってパッシブ連結車両の挙動が大きく変化した．適応連結車両では，図 3.22(a)~(e) に示すように，未知外乱の横力と車両パラメータ変動が存在しても，各応答と車輪軌跡の変化が生じない．図 3.22(f)~(h) に，牽引車前輪舵角 $\delta_f(t)$ ，牽引車後輪舵角 $\delta_r(t)$ とトレーラ輪舵角 $\delta_t(t)$ の応答を示している．図 3.22(f)~(h) に示すように，未知外乱の横力と車両パラメータ変動が存在しても，入力舵角の高周波振動が発生しないことがわかる．このシミュレーション結果より，高速で走行する連結車両において，適応操舵コントローラを用いることにより，未知外乱の横力と車両パラメータ変動が存在しても，操縦者に加わる負荷が軽減され，事故等の発生を抑制できるものと考えられる．

3.7 おわりに

本章では，牽引車の前後輪操舵ならびにトレーラ輪操舵を用いた連結車両の適応操縦安定化手法を提案し，数値シミュレーションを用いて提案手法の有効性を検証した．以下に

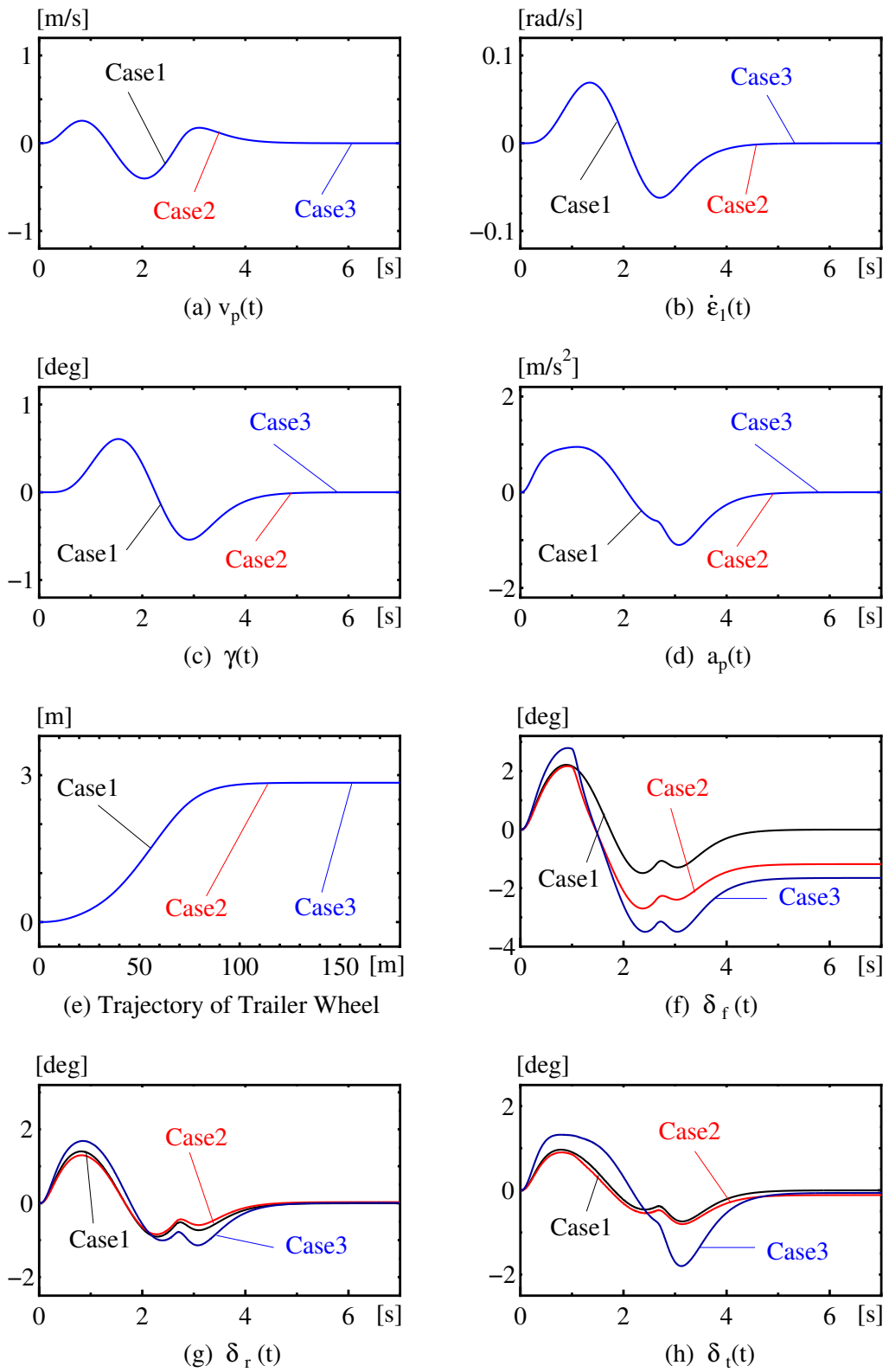


Fig.3.22 Robust Performance (*Maneuver1*, $v_x = 90\text{Km/h}$, Disturbance)

本章で得られた結論を述べる．

- (1) 定常円旋回において，牽引車ならびにトレーラが円に接して走行する理想連結車両モデルの設計法を提案した．この理想モデルには，牽引車前輪とトレーラ輪と間に内輪差が生じにくいという特徴が存在する．このことを，数値シミュレーションを用いて確認した．
- (2) 提案した理想連結車両モデルに実際の連結車両を追従させるための適応操舵手法を開発した．本操舵手法を用いた場合，車両パラメータや路面に未知変動があったとしても，操縦性能に変化が生じないことを理論的に示した．さらに，このことを，数値シミュレーションを用いて確認した．
- (3) 提案する適応操舵法を用いた場合，一つの設計パラメータを大きくすることより，入力として用いている車輪操舵に未知パラメータ推定に起因する振動が発生しにくくなることを理論的に示した．そして，このことを，数値シミュレーションを用いて確認した．
- (4) 提案する適応操舵法を用いることにより，未知外乱の横力が存在しても，操縦性能に変化が生じない．このことを，数値シミュレーションを用いて確認した．
- (5) 提案する適応操舵法を用いることにより，車両パラメータや路面に未知変動と未知外乱の横力が存在しても，操縦者は操縦性能の変化を感じずに連結車両を操縦することができる．このことにより，操縦者の操舵ミスをかなり軽減できるものと考えられる．

第4章 連結車両の適応車線追従制御

4.1 はじめに

本章では，三つの独立した車輪操舵（牽引車の前後輪操舵，トレーラ輪操舵）を用いたアクティブ連結車両に対して，牽引車横方向速度の信号が必要としない適応車線追従操舵コントローラを提案する．本章の適応車線追従操舵コントローラでは，車体重量，慣性モーメント，重心位置やコーナリング剛性の車両パラメータの未知変化に対しロバスト性を有する．4.2節では，連結車両の車線追従モデルと牽引車横方向速度の信号を用いないための車両モデルの新しい表現を示す．4.3節では，従来手法の目標車線と連結車両の定常偏差問題を解決するために開発した目標車線の曲率推定法を示す．そして，曲率の推定値を用いて，目標車線と連結車両との間の相対横変位と相対ヨー角が零となったときにトレーラが目標車線に接する理想連結角を推定する．4.4節では，相対横変位，相対ヨー角が零に収束し，連結角が理想連結角に収束する適応操舵コントローラを開発する．4.5節では，開発した適応操舵コントローラの有効性が数値シミュレーションを用いて検証する．

4.2 車線追従用連結車両の運動方程式

2.4節に示すように，速度状態 $\mathbf{q}_p = [v_p(t), \dot{\epsilon}_1(t), \dot{\gamma}(t)]^T$ を用いて，図4.1に示す連結車両の運動方程式は次式であたえられる．

$$\dot{\mathbf{q}}_p(t) = A_p(t)\mathbf{q}_p(t) + B_q(\mathbf{u}(t) - \mathbf{c}\gamma(t)) \quad (4.2.1)$$

$$\left. \begin{aligned} A_q(t) &= -v_x(t)\mathbf{a}\mathbf{b}^T - \frac{1}{v_x(t)}B_qH_p^T, \quad B_q = M_p^{-1}H_pK, \quad M_p = T^T M_c T \\ \mathbf{a} &= [1, 0, 0]^T, \quad \mathbf{b} = [0, 1, 0]^T, \quad \mathbf{c} = [0, 0, 1]^T, \quad K = \text{diag}[c_r, c_f, c_t] \\ \mathbf{u}(t) &= [\delta_f(t), \delta_r(t), \delta_t(t)]^T \end{aligned} \right\} \quad (4.2.2)$$

$$M_c = \begin{bmatrix} m_1 + m_2 & -m_2d_3 & m_2d_2 \\ -m_2d_3 & J_{z3} + m_2d_3^2 & -J_{z2} - m_2d_2d_3 \\ m_2d_2 & -J_{z2} - m_2d_2d_3 & J_{z2} + m_2d_2^2 \end{bmatrix} \quad (4.2.3)$$

$$H_p = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 \\ \ell_f & -\ell_r & -(d_p + \ell_t) \\ 0 & 0 & \ell_t \end{bmatrix}, \quad T = \begin{bmatrix} 1 & h & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.2.4)$$

上式において，操舵入力 $\mathbf{u}(t)$ は牽引車前輪舵角 $\delta_f(t)$ ，牽引車後輪舵角 $\delta_r(t)$ とトレーラ輪舵角 $\delta_t(t)$ である．駆動行列 B_q (車輪操舵入力から連結車両の出力までの伝達特性の高周波ゲイン行列) は正則であるが，正定行列ではない．

連結車両 (4.2.1) に対して適応車線追従コントローラを開発するため，必要となる仮定を以下に示しておく．

- A1 相対横変位 $y_r(t)$, 牽引車の相対ヨー角 $\varepsilon_r(t)$, 注目点 P の横方向速度 $v_p(t)$, 牽引車のヨーレート $\dot{\varepsilon}_1(t)$, 連結ヨーレート $\dot{\gamma}(t)$ と連結角 $\gamma(t)$, 車速 $v_x(t)$ と車速の加速度 $\dot{v}_x(t)$ は計測されている .
- A2 牽引車重量 m_1 ・慣性モーメント J_{z1} , トレーラ重量 m_2 ・慣性モーメント J_{z2} , 牽引車とトレーラの重心位置 h, d_2 , コーナリング剛性 c_f, c_r, c_t には未知変動が存在する . h 以外の未知パラメータ $m_1, m_2, J_{z1}, J_{z2}, c_f, c_r, c_t, d_2$ の値は正である .
- A3 目標車線の曲率 $\rho(t)$ は有界な未知関数である .
- A4 牽引車の前後輪から注目点 P までの距離 l_f と l_r , 連結点から注目点 P までの距離 d_p , トレーラの長さ l_t は既知である .
- A5 車両速度 $v_x(t)$ に関し, $\bar{v}_x \geq v_x(t) \geq \underline{v}_x > 0$ を満足する有界な正定値 $\bar{v}_x, \underline{v}_x$ が存在する . $v_x(t)^{(i)}, i = 1, 2$ が有界である .
- A6 相対横変位の初期値 $y_r(0)$, 牽引車の相対ヨー角の初期値 $\varepsilon_r(0)$, 連結角の初期値 $\gamma(0)$, 注目点 P の横方向速度の初期値 $v_p(0)$, 牽引車のヨーレートの初期値 $\dot{\varepsilon}_1(0)$ と連結ヨーレートの初期値 $\dot{\gamma}(0)$ は有界である .

仮定 A4 において, トレーラの長さ l_t が既知であることを仮定している . 牽引車の横方向速度が利用可能な場合には必要のない仮定である . 牽引車の横方向速度が利用できない場合の車線追従操舵法を開発する場合のために加えた仮定である .

一般に, 連結車両の車線追従コントローラは, 注目点 P 点における速度状態 $\mathbf{q}_p(t)^T = [v_p(t), \dot{\varepsilon}_1(t), \dot{\gamma}(t)]$ を用いて開発される . もし, 速度状態 $\mathbf{q}_p(t)$ を用いて表現された運動方程式 (2.4.5) の高周波ゲイン行列 B_q が $B_q = QK, Q, K > 0$ (K : 対角行列) となれば, 安定な適応コントローラを簡単に設計できる . しかし, 式 (4.2.1) と (4.2.2) に示すように, 速度状態 $\mathbf{q}_p(t)$ を用いる場合, 高周波ゲイン行列 B_q は正定行列と正定対角行列の積として表現されないため, 安定な適応コントローラの設計が困難である . この問題に対処するため, 次の新しい状態 $\mathbf{z}(t)$ を導入する .

$$\mathbf{z}(t) = H_p^T \mathbf{q}_p(t) \quad (4.2.5)$$

仮定 A4 において, 注目点 P の位置に関する長さ l_f, l_r, d_p とトレーラの長さ l_t が既知であるので, 行列 H_p が既知行列となる . このことならびに仮定 A1 より, 状態 $\mathbf{z}(t)$ は利用可能である . 状態 $\mathbf{z}(t)$ を用いた運動方程式は次式で与えられる .

$$\dot{\mathbf{z}}(t) = -v_x(t)^{-1} A_z(t) \mathbf{z}(t) + QK(\mathbf{u}(t) - \mathbf{c}\gamma(t)) \quad (4.2.6)$$

$$\left. \begin{aligned} A_z(t) &= v_x(t)^2 A_{z1} + QK, \quad A_{z1} = H_p^T \mathbf{a} \mathbf{b}^T (H_p^{-1})^T \\ Q &= (H_p^{-1} M_p (H_p^{-1})^T)^{-1}, \quad K = \text{diag}[c_f, c_r, c_t] \\ \mathbf{a}^T &= [1, 0, 0], \quad \mathbf{b}^T = [0, 1, 0], \quad \mathbf{c}^T = [0, 0, 1] \end{aligned} \right\} \quad (4.2.7)$$

行列 M_p が正定行列であるため，行列 Q は正定行列となる．状態 $z(t)$ を用いた場合，高周波ゲイン行列は正定行列 Q と正定対角行列 K の積を用いて表現される．

連結車両と目標車線との幾何学的関係を図 4.2 に示す．図 4.2 の円弧は，目標車線を表している．目標車線の曲率 ρ の符号は，車線が反時計方向に回る場合を正としている．図 4.2 において，太い実線は連結車両を表し，破線は連結車両が目標車線に追従している状態を表している．理想連結角 $\gamma_d(t)$ は，牽引車が目標車線に追従している場合に，トレーラが目標車線に接するときの連結角である．

注目点 P と目標車線との相対横変位 y_r ，牽引車と目標車線との相対ヨー角 ε_r ，ならびに，連結角 γ と理想連結角 γ_d との相対連結角 $\gamma_r = \gamma - \gamma_d$ が零となれば，連結車両は目標車線に追従する．車線の曲率 $\rho(t)$ が未知な場合，理想連結角 $\gamma_d(t)$ が未知となるため，相対連結角 $\gamma_r(t)$ は未知信号となる．相対連結角が未知信号の場合，連結車両が目標車線に接しているかどうかの判定ができないという問題が発生する．この問題を解決するため，相対連結角を $\hat{\gamma}_r(t) = \gamma(t) - \hat{\gamma}_d(t)$ の形で推定することを提案する．ここで， $\hat{\gamma}_d(t)$ は理想連結角の推定値である．なお，理想連結角の推定法は，以下の 4.3 節において示す．相対連結角の推定値 $\hat{\gamma}_r(t)$ を用いた場合，相対位置状態は， $\mathbf{x}(t) = [y_r(t), \varepsilon_r(t), \hat{\gamma}_r(t)]^T$ となる．連結車両と目標車線との間の運動は，次式で与えられる．

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = v_x(t) \mathbf{a} \mathbf{b}^T \mathbf{x}(t) + (H_p^T)^{-1} \mathbf{z}(t) - \mathbf{b} v_x(t) \rho(t) - \mathbf{c} \dot{\hat{\gamma}}_d(t) \quad (4.2.8)$$

運動方程式 (4.2.6) と (4.2.8) に基づき，適応車線追従操舵コントローラを開発する．

牽引車横方向速度の信号が必要としない適応車線追従操舵コントローラを開発するため，連結車両の運動方程式 (4.2.6) を未知行列 $\Theta(t) \in R^{3 \times 10}$ と既知信号ベクトル $\xi_z(t) \in R^{10}$ を用いて次式で表現し直す．

$$\dot{\mathbf{z}}(t) = -\frac{d_z}{v_x(t)} \mathbf{z}(t) + QK(\mathbf{u}(t) - \Theta(t) \xi_z(t) - \boldsymbol{\omega}_z(t)) \quad (4.2.9)$$

なお，式 (4.2.9) は

$$\left. \begin{aligned} R(t)(v_x(t)pI_3 + A_z(t))\mathbf{z}(t) + F(t)\mathbf{z}(t) &= (p + q_z)(v_x(t)pI_3 + A_z(t) - B(p))\mathbf{z}(t) \\ R(t) &= v_x(t)^{-1} A_{zd}(t), \quad A_{zd}(t) = A_z(t) - d_z I_3, \quad B(p) = v_x(t)pI_3 + d_z I_3 \\ F(t) &= -R(t)A_z(t) + q_z A_{zd}(t) + \dot{A}_{zd}(t) \end{aligned} \right\} \quad (4.2.10)$$

の関係を用いて導出される．(付録 A 参照) 式 (4.2.10) において， p は微分演算子 $p = \frac{d}{dt}$ ， q_z は正の設計パラメータ， d_z は状態 $z(t)$ の安定性を保証するため導入した正の設計パラ

メータである．未知行列 $\Theta(t)$ は次式で与えられる．

$$\Theta(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{a}^T \phi e^{-q_z t}, \boldsymbol{\theta}_{z1}^T \\ \mathbf{b}^T \phi e^{-q_z t}, \boldsymbol{\theta}_{z2}^T \\ \mathbf{c}^T \phi e^{-q_z t}, \boldsymbol{\theta}_{z3}^T \end{bmatrix}, \boldsymbol{\theta}_{zi}, i = 1, 2, 3 \in R^9 \quad (4.2.11)$$

$$\begin{bmatrix} \boldsymbol{\theta}_{z1}^T \\ \boldsymbol{\theta}_{z2}^T \\ \boldsymbol{\theta}_{z3}^T \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} QK, (QK)^{-1}A_{z1}QK, (QK)^{-1} \end{bmatrix} \quad (4.2.12)$$

$$\begin{aligned} \phi = & \bar{v}_{xa}^{-1}(QK)^{-1} \left[A_{zd}(0)\mathbf{z}(0) + \left(q_z d_z I_3 + v_x(0)A_{z1}QK \right. \right. \\ & \left. \left. - (q_z + d_z v_x(0)^{-1})QK + v_x(0)^{-1}(QK)^2 \right) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(0) \right] \end{aligned} \quad (4.2.13)$$

上式において， ϕ と $\boldsymbol{\theta}_{zi}$ は定数ベクトル， \bar{v}_{xa} は既知な平均車速である．既知信号ベクトル $\boldsymbol{\xi}_z(t)$ と $\boldsymbol{\omega}_z(t)$ は

$$\left. \begin{aligned} \boldsymbol{\xi}_z(t) &= \boldsymbol{\xi}_{z1}(t) + \boldsymbol{\xi}_{z2} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \\ \boldsymbol{\xi}_{z1}(t)^T &= v_x(t)^{-1} \left[\bar{v}_{xa}, \sum_{i=0}^4 \boldsymbol{\xi}_{f0i}(t)^T, \sum_{i=0}^4 \boldsymbol{\xi}_{f1i}(t)^T, \sum_{i=1}^4 \boldsymbol{\xi}_{f2i}(t)^T \right] \\ \boldsymbol{\xi}_{z2}(t)^T &= [0, -v_x(t)^{-2} \mathbf{a}^T H_p, -\mathbf{a}^T H_p, -v_x(t)^{-1} d_z q_z \mathbf{a}^T H_p] \end{aligned} \right\} \quad (4.2.14)$$

$$\left. \begin{aligned} \boldsymbol{\omega}_z(t) &= \mathbf{c} \gamma(t) + \boldsymbol{\omega}(t) \\ \boldsymbol{\omega}(t) &= -v_x(t)^{-1} \left(d_z \boldsymbol{\xi}_{f00}(t) + \sum_{i=1}^4 \boldsymbol{\xi}_{f3i}(t) - (q_z + d_z v_x(t)^{-1}) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \right) \end{aligned} \right\} \quad (4.2.15)$$

で与えられる．ここで， $\boldsymbol{\xi}_{fij}(t)$ は

$$\left. \begin{aligned} \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f00}(t)] &= \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[\mathbf{u}(t) - \mathbf{c} \gamma(t)] \\ \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f01}(t)] &= H_p^T \mathbf{a} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[\mathbf{b}^T \mathbf{x}(t)] \\ \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f02}(t)] &= H_p^T \mathbf{a} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[(q_z v_x(t)^{-1} - v_x(t)^{-2} \dot{v}_x(t)) \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t)] \\ \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f03}(t)] &= H_p^T \mathbf{b} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[-v_x(t)^{-1} \dot{\epsilon}_1(t)] \\ \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f04}(t)] &= H_p^T \mathbf{c} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[-v_x(t)^{-1} \dot{\gamma}(t)] \end{aligned} \right\} \quad (4.2.16)$$

$$\left. \begin{aligned} \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f10}(t)] &= \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[v_x(t)^2 (\mathbf{u}(t) - \mathbf{c} \gamma(t))] \\ \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f11}(t)] &= H_p^T \mathbf{a} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[v_x(t)^2 \mathbf{b}^T \mathbf{x}(t)] \\ \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f12}(t)] &= H_p^T \mathbf{a} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[(q_z v_x(t) + \dot{v}_x(t)) \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t)] \\ \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f13}(t)] &= H_p^T \mathbf{b} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[-v_x(t) \dot{\epsilon}_1(t)] \\ \mathcal{L}[\boldsymbol{\xi}_{f14}(t)] &= H_p^T \mathbf{c} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L}[-v_x(t) \dot{\gamma}(t)] \end{aligned} \right\} \quad (4.2.17)$$

$$\left. \begin{aligned}
\mathcal{L}[\xi_{f21}(t)] &= H_p^T \mathbf{a} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L} \left[\left(v_x(t)(d_z + q_z v_x(t) + 2\dot{v}_x(t)) \right) \dot{\varepsilon}_1(t) + v_x(t) q_z d_z \mathbf{b}^T \mathbf{x}(t) \right] \\
\mathcal{L}[\xi_{f22}(t)] &= H_p^T \mathbf{a} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L} [q_z^2 d_z \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t)] \\
\mathcal{L}[\xi_{f23}(t)] &= H_p^T \mathbf{b} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L} [-q_z d_z \dot{\varepsilon}_1(t)] \\
\mathcal{L}[\xi_{f24}(t)] &= H_p^T \mathbf{c} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L} [-q_z d_z \dot{\gamma}(t)]
\end{aligned} \right\} (4.2.18)$$

$$\left. \begin{aligned}
\mathcal{L}[\xi_{f31}(t)] &= H_p^T \mathbf{a} \frac{1}{s + q_z} [v_x(t) \dot{\varepsilon}_1(t) + (v_x(t) q_z + d_z) \mathbf{b}^T \mathbf{x}(t)] \\
\mathcal{L}[\xi_{f32}(t)] &= H_p^T \mathbf{a} \frac{1}{s + q_z} [(q_z^2 + q_z d_z v_x(t)^{-1} - d_z v_x(t)^{-2} \dot{v}_x(t)) \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t)] \\
\mathcal{L}[\xi_{f33}(t)] &= H_p^T \mathbf{b} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L} [(q_z + d_z v_x(t)^{-1}) \dot{\varepsilon}_1(t)] \\
\mathcal{L}[\xi_{f34}(t)] &= H_p^T \mathbf{c} \frac{1}{s + q_z} \mathcal{L} [(q_z + d_z v_x(t)^{-1}) \dot{\gamma}(t)]
\end{aligned} \right\} (4.2.19)$$

である． $\xi_z(t)$ は $\xi_z(t)^T \xi_z(t) \geq \frac{\bar{v}_{xa}^2}{\bar{v}_x^2} \geq 0$ の関係を満足する．この関係は，提案する操舵入力に振動が発生しないことを保証するために必要となる．既知信号 $\xi_{zi}(t)$, $i = 1, 2$ において， $\dot{\xi}_{zi}(t)$, $i = 1, 2$ は利用可能な信号である．横方向速度信号を用いない適応車線追従コントローラの開発において，この特徴は重要である．

4.3 目標車線の曲率と理想連結角の推定

式 (4.2.5), (4.2.8) より，曲率 $\rho(t)$ は次式で与えられる．

$$\rho(t) = v_x(t)^{-1} (-\dot{\varepsilon}_r(t) + \dot{\varepsilon}_1(t)) \quad (4.3.1)$$

上式の両辺をラプラス変換し，左から $\frac{\omega_n^2}{(s^2 + 2\omega_n \zeta s + \omega_n^2)(Ts + 1)}$ を掛けることにより，次式の関係が得られる．

$$\begin{aligned}
\frac{\omega_n^2}{(s^2 + 2\omega_n \zeta s + \omega_n^2)(Ts + 1)} \mathcal{L}[\rho(t)] &= \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\omega_n \zeta s + \omega_n^2} \left[-\frac{s}{Ts + 1} \mathcal{L} \left[\frac{\varepsilon_r(t)}{v_x(t)} \right] \right. \\
&\quad \left. - \frac{1}{Ts + 1} \left[\mathcal{L} \left[\frac{\dot{v}_x(t) \varepsilon_r(t)}{v_x(t)^2} \right] - \mathcal{L} \left[\frac{\dot{\varepsilon}_1(t)}{v_x(t)} \right] - \frac{\varepsilon_r(0)}{v_x(0)} \right] \right] (4.3.2)
\end{aligned}$$

上式の導出には，

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\varepsilon_r(t)}{v_x(t)} \right) = \frac{\dot{\varepsilon}_r(t) v_x(t) - \dot{v}_x(t) \varepsilon_r(t)}{v_x(t)^2} \quad (4.3.3)$$

より，

$$\mathcal{L} \left[\frac{\dot{\varepsilon}_r(t)}{v_x(t)} \right] = s \mathcal{L} \left[\frac{\varepsilon_r(t)}{v_x(t)} \right] + \mathcal{L} \left[\frac{\dot{v}_x(t) \varepsilon_r(t)}{v_x(t)^2} \right] - \frac{\varepsilon_r(0)}{v_x(0)} \quad (4.3.4)$$

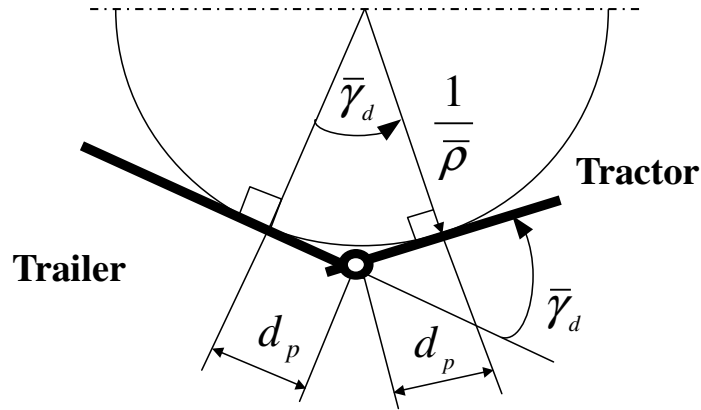


Fig.4.3 Notation to Design γ_d

の関係が成り立つことを用いている．式(4.3.2)より，曲率の推定値 $\hat{\rho}_v(t)$ を次式で生成することを提案する．

$$\left. \begin{aligned} \mathcal{L}[\hat{\rho}_v(t)] &= \frac{\omega_n}{s + \omega_n} \mathcal{L}[v_x(t)\hat{\rho}(t)] \\ \mathcal{L}[\hat{\rho}(t)] &= \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\omega_n\zeta s + \omega_n^2} \left[-\frac{s}{Ts + 1} \mathcal{L}\left[\frac{\varepsilon_r(t)}{v_x(t)}\right] \right. \\ &\quad \left. - \frac{1}{Ts + 1} \left[\mathcal{L}\left[\frac{\dot{v}_x(t)\varepsilon_r(t)}{v_x(t)^2}\right] - \mathcal{L}\left[\frac{\dot{\varepsilon}_1(t)}{v_x(t)} - \frac{\varepsilon_r(0)}{v_x(0)}\right] \right] \right] \end{aligned} \right\} \quad (4.3.5)$$

ここで， ω_n ， ζ と T は設計パラメータである．式(4.3.2)，(4.3.5)より，

$$\mathcal{L}[\hat{\rho}(t)] = \frac{\omega_n^2}{(s^2 + 2\omega_n\zeta s + \omega_n^2)(Ts + 1)} \mathcal{L}[\rho(t)] \quad (4.3.6)$$

の関係が成立することがわかる．一般に，高速道路において連結車両が一定の車速で走行する場合が多い．さらに，高速道路の車線は，直線 ($\rho(t) = 0$) と一定の曲率を持つ円弧との組み合わせと考えられる．連結車両が一定の車速 ($v_x(t) = \bar{v}$) で一定な曲率 ($\rho(t) = \bar{\rho}$) の車線を走行する場合，式(4.3.5)の推定値 $\hat{\rho}_v(t)$ は真値 $\bar{v}\bar{\rho}$ に収束する ($\lim_{t \rightarrow \infty} \hat{\rho}_v(t) = \bar{v}\bar{\rho}$)．

牽引車が一定曲率 $\bar{\rho}$ の円弧車線に接して走行しているとき，トレーラもこの円弧車線に接することが理想的であると考え(図4.3参照)．高速道路を走行中，図4.3の理想連結角 $\bar{\gamma}_d$ は微小となることを考慮に入れれば， $\bar{\gamma}_d$ は近似的に次式で与えられる．

$$\bar{\gamma}_d = \frac{2d_p\bar{\rho}}{1 - (d_p\bar{\rho})^2} \quad (4.3.7)$$

式(4.3.7)と曲率の推定値 $\hat{\rho}(t)$ を用いて，理想連結角の推定値 $\hat{\gamma}_d(t)$ を次式の形で与えることを提案する．

$$\mathcal{L}[\hat{\gamma}_d(t)] = \frac{1}{T_\gamma s + 1} \mathcal{L}\left[\frac{2d_p\hat{\rho}(t)}{1 - (d_p\hat{\rho}(t))^2}\right] \quad (4.3.8)$$

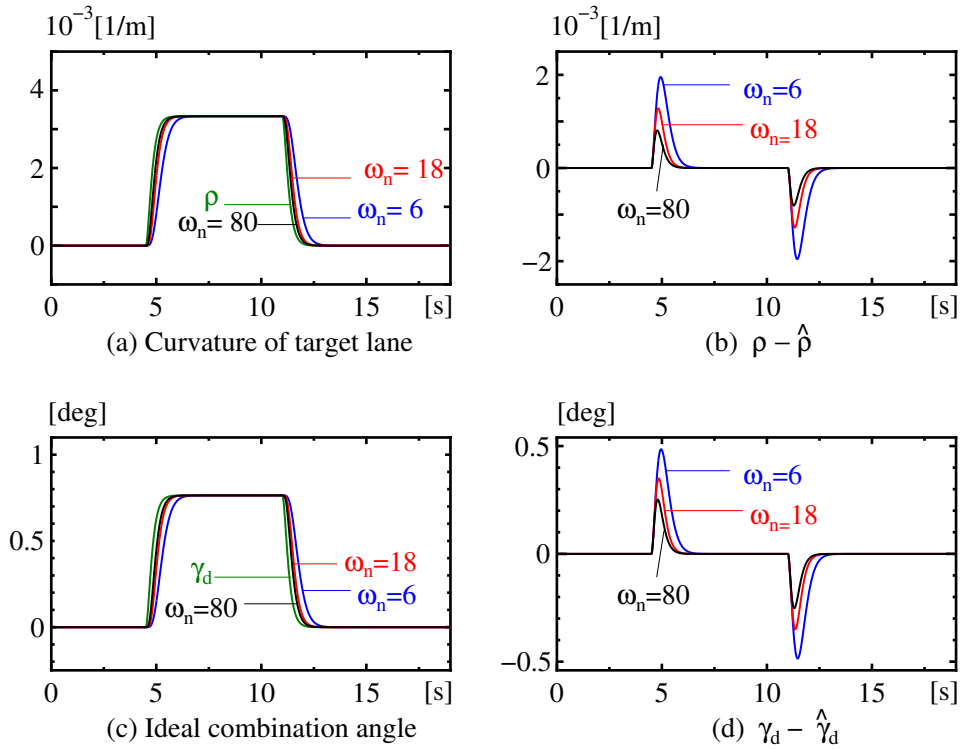


Fig.4.4 Performance of Estimating Curvature

式 (4.3.8) において, T_γ は設計パラメータである. 曲率が一定の場合 ($\rho(t) = \bar{\rho}$), 曲率の推定値 $\hat{\rho}(t)$ は真値 $\bar{\rho}$ に収束し, 理想連結角の推定値 $\hat{\gamma}_d(t)$ は真値 $\bar{\gamma}_d$ に近づく. すなわち, 本章で提案している相対位置状態 $\boldsymbol{x}(t) = [y_r(t), \varepsilon_r(t), \hat{\gamma}_r(t)]^T$ が漸近安定となる適応コントローラを設計できれば, 曲率が一定な車線を走行しているとき目標車線追従制御が達成されることがわかる.

曲率の推定値 $\hat{\rho}(t)$ が振動的にならないように設計パラメータ ζ を $\zeta = 1$ と設定した. 曲率と理想連結角の推定性能を設計するため, 設計パラメータ T と T_γ を $T = 0.1$ と $T_\gamma = 0.05$ と固定し, 設計パラメータ ω_n を変化させた. 図 4.4 に設計パラメータ ω_n を変化させた場合の曲率と理想連結角の推定値の応答を示す. 図 4.4(a) と (c) は推定値 $\hat{\rho}(t)$ と $\hat{\gamma}_d(t)$ 応答である. 図 4.4(b) と (d) は推定誤差 $\rho(t) - \hat{\rho}(t)$ と $\gamma_d(t) - \hat{\gamma}_d(t)$ 応答である. 図 4.4(a) と (c) に示すように, 目標車線の曲率 $\rho(t)$ が一定の場合, 曲率の推定値 $\hat{\rho}(t)$ と真値 $\rho(t)$ が一致し, 理想連結角の推定値 $\hat{\gamma}_d(t)$ と真値 $\gamma_d(t)$ が一致する. 図 4.4 に示すように, ω_n を大きくすることによって, 曲率と理想連結角の推定値が真値に近づき, 推定誤差が小さくなり, 曲率推定性能が改善されることがわかる. 図 4.4(a) と (c) に示すように, 曲率の推定値 $\hat{\rho}(t)$ と理想連結角の推定値 $\hat{\gamma}_d(t)$ に振動が起きていない.

4.4 適応車線追従コントローラの構成

仮定 A1 – A6 に基づき開発した適応車線追従コントローラ的设计法を以下に示す．以下の説明をわかりやすくするために，おおまかな考え方を示しておく．

相対位置状態 $x(t)$ を用いた運動方程式 (4.2.8) において，行列 H_p とベクトル a, b, c は既知である．このことより，もし， $z(t)$ が入力として利用可能であれば，図 4.5 に示す構成の制御系を用いて，相対位置状態 $x(t)$ を零に収束させることができる．しかし，実際には速度状態 $z(t)$ を直接に入力として利用することはできない．そこで， $z(t)$ が入力として利用可能であると仮定して設計された入力を理想速度状態 $z_d(t)$ と考え，速度状態 $z(t)$ を理想速度状態 $z_d(t)$ に追従させる適応追従コントローラを設計する．図 4.6 にシステム全体の構成を示している．

4.4.1 理想速度の設計

相対位置状態 $x(t)$ を用いて表現されるシステム式 (4.2.8) において， $z(t)$ を入力と仮定して次のコントローラを開発した．

$$z(t) = H_p^T [b\hat{\rho}_v(t) + c\hat{\gamma}_d + z_x(t)] \quad (4.4.1)$$

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z}_x(t) &= -G_1 x(t) - G_2 z_x(t) - G_3 \dot{z}_x(t) \\ z_x(0) = \dot{z}_x(0) &= [0, 0, 0]^T \\ G_i &= \text{diag}[g_{i1}, g_{i2}, g_{i3}], i = 1, 2, 3 \end{aligned} \right\} \quad (4.4.2)$$

行列 $G_i, i = 1, 2, 3$ は相対位置状態 $x(t)$ の零への収束性能を設計するために導入した設計パラメータであり，正定対角行列である．

新しい状態 $\eta(t)^T = [x(t)^T, z_x(t)^T, \dot{z}_x(t)^T]$ を用いれば，式 (4.4.1)，(4.4.2) に示す入力 $z(t)$ を用いた制御システムは，式 (4.2.8) より，次式で与えられる．

$$\dot{\eta}(t) = A_\eta \eta(t) - C_\eta b \tilde{\rho}_v(t) \quad (4.4.3)$$

$$A_\eta = \begin{bmatrix} v_x(t)ab^T & I_2 & 0_3 \\ 0_3 & 0_3 & I_3 \\ -G_1 & -G_2 & -G_3 \end{bmatrix}, C_\eta = \begin{bmatrix} I_3 \\ 0_3 \\ 0_3 \end{bmatrix}, \tilde{\rho}_v(t) = v_x(t)\rho(t) - \hat{\rho}_v(t) \quad (4.4.4)$$

上式において， $\tilde{\rho}_v(t)$ は車速を含んだ車線曲率の推定誤差である．一定な車速 ($v_x = \bar{v}$) で曲率 $\rho(t)$ が一定の車線 ($\rho(t) = \bar{\rho}$) を走行している場合，4.3 節で述べたように， $\lim_{t \rightarrow \infty} \hat{\rho}_v(t) = \bar{v} \bar{\rho}$ ($\lim_{t \rightarrow \infty} \tilde{\rho}_v(t) = 0$) となる．このとき，式 (4.4.3) は次式となる．

$$\dot{\eta}(t) = A_\eta \eta(t) \quad (4.4.5)$$

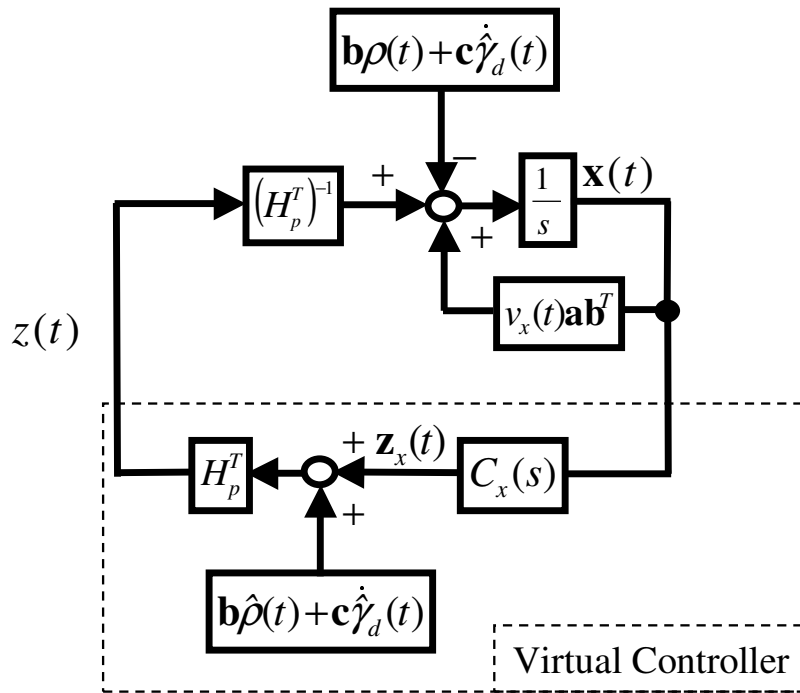


Fig.4.5 Block Diagram of Virtual Control System

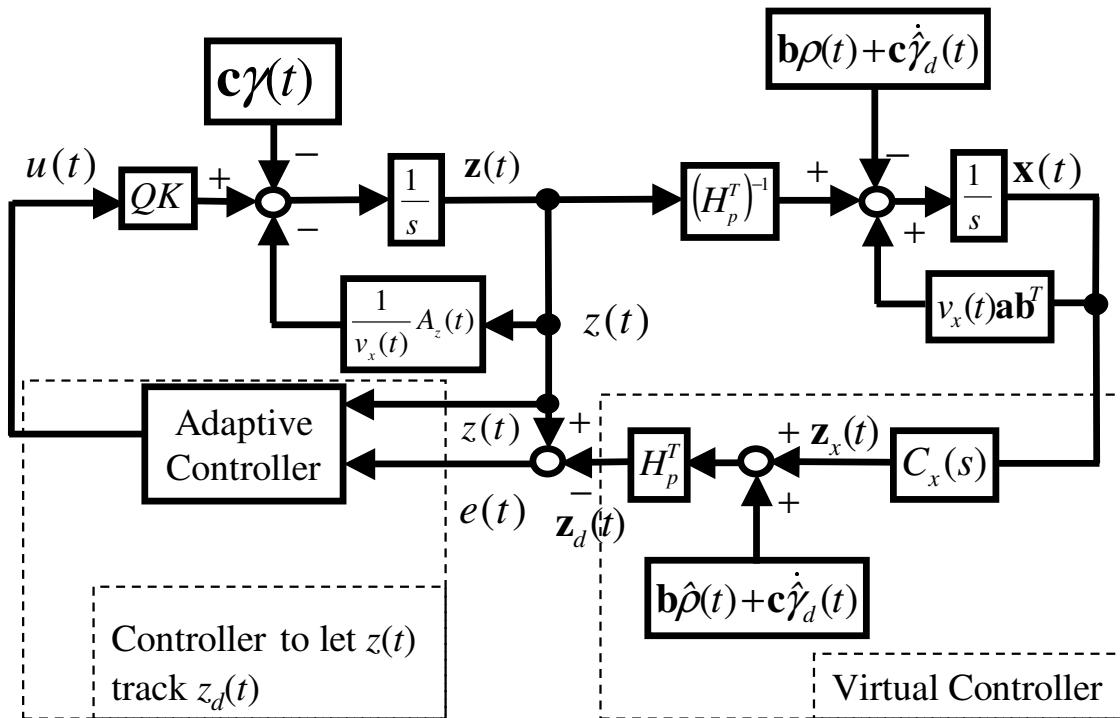


Fig.4.6 Block Diagram of Lanekeeping System

ここで，新しい状態

$$\left. \begin{aligned} \boldsymbol{\eta}_a(t) &= [\mathbf{a}^T \mathbf{x}(t), \mathbf{a}^T \mathbf{z}_x(t), \mathbf{a}^T \dot{\mathbf{z}}_x(t)]^T \\ \boldsymbol{\eta}_b(t) &= [\mathbf{b}^T \mathbf{x}(t), \mathbf{b}^T \mathbf{z}_x(t), \mathbf{b}^T \dot{\mathbf{z}}_x(t)]^T \\ \boldsymbol{\eta}_c(t) &= [\mathbf{c}^T \mathbf{x}(t), \mathbf{c}^T \mathbf{z}_x(t), \mathbf{c}^T \dot{\mathbf{z}}_x(t)]^T \end{aligned} \right\} \quad (4.4.6)$$

を定義すれば，式(4.4.3)のシステムを次式で表現することができる．

$$\left. \begin{aligned} \dot{\boldsymbol{\eta}}_a(t) &= A_1 \boldsymbol{\eta}_a(t) + \mathbf{c}_a v_x(t) \mathbf{c}_c^T \boldsymbol{\eta}_b(t) \\ \dot{\boldsymbol{\eta}}_b(t) &= A_2 \boldsymbol{\eta}_b(t) \\ \dot{\boldsymbol{\eta}}_c(t) &= A_3 \boldsymbol{\eta}_c(t) \\ A_i &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -g_{1i} & -g_{2i} & -g_{3i} \end{bmatrix}, \quad i = 1, 2, 3 \\ \mathbf{c}_a &= [1, 0, 0]^T \end{aligned} \right\} \quad (4.4.7)$$

式(4.4.7)より，行列 A_i , $i = 1, 2, 3$ が漸近安定となるように設計パラメータ g_{ij} , $i = 1, 2, 3$, $j = 1, 2, 3$ を設定すれば，式(4.4.3)のシステムが漸近安定となり，状態 $\boldsymbol{\eta}(t)$ が零へ収束する．設計パラメータ g_{ij} , $i = 1, 2, 3$, $j = 1, 2, 3$ を用いて，相対位置状態 $\mathbf{x}(t)$ を含めた状態 $\boldsymbol{\eta}(t)$ の零への収束性能を設定することができる．状態 $\boldsymbol{\eta}(t)$ が漸近安定となれば，連結車両が一定な車速 $v_x(t) = \bar{v}$ で一定の曲率 $\rho(t) = \bar{\rho}$ の目標車線を走行している場合，注目点 P の牽引車横速度は $v_p(t) = 0$ ，牽引車のヨーレートは $\dot{\epsilon}_1(t) = \bar{v} \bar{\rho}$ ，連結角は $\gamma(t) = \bar{\gamma}_d$ に収束する． $\bar{v} \bar{\rho}$ は，連結車両が車速 \bar{v} で曲率 $\bar{\rho}$ の目標車線に追従して走行するために必要な牽引車のヨーレートである．

ここで，設計パラメータ g_{ij} , $i = 1, 2, 3$, $j = 1, 2, 3$ の設定法の一例を示しておく．

式(4.4.7)より，相対ヨー角 $\epsilon_r(t)$ の初期値が零でない場合，相対ヨー角 $\epsilon_r(t)$ の応答は相対横変位 $y_r(t)$ の応答に影響を与える．式(4.4.7)のシステム行列 A_i , $i = 1, 2, 3$ の特性多項式を $(s + 2.4)^3$ とした場合の相対横変位 $y_r(t)$ と相対ヨー角 $\epsilon_r(t)$ の応答を図 4.7 に示す．相対横変位 $y_r(t)$ と相対ヨー角 $\epsilon_r(t)$ の初期値を $y_r(0) = 1\text{m}$, $\epsilon_r(0) = 1.12\text{deg}$ (0.02rad) と設定した．図 4.7(a) に示すように，相対横変位 $y_r(t)$ に逆応答 0.2m が発生している．相対ヨー角応答の相対横変位応答への影響を小さくするために，相対ヨー角が相対横変位より早く零へ収束するように，システム行列 A_i , $i = 1, 2$ の特性多項式を試行錯誤的に $(s + 0.08\beta)^3$, $(s + 0.2\beta)^3$ と定めた．相対連結角が零でないまま走行するのは非常に危険である．なるべく速く相対連結角の推定値を零へ収束させるため，試行錯誤的に A_{η_3} を $(s + 0.3\beta)^3$ と定めた．

式(4.4.7)のシステム行列 A_{η_i} , $i = 1, 2, 3$ の特性多項式が $(s + 0.08\beta)^3$, $(s + 0.2\beta)^3$,

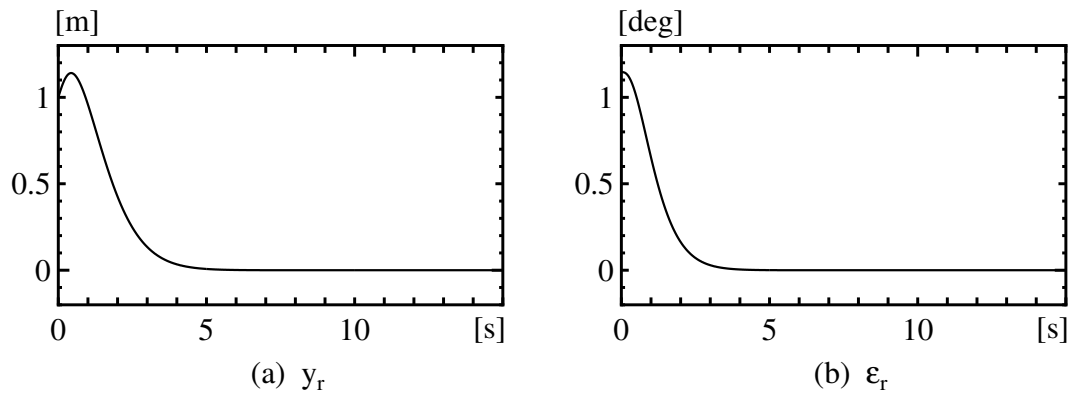


Fig.4.7 Responses of Virtual Control System $((s + 2.4)^3)$

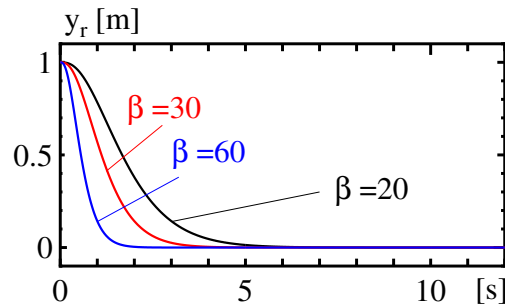


Fig.4.8 Responses of Virtual Control System ($\beta = 20, 30, 60$)

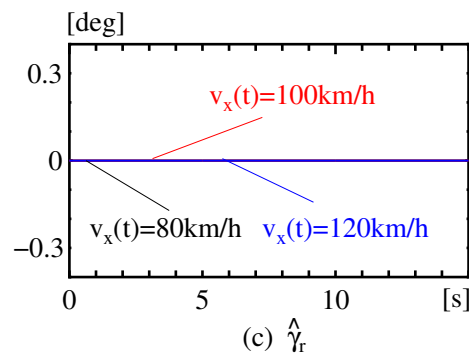
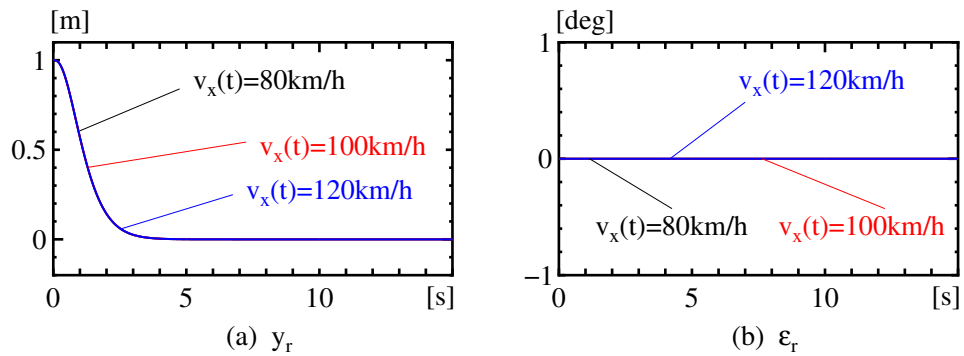


Fig.4.9 Responses of Virtual Control System ($v_x = 80, 100, 120\text{km/h}$)

$(s + 0.3\beta)^3$ となるように，設計パラメータ g_{ij} , $i = 1, 2, 3$, $j = 1, 2, 3$

$$\left. \begin{aligned} g_{11} &= (0.08\beta)^3, g_{21} = 3(0.08\beta)^2, g_{31} = 3(0.08\beta) \\ g_{12} &= (0.2\beta)^3, g_{22} = 3(0.2\beta)^2, g_{32} = 3(0.2\beta) \\ g_{13} &= (0.3\beta)^3, g_{23} = 3(0.3\beta)^2, g_{33} = 3(0.3\beta) \\ \beta &= 30 \end{aligned} \right\} \quad (4.4.8)$$

となる．式 (4.4.8) の β は相対位置状態 $x(t)$ の過渡応答設計を簡単にするため導入した正の設計パラメータである．設計パラメータ β を用いて，相対位置状態 $x(t)$ の零への収束性能を設定することができる．

図 4.8 に β を変化させた場合の相対横変位 $y_r(t)$ の応答を示す．一般に，高速道路での車線追従制御は，コーナリング中ではなく，直線車線において開始されるものと考えられる．そして，このとき，相対ヨー角 $\varepsilon_r(t)$ と相対連結角の推定値 $\hat{\gamma}_r(t)$ はほぼ零である．このことを考慮したため，図 4.8 のシミュレーションでは，相対横変位 $y_r(t)$ の初期値を $y_r(0) = 1\text{m}$ と設定した．相対ヨー角 $\varepsilon_r(t)$ と相対連結角の推定値 $\hat{\gamma}_r(t)$ の初期値は $\varepsilon_r(0) = 0$ と $\hat{\gamma}_r(0) = 0$ である．図 4.8 に示すように，設計パラメータ β を大きくすることによって，相対横変位 $y_r(t)$ の零への収束性能が改善されることがわかる．図 4.9 に，車速 $v_x(t)$ を変化させた場合の相対横変位 $y_r(t)$ ，相対ヨー角 $\varepsilon_r(t)$ と相対連結角の推定値 $\hat{\gamma}_r(t)$ の応答を示す．図 4.9 に示すように，車速が変化しても，各相対位置応答にほとんど変化が生じないことがわかる．

4.4.2 追従誤差システムと適応操舵コントローラの構成

実際には，状態 $z(t)$ を入力として用いることができない．そこで，前節で設計された速度状態 $z(t)$ (4.4.1) を理想速度状態（以下では $z_d(t)$ と表記する）と考え，状態 $z(t)$ を理想理想状態 $z_d(t)$ に追従させることを考える．このことを実現するために，追従誤差 $e(t)$ を次式で定義する．

$$e(t) = z(t) - z_d(t) \quad (4.4.9)$$

追従誤差 $e(t)$ に関する誤差方程式は次式で与えられる．

$$\dot{e}(t) = -\frac{d_z}{v_x(t)} e(t) + QK(u(t) - \Theta(t)\xi(t) - \omega_z(t)) \quad (4.4.10)$$

$$\left. \begin{aligned} \xi(t) &= \xi_1(t) + \xi_2(t)\mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \\ \xi_1(t) &= \xi_{z1}(t) + [0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, \xi_e(t)^T]^T \\ \xi_2(t) &= \xi_{z2}(t) \\ \xi_e(t) &= \frac{d_z}{v_x(t)} z_d(t) + H_p^T [\dot{z}_x(t) + \mathbf{b}\hat{\rho}_v(t) + \mathbf{c}\ddot{\gamma}_d(t)] \end{aligned} \right\} \quad (4.4.11)$$

仮定 A1, A2, A4 と式 (4.3.5), (4.3.8), (4.4.1), (4.4.1), (4.4.2) より, 誤差方程式 (4.4.10) は以下の特徴を持つ.

P1 信号 $\xi_i(t)$, $i = 1, 2$, $\omega_z(t)$ とその微分値 $\dot{\xi}_i(t)$, $i = 1, 2$ が利用可能であることが簡単に確認できる.

P2 高周波ゲイン行列 QK は未知行列である. しかし, 高周波ゲイン行列は未知な正定行列 Q と未知な正定対角行列 K の積を用いて表現されている.

文献 (54) と同様に証明することより, 追従誤差 $e(t)$ が利用可能な信号であれば, 適応操舵コントローラ

$$\mathbf{u}(t) = \hat{\Theta}(t)\boldsymbol{\xi}(t) + \omega_z(t) \quad (4.4.12)$$

$$\left. \begin{aligned} \dot{\hat{\Theta}}(t) &= -[\delta(t)\tilde{\mathbf{e}}(t) + \mathbf{e}(t)]\boldsymbol{\xi}(t)^T\Gamma \\ \Gamma &> 0, \delta(t) = \frac{\alpha^3}{1 + \alpha^4 e^{-\alpha^2 t}}, \alpha > 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.4.13)$$

$$\dot{\hat{\mathbf{e}}}(t) = -\frac{d_z}{v_x(t)}\mathbf{e}(t) + \alpha^2\tilde{\mathbf{e}}(t), \tilde{\mathbf{e}}(t) = \mathbf{e}(t) - \hat{\mathbf{e}}(t), \tilde{\mathbf{e}}(0) = \mathbf{e}(0) \quad (4.4.14)$$

を用いて誤差システム (4.4.10) を漸近安定化できることを示すことができる. ここで, $\hat{\Theta}(t)$ は未知パラメータ $\Theta(t)$ の推定値であり, $\hat{\mathbf{e}}(t)$ は操舵入力の振動を防ぐために導入された追従誤差 $e(t)$ の推定値である. また, α は未知パラメータの推定性能を改善するために導入された設計パラメータである. しかしながら, 牽引車の横方向速度が利用できない場合には, この操舵コントローラを用いることができない.

そこで, P2 の特徴を用いて, 式 (4.4.12) のコントローラと等価的に同じ信号を生成できる適応操舵コントローラを開発した.

$$\mathbf{u}(t) = \hat{\Theta}(t)\boldsymbol{\xi}(t) + \omega_z(t) \quad (4.4.15)$$

$$\left. \begin{aligned} \hat{\Theta}(t) &= \hat{\Theta}_1(t) - (1 + \delta(t))H_p^T \mathbf{a}\mathbf{a}^T \mathbf{x}(t)\boldsymbol{\xi}_\theta(t)^T\Gamma \\ \boldsymbol{\xi}_\theta(t) &= \boldsymbol{\xi}_1(t) + 0.5\boldsymbol{\xi}_2(t)\mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \\ \dot{\hat{\Theta}}_1(t) &= -(1 + \delta(t)) \left(-v_x(t)H_p^T \mathbf{a}\mathbf{b}^T \mathbf{x}(t) + H_p^T \mathbf{b}\dot{\mathbf{e}}_1(t) + H_p^T \mathbf{c}\dot{\gamma}(t) - z_d(t) \right) \boldsymbol{\xi}(t)^T\Gamma \\ &\quad + \delta(t)\hat{\mathbf{e}}(t)\boldsymbol{\xi}(t)^T\Gamma + \dot{\delta}(t)H_p^T \mathbf{a}\mathbf{a}^T \mathbf{x}(t)\boldsymbol{\xi}_\theta(t)^T\Gamma \\ &\quad + (1 + \delta(t))H_p^T \mathbf{a}\mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \left(\dot{\boldsymbol{\xi}}_1(t) + 0.5\dot{\boldsymbol{\xi}}_2(t)\mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \right)^T \Gamma \\ \hat{\Theta}_1(0) &= (1 + \delta(0))H_p^T \mathbf{a}\mathbf{a}^T \mathbf{x}(t)\boldsymbol{\xi}_\theta(0)^T\Gamma - \left[\frac{v_x(0)}{\bar{v}_{xa}}\boldsymbol{\omega}(0)^T, 0_3, 0_3, 0_3 \right]^T \end{aligned} \right\} \quad (4.4.16)$$

$$\left. \begin{aligned} \hat{e}(t) &= \hat{e}_1(t) - (d_z v_x(t)^{-1} - \alpha^2) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \\ \dot{\hat{e}}_1(t) &= -\alpha^2 \hat{e}(t) - d_z \dot{v}_x(t) v_x(t)^{-2} H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) - (d_z v_x(t)^{-1} \\ &\quad - \alpha^2) \left[H_p^T (\mathbf{b} \dot{\hat{e}}_1(t) + \mathbf{c} \dot{\gamma}(t) - v_x(t) \mathbf{a} \mathbf{b}^T \mathbf{x}(t)) - \mathbf{z}_d(t) \right] \\ \hat{e}_1(0) &= (d_z v_x(0)^{-1} - \alpha^2) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(0) \end{aligned} \right\} \quad (4.4.17)$$

適応操舵コントローラ (4424)~(4425) には牽引車の横方向速度は含まれておらず，操舵信号は生成可能である．式 (4.2.8) より

$$\begin{aligned} \mathbf{z}(t) &= H_p^T (\mathbf{a} \mathbf{a}^T + \mathbf{b} \mathbf{b}^T + \mathbf{c} \mathbf{c}^T) (H_p^T)^{-1} \mathbf{z}(t) \\ &= H_p^T \mathbf{a} (\mathbf{a}^T \dot{\mathbf{x}}(t) - v_x(t) \mathbf{b}^T \mathbf{x}(t)) + H_p^T (\mathbf{b} \dot{\hat{e}}_1(t) + \mathbf{c} \dot{\gamma}(t)) \end{aligned} \quad (4.4.18)$$

の関係が成り立つことを用いて，式 (4.4.16) の上段，式 (4.4.17) 上段の関係式の両辺を時間微分することにより，式 (4.4.13) ならびに式 (4.4.14) が導出される．

4.4.3 車線追従システムの安定解析

開発された適応操舵コントローラ (4.4.15), (4.4.16), (4.4.17) を用いた閉ループシステムにおいて，次の定理が成り立つ．

[定理 4.1] 閉ループシステム (4.4.10), (4.4.15), (4.4.16), (4.4.17) は安定となり，追従誤差 $e(t)$ ならびに推定誤差 $\tilde{e}(t)$ と未知パラメータの推定誤差 $\tilde{\Theta}(t) \boldsymbol{\xi}(t)$ は零に収束する．なお， $\tilde{\Theta}(t)$ は $\tilde{\Theta}(t) = \Theta(t) - \hat{\Theta}(t)$ と定義される．以外の設計パラメータをある値に固定したとき，関係式 $\alpha \geq \underline{\alpha} > 0$ を満足する正定値 $\underline{\alpha}$ が存在し， $\tilde{\Theta}(t) \boldsymbol{\xi}(t)$ が次式の関係式を満足する．

$$\left. \begin{aligned} \|\tilde{\Theta}(t)^T \boldsymbol{\xi}(t)\|^2 &\leq \bar{d}_{\theta 1}, & \text{for } 0 \leq t < t_1 \\ \|\tilde{\Theta}(t)^T \boldsymbol{\xi}(t)\|^2 &\leq e^{-\alpha \bar{d}_{\theta 0} (t - t_1)} \bar{d}_{\theta 2} + \alpha^{-1} \bar{d}_{\theta 3}, & \text{for } t_1 \leq t \end{aligned} \right\} \quad (4.4.19)$$

ここで，時刻 t_1 は $t_1 = \alpha^{-2} \ln(e^2 \alpha^4 \underline{\alpha}^{-4})$ ， $\bar{d}_{\theta i}$, $i = 0, \dots, 3$ は設計パラメータ α に無関係に定まる正の定数である．

証明：まず，閉ループシステム (4.4.10), (4.4.15), (4.4.16), (4.4.17) の安定性を示す．正定値関数を次式で与える．

$$V(t) = \delta(t) V_{\tilde{e}}(t) + V_e(t) + V_{\tilde{\Theta}}(t) + 2\bar{\rho}_v V_2(t) \quad (4.4.20)$$

$$\left. \begin{aligned} V_{\tilde{e}}(t) &= \tilde{e}(t)^T Q^{-1} \tilde{e}(t) \\ V_e(t) &= \mathbf{e}(t)^T Q^{-1} \mathbf{e}(t) \\ V_{\tilde{\Theta}}(t) &= \text{tr}[K^{\frac{1}{2}} \tilde{\Theta}(t) \Gamma^{-1} \tilde{\Theta}(t)^T K^{\frac{1}{2}}] \end{aligned} \right\} \quad (4.4.21)$$

$$\left. \begin{aligned} V_2(t) &= \bar{\rho}_{v2} e^{-q_z t} \\ \bar{\rho}_v &= V_2(0) + \sqrt{V_2(0)^2 + \frac{\underline{\alpha}^3}{1 + \underline{\alpha}^4} V_{\tilde{e}}(0) + V_e(0) + V_{\tilde{\Theta}}(0) + 1} \\ \bar{\rho}_{v2} &= \sqrt{2} \|\Gamma^{-\frac{1}{2}}\| \|\phi\| \max\{\sqrt{c_f}, \sqrt{c_r}, \sqrt{c_t}\} \end{aligned} \right\} \quad (4.4.22)$$

以下の関係

$$\tilde{\Theta}(t) = \begin{bmatrix} \tilde{\theta}_1(t)^T \\ \tilde{\theta}_2(t)^T \\ \tilde{\theta}_3(t)^T \end{bmatrix}, \quad \Theta(t) = \begin{bmatrix} \theta_1(t)^T \\ \theta_2(t)^T \\ \theta_3(t)^T \end{bmatrix}, \quad \tilde{\theta}_i(t), \theta_i(t) \in R^{10}, \quad i = 1, 2, 3 \quad (4.4.23)$$

を用いれば，正定値関数 $V_{\tilde{\Theta}}(t)$ と関数 $\text{tr}[K\tilde{\Theta}(t)\Gamma^{-1}\dot{\Theta}(t)^T]$ は次のように表現できる．

$$\left. \begin{aligned} V_{\tilde{\Theta}}(t) &= c_f \tilde{\theta}_1(t)^T \Gamma^{-1} \tilde{\theta}_1(t) + c_r \tilde{\theta}_2(t)^T \Gamma^{-1} \tilde{\theta}_2(t) + c_t \tilde{\theta}_3(t)^T \Gamma^{-1} \tilde{\theta}_3(t) \\ \text{tr}[K\tilde{\Theta}(t)\Gamma^{-1}\dot{\Theta}(t)^T] &= c_f \tilde{\theta}_1(t)^T \Gamma^{-1} \dot{\theta}_1(t) + c_r \tilde{\theta}_2(t)^T \Gamma^{-1} \dot{\theta}_2(t) + c_t \tilde{\theta}_3(t)^T \Gamma^{-1} \dot{\theta}_3(t) \end{aligned} \right\} \quad (4.4.24)$$

式 (4.4.24) と次式の関係

$$\left. \begin{aligned} \|\dot{\theta}_i(t)\| &\leq q_z \|\phi\| e^{-q_z t} \\ (c_f \|\tilde{\theta}_1(t)^T \Gamma^{-\frac{1}{2}}\| + c_r \|\tilde{\theta}_2(t)^T \Gamma^{-\frac{1}{2}}\| + c_t \|\tilde{\theta}_3(t)^T \Gamma^{-\frac{1}{2}}\|)^2 \\ &\leq 2c_f^2 \tilde{\theta}_1(t)^T \Gamma^{-1} \tilde{\theta}_1(t) + 2c_r^2 \tilde{\theta}_2(t)^T \Gamma^{-1} \tilde{\theta}_2(t) + 2c_t^2 \tilde{\theta}_3(t)^T \Gamma^{-1} \tilde{\theta}_3(t) \end{aligned} \right\} \quad (4.4.25)$$

より，次式の関係を導出することができる．

$$\begin{aligned} \left(\text{tr}[K\tilde{\Theta}(t)\Gamma^{-1}\dot{\Theta}(t)^T] \right)^2 &\leq \left(c_f \|\tilde{\theta}_1(t)^T \Gamma^{-\frac{1}{2}}\| + c_r \|\tilde{\theta}_2(t)^T \Gamma^{-\frac{1}{2}}\| \right. \\ &\quad \left. + c_t \|\tilde{\theta}_3(t)^T \Gamma^{-\frac{1}{2}}\| \right)^2 \|\Gamma^{-\frac{1}{2}}\|^2 q_z^2 \|\phi\|^2 e^{-2q_z t} \\ &\leq 2V_{\tilde{\Theta}}(t) \max\{\sqrt{c_f}, \sqrt{c_r}, \sqrt{c_t}\} \|\Gamma^{-\frac{1}{2}}\|^2 q_z^2 \|\phi\|^2 e^{-2q_z t} \\ &\leq V(t) q_z^2 \bar{\rho}_{v2}^2 e^{-2q_z t} \end{aligned} \quad (4.4.26)$$

仮定 A5，式 (4.4.10)，(4.4.13)，(4.4.15)，(4.4.26) と関係 $|\dot{\delta}(t)| \leq \alpha^2 \delta(t)$ ， $\dot{\tilde{e}}(t) = -\alpha^2 \tilde{e}(t) - QK\tilde{\Theta}(t)\xi(t)$ より，正定値関数 $V(t)$ の時間微分は次式の関係満足する．

$$\dot{V}(t) \leq -\alpha^2 \delta(t) V_{\tilde{e}}(t) - 2 \frac{d_z}{v_x} V_e(t) - 2q_z \bar{\rho}_{v2} e^{-q_z t} (\bar{\rho}_v - V^{\frac{1}{2}}(t)) \quad (4.4.27)$$

式 (4.4.22) の中段の式で与える $\bar{\rho}_v$ を考慮すれば，次式の関係が成り立つことがわかる．(付録 B 参照)

$$\dot{V}(t) \leq -\alpha^2 \delta(t) V_{\tilde{e}}(t) - 2 \frac{d_z}{v_x} V_e(t) \quad (4.4.28)$$

上式の関係と仮定 A6 より，正定値関数 $V(t)$ に含まれるすべての信号は有界である．さらに，Lasalle-Yoshizawa の定理⁽²⁹⁾ より，追従誤差 $e(t)$ ならびに推定誤差 $\tilde{e}(t)$ が，零へ収束することもわかる．

追従誤差 $e(t)$ を考慮すれば，式 (4.4.3) は次式となる．

$$\dot{\eta}(t) = A_\eta \eta(t) + C_\eta [(H_p^T)^{-1} e(t) - \mathbf{b}_x \tilde{\rho}_v(t)] \quad (4.4.29)$$

追従誤差 $e(t)$ が零へ収束すること，ならびに仮定 A3 より，状態 $\eta(t)$ 安定となることがわかる．正定値関数 $V(t)$ に含まれる信号の有界性と仮定 A3, A5, A6, 式 (4.4.9), (4.4.29) より，信号 $\eta(t)$, $x(t)$, $z_x(t)$, $\dot{z}_x(t)$, $z(t)$, $z_d(t)$ と $\gamma(t)$ は有界である． $z(t)$ の有界性，仮定 A5, A6 と式 (4.2.6) より，信号 $\mathcal{L}^{-1}[\frac{1}{s+q_z} \mathcal{L}[u(t)]]$, $\mathcal{L}^{-1}[\frac{1}{s+q_z} \mathcal{L}[v_x(t)^2 u(t)]]$ が有界であることを簡単に確かめることができる．上述信号の有界性を用いて，既知信号 $\xi(t)$, ω_z と操舵入力 $u(t)$ 有界であることを簡単に確かめることができる．以上より，閉ループシステム (4.4.10), (4.4.15), (4.4.16), (4.4.17) が安定となることがわかる．

つぎに，推定誤差 $\tilde{\Theta}(t)\xi(t)$ が零へ収束することを示す． $\dot{\tilde{e}}(t)$ が零に収束すれば， $\dot{\tilde{e}}(t) = -\alpha^2 \tilde{e}(t) + QK\tilde{\Theta}(t)\xi(t)$ の関係より， $\tilde{\Theta}(t)\xi(t)$ は零へ収束する．上述の信号の有界性より， $\dot{\tilde{e}}(t)$ が有界であることを簡単に確かめることができる．このこと，ならびに， $\lim_{t \rightarrow \infty} \int_0^t \dot{\tilde{e}}(\tau) d\tau = -\tilde{e}(0)$ の関係を用いれば，Barbalat'lemma⁽³⁰⁾ より， $\dot{\tilde{e}}(t)$ が零に収束することがわかる．そして， $\tilde{\Theta}(t)\xi(t)$ の零への収束性が保証される．

正定値関数 $V(t)$ の初期値 $V(0)$ は設計パラメータ α に無関係な有界の値である．さらに，有界な信号 $\tilde{e}(t)$, $e(t)$, $\tilde{\Theta}(t)$, $\xi(t)$, $\dot{\xi}(t)$ は設計パラメータ α に無関係な値である．このことより，式 (4.4.19) の上段の式は成り立つことがわかる．最後に，式 (4.4.19) の下段の関係が成り立つことを示す．このことを示すため，次式の関係を用いた．

$$\left. \begin{aligned} \zeta(t) &= \dot{\tilde{e}}(t) + \alpha^2 e^{-\alpha^2 t} \tilde{e}(0) \\ \zeta(t) &\leq \bar{d}_{z1} e^{-\alpha^2 t} + \alpha^{-2} \bar{d}_{z2} \end{aligned} \right\} \quad (4.4.30)$$

上式の \bar{d}_{zi} , $i = 1, 2$ は設計パラメータ α に無関係な正定値である (付録 C 参照)．正定値関数 V_θ を， $V_\theta = \xi(t)^T \tilde{\Theta}(t)^T Q^{-1} \tilde{\Theta}(t) \xi(t)$ で定義する． $\tilde{e}(t) = -\alpha^{-2} \dot{\tilde{e}}(t) - \alpha^{-2} QK\tilde{\Theta}(t)\xi(t)$ と式 (4.4.28) 用いれば，正定値関数 V_θ の時間微分が次式を満足することがわかる．

$$\begin{aligned} \dot{V}_\theta(t) &= 2\xi(t)^T \tilde{\Theta}(t)^T Q^{-1} \left(\tilde{\Theta}(t) \dot{\xi}(t) + \dot{\tilde{\Theta}}(t) \xi(t) + [\delta(t) \tilde{e}(t) + e(t)] \xi(t)^T \Gamma \xi(t) \right) \\ &= 2\xi(t)^T \tilde{\Theta}(t)^T Q^{-1} \left(\tilde{\Theta}(t) \dot{\xi}(t) + \dot{\tilde{\Theta}}(t) \xi(t) + e(t) \xi(t)^T \Gamma \xi(t) \right) \\ &\quad - 2\alpha^{-2} \delta(t) \xi(t)^T \tilde{\Theta}(t)^T \left(K \tilde{\Theta}(t) \xi(t) + Q^{-1} \zeta(t) - \alpha^2 e^{-\alpha^2 t} Q^{-1} \tilde{e}(0) \right) \xi(t)^T \Gamma \xi(t) \end{aligned} \quad (4.4.31)$$

式 (4.4.31)，閉ループシステム信号の有界性，関係 $\tilde{e}(0) = e(0)$ と $\xi(t)^T \xi(t) \geq \frac{\bar{v}_{xa}^2}{\bar{v}_x^2}$ より，次の関係を満足する α に無関係な有界正定値 $\bar{d}_{\theta i}$, $i = 1, 2$ が存在することがわかる．

$$\left. \begin{aligned} \dot{V}_\theta(t) &\leq \bar{d}_{\theta 1} - 2\alpha^{-2} \delta(t) \bar{d}_\theta V_\theta(t) + \delta(t) e^{-\alpha^2 t} \bar{d}_{\theta 2} \\ \bar{d}_\theta &= \frac{\lambda_{\min}[K] \lambda_{\min}[\Gamma] \bar{v}_{xa}^2}{\lambda_{\max}[Q^{-1}] \bar{v}_x^2} \end{aligned} \right\} \quad (4.4.32)$$

$e^{-\alpha^2 t_1} = e^{-2\alpha^4 \alpha^{-4}}$ の関係より, 任意の時刻 $t \geq t_1$ において, 関係 $e^{-\alpha^2 t} \leq e^{-2\alpha^4 \alpha^{-4}}$ と $\alpha^3 > \delta(t) \geq \alpha^3 / (1 + \alpha^4 e^{-2})$ が成り立つ. このことと式 (4.4.32) より, (4.4.28) を満足する有界な正定値 $\bar{d}_{\tilde{\Theta}_i}$ が存在する.

定理 4.1 より, 閉ループシステムにおいて以下の特性があることがわかる.

- P3 設計パラメータ α を大きくしたとき, 時刻 t_1 は単調減少し, 式 (4.4.28) より, 推定誤差 $\|\tilde{\Theta}(t)^T \xi(t)\|$ の収束性能が改善される.
- P4 推定誤差 $\tilde{\Theta}(t)^T \xi(t)$ を用いれば, 式 (4.4.15) の入力舵角は $u(t) = \Theta(t)\xi(t) + \omega_z(t) - \tilde{\Theta}(t)\xi(t)$ と表現できる. 設計パラメータ α を大きくしたとき, 入力舵角は真値を用いた理想入力舵角 $u_d(t) = \Theta(t)\xi(t) + \omega_z(t)$ に近づく. このことより, 設計パラメータ α を大きくすることによって, 未知パラメータを推定することに起因する高周波振動は発生しにくくなる.
- P5 設計パラメータ α を大きくしたとき, 式 (4.4.10) より, 追従誤差 $e(t)$ の誤差方程式は $\dot{e}(t) = -\frac{d_z}{v_x(t)}e(t)$ に近づくことがわかる. 追従誤差 $e(t)$ の収束速度は設計パラメータ d_z を用いて設計できる. そして, 相対位置状態 $x(t)$ は式 (4.4.3) で設計された応答に近づく.
- P6 提案する適応操舵コントローラには, 横方向速度の計測を必要としない.

4.5 数値シミュレーションを用いた制御性能の検証

本節では, 前節で開発した適応車線追従制御手法の有効性を示すために行った数値シミュレーション結果を示す. 連結車両のノミナルパラメータ値は 2.2 節表 2.1 の値を用いた. 初期時刻 $t = 0$ において注目点 P と目標車線との相対横変位を $y_r(0) = 1\text{m}$ とする. 相対位置状態 $x(t)$ の初期値は $x(t) = [1, 0, 0]$, 速度状態 $z(t)$ は $z(t) = [0, 0, 0]$ である.

曲率推定と理想連結角推定の設計パラメータは $\omega_n = 18$, $\zeta = 1$, $T = 0.1$, $T_\gamma = 0.05$ と設定した. コントローラの設計パラメータは $\beta = 30$, $q_z = 1$, $d_z = 100 * 1000/60^2$, $\Gamma = I$, $\alpha = 500^{\frac{1}{3}}$, $\bar{v}_{xa} = 100 * 1000/60^2$ と設定した.

以下のシミュレーションにおいて用いた目標車線と車速 $v_x(t)$ を図 4.10 に示す.

提案する適応操舵コントローラ (4.4.15), (4.4.16), (4.4.17) を用いて図 4.10(a) に示した目標車線を走行したときの車線の曲率と理想連結角の推定を行った結果を図 4.10 に示す. 図 4.10 に示すように, 目標車線の曲率 $\rho(t)$ が一定の場合, 曲率の推定値 $\hat{\rho}(t)$ と真値 $\rho(t)$ が一致し, 理想連結角の推定値 $\hat{\gamma}_d(t)$ と真値 $\gamma_d(t)$ が一致する. 一般の車線では, 一定曲率の車線がある緩和曲線を用いて結合されている. 緩和曲線を用いて結合された目標車線の場

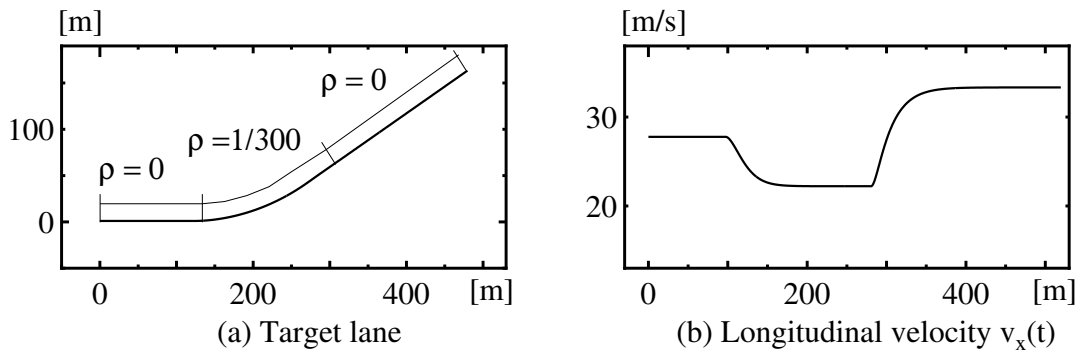


Fig.4.10 Target Lane and Longitudinal Velocity

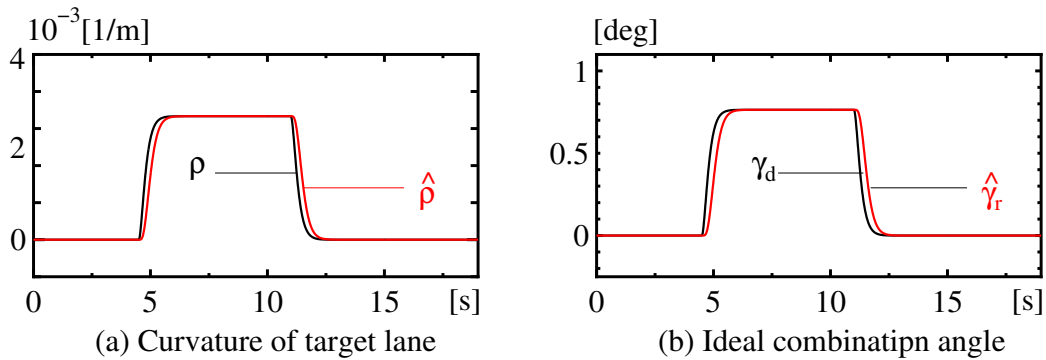


Fig.4.11 Estimate of curvature

合， $\dot{\rho}(t)$ が有界になるので，曲率推定の推定誤差 $\tilde{\rho}(t) = \rho(t) - \hat{\rho}(t)$ の絶対値が小さくなり，制御システム全体の制御性能の改善が予測される．

図 4.12 に， α を変化させた場合の入力舵角応答を示す．なお，図 4.12 では，トレーラ輪舵角の応答しか示していないが，牽引車前後輪舵角応答も同様の応答となる． δ_{td} は，式 (4.4.15) において推定値 $\hat{\Theta}(t)$ ではなく，真値を用いた理想入力舵角 $u_d(t) = \Theta(t)\xi(t) + \omega_z(t)$ を用いたときのトレーラ輪舵角である．図 4.12 に示すように設計パラメータ β を大きくすることにより，入力舵角の高周波振動が小さくなり，入力舵角と理想入力舵角の誤差が零に近づくことがわかる． $\alpha = 500^{\frac{1}{3}}$ の場合，入力舵角と理想入力舵角との誤差がほぼ零となり，入力舵角の高周波振動がなくなっている．

図 4.13 に設計パラメータ ω_n を変化させた場合の相対横変位 $y_r(t)$ と入力舵角の応答を示す． ω_n は曲率推定の設計パラメータである．図 4.13 に示すように， ω_n 以外の設計パラメータをある値に固定したとき， ω_n を大きくすると，曲率の推定値 $\hat{\rho}(t)$ が素早く真値 $\rho(t)$ に近づくので，定常車線追従性能を改善できる．このとき，相対横変位 $y_r(t)$ の過渡応答に全く変化が生じない．しかし，大きな ω_n を用いた場合，入力舵角の微分値が大きくなるという問題がある．この特徴を用いて，試行錯誤的に設計パラメータ ω_n の値を $\omega_n = 18$ と設定した．

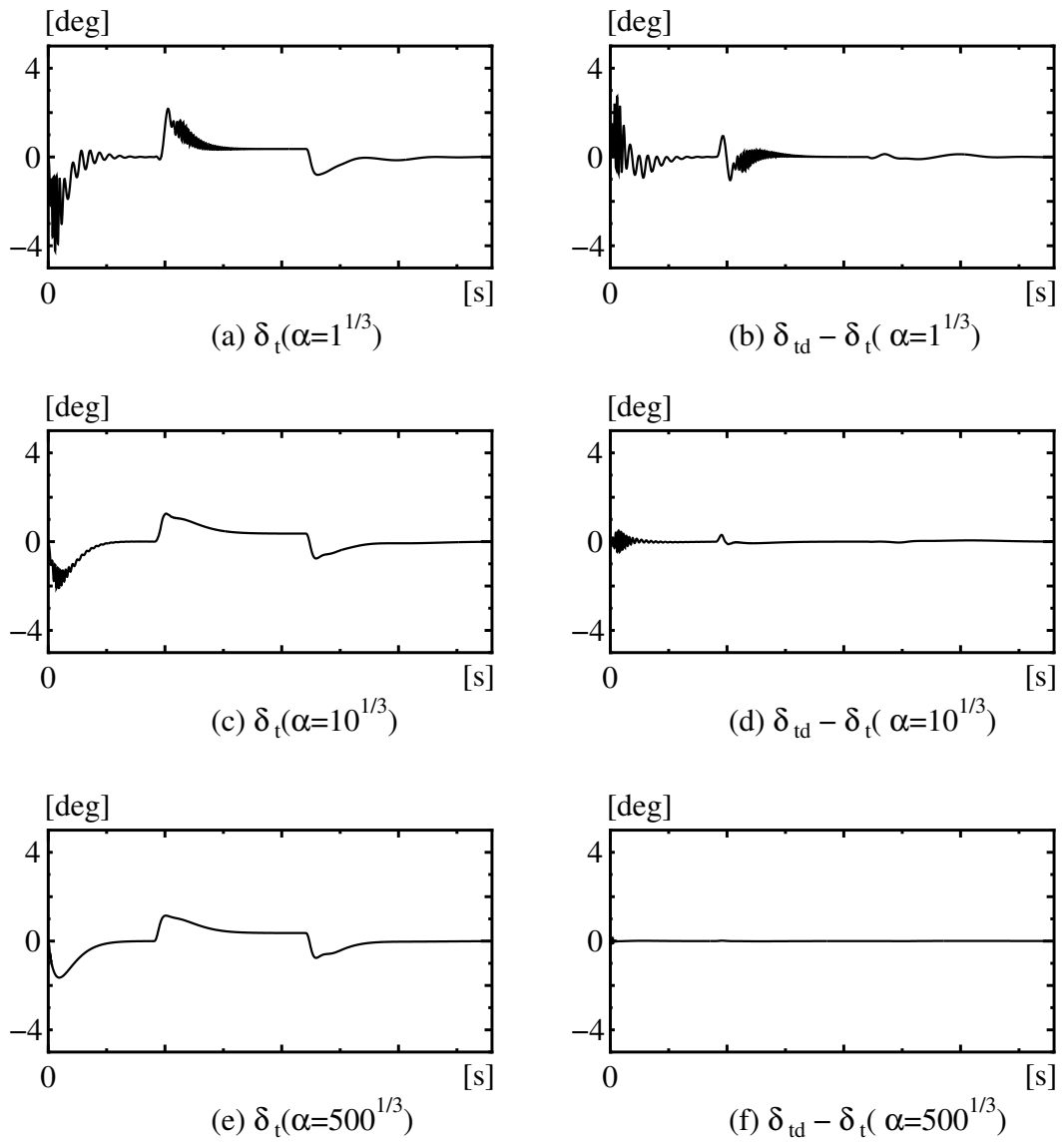


Fig.4.12 Variation of Steering Input for $\alpha = 1^{\frac{1}{3}}, 10^{\frac{1}{3}}, 500^{\frac{1}{3}}$

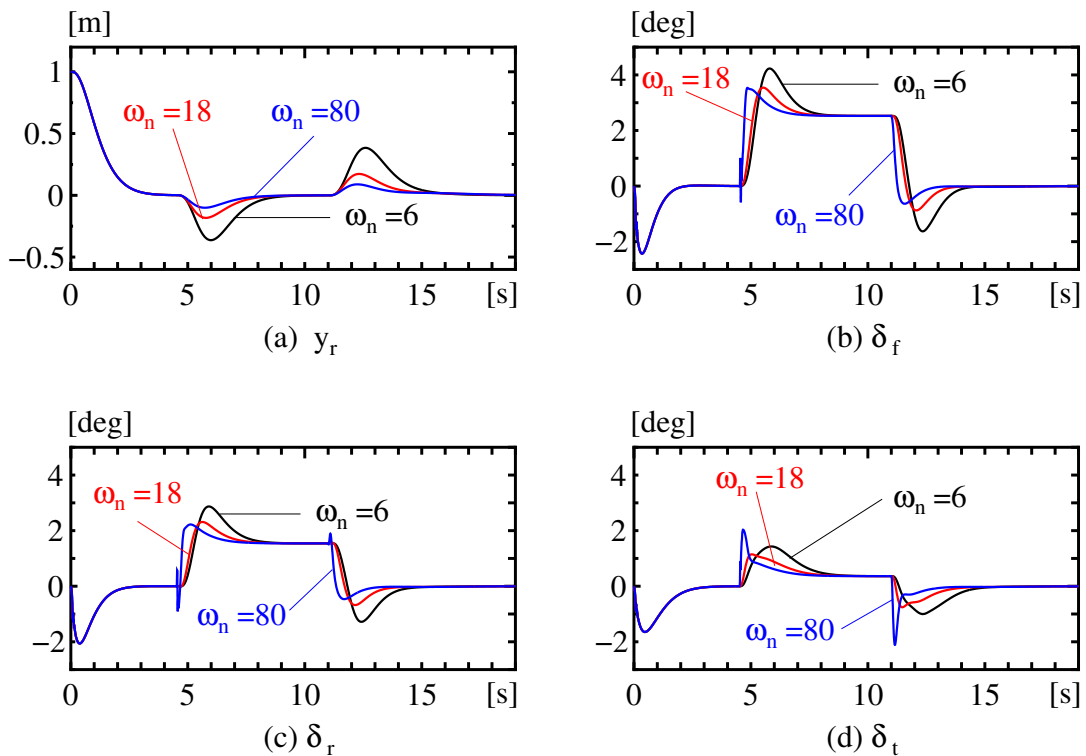


Fig.4.13 Variation of responses for $\omega_n = 6, 18, 80$

図 4.14 に設計パラメータ β を変化させた場合の相対横変位 $y_r(t)$ と入力舵角の応答を示す． β は相対位置状態 $x(t)$ の過渡応答を設計するため導入した設計パラメータである．図 4.14 に示すように， β を大きくすると， $y_r(t)$ が素早く零へ収束し，収束性能が改善されることがわかる．このとき， $y_r(t)$ 定常応答に大きな変化は生じない．しかし，大きな β を用いた場合，初期入力舵角が大きくなるという問題がある．過大な初期入力舵角の発生を防ぐため，試行錯誤的に設計パラメータ β の値を $\beta = 30$ と設定した．

連結車両パラメータの未知変動に対するロバスト性を示すために行ったシミュレーション結果を図 4.15 に示す．車両パラメータは次の Case1~Case3 のように変化させた．

Case1: 連結車両パラメータのすべての未知変動が零の場合である．

Case2: トレーラの重量と慣性モーメントに 40%の未知変動がある．

$$m_2 = 490 \times 1.4\text{kg}, J_{z2} = 390 \times 1.4\text{kgm}^2, d_2 = 2 \times 0.9\text{m}$$

Case3: Case2 の変化に加えて牽引車前後輪とトレーラ輪のコーナリング剛性が 25%の未知変動がある．

$$m_2 = 490 \times 1.4\text{kg}, J_{z2} = 390 \times 1.4\text{kgm}^2, d_2 = 2 \times 0.9\text{m}, c_f = 24400 \times 0.75\text{N/rad}, c_r = 34600 \times 0.75\text{N/rad}, c_t = 34600 \times 0.75\text{N/rad}$$

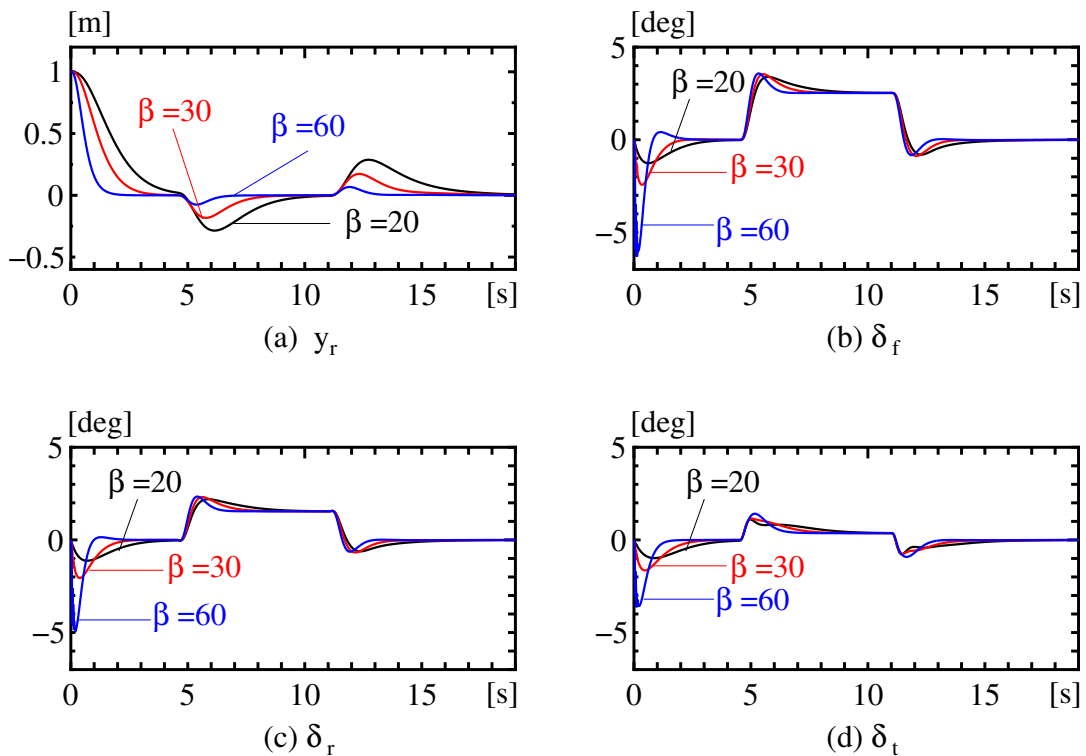


Fig.4.14 Variation of responses for $\beta = 20, 30, 60$

図 4.15(a)~(c) に，車両パラメータが変化した場合の相対横変位 $y_r(t)$ ，相対ヨー角 $\varepsilon_r(t)$ と相対連結角の推定値 $\hat{\gamma}_r(t)$ の応答を示す．図 4.15(d)~(f) に，Case1~Case3 の入力舵角応答を示す．図 4.15(g) に Case1~Case3 のトレーラ輪軌跡を示す．図 4.15(h) に Case3 の牽引車前輪とトレーラ輪の軌跡を示す．

図 4.15 に示すように，車速変化と車両パラメータの未知変動が生じてても，相対横変位 $y_r(t)$ ，相対ヨー角 $\varepsilon_r(t)$ ，ならびに相対連結角の推定値 $\hat{\gamma}_r(t)$ にまったく変化が生じず，連結車両が目標車線に追従していることがわかる．さらに，図 4.15(a)~(c) に示すように，目標車線の曲率 $\rho(t)$ が一定の場合，相対横変位 $y_r(t)$ ，相対ヨー角 $\varepsilon_r(t)$ ，相対連結角の推定値 $\hat{\gamma}_r(t)$ が零へ収束している．図 4.15(h) に示すように，車速変化と車両パラメータの未知変動が生じてても，牽引車前輪とトレーラ輪の軌跡が一致し，内輪差が生じない．時刻が 5 秒付近と 11 秒付近において，目標車線の曲率が変化している．図 4.15 に示すように，目標車線の曲率が変化する場合においても，良い追従性能が実現できることがわかる．

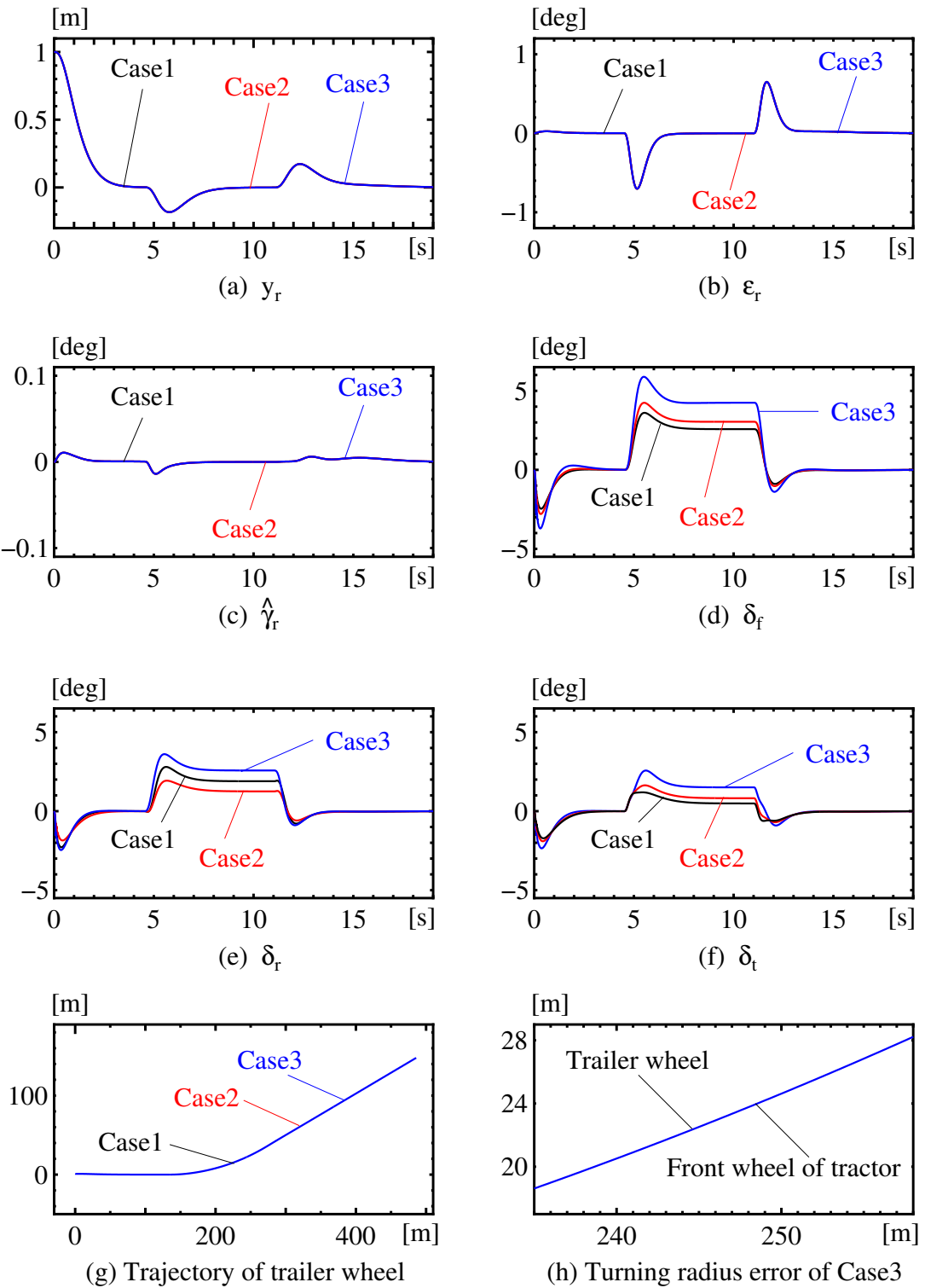


Fig.4.15 Robust Performance

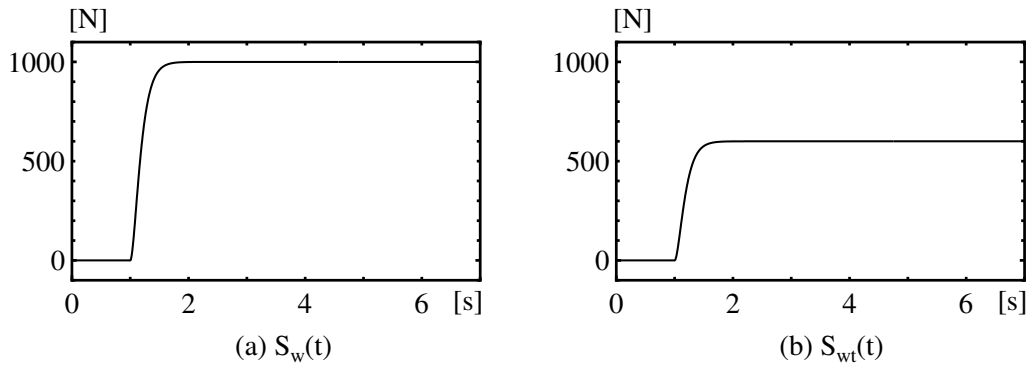


Fig.4.17 The Disturbance of Lateral Force

つぎに，提案する適応車線追従操舵コントローラを用いた外乱を有するアクティブ連結車両の数値シミュレーション結果を示す．連結車両のノミナルパラメータ値は2.2節表2.1の値を用いた．初期時刻 $t = 0$ において注目点Pと目標車線との相対横変位を $y_r(0) = 1\text{m}$ とする．相対位置状態 $x(t)$ の初期値は $x(t) = [1, 0, 0]$ ，速度状態 $z(t)$ は $z(t) = [0, 0, 0]$ である．曲率推定と理想連結角推定の設計パラメータは $\omega_n = 18$, $\zeta = 1$, $T = 0.1$, $T_\gamma = 0.05$ と設定した．コントローラの設計パラメータは $\beta = 30$, $q_z = 1$, $d_z = 100 * 1000 / 60^2$, $\Gamma = I$, $\alpha = 500^{\frac{1}{3}}$, $\bar{v}_{xa} = 100 * 1000 / 60^2$ と設定した．図4.10に示す目標車線と車速 $v_x(t)$ を用いた．風速 15m/s の横風を想定して，図4.17に示す未知外乱の横力 $S_w(t)$ と $S_{wt}(t)$ を用いた．以下のCase1~Case3のようにシミュレーションを行った．

Case1: 車両パラメータはノミナル値である．

Case2: 車両パラメータはノミナル値である．牽引車とトレーらの重心に未知外乱の横力 $S_w(t)$ と $S_{wt}(t)$ が存在する．

Case3: 未知な車両パラメータ変化： $m_2 = 490 + 200\text{kg}$, $J_{z2} = 390 + 160\text{kgm}^2$,

$$c_f = 24400 \times 0.7\text{N/rad}, c_r = c_t = 34600 \times 0.7\text{N/rad}$$

牽引車とトレーらの重心に未知外乱の横力 $S_w(t)$ と $S_{wt}(t)$ が存在する．

図4.18(a)~(c)に，未知外乱の横力が存在した場合の相対横変位 $y_r(t)$ ，相対ヨー角 $\varepsilon_r(t)$ と相対連結角の推定値 $\hat{\gamma}_r(t)$ の応答を示す．図4.18(d)~(f)に，Case1~Case3の入力舵角応答を示す．図4.18(g)にCase1~Case3のトレーラ輪軌跡を示す．図4.18(h)にCase3の牽引車前輪とトレーラ輪の軌跡を示す．図4.18に示すように，未知外乱の横力と車両パラメータの未知変動が存在しても，相対横変位 $y_r(t)$ ，相対ヨー角 $\varepsilon_r(t)$ ，ならびに相対連結角の推定値 $\hat{\gamma}_r(t)$ にまったく変化が生じず，連結車両が目標車線に追従していることがわかる．図4.18(h)に示すように，未知外乱の横力と車両パラメータの未知変動が存在しても，牽

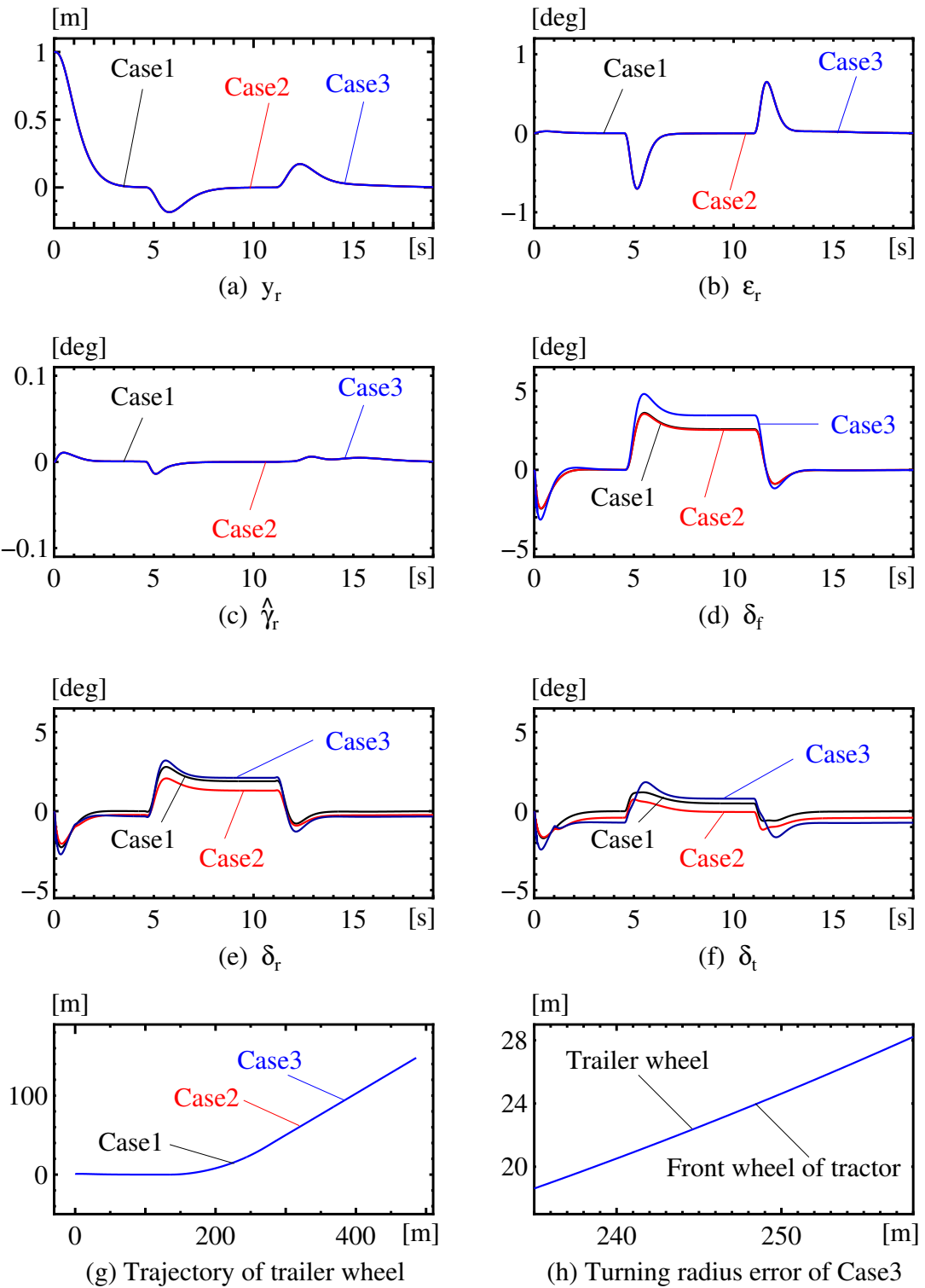


Fig.4.18 Robust Performance (Disturbance)

引車前輪とトレーラ輪の軌跡が一致し、内輪差が生じない。シミュレーション結果より、提案する適応車線追従操舵コントローラが未知外乱に対して強いロバスト性を持つことがわかる。

4.7 おわりに

本章では、三つの独立した車輪操舵(牽引車の前後輪操舵, トレーラ輪操舵)を用いたアクティブ連結車両に対して、牽引車横方向速度の信号が必要としない適応車線追従操舵コントローラを提案した。そして、数値シミュレーションを用いて提案手法の有効性を示した。以下に本章で得られた結論を述べる。

(1) 牽引車の横方向速度を用いずに、連結車両を目標車線に追従させるための適応追従操舵法の開発に適した新しい運動方程式表現を提案した。そして、この運動方程式に基づき、車両パラメータや路面に未知変動があったとしても操縦性能に変化が生じないことを理論的に保証できる適応追従操舵法を開発した。さらに、未知外乱、車両パラメータや路面に未知変動が存在するとしても操縦性能に変化が生じないことを、数値シミュレーションを用いて確認した。

(2) 目標車線の未知曲率の推定法を提案した。そして、この推定値を用いて連結車両が円旋回をする場合に牽引車とトレーラが円に接する理想連結角を推定する方法も提案した。未知曲率を推定することにより、連結車両と目標車線との間に定常偏差が生じない操舵法を開発した。そして、このことを、数値シミュレーションを用いて確認した。

(3) 車速が変化することを考慮して提案する操舵法が開発されているので、連結車両の車速が大きく変化しても、提案する操舵法を用いて制御された連結車両は不安定になることなく目標車線に追従する。

(4) 提案する操舵法では、車線追従の定常性能と過渡応答性能が独立に設計できることを数値シミュレーションを用いて示した。

第5章 結論

5.1 結論

普通乗用車のような小型車両に比べ、連結車両の構造は複雑であり、非常に操縦の難しい車両である。連結車両が何らかの原因で操縦不安定になったとき、特に大型車両の操縦に不慣れな操縦者には安定化が難しく、事故の発生につながる可能性がある。連結車両の操縦安定性を向上することができれば、操縦者の操縦ミスによる操縦不安定な状況の発生を抑えることができる。そして、操縦不安定状況の発生が軽減されれば、事故の発生がかなり抑制されるものと期待される。連結車両の操縦安定性を改善するため、本論文では、操縦者の指令舵角に対する適応操縦安定化手法と高速道路での自動操舵を用いた適応車線追従操舵手法を提案した。

第3章では、車両パラメータに未知変動が存在する場合に対し、牽引車の前後輪操舵ならびにトレーラ輪操舵を用いた強いロバスト性を持つ適応操縦安定化手法を示した。連結車両のような多入出システムに対して適応制御手法を応用するには、車輪操舵入力から連結車両の出力(牽引車の横方向速度、ヨーレート、ならびに連結角)までの伝達特性の高周波ゲイン行列のすべての主座小行列式が零ではなく、その符号が不変かつ既知である必要がある^{(39),(40)}。まず、車両パラメータの未知変動が存在する連結車両において、既知行列を用いて連結車両の出力を線形変換した新しい出力を用いたとき、車輪操舵入力から新しい出力までの伝達特性の高周波ゲイン行列が上記の条件を満足することを示した。この変形によって、車両パラメータの未知変動に対し強いロバスト性を持つ適応操舵コントローラが簡単に設計できる。つぎに、定常円旋回において、牽引車ならびにトレーラが円に接して走行する理想連結車両モデルの設計法を提案した。この理想モデルには、牽引車前輪とトレーラ輪と間に内輪差が生じにくいという特徴が存在する。このことを、数値シミュレーションを用いて確認した。最後に、提案した理想連結車両モデルに実際の連結車両を追従させるための適応操舵手法を開発した。提案する操舵手法を用いた場合、車両パラメータや路面に未知変動があったとしても、操縦性能に変化が生じないことを理論的に示した。さらに、このことを、数値シミュレーションを用いて確認した。提案する適応操舵法を用いた場合、一つ的设计パラメータを大きくすることより、入力として用いている車輪操舵に未知パラメータ推定に起因する振動が発生しにくくなることを理論的に示した。そして、このことを、数値シミュレーションを用いて確認した。提案する適応操舵コントローラを用いることにより、未知外乱、車両パラメータや路面に未知変動が存在しても、操縦者は操縦性能の変化を感じずに連結車両を操縦することができる。

第4章では、車体重量、慣性モーメントやコーナリング剛性などの車両パラメータの未

知変化に対し、牽引車の前後輪操舵ならびにトレーラ輪操舵を用いた強いロバスト性を持つ適応車線追従操舵コントローラを示した。提案する適応車線追従操舵コントローラでは、計測しにくい横方向速度の信号を用いていない。まず、牽引車の横方向速度を用いずに、連結車両を目標車線に追従させるための適応追従操舵法の開発に適した新しい運動方程式表現を提案した。そして、この運動方程式に基づき、車両パラメータや路面に未知変動があったとしても操縦性能に変化が生じないことを理論的に保証できる適応追従操舵法を開発した。さらに、未知外乱、車両パラメータや路面に未知変動が存在するとしても操縦性能に変化が生じないことを、数値シミュレーションを用いて確認した。つぎに、目標車線の未知曲率の推定法を提案した。そして、この推定値を用いて連結車両が円旋回をする場合に牽引車とトレーラが円に接する理想連結角を推定する方法も提案した。未知曲率を推定することにより、連結車両と目標車線との間に定常偏差が生じない。そして、このことを、数値シミュレーションを用いて確認した。車速が変化することを考慮して提案する操舵法が開発されているので、連結車両の車速が大きく変化しても、提案する操舵法を用いて制御された連結車両は不安定になることなく目標車線に追従する。提案する操舵法では、車線追従の定常性能と過渡応答性能が独立に設計できることを数値シミュレーションを用いて示した。

5.2 今後の課題

本論文では、操縦者の指令舵角に対する適応操縦安定化手法と高速道路での自動操舵を用いた適応車線追従操舵手法を提案し、数値シミュレーションを用いて提案手法の有効性を示した。しかし、提案手法では、モータなどの操舵用アクチュエータの特性が考慮されていないという問題がある。このため、提案する操舵法を用いて制御された連結車両において、モータなどアクチュエータの特性あるいはアクチュエータの未知パラメータ変動によって、所期の制御性能が達成できない場合が存在する。操舵用アクチュエータのダイナミクスが存在する連結車両に対する提案手法の拡張は今後の課題である。

謝辞

本研究は，九州工業大学大学院工学研究科 大屋勝敬准教授のもと，同研究科大屋研究室にて行われたものです．研究を遂行するにあたり，多くの方に御指導と御協力を頂きました．ここに謹んで感謝致します．

本研究を進めるにあたり，大屋勝敬准教授から，テーマの設定から研究のあり方，考え方など終始懇切な御指導と御鞭撻を賜りました．このような形で本研究をまとめることができたのは，ひとえに先生の辛抱強い指導の贈物です．ここに心から深く感謝致します．

また，御多忙の中，九州工業大学 小林敏弘教授，田川善彦教授，前田博教授，九州大学 川邊武俊教授には，在学中ならびに本論文の仕上げにあたり，親切な御指導を賜りました．ここに謹んで諸先生方に感謝の意を表します．

さらに，日頃より御協力を頂いた機械知能工学科制御工学教室教職員の皆様ならびに，同教室大屋研究室の皆様にも深く感謝致します．

最後に，私の研究生活を様々な支えてくれた数多くの先輩，友人，知人，そして私の家族に心より感謝致します．

平成 21 年 1 月

王 強

参考文献

- [1] 内閣府編, 交通安全白書 平成 19 年版, 国際交通安全学会, (2007)
- [2] R.J.A. Kleuskens and S.T.H. Jansen, The Influence of Central Axle Trailers and Steered Semi-Trailers on the Stability of Heavy Commercial Vehicles, *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, (1992), pp. 327-333.
- [3] S.Tousi, A.K.Bajaj and W.Soedel, Close-loop Directional Stability of Car-trailer Combination In Straight-line motion, *Vehicle System Dynamics*, Vol.21, No.6, (1992), pp. 333-360
- [4] A.Sanyal and R.Karmakar, Directional Stability of Truck-dolly-trailer System, *Vehicle System Dynamics*, Vol.24, No.8, (1995), pp. 617-637
- [5] M. Plochl and P. Lugner, Driver Behaviour Cosequences for Passenger Car with and without Trailer, *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, (1998), pp. 673-678.
- [6] 原田宏, 原田正範, 連結車両の操舵安定限界と操縦安定性評価, 日本機械学会論文集 (C 編), 65-673, (1999), pp. 223-229.
- [7] 原田宏, 原田正範, 遠藤正幸, 大型車両操縦安定性の解析と評価 (操舵応答の感度解析と閉ループ系評価指数), 日本機械学会論文集 (C 編), 67-657, (2000), pp. 334-340.
- [8] S. Chikamori, Y. Shimizu, and K. Suzuki, Stability Analysis of Light Tractor and Semi-Trailer Combination when Trailer's Wheels are Steered, *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Yokohama, (1992), pp.339-346
- [9] I. Kageyama, and R. Nagai, Stabilization of Passenger Car-Trailer System at High Speed, *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Tsukuba, (1994), pp.135-140
- [10] 鈴木桂輔・近森順・清水裕・新庄弘之, トラクタ・セミトレーラ系のトレーラ輪を操舵した場合の安定性解析, 日本機械学会論文集 (C 編), 62-597, (1996), pp. 91-98
- [11] P. Fancher, H. Zhang, and C. Winkler, The Use of Braking for Controlling the Lateral Motion of Full Trailers, *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Aachen, pp.527-545, 1996.

- [12] 竹村英孝, 非線形操舵制御による連結車の操作性・安定性向上, 日本機械学会論文
集 (C 編) , 65-638, (1999), pp. 124-129
- [13] 原田宏, 原田正範, ドライバー連結車両系の高速度走行安定性の向上, 日本機械学会
論文集 (C 編) , 67-659, (2001), pp. 180-185
- [14] H.Peng and M.Tomizuka, Vehicle Lateral Control for Highway Automation,*Proceedings
of the American Control Conference*, San Diego, (1990), pp.788-794
- [15] A.Lee, A Preview Steering Autopilot Control Algorithm for Four-Wheel-Steering Pas-
senger Vehicles,*ASME Journal of Dynamic system, Measurement, and Control*, Vol.114,
(1992), pp.401-408
- [16] R. T. O'Brien, P. A. Iglesias, and T. J. Urban, Vehicle Lateral Control for Automated
Highway Systems, *IEEE Trans. on Control System technology*, 4-3, (1996), pp. 266-273
- [17] P. Hingwe, and M. Tomizuka, Experimental Evaluation of a Chatter Free Sliding Mode
Control for Lateral Control in AHS, *Proceedings of the American Control Conference*,
(1997), pp. 3365-3369
- [18] K.-T. Feng, H.-S. Tan, and M. Tomizuka, Future Predictor for Vehicle Steering Guidance
-Sensitivity Analysis and Experimental results, it*Proceedings of the Conference on Deci-
sion and Control*, (1999), pp. 3722-3727,
- [19] P.Raksincharoensak, H.Mouri and M.Nagai, Vehicle Lane-Keeping Control by Four-
Wheel-Steering System, *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle
Control*, (2002), pp.463-468
- [20] S.-T.Peng, J.-J.Sheu and C.-C.Chang, A Control Scheme for Automatic Path Tracking of
vehicles Subject to Wheel Slip Constraint, *Proceedings of the American Control Confer-
ence*, Massachusetts, (2004), pp.804-809
- [21] 大屋勝敬, 原田宏, 荒木嘉昭, 四輪操舵車両のロバスト車線追従制御, 日本機械学会
論文集 (C 編) , 70-699, (2004), pp. 168-175
- [22] Q.Wang , M.Oya , J.Zhao , T.Kobayashi, Adaptive Lane Keeping Control of Vehicles,
SICE Annual Conference 2005, Japan, (2005), pp.2200-2204

- [23] M.Oya and Q.Wang, Adaptive Lane Keeping Controller for Four-Wheel-Steering Vehicles, *Proceedings of IEEE International Conference on Control and Automation*, Guangzhou, China, (2007), pp.1942-1947,
- [24] 国土交通省国土技術政策総合研究所 , 東京圏における社会資本の効用 , (2007)
- [25] I.D.Landau, Adaptive Control-The Model Reference Approach, Marcel Dekker, (1979)
- [26] K.S.Narendra, Y.H.Lin, and L.S.Valavani, Stable Adaptive Controller Design - Part II: Proof of Stability, *IEEE Trans. on Automatic Control*, **25**, pp.440-448, (1980)
- [27] K.Sobel, H.Kaufman and L.Mabius, Implicit Adaptive Control for a Class of MIMO Systems, *IEEE Trans. on Aerospace and Electronic Systems*, **AES-18**, pp.576-589, (1982)
- [28] K.S.Narendra (ed.), Adaptive and Learning System, Plenum Press, (1986)
- [29] M.Krstic , I.Kanellakopoulos , P.Kokotovic , Nonlinear and Adaptive Control design , Johnwiley & sons (1995)
- [30] P.A.Ioannou , and J.Sun , Robust Adaptive Control , Prentice-Hall (1996)
- [31] 鈴木隆 , アダプティブコントロール , コロナ社 , (2001)
- [32] H.Lupker, J.Zuurbier, R.Verschuren, S. Jansen, and D.Willemsen, Steer-by-wire Innovations and Demonstrator, *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control*, (2002), pp.665-670
- [33] P. Setlur, D. Dawson, J. Wagner, and Y. Fang, Nonlinear Tracking Controller Design for Steer-by-Wire Automotive Systems, *Proceedings of the American Control Conference*, (2002), pp.280-285
- [34] P. Pisu, A. Serrani, S. You, and L. Jalics, Adaptive Threshold Based Diagnostics for Steer-by-wire Systems, *Trans. ASME. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol.128, (2006), pp.428-435
- [35] L. Palkovics, and J. Bokor, Stabilization of a Car-Caravan Combination Using Active Unilateral Brake Control, *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Tsukuba, (1994), pp.141-146

- [36] P. Lugner, M. Plochl, and A. Riepl, Investigation of Passenger Car-Trailer Dynamics Controlled by Additional Braking of the Trailer, *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Aachen, (1996), pp.763-778
- [37] M. Gafvert and O. Lindgarde, A 9-DOF Tractor-Semitrailer Dynamic Handling Model for Advanced Chassis Control Studies, *Vehicle System Dynamics*, Vol.41, (2004), pp.51-82
- [38] S. Chikamori and K. Suzuki, Stability Analysis of Articulated Vehicles With All-Wheel Steering, *Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Aachen, (1996), pp.395-408
- [39] 大屋 勝敬, 小林 敏弘, 高周波ゲイン行列において主座小行列の符号のみが既知な多入出力系のモデル規範型適応制御, 計測自動制御学会論文集, Vol.38, No.10,(2002), pp.847/854
- [40] R.R. Costa, L. Hsua, A.K. Imai, P. Kokotovic, Lyapunov-based adaptive control of MIMO systems, *Automatica*, Vol.39, (2003), pp.1251-1257
- [41] C.Chen, and M.Tomizuka, Steering and Braking Control of Tractor-Semitrailer Vehicles in Automated Highway System, *Proceedings of the American Control Conference*, (1995), pp.658-662
- [42] C.Chen, and M.Tomizuka, Lateral Control of Commercial Heavy Vehicles, *Vehicle System Dynamics*, Vol.33,(2000), pp.391-420
- [43] J.-Y wang, and M.Tomizuka, Analysis and Controller Design Based on Linear Model for Heavy-Duty Vehicles, *International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, Anaheim,CA, (1998), pp.729-735
- [44] S. Mammar, Robust Reduced Order Two-Degree-of-Freedom Tractor-Semitrailer Lateral Control, *Proceedings of the American Control Conference*,(1999), pp.3158-3162
- [45] J.-Y. Wang, and M. Tomizuka, Robust H_{∞} Lateral Control of heavy-Duty Vehicles in Automated Highway System, *Proceedings of the American Control Conference*, (1999), pp.3671-3675
- [46] M. Tai, and M. Tomizuka, Nonlinear Robust Loop Shaping Controller design for Automated lane Guidance of Heavy Vehicles, *Proceedings of the American Control Conference*, (2000), pp.2028-2032

- [47] J.-Y. Wang, and M. Tomizuka, Gain-Scheduled H_∞ Loop-Shaping Controller for Automated Guidance of Tractor-Semitrailer Combination Vehicles, *Proceedings of the American Control Conference*, (2000), pp.2033-2037
- [48] P.Hingwe, A. K. Packard, and M. Tomizuka, Linear Parameter Varying Controller for Automated lane Guidance-Experimental Study on Tractor Semi-Trailers, *Proceedings of the American Control Conference*, (2000), pp.2038-2042
- [49] J.-Y. Wang, and M. Tomizuka, Reachability Analysis of Hybrid Lateral control Problem for Automated Heavy Duty Vehicles, *Proceedings of the American Control Conference*, (2001), pp.1-6
- [50] M. Tai, and M. Tomizuka, Experimental Study of Lateral Control of Heavy Vehicles for Automated Highway Systems (AHS), *Proceedings of the American Control Conference*, (2002), pp.851-856
- [51] D. de Bruin, and P.P.J. van den Bosch, Modelling and Control of a Double Articulated Vehicle with Four Steerable Axles, *Proceedings of the American Control Conference*, (1999), pp.3250-3254
- [52] 原田宏, 自動車技術者のためのビークルダイナミクス, 産業科学システムズ, (2005)
- [53] 安部正人, 自動車の運動と制御, 山海堂, (1992)
- [54] 大屋勝敬, 小林敏弘, スムーズな入力信号を生成するモデル規範型適応制御手法, 計測自動制御学会論文集, Vol. 42-7, (2006)

付録 A

式 (4.2.9)~(4.2.19) の導出

式 (4.2.6) より , $[v_x(t)pI_3 + A_z(t)]z(t) = v_x(t)QK(\mathbf{u}(t) - \mathbf{c}\gamma(t))$ の関係を満足することがわかる . p は微分演算子 $p = \frac{d}{dt}$ である . この関係と式 (4.2.10) を用いて , 次式を導出することができる .

$$(p + q_z)B(p)z(t) = (p + q_z)v_x(t)QK(\mathbf{u}(t) - \mathbf{c}\gamma(t)) - R(t)v_x(t)QK(\mathbf{u}(t) - \mathbf{c}\gamma(t)) - F(t)z(t) \quad (\text{A.1})$$

記号 τ を用いて式 (A.1) の時間 t を表現し , 式 (A.1) の両辺に $e^{-q_z(t-\tau)}$ を掛け , 0 から t まで積分すると , 次式の関係が得られる .

$$\begin{aligned} & \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)}(p + q_z)B(p)z(\tau)d\tau \\ &= \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)}(p + q_z)v_x(\tau)QK(\mathbf{u}(\tau) - \mathbf{c}\gamma(\tau))d\tau \\ & \quad - \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)}R(\tau)v_x(\tau)QK(\mathbf{u}(\tau) - \mathbf{c}\gamma(\tau)) - \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)}F(\tau)z(\tau)d\tau \quad (\text{A.2}) \end{aligned}$$

式 (4.2.9) を導出するため , $R(t)$ と $F(t)z(t)$ は次式のように変形する .

$$R(t) = v_x(t)A_{z1} + v_x(t)^{-1}QK - d_zv_x(t)^{-1}I_3, \quad (\text{A.3})$$

$$\left. \begin{aligned} F(t)z(t) &= F_1(t)A_{z1}z(t) + F_2(t)z(t) \\ &= F_1(t)H_p^T \mathbf{a}\dot{\mathbf{e}}(t) + F_2(t)H_p^T (\mathbf{b}\mathbf{b}^T + \mathbf{c}\mathbf{c}^T)(H_p^T)^{-1}z(t) \\ &= F_1(t)H_p^T \mathbf{a}\dot{\mathbf{e}}(t) + F_2(t)H_p^T \mathbf{b}\dot{\mathbf{e}}(t) + F_2(t)H_p^T \mathbf{c}\dot{\gamma}(t) \\ & \quad + F_2(t)H_p^T \mathbf{a}(\mathbf{a}^T \dot{\mathbf{x}}(t) - v_x(t)\mathbf{b}^T \mathbf{x}(t)) \\ F_1(t) &= -v_x(t)^3 A_{z1} + v_x(t)(d_z + q_z v_x(t) + 2\dot{v}_x(t))I_3 - v_x(t)QK \\ F_2(t) &= -q_z d_z I_3 - v_x(t)A_{z1}QK + (q_z + d_z v_x(t)^{-1})QK - v_x(t)^{-1}(QK)^2 \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.4})$$

上式では , 式 (4.2.8) $\mathbf{a}^T \dot{\mathbf{x}}(t) = v_x(t)\mathbf{b}^T \mathbf{x}(t) + \mathbf{a}^T (H_p^T)^{-1}z(t)$ の関係を用いた . 次式の関係と式 (A.2) を用いて , 式 (4.2.9)~(4.2.19) を導出することができる . 次式で用いる信号 $\xi_{ij}(t)$ は式 (4.2.16)~(4.2.19) で定義された .

$$\left. \begin{aligned} \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)}(p + q_z)B(p)z(\tau)d\tau &= B(p)z(t) - e^{-q_z t}(v_x(0)\dot{z}(0) + d_z z(0)) \\ &= B(p)z(t) - e^{-q_z t}v_x(0)QK(\mathbf{u}(0) - \mathbf{c}\gamma(0)) \\ & \quad + e^{-q_z t}A_{zd}(0)z(0) \\ \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)}(p + q_z)v_x(\tau)QK\mathbf{u}(\tau)d\tau &= v_x(t)QK(\mathbf{u}(t) - \mathbf{c}\gamma(t)) - e^{-q_z t}v_x(0)QK(\mathbf{u}(0) - \mathbf{c}\gamma(0)) \\ \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)}R(\tau)v_x(\tau)QK(\mathbf{u}(\tau) - \mathbf{c}\gamma(\tau))d\tau &= (QK)^2 \xi_{f00}(t) + A_{z1}QK \xi_{f10}(t) \\ & \quad - d_z QK \xi_{f00}(t) \end{aligned} \right\} \quad (\text{A.5})$$

$$\left. \begin{aligned}
& \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)} \left(F_1(\tau) H_p^T \mathbf{a} \dot{\varepsilon}(\tau) - v_x(\tau) F_2(\tau) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{b}^T \mathbf{x}(\tau) \right) d\tau \\
&= (QK)^2 \boldsymbol{\xi}_{f01}(t) + A_{z1} QK \boldsymbol{\xi}_{f11}(t) + \boldsymbol{\xi}_{f21}(t) - QK \boldsymbol{\xi}_{f31}(t) \\
& \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)} F_2(\tau) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \dot{\mathbf{x}}(\tau) d\tau \\
&= F_2(t) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) - e^{-q_z t} F_2(0) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(0) \\
&\quad - \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)} q_z F_2(\tau) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(\tau) d\tau - \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)} \dot{F}_2(\tau) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(\tau) d\tau \\
&= (QK)^2 \left(\boldsymbol{\xi}_{f02}(t) - v_x(t)^{-1} H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \right) \\
&\quad + A_{z1} QK \left(\boldsymbol{\xi}_{f12}(t) - v_x(t) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \right) + \left(\boldsymbol{\xi}_{f22}(t) - q_z d_z H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \right) \\
&\quad - QK \left(\boldsymbol{\xi}_{f32}(t) - (q_z + d_z v_x(t)^{-1}) H_p^T \mathbf{c}_x \mathbf{a}^T \mathbf{x}(t) \right) - e^{-q_z t} F_2(0) H_p^T \mathbf{a} \mathbf{a}^T \mathbf{x}(0) \\
& \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)} F_2(\tau) H_p^T \mathbf{b} \dot{\varepsilon}(\tau) d\tau \\
&= (QK)^2 \boldsymbol{\xi}_{f03}(t) + A_{z1} QK \boldsymbol{\xi}_{f13}(t) + \boldsymbol{\xi}_{f23}(t) + QK \boldsymbol{\xi}_{f33}(t) \\
& \int_0^t e^{-q_z(t-\tau)} F_2(\tau) H_p^T \mathbf{c} \dot{\gamma}(\tau) d\tau \\
&= (QK)^2 \boldsymbol{\xi}_{f04}(t) + A_{z1} QK \boldsymbol{\xi}_{f14}(t) + \boldsymbol{\xi}_{f24}(t) + QK \boldsymbol{\xi}_{f34}(t)
\end{aligned} \right\} \quad (\text{A.6})$$

付録 B

式 (4.4.28) の導出

$\bar{\rho}_v$ を変数と仮定する .

$$\bar{\rho}_v^2 = V(0) = (\delta V_{\bar{e}}(0) + V_e(0) + V_{\bar{\Theta}}(0)) + 2\bar{\rho}_v V_2(0) \quad (\text{B.1})$$

の根 $\bar{\rho}_v$ は次式で与える .

$$V_2(0) \pm \sqrt{V_2(0)^2 + \delta V_{\bar{e}}(0) + V_e(0) + V_{\bar{\Theta}}(0)} \quad (\text{B.2})$$

式 (4.4.22) の $\bar{\rho}_v$ は式 (B.2) の $\bar{\rho}_v$ より大きい . このことより , $\bar{\rho}_v = \sqrt{2} \|\Gamma^{-\frac{1}{2}}\| \|\phi\|$ の場合 , 次式の関係が成り立つ .

$$V(0) < \bar{\rho}_v^2 \quad (\text{B.3})$$

すなわち , 初期時刻 $t = 0$ において , 式 (4.4.28) が成り立つ . 以下に , このことを背理法を用いて示す .

ある時刻 $t_0 > 0$ において $V(t_0) > \bar{\rho}_v^2$ となったと仮定する . このとき , $V(t_1) = \bar{\rho}_v^2$, $V(t) < \bar{\rho}_v^2$, $0 \leq t < t_1 < t_0$ となる時刻 $t_1 > 0$ が存在する . 時刻 $0 \leq t \leq t_1$ において , $V(t) \leq \bar{\rho}_v^2$ となるので , 式 (4.4.27) より , $\dot{V}(t) \leq 0$ となる . $\dot{V}(t) \leq 0$, $0 \leq t \leq t_1$ より , $\int_0^{t_1} \dot{V}(\tau) d\tau \leq 0$ の関係が得られる . この関係より , $V(t_1) \leq V(0) < \bar{\rho}_v^2$ を得る . このことは $V(t_1) = \bar{\rho}_v^2$ となることと矛盾する . 以上より , 式 (B.3) が示され , 式 (4.4.28) が導出される .

付録 C

式 (4.4.30) の導出

まず，次式の関係を満たす α に無関係な有界正定値 d_{ei} , $i = 1, 2$ が存在することを示す．

$$\|\tilde{e}(t)\|^2 \leq \bar{d}_{e1}e^{-\alpha^2 t} + \alpha^{-4}\bar{d}_{e2}. \quad (\text{C.1})$$

正定値関数 $V_{\tilde{e}}(t)$ を, $V_{\tilde{e}}(t) = \tilde{e}(t)^T \tilde{e}(t)$ で定義する． $V_{\tilde{e}}(t)$ の時間微分が次式となる．

$$\dot{V}_{\tilde{e}}(t) = -2\alpha^2 \tilde{e}^T \tilde{e}(t) - 2\tilde{e}(t)^T QK\tilde{\Theta}(t)\xi(t). \quad (\text{C.2})$$

$\dot{\tilde{e}}(t) = -\alpha^2 \tilde{e}(t) - QK\tilde{\Theta}(t)\xi(t)$ の関係と信号の有界性より，次式の関係を満たす α に無関係な有界正定値 \bar{d}_{e3} が存在する．

$$2\tilde{e}(t)^T QK\tilde{\Theta}(t)\xi(t) \leq \alpha^2 \tilde{e}(t)^T \tilde{e}(t) + \alpha^{-2} \|QK\tilde{\Theta}(t)\xi(t)\|^2 \leq \alpha^2 V_{\tilde{e}}(t) + \alpha^{-2} \bar{d}_{e3}. \quad (\text{C.3})$$

式 (C.3) を用いて，次式の関係が得られる．

$$\dot{V}_{\tilde{z}}(t) \leq -\alpha^2 V_{\tilde{z}}(t) + \alpha^{-2} \bar{d}_{z5} \quad (\text{C.4})$$

上式より，式 (C.1) が導出できる．

つぎに，式 (4.4.30) の導出を示す．新しい状態 $\zeta(t)$ は次式を満たす．

$$\begin{aligned} \dot{\zeta}(t) &= -\alpha^2 \zeta(t) - QK\tilde{\Theta}(t)\dot{\xi}(t) \\ &\quad - QK[\dot{\Theta}(t)\xi(t) + (\delta(t)\tilde{e}(t) + e(t))\xi(t)^T \Gamma \xi(t)] \end{aligned} \quad (\text{C.5})$$

上式と信号の有界性より，次式を満たす α に無関係な有界正定値 $\bar{d}_{\zeta i}$, $i = 1, 2$ が存在する．

$$\dot{V}_{\zeta}(t) \leq -2\alpha^2 \zeta(t)^T \zeta(t) + 2\|\zeta(t)\|(\bar{d}_{\zeta 1} + \delta(t)\bar{d}_{\zeta 2}\|\tilde{e}(t)\|), \quad V_{\zeta}(t) = \zeta(t)^T \zeta(t) \quad (\text{C.6})$$

式 (C.1) と関係

$$\left. \begin{aligned} 2\|\zeta(t)\|\bar{d}_{\zeta 1} &\leq 0.5\alpha^2\|\zeta(t)\|^2 + 2\alpha^{-2}\bar{d}_{\zeta 1}^2 \\ 2\|\zeta(t)\|\delta(t)\bar{d}_{\zeta 2}\|\tilde{e}(t)\| &\leq 0.5\alpha^2\|\zeta(t)\|^2 + 2\alpha^{-2}\delta(t)^2\bar{d}_{\zeta 2}^2\|\tilde{e}(t)\|^2 \\ \frac{\alpha^4 e^{-\alpha^2 t}}{(1 + \alpha^4 e^{-\alpha^2 t})^2} &\leq \frac{1}{4} \end{aligned} \right\} \quad (\text{C.7})$$

を用いて，次式が導出できる．

$$\dot{V}_{\zeta}(t) \leq -\alpha^2 V_{\zeta}(t) + \bar{d}_{\zeta 3} \quad (\text{C.8})$$

$\bar{d}_{\zeta 3}$ は α に無関係な有界正定値である．式 (C.8) と $V_{\zeta}(0) = \xi(0)^T \tilde{\Theta}(0)^T K \tilde{\Theta}(0) \xi(0)$ より，式 (4.4.30) が導出できる．