

Trajektorienfolgeregelung für automatisierte Fahrzeuge

Untersuchungen für eine Spline-basierte Trajektorienrepräsentation

DISSERTATION

eingereicht zur Erlangung
des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

an der

Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik
Technische Universität Dortmund

von

Andreas Homann, M.Sc.

Arnsberg, Deutschland

Erster Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Bertram

Zweiter Gutachter: Univ.-Prof. Dr. Georg Schildbach

Tag des Kolloquiums: 17.05.2023

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Regelungssystemtechnik der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Technischen Universität Dortmund und stellt das Resultat eines kooperativen Forschungsprojektes mit der Firma ZF Automotive GmbH dar. In dieser Zeit haben mich viele Personen unterstützt und somit zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen. Daher will ich zunächst meinen Dank aussprechen.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Prof. h.c. Dr. h.c. Torsten Berttram für die Möglichkeit zur freien wissenschaftlichen Arbeit, für die Bereitstellung der notwendigen Rahmenbedingungen sowie für die hervorragende fachliche und menschliche Betreuung und die damit einhergehenden wertvollen Ratschläge, Anregungen und Rückmeldungen.

Außerdem danke ich Herrn Univ. Prof. Dr. Georg Schildbach für das Interesse an meiner Arbeit und die Bereitschaft, das Zweitgutachten zu verfassen. Ebenso bedanke ich mich bei Herrn Univ. Prof. Dr.-Ing. Jürgen Götze für sein Engagement als dritter Prüfer und Herrn Univ. Prof. Stefan Palzer, PhD (Cantab) für die spontane Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Ein herzliches Dankeschön gilt allen Mitarbeitern und ehemaligen Mitarbeitern des Lehrstuhls für die hilfreichen Beiträge und die inspirierende Arbeitsatmosphäre. Ich danke apl. Prof. Dr. rer. nat. Frank Hoffmann für seine konstruktiven Impulse. Besonderer Dank gilt meinem langjährigen Bürokollegen Christian Lienke für die anregenden wissenschaftlichen Diskussionen, den Erfahrungsaustausch und die angenehme Atmosphäre, sowie Philip Dorpmüller und Martin Krüger, die sich die Zeit genommen haben, durch hilfreiches Feedback die Qualität der Arbeit zu verbessern. Ebenso möchte ich mich bei Christian Wissing, Manuel Schmidt, Niklas Stannartz und Robert Gonschorek bedanken, die mich als wissenschaftliche Mitarbeiter in Kooperation mit ZF in vielfältiger Weise bei meiner Arbeit unterstützt haben sowie bei den Studierenden, die ich während meiner Zeit am Lehrstuhl betreuen durfte und die mir zugearbeitet haben. Für die technische Unterstützung bedanke ich mich ganz herzlich bei Jürgen Limhoff, Rainer Müller-Burtscheid und Sascha Kersting. Zudem danke ich Nicole Czerwinski für ihre Hilfe in allen administrativen und organisatorischen Angelegenheiten.

Diese Arbeit wäre ohne die Unterstützung der ZF Automotive GmbH nicht möglich gewesen. Ich bedanke mich bei Markus Buß und Prof. Dr.-Ing. Martin Keller, die mir als Ansprech- und Diskussionspartner zur Verfügung standen.

Ein herzliches Dankeschön gilt meiner Familie, die in all den Jahren hinter mir stand und mich durch ihren Zuspruch motiviert hat, die Arbeit zu einem erfolgreichen Abschluss zu bringen. Ein besonderer Dank gilt meiner Frau Karina, die mir in den richtigen Momenten den nötigen Anstoß gab, die Arbeit nicht länger vor mir herzuschieben und die auf viele gemeinsame Abende und Wochenenden verzichten musste.

Dortmund, Januar 2024

Andreas Homann

Kurzfassung

Bei der Betrachtung der Entwicklung von Assistenzsystemen, welche in Serienfahrzeuge integriert werden, zeichnet sich ein Trend hin zur vollständigen Automatisierung der Fahraufgabe ab. Neben der Entwicklung von alternativen Antriebskonzepten ist das automatisierte Fahren eines der wichtigsten Forschungs- und Innovationsthemen der Automobilbranche. Die erforderlichen Funktionen zur Automatisierung der Fahraufgabe lassen sich in verschiedene Teilaufgaben untergliedern. Ein bedeutendes Unterproblem ist die Trajektorienfolgeregelung, welche die eigentliche Fahrzeugführung vornimmt.

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung eines Ansatzes zur Trajektorienfolgeregelung für eine zyklisch neugeplante spline-basierte Referenztrajektorie. Als Grundlage zur vollständigen Beschreibung des Bewegungsverhaltens wird zunächst eine Modellierung der Fahrzeugdynamik und auch der untergeordneten Aktuatorregelkreise vorgenommen. Da die Modellierung des Fahrverhaltens von unterschiedlichen zeitvarianten Parametern abhängt, wird mit einer Sensitivitätsanalyse der Einfluss von Parameteränderungen auf das Übertragungsverhalten untersucht. Es zeigt sich, dass vor allem die Position des Schwerpunktes einen großen Einfluss auf das laterale Fahrverhalten nimmt. Weil die Referenztrajektorie die Eingangsgröße für die Regelung darstellt, besteht eine enge Kopplung zwischen beiden. Daher wird für die spline-basierte Referenztrajektorie untersucht, inwieweit der initiale Fahrzustand berücksichtigt werden kann und darüber hinaus, in welchem Maße eine Anpassung der Trajektorie an eine Gerade, eine Kurve mit konstantem Kurvenradius und an einen Übergangsbogen mit linearer Krümmungsänderung, welche die Grundsegmente im Straßenbau sind, möglich ist. Darüberhinaus wird die spline-basierte Trajektorie mittels des linearen Einspurmodells mit zusätzlichen Informationen erweitert, sodass eine näherungsweise Aufteilung des Kurswinkels in Gier- und Schwimmwinkel möglich ist. Es werden zwei Verfahren zur Trajektorienfolgeregelung entwickelt, die sich in der Prämisse für den Entwurf des Reglersystems unterscheiden. Die erste Methode zielt auf eine geringe Komplexität ab und beruht auf einer Vorsteuerung, welche die Gierratenübertragungsfunktion invertiert. Aufgrund der Besonderheit der Trajektorienfolgeregelung kann das resultierende nichtkausale System gelöst werden. Zusätzlich wird eine Regelung der Gierrate mit einem PI Regler vorgenommen. Der zweite Ansatz wurde unter dem Gesichtspunkt einer möglichst genauen Realisierung konzipiert, selbst in Situationen, in denen das Fahrzeug im nichtlinearen Bereich der Fahrdynamik geführt werden muss. Dieser beruht auf einer modellprädiktiven Regelung, welcher eine ableitungsfreie Optimierung zugrunde liegt. Dabei wird zur Rechenzeitoptimierung festgelegt, dass lediglich für den ersten Prädiktionsschritt die Stellgröße variiert wird, da sich die Trajektorienfolgeregelung auf die frühen Trajektorienpunkte fokussiert. Für die beiden Ansätze wird das Führungsverhalten in verschiedenen Verkehrssituationen evaluiert. Zusätzlich wird das Verhalten bei Störungen durch Seitenwind und einer geneigten Fahrbahn untersucht.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	iii
1. Einleitung	1
1.1. Motivation	1
1.2. Funktionale Architektur eines automatisierten Fahrzeuges	3
1.3. Fragestellung und Ziel der Arbeit	4
1.4. Gliederung der Arbeit	4
2. Ansätze zur Trajektorienfolgeregelung im Kontext des automatisierten Fahrens	6
2.1. Trajektorienplanung	6
2.2. Folgeregelung für automatisierte Fahrfunktionen	9
2.2.1. Pfadfolgeregelung	9
2.2.2. Trajektorienfolgeregelung	12
3. Modellbildung der Fahrzeugbewegung	15
3.1. Fahrdynamik	15
3.1.1. Koordinatensysteme	15
3.1.2. Detaillierungsgrad	16
3.1.3. Nichtlineare Beschreibung der Fahrdynamik	17
3.1.4. Lineare Beschreibung der Fahrzeugquerdynamik	20
3.1.5. Stationäres Lenkverhalten bei konstanter Kreisfahrt	21
3.2. Modellbildung der unterlagerten Aktorik	22
3.2.1. Lenkradwinkelregelung	22
3.2.2. Regelung der Längsbeschleunigung	23
3.2.3. Störungen des Fahrverhaltens	23
4. Sensitivität der Fahrdynamik	26
4.1. Sensitivität im Frequenzbereich	26
4.2. Sensitivität im Zeitbereich	29
4.2.1. Lokaler Einfluss der Fahrzeugparameter auf das Fahrverhalten	31
4.2.2. Globale Sensitivitätsanalyse mittels Sampling Verfahren	34
4.2.3. Störungen des Fahrverhaltens	39
4.2.4. Straßenquerneigung	42
5. Referenztrajektorie	43
5.1. Mathematische Formulierung der Referenztrajektorie	43
5.2. Untersuchung der Referenztrajektorie	45
5.2.1. Berücksichtigung des initialen Fahrzustands	45
5.2.2. Anpassungsfähigkeit an verschiedene Straßensegmente	47
5.2.3. Kreisbogen	48

5.2.4. Übergangsbogen	49
5.3. Erweiterung der Trajektorieninformation mittels zusätzlichem Modell- wissens	51
6. Vorsteuerungsbasierte Regelung	54
6.1. Laterale Trajektorienfolgeregelung	54
6.1.1. Vorsteuerung	55
6.1.2. Regelung	62
6.2. Longitudinale Trajektorienfolgeregelung	65
6.3. Evaluation und Diskussion des Trajektorienfolgeregelungsansatzes . . .	65
6.3.1. Führungsverhalten	66
6.3.2. Störverhalten	71
7. Modellprädiktive Trajektorienfolgeregelung	74
7.1. Allgemeine Formulierung der nichtlinearen modellprädiktiven Regelung	74
7.1.1. Move-Blocking Strategie	75
7.2. Modellprädiktive Trajektoriencharregelung	76
7.2.1. Sampling	76
7.2.2. Länge des Prädiktionshorizonts	79
7.2.3. Zielfunktion	80
7.2.4. Rechenzeiteffiziente Implementierung	83
7.3. Evaluation der modellprädiktiven Trajektorienfolgeregelung	84
7.3.1. Adaptives Sampling	84
7.3.2. Führungsverhalten	85
7.3.3. Störverhalten	92
8. Zusammenfassung und Ausblick	95
8.1. Zusammenfassung der Arbeit	95
8.2. Ausblick	97
Literatur	99
A. Anhang	110
A.1. Parameter der Fahrdynamikmodellierung	110
A.2. Sensitivitätsanalyse	111
A.2.1. Sensitivität im Frequenzbereich	111
A.2.2. Lokale Sensitivitätsanalyse	114
A.2.3. Globale Sensitivitätsanalyse	119
A.3. Ergänzungen zur Untersuchung der Referenztrajektorie	119
A.4. Ergänzungen zur vorsteuerungsbasierten Regelung	121
A.5. Modellprädiktiver Kollisionsvermeidungsansatz	123
A.5.1. Zielfunktion	123
A.5.2. Move Blocking	124
A.5.3. Simulationsergebnisse	126

Nomenklatur

Im Folgenden werden die in dieser Arbeit verwendeten Abkürzungen und Variablenbezeichnungen aufgeführt und erläutert. Grundsätzlich wird in den Fällen, in denen die Abkürzung des entsprechenden englischsprachigen Fachbegriffs geläufiger ist, diese in der Arbeit verwendet.

Variablen sind grundsätzlich nach folgendem Muster definiert:

Skalar	Kleinbuchstaben	a, b, \dots
Vektor	Fettgedruckte Kleinbuchstaben	$\mathbf{a}, \mathbf{b}, \dots$
Matrix	Fettgedruckte Großbuchstaben	$\mathbf{A}, \mathbf{B}, \dots$

Abkürzungen und Akronyme

ABS	Antiblockiersystem
BDF	Backward Differentiation Formula
CPU	Central Processing Unit
CUDA	Compute Unified Device Architecture
DDM	Direct Decoupled Method
dyn.	dynamisch
ESM	Einspurmodell
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FMT	Fast Marching Tree
GPU	Graphics Processing Unit
I&I	Immersion & Invarianz
lin.	linear
LPV	Linear Parameter veränderlich
LQR	Linear quadratischer Regler
MPC	Model Predictive Control
nlin.	nichtlinear
NMPC	Nonlinear Model Predictive Control
OAT	One At a Time
OCP	Optimal Control Problem
RM	Reifenmodell
RRT	Rapidly exploring Random Tree
SAE	Society of Automotive Engineers (Verband der Automobilingenieure)
SMC	Sliding Mode Control
stat.	stationär
V2I	Vehicle to Infrastructure
V2V	Vehicle to Vehicle

Koordinatensysteme

$E \square$	Präfix zur Kennzeichnung des ortsfesten Koordinatensystem
$T \square$	Präfix zur Kennzeichnung des reifenfesten Koordinatensystem
$V \square$	Präfix zur Kennzeichnung des fahrzeugfesten Koordinatensystem

Indizes

i	Index zur Bezeichnung der Vorder- oder Hinterachse $i \in \{f, r\}$
ι	Laufindex zur Kennzeichnung des Splinesegmentes der Referenztrajektorie $\iota \in [0, 1, \dots, \chi - 1]$
k	Diskreter Zeitindex $k \in \mathbb{N}$
ϵ	Index zur Kennzeichnung eines Zustandes im Zustandsraum $\epsilon \in [1, 2, \dots, n]$
j, ℓ	Laufende Indizes zur Kennzeichnung eines Parameters im Parameterraum $j, \ell \in [1, 2, \dots, o]$
\bar{o}	Index zur Kennzeichnung der Anteile der Kostenfunktion der modellprädiktiven Trajektorienfolgeregung $\iota \in \{d, o, s, r\}$
ζ	Iterationsschritt des Newton-Raphson-Verfahrens $\zeta \in \mathbb{N}_+$
$\tilde{\zeta}$	Laufindex der BDF-Methode $\tilde{\zeta} \in [1, 2, \dots, q]$

Symbole und Funktionen

a	Beschleunigung
$a_{d0}, a_{d1}, a_{d2}, a_{d3}, a_{d4}$	Koeffizienten der Gierrate in der Differenzgleichung
a_x	Fahrzeuglängsbeschleunigung
\dot{a}_x	Längsruck
$a_{x, \text{ref}}$	Einzuregelnde Längsbeschleunigung
a_y	Querbeschleunigung
$a_{\psi 0}, a_{\psi 1}, a_{\psi 2}$	Zählerkoeffizienten Gierratenübertragungsfunktion
$a_{\beta 0}, a_{\beta 1}, a_{\beta 2}$	Zählerkoeffizienten Schwimmwinkelübertragungsfunktion
A_c	Klothoidenparameter
A_x	Querspanntfläche des Fahrzeuges
α	Schräglaufwinkel
b	Bodesensitivitätsfunktion
b_{d1}, b_{d2}	Koeffizienten des Lenkradwinkels in der Differenzgleichung
$b_{\beta 0}, b_{\beta 1}$	Nennerkoeffizienten Schwimmwinkelübertragungsfunktion
$b_{\psi 0}, b_{\psi 1}$	Nennerkoeffizienten Gierratenübertragungsfunktion
B	Steifigkeitsfaktor der Magic Formula
β	Schwimmwinkel
β_{stat}	Stationärer Schwimmwinkel
c_f, c_r	Schräglaufsteifigkeit des Vorder- und Hinterrades
c_x	Luftwiderstandsbeiwert
c_y	Seitenwindkraftbeiwert
c_{Mz}	Seitenwindgiermomentbeiwert
$\mathbf{c}_{0 \dots \nu, \iota}$	Vektor der Splinekoeffizienten
C	Formfaktor der Magic Formula
γ	Verteilungsfaktor der Antriebskraft auf die Vorder- und Hinter-

	achse $\gamma \in [0, 1]$
γ_i	Gewichtungsfaktor der Kostenfunktionsanteile des NMPC
$d_c(\cdot)$	Abstandsbasierter Anteil der Kostenfunktion des NMPC
d_δ	Dämpfung des Modells des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises
D	Maximalwert der Magic Formula
δ	Lenkradwinkel
δ_{act}	Eingeregelter Lenkradwinkel
$\dot{\delta}_{\text{act}}$	Winkelgeschwindigkeit des Lenkrades
$\ddot{\delta}_{\text{act}}$	Winkelbeschleunigung des Lenkrades
δ_{fb}	Anteil der Rückführregelung
δ_{ff}	Vorsteuerungsanteil
$\dot{\delta}_{\text{max}}, \dot{\delta}_{\text{min}}$	Maximale positive und negative Winkelgeschwindigkeit des Lenkrades
δ_{ref}	Einzuregelnder Lenkradwinkel
δ_{stat}	Stationärer Lenkradwinkel
δ_{T}	Radeinschlagwinkel am Vorderrad
δ_{A}	Ackermannlenkwinkel
e_c	Abweichung zur Spurmitte
E	Krümmungsfaktor der Magic Formula
η	Koeffizient der BDF
$f(\cdot)$	Vektordifferentialgleichung eines allgemeinen Systems
$\tilde{f}(\cdot)$	Vektordifferentialgleichung des Teilsystemes des nichtlinearen Einspurmodells
F	Parametrische Jacobimatrix
F_{Ax}	Luftwiderstandskraft
F_{Ay}	seitliche Luftkraft
F_{Rx}	Hangabtriebskraft in Fahrzeuginnenrichtung
F_{Ry}	Hangabtriebskraft in Fahrzeugquerrichtung
F_x, F_y	Längs- und Querkraft
$F_{x,f}, F_{x,r}$	Längskraft am Vorder- bzw. Hinterrad im Einspurmodell
$F_{y,f}, F_{y,r}$	Querkraft am Vorder- bzw. Hinterrad im Einspurmodell
F_z	Radlast
g	Gravitationskonstante
$g(\cdot)$	Polynom 2. Ordnung
$g_t(\cdot)$	Abschnittsweise definierte stetig differenzierbare Samplingfunktion
$G(s)$	Übertragungsfunktion eines linearen Systems
h	Zeitliche Schrittweite der BDF
\mathcal{H}	Differentialgleichungssystem der Inversion des Einspurmodells
i_s	Lenkübersetzung
I	Einheitsmatrix
J	Jacobimatrix
$J_N(\cdot)$	Kostenfunktion des Optimalsteuerungsproblems
$J_{\text{Pos}}(\cdot)$	Positionsbasierte Kostenfunktion des NMPC

$J_{Vel}(\cdot)$	Geschwindigkeitsbasierte Kostenfunktion des NMPC
J_z	Trägheitsmoment um die Hochachse des Fahrzeuges
k_{EG}	Eigentlenkgradient
K_a	Verstärkung des Modells des geschlossenen Beschleunigungsregelkreises
K_δ	Verstärkung des Modells des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises
κ	Straßenkrümmung
l	Radstand
l_f, l_r	Abstand der Vorderachse bzw. der Hinterachse zum Fahrzeugschwerpunkt
l_{cog}	Verhältnis Abstand der Vorderachse zum Fahrzeugschwerpunkt zum Radstand $l_{cog} \in [0, 1]$
l_{CP}	Abstand des Fahrzeugschwerpunktes zum Druckmittelpunktes
L	Bogenlänge
λ	Kurswinkel
$\dot{\lambda}$	Kursrate
Λ	Splinstützstelle der Trajektorienplanung
m	Fahrzeugmasse
M_{Az}	Luftgiermoment
μ	Haftbeiwert
μ_k	Mittelwert der zeitlichen Gewichtungsfunktion
n	Systemordnung $n \in \mathbb{N}$
\tilde{n}	Systemordnung des Teilsystems des nichtlinearen Einspurmodells $\tilde{n} = 3$
N	Länge des Prädiktionshorizonts des NMPC
N_a	Anzahl prädizierter Beschleunigungen
N_δ	Anzahl prädizierter Lenkradwinkel
ν	Splineordnung der Trajektorienplanung
o	Dimension des Parameterraums $o \in \mathbb{N}$
$o_c(\cdot)$	Orientierungsbasierter Anteil der Kostenfunktion des NMPC
p	Straßensteigung
\mathbf{p}	Parametervektor
φ	Wankwinkel
ϕ_R	Querneigungswinkel
ψ	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	Gierrate
ψ_A	Anströmwinkel
ψ_R	Orientierung des Fahrzeuges relativ zur Straßenlängsrichtung
q	Approximationsordnung der BDF
r	Dimension des Eingangsraum, $r \in \mathbb{N}$
$r_c(\cdot)$	Rotationsbasierter Anteil der Kostenfunktion des NMPC
ρ	Kurvenradius
ρ_A	Dichte der Luft
s	Komplexer Frequenzparameter

s	Splinesegment
$s_c(\cdot)$	Geschwindigkeitsbasierter Anteil der Kostenfunktion des NMPC
S	Sensitivitätsmatrix
S_{CM}	Fahrzeugsschwerpunkt
S_{CP}	Druckmittelpunkt
σ	Varianz der zeitlichen Gewichtungsfunktion
t	Zeit
Δt_P	Zeitliche Schrittweite der Trajektorienprädiktion
Δt_T	Zeitabstand zwischen zwei Trajektorienpunkten
T_a	Zeitkonstante des Modells des geschlossenen Beschleunigungsregelkreises
T_p	Prädiktionshorizont der Referenztrajektorie
T_δ	Zeitkonstante des Modells des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises
θ	Nickwinkel
θ_R	Steigungswinkel
ϑ	Koeffizient der BDF
τ	Referenztrajektorie
$\mathbf{u}(t)$	Eingangsvektor zum Zeitpunkt t
U	Eingangsraum
\mathbb{U}	Eingangsraum mit Eingangsbeschränkungen $\mathbb{U} \subset U$
\mathbb{U}_S	Abgetasteter Eingangsraum $\mathbb{U}_S \subset \mathbb{U}$
v	Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{ch}	Charakteristische Geschwindigkeit
v_A	Anströmgeschwindigkeit
v_W	Windgeschwindigkeit
$V_N(\cdot)$	Optimalsteuerungsproblem
w	Partielle Ableitung der Übertragungsfunktion nach den Parametern
ω	Kreisfrequenz
x, y, z	Achsen im kartesischen Koordinatensystem
$\mathbf{x}(t)$	Zustandsvektor zum Zeitpunkt t
X	Zustandsraum
\mathbb{X}	Zustandsraum mit Zustandsbeschränkungen $\mathbb{X} \subset X$
Ξ_1, Ξ_2	Werte des flachen Ausgangs des Einspurmodells
$Y(\cdot)$	Stellgesetz der Trajektorienfolgeregelung
$Y(\cdot)_N$	Stellgesetz des NMPC
ζ	Maximale Anzahl an Trajektorienpunkten

1

Einleitung

1.1. Motivation

Im vergangenen Jahrzehnt sind sowohl in der Industrie als auch in der Forschung und der Politik umfangreiche Anstrengungen unternommen worden, um die Entwicklung und Integration automatisierter Fahrfunktionen voranzutreiben. Dazu wurden 2017 und 2021 mit Gesetzen zur Änderung des Straßenverkehrsgesetzes [Deu17; Deu21] die rechtlichen Grundlagen geschaffen. In der „Strategie automatisiertes und vernetztes Fahren“ erhofft sich das Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur [Bun15] eine Steigerung der Verkehrseffizienz, Erhöhung der Verkehrssicherheit und die Reduzierung mobilitätsbedingter Emissionen.

Der Blick auf die Entwicklung der Staubilanz auf deutschen Autobahnen zeigt den deutlichen Bedarf für eine Erhöhung der Verkehrseffizienz und für Veränderungen der Mobilitätskonzepte. In den letzten 10 Jahren hat sich die jährliche Gesamtlänge aller Staus von 450 000 km (2011) [ADA11] auf 1 423 000 km (2019) [ADA19] erhöht und somit ungefähr verdreifacht. Ausgehend von der Verkehrsverflechtungsprognose [IB14] wird sich die Problematik noch verstärken, da demnach sowohl der Güter- als auch der Personenverkehr weiter zunehmen werden.

Automatisierten Fahrzeugen wird in neuen Verkehrskonzepten eine Schlüsselrolle zukommen. So ermöglichen sie eine gezieltere Steuerung des Verkehrsaufkommens. Speziell durch eine zusätzliche Vernetzung mit der Infrastruktur (Vehicle to Infrastructure – V2I) sowie mit anderen Fahrzeugen (Vehicle to Vehicle – V2V) lässt sich eine Optimierung des Verkehrsflusses und ein auf den weiteren Verkehr abgestimmtes, vorausschauendes Fahren umsetzen. So können beispielsweise Phantomstaus, wie sie bei hoher Verkehrsdichte typischerweise auftreten und welche auf eine suboptimale Fahrweise des Menschen zurückzuführen sind, vermindert werden. Dieses bringt nicht nur Vorteile hinsichtlich der Verkehrseffizienz und einer besseren Kapazitätsauslastung, sondern auch bezüglich der freigesetzten Emissionen und des Fahrkomforts [Inn+18].

Ein weiteres wesentliches Vorhaben, welches mit Hilfe von automatisierten Fahrzeugen erzielt werden soll, ist die Erhöhung der Verkehrssicherheit und des damit verbundenen Ziels der Vision Zero [Bun21]. Automatisierte Fahrzeuge besitzen den Vorteil einer deutlich kürzeren Reaktionszeit gegenüber dem Menschen als Fahrzeug-

führer. Insbesondere in kritischen Verkehrssituationen birgt dieses die Möglichkeit einer unmittelbaren Anpassung des Fahrverhaltens, sodass etwaige Kollisionen vermieden werden können. Darüber hinaus verhält sich ein automatisiertes Fahrzeug deterministisch und kann nicht durch Emotionen oder andere äußere Einflüsse in der Fahrzeugführung beeinflusst bzw. abgelenkt werden.

Die Entwicklung aktiver Sicherheitssysteme, welche Unfälle proaktiv verhindern sollen, begann bereits mit Systemen wie dem Antiblockiersystem (ABS) und dem elektronischen Stabilisierungsprogramm (ESP). Anschließend erfolgte die Umsetzung der ersten Assistenzsysteme, die entweder die Längs- oder die Querverführung ausüben, um zum Beispiel durch eine automatisierte Bremsung eine Kollision zu vermeiden. Positive Effekte dieser Entwicklung können an den Unfallstatistiken abgelesen werden [Sta21]. Systeme, die jeweils nur eine Komponente der Fahrzeugführung übernehmen, werden vom Verband der Automobilingenieure (SAE) dem Level 1 [SAE21] zugeordnet. Funktionen höherer Automatisierungsstufen, die sowohl die Längs- als auch die Querverführung übernehmen, bieten dementsprechend ein großes Potential, die Anzahl der durch menschliches Fehlverhalten verursachten Unfälle weiter zu reduzieren.

Allerdings muss bei diesem Entwicklungsprozess auch der Frage, inwiefern automatisierte Fahrzeuge in der Gesellschaft und von den Autofahrern akzeptiert werden, eine wichtige Bedeutung zugeschrieben werden. Der TÜV Rheinland [TÜV18] hat zur Abschätzung der Aufgeschlossenheit der Verbraucher gegenüber automatisierter Fahrfunktionen eine Studie in Deutschland, den Vereinigten Staaten von Amerika und in der Volksrepublik China durchgeführt. Dazu wurde die Zustimmung bezüglich verschiedener Aussagen abgefragt. Die Antworten hinsichtlich der Behauptung, inwiefern die Befragten der Aussage zustimmen, dass sie ein gutes Gefühl dabei haben, die Kontrolle an ein autonomes Fahrzeug zu übergeben, sind grafisch in der Abbildung 1.1 dargestellt. Es lässt sich insgesamt eine deutliche Skepsis bezüglich der Abgabe der

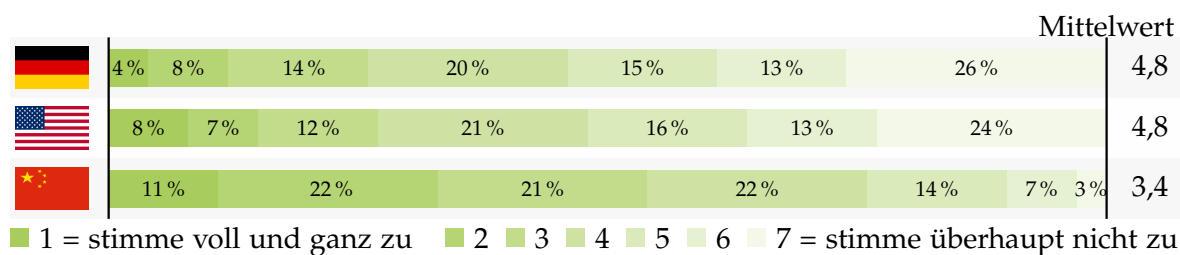


Abbildung 1.1.: Antworten auf die vom TÜV Rheinland [TÜV18] gestellte Frage *Inwiefern stimmen Sie der folgenden Aussage zur Sicherheit autonomer Fahrzeuge im Straßenverkehr zu? „Es gibt mir ein gutes Gefühl im Straßenverkehr, wenn ich die Kontrolle an ein autonomes Fahrzeug abgeben würde.“*

Verantwortung für die Fahrzeugführung an ein automatisiertes System feststellen. Die Antworten der Teilnehmer aus den USA und Deutschland sind nämlich im Durchschnitt signifikant in Richtung einer Ablehnung der These verschoben. Demgegenüber stehen die Antworten der Befragten in China. Die Skepsis gegenüber automatisierten Fahrfunktionen fällt merklich geringer aus, welches sich im Durchschnittswert der Zustimmung von 3,4 im Vergleich zu 4,8 für die These widerspiegelt.

Als Kriterium für die Akzeptanz automatisierter Fahrzeuge gilt, dass das Fahrzeug

sicherer als der menschliche Fahrer fahren sollte. In der Studie von Nees [Nee19] zu Sicherheitsmaßstäben für automatisiertes Fahren wird aufgezeigt, dass sich die meisten Fahrer im Vergleich zum Durchschnitt als sicherere Fahrer einschätzen. Dementsprechend gab der Großteil der Autofahrer an, dass sie sich selbstfahrende Systeme wünschen, welche im Vergleich zum eigenen subjektiv wahrgenommenen Fahrkönnen ein Fahrzeug sicherer führen.

Daraus lässt sich ableiten, dass das Fahrverhalten für den Passagier in einem automatisierten Fahrzeug plausibel nachvollziehbar sein muss und das speziell in kritischen Situationen das Fahrzeug sicher geführt werden muss. Daraus lassen sich sowohl Anforderungen für die Trajektorienplanung ableiten aber auch für die Regelung des Fahrzeuges auf die geplante Trajektorie. Die Trajektorienfolgeregelung muss die geplante Bewegung möglichst exakt realisieren und eine stabile Fahrzeugführung in Manövern im fahrdynamischen Grenzbereich garantieren, damit automatisierte Fahrzeuge gesellschaftlich akzeptiert und genutzt werden. Somit gilt es einen Regelungsansatz zu entwickeln der das Fahrzeug in jeglichen geplanten und realisierbaren Fahrmanövern sicher führen kann und somit einen wichtigen Beitrag leistet, dass Fahrzeuge höherer Automatisierungslevel Serienreife erlangen.

1.2. Funktionale Architektur eines automatisierten Fahrzeuges

Zur Einordnung der Trajektorienfolgeregelung in das Gesamtsystem eines automatisierten Fahrzeuges wird ein allgemeiner Überblick über die funktionale Architektur dieses gegeben. Damit eine vollständige Automatisierung der Fahrzeugführung möglich ist, müssen alle vom Fahrer ausgeübten Aufgaben vom Fahrzeug selbst übernommen werden können. Diese können in drei Hauptkomponenten, welche zyklisch nacheinander ausgeführt werden, gegliedert werden: Wahrnehmung, Planung und Regelung [Lie+19].

Die Wahrnehmung umfasst einerseits die Messung des eigenen fahrdynamischen Zustandes und andererseits die Beobachtung des Fahrzeugumfeldes mit den übrigen Verkehrsteilnehmern sowie der Straßenführung. Neben der eigentlichen Umfelderkennung mit Sensoren verschiedener Technologien, wie Radar, Lidar, Kamera und Ultraschall, wird ebenfalls die Fusion der Daten zu einer einheitlichen Repräsentation, ein Objekttracking, eine Lokalisierung sowie eine Schätzung des Freiraums zu der Komponente gerechnet.

Die Planung kann wiederum grob in eine Situationsanalyse, eine Entscheidungsfindung sowie die eigentliche Trajektorienplanung unterteilt werden [Lie+20]. Anhand der in der Situationsanalyse prädierten Bewegungen anderer Verkehrsteilnehmer und der gewünschten Route, wird ein Entscheidungsprozess durchlaufen, um ein geeignetes Fahrmanöver auszuwählen. Die exakte Ausprägung dieses Manövers, welche den genauen Positions- und Geschwindigkeitsverlauf in Abhängigkeit der Zeit beinhaltet, wird anschließend in der lokalen Trajektorienplanung bestimmt.

Als letzter Schritt wird die geplante Trajektorie, durch Betätigung der Aktoren, eingeregelt. Dies beinhaltet für ein vollständig automatisiertes Fahrzeug sowohl die longi-

tudinale als auch die laterale Fahrzeugführung.

Aus dieser Aufzählung wird deutlich, dass für die Automatisierung von Fahrzeugen eine Vielzahl an unterschiedlichen Fachgebieten ineinandergreifen müssen und dieses entsprechend eine hochkomplexe Fragestellung darstellt. Insbesondere da zunächst in einem Mischverkehr der Faktor Mensch, aufgrund anderer Verkehrsteilnehmer, weiterhin eine Berücksichtigung finden muss. In dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass eine Wahrnehmung des Fahrzeugumfeldes und eine Trajektorienplanung vorliegt, welche auf der Datenqualität marktüblicher Seriensensoren beruhen.

1.3. Fragestellung und Ziel der Arbeit

Wie aus der vorherigen Abhandlung ersichtlich, ist die Einregelung der geplanten Trajektorie eine notwendige Komponente für ein automatisiertes Fahrzeug. Ziel dieser Arbeit ist daher, eine Trajektorienfolgeregelung zu entwickeln und auszulegen, welche die Längs- und Querverführung des Egofahrzeuges übernimmt, welches für sämtliche SAE-Automatisierungsstufen ab Stufe 2 erforderlich ist. Dabei stellen insbesondere Situationen, in denen das Fahrzeug am Rande des Stabilitätsbereichs geführt werden muss, eine Herausforderung dar. Deshalb soll der entwickelte Ansatz in der Lage sein, kritische Kollisionsvermeidungsmanöver sicher und kollisionsfrei zu lösen. Zu beachten ist, dass die Stellgrößen in Echtzeit ermittelt werden müssen und das Verfahren ohne zusätzliche Sensoren in ein Testfahrzeug integriert werden soll.

Als Grundlage dazu dient eine Sensitivitätsanalyse der Fahrdynamik, um wichtige Abhängigkeiten und Parameter zu identifizieren. Zudem sollen, um eine möglichst getrennte Beurteilung der Planung und Regelung zu ermöglichen, entsprechende ungewollte Einflüsse der Referenztrajektorie auf das Fahrverhalten, wie zum Beispiel eine unzureichende Berücksichtigung des initialen fahrdynamischen Zustands, erkannt werden. Daneben wird untersucht, inwiefern mit zusätzlichem Modellwissen die Informationen, welche die Referenztrajektorie zur Verfügung stellt, ergänzt werden können, um eine bessere Folgeregelung zu ermöglichen.

1.4. Gliederung der Arbeit

Im Folgenden wird ein Überblick über die Inhalte der einzelnen Kapitel gegeben:

Kapitel 2: Da eine Folgeregelung für automatisierte Fahrzeuge auf eine Referenztrajektorie als Zielgröße angewiesen ist, werden in diesem Kapitel zunächst, um den entsprechenden Bezugsrahmen zu schaffen, die verschiedenen Klassen von Trajektorienplanungsansätzen vorgestellt. Anschließend wird ein umfassender Überblick über bisherige Methoden zur Trajektorienfolgeregelung gegeben, welcher entsprechend dem Detaillierungsgrad des dem Reglerentwurf zugrunde liegenden Modells gegliedert ist.

Kapitel 3: Zur Entwicklung eines Ansatzes zur Trajektorienfolgeregelung ist ein umfassendes Wissen über die Fahrdynamik und das Bewegungsverhalten notwendig. Daher wird in diesem Kapitel eine Modellbildung der Fahrdynamik und der Reifenkräfte vorgestellt. Darüber hinaus ist die Gesamtdynamik von den unterlagerten Regelkreisen der Aktoren abhängig, sodass diese ebenfalls modelliert werden. Ferner werden die Kräfte, welche aufgrund der Einwirkung von Störgrößen auftreten, hergeleitet.

Kapitel 4: Das Fahrverhalten ist von verschiedenen Parametern abhängig, welche sich durch Beladung oder Alterungseffekte verändern können. Daher wird mithilfe einer lokalen und globalen Sensitivitätsanalyse der Einfluss der Parameter auf das Fahrverhalten untersucht. Zusätzlich wird der Effekt von Seitenwind und einer geneigten Fahrbahn, als beispielhafte Störgrößen, auf die Geradeausfahrt beschrieben.

Kapitel 5: Aufgrund der Abhängigkeit der Folgeregelung von der gewählten Referenztrajektorie wird in diesem Kapitel der verwendete Planungsansatz erläutert. Zudem wird untersucht, inwiefern die Spline-basierte Repräsentation der Trajektorie Einfluss auf die Realisierbarkeit nimmt. Im letzten Abschnitt werden die Informationen der Referenztrajektorie, für eine verbesserte Folgeregelung, durch Modellwissen ergänzt.

Kapitel 6: In diesem Kapitel wird ein erster Ansatz zur Trajektorienfolgeregelung, welcher die longitudinale und laterale Komponente entkoppelt betrachtet, hergeleitet. Ziel ist dabei ein Regelungssystem mit möglichst geringer Komplexität und einer geringen Rechenzeit zu erzielen. Ein besonderes Augenmerk liegt auf der Auslegung einer Vorsteuerung, um ein möglichst gutes Führungsverhalten zu erzielen. Der Ansatz wird in Kombination mit einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie anhand eines Satzes beispielhafter Szenarien evaluiert.

Kapitel 7: Basierend auf der Modellierung der Fahrdynamik wird ein modellprädiktiver Ansatz zur Trajektorienfolgeregelung hergeleitet. Dieser berücksichtigt die Kopplung der Längs- und Querdynamik. Die Bestimmung der optimalen Stellgröße erfolgt ableitungsfrei und wird mit einem Suchverfahren durchgeführt. Die Evaluierung erfolgt in der Simulation für die im vorherigen Kapitel verwendeten Szenarien um einen Vergleich mit dem anderen Regelungsansatz zu ermöglichen.

Kapitel 8: Dieses Kapitel beinhaltet einen zusammenfassenden Vergleich der beiden vorgestellten Ansätze zur Trajektorienfolgeregelung und diskutiert die erzielten Ergebnisse. Abschließend wird ein Ausblick für zukünftige Forschungsfragen, welche aus dieser Arbeit resultieren, gegeben.

2

Ansätze zur Trajektorienfolgeregelung im Kontext des automatisierten Fahrens

Um den Hintergrund für die Trajektorienfolgeregelung zu schaffen, wird im folgenden Kapitel zunächst ein Überblick über die verschiedenen Klassen von Ansätzen zur Trajektorienplanung gegeben, da diese in einer engen Wechselwirkung zur Regelung stehen. Es folgt eine umfassende Darstellung des Stands der Technik zur Trajektorienfolgeregelung im Hinblick auf eine Automatisierung der Fahraufgabe. Diese gliedert sich in Abhängigkeit des Modells, welches zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung herangezogen wird und auf dem der jeweilige Entwurf des Reglers basiert.

2.1. Trajektorienplanung

In den vergangenen Jahren sind bereits zahlreiche Ansätze zur Trajektorienplanung für automatisierte Fahrzeuge entwickelt bzw. aus der mobilen Robotik auf den Anwendungsfall im Straßenverkehr übertragen worden. Grundsätzlich besteht die Problemstellung darin, eine Trajektorie von einem Ausgangszustand zu einem definierten Zielzustand zu finden, wobei die Hindernisvermeidung und die dynamischen Eigenschaften des Fahrzeuges zu berücksichtigen sind. Gewöhnlich existiert für dieses Problem nicht nur eine Lösung, weshalb eine Bewertung auf der Grundlage einer Gütefunktion hinsichtlich der Optimalität vorgenommen werden muss. In ihren veröffentlichten Übersichten über den Stand der Technik auf diesem Gebiet klassifizieren und gruppieren Paden et al. [Pad+16], Gonzalez et al. [Gon+16], J. Nilsson [Nil16] sowie Claussmann et al. [Cla+20] die Ansätze zur Trajektorienplanung nach ihren Hauptmerkmalen. Im Einzelnen unterscheiden sich die Veröffentlichungen geringfügig in der Bezeichnung, doch lassen sich im Wesentlichen vier verschiedene Ansätze zur Trajektorienplanung feststellen: Kurveninterpolationsmethoden, Graphen-Suchalgorithmen, inkrementelle Suchmethoden, und Ansätze basierend auf einer numerischen Optimierung. Claussmann et al. [Cla+20] führt zudem als weitere Kategorie Methoden auf, die auf Verfahren des maschinellen Lernens basieren.

Im Folgenden werden die Grundzüge der Methoden aus den genannten Kategorien erläutert und entsprechende Literaturquellen referenziert.

Kurveninterpolationsverfahren

Die einfachste Möglichkeit zur Bewegungsplanung besteht darin, ausgehend von der aktuellen Fahrzeugposition zu einem gegebenen Zielpunkt eine Kurve zu interpolieren. Mögliche mathematische Formulierungen dieser sind Klothoiden, Polynome, Bézier Kurven und Splines [Gon+16]. Der Vorteil dieses Verfahrens besteht in der effizienten und schnellen Berechnung. Die Herausforderung liegt allerdings in der Definition der Referenzpunkte für die Interpolation. Um eine geeignete Trajektorie zu generieren, können mehrere Kurven [Göt+17] geplant werden, aus denen anschließend die beste Trajektorie ausgewählt wird. Dazu werden die einzelnen Kandidaten miteinander verglichen, z.B. hinsichtlich der Minimierung der fahrdynamischen Reaktion, wie eine möglichst geringe Querschleunigung oder der Minimierung des Kollisionsrisikos mit anderen Verkehrsteilnehmern.

Aufgrund der definierten Trajektorienform und der Auswahl einer endlichen Menge von Zielpunkten kann bei diesen Algorithmen nicht sichergestellt werden, dass eine Lösung gefunden wird. Zudem kann aus den selben Gründen keine globale Optimalität garantiert werden. Daher eignet sich das Verfahren für strukturierte Umgebungen, in denen die optimalen Stützstellen für die Interpolation auf der Grundlage definierter Regeln bestimmt werden können.

Graphensuchalgorithmen

Graphensuchalgorithmen werden in der Regel für Probleme verwendet, in denen von einem Startzustand aus die beste Lösung zu einem gegebenen Ziel gefunden werden soll. Dazu sind zwei Schritte erforderlich: Zunächst muss ein Graph erstellt werden und dann muss darin der Weg mit den geringsten Kosten vom Start zum Ziel gefunden werden. Der Konfigurationsraum wird zu diesem Zweck in ein Gitter diskretisiert, so dass ein endlicher Graph erstellt werden kann. Bei einer Berücksichtigung der Zeit während der Graphenerstellung ergibt sich ein räumlich-zeitliches Gitter. Dabei führen Ziegler und Stiller [ZS09] sowie McNaughton et al. [McN+11] zusätzlich eine auf die Fahrspur angepasste Reparametrisierung des Konfigurationsraums durch, um den Gegebenheiten in einer strukturierten Umgebung besser entsprechen zu können. Als Alternative zu dem systematischen Quantisieren des Konfigurationsraums kann, durch die Verwendung der Probabilistic Road Maps (PRM) [Kav+96], eine zufällige Abtastung vorgenommen werden.

Als ursprünglicher Lösungsalgorithmus für die Pfadplanung in Graphen gilt der Dijkstra Algorithmus [Dij59]. Dieser hat aufgrund der uninformierten Suche den Nachteil einer hohen Rechenzeit [Cla+20]. Der A* Algorithmus [Har+68] stellt eine Erweiterung dar und kann mithilfe einer Heuristik zielgerichtet suchen. Basierend darauf existieren weitere Entwicklungen, um zusätzliche Bedingungen zu erfüllen, wie eine effizientere Planung in dynamischen Umgebungen (D* [Ste94]), eine kontinuierliche Verbesserung einer schnellen initialen Lösung (Anytime A*, Anytime Repairing A* [Sch+08; Lik+04]) oder einer Kombination dieser beiden Entwicklungen (Anytime D* [Lik+08]).

Graphensuchalgorithmen können sowohl in strukturierten als auch in unstrukturierten Umgebungen eine global optimale Lösung für das Trajektorienplanungsproblem

finden. Allerdings ist diese, aufgrund der Diskretisierung, aller Voraussicht nach sub-optimal. Zudem wächst mit der Dimensionalität des Konfigurationsraums die Komplexität und somit der Rechenaufwand exponentiell an. Damit garantiert ist, dass eine existierende Lösung gefunden wird, muss die Diskretisierung infinitesimal klein gewählt werden können, welches jedoch lediglich in der Theorie möglich ist.

Inkrementelle Suchmethoden

Die inkrementellen Suchmethoden sind mit den Graphensuchalgorithmen verwandt. Der am weitesten verbreitete Ansatz aus der Klasse der inkrementellen Suchmethoden ist der Rapidly-exploring Random Tree (RRT), welcher zum Beispiel in einer weiterentwickelten Form im Kontext des automatisierten Fahrens bei Karaman und Frazzoli [KF13] sowie L. Ma et al. [Ma+14] eingesetzt wird.

Anstatt eine feste Diskretisierung für die Erstellung des Graphens zu verwenden und dann zumeist eine suboptimale Lösung zu bestimmen, wird der Graph bzw. Baum schrittweise durch eine feiner werdende Diskretisierung des Konfigurationsraums erstellt. Generell werden bei einem RRT drei Schritte zyklisch durchlaufen: Es wird zufällig ein Punkt im Konfigurationsraum ausgewählt. Zu diesem wird der nächste Nachbar gesucht und anschließend wird der Graph in Richtung dieses Punktes nach definierten Regeln erweitert.

Ein weiteres Beispiel aus der Klasse der inkrementellen Suchmethoden stellt der Fast Marching Tree (FMT*) dar [Pad+16]. Dieser kombiniert Aspekte der PRM und des RRT, wobei die Diskretisierung und die Suche innerhalb eines gemeinsamen Schrittes ausgeführt wird. Der Grundgedanke besteht darin, dass eine Rekursion der dynamischen Vorwärtsprogrammierung auf eine vorbestimmte Anzahl von probabilistisch gezogenen Werten im Konfigurationsraum erfolgt [Jan+15].

Inkrementelle Verfahren können für ein Trajektorienplanungsproblem eine Lösung finden, falls diese existiert. Daher sind sie auch für die globale Planung in unstrukturierten Umgebungen gut geeignet. Allerdings kann nicht garantiert werden, dass in einem definierten Zeithorizont eine realisierbare Lösung gefunden wird. Zudem steigt auch hier mit wachsender Dimensionalität des Konfigurationsraums der Rechenaufwand stark an.

Numerische Optimierung

Bei den Methoden, welche auf einer numerischen Optimierung basieren, wird das Bewegungsplanungsproblem in ein beschränktes Optimalsteuerungsproblem überführt. Die Ansätze minimieren somit durch Anpassung der Zustandsvariablen eine Kostenfunktion, welche weiteren Nebenbedingungen unterworfen ist. Die Kostenfunktion bzw. die Nebenbedingungen enthalten Anforderungen, die sich aus der Fahrdynamik, der Hindernisvermeidung, dem Straßenverlauf und dem gewünschten Fahrmanöver/Verhalten ableiten. Auf diese Weise lassen sich intuitiv Nebenbedingungen in die Planung einbeziehen und eine multikriterielle Optimierung durchführen. Bei der mathematischen Beschreibung des Optimalsteuerungsproblems gibt es mehrere Möglichkeiten. So kann ein nichtlineares Programm formuliert werden, bei dem

beispielsweise wie in M. Keller et al. [Kel+14] sowie Homann et al. [Hom+17] die Trajektorie als ein zeitlich elastisches Band betrachtet wird. Eine ähnliche mathematische Beschreibung der Fahrzeugbewegung wird durch Ziegler et al. [Zie+14a] für die Trajektorienplanung als ein sequentielles quadratisches Programm formuliert. Durch die Integration eines Fahrdynamikmodells in die Optimierung kann die Planung der Trajektorie als eine modellprädiktive Regelung (MPC) formuliert werden. Dadurch ist es möglich, Systembeschränkungen direkt in dem Optimierungsproblem zu berücksichtigen. Zudem kann, bei Verwendung eines Fahrdynamikmodells, die Planung und Einregelung der Trajektorie in einem Schritt durchgeführt werden. Beispiele für modellprädiktive Trajektorienplanungsansätze sind in Götte et al. [Göt+16], J. Nilsson, Fredriksson und Coelingh [Nil+17] sowie Pek und Althoff [PA18] zu finden.

Der Hauptvorteil der numerischen Optimierung zur Trajektorienplanung ist die einfache Integration von Restriktionen, die sich aus der Umweltwahrnehmung und der Fahrzeugdynamik ergeben [Nil16]. Dies führt ohne weitere Vereinfachungen zu nicht-linearen Nebenbedingungen, welche sich wiederum in einem hohen Rechenaufwand insbesondere für komplexe Situationen in einer wenig strukturierten Umgebung niederschlagen. Je nach Optimierungsverfahren und mathematischer Formulierung wird zudem lediglich ein lokales Optimum erreicht, welches von der Initialisierung abhängig ist.

2.2. Folgeregelung für automatisierte Fahrfunktionen

Aufgrund der fortschreitenden Forschung an automatisierten Fahrfunktionen der höheren SAE-Automatisierungsstufen wächst die Bedeutung der Trajektorienfolgeregelung, da die Fahrzeugführung vom menschlichen Fahrer für eine größer werdende Anzahl an Fahrmodi übernommen werden muss. In den Veröffentlichungen von Chaib, Netto und Mammari [Cha+04], Paden et al. [Pad+16] sowie Calzolari, Schurmann und Althoff [Cal+17] werden Überblicke über Ansätze zur Folgeregelung entlang eines Referenzpfades oder einer Referenztrajektorie gegeben. In den ersten Entwicklungen zum automatisierten Fahren [Bue+07; Bue+09] und ebenfalls für automatisierte Fahrfunktionen, die beispielsweise nur die laterale Fahrzeugführung [Raj12] übernehmen, wird eine Pfadfolgeregelung verwendet. Der Unterschied zu einer Trajektorienfolgeregelung besteht darin, dass bei einer Pfadfolgeregelung lediglich der passende Lenkeingriff bestimmt werden muss, um bei einer gegebenen Geschwindigkeit einem Pfad zu folgen. Das heißt, in diesem Fall spielt der Aspekt, wann das Fahrzeug einen bestimmten Ort erreichen soll, für die Bestimmung der Stellgröße keine Rolle und wird lediglich durch die vorgegebene Geschwindigkeit bestimmt.

2.2.1. Pfadfolgeregelung

Da die Pfadfolgeregelung durch eine Kopplung mit einer Längsregelung zu einer Trajektorienfolgeregelung erweitert werden kann, wird im Folgenden zunächst ein Abriss über Methoden zur Pfadfolgeregelung gegeben, bevor in einem zweiten Schritt bestehende Ansätze zur kombinierten Längs- und Querregelung betrachtet werden.

Geometrische Methoden zur Pfadfolgeregelung

In frühen Ansätzen zur Pfadfolgeregelung sind Methoden aus der Robotik übertragen worden, welche geometrische Zusammenhänge zwischen dem Fahrzeug und dem Referenzpfad ausnutzen, um ein Reglergesetz aufzustellen.

Eines der ersten Konzepte zur Folgeregelung des Fahrzeuges auf einem gegebenen Pfad ist Pure Pursuit [Wal+85]. Dabei wird tangential zur aktuellen Fahrzeugposition ein Kreisbogen zu einem definierten Punkt auf dem Referenzpfad gezogen. Der Punkt auf dem Pfad ergibt sich dabei aufgrund einer definierten Vorausschaulänge. Mithilfe des Winkels, welcher zwischen der Längsachse des Fahrzeuges und der Geraden zu dem auf dem Pfad liegenden Punkt aufgespannt wird, lässt sich die Krümmung des Kreises, respektive bei einer gegebenen Geschwindigkeit die Kursrate, bestimmen. Über die geometrische Beziehung des Ackermannlenkwinkels kann schließlich der Lenkwinkel berechnet werden. Das Vorgehen lehnt sich an die menschliche Fahrzeugführung an, bei der ebenfalls jeweils ein Punkt in einiger Entfernung angesteuert wird. Bei hohen Geschwindigkeiten reagiert der bestimmte Lenkwinkel sehr sensitiv, sodass die Vorausschaulänge mit der Fahrzeuggeschwindigkeit skaliert werden muss. Dabei führt eine längere Vorausschaulänge zu einem glatteren Verlauf der Stellgröße und zu geringeren Schwingungen, während mit einer kürzeren Vorausschaulänge eine höhere Genauigkeit erreicht werden kann.

Zwei weitere Verfahren beruhen auf einer Rückkopplung der Position des Vorderrades [Thr+07] bzw. des Hinterrades [Pad+16; Sam95]. Im ersten Fall werden in Bezug auf das Vorderrad der laterale Abstand und der Fehler in der Orientierung zum Referenzpfad bestimmt. Liegt kein lateraler Fehler vor, entspricht der Orientierungsfehler exakt dem Lenkwinkel. Besteht ebenfalls eine Querabweichung, wird mithilfe dieser und der Geschwindigkeit der erforderliche Lenkwinkel angepasst. Dementsprechend werden, bei einer Rückführung der Hinterradposition, die relative Orientierung zum Pfad und die Querabweichung in Bezug zu dieser bestimmt. Mit diesen Größen und zusätzlich der Fahrzeuggeschwindigkeit sowie der Krümmung des Referenzpfades kann die Kursrate ermittelt werden, welche benötigt wird, damit das Fahrzeug dem Pfad folgt. Dieses Reglergesetz erlaubt für zweifach differenzierbare Pfade (G^2 Stetigkeit) eine Konvergenz der Abweichungen gegen Null.

Die bisher vorgestellten Ansätze beruhen auf einer kinematischen Betrachtung und sind daher effizient zu berechnen, allerdings vernachlässigen sie das dynamische Verhalten. Daher führen veränderliche Referenzpfade zu Abweichungen in der Folgeregelung.

Pfadfolgeregelung basierend auf dem linearen Einspurmodell

Rajamani [Raj12] leitet für die Anwendung des Spurhaltens eine Pfadfolgeregelung her. In diesem Fall soll die Abweichung zur Spurmitte, welche den Referenzpfad definiert, minimal werden. Hierfür wird das lineare Einspurmodell in Bezug auf die Fehlerdynamik formuliert. Dies bedeutet, dass der laterale Fehler und der Orientierungsfehler sowie die jeweiligen ersten Ableitungen die Zustandsgrößen des Modells darstellen. Zur Stabilisierung des Systems kann eine lineare Zustandsrückführung

verwendet werden. Dabei werden die Eigenwerte der Systemmatrix des geschlossenen Regelkreises manuell platziert. Mit einer zusätzlichen Vorsteuerung kann der stationäre Fehler in der Querabweichung für die Pfadfolgeregelung beseitigt werden. Die verbleibende Regelabweichung in der Orientierung entspricht dem Schwimmwinkel, sodass der Kurswinkel mit der Tangente zum Referenzpfad übereinstimmt.

Kim, Kang und Yi [Kim+11] sowie Soudbakhsh und Eskandarian [SE12] verwenden als Basis der lateralen Folgeregelung dasselbe Modell. Anstatt die Rückführung manuell durch Polplatzierung auszulegen wird ein linear-quadratischer Regler (LQR) verwendet. Die Gewichtungsmatrizen des Gütefunktionalen werden in den Veröffentlichungen durch gezieltes Ausprobieren bestimmt.

Das laterale Folgen einer Referenztrajektorie wird in den Arbeiten von Ackermann et al. [Ack+95], He et al. [He+06] sowie Soudbakhsh und Eskandarian [SE12] mithilfe einer Sliding Mode Regelung (SMC) durchgeführt. Bei diesem Verfahren handelt es sich um einen nichtlinearen Regler bei dem, durch das Umschalten des Reglergesetzes, die Systemtrajektorien beschränkt werden, sodass diese in einem Unterraum des Systemzustands verbleiben. Als Grundlage für den Reglerentwurf wird das lineare Einspurmodell verwendet und mit dem Regler die Gierrate eingeregelt, welche benötigt wird, um der Referenztrajektorie zu folgen. SMC können Aktuatorbeschränkungen gut berücksichtigen und sind robust gegenüber Strecken sowie externen Störungen. Aufgrund der Umschaltung neigt der SMC zum Rattern. Daher wird in den referenzierten Ansätzen anstelle einer harten Umschaltung über die Signumfunktion ein weicher Übergang zwischen den Stellgesetzen mittels der Sättigungsfunktion vorgenommen. Um dem Problem des Ratterns entgegen zu wirken verwenden Manceur und Menhour [MM13] sowie Tagne, Talj und Charara [Tag+16] eine SMC höherer Ordnung und den Super Twisting Algorithmus.

Tagne, Talj und Charara [Tag+16] entwerfen zudem einen Regler welcher auf der Immersion und Invarianz (I&I) Methode beruht. Die Grundidee besteht darin, dem zu regelndem System das Verhalten eines gewünschten Zielsystems niedrigerer Ordnung aufzuzwingen. Dafür wird ein Zustandsregler gesucht, welcher garantiert, dass das geschlossene System das vorgegebene dynamische Verhalten zeigt. Die Regelung muss dazu führen, dass der Zustand des Systems gegen einen invarianten anziehenden Unterraum des Zustandsraums konvergiert. Somit kann die SMC als ein Spezialfall der I&I Regelung betrachtet werden. Die Zieldynamik wird aus dem linearen Einspurmodell abgeleitet, das in diesem Fall mit den Zustandsvariablen lateraler Fehler, dessen zeitlicher Ableitung, dem Gierratenfehler und dem Schwimmwinkelfehler definiert wird. Für das gewünschte Verhalten ist gefordert, dass der laterale Fehler und die zeitliche Ableitung Null sind. Das Zielsystem ist demnach der Unterraum, in dem diese Bedingung erfüllt ist, und somit ergeben sich als verbleibende Zustandsgrößen der Gierratenfehler und der Schwimmwinkelfehler. Das resultierende Regelgesetz kann als ein Zustandsregler zur Konvergenz zum gewünschten Teil des Zustandsraums und als ein PID Regler zur Ausregelung von Störungen interpretiert werden.

Daneben bestehen Konzepte für einen adaptiven Regler auf der Basis des linearen Einspurmodells zur Pfadfolgeregelung, welche somit den Regler auf das beobachtete Systemverhalten anpassen können. Während Netto, Chaib und Mammar [Net+05] einen Self-Tuning Regler entwerfen, stellen Shirazi und Rad [SR18] einen \mathcal{L}_1 adaptiven

Regler vor.

Pfadfolgeregelung basierend auf dem nichtlinearen Einspurmodell

Falcone et al. [Fal+07] präsentieren einen MPC, welcher auf dem nichtlinearen Einspurmodell und dem Pacejca Reifenmodell beruht. Als Gütefunktion wird der quadratische Fehler in der Gierrate und der lateralen Position sowie die quadratische Änderung des Lenkwinkels herangezogen. Diese wird unter Berücksichtigung der Systemdynamik als Nebenbedingung optimiert. Aufgrund des genauen Prädiktionsmodells kann das Fahrzeug auch im Bereich der nichtlinearen Fahrdynamik entlang eines Referenzpfades geführt werden.

2.2.2. Trajektorienfolgeregelung

Im Folgenden werden beispielhafte Ansätze zur kombinierten Längs- und Querregelung des Fahrzeuges entlang einer vorgegeben Referenztrajektorie vorgestellt.

Trajektorienfolgeregelung basierend auf einem kinematischen Modell

In dem Beitrag von d'Andréa-Novel, Campion und Bastin [dAn+95] wird das kinematische Einspurmodell mit einem Integrator erweitert, sodass die Lenkwinkelrate als Systemeingang betrachtet wird. Dadurch liegt ein eingangsaffines System vor. Der Systemausgang wird durch die Position eines Punktes beschrieben, der sich vor dem Fahrzeug in einer Linie mit dem Lenkwinkel befindet. Durch diese Betrachtungsweise ist eine Eingangs-Ausgangslinearisierung möglich und für das resultierende lineare System kann wiederum ein linearer Regler zur Trajektorienfolgeregelung ausgelegt werden.

Solea und Nunes [SN07] entwerfen auf Basis des kinematischen Einspurmodells einen Sliding-Mode Regler, welcher die Quer- und Längsführung entlang einer Referenztrajektorie übernimmt. Da mit der Geschwindigkeit und dem Lenkwinkel lediglich zwei Stellgrößen zur Minimierung von drei Regelgrößen zur Verfügung stehen, werden die Fehler in der Orientierung zur Trajektorie und der Querabweichung in einer Gleitebene zusammengefasst.

Werling und Groll [WG09] formulieren das zu regelnde System in Abhängigkeit der Bogenlänge entlang der Referenztrajektorie anstelle einer Formulierung in der die Zeit als unabhängige Variable verwendet wird, um den Fahrzeugstillstand im Regler zu beherrschen, da dieser bei einer zeitabhängigen Modellierung eine Singularität darstellt. Anschließend wird unter Verwendung der von Fliess et al. [Fli+95] für das kinematische Einspurmodell hergeleiteten Eigenschaft der differentiellen Flachheit ein Regler für das automatische Einparken und Manövrieren entworfen.

Ein weiterer Ansatz besteht darin, die Trajektorienfolgeregelung anhand einer Lyapunov Funktion zu entwerfen. In Kanayama et al. [Kan+90] wird ein Regler für ein kinematisches Modell ausgelegt, dessen Stabilität für eine stationäre Referenztrajektorie nachgewiesen werden kann. Im Hinblick darauf, dass die Referenztrajektorie

in der Regel zeitvariant ist, wird durch Jiang und Nijmeijer [JN97] eine aufbauende Arbeit vorgestellt. Da der laterale Fehler nicht direkt durch die Kursrate, welche in den beiden Veröffentlichungen die Stellgröße darstellt, steuerbar ist, wird durch Integrator Backstepping eine neue Variable eingeführt. Anschließend wird ein auf einer quadratischen Lyapunov Funktion beruhender Regler bestimmt, für den auch bei zeitveränderlichen Trajektorien Stabilität nachgewiesen werden kann.

Aufgrund der Reglerauslegung mit dem kinematischen Einspurmodell und der damit einhergehenden Vernachlässigung des dynamischen Verhaltens sind die Methoden in der Regel lediglich bei moderaten Geschwindigkeiten gültig.

Trajektorienfolgeregelung basierend auf dem linearen Einspurmodell

Guo, Hu und Wang [Guo+16] verwenden ebenfalls die Backstepping Methode, um schrittweise durch die Konstruktion von Lyapunov Funktionen das Trajektorienfolgeproblem, welches hier für den Spezialfall der Bremsausweichmanöver betrachtet wird, zu stabilisieren. Grundlage des Reglerentwurfs bildet das lineare Einspurmodell, welches in der Veröffentlichung durch die Berücksichtigung der aerodynamischen Einflüsse einen nichtlinearen Anteil besitzt.

Kim, Kang und Yi [Kim+11] verwenden in ihrem Ansatz zur Trajektorienfolgeregelung für die longitudinale Komponente einen PID Regler und legen zur Querverführung einen LQR aus. Dabei wird zur Auslegung des lateralen Reglers und zur Aufstellung der Riccati Gleichung eine Formulierung des linearen Einspurmodells in Bezug auf die lateralen Fehler zur Referenztrajektorie verwendet.

Turri et al. [Tur+13] entwerfen, basierend auf einem linearisierten Einspurmodell, einen MPC, welcher für eine Kollisionsvermeidungstrajektorie den optimalen Lenkeingriff bestimmt. Damit jedoch die nichtlinearen Einflüsse der Fahrzeugdynamik berücksichtigt werden können, wird das Vorhersagemodell als lineares, parameterveränderliches (LPV) Modell in Abhängigkeit von longitudinalen Profilen definiert, sodass sich dieses somit in Abhängigkeit vom dynamischen Zustand des Fahrzeuges verändert. Vor der Bestimmung des lateralen Aktuatoreingriffs wird eine Menge von Längsprofilen ermittelt, die durch einen vorgegebenen Bremsingriff definiert sind. Für jedes dieser Profile wird der modellprädiktive Regler ausgeführt. In einer abschließenden Kostenfunktion wird schließlich die beste Variante aus der Menge ausgewählt. Indem das Prädiktionsmodell mittels des LPV Modells definiert wird, lassen sich die für die Optimierung benötigten Berechnungen verringern, sodass der Algorithmus verglichen mit einem nichtlinearen modellprädiktiven Regler in einer kürzeren Zeit gelöst werden kann.

Trajektorienfolgeregelung basierend auf dem nichtlinearen Einspurmodell

Einen mit Turri et al. [Tur+13] vergleichbaren Ansatz verfolgen Attia, Orjuela und Basset [Att+14]. Anstatt des LPV Modells wird allerdings das nichtlineare Einspurmodell als Prädiktionsmodell verwendet, sodass ein nichtlinearer modellprädiktiver Regler (NMPC) ausgelegt wird. Dieser wird zur Bestimmung des Lenkradwinkels verwendet und regelt somit das Fahrzeug lediglich entlang eines Pfades. Für die Einregelung

der Geschwindigkeit wird ein Lyapunov Ansatz verfolgt, welcher unter dem Aspekt ausgelegt wird, dass der Fehler zwischen der Ist- und Sollgeschwindigkeit gegen Null konvergieren soll. Durch die gleichzeitige Verwendung der beiden Regler entsteht ein System zur Trajektorienfolgeregelung.

Fuchshumer, Schlacher und Rittenschober [Fuc+05b] sowie Heß, Althoff und Sattel [Heß+13] nutzen die Eigenschaft der differentiellen Flachheit des nichtlinearen Einspurmodells für eine kombinierte laterale und longitudinale Trajektorienfolgeregelung aus. Dabei wird die Quer- und Längsgeschwindigkeit für einen auf der Fahrzeuglängsachse nach vorne oder hinten versetzten Punkt als fiktiver flacher Ausgang definiert. Mit dem Ausgang und den entsprechenden Zeitableitungen wird mit einer nichtlinearen Zustandsrückführung ein lineares System erreicht. Für dieses wird mit einem linearen Regler die eigentliche Trajektorienfolgeregelung ausgelegt.

Zwei Problematiken, welche sich bei den bestehenden Ansätze zur Trajektorienfolgeregelung ergeben, sind zum einen, wie die Trajektorienfolgeregelung ohne hochgenaue Sensoren, welche eine Lokalisierung relativ zur Referenztrajektorie vornehmen, durchgeführt werden kann. Ohne diese ist die Berechnung der Positionsabweichungen nicht möglich. Zum anderen besteht die Fragestellung, wie die zyklische Neuplanung, welche die Trajektorie von der aktuellen Position aus plant und somit die Abweichungen zwischen Ist- und Sollposition zu Null setzt, in das Konzept zur Trajektorienfolgeregelung integriert werden kann. Aus diesen Gründen können die meisten Ansätze aus der Literatur nicht ohne weitere Anpassungen für die Einregelung einer zyklisch neu geplanten Trajektorie verwendet werden.

3

Modellbildung der Fahrzeugbewegung

Der Mensch als Fahrzeugführer hat über die Erfahrungen als Fahrer den Zusammenhang zwischen der Lenkrad- sowie den Pedalstellungen und der Fahrzeugbewegung erlernt. Eine Regelung, die das Fahrzeug möglichst exakt auf einer vorgegebenen Referenztrajektorie führt, muss ebenfalls diese Prinzipien und somit das Bewegungsverhalten berücksichtigen. In diesem Kapitel wird die Modellierung der Fahrdynamik in verschiedenen komplexen Abstufungen hergeleitet, sodass eine möglichst realitätsnahe mathematische Beschreibung der Fahrzeugbewegung erzielt wird.

Da das dynamische Fahrverhalten jedoch nicht nur auf die eigentliche Fahrdynamik zurückzuführen ist, sondern auch zum Beispiel davon abhängig wie schnell sich ein gewünschter Lenkradwinkel einregeln lässt, werden ergänzend sowohl die geschlossenen Regelkreise der unterlagerten Aktoren als auch externe Störungen, welche das Fahrverhalten verändern, modelliert.

3.1. Fahrdynamik

Die Fahrdynamik spezifiziert sowohl die Bewegung im Raum als auch die Kräfte und Momente, welche auf das Fahrzeug einwirken und über die vier Radaufstandsflächen auf die Fahrbahn übertragen werden. Unter der Annahme eines starren Fahrzeugchassis umfasst die Bewegung des Fahrzeugaufbaus die drei translatorischen Freiheitsgrade x, y, z und die drei rotatorischen Freiheitsgrade φ, θ, ψ . Im Allgemeinen wird eine Unterteilung in die Längs-, Quer- und Vertikaldynamik vorgenommen. Dabei wird die Bewegung in der $x - y$ -Ebene sowie die rotatorische Bewegung um die Hochachse, beschrieben über den Gierwinkel ψ , zur Längs- und Querdynamik gezählt. Die translatorische Bewegung entlang der Hochachse sowie die Drehbewegungen um die Längsachse (Wankwinkel φ) und um die Querachse (Nickwinkel θ) sind der Vertikaldynamik zuzuordnen. Im Folgenden orientieren sich die Benennung der Größen und die Notation an der Norm *Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe (ISO 8855:2011)* [DIN01].

3.1.1. Koordinatensysteme

Zur Übersicht werden die verschiedenen im Verlauf dieser Arbeit verwendeten Koordinatensysteme erläutert und zueinander in Bezug gestellt, welches zudem in Abbil-

dung 3.1 graphisch dargestellt ist.

Ortsfestes Koordinatensystem

Das ortsfeste Koordinatensystem $({}_E x, {}_E y, {}_E z)$ ist ein globales Koordinatensystem, dessen Ursprung in der Horizontalebene, welche durch die ${}_E x$ - und ${}_E y$ - Achsen aufgespannt wird, fixiert ist. Die ${}_E z$ - Achse ist orthogonal zu dieser, sodass die Achsen ein kartesisches Rechtssystem bilden. Das Koordinatensystem wird durch den vorgestellten Index E gekennzeichnet.

Fahrzeugfestes Koordinatensystem

Das fahrzeugfeste Koordinatensystem $({}_V x, {}_V y, {}_V z)$ ist an den Fahrzeugaufbau gebunden und wird mit dem Index V bezeichnet. Die ${}_V x$ - Achse liegt in der Längsachse des Fahrzeuges und ist nach vorne gerichtet. Darüber hinaus zeigt die ${}_V y$ - Achse aus Fahrzeugsicht nach links und die ${}_V z$ - Achse nach oben. Der Ursprung des Koordinatensystems ist im Fahrzeugschwerpunkt definiert. Das fahrzeugfeste Koordinatensystem kann, bei Vernachlässigung der Vertikaldynamik, in das ortsfeste Koordinatensystem mittels drei Translationen und einer Rotation um den Gierwinkel ψ überführt werden.

Reifenfestes Koordinatensystem

Der Ursprung des reifenfesten Koordinatensystems $({}_T x, {}_T y, {}_T z)$, welches mit dem Index T bezeichnet wird, liegt im jeweiligen Radaufstandspunkt. Die ${}_T x$ - sowie ${}_T y$ - Achsen befinden sich in der Fahrbahnebene und die ${}_T y$ - Achse steht orthogonal auf dieser. Die ${}_T x$ - Achse ist durch die Schnittlinie der Fahrbahnebene mit der Radmittelebene gegeben. Gegenüber dem fahrzeugfesten Koordinatensystem ist für die Vorderachse das reifenfeste Koordinatensystem durch drei Translationen und eine Rotation um den Lenkwinkel am Rad δ_T gegeben. Hingegen ist an der un gelenkten Hinterachse das Reifenkoordinatensystem durch reine Translationen der Basis festgelegt.

Kurvenlineares Koordinatensystem

Das kurvenlineare Koordinatensystem ist entlang eines definierten beliebigen Referenzpfads mit kontinuierlicher Krümmung (G^2 Stetigkeit) definiert. Im Zusammenhang des automatisierten Fahrens wird der Referenzpfad zumeist durch eine Spurmarkierung gegeben, sodass mithilfe der Frenet-Serret Formeln [Wer+10], welche als lokal invertierbare Transformation dienen, die Fahrbahn entkrümmt wird. Entsprechend werden Positionen in der Fahrbahnebene mit einer Längskoordinate entlang der Referenz und einer dazu orthogonalen Koordinate beschrieben. Somit ist das dargestellte Koordinatensystem nicht, wie die zuvor beschriebenen, der Klasse der kartesischen Koordinatensysteme zuzuordnen, sondern den Krummlinigen. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Koordinatensystem von dem Planungsalgorithmus, welcher zur Generierung der einzuregelnden Referenztrajektorie herangezogen wird, verwendet.

3.1.2. Detaillierungsgrad

Je nach Anwendungsfall des Fahrdynamikmodells wird eine unterschiedliche Anzahl an Freiheitsgraden modelliert (vgl. [Sch+18; MW14]). Die präziseste Beschreibung des Fahrverhaltens wird mittels räumlicher Mehrkörpermodelle erzielt, welche nicht nur die Freiheitsgrade des Fahrzeugaufbaus berücksichtigen, sondern auch die Räder als miteinander verbundene bewegliche Einzelmassen betrachten. Aufgrund der Komplexität ist diese Form der Modellierung jedoch für die Auslegung einer Trajektorienfolgeregelung ungeeignet. Da zudem die Vertikaldynamik lediglich einen geringen Einfluss auf die für eine Trajektorienfolgeregelung relevante Bewegung des Fahrzeugaufbaus in der ${}_{E}x\text{-}y$ -Ebene hat, werden diese drei Freiheitsgrade in der Modellbildung vernachlässigt. Dadurch ergibt sich eine Modellierung, welche lediglich die translatorische Bewegung in Längs- und Querrichtung sowie die rotatorische Bewegung um die Hochachse des Fahrzeuges berücksichtigt. Als gebräuchlichste Modelle [Kel17] sind mit aufsteigendem Detaillierungsgrad das Massenpunktmodell, das kinematische Einspurmodell, das lineare Einspurmodell sowie das nichtlineare Ein- oder Zweispurmodell zu nennen. Den Umstand, dass ein Fahrzeug ein nicht-holonomisches System ist, berücksichtigt das Massenpunktmodell, lediglich mittels kinematischer Beschränkungen und wird aufgrund der im Vergleich zu den anderen Modellen geringsten Komplexität häufig in der Trajektorienplanung verwendet. Aufgrund dieser reinen kinematischen Betrachtung und der Vereinfachung des Bewegungsverhaltens ist diese Modellierung jedoch für eine Trajektorienfolgeregelung ungeeignet.

Der Vorteil des Zwei- gegenüber dem Einspurmodell liegt in der Betrachtung radselektiver Eingriffe. Da jedoch in dieser Arbeit die Annahme getroffen wird, dass als Stellgrößen lediglich der einzuregelnde Lenkradwinkel δ_{ref} und die gewünschte Längsbeschleunigung $a_{x, \text{ref}}$ zur Verfügung stehen, bietet das Zweispurmodell keinen signifikanten Vorteil gegenüber der Vereinfachung des Einspurmodells. Diese Festlegung der Stellgrößen begründet sich aus der Tatsache, dass das Testfahrzeug, welches während der Entwicklung zur Verfügung stand, ebendiese Schnittstellen besitzt. Aus diesem Grund wird für die Auslegung der Trajektorienfolgeregelung auf ein Einspurmodell zurückgegriffen, wobei zur Evaluation des geschlossenen Reglerverhaltens das zu regelnde Fahrzeug mit einem Zweispurmodell modelliert wird.

3.1.3. Nichtlineare Beschreibung der Fahrdynamik

Zur Erzielung einer nichtlinearen Beschreibung der Querdynamik wird das nichtlineare Einspurmodell [RS40] in Kombination mit einem Magic Formula Reifen Modell [Pac12] verwendet.

Nichtlineares Einspurmodell

Für das Einspurmodell werden jeweils die Reifen an der Vorder- und Hinterachse zu einem gemeinsamen Rad in der Fahrzeuglängsachse zusammengefasst. Die imaginären Radaufstandspunkte, an welchen die Reifenkräfte wirken, liegen in der Achsmitte. Die Fahrzeugmasse m und das Trägheitsmoment um die Hochachse J_z werden im Massenschwerpunkt S_{CM} des Fahrzeuges, welcher in der Fahrbahnebene

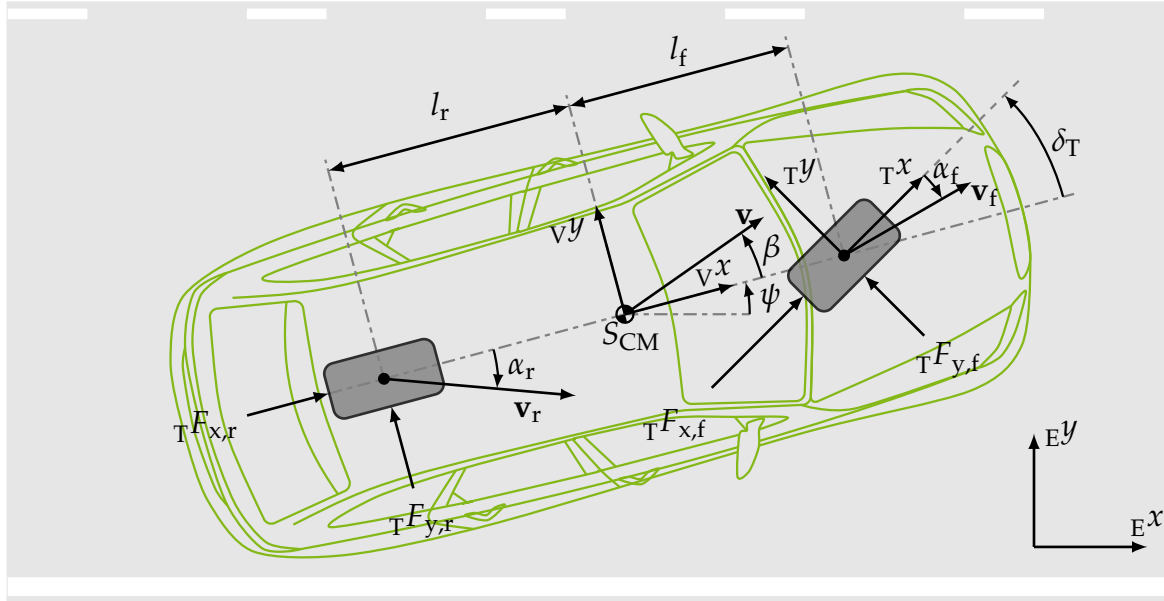


Abbildung 3.1.: Illustration des Einspurmodells und der relevanten geometrischen sowie dynamischen Größen. Dargestellt sind ausgehend vom Fahrzeugschwerpunkt S_{CM} der Geschwindigkeitsvektor \mathbf{v} der sich um den Schwimmwinkel β von der Fahrzeuglängsachse unterscheidet. An den zusammengefassten Reifen sind jeweils die angreifenden Kräfte in Längs- und Querrichtung eingezeichnet und die für die Bestimmung der lateralen Reifenkräfte ${}^T F_{x,f}$, ${}^T F_{x,r}$ wichtigen Schräglaufwinkel α_f , α_r .

liegt, zusammengefasst. Weiterhin wird angenommen, dass die Verteilung der Radlast zwischen Vorder- und Hinterachse stets konstant bleibt. Eine Darstellung des Modells und der relevanten Größen ist in Abbildung 3.1 gegeben.

Der Radstand l setzt sich aus den Abständen des Massenschwerpunkts zur Vorderachse l_f sowie zur Hinterachse l_r zusammen (vgl. [Vie]). Dabei ergibt sich das folgende Zustandsdifferentialgleichungssystem für die Fahrzeugbewegung zu:

$$\dot{\mathbf{x}} = f(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{bmatrix} \tilde{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ v \cos(\beta + \psi) \\ v \sin(\beta + \psi) \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}, \quad \tilde{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \begin{bmatrix} f_1(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ f_2(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \\ f_3(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \end{bmatrix}, \quad (3.1.1)$$

mit dem Zustands- und Eingangsvektor im fahrzeugfesten Koordinatensystem:

$$\mathbf{x} = [v, \beta, \dot{\psi}, x, y, \psi]^T, \quad \mathbf{u} = [{}^V F_x, \delta_T]^T, \quad (3.1.2)$$

wobei das Teilsystem $\tilde{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u})$, mit der Systemordnung $\tilde{n} = 3$, von der Position x, y und dem Gierwinkel ψ unabhängig ist und das nichtlineare Einspurmodell darstellt. Die Zustandsdifferentialgleichungen für die Geschwindigkeit v , den Schwimmwinkel β und die Gierrate $\dot{\psi}$ ergeben sich aus der Kräfte- und Momentenbilanz:

$$f_1(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \dot{v} = \frac{\sum_V F_x \cos \beta + \sum_V F_y \sin \beta}{m}, \quad (3.1.3)$$

$$f_2(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \dot{\beta} = \frac{\sum \sqrt{F_y} \cos \beta - \sum \sqrt{F_x} \sin \beta}{mv} - \dot{\psi}, \quad (3.1.4)$$

$$f_3(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \ddot{\psi} = \frac{-\sqrt{F_{y,r}} l_r + \sqrt{F_{y,f}} l_f}{J_z}. \quad (3.1.5)$$

Die $r = 2$ Eingangsgrößen des Systems sind zum einen der Lenkwinkel an der Vorderachse δ_T und zum anderen die Längskraft $\sqrt{F_x}$, welche auf das Fahrzeug wirkt. Diese kann mittels des Faktors γ zwischen der Vorder- und Hinterachse aufgeteilt werden:

$$\sqrt{F_{x,f}} = \gamma \sqrt{F_x}, \quad \sqrt{F_{x,r}} = (1 - \gamma) \sqrt{F_x}, \quad \gamma \in [0, 1]. \quad (3.1.6)$$

Dabei ergeben sich die lateralen Kräfte aus der Auswertung eines Reifenmodells.

Pacejka Reifenmodell

Da der Reifen das Bindeglied darstellt, das den Kraftschluss zwischen dem Fahrzeug und der Straße herstellt, ist eine detaillierte Betrachtung erforderlich. Die Reifenquerkräfte werden mit der von Pacejka [Pac12] entwickelten Magic Formula bestimmt, welche in die Klasse der empirischen Reifenmodelle einzuordnen ist. In Abhängigkeit des Schräglaufwinkels α_i , dem Winkel zwischen der Tx -Achse und der Richtung der Reifengeschwindigkeit, wird eine laterale Kraft auf das Fahrzeug übertragen:

$${}_T F_{y,i} = D_i \sin(C_i \arctan(B_i \tan \alpha_i - E_i (B_i \tan \alpha_i - \arctan(B_i \tan \alpha_i)))) \quad i \in \{f, r\}. \quad (3.1.7)$$

Dieses Modell basiert auf der Approximation der Kraft mithilfe von algebraischen Funktionen, wobei die Parametrisierung mittels des Steifigkeitsfaktors B_i , dem Formfaktor C_i , der maximalen Kraft D_i und des Dehnungsfaktors E_i eine Anwendbarkeit auch für große Schräglaufwinkel α_i ermöglicht [Sch+18]. Die Parameter hängen unter anderem vom Haftbeiwert μ und der Radlast F_z ab. Die Variable $\tan \alpha_i$ wird als lateraler Schlupf bezeichnet. Abbildung 3.2 zeigt das Magic Formula Reifenmodell und den Einfluss der Parameter auf den Verlauf der Kurve. Zudem wird ein graphi-

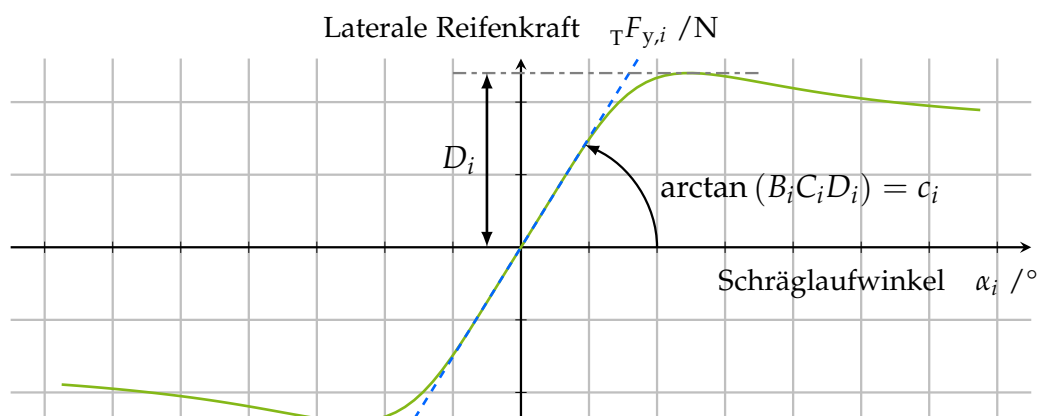


Abbildung 3.2.: Laterale Reifenkraft als Funktion des Schräglaufwinkels. Für kleine Schräglaufwinkel lässt sich der Zusammenhang linearisieren, wobei die Steigung der Schräglaufsteifigkeit bzw. dem Arkustangens des Produkts $B_i C_i D_i$ entspricht.

scher Vergleich zu einem linearen Reifenmodell gezogen. Für kleine Schräglaufwinkel ($\alpha < 4^\circ$ vgl. [Mey15]) kann die Kraft-Schräglaufwinkelkurve durch eine Gerade mit der Steigung der Schräglaufsteifigkeit approximiert werden.

Die Schräglaufwinkel an dem jeweiligen Reifen ergeben sich aus dem Quotienten der lateralen und longitudinalen Geschwindigkeit:

$$\alpha_f = \delta_T - \arctan\left(\frac{v \sin \beta + l_f \dot{\psi}}{v \cos \beta}\right) \quad \alpha_r = -\arctan\left(\frac{v \sin \beta - l_r \dot{\psi}}{v \cos \beta}\right). \quad (3.1.8)$$

Zur Bestimmung der Fahrzeugbewegung müssen die Reifenkräfte am gelenkten Vorderrad über den Lenkwinkel in das Fahrzeugkoordinatensystem rotiert werden.

3.1.4. Lineare Beschreibung der Fahrzeugquerdynamik

Für eine Bestimmung der Fahrzeugquerdynamik ist in der Mehrheit der Fahrsituationen eine lineare Betrachtung ausreichend. Die Grenze der Anwendbarkeit des linearen Einspurmodells liegt auf asphaltierten Straßen bei trockener Witterung bei einer Zentripetalbeschleunigung von ungefähr $0,4 \text{ m/s}^2$ [MW14]. Durch die Ausnutzung der Kleinwinkelnäherung und der Verwendung eines linearen Reifenmodells lässt sich die laterale Fahrzeugbewegung mittels eines linearen Modells beschreiben. Die trigonometrischen Beziehungen werden jeweils für den Schwimmwinkel als auch für den Lenkwinkel linearisiert:

$$\sin \delta_T = \delta_T, \quad \cos \delta_T = 1, \quad \sin \beta = \beta, \quad \cos \beta = 1. \quad (3.1.9)$$

Zudem wird die Geschwindigkeit im Schwerpunkt als konstant angenommen $a = 0$, sodass diese keine Zustandsgröße des Systems darstellt. Durch diese vereinfachte Betrachtung ergeben sich die Schräglaufwinkel zu:

$$\alpha_f = -\beta + \delta_T - \frac{l_f \dot{\psi}}{v}, \quad \alpha_r = -\beta + \frac{l_r \dot{\psi}}{v}. \quad (3.1.10)$$

Die Reifenkraft berechnet sich bei der Verwendung der linearisierten Kraft-Schräglaufwinkelkurve aus dem Produkt des Schräglaufwinkels mit der Schräglaufsteifigkeit:

$${}_T F_{y,i} = c_i \alpha_i \quad i \in \{f, r\}. \quad (3.1.11)$$

Somit können die linearisierten Differentialgleichungen für den Schwimmwinkel und die Gierrate im folgenden Zustandsraummodell zusammengefasst werden:

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} -\frac{c_f + c_r}{mv} & \frac{c_r l_r - c_f l_f}{mv^2} - 1 \\ \frac{c_r l_r - c_f l_f}{J_z} & -\frac{c_r l_r^2 - c_f l_f^2}{J_z v} \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} \frac{c_f}{mv} \\ \frac{l_f c_f}{J_z} \end{bmatrix} \delta_T, \quad \mathbf{x} = \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}. \quad (3.1.12)$$

Zudem kann jeweils ein PDT_2 System als Übertragungsfunktion angegeben werden:

$$G_\beta(s) = \frac{\beta(s)}{\delta_T(s)} = \frac{b_{\beta 0} + b_{\beta 1} s}{a_{\beta 0} + a_{\beta 1} s + a_{\beta 2} s^2}. \quad (3.1.13)$$

$$G_{\dot{\psi}}(s) = \frac{\dot{\psi}(s)}{\delta_T(s)} = \frac{b_{\dot{\psi}0} + b_{\dot{\psi}1}s}{a_{\dot{\psi}0} + a_{\dot{\psi}1}s + a_{\dot{\psi}2}s^2}. \quad (3.1.14)$$

3.1.5. Stationäres Lenkverhalten bei konstanter Kreisfahrt

Unter der Annahme einer Fahrt mit einer festen Fahrzeuggeschwindigkeit auf einem Kreis mit konstantem Radius ρ ergibt sich ebenfalls ein konstanter Lenkwinkel sowie auch ein gleichbleibender Wert für die Zustandsgrößen Gierrate und Schwimmwinkel. Aufgrund der gewählten Bedingungen entsteht somit weiterhin eine konstante Zentripetalbeschleunigung. Insgesamt können demnach folgende Zusammenhänge festgehalten werden:

$$\delta_T = \text{const.}, \quad \dot{\delta}_T = 0, \quad (3.1.15)$$

$$\dot{\psi} = \text{const.}, \quad \ddot{\psi} = 0, \quad (3.1.16)$$

$$\beta = \text{const.}, \quad \dot{\beta} = 0, \quad (3.1.17)$$

$$\rho = \frac{v}{\dot{\psi} + \dot{\beta}} = \frac{v}{\dot{\psi}} = \text{const.} \quad (3.1.18)$$

Durch Verwendung der Bedingungen in der Kräfte- und Momentensumme des linearen Einspurmodells lässt sich eine Beziehung für die Winkeldifferenz der beiden Schräglaufwinkel (vgl. Gleichung 3.1.10) aufstellen:

$$\alpha_f - \alpha_r = \underbrace{\frac{m}{l} \left(\frac{l_r c_r - l_f c_f}{c_f c_r} \right)}_{k_{EG}} \frac{v^2}{\rho}. \quad (3.1.19)$$

Dabei stellt der mit k_{EG} bezeichnete Term den Eigenlenkgradienten des Fahrzeuges dar, welcher die Fahreigenschaften während Lenkbewegungen charakterisiert. Zur Bestimmung des Lenkwinkels, welcher notwendig ist um einer Kreisbahn mit definierten Radius bei fester Geschwindigkeit zu folgen, wird zunächst aus der Gleichung des hinteren Schräglaufwinkels der sich ergebende Schwimmwinkel bestimmt:

$$\beta = l_r \frac{\dot{\psi}}{v} - \alpha_r = \frac{l_r}{\rho} - \frac{m l_f v^2}{c_r l \rho}. \quad (3.1.20)$$

Aus der Beziehung des Schräglaufwinkels am Vorderrad und Gleichung 3.1.19 ergibt sich der für die stationäre Kreisbahn benötigte Lenkwinkel:

$$\delta_T = l_f \frac{\dot{\psi}}{v} + \alpha_f + \beta = \underbrace{\frac{l}{\rho}}_{\delta_A} + \underbrace{\frac{m}{l} \left(\frac{l_r c_r - l_f c_f}{c_f c_r} \right)}_{k_{EG}} \underbrace{\frac{v^2}{\rho}}_{a_y}. \quad (3.1.21)$$

Der Lenkwinkel besteht aus der Summe des Ackermannlenkwinkels δ_A und der Multiplikation des Eigenlenkgradienten mit der Querschleunigung. Entsprechend dem Vorzeichen des Eigenlenkgradientens nimmt der Lenkradwinkel, der zur Einhaltung der Kreisbahn mit konstantem Radius erforderlich ist, mit zunehmender Geschwin-

digkeit zu beziehungsweise ab.

3.2. Modellbildung der unterlagerten Aktorik

Da die unterlagerte Regelung des Lenkradwinkels und der Beschleunigung des Fahrzeuges eine zusätzliche Dynamik in das Gesamtsystem miteinbringt, werden die geschlossenen Regelkreise modelliert. Aus den Ausgangsgrößen der Modelle, nämlich der eingeregelt Lenkradwinkel δ_{act} und der Fahrzeuglängsbeschleunigung a_x , lassen sich mithilfe der Lenkübersetzung und der Fahrzeugmasse die Eingangsgrößen der Fahrdynamikmodellierung, der Lenkwinkel am Rad und die Längskraft, bestimmen:

$$\delta_T = \frac{\delta_{\text{act}}}{i_s}, \quad vF_x = ma_x. \quad (3.2.1)$$

Zur Bestimmung der Modelle erfolgt eine experimentelle Modellbildung [Ise06] anhand von Messdaten, welche in einem Testfahrzeug aufgenommen worden sind.

3.2.1. Lenkradwinkelregelung

Für große Lenkradwinkel und hohe Sollwertabweichungen lässt sich die Modellierung des Verhaltens des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises wie bei M. Keller [Kel17] mit einem nichtlinearen Verzögerungsglied 2. Ordnung, mit der Verstärkung K_δ , der Dämpfungskonstante d_δ und der Zeitkonstante T_δ , realisieren:

$$\ddot{\delta}_{\text{act}} = \frac{K_\delta}{T_\delta^2} \delta_{\text{ref}} - \frac{1}{T_\delta^2} \delta_{\text{act}} - \frac{2d_\delta}{T_\delta} l(\dot{\delta}_{\text{act}}), \quad (3.2.2)$$

wobei sich die Nichtlinearität aus einer Begrenzung der Winkelgeschwindigkeit des Lenkrades ergibt:

$$l(\dot{\delta}_{\text{act}}) = \begin{cases} \dot{\delta}_{\text{min}}, & \text{für } \dot{\delta}_{\text{act}} \geq \dot{\delta}_{\text{min}} \\ \dot{\delta}_{\text{act}}, & \text{für } \dot{\delta}_{\text{min}} < \dot{\delta}_{\text{act}} < \dot{\delta}_{\text{max}} \\ \dot{\delta}_{\text{max}}, & \text{für } \dot{\delta}_{\text{act}} \leq \dot{\delta}_{\text{max}} \end{cases}. \quad (3.2.3)$$

Speziell für kleine Lenkradwinkel, wie sie bei Fahrten auf der Autobahn auftreten, nimmt der Einfluss von weiteren Nichtlinearitäten und Störungen zu, sodass eine Erweiterung des Modells für eine realitätsnahe Betrachtung in der Simulation notwendig ist. Für geringe Veränderungen des Referenzlenkradwinkels ist die Auswirkung der Haftreibung auf das Verhalten des Regelkreises hoch. Zudem wirken stochastische Effekte, beispielsweise verursacht durch die Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche, auf die Lenkung ein. Diese nehmen primär bei Lenkradwinkeln im Bereich der Nullstellung einen bemerkbaren Einfluss. Die Relevanz einer Erweiterung der Modellierung wird in Abbildung 3.3 veranschaulicht, welche die Messung des Soll- und Istwerts des Lenkradwinkels während der Fahrt auf einer Autobahn zeigt. Zusätzlich offenbart ein Vergleich der Messung des Lenkradwinkels mit der entsprechenden Messung der

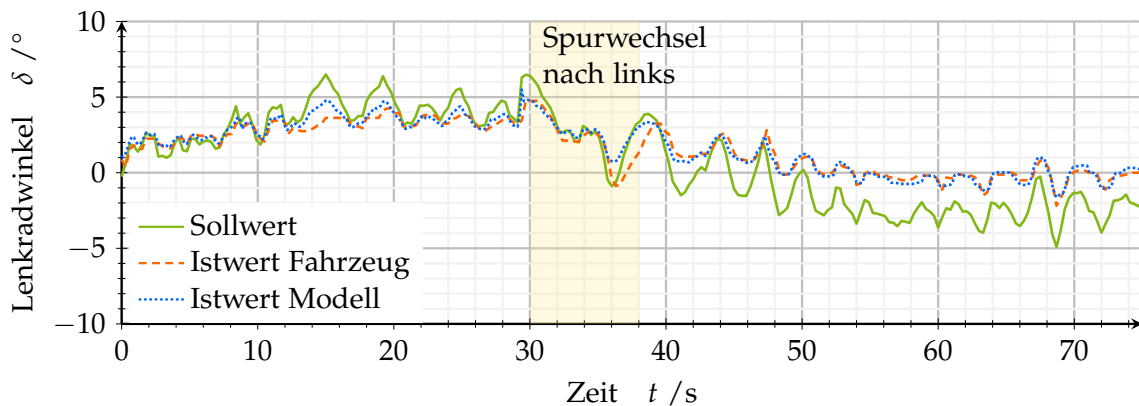


Abbildung 3.3.: Messung des Soll- und Istwerts des Lenkradwinkels während der Fahrt auf einer Autobahn. Vergleichend dazu ist die Antwort des modellierten Lenkradwinkelregelkreises auf die Anregung mit dem Sollwert dargestellt. Mit einer Schattierung ist der Bereich eines Spurwechsels gekennzeichnet, welcher mit dem Beginn der lateralen Bewegung zur Zielspur beginnt und mit dem Erreichen der Spurmitte endet.

fahrdynamischen Größen, dass eine Verschiebung der Nullstellung des Lenksystems und eine leichte Richtungsabhängigkeit für das Testfahrzeug vorliegt. Zur Anpassung der Modellierung werden mit einer Optimierung die Parameter des PT_2 Systems sowohl für kleine Lenkradwinkel, geringe Regelabweichungen als auch die Lenkrichtung auf Basis von Messungen in einem Testfahrzeug angepasst. Die genauen Werte sind in diesem Zusammenhang von sekundärer Bedeutung, da sich diese von Fahrzeug zu Fahrzeug unterscheiden können. Vielmehr soll in der Simulation qualitativ das Verhalten eines realen Fahrzeug nachgebildet werden. Das Verhalten des resultierenden Modells ist ebenfalls im Vergleich mit der Messung im Testfahrzeug in Abbildung 3.3 dargestellt.

3.2.2. Regelung der Längsbeschleunigung

Da die Regelung der Längsbeschleunigung ohne Überschwingen erfolgt, wird eine Modellierung mit einem Verzögerungsglied 1. Ordnung vorgenommen:

$$\dot{a}_x = -\frac{1}{T_a(v)}a_x + \frac{K_a(v)}{T_a(v)}a_{x,ref} \quad (3.2.4)$$

wobei K_a die stationäre Verstärkung und T_a die Zeitkonstante darstellt. Da sich das Verhalten bei Brems- und Beschleunigungsvorgängen und zusätzlich in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit unterscheidet, werden die Modellparameter für die Vorgabe von negativen und positiven Beschleunigungen als eine Funktion der Geschwindigkeit gewählt.

3.2.3. Störungen des Fahrverhaltens

Hauptursachen für Störungen des Fahrverhaltens sind zum einen Luftkräfte, auftretend durch den Luftwiderstand und Seitenwind und zum anderen die Neigungs-

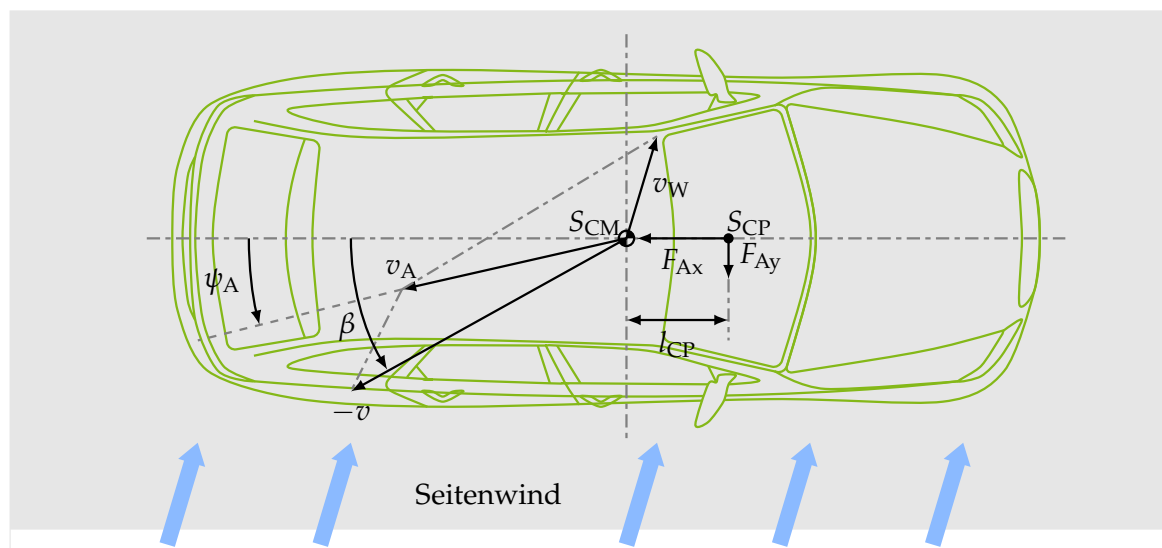


Abbildung 3.4.: Bestimmung der Anströmgeschwindigkeit v_A und des Anströmwinkels ψ_A durch geometrische Addition der negativen Fahrzeuggeschwindigkeit $-v$ und der Windgeschwindigkeit v_W .

winkel der Fahrbahnoberfläche. Die resultierenden Längs- und Querkräfte sowie die Giermomente werden in der Kräfte- und Momentenbilanz des nichtlinearen Einspurmodells berücksichtigt.

Aerodynamik des Kraftfahrzeuges

Die Wind- und Luftkräfte sind die einzigen Kräfte, die zwischen der Umgebung und dem Fahrzeug nicht über die Reifen übertragen werden. Bei Betrachtung der Fahrdynamik ist in der Regel der Fahrzeugschwerpunkt der wichtigste Referenzpunkt. Indessen wird das aerodynamische Verhalten des Fahrzeuges durch die Form und nicht durch die Massenverteilung beeinflusst [MW14], sodass in diesem Fall der Druckmittelpunkt S_{CP} als Bezugspunkt herangezogen wird. Auf die Bewegung in der Fahrbahnebene nimmt zum einen die Luftwiderstandskraft:

$$\sqrt{v} F_{Ax} = c_x(\psi_A) A_x \frac{\rho_A}{2} v_A^2 \quad (3.2.5)$$

und zum anderen die seitliche Luftkraft:

$$\sqrt{v} F_{Ay} = c_y(\psi_A) A_x \frac{\rho_A}{2} v_A^2 \quad (3.2.6)$$

Einfluss. Zudem wirkt das Luftgiermoment:

$$M_{Az} = c_{Mz}(\psi_A) A_x l \frac{\rho_A}{2} v_A^2 \quad (3.2.7)$$

auf das Fahrzeug ein. Die Dichte der Luft wird durch ρ_A angegeben und die Querspanfläche wird mit A_x bezeichnet. Die Parameter c_x , c_y und c_{Mz} bezeichnen den Luftwiderstandsbeiwert, den Seitenwindkraftbeiwert sowie den Seitenwindgiermo-

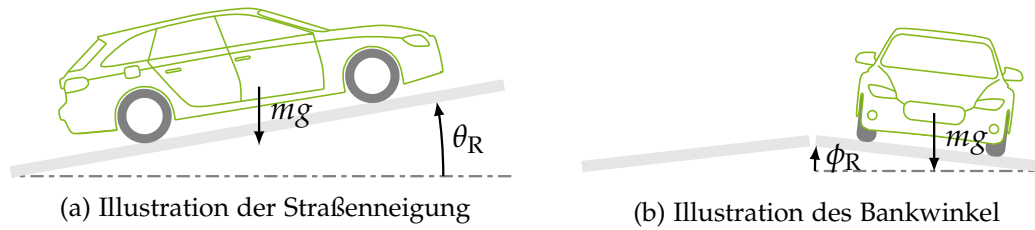


Abbildung 3.5.: Straßenbauliche Einflüsse

mentbeiwert und werden als Funktion des Anströmwinkels ψ_A angegeben [Hue14]. Die Anströmgeschwindigkeit v_A ist durch die vektorielle Addition der negativen Fahrzeuggeschwindigkeit v und der Windgeschwindigkeit v_W gegeben, welches in Abbildung 3.4 dargestellt ist.

Die Reaktion des Fahrzeuges auf die Luftkräfte und das Luftgiermoment hängt von der Lage des Druckmittelpunktes S_{CP} ab. Dieser ist entlang der Fahrzeuglängsachse um die Distanz l_{CP} vom Fahrzeugschwerpunkt verschoben. Mithilfe der Verschiebung lässt sich zudem das durch die Luftkraft aufgebraachte Giermoment um die Hochachse des Fahrzeuges ausdrücken:

$$M_{Az} = l_{CP} F_{Ay} = l \frac{c_{Mz}(\psi_A)}{c_y(\psi_A)} F_{Ay}. \quad (3.2.8)$$

Straßenbauliche Einflüsse

Das Fahrverhalten wird darüber hinaus durch die Beschaffenheit der Neigungen der Fahrbahnoberfläche beeinflusst. Durch den Steigungs- bzw. den Querneigungswinkel wirkt zusätzlich anteilig die Gesamtgewichtskraft in die Längs- und Querrichtung des Fahrzeuges. Die Längsneigung der Straße, in Abbildung 3.5a dargestellt, wird in der Regel über die Straßensteigung p angegeben, welche sich über den Tangens des Steigungswinkels θ_R ergibt und in Prozent angegeben wird:

$$p = 100 \cdot \tan \theta_R. \quad (3.2.9)$$

Abbildung 3.5b zeigt den Querneigungswinkel ϕ_R , welcher die Rotation der Straßenoberfläche zur Fahrbahnseite angibt. Zur Bestimmung der Hangabtriebskräfte in Längs- und Querrichtung des Fahrzeuges ist die Fahrzeugausrichtung in Bezug zur tangentialen Straßenrichtung zu berücksichtigen. Dazu werden die Kräfte in Längs- und Querrichtung um den relativen Gierwinkel ψ_R rotiert. Die Anteile der Gravitationskraft, welche in longitudinale und laterale Richtung wirken, ergeben sich nach Hsu und Chen [HC09; HC10] zu:

$${}_v F_{Rx} = -mg \left(-\sin \left(\arctan \left(\frac{p}{100} \right) \right) \cos \psi_R + \cos \left(\arctan \left(\frac{p}{100} \right) \right) \sin \phi_R \sin \psi_R \right), \quad (3.2.10)$$

$${}_v F_{Ry} = -mg \left(\sin \left(\arctan \left(\frac{p}{100} \right) \right) \sin \psi_R + \cos \left(\arctan \left(\frac{p}{100} \right) \right) \sin \phi_R \cos \psi_R \right). \quad (3.2.11)$$

4

Sensitivität der Fahrdynamik

Je nach Komplexität der Modellbildung der Fahrdynamik erhöht sich die Anzahl der Parameter, welche das Bewegungsverhalten des Fahrzeuges beeinflussen, stark. Diese sind jedoch in einem realen Fahrzeug nicht zeitinvariant, sondern können sich je nach Situation und über die Lebensdauer verändern. So hat ein Oberklasse Fahrzeug beispielsweise gegenüber einem Kleinwagen andere fahrdynamische Eigenschaften, die sich zum Beispiel aus dem unterschiedlichen Radstand und Fahrzeugmasse ergeben. Darüber hinaus führt der Beladungszustand eines Fahrzeuges zu einer veränderten Charakteristik des Fahrverhaltens. Daher muss eine Trajektorienfolgeregelung diese Parameteränderungen entweder robust ausregeln oder adaptiv auf diese reagieren. Damit der Aufwand der Regelung gering gehalten werden kann, ist es sinnvoll, lediglich jene Parameter mit einem hohen Einfluss auf das Fahrverhalten bei der Auslegung zu betrachten.

Je komplexer die Beschreibung der Fahrdynamik gewählt wird, desto schwieriger kann eine Aussage darüber getroffen werden, welche Parameter wichtig sind und wie sich Änderungen auf das Systemverhalten auswirken. Vor allem die Querdynamik unterliegt einer Vielzahl von Einflussfaktoren, sodass sich der folgende Abschnitt mit dieser befasst. Zur Bewertung, ob ein Parameter bei der Auslegung des Regelungssystems berücksichtigt werden sollte, wird der Einfluss der einzelnen Parameter ermittelt. Dabei erfolgt die Untersuchung in dieser Arbeit beispielhaft für Fahrzeugparameter einer Mittelklasse Kombilimousine, welche im späteren Verlauf auch als Anwendungsfall der Trajektorienfolgeregelung betrachtet wird. Zunächst wird, um die ersten Rückschlüsse zu ziehen, die lineare Fahrdynamik im Frequenzbereich betrachtet. Im Anschluss erfolgt die Bestimmung der Sensitivität im Zeitbereich. Am Ende des Kapitels wird der Einfluss der Straßenneigung und des Seitenwindes aufgezeigt, damit abgeschätzt werden kann, wie stark externe Störungen das Fahrverhalten beeinträchtigen können.

4.1. Sensitivität im Frequenzbereich

Eine Analyse der fahrdynamischen Eigenschaften in Hinblick auf Parameteränderungen kann im Frequenzbereich für lineare Modelle vorgenommen werden. Nalecz [Nal89] zeigt für den Anwendungsfall der Fahrdynamik verschiedene lokale

Sensitivitätsmaße sowohl für den Zeit- als auch für den Frequenzbereich auf. Die Übertragungsfunktion $G(s, \mathbf{p})$ ist nicht nur von dem Frequenzparameter s abhängig, sondern auch eine kontinuierliche Funktion des o -dimensionalen Parametervektors $\mathbf{p} = [p_1, p_2, \dots, p_o]^T$. Der Vektor ist dem Parameterraum $P = \mathbb{R}^o$, wobei $o \in \mathbb{N}$, entnommen. Eine Entwicklung als Taylorreihe mit dem Entwicklungspunkt \mathbf{p}_0 und Abbruch nach dem quadratischen Glied ergibt:

$$G(s, \mathbf{p}_0 + \Delta\mathbf{p}) = G(s, \mathbf{p}_0) + \sum_{j=1}^o \underbrace{\frac{\partial G(s, \mathbf{p})}{\partial p_j}}_{\mathbf{w}_j} \Delta p_j + \frac{1}{2} \sum_{\ell=1}^o \sum_{j=1}^o \underbrace{\frac{\partial^2 G(s, \mathbf{p})}{\partial p_\ell \partial p_j}}_{\mathbf{w}_{\ell,j}} \Delta p_\ell \Delta p_j. \quad (4.1.1)$$

Die Vektoren der partiellen Ableitungen \mathbf{w}_j und $\mathbf{w}_{\ell,j}$ werden als die Sensitivität erster und zweiter Ordnung bezeichnet. Sie geben lokal um den Entwicklungspunkt im Parameterraum die Abhängigkeit der Ausgangsgröße der Übertragungsfunktion von einer Parametervariation an. Durch Betrachtung der logarithmischen Sensitivitätsfunktion lässt sich eine Normierung durchführen, sodass ein dimensionsloser Vergleich der Komponenten und eine Einordnung des jeweiligen Einflusses möglich ist.

$$\mathbf{b}_j(s, \mathbf{p}) = \frac{\partial \ln G}{\partial \ln p_j} = \frac{\partial G(s, \mathbf{p})}{\partial p_j} \frac{p_j}{G(s, \mathbf{p})} = \mathbf{w}_j \frac{p_j}{G(s, \mathbf{p})}. \quad (4.1.2)$$

Dieser Zusammenhang wird auch als Bode Sensitivitätsfunktion bezeichnet und kann in den Real- und Imaginärteil zerlegt werden, wobei der Realteil ein Empfindlichkeitsmaß für die Amplitude und der Imaginärteil ein Empfindlichkeitsmaß für den Phasenwinkel der Übertragungsfunktion bezüglich p_j darstellt. Für die laterale Fahrdynamik lässt sich, wie in Abschnitt 3.1.4 anhand des linearen Einspurmodells hergeleitet, sowohl die Gierratenübertragungsfunktion, als auch die Schwimmwinkelübertragungsfunktion als System 2. Ordnung angeben. Die Parameter, welche zur Berechnung der Übertragungsfunktionen benötigt werden, umfassen die Fahrzeugmasse, die Fahrzeuggesamtlänge, die relative Lage des Fahrzeugschwerpunktes, die Geschwindigkeit, das Trägheitsmoment um die Hochachse und die jeweiligen Schräglaufsteifigkeiten am vorderen und hinteren Rad. Da die absolute Fahrzeuglänge sich nicht verändern kann und somit keine während des Betriebs variierende Größe darstellt, wird diese nicht in den Parametervektor aufgenommen:

$$\mathbf{p} = [m, l_{\text{cog}}, v, J_z, c_f, c_r]^T. \quad (4.1.3)$$

Die relative Lage des Fahrzeugschwerpunktes ist durch den Faktor l_{cog} gegeben, welcher die Länge von der Vorderachse zum Schwerpunkt definiert:

$$l_f = l_{\text{cog}} \cdot l, \quad l_r = l - l_f, \quad l_{\text{cog}} \in [0, 1]. \quad (4.1.4)$$

Für eine Geschwindigkeit von 100 km/h und dem Nominalvektor der Parameter ist in Abbildung 4.1 die Amplitude der logarithmischen Sensitivität der Gierratenübertragungsfunktion dargestellt. Für diesen Fall liegt bei einer Kreisfrequenz von etwa $\omega = 8 \text{ Hz}$ die Resonanzfrequenz des Systems. Für Kreisfrequenzen kleiner als

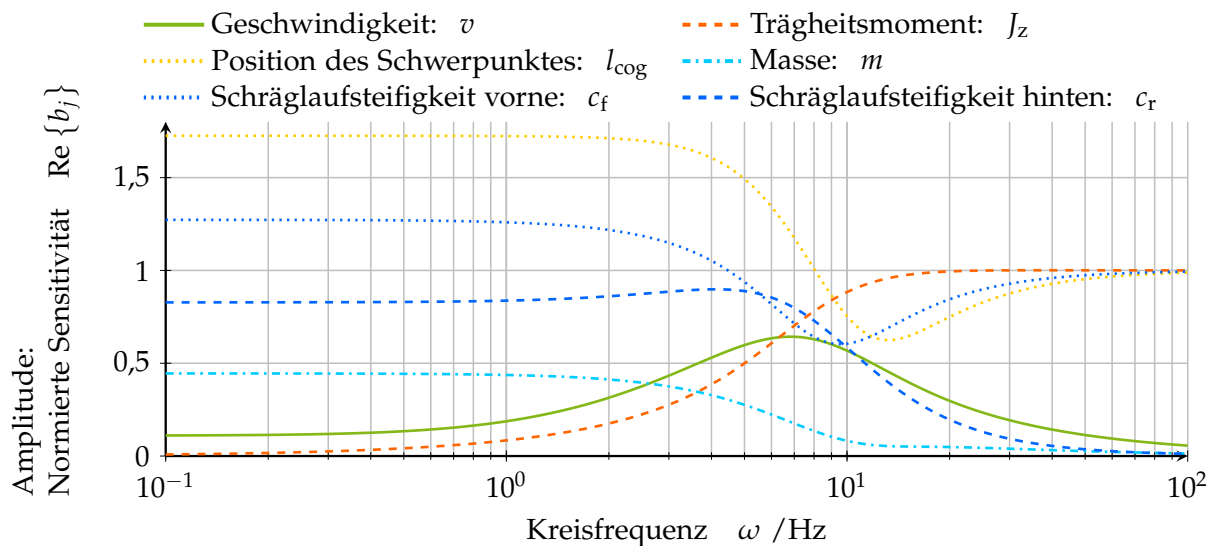


Abbildung 4.1.: Amplitude der logarithmischen Sensitivität der Gierratenübertragungsfunktion für eine Geschwindigkeit von 100 km/h

$\omega = 1$ Hz nimmt die Sensitivität einen stationären Wert an. Die Reaktion auf eine Parameteränderung der Schräglaufsteifigkeit ist am vorderen Reifen, im Vergleich zum hinteren Reifen, stärker. Anhand der Phaseninformation (vgl. Abbildung A.1) ist ebenfalls abzulesen, dass sich die Phase speziell für den stationären Fall gegenläufig verhalten. Die Gierratenübertragungsfunktion reagiert auf Änderungen der Masse weniger sensitiv, jedoch führt eine Änderung der Masse zu einer Verschiebung des Fahrzeugschwerpunktes, welches einen starken Einfluss auf die Gierrate nimmt. Für den stationären Fall geht der Einfluss einer Änderung des Trägheitsmoments gegen Null. Je höher jedoch die Frequenz des anregenden Lenkradwinkelsignals ist, desto höher ist die Sensitivität bezüglich einer Änderung. Hier ist zudem festzustellen, dass eine Variation der Schräglaufsteifigkeit hinten, der Masse oder der Geschwindigkeit für hohe Frequenzen zu keiner Änderung der Gierrate führt. Eine Änderung der Geschwindigkeit hat lediglich in der Nähe der Resonanzfrequenz eine mittlere Sensitivität.

Da jedoch die Geschwindigkeit von der Fahrsituation abhängt, kann sich diese, im Vergleich zu den anderen Parametern, innerhalb kurzer Zeiträume und über den kompletten Wertebereich ändern. Daher wird die Geschwindigkeit in einer separaten Untersuchung betrachtet. Da die Reihenentwicklung für die Bode-Sensitivitätsfunktion nur um einen fest definierten Parametervektor gültig ist, wird, um ein umfassendes Bild zu erhalten, das stationäre Verhalten für den gesamten Geschwindigkeitsbereich betrachtet. Abbildung 4.2 zeigt die Sensitivität der Geschwindigkeit für den stationären Fahrzustand in Abhängigkeit des Arbeitspunktes. Für die charakteristische Geschwindigkeit, die bei ungefähr 112 km/h liegt, ergibt sich das Minimum der Sensitivität, da der Gierverstärkungsfaktor, das Verhältnis zwischen stationärer Gierrate und Lenkradwinkel, an dieser Stelle sein Maximum aufweist. Hingegen zeigt sich für die anderen Geschwindigkeitsbereiche, speziell bei niedrigen Geschwindigkeiten, eine deutlich höhere Sensitivität der Amplitude der Gierrate bezüglich einer

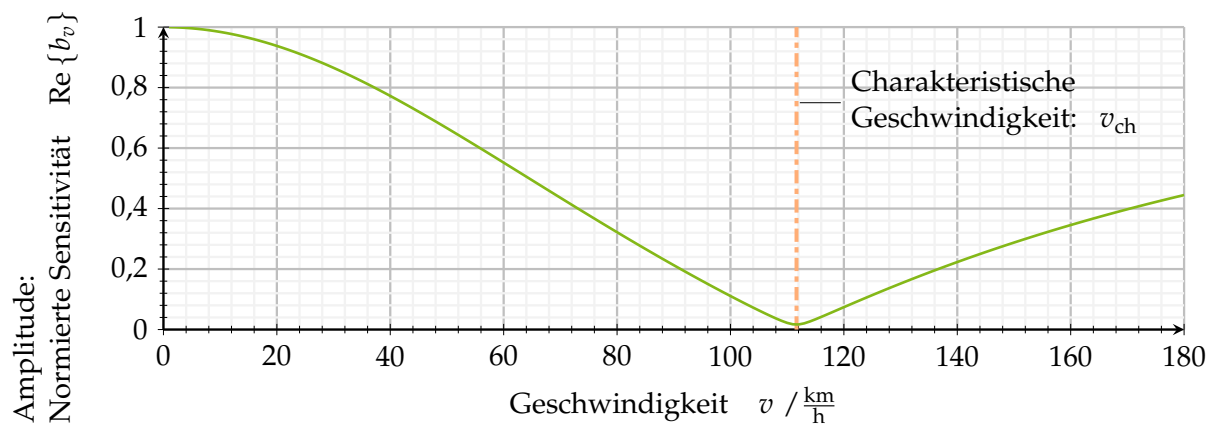


Abbildung 4.2.: Sensitivität der Gierratenübertragungsfunktion in Abhängigkeit der Geschwindigkeit für den eingeschwungenen Zustand ($\omega = 0$ Hz).

Geschwindigkeitsänderung. Dem Anhang A.2.1 ist der Phasenverlauf der Bode Sensitivitätsfunktion der Gierrate sowie eine Darstellung der Amplitude der Sensitivität der Geschwindigkeit bezüglich der Gierratenübertragungsfunktion in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz zu entnehmen. Zusätzlich sind dort die Ergebnisse der Bode Sensitivitätsfunktion bezüglich der Schwimmwinkelübertragungsfunktion angegeben. Diese zeigen ein ähnliches Verhalten wie die Beobachtungen bezüglich der Gierrate.

4.2. Sensitivität im Zeitbereich

Für die Analyse im Frequenzbereich wird ein linearisiertes Modell der Fahrzeugdynamik verwendet. Zur Untersuchung des Einflusses der Parameter auch für eine nichtlineare Modellierung der Fahrzeugbewegung wird eine lokale Sensitivitätsanalyse im Zeitbereich durchgeführt. Unter Berücksichtigung der Nichtlinearitäten der Fahrdynamik kann das System als Differentialgleichungssystem beschrieben werden:

$$\frac{d\mathbf{x}}{dt} = f(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \mathbf{p}), \quad \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0, \quad (4.2.1)$$

wobei \mathbf{x} den Zustands-, \mathbf{u} den Eingangs- und \mathbf{p} den Parametervektor darstellt:

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(t) &\in X, & X &= \mathbb{R}^n, & n &\in \mathbb{N}, & (4.2.2) \\ \mathbf{u}(t) &\in U, & U &= \mathbb{R}^r, & r &\in \mathbb{N}, \\ \mathbf{p}(t) &\in P, & P &= \mathbb{R}^o, & o &\in \mathbb{N}. \end{aligned}$$

Die Auswirkung einer Parameteränderung auf die Fahreigenschaften kann im Zeitbereich ebenfalls durch eine Taylorreihenentwicklung [Sal+08] angegeben werden:

$$\mathbf{x}(t, \mathbf{p}_0 + \Delta\mathbf{p}) = \mathbf{x}(t, \mathbf{p}_0) + \underbrace{\sum_{j=1}^o \frac{\partial x_\epsilon}{\partial p_j}}_{\mathbf{s} = \{s_{ej}\}} \Delta p_j + \frac{1}{2} \sum_{l=1}^o \sum_{j=1}^o \frac{\partial^2 x_\epsilon}{\partial p_l \partial p_j} \Delta p_l \Delta p_j. \quad (4.2.3)$$

Die Sensitivitätsmatrix \mathbf{S} wird von den Elementen der lokalen Sensitivität erster Ordnung gebildet. Die einfachste Methode zur Berechnung der Sensitivität im Zeitbereich, die *indirekte Methode*, ergibt sich durch eine leichte Änderung eines Parameters und eine wiederholte Simulation des Modells. Die Elemente der Sensitivitätsmatrix können anschließend mit der Finite-Differenzen Methode approximiert werden:

$$\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial p_j} \approx \frac{\mathbf{x}(p_j + \Delta p_j) - \mathbf{x}(p_j)}{\Delta p_j}, \quad j = 1, 2, \dots, o. \quad (4.2.4)$$

Der Vorteil des indirekten Ansatzes liegt in dem minimalen zusätzlichen Implementierungsaufwandes. Jedoch besteht, neben einer geringeren Genauigkeit gegenüber komplexeren Methoden, ein vergleichsweise hoher Rechenaufwand. Zudem besteht ein Zielkonflikt bei der Schrittweite der Parameteränderung, da zu große Änderungen die Annahme der lokalen Linearität verletzen. Bei einer zu geringen Variation ist jedoch der Unterschied zwischen der ursprünglichen und der veränderten Lösung zu klein.

Alternativ kann aus den Zustandsdifferentialgleichungen direkt die Sensitivitätsmatrix erster Ordnung bestimmt werden. Dazu wird Gleichung 4.2.1 nach dem Parametervektor differenziert, sodass sich ein Differentialgleichungssystem für die Sensitivität ergibt [Sal+08]:

$$\underbrace{\frac{d}{dt} \frac{\partial \mathbf{x}}{\partial p_j}}_{\mathbf{S}} = \underbrace{\frac{\partial f}{\partial x_\epsilon}}_{\mathbf{J}} \cdot \underbrace{\frac{\partial \mathbf{x}}{\partial p_j}}_{\mathbf{S}} + \underbrace{\frac{\partial f}{\partial p_j}}_{\mathbf{F}}, \quad \mathbf{S}_0 = \frac{\partial \mathbf{x}_0}{\partial \mathbf{p}}. \quad (4.2.5)$$

Die Jacobimatrix \mathbf{J} ist die Ableitung der Systemgleichungen nach den Zuständen, analog dazu wird die Ableitung der Systemgleichungen nach dem Parametervektor als parametrische Jacobimatrix \mathbf{F} definiert. Das numerische Lösen dieses Anfangswertproblems wird als *direkte Methode* bezeichnet. Der Lösungsalgorithmus ist in jedem Lösungsschritt auf die Kenntnis der genauen Werte der Jacobi- und parametrischen Jacobimatrix angewiesen. Voraussetzung dafür ist jedoch, dass der Verlauf der Zustandsgrößen bekannt ist, sodass das Differentialgleichungssystem 4.2.1 einer simultanen Lösung bedarf. Dunker [Dun81; Dun84] hat in der *Direct Decoupled Method (DDM)* die Besonderheit aufgezeigt, dass sowohl die Systemgleichungen 4.2.1 als auch das Differentialgleichungssystem 4.2.5 dieselbe Jacobi Matrix besitzen. Dadurch muss die Jacobimatrix lediglich einmal bestimmt werden, um dann jeweils einen Schritt zur Lösung der Systemgleichung und anschließend einen Schritt zur Lösung der Sensitivitätsgleichung vorzunehmen. Zur Lösung des Differentialgleichungssystems verwendet die DDM ein von Gear [Gea71] entwickeltes Prädiktor-Korrektor-Verfahren. Dazu wird die zeitkontinuierliche Systemgleichung durch die implizite *Backward Differentiation Formula (BDF)* ersetzt, welche als Korrektor fungiert:

$$\mathbf{x}(k) = \sum_{\xi=1}^q \eta_\xi \mathbf{x}(k - \xi) + h \vartheta f(\mathbf{x}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{p}). \quad (4.2.6)$$

Zur vereinfachten Darstellung werden die Zustandsgrößen und die Eingangsgrößen zum Zeitpunkt $t_k = t_0 + kh$ als $\mathbf{x}(k)$ und $\mathbf{u}(k)$ bezeichnet. Die zeitliche Schrittweite wird mit h angegeben, $k \in \mathbb{N}$ bezeichnet den Laufindex der Zeit und die Parameter η_{ξ} und ϑ sind in Abhängigkeit der Approximationsordnung q in Tabelle A.3 gegeben. Anstatt, wie bei Prädiktor-Korrektor-Verfahren üblich, eine Näherung der Lösung durch Funktionaliterationen zu bestimmen, wird das Newton-Raphson-Verfahren zur Beschleunigung der iterativen Konvergenz des Korrektors verwendet:

$$\mathbf{x}^{[\zeta+1]}(k) = \mathbf{x}^{[\zeta]}(k) - \left[\mathbf{I} - h\vartheta \frac{\partial f(\mathbf{x}^{[\zeta]}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{p})}{\partial \mathbf{x}} \right]^{-1} \cdot \left[\mathbf{x}^{[\zeta]}(k) + h\vartheta f(\mathbf{x}^{[\zeta]}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{p}) - \sum_{\xi=1}^q \eta_{\xi} \mathbf{x}(k - \xi) \right]. \quad (4.2.7)$$

Da BDF-Methoden implizit sind, muss für eine Initialisierung mit einem expliziten Verfahren ein geeigneter Startvektor bestimmt werden. Dieser beeinflusst nicht den Endwert des Newton-Raphson-Verfahrens, sondern lediglich die Konvergenzrate [GH82; Str+12]. Auch wenn $\mathbf{x}(k)$ in der Gleichung 4.2.6 nur zu diskreten Zeitpunkten definiert ist, so ist es dennoch eine stetige Funktion der Parameter \mathbf{p} und kann somit in Bezug auf die Parameter zur Bestimmung der Sensitivitätsmatrix differenziert werden:

$$\mathbf{S}(k) = \sum_{\xi=1}^q \eta_{\xi} \mathbf{S}(k - \xi) + h\vartheta \mathbf{J}(\mathbf{x}^{[\zeta]}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{p}) \mathbf{S}(k) + f(\mathbf{x}^{[\zeta]}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{p}). \quad (4.2.8)$$

Aufgrund der Linearität der Gleichung 4.2.8 wird keine iterative Lösung benötigt, sondern es kann bezüglich der Sensitivitätsmatrix aufgelöst werden:

$$\left[\mathbf{I} - h\vartheta \mathbf{J}(\mathbf{x}^{[\zeta]}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{p}) \right] \mathbf{S}(k) = \sum_{\xi=1}^q \eta_{\xi} \mathbf{S}(k - \xi) + h\vartheta f(\mathbf{x}^{[\zeta]}(k), \mathbf{u}(k), \mathbf{p}). \quad (4.2.9)$$

In der DDM werden die Sensitivitätskoeffizienten durch die abwechselnde Lösung von Gleichung 4.2.7 und Gleichung 4.2.9 ermittelt. Bei ausschließlicher Betrachtung des stationären Zustandes eines Systems vereinfacht sich die Gleichung 4.2.5 zu:

$$\mathbf{S}_{\text{stat}} = -\mathbf{J}^{-1} \mathbf{F}. \quad (4.2.10)$$

4.2.1. Lokaler Einfluss der Fahrzeugparameter auf das Fahrverhalten

Wie in Kapitel 3 dargelegt, kann die Fahrzeugbewegung mittels unterschiedlich komplexer Modelle beschrieben werden. Das im vorherigen Abschnitt hergeleitete Verfahren zur Bestimmung der Koeffizienten der lokalen Sensitivität erster Ordnung wird zunächst auf das lineare Einspurmodell angewendet, damit eine Beziehung zur Analyse im Frequenzbereich hergestellt werden kann. Zudem wird anschließend, zur Analyse der Nichtlinearitäten, das nichtlineare Einspurmodell in Kombination jeweils

mit einem linearen und einem nichtlinearen Pacejka Reifenmodell untersucht. Da die lokale Sensitivität vom Anregungssignal \mathbf{u} abhängt, werden sowohl harmonische Anregungen, als Beispiel für normale Fahrsituationen, herangezogen, als auch sprungförmige Lenkradwinkelsignale, wie sie in Notfallsituationen auftreten und ein breites Frequenzspektrum anregen, betrachtet.

Lineares Einspurmodell

Bei Anregung des linearen Einspurmodells mit einem harmonischen Lenkradwinkelsignal (vgl. Abbildung A.5), oszillieren ebenfalls die Sensitivitätskoeffizienten sowohl für die Gierrate, welche in Abbildung 4.3 dargestellt sind, als auch für den Schwimmwinkel, welche im Anhang A.6 abgebildet sind, mit der gleichen Frequenz. Anhand der beispielhaft dargestellten Ergebnisse für eine Kreisfrequenz von 0,5 Hz kann die Analyse des linearen Einspurmodells im Frequenzbereich bestätigt werden. Für die einzelnen Koeffizienten der Sensitivitätsmatrix entspricht die Phasenverschiebung zum entsprechenden Zustand exakt den Werten der Untersuchung im Frequenzbereich. Zur Überprüfung der Amplitude wird eine Normierung der Sensitivität über den jeweiligen Zustand vorgenommen. Die Koeffizienten sind für die beispielhaft betrachtete Frequenz in der Übersicht 4.1 tabellarisch dargestellt. Ein Vergleich zeigt die Konsistenz zu den zuvor erzielten Ergebnissen im Frequenzbereich. Für harmonische

Sensitivitätskoeffizient	$S_{\dot{\psi},c_f}$	$S_{\dot{\psi},c_r}$	$S_{\dot{\psi},l_{\text{cog}}}$	$S_{\dot{\psi},m}$	$S_{\dot{\psi},v}$	$S_{\dot{\psi},J_z}$
	1,2711	-0,8288	1,7249	-0,4442	0,1216	-0,0209

Tabelle 4.1.: Normierte lokale Sensitivität bei der Anregung des linearen Einspurmodells durch ein harmonisches Eingangssignal mit einer Kreisfrequenz ω von 0,5 Hz.

Anregungen stimmt die mit wesentlich weniger Aufwand zu bestimmende Matrix \mathbf{S}_{stat} , bis auf geringe Abweichungen des Sensitivitätsparameters der Geschwindigkeit, nahezu mit der Matrix \mathbf{S} überein.

Nichtlineares Einspurmodell

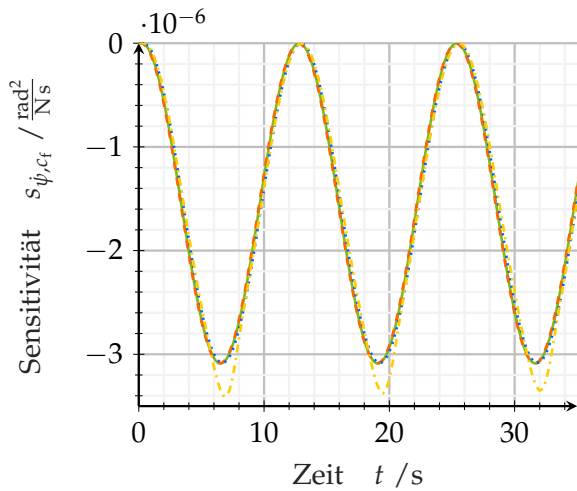
Es zeigt sich ebenfalls für niedrige Frequenzen, wie sie üblicherweise im normalen Fahrtverlauf auftreten, dass die Auswirkungen der Nichtlinearitäten marginal sind. Für das nichtlineare Einspurmodell, sowohl mit einem linearen Reifenmodell als auch mit dem Pacejka Reifenmodell, entsprechen die Koeffizienten in ihrem prinzipiellen Verlauf denen des linearen Modells. Speziell unter der Annahme eines linearen Reifenmodells ist der Unterschied in der Sensitivität der Parameter vernachlässigbar. Bei der realistischeren Betrachtung mit einem nichtlinearen Zusammenhang zwischen dem Schräglaufwinkel und der lateralen Reifenkraft ergeben sich in erster Linie Abweichungen der Sensitivitäten für ebendie Parameter, die in die Berechnung des Reifenmodells einfließen. Der Einfluss von Parameteränderungen der beiden Schräglaufsteifigkeiten ist im Vergleich zu der linearen Betrachtung stärker. Dieses gilt ebenfalls für die Lage des Schwerpunktes, welche auch für die nichtlineare Modellierung

bei einer Normierung den stärksten Einfluss auf die laterale Fahrdynamik nimmt. Da die Geschwindigkeit für beide Modellkombinationen als Zustand und nicht als Parameter betrachtet wird, ergeben sich somit keine Werte in der Sensitivitätsmatrix. Die Reaktion der lateralen Fahrdynamik auf schnell auftretende Änderungen wird mit einem sprunghaften Anstieg des Lenkradwinkels simuliert. Der Verlauf der Zustandsgrößen ist im Anhang der Abbildung A.7 zu entnehmen. Der zeitliche Verlauf der Koeffizienten der Sensitivitätsmatrix sind in der Abbildung 4.4 für die Gierrate und in der Abbildung A.8 für den Schwimmwinkel dargestellt. Für schnelle Änderungen des anregenden Signals lässt sich ein Unterschied zwischen der stationären und der dynamischen Sensitivitätsmatrix erkennen. Im Übergangsbereich reagieren die stationären Koeffizienten unmittelbar sprunghaft und nähern sich im späteren Verlauf den dynamischen Koeffizienten an, die ebenfalls gegen den stationären Endzustand konvergieren.

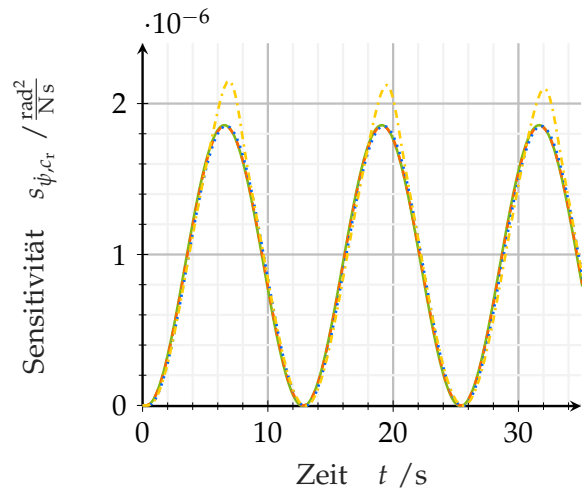
Die Berücksichtigung der im Einspurmodell enthaltenen Nichtlinearitäten durch die trigonometrischen Beziehungen führen auch für diese Situation lediglich zu kleinen Abweichungen im Vergleich zu einem vollständig linearisierten Modell. Es kann jedoch festgestellt werden, dass durch die Modellierung der Reifenkräfte mit dem Pacejka Reifenmodell der Effekt des nichtlinearen Modells auf die Sensitivitätskoeffizienten zu signifikanten Abweichungen führt. Wiederum können die Parameter hervorgehoben werden, welche in die Bestimmung der Reifenparameter mit einfließen. Im Vergleich zu der dynamischen Sensitivität des linearen Einspurmodells fällt das Überschwingen vor Erreichen des stationären Endwertes stärker aus. Eine einprozentige Änderung der Parameter schlägt sich für die Schräglaufsteifigkeit vorne in einer um 25,9% höheren Änderung der Gierrate nieder, für die Schräglaufsteifigkeit am Hinterrad in einer um 24,8% größeren Verringerung und für die relative Positionierung des Schwerpunktes in einer um 26,8% höheren Änderung der Gierrate im Vergleich zur linearen Betrachtung. Die lokale Sensitivität unterscheidet sich für die Masse und das Trägheitsmoment um die Hochachse lediglich geringfügig. Somit gibt die lineare Betrachtung für diese Parameter bereits einen ausreichenden Einblick. Die hergeleiteten Ergebnisse zeigen jedoch lediglich die lokale lineare Approximation des Effekts der Variation eines Parameters auf die Gierrate bzw. auf die anderen Zustandsgrößen an einer festgelegten Stelle des Parametervektors \mathbf{p} . Somit werden weder Informationen für die Empfindlichkeit von Variationen für den gesamten möglichen Wertebereich des Parameters angeben, noch werden simultane Änderungen von Parametern betrachtet. Dieses erfordert zusätzlich eine globale Sensitivitätsanalyse. Insbesondere die Relation der Sensitivität eines Parameters zu dem Wertebereich, in dem eine Variation stattfinden kann, ist von großer Bedeutung, da diese die Ausprägung des Einflusses auf das Fahrverhalten bestimmt.

4.2.2. Globale Sensitivitätsanalyse mittels Sampling Verfahren

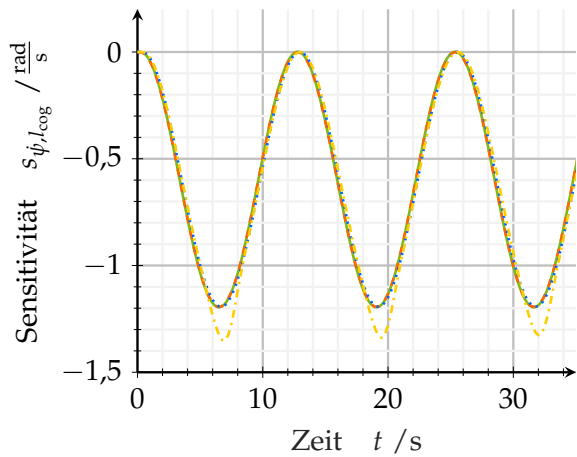
Methoden zur globalen Sensitivitätsanalyse gehen in der Regel davon aus, dass eine Häufigkeitsverteilung der Parameter vorliegt, sodass Monte-Carlo Simulationen durchgeführt werden können. Zur Abschätzung des Einflusses der einzelnen Parameter auf das Fahrverhalten und die damit verbundene Relevanz für eine Trajektori-



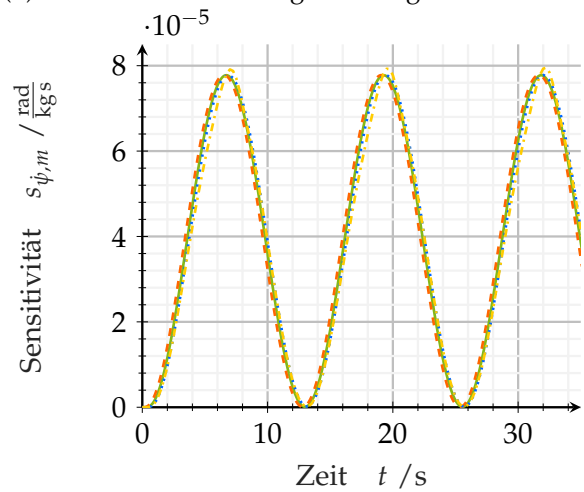
(a) Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit vorne



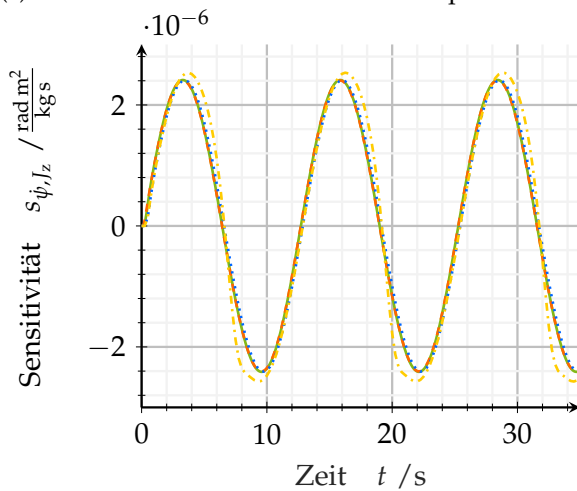
(b) Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit hinten



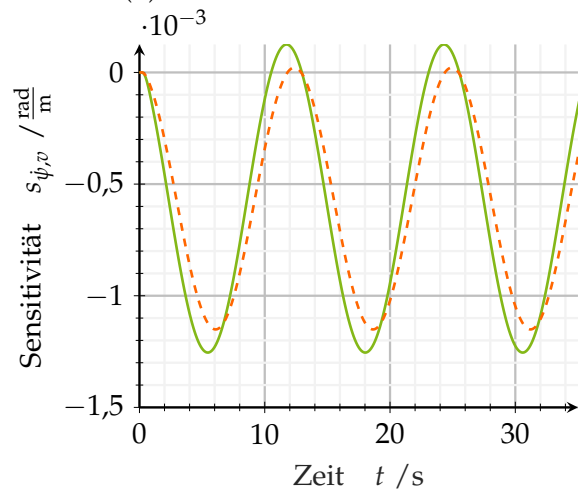
(c) Sensitivität der Position des Schwerpunktes



(d) Sensitivität der Masse



(e) Sensitivität des Trägheitsmoments



(f) Sensitivität der Geschwindigkeit

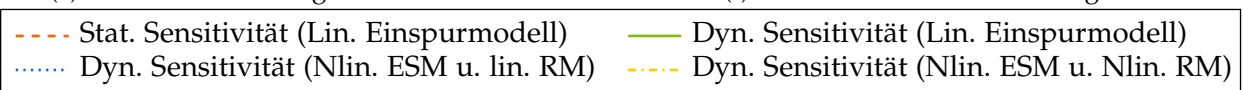
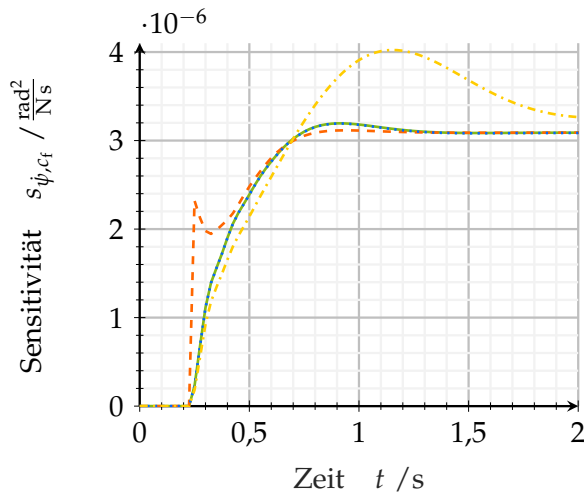
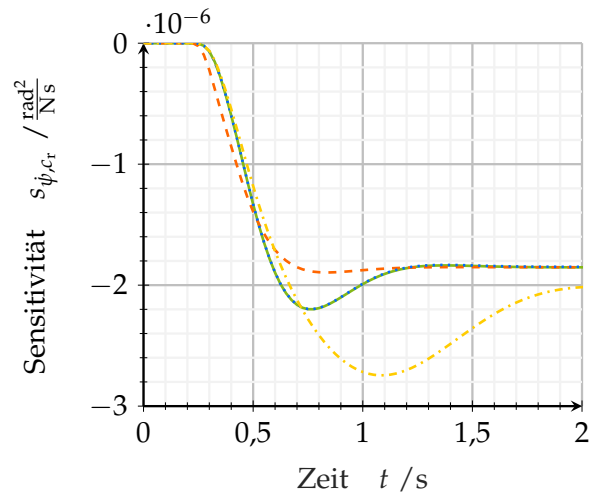


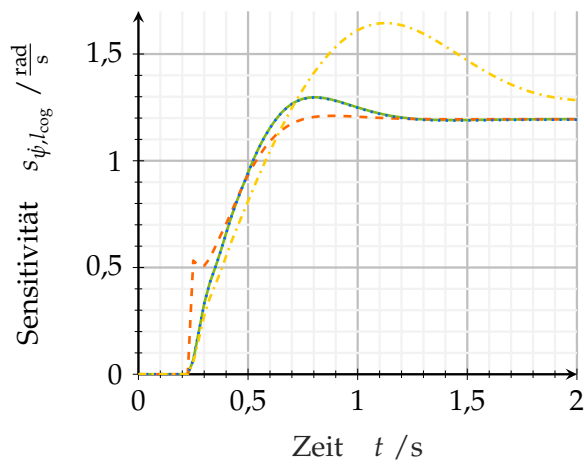
Abbildung 4.3.: Verlauf der lokalen Sensitivität der Parameter auf die Gierrate bei Verwendung des linearen Einspurmodells unter der Vorgabe einer Sinusschwingung des Lenkradwinkels mit einer Kreisfrequenz von $\omega = 0,5 \text{ Hz}$.



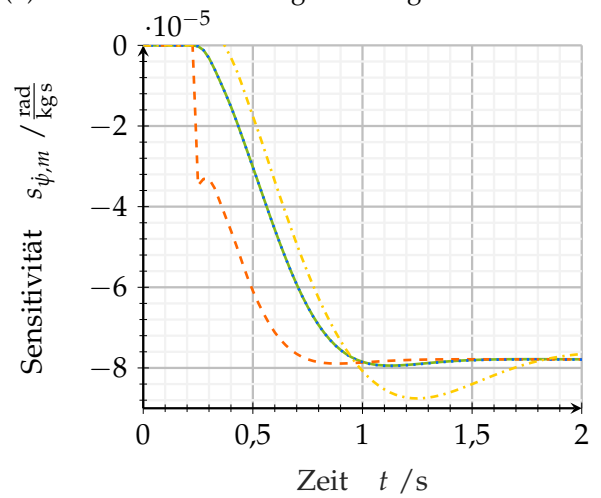
(a) Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit vorne



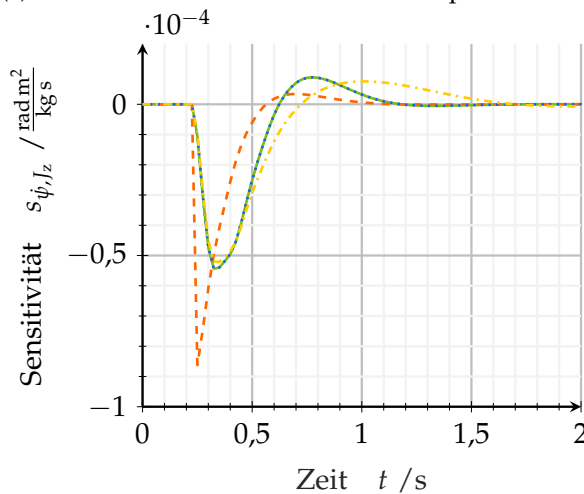
(b) Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit hinten



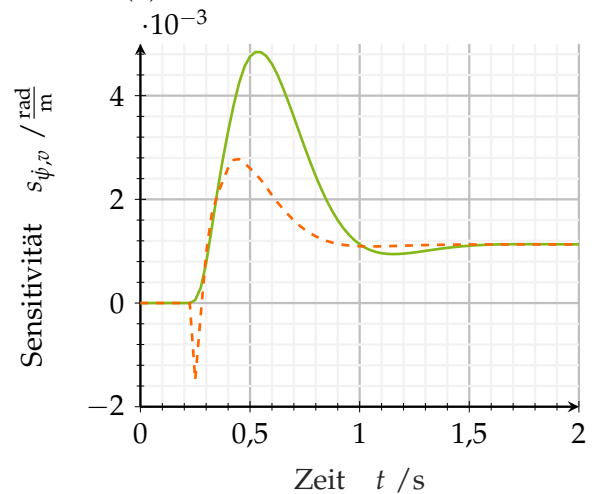
(c) Sensitivität der Position des Schwerpunktes



(d) Sensitivität der Masse



(e) Sensitivität des Trägheitsmoments



(f) Sensitivität der Geschwindigkeit

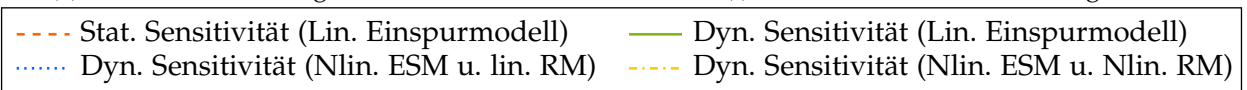


Abbildung 4.4.: Lokale Sensitivität der Systemparameter auf die Gierrate bei Verwendung des linearen Einspurmodells bei Vorgabe eines Sprungs des Lenkradwinkels.

enfolgeregelung ist eine Kenntnis der exakten Verteilung jedoch nicht notwendig, da vielmehr das generelle Verhalten für den gesamten Wertebereich untersucht werden muss.

Damit zunächst eine Abschätzung der Sensitivität der einzelnen Parameter auf den vollständigen Wertebereich gegeben werden kann, werden One-At-a-Time Experimente (OAT) [Bur13] durchgeführt. Im Rahmen dieser Entwürfe wird die Auswirkung einer Änderung der Werte jedes einzelnen Faktors der Reihe nach beurteilt. Die Grenzwerte der Fahrzeugmasse, des Trägheitsmoments um die Hochachse und die relative Position des Schwerpunktes werden über die Herstellerangaben abgeschätzt. Die Schräglaufsteifigkeiten sind durch Funktionen der Radaufstandskräfte gegeben, wobei der Zusammenhang von Pacejka [Pac12] angegeben wird. Für die Sensitivitätsanalyse werden lediglich dynamische Radlastverteilungen im normalen Fahrbetrieb betrachtet, sodass Veränderungen der Schräglaufsteifigkeiten von bis zu $\pm 10\%$ untersucht werden. Korrelationen zwischen den Parametern werden vernachlässigt. Unter der Annahme einer Gleichverteilung werden die Wertebereiche jeweils in k äquidistante Intervalle aufgeteilt. Dabei wird jeweils ein Parameter variiert, während die anderen Parameter auf dem Nominalwert belassen werden. Als Bewertungsmaß wird weiterhin die lokale Sensitivität der ersten Ordnung und der Wert der Gierrate herangezogen. Die Analyse erfolgt anhand von Scatterplots [Sal+08].

In den Abbildungen 4.5 und 4.6 sind für den stationären Fall nach Anregung mit einem Lenkradwinkelsprung von 45° die Bewertungsgrößen in Abhängigkeit der jeweiligen Parameter dargestellt. Der Einfluss einer Variation der Schräglaufsteifigkeit an der vorderen Achse nimmt mit steigenden Werten zu. Da ein wachsender Faktor dazu führt, dass der Eigenlenkgradient:

$$k_{EG} = \frac{m l_r c_r - l_f c_f}{l c_f c_r} \quad (4.2.11)$$

abnimmt, wechselt das Fahrzeug von einem untersteuernden Fahrverhalten in die Richtung eines neutral bzw. übersteuernden Fahrverhaltens. Bei Betrachtung der Werte der stationären Gierrate, welche sich bei dem Lenkradwinkel ergeben, fällt auf, dass diese für Werte nahe der oberen Grenze des betrachteten Wertebereichs keinen stationären Endwert annehmen. Ein entsprechendes Verhalten ergibt sich ebenfalls für die Schräglaufsteifigkeit an der Hinterachse bei abnehmenden Werten. Für die Fahrzeugmasse und das Trägheitsmoment ergeben sich für den Wertebereich keine starken Veränderungen der lokalen Sensitivität. Mit zunehmender Masse verringert sich, wie es die Koeffizienten der Sensitivitätsmatrix auch anzeigen, der stationäre Endwert der Gierrate. Der Einfluss der Schwerpunktlage nimmt mit der Verschiebung zum Heck des Fahrzeuges stark zu. Dieses spiegelt sich in dem stationären Endwert der Gierrate ebenfalls wider. Bei Positionen des Schwerpunkts ab näherungsweise zwei Drittel des möglichen Wertebereichs werden keine stationären Endwerte erreicht. Dieser qualitative Zusammenhang kann erneut dem Eigenlenkgradienten entnommen werden, der mit der Verlagerung der Schwerpunktlage zum Heck hin abnimmt.

Diese Analyse berücksichtigt jedoch noch keine Kopplungseffekte zwischen den Parametern. Um diese mit aufzugreifen wird ein Gitter mit äquidistantem Abstand

in dem normierten Parameterraum erstellt, sodass jegliche Kombinationen simuliert werden. Die Ergebnisse sind ebenfalls in den Abbildungen 4.5 und 4.6 visualisiert. Es kann insgesamt festgestellt werden, dass mit wachsender Sensitivität in der vorherigen Analyse die Varianz, welche durch die Variation der anderen Parameter entsteht, ansteigt. Speziell für die Schräglaufwinkelsteifigkeit an der Hinterachse, die Masse und das Trägheitsmoment ist dieses Verhalten in den dargestellten Ergebnissen ersichtlich. Für die Position des Schwerpunktes und die Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse kann dieses den Ergebnissen nicht direkt abgelesen werden, da lediglich die Parameterkombinationen berücksichtigt sind, die zu einer stabilen Systemantwort führen.

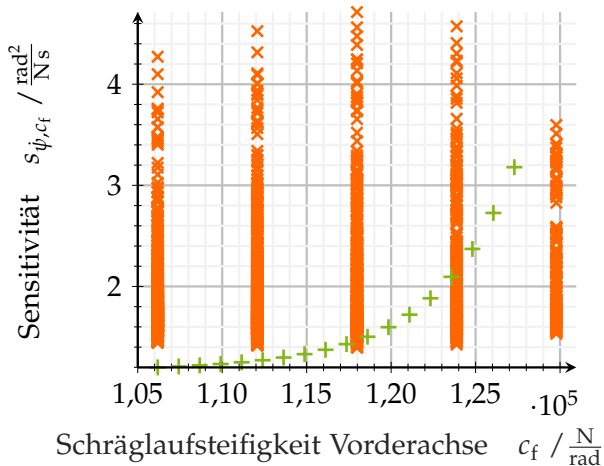
Aus der stationären Gierrate ist ersichtlich, dass die Masse den Wert der Gierrate beeinflusst, bei der noch ein stabiles Systemverhalten auftritt. Mit wachsender Masse können größere Gierraten erreicht werden. Die anderen Parameter nehmen nicht in diesem Maße Einfluss auf die Stabilitätsgrenze. Generell spiegeln die Daten das gleiche Verhalten wie bei den OAT-Simulationen wider. Neben der Abhängigkeit der Gierrate von den Fahrzeugparametern ist zusätzlich in der Abbildung 4.6 der Zusammenhang zu dem Eigenlenkgradient dargestellt. Zwischen dem Gierverstärkungsfaktor und dem Eigenlenkgradienten besteht eine reziproke Proportionalität, welche in der Darstellung ablesbar ist. Die Streuung ist gering, sodass die Parameterabhängigkeit der Gierrate für den stationären Fall über den Faktor gut zu beschreiben ist.

Insgesamt lässt sich mit den Ergebnissen, die hier zur Veranschaulichung für den stationären Zustand dargestellt sind, jedoch auch auf andere Anregungsfrequenzen übertragen werden können, feststellen, dass aus einer möglichen Veränderung der Fahrzeugparameter ein deutlich geändertes Fahrverhalten resultiert. Einschränkend muss angemerkt werden, dass aufgrund der Korrelation zwischen den Parametern, gewisse Teile des Wertebereiches nicht zu erreichen sind. So ist der Fahrzeugschwerpunkt mit der Masse gekoppelt. Im unbeladenen Zustand, lediglich mit einem Fahrer besetzt, befindet sich der Schwerpunkt des Fahrzeuges an der unteren Grenze des Wertebereiches. Mit einer Beladung, welche in der Regel auf den Rücksitzen und im Kofferraum erfolgt, bewegt sich die Schwerpunktlage hingegen in Richtung des Hecks. Somit können kritische Bereiche, in denen das Fahrzeug instabil wird, ausgeschlossen werden.

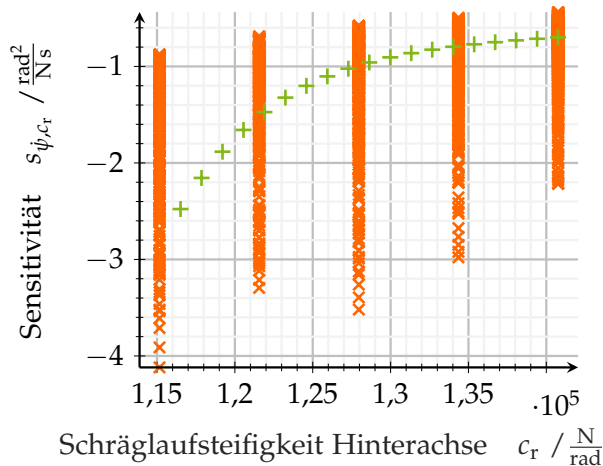
Für eine genaue Trajektorienfolgeregelung muss eine Berücksichtigung des Eigenlenkgradienten bzw. des Gierverstärkungsfaktors erfolgen. Diese werden maßgeblich durch die untersuchten Parameter beeinflusst. Speziell für die Position des Schwerpunktes, der durch die Beladung verschoben werden kann, ist eine starke Sensitivität der Querdynamik zu beobachten. Insofern muss eine Online Schätzung der Radlasten und somit der Masse, der Position des Schwerpunktes und der Schräglaufsteifigkeiten erfolgen [BF22; Alt+16; Siv08].

4.2.3. Störungen des Fahrverhaltens

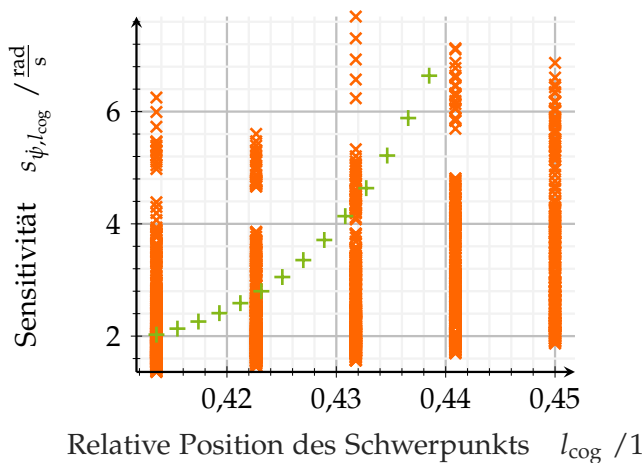
Auf das Fahrzeug wirken zusätzlich die in Kapitel 3 modellierten Störungen ein. Einerseits hat eine geneigte Fahrbahn Auswirkungen auf die Querdynamik des Fahrzeuges



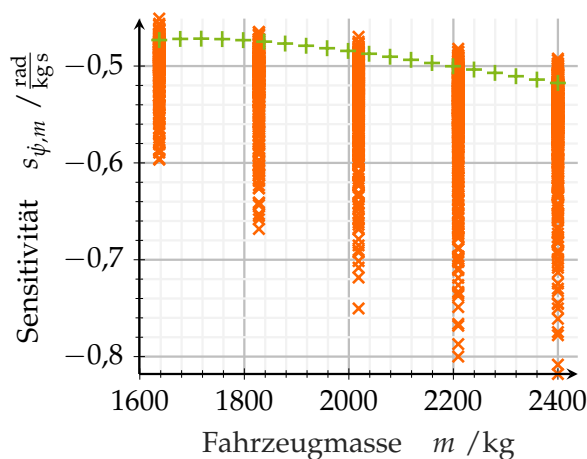
(a) Globale Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse.



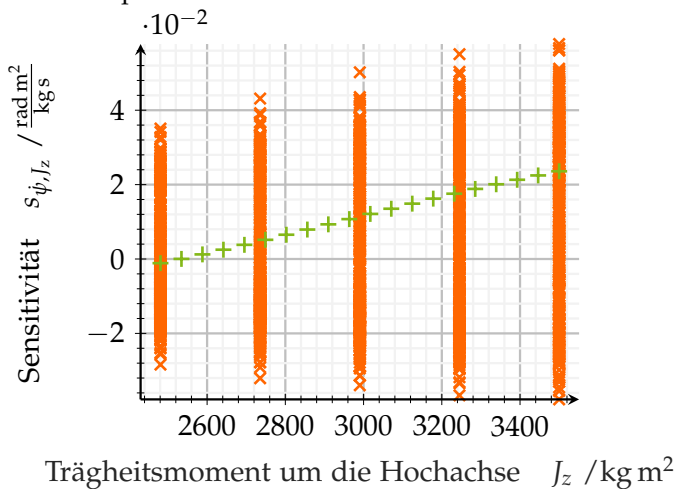
(b) Globale Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit an der Hinterachse.



(c) Globale Sensitivität der Position des Massenschwerpunkts.



(d) Globale Sensitivität der Fahrzeugmasse.



(e) Globale Sensitivität des Trägheitsmoments.

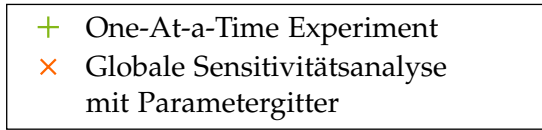
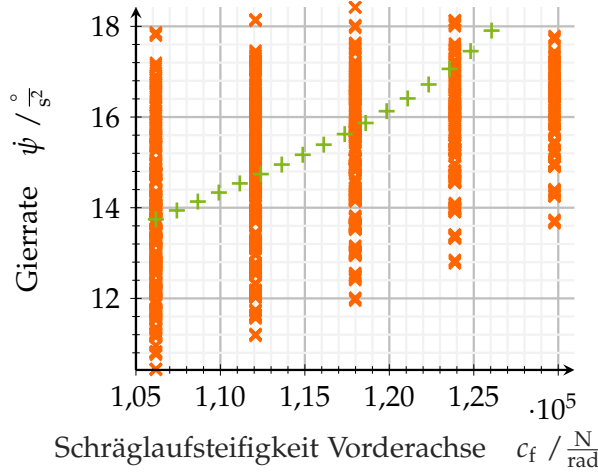
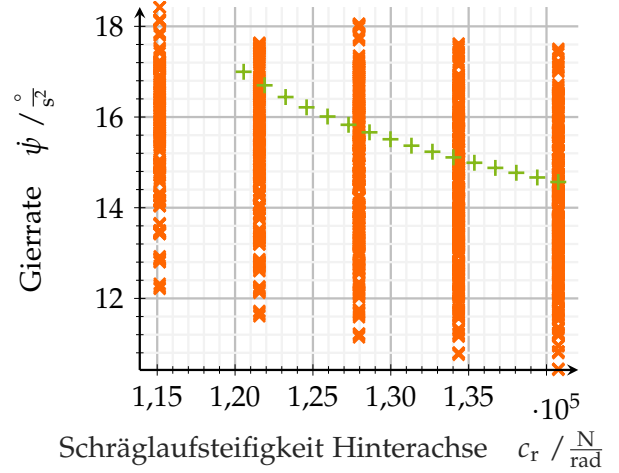


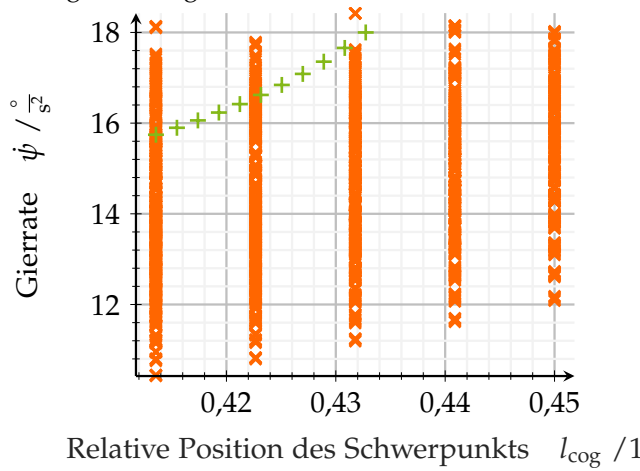
Abbildung 4.5.: Globale Sensitivitätsanalyse der Gierrate mithilfe eines Gitters im Parameter-raum. Für den stationären Zustand wird die Sensitivität für jede Kombination im Parameter-raum bestimmt. Experimente, in denen das Fahrzeug instabil wird und sich somit kein stationärer Zustand ergibt, sind nicht in den Abbildungen aufgenommen, sodass sich daraus speziell für die Schräglaufsteifigkeiten und die relative Position des Schwerpunktes Lücken ergeben.



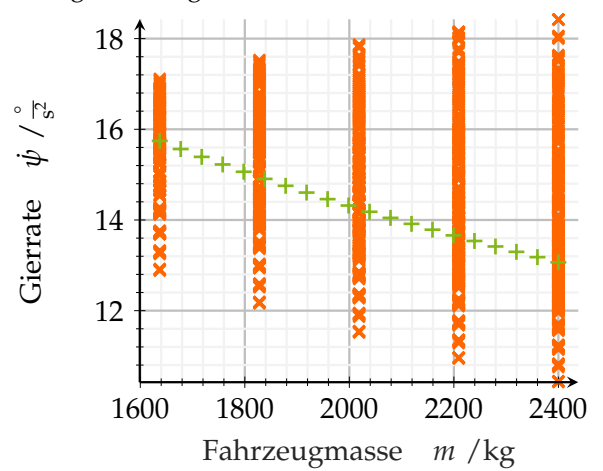
(a) Stationäre Gierrate in Abhängigkeit der Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse.



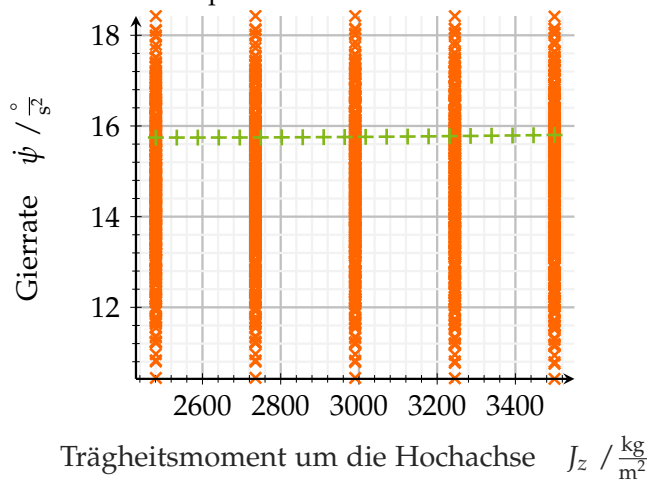
(b) Stationäre Gierrate in Abhängigkeit der Schräglaufsteifigkeit an der Hinterachse.



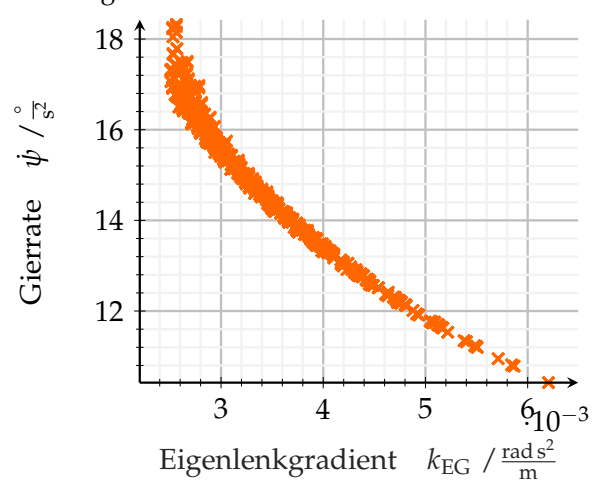
(c) Stationäre Gierrate in Abhängigkeit der Position des Schwerpunkts.



(d) Stationäre Gierrate in Abhängigkeit der Fahrzeugmasse.



(e) Stationäre Gierrate in Abhängigkeit des Trägheitsmoments um die Hochachse.



(f) Stationäre Gierrate in Abhängigkeit des Eigenlenkgradienten.

+ One-At-a-Time Experiment
 x Globale Sensitivitätsanalyse mit Parametergitter

Abbildung 4.6.: Stationäre Gierrate nach einem Sprung des Lenkwinkels aufgetragen über den jeweiligen Parametern. Es wurden nur Simulationen berücksichtigt, in denen sich ein stationärer Endwert eingestellt hat.

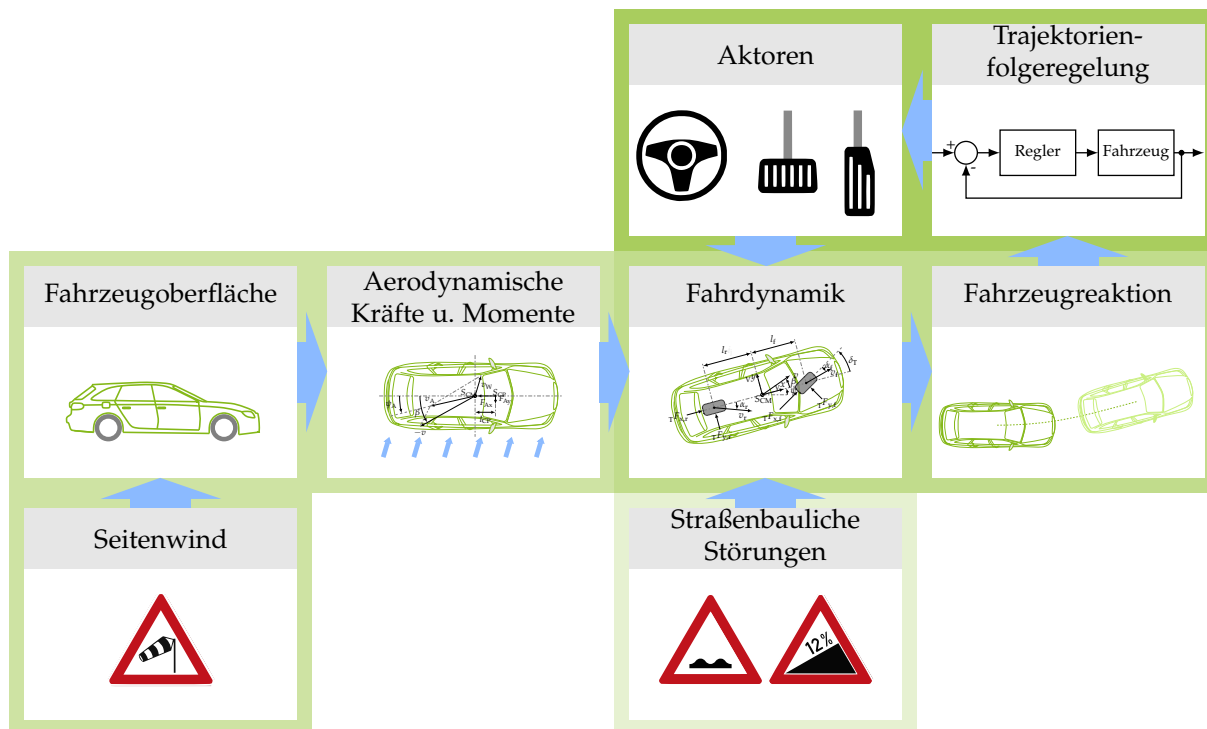


Abbildung 4.7.: Schematische Darstellung der Wirkungsweise der das Fahrzeugverhalten beeinflussenden Störgrößen (Darstellung in Anlehnung an Huemer [Hue14]).

und andererseits bewirkt der Seitenwind ein gestörtes Fahrverhalten. Abbildung 4.7 zeigt die Wirkkette der Störungen auf das Fahrverhalten auf. Dabei greifen die aerodynamischen Anregungen an der Fahrzeugoberfläche an, wohingegen durch die Straßenneigungen hervorgerufenen Kräfte direkt an den Kontaktpunkten zwischen Straße und Reifen wirken. Die Trajektorienfolgeregelung muss die Fahrzeugreaktion bewerten und die durch die Störgrößen verursachten Abweichungen in der Bewegung kompensieren. Zur Ermittlung eines Maßes für die Wirkung des Seitenwindes und der Straßenneigung wird im Weiteren das Störungsverhalten für typische aerodynamische Anregungen und Straßenneigungen untersucht.

Seitenwindempfindlichkeit

Die Reaktion des Fahrzeuges auf den Seitenwind ist nicht nur von der Form des Fahrzeuges abhängig, sondern auch von der aerodynamischen Anregung. Diese kann sich in ihrer Ausprägung deutlich unterscheiden. So können natürliche Windböhen sowie konstante Seitenwinde, welche durch bauliche Bedingungen, wie z.B. bei Brückenüberfahrten, Lärmschutzwänden oder Straßentunnel, unterbrochen oder hervorgerufen werden können, auftreten. Da sich in der Regel die Form des Fahrzeuges nicht verändert, ist die zeitvariante Komponente das Anregungssignal. In der Dissertation von Jungmann [Jun20] werden gefilterte Rechteckfunktionen (abrupte Windschneise) und halbe Sinuswellen (kontinuierliche Einzelböe) als generische Windereignisse für die simulative Untersuchung benannt.

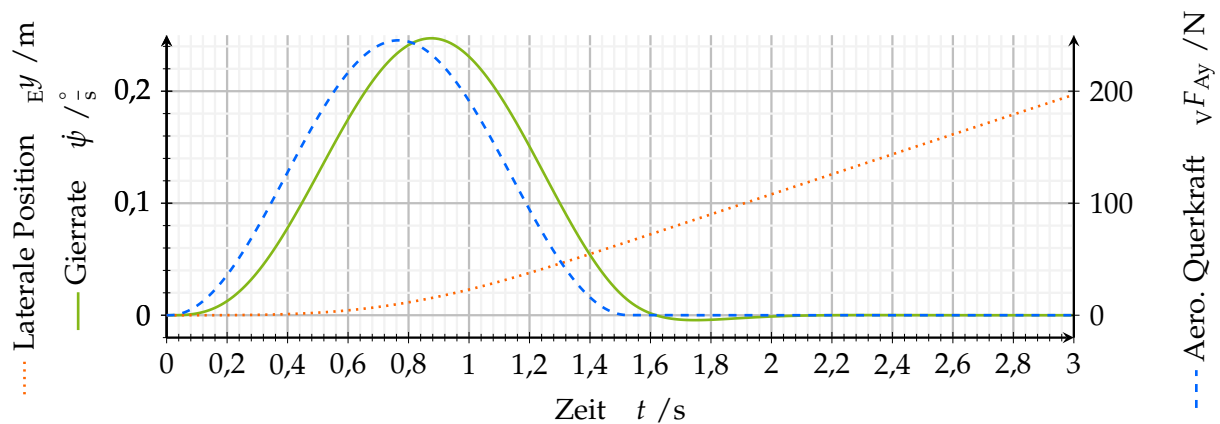


Abbildung 4.8.: Simulationsergebnisse des Fahrzeuges bei einer Geradeausfahrt nach Anregung mit einer generischen Seitenwindböe ($v_W = 4 \text{ m s}^{-1}$).

Zur Quantifizierung der Reaktion des Fahrzeuges auf eine Seitenwindstörung wird eine Geradeausfahrt bei einer konstanten Geschwindigkeit von 100 km/h simuliert. Als erstes Anregungssignal wird eine quasi-stationäre Seitenwindböe ohne Vorzeichenwechsel im Anströmwinkel gewählt, wobei die Amplitude der Windgeschwindigkeit bei $v_W = 4 \text{ m/s}$ liegt, welches der durchschnittlichen Amplitude einer Böe in Westeuropa entspricht [Hue14]. Im Vergleich dazu wird das Fahrzeug mit einer gefilterten Rechteckfunktion angeregt, welches als Beispiel einer Anregung durch Starkwinde ($v_W = 20 \text{ m/s}$) bei einer vorherigen Verdeckung, wie es bei einer Brückenüberfahrt auftritt, dient.

Der Anströmwinkel variiert bei der Simulation der generischen Seitenwindböe zwischen $\psi_A = 0^\circ$ und $\psi_A = -8,23^\circ$. Die laterale aerodynamische Kraft wächst auf bis zu $\sqrt{F_{Ay}} = 250 \text{ N}$ an, welches zu der in Abbildung 4.8 dargestellten Reaktion des Fahrzeuges führt. Mit einer geringen zeitlichen Verzögerung von etwa 0,1 s folgt der Verlauf der Gierrate der Anregung durch die Seitenwindböe. Es entsteht eine maximale Amplitude von $0,25^\circ/\text{s}$. Diese führt zu einer lateralen Abweichung von der Geradeausfahrt. Ohne Korrektur der Fahrzeugbewegung ist die laterale Abweichung bis zum Ende der Böe auf 6,3 cm angewachsen und beträgt nach 3 s ungefähr 20 cm. Abbildung 4.9 zeigt die Reaktion auf eine Anregung durch Starkwind. Die gefilterte Rechteckfunktion approximiert eine durch Verdeckungen hervorgerufene sprunghafte Anströmung des Fahrzeuges. Durch den Starkwind ergibt sich ein deutlich größerer Anströmwinkel von $\psi_A = -36,2^\circ$. Damit steigt zudem der Wert des Seitenwindkraftbeiwerts an und dementsprechend die aerodynamische Querkraft auf etwa $\sqrt{F_{Ay}} = 1600 \text{ N}$. Die Gierrate nimmt in diesem Fall einen Wert von ungefähr $\dot{\psi} = 1,65^\circ \text{ s}^{-1}$ ein. Dies führt zu einer Querabweichung von 25 cm nach einer 0,8 s langen Anströmung mit einer konstanten Windgeschwindigkeit. Die Ergebnisse decken sich mit den Untersuchungen, die in der Dissertation von Huemer [Hue14] durchgeführt wurden, welche sich mit dem Einfluss von aerodynamischen Kräften auf die Fahrdynamik befasst.

Der Seitenwind ist somit eine äußere Störung die eine Veränderung in dem lateralen

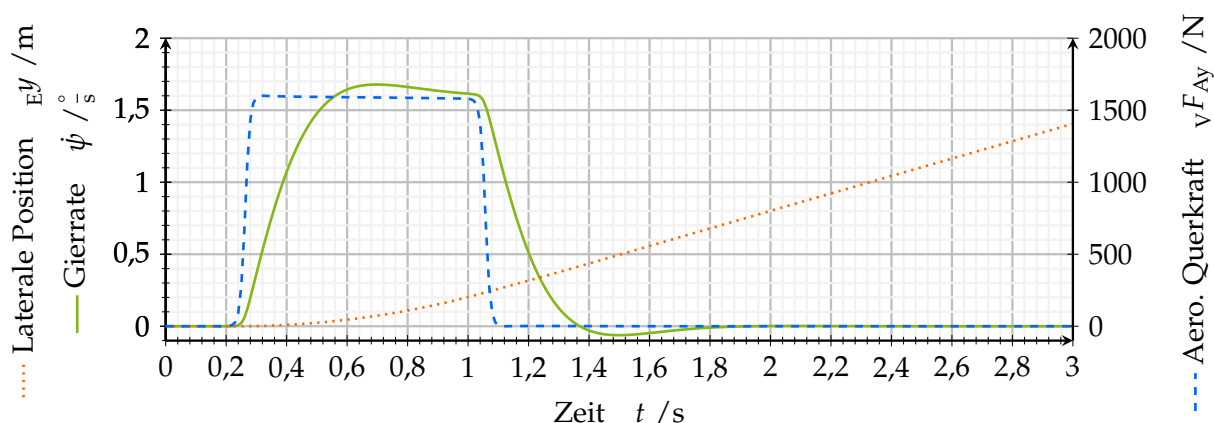


Abbildung 4.9.: Simulationsergebnisse des Fahrzeuges bei einer Geradeausfahrt nach Anregung mit einer gefilterten Rechteckfunktion eines Starkwindes ($v_W = 20 \text{ m/s}$).

Verhalten des Fahrzeuges verursacht. Dieser Effekt ist speziell bei Starkwinden von signifikanter Bedeutung für die Fahrzeugbewegung, aber auch eine Seitenwindböe von durchschnittlicher Windgeschwindigkeit beeinflusst bereits die rotatorische Bewegung um die Hochachse des Fahrzeuges. Da der Wind stochastische Anteile besitzt und zudem durch weitere Nebenbedingungen, wie die Bebauung entlang der Strecke und andere Verkehrsteilnehmer, die aerodynamischen Kräfte sprunghaft auftreten bzw. wegfallen können, muss ein Regelungssystem zur Trajektorienfolge auf diese schnell reagieren, um eine sichere und komfortable Fahrzeugführung zu gewährleisten.

4.2.4. Straßenquerneigung

Die Mindestquerneigung wird für alle Entwurfsklassen von Autobahnen in den Richtlinien für die Anlage von Autobahnen [For08] mit 2,5% angegeben, welches einem Querneigungswinkel von $\phi_R = 1,43^\circ$ entspricht. Dieser kann laut der Richtlinien auf maximal 5° ansteigen.

Zur Beurteilung der Auswirkung einer quergeneigten Fahrbahn wird wiederum die Geradeausfahrt mit der konstanten Geschwindigkeit von 100 km/h als Anschauungsfall herangezogen. In dem Fall, dass die Fahrbahn die Mindestquerneigung besitzt, wirkt eine Kraft von ungefähr $vF_{Ry} = 400 \text{ N}$ auf den Massenschwerpunkt ein. Diese resultiert in einer Querbewegung des Fahrzeuges, welche sich in einem lateralen Versatz von etwa 102 cm nach einer Fahrt von 3,0 s widerspiegelt. Eine zusätzliche Längsneigung von $p = 2,5\%$ führt zu einer Verringerung respektive Erhöhung der Längsabweichung um 3 cm mit einem positiven beziehungsweise negativen Gradienten. Da die Orientierung des Fahrzeuges zur Spur nur in einem definierten kleinen Wertebereich variieren kann, ist der Einfluss der Straßensteigung auf die Querbewegung gering.

Im Falle der Mindestquerneigung kann die Abweichung von der Geradeausfahrt mit einer Lenkradwinkelstellung von ca. 1° Grad kompensiert werden. Da die Querneigung von dem Straßenverlauf abhängt und somit zeitveränderlich ist, muss sich die

Kompensation der Trajektorienfolgeregelung der aktuellen Situation anpassen.

5

Referenztrajektorie

Bei der subjektiven Beurteilung einer Trajektorienfolgeregelung in einem Versuchsfahrzeug, welches keine zusätzliche hochgenaue Lokalisierung der Fahrzeugposition besitzt, kann in der Regel diese Bewertung lediglich in Kombination mit der lokalen Trajektorienplanung vorgenommen werden. Zudem ist durch eine zyklische Neuplanung, welche zumeist mit Raten von ungefähr 20 Hz (vgl. [PA20]) durchgeführt wird und die jeweils die Referenztrajektorie an den aktuellen Fahrzustand anschließen lässt, die Regelung mit der Planung stark gekoppelt. Für den Fahrer bestehen als einfache Merkmale zur Evaluation automatisierter Fahrfunktionen, wie zum Beispiel das Spurhalten, zum einen die Zentrierung des Fahrzeuges in der Spur und zum anderen die um die Spurmitte auftretende Oszillation während der Fahrt. Daher lässt sich die Regelung nicht unabhängig von der Planung betrachten. Zudem muss, um Abweichungen von der Referenz eindeutig der Trajektorienfolgeregelung zuzuordnen, eine exakte Realisierbarkeit der Trajektorie gewährleistet sein. Bedingt durch die Planungsansätze, welche in der Regel auf Vereinfachungen aufbauen, ist dies nicht zwingend sichergestellt. Daher wird im Vorfeld der Auslegung die Form der Referenztrajektorie und die daraus resultierenden Effekte und Eigenschaften eingehender analysiert.

5.1. Mathematische Formulierung der Referenztrajektorie

Die Lösung des Bewegungsplanungsproblems in dynamischen Umgebungen ist als eine zeitparametrisierte Funktion $\tau_c(t)$ gegeben, welche die Änderung der Fahrzeugkonfiguration über den Planungshorizont T_p beschreibt [Pad+16]. Die Planungsaufgabe wird in der Regel in einem kaskadierten Prozess realisiert. In einem äußeren Vorgang wird auf der Basis einer vielfältigen Datenmenge ein Manöver ausgewählt, das innerhalb eines längerfristigen Zeithorizonts ausgeführt werden soll. Die innere Schleife bestimmt für einen kürzeren Zeithorizont mit der lokalen Referenztrajektorie die genaue Ausprägung des Manövers [Lie+20]. Zumeist wird das Problem der lokalen Trajektorienplanung zeitdiskret und somit in äquidistanten zeitlichen Abständen betrachtet. Folglich wird in der Literatur [Zie+14b; Göt+17; McN+11] die Referenztrajektorie, welche als Eingangsgröße für die Folgeregelung dient, durch eine Menge von Positionen angegeben:

$$\tau = \{x_0, y_0, t_0, x_1, y_1, t_1, x_2, y_2, t_2, \dots, x_{\zeta-1}, y_{\zeta-1}, T_p\}, \quad (5.1.1)$$

wobei das Zeitintervall $t_k - t_{k-1}$ für $k = 1, 2, \dots, \zeta - 1$ konstant ist. Viele Trajektorienplaner basieren auf vereinfachenden Modellannahmen, wie dem Massenpunktmodell [Göt+17], den Integratorsystemen [Rat+16] sowie dem kinematischen Einspurmodell [Gri+18] und stellen somit kein weiterführendes Modellwissen über die Bewegung eines Kraftfahrzeuges bereit, welches in der Trajektorienfolgeregelung verwendet werden könnte.

In dieser Arbeit wird für die Bewegungsplanung lediglich ein Ansatz zur lokalen Trajektorienplanung verwendet und alle 40 ms erfolgt eine Anpassung der Referenztrajektorie an die veränderte Situation. Im Folgenden werden die Referenztrajektorien mithilfe eines Planungsansatzes erzeugt, welcher auf einer durch Lienke et al. [Lie+18a] veröffentlichten Methode zur Generierung von Stützstellen und einer anschließenden Spline Interpolation zwischen diesen basiert. Dieser Ansatz stammt aus der Klasse der Kurveninterpolationsmethoden (vgl. Kapitel 2.1) und zeichnet sich durch eine geringe und limitierte Rechenzeit sowie einer intuitiven Implementierung aus. Die Methode besitzt jedoch aufgrund der Planung von einer Menge an Kandidatentrajektorien eine Verknüpfung zu graphenbasierten Verfahren.

Die Stützstellen bestehen jeweils aus dem Positionsvektor Λ_l und den entsprechenden zeitlichen Ableitungen $\dot{\Lambda}_l, \ddot{\Lambda}_l, \dots, \Lambda_l^{(v_s)}$, welche die Geschwindigkeit, die Beschleunigung, den Ruck u.w. angeben, wobei v_s die maximale Zeitableitung bezeichnet. Folglich kann die Trajektorie durch ein Spline mit χ Stützstellen zu gegebenen Zeitpunkten t_l definiert werden:

$$\tau_s = \left\{ \Lambda_0, \dot{\Lambda}_0, \dots, \Lambda_0^{v_s}, t_0, \Lambda_1, \dot{\Lambda}_1, \dots, \Lambda_1^{v_s}, t_1, \dots, \Lambda_{\chi-1}, \dot{\Lambda}_{\chi-1}, \dots, \Lambda_{\chi-1}^{v_s}, T_p \right\}. \quad (5.1.2)$$

Durch eine Spline Interpolation $\mathbf{s}_l(t) = [x(t), y(t)]^T$ zwischen den Stützstellen werden die Trajektorienpunkte für die longitudinale $x(t)$ und die laterale Bewegung $y(t)$ bestimmt:

$$\tau_c(t) = \begin{cases} \mathbf{s}_l(t) & \text{für } t_l \leq t \leq t_{l+1} \\ 0 & \text{andernfalls.} \end{cases} \quad (5.1.3)$$

Die $\chi - 1$ Spline Segmente \mathbf{s}_l mit dem Grad $v = 2 \cdot v_s + 1$ sind jeweils in den entsprechenden Zeitintervallen $t \in [t_l, t_{l+1}]$ gültig und können analytisch berechnet werden:

$$\mathbf{s}_l(t) = \mathbf{c}_{v,\mu}(t - t_l)^v + \mathbf{c}_{v-1,\mu}(t - t_l)^{v-1} + \dots + \mathbf{c}_{1,\mu}(t - t_l) + \mathbf{c}_{0,\mu}. \quad (5.1.4)$$

Die Bedingungen für die Koeffizienten des Splines $\mathbf{c}_{0\dots v,\mu}$ erzwingen, dass die einzelnen Stützstellen Λ_l durchlaufen und die dazugehörigen Zeitableitungen erfüllt werden. Auf diese Weise wird die Kontinuität zwischen den einzelnen Intervallen gewährleistet. Da die Trajektorie aufgrund der Spline-basierten Repräsentation als eine analytische Funktion der Zeit gegeben ist, kann zur Angabe der Trajektorie τ die Position zu beliebigen Zeitpunkten t ausgewertet werden. In dieser Arbeit wird eine zeitlich äquidistante Auswertung mit der Intervalllänge Δt_T angenommen.

Infolge der physikalisch begrenzten Menge an Fahrmanövern, welche in dem auf 4 s zeitlich beschränkten Planungshorizont der Referenztrajektorie möglich sind, wird die Anzahl der Stützstellen in dieser Arbeit auf drei festgelegt. Dies erlaubt die Realisie-

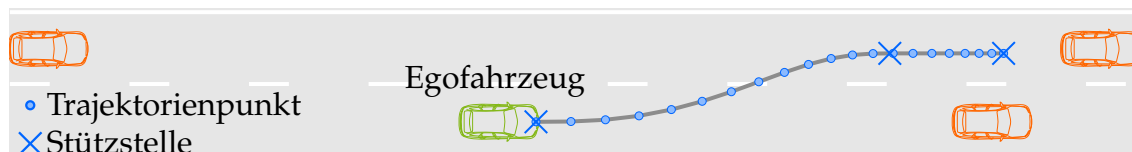


Abbildung 5.1.: Beispielhafte Darstellung einer Referenztrajektorie mit zeitlich äquidistanten Trajektorienpunkten und drei Stützstellen zur Spline Interpolation.

rung der auf Autobahnen wesentlichen Klassen an Fahrmanövern: dem Spurwechsel und dem Spurfolgen [Sch16]. Die eigentliche Ausprägung der Trajektorie kann durch eine Variation der Position und der entsprechenden zeitlichen Ableitungen an den Stützstellen sowie den Zeitschritten zwischen diesen beeinflusst werden. Eine graphische Übersicht der Trajektorie ist in Abbildung 5.1 dargestellt. Die erste Stützstelle ist durch den Fahrzeugzustand gegeben, sodass ein möglichst kontinuierlicher Übergang aus der aktuellen Bewegung möglich ist. Die weiteren Stützstellen werden durch einen Sampling-Algorithmus, beschrieben durch Lienke et al. [Lie+18a], festgelegt. Das Ziel der Strategie besteht darin, diejenigen Kandidaten zu ermitteln, die mit hoher Wahrscheinlichkeit zur optimalen Lösung führen. Dazu wird das Wissen über die statische und dynamische Umgebung genutzt. Das Sampling der Stützstellen erfolgt in einem Frenet-Serret-Koordinatensystem. Dadurch ist der Planungsansatz unabhängig von der Fahrbahnkrümmung und eignet sich gleichermaßen für gerade und gekrümmte Straßensituationen. Die Spline Interpolation erfolgt nach der Rücktransformation der Stützstellen in das kartesische Fahrzeugkoordinatensystem. Aus der Menge der möglichen Trajektorien wird mithilfe einer Gütefunktion, welche zum einen die fahrdynamische Realisierbarkeit und zum anderen die Eignung für die aktuelle Fahrsituation bewertet, ausgewählt. Auf eine nähere Ausführung zur expliziten Formulierung der Gütefunktion wird verzichtet, da diese für die eigentliche Themenstellung der Arbeit nicht benötigt wird. Weitere Einzelheiten können der Veröffentlichung von Lienke et al. [Lie+18b] entnommen werden.

5.2. Untersuchung der Referenztrajektorie

Damit eine Bewertung der Trajektorienfolgeregelung erfolgen kann, muss zunächst analysiert werden inwiefern mögliche Abweichungen von dem gewünschten Fahrverhalten, welches dem Fahrer zur subjektiven Beurteilung dient, aus einer suboptimalen Trajektorie resultieren. Die Suboptimalität ergibt sich zum einen aus der begrenzten Auflösung der Abtastung im Konfigurationsraum und zum anderen aus der vorgegebenen Form des Splines. Somit kann die Trajektorie keine beliebigen Verläufe annehmen. Im weiteren Verlauf der Analyse wird davon ausgegangen, dass der Trajektorienplaner eine geeignete Sampling-Strategie verwendet, sodass die Stützstellen optimal gewählt werden und demnach ausschließlich der Einfluss der Spline Repräsentation auf das Anpassungsvermögen der Trajektorie untersucht wird.

5.2.1. Berücksichtigung des initialen Fahrzustands

Da das Fahrzeug seinen Bewegungszustand nicht beliebig schnell wechseln kann und dieses zudem auch zu einem unkomfortablen Fahrverhalten führen würde, muss die Trajektorienplanung die aktuelle Bewegungsrichtung berücksichtigen. Die Form des ersten Spline Segments wird durch die zwei Stützstellen Λ_0 und Λ_1 sowie die entsprechenden Zeitableitungen vorgegeben. Die Bedingungen, welche an die Stützstelle zum Zeitpunkt t_0 formuliert werden, müssen somit eine Kontinuität zur aktuellen Bewegung gewährleisten. Die Angaben, welche den zweiten Stützpunkt festlegen, entscheiden über die physikalische Realisierbarkeit der Trajektorie. Unter der Voraussetzung, dass die Sampling-Strategie ermöglicht, dass die Stützstellen derart generiert werden, dass diese innerhalb der fahrdynamischen Grenzen liegen, muss lediglich überprüft werden, ob die vorgegebene Form des Splines in einer nicht realisierbaren Trajektorie resultiert.

Die Kontinuität der geplanten Bewegung wird in Abhängigkeit der Spline Grad ν überprüft, da die Anzahl der Anfangsbedingungen mit dieser skalieren. Ein wie in Lienke et al. [Lie+18a] verwendeter quintischer Spline führt in der Regel zu einer Unstetigkeit in der Änderung der Gierrate. Über die Bedingung der lateralen Beschleunigung kann lediglich der Anfangswert der Kursrate definiert werden:

$$a_y(t_0) = \dot{\lambda}(t_0) v(t_0) \cos(\beta(t_0)). \quad (5.2.1)$$

Abbildung 5.2 zeigt auf, dass die Trajektorie bei Verwendung eines Splines fünften Grades nicht exakt realisiert werden kann, da sich der Verlauf der gewünschten Kursrate erst nach 0,12s innerhalb der physikalisch möglichen Grenzen befindet. Diese Begrenzung der erreichbaren Gierrate wird durch die Vorwärtssimulation des Gesamtfahrzeugmodells mit der maximalen positiven und negativen Lenkradrate ermittelt. Dabei wird jeweils vom aktuellen Lenkradwinkel für eine Modellierung mit und ohne unterlagerten Lenkradwinkelregelung die resultierende Kursrate berechnet. Es ist ersichtlich, dass ein quintischer Spline lediglich bei Vernachlässigung der unterlagerten Einregelung des Lenkradwinkels näherungsweise die Bewegungsmöglichkeiten eines Fahrzeuges widerspiegelt.

Daher sollte, um das dynamische Verhalten der unterlagerten Regelung mit einzu beziehen und somit Abweichungen der Fahrzeugbewegung von der geplanten Referenztrajektorie zu vermeiden, der Spline Grad erhöht werden. Zudem gilt der Ruck ebenfalls als ein wesentlicher Faktor zur Bewertung des Fahrkomforts [Wer11], sodass dieser möglichst minimiert und eine sprunghafte Änderung vermieden werden sollte. Abbildung 5.3 zeigt für die gleiche Situation wie zuvor die Kursrate jeweils für eine mit einem septischen und einem nonischen Spline ermittelte Referenztrajektorie. Es ist zu erkennen, dass die Kontinuität zur zuvor durchgeführten Bewegung gegeben ist und sich mit zunehmendem Grad verbessert. Dennoch ist weiterhin festzustellen, dass durch die spezielle Repräsentation der Trajektorie über Splines die Dynamik der unterlagerten Lenkradwinkelregelung nur begrenzt berücksichtigt wird.

An dieser Stelle ergibt sich ein Zielkonflikt, da auf der einen Seite eine Erhöhung des Spline Grads sich in einer größeren Anzahl der Freiheitsgrade für das Sampling widerspiegelt. Auf der anderen Seite wird jedoch eine genauere Einhaltung der Anfangs-

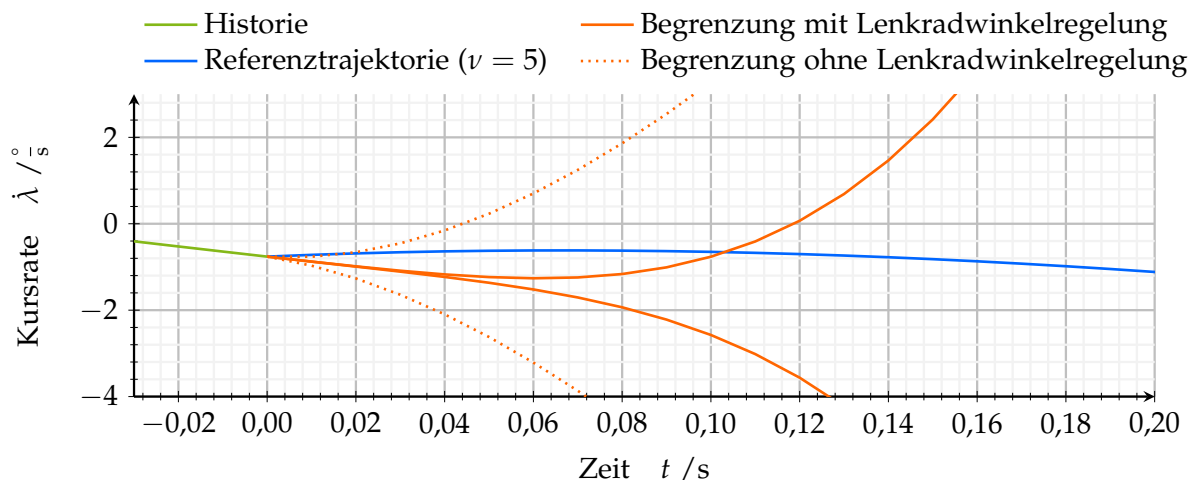


Abbildung 5.2.: Verlauf der Kursrate einer gekrümmten Referenztrajektorie bei Verwendung eines quintischen Splines. Zur Veranschaulichung der Kontinuität zur vorherigen Bewegung ist die Historie der Kursrate eingezeichnet. Zusätzlich sind die Grenzen der Kursrate bei maximaler positiver und negativer Lenkradrate sowohl unter Berücksichtigung der unterlagerten Lenkradwinkelregelung als auch ohne diese dargestellt.

bedingungen, gegeben durch den aktuellen fahrdynamischen Zustand, ermöglicht. Zur Vereinfachung des Samplings könnten die höheren Ordnungen der zeitlichen Ableitung für die in der Zukunft liegenden Stützstellen konstant, vorzugsweise zu Null, gewählt werden. Allerdings können in diesem Fall ungewollte Schwingungen in der geplanten Trajektorie auftreten.

5.2.2. Anpassungsfähigkeit an verschiedene Straßensegmente

Das charakteristische Fahrmanöver, welches in der überwiegenden Zeit durchgeführt wird, ist das Spurhalten. Aus diesem Grund sollte die Trajektorie in der Lage sein, die elementaren Straßensegmente abbilden zu können. Im Straßenbau werden drei Klassen an Grundsegmenten verwendet: Gerade, Übergangs- und Kreisbogen [Ric16]. Es ist offensichtlich, dass die gewählte Repräsentation der Referenztrajektorie eine Gerade exakt abbilden kann. Klothoiden und Kreisbögen bedürfen jedoch einer umfassenderen Analyse. Diese wird exemplarisch für das erste Segment einer Spline-basierten Trajektorie mit einem Grad $\nu = 7$ durchgeführt, da sich das Vorgehen und die Ergebnisse entsprechend auf weitere Segmente übertragen lassen.

5.2.3. Kreisbogen

Die Genauigkeit mit der die Referenztrajektorie einer kreisförmig gekrümmten Straße folgen kann, hängt von mehreren zeitlich veränderlichen Parametern ab. Denn die Fahrzeuggeschwindigkeit v , der Kurvenradius ρ und zudem der zeitliche Abstand zwischen den Stützstellen des Splines beeinflussen die mögliche Form der Trajektorie. Die Bedingungen an das laterale und longitudinale Polynom werden unter der idealen Annahme formuliert, dass sich das Fahrzeug an den Stützstellen genau auf der ge-

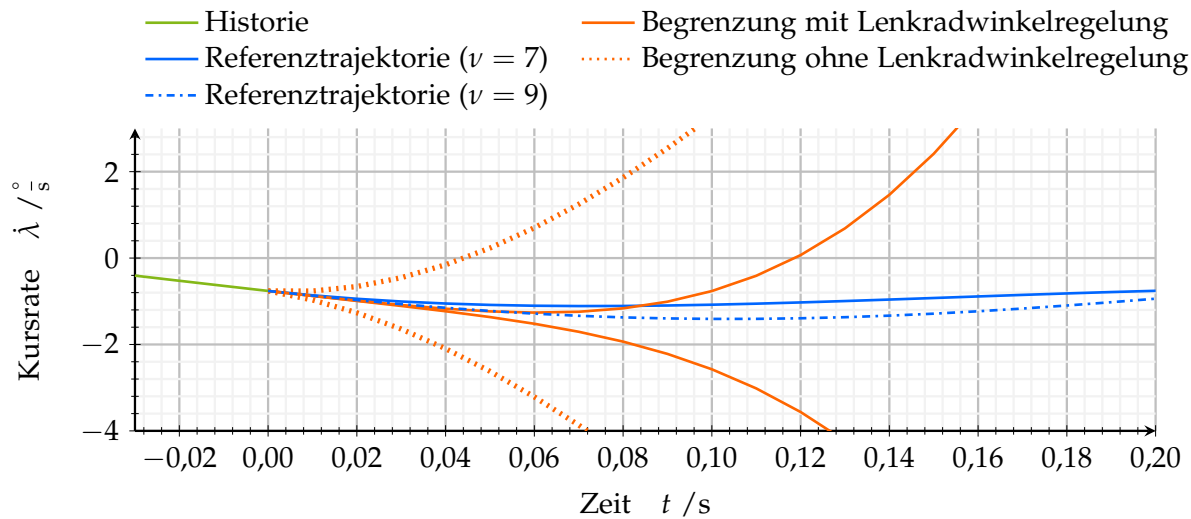


Abbildung 5.3.: Verlauf der Kursrate einer gekrümmten Referenztrajektorie bei Verwendung jeweils eines septischen und nonischen Splines. Zur Veranschaulichung der Kontinuität zur vorherigen Bewegung ist die Historie der Kursrate eingezeichnet. Zusätzlich sind die Grenzen der Kursrate bei maximaler positiver und negativer Lenkradrate sowohl unter Berücksichtigung der unterlagerten Lenkradwinkelregelung als auch ohne diese dargestellt.

wünschten Kreisbahn mit konstanter Geschwindigkeit fortbewegt. Da sich das Fahrzeug somit exakt tangential auf der kreisförmigen Straße bewegt wird die laterale Geschwindigkeit zu Null angenommen. Die Querschleunigung ergibt sich somit lediglich aus dem Anteil der Zentripetalbeschleunigung, welche durch das Produkt der Geschwindigkeit und der Gierrate gegeben ist. Die Gierrate verläuft wiederum proportional zum Quotienten aus der Geschwindigkeit zu dem Kurvenradius. Abbildung 5.4 zeigt einen beispielhaften Verlauf der Trajektorie im Vergleich zum Kreisbogen, welcher die Spurmitte darstellt. Es ist zu erkennen, dass die gewählte mathematische Repräsentation der Referenztrajektorie in diesem Fall eine gute Approximation des Kreises darstellt. Zudem wird dieser erste Eindruck zusätzlich durch die Wahl des größtmöglichen Abstandes von 4 s zwischen den Stützpunkten des Splines verstärkt, wodurch das gezeigte Beispiel den denkbar ungünstigsten Fall darstellt.

Zu einer weiteren quantitativen Bewertung wird eine systematische Simulation für die Variation der genannten Parameter durchgeführt. Den Richtlinien für die Anlage von Autobahnen der Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen [For08] sind Mindeststrahlen für unterschiedliche Autobahntypen zu entnehmen. Der engste empfohlene Kurvenradius ist mit 350 m für Stadtautobahnen gegeben. Allerdings wird die zulässige Höchstgeschwindigkeit für diese auf 80 km/h beschränkt. Zudem gilt ebenfalls für die anderen Entwurfsklassen eine Begrenzung der Geschwindigkeit in Abhängigkeit des Kurvenradius. In Abbildung 5.5 ist die maximale Abweichung der Referenztrajektorie von der Spurmitte als Funktion der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Kurvenradius dargestellt. In den Richtlinien für die Anlage von Autobahnen [For08] ist der Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit und Mindestradius bis zu 120 km/h gegeben. Die Angaben können für höhere Geschwindigkeiten, unter der Annahme einer konstanten Querschleunigung, mit einem quadratischen Zu-

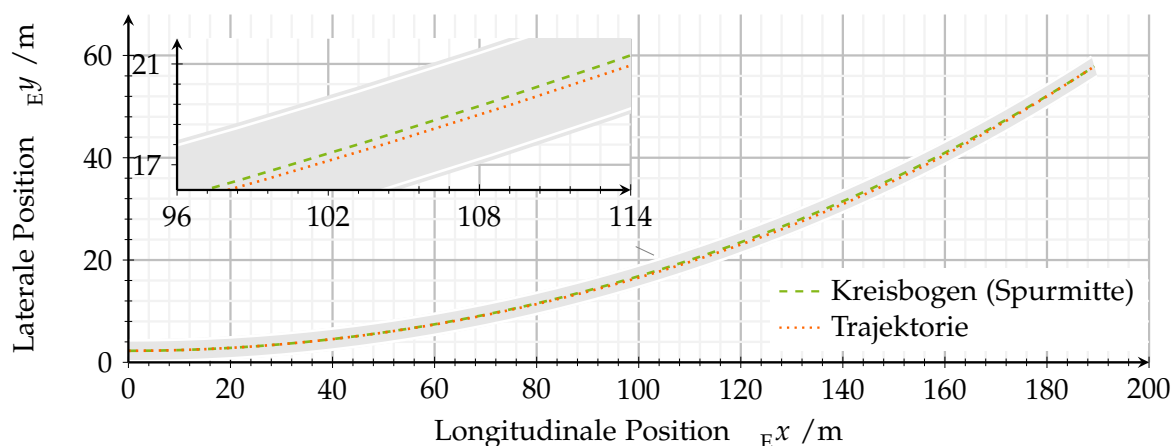


Abbildung 5.4.: Visualisierung einer gleichmäßig gekrümmten Straße mit einem Radius von 350 m. Mit der hervorgehobenen Spurmitte wird eine beispielhafte Referenztrajektorie verglichen. In einer vergrößerten Ansicht ist die Position mit der maximalen Abweichung dargestellt.

sammenhang extrapoliert werden. Durch diese straßenbauliche Beschränkung der zulässigen Höchstgeschwindigkeit kann der markierte Bereich für enge Kurvenradien und hohe Geschwindigkeiten in der Betrachtung vernachlässigt werden. Unter diesen Rahmenbedingungen beträgt die maximale Abweichung unter der Vorgabe idealer Bedingungen weniger als 1 cm.

5.2.4. Übergangsbogen

Im Unterschied zum Kreisbogen, dem Fall der stationären Krümmung, ändert sich die Krümmung einer Klothoide, welche als Übergangsbogen verwendet wird, linear mit der Bogenlänge L von $\kappa = 0$ bis $\kappa = 1/\rho$. Die Klothoide wird über das Bildungsgesetz:

$$A_c^2 = \rho \cdot L \tag{5.2.2}$$

definiert. Dabei wird der Wertebereich des Klothoidenparameters für alle Straßenkategorien [Ric16] anhand des Kurvenradius während des Entwurfs des Lageplans limitiert:

$$\frac{\rho}{3} \leq A_c \leq \rho. \tag{5.2.3}$$

Der Parameter gibt somit an, über welche Bogenlänge der Zielradius erreicht wird. Daher fordern die Entwurfsrichtlinien, dass bei kleinen Radien nach Möglichkeit der obere Grenzwert für den Klothoidenparameter gewählt wird, um zu kurze Entwurfs-elemente zu vermeiden. Dementsprechend sollten bei großen Radien der Parameter möglichst klein gewählt werden, damit die Bogenlänge im Verhältnis zum Radius nicht zu groß wird. Für die Analyse der Anpassungsfähigkeit der Trajektorienplanung an eine Klothoide wird die Vorgehensweise der Überprüfung des Kreisbogens übernommen. Die Referenztrajektorie wird unter der Annahme idealer Anfangsbedingungen und unter Berücksichtigung der linearen Krümmungsänderung der Straße bestimmt, wobei der Radius, die Geschwindigkeit und der zeitliche Abstand zu der zweiten Stützstelle variiert wird. Zusätzlich werden verschiedene Klothoidenparame-

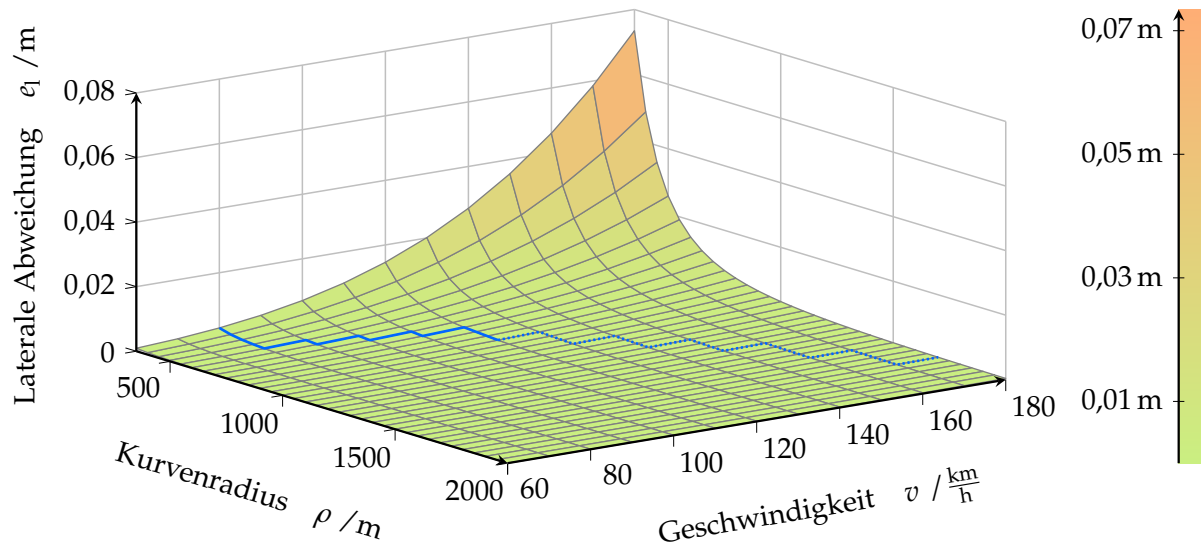


Abbildung 5.5.: Darstellung der maximalen Abweichung der Referenztrajektorie von der Spurmitte in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Kurvenradius für den Extremfall von einem zeitlichen Abstand von 4 s zwischen den Spline Stützstellen. Die blaue Linie dient zur Abgrenzung des zulässigen Bereichs von Kombinationen aus Kurvenradius und Geschwindigkeit gemäß der Richtlinie für die Anlage von Autobahnen. Dieser ist bis zu einer Geschwindigkeit von 120 km/h gegeben. Danach wird diese Beziehung unter der Annahme einer konstanten Querbeschleunigung extrapoliert.

ter zwischen den Grenzwerten gewählt und die Startposition des Fahrzeuges entlang der Klothoide verschoben, sodass unterschiedliche Anfangskrümmungen berücksichtigt werden.

Beispielhaft ist in Abbildung 5.6 die Abweichung von der Spurmitte für den Klothoidenparameter $A_c = \frac{2\rho}{3}$ dargestellt. Zudem wird die erste Stützstelle der Referenztrajektorie an dem Anfang der Klothoide angenommen, sodass die vollständige Klothoidenlänge für die Trajektorie zur Verfügung steht und für nahezu alle Kombinationen der Geschwindigkeiten und Kurvenradien ein Wert der lateralen Abweichung angegeben werden kann. Es treten für die Übergangsbögen, verglichen mit einer Kurve konstanter Krümmung, größere Abweichungen zur Spurmitte auf. Genau wie für Kreisbögen kann auch für den Fall eines Übergangsbogens der naheliegende Zusammenhang nachgewiesen werden, dass ein kürzeres Zeitintervall zwischen den Stützstellen zu einem geringeren Fehler führt (vgl. Abbildung A.10). Im Hinblick auf die Geschwindigkeitsbegrenzung, welche bereits zuvor bei der Betrachtung der Kreisbögen eingeführt wurde, werden die Kombinationen aus Geschwindigkeit und Radius, die zu einer hohen Abweichung führen, ausgeschlossen.

Es kann insgesamt festgestellt werden, dass unabhängig von dem gewählten Endradius, der Geschwindigkeit, der Anfangskrümmung und des Zeitpunktes der zweiten Stützstelle, die Abweichung der Referenztrajektorie mit wachsendem Klothoidenparameter A_c , somit mit langsamerer Krümmungsänderung, abnimmt. Daraus kann abgeleitet werden, dass die Abweichung umso geringer ist, je mehr sich die Klothoide dem stationären Fall einer konstanten Krümmung annähert. Werden zeitliche Abstände zwischen den Stützstellen von 1 s - 2,5 s betrachtet, ergeben sich jedoch ebenfalls

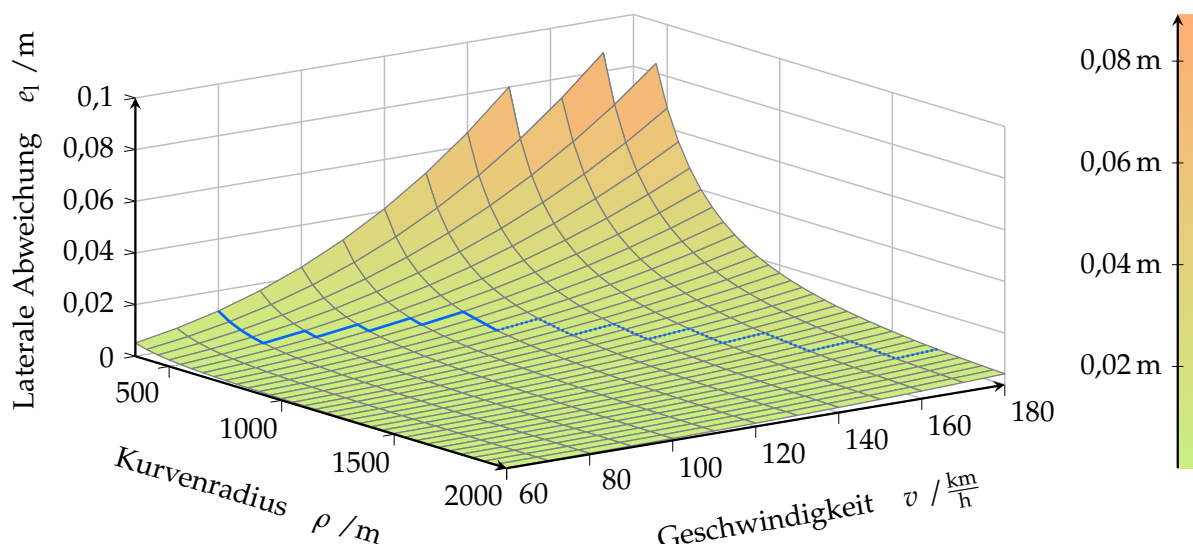


Abbildung 5.6.: Darstellung der maximalen Abweichung der Referenztrajektorie von der Spurmitte in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Kurvenradius am Ende der Klothoide, für den Fall eines zeitlichen Abstands von 3,0 s zwischen den Spline Stützstellen und einer initialen Krümmung von $\kappa = 0$. Der Klotoidenparameter beträgt $A_c = \frac{2\rho}{3}$.

für die schnellste Krümmungsänderung bei einem Klothoidenparameter von $A_c = \frac{\rho}{3}$ und unterschiedlicher Startpositionen auf der Klothoide lediglich Fehler, die kleiner als 2 cm sind. Dabei stellt dieser Fall einer möglichst schnellen Krümmungsänderung den ungünstigsten Fall dar.

Dadurch kann ebenfalls für Klothoiden festgestellt werden, dass eine Referenztrajektorie in einer Spline Repräsentation in der Lage ist, den Verlauf mit Fehlern wiederzugeben, die angesichts der bereits vorhandenen Fehler aufgrund von baulichen Abweichungen und von Unsicherheiten durch die umfelderfassende Sensorik in einem akzeptablen Bereich liegen. Dieses gilt unter der Voraussetzung, dass die Stützstellen des Splines zeitlich nicht zu weit auseinander gewählt werden. Zudem sollte bei einem Wechsel zwischen Gerade, Klothoide und Kreisbogen der Trajektorienplaner die Stützstellen im Idealfall derart wählen, dass diese exakt auf dem Übergang liegen.

5.3. Erweiterung der Trajektorieninformation mittels zusätzlichem Modellwissens

Zur Regelung des Fahrzeuges entlang einer Referenztrajektorie ist es hilfreich, so viel Wissen wie möglich über den dynamischen Zustand des Fahrzeuges während der geplanten Fahrt zu besitzen. Da der verwendete Trajektorienplaner keine tiefgehenden Kenntnisse über den fahrdynamischen Zustand bereitstellt, können die vorhandenen Informationen mit Hilfe eines Fahrdynamikmodells angereichert werden. Aus diesem Grund kann der Kurswinkel λ , welcher direkt mithilfe trigonometrischer Beziehungen und Differenzenquotienten aus der gewählten Trajektorienrepräsentation errechenbar ist, in den Gierwinkel ψ und Schwimmwinkel β aufgeteilt werden.

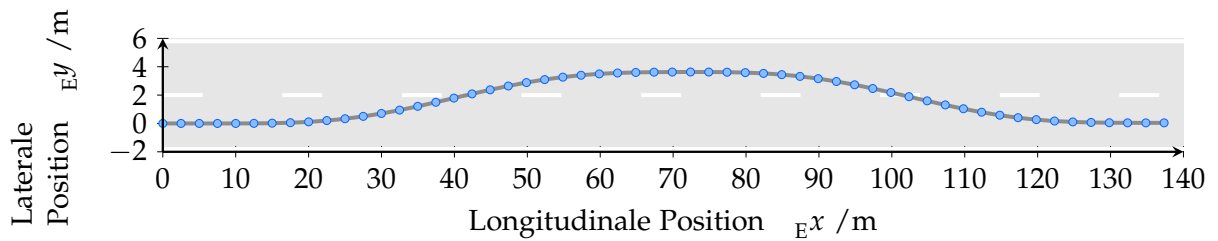


Abbildung 5.7.: Fahrzeugbewegung bei Vorgabe eines Lenkradwinkelverlaufs für einen Doppelspurwechsel. Zusätzlich markiert sind die Trajektorienpunkte bei einer Überführung des Positionsverlaufs in das Format einer Referenztrajektorie.

Der Tangens zwischen der x -Achse des Fahrzeugkoordinatensystems und der durch zwei Trajektorienpunkten beschriebenen Gerade definiert den Kurswinkel. Die euklidische Distanz zwischen den beiden Trajektorienpunkten ergibt nach einer Division mit dem Zeitschritt die Geschwindigkeit v . Durch nochmaliges Anwenden des Differenzenquotienten lässt sich aus dem Kurswinkelverlauf ebenfalls die Kursrate ermitteln. Damit die Änderungen zwischen den Abtastschritten nicht zu stark sind, ist in Abhängigkeit der zeitlichen Schrittweite Δt_T der Referenztrajektorie eine Spline-Interpolation der Position im Vorfeld der Geschwindigkeits- und Kursratenbestimmung notwendig, wobei eine lineare Interpolation aufgrund der Differenzenquotienten zu unerwünschten Diskontinuitäten führt und somit eine höhere Ordnung gewählt werden muss.

Durch die Verwendung des Verhältnisses von Kursrate zur Geschwindigkeit der geplanten Trajektorie kann die entsprechende Krümmung bestimmt werden, da diese als Richtungsänderung $\Delta\lambda$ entlang der Bogenlänge ΔL definiert ist:

$$\kappa := \lim_{\Delta L \rightarrow 0} \frac{\Delta\lambda}{\Delta L} = \frac{\Delta\lambda \Delta t_s}{\Delta L \Delta t_s} = \frac{\dot{\lambda}}{v}. \quad (5.3.1)$$

Als Beispiel für eine geschätzte Aufteilung des Kurswinkels in den Schwimmwinkel und den Gierwinkel wird der in Abbildung 5.7 dargestellte Doppelspurwechsel, welcher bei einer Geschwindigkeit von 90 km/h durchgeführt wird, betrachtet. Dieses Manöver ist durch Vorgabe des Stellgrößenverlaufs für das Simulationsmodell generiert worden, wodurch zudem der Verlauf der fahrdynamischen Zustände bekannt ist. Zur Gewährleistung der Vergleichbarkeit mit dem verwendeten Planungsansatz wird der Verlauf der Fahrzeugposition in das in Gleichung 5.1.1 angegebene Format überführt.

Unter der Annahme einer stationären Bewegung auf einer Kreisbahn (vgl. Kapitel 3.1.5) kann für das lineare Einspurmodell eine Beziehung zwischen dem Radius der gefahrenen Trajektorie $\rho = 1/\kappa$ und dem Schwimmwinkel β angegeben werden:

$$\beta_{\text{stat}}(\rho) = \frac{c_r l_r l - l_f m v^2}{c_r l \rho}. \quad (5.3.2)$$

Mithilfe dieses Zusammenhangs kann für die Referenztrajektorie der auftretende

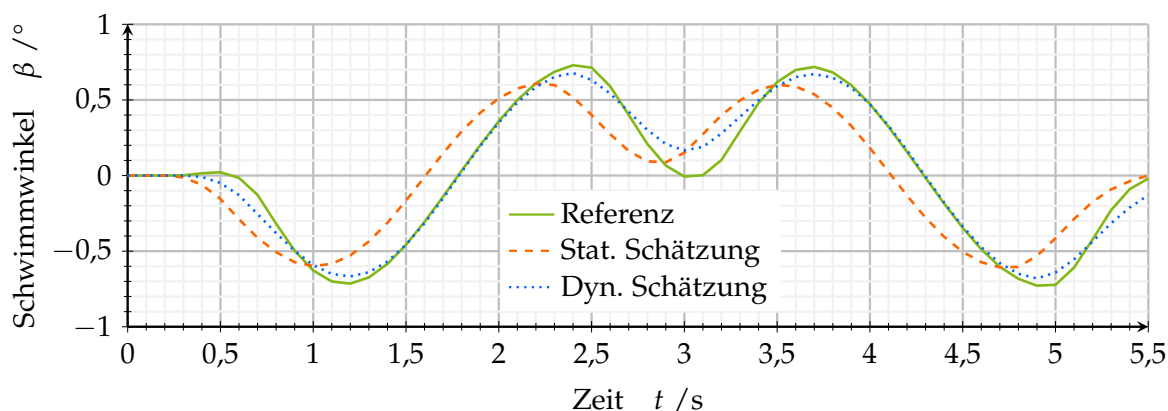


Abbildung 5.8.: Schwimmwinkelverlauf während des Doppelspurwechsels. Im Vergleich dazu ist zum einen der geschätzte Schwimmwinkel, welcher auf der stationären Kreisfahrt beruht, dargestellt und zum anderen der Schwimmwinkel, welcher sich mithilfe der dynamischen Übertragungsfunktion des linearen Einspurmodells berechnen lässt.

Schwimmwinkel abgeschätzt werden. In Abbildung 5.8 ist der Verlauf des Schwimmwinkels dargestellt. Die Signalform des geschätzten Schwimmwinkels approximiert den Referenzverlauf bereits, jedoch eilt das approximierte Signal diesem zeitlich voraus. Die Phasenverschiebung lässt sich aus der Vernachlässigung des dynamischen Übertragungsverhaltens begründen. Damit eine bessere Schätzung vorgenommen werden kann, muss somit das Übertragungsverhalten des Lenkradwinkels auf den Schwimmwinkel berücksichtigt werden. Die linearisierte Übertragungsfunktion ist in Gleichung 3.1.13 angegeben. Zur Anwendung muss der Lenkradwinkel bekannt sein. Dieser kann ebenfalls über die Bedingungen der stationären Kreisfahrt für die Referenztrajektorie berechnet werden:

$$\delta_{\text{stat}}(\rho) = \frac{i_s l}{\rho} + \frac{m v^2 i_s \cdot (c_r l_r - c_f l_f)}{c_f c_r \rho l}. \quad (5.3.3)$$

Die Parameter der Schwimmwinkelübertragungsfunktion sind aufgrund der Geschwindigkeitsabhängigkeit zeitvariant. Die lokale Sensitivitätsanalyse in Kapitel 4.1 zeigt speziell für den mittleren Geschwindigkeitsbereich, wie es für normales Fahren und Autobahnfahrten üblich ist, eine hohe Abhängigkeit des Schwimmwinkels von der Geschwindigkeit auf. Aus diesem Grund müssen für jeden Zeitschritt die Parameter aktualisiert werden.

Im Vergleich zu der direkten Schätzung über den stationären Zustand wird die Verzögerung durch die Systemdynamik genauer abgeschätzt. Zudem entspricht die Amplitude dem Referenzsignal wesentlich besser. Der verbleibende Fehler ergibt sich aufgrund der Vernachlässigung des Übertragungsverhaltens bei der Bestimmung des Lenkwinkels.

Mit dem abgeschätzten Schwimmwinkel und dem Kurswinkel der Referenztrajektorie kann somit der Gierwinkel respektive, bei einer weiteren Differenzierung, die Gierrate bestimmt werden.

6

Vorsteuerungsbasierte Regelung

Zur Regelung des Egofahrzeuges entlang einer Referenztrajektorie τ , wie sie in Kapitel 5 beschrieben ist, muss diese in ein Stellsignal \mathbf{u} für die Aktoren konvertiert werden:

$$\mathbf{u}(t) = Y(\mathbf{x}(t), \tau(t)). \quad (6.0.1)$$

Mit diesen Stellsignalen wird das Fahrzeug möglichst entlang der Trajektorie geführt. Diese Berechnungen werden periodisch mit dem Reglertakt vorgenommen, wobei sich die Referenzbahn alle 40 ms ändert. Wie in dem Stand der Technik 2.2 dargelegt, sind verschiedene Methoden zur Trajektorienfolgeregelung und automatisierten Fahrzeugführung anwendbar. Da in einem Fahrzeug jedoch lediglich eine begrenzte Rechenkapazität zur Verfügung steht, empfiehlt es sich, die Komplexität des Regelungsalgorithmus möglichst gering zu halten. Daher liegt ein erster Ansatz für eine Trajektorienfolgeregelung in einer getrennten Auslegung der Regelungen für die Längs- und Querdynamik.

6.1. Laterale Trajektorienfolgeregelung

Da die Trajektorie über die Form bereits wesentliche Kenntnisse über den korrekten Lenkwinkel zur Verfügung stellt, kann mithilfe von Fahrdynamikmodellen eine Vorsteuerung abgeleitet werden. Diese hat die Aufgabe, die Regelgröße möglichst schnell der Führungsgröße anzupassen. Zum Ausgleich der Modellabweichungen sowie der auf das Fahrzeug einwirkenden Störungen muss jedoch zusätzlich mit Hilfe einer geschlossenen Regelschleife der verbleibende Fehler ausgeregelt werden. Der Regelkreis kann als eine Kaskade der Positions- und Fahrdynamikregelung aufgefasst werden. Da jedoch für eine Positionsregelung eine hochgenaue Lokalisierung und eine Eigenbewegungsschätzung notwendig ist, um einen Abgleich zwischen Soll- und Istposition durchzuführen, wird, unter der Annahme dass die Fahrdynamikregelung eine ausreichend hohe Genauigkeit und Ausregelzeit besitzt, lediglich eine Regelung der Gierrate vorgenommen. Zudem übernimmt die zyklische Neuplanung der Referenztrajektorie einen Anteil der Positionsregelung. Abweichungen in der Realisierung können in der Neuplanung aufgegriffen werden, sodass sich eine dementsprechende Reaktion in der angepassten Trajektorie widerspiegelt.

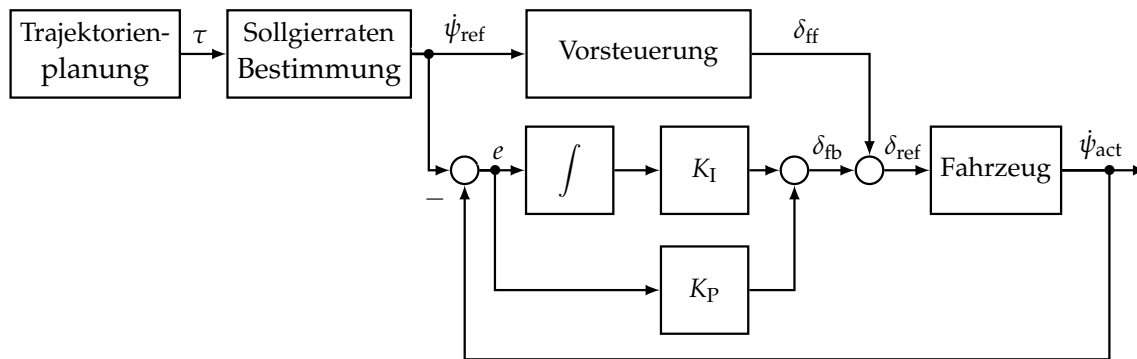


Abbildung 6.1.: Schematische Darstellung der lateralen Reglerstruktur, bestehend aus der Bestimmung der Sollgierrate aus der Trajektorie und einer sich anschließenden Vorsteuerung und Gierratenregelung mit einem PI-Regler.

Diese Betrachtung ist zulässig, da, bei ausreichend hoher Planungsfrequenz, das Fahrzeug bei Abweichungen von der Referenz die Trajektorie anpassen kann. Durch die Neuplanung kann der Planer auf Störungen des Fahrverhaltens reagieren.

Die sich aus den Voraussetzungen ergebende Reglerstruktur ist für die laterale Trajektorienfolge in Abbildung 6.1 dargestellt. Die Stellgröße setzt sich somit aus einem Anteil der Vorsteuerung δ_{ff} und einem Anteil der Regelung δ_{fb} zusammen. Die Auslegung der beiden Komponenten erfolgt getrennt voneinander, da die Vorsteuerung ein möglichst gutes Führungsverhalten aufweisen soll und die Regelung für die Störkompensation zuständig ist.

6.1.1. Vorsteuerung

Die Vorsteuerung sollte möglichst genau das Fahrverhalten invertieren, sodass, für den Fall, dass keine Störungen auf das Fahrzeug einwirken, die geplante Trajektorie exakt abgefahren wird. Damit wird der durch den Sollwertverlauf zu erwartende Stellgrößenbedarf berücksichtigt, wodurch sich ein verbessertes Führungsverhalten ergibt. Zur Bestimmung des Lenkradwinkels muss somit das Übertragungsverhalten des Lenkradwinkels auf die Gierrate unter der Beachtung der longitudinalen Dynamik invertiert werden. Die Herleitungen der folgenden Abschnitte beruhen auf den in der Publikation Homann et al. [Hom+20a] veröffentlichten Ergebnissen.

Invertierung des stationären Zustands des linearen Einspurmodells

Das lineare Einspurmodell (vgl. Abschnitt 3.1.4) gibt die Gierratenübertragungsfunktion als ein PDT_2 System an, welche bei einer Umkehrung in einem nichtkausalen System resultiert. Daher wird für die Vorsteuerung das Übertragungsverhalten vernachlässigt und der stationäre Zustand betrachtet. Damit vereinfacht sich die Gleichung 3.1.14 nach Abklingen der transienten Zustände zu einem proportionalen Zusammenhang:

$$\delta = \frac{i_s}{v c_f c_r l} \left(c_f c_r l^2 + v^2 m (c_r l_r - c_f l_f) \right) \psi. \quad (6.1.1)$$

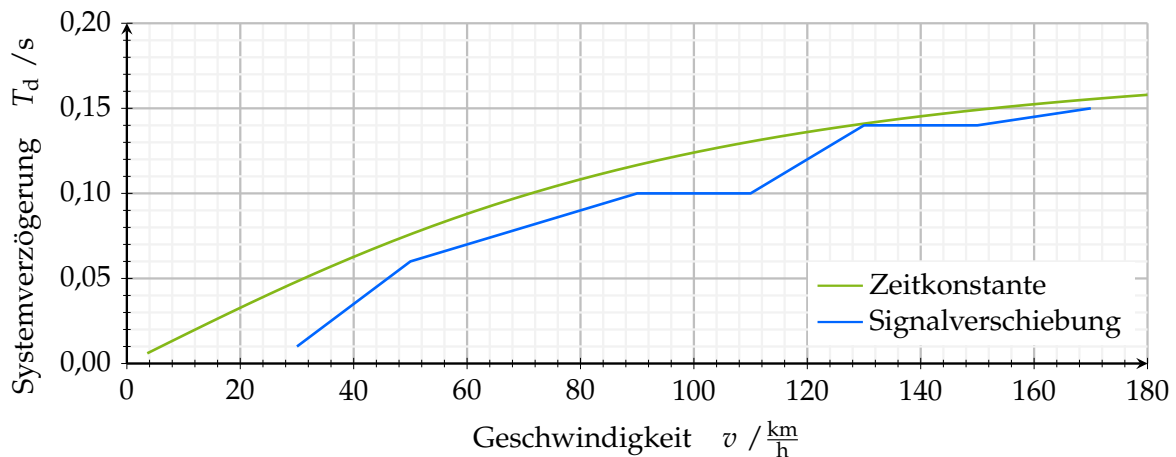


Abbildung 6.2.: Zeitkonstante der Gierratenübertragungsfunktion des linearen Einspurmodells in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Im Vergleich dazu wird die Zeitverzögerung zwischen dem Referenzlenkradwinkel und dem durch die Vorsteuerung ermittelten Lenkradwinkelverlauf durch die Kreuzkorrelationsfunktion bestimmt.

Diese Form der Vorsteuerung fand ebenfalls für die laterale Fahrzeugführung während des S 500 Intelligent Drive auf der Bertha Benz Route [Zie+14a] Anwendung. Da bei diesem Vorgehen vorausgesetzt wird, dass keine Zeitverzögerung während der Steuerung auftritt, muss das Übertragungsverhalten indirekt durch eine Vorausschauzeit berücksichtigt werden. Diese muss sich an der Systemdynamik des Fahrzeuges und der Regelung der unterlagerten Aktoren orientieren. Da es sich bei dem linearen Einspurmodell ab Geschwindigkeiten oberhalb von 30 km/h, wie sie in der Regel im normalen Fahrbetrieb auftreten, um ein schwingungsfähiges System handelt, kann keine Summenzeitkonstante durch die Addition der einzelnen Zeitkonstanten zweier PT_1 Systeme ermittelt werden [Lun10]. Einen ersten Überblick über die Verzögerung des linearen Einspurmodells, die durch das Übertragungsverhalten entsteht, kann die Zeitkonstante des PT_2 angeben. In Abbildung 6.2 ist diese in Abhängigkeit der Geschwindigkeit dargestellt. Da jedoch die Übertragungsfunktion des linearen Einspurmodells zudem eine Nullstelle aufweist, reduziert sich die Systemverzögerung aufgrund des differenzierenden Verhaltens. Zur Ermittlung einer geeigneten Vorausschauzeit werden mithilfe des Einspurmodells, unter der Vorgabe eines definierten Lenkradwinkelverlaufs, Referenzmanöver bestimmt. Diese werden für unterschiedliche Geschwindigkeiten und unter Vernachlässigung des Lenkradwinkelregelkreises erzeugt. Die resultierenden Positionsverläufe werden anschließend in das Format der Referenztrajektorie überführt. Somit lässt sich mithilfe der Vorsteuerung ein Lenkradwinkelverlauf bestimmen. Durch die Anwendung der Kreuzkorrelation kann zwischen dem realen Lenkradwinkel und dem durch die Vorsteuerung bestimmten Verlauf eine Signalverschiebung bestimmt werden. Diese ist zum Vergleich ebenfalls in Abbildung 6.2 abgebildet. Die in der Simulation ermittelte Verzögerung entspricht dem Verlauf der zuvor theoretisch ermittelten Zeitkonstante abzüglich einer Differenz, welche sich aus der Nullstelle ergibt. Zusätzlich muss die zeitliche Verzögerung, welche durch die Einregelung des Lenkradwinkels hervorgerufen wird, eingerechnet werden. Hierzu kann ebenfalls die Zeitkonstante des PT_2 , welches zur Modellierung

des Lenkradwinkelreglers verwendet wird, genutzt werden. Es ist zu beachten, dass die Parameter des Modells ebenfalls in Abhängigkeit der Geschwindigkeit definiert sind. Somit lässt sich durch die Addition der beiden Komponenten eine Gesamtverzögerung des Übertragungsverhaltens vom Referenzlenkwinkel zur Gierrate bestimmen, welche eine Funktion der Geschwindigkeit darstellt.

Invertierung des linearen Einspurmodells

Zur direkten Berücksichtigung des Übertragungsverhaltens muss das nichtkausale System, welches durch die Invertierung des linearen Einspurmodells entsteht, gelöst werden. In der Regel ist dieses nicht realisierbar, da die Gierrate nicht nur für den aktuellen und vergangene Zeitpunkte sondern auch für zukünftige Zeitschritte bekannt sein muss, damit der zum aktuellen Zeitpunkt benötigte Lenkradwinkel bestimmt werden kann. Durch die Besonderheit der Folgeregelung ist dieses Wissen jedoch in diesem Anwendungsfall gegeben. Die Referenztrajektorie beinhaltet die benötigten Informationen für $m - 1$ Zeitschritte, wobei m die Anzahl an Trajektorienpunkten bei einer Interpolation mit dem Reglertakt Δt_c beschreibt. Nach Auflösen der Gierratenübertragungsfunktion, zur Bestimmung des aktuellen Lenkwinkels, ergibt sich folgendes digitales Filter:

$$b_{d1}\delta(k) = a_{d2}\dot{\psi}(k-1) + a_{d1}\dot{\psi}(k) + a_{d0}\dot{\psi}(k+1) - b_{d2}\delta(k-1), \quad (6.1.2)$$

wobei $k \in \mathbb{N}_0$ die auf den Reglertakt normierte Zeitvariable darstellt.¹ Der Summand $a_{d2}\dot{\psi}(k+1)$ berücksichtigt die zukünftige Gierrate und ermöglicht somit die Invertierung des linearen Einspurmodells. Zur Berücksichtigung der durch die Einregelung des Lenkradwinkels verursachten Verzögerung kann zum einen eine Vorausschauzeit gewählt werden und zum anderen kann demgegenüber das digitale Filter durch die Invertierung der linearen Übertragungsfunktion des modellierten geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises ergänzt werden:

$$b_{d1}\delta(k) = a_{d4}\dot{\psi}(k-3) + a_{d3}\dot{\psi}(k-2) + a_{d2}\dot{\psi}(k-1) + a_{d1}\dot{\psi}(k) + a_{d0}\dot{\psi}(k+1) - b_{d2}\delta(k-1). \quad (6.1.3)$$

Zum Vergleich der Vorsteuerungen wird ein Referenzlenkradwinkel- und Gierratenverlauf durch die Simulation eines nichtlinearen Gesamtfahrzeugmodells ermittelt. Der Abbildung 6.3 ist zu entnehmen, dass durch die Invertierung des dynamischen Übertragungsverhaltens des linearen Einspurmodells bereits eine gute Annäherung des eingeregelten Lenkradwinkels generiert wird. Durch eine Verschiebung des Verlaufs mittels einer Vorausschauzeit kann der Referenzlenkradwinkel approximiert werden. Dadurch ergibt sich vor allem in der Amplitude eine Abweichung von dem Referenzlenkradwinkel. Wird ein Modell des Verhaltens des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises bei der Invertierung direkt berücksichtigt, ergibt sich eine genauere Schätzung der Referenz. Dennoch sind speziell in Bereichen einer schnellen Lenkradwinkeländerung Abweichungen zu erkennen. Generell lässt sich jedoch festhalten,

¹Die Variablenbezeichnungen werden zur besseren Übersichtlichkeit aus der zeitkontinuierlichen Darstellung übernommen und durch das Argument in eine zeitdiskrete Form umgewandelt.

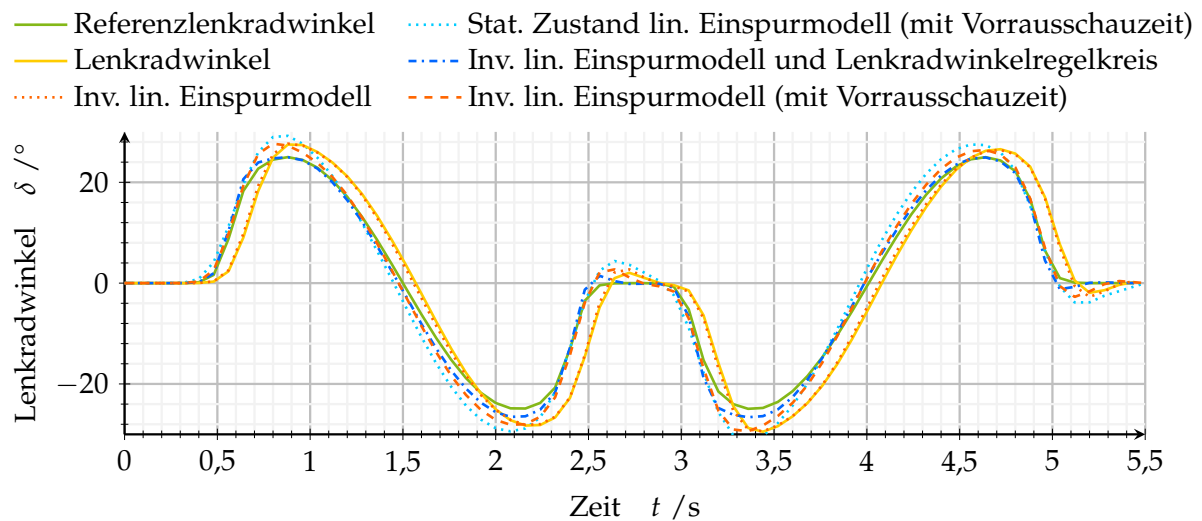


Abbildung 6.3.: Vergleich verschiedener auf dem linearen Einspurmodell basierender Vorsteuerungen. Die Referenz ergibt sich aus der Simulation eines nichtlinearen Gesamtfahrdynamikmodells. Die Invertierung des dynamischen Einspurmodells zusammen mit dem linearen Modell des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises zeigt die höchste Übereinstimmung mit dem Referenzverlauf.

dass im Vergleich zur Vorsteuerung, welche den stationären Zustand des Einspurmodells ausnutzt, mit beiden Varianten eine höhere Genauigkeit erzielt wird. Gleichwohl ist aus den Ergebnissen ersichtlich, dass infolge der Nichtlinearität des Fahrverhaltens Abweichungen zum Referenzlenkradwinkel auftreten, die bei einer Vorsteuerung basierend auf dem linearen Einspurmodell nicht berücksichtigt werden können. Dies zeigt auch die Abbildung A.11 im Anhang, in welcher jeweils die Abweichungen der aus den Vorsteuerungen ermittelten Lenkradwinkelverläufe zum tatsächlich benötigten Referenzlenkradwinkel dargestellt sind.

Invertierung des nichtlinearen Einspurmodells

Daher kann für ein weiteres Verfahren zur Bestimmung einer Vorsteuerung die Eigenschaft der differentiellen Flachheit des nichtlinearen Einspurmodells ausgenutzt werden. Speziell für den nichtlinearen Teilbereich der Fahrdynamik kann eine Verbesserung erreicht werden. Das von Fliess et al. [Fli+92] eingeführte Konzept der Flachheit verallgemeinert die Steuerbarkeit auf nichtlineare Systeme und eignet sich daher besonders für den Entwurf einer Steuerung. Für ein flaches System lässt sich ein fiktiver Ausgang derart definieren, dass alle Zustands- und Eingangsgrößen vollständig anhand dieses flachen Ausgangs und einer endlichen Anzahl seiner Zeitableitungen beschrieben werden können. Dies stellt eine erwünschte Eigenschaft für den Entwurf von Vorsteuerungen dar. Für das nichtlineare Einspurmodell ist die Flachheit durch Fuchshumer, Schlacher und Rittenschober [Fuc+05a; Fuc+05b] nachgewiesen worden. Der flache Ausgang wird durch die Längs- und Quergeschwindigkeit eines vom Massenschwerpunkt nach hinten verschobenen Punktes auf der Fahrzeuglängsachse

angegeben:

$$c_1(\mathbf{x}) = v \cos \beta, \quad (6.1.4)$$

$$c_2(\mathbf{x}) = v \sin \beta - \frac{J_z}{ml_f} \dot{\psi}. \quad (6.1.5)$$

Zur Berechnung des Ausgangs werden alle drei Zustandsgrößen des nichtlinearen Einspurmodells benötigt. Mit der Anreicherung der Trajektorieninformation durch die Aufteilung des Kurswinkels in Gier- und Schwimmwinkel sind die entsprechenden Daten zugänglich. Die zeitliche Ableitung der flachen Ausgänge wird mit der Lie-Ableitung gebildet. Für die zeitliche Ableitung des ersten Ausgangs ergibt sich die folgende Beziehung:

$$\mathcal{L}_f c_1 = \frac{v F_{x,r} + v F_{x,f} \cos \delta - v F_{y,f} \sin \delta}{m} + \dot{\psi} \cdot v \sin \beta. \quad (6.1.6)$$

Da die erste Ableitung bereits von den Eingangsgrößen, dem Lenkradwinkel und der Antriebskraft abhängig ist, weist die erste Ausgangsgleichung einen relativen Grad von 1 auf. Für die zweite Ausgangsgleichung lautet die erste Ableitung entsprechend:

$$\mathcal{L}_f c_2 = \frac{l_f + l_r}{ml_f} v F_{y,r} - v \dot{\psi} \cos \beta. \quad (6.1.7)$$

Infolge der gezielten Wahl des Punktes auf der Fahrzeuglängsachse, für den die Ausgangsgleichungen definiert werden, kompensieren sich die Einflüsse des Eingangs. Bei Bestimmung der zweiten Zeitableitung $\mathcal{L}_f^2 c_2$ stellt sich eine Abhängigkeit von den Eingangsgrößen ein, wodurch sich für den Ausgang ein relativer Grad von 2 ergibt. Der resultierende gesamte relative Grad von 3 erlaubt die Formulierung eines nichtlinearen Gleichungssystems fünfter Ordnung für gegebene Werte des flachen Ausgangs $\bar{\Xi}_1, \bar{\Xi}_2$ und den entsprechenden zeitlichen Ableitungen:

$$\mathcal{H} = \left\{ \bar{\Xi}_1 = c_1(\mathbf{x}), \bar{\Xi}_2 = c_2(\mathbf{x}), \dot{\bar{\Xi}}_1 = \mathcal{L}_f c_1(\mathbf{x}, \mathbf{u}), \right. \\ \left. \dot{\bar{\Xi}}_2 = \mathcal{L}_f c_2(\mathbf{x}), \ddot{\bar{\Xi}}_2 = \mathcal{L}_f^2 c_2(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \right\}. \quad (6.1.8)$$

Die Lösung des Gleichungssystems \mathcal{H} muss mit einem numerischen Lösungsverfahren ermittelt werden, z. B. mit dem Newton-Raphson-Verfahren. Dabei invertiert die Lösung des Gleichungssystems das komplette Übertragungsverhalten des nichtlinearen Einspurmodells. Sie ermöglicht nicht nur eine Vorsteuerung für den Lenkradwinkel, sondern auch für die Antriebskraft des Fahrzeuges. Hierin besteht ein besonderer Vorteil, da die Kopplung der Längs- und Querbewegung des Fahrzeuges direkt berücksichtigt wird. Für eine gegebene Trajektorie des flachen Ausgangs und der zeitlichen Ableitungen werden die Zustandstrajektorien $v, \beta, \dot{\psi}$ und die Eingangstrajektorien bestimmt. Da die Zustandstrajektorien ohnehin bereits bekannt sind,

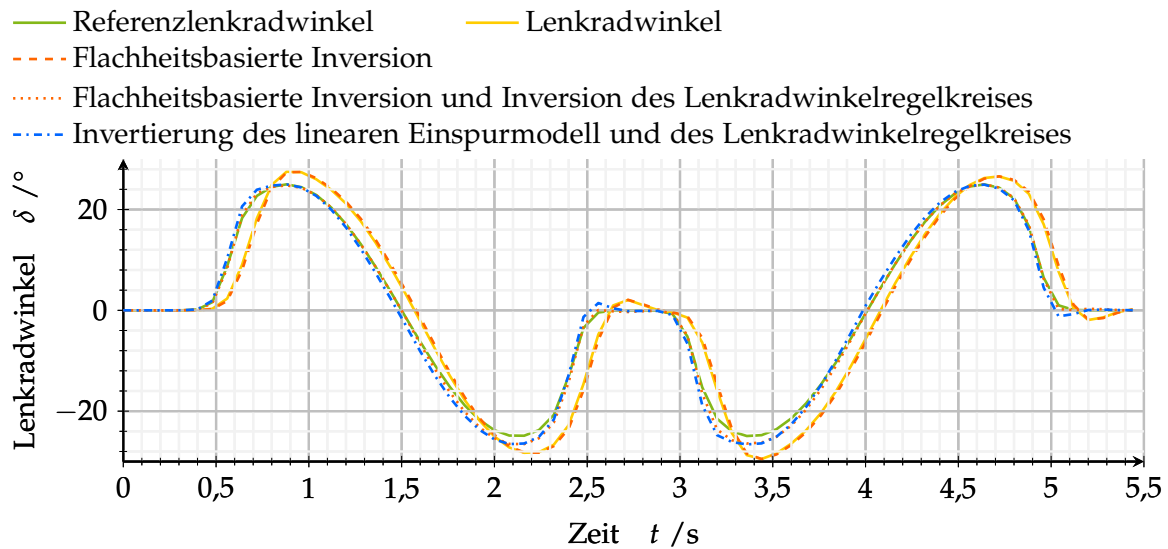


Abbildung 6.4.: Flachheitsbasierte Invertierung des nichtlinearen Einspurmodells im Vergleich zur Invertierung des linearen Einspurmodells zur Bestimmung des Lenkradwinkelverlaufs zur Vorsteuerung innerhalb einer Trajektorienfolgeregelung. Speziell in Bereichen schneller Änderungen des Referenzlenkradwinkelverlaufs ergibt sich durch die Berücksichtigung der Nichtlinearität eine höhere Genauigkeit.

kann das Gleichungssystem reduziert werden:

$$\mathcal{H}_R = \left\{ \dot{\tilde{\mathbf{e}}}_1 = \mathcal{L}_f c_1(\mathbf{x}, \mathbf{u}), \ddot{\tilde{\mathbf{e}}}_2 = \mathcal{L}_f^2 c_2(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \right\}. \quad (6.1.9)$$

Abbildung 6.4 zeigt im Vergleich die Verläufe des Lenkradwinkels für die flachheitsbasierte Vorsteuerung im Vergleich zur Vorsteuerung, welche auf der Inversion des linearen Einspurmodells beruht. Durch die Bestimmung des Lenkradwinkels über die Eigenschaft der Flachheit lässt sich der tatsächliche Verlauf des Lenkradwinkels bis auf marginale Unterschiede im Bereich von maximal 1° reproduzieren, welche sich durch eine Phasenverschiebung ergeben. Durch eine weitere Filterung mit dem inversen linearen Modell des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises lässt sich der Referenzlenkradwinkel im Vergleich der verschiedenen Varianten am präzisesten bestimmen (vgl. Abbildung A.12). Gegenüber der auf dem linearen Einspurmodell fußenden Vorsteuerung sind speziell in Bereichen schneller Änderungen des Referenzlenkradwinkels Verbesserungen zu erzielen, welche sich aus der expliziten Berücksichtigung der Nichtlinearitäten der Fahrdynamik ergeben.

Da die flachheitsbasierte Vorsteuerung eine stetige Differenzierbarkeit bis zur zweiten Ableitung der zweiten Ausgangsgleichung voraussetzt, ergeben sich Bedingungen, welche an die Referenztrajektorie gestellt werden müssen. Wie in Kapitel 5 gezeigt, gibt der Spline Grad ν an, bis zu welcher fahrdynamischen Größe eine Stetigkeit zwischen den Spline Segmenten gewährleistet werden kann. Für eine Kontinuität der Kursrate, die anteilig in den flachen Ausgang eingeht, muss mindestens ein quintischer Spline gewählt werden. Der Verlauf der Ausgangsgleichungen, bestehend aus der longitudinalen und lateralen Geschwindigkeit eines vom Schwerpunkt auf der Fahrzeuglängsachse nach hinten verschobenen Punktes, sowie der relevanten zeit-

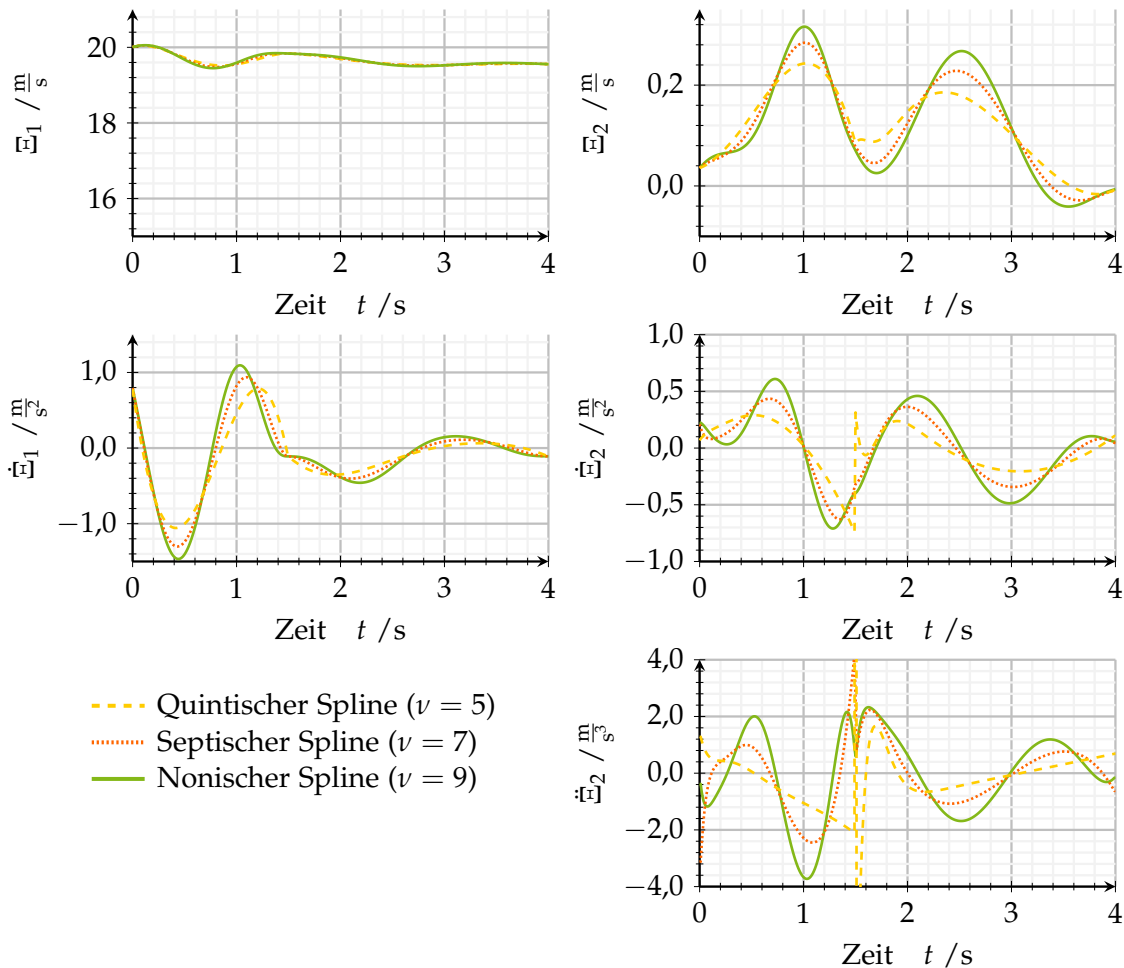


Abbildung 6.5.: Betrachtung der Abhängigkeit der flachheitsbasierten Vorsteuerung von dem Spline Grad der Referenztrajektorie. Dargestellt ist der fiktive flache Ausgang des nichtlinearen Einspurmodells und die entsprechenden Zeitableitungen der Ausgangsfunktion. Durch die Abhängigkeit der zweiten Ausgangsgleichung von der Gierrate treten bei zu geringen Spline Graden für die Zeitableitungen Unstetigkeiten auf.

lichen Ableitungen ist für eine beispielhafte Situation und für verschiedene Spline Grade in Abbildung 6.5 dargestellt.

Für den quintischen Spline weist bereits die erste Ableitung der zweiten Ausgangsgleichung eine Unstetigkeit auf. Dementsprechend zeigt die zweite Ableitung für einen septischen Spline eine Sprungstelle an dem Übergang der Segmente. Der Spline mit dem Grad $\nu = 9$ ist für alle Ausgangsgleichungen und deren benötigte Zeitableitungen stetig, jedoch zeigt sich auch in diesem Fall eine starke Änderung an der Übergangsstelle. Da für die Berechnung der Stellgrößen die zweite Zeitableitung essentiell ist, überträgt sich eine Unstetigkeit direkt auf den Lenkradwinkel, sodass für die flachheitsbasierte Vorsteuerung mindestens ein Spline Grad von $\nu = 9$ gewählt werden muss. Unter der Voraussetzung, dass der berechnete Lenkradwinkel zusätzlich mit dem inversen Verhalten des Lenkradwinkelregelkreises gefiltert wird, muss der Spline Grad dementsprechend höher gewählt werden.

Für den Fall, dass durch den Planungsalgorithmus garantiert werden kann, dass der

Zeitschritt Δt bis zur ersten Stützstelle hinreichend groß gewählt wird, können auch kleinere Ordnungen verwendet werden, da dann keine Segmentwechsel der Referenztrajektorie innerhalb der Regelung betrachtet werden müssen.

Analyse anhand geplanter Trajektorien

Der Vergleich der verschiedenen Vorsteuerungen wird beispielhaft anhand einer Situation während einer Autobahnauffahrt dargestellt. Vergleichbare Ergebnisse können ebenfalls für andere Situationen erzielt werden. Die für die Referenztrajektorie berechneten verschiedenen Lenkradwinkelverläufe werden, ohne einen zusätzlichen Regelkreis für die Gierrate zu berücksichtigen, mithilfe des Gesamtfahrzeugmodells in die Zukunft prädiziert.

In Abbildung 6.6 ist zu erkennen, dass die Vorsteuerung das Fahrzeug bereits entlang der Referenztrajektorie führt und somit bereits eine gute Approximation des Stellgrößenverlaufs vornimmt, welcher aus dem Trajektorienverlauf zu erwarten ist. Zudem ist aus den dargestellten möglichen Verläufen der Fahrzeugbewegung zu entnehmen, dass die Positionsgenauigkeit mit der Komplexität des zugrundeliegenden Modells ansteigt. Die kürzeren Positionstrajektorien für die Vorsteuerungen, welche den Lenkradwinkelregelkreis nicht berücksichtigen, ergeben sich aus der Vorausschauzeit. Durch die indirekte Berücksichtigung der Dynamik des unterlagerten Lenkradwinkelregelkreises sind diese Verfahren jedoch robuster gegenüber einer nicht idealen Trajektorienplanung. Da, wie bereits in Kapitel 5 hergeleitet, im Rahmen des verwendeten Trajektorienplanungsalgorithmus nicht sichergestellt wird, dass die Referenztrajektorie den Anfangszustand korrekt berücksichtigt, ist ein stetiger Übergang von dem aktuellen Fahrzustand in den geplanten Referenzverlauf nicht möglich. Wenn die Referenztrajektorie Unstetigkeiten aufweist, können hohe Änderungen des Lenkradwinkels auftreten. Dieses kann zu Situationen führen, in denen zur Realisierung der geforderten Gierrate unter Berücksichtigung des Anfangszustands eine sprunghafte Änderung des Lenkradwinkels infolge der Dynamik des unterlagerten Regelkreises erforderlich ist. Dieses schränkt die Anwendbarkeit der Vorsteuerung mit dem invertierten linearen Lenkradwinkelkreis bei geringen Spline Graden ein. Der Verlauf der Gierrate einschließlich des sich aus der Historie ergebenden Anfangszustands muss je nach dem der Vorsteuerung zugrunde liegenden Fahrdynamikmodells mindestens stetig differenzierbar sein, sodass wenigstens ein septischer Spline gewählt werden muss.

6.1.2. Regelung

Der Entwurf der Gierratenregelung erfolgt modellbasiert mithilfe der über die Kleinwinkelnäherung ermittelten Gierratenübertragungsfunktion des linearen Einspurmodells. Die Verwendung des linearen Modells ermöglicht eine schnelle und komfortable Bestimmung der Reglerparameter ohne dafür aufwändige Testfahrten mit dem Fahrzeug auf einer Fahrdynamikfläche vorzunehmen. Da das Ausgangsverhalten nicht nur abhängig von dem Referenzlenkwinkel ist, sondern ebenfalls von der Geschwindigkeit beeinflusst wird, erfolgt die Auslegung für einen Vektor an Geschwindigkeits-

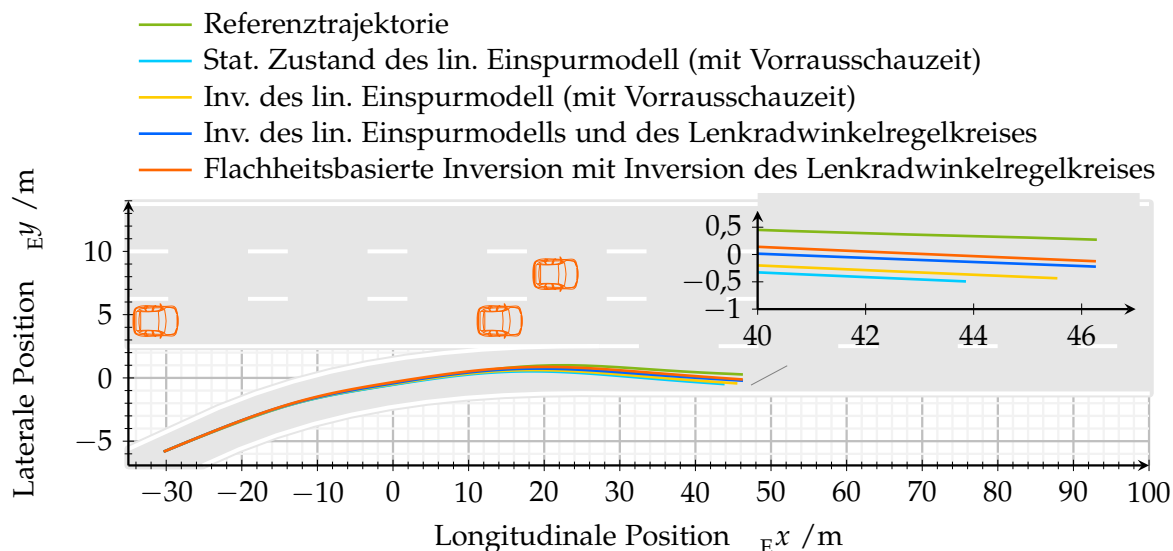


Abbildung 6.6.: Über den zeitlichen Horizont der Referenztrajektorie prädizierte Fahrzeugbewegungen für die verschiedenen Lenkradwinkelverläufe, welche sich durch die erläuterten Vorsteuerungen ergeben. Zum Vergleich ist die entsprechende Referenztrajektorie dargestellt, welche für diese Situation der Autobahnauffahrt geplant wird. Das Egofahrzeug bewegt sich initial mit einer Geschwindigkeit von ungefähr 75 km/h. Die x-Achse ist mit einem Faktor von 0,5 skaliert.

arbeitspunkten, sodass durch eine Interpolation zwischen diesen ein Gain-Scheduling möglich ist.

Neben der Gierratenübertragungsfunktion ergibt sich das gesamte Regelstreckenmodell zudem aus der Reihenschaltung mit dem linearen PT_2 -Modell des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises. Abbildung 6.7 zeigt die entsprechende Pol-Nullstellen-Diagramm in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. Die Pole der Gierratenübertragungsfunktion des linearen Einspurmodells wandern mit sinkender Geschwindigkeit in der linken Halbebene in Richtung kleinerer Realteile. Zudem nimmt der Imaginärteil des komplex konjugierten Polpaars ab. Für die komplex konjugierten Polstellen des modellierten geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises lässt sich feststellen, dass der Realteil der Polstellen nahezu konstant ist, jedoch der Imaginärteil mit der wachsenden Geschwindigkeit ansteigt. Somit reagiert das Gesamtsystem für kleinere Geschwindigkeiten schneller aufgrund der weiter links liegenden Polstellen, wobei das Schwingungsverhalten abnimmt.

Es wird zunächst lediglich ein P-Regler ausgelegt. Dazu erfolgt in einem ersten Schritt der Entwurf mit den empirischen Einstellregeln nach Ziegler und Nichols [Unb08]. So kann mit geringem Aufwand bereits ein erster Überblick über den Verlauf der Proportionalverstärkung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit erzielt werden. Da das System, wie gezeigt, komplex konjugierte Polstellen aufweist und somit ein schwingendes Verhalten besitzt, kann die Methode der Übergangsfunktion nicht angewendet werden, da diese ein näherungsweise aperiodisches Verhalten voraussetzt. Daher wird die Methode des Stabilitätsrands verwendet, welche keine Bedingungen an die Übertragungsfunktion stellt. Die Ergebnisse können als ein erster Richtwert angesehen werden. Jedoch zeigt die offene Kette von Regler und Strecke für alle Geschwindigkei-

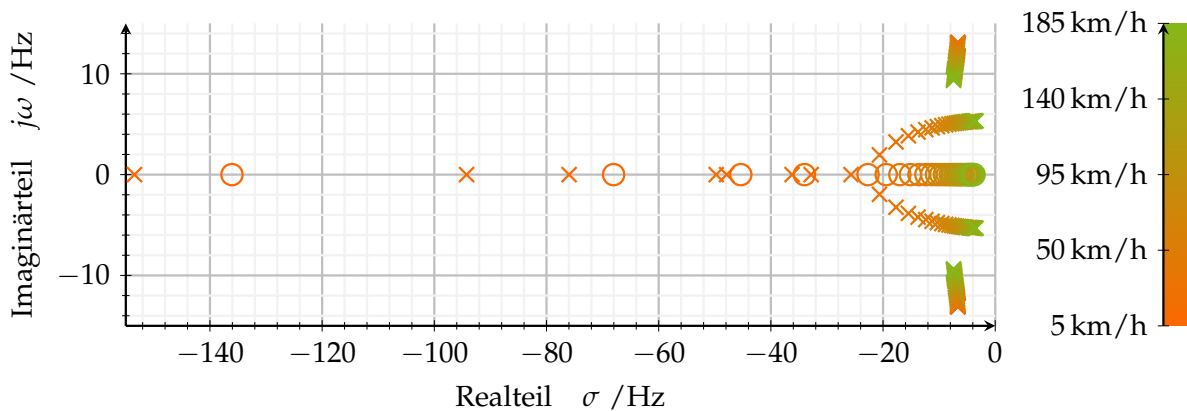


Abbildung 6.7.: Pol-Nullstellen-Diagramm des Übertragungsverhalten vom Referenzlenkwinkel zur Gierrate in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit. Mit sinkender Geschwindigkeit nimmt der Realteil des einen konjugiert komplexen Polpaars stark ab, sodass das Übertragungsverhalten schneller wird. Während der Imaginärteil des komplexen Polpaars des Modells des unterlagerten Lenkwinkelreglers mit wachsender Geschwindigkeit abnimmt, nimmt der Imaginärteil des komplex konjugierten Polpaars der Gierratenübertragungsfunktion zu.

ten ($v > 0$ km/h) einen positiven Phasenrand, wodurch für den geschlossenen Regelkreis eine Eingangs-Ausgangs-Stabilität gilt. Allerdings konvergiert der Phasenrand für kleine Geschwindigkeiten gegen 0° , sodass für diese die Proportionalverstärkung zu groß gewählt wird.

Abbildung 6.8 zeigt die Proportionalverstärkung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit. In einem zweiten Schritt wird, damit für den vollständigen Geschwindigkeitsbereich eine positive Phasenreserve zu Verfügung steht, die Proportionalverstärkung derart ausgelegt, dass ein konstanter Phasenrand von 35° entsteht. Da durch die Linearisierung stets ein verändertes Verhalten des realen Fahrzeuges auftreten kann, ist eine Phasenreserve unerlässlich. Es ist abzulesen, dass für kleine Geschwindigkeiten die Verstärkung kleiner gewählt werden muss, wohingegen ab $v = 40$ km/h die Verstärkung, im Vergleich zu den empirischen Einstellregeln, größer gewählt werden kann.

Da jedoch, wie in dem Kapitel zur Sensitivitätsanalyse gezeigt, für eine hinreichend genaue Charakterisierung des Fahrverhaltens eine Online Schätzung der Fahrzeugparameter erforderlich ist, ist eine einfache analytische Beschreibung der Proportionalverstärkung anhand der Fahrzeugparameter wünschenswert. Aus diesem Grund wird mithilfe der stationären Verstärkung, welche als Proportionalverstärkung des Reglers verwendet wird und für das Übertragungsverhalten analytisch angegeben werden kann, eine Angleichung des Amplitudenganges durchgeführt. Abbildung 6.8 zeigt dieses vergleichend zu den anderen Proportionalverstärkungen. Dadurch verringert sich zwar der Amplitudengang, speziell für geringe Geschwindigkeiten, jedoch lässt sich der Regler mit einem geringem Aufwand an die aktuellen Fahrzeugparameter anpassen. Zudem ist das dynamische Verhalten in dem für den Betrieb relevanten Frequenzbereich stärker unabhängig von der Geschwindigkeit, sodass aus diesem Grund im weiteren Verlauf diese Proportionalverstärkung für den P-Anteil des Gierratenreglers verwendet wird.

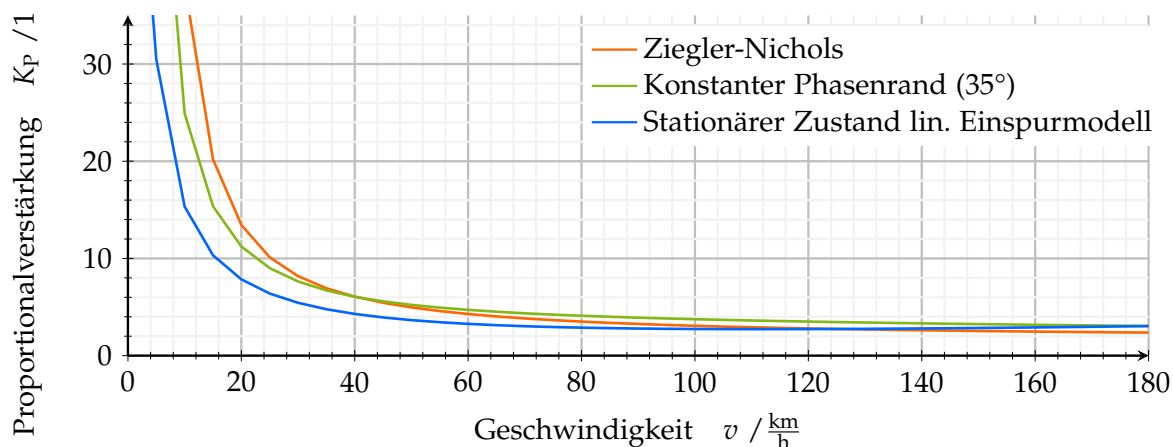


Abbildung 6.8.: Proportionalverstärkung des P-Reglers der Gierrate in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit.

Die Aufgabe des integrierenden Anteils des Reglers besteht darin, langsam ändernde Störungen in dem Systemverhalten, wie ein verstelltes Lenksystem, ein konstanter Bankwinkel oder ein einwirkender Seitenwind, auszugleichen. Demgegenüber werden die schnell wechselnden Störsignale lediglich durch den Proportionalanteil des Reglers ausgeregelt. Da die Geschwindigkeit, im Vergleich zum Führungsverhalten, nicht in dem Maße Einfluss auf das Störverhalten von Wind- oder Hangabtriebskräften nimmt, wird der I-Anteil für alle Geschwindigkeiten konstant gewählt. Die Integrationsverstärkung, die den Gradienten des Anstiegs bestimmt, wird auf einen Wert von 1,0 festgelegt, wodurch die Regelabweichung langsam aufintegriert wird. So wird beispielsweise eine bleibende Regelabweichung, welche sich in einer Abweichung von $\delta = 1^\circ$ im Lenkradwinkel niederschlägt, innerhalb von ungefähr 10 s kompensiert. Diese relativ lange Zeitspanne ist akzeptabel, da der Anteil ausschließlich zur Kompensation von nahezu statischen Störungen dient, die auf das Fahrzeug einwirken. Das Bode-Diagramm der vollständigen offenen Kette ist in Abbildung 6.9 dargestellt. Es wird deutlich, dass das Hinzufügen des I-Anteils keinen Einfluss auf die Phasenreserve hat, da durch den Regler sowohl ein I-Glied als auch ein PD-Glied in der offenen Kette ergänzt werden. Die Phasenabsenkung der Polstelle im Ursprung wird frühzeitig durch die Nullstelle kompensiert, sodass der Frequenzgang erst bei deutlich größeren Frequenzen durch die Pol- und Nullstellen der Regelstrecke beeinflusst wird.

6.2. Longitudinale Trajektorienfolgeregelung

Bei Anwendung der Kleinwinkelnäherung auf die Geschwindigkeitsdifferentialgleichung des Einspurmodells ergibt sich das zweite Newtonsche Gesetz. Da die Beschleunigung des Fahrzeuges bereits unterlagert geregelt wird, besteht somit die longitudinale Trajektorienfolgeregelung lediglich aus der Bestimmung der Führungsgröße für diese Regelung. Anhand der Zeitkonstante des PT_1 Systems, welches das Verhalten des geschlossenen Beschleunigungsregelkreises modelliert, wird eine Vorausschauzeit ermittelt. Anschließend wird mithilfe dieses Vorrasschaupunktes und einer Anwen-

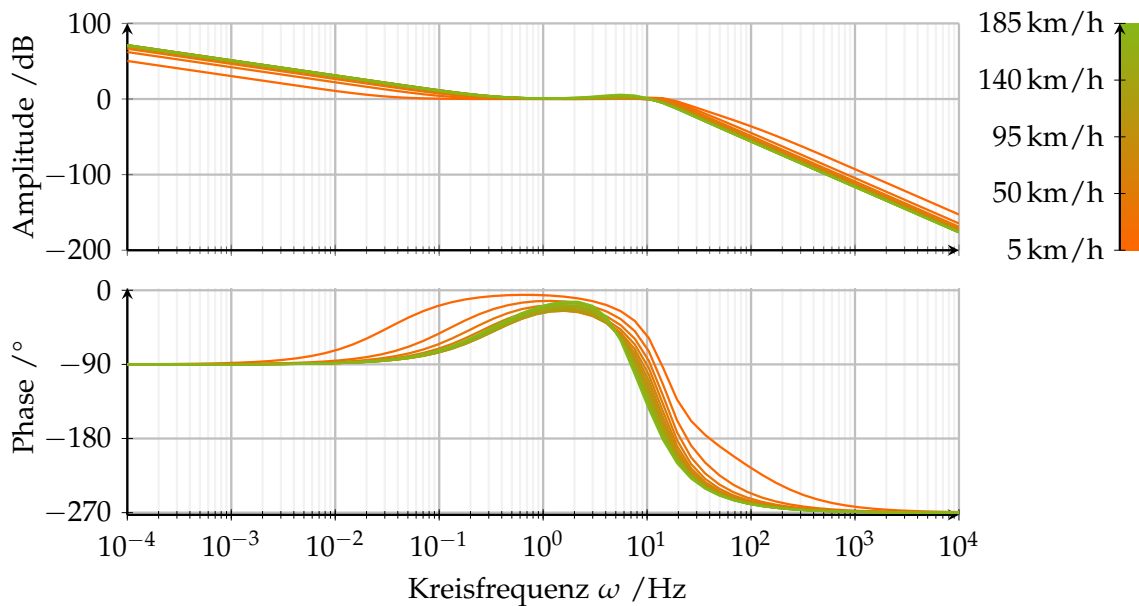


Abbildung 6.9.: Bode Diagramm der offenen Kette von PI-Regler und Regelstrecke bestehend aus der Gierratenübertragungsfunktion des linearen Einspurmodells und dem Modell des geschlossenen unterlagerten Lenkradwinkelregelkreises.

dung des Differenzenquotienten zweiter Ordnung die Sollbeschleunigung bestimmt, welche durch den unterlagerten Regler eingeregelt wird.

6.3. Evaluation und Diskussion des Trajektorienregelungsansatzes

Die Evaluation des Trajektorienregelungsansatzes gliedert sich im Folgenden in zwei Gesichtspunkte: In einem ersten Schritt wird das Führungsverhalten untersucht, um herauszufinden wie gut die Trajektorienregelung das Fahrzeug entlang der geplanten Trajektorie führen kann (vgl. Abschnitt 6.3.1). Dabei erfolgt eine Neuplanung der Referenztrajektorie, welche einen Spline Grad von $\nu = 7$ besitzt, alle 40 ms, wodurch bei der Beurteilung das Gesamtsystem aus Planung und Folgeregelung betrachtet werden muss. Der Reglertakt ist um einen Faktor 4 größer und wird auf eine übliche Frequenz von 100 Hz festgelegt. Als Vergleichsgröße wird zur Beurteilung des Führungsverhaltens die Bewegung des Egofahrzeuges herangezogen, welche unter der Voraussetzung entsteht, dass die Planung exakt umgesetzt wird. Für die laterale Folgeregelung wird die Vorsteuerung verwendet, welche sich durch die Invertierung des linearen Einspurmodells und der Übertragungsfunktion des linearisierten Lenkradwinkelregelkreises ergibt.

Anschließend wird in einem zweiten Schritt das Verhalten des gesamten Fahrzeugführungssystems aus Planung und Regelung auf die bereits in Kapitel 4.2.3 beschriebenen externen Störungen des Fahrverhaltens analysiert (vgl. Abschnitt 6.3.2).

Damit eine realistische Abweichung zwischen den Modellparametern des zu regelnden Fahrdynamikmodells und dem der Regelung zugrunde liegenden Modells existiert, wird ein Fehler von $\pm 5\%$ bei der Schätzung der Parameter angenommen.

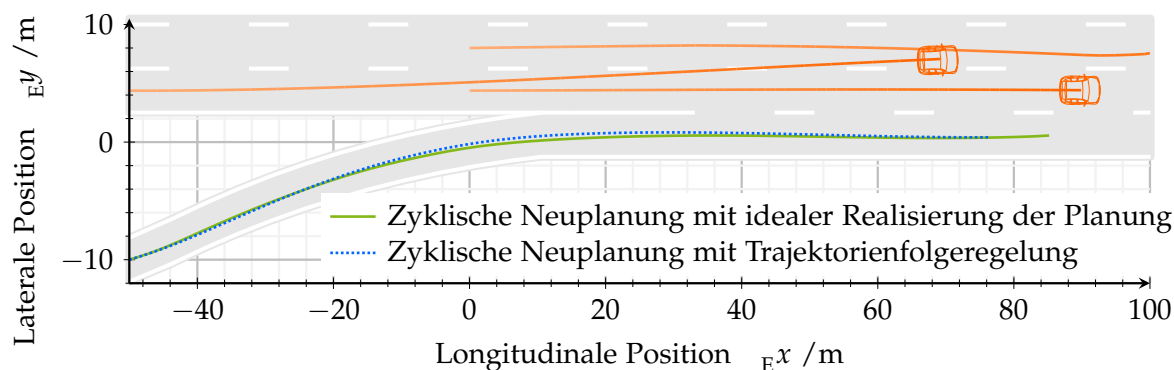


Abbildung 6.10.: Abgefahrte Trajektorie bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie während der Auffahrt auf eine Autobahn. Das Egofahrzeug bewegt sich initial mit einer Geschwindigkeit von ungefähr 65 km/h. Zum Vergleich zur eingeregeltten Fahrzeugbewegung ist der Verlauf dargestellt, welcher bei einer idealen Realisierung der geplanten Referenz auftritt. Die x-Achse ist mit einem Faktor von 0,5 skaliert.

6.3.1. Führungsverhalten

Die Untersuchung des Führungsverhaltens erfolgt anhand von drei Manövern: das aus Abschnitt 6.1.2 schon bekannte Manöver der Autobahnauffahrt, ein Überholmanöver bestehend aus einem Doppelspurwechsel auf einer gekrümmten dreispurigen Autobahn und ein Kollisionsvermeidungsmanöver, bei dem einem stehenden Hindernisfahrzeug ausgewichen werden muss.

Bei der Betrachtung der Autobahnauffahrt bewegt sich zu Beginn des Szenarios das Egofahrzeug mit einer Geschwindigkeit von 65 km/h in einer Rechtskurve. Jedoch ist die Ausrichtung nicht tangential zur Fahrbahnrichtung. Dieses muss zunächst durch das Fahrzeugführungssystem bestehend aus Planung und Regelung korrigiert werden. Daran schließt sich ein gerader Beschleunigungsstreifen an, auf dem sich das Fahrzeug derart platzieren muss, dass es sich in den fließenden Verkehr auf der Autobahn einfädeln kann.

Abbildung 6.10 zeigt den Verlauf der Fahrzeugposition sowohl für den Fall einer idealen Realisierung der Referenztrajektorie, welche zyklisch neugeplant wird, als auch für die Verwendung des vorgestellten Ansatzes zur Trajektorienfolgeregelung. Dabei stellt die ideale Realisierung der Referenztrajektorie das gewünschte Verhalten dar. An dieser Stelle muss jedoch, wie im Kapitel 5 gezeigt, berücksichtigt werden, dass die Spline-basierte Trajektorie nicht exakt umzusetzen ist. Dadurch entstehen zwangsläufig gewisse Unterschiede, sodass sich mit wachsender Simulationsdauer unterschiedlich geplante Referenztrajektorien ergeben. Somit verliert der Vergleich bei späten Simulationszeitpunkten immer mehr an Aussagekraft. Dennoch sollte die Lösung bei Verwendung der Trajektorienfolgeregelung möglichst nah an der idealen Realisierung liegen und zu den selben Fahrmanövern führen.

Für dieses Szenario zeigt sich ein ähnlicher Verlauf, der sich im Detail jedoch leicht unterscheidet. Der initiale Fehler in der Orientierung zur Straßenlängsrichtung schlägt sich zunächst in einer lateralen Abweichung zur Spurmitte nieder. Dieser ist für den Fall der idealen Realisierung kleiner. Jedoch kann dem dafür geforderten Sprung in der Gierrate, welche in Abbildung 6.11 über der Szenariozeit aufgetragen ist, von dem

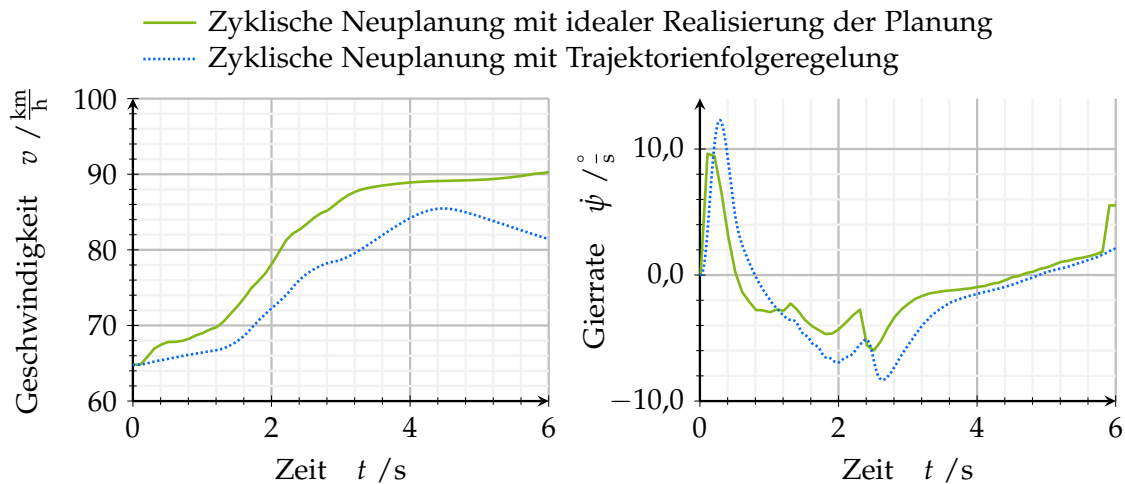


Abbildung 6.11.: Geschwindigkeit und Gierrate während der Autobahnauffahrt. Im Vergleich sind die Werte bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie zum einen in Kombination mit einer idealen Realisierung der Planung und zum anderen mit der Trajektorienfolgeregelung dargestellt.

Fahrzeug in der Realität nicht gefolgt werden. Dadurch wird bei Verwendung der Trajektorienfolgeregelung das Maximum der Abweichung zu einem späteren Zeitpunkt und bei einer höheren Amplitude erreicht. Insofern ist die Gierrate in diesem Fall, da sie notwendigerweise den fahrdynamischen Grenzen des Egofahrzeuges entspricht, etwas verzögert. Dies wird zusätzlich verstärkt, da durch die vom Beschleunigungsregelkreis verursachte Verzögerung auch Abweichungen in der Geschwindigkeit auftreten. Aufgrund der geringeren Geschwindigkeit muss das Fahrzeug im Verhältnis zur Gesamtszenariozeit später auf Veränderungen der Querkomponente der Referenztrajektorie, welche sich aus dem Fahrbahnverlauf ergeben, reagieren.

Insgesamt beträgt der Unterschied in der lateralen Position relativ zur Spurmitte zwischen der eingeregelter Trajektorie und der idealen Realisierung nicht mehr als 30 cm. Aufgrund der Beschreibung der Spurmarkierungen durch Polynome dritter Ordnung kann die Unstetigkeit der Fahrbahnmarkierung zwischen der Kurvenausfahrt und dem Beschleunigungstreifen nicht korrekt in der Planung berücksichtigt werden. Daher ergibt sich bei ungefähr 2,5 s ein Sprung im Lenkradwinkelverlauf und somit auch in der abgebildeten Gierrate. Dieses nicht gewünschte Verhalten steht somit im Zusammenhang mit der Planung und kann demnach nicht der Trajektorienfolgeregelung zugeschrieben werden.

Auf dem Beschleunigungstreifen reduziert der Planer, durch die zyklische Aktualisierung, die Geschwindigkeit der Referenztrajektorie für die Trajektorienfolgeregelung im Gegensatz zur idealen Umsetzung. Aufgrund der zu Beginn der Situation verzögerten Beschleunigung und dem Verkehr auf der rechten Autobahnspur werden unterschiedliche Lücken zum Einscheren gewählt. Für die ideale Realisierung wird vor dem Hindernis auf die Autobahn gewechselt, wohingegen bei Verwendung der Trajektorienfolgeregelung hinter diesem der Spurwechsel erfolgt. Dadurch unterscheidet sich die longitudinale Position des Fahrzeuges am Ende des Simulationshorizonts von 6 s.

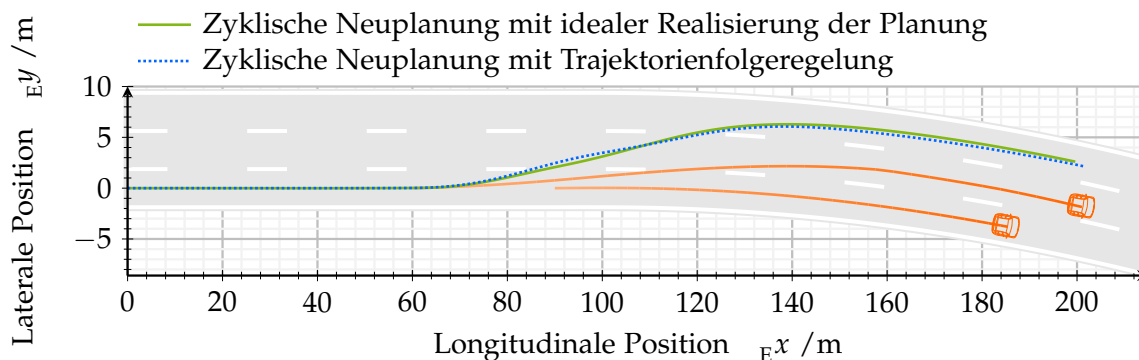


Abbildung 6.12.: Trajektorie des Massenschwerpunkts bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie während eines Überholmanövers auf einer dreispurigen Autobahn. Das Egofahrzeug bewegt sich initial mit einer Geschwindigkeit von 120 km/h. Zum Vergleich zur eingeregelter Fahrzeugbewegung ist der Verlauf dargestellt, welcher bei einer idealen Realisierung der geplanten Referenz auftritt. Die Positionen der Hindernisfahrzeuge ist zum Zeitpunkt $t = 6$ s dargestellt. Die x-Achse ist mit einem Faktor von 0,5 skaliert.

Das Szenario des Überholmanövers auf einer dreispurigen Autobahn stellt eine typische Fahrsituation dar. Das Egofahrzeug nähert sich zwei langsameren Fahrzeugen auf der rechten Fahrspur. Das hintere Fahrzeug wechselt auf die mittlere Fahrspur, um das langsamere vorausfahrende Fahrzeug zu überholen. Daraufhin muss das Egofahrzeug, um die Geschwindigkeit beizubehalten, von der rechten Fahrspur auf die äußere linke Spur wechseln, sodass beide Fahrzeuge überholt werden können. Zudem beschreibt der Autobahnabschnitt in dieser Situation eine leichte Rechtskurve.

Abbildung 6.12 zeigt den Verlauf der abgefahrenen Strecke für eine ideale Realisierung der alle 40 ms neugeplanten Referenztrajektorie im Vergleich zu dem durch die Verwendung der Trajektorienfolgeregelung erzielten Positionsverlauf. Für dieses Szenario wird in beiden Fällen der Doppelspurwechsel durchgeführt. Allerdings unterscheidet sich die exakte Ausprägung der Spurwechsel. Für die Verwendung der Trajektorienfolgeregelung erreicht die Gierrate, während des ersten Spurwechsels, eine höhere Amplitude. Dieses ist der Abbildung 6.13 zu entnehmen. Aufgrund dessen erreicht das Fahrzeug die mittlere Fahrspur etwas früher. Auf dieser Fahrspur richtet sich das Fahrzeug in Fahrtrichtung aus. Für den Fall der idealen Realisierung der geplanten Trajektorie beginnt, kurz nach Erreichen der mittleren Fahrspur, direkt der zweite Spurwechsel. Daher ergibt sich, dass bei Verwendung der Trajektorienfolgeregelung, die Spurmarkierung bei dem zweiten Wechsel räumlich gesehen später überschritten wird. Auch im Fall dieses Spurwechsels ist die Amplitude der Gierrate höher. Die Geschwindigkeit besitzt während des Manövers einen ähnlichen Verlauf, und das Fahrzeug hält während der zwei Spurwechsel die in der Trajektorienplanung als Referenzgeschwindigkeit angegebenen 120 km/h mit geringfügigen Abweichungen ein. Die Unterschiede in der Ausführung der Spurwechsel lassen sich unter anderem dadurch erklären, dass die Referenztrajektorie, wie in Kapitel 5 gezeigt, den aktuellen fahrdynamischen Zustand nicht korrekt berücksichtigen kann. Damit ergeben sich zwangsläufig Abweichungen in der Position zu einer idealen Realisierung. Infolgedessen wird ebenfalls eine Neuplanung von einem unterschiedlichen Anfangszustand

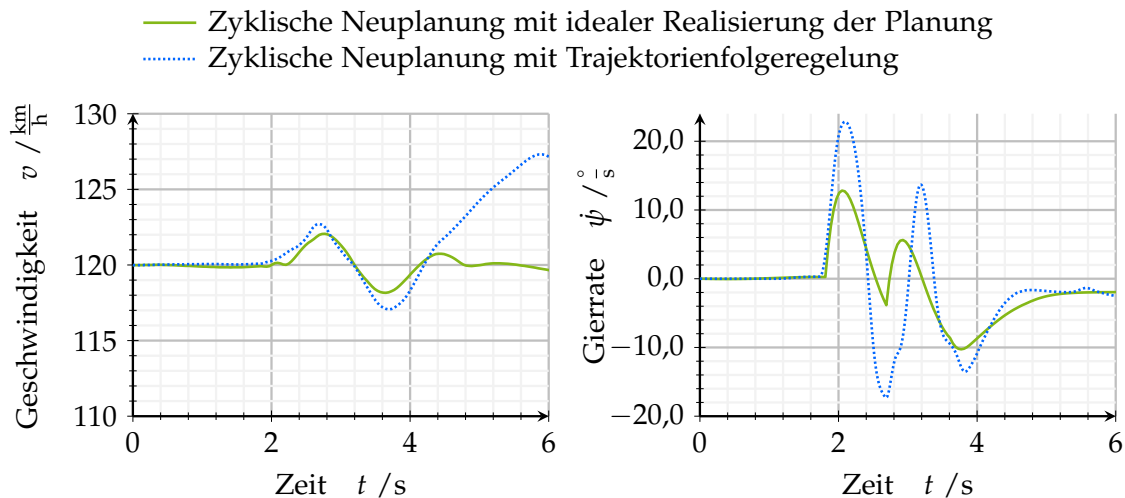


Abbildung 6.13.: Geschwindigkeit und Gierrate während des Überholmanövers. Im Vergleich sind die Werte bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie zum einen in Kombination mit einer idealen Realisierung der Planung und zum anderen mit der Trajektorienregelung dargestellt.

aus durchgeführt. Da zudem in diesem Szenario wenige räumliche Nebenbedingungen, wie ein begrenzter befahrbarer Raum aufgrund von hohem Verkehrsaufkommen, vorliegen, welche die optimale Lösung eingrenzen, existieren viele Lösungen mit einem ähnlich gutem Gütewert. Insgesamt kann jedoch festgehalten werden, dass das gleiche Manöver durchgeführt wird und dass sich das Fahrzeug am Ende der Simulationszeit an einer vergleichbaren Position und in einem ähnlichen fahrdynamischen Zustand befindet.

Das Szenario der Kollisionsvermeidung veranschaulicht, wie sich die Trajektorienregelung im hochdynamischen Bereich der Fahrdynamik verhält, in welchem sich der Arbeitspunkt im nichtlinearen Teil der Reifenkennlinie befindet. Das Egofahrzeug befindet sich in einem Abstand von ca. 26 m zu einem stehenden Hindernisfahrzeug und nähert sich diesem mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h . Damit beträgt die Time-to-Collision ungefähr 0,94 s, sodass demnach kein kollisionsfreies Abbremsen vor dem Hindernis möglich ist. Infolgedessen muss auf die linke Spur ausgewichen werden, damit ein Auffahrunfall verhindert werden kann.

Wie in den vorherigen Szenarien auch, gibt Abbildung 6.14 den Vergleich zwischen dem real eingeregelt Positionsverlauf und dem Verlauf bei einer idealen Realisierung der Planung an. Es ist direkt zu erkennen, dass die Trajektorienregelung die Rotationsbewegung um die Hochachse langsamer aufbaut, da der Positionsverlauf rechts von der idealen Umsetzung liegt. Speziell ist dieses in der vergrößerten Ansicht zu sehen. Das Egofahrzeug überquert die Spurmarkierung etwa in x-Richtung 1 m weiter. In Situationen, in denen eine Kollision vermieden werden soll, entscheiden bereits derart geringfügige Abweichungen über eine erfolgreiche Durchführung des Manövers. In diesem Fall kann mit dem verzögert durchgeführten Spurwechsel die Kollision nicht verhindert werden. Ebenfalls wird das Fahrzeug nach dem Passieren des Hindernisses, beim Ausrichten in Straßenrichtung, weiter auf der Spur nach außen

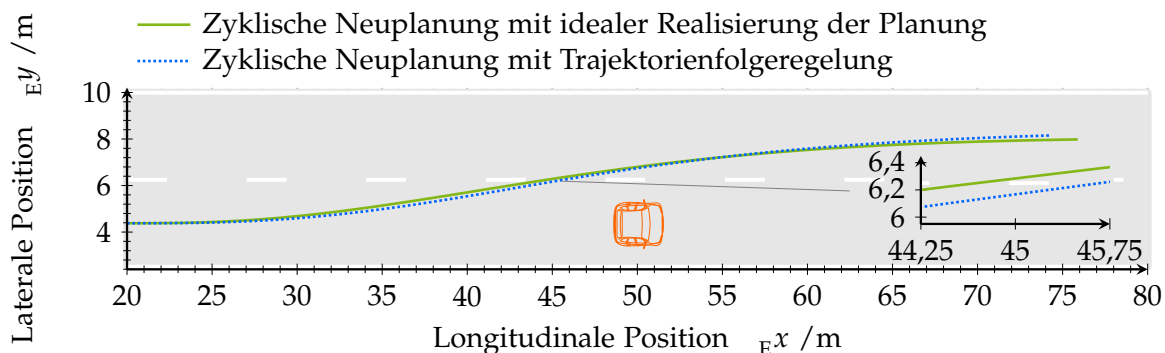


Abbildung 6.14.: Trajektorie des Massenschwerpunkts bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie während eines Kollisionsvermeidungsmanövers auf einer zweispurigen Straße. Das Egofahrzeug bewegt sich initial mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h während das Hindernisfahrzeug statisch ist. Zum Vergleich zur eingeregelter Fahrzeugbewegung ist der Verlauf dargestellt, welcher bei einer idealen Realisierung der geplanten Referenz auftritt. Die x-Achse ist mit einem Faktor von 0,75 skaliert.

hinausgetragen.

Der Vergleich der Gierrate in Abbildung 6.15 verdeutlicht, dass durch die unterlagerten Regler und aufgrund des Übertragungsverhaltens der Fahrdynamik eine Verzögerung vorliegt. Zudem wird durch die Vorsteuerung eine lineare Reifenkennlinie angenommen. In diesem Manöver treten jedoch Schräglaufwinkel auf, für die diese vereinfachende Annahme nicht mehr zutrifft. Aus diesem Grund werden durch die Vorsteuerung zu geringe Lenkwinkel gewählt, sodass der PI-Regler die Gierrate stärker nachregeln muss.

Die Referenzgeschwindigkeit, welche der Trajektorienplanungsalgorithmus möglichst einhalten soll, liegt in diesem Manöver bei 100 km/h. Beide Geschwindigkeitsverläufe in Abbildung 6.15 bewegen sich mit einer Abweichung unter 3 km/h um diesen Wert. Wobei für den Fall der Trajektorienfolgeregung die Geschwindigkeit geringfügig reduziert wird, was auf die langsamere Querbewegung zurückzuführen ist und dem damit verbundenen Versuch, die Kollision durch eine Verringerung der Geschwindigkeit zu vermeiden.

Diskussion des Führungsverhaltens

Bei der Betrachtung der drei beispielhaften Szenarien kann zusammengefasst werden, dass die Trajektorienfolgeregung insgesamt dem geplanten Bewegungsverlauf folgen kann. Speziell für „normale“ Fahrmanöver auf der Autobahn, welche von ihrer lateralen Dynamik begrenzt sind und in denen die Trajektorienplanung an dem geplanten Verlauf festhält, lässt sich ein gutes Führungsverhalten feststellen. So existieren lediglich geringfügige Abweichungen zwischen einer idealen Realisierung und der eingeregelter Trajektorie, welche auf verschiedene Gründe zurückzuführen sind: Zum einen kann eine Trajektorie, bestehend aus einem septischen Spline, wie im Abschnitt 5.2.1 gezeigt, nur bis zu einem begrenzten Maße die Limitierungen, welche sich aus der Fahrdynamik und der Dynamik der unterlagerten Regler ergeben, berücksichtigen. Aus diesen zwangsläufig auftretenden Abweichungen zur geplanten Trajektorie

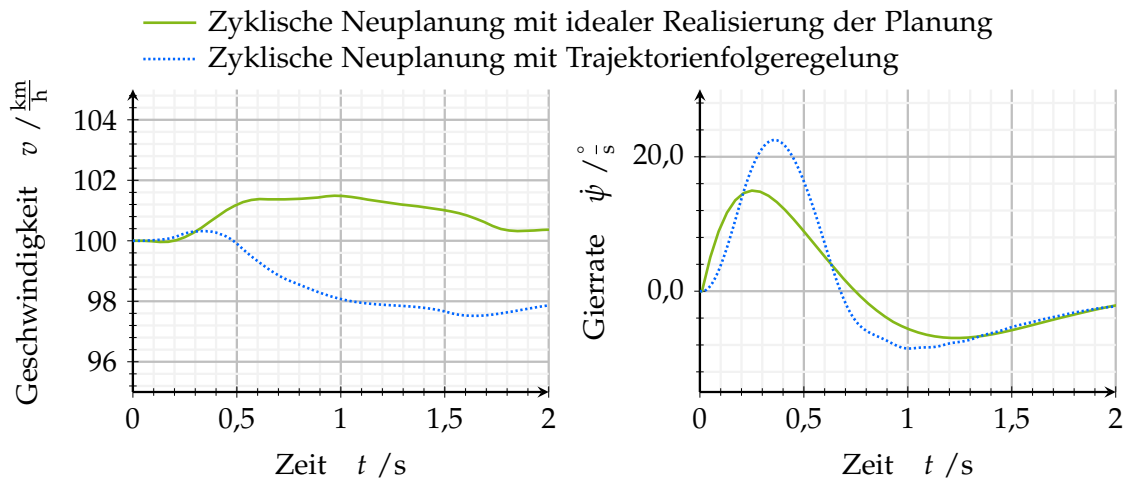


Abbildung 6.15.: Geschwindigkeit und Gierrate während des Kollisionsvermeidungsmanövers. Im Vergleich sind die Werte bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie zum einen in Kombination mit einer idealen Realisierung der Planung und zum anderen mit der Trajektorienfolgeregelung dargestellt.

kann, durch die Neuplanung und den Einfluss anderer Verkehrsteilnehmer auf diese, ein geändertes Verhalten des Fahrzeuges entstehen. Speziell wenn die optimale Trajektorie durch wenige straßenbauliche Randbedingungen und Hindernisse beschränkt ist, kann durch die Planung ein abweichendes Bewegungsverhalten resultieren, wobei das grundsätzliche Fahrmanöver beibehalten wird.

Zum anderen realisiert die Trajektorienfolgeregelung, im Gegensatz zu den „normalen“ Fahrmanövern, in Situationen, in denen das Fahrzeug im fahrphysikalischen Grenzbereich geregelt werden muss, weniger exakt die geplante Bewegung. Aufgrund der Annahme einer linearen Reifenkennlinie und der im Gegensatz dazu im Fahrzeug auftretenden Begrenzung der lateralen Kraft in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels, ist das Führungsverhalten der Vorsteuerung gestört. Daher wählt die Vorsteuerung zu geringe Lenkwinkel um die geforderte Gierrate zu erreichen. Aufgrunddessen reagiert, trotz zusätzlicher Regelung der Gierrate, das Fahrzeug langsamer. Mit der flachheitsbasierten Vorsteuerung könnte, speziell für hochdynamische Manöver, eine Verbesserung erzielt werden. Jedoch würde, durch die Notwendigkeit eines Splines 9. Grades, die Dimensionalität des Samplings für die Trajektorienplanung ansteigen und den Ansatz im Kombination mit der Planung impraktikabel machen.

6.3.2. Störverhalten

Das Störverhalten wird zum einen während einer Geradeausfahrt für eine Straße mit Querneigung und zum anderen bei einer Anregung mit einer Windböe untersucht. Damit eine Vergleichbarkeit zu den in Kapitel 4.2.3 gezeigten Fahrzeugreaktionen besteht, werden dieselben Anregungssignale gewählt.

Das Egofahrzeug bewegt sich mit der Referenzgeschwindigkeit von 100 km/h auf einem geraden Straßensegment. Da keine anderen Verkehrsteilnehmer vorhanden sind, soll die gleichförmig geradlinige Bewegung fortgesetzt werden. Auf das Egofahrzeug

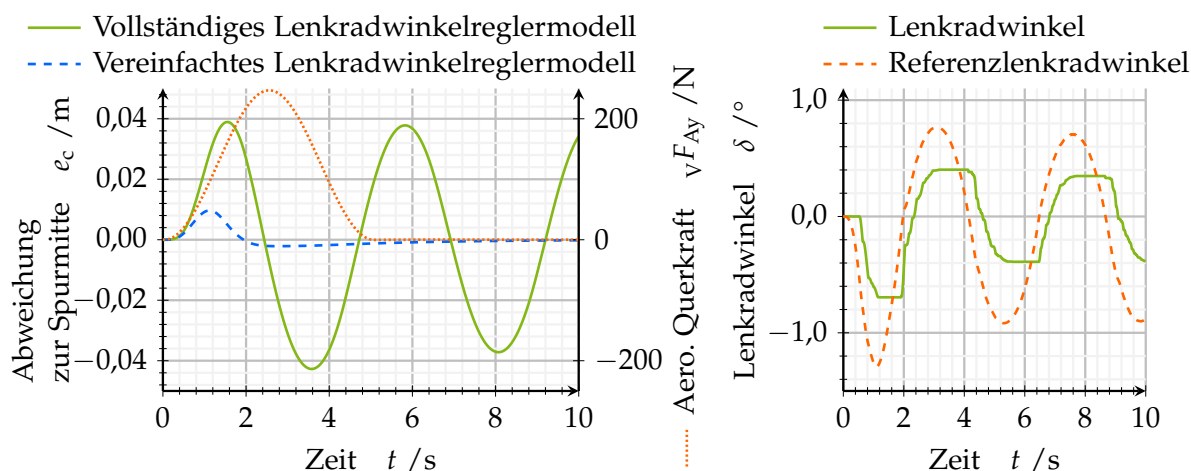


Abbildung 6.16.: Abweichung zur Spurmitte und Lenkradwinkel bei dem Spurfolgen auf einer geraden Straße. Die Fahrzeugbewegung wird durch eine generische Seitenwindböe mit einer Windgeschwindigkeit von 4 m s^{-1} gestört. Zum Vergleich wird jeweils die Abweichung zur Spurmitte dargestellt, wenn für das zu regelnde Fahrzeug zum einen das vollständige und zum anderen das vereinfachte Lenkradwinkelregelkreismodell verwendet wird. Für den Fall des vollständigen Modells ist der Verlauf des Referenzlenkradwinkels und des tatsächlich eingeregelter Lenkradwinkels dargestellt.

wirkt eine Seitenwindböe mit einer maximalen lateralen Kraft von $v F_{Ay} = 250 \text{ N}$ ein. Abbildung 6.16 zeigt die Auslenkung des Fahrzeuges aus der Spurmitte. Da das Fahrzeug eine äußere Störung nicht vorhersehen kann und somit erst auf das gestörte Fahrverhalten reagieren kann, wenn der Störfaktor bereits einwirkt, wird das Fahrzeug durch die aerodynamische Kraft um 4 cm aus der Spurmitte ausgelenkt. Die Planung in Kombination mit der Regelung führen das Fahrzeug zurück in Richtung Spurmitte. Aufgrund des gleichzeitigen Abflachens der Windböe bewirkt dieses jedoch zu einem Überschwingen. Anschließend erfolgt eine langsam abflachende Schwingung mit einer Periodendauer von etwa 4 s . Diese Schwingung lässt sich auf die Nichtlinearitäten des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises zurückführen, die besonders bei kleinen Lenkradwinkeln auftreten, wie zum Beispiel Haftreibungseffekte. Dadurch kann dem geforderten Lenkradwinkelverlauf nur mit Abweichungen gefolgt werden, sodass ebenfalls der Referenzverlauf der Gierrate nicht erreicht wird. Im Vergleich zeigt die Abweichung zur Spurmitte, für den Fall, dass der Lenkradwinkelregler lediglich das nichtlineare PT_2 Verhalten aufweist, keine abklingende Schwingung, sondern konvergiert nach dem Maximum und einem geringen Überschwingen gegen Null. Da dieses dem Verhalten, welches für die Auslegung der Trajektorienfolgeregelung berücksichtigt wurde entspricht, ist ebenfalls das Maximum der Abweichung deutlich geringer. Aufgrund dessen, dass jederzeit weitere Störungen, wie zum Beispiel Schlaglöcher oder weitere Windböen, auftreten können, ist die schwache abklingende Schwingung mit einer Amplitude unter 4 cm , die sich bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h und einer Periodendauer von 4 s auf eine Strecke von ca. 111 m verteilt, im realen Betrieb von vernachlässigbarer Bedeutung.

Die Trajektorienfolgeregelung ist für eine beispielhafte Straßenquerneigung von $\psi_R =$

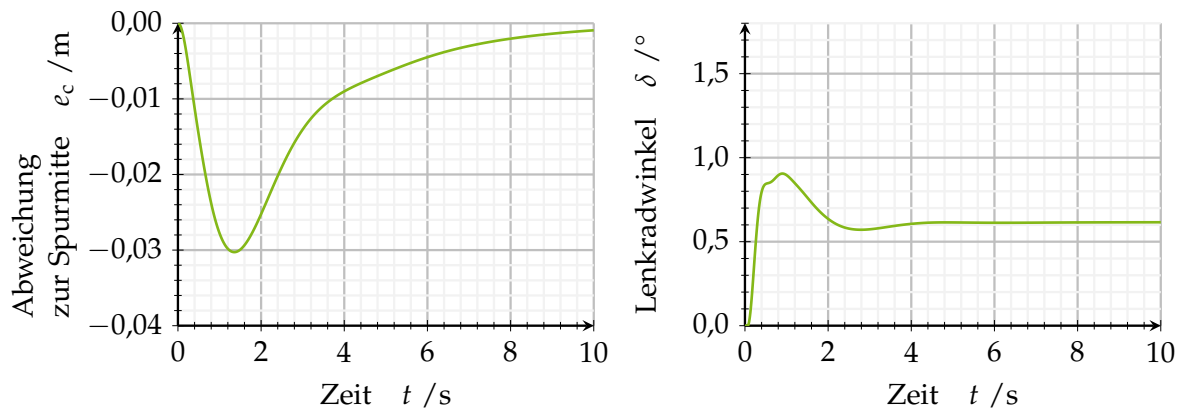


Abbildung 6.17.: Laterale Abweichung zur Spurmitte und der dazugehörige Lenkradwinkel, welche bei dem Spurfolgen einer geraden Straße auftreten. Die Bewegung wird durch eine Querneigung der Straße, welche zum Zeitpunkt $t = 0$ sprunghaft auf $\psi_R = 1,43^\circ$ wechselt, gestört.

$1,43^\circ$ in der Lage, das Fahrzeug zurück in die Spur zu führen. In diesem Beispiel bewegt sich das Egofahrzeug wiederum mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h. Die Querneigung tritt sprunghaft auf, sodass sich das Fahrzeug etwa 3 cm zum Straßenrand bewegt. Anschließend konvergiert die Abweichung zur Spurmitte wieder stetig gegen Null. Am Lenkradwinkelverlauf in Abbildung 6.17 ist ein Überschwingen abzu lesen, um das Fahrzeug möglichst schnell zurück in die Spurmitte zu steuern. Jedoch konvergiert der Lenkradwinkel danach zu einem konstanten Wert von ungefähr $0,6^\circ$, welcher die Straßenquerneigung kompensiert.

Diskussion des Störverhaltens

Insgesamt gelingt es der Trajektorienregelung externe Störgrößen, welche die Fahreigenschaften beeinflussen, auszuregulieren und das Fahrzeug in der Spurmitte zu platzieren. Allerdings verursachen die Nichtlinearitäten des Lenksystems im zu regelnden Fahrzeug zu langsam abklingenden Schwingungen bei Sollwerten nahe der Ruhelage. Die lateralen Beschleunigungen betragen bei den Schwingungen unter $0,1 \text{ m/s}^2$ und einer Frequenz von unter $0,25 \text{ Hz}$. Probandenstudien [BG13; WG07] zeigen, dass für derartige Signale der verursachte Diskomfort gering ist und mit der Frequenz abnimmt. Da eine exakte stationäre Geradeausfahrt im realen Fahrbetrieb ohne eine sich ändernde Störgröße und andere sich aus der Referenztrajektorie ergebende Anforderungen an die Bewegung des Fahrzeuges selten sind, ist dieser Fall somit auch von untergeordneter Bedeutung. Vielmehr ist die gegebene grundsätzliche Fähigkeit, die Störungen auszugleichen, von zentraler Wichtigkeit.

7

Modellprädiktive Trajektorienfolgeregelung

Da bereits durch die Modellierung der Fahrdynamik ein großes Maß an Wissen über das Fahrverhalten vorliegt, bietet es sich an, eine modellbasierte Regelung zu verwenden, welche eine intuitive Berücksichtigung des nichtlinearen Übertragungsverhaltens und der Kopplung der Längs- und Querdynamik ermöglicht. Hierzu wird eine modellprädiktive Regelung entworfen, welche in der Optimierung ableitungsfrei ist und stattdessen auf einem direkten Suchverfahren beruht. Zur Herstellung des Kontextes und der Zusammenhänge zur „klassischen“ Formulierung der modellprädiktiven Regelung wird diese zunächst vorgestellt und dann der verwendete Ansatz daraus abgeleitet. Teile der Arbeit sind bereits in der Publikation Homann et al. [Hom+19] veröffentlicht.

7.1. Allgemeine Formulierung der nichtlinearen modellprädiktiven Regelung

Die nichtlineare modellprädiktive Regelung (NMPC) stellt eine auf Optimierung basierende Methode zur Regelung nichtlinearer Systeme dar. Grundlage des NMPC zur Trajektorienfolgeregelung bildet ein nichtlineares zeitdiskretes System [GP11]:

$$\mathbf{x}(k+1; \mathbf{x}_0) = f(\mathbf{x}(k; \mathbf{x}_0), \mathbf{u}(k)), \quad \mathbf{x}(0; \mathbf{x}_0) = \mathbf{x}_0, \quad (7.1.1)$$

wobei die Zustände im Zustandsraum $X = \mathbb{R}^n$ mit der Systemordnung $n \in \mathbb{N}$ liegen $\mathbf{x}(k) \in X$ und äquivalent die $r \in \mathbb{N}$ Eingangsgrößen dem Eingangsraum $U = \mathbb{R}^r$ entstammen $\mathbf{u}(k) \in U$. Der Index $k \in \mathbb{N}_0$ stellt wiederum die normierte Zeitvariable dar.

Das System unterliegt zusätzlichen Eingangs- und Zustandsbegrenzungen $\mathbb{U} \subset U$ und $\mathbb{X} \subset X$, wobei die entstehenden Mengen kompakte Teilmengen des euklidischen Raums darstellen.

Ausgehend von dem initialen Zustand $\mathbf{x}_0 \in \mathbb{X}$, unter der Annahme der Prädiktionshorizontlänge $N \in \mathbb{N}$, bestimmt die Eingangsfolge $\mathbf{u}(\cdot) = (\mathbf{u}(0), \mathbf{u}(1), \dots, \mathbf{u}(N-1)) \in \mathbb{U}^N$ die korrespondierende Zustandsfolge $\mathbf{x}(\cdot) = (\mathbf{x}(0; \mathbf{x}_0), \mathbf{x}(1; \mathbf{x}_0), \dots, \mathbf{x}(N-1; \mathbf{x}_0)) \in \mathbb{X}^N$. Dabei stellt $f: \mathbb{X} \times \mathbb{U} \rightarrow \mathbb{X}$ die dazugehörige nichtlineare Abbildung dar, welche

den Zuständen und den Stellgrößen die nachfolgenden Zustände zuordnet. Es wird die folgende Kostenfunktion mit endlichem Horizont betrachtet:

$$J_N(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(\cdot)) = \sum_{k=0}^{N-1} \ell(\mathbf{x}(k; \mathbf{x}_0), \mathbf{u}(k)), \quad (7.1.2)$$

mit den laufenden Kosten ℓ . Die Stellgrößen des NMPC's werden durch das Lösen des Optimalsteuerungsproblems (OCP):

$$V_N(\mathbf{x}_0) = \min_{\mathbf{u}(\cdot) \in \mathbb{U}^N} J_N(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(\cdot)), \quad (7.1.3)$$

über die Menge der Stellgrößenverläufe und unter der Einhaltung der Systemdynamik bestimmt. Für den optimalen Kostenterm $V_N(\mathbf{x}_0)$ ergibt sich die optimale Stellgrößensequenz $\mathbf{u}^*(\cdot) \in \mathbb{U}^N(\mathbf{x}_0)$. Das Stellgesetz des NMPC:

$$\mathbf{Y}_N(\mathbf{x}(k)) := \mathbf{u}^*(0) \quad (7.1.4)$$

ergibt sich wiederum aus dem ersten Element der optimalen Stellgrößensequenz.

7.1.1. Move-Blocking Strategie

Die Länge N des Prädiktionshorizonts muss derart gewählt werden, dass mindestens die durch die Systemdynamik auftretende Verzögerung berücksichtigt wird. Bei der Betrachtung des Anwendungsfalls der Trajektorienfolgeregelung muss demnach für die Länge zumindest die in Abschnitt 6.1.1 für die Wahl der Vorrasschauzeit hergeleitete Zeitkonstante angenommen werden. Aufgrund der Komplexität der Modellierung des Fahrverhaltens und der damit einhergehenden hohen Systemordnung verursacht dieses eine erhebliche Rechenbelastung. Zur Reduktion dieser kann, durch die Einführung einer Move-Blocking Strategie [Raw+17], die Anzahl der Freiheitsgrade reduziert werden. Hierbei wird der Systemeingang derart parametrisiert, dass die Stellgröße über mehrere Prädiktionsabstabschritte konstant gehalten wird, sodass die Dimensionalität des OCP verringert wird.

Für die in dieser Arbeit hergeleitete Trajektorienfolgeregelung wird angenommen, dass die Stellgröße lediglich für den ersten Prädiktionsabstabschritt variiert werden darf. Für diesen Extremfall werden die in der Sequenz nachfolgenden Stellgrößen während der Vorhersage konstant \mathbf{u}_Δ gehalten. Der motivierende Grundgedanke hinter dieser Annahme ist, dass die Trajektorienfolgeregelung nur die aktuelle Stellgröße bereitstellen muss. Die Prädiktion muss sich somit auf die zeitlich früheren Trajektorienpunkte konzentrieren, sodass eine konstante Stellgröße für diese eine adäquate Approximation darstellt. Dieses begründet sich aus der zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie und der sich daraus ergebenden Tatsache, dass jeweils nur einem zeitlich sehr beschränkten Teil der Trajektorie gefolgt werden muss.

$$\mathbf{u}(\cdot) = (\mathbf{u}(0) = \mathbf{u}_\Delta, \mathbf{u}(1) = \mathbf{u}_\Delta, \dots, \mathbf{u}(N-1) = \mathbf{u}_\Delta) \in \mathbb{U}^N \quad (7.1.5)$$



Abbildung 7.1.: Illustration einer beispielhaften Trajektorienschar, welche durch eine konstant gehaltene Stellgröße entsteht. Mithilfe eines Suchverfahrens wird die optimale Stellgröße \mathbf{u}^* aus der Menge \mathbb{U}_S ausgewählt.

So entsteht ein Move-Blocking mit nur einem Freiheitsgrad. Diese Blockverteilung wird während des vollständigen Regelungsvorganges beibehalten. Folglich ergibt sich das OCP zu:

$$V_N(\mathbf{x}_0) = \min_{\mathbf{u}(0) \in \mathbb{U}^N} J_N(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(\cdot)), \quad (7.1.6)$$

wobei im Vergleich lediglich über ein Element der Stellgrößensequenz optimiert werden muss. Das Stellgesetz ergibt sich wie im vorherigen Fall in Gleichung 7.1.4. Bei der Anwendung der Trajektorienfolgeregelung muss berücksichtigt werden, dass die Prädiktionshorizontlänge nicht beliebig gewählt werden kann, da die Zielvorgabe des NMPC's ein gutes Führungsverhalten ist und sich bei einem bewegenden Fahrzeug die Referenz mit dem Prädiktionsschritt verändert. Somit könnte ein zu langer Horizont, je nach Situation, zu einem Schneiden von Kurven führen. In einem solchen Fall wäre zum Beispiel eine Situation denkbar, in welcher es kostengünstiger ist, eine zu Beginn gekrümmte Trajektorie zu ignorieren, sodass zu späteren Zeitpunkten eine höhere Übereinstimmung mit der geplanten Referenztrajektorie erzielt werden kann.

7.2. Modellprädiktive Trajektorienscharregelung

Aus den vorherigen Überlegungen wird eine Variante abgeleitet, welche zum Lösen des OCP auf das Differential der Zielfunktion verzichtet [Mak+20]. Der Grundgedanke besteht darin, eine endliche Menge \mathbb{U}_S zu bestimmen, welche die Menge \mathbb{U} approximiert. Da aufgrund der Stellgrößenbeschränkungen die Menge \mathbb{U} eine echte und kompakte Teilmenge von U ist, können jeweils untere und obere Grenzen angegeben werden. Für die Trajektorienfolgeregelung entsprechen diese Begrenzungen zum einen den maximalen positiven und negativen Lenkeinschlag und zum anderen der maximalen und minimalen Beschleunigung des Fahrzeuges. Abbildung 7.1 zeigt die prinzipielle Funktionsweise der Trajektorienscharregelung auf. Die dargestellte Schar kennzeichnet den Positionsverlauf für die Menge \mathbb{U}_S . Damit die ableitungsfreie Optimierung das Optimum der Zielfunktion für die Menge \mathbb{U} erreicht, muss dieses möglichst in der Approximation enthalten sein $\mathbf{u}^* \in \mathbb{U}_S$. Dementsprechend muss ein geeignetes Verfahren definiert werden, welches die Teilmenge \mathbb{U}_S bestimmt.

7.2.1. Sampling

Im ersten Schritt wird eine lineare Abtastung mit der Schrittweite $\Delta \mathbf{u} \in \mathbb{R}$ angenommen, sodass die endliche Teilmenge \mathbb{U}_S entsteht:

$$\mathbb{U}_S := \{\mathbf{u}_{\min}, \mathbf{u}_{\min} + \Delta \mathbf{u}, \mathbf{u}_{\min} + 2\Delta \mathbf{u}, \dots, \mathbf{u}_{\max}\}. \quad (7.2.1)$$

Bei der Wahl einer großen Schrittweite ist die Wahrscheinlichkeit, dass das Optimum in der Teilmenge enthalten ist, gering, sodass die Reglergüte sinkt. Dahingegen führt eine feine Schrittweitenwahl zu einer hohen Mächtigkeit und folglich ebenfalls zu einer großen Rechenlast.

Daher wird mithilfe der Referenztrajektorie die obere \mathbf{u}_{\max} und untere Grenze \mathbf{u}_{\min} neu bestimmt, sodass eine Verkleinerung des abzutastenden Intervalls erzielt werden kann. Wie im Abschnitt 6.1.1 bereits dargelegt, stellt die Referenztrajektorie in Kombination mit dem Modellwissen über die Fahrzeugbewegung Informationen über den ungefähren Wertebereich der Stellgrößen zur Verfügung. Es lassen sich somit Wertebereiche der Stellgrößen bereits mit geringem Aufwand ausschließen, die für das Auffinden des Optimums irrelevant sind. Dieses kann an dem Beispiel einer Referenztrajektorie, welche eine Linkskurve beschreibt nachvollzogen werden. Für eine derartige Referenz sind negative Lenkradwinkel unerheblich, da diese das Fahrzeug in eine Rechtskurve führen.

In diesem Fall wird die Vorsteuerung über den stationären Zustand des linearen Einspurmodells dazu verwendet den Mittelwert des Lenkradwinkels δ_{ff} der Teilmenge \mathbb{U}_S zu bestimmen. Mithilfe der Addition und Subtraktion einer Intervalllänge δ_u , welche die Unsicherheit des linearisierten Modells widerspiegelt, werden anschließend die obere und untere Grenze bestimmt:

$$u_{\max,\delta} = \delta_{\text{ff}} + \delta_u, \quad u_{\min,\delta} = \delta_{\text{ff}} - \delta_u. \quad (7.2.2)$$

Für die zweite Stellgröße, die Beschleunigung, wird ebenfalls die im vorherigen Kapitel hergeleitete Bestimmung des Referenzwertes genutzt, um den Mittelwert der Menge zu bestimmen. Entsprechend zum Lenkradwinkel wird für das Intervall mithilfe der Ausdehnung a_u eine obere und untere Grenze definiert.

$$u_{\max,a} = a_{\text{ff}} + a_u, \quad u_{\min,a} = a_{\text{ff}} - a_u. \quad (7.2.3)$$

Dadurch ergibt sich nun die Teilmenge \mathbb{U}_S zu:

$$\mathbb{U}_S := \left\{ \begin{pmatrix} \delta_{\text{ff}} - \delta_u \\ a_{\text{ff}} - a_u \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \delta_{\text{ff}} - \delta_u + \Delta u_\delta \\ a_{\text{ff}} - a_u + \Delta u_a \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} \delta_{\text{ff}} - \delta_u + 2\Delta u_\delta \\ a_{\text{ff}} - a_u + 2\Delta u_a \end{pmatrix}, \dots, \begin{pmatrix} \delta_{\text{ff}} + \delta_u \\ a_{\text{ff}} + a_u \end{pmatrix} \right\}.$$

Somit lässt sich eine feinere Schrittweite der Abtastung, trotz des zweidimensionalen Eingangsraums, wählen, ohne dass sich die Rechenlast enorm erhöht.

Zudem lässt sich feststellen, dass zwei aufeinanderfolgende Stellsignale in der Regel nur eine geringfügige Abweichung aufzeigen. Dieses ergibt sich zudem aus der zeitlichen Konsistenz der Trajektorienplanung, welche in einer Phase während des Planungsprozesses der Referenztrajektorie möglichst sichergestellt werden sollte. Lediglich bei unvorhersehbaren Ereignissen kommt es zu einer sprunghaften Änderung der Referenztrajektorie, welches zu einer größeren Abweichung zwischen zweier aufeinanderfolgenden Stellgrößen führt.

Dieser Grundgedanke stellt die Basis für ein weiteres Verfahren zur Bestimmung der Untermenge \mathbb{U}_S dar. Das Ziel besteht darin, dass die Schrittweite nicht mehr äquidistant sondern adaptiv in Abhängigkeit der vorherigen Stellgröße $\mathbf{u}(k-1)$ gewählt

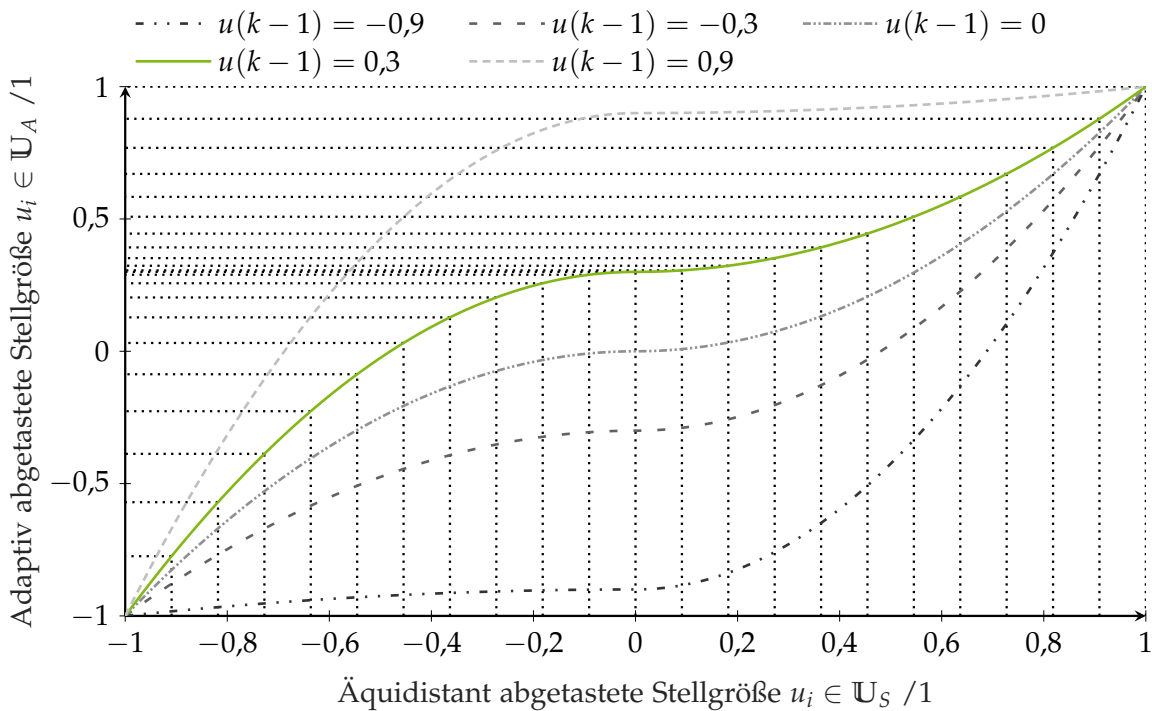


Abbildung 7.2.: Normierte Darstellung der Abbildung der äquidistant abgetasteten Menge \mathbb{U}_S auf die Menge mit adaptiver Schrittweite \mathbb{U}_A in Abhängigkeit der vorherigen Stellgröße $u(k-1)$. Dargestellt ist die Funktion für fünf verschiedene Werte an vorherigen Stellgrößen.

wird. Dieses dient dazu, eine höhere Auflösung um die vorherige Stellgröße zu erreichen.

Zur Bestimmung des adaptiven Samplings wird mithilfe zweier Polynome 2. Ordnung ein Morphismus definiert, welches jedes Element $\mathbf{u}_i \in \mathbb{U}_S$ auf eine neue Menge \mathbb{U}_A abbildet:

$$g(u) = c_0 + c_1 \cdot u + c_2 \cdot u^2 \quad (7.2.4)$$

Die Bedingungen für die Koeffizienten der zwei Polynome g_+ und g_- sind durch die vorherige Stellgröße und die obere respektive die untere Grenze gegeben.

$$g_-(u_{ff}) = g_+(u_{ff}) = \mathbf{u}(k-1) \quad (7.2.5)$$

$$g'_-(u_{ff}) = g'_+(u_{ff}) = 0 \quad (7.2.6)$$

$$g_+(u_{ff} - u_u) = u_{ff} - u_u \quad \vee \quad g_-(u_{ff} + u_u) = u_{ff} + u_u \quad (7.2.7)$$

Die erste Bedingung führt dazu, dass die vorherige Stellgröße auch in der Menge \mathbb{U}_A vorhanden ist. Die zweite Bedingung wird zu dem Zweck formuliert, dass die beiden Polynome an der Stelle u_{ff} stetig zusammengesetzt werden können. Die dritte Bedingung zwingt die Polynome an den Grenzen ebenfalls die Grenzwerte anzunehmen. Für den Fall, dass $u_{ff} \notin [u_{ff} - u_u, u_{ff} + u_u]$ muss die Bedingung 7.2.1 unterschiedlich gewählt werden. Dies ist der Fall, wenn sich die Referenztrajektorie stark ändert. Die Bedingung ist in diesem Zusammenhang wie folgt definiert:

$$g_-(\mathbf{u}_{ff}) = g_+(\mathbf{u}_{ff}) = \mathbf{u}_{ff}. \quad (7.2.8)$$

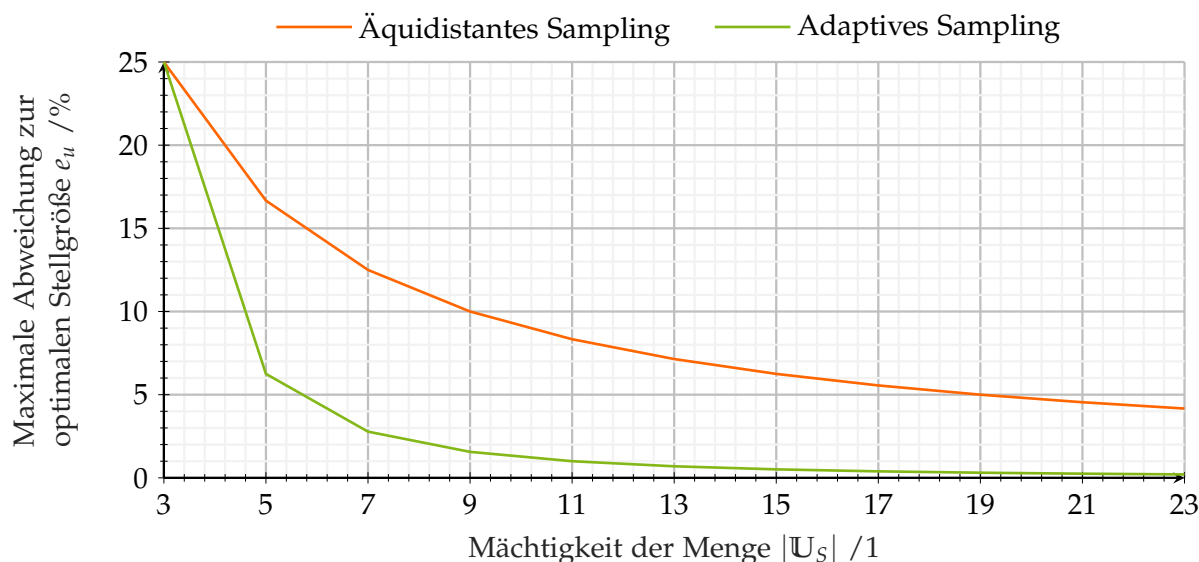


Abbildung 7.3.: Maximal mögliche Abweichung von der optimalen Stellgröße in Abhängigkeit der Anzahl an Elementen der Menge $\mathbb{U}_S \in \mathbb{N}_u$ für das äquidistante und adaptive Sampling. Die Mächtigkeit ist aufgrund der Punktsymmetrie der Wertebereiche auf die ungeraden natürlichen Zahlen beschränkt.

Die zusammengesetzten Polynome bilden den Morphismus zur Abbildung der linear abgetasteten auf die adaptive Menge:

$$g_t(\mathbf{u}) = \begin{cases} g_-(\mathbf{u}), & \text{für } \mathbf{u}_{ff} - \mathbf{u}_u \leq \mathbf{u} < \mathbf{u}_{ff} \\ g_+(\mathbf{u}), & \text{für } \mathbf{u}_{ff} \leq \mathbf{u} \leq \mathbf{u}_{ff} + \mathbf{u}_u \end{cases} \quad (7.2.9)$$

Die Funktion ist auf dem Definitionsbereich $[\mathbf{u}_{ff} - \mathbf{u}_u, \mathbf{u}_{ff} + \mathbf{u}_u]$ monoton steigend mit einem Sattelpunkt bei \mathbf{u}_{ff} . Abbildung 7.2 zeigt die Funktion für fünf verschiedene Werte der vorherigen Stellgröße. Die höhere Auflösung um die aktuelle Stellgröße ist deutlich erkennbar.

Diese Art des Samplings ermöglicht zudem die Konvergenz zu einer beliebigen Stellgröße. Bei der Betrachtung des Beispiels einer Kurve mit konstantem Radius würde, wenn der passende Lenkwinkel nicht in der Menge \mathbb{U}_S enthalten ist, die Stellgröße zwischen zwei Werten hin und her springen. Unter der Voraussetzung, dass das Δu infinitesimal klein gewählt wird, sind alle Lenkwinkel in der Menge vorhanden, allerdings ist in diesem Fall der Rechenbedarf äußerst hoch. Im Gegensatz dazu kann, durch die Verwendung der flexiblen Schrittweite, die Stellgröße iterativ in Richtung des optimalen Werts konvergieren. In Abhängigkeit der Mächtigkeit einer Dimension der Menge \mathbb{U}_S kann die maximale Abweichung zur optimalen Stellgröße angegeben werden. Bei dem adaptiven Sampling ist die maximale Abweichung, nach der iterativen Konvergenz, proportional zu $\sim 1/|\mathbb{U}_S|^2$. Abbildung 7.3 visualisiert diesen Zusammenhang. Ab einer Anzahl von 11 Elementen sinkt der Fehler unter 1% der Größe des Definitionsraums. Dahingegen beträgt für die äquidistante Schrittweite der Fehler noch über 8%, da in diesem Fall der Zusammenhang über die Standardhyperbel $\sim 1/|\mathbb{U}_S|$ angegeben werden kann.

7.2.2. Länge des Prädiktionshorizonts

Bei der Wahl der Länge N des Prädiktionshorizonts muss vor allem die Systemdynamik berücksichtigt werden. Damit eine neue Stellgröße beurteilt werden kann, muss sich der Effekt dieser in den Zustandsgrößen, welche in die Zielfunktion mit eingehen, bemerkbar machen. Das bedeutet im Zusammenhang mit der Trajektorienfolgeregelung, dass sich die Abschätzung der Horizontlänge auf die laterale Dynamik des Fahrzeuges konzentrieren muss, da diese im Vergleich zur longitudinalen Dynamik, ein langsames Verhalten aufzeigt. Somit wird die im Abschnitt 6.1.1 hergeleitete Zeitkonstante der lateralen Dynamik als Mindestlänge des Horizonts gewählt.

Eine möglichst kurze Prädiktionsdauer führt jedoch zu einer stärkeren Reaktion auf kleine Änderungen. Im Kapitel 5 ist bereits aufgezeigt, dass die Referenztrajektorie in den ersten Zeitschritten, je nach Spline Grad, ein nicht realisierbares Verhalten zeigen kann. Dieses resultiert aus dem Umstand, dass der Effekt der Modellvereinfachungen, welche der Planung zu Grunde liegen, sich in der Berücksichtigung des aktuellen fahrdynamischen Zustands widerspiegeln. Daher muss für ein stabiles Verhalten der Regelung die Horizontlänge größer gewählt werden, als durch die reine Zeitkonstante der Systemdynamik vorgegeben wird. Durch die Auswahl eines längeren Horizonts entsteht ein gedämpftes Verhalten der Trajektorienfolgeregelung. Daher darf jedoch die Prädiktionsdauer ebenfalls nicht zu lang definiert werden, da das Fahrzeug in diesem Fall Kurven schneiden kann, welches zur Folge hätte, dass die Referenztrajektorie nicht exakt realisiert würde.

Folglich muss ein Kompromiss zwischen einer direkten Reaktion auf die Referenztrajektorie und einer gedämpften Reaktion gefunden werden. Dieser Gedanke wird bei der Wahl der Gewichtung der einzelnen Komponenten der Zielfunktion nochmal aufgegriffen (vgl. 7.2.3).

Da die Rechenlast ungefähr proportional zu der gewählten Horizontlänge ist, wird im Folgenden mit einem Horizont von 1 s gearbeitet.

7.2.3. Zielfunktion

Da der Zweck der modellprädiktiven Regelung ausschließlich in der Folgeregelung besteht, vergleicht die Zielfunktion lediglich die einzelnen vorhergesagten Trajektorien mit der Referenztrajektorie ohne dabei Informationen über das Fahrzeugumfeld zu berücksichtigen. Die Kombination aus Lenkradwinkel und Referenzbeschleunigung, welche zu der größten Ähnlichkeit mit der geplanten Trajektorie führt, wird im Stellgesetz verwendet. Anhand der Kostenwerte werden mithilfe eines Suchverfahrens die optimalen Stellgrößen \mathbf{u}^* bestimmt. Es sind zwei mögliche Formulierungen realisierbar, welche im Folgenden erläutert werden.

Positionsregelung

Der offensichtliche Ansatz zur Bewertung der einzelnen Trajektorien in der Schar besteht darin, die Position in der x - y -Ebene zu vergleichen. Dazu wird das Quadrat des euklidischen Abstands zwischen den geplanten Trajektorienpunkten und den

vorhergesagten berechnet:

$$d_c(k_T) = \left(x_T(k_T) - x_P \left(k_T \frac{\Delta t_T}{\Delta t_P} \right) \right)^2 + \left(y_T(k_T) - y_P \left(k_T \frac{\Delta t_T}{\Delta t_P} \right) \right)^2. \quad (7.2.10)$$

Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Referenztrajektorie und die Trajektorienchar in unterschiedlichen Zeitrastern vorliegen. Insofern muss über die beiden Abtastzeiten Δt_T und Δt_P eine Anpassung vorgenommen werden. Um eine Interpolation der Referenztrajektorie zu vermeiden, werden die einzelnen Terme der Zielfunktion lediglich für die gegebenen Trajektorienpunkte definiert und sind somit Funktionen der Zeitvariable k_T der Referenztrajektorie. Je kürzer der zeitliche Abstand zwischen den Punkten ist, für welche die Gütefunktionen ausgewertet werden, desto ähnlicher sind die Informationen, die verglichen werden. Daher ist es zulässig, aus Gründen der Rechenzeit nicht auf den Abtastzeit der Prädiktion zu interpolieren.

Diese Metrik ist bereits ausreichend für die Regelung des Egofahrzeuges entlang einer Referenztrajektorie. Jedoch kann eine höhere Robustheit durch das Hinzufügen der Orientierung erreicht werden. Dazu wird die Differenz zwischen dem Kurswinkel der Referenz und der Summe aus dem Schwimmwinkel sowie dem Gierwinkel der aus der Prädiktion ermittelten Trajektorien bestimmt und für die Zielfunktion quadriert:

$$o_c(k_T) = \left(\lambda_T(k_T) - \left(\beta_P \left(k_T \frac{\Delta t_T}{\Delta t_P} \right) + \psi_P \left(k_T \frac{\Delta t_T}{\Delta t_P} \right) \right) \right)^2 \quad (7.2.11)$$

Die Zielfunktion ergibt sich schließlich aus einer gewichteten Summe der beiden Kriterien:

$$J_{\text{Pos}}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(\cdot)) = \sum_{k_T=0}^{N \frac{\Delta t_P}{\Delta t_T}} \gamma_d(k_T) d_c(k_T) + \gamma_o(k_T) o_c(k_T), \quad (7.2.12)$$

wobei γ_d und γ_o jeweils Gewichtungsfaktoren darstellen. Da die einzelnen Komponenten nur für die Trajektorienpunkte definiert sind, wird der Prädiktionshorizont, als obere Grenze der Summe, über das Verhältnis der Abtastzeiten angepasst.

Geschwindigkeitsregelung

Da sich die Berechnung der Position und Orientierung lediglich aus der Integration der Zustandsgrößen des Einspurmodells ergibt, kann eine Bewertung der einzelnen Trajektorien in der Schar auch anhand der translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeit vorgenommen werden. Dementsprechend müssen für die Referenztrajektorie die Geschwindigkeiten bekannt sein.

Unter Ausnutzung von Differenzenquotienten kann aus der x-y-Positionsfolge der Referenztrajektorie, wie bereits für das vorsteuerungsbasierte Regelungskonzept, sowohl die Geschwindigkeit als auch die Kursrate bestimmt werden. Dazu wird jedoch, je nach Abtastzeit der Trajektorienpunkte, zunächst eine Interpolation des Positionsverlaufs vorgenommen, damit eine höhere Genauigkeit durch die diskrete Differentiation erzielt werden kann. Dabei ist erneut zu beachten, dass die Interpolationsordnung groß genug gewählt wird, um ungewollte Artefakte durch die Differenzenquotienten

zu vermeiden.

Anschließend wird zum einen die Abweichung zwischen den Geschwindigkeiten:

$$s_c(k_T) = \left(v_T(k_T) - v_P \left(k_T \frac{\Delta t_T}{\Delta t_P} \right) \right)^2, \quad (7.2.13)$$

und zum anderen die Differenz zwischen der Referenz und der prädizierten Kursrate, wobei letztere sich aus der Gierrate und der Schräglaufrate ergibt, berechnet:

$$r_c(k_T) = \left(\dot{\lambda}_T(k_T) - \left(\dot{\psi} \left(k_T \frac{\Delta t_T}{\Delta t_P} \right) + \dot{\beta} \left(k_T \frac{\Delta t_T}{\Delta t_P} \right) \right) \right)^2. \quad (7.2.14)$$

Entsprechend der vorherigen Zielfunktion ergibt sich die Gesamtmotrik für den Vergleich der fahrdynamischen Zustände ebenfalls aus einer gewichteten Summe der beiden Komponenten:

$$J_{\text{Vel}}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(\cdot)) = \sum_{k_T=0}^{N \frac{\Delta t_P}{\Delta t_T}} \gamma_s(k_T) s_c(k_T) + \gamma_r(k_T) r_c(k_T). \quad (7.2.15)$$

Indem die translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten zur Bewertung der Trajektorienchar und somit zur Auswahl der optimalen Stellgröße herangezogen werden, kann die Berechnung der Position und Orientierung für jede prädizierte Trajektorie vermieden werden. Im Vergleich zum Positionsgütemaß ergibt sich lediglich ein Mehraufwand durch die einmalige Differentiation der Referenztrajektorie zur Bestimmung der dynamischen Größen. Gegenüber der Zielfunktion, welche die Positionen abgleicht, resultiert somit ein Vorteil hinsichtlich des Berechnungsaufwandes.

Zeitliche Gewichtung

Die Gewichtungsfaktoren der einzelnen Komponenten der Zielfunktionen werden in Abhängigkeit von der Vorhersagezeit definiert. Dabei wird das Zeitraster der Referenztrajektorie verwendet. Hintergrund für die Zeitabhängigkeit ist die anschauliche Beobachtung, dass eine Gleichgewichtung bei einem gleichzeitigen langen Vorhersagehorizont dazu führt, dass durch die Referenztrajektorie gegebene Kurvenverläufe geschnitten werden.

Aus diesem Grund wird für die Gewichtung eine Gaußfunktion definiert, die mit geringem Aufwand durch die Wahl des Mittelwertes μ_k und der Varianz σ^2 parametrisiert werden kann:

$$\gamma_{\bar{\theta}}(k_T) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}} \exp \left(-\frac{(k_T - \mu_k)^2}{2\sigma^2} \right), \quad \bar{\theta} \in \{d, o, s, r\}. \quad (7.2.16)$$

Abbildung 7.4 zeigt die Gewichte für eine Beispielkonfiguration und die Auswirkungen auf die Referenztrajektorie. Mit dieser Wahl der Gewichtung ist es möglich, den Schwerpunkt der Gewichte in den Wertebereich der Systemdynamik zu legen. Somit resultiert, dass sowohl Werte, die am Ende des Vorhersagezeitraums liegen, als auch

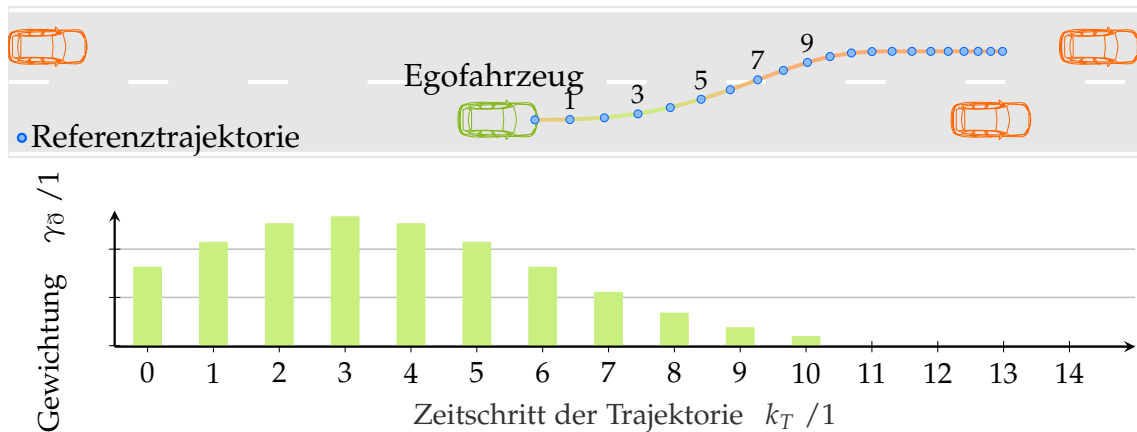


Abbildung 7.4.: Veranschaulichung der Funktion zur Gewichtung der Komponenten der Zielfunktion für den Ansatz der modellprädiktiven Trajektorienregelung.

Punkte zu Beginn der Referenztrajektorie, mit abnehmendem Anteil berücksichtigt werden können.

Die Parameter der Gewichtungsfunktionen der beiden möglichen Zielfunktionen unterscheiden sich insofern, dass bei der Geschwindigkeitsregelung der Mittelwert näher am Beginn der Prädiktion liegt. Dies ist auf das Fehlen der Verzögerung zurückzuführen, welche durch die Integration der fahrdynamischen Zustände zur Bestimmung der Position und Orientierung entsteht.

7.2.4. Rechenzeiteffiziente Implementierung

Der vorgeschlagene Algorithmus zur Trajektorienregelung generiert explizit eine Schar Bewegungstrajektorien und wählt die Stellgröße anhand der Auswertung einer Gütefunktion aus. Dabei lässt sich feststellen, dass die Prädiktion einer Trajektorie und die Bewertung hinsichtlich der Optimalität jeweils unabhängig von den anderen Trajektorien sind, sodass diese Aufgaben parallel zueinander durchgeführt werden können. Aus diesem Grund kann alternativ zur sequentiellen Abarbeitung der Programmschritte auch eine parallele Implementierung vorgenommen werden. Da jedoch ein dynamisches Modell verwendet wird und dadurch alle Zustände der jeweiligen Zeitschritte des Prädiktionshorizontes von einander abhängig sind, können diese lediglich sequentiell bestimmt werden. Aus diesem Grund lassen sich die zu parallelisierenden Aufgaben auf die Anzahl der zu berechnenden Trajektorien festlegen. Aufgrund der Kombinatorik ergeben sich bereits bei einer beispielhaften Wahl von $N_\delta = 23$ verschiedenen Lenkwinkeln und $N_a = 11$ verschiedenen Beschleunigungs- bzw. Verzögerungssollwerten eine Gesamtzahl von $N_T = 253$ Trajektorien, welche auf der Länge des Prädiktionshorizontes berechnet werden müssen.

Die Implementierung des Algorithmus wird mithilfe von CUDA [NVI17], einer von NVIDIA entwickelten Programmierschnittstelle vorgenommen, welche es ermöglicht, den Grafikprozessor (GPU) zur Abarbeitung von Programmteilen zu nutzen. Es wird über CUDA eine Verbindung zwischen der GPU und der CPU hergestellt, sodass Daten zwischen den beiden Speicherbereichen ausgetauscht werden können. Dadurch

ist es möglich, die komplette Vorhersage der Fahrzeugbewegung und die Auswertung der Zielfunktion auf die parallelen Rechenkerne der GPU aufzuteilen.

Um einen Vergleich zwischen einer sequentiellen und parallelen Implementierung zu ziehen, werden die Rechenzeiten für eine ansteigende Anzahl an zu prädizierenden Trajektorien auf einer MicroAutoBox II von dSPACE [dSP18] und einem Jetson TX1 Modul von NVIDIA [NVI15] betrachtet. Die resultierenden Laufzeiten sind in Abbildung 7.5 dargestellt. Es wird deutlich, dass für die Berechnung weniger Trajektorien

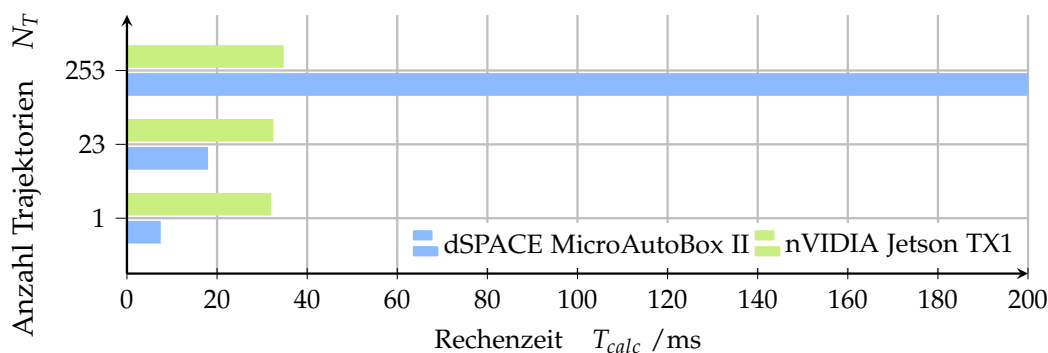


Abbildung 7.5.: Vergleich der Rechenzeiten der modellprädiktiven Trajektorienfolgeregelung mit einer sequentiellen Ausführung auf einer MicroAutoBox II von dSPACE und einer parallelen Ausführung auf einem Jetson TX1 Modul von NVIDIA. Mit einer wachsenden Anzahl an berechneten Trajektorien führt eine parallele Ausführung der Berechnungsschritte zu einem deutlich geringeren Anstieg der Rechendauer.

das Standard Prototyping System von dSPACE, mit einer sequentiellen Ausführung, eine kürzere Ausführungszeit besitzt. Allerdings zeigt die Implementierung auf einem Grafikprozessor bei einer höheren Anzahl von Trajektorien Vorteile in Bezug auf die Rechenzeit. Dieses Verhalten ist bedingt durch die Speicheroperationen, welche für den Informationsaustausch zwischen der GPU und der CPU notwendig sind. Dadurch entsteht zunächst ein erhöhter Rechenaufwand, da der Speichertransfer vergleichsweise langsam stattfindet. Mit wachsender Anzahl an Trajektorien nimmt dieser jedoch einen immer geringeren Anteil an der gesamten Rechenzeit in Anspruch. Insofern empfiehlt sich bei einer gleichzeitigen Längs- und Querführung des Egofahrzeuges eine Umsetzung des Regelungsansatzes auf einer Datenverarbeitungseinheit, welche eine Parallelisierung zulässt.

7.3. Evaluation der modellprädiktiven Trajektorienfolgeregelung

Die Evaluation der Trajektorienfolgeregelung wird wiederum unter den Gesichtspunkten des Führungsverhaltens und des Störverhaltens aufgeteilt. Zudem wird zu Beginn die Wirksamkeit des adaptiven Samplings zur Verringerung des Rechenbedarfs und zur Erhöhung der stationären Genauigkeit aufgezeigt. Zur Auswertung und um eine Vergleichbarkeit mit dem zuvor vorgestellten Regelungsansatz (vgl. Kapitel 6.3) zu gewährleisten, wird dieselbe Parametrisierung der Planung vorgenommen und

dieselben Szenarien betrachtet. Demnach wird die Referenztrajektorie alle 40 ms neu geplant und eine Anpassung an die veränderte Situation vorgenommen. Zudem wird die Regelung mit der gleichen Taktzeit von 100 Hz durchgeführt und eine Abweichung der Modellparameter des Prädiktionsmodells von dem zu regelnden Fahrdynamikmodells von 5% angenommen.

7.3.1. Adaptive Sampling

Die Vorteile der adaptiven Bestimmung der Teilmenge \mathbb{U}_S gegenüber einer äquidistanten Diskretisierung des möglichen Intervalls der zu präzisierenden Stellgrößen wird anhand eines Szenarios mit einer gekrümmten Straße aufgezeigt. Dabei bezieht sich die Analyse aufgrund der intuitiven Nachvollziehbarkeit auf den Lenkwinkel, jedoch können die gewonnenen Erkenntnisse ebenfalls auf die longitudinale Beschleunigung übertragen werden.

Der Krümmungsverlauf der Straße ist in Abbildung 7.6 angegeben. Die Fahrbahn verläuft zunächst gerade und geht anschließend mit Hilfe einer Klothoide in einen Kreisbogen mit einem Radius von 720 m über. Nach einer Bogenlänge von 320 m öffnet sich die Kurve, wobei für beide Übergangsbögen derselbe Klothoidenparameter gewählt ist.

Aufgrund der linearen Krümmungsänderung muss der Lenkradwinkel bei einer konstanten Geschwindigkeit ebenfalls linear ansteigen. Die Diskretisierung muss das vollständige Intervall zwischen dem maximalen und minimalen Lenkradwinkel abdecken. Wie in Abschnitt 7.2.1 dargelegt, lassen sich die Grenzen mit einer geeigneten Methode derart definieren, dass eine Verkleinerung des Intervalls erreicht werden kann. In diesem Beispiel werden zur einfachen Veranschaulichung konstante Grenzwerte von $\pm 15^\circ$ festgelegt, sodass sich für eine Schrittweite von $\Delta \mathbf{u} = 1^\circ$ bereits 31 verschiedene Lenkwinkel ergeben. Die begrenzte Auflösung erlaubt jedoch nur sprunghafte Änderungen des Referenzlenkradwinkels. Die Dynamik des Lenkradwinkelreglers filtert den Verlauf, jedoch ist der Abbildung 7.7 zu entnehmen, dass der Lenkradwinkel, speziell für den Bereich der konstanten Krümmung, zwischen zwei Sollwerten hin und her springt. Trotz der weiteren Filterung aufgrund des Übertragungsverhaltens

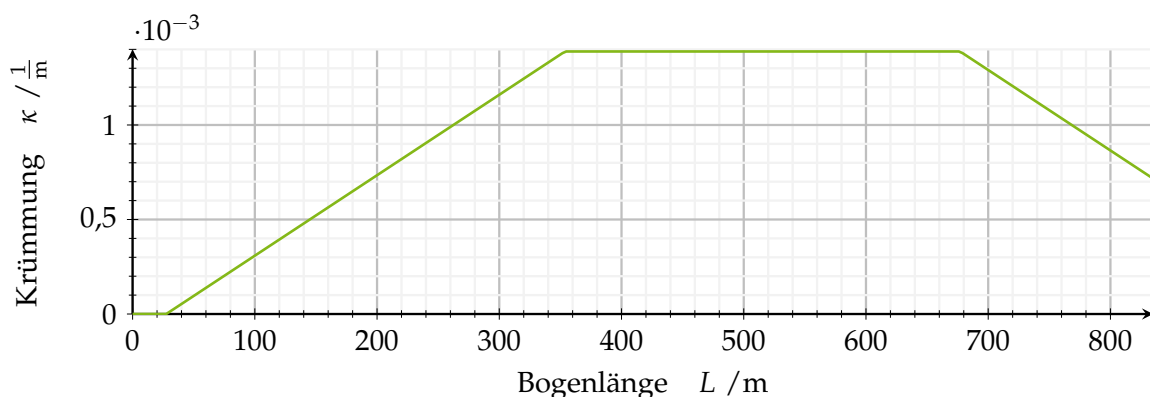


Abbildung 7.6.: Krümmung während des Wechsels von einem geraden Straßensegment über eine Klothoide auf einen Kreisbogen mit einem Radius von 720 m.

des Lenkradwinkels, weist die Gierrate einen ähnlichen sprunghaft wechselnden Verlauf auf, sodass sich dieses insgesamt auf den Fahrkomfort auswirkt. Dahingegen ermöglicht der adaptive Ansatz, mit einer geringeren Anzahl an Elementen in der Menge, einen linearen Anstieg und die Konvergenz zu dem für die konstante Kurvenfahrt benötigten Lenkradwinkel. Dementsprechend zeigt die Gierrate ebenfalls einen kontinuierlichen Verlauf, welcher annähernd proportional zur Straßenkrümmung ist. Für das adaptive Sampling wird der vollständige Wertebereich von $\pm 200^\circ$ mit einer Anzahl von 21 Lenkwinkeln abgetastet. Demzufolge beträgt der Rechenaufwand nur etwa Zweidrittel bei einem deutlich größeren abgedeckten Intervall und bei einem außerdem komfortableren Fahrverhalten.

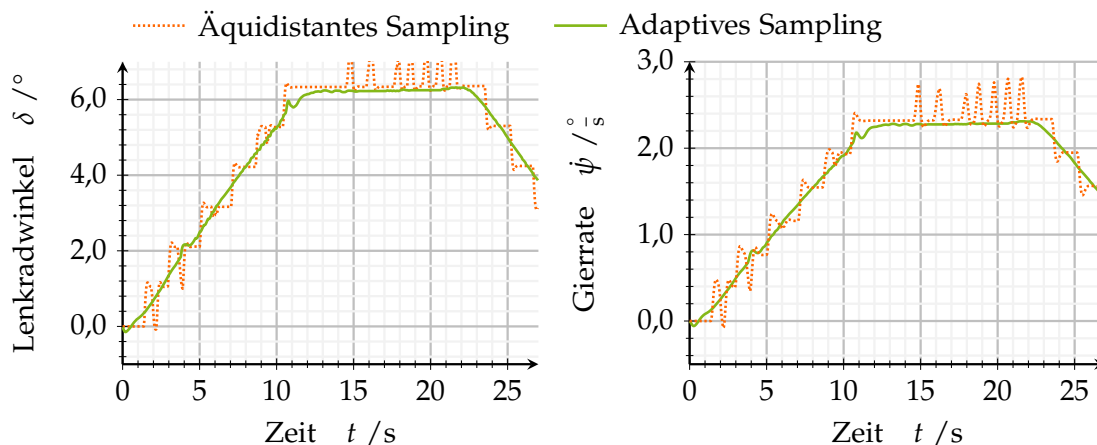


Abbildung 7.7.: Krümmung während des Wechsels von einem geraden Straßensegment über eine Klothoide auf einen Kreisbogen mit einem Radius von 720 m, welcher einer Krümmung von $0,001388 \text{ m}^{-1}$ entspricht.

7.3.2. Führungsverhalten

Die Untersuchung des Führungsverhaltens erfolgt anhand der schon bekannten Manöver der Autobahnauffahrt, des Doppelspurwechsels auf einer dreispurigen Autobahn und des Kollisionsvermeidungsmanövers. Dabei wird für das erste Manöver zunächst auf die zusätzliche Ausnutzung der Trajektorieninformation zur Festlegung der Grenzwerte \mathbf{u}_{\min} und \mathbf{u}_{\max} eingegangen. Zudem werden die beiden Gütefunktionen für dieses Szenario verglichen.

Zur Untersuchung der höheren Auflösung infolge der Auswertung der Trajektorieninformationen zur Initialisierung des adaptiven Samplings wird der Solllenkradwinkel verglichen. Die Betrachtung erfolgt erneut für den Lenkwinkel, da dieser, im Vergleich zur Beschleunigung, das anschaulichere Beispiel darstellt.

Das Szenario wird in vier verschiedenen Konfigurationen des modellprädiktiven Ansatzes zur Trajektorienfolgeregelung durchlaufen: Zum einen wird die Simulation mit den Gütefunktionen zum Positions- sowie Geschwindigkeitsabgleich jeweils für das vollständige Intervall mit den Grenzwerten $[\mathbf{u}_{\min}, \mathbf{u}_{\max}]$ bei Verwendung des adaptiven Samplings durchgeführt. Zum anderen werden zum Vergleich wiederum

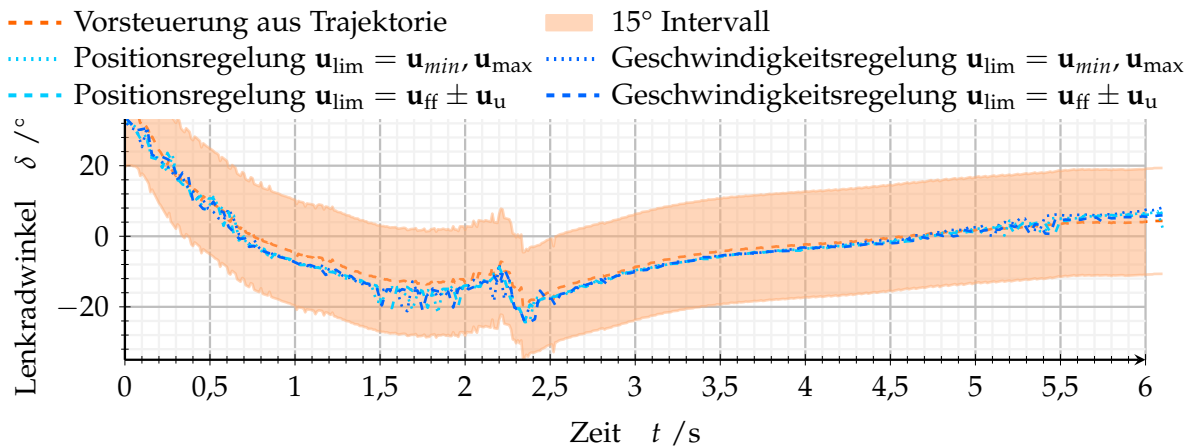


Abbildung 7.8.: Verlauf des Referenzlenkradwinkels bei der Verwendung der modellprädiktiven Trajektorienfolgeregelung mit vier unterschiedlichen Konfigurationen des Samplings und der Gütefunktion. Zum einen wurden die Eingangsgrößen im vollständigen Eingangsraum sowohl für die Verwendung der positionsbasierten als auch für die geschwindigkeitsbasierten Gütefunktion gesampelt. Zum anderen sind für diese beiden Gütefunktionen zudem die Ergebnisse bei Verwendung eines Samplings in einem reduzierten Eingangsraum dargestellt. Der reduzierte Eingangsraum für den Lenkradwinkel ist durch ein 15° Intervall ausgehend von einem über den stationären Zustand des linearen Einspurmodells berechneten Lenkradwinkel gegeben.

die beiden Gütefunktionen und unter Verwendung des adaptiven Samplings für die in Formel 7.2.2 angegebenen Grenzwerte des Lenkwinkels, wobei die Intervallbreite $\delta_u = 15^\circ$ gewählt wird, verwendet.

In Abbildung 7.8 ist der Referenzlenkradwinkel jeweils für die vier Konfigurationen dargestellt. Zudem ist der Lenkradwinkel, welcher über die Vorsteuerung bestimmt wird, für die Regelung mit der Gütefunktion, welche sich auf die Geschwindigkeit bezieht, eingezeichnet. Der Verlauf für die Positionsregelung unterscheidet sich lediglich minimal, sodass dieser zur übersichtlicheren Darstellung weggelassen wird. Neben dem vorgesteuerten Lenkradwinkel ist das 15° Intervall eingezeichnet, aus dem der modellprädiktive Trajektoriencharansatz mögliche Lenkradwinkel sampeln kann. Es ist ersichtlich, dass durch das vorgeschlagene Verfahren für dieses Szenario die optimale Lösung nicht aus dem Lösungsraum abgeleitet wird. Die Lenkradwinkelverläufe für die beiden Konfigurationen, die auf den vollständigen Eingangsraum zurückgreifen können, sind durchgängig innerhalb des Intervalls und unterscheiden sich zudem lediglich um wenige Grad. Daher kann zur Einschränkung des Lösungsraumes wie in Abschnitt 7.2.1 beschrieben die Vorsteuerung über den stationären Zustand des Einspurmodells genutzt werden, um den Rechenaufwand zu verringern und die Auflösung zu erhöhen. Aus diesem Grund wird im weiteren Verlauf ein adaptives Sampling mit Begrenzung des Eingaberaums verwendet.

Anhand der gegebenen Daten ist zudem zu erkennen, dass der Vergleich des resultierenden Lenkradwinkelverlaufs bei der Verwendung der Position und der Geschwindigkeit zur Auswertung der Gütefunktion denselben qualitativen Verlauf nehmen. Unterschiede lassen sich durch geringfügig abweichende Lenkradwinkel begründen,

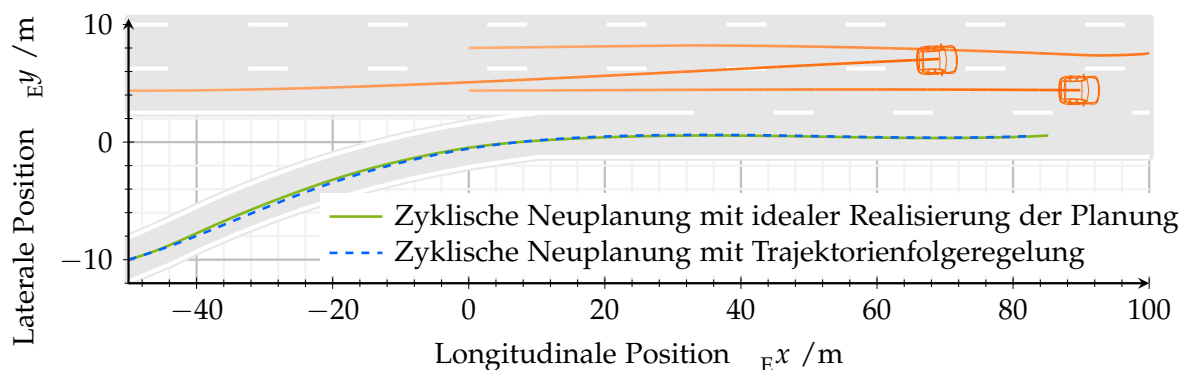


Abbildung 7.9.: Abgefahrte Trajektorie bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie während der Auffahrt auf eine Autobahn. Das Egofahrzeug bewegt sich initial mit einer Geschwindigkeit von ungefähr 65 km/h. Zum Vergleich zur eingeregeltten Fahrzeugbewegung ist der Verlauf dargestellt, welcher bei einer idealen Realisierung der geplanten Referenz auftritt. Die x-Achse ist mit einem Faktor von 0,5 skaliert.

die anschließend in einer etwas anderen Referenztrajektorie resultieren, daher ist ein rein quantitativer Vergleich nicht zielführend. So sind beispielsweise im Bereich von 1,5 s - 2,0 s etwas größere Abweichungen zu erkennen. Allerdings werden hier die Referenzlenkwinkel jeweils etwas früher bzw. verzögert für die unterschiedlichen Konfigurationen gewählt, welches sich durch ebendiese etwas unterschiedliche Trajektorienplanung begründen lässt. Aufgrund des geringeren Rechenaufwands bei der Verwendung der Geschwindigkeitsgütefunktion beziehen sich die weiteren Ergebnisse lediglich auf diese Konfiguration der Trajektorienfolgeregelung.

Zu Beginn des betrachteten Szenarios befindet sich das Egofahrzeug auf einer Autobahnauffahrt mit einer Geschwindigkeit von 65 km/h und besitzt eine geringfügig abweichende Orientierung zur Tangentialrichtung der Straße. Insgesamt muss das Fahrzeug eine Rechtskurve fahren, um sich anschließend auf dem Beschleunigungsstreifen derart zu positionieren, dass ein Auffahren auf die Autobahn möglich ist.

Abbildung 7.9 zeigt die Position sowohl für den Fall einer idealen Realisierung der Referenztrajektorie, welche zyklisch neu geplant wird, als auch für die Verwendung des vorgestellten Ansatzes zur modellprädiktiven Trajektorienfolgeregelung. Insgesamt fährt das Fahrzeug einen sehr ähnlichen Verlauf ab, jedoch ergeben sich wiederum im Detail gewisse Unterschiede: Wie bei der vorsteuerungsbasierten Regelung bereits erwähnt, kann das Fahrzeug dem geplanten Verlauf aufgrund der fahrdynamischen Grenzen zunächst nicht folgen, sodass sich eine laterale Abweichung zur Kurveninnenseite ergibt. Der Verlauf der Gierrate in Abbildung 7.10 zeigt, dass, während der Korrektur des initialen Orientierungsfehlers zu Spur, eine ähnliche Amplitude entsteht. Allerdings ist der Verlauf bei der idealen Realisierung der Planung, aufgrund der unzureichenden Berücksichtigung der Fahrdynamik, zeitlich vorseilend. Da die positive Gierrate für den Fall der Verwendung der Trajektorienfolgeregelung für einen längeren Zeitraum beibehalten wird nähert sich das Fahrzeug dem Referenzverlauf an und schneidet diesen bei einer longitudinalen Position von etwa $x = 7,5$ m am Kurvenausgang. Das Fahrzeug wird im Vergleich zum als Referenz angesehenen Verlauf der idealen Realisierung um 5,6 cm weiter aus der Kurve getragen.

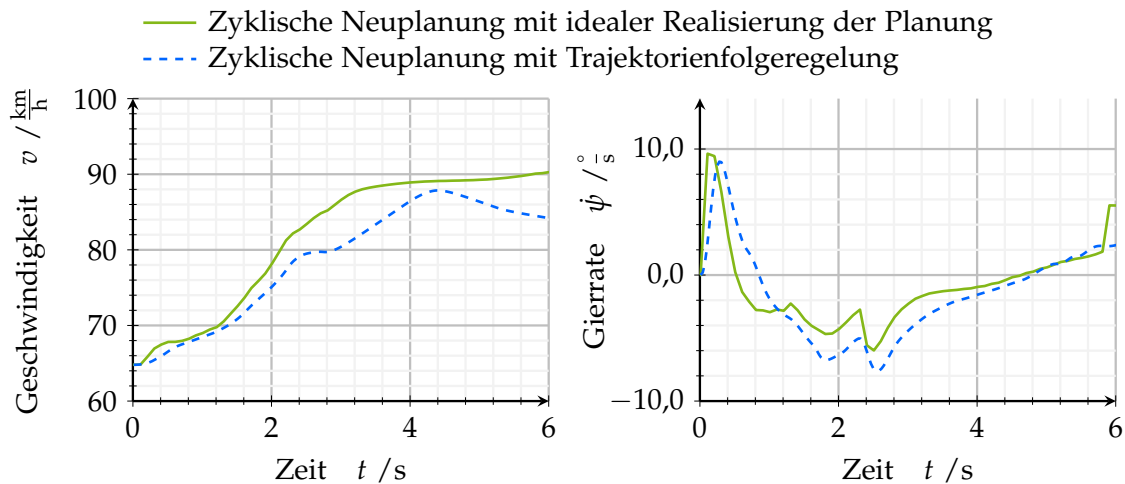


Abbildung 7.10.: Geschwindigkeit und Gierrate während der Autobahnauffahrt. Im Vergleich sind die Werte bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie zum einen in Kombination mit einer idealen Realisierung der Planung und zum anderen mit der Trajektorienregelung dargestellt.

Dem Geschwindigkeitsverlauf ist zu entnehmen, dass das Fahrzeug etwas verzögert beschleunigt und somit einen geringen Fortschritt entlang der Straßenlängsrichtung erzielt. Dadurch ergibt sich, dass das Fahrzeug ab 4,4 s die Geschwindigkeit etwas reduziert, da der Planungsalgorithmus eine andere Fahrzeuglücke auf der Autobahn zum Einscheren wählt. Dementsprechend erreicht das Fahrzeug am Ende der 6 s, ähnlich wie bei der vorsteuerungsbasierten Folgeregelung eine unterschiedliche longitudinale Endposition.

Abbildung 7.11 zeigt den Verlauf der zwei Positionsverläufe für das Szenario des Doppelspurwechsels. Auch bei der Verwendung der modellprädiktiven Trajektorienregelung wechselt das Egofahrzeug von der rechten Fahrspur auf die äußerst linke, damit die beiden langsameren Fahrzeuge überholt werden können. Es fällt auf, dass im Vergleich zur idealen Realisierung der Planung, die Aufteilung in zwei aufeinander folgende Spurwechsel deutlich ausgeprägter ist. Im ersten Abschnitt des Doppelspurwechsels liegen die beiden Trajektorien nah beieinander, jedoch orientiert sich das Fahrzeug nachdem Überschreiten der Spurmarkierung stärker in Fahrtrichtung der mittleren Fahrspur. Dadurch erfolgt der zweite Spurwechsel gegenüber der als Referenzverlauf angesehenen Trajektorie verzögert, wobei die resultierende Position nach den 6 s Simulationsdauer nahezu identisch ist.

Wie in dem Kapitel zur vorsteuerungsbasierten Folgeregelung bereits erwähnt ist die optimale Lösung für die Trajektorienplanung in diesem Szenario nicht stark begrenzt durch andere Verkehrsteilnehmer und den zur Verfügung stehenden Verkehrsraum. Dadurch besitzt die Planung einen großen Freiraum, die Trajektorie bei einer entstandenen Abweichung entsprechend anzupassen. Somit sind die zu sehenden Abweichungen nicht ausschließlich auf die Trajektorienplanung zurückzuführen, sondern ergeben sich ebenfalls aus einer unterschiedlichen Referenztrajektorie. Anhand der in Abbildung 7.12 dargestellten Geschwindigkeits- und Gierratenverläufe ist zu erkennen, dass bei der Verwendung der Trajektorienregelung der Spurwechsel etwas

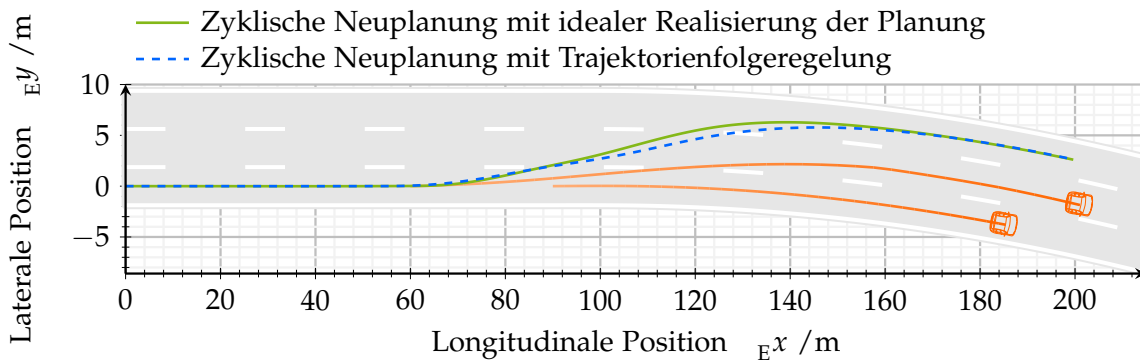


Abbildung 7.11.: Massenschwerpunktstrajektorie bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie während eines Überholmanövers auf einer dreispurigen Autobahn. Das Egofahrzeug bewegt sich initial mit einer Geschwindigkeit von 120 km/h. Zum Vergleich zur eingeregeltten Fahrzeugbewegung ist der Verlauf dargestellt, welcher bei einer idealen Realisierung der geplanten Referenz auftritt. Die Positionen der Hindernisfahrzeuge sind zum Zeitpunkt $t = 6$ s dargestellt. Die x-Achse ist mit einem Faktor von 0,5 skaliert.

früher begonnen wird. Dieses liegt daran, dass die durch die Trajektorienplanung am Beginn des Spurwechsels geforderte Änderung der Gierrate nicht durch das Fahrzeug realisiert werden kann. Deshalb wird mit dem lateralen Manöver früher begonnen, sodass das Überschreiten der Fahrbahnmarkierung zum selben Zeitpunkt stattfindet. Die Amplituden der Gierrate sind bei den Lenkeingriffen für den zweiten Spurwechsel bei der Verwendung der Trajektorienfolgeregung jeweils leicht größer, da sich das Fahrzeug im Vorfeld stärker in Richtung der Fahrbahn ausgerichtet hat. Die Geschwindigkeit weist einen annähernd gleichen Verlauf auf. In diesem Szenario liegt der Fokus der Trajektorienplanung darauf, die aktuelle Fahrgeschwindigkeit von 120 km/h zu halten. Dieses wird auch durch die modellprädiktive Trajektorienfol-

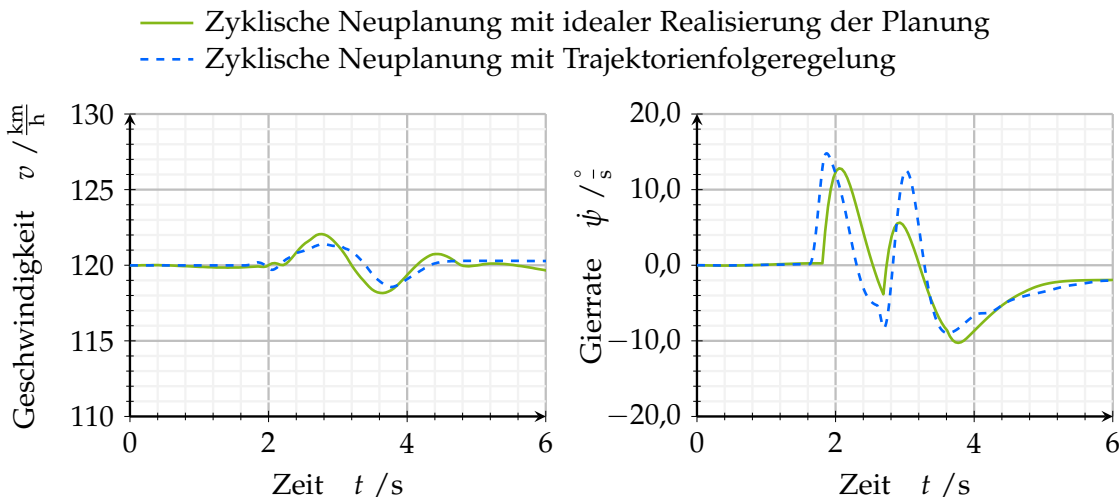


Abbildung 7.12.: Geschwindigkeit und Gierrate während des Überholmanövers. Im Vergleich sind die Werte bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie zum einen in Kombination mit einer idealen Realisierung der Planung und zum anderen mit der Trajektorienfolgeregung dargestellt.

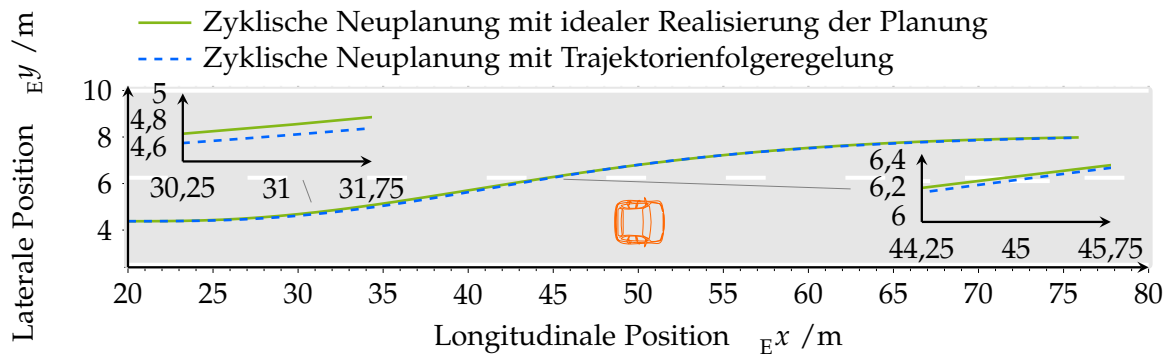


Abbildung 7.13.: Trajektorie des Massenschwerpunkts bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie während eines Kollisionsvermeidungsmanövers auf einer zweispurigen Straße. Das Egofahrzeug bewegt sich initial mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h während das Hindernisfahrzeug stationär ist. Zum Vergleich zur mit dem modellprädiktiven Regelungsansatz eingeregelter Fahrzeugbewegung ist der Verlauf dargestellt, welcher bei einer idealen Realisierung der geplanten Referenz auftritt. Zur besseren Darstellung ist die x-Achse mit einem Faktor von 0,5 skaliert.

geregelung realisiert. Da das Fahrzeug für das Szenario der Kollisionsvermeidung im nichtlinearen Zustandsbereich der Fahrdynamik geführt werden muss, sollte das modellprädiktive Regelungsverfahren, aufgrund der expliziten Berücksichtigung des nichtlinearen Übertragungsverhaltens, für dieses Beispiel Vorteile im Bezug auf das Führungsverhalten besitzen. Angesichts der Fahrzeuggeschwindigkeit von 100 km/h und der Entfernung von 26 m zu dem stehenden Hindernis ergibt sich eine Time to Collision von 0,94 s, sodass zur Kollisionsvermeidung aufgrund des zu langen Bremsweges ein Ausweichen zwingend erforderlich ist.

Dabei stellt Abbildung 7.13 den Vergleich zwischen dem Positionsverlauf der idealen Realisierung der zyklisch neugeplanten Trajektorie und dem Verlauf der Position bei Verwendung der modellprädiktiven Trajektorienfolgeregelung dar. Der Abbildung ist zu entnehmen, dass dem von der Planung geforderten Positionsverlauf und der damit verbundenen Gierrate durch den Regelungsansatz nicht gefolgt werden kann. Der eingeregelter Verlauf befindet sich auf der rechten Seite von dem Referenzverlauf, sodass, wie auch in Abbildung 7.14 zu erkennen ist, die Gierrate langsamer aufgebaut wird. Eine schnellere Änderung der Gierrate ist nicht möglich, da sich aus der Fahrdynamik ein Grenzwert ergibt. Wie im Kapitel 5 bereits beschrieben, kann die Referenztrajektorie nur begrenzt die Realisierbarkeit garantieren.

Aufgrund der Verwendung des Pacejka Reifenmodells berücksichtigt der Ansatz zur Folgeregelung, dass die Kraft-Schräglaufwinkelkurve insbesondere für große Schräglaufwinkel einen nichtlinearen Verlauf besitzt. Daher wird ein entsprechend großer Lenkwinkel gewählt, um die erforderliche Gierrate möglichst schnell aufzubauen. Dadurch gelingt es dem Regelungsansatz lediglich 24 cm nach dem ideal realisierten Positionsverlauf die Spur zu wechseln. Somit lässt sich in diesem Fall die Kollision mit dem stationären Hindernis vermeiden, gleichwohl wird deutlich, dass die gewählte Repräsentation der Trajektorie für Kollisionsvermeidungsmanöver Schwächen aufweist, da bei diesen die Realisierbarkeit von entscheidender Bedeutung ist.

Nach dem Überschreiten der Fahrbahnmarkierung nähert sich das Fahrzeug immer

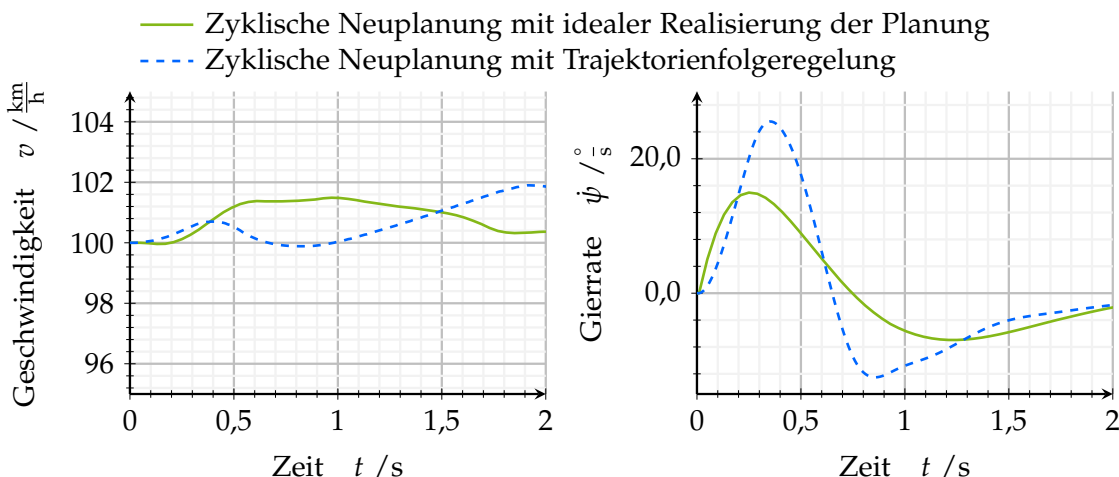


Abbildung 7.14.: Geschwindigkeit und Gierrate während des Kollisionsvermeidungsmanövers. Im Vergleich sind die Werte bei einer zyklischen Neuplanung der Referenztrajektorie zum einen in Kombination mit einer idealen Realisierung der Planung und zum anderen mit der Trajektorienfolgeregelung dargestellt.

weiter dem Verlauf der idealen Realisierung an, sodass sich nach passieren des Hindernisses und während des Ausrichtens in Straßenrichtung nahezu der gleiche Verlauf ergibt.

Der Vergleich der Gierrate in Abbildung 7.14 zeigt, dass, aufgrund des zu Beginn nicht realisierbaren Anstiegs in der Gierrate, bei der Verwendung der modellprädiktiven Trajektorienfolgeregelung das Maximum um einen Faktor von 1,5 größer ist. Dies bewirkt ebenfalls eine etwas höhere Gierrate beim Gegenlenken. Dem Algorithmus zur Trajektorienplanung wird für das Szenario eine Referenzgeschwindigkeit von 100 km/h vorgegeben. Sowohl für den Fall der idealen Realisierung der Planung als auch für die Verwendung des modellprädiktiven Regelungsansatzes bewegt sich die Geschwindigkeit mit einer Abweichung unter 3 km/h um diesen Wert.

Diskussion des Führungsverhaltens

Zusammenfassend lässt sich nach Betrachtung der drei beispielhaften Szenarien feststellen, dass die modellprädiktive Trajektorienregelung dem geplanten Bewegungsverlauf folgen kann. Mit der Kombination aus Planung und Regelung können alle drei Szenarien ohne Kollision oder Verlassen des befahrbaren Raums gelöst werden.

Als Vergleichskriterium diente die ideale Realisierung der Planung. Obwohl dies die angestrebte Lösung darstellt, muss diese relativiert werden, da sie nicht exakt erreicht werden kann. Die Tatsache, dass die neue Planung an geringfügig anderen Positionen mit einem leicht unterschiedlichen fahrdynamischen Zustand beginnt, führt zu den größten Abweichungen bei der tatsächlichen Ausführung. Dies ist insbesondere im Szenario der Kollisionsvermeidung nachzuvollziehen. In diesem Fall muss der Spurwechsel in einem Mindestabstand zum Hindernisfahrzeug erfolgen. Somit hat die Trajektorienplanung wenig Möglichkeiten, die optimale Trajektorie anzupassen

und verwendet folglich immer den gleichen Zielpunkt für die Planung. Dies hat zur Folge, dass der Positionsverlauf der idealen Realisierung und der Positionsverlauf der Trajektorienfolgeregelung bis auf wenige Centimeter beieinander liegen.

Darüber hinaus zeigt sich in diesem Szenario der Vorteil der modellprädiktiven Methode. Aufgrund der expliziten Berücksichtigung des nichtlinearen Verhaltens zwischen dem Schräglaufwinkel und der lateralen Reifenkraft sowie der Kopplung von Längs- und Querdynamik kann das Egofahrzeug auch im fahrdynamischen Grenzbereich entlang einer geplanten Trajektorie geführt werden.

Anhand der erzielten Ergebnisse zeigt sich, dass geringe Abweichungen in den Parametern des Prädiktionsmodells, speziell im Lenkungsmodell, das Führungsverhalten wenig beeinflussen. Zwar ist ein Teil der Abweichungen zwischen der idealen Realisierung und der mit der Trajektorienfolgeregelung erzielten Lösung darauf zurückzuführen, allerdings ändert sich dadurch das allgemeine Verhalten des Gesamtsystems nicht und zudem werden auch sicherheitskritische Situationen gelöst.

7.3.3. Störverhalten

Die modellprädiktive Trajektorienfolgeregelung wird auf ihr Störverhalten anhand einer konstanten Querneigung der Straße und für die Anregung mit einer generischen Seitenwindböe untersucht. Dabei werden dieselben Störsignale wie in Kapitel 4.2.3 und 6.3.2 verwendet.

Für beide Untersuchungen bewegt sich das Fahrzeug auf einem geradem Straßensegment mit 100 km/h exakt in longitudinale Richtung. Diesen fahrdynamischen Zustand soll das Egofahrzeug möglichst beibehalten.

Zur Beurteilung des Einflusses der nichtlinearen Charakteristik des Lenkradwinkelregelkreises auf das Störverhalten wird die Anregung durch Seitenwind zunächst mit einem vereinfachten sowie anschließend mit einem vollständigen Modell simuliert. Dabei besitzt die generische Seitenwindböe eine Amplitude von $v_W = 4 \text{ m s}^{-1}$ und führt zu einer lateralen Kraft von ${}_v F_{Ay} = 250 \text{ N}$. Bei Vernachlässigung der Haftreibungseigenschaften um die Nullstellung des Lenkrades entsteht eine maximale Auslenkung von ungefähr 3 cm. Der Abbildung 7.15 ist zu entnehmen, dass die Trajektorienfolgeregelung in der Lage ist, das laterale Abdriften zu stoppen. Im Anschluss der Windböe konvergiert die Abweichung zur Spurmitte gegen Null.

Bei Einbeziehung der nichtlinearen Effekte um die Ruhestellung der Lenkradposition in die Modellbildung erhöht sich die maximale Querabweichung auf ca. 6 cm. Darüber hinaus tritt, nach Abflauen der Windböe, eine abklingende Schwingung in der Abweichung zur Fahrbahnmitte auf. Anhand des Vergleichs des Referenzlenkradwinkels mit dem eingeregelteten Lenkradwinkel ist ersichtlich, dass die Schwingungen aus dem suboptimalen Prädiktionsmodell resultieren. Die modellprädiktive Trajektorienverfolgung erwartet, dass der eingeregeltete Lenkradwinkel dem Referenzlenkradwinkel ohne den zusätzlichen Effekt von Haftreibung und weiteren stochastischen Einflüssen, beispielsweise verursacht durch die unterschiedliche Beschaffenheit der Fahrbahnoberfläche, folgt. Da diese Effekte stark variieren und zudem noch durch Alterung beeinflusst werden, können diese Effekte nur mit erheblichen Aufwand in dem Prädiktionsmodell berücksichtigt werden.

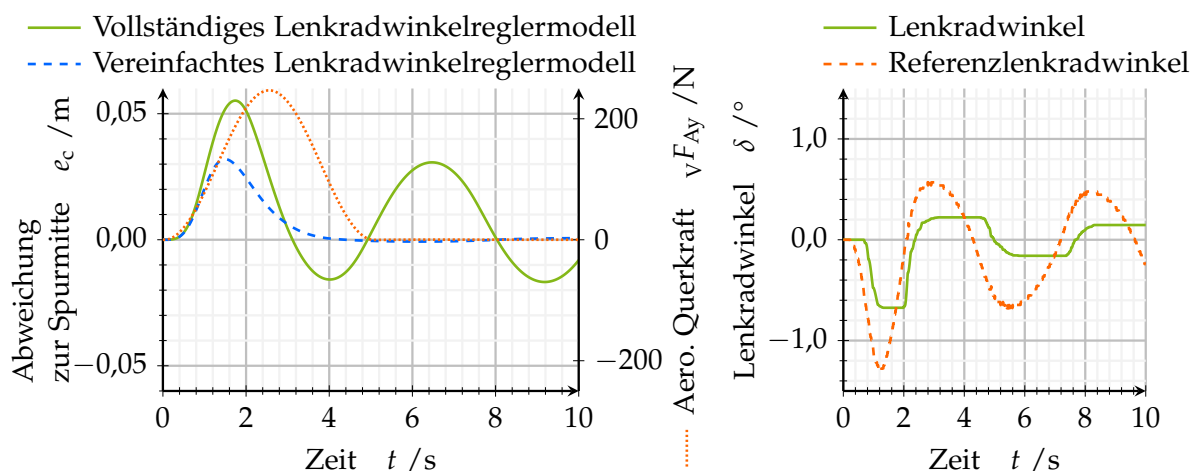


Abbildung 7.15.: Abweichung zur Spurmitte und Lenkradwinkel bei dem Spurfolgen auf einer geraden Straße. Die Fahrzeugbewegung wird durch eine generische Seitenwindböe mit einer Windgeschwindigkeit von 4 m s^{-1} gestört. Zum Vergleich wird jeweils die Abweichung zur Spurmitte dargestellt, wenn für das zu regelnde Fahrzeug zum einen das vollständige und zum anderen das vereinfachte Lenkradwinkelregelkreismodell verwendet wird. Für den Fall des vollständigen Modells ist der Verlauf des Referenzlenkradwinkels und des tatsächlich eingeregelter Lenkradwinkels dargestellt.

Für die in dieser Situation untersuchte Straßenquerneigung von $\psi_R = 1,43^\circ$ kann die modellprädiktive Trajektorienregelung das Fahrzeug nicht in die Spurmitte zurückführen. Die aufgrund der Hangabtriebskraft entstehende laterale Bewegung hingegen kann gestoppt werden, allerdings entsteht eine bleibende Regelabweichung von ungefähr 11 cm. Da der gewählte Regelungsansatz keine integrierende Komponente aufweist, kann der verbleibende Fehler aufgrund des gestörten Fahrverhaltens und damit des nicht passenden Prädiktionsmodells nicht kompensiert werden.

Anhand des Lenkradwinkels in Abbildung 7.16 ist zu erkennen, dass zwar ein Lenkradwinkel größer Null gewählt wird, welcher das Fahrzeug parallel zur Straße ausrichtet, dieser jedoch nicht ausreicht um das Fahrzeug zurück in die Spurmitte zu führen.

Diskussion des Störverhaltens

Da die Störungen jeweils in eine bestimmte Richtung wirken und somit nicht symmetrisch zur Querdynamik sind, entsteht jeweils bei einem dauerhaften Seitenwind einfluss wie auch bei einer Straßenquerneigung eine bleibende Regelabweichung. Bei einem Wegfall der Störgrößen, ist die Trajektorienregelung in der Lage das Fahrzeug wieder auf die korrekte Referenztrajektorie zu führen. Die zusätzlichen im Prädiktionsmodell nicht berücksichtigten Nichtlinearitäten im Modell des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises verursachen dabei eine leichte Oszillation.

Um diese Störungen korrekt auszuregulieren müsste entweder das Prädiktionsmodell angepasst werden oder ein zusätzlicher integrierender Anteil in den Regler eingebracht werden.

Ansätze zur Onlineschätzung externer Störungen des lateralen Fahrverhaltens, wie

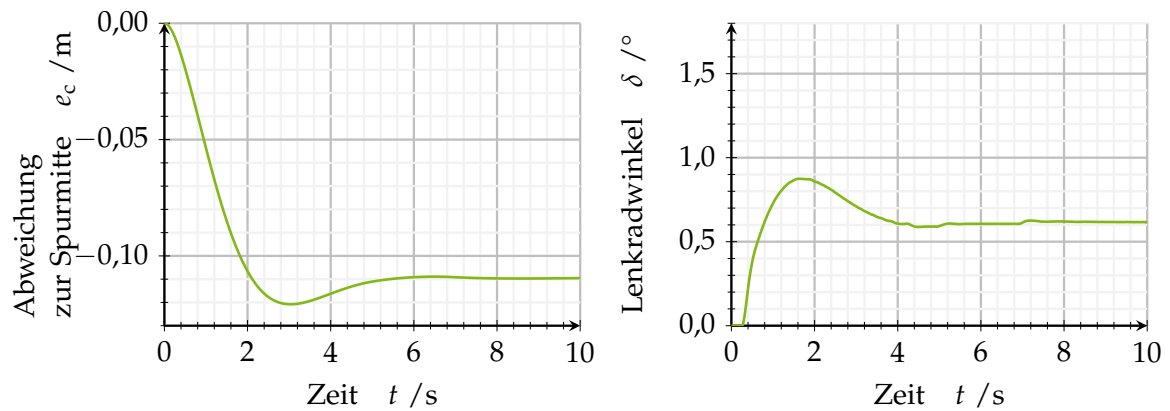


Abbildung 7.16.: Laterale Abweichung zur Spurmitte und zum Lenkradwinkel, welche bei dem Spurfolgen einer geraden Straße auftreten. Die Bewegung wird durch eine Querneigung der Straße, welche zum Zeitpunkt $t = 0$ sprungförmig auf $\psi_R = 1,43^\circ$ wechselt, gestört.

zum Beispiel des Bankwinkels, der Straßensteigung und des Seitenwindes sind bereits in [Lin+00; HC10; Aco+17; LB19] veröffentlicht worden und ermöglichen eine einfache Integration in das Prädiktionsmodell. Dadurch ist es möglich die Störungen direkt bei der Auswahl der optimalen Stellgrößen zu berücksichtigen.

8

Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung von zwei Ansätzen zur Trajektorienfolgeregelung von automatisierten Fahrzeugen, die in Kombination mit einer durch eine Spline Repräsentation gegebenen Referenztrajektorie ausgewertet werden. Im Folgenden werden die durch umfassende Untersuchungen gewonnenen Erkenntnisse über die beiden Methoden zusammengefasst und verglichen. Ferner werden die sich daraus ergebenden weiterführenden Fragestellungen betrachtet und mögliche zukünftige Forschungsthemen zur Verbesserung der Ansätze diskutiert.

8.1. Zusammenfassung der Arbeit

Um Ziele, wie beispielsweise eine verbesserte Verkehrseffizienz und -sicherheit, die mit den automatisierten Fahrzeugen erreicht werden sollen, zu realisieren, bedarf es einer Folgeregelung, welche die geplante Bewegung präzise ausführt. Dabei ist die angestrebte Zielsetzung dieser Arbeit, dass die Folgeregelung auf eine hochgenaue Lokalisierung verzichtet und somit lediglich eine ausreichend genaue Regelung der fahrdynamischen Größen vornimmt. Die Sollpositionen werden in diesem Fall über eine Steuerung erreicht. Zur Entwicklung der Regelung ist Wissen über das Übertragungsverhalten der Stellgrößen zu der daraus resultierenden Fahrzeugbewegung notwendig. Daher wird zu Beginn der Arbeit eine Modellierung der Fahrdynamik und der Kraftübertragung zwischen Reifen und Straßenoberfläche vorgestellt. Zudem wird eine Modellbildung der unterlagerten Aktorik vorgenommen, um eine möglichst genaue Beschreibung der Gesamtdynamik der Fahrzeugbewegung zu erreichen.

Zur Abschätzung, wie stark der Effekt einer Änderung eines Modellparameters auf die laterale Fahrdynamik ausfällt, wird eine Sensitivitätsanalyse vorgenommen. Sowohl für die Analyse des linearen Einspurmodells im Frequenzbereich als auch für die Analyse des nichtlinearen Einspurmodells im Zeitbereich zeigt sich, dass insbesondere die Lage des Schwerpunkts, die durch den Beladungszustand bestimmt wird, einen hohen Einfluss auf das Bewegungsverhalten nimmt. Die globale Sensitivitätsanalyse, welche mittels eines äquidistanten Gitters im normierten Parameterraum durchgeführt wurde, zeigt die Kopplungseffekte zwischen den Parametern und die Veränderung der Sensitivität für den möglichen Wertebereich. Hier ist eine deutliche Verschiebung der Sensitivität über den Parameterraum zu erkennen, welche jedoch gut über den Gierverstärkungsfaktor zusammengefasst werden kann. Daher sollten,

für eine präzise Folgeregelung und für eine Anpassung dieser auf das geänderte Fahrverhalten, die Parameter, welche in den Gierverstärkungsfaktor einfließen, während des Betriebs im Fahrzeug geschätzt werden.

Angesichts der Abhängigkeit der Folgeregelung von der Referenztrajektorie, als Sollgröße, erfolgte eine umfassende Untersuchung dieser. Dabei sind zwei Punkte für die verwendete Spline-basierte Repräsentation näher analysiert worden: Inwieweit mögliche Straßenverläufe durch die Referenztrajektorie vorgegeben werden können und inwiefern Bedingungen, resultierend aus der aktuellen Bewegung, berücksichtigt werden, sodass ein kontinuierlicher Übergang von der aktuellen Bewegung zur geplanten Trajektorie möglich ist. Es lässt sich festhalten, dass ein septischer Spline, unter der Annahme einer sinnvollen Geschwindigkeitsbegrenzung, in der Lage ist, den Verlauf der Grundsegmente beim Straßenentwurf, bestehend aus einer Gerade, einer Klothoide und eines Kreisbogens, bis auf eine Abweichung von unter 2 cm abzubilden. Dahingegen kann die Referenztrajektorie erst ab einem Spline Grad von 9 annähernd die laterale Dynamik des Gesamtfahrzeugmodells in der Anfangsbedingung berücksichtigen. Dadurch lässt sich bei geringen Spline Graden der geplante Verlauf für den Anfangsbereich der Trajektorie nicht exakt realisieren.

Da zudem die Trajektorie lediglich die zeitabhängige Position in der Fahrbahnebene vorgibt und keine weitere Information über den fahrdynamischen Zustand beinhaltet, wird mittels des linearen Einspurmodells der Schwimmwinkel für die Bewegung geschätzt. Somit lässt sich der Kurswinkel, welcher sich aus der Referenztrajektorie berechnen lässt, in den Gierwinkel und den Schwimmwinkel aufteilen. Dadurch kann, für eine präzisere Folgeregelung, die Gierrate, welche im Fahrzeug direkt gemessen werden kann, anstatt der Kursrate als Sollgröße verwendet werden.

Zur Trajektorienfolgeregelung sind zwei verschiedene Ansätze entwickelt worden, welche unter unterschiedlichen Aspekten die Problemstellung der möglichst exakten Realisierung der geplanten Bewegung lösen.

Das erste Verfahren zielt auf eine möglichst geringe Komplexität des Regelungssystems ab und betrachtet die Längs- und Querverführung getrennt. Zentrales Element ist eine Vorsteuerung des Lenkradwinkels basierend auf der Trajektorie. Dazu wird die Besonderheit der Trajektorienfolgeregelung ausgenutzt, dass der zukünftige Verlauf bekannt ist, sodass das nichtkausale System, welches nach Invertierung der Gierratenübertragungsfunktion entsteht, gelöst werden kann. Als Alternative kann das nichtlineare Einspurmodell mithilfe eines flachen Ausgangs invertiert werden. Dabei ist jedoch zu beachten, dass mindestens ein nonischer Spline gewählt werden muss. Dieses ergibt sich aufgrund der Bedingung der stetigen Differenzierbarkeit, welche an den flachen Ausgang gestellt wird. Durch die Berücksichtigung der Nichtlinearitäten lässt sich die Genauigkeit der Vorsteuerung mithilfe des flachheitsbasierten Ansatzes erhöhen, jedoch erschwert der nonische Spline, aufgrund des Anwachsens der Dimensionalität, die Anwendbarkeit in Kombination mit einem Sampling-basierten Planungsansatzes. Daher wird für die Auswertung der Trajektorienfolgeregelung die Vorsteuerung verwendet, welche sich aus der Invertierung des Systems, bestehend aus einem linearen Modell des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises und des linearen Einspurmodells, ergibt. Zusätzlich zur Vorsteuerung dient ein PI-Regler für die Gierrate zur Ausregelung von Störgrößen und Modellfehlern. Da in diesem Fall

die Beschleunigung in dem Zielsystem bereits geregelt wird, besteht die longitudinale Folgeregelung lediglich aus der Bestimmung der Sollgröße für ebendiese unterlagerte Regelung aus der Referenztrajektorie.

Der zweite Ansatz wurde unter der Prämisse entwickelt, dass die Kopplung zwischen der longitudinalen sowie lateralen Fahrdynamik und die nichtlineare Kraftübertragung zwischen den Reifen und der Straße Berücksichtigung finden soll. Daher wird ein modellprädiktiver Regelungsansatz ausgelegt, der die optimalen Stellgrößen ableitungsfrei bestimmt. Dazu wird mittels des Wissens aus der Trajektorie der Wertebereich für die Optimierung eingegrenzt. Die verbleibende Menge wird mit einem adaptiven Sampling, welches die vorherige optimale Stellgröße berücksichtigt, abgetastet. Anschließend werden alle sich ergebenden Kombinationen für den Prädiktionshorizont in die Zukunft prädiziert. Die daraus resultierende Schar an Trajektorien wird innerhalb einer Gütefunktion mit der Referenztrajektorie verglichen und mithilfe eines Suchalgorithmus die optimalen Stellgrößen bestimmt. Dabei hat sich gezeigt, dass durch eine Differenzierung der Referenztrajektorie eine effizientere Implementierung möglich ist.

Ein Vergleich der beiden Algorithmen zeigt, dass sie jeweils Vorteile für den Aspekt aufweisen, unter welchem sie entwickelt wurden. So ist der Implementierungsaufwand für den ersten Ansatz deutlich geringer und die benötigte Rechenzeit entsprechend kürzer. Obgleich das modellprädiktive Verfahren sich mithilfe einer parallelen Implementierung echtzeitfähig lösen lässt, erfordert dieses jedoch eine GPU und macht somit einen zusätzlichen Hardwareaufwand nötig.

Im Gegensatz dazu zeigt die modellprädiktive Trajektorien-scharregelung im Vergleich zur vorsteuerungsbasierten Folgeregelung eine genauere Realisierung des geplanten Trajektorienverlaufs. Aufgrund der expliziten Berücksichtigung des nichtlinearen Übertragungsverhaltens stimmt, insbesondere in hochdynamischen Manövern, der eingeregelte Positionsverlauf besser mit dem Verlauf überein, der sich bei einer idealen Realisierung der zyklisch neu geplanten Trajektorie ergibt. Da sich das Fahrzeug bei normalen Fahrmanövern in einem fahrdynamischen Zustand befindet, der mit dem linearen Einspurmodell relativ genau abgebildet werden kann, sind für diese nur geringe Unterschiede sichtbar.

Auf den Einfluss von Störungen, wie Seitenwind und eine geneigte Fahrbahn, reagieren beide Ansätze, um der Referenztrajektorie weiter zu folgen. Allerdings verbleibt für den modellprädiktiven Ansatz, im Falle einer andauernden Störung, eine bleibende Regelabweichung, welche sich in einem konstanten Versatz zur Spurmitte niederschlägt. Der andere Ansatz kann infolge der Gierratenregelung, welche einen integrierenden Anteil enthält, die Störungen mit der Zeit ausregeln, sodass keine bleibende Abweichung auftritt. Beide Ansätze sind in ihrer Regelungsgüte von der Genauigkeit der Parameter der Fahrdynamikmodellierung abhängig. Da bei der modellprädiktiven Trajektorien-scharregelung Modellunterschiede nicht durch eine zusätzliche Regelschleife ausgeglichen werden, sondern zu einer bleibenden Regelabweichung führen, müssen speziell für diesen Ansatz die Parameter möglichst gut im laufenden Betrieb identifiziert werden. Allerdings ist die Struktur des Ansatzes derart gewählt, dass Parameteränderungen intuitiv aufgegriffen werden können ohne weitere Parameter neu auslegen zu müssen.

Insgesamt kann festgehalten werden, dass beide Algorithmen einer Referenztrajektorie folgen können, welche selbst, aufgrund der Spline Repräsentation, nicht exakt realisiert werden kann.

8.2. Ausblick

Aus der Arbeit erwachsen einerseits Fragestellungen, die bei der Trajektorienplanung berücksichtigt werden sollten und andererseits Ideen, welche zu Verbesserungen der vorgestellten Trajektorienfolgeregelungen führen.

Ein entscheidender Aspekt, welcher bei der Entwicklung eines Ansatzes zur Trajektorienplanung zu beachten gilt, besteht darin, dass nicht nur die Fahrdynamik und die daraus resultierenden Randbedingungen einbezogen werden müssen, sondern auch die aus der Regelung der unterlagerten Aktorik resultierenden Verzögerungen zu berücksichtigen sind. Ein Algorithmus, der die aus dem Fahrverhalten resultierenden Beschränkungen möglichst exakt in der geplanten Trajektorie abbildet, ermöglicht eine verbesserte Realisierbarkeit und führt zu einer höheren Leistungsfähigkeit des Gesamtsystems aus Planung und Folgeregelung, insbesondere wenn auf eine zusätzliche hochpräzise Lokalisierung verzichtet wird und damit der Positionsregelkreis entfällt. Alternativ muss der Trajektorienplaner die Unsicherheiten durch seine Modellfehler explizit während der Planung berücksichtigen, sodass eine Abweichung während der Trajektorienfolgeregelung weiterhin zu einem sicherem Gesamtverhalten führt. Weiterhin ergibt sich bei Planungsansätzen, die auf einfach zu formulierende mathematische Funktionen zur Beschreibung der Referenztrajektorie zurückgreifen, die Bedingung, dass bei komplexeren Regelungskonzepten, wie beispielsweise der flachheitsbasierten Vorsteuerung, sichergestellt ist, dass eine ausreichende Differenzierbarkeit gegeben ist und somit keine Unstetigkeiten bei den Ableitungen auftreten. Ein Forschungsschwerpunkt, der sich für beide Ansätze zur Trajektorienfolgeregelung ableiten lässt, ist die Entwicklung eines systematischen Konzepts zur Online-Schätzung von Parametern der Fahrzeugdynamik, der Fahrzeugbeladung und der Stärke von Störungen wie Straßenquer- und Straßenlängsneigungen sowie Seitenwind. Es gilt die bestehenden Ansätze zur Schätzung der einzelnen Parameter zu einem kohärenten und aufeinander abgestimmten System zu kombinieren.

Für die vorsteuerungsbasierte Regelung ergibt sich darüber die Frage, wie das Führungsverhalten für Manöver nahe der Stabilitätsgrenze des Fahrzeuges optimiert werden kann. Einerseits lässt eine Anpassung der Planung der Referenztrajektorie die zweckmäßige Anwendbarkeit der flachheitsbasierten Vorsteuerung zu. Andererseits besteht die Möglichkeit, die Vorsteuerung, welche das lineare Einspurmodell invertiert, für mehrere Arbeitspunkte in der Kraft-Schräglaufwinkelkurve zu erweitern.

Bei dem modellprädiktiven Ansatz der Folgeregelung stellt sich dagegen die Aufgabe, Störungen vollständig zu kompensieren, ohne dass es zu bleibenden Regelabweichungen kommt. Dabei kann zum einen das kohärente System zur Parameterschätzung und Störungsidentifikation helfen, um das Prädiktionsmodell anzupassen und damit die Störungen direkt zu berücksichtigen. Zum anderen kann zudem noch eine äußere Regelschleife, mit einem integrierenden Anteil, hinzugefügt werden, welche beispielsweise die nach dem Vorhersagemodell zu erreichende Gierrate einregelt.

Literatur

- [Ack+95] J. Ackermann, J. Guldner, W. Sienel, R. Steinhauser und V. I. Utkin. „Linear and nonlinear controller design for robust automatic steering“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 3.1 (1995), S. 132–143.
- [Aco+17] M. Acosta, A. Alatorre, S. Kanarachos, A. Victorino und A. Charara. „Estimation of tire forces, road grade, and road bank angle using tire model-less approaches and Fuzzy Logic“. In: *20th IFAC World Congress*. Bd. 50. Toulouse, Frankreich: Elsevier/BH, 2017, S. 14836–14842.
- [ADA11] ADAC e.V. *Staubilanz 2011*. Hrsg. von ADAC e.V. München, 2011.
- [ADA19] ADAC e.V. *Staubilanz 2019*. Hrsg. von ADAC e.V. München, 2019.
- [Alt+16] S. Altmannshofer, C. Endisch, J. Martin, M. Gerngross und R. Limbacher. „Robust estimation of vehicle longitudinal dynamics parameters“. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. Göteborg, Schweden: IEEE, 2016, S. 566–571.
- [Att+14] R. Attia, R. Orjuela und M. Basset. „Combined longitudinal and lateral control for automated vehicle guidance“. In: *Vehicle System Dynamics* 52.2 (2014), S. 261–279.
- [BF22] L. Bascetta und G. Ferretti. „LFT-Based Identification of Lateral Vehicle Dynamics“. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 71.2 (2022), S. 1349–1362.
- [BG13] G. F. Beard und M. J. Griffin. „Discomfort caused by low-frequency lateral oscillation, roll oscillation and roll-compensated lateral oscillation“. In: *Ergonomics* 56.1 (2013), S. 103–114.
- [Bue+07] M. Buehler, K. Iagnemma und S. Singh, Hrsg. *The 2005 DARPA Grand Challenge- The Great Robot Race*. Springer Tracts in Advanced Robotics. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007.
- [Bue+09] M. Buehler, K. Iagnemma und S. Singh, Hrsg. *The DARPA Urban Challenge- Autonomous Vehicles in City Traffic*. 1. Aufl. Bd. 56. Springer Tracts in Advanced Robotics. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2009.
- [Bun15] Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur. *Strategie automatisiertes und vernetztes Fahren*. Hrsg. von Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur. Berlin, 2015.

- [Bun21] Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur. *Verkehrssicherheitsprogramm der Bundesregierung 2021 bis 2030*. Hrsg. von Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur. Berlin, 2021.
- [Bur13] S. Burhenne. „Monte carlo based uncertainty and sensitivity analysis for building“. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2013.
- [Cal+17] D. Calzolari, B. Schurmann und M. Althoff. „Comparison of trajectory tracking controllers for autonomous vehicles“. In: *20th IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*. Yokohama: IEEE, 2017, S. 1–8.
- [Cha+04] S. Chaib, M. S. Netto und S. Mammar. „H_infty adaptive, PID and fuzzy control: a comparison of controllers for vehicle lane keeping“. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. Parma, Italien: IEEE, 2004, S. 139–144.
- [Cla+20] L. Claussmann, M. Revilloud, D. Gruyer und S. Glaser. „A Review of Motion Planning for Highway Autonomous Driving“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 21.5 (2020), S. 1826–1848.
- [dAn+95] B. d’Andréa-Novel, G. Campion und G. Bastin. „Control of Nonholonomic Wheeled Mobile Robots by State Feedback Linearization“. In: *The International Journal of Robotics Research* 14.6 (1995), S. 543–559.
- [Deu17] Deutscher Bundestag. *Achtes Gesetz zur Änderung des Straßenverkehrsgesetzes-8. StVGÄndG*. 2017.
- [Deu21] Deutscher Bundestag. *Gesetz zur Änderung des Straßenverkehrsgesetzes und des Pflichtversicherungsgesetzes – Gesetz zum autonomen Fahren- StV-GuaPflVGÄndG*. 2021.
- [Dij59] E. W. Dijkstra. „A note on two problems in connexion with graphs“. In: *Numerische Mathematik* 1.1 (1959), S. 269–271.
- [DIN01] DIN Deutsches Institut für Normung e. V. *Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe (ISO 8855:2011)*. Norm. Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2013-11-01.
- [dSP18] dSPACE GmbH. *Data Sheet MicroAutoBox II 1401/1511/1514*. 2018.
- [Dun81] A. M. Dunker. „Efficient calculation of sensitivity coefficients for complex atmospheric models“. In: *Atmospheric Environment (1967)* 15.7 (1981), S. 1155–1161.
- [Dun84] A. M. Dunker. „The decoupled direct method for calculating sensitivity coefficients in chemical kinetics“. In: *The Journal of Chemical Physics* 81.5 (1984), S. 2385–2393.
- [Fal+07] P. Falcone, F. Borrelli, J. Asgari, H. E. Tseng und D. Hrovat. „Predictive Active Steering Control for Autonomous Vehicle Systems“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 15.3 (2007), S. 566–580.

- [Fli+92] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin und P. Rouchon. „On Differentially Flat Nonlinear Systems“. In: *IFAC Proceedings Volumes* 25.13 (1992), S. 159–163.
- [Fli+95] M. Fliess, J. Lévine, P. Martin und P. Rouchon. „Flatness and defect of non-linear systems: introductory theory and examples“. In: *International Journal of Control* 61.6 (1995), S. 1327–1361.
- [For08] Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen. *Richtlinien für die Anlage von Autobahnen- RAA*. Technische Regelwerke. Köln: FGSV-Verlag, 2008.
- [Fuc+05a] S. Fuchshumer, K. Schlacher und T. Rittenschober. „Ein Beitrag zur nicht-linearen Fahrdynamik-regelung: die differentielle Flachheit des Einspurmodells“. In: *e&i Elektrotechnik und Informationstechnik* 122.9 (2005), S. 319–324.
- [Fuc+05b] S. Fuchshumer, K. Schlacher und T. Rittenschober. „Nonlinear Vehicle Dynamics Control - A Flatness Based Approach“. In: *44th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*. Sevilla, Spanien: IEEE, 2005, S. 6492–6497.
- [Gea71] C. W. Gear. *Numerical initial value problems in ordinary differential equations*. Prentice-Hall series in automatic computation. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice-Hall, 1971.
- [GH82] S. E. Gallun und C. D. Holland. „Gear’s procedure for the simultaneous solution of differential and algebraic equations with application to unsteady state distillation problems“. In: *Computers & Chemical Engineering* 6.3 (1982), S. 231–244.
- [Gon+16] D. Gonzalez, J. Perez, V. Milanés und F. Nashashibi. „A Review of Motion Planning Techniques for Automated Vehicles“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 17.4 (2016), S. 1135–1145.
- [Göt+16] C. Götte, M. Keller, C. Rösmann, T. Nattermann, C. Haß, K.-H. Glander, A. Seewald und T. Bertram. „A real-time capable model predictive approach to lateral vehicle guidance“. In: *19th IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*. Rio de Janeiro, Brasilien: IEEE, 2016, S. 1908–1913.
- [Göt+17] C. Götte, M. Keller, T. Nattermann, C. Haß, K.-H. Glander und T. Bertram. „Spline-Based Motion Planning for Automated Driving“. In: *20th IFAC World Congress*. Bd. 50. Toulouse, Frankreich: Elsevier/BH, 2017, S. 9114–9119.
- [GP11] L. Grüne und J. Pannek. *Nonlinear Model Predictive Control*. London: Springer London, 2011.
- [Gri+18] F. Gritschneider, K. Graichen und K. Dietmayer. „Fast Trajectory Planning for Automated Vehicles Using Gradient-Based Nonlinear Model

- Predictive Control“. In: *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. Madrid, Spanien: IEEE, 2018, S. 7369–7374.
- [Guo+16] J. Guo, P. Hu und R. Wang. „Nonlinear Coordinated Steering and Braking Control of Vision-Based Autonomous Vehicles in Emergency Obstacle Avoidance“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 17.11 (2016), S. 3230–3240.
- [Har+68] P. Hart, N. Nilsson und B. Raphael. „A Formal Basis for the Heuristic Determination of Minimum Cost Paths“. In: *IEEE Transactions on Systems Science and Cybernetics* 4.2 (1968), S. 100–107.
- [HC09] L.-Y. Hsu und T.-L. Chen. „Vehicle Full-State Estimation and Prediction System Using State Observers“. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 58.6 (2009), S. 2651–2662.
- [HC10] L.-Y. Hsu und T.-L. Chen. „Estimating Road Angles With the Knowledge of the Vehicle Yaw Angle“. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 132.3 (2010), S. 1–9.
- [He+06] J. He, D. A. Crolla, M. C. Levesley und W. J. Manning. „Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering* 220.10 (2006), S. 1401–1420.
- [Heß+13] D. Heß, M. Althoff und T. Sattel. „Comparison of trajectory tracking controllers for emergency situations“. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. Gold Coast, Australien: IEEE, 2013, S. 163–170.
- [Hue14] J. Huemer. „Einfluss instationärer aerodynamischer Kräfte auf die Fahrdynamik von Personenkraftwagen“. Dissertation. München: Technische Universität München, 2014.
- [IB14] Intraplan Consult GmbH und BVU Beratergruppe Verkehr+Umwelt GmbH. *Verkehrsverflechtungsprognose 2030 - Zusammenfassung der Ergebnisse*. Hrsg. von Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur. 2014.
- [Inn+18] S. Innamaa, S. Smith, I. Wilmlink und N. Reed. „Impact Assessment“. In: *Road Vehicle Automation 4*. Hrsg. von G. Meyer und S. Beiker. Lecture Notes in Mobility. Cham: Springer International Publishing, 2018, S. 45–55.
- [Ise06] R. Isermann, Hrsg. *Fahrdynamik-Regelung- Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. 1. Auflage. Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag | GWV Fachverlage GmbH, 2006.
- [Jan+15] L. Janson, E. Schmerling, A. Clark und M. Pavone. „Fast Marching Tree: a Fast Marching Sampling-Based Method for Optimal Motion Planning in Many Dimensions“. In: *The International Journal of Robotics Research* 34.7 (2015), S. 883–921.

- [JN97] Z.-P. Jiang und H. Nijmeijer. „Tracking Control of Mobile Robots: A Case Study in Backstepping“. In: *Automatica* 33.7 (1997), S. 1393–1399.
- [Jun20] J. Jungmann. „Eine experimentell validierte Methodik zur numerischen Simulation und Analyse des aerodynamischen und fahrdynamischen Verhaltens von Personenkraftwagen bei realitätsnaher, querdynamischer Fahrzeuganregung“. Diss. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2020.
- [Kan+90] Y. Kanayama, Y. Kimura, F. Miyazaki und T. Noguchi. „A stable tracking control method for an autonomous mobile robot“. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Cincinnati, OH, USA: IEEE, 1990, S. 384–389.
- [Kav+96] L. E. Kavraki, P. Svestka, J.-C. Latombe und M. H. Overmars. „Probabilistic roadmaps for path planning in high-dimensional configuration spaces“. In: *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 12.4 (1996), S. 566–580.
- [Kel+14] M. Keller, F. Hoffmann, C. Hass, T. Bertram und A. Seewald. „Planning of Optimal Collision Avoidance Trajectories with Timed Elastic Bands“. In: *IFAC Proceedings Volumes* 47.3 (2014), S. 9822–9827.
- [Kel17] M. Keller. „Trajektorienplanung zur Kollisionsvermeidung im Straßenverkehr“. Dissertation. Dortmund: Technische Universität Dortmund, 2017.
- [KF13] S. Karaman und E. Frazzoli. „Sampling-based optimal motion planning for non-holonomic dynamical systems“. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*. Karlsruhe, Deutschland: IEEE, 2013, S. 5041–5047.
- [Kim+11] D. Kim, J. Kang und K. Yi. „Control strategy for high-speed autonomous driving in structured road“. In: *14th IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*. Washington, DC, USA: IEEE, 2011, S. 186–191.
- [LB19] Y.-W. Liao und F. Borrelli. „An Adaptive Approach to Real-Time Estimation of Vehicle Sideslip, Road Bank Angles, and Sensor Bias“. In: *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 68.8 (2019), S. 7443–7454.
- [Lie+18a] C. Lienke, M. Keller, K.-H. Glander und T. Bertram. „An Ad-hoc Sampling-based Planner for On-road Automated Driving“. In: *21st IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*. Maui, Hawaii, USA: IEEE, 2018, S. 2371–2376.
- [Lie+18b] C. Lienke, M. Keller, K.-H. Glander und T. Bertram. „Environment Modeling for the Application in optimization-based Trajectory Planning“. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. Changshu, China: IEEE, 2018, S. 498–503.

- [Lie+19] C. Lienke, C. Wissing, M. Keller, T. Nattermann und T. Bertram. „Predictive Driving: Fusing Prediction and Planning for Automated Highway Driving“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles* 4.3 (2019), S. 456–467.
- [Lie+20] C. Lienke, M. Schmidt, C. Wissing, M. Keller, C. Manna, T. Nattermann und T. Bertram. „Core components of automated driving – algorithms for situation analysis, decision-making, and trajectory planning“. In: *Automatisiertes Fahren 2019*. Hrsg. von T. Bertram. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2020, S. 195–215.
- [Lik+04] M. Likhachev, G. Gordon und S. Thrun. „ARA*: Anytime A* with provable bounds on sub-optimality“. In: *Advances in neural information processing systems 16*. Cambridge, Massachusetts, USA: MIT Press, 2004, S. 767–774.
- [Lik+08] M. Likhachev, D. Ferguson, G. Gordon, A. Stentz und S. Thrun. „Anytime search in dynamic graphs“. In: *Artificial Intelligence* 172.14 (2008), S. 1613–1643.
- [Lin+00] C.-F. Lin, A. G. Ulsoy und D. J. LeBlanc. „Vehicle dynamics and external disturbance estimation for vehicle path prediction“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 8.3 (2000), S. 508–518.
- [Lun10] J. Lunze. *Regelungstechnik 1*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010.
- [Ma+14] L. Ma, J. Xue, K. Kawabata, J. Zhu, C. Ma und N. Zheng. „A fast RRT algorithm for motion planning of autonomous road vehicles“. In: *17th IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*. Qingdao, China: IEEE, 2014, S. 1033–1038.
- [Mak+20] A. Makarow, C. Rösmann und T. Bertram. „Single Degree of Freedom Model Predictive Control with Variable Horizon“. In: *American Control Conference (ACC)*. Denver, CO, USA: IEEE, 2020, S. 2419–2425.
- [McN+11] M. McNaughton, C. Urmson, J. M. Dolan und J.-W. Lee. „Motion planning for autonomous driving with a conformal spatiotemporal lattice“. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. Shanghai, China: IEEE, 2011, S. 4889–4895.
- [Mey15] M. Meywerk. *Vehicle Dynamics*. 1. Auflage. Automotive Series. Chichester, UK: John Wiley & Sons Ltd, 2015.
- [MM13] M. Manceur und L. Menhour. „Higher order sliding mode controller for driving steering vehicle wheels: Tracking trajectory problem“. In: *52nd IEEE Conference on Decision and Control*. Firenze: IEEE, 2013, S. 3073–3078.
- [MW14] M. Mitschke und H. Wallentowitz. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 5. Auflage. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014.

- [Nal89] A. G. Nalecz. „Application of Sensitivity Methods to Analysis and Synthesis of Vehicle Dynamic Systems“. In: *Vehicle System Dynamics* 18.1-3 (1989), S. 1–44.
- [Nee19] M. A. Nees. „Safer than the average human driver (who is less safe than me)? Examining a popular safety benchmark for self-driving cars“. In: *Journal of safety research* 69 (2019), S. 61–68.
- [Net+05] M. S. Netto, S. Chaib und S. Mammam. „Lateral adaptive control for vehicle lane keeping“. In: *American Control Conference (ACC)*. Boston, MA, USA: IEEE, 2005, 2693–2698 vol.3.
- [Nil+17] J. Nilsson, J. Fredriksson und E. Coelingh. „Trajectory planning with miscellaneous safety critical zones“. In: *20th IFAC World Congress*. Bd. 50. Toulouse, Frankreich: Elsevier/BH, 2017, S. 9083–9088.
- [Nil16] J. Nilsson. „Automated Driving Maneuvers - Trajectory Planning via Convex Optimization in the Model Predictive Control Framework“. Dissertation. Göteborg, Schweden: Chalmers University of Technology, 2016.
- [NVI15] NVIDIA Corporation. *NVIDIA Jetson TX1 Developer Kit- Full-Featured Development Platform for Visual Computing*. 2015.
- [NVI17] NVIDIA Corporation. *NVIDIA Cuda Toolkit 8.0.61- Release Notes for Windows, Linux, and Mac OS*. 2017.
- [PA18] C. Pek und M. Althoff. „Computationally Efficient Fail-safe Trajectory Planning for Self-driving Vehicles Using Convex Optimization“. In: *21st IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*. Maui, Hawaii, USA: IEEE, 2018, S. 1447–1454.
- [PA20] C. Pek und M. Althoff. „Fail-Safe Motion Planning for Online Verification of Autonomous Vehicles Using Convex Optimization“. In: *IEEE Transactions on Robotics* (2020), S. 1–17.
- [Pac12] H. B. Pacejka. *Tire and Vehicle Dynamics*. Oxford, UK und Waltham, MA, USA: SAE International and Butterworth Heinemann, 2012.
- [Pad+16] B. Paden, M. Cap, S. Z. Yong, D. Yershov und E. Frazzoli. „A Survey of Motion Planning and Control Techniques for Self-Driving Urban Vehicles“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles* 1.1 (2016), S. 33–55.
- [Raj12] R. Rajamani. *Vehicle Dynamics and Control*. Boston, MA: Springer US, 2012.
- [Rat+16] C. Rathgeber, F. Winkler und S. Müller. „Kollisionsfreie Längs- und Quertrajektorienplanung unter Berücksichtigung fahrzeugspezifischer Potenziale“. In: *at – Automatisierungstechnik* 64.1 (2016), S. 61–76.
- [Raw+17] J. B. Rawlings, D. Q. Mayne und M. Diehl. *Model predictive control - Theory, computation, and design*. 2nd edition. Madison, Wisconsin: Nob Hill Publishing, 2017.

- [Ric16] T. Richter. *Planung von Autobahnen und Landstraßen*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2016.
- [RS40] P. Riekert und T. E. Schunck. „Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs“. In: *Ingenieur-Archiv* 11.3 (1940), S. 210–224.
- [SAE21] SAE International. *Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems for On-Road Motor Vehicles*. 2021.
- [Sal+08] A. Saltelli, K. Chan und E. M. Scott. *Sensitivity analysis*. Paperback edition. Wiley paperback series. Chichester, UK: John Wiley & Sons, Ltd, 2008.
- [Sam95] C. Samson. „Control of chained systems application to path following and time-varying point-stabilization of mobile robots“. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 40.1 (1995), S. 64–77.
- [Sch+08] R. Schubert, U. Scheunert und G. Wanielik. „Planning feasible vehicle manoeuvres on highways“. In: *IET Intelligent Transport Systems* 2.3 (2008), S. 211–218.
- [Sch+18] D. Schramm, M. Hiller und R. Bardini. *Vehicle Dynamics*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018.
- [Sch16] M. Schreier. „Bayesian Environment Representation, Prediction, and Criticality Assessment for Driver Assistance Systems“. Dissertation. Düsseldorf: Technische Universität Darmstadt, 2016.
- [SE12] D. Soudbakhsh und A. Eskandarian. „Comparison of linear and non-linear controllers for active steering of vehicles in evasive manoeuvres“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering* 226.2 (2012), S. 215–232.
- [Siv08] S. Sivaramakrishnan. „Simultaneous identification of tire cornering stiffnesses and vehicle center of gravity“. In: *American Control Conference (ACC)*. Seattle, WA: IEEE, 2008, S. 2846–2851.
- [SN07] R. Solea und U. Nunes. „Trajectory planning and sliding-mode control based trajectory-tracking for cybercars“. In: *Integrated Computer-Aided Engineering* 14.1 (2007), S. 33–47.
- [SR18] M. M. Shirazi und A. B. Rad. „mathcall_1 Adaptive Control of Vehicle Lateral Dynamics“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Vehicles* 3.1 (2018), S. 92–101.
- [Sta21] Statistisches Bundesamt. *Zahl der Verkehrstoten sinkt im Jahr 2021 voraussichtlich auf neuen Tiefststand: Pressemitteilung Nr. 571*. 2021.
- [Ste94] A. Stentz. „Optimal and efficient path planning for partially-known environments“. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*. San Diego, CA, USA: IEEE, 1994, S. 3310–3317.

- [Str+12] K. Strehmel, R. Weiner und H. Podhaisky. *Numerik gewöhnlicher Differentialgleichungen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [Tag+16] G. Tagne, R. Talj und A. Charara. „Design and Comparison of Robust Nonlinear Controllers for the Lateral Dynamics of Intelligent Vehicles“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 17.3 (2016), S. 796–809.
- [Thr+07] S. Thrun, M. Montemerlo, H. Dahlkamp, D. Stavens, A. Aron, J. Diebel, P. Fong, J. Gale, M. Halpenny, G. Hoffmann, K. Lau, C. Oakley, M. Palatucci, V. Pratt, P. Stang, S. Strohband, C. Dupont, L.-E. Jendrossek, C. Koelen, C. Markey, C. Rummel, J. van Niekerk, E. Jensen, P. Alessandrini, G. Bradski, B. Davies, S. Ettinger, A. Kaehler, A. Nefian und P. Mahoney. „Stanley: The Robot That Won the DARPA Grand Challenge“. In: *The 2005 DARPA Grand Challenge*. Hrsg. von M. Buehler, K. Iagnemma und S. Singh. Bd. 36. Springer Tracts in Advanced Robotics. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2007, S. 1–43.
- [Tur+13] V. Turri, A. Carvalho, H. E. Tseng, K. H. Johansson und F. Borrelli. „Linear model predictive control for lane keeping and obstacle avoidance on low curvature roads“. In: *16th IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*. Den Haag, Niederlande: IEEE, 2013, S. 378–383.
- [TÜV18] TÜV Rheinland. *Studie zur Sicherheit autonomer Fahrzeuge*. Hrsg. von TÜV Rheinland. Köln, 2018.
- [Unb08] H. Unbehauen. *Regelungstechnik I*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2008.
- [Vie] A. von Vietinghoff. „Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen“. Diss. Karlsruhe: Universität Karlsruhe.
- [Wal+85] R. s. Wallace, A. Stentz, C. E. Thorpe, H. P. Moravec, W. Whittaker und T. Kanade. „First Results in Robot Road-Following“. In: *Proceedings of the 9th International Joint Conference on Artificial Intelligence (II)*. 1985, S. 1089–1095.
- [Wer+10] M. Werling, J. Ziegler, S. Kammel und S. Thrun. „Optimal trajectory generation for dynamic street scenarios in a Frenét Frame“. In: *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*. Anchorage, AK, USA: IEEE, 2010, S. 987–993.
- [Wer11] M. Werling. „Ein neues Konzept für die Trajektoriengenerierung und -stabilisierung in zeitkritischen Verkehrsszenarien“. Dissertation. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [WG07] I. H. Wyllie und M. J. Griffin. „Discomfort from sinusoidal oscillation in the roll and lateral axes at frequencies between 0.2 and 1.6 Hz“. In: *The Journal of the Acoustical Society of America* 121.5 Pt1 (2007), S. 2644–2654.

-
- [WG09] M. Werling und L. Groll. „From flatness-based trajectory tracking to path following“. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. Xi’an, China: IEEE, 2009, S. 1271–1275.
- [Zie+14a] J. Ziegler, P. Bender, T. Dang und C. Stiller. „Trajectory planning for Bertha — A local, continuous method“. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. Dearborn, MI, USA: IEEE, 2014, S. 450–457.
- [Zie+14b] J. Ziegler, P. Bender, M. Schreiber, H. Lategahn, T. Strauss, C. Stiller, T. Dang, U. Franke, N. Appenrodt, C. G. Keller, E. Kaus, R. G. Herrtwich, C. Rabe, D. Pfeiffer, F. Lindner, F. Stein, F. Erbs, M. Enzweiler, C. Knoppel, J. Hipp, M. Haueis, M. Trepte, C. Brenk, A. Tamke, M. Ghanaat, M. Braun, A. Joos, H. Fritz, H. Mock, M. Hein und E. Zeeb. „Making Bertha Drive—An Autonomous Journey on a Historic Route“. In: *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine* 6.2 (2014), S. 8–20.
- [ZS09] J. Ziegler und C. Stiller. „Spatiotemporal state lattices for fast trajectory planning in dynamic on-road driving scenarios“. In: *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. St. Louis, MO, USA: IEEE, 2009, S. 1879–1884.

Eigene wissenschaftliche Publikationen

A. Homann, M. Keller und T. Bertram. „Trajectory Following Control for Automated Driving“. In: *Automatisiertes Fahren 2020*. Hrsg. von T. Bertram. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021.

A. Homann, M. Buss, M. Keller und T. Bertram. „Feedforward for Lateral Trajectory Tracking of Automated Vehicles“. In: *IEEE/ASME Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM)*. Boston, MA, USA: IEEE, 2020, S. 1030–1035.

A. Homann, M. Keller und T. Bertram. „Trajektorienfolge für automatisierte Fahrfunktionen“. In: *ATZelektronik* 15.9 (2020), S. 26–32.

A. Homann, C. Lienke, M. Keller, M. Buß, M. Mohamed und T. Bertram. „Sampling-based Trajectory Planning and Control for a Collision Avoidance System“. In: *22nd IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*. Auckland, Neuseeland: IEEE, 2019, S. 2956–2962.

A. Homann, T. Bertram, M. Buß, M. Keller und K.-H. Glander. „Definition of critical traffic scenarios to evaluate trigger criteria for collision avoidance“. In: *18. Internationales Stuttgarter Symposium*. Hrsg. von M. Bargende, H.-C. Reuss und J. Wiedemann. Proceedings. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018, S. 671–681.

A. Homann, M. Buß, M. Keller, K.-H. Glander und T. Bertram. „Experimental identification of torque overlay steering system and nonlinear control“. In: *15th IFAC Symposium on Control in Transportation Systems (CTS)*. Savona, Italien: IFAC, 2018, S. 311–316.

A. Homann, M. Buß, M. Keller, K.-H. Glander und T. Bertram. „Multi Stage Model Predictive Trajectory Set Approach for Collision Avoidance“. In: *21st IEEE Intelligent Transportation Systems Conference (ITSC)*. Maui, Hawaii, USA: IEEE, 2018, S. 945–950.

A. Homann, M. Keller, C. Götte, K.-H. Glander, C. Haß und T. Bertram. „Kinodynamic Trajectory Optimization for Real-Time Vehicle Guidance“. In: *8th GMM-Symposium AmE - Automotive Meets Electronics*. Berlin - Offenbach: VDE Verlag GmbH, 2017, S. 14–19.

Betreute Abschlussarbeiten

- A. Schmelter. „Modellprädiktive Trajektorienfolgeregelung für das automatisierte Fahren eines Formula Student Rennwagens“. Bachelorarbeit. 2021.
- A. Fotti. „Regelung und Modellierung der Fahrdynamik zur Kollisionsvermeidung“. Masterarbeit. 2020.
- G. Li. „B-spline parameterized Trajectory Planning“. Masterarbeit. 2020.
- P. Dorpmüller. „Entwicklung eines optimierungsbasierten Trajektorienplanungsverfahrens für automatisierte Fahrzeuge“. Masterarbeit. 2019.
- A. Dikarew. „Entwicklung einer Multi-Sensor-Datenfusion zur Umfelderkennung automatisierter Fahrzeuge“. Masterarbeit. 2018.
- S. Vetter. „Kombination einer Sample-Based Trajektorienplanung mit einer modellprädikativen Trajektorienfolgeregelung zur Kollisionvermeidung automatisierter Fahrzeuge“. Bachelorarbeit. 2018.
- F. Bandt. „Definition der Kritikalität von Verkehrsszenarien zur Festlegung eines Auslödekriteriums zur Kollisionvermeidung“. Bachelorarbeit. 2017.
- P. Dorpmüller. „Analyse und Vergleich von numerischen Optimierungsalgorithmen für die Trajektorienplanung automatisierter Fahrzeuge“. Bachelorarbeit. 2017.
- F. Parsiegel. „Vergleich von Fahrdynamikmodellen zur Anwendung von modellprädiktiven Verfahren in automatisierten Fahrfunktionen“. Bachelorarbeit. 2017.
- C. Wunsch. „Linearisierung eines Einspurmodells zur kombinierten Längs- und Querregelung eines Fahrzeuges“. Bachelorarbeit. 2017.
- C. Diehl. „Anwendung eines Trajektorienscharverfahrens für die Planungsaufgabe automatisierter Fahrzeuge“. Bachelorarbeit. 2016.

Betreute studentische Projektgruppen

- K. Bartsch, Q. T. Bui, C. Diehl, A. Dikarew, A. Hugenroth, T. Kiratli und Y. Sun. „Entwicklung automatisierter Fahrerassistenzsysteme“. Projektgruppe Elektro- und Informationstechnik. 2017.
- M. Kiefer, M. Mowe und C. Theling. „Evaluierung des Potenzials einer Hinterradlenkung zur Kollisionsvermeidung in kritischen Verkehrsszenarien“. Projektarbeit Wirtschaftsingenieurwesen. 2017.

A

Anhang

Der Anhang enthält ergänzende Details und Erläuterungen zu den einzelnen in dieser Arbeit behandelten Themen. Zunächst werden die in den Analysen und Simulationen verwendeten Parameterwerte für die Fahrdynamikmodellierung angegeben. Daran schließen sich weitere Erläuterungen zur Sensitivitätsanalyse, insbesondere im Bezug auf den Schwimmwinkel, an. Des Weiteren wird der Nachweis erbracht, dass bei der gewählten Trajektorienrepräsentation die Abweichung zu einem Kreisbogen oder einer Klothoide mit zunehmendem zeitlichen Abstand zwischen den Stützstellen des Splines zunimmt. Abschließend wird gezeigt, wie durch eine Anpassung der Zielfunktion des modellprädiktiven Trajektorienfolgeregelungsansatzes dieser zur kombinierten Planung und Regelung verwendet werden kann.

A.1. Parameter der Fahrdynamikmodellierung

Die Tabelle A.1 gibt die Parameter des Einspurmodells an, welche sowohl für die Sensitivitätsanalyse als auch für die Simulationen zur Auslegung und Auswertung der Ansätze zur Trajektorienfolgeregelung verwendet werden. Diese sind entsprechend der Daten einer Mittelklasse Kombilimousine identifiziert und ausgewählt.

c_f	c_r	l_f	l_r	m	J_z
117980 N/rad	127960 N/rad	1,13 m	1,61 m	1637,2 kg	2480,8 kg m ²

Tabelle A.1.: Nominalparameter des Einspurmodells

Tabelle A.2 zeigt die Parameter der Magic Formula, das von Pacejca entwickelte empirische Reifenmodell. Diese Parameter sind anhand von Daten aus Fahrversuchen identifiziert.

Achse	B_i	C_i	D_i	E_i
Vorne	10 929	1,203	8,9738	-0,5445
Hinten	6584	1,4456	13,4436	-0,6217

Tabelle A.2.: Nominalparameter des Pacejca Reifenmodells

A.2. Sensitivitätsanalyse

Im Folgenden werden weitere Ergebnisse zur Analyse der Sensitivität der lateralen Fahrdynamik auf Parameteränderungen vorgestellt. Diese hat sich in Kapitel 4 auf das Übertragungsverhalten der Gierrate konzentriert. Daher werden im Folgenden die entsprechenden Ergebnisse sowohl für die lokale als auch die Globale Sensitivitätsanalyse für das Übertragungsverhalten des Schwimmwinkels ergänzend vorgestellt.

A.2.1. Sensitivität im Frequenzbereich

Gierrate

Zur Vollständigkeit der Analyse der Sensitivität der linearen Gierratenübertragungsfunktion im Frequenzbereich ist der Phasengang der Bode Sensitivitätsfunktion in Abbildung A.1 dargestellt. Es ist zum Beispiel zu erkennen, wie die Phasengänge von den beiden Schräglaufsteifigkeiten für kleine Frequenzen mit einer Phasendifferenz von ungefähr 180° gegenläufig zueinander verläuft und somit Parameteränderungen gegeneinander wirken. Nach der Resonanzfrequenz des Systems nähern sich die Phasengänge an. Der Phasengang der relativen Position des Schwerpunktes besitzt einen ähnlichen Verlauf wie die Schräglaufsteifigkeit am Vorderrad. Der Phasenwinkel des Einflusses von Parameteränderungen des Trägheitsmoments um die Hochachse beträgt für kleine Frequenzen -90° . Ab der Resonanzfrequenz nähert sich die Phase einem Winkel von -180° , bei gleichzeitiger Zunahme der Amplitude und somit größerem Einfluss auf das Übertragungsverhalten, an. Der Phasenwinkel der Empfindlichkeit in Abhängigkeit von Geschwindigkeitsänderungen konvergiert bei hohen Frequenzen zu einem Winkel von -90° , wobei gleichzeitig die Amplitude gegen Null strebt.

Aus dem Grund, dass die Bodesensitivitätsfunktion für das lineare Einspurmodell

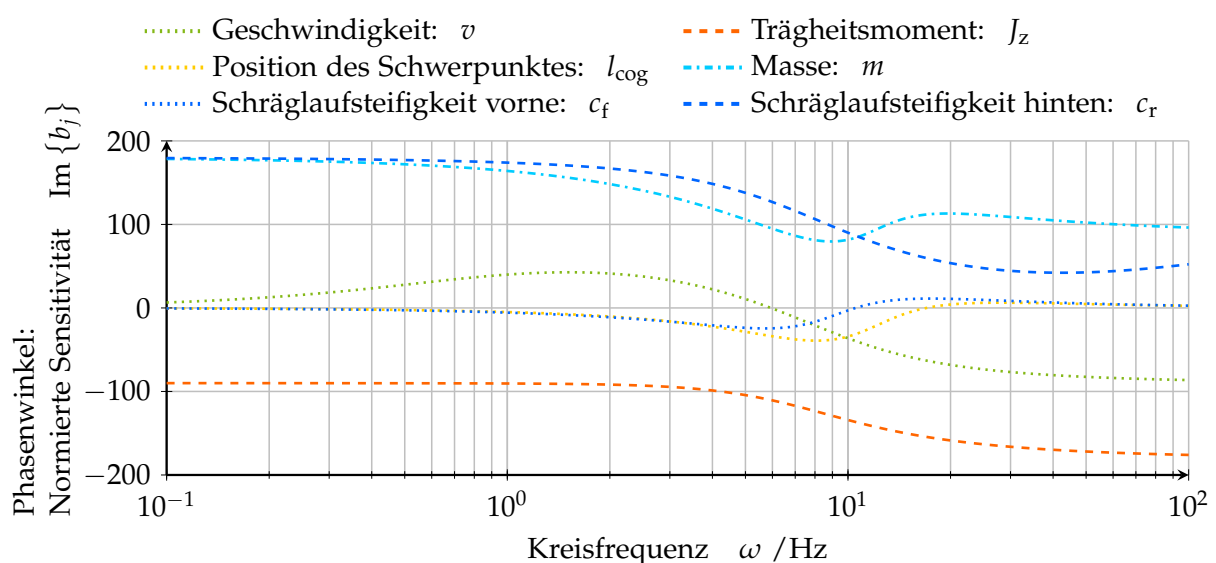


Abbildung A.1.: Phasenwinkel der logarithmischen Sensitivität der Gierratenübertragungsfunktion für eine Geschwindigkeit von 100 km/h.

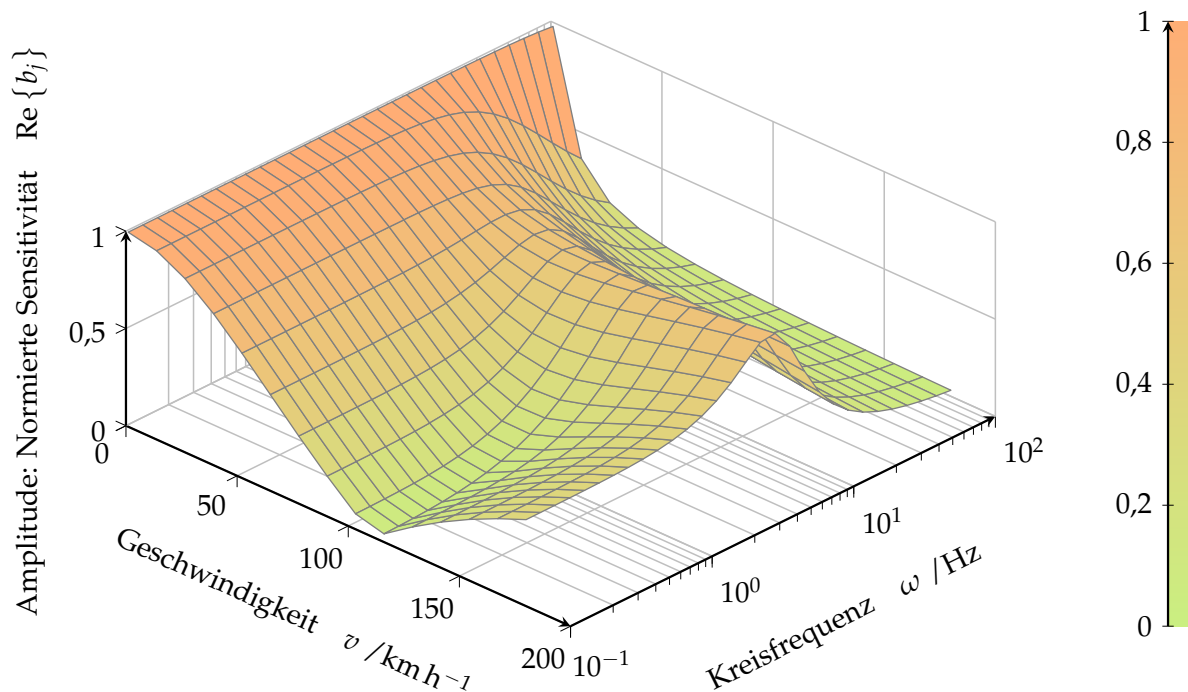


Abbildung A.2.: Amplitude der logarithmischen Sensitivität der Gierratenübertragungsfunktion in Abhängigkeit der Geschwindigkeit und der anregenden Frequenz.

berechnet wird, ist die Fahrzeuggeschwindigkeit ein Parameter der Funktion. Da sich diese, im Gegensatz zu den anderen Parametern, während der Fahrt dauerhaft ändert, wird die Abhängigkeit der Gierratenübertragungsfunktion von Geschwindigkeitsänderungen getrennt in Abbildung A.2 betrachtet. Es ist deutlich die Resonanzfrequenz von ungefähr 6 Hz zu erkennen. Ebenfalls ist die Sensitivität für geringe Geschwindigkeiten deutlich größer, während für auf Autobahnen übliche Geschwindigkeiten die Sensitivität gering ist und somit eine Änderung lediglich zu einer marginalen Veränderung des Übertragungsverhalten führt.

Schwimmwinkel

Der grobe Verlauf des Amplituden- und Phasenganges für die Sensitivität des Schwimmwinkels auf Parameteränderungen, dargestellt in den Abbildungen A.3 und A.4, ist im Vergleich zur Gierrate sehr ähnlich. Die Position des Schwerpunktes ist der Parameter mit der größten Sensitivität für niedrige Frequenzen bis hin zur Resonanzfrequenz. Für die Schräglaufsteifigkeiten an der Vorder- und Hinterachse lässt sich wiederum feststellen, dass Parameteränderungen, aufgrund der Phasenverschiebung von 180° , gegeneinander wirken. Im Gegensatz zur Gierrate besitzt im Falle des Schwimmwinkels die Schräglaufsteifigkeit am Hinterrad den größeren Einfluss. Parameteränderungen der Geschwindigkeit wirken sich von der Amplitude ähnlich stark auf die Gierrate aus. Dahingegen lässt sich der Einfluss der Fahrzeugmasse mit der Empfindlichkeit der Schräglaufsteifigkeit am Vorderrad vergleichen. Die geringste Sensitivität des Schwimmwinkels zeigt sich für Veränderungen des Trägheitsmoments um die Hochachse des Fahrzeuges. Für diese zeigt sich, auch nach der Resonanzfrequenz,

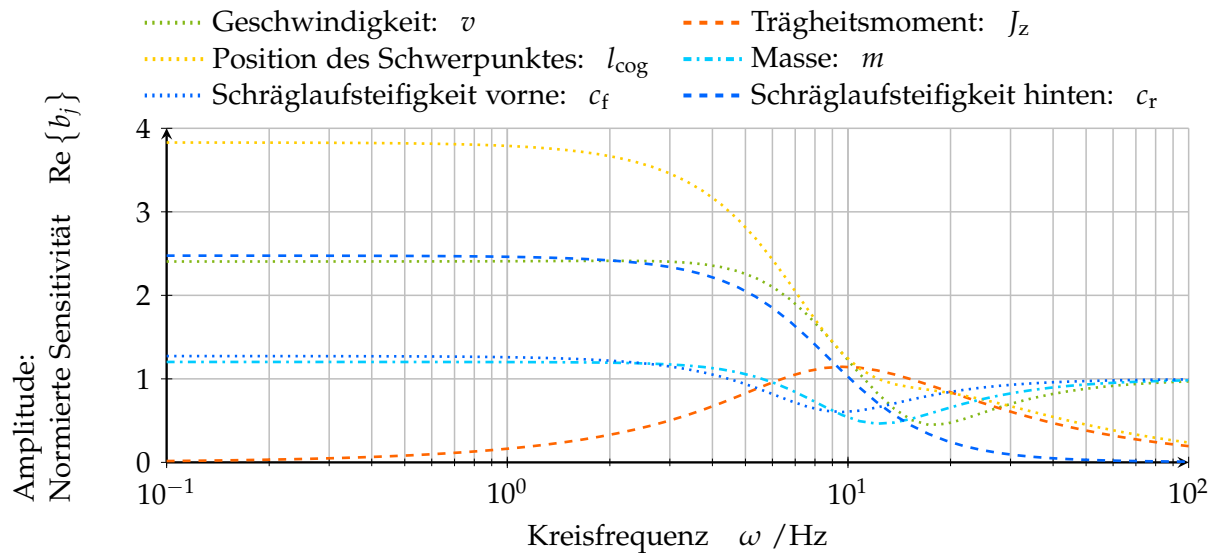


Abbildung A.3.: Amplitude der logarithmischen Sensitivität der Schwimmwinkelübertragungsfunktion für eine Geschwindigkeit von 100 km/h.

wieder ein Abflachen und eine Konvergenz gegen Null für größer werdende Frequenzen.

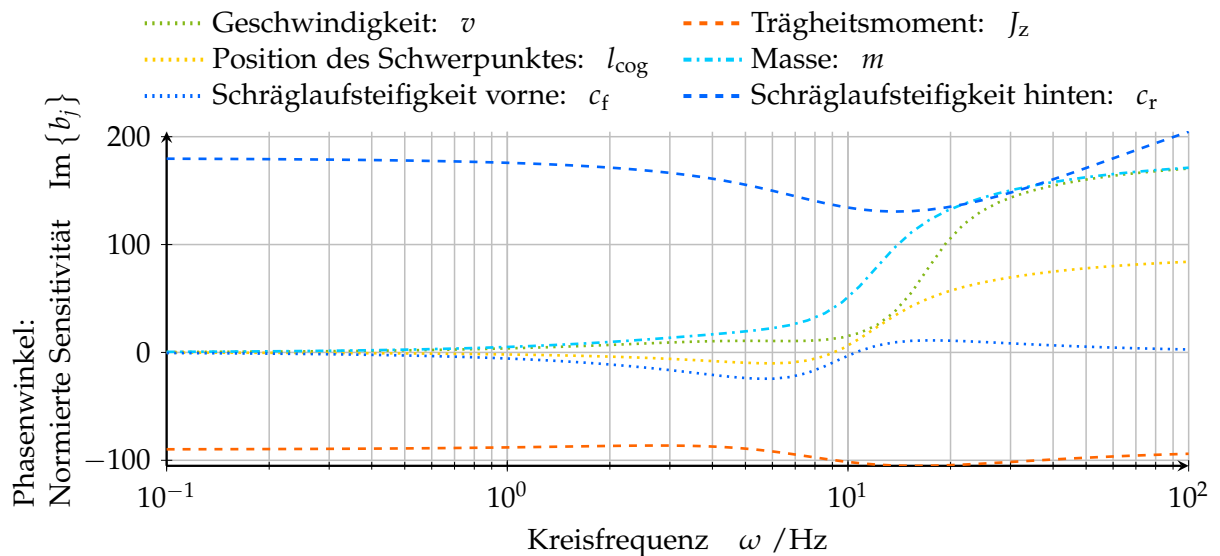


Abbildung A.4.: Phasenwinkel der logarithmischen Sensitivität der Schwimmwinkelübertragungsfunktion für eine Geschwindigkeit von 100 km/h.

A.2.2. Lokale Sensitivitätsanalyse

Die lokale Sensitivitätsanalyse wird für das nichtlineare Einspurmodell im Zeitbereich vorgenommen. Dafür wird die von Dunker [Dun81] entwickelte *Direct Decoupled Method* verwendet. Diese beruht auf einem von Gear [Gea71] veröffentlichten Prädiktor-Korrektor-Verfahren. Die verwendeten Koeffizienten sind in der Tabelle A.3

aufgeführt. Der Parameter q gibt die Approximationsordnung des Verfahrens an und η sowie ϑ sind die entsprechenden Koeffizienten. Für die in den Abschnitten 4.2.1 und 4.2.2 gezeigten Analysen wird die Approximationsordnung $q = 5$ gewählt.

q	η_6	η_5	η_4	η_3	η_2	η_1	η_0	ϑ
1						1	-1	1
2					1	$-\frac{4}{3}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{2}{3}$
3				1	$-\frac{18}{11}$	$\frac{9}{11}$	$-\frac{2}{11}$	$\frac{6}{11}$
4			1	$-\frac{48}{25}$	$\frac{36}{25}$	$-\frac{16}{25}$	$\frac{3}{25}$	$\frac{12}{25}$
5		1	$-\frac{300}{137}$	$\frac{300}{137}$	$-\frac{200}{137}$	$\frac{75}{137}$	$-\frac{12}{137}$	$\frac{60}{137}$
6	1	$-\frac{360}{147}$	$\frac{450}{147}$	$-\frac{400}{147}$	$\frac{225}{147}$	$-\frac{72}{147}$	$\frac{10}{147}$	$\frac{60}{147}$

Tabelle A.3.: Parameter des für die Sensitivitätsanalyse verwendeten Prädiktor-Korrektor-Verfahren zur Lösung.

Harmonische Anregung

Die Analyse der Sensitivität wird beispielhaft mit einer harmonischen Anregung des Fahrdynamikmodells durchgeführt. Der Lenkradwinkel führt eine harmonische Schwingung zwischen 0° und 45° , bei einer Frequenz von 0,08 Hz, durch (vgl. Abbildung A.5a). Diese Lenkradbewegung regt ebenfalls eine harmonische Schwingung mit der selben Frequenz der Gierrate und des Schwimmwinkels an, welche in Abbildungen A.5b und A.5c dargestellt sind.

In Abbildung A.6 ist die lokale Sensitivität gegenüber Parameteränderungen für die harmonische Anregung dargestellt. Zum Vergleich der Modellierungskomplexität sind die dynamische Empfindlichkeit für das lineare Einspurmodell, das nichtlineare Einspurmodell mit einem linearen und nichtlinearen Reifenmodell sowie die statische Empfindlichkeit für das lineare einspurige Modell in Abhängigkeit der Zeit aufgetragen.

Insgesamt ist zu erkennen, dass die Sensitivität eine dem Anregungssignal entsprechende Schwingung durchführt. Das bedeutet bei maximalen Lenkrad- respektive Schwimmwinkel weisen jeweils die einzelnen Sensitivitäten ebenfalls ihr Maximum auf. Dabei zeigt die dynamische Sensitivität für das lineare und das nichtlineare Einspurmodell mit jeweils linearer Modellierung der Reifenkräfte und die statische Berechnung der Sensitivität mit dem linearen Einspurmodell lediglich marginale Unterschiede auf. Für die beiden Schräglaufsteifigkeiten, die Position des Schwerpunktes und das Trägheitsmoment um die Hochachse ergibt sich eine deutliche Erhöhung der Amplitude. Am stärksten fällt diese für die Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse aus. Diese erhöht sich für die erste Schwingungsamplitude um das etwa 2,7-fache. Die Empfindlichkeit gegenüber Parameteränderungen bei der Fahrzeugmasse fällt um den Faktor 0,73 geringer aus.

Im Gegensatz zu den anderen Modellierungen lässt sich für das nichtlineare Einspur-

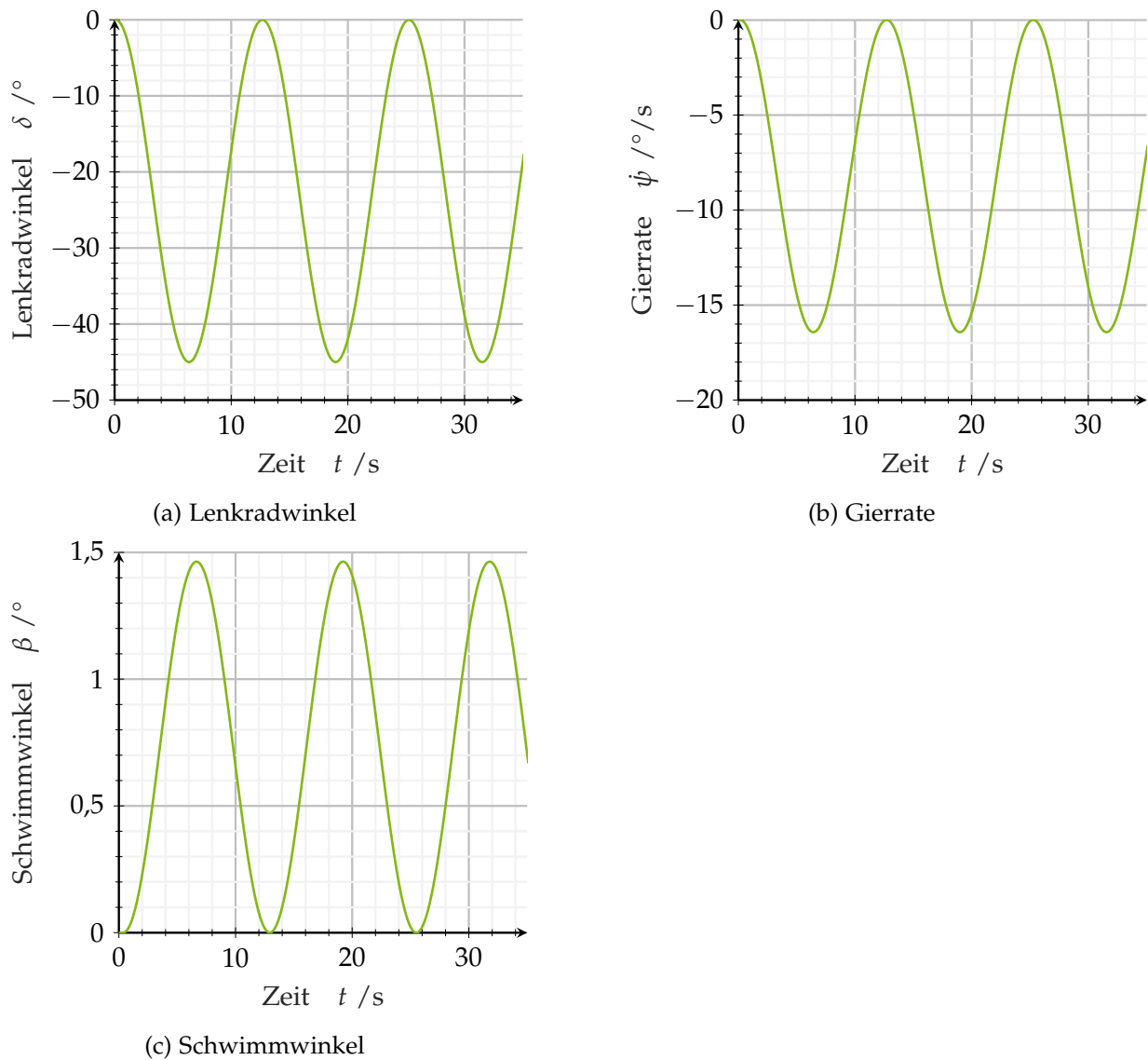
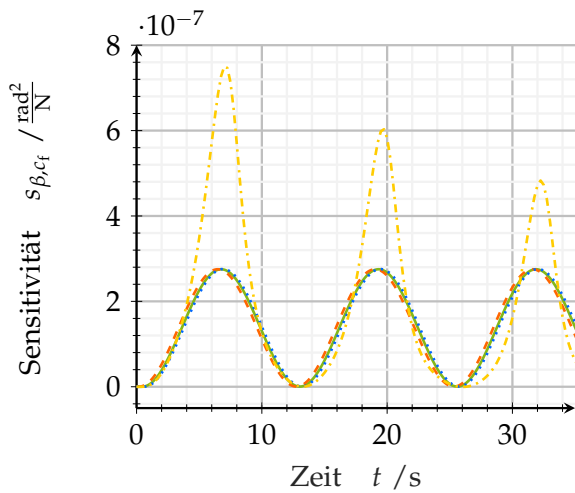


Abbildung A.5.: Verlauf der Zustandsgrößen des linearen Einspurmodells bei Vorgabe einer Sinusschwingung des Lenkradwinkels mit einer Kreisfrequenz von 12,5 Hz.

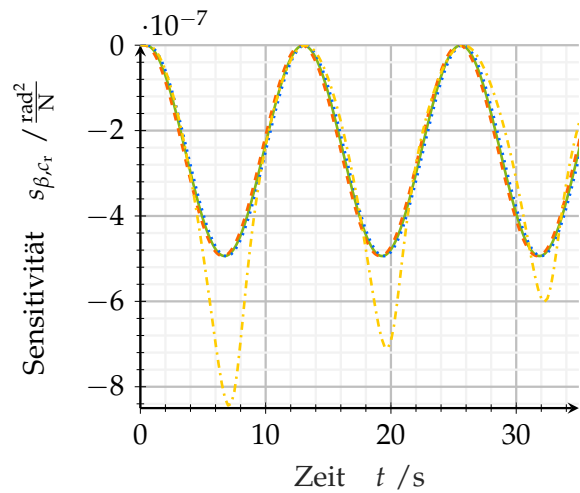
modell in Kombination mit der Magic Formula ein Einschwingvorgang erkennen. Mit zunehmender Anzahl der Schwingungen nimmt die Amplitude der Empfindlichkeit ab, mit Ausnahme derjenigen, die auf Parameteränderungen des Trägheitsmoments reagiert.

Sprungförmige Anregung

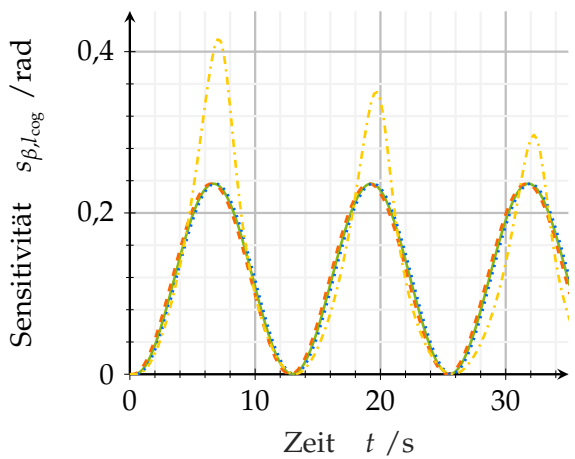
Um die Unterschiede bei hochfrequenter und gleichzeitiger Anregung mit mehreren Frequenzen zu erkennen, wird die lokale Sensitivitätsanalyse ebenfalls für eine sprunghörmige Anregung, welche in Abbildung A.7a dargestellt ist, durchgeführt. Der Lenkradwinkel wird sprunghörmig auf die gleiche Amplitude wie bei der harmonischen Anregung erhöht. Die resultierenden Zustandsgrößen des linearen Einspurmodells sind in Abbildungen A.7b und A.7c aufgetragen. Der Verlauf der Gierrate zeigt



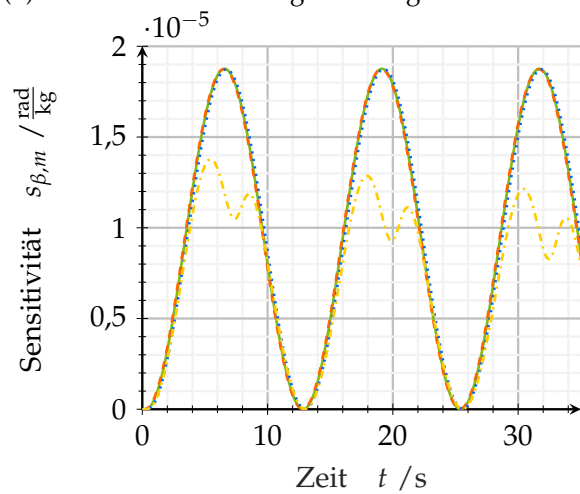
(a) Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit vorne



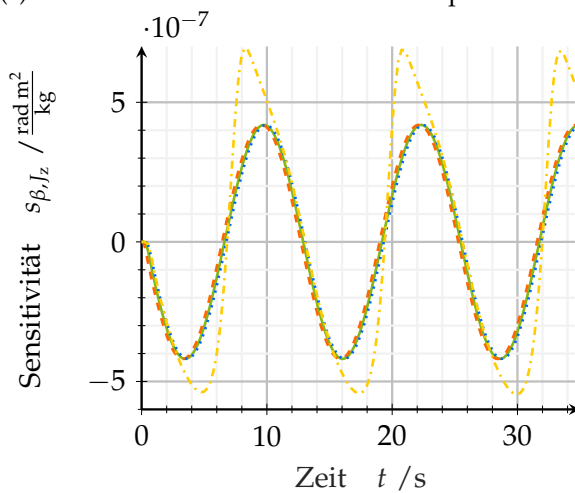
(b) Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit hinten



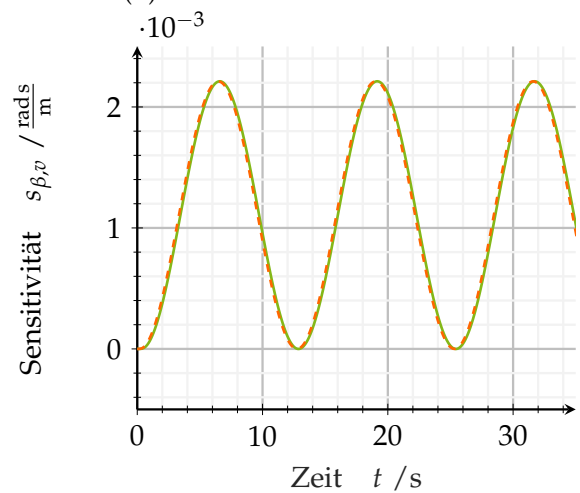
(c) Sensitivität der Position des Schwerpunktes



(d) Sensitivität der Masse



(e) Sensitivität des Trägheitsmoments



(f) Sensitivität der Geschwindigkeit

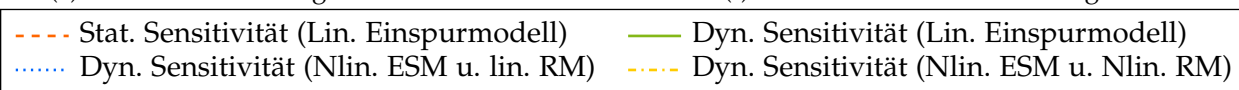


Abbildung A.6.: Verlauf der lokalen Sensitivität der Parameter auf den Schwimmwinkel bei Verwendung des linearen Einspurmodells unter Vorgabe einer Sinusschwingung des Lenkwinkels mit einer Kreisfrequenz von 12,5 Hz.

ein geringes Überschwingen und konvergiert anschließend zu einem stationären Endwert. Der Schwimmwinkel bewegt sich zunächst für einen kurzen Zeitabschnitt ins Positive, bevor anschließend der Winkel zu seinem stationären Endwert von ungefähr $-1,5^\circ$ strebt. Abbildung A.8 zeigt ebenfalls für die drei verschiedenen Modellkomple-

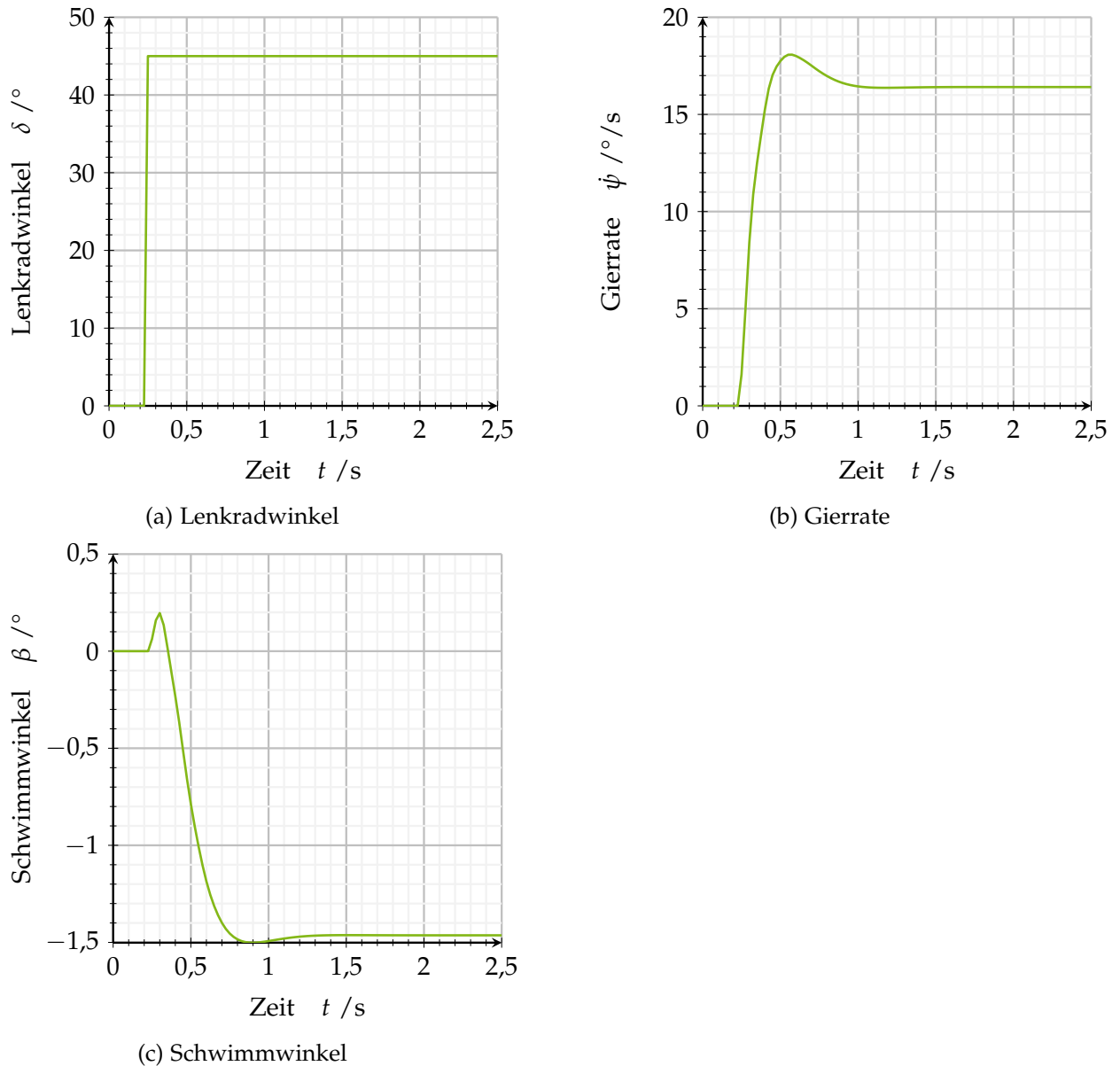
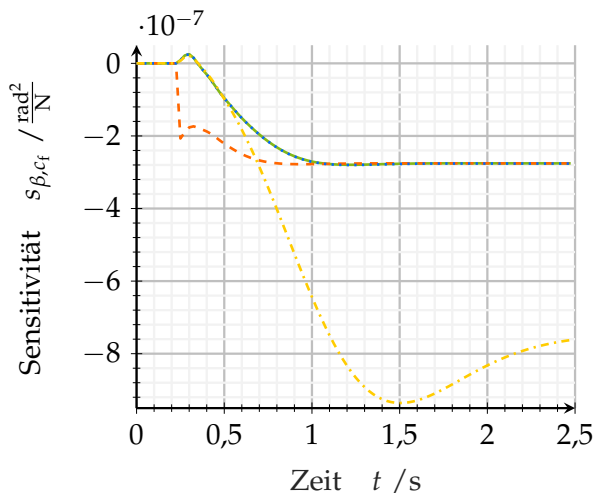


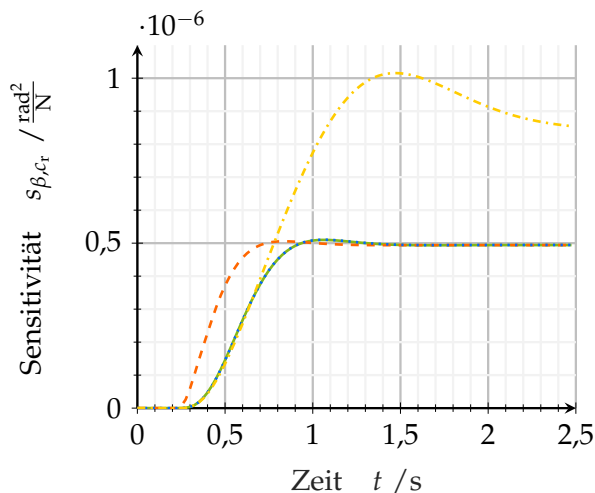
Abbildung A.7.: Verlauf der Zustandsgrößen des linearen Einspurmodells bei Vorgabe eines Sprungs des Lenkradwinkels.

xitäten die dynamische Sensitivität des Schwimmwinkels. Zudem ist zum Vergleich auch für dieses Anregungssignal die statische Sensitivität eingezeichnet.

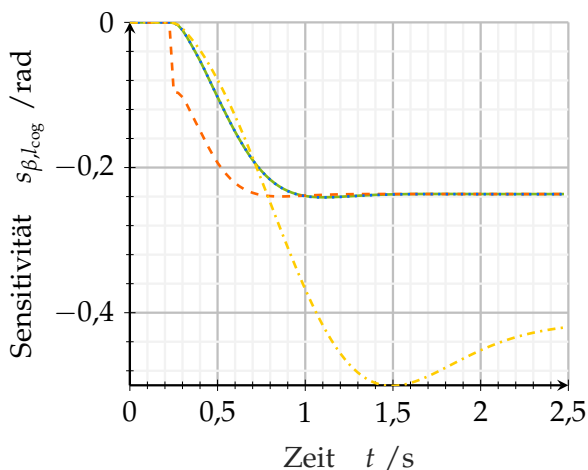
Es ist an den Verläufen ersichtlich, dass, im Gegensatz zur harmonischen Anregung, das Übertragungsverhalten eine größere Bedeutung einnimmt. Bei der statischen Betrachtung nimmt die Empfindlichkeit deutlich schneller zu. Nach Abklingen der transienten Vorgänge stimmen die stationären Endwerte mit denen der dynamischen Sensitivität für das lineare und nichtlineare Einspurmodell mit einem linearen Rei-



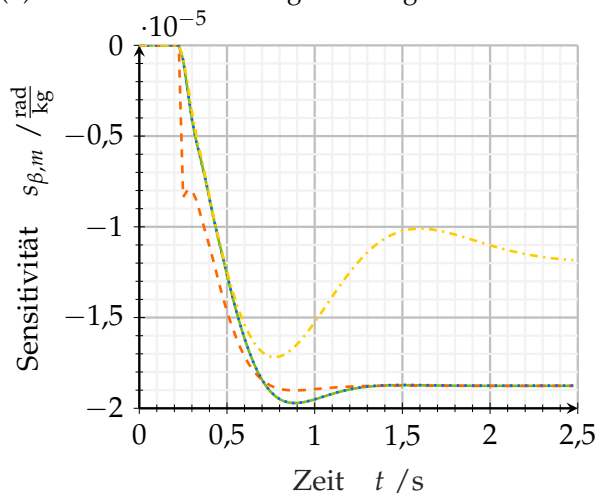
(a) Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit vorne



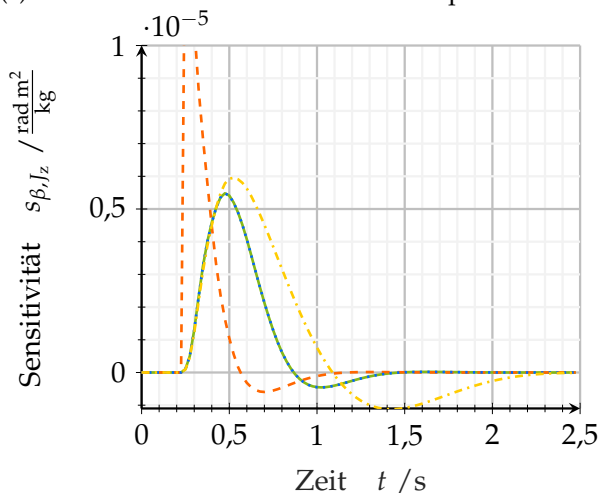
(b) Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit hinten



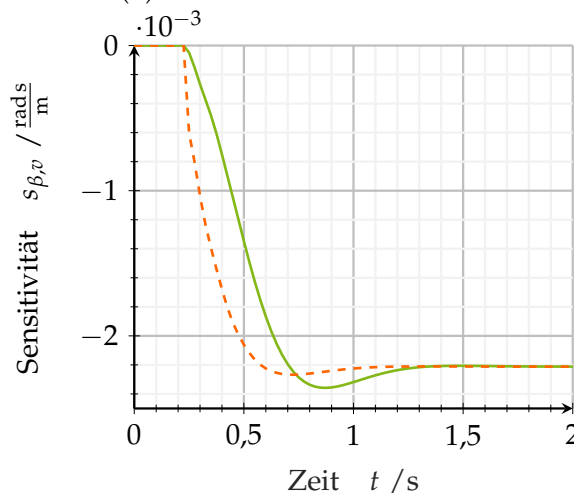
(c) Sensitivität der Position des Schwerpunktes



(d) Sensitivität der Masse



(e) Sensitivität des Trägheitsmoments



(f) Sensitivität der Geschwindigkeit

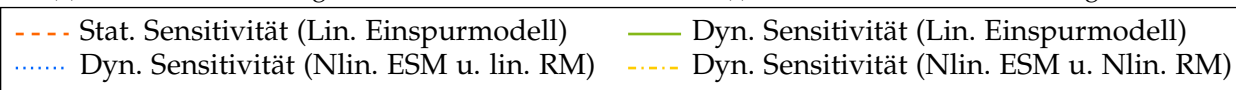


Abbildung A.8.: Lokale Sensitivität der Systemparameter auf den Schwimmwinkel bei Verwendung des linearen Einspurmodells unter Vorgabe eines Sprungs des Lenkradwinkels.

fenmodell überein. An den einzelnen Abbildungen in A.8 ist wiederum der deutliche Unterschied ablesbar, welcher sich durch die Verwendung des nichtlinearen Reifenmodells ergibt. Wie bereits bei der harmonischen Anregung zeigt sich für die beiden Schräglaufsteifigkeiten und die relative Position des Schwerpunktes eine deutlich größere Sensitivität bezüglich einer Änderung dieser Parameter. Für die Fahrzeugmasse ergibt sich zudem wieder eine geringere Empfindlichkeit. Da die Anregung des Systems sprungförmig ist und somit der Lenkradwinkel im späteren Verlauf einen stationären Wert annimmt, konvergiert die Sensitivität bezüglich einer Änderung des Trägheitsmomentes gegen Null.

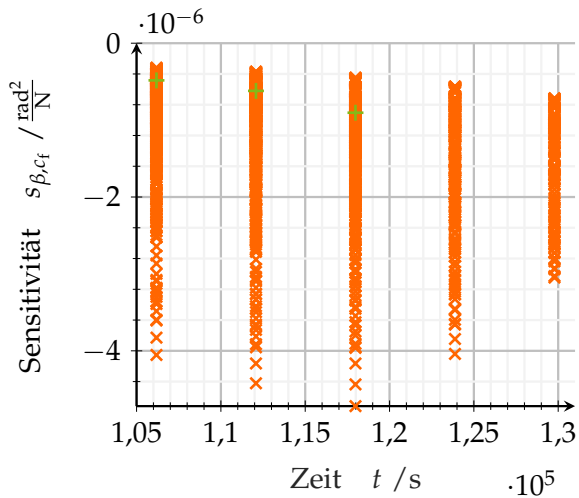
A.2.3. Globale Sensitivitätsanalyse

Als Weiterführung der vorherigen Analyse wird zusätzlich die Abhängigkeit von Parameteränderungen auf den gesamten Parameterraum untersucht. Dafür wird der stationäre Zustand der Sensitivität, welche sich nach Abklingen der Schwingungsvorgänge ergibt, in einem Scatterplot aufgetragen. Dieses wird nicht nur für die Nominalwerte der Parameter, wie zuvor, sondern für alle möglichen Parametervariationen durchgeführt. Abbildung A.9 zeigt zum einen die Sensitivität, wenn lediglich ein Parameter von seinem Nominalwert verschoben ist und zum anderen, zur Vervollständigung des Bildes, die Sensitivität für alle Kombinationen in dem gewählten Gitter im Parameterraum.

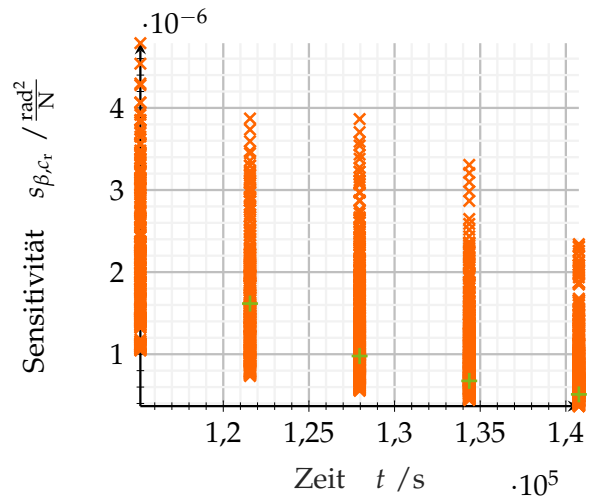
Es ist zu erkennen, dass mit steigenden Werten für die beiden Schräglaufsteifigkeiten die Sensitivität gegenüber Parameteränderungen jeweils zunimmt. Mit der Verlagerung des Schwerpunktes des Fahrzeuges nach hinten, welches in diesem Fall bedeutet, dass die relative Position des Schwerpunktes l_{cog} größer wird, ergibt sich ebenfalls eine höhere betragsmäßige Sensitivität. Bei der Betrachtung der Fahrzeugmasse sinkt bei Zuladung zunächst die Sensitivität. Falls das Gesamtgewicht 1800 kg überschreitet, steigt die Sensitivität wieder an. Wie bei der lokalen Sensitivitätsanalyse bereits für den Nominalparameter gezeigt, haben Parameteränderungen des Trägheitsmoments um die Hochachse keinen Einfluss auf den stationären Wert des Schwimmwinkels. Insgesamt lässt sich feststellen, dass sich die Fahrdynamik und die Empfindlichkeit bezüglich Parameteränderungen mit der gleichzeitigen Variation mehrerer Parameter erheblich verändern kann. So kann sich die Sensitivität um ein Vielfaches des Wert beim Nominalwert vergrößern.

A.3. Ergänzungen zur Untersuchung der Referenztrajektorie

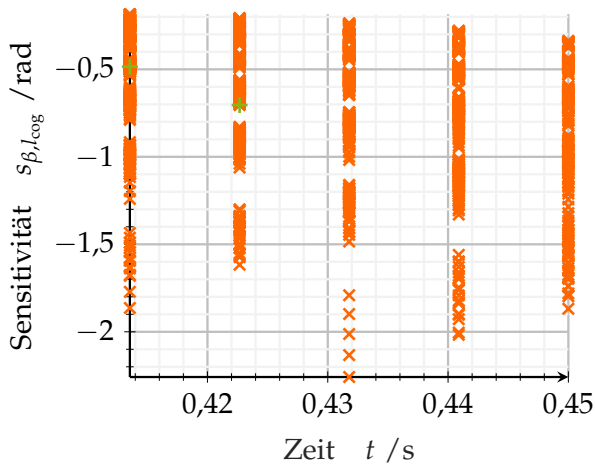
Abbildung A.10 zeigt die maximale Abweichung der Referenztrajektorie bei einem zeitlichen Abstand von 1,5 s zwischen den Stützstellen auf einer Straße mit linearer Krümmungsänderung. In diesem Fall ist die maximale Abweichung bei der stärksten Krümmung und der höchsten Geschwindigkeit kleiner als 4 cm. Gemeinsam mit der Abbildung 5.6 wird der naheliegende Zusammenhang bestätigt, dass mit geringerem zeitlichen Abstand zwischen den Stützstellen die Anpassungsgenauigkeit ansteigt. Dieser naheliegende Zusammenhang resultiert daraus, dass aufgrund der



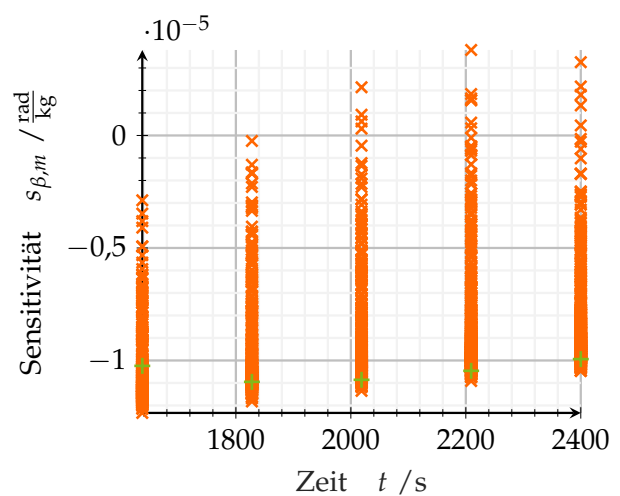
(a) Globale Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse.



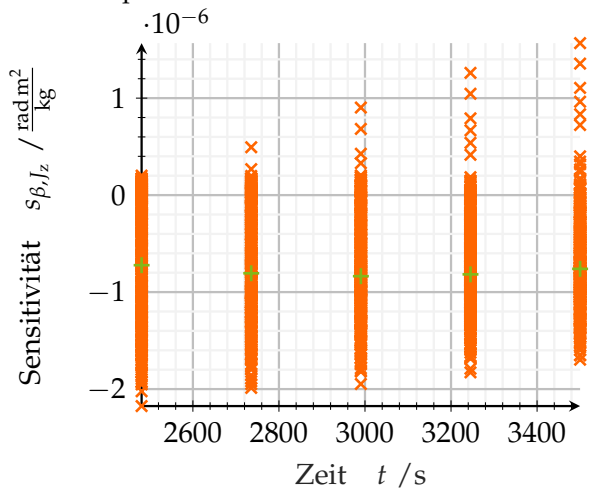
(b) Globale Sensitivität der Schräglaufsteifigkeit an der Hinterachse.



(c) Globale Sensitivität der Position des Massenschwerpunkts.



(d) Globale Sensitivität der Fahrzeugmasse.



(e) Globale Sensitivität des Trägheitsmoments.

<p>+ One-At-a-Time Experiment</p> <p>x Globale Sensitivitätsanalyse mit Parametrigitter</p>

Abbildung A.9.: Lokale Sensitivität der Systemparameter auf die Gierrate bei Verwendung des linearen Einspurmodells unter Vorgabe eines Sprungs des Lenkradwinkels.

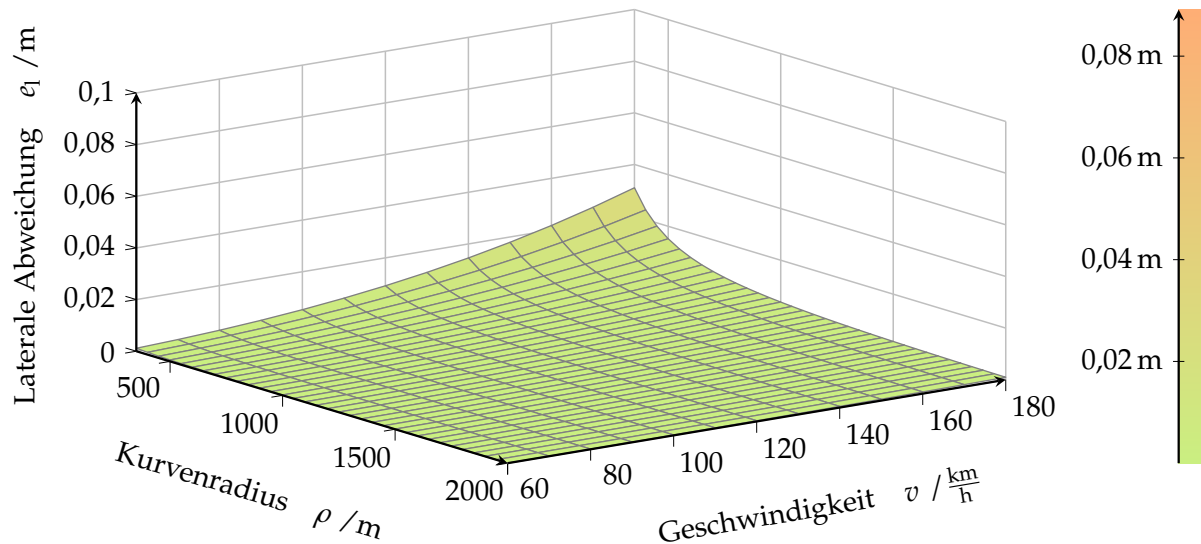


Abbildung A.10.: Darstellung der maximalen Abweichung der Referenztrajektorie von der Spurmitte in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Kurvenradius am Ende der Klothoide, für den Fall eines zeitlichen Abstands von 1,5 s zwischen den Spline Stützstellen und einer initialen Krümmung von $\kappa = 0$. Der Klotoidenparameter beträgt $A_c = \frac{2\rho}{3}$.

geringen Zeitabstände zwischen den Stützpunkten mehr Spline Segmente für die gleiche Distanz verwendet werden müssen und kann auch für Kreisbögen mit konstanter Krümmung nachgewiesen werden.

A.4. Ergänzungen zur vorsteuerungsbasierten Regelung

Zur Unterstützung der Ausführungen in Abschnitt 6.1.1 werden in Abbildung A.11 die Abweichungen der aus den jeweiligen Vorsteuerungen ermittelten Lenkradwinkelverläufe zum tatsächlich benötigten Referenzlenkradwinkel, welcher in Abbildung 6.3 abgebildet ist, dargestellt. Wird der Regelkreis des Lenkradwinkels vollständig vernachlässigt und die Vorsteuerung verwendet, die das lineare Einspurmodell invertiert, ergeben sich Abweichungen von mehr als 10° in den Phasen, in welchen sich der Lenkradwinkel merklich ändert. Indem die Dynamik der Lenkradwinkelregelung mit Hilfe einer Vorausschauzeit berücksichtigt wird, ist es möglich, den Fehler unter 5° zu verringern. Im Vergleich zu dem aus dem Literatur bekannten Verfahren, welches den stationären Zustand des Einspurmodells invertiert, ist die Abweichung über 2° geringer. Die geringste Abweichung wird erzielt, wenn eine dynamische Invertierung der Kombination aus linearem Einspurmodell und einem linearisierten Modell des Lenkradwinkelregelkreises erfolgt. Die Abbildung A.12 zeigt darüber hinaus für denselben Referenzverlauf des Lenkradwinkels die Abweichung zum Verlauf, welcher aus der flachheitsbasierten Inversion des nichtlinearen Einspurmodells berechnet wurde. Gegenüber der auf dem linearen Einspurmodell fußenden Vorsteuerung sind in den Bereichen schneller Änderungen des Referenzlenkradwinkels Verbesserungen von über 1° zu erzielen, sodass sich eine maximale Abweichung von ungefähr 2° ergibt.

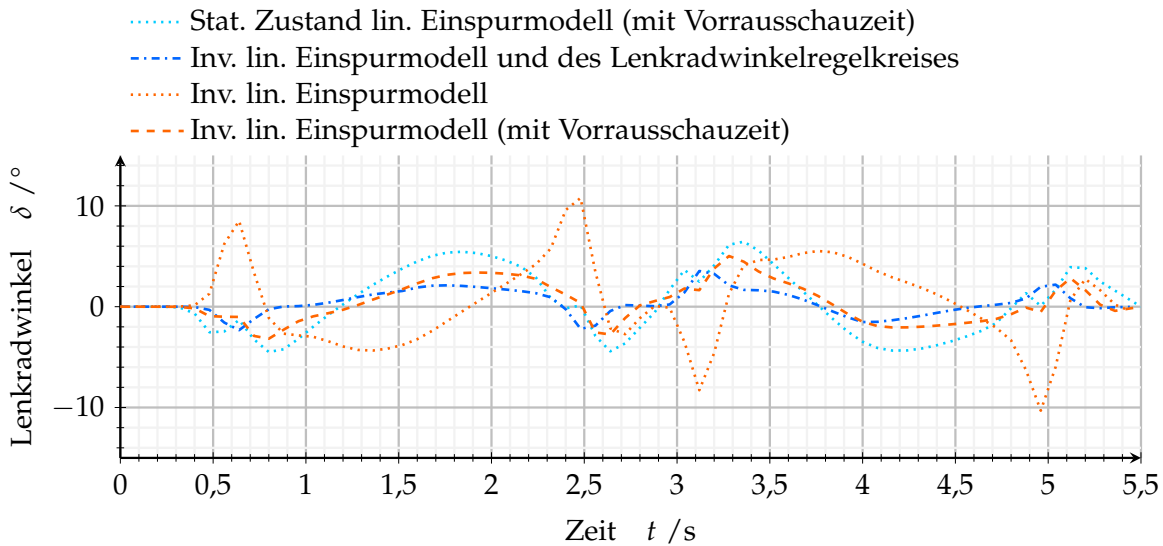


Abbildung A.11.: Vergleich verschiedener auf dem linearen Einspurmodell basierender Vorsteuerungen. Abgebildet ist die Differenz zwischen den durch die Vorsteuerung ermittelten Lenkradwinkelverläufen und des Referenzverlaufs. Der Bezugsverlauf ergibt sich aus der Simulation eines nichtlinearen Gesamtfahrdynamikmodells. Die Invertierung des dynamischen Einspurmodells zusammen mit dem linearen Modell des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises zeigt die höchste Übereinstimmung mit dem Referenzverlauf.

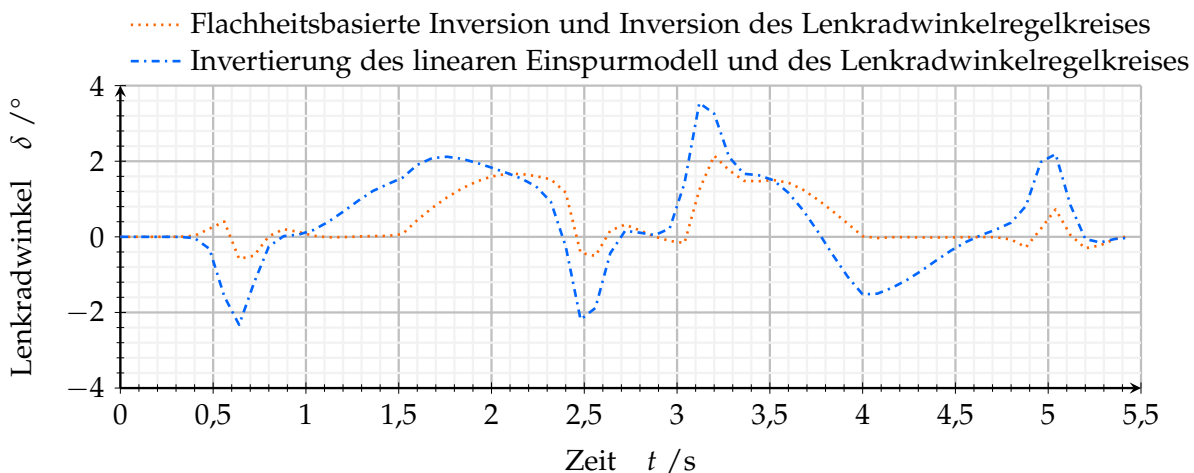


Abbildung A.12.: Vergleich verschiedener auf dem linearen Einspurmodell basierender Vorsteuerungen. Die Referenz ergibt sich aus der Simulation eines nichtlinearen Gesamtfahrdynamikmodells. Die Invertierung des dynamischen Einspurmodells zusammen mit dem linearen Modell des geschlossenen Lenkradwinkelregelkreises zeigt die höchste Übereinstimmung mit dem Referenzverlauf.

A.5. Modellprädiktiver Kollisionsvermeidungsansatz

Der in Kapitel 7 vorgestellte modellprädiktive Ansatz zur Trajektorienfolgeregelung kann durch eine Adaption der Zielfunktion nicht nur die Regelung des Fahrzeuges übernehmen, sondern für spezielle Anwendungsfälle ebenfalls die Planungsaufgabe. Im Folgenden wird der Ansatz an den Anwendungsfall der Kollisionsvermeidung [Homann.2018a] angepasst. Dafür wird zunächst die Zielfunktion derart formuliert, dass unter der Prämisse der Kollisionsfreiheit, die fahrdynamische Reaktion minimal gehalten wird. Daran anknüpfend wird eine Anpassung des Move Blockings vorgestellt und abschließend die Funktionalität beispielhaft für ein Szenario gezeigt.

A.5.1. Zielfunktion

Im Gegensatz zum in dieser Arbeit vorgestellten Anwendungsfall der Trajektorienfolgeregelung muss die Zielfunktion, neben der Fahrdynamik, auch Informationen der Umgebungssensoren berücksichtigen. In kritischen Situationen besteht das primäre Ziel darin, die Kollision mit Hindernissen und der Straßenbegrenzung zu vermeiden. Alle weiteren Anforderungen, wie z.B. eine möglichst geringe Querschleunigung, sind diesem Ziel untergeordnet. Die Zielfunktion ist gegeben durch:

$$J_{\text{col}}(\mathbf{x}_0, \mathbf{u}(\cdot)) = \sum_{k=1}^N (\gamma_1 \Gamma_C + \gamma_2 \Gamma_\psi + \gamma_3 \Gamma_a + \gamma_4 \Gamma_{\text{env}}), \quad (\text{A.5.1})$$

wobei $\gamma_i \in \{1, 2, 3, 4\}$ Gewichtungsfaktoren darstellen. Die Zielfunktion besteht insgesamt aus vier Teilen. Der erste Teil:

$$\Gamma_C = \begin{cases} 2^{(n_p - k)} & \text{falls eine Kollision prädiziert wird,} \\ 0 & \text{falls keine Kollision prädiziert wird,} \end{cases} \quad (\text{A.5.2})$$

bezieht den Zeitpunkt, falls eine Kollision prädiziert wird, in die Bewertung mit ein. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass die ausgewählte Trajektorie die längste ist, ohne mit einem Hindernis oder dem Straßenrand zu kollidieren. Der zweite Teil minimiert die Ausrichtung des Fahrzeuges in Bezug auf die Straßenausrichtung:

$$\Gamma_\psi = \psi_R^2. \quad (\text{A.5.3})$$

Infolgedessen wird auch die fahrdynamische Reaktion des Fahrzeuges reduziert. Der dritte Term bewertet den Verzögerungsaufwand und sorgt dafür, dass das Fahrzeug nur in kritischen Situationen die Geschwindigkeit reduziert:

$$\Gamma_a = a_{\text{ref}}^2. \quad (\text{A.5.4})$$

Durch eine situationsabhängige Wahl der Gewichtung γ_3 können unnötige Bremsvorgänge unterdrückt werden. Da die Zielfunktion ähnlich wie bei Keller et al. [mptsKeller] definiert ist, kann die Dimensionierung der Gewichte im Detail in diesem Beitrag nachgelesen werden.

Da das Prädiktionsmodell lediglich eine Annäherung an das reale Fahrverhalten darstellt, werden während der Realisierung Abweichungen zur Planung auftreten. Diese Fehler müssen daher in der geplanten Trajektorie berücksichtigt werden, da die zuvor definierten Terme der Zielfunktion das Fahrzeug zwingen, so nah wie möglich an Hindernissen entlang zu fahren. Dieses Verhalten ergibt sich aus der gewünschten minimalen fahrdynamischen Reaktion. Daher wird eine zusätzliche weiche Randbedingung definiert, welche das Fahrzeugumfeld berücksichtigt:

$$\Gamma_{env} = \Gamma_{obs} + \Gamma_{street}. \quad (A.5.5)$$

Damit ein angemessener Abstand zur Straßenbegrenzung eingehalten wird, wird der Zielfunktion ein Anteil hinzugefügt, welcher sich aus dem Quadrat des mit einem Sicherheitsabstand beaufschlagten Abstandes zur Straßenbegrenzung ergibt:

$$\Gamma_{street} = \left(\sqrt{(x - x_s)^2 + (y - y_s)^2} - \epsilon \right)^2, \quad (A.5.6)$$

wobei x_s, y_s der Punkt auf der Straßenbegrenzung mit dem geringsten Abstand ist. Um eine einseitige Begrenzung des verfügbaren Raumes zu gewährleisten, wird die Funktion zusätzlich in Abhängigkeit davon begrenzt, auf welcher Seite des Ego-Fahrzeuges sich die Straßenbegrenzung befindet.

Darüber hinaus wird für Hindernisse eine exponentielle Funktion in Abhängigkeit von der Differenzgeschwindigkeit definiert:

$$\begin{aligned} \Gamma_{obs} = \exp(-c_{lon} & ((x_k - x_{obs,k}) \cos \tilde{\zeta}_k + \\ & + (y_k - y_{obs,k}) \sin \tilde{\zeta}_k)^2 + \\ & - c_{lat} (-(x_k - x_{obs,k}) \sin \tilde{\zeta}_k + \\ & + (y_k - y_{obs,k}) \cos \tilde{\zeta}_k)^2), \end{aligned} \quad (A.5.7)$$

mit den Skalierungsfaktoren:

$$c_{lat} = \sqrt{-\ln(0.05)} / (w_{obs}/2 + d), \quad (A.5.8)$$

$$c_{lon} = \sqrt{-\ln(0.05)} / ((v_{ego}/c_1) / (c_2/d_f)). \quad (A.5.9)$$

Die Hindernisbreite und ein Sicherheitsabstand bestimmen die Ausdehnung in seitlicher Richtung. Darüber hinaus dehnt sich die Funktion mit steigender Differenzgeschwindigkeit aus und schrumpft mit zunehmendem Abstand zum Hindernis. Abbildung A.13 zeigt eine beispielhafte Auswertung der Funktion für die linke Straßenbegrenzung und ein Hindernis auf der rechten Fahrspur.

A.5.2. Move Blocking

Anstatt wie zuvor die Move-Blocking-Strategie derart zu definieren, dass die Stellgröße lediglich für den ersten Prädiktionsschritt variiert werden kann, wird in diesem Fall erlaubt, dass die Stellgröße zu einem späteren Zeitpunkt ein weiteres mal verändert

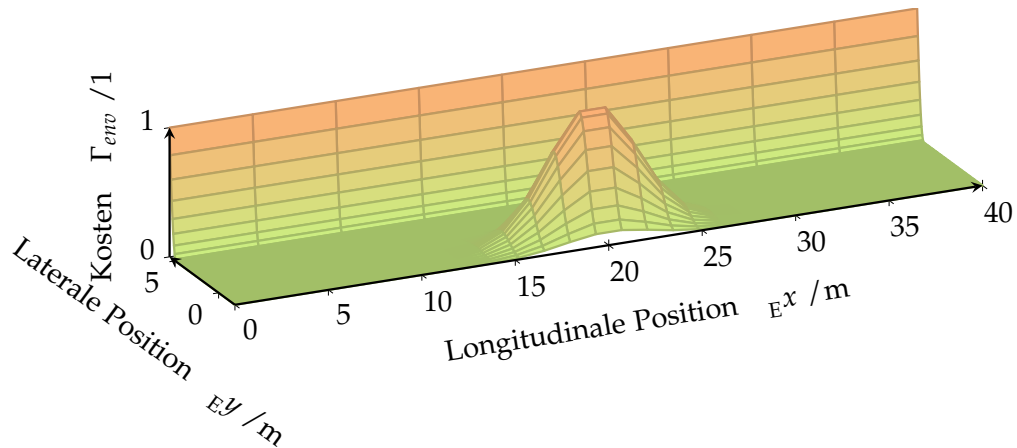


Abbildung A.13.: Darstellung der weichen Beschränkung für das Fahrzeugumfeld. Dabei wird die linke Straßenbegrenzung und ein Hindernis auf der rechten Fahrspur berücksichtigt.

werden darf. Dies wird dadurch motiviert, dass bei Kollisionsvermeidungsmanövern typischerweise nicht ein konstanter Lenkradwinkel für den gesamten Vorhersagehorizont von beispielsweise $t_p = 1,25$ s angelegt wird. Vielmehr setzt sich ein Ausweichmanöver in der Regel aus mindestens zwei charakteristischen Lenkeingriffen zusammen. Aus diesem Grund erscheint es sinnvoll, bei der Vorhersage von Trajektorien einen Umschaltzeitpunkt hinzuzufügen. Insbesondere dann, wenn ein nachfolgendes Manöver im Gegensatz zum ersten Eingriff, kritischer ist und es somit unerlässlich ist, dieses frühzeitig zu berücksichtigen.

Der Umschaltzeitpunkt τ wird in Bezug auf den Prädiktionshorizont definiert:

$$\tau \in [0.3 \ 0.7] \cdot t_p. \quad (\text{A.5.10})$$

Das Intervall schließt die Werte nahe der Grenzen 0 und 1 aus, da zu diesen Zeiten ein Übergang zu einer anderen Stellgröße keinen wertvollen Informationsgewinn bringt. Weil der optimale Zeitpunkt des Übergangs von der aktuellen Situation abhängt, kann aus dem Intervall kein fester Wert bestimmt werden. Vielmehr ist der Umschaltzeitpunkt Teil des Optimierungsproblems. Aufgrund des gewählten Verfahrens werden mehrere Umschaltzeitpunkte prädiziert und miteinander verglichen. Um eine Konvergenz über aufeinanderfolgende Zeitschritte zu ermöglichen, wird der Umschaltzeitpunkt ebenfalls mit dem vorgestellten Verfahren adaptiv diskretisiert. Da die Zeit jedoch von einem Optimierungsschritt zum nächsten voranschreitet, ist der alte Umschaltzeitpunkt für den folgenden Planungszyklus bei gleichbleibender Situation nicht mehr optimal. Daher wird der aktuell optimale Umschaltzeitpunkt jeweils um das Zeitinkrement zwischen zwei Planungsschritten reduziert. Abbildung A.14 zeigt die Trajektorien­schar für drei unterschiedliche Lenkradwinkel und drei verschiedene Umschaltzeitpunkte. Der maximale Raum, den die Trajektorien aufspannen, bleibt, verglichen mit der Schar ohne Umschaltzeitpunkt, gleich, jedoch kann innerhalb dieses Sektors eine höhere Erreichbarkeit gewährleistet werden. Es lässt sich eine Richtungsänderung durchführen, sodass Punkte innerhalb der begrenzenden Trajektorien in unterschiedlichen fahrdynamischen Zuständen erreicht werden können.

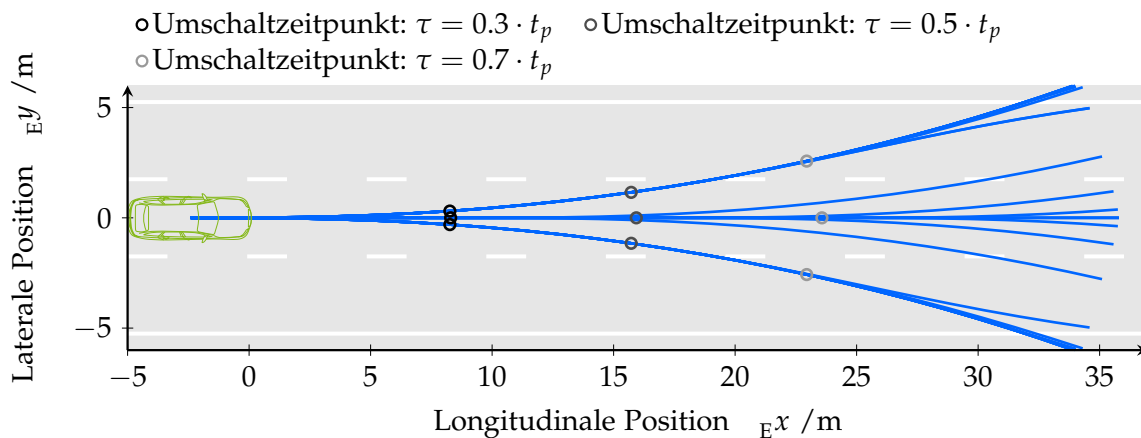


Abbildung A.14.: Visualisierung der Trajektorienschar bei möglicher Umschaltung der Stellgröße. Zur besseren Darstellbarkeit sind die möglichen Lenkradwinkel und die Umschaltzeitpunkte auf drei beschränkt und die longitudinale Stellgröße wird nicht berücksichtigt. Damit ergeben sich insgesamt 27 verschiedene Trajektorien. Es ist zu beobachten, dass innerhalb der äußeren begrenzenden Trajektorien unterschiedliche fahrdynamische Zustände angenommen werden können und eine Richtungsänderung möglich ist.

Im Weiteren wird die Umschaltung der Stellgröße lediglich für den Lenkradwinkel durchgeführt, da ein zusätzlicher Wechsel der longitudinalen Stellgröße eine starke Erhöhung der kombinatorischen Vielfalt bewirkt.

Da nach dem Umschalten der optimale Lenkradwinkel nicht länger vom aktuellen Wert abhängig ist, wird eine unveränderliche Menge von Lenkradwinkeln zur weiteren Prädiktion verwendet.

A.5.3. Simulationsergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden die vorgeschlagenen Anpassungen für den modellprädiktiven Ansatz zur Trajektorienverfolgung, die es ermöglichen mit der Methode ebenfalls eine Planung vorzunehmen, durch Simulation eines Kollisionsvermeidungsmanövers bewertet. In dem gewählten Szenario wird die Notwendigkeit zur Umschaltung der Stellgröße aufgezeigt. In der untersuchten Situation nähert sich das Ego-Fahrzeug einem statischen Hindernis mit einer Geschwindigkeit von etwa 100 km/h an. Um eine Kollision zu vermeiden, muss das Ego-Fahrzeug auf eine schmalere Fahrspur ausweichen, da ein reines Bremsmanöver nicht ausreicht. Die Zeit bis zur Kollision beträgt etwa 1 s. Um die Vorteile, die sich aus dem Umschalten der Stellgröße ergeben, besser sichtbar und deutlich darstellbar zu machen, sind nur Lenkeingriffe erlaubt, da eine Verlangsamung das Ausweichmanöver erleichtert.

Abbildung A.17 zeigt den zeitlichen Ablauf des Ausweichmanövers. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist nur die ausgewählte Trajektorie aus der Gesamtmenge der prädizierten Trajektorien dargestellt. Im ersten Zeitschritt ist ebenfalls die optimale Trajektorie für den Trajektorienansatz ohne Umschaltzeitpunkt dargestellt. Anhand der Darstellung ist ersichtlich, dass für diesen Zeitschritt im Falle der Umschaltung auf eine andere Stellgröße ein größerer Lenkradwinkel gewählt wird. Folglich beschleunigt das Fahrzeug in Querrichtung schneller, da die Straßenbegrenzung bereits bei der

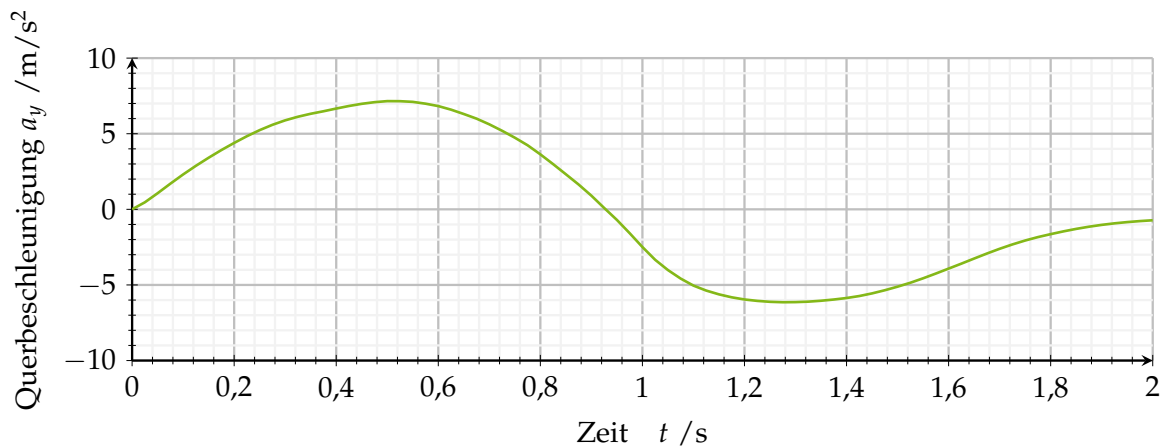


Abbildung A.15.: Querschleunigung während des Notausweichmanövers.

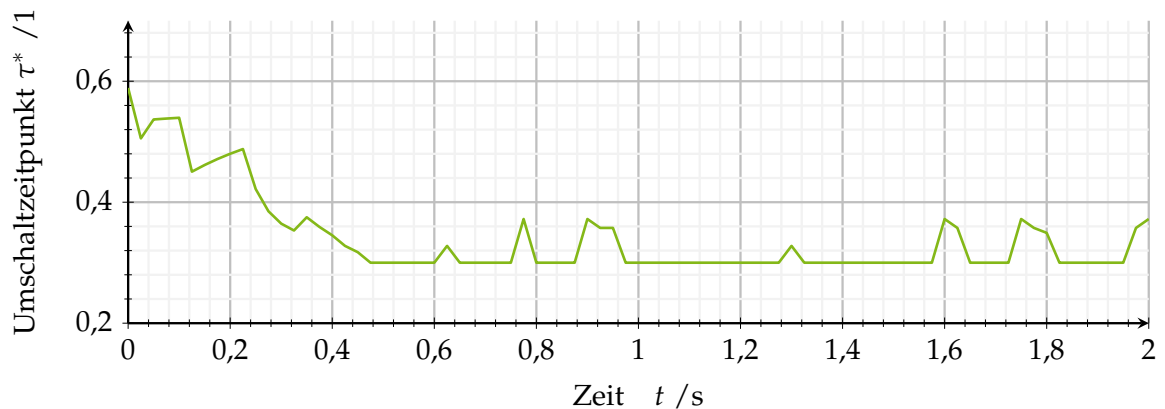


Abbildung A.16.: Relativer Umschaltzeitpunkt während des Notausweichmanövers in Abhängigkeit der Simulationszeit.

Wahl der optimalen Trajektorie für das Ausweichen des Hindernisses berücksichtigt wird. Aufgrund des kleineren Lenkradwinkels zu Beginn kann die Kollision ohne Übergangszeit nicht vermieden werden. In der Abbildung A.15 ist die Beschleunigung in Querrichtung dargestellt. Bedingt durch die Tatsache, dass nur Lenkeingriffe erlaubt sind, ergibt sich eine reine Querschleunigung mit einem absoluten Maximalwert von $7,2 \text{ s}$. Da die durch die Fahrphysik vorgegebene Grenze somit noch nicht erreicht ist, wären höhere Querschleunigungen noch möglich. Ein Notlenksystem muss diese Situation kollisionsfrei lösen, so dass die Nachteile einer Prädiktion ohne Umschaltung gegenüber der Erweiterung um die Umschaltzeitpunkte ersichtlich wird. In der Abbildung A.16 wird der optimale Umschaltzeitpunkt im Verhältnis zur Simulationszeit angegeben. Es gibt eine klar definierte Korrelation zwischen $0,00 \text{ s}$ und $0,45 \text{ s}$ mit dem Voranschreiten der Situation. Die beiden relativen Übergangszeiten $0,59$ und $0,3$ entsprechen $0,74 \text{ s}$ und $0,37 \text{ s}$ bei einem Prädiktionshorizont von $1,25 \text{ s}$. Die Zahlen zeigen, dass die Übergangszeit erwartungsgemäß etwa mit der gleichen Schrittweite wie die Simulationszeit abnimmt. Im weiteren Verlauf liegt die Übergangszeit annähernd an der Untergrenze, da die Nähe zur Straßenbegrenzung eine frühe Umschaltung erzwingt.

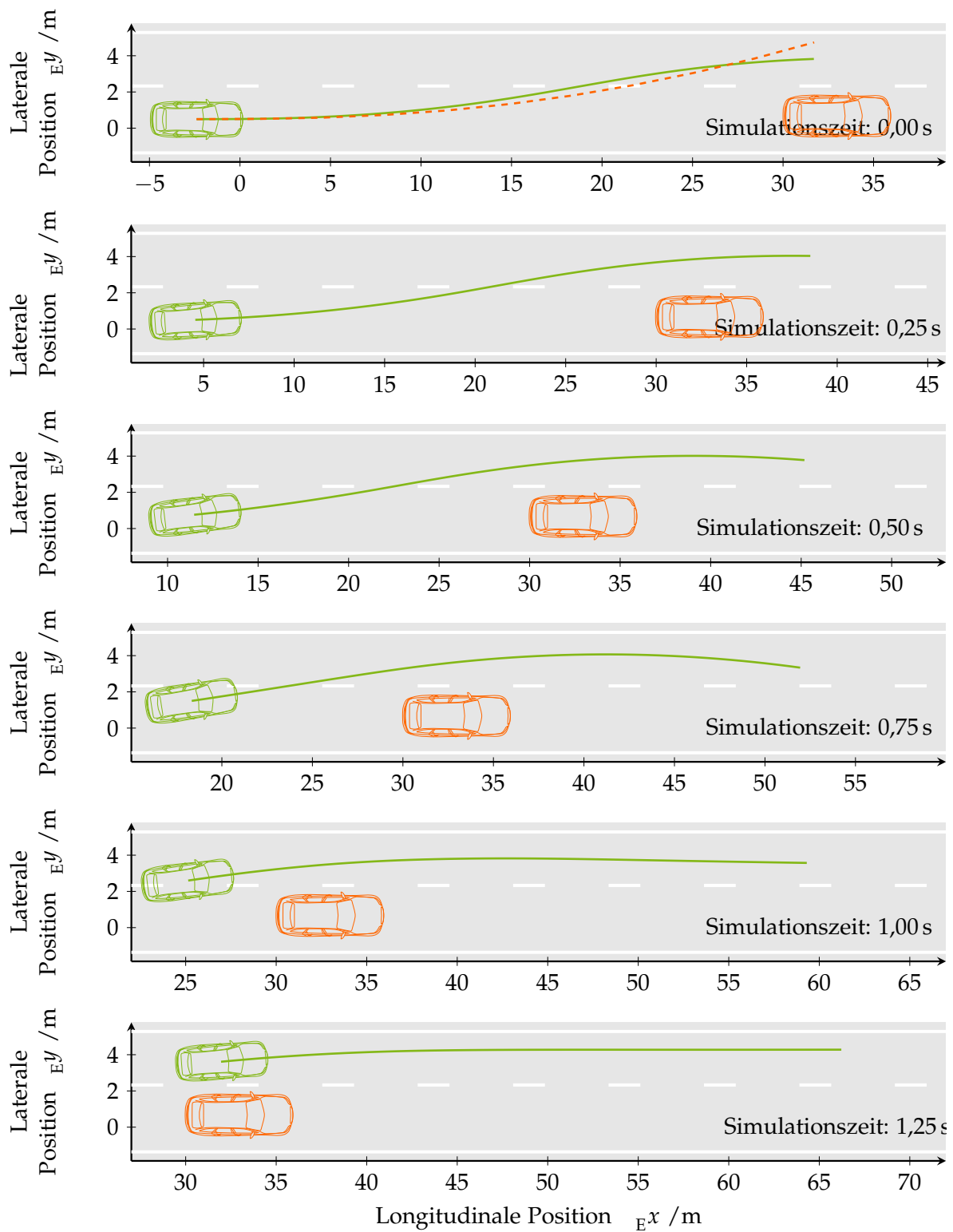


Abbildung A.17.: Sequenz des Notausweichmanövers mit einem zeitlichen Abstand von 0,25 s.