

# Masterarbeit

Entwicklung und Implementierung  
einer Fahrdynamikregelung für die Fahrzeugsimulation

Masterarbeit  
an der  
Technischen Universität Graz

vorgelegt von

**Thomas Tanzer, BSc.**

Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik (IRT),  
Technische Universität Graz  
A-8010 Graz

25. Mai 2012

© Copyright 2012, Thomas Tanzer, BSc.

Diese Arbeit ist in deutscher Sprache verfasst.

Begutachter: Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Martin Horn

Betreuer: Dipl.-Ing. Martin Gleichweit



## Kurzfassung

Das Ziel dieser Arbeit liegt in der Entwicklung und Implementierung einer Fahrdynamikregelung in ein Gesamtfahrzeugmodell für die Fahrdynamik. Die Fahrdynamikregelung dient der Vermeidung und Korrektur von instabilen Fahrzuständen. Um das Fahrzeug stabilisieren zu können, ist es notwendig, die Gierrate zu regeln und den Schwimmwinkel zu begrenzen. Damit kann die Kompensation eines instabilen Fahrzustandes erfolgen. Wenn der Fahrzeugregler ein kritisches Fahrverhalten feststellt, versucht er dieses durch kurzes Abbremsen einzelner Räder zu kompensieren. Ein kritisches Fahrverhalten wird anhand der Differenz zwischen der gemessenen Gierrate und der Sollgierrate des Fahrzeugs festgestellt. Der Schwimmwinkel ist neben der zu regelnden Gierrate für die Querdynamik-Regelung eine wichtige Größe, die begrenzt werden muss. Eine direkte Messung des Schwimmwinkels ist mit sehr großem messtechnischen Aufwand verbunden. Daher wird ein Kalman Filter aufgrund seiner Robustheit gegenüber Störeinflüssen und Messfehlern als Schwimmwinkel-Beobachter eingesetzt. Das Sollverhalten des nichtlinearen Gesamtfahrzeugmodells für die Fahrdynamik wird mit erweiterten Einspurmodellen bestimmt. Durch eine Einrad-Eingriffs-Strategie wird, je nach über- oder untersteuernden Fahrverhalten das zu bremsende Rad, das für die Stabilisierung notwendig ist, ausgewählt. Als Entscheidungsträger dient hier die Differenz zwischen der gemessenen Gierrate und der Sollgierrate des Fahrzeugs. Wird das ausgewählte Rad gebremst, entsteht ein kompensierendes Giermoment um die Fahrzeughochachse. Mit einem zusätzlichen Bremsschlupfregler, der das notwendige Bremsdruckverhalten regelt, kann ein instabiles Fahrverhalten kompensiert werden. Die Fahrdynamikregelung wird abschließend mit open-loop Fahrmanövern validiert.

## Abstract

The main issue of this thesis is to avoid instability situations of a vehicle during ordinary driving manoeuvres. Hence it is necessary to control the yaw-rate and limit the side slip angle to create a correct compensation for a stable drive. A driving-dynamics-control recognizes the wrong behaviour of the vehicle and reacts with wheel individual interventions to compensate the wrong motion. A wrong behaviour can be determined with the difference of the measured yaw-rate and the nominal value of the yaw-rate. In fact the side slip angle can not be measured. For correct estimations of the side slip angle a Kalman Filter gets used especially because of robust calculation and noise immunity. With modified one-track models the target behaviour of a nonlinear two-track simulation model gets calculated. With a simple decision logic wheels can be braked individually. The decisions were made out of the measured yaw-rate. Including a brake slip controller individual wheel interventions can be made and an unstable driving situation can be compensated. The driving-dynamics-control becomes validated with open-loop manoeuvres.

## Eidesstattliche Erklärung

*Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.*

---

Ort

---

Datum

---

Unterschrift

## Statutory Declaration

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.*

---

Place

---

Date

---

Signature

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1. Überblick und Zielsetzung . . . . .	1
1.2. Charakteristische Größen der Fahrzeug-Querdynamik . . . . .	2
1.3. Zielsetzung . . . . .	2
1.4. Aufbau der Arbeit . . . . .	3
<b>2. Grundlagen der Fahrzeugdynamik</b>	<b>4</b>
2.1. Bewegungsgrößen eines Fahrzeugs . . . . .	4
2.2. Koordinatensysteme . . . . .	4
2.2.1. Ortsfestes Koordinatensystem . . . . .	4
2.2.2. Fahrzeugfestes Koordinatensystem . . . . .	4
2.2.3. Horizontiertes Koordinatensystem . . . . .	5
2.2.4. Radachsen Koordinatensystem . . . . .	5
2.3. Reifendynamik . . . . .	6
2.3.1. Reifen-Längsdynamik . . . . .	6
2.3.2. Reifen-Querdynamik . . . . .	8
2.3.3. Reifenmodellierung . . . . .	11
2.3.4. Kombinierte Längs- und Querdynamik . . . . .	12
2.4. Querdynamik . . . . .	12
2.4.1. Lineares Einspurmodell . . . . .	12
2.4.2. Bewegungsgleichungen . . . . .	13
2.4.3. Stationäre Kreisfahrt . . . . .	16
2.4.4. Steuertendenz . . . . .	17
<b>3. Entwicklung einer Fahrdynamikregelung</b>	<b>19</b>
3.1. Sollwertbestimmung . . . . .	19
3.1.1. Entwurfsvorgang für die Sollwertberechnung . . . . .	20
3.1.2. Abstimmung des nichtlinearen Einspurmodells auf Messdaten . . . . .	20
3.1.3. Mittelung des nichtlinearen Modells mit zwei linearen Einspurmodellen . . . . .	22
3.1.4. Verzögerungsfilter . . . . .	23
3.1.5. Ablauf in der Simulation . . . . .	23
3.2. Beobachter . . . . .	24
3.2.1. Ansatz des Kalman Filters für die Querdynamik . . . . .	24
3.2.2. Kalman Filter . . . . .	27
3.2.3. Entwurf des Kalman Filters . . . . .	29
3.2.4. Evaluierung des Kalman Filters . . . . .	30
3.3. Fahrzeugregler . . . . .	32
3.3.1. Entwurfsvorgang . . . . .	32
3.3.2. Erweiterungen des Einspurmodells . . . . .	33
3.3.3. Reglerentwurf . . . . .	35

3.3.4.	Anpassung der Regler im nichtlinearen Modell . . . . .	38
3.4.	Rad-Entscheider . . . . .	42
3.4.1.	Funktionsweise der Einrad-Eingriffs-Strategie . . . . .	42
3.4.2.	Entscheidungslogik . . . . .	42
3.5.	Bremsschlupfregler . . . . .	45
3.5.1.	Übertragungsfunktion des Bremsschlupfreglers . . . . .	45
3.5.2.	Reglerentwurf . . . . .	46
3.5.3.	Anpassung an das Simulationsmodell . . . . .	48
<b>4.</b>	<b>Fahrmanöver</b>	<b>49</b>
4.1.	Fahrmanöver ohne Fahrereinfluss . . . . .	50
4.1.1.	Lenkwinkelsprung . . . . .	50
4.1.2.	Sinus mit Verzögerung . . . . .	50
4.1.3.	Pseudo-Spurwechsel . . . . .	51
4.1.4.	Slalom . . . . .	51
4.2.	Bewertung von Manövern . . . . .	51
<b>5.</b>	<b>Ergebnisse und Diskussion</b>	<b>53</b>
5.1.	Sinuslenken mit Verzögerung . . . . .	53
5.2.	Pseudo-Spurwechsel . . . . .	58
5.3.	Slalomfahrt . . . . .	62
5.4.	Lenkwinkelsprünge . . . . .	66
<b>6.</b>	<b>Ausblick</b>	<b>68</b>
<b>A.</b>	<b>Fahrzeug- und Reifendaten des Simulationsmodells</b>	<b>70</b>
A.1.	Beschreibung des Simulationsmodells . . . . .	70
A.2.	Daten des modellierten Fahrzeugs . . . . .	70
<b>B.</b>	<b>Abstimmung des Fahrzeugreglers</b>	<b>71</b>
B.1.	Lenkwinkelsprünge zur Reglerabstimmung . . . . .	71
B.2.	Reglerparameter . . . . .	71
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>74</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>75</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>77</b>

# Danksagung

Die vorliegende Arbeit ist während meines Masterstudiums der Telematik in Kooperation mit dem Kompetenzzentrum „Das Virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH“ (ViF) entstanden.

Ich möchte hiermit allen Mitarbeitern des ViF danken, die mich auf diesem Wege unterstützt haben. Großer Dank gilt hier besonders Herrn Dipl.-Ing. Martin Rudigier und Herrn Dipl.-Ing.(FH) Andreas Kerschbaumer. Vor allem meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Martin Gleichweit vom ViF möchte ich meinen Dank aussprechen, da er mir immer mit wertvollen Anregungen und Ideen zur Seite stand.

Meinem Betreuer Herrn Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Martin Horn vom Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik (IRT) der technischen Universität Graz möchte ich besonders für den Einsatz und die Unterstützung während der gesamten Masterarbeit danken.

Thomas Tanzer  
Graz, Österreich, Mai 24

# Abkürzungen und Formelzeichen

## Häufig vorkommende Indizes

A	...	Antrieb
B	...	Bremsen
C	...	ausgehend vom Radmittelpunkt im Radachsensystem
dyn	...	dynamisch
G	...	gleiten
h	...	hinten
H	...	haften
HL	...	hinten links
HR	...	hinten rechts
k	...	k-tes Element
k+1	...	k+1-tes Element
max	...	Maximum
min	...	Minimum
res	...	resultierend
v	...	vorn
VR	...	vorne rechts
VL	...	vorne links
X	...	Längsrichtung
Y	...	Querrichtung
Z	...	Hochrichtung
W	...	ausgehend vom Radaufstandspunkt Radachsensystem
$\hat{\phantom{x}}$	...	Schätzwert
*	...	Prädiktion im Kalman Algorithmus

## Abkürzungen

ABS	...	Anti-Blockier-System
ASR	...	Anti-Schlupf-Regelung
HA	...	Hinterachse
HSRI	...	Human Services Research Institute
IRT	...	Institut für Automatisierungs- und Regelungstechnik, TU Graz
MP	...	Momentanpol
SP	...	Schwerpunkt
VA	...	Vorderachse



## Lateinische Zeichen

$a_x$	$[m/s^2]$	...	Beschleunigung in x-Richtung
$a_y$	$[m/s^2]$	...	Beschleunigung in y-Richtung
$A_{BK}$	$[m^2]$	...	Bremskolbenfläche
$b_F$	$[m]$	...	Fahrzeugbreite
$c_P$	$[Nm/bar]$	...	Bremsenkennwert
$c_\alpha$	$[N/-]$	...	Schräglaufsteifigkeit des Reifens
$c_{\alpha 0}$	$[N/-]$	...	Anfangs-Schräglaufsteifigkeit des Reifens
$c_\lambda$	$[N/-]$	...	Schlupfsteifigkeit des Reifens
$c_{\lambda 0}$	$[N/-]$	...	Anfangs-Schlupfsteifigkeit des Reifens
$c'_{\alpha H}$	$[N/-]$	...	Schräglaufsteifigkeit der Hinterachse
$c'_{\alpha V}$	$[N/-]$	...	Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse
$EG$	$[rads^2/m]$	...	Eigenlenkgradient
$F_H$	$[N]$	...	Umfangskraft beim Haften
$F_G$	$[N]$	...	Umfangskraft beim Gleiten
$F_x$	$[N]$	...	Kraft in x-Richtung allgemein
$F_y$	$[N]$	...	Kraft in y-Richtung allgemein
$F_z$	$[N]$	...	Kraft in z-Richtung allgemein
$G$	$[N]$	...	Gewichtskraft
$G(s)$	$[-]$	...	Übertragungsfunktion
$g$	$9.81 [m/s^2]$	...	Erdbeschleunigungskonstante
$G$	$[kg]$	...	Gesamtmasse
$i_G$	$[-]$	...	Gesamtübersetzungsverhältnis zwischen Motor und Reifen
$I_Z$	$[kgm^2]$	...	Massenträgheitsmoment des Fahrzeuges um die Hochsachse
$J_R$	$[kgm^2]$	...	Massenträgheitsmoment eines Rades
$J_R$	$[kgm^2]$	...	Massenträgheitsmoment eines Rades
$M$	$[Nm]$	...	Moment
$M_M$	$[Nm]$	...	Motormoment
$\mu_S$	$[-]$	...	Seitenreibungskoeffizient
$\mu_B$	$[-]$	...	Bremsreibungskoeffizient
$\mu_{Bremsse}$	$[-]$	...	Reibwert Bremsseife/Belag
$k$	$[-]$	...	Anzahl der Modellparameter
$K$	$[-]$	...	Verstärkungsfaktor allgemein
$l$	$[m]$	...	Radstand
$L$	$[m]$	...	Latschlänge
$l_H$	$[m]$	...	Abstand des Fahrzeugschwerpunktes von der HA
$l_V$	$[m]$	...	Abstand des Fahrzeugschwerpunktes von der VA
$m$	$[kg]$	...	Masse Fahrzeug
$M_z$	$[Nm]$	...	Moment um die z Achse allgemein
$p_B$	$[bar]$	...	Bremsdruck
$p_{HZ}$	$[bar]$	...	Bremsdruck im Hauptzylinder
$p_R$	$[bar]$	...	Radbremszylinderdruck
$r$	$[m]$	...	Reifenradius
$r_e$	$[m]$	...	effektiver Reifenradius
$r_{dyn}$	$[m]$	...	dynamischer Reifenradius
$r_{B,eff}$	$[m]$	...	effektiver Reibradius der Bremsseife
$R$	$[m]$	...	Fahrbahnradius
$s_x$	$[-]$	...	Längsschlupf
$s_y$	$[-]$	...	Querschlupf

$s_A$	$[-]$	...	Antriebsschlupf
$s_B$	$[-]$	...	Bremsschlupf
$T$	$[s]$	...	Abtastzeit
$v_{ch}$	$[m/s]$	...	charakteristische Geschwindigkeit
$v$	$[m/s]$	...	Fahrzeuggeschwindigkeit im Schwerpunkt
$v_h$	$[m/s^2]$	...	Geschwindigkeit im Mittelpunkt des Hinterrades
$v_v$	$[m/s^2]$	...	Geschwindigkeit im Mittelpunkt des Vorderrades
$v_x$	$[m/s^2]$	...	Geschwindigkeit in x-Richtung
$v_y$	$[m/s^2]$	...	Geschwindigkeit in y-Richtung
$v_R$	$[m/s^2]$	...	resultierende Radgeschwindigkeit
$x_0$	$[m]$	...	x-Koordinate gegenüber dem globalen Koordinatensystem
$y_0$	$[m]$	...	y-Koordinate gegenüber dem globalen Koordinatensystem
$z_0$	$[m]$	...	z-Koordinate gegenüber dem globalen Koordinatensystem

## Griechische Zeichen

$\alpha$	$[rad]$	...	Schräglaufwinkel
$\beta$	$[rad]$	...	Schwimmwinkel
$\dot{\beta}$	$[rad/s]$	...	Schwimmwinkeländerung
$\gamma$	$[rad]$	...	Sturzwinkel
$\delta_A$	$[rad]$	...	Ackermannwinkel
$\delta_{LR}$	$[rad]$	...	Lenkradwinkel
$\delta_{RL}$	$[rad]$	...	Radlenkwinkel
$\Delta\delta$	$[rad]$	...	Korrekturlenkwinkel
$\lambda$	$[-]$	...	Schlupf
$\mu$	$[-]$	...	Kraftschlussbeiwert
$\Phi$	$[rad]$	...	Wankwinkel
$\psi$	$[rad]$	...	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	$[rad/s]$	...	Gierrate
$\ddot{\psi}$	$[rad/s^2]$	...	Gierratenänderung
$\dot{\omega}_z$	$[rad/s^2]$	...	Gierrate
$\Theta$	$[rad]$	...	Nickwinkel
$\omega$	$[Hz]$	...	Erregerkreisfrequenz

## Vektoren und Matrizen

<b>A</b>	...	Matrix
<b>C</b>	...	Messmatrix
<b><math>\Phi</math></b>	...	Transitionsmatrix
<b>H</b>	...	Eingangsgrößenmatrix
<b>E</b>	...	Einheitsmatrix
<b>K</b>	...	Kalmanverstärkung
<b>Q</b>	...	Gewichtungsmatrix des Prozessrauschens
<b>R</b>	...	Gewichtungsmatrix des Messrauschens
<b>P</b>	...	Kovarianzmatrix des Schätzfehlers
<b><math>P_k</math></b>	...	Kovarianzmatrix des korrigierten Schätzfehlers
<b><math>P_k^*</math></b>	...	Kovarianzmatrix des prädizierten Schätzfehlers

<b>x</b>	...	Zustandgrößenvektor
<b>r</b>	...	Ortsvektor
<b>w</b>	...	Vektor des Prozessrauschens
<b>v</b>	...	Vektor des Messrauschens
<b>u</b>	...	Stellgrößenvektor
<b>y</b>	...	Messgrößenvektor

# Bemerkungen zur Schreibweise

In dieser Arbeit kennzeichnen

$a, A$  skalare Größen,  
 $\mathbf{a}$  einen  $n \times 1$ -Vektor,  
 $\mathbf{A}$  eine  $n \times n$ -Matrix,

Anmerkung:  $m$  und  $n$  sind beliebig

# Kapitel 1

## Einleitung

### 1.1. Überblick und Zielsetzung

Die Ziele einer Fahrdynamikregelung sind die Stabilisation des Fahrzeugverhaltens und die Unfallvermeidung. Vor allem Unfälle, bei denen das Fahrzeug ins Schleudern gerät, haben oft schwere Folgen. Laut [21] ist der Aufprall auf ein Hindernis mit der weichen Seitenfront des Fahrzeuges der Hauptgrund dafür. Durch *passive Sicherheitseinrichtungen* wie Seitenairbags gibt es bereits Maßnahmen um Insassen zu schützen. Der effektivere Weg, um Sicherheit zu gewinnen, ist jedoch die Vermeidung einer seitlichen Kollision. Trifft ein Fahrzeug mit seiner stabilen Vorderfront auf ein Hindernis, kann dadurch mehr Sicherheit für Fahrinsassen gewonnen werden. (vgl. [21, S. 55])

Die Knautschzone des Fahrzeugs an der Vorderseite kann laut [25] die Energie eines Aufpralles besser absorbieren, als die schwache Seitenfront. In Anlehnung an [31] wird auch klar, warum 25% der schweren Verkehrsunfälle mit Personenschäden durch schleudernde Fahrzeuge entstehen. Bei Unfällen mit tödlichem Ausgang steigt nach [25] der Prozentsatz bis auf 43%.

In [4] wird beschrieben, dass das erste Elektronische-Stabilitäts-Programm (ESP) von Bosch entwickelt wurde und seit 1995 in Fahrzeugen eingesetzt und serienmäßig verbaut wird. Dieses dient zur Stabilisierung von Fahrzeugen im querdynamischen Bereich.

Aufgrund Schätzungen der amerikanischen Sicherheitsbehörde für Straßen- und Fahrzeugsicherheit (NHTSA), können mit ESP jährlich mindestens 10 000 Menschenleben geschützt werden. Aufgrund dieser Zahlen stellte die NHTSA im Jahre 2004 eine Forderung an alle Automobilhersteller. Diese sah vor, dass ab 2012 ESP verpflichtend als Ausstattung vorzusehen ist. (vgl. [25, S. 2])

Um das seitliche Ausbrechen eines Fahrzeugs zu verhindern, werden in [31] einzelne Räder selektiert und gebremst. Je nach Eingriffsstrategie können bis zu drei Räder unterschiedlich stark gebremst werden. Die in [27] und [31] beschriebenen Eingriffsstrategien sind annähernd gleich. Es werden je nach Fahrsituation und Abweichung zum Sollfahrverhalten unterschiedlich viele Räder gebremst. [31] beschreibt anhand radselektiver Eingriffe die Möglichkeit das Fahrzeug zu stabilisieren. Genau genommen wird durch die Bremsingriffe an den Rädern ein kompensierendes Moment um die Hochachse erzeugt.

Somit zählt die *Fahrsicherheit* zu den wichtigsten Entwicklungszielen der Automobilindustrie. Neben *passiver Sicherheitssysteme*, die nach [25] dem Schutz der Insassen bei einem Unfall dienen, wird auch auf die Entwicklung *aktiver Sicherheitssysteme* großer Wert gelegt. Sie sollen von vorne herein das Entstehen eines Unfalls verhindern. Durch den vermehrten Einsatz akti-

ver Sicherheitssysteme, gelingt es die Fahrsicherheit erheblich zu erhöhen. Namhafte Systeme wie das Antiblockiersystem (ABS), die Antriebsschlupfregelung (ASR) oder das Elektronische Stabilitäts-Programm (ESP) finden heutzutage bereits in fast jedem Fahrzeug Anwendung und unterstützen den Fahrer in kritischen Situationen. Einen Vorteil von aktiven Assistenzsystemen stellt die bleibende Lenkbarkeit des Fahrzeugs dar, während Eingriffe der Assistenzsysteme stattfinden. Dadurch kann in kritischen Situationen, trotz stabilisierender Eingriffe, der Fahrer aus eigener Kraft noch immer Einfluss auf die Fahrsituation nehmen.

Das Elektronische Stabilitäts-Programm wird je nach Hersteller anders bezeichnet. Verbreitete Namen in [17] sind beispielsweise auch Vehicle Dynamic Control (VDC), Vehicle Stability Assist (VSA) oder auch Dynamik Stability Control (DSC).

## 1.2. Charakteristische Größen der Fahrzeug-Querdynamik

Für das aktive Fahrsicherheitssystem ESP stellen sich zwei wichtige Fragen. Zum einen, wann kritische Fahrsituationen vorliegen und zum anderen welche physikalischen Fahrzeuggrößen es zu begrenzen oder zu regeln gilt.

In der Fahrzeugtechnik bilden grundsätzlich das Übersteuern und Untersteuern die kritischen Situationen ab. Im Falle von Übersteuern strebt das Fahrzeug dazu sich einzudrehen. Es besteht Schleudergefahr. Untersteuern bedeutet ein Schieben des Fahrzeugs in Längsrichtung. Beide Situationen sind gemäß [16] und [29] als kritisch zu betrachten. Die Ursache für Unter- und Übersteuern, ist der in [25] beschriebene Haftreibungsverlust an den Rädern des Fahrzeugs. Bei Übersteuern ist der Verlust der Haftung an den Hinterräder entscheidend. Das Heck des Fahrzeugs tendiert dazu in einer Kurve auszubrechen. Untersteuern tritt auf, wenn die Haftung der Vorderräder verloren geht. Diese beiden Situationen müssen erkannt werden, um das Fahrzeug korrekt zu stabilisieren.

Nach [11] beschreibt der *Schwimmwinkel* die Bewegungsrichtung des Fahrzeugs in Bezug auf die Längsachse. Im Falle eines ausbrechenden Hecks, steigt der Schwimmwinkel stark an. Das Fahrzeug bewegt sich seitlich zur Geschwindigkeitsrichtung. Diese Größe gilt es somit zu begrenzen.

Die Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs um die Hochachse wird in [29] als *Gierrate* bezeichnet. Bei Abweichungen zum gewünschten Sollverhalten ist diese Größe zu korrigieren. Die Gierrate stellt hier die zu regelnde Größe dar.

## 1.3. Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Fahrdynamikregelung (ESP) und deren Implementierung in eine Fahrzeugsimulation. Es sollen realitätsnahe Fahrversuche mit anderen aktiven Sicherheitssystemen durchgeführt werden. Als Versuchsträger in der Simulation dient ein nicht-lineares Zweispurmodell mit sechs Freiheitsgraden. Nichtlineare Reifenkennlinien beschreiben die Verbindung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Dadurch ist eine sehr gute Modellierung eines realen Fahrzeugs dargestellt. Abschließend soll anhand verschiedenster Fahrmanöver die Funktionalität der Fahrdynamikregelung evaluiert werden. Das Verhalten mit und ohne ESP ist gegenüber zu stellen und die Vorteile der entworfenen Fahrdynamikregelung sind aufzuzeigen.

Ansätze für Fahrdynamikregelungen sind in [2], [27] und [32] beschrieben. Das konventionelle ESP wie es von Bosch erfunden wurde, dient in dieser Arbeit als Basis für die Entwicklung.

## 1.4. Aufbau der Arbeit

Diese Masterarbeit beschreibt die Entwicklung und Implementierung einer Fahrdynamikregelung in ein Gesamtfahrzeugmodell. Das Ziel ist es kritische Fahrsituationen frühest möglich zu erkennen und durch radindividuelle Bremsingriffe kompensierende Giermomente um die Hochachse des Fahrzeugs zu erzeugen. Dadurch wird das Fahrverhalten stabilisiert und eine sichere Fahrt ermöglicht.

In Kapitel 2 werden die Grundlagen, die für das Verständnis einer Fahrdynamikregelung notwendig sind, beschrieben. Besonderes Augenmerk wird hierbei auf das Steuerverhalten eines Fahrzeugs gelegt. Der Zusammenhang zwischen quer- und längsdynamischer Fahrzeuggrößen ist für die zu entwickelnde Fahrdynamikregelung ebenfalls von großer Bedeutung. Das lineare Einspurmodell dient in dieser Arbeit für die Sollwertbestimmung und den Entwurf des Fahrzeugreglers. Daher ist das Verständnis für dieses Modell von großer Bedeutung.

Der Hauptteil dieser Arbeit wird in den Kapiteln 3.1 bis 3.5 beschrieben. Die Ermittlung des Sollverhaltens eines Fahrzeugs beschreibt Kapitel 3.1 beschrieben. Für den Entwurf dienen insgesamt drei Einspurmodelle. Kapitel 3.2 geht auf die Schätzung des Schwimmwinkels mittels Kalman Filter ein. Der Schwimmwinkel stellt neben der Gierrate eine wichtige Fahrzeuggröße dar. Diesen gilt es auf sinnvolle Werte zu begrenzen. Die im Fahrzeugregler notwendige Mehrgrößenregelung wird in Kapitel 3.3 beschrieben. Im Speziellen wird auf den Entwurf der Gierratenregelung und Schwimmwinkelbegrenzung mit Hilfe konventioneller Methoden eingegangen. Kapitel 3.4 beschreibt die situationsabhängige Radauswahllogik der zu bremsenden Räder. Kapitel 3.5 beinhaltet den Entwurf eines Bremsschlupfreglers.

Das Kapitel 4 präsentiert Fahrmanöver, die zur Evaluierung der Fahrdynamikregelung verwendet werden. Die Durchführung einzelner Manöver wird in diesem Kapitel diskutiert.

Kapitel 5 zeigt die Evaluierung der Fahrdynamikregelung im Gesamtfahrzeugmodell anhand der in Kapitel 4 beschriebenen Fahrmanöver. In diesem Kapitel sollen die Ergebnisse der Simulationen mit und ohne Fahrdynamikregelung gegenübergestellt und diskutiert werden.

Abschließend wird in Kapitel 6 ein kurzer Ausblick gegeben. Darin werden weitere Ansätze und Ideen zur Verbesserung, der in dieser Arbeit entwickelten Querdynamikregelung, aufgezeigt.

# Kapitel 2

## Grundlagen der Fahrzeugdynamik

### 2.1. Bewegungsgrößen eines Fahrzeugs

Betrachtet man in [11] alle möglichen Bewegungsarten eines Fahrzeuges, so erkennt man, dass es in Summe sechs Freiheitsgrade gibt, welche in Abbildung 2.1 ersichtlich sind:

#### 3 Translationen

- in x-Richtung: Fahren
- in y-Richtung: Schieben
- in z-Richtung: Heben

#### 3 Rotationen

- um die x-Achse: Wanken  $\Phi$
- um die y-Achse: Nicken  $\Theta$
- um die z-Achse: Gieren  $\psi$

### 2.2. Koordinatensysteme

Um diese Bewegungsarten eines Kraftfahrzeuges eindeutig beschreiben zu können, werden nach der Norm DIN 70000 Koordinatensysteme eingeführt. Die folgenden vier Koordinatensysteme werden zusammenfassend laut [11] beschrieben. Es handelt sich hierbei um das ortsfeste, horizontierte und das fahrzeugfeste Koordinatensystem. Zusätzlich zu diesen drei rechtwinkligen Rechtssystemen wird zur Beschreibung der Reifenbewegungen ein radfestes Koordinatensystem verwendet. Dieses wird als Radachsenkoordinatensystem bezeichnet.

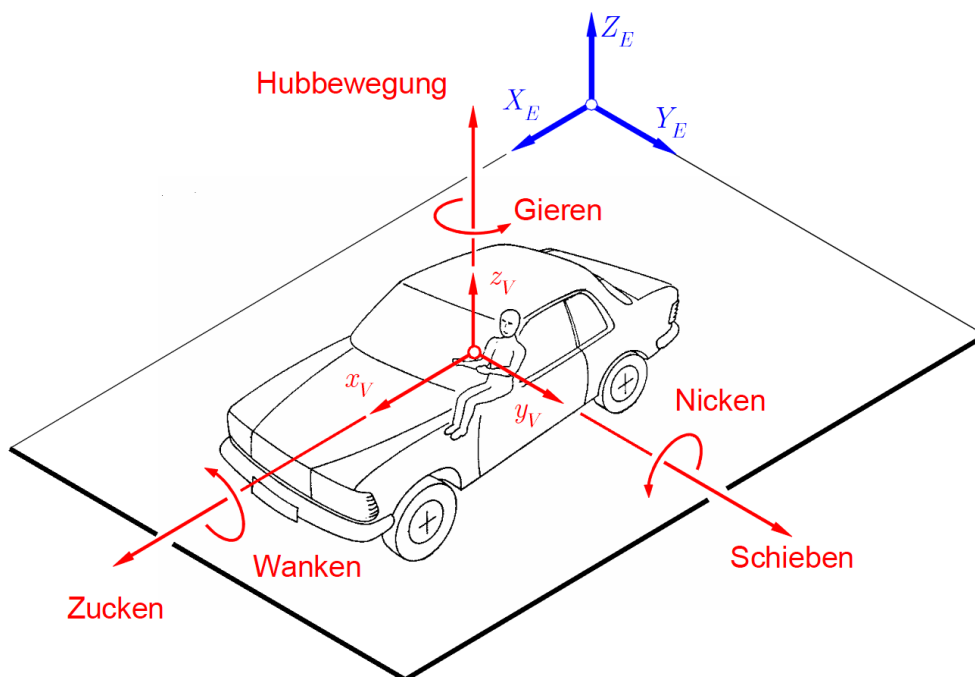
#### 2.2.1. Ortsfestes Koordinatensystem

Das ortsfeste Koordinatensystem  $K_E$ , auch Inertialsystem genannt, ist fest an den Ort gebunden. Die Achsen  $X_E$  und  $Y_E$  spannen die horizontale Fahrbahnebene auf und die Achse  $Z_E$  zeigt entgegen der Richtung der Erdbeschleunigung  $g$  nach oben. Der Ursprung des Inertialsystems wird mit  $O_E$  bezeichnet.

#### 2.2.2. Fahrzeugfestes Koordinatensystem

Das fahrzeugfeste Koordinatensystem  $K_A$ , liegt mit seinem Ursprung  $O_V$  üblicherweise im Fahrzeugschwerpunkt. Die  $X_V$ -Achse zeigt vom Schwerpunkt aus entlang der Längsmittlebene nach





**Abbildung 2.1.:** Freiheitsgrade eines Fahrzeuges [29]

vorne. Die  $Y_V$ -Achse steht vom Schwerpunkt aus normal auf die  $X_V$ -Achse. Die  $Z_E$  zeigt wieder entgegen der Richtung der Erdbeschleunigung  $g$  nach oben.

### 2.2.3. Horizontiertes Koordinatensystem

Beim horizontierten Koordinatensystem bildet die  $X$ -Achse eine Projektion zur  $X_V$ -Achse auf die ortsfeste  $(X_E, Y_E)$  Ebene. Die Ebene  $(X, Y)$  liegt parallel zur Ebene  $(X_E, Y_E)$ . Hier befindet sich die  $Z$ -Achse parallel zur  $Z_E$ -Achse und zeigt somit wieder nach oben.

### 2.2.4. Radachsen Koordinatensystem

Im Radachsensystem nach ISO 8855 in Abbildung 2.2 ist der Ursprungspunkt  $W$  der Radaufstandspunkt. Die durch die Achsen  $X_W, Y_W$  aufgespannte Ebene liegt in der Fahrbahnebene  $(X_E, Y_E)$ . Die  $Z_W$ -Achse steht normal auf die Achsen  $X_W, Y_W$  und zeigt senkrecht nach oben.

Das zweite rechtwinkelige Rechtssystem am Rad ist mit  $C$  als Ursprung im Radmittelpunkt definiert. Die  $Z_C$ -Achse ist um den Sturzwinkel  $\gamma$  des Rades von der  $Z_W$ -Achse aus geneigt. Die Achsen  $X_C$  und  $Y_C$  stehen normal zur  $Z_C$ -Achse.

## 2.3. Reifendynamik

Beginnend beim Bindeglied zwischen Fahrzeug und Fahrbahn, dem Reifen, werden zunächst Kraftkomponenten und deren Zusammenhänge erläutert. Anhand von Kraft-Schlupfcurven lässt sich der Zusammenhang der wirkenden Kräfte in Abhängigkeit von Schräglaufwinkel und Schlupf am Reifen beschreiben. Besonderes Augenmerk wird auf die Kombination von Längs- und Seitenkräften gelegt.

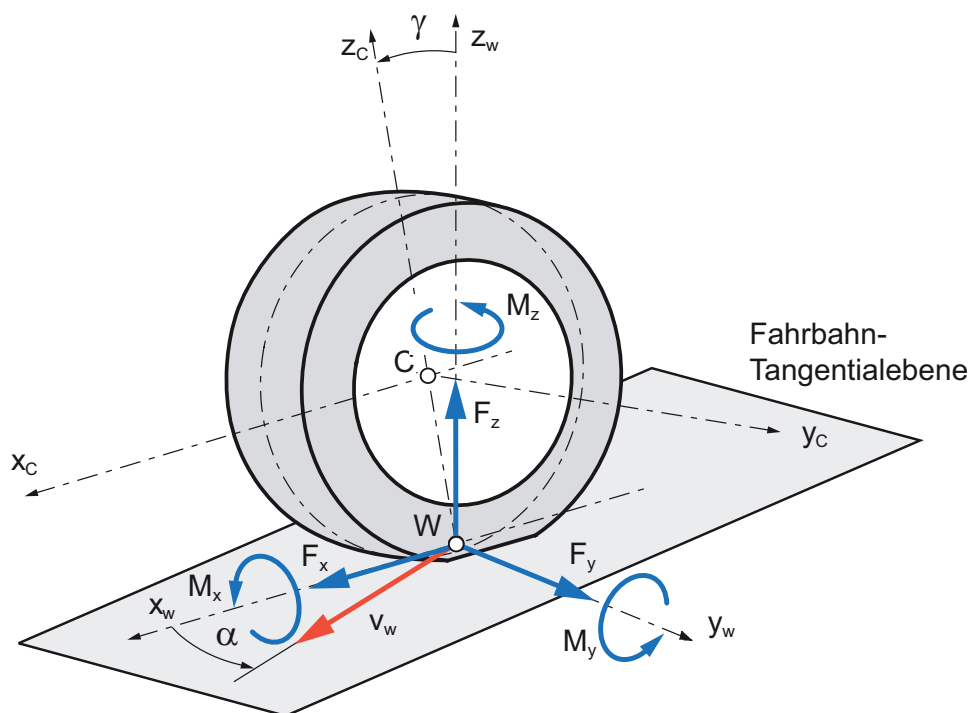


Abbildung 2.2.: Radachsensystem nach ISO 8855 [11]

Die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn findet in der Radaufstandsfläche, auch Latsch genannt, statt. Die drei Kraftkomponenten Umfangskraft (Längskraft, Tangentialkraft)  $F_x$ , Seitenkraft (Lateralkraft)  $F_y$  und Vertikalkraft (Hochkraft, Aufstandskraft)  $F_z$  bilden zusammen die resultierende Kontaktkraft. (vgl. [29])

Die stationären Kontaktkräfte werden durch sogenannte Reifenkennfelder in Abhängigkeit von ständig veränderbaren Einflussgrößen wie Schlupf  $s$ , Schräglaufwinkel  $\alpha$ , Sturz  $\gamma$  sowie Aufstandskraft  $F_z$  charakterisiert und werden im Folgenden näher beschrieben. Die wirkenden Kontaktkräfte am Reifen werden im Aufstandspunkt  $W$  des Radachsensystems nach ISO 8855 (siehe Abbildung 2.2) beschrieben. (vgl. [10])

Unter dem Einfluss der sich ständig ändernden Einflussgrößen, wie Schräglaufwinkel  $\alpha$  oder dem Schlupf  $s$ , wirken unterschiedliche resultierende Reifenkräfte. Anhand dieser Einflüsse beschreibt die Fahrdynamik die aktuelle Fahrzeugbewegung. (vgl. [31])

### 2.3.1. Reifen-Längsdynamik

#### Reifenschlupf

In der Literatur gibt es mehrere Definitionen für den Reifenschlupf. Er ist grundsätzlich als die Geschwindigkeit definiert, welche die Differenz zwischen der Längsgeschwindigkeit  $v_x$  im Rad-

mittelpunkt und der Umfangsgeschwindigkeit  $\omega \cdot r_e$  des Rades ergibt. Diese Geschwindigkeitsdifferenz wird jedoch noch auf eine Referenzgeschwindigkeit bezogen. Beim Umfangsschlupf wird im Grunde zwischen Antriebsschlupf und Bremschlupf unterschieden. Wird das Rad gebremst, spricht man von einem *Bremsschlupf* und im angetriebenen Fall von einem *Antriebsschlupf*. (vgl. [25, S. 14])

Es werden hier die Definitionen für den Antriebs- und Bremschlupf nach [29] angeführt.

Der *Antriebsschlupf* ergibt sich, wenn  $v_x < \omega \cdot r_e$  ist, mit:

$$s_A = \frac{\omega \cdot r_e - v_x}{\omega \cdot r} \quad (2.1)$$

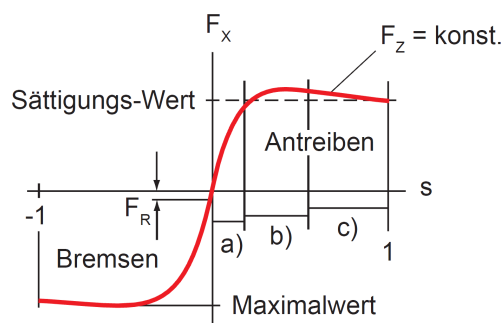
*Bremsschlupf* ergibt sich, wenn  $v_x > \omega \cdot r_e$  ist, mit:

$$s_B = \frac{v_x - \omega \cdot r_e}{v_x} \quad (2.2)$$

Die maximal möglichen Schlupfwerte sind für ein durchdrehendes Rad mit einem Antriebsschlupf von  $s_A=1$  und für ein blockierendes Rad mit einem Bremschlupf von  $s_B=1$  definiert. Für ein frei rollendes Rad, wo die Längsgeschwindigkeit  $v_x$  gleich der rotatorischen Geschwindigkeit  $\omega \cdot r_e$  des Rades ist, tritt ein Schlupf (Antriebs- und Bremschlupf) von  $s_A=s_B=0$  auf. Der Schlupf wird häufig auch in Prozent angegeben. Somit kann sich ein Brems- sowie Antriebsschlupf im Bereich von 0 bis 100% einstellen. (vgl. [29])

Antriebs- und Bremschlupfs sind positiv definiert. Es ist jedoch üblich, dass beim Bremschlupf von einem negativen Schlupf gesprochen wird.

Bei der Definition des Schlupfs aus [11] spielt der effektive Reifenradius  $r_e$  eine wichtige Rolle. Der Radius ändert sich mit der Aufstandskraft  $F_z$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  des Rades. Für nähere Informationen zur Bestimmung des effektiven Reifenradius  $r_e$  wird auf [29], [11] und [16] verwiesen.



**Abbildung 2.3.:** Nichtlineare Schlupfkurve für Bremsen und Antrieb [11]

### Schlupfkurve

In Abbildung 2.3 sieht man den typischen Verlauf einer Schlupfkurve, die den nichtlinearen Zusammenhang zwischen Schlupf und Längskraft, bei einer konstanten Aufstandskraft  $F_z$ , zeigt. Je nach Schlupf (Brems- oder Antriebsschlupf) kann eine unterschiedliche Umfangskraft  $F_x$

übertragen werden. Bei kleinen Schlupfwerten befindet man sich in einem nahezu linearen Bereich der Schlupfkurve, die in Abbildung 2.3 mit  $a$  gekennzeichnet ist. In diesem Bereich haftet der Reifen mit seinen Profiltailchen vollständig auf der Fahrbahn. Die maximale Umfangskraft kann bei einem bestimmten Schlupfwert  $s$  im Bereich  $b$  übertragen werden. Der Bereich  $b$  wird auch als Übergangsbereich zwischen Haften und Gleiten des Reifens bezeichnet. Bei zunehmendem Schlupf kommt man in den Bereich  $c$ , wo die Profiltailchen vom Reifen auf der Fahrbahn nicht mehr haften, sondern gleiten. (vgl. [11])

Die folgenden Definitionen beziehen sich auf [11]. Der maximale Kraftschlussbeiwert definiert sich über:

$$\mu_{max} = \frac{F_{x,max}}{F_z} \quad (2.3)$$

Je weiter man über den optimalen Schlupf  $s$  zur Übertragung der maximalen Kraft  $F_x$  kommt, desto größer wird die Gleitreibung und desto kleiner die Haftreibung. Bei großen Schlupfwerten befindet man sich im instabilen Bereich der Schlupfkurve, wo die Umfangskraft  $F_x$  abfällt. Dies geschieht, indem das Rad entweder durchdreht oder blockiert. Der Kraftschlussbeiwert an dieser Stelle wird Gleitreibungskoeffizient genannt und wird wie folgt definiert. (vgl. [11])

$$\mu_G = \frac{F_{xG}}{F_z} \quad (2.4)$$

Im instabilen Bereich werden sich beispielsweise im Bremsfall die Räder immer weniger drehen, bis sie schließlich blockieren. (vgl. [29])

Um einen Überblick über die möglichen Einflussfaktoren einer Schlupfkurve zu geben, werden kurz die wichtigsten Faktoren erörtert. Der lineare Anstieg der Schlupfkurve im Ursprung ist von der Gummimischung, vom Profil sowie der Profiltiefe des Reifens abhängig. Das Maximum der Schlupfkurve wird von der Fahrbahn-Makrostruktur festgelegt und ist somit für die Krümmung der Kurve bestimmend. Die Wärmeentwicklung ist bei höheren Fahrgeschwindigkeiten größer als bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten. Aus diesem Grund liegt bei höheren Geschwindigkeiten der Haft- sowie Gleitreibwert in niedrigeren Bereichen als bei niedrigen Geschwindigkeiten. (vgl. [29])

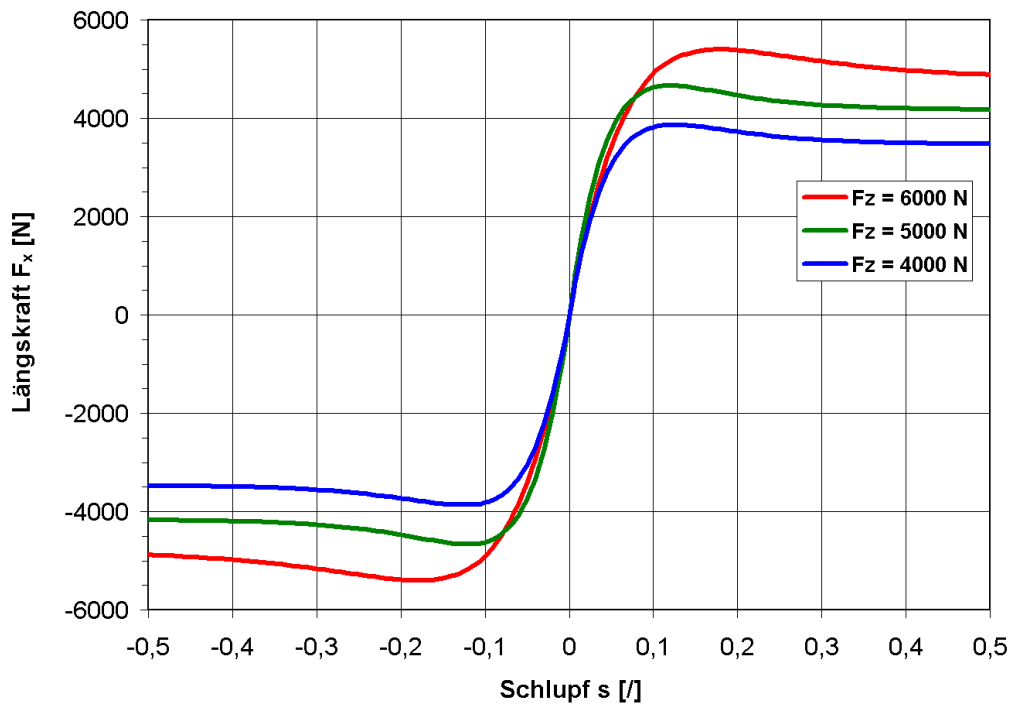
Bei Erhöhung der Aufstandskraft  $F_z$  sinkt das Kraftschlusspotential. Dies bedeutet, dass der Kraftschlussbeiwert mit zunehmender Radlast abnimmt. Zur Verdeutlichung wird dies in Abbildung 2.4 dargestellt. Gut zu erkennen ist in Abbildung 2.4 ebenfalls die Abreißcharakteristik der Kurve, die nach dem Maximalwert der Längskraft  $F_x$  auftritt. Die typische Unsymmetrie zwischen Brems- und Antriebsbereich der Schlupfkurve ist eine weitere Charakteristik, die durch die Eigenschaft des Reifenprofils verändert werden kann. (vgl. [10])

Der Kraftschlussbeiwert einer Schneefahrbahn ist wesentlich geringer als der einer trockenen asphaltierten Strasse ( $\mu_{max} = 0,9 \dots 1,2$ ). Eine weitere Einflussgröße des Kraftschlussbeiwertes ist die Fahrgeschwindigkeit. Es ist anzunehmen, dass mit steigender Geschwindigkeit die maximal übertragbare Kraft je nach Fahrbahnbeschaffenheit abnimmt. (vgl. [29])

### 2.3.2. Reifen-Querndynamik

#### Reifen unter Seitenkraft

Bewegen sich die Räder des Fahrzeugs sowie das Fahrzeug selbst geradeaus, treten keine Quergeschwindigkeiten im Reifenlatsch auf. Wirkt jedoch eine Seitenkraft auf ein Rad, dann kommt



**Abbildung 2.4.:** Längskraftverläufe bei unterschiedlichen Aufstandskräften. Modellierung mit Hilfe des Reifenmodells *TMsimple*.

es zu einer seitlichen Verformung des Reifens die ein *seitliches Wegrollen* des Reifens bewirkt. Folglich zeigt der Geschwindigkeitsvektor des Reifens nicht mehr in Längsrichtung, sondern um den so genannten Schräglaufwinkel  $\alpha$  seitwärts (siehe Abbildung 2.2). (vgl. [20, S. 310])

Die Größe  $\tan(\alpha)$  wird ebenfalls als Querschlepp  $s_y$  oder Schräglauf bezeichnet. Die folgenden Definitionen beziehen sich auf [11].

$$\tan \alpha = \frac{v_y}{v} \quad (2.5)$$

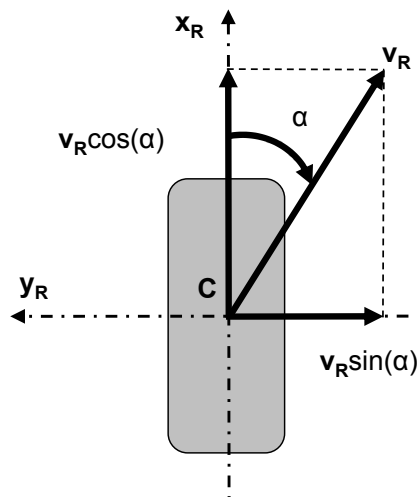
Im normalen Fahrbetrieb ( $|\alpha| < 10^\circ$ ) können laut [29] der Schräglaufwinkel und der Querschlepp gleichgesetzt werden.

$$s_y = \tan(\alpha) \approx (\alpha) \quad (2.6)$$

Es können somit nach [29] folgende Aussagen getroffen werden:

- Je größer die Seitenkraft  $F_y$ , desto größer wird der Schräglaufwinkel  $\alpha$ .
- Folgt das Rad einer Solltrajektorie, so muss das Rad bei steigenden Seitenkräften (z.B. bei Kurvenfahrt) mit einem immer größer werdenden Schräglaufwinkel  $\alpha$  zur Solltrajektorientangente gestellt werden.

Sowie es zwischen dem Schlupf und der Längskraft einen Zusammenhang gibt, besteht ein solcher ebenfalls zwischen dem Schräglaufwinkel  $\alpha$  und der Seitenkraft  $F_y$  (siehe Abbildung 2.6). Mit zunehmendem Schräglaufwinkel kann mehr Querkraft am Reifen wirken. Die Charakteristik der nichtlinearen Seitenkraft-Schräglaufkurve weist für PKW-Reifen jedoch keine Abreißcharakteristik, sondern eine Sättigungscharakteristik auf. Damit nimmt die Kraft  $F_y$  nach Erreichen



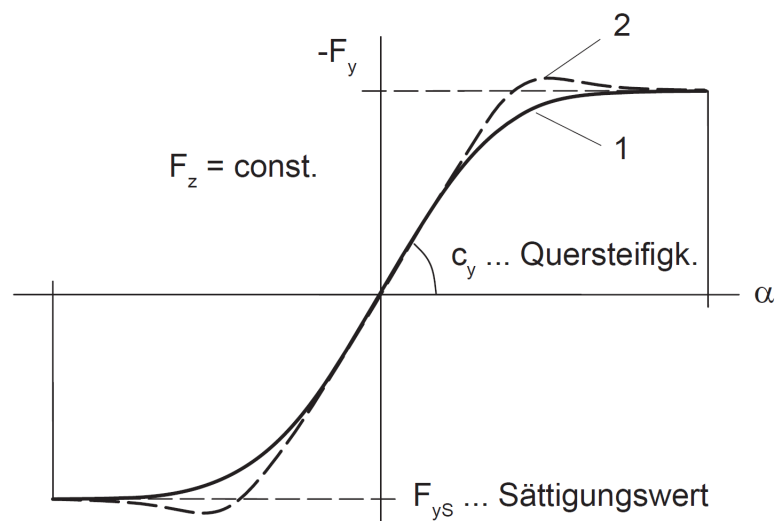
**Abbildung 2.5.:** Schräglaufwinkel bei wirkender Seitenkraft. (vgl. [20, S. 310])

des Kraftmaximums  $F_{y,max}$  nicht plötzlich stark ab. Um eine stabile Kurvenfahrt durchführen zu können ist diese Charakteristik eine wesentliche Voraussetzung. Auch beim Verlauf der Seitenkraft wird zwischen Haft- und Gleitbereich unterschieden. (vgl. [10])

Wie bereits vorher erwähnt, resultiert aus einem Schräglaufwinkel  $\alpha$  bei einer Seitenkraft  $F_y$ . Wird nun das Rad gebremst, nimmt die Seitenkraft ab und der Seitenreibwert

$$\mu_S = \frac{F_y}{F_z} \quad (2.7)$$

wird kleiner. Zwischen Reifenschlupf und Seitenreibwert gibt es ebenfalls einen Zusammenhang. Bei steigendem Schlupf nimmt das Seitenkraftpotential ab und bei sinkenden Schlupfwerten zu. Je nach Schräglaufwinkel am Rad ergeben sich somit wieder verschiedene nichtlineare Kennlinien. (vgl. [10])



**Abbildung 2.6.:** Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel und Seitenkraft am PKW-Reifen (1) und Rennreifen (2). [10]

### 2.3.3. Reifenmodellierung

Die nichtlinearen Eigenschaften eines Reifens werden anhand von Reifenmodellen beschrieben. Für diese Arbeit werden das Modell von Pacejka, das Reifenmodell TMsimple und das vereinfachte lineare Reifenmodell eingesetzt. Alle drei Modelle stellen für diese Arbeit wichtige Elemente dar.

#### Reifenmodell nach Pacejka

Das Modell nach Pacejka wird im nichtlinearen Zweispur-Fahrzeugmodell verwendet. Die zusammenfassende Beschreibung des Pacejka Modells bezieht sich auf [14].

Der Ansatz des Reifenmodells nach Pacejka basiert auf dem Ansatz von trigonometrischen Funktionen. Vier Faktoren beschreiben das Aussehen und damit das Verhalten der Ausgangsgröße  $y$ , die je nach Wahl der Eingangsgröße  $x$  und des Formfaktors definiert werden kann. Ausgangsgrößen können zum Beispiel die Seiten- oder Bremskraft sein und mit folgender Funktion berechnet werden:

$$y = D \cdot \sin[C \cdot \arctan(B \cdot x - E \cdot (B \cdot x - \arctan(B \cdot x)))] \quad (2.8)$$

Der bereits vorhin erwähnte Formfaktor wird mit  $C$  bezeichnet und dient zur Auswahl der Ausgangsgröße. Der Faktor  $B$  beschreibt die Steifigkeit,  $D$  das Extremum der Kurve und  $E$  bestimmt die Biegeform.

#### TMsimple

Das in [11] beschriebene Modell approximiert die Reifenkräfte anhand einer mathematischen Funktion und ist dem Modell von Pacejka ähnlich. Die Vorteile liegen in der sehr effizienten Simulation solcher Reifenmodelle. Für eine gute Modellierung des Reifenverhaltens sind jedoch Kenntnisse über den Reifen notwendig. Diese werden anhand von Reifen-Messungen an einem Reifenprüfstand gewonnen.

$$Y = K \cdot \sin[B \cdot (1 - e^{\frac{-|X|}{A}} \cdot \text{sign}X)] \quad (2.9)$$

Dieses Modell wird in der Sollwertbestimmung in Kapitel 3.1 verwendet. Für eine nähere Beschreibung wird hier auf [11] verwiesen.

#### Lineares Reifenmodell

In dieser Arbeit wird für die Bestimmung der Seitenkräfte in den linearen Einspurmodellen ein lineares Reifenmodell verwendet. Dieses basiert auf der Gegebenheit, dass bei kleinen Schräglaufwinkeln  $\alpha$  die Seitenkraft  $F_y$  einen linearen Verlauf in der Seitenkraft-Schräglaufkurve verzeichnet und somit eine vereinfachte Berechnung der Seitenkraft möglich ist. Durch den linearen Verlauf bei kleinen Schräglaufwinkeln  $\alpha$  kann eine konstante Seitensteifigkeit  $c_\alpha$  zur Berechnung der Seitenkraft herangezogen werden. (vgl. [14, S. 40])

$$F_y = -c_\alpha \cdot \alpha \quad (2.10)$$

### 2.3.4. Kombinierte Längs- und Querdynamik

#### Kamm'scher Kreis

In normalen Fahrsituationen wie bei Kurvenfahrt, Bremsen oder Antreiben, kommt es zu einer Überlagerung der Längs- und Querkraften am Reifen, die zu einer resultierenden Kraft  $F_{res}$  führt. Je nach Schräglaufwinkel kommt es nun zu Veränderungen der verfügbaren Querkraften  $F_y$  und in Abhängigkeit vom Schlupf  $s$  zu veränderten Längskräften  $F_x$ . Es gilt hierbei anzumerken, dass die aus der Überlagerung resultierende Kraft  $F_{res}$  einen maximalen Wert nicht überschreiten kann. Geht man davon aus, dass das Kraftschlusspotenzial in Längs- sowie Querrichtung gleich ist, so wird die maximale resultierende Kraft  $F_{res}$  durch den *Kamm'schen Kreis* beschrieben. (vgl. [29])

$$\sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \mu_{max} \cdot F_{res} \quad (2.11)$$

Der äußerste Kreis in Abbildung 2.8 wird als *Kamm'scher Kreis* bezeichnet. (vgl. [10])

Man sieht in Abbildung 2.8 sehr gut, dass bei gleichzeitigem Auftreten einer Längs- und einer Querkraft, die Längs- und Querkraft reduziert werden. Herrscht an einem Reifen ein Schräglaufwinkel  $\alpha$  und anschließend ein Längsschlupf  $\lambda$ , so verändern sich laut Abbildung 2.8 die Querkraft  $F_y$  und Längskraftkomponente  $F_x$ . Abbildung 2.7 stellt diesen Zusammenhang anschaulich dar.

Das *Seitenkraft-Umfangskraft-Kennfeld* (*Krempel-Diagramm*) beschreibt den Einfluss der Umfangskraft auf die Übertragung der Seitenkraft. Hier sind besonders die Kennlinien mit konstantem Schräglaufwinkel  $\alpha$  interessant, da bei zunehmender Umfangskraft  $F_x$  die Seitenkraft  $F_y$  kleiner werden muss. (vgl. [29])

Dieser Umstand ist laut [31] für die Fahrdynamikregelung von essentieller Bedeutung. Wird ein Rad gebremst, stellt sich bei einem Radschlupf eine Umfangskraft  $F_x$  ein, die eine bereits wirkende Querkraftkomponente  $F_y$  reduziert.

## 2.4. Querdynamik

Die Fahrdynamik kann nach [29] grob in Vertikal-, Längs- und Querdynamik unterteilt werden. Letzteres ist für die in dieser Arbeit erarbeitete Fahrdynamikregelung von großer Bedeutung.

### 2.4.1. Lineares Einspurmodell

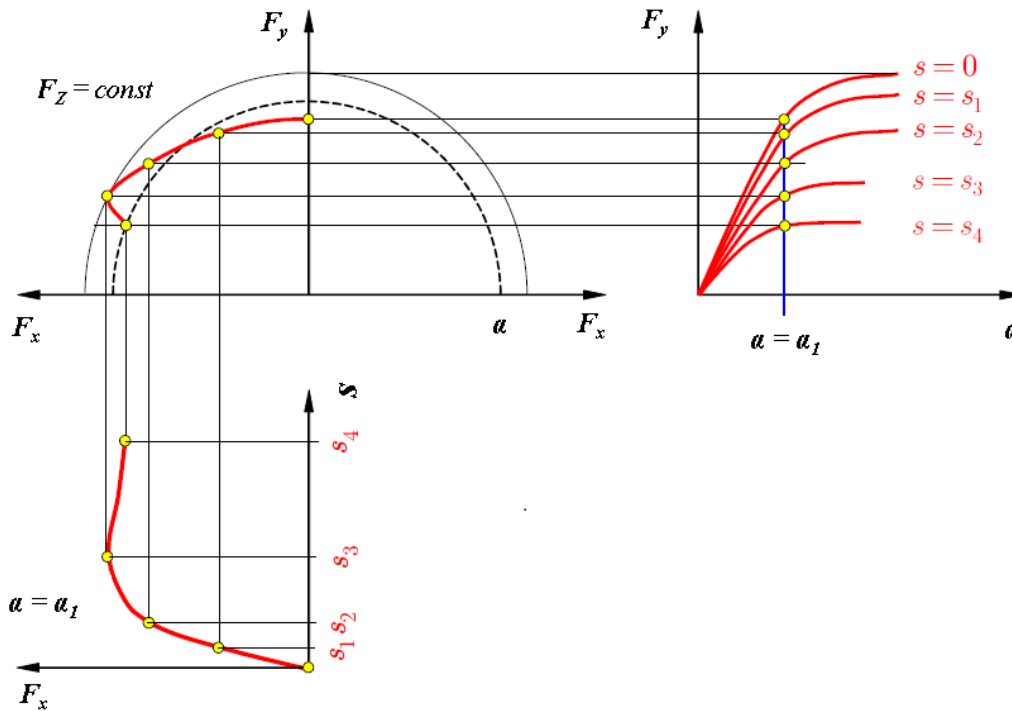
Um das Fahrverhalten im querdynamischen Bereich auf einfache Weise beschreiben zu können, wird das lineare Einspurmodell verwendet. (vgl. [11])

Im linearen Einspurmodell werden Vereinfachungen getroffen, die jedoch das Fahrverhalten im linearen Bereich nicht einschränken. Eine Reduzierung der Freiheitsgrade führt zu einem einfach zu handhabenden Modell, das eine ebenso einfache Implementierung und Analyse in der Simulation ermöglicht. (vgl. [9, S. 89f])

Folgende Vereinfachungen werden laut [9], [11] und [29] vorgenommen:

- der Fahrzeugschwerpunkt liegt in Fahrbahnhöhe
- die Fahrzeuggeschwindigkeit ist konstant
- keine Hubbewegung





**Abbildung 2.7.:** Einfluss zwischen Seitenkraft und Längskraft bei unterschiedlichen Schrägläufwinkeln [29]

- keine Nickbewegung
- keine Wankbewegung
- Zusammenfassung der Radaufstandspunkte einer Achse
- linearisierte Seitenkraftkennlinien
- kleine Schrägläufwinkel ( $\alpha_{ij}$ )
- Vernachlässigung der Reifennachläufe und Rückstellmomente aufgrund kleiner Schrägläufwinkel

Geeignet ist dieses stark vereinfachte Modell für normale Fahrsituation und bei Kurvenfahrt laut [11] für Querbeschleunigungen bis zu  $4 \text{ m/s}^2$ .

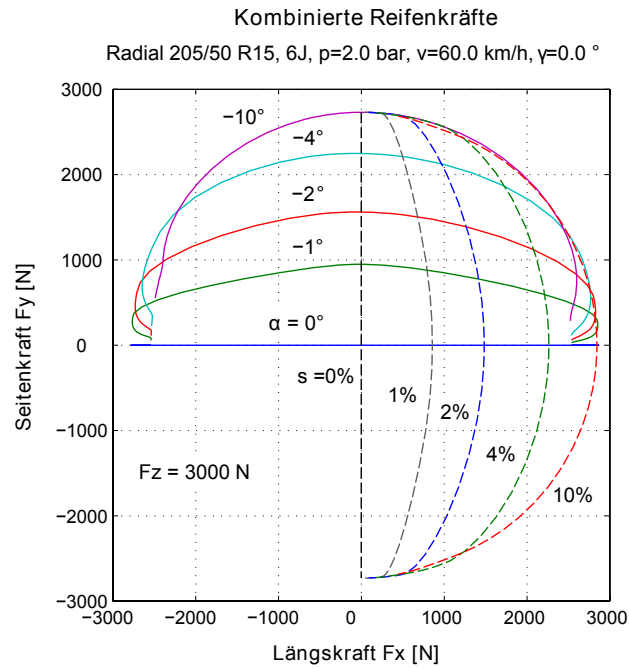
$$a_y \leq 0,4g \approx 4 \frac{m}{s^2} \quad (2.12)$$

Durch einzelne Parameter wie Radstand, Schwerpunktlage, Fahrzeugmasse oder Reifensteifigkeiten können somit Einflüsse auf das Fahrverhalten ausgeübt werden. Durch diese vereinfachten Annahmen ergibt sich ein Modell (siehe Abbildung 2.9), das mit der Gier- und Schwimmwinkelbewegung insgesamt nur zwei Freiheitsgrade besitzt. (vgl. [11])

Diese beiden Freiheitsgrade sind für die Fahrdynamikregelung notwendig und werden als Zustandsgrößen verwendet. Daher bietet sich dieses einfache Grundmodell für die Sollwertbestimmung an.

### 2.4.2. Bewegungsgleichungen

Die Bewegungsgleichungen können mit Hilfe des *Impuls-* und *Drallsatzes* aus Abbildung 2.10 beschrieben werden. Die folgende Herleitung bezieht sich zusammenfassend auf [11].



**Abbildung 2.8.:** Umfangskraft-Seitenkraft-Kennfeld [11]

### Impulssatz

$$m \cdot \mathbf{a} = \sum \mathbf{F} = m \cdot \begin{bmatrix} a_x \\ a_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{XV} + F_{XH} \\ F_{YV} + F_{YH} \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

### Drallsatz

$$I_Z \cdot \dot{\omega}_z = \sum M = l_V \cdot F_{YV} - l_H \cdot F_{YH} \quad (2.14)$$

Es ergeben sich aus Impuls- und Drallsatz insgesamt drei Gleichungen, welche die Bewegung des linearen Einspurmodells beschreiben. Diese können für die Simulation verwendet werden. Die Berechnung der Aufstandskräfte kann wie in [10] beschrieben durchgeführt werden.

### Aufstandskräfte

$$\sum F_{Z,i} = 0 = -G + F_{ZV} + F_{ZH} \quad (2.15)$$

$$\sum M = 0 = \sum F_{Z,i} \cdot l_i = l_H \cdot G - (l_H + l_V) \cdot F_{ZV} \quad (2.16)$$

Somit ergeben sich laut [10] folgende Aufstandskräfte:

$$F_{ZV} = \frac{l_H}{l_V + l_H} \cdot G \quad (2.17)$$

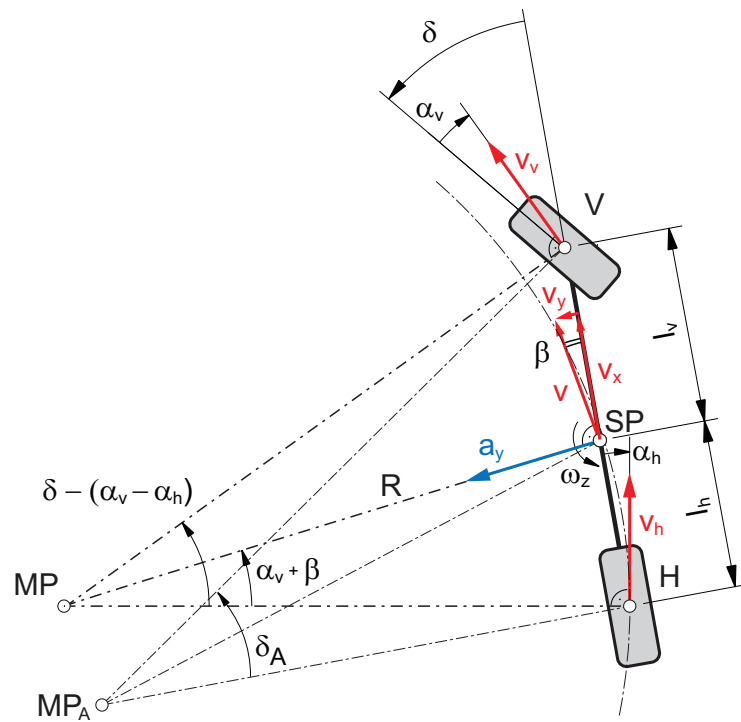


Abbildung 2.9.: Lineares Einspurmodell [11]

$$F_{ZH} = \frac{l_V}{l_V + l_H} \cdot G \quad (2.18)$$

### Reifenquercharakteristik

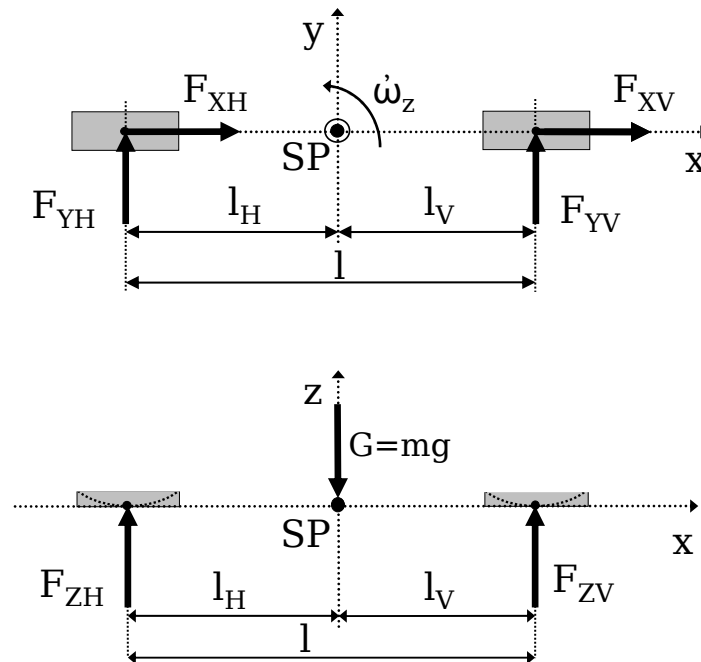
Wie in den Vereinfachungen bereits erwähnt, werden nur kleine Schräglaufwinkel zugelassen. Daher befindet man sich im linearen Bereich der Querkraft-Schräglaufwinkel-Kennlinie, die somit nach [11] durch eine Gerade angenähert werden kann.

Im Abschnitt 2.4.1 wurde bereits der Ansatz eines linearen Reifenmodells beschrieben. Für das lineare Einspurmodell ergeben sich folgende Seitenkräfte in Abhängigkeit fixer Seitensteifigkeiten  $c_{\alpha V}$  und  $c_{\alpha H}$ :

$$\begin{aligned} F_{YV} &= -c_{\alpha V} \cdot \alpha_V \\ F_{YH} &= -c_{\alpha H} \cdot \alpha_H \end{aligned} \quad (2.19)$$

Des Weiteren sind durch die Annahme kleiner Winkel Näherungen möglich. Im Allgemeinen können laut [11] folgende Näherungen für Winkelfunktionen durchgeführt werden:

$$\begin{aligned} \sin(\alpha) &\approx \alpha \\ \cos(\alpha) &\approx 1 \\ \tan(\alpha) &\approx \alpha \end{aligned} \quad (2.20)$$



**Abbildung 2.10.:** Aufstellung des Impuls- und Drallsatzes und Berechnung der Aufstandskräfte am linearen Einspurmodell.

### 2.4.3. Stationäre Kreisfahrt

Mit einer stationären Kreisfahrt wird ein Fahrmanöver beschrieben, das mit einem konstanten Lenkwinkel und einer konstanten Geschwindigkeit durchgeführt wird. Stationäre Kreisfahrten werden in der Fahrzeugtechnik verwendet, um Fahrzeugreaktionen im eingeschwungenen Zustand beobachten zu können. (vgl. [11])

Bei stationärer Kreisfahrt gilt wegen dem sehr kleinen auftretenden Schwimmwinkel ( $\beta \ll 1$  rad) laut [11]:

$$\begin{aligned}
 v_x &= v \cdot \cos \beta \approx v \\
 v_y &= v \cdot \sin \beta \approx v\beta \\
 \omega_z &= \frac{v}{R} = \textit{konst.}
 \end{aligned}
 \tag{2.21}$$

#### Lenkwinkelbedarf

Um bei einer stationären Kreisfahrt mit konstanter Geschwindigkeit  $v$  sowie konstantem Radius  $R$ , die Soll-Trajektorie beizubehalten, ist ein gewisser Lenkwinkelbedarf erforderlich. Dieser Lenkwinkelbedarf setzt sich nach [11] aus zwei Teilen zusammen, die in den folgenden Absätzen beschrieben werden. Zum einen aus dem Ackermannlenkwinkel  $\delta_A$

$$\delta_A = \frac{l_V + l_H}{R}
 \tag{2.22}$$

und zum anderen aus dem Korrekturlenkwinkel  $\Delta \delta$

$$\Delta \delta = \frac{m}{l_V + l_H} \cdot \left( \frac{l_H}{c_{\alpha V}} - \frac{l_V}{c_{\alpha H}} \right) \cdot a_Y \quad (2.23)$$

Der Ackermannlenkwinkel  $\delta_A$  beschreibt den Lenkwinkelbedarf bei sehr geringer und konstanter Geschwindigkeit, wenn die Räder schlupffrei rollen. Mit dem Korrekturlenkwinkel  $\Delta \delta$  kommt bei höheren Geschwindigkeiten ein weiterer aufzubringender Anteil für den Lenkwinkelbedarf hinzu. (vgl. [11])

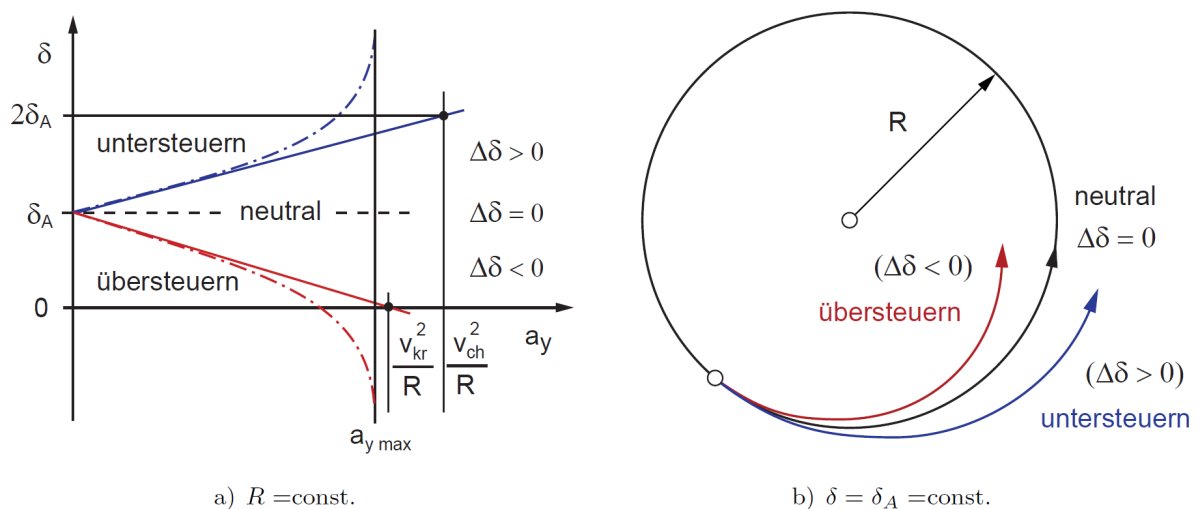
#### 2.4.4. Steuertendenz

Die Steuertendenz eines Fahrzeuges kann entweder über-, unter- oder neutralsteuernd sein. Tendiert ein Fahrzeug zum Übersteuern, so besteht Schleudergefahr. Im Falle einer untersteuernden Tendenz schiebt das Fahrzeug über die Vorderachse. In der Automobilbranche werden Fahrzeuge untersteuernd ausgelegt, indem beispielsweise der Schwerpunkt des Fahrzeuges weiter vorne liegt. Somit ist der Abstand  $l_V$  kleiner als  $l_H$ . (vgl. [29])

Der Grund liegt hierbei in der Gefahrenminimierung. Ein Fahrzeug besitzt im vorderen Drittel die größte Knautschzone und bildet somit im Falle eines frontalen Zusammenstoßes einen größeren Schutz, als die instabile Seitenfront. Vor allem in Fahrdynamikregelungen sollte das Ziel in der Untersteuertendenz eines Fahrzeuges liegen.

Es ist somit möglich über die Lage des Schwerpunktes einem Fahrzeug eine charakteristische Steuertendenz aufzuprägen. Zusätzlich zur Schwerpunktslage spielen die Seitensteifigkeiten eine Rolle. Wenn man das Vorzeichen des vorhin beschriebenen Korrekturlenkwinkels  $\Delta \delta$  über den *Lenkwinkelgradienten*  $\frac{\partial \delta}{\partial a_y}$  ausdrückt, kann eine Aussage über die Steuertendenz getroffen werden (Abbildung 2.11). (vgl. [11])

$$\frac{\partial \delta}{\partial a_y} = \frac{m}{l_V + l_H} \cdot \left( \frac{l_H}{c_{\alpha V}} - \frac{l_V}{c_{\alpha H}} \right) \quad (2.24)$$



**Abbildung 2.11.:** Das Vorzeichen des Lenkwinkelgradienten gibt Aufschluss über die Steuertendenz des Einspurmodells. [11]

<b>Steuertendenz</b>		
neutral	$\Delta \delta = 0$	$c_{\alpha H} \cdot l_H = c_{\alpha V} \cdot l_V$
untersteuernd	$\Delta \delta > 0$	$c_{\alpha H} \cdot l_H > c_{\alpha V} \cdot l_V$
übersteuernd	$\Delta \delta < 0$	$c_{\alpha H} \cdot l_H < c_{\alpha V} \cdot l_V$

**Tabelle 2.1.:** Steuertendenz des linearen Einspurmodells (vgl. [29])

Wie in Tabelle 2.1 dargestellt, können nun Aussagen über die Steuertendenz des linearen Einspurmodells getroffen werden (siehe Abbildung 2.11). (vgl. [29])

# Kapitel 3

## Entwicklung einer Fahrdynamikregelung

### 3.1. Sollwertbestimmung

Die Bestimmung des Sollverhaltens der Fahrzeugbewegung ist ein unerlässlicher Punkt für die Fahrdynamikregelung. Es gilt hierbei den Schwimmwinkel  $\beta$  sowie das Giergeschwindigkeitsverhalten  $\dot{\psi}$  für das Sollverhalten zu bestimmen. Der einfachste Weg, um in der Fahrdynamik das Fahrverhalten eines Fahrzeuges beschreiben zu können, ist das lineare Einspurmodell (Abschnitt 2.4.1). Dieses bildet zusammen mit nichtlinearen Reifenmodellen (Abschnitt 2.3.3) die Grundlage für dieses Kapitel. Für den Schwimmwinkelsollwert  $\beta_{soll}$  wird prinzipiell ein Minimum gefordert.

Um jedoch das Soll-Giergeschwindigkeitsverhalten eines realen Fahrzeuges, welches durch ein nichtlineares Zweispurmodell in der Simulation beschrieben wird, bis hin zum physikalischen Grenzbereich korrekt zu bestimmen, ist laut [31] ein lineares Einspurmodell nicht ausreichend. Es würden verfrüht ESP-Eingriffe durch ein abweichendes Verhalten erfolgen. Grund dafür ist, dass das tatsächliche Fahrverhalten bei maximalem Seitenkraftbeiwert ein verzögertes Verhalten aufweist. Die Gierrate verläuft bei einem linearen Einspurmodell in diesem Bereich nicht verzögernd und rund sondern ungleichmäßig. (siehe Abbildung 3.1). In [31] wird der ungleichmäßige Verlauf, durch die nicht vorhandenen nichtlinearen Reifenmodelle im linearen Einspurmodell erklärt.

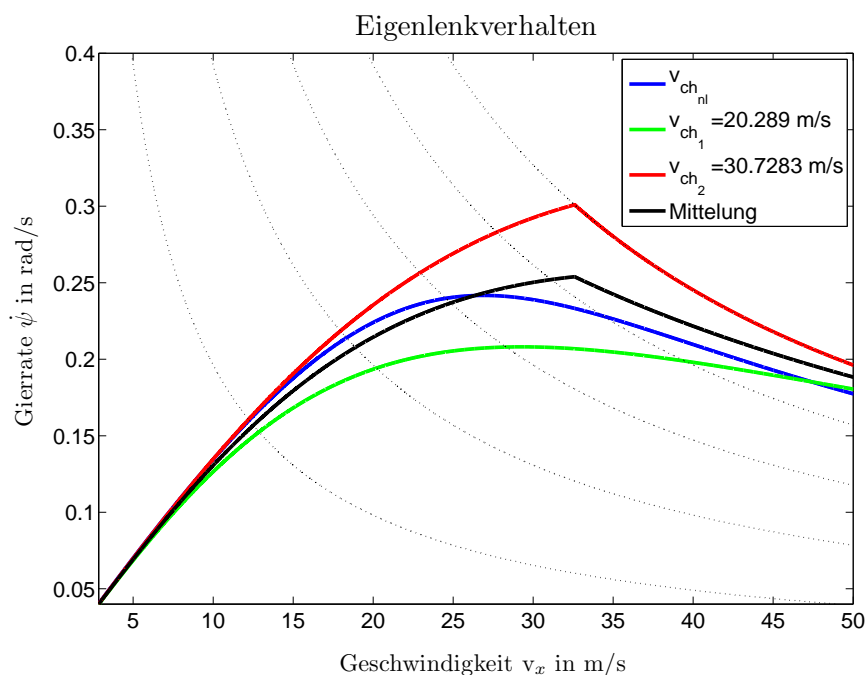
Ziel ist es, mit zwei linearen Einspurmodelle eine Sollwertbestimmung durchzuführen. Nur so können rechenzeitintensive Vorgänge vermieden werden. Aus diesem Grund sollen wie in [31] oder [28] beschrieben, zwei lineare Einspurmodelle verwendet werden. Die beiden Modelle werden so modifiziert, dass der gewichtete Mittelwert der Gierrate beider Modelle über die Geschwindigkeit betrachtet, das Gierratenverhalten eines nichtlinearen Einspurmodells umschließt. Das zuletzt genannte nichtlineare Einspurmodell besitzt, im Gegensatz zu den beiden linearen Modellen, ein nichtlineares Reifenmodell.

Um das Eigenlenkverhalten des nichtlinearen Einspurmodells nachbilden zu können, werden in [31] die linearen Einspurmodelle mit verschiedenen charakteristischen Geschwindigkeiten ausgelegt. Durch geeignete Wahl unterschiedlicher Achssteifigkeiten der beiden Modelle ist es möglich, das Lenkverhalten der beiden linearen Einspurmodelle unterschiedlich auszulegen.

$$v_{ch} = l \cdot \sqrt{\frac{1}{m} \cdot \frac{c'_{\alpha H} \cdot c'_{\alpha V}}{l_H * c'_{\alpha H} - l_V \cdot c'_{\alpha V}}} \quad (3.1)$$

### 3.1.1. Entwurfsvorgang für die Sollwertberechnung

Für die Sollwertbestimmung ist es notwendig ein lineares Einspurmodell, wie es aus den Grundlagen der Fahrzeugtechnik bekannt ist, aufzusetzen. Mit Hilfe von nichtlinearen Reifenkennlinien wird das lineare Einspurmodell zu einem nichtlinearen Einspurmodell erweitert. In dieser Arbeit wurde dazu das nichtlineare Reifenmodell *TMsimple* aus [11] verwendet. Anschließend werden, wie oben beschrieben, zwei lineare Einspurmodelle mit verschiedenen charakteristischen Geschwindigkeiten  $v_{ch}$  in der Simulation aufgebaut. Die Steifigkeiten der Vorder- und Hinterachse ( $c'_{\alpha V}$ ,  $c'_{\alpha H}$ ) der beiden linearen Einspurmodelle werden so gewählt, dass deren Gierratenmittelwert das Gierratenverhalten des nichtlinearen Modells möglichst gut nachbildet. Das Verhalten des nichtlinearen Einspurmodells, der linearen Einspurmodelle, sowie deren Mittelung ist in Abbildung 3.1 bei einem konstanten Lenkradwinkel ersichtlich.



**Abbildung 3.1.:** Mittelung des Gierverhaltens eines nichtlinearen Einspurmodells anhand zweier linearer Einspurmodelle.

Damit kann das nichtlineare Modell für den physikalischen Grenzbereich gut angenähert werden. Eine Begrenzung des Gierratenverhaltens der linearen Einspurmodelle erfolgt mit Hilfe der Querbeschleunigung. Die Begrenzung ist notwendig, da diese im Normalfall durch die Fahrbahneschaffenheit, also den Reibwert der Fahrbahn, begrenzt ist. Bei einem nichtlinearen Modell erfolgt diese Begrenzung durch die nichtlinearen Reifenkennlinien. (vgl. [14, S. 181ff], [31])

$$|\dot{\psi}| < \left| \frac{a_{y_{max}}}{v_x} \right| = \left| \frac{\mu_{s_{max}} \cdot g}{v_x} \right| \quad (3.2)$$

### 3.1.2. Abstimmung des nichtlinearen Einspurmodells auf Messdaten

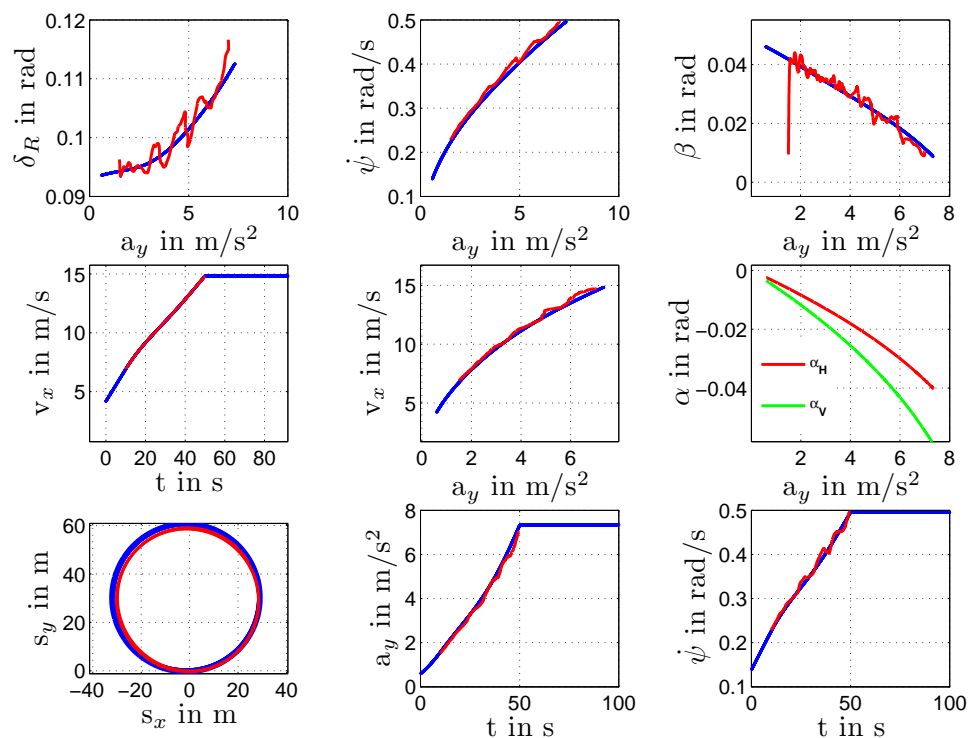
Aufgrund von verschiedenen durchgeführten fahrdynamischen Messungen mit einem Versuchsträger stehen die nötigen Messdaten zur Verfügung, um einen Rechnungs-Messungsabgleich durchführen zu können. Aus den Messdaten werden das Radlenkwinkelprofil sowie die Längs-



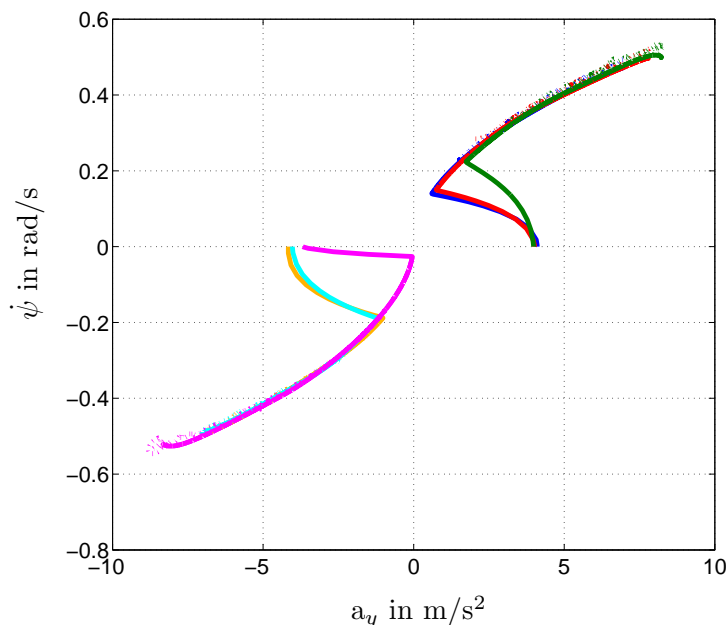
geschwindigkeit vorgegeben. Für die Abstimmung der Reifenkennlinien des nichtlinearen Einspurmodells wurden vorrangig stationäre Kreisfahrten verwendet. Anhand von Messdaten aus dem Fahrversuch „stationäre Kreisfahrt“ kann das Fahrverhalten eines Fahrzeugs bestimmt werden. Des Weiteren wurden Messungen verschiedener Handling-Kurse herangezogen, um so die Einstellungen zu optimieren.

Durch Anpassen der Steifigkeiten, Maximalwerte, Sättigungswerte der nichtlinearen Reifenkennlinie und der Hinter- sowie Vorderachssteifigkeit wurde eine realitätsnahe Abstimmung erzielt. Es ist jedoch anzumerken, dass dazu mehrere Messdatensätze notwendig sind.

Die Messdaten werden laut Norm ISO 15037-1 mit einem Tiefpassfilter gefiltert, um für die Simulation das Messrauschen zu entfernen, aber trotzdem wichtige Informationen nicht zu verlieren. Legt man die Messdaten über die Simulationsergebnisse, so erkennt man beispielsweise in Abbildung 3.2, dass sich die Simulationsergebnisse mit den Messdaten sehr gut decken. Dies spricht für eine gute Nachbildung des Fahrverhaltens des nichtlinearen Modells. Die Anpassung des nichtlinearen Einspurmodells bedarf jedoch einiger Kreisfahrt- sowie Handlingkursmessungen, wobei Modifikationen an der nichtlinearen Reifenkennlinie zu tätigen sind. In Abbildung 3.2 ist die Anpassung für eine stationäre Kreisfahrt zu sehen. Neben der Darstellung von physikalischen Größen über der Zeit ist es sinnvoll, den Schwimmwinkel  $\beta$ , die Gierrate  $\dot{\psi}$ , die Schräglaufwinkel  $\alpha$  sowie die Längsgeschwindigkeit  $v_x$  und den Radlenkwinkel  $\delta_R$  über die Querbeschleunigung  $a_y$  zu betrachten. Damit kann das Fahrverhalten umfassend analysiert werden. Zur Vollständigkeit wurde das Verhalten der simulierten Schräglaufwinkel zusätzlich betrachtet.



**Abbildung 3.2.:** Anpassung des nichtlinearen Einspurmodells mit Messdaten aus stationären Kreisfahrten. Die in rot gehaltenen gefilterten Messdaten bilden die Referenz zu den in blau dargestellten Simulationsdaten.



**Abbildung 3.3.:** Ermittlung der toten Zonen für die Gierrate in Bezug auf die Regelung, um zu frühe ESP Eingriffe zu vermeiden.

Für den später zu entwerfenden Regler können bereits hier Informationen entnommen werden. Um zu frühe Reglereingriffe zu vermeiden, ist es möglich, die Streuung der Messergebnisse aller stationärer Kreisfahrten, speziell im Gierraten-Querbeschleunigungs-Diagramm, zu betrachten. Anhand der Streuung sind die Grenzen der Gierrate für sogenannte tote Zonen, wo der Regler nicht eingreifen soll, ermittelbar (siehe Abbildung 3.3).

### 3.1.3. Mittelung des nichtlinearen Modells mit zwei linearen Einspurmodellen

Die Berechnung eines nichtlinearen Reifenmodells ist sehr zeitintensiv. Vor allem, wenn während einer Fahrt ständig Berechnungen durchzuführen sind. Deshalb ist es notwendig, das vorhin ermittelte Fahrverhalten des nichtlinearen Modells, durch zwei lineare Einspurmodelle mit unterschiedlichen charakteristischen Geschwindigkeiten zu mitteln. Die charakteristische Geschwindigkeit ist von den Abmessungen des Fahrzeugs und den Steifigkeiten der Vorder- sowie Hinterachse abhängig. Das bedeutet, dass die Steifigkeiten der beiden Einspurmodelle in der Art und Weise gewählt werden müssen, sodass das Gierratenverhalten des nichtlinearen Einspurmodells angeglichen werden kann. Nur so ist eine ausreichend genaue Sollwertbestimmung möglich. Zu beachten ist, dass die Mittelung des Gierratenverhaltens über einen Geschwindigkeitsbereich mit unterschiedlichen Radlenkwinkeln erprobt werden muss. In Abbildung 3.1 ist beispielsweise das Verhalten für nur einen Radlenkwinkel dargestellt. Bei ungenauer Abstimmung der charakteristischen Geschwindigkeiten kommt es bei großen Radlenkwinkeln zu einer schlechten Nachbildung des nichtlinearen Modells. In diesem Fall müssen die beiden charakteristischen Geschwindigkeiten neu aufeinander abgestimmt werden. (vgl. [31])

Bei der Wahl der Steifigkeiten für die Vorder- und Hinterachse ist die Steuertendenz zu berücksichtigen. Die Steuertendenz des Simulationsmodells ist anhand der Messdaten eines Audi A4 B8 Avant 1.8 TFSI parametrisiert worden.

#### **3.1.4. Verzögerungsfilter**

Die Trägheit eines Fahrzeuges beim Einlenken ist in der Simulation abzubilden. Um zwischen der Lenkradwinkelvorgabe und dem Drehen des Fahrzeugs eine zeitliche Verzögerung in der Simulation künstlich zu erzeugen, wird ein Tiefpassfilter verwendet. Die verzögerte Fahrzeugreaktion kann somit auch in der Simulation berücksichtigt werden. (vgl. [14, S. 184])

#### **3.1.5. Ablauf in der Simulation**

Während der Durchführung eines Manövers erhalten die beiden linearen Einspurmodelle die Geschwindigkeit und den Radlenkwinkel als Eingangsgrößen. Durch ständige Berechnung beider Modelle gelingt es, ein gutes Sollverhalten anhand der Gierratenmittelung zu bestimmen. Die Sollwertbestimmung stellt sich sowohl für den Brems- als auch für den Antriebsfall als ausreichend genau dar und kann für beide Fälle unmodifiziert verwendet werden.

## 3.2. Beobachter

In einem Kraftfahrzeug können durch modernste Sensoren bereits eine Vielzahl von Größen präzise gemessen werden. Es gibt jedoch nach wie vor schwer messbare physikalische Größen. Solche sind oft nur durch einen messtechnisch hohen Aufwand bestimmbar, der meist mit hohen Kosten verbunden ist. In solchen Fällen werden sogenannte *Beobachter* eingesetzt, welche die zu ermittelnden Größen *schätzen*. In dieser Arbeit wird die Schätzung des Schwimmwinkels  $\beta$  verfolgt. Es soll zu jedem Zeitpunkt der aktuelle Schwimmwinkel bestimmt werden können.

Der Schwimmwinkel  $\beta$  zählt mitunter zu den wichtigsten Fahrzeuggrößen in der Fahrdynamikregelung. Wenn dieser während einer Fahrt große Werte annimmt, wird die Fahr situation als kritisch angesehen. (vgl. [25, S. 3])

Bei sehr hohen Schwimmwinkeln ist davon auszugehen, dass das Fahrzeug eventuell schräg zur Fahrtrichtung steht und kaum noch kontrollierbar ist.

Die Bestimmung des Schwimmwinkels  $\beta$  aufgrund der gemessenen Querb beschleunigung  $a_y$  und Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$ , ist wie in [9], [14], [27] und [31] angeführt wird, nicht ratsam.

$$\dot{\beta} = \frac{a_y}{v} - \dot{\psi} \quad (3.3)$$

$$\beta = \beta_0 + \int \frac{a_y}{v} - \dot{\psi} dt \quad (3.4)$$

Messgrößen wie die Querb beschleunigung  $a_y$  oder Gierrate  $\dot{\psi}$ , sind von Signalrauschen und Störungen überlagert. Zusammen mit der fehlerbehafteten geschätzten Fahrgeschwindigkeit  $v$ , führen diese Gegebenheiten schnell zu großen Fehlern. Das Vertrauen in den Schwimmwinkel muss jedoch gegeben sein, da dieser eine wichtige Größe in der Fahrdynamikregelung darstellt. (vgl. [31])

Anhand der geforderten Störsicherheit und Robustheit ist laut [30] und [31] die Verwendung eines Kalman Filters sinnvoll. Mit Hilfe dieses Kalman Filters ist es trotz Sensorfehlern sowie Störungen möglich, den Schwimmwinkel zu ermitteln.

Für den Entwurf eines Kalman Filters gibt es, ausgehend vom Einspurmodell oder Zweispurmodell, unterschiedlichste Ansätze. In [25] werden solche unterschiedlichen Ansätze zur Schätzung des Schwimmwinkels angeführt.

In dieser Arbeit wurde der in [14], [31] und [32] beschriebene Ansatz zur Schätzung des Schwimmwinkels gewählt.

### 3.2.1. Ansatz des Kalman Filters für die Querdynamik

Ausgangspunkt sind die Gleichungen des Zweispurmodells der Fahrzeugdynamik. Verwendung für den Entwurf des Querdynamik-Beobachters finden jedoch nur die Differentialgleichungen 3.5 und 3.6 für die Quer- und Giergeschwindigkeit. (vgl. [7, S. 2] und [31])

Mit den vorhin genannten Gleichungen und der Differentialgleichung für die Längsgeschwindigkeit kann die Dynamik eines Fahrzeugs vollständig beschrieben werden. Mit dem in [31] und [32]

beschriebenen Ansatz wird zuerst die Quergeschwindigkeit  $v_Y$  geschätzt und anschließend der Schwimmwinkel berechnet. Es erfolgt somit keine direkte Schwimmwinkelschätzung wie in [25].

$$m \cdot (v_Y + v_X \cdot \dot{\psi}) = (F_{S,VL} + F_{S,VR}) \cdot \cos \delta + (F_{B,VL} + F_{S,VR}) \cdot \sin \delta + F_{S,HL} + F_{S,HR} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} J_Z \cdot \ddot{\psi} = & [(F_{S,VL} + F_{S,VR}) \cdot l_V \cdot \cos \delta + (F_{S,VL} - F_{S,VR}) \cdot 0,5 \cdot b_V \cdot \sin \delta] \\ & - (F_{S,HL} + F_{S,HR}) \cdot l_H - (F_{B,VL} + F_{B,VR}) \cdot l_V \cdot \sin \delta + (F_{B,VL} - F_{B,VR}) \cdot 0,5 \cdot b_V \cdot \cos \delta \\ & + (F_{B,HL} - F_{B,HR}) \cdot 0,5 \cdot b_H \end{aligned} \quad (3.6)$$

Anzumerken ist, dass der Windwiderstand sowie steile Fahrbahnneigungen in diesem Ansatz nicht berücksichtigt werden. (vgl. [31])

Laut [31] und [32] stehen Messgrößen und Schätzgrößen für den Entwurf zur Verfügung. Um den Aufwand des Entwurfs in einem angemessenen Rahmen zu halten, wurden für die Umsetzung Vereinfachungen getroffen. Die normalerweise durch Sensoren ermittelten Messgrößen, sowie die durch andere Schätzer bestimmten Größen, stehen in der Simulation zur Verfügung. Die Querbeschleunigung  $a_y$ , die Gierrate  $\dot{\psi}$  und der Lenkradwinkel  $\delta_{LR}$  werden normalerweise über Sensoren ermittelt. Durch zusätzliche Schätzer könnten auch die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$  und der Reibwert  $\mu_R$  der Fahrbahn bestimmt werden.

Wie bereits erwähnt, steht die Gierrate  $\dot{\psi}$  als Messgröße zur Verfügung. Da in diese Größe viel Vertrauen gelegt werden kann, wird diese im Kalman Filter als Messgröße verwendet. (vgl. [31])

Anhand der beiden verwendeten Bewegungsgleichungen des Zweispurmodells ist ersichtlich, dass aufgrund der vorkommenden Seitenkräfte, das nichtlineare Reifenmodell eine wichtige Rolle spielt. Dieses hat somit wie in [3] ausdrücklich angemerkt wird, einen großen Einfluss auf die Qualität der Schätzung.

Allen voran wird deshalb das in [3], [31] und [32] angeführte HSRI-Reifenmodell verwendet. Eine genaue Beschreibung dieses Modells kann in [5] nachgelesen werden. Laut [31] sind so die Bremskräfte  $F_B$  über das Motormoment  $M_M$ , den Bremsenkennwert  $c_P$ , den Radbremszylinderdruck  $p_R$ , den Radradius  $r_R$ , das Trägheitsmoment des Rades  $J_R$ , die Radumfangsgeschwindigkeit  $v_R$  und die gesamt wirkende Übersetzung zwischen Motor und Reifen berechenbar.

$$F_B = c_p \cdot \frac{p_R}{r} - \frac{M_M \cdot i_G}{2 \cdot r} + \frac{J_R}{r^2} \cdot v_R \quad (3.7)$$

Der Vorteil des HSRI Reifenmodells nach [32] ist, dass über das Verhältnis der Schräglauf- und Schlupfsteifigkeiten sowie über das Verhältnis aus Schlupf und Schräglaufwinkel die Seitenkräfte  $F_S$  bestimmt werden können.

$$F_S = \frac{c_\alpha}{c_\lambda} \cdot \frac{\alpha}{s} \cdot F_B \quad (3.8)$$

An einer Achse können die Schräglaufwinkel für kleine Lenk- und Schwimmwinkel ungefähr gleich angenommen werden. Für die Vorder- und Hinterachse ergeben sich folgende Schräglaufwinkel (vgl. [32]):

$$\alpha_V = \delta - \frac{v_Y + l_V \cdot \dot{\psi}}{v_x} \quad (3.9)$$

$$\alpha_H = -\frac{v_Y - l_H \cdot \dot{\psi}}{v_x} \quad (3.10)$$

Durch Einsetzen der Schräglaufwinkel sowie der Seiten- und Bremskräfte des HSRI-Reifenmodells in die Bewegungsgleichungen des Zweispurmodells, ergeben sich zusammengefasst nach [32], folgende Gleichungen:

$$\dot{v}_Y = A_{11} \cdot v_Y + A_{12} \cdot \dot{\psi} + u_1 \quad (3.11)$$

$$\ddot{\psi} = A_{21} \cdot v_Y + A_{22} \cdot \dot{\psi} + u_2 \quad (3.12)$$

Die in den Gleichungen 3.11 und 3.12 mit  $A_{11}$  bis  $A_{22}$  bezeichneten Variablen sind zeitvariant. Die Stellgrößen  $u_1$  und  $u_2$  sind ebenfalls zeitvariant. Für die exakte Herleitung und Zusammenfassung sei hier auf [6] und [7] verwiesen.

Die *messbare* Giergeschwindigkeit bildet mit Gleichung 3.12 die Messgleichung für den Kalman Filter. Zunächst wird laut [6] und [32] eine Diskretisierung der beiden Gleichungen durchgeführt.

$$\dot{v}_{Y,k+1} = (A_{11} \cdot T + 1) \cdot v_{Y,k} + A_{12} \cdot T \cdot \dot{\psi}_k + T \cdot u_{1,k} \quad (3.13)$$

$$\ddot{\psi}_{k+1} = A_{21} \cdot T \cdot v_{Y,k} + (A_{22} \cdot T + 1) \cdot \dot{\psi}_k + T \cdot u_{2,k} \quad (3.14)$$

Anhand der linearen Extrapolation ist es laut [6] möglich, aus Gleichung 3.14 eine Messgleichung zu formen.

$$\dot{\psi}_{k+1} = 2 \cdot \dot{\psi}_k - \dot{\psi}_{k-1} \quad (3.15)$$

Nach einigen Umformungen ergibt sich die Messgleichung für den Kalman Filter. Die Messgleichung wird zusätzlich mit einem Messrauschen und die Bewegungsgleichung mit Zustandsrauschen versehen. Mess- sowie Zustandsrauschen müssen experimentell ermittelt werden. (vgl. [32])

Aus der Quergeschwindigkeit  $\hat{v}_Y$  und der Längsgeschwindigkeit  $\hat{v}_X$ , kann der Schwimmwinkel laut [32] einfach berechnet werden. Auch bei einem frei rollenden Fahrzeug ist die Schätzung mittels Kalman Filter möglich.

$$\beta = \frac{\hat{v}_Y}{\hat{v}_X} \quad (3.16)$$

### 3.2.2. Kalman Filter

Der Kalman Filter sowie ein Beobachter versuchen anhand der Prozesseingangs- und Ausgangsgrößen nicht messbare Zustandsgrößen zu schätzen.

Ein *normaler* Beobachter geht von stör- und fehlerfreien Messgrößen aus. Da in der Realität Störungen sowie Messfehler während einer Fahrt jederzeit auftreten können, bietet sich der Kalman Filter für genaue Schätzungen von Zustandsgrößen in einer Fahrdynamikregelung an. Im Kalman Filter lassen sich durch Prozess- und Messrauschen, Unsicherheiten berücksichtigen. Dadurch ist es möglich, anhand von fehlerbehafteten Messwerten einen Systemzustand optimal zu schätzen.

Wie beim *Luenberger Beobachter* aus [12] wird auch beim Kalman Filter ein Fehlerterm aus der prädizierten und gemessenen Größe gebildet und mit einer Verstärkungsmatrix gewichtet, sowie im Modell für den Beobachter zurückgeführt. Beim Luenberger Beobachter wird die Gewichtungsmatrix des Fehlers über die Polvorgabe so entworfen, dass nach  $t \rightarrow \infty$  der Schätzfehler gegen Null strebt. Beim Kalman Filter geschieht dies durch das Ziel der minimalen Varianz des Schätzfehlers (vgl. [8, S. 18])

$$\mathbf{P} = \lim_{t \rightarrow \infty} E(\{\mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}\}\{\mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}\}^T) \quad (3.17)$$

Für die genaue Herleitung sei hier jedoch auf [1] verwiesen. Der Kalman Filter ist wegen seiner rekursiven Arbeitsweise laut [19] sehr gut für Echtzeitanwendungen und somit auch für die Fahrzeugtechnik geeignet.

Ausgangspunkt des Kalman Filters, ist ein lineares zeitvariantes mathematisches Modell

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_{k+1} &= \mathbf{\Phi}_k \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{H}_k \cdot \mathbf{u}_k + \mathbf{w}_k \\ \mathbf{y}_k &= \mathbf{C}_k \cdot \mathbf{x}_k + \mathbf{v}_k \end{aligned} \quad (3.18)$$

Das Messrauschen  $\mathbf{v}_k$  sowie das Zustandsrauschen  $\mathbf{w}_k$  sollen der Einfachheit halber, weißes unkorreliertes Rauschen darstellen. Das bedeutet, dass die Zufallsvariable für das Messrauschen  $\mathbf{v}_k$  eine Normalverteilung mit dem Mittelwert Null und der Varianz  $\mathbf{Q}_k$  besitzt. Für das Zustandsrauschen  $\mathbf{w}_k$  wird ebenfalls eine Normalverteilung mit dem Mittelwert Null angenommen. Diese besitzt eine Varianz  $\mathbf{R}_k$ . (vgl. [1])

#### Arbeitsweise

Die grundsätzliche Arbeitsweise des Kalman Filters wird nun laut [19] zusammenfassend beschrieben und kann demnach in zwei Schritte gegliedert werden, wobei sich diese ständig abwechseln. Der erste Berechnungsschritt wird Vorhersage oder Prädiktion genannt. Nach der Prädiktion folgt mit der Korrektur der zweite Berechnungsschritt. In der Prädiktion erfolgt im Zeitschritt  $k$  für den nächsten Zeitschritt  $k+1$  eine Schätzung von einem Systemzustand  $\mathbf{x}$ . Man spricht hierbei von einem a priori Schätzwert  $\hat{\mathbf{x}}_{k+1}^*$ . Angekommen im Zeitschritt  $k+1$ , wird dieser a priori Schätzwert  $\hat{\mathbf{x}}_{k+1}^*$  nun korrigiert. Eine Korrektur ist möglich, da der tatsächliche Systemzustand  $\mathbf{x}$  nun durch eine Messung bestimmbar ist. Aufgrund der Abweichung der beiden Werte sowie der Kenntnis über das vorliegende physikalische System kann ein optimaler Zustandswert bestimmt werden. Der durch die Korrektur entstandene Zustandswert wird als a posteriori Schätzwert  $\hat{\mathbf{x}}_k$  bezeichnet. Sind somit beide Schritte, also die Prädiktion und die Korrektur durchgeführt, beginnt der Algorithmus für den nächsten Zeitschritt.

### Zustands- und Messgleichung

Der Systemzustand  $\mathbf{x}_k$  ist in den meisten Fällen ein  $n$ -dimensionaler Vektor, der die Zustände des Systems zu einem Zeitpunkt  $k$  beschreibt. Die  $n \times n$  Matrix  $\Phi$  beschreibt die Systemzustandsübergänge von einem Zeitschritt zum nächsten. Die Stellgröße  $\mathbf{u}_k$  mit der Dimension  $l$  zum Zeitpunkt  $k$  wirkt durch die Matrix  $H$  mit der Dimension  $n \times l$  auf den Systemzustand ein. In Messgleichung 3.18 wird der Messvektor  $\mathbf{y}_k$  mit der Dimension  $m$  dargestellt. Mit  $\mathbf{C}_k$  wird die Messmatrix bezeichnet. Diese hat die Dimension  $m \times n$ . (vgl. [19])

### Prädiktionsschritt

Im Prädiktionsschritt wird nicht nur der a priori Schätzwert bestimmt, sondern auch die Kovarianzmatrix  $\mathbf{P}_k^*$  des Schätzwertfehlers.

$$\mathbf{P}_k^* = \Phi_k \cdot \mathbf{P}_k \cdot \Phi_k^T + \mathbf{Q}_k \quad (3.19)$$

### Korrekturschritt

Wie bereits vorhin erwähnt, wird im Korrekturschritt der a priori Schätzwert  $\hat{\mathbf{x}}_{k+1}^*$  des Zustandes  $x$  korrigiert. Das Ergebnis ist dann der a posteriori Schätzwert  $\hat{\mathbf{x}}_{k+1}$ .

Bevor dieser jedoch korrigiert werden kann, muss die Kalman Verstärkungsmatrix  $\mathbf{K}_k$  berechnet werden. Berechnet wird diese  $n \times m$ -Matrix, sodass die Kovarianz  $\mathbf{P}_k$  des a posteriori Schätzfehlers so klein wie möglich wird. Ziel ist, dass die Schätzung sehr genau und damit die Fehlerkovarianz klein wird. (vgl. [1], [19])

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{P}_k^* \cdot \mathbf{C}^T \cdot (\mathbf{C} \cdot \mathbf{P}_k^* \cdot \mathbf{C}^T + \mathbf{R}_k)^{-1} \quad (3.20)$$

Mit Hilfe der Kalmanverstärkungsmatrix wird anschließend der Fehler  $(\mathbf{y}_k - \mathbf{C}_k \cdot \hat{\mathbf{x}}_k^*)$  gewichtet und mit dem a priori Schätzwert korrigiert. Das Ergebnis ist, dann der a posteriori Schätzwert  $\hat{\mathbf{x}}_k$ . Der Fehler zwischen dem Messwert und dem a priori Schätzwert ist ein wichtiges Maß für eine genaue Schätzung.

$$\hat{\mathbf{x}}_k = \hat{\mathbf{x}}_k^* + \mathbf{K}_k \cdot (\mathbf{y}_k - \mathbf{C}_k \cdot \hat{\mathbf{x}}_k^*) \quad (3.21)$$

Abschließend wird mit der Kalmanverstärkung aus Gleichung 3.20 noch eine Korrektur der Schätzfehlerkovarianz durchgeführt. Man erhält somit die a posteriori Kovarianz  $\mathbf{P}_k$  des Schätzfehlers.

$$\mathbf{P}_k = (\mathbf{E} - \mathbf{K}_k \cdot \mathbf{C}_k) \cdot \mathbf{P}_k^* \quad (3.22)$$

Die Matrix für die Kalmanverstärkung ist insofern ein wichtiges Element, da so eine Gewichtung bezüglich des Vertrauens der Messgrößen angegeben wird. Ist die Verstärkung sehr klein, wird auf den Messwert wenig Wert gelegt. Bei maximalen Werten der Kalmanverstärkung wird der Messwert stärker gewichtet. In so einem Fall wird dem Schätzwert weniger vertraut. (vgl. [19])

### Wahl der Kovarianzmatrizen

Die Kovarianzmatrizen  $\mathbf{Q}_k$  und  $\mathbf{R}_k$  für das Prozess- und Messrauschen sind experimentell zu ermitteln. Besitzt die Kovarianzmatrix des Messrauschens  $\mathbf{R}_k$  gegenüber der des Zustandsrauschens  $\mathbf{Q}_k$  wesentlich kleinere Einträge, so wird mehr Gewicht auf die erhaltene Messung gelegt.



Bei größeren Einträgen der Kovarianzmatrix  $\mathbf{R}_k$  im Gegensatz zu  $\mathbf{Q}_k$ , legt das Filter weniger Wert auf die erhaltene Messung. (vgl. [18])

### 3.2.3. Entwurf des Kalman Filters

Der Kalman Filter zur Schätzung der Quergeschwindigkeit  $v_y$  wird wie in [32] beschrieben entworfen. Aufgrund von Inkonsistenzen der in [6], [14], [31] und [32] angeführten Ansätze bezüglich des Zweispurmodells, werden die Bewegungsgleichungen nach der Norm DIN 70000 verwendet.

Durch die in [6] beschriebene lineare Interpolation und der dadurch möglichen Reduktion der beiden Bewegungsgleichungen, kann ein skalarer Kalman Filter verwendet werden. Die folgende Herleitung bezieht sich auf [6] und [32]. Nach einsetzen der linearen Interpolation und einigen Umformungen ergibt sich eine neue Messgleichung.

$$\begin{aligned}\dot{\psi}_{k+1} &= 2 \cdot \dot{\psi}_k - \dot{\psi}_{k-1} \\ 2 \cdot \dot{\psi}_k - \dot{\psi}_{k-1} &= A_{21} \cdot T \cdot v_{Y,k} + (A_{22} \cdot T + 1) \cdot \dot{\psi}_k + T \cdot u_{2,k} \\ A_{21} \cdot T \cdot v_{Y,k} &= (1 - A_{22} \cdot T) \cdot \dot{\psi}_k - \dot{\psi}_{k-1} + T \cdot u_{2,k}\end{aligned}\tag{3.23}$$

Für die Messgleichung ergibt sich nun folgender Ausdruck:

$$y_k = (1 - A_{22} \cdot T) \cdot \dot{\psi}_k - \dot{\psi}_{k-1} + T \cdot u_{2,k}\tag{3.24}$$

Der skalare Kalman Filter kann mit

$$\begin{aligned}v_{y,k+1} &= (1 + A_{11} \cdot T) \cdot v_{y,k} + u_{g,k} \\ \tilde{y}_k &= A_{21} \cdot T \cdot v_{y,k}\end{aligned}\tag{3.25}$$

beschrieben werden, wobei  $u_{g,k}$  mehrere zeitvariante Größen zusammenfasst. Die Umsetzung des skalaren Kalmanfilters wurde mit Hilfe einer „*Embedded Matlab Function*“ in *Matlab/Simulink* durchgeführt.

### Ein- und Ausgangsgrößen

Die am realen Fahrzeug durch Sensoren erfassbaren Größen, wie die Gierrate  $\dot{\psi}$  und der Radlenkwinkel  $\delta_{RL}$ , sind in der Simulation verfügbare Eingangsgrößen. Bei der Längsgeschwindigkeit  $v_x$  handelt es sich um eine Größe, die am realen Fahrzeug geschätzt werden muss. Da jedoch ein zusätzlicher Schätzer für die Längsgeschwindigkeit den Rahmen dieser Arbeit übersteigen würde, wird diese als gegeben angenommen. Als Ausgangsgröße ist der Schwimmwinkel  $\beta$  ausreichend.

### HSRI-Reifenmodell

Das in [5] beschriebene HSRI Reifenmodell wird vereinfacht verwendet. Statt in jeder Situation die aktuellen Steifigkeiten der Längskraft-Schlupf- und der Seitenkraft-Schräglaufl-Kennlinie zu ermitteln, werden die Anfangssteifigkeiten der Kennlinien wie in [3] in Betracht gezogen.

### Einstellung der Startwerte und Kovarianzen

Um eine möglichst gute Schätzung durchführen zu können, bedarf es einer guten Abstimmung und Wahl der Kovarianzen  $\mathbf{R}_k$  und  $\mathbf{Q}_k$ . Wenn der Schwimmwinkel sein Vorzeichen ändert, muss

der geschätzte Schwimmwinkel dasselbe Vorzeichen aufweisen. Anderenfalls würden falsche ESP Eingriffe erfolgen. Dies ist ebenfalls in [31] nachzulesen.

Durch die verschiedenen vorgenommenen Einstellungen der Kovarianzen konnte folgendes beobachtet werden. Je weiter diese im Wertebereich auseinander liegen, desto besser werden die Nulldurchgänge erreicht. Jedoch wird auch die Schätzung ungenauer. Im Falle von einem sehr kleinen Abstand der Werte wird die Schätzung sehr genau, aber die Nulldurchgänge werden nicht exakt erreicht. Es gilt somit hier eine vernünftige Einstellung zu finden.

Wichtig für die Schätzung sind der Startwert für die Schätzfehlerkovarianz  $P_0$  und der initiale Schätzwert  $\hat{x}_0$ . Zu Beginn einer Fahrt, also beim Wegfahren, ist die zu schätzende Quergeschwindigkeit  $v_y \approx 0$ . Daher wurde der initiale Schätzwert  $x_0 = 0$  gewählt. Für die Schätzfehlerkovarianz zum Startzeitpunkt der Berechnung wurde experimentell der Wert  $P_0 = 1$  ermittelt. Eine sehr kleine Schätzfehlerkovarianz würde bedeuten, dass die Schätzung schon sehr genau ist. Sie trifft somit eine Aussage über die Unsicherheit der Schätzung.

#### 3.2.4. Evaluierung des Kalman Filters

Um den Kalman Filter ausführlich zu testen, werden verschiedene Fahrmanöver entworfen und anschließend durchgeführt. Da die Schätzung der Quergeschwindigkeit im Vordergrund steht, werden stationäre Kreis- und Slalomfahrten in Betracht gezogen.

Der Entwurf des Kalman Filters stützt sich bezüglich des Reifenmodells ebenfalls auf die Ursprungssteifigkeiten (Ursprungssteigung) der Seitenkraft-Schräglauf- und Längskraft-Schlupf-Kennlinie. Hier werden, wie in Abschnitt 3.2.3 bereits erläutert, nicht die Steifigkeiten des Arbeitspunktes ermittelt.

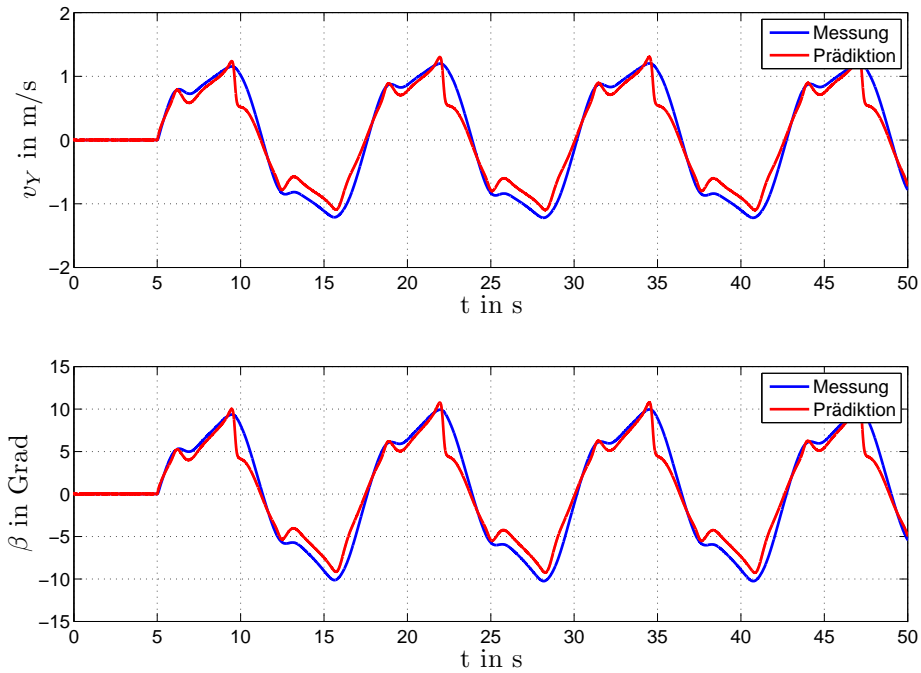
Die Vergleichsdaten für Kreisfahrten sowie Sinuslenken werden aus der Simulation mit dem Zweispurmodell ermittelt. Als Abschlusstest des Kalman Filters wird der Rundkurs des Hockenheimrings nachgefahren.

In Abbildung 3.4 ist zu erkennen, dass die Nulldurchgänge sehr gut übereinstimmen. In [31] wird stark auf die Einhaltung der Nulldurchgänge Wert gelegt. Die Richtung und Größe des Schwimmwinkels sind im Fahrzeugregler für dessen Eingriffe wichtig. Übersteigt der Schwimmwinkel einen kritischen Wert, muss der Fahrzeugregler aktiv werden. Mehr dazu im Kapitel 3.3.

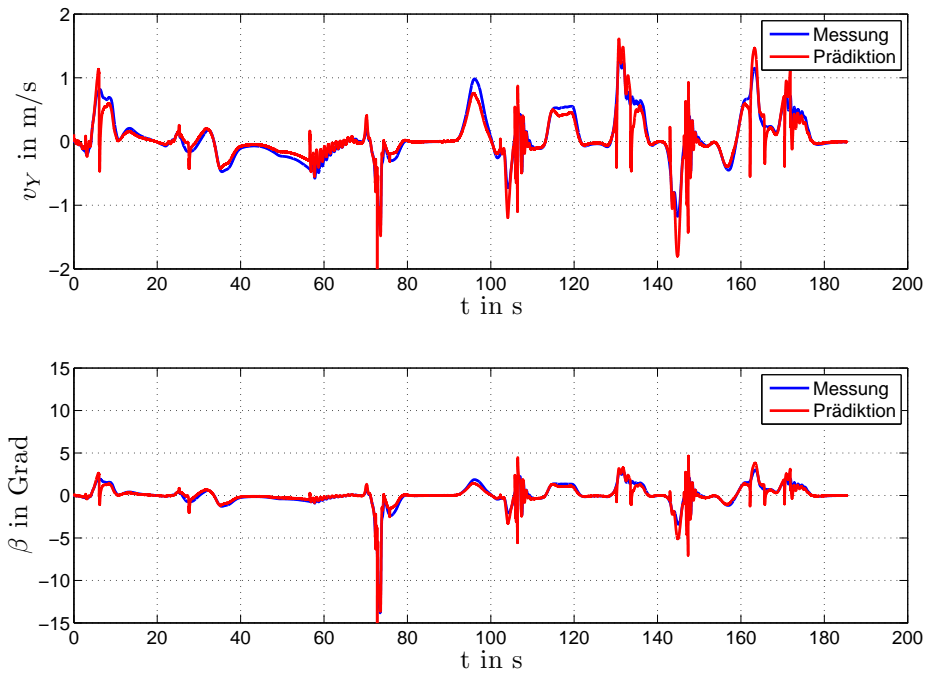
Die Evaluierung anhand der Simulationsergebnisse des Rundkurses in Abbildung 3.5 zeigt ebenfalls, dass Größe und Nulldurchgänge der Quergeschwindigkeit beziehungsweise des Schwimmwinkels sehr gut geschätzt werden.

#### Anmerkung

Mit veränderten Fahrbahnbeschaffenheiten ändern sich auch die Ursprungssteifigkeiten der Querkraft-Schräglauf- und der Längskraft-Schlupf-Kennlinie. Mittels Reibwertschätzer kann eine Prädiktion des Kraftschlussbeiwertes durchgeführt werden, um anhand dieser korrekte Steifigkeiten für die Quergeschwindigkeitsschätzung zu berechnen. Der Aufwand eines zusätzlichen Reibwertschätzers kann in dieser Arbeit nicht abgedeckt werden. Aus diesem Grund wurde der Kalman Filter ausschließlich für  $\mu$ -high entworfen. Für nähere Informationen zum Entwurf eines Reibwertschätzers wird hier auf [27] verwiesen.



**Abbildung 3.4.:** Evaluierung des Kalman Filters mit Hilfe von Simulationsdaten vom Sinuslenken aus dem nichtlinearen Zweispurmodell.



**Abbildung 3.5.:** Evaluierung des Kalman Filters mit Hilfe von Simulationsergebnissen eines Rundkurses (Hockenheimering).

### 3.3. Fahrzeugregler

Anhand zweier linearer Einspurmodelle wird das Sollverhalten des Fahrzeuges vorgegeben. Mit Hilfe von Sensoren kann ein Großteil der aktuellen fahrzeugtechnischen Größen erfasst werden. In der Simulation sind diese Größen verfügbar. Um das gesamte aktuelle Verhalten des Fahrzeuges in der Simulation zu bestimmen, bedarf es eines Kalman Filters. Dieser wird zur Schätzung der Fahrzeugquergeschwindigkeit eingesetzt. Aufgrund einer weiteren mathematischen Beziehung lässt sich dadurch der zur Regelung notwendige Schwimmwinkel bestimmen.

Der Fahrzeugregler besteht aus einer Mehrgrößenregelung. Einerseits gilt es nach [31] die Drehung des Fahrzeuges um die Hochachse, die mit der Gierrate  $\dot{\psi}$  beschrieben wird, zu regeln. Des Weiteren darf der Schwimmwinkel  $\beta$ , der die Position des Fahrzeuges auf der Fahrbahn beschreibt, laut [31] nicht zu sehr ansteigen, da ansonsten die Fahrsituation kritisch wird und das Fahrzeug ins Schleudern geraten würde.

Es liegt somit nahe, den Schwimmwinkel ab einem definierten Wert zu begrenzen und die Gierrate zu regeln. Die Struktur einer solchen Regelung ist in [24] ersichtlich.

Eine übliche und stark verbreitete Realisierung einer solchen Regelungsstrategie wird in [32] beschrieben. Es handelt sich dabei um einen Zustandsregler, der anhand der Riccati-Methode entworfen wird. Dazu wird ein Zweispurmodell eines Fahrzeuges linearisiert. Diese Strategie regelt die Gierrate  $\dot{\psi}$  und den Schwimmwinkel  $\beta$ , wobei mit zunehmendem Schwimmwinkel dieser höher gewichtet wird.

Eine weitere interessante Variante wird in [2] genannt. Es wird eine reine Gierratenregelung beschrieben, die jedoch erst bei kritischen Schwimmwinkeln eingreift und den Schwimmwinkel begrenzt. Ähnliche Ansätze des PID-Reglers sind in [2] und [27] nachzulesen.

In dieser Arbeit wird der Schwimmwinkel wie in [24] mit einem Proportionalteil geregelt, sobald dieser eine kritische Grenze erreicht. Zusätzlich wird die Gierrate über einen PID- $T_1$  Regler geregelt. Aufgrund der in [26] beschriebenen Empfehlung eines PID-Reglers für eine Gierratenregelung, wurde dieser Ansatz als Basis für den Entwurf gewählt. Die verwendete Reglerstruktur ist in Abbildung 3.6 ersichtlich.

Ausgangsgröße des Fahrzeugreglers ist der Bremschlupf für ein bestimmtes Rad, um so das Fahrverhalten des Fahrzeuges in der Simulation zu stabilisieren.

#### 3.3.1. Entwurfsvorgang

Für größere nichtlineare Modelle oder Regelstrecken ist es üblich, diese anhand von einfacheren linearen Modellen zu beschreiben und anschließend einen Reglerentwurf durchzuführen. Natürlich ist der entworfene Regler in so einem Fall nur auf das vereinfachte Modell abgestimmt und nicht auf das eigentliche nichtlineare Modell. In dieser Arbeit handelt es sich um ein Zweispurmodell eines Fahrzeuges, das 16 Freiheitsgrade besitzt und mit nichtlinearen Reifenmodellen ausgestattet ist. Der Entwurf des Reglers wird jedoch mit Hilfe eines linearen Einspurmodells, welches Erweiterungen zum Basismodell besitzt, durchgeführt.

Aufgrund der Vielfältigkeit der Bewegungsabläufe im Zweispurmodell, kann dieses nicht zur Gänze durch ein lineares Einspurmodell beschrieben werden. Beispielsweise ist die Wankdynamik mit den modellierten Einfederungen des Fahrzeuges sehr komplex aufbereitet. Deshalb bedarf es für den Einsatz im Zielmodell einer Nachjustierung der Reglerparameter. Nur so ist es möglich, das gewünschte Verhalten zu erreichen.

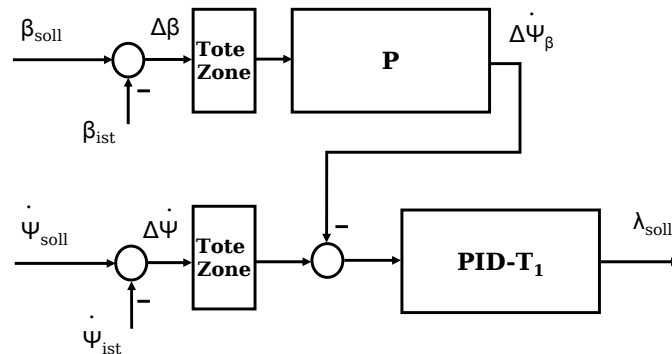


Abbildung 3.6.: Struktur des Fahrzeugreglers (vgl. [27, S. 50])

Der Entwurf mit Hilfe des erweiterten Einspurmodells erfolgt über die in [12] beschriebenen *Einstellregeln nach Ziegler-Nichols* anhand der *open loop* Methode. Diese Methode bietet sich aufgrund leicht ableitbaren Übertragungsfunktionen aus dem Einspurmodell an.

### 3.3.2. Erweiterungen des Einspurmodells

Um mit Hilfe des linearen Einspurmodells den in dieser Arbeit geforderten Querdynamikregler entwerfen zu können, bedarf es einiger Modifikationen. Die Gierrate sowie der Schwimmwinkel sind in Abhängigkeit des Längsschlupfes als Übertragungsfunktionen zu definieren.

Fakt ist, dass durch Abbremsen eines Rades infolge des Schlupfs eine Längskraft entsteht. Die zusätzliche Längskraftkomponente führt zu einer Reduktion der Querkraft. Es entsteht aufgrund der veränderten resultierenden Kräfte ein Giermoment. Mit diesem Moment ist es möglich, der aktuellen Drehung des Fahrzeuges entgegen zu wirken. (vgl. [31])

Die Erweiterungen des linearen Einspurmodells sind notwendig, um die gewünschten Übertragungsfunktionen aufstellen zu können. Der Drallsatz wird um Bremsengriffe in Längsrichtung erweitert. Die folgenden Ansätze zu den Erweiterungen des Einspurmodells stammen aus [27]. Es ist anzumerken, dass hier der Schlupf aufgrund der *Laplace-Transformation* mit  $\lambda$  statt mit  $s$  bezeichnet wird.

#### Impulssatz

$$m \cdot a = \sum F = m \cdot a_y = F_{yV} + F_{yH} \quad (3.26)$$

#### Drallsatz

$$I_Z \cdot \dot{\omega}_z = \sum M = l_V \cdot F_{yV} - l_H \cdot F_{yH} - F_{x,VL} \cdot \frac{b_F}{2} + F_{x,VR} \cdot \frac{b_F}{2} - F_{x,HL} \cdot \frac{b_F}{2} + F_{x,HR} \cdot \frac{b_F}{2} \quad (3.27)$$

Beim linearen Einspurmodell werden keine nichtlinearen Reifenkennlinien verwendet, sondern linearisierte Reifenmodelle eingesetzt. Man verwendet dazu, wie in [14] und [27] beschrieben, für die Längs- und Seitenkräfte feste Steifigkeiten für die jeweilige Achse. Die Achssteifigkeiten

werden mit  $c'_{\alpha,V}$  und  $c'_{\alpha,H}$  definiert.

$$\begin{aligned} F_{yV} &= -c'_{\alpha,V} \cdot \alpha_V \\ F_{yH} &= -c'_{\alpha,H} \cdot \alpha_H \end{aligned} \quad (3.28)$$

$$\begin{aligned} F_{x,VL} &= c'_{\lambda,V} \cdot \lambda_{VL} \\ F_{x,VR} &= c'_{\lambda,V} \cdot \lambda_{VR} \\ F_{x,HL} &= c'_{\lambda,H} \cdot \lambda_{HL} \\ F_{x,HR} &= c'_{\lambda,H} \cdot \lambda_{HR} \end{aligned} \quad (3.29)$$

Zur Aufstellung der Übertragungsfunktionen wird ein Bremszenario betrachtet. Dieses beschränkt sich auf eine Bremsung des linken hinteren Rades. Vorerst entsteht nur am linken hinteren Rad ein Schlupf  $\lambda_{VL}$ . Ohne Längsschlupf ist es nicht möglich, eine Längskraft aufzubringen, deshalb können die Kräfte  $F_{X,VR}$ ,  $F_{X,VL}$  und  $F_{X,HR}$  vernachlässigt werden. Die Bremsung soll während einer Geradeausfahrt geschehen. Somit gilt  $\delta_{RL}=0$ . (vgl. [27, S. 181f])

Die in [33] beschriebenen Vereinfachungen der Gleichungen des Einspurmodells werden anhand der *Laplace-Transformation* durchgeführt. Nach einsetzen der Querbeschleunigung

$$a_Y = v \cdot (\dot{\psi} - \dot{\beta}) \quad (3.30)$$

und der Schräglaufwinkel ergeben sich folgende Gleichungen:

$$m \cdot v \cdot s \cdot \beta + \frac{1}{v} \cdot (m \cdot v^2 + c'_{\alpha,V} \cdot l_V - c'_{\alpha,H} \cdot l_H) \cdot \dot{\psi} + (c_V + c_H) \cdot \beta = 0 \quad (3.31)$$

$$s \cdot I_Z \cdot \dot{\psi} + \frac{1}{v} \cdot (c'_{\alpha,V} \cdot l_V^2 + c'_{\alpha,H} \cdot l_H^2) \cdot \dot{\psi} - (c'_{\alpha,H} \cdot l_H - c'_{\alpha,V} \cdot l_V) \cdot \beta + \lambda_{HL} \cdot c_{\lambda,H} \cdot \frac{b}{2} = 0 \quad (3.32)$$

Aus diesen lassen sich nun die gewünschten Übertragungsfunktionen der Strecken ermitteln.

$$T_{\dot{\psi}}(s) = \frac{\dot{\psi}}{\lambda_{HL}} = \frac{-g \cdot a \cdot s - g \cdot c}{a \cdot d \cdot s^2 + (c \cdot d + a \cdot e) \cdot s + (c \cdot e + b \cdot f)} \quad (3.33)$$

$$T_{\beta}(s) = \frac{\beta}{\lambda_{HL}} = \frac{b \cdot g}{a \cdot d \cdot s^2 + (c \cdot d + a \cdot e) \cdot s + (c \cdot e + b \cdot f)} \quad (3.34)$$

Die Koeffizienten a, b, c, d, e und f ergeben sich wie folgt:

$$\begin{aligned}
 a &= m \cdot v \\
 b &= \frac{1}{v} \cdot (m \cdot v^2 + c'_{\alpha,V} \cdot l_V - c'_{\alpha,H} \cdot l_H) \\
 c &= (c'_{\alpha,V} + c'_{\alpha,H}) \\
 d &= I_Z \\
 e &= \frac{1}{v} \cdot (c'_{\alpha,V} \cdot l_V^2 + c'_{\alpha,H} \cdot l_H^2) \\
 f &= (c'_{\alpha,H} \cdot l_H - c'_{\alpha,V} \cdot l_V) \\
 g &= \frac{b}{2} \cdot c_\lambda
 \end{aligned} \tag{3.35}$$

Zusätzlich wurde eine Bremsverzögerung für beide Übertragungsfunktionen von  $t=0.1$  Sekunden berücksichtigt.

$$T_{Brems} = \frac{1}{0.1s + 1} \tag{3.36}$$

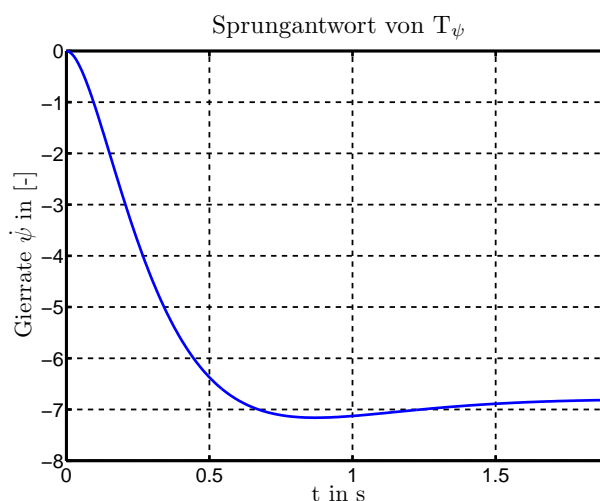
Grundsätzlich müssten noch weitere Verzögerungen berücksichtigt werden, da ein Fahrzeug von der Lenkradänderung bis zum veränderten Fahrverhalten verzögernd reagiert. Dieser Entwurf soll jedoch nur einen Grobentwurf des PID-T<sub>1</sub> Reglers für die Gierrate und des P-Reglers für den Schwimmwinkel darstellen. Es wird daher auf eine noch genauere Abstimmung des Einspurmodells verzichtet.

### 3.3.3. Reglerentwurf

Für den Entwurf der beiden Standardregler bietet sich die *open loop* Methode von Ziegler-Nichols an, da die Übertragungsfunktionen der einzelnen Strecken bekannt sind. Diese Methode stützt sich auf die Information der Sprungantwort einer Strecke. Aus dem Verlauf der Sprungantwort werden zwei Kenngrößen ermittelt, die zur Dimensionierung notwendig sind. Der Vorgang zur Ermittlung der Einstellparameter startet, indem eine Wendetangente durch den Wendepunkt der Sprungantwort gelegt wird. Zum einen wird dann die Verzugszeit  $T_V$  ermittelt. Sie beschreibt den Abschnitt auf der Zeitachse vom Ursprung bis zum Schnittpunkt der Wendetangente. Der zweite zu ermittelnde Parameter  $a$  beschreibt den Abschnitt auf der y-Achse vom Ursprung bis zum Schnittpunkt zwischen y-Achse und Wendetangente. (vgl. [12, S. 261])

Es folgt anschließend eine Analyse des offenen Regelkreises  $L(j\omega)$  im Frequenzbereich. Aufgrund der Phasen- und Amplitudenreserve können Aussagen über die Stabilität des geschlossenen Regelkreises getroffen werden. Hieraus ergeben sich meist Änderungen der vorhin bestimmten Reglerparameter. Eine Sprungantwort am geschlossenen Regelkreis gibt anschließend Aufschluss über dessen Stabilität. Im Falle eines instabilen Verhaltens infolge eines Sprunges am Eingang, müssen die Reglerparameter neu eingestellt werden. Eine erneute Analyse des offenen Kreises im Frequenzbereich sowie des geschlossenen Kreises im Zeitbereich ist dann die Folge.

In den Abbildungen 3.7 und 3.8 sind die Sprungantworten der ermittelten Übertragungsfunktionen zu sehen. Anhand dieser Verläufe können, wie in [12] beschrieben, die Einstellparameter  $a$  und  $T_V$  extrahiert werden. Mit den ermittelten Parametern können die Regleranteile anhand Tabelle 3.1 aus [12] bestimmt werden. Die so berechenbaren Parameter stellen eine gute Ausgangsbasis für den Reglerentwurf dar.



**Abbildung 3.7.:** Sprungantwort der ermittelten Gierratenübertragungsfunktion zum Ermitteln der Reglerparameter nach Ziegler-Nichols.

Reglertyp	$K_P$	$T_I$	$T_D$
P	$a^{-1}$	-	-
PI	$0.9a^{-1}$	$3T_V$	-
PID	$1.2a^{-1}$	$2T_V$	$0.5T_V$

**Tabelle 3.1.:** Einstellregeln nach Ziegler-Nichols. [12]

Nach Ermittlung der Reglerparameter werden Strecke und Regler zu einem offenen Kreis zusammen geschaltet. Es gilt nun, anhand des offenen Kreises  $L(j\omega)$  über die Phasen- und Amplitudenreserve, Aussagen über die Stabilität des geschlossenen Regelkreises zu treffen. Daraus lassen sich neue Reglerparameter ableiten, um die Stabilität des geschlossenen Regelkreises abzusichern. Die Phasen- und Amplitudenreserve können direkt aus den Bodediagrammen abgelesen werden.

Die Phasenreserve ist die Phasendifferenz zwischen der Phase des offenen Kreises, die bei der Durchtrittsfrequenz auftritt, und der „Phasenlinie“ von -180 Grad. Sie ist ebenfalls ein Maß für die Dynamik des Regelkreises. (vgl. [12, S. 173])

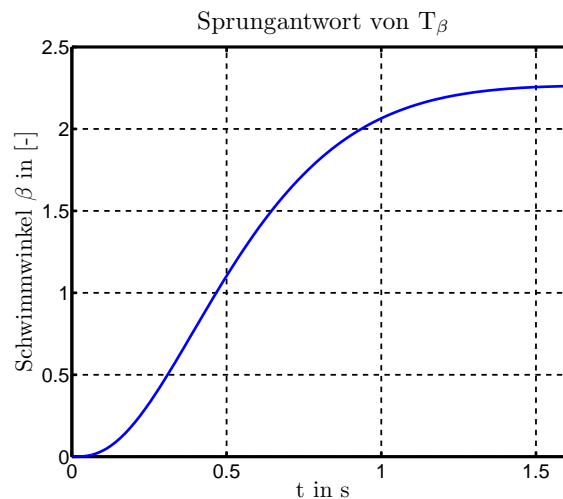
$$\phi_R = 180 + \text{arc}\{L(j\omega_C)\} \quad (3.37)$$

Laut [12] gilt im Falle einer positiven Phasenreserve für Übertragungsfunktionen  $L(j\omega)$  vom einfachen Typ, dass der geschlossene Standardregelkreis stabil ist. Kann diese Bedingung nicht erfüllt werden, kann der geschlossene Regelkreis instabil werden. Für die Beschreibung, wann von einer Übertragungsfunktion vom einfachen Typ die Rede ist, wird auf [12] verwiesen.

Bezüglich der Amplitudenreserve kann eine Aussage über die maximal mögliche Verstärkung des offenen Kreises gemacht werden. Sie gibt an, wie weit die Verstärkung erhöht werden kann, bis eine Instabilität des geschlossenen Regelkreises auftritt. (vgl. [15, S. 365])

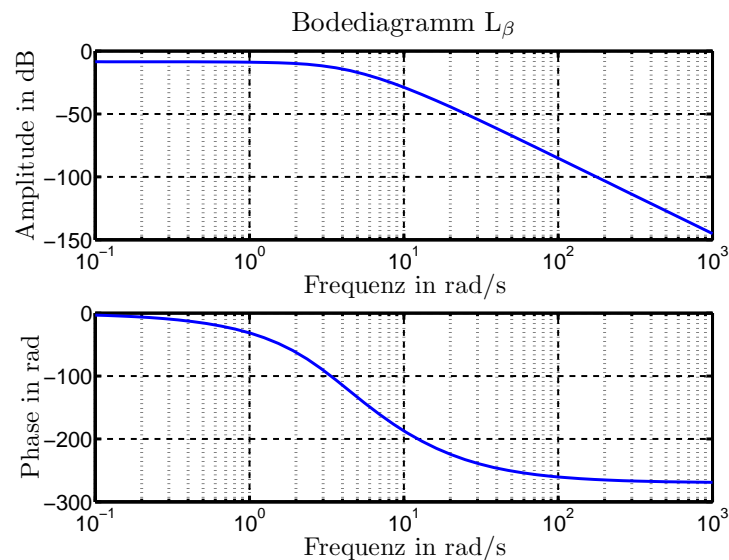
$$A_R = \frac{1}{|L(j\omega)|} \quad (3.38)$$





**Abbildung 3.8.:** Sprungantwort der ermittelten Schwimmwinkelübertragungsfunktion zum Ermitteln der Reglerparameter nach Ziegler-Nichols.

Allgemein gilt laut [15], dass je größer die Amplituden- und Phasenreserve sind, desto weniger anfällig ist der Regelkreis auf Modellunsicherheiten. Für nähere Beschreibungen der Phasen- und Amplitudenreserve wird [12] und [15] empfohlen.

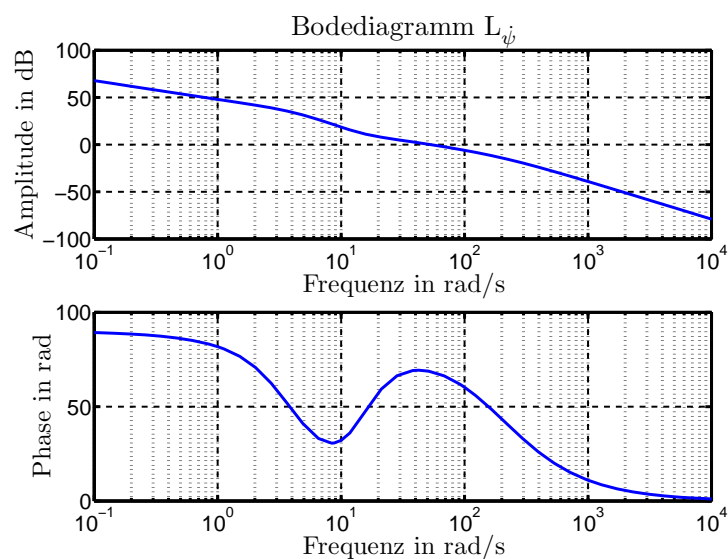


**Abbildung 3.9.:** Bodediagramm des offenen Kreises  $L_\beta(j\omega)$ .

Nach Analyse der offenen Kette wird der geschlossene Regelkreis im Zeitbereich betrachtet. Das Stabilitätsverhalten des Regelkreises wird nun durch Anlegen eines Einheitssprungs am Eingang überprüft.

Die Reaktion der einzelnen Regelkreise sollte laut [13] nach einem Sprung am Eingang schnell erfolgen, um den raschen Fahrzeugbewegungen gerecht zu werden. Dabei gilt es, das Überschwingen gering zu halten.

Um diese Forderungen umsetzen zu können, müssen die Reglerparameter der einzelnen Regler meist wieder verändert werden. Ist das der Fall, dann bedarf es anschließend wieder einer Unter-



**Abbildung 3.10.:** Bodediagramm des offenen Kreises  $L_{\psi}(j\omega)$ .

Reglertyp	$K_P$	$T_I$	$T_D$
P	0.167	-	-
PID	1.333	0.0909s	0.051s

**Tabelle 3.2.:** Ermittelte Reglerparameter des Schwimmwinkel- und Gierratenreglers.

suchung der offenen Kette im Frequenzbereich. Wie bereits erwähnt, erfolgt diese Abstimmung so lange, bis das gewünschte Stabilitätsverhalten erreicht wird.

In Abbildung 3.11 ist das Verhalten des geschlossenen Regelkreises für die Gierrate ersichtlich. Das Ziel eines schnellen Einschwingvorganges unter geringem Überschwingen konnte für die Grobeinstellung des PID-Reglers erfüllt werden.

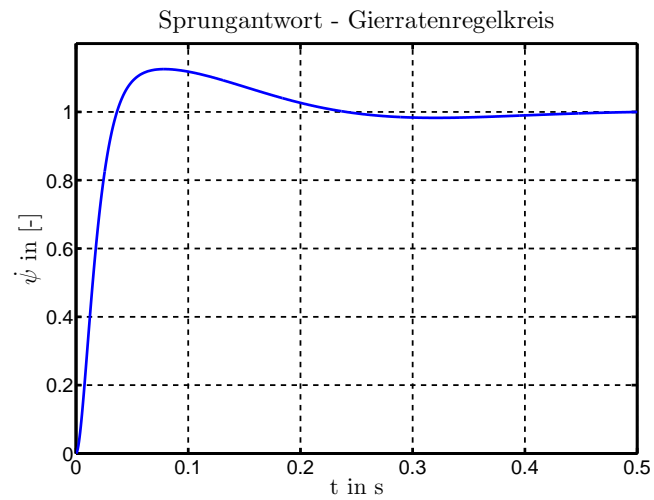
Die Sprungantwort am Schwimmwinkelregelkreis wird in Abbildung 3.12 dargestellt. Auch hier werden die Forderungen bezüglich Dynamik und Überschwingen eingehalten.

Die Reglerauslegung bis zu diesem Punkt stellt die Basis für die Anpassung des Reglers im Gesamtfahrzeugmodell dar. Tabelle 3.2 zeigt die ermittelten Reglerparameter des Gierraten- und Schwimmwinkelreglers. Im folgenden Abschnitt werden die Regler im nichtlinearen Gesamtfahrzeugmodell angepasst.

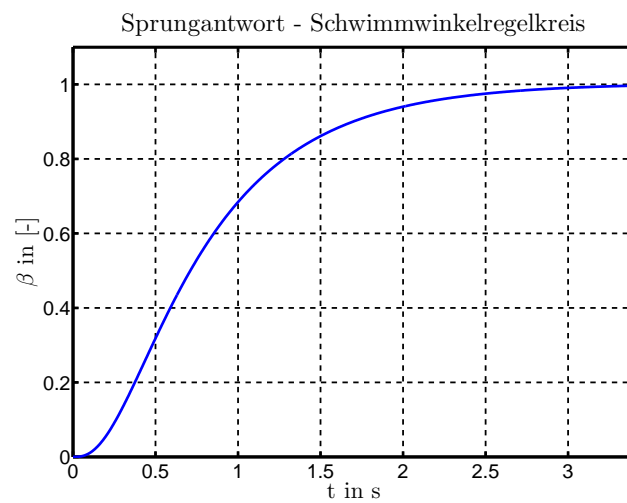
### 3.3.4. Anpassung der Regler im nichtlinearen Modell

Mit den nun ermittelten Reglerparametern für den PID- und P-Regler wird eine Regelstruktur wie in [27] entworfen (siehe Abbildung 3.6). Es soll so eine Gierratenregelung mit Schwimmwinkelbegrenzung ermöglicht werden.

Der Entwurf des im vorherigen Abschnitt ermittelten PID- und P-Reglers bildet die Basis für die weiteren Schritte der Reglerentwicklung. Die in Bild 3.6 dargestellte Reglerstruktur soll eine Bremsschlupfregelung ermöglichen, um einzelne Räder gezielt bremsen zu können.



**Abbildung 3.11.:** Sprungantwort des geschlossenen Regelkreises für die Gierrate.



**Abbildung 3.12.:** Normierte Sprungantwort des geschlossenen Regelkreises für den Schwimmwinkel.

### Verhalten des Reglers

Im Falle von kleinen und damit unkritischen Schwimmwinkeln ist der P-Regler nicht aktiv. Dafür sorgt eine tote Zone, die bis zu einem definierten Schwimmwinkelwert keine Regelung zulässt. Es ist dann nur die Gierratenregelung aktiv. Steigt die Differenz zwischen Soll- und Ist-Gierrate über einen kritischen Wert, wird auf die aktuelle Soll-Gierrate geregelt. Der kritische Wert der Abweichung zwischen Soll- und Ist-Gierrate muss anhand vieler Manöver ermittelt werden, bis eine gute Einstellung gefunden wird. Bei zu klein gewählten Abweichungen greift der Regler unnötig oft ein. Ist die zulässige Abweichung zu groß, wird der Fahrzeugregler zu spät aktiv und das Fahrzeug kann je nach Fahrsituation instabil werden. Man sieht, dass für eine optimale Anpassung der maximal möglichen Differenz zwischen Soll- und Ist-Gierrate viel Abstimmungsarbeit bedarf.

Steigt der Schwimmwinkel über den definierten kritischen Wert von fünf Grad an, so wird die Schwimmwinkelkompensation über den P-Regler aktiv und der der Regelfehler des PID-Reglers reduziert. Kompensiert wird hierbei ausschließlich die Eingangsgröße des PID-Reglers. Durch den *verkleinerten Regelfehler* wird auf einen kleineren Sollschlupf geregelt. Ein daraus folgender geringerer Brems-schlupf führt zu einer geringeren Bremskraft am Rad. Die geringere Bremskraft reduziert das Korrektur-Giermoment um die Hochachse des Fahrzeugs, was eine Kompensation des Schwimmwinkels bewirkt. Es wird somit das Ziel verfolgt, in sehr kritischen Fahrsituationen, ein Untersteuern des Fahrzeugs zu erreichen.

### Anpassung der Reglerstruktur mit Hilfe von Lenkwinkelsprüngen

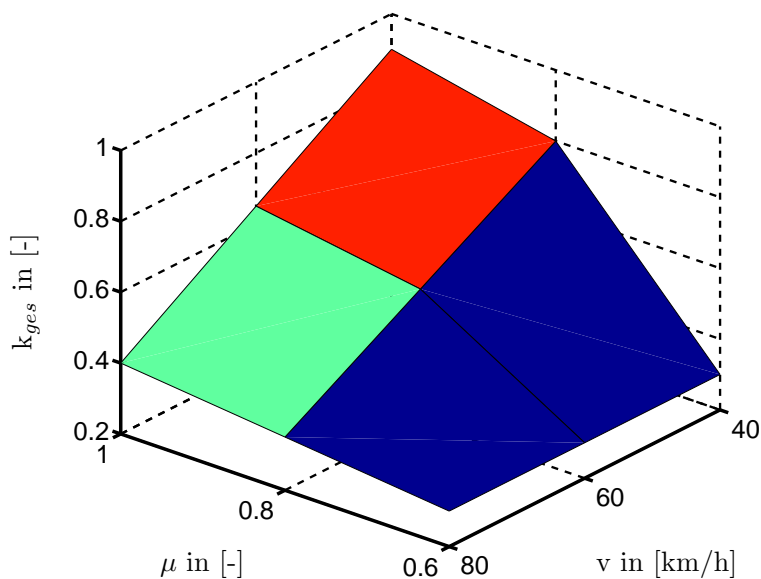
Mit Lenkwinkelsprüngen kann das Fahrzeugverhalten sehr gut analysiert werden. Der Vorteil ist, dass gleichzeitig mehrere Verhaltenssituationen beobachtet werden können. Zum Einen die Fahrzeugreaktion bei raschem Einlenken und zum Anderen die anschließende stationäre Fahrt, bei einem konstanten Radlenkwinkel. Man kann sofort erkennen, wann Reglereingriffe zur Stabilisierung sinnvoll sind.

Für die Anpassung der Reglerparameter im nichtlinearen Zweispurmodell sind deshalb eine Reihe von verschiedenen Lenkwinkelsprüngen notwendig. Für die unterschiedlichen Vorgaben der Lenkwinkelsprünge wurde eine Lenkradwinkeländerungszeit von 0.15 Sekunden gewählt. In dieser kurzen Zeit wird das Lenkrad von der Geradeausfahrt auf einen bestimmten vorgegebenen Lenkradwinkel bewegt und anschließend konstant gehalten. Der Ablauf eines Lenkwinkelsprunges wurde bei konstanter Geschwindigkeit durchgeführt.

### Variable Gesamtverstärkung des PID-Reglers

Das Fahrzeugverhalten ändert sich bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten, wie in Abschnitt 2.3 bereits beschrieben wurde. Daher sind für höhere Geschwindigkeiten andere Reglereinstellungen notwendig. Dieselbe Gegebenheit tritt bei unterschiedlichen Fahrbahnbeschaffenheiten auf. Es bedarf somit für unterschiedliche Fahrbahnreibwerte unterschiedlicher Reglerverstärkungen. Laut [27] ist in den verschiedenen Fällen jedoch nur die Gesamtverstärkung des PID-Reglers zu variieren, sodass die einzelnen ermittelten Reglerparameter aus der Grobauslegung unverändert bleiben.

Durch ausgiebiges Testen des Fahrzeugverhaltens ohne Regler-Eingriffe konnte anfangs die Reaktion des nichtlinearen Zweispurmodells analysiert werden. Anschließend wurden für hohe und niedrige Fahrbahnreibwerte verschiedenste Lenkwinkelsprünge mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten durchgeführt. Das Ergebnis der je nach Fahrsituation und Umgebung variablen Gesamtverstärkung des PID-Reglers ist in Abbildung 3.13 zu sehen.



**Abbildung 3.13.:** Gainscheduling - Gesamtverstärkung für den Fahrzeugregler

Laut [27] bedarf es bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten und Fahrbahnreibwerten keiner Änderung des P-Reglers zur Schwimmwinkelkompensation. Für alle durchgeführten Lenkwinkelsprünge kann diese Aussage bestätigt werden.

Anhand der einzelnen Simulationsergebnisse wurde die Gesamtverstärkung des PID-Reglers immer neu angepasst und wieder eine Simulationsreihe von Lenkwinkelsprünge durchgeführt. Dieser Vorgang ist so lange notwendig bis die gewünschten Ergebnisse und die gesuchte Gesamtverstärkungsverteilung vorliegen. Der Vorteil dieser Variante ist, dass gleichzeitig die tote Zone für die Gierrate ermittelt werden kann, sodass zu verfrühte Reglereingriffe ausbleiben.

Nach der bisherigen Beschreibung der Reglerabstimmung ist anzunehmen, dass mit größer werdenden Funktionsbereich des Reglers, auch der Aufwand für dessen Abstimmung steigt. Mit dem Funktionsbereich ist hier der Geschwindigkeitsbereich gekoppelt mit der Fahrbahnbeschaffenheit gemeint.

Zur Einschränkung des abzustimmenden Reglerbereiches wurden Geschwindigkeiten von 40 km/h bis 80 km/h gewählt. Auch die Fahrbahnreibwerte wurden von  $\mu\text{-low}=0.6$  bis  $\mu\text{-high}=1.0$  festgelegt.

Für die Anpassung des Reglers ist jedoch noch ein wichtiger Baustein ausständig. Die Regelgröße ist hier der Schlupf. Um die Schlupfänderungen an den jeweiligen Rädern wirksam werden zu lassen bedarf es eines weiteren Reglers, der aufgrund des vorgegebenen Bremschlupfs den Bremsdruck regelt. Dieser Regler wurde hier vorweggenommen und wird im folgenden Abschnitt 3.5 näher beschrieben.

## 3.4. Rad-Entscheider

In dieser Arbeit zielt der Entwurf eines Radentscheiders auf eine sehr einfache Eingriffsstrategie ab. Je nach Situation wird immer nur ein Rad kurz über- beziehungsweise unterbremst.

Eine Möglichkeit für eine ähnliche Eingriffsstrategie wird in [27] genannt. Hier werden jedoch je nach Überschreitung definierter Schwellen, für die Gierratenabweichung und den Schwimmwinkel, bis zu drei Räder unterschiedlich stark gebremst. In [31] wird eine annähernd gleiche Eingriffstrategie beschrieben.

Die Eingriffsstrategien setzen die Erkennung von kritischen Fahrsituationen voraus. In [25] werden unterschiedliche Ansätze zur Erkennung von kritischen Fahrsituationen beschrieben.

### 3.4.1. Funktionsweise der Einrad-Eingriffs-Strategie

Die entwickelte *Einrad-Eingriffs-Strategie* unterscheidet sich für den Antriebs- und Bremsfall. Im Antriebsfall wird je nach Über- oder Untersteuern ein Rad gebremst. Um ein Szenario zu nennen wird ein untersteuerndes Fahrzeug angenommen in einer Linkskurve betrachtet, dass nicht dem gewünschten Kurvenverlauf folgt. Das Fahrzeug würde ohne Eingriff geradeaus oder eine größere Linkskurve fahren. Um die Sollspur zu halten, bedarf es in diesem Fall eines Bremseingriffes am linken hinteren Rad. Wird dieses Rad gebremst wird ein Giermoment um die Hochachse des Fahrzeuges erzeugt, welches das Fahrzeug auf die richtige Spur bringt.

Die Eingriffsstrategie im Bremsfall weicht von der im Antriebsfall ab. Angenommen man befindet sich in einer Linkskurve in einer Bremssituation wo alle vier Räder gebremst werden. Würde man nun wie im Antriebsfall das hintere linke Rad bremsen, würde sich ein noch größerer Schlupf an diesem Rad einstellen. In der Kraft-Schlupf-Kurve herrscht bei hohen Schlupfwerten ein geringeres Kraftpotential. Somit würde weniger Bremskraft entstehen. Man spricht in so einem Fall vom Überbremsen eines Rades. Ein Überbremsen des linken hinteren Rades bringt jedoch nicht das gewünschte Ergebnis. Es ist jedoch möglich dieses Überbremsen an einem anderen Rad durchzuführen und dadurch das gewünschte Verhalten zu erzwingen. In diesem Beispielszenario, Linkskurve mit untersteuernder Tendenz, könnte ein Überbremsen des rechten hinteren Rades das notwendige Giermoment zur stabilen Weiterfahrt erzeugen. (vgl. [27, S. 53])

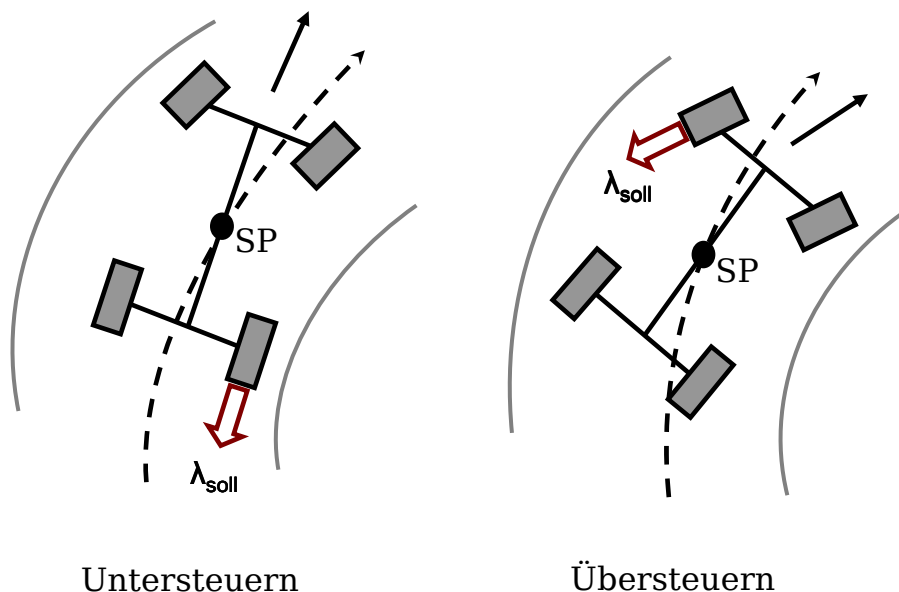
### 3.4.2. Entscheidungslogik

Um zu entscheiden, wann welches Rad gebremst oder überbremst werden soll, bedarf es einer Definition von Fahrsituationen, die es zu unterscheiden gilt.

Grundsätzlich müssen Antriebs- und Bremsfall unterschiedlich betrachtet werden. Erkannt wird eine Bremssituation, wenn der Bremsdruck, der durch das Fahrerpedal erzeugt wird, einen definierten Wert von 10 bar übersteigt. Anderenfalls liegt ein Antriebsfall vor.

#### Antriebsfall

In Abbildung 3.14 ist zu sehen, dass im Falle eines untersteuernden Fahrzeugs je nach Kurvenrichtung, eines der hinteren Räder zur Korrektur herangezogen wird. Bei einer Linkskurve wird das Rad hinten links und in einer Rechtskurve das Rad hinten rechts gebremst. Im Falle einer übersteuernden Tendenz sind im Antriebsfall die vorderen Räder abhängig von der zu fahrenden Kurve zu bremsen. In einer Linkskurve, wird das rechte und in einer Rechtskurve das linke Vorderrad gebremst. (vgl. [27, S. 53])



**Abbildung 3.14.:** Eingriffsstrategie des Radentscheiders im Antriebsfall und frei rollendem Fall (vgl. [27, S. 53])

### Bremsfall

Für den Bremsfall werden in Abbildung 3.15 die notwendigen Eingriffe gezeigt. Anders als im Antriebsfall wird hier für die selbe Fahrsituation, das gegenüberliegende Rad der selben Achse überbremst. Untersteuert das Fahrzeug, wird in einer Linkskurve das rechte Hinterrad und in einer Rechtskurve das linke Hinterrad überbremst. Bei Übersteuern wird in einer Linkskurve das linke und in einer Rechtskurve das rechte Vorderrad überbremst. Beim Überbremsen werden bis zu 60% Schlupf erlaubt. (vgl. [27, S. 53])

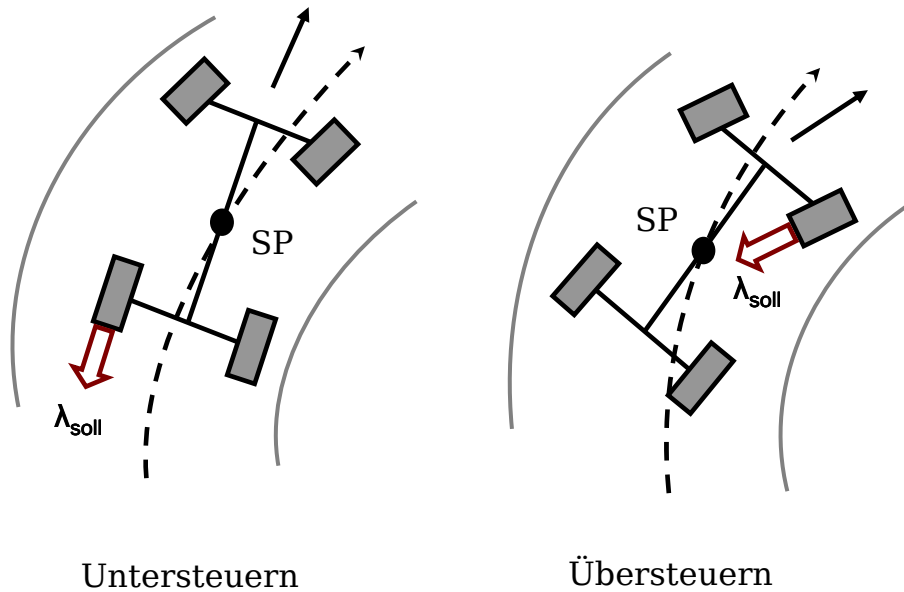
### Unterscheidung der Fahrsituationen

Es gilt die unterschiedlichen Fahrsituationen anhand von verfügbaren Fahrzeuggrößen zu unterscheiden. Dafür eignen sich die Gierrate sowie die Differenz zwischen Soll- und Ist-Gierrate. (vgl. [27, S. 50])

In einer Linkskurve ist nach der in [10] angeführten Norm DIN 70000 die Gierrate positiv und in einer Rechtskurve negativ. Dadurch kann einfach zwischen Links- und Rechtskurve unterschieden werden. Um hier eine scharfe Grenze zu vermeiden muss natürlich die Geradeausfahrt berücksichtigt werden. Ansonsten können zu schnell wechselnde Reglereingriffe die Folge sein, die zu einem instabilen Fahrverhalten führen können.

Durch die in der Norm DIN 7000 festgelegte Vorzeichenkonvention ist auch eine klare Unterscheidung zwischen Über- und Untersteuern möglich.

Ist die Differenz zwischen Soll- und Ist-Gierrate  $\dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}_{ist}$  in einer Linkskurve negativ, so liegt eine untersteuernde Tendenz vor. Folglich besteht eine übersteuernde Tendenz, wenn sich eine positive Differenz ergibt. Für eine Rechtskurve gilt dies analog nur mit umgekehrten Vorzeichen. In Tabelle 3.3 ist eine Übersicht zur Unterscheidung zwischen Über- und Untersteuern gegeben. Auch hier muss wieder auf ein neutral steuerndes Verhalten im Entscheider Rücksicht genommen



**Abbildung 3.15.:** Eingriffsstrategie des Radentscheiders im Bremsfall (vgl. [27, S. 53])

	Linkskurve	Rechtskurve
Untersteuern	$\dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}_{ist} > 0$	$\dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}_{ist} < 0$
Übersteuern	$\dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}_{ist} < 0$	$\dot{\psi}_{soll} - \dot{\psi}_{ist} > 0$

**Tabelle 3.3.:** Unterscheidung zwischen Unter- und Übersteuern

werden.

Im Allgemeinen werden Fahrzeuge so ausgelegt, dass diese ein untersteuerndes Verhalten aufweisen. Der Grund dafür ist, dass in sehr kritischen und nicht mehr beherrschbaren Situationen ein Fahrzeug geradeaus schiebt. Auch aus regelungstechnischer Sicht ist es vorteilhafter von einer geradlinigen Fahrzeugbewegung ausgehen zu können.



### 3.5. Bremsschlupfregler

Der durch den Fahrzeugregler in Kapitel 3.3 geregelte Sollbremsschlupf kann in der Simulation nicht direkt im Fahrzeugmodell verarbeitet werden. Dazu wird ein sogenannter Bremsschlupfregler benötigt. Er hat die Aufgabe anhand des Sollschlupfs das zu bremsende Rad auf einen Sollbremsdruck zu regeln. Erst mit einer Bremsdruckvorgabe kann der vorher geregelte Bremsschlupf angewendet werden und ein Rad bremsen. Weiters kann durch den Bremsdruck für das zu bremsende Rad erst überhaupt der gesamte Regelkreis im Fahrzeug geschlossen werden.

Unterschiedliche Ansätze zum Entwurf eines Bremsschlupfreglers sind in [2] und [27] angeführt. In [2] besteht der Regler aus lediglich einem P-Anteil, der nur eingreift, wenn ein Bremsschlupf vorgegeben wird. [27] beschreibt, dass durch einen PI-Regler, der nach denselben Kriterien wie der Fahrzeugregler entworfen wird, eine gute Performance erzielt werden kann. Auch in [31] wird ein möglicher Ansatz für einen Bremsschlupfregler genannt.

Für die nachfolgende Entwicklung eines Bremsschlupfreglers wurde [27] als Referenz gewählt. Die Anwendung der geregelten Bremsdrücke für die Vorder- sowie Hinterachse werden in dieser Arbeit nicht unterschieden.

#### 3.5.1. Übertragungsfunktion des Bremsschlupfreglers

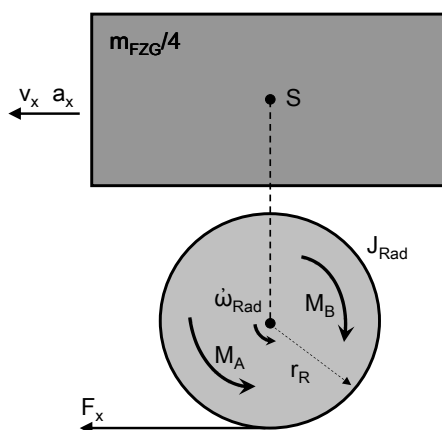


Abbildung 3.16.: Viertelfahrzeugmodell (vgl. [27, S. 183])

Mit den folgenden Formeln für den Drallsatz, des Bremsschlupfs und der angreifenden Kräften an einem Rad ist es möglich, eine Übertragungsfunktion  $T_\lambda(s) = \frac{\lambda_B}{p_B}$  aufzustellen. Diese beschreibt das Übertragungsverhalten zwischen Bremsschlupf und Bremsdruck an einem Rad. Die folgende Herleitung der gesuchten Übertragungsfunktion wird zusammenfassend aus [27] beschrieben.

Zuerst muss er Drallsatz an einem Rad gebildet werden.

$$J_R \cdot \dot{\omega}_R = F_x \cdot r + M_A - M_B \quad (3.39)$$

Durch die Aufstandskraft eines Rades und den Reibwertkoeffizienten zwischen Reifen und Fahrbahn, kann die Längskraft einfach ausgedrückt werden.

$$\begin{aligned} F_x &= \mu_x \cdot F_z \\ F_z &= \frac{m}{4} \cdot g \\ \mu_x &= c_\lambda \cdot \lambda_B \end{aligned} \quad (3.40)$$

Der Bremsschlupf für ein Rad wird wie folgt hergeleitet. In [27] wird eine konstante Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_X$  ( $a_X \approx 0$ ) angenommen.

$$\begin{aligned}
\lambda_B &= \frac{v_x - v_R}{v_x} \\
\dot{\lambda}_B &= \frac{d}{dt} \frac{v_x - v_R}{v_x} \\
\dot{\lambda}_B &= \frac{\dot{v}_x \cdot v_R - v_x \cdot \dot{v}_{Rad}}{v_x^2} \\
\dot{\lambda}_B &= \frac{a_x \cdot v_R - v_X \cdot a_R}{v_x^2} \\
\dot{\lambda}_B &= \frac{a_x \cdot v_R}{v_x^2} - \frac{a_{Rad}}{v_X} \\
\dot{\lambda}_B &= \frac{v_x \cdot a_R}{v_x} \\
\dot{\lambda}_B &= \frac{-\dot{\omega}_R \cdot r_R}{v_x}
\end{aligned} \tag{3.41}$$

Die wirkenden Radmomente werden auf das Bremsmoment  $M_B$  reduziert, da es hier ausreicht nur das gebremste Rad zu betrachten.

$$M_B = p_B \cdot A_{BK} \cdot \mu_B \cdot r_{B,eff} \tag{3.42}$$

Nach einsetzen der Gleichungen 3.41, 3.40 und 3.42 in den Drallsatz (Gleichung 3.39) kann nach einigen Umformungen die gesuchte Übertragungsfunktion aufgestellt werden.

$$T_{\lambda_B}(s) = \frac{\lambda_B}{p_B} = \frac{A_{BK} \cdot \mu_B \cdot r_{B,eff}}{\frac{J_R \cdot v_X}{r_R} \cdot s + c_\lambda \cdot \frac{m}{4} \cdot g \cdot r_R} \tag{3.43}$$

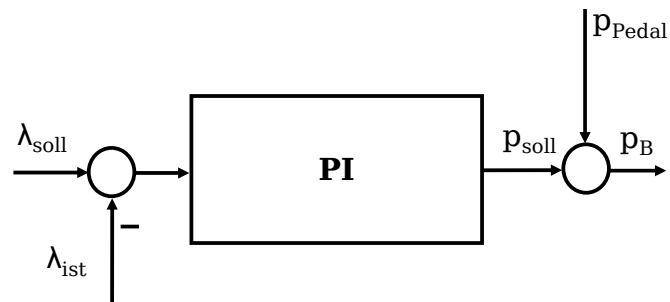
### 3.5.2. Reglerentwurf

Die Auslegung des Bremsschlupf-Reglers erfolgt nach demselben Vorgehen wie in Kapitel 3.3. Zuerst wird mittels Sprung am Eingang das zeitliche Verhalten der Strecke ermittelt, um die notwendigen Einstellparameter für den Regler zu erhalten. Die Einstellmöglichkeit von Ziegler-Nichols an der offenen Strecke wird auch hier angewandt.

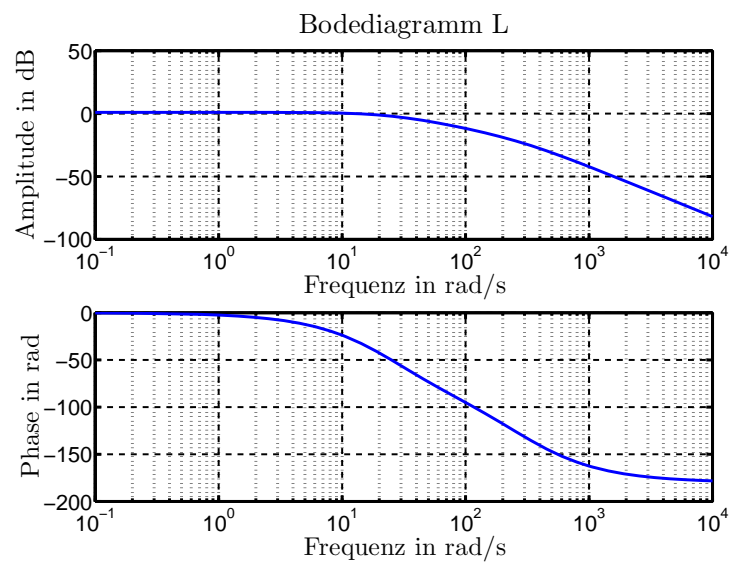
Nach Auslegung des PI-Reglers mit den in Tabelle 3.1 dargestellten Reglerparametern, wird die Vorwärtsübertragungsfunktion  $L(j\omega)$  im Frequenzbereich analysiert.

Die Phasenreserve in Abbildung 3.18 genügt mit  $\phi_R=80^\circ$  der Stabilitätsforderung. Diese besagt, dass die Phasenreserve positiv sein muss. Anhand der Amplitudenreserve kann die maximal mögliche Gesamtverstärkung ermittelt werden. Darauf soll hier jedoch nicht näher eingegangen werden.

Normalerweise gilt es das Verhalten des entworfenen Regelkreises abschließend mit einer zeitlichen Analyse der Sprungantwort des geschlossenen Kreises abzusichern. Da der nun entworfene Regler im nichtlinearen Zweispurmodell angepasst werden muss, wird diese Analyse im Gesamtmodell überprüft. Dafür werden Lenkwinkelsprünge als Fahrmanöver verwendet.



**Abbildung 3.17.:** Bremsschlupfregler zur Umsetzung des Sollschlupfes. (vgl. [27, S. 44])



**Abbildung 3.18.:** Bodediagramm des offenen Kreise  $L_B(j\omega)$  zur Analyse im Frequenzbereich.

Reglertyp	$K_P$	$T_I$	$T_D$
PI	1.2077e8	0.002s	-

**Tabelle 3.4.:** Ermittelte Reglerparameter für den Bremsschlupfregler

### 3.5.3. Anpassung an das Simulationsmodell

Der vorhin ermittelte Regler wird als Basis für die weitere Anpassung im nichtlinearen Zweispurmodell verwendet.

Zur Abklärung der Funktionalität des Bremsschlupfreglers wird dieser zuerst entkoppelt vom gesamten nichtlinearen Simulationsmodell getestet. Dafür wurde eigens eine Testumgebung mit dem Bremsschlupfregler und einem nichtlinearen Reifenmodell geschaffen.

Für die Bremsdruckauslegung wurden Vorder- und Hinterachse gleich behandelt. Im realen Fahrzeug ist das Bremsdruckverhalten der Räder zwischen Vorder- und Hinterachse unterschiedlich. Es können Bremsdrücke bis 100 bar mit Hilfe des Bremsdruckreglers eingestellt werden. Je nach Fahrsituation und Eingriff des Reglers soll ein Überbremsen einzelner Reifen möglich sein. Es ist anzumerken, dass ein Reifen bei einem Bremsdruck von 100bar bereits blockiert.

In der Testumgebung wurden folgende Tests zur Funktionsanalyse durchgeführt:

- Vorgabe unterschiedlicher Bremsschlupfwerte bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten
- unterschiedlich schnelle Bremsschlupfvorgaben
- erhöhen/verringern der Radaufstandskraft eines Rades

Vor allem die Änderung der Radaufstandskräfte ist hier ein wichtiger Punkt. Im nichtlinearen Zweispurmodell kann es beispielsweise aufgrund von Lastwechseländerungen beim Bremsen ebenfalls zu Veränderungen der Radaufstandskräfte kommen.

Die angepassten Reglerparameter sind in Tabelle B.7 im Anhang B ersichtlich.

## Kapitel 4

# Fahrmanöver

Die Evaluierung der gesamten Querdynamikregelung mit Beobachter, Sollwertbestimmung, Fahrzeugregler, Radentscheider und Bremschlupfregler lässt sich mit Fahrmanövern durchführen.

Je nach Manöver wird das Fahrzeug in unterschiedliche Bewegungszustände gebracht, die sich entweder mehr oder weniger kritisch auf das Fahrverhalten auswirken. Grundsätzlich muss zwischen *open-loop* und *closed-loop* Fahrmanövern unterschieden werden. Die nachfolgende Zusammenfassung von open- und closed-loop Manövern stützt sich auf [25].

**Open-loop** Fahrmanöver haben den Vorteil, dass kein zusätzlicher Einfluss des Fahrers, zum Beispiel in Form von Gegenlenken, auftritt. Bei diesen Manövern werden Geschwindigkeits- und Lenkradwinkelprofil strikt vorgegeben. Das Fahrzeugverhalten kann somit ohne Fahrereinfluss sehr gut ermittelt und beurteilt werden. Aufgrund der ausbleibenden Fahrereingriffe ist es möglich, solche Manöver einfach nachzubilden. Es werden hier lediglich die physikalischen Fahrzeuggrößen analysiert. Der zurückgelegte Weg wird nicht in Betracht gezogen.

Bei **closed-loop** Manövern werden neben einem zu fahrenden Sollkurs ebenfalls ein Geschwindigkeitsprofil und die Position des Fahrzeugs am Sollkurs vorgegeben. Das Ziel ist hierbei mit bestimmten Vorgaben den ebenfalls vorgegebenen Sollkurs zu meistern. Fährt beispielsweise das Fahrzeug mit zu hoher Geschwindigkeit in eine Kurve, so würde der Fahrer bremsen und eventuell mehr einlenken. Der Fahrer beeinflusst somit die Ergebnisse der Fahrmanöver. Zur Analyse wird neben den physikalischen Fahrzeuggrößen auch die zurückgelegte Trajektorie betrachtet und mit dem Soll-Kurs verglichen.

Einzelne genormte Fahrmanöver sind oft nur schwer zugänglich. In [25] wird die Durchführung und Analyse von open-loop und closed-loop Manövern sehr gut geschildert. Bezüglich der Vorgabe von Soll-Trajektorien für closed-loop Manöver gibt es durch den Einfluss eines Fahrers immer eine Verfälschung der Ergebnisse. In dieser Arbeit gilt es, mit Hilfe einer Querdynamikregelung ein verbessertes Fahrzeugverhalten in kritischen Situationen zu erzielen. Bei closed-loop Manövern ist die Berechnung einer optimalen Trajektorie, die auch wirklich *fahrbar* ist, sinnvoll.

Aufgrund der Verfälschung der Ergebnisse durch Fahrereinflüsse und die fehlenden optimalen Trajektorien für closed-loop Manöver, wurden diese nicht in Betracht gezogen.

Alle Manöver wurden auf hohem Reibwert und niedrigem Reibwert durchgeführt.

## 4.1. Fahrmanöver ohne Fahrereinfluss

Die folgenden Manöver werden zur Analyse des Fahrzeugverhaltens herangezogen. Da es eine Vielzahl von Manövern dieser Art gibt, beschränkt sich die Anzahl der in dieser Arbeit verwendeten Fahrmanöver auf eine Auswahl der in [25] genannten open-loop Manöver.

Vor allem das Manöver Sinus mit Verzögerung ist ein sehr angesehenes Manöver um die Lenkbarkeit und Schleudergefahr zu analysieren. (vgl. [25, S. 39-41])

### 4.1.1. Lenkwinkelsprung

Anhand von Lenkwinkelsprüngen kann das gesamte Fahrzeugverhalten gut analysiert werden. Zuerst sieht man die Reaktion auf eine schnelle Lenkradwinkeländerung und anschließend den Übergang zu einem stationären Fahrverhalten.

Die Durchführung eines Lenkwinkelsprungs wird immer mit konstanter Geschwindigkeit durchgeführt. Es wird von einer Geradeausfahrt sehr schnell ein bestimmter Lenkradwinkel vorgegeben. Genau genommen muss innerhalb von 0.15 Sekunden der Lenkradwinkel von 10 % auf 90 % ansteigen. Normalerweise werden Lenkwinkelsprünge so durchgeführt, dass sich bei einer Konstantfahrt von 100 km/h nach dem Einlenken eine maximale Querbeschleunigung von 4 m/s<sup>2</sup> ergibt. (vgl. [22, S. 108-109])

Das Ziel der Lenkwinkelsprünge ist eine Abstimmung des Fahrzeug- und Bremsschlupfreglers auf das Zweispurmodell der Simulation. Deshalb wurde dieses Manöver für unterschiedliche Geschwindigkeiten und Lenkradwinkelvorgaben auf trockener und nasser Fahrbahn durchgeführt. Neben der Abstimmung der Regler kann auch die tote Zone für die Gierratendifferenz ermittelt werden.

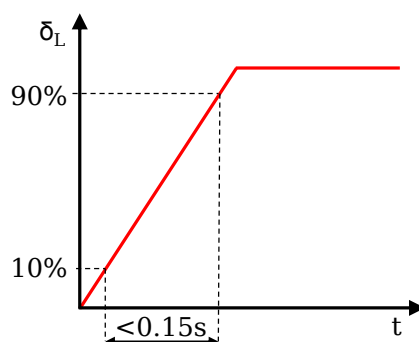


Abbildung 4.1.: Lenkwinkelsprung (vgl. [22, S. 108])

### 4.1.2. Sinus mit Verzögerung

In diesem Manöver wird ein sinusförmiger Lenkradwinkelverlauf mit einer Frequenz von 0.7 Hz vorgegeben. Die negative Halbwelle der Sinusschwingung wird jedoch nach Erreichen des Minimums für eine Zeitdauer von 500 ms gehalten. Anschließend wird wieder in die Ausgangsposition gelenkt. Die Verzögerung bewirkt, dass erst wieder zurückgelenkt wird, wenn die Gierrate nahezu maximal ist. Mit diesem Manöver kann eine sehr gute Bewertung des Gefahrenpotentials erfolgen. (vgl. [25, S. 35])

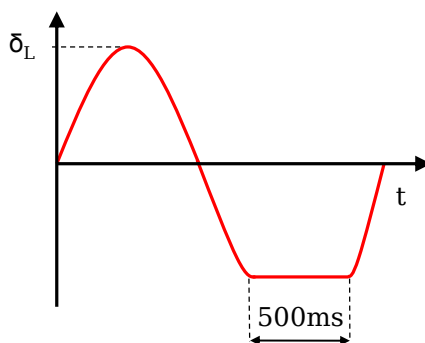


Abbildung 4.2.: Sinus mit Verzögerung (vgl. [25, S. 36])

### 4.1.3. Pseudo-Spurwechsel

Der Pseudo-Spurwechsel in Abbildung 4.3 stellt, wie der Name sagt, einen Spurwechsel des Fahrzeugs dar. Der Lenkvorgang gleicht dem eines Spurwechsels auf einer Fahrbahn. Das Lenkrad wird eingeschlagen und kurze Zeit gehalten. Anschließend erfolgt das Gegenlenken mit darauf folgendem Zurücklenken in die Ausgangsposition. Dieses Manöver ist empfehlenswert, da durch ein Gegenlenken kritische Situationen auftreten können, obwohl vielleicht das Ergebnis bei Lenkwinkelsprüngen unkritisch ist. Je größer die Lenkwinkelrate beim Einlenken ist, desto stärker wirkt sich die verzögernde Reaktion des Fahrzeugs aus. (vgl. [25, S. 36])

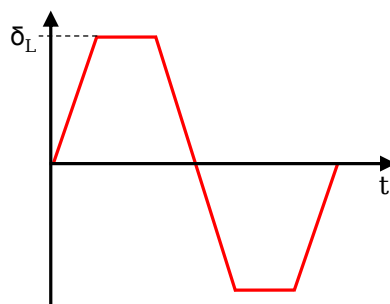


Abbildung 4.3.: Open-loop Manöver Pseudospurwechsel (vgl. [25, S. 37])

### 4.1.4. Slalom

Der Slalom kann entweder zwischen Pylonen im 18 Meter oder 36 Meter Abstand erfolgen. Die sinusförmige Lenkbewegung bewirkt ein Aufschaukeln des Fahrzeugs und ist damit für die Querdynamikregelung von hohem Interesse. Dieses Manöver kann auch closed-loop erfolgen. (vgl. [25, S. 38])

Bei zu großen Schwimmwinkeln wird das Fahrverhalten instabil. Anhand dieses Manövers kann die Schwimmwinkelkompensation des Fahrzeugreglers sehr gut betrachtet werden.

## 4.2. Bewertung von Manövern

Einerseits gilt es mit Hilfe von querdynamischen Regelungen das Fahrzeug zu stabilisieren und auch die Lenkbarkeit zu erhalten. Andererseits sollte das Fahrzeug möglichst agil bleiben und den Forderungen des Fahrers folgen. Die Sicherheit, die durch querdynamische Regelungen erzielt

werden soll, beschränkt die Agilität eines Fahrzeuges. Es müssen somit Kompromisse eingegangen werden, um auf beide Wünsche gleichermaßen eingehen zu können. (vgl. [25, S. 39])

Die Beurteilung des Fahrzeugverhaltens im querdynamischen Bereich erfolgt durch Betrachtung von mehreren physikalischen Größen. Neben der Gierrate und dem Schwimmwinkel müssen auch der Lenkwinkel, die Schräglaufwinkel, die Querb beschleunigung und die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit betrachtet werden.

Um auf den oben genannten Wunsch der Stabilität zurück zu kommen, wird der Schwimmwinkel als Bewertungsgröße herangezogen. Es gilt hier jedoch anzumerken, dass je nach Hersteller von querdynamischen Regelungen und ausgewählten Manövern, unterschiedliche Forderungen für den Schwimmwinkel gelten. Beispielsweise steht bei einer stationären Kreisfahrt eine Minimierung des Schwimmwinkels nicht im Vordergrund. (vgl. [25, S. 39])

Die US-Behörde NHTSA für Straßensicherheit und Fahrzeugsicherheit beschäftigt sich intensiv mit Fahrdynamikregelungen und deren Evaluierungsmöglichkeiten. Dabei werden auf die Lenkbarkeit und die querdynamische Stabilität des Fahrzeugs großen Wert gelegt. (vgl. [25, S. 36])

Die NHTSA hat bezüglich der lateralen Stabilität zwei Kriterien festgelegt. Die Lenkradwinkelvorgabe muss dabei einem Sinus mit Verzögerung von 0.7 Hz entsprechen. Diese Kriterien und deren Auswertung werden zusammenfassend aus [17] beschreiben.

- Genau eine Sekunde nachdem die Lenkwinkelvorgabe beendet wird, also wieder in die Ausgangsposition gelenkt wird, muss die Gierrate kleiner gleich 35 Prozent der maximalen Gierrate sein.
- Nach einer Zeitspanne von 1.75 Sekunden, nach Beendigung der Lenkvorgabe, darf die aktuelle Gierrate des Fahrzeugs nur noch kleiner gleich 20 Prozent der maximalen Gierrate sein.

Für die Auswertung werden folgende Formeln verwendet:

$$\frac{\dot{\psi}_{t_0+1s}}{\dot{\psi}_{max}} * 100 \leq 35\% \quad (4.1)$$

$$\frac{\dot{\psi}_{t_0+1.75s}}{\dot{\psi}_{max}} * 100 \leq 20\% \quad (4.2)$$

Das Manöver Sinuslenken mit Verzögerung stellt bezüglich der Lenkbarkeit eine gute Evaluierungsebene dar. Nach Auftreten des positiven Maximalwertes des Lenkradwinkels werden zwei Zeitspannen ermittelt. Zum einen die Zeit zwischen dem maximalen Lenkradwinkel und dem Maximum der dadurch erzeugten Gierrate  $T_{\dot{\psi}}$ . Zum anderen die zeitliche Spanne vom maximalen Lenkradwinkel bis die maximale Querb beschleunigung auftritt ( $T_{ay}$ ). Das Fahrzeug folgt der Lenkvorgabe umso schneller, desto kleiner diese beiden definierten Zeiten sind. (vgl. [25, S. 39])

$$\begin{aligned} T_{\dot{\psi}} &= MIN \\ T_{ay} &= MIN \end{aligned} \quad (4.3)$$



# Kapitel 5

## Ergebnisse und Diskussion

Im folgenden Kapitel werden die Ergebnisse und Erkenntnisse anhand ausgewählter Fahrmanöver diskutiert. Für die Evaluierung werden die in Kapitel 4 beschriebenen Fahrmanöver herangezogen.

Im Detail wird besonders auf das Verhalten der einzelnen Regler und das Fahrzeugverhalten Wert gelegt. Wie bereits in Kapitel 4 angekündigt, ist die Analyse mehrere Fahrzeuggrößen notwendig, um korrekte Aussagen über das Fahrzeugverhalten treffen zu können. Die zeitlichen Verläufe der Gierrate und des Schwimmwinkels im geregelten und ungeregelten Zustand sollen die korrekte Funktionsweise der Querdynamikregelung bestätigen.

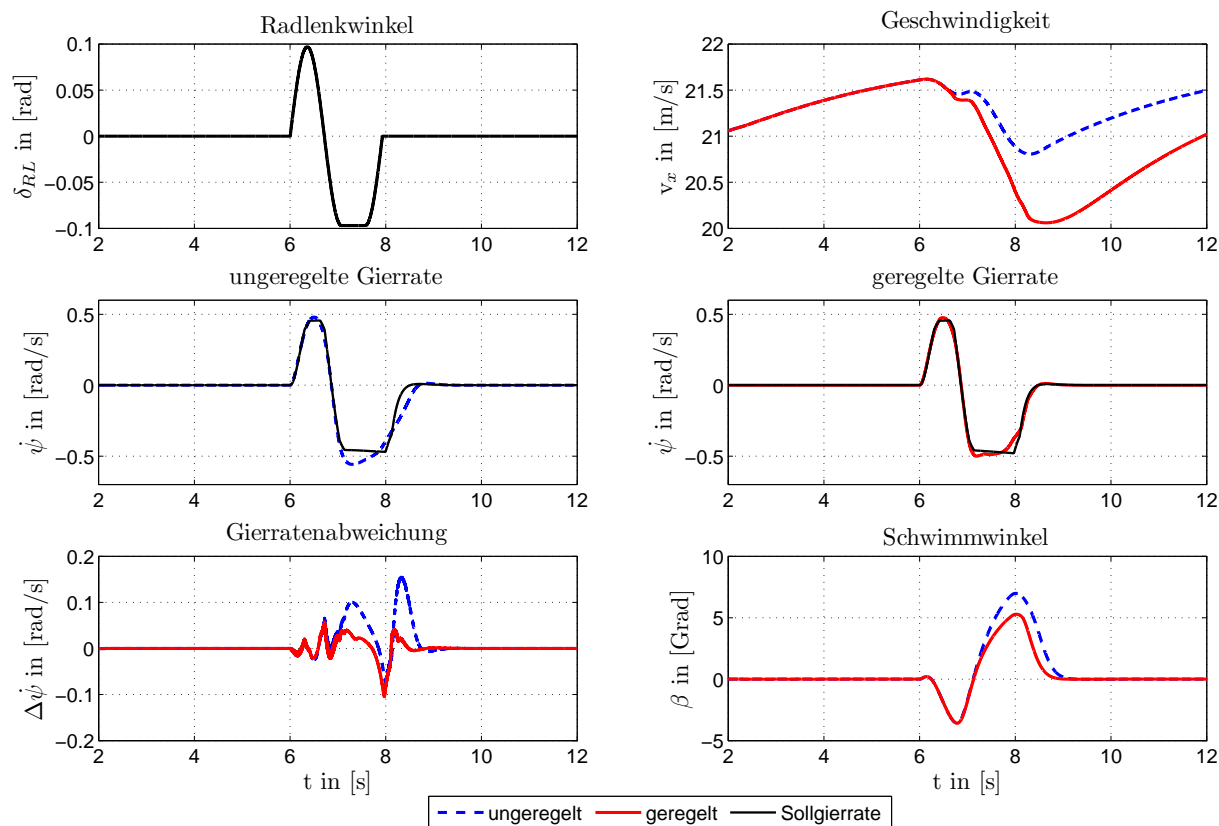
Alle Manöver werden auf unterschiedlichen Fahrbahnreibungswerten erprobt um das Gesamtkonzept ausreichend zu evaluieren. Der entwickelte Kalman-Filter zur Schätzung der Quergeschwindigkeit wurde wie in Kapitel 3.2.4 beschrieben nur für  $\mu$ -high entworfen. Um die gesamten Ergebnisse der Evaluierung auf hohem und niedrigem Reibwert einheitlich darzustellen, wurde für die gesamte Evaluierung der Schwimmwinkel aus der Simulation verwendet und auf eine Schätzung verzichtet.

### 5.1. Sinuslenken mit Verzögerung

In den Abbildungen 5.1 und 5.2 sind die Ergebnisse des Manövers Sinuslenken mit Verzögerung bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einem maximalen Lenkradwinkel von 90 Grad auf trockener Fahrbahn dargestellt. Der unregelmäßige Gierratenverlauf weist wesentlich größere Abweichungen zum Sollgierratenverhalten auf, als die geregelte Gierrate. Das Schwimmwinkelverhalten im geregelten Zustand zeigt die korrekte Begrenzung des Schwimmwinkels (siehe Abbildung 5.1). Die Begrenzung geschieht bereits anhand der Gierratenregelung. Bei näherer Betrachtung von Abbildung 5.2 ist jedoch deutlich eine geringe Kompensation des Schwimmwinkels durch den Schwimmwinkelregler ersichtlich. In diesem Fall wirkt sich die Kompensation nur gering auf die Regelabweichung aus. Es herrscht größtenteils eine Regelung der Gierrate.

Der Soll-Bremsschlupf wird nur so kurz wie notwendig vorgegeben. Je nach zu bremsendem Rad, wird der durch den Bremsschlupfregler bestimmte Bremsdruck aufgebracht. In Abbildung 5.2 sind die umgesetzten Bremsdrücke aller vier Räder ersichtlich. Es ist gut zu erkennen, dass immer nur eine Radbremse mit einem Bremsdruck beaufschlagt wird. Anhand der Gierrate des gewünschten Fahrverhaltens und der aktuelle Gierrate wird im Rad-Entscheider bestimmt, welches Rad zu bremsen ist. Es wird hier jedes der vier Räder am Fahrzeug kurz unterbremst, um an Stabilität zu gewinnen. Dies geschieht so lange, bis das gewünschte Fahrverhalten vorliegt.

Auf nasser Fahrbahn sieht der Unterschied zwischen dem geregelten und ungeregelten Fall noch

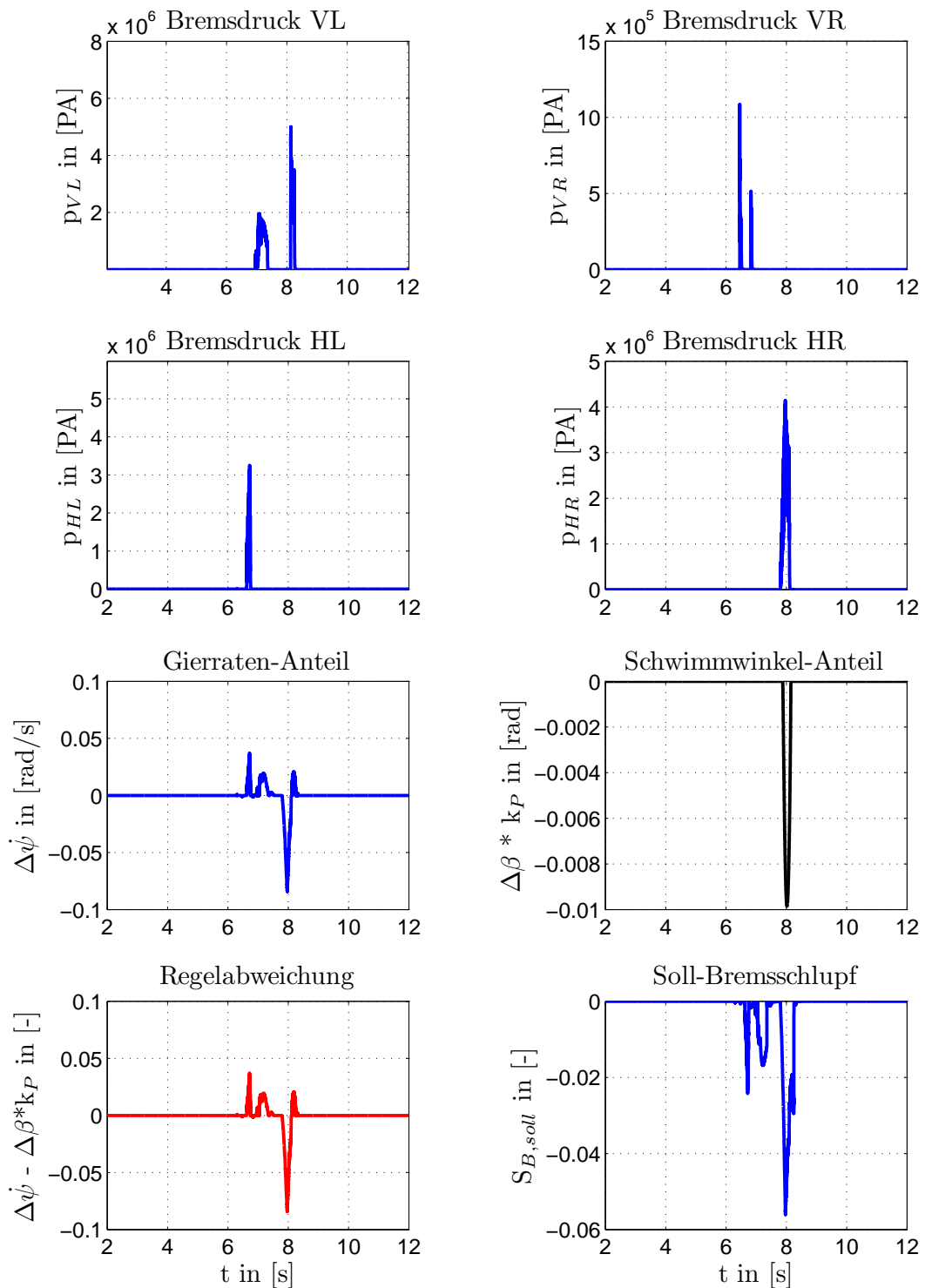


**Abbildung 5.1.:** Sinuslenken mit Verzögerung bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einem max. Lenkradwinkel von 90 Grad auf trockener Fahrbahn ( $\mu$ -high=1). Analyse des Gierraten und Schwimmwinkelverhaltens.

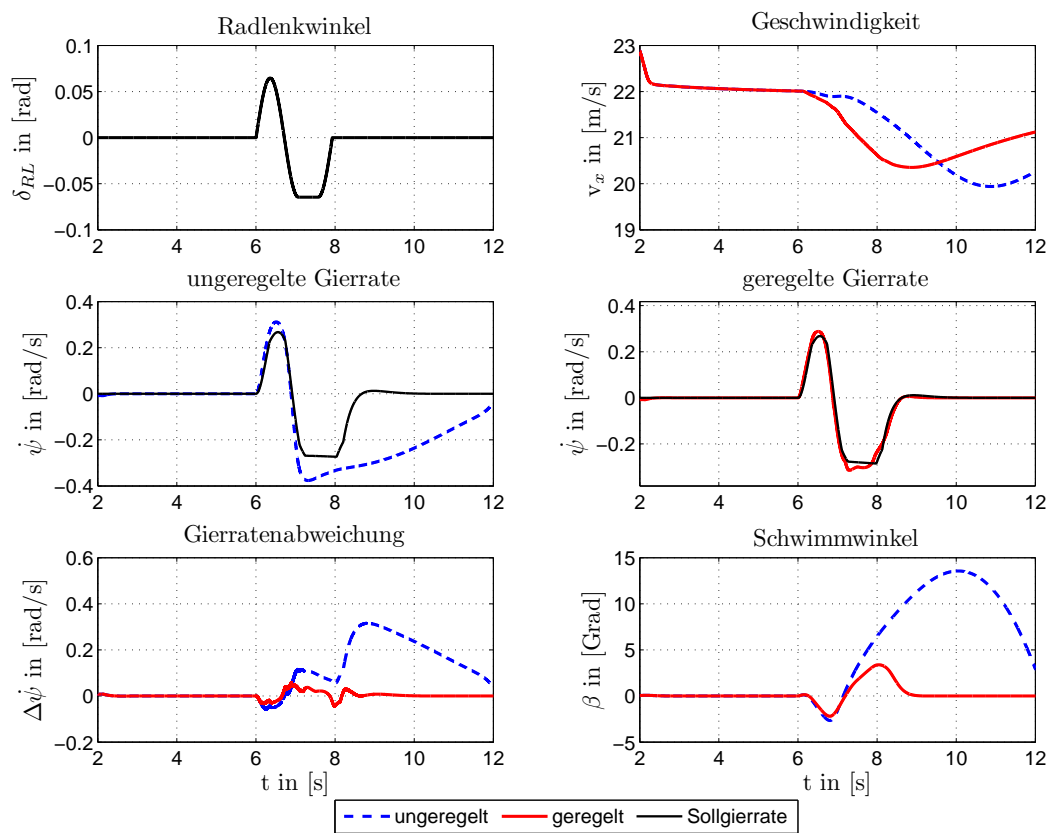
markanter aus, als auf trockener Fahrbahn (Abbildung 5.3). Der Gierratenverlauf im unregulierten Zustand zeigt, dass ohne Querdynamikregelung das Fahrzeugverhalten instabil wird. Es ist nicht mehr möglich, einem gewünschten Kurs zu folgen. Eingriffe der Querdynamikregelung können jedoch das Sollgierratenverhalten erfüllen. Besonders in der Gierratenabweichung ist ein großer Unterschied zwischen geregelter und unreguliertem Zustand zu sehen. Die Gierratenabweichung erreicht kurz vor Sekunde neun sogar einen Wert größer 0.3 rad/s. Durch die Eingriffe wird die Geschwindigkeit in Längsrichtung vermindert. Es ist anzumerken, dass in dieser Arbeit nicht auf den Komfort einer Fahrt Wert gelegt wird, sondern auf eine korrekte und effiziente Regelung.

Der Schwimmwinkel wird bei aktiver Regelung sehr gut begrenzt. Im unregulierten Zustand steigt der Schwimmwinkel auf unzulässig hohe Werte an. Mit Hilfe der Regelung ist es möglich, durch kurze Bremseneingriffe (Abbildung 5.4) das Fahrzeug bereits vorzeitig zu stabilisieren.

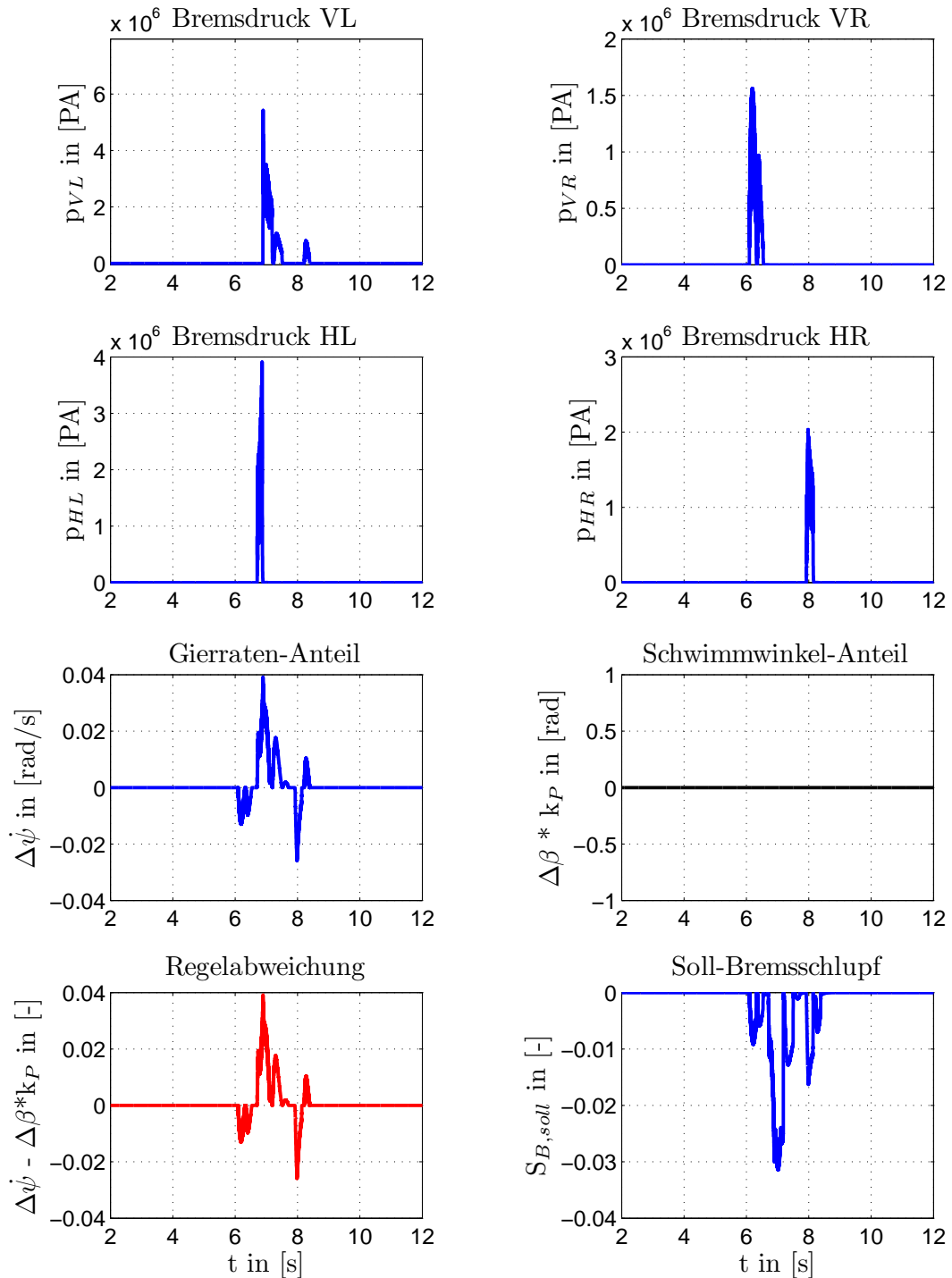
Abbildung 5.4 zeigt den Einfluss der Gierrate und des Schwimmwinkels auf den Fahrzeugregler. Aufgrund der schnellen Bremseneingriffe, die ein kompensierendes Moment um die Hochachse des Fahrzeugs bewirken, steigt der Schwimmwinkel nicht über die kritische Grenze von 5 Grad an. Eine Kompensation des Schwimmwinkels über den P-Regler der Fahrzeugreglerstruktur ist somit nicht notwendig. Kurze Sollsclupfvorgaben für die zu bremsenden Räder wirken auch hier stabilisierend und führen zu einer gewünschten Fahrt. Zwischen der geregelten Gierrate und der Soll-Gierrate treten in den dargestellten Ergebnissen kaum Unterschiede auf. Deshalb wurden die in Kapitel 4.2 beschriebenen Bewertungskriterien nicht ausgewertet.



**Abbildung 5.2.:** Sinuslenken mit Verzögerung bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einem max. Lenkradwinkel von 90 Grad auf trockener Fahrbahn ( $\mu$ -high=1). Analyse des Bremsdruck- und Reglerverhaltens.



**Abbildung 5.3.:** Sinuslenken mit Verzögerung bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einem max. Lenkradwinkel von 60 Grad auf nasser Fahrbahn ( $\mu_{low}=0.6$ ). Analyse des Gierraten und Schwimmwinkelverhaltens.



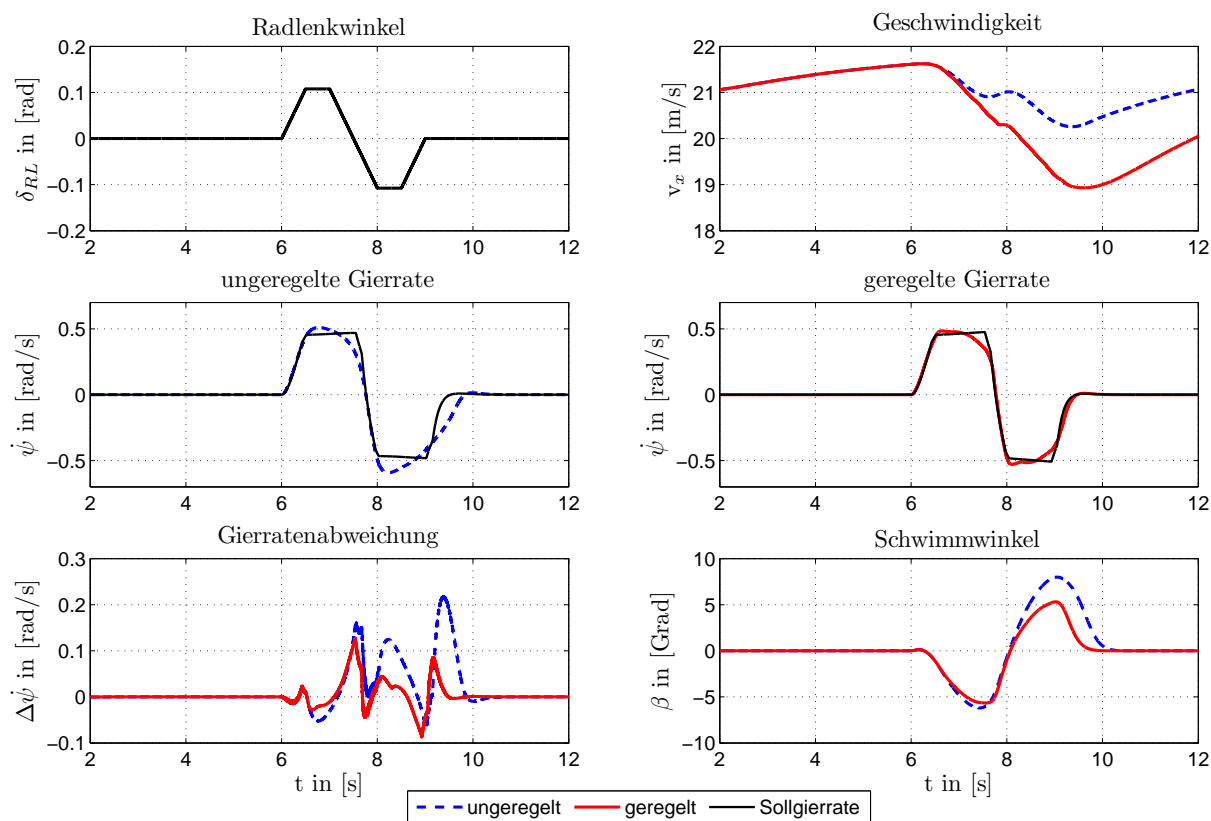
**Abbildung 5.4.:** Sinuslenken mit Verzögerung bei einer Geschwindigkeit von 80 km/h und einem max. Lenkradwinkel von 60 Grad auf nasser Fahrbahn ( $\mu_{low}=0.6$ ). Analyse des Bremsdruck- und Reglerverhaltens.

## 5.2. Pseudo-Spurwechsel

Der durchgeführte open-loop Pseudospurwechsel auf hohem Reibwert wird in den Abbildungen 5.5 und 5.6 gezeigt.

Kurze Bremsdruckvorgaben führen im geregelten Zustand zu einem verbesserten und damit stabileren Verhalten des Fahrzeugs (Abbildung 5.6). Der Schwimmwinkel wird gegenüber dem unregulierten Zustand begrenzt und die Gierratenabweichung gering gehalten.

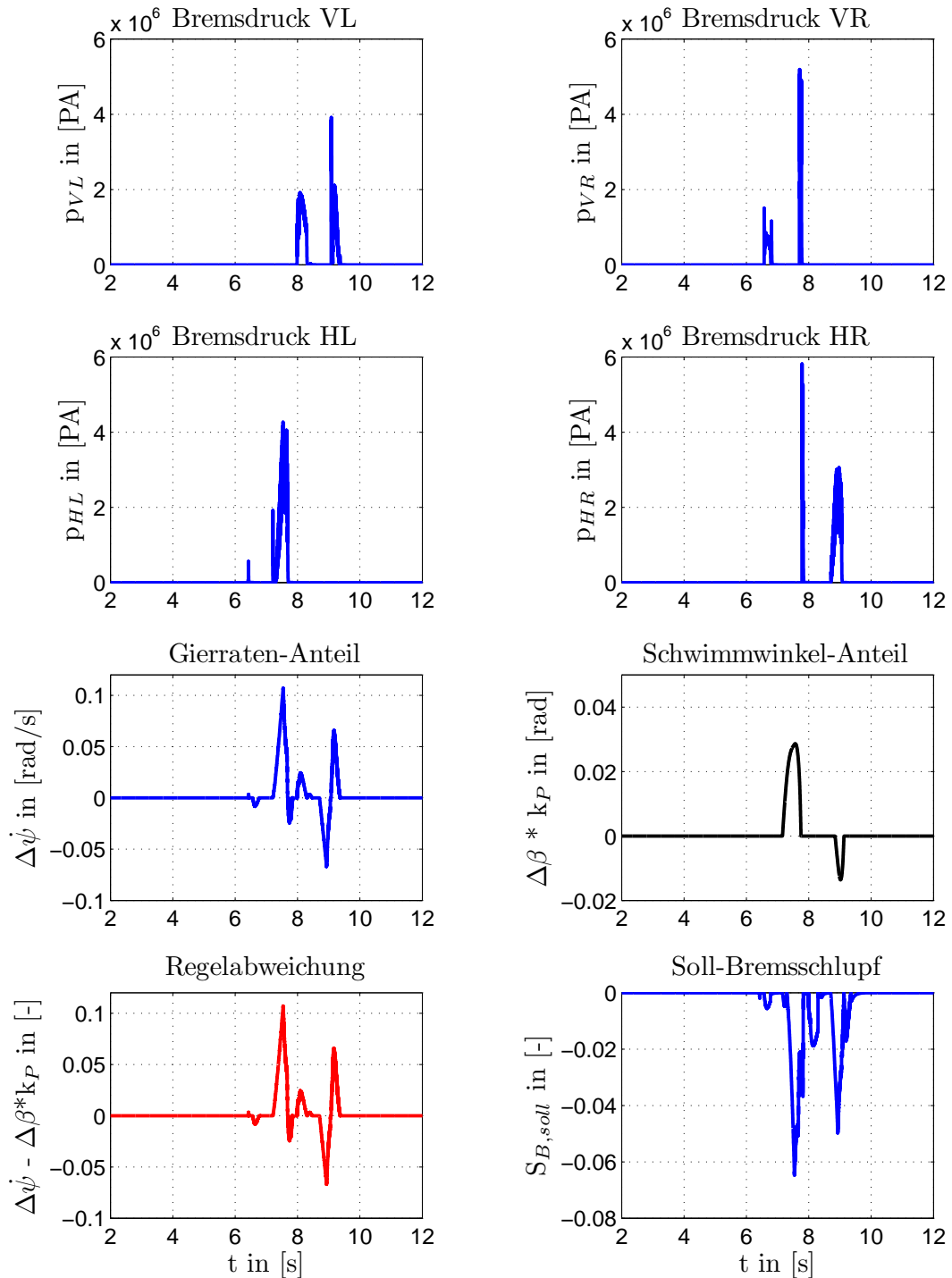
Der Schwimmwinkel steigt bei diesem Manöver über den kritischen Wert hinaus (siehe Abbildung 5.5). Dadurch wird die Schwimmwinkelkompensation im Fahrzeugregler aktiv. In Abbildung 5.6 ist gut zu sehen, dass der verstärkte Schwimmwinkel-Anteil die Regelabweichung vermindert und daher auf einen geringeren Bremschlupf geregelt wird.



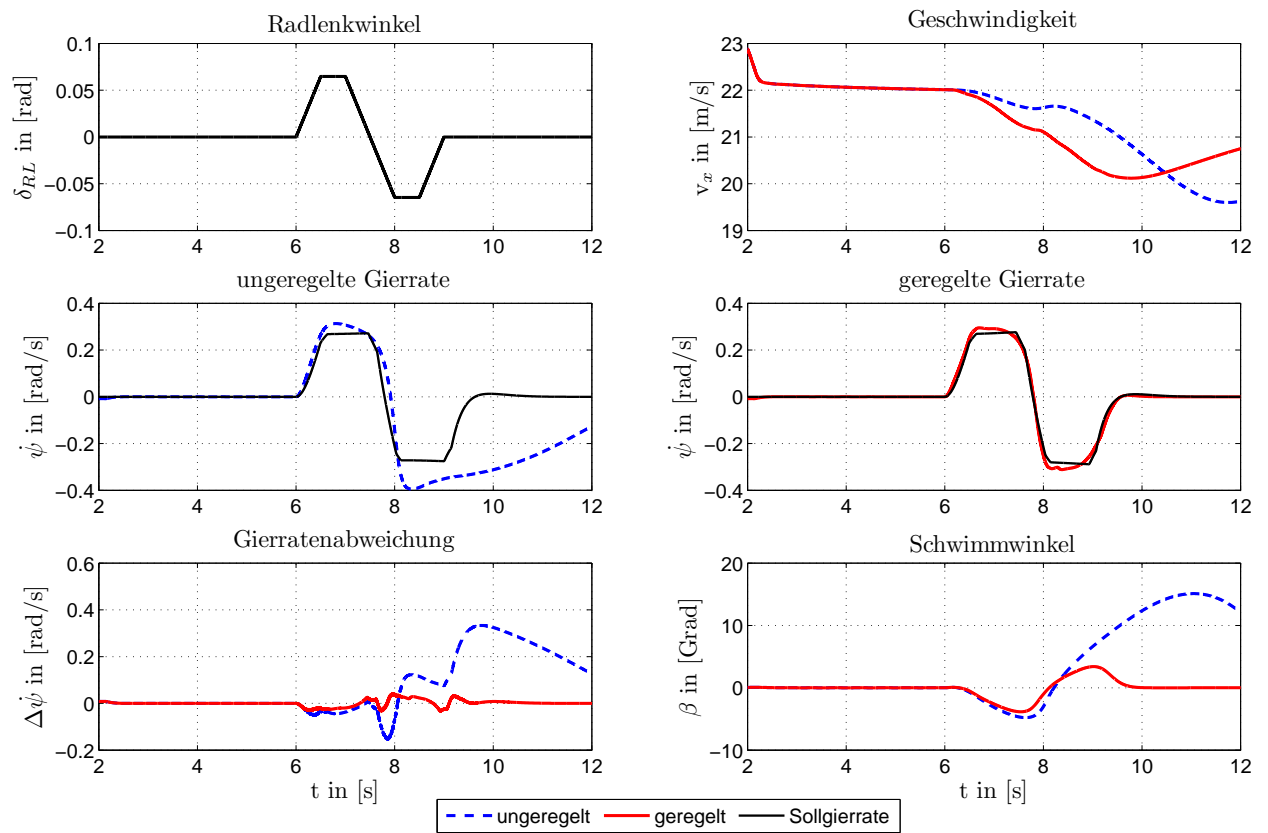
**Abbildung 5.5.:** Pseudo-Spurwechsel auf trockener Fahrbahn mit 80 km/h und einer Lenradwinkelrate von 200 Grad/s. Analyse des Gierraten- und Schwimmwinkelverhaltens.

Auf niedrigem Reibwert wird das Verhalten im unregulierten Zustand schnell instabil. Zu sehen ist dies in den Abbildungen 5.7 und 5.8.

Mit ESP wird die Gierrate auf den Sollwert geregelt und der Schwimmwinkel begrenzt (Abbildung 5.7). Daher ist eine stabile Fahrt möglich. Ohne ESP verliert das Fahrzeug an Stabilität. Der hohe Schwimmwinkel und das stark divergierende Gierverhalten in Abbildung 5.7 lassen auf ein Schleudern im unregulierten Zustand schließen. Das zugehörige Eingriffsverhalten sowie die Eingriffe des Fahrzeugreglers sind in Abbildung 5.8 ersichtlich.

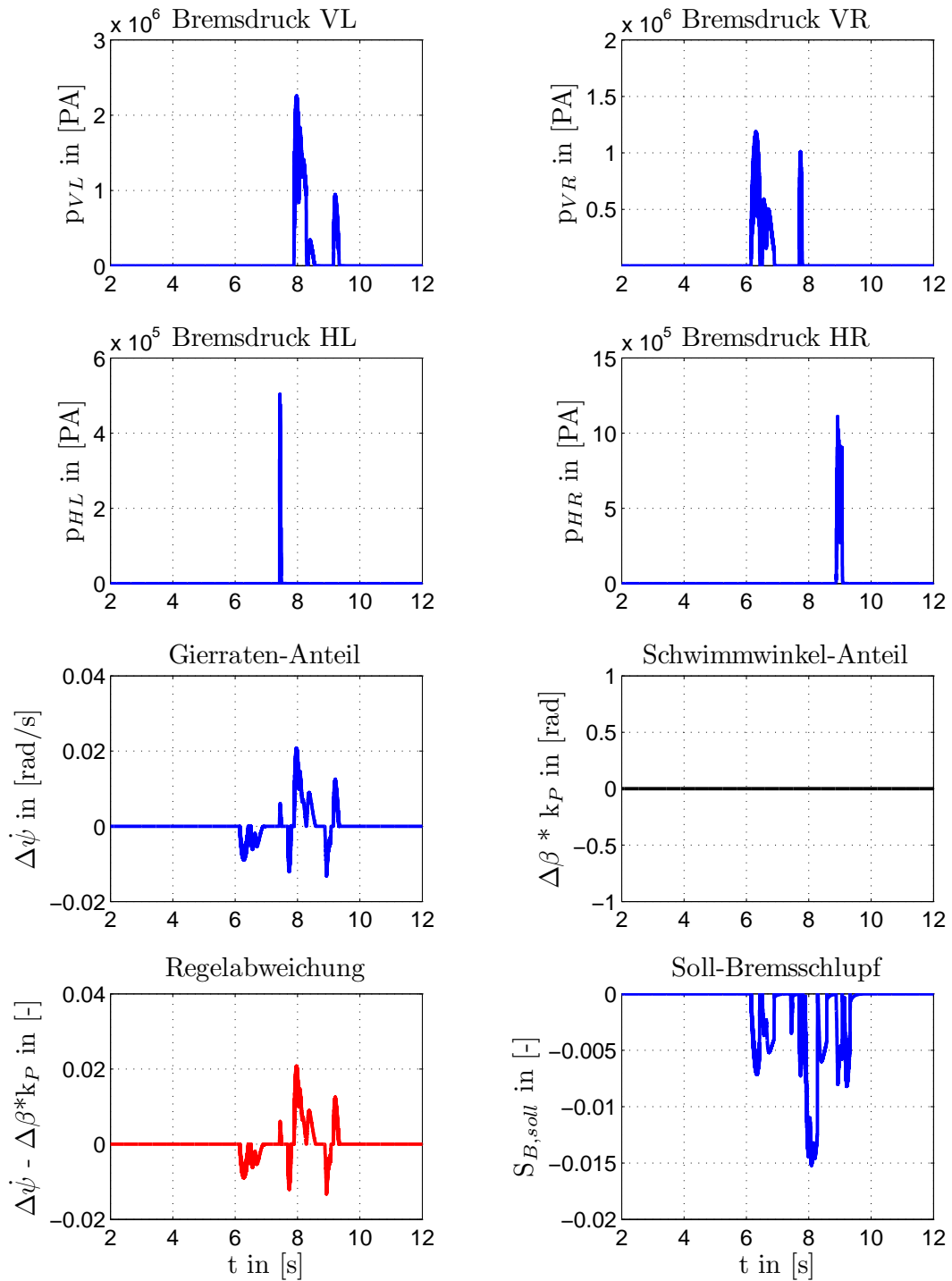


**Abbildung 5.6.:** Pseudo-Spurwechsel auf trockener Fahrbahn mit 80 km/h und einer Lenradwinkelrate von 200 Grad/s. Analyse des Bremsdruck- und Reglerverhaltens.



**Abbildung 5.7.:** Pseudo-Spurwechsel auf nasser Fahrbahn mit 80 km/h und einer Lenradwinkelrate von 120 Grad/s. Analyse des Gierraten- und Schwimmwinkelverhaltens.





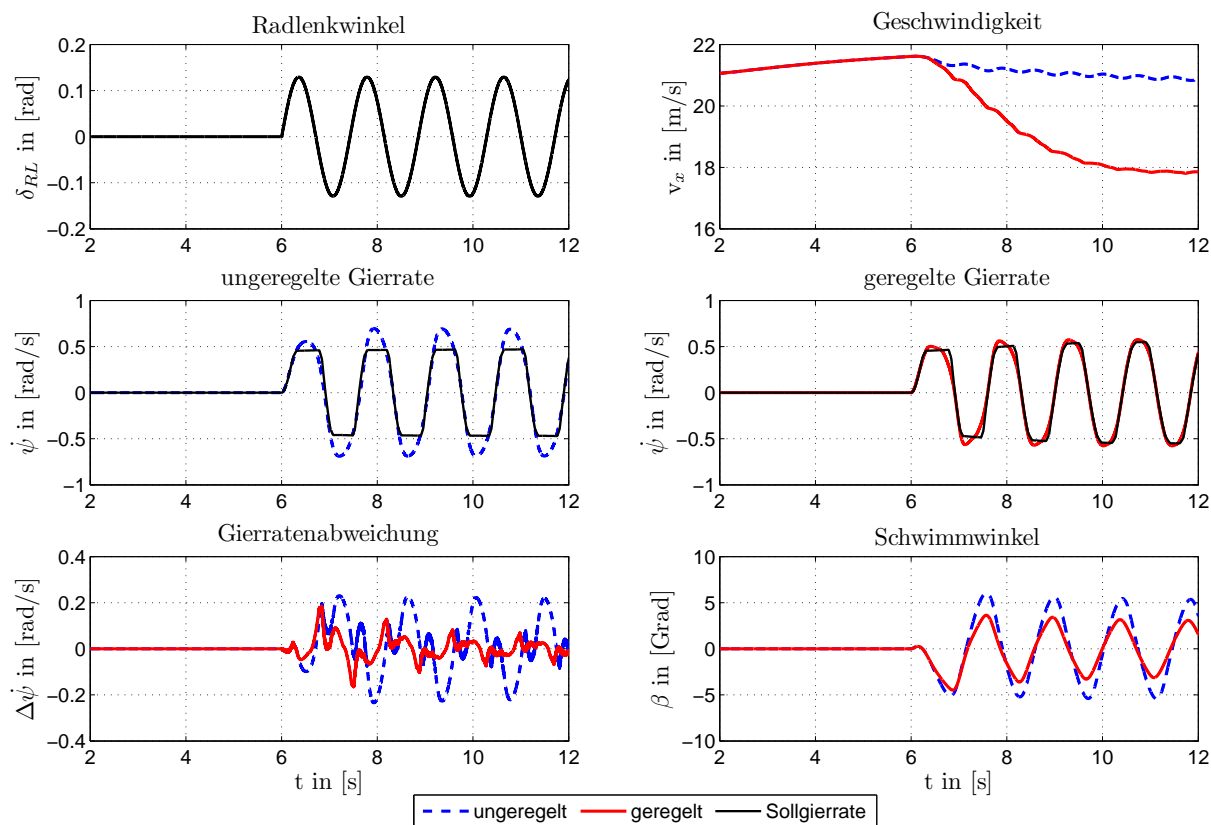
**Abbildung 5.8.:** Pseudo-Spurwechsel auf nasser Fahrbahn mit 80 km/h und einer Lenradwinkelrate von 120 Grad/s. Analyse des Bremsdruck- und Reglerverhaltens.

### 5.3. Slalomfahrt

Die Slalomfahrt wird bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten und Reibwerten durchgeführt. Dieses Manöver wird auf eine Slalomfahrt mit Pylonen im Abstand von 18 Metern angepasst.

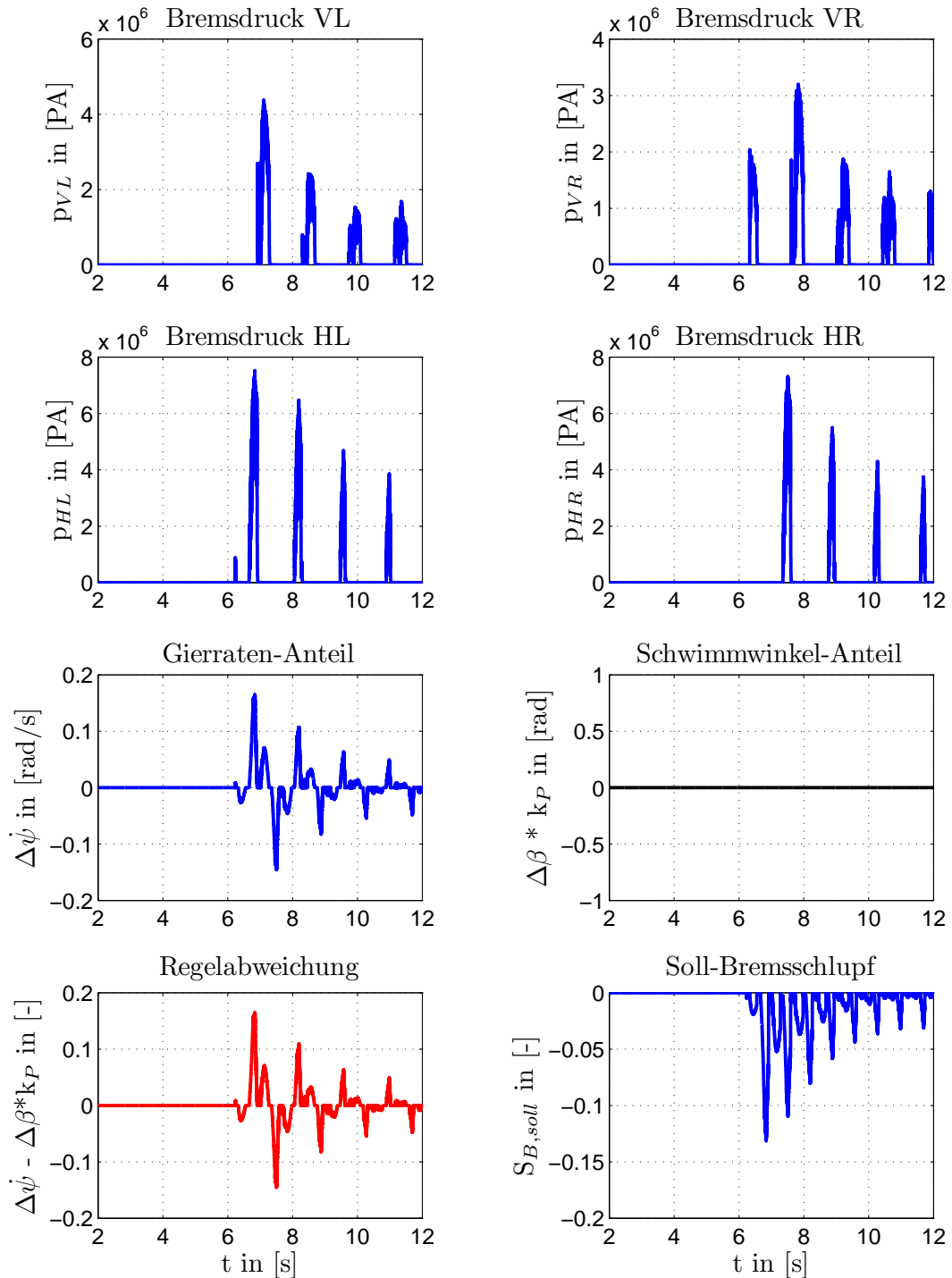
In den Abbildungen 5.9 und 5.10 ist eine open-loop Slalomfahrt dargestellt. Die Slalomfahrt wird mit zirka 80 km/h bei einem Pylonenabstand von zirka 18 Metern durchgeführt. Die maximale Lenkwinkelamplitude wird hier mit 90 Grad festgelegt.

Man sieht, dass die Gierrate im unregulierten Zustand nicht den Sollwerten entspricht und der Schwimmwinkel stark ansteigt. Im regulierten Zustand ist eine korrekte Schwimmwinkelbegrenzung und Gierratenregelung vorhanden. Aus Abbildung 5.10 kann entnommen werden, dass allein durch die Gierratenregelung der Schwimmwinkel begrenzt und das Fahrzeug stabilisiert werden kann. Es tritt keine Kompensation über den P-Regler im Fahrzeugregler auf.

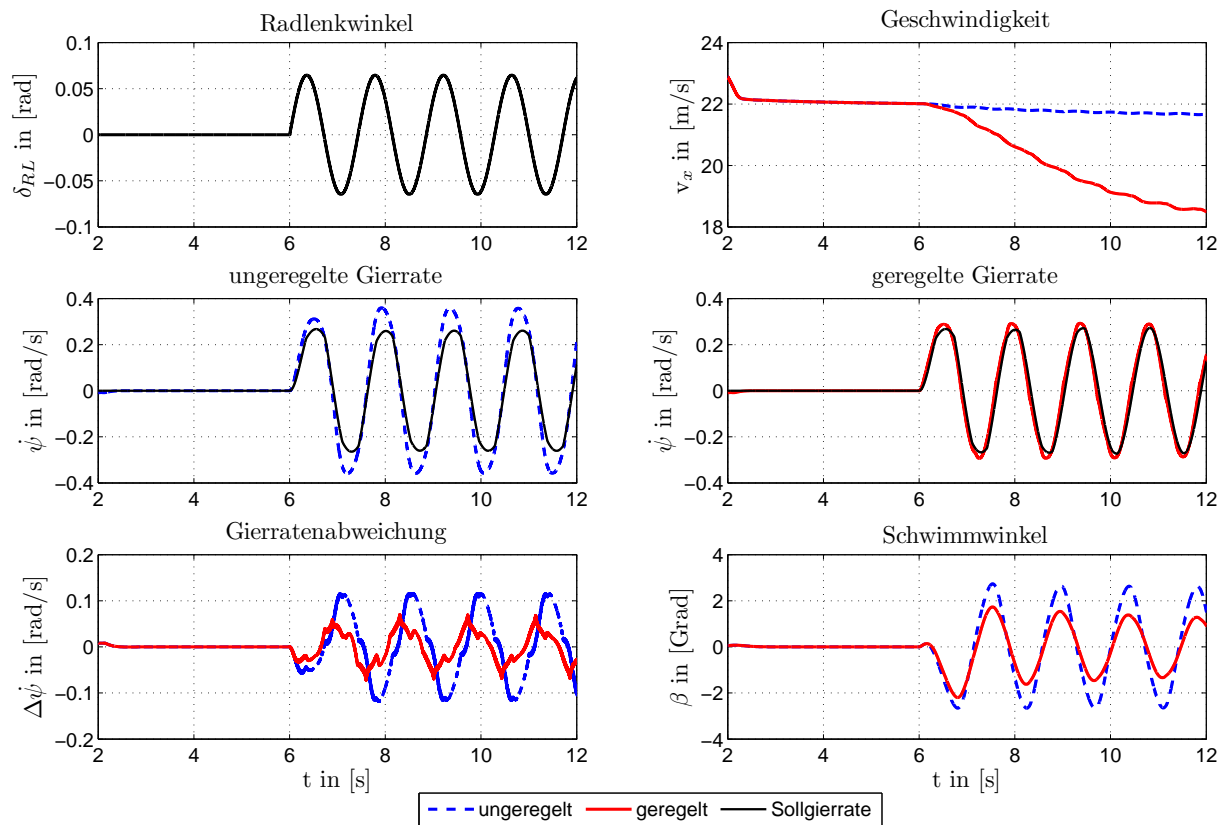


**Abbildung 5.9.:** Slalomfahrt mit 80 km/h und max. Lenkradwinkelamplitude von 90 Grad auf trockener Fahrbahn. Analyse des Gierraten- und Schwimmwinkelverhaltens.

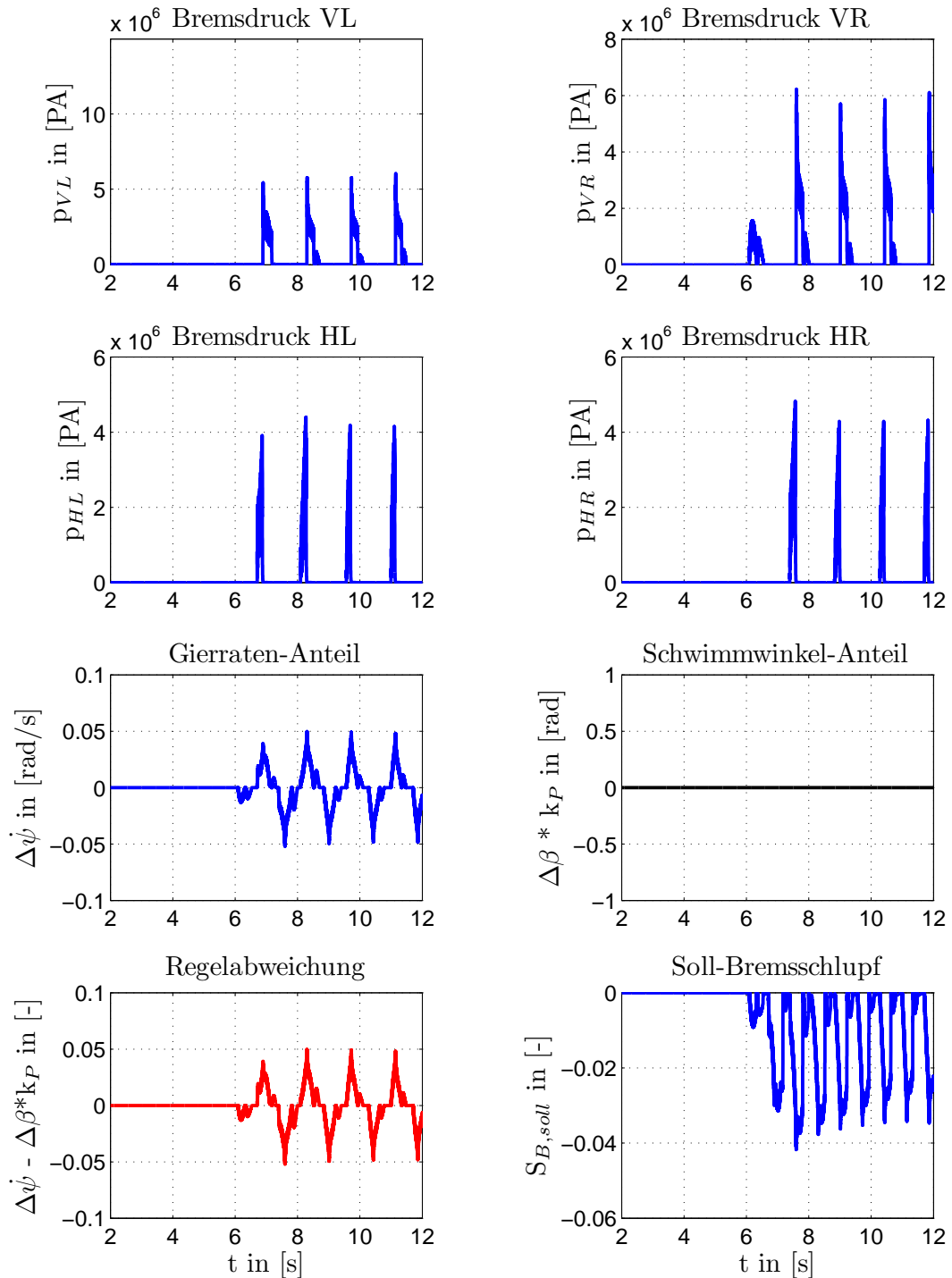
In den Abbildungen 5.11 und 5.12 ist annähernd dasselbe Verhalten zu sehen. Hier wurde eine Slalomfahrt mit 80 km/h und einer Lenkradwinkelamplitude von 60 Grad auf nasser Fahrbahn durchgeführt. Schwimmwinkel und Gierrate stimmen im unregulierten Zustand nicht mit dem Wunschverhalten überein. Mit Hilfe von ESP ist eine Begrenzung des Schwimmwinkels möglich. Auch das Gierverhalten des Fahrzeuges kann im regulierten Zustand dem Sollverhalten angeglichen werden.



**Abbildung 5.10.:** Slalomfahrt mit 80 km/h und max. Lenkradwinkelamplitude von 90 Grad auf auf trockener Fahrbahn. Analyse des Bremsdruckverhaltens und der Regleraktivität.



**Abbildung 5.11.:** Slalomfahrt mit 80 km/h und max. Lenkradwinkelamplitude von 60 Grad auf nasser Fahrbahn. Analyse des Gierraten- und Schwimmwinkelverhaltens.



**Abbildung 5.12.:** Slalomfahrt mit 80km/h und max. Lenkradwinkelamplitude von 60 Grad auf nasser Fahrbahn. Analyse des Bremsdruckverhaltens und der Regleraktivität.

## 5.4. Lenkwinkelsprünge

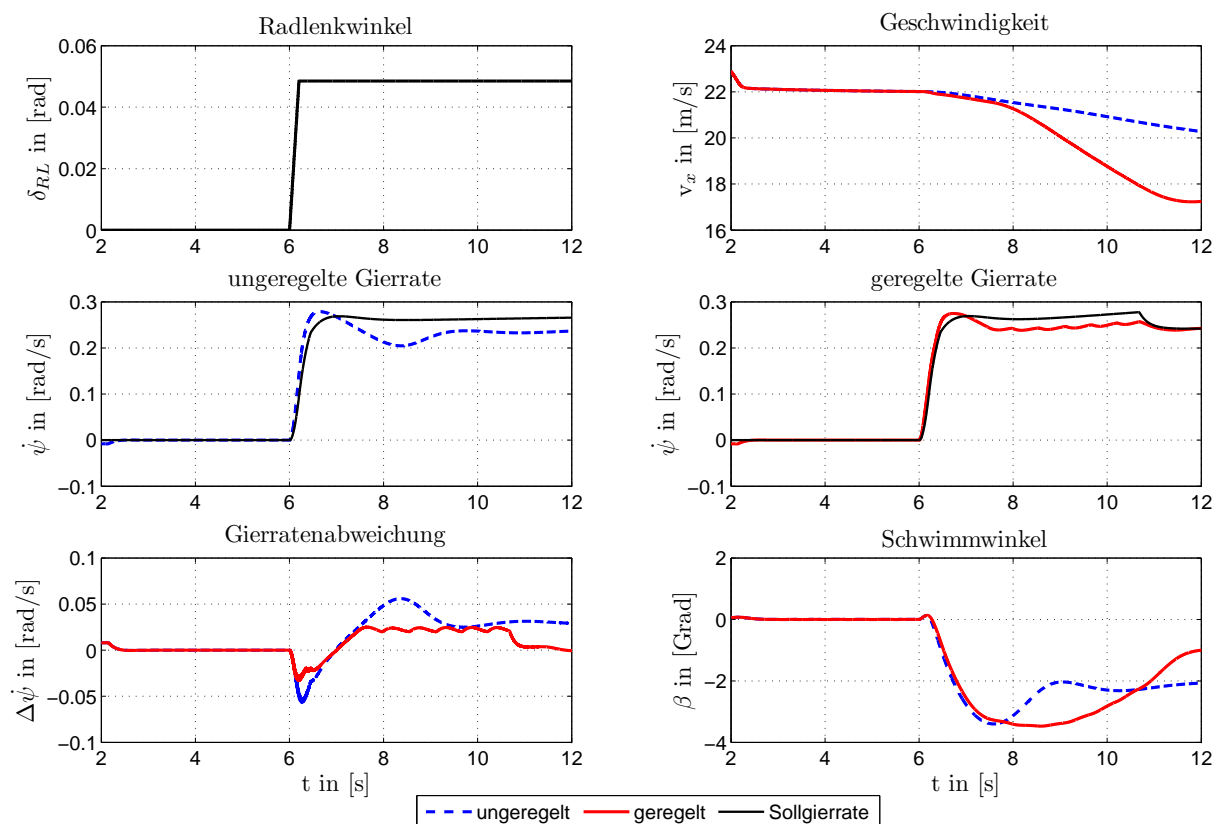
Zur Einstellung des Fahrzeugreglers werden vorwiegend Lenkwinkelsprünge simuliert. Mit unterschiedlichen Lenkradwinkel- und Geschwindigkeitsvorgaben können so Werte für die Gesamtverstärkung des Fahrzeugreglers ermittelt werden. Um die komplette Funktionalität auch auf niedrigen Reibwerten zu garantieren, werden Lenkwinkelsprünge auf mehreren Reibwerten durchgeführt.

In den Tabellen B.1 bis B.6 im Anhang sind die Ergebnisse der Lenkwinkelsprünge mit und ohne ESP bei unterschiedlichen Vorgaben ersichtlich.

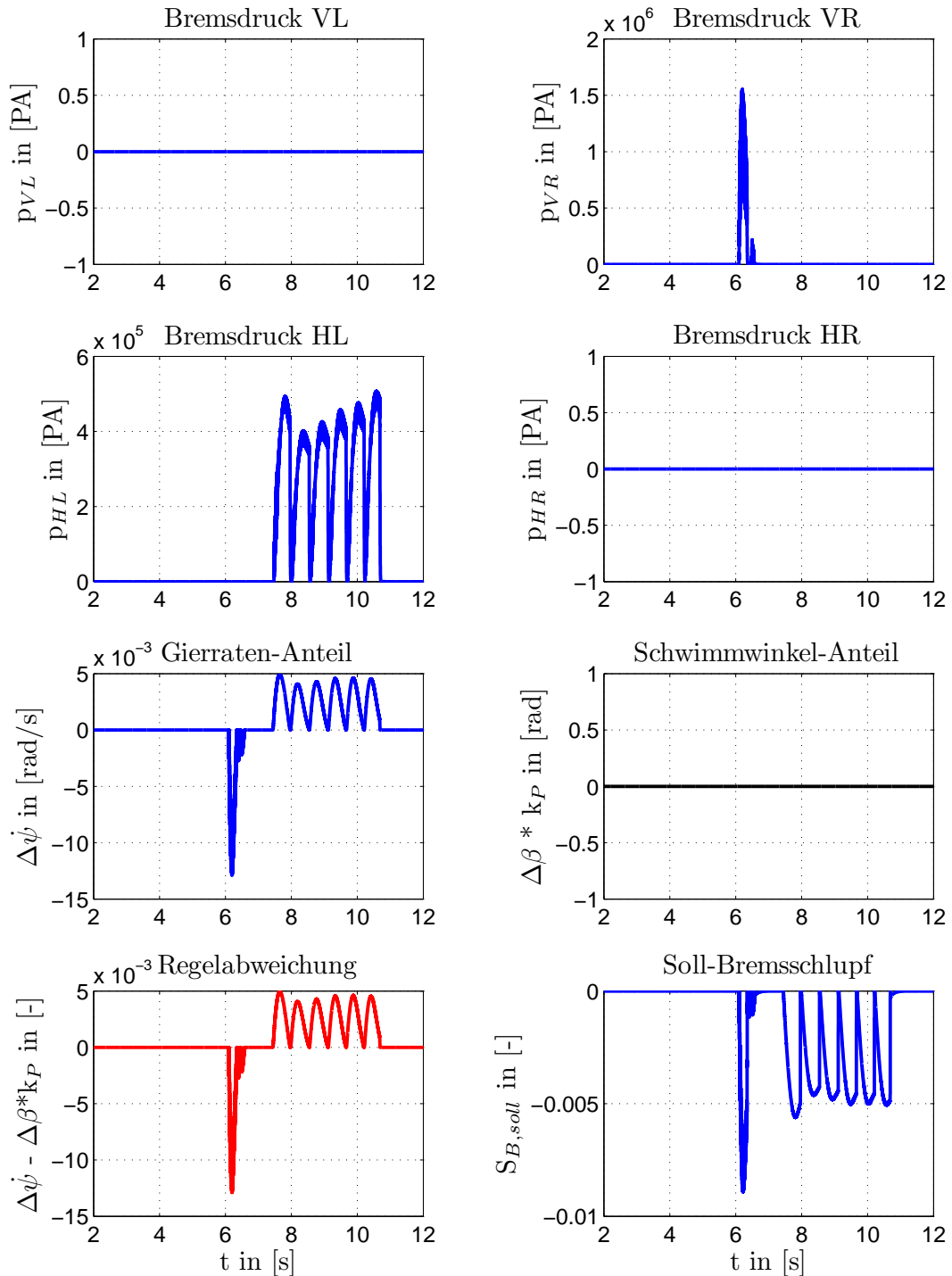
Es hat sich bewährt, zunächst mehrere Lenkwinkelsprünge bei unterschiedlichen Vorgaben ohne Reglereingriffe durchzuführen. Es ist somit möglich das Verhalten des Fahrzeugs vorab zu analysieren, um anschließend eine bestmögliche Einstellung des Reglers vornehmen zu können.

In den Abbildungen 5.13 und 5.14 sind die Ergebnisse eines Lenkwinkelsprungs mit 45 Grad bei 80 km/h mit und ohne ESP auf niedrigem Reibwert zu sehen.

Die Gierrate kann im geregelten Zustand wieder gut dem Sollwert angeglichen werden. Da der Schwimmwinkel in einem unkritischen Bereich ist, wird die Kompensation über den P-Regler im Fahrzeugregler nicht aktiv (Abbildung 5.14). Der unregelte Schwimmwinkel zeigt hier nur deshalb ein besseres Verhalten, da keine Gierratenregelung erfolgt und das Fahrzeug nicht den Sollvorgaben folgt.



**Abbildung 5.13.:** Lenkwinkelsprung mit 80 km/h und einem Lenkradwinkel von 45 Grad auf nasser Fahrbahn. Analyse des Gierratenverhaltens.



**Abbildung 5.14.:** Lenkwinkelsprung mit 80 km/h und einem Lenkradwinkel von 45 Grad auf nasser Fahrbahn. Analyse des Bremsdruckverhaltens und der Fahrzeugregleraktivität.

# Kapitel 6

## Ausblick

Die Ergebnisse zur Evaluierung des Gesamtkonzepts des Fahrdynamikreglers können als sehr zufrieden stellend bewertet werden. Große Aussagekraft hat wie bereits beschrieben, das Manöver Sinus mit Verzögerung.

Die durchgeführten Manöver mit ESP zeigen klar, dass eine Gierratenregelung das Fahrverhalten sehr positiv beeinflusst. Mit der zusätzlichen Schwimmwinkelbegrenzung kann das Fahrzeug gut stabilisiert werden.

Je nach Manöver müssen die einzelnen physikalischen Fahrzeuggrößen kritisch betrachtet und bewertet werden. Demnach ist beispielsweise eine Minimierung des Schwimmwinkels nach einem Lenkwinkelsprung in der folgenden stationären Kreisfahrt nicht sinnvoll. Ein gewisser Schwimmwinkel ist für die Durchführung einer Kreisfahrt notwendig.

Trotzdem gibt es, für die in dieser Arbeit entworfenen Querdynamikregelung, noch Raum für Verbesserungen.

Die Sollwertbestimmung in Kapitel 3.1 könnte durch weitere Zusatzfunktionalitäten ergänzt werden. Im Speziellen betrifft dies die Erkennung von Steilkurven und unterschiedlichen Fahrbahnreibwerten.

Die in [31] und [28] beschriebene *Gewichtung* der Mittelwertbildung der beiden linearen Einspurmodelle könnte zu einer noch genaueren Abbildung des Eigenlenkverhaltens im physikalischen Grenzbereich führen. Damit ist eine gewichtete Mittelwertbildung gemeint, die je nach Geschwindigkeit eines der beiden Einspurmodelle höher bewertet. Bei höheren Geschwindigkeiten wird beispielsweise die Gewichtung für das Einspurmodell mit der höheren charakteristischen Geschwindigkeit gesteigert. Es bedarf jedoch bei der gewichteten Mittelung eines guten Übergangs zwischen den beiden Einspurmodellen. Anderenfalls kommt es zu einer falschen Sollwertbestimmung.

In der Prädiktion der Quergeschwindigkeit und der darauf folgenden Berechnung des Schwimmwinkels gibt es durchaus Verbesserungspotential. Die Steifigkeiten der Reifenkennlinien für die Seiten- und Längskraft verändern sich mit der Fahrbahnbeschaffenheit. Der Reibwert der Fahrbahn ist jedoch nur sehr schwer und unter großem Aufwand messbar. Deshalb werden in der Fahrzeugtechnik so genannte Reibwertschätzer, ähnlich dem Schwimmwinkelschätzer entworfen. Somit kann zu jedem Zeitpunkt die Untergrundbeschaffenheit eruiert und demnach auch die Einflüsse auf die Reifenkennlinien berücksichtigt werden.

Im Zuge der Arbeit wird festgestellt, dass ohne einen Reibwertschätzer eine Quergeschwindigkeitsschätzung auf niedrigem Reibwert keine korrekten Ergebnisse liefert. Grund dafür sind die



---

Steifigkeiten der Reifenkennlinien, die sich mit der Untergrundbeschaffenheit ändern. Für einen solchen Reibwertschätzer bildet [27] eine sehr gute Referenz. Die Güte der Schätzung könnte weiters verbessert werden, indem für jeden Abtastzyklus die aktuellen Achssteifigkeiten berechnet werden. In dieser Arbeit werden nur die Ursprungssteifigkeiten der Reifenkennlinien für hohen Reibwert ( $\mu$ -high) verwendet.

Für die Reglerauslegung können die Funktionsbereiche bezüglich Geschwindigkeit und Reibwert der Fahrbahn beliebig erweitert werden. Der Vorgang dafür ist derselbe wie in Kapitel 3.3 beschrieben. Dadurch ist eine Funktion des Reglers zur Bremsschlupfregelung über noch größere Bereiche möglich. Der in [32] beschriebene Reglerentwurf nach Riccati wird von Bosch für den Entwurf von konventionellen ESP-Regelungen verwendet und stellt mit Sicherheit eine weitere gute Auslegungsvariante dar.

Um für einige Fahrmanöver den Schwimmwinkel noch besser zu kompensieren, könnte die zeitliche Schwimmwinkeländerung herangezogen werden. Steigt der Schwimmwinkel innerhalb kurzer Zeit zu stark an, müssen verfrüht kompensierende Reglereingriffe geschehen. Wichtig ist, den Schwimmwinkel in einem unkritischen Bereich zu halten.

Die Manöver zur Evaluierung werden in dieser Arbeit auf open-loop Manöver beschränkt. Bestünde die Möglichkeit, optimale Trajektorien für closed-loop Manöver zu generieren, wären closed-loop Manöver zur Evaluierung hilfreich. Auch ein Bremsen auf  $\mu$ -split kann als ein weiteres Fahrmanöver zur Evaluierung des Gesamtkonzepts genannt werden.

## Anhang A

# Fahrzeug- und Reifendaten des Simulationsmodells

### A.1. Beschreibung des Simulationsmodells

Ein nichtlineares Zweispurmodell wird als Gesamtfahrzeugmodell für die Simulation verwendet. Dieses wurde vom ViF, für die Entwicklung und Implementierung einer Fahrdynamikregelung, bereitgestellt. Der Modellierungsansatz des Zweispurmodells kann in Kapitel 11 aus [23] nachgelesen werden.

### A.2. Daten des modellierten Fahrzeugs

Das verwendete nichtlineare Simulationsmodell wurde vom ViF parametrisiert. Der Versuchsträger ist ein Audi A4 B8 Avant 1.8 TFSI Baujahr 2008. Es gilt anzumerken, dass das verwendete Simulationsmodell auf unterschiedliche Fahrzeuge abgestimmt werden kann.

Die folgenden Tabellen A.1 und A.2 geben einen Überblick über einige Fahrzeugdaten des Simulationsmodells.

Fahrzeugmasse	m	kg	1800
Fahrzeuglänge	l	m	2.808
Abstand SP-Vorderachse	$l_v$	m	1.34
Abstand SP-Hinterachse	$l_v$	m	1.468
Schwerpunkthöhe	$h_{SP}$	m	0.55

**Tabelle A.1.:** Fahrzeugdaten des Simulationsmodells

Effektiver Reifenradius	$r_{eff}$	m	0.3
Rad-Trägheitsmoment	$J_R$	kgm <sup>2</sup>	0.8
Radmasse	$m_R$	kg	25

**Tabelle A.2.:** Reifendaten des Simulationsmodells

## Anhang B

# Abstimmung des Fahrzeugreglers

### B.1. Lenkwinkelsprünge zur Reglerabstimmung

Die Tabellen B.1 bis B.6 zeigen die Ergebnisse unterschiedlicher Lenkwinkelsprünge. Dieses Manöver eignet sich sehr gut zur Anpassung des Fahrzeugreglers an das nichtlineare Zweispurmodell. Die daraus resultierenden Reglerparameter sind in Tabelle B.7 ersichtlich.

$\delta_{LR}$	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$s_{soll}$
Grad	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	-
	ungeregelt			geregelt			
45	2.20	0.65	0.040	2.2	0.7	0.024	0.009
60	3.00	0.82	0.047	2.9	0.9	0.026	0.012
90	4.30	1.10	0.048	4.2	1.2	0.028	0.012
120	5.00	1.80	0.048	5.0	2.0	0.022	0.0125
135	5.05	2.10	0.100	5.1	3.5	0.030	0.020

**Tabelle B.1.:** Lenkwinkelsprünge bei  $v_x=40$  km/h auf  $\mu\text{-low}=0.6$  mit und ohne Regelung

### B.2. Reglerparameter

Wie in Kapitel 3.3 und 3.5 bereits beschrieben, werden die einzelnen Regler anhand von einfachen Modellen ausgelegt und anschließend an das nichtlineare Simulationsmodell angepasst. In Tabelle B.7 sind die endgültigen Reglerparameter des Fahrzeug- und Bremsschlupfreglers ersichtlich.

$\delta_{LR}$	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$s_{soll}$
Grad	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	-
	ungeregelt			geregelt			
45	4.20	0.95	0.050	4.15	0.9	0.026	0.010
60	4.99	2.00	0.055	4.95	2.0	0.025	0.013
90	5.00	4.65	0.130	5.10	6.5	0.008	0.140

**Tabelle B.2.:** Lenkwinkelsprünge bei  $v_x=60$  km/h auf  $\mu\text{-low}=0.6$  mit und ohne Regelung

$\delta_{LR}$	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$s_{soll}$
Grad	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	-
	ungeregelt			geregelt			
45	5.05	3.5	0.055	5.05	3.5	0.024	0.009
60	5.10	6.0	0.130	5.10	6.5	0.026	0.012

**Tabelle B.3.:** Lenkwinkelsprünge bei  $v_x=80$  km/h auf  $\mu$ -low=0.6 mit und ohne Regelung

$\delta_{LR}$	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$s_{soll}$
Grad	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	-
	ungeregelt			geregelt			
60	3.00	0.85	$\approx 0$	3.0	0.85	$\approx 0$	-
90	4.20	1.30	$\approx 0$	4.2	1.30	$\approx 0$	-
120	5.50	1.65	$\approx 0$	5.5	1.65	$\approx 0$	-
150	6.70	2.50	0.045	4.2	2.50	0.034	0.099
180	7.55	3.30	0.060	5.0	3.80	0.060	0.12

**Tabelle B.4.:** Lenkwinkelsprünge bei  $v_x=40$  km/h auf  $\mu$ -high=1 mit und ohne Regelung

$\delta_{LR}$	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$s_{soll}$
Grad	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	-
	ungeregelt			geregelt			
60	5.50	0.88	$\approx 0$	5.5	0.9	$\approx 0$	-
90	7.50	2.00	0.06	7.7	2.4	0.022	0.10
120	3.90	1.65	0.15	8.5	6.0	0.100	0.13

**Tabelle B.5.:** Lenkwinkelsprünge bei  $v_x=60$  km/h auf  $\mu$ -high=1 mit und ohne Regelung

$\delta_{LR}$	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$ a_{y,max} $	$ \beta_{max} $	$ \Delta\dot{\psi}_{max} $	$s_{soll}$
Grad	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	$\frac{m}{s^2}$	Grad	$\frac{rad}{s}$	-
	ungeregelt			geregelt			
45	6.2	1.9	0.024	6.20	1.9	0.024	0.06
60	7.5	3.0	0.067	7.85	3.7	0.023	0.10
90	8.3	6.0	0.160	8.50	7.25	0.060	0.13

**Tabelle B.6.:** Lenkwinkelsprünge bei  $v_x=80$  km/h auf  $\mu$ -high=1 mit und ohne Regelung

Systemparameter	Variable	Schwimmwinkelregler	Gierratenregler	Bremsschlupfregler
P-Anteil	$k_p$	2.4	1.333	$1.2077 \cdot 10^8$
I-Anteil	$T_i$	-	0.0909s	0.002s
D-Anteil	$T_d$	-	0.051s	-
Verzögerungs-Glied	$T_1$	-	0.1s	-
Gesamtverstärkung	$k_{ges}$	-	var.	50

**Tabelle B.7.:** Parameter für den Fahrzeugregler (Schwimmwinkel- und Gierratenregler) und den Bremsschlupfregler

# Abbildungsverzeichnis

2.1. Freiheitsgrade eines Fahrzeuges . . . . .	5
2.2. Radachsensystem nach ISO 8855 . . . . .	6
2.3. Nichtlineare Schlupfkurve für Bremsen und Antrieb . . . . .	7
2.4. Längskraftverläufe bei unterschiedlichen Aufstandskräften . . . . .	9
2.5. Schräglaufwinkel bei wirkender Seitenkraft . . . . .	10
2.6. Zusammenhang zwischen Schräglaufwinkel und Seitenkraft am Rad . . . . .	10
2.7. Seitenkraft und Längskraft bei unterschiedlichen Schräglaufwinkeln . . . . .	13
2.8. Umfangskraft-Seitenkraft-Kennfeld . . . . .	14
2.9. Lineares Einspurmodell . . . . .	15
2.10. Aufstellung des Impuls- und Drallsatzes und Berechnung der Aufstandskräfte am linearen Einspurmodell. . . . .	16
2.11. Lenkwinkelgradienten und Steuertendenz . . . . .	17
3.1. Mittelung des Gierverhaltens eines nichtlinearen Einspurmodells anhand zweier linearer Einspurmodelle . . . . .	20
3.2. Anpassung des nichtlinearen Einspurmodells mit Hilfe von Messdaten . . . . .	21
3.3. Ermittlung der toten Zonen für die Gierrate in Bezug auf die Regelung, um zu frühe ESP Eingriffe zu vermeiden . . . . .	22
3.4. Evaluierung des Kalman Filters mit Hilfe von Simulationsdaten vom Sinuslenken aus dem nichtlinearen Zweispurmodell . . . . .	31
3.5. Evaluierung des Kalman Filters mit Hilfe von Simulationsergebnissen eines Rundkurses(Hockenheimring) . . . . .	31
3.6. Querdynamik Reglerstruktur . . . . .	33
3.7. Sprungantwort der ermittelten Gierratenübertragungsfunktion . . . . .	36
3.8. Sprungantwort der ermittelten Schwimmwinkelübertragungsfunktion . . . . .	37
3.9. Bodediagramm des offenen Kreises $L_{\beta}(j\omega)$ . . . . .	37
3.10. Bodediagramm des offenen Kreises $L_{\dot{\psi}}(j\omega)$ . . . . .	38
3.11. Sprungantwort des geschlossenen Regelkreises für die Gierrate . . . . .	39
3.12. Normierte Sprungantwort des geschlossenen Regelkreises für den Schwimmwinkel . . . . .	39
3.13. Gainscheduling - Gesamtverstärkung . . . . .	41
3.14. Eingriffsstrategie im Antriebsfall . . . . .	43
3.15. Eingriffsstrategie im Bremsfall . . . . .	44
3.16. Viertelfahrzeugmodell . . . . .	45
3.17. Bremsschlupfregler . . . . .	47
3.18. Bodediagramm des offenen Kreises $L_B(j\omega)$ . . . . .	47
4.1. Lenkwinkelsprung . . . . .	50
4.2. Sinus mit Verzögerung . . . . .	51
4.3. Open-loop Manöver Pseudospurwechsel . . . . .	51

---

5.1. Sinuslenken mit Verzögerung trockener Fahrbahn - Analyse des Gierraten und Schwimmwinkelverhaltens . . . . .	54
5.2. Sinuslenken mit Verzögerung auf Fahrbahn mit hohem Reibwert - Bremsdruck- und Reglerverhalten . . . . .	55
5.3. Sinuslenken mit Verzögerung auf nasser Fahrbahn - Analyse des Gierraten und Schwimmwinkelverhaltens . . . . .	56
5.4. Sinuslenken mit Verzögerung auf nasser Fahrbahn - Bremsdruck- und Reglerverhalten . . . . .	57
5.5. Pseudo-Spurwechsel auf trockener Fahrbahn - Analyse des Gierraten- und Schwimmwinkelverhaltens . . . . .	58
5.6. Pseudo-Spurwechsel auf trockener Fahrbahn - Bremsdruck- und Reglerverhalten . . . . .	59
5.7. Pseudo-Spurwechsel auf nasser Fahrbahn - Analyse des Gierraten- und Schwimmwinkelverhaltens . . . . .	60
5.8. Pseudo-Spurwechsel auf nasser Fahrbahn - Bremsverhalten . . . . .	61
5.9. Slalomfahrt auf trockener Fahrbahn - Gierraten- und Schwimmwinkelverhalten . . . . .	62
5.10. Slalomfahrt auf trockener Fahrbahn - Bremsdruckverhalten und Regleraktivität . . . . .	63
5.11. Slalomfahrt auf nasser Fahrbahn - Gierraten- und Schwimmwinkelverhalten . . . . .	64
5.12. Slalomfahrt auf nasser Fahrbahn - Bremsdruckverhalten und Regleraktivität . . . . .	65
5.13. Lenkwinkelsprung auf nasser Fahrbahn - Analyse des Gierratenverhaltens . . . . .	66
5.14. Lenkwinkelsprung auf nasser Fahrbahn - Bremsdruckverhalten und Fahrzeugregleraktivität . . . . .	67

# Tabellenverzeichnis

2.1. Steuertendenz des linearen Einspurmodells . . . . .	18
3.1. Einstellregeln nach Ziegler-Nichols . . . . .	36
3.2. Ermittelte Reglerparameter des Schwimmwinkel- und Gierratenreglers. . . . .	38
3.3. Unterscheidung zwischen Unter- und Übersteuern . . . . .	44
3.4. Ermittelte Reglerparameter für den Bremsschlupfregler . . . . .	48
A.1. Fahrzeugdaten des Simulationsmodells . . . . .	70
A.2. Reifendaten des Simulationsmodells . . . . .	70
B.1. Lenkwinkelsprünge bei $v_x=40$ km/h auf $\mu\text{-low}=0.6$ mit und ohne Regelung . . .	71
B.2. Lenkwinkelsprünge bei $v_x=60$ km/h auf $\mu\text{-low}=0.6$ mit und ohne Regelung . . .	71
B.3. Lenkwinkelsprünge bei $v_x=80$ km/h auf $\mu\text{-low}=0.6$ mit und ohne Regelung . . .	72
B.4. Lenkwinkelsprünge bei $v_x=40$ km/h auf $\mu\text{-high}=1$ mit und ohne Regelung . . .	72
B.5. Lenkwinkelsprünge bei $v_x=60$ km/h auf $\mu\text{-high}=1$ mit und ohne Regelung . . .	72
B.6. Lenkwinkelsprünge bei $v_x=80$ km/h auf $\mu\text{-high}=1$ mit und ohne Regelung . . .	72
B.7. Parameter aller Regler . . . . .	72

# Literaturverzeichnis

- [1] BAUER, R.: *Zustandsschätzung und Filterung*. TU Graz, Vorlesungsskript, 2011
- [2] BEIKER, S.: *Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme*, Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 1999
- [3] BOSSDORF-ZIMMER, B.: *Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung für die Echtzeitanwendung*, Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2007
- [4] BOSCH, R.: *Sicherheits- und Komfortsysteme*. Vieweg, 2004
- [5] DUGOFF, H. ; FANCHER, P. ; SEGEL, L.: *Tire Performance Characteristics Affecting Vehicle Response to Steering and Braking Control Inputs / Highway Safety Research Institute, Institute of Science and Technology, University of Michigan. 1969. – Forschungsbericht*
- [6] EHRET, T. ; HARTMANN, U. ; LUTZ, A.: *Method Of Determining The Oblique-Motion Angel Of a Braked Vehicle And/Or The Lateral Motion Force Acting On The Vehicle*. Patent, International PCT, WO 92/05987, 16.4.1992
- [7] EHRET, T. ; HARTMANN, U. ; LUTZ, A.: *Method For Determining The Slip Angels And/Or The Cornering Forces Of A Braked Vehicle*. Patent, United States, US 5371677, 6.12.1994
- [8] FRÖHLICH, M.: *Ein robuster Zustandsbeobachter für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem*, Technische Universität München, Diss., 2007
- [9] HEISSING, B. ; ERSOY, M.: *Fahrwerkhandbuch*. Vieweg, 2007
- [10] HIRSCHBERG, W.: *Grundlagen Fahrzeugtechnik*. TU Graz, Vorlesungsskript, 2010
- [11] HIRSCHBERG, W.: *Fahrzeugdynamik*. TU Graz, Vorlesungsskript, 2011
- [12] HORN, M. ; DOURDOUMAS, N.: *Regelungstechnik*. Pearson Studium, 2004
- [13] HORN, M. ; HOFBAUR, M. ; DOURDOUMAS, N.: *14. Steirisches Seminar über Regelungstechnik und Prozessautomatisierung*, 2005
- [14] ISERMANN, R.: *Fahrdynamik-Regelung*. Vieweg, 2006
- [15] LUNZE, J.: *Regelungstechnik 1, Systemtheoretische Grundlagen Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Springer, 2001
- [16] MITSCHKE, M. ; WALLENTOWITZ, H.: *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer, 2003
- [17] NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION: *Proposed FMVSS No. 126 Electronic Stability Control Systems*. U.S. Department Of Transportation, Office of Tegulatory Analysis and Evaluation National Center for Statistics and Analysis, 2006



- [18] O.A.: *Praktikumsversuch Optimale Regelung*. Website, 2011. – Available online at [http://www.rt.mw.tum.de/fileadmin/w00bhf/www/lehre/pmm/Optimale-Reg\\_SS11.pdf](http://www.rt.mw.tum.de/fileadmin/w00bhf/www/lehre/pmm/Optimale-Reg_SS11.pdf); besucht am 3. Mai 2012.
- [19] PLAG, J.: *Kalmanfilter*. Website, 2008/2009. – Available online at <http://http://www.mi.hs-rm.de/~schwan/Projects/CG/CarreraCV/doku/kalman/kalman.htm>; besucht am 2. Mai 2012.
- [20] REIF, K.: *Automobilelektronik*. Vieweg+Teubner, 2009
- [21] RIETH, P. ; DRUMM, S. ; HARNISCHFEGER, M.: *Elektronisches Stabilitätsprogramm: Die Bremse, die lenkt*. Moderne Industrie, 2001
- [22] SCHINDLER, E.: *Fahrdynamik, Grundlagen des Lenkverhaltens und ihre Anwendung für Fahrzeugregelsysteme*. Expert, 2007
- [23] SCHRAMM, D. ; HILLER, M. ; BARDINI, R.: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2010
- [24] TRAECHTLER, A. ; EHRET, T. ; GERDES, M. ; ET. AL.: *Koordination eines Fahrdynamikregelungssystems mit einem Hinterachslenksystem*. Patent, Bundesrepublik Deutschland, DE 10 2004 036 565 A1, 16.2.2006
- [25] VIETINGHOFF, A. v.: *Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen*, Universität Karlsruhe (TH), Diss., 2008
- [26] WANG, W. ; DING, N. ; YU, G. ; ZOU, H.: *Research and Comparison of Control Methods of Vehicular DYC System*. 2009. – Forschungsbericht
- [27] WEBER, I.: *Verbesserungspotenzial von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik*, Technische Universität Darmstadt, Diss., 2004
- [28] WINNER, H. ; HAKULI, S. ; WOLF, G.: *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Vieweg+Teubner, 2009
- [29] WOERNLE, C.: *Fahrmechanik*. Universität Rostock, Vorlesungsskript, 2005
- [30] ZANTEN, A. v.: *Evolution of Electronic Control Systems for Improving the Vehicle Dynamic Behavior* / Robert Bosch GmbH. 2002. – Forschungsbericht
- [31] ZANTEN, A. v.: *Fahrdynamikregelung*. Kompetenzzentrum Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH in Graz, Seminarunterlagen, 2003
- [32] ZANTEN, A. v. ; ERHARDT, R. ; PFAFF, G. ; EHRET, T.: *Control Aspects of the Bosch-VDC* / Robert BOSCH GmbH. 1996. – Forschungsbericht
- [33] ZOMOTOR, A.: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. Vogel Buchverlag, 1991