

TECHNISCHE UNIVERSITÄT MÜNCHEN

Fakultät für Maschinenwesen, Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

METHODE ZUR ERSTELLUNG UND  
ABSICHERUNG EINER  
MODELLBASIERTE SOLLVORGABE FÜR  
FAHRDYNAMIKREGELSYSTEME

Michael Graf

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen  
Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl  
Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp  
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann

Die Dissertation wurde am 27.06.2014 bei der Technischen Universität München eingereicht  
und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 19.09.2014 angenommen.

## **Kurzfassung**

Die ständig steigende Leistungsfähigkeit von Elektromotoren und Batterien sowie die Endlichkeit der fossilen Brennstoffe begünstigen die Entwicklung der Elektromobilität. Um die Reichweite von Elektrofahrzeugen zu erhöhen, werden meist rollwiderstandsoptimierte Reifen eingesetzt. Sie zeigen ein geringeres Seitenführungspotential als herkömmliche Reifen und vermindern dadurch den Fahrspaß bei moderaten Querbewegungen und die Fahrsicherheit im fahrdynamischen Grenzbereich. Diesen beiden Problemen entgegnet die in dieser Arbeit vorgestellte Methode zur Abstimmung einer Sollwertvorgabe für Querdynamikregelsysteme.

Aufgrund des großen Unterschiedes zwischen der niedrigen Giereigenfrequenz eines Straßenfahrzeuges und der hohen Reaktionsdynamik von modernen Elektromotoren führt die Erhöhung der Reglerdynamik nicht zu einer Verbesserung des subjektiven Fahrverhaltens. Die Interpretation des Fahrerwunsches und des aktuellen Fahrzustandes sind dabei viel zielführender. Das beschriebene Gesamtsystem besteht aus zwei unterschiedlich parametrisierten, linearen Einspurmodellen, zwischen denen je nach Fahrsituation umgeschwenkt wird. Sie bilden die Schranken des Systems und müssen in der fahrdynamischen Absicherung untersucht werden. Wenn sie in allen Fahrsituationen verlässliche Werte für die Sollgierrate oder -schwimmwinkel liefern, dann wird das auch die Interpolation zwischen den beiden Modi machen. Dabei wird das Seitenführungspotential des einen Fahrzeugmodells (Fahrspaß) höher, die des anderen (Fahrsicherheit) niedriger als am realen Fahrzeug angegeben. Neben den Absolutwerten der Achsschräglaufsteifigkeiten wird auch deren Verhältnis zueinander angepasst. Die Ergebnisse dieser Abstimmung basieren auf Zielwerte aus der subjektiven Objektivierung von Fahrerlebnissen. Dadurch kann bereits in der Simulation, bevor der erste Prototyp existiert, eine quantitative Abschätzung der Fahrdynamik des Fahrzeuges getroffen werden. In dieser Arbeit wird ein Verfahren für die Extrahierung wichtiger und unabhängiger Fahrdynamikkennwerte gezeigt, damit die Fahrdynamikbewertung des Regelsystems gezielt und aussagekräftig durchgeführt werden kann. Der modellbasierte Ansatz der Sollwertvorgabe ermöglicht eine intuitivere Handhabung im Abstimmprozess und eine einfache Übertragung von einer Fahrzeugklasse auf andere. Der Aufwand der realen Tests und Absicherungen kann so rationalisiert und verkürzt werden.

Die vorgestellte Methode wird anhand des Prototypen des Kleinelektrofahrzeugs namens MUTE veranschaulicht. Dieses Fahrzeug ist an der Technischen Universität München in einem interdisziplinären Projekt entstanden und wurde 2011 auf der Internationalen Automobil-Ausstellung (IAA) in Frankfurt am Main vorgestellt.

## **Abstract**

The increasing performance of electric motors and batteries as well as the limited availability of fossil fuels contribute to the development of electromobility. The use of rolling resistance optimized tyres increases the range of electric vehicles. They have less cornering stiffness than conventional tyres and therefore, they reduce the driving pleasure at moderate lateral acceleration as well as the driving safety near the stability limit. These two problems are addressed in this doctoral thesis, which shows a method to build up and tune a control target specification for lateral dynamic control systems.

Due to the large difference between the natural frequency of the lateral dynamics of a road vehicle and the control dynamics of electric motors, the improvement of the control unit by using special solutions does not lead to an improvement of subjective driving handling. The interpretation of the driver intends and the driving condition are much more powerful. The described system consists of two different parameterized linear single track models. According to the driving condition the system interpolates the values between the results. In this configuration only the two models need to be investigated. Once they compute reliable results their interpolation is reliable, too. The cornering potential of the real tyres is between the one of the two models. In addition, the vehicle model with less cornering stiffness has a higher understeer level to increase its safety margin. The results of this examination are evaluated by the target values due to the subjective objectification of driving experiences. This approach allows to evaluate the car handling before the first prototype is build up. This examination demonstrates an approach to find the most important and independent characteristic values to evaluate the vehicle handling. The fact that the described approach of the control target definition is model-based allows a more intuitive handling in the reconciliation process and a simple transfer from one vehicle class to another. The expense of the real tests and hedges can be streamlined and shortened.

The presented method is proven on the prototype of a small electric vehicle called MUTE. This vehicle was developed at the Technische Universität München in an interdisciplinary project and was presented in 2011 at the International Motor Show (IAA) in Frankfurt, Germany.

## **Danksagung**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München.

Mein besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp, der mir als Ordinarius des Lehrstuhls die Mitarbeit beim Projekt MUTE ermöglicht hat. Im Rahmen meiner Tätigkeit an diesem Fahrzeug und während den darauffolgenden Untersuchungen wurde mir ein hohes Maß an persönlicher Freiheit, Selbstständigkeit und Eigenverantwortung erlaubt, was ich sehr schätzte. Durch vielfältige Anregungen in offenen und sachkundigen Diskussionen wurde eine ideale Arbeitsbasis geschaffen, die sich als Grundlage kreativer, wissenschaftlicher Arbeit hervorragend eignete. Des Weiteren möchte ich Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann für die Übernahme des Koreferates sowie Prof. Dr.-Ing. Karsten Stahl für den Prüfungsvorsitz recht herzlich danken.

Ein spezieller Dank gilt meinen Kollegen in der Gruppe Fahrdynamik, mit denen ich persönlich und fachlich eine sehr wertvolle und intensive Zeit erlebt habe. Ich habe unsere Gruppenrunden und das gute Gesprächsklima immer genossen. Speziell meine Bürokollegen Florian Kohlhuber, Hans-Martin Kroll und Andreas Schultze sowie Ferdinand Wiesbeck haben mir durch die unzähligen fachlichen Diskussionen und konstruktiver Kritik geholfen, den wissenschaftlichen Fokus auf das Thema weiter zu schärfen.

Dem Projektteam MUTE und den Mitarbeitern der mechanischen Werkstatt und des Elektrolabors möchte ich ein großes Dankeschön aussprechen, da ich ohne sie keine Testfahrten für diese Arbeit absolvieren hätte können. Ihre Unterstützung dabei war die Basis für die guten Testergebnisse. Auch wenn es gelegentlich zu kleinen Meinungsverschiedenheiten kam, haben wir alle am selben Strang gezogen und ein sehenswertes Ergebnis erzielt.

Darüber hinaus bedanke ich mich auch bei allen weiteren Kolleginnen und Kollegen sämtlicher Lehrstuhlbereiche und den Studenten, die durch ihre Studienarbeiten zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Bei dieser Gelegenheit möchte ich mich auch bei den immer hilfsbereiten Damen im Sekretariat Frau Gabriele Weigand und Norina Rudolph für ihre Hilfen bei allen Arten von bürokratischen Belangen bedanken.

Ein besonderer Dank gilt meinen Eltern Maria und Eduard Graf, die durch ihr unermüdliches Engagement und ihre Unterstützung meine Ausbildung und damit diese Arbeit erst ermöglicht haben. Auch meinen Geschwistern danke ich für das verständnisvolle Entgegenkommen. Die wohl größte Stütze im Entstehungsprozess dieser Arbeit war meine liebe Freundin Kathrin. Sie hat mich durch alle Phasen des Promotionsvorhabens verständnisvoll und voller Geduld begleitet, was ich sehr zu schätzen weiß.

München, im Juni 2014

Michael Graf

## Formelzeichen und Abkürzungen

### Formelzeichen

<b>A</b>	[ - ]	Dynamikmatrix des Einspurmodells
<b>a</b>	[ m/s <sup>2</sup> ]	Beschleunigungstensor
$a_{11-22}$	[ - ]	Einträge der Dynamikmatrix <b>A</b> des Einspurmodells
$a_y$	[ m/s <sup>2</sup> ]	Querbeschleunigung
<b>B</b>	[ - ]	Eingangsmatrix des erweiterten Einspurmodells mit Giermoment
<b>b</b>	[ - ]	Eingangsmatrix des Einspurmodells
$b_{11-22}$	[ - ]	Einträge der Eingangsmatrix <b>B</b> des Einspurmodells
$\beta_{dyn}$	[ - ]	Faktor für die dynamische Schwimmwinkelverstärkung der Sollvorgabe
$\beta_{stat}$	[ - ]	Faktor für die stationäre Schwimmwinkelverstärkung der Sollvorgabe
$b_h$	[ m ]	Spurweite der Hinterachse
$b_v$	[ m ]	Spurweite der Vorderachse
$c_{\alpha,h}$	[ $\frac{N}{\circ}$ ]	Gesamtschräglaufsteifigkeit der Hinterachse
$c_{\alpha,v}$	[ $\frac{N}{\circ}$ ]	Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse
<b>D</b>	[ - ]	Dämpfungsmaß
<b>D*</b>	[ - ]	Matrix der Ein- / Ausgangsentkopplungsuntersuchung
$d_{11-22}$	[ - ]	Einträge der Matrix <b>D*</b>
<b>E</b>	[ - ]	Einheitsmatrix
$EW_{sicher}$	[ - ]	Eigenwerte der Dynamikmatrix bei 'Fahrsicherheit'
$EW_{spass}$	[ - ]	Eigenwerte der Dynamikmatrix bei 'Fahrspaß'
$EW_{soll}$	[ - ]	berechnete Eigenwerte der Dynamikmatrix der Sollvorgabe
<b>F</b>	[ - ]	Vorfiltermatrix für die Ein- / Ausgangsentkopplung
$F_{l,ij}$	[ N ]	Längskraft des Rades ij
$F_{q,h}$	[ N ]	Gesamtquerkraft an der Hinterachse
$F_{q,ij}$	[ N ]	Querkraft des Rades ij
$F_{q,v}$	[ N ]	Gesamtquerkraft an der Vorderachse
$F_{z,ij}$	[ N ]	Normalkraft am Rad ij

## Formelzeichen und Abkürzungen

---

$g$	[9,81 · m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung
$\mathbf{K}$	[ - ]	Diagonalmatrix für Untersuchung stationärer Genauigkeit
$K_1 - K_n$	[ - ]	Einträge auf der Diagonale der Matrix $\mathbf{K}$
$l_h$	[ mm ]	Schwerpunktastand zur Hinterachse
$l_v$	[ mm ]	Schwerpunktastand zur Vorderachse
$m$	[ kg ]	Fahrzeugmasse
$M_H$	[ Nm ]	Lenkradmoment
$P_\beta$	[ - ]	Proportionalitätsfaktor für den Schwimmwinkel
$P_\psi$	$\left[ \frac{\text{rad/s}}{\circ} \right]$	Proportionalitätsfaktor für die Gierrate
$\rho_{\text{stat}}$	[ - ]	Faktor für die Reaktionsfähigkeit der Sollvorgabe
$\rho_{\text{dyn}}$	[ - ]	Faktor für die stationäre Gierverstärkung der Sollvorgabe
$\mathbf{R}$	[ - ]	Rückführmatrix der Ein- / Ausgangsentkopplung
$t$	[ s ]	Zeit
$T_z$	[ s ]	Zeitkonstante
$u$	[ - ]	Eingangsvariablenvektor des Einspurmodells
$\mathbf{v}$	[ m/s ]	Geschwindigkeitstensor
$\dot{\mathbf{v}}$	[ m/s <sup>2</sup> ]	zeitliche Ableitung des Geschwindigkeitstensor
$v_{l,ij}$	[ m/s ]	Längsgeschwindigkeit des Rades ij
$v_{q,ij}$	[ m/s ]	Quergeschwindigkeit des Rades ij
$v_x$	[ m/s ]	Fahrzeuglängsgeschwindigkeit
$v_{x,ij}$	[ m/s ]	Geschwindigkeit am Rad ij in Fahrzeuglängsrichtung
$v_y$	[ m/s ]	Fahrzeugquergeschwindigkeit
$v_{y,ij}$	[ m/s ]	Geschwindigkeit am Rad ij in Fahrzeugquerrichtung
$w_\beta$	[ - ]	Gewichtungsfaktor für den Schwimmwinkel
$w_{\dot{\beta}}$	[ - ]	Gewichtungsfaktor für die Schwimmwinkelgeschwindigkeit
$w_\psi$	[ - ]	Gewichtungsfaktor für die Gierrate
$w_{\dot{\psi}}$	[ - ]	Gewichtungsfaktor für die Gierbeschleunigung
$\mathbf{x}$	[ - ]	Zustandsvektor des Einspurmodells
$\dot{\mathbf{x}}$	[ - ]	zeitliche Ableitung des Einspurmodellzustandsvektors
$\mathbf{x}$	[ - ]	Vektor in Fahrzeuglängsachse
$\mathbf{y}$	[ - ]	Vektor in Fahrzeugquerachse

## Formelzeichen und Abkürzungen

---

$\alpha_h$	[ ° ]	Gesamtschräglaufwinkel an der Hinterachse
$\alpha_{ij}$	[ ° ]	Schräglaufwinkel am Rad ij
$\alpha_v$	[ ° ]	Gesamtschräglaufwinkel an der Vorderachse
$\beta$	[ rad ]	Schwimmwinkel
$\beta_{soll}$	[ rad ]	Sollvorgabe des Schwimmwinkels
$\beta_{stat}$	[ ° ]	stationärer Schwimmwinkel
$\dot{\beta}$	[ rad/s ]	Schwimmwinkelgeschwindigkeit
$\gamma$	[ - ]	Differenzordnung des Systems
$\delta$	[ ° ]	Radlenkwinkel an der Vorderachse
$\delta_H$	[ rad ]	Lenkradwinkel
$\delta_{ij}$	[ ° ]	Lenkwinkel am Rad ij
$\Theta_{zz}$	[ m <sup>2</sup> kg ]	Gierträgheit
$\lambda_{1/2}$	[ - ]	Eigenwerte der Dynamikmatrix <b>A</b>
$\mu$	[ - ]	Reifen-Fahrbahn-Kraftschlussbeiwert
$\varphi$	[ rad ]	Wankwinkel
$\dot{\psi}$	[ rad/s ]	Gierrate
$\ddot{\psi}$	[ rad/s <sup>2</sup> ]	Gierwinkelbeschleunigung
$\dot{\psi}_{soll}$	[ rad/s ]	Sollvorgabe der Gierrate
$\dot{\psi}_{stat}$	[ rad/s ]	stationäre Gierrate
$\omega_e$	[ rad/s ]	Eigenwinkelgeschwindigkeit des Fahrzeuges um die Hochachse

$\left( \frac{\partial y}{\partial \delta_H} \right)_{stat}$	$\left[ \frac{rad/s}{\circ} \right]$	stationäre Querbeschleunigungsverstärkung
$\left( \frac{dM_H}{d a_y} \right)$	$\left[ \frac{Nm}{m/s^2} \right]$	Lenkradmomentgradient
$\left( \frac{M_H}{\delta_H} \right)$	$\left[ \frac{Nm}{\circ} \right]$	Lenkradmomentenverstärkungsfaktor
$\left( \frac{d\beta}{d a_y} \right)$	$\left[ \frac{\circ}{m/s^2} \right]$	Schwimmwinkelgradient
$\left( \frac{\beta}{\delta_H} \right)$	[ - ]	Schwimmwinkelverstärkungsfaktor
$\left( \frac{d\delta_H}{d a_y} \right)$	$\left[ \frac{\circ}{m/s^2} \right]$	Eigenlenkgradient
$\left( \frac{d\delta_H}{d\beta} \right)$	[ - ]	Lenkrad-Schwimmwinkelgradient
$\left( \frac{d\varphi}{d a_y} \right)$	$\left[ \frac{\circ}{m/s^2} \right]$	Wankwinkelgradient
$\left( \frac{\varphi}{\delta_H} \right)$	[ - ]	Wankwinkelverstärkungsfaktor
$\left( \frac{\dot{\psi}}{\delta_H} \right)_{stat}$	$\left[ \frac{rad/s}{\circ} \right]$	stationäre Gierverstärkung

### Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem (Schlupfregelung bei Bremsenengriffen)
AFS	Active Front Steering (Beeinflussung des Vorderradlenkung durch Überlagerungsgetriebe, von BMW eingesetzt)
BG	Bezugsgröße (steht für Gierrate, Querbesehleuniung, Wankwinkel, Schwimmwinkel oder Lenkradmoment)
BMW	Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft
bzw.	beziehungsweise
DSC	Dynamic Stability Control (vergleichbare Funktionalität zum ESP, von BMW entwickelt und eingesetzt)
EG	Eigenlenkgradient
ES	Einzelsinus
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm (Fahrtdynamikregelung anhand radindividueller Bremsenengriffe)
FG	Frequenzgang (Sinuslenken mit steigender Frequenz)
IAA	Internationale Automobilausstellung in Frankfurt am Main
KKF	konstante Kreisfahrt
LS	Lenkwinkelsprung
MUTE	Forschungsfahrzeug der Technischen Universität München <sup>1</sup>
SUV	Sport Utility Vehicle
TV	Torque Vectoring (radselektives Verteilen des Antriebsmomentes in Querrichtung)
u.a.	und andere
WT	Weavetest (Sinuslenken mit konstanter Frequenz)

---

<sup>1</sup>[www.mute-automobile.de](http://www.mute-automobile.de)



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>IV</b>
<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1. Motivation . . . . .	1
1.2. Aufgabenstellung . . . . .	2
1.3. Aufbau der Arbeit . . . . .	3
<b>2. Stand der Technik und Forschung</b>	<b>4</b>
2.1. Sollvorgabe anhand empirischer Modelle . . . . .	5
2.2. Sollvorgabe anhand physikalischer und semiphysikalischer Modelle . . . . .	7
2.3. Sollbereichsvorgabe . . . . .	10
2.4. Zusammenfassung und Ableitung der Zielsetzung . . . . .	11
<b>3. Methodik der Umsetzung und Absicherung</b>	<b>15</b>
3.1. Einspurmodell in Zustandsraumdarstellung . . . . .	15
3.2. Fahrdynamikbewertung anhand von objektiven Kenngrößen . . . . .	18
3.2.1. Konstante Kreisfahrt . . . . .	19
3.2.2. Lenkwinkelsprung . . . . .	26
3.2.3. Sinuslenken mit steigender Frequenz . . . . .	28
3.2.4. Sinuslenken mit konstanter Frequenz . . . . .	31
3.2.5. Einzelsinus . . . . .	34
3.3. Methoden der Korrelationsbildung . . . . .	35
3.4. Versuchsfahrzeug . . . . .	39
3.4.1. Fahrzeugeigenschaften bezüglich der Fahrdynamik . . . . .	40
3.4.2. Simulationsumgebung . . . . .	44
3.4.3. Zweispurmodellvorsteuerung . . . . .	45
3.4.4. Ansteuerung der Torque-Vectoring-Einheit . . . . .	49
<b>4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik</b>	<b>52</b>
4.1. Voruntersuchungen . . . . .	52
4.2. Einfluss der Fahrsituation auf die Sollgrößengenerierung . . . . .	54
4.3. Definition der Eigenwerte der Zustandsmatrix . . . . .	55
4.4. Prinzip der kontinuierlichen Umschaltung . . . . .	57
4.5. Betrachtung der Lenkbarkeit bei unterschiedlichen Reifen-Fahrbahn-Kraftschluss- beiwerten . . . . .	58
4.6. Ein- / Ausgangsentkopplung . . . . .	60
4.7. Abstimmung der Sollwertvorgabe und Übertragbarkeit auf verschiedene Fahr- zeuge . . . . .	65
4.7.1. Definition der Schräglaufsteifigkeiten für den Modus 'Fahrspaß' . . . . .	67
4.7.2. Definition der Schräglaufsteifigkeiten für den Modus 'Fahrsicherheit' . . . . .	68
4.7.3. Bestimmung der Kennfelder für das Umschwenken zwischen den Modi . . . . .	69

<b>5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung</b>	<b>70</b>
5.1. Bildung unabhängiger Kennwerte . . . . .	70
5.1.1. Parametervariation der Sollgierrate . . . . .	71
5.1.2. Korrelation der Kennwerte über die Fahrzeugvarianten . . . . .	79
5.2. Bewertung der Fahrdynamik des passiven und geregelten Fahrzeugs . . . . .	100
5.2.1. Konstante Kreisfahrt . . . . .	100
5.2.2. Lenkwinkelsprung . . . . .	103
5.2.3. Frequenzgang . . . . .	106
5.2.4. Weavemanöver . . . . .	109
<b>6. Diskussion der Ergebnisse</b>	<b>113</b>
<b>7. Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>117</b>
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>i</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>iii</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>iv</b>
<b>Studentische Arbeiten</b>	<b>xiv</b>
<b>eigene Veröffentlichungen</b>	<b>xvi</b>
<b>A. Anhang</b>	<b>xvii</b>
A.1. Kennwerttabellen zu den realen Messfahrten . . . . .	xvii
A.2. Kennfelder für die Gewichtungen beim Umschwenken . . . . .	xxi

# 1. Einleitung

## 1.1. Motivation

Aufgrund der immer knapper werdenden Ressourcen von fossilen Brennstoffen wird die Anzahl der Elektrofahrzeuge in Zukunft kontinuierlich ansteigen und im Jahr 2030 bis zu 50 % der heutigen Neuzulassungen ausmachen [Lie12, S. 49]. Durch die viel bessere Regelbarkeit der Elektromotoren gegenüber der herkömmlichen Verbrennungsaggregaten ergeben sich neue Möglichkeiten der Beeinflussung der Fahrdynamik, die zuvor nicht oder nur eingeschränkt möglich waren. Weil die Elektromaschinen eine sehr hohe Energiedichte und kurze Ansprechzeiten aufweisen, kann gegenüber anders aktuierten Torque-Vectoring-Systemen ein sehr viel höheres Giermoment auf das Fahrzeug im Verhältnis zum Antriebsmoment aufgebracht werden. Eine Verschiebung von 100 % des Antriebsmomentes auf ein angetriebenes Rad ist damit denkbar, deshalb ist die Interpretation des Fahrerwunsches und eine gute Einschätzung des aktuellen Fahrzustandes für ein subjektiv ansprechendes Fahrverhalten unumgänglich. Herkömmliche Fahrdynamikregelsysteme verfügen über eine kennfeldbasierte Sollvorgabe, die in zeitaufwändigen Testfahrten durch geübte Fahrer abgestimmt werden. Die Übertragbarkeit dieser Kennfelder auf andere Fahrzeugklassen ist nur eingeschränkt möglich. Aufgrund der immer weiter steigenden Diversifizierung der Produktpalette von Fahrzeugherstellern fallen die Kosten für die Fahrdynamikabstimmung zunehmend ins Gewicht. Deshalb ist die Rationalisierung der realen Absicherungen im Versuch ein großes Anliegen der Fahrzeugindustrie.

Die Reichweite von modernen Elektrofahrzeugen ist durch die geringere Energiedichte noch nicht mit der von konventionellen Fahrzeugen zu vergleichen. Somit rückt die Steigerung des Gesamtwirkungsgrades bei der Entwicklung von elektrisch betriebenen Fahrzeugen in den Vordergrund, was sich unter anderem in den Reifendimensionen niederschlägt. Um ihren stationären Rollwiderstand von 11 auf unter 7 ‰ zu reduzieren, müssen die Reifen schmaler und im Durchmesser größer werden [Lie12, S. 20], was neben dem Rollwiderstand auch die übertragbare Querkraft an den Reifen vermindert. Diese Tatsache begünstigt in Hinsicht der Erhöhung der Fahrsicherheit sowie des Fahrspaßes den Einsatz von Fahrdynamikregelsystemen in diesen Automobilen, wie zum Beispiel Torque-Vectoring. Das subjektive Fahrempfinden kann mithilfe solcher Systeme nachhaltig beeinflusst werden.

Die Qualität von Fahrdynamikregelsystemen wird anhand des subjektiven Fahrempfinden bewertet. Dies geschieht in kostenaufwändigen Testfahrten mit spezialisierten und geübten Fahrern. Um bereits im Entwicklungsprozess des Fahrzeuges inklusive der Regelsysteme klare Vorgaben zu erhalten, werden die subjektiven Aussagen des Testfahrers in objektive Kennwerte übersetzt. Dadurch kann bereits in der Simulationsphase ein ansprechendes Fahrverhalten ausgelegt werden, was die realen Testfahrten signifikant verkürzt und so Geld spart, ohne die Ergebnisqualität einzuschränken. Modellbasierte Sollvorgabendefinitionen ermöglichen eine einfache und intuitive Handhabung des Gesamtfahrzeuges während der Fein Anpassung und Abstimmung der Fahrdynamik.

### 1.2. Aufgabenstellung

Um die Bewegung eines dynamischen Systems vollständig zu beschreiben, müssen seine Freiheitsgrade bestimmt werden, die sich im allgemeinen Fall aus drei Translationen und drei Rotationen des Schwerpunktes ergeben. Die Anzahl der Freiheitsgrade kann durch kinematische Kopplungen mit der Umwelt, auch Zwangsbedingungen genannt, verringert werden. Bei der Betrachtung der Querdynamik von bodengebundenen Fahrzeugen gibt es keine kinematischen, sondern ausschließlich kinetische Kopplungen mit der Umwelt. Seine Bewegungen werden durch die Reibungskräfte zwischen Straße und Reifen, sowie Kräfte und Momente der Aerodynamik beeinflusst. In dieser Arbeit wird ausschließlich die Querdynamik von Fahrzeugen behandelt, deshalb werden die Freiheitsgrade Nicken, Hieven und Fahrzeuglängsbewegungen nicht weiter behandelt. Das Wanken des Fahrzeugaufbaus kann durch bereits bestehende aktive Systeme beeinflusst werden, soll in dieser Arbeit aber als nicht direkt steuerbar behandelt werden, sondern vielmehr als Reaktion auf die Querkräfte am Aufbau. Die zwei näher betrachteten Freiheitsgrade sind somit die Querbewegung des Fahrzeuges (durch den Schwimmwinkel  $\beta$  definiert) und seine Drehung um die Hochachse, die als Gierrate  $\psi$  bezeichnet wird.

Als Basis für die Regelung- und Steuereinheiten zur Bestimmung der querdynamischen Fahrzeugbewegung gilt die Sollgrößendefinition, die das Regelziel festlegt. In der vorliegenden Arbeit wird die Erstellung und Abstimmung eines Systems, das Sollgrößen von Gierrate  $\psi$  und Schwimmwinkel  $\beta$  für Fahrdynamikregelsysteme generiert, behandelt. Die Fahrereingaben für das System sind Lenkradwinkel  $\delta_H$  (querdynamisch) und Fahr- beziehungsweise Bremspedalstellung (längsdynamisch). Sie bilden die Basis der Interpretation des Fahrerwunsches. Das System für die Berechnung der Sollwertvorgabe basiert auf einem Fahrzeugmodell, damit die Möglichkeit der Übertragbarkeit auf andere Fahrzeugklassen erleichtert und der reale Test- und Abstimmungsaufwand verringert wird. Es wird eine Regleinheit inklusive Steuerung und Schlupfüberwachung für die Gierrate aufgebaut, damit die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit fahrdynamisch bewertet werden können. Das gesamte System wird für den Versuchsträger MUTE, bei dem der Autor für die Konzipierung des Fahrwerks, der Bremsen und der Fahrdynamikregelung verantwortlich war, abgestimmt und anschließend fahrdynamisch bewertet. Dieses Fahrzeug wurde im Rahmen eines Kooperationsprojekts von mehr als 20 Lehrstühlen an der Technischen Universität München innerhalb von eineinhalb Jahren entwickelt und realisiert. Anschließend konnte man das Fahrzeug auf der Internationalen Automobilausstellung IAA 2011 in Frankfurt am Main besichtigen. Das Fahrzeugkonzept zielt vor allem auf den urbanen Bereich in Mitteleuropa ab, wo meist weniger als 100 km täglich gefahren werden, oft alleine oder zu zweit gereist wird und eine maximale Fahrgeschwindigkeit von 120 km/h selten überschritten wird [GWL11, S. 453].

Diese Arbeit soll einen umfassenden Überblick über bereits veröffentlichte Fahrdynamik-kennwerte verschiedener objektiver Fahrmanöver geben. Aufgrund der unübersichtlichen Menge und der teilweisen Redundanz an vorgestellten Kennwerten wird eine nachhaltige Methode zum Selektieren der aussagekräftigen Kennwerte erarbeitet. Dabei werden in der Simulation auf Basis des Torque-Vectoring-Systems unterschiedliche Fahrverhalten generiert und die Fahrmanöver konstante Kreisfahrt, Lenkwinkelsprung, Sinuslenken mit konstanter und steigender Frequenz sowie dem Einzelsinuslenken simulativ untersucht. Aus den Simulationsdaten werden fahrdynamische Kennwerte gebildet, die in einer Korrelationsuntersuchung auf ihren Informationsgehalt bezüglich des Fahrverhaltens geprüft werden. Abschließend wird das Fahrverhalten des Versuchsträgers mit und ohne Torque-Vectoring-

Funktionalität in objektiven Versuchsfahrten durch Vergleich definierter Fahrdynamikkennwerte bewertet.

### 1.3. Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist in sechs Kapitel eingeteilt. Auf die Einleitung folgt die Darstellung des Standes der Forschung bezüglich der Definition von Sollzuständen für Fahrdynamikregelsysteme. Am Ende dieses Kapitels wird eine klare Abgrenzung zu den bereits veröffentlichten Arbeiten sowie das Betätigungsgebiet für diese wissenschaftliche Abhandlung festgelegt. Ihre methodische Basis wird in Abschnitt drei dokumentiert. In Kapitel vier wird die Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik erläutert. Vor der Diskussion wird das prototypisch umgesetzte System anhand von ausgesuchten objektiven Kennwerten evaluiert. Die Arbeit wird durch Zusammenfassung und Ausblick abgerundet. Abbildung 1.1 visualisiert den schematischen Aufbau der Arbeit.

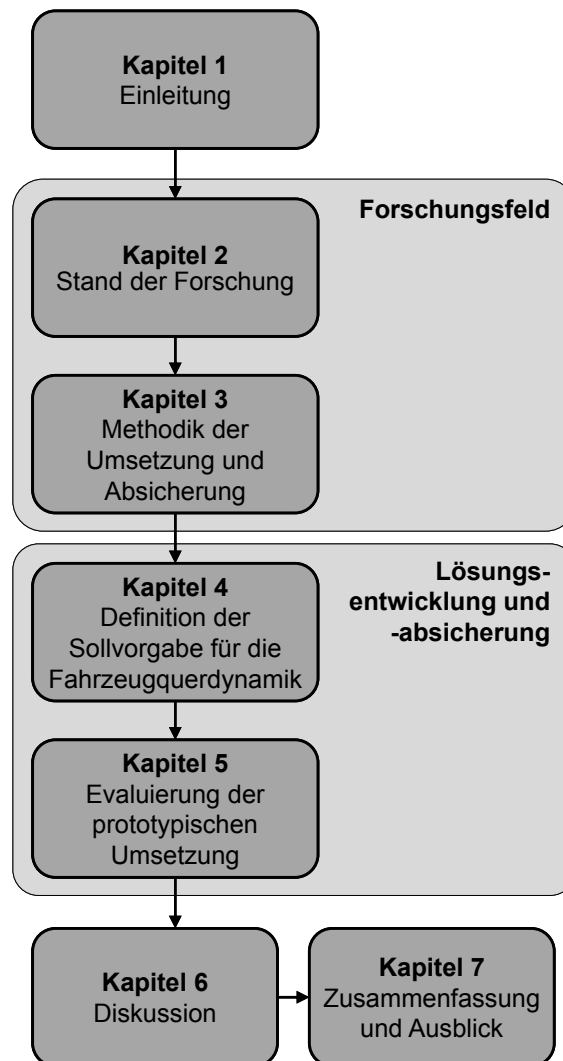


Abbildung 1.1.: Aufbau der Arbeit

## 2. Stand der Technik und Forschung

Im Jahre 1986 wurde das erste mechatronische Fahrdynamikregelsystem, das Antiblockiersystem (ABS), in die Serie eingeführt [Ise06, S. 1]. Seitdem hat sich das Gebiet der Fahrdynamikregelung und im Speziellen ihrer Sollgrößenvorgabe ständig weiterentwickelt. In der Fahrdynamikregelung wird zwischen Sollbereichs- und kontinuierlichen Sollgrößenvorgaben unterschieden. Die Vielzahl an verschiedenen Berechnungsmodellen, die die Grundlage für die kontinuierliche Sollgrößenvorgabe definieren, können nach Rosinger [Ros09, S. 39] wie folgt unterteilt werden:

- empirische,
- physikalische und
- semi-physikalische Modelle

Die Benutzung empirischer Modelle verlangt keine Kenntnis über die Systemstruktur und -parameter. Es wird ausschließlich das Ein-/ Ausgangsverhalten des zu betrachtenden Systems nachgebildet. Hierbei werden allgemeine, mathematisch günstige Ansatzfunktionen eingesetzt, deren Parameter aus empirischen, iterativen Versuchen bestimmt werden. Physikalische Modelle setzen ein genaues Systemverständnis voraus, damit sowohl die Modellstruktur als auch die -parameter richtig abgebildet werden. Die Qualität dieses Ansatzes ist maßgeblich von der Modellierungsgenauigkeit abhängig. Die kinetischen und strukturel-

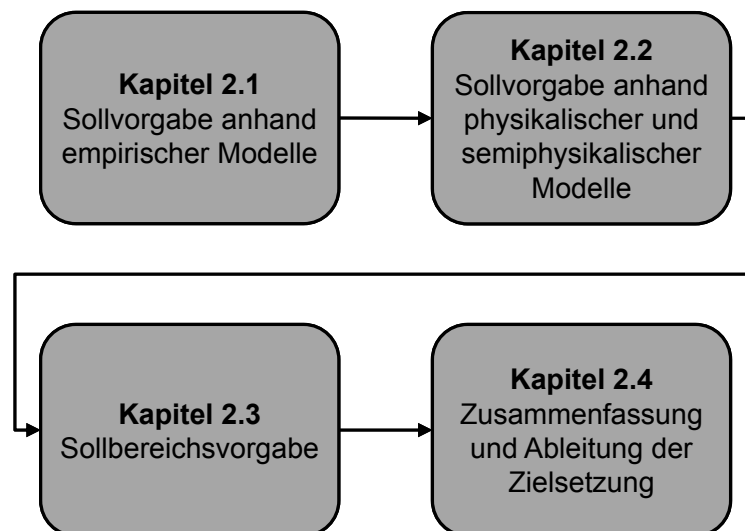


Abbildung 2.1.: Gliederung des Kapitels 2

len Eigenschaften jedes einzelnen Bauteils müssen so wie die Kopplungen zwischen den Bauteilen bekannt sein. Die semi-physikalischen Modelle bilden eine Mischform aus empirischen und physikalischen Modellen. Dabei werden Teile des Fahrzeugsystems physikalisch, andere nur über ihre Übertragungsfunktion abgebildet. Dieser Ansatz ermöglicht es, den

## 2. Stand der Technik und Forschung

---

Bestimmungsaufwand der Modellparameter in Grenzen zu halten und trotzdem eine hohe Modellgüte zu erreichen.

Im Folgenden wird der Stand der Forschung im Bereich der Entwicklung von Sollgrößenvorgaben für querdynamische Systeme allgemein vorgestellt und diskutiert. Zum Abschluss des Kapitels wird die genaue Zielsetzung für die vorliegende Arbeit erarbeitet. Die Gliederung dieses Kapitels wird in Abbildung 2.1 veranschaulicht.

### 2.1. Sollvorgabe anhand empirischer Modelle

Der Grund für den Einsatz modellunabhängiger Systeme ist der Versuch, das Fahrverhalten des geregelten Fahrzeuges optimal an die Erwartungen und Leistungsfähigkeit des Fahrers anzupassen. Dabei werden Zusammenhänge zwischen Ein- und Ausgangsgrößen über Kennlinien oder ideale Übertragungsfunktionen definiert. Die Eingangsgrößen für diese Systeme können Fahrereingaben wie Lenkmoment  $M_H$ , Lenkradwinkel  $\delta_H$ , Lenkradwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\delta}_H$ , Fahrpedalstellung  $\rho$ , Fahrpedalgeschwindigkeit  $\dot{\rho}$  sein, aber auch Fahrzeuggrößen wie Gierrate  $\dot{\psi}$ , Querbefleunigung  $a_y$ , Schwimmwinkel  $\beta$ , Wankwinkel  $\varphi$  und ähnliche. Bei den kennlinienbasierten Systemen bilden meist Stellgrößen, wie zum Beispiel das Differenzmoment an einer Achse bei Torque-Vectoring, anstatt Fahrzeuggrößen den Ausgang. Man spricht hierbei auch von Ein-/ Ausgangspaarungen. Im Falle eines Torque-Vectoring-Getriebes wäre der Ausgang nicht die Gierrate, sondern das Differenzmoment der beiden Ausgangswellen, bei einer Hinterachslenkung der explizite Lenkwinkel. Die Aktorausgänge wie Lenkwinkel an der Hinterachse und Differenzmoment beeinflussen wiederum die Fahrzeuggrößen, die der Abstimmungsfahrer wahrnimmt und aufgrund derer er die kennlinienbasierten Zusammenhänge definiert. Sie werden empirisch ermittelt und bedürfen hohen zeitlichen und personellen Abstimmungsaufwand [Sch10, S. 5]. Zudem sind die generierten Kennlinien nur schwer auf andere Fahrzeugklassen übertragbar.

Stamer [Sta97, S. 81] bestimmt aufgrund von Fahr Simulatorversuchen und anschließender Befragung der Fahrer die optimalen Übertragungsfunktionen von Lenkradwinkel  $\delta_H$  zu Gierrate  $\dot{\psi}$  (als  $F_{\dot{\psi}}$  bezeichnet) sowie zu Querbefleunigung  $a_y$  (als  $F_{a_y}$  bezeichnet). Seine Forschungsergebnisse zeigen, dass die beiden Übertragungsfunktionen ein reines Proportionalverhalten aufweisen sollen, damit sich ein subjektiv optimales Fahrzeugverhalten einstellt:

$$F_{\dot{\psi}} = \left( \frac{\dot{\psi}}{\delta_H} \right)_{stat} \quad (2.1)$$

$$F_{a_y} = \left( \frac{a_y}{\delta_H} \right)_{stat} \quad (2.2)$$

Die Versuchspersonen, die an der Forschungsreihe von Stamer teilnahmen, wünschten sich ein Fahrzeugverhalten, das schon bei geringen Geschwindigkeiten eine hohe Giervertärkung aufweist. Zum einen wird dadurch der Lenkaufwand erheblich verringert, zum anderen kann auf diese Weise auch bei geringen Geschwindigkeiten ein schnelles Ausweichmanö-

## 2. Stand der Technik und Forschung

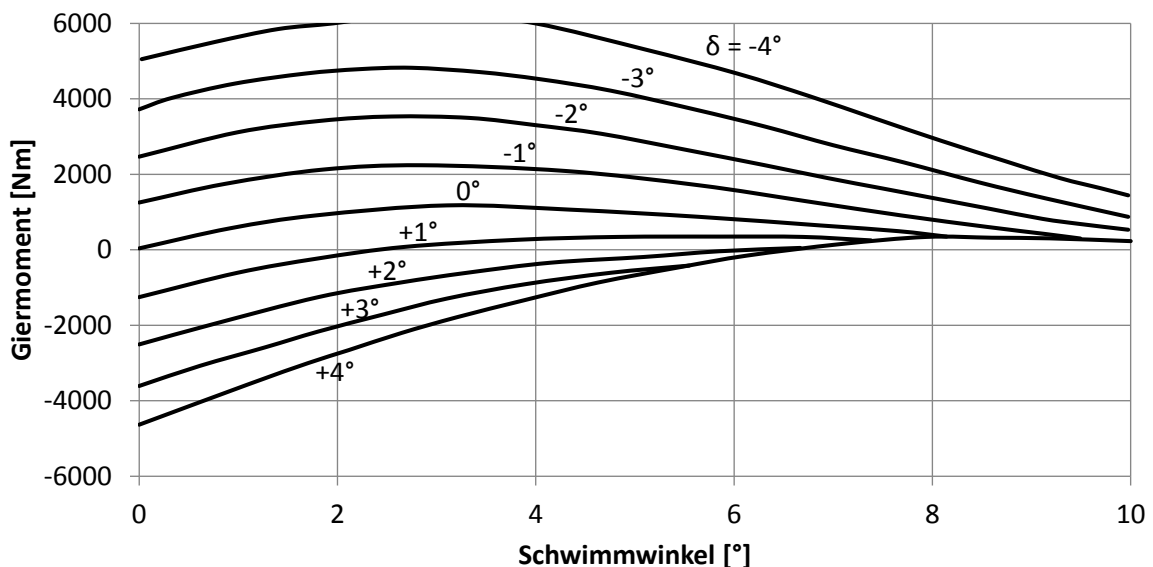
ver eingeleitet werden. Die optimalen Verstärkungsfaktoren für die Gierrgeschwindigkeit und Querbeschleunigung lauten [Sta97, S. 88]:

$$\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_H}\right)_{stat} = \text{konst.} = 0,40 \text{ bis } 0,44 \text{ [1/s]} \quad (2.3)$$

$$\left(\frac{a_y}{\delta_H}\right)_{stat} = \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_H}\right)_{stat} \cdot v_x = (0,40 \text{ bis } 0,44) \cdot v_x \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (2.4)$$

Die Peak-Response-Time<sup>2</sup> der Gierrate ( $T_{\dot{\psi}_{max}}$ ) und Querbeschleunigung ( $T_{a_y,max}$ ) beträgt dabei Null. Das bedeutet, dass das Fahrzeug ohne dynamischen Einschwingvorgang unmittelbar auf die Systemeingänge  $\dot{\psi}$  beziehungsweise  $a_y$  reagiert.

Vietinghoff [Vie08, S. 101] und Pruckner [Pru01, S. 89] geben als Regelziel für den Schwimmwinkel im stationären als auch im dynamischen Fahrverhalten Null beziehungsweise möglichst gering an. Aufgrund des minimierten Schwimmwinkels wird die Fahrstabilität beim Spurwechsel und in Ausweichsituationen erhöht, weil sich das aufgebrachte Giermoment durch die eingelenkten Vorderräder über den Lenkwinkel  $\delta$  maximal ändert. Abbildung 2.2 zeigt, dass der Einfluss des Lenkwinkels auf das Giermoment hin zu höheren Schwimmwinkeln abnimmt.



**Abbildung 2.2.:** Giermoment in Abhängigkeit vom Lenkwinkel  $\delta$  und Schwimmwinkel  $\beta$  nach [Ise06, S. 170]

Die Übertragbarkeit dieser empirischen Modelle von einer Fahrzeugklasse auf eine andere ist nur schwer oder gar nicht möglich, weil sich die zugrundeliegende Regelstrecke maßgeblich ändert.

<sup>2</sup>Ansprechzeit zwischen 50% des maximalen Lenkradwinkels und dem Maximum der Betrachtungsgröße



### 2.2. Sollvorgabe anhand physikalischer und semiphysikalischer Modelle

Die Definition einer fahrzeugmodellunabhängigen Sollvorgabe hat den Vorteil, dass man ein ideales Übertragungsverhalten einstellen kann, ohne das Modellverhalten und die Systemstruktur des Fahrzeuges zu kennen. Ein Nachteil dieses Vorgehens ist die Nachvollziehbarkeit des Systemverhaltens bei der Feinabstimmung des Fahrzeugverhaltens und damit der Fahrdynamikregelsysteme an der Teststrecke oder in der Simulation. Die in physikalischen Modellen abgebildete Systemstruktur ermöglicht es dem Applikationsingenieur, seine Arbeit effizienter zu gestalten, weil er das Systemverhalten und die Auswirkung seiner Einstellungen besser vorhersehen kann [Ros09, S. 60 f.], [Fol+10, S. 407]. Dieses Vorgehen ermöglicht eine höhere Systemgüte vor dem ersten realen Test und hilft die Versuchszeit zu verringern, was Kosten einspart.

Bei der Realisierung der Gierratenregelung anhand eines Torque-Vectoring-Getriebes definiert Meißner [Mei06, S. 70 ff.] die Sollvorgabe auf Basis der Erkenntnisse von Stamer als ein lineares Glied mit einer niedrigen Zeitkonstante  $T_z$ . Die Sollvorgabe gibt er wie folgt im Laplace-Bereich an:

$$\dot{\psi}_{soll}(s) = \left( \frac{\psi}{\delta_H} \right)_{stat} \cdot \frac{1 + T_z \cdot s}{1 + \frac{2 \cdot D}{\omega_e} \cdot s + \frac{1}{\omega_e^2}} \quad (2.5)$$

Diese Sollvorgabe wird anschließend aufgrund des Reibbeiwertes aus der Reibwertschätzung begrenzt:

$$\dot{\psi}_{soll,begrenzt}(s) = \min \left( \frac{\mu \cdot g}{v_x}, \dot{\psi}(s) \right) \quad (2.6)$$

Durch die Begrenzung des Reibbeiwertes auf einen fixen Wert, wird der Fahrer bei sinkendem Kraftschlussbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn nicht durch erhöhten Lenkradwinkelbedarf und sinkendem Lenkradmoment vorgewarnt, so wie es bei nichtgeregelten Fahrzeugen der Fall ist. Die abrupte Begrenzung beeinträchtigt die Vorhersehbarkeit des Fahrzeugverhaltens und der -sicherheit.

Rosinger stellt eine Möglichkeit der modellbasierten Sollgrößengenerierung vor [Ros09, S. 61]. Er generiert offline in der Simulation ein Kennfeld für  $\dot{\psi}_{soll}$  und  $\beta_{soll}$  mit den Eingängen Längsgeschwindigkeit  $v_x$  und Lenkradwinkel  $\delta_H$ .

Er führt Proportionalitätsfaktoren  $P_{\dot{\psi}}$  sowie  $P_{\beta}$  ein, die den folgenden Zusammenhängen gehorchen:

$$\dot{\psi}_{soll} = P_{\dot{\psi}} \cdot \delta_H \quad (2.7)$$

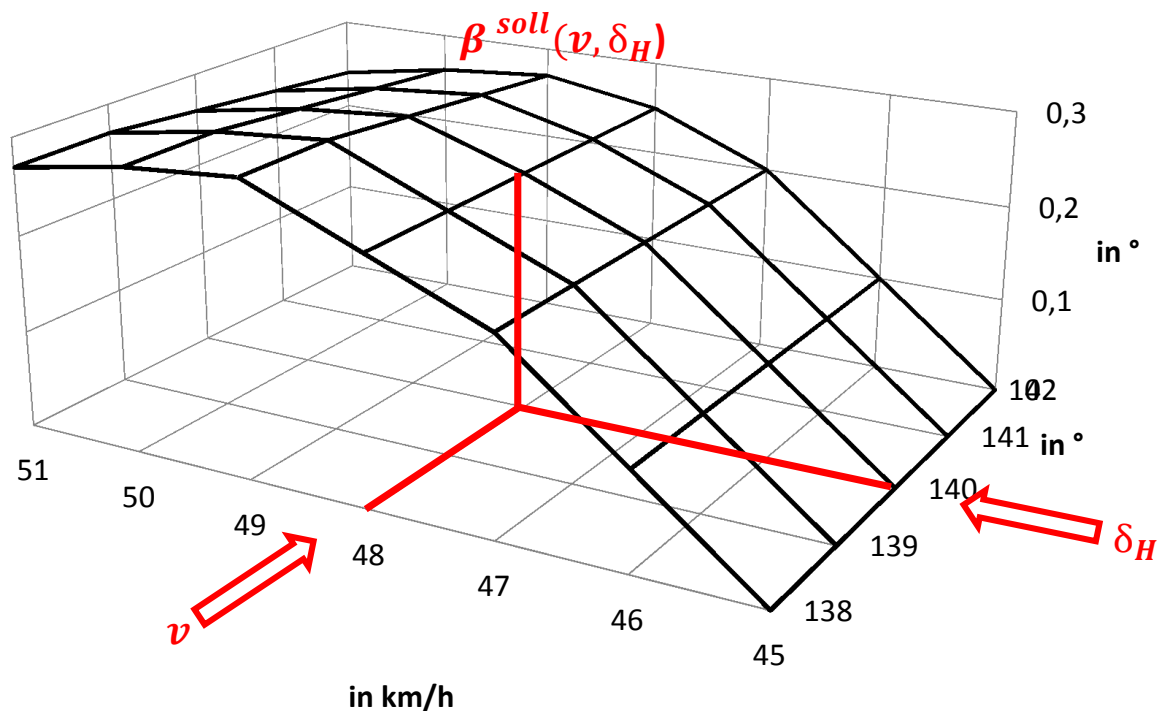


Abbildung 2.3.: Schematische Darstellung eines Sollgrößen-Kennfeldes nach [Ros09, S. 62]

$$\beta_{soll} = P_{\beta} \cdot \delta_H \quad (2.8)$$

Diese Proportionalitätsfaktoren werden nicht über den gesamten Fahrzustandsbereich konstant gehalten, weil sie die physikalischen Randbedingungen, wie das Kraftschlusspotential der Reifen sowie die unterschiedlichen Präferenzen der Fahrer miteinbeziehen müssen. So definiert der Fahrer laut Rosinger [Ros09] das optimale Fahrzeugverhalten auf einer kurvenreichen Landstraße anders als in der Stadt oder auf der Autobahn bei hohen Geschwindigkeiten. Aus diesem Grund sind die eingeführten Proportionalitätsfaktoren längsgeschwindigkeits- und lenkradwinkelabhängig:

$$P_{\dot{\psi}} = f(\delta_H, v_x) \quad (2.9)$$

$$P_{\beta} = f(\delta_H, v_x) \quad (2.10)$$

## 2. Stand der Technik und Forschung

---

Auf Basis eines nichtlinearen Zweispurmodells bestimmt Rosinger diese Faktoren für  $|\delta_H| > 0$  aus den stationären Fahrzuständen  $\psi_{stat}$  und  $\beta_{stat}$ , die sich bei einer gewissen Geschwindigkeit  $v_x$  und einem Lenkradwinkel  $\delta_H$  einstellen:

$$P_{\dot{\psi}}(\delta_H, v_x) = \frac{\psi_{stat}(\delta_H, v_x)}{\delta_H} \quad (2.11)$$

$$P_{\beta}(\delta_H, v_x) = \frac{\beta_{stat}(\delta_H, v_x)}{\delta_H} \quad (2.12)$$

Für  $\delta_H = 0$  werden  $P_{\dot{\psi}}$  und  $P_{\beta}$  zu null gesetzt, so dass das Fahrzeug bei null Grad Lenkradwinkel weder giert ( $\dot{\psi}$ ) noch Bewegungen quer zur Fahrzeuglängsachse ( $\beta$ ) ausführt. Durch Optimierungswerkzeuge wird die Sollgrößengenerierung an das Fahrzeug sowie an ein explizit gewünschtes, modellunabhängiges Fahrverhalten angepasst.

Den Nutzen der Reibwertsensorik für die Fahrdynamikregelsysteme, wie ABS (Antiblockiersystem), DSC (Dynamic Stability Control - fahrdynamisches Stabilitätssystem mit radselektiven Bremsengriffen) und AFS (Active Front Steering - Vorderachslenkung mit überlagertem Planetengetriebe) zeigt Weber in [Web04, S. 85 ff.]. Er definiert den Kennwert der Reibwertnutzungsdifferenz, um das Potential von Fahrzeugstabilisierungssystemen mit und ohne Reibbeiwertinformationen zu zeigen. Die Untersuchungen basieren auf einem validierten Simulationsmodell.

Obermüller [Obe12, S. 101 ff.] berücksichtigt in der Definition der Sollvorgabe für ein Fahrzeug mit Hinterachslenkung die Information über den Reibbeiwert indirekt über die Schätzung des Schwimmwinkels und der Adaption der Schräglaufsteifigkeiten eines linearen Einspurmodells. Dabei werden alle Modellunsicherheiten wie die exakte, momentane Masse und Gierträgheit, die Reifenbeschaffenheit, der wechselnde Untergrund sowie der genaue Abstand vom Schwerpunkt zur Vorder- und Hinterachse durch die variablen Schräglaufsteifigkeiten an den jeweiligen Achsen ausgedrückt. Er schlägt für die Definition der Sollvorgabe der Hinterachslenkung die Skalierung der Eingangsgrößen des Einspurmodells und die Variation der Einspurmodellparameter vor. Um die stationäre Gierverstärkung zu beeinflussen, variiert er die Fahrzeugmasse  $m$ , für das Ändern des Angierverhaltens (Gierverhalten zu Beginn eines Lenkvorganges) die Gierträgheit  $\Theta_{zz}$ . Die Absenkung der Gierträgheit bewirkt eine Verringerung der Phasenverschiebung zwischen Lenkradwinkel und Gierrate, was vom Fahrer als störend empfunden werden kann. Wird die Schräglaufsteifigkeit an der Vorderachse verändert, so beeinflusst dies auch die Gierverstärkung  $\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_H}\right)$ , wodurch der Lenkradwinkelbedarf verändert wird [Fol+10, S. 407].

Wie das Fahrverhalten eines Fahrzeuges durch die Parameteränderung des Gierratensollmodells zur Berechnung der Vorgaben der Regelgrößen beeinflusst werden kann, zeigt Folke in [Fol+10]. Dabei werden am nichtlinearen Modell die Schräglaufsteifigkeiten geändert, um jeweils eine agile und eine fahrsichere Fahrdynamik zu erzeugen. Die Abbildung 2.4 zeigt das Eigenlenkverhalten des Versuchsfahrzeuges in der konstanten Kreisfahrt mit unterschiedlich parametrisierten Sollmodellen. Dabei ist das Fahrzeug mit der Sollgierrate aus dem Fahrzeugmodell 'fahrsicher' untersteuernder, der Eigenlenkgradient wird im Verhältnis zum passiven Fahrzeug vergrößert, wodurch das Fahrzeug unempfindlicher auf Lenkrad-

## 2. Stand der Technik und Forschung

bewegungen reagiert, was in der Regel bei hohen Geschwindigkeiten subjektiv als positiv bewertet wird [HEG11, S. 232]. Im agilen Modus regelt die Torque-Vectoring-Einheit das Fahrzeug aufgrund der Sollvorgabe so ein, dass es auch bei hohen Querbearschleunigungen noch ein nahezu neutrales bis ganz leicht übersteuerndes Fahrverhalten aufweist. Durch die bessere Ausnutzung des Kraftschlusspotentials bei der Sollvorgabeneinstellung 'agil' erhöht sich die maximale Querbearschleunigung um  $0,5 \text{ m/s}^2$ .

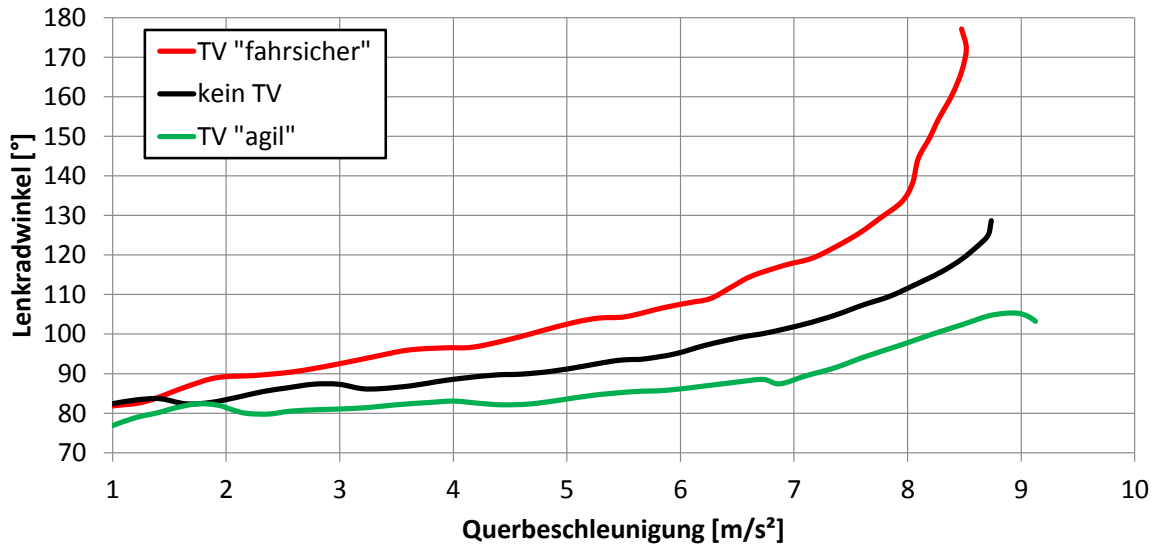


Abbildung 2.4.: Fahrzeugverhalten in der stationären Kreisfahrt mit unterschiedlichen Sollvorgaben nach [Fol+10, S. 408]

Van Zanten [Ise06, S. 183] beschreibt die Berechnung der Sollvorgabe der Gierrate  $\dot{\psi}$  für das ESP der Bosch GmbH als Blockschaltbild, das in Abbildung 2.5 veranschaulicht wird. Als Grundlage für die Sollwertberechnung wird dabei ein erweitertes Einspurmodell, das das Fahrverhalten nahe am Grenzbereich abbildet, verwendet. Im Falle einer Querneigung der Fahrbahn (Steilkurve) würde der Querbearschleunigungssensor zur wirklichen Querbearschleunigung zusätzlich einen Teil der Erdbearschleunigung messen, diese wird im Block 'Kompensation Steilkurve' durch das Signal  $\Delta\psi_s$  berichtigt. Der Fahrdynamikfilter bildet die Zeitverzögerung zwischen Lenkung und Giergeschwindigkeit ab. Anschließend wird die Sollgierrate durch den geschätzten Reibbeiwert des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes begrenzt. Der letzte Block in Abbildung 2.5 erkennt eine Bremsung auf unterschiedlichen Griffigkeiten der Fahrbahn ( $\mu$ -split). Dabei entstehen bei gleichen Bremsdrücken unterschiedliche Längskräfte, die eine Drehung des Fahrzeuges um die Hochachse bewirken. Diese Gierbewegung kompensiert der Fahrer mit einer Lenkbewegung, die aber nicht als Fahrerwunsch interpretiert werden darf.

### 2.3. Sollbereichsvorgabe

Die Sollbereichsvorgabe definiert zulässige Bereiche der jeweiligen Zustandsgrößen des Fahrzeuges, die durch untere und obere Schranken angegeben werden, schematisch in der Abbildung 2.6 dargestellt. Sobald sie außerhalb dieses Bereiches liegen, kommt es zu einem Eingriff des Fahrdynamikreglers. Diese Methode eignet sich vor allem bei Systemen, die aufgrund von Komfortansprüchen (Geräusche und Lenkgradmomentschwankungen) nicht

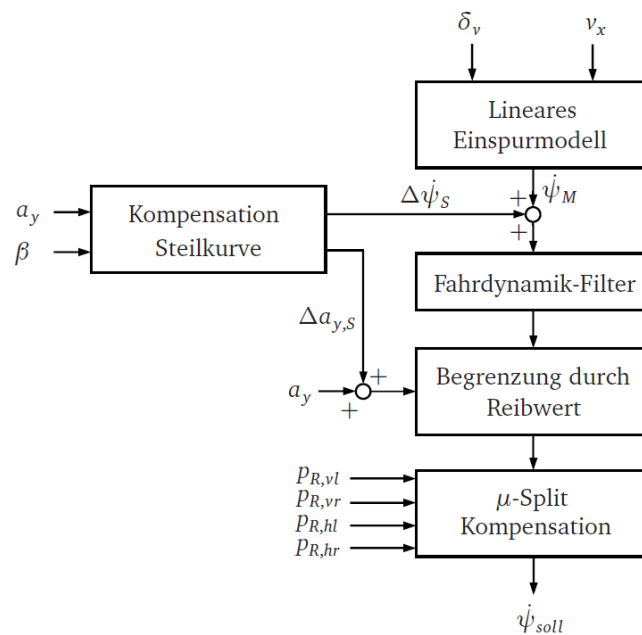


Abbildung 2.5.: Blockschaltbild der Sollwertbestimmung für die Giergeschwindigkeit nach [Ise06, S. 183]

permanent eingreifen sollen, sondern nur dann, wenn das Fahrzeug nahe an seine fahrdynamischen Grenzen kommt und die Fahrsicherheit nicht mehr garantiert werden kann. Die Sollbereichsvorgabe ist ein gängiges Verfahren bei der Limitierung des Schwimmwinkels  $\beta$  [Ros09, S. 14]. Weber schlägt die Eingriffsschwelle bei  $\beta_{max} = 5^\circ$  vor [Web04, S. 22]. Dieser Wert deckt sich gut mit den gezeigten Verläufen in Abbildung 2.2. Moderne ESP-Systeme reagieren zusätzlich auf Gierrate  $\dot{\psi}$  und Gierwinkelbeschleunigung  $\ddot{\psi}$  [HEG11, S. 236].

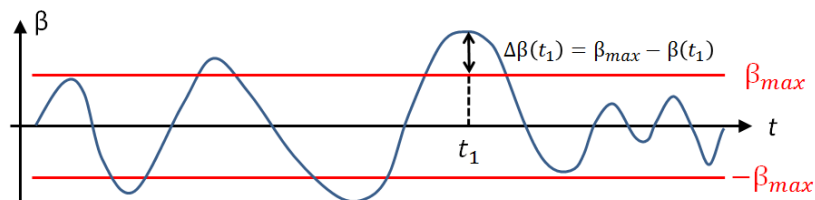


Abbildung 2.6.: Sollgrößengenerierung mittels Sollbereichsvorgabe nach [Ros09, S. 61]

## 2.4. Zusammenfassung und Ableitung der Zielsetzung

Die Herangehensweise der empirischen, modellunabhängigen Definition der Übertragungsfunktion hat den Vorteil, dass die Definition einfacher Zusammenhänge ein idealisiertes Wunschfahrverhalten einstellt. Die Parametrierung der Übertragungsfunktion erfolgt über ein empirisches Vorgehen. Die entwickelten Kennlinien und Abhängigkeiten von Ein- und Ausgängen können anschließend nicht ohne weiteres auf andere Fahrzeugklassen übertragen, sondern sie müssen in Simulation und Versuch ermittelt werden. Weber [Web04, S. 122] äußert die Forderung nach einem linearen Zusammenhang zwischen der Fahrereingabe am Lenkrad und der Fahrzeugreaktion, der Gierrate  $\dot{\psi}$  oder Schwimmwinkel  $\beta$ . Aufgrund der Fahreigenschaften des Versuchsträgers, an dem die Ergebnisse der vorliegenden Arbeit

## 2. Stand der Technik und Forschung

---

demonstriert werden, neigt das Fahrzeug bei einem durchgehend linearen Zusammenhang zwischen Fahrereingaben und Fahrzeugreaktionen dazu unter hohen Querschleunigungen schneller instabil zu werden. Der Grund dafür ist einerseits die statische Gewichtsverteilung (55% auf der Hinterachse), andererseits die Sättigung des Reifenquerführungspotentials durch die Antriebskräfte an der Hinterachse.

Die Methode von Rosinger [Ros09, S. 60 f.] hat den Vorteil, dass die Sollgrößenvorgabe in Form eines vorher berechneten Kennfeldes in die Fahrdynamikregelung gebracht wird. Dadurch kann ein unvorhergesehenes Modellverhalten ausgeschlossen werden. Bei formelmäßigen Zusammenhängen muss der Wertebereich der Ausgänge genau kontrolliert und unerwünschte Zustände, hervorgerufen zum Beispiel von einer Nulldivision, ausgeschlossen werden. Äußere Einflüsse auf das Fahrverhalten, wie Veränderungen des Reibbeiwertes des Reifen-Fahrbahn-Kontaktes, Steilkurven oder Seitenwind werden in diesem System nicht berücksichtigt.

Folke et al. [Fol+10] zeigen die Potentiale einer Torque-Vectoring-Steuerung auf, jedoch wird die Adaption auf ein sich veränderndes Fahrverhalten, hervorgerufen durch Nichtlinearitäten in der Gierverstärkung, Einfluss von Reibbeiwertänderungen oder ähnliche, nicht berücksichtigt. Es wird zwar gezeigt, dass Torque-Vectoring die Gierverstärkung des Fahrzeuges sowohl verstärken als auch abschwächen kann, aber die Einsatzmöglichkeiten in realen Fahrsituationen stellt die Veröffentlichung nicht dar.

Die Bestimmung der Sollwertvorgabe auf Basis eines adaptiven Einspurmodells zeigt Obermüller in seiner Arbeit [Obe12]. Der Einfluss auf die Fahrdynamik aufgrund der Veränderung der Parameter des Sollfahrzeugmodells wird dabei dargestellt. Er erklärt die Beeinflussung des Lenkverhaltens durch Skalierung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit. Diese Herangehensweise kann im fahrdynamischen Grenzbereich ( $a_y > 6 \text{ m/s}^2$ ) einen instabilen Fahrzustand hervorrufen, weil die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit der geschätzten Schräglauftsteifigkeiten nicht mit der realen Fahrzeuglängsgeschwindigkeit übereinstimmt. Ausführliche Realversuche wirken den angeführten Bedenken entgegen.

Das etablierte, reibbremsenbasierte Fahrdynamikregelsystem ESP, entwickelt von der Firma Bosch, wird von van Zanten [Ise06, S. 169 ff.] beschrieben. Durch den weitverbreiteten Einsatz und der langjährigen Entwicklung des Systems unter realen Bedingungen sind viele Fahrsituationen abgedeckt. Aufgrund des Großserieneinsatzes berücksichtigt das ESP den Schwimmwinkel nicht, weil er nur durch aufwändige Sensorik gemessen werden kann.

Das Ziel dieser Arbeit ist einen neuartigen, vollständigen Ansatz der Bestimmung der Sollvorgaben für Schwimmwinkel  $\beta$  und Gierrate  $\dot{\psi}$  auf Basis eines Fahrzeugmodells zu erarbeiten, der in fahrdynamisch unkritischen Situationen den Fahrspaß erhöhen, aber dabei die Fahrsicherheit nicht vernachlässigen soll. Bei der Auslegung und Abstimmung soll das subjektive Empfinden der Fahrdynamik im Vordergrund stehen. Die Gesamtheit dieser Anforderungen werden in keinem der hier vorgestellten Systeme behandelt, weswegen die vorliegende Arbeit entstanden ist.

Das entwickelte System soll dem Fahrer ein natürlich und subjektiv hochwertiges Fahrverhalten bieten und ihn zudem beim Erreichen des fahrdynamischen Grenzbereiches eindeutig durch die Verringerung der Gier- und Schwimmwinkelverstärkung vorwarnen. Die Schwelle der Vorwarnung wird aufgrund von charakteristischen Kennzahlen aus dem Fahrverhalten des unregulierten Fahrzeuges ermittelt. Anhand dieser neuen Methode soll die Adaption der Sollwertvorgabe auf andere Fahrzeugklassen effizient gestaltet und der Abstimmungsaufwand durch kostspielige Testfahrten minimiert werden. Die Sollwertvorgabe wird

## ***2. Stand der Technik und Forschung***

---

der Fahrsituation und den äußeren Störungen, wie Reibbeiwertänderungen, angepasst. Zudem soll dem Abstimmungsingenieur durch die so genannte Ein-/Ausgangsentkopplung die Möglichkeit gegeben werden, das dynamische und quasistationäre Verhalten der Sollwertvorgabe für  $\psi$  und  $\beta$  unabhängig voneinander zu adaptieren. So kann das modellbasierte Sollverhalten, das durch das lineare Einspurmodell mit variablen Schräglaufsteifigkeiten definiert wird, in spezifischen Situationen fein angepasst werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Funktionsweise der neuen Berechnungsmethode der Sollvorgabe an einem Klein elektrofahrfahrzeug mit Torque-Vectoring-Getriebe veranschaulicht. Die vorgestellte Methode soll aber auch für andere Aktoren der querdynamischen Beeinflussung, wie Hinterachslenkung, Überlagerungslenkung oder Bremseneingriffe gelten. Die prinzipielle Funktionsweise der hier vorgestellten Methode der Sollwertberechnung für querdynamische Regelungs- und Steuerungssysteme veranschaulicht Abbildung 2.7. Aufgrund objektiver, fahrdynamischer Kennwerte, die den Stand der Forschung der Objektivierung subjektiver Fahreindrücke darstellen, soll am Beispiel des Klein elektrofahrfahrzeuges der fahrdynamische Nutzen des neuen Systems anhand realer Messungen dargestellt werden.

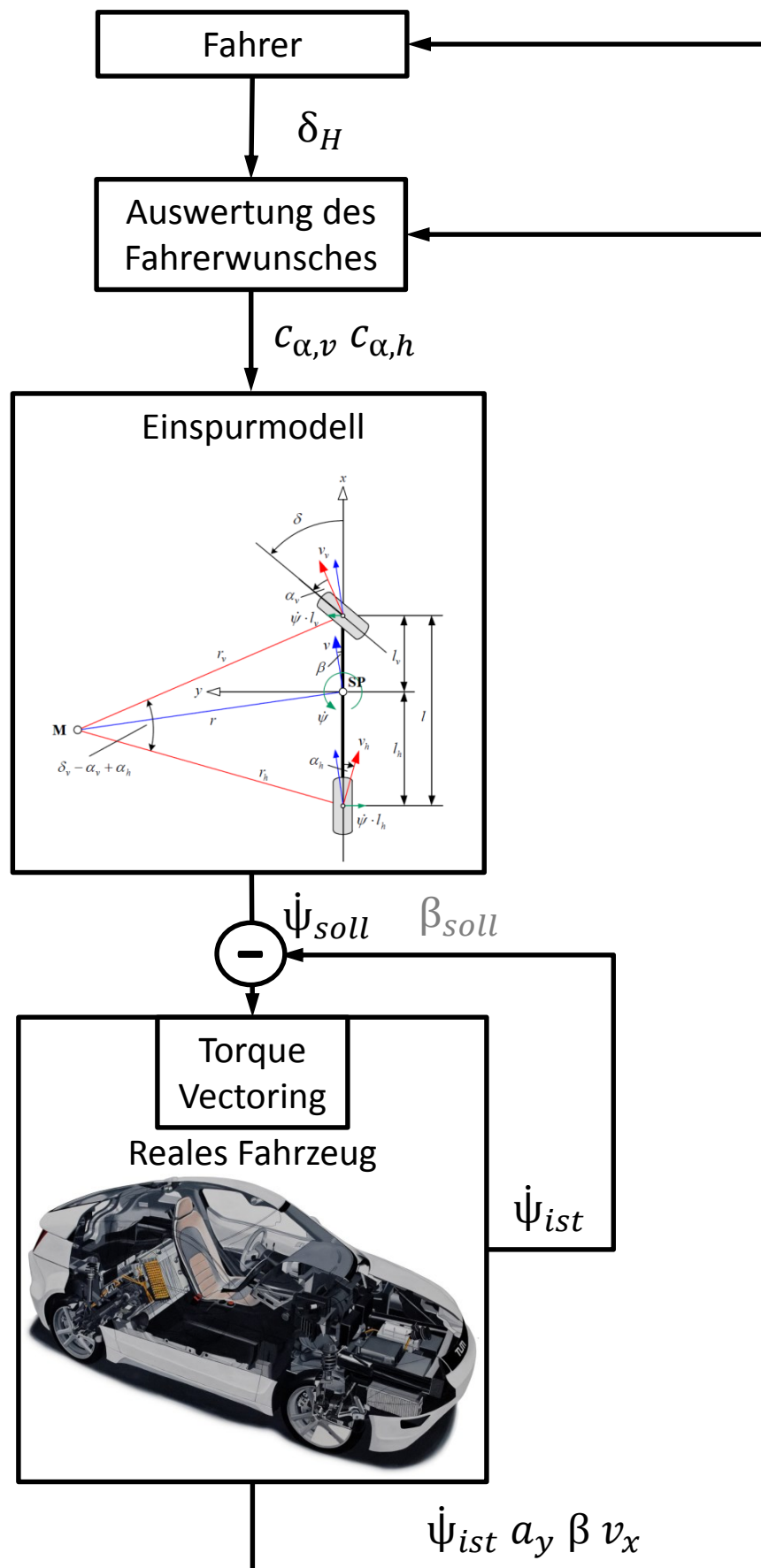


Abbildung 2.7.: schematische Darstellung der Funktionsweise der neuen Methode der Sollwertbestimmung für die Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  und Schwimmwinkel  $\beta$



## 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Im folgenden Abschnitt werden die für die Berechnung der Sollgrößenvorgabe notwendigen Berechnungsmodelle und Methoden erklärt. Sie bilden die Basis für die erzielten Ergebnisse der vorliegenden Arbeit. Neben der Fahrzeugmodellierung für die Definition der Sollwertvorgabe und der Steuerausgänge der entwickelten Vorsteuerung der Torque-Vectoring-Einheit, werden relevante, objektive Kennwerte aus der Literatur vorgestellt. In den Untersuchungen, die sich mit der Objektivierung subjektiver Fahreindrücke beschäftigen ([Che97], [Dec09], [HEG11], [Kra11], [RA97], [RH84], [Sch10], [Zom91]) werden zu den gefundenen Kennwerten auch Bereiche angegeben, in denen sie liegen sollten, damit das Fahrverhalten als fahrdynamisch ansprechend bewertet wird. Diese Kennwerte werden in Kapitel 3.2 diskutiert. Zudem werden Methoden zur Korrelationsbildung vorgestellt, die benötigt werden, um aus der Vielzahl der vorgestellten Kennwerte die relevanten und voneinander unabhängigen zu extrahieren. Am Ende dieses Kapitels, dessen Aufbau in Abbildung 3.1 visualisiert, wird das Versuchsfahrzeug samt Struktur der Ansteuerung der Torque-Vectoring-Einheit erklärt.

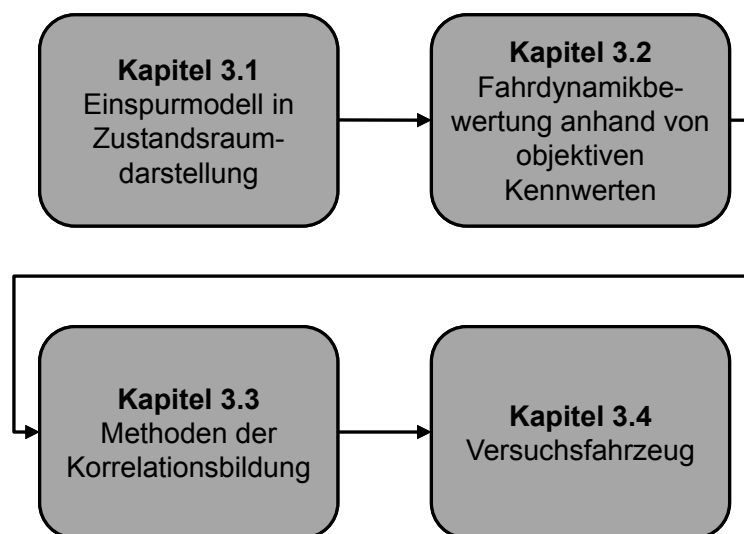


Abbildung 3.1.: Aufbau von Kapitel 3

### 3.1. Einspurmodell in Zustandsraumdarstellung

Das lineare Einspurmodell ist ein vereinfachtes Fahrzeugmodell zur Beschreibung der Querdy-  
namik eines Straßenfahrzeuges. Für die vorliegende Arbeit bildet es aufgrund seiner Schwin-  
gungseigenschaften und der einfachen Parametrierung die Basis der Sollgrößenvorgabe,

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

die in Kapitel 4 beschrieben wird. Die folgenden Annahmen sind bei der Modellbildung zu berücksichtigen:

- der Fahrzeugschwerpunkt liegt auf Fahrbahnhöhe,
- Wankbewegungen des Fahrzeuges werden nicht abgebildet,
- bei Kurvenfahrt gibt es keine Radlastunterschiede zwischen dem kurveninneren und -äußeren Rad einer Achse,
- die beiden Fahrzeugachsen werden jeweils zu einem Rad zusammengeführt,
- durch die Kleinwinkelnäherung (allgemein:  $\sin(\alpha) = \alpha$ ,  $\cos(\alpha) = 1$ ) und dem linearen Zusammenhang zwischen der Reifenquerkraft und dem Schräglaufwinkel werden die Zustandsgleichungen linearisiert.

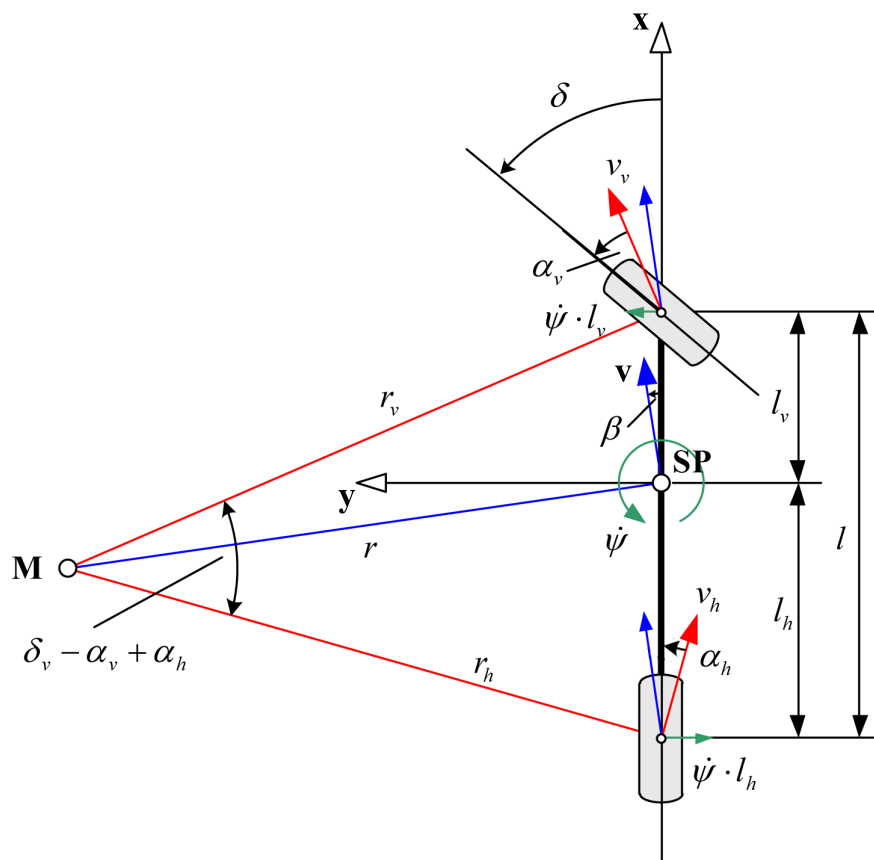


Abbildung 3.2.: Geometrische Zusammenhänge des linearen Einspurmodells

Das Modell (veranschaulicht in Abbildung 3.2) hat zwei Zustände, die seine Querdynamik vollständig beschreiben: der Schwimmwinkel  $\beta$  (Bewegung in Querrichtung) und die Gierrate  $\dot{\psi}$  (Drehung um die Hochachse des Fahrzeuges). Dementsprechend werden zwei Bewegungsgleichungen aus der Impulsbilanz und dem Drallsatz um den Schwerpunkt gebildet, wobei die Querkräfte an dem vorderen und hinteren Reifen als  $F_{q,v}$  und  $F_{q,h}$  bezeichnet werden:

$$m \cdot a_y = \sum F_y = F_{q,v} + F_{q,h} \quad (3.1)$$

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

---

$$\Theta_{zz} \cdot \ddot{\psi} = \sum M_z = F_{q,v} \cdot l_v - F_{q,h} \cdot l_h \quad (3.2)$$

Dabei ist zu erwähnen, dass die Gleichungen (3.1) und (3.2) gelten, wenn Reifenlängskräfte ausschließlich an der Hinterachse auftreten, so wie es für die vorliegende Arbeit der Fall ist. Zusätzlich gelten die Winkelfunktionen als linearisiert. Wenn auch an der Vorderachse Längskräfte auftreten würden, dann würde ihre Komponente in Fahrzeugquerrichtung in die Gleichungen einfließen. Die Beschleunigung im fahrzeugfesten Koordinatensystem lässt sich durch die zeitliche Ableitung des Geschwindigkeitsvektors  $\mathbf{v}$  mit der Länge  $v = |\mathbf{v}|$  berechnen.

$$\mathbf{v} = v_x \cdot \mathbf{x} + v_y \cdot \mathbf{y} = v \cdot \cos \beta \cdot \mathbf{x} + v \cdot \sin \beta \cdot \mathbf{y} \quad (3.3)$$

Das fahrzeugfeste Koordinatensystem dreht sich mit der Winkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  zum ortsfesten Inertialsystem, dadurch sind die Basisvektoren zeitabhängig. Ihre Ableitungen sind deshalb mit

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \dot{\psi} \cdot \mathbf{y} \\ \dot{\mathbf{y}} &= -\dot{\psi} \cdot \mathbf{x} \end{aligned} \quad (3.4)$$

definiert. Aufgrund der Zusammenhänge in (3.3) und (3.4) gilt für die Querbeschleunigung:

$$\mathbf{a} = \dot{\mathbf{v}} = (\dot{v} \cdot \cos \beta - v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \sin \beta) \cdot \mathbf{x} + (\dot{v} \cdot \sin \beta + v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \cos \beta) \cdot \mathbf{y} \quad (3.5)$$

$$\Rightarrow a_y = \dot{v} \cdot \sin \beta + v \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \cdot \cos \beta = v_x \cdot (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \quad (3.6)$$

Die so genannte Schräglaufsteifigkeit stellt im linearen Reifenmodell die Steigung der Reifenkennlinie im Diagramm der Querkraft  $F_{q,i}$  über Schräglaufwinkel  $\alpha_i$  dar und wird wie folgt definiert:

$$c_{\alpha,v} = \frac{F_{q,v}}{\alpha_v} \quad , \quad c_{\alpha,h} = \frac{F_{q,h}}{\alpha_h} \quad (3.7)$$

Der Schräglaufwinkel für das Vorder- und Hinterrad kann aus den geometrischen Beziehungen von Abbildung 3.2 gebildet werden:

$$\alpha_v = \delta - \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v_x} \quad , \quad \alpha_h = -\beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v_x} \quad (3.8)$$

Durch Einsetzen der Beziehungen (3.6), (3.7) und (3.8) in die Gleichungen (3.1) und (3.2) ergeben sich die folgenden zwei Zusammenhänge:

$$\dot{\beta} = \left( -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} \right) \cdot \beta + \left( \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{m \cdot v_x^2} - 1 \right) \cdot \dot{\psi} + \left( \frac{c_{\alpha,v}}{m \cdot v_x} \right) \cdot \delta \quad (3.9)$$

$$\ddot{\psi} = \left( \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} \right) \cdot \beta + \left( -\frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \right) \cdot \dot{\psi} + \left( \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} \right) \cdot \delta \quad (3.10)$$

Die beiden Gleichungen für  $\dot{\beta}$  und  $\ddot{\psi}$  können durch Umformen in die Zustandsraumdarstellung  $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{b} \cdot u$  gebracht werden:

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \ddot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} & \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{m \cdot v_x^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} & -\frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,v}}{m \cdot v_x} \\ \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} \end{bmatrix} \cdot \delta \quad (3.11)$$

## 3.2. Fahrdynamikbewertung anhand von objektiven Kenngrößen

Eine ansprechende Fahrdynamik ist nach dem Design des Fahrzeuges das wichtigste Kaufargument [Kra11, S. 152]. Deshalb wird im gesamten Prozess der Fahrzeugentwicklung großes Augenmerk darauf gelegt. Die Objektivierung subjektiver Fahrindrücke trägt dazu bei, dass die Steigerung der Qualität der Fahrdynamikauslegung bereits in frühen Stadien der Fahrzeugentwicklung simulativ quantifiziert und bewertet werden kann. Dabei versucht man eine Korrelation zwischen dem subjektiven Fahrgefühl und den fahrdynamischen Kennwerten aus objektiven Simulations- oder Messdaten zu bilden. Durch diese Herangehensweise wird nicht nur die Qualität des Fahrgefühls verbessert, sondern auch die Fahr-sicherheit nachhaltig erhöht. Zudem können die einzelnen Bauteile bereits in der Konstruktionsphase, vor der ersten realen Testfahrt, auf die Zielwerte der Fahrdynamik-kennwerte abgestimmt werden. Dieses Kapitel stellt eine detaillierte und vollständige Sammlung von veröffentlichten Ergebnissen der Objektivierung dar. Anhand dieser Kenngrößen wird in Kapitel 5.2 die fahrdynamische Güte des ungeredelten Fahrzeuges sowie der Torque-Vectoring-Regelung in der Simulation und in realen Versuchsfahrten bewertet.

Die fahrdynamischen Kenngrößen werden anhand verschiedener, standardisierter Fahrmanöver ermittelt. Im Allgemeinen werden die Fahrmanöver aufgrund des Regelkreises Mensch-Fahrzeug eingeteilt. Je nach dem ob die Fahreingaben gesteuert oder geregelt werden, unterscheidet man open-loop- und closed-loop-Manöver. Bei open-loop-Manöver reagiert der Fahrer nicht auf die Fahrzeugreaktion während der Durchführung, Lenkradwinkeleingabe, Fahr- und Bremspedalstellung folgen vorgegebenen Trajektorien. Um die Genauigkeit und Reproduzierbarkeit der Eingabesignale zu erhöhen, werden in der Praxis Lenkroboter eingesetzt. Der Einfluss des Fahrers auf die ermittelten Kennwerte aus den Mess- oder Simulationsdaten wird dadurch minimiert, jedoch fehlt teilweise die Praxisrelevanz der durchfahrenen fahrdynamischen Zustände. Dennoch ist die Durchführung solcher Fahrmanöver ein essentieller Bestandteil des Standes der Technik in der Fahrzeugentwicklung [Sch10, S. 4].

Vertreter der open-loop-Fahrmanöver sind:

- die konstante Kreisfahrt ISO 4138 [ISO82],
- der Lenkwinkelsprung ISO 7401-9 [ISO04a],
- die Lastwechselreaktion bei Kurvenfahrt ISO 9816 [ISO06],
- das Bremsen bei Kurvenfahrt ISO 7975 [ISO85],
- das Beschleunigen bei Kurvenfahrt (ist nicht genormt, aber in verschiedenen Arbeiten sehr ähnlich angewandt: [Fuc93, S. 43 ff.], [HEG11, S. 121 ff.]),
- das Anlenken aus Geradeausfahrt ISO 17288-1 [ISO11],
- die Lenkwinkelrampe ISO 13674-2 [ISO02a],
- das Sinuslenken mit konstanter (ISO 13674-1 [ISO02b]) und steigender (ISO 7401-13 [ISO04a]) Frequenz,
- der Einzelsinus ISO 7401-10 [ISO04a],
- der Einzelsinus mit Halteperiode FMVSS 126 [NHT08].

Bei der Durchführung von closed-loop-Fahrmanövern wird eine Solltrajektorie vorgegeben, die der Fahrer so schnell und genau wie möglich abfahren soll. Dadurch muss der Fahrer auf das Fahrverhalten des Fahrzeuges reagieren und befindet sich somit im geschlossenen Regelkreis. Diese Fahrsituation kommt der praktischen Fahraufgabe näher als die open-loop-Fahrmanöver, jedoch wird durch die Einbindung des Fahrers die Streuung der Fahrdynamikkennwerte größer. Die gefundenen Kennwerte aus den Mess- und Simulationsdaten, wie zum Beispiel die kleinste erreichbare Durchfahrtszeit, basieren stets auf dem Gesamtsystem Fahrer-Fahrzeug, denn es kann durchaus vorkommen, dass sich ein Fahrer schneller an das Fahrverhalten eines bestimmten Fahrzeuges gewöhnt als an ein anderer. Ein sehr verbreitetes closed-loop-Manöver ist der ISO-Spurwechsel ISO 3888 [ISO99], wo ein doppelter Fahrspurwechsel nachgefahren wird. Die Trajektorie wird dabei durch enge Pylonengassen in definierten Abständen genau vorgegeben. Das open-loop-Fahrmanöver Einzelsinus erzeugt sehr ähnliche Fahrzeugreaktionen.

Im Folgenden werden die für die Untersuchung in Kapitel 5.1.2 relevanten Fahrmanöver samt objektiven Kennwerten diskutiert.

#### 3.2.1. Konstante Kreisfahrt

Bei diesem Manöver wird die Querschleunigung in  $0,5\text{-m/s}^2$ -Schritten bis zum Erreichen des Maximums gesteigert. Nach [RH84, S. 57] kann die Steigerung der Fahrzeugquerbeschleunigung auf folgende Weisen stattfinden:

- konstanter Kreisradius  $R$  und Variation der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_x$ ,
- konstante Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_x$  und Variation des Lenkradwinkels  $\delta_H$ ,
- konstanter Lenkradwinkel  $\delta_H$  und Variation der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_x$ ,
- konstanter Querschleunigung  $a_y$  und Variation der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_x$  sowie des Lenkradwinkels  $\delta_H$

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

---

Wird die Querbesehleunigung während des Manövers kontinuierlich erhöhet, spricht man von der quasistationären Kreisfahrt. Dabei soll laut [RH84, S. 62] die Fahrzeuglangsbesehleunigung  $a_x$  so gering wie möglich sein, ein genauer Zahlenwert wird nicht angegeben. Zschocke gibt in [Zsc09, S. 18] für eine gültige Durchführung des Manövers eine maximale Gierbesehleunigung  $\dot{\psi}$  von  $1 \text{ }^\circ/\text{s}^2$  an. Für die Untersuchungen des Fahrverhaltens in der vorliegenden Arbeit wird eine Gierbesehleunigung von  $0,5 \text{ }^\circ/\text{s}^2$  verwendet. Durch diese Art der Manoverdurchfuhrung wird der Zeitaufwand eingeschränkt und es ermöglicht die explizite Analyse des ubergangverhaltens vom linearen in den progressiven Bereich im Verlauf des Lenkradwinkels  $\delta_H$  über die Querbesehleunigung  $a_y$ .

Bei der konstanten Kreisfahrt werden zur Charakterisierung des Fahrverhaltens vermehrt Gradienten von Verläufen über die Querbesehleunigung, zum Beispiel Eigenlenkgradient, diskutiert ([RH84, S. 63 f.], [Fuc93, S. 26 ff.], [Zom91, S. 266 ff.], [MW04, S. 569 ff.], [ISO82, S. 12]) und aufgrund dessen allgemeine Urteile gebildet. Es werden im Folgenden explizite Kennwerte zu den Gradientenbetrachtungen gebildet, die im Kapitel 5.1 für die Korrelationsanalyse verwendet werden.

Die zu betrachtenden Gradientenverlaufe werden folgendermaßen definiert:

$$\text{Eigenlenkgradient} = \frac{\Delta \text{Lenkradwinkel}}{\Delta \text{Querbesehleunigung}} \text{ oder } \left( \frac{d\delta_H}{da_y} \right)$$

$$\text{Schwimmwinkelgradient} = \frac{\Delta \text{Schwimmwinkel}}{\Delta \text{Querbesehleunigung}} \text{ oder } \left( \frac{d\beta}{da_y} \right)$$

$$\text{Lenkrad-Schwimmwinkelgradient} = \frac{\Delta \text{Lenkradwinkel}}{\Delta \text{Schwimmwinkel}} \text{ oder } \left( \frac{d\delta_H}{d\beta} \right)$$

$$\text{Wankwinkelgradient} = \frac{\Delta \text{Wankwinkel}}{\Delta \text{Querbesehleunigung}} \text{ oder } \left( \frac{d\varphi}{da_y} \right)$$

$$\text{Lenkradmomentgradient} = \frac{\Delta \text{Lenkradmoment}}{\Delta \text{Querbesehleunigung}} \text{ oder } \left( \frac{dM_H}{da_y} \right)$$

Hinzu kommen die Verstärkungsfaktoren, die das Verhältnis zwischen Fahrereingabe (Lenkradwinkel) und Fahrzeugreaktion darstellen.

$$\text{Gierverstärkungsfaktor} = \frac{\text{Gierrate}}{\text{Lenkradwinkel}} = \left( \frac{\psi}{\delta_H} \right)$$

$$\text{Schwimmwinkelverstärkungsfaktor} = \frac{\text{Schwimmwinkel}}{\text{Lenkradwinkel}} = \left( \frac{\beta}{\delta_H} \right)$$

$$\text{Wankwinkelverstärkungsfaktor} = \frac{\text{Wankwinkel}}{\text{Lenkradwinkel}} = \left( \frac{\varphi}{\delta_H} \right)$$

$$\text{Lenkradmomentenverstärkungsfaktor} = \frac{\text{Lenkradmoment}}{\text{Lenkradwinkel}} = \left( \frac{M_H}{\delta_H} \right)$$

#### 3.2.1.1. Kennwerte des Eigenlenkgradienten $\left( \frac{d\delta_h}{da_y} \right)$

Das Eigenlenkverhalten beschreibt allgemein die Abweichung zwischen dem erwarteten und tatsächlichen Gierverhalten [HB02, S. 86]. Das Fahrzeug untersteuert, wenn der Achsschräglaufwinkel an der Vorderachse betragsmäßig größer ist als an der Hinterachse. Dementsprechend spricht man von Übersteuern, wenn der Achsschräglaufwinkel an der Vorderachse kleiner ist als an der Hinterachse [HB02, S. 86]. Riedel und Arbinger legen die Grenze des Linearbereichs in [RA97, S. 92] bei  $4 \text{ m/s}^2$  fest, sie gilt in der vorliegenden Arbeit als Unterscheidung zwischen Normal- und Grenzbereich. Auch Harrer unterteilt das Fahrverhalten eines Fahrzeuges in drei Bereiche [Har07, S. 6]:

- Bereich um die Nulllage ( $a_y \leq 2 \text{ m/s}^2$ ),
- Linearbereich ( $a_y \leq 4 - 6 \text{ m/s}^2$ ),
- Grenzbereich ( $a_y > 4 - 6 \text{ m/s}^2$ ).

Der Kennwert  $\left( \frac{\delta_H}{a_y} \right)_{\text{RMSE}, 1-4 \text{ m/s}^2}$  beschreibt das Maß der Ähnlichkeit des Verlaufs des Eigenlenkgradienten zu einer Ausgleichsgeraden<sup>3</sup>  $y(x)$ . Je geringer der Wert, desto eher kann man von einem linearen Anstieg sprechen. Er wird als Root-Mean-Square-Error (RMSE) bezeichnet und wie folgt berechnet:

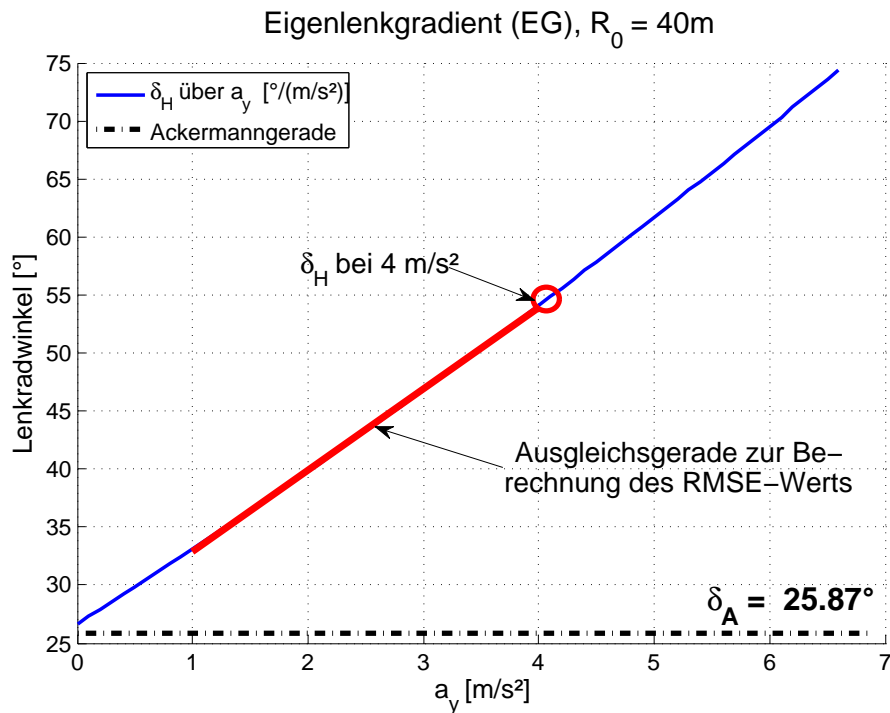
$$\left( \frac{\delta_H}{a_y} \right)_{\text{RMSE}, 1-4 \text{ m/s}^2} = \sqrt{\frac{\sum_{x=1}^n (\text{EG}(x) - y(x))^2}{n}} \quad \text{mit } x = 1 \text{ m/s}^2 \dots n = 4 \text{ m/s}^2. \quad (3.12)$$

Die Abbildung 3.3 zeigt die Herangehensweise exemplarisch.

Harrer [Har07, S. 148 f.] untersucht den Lenkradwinkelbedarf bei definierten Querbeschleunigungen. Aus diesem Grund werden die zwei Kennwerte  $\delta_H(a_y = 4 \text{ m/s}^2)$  (für den Linearbereich) und  $\delta_H(a_y = 7 \text{ m/s}^2)$  (im Grenzbereich) in die weitere Untersuchung aufgenommen. Nach [RA97, S. 92] ist die Betrachtung des Eigenlenkgradienten (auch Lenkradwinkelgradient genannt) im Linear- als auch im Grenzbereich ein wichtiges Indiz des subjektiven Fahr-

<sup>3</sup>Die Ausgleichsgerade wird für jede Untersuchung neu berechnet, so dass sie bestmöglich zum jeweiligen Bereich passt.

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung



**Abbildung 3.3.:** Exemplarischer Verlauf des Eigenlenkgradienten (EG);  $\delta_A$  entspricht dem Ackermannwinkel

empfindens. Um die Gradientenentwicklung durch zwei Zahlenwerte auszudrücken, wird jeweils der Mittelwert der graduellen Quotienten  $\frac{d\delta_H}{da_y}$  gebildet:  $\frac{d\delta_H}{da_y(1-4 \text{ m/s}^2)}$  (für den Linearbereich) und  $\frac{d\delta_H}{da_y(6-7 \text{ m/s}^2)}$  (für den Grenzbereich). Tabelle 3.1 zeigt zusammenfassend die Kennwerte der Literatur für die Untersuchung des Eigenlenkgradienten. Dabei steht der Appendix 'KKF' für konstante Kreisfahrt.

Kennwert	Erläuterung
$\left(\frac{\delta_H}{a_y}\right)_{\text{RMSE, 1-4 m/s}^2, \text{KKF}}$	Abweichung der Messwerte zur Ausgleichsgeraden im Linearbereich
$\delta_H(a_y = 4 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$	Lenkradwinkel bei $4 \text{ m/s}^2$ Querbeschleunigung
$\delta_H(a_y = 7 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$	Lenkradwinkel bei $7 \text{ m/s}^2$ Querbeschleunigung
$\left(\frac{d\delta_H}{da_y}\right)_{1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Eigenlenkgradient zwischen $1$ und $4 \text{ m/s}^2$
$\left(\frac{d\delta_H}{da_y}\right)_{6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Eigenlenkgradient zwischen $6$ und $7 \text{ m/s}^2$

**Tabelle 3.1.:** Fahrdynamikkennwerte des Eigenlenkgradienten

In den weiteren Unterkapiteln zur stationären Kreisfahrt werden für jede weitere Betrachtungsgröße dieselben Kennwerte wie für den Lenkradwinkelgradient ausgewertet sowie weitere spezifische Größen definiert.



#### 3.2.1.2. Kennwerte zum Schwimmwinkelgradienten $\left(\frac{d\beta}{da_y}\right)$ und Lenkradwinkel-Schwimmwinkelgradienten $\left(\frac{d\delta_H}{d\beta}\right)$

Analog zum Eigenlenkgradient wird der Schwimmwinkelgradient bei  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$  und der maximale, sowie der minimale Schwimmwinkel als fahrdynamischer Kennwert eingeführt.

Chen und Crolla schreiben in [CC98, S. 587 f.] dem Schwimmwinkelgradient bei  $4 \text{ m/s}^2$  ein hohes Signifikanzniveau für Subjektivbewertung zu. [Bec06, S. 41] weist eine hohe Korrelation zwischen dem objektiven Kennwert  $\beta(a_y = 7 \text{ m/s}^2)$  (der Schwimmwinkel im Grenzbereich) und dem subjektiven Fahrempfinden von Expertenfahrern im doppelten Spurwechsel nach. Die gemittelten Schwimmwinkelgradienten im Linear- beziehungsweise Grenzbereich geben eine Aussage über die Schwimmwinkelempfindlichkeit des Fahrzeuges.

[MW04, S. 569] gibt an, dass der Lenkradwinkel-Schwimmwinkelgradient  $^4 \left(\frac{d\delta_H}{d\beta}\right)$  eine hohe Korrelation zu subjektiven Bewertungen besitzt. Nach [MAT09, S. 36] wird die notwendige Lenkaktivität des Fahrers zur Erhaltung des Radius nicht auf die vestibular sensierte Querbeschleunigung bezogen, sondern auf die visuell wahrnehmbare Schwimmwinkeländerung. Becker unterscheidet zwischen Normalfahrern und ausgebildeten, professionellen Versuchsfahrern und weist dem Kennwert eine hohe Korrelation zu den subjektiven Aussagen bezüglich des Fahrverhaltens bei Normalfahrern zu [Bec06, S. 41].

Da der Bewegungsvektor des Fahrzeuges bei sehr kleinen Querbeschleunigungen nach kurveninnen und bei höheren Querbeschleunigungen aufgrund der steigenden Schräglaufwinkel an den Rädern nach kurvenaußen zeigt, hat der Verlauf des Schwimmwinkels in der stationären Kreisfahrt einen Nulldurchgang. Deshalb muss beim Vergleich der Maxima und Minima des Schwimmwinkel die Kurvenrichtung berücksichtigt werden. Am Nulldurchgang werden die aktuelle Querbeschleunigung  $a_y(\beta = 0)$  und der Lenkradwinkel  $\delta_H(\beta = 0)$  als weitere Kennwerte zusammen mit den entsprechenden Zahlenwerten an der Stelle des maximalen Schwimmwinkels für Linkskurven ( $a_y(\beta = \beta_{max})$  und  $\delta_H(\beta = \beta_{max})$ ) ermittelt. Die Auswertung dieser Größen am Schwimmwinkelminimum ist obsolet, weil diese Werte aufgrund des streng monoton fallenden Schwimmwinkelverlaufes über die Querbeschleunigung und Lenkradwinkel ab dem Nulldurchgang immer am Ende des Manövers (maximaler Querbeschleunigung) auftreten würden. Diese Information ist bereits in anderen Kennwerten enthalten. Die mittleren Lenkradwinkel-Schwimmwinkelgradienten  $\overline{\frac{d\delta_H}{d\beta}}_{(1-4 \text{ m/s}^2)}$  und  $\overline{\frac{d\delta_H}{d\beta}}_{(6-7 \text{ m/s}^2)}$  beschreiben das Verhältnis von Lenkradwinkelaufbau im Verhältnis zum Schwimmwinkel bei den Querbeschleunigungsbereichen  $a_y = 1 - 4 \text{ m/s}^2$  und  $a_y = 6 - 7 \text{ m/s}^2$ .

#### 3.2.1.3. Kennwerte des Wankwinkelgradienten $\left(\frac{d\varphi}{da_y}\right)$

Der Wankwinkel  $\varphi$  tritt bei der subjektiven Beurteilung des Fahrverhaltens zunehmend in den Vordergrund und ist die Basis für eine gezielte Auslegung der Fahrdynamik. Die Automobilhersteller optimieren sie längst nicht mehr nur zur Sicherstellung der Fahrsicherheit, sondern sie dient darüber hinaus als Mittel zur Positionierung neuer Fahrzeuge und zur Ausprägung markentypischer Eigenschaften [Kra11, S. 152]. Das Wankverhalten des Fahrzeuges wird vom Kunden haptisch und visuell wahrgenommen. Da die Fahrwerksfedern im vorliegenden Versuchsfahrzeug über einen weiten Bereich nahezu linear sind, nimmt auch

---

<sup>4</sup>Der Kennwert  $\left(\frac{d\delta_H}{d\beta}\right)$  wird in der Literatur auch teilweise als Lenkradwinkel-Schwimmwinkelgradient bezeichnet, obwohl sich der Kennwert nicht aus dem Lenkwinkel  $\delta_V$ , sondern aus dem Lenkradwinkel  $\delta_H$  berechnet.

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Kennwert	Erläuterung
$\left(\frac{\beta}{a_y}\right)_{\text{RMSE}, 1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Abweichung der Messwerte zur Ausgleichsgeraden im Linearbereich
$\beta(a_y = 4 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$	Schwimmwinkel bei 4 m/s <sup>2</sup> Querbeschleunigung
$\beta(a_y = 7 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$	Schwimmwinkel bei 7 m/s <sup>2</sup> Querbeschleunigung
$\left(\frac{d\beta}{da_y}\right)_{1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Schwimmwinkelgradient zwischen 1 und 4 m/s <sup>2</sup>
$\left(\frac{d\beta}{da_y}\right)_{6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Schwimmwinkelgradient zwischen 6 und 7 m/s <sup>2</sup>
$\left(\frac{\beta}{a_y}\right)_{4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Schwimmwinkelgradienten bei 4 m/s <sup>2</sup> Querbeschleunigung
$\beta_{\text{min}, \text{KKF}}, \beta_{\text{max}, \text{KKF}}$	Minimaler / Maximaler Schwimmwinkel im Bereich 1 bis 7 m/s <sup>2</sup>
$\left(\frac{d\delta_H}{d\beta}\right)_{1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Lenkrad-Schwimmwinkelgradient zwischen 1 und 4 m/s <sup>2</sup>
$\left(\frac{d\delta_H}{d\beta}\right)_{6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Lenkrad-Schwimmwinkelgradient zwischen 6 und 7 m/s <sup>2</sup>
$a_y(\beta = 0)_{\text{KKF}}$	Querbeschleunigung beim Schwimmwinkel-Nulldurchgang
$\delta_H(\beta = 0)_{\text{KKF}}$	Lenkradwinkel beim Schwimmwinkel-Nulldurchgang
$a_y(\beta_{\text{max}})_{\text{KKF}}$	Querbeschleunigung beim Schwimmwinkel-Maximum
$\delta_H(\beta_{\text{max}})_{\text{KKF}}$	Lenkradwinkel beim Schwimmwinkel-Maximum

**Tabelle 3.2.:** Fahrdynamikkennwerte des Schwimmwinkel- und Lenkrad-Schwimmwinkelgradienten

der Wankwinkel über den gesamten Querbeschleunigungsbereich von 1 - 7 m/s<sup>2</sup> linear zu. Der RMSE-Wert wird deshalb, im Gegensatz zu den anderen Betrachtungsgrößen, über den gesamten Querbeschleunigungsbereich gebildet. Die Bildung der restlichen Kennwerte wird in Anlehnung an die bereits vorgestellten Werte der jeweiligen Betrachtungsgrößen durchgeführt. Harrer [Har07, S. 148] zeigt eine hohe Korrelation des Wankwinkels an diskreten Querbeschleunigungspunkten im Linear- und Grenzbereich des Fahrverhaltens. Tabelle 3.3 fasst die relevanten Kennwerte zum Wankwinkelgradient zusammen.

Kennwert	Erläuterung
$\left(\frac{\varphi}{a_y}\right)_{\text{RMSE}, 1-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Abweichung der Messwerte zur Ausgleichsgeraden im Linearbereich
$\varphi(a_y = 4 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$	Wankwinkel bei 4 m/s <sup>2</sup> Querbeschleunigung
$\varphi(a_y = 7 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$	Wankwinkel bei 7 m/s <sup>2</sup> Querbeschleunigung
$\left(\frac{d\varphi}{da_y}\right)_{1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Wankwinkelgradient zwischen 1 und 4 m/s <sup>2</sup>
$\left(\frac{d\varphi}{da_y}\right)_{6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Wankwinkelgradient zwischen 6 und 7 m/s <sup>2</sup>

**Tabelle 3.3.:** Fahrdynamikkennwerte des Wankwinkelgradienten

#### 3.2.1.4. Kennwerte des Lenkradmomentengradienten $\left(\frac{dM_H}{da_y}\right)$

Das Lenkradmoment gibt dem Fahrer direktes haptisches Feedback zur Griffigkeit der Straße und dem ausgenutzten Fahrsicherheitspotential beziehungsweise des aktuellen Fahrverhaltens in Querrichtung. Deshalb wird es in verschiedenen Veröffentlichungen ([CC98, S. 587 f.], [Bus03, S. 11 ff.], [Bar04, S. 3 ff.], [MW04, S. 576], [Che97, S. 11]) als wichtiges Indiz der subjektiven Beurteilung des Fahrverhaltens angegeben. In der Veröffentlichung [Bub01, S. 155 ff.] wird ein Maximum des Lenkradmomentenverlaufes am Übergang von Linear- und Grenzbereich empfohlen. Neben den bereits bekannten Kennwerten wird da-

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

zu speziell das maximale Lenkradmoment und die dabei vorliegende Querbeschleunigung ermittelt.

Kennwert	Erläuterung
$\left(\frac{M_H}{a_y}\right)_{\text{RMSE}, 1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Abweichung der Messwerte zur Ausgleichsgeraden im Linearbereich
$M_{H, \text{max}, \text{KKF}}$	Maximales Lenkradmoment
$a_y(M_{H, \text{max}})_{\text{KKF}}$	Querbeschleunigung bei maximalen Lenkradmoment
$\left(\frac{dM_H}{da_y}\right)_{1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Lenradmomentgradient zwischen 1 und 4 $\text{m/s}^2$
$\left(\frac{dM_H}{da_y}\right)_{6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Mittlerer Lenradmomentgradient zwischen 6 und 7 $\text{m/s}^2$

Tabelle 3.4.: Fahrdynamikennwerte des Lenkradmomentgradienten

#### 3.2.1.5. Kennwerte zum Gierverstärkungsfaktor $\left(\frac{\psi}{\delta_H}\right)$

Der Geschwindigkeitswert, der sich beim Maximum der Gierverstärkung  $\left(\frac{\psi}{\delta_H}\right)$  einstellt, wird charakteristische Geschwindigkeit  $v_{char}$  genannt [HEG11, S. 106]. Bei dieser Geschwindigkeit ist das Fahrzeug am lenkempfindlichsten und gierfreudigsten, deshalb wird die maximale Gierverstärkung dort ausgewertet. Zudem werden die  $v_{char}$  gehörenden Werte des Schwimmwinkels, der Querbeschleunigung und des Wankwinkels ausgewertet. Um die Änderung des Gierverstärkungsfaktors in die Analyse mit einfließen zu lassen, wird die Gierverstärkung bei den Querbeschleunigungen von 1  $\text{m/s}^2$ , 4  $\text{m/s}^2$  und 7  $\text{m/s}^2$  angegeben. Die Tabelle 3.5 zeigt die Kennwerte, die sich im Zusammenhang mit der Gierverstärkung ergeben.

Kennwert	Erläuterung
$V_{\psi, \text{max}, \text{KKF}}$	Maximale Gierverstärkung
$V_{\psi, a_y=1,4 \text{ und } 7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$	Gierverstärkung bei 1, 4 und 7 $\text{m/s}^2$
$v_{char}$	Charakteristische Geschwindigkeit
$a_y(V_{\psi, \text{max}})_{\text{KKF}}$	Querbeschleunigung bei maximaler Gierverstärkung
$\beta(V_{\psi, \text{max}})_{\text{KKF}}$	Schwimmwinkel bei maximaler Gierverstärkung
$\varphi(V_{\psi, \text{max}})_{\text{KKF}}$	Wankwinkel bei maximaler Gierverstärkung

Tabelle 3.5.: Fahrdynamikennwerte des Gierverstärkungsfaktors

#### 3.2.1.6. Kennwerte zum Schwimmwinkelverstärkungsfaktor $\left(\frac{\beta}{\delta_H}\right)$

Zur Quantifizierung des Linearbereichs (1 - 4  $\text{m/s}^2$ ) wird analog zur Auswertung des Schwimmwinkelgradienten eine Ausgleichsgerade in den Bereich gelegt. Die Abweichung der Messwerte von dieser Geraden wird durch den RMSE-Wert angegeben. Der Kennwert  $\frac{d\beta}{d\delta_H}_{6-7 \text{ m/s}^2}$  wertet die mittlere Steigung des Schwimmwinkelverstärkungsfaktors im fahrdynamischen Grenzbereich aus. Die restlichen Kennwerte erfassen diskrete Zahlenwerte von  $V_\beta$  an verschiedenen Querbeschleunigungsstufen.

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Kennwert	Erläuterung
$V_{\beta, RMSE, v_x=6-12 \text{ m/s}, KKF}$	Abweichung der Messwerte zur Ausgleichsgeraden im Linearbereich des Schwimmwinkelverstärkungsfaktors über der Längsgeschwindigkeit
$V_{\beta, \min, KKF}, V_{\beta, \max, KKF}$	Minimaler / Maximaler Schwimmwinkelverstärkungsfaktor
$V_{\beta, a_y=1,4 \text{ und } 7 \text{ m/s}^2, KKF}$	Schwimmwinkelverstärkungsfaktor bei 1, 4 und 7 $\text{m/s}^2$ , KKF
$\left(\frac{d\beta}{d\delta_H}\right)_{6-7 \text{ m/s}^2, KKF}$	Mittlerer Gradient zwischen 6 und 7 $\text{m/s}^2$

**Tabelle 3.6.:** Fahrdynamikkennwerte zum Schwimmwinkelverstärkungsfaktor

#### 3.2.1.7. Kennwerte zum Wankwinkelverstärkungsfaktor $\left(\frac{\varphi}{\delta_H}\right)$

Der degressive Verlauf des Wankwinkelverstärkungsfaktor wird anhand von zwei spezifischen Kennwerten beurteilt: die maximale Verstärkung und die korrespondierende Querbeschleunigung.

Kennwert	Erläuterung
$V_{\varphi, \max, KKF}$	Maximale Wankwinkelverstärkung
$a_y(V_{\varphi, \max})_{KKF}$	Querbeschleunigung bei maximalem Wankwinkelverstärkungsfaktor

**Tabelle 3.7.:** Fahrdynamikkennwerte zum Wankwinkelverstärkungsfaktor

#### 3.2.1.8. Kennwerte zum Lenkradmomentenverstärkungsfaktor $\left(\frac{M_H}{\delta_H}\right)$

Analog zur Kennwertbildung des Wankwinkelverstärkungsfaktors werden aus dem Verlauf des Lenkradmomentenverstärkungsfaktors der Maximalwert und die dabei vorherrschende Querbeschleunigung angegeben.

Kennwert	Erläuterung
$V_{M_H, \max, KKF}$	Maximaler Lenkradmomentenverstärkungsfaktor
$a_y(V_{M_H, \max})_{KKF}$	Querbeschleunigung bei maximalem Lenkradmomentenverstärkungsfaktor

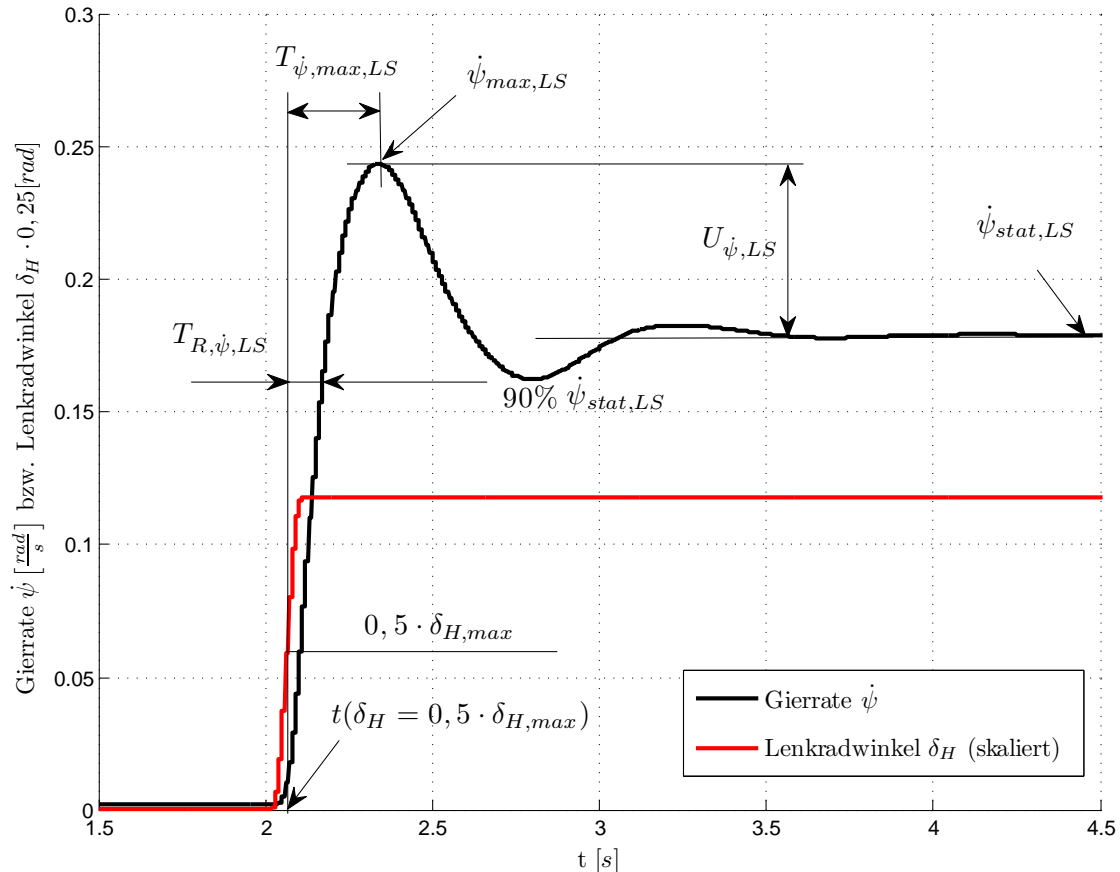
**Tabelle 3.8.:** Fahrdynamikkennwerte zum Lenkradmomentenverstärkungsfaktor

### 3.2.2. Lenkwinkelsprung

Dieses open-loop-Manöver wird für die Untersuchung des transienten Fahrverhaltens verwendet. Das Fahrzeug wird aus der Geradeausfahrt durch eine sprunghafte Lenkradwinkelhöhung angeregt (genormt in ISO 7401-9 [ISO04b]). Durch die Sprunganregung kann das transiente sowie im weiteren Verlauf das stationäre Fahrverhalten des Fahrzeuges analysiert werden. In der einschlägigen Literatur ([HEG11, S. 108 f.; Zom91, S. 275 ff.; Fuc93, S. 34 ff.; Red94, S. 65 ff.; MW04, S. 598 ff.]) werden die Kennwerte meist nur für die Betrachtungsgrößen Gierrate  $\dot{\psi}$  und Querbeschleunigung  $a_y$  definiert. Um ein vollständiges Feld an Kennwerten für die objektive Korrelationsanalyse (Kapitel 5.1) zu erhalten, wird zudem für die Betrachtungsgrößen Schwimmwinkel  $\beta$ , Wankwinkel  $\varphi$  und das Lenkradmoment  $M_H$  die Kennwertbildung vorgenommen. Alle Größen werden im Zeitbereich analysiert. Die

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Abbildung 3.4 zeigt exemplarisch ausgewählte Kennwerte für die Betrachtungsgröße Gierrate  $\dot{\psi}$  beim Lenkwinkelsprung des Versuchsfahrzeugs bei  $v_x = 80 \text{ km/h}$  und stationärer Querbeschleunigung von  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ .



**Abbildung 3.4.:** Gierrate und Lenkwinkel des ungerichteten Versuchsfahrzeugs mit einer Auswahl an Kennwerten bei der Durchfahrt eines Lenkwinkelsprungs

Die Ansprechzeit  $T_{R,\dot{\psi}}$ <sup>5</sup> beschreibt die Dauer, bis die Betrachtungsgröße (in Abbildung 3.4 die Gierrate) ausgehend vom Zeitpunkt  $t(\delta_H = 0,5 \cdot \delta_{H,max})$ , an dem der Lenkwinkel 50 % von  $\delta_{H,max}$  beträgt, 90 % ihres Stationärwertes erreicht hat. Hingegen bezeichnet die Ansprechzeit  $T_{\dot{\psi},max}$ <sup>6</sup> die Dauer zwischen  $t(\delta_H = 0,5 \cdot \delta_{H,max})$  und dem Erreichen des Maximalwerts der Betrachtungsgröße.

Den Verstärkungsfaktoren (in Abbildung 3.4 nicht eingezeichnet) wird auch beim Lenkwinkelsprung große Bedeutung für die Subjektivurteile zugesprochen. Besonders der Gierverstärkung  $V_{\dot{\psi}}$  tritt dabei in der Vordergrund [MW04, S. 601 f.; Sto10, S. 51 ff.; Red94, S. 78 ff.]. Die Verstärkungsfaktoren der Betrachtungsgrößen definieren sich analog zu den Kennwerten aus der konstanten Kreisfahrt als Quotient des Stationärwertes der Betrachtungsgröße über dem Lenkwinkel  $\delta_H$ . Die Betrachtungsgrößen für die vorliegende Arbeit sind die Gierrate  $\dot{\psi}$ , die Querbeschleunigung  $a_y$ , der Schwimmwinkel  $\beta$ , der Wankwinkel  $\varphi$  und das Lenkmoment  $M_H$ .

<sup>5</sup>englisch: Response Time

<sup>6</sup>englisch: Peak Response Time

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

---

Die bezogenen Überschwingweiten<sup>7</sup>  $U_{BG}$  beziehen die Differenz aus Maximalwert und Stationärwert auf den Stationärwert. In [HEG11, S. 146] wird eine geringe Überschwingweite für ein gutes Fahrgefühl gefordert. Schimmel verknüpft in seiner Arbeit [Sch10, S. 100 f.] ein gutes Ansprechen mit einem großen Überschwingen der Fahrzeugreaktion. Im Kapitel 5.2 wird deshalb explizit auf diesen Widerspruch eingegangen.

Der Lenkwinkelsprung weist nach aktuellem Forschungsstand verhältnismäßig geringe Korrelationen zu Subjektivurteilen der Fahrdynamik auf. [Sch10, S. 99] führt das auf die intensive Lenkradwinkelanregung (bis zu 500 °/s), die im Verhältnis zu Realfahrten viel zu hoch ist, und die Tatsache, dass andere Manöver vor allem unter Berücksichtigung des Lenkradmomentes  $M_H$  über aussagekräftige Regressionen verfügen. Die Auswertung der Lenkkräfte ist aber aufgrund der Benutzung von Lenkmaschinen oder -anschlüssen nicht sinnvoll. Schimmel führt in seiner Arbeit die geringe Zahl an Korrelationen der objektiven Kennwerte mit subjektiven Fahrdynamikbewertungen vor allem auf die Nichtberücksichtigung des Lenkradmomentes zurück [Sch10, S. 27]. Demzufolge wird das Lenkradmoment in der vorliegenden Untersuchung für die Korrelationsanalyse in Kapitel 5.1 weiter verwendet.

Der in der Arbeit [LRS73, S. 1589] vorgestellte  $TB$ -Wert berechnet sich aus dem Produkt der Ansprechzeit bis zum Maximum der Gierrate und dem stationären Schwimmwinkel:

$$TB\text{-Wert} = T_{\dot{\psi},max,LS} \cdot \beta_{stat,LS} \quad (3.13)$$

Dieser kombinierte Kennwert korreliert nach [Hen04, S. 14], [LRS73, S. 1589 f.] und [ZBR97, S. 783] hoch mit Subjektivurteilen und ist deshalb wichtig für die Bewertung der subjektiven Fahreindrücke von konventionellen Fahrzeugen. Für Fahrzeuge, wo der Schwimmwinkel aktiv beeinflusst werden kann, ist dieser Kennwert hinfällig. Das dieser Arbeit zugrundeliegende Versuchsfahrzeug besitzt eine Torque-Vectoring-Funktion ([Wir10]), die den stationären Schwimmwinkel nur indirekt über die Schräglaufsteifigkeiten beeinflusst. Hinzu kommt der neu eingeführte  $TB_{\varphi}$ -Wert, der sich aus dem stationären Wankwinkel anstatt des stationären Schwimmwinkels berechnet. Dieser Kennwert soll den für die Subjektivbewertung sehr relevanten Wankwinkel ([Kra11, S. 74], [Sto10, S. 40] mit der vom Menschen direkt wahrnehmbaren Ansprechzeit des Fahrzeuges verbinden.

$$TB_{\varphi}\text{-Wert} = T_{\dot{\psi},max,LS} \cdot \varphi_{stat,LS} \quad (3.14)$$

Zusätzlich zu den genannten Kennwerten für den Lenkwinkelsprung werden alle Stationärwerte der Betrachtungsgrößen ausgewertet. Die Gesamtheit der betrachteten Kennwerte für den Lenkwinkelsprung wird in Tabelle 3.9 zusammengefasst.

#### 3.2.3. Sinuslenken mit steigender Frequenz

Das sinusförmige Lenken bei konstanter Geschwindigkeit und Amplitude sowie steigender Frequenz dient der Erfassung des Übertragungsverhaltens des Fahrzeugs im Frequenzbereich. Die in der Norm ISO 7401-13 [ISO04b] definierte Möglichkeit der Versuchsdurchführung mit Steigerung der Frequenz in Stufen ist die praktikabelste Methode, um das Fahrver-

---

<sup>7</sup>[RH84] betrachtet die nichtbezogenen Überschwingweiten. Dabei wird die Überschwingweite aus dem direkten Verhältnis von Maximalwert zum Stationärwert gebildet. Im Rahmen dieser Arbeit werden die bezogenen Überschwingweiten (Differenz des Maximalwertes im Verhältnis zum Stationärwert der Betrachtungsgröße) verwendet.

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Kennwert	Erläuterung
$T_{\psi,R,LS}, T_{a_y,R,LS}, T_{\beta,R,LS}, T_{\varphi,R,LS}, T_{M_H,R,LS}$	Ansprechzeit bis 90% des Stationärwerts der Betrachtungsgröße
$T_{\psi,max,LS}, T_{a_y,max,LS}, T_{\beta,max,LS}, T_{\varphi,max,LS}, T_{M_H,max,LS}$	Ansprechzeit bis zum Maximum der Betrachtungsgröße
$U_{\psi,LS}, U_{a_y,LS}, U_{\beta,LS}, U_{\varphi,LS}, U_{M_H,LS}$	Bezogene Überschwingweite der Betrachtungsgröße
$V_{\psi,LS}, V_{a_y,LS}, V_{\beta,LS}, V_{\varphi,LS}, V_{M_H,LS}$	Verstärkungsfaktor der Betrachtungsgröße
$\psi_{max,LS}, a_{y,max,LS}, \beta_{max,LS}, \varphi_{max,LS}, M_{H,max,LS}$	Maximalwert der Betrachtungsgröße
$\psi_{stat,LS}, a_{y,stat,LS}, \beta_{stat,LS}, \varphi_{stat,LS}, M_{H,stat,LS}$	Stationärwert der Betrachtungsgröße
$TB\text{-Wert}, TB_{\varphi}\text{-Wert}$	Produkt aus $T_{\psi,max,LS}$ und $\beta_{stat,LS}$ beziehungsweise $\varphi_{stat,LS}$

**Tabelle 3.9.:** Fahrdynamikkennwerte des Lenkwinkelsprungs

halten zu untersuchen. Alternativ dazu könnte auch die Lenkfrequenz stufenlos gesteigert werden, was aber nur beim Einsatz eines Lenkroboters Sinn macht. Damit eine Vergleichbarkeit zu den Untersuchungen mit stufenweise gesteigerter Lenkfrequenz besteht, muss die Lenkfrequenz langsam gesteigert werden, damit sich das Fahrzeug auf die Anregungsfrequenz einschwingen kann.

Die bereits aus den vorangegangenen Kapiteln bekannten Verstärkungsfaktoren finden auch beim Frequenzgang Anwendung. Die Veranschaulichung der Ergebnisse im Frequenzbereich geschieht meist im Bode-Diagramm. Die Amplitudengänge bauen sich aus den gemittelten Verstärkungsfaktoren einzelner Frequenzstufen auf, in dem diese über der Frequenz aufgetragen und verbunden werden. Die Phasengänge der Betrachtungsgrößen stellen die Ansprechzeiten, das heißt die zeitliche Verzögerung der Systemantwort auf den Systemeingang des Fahrzeuges, dar. Diese Zeitverzögerungen werden in die Phase der Schwingungsperiode umgerechnet und mit  $\phi$  bezeichnet. Auch hier werden die gemittelten Werte pro Frequenzstufe über der Erregerfrequenz aufgetragen und miteinander verbunden. So werden in den Einzelmanövern mit  $f = 0,2 - 2,0$  Hz lokale Kennwerte generiert, die in den jeweiligen Frequenzgängen zusammenführend verarbeitet werden<sup>8</sup>.

Für die Frequenzgangbetrachtung treten in der Arbeit von Schimmel [Sch10, S. 95] die größten Objektivierungszusammenhänge der untersuchten Open-Loop-Manöver auf. Decker fordert in [Dec09, S. 20], dass die Phasenverzögerungen der Betrachtungsgrößen Giergeschwindigkeit und Querschleunigung möglichst klein sein sollten, [MW04, S. 610] weitet diese Forderung auf die Phasengänge der fünf Betrachtungsgrößen aus. Generell sollte der Querschleunigungsamplitudengang erst bei hohen Frequenzen abfallen und die Resonanzüberhöhung bei der Giereigenfrequenz nicht zu groß sein ([MW04, S. 612]). Ein Fahrzeug, das eine hohe Giereigenfrequenz aufweist, wird in puncto Ansprechverhalten subjektiv als gut bewertet [Sch10, S. 97].

Wie für die anderen Manöver gilt auch für das Sinuslenken mit steigender Frequenz, dass die Bandbreite der Kennwerte erweitert wird und erst bei der Korrelationsbildung in Kapitel 5.1 die wichtigen und nicht redundanten herausgearbeitet werden. Die nachfolgenden Kennwerte werden für jede der vier Betrachtungsgrößen  $\psi$ ,  $a_y$ ,  $\beta$  und  $M_H$  ermittelt. Der Wankwinkel

<sup>8</sup>Die Abbildungen 5.5 und 5.6 zeigen die Bodediagramme für verschiedene Torque-Vectoring-Einstellungen

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

$\varphi$  wird bei diesem Manöver nicht mit einbezogen, weil das Wankverhalten in der Variation des Fahrzeuges als Basis für die spätere Korrelationsanalyse nicht direkt beeinflusst wird<sup>9</sup>.

Die Kennwerte des Frequenzgangs umfassen für alle Betrachtungsgrößen den Maximalwert und den Stationärwert (bei der Erregerfrequenz  $f = 0$  Hz) der Verstärkungsfaktoren. Die Stationärwerte werden in der konstanten Kreisfahrt mit konstanter Längsgeschwindigkeit  $v_x = 80$  km/h ermittelt. Hiermit kann der Forderung der Norm ISO 7401-13 [ISO04b] nach dem Stationärwert der Querbeschleunigung von  $a_y = 4$  m/s<sup>2</sup> entsprochen werden. Für die Maximalwerte der Verstärkungsfaktoren werden jeweils die dazugehörige Frequenz (Resonanzfrequenz  $f_R$ ) und Phase als Kennwert abgelegt. Zudem werden die Resonanzhöhen als Kennwerte erzeugt. Sie werden jedoch nicht als Differenz zwischen Maximal- und Stationärwert bezogen auf den Stationärwert (analog zu Kapitel 3.2.2 für den Lenkwinkelsprung), sondern als reine Differenz zwischen Maximum und Stationärwert gebildet [Dec09, S. 19]. Zusätzlich werden die Frequenzen bei 3 dB Amplitudenabfall sowie bei 45° Phasenabfall als Kennwerte gespeichert. Letztere dient als Berechnungsgrundlage für eine weitere Größe: Der äquivalenten Verzögerungszeit  $T_{eq}$  aus [WD78, S. 16] wird in der Literatur ([RH84, S. 108], [Hen04, S. 15]) oft hohe Korrelationen mit Subjektivurteilen zugesprochen. Sie ist definiert als der Kehrwert der Erregerkreisfrequenz bei 45° Amplitudenabfall der Gierrate:

$$T_{eq,\psi} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f(\phi_{\psi} = -45^\circ)} \quad (3.15)$$

Diese Kenngröße leitet sich aus der Annahme ab, dass das Übertragungsglied von Lenkradwinkel auf Gierrate ein PT<sub>1</sub>-Verhalten aufweist. Aus dem Verlauf der Gierrate beim Lenkwinkelsprung erkennt man aber, dass das eine grobe Vereinfachung ist, die den komplexen Phänomenen des instationären Lenkverhaltens nur eingeschränkt gerecht wird. Berechnet man das Übertragungsverhalten von Lenkradwinkel auf Gierrate aus einem Einspurmodell, so entspricht das Übertragungsverhalten einem PT<sub>2</sub>-Glied in Reihe geschaltet mit einem PD-Glied. Dennoch wird diese Größe verwendet, damit Vergleiche zu veröffentlichten Zahlenwerten vorgenommen werden können. Analog zur Gierrate  $\psi$  wird dieser Kennwert für jede Betrachtungsgröße ( $a_y$ ,  $\beta$ ,  $\varphi$  und  $M_H$ ) ausgewertet. Weiterhin wird der Kennwert von Henze [Hen04, S. 117] aufgegriffen, der den stationären Verstärkungsfaktor der Gierrate durch die dazugehörige äquivalente Verzögerungszeit dividiert:  $\frac{V_{\psi,stat}}{T_{eq,\psi}}$ . Auch dieser Kennwert soll adaptiert an die anderen Betrachtungsgrößen ausgewertet werden.

Für die Betrachtungsgröße Lenkradmoment werden neben den bereits genannten Auswertungspunkten zusätzliche Kennwerte erzeugt: die Lenkungssteifigkeit bei 0,4, 0,7 und 1,0 Hz<sup>10</sup>. Sie weisen nach [Sch10] eine hohe Korrelationen mit Subjektivbewertungen der lenkungsrelevanten Kriterien auf. Damit wird die Untersuchung des Lenkradmomentenanstiegs um die Nulllage analysiert. Weiter wird der mittlere Amplitudenabfall des Lenkradmoments zwischen 0,7 und 1,0 Hz sowie der Phasenwinkel des Lenkmoments bei den beiden Frequenzen ausgewertet.

Die nachfolgende Tabelle zeigt die Kennwerte des Frequenzgangs. Aufgrund der Fülle an Kennwerten sind stellvertretend für die jeweilige Betrachtungsgröße das Kürzel 'BG' im In-

<sup>9</sup>Die Variation beeinflusst vor allem die Verteilung der Antriebsmomente auf die Hinterachse. Bei gleicher Querbeschleunigung ändert sich der Wankwinkel aufgrund der gewählten Achs- und Elastokinematik zu wenig, um eine eindeutige Variation festzustellen.

<sup>10</sup>In Anlehnung an die Fahrdynamikkennwerte vom Sinuslenken mit konstanter Frequenz (Kapitel 3.2.4)



### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

des Kennwertbezeichners verwendet. Der Appendix 'FG' steht dabei für das Fahrmanöver Frequenzgang, was gleichbedeutend zu Sinuslenken mit steigender Frequenz ist.

Kennwert	Erläuterung
$T_{eq, BG, FG}$	Äquivalente Verzögerungszeit
$V_{BG, stat, FG}$	Stationärer Verstärkungsfaktor
$V_{BG, max, FG}$	Maximaler Verstärkungsfaktor
$\frac{V_{BG, stat}}{T_{eq, BG, FG}}$	Quotient aus stationärem Verstärkungsfaktor und äquivalenter Verzögerungszeit
$U_{BG, FG}$	Überschwingweite
$f(V_{BG, max})_{FG}$	Frequenz beim maximalen Verstärkungsfaktor
$f(V_{BG, 3dB})_{FG}$	Frequenz bei 3 dB Amplitudenabfall
$f(\phi_{BG} = -45^\circ)_{FG}$	Frequenz bei -45° Phasenabfall
$\phi_{BG, max, FG},$ $\phi_{BG, min, FG}$	Phasenmaximum / Phasenminimum
$\phi_{BG}(f = 1Hz)_{FG}$	Phase bei $f = 1\text{ Hz}$
$\phi_{BG}(V_{BG, max})$	Phase beim maximalen Verstärkungsfaktor
$\frac{dM_H}{d\delta_H} 10\%, 0,4, 0,7, 1\text{ Hz, FG}$	Lenkungssteifigkeit bei Frequenz $f$
$MAA_{M_H, 0,7-1,0\text{ Hz, FG}}$	Mittlerer Amplitudenabfall des Lenkmoments zwischen 0,7 und 1,0 Hz
$PW_{f, FG}$	Phasenwinkel des Lenkmoments bei Frequenz $f$

**Tabelle 3.10.:** Fahrdynamikkennwerte des Frequenzgangmanövers

#### 3.2.4. Sinuslenken mit konstanter Frequenz

Das Sinuslenken mit konstanter Frequenz wird im Allgemeinen auch 'Weavetest' genannt, seine Durchführung ist in der Norm ISO 13674-1 [ISO02a] detailliert beschrieben. Dabei wird das Fahrzeug bei einer Längsgeschwindigkeit von 100 km/h (optional: Abweichungen in 20 km/h-Schritten)<sup>11</sup> durch sinusförmige Lenkradbewegungen mit einer konstanten Frequenz von 0,2 Hz angeregt. Die maximale auftretende Querbewegung sollte hierbei 2 m/s<sup>2</sup> betragen. Anhand dieses Fahrmanövers kann das Lenkgefühl um die Lenkradmittlestellung und das Ansprechverhalten der Lenkung aus der Nulllage beschrieben werden [Nor84, S. 2]. In seiner Untersuchung analysiert Norman mehrere Fahrzeuge unterschiedlicher Gewichtsklassen und ordnet die gefundenen Kennwerte mit Vertrauensintervallen ein, wohingegen Farrer [Far93] seine Ergebnisse auf Basis der Korrelationsuntersuchung zu Subjektivurteilen stützt. [Dec09, S. 58] und [Sch10, S. 92] weisen dem Manöver aufgrund der Ähnlichkeit zu realen Fahrsituationen (niedrige Querbewegungsbereiche und geringe Lenkradwinkelgeschwindigkeiten) hohe Bedeutung zu. Die sehr ausführlichen Datenerhebungen von Harrer [Har07] und moderne Messinstrumente versprechen eine hohe Validität der gefundenen objektiven Kennwerte.

Anhand der gebildeten Hysteresekurven aus Kombinationen von Querbewegung  $a_y$ , Gierrate  $\dot{\psi}$ , Lenkradwinkel  $\delta_H$  und Lenkradmoment  $M_H$  können zahlreiche Kennwerte gebildet werden, die in der Norm [ISO02a] aufgeführt sind und im Folgenden näher erläutert werden.

<sup>11</sup>Die Fahrdynamiksimulationen, die als Grundlage für die folgenden Untersuchungen dienen, werden mit einer Längsgeschwindigkeit von 80 km/h durchgeführt.

#### 3.2.4.1. Lenkradmoment über Lenkradwinkel

Die klassische Hysteresekurve aus Lenkradmoment  $M_H$  über Lenkradwinkel  $\delta_H$  ist für die Untersuchung des Lenkgefühls in der Literatur sehr weit verbreitet [ISO02a; Har07; Dec09; MW04; Nor84; PH13; Wol08; ZBR97; SHG05; Sch10; Bus03; HB02; HEG11; Det05; Far93; Zsc09]. Der mittlere Gradient des Bereichs bis 10 % des maximalen Betrages des Lenkradwinkels  $\delta_H$  wird als  $\frac{dM_H}{d\delta_H} 10\%,WT$  bezeichnet und gibt die Lenkungssteifigkeit an. Sie beinhaltet nach [Det05, S. 108 f.] die mittlere Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse. Ergänzt wird dieser Kennwert durch die mittlere Lenkungssteifigkeit in der Lenkradwinkelnulllage  $\frac{dM_H}{d\delta_H} \delta_H=0,WT$ . Die Hysterese entsteht durch die Reibung im Lenksystem. Sie wird durch die Auswertung des Lenkradmomententotband als objektiver Kennwert  $\frac{M_H}{\delta_H} M_H-Totband,WT$  erfasst. Die Hysteresenbreite  $\frac{M_H}{\delta_H} \delta_H-Totband,WT$ , die die Rücklaufwilligkeit des Lenkrades widerspiegelt. Sie gibt an auf welchen Lenkradwinkel die Lenkung beim Loslassen des Lenkrades zurückgeht. Die Kennwerte für das Fahrmanöver Sinuslenken mit konstanter Frequenz werden mit dem Appendix 'WT' für Weavetest gekennzeichnet.

Kennwert	Erläuterung
$\frac{dM_H}{d\delta_H} 10\%,WT$	Gemittelte Lenkungssteifigkeit bis 10% $\delta_{H,max,WT}$
$\frac{dM_H}{d\delta_H} \delta_H=0,WT$	Gemittelte Lenkungssteifigkeit durch Nulllage
$\frac{M_H}{\delta_H} \delta_H-Totband,WT$	Totband des Lenkradwinkels
$\frac{M_H}{\delta_H} M_H-Totband,WT$	Totband des Lenkradmoments

**Tabelle 3.11.:** Fahrdynamikkennwerte beim Sinuslenken mit konstanter Frequenz für  $M_H$  über  $\delta_H$

#### 3.2.4.2. Gierrate über Lenkradwinkel

Analog zum Kennwert der mittleren Lenkungssteifigkeit wird beim Hysteresediagramm der Gierrate  $\psi$  über den Lenkradwinkel  $\delta_H$  ein mittlerer Gradient gebildet, allerdings bis 20% des betragsmäßigen Lenkradwinkelmaximums  $\frac{d\psi}{d\delta_H} 20\%,WT$  [ISO02a, S. 8]. Dieser Wert stellt den Gradient des Gierverstärkungsfaktors  $V_{\psi,WT}$  im niedrigen Lenkradwinkelbereich dar. Die aus Lenkwinkelsprung und Frequenzgang bekannten Größen Zeitverzug der Fahrzeugreaktion auf Anregung und Verstärkungsfaktor werden auch in diesem Manöver als Kennwerte angeführt. Sie werden jeweils für das Maximum  $\psi_{max,WT}$  und Minimum  $\psi_{min,WT}$  der Gierrate ausgewertet: ihre Verzögerungszeiten  $T_{\psi,max,WT}$  beziehungsweise  $T_{\psi,min,WT}$  und die Verstärkungsfaktoren  $V_{\psi,max,WT}$  beziehungsweise  $V_{\psi,min,WT}$ . Neben dem Ansprechen des Fahrzeugs auf eine Lenkradwinkeleingabe wird durch die Hysteresenbreite in dem Gierraten-Lenkmoment-Verlauf  $\frac{\psi}{M_H} M_H-Totband,WT$  die Reaktion des Fahrzeuges auf den Lenkradmomentenaufbau bewertet.

#### 3.2.4.3. Querbeschleunigung über Lenkradwinkel

Kennwerte, die den Zusammenhang von Querbeschleunigung  $a_y$  und Lenkradwinkel  $\delta_H$  beschreiben, sind bereits bei der stationären Kreisfahrt in Kapitel 3.2.1 beschrieben, allerdings wird jetzt das transiente und nicht das eingeschwungene Fahrverhalten des Fahrzeuges

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Kennwert	Erläuterung
$\frac{d\psi}{d\delta_H} 20\%, WT$	Gemittelter Gierratengradient bis 20% $\delta_{H,max,WT}$
$T_{\psi,max,WT}, T_{\psi,min,WT}$	Ansprechzeit bis zum Gierratenmaximum bzw. -minimum
$V_{\psi,max,WT}, V_{\psi,min,WT}$	Verstärkungsfaktoren des Gierratenmaximums bzw. -minimums
$\dot{\psi}_{max,WT}$	Maximale Gierrate
$\frac{\dot{\psi}}{M_H} M_H - Totband, WT$	Totband des Lenkmoments bezüglich Gierrate

**Tabelle 3.12.:** Fahrdynamikkennwerte beim Sinuslenken mit konstanter Frequenz für  $\psi$  über  $\delta_H$  beziehungsweise  $M_H$

untersucht. Die genaue Definition dieser Kennwerte ist aus Tabelle 3.13 zu entnehmen. Hinzu kommen ausgewertete Breiten der Totbänder und weitere graduelle Größen. Die Norm [ISO02a] gibt an, dass für die Berechnung der Größen, in die die Querbeschleunigung eingeht, auch die berechnete Querbeschleunigung verwendet werden kann ( $a_y = \dot{\psi} \cdot v_x$ ). Der Grund für diese Angabe ist das meist stark verrauschte Querbeschleunigungssignal und die im Verhältnis dazu glatten Gierraten- und Geschwindigkeitssignale. Bei dieser Vereinfachung wird der Schwimmwinkel nicht berücksichtigt. Bei der Auswertung der Kennwerte in der vorliegenden Arbeit wird stets eine tiefpassgefilterte Querbeschleunigung  $a_y$  sowie des Schwimmwinkels  $\beta$  herangezogen. Das Filtern verläuft vorwärts und rückwärts, um einen Zeitverzug zu vermeiden.

Norman [Nor84, S. 3] definiert den minimalen Gradient des Verlaufs von  $a_y$  über  $\delta_H$  für den Querbeschleunigungsbereich  $a_y = -1$  bis  $+1$   $m/s^2$  als Kennwert und nennt ihn 'Minimum Sensitivity'. Dieser Kennwert ist auch in [ISO02a, S. 8] aufgeführt und deshalb weit verbreitet. Analog zu dem Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradient wird der mittlere Gradient der Querbeschleunigung  $\frac{d a_y}{d \delta_H} 20\%, WT$  ausgelesen. Hinzu kommt der lokale Gradient bei  $a_y = 1$   $m/s^2$  beim Weglenken aus der Nulllage. Diese beiden Kennwerte unterstützen die Bewertung der Lenkungssensitivität. Außerdem beschreibt die Hysteresenbreite das Totband des Lenkradwinkels in Bezug auf  $a_y$  die Differenz der Querbeschleunigung, um auf die Ausgangsstellung des Lenkrads zurückzukehren. Die Lenkhysterese kennzeichnet die Fläche innerhalb des Hysteresenverlaufs  $A \left( \frac{a_y}{2\delta_H} \right)_{-1...1} m/s^2, WT$ , deren linke und rechte Grenze durch  $a_y = \pm 1$   $m/s^2$  beschränkt ist. Der Flächeninhalt anschließend durch  $a_y = 2$   $m/s^2$  dividiert, wodurch das durchschnittliche Lenkradwinkeltotband miteinbezogen wird. In der Tabelle 3.13 ist als letzte Größe die Ansprechzeit der Querbeschleunigung  $T_{a_y,min,WT}, T_{a_y,max,WT}$  genannt, aufgeteilt für das Maximum und Minimum.

#### 3.2.4.4. Lenkradmoment über Querbeschleunigung

Zum Hysteresenverlauf von Lenkmoment über Querbeschleunigung werden angelehnt an die Auswertung der konstanten Kreisfahrt in Kapitel 3.2.1 weitere Kennwerte generiert, wie das Lenkmoment bei  $a_y = 0$  und  $1$   $m/s^2$  und die lokalen Gradienten an den Stellen  $a_y = 0$  und  $1$   $m/s^2$ , jeweils bei dem Anlenken aus der Nulllage heraus. Die Hysteresenhöhe repräsentiert das Lenkradmomententotband  $\frac{M_H}{a_y} M_H - Totband, WT$  und die Hysteresenbreite das Querbeschleunigungstotband  $\frac{M_H}{a_y} a_y - Totband, WT$ . Als letzter Kennwert ist der konkrete Querbe-

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Kennwert	Erläuterung
$\frac{da_y}{d\delta_H} \min, -1 \dots 1, WT$	Minimale Lenksensivität zwischen -1 und $a_y = 1 \text{ m/s}^2$
$\frac{da_y}{d\delta_H} a_y=1, WT$	Querbeschleunigungsgradient bei $a_y = 1 \text{ m/s}^2$ und Weglenken aus Nulllage
$\overline{\frac{da_y}{d\delta_H}} 20\%, WT$	Gemittelter Querbeschleunigungsgradient bis 20% $\delta_{H, \max}$
$\frac{a_y}{\delta_H} \delta_H\text{-Totband}, WT$	Totband des Lenkradwinkels bezüglich Querbeschleunigung
$\frac{a_y}{\delta_H} a_y\text{-Totband}, WT$	Totband der Querbeschleunigung
$A \left( \frac{a_y}{2\delta_H} \right)_{-1 \dots 1, WT}$	Normierte Fläche der Hystereseurve der Querbeschleunigung
$T_{a_y, \max, WT}, T_{a_y, \min, WT}$	Ansprechzeit bis zum Querbeschleunigungsmaximum bzw. -minimum

**Tabelle 3.13.:** Fahrdynamikkennwerte beim Sinuslenken mit konstanter Frequenz  $a_y$  über  $\delta_H$

schleunigungswert an der Stelle  $M_H = 0 \text{ Nm}$  für das Anlenken nach links und nach rechts aus der Mittellage interessant.

Kennwert	Erläuterung
$M_{H,0,WT}, M_{H,1,WT}$	Lenkradmoment bei 0 bzw. $a_y = 1 \text{ m/s}^2$
$\frac{dM_H}{da_y} 0 \text{ m/s}^2, WT, \frac{dM_H}{da_y} 1 \text{ m/s}^2, WT$	Lenkradmomentengradienten bei 0 bzw. $a_y = 1 \text{ m/s}^2$ aus der Nulllage
$\frac{M_H}{a_y} M_H\text{-Totband}, WT$	Lenkradmomententotband bezüglich Lenkradmoment
$\frac{M_H}{a_y} a_y\text{-Totband}, WT$	Querbeschleunigungstotband bezüglich Querbeschleunigung
$a_{y,1}(M_H = 0 \text{ Nm})_{WT}, a_{y,2}(M_H = 0 \text{ Nm})_{WT}$	Querbeschleunigungswerte bei $M_H = 0 \text{ Nm}$

**Tabelle 3.14.:** Fahrdynamikkennwerte beim Sinuslenken mit konstanter Frequenz für  $M_H$  über  $a_y$

#### 3.2.5. Einzelsinus

Das Manöver Einzelsinus ist in der Norm ISO 7401-10 [ISO04b] beschrieben. Das Fahrzeug erfährt aus der Geradeausfahrt bei stationärem Zustand eine Lenkradwinkleinleitung über eine Sinusperiode und wird anschließend wieder in die Geradeausfahrt gebracht. Dieses Manöver weist eine vergleichbare Fahrzeugtrajektorie und einen ähnlichen Lenkradwinkelverlauf zum Closed-Loop-Manöver doppelter Spurwechsel auf [WD78, S. 4]. Die gewählten Manöverparameter sind  $f = 0,5 \text{ Hz}$ ,  $v_x = 80 \text{ km/h}$  und  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ .

Die Manöverkennwerte aus der Norm stellen die Ansprechzeiten der Gier- und Querbeschleunigungsreaktion auf die Lenkradwinkeländerung dar. Sie werden sowohl an der negativen als auch an der positiven Halbwelle ausgewertet:  $T_{\psi, \max, ES} / T_{\psi, \min, ES}$  und  $T_{a_y, \max, ES} / T_{a_y, \min, ES}$ . Zudem werden in [ISO04b] die Verstärkungsfaktoren als Quotient der jeweiligen Extrema von Lenkradwinkel und Gier- beziehungsweise Querbeschleunigungsreaktion angegeben:  $V_{\psi, ES}$  und  $V_{a_y, ES}$ . Für die Korrelationsuntersuchungen werden die genannten Kennwerte aus der Norm auf die Betrachtungsgrößen  $\beta$ ,  $\varphi$  und  $M_H$  ausgeweitet und die Verstärkungsfaktoren für Maxima- und Minimawerte getrennt angegeben. Die jeweils unabhängige Analyse der Ansprechzeiten und Verstärkungsfaktoren für das erste und zwei-

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Kennwert	Erläuterung
$T_{\dot{\psi},\min,ES}, T_{a_y,\min,ES}, T_{\beta,\min,ES}, T_{\varphi,\min,ES}, T_{M_H,\min,ES}$	Ansprechzeit bis zum Minimum der Betrachtungsgröße
$T_{\dot{\psi},\max,ES}, T_{a_y,\max,ES}, T_{\beta,\max,ES}, T_{\varphi,\max,ES}, T_{M_H,\max,ES}$	Ansprechzeit bis zum Maximum der Betrachtungsgröße
$T_{\varphi,Response,ES}, T_{M_H,Response,ES}$	Ansprechzeiten der Wank- und Lenkmomentenreaktion
$U_{a_y,ES}, U_{\varphi,ES}$	Überschwinger der Querbeschleunigung und des Wankwinkels
$V_{\dot{\psi},\min,ES}, V_{a_y,\min,ES}, V_{\beta,\min,ES}, V_{\varphi,\min,ES}, V_{M_H,\min,ES}$	Verstärkungsfaktor der Minima
$V_{\dot{\psi},\max,ES}, V_{a_y,\max,ES}, V_{\beta,\max,ES}, V_{\varphi,\max,ES}, V_{M_H,\max,ES}$	Verstärkungsfaktor der Maxima
$\frac{d\varphi}{d\delta_H \max,ES}$	Maximaler Wankwinkelgradient beim Anlenken
$\frac{dM_H}{d\delta_H \max,ES}$	Maximaler Lenkmomentengradient beim Anlenken
$\dot{\psi}_{\min,ES}, a_{y,\min,ES}, \beta_{\min,ES}, \varphi_{\min,ES}, M_{H,\min,ES}$	Minimum der Betrachtungsgröße
$\dot{\psi}_{\max,ES}, a_{y,\max,ES}, \beta_{\max,ES}, \varphi_{\max,ES}, M_{H,\max,ES}$	Maximum der Betrachtungsgröße

**Tabelle 3.15.:** Fahrdynamikkennwerte des Einzelsinusmanövers

te Maximum lässt unabhängige Kennwerte vermuten, weil sich die Ausgangszustände des Fahrzeuges vor der ersten und zweiten Halbwelle querdynamisch deutlich unterscheiden.

Aufgrund der Ähnlichkeit dieses Manövers zum doppelten Fahrspurwechsel sollen zusätzliche Kennwerte des Wankwinkels  $\varphi$  und des Lenkradmoments  $M_H$  aufgeführt werden. Der doppelte Fahrspurwechsel ist für die Bewertung des subjektiven Fahrempfindens sehr wichtig. Die Ermittlung der Verzögerungszeit des Wankwinkelaufbaus  $T_{\varphi,Response,ES}$  und der maximale Wankwinkelgradient bei Manövereinleitung  $\frac{d\varphi}{d\delta_H \max,ES}$  sollen hierzu für das Manöver Einzelsinus untersucht werden. Gleichso der Wankwinkelüberschwinger  $U_{\varphi,Ende,ES}$  vor Erreichen des stationären Zustands am Manöverende. Es wird ein Überschwinger der Wankreaktion vor dem Einschwingen in den Stationärzustand erwartet, wie dies auch beim Lenkwinkelsprung der Fall ist. Der Überschwinger am Manöverende wird auch für die Querbeschleunigung erfasst,  $U_{a_y,Ende,ES}$ . Die Überschwingweiten werden sinnvollerweise nicht auf den Stationärwert bezogen, weil dieser im Normalfall gleich null ist. Stattdessen wird die Differenz des Überschwingermaximums und des Stationärwertes am Manöverende als Kennwert abgelegt, um ein unsymmetrisches Fahrzeug auszugleichen.

Durch die geschwindigkeitsabhängige Reibung im Lenksystem und den Trägheiten im Querkraftaufbau soll zudem die Verzugszeit des Lenkradmoments beim Anlenken aus dem stationären Zustand sowie die Größe der Gradientenspitze des Lenkradmoments beim Anlenken in der ersten Sinushalbperiode angegeben werden:  $T_{M_H,Response,ES}$  und  $\frac{dM_H}{d\delta_H \max,ES}$ .

### 3.3. Methoden der Korrelationsbildung

Die in Kapitel 3.2 diskutierten Kennwerte bieten einen detaillierten Überblick über den Stand des Wissens der Objektivierung subjektiver Fahreindrücke. Ihre große Anzahl ist schwer

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

---

überschaubar, zudem ist davon auszugehen, dass einige Kennwerte redundante Informationen enthalten. Um die relevanten und unabhängigen Kennwerte zu extrahieren, wird in Kapitel 5.1 eine Korrelationsbildung auf Basis einer Variantenuntersuchung durchgeführt. Dafür werden durch das Torque-Vectoring-System dem Versuchsträger verschiedene Fahrverhalten aufgeprägt. Die theoretischen Grundlagen zur Korrelationsanalyse werden in diesem Kapitel erläutert. Mit Hilfe der Regressionsgleichung können die Abhängigkeiten der Kennwerte untereinander quantifiziert werden.

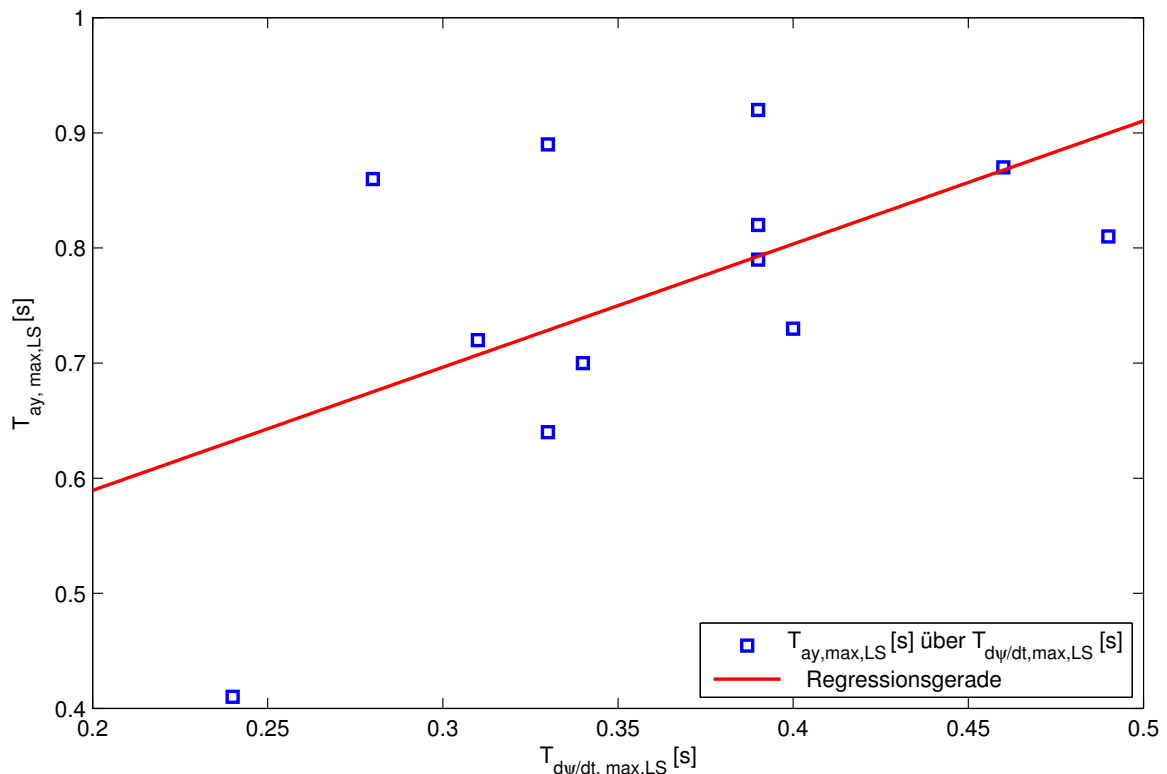
Die in dieser Arbeit vollzogenen Korrelationsuntersuchungen beziehen sich in erster Instanz auf die Betrachtung statistischer Abhängigkeiten zwischen den Kennwerten innerhalb des jeweiligen Fahrmanövers. Zur Untersuchung der Intensität des statistischen Zusammenhangs der Werte eines jeweiligen Kennwertepaares findet die einfache lineare Korrelationsrechnung Anwendung. Multiple lineare Korrelationen dienen der Untersuchung der Abhängigkeiten mehrerer Variablen, wohingegen die multiplen nichtlinearen Korrelationen davon ausgehen, dass die Beziehung der Variablen zueinander eine höhere Ordnung aufweist. Sie erzielen eine deutliche Steigerung der Varianzaufklärung gegenüber der linearen Regression. Aufgrund der statistisch geringen Datenmenge und des paarweisen Vergleiches der Kennwertausprägung in der Korrelationsmatrix werden in der vorliegenden Arbeit ausschließlich lineare Korrelationen gebildet.

Der Korrelationskoeffizient  $r$  beschreibt nachfolgend die Intensität des linearen statistischen Zusammenhangs zweier Kennwerte über die Fahrzeugvarianten. Ein Korrelationskoeffizient von 1,00 bedeutet, dass die Kennwerte über das durch die Parametervariation generierte Kollektiv einer linearen Funktion folgen und keine Streuung der Werte um die Regressionsgerade auftritt. Sie stellt somit die optimale mathematische Beschreibung dar, mit Hilfe derer die Beziehung der Variablen über dem Kollektiv dargestellt werden kann. Ergibt sich ein Korrelationskoeffizient zwischen 0 und 1, weil die beiden Variablen über dem Kollektiv nicht vollständig linear verteilt sind, kann die lineare Regressionsgleichung diese Beziehung nicht mehr optimal beschreiben. Es treten Streuungen der Datenpunkte um die Gerade auf. Verhalten sich zwei Variablen über dem Kollektiv ohne nachweisbare Beziehung zueinander, fälschlicherweise oft als 'stochastisch verteilt' bezeichnet, so wird der Korrelationskoeffizient zu 0. Ist  $r$  negativ, dann liegt eine indirekt proportionale Abhängigkeit der beiden Variablen vor. Multiple Regressionsgleichungen generieren sich aus einer Linearkombination mehrerer unabhängiger Variablen. Diese werden zur Objektivierung oft angewendet, weil sich ein Subjektivurteil trotz feingranularer Auflösung der Bewertungskriterien zumeist aus einer Fahrzeugreaktion generiert, die umfassend nur durch anteilige Gewichtung des Aussagegehalts mehrere Kennwerte beschrieben werden kann. Stock verwendet diese Form der Auswertung für den Vergleich von objektiven Kennwerten und subjektiven Bewertungen des Fahrverhaltens [Sto10].

Abbildung 3.5 zeigt beispielhaft die Punkte des Kennwerts  $T_{ay,max}$  über denen des Kennwerts  $T_{\psi,max}$  für zwölf Fahrzeugvarianten, die durch die unterschiedlichen Ansteuerungen des Torque-Vectoring-Getriebes erzeugt werden, im Fahrmanöver Lenkwinkelsprung.

Die beiden Fahrdynamikkennwerte streuen über das Kollektiv der Fahrzeugvarianten stark. Würde man beispielhaft nun versuchen wollen, anhand einer linearen Regressionsgleichung von einem der Kennwerte auf den Zahlenwert des anderen zu schließen, wäre dies offensichtlich nur in sehr geringer Güte möglich, weil die Regressionsgerade die Beziehung nur schlecht beschreiben kann. Die lineare Korrelation betrachtet die Abweichung aller Wertepunkte um die Regressionsgerade, um den linearen Zusammenhang zwischen den beiden Werten zu quantifizieren. Im vorliegenden Fall resultiert eine geringe Korrelation von

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung



**Abbildung 3.5.:** Beispielhafte Regressionsbeziehung der Ansprechzeiten  $T_{a_y, \max, LS}$  und  $T_{\psi, \max, LS}$  des Lenkwinkelsprungs mit  $r = 0,370$

$r = 0,370$ . In Tabelle 3.16 ist die in der Literatur übliche Einteilung des Korrelationskoeffizienten  $r$  in verbale Beschreibungen zu sehen, wobei die Größe des Kollektivs nicht beachtet wird. Die Wertebereiche von  $r$  sind betragsmäßig angegeben, wobei ein positiver Korrelationskoeffizient für eine gleichsinnige Beziehung, ein negativer Korrelationskoeffizient für eine gegensinnige Beziehung des Kennwertpaares steht.

Korrelationskoeffizient $r$	verbale Beschreibung der Korrelation
$ r  \leq 0,2$	sehr geringe Korrelation
$0,2 <  r  \leq 0,5$	geringe Korrelation
$0,5 <  r  \leq 0,7$	mittlere Korrelation
$0,7 <  r  \leq 0,9$	hohe Korrelation
$0,9 <  r  \leq 1$	sehr hohe Korrelation

**Tabelle 3.16.:** Einteilung der Wertebereiche des Korrelationskoeffizienten  $r$  in verbale Beschreibungen [Kra11, S. 127]

Zu Beginn der statistischen Untersuchung muss ein Signifikanztest mittels Varianzanalyse durchgeführt werden, um festzustellen ob der Datensatz eine statistische Signifikanz aufweist oder ob die Daten nur zufällig zustande gekommen sind [BS10, S. 112 f.]. Das Ergebnis dieser Betrachtung wird mit sogenannten Signifikanzniveaus verglichen, die durch die Irrtumswahrscheinlichkeit  $\alpha$  repräsentiert werden. Ist ein Kollektiv signifikant, so geht man von einem Wert der Irrtumswahrscheinlichkeit  $\alpha \leq 0,05$  aus. Dies ist die gebräuchliche Mindestsignifikanz, die angesetzt wird, um Aussagen treffen zu können, die aufgrund nachgewiesener statistischer Beziehungen gültig sind. In der vorliegenden Arbeit wird ein statistisch geringes Kollektiv an 26 Fahrzeugvarianten pro Fahrmanöver untersucht. Die Da-

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

---

tensätze werden aus einer systematischen Parametervariation generiert, die in Kapitel 5.1 erklärt wird. Aufgrund der Entstehung des Datensatzes ist davon auszugehen, dass ein signifikanter statistischer Zusammenhang zwischen den Daten besteht [BS10, S. 114]. Es wird für die Korrelationsbetrachtungen das Mindestsignifikanzniveau von  $\alpha \leq 0,05$  angesetzt.

Die mathematische Beschreibung des Korrelationskoeffizienten nach Pearson (Bravais-Pearson-Korrelation oder Produkt-Moment-Korrelation genannt) lautet:

$$r = \frac{\text{Cov}(x, y)}{\sigma_x \cdot \sigma_y} = \frac{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{\sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \cdot \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} \quad (3.16)$$

Hierbei steht  $\text{Cov}(x, y)$  für die Kovarianz des Stichprobenpaares  $x$  und  $y$ , die die Abweichung des Kennwertpaares von ihren jeweiligen Mittelwerten über das Kollektiv definiert. Diese Größe ist skalenabhängig, bildet demnach keine Vergleichsbasis für Datensätze mit einem grob streuenden Wertebereich.  $\sigma_x$  und  $\sigma_y$  stellen die Standardabweichungen von  $x$  und  $y$  dar. Der Korrelationskoeffizient nach Pearson ist invariant gegenüber Maßstabsveränderungen der Skalen und normiert die Kovarianz durch das Produkt der Standardabweichungen  $\sigma_x$  und  $\sigma_y$  [BS10, S. 156 f.]. Randbedingung der Anwendung des Korrelationskoeffizienten nach Pearson (klassische Korrelationsmethode in der Objektivierung) ist die Existenz einer Normalverteilung des Datensatzes. Diese kann unter Anwendung des Kolmogoroff-Smirnov-(KS)-Tests oder alternativ mit Hilfe des Chi-Quadrat-Tests untersucht werden, wobei beide aufgrund der geringen Stichprobenanzahl zu nicht plausiblen Ergebnissen führen.

Die Anwendung der Produkt-Moment-Korrelation ist daher als kritisch einzuschätzen. Als Alternative bietet sich die Rangkorrelation nach Spearman [Bac+10] an. Diese bringt die Daten des zur korrelierenden Datensatzpaares in Rangreihenfolge, erfordert keine Normalverteilung der Daten und ist robuster gegen ausreißende Wertepaare als die Korrelation nach Pearson. Aufgrund der Robustheit ist die Methode aber etwas ungenauer und kann Sensitivitäten nicht so gut detektieren wie die Korrelation nach Pearson ([BS10, S. 179; Kra11, S. 127]). Die Berechnungsvorschrift des Korrelationskoeffizienten  $r_s$  zwischen zwei Variablen lautet nach Bortz und Schuster [BS10, S. 178]

$$r_s = 1 - \frac{6 \cdot \sum_{i=1}^n d_i^2}{n \cdot (n^2 - 1)} \quad (3.17)$$

wobei  $n$  der Umfang der Stichprobe und  $d_i$  die Differenz der Zahlenwerte eines jeweiligen Wertepaares  $i$  der beiden Variablen darstellt. Für alle nachfolgenden Korrelationsuntersuchungen wird der Korrelationskoeffizient  $r_s$  nach Pearson verwendet und als  $r$  bezeichnet.

Anzumerken ist, dass bei der Durchführung von multiplen Paarvergleichen mittels Korrelationen ein Alpha-Fehler erster Art auftreten kann. Untersucht man eine Hypothesenfamilie mit mehreren paarweisen Vergleichen und bestätigt in jedem einzelnen Test die Signifikanz positiv, so muss, um die Irrtumswahrscheinlichkeit  $\alpha$  (in dieser Arbeit 0,05) jedes einzelnen paarweisen Vergleichs auf die Gesamtmenge übertragen zu können, eine Korrektur des Signifikanzniveaus durch Division der Anzahl der untersuchten Wertepaare erfolgen. Die einfachste Korrektur erfolgt mit der Berechnungsvorschrift  $\frac{\alpha}{n}$  [BS10, S. 178]. So kann das multiple Gesamtrisiko auf die globale Irrtumswahrscheinlichkeit  $\alpha$  begrenzt werden. Da die Signifikanzniveaus im vorliegenden Anwendungsfall für die betrachteten Stichproben (Vari-



anten) alle mindestens hoch signifikant sind, können auch ohne Reduktion der Irrtumswahrscheinlichkeit die berechneten Korrelationskoeffizienten Anwendung finden. Es muss jedoch angemerkt werden, dass eine individuelle Interpretation einzelner Korrelationskoeffizienten, die die Beziehung zu anderen Koeffizienten charakterisiert, nur qualitativ erfolgen sollte.

## 3.4. Versuchsfahrzeug

Als Versuchsfahrzeug für die im Rahmen dieser Arbeit umgesetzten Sollvorgabe und Torque-Vectoring-Ansteuerung dient das Fahrzeug MUTE. Es ist ein Elektrokleinfahrzeug, das in den Jahren 2010 bis 2012 im Rahmen eines institutsübergreifenden Projekt an der Technischen Universität München entwickelt und gebaut wurde. Das Fahrzeug ist als Zweisitzer für den urbanen Bereich in Mitteleuropa konzipiert und soll in der Quadklasse (L7E) zugelassen werden. Diese Klasse schreibt ein maximales Gewicht von 500 kg (inklusive Batterie) und eine Antriebsleistung von 15 kW vor. Im Gegensatz zu den aktuellen Fahrzeugen in dieser Klasse hat das MUTE einen großen Kofferraum, wo zwei Gepäckstücke Platz finden. Da im Stadtbereich Geschwindigkeiten von weniger als 90 km/h erreicht werden und nur auf den Autobahnen schneller gefahren wird, erreicht das Fahrzeug eine maximale Geschwindigkeit von 120 km/h. Die Reichweite des Fahrzeuges beträgt 100 km, die auch bei Alterung der Traktionsbatterie und widrigen klimatischen Umständen erreicht werden können. Ein elektrischer Range-Extender auf Zink-Luft-Basis garantiert die Reichweite in jeder Alltagssituation. Damit die Masse und Kapazität der Traktionsbatterie des MUTE so klein wie möglich ausgelegt werden kann, sind der dynamische und stationäre Rollwiderstand der Reifen optimiert worden. Um den stationären Rollwiderstand von 6 ‰ zu erreichen, werden im Fahrzeug sehr schmale Reifen verbaut [GWL11, S. 453] und der statische Spurwinkel an den beiden Achsen auf fünf Minuten Nach- beziehungsweise Vorspur gesetzt. Die wirklichen Betriebskosten dieses Fahrzeuges pro Kilometer (Total Cost of Ownership, TCO) sollen sich im Bereich eines heutigem Kleinwagen bewegen. Aus Package-, Sicherheits-, Fahrdynamik- und Traktionsgründen ist das MUTE heckgetrieben. Die Fahrdynamik kann durch ein speziell entwickeltes Torque-Vectoring-Getriebe (TV) [Wir10] positiv und wirkungsgradfreundlich beeinflusst werden. Dabei wird zusätzlich zum Antriebsmoment der Hauptelektromaschine ein Differenzmoment zwischen den beiden Rädern der angetriebenen Achse mithilfe eines zweistufigen Planetenüberlagerungsgetriebe erzeugt. Das Moment der Hauptantriebselektromaschine wird über ein Ausgleichsgetriebe gleichermaßen auf beide Räder verteilt und kann unabhängig vom Differenzmoment eingestellt werden. Tabelle 3.17 fasst die allgemeinen Fahrzeugdaten zusammen. Auf die detaillierten Fahrzeugparameter des Prototypen, der für die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit Benutzung fand, wird im folgenden Kapitel eingegangen.

Das Fahrzeugkonzept von MUTE wurde am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München erarbeitet. In den folgenden fünf Entwicklerteams wurden die Einzelheiten des Fahrzeuges festgelegt und umgesetzt:

- Rahmen und Außenhaut,
- Fahrwerk, Bremse und Fahrdynamikregelung,
- Antrieb und Batterie,
- Elektrik und Elektronik und

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

	Dimensionen	City Car
	Passagierzahl	Zwei Personen
	Zuladung	Zwei Gepäckstücke
	Reichweite	100 km (garantiert)
	Kosten vor Kunde	TCO gleich heutigem Kleinwagen
	Markt	Mitteleuropa
	Zulassungsform	L7E
	Höchstgeschwindigkeit	120 km/h
	Leistung	15 kW am Rad
	Leergewicht	400 kg + 100 kg Batterien
	Energiespeicher	Akku + el. Range Extender
	Antriebsform	Heckantrieb Zentralmaschine (TV)

**Tabelle 3.17.:** Kerndaten des Fahrzeuges MUTE [Lie11b]

- Innenraum und Ergonomie.

Der Autor dieser Arbeit war der Teamleiter für die Fahrwerks- und Bremsenentwicklung. In dieser Position war er maßgeblich an der Konzeptionierung, Auslegung und Umsetzung des Fahrzeuges beteiligt. Durch die Mithilfe von Kollegen und Studenten entstand ein McPherson-Leichtbaufahrwerk aus hochfestem Aluminium mit einer abgestimmten Motorradbremsanlage. Im Rahmen dieser Tätigkeit entstand auch die Veröffentlichung [GWL11], die die Feder- und Dämpferauslegung sowie die Prinzipuntersuchungen bezüglich des Einsatzes eines Torque-Vectoring-Getriebes für das Fahrzeug MUTE beschreibt. Dieses Fahrzeug wurde 2011 auf der Internationalen Automobil Ausstellung (IAA) auf dem Stand der Technischen Universität München der Öffentlichkeit präsentiert [Lie11b].

#### 3.4.1. Fahrzeugeigenschaften bezüglich der Fahrdynamik

Die Abbildung 3.6 zeigt die genauen Abmaße des Versuchsträgers MUTE für die vorliegende Arbeit. Für die realen Fahrdynamiktests sind beide Sitzplätze belegt, sowie zusätzliche Messtechnik (Messlenkrad, inertielle Kreiselpattform und Correxit<sup>12</sup>) zuzüglich einem Bleiakkumulator für deren Stromversorgung eingebaut. Daraus ergibt sich ein Gesamtgewicht von 893 kg und eine Schwerpunkthöhe von 437 mm. Diese Größen finden sich auch im validierten Fahrdynamiksimulationsmodell wieder. Anhand des kalibrierten Messlenkrades werden während der Fahrt Lenkradwinkel, und Lenkradmoment zeitsynchron gemessen.

<sup>12</sup>optischer Sensor, der die Geschwindigkeit des Fahrzeuges in Längs- und Querrichtung gegenüber der Straße misst

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Das Versuchsfahrzeug verfügt über ein ESP-Sensorcluster, das Längs- und Querbewegung, sowie Gierrate misst. Diese Messwerte werden durch eine inertielle Messplattform RT 2500 von Oxford Technical Solution überprüft. Der Correvitsensor liefert die schlupffreie Geschwindigkeit über dem Boden, auf dessen Basis sich der Schwimmwinkel  $\beta$  errechnet. Die Drehträgheiten und die tatsächlichen Raderhebungskurven werden vor den Testfahrten auf einem Pendel- beziehungsweise einem Fahrwerksprüfstand ermittelt.

Die Abbildung 3.7 zeigt einen Vergleich der Reifenquerkraft  $F_y$  über Schräglaufwinkel  $\alpha$  der benutzten Reifen am Versuchsfahrzeug gegenüber einem 245 mm breiten Reifen bei 3000 N und  $-1^\circ$  sowie  $0^\circ$  Sturz. Das maximale Querkraftpotential und die Schräglaufsteifigkeit bis  $6^\circ$  sind erheblich geringer als bei Reifen üblicher Fahrzeuge und wirken sich auf das Fahrverhalten des Fahrzeuges aus. Tabelle 3.18 fasst die relevanten Eigenschaften des Versuchsfahrzeuges zusammen.

Fahrzeugeigenschaft	Zahlenwert
Gesamtmasse:	893 kg
Gewichtsverteilung Vorderachse:	45 %
ungefederte Massen Vorderachse:	35,5 kg
ungefederte Massen Hinterachse:	47,5 kg
Gierträgheit um die Fahrzeuglängsachse:	194 kgm <sup>2</sup>
Gierträgheit um die Fahrzeugquerachse:	700 kgm <sup>2</sup>
Gierträgheit um die Fahrzeughochachse:	779 kgm <sup>2</sup>
Schwerpunkthöhe:	437 mm
Radstand:	2100 mm
Spurweite Vorderachse:	1400 mm
Spurweite Hinterachse:	1450 mm
Lenkübersetzung um die Nulllage:	20

**Tabelle 3.18.:** Fahrdynamikrelevante Eigenschaften des Versuchsfahrzeuges

Bei der Wahl der Raderhebungskurven des Versuchsfahrzeuges steht die Fahrsicherheit gegenüber dem Energieverbrauch im Vordergrund. Beim Wanken federt das kurvenäußere Rad ein und das kurveninnere aus. Dadurch kann über die Raderhebungskurven querbeschleunigungsabhängig das Eigenlenkverhalten des Fahrzeuges beeinflusst werden. Um einen stabilen Fahrzustand über den gesamten Querbewegungsbereich zu gewährleisten, müssen die Vorderräder beim Wanken leicht nach kurvenaußen lenken und die Hinterräder nach kurveninnen. Dieser Zusammenhang ist auch in der Fahrwerkskinematik des MUTE wiederzufinden, wie Abbildung 3.8 und Abbildung 3.9 zeigen. Die Vorzeichenkonvention ist nach DIN 70000 [DIN94] so gewählt, dass Einfedern sowie Vorspur positiv sind. Der Verlauf des Sturzwinkels ergibt sich aus den Reifendaten des Querkraftverlaufs, damit immer das maximale Reifenpotential ausgenutzt wird. Er wird sowohl an der Vorder- als auch an der Hinterachse über den Einfederweg stärker negativ. Das nichtlineare Verhältnis zwischen Sturzwinkel und optimaler Querkraftausnutzung bei den anliegenden Normalkräften spiegelt sich in den Raderhebungskurven wider. Aufgrund der unterschiedlichen Wankmomentverteilung und Aufbaueigenfrequenz der beiden Fahrzeugachsen ändert sich der Sturz an der Hinterachse bei gleichem Einfederweg mehr als an der Vorderachse, wie die Abbildungen 3.8 und 3.9 zeigen.

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

---

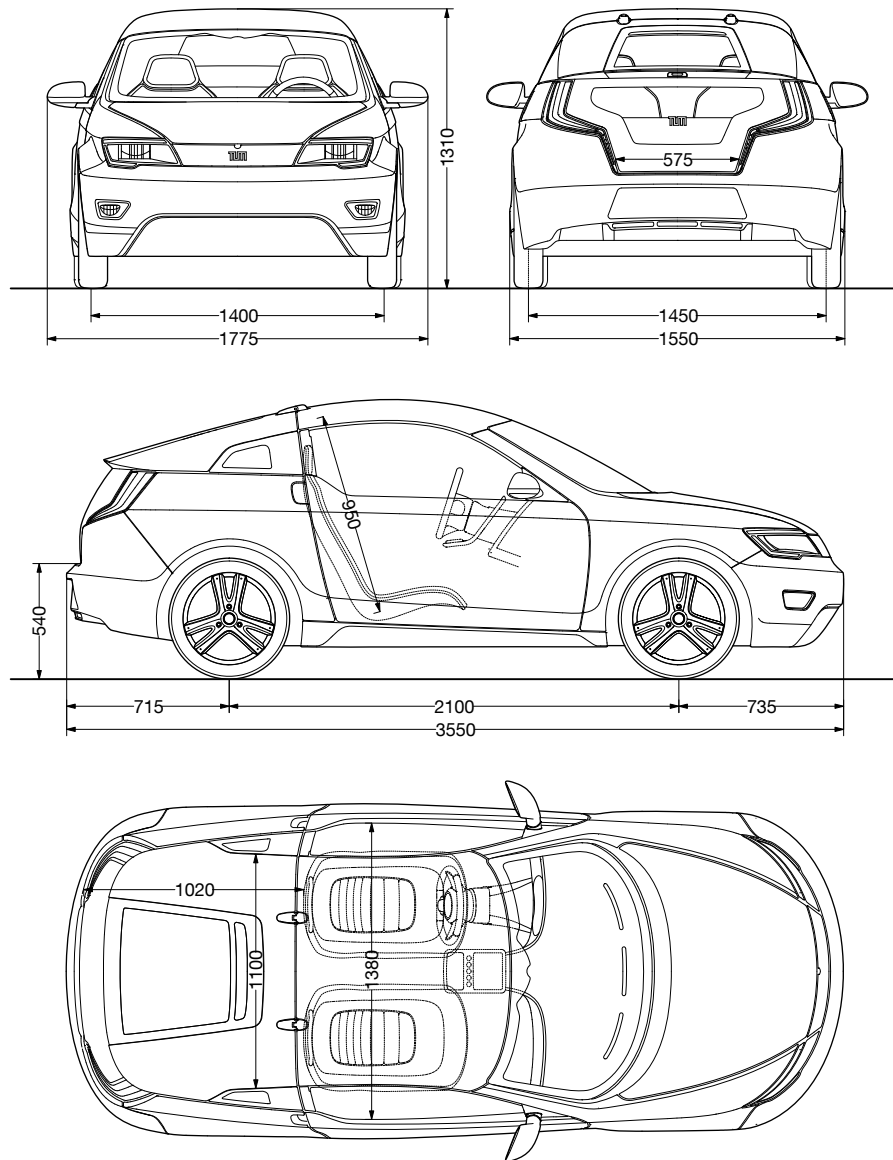
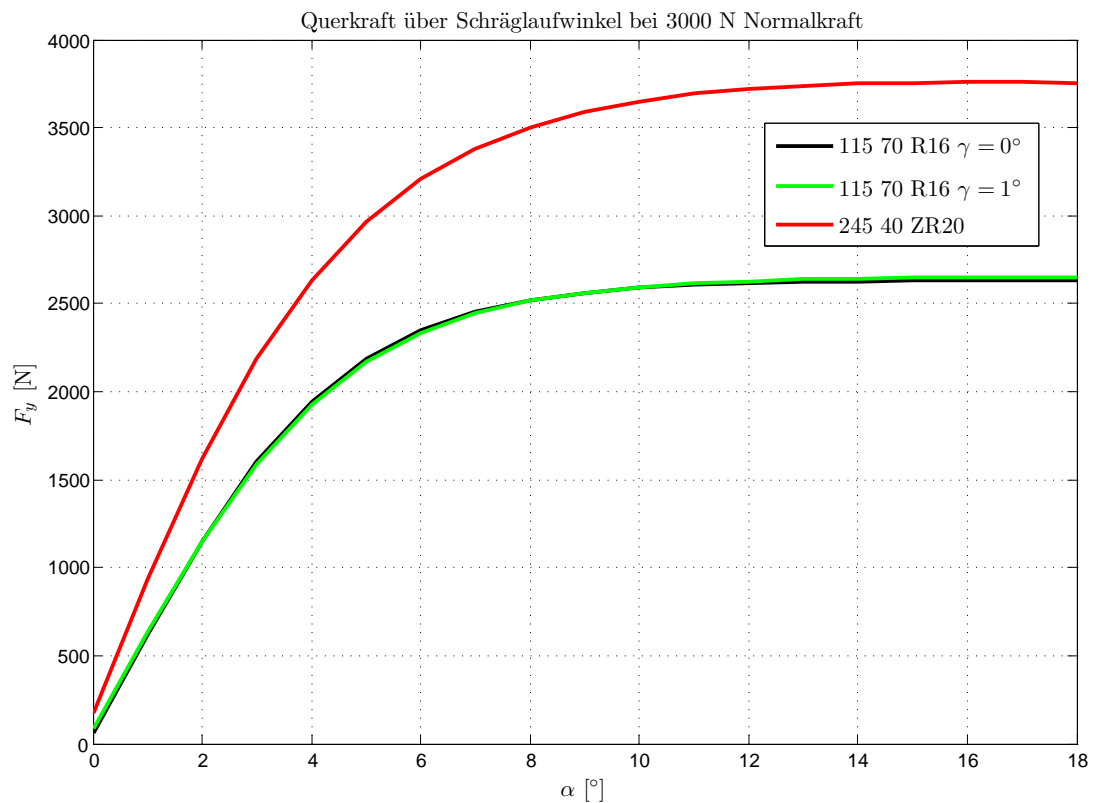
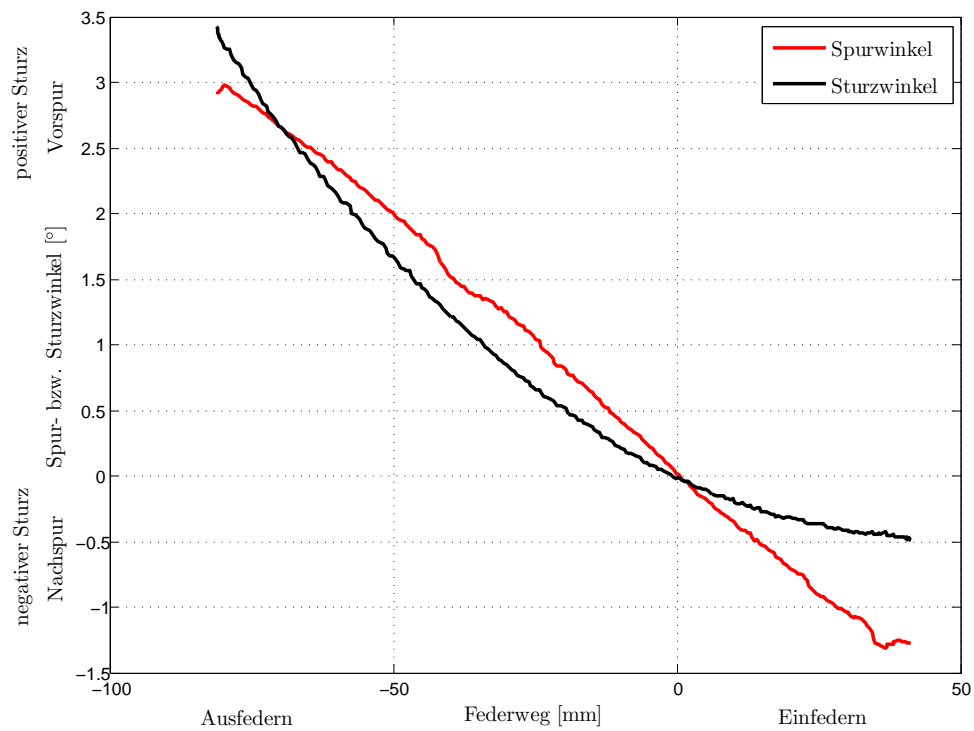


Abbildung 3.6.: Abmaße des MUTE

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung



**Abbildung 3.7.:** Vergleich der Reifenquerkraft über Schräglaufwinkel des MUTE-Reifens bei einem Sturzwinkel von  $\gamma = -1$  und  $0^\circ$  und eines 245 mm breiten Reifen zum Vergleich



**Abbildung 3.8.:** Raderhebungskurven für Spur- und Sturzwinkel an der Vorderachse

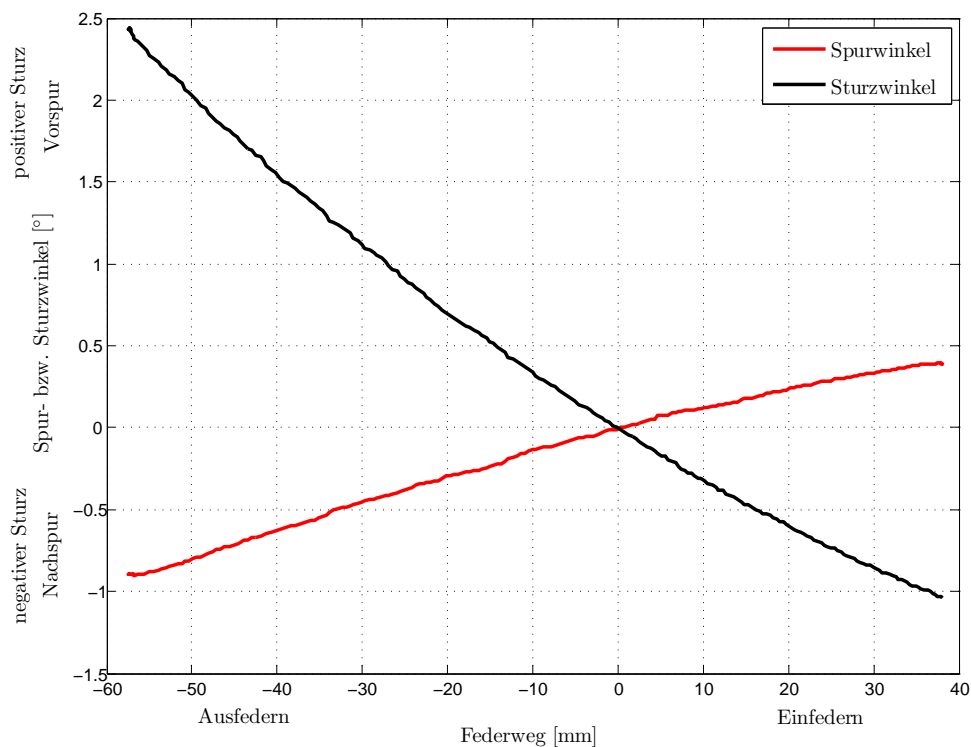


Abbildung 3.9.: Raderhebungskurven für Spur- und Sturzwinkel an der Hinterachse

#### 3.4.2. Simulationsumgebung

Für die Auslegung der Reglerstruktur und die Untersuchung der Fahrzeugquerdynamik sowie Korrelationen zwischen den objektiven Fahrdynamikennwerten wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Co-Simulationsumgebung aufgebaut. Sie besteht aus der Verschaltung der Softwarepakete ADAMS.Car<sup>13</sup> und MATLAB/Simulink<sup>14</sup>. Ein wichtiger Grund für die Entwicklung dieser Co-Simulationsumgebung ist die Konsistenz des verwendeten Fahrzeugmodells in der Mehrkörpersimulationsumgebung. Diese Struktur ermöglicht von der Auslegung der Fahrwerkskinematik und der Feder-Dämpfer-Einheiten [GWL11, S. 454 ff.] bis zur Entwicklung der Fahrdynamikregler die Benutzung desselben Fahrzeugmodells und schließt Inkonsistenzen in der Fahrzeugmodellierung aus. Die Dynamik des Antriebsstranges samt Torque-Vectoring-Einheit ist mit Hilfe der MATLAB/Simulink-Bibliothek SimDriveLine<sup>15</sup> modelliert. Sie bietet Elemente zur Simulation von elektrischen, hydraulischen und mechanischen Systemen. Dabei basiert die Modellbildung nicht wie in MATLAB/Simulink auf unidirektionalen, sondern auf bidirektionalen, logischen Signalverbindungen. Die Übertragungsfunktion der hydraulischen Bremsen ist als PT1-Glied mit einer Zeitkonstanten von 60 ms modelliert, hat aber auf die Untersuchungen dieser Arbeit keine Auswirkung, weil die Fahrdynamik ausschließlich über die Torque-Vectoring-Einheit beeinflusst wird. Die vergleichsweise geringe Zeitkonstante ergibt sich aufgrund der hohen Steifigkeit der verbauten Leitungen, sowie der kurzen, direkten Leitungen von Geberzylinder zu Bremszylinder. Die Kommunikationsfrequenz zwischen MATLAB/Simulink und ADAMS/CAR beträgt 100 Hz und entspricht

<sup>13</sup>ADAMS ist ein Mehrkörpersimulationsprogramm, das von der Firma MSC.Software vertrieben wird. Benutzte Version für die Untersuchungen: ADAMS R3 32 bit

<sup>14</sup>MATLAB/Simulink ist eine graphikorientierte Programmierumgebung. Benutzte Version für die Untersuchungen: MATLAB R2009b 32 bit

<sup>15</sup>Benutzte Version für die Untersuchungen: 1.5.3

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

somit der Aktualisierungsrate des CAN<sup>16</sup>-Busses im Versuchsfahrzeug. Damit die entwickelte Fahrdynamikregelungseinheit im Fahrzeug einsatzfähig ist, rechnet das Modell zeitdiskret mit einer Abtastrate von 1 ms. Diese Eigenschaften ermöglichen realitätsnahe Randbedingungen für die Entwicklung der Fahrdynamikregler sowie die vollständige Kompatibilität zwischen Entwicklungsumgebung und Prototypensteuergerät.

#### 3.4.3. Zweispurmodellvorsteuerung

Als Basis der Vorsteuerung der Torque-Vectoring-Einheit dient ein Zweispurmodell, das das reale Fahrverhalten detaillierter abbildet als das Einspurmodell aus Kapitel 3.1. Zudem ist der Einfluss von Giermomentänderungen aufgrund von Unterschieden der Antriebsmomente an linkem und rechtem Rad der Hinterachse mit dem vorgestellten Einspurmodell nicht möglich. Die Abbildung 3.10 zeigt die geometrischen Zusammenhänge, die den folgenden Gleichungen zugrunde liegen.

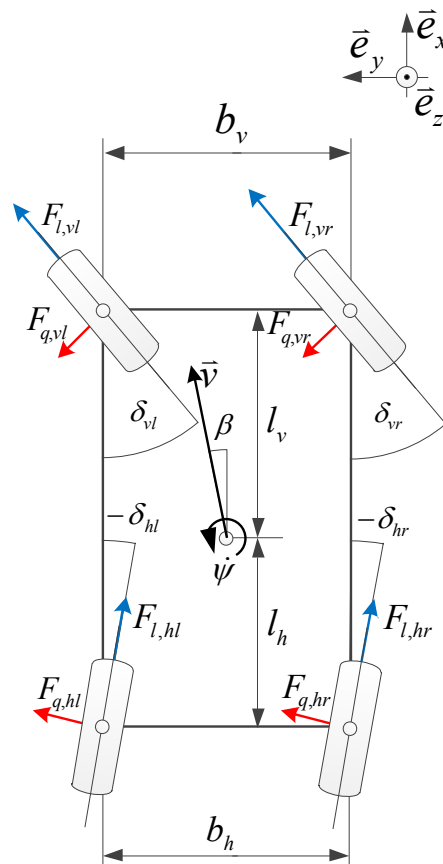


Abbildung 3.10.: Skizze des verwendeten Zweispurmodells

<sup>16</sup>Car Area Network; Kommunikationsbus im Fahrzeug (genormt in DIN 119898)

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Die Geschwindigkeiten in x- und y-Richtung an den vier Radaufstandspunkten berechnen sich wie folgt:

$$v_{x,vl} = v \cdot \cos \beta - \frac{b_v}{2} \cdot \dot{\psi}, \quad v_{y,vl} = v \cdot \sin \beta + l_v \cdot \dot{\psi} \quad (3.18)$$

$$v_{x,vr} = v \cdot \cos \beta + \frac{b_v}{2} \cdot \dot{\psi}, \quad v_{y,vr} = v \cdot \sin \beta + l_v \cdot \dot{\psi} \quad (3.19)$$

$$v_{x,hl} = v \cdot \cos \beta - \frac{b_h}{2} \cdot \dot{\psi}, \quad v_{y,hl} = v \cdot \sin \beta - l_h \cdot \dot{\psi} \quad (3.20)$$

$$v_{x,hr} = v \cdot \cos \beta + \frac{b_h}{2} \cdot \dot{\psi}, \quad v_{y,hr} = v \cdot \sin \beta - l_h \cdot \dot{\psi} \quad (3.21)$$

Durch Koordinatentransformation werden die Geschwindigkeiten

$$v_{l,ij} = v_{x,ij} \cdot \cos \delta_{ij} + v_{y,ij} \cdot \sin \delta_{ij} \quad (3.22)$$

$$v_{q,ij} = -v_{x,ij} \cdot \sin \delta_{ij} + v_{y,ij} \cdot \cos \delta_{ij} \quad (3.23)$$

am jeweiligen Rad in seine Längs- und Querrichtung umgerechnet. Wobei am Rad folgende geometrische Zusammenhänge gelten:

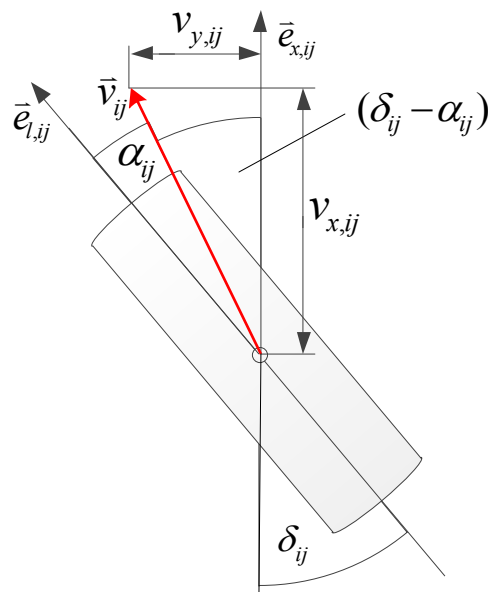


Abbildung 3.11.: geometrische Zusammenhänge am Rad



### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

$$\tan(\delta_{ij} - \alpha_{ij}) = \frac{v_{y,ij}}{v_{x,ij}} \quad (3.24)$$

Durch einfache Umformung ergibt sich daraus:

$$\alpha_{ij} = \delta_{ij} - \arctan\left(\frac{v_{y,ij}}{v_{x,ij}}\right) \quad (3.25)$$

Anhand der Beziehungen (3.18) bis (3.21) ergeben sich die Schräglaufwinkel der einzelnen Räder in Abhängigkeit des Lenkradwinkels und der Zustandsgrößen  $v$ ,  $\beta$  und  $\psi$  wie folgt:

$$\alpha_{vl} = \delta_{vl} - \arctan\left(\frac{v \cdot \sin \beta + l_v \cdot \dot{\psi}}{v \cdot \cos \beta - \frac{1}{2} \cdot b_v \cdot \dot{\psi}}\right) \quad (3.26)$$

$$\alpha_{vr} = \delta_{vr} - \arctan\left(\frac{v \cdot \sin \beta + l_v \cdot \dot{\psi}}{v \cdot \cos \beta + \frac{1}{2} \cdot b_v \cdot \dot{\psi}}\right) \quad (3.27)$$

$$\alpha_{hl} = \delta_{hl} - \arctan\left(\frac{v \cdot \sin \beta - l_h \cdot \dot{\psi}}{v \cdot \cos \beta - \frac{1}{2} \cdot b_h \cdot \dot{\psi}}\right) \quad (3.28)$$

$$\alpha_{hr} = \delta_{hr} - \arctan\left(\frac{v \cdot \sin \beta + l_h \cdot \dot{\psi}}{v \cdot \cos \beta + \frac{1}{2} \cdot b_h \cdot \dot{\psi}}\right) \quad (3.29)$$

Im mittleren Querbeschleunigungsbereich (bis zu  $4 \text{ m/s}^2$ ) kann die Kleinwinkelnäherung für kleine Schwimmwinkel  $\sin \beta \approx \beta$  und  $\cos \beta \approx 1$  angewandt werden. Zudem können die Räder zu einer Spur zusammengefasst werden ( $b_v = b_h = 0$ ):

$$\alpha_v = \alpha_{vl} = \alpha_{vr} = \delta_v - \beta - \frac{l_v \cdot \dot{\psi}}{v} \quad (3.30)$$

$$\alpha_h = \alpha_{hl} = \alpha_{hr} = \delta_h - \beta + \frac{l_h \cdot \dot{\psi}}{v} \quad (3.31)$$

Aufgrund des Momentengleichgewichtes um den Schwerpunkt  $S$  gilt:

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = \frac{1}{\Theta_z} \cdot \{ & l_v \cdot (F_{l,vl} \cdot \sin \delta_{vl} + F_{l,vr} \cdot \sin \delta_{vr} + F_{q,vl} \cdot \cos \delta_{vl} + F_{q,vr} \cdot \cos \delta_{vr}) \\ & - l_h \cdot (F_{l,hl} \cdot \sin \delta_{hl} + F_{l,hr} \cdot \sin \delta_{hr} + F_{q,hl} \cdot \cos \delta_{hl} + F_{q,hr} \cdot \cos \delta_{hr}) \\ & + \frac{b_v}{2} \cdot (-F_{l,vl} \cdot \cos \delta_{vl} + F_{l,vr} \cdot \cos \delta_{vr} + F_{q,vl} \cdot \sin \delta_{vl} - F_{q,vr} \cdot \sin \delta_{vr}) \\ & + \frac{b_h}{2} \cdot (-F_{l,hl} \cdot \cos \delta_{hl} + F_{l,hr} \cdot \cos \delta_{hr} + F_{q,hl} \cdot \sin \delta_{hl} - F_{q,hr} \cdot \sin \delta_{hr}) \\ & \left. + M_{TV} \right\} \quad (3.32) \end{aligned}$$

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Die Querkraft  $F_{q,ij}$  kann aus der Schräglaufsteifigkeit  $c_{\alpha,ij}$  und dem Schräglaufwinkel  $\alpha_{ij}$  berechnet werden:

$$F_{q,ij} = c_{\alpha,ij} \cdot \alpha_{ij} \quad (3.33)$$

Durch Einsetzen der Beziehungen (3.30) und (3.31) in die Gleichung für das Momentengleichgewicht (3.32) erhält man die folgende Gleichung für das Torque-Vectoring-Moment, wobei die Gierbeschleunigung  $\ddot{\psi}$  als Sollgröße eingesetzt wird.

$$\begin{aligned} M_{TV} = & \ddot{\psi}_{soll} \cdot \Theta_z + \frac{b_h}{2} \cdot F_{l,hl} \cdot \cos \delta_{hl} - \frac{b_h}{2} \cdot F_{l,hr} \cdot \cos \delta_{hr} \\ & + \frac{b_v}{2} \cdot F_{l,vl} \cdot \cos \delta_{vl} - \frac{b_v}{2} \cdot F_{l,vr} \cdot \cos \delta_{vr} + l_h \cdot F_{l,hl} \cdot \sin \delta_{hl} \\ & + l_h \cdot F_{l,hr} \cdot \sin \delta_{hr} - l_v \cdot F_{l,vl} \cdot \sin \delta_{vl} - l_v \cdot F_{l,vr} \cdot \sin \delta_{vr} \\ & + l_h \cdot \cos \delta_{hl} \cdot c_{\alpha,hl} \cdot \left( \delta_{hl} - \beta + \frac{l_h \cdot \ddot{\psi}}{v} \right) \\ & + l_h \cdot \cos \delta_{hr} \cdot c_{\alpha,hr} \cdot \left( \delta_{hr} - \beta + \frac{l_h \cdot \ddot{\psi}}{v} \right) \\ & - \frac{b_h}{2} \cdot \sin \delta_{hl} \cdot c_{\alpha,hl} \cdot \left( \delta_{hl} - \beta + \frac{l_h \cdot \ddot{\psi}}{v} \right) \\ & + \frac{b_h}{2} \cdot \sin \delta_{hr} \cdot c_{\alpha,hr} \cdot \left( \delta_{hr} - \beta + \frac{l_h \cdot \ddot{\psi}}{v} \right) \\ & - l_v \cdot \cos \delta_{vl} \cdot c_{\alpha,vl} \cdot \left( \delta_{vl} - \beta - \frac{l_v \cdot \ddot{\psi}}{v} \right) \\ & - l_v \cdot \cos \delta_{vr} \cdot c_{\alpha,vr} \cdot \left( \delta_{vr} - \beta - \frac{l_v \cdot \ddot{\psi}}{v} \right) \\ & - \frac{b_v}{2} \cdot \sin \delta_{vl} \cdot c_{\alpha,vl} \cdot \left( \delta_{vl} - \beta - \frac{l_v \cdot \ddot{\psi}}{v} \right) \\ & + \frac{b_v}{2} \cdot \sin \delta_{vr} \cdot c_{\alpha,vr} \cdot \left( \delta_{vr} - \beta - \frac{l_v \cdot \ddot{\psi}}{v} \right) \end{aligned} \quad (3.34)$$

Die Schräglaufsteifigkeit  $c_{\alpha,ij}$  ist eine Funktion von Normalkraft, Spur, Sturz und Längsschlupf. Sie berechnet sich aus dem Verhältnis der Seitenkraft und dem Schräglaufwinkel. Aufgrund der schmalen Reifen kann der Sturz zu Null gesetzt werden, weil sein Einfluss auf die Schräglaufsteifigkeit aus den Reifendaten des Versuchsträgers unter 5 % liegt. Abbildung 3.7 zeigt die Verläufe der Seitenkräfte des MUTE bei 0 und 1 ° Sturz.

$$c_{\alpha,ij} = \frac{F_{q,ij}}{\alpha_{ij}} \quad (3.35)$$

Im Falle eines Nulldurchganges des Lenkradwinkels an einer Achse ändert auch der Schräglaufwinkel sein Vorzeichen und die berechnete Schräglaufsteifigkeit wird kurzzeitig sehr hoch. Um diese fehlerhafte Berechnung auszuschließen, wird die Schräglaufsteifigkeit auf ein Maximum beschränkt. Dieses Maximum wird aus dem Reifenmodell bei gegebener Radlast bestimmt.

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

Die Normalkräfte werden nach Mitschke und Wallentowitz [MW04, S. 156] berechnet:

$$F_{z,vl} = 0,5 \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} - 0,5 \cdot m_A \cdot a_x \cdot h_{SP,A} - m_A \cdot a_y \cdot \left( \frac{l_h}{l} \cdot \frac{h_{WZ,v}}{b_v} + \frac{C_v}{C_v + C_h - m_A \cdot g \cdot h_{SP,WZ}} \cdot \frac{h_{SP,WZ}}{b_v} + \frac{m_{VA}}{m_A} \cdot \frac{h_{SP,VA}}{b_v} \right) \quad (3.36)$$

$$F_{z,vr} = 0,5 \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} - 0,5 \cdot m_A \cdot a_x \cdot h_{SP,A} + m_A \cdot a_y \cdot \left( \frac{l_h}{l} \cdot \frac{h_{WZ,v}}{b_v} + \frac{C_v}{C_v + C_h - m_A \cdot g \cdot h_{SP,WZ}} \cdot \frac{h_{SP,WZ}}{b_v} + \frac{m_{VA}}{m_A} \cdot \frac{h_{SP,VA}}{b_v} \right) \quad (3.37)$$

$$F_{z,hl} = 0,5 \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} + 0,5 \cdot m_A \cdot a_x \cdot h_{SP,A} - m_A \cdot a_y \cdot \left( \frac{l_v}{l} \cdot \frac{h_{WZ,h}}{b_h} + \frac{C_h}{C_v + C_h - m_A \cdot g \cdot h_{SP,WZ}} \cdot \frac{h_{SP,WZ}}{b_h} + \frac{m_{HA}}{m_A} \cdot \frac{h_{SP,HA}}{b_h} \right) \quad (3.38)$$

$$F_{z,hr} = 0,5 \cdot m \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} + 0,5 \cdot m_A \cdot a_x \cdot h_{SP,A} + m_A \cdot a_y \cdot \left( \frac{l_v}{l} \cdot \frac{h_{WZ,h}}{b_h} + \frac{C_h}{C_v + C_h - m_A \cdot g \cdot h_{SP,WZ}} \cdot \frac{h_{SP,WZ}}{b_h} + \frac{m_{HA}}{m_A} \cdot \frac{h_{SP,HA}}{b_h} \right) \quad (3.39)$$

#### 3.4.4. Ansteuerung der Torque-Vectoring-Einheit

In diesem Abschnitt wird die MATLAB/Simulink-Software zur Ansteuerung des Torque-Vectoring-Getriebes vorgestellt. Das Prinzip der Sollwertvorgabe inklusive Regelung und Vorsteuerung wird in Abbildung 3.12 ersichtlich. Um die schnelle Reaktion des Systems auf Richtungsänderungen zu gewährleisten, wird die in Kapitel 3.4.3 vorgestellte Vorsteuerung verwendet. Sie reagiert auf die gewünschte Gierbeschleunigung  $\dot{\psi}_{soll}$ . Aufgrund der Tatsache, dass in realen Fahrbedingungen sehr selten stationäre Fahrbedingungen vorherrschen [Sch10, S. 4], übernimmt sie den größten Anteil der Stellgrößenberechnung. Die Differenz zwischen Soll- und Istgierrate wird vom Regler ausgeglichen. Vorsteuerung und PI-Regler berechnen getrennt voneinander ein erforderliches Giermoment, damit das Fahrzeug die Sollgierrate einhalten kann. Dieses Giermoment wird in ein Differenzmoment an der Antriebsachse umgerechnet und an die Torque-Vectoring-Einheit geschickt.

Wie in Abbildung 3.13 gezeigt, besteht sie aus der Signalaufbereitung, der Berechnung erforderlicher Größen, einer Vorsteuerung, dem Torque-Vectoring-Regler sowie einer Schlupfüberwachung. Ihre Eingänge sind:

- Gierrate  $\dot{\psi}$ ,
- Längsgeschwindigkeit  $v_x$ ,
- Längsbeschleunigung  $a_x$ ,
- Querbewegung  $a_y$ ,
- Schwimmwinkel  $\beta$ ,

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

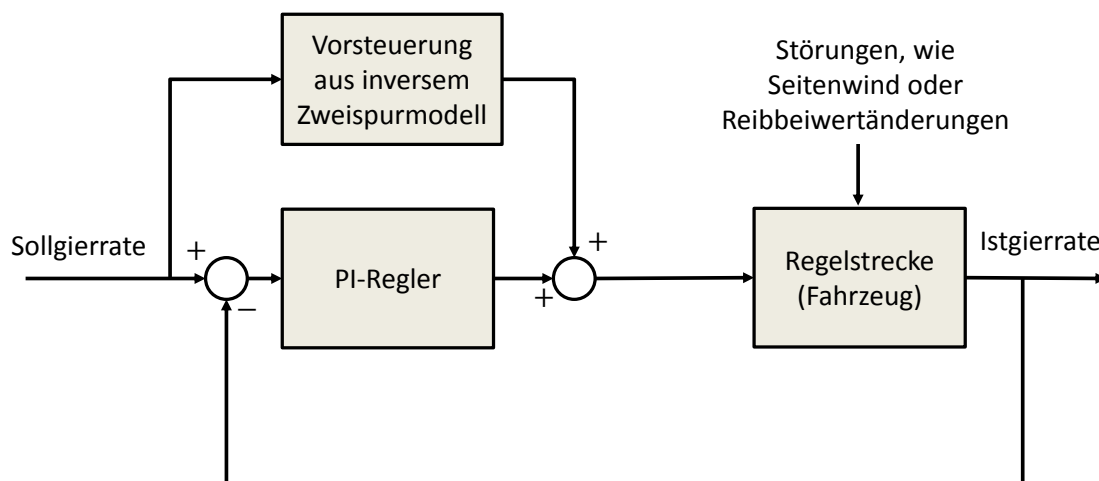


Abbildung 3.12.: Prinzip der Reglerstruktur für die Torque-Vectoring-Einheit

- Raddrehzahlen an allen vier Rädern  $\omega_i$
- Antriebsmoment der Traktionselektromaschine  $M_{AEM}$  und
- Drehzahl des Torque-Vectoring-Motors  $n_{TV}$

Aus den Eingangsgrößen wird ein Sollmoment  $M_{TV}$  für das Torque-Vectoring-Getriebe berechnet.

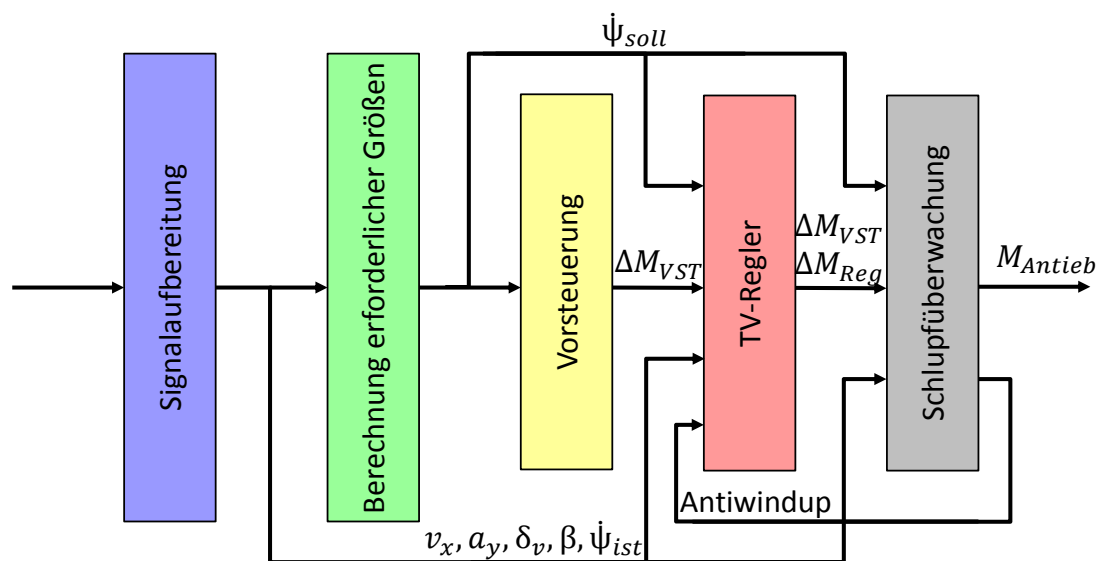


Abbildung 3.13.: Struktur der Ansteuerung der Torque-Vectoring-Einheit

**Signalaufbereitung** In diesem Block werden die Signale zunächst gefiltert, verarbeitet und in SI-Einheiten umgerechnet. Er kann als Schnittstellendefinition betrachtet werden. Aus dem Lenkradwinkel und der Lenkübersetzung werden die jeweiligen Radlenkwinkel der Vorderachse berechnet. Die Signale gelangen von der Signalaufbereitung zu den folgenden vier Signalblöcken.

### 3. Methodik der Umsetzung und Absicherung

---

**Berechnung erforderlicher Größen** Hier werden die Schräglaufsteifigkeiten, die Schräglaufwinkel sowie die Radaufstandskräfte an allen vier Rädern berechnet. Über die vertikale Reifensteifigkeit wird der dynamische Reifenradius ermittelt, der zusammen mit dem Moment aus der Hauptantriebsmaschine die Radlängskräfte ergibt. Dieser Block beinhaltet die Funktionen Äuswertung des Fahrerwunsches und das Einspurmodell zur Berechnung der Sollgrößen für Gierrate und Schwimmwinkel wie sie in der Abbildung 2.7 zu sehen sind.

**Vorsteuerung und TV-Regler** Die Vorsteuerung rechnet auf Basis eines ebenen nicht-linearen Zweispurmodells ein Differenzmoment für die Torque-Vectoring-Einheit aus. Eine bleibende Abweichung der Soll- und Istgierrate regelt der PI-Regler aus, der in Abbildung 3.12 skizziert ist. Die Giereigenfrequenz des Fahrzeuges beträgt 1,43 Hz, die gesamte Reglereinheit arbeitet mit einer Berechnungsfrequenz von 1000 Hz und aktualisiert die Torque-Vectoring-Momentenanfrage mit 100 Hz (CAN-Kommunikationsfrequenz). Die Aktordynamik liegt im diskutierten System bei 12 Hz, also weit über der Eigenfrequenz der Regelstrecke. Die Torque-Vectoring-Regelung aus Abbildung 2.7 ist in diesen beiden Blöcken enthalten.

**Schlupfüberwachung** In diesem Block wird sichergestellt, dass die geforderte Antriebsmomentendifferenz aus Vorsteuerung und Regler innerhalb der Stellgrößenbeschränkung bleibt. Sie wird je nach Fahrsituation entweder aus der beschränkten Leistung des Torque-Vectoring-Motors oder aus dem Reifenpotential gebildet. Der Längsschlupf der beiden Hinterräder wird auf das Reifenoptimum begrenzt, dadurch wird ein Durchdrehen der Räder in ungünstigen Situationen verhindert. Damit sich der Integratoranteil beim Erreichen der Stellgrößenbeschränkungen nicht weiter erhöht, wird die Differenz zwischen maximal möglichem und angefordertem Moment zum Regler zurückgespeist. Dieses Vorgehen wird auch Anti-Windup-Filter genannt. Die Schlupfüberwachung bildet einen Teil des Blockes Torque-Vectoring-Regelung aus Abbildung 2.7.

## 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

In der vorliegenden Arbeit baut die Definition der Sollgrößenvorgabe für Gierrate und Schwimmwinkel auf dem linearen Einspurmodell aus Kapitel 3.1 auf. Gegenüber der kennlinienbasierten Definition kann der Anwender während der Auslegung und Absicherung sehr viel schneller und intuitiver Änderungen am Sollvorgabemodell verstehen und umsetzen. Wenn das Fahrzeug zum Beispiel zu träge auf Lenkradwinkleingaben reagiert, kann der Applikationsingenieur einfach die Gierträgheit im Modell, das die Gierratensollvorgabe generiert, verändern anstatt in einem Kennfeld jeden Wert in der Tabelle nachzuziehen. Auch das Vorgehen nach Rosinger in [Ros09, S. 42] ist aufwändiger, weil nach Anpassung des Modells ein neues Kennfeld abgeleitet werden müsste. Die modellbasierte Definition der Sollgrößen für Gierrate und Schwimmwinkel erleichtert die Übertragbarkeit des Systems auf andere Fahrzeugklassen, denn für die erste grobe Auslegung müssen nur die Einspurmodellparameter (sechs Parameter) angepasst werden, damit das System einsatzfähig ist. Für Fein Anpassungen und Absicherung der Funktionalität sind reale Testfahrten und Prüfstandsläufe unumgänglich, durch das modellbasierte System ist ihr Umfang aber deutlich geringer. Der Nachteil einer modellbasierten Generierung der Sollgrößen liegt bei der Fehlerabsicherung in jedem Betriebspunkt. Das Modell kann bei ungünstigen Kombinationen der Eingangsgrößen unplausible Ausgangsgrößen liefern, zum Beispiel durch eine kausale Division durch Null, deshalb müssen alle möglichen Betriebspunkte abgesichert werden. Die Gliederung dieses Kapitels wird in Abbildung 4.1 übersichtlich dargestellt.

### 4.1. Voruntersuchungen

Bevor der detaillierte Aufbau der Sollvorgabe für Fahrdynamikregelsysteme vorgestellt wird, sollen einige grundlegende, theoretische Vorüberlegungen angestellt werden. Die Sollgierrate und der -schwimmwinkel werden auf Basis eines linearen Einspurmodells erzeugt, das dieselbe Längsgeschwindigkeit und denselben Lenkradwinkel wie das tatsächliche Fahrzeug aufweist. Der Fahrdynamikregler regelt auf die so erzeugte Gierrate  $\dot{\psi}$  beziehungsweise den Schwimmwinkel  $\beta$ . Die Abbildung 4.2 zeigt den Vergleich des Gierratenverlaufes beim Lenkwinkelsprung eines Einspurmodells und eines Zweispurmodells. Bei der Manöverzeit von zwei Sekunden wird der Lenkradwinkel  $\delta_H$  (Systemeingang) sprunghaft auf  $27^\circ$  erhöht; deshalb zeigt unmittelbar danach der Gierratenverlauf  $\dot{\psi}$  (Systemausgang) eine Sprungantwort. Vergleicht man die Überschwinger der beiden Verläufe, so fällt auf, dass das lineare Einspurmodell viel weniger schwingungsfähig ist.

Beim linearen Einspurmodell ist die Querkraft  $F_y$  linear proportional zum Schräglaufwinkel  $\alpha$  an der jeweiligen Achse. Die Grenze des Linearbereichs der Reifeneigenschaften von Straßenfahrzeugen wird meist bei  $4 \text{ m/s}^2$  gelegt [RA97, S. 92], bei höheren Querbeschleunigungen verhält sich  $F_y$  degressiv zu  $\alpha$ . Mit der Wahl dieses Fahrzeugmodells ist der For-

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

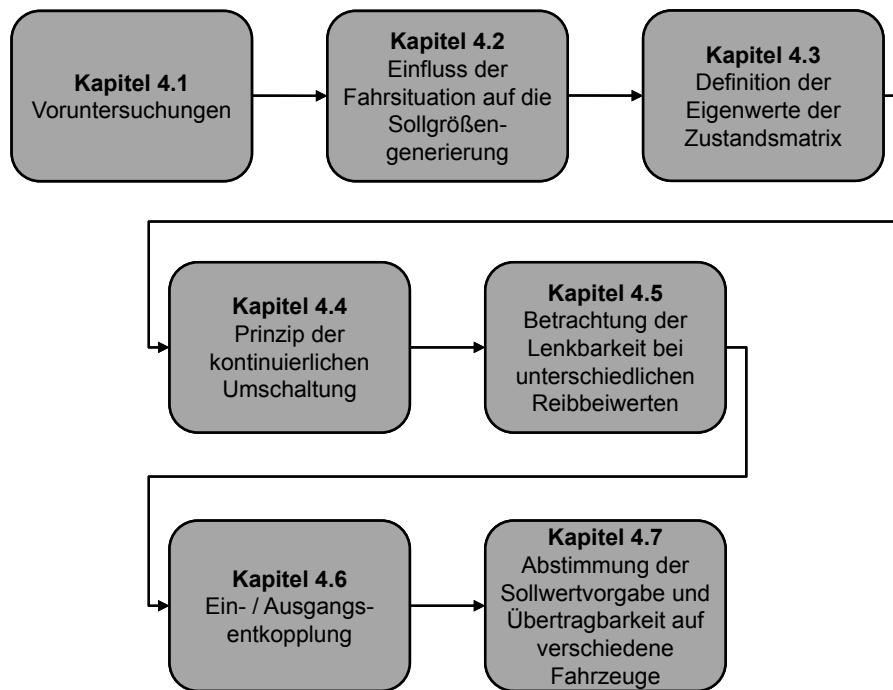


Abbildung 4.1.: Aufbau von Kapitel 4

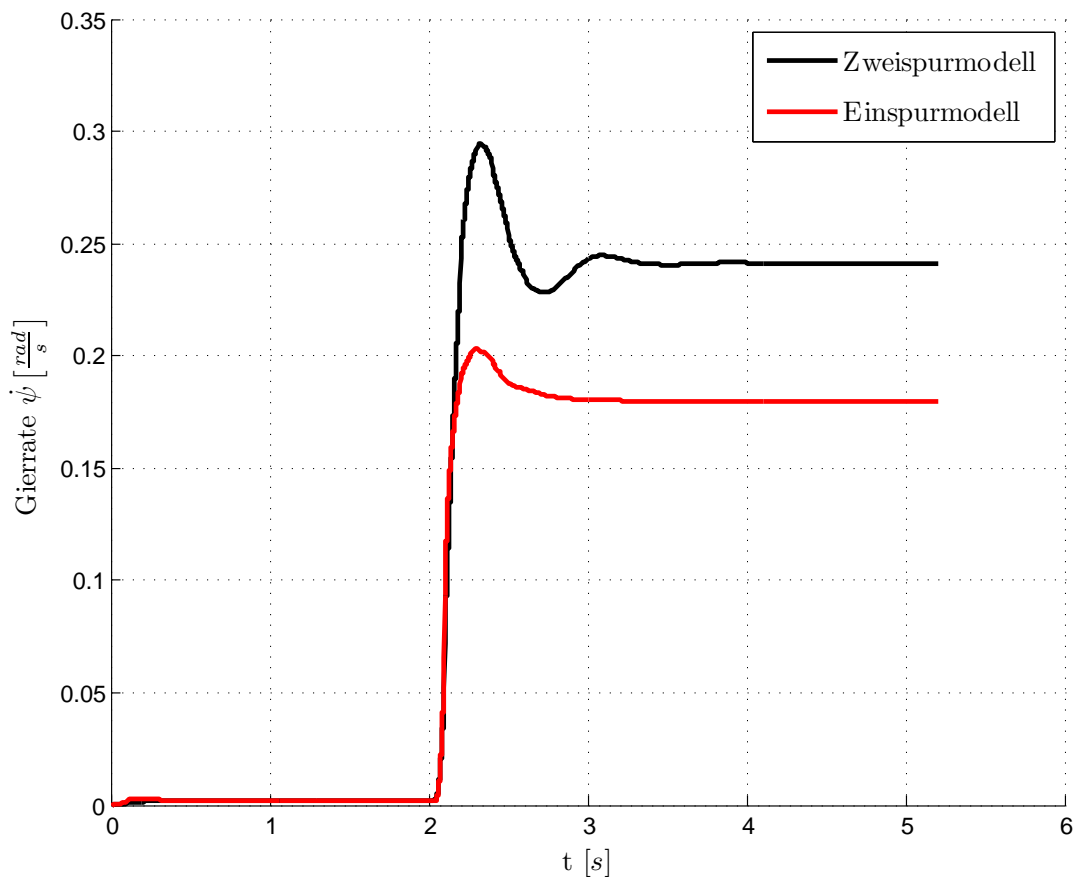


Abbildung 4.2.: Gierratenvergleich eines Einspurmodells und eines Zweispurmodells beim Durchfahren des Lenkwinkelsprungs

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

---

derung von Stamer [Sta97, S. 84 ff.] nachgekommen, dass der Zusammenhang zwischen Fahrereingaben und Fahrzeugreaktion proportional zur Fahrzeuglängsgeschwindigkeit sein soll. Isermann beschreibt in [Ise06, S. 169], dass der Durchschnittsfahrer selbst auf griffiger Fahrbahn selten Querbeschleunigungen von mehr als  $2 \text{ m/s}^2$  und Längsbeschleunigungen größer als  $3 \text{ m/s}^2$  erreicht, weil die Reifenseitenkraft in diesem Belastungsbereich linear zum Schräglaufwinkel steigt und die Fahrzeugreaktion vom Fahrer gut prädictierbar ist. Gerät ein Normalfahrer in den nichtlinearen Bereich der Reifen, sind meist Panik und unüberlegtes Handeln, wie beispielsweise das Einstellen von zu großen Lenkradwinkeln die Folge. Die Grenze zwischen linearem und nichtlinearem Bereich von  $4 \text{ m/s}^2$  wird auch in [Bus03, S. 33] bestätigt.

Die Stellwertbegrenzung und Dynamik der fahrdynamischen Aktoren im Fahrzeug sind wichtige Randbedingungen für die Definition der Sollvorgabe, aber auch für die Realisierung der Regelung und Steuerung der Torque-Vectoring-Einheit. Wie bereits beschrieben, wird die Reglerdynamik von der Eigenfrequenz des Fahrzeuges ( $< 2 \text{ Hz}$ ) bestimmt. Die Sensorwertaktualisierung erfolgt in einem Takt von  $100 \text{ Hz}$ , die Berechnung wird jede Millisekunde ausgeführt, was die diskrete Betrachtung des Reglers nicht notwendig macht. Viel wichtiger ist es, dass der Fahrerwunsch sauber interpretiert und eine für den Fahrer vorhersehbare Fahrzeugreaktion (ausgedrückt durch die Gierrate  $\dot{\psi}$  oder den Schwimmwinkel  $\beta$ ) erzeugt wird. In Kapitel 4.7 wird die Methode der groben Abstimmung des neu entwickelten Systems der Sollvorgabe vorgestellt.

### 4.2. Einfluss der Fahrsituation auf die Sollgrößengenerierung

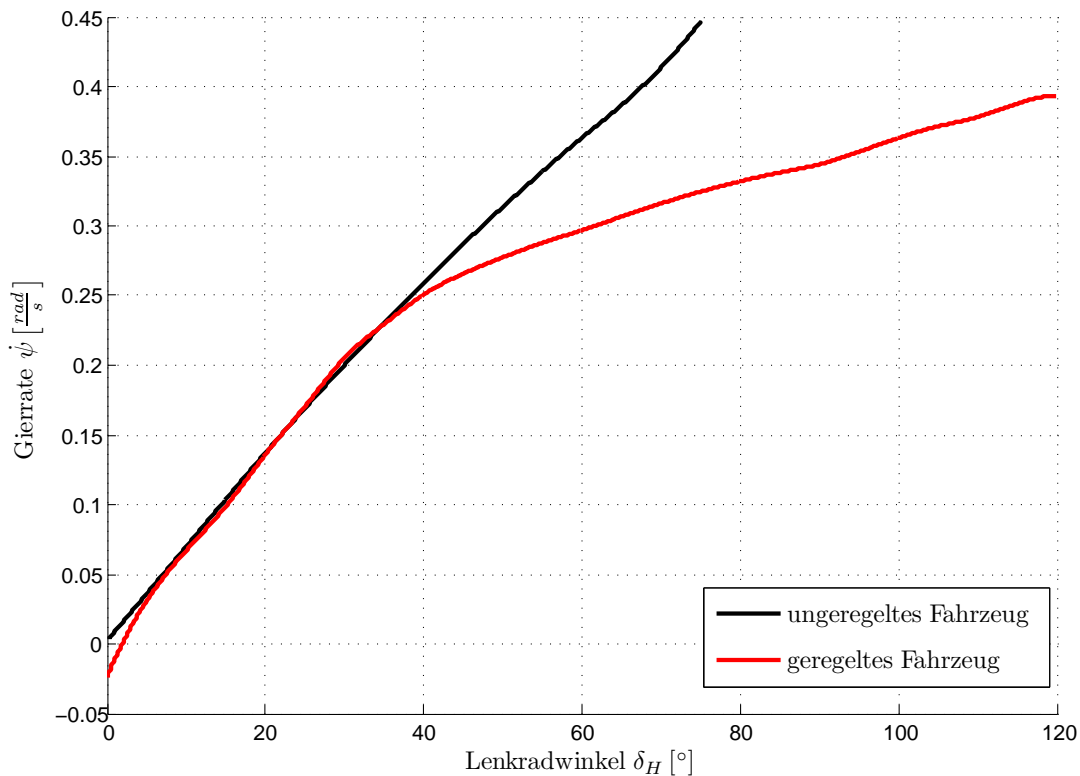
Mithilfe der Fahrdynamikregler soll die Fahrdynamik des Fahrzeuges positiv beeinflusst werden. Das subjektive Fahrgefühl muss dabei für den Fahrer ansprechend sein, wobei die Fahrsicherheit in höheren Querbeschleunigungsbereichen sehr wichtig ist. Eine permanente Fahrdynamikregelung, wie zum Beispiel das Torque-Vectoring oder die Überlagerungslenkung, prägt dem Fahrzeug ein verändertes fahrdynamisches Verhalten auf, soll aber den Fahrer bewusst vor dem Erreichen des Grenzbereiches warnen. Diese Warnung kann zum Beispiel durch die leichte Erhöhung des Lenkradwinkelbedarfes erfolgen, was subjektiv als stärkeres Untersteuern wahrgenommen wird. Dieses Verhalten ist so wie der Rückgang des Lenkradmomentes in Untersteuersituationen bereits aus der Fahrpraxis bekannt [Bus03, S. 40 ff.]. Insbesondere die redundante multimodale Informationsübertragung über verschiedene Sinneskanäle der sowohl haptisch als auch visuell wahrnehmbaren Winkeländerung des Bedienelementes wirkt sich dabei günstig aus.

Die Definition der Sollvorgabe, die im Folgenden vorgestellt wird, verändert die Gierverstärkung (Verhältnis von Lenkradwinkel  $\delta_H$  zu Gierrate  $\dot{\psi}$ ) beim Erreichen des Grenzbereiches des realen Fahrzeuges, wie in Abbildung 4.3 in der konstanten Kreisfahrt gezeigt wird. Das Lenkradmoment  $M_H$  kann durch das Torque-Vectoring-System nur indirekt beeinflusst werden und ändert sich im Bereich von  $5\%$  gegenüber dem Lenkradmoment bei einem bestimmten Lenkradwinkel des unregulierten Fahrzeuges. Ausschlaggebende Parameter für die Beeinflussung der Gierverstärkung sind dabei neben aktueller Gierrate und Schwimmwinkel deren zeitliche Änderungen, damit die Fahrsicherheit auch bei erhöhten Querbeschleunigungen während einer Kurvenfahrt garantiert werden kann. Die Schwellen für den Übergang in den Modus 'Fahrsicherheit' müssen an das Fahrverhalten des ungere-



#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

gelten Fahrzeuges angepasst werden. Die detaillierten Schritte der Abstimmung werden in Kapitel 4.7 erklärt.



**Abbildung 4.3.:** Vergleich des Gierratenverlaufes des unregelm (passiven) und geregelten (aktiven) Fahrzeuges über den Lenkradwinkel bei konstanter Kreisfahrt (Längsgeschwindigkeit: 60 km/h)

Die Änderung der Gierverstärkung wird im vorgestellten Ansatz im linearen Einspurmodell durch Anpassung der Schräglauftiefigkeiten  $c_{\alpha,v}$  und  $c_{\alpha,h}$  vorgenommen. Aus der Formel (4.1) ist erkennbar, dass sie sowohl das stationäre als auch das dynamische Fahrverhalten direkt beeinflussen und deshalb sehr gut als Einflussvariablen geeignet sind. Um die Dynamik des Einspurmodells gezielt zu beeinflussen, werden die Schräglauftiefigkeiten an Vorder- und Hinterachse aufgrund der Realteile der Eigenwerte der Zustandsmatrix des Einspurmodells verändert, sobald auf den Modus 'Fahrsicherheit' umgeschwenkt wird.

### 4.3. Definition der Eigenwerte der Zustandsmatrix

Die Dynamik des Einspurmodells der Sollvorgabe wird durch die Definition der Eigenwerte der Dynamikmatrix (auch Zustandsmatrix genannt)  $\mathbf{A}$  festgelegt. Die Bewegungsgleichungen der Querbewegung des linearen Einspurmodells sind in Kapitel 3.1 definiert. Sie liegen in der Normalform  $\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{b} \cdot u$  vor und lauten nach Formel (3.11):

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} & \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{m \cdot v_x^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} & -\frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,v}}{m \cdot v_x} \\ \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} \end{bmatrix} \cdot \delta \quad (4.1)$$

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

Die Dynamikmatrix **A** definiert den Zusammenhang zwischen den Zustandsgrößen und ihren zeitlichen Veränderungen, sie bestimmt also die Dynamik des Systems und wird für das lineare Einspurmodell wie folgt definiert:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} & \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{m \cdot v_x^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} & -\frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Eine quadratische Matrix wird durch ihre Eigenwerte charakterisiert, die sich als Lösung der Gleichung  $\det(\lambda \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A}) = 0$  ergeben, wobei **E** die Einheits- und **A** die Dynamikmatrix darstellt. Im vorliegenden Fall kann  $\lambda$  zwei Lösungen annehmen. Diese beiden Lösungen sind die Eigenwerte der Dynamikmatrix. Für den vorliegenden Fall besitzt **E** dieselbe Dimension wie **A**: eine 2x2 - Matrix.

$$\begin{aligned} \det(\lambda \cdot \mathbf{E} - \mathbf{A}) &= \det \left( \begin{bmatrix} \lambda & 0 \\ 0 & \lambda \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} & \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{m \cdot v_x^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} & -\frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \end{bmatrix} \right) \\ &= \det \left( \begin{bmatrix} \lambda + \frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} & 1 - \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{m \cdot v_x^2} \\ -\frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} & \lambda + \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \end{bmatrix} \right) \\ &= \left( \lambda + \frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} \right) \cdot \left( \lambda + \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \right) \\ &\quad - \left( 1 - \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{m \cdot v_x^2} \right) \cdot \left( -\frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} \right) \\ &= \lambda^2 + \lambda \cdot \left( \frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} + \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \right) \\ &\quad + \left( \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} - \frac{(c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v)^2}{\Theta_{zz} \cdot m \cdot v_x^2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (4.3)$$

Die beiden Lösungen

$$\begin{aligned} \lambda_{1/2} &= -\frac{1}{2} \cdot \left( \frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} + \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \right) \\ &\quad \pm \sqrt{\frac{\left( \frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} + \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \right)^2}{4} - \left( \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} - \frac{(c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v)^2}{\Theta_{zz} \cdot m \cdot v_x^2} \right)} \end{aligned} \quad (4.4)$$

der quadratischen Gleichung aus (4.3) ergeben sich durch die Anwendung der p/q-Formel. Sie stellen die beiden Eigenwerte  $\lambda_1$  und  $\lambda_2$  des Systems dar und besitzen neben dem Realteil auch einen Imaginärteil. Wird nun der Realteil verändert und der Imaginärteil beibehalten, so wird ausschließlich die Gierdämpfung beziehungsweise die Abklingkonstante der Eigenbewegungen des Systems (Überschwingweite) beeinflusst, während seine Reaktionsfähigkeit (Überschwingzeit oder gedämpfte Eigenfrequenz) auf Lenkradwinkeleingaben oder äußeren Einflüssen nicht verändert wird [GSL11, S. 350]. Die Realteile der Eigenwerte für die zwei Schranken 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit', zwischen denen im Falle einer

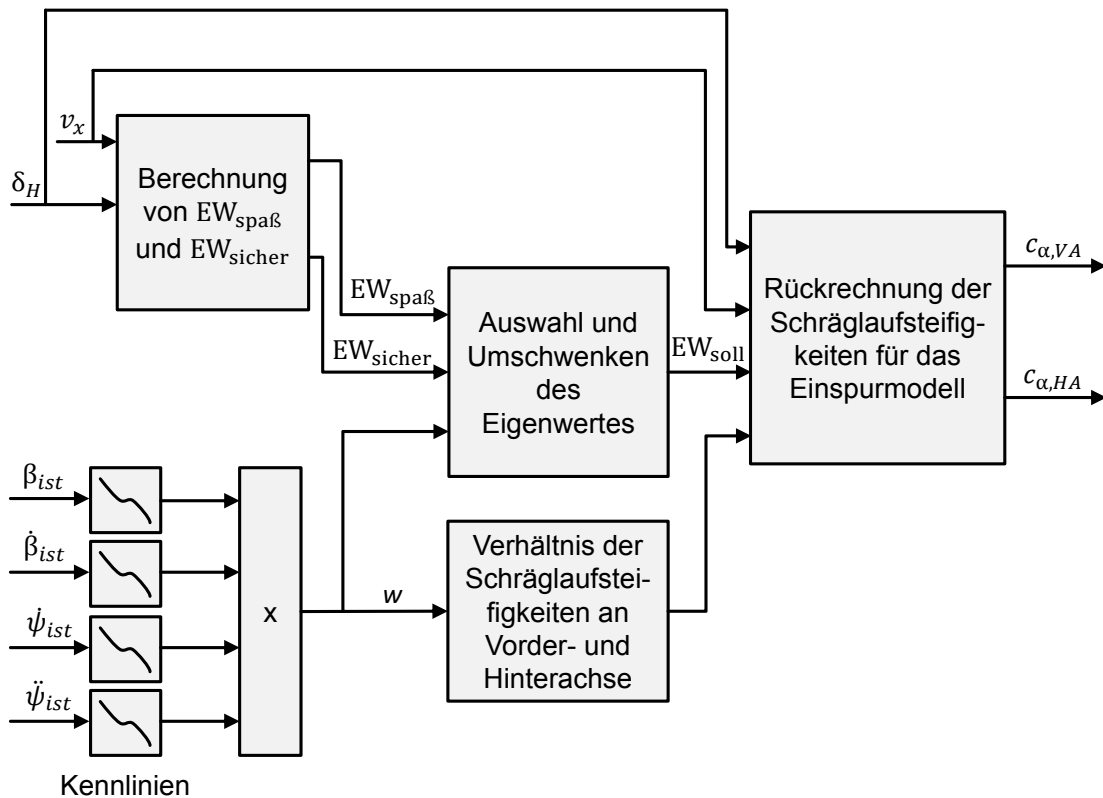
#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

fahrkritischen Situation umgeschwenkt wird, berechnen sich wie folgt:

$$\operatorname{Re}(\lambda) = -\frac{1}{2} \cdot \left( \frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} + \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \right) \quad (4.5)$$

#### 4.4. Prinzip der kontinuierlichen Umschaltung

Die aktuelle Fahrsituation wird aufgrund der gemessenen Größen Gierrate  $\dot{\psi}$  und Schwimmwinkel  $\beta$  sowie deren zeitlichen Ableitungen detektiert. Im niederdynamischen Bereich werden die Schräglaufsteifigkeiten des linearen Einspurmodells für die Sollgrößenvorgabe erhöht, was im physikalischen Sinn einer Verbreiterung der Reifen gleichkommt. Somit erhöht sich die Gier- und Schwimmwinkelverstärkung des Sollvorgabenmodells und die Fahrdynamikregelung muss das reale Fahrzeug in der Querregelung agilisieren, damit sich Soll- und Istwerte von Gierrate oder Schwimmwinkel entsprechen. Nähert sich das Fahrzeug seinem querdynamischen Grenzbereich, so wird kontinuierlich von 'Fahrspaß' auf 'Fahr Sicherheit' umgeschwenkt. Die Schräglaufsteifigkeiten an den beiden Achsen des Fahrzeugmodells werden verringert, dass sie unter den realen Schräglaufsteifigkeiten des Fahrzeuges liegen. Zudem wird dem Fahrzeug ein untersteuernder Charakter aufgeprägt, was mit einer geringeren Gierverstärkung einhergeht. Konkret wird dabei das Verhältnis der hinteren Schräglaufsteifigkeit zur vorderen von 1,5 auf 2 erhöht, sodass die Stabilitätsreserve des Fahrzeuges durch das Torque-Vectoring-System erhöht wird. Die Abbildung 4.4 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Umschaltung. Aufgrund der aktuellen Längsgeschwindigkeit  $v_x$  und



**Abbildung 4.4.:** Aufbau der kontinuierlichen Umschaltung zwischen dem Modell Fahrspaß und Fahr Sicherheit mit Bestimmung der Schräglaufsteifigkeiten  $c_{\alpha,VA}$  und  $c_{\alpha,HA}$

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

---

der konstanten Fahrzeugparameter, wie zum Beispiel die Gierträgeit  $\Theta_{zz}$ , der Abstände des Schwerpunktes zu den Achsen  $l_v$  sowie  $l_h$  und vorher bestimmten Schräglaufsteifigkeiten für die Modi 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit', wird jeweils der Realteil der Eigenwerte für die Stellung 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit' berechnet. Die Methode zur Ermittlung der Schräglaufsteifigkeiten für die beiden Stellungen wird im Kapitel 4.7 erklärt. Der Realteil des vorliegenden Modells wird aufgrund des folgenden Zusammenhanges ermittelt:

$$\operatorname{Re}(EW_{\text{soll}}) = w \cdot \operatorname{Re}(EW_{\text{spass}}) + (1 - w) \cdot \operatorname{Re}(EW_{\text{sicher}}) \quad , \quad w \in [0, 1] \quad (4.6)$$

$w$  ist hierbei der Gewichtungsfaktor, der sich aus der Multiplikation der Einzelgewichtungen aus aktueller Gierrate und Schwimmwinkel sowie deren zeitlichen Gradienten ergibt.

$$w = w_{\dot{\psi}} \cdot w_{\psi} \cdot w_{\dot{\beta}} \cdot w_{\beta} \quad (4.7)$$

### 4.5. Betrachtung der Lenkbarkeit bei unterschiedlichen Reifen-Fahrbahn-Kraftschlussbeiwerten

Damit die Fahrsicherheit durch die Definition der Sollvorgabe garantiert werden kann, muss die Lenkbarkeit des Fahrzeuges bei variierenden Fahrbahn- und Witterungsbedingungen untersucht werden. Die Lenkbarkeit ist ein verlässliches Indiz für die Erkennung einer kritischen Fahr situation [Ise06, S. 170]. Durch die Lenkung kann dem Fahrzeug ein Giermoment aufgeprägt werden, das aus den Seiten- und Längskräften der vier Reifen resultiert. Um das Fahrzeug kontrollieren zu können, muss es stets möglich sein, Kursänderungen durch Anpassung dieses Giermomentes vornehmen zu können. Die Lenkbarkeit beziehungsweise die Variation des Giermomentes durch Lenkbewegungen wird stark vom aktuellen Schwimmwinkel beeinflusst. Liegt bei geringen Schwimmwinkeln noch ein linearer Zusammenhang zwischen Lenkradwinkel  $\delta_H$  und dem daraus resultierenden Giermoment  $M_z$  vor, kommt es mit zunehmendem Schwimmwinkel zu einer Abnahme der Giermomentenänderung bei Variation des Lenkradwinkels. Die Ursache für diesen Zusammenhang ist das Erreichen der Kraftschlussgrenze des Reifens je nach Niveau des Reibbeiwertes. Die Schwimmwinkel, ab denen die Lenkbarkeit des Fahrzeuges einen kritischen Wert erreicht, liegen meist im Bereich zwischen  $15^\circ$  auf trockener Fahrbahn und  $4^\circ$  auf Oberflächen mit niedrigem Reibbeiwert wie regennasser Asphalt [Zan02, S. 1]. Diese Aussage stimmt mit den gezeigten Schwimmwinkeln aus Abbildung 2.2 überein.

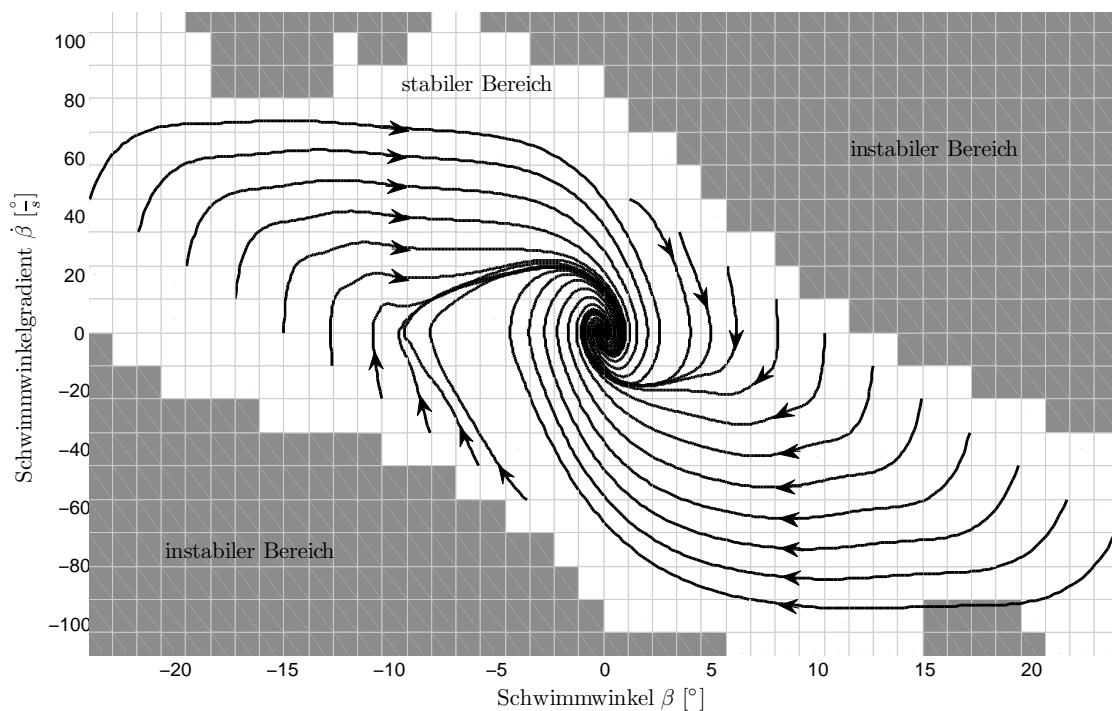
In [IKY94] wird die sogenannte ' $\beta$ -Method' angewandt, um die kritischen Werte für Schwimmwinkel und Schwimmwinkelgradient zu ermitteln. Diese Methode wird in [Vie08, S. 79 ff.] zur Analyse der Fahrstabilität eines Zweispurmodells aufgegriffen. Im Wesentlichen hängt die Fahrzeugreaktion in der Zustandsebene, aufgespannt durch den Schwimmwinkel  $\beta$  und der Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\beta}$ , des verwendeten Zweispurmodells von den folgenden Eingangsparametern ab:

- Fahrzeuglängsgeschwindigkeit  $v_x$
- Vorderradlenkwinkel  $\delta_v$

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

- Reifen-Fahrbahn-Kraftschlussbeiwert  $\mu$

Abbildung 4.5 zeigt das Ergebnis der Stabilitätsuntersuchung am unregulierten (ohne Torque-Vectoring-Funktionalität) Fahrzeug MUTE bei trockener Straße. Dabei sind die Fahrzeugeingänge als konstant angenommen, nur die Startwerte von  $\beta$  und  $\dot{\beta}$  werden variiert. Strebt das System gegen den Ursprung der Zustandsebene, so ist der Fahrzustand stabil, andernfalls nicht. Das vorliegende Versuchsfahrzeug MUTE ist gleichbereift und hat eine statische Gewichtsverteilung von 45/55, das heißt der Schwerpunkt ist entlang der Fahrzeuglängsachse um 105 mm in Richtung Hinterachse verschoben. Aus diesem Grund wirken bei Kurvenfahrt an der Hinterachse größere Seitenkräfte als an der Vorderachse. Die Raderhebungskurven werden so angepasst, dass das Fahrzeug bei Hochreibbeiwert ( $\mu \geq 0,8$ ) bis in den Grenzbereich einen stabilen Fahrzustand garantiert. Bei niedrigen Reibbeiwerten ist die Grenzquerbeschleunigung und damit das Wanken niedriger, somit ist auch der Effekt des Wanklenkens geringer, das Fahrzeug kann schneller instabil werden, weil die Hinterachse die zusätzliche Kraft nicht abstützen kann. Der Reifen-Fahrbahn-Reibbeiwert beeinflusst die Fahrstabilität und somit auch den Schwimmwinkel  $\beta$ . Abbildung 4.6 zeigt deren Zusammenhang mit der Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\beta}$  für das zu untersuchende Fahrzeug bei verschiedenen Reibbeiwerten.



**Abbildung 4.5.:** Stabilitätsuntersuchungen des unregulierten Fahrzeuges bei einem Reifen-Fahrbahn-Reibbeiwert von  $\mu \geq 1$

Die Gewichtungsfaktoren  $w_\beta$  und  $w_{\dot{\beta}}$  aus Gleichung (4.7) im vorherigen Kapitel nehmen so wie die restlichen Faktoren Werte zwischen 0 und 1 an, je nachdem wie hoch der aktuelle Schwimmwinkel sowie seine zeitliche Ableitung sind.

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

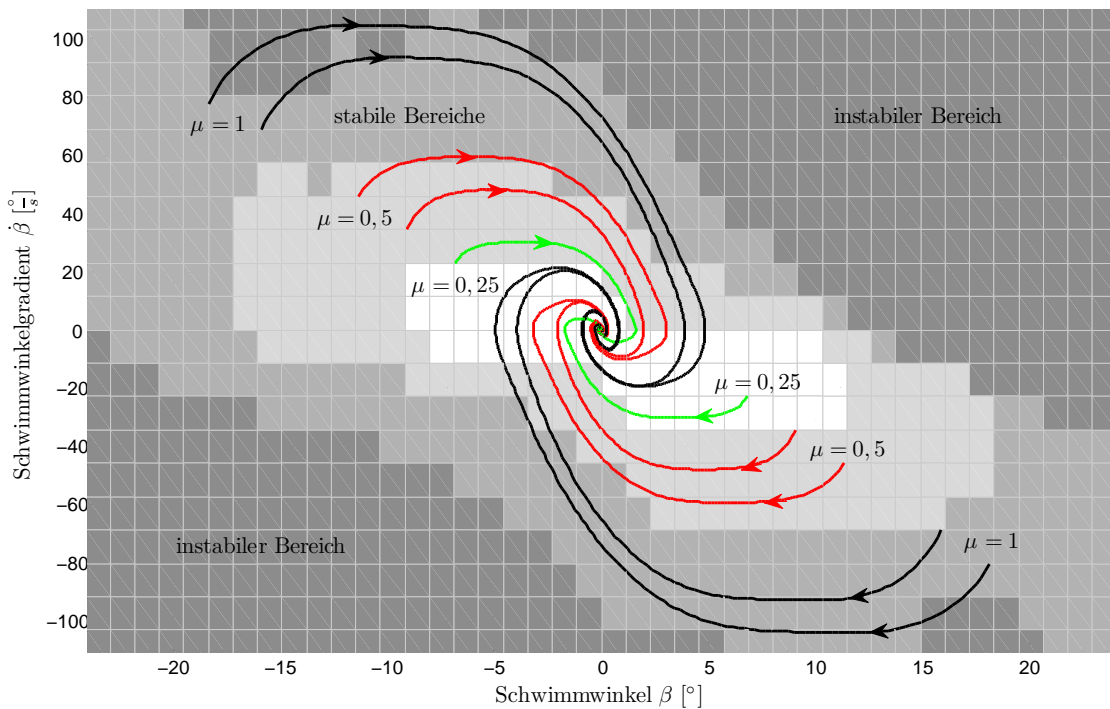


Abbildung 4.6.: Stabilitätsuntersuchungen des unregulierten Fahrzeuges bei verschiedenen Reifen-Fahrbahn-Reibbeiwerten

#### 4.6. Ein- / Ausgangsentkopplung

Die Methode der Ein- / Ausgangsentkopplung wird häufig bei Mehrgrößenregelungssystemen angewandt, um Regelgrößen unabhängig voneinander vorzugeben, selbst wenn sie im System gekoppelt sind. Im vorliegenden Fall ermöglicht die Ein- / Ausgangsentkopplung bei der Feinabstimmung der Sollgrößen für das jeweilige Fahrzeug sowohl die Reaktionsfähigkeit als auch die stationäre Verstärkung von Gierrate und Schwimmwinkel unabhängig voneinander zu beeinflussen. Abbildung 4.7 zeigt die zeitlichen Verläufe bei verschiedenen Einstellungen der Faktoren  $psip_{stat}$  (stationäre Gierverstärkung) und  $psip_{dyn}$  (Reaktionsfähigkeit auf die Lenkradwinkleingabe) anhand eines Lenkwinkelsprungs, wobei sich die Sollwertvorgabe für den Schwimmwinkel nicht ändert. Analog zu den definierten Faktoren der Gierrate werden jene des Schwimmwinkels  $beta_{stat}$  und  $beta_{dyn}$  eingeführt. Die Sollgrößen für Gierrate  $\psi_{soll}$  sowie Schwimmwinkel  $\beta_{soll}$ , die aus dem Sollgrößenmodell hervorgehen, werden jeweils mit den stationären sowie den dynamischen Faktoren multipliziert:

$$\begin{aligned}\psi_{soll,E/A} &= \psi_{soll} \cdot psip_{stat} \cdot (f(\dot{\psi}_{soll}) \cdot psip_{dyn}) \\ \beta_{soll,E/A} &= \beta_{soll} \cdot beta_{stat} \cdot (f(\dot{\beta}_{soll}) \cdot beta_{dyn})\end{aligned}\quad (4.8)$$

Dabei stellen die beiden Größen  $\psi_{soll,E/A}$  und  $\beta_{soll,E/A}$  die Eingänge für die Ein- / Ausgangsentkopplung dar. Die Funktionen  $f(\dot{\psi}_{soll})$  und  $f(\dot{\beta}_{soll})$  sind so gewählt, dass die Ein- / Ausgangsentkopplung die Zustände des Sollgrößenmodells nicht beeinflussen, wenn die vier Faktoren gleich 1 sind.

Im Folgenden wird auf die Funktionsweise der Ein- / Ausgangsentkopplung näher eingegangen. Die Struktur des Systems wird in 4.8 veranschaulicht. Die Zustandsraumdarstellung für

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

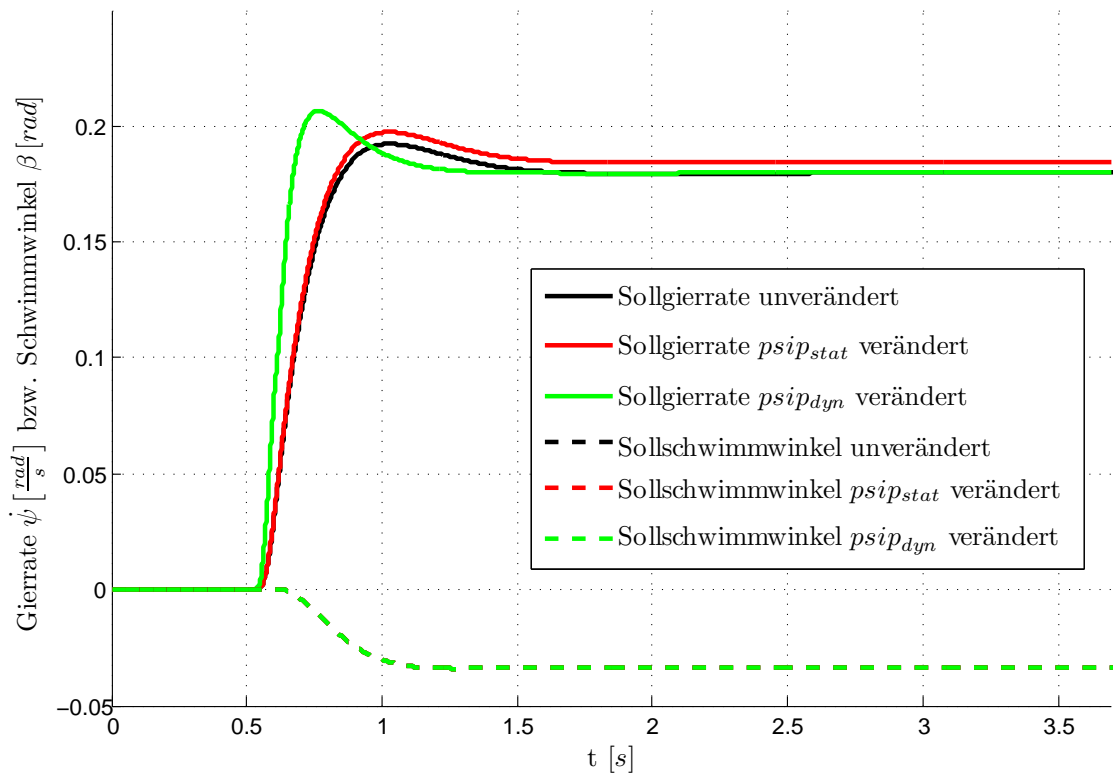


Abbildung 4.7.: Sollgierrate und Schwimmwinkel bei veränderten Parameter der Ein - / Ausgangsentkopplung

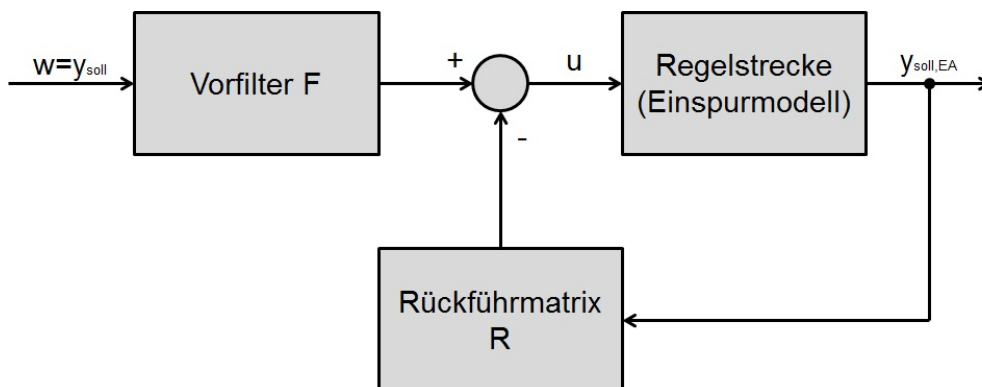


Abbildung 4.8.: Schaltbild der Ein - / Ausgangsentkopplung

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

ein dynamisches System mit zwei Zuständen ist wie folgt definiert:

$$\vec{\dot{x}} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix} \cdot \vec{x} + \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \cdot \vec{u} \quad \vec{y} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \vec{x} \quad (4.9)$$

Da die beiden Zustände voneinander entkoppelt werden sollen, enthält die Messgleichung für  $\vec{y}$  die Einheitsmatrix. Die Differenzordnung des Systems ist  $\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 = 1 + 1 = 2$ , weil bereits in der ersten Ableitung von  $y_1$  (aus diesem Grund gilt  $\gamma_1 = 1$ ) beziehungsweise  $y_2$  (deshalb beträgt  $\gamma_2 = 1$ ) die Eingänge  $u_1$  und  $u_2$  vorkommen. Das System ist dann entkoppelbar, wenn die Matrix  $\mathbf{D}^*$  invertierbar ist:

$$\mathbf{D}^* = \begin{bmatrix} \vec{c}_1^T \mathbf{A}^{\gamma_1-1} \mathbf{B} \\ \vec{c}_2^T \mathbf{A}^{\gamma_2-1} \mathbf{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_{11} & d_{12} \\ d_{21} & d_{22} \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

Die Matrix  $\mathbf{D}^*$  ist genau dann invertierbar, wenn ihre Determinante  $\det \mathbf{D}^*$  ungleich null ist:

$$\det \mathbf{D}^* = d_{11} \cdot d_{22} - d_{12} \cdot d_{21} \neq 0 \quad (4.11)$$

Die Übertragungsfunktionen des in Abbildung 4.8 skizzierten Regelsystems setzen sich aus einer Konstanten im Zähler und je nach Differenzordnung aus einem Polynom  $(\lambda_i - 1)$ -ten Grades im Nenner zusammen:

$$G_i(s) = \frac{K_i}{s^{\lambda_i-1} + M_{i\lambda_i-2} \cdot s^{\lambda_i-2} + \dots + M_{i1} \cdot s + M_{i0}} \quad (4.12)$$

Dabei gibt die Differenzordnung jeder Ausgangsgröße die Anzahl der Eigenwerte in der jeweiligen Übertragungsfunktion. Um ein schnelles Folgeverhalten zu garantieren, wird der Realteil der Eigenwerte so hoch wie möglich gewählt. Weil ein diskretes System vorliegt, darf die Eigenfrequenz des Reglers nicht größer als die Hälfte der Berechnungsfrequenz des Gesamtsystems betragen, damit sie im diskret abgetasteten und berechneten System richtig dargestellt wird<sup>17</sup> und keine numerischen Instabilitäten auftreten.

Aus der Forderung der stationären Genauigkeit der Übertragungsfunktion muss  $G_i(0) = 1$  gelten. Daraus folgt, dass  $K_i = M_{i0}$  (aus Gleichung (4.12)) gelten muss und es ergibt sich für  $\mathbf{K}$  die folgende Diagonalmatrix:

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & K_n \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

<sup>17</sup>In der Signalanalyse auch als Alias-Effekt bekannt.



#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

Das Reglergesetz des in Abbildung 4.8 dargestellten Systems lautet:

$$\vec{u} = -\mathbf{R} \cdot \vec{x} + \mathbf{F} \cdot \vec{w} \quad (4.14)$$

Die Rückführmatrix  $\mathbf{R}$  und der Vorfilter  $\mathbf{F}$  berechnen sich wie folgt:

$$\mathbf{D}^* \cdot \mathbf{F} = \mathbf{K} \quad (4.15)$$

$$\mathbf{F} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{D}^{*-1} = \frac{1}{d_{11} \cdot d_{22} - d_{21} \cdot d_{12}} \cdot \begin{bmatrix} K_1 \cdot d_{22} & -K_1 \cdot d_{12} \\ -K_2 \cdot d_{21} & K_2 \cdot d_{11} \end{bmatrix} \quad (4.16)$$

$$\mathbf{R} = \mathbf{D}^{*-1} \cdot \left[ \begin{bmatrix} \vec{c}_1^T \mathbf{A}^{\lambda_1} \\ \vec{c}_2^T \mathbf{A}^{\lambda_2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sum_{\nu=0}^{\lambda_1-1} M_{\nu 1} \cdot \vec{c}_1^T \cdot \mathbf{A}^{\nu} \\ \sum_{\nu=0}^{\lambda_2-1} M_{\nu 2} \cdot \vec{c}_2^T \cdot \mathbf{A}^{\nu} \end{bmatrix} \right] \quad (4.17)$$

Für die Ein- / Ausgangsentkopplung des vorliegenden Systems werden die Bewegungsgleichungen des Einspurmodells in Zustandsraumdarstellung verwendet. Die Gleichung der Gierbeschleunigung der Formel 3.1 wird durch das Giermoment  $M_{z,TV}$  aufgrund des Torque-Vectoring-Systems erweitert [Mei06, S. 59]. In dieser Gleichungsform mit dem neuen Eingangsvektor  $u$  ist die Matrix  $\mathbf{D}^*$  invertierbar, die Dynamikmatrix  $\mathbf{A}$  für die Eigenwertvorgabe bleibt unverändert.

$$\begin{bmatrix} \dot{\beta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{\alpha,v} + c_{\alpha,h}}{m \cdot v_x} & \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{m \cdot v_x^2} - 1 \\ \frac{c_{\alpha,h} \cdot l_h - c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} & -\frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v^2 + c_{\alpha,h} \cdot l_h^2}{\Theta_{zz} \cdot v_x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \beta \\ \psi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c_{\alpha,v}}{m \cdot v_x} & 0 \\ \frac{c_{\alpha,v} \cdot l_v}{\Theta_{zz}} & \frac{1}{\Theta_{zz}} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta \\ M_{z,TV} \end{bmatrix} \quad (4.18)$$

Daraus ergibt sich für die Matrix  $\mathbf{D}^*$ :

$$\mathbf{D}^* = \begin{bmatrix} \vec{c}_1^T \mathbf{A}^{\gamma_1-1} \mathbf{B} \\ \vec{c}_2^T \mathbf{A}^{\gamma_2-1} \mathbf{B} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [1 & 0] \cdot \mathbf{E} \cdot \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \\ [0 & 1] \cdot \mathbf{E} \cdot \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} \\ b_{21} & b_{22} \end{bmatrix} \end{bmatrix} = \mathbf{B} \quad (4.19)$$

$$\mathbf{D}^{*-1} = \mathbf{B}^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{m \cdot v_x}{c_{\alpha,v}} & 0 \\ -m \cdot v_x \cdot l_v & \Theta_{zz} \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

Die Realteile der beiden Eigenwerte werden im hier beschriebenen System auf 80 festgelegt, damit garantiert die Ein- / Ausgangsentkopplung ein gutes Folgeverhalten. Die Eigenfrequenz ist weit genug von der Berechnungsfrequenz entfernt. Die beiden Übertragungsfunktionen der Ein- / Ausgangsentkopplung lauten nach (4.12):

$$G_1(s) = G_2(s) = \frac{K_i}{s + 80} \quad (4.21)$$

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

Aufgrund der Forderung nach stationärer Genauigkeit müssen die Konstanten der  $\mathbf{K}$ -Matrix gleich den Realteilen der Eigenwerte sein.

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 80 & 0 \\ 0 & 80 \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

$$\Rightarrow G_1(s) = G_2(s) = \frac{80}{s + 80} \quad (4.23)$$

Der Vorfilter  $\mathbf{F}$  aus Gleichung (4.16) errechnet sich wie folgt:

$$\mathbf{F} = \mathbf{K} \cdot \mathbf{D}^{*-1} = \begin{bmatrix} 80 \cdot \frac{m \cdot v_x}{c_{\alpha, v}} & 0 \\ -80 \cdot m \cdot v_x \cdot l_v & 80 \cdot \Theta_{zz} \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

Nach der Definition (4.17) ergibt sich die Rückführmatrix  $\mathbf{R}$  der Ein- / Ausgangsentkopplung:

$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} \frac{m \cdot v_x}{c_{\alpha, v}} & 0 \\ -m \cdot v_x \cdot l_v & \Theta_{zz} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a_{11} + 80 & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} + 80 \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

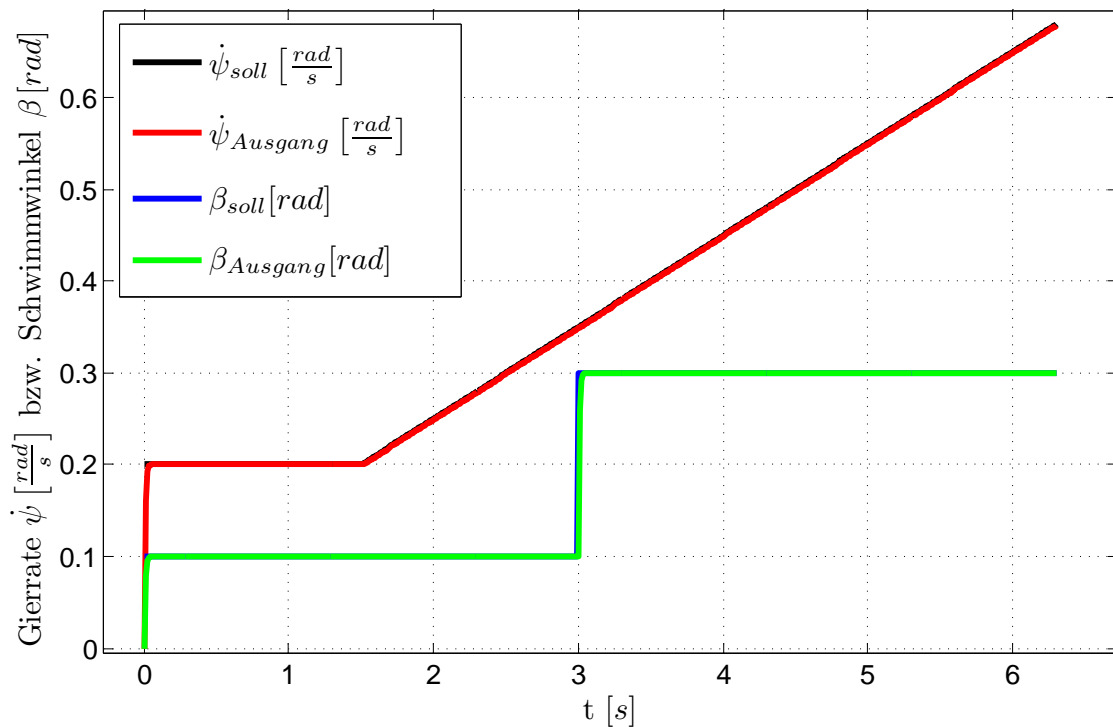


Abbildung 4.9.: Veranschaulichung der Funktion der Ein- / Ausgangsentkopplung

#### 4. Definition der Sollvorgabe für die Fahrzeugquerdynamik

---

Eine Überprüfung der Korrektheit der Entkopplung kann mithilfe der Gleichung (4.26) erfolgen. Wenn die Gleichung erfüllt ist, dann funktioniert der Regler richtig.

$$\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{R} = -\mathbf{K} = \begin{bmatrix} -80 & 0 \\ 0 & -80 \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

Zudem zeigt Abbildung 4.9 das Verhalten des Systems bei unterschiedlichen Sollvorgaben der beiden Zustände  $\psi$  und  $\beta$ .

### 4.7. Abstimmung der Sollwertvorgabe und Übertragbarkeit auf verschiedene Fahrzeuge

In diesem Kapitel wird das Vorgehen der Abstimmung der einzelnen Parameter des Gesamtsystems Sollgrößenvorgabe für Fahrdynamikregelsysteme beschrieben. Die Gesamtheit der Parameter kann in Fahrzeugmodellparameter und frei einstellbare Systemparameter eingeteilt werden. Die Gruppe der Fahrzeugmodellparameter umfasst im Wesentlichen die Parameter des Einspurmodells, wie Gierträgheit  $\Theta_{zz}$ , Masse  $m_{FZG}$ , Abstand des Schwerpunktes von der Vorderachse  $l_v$  und Hinterachse  $l_h$  in Fahrzeuginnenrichtung. Sie werden direkt durch das Fahrzeug, für das die Sollvorgabe abgestimmt ist, festgelegt. Die frei einstellbaren Parameter werden simulativ beziehungsweise in Versuchsfahrten abgestimmt. Zu ihnen zählen:

- Schräglaufsteifigkeiten  $c_{\alpha,v}$  und  $c_{\alpha,h}$  für die Modi 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit'
- Kennwerte für die Umschwenkung vom querdynamisch agilisierenden ('Fahrspaß') in den sicheren ('Fahrsicherheit') Fahrbetrieb
  - Gierrate  $\dot{\psi}$
  - Gierbeschleunigung  $\ddot{\psi}$
  - Schwimmwinkel  $\beta$
  - Schwimmwinkelrate  $\dot{\beta}$
- Faktoren der Ein- / Ausgangsentkopplung
  - Faktor für Stationäranteil der Gierrate  $psip_{stat}$
  - Faktor für dynamischen Anteil der Gierrate (Reaktionsfähigkeit)  $psip_{dyn}$
  - Faktor für Stationäranteil des Schwimmwinkels  $beta_{stat}$
  - Faktor für dynamischen Anteil des Schwimmwinkels (Reaktionsfähigkeit)  $beta_{dyn}$

Im weiteren Verlauf wird auf die Bestimmung der frei einstellbaren Parameter eingegangen, die Vorgehensweise der Abstimmung des Systems der Sollvorgabe ist in Abbildung 4.10 visualisiert. Das System wird zuerst in der Fahrdynamiksimulation abgestimmt bevor reale Testfahrten durchgeführt werden.

Simulation

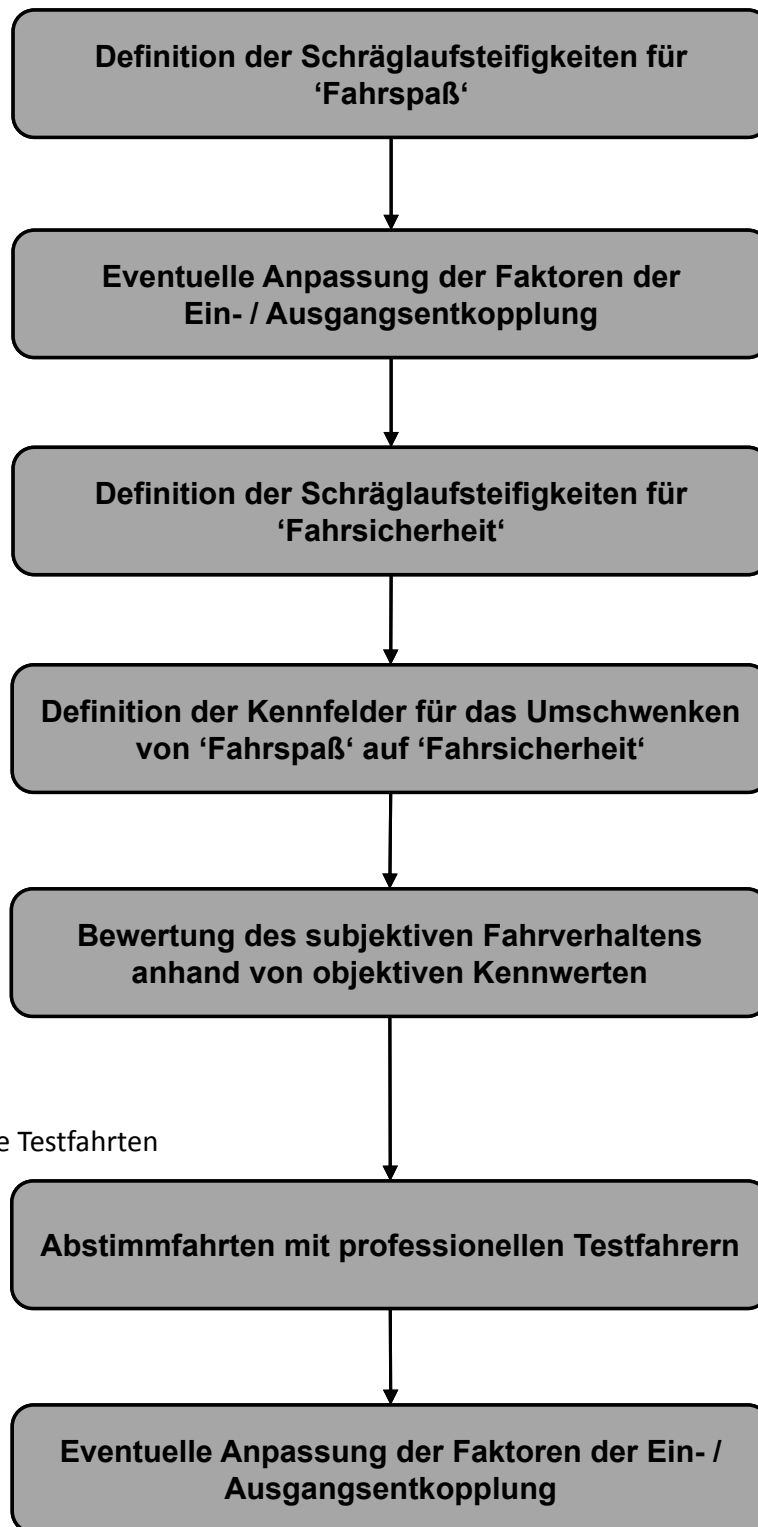


Abbildung 4.10.: Vorgehen der Abstimmung der freien Parameter der Sollwertvorgabe

##### 4.7.1. Definition der Schräglaufsteifigkeiten für den Modus 'Fahrspaß'

Die Schräglaufsteifigkeiten realer Reifen sind im Allgemeinen nichtlinear, jedoch verhalten sie sich, wie bereits beschrieben, bis zu einer Querschleunigung von  $4 \text{ m/s}^2$  nahezu linear. Für die Auswahl der Schräglaufsteifigkeiten werden zwei Optimierungskriterien für das stationäre und dynamische Verhalten definiert:

- Definition des Sollverhaltens der Gierrate
  - stationäre Gierverstärkung  $V_{\dot{\psi}}$  aus der stationären Kreisfahrt oder der Endphase des Lenkwinkelsprungs
  - Ansprechzeit der Gierrate  $T_{R,\dot{\psi}}$  aus dem Lenkwinkelsprung
- Definition des Sollverhaltens des Schwimmwinkels
  - stationäre Schwimmwinkelverstärkung  $V_{\beta}$
  - Ansprechzeit des Schwimmwinkels  $T_{R,\beta}$

Da die beiden Zustände  $\dot{\psi}$  und  $\beta$  im linearen Einspurmodell miteinander gekoppelt sind und das Torque-Vectoring nur höchstens einen Freiheitsgrad beeinflussen kann, wird das System nur auf einen Zustand optimiert. In den meisten Fällen wird aufgrund der einfacheren Messbarkeit die Gierrate  $\dot{\psi}$  als Regelgröße für Fahrdynamiksteuerungen und Regelungen verwendet.

In der Arbeit [Sta97, S. 88] wird eine optimale, konstante Gierverstärkung von 0,4 bis 0,44  $1/s$  vorgeschlagen. Für Stadtfahrzeuge, deren Längsgeschwindigkeit die Grenze von 100  $\text{km/h}$  nicht oder nur bei Geradeausfahrt übersteigt kann das Lenkverhalten noch etwas direkter ausgelegt werden, ohne dass die Lenkarbeit negativ beeinflusst wird [Ros09, S. 82]. Die untere Grenze für die Gierverstärkung solcher Fahrzeuge liegt bei 0,35  $1/s$ . Die Ansprechzeit der Gierrate für subjektiv positiv bewertete Fahrzeuge liegt im Bereich von 0,12 bis 0,14 s ([Zom91], [Fuc93], [RA97]). In der vorliegenden Arbeit wird die Ansprechzeit der Gierrate auf 0,14 s festgelegt. Dieser Wert entspricht den Empfehlungen von [RA97, S. 94 ff.].

Der Literatur können keine Aussagen zum Verstärkungsfaktor des Schwimmwinkels entnommen werden, meist wird ein maximal zulässiger Wert des Schwimmwinkels für stationäre als auch transiente Fahrsituationen genannt, der laut [Ise06, S. 176] bei  $5^\circ$  angesiedelt ist. Die Reaktionszeit des Schwimmwinkels  $T_{R,\beta}$  fahrdynamisch positiv beurteilter Fahrzeuge liegt laut [RA97, S. 97] um die 0,3 s, deshalb wird die Sollvorgabe der vorliegenden Arbeit so abgestimmt, dass dieser Wert erreicht wird.

Das Verhältnis der Schräglaufsteifigkeiten an Vorder- und Hinterachse beeinflusst die Fahrstabilität des Fahrzeuges. Ist die Schräglaufsteifigkeit der Vorderachse höher als die der Hinterachse, so wird das Fahrzeug mit einer ausgewogenen Gewichtsverteilung beim Einlenken übersteuern und instabil werden. Aufgrund der Erkenntnisse aus dieser Arbeit wird empfohlen das Verhältnis der Schräglaufsteifigkeiten von Hinter- zu Vorderachse bei 1,5 zu wählen. Dadurch hat das Fahrzeug bei Kurvenfahrt immer noch eine Stabilitätsreserve und ist nahe dem sogenannten Neutralsteuern, was bei dem linearen Einspurmodell und einer Gewichtsverteilung von 45/55 1,22 beträgt. Für die Abstimmung der Sollwertvorgabe wird dieser Wert benutzt. Neben dem Verhältnis der Schräglaufsteifigkeiten, beeinflusst ihre absolute Höhe das Fahrverhalten nachhaltig. Können die idealen Werte der Verstärkungen und Ansprechzeiten nicht erfüllt werden, so bietet sich die gezielte Variation der Faktoren der Ein- / Ausgangsentkopplung an.

4.7.2. Definition der Schräglaufsteifigkeiten für den Modus 'Fahrsicherheit'

Für die simulative Abstimmung der Schräglaufsteifigkeiten des linearen Einspurmodells im Modus 'Fahrsicherheit', der nahe des fahrdynamischen Grenzbereiches eintritt, ist der mittlere Eigenlenkgradient  $\left(\frac{d\delta_H}{da_y}\right)_{6-7 \text{ m/s}^2}$  entscheidend. Die Fahrzeugreaktion soll auch bei höheren Querbewegungen dem Erwartungsbild geübter Fahrer entsprechen und im Rahmen der positiven bewerteten Fahrdynamik liegen. Die obere Grenze von qualitativ hochwertigen Klein- und Mittelklassefahrzeugen liegt bei  $35 \frac{\circ}{\text{m/s}^2}$  ([MW04, S. 571 ff.], [Sto10, S. 53]). Aufgrund der Erfahrungen aus dieser Arbeit wird das Verhältnis der Schräglaufsteifigkeiten von Hinter- zu Vorderachse bei 2 gewählt. Das Einspurmodell mit den Parametern des Versuchsfahrzeuges ergibt einen Eigenlenkgradient von  $35 \frac{\circ}{\text{m/s}^2}$ . Zusätzlich zur Senkung des Verhältnisses der Schräglaufsteifigkeiten gegenüber dem Einspurmodell im Modus 'Fahrspaß', werden auch deren Absolutwerte gesenkt, sodass im sicherheitskritischen Bereich die maximal auftretenden Querbewegungen um  $1 \text{ m/s}^2$  gesenkt werden. Das Versuchsfahrzeug besitzt in diesem Fall höhere Schräglaufsteifigkeiten als das Einspurmodell, das die Sollvorgabe für die Fahrdynamikregelung vorgibt. Das kann als Stabilitätsreserve angesehen werden, wodurch das Fahrverhalten auch unter äußeren Störungen, wie Seitenwind oder Reibbeiwertänderungen stabil bleibt.

Abbildung 4.11 zeigt den Verlauf der Querbewegung über dem Lenkradwinkel bei konstanter Kreisfahrt. Die Steigung des Graphen definiert den Eigenlenkgradient, der beim geregelten Fahrzeug im Modus 'Fahrspaß' (bis  $4 \text{ m/s}^2$ ) im Durchschnitt gleich dem unregulierten ist ( $9,38 \frac{\circ}{\text{m/s}^2}$ ), jedoch mit höherer Querbewegung zunimmt und zwischen 6 und  $7 \text{ m/s}^2$  einen Wert von  $11,83$  beziehungsweise  $35,1 \frac{\circ}{\text{m/s}^2}$  aufweist. Aufgrund des begrenzten Antriebsmomentes werden nur Querbewegungen unter  $7,5 \text{ m/s}^2$  erreicht.

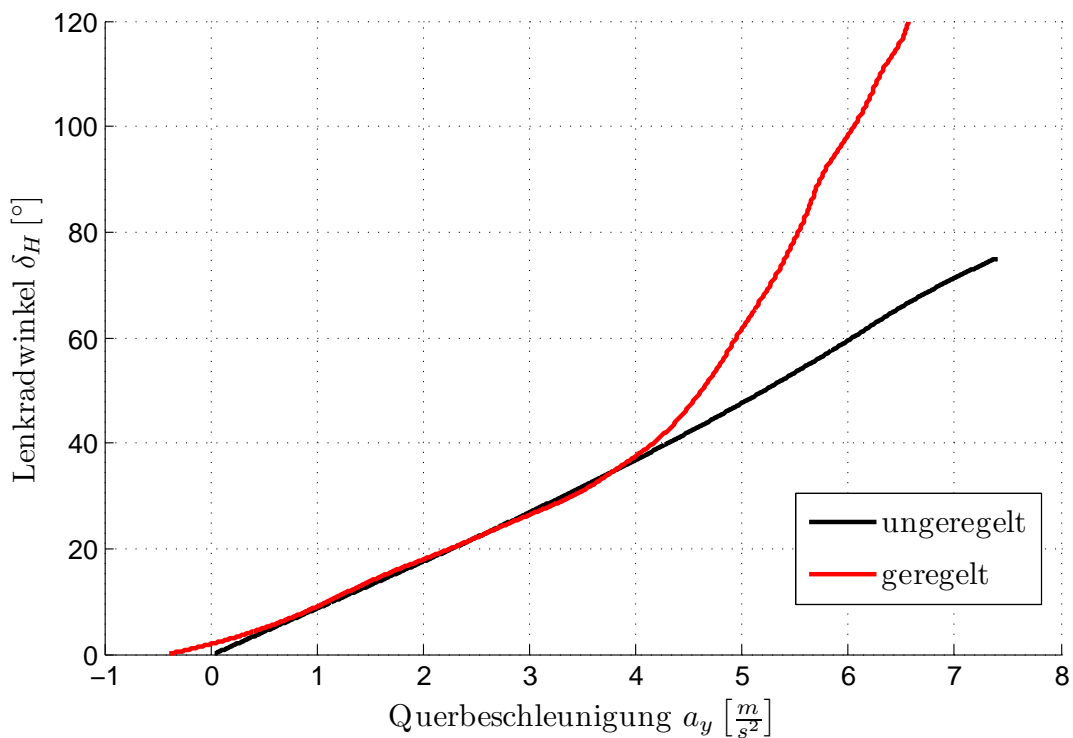


Abbildung 4.11.: Lenkradwinkel über Querbewegung in der konstanten Kreisfahrt des geregelten und unregulierten Fahrzeuges

### 4.7.3. Bestimmung der Kennfelder für das Umschwenken zwischen den Modi

Die Kennfelder, die den Multiplikationsfaktor  $w$  aus Gleichung (4.7) abhängig von den gemessenen Größen Gierrate  $\dot{\psi}$  und Schwimmwinkel  $\beta$  sowie deren zeitlichen Gradienten beeinflussen, müssen iterativ ermittelt werden. Der Einzelsinus mit Verweildauer (englisch: sine with dwell) [NHT08] ist ein Fahrmanöver, das von der US-amerikanischen Organisation 'The United States National Highway Traffic Safety Administration' für die Überprüfung der ESP-Regelungen genormt ist. Dieses Manöver dient der Beurteilung der Fahrstabilität sowie der Ausweichsicherheit von Hindernissen, welche durch den Querversatz zwischen Anfang und Ende des Manövers objektiv erfasst wird. Die Amplitude des Lenkradwinkels wird dabei schrittweise erhöht, bis das Fahrzeug instabil wird. Das unregelte Fahrzeug wird bei einer Längsgeschwindigkeit von 80 km/h und einem Lenkradwinkel von 100° instabil. Das geregelte Fahrzeug mit Torque-Vectoring-Funktion schafft die Durchfahrt. Beim Umschwenken zwischen den beiden Fahrmodi unterstützen weiche Übergänge eine querdynamische Stabilisierung. Die in dieser Arbeit verwendeten Kennfelder sind dem Anhang zu entnehmen.

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

In diesem Kapitel wird der Prozess der Findung von relevanten objektiven Kennwerten sowie die Bewertung und Absicherung der Fahrdynamik des passiven und aktiven (ohne und mit Torque-Vectoring-Funktionalität) Fahrzeuges beschrieben. Die Gliederung des Kapitels zeigt Abbildung 5.1 in übersichtlicher Form. Die Grundlage für die Bestimmung der Kennwerte für die Bewertung und der fahrdynamischen Absicherung der Fahrdynamik bilden dabei sowohl die Simulationsergebnisse des validierten Fahrzeugmodells als auch die realen Messdaten aus den Versuchsfahrten mit dem realisierten Prototyp MUTE. Aufgrund der zahlenmäßig beschränkten Testfahrten wird die Korrelationsbildung für die Generierung relevanter Kennwerte auf Basis von Simulationsdaten durchgeführt.

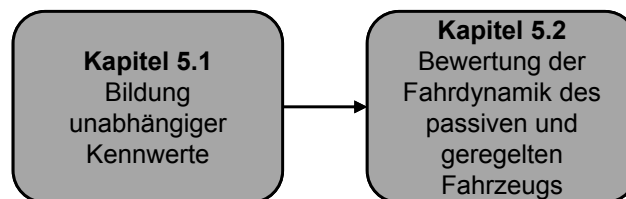


Abbildung 5.1.: schematische Gliederung von Kapitel 5

### 5.1. Bildung unabhängiger Kennwerte

In den vergangenen 30 Jahren, in denen die Objektivierung subjektiver Fahreindrücke erforscht wurde, sind sehr viele objektive Kennwerte definiert und untersucht worden. Teilweise sind die veröffentlichten Fahrdynamikkennwerte nicht linear unabhängig voneinander und enthalten ähnliche Informationen. Andererseits hat sich die Qualität der Fahrdynamik von Straßenfahrzeugen über die Jahre verbessert, was sich auch auf die subjektive Bewertung der Fahrdynamik niederschlägt. So sind die Ergebnisse der Untersuchungen von [RH84, S. 70 ff.] zum Lastwechsel bei Kurvenfahrt teilweise überholt, weil heutige Fahrzeuge eine sehr viel weichere und damit besser dosierbare Längsdynamik aufweisen. Aufgrund der Lenkunterstützung haben moderne Fahrzeuge die Möglichkeit, das Lenkradmoment künstlich zu manipulieren, ohne dass die Lenkübersetzung dafür verändert werden muss. Das sind nur zwei Beispiele einer veränderten Fokussierung der Fahrdynamikbewertung durch die konsequente Weiterentwicklung der Straßenfahrzeuge. Aufgrund der genannten Randbedingungen müssen die Kennwerte und ihre empfohlenen Bereiche auf ihre Wichtigkeit und Aktualität überprüft werden, bevor die Fahrdynamik auf Basis dieser Kennwerte bewertet werden kann.



## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

Im ersten Unterkapitel wird auf die Parametervariation der Sollgierrate eingegangen, um die simulative Generierung der Fahrzeugvarianten für die Korrelationsbildung der objektiven Kennwerte untereinander zu erläutern. Zudem werden dort die Auswirkungen der Varianten auf charakteristische Verläufe ausgewählter Betrachtungsgrößen der Manöver aufgezeigt. Das nächste Unterkapitel beschreibt die Korrelationsuntersuchungen der Manöverkennwerte. Dabei werden die Kennwerte innerhalb eines Manövers auf statistische Korrelationsbeziehungen über das gesamte Kollektiv der Fahrzeugvarianten untersucht und für jedes Kennwertpaar die Intensität mit dem jeweiligen Korrelationskoeffizienten  $r$  gebildet. Eine kritische Betrachtung hochkorrelierender Kennwerte führt zur Entscheidung einzelne Kennwerte fallen zu lassen, wenn diese keinen Mehrwert zur Aufklärung der manöverspezifischen Fahrverhaltensvarianz bieten und redundant sind. Es werden diejenigen Kennwerte identifiziert, die trotz des unterschiedlichen Fahrmanöverursprungs in der Gesamtheit das Fahrzeugverhalten ähnlich beschreiben. Für diese werden Eliminationsempfehlungen abgegeben, damit im Sinne eines schlanken Versuchs- und Auswertevorganges die subjektiven Fahreindrücke aufgrund der objektiven Kennwerte effizient ermittelt werden können.

Bei der Durchführung der open-loop-Manöver in der Simulation wird darauf geachtet, dass entsprechend der Normen<sup>18</sup> über alle Fahrzeugvarianten eine identische maximale (bei Einzelsinus, Sinuslenken mit konstanter und steigender Frequenz) und stationäre (bei Lenkwinkelsprung) Querschleunigung von 4 beziehungsweise 2  $m/s^2$  erreicht wird. Dabei müssen die unterschiedlichen Querschleunigungsverstärkungen über die zu untersuchenden Fahrzeugvarianten berücksichtigt werden.

### 5.1.1. Parametervariation der Sollgierrate

Der Versuchsträger mit Torque-Vectoring-Funktionalität beinhaltet, wie in Kapitel 3.4 beschrieben, eine Gierratenregelung samt Vorsteuerung. Die Fahrzeugvarianten für die Korrelationsanalyse werden durch die Manipulation der Sollgierrate erzeugt, indem die Parameter für die stationäre Gierverstärkung (im System als  $psip_{stat}$  bezeichnet) und des dynamischen Ansprechverhaltens ( $psip_{dyn}$ ) der Ein- / Ausgangsentkopplung manipuliert werden (Kapitel 4).

Die beiden Parameter werden jeweils in fünf Schritten um ihren Ausgangswert ( $psip_{stat} = 1$ ,  $psip_{dyn} = 0,7$ ) variiert. Der Parameter für die stationäre Gierverstärkung nimmt dabei die Werte 0,6, 0,8, 1,0, 1,2 und 1,4 an, wobei der Parameter, der das dynamische Ansprechverhalten beeinflusst, in der Variation die Werte 0,3, 0,5, 0,7, 0,9 und 1,1 annimmt. Durch die unterschiedlichen Kombinationen der Abstufungen der beiden Parameter und in Addition mit dem unregelmäßigen Fahrzeug ergeben sich 26 Fahrzeugvarianten für die Korrelationsuntersuchung pro Fahrmanöver. Dies gilt für die Manöver Lenkwinkelsprung, Einzelsinus, Sinuslenken mit konstanter Frequenz und Sinuslenken mit steigender Frequenz. Für die Untersuchung der konstanten Kreisfahrt liegen nur sechs Varianten vor, weil der Parameter  $psip_{dyn}$  keinen Einfluss auf das Fahrverhalten im eingeschwungenen, stationären Zustand hat.

---

<sup>18</sup>Lenkwinkelsprung: DIN / ISO 7401 [ISO04b]; Einzelsinus, Sinuslenken mit konstanter Frequenz: ISO 8725 [ISO04a] (werden auch in DIN / ISO 7401 behandelt); Sinuslenken mit steigender Frequenz: ISO 13674-1 [ISO02a]

### 5.1.1.1. Konstante Kreisfahrt

Für die Untersuchung der aussagekräftigen fahrdynamischen Kennwerte der konstante Kreisfahrt werden nur sechs Varianten untersucht. Der Grund dafür ist der fehlende Einfluss des Parameters  $\psi_{stat}$  auf das eingeschwungene Fahrverhalten. Damit die Basis der Untersuchung für alle Manöver gleich bleibt, werden keine zusätzlichen Parametervariationen durchgeführt. Die fünf Variationen des Parameters für die stationäre Gierverstärkung  $\psi_{stat}$  werden durch die Simulationsdaten des unregulierten Fahrzeuges erweitert. Die Streubreite der Variationen ist in Abbildung 5.2 veranschaulicht. Aufgrund des begrenzten Antriebsmomentes werden nur Querbeschleunigungen unter  $7,5 \text{ m/s}^2$  erreicht, deshalb hat der Graph des unregulierten Fahrzeuges keinen Knick nach oben, wie er bei herkömmlichen Straßenfahrzeugen auftritt.

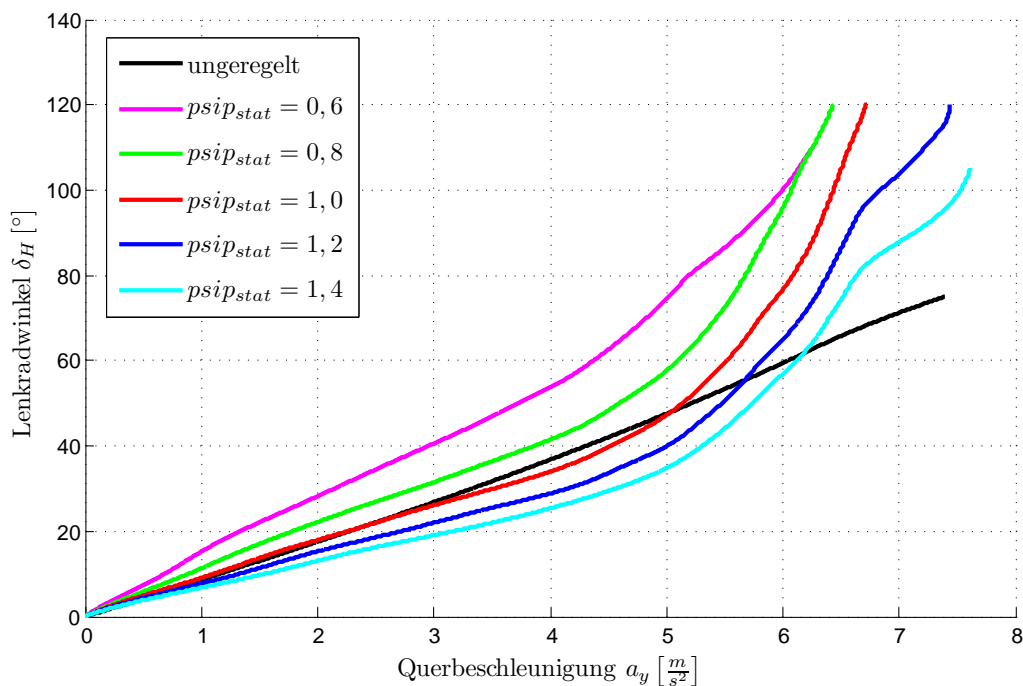


Abbildung 5.2.: Parametervariation von  $\psi_{stat}$  für die konstante Kreisfahrt

Es wird die bereits beschriebene Veränderung des Eigenlenkgradienten durch das Umschwenken beim Erreichen des fahrdynamischen Grenzbereichs vom Modus 'Fahrspaß' auf 'Fahrsicherheit' sichtbar. Das passive Fahrzeug weist im Vergleich mit den geregelten Fahrzeugvarianten einen nahezu konstanten Eigenlenkgradient über den gesamten Querbeschleunigungsbereich auf. Der Eigenlenkgradient ist nahezu konstant, deshalb kann das Fahrverhalten als neutral bezeichnet werden. Ist der Verlauf des Lenkwinkels über die Querbeschleunigung unter der des passiven Fahrzeuges, so reagiert das Fahrzeug stärker auf die Lenkwinkelangaben, es wird gierfreudiger. Ist der Verlauf hingegen über dem des unregulierten Fahrzeuges, so steigt der Eigenlenkgradient und das Fahrverhalten tendiert eher zum Untersteuern. Der Grund für den Knick im Verlauf von  $\psi_{stat} = 0,6$  bei der Querbeschleunigung  $a_y = 5,2 \text{ m/s}^2$  ist die Stellgrößenbeschränkung der Torque-Vectoring-Einheit. Die Istgierrate des Fahrzeuges kann der geforderten Sollgierrate nicht mehr folgen, weil die Regeleinheit das dafür nötige Ausdrehmoment (Giermoment nach kurvenaußen) nicht mehr aufbringen kann und seine Stellgrößenbeschränkung erreicht. Aufgrund der Motorisierung schafft das Fahrzeug mit den Einstellungen  $\psi_{stat} = 0,6 - 1,0$  nicht eine Quer-

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

beschleunigung von über  $7 \text{ m/s}^2$  zu erreichen, was für die Variationsuntersuchung nicht von Bedeutung ist. Die schwarze Linie zeigt das Fahrverhalten des ungeregelten Fahrzeuges.

### 5.1.1.2. Lenkwinkelsprung

Der Lenkwinkelsprung eignet sich im besonderen Maße zur Darstellung der variierenden Fahrzeugreaktionen aufgrund der Sollgierratenänderung, weil dieser durch die sprungartige Lenkradanregung und der daran anschließenden stationären Kreisfahrt eine getrennte Veranschaulichung der beiden Variationsparameter  $psip_{stat}$  und  $psip_{dyn}$  ermöglicht. Abbildung 5.3 zeigt die Gierreaktionen der verschiedenen Fahrzeugvarianten auf die Lenkradwinkelangeregung. Dabei wird in der Berechnung der Sollgierrate ausschließlich der Parameter für die stationäre Gierverstärkung  $psip_{stat}$  geändert, zudem ist der Verlauf des ungeregelten Fahrzeuges abgebildet. Aufgrund der Vorgabe der stationären Querbewegung  $a_y$  durch die Norm DIN / ISO 7401 visualisiert der Graph neben den querdynamischen Zuständen Gierrate  $\dot{\psi}$  und Schwimmwinkel  $\beta$  auch den Lenkradwinkel  $\delta_H$  als Systemeingang. Die Ansprechcharakteristik der Gierrate bleibt für die geregelten Fahrzeugvarianten nahezu identisch, die stationäre Gierverstärkung nimmt jedoch wie erwartet stark zu. Die unterschiedlichen Lenkradwinkel und Gierraten veranschaulichen die Gierverstärkung. Aus Abbildung 5.4 ist das

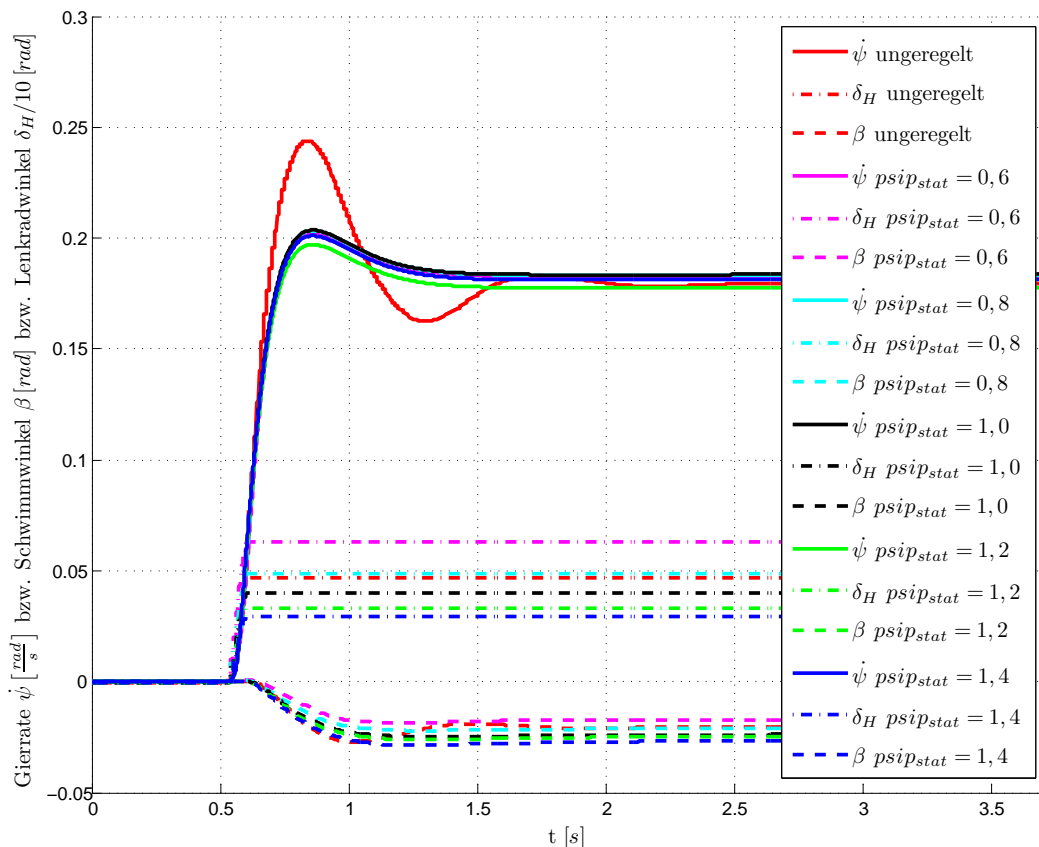


Abbildung 5.3.: Parametervariation von  $psip_{stat}$  bei konstantem  $psip_{dyn} = 0,7$  für  $v_x = 80 \text{ km/h}$

schnellere Ansprechverhalten und der größere Überschwinger der gierdynamischeren Varianten mit  $psip_{dyn} = 0,3$  und  $0,5$  zu sehen. Die Einstellung mit  $psip_{dyn} = 0,7$  bildet den Ausgangswert für die Parametervariation, sie ist zugleich die Konfiguration der Abstimmung der Sollgrößenberechnung nach Kapitel 4.7.

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

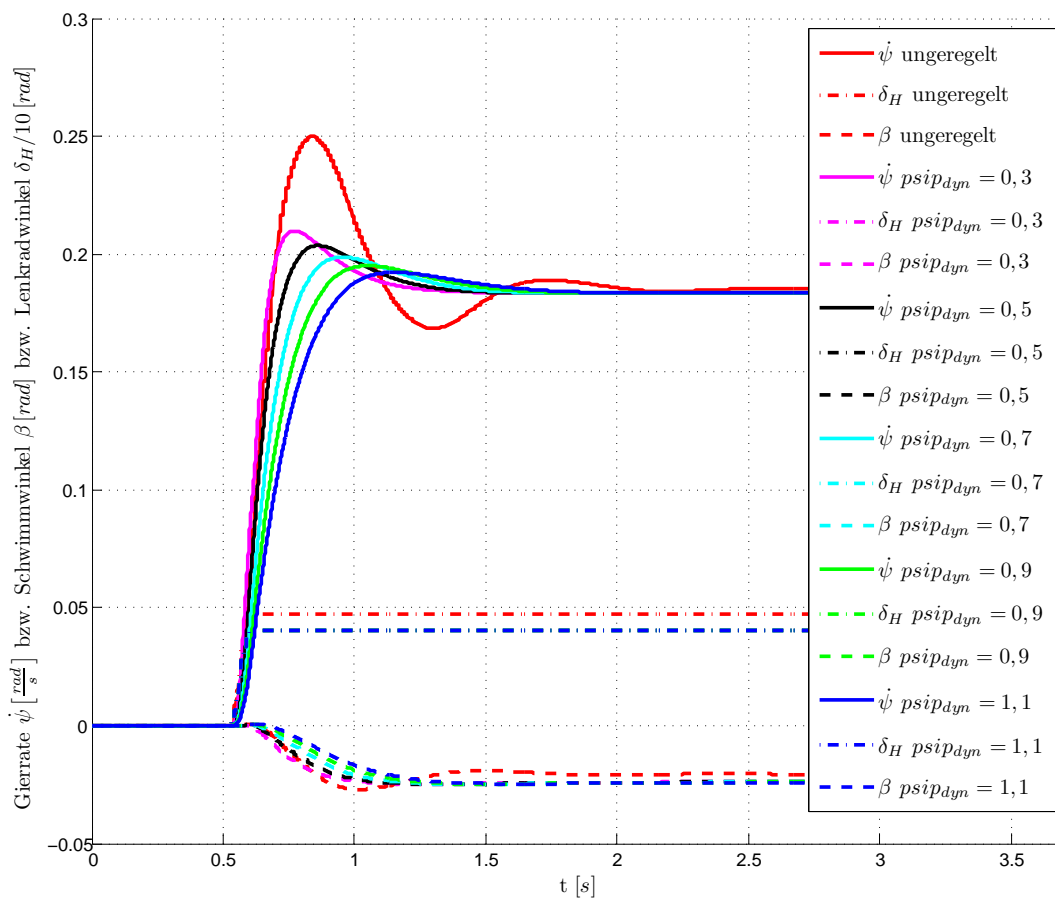


Abbildung 5.4.: Parametervariation von  $psip_{dyn}$  bei konstantem  $psip_{stat} = 1,0$  für  $v_x = 80$  km/h

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

Die gierträgteren Varianten besitzen im Zeitbereich des Gierrataufbaus einen geringeren Gierratengradienten und benötigt so länger, um dessen Gierratennorm zu erreichen, das zudem weniger ausgeprägt ist. Die Verläufe weisen im Gegensatz zu denen der passiven Variante einen deutlich geringeren Gierratennormüberschwinger auf und sind frei von Nachschwingungen im Stationärbereich. Die Torque-Vectoring-Reglereinheit kann sowohl den Überschwinger als auch die Nachschwingungen gezielt manipulieren beziehungsweise ausregeln. Es können demnach durch die Variation von  $psip_{dyn}$  verschiedene Ansprechcharakteristika auf die Fahrereingabe generiert und Nachschwingungen auch bei schnellem Ansprechverhalten auf Lenkradwinkleingaben kompensiert werden. Damit wird der Forderung von [HEG11, S. 146] nachgekommen, dass subjektiv als gut bewertete Fahrzeuge einen schnellen Aufbau der Gierrate und zugleich ein geringes Nach- und Überschwinger vorweisen müssen.

**Sinuslenken mit steigender Frequenz** Beim Sinuslenken mit steigender Frequenz, auch Frequenzgang genannt, beträgt die maximal erreichte Querschleunigung  $2 \text{ m/s}^2$ , was der Norm ISO 13674-1 [ISO02a] entspricht. Die erforderliche Lenkradwinkelamplitude wird vor der Manöverdurchführung für die Lenkfrequenz von 1 Hz bestimmt. Damit eine Ergebniskonstanz garantiert werden kann, wird die ermittelte Amplitude über die Frequenzen konstant gehalten.

Um den Einfluss der Parametervariation auf das Übertragungsverhalten des Fahrzeugs im Frequenzbereich anschaulicher darzustellen, sollen nachfolgende Gegenüberstellungen im Frequenzbereich dienen. Abbildung 5.5 und Abbildung 5.6 zeigen die Amplitude und die Phase der Gierverstärkung über der Erregerfrequenz  $f = 0 - 2,0 \text{ Hz}$ . Die Amplitude bei  $f = 0 \text{ Hz}$  stellt die Gierverstärkung bei konstanter Kreisfahrt ( $v_x = 80 \text{ km/h}$  und  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$ ) dar. Die Phase ist bei  $f = 0 \text{ Hz}$  immer 0, weil das Eingangssignal  $\delta_H$  in der konstanten Kreisfahrt keine zeitliche Änderung erfährt. Die Standardeinstellung, um die variiert wird, ist in den nachfolgenden Graphen stets schwarz eingezeichnet ( $psip_{stat} = 1,0$  und  $psip_{stat} = 0,7$ ).

Die Variation des Faktors für die Beeinflussung der stationären Gierverstärkung  $psip_{stat}$  erzeugt deutliche Unterschiede im Amplitudenniveau der Gierverstärkung. Ausgehend von unterschiedlichen Stationärwerten bei  $f = 0 \text{ Hz}$  stellen sich über dem Erregerfrequenzband differentiell nahezu identische Amplitudengänge ein, ohne jedoch die unterschiedlichen Grundniveaus zu verlieren. Die Überschwingweiten  $U_{\psi,FG}$  variieren nur gering um die der Standardeinstellung mit 1,2623 zu 1,1784 für  $psip_{stat} = 0,6$  und zu 1,269 für  $psip_{stat} = 1,4$ . Die Resonanzfrequenz liegt mit  $f_R = 0,8 \text{ Hz}$  für alle drei Varianten gleich auf, es findet also keine Resonanzfrequenzverschiebung statt. Aus dem Phasendiagramm ist zu entnehmen, dass die Variation des Stationärteils zudem keinen Einfluss auf den Phasenabfall der Gierverstärkung besitzt. Lediglich über einer Frequenz von  $f \approx 1,6 \text{ Hz}$  tritt ein weiterführender Phasenabfall bei  $psip_{stat} = 1,6$  auf, wo die anderen Verläufe niedrigere Phasenverschiebungen zeigen.

Wie in Abbildung 5.6 ersichtlich, steigt der Gierverstärkungsfaktor des Fahrzeuges und die Amplitudenüberhöhung mit der Reduktion des Faktors des Dynamikanteils  $psip_{dyn}$  an. Sie kann jedoch für alle Varianten als gering angesehen werden. Die Überschwingweite  $U_{\psi,FG}$  variiert vom sehr geringen Wert 1,1564 für die gierträgstere Variante ( $psip_{dyn} = 1,1$ ) über den Wert 1,2525 für die Standardeinstellung bis zum Wert 1,3272 für  $psip_{dyn} = 0,3$ . Zugleich findet eine Verschiebung der Resonanzfrequenz  $f_R$  zu höheren Frequenzen statt, je gierdynamischer die Fahrzeugvariante wird (0,4/0,8/1,2 Hz). Am Phasenabfall sieht man, dass die gierdynamische Variante die größte Phasenreserve aufbauen kann, der Phasenabfall so-

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

mit flacher ausfällt als bei den anderen Varianten. Eine geringe Erhöhung der Amplitude ist allerdings zu verzeichnen.

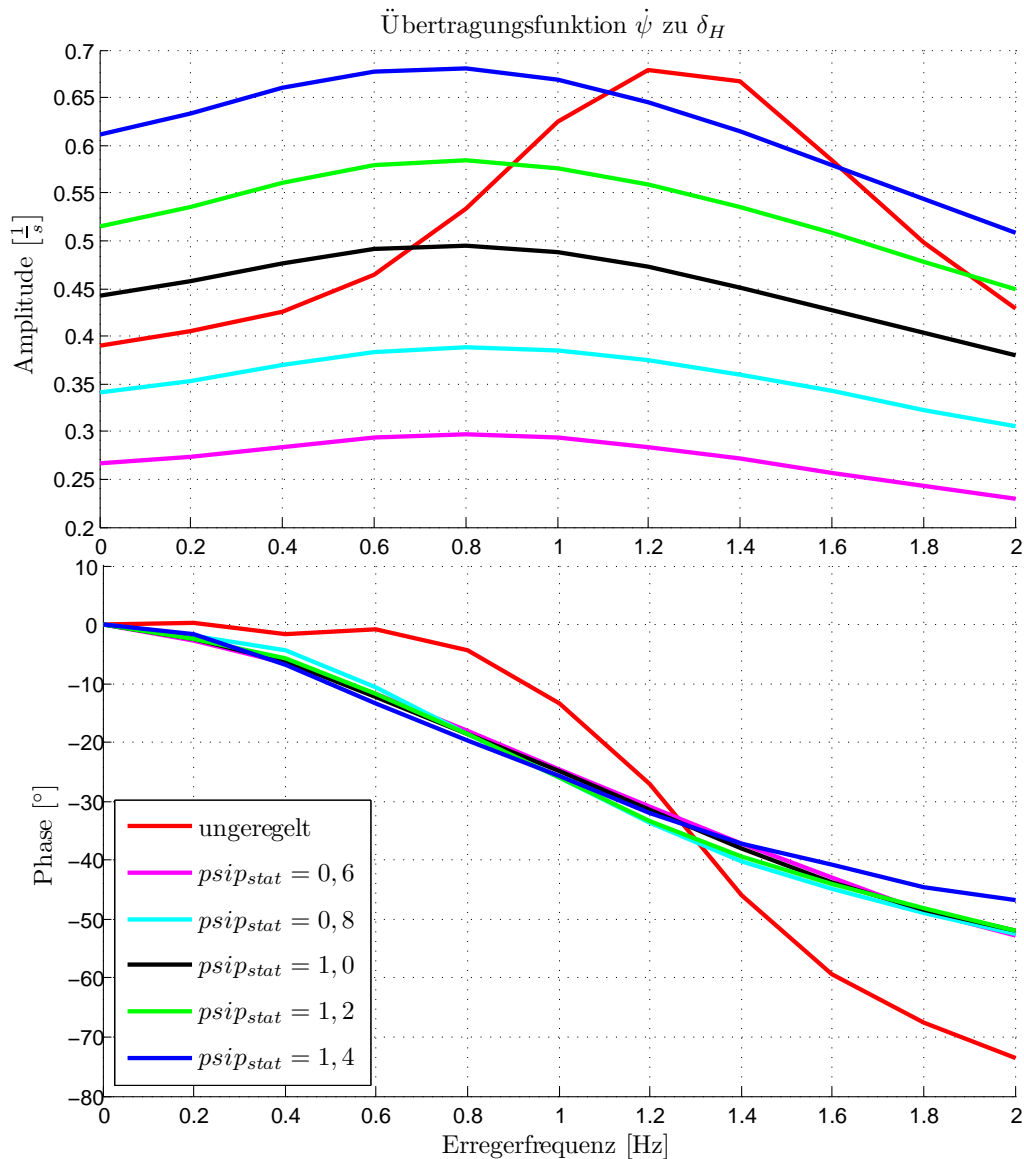


Abbildung 5.5.: Parametervariation von  $\psi_{stat}$  bei konstantem  $\psi_{dyn} = 0,7$  für  $v_x = 80 \text{ km/h}$

Für die Verläufe von Amplitude und Phase der Gierverstärkung des ungerregelten Fahrzeugs ergeben sich bedeutende Unterschiede zu den geregelten Varianten. Liegt die stationäre Gierverstärkung aufgrund des deutlich gesteigerten Lenkradwinkelbedarfs auf dem niedrigsten Niveau aller Varianten, baut das Fahrzeug mit steigender Anregungsfrequenz eine ausgeprägte Amplitudenüberhöhung mit hoher Resonanzfrequenz bei  $f_R = 1,2 \text{ Hz}$  auf. Aufgrund der starken Amplitudenüberhöhung und dem geringen Stationärwert bei  $f = 0 \text{ Hz}$  weist das ungerregelte Fahrzeug jedoch im Gegensatz zu den geregelten Varianten ein sehr inhomogenes Übertragungsverhalten im Frequenzbereich auf. Auffallend am Phasengang der Gierrate des passiven Fahrzeugs ist der bis zur Erregerfrequenz von  $f = 0,6 \text{ Hz}$  nur sehr schwache Phasenabfall, der im weiteren Verlauf sehr viel schneller als die anderen Varianten zunimmt.

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

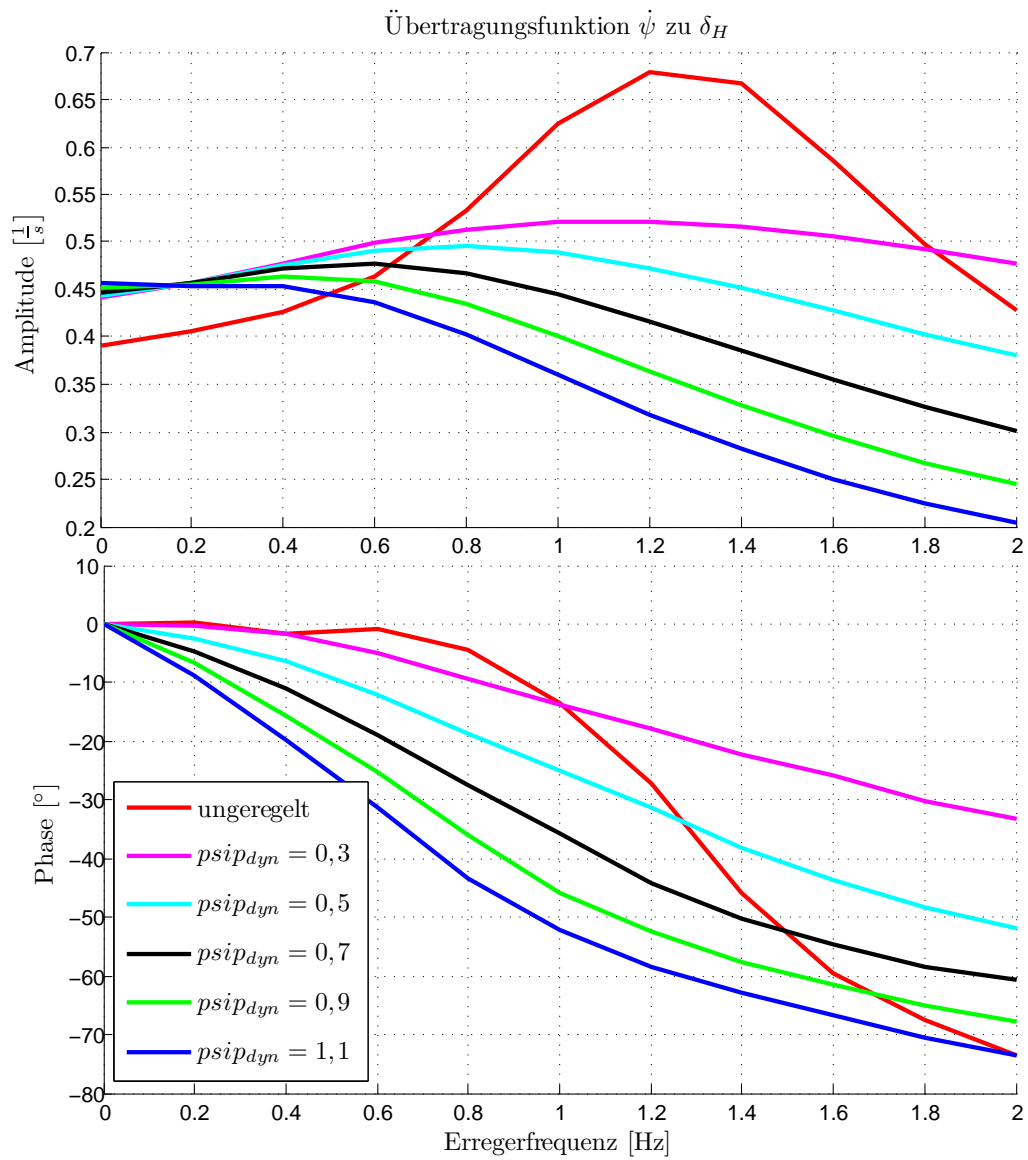


Abbildung 5.6.: Parametervariation von  $\psi_{dyn}$  bei konstantem  $\psi_{stat} = 1,0$  für  $v_x = 80 \text{ km/h}$

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

Die Auswirkungen der Variationen von  $\psi_{stat}$  und  $\psi_{dyn}$  auf die Verläufe der gemessenen Größen im Manöver Sinuslenken mit konstanter Frequenz ist mit denen des Einzelsinus sehr gut vergleichbar, deshalb wird darauf nicht weiter eingegangen.

**Sinuslenken mit konstanter Frequenz** Die Analyse der Auswirkungen der Sollgierratenvariation sollen beim Weavetest anhand der Hysteresekurve des Lenkradmoments über der Gierrate erfolgen. Weil die Lenkradwinkelgeschwindigkeit bei allen Varianten konstant ist (Erregerfrequenz  $f = 0,2$  Hz), muss das an der Hinterachse eingeleitete Torque-Vectoring-Moment Einfluss auf das vom Fahrerensierte Lenkradmoment aufweisen. Die Hysteresekurve von Gierrate und Lenkradmoment wird mit der Steigerung des Faktors  $\psi_{stat}$  flacher. Diese Differenzen im Lenkradmoment bei gleicher absoluter Gierrate des Fahrzeugs sind auf die Entlastung der Vorderachse durch Seitenkraftabnahme zurückzuführen, die durch die höhere Kraftschlussausnutzung an der Hinterachse durch das Aufbringen des Torque-Vectoring-Differenzmoments resultiert. Die Variation des Dynamikparameters  $\psi_{dyn}$  verursacht nahezu keine Veränderungen in der Hysteresekurve. Dies erscheint schlüssig, entstehen aufgrund der sehr geringen Dynamik des Manövers keine wesentlichen Unterschiede des Gierratenverlaufs bei Variation des Dynamikanteils der Sollgierrate. Hieraus entstehen auch keine Differenzen in der Seitenkraftbeanspruchung der Vorderachse, wodurch das Lenkradmoment bei konstanter Erregerfrequenz auch konstant über der Gierrate ausfällt.

**Einzelsinus** Das Manöver Einzelsinus wird aufgrund der Ähnlichkeit zum Closed-Loop-Manöver doppelter Spurwechsel ausgewählt und mit variierendem Lenkradwinkel über alle Parametervariationen durchgeführt. Beim Lenkwinkelsprung wird ein Konstanthalten der Lenkradwinkeleingabe vollzogen, um die unterschiedlichen Fahrverhaltenscharakteristiken für den Probanden nicht anhand des variierenden absoluten Lenkradwinkelbedarfs, sondern durch den unterschiedlich schnellen und intensiven Gierrataufbau zu ermöglichen. Der Lenkradwinkel  $\delta_H$  wird bei der Durchführung der Variationen so angepasst, dass eine maximale Querschleunigung von  $4 \text{ m/s}^2$  erreicht wird (Norm: ISO 8725 [ISO04a]).

Die Abbildung 5.7 zeigt den Verlauf der Gierrate  $\dot{\psi}$  und des Lenkradwinkels  $\delta_H$  beim Durchfahren des Einzelsinusmanövers mit variierenden Werten für  $\psi_{stat}$ . Wie zu erwarten, sind aufgrund der identischen Querschleunigungsamplitude auch die Gierratenverläufe bei unterschiedlich hohen Lenkradwinkeln nahezu identisch. Die Abweichungen in der ersten Hälfte der Sinusperiode sind in den angegebenen Toleranzen, in Norm ISO 8725 festgelegt. In der zweiten Hälfte der Periode erreichen die Verläufe von  $\psi_{stat} = 0,6$  und  $0,8$  nicht mehr das Maximum der anderen Einstellungen. Grund dafür ist die Umschwenkung von 'Fahrspaß' auf 'Fahrsicherheit', die aufgrund der Gierratenänderung durch die stärkere Anregung durch die Lenkradwinkeleingabe zwischen dem Maximum und dem Minimum der Schwingung leicht eingreift.

Wird hingegen der dynamische Parameter der Ein- / Ausgangsentkopplung  $\psi_{dyn}$  für die Gierreaktion variiert, so ergeben sich sowohl verschiedene Reaktionszeiten als auch Amplituden des Gierratenverlaufes. Weil  $\psi_{dyn}$  den Anstieg der Gierrate beeinflusst und der eingeschwingene Zustand erst am Ende des Manövers bei Geradeausfahrt erreicht wird. Die Lenkradwinkelverläufe, die querdynamisch als Systemeingang angesehen werden, sind analog zum Manöver des Lenkwinkelsprunges nur für die stationären Parameter  $\psi_{stat}$  angepasst. So kann eine Vergleichbarkeit zwischen den Manövern garantiert werden. In Abbildung 5.8 ist zu den geregelten Fahrzeugvarianten auch der Lenkradwinkelverlauf des passiven Fahrzeuges ersichtlich. Erwartungsgemäß erreicht dieser die höchsten Absolutbe-



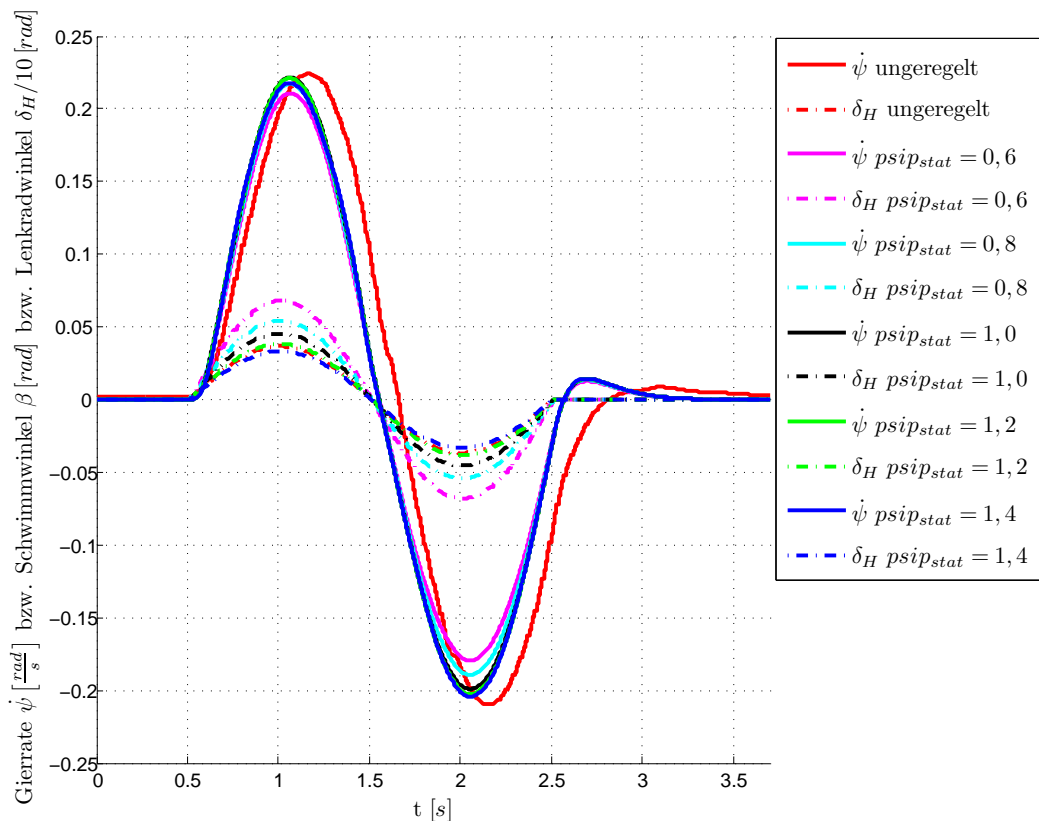


Abbildung 5.7.: Parametervariation von  $\psi_{pstat}$  bei konstantem  $\psi_{dyn} = 0,7$  für  $v_x = 80$  km/h

träge der Gierverstärkung sowie eine zeitliche Verzögerung der Fahrzeugreaktion, weil die Gierrate ausschließlich durch das Lenken erzeugt wird. Dabei müssen erst Querschlüpfe an den Rädern auftreten bis eine Kraft übertragen werden kann. Bei den geregelten Varianten baut die Torque-Vectoring-Einheit zusätzlich zur Lenkung ein Giermoment auf, was den Zeitverzug des Gierratenverlaufes etwas verringert. Bei den geregelten Varianten wird die Gierrate durch das Torque-Vectoring-System an der angetriebenen Achse bereits vor dem Erreichen der maximalen Querkräften an den Vorderrädern aufgebaut.

### 5.1.2. Korrelation der Kennwerte über die Fahrzeugvarianten

In diesem Kapitel wird das Vorgehen der Korrelationsbildung über die zuvor erwähnten Fahrzeugvarianten gezeigt. Es wird die Korrelation der objektiven Kennwerte innerhalb eines Manövers untersucht, um redundante Größen zu identifizieren und die Anzahl der wesentlichen Kennwerte zu reduzieren und so eine bessere Übersicht zu bekommen.

Die Korrelationsbetrachtungen der Kennwerte innerhalb eines Manövers dienen wie die intermanöverspezifischen Betrachtungen der Identifikation von redundanten Größen. Zur Bildung der Regressionbeziehung ist folglich nur einer der beiden Kennwerte hilfreich, weil der andere keine zusätzliche Varianz aufklären kann. Daraufhin sollte kritisch entschieden werden, ob einer der beiden Kennwerte aus der weiteren Betrachtung ausgeschlossen werden kann, um das Kennwertkollektiv auf die wesentlichen Größen zu verdichten. Dies sollte stets mit der Hinterfragung der physikalischen Plausibilität der Korrelationsbeziehungen und der Einschätzung der Relevanz eines Kennwerts für Subjektivkorrelationen erfolgen,

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

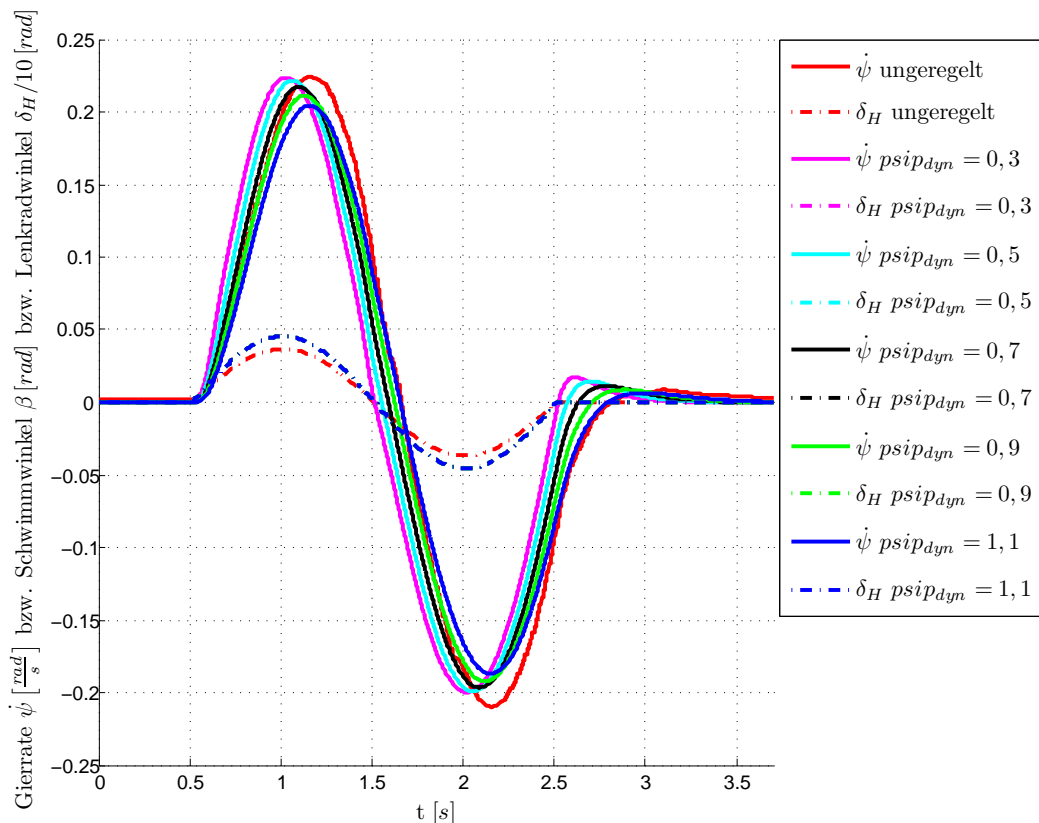


Abbildung 5.8.: Parametervariation von  $psip_{dyn}$  bei konstantem  $psip_{stat} = 1,0$  für  $v_x = 80$  km/h

weil hierüber der individuelle Korrelationskoeffizient keine Aussage treffen kann. Damit die Fahrdynamik von Fahrzeugen objektiv bewertet werden kann, werden in Kapitel 5.2 veröffentlichte Wertebereiche der relevanten Kennwerte aufgeführt, damit die Fahrdynamik des Versuchsfahrzeuges MUTE objektiv bewertet werden kann. Aufgrund der Vielzahl an zu korrelierenden Kennwertpaaren ist eine individuelle Betrachtung der einzelnen Korrelationskoeffizienten nicht effizient zu erbringen.

Durch die hohe Anzahl an Kennwerten beim Fahrmanöver konstante Kreisfahrt, wird die Relevanz eines Kennwertes nicht durch multiple zahlenmäßige Betrachtung der Korrelationskoeffizienten pro Kennwert geschehen, sondern muss in einer Gesamtbetrachtung erfolgen. Hierfür wird eine zweistufige Korrelationssystematik angewandt.

1. Es werden die Korrelationen über alle Kennwerte gebildet und die vollständige Korrelationsmatrix erstellt. Mit Hilfe von farblichen Kodierungen werden hoch positiv korrelierende Zellen ( $r = +1,00$ ) der Korrelationsmatrix blau, hoch negativ korrelierende Zellen ( $r = -1,00$ ) rot eingefärbt. Korrelationen mit dem Wert 0 werden weiß gefärbt, ist der Wert in der Zelle zwischen diesen Grenzen, wird sie graduell eingefärbt. So kann eine Interpretation der Relevanz eines Kennwertes qualitativ durch die farbliche Kodierung erfolgen. Die Spalten der Matrix enthalten die jeweiligen Korrelationskoeffizienten eines Kennwertes mit allen anderen Kennwerten. Ist eine Spalte hell eingefärbt, so korreliert der dazugehörige Kennwert wenig mit anderen Kennwerten. Im Umkehrschluss bedeutet dies, dass der Kennwert von hoher Bedeutung zur Beschreibung des Fahrzeugverhaltens ist. So kann eine Vorauswahl getroffen werden, indem wichtige Größen

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

extrahiert werden und in der Matrix nur noch diejenigen Kennwerte belassen werden, die eine blaue oder rote Einfärbung besitzen und einer weiteren Selektion bedürfen.

2. Die reduzierte Matrix weist nach Punkt 1 ausschließlich Kennwerte auf, die in hoher Korrelationsbeziehung zu den anderen Kennwerten der Matrix stehen. Um zu analysieren, wie ähnlich sich die einzelnen Kennwerte bezüglich ihrer Korrelation zum restlichen Parameterraum darstellen, wird eine Ähnlichkeitsberechnung nach Paerson über die Spalten der reduzierten Korrelationsmatrix durchgeführt. Es wird demnach eine höhere Abstraktionsebene genutzt, um die schwer interpretierbaren und differenzierbaren Korrelationskoeffizienten der reduzierten Matrix zu verarbeiten. Die sich daraus ergebenden Korrelationskoeffizienten beschreiben nicht mehr, inwieweit die über die Parametervariation generierten Kennwerte mit denen eines anderen Kennwerts korrelieren, sondern wie ähnlich sich die betrachteten Kennwerte bezüglich ihrer Beziehung zu allen anderen Kennwerten darstellen. Das zu untersuchende Kollektiv besteht folglich nicht mehr aus der Anzahl der Fahrzeugvarianten, sondern aus Anzahl der Korrelationskoeffizienten zwischen den weiterhin zu betrachtenden Kennwerten in der reduzierten Matrix. Wird nun die daraus resultierende  $Matrix^f$  betrachtet, bedeutet ein hoher Korrelationskoeffizient, dass die Elemente des betrachteten Kennwertpaares über den Parameterraum aller Kennwertkorrelationen gleich streuen, also ähnliche Korrelationen zu anderen Kennwerten zeigen.

Die beschriebenen Korrelationsschritte stellen eine zweistufige Verdichtung der statistischen Wirkzusammenhänge der Kennwerte dar. Auf eine individuelle Interpretation der einzelnen Korrelationskoeffizienten der  $Matrix^f$  wird indes verzichtet, weil durch die zweifache Verdichtung der individuellen Korrelationsbeziehung eines ursprünglichen Kennwertpaares die Aussage auf das Kollektiv bezogen und abstrahiert wird. Zur Extraktion von einzelnen zu behaltenden Kennwerten bietet diese Vorgehensweise jedoch die Möglichkeit, aus einer Vielzahl schwer zu interpretierender Korrelationsbeziehungen wichtige Betrachtungsgrößen zu identifizieren. Es wird empfohlen den Prozess der Kennwertfindung stets kritisch zu betrachten, weil die Korrelationsrechnungen der Objektivkennwerte, zwar statistische Zusammenhänge beschreiben, jedoch nicht die Relevanz einzelner fahrzeugspezifischer Kenngrößen auf die subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens bemessen können. Kennwerte, die in der Literatur hohe Relevanz für die Subjektivbewertung zugeschrieben bekommen, werden unabhängig von den Korrelationsergebnissen weiterhin betrachtet. Es gilt die Herangehensweise, möglichst viele Kennwerte auszusondern, die mit hoher Sicherheit redundant sind. Bestehen jedoch Zweifel, ob die statistischen Zusammenhänge wirkliche Relevanz haben, so wird der jeweilige Kennwert bewusst weiterhin betrachtet.

### 5.1.2.1. Korrelationen zur konstanten Kreisfahrt

Bei der Untersuchung der Korrelationsbeziehungen der 51 generierten Kennwerte für die stationäre Kreisfahrt ist eine Interpretation der einzelnen Zellen der Korrelationsmatrix nicht praktikabel, deshalb wird in diesem Fall das zuvor beschriebene mehrstufige Korrelationsverfahren angewandt. Die Tabelle 5.1 zeigt die vollständige Korrelationsmatrix für die konstante Kreisfahrt. Am oberen und seitlichen Rand sind alle Kennwerte aufgeführt, die Matrixzellen enthalten den nach Pearson berechneten Korrelationskoeffizient des jeweiligen Wertepaares. Die Matrix ist diagonalsymmetrisch, um die farbliche Kodierung spaltenweise als Interpretationsbasis nutzen zu können, wird sie aber als quadratische Matrix dargestellt. Dadurch ist auf einem Blick erkennbar, dass es Spalten mit hellem Hintergrund gibt. Die

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

dazugehörigen Kennwerte korrelieren folglich relativ gering mit der Grundgesamtheit und werden im ersten Korrelationsschritt als weiter zu betrachtende Größen extrahiert<sup>19</sup>. Die Kennwertbezeichner werden für alle Korrelationsmatrizen für bessere Lesbarkeit nicht mit den Formelzeichen, sondern mit ausgeschriebenen Abkürzungen angegeben.

Beim Betrachten von Tabelle 5.1 fällt auf, dass jeweils die Korrelation der neu eingeführten Kennwerte des mittleren Fehlerquadrates (RMSE - Root Mean Square Error) über das Kollektiv recht gering ist. Die mittleren Gradienten des Lenkradwinkels zwischen 6 und 7  $\text{m/s}^2$  über der Querschleunigung und über den Schwimmwinkel,  $\frac{d\delta_H}{d\dot{\alpha}_y(6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF})}$  und  $\frac{d\delta_H}{d\beta(6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF})}$  korrelieren ebenfalls auffallend niedrig mit den restlichen Kennwerten. Dies gilt auch für den Kennwert  $\frac{d\varphi}{d\dot{\alpha}_y(6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF})}$ . Zudem ist zu erkennen, dass die Kennwerte des Lenkradmoments eine helle Einfärbung besitzen und sich demnach ebenfalls von den restlichen Kennwerten bezüglich Varianzaufklärung differenzieren können. Einzig der Lenkradmomentenkennwert  $\frac{dM_H}{d\dot{\alpha}_y(6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF})}$  muss aufgrund der Farbgebung eine mittlere Korrelation zugeschrieben werden, soll jedoch aufgrund der hohen Relevanz der Betrachtungsgröße Lenkradmoment für die Bewertung der Fahrdynamik verwendet werden.

Die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit sowie die Querschleunigung am Gierverstärkungsmaximum ( $v_x(V_{\psi, \max, \text{KKF}})$ ,  $a_y(V_{\psi, \max, \text{KKF}})$ ) sind beide sehr hell gefärbt. Die Größe  $v_x(V_{\psi, \max, \text{KKF}})$  stellt die weithin bekannte charakteristische Geschwindigkeit  $v_{char}$  dar. Bei dieser Fahrzeuglängsgeschwindigkeit reagiert das Fahrzeug aufgrund des Maximums der Gierverstärkung am sensibelsten und direktesten auf Lenkbewegungen. Die zeitlichen Verläufe der beiden Größen: charakteristische Geschwindigkeit und die Querschleunigung am Gierverstärkungsfaktormaximum sind sich sehr ähnlich, deshalb wird die Querschleunigung am Gierverstärkungsfaktormaximum als Kenngröße eliminiert. Auch der Wankwinkel  $\varphi(V_{\psi, \max, \text{KKF}})$  am Gierverstärkungsmaximum wird aufgrund der hohen Ähnlichkeit mit der charakteristischen Geschwindigkeit und des physikalisch direkten Zusammenhangs zwischen Querschleunigung und Wankwinkel nicht mehr weiter betrachtet. Gleiches gilt für die Kenngröße  $a_y(V_{\varphi_{\max}, \text{KKF}})$ , die über die Gesamtheit der Kennwerte sehr ähnliche Tendenzen der Korrelation aufweist.

$a_y(V_{M_H, \max, \text{KKF}})$  (Querschleunigung am Maximum der Lenkradmomentenverstärkung) ist eine weitere Kenngröße, die recht niedere Korrelationen mit dem Rest der Kennwerte aufweist. Hier lässt sich ein Einfluss in den unterschiedlichen Lenkradwinkelbedarfen der einzelnen Fahrzeugvarianten vermuten. Durch das Aufbringen von Torque-Vectoring-Momenten an der Hinterachse findet jedoch zudem eine Seitenkraftabnahme an der Vorderachse statt, die Einfluss auf das vom Fahrer sensierbare Lenkradmoment aufweisen könnte. Aus diesem Grund wird diese Größe, so wie alle zuvor diskutierten Kennwerte aus der Matrix entnommen und zur weiteren Verwendung vorgemerkt.

Die Korrelationsmatrix ist durch die obigen Überlegungen auf 33 Kennwerte reduziert worden. Im folgenden Schritt werden die Korrelationen über der erzeugten Korrelationsmatrix gebildet, um zu identifizieren, inwieweit sich die Kennwerte über dem gemeinsamen Korrelationskollektiv unterscheiden. Tabelle 5.2 zeigt die weiterhin 33 Spalten beziehungsweise Zeilen enthaltende Matrix, die nun als *Matrix<sup>r</sup>* bezeichnet wird.

<sup>19</sup>Mit dem Extraktionsschritt werden wichtige Größen, die im Durchschnitt nicht stark mit den anderen Kennwerten korrelieren aus der Matrix entfernt und zur späteren weiteren Betrachtung vorgemerkt. Die verbleibenden Größen werden daraufhin kritisch auf Relevanz überprüft.



## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

Eine Interpretation und damit eine Verdichtung der Anzahl der Kennwerte stellt sich aufgrund der intensiven Fabrikodierung als schwierig dar. Deshalb wird die *Matrix<sup>f</sup>* als Diagonalmatrix ausgeführt und nur noch diejenigen Zellen, die einen Korrelationskoeffizienten von  $r = +1,00/+0,99/+0,98$  oder  $r = -1,00/-0,99/-0,98$  aufweisen, grün beziehungsweise blau eingefärbt. So werden diejenigen Kennwertpaare markiert, die exakt gleich- oder gegenseitig über dem Parameterraum korrelieren. Es werden in diesem Schritt daraufhin Kennwerte final eliminiert. Tabelle 5.3 zeigt die Diagonalmatrix hierzu.

Der Lenkradwinkelbedarf bei  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$  wird durch den Kennwert  $\delta_H(a_y = 4 \text{ m/s}^2)$  beschrieben. Über das Kollektiv der Kennwerte verhält er sich nach der Korrelationsbildung nach Pearson genau gegensinnig zum Verstärkungsfaktor der Gierrate im niederen Querbeschleunigungsbereich  $V_{\psi, \text{KKF}}(4 \text{ m/s}^2)$ . Die Diagonalmatrix aus Tabelle 5.3 gibt neben dem Lenkradwinkel bei  $4 \text{ m/s}^2$  eine sehr hohe Korrelation (grüne und blaue Felder) des Verstärkungsfaktors mit den folgenden Größen, die für die weitere Betrachtung eliminiert werden:

- Gradient des Verlaufes vom Lenkradwinkel  $\delta_H$  und der Querbeschleunigung  $a_y$  im Bereich von  $1-4 \text{ m/s}^2$ :  $\frac{d\delta_H}{da_y(1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF})}$
- Gradient des Verlaufes vom Schwimmwinkel  $\beta$  und der Querbeschleunigung  $a_y$  im Bereich von  $1-4 \text{ m/s}^2$ :  $\frac{d\beta}{da_y(1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF})}$
- Gradient des Verlaufes vom Schwimmwinkel  $\beta$  und der Querbeschleunigung  $a_y$  bei der Querbeschleunigung von  $4 \text{ m/s}^2$ :  $\frac{d\beta}{da_y(4 \text{ m/s}^2, \text{KKF})}$
- Absolutwert des Lenkradwinkels  $\delta_H$  bei maximalem Schwimmwinkel  $\beta$ :  $\delta_H(\beta = \beta_{\text{max}})_{\text{KKF}}$
- Maximalwert des Eigenlenkgradienten EG (Querbeschleunigungsverstärkungsfaktor  $V_{a_y, \text{KKF}}$ ):  $\max(V_{a_y, \text{KKF}})$
- Maximalwert des Gierverstärkungsfaktors  $V_{\psi, \text{KKF}}$ :  $\max(V_{\psi, \text{KKF}})$
- Gierverstärkungsfaktor  $V_{\psi, \text{KKF}}$  bei  $1 \text{ m/s}^2$ :  $V_{\psi, a_y=1 \text{ m/s}^2}$
- Gierverstärkungsfaktor  $V_{\psi, \text{KKF}}$  bei  $4 \text{ m/s}^2$ :  $V_{\psi, a_y=4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$
- Schwimmwinkelverstärkungsfaktor  $V_{\beta, \text{KKF}}$  bei  $4 \text{ m/s}^2$ :  $V_{\beta, a_y=4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$
- Maximum des Schwimmwinkelverstärkungsfaktors  $V_{\beta, \text{KKF}}$ :  $\max(V_{\beta, \text{KKF}})$
- Minimum des Schwimmwinkelverstärkungsfaktors  $V_{\beta, \text{KKF}}$ :  $\min(V_{\beta, \text{KKF}})$
- Maximum des Wankwinkelverstärkungsfaktors  $V_{\phi, \text{KKF}}$ :  $\max(V_{\phi, \text{KKF}})$
- Maximum des Lenkradmomentenverstärkungsfaktors  $V_{M_H, \text{KKF}}$ :  $\max(V_{M_H, \text{KKF}})$







## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

Der Verlauf des Schwimmwinkelverstärkungsfaktor bei  $4 \text{ m/s}^2$  ( $V_{\beta, a_y=4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$ ) über die verschiedenen Fahrzeugvarianten gleicht neben dem des Gierverstärkungsfaktors im niederen Querbeschleunigungsbereich folgenden Größen:

- Wert des Schwimmwinkels  $\beta$  bei  $4 \text{ m/s}^2$ :  $\beta (a_y = 4 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$
- Gradient des Verlaufes vom Schwimmwinkel  $\beta$  und der Querbeschleunigung  $a_y$  im Bereich von  $1-4 \text{ m/s}^2$ :  $\frac{d\beta}{da_y} (1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF})$
- Gradient des Verlaufes vom Schwimmwinkel  $\beta$  und der Querbeschleunigung  $a_y$  bei der Querbeschleunigung von  $4 \text{ m/s}^2$ :  $\frac{d\beta}{da_y} (4 \text{ m/s}^2, \text{KKF})$
- Maximalwert des Schwimmwinkels  $\beta$ :  $\max(\beta)_{\text{KKF}}$
- Lenkradwinkel  $\delta_H$  beim Maximalwert des Schwimmwinkels  $\beta$ :  $\delta_H(\max(\beta))$
- Maximalwert des Gierverstärkungsfaktors  $V_{\psi, \text{KKF}}$ :  $\max(V_{\psi, \text{KKF}})$

Zudem zeigt die Tabelle 5.3 eine äußerst hohe Korrelation vom Gierratenverstärkungsfaktor im Querbeschleunigungsbereich von  $6-7 \text{ m/s}^2$  Querbeschleunigung ( $V_{\dot{\psi}, a_y=6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$ ) mit dem Schwimmwinkel  $\beta$  bei  $7 \text{ m/s}^2$  ( $\beta(7 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$ ), sowie dem Gradient des Verlaufes vom Schwimmwinkel  $\beta$  und der Querbeschleunigung  $a_y$  bei  $6-7 \text{ m/s}^2$  ( $\frac{d\beta}{da_y} (4 \text{ m/s}^2, \text{KKF})$ ). Weiterhin korreliert der Gierverstärkungsfaktor im Bereich von  $6-7 \text{ m/s}^2$  mit dem Gierverstärkungsfaktor bei  $7 \text{ m/s}^2$  ( $V_{\dot{\psi}, a_y=7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$ ) sowie dem Schwimmwinkelverstärkungsfaktor bei  $7 \text{ m/s}^2$  ( $V_{\beta, a_y=7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$ ). Der Schwimmwinkel  $\beta$  bei  $7 \text{ m/s}^2$  ( $\beta(7 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$ ) hat über die Fahrzeugvarianten eine äußerst hohe Ähnlichkeit mit dem Gradienten des Verlaufs vom Lenkradwinkel über den Schwimmwinkel im niederen Querbeschleunigungsbereich ( $\frac{d\delta_H}{d\beta} (1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF})$ ). Die Ausprägung des Gradienten des Verlaufes vom Schwimmwinkel  $\beta$  und der Querbeschleunigung  $a_y$  bei  $1-4 \text{ m/s}^2$ :  $\frac{d\beta}{da_y} (1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF})$  und dem Kennwert des Lenkradwinkels  $\delta_H, a_y=6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}$  verlaufen, wie in Tabelle 5.3 ersichtlich gegenläufig.

Aufgrund der oben aufgeführten Korrelationen zwischen den einzelnen Kennwerten der konstanten Kreisfahrt werden für die Bewertung des Fahrverhaltens folgende Kennwerte herangezogen:

- $\left(\frac{\delta_H}{a_y}\right)_{\text{RMSE}, 1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$
- $\left(\frac{\beta}{a_y}\right)_{\text{RMSE}, 1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$
- $\left(\frac{\varphi}{a_y}\right)_{\text{RMSE}, 1-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$
- $\left(\frac{M_H}{a_y}\right)_{\text{RMSE}, 1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$
- $V_{\beta, \text{RMSE}, v_x=6-12 \text{ m/s}, \text{KKF}}$
- $\frac{d\delta_H}{da_y} (6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF})$
- $\frac{d\delta_H}{d\beta} (6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF})$
- $\frac{d\varphi}{da_y} (6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF})$

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

- $\overline{\frac{dM_h}{da_y}}$  (6-7 m/s<sup>2</sup>,KKF)
- $a_y (\max(\beta))_{\text{KKF}}$
- $a_y (\beta = 0)_{\text{KKF}}$
- $\delta_H (\beta = 0)_{\text{KKF}}$
- $\varphi(a_y = 7 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$
- $\varphi(a_y = 4 \text{ m/s}^2)_{\text{KKF}}$
- $\overline{\frac{d\varphi}{da_y}}$  (1-4 m/s<sup>2</sup>,KKF)
- $\beta (\max(V_{\dot{\psi}})_{\text{KKF}})$
- $V_{\dot{\psi}, a_y=1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$
- $V_{\dot{\psi}, a_y=6-7 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$
- $\overline{\frac{dV_{\beta}}{dv_x}}$  (6-7 m/s<sup>2</sup>,KKF)

### 5.1.2.2. Korrelationen zum Lenkwinkelsprung

Die Auswertung der Korrelationsmatrix des Lenkwinkelsprungs gestaltet sich aufgrund der geringeren Anzahl an Kennwerten einfacher als bei der konstanten Kreisfahrt. Es kann hier auf das mehrstufige Korrelationsverfahren verzichtet werden, weil eine Interpretation und Schlussfolgerung der Relevanz einzelner Kennwerte bereits nach einmaliger Korrelation erfolgen kann und eine quasi-individuelle Diskussion der Korrelationsergebnisse an dieser Stelle erbringbar ist. Tabelle 5.4 stellt die Diagonalkorrelationsmatrix des Lenkwinkelsprungs dar. Die Kennwertbezeichner werden auch hier für bessere Lesbarkeit mit ausgeschriebenen Abkürzungen angegeben.

Die farbliche Kodierung beinhaltet, analog zur konstanten Kreisfahrt, blaue und rote Felder, wobei die Farbintensität die Höhe der Kennwertkorrelation angibt. Auffallend sind folgende Zusammenhänge: Die Ansprechzeiten der Gierrate  $T_{R, \dot{\psi}, \text{LS}}$  und  $T_{\dot{\psi}, \max, \text{LS}}$  korrelieren miteinander sehr hoch ( $r = 0,96$ ). Offensichtlich besteht trotz Ein- / Ausgangsentkopplung ein direkter statistischer Zusammenhang der beiden Größen. Beide Kennwerte sind abhängig vom Gierratenanstieg, also von der Gierträgeit des Fahrzeuges, die sich über die Fahrzeugvarianten nicht maßgeblich verändert. Zwar wird der Überschwinger bei den aktiv geregelten Varianten im Vergleich zum passiven Fahrzeug verringert, dies hat jedoch keine Auswirkung auf die Differenz zwischen den beiden Auswertungspunkten, das heißt auf die Zeitdifferenz zwischen Erreichen von 90 % des Stationärwertes der Gierrate und dem Zeitpunkt des Maximalwertes.

Die Ansprechzeit  $T_{R, \dot{\psi}, \text{LS}}$  korreliert sehr hoch mit drei Vertretern der anderen Betrachtungsgrößen ( $T_{R, a_y, \text{LS}}$ ,  $T_{R, \beta, \text{LS}}$ ,  $T_{R, \varphi, \text{LS}}$ ). Nahezu keine Korrelation ( $r = -0,08$ ) tritt zwischen  $T_{R, \dot{\psi}, \text{LS}}$  und  $T_{R, M_H, \text{LS}}$  auf. Das Lenkradmoment weist eine Phasenvorauseilung gegenüber dem Lenkradwinkel für  $T_{R, M_H, \text{LS}}$  auf, die durch die Lenkradwinkelgeschwindigkeitsabhängigkeit zu Stande kommt. Diese Vorauseilung stellt sich jedoch als sehr gering im Bereich zwischen 0,04 bis 0,07 Sekunden dar. Der Korrelationskoeffizient berechnet sich aus diesem geringen Streubereich des Kennwerts, der im geringen mehrfachen Bereich der Berechnungsschrittweite ( $t = 0,01 \text{ s}$ ) der Simulation liegt. In diesem Zusammenhang haben mi-

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

nimalste Varianzen eine sehr große Auswirkung auf das Korrelationsergebnis. Statistisch gesehen besteht selbstverständlich ein Zusammenhang zwischen den Ansprechzeiten des Lenkradmomentes und den anderen Betrachtungsgrößen, er fällt jedoch so wie der Kennwert  $T_{M_H,max,LS}$  sehr gering aus, so dass er hier nicht mehr richtig aufgelöst werden kann. Aufgrund der hohen Relevanz der Kennwerte des Lenkradmoments zum Subjektivurteil werden alle Lenkradmomentengrößen weiterhin betrachtet, trotz intensiver Farbcodierung aufgrund hoher Korrelationen.

Zudem ist für die Ansprechzeiten zu beobachten, dass diejenigen der Maximalwerte der Beobachtungsgrößen ( $T_{a_y,max,LS}$ ,  $T_{\beta,max,LS}$ ,  $T_{\varphi,max,LS}$ ) mit der Ansprechzeit zum Gierratenmaximum  $T_{\psi,max,LS}$  nur gering korrelieren. Offensichtlich spiegeln sich die unterschiedlichen Sollgierraten in nahezu linearer Beziehungen der Ansprechzeiten bis 90 % des jeweiligen Stationärwertes, jedoch nicht zum jeweiligen Betrachtungsgrößenmaximum, wider. Dies gilt als Indiz alle Größen  $T_{BG,max,LS}$  weiterhin zu betrachten. Die genannten hohen Korrelationen der Größen  $T_{R,BG,LS}$  untereinander (außer  $T_{R,M_H,LS}$ ) werden durch eine jeweils hohe Korrelation mit der Gierratenüberschwingweite  $U_{\psi,LS}$  ergänzt. Auffallend ist, dass die Größen  $T_{R,BG,LS}$  mit den Überschwingweiten ihrer Betrachtungsgröße sehr gering korrelieren. Weil darüber hinaus alle Überschwingweiten bis auf den Querbeschleunigungsüberschwinger  $U_{a_y,LS}$  über dem Kollektiv miteinander hauptsächlich nieder oder mittel korrelieren, werden all diese weiterhin betrachtet und die Kennwerte  $T_{R,a_y,LS}$ ,  $T_{R,\beta,LS}$  und  $T_{R,\varphi,LS}$  eliminiert. Der Kennwert  $U_{a_y,LS}$  wird bewusst aufgrund der hohen Korrelationen zu  $U_{\beta,LS}$  und  $U_{\varphi,LS}$  weiterhin betrachtet, weil diese mit ihm hoch korrelierenden Überschwinger selbst miteinander nur mittel korrelieren und der Kennwert über den Rest des Kennwertkollektivs geschlossen niedrig korreliert.

Die Stationärwerte  $\psi_{stat,LS}$ ,  $a_{y,stat,LS}$ ,  $\beta_{stat,LS}$ ,  $\varphi_{stat,LS}$  korrelieren alle sehr hoch mit den Verstärkungsfaktoren  $V_{BG,LS}$  ihrer Betrachtungsgröße. Der Kennwert für den stationären Lenkradwinkel  $\delta_{H,stat,LS}$  korreliert ebenfalls sehr hoch mit den Verstärkungsfaktoren der anderen Betrachtungsgrößen. Bis auf das stationäre Lenkradmoment werden daher alle Stationärwerte von der weiteren Betrachtung ausgeschlossen. Die Verstärkungsfaktoren korrelieren auch untereinander sehr hoch, deshalb werden auch sie bis auf den Verstärkungsfaktor der Gierrate  $V_{\psi,LS}$  nicht mehr weiter berücksichtigt. Der neu eingeführte Kennwert  $T_{B\varphi}$  korreliert ebenfalls hoch mit mehreren Kennwerten und wird deshalb, anders wie den aus der Literatur weitläufig bekannten  $T_B$ -Wert, aus der weiteren Betrachtung genommen.

5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

'psip_max'	1	-0.59	-0.01	0.22	-0.23	0.96	0.96	0.88	-0.81	0	-0.23	0.82	-0.72	-0.03	-0.8	0.25	0.23	-0.6	0.88	-0.71	0.64	-0.77	0.16	-0.23	-0.58	0.83	-0.68	0.21	0.08	0.22	-0.22	-0.08	0.38		
'T_psp_max'	1	0	-0.04	0.05	-0.56	0.96	-0.3	0.88	-0.01	0.05	-0.27	0.95	0.03	0.87	-0.05	0.94	-0.26	0.94	-0.19	0.64	-0.04	0.05	1	-0.26	0.64	-0.05	0.04	-0.29	-0.21						
'psip_stat'	1	0.63	-0.65	-0.27	0.16	0.26	0.15	1	-0.65	-0.45	0.09	0.61	0.14	0.52	0.64	-0.17	-0.3	0.18	0.55	0.09	0.83	0.65	0.07	-0.42	0.06	0.64	0.21	0.69	-0.65	-0.32	0.58				
'delta_h_stat'	1	-0.98	0.04	0.09	0.31	-0.14	0.63	-0.98	-0.15	-0.11	0.96	-0.19	0.99	0.97	-0.36	0.07	0.01	0.85	-0.29	0.95	-0.98	0.03	-0.1	-0.13	0.95	0.05	1	-0.98	-0.36	0.74					
'U_psp'	1	-0.05	-0.08	-0.32	0.12	-0.65	1	0.15	0.11	-0.94	0.16	-0.97	-1	0.35	-0.07	-0.01	-0.84	0.22	-0.94	1	-0.03	0.1	0.13	-0.93	-0.09	0.99	1	0.39	-0.77						
'U_psp'	1	-0.61	0.78	-0.81	-0.26	-0.05	0.91	-0.71	-0.81	-0.1	0.05	-0.53	0.92	-0.73	0.47	-0.76	-0.07	-0.05	-0.57	0.91	-0.67	0.02	0.02	0.02	-0.04	0	0.21								
'T_R_psp'	1	-0.26	0.91	0.16	-0.08	-0.36	0.97	0.17	0.89	0.07	0.08	0.85	-0.31	0.98	-0.08	0.63	0.13	-0.08	0.97	-0.34	0.96	-0.01	-0.23	0.1	-0.08	-0.34	-0.08								
'ay_max'	1	-0.54	0.28	-0.32	0.74	-0.41	0.04	-0.53	0.3	0.32	-0.35	0.83	-0.4	0.76	-0.58	0.33	-0.32	-0.27	0.76	-0.39	0.25	0.02	0.33	-0.32	-0.31	0.45									
'ay_stat'	1	0.13	0.12	-0.6	0.97	0.02	0.99	-0.17	-0.12	0.85	-0.61	0.96	-0.39	0.81	-0.04	0.12	0.88	-0.58	0.94	-0.19	-0.13	0.12	0.12	-0.2	-0.21										
'U_ay'	1	-0.65	-0.43	0.08	0.61	0.13	0.53	0.64	-0.18	-0.28	0.17	0.56	0.07	0.84	-0.65	0.06	-0.41	0.05	0.64	0.2	0.7	-0.65	-0.33	0.59											
'U_ay'	1	0.15	0.11	-0.94	0.16	-0.97	-1	0.35	-0.07	-0.01	-0.83	0.22	-0.94	1	-0.03	0.1	0.13	-0.93	-0.09	-0.99	1	0.39	-0.77												
'T_R_ay'	1	-0.44	-0.39	-0.59	-0.08	-0.15	-0.2	0.97	-0.5	0.33	-0.59	-0.27	0.15	-0.29	0.99	-0.4	-0.21	-0.12	-0.17	0.15	-0.06	0.01													
'beta_min'	1	0	0.96	-0.13	-0.11	0.91	-0.44	0.99	-0.3	0.74	-0.04	0.11	0.94	-0.43	0.99	-0.18	-0.21	-0.1	0.11	-0.23	-0.24														
'T_beta_min'	1	-0.04	0.95	0.94	-0.28	-0.18	0.13	0.67	-0.12	0.92	-0.94	0.11	-0.34	-0.03	0.93	0.06	0.96	-0.95	-0.3	0.66															
'beta_stat'	1	-0.23	-0.16	0.87	-0.61	0.95	-0.43	0.85	-0.09	0.16	0.87	-0.58	0.95	-0.23	-0.1	-0.16	0.16	-0.18	-0.23																
'V_beta'	1	-0.35	0.08	0.01	0.83	-0.22	0.94	-1	0.03	-0.1	-0.13	0.93	0.09	0.98	-1	-0.39	0.77																		
'U_beta'	1	-0.25	0.86	-0.43	0.71	-0.32	0.35	0.91	-0.2	0.93	-0.44	-0.26	-0.35	0.35	-0.17	-0.42																			
'T_R_beta'	1	-0.47	0.52	-0.63	-0.06	-0.07	-0.26	0.98	-0.4	0	-0.1	0.05	-0.07	-0.15	0.18																				
'phi_max'	1	-0.22	0.72	0.07	-0.01	0.95	-0.49	0.98	-0.06	-0.19	0.02	-0.01	-0.27	-0.14																					
'phi_max'	1	-0.52	0.82	-0.83	-0.12	0.37	-0.3	0.78	0.04	0.85	-0.84	-0.41	0.74																						
'phi_stat'	1	-0.18	0.22	0.63	-0.6	0.72	-0.28	0.07	-0.26	0.23	-0.02	-0.25																							
'V_phi'	1	-0.94	0.05	-0.23	0.07	0.92	0.11	0.97	-0.95	-0.38	0.75																								
'TB_phi'	1	-0.03	0.1	0.13	-0.93	-0.09	-0.99	1	0.39	-0.77																									
'U_phi'	1	-0.28	0.95	-0.07	-0.26	0.03	-0.03	-0.03	-0.03	-0.15																									
'T_R_phi'	1	-0.39	-0.17	-0.12	-0.13	0.11	-0.08	0.05																											
'M_h_max'	1	-0.2	-0.2	-0.12	0.13	-0.21	-0.27																												
'M_h_max'	1	0.31	0.95	-0.93	-0.07	0.61																													
'M_h_stat'	1	0.07	-0.08	0.67	0.04																														
'U_M_h'	1	-0.99	-0.38	0.76																															
'U_M_h'	1	0.39	-0.77																																
'T_R_M_h'	1	-0.6																																	

Tabelle 5.4.: Korrelationsmatrix der Manöverkennwerte des Lenkwinkelsprung

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

Die Zahlenwerte der Betrachtungsgrößenmaxima über die Varianten verhalten sich sehr ähnlich zu den jeweiligen Stationärwerten und Überschwingweiten. Die Querschleunigung stellt dabei die Ausnahme dar. Die Verstärkungsfaktoren sollen hingegen geschlossen weiterhin betrachtet werden, obwohl diese untereinander Maximalkorrelationen ( $r = \pm 1,00$ ) aufweisen. Dies wird damit begründet, dass diese Größen oft in der Literatur mit Zahlenwerten belegt werden, um Vergleiche anstellen zu können. Durch diese Reduktion des Kennwertsatzes für den Lenkwinkelsprung ergibt sich die folgende Liste an Kennwerten, die aussagekräftig für eine objektive Fahrdynamikbewertung sind:

- Zeitkonstante bis zum Erreichen von 90 % des Stationärwertes der Betrachtungsgrößen:  $T_{R,\psi,LS}$ ,  $T_{R,M_H,LS}$
- Zeitkonstante bis zum Erreichen des Maximalwertes der Betrachtungsgrößen:  $T_{a_y,max,LS}$ ,  $T_{\varphi,max,LS}$ ,  $T_{M_H,max,LS}$
- Zeitkonstante bis zum Erreichen des Minimalwertes des Schwimmwinkels:  $T_{\beta,min,LS}$
- Überschwingweiten der Betrachtungsgrößen:  $U_{\psi,LS}$ ,  $U_{a_y,LS}$ ,  $U_{\beta,LS}$ ,  $U_{\varphi,LS}$  und  $U_{M_H,LS}$
- Verstärkungsfaktor der Gierrate:  $V_{\dot{\psi},LS}$
- Maximalwert der Querschleunigung:  $a_{y,max,LS}$
- $TB$ -Wert

### 5.1.2.3. Korrelationen zum Sinuslenken mit konstanter Frequenz

Das Versuchsmanöver Sinuslenken mit konstanter Frequenz weist eine Vielzahl von Kennwerten auf, die sich aus graduellen Betrachtungen des Fahrzeugs um die Lenkradwinkelnulllage ergeben. Tabelle 5.5 zeigt die Korrelationsmatrix aller Kennwerte dieses Manövers nach Pearson.

Aus der Korrelationstabelle ist zu entnehmen, dass sich verschiedene Kennwerte über den Fahrzeugvarianten sehr ähnlich zur gemittelten Lenkungssteifigkeit um die Mittelstellung (bis 10 % des maximalen Lenkradwinkels)  $\frac{dM_H}{d\delta_H}_{10\%,WT}$  verhalten. Zu den Korrelationen von  $r \approx \pm 1,00$  kann auch ein sehr ähnliches Verhalten der Lenkungssteifigkeit und der folgenden Kennwerte über den Kennwerteraum beobachtet werden:

- gemittelte Lenkungssteifigkeit durch die Nulllage:  $\frac{dM_H}{d\delta_H}_{\delta_H=0,WT}$
- Totband des Lenkradwinkels bezüglich des Lenkradmomentes:  $\frac{M_H}{\delta_H}_{\delta_H-Totband,WT}$
- gemittelter Gierratengradient bis 20% des maximalen Lenkradwinkels:  $\frac{d\dot{\psi}}{d\delta_H}_{20\%,WT}$
- Verstärkungsfaktoren des Gierratenmaximums beziehungsweise -minimums:  $V_{\dot{\psi},max}$ ,  $V_{\dot{\psi},min,WT}$
- gemittelter Querschleunigungsgradient bis 20% des maximalen Lenkradwinkels:  $\frac{da_y}{d\delta_H}_{20\%,WT}$
- Querschleunigungsgradient bei  $a_y = 1 \text{ m/s}^2$  und Weglenken aus Nulllage:  $\frac{da_y}{d\delta_H}_{1,WT}$

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

- Lenkradmomentengradienten bei  $a_y = 0 \text{ m/s}^2$  aus der Nulllage<sup>20</sup>:  $\frac{dM_H}{da_y}_{0,WT}$
- Lenkradmoment bei  $a_y = 1 \text{ m/s}^2$ <sup>21</sup>:  $M_{H,1,WT}$
- Lenkradmomentengradienten bei  $a_y = 1 \text{ m/s}^2$  aus der Nulllage:  $\frac{dM_H}{da_y}_{0,WT}$

Weiter fällt die Ähnlichkeit der Kennwerte  $\frac{a_y}{\delta_H} \delta_{H-Totband,WT}$ ,  $M_{H,0,WT}$  (beim positiven als auch negativen Durchlaufen der Nulllage des Lenkradwinkels) sowie  $\frac{M_H}{a_y} M_{H-Totband,WT}$ <sup>22</sup> auf. Diese vier Kennwerte sind auch über das gesamte Kollektiv sehr ähnlich, deshalb wird für die weitere Untersuchung nur noch  $\frac{M_H}{a_y} M_{H-Totband,WT}$  weiter verwendet.

Die beiden Kennwerte  $a_{y,M_H=0Nm,pos,WT}$  und  $a_{y,M_H=0Nm,neg,WT}$  weisen eine betragsmäßige Korrelation von mehr als 0,9 auf ( $|r| > 0,9$ ) mit dem Quereschleunigungstotband bezüglich des Lenkradmomentes  $\frac{M_H}{a_y} M_{H-Totband,WT}$  auf. Zudem verhalten sich alle drei Kennwerte sehr ähnlich zum Maximalwert der Gierrate  $\dot{\psi}_{max,WT}$  und über das Kollektiv der Kennwerte ist ein sehr ähnliches Verhalten auszumachen. Gleiches Verhalten kann auch beim Vergleichen der beiden Kennwerte  $T_{\dot{\psi},max,WT}$ ,  $T_{\dot{\psi},min,WT}$  ausgemacht werden.

<sup>20</sup>In Tabelle 5.5 wird der Gradient beim negativen Durchlaufen des Nulldurchgangs der Quereschleunigung mit `grad_M_h_zero_mss_1`, jener für das positive Durchlaufen des Nulldurchgangs mit `grad_M_h_zero_mss_2` bezeichnet

<sup>21</sup>Die Nomenklatur in Tabelle 5.5 ist analog zu der des Lenkradmomentengradienten gewählt

<sup>22</sup>Dieser Kennwert ist in Tabelle 5.5 mit `M_h_ay_ordinate_deadband` benannt.



## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

Für die Beurteilung der Fahrdynamik des Versuchsfahrzeuges MUTE werden die folgenden Kennwerte hergenommen:

- Gemittelte Lenkungssteifigkeit bis 10%  $\delta_{H, \max}$ :  $\overline{\frac{dM_H}{d\delta_H}}_{10\%,WT}$
- Totband des Lenkradmomentes:  $\frac{M_H}{\delta_H}_{M_H-Totband,WT}$
- Ansprechzeit bis zum Gierratenmaximum:  $T_{\dot{\psi},\max,WT}$
- Maximalwert der Gierrate:  $\dot{\psi}_{\max,WT}$
- Totband des Lenkradmomentes bezüglich der Gierrate  $\frac{\dot{\psi}}{M_H}_{M_H-Totband,WT}$
- Minimum des Querbeschleunigungsgradienten zwischen  $a_y = -1$  und  $1$  m/s<sup>2</sup>:  $\min\left(\frac{da_y}{d\delta_H}\right)_{-1...1,WT}$
- Totband der Querbeschleunigung bezüglich des Lenkradwinkels:  $\frac{a_y}{\delta_H}_{a_y-Totband,WT}$
- Normierte Fläche der Hysteresekurve der Querbeschleunigung:  $A\left(\frac{a_y}{2\delta_H}\right)_{-1...1,WT}$
- Ansprechzeit bis zum Querbeschleunigungsmaximum:  $T_{a_y,\max,WT}$
- Querbeschleunigungstotband bezüglich des Lenkradmomentes:  $\frac{M_H}{a_y}_{a_y-Totband,WT}$
- Lenkradmomententotband bezüglich der Querbeschleunigung:  $\frac{M_H}{a_y}_{M_H-Totband,WT}$

### 5.1.2.4. Korrelationen zum Sinuslenken mit steigender Frequenz

Das Fahrmanöver Sinuslenken mit steigender Frequenz umfasst insgesamt 49 Kennwerte, die das Fahrzeugverhalten im Frequenzbereich beschreiben. Tabelle 5.6 zeigt die Korrelationsmatrix aller Kennwerte. Bis auf die hohe Ähnlichkeit der stationären und maximalen Verstärkungsfaktoren und der Lenkungssteifigkeiten für  $f = 0,4/0,7/1$  Hz fällt eine sehr helle Einfärbung der Felder von Tabelle 5.6 auf. Auch die Ähnlichkeit eines bestimmten Kennwertes über das Kollektiv der Kennwerte ist nicht eindeutig und physikalisch nachvollziehbar zu erkennen. Das deutet darauf hin, dass das Kennwertkollektiv gesamtheitlich eine gute Differenzierung der Beschreibung des Fahrzeugverhaltens ermöglicht und impliziert zudem, dass allen Kennwerten eine statistisch gesehen hohe Relevanz zugeschrieben werden kann.

Daher werden die folgenden Kennwerte für die objektive Bewertung der Fahrdynamik benutzt:

- äquivalente Verzögerungszeit der Betrachtungsgrößen:  $T_{eq, BG,FG}$
- stationärer Verstärkungsfaktor der Gierrate:  $V_{\dot{\psi},stat,FG}$
- maximaler Verstärkungsfaktor der Gierrate:  $V_{\dot{\psi},\max,FG}$
- Quotient aus stationärem Verstärkungsfaktor und äquivalenter Verzögerungszeit:  $\frac{V_{BG, stat,FG}}{T_{eq, BG,FG}}$
- Überschwingweite:  $U_{BG,FG}$
- Frequenz beim maximalen Verstärkungsfaktor:  $f(V_{BG, \max,FG})$
- Frequenz bei 3 dB Amplitudenabfall:  $f(V_{BG, 3dB,FG})$
- Frequenz bei -45° Phasenabfall:  $f(\phi_{BG} = -45^\circ)_{FG}$



## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

- Phasenmaximum beziehungsweise Phasenminimum:  $\phi_{BG, \max, FG}$ ,  $\phi_{BG, \min, FG}$
- Phase bei  $f = 1 \text{ Hz}$ :  $\phi_{BG}(f = 1 \text{ Hz})_{FG}$
- Phase beim maximalen Verstärkungsfaktor:  $\phi_{BG}(V_{BG, \max, FG})$
- Lenkungssteifigkeit bei der Lenkfrequenz von 1 Hz:  $\frac{dM_H}{d\delta_H} 10\%, 1 \text{ Hz, FG}$
- mittlerer Amplitudenabfall des Lenkradmoments zwischen 0,7 und 1,0 Hz:  $MAA_{M_H, 0,7-1,0 \text{ Hz, FG}}$
- Phasenwinkel des Lenkradmoments bei Frequenz  $f = 0,7$  und 1 Hz:  $PW_{f, FG}$



### 5.1.2.5. Korrelationen zum Einzelsinus

Die Fahrzeuganregung des Fahrmanövers Einzelsinus hat eine hohe Ähnlichkeit mit dem Closed-Loop-Manöver doppelter Spurwechsel, der kundennahe Szenarien nachbildet und deshalb für die Objektivierung sehr relevant ist [Sch10, S. 22]. Aufgrund der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse in Simulation und Versuch wird das Manöver Einzelsinus samt Kennwerten im Folgenden analysiert. Bei der Ermittlung der Kennwerte werden, falls möglich, jeweils die Größen bezogen auf das Betrachtungsgrößenmaximum und -minimum generiert, um Unterschiede zwischen dem Ansprechverhalten des Fahrzeugs aus stationärem und transientem Zustand zu beschreiben. Die Tabelle 5.7 zeigt die Matrix der Korrelationen über den Kennwtergebnissen der Varianten.

Die Lagen der Minima und Maxima der Betrachtungsgrößen Gierrate  $\dot{\psi}$ , Querschleunigung  $a_y$ , Schwimmwinkel  $\beta$ , Wankwinkel  $\varphi$  und Lenkradmoment  $M_H$  ändern sich über die verschiedenen Fahrzeugvarianten sehr ähnlich aber gegensinnig, was sich in der jeweiligen Korrelation von  $r \leq 0,78$  niederschlägt. Weil die Lenkradwinkeleingabe eine vollständige Sinuswelle darstellt, wo Maximum und Minimum betragsmäßig gleich groß und nur im Vorzeichen verschieden sind (konstante Amplitude), zeigt auch der zeitliche Verlauf der Betrachtungsgrößen einen vergleichbaren Verlauf. Wird bei den verschiedenen Fahrzeugvarianten aufgrund verschiedener Torque-Vectoring-Ansteuerungen das Maximum einer Betrachtungsgröße größer, so wird das Minimum betragsmäßig auch größer, jedoch mit negativem Vorzeichen. Aus diesem Grund und weil sich die Kennwerte über das gesamte Kollektiv sehr ähnlich verhalten, werden jeweils nur die Maxima für die Untersuchung weiter betrachtet:

- $\dot{\psi}_{\max,ES}$
- $a_{y, \max,ES}$
- $\beta_{\max,ES}$
- $\varphi_{\max,ES}$
- $M_{H,\max,ES}$

Zudem ist aus den Einfärbungen der Korrelationstabelle 5.7 ersichtlich, dass die Ansprechzeiten bis zum Maximum  $T_{BG,\max,ES}$  beziehungsweise Minimum  $T_{BG,\min,ES}$  der Betrachtungsgrößen untereinander und über die Gesamtheit der Kennwerte ein sehr ähnliches Verhalten aufzeigen. Die Ausnahme ist dabei der Kennwert  $T_{M_H,\max,ES}$ <sup>23</sup>, deshalb wird er auch weiterhin zusammen mit dem Kennwert der Ansprechzeit bis zum Gierratenmaximum  $T_{\dot{\psi},\max,ES}$  betrachtet.

Die Verstärkungsfaktoren als Verhältnis zwischen Betrachtungsgröße und Lenkradwinkeleingabe für die positive und negative Halbwelle des zeitbasierten Signals sind ebenfalls sehr ähnlich, so dass nur der Verstärkungsfaktor der Gierrate der positiven Halbwelle  $V_{\dot{\psi},\max,ES}$ <sup>24</sup> weiter mitgeführt wird.

Somit sind die folgenden Kennwerte maßgeblich und unabhängig für das Fahrmanöver Einzelsinus:

- Maxima der Betrachtungsgrößen:  $\dot{\psi}_{\max,ES}$ ,  $a_{y, \max,ES}$ ,  $\beta_{\max,ES}$ ,  $\varphi_{\max,ES}$ ,  $M_{H,\max,ES}$

---

<sup>23</sup>Dieser Kennwert ist in der Korrelationstabelle 5.7 mit T\_delta\_h\_M\_h1 bezeichnet.

<sup>24</sup>Wird in der Korrelationstabelle 5.7 als V\_psp\_max bezeichnet.

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

- Überschwinger der Querschleunigung und des Wankwinkels:  $U_{a_y,ES}, U_{\varphi,ES}$
- Maximaler Wankwinkelgradient beim Anlenken:  $\frac{d\varphi}{d\delta_H}_{\max,ES}$
- Maximaler Lenkradmomentengradient beim Anlenken:  $\frac{dM_H}{d\delta_H}_{\max,ES}$
- Ansprechzeit bis zum Maximum des Wankwinkels:  $T_{\varphi,\max,ES}$
- Ansprechzeit bis zum Maximum des Lenkradmoments:  $T_{M_H,\max,ES}$
- Ansprechzeit bis zum Gierratenmaximum:  $T_{\dot{\psi},\max,ES}$
- Verstärkungsfaktor der Gierrate am Maximum:  $V_{\dot{\psi},\max,ES}$



### 5.2. Bewertung der Fahrdynamik des passiven und geregelten Fahrzeugs

Die Fahrdynamikennwerte zu den standardisierten Fahrmanövern sind in Kapitel 3.2 beschrieben. Hierzu findet man in der Literatur zahlreiche Referenzwerte und -wertebereiche für aktuellen Fahrzeugen, deren Fahrdynamik subjektiv bewertet wurden. Mit dem Versuchsfahrzeug MUTE wurden auf einer Teststrecke reale Versuchsfahrten mit aus- und eingeschaltetem Torque-Vectoring-System zu den folgenden Fahrmanövern durchgeführt:

- konstante Kreisfahrt
- Lenkwinkelsprung
- Frequenzgang (Sinuslenken mit steigender Frequenz)
- Weavemanöver (Sinuslenken mit konstanter Frequenz)

Die Ermittlung der objektiven Kennwerte aus diesen Messaufzeichnungen bietet die Möglichkeit, das Fahrzeug mit Hilfe der Referenzwerte aus der Literatur fahrdynamisch objektiv zu beurteilen. Jedes Fahrmanöver wurde mit dem passiven (ohne Torque-Vectoring) sowie dem aktiven (mit Torque-Vectoring) Fahrzeug durchfahren. Der nachfolgende Vergleich mit Referenzfahrzeugen aus diversen veröffentlichten Objektivierungsarbeiten bietet die Möglichkeit, die Fahrdynamik der beiden Fahrzeugeinstellungen einzuordnen.

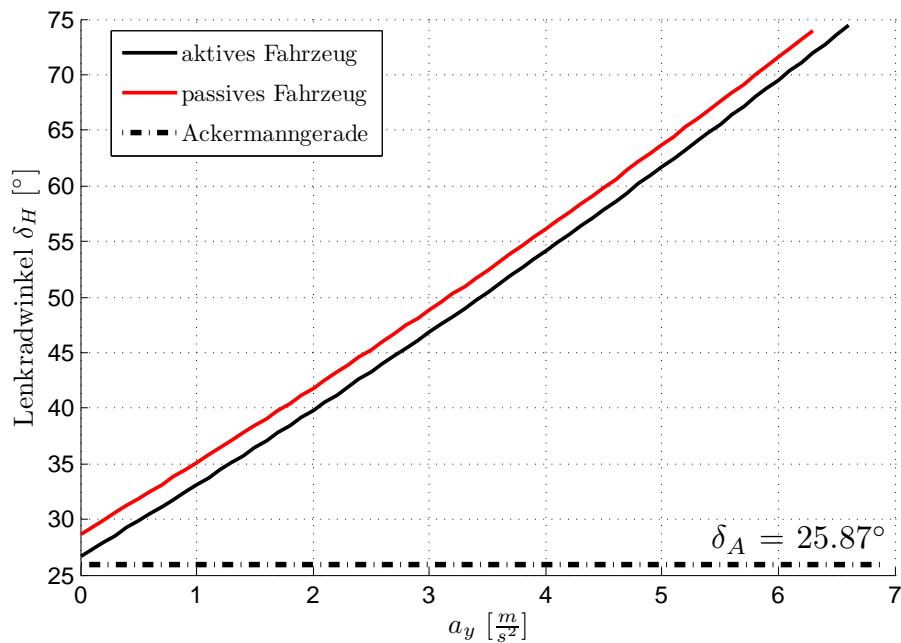
Die erste Spalte der jeweiligen Auflistungen der Kennwerte in den folgenden Unterkapiteln stellt einen expliziten Wert dar, der in der Literatur subjektiv als positiv bewertet wird. Daneben ist der Wertebereich der jeweiligen Größe aufgeführt, in dem die Fahrdynamik als ansprechend bewertet wurde. Dieser Bereich umfasst alle vergleichbaren Literaturwerte zur jeweiligen Größe. Grundsätzlich dient diese Information dazu, die Ober- und Untergrenze des jeweiligen Kennwerts zu definieren und dadurch die Messergebnisse zu plausibilisieren. Die aus den Messaufzeichnungen ausgewerteten, objektiven Kennwerte der Fahrzeugvarianten sind in den weiteren zwei Spalten präsentiert.

#### 5.2.1. Konstante Kreisfahrt

Für die Auswertung der konstanten Kreisfahrt wurden die Kreisbahnradien 40 und 55 Meter gewählt, weil aufgrund der begrenzten Leistung des Versuchsfahrzeugs nur hierzu sinnvolle Manöverkennwerte erzeugbar sind. Um vergleichbare Querschleunigungen bei größeren Kurvenradien zu erreichen, würde die maximal mögliche Längsgeschwindigkeit des Prototypen von zirka 120 km/h überschritten werden. Die Diskussion der Versuchsergebnisse beinhaltet beide Versuchsvarianten. Im Anhang ist die gesamte Kennwertliste zur konstanten Kreisfahrt (Tabelle A.1) aufgeführt.

In der Literatur sind zu diesen Kennwerten auch Bewertungen mit Referenzfahrzeugen aufgeführt. In [MW04, S. 569 ff.] wird das Fahrverhalten subjektiv als gut beurteilt, wenn das Fahrzeug eine Untersteuertendenz aufweist und die Kennwerte in dem angegebenen Bereich aus Tabelle 5.8 für den 40 Meter Kreisradius liegen. Auch in [Fuc93] findet man Werte zu Vergleichsfahrzeugen für eine Kreisbahn mit einem Radius von 55 Metern. Aus dieser Quelle wird der explizite Wert extrahiert, der für ein positives Fahrzeugverhalten steht. Der Wertebereich in Tabelle 5.8 beinhaltet auch Referenzwerte zu Fahrzeugen mit fahrdynamisch schlechteren Eigenschaften.

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung



**Abbildung 5.9.:** Eigenlenkgradient (EG) des Versuchsfahrzeugs bei der konstanten Kreisfahrt mit  $R_0 = 55$  m. Aufgrund des begrenzten Antriebsmomentes werden nur Querschleunigungen unter  $7,5 \text{ m/s}^2$  erreicht.

Vergleicht man das aktive und passive Fahrverhalten stellt man fest, dass die erreichbare maximale Querschleunigung für das geregelte Fahrzeug merklich höher ist. Die unterstützende Wirkung der Torque-Vectoring-Einheit aufgrund des zusätzlichen Giermoments entlastet die Vorderreifen. So weisen die Reifen beim aktiven im Vergleich zum passiven Fahrzeug unter gleicher Querschleunigung höheres Seitenkraftpotential auf.

Im unteren Querschleunigungsbereich ( $a_y < 4 \text{ m/s}^2$ ) liegt der Eigenlenkgradient (EG)  $\left(\frac{d\delta_H}{da_y}\right)_{1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$  für 40 und 55 Meter Kreisradius außerhalb des Literaturbereichs. Die Reaktion des Versuchsfahrzeugs auf Lenkradwinkleingaben ist dadurch als indirekt einzustufen. Jedoch ist der fahrdynamisch bedeutende Abschnitt im höheren Querschleunigungsbereich bei der 55 Meter Kreisfahrt sehr nahe am optimalen Wert von 9,8. Das bedeutet, dass der Fahrer durch subjektiv angenehme Lenkradwinkel den gewünschten Fahrzustand erreichen kann. Ein zu geringer Eigenlenkgradient würde dem Fahrer nicht die Möglichkeit geben, den Grenzbereich und den drohenden Verlust der Bodenhaftung wahrzunehmen [Fuc93]. Für alle drei Fahrzeugvarianten lässt sich ein nahezu linearer Anstieg des Lenkradwinkelbedarfs über dem ganzen Querschleunigungsbereich feststellen. Der reduzierte Lenkradwinkelbedarf für das aktive Fahrzeug im Vergleich zum passiven System wird in Abbildung 5.9 veranschaulicht. Das relativ neutrale Fahrverhalten hilft somit dem Fahrer stets seinen Sollkurs beizubehalten. Die Abweichung von der linearen Ausgleichsgerade  $\left(\frac{\delta_H}{a_y}\right)_{\text{RMSE}, 1-4 \text{ m/s}^2, \text{KKF}}$  ist für die aktive Fahrzeugvariante bei 40 Meter Kreisbahnradius sehr gering, was die gleichmäßige Zunahme des Lenkradwinkels untermauert. Der Wertebereich der angegebenen Literatur weicht stark ab, weil der Verlauf schon bei  $a_y = 3 \text{ m/s}^2$  nach oben abknickt, was in der Formel starken Einfluss hat. Der Schwimmwinkelverlauf fällt sehr schnell in den negativen Bereich ab, weshalb  $\beta$  bei  $a_y = 4 \text{ m/s}^2$  nicht mehr in dem Wertebereich von  $-0,33$  bis  $0,56^\circ$  liegt. [Fuc93] und [MW04] postulieren hierzu geringe Schwimmwinkel und kleine Gradienten für ein positives Fahrverhalten. Im Linearbereich besitzt das Versuchsfahrzeug mit passiver und aktiver Konfiguration fast die gleiche Steigung

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

Fahrodynamikkennwerte der konstanten Kreisfahrt mit 40m				
Kennwert	subjektiv gute Bewertung	Wertebereich [MW04]	MUTE passiv	MUTE aktiv
$(\frac{\delta_H}{\delta_y})_{RMSE, 1-4 m/s^2, KKF} [-]$		0,9 - 0,99	0,26	0,15
$(\frac{d\delta_H}{d\delta_y})_{1-4 m/s^2, KKF} [\frac{Grad}{m/s^2}]$	5	2,5 - 7,3	7,72	8,97
$(\frac{d\delta_H}{d\delta_y})_{6-7 m/s^2, KKF} [\frac{Grad}{m/s^2}]$	27	29 - 35	10,75	8,18

Fahrodynamikkennwerte der konstanten Kreisfahrt mit 55m				
Kennwert	subjektiv gute Bewertung	Wertebereich [Fuc93]	MUTE passiv	MUTE aktiv
$a_{y,max, KKF} [m/s^2]$	7,5 - 8,2	6,5 - 8,2	7,00	7,36
$(\frac{d\delta_H}{d\delta_y})_{1-4 m/s^2, KKF} [\frac{Grad}{m/s^2}]$	3	3,0 - 3,3	7,30	7,00
$(\frac{d\delta_H}{d\delta_y})_{6-7 m/s^2, KKF} [\frac{Grad}{m/s^2}]$	9,8	5,5 - 22,0	7,61	8,08
$(\frac{\beta}{\delta_y})_{RMSE, 1-4 m/s^2, KKF} [-]$	0,02	0,01 - 0,03	0,05	0,05
$\beta_{\delta_y=4 m/s^2, KKF} [Grad]$	0,56	(-0,33) - 0,56	-0,37	-0,53
$(\frac{d\beta}{d\delta_y})_{1-4 m/s^2, KKF} [\frac{Grad}{m/s^2}]$	-0,25	(-0,2) - (-0,45)	-0,22	-0,26
$(\frac{d\beta}{d\delta_y})_{6-7 m/s^2, KKF} [\frac{Grad}{m/s^2}]$	-0,6	(-0,6) - (-1)	-0,73	-0,85
$\beta_{max, KKF} [Grad]$	1,6	1,4 - 2,0	0,28	0,24
$\beta_{min, KKF} [Grad]$	-0,8	(-0,8) - (-2,1)	-1,73	-2,34
$(\frac{\varphi}{\delta_y})_{RMSE, 1-4 m/s^2, KKF} [-]$	0,01		0,09	0,09
$(\frac{d\varphi}{d\delta_y})_{1-4 m/s^2, KKF} [\frac{Grad}{m/s^2}]$	0,65	0,6 - 0,8	0,59	0,59
$v_{char} [m/s]$			53,49	51,06

**Tabelle 5.8.:** Vergleich der Kennwerte des Versuchsfahrzeugs mit Referenzfahrzeugen aus der Literatur bei der konstanten Kreisfahrt



## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

des Schwimmwinkelgradienten wie das gut bewertete Referenzfahrzeug. Dagegen befinden sich im weiteren Verlauf die Werte für  $\left(\frac{d\beta}{d\dot{a}_y}\right)_{6-7\text{ m/s}^2, \text{KKF}}$  im oberen Wertebereich, der keine gute Beurteilung erfährt. Im geregelten Zustand baut das Torque-Vectoring-Moment an der Hinterachse größere Schräglaufwinkel auf. An den Vorderreifen nehmen die Schräglaufwinkel weniger stark ab, wodurch letztendlich der Schwimmwinkel erhöht wird. Dies bestätigt auch der Minimalwert von bis zu  $\beta_{\text{min,KKF}} = -2,6^\circ$  im aktiven Zustand. Die Kennwerte zum Wankwinkelaufbau liegen für das Versuchsfahrzeug mit und ohne Torque-Vectoring sehr nahe an den empfohlenen Werten, wie zum Beispiel  $\left(\frac{d\varphi}{d\dot{a}_y}\right)_{1-4\text{ m/s}^2} = 0,59$ . Der zeitliche Verlauf des Wankwinkels weist nahezu Linearität auf und hilft somit das Komfortempfinden zu verbessern [HB02]. Es fällt abschließend auf, dass sich der Torque-Vectoring-Eingriff auf die charakteristische Geschwindigkeit  $v_{\text{char}}$  auswirkt, weil sich ein Unterschied von zirka 2 km/h einstellt. Nach [HEG11] ist dies weder positiv noch negativ zu werten, weil der Kennwert lediglich aussagt, bei welcher Längsgeschwindigkeit das Fahrzeug am sensibelsten auf Lenkeingaben reagiert.

Bei der Auswertung der Messdaten der konstanten Kreisfahrt wird deutlich, dass der Fahrer im geregelten Versuchsfahrzeug einen reduzierten Lenkradwinkelaufwand im oberen Querschleunigungsbereich (4 - 7 m/s<sup>2</sup>) verspürt. Die Vorderreifen gehen nicht zu früh in Sättigung, was höhere Endquerbeschleunigungen zulässt. Deshalb ist eine Untersteuertendenz beim aktiven Fahrzeug kaum vorhanden. Gleichzeitig erhöht sich der Schwimmwinkel  $\beta$ , was der Fahrer visuell durch die Änderung der Fahrtrichtung wahrnimmt. Befindet sich  $\beta$  in einem Bereich von 1° bis 2° fällt die Subjektivbewertung des Fahrers immer noch positiv aus, denn die Grenze für Lenkbarkeit liegt bei 5°.

### 5.2.2. Lenkwinkelsprung

Dieses Fahrmanöver wird im Realversuch mit 60 km/h durchgeführt. Wie in der Norm ISO 7401-9 [ISO04b] gefordert, ist die Höhe des stationären Lenkradwinkels vor Versuchsdurchführung in der konstanten Kreisfahrt bei einer Querschleunigung von 4 m/s<sup>2</sup> ermittelt. Eine ausführliche Auflistung aller ausgewerteten Fahrdynamikkennwerte ist Tabelle A.2 im Anhang zu entnehmen.

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

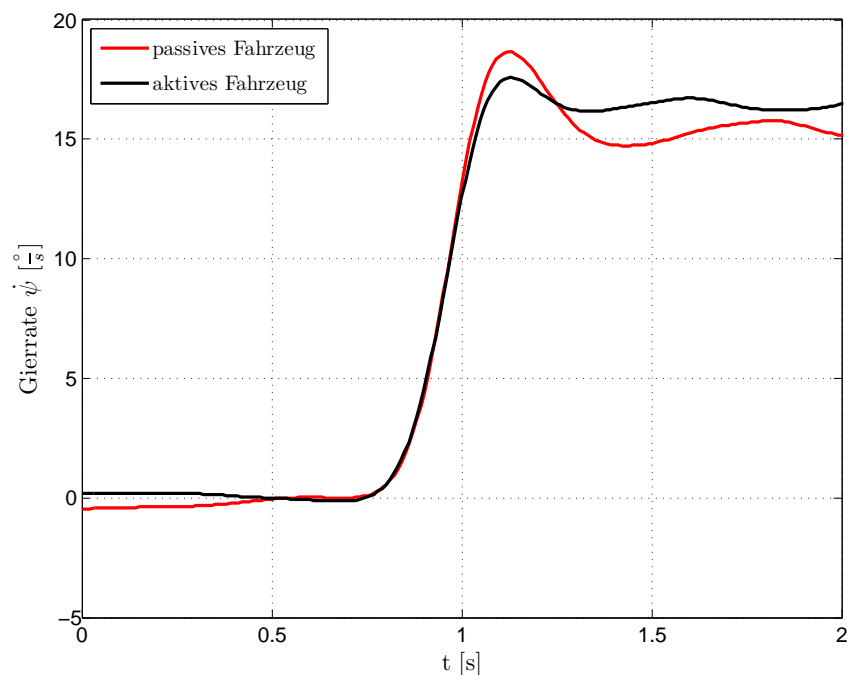


Abbildung 5.10.: Gierratenverlauf des Versuchsfahrzeugs beim Lenkwinkelsprung im passiven und aktiven Zustand

Fahrodynamikkennwerte des Lenkwinkelsprungs bei $v_x = 60 \text{ km/h}$				
Kennwert	subjektiv gute Bewertung [RA97]	Wertebereich [Die08], [Zom91], [Fuc93], [RA97]	MUTE passiv	MUTE aktiv
$T_{R,\psi,LS} \text{ [s]}$	0,14	0,12 - 0,3	0,13	0,16
$T_{R,\beta,LS} \text{ [s]}$	0,31	0,28 - 0,36	0,18	0,20
$T_{\psi,max,LS} \text{ [s]}$	0,22	0,2 - 0,5	0,24	0,26
$T_{a_y,max,LS} \text{ [s]}$	0,42	0,28 - 1,0	0,37	0,40
$T_{\beta,max,LS} \text{ [s]}$	0,49	0,44 - 0,63	0,31	0,31
$T_{\varphi,max,LS} \text{ [s]}$	0,47	0,47 - 0,68	0,42	0,79
$U_{\psi,bez,LS} \text{ [-]}$	0,24	0,06 - 0,27	0,23	0,09
$U_{a_y,bez,LS} \text{ [-]}$	0,1	0,06 - 0,12	0,15	0,05
$U_{\beta,bez,LS} \text{ [-]}$	0,5	0,42 - 0,55	0,25	0,16
$U_{\varphi,bez,LS} \text{ [-]}$	0,08	0,08 - 0,12	0,04	0,01
$V_{\psi,LS} \text{ [s}^{-\frac{1}{2}}\text{]}$	0,24	0,15 - 0,3	0,30	0,31
$TB - \text{Wert} \text{ [s-Grad]}$	0,16	0,16 - 0,49	0,36	0,30

Tabelle 5.9.: Vergleich der Kennwerte des Versuchsfahrzeugs mit Referenzfahrzeugen aus der Literatur bei dem Lenkwinkelsprung

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

In Tabelle 5.9 ist die Ansprechzeit der jeweiligen Betrachtungsgröße ( $\dot{\psi}$ ,  $a_y$ ,  $\beta$  und  $\varphi$ ) bei aktiver Torque-Vectoring-Ansteuerung immer größer als beim unregulierten Fahrzeug. Zum einen erhöhen sich die Stationärwerte, weil das aktive Fahrzeug aufgrund der unterstützenden Wirkung des Torque-Vectorings eine stärkere Reaktion bei gleichem Lenkradwinkel ausführt. Zum anderen dämpft dieses System im Übergangsbereich die Fahrzeugantwort durch einen flacheren Anstieg der Sollvorgabe der Gierrate deutlich, wodurch sich der Maximalwert erst später ausbildet. Die bezogene Überschwingweite  $U_{\psi,bez,LS}$  zeigt sich in Abbildung 5.10 merklich abgeschwächt. Die gleichen Beobachtungen können für den Gierverstärkungsfaktor  $V_{\psi,LS}$  angestellt werden. Er verbessert das Ansprechverhalten auf Lenkradwinkleingaben beim geregelten Fahrzeug. Der Vergleich der Kennwerte für die Ansprechzeiten ( $T_{R,\dot{\psi},LS}$ ) und Überschwinger ( $U_{\psi,bez,LS}$ ) vom passiven und aktiven Fahrzeug zeigt, dass das in dieser Arbeit vorgestellte Fahrdynamikregelsystem bei gleich agilem Ansprechverhalten einen kleineren Überschwinger realisieren kann. Damit wird der erwähnte Zusammenhang der beiden Größen in [Sch10, S. 100 f.] aufgebrochen, die nur für passive Fahrzeuge gelten.

Der angegebene Wertebereich der objektiven Kennwerte setzt sich aus vergleichbaren Literaturwerten der Quellen [Die08], [Zom91], [Fuc93] zusammen. Die expliziten Zahlenwerte für die subjektiv gute Bewertung sind aus [RA97, S. 94 ff.] entnommen.

Die Ansprechzeit bis 90% der stationären Gierrate  $T_{R,\dot{\psi},LS} = 0,13s$  für das passive Fahrzeug stimmt sehr gut mit der des Referenzfahrzeuges überein. Die Ansprechzeit für das aktive Fahrzeug ist nur leicht drüber. Ebenso befindet sich  $T_{\dot{\psi},max,LS}$  und  $T_{a_y,max,LS}$  für beide Fahrzeugvarianten im unteren Wertebereich und sehr nahe bei dem Vergleichswert. Die Reaktionszeiten des Schwimmwinkels  $T_{R,\beta,LS}$  und  $T_{\beta,max,LS}$  liegen unterhalb des Wertebereichs verschiedener Mittelklassefahrzeuge. Dies spricht dafür, dass das Versuchsfahrzeug sowohl in der passiven, als auch in der aktiven Fahrdynamikeinstellung im Aufbau des Schwimmwinkels spontaner reagiert. Die bezogene Überschwingweite des Schwimmwinkels  $U_{\beta,bez,LS}$  ist bei dem Referenzfahrzeug deutlich ausgeprägter als bei den Varianten des Versuchsfahrzeuges. Anders verhält sich hierzu der Wankwinkelaufbau. Im passiven Fahrzeug stimmt der Wert besser mit dem Referenzfahrzeug überein, wohingegen das aktive Fahrzeug einen deutlich langsameren Anstieg des Wankwinkels vollzieht, weil das Torque-Vectoring-System den zeitlichen Verlauf von Gierrate und Quereschleunigung aufgrund der Schwimmwinkeländerungen beeinflusst. Außerdem wird der Überschwinger beim Wanken fast gänzlich geglättet, was die sehr geringe bezogene Überschwingweite  $U_{\varphi,bez,LS} = 0,13$  bestätigt. Die niedrigen Überschwingweiten der weiteren Betrachtungsgrößen  $\dot{\psi}$  und  $a_y$  für das aktive Fahrzeug spiegeln die abgeschwächte Fahrzeugreaktion wider, was in [Fuc93, S. 73 ff.] als subjektiv gut beurteilt wird. Ohne Torque-Vectoring-Funktionalität sind die Beträge der Überschwinger in dem oberen Wertebereich, dessen Beurteilung schlechter ausfällt. Betrachtet man den Gierverstärkungsfaktor liegen die Werte am Ende des Kennwertbereichs in Tabelle 5.9. Die stationäre Gierverstärkung des Vergleichsfahrzeugs  $V_{\dot{\psi},LS}$  ist im Verhältnis zu der des Versuchsfahrzeuges etwas geringer. Der TB-Wert ermöglicht eine Aussage über die Beherrschbarkeit des Fahrzeugs. Je kleiner dieser Wert ist, desto besser kommen die Fahrer auf einer kurvigen Straße zurecht [Zom91, S. 279]. Hier fällt auf, dass der Kennwert auch durch den Eingriff des Torque-Vectorings nicht deutlich näher zum Wert des Referenzfahrzeuges kommt.

### 5.2.3. Frequenzgang

Die Längsgeschwindigkeit des Versuchsfahrzeuges für die Messungen des Frequenzverhaltens des Versuchsfahrzeuges wurden, wie die anderen Manöver, bei einer Längsgeschwindigkeit von 60 km/h durchgeführt. Kennwerte zu aktuellen Fahrzeugen sind in [Sto10] zu finden. Diese Werte sind zwar bei einer Längsgeschwindigkeit von 80 km/h aufgenommen worden, dienen aber aufgrund mangelnder Alternative als Referenzwerte für die fahrdynamische Bewertung des Versuchsfahrzeuges mit und ohne Torque-Vectoring im Frequenzgang. Stock untersucht die Fahrzeugreaktion von einem Sportwagen, einem Kleinwagen und einem Sport Utility Vehicle (SUV) hinsichtlich verschiedener Anregungsfrequenzen  $f = 0,2 - 2,0$  Hz. In Tabelle 5.10 werden die Kennwerte zu jedem Referenzfahrzeug separat angegeben, damit das Versuchsfahrzeug in Bezug zu einer der drei Fahrzeugklassen bewertet werden kann.

Wie in Tabelle 5.10 ersichtlich, sind die stationären Verstärkungsfaktoren der Gierrate und des Schwimmwinkels vom aktiven und passiven Fahrzeug gleich. Steigt die Anregungsfrequenz, setzt die dämpfende Wirkung durch das Torque-Vectoring ein. Der Gierverstärkungsfaktor für das passive Fahrzeug erhöht sich kontinuierlich ( $V_{\psi, \max, FG} = 2$  Hz). Des Weiteren liegen die Resonanzfrequenzen  $f_r$  von  $\psi$  bei beiden Fahrzeugeinstellungen weit von der Giereigenfrequenz des Fahrzeuges von 1,4 Hz entfernt, weshalb die Tendenz zum Aufschaukeln des Fahrzeugs nicht gegeben ist. Der Abfall der Gierratenamplitude ist nicht feststellbar, wohingegen für  $\beta$  die Grenzfrequenz  $f(V_{\psi, 3dB, FG})$  im passiven Zustand erst bei 0,65 Hz zu finden ist. Dies zeigt, dass das Schwimmwinkelverhalten merklich beeinflusst wird, denn das Verstärkungsniveau bleibt länger auf einem konstanten Niveau. Das Ansprechverhalten der Querschleunigung ist für beide Setups nahezu identisch. Ebenso verhält sich das Versuchsfahrzeug bei der Untersuchung des Lenkradmoments.

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

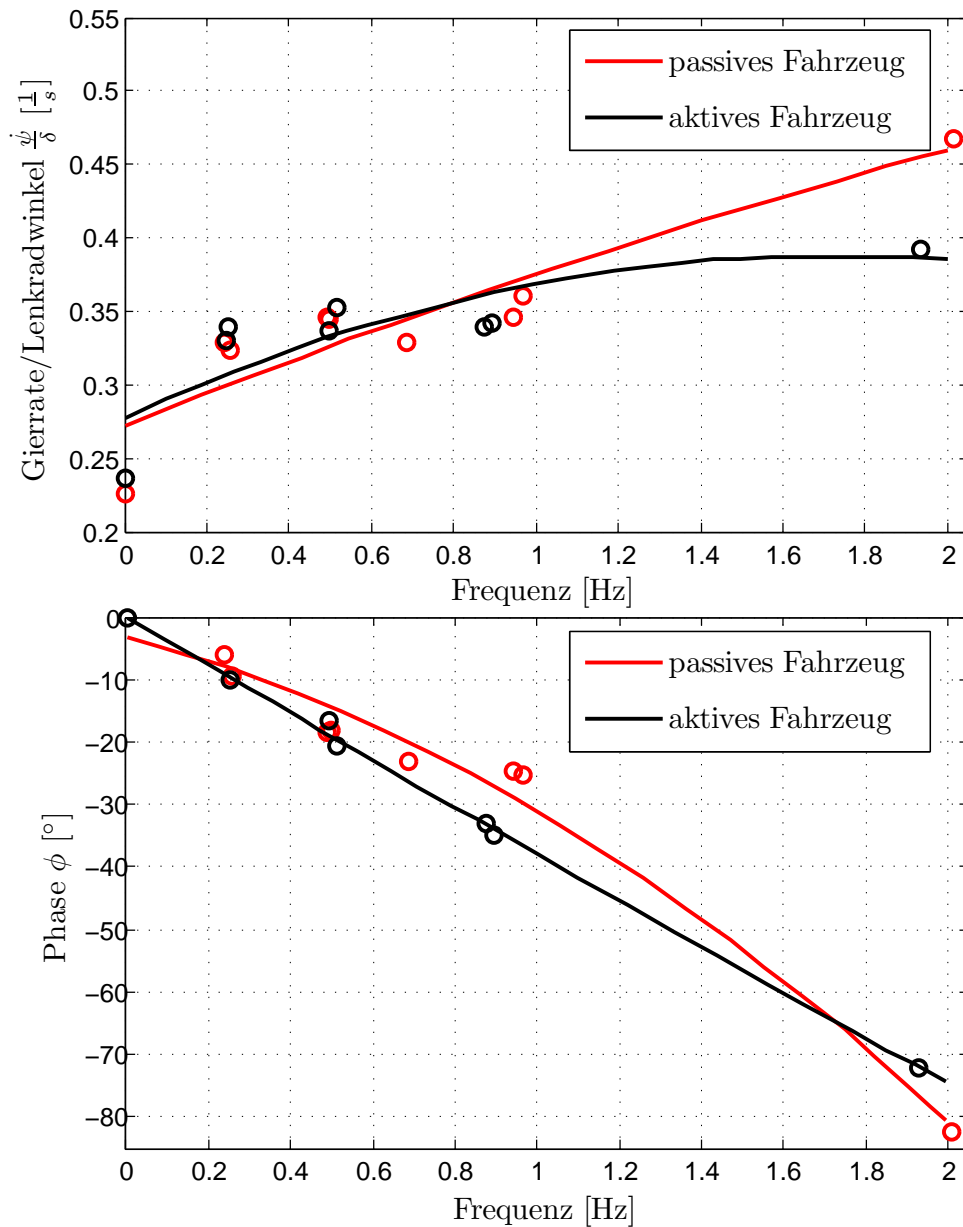
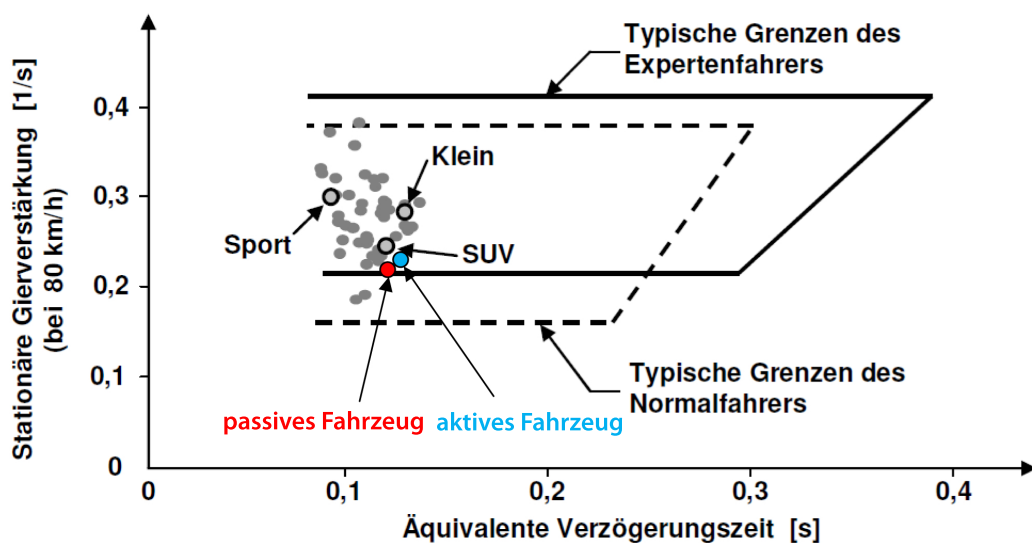


Abbildung 5.11.: Amplituden- und Phasenverlauf des Verstärkungsfaktors der Gierrate beim Sinuslenken (0 - 2 Hz)

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

Fahrtdynamikkennwerte des Frequenzganges $a_y = 4 \text{ m/s}^2, v_x = 60 \text{ km/h}, f = 0\text{-}2\text{Hz}$					
Kennwert	Sportwagen [Sto10]	Kleinwagen [Sto10]	SUV [Sto10]	MUTE passiv	MUTE aktiv
$V_{\psi, \text{stat}, \text{FG}} \text{ [}]$	0,29	0,27	0,24	0,23	0,24
$V_{\beta, \text{stat}, \text{FG}} \text{ [}]$	0,02	0,04	0,03	0,01	0,01
$V_{\psi, \text{max}, \text{FG}} \text{ [}]$	0,31	0,32	0,29	0,46	0,39
$f(V_{\psi, \text{max}, \text{FG}}) \text{ [Hz]}$	1,49	0,94	1,32	2,00	1,72
$\phi(V_{\psi, \text{max}, \text{FG}}) \text{ [Grad]}$	-38,00	-31,00	-44,00	-80,38	-64,30
$U_{\psi, \text{FG}} \text{ [}]$	1,05	1,17	1,20	2,04	1,64
$\phi_{\psi}(f = 1\text{Hz})_{\text{FG}} \text{ [Grad]}$	-21,00	-34,00	-28,00	-30,98	-37,88
$f(\phi_{\psi} = -45^\circ)_{\text{FG}} \text{ [Hz]}$	1,65	1,20	1,29	1,33	1,19
$T_{eq, \psi, \text{FG}} \text{ [s]}$	0,09	0,13	0,12	0,12	0,13
$\frac{V_{\psi, \text{stat}}}{T_{eq, \psi, \text{FG}}} \text{ [1/s]}$	2,00	3,00	1,95	1,89	1,77
$V_{\beta, \text{max}, \text{FG}} \text{ [}]$	0,02	0,05	0,03	0,01	0,01
$U_{\beta, \text{FG}} \text{ [}]$	1,00	1,09	1,19	2,15	0,83
$f(V_{\beta, 3\text{dB}, \text{FG}}) \text{ [Hz]}$	-	1,57	2,20	0,43	0,65
$f(V_{\beta, \text{max}, \text{FG}}) \text{ [Hz]}$	1,51	0,43	1,10	0,00	0,00

**Tabelle 5.10.:** Vergleich der Kennwerte des Versuchsfahrzeugs mit Referenzfahrzeugen aus [Sto10] beim Sinuslenken mit steigender Frequenz



**Abbildung 5.12.:** Vergleich des Quotienten aus stationärer Gierversärkung und der äquivalenten Verzögerungszeit der Referenzfahrzeuge nach [Sto10, S. 55] mit denen des aktiven und passiven Versuchsfahrzeuges

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

---

Laut der Literaturwerte von [Sto10] ist die stationäre Gierverstärkung des Versuchsfahrzeuges in der aktiven Einstellung mit der eines SUVs vergleichbar. In [WD78, S. 10] wird hierzu ein Bereich von 0,14 bis 0,38 angegeben. Für eine subjektiv gute Bewertung fordert [MW04, S. 610] hingegen einen möglichst hohen Wert für ein agiles Handling, was der Wert des Sportwagens, eingezeichnet in Abbildung 5.12, bestätigt. Die Amplitudenmaxima der Gierrate  $V_{\dot{\psi},\max,FG}$  befinden sich außerhalb der angegebenen Grenzen aus den Literaturwerten. Dies trifft ebenso für die Gierratenüberhöhung  $U_{\dot{\psi},\max,FG}$  zu. Daraus kann gefolgert werden, dass das Gieransprechverhalten über dem Frequenzbereich nicht homogen verläuft. Die dazu entsprechende Resonanzfrequenz tritt erst bei höheren Frequenzen auf (passiv:  $V_{\dot{\psi},\max,FG} = 2$  Hz, aktiv:  $V_{\dot{\psi},\max,FG} = 1,75$  Hz) und fällt somit nicht mit der Giereigenfrequenz des Fahrzeuges MUTE zusammen. Hier zeigt das passive Fahrzeug Schwächen auf, weil die Gierverstärkung stetig zunimmt und kein Abflachen feststellbar ist. Von 0,4 - 2 Hz kommt der Fahrer an seine Regelgrenzen, wodurch das Fahrzeug möglichst träge auf unkontrollierte Lenkradwinkleingaben reagieren soll. Deshalb sollte das Amplitudenverhältnis in diesem Bereich möglichst klein sein [HEG11]. Ein Amplitudenabfall der Gierrate von 3 dB wird auch bei den Referenzfahrzeugen nicht erreicht, was in [Wol08] als positiv bewertet wird. Zu dem Phasenverzug erläutert [HEG11, S. 147], dass bis 0,4 Hz der Fahrer ungewollte Schwingungen ausregeln kann, deshalb ist wenig Phasenverzug in diesem Bereich wichtig. Der Fahrdynamikkennwert  $\phi_{\dot{\psi}}(f = 1 \text{ Hz})_{FG}$  des aktiven Versuchsfahrzeugs liegt sehr nahe an dem Wert des Kleinwagens. Der Phasenwinkel bei 1 Hz ist bei dem passiven Versuchsfahrzeug mit einem SUV vergleichbar. Dies zeigt, dass im niederfrequenten Bereich bis 0,4 Hz kein verfrühter Abfall des Phasenverzugs stattfindet, was auch in [Wol08] subjektiv gut bewertet wird. Außerdem kann laut [WD78] mit dem Quotient aus stationärem Verstärkungsfaktor und äquivalenter Verzögerungszeit auf die fahrdynamische Beurteilung von Fahrern geschlossen werden. In Abbildung 5.12 bildet sich der optimale Bereich aus der Schnittmenge von Test- und Normalfahrern. Das aktive Fahrzeug erfüllt diese Bedingung ( $V_{\dot{\psi},\text{stat},FG} = 0,24$  und  $T_{eq,\dot{\psi},FG} = 0,13\text{s}$ ) und deckt sich fast mit dem Wert des SUVs.

Wolf kommt in [Wol08, S. 271] zum Ergebnis, dass ein geringer stationärer Schwimmwinkel positiv bewertet wird. Jedoch wirkt sich ein zu kleiner Schwimmwinkel negativ auf die Fahragilität aus. Beide Fahrzeugsetups befinden sich weit unterhalb von den Referenzwerten. Durch das Torque-Vectoring wird der geforderte Kompromiss etwas besser erfüllt. Generell ist der Amplitudenverlauf des Schwimmwinkels für das passive Fahrzeug sehr inhomogen, weil der maximale Verstärkungsfaktor bei  $f = 0$  Hz auftritt und anschließend rasch abfällt, dadurch erklärt sich auch die hohe Überschwingweite von  $U_{\beta,FG} = 2,15$ . Die Überhöhung der Schwimmwinkelverstärkung für die aktive Einstellung  $U_{\beta,FG} = 0,83$  liegt nahe an dem Kennwert des Sportwagens  $U_{\beta,FG} = 1$ . Der Abfall vollzieht sich auch hier, jedoch beginnt dieser erst bei höheren Frequenzen (Grenzfrequenz bei 0,65 Hz) und lässt eine bessere Beurteilung zu.

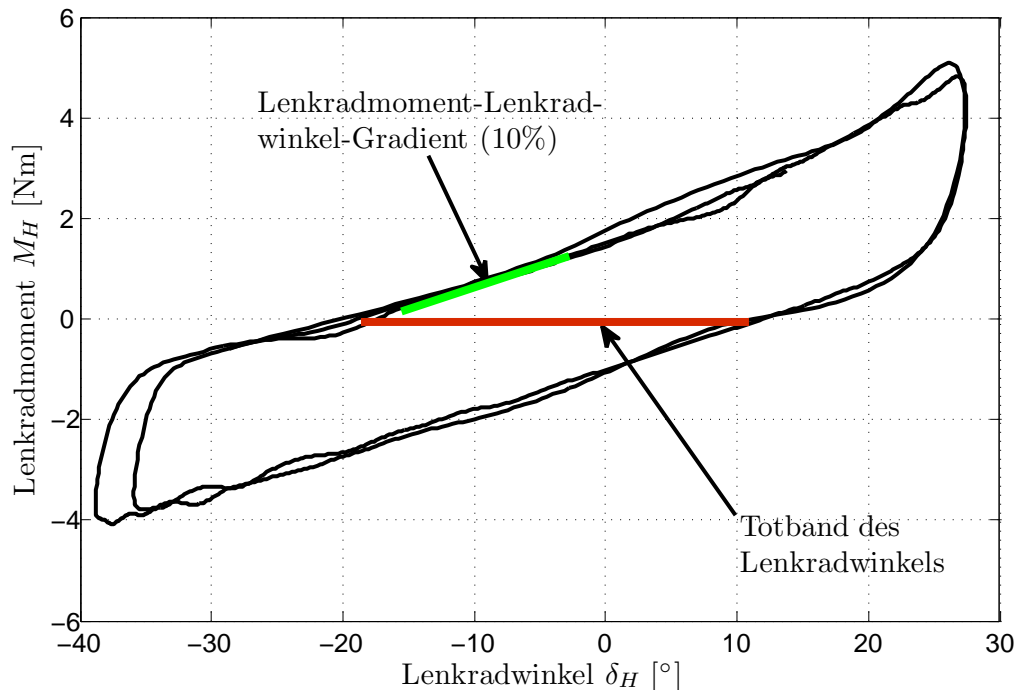
Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die angestrebten Referenzwerte für Sportwagen und Kleinwagen oft verfehlt werden. Jedoch schafft der Einsatz des Torque-Vectoring-Systems das querdynamische Ansprechverhalten auch für höhere Anregungsfrequenzen zu verbessern.

### 5.2.4. Weavemanöver

Bei der Versuchsdurchführung des Manövers Sinuslenken mit konstanter Frequenz konnte kein Lenkroboter verwendet werden, deshalb sind die Hysteresekurven aus Abbildung 5.13

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

nicht genau symmetrisch um die Nullachse des Lenkradwinkels. Dennoch können die Messungen für eine objektive Bewertung der Fahrdynamik des passiven und aktiven Fahrzeugs verwendet werden, weil kein Fahrdynamikkennwert am Maximum des Lenkradwinkels ( $\delta_H$ ) oder der Betrachtungsgrößen ( $\psi$ ,  $a_y$ ,  $\beta$ ,  $\varphi$ ,  $M_H$ ) ausgewertet wird.



**Abbildung 5.13.:** Verlauf des Lenkradmoments über den Lenkradwinkel des TV-aktuierten Versuchsfahrzeugs

Die Angaben zu den Zielbereichen der objektiven Kennwerte des Weavemanövers von Detti in [Det05] werden durch zwei vermessene Referenzfahrzeuge erweitert, die eine sehr ausgereifte Fahrdynamik besitzen. Sie besitzen Heckantrieb und unterscheiden sich ausschließlich durch verschiedene Lenksysteme. In Tabelle 5.11 sind diese mit Fahrzeug A und A\* gekennzeichnet. Der Grund für die Hinzunahme der beiden Fahrzeuge ist die Tatsache, dass zu diesem Manöver in der Literatur hauptsächlich Untersuchungen bei einer Ausgangslängsgeschwindigkeit von 100 km/h zu finden sind.

Der Gradient des Lenkradmomentes beim aktiven und passiven Fahrzeugs weist bei der Nulllage  $\frac{dM_H}{d\delta_H} \delta_H=0, WT$  und bis 10% des maximalen Lenkradwinkels  $\frac{dM_H}{d\delta_H} 10\%, WT$ <sup>25</sup> keine Unterschiede auf. Diese beiden Kennwerte repräsentieren die Lenkungssteifigkeit. Aufgrund der Tatsache dass der letzte Wert unterhalb des angegebenen Wertebereichs liegt, wird die Lenkung als komfortabel bis schwammig beurteilt [Det05]. Die Lenkrücklaufwilligkeit kennzeichnet die Hysteresenbreite  $\frac{M_H}{\delta_H} \delta_H - \text{Totband, WT}$ <sup>26</sup>, die sich auch weit außerhalb des Kennwertbereichs (10, 95 – 11, 5°) befindet. Jedoch kann durch den Einsatz des Torque-Vectorings hierbei eine kleine Verbesserung erreicht werden, weil das Totband des Lenkradwinkels geschmälert wird.

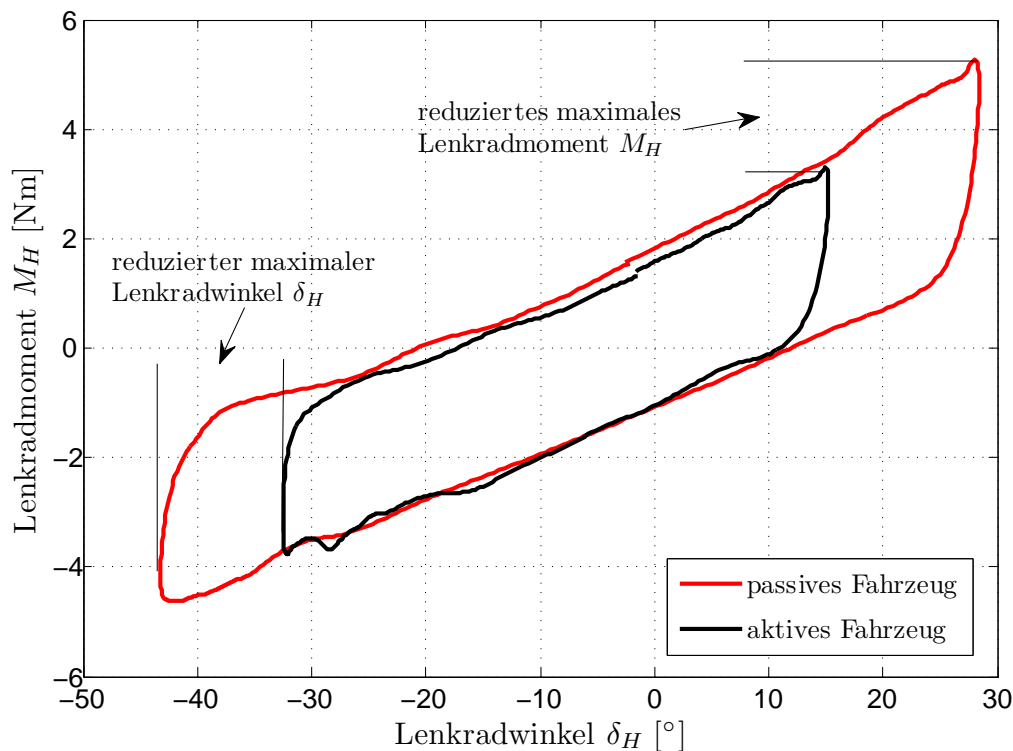
Der fahrdynamische Kennwert  $\frac{M_H}{\delta_H} \delta_H - \text{Totband, WT} = 19,73^\circ$  zeigt die Tendenz, dass bei höheren Geschwindigkeiten die Lenkrücklaufwilligkeit deutlich zunimmt. Das Ordinaten-Totband

<sup>25</sup>Anstieg der grünen Linie in Abbildung 5.13

<sup>26</sup>Breite der roten Linie in Abbildung 5.13



## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung



**Abbildung 5.14.:** Verlauf von  $M_H$  über  $\delta_H$  des aktiven und passiven Fahrzeugs (mit und ohne torque-Vectoring-Funktionalität)

$\frac{M_H}{\delta_H} M_H\text{-Totband,WT}$  kennzeichnet die Reibung im Lenkungssystem. Das Torque-Vectoring-aktivierte Testfahrzeug weist einen ähnlichen Betrag zu den Referenzfahrzeugen auf. Das zusätzlich generierte Giermoment besitzt einen mittlenkenden Charakter auf das Fahrzeug. Eine zu große Reibung in der Lenkbewegung behindert auch den Lenkungsrücklauf in die Nulllage. Betrachtet man in Abbildung 5.14 die maximalen Lenkradmomente für das passive und aktive Fahrzeug, wird deutlich, dass durch den Einsatz des Torque-Vectoring das Lenkradmoment um bis zu 20% reduziert wird. Der mittlere Gierraten-Lenkradwinkelgradient ist nach [Det05] für beide Testfahrzeugvarianten in einem Bereich für sportliches Fahrverhalten ( $\frac{d\psi}{d\delta_H 20\%,WT} = 0,22 - 0,28 \frac{\text{rad}}{\text{s}^\circ}$ ). Hierdurch zeigt sich ein spontanes Ansprechen der Gierreaktion des Fahrzeugs auf kleine Lenkradwinkleingaben. Diese Erkenntnis wird zudem durch die Ansprechzeit bis zum Gierratenmaximum  $T_{\psi,\text{max,WT}}$  bestätigt, die für das aktive Fahrzeug sportlich ist. Das passive Fahrzeug wirkt diesbezüglich leicht träger. Der agile Eindruck des geregelten Fahrzeugs wird auch bei dem Lenkmomenttotband  $\frac{\psi}{M_H} M_H\text{-Totband,WT}$  gefestigt, weil die Werte sich gut mit dem Wertebereich der Referenzfahrzeuge decken, wohingegen das passive Fahrzeug deutlich darüber liegt. Das Torque-Vectoring verbessert das Ansprechverhalten des Fahrzeugs. Wertet man die Hysteresekurve von  $M_H$  über  $a_y$  aus, erkennt man, dass das Querschleunigungstotband bezüglich  $M_H$  für beide aktiven Setups niedriger als die Literaturwerte aus [Det05] ( $\frac{M_H}{a_y} a_y\text{-Totband,WT} = 3,3 - 3,6 \text{ m/s}^2$ ) ist. Das Totband des Lenkradmoment  $\frac{M_H}{a_y} M_H\text{-Totband,WT}$  ist dagegen übermäßig erhöht für jede Fahrzeugvariante. Der Referenzwert hierzu scheint wenig plausibel, weil das Lenkradmoment bei  $a_y = 0 \text{ m/s}^2$  bereits einen Wert von 2,66 - 2,89 Nm aufweist. Deshalb ist hieraus nur eine Tendenz ableitbar, dass das geregelte Fahrzeug weniger Lenkmoment benötigt, um dieselbe Querschleunigung aufzubauen. Darüber hinaus gibt es einen Vergleichskennwert

## 5. Evaluierung der prototypischen Umsetzung

für die normierte Fläche der  $a_y$ -Hysteresekurve. Beide Varianten des Versuchsfahrzeugs zeigen eine kleinere Fläche als die Referenzfahrzeuge auf, weil der Verlauf der Hysterese sehr schmal ausfällt. Somit beginnt der Querschleunigungsaufbau beim Anlenken aus der Nulllage ohne große Verzögerung. Das Ansprechverhalten wird für diese Betrachtungsgrößen zusätzlich gesteigert. Bei den restlichen Kennwerten ist zwischen diesen beiden Varianten keine merkliche Differenz feststellbar. Die vollständigen Kennwerttabelle A.3 für die Versuchsdurchführung mit 80 km/h ist im Anhang zu finden.

Kennwerte Weavemanöver $a_y = 2 \text{ m/s}^2$ , $60 \text{ km/h}$ , $f = 0,2 \text{ Hz}$					
Kennwert	Fahrzeug A	Fahrzeug A*	Wertebereich [Det05]	MUTE passiv	MUTE aktiv
$\frac{dM_H}{d\delta_H} 10\%, \text{WT} \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{Grad}} \right]$	0,23	0,24	0,2 - 0,45	0,10	0,10
$\frac{dM_H}{d\delta_H} \delta_H=0, \text{WT} \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{Grad}} \right]$	0,48	0,49	0,48 - 0,49	0,10	0,10
$\frac{M_H}{\delta_H} \delta_H\text{-Totband}, \text{WT} \left[ \text{Grad} \right]$	10,95	11,5	10,95 - 11,5	31,03	29,28
$\frac{M_H}{\delta_H} M_H\text{-Totband}, \text{WT} \left[ \text{Nm} \right]$	2,28	2,61	2,28 - 2,61	2,75	2,49
$\frac{d\psi}{d\delta_H} 20\%, \text{WT} \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{Grad}} \right]$			0,18 - 0,28	0,30	0,29
$T_{\psi, \text{max}}, \text{WT} \left[ \text{s} \right]$			0,0 - 0,08	0,12	0,09
$\frac{\psi}{M_H} M_H\text{-Totband}, \text{WT} \left[ \text{Nm} \right]$	2,76	2,89	2,76-2,89	3,23	2,73
$A \left( \frac{a_y}{2\delta_H} \right)_{-1...1}, \text{WT} \left[ \frac{\text{m}}{\text{Grad}\cdot\text{s}^2} \right]$	9,75	7,8	7,8 - 9,75	6,19	4,80
$M_{H,0} \text{ m/s}^2, \text{WT} \left[ \text{Nm} \right]$	2,66	2,89	2,66 - 2,89	1,80	1,68
$\frac{M_H}{a_y} a_y\text{-Totband}, \text{WT} \left[ \text{m/s}^2 \right]$	3,6	3,3	3,3 - 3,6	3,02	2,71
$\frac{M_H}{a_y} M_H\text{-Totband}, \text{WT} \left[ \text{Nm} \right]$	0,28	0,04	0,04 - 0,28	3,39	2,84

**Tabelle 5.11.:** Vergleich der Kennwerte des Versuchsfahrzeugs mit Referenzfahrzeugen und angeben von [Det05] bei dem Weavemanöver

Das Weavemanöver zeigt auf, dass sowohl für das geregelte als auch das ungeregelte Fahrzeug die Lenkrücklaufwilligkeit zu gering ist und die niedrige Lenkungssteifigkeit die Tendenz einer schwammigen Lenkung offenbart. Dagegen erfüllt die Lenkungsreibung sowie das Ansprechen des Fahrzeugs bei einem Lenkmomentenaufbau besonders für die aktive Fahrzeugvariante die Kriterien für eine subjektiv gute Bewertung.

## 6. Diskussion der Ergebnisse

In diesem Kapitel wird die vorgestellte Methode der Sollwertgenerierung gegenüber dem Stand der Forschung kritisch betrachtet. Um die Herangehensweise absolut zu bewerten, müssen die Ziele von Fahrdynamikregelsystemen definiert werden. Fahrhilfen wie das Elektronische Stabilitätsprogramm (ESP) oder das Antiblockiersystem (ABS) erhöhen die Fahr-sicherheit durch gezielte Eingriffe in die Fahrdynamik und tragen so zur Erhöhung der aktiven Sicherheit im Straßenverkehr bei. Eine Untersuchung der US-amerikanischen Verkehrs-sicherheitsbehörde NHTSA zeigt, dass sich die Zahl der Unfälle, bei der ein Fahrer die Kontrolle über sein Fahrzeug verlor, um 34 %, die Zahl aller Fahrzeugüberschläge von Personenfahrzeugen um 71 % durch den Einsatz von ESP reduzierte [Kra06, S. 12]. Permanent eingreifende Fahrzeugregelsysteme, wie die Hinterachslenkung oder das Torque-Vectoring, haben zudem noch das Ziel der Verbesserung des subjektiven Fahrverhaltens. Anhand dieser abstrakten Anforderungen können die Systeme dieser Art bewertet werden; zudem basieren die in Kapitel 1.2 erwähnten Unterziele darauf. Die vorgestellte Methode der Sollvorgabenberechnung eignet sich sowohl für kontinuierliche Fahrdynamikregler, die das Fahrverhalten über den gesamten Querschleunigungsbereich beeinflussen, als auch für situationsabhängige Regelsysteme, wie das ESP. Diese Systeme greifen nur bei der Überschreitung von definierten Schranken ein, im Normalfahrbereich sind sie nicht aktiv. Durch die bestehende Einschätzung des Fahrzustandes auf Basis der querdynamischen Zustände des Fahrzeuges kann eine kritische Situation leicht detektiert und durch entsprechende Fahrdynamikregel- oder Fahrerassistenzsysteme korrigiert werden.

Die vorangegangenen Kapitel beschreiben die Vorgehensweise und den theoretischen Hintergrund bei der Erstellung und Abstimmung der Sollwertdefinition für Querdynamikregelsysteme. Der Systemaufbau und die Methode der Abstimmung sind allgemein gewählt, so dass die Methode auf unterschiedlichen Fahrzeugklassen adaptierbar ist. Die Auslegungsparameter sind derart abstrahiert, dass sie allgemein gelten und nicht an eine gewisse Fahrzeugkonfiguration gebunden sind. Nach dem Fahrzeugdesign trägt das subjektive Fahrverhalten zur Markenabgrenzung und Qualitätserkennung bei und ist somit ein wichtiges Kaufargument. Aufgrund der niederen Eigendynamik der Quer- und Gierbewegungen (Giereigenfrequenz unter 2 Hz) von Straßenfahrzeugen und einer verhältnismäßig hohen Stelldynamik moderner Elektromaschinen erzielt eine aufwändige Reglerauslegung keine erkennbare Verbesserung des Fahrverhaltens. Viel wichtiger und durch den Fahrer direkt spürbar ist die Berechnung der Sollwertvorgabe für die Fahrdynamikregelsysteme. Dabei ist die Interpretation des Fahrerwunsches in Abhängigkeit des aktuellen Fahrzustandes sowie der Umweltbedingungen, wie Reibbeiwerte zwischen Reifen und Straße, ein wichtiger Bestandteil des Systems.

Im Prozess der Fahrdynamikauslegung moderner Automobilhersteller zeigt der Entwicklungstrend von Fahrdynamikregelsystemen eindeutig von kennlinienbasierten hin zu fahrzeugmodellbasierten Sollvorgabedefinitionen. Der Grund ist sowohl die einfachere und intuitivere Handhabbarkeit bei der Feinanpassung und Abstimmung des Systems als auch die effiziente Übertragbarkeit der simulativ abgestimmten Sollwertdefinition auf andere Fahr-

## 6. Diskussion der Ergebnisse

---

zeugklassen. Wenn zum Beispiel das Anlenkverhalten des Fahrzeuges aus Geradeausfahrt beeinflusst werden soll, dann müssen nicht Stützpunkte aufwändiger Kennfelder mit mehreren Eingangsgrößen verändert werden, sondern es muss nur der Modellfaktor 'Gierträgeit' angepasst werden.

Das in der vorgestellten Methode der Sollwertbestimmung verwendete Fahrzeugmodell ist ein lineares Einspurmodell mit variablen Schräglaufsteifigkeiten an Vorder- und Hinterachse. Bei Betrachtung der Einträge der Dynamikmatrix  $\mathbf{A}$  des linearen Einspurmodells wird ersichtlich, dass die Schräglaufsteifigkeiten  $c_{\alpha,v}$  und  $c_{\alpha,h}$  in jedem Ausdruck vorkommen und deshalb die Dynamik des Fahrzeugmodells eindeutig bestimmen. Damit die fahrdynamische Absicherung des Systems in den unterschiedlichsten Fahrzuständen rationalisiert werden kann, wird im Gegensatz zur modellbasierten Kennfeldgenerierung von Rosinger [Ros09] der Ansatz der kontinuierlichen Umschwenkung zwischen zwei unabhängig parametrisierten Fahrzeugmodellen gewählt. Sie bilden die Schranken der Sollwertvorgabe. Alle weiteren Zustände, die das System durch die Umschwenkung einnehmen kann, sind eine Ableitung der beiden durch die Multiplikatoren  $w_{\dot{\psi}}$ ,  $w_{\ddot{\psi}}$ ,  $w_{\beta}$  und  $w_{\dot{\beta}}$ . Diese Gewichtungen können Werte von 0 bis 1 annehmen und werden im Kapitel 4.4 näher erklärt. In diesem Fall müssen ausschließlich die beiden Schranken fahrdynamisch abgesichert werden.

Die Eingangsgrößen für die Beurteilung des Fahrerwunsches sind in der gezeigten Methode die Systemzustände Schwimmwinkel und Gierrate, die auch als beeinflussende Größen durch die Fahrdynamikregelung gelten. Wäre die Umschwenkung zwischen den beiden verschiedenen parametrisierten Einspurmodellen nicht begrenzt, so würde es zu einem Aufschaukeln des Gesamtsystems der Fahrdynamikregelung aufgrund von Rückkopplungen führen. Die beiden Schranken der Sollwertvorgabe, in dieser Arbeit als 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit' benannt, unterscheiden sich aufgrund der Schräglaufsteifigkeiten an Vorder- und Hinterachse. Das Einspurmodell 'Fahrspaß' kann eine höhere Querbeschleunigung aufbringen als das reale Fahrzeug, auf dem die Regelung angepasst werden soll. Zudem ist das Verhältnis der Schräglaufsteifigkeiten so gewählt, dass es nahezu neutralsteuernd beziehungsweise leicht untersteuernd ist. Das Fahrzeugmodell 'Fahrsicherheit' hat weniger Seitenführungspotential und ist untersteuernder als das Realfahrzeug. Diese Definition hat zur Folge, dass das geregelte Fahrzeug im niederdynamischen Bereich agilisiert und nahe des fahrdynamischen Grenzbereiches eingebremst wird. Dadurch wird dem Fahrer ein subjektiv weniger Fahrverhalten suggeriert bis er sich dem querdynamischen Grenzbereich nähert und die Fahrsicherheit höher gewichtet wird. Als Vorwarnung für den Fahrer, dass sich das Fahrzeug dem Grenzbereich nähert, wird der Eigenlenkgradient erhöht und die Gierverstärkung verringert. Dieser Zustand erhöht die Stabilitätsreserve des Fahrzeuges, das so unempfindlicher gegenüber äußeren Störungen wie sprungartige Reibbeiwertänderungen des Untergrundes oder Seitenwindeinflüsse ist. Das Fahrzeug neigt in diesem Zustand auch bei einer nach hinten verschobenen Gewichtsverteilung und angetriebener Hinterachse nicht zum Übersteuern. Durch die Begrenzung des Umschwenkens wird auch in extremen Fahrsituationen der Fahrerwunsch nicht überstimmt. Zudem bleibt das Fahrverhalten auch im Grenzbereich vorhersehbar, weil sich das lineare Einspurmodell der Sollwertgenerierung in diesem Zustand nicht mehr ändert. Diese Tatsache ist für die Erhöhung der Fahrsicherheit von großer Bedeutung.

Auch wenn die vorgestellte Methode eine Übertragung von einer Fahrzeugklasse auf eine andere erleichtern soll und die grobe Funktionsweise bereits in der Simulation abgesichert werden kann, sind reale Testfahrten für die Feinabstimmung unumgänglich. Erst in dieser Phase kann die finale Konfiguration der Sollvorgabe und der darauf aufbauenden Fahrdynamikregelsysteme bewertet und adjustiert werden. Die Forschungsergebnisse der Objek-

## 6. Diskussion der Ergebnisse

---

tivierung subjektiver Fahreindrücke lassen bereits bevor der erste Prototyp des Fahrzeuges gebaut ist auf das Fahrgefühl schließen und eine belastbare Aussage dazu zu liefern. Trotzdem kann auf eine Testfahrt durch professionelle Fahrer nicht vollständig verzichtet werden. Einerseits muss die Modellgüte des Simulationsmodells überprüft werden, andererseits basieren die Simulationsergebnisse auf synthetischen Fahrmanövern, die real auftretende Fahrsituationen nicht vollständig nachbilden können. Die geforderte Vergleichbarkeit der Test- und Simulationsergebnisse zur Bewertung der objektiven Fahrdynamik ohne Einbeziehung des Fahrerverhaltens macht die Durchführung von open-loop-Fahrmanövern unumgänglich. In Wirklichkeit interagieren Fahrer und Fahrzeug, weshalb ihre Entkopplung eine Fehlbewertung des subjektiven Fahrverhaltens nicht ausschließen kann. Die Veröffentlichung von Folke [Fol+10] zeigt die Möglichkeiten von Torque-Vectoring-Regelsystemen, aber erst die Berücksichtigung des subjektiven Fahrverhaltens bereits in der simulativen Definition der Querdynamik ermöglicht eine Definition des Regelziels. Um einen Überblick über den Stand der Forschung in der Objektivierung subjektiver Fahreindrücke zu bekommen, wurde im Rahmen dieses Forschungsvorhabens eine umfangreiche Literaturrecherche gemacht. Diese Kennwerte konzentrieren die enthaltenen Systeminformationen im Zeitsignal der verschiedenen Messgrößen. Jedoch überschneiden sie sich teilweise und sind nicht immer unabhängig voneinander. In dieser Arbeit wird eine Methode der Bestimmung der unabhängigen Kennwerte gezeigt. Dabei wird das Fahrverhalten durch das Fahrdynamikregelsystem gezielt verändert und dazu das Verhalten der verschiedenen Kennwerte durch das Korrelationsverfahren nach Pearson ermittelt. Somit werden wichtige und unabhängige Kennwerte extrahiert, die für die Fahrdynamikbewertung herangezogen werden.

Damit die Feinabstimmung der fahrzeugmodellbasierten Berechnung der Sollgrößendefinition einfacher und unabhängig von den Modellkopplungen durchgeführt werden kann, wird die Methode der Ein- / Ausgangsentkopplung angewandt. Sie ermöglicht sowohl die Beeinflussung der Reaktionsfähigkeit als auch die stationäre Verstärkung von Gierrate und Schwimmwinkel, ohne dass das Zeitverhalten des jeweils anderen Zustandes beeinflusst wird. Diese Herangehensweise bei der Definition der Sollvorgabe für Fahrdynamikregelsysteme ist neu und zeigt großes Potential, weil das System aufgrund von simulativen Untersuchungen bereits ein hohes Qualitätsniveau besitzt und nur noch Feinanpassungen, die unabhängig von den Eigenschaften des Fahrzeugmodells durchgeführt werden sollen, wenn die Notwendigkeit besteht. Die umfangreiche Literaturrecherche zum aktuellen Forschungsstand der Objektivierung von subjektiven Fahreindrücken in der vorliegenden Arbeit und die Methode der Eliminierung der redundanten Kennwerte bilden die Grundlage für die Fahrdynamikbewertung.

In der Arbeit von Meißner [Mei06] wird der Einfluss von Reibbeiwertänderungen durch das Setzen einer festen Begrenzung der Sollwertvorgabe berücksichtigt. Dieser unetliche Übergang im berechneten Sollverhalten hat zur Folge, dass der Fahrer in einer kritischen Fahrsituation bei sprunghaften Reibbeiwertänderungen nicht vorgewarnt wird und das Fahrverhalten nicht antizipieren kann, wie er es aus den konventionellen Fahrzeugen gewohnt ist. Die Gierverstärkung wird dabei schlagartig begrenzt, was das Regeln durch den Fahrer am Lenkrad beeinträchtigt. Die in der vorliegenden Arbeit beschriebene Methode garantiert eine Vorwarnung durch frühzeitiges Umschwenken auf 'Fahrsicherheit' sobald sich der Schwimmwinkel oder sein zeitlicher Gradient kritisch erhöhen. Diese beiden physikalischen Größen beschreiben die Lenkbarkeit und Fahrstabilität des Fahrzeuges [Ise06, S. 170], deshalb eignen sie sich hervorragend um Gefahren durch niedrigem Reibbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn zu detektieren.

## *6. Diskussion der Ergebnisse*

---

Wie in Kapitel 4.1 beschrieben, sind die Stellwertbegrenzung und Dynamik der fahrdynamischen Aktoren im Fahrzeug wichtige Randbedingungen für die Definition der Sollvorgabe, aber auch für die Realisierung der Regelung und Steuerung der Torque-Vectoring-Einheit. Diese Forderung ist nicht zwingend, aber sie kann die Qualität des Gesamtsystems beeinflussen. Aus diesem Grund kann das System Sollvorgabe nicht vollständig unabhängig betrachtet werden. Dies gilt nicht nur für die hier vorgestellte Methode, sondern für jegliche Systeme dieser Art.

Bei der Auslegung des Fahrwerks im Versuchsträger MUTE wurde versucht, eine subjektiv ansprechende Fahrdynamik zu entwerfen, die zu der des Torque-Vectoring-geregelten Fahrzeuges ähnlich ist. Somit wird der Fahrer nicht völlig überrascht, falls es zu einem Systemausfall oder Sensorfehler kommt. Das Ergebnis und der Vergleich der Fahreigenschaften mit und ohne Fahrdynamikregler ist in Kapitel 5.2 vorgestellt.

# 7. Zusammenfassung und Ausblick

Die Elektromobilität ist auf dem aufsteigenden Ast: War sie noch vor ein paar Jahren als Marketingaktion der Automobilhersteller gesehen worden, fasst sie nun im Alltag vieler Kunden Fuß. Die Reichweite ist noch nicht vergleichbar mit der eines verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeuges, jedoch sind die Autos bereits jetzt für das tägliche Pendeln geeignet. Mit der Verbreitung der Elektroautos rückt auch die aktive Sicherheit immer weiter in den Fokus der Entwicklung, weil heutige Kunden nicht mehr darauf verzichten wollen. Die Fahrsicherheit steht im Gegensatz zu den schmalen, rollwiderstandsoptimierten Reifen, die bei gleicher Normalkraft weniger Längs- und Querkräfte aufbringen können. Idealerweise sollten die Reifen bei Segelfahrt über die Landstraßen so schmal und hart wie möglich sein, um den stationären Rollwiderstand zu vermindern, in den Kurven und bei Bremsungen sollen sie aber eine Sicherheit wie breite, weiche Reifen bieten. Moderne Fahrdynamikregelsysteme in Längs- und Querrichtung nutzen das Reifenpotential in Gefahrensituationen effizienter aus und rücken deshalb weiter in den Fokus der Forschung. Die ausgezeichnete Regelbarkeit der Elektro- gegenüber den Verbrennungsmotoren eröffnet dem Feld neue, energieeffiziente Möglichkeiten, wie zum Beispiel das Torque-Vectoring.

In dieser Arbeit wird eine neuartige Auslegungs- und Absicherungsmethodik eines modellbasierten Systems zur Generierung der Sollvorgabe für querdynamische Regler und Steuerungen vorgestellt. Die Sollwertdefinition erfolgt für beide querdynamischen Zustände: Gierrate  $\dot{\psi}$  und Schwimmwinkel  $\beta$ . In dem vorgestellten Ansatz werden Sollgrößendefinition und Ansteuerungsauslegung getrennt voneinander und unabhängig von der aktuatorischen Umsetzung betrachtet. Die Arbeit gibt eingangs einen Überblick über die Forschung in Sachen Sollvorgabedefinition und Fahrdynamikregelung. Nach der Vorstellung der verwendeten Methodiken im Rahmen dieser Forschungsarbeit wird das Vorgehen dokumentiert und beinhaltet neben dem Aufbau auch die Abstimmung des Systems. Es wird nicht nur bei Hochreißwert, sondern auch bei geringen Griffigkeiten der Straße untersucht und so abgestimmt, dass das Seitenführungspotential der Reifen maximiert wird. Um die Funktionsweise der Sollvorgabe in dynamischen Fahrmanövern zu demonstrieren, wird ein Regler mit Vorsteuerung aufgebaut und in ein Kleinelektrofahrzeug namens MUTE integriert und vermessen.

Die Basis für die fahrdynamische Bewertung des Gesamtsystems bildet eine ausführliche Literaturrecherche über Fahrdynamikkennwerte in verschiedenen open-loop-Fahrmanövern. Diese Kennwerte bieten im Rahmen der Objektivierung von subjektiven Fahreindrücken eine Abschätzung der Bewertung des Fahrzeughandlings mittels geübter Testfahrer. Aufgrund der teilweisen Redundanz untereinander und der unübersichtlichen Menge der Kennwerte, stellt diese Arbeit eine Methode für ihre Selektierung vor. Durch das Torque-Vectoring-System und einer variablen Sollvorgabe werden dem Fahrzeug unterschiedliche Dynamiken aufgeprägt und aus den Simulationsergebnissen jeweils eine Fülle von Kennwerten abgeleitet. Diese werden im Rahmen einer Korrelationsanalyse auf Ähnlichkeit geprüft. Verhalten sich mehrere Kennwerte über die Fahrzeugvarianten sehr ähnlich, so ist es ausreichend, einen aus dieser Gruppe weiter zu untersuchen. Durch diese Herangehensweise kann der

## ***7. Zusammenfassung und Ausblick***

---

Entwicklungsprozess von fahrdynamischen Regelsystemen effizienter gestaltet und reale Test- und Abstimmungsfahrten auf ein Minimum beschränkt werden.

Vor dem Kapitel der Diskussion wird die Auswertung der Messergebnisse aus Testfahrten mit dem Versuchsträger vorgestellt. Die gebildeten Kennwerte bringen das fahrdynamische Verhalten des Fahrzeuges in Relation zu bereits bekannten und subjektiv als fahrdynamisch gut bewerteten Fahrzeugen.

Das vorgestellte System wurde prototypisch aufgebaut und abgestimmt. Seine Robustheit muss in Flottenversuchen unter alltäglichen Randbedingungen weiter untersucht werden. Zudem muss die modellbasierte Sollvorgabe in verschiedenen Fahrzeugen mit verschiedenen Aktuatoren der Querdynamik getestet werden, um die These der schnellen Anpassung des Systems auf andere Fahrzeugderivate zu untermauern. Für die Bewertung des Systems zur Serienumsetzbarkeit muss eine umfassende Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden, um die funktionale sowie softwaretechnische Sicherheit zu gewährleisten. Um das Torque-Vectoring-System ausschließlich mit einer Vorsteuerung und ohne Regler zu betreiben, wird eine genauere Modellierung des Fahrzeuges erforderlich. Dadurch wird die Robustheit und Reaktionsfähigkeit des Systems erhöht, aber dafür muss das Modell adaptierbar sein, so dass sich verändernde Modellparameter, wie Gesamtmasse und Reifenabnutzung, aktualisiert werden können.

Ein Gegenüberstellen von subjektiven Fahreindrücken und Bewertungen zu objektiven Messdaten unter realitätsnäheren Fahrbedingungen hilft bei der Auswahl und Definition der relevanten Zielgrößen der Fahrdynamik zukünftiger Fahrzeuge. Die Aussagekraft von Forschungsergebnissen aus der Objektivierung wird meist durch die sehr geringe Anzahl von Testergebnissen geschmälert. Durch ausgeweitete Untersuchungen in diesem Themengebiet kann die Entwicklungssicherheit fahrdynamischer Systeme weiter erhöht werden, was es den Automobilherstellern ermöglicht den schnelllebigen, modernen Markt mit einer breiten Produktpalette von gesamtheitlich qualitativ hochwertigen Fahrzeugen zu bedienen.



# Abbildungsverzeichnis

1.1.	Aufbau der Arbeit . . . . .	3
2.1.	Gliederung des Kapitels 2 . . . . .	4
2.2.	Gierrmoment in Abhängigkeit vom Lenkwinkel $\delta$ und Schwimmwinkel $\beta$ nach [Ise06, S. 170] . . . . .	6
2.3.	Schematische Darstellung eines Sollgrößen-Kennfeldes nach [Ros09, S. 62] . . . . .	8
2.4.	Fahrzeugverhalten in der stationären Kreisfahrt mit unterschiedlichen Sollvorgaben nach [Fol+10, S. 408] . . . . .	10
2.5.	Blockschaltbild der Sollwertbestimmung für die Giergeschwindigkeit nach [Ise06, S. 183] . . . . .	11
2.6.	Sollgrößengenerierung mittels Sollbereichsvorgabe nach [Ros09, S. 61] . . . . .	11
2.7.	schematische Darstellung der Funktionsweise der neuen Methode der Sollwertbestimmung für die Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$ und Schwimmwinkel $\beta$ . . . . .	14
3.1.	Aufbau von Kapitel 3 . . . . .	15
3.2.	Geometrische Zusammenhänge des linearen Einspurmodells . . . . .	16
3.3.	Exemplarischer Verlauf des Eigenlenkgradient (EG) . . . . .	22
3.4.	Gierrate und Lenkradwinkel des unregulierten Versuchsfahrzeugs mit einer Auswahl an Kennwerten bei der Durchfahrt eines Lenkwinkelsprungs . . . . .	27
3.5.	Beispielhafte Regressionsbeziehung der Ansprechzeiten $T_{a_y,max,LS}$ und $T_{\dot{\psi},max,LS}$ des Lenkwinkelsprungs mit $r = 0,370$ . . . . .	37
3.6.	Abmaße des MUTE . . . . .	42
3.7.	Vergleich der Reifenquerkraft über Schräglaufwinkel des MUTE-Reifens bei einem Sturzwinkel von $\gamma = -1$ und $0^\circ$ und eines 245 mm breiten Reifens zum Vergleich . . . . .	43
3.8.	Raderhebungskurven für Spur- und Sturzwinkel an der Vorderachse . . . . .	43
3.9.	Raderhebungskurven für Spur- und Sturzwinkel an der Hinterachse . . . . .	44
3.10.	Skizze des verwendeten Zweispurmodells . . . . .	45
3.11.	geometrische Zusammenhänge am Rad . . . . .	46
3.12.	Prinzip der Reglerstruktur für die Torque-Vectoring-Einheit . . . . .	50
3.13.	Struktur der Ansteuerung der Torque-Vectoring-Einheit . . . . .	50
4.1.	Aufbau von Kapitel 4 . . . . .	53
4.2.	Gierratenvergleich eines Einspurmodells und eines Zweispurmodells beim Durchfahren des Lenkwinkelsprungs . . . . .	53
4.3.	Vergleich des Gierratenverlaufes des unregulierten (passiven) und regulierten (aktiven) Fahrzeuges über den Lenkradwinkel bei konstanter Kreisfahrt (Längsgeschwindigkeit: $60 \text{ km/h}$ ) . . . . .	55
4.4.	Aufbau der kontinuierlichen Umschwenkung zwischen dem Modell Fahrspaß und Fahrsicherheit mit Bestimmung der Schräglaufsteifigkeiten $c_{\alpha,VA}$ und $c_{\alpha,HA}$ . . . . .	57
4.5.	Stabilitätsuntersuchungen des unregulierten Fahrzeuges bei einem Reifen-Fahrbahn-Reibbeiwert von $\mu \geq 1$ . . . . .	59

4.6.	Stabilitätsuntersuchungen des unregulierten Fahrzeuges bei verschiedenen Reifen- Fahrbahn-Reibbeiwerten . . . . .	60
4.7.	Sollgierrate und Schwimmwinkel bei veränderten Parameter der Ein - / Aus- gangsentkopplung . . . . .	61
4.8.	Schaltbild der Ein - / Ausgangsentkopplung . . . . .	61
4.9.	Veranschaulichung der Funktion der Ein- / Ausgangsentkopplung . . . . .	64
4.10.	Vorgehen der Abstimmung der freien Parameter der Sollwertvorgabe . . . . .	66
4.11.	Lenkradwinkel über Querbesehleunigung in der konstanten Kreisfahrt des gere- gelten und unregulierten Fahrzeuges . . . . .	68
5.1.	schematische Gliederung von Kapitel 5 . . . . .	70
5.2.	Parametervariation von $\psi_{stat}$ für die konstante Kreisfahrt . . . . .	72
5.3.	Parametervariation von $\psi_{stat}$ bei konstantem $\psi_{dyn} = 0,7$ für $v_x = 80$ km/h . . . . .	73
5.4.	Parametervariation von $\psi_{dyn}$ bei konstantem $\psi_{stat} = 1,0$ für $v_x = 80$ km/h . . . . .	74
5.5.	Parametervariation von $\psi_{stat}$ bei konstantem $\psi_{dyn} = 0,7$ für $v_x = 80$ km/h . . . . .	76
5.6.	Parametervariation von $\psi_{dyn}$ bei konstantem $\psi_{stat} = 1,0$ für $v_x = 80$ km/h . . . . .	77
5.7.	Parametervariation von $\psi_{stat}$ bei konstantem $\psi_{dyn} = 0,7$ für $v_x = 80$ km/h . . . . .	79
5.8.	Parametervariation von $\psi_{dyn}$ bei konstantem $\psi_{stat} = 1,0$ für $v_x = 80$ km/h . . . . .	80
5.9.	Eigenlenkgradient des Versuchsfahrzeugs bei der konstanten Kreisfahrt . . . . .	101
5.10.	Gierratenverlauf des Versuchsfahrzeugs beim Lenkwinkelsprung im passiven und aktiven Zustand . . . . .	104
5.11.	Amplituden- und Phasenverlauf der Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel zu Gierrate beim Sinuslenken (0 - 2 Hz) . . . . .	107
5.12.	Vergleich des Quotienten aus stationärer Giervverstärkung und der äquivalen- ten Verzögerungszeit der Referenzfahrzeuge nach [Sto10, S. 55] mit denen des aktiven und passiven Versuchsfahrzeugs . . . . .	108
5.13.	Verlauf des Lenkradmoments über den Lenkradwinkel des TV-aktuierten Ver- suchsfahrzeugs . . . . .	110
5.14.	Verlauf von $M_H$ über $\delta_H$ des passiven und aktiven Fahrzeugs . . . . .	111

## Tabellenverzeichnis

3.1.	Fahrdynamikkennwerte des Eigenlenkgradienten . . . . .	22
3.2.	Fahrdynamikkennwerte des Schwimmwinkel- und Lenkrad-Schwimmwinkelgradienten . . . . .	24
3.3.	Fahrdynamikkennwerte des Wankwinkelgradienten . . . . .	24
3.4.	Fahrdynamikkennwerte des Lenkradmomentgradienten . . . . .	25
3.5.	Fahrdynamikkennwerte des Gierverstärkungsfaktors . . . . .	25
3.6.	Fahrdynamikkennwerte zum Schwimmwinkelverstärkungsfaktor . . . . .	26
3.7.	Fahrdynamikkennwerte zum Wankwinkelverstärkungsfaktor . . . . .	26
3.8.	Fahrdynamikkennwerte zum Lenkradmomentenverstärkungsfaktor . . . . .	26
3.9.	Fahrdynamikkennwerte des Lenkwinkelsprungs . . . . .	29
3.10.	Fahrdynamikkennwerte des Frequenzgangmanövers . . . . .	31
3.11.	Fahrdynamikkennwerte beim Sinuslenken mit konstanter Frequenz für $M_H$ über $\delta_H$ . . . . .	32
3.12.	Fahrdynamikkennwerte beim Sinuslenken mit konstanter Frequenz für $\psi$ über $\delta_H$ beziehungsweise $M_H$ . . . . .	33
3.13.	Fahrdynamikkennwerte beim Sinuslenken mit konstanter Frequenz $a_y$ über $\delta_H$ . . . . .	34
3.14.	Fahrdynamikkennwerte beim Sinuslenken mit konstanter Frequenz für $M_H$ über $a_y$ . . . . .	34
3.15.	Fahrdynamikkennwerte des Einzelsinusmanövers . . . . .	35
3.16.	Einteilung der Wertebereiche des Korrelationskoeffizienten $r$ in verbale Beschreibungen [Kra11, S. 127] . . . . .	37
3.17.	Kerndaten des Fahrzeuges MUTE [Lie11b] . . . . .	40
3.18.	Fahrdynamikrelevante Eigenschaften des Versuchsfahrzeuges . . . . .	41
5.1.	vollständige Korrelationsmatrix der Kennwerte der stationären Kreisfahrt . . . . .	83
5.2.	$Matrix^r$ als Korrelationsmatrix über die reduzierte Matrix . . . . .	85
5.3.	Diagonalmatrix der $Matrix^r$ der konstanten Kreisfahrt mit markierten Zellen maximaler Korrelation . . . . .	86
5.4.	Korrelationsmatrix der Manöverkennwerte des Lenkwinkelsprung . . . . .	90
5.5.	Korrelationsmatrix der Kennwerte des Manövers Sinuslenken mit konstanter Frequenz . . . . .	93
5.6.	Korrelationsmatrix des Manövers Sinuslenken mit steigender Frequenz . . . . .	96
5.7.	Korrelationsmatrix des Manövers Einzelsinus . . . . .	99
5.8.	Vergleich der Kennwerte des Versuchsfahrzeugs mit Referenzfahrzeugen aus der Literatur bei der konstanten Kreisfahrt . . . . .	102
5.9.	Vergleich der Kennwerte des Versuchsfahrzeugs mit Referenzfahrzeugen aus der Literatur bei dem Lenkwinkelsprung . . . . .	104
5.10.	Vergleich der Kennwerte des Versuchsfahrzeugs mit Referenzfahrzeugen aus [Sto10] beim Sinuslenken mit steigender Frequenz . . . . .	108
5.11.	Vergleich der Kennwerte des Versuchsfahrzeugs mit Referenzfahrzeugen und angeben von [Det05] bei dem Weavemanöver . . . . .	112

## Literatur

---

A.1.	Kennwerttabelle der Messdaten zur konstanten Kreisfahrt . . . . .	xvii
A.2.	Kennwerttabelle der Messdaten zum Lenkwinkelsprung . . . . .	xviii
A.3.	Kennwerttabelle der Messdaten zum Sinuslenken mit konstanter Frequenz . .	xix
A.4.	Kennwerttabelle der Messdaten zum Sinuslenken mit steigender Frequenz . .	xx
A.5.	Kennfeld für die Gewichtung der Gierrate beim Umschwenken zwischen den Fahrmodi 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit' . . . . .	xxi
A.6.	Kennfeld für die Gewichtung der Gierbeschleunigung beim das Umschwenken zwischen den Fahrmodi 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit' . . . . .	xxi
A.7.	Kennfeld für die Gewichtung des Schwimmwinkels und seiner zeitlichen Ableitung beim das Umschwenken zwischen den Fahrmodi 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit' . . . . .	xxi

## Literaturverzeichnis

- [AB06] J. ANDREASSON und T. BÜNTE. „Global chassis control based on inverse vehicle dynamics models“. In: *Vehicle System Dynamics 2006*. Bd. Vol. 44, No. 1. London: Taylor & Francis, 2006, S. 321–328.
- [Ang+11] A. ANGERMANN et al. *MATLAB - Simulink - Stateflow. Grundlagen, Toolboxes, Beispiele*. 7. Auflage. München: Oldenbourg, 2011. ISBN: 978-3-4867-0585-0.
- [BEW10] K. BACKHAUS, B. ERICHSON und R. WEIBER. *Fortgeschrittene multivariate Analysemethoden. Eine anwendungsorientierte Einführung*. 13. Auflage. Springer-Lehrbuch. Berlin und Heidelberg: Springer, 2010. ISBN: 978-3-6421-5248-1.
- [BM01] S. BEIKER und M. MITSCHKE. „Verbesserungsmöglichkeiten des Fahrverhaltens von Pkw durch zusammenwirkende Regelsysteme“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift 01/2001*. Hrsg. von J. LIEBL. Bd. 103. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2001, S. 38–43.
- [BS07] H.-H. BRAESS und U. SEIFFERT. *Vieweg-Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. 5. Auflage. ATZ-MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg, 2007. ISBN: 978-3-8348-0222-4.
- [BS10] J. BORTZ und C. SCHUSTER. *Statistik für Human- und Sozialwissenschaftler*. 7. Auflage. Springer-Lehrbuch. Berlin: Springer, 2010. ISBN: 978-3-6421-2769-4.
- [Bac+10] K. BACKHAUS et al. *Multivariate Analysemethoden. Eine anwendungsorientierte Einführung*. 13. Auflage. Springer-Lehrbuch. Berlin [u.a.]: Springer, 2010. ISBN: 978-3-6421-6490-3.
- [Bar04] T. BARTHENHEIER. „Potential einer fahrertyp- und fahrsituationsabhängigen Lenkradmomentgestaltung“. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2004.
- [Bec06] K. BECKER, Hrsg. *Subjektive Fahreindrücke sichtbar machen*. Renningen: expert verlag, 2006. ISBN: 978-3-8169-2531-6.
- [Ben13] T. BENESCH. *Schlüsselkonzepte zur Statistik. [die wichtigsten Methoden, Verteilungen, Tests anschaulich erklärt]*. Heidelberg: Spektrum Akademischer Verlag, 2013. ISBN: 978-3-8274-2771-7.
- [Bub01] H. BUBB. „Haptik im Kraftfahrzeug“. In: *Kraftfahrzeugführung*. Hrsg. von T. JÜRGENSOHN und K.-P. TIMPE. [S.l.]: Springer, 2001, S. 155–175. ISBN: 978-3-6426-2639-5.
- [Bus03] B. BUSCHARDT. „Synthetische Lenkmomente“. Zentrum Mensch-Maschine-Systeme. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin, 2003.

- [Bör03] M. BÖRNER. „Adaptive Querdynamikmodelle für Personenkraftfahrzeuge - Fahrzustandserkennung und Sensorfehlertoleranz“. Institut für Automatisierungstechnik. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2003.
- [CC98] D. CHEN und D. A. CROLLA. „Subjective and objective measures of vehicle handling: drivers & experiments“. In: *Vehicle System Dynamics 1998*. London: Taylor & Francis, 1998, S. 576–597.
- [Che97] D. CHEN. „Subjective and Objective Vehicle Handling Behaviour“. School of Mechanical Engineering. Dissertation. Leeds: University of Leeds, 1997.
- [Dec09] M. DECKER. „Zur Beurteilung der Querdynamik von Personenkraftwagen“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Dissertation. München: Technische Universität München, 2009.
- [Dep89] K. H. DEPPERMAN. „Fahrversuche und Berechnungen zum Geradeauslauf von Personenkraftwagen“. Institut für Fahrzeugtechnik. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 1989.
- [Det05] F. DETTKI. „Methoden zur objektiven Bewertung des Geradeauslaufs von Personenkraftwagen“. Institut A für Mechanik. Dissertation. Stuttgart: Universität Stuttgart, 2005.
- [Dib92] K. DIBBERN. „Ermittlung eines Kennwertes für den ISO-Fahrspurwechsel in Versuch und Simulation“. Institut für Produktentwicklung (IPKE). Dissertation. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH), 1992.
- [Die08] F. DIERMEYER. „Methode zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich Überschlagsicherheit und Agilität“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Dissertation. München: Technische Universität München, 2008.
- [Don82] E. DONGES. „Aspekte der aktiven Sicherheit bei Führung von Personenkraftwagen“. In: *Automobil-Industrie 1982*. Bd. 1982. 1982, S. 183–190.
- [Don92] E. DONGES. „Das Prinzip der Vorhersehbarkeit als Auslegungskonzept für Maßnahmen zur Aktiven Sicherheit im Straßenverkehrssystem“. In: *Das Mensch-Maschine-System im Verkehr*. Bd. 948. Düsseldorf: VDI Gesellschaft Fahrzeugtechnik, 1992, S. 451–460.
- [Dre09] R. DREWS. *Driveability Testing Alliance: Fahrdynamik-Testmanöver: Lenkwinkelsprung*. Abruf: 24.01.2014. <http://driveability-testing-alliance.com/download/datasheets/DTA-Lenkwickelsprung-DE-B090601g.pdf>, 2009.
- [Ein10] S. EINSLE. „Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extremen Fahrmanövern“. Professur für Kraftfahrzeugtechnik. Dissertation. Dresden: Technische Universität Dresden, 2010.
- [Eng94] A. ENGELS. „Geradeauslaufkriterien für Pkw und deren Bewertung“. Institut für Fahrzeugtechnik. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 1994.

- [FDK94] O. FÖLLINGER, F. DÖRRSCHEIDT und M. KLITTICH. *Regelungstechnik. Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*. 8. Auflage. Heidelberg: Hüthig, 1994. ISBN: 3-7785-2336-8.
- [Far93] D. G. FARRER. „An Objective Measurement Technique for the Quantification of On-Centre Handling Quality“. Nr. 930827. In: *SAE International Congress & Exposition Detroit, Michigan, 1993*. 1993, S. 103–115.
- [Fol+10] R. FOLKE et al. „Torque Vecoring - Ein neuer Freiheitsgrad bei e-Fahrzeugen“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift 06/2010*. Hrsg. von J. LIEBL. Bd. 112. Jahrgang. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2010, S. 404–408.
- [Fuc93] J. FUCHS. „Beitrag zum Verhalten von Fahrer und Fahrzeug bei Kurvenfahrt“. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge. Dissertation. München: Technische Universität München, 1993.
- [GL13] M. GRAF und M. LIENKAMP. „Torque Vectoring Control Design Based on Objective Driving Dynamic Parameters“. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*. Bd. v. 198. International Federation of Automobile Engineers' and Technicians' Associations. Heidelberg und New York: Springer, 2013, S. 1787–1797. ISBN: 978-3-6423-3795-6.
- [GSL11] M. GRAF, S. STEINBERG und M. LIENKAMP. „Fahrdynamikregelung eines Elektrofahrzeuges: Sollwertvorgabe und Reibwertschätzung für die Torque-Vectoring-Regelung des Fahrzeuges MUTE“. In: *Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren. Autoreg 2011, 5. Fachtagung Baden-Baden, 22. und 23. November 2011*. Bd. 2135. VDI-Berichte 2135. Fachtagung: AUTOREG 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, S. 345–360. ISBN: 978-3-1809-2135-8.
- [GWL11] M. GRAF, F. WIESBECK und M. LIENKAMP. „Fahrdynamikauslegung des Elektrofahrzeugs MUTE“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift 06/2011*. Hrsg. von J. LIEBL. Bd. 2011. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011, S. 452–457.
- [Gre06] M. GREGER. „Auswirkungen einer variablen Momentenverteilung auf die Fahrdynamik“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Dissertation. München: Technische Universität München, 2006.
- [HB02] B. HEISSING und H. J. BRANDL. *Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens*. 1. Auflage. Vogel-Fachbuch. Würzburg: Vogel, 2002. ISBN: 978-3-8023-1903-7.
- [HEG11] B. HEISSING, M. ERSOY und S. GIES, Hrsg. *Fahrwerkhandbuch. Grundlagen, Fahrdynamik, Komponenten, Systeme, Mechatronik, Perspektiven*. 3. Auflage. ATZ/MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag / Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, 2011. ISBN: 978-3-8348-0821-9.
- [HON99] S. HORIUCHI, K. OKADA und S. NOHTOMI. „Improvement of vehicle handling by nonlinear integrated control of four wheel steering and four wheel torque“. In: *JSAE Review 1999*. Bd. Volume 20, Issue 4. 1999, S. 459–464.

- [HSP05] M. HARRER, T. STICKEL und P. PFEFFER. „Automatisierung fahrdynamischer Messungen“. In: *VDI-Berichte*. Bd. 1912. 2005, S. 429–449.
- [Har02] P. HARNETT. *Objective methods for the assessment of passenger car steering quality*. Bd. Nr. 506. Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik. Dusseldorf: VDI Verlag, 2002. ISBN: 3-18-350612-2.
- [Har07] M. HARRER. „Characterisation of Steering Feel“. Department of Mechanical Engineering. Dissertation. Bath: University of Bath, 2007.
- [Hen04] R. HENZE. „Beurteilung von Fahrzeugen mit Hilfe eines Fahrermodells“. Institut für Fahrzeugtechnik. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 2004.
- [Hie05] M. HIEMER. „Model based detection and reconstruction of road traffic accidents“. Institut für Industrielle Informationstechnik. Dissertation. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH), 2005.
- [Hül07] A. HÜLSMANN. „Methodenentwicklung zur virtuellen Auslegung von Lastwechselphänomenen in Pkw“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Dissertation. München: Technische Universität München, 2007.
- [IKY94] S. INAGAKI, I. KSIHIRO und M. YAMAMOTO. „Analysis on Vehicle Stability in Critical Cornering Using Phase Plane Method“. In: *AVEC 1994*. Bd. 1994. 1994, S. 287–292.
- [Ise02] R. ISERMANN. *Regelungstechnik. Einführung in Skriptform*. Steuerungs- und Regelungstechnik. Aachen: Shaker, 2002. ISBN: 978-3-8322-0605-5.
- [Ise06] R. ISERMANN. *Fahrdynamikregelung. Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik*. Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, 2006. ISBN: 978-3-8348-0109-8.
- [Kai+11] G. KAISER et al. „Torque Vectoring with a feedback and feed forward controller. applied to a through the road hybrid electric vehicle“. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*. Intelligent Vehicles Symposium. (Baden-Baden). IEEE. 2011, S. 448–453. ISBN: 978-1-4577-0889-3.
- [Kob03] C. KOBETZ. „Modellbasierte Fahrdynamikanalyse durch ein an Fahrmanöver parameteridentifiziertes querdynamisches Simulationsmodell“. Institut für Mechanik. Dissertation. Wien: Technische Universität Wien, 2003.
- [Kra06] S. KRAUS. „ESP wird Standard in den USA“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift elektronik 04/2006*. Hrsg. von J. LIEBL. Bd. 2006. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2006, S. 12.
- [Kra11] C. KRAFT. „Gezielte Variation und Analyse des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen mittels elektrischer Linearaktuatoren im Fahrwerksbereich“. Lehrstuhl Fahrzeugtechnik. Karlsruhe: Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [Kud89] D. KUDRITZKI. „Zum Einfluß querdynamischer Bewegungsgrößen auf die Beurteilung des Fahrverhaltens“. Institut für Fahrzeugtechnik. Dissertation. Berlin: Technische Universität Berlin, 1989.



- [LRS73] W. LINCKE, B. RICHTER und R. SCHMIDT. „Simulation and Measurement of Driver Vehicle Handling Performance“. Paper Nr.: 730489. In: *SAE Technical Paper Series 1973*. Bd. 1973. 1973, S. 1585–1596.
- [Lie11b] M. LIENKAMP. *mute automobile*. 2011. URL: [http://http://www.mute-automobile.de/](http://www.mute-automobile.de/).
- [Lie12] M. LIENKAMP. *Elektromobilität. Hype oder Revolution?* Berlin: Springer, 2012. ISBN: 978-3-6422-8548-6.
- [Lom07] R. G. LOMAX. *An introduction to statistical concepts*. 2nd edition. Mahwah und N.J [u.a.]: Lawrence Erlbaum Associates Publishers, 2007. ISBN: 978-0-8058-5739-9.
- [Lun08] J. LUNZE. *Regelungstechnik 1. Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Springer-Lehrbuch. Berlin: Springer, 2008. ISBN: 978-3-5406-8907-2.
- [MAT09] M. MEYWERK, B. AYKENT und W. TOMASKE. *Einfluss der Fahrdynamikregelung auf die Sicherheit von N1-Fahrzeugen bei unterschiedlichen Beladungszuständen. Abschlussbericht Teil 1 für die Bundesanstalt für Straßenwesen*. Hamburg, 2009.
- [MSC07] R. MARINO, S. SCALZI und F. CINILI. „Nonlinear PI front and rear steering control in four wheel steering vehicles“. In: *Vehicle System Dynamics 2007*. Bd. Vol. 45, No. 12. London: Taylor & Francis, 2007, S. 1149–1168.
- [MW04] M. MITSCHKE und H. WALLENTOWITZ. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. 4. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer, 2004. ISBN: 978-3-5404-2011-8.
- [Mat07] W. MATSCHINSKY. *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. 3. Auflage. Berlin [u.a.]: Springer-Verlag, 2007. ISBN: 978-3-5407-1196-4.
- [Mei06] T. C. MEISSNER. „Verbesserung der Fahrzeugquerdynamik durch variable Antriebsmomentenverteilung“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. München: Technische Universität München, 2006.
- [Mur+06] Y. MURAGISHI et al. „Enhancement of Vehicle Dynamic Behaviour Based on Visual and Motion Sensitivity. Development of Human Sensitivity Evaluation System“. AVEC060057. In: *AVEC '06. The 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control*. AVEC '06. (Taipei, Taiwan). Bd. S0434A. 2006, S. 1–4.
- [Nor84] K. D. NORMAN. „Objective Evaluation of On-Center Handling Performance“. Paper Nr. 840069. In: *SAE International Congress & Exposition Detroit, Michigan, 1984*. 1984.
- [OS06] R. P. OSBORN und T. SHIM. „Independent control of all-wheel-drive torque distribution“. In: *Vehicle System Dynamics 2006*. Bd. Vol. 44, No. 7. London: Taylor & Francis, 2006, S. 529–546.
- [Obe12] A. OBERMÜLLER. „Modellbasierte Fahrzeugschätzung zur Ansteuerung einer aktiven Hinterachskinematik“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Dissertation. München: Technische Universität München, 2012.

- [Ore05] R. OREND. „Steuerung der ebenen Fahrzeugbewegung mit optimaler Nutzung der Kraftschlusspotentiale aller vier Reifen“. In: *at - Automatisierungstechnik 2005*. Bd. 53 (1). München: Oldenbourg, 2005, S. 20–27.
- [PH13] P. PFEFFER und M. HARRER, Hrsg. *Lenkungs-handbuch. Lenksysteme, Lenkgefühl, Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen*. 2. Auflage. ATZ / MTZ-Fachbuch. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2013. ISBN: 978-3-6580-0976-2.
- [Pac12] H. B. PACEJKA. *Tyre and vehicle dynamics*. 3rd. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN: 978-0-0809-7016-5.
- [Pru01] A. PRUCKNER. „Nichtlineare Fahrzustandsbeobachtung und -regelung einer PKW-Hinterradlenkung“. Institut für Kraftfahrwesen Aachen. Dissertation. Aachen: RWTH Aachen, 2001.
- [RA00] A. RIEDEL und R. ARBINGER. *Ergänzende Auswertungen zur subjektiven und objektiven Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw*. Bd. Nr. 161. FAT Schriftenreihe. 2000.
- [RA97] A. RIEDEL und R. ARBINGER. *Subjektive und objektive Beurteilung des Fahrverhaltens von Pkw*. Bd. Nr. 139. FAT Schriftenreihe. 1997.
- [RBZ77] R. RÖNITZ, H.-H. BRAESS und A. ZOMOTOR. „Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen“. In: *Automobil-Industrie 1977*. Bd. Teil 1 S. 29-39, 01/1977 und Teil 2 S. 39-48, 03/1977. 1977.
- [RH84] K. ROMPE und B. HEISSING. *Objektive Testverfahren für die Fahreigenschaften von Kraftfahrzeugen. Quer- und Längsdynamik*. Fahrzeugtechnische Schriftenreihe. Köln: Verlag TÜV Rheinland, 1984. ISBN: 3-88-585131-8.
- [RS10] G. RILL und T. SCHAEFFER. *Grundlagen und Methodik der Mehrkörpersimulation*. Vieweg + Teubner Verlag, 2010. ISBN: 978-3-8348-0888-2.
- [RS40] P. RIEKERT und T.-E. SCHUNCK. „Zur Fahrmechanik des gummibereiteten Kraftfahrzeugs“. In: *Ingenieur-Archiv XI*. Bd. 1940. 1940, S. 210–224.
- [RZ08] M. REUTER und S. ZACHER. *Regelungstechnik für Ingenieure. Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen ; mit 77 Beispielen und 34 Aufgaben*. 12. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2008. XVI, 512 S. ISBN: 978-3-8348-0018-3.
- [Red94] P. REDLICH. *Objektive und subjektive Beurteilung aktiver Vierradlenkstrategien*. Berichte aus der Fahrzeugtechnik. Aachen: Shaker, 1994. ISBN: 978-3-8265-0043-5.
- [Ros+07] W. ROSINGER et al. „Entwurf eines Sollwertgenerators für Fahrdynamikregelsysteme“. In: *15. Steirisches Seminar über Regelungstechnik und Prozessautomatisierung*. Hrsg. von M. HORN, M. HOFBAUR und N. DOURDOUMAS. Graz: Verlag der Technischen Universität Graz, 2007, S. 117–139. ISBN: 978-3-9014-3907-0.
- [Ros09] W. ROSINGER. „Sollgrößengenerierung für Fahrdynamikregelsysteme“. Institut für Fahrzeugtechnik. Dissertation. Graz: Technische Universität Graz, 2009.

- [SC88] S. SIEGEL und N. J. CASTELLAN. *Nonparametric statistics for the behavioral sciences*. 2nd edition. New York: McGraw-Hill, 1988. ISBN: 978-0-0705-7357-4.
- [SHB10] D. SCHRAMM, M. HILLER und R. BARDINI. *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Berlin und New York: Springer, 2010. ISBN: 978-3-5408-9313-4.
- [SHG05] M. K. SALAANI, G. J. HEYDINGER und P. A. GRYGIER. „Vehicle On-Center Directional and Steering Sensitivity“. In: *2005 SAE World Congress*. Bd. 2005-01-0395. 2005.
- [SW65] S. SHAPIRO und M. WILK. „An Analysis of Variance Test for Normality“. (Complete Samples). In: *Biometrika*. Bd. Vol. 52, No. 3/4 (Dec., 1965). 1965, S. 591–611.
- [Sch+10] M. SCHIEBAHN et al. „The yaw torque influence of active systems and smart actuators for coordinated vehicle dynamics controls“. In: *Vehicle System Dynamics 2010*. Bd. Vol. 48, No. 11. London: Taylor & Francis, 2010, S. 1269–1284.
- [Sch07] E. SCHINDLER. *Fahrdynamik. Grundlagen des Lenkverhaltens und ihre Anwendung für Fahrzeugregelsysteme*. Bd. 685. Renningen: expert-Verl., 2007. ISBN: 978-3-8169-2658-0.
- [Sch10] C. SCHIMMEL. „Entwicklung eines fahrerbasierten Werkzeugs zur Objektivierung subjektiver Fahreindrücke“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Dissertation. München: Technische Universität München, 2010.
- [Sta97] N. STAMER. „Ermittlung optimaler PKW-Querdynamik und ihre Realisierung durch Allradlenkung“. Institut für Fahrzeugtechnik. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 1997.
- [Ste78] R. STENSCHKE. *Abhängigkeit des subjektiv empfundenen Fahrkomforts und der dynamischen Radlasten von Strassenunebenheiten*. Bd. 32. Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften. Reihe 12, Verkehrstechnik. 1978. ISBN: 3-18-143212-1.
- [Sto10] G. STOCK. „Handlingpotentialbewertung aktiver Fahrdynamikregelsysteme“. Institut für Fahrzeugtechnik. Dissertation. Braunschweig: Technische Universität Braunschweig, 2010.
- [Tou+06] H. TOUTENBURG et al. *Deskriptive Statistik. Eine Einführung in Methoden und Anwendungen mit SPSS*. 5. Auflage. Springer-Lehrbuch. Berlin: Springer, 2006. ISBN: 978-3-5403-6338-5.
- [Vie08] A. v. VIETINGHOFF. „Nichtlineare Regelung von Kraftfahrzeugen in querdynamisch kritischen Fahrsituationen“. Institut für Industrielle Informationstechnik. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH), 2008-02-01.
- [Völ+12] T. VÖLKL et al. „A modular race tire model concerning thermal and transient behavior using a simple contact patch description“. In: *Tire society meeting*. Tire society meeting. (Cleveland, OH). 2012.

- [WD78] D. H. WEIR und R. J. DIMARCO. „Correlation and Evaluation of Driver / Vehicle Directional Handling Data“. Paper Nr.: 780010. In: *SAE International Congress & Exposition Detroit, Michigan, 1978*. 1978, S. 1–16.
- [WP05] M. WEGSCHEIDER und G. PROKOP. „modellbasierte Komfortbewertung von Fahrerassistenzsystemen“. In: *Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung*. Erprobung und Simulation in der Fahrzeugentwicklung. (Würzburg). Bd. VDI-Berichte 1900. VDI-Berichte 1900. VDI. Würzburg: VDI Verlag, 2005. ISBN: 3-18-091900-0.
- [Web04] I. WEBER. „Verbesserungspotential von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertsensorik“. Fachgebiet Fahrzeugtechnik. Dissertation. Darmstadt: Technische Universität Darmstadt, 2004.
- [Wir02] M. WIRTZ. *Beurteilerübereinstimmung und Beurteilerreliabilität. Methoden zur Bestimmung und Verbesserung der Zuverlässigkeit von Einschätzungen mittels Kategoriensystemen und Ratingskalen*. Göttingen: Hogrefe Verlag für Psychologie, 2002. ISBN: 978-3-8017-1646-2.
- [Wir10] C. WIRTH. „Aktives Differential mit Torque-Vectoring-Funktion“. In: *1. Automobiltechnisches Kolloquium*. 2010.
- [Woe11] C. WOERNLE. *Mehrkörpersysteme. Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper*. Berlin und New York: Springer, 2011. ISBN: 978-3-6421-5981-7.
- [Wol08] H. WOLF. „Untersuchung des Lenkgefühls von Personenkraftwagen unter besonderer Berücksichtigung ergonomischer Erkenntnisse und Methoden“. Lehrstuhl für Ergonomie. Dissertation. München: Technische Universität München, 2008.
- [ZBR97] A. ZOMOTOR, H.-H. BRAESS und R. RÖNITZ. „Verfahren und Kriterien zur Bewertung des Fahrverhaltens von Personenkraftwagen. Ein Rückblick auf die letzten 20 Jahre“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift 12/1997*. Hrsg. von J. LIEBL. Bd. Teil 1 S. 780-786, 12/1997 und Teil 2 S. 236-243, 03/1998. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 1997.
- [Zam94] J. ZAMOW. „Beitrag zur Identifizierung unbekannter Parameter für fahrdynamische Simulationmodelle“. Institut für Produktentwicklung (IPKE). Dissertation. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH), 1994.
- [Zan02] A. van ZANTEN. „Evolution of Electronic Control Systems for Improving the Vehicle Dynamic Behavior“. In: *AVEC 2002*. Bd. 2002. 2002, S. 1–9.
- [Zom91] A. ZOMOTOR. *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*. 2. Auflage. Vogel-Fachbuch Technik. Würzburg: Vogel, 1991. ISBN: 978-3-8343-3229-5.
- [Zsc09] A. K. ZSCHOCKE. „Ein Beitrag zur objektiven und subjektiven Evaluierung des Lenkkomforts von Kraftfahrzeugen“. Institut für Produktentwicklung (IPKE). Dissertation. Karlsruhe: Universität Karlsruhe (TH), 2009.

## Normen

- [DIN94] DIN, Hrsg. *Straßenfahrzeuge: Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten*. DIN 70000. Version 01. Berlin: Beuth, 1994.
- [ISO02a] ISO, Hrsg. *Road vehicles - Test method for the quantification of on-centre handling, Part 1: Weave test*. ISO 13674 - 1. 2002.
- [ISO02b] ISO, Hrsg. *Road vehicles - Test method for the quantification of on-centre handling, Part 2: Transition test*. ISO 13674 - 2. 2002.
- [ISO04a] ISO, Hrsg. *Passenger cars - Transient response with one period of sinusoidal input - Open-loop test method*. ISO 8725. 2004.
- [ISO04b] ISO, Hrsg. *Road vehicles - Lateral transient response test methods - Open-loop test methods*. ISO 7401. 2004.
- [ISO06] ISO, Hrsg. *Passenger cars - Power-off reaction of a vehicle in a turn - Open-loop test method*. ISO 9816. 2006.
- [ISO11] ISO, Hrsg. *Passenger cars - Free-steer behaviour - Part 1: Steering-release open-loop test method*. ISO 17288-1. 2011.
- [ISO82] ISO, Hrsg. *Passenger cars - Steady-state circular driving behaviour - Open-loop test methods*. DIN / ISO 4138. Berlin: Beuth, 1982.
- [ISO85] ISO, Hrsg. *Road vehicles - braking in a turn - Open-loop test method*. ISO 7975. 1985.
- [ISO88] ISO, Hrsg. *Road vehicles - Transient open-loop response test method with pseudorandom steering input*. ISO/TR 8726. 1988.
- [ISO99] ISO, Hrsg. *Road vehicles - Test procedure for a severe lane-change manoeuvre Part 1: Double Lane Change*. ISO 3888 - 1. 1999.
- [NHT08] NHTSA: THE UNITED STATES NATIONAL HIGHWAY TRAFFIC SAFETY ADMINISTRATION, Hrsg. *Sine with Dwell*. FMVSS 126. 2008.

## Studentische Arbeiten

Während der Anfertigung dieser Dissertation wurden diverse studentische Arbeiten betreut. Im Folgenden sind die für diese Arbeit relevanten Semester- und Diplomarbeiten aufgeführt. Vielen Dank an die Bearbeiter für die umfangreiche Unterstützung im Rahmen dieses Forschungsprojekts.

- [Ank13] T. ANKENBAUER. „Analyse des Fahrverhaltens eines Elektrofahrzeuges mit Torque-Vectoring anhand von objektiven Kennwerten“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Diplomarbeit. München: Technische Universität München, 2013.
- [Ber11] J. BERGER. „Solltrajektorie für einen Fahrdynamikregler eines Elektroautos“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Semesterarbeit. München: Technische Universität München, 2011.
- [Bor13] J. BORHAUER. „Einfluss von aktiven Fahrdynamikregelsystemen“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Semesterarbeit. München: Technische Universität München, 2013.
- [Cha11] C.-F. CHANG. „Auslegung eines Fahrdynamikreglers für ein Elektrofahrzeug durch Torque-Vectoring und Bremsen“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Semesterarbeit. München: Technische Universität München, 2011.
- [Fei12] F. FEILE. „ESP-Reglerentwurf und -abstimmung“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Semesterarbeit. München: Technische Universität München, 2012.
- [Hir11] P. HIRSCH. „Bewertung des subjektiven Fahrgefühls des MUTE-Fahrzeugs mit Torque-Vectoring-Regelung anhand objektiver Kennwerte“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Semesterarbeit. München: Technische Universität München, 2011.
- [Kal13] M. KALKOFEN. „Fahrdynamische Bewertung von Lastwechselreaktionen aus der konstanten Kreisfahrt“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Semesterarbeit. München: Technische Universität München, 2013.
- [Mög12] D. MÖGELE. „Validierung und analytische Untersuchung von Fahrdynamikregelalgorithmen im Projekt MUTE“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. München: Technische Universität München, 2012.
- [Pae12] M.-C. PAEFGEN. „Erarbeitung und Validierung einer Methodik zur Korrelation von subjektiven Fahrdynamikurteilen mit objektiven Kennwerten“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Semesterarbeit. München: Technische Universität München, 2012.
- [Sch11a] A. SCHULTZE. „Fahrzeugmodelloptimierung und -abgleich mit realen Messergebnissen im Projekt MUTE“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Diplomarbeit. München: Technische Universität München, 2011.

## *Literatur*

---

- [Sch11b] A. SCHULTZE. „Simulation eines elektrischen radselektiven Antriebstrangs mit MATLAB/Simulink und ADAMS/Car zur Beurteilung der Querdynamik“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Semesterarbeit. München: Technische Universität München, 2011.
- [Tem11] T. TEMPLER. „Auslegung eines Torque-Vectoring-Reglers für ein Elektrofahrzeug“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Bachelorarbeit. München: Technische Universität München, 2011.
- [Vog11] D. VOGL. „Entwicklung und Validierung von Torque-Vectoring-Regelstrategien für das E-Fahrzeug MUTE“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Semesterarbeit. München: Technische Universität München, 2011.
- [Wen12] A. M. WENZELIS. „Untersuchung objektiver Fahrmanöverkennwerte zur Beschreibung des Fahrverhaltens eines gierratengeregelten Elektrofahrzeuges“. Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik. Diplomarbeit. München: Technische Universität München, 2012.

## Verzeichnis eigener Veröffentlichungen im Kontext Fahrdynamikregelung und -simulation

- [GL13] M. GRAF und M. LIENKAMP. „Torque Vectoring Control Design Based on Objective Driving Dynamic Parameters“. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*. Bd. v. 198. International Federation of Automobile Engineers' and Technicians' Associations. Heidelberg und New York: Springer, 2013, S. 1787–1797. ISBN: 978-3-6423-3795-6.
- [GSL11] M. GRAF, S. STEINBERG und M. LIENKAMP. „Fahrdynamikregelung eines Elektrofahrzeuges: Sollwertvorgabe und Reibwertschätzung für die Torque-Vectoring-Regelung des Fahrzeuges MUTE“. In: *Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren. Autoreg 2011, 5. Fachtagung Baden-Baden, 22. und 23. November 2011*. Bd. 2135. VDI-Berichte 2135. Fachtagung: AUTOREG 2011. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2011, S. 345–360. ISBN: 978-3-1809-2135-8.
- [GWL11] M. GRAF, F. WIESBECK und M. LIENKAMP. „Fahrdynamikauslegung des Elektrofahrzeugs MUTE“. In: *Automobiltechnische Zeitschrift 06/2011*. Hrsg. von J. LIEBL. Bd. 2011. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2011, S. 452–457.
- [Völ+12] T. VÖLKL, R. LUKESCH, M. MÜHLMEIER, M. GRAF und H. WINNER. „A modular race tire model concerning thermal and transient behavior using a simple contact patch description“. In: *Tire society meeting*. Tire society meeting. (Cleveland, OH). 2012.



# A. Anhang

## A.1. Kennwerttabellen zu den realen Messfahrten

Fahrdynamikennwerte der konstanten Kreisfahrt				
Kennwert	R <sub>0</sub> = 40m		R <sub>0</sub> = 50m	
	MUTE passiv	MUTE aktiv	MUTE passiv	MUTE aktiv
ay_max [m/s <sup>2</sup> ]	7,537	7,173	7,002	7,774
ay_max_stat [m/s <sup>2</sup> ]	6,850	6,950	6,300	6,900
delta_H_4mss [°]	73,584	72,914	57,579	55,664
rmse_delta_H_ay $\frac{m/s^2}{m/s^2}$	0,258	0,128	0,029	0,003
grad_delta_H_ay_1_4mss $\frac{m/s^2}{m/s^2}$	7,719	8,919	7,296	7,428
grad_delta_H_ay_6_7mss $\frac{m/s^2}{m/s^2}$	10,753	7,395	7,614	7,390
rmse_beta_ay $\frac{m/s^2}{m/s^2}$	0,051	0,058	0,047	0,058
beta_4mss [°]	-0,245	-0,124	-0,372	-0,404
grad_beta_ay_1_4mss $\frac{m/s^2}{m/s^2}$	-0,213	-0,137	-0,219	-0,244
grad_beta_ay_6_7mss $\frac{m/s^2}{m/s^2}$	-0,809	-0,809	-0,725	-0,931
beta_max_y [°]	0,395	0,356	0,282	0,330
beta_min_y [°]	-2,110	-1,941	-1,733	-2,598
grad_delta_H_beta_ay_1_4mss [-]	-19,203	-12,571	-16,952	-8,907
grad_delta_H_beta_ay_6_7mss [-]	-15,809	-25,694	-15,147	-22,780
ay_beta_max [m/s <sup>2</sup> ]	6,850	6,950	6,300	6,900
ay_beta_0 [m/s <sup>2</sup> ]	5,050	5,450	4,600	5,700
rmse_phi_ay $\frac{m/s^2}{m/s^2}$	0,074	0,109	0,085	0,059
grad_phi_ay_1_4mss $\frac{m/s^2}{m/s^2}$	0,595	0,645	0,593	0,587
rmse_M_H_ay $\frac{Nm}{m/s^2}$	0,049	0,036	0,064	0,068
M_H_max_y [Nm]	8,712	8,780	7,793	8,490
ay_M_H_max [m/s <sup>2</sup> ]	6,850	6,850	6,300	6,900
M_H_3mss [m/s <sup>2</sup> ]	4,791	4,446	4,686	4,578
grad_M_H_ay_1_4mss $\frac{Nm}{m/s^2}$	1,381	1,405	1,352	1,501
grad_M_H_ay_6_7mss $\frac{Nm}{m/s^2}$	0,803	0,971	0,664	0,698
V_psisp_max_y $\frac{rad/s}{s}$	0,248	0,258	0,283	0,293
v_char [km/h]	49,968	50,205	52,287	51,869
phi_V_psisp_max [°]	3,819	3,745	3,360	3,498
V_psisp_1mss $\frac{rad/s}{s}$	0,077	0,085	0,101	0,106
V_psisp_4mss $\frac{rad/s}{s}$	0,226	0,236	0,272	0,277
rmse_V_beta_vx $\frac{1}{km/h}$	0,001	0,001	0,001	0,002
grad_V_beta_vx_6_7mss $\frac{1}{km/h}$	-0,005	-0,001	-0,005	-0,007
V_beta_max_y [-]	0,009	-0,004	0,010	0,013
V_beta_min_y [-]	-0,021	-0,024	-0,025	-0,036
V_beta_4mss [-]	0,005	-0,012	0,003	0,006
a_y_V_phi_max [m/s <sup>2</sup> ]	6,400	6,500	5,400	6,000
V_M_H_max_y $\frac{Nm}{s}$	0,094	0,099	0,110	0,119
V_M_H_4mss $\frac{Nm}{s}$	0,063	0,062	0,086	0,079
a_y_V_M_H_max [m/s <sup>2</sup> ]	6,850	6,850	6,300	6,900

Tabelle A.1.: Kennwerttabelle der Messdaten zur konstanten Kreisfahrt

Fahrndynamikennwerte des Lenkwinkelsprungs				
Kennwert	$a_y = 4,5\text{m/s}^2, v_x = 60\text{km/h}$		$a_y = 5,5\text{m/s}^2, v_x = 80\text{km/h}$	
	MUTE passiv	MUTE aktiv	MUTE passiv	MUTE aktiv
$a_{y\_stat}$ [ $\text{m/s}^2$ ]	4,419	4,788	5,535	5,595
$T_{R\_psip}$ [s]	0,127	0,143	0,110	0,130
$T_{R\_beta}$ [s]	0,183	0,203	0,207	0,253
$T_{R\_M\_H}$ [s]	-0,067	-0,060	-0,047	-0,037
$T_{psip\_max}$ [s]	0,240	0,250	0,247	0,267
$T_{ay\_max}$ [s]	0,370	0,420	0,410	0,473
$T_{beta\_max}$ [s]	0,307	0,333	0,380	0,460
$T_{phi\_max}$ [s]	0,420	0,783	0,497	0,667
$T_{M\_H\_max}$ [s]	0,013	0,017	0,020	0,030
$U_{psip\_bez}$ [-]	0,229	0,126	0,392	0,320
$U_{ay\_bez}$ [-]	0,151	0,058	0,130	0,116
$U_{beta\_bez}$ [-]	0,249	0,084	0,234	0,127
$U_{phi\_bez}$ [-]	0,037	0,020	0,068	0,041
$U_{M\_H\_bez}$ [-]	0,246	0,174	0,150	0,135
$V_{psip}$ [ $\frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ]	0,304	0,311	0,287	0,289
$V_{ay}$ [ $\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ ]	0,088	0,095	0,109	0,111
$V_{beta}$ [-]	-0,031	-0,038	-0,041	-0,052
$V_{phi}$ [-]	0,029	0,030	0,039	0,041
$V_{M\_H}$ [ $\frac{\text{Nm}}{\text{s}}$ ]	0,117	0,126	0,139	0,146
$M_{H\_stat}$ [Nm]	5,872	6,323	7,013	7,362
TB [s $\cdot$ °]	0,359	0,474	0,515	0,701
TB $_{phi}$ [s $\cdot$ °]	0,350	0,381	0,483	0,556

Tabelle A.2.: Kennwerttabelle der Messdaten zum Lenkwinkelsprung

Fahrodynamikennwerte des Lenkens mit konstanter Frequenz				
		$a_y = 2 \text{ m/s}^2, v_x = 60 \text{ km/h}, f = 0,2 \text{ Hz}$		$a_y = 2 \text{ m/s}^2, v_x = 80 \text{ km/h}, f = 0,2 \text{ Hz}$
Kennwert		MUTE passiv	MUTE aktiv	MUTE passiv
grad_M_H_01dH	$\frac{\text{Nm}}{\sigma}$	0,096	0,114	0,153
M_H_dH_abcissa_deadband	[°]	31,027	28,261	19,734
M_H_dH_ordinate_deadband	[Nm]	2,751	2,508	2,492
grad_M_H_zerodH_mean	$\frac{\text{Nm}}{\sigma}$	0,095	0,121	0,161
grad_psisip_02dH	$\frac{\text{rad/s}}{\sigma}$	0,297	0,314	0,306
T_delta_H_psisip_max	[s]	0,120	0,110	0,097
T_delta_H_psisip_min	[s]	-0,040	0,150	0,150
V_psisip_delta_H_max	$\frac{\text{rad/s}}{\sigma}$	0,351	0,342	0,409
V_psisip_delta_H_min	$\frac{\text{rad/s}}{\sigma}$	0,222	0,218	0,219
psip_max	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	0,162	0,155	0,143
psip_M_H_abcissa_deadband	[Nm]	3,234	2,799	2,635
grad_ay_02dH	$\frac{\text{m/s}^2}{\sigma}$	0,084	0,094	0,124
grad_ay_min_1mss_range	$\frac{\text{m/s}^2}{\sigma}$	0,052	0,055	0,036
grad_ay_1mss_mean	$[\frac{\text{m/s}^2}{\sigma}]$	0,090	0,084	0,115
ay_dH_ordinate_deadband	[m/s <sup>2</sup> ]	0,530	0,547	0,669
ay_dH_abcissa_deadband	[°]	6,223	5,229	5,415
hys_area_ay_delta_H	[m/s <sup>2</sup> ·°]	6,191	5,209	4,796
T_delta_H_ay_min	[s]	-0,040	0,053	0,185
T_delta_H_ay_max	[s]	0,155	0,075	0,142
M_H_zero_mss_1	[Nm]	1,800	1,754	1,689
grad_M_H_zero_mss_1	$\frac{\text{Nm}}{\text{m/s}^2}$	1,259	0,913	1,304
M_H_zero_mss_2	[Nm]	1,589	1,221	1,579
grad_M_H_zero_mss_2	$\frac{\text{Nm}}{\text{m/s}^2}$	1,418	1,185	1,401
M_H_1_mss_1	[Nm]	2,685	2,513	2,693
grad_M_H_1_mss_1	$\frac{\text{Nm}}{\text{m/s}^2}$	1,165	1,339	1,164
M_H_1_mss_2	[Nm]	3,042	2,630	2,657
grad_M_H_1_mss_2	$\frac{\text{Nm}}{\text{m/s}^2}$	1,356	0,940	0,885
ay_0Nm_pos	[m/s <sup>2</sup> ]	1,659	1,758	1,539
ay_0Nm_neg	[m/s <sup>2</sup> ]	-1,358	-1,152	-1,237
M_H_ay_abcissa_deadband	[m/s <sup>2</sup> ]	3,017	2,910	2,776
M_H_ay_ordinate_deadband	[Nm]	3,389	2,975	3,269

Tabelle A.3.: Kennwerttabelle der Messdaten zum Sinuslenken mit konstanter Frequenz

Fahr-dynamik-kennwerte des Lenkens mit steigender Frequenz			
Kennwert		MUTE passiv	MUTE aktiv
V_psisp_stat_max	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	0,226	0,236
V_ay_stat_max	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	0,054	0,055
V_beta_stat_max [-]		0,005	0,012
V_M_H_stat_max	$\frac{\text{Nm}}{\text{s}}$	0,063	0,062
V_psisp_Maximum_max	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	0,460	0,388
Frequenz_V_psisp_Maximum_max [Hz]		2,000	1,720
Phase_V_psisp_Maximum_max [°]		-80,384	-64,296
Frequenz_psisp_3dB_max [Hz]		0,000	0,000
U_psisp_max [-]		2,036	1,640
Phase_psisp_1Hz_max [°]		-30,980	-37,877
Frequenz_psisp_45Grad_max [Hz]		1,332	1,192
T_eq_psisp_max [s]		0,119	0,133
V_psisp_T_eq_psisp_max	$\frac{\text{rad}}{\text{s}}$	1,889	1,771
V_ay_Maximum_max	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	0,101	0,102
U_ay_max [-]		1,858	1,867
Frequenz_ay_3dB_max [Hz]		1,930	1,830
Phase_ay_1Hz_max [°]		-42,656	-45,401
Frequenz_ay_45Grad_max [Hz]		1,038	0,992
Frequenz_V_ay_Maximum_max [Hz]		0,860	0,810
Phase_V_ay_Maximum_max [°]		-34,604	-36,158
T_eq_ay_max [s]		0,153	0,160
V_ay_T_eq_ay_max	$\frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	0,355	0,342
V_beta_Maximum_max [-]		0,011	0,010
U_beta_max [-]		2,148	0,834
Frequenz_beta_3dB_max [Hz]		0,433	0,655
Phase_beta_1Hz_max [°]		-76,298	-54,997
Frequenz_beta_45Grad_max [Hz]		1,809	1,286
Phase_V_beta_Maximum_max [°]		-52,601	-85,267
Frequenz_V_beta_Maximum_max [Hz]		0,000	0,000
T_eq_beta_max [s]		0,088	0,124
V_beta_T_eq_beta_max [-]		0,058	0,101
Phasenmin_M_H_max [°]		1,409	3,746
Phasenmax_M_H_max [°]		63,302	70,582
V_M_H_Maximum_max	$\frac{\text{Nm}}{\text{s}}$	0,173	0,181
U_M_H_max [-]		2,724	2,931
Frequenz_M_H_3dB_max [Hz]		0,000	0,000
Phase_M_H_1Hz_max [°]		27,770	22,893
Frequenz_M_H_45Grad_max [Hz]		1,517	1,538
Phase_V_M_H_Maximum_max [°]		28,702	23,909
Frequenz_V_M_H_Maximum_max [Hz]		1,030	1,030
T_eq_M_H_max [s]		0,105	0,103
V_M_H_T_eq_M_H_max	$\frac{\text{Nm}}{\text{s}}$	0,605	0,596
LS_max_04Hz	$\frac{\text{Nm}}{\text{s}}$	0,102	0,099
LS_max_07Hz	$\frac{\text{Nm}}{\text{s}}$	0,092	0,096
LS_max_1Hz	$\frac{\text{Nm}}{\text{s}}$	0,082	0,077
MAA0710_max [Nm]		0,002	0,002
PW07_max [°]		18,898	14,152
PW1_max [°]		27,770	22,893

Tabelle A.4.: Kennwerttabelle der Messdaten zum Sinuslenken mit steigender Frequenz

## A.2. Kennfelder für die Gewichtungen beim Umschwenken

$\dot{\psi} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$		0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45
$w_{\dot{\psi}} [-]$		1	0,95	0,7	0,3	0,05	0

**Tabelle A.5.:** Kennfeld für die Gewichtung der Gierrate beim Umschwenken zwischen den Fahrmodi 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit'

$\dot{\psi} \left[ \frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$		1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5
$w_{\dot{\psi}} [-]$		1	0,97	0,9	0,8	0,5	0,2	0,1	0,03	0

**Tabelle A.6.:** Kennfeld für die Gewichtung der Gierbeschleunigung beim das Umschwenken zwischen den Fahrmodi 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit'

	$\dot{\beta} = 0 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$\dot{\beta} = 0,02 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$\dot{\beta} = 0,04 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$\dot{\beta} = 0,06 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$\dot{\beta} = 0,08 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$	$\dot{\beta} = 0,1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$
$\beta = 0 \text{ rad}$	1	1	1	1	1	1
$\beta = 0,02 \text{ rad}$	1	1	1	1	1	1
$\beta = 0,04 \text{ rad}$	1	1	0,9	0,8	0,7	0,5
$\beta = 0,06 \text{ rad}$	0,7	0,65	0,55	0,4	0,3	0,2
$\beta = 0,08 \text{ rad}$	0,04	0,03	0,02	0,01	0	0
$\beta = 0,09 \text{ rad}$	0	0	0	0	0	0

**Tabelle A.7.:** Kennfeld für die Gewichtung des Schwimmwinkels und seiner zeitlichen Ableitung beim das Umschwenken zwischen den Fahrmodi 'Fahrspaß' und 'Fahrsicherheit'