

Optimale Aufbaubewegung für hochautomatisiertes Fahren

Zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)
Genehmigte Dissertation von Matthias Jurisch aus Stuttgart
Tag der Einreichung: 28.07.2022, Tag der Prüfung: 11.10.2022

1. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz
2. Gutachten: Prof. Dr.-Ing. Steven Peters
Darmstadt, Technische Universität Darmstadt



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT

Fachbereich Maschinenbau
Systemzuverlässigkeit,
Adaptronik und
Maschinenakustik

Optimale Aufbaubewegung für hochautomatisiertes Fahren

Genehmigte Dissertation von Matthias Jurisch

Tag der Einreichung: 28.07.2022

Tag der Prüfung: 11.10.2022

Darmstadt, Technische Universität Darmstadt

Bitte zitieren Sie dieses Dokument als:

URN: urn:nbn:de:tuda-tuprints-229195

URL: <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/22919>

Jahr der Veröffentlichung auf TUprints: 2023

Dieses Dokument wird bereitgestellt von tuprints,

E-Publishing-Service der TU Darmstadt

<http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de>

tuprints@ulb.tu-darmstadt.de

Die Veröffentlichung steht unter folgender Creative Commons Lizenz:

Namensnennung – Weitergabe unter gleichen Bedingungen 4.0 International

<https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/>

Erklärungen laut Promotionsordnung

§ 8 Abs. 1 lit. c PromO

Ich versichere hiermit, dass die elektronische Version meiner Dissertation mit der schriftlichen Version übereinstimmt.

§ 8 Abs. 1 lit. d PromO

Ich versichere hiermit, dass zu einem vorherigen Zeitpunkt noch keine Promotion versucht wurde. In diesem Fall sind nähere Angaben über Zeitpunkt, Hochschule, Dissertationsthema und Ergebnis dieses Versuchs mitzuteilen.

§ 9 Abs. 1 PromO

Ich versichere hiermit, dass die vorliegende Dissertation selbstständig und nur unter Verwendung der angegebenen Quellen verfasst wurde.

§ 9 Abs. 2 PromO

Die Arbeit hat bisher noch nicht zu Prüfungszwecken gedient.

Darmstadt, 28.07.2022

M. Jurisch

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Doktorand bei der Dr. Ing. h.c. F. Porsche AG in Kooperation mit dem Fraunhofer LBF und dem Institut für Systemzuverlässigkeit, Adaptronik und Maschinenakustik (SAM) der Technischen Universität Darmstadt.

Meinen herzlichen Dank möchte ich Prof. Dr.-Ing. Tobias Melz für die Betreuung dieser Arbeit und die hilfreichen und wertschätzenden Rückmeldungen aus den gemeinsamen Gesprächen aussprechen. Weiterer großer Dank geht außerdem an Prof. Dr.-Ing. Steven Peters für die Übernahme des Korreferats und das große Interesse an der Arbeit.

Ganz besonders möchte ich mich außerdem bei Dr.-Ing. Sven Herold für die außerordentlich gute Betreuung über fast vier Jahre bedanken. Seine Antworten auf verschiedenste Fragen, egal ob organisatorischer oder fachlicher Natur waren nicht nur hilfreich, sondern auch immer wertschätzend und auf Augenhöhe. Großer Dank für die Betreuung geht außerdem an Heiko Atzrodt. Die Gespräche mit Sven und Heiko haben mir immer großen Spaß gemacht und haben maßgeblich dazu beigetragen mich von Beginn an bis nun zum Verfassen dieser Arbeit auf Kurs zu halten.

Während der gesamten Promotionszeit durfte ich in der Abteilung für Fahrwerksysteme ein sehr angenehmes Arbeitsklima erleben. An dieser Stelle möchte ich besonders Dr.-Ing. Thorsten Koch danken, der mich nicht nur motivierte eine Promotion zu beginnen sondern mir auch zu jeder Zeit den Rücken frei hielt und mich in allen Belangen unterstützte. Großer Dank geht auch an die vielen Kollegen, die mir mit Rat und Tat freundschaftlich zur Seite standen. Stellvertretend seien an dieser Stelle Dr.-Ing Christoph Bittner, Claudia Buck, Uwe Reuter, Christian Bühler und Michael Malek genannt. Herausstellen möchte ich außerdem das Porsche-Doktorandennetzwerk und die AG-B von denen mir insbesondere der überfachliche Austausch und die gemeinsamen Aktivitäten in Erinnerung bleiben werden. Einen großen Beitrag an dieser Arbeit leisteten zudem Stefan Kern mit seiner exzellenten Abschlussarbeit und Jannik Bauer, der mich als Werkstudent an vielen Stellen unterstützte.

Nicht in dieser Form möglich gewesen wäre diese Arbeit ohne die Kooperation mit Dr.-Ing Gerd Baumann und Christian Holzapfel vom FKFS mit deren Fahrsimulator und dem Team der Volkswagen Konzernforschung dank dem ich meine Ergebnisse zum Schluss noch im realen Fahrzeug umsetzen und erleben konnte. Insbesondere möchte ich mich hier bei Dr.-Ing. Sascha Barton-Zeipert, Christian Müller, Alexander Steinke und Dr.-Ing. Björn Mennenga bedanken. Großer Dank gilt außerdem Dr.-Ing. Ingmar Gundlach für die vielen wichtigen Anregungen und Denkanstöße.

Zu guter Letzt gilt ein ganz besonderer Dank meinen Eltern, die mir mein Studium ermöglichten und mich in jeder Lebenslage liebevoll unterstützen, meiner Schwester und meinen großartigen Freunden, die durch verschiedenste Unterstützung zur Entstehung dieser Arbeit beitrugen.

Weissach im Juli 2022

Matthias Jurisch

Zusammenfassung

Neben der Elektrifizierung der Antriebe wird die Fahrzeugentwicklung in den letzten Jahren maßgeblich von der Thematik automatisiertes Fahren beherrscht. Mit dem Übergang zu selbstfahrenden Fahrzeugen ändert sich auch das Nutzungsszenario: Durch die Möglichkeit für fahrfremde Tätigkeiten erhöht sich der Wert der im Auto verbrachten Zeit. Gleichzeitig bringen fahrfremde Tätigkeiten neue Herausforderungen für das Fahrwerk mit sich: Einerseits verliert die Rückmeldung des Fahrzustands an den Fahrer an Bedeutung, andererseits rücken Themen wie die Unterstützung von fahrfremden Tätigkeiten und die Vermeidung von Reiseübelkeit in den Fokus. Die zunehmende Verfügbarkeit mechatronischer Fahrwerksysteme wirft die Frage auf, inwiefern diese dazu beitragen können, automatisiertes Fahren zu unterstützen.

Zur Klärung dieser Frage werden im ersten Schritt dieser Arbeit Anforderungen an den Fahrkomfort automatisierter Fahrzeuge formuliert und die Möglichkeiten von Fahrwerksystemen zur Beeinflussung des Fahrkomforts aufgezeigt. Es werden zwei Probandenstudien zur Untersuchung des fahrdynamischen Einflusses auf Reiseübelkeit und Komfortempfinden durchgeführt. Im zweiten Schritt folgt eine Potentialbewertung existierender Regelkonzepte für aktive Fahrwerksysteme hinsichtlich der Anforderungen. Darauf aufbauend wird ein neues Regelkonzept, die Vertikaltrajektorienplanung, abgeleitet. Dieses nutzt die Trajektorie (Bahnkurve) des Fahrzeugs und die Topologie der Fahrbahn als Vorausschauinformation. Damit ist es möglich langwellige Anregungen aktiv zu kompensieren und die Wank- und Nickbewegung in Abhängigkeit der Trajektorie zu optimieren. Letzteres bietet die Möglichkeit, einzelne Funktionen wie bspw. die aktive Neigung des Fahrzeugs zur Kurveninnenseite nur dann zu verwenden, wenn hieraus ein Komfortvorteil entsteht. Das entwickelte Regelkonzept basiert auf einem Optimierungsproblem, welches die optimale Reaktion des Fahrzeugs in Abhängigkeit der Trajektorie, des Straßenhöhenprofils sowie den Beschränkungen der Fahrwerkgeometrie und der Aktorik beschreibt. Hierfür wird ein reduziertes Fahrzeugmodell mit drei Freiheitsgraden (Wanken, Nicken, Heben) abgeleitet. Die Anforderungen an die Fahrzeugaufbaubewegung werden als nichtlineare Zielfunktion formuliert. Ausgang der Optimierung sind die Stellkraftverläufe für das aktive Fahrwerk an den vier Radaufhängungspunkten für die Referenztrajektorie. Zur Lösung des Optimierungsproblems wird auf den gradientenbasierten Open-Source Solver IPOPT zurückgegriffen.

Um das Potential des Regelkonzepts zu bewerten, wird dieses in der Simulation und im Versuchsfahrzeug implementiert und mit existierenden Algorithmen verglichen. Die Simulationsergebnisse bestätigen das Potential des Ansatzes zur Reduktion der Schwingungsbelastung der Insassen. Um einerseits die Wechselwirkungen zwischen Regler und realem Fahrzeug zu untersuchen und andererseits eine subjektive Bewertung zu ermöglichen, wird die Vertikaltrajektorienplanung prototypisch in zwei Versuchsfahrzeugen umgesetzt. Die Simulationsergebnisse können im Fahrversuch mit dem ersten Versuchsfahrzeug validiert werden. Die Versuche mit einem weiteren Fahrzeug bestätigen die Übertragbarkeit des Ansatzes auf aktive Fahrwerke mit unterschiedlichem Wirkprinzip.

Das entwickelte Regelkonzept zeigt das Potential aktiver Fahrwerksysteme für die Verbesserung des Fahrkomforts automatisierter Fahrzeuge auf.

Abstract

Alongside with the ongoing electrification, vehicle development has been dominated by the topic of automated driving in recent years. With the transition to self-driving vehicles, the typical use of a car is also changing: The possibility for non-driving activities increases the value of time spent in the car. At the same time, non-driving activities come with new challenges for the vehicles' suspension: on the one hand, feedback of the driving state to the driver loses importance, while on the other hand, support for secondary activities and the prevention of motion sickness become more important. The increasing availability of mechatronic chassis systems raises the question whether these can help supporting automated driving.

To address this question, in the first step of this thesis requirements for ride comfort of automated vehicles are derived to identify the potential of chassis systems to influence ride comfort. Two subject studies are conducted to investigate the influence of driving dynamics on motion sickness and comfort perception. In the second step, an evaluation of the potential of existing control concepts for active vertical dynamic systems is performed with regard to the requirements. Based on this, a new control concept, called vertical trajectory planning, is derived. Latter uses the planned trajectory of the vehicle in combination with height information from a digital map as preview information. By this, it is possible to actively compensate for long-wave excitations and to optimize both roll- and pitch motion as a function of the trajectory. The controller offers the possibility of using individual functions such as a curve tilting only if this results in a comfort advantage. The control concept developed is based on an optimization problem in which the optimal response of the vehicle is described as a function of the trajectory, the road height profile and the constraints of the chassis geometry and actuator system. For this purpose, a reduced vehicle model with three degrees of freedom (roll, pitch, heave) is derived. Optimal vehicle body motion is formulated as a nonlinear objective function. The output of the optimization are the target actuator forces for the active chassis at the four vehicle corners for the reference trajectory. The gradient-based open-source solver IPOPT is used to solve the optimization problem.

To evaluate the potential of the control concept, it is implemented in both simulation and test vehicle and compared with existing algorithms. The simulation results confirm the potential of the approach to reduce the vibration load on the occupants. In order to investigate the interactions between controller and real vehicle on the one hand and to enable a subjective evaluation on the other, the vertical trajectory planner is implemented in two test vehicles. The simulation results are validated in the tests with the first test vehicle. The tests with another vehicle confirm the transferability of the approach to active chassis systems with different operating principles.

The control concept developed demonstrates the potential of active chassis systems for improving ride comfort of automated vehicles.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	v
Formelzeichen und Abkürzungen	xv
1. Einleitung	1
1.1. Zielsetzung	2
1.2. Aufbau der Arbeit	2
1.3. Fahrzeugkoordinaten	4
1.4. Beschreibung der betrachteten Fahrwerksysteme	4
1.5. Entwicklungsmethodik	6
2. Anforderungen an den Fahrkomfort automatisierter Fahrzeuge	9
2.1. Aspekte des Fahrkomforts für automatisiertes Fahren	10
2.2. Allgemeiner Vertikalkomfort	11
2.2.1. Komfortbeurteilung nach ISO 2631	11
2.2.2. Einfluss des Aufmerksamkeitszustands auf die Komfortwahrnehmung	13
2.3. Kompensation von Einzelereignissen	13
2.4. Längs- und Querbeschleunigungsreduktion durch aktive Neigung des Fahrzeugs	14
2.5. Reiseübelkeit / Kinetose	17
2.5.1. Symptome	19
2.5.2. Ursachen und Einflussfaktoren	19
2.6. Fazit	23
3. Probandenstudien zur Objektivierung des fahrdynamischen Einflusses auf Reiseübelkeit und Komfortempfinden	27
3.1. Probandenstudie 1: Einfluss aktiver Fahrwerkregelsysteme auf Kinetose	27
3.1.1. Zielsetzung der Studie	28
3.1.2. Studienaufbau	29
3.1.3. Ergebnisse	31
3.2. Probandenstudie 2: Verwendung der Insassenkopfbewegung als Objektivkriterium zur Beschreibung des Kinetoserisikos	34
3.2.1. Zielsetzung der Studie	35
3.2.2. Studienaufbau	35
3.2.3. Ergebnisse	37
4. Stand der Technik: Fahrwerkregelkonzepte und Vorschlag einer Trajektorienplanung für die Aufbaubewegung	41
4.1. Regelkonzepte für die Fahrzeugaufbaubewegung	41
4.1.1. Konzepte ohne Vorausschau	42
4.1.2. Konzepte mit Vorausschau	45

4.1.3.	Zusatzfunktionen und alternative Ansätze	47
4.1.4.	Bewertung hinsichtlich der Eignung für hochautomatisiertes Fahren	49
4.2.	Fazit und Vorschlag einer Trajektorienplanung für die Fahrzeugaufbaubewegung	51
4.2.1.	Abgrenzung zu bestehenden Regelkonzepten	52
4.2.2.	Kooperation mit der Skyhook-Regelung	53
4.2.3.	Anforderungen an die Eingangssignale	54
4.2.4.	Echtzeitanforderungen	55
5.	Aufbau einer Trajektorienplanung für die Aufbaubewegung	57
5.1.	Grundlagen der nichtlinearen Optimierung	57
5.1.1.	Problemarten und Optimalitätskriteria	58
5.1.2.	Diskretisierungsverfahren	62
5.1.3.	Numerische Lösungsverfahren	62
5.2.	Formulierung des Optimierungsproblems	65
5.3.	Berechnung der Längs- und Querkraften aus der Bahnkurve des Fahrzeugs	68
5.4.	Modellierung der Fahrzeugdynamik	72
5.4.1.	Federkraft	74
5.4.2.	Achsabstützkraft	75
5.4.3.	Aerodynamischer Abtrieb/Auftrieb	76
5.5.	Nebenbedingungen	76
5.5.1.	Lineare Nebenbedingungen (Box Constraints)	76
5.5.2.	Nichtlineare Nebenbedingungen	77
5.6.	Zielfunktion	78
5.6.1.	Zielfunktionsterme	78
5.6.2.	Einfluss der Zielfunktion auf die Fahrzeugbewegung	81
6.	Implementierung	85
6.1.	Nichtlineares Optimierungsverfahren IPOPT	85
6.2.	Globale Planung - Offline Optimierung	90
6.2.1.	MATLAB Interface	90
6.2.2.	Weiterentwicklung zur Gesamtfahrzeugsimulation	92
6.2.3.	Implementierung im Versuchsfahrzeug	95
6.3.	Kontinuierliche Planung - Online Optimierung	98
6.4.	Vergleich zwischen Offline- und Online-Planung	100
7.	Ergebnisse	103
7.1.	Definition der Abstimmungen	103
7.2.	Funktionsnachweis in der Simulation	104
7.2.1.	Vergleich der Regelansätze im Frequenzbereich	105
7.2.2.	Vergleich der Regelansätze hinsichtlich der Objektivkriterien	107
7.3.	Vergleich der Ergebnisse aus Simulation und Fahrzeugerprobung	111
7.3.1.	Vergleich der Regelansätze im Frequenzbereich	113
7.3.2.	Vergleich der Regelansätze hinsichtlich der Objektivkriterien	115
7.3.3.	Fazit	116
7.4.	Übertragbarkeit auf weitere Systeme und Fahrzeuge	118
7.4.1.	Regelgüte	119
7.4.2.	Potential der Längs und Querschleunigungskompensation	120
8.	Zusammenfassung und Ausblick	121

A. Gleichungen im Optimierungsproblem	123
B. Simulationsergebnisse: Landstrasse	133
C. Zielfunktionsparameter für die verwendeten Abstimmungen	137
Literaturverzeichnis	139
Eigene Veröffentlichungen	147

Formelzeichen und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Querschnittsfläche	m^2
a_w	Gewichtete Beschleunigung nach ISO 2631-1	m/s^2
a_{wx}	Gewichtete Längs-Beschleunigung nach ISO 2631-1	m/s^2
a_{wy}	Gewichtete Querbeschleunigung nach ISO 2631-1	m/s^2
a_{wz}	Gewichtete Vertikaleschleunigung nach ISO 2631-1	m/s^2
a_x	Längsbeschleunigung	m/s^2
a_y	Querbeschleunigung	m/s^2
$a_{y,res}$	resultierende Querbeschleunigung	m/s^2
$a_{y,ZF}$	Zentrifugalbeschleunigung	m/s^2
a_z	Vertikalbeschleunigung	m/s^2
$a_{z,res}$	resultierende Vertikalbeschleunigung	m/s^2
c_{af}	Auftriebsbeiwert Vorderachse	-
c_{ar}	Auftriebsbeiwert Hinterachse	-
c_{Aufbau}	Aufbaufedersteifigkeit	N/m
c_{Reifen}	Reifenfedersteifigkeit	N/m
c_w	Luftwiderstandsbeiwert	-
d_{Aufbau}	Aufbaudämpfung	kg/s
d_{Hub}	Hubdämpfung	kg/s
d_{Nick}	Nickdämpfung	kg/s
d_{Reifen}	Reifendämpfung	kg/s
d_{Sky}	Skyhook-Dämpfungskonstante	kg/s
d_{Wank}	Wankdämpfung	kg/s
F_A	Antriebskraft	N
F_B	Bremskraft	N
F_L	Luftwiderstand	N
F_{Sky}	Skyhook-Dämpfungskraft	N
F_S	Steigungswiderstand	N
$F_{Susp,i}$	Gesamt-Fahrwerkskraft an Fahrzeugecke i	N
$F_{SuppX,i}$	Achsabstützkraft in Längsrichtung an Fahrzeugecke i	N
$F_{SuppY,i}$	Achsabstützkraft in Querrichtung an Fahrzeugecke i	N
F_T	Trägheitskraft	N

Symbol	Beschreibung	Einheit
F_x	Längskraft	N
F_y	Querkraft	N
$F_{z,i}$	Radlast an einer Fahrzeugecke i	N
\mathbf{F}_i	Aktorkraft an Fahrzeugecke i	N
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
\mathbf{g}	Vektor der Nebenbedingungen	-
h	Schrittweite	s
h_{COG}	Schwerpunktshöhe über der Straße	m
k_A	Antriebsmomentenverteilung	-
k_B	Bremskraftverteilung	-
k_{WMV}	Wankmomentenverteilung	-
k_x	Gewichtungsfaktor Längs-Beschleunigung	-
k_y	Gewichtungsfaktor Quer-Beschleunigung	-
k_z	Gewichtungsfaktor Vertikal-Beschleunigung	-
l_f	Abstand zwischen Radmitte vorne und Fahrzeugschwerpunkt	m
l_r	Abstand zwischen Radmitte hinten und Fahrzeugschwerpunkt	m
m	Aufbaumasse	kg
m_{Rad}	Radmasse	kg
M_V	Verspannungsmoment	N m
M_{Wank}	Wankmoment	N m
N	Anzahl der Diskretisierungspunkte im Optimierungsproblem	-
r_f	dynamischer Rollradius vorne	m
r_r	dynamischer Rollradius hinten	m
R_x	Euler-Rotationsmatrix um die x-Achse	-
R_y	Euler-Rotationsmatrix um die y-Achse	-
R_z	Euler-Rotationsmatrix um die z-Achse	-
s	Strecke	m
\mathbf{s}	Nur Abschnitt 5.2: Suchrichtung	-
v	Fahrgeschwindigkeit	m/s
w_f	Spurweite vorne	m
w_r	Spurweite hinten	m
W_d	Komfortgewichtungskurve Horizontalbewegung	-
W_f	Komfortgewichtungskurve Reiseübelkeit	-
W_k	Komfortgewichtungskurve Vertikalbewegung	-
x	Longitudinalposition	m

Symbol	Beschreibung	Einheit
\mathbf{x}	Nur Abschnitt 5.2: Zustandsvektor	-
\mathbf{x}_{ext}	Vektor der äußeren Anregung	-
\mathbf{x}	Optimierungsvektor	-
y	Lateralposition	m
z	Hubweg im Schwerpunkt	m
\dot{z}	Hubgeschwindigkeit im Schwerpunkt	m/s
\ddot{z}	Hubbeschleunigung im Schwerpunkt	m/s ²
\mathbf{z}	Zustandsvektor: Vertikalposition	-
$\dot{\mathbf{z}}$	Zustandsvektor: Vertikalgeschwindigkeit	-
$\ddot{\mathbf{z}}$	Zustandsvektor: Vertikalbeschleunigungsvektor	-
z_{rel}	Federweg	m
z_S	Straßenhöhe	m
z_w	Radeinfederung	m
Z	Zielfunktionsterm	-

Griechische Formelzeichen

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	Nur Abschnitt 5.2: Schrittweite	-
ϵ	Faktor Eigenlenkverhalten	-
κ	Krümmung	1/m
λ	Gewichtungsparameter für die Zielfunktion	-
λ	Langrange-Multiplikator	-
μ	Nur Abschnitt 5.2: zweiter Langrange-Multiplikator	-
φ	Wankwinkel im Schwerpunkt	rad
$\dot{\varphi}$	Wankrate im Schwerpunkt	rad/s
$\ddot{\varphi}$	Wankbeschleunigung im Schwerpunkt	rad/s ²
φ	Zustandsvektor: Wankwinkel	-
$\dot{\varphi}$	Zustandsvektor: Wankrate	-
$\ddot{\varphi}$	Wankbeschleunigungsvektor	-
$\varphi_{\text{Fahrwerk,max}}$	maximaler Fahrwerkswankwinkel	rad
φ_{res}	Überlagerter Fahrwerk- und Straßenwankwinkel	rad
φ_S	Straßenquerneigung	rad
ψ	Gierwinkel im Schwerpunkt	rad
$\dot{\psi}$	Gierrate im Schwerpunkt	rad/s

Symbol	Beschreibung	Einheit
ρ	Luftdichte	kg/m ³
θ	Nickwinkel im Schwerpunkt	rad
$\dot{\theta}$	Nickrate im Schwerpunkt	rad/s
$\ddot{\theta}$	Nickbeschleunigung im Schwerpunkt	rad/s ²
θ	Zustandsvektor: Nickwinkel	-
$\dot{\theta}$	Zustandsvektor: Nickrate	-
$\ddot{\theta}$	Nickbeschleunigungvektor	-
θ_S	Steigung der Straße	rad
τ	Zeitkonstante	s

Abkürzungen

ABS	Antiblockiersystem
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNN	Convolutional Neural Network
DGPS	Differential Global Positioning System
DoF	Degrees of Freedom
ECU	Electronic Control Unit
ESP	Elektronisches Stabilitätsprogramm
FFT	Fast Fourier Transformation
GPS	Global Positioning System
H_∞	H-unendlich Regelung
IP	Interior Point (Innere Punkte-) Verfahren
IPOPT	Interior Point Optimizer
K&C	Kinematics and Compliance
KKT	Karush Kuhn Tucker Bedingungen
LQR	Linear Quadratic Gaussian Regulator
LSTM	Long Short Term Memory
MLP	Multi-Layer Perceptron
MPC	Model Predictive Control
MSDV	Motion Sickness Dose Value
MSI	Motion Sickness Index
MSQ	Motion Sickness Questionnaire
MSSQ	Motion Sickness Susceptibility Questionnaire
MTVV	Maximum Transient Vibration Value
NBF	Nachbefragung (Studie 1)
OTA	Over The Air
RNN	Recurrent Neural Network
RTK	Real Time Kinematic
SK	Störgrößenkompensation
SQP	Sequentiell quadratische Programmierung
SVC	Subjective Vertical Conflict
u.B.v.	unter Bedingung von
VDV	Vibration Dose Value
VeDA	(Porsche) Vehicle Dynamics Analysis
VTP	Vertikaltrajektorienplanung
VTV	Vibration Total Value
WGS84	World Geodetic System 84

1. Einleitung

Automatisiertes Fahren ist seit vielen Jahren Gegenstand der Forschung im Automobilbereich. Neben höherer Sicherheit liegt die Hauptmotivation für automatisiertes Fahren in der Möglichkeit, die Fahrzeit anderweitig zu nutzen. Im Fokus steht das Ermöglichen fahrfremder Tätigkeiten wie Arbeit, Schlaf und Kommunikation. Die Änderungen des Nutzungsszenarios haben maßgeblichen Einfluss auf das Fahrzeug- und Innenraumkonzept. Gleichzeitig muss das Fahrverhalten automatisierter Fahrzeuge so gestaltet werden, dass eine vertrauenerweckende, sichere und komfortable Atmosphäre entsteht.

Neben Längs- und Querdynamik trägt hierzu auch die Vertikaldynamik bei, die maßgeblich vom Fahrwerk bestimmt wird. Mit steigendem Grad der Automatisierung nach der SAE-Einteilung von Fahrerassistenz (Level 1) bis hin zur Vollautomatisierung (Level 5), verschieben sich die Anforderungen an das Fahrwerk: Die Relevanz der Rückmeldung des Fahrzustands an den Fahrer sinkt. Dies ermöglicht neue Ansätze hinsichtlich der Entkopplung der Aufbaubewegung von der Fahrdynamik. Gleichzeitig steigen ab Level 3 mit der Möglichkeit sich von der Fahraufgabe abzuwenden, die Anforderungen an den Fahrkomfort. Die Abwendung des Blicks von der Straße lässt das Risiko von Reiseübelkeit ansteigen. Insbesondere im Übergangsbereich zum vollautomatisierten Fahren, in Level 3 und 4, erfordern die unterschiedlichen Anforderungen für manuelles und automatisiertes Fahren einen Kompromiss der Fahrwerksauslegung, der den Anforderungen beider Betriebsarten gerecht wird.

Großes Potential diesen Zielkonflikt aufzulösen, bieten aktive Fahrwerksysteme. Durch regelbare, mechatronische Komponenten im Fahrwerk kann das Fahrverhalten an die aktuelle Fahrsituation angepasst werden. Der Fokus liegt dabei auf Vertikaldynamiksystemen, mit denen sowohl die Vertikal- als auch die Wank- und Nickbewegung aktiv beeinflusst werden kann. Dies ermöglicht, die Bewegung des Fahrzeugaufbaus weitestgehend unabhängig von der Straße einzustellen. Bislang werden diese Systeme hauptsächlich genutzt, um hohen Fahrkomfort ohne Einbußen bei der Fahrdynamik zu erreichen. Zudem wird dem Nutzer die Möglichkeit gegeben, das Fahrverhalten über voreingestellte Konfigurationen den eigenen Bedürfnissen anzupassen. In Zukunft werden die Anforderungen an diese Systeme bzw. der Regelung um das Feld „Unterstützung des automatisierten Fahrens“ ergänzt.

Es fehlen jedoch bislang Erkenntnisse darüber, wie sich die Anforderungen an den Fahrkomfort durch messbare Kennwerte abbilden lassen bzw. welche Grenzwerte für komfortables automatisiertes Fahren eingehalten werden müssen. Weiterhin ist zu klären, wie sich die Anforderungen in eine optimale Ansteuerung der Systeme überführen lassen.

Hieraus leitet sich eine Forschungslücke ab, zur deren Bearbeitung diese Arbeit einen Beitrag leisten soll.

1.1. Zielsetzung

Die Arbeit leistet einen Beitrag zur optimalen Vertikaldynamikregelung aktiver Fahrwerke für den Anwendungsfall automatisiertes Fahren ab SAE Level 3. Hierfür ist zunächst die Frage zu beantworten, inwiefern mit aktiven, mechatronischen Fahrwerksystemen das Fahrerlebnis beim automatisierten Fahren verbessert werden kann. Um bestehende Fahrwerkkonzepte bezüglich ihrer Eignung für automatisiertes Fahren bewerten zu können, müssen objektive Kennwerte als Bewertungskriterien bestimmt werden. Als Ausgangspunkt dienen hier Objektivkennwerte für den Fahrkomfort, die um die zu definierenden neuen Anforderungen ergänzt werden.

Den Schwerpunkt der Arbeit bildet die Entwicklung eines Regelkonzepts zur kombinierten Regelung der Fahrzeugaufbaubewegung in den drei Freiheitsgraden Heben, Nicken und Wanken unter Berücksichtigung der Randbedingungen des automatisierten Fahrens. Ziel ist zudem, die Informationen aus der Bahnplanung/Trajektorienplanung des automatisierten Fahrzeugs als Eingangsgrößen mit einzubinden, um das Fahrwerk vorausschauend anzusteuern. Der Fokus der Forschungsarbeit liegt auf dem Funktionsnachweis sowie der Darstellung des Potentials des Regelkonzepts. Nichtsdestotrotz soll der Algorithmus so effizient formuliert werden, dass eine spätere Implementierung auf Seriensteuergeräten, unter der Annahme üblicher Leistungssteigerungen, echtzeitfähig ausführbar ist. Da bereits heute aktive Fahrwerksysteme mit unterschiedlichen Wirkprinzipien existieren, ist eine, von der Hardware unabhängige und leicht auf andere Fahrzeuge übertragbare Formulierung anzustreben. Gleichzeitig ist sicherzustellen, dass die Limitationen der Aktorik in der Ansteuerung berücksichtigt werden (Stellgrößenbegrenzungen, Aktordynamik).

1.2. Aufbau der Arbeit

Der Aufbau dieser Arbeit lehnt sich an die im V-Modell definierten Schritte für die Entwicklung und Validierung einer Softwarefunktion an [34]. Ausgehend von der Anforderungsdefinition wird das Regelkonzept entworfen und abschließend in Simulation und Versuch validiert.

Hierzu werden in **Kapitel 2** zunächst Anforderungen an den Fahrkomfort automatisierter Fahrzeuge abgeleitet. Dabei wird auf das Potential aktiver Fahrwerksysteme zur Verbesserung des Fahrerlebnisses eingegangen. Eingeteilt in vier Handlungsfelder werden Objektivkriterien definiert, anhand derer im späteren Verlauf die Eignung unterschiedlicher Fahrwerkregelkonzepte für den Einsatz in automatisierten Fahrzeugen bewertet wird. Dabei zeigt sich, dass insbesondere die Vermeidung von Reiseübelkeit berücksichtigt werden muss.

In der Folge werden in **Kapitel 3** im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Probandenstudien vorgestellt. Eine Studie untersucht die Frage, ob die mithilfe der in Serienfahrzeugen verfügbaren Fahrwerksysteme Hinterachslenkung und aktive Wankstabilisierung Einfluss auf Reiseübelkeit genommen werden kann. Eine zweite Studie fokussiert die Entwicklung einer Methode, die es ermöglicht, bestehende Modelle zur Berechnung des Risikos für Reiseübelkeit in den Fahrzeug- bzw. Reglerentwicklungsprozess einzubinden. Die Erkenntnisse aus den Probandenstudien bilden gemeinsam mit den Ergebnissen aus Kapitel 2 die Grundlage für die Reglerentwicklung.

In **Kapitel 4** werden zunächst bekannte Regelkonzepte für aktive Fahrwerke vorgestellt und anhand ihrer Struktur in drei Kategorien klassifiziert. Auf Basis der Anforderungen wird das Potential der Regelansätze bewertet. Anschließend wird die Vertikaltrajektorienplanung als Erweiterung

bestehender modellprädiktiver Regelungen abgeleitet sowie auf die Anforderungen hinsichtlich der Eingangsgrößen und Echtzeitfähigkeit eingegangen.

Gegenstand von **Kapitel 5** ist der Aufbau der Vertikaltrajektorienplanung. Die Grundlage hierfür bildet eine Einführung in die Methoden und Lösungsverfahren der nichtlinearen Optimierung. Darauf folgt die Beschreibung der Fahrzeugaufbauregelung als Optimierungsproblem in Normalform. Dafür werden die von außen auf das Fahrzeug einwirkenden Längs- und Querkräfte aus der zukünftigen Bahnkurve berechnet. In Abhängigkeit dieser Kräfte sowie der durch die Fahrwerkskomponenten aufgebrauchten Kräfte wird die Fahrzeugbewegung mithilfe eines physikalischen Modells beschrieben. Abschließend werden die Anforderungen aus Kapitel 2 und 3 in die Zielfunktion des Optimierungsproblems überführt und die Wirkung der Zielfunktionsparameter auf die Fahrzeugdynamik aufgezeigt.

Kapitel 6 behandelt die Implementierung der Regelung in MATLAB bzw. MATLAB SIMULINK. Zur Lösung des Optimierungsproblems wird der Open-Source Solver IPOPT verwendet. Für die Anwendung des gradientenbasierten Verfahrens werden Gradient und Hesse-Matrix von Nebenbedingungen und Zielfunktion analytisch bestimmt sowie ein Verfahren zur Berechnung einer validen Startlösung vorgestellt. Die Regelung wird im Anschluss sowohl in eine Gesamtfahrzeugsimulation als auch in ein reales Fahrzeug implementiert.

Das Potential des neuen Regelkonzepts wird abschließend in der Simulation und im Fahrversuch untersucht. Die Ergebnisse werden in **Kapitel 7** zusammengefasst. Im direkten Vergleich mit bestehenden Regelkonzepten kann in der Simulation das Potential der Vertikaltrajektorienplanung zur Komfortverbesserung nachgewiesen werden. Dieses Potential bestätigen die Ergebnisse aus dem Fahrversuch. In Versuchen mit einem weiteren Fahrzeug wird zudem die Übertragbarkeit des Ansatzes auf alternative aktive Fahrwerksysteme nachgewiesen.

Die Arbeit schließt in **Kapitel 8** mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse und dem Ausblick auf weitere Forschungsthemen.

1.3. Fahrzeugkoordinaten

Die in dieser Arbeit verwendeten Variablendeklarationen entsprechen den in der *DIN ISO 8855* festgelegten Bezeichnungen [31]. Die geometrischen Größen sind in Abb. 1.3 dargestellt. Das fahrzeugfeste Koordinatensystem liegt im Fahrzeugschwerpunkt. Die x -Achse des Rechtssystems zeigt nach vorn, die y -Achse in Fahrtrichtung links und die z -Achse nach oben. Der Winkel φ um die x -Achse (nicht dargestellt) wird als Wankwinkel bezeichnet, der Winkel θ um die y -Achse als Nickwinkel und der Winkel ψ um die z -Achse als Gierwinkel. Die Spurweiten vorn (w_f) und hinten (w_r) bezeichnen den Abstand der Radmittelpunkte der jeweiligen Achse. Der Radstand l ist die Summe aus dem Abstand zwischen Vorderachsmittle und Schwerpunkt l_f sowie Hinterachsmittle und Schwerpunkt l_r . Die Variablen r_f und r_r bezeichnen die dynamischen Rollradien für Vorder- und Hinterräder. Die Höhe des Schwerpunkts über dem Boden wird als h_{COG} bezeichnet. Wenn zwischen einzelnen Fahrzeugecken unterschieden wird, bezeichnet der Index 1 die vordere linke Fahrzeugecke, 2 vorn rechts, 3 hinten links und 4 hinten rechts. Die Fahrzeugecke beschreibt hierbei den Anbindungspunkt der Radaufhängung an die Karosserie.

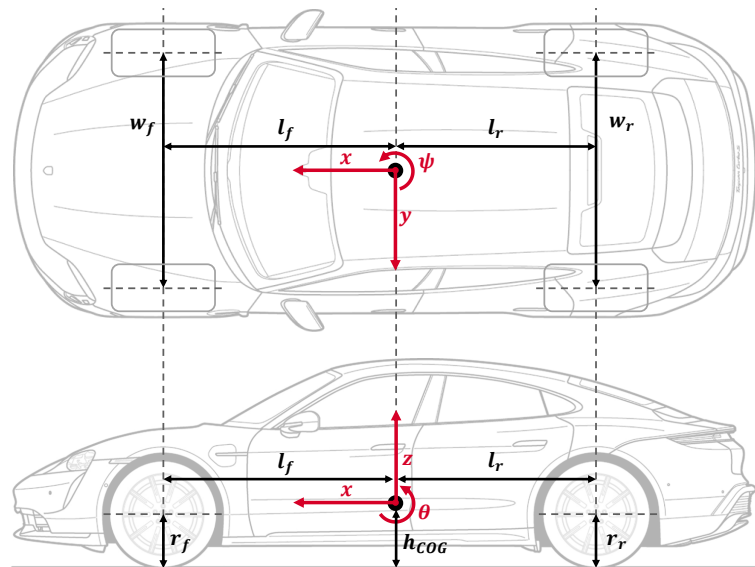


Abbildung 1.1.: Definition des Fahrzeugkoordinatensystems und Geometrie nach DIN ISO 8855

1.4. Beschreibung der betrachteten Fahrwerksysteme

Insbesondere in Fahrzeugen der Oberklasse, aber zunehmend auch in den günstigeren Fahrzeugklassen, werden in den letzten Jahren vermehrt mechatronische Vertikaldynamiksysteme eingesetzt. Gründe hierfür sind die Verbesserung der Fahrzeugeigenschaften im Zielkonflikt zwischen Fahrdynamik und Fahrkomfort sowie die Möglichkeit, Zusatzfunktionen wie z.B. Heckabsenkung oder Beladungsausgleich zur Reduktion des Verbrauchs (Niveauregelung) darzustellen. Die Systeme erlauben je nach Ausbaustufe eine Anpassung der Feder- und/oder Dämpferkennlinie und können nach ihrem Arbeitsbereich im Kraft-Weg/Geschwindigkeits Diagramm eingeteilt werden (siehe Abb. 1.4): Herkömmliche Fahrwerke ohne verstellbare Komponenten werden als passiv

bezeichnet. Systeme mit schaltbaren Kennlinien (z.B. Verstelldämpfer, Luftfeder) sind adaptive Systeme. Als semiaktiv werden Systeme mit kontinuierlich verstellbarem Kraft-Weg/Geschwindigkeits-Kennfeld ohne zusätzliche Einbringung von externer Energie bezeichnet. Systeme mit aktivem Energieeintrag, die damit auch den 2. und 4. Quadranten des Kennfelds nutzbar machen, heißen aktive Systeme. Letztere werden nach ihrer Systemdynamik noch in langsam aktiv ($> ca. 0,3s$) und (voll-)aktiv unterschieden. Beispiele für letztere sind die Fahrwerksysteme *ActiveBodyControl* [78] und *e-ActiveBodyControl* [76] der Mercedes Benz AG sowie Audis *vorausschauendes Aktivfahrwerk* [5]. Diese Systeme zeigen das Maximum des derzeit technisch und wirtschaftlich Möglichen an. Sie werden jeweils mit einer Luftfeder kombiniert.

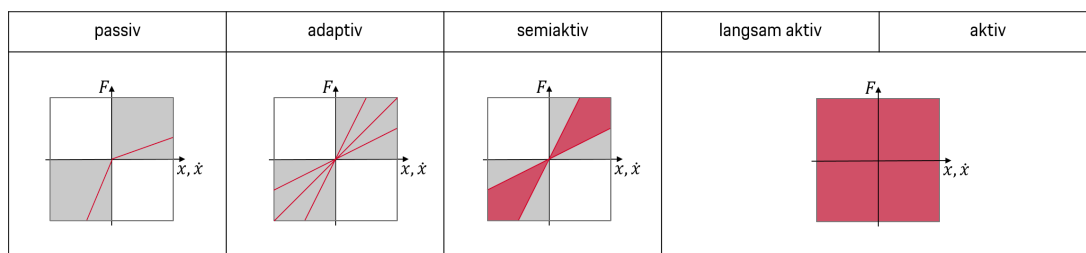


Abbildung 1.2.: Einteilung von Vertikaldynamiksystemen nach der Ausfüllung des Kraft-Geschwindigkeit-Kennfelds (nach [112])

Aufgrund der Möglichkeit, alle Aufbaufreiheitsgrade zu beeinflussen, ist das Potential voll-aktiver Systeme zur Beeinflussung des Fahrkomforts am größten. Deshalb konzentrieren sich sämtliche Überlegungen in dieser Arbeit auf aktive Systeme. Mit welchem Wirkprinzip (elektromechanisch, elektrohydraulisch, ...) die Kräfte zwischen Rad und Aufbau erzeugt werden, ist dabei in erster Linie nicht relevant.

Für die Simulationen und Fahrversuche zur Validierung des entwickelten Regelkonzepts werden, um die Übertragbarkeit des Ansatzes auf verschiedene Architekturen aufzuzeigen, zwei Systemarchitekturen mit unterschiedlichem physikalischen Wirkprinzip betrachtet, welche in den Abb. 1.3 und 1.4 jeweils schematisch für eine Fahrzeugecke dargestellt sind.

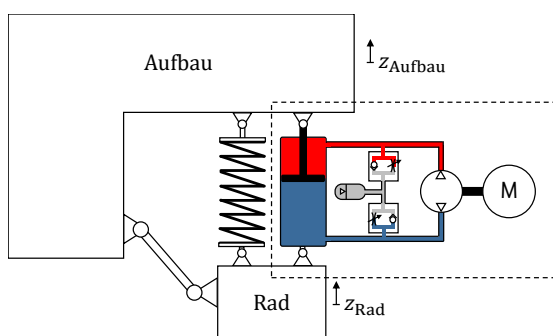


Abbildung 1.3.: Aktives Fahrwerk mit elektrohydraulischem Aktor

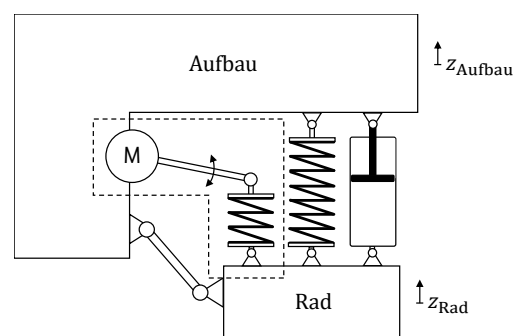


Abbildung 1.4.: Aktives Fahrwerk mit elektro-mechanischem Aktor

Die linke Grafik zeigt ein elektrohydraulisches System. Der hydraulische Aktor ist parallel zur Feder zwischen Rad und Aufbau angeordnet (Luft- oder Schraubenfeder). Über je einen Ventilblock auf der Zug- und Druckseite des Trennkolbens ist der Aktor an eine elektrisch angetriebene Hydraulikpumpe angeschlossen, mit welcher aktiv ein Volumenstrom in eine der Kammern

gefördert und damit eine Kraft aufgebaut werden kann. Mit der Ventilbestromung und dem Volumenstrom der Pumpe ergeben sich damit zwei Stellgrößen zur Einstellung der Aktorkraft.

Die rechte Grafik zeigt ein elektromechanisches System. Das Prinzip entspricht dem im Audi A8 (D5) verfügbaren prädiktivem Aktivfahrwerk. Der Aktor ist parallel zu Feder und Dämpfer verbaut. Mit einer elektrischen Maschine wird eine Feder vorgespannt, über welche die Kraft eingeleitet wird. Parallel dazu sind Dämpfer und Luftfeder angeordnet. Technisch wird dies bei Audi über eine Drehstabfeder gelöst, die mit einer Koppelstange am Radträger angebunden ist [4].

Unabhängig vom Wirkprinzip erlauben es beide Systeme, radindividuell Kräfte in Zug- und Druckrichtung zwischen Aufbau und Rad zu stellen und damit sowohl Wank- als auch Nick- und Hubbewegung zu regeln. Je nach Ausführung der Komponenten unterscheiden sich die Systeme in der darstellbaren Maximalkraft und Stelldynamik. Für das in dieser Arbeit entwickelte Regelkonzept sind jedoch aufgrund der geringen Dynamikanforderungen grundsätzlich beide Systeme geeignet. Je nach verwendeter Systemarchitektur sind kleine Anpassungen am Modell notwendig, die an den entsprechenden Stellen erläutert werden.

1.5. Entwicklungsmethodik

Für die Entwicklung von Software existieren diverse Vorgehensmodelle. Ziel dieser Modelle ist die Vorgabe einer Struktur für die Entwicklungsabläufe zu schaffen. Das 1970 publizierte Wasserfallmodell strukturiert den Softwareentwicklungsprozess in fünf Abschnitte. Während der *Anforderungsanalyse* werden die Anforderungen an die Funktion der Software spezifiziert und in einer Anforderungsdefinition festgehalten. Darauf folgt das *Systemdesign*. Ziel ist die Festlegung der Softwarearchitektur. Erst wenn die funktionalen Beziehungen zwischen Softwaremodulen und technischen Komponenten definiert sind folgt die eigentliche *Programmierung* zur Erstellung der Software. Das *Testing* besteht aus dem Modultest für einzelne Softwarekomponenten, dem Integrationstest zur Sicherstellung des korrekten Zusammenspiels voneinander abhängiger Komponenten eines Gesamtverbunds und abschließend dem Systemtest, in dem das Gesamtsystem auf die Erfüllung der Anforderungsdefinition hin getestet wird. Abgeschlossen wird der Entwicklungsprozess im Wasserfallmodell mit dem *Einsatz und Wartung* der Software [8]. Ausgehend vom Wasserfallmodell wurden im Laufe der Jahre zahlreiche alternative Vorgehensmodelle entwickelt. Zu den bekanntesten zählt das V-Modell nach ВОЕНМ, bei dem Entwurfs- und Teststufen gegenüber gestellt werden [14, 55]. Sowohl Wasserfall- als auch V-Modell sind sequentiell aufgebaut und bieten damit wenig Flexibilität gegenüber dynamischen Änderungen der Anforderungen, die in der Realität nicht auszuschließen sind. An dieser Stelle setzt die agile Softwareentwicklung als Sammelbegriff für flexiblere Methoden, die kurzfristige Änderungen erlauben an [36].

Für die Entwicklung der Softwarefunktion in dieser Arbeit lassen sich die standardisierten Vorgehensmodelle nur bedingt anwenden. Dies liegt einerseits daran, dass die zugehörigen Rollenbeschreibungen (z.B. Projektmanagement, Qualitätssicherung, Testmanagement) nur von einer Person ausgeübt werden können und andererseits daran, dass im Gegensatz zu Serienprojekten deren Ziel die Entwicklung einer abgesicherten Funktion ist, das Hauptaugenmerk in diesem Fall auf der Vorentwicklung bzw. Machbarkeitsuntersuchung der Funktion liegt. Die grundlegende Struktur des V-Modells bietet jedoch auch für die Vorentwicklung einen guten Anhaltspunkt. In Abb. 1.5 sind die Phasen des V-Modells nach KNEUPER den Kapiteln der Arbeit gegenüber gestellt [70].

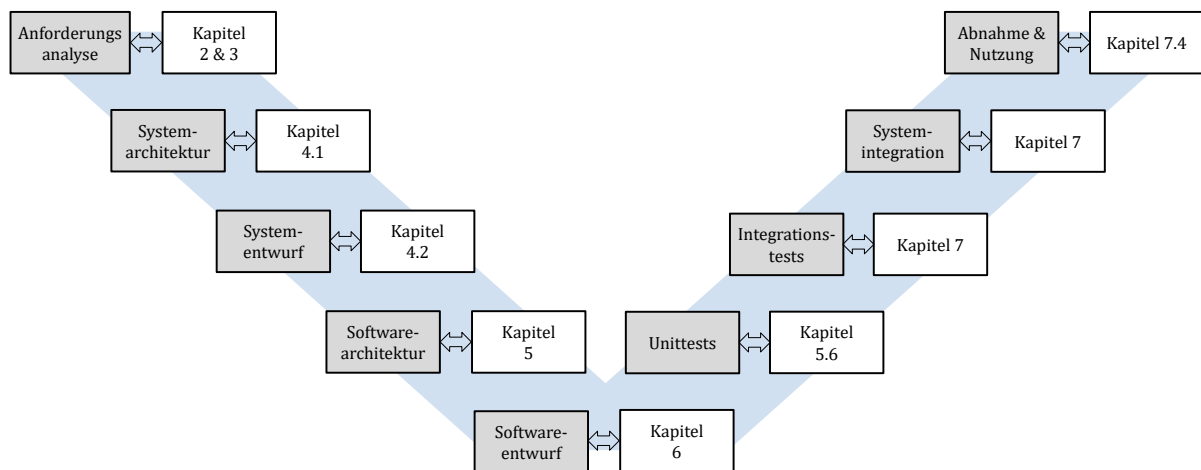


Abbildung 1.5.: Aufteilung der Arbeit nach den Phasen des V-Modells (vgl: [70])

Die Anforderungsanalyse beinhaltet die Literaturrecherche zu den Komfortanforderungen automatisierter Fahrzeuge sowie die beiden durchgeführten Probandenstudien zur Erweiterung der Anforderungen. Anschließend wird basierend auf dem Stand der Technik das Regelkonzept entworfen, detailliert und implementiert. Im ersten Schritt des Testings wird ausschließlich die Regelung selbst, ohne weitere Komponenten, getestet. Anschließend folgen Tests im Fahrzeugverbund mithilfe der Gesamtfahrzeugsimulation und abschließend die Integration ins Fahrzeug sowie die Validierung des Konzepts als Abnahmemeilenstein.

2. Anforderungen an den Fahrkomfort automatisierter Fahrzeuge

Der Begriff Komfort beschreibt „auf technisch ausgereiften Einrichtungen beruhende Bequemlichkeiten [und] Annehmlichkeiten“ [35]. Dabei ist nicht definiert, wie eine technische Einrichtung wirken muss, um als angenehm empfunden zu werden. Vielmehr wird Komfort von jedem Menschen individuell beurteilt, wobei die jeweilige Empfindung unter anderem auf den eigenen vorangegangenen Erfahrungen beruht. Auch wenn Komfort an sich subjektiv ist, können Einflüsse auf das Komfortempfinden von Menschen für bestimmte Anwendungsfälle identifiziert werden, die für den Großteil der Bevölkerung zutreffen. Am Beispiel von Personenfahrzeugen definiert ELBANHAWI acht Einflüsse auf den *Mitfahrkomfort*: Luftqualität im Innenraum, Akustik, Temperatur, Schwingungen, Natürlichkeit, Sicherheitsempfinden, Störungen und Reiseübelkeit [38]. Die letzten vier Aspekte gewinnen laut ELBANHAWI bei automatisiertem Fahren an Bedeutung, wenn die Fahraufgabe an eine Maschine abgegeben wird. BUBB definiert Komfort als Zusammenspiel von klimatischen, anthropometrischen (ergonomischen), akustischen Eigenschaften und der Fahrzeugfederung [21]. Mit Ausnahme der Luftqualität und der Temperatur werden alle dieser Aspekte direkt oder indirekt von der Auslegung des Fahrverhaltens bzw. des Fahrwerks beeinflusst. Insbesondere für automatisiertes Fahren sollten deshalb die Möglichkeiten des Fahrwerks hinsichtlich der Optimierung der beschriebenen Aspekte untersucht werden.

Mit dem Wandel des Autos vom reinen Transportmittel hin zum Aufenthalts- bzw. Arbeitsort kommt dem Thema Komfort auch in Zukunft eine steigende Bedeutung zu. Laut SCHILLER sind sowohl Komfort- als auch der Zeitgewinn für über 70 Prozent der deutschen Autofahrer die Hauptmotivation für automatisiertes Fahren [90]. In einer weiteren Studie von MÜLLER bewerten 67 % der Befragten Komfort als wichtigen Aspekt für automatisiertes Fahren. Auf die Frage welchen Nutzen automatisiertes Fahren bietet, ist Komfort die meistgenannte Antwort [79].

Um ein komfortables, den Anforderungen an die Fahreigenschaften gerechtes Fahrverhalten zu generieren, muss die Regelung aktiver Fahrwerksysteme dahingehend appliziert bzw. angepasst werden. In diesem Kapitel wird deshalb auf Verfahren zur Objektivierung des Vertikal, Quer- und Längskomforts sowie auf die Einflussmöglichkeiten des Fahrwerks eingegangen. Zudem wird der Stand der Technik zur Beschreibung von Reiseübelkeit im Kontext automatisierter Fahrzeuge aufgezeigt sowie auf Lösungsansätze zur Vermeidung bzw. Reduktion eingegangen.

Diese Analysen bilden die Grundlage für die Bewertung bestehender Regelkonzepte für aktive Fahrwerksysteme hinsichtlich ihrer Eignung für automatisiertes Fahren, die Einstellung der Parameter des entwickelten Regelkonzepts sowie abschließend der objektiven Bewertung dieses Konzepts.

2.1. Aspekte des Fahrkomforts für automatisiertes Fahren

Zahlreiche Studien beschäftigen sich mit der Objektivierung des Fahrkomforts. Dem Großteil der Objektivierungsverfahren liegt dabei die Annahme zugrunde, dass optimaler Komfort bei vollständiger Kompensation der Anregung gegeben ist. Laut SAUER ist diese Annahme nicht für alle Anwendungsfälle zutreffend. Am Beispiel eines Sportwagens erläutert er in [89], dass eine gewisse Rückmeldung über Fahrbahnbeschaffenheit und Fahrzustand notwendig ist, um Sicherheitsempfinden und damit auch Fahrspaß und Komfort zu schaffen. Er geht zudem darauf ein, dass durch die Abstimmung des Fahrwerks sichergestellt werden muss, dass möglichst wenige Eigenfrequenzen von Organen und Extremitäten angeregt werden. STROHM betont in [101] den Bedeutungsverlust der Rückmeldung des Fahrzustands beim automatisierten Fahren. Normen, wie die ISO 2631 [62] und BS 6841 [20] basieren auf den Erkenntnissen von Probandenstudien und Mensch-Modellen und stellen die gängigen Methoden für die Bewertung von Schwingungskomfort auf Basis von Effektivwerten der Beschleunigung dar [69, 22, 98]. Eine weitere Komfortbewertung kann über die Maximalwerte der Beschleunigungen erfolgen [98]. Sinnvoll ist dies um die Reaktion des Fahrzeugs auf Einzelereignisse, wie Schlaglöcher, Gullideckel und Fahrbahnschwellen zu bewerten. Aktive Fahrwerke mit Vorausschau ermöglichen die fast vollständige Kompensation solcher Hindernisse und können damit zu einem störungsfreien Fahren beitragen [100]. Bedenkt man die Möglichkeit im Auto zu arbeiten, erscheint diese Funktionalität im Hinblick auf eine komfortable Arbeitsatmosphäre sinnvoll.

Neben der vertikalen Komponente wird die Empfindung des Fahrkomforts und des Sicherheitsempfindens in ähnlichem Maße durch die auftretenden Längs- und Querschleunigungen beeinflusst [111, 7]. Beim konventionellen Fahren sind die Beschleunigungsamplituden abhängig vom Fahrstil. Bei der Auslegung von Advanced Driver Assistance Systemen (ADAS) wird der Komfort in Form von Grenzwerten für Beschleunigung und Ruck in Längs- und Querrichtung berücksichtigt [7]. Die Einstellung dieser Grenzen bestimmt die Abstimmung des Fahrzeugs und damit die Einordnung in ein Fahrzeugsegment. Sie werden für einen Sportwagen betragsmäßig höher liegen als für eine Limousine. Durch die Möglichkeit den Fahrzeugaufbau gegenüber der Straße zu verdrehen und damit die auf die Insassen einwirkenden Beschleunigungen innerhalb gewisser Grenzen zu beeinflussen, eröffnen aktive Fahrwerksysteme auch die Möglichkeit den Längs- und Querkomfort aktiv zu beeinflussen. Ein Beispiel hierfür ist die Kurvenneigefunktion, die in Abschnitt 2.4 im Detail betrachtet wird.

Mit der fortschreitenden Entwicklung automatisierter Fahrzeuge gewinnt das Thema Reiseübelkeit zunehmend an Bedeutung. Hierfür gibt es zwei maßgebliche Gründe: Einerseits führt die Transformation vom aktiven Fahrer hin zum Beifahrer zu einem Verlust an Kontrolle über das Fahrzeug und damit auch an Situationsbewusstsein [29]. Andererseits wird durch die Möglichkeit zur Ausführung fahrfremder Tätigkeiten, wie Arbeiten, Lesen oder Schlafen das Risiko für Übelkeit weiter erhöht [28]. Aus einer Studie von SIVAK geht hervor, dass globale Unterschiede bei den Nutzungsszenarien automatisierter Fahrzeuge existieren. Auf Basis der Antworten auf die Frage, wie die Befragten die gewonnene Reisezeit nutzen würden, schätzt er das Risiko für ein häufigeres Auftreten von Reiseübelkeit auf 25 % bis 50 % je nach Region [95]. Die Ursache für Reiseübelkeit steht im Zusammenhang mit der wahrgenommenen Bewegung. Insofern ist zu klären, wie das Fahrwerk oder Fahrwerksysteme in Zukunft dazu beitragen können, Reiseübelkeit zu reduzieren oder gänzlich zu vermeiden.

Die genannten Punkte können in vier Kategorien eingeteilt werden: allgemeiner Vertikalkomfort, Kompensation von Einzelereignissen, Quer- und Längsbeschleunigungskompensation und

Reiseübelkeit. Im Folgenden wird für jede dieser Kategorien der Stand der Technik der Objektivierungsmethoden aufgezeigt.

2.2. Allgemeiner Vertikalkomfort

Als Grundlage für die Beschreibung des subjektiven Komforteindrucks auf Basis messbarer Größen wird in den meisten Betrachtungen die Beschleunigung des Körpers im Raum herangezogen. Dabei muss die Empfindlichkeit des menschlichen Körpers gegenüber Anregungen verschiedener Frequenzen berücksichtigt werden. Hierfür haben sich insbesondere die internationale Norm ISO 2631 [62] bzw. ihre regionalen Pendanten, die britische BS 6841 [20] und die deutsche VDI 2057 [105] etabliert. Alle drei Normen sind Verfahren zur Bewertung von Ganzkörperschwingungen. Sie unterscheiden sich in geringem Maße in den Werten der Frequenzgewichtungsfunktionen und den Wertebereichen zur Zuordnung von Objektivwert und Subjektivbewertung (nicht unkomfortabel bis extrem unkomfortabel), führen in der Regel jedoch zu vergleichbaren Ergebnissen. Aufgrund der großen Übereinstimmung der Verfahren, wird im Folgenden die Bewertung anhand der ISO 2631 ausgeführt. Mit der Möglichkeit, fahrfremde Tätigkeiten auszuführen, ändern sich in Zukunft die Haltung und der Aufmerksamkeitszustand der Fahrzeuginsassen. Um dies zu berücksichtigen, werden Verfahren entwickelt, um die bestehenden Normen hinsichtlich einer Berücksichtigung dieser Änderungen anzupassen.

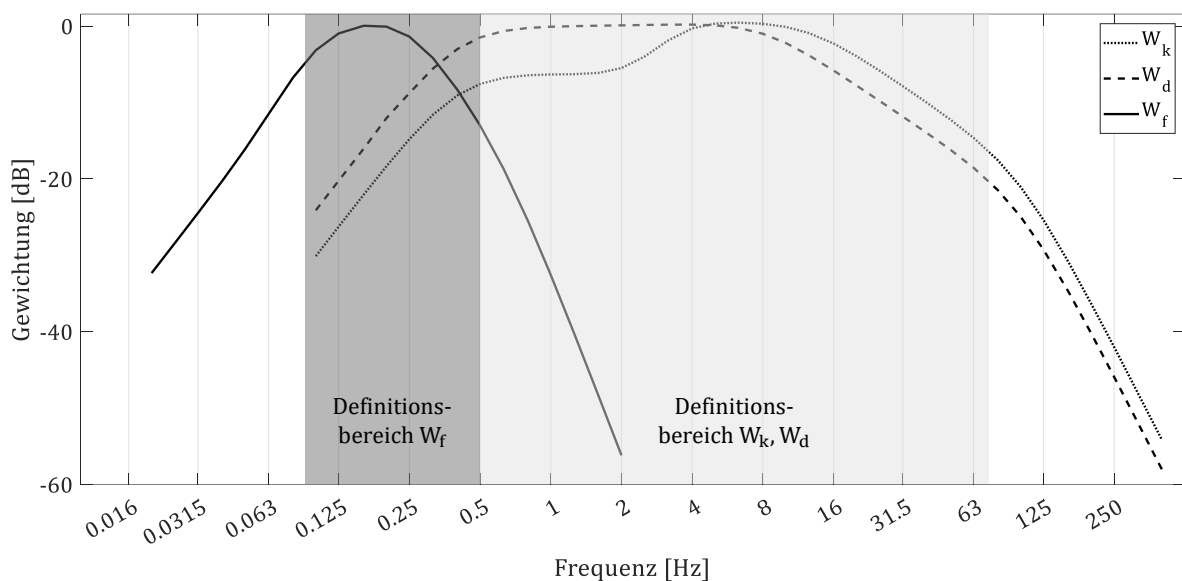


Abbildung 2.1.: Frequenzabhängige Gewichtungsfunktionen nach ISO 2631 [62]

2.2.1. Komfortbeurteilung nach ISO 2631

Die ISO 2631 beschreibt ein Verfahren zur Quantifizierung des Einflusses von Schwingungsanregungen im Frequenzbereich von 0,1 bis 80 Hz auf die Gesundheit und das Komfortempfinden. Die

Norm besteht aus mehreren Teilen, wobei sich Teil zwei bis fünf jeweils auf nicht automobilspezifische Spezialfälle, wie Gebäudeschwingungen beziehen. Dieser Abschnitt bezieht daher sich ausschließlich auf die ISO 2631-1.

Die Modellierung der menschlichen Wahrnehmung basiert auf frequenzabhängigen Gewichtungsfunktionen, die als Kombination von Tief- und Hochpassfiltern gebildet werden. Grundlage für alle in der Norm definierten Kennwerte sind die frequenzgewichteten Beschleunigungen, wobei die Gewichtungsfunktionen sowohl Richtungs- als auch Messpunktabhängig sind. Abbildung 2.1 zeigt die Frequenzbewertungskurven für verschiedene Anregungen über der Frequenz. Die Kurven W_k und W_d sind jeweils im Bereich zwischen 0,5 und 80 Hz definiert. W_k bezieht sich auf Vertikalbewegungen, W_d wird zur Bewertung von Längs- und Quer-Bewegungen angewandt. Die Gewichtungskurve W_f erlaubt eine Bewertung des Risikos für Reiseübelkeit. Nach Studienergebnissen von McCauley [74] tritt Reiseübelkeit insbesondere bei niederfrequenten Bewegungen auf. Aus diesem Grund ist der Frequenzbereich für W_f von 0,1-0,5 Hz definiert. Detaillierte Betrachtungen zum Thema Reiseübelkeit folgen in Abschnitt 2.5. Zusätzlich stellt die Norm weitere Gewichtungen für Messungen an der Rückenlehne bzw. am Kopf und Rotationsbewegungen zur Verfügung, die in dieser Arbeit jedoch keine Anwendung finden.

Für die sogenannte Standardauswertung nach ISO 2631 wird die gemessene Beschleunigung zunächst mit der jeweiligen Bewertungsfunktion gefiltert und anschließend der Effektivwert (engl. RMS) der gewichteten Beschleunigung a_w nach 2.1 berechnet, wobei N die Anzahl der Messpunkte bezeichnet:

$$\hat{a}_w = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N a_w^2(k)} \quad (2.1)$$

Für mehrachsige Anregungen, definiert die ISO 2631 den *Vibration Total Value* (VTV) als Vektorsumme der Effektivwerte der gewichteten Beschleunigungen (\hat{a}_{wx} , \hat{a}_{wy} , \hat{a}_{wz}) in den drei Raumrichtungen als:

$$\text{VTV} = \sqrt{k_x^2 \hat{a}_{wx}^2 + k_y^2 \hat{a}_{wy}^2 + k_z^2 \hat{a}_{wz}^2} \quad (2.2)$$

Die Faktoren k_x , k_y und k_z sind abhängig von der Messposition des jeweiligen Beschleunigungssignals. Der Kennwert VTV lässt sich nach Tabelle 2.1 zu Subjektivbeurteilungen zuordnen:

Tabelle 2.1.: Zuordnung Subjektivurteil zu Kennwert Vibration Total Value

VTV in m/s^2	Subjektivurteil
< 0,315	nicht unkomfortabel
0,315 - 0,63	leicht unkomfortabel
0,5 - 1	ziemlich unkomfortabel
0,8 - 1,6	unkomfortabel
1,25 - 2,5	sehr unkomfortabel
> 2	extrem unkomfortabel

ENDERS bestätigt in einer Studie zur Beurteilung der Übereinstimmung objektiver und subjektiver Komforteinschätzungen unterschiedlicher Dämpfereinstellungen die Anwendbarkeit der ISO 2631 und BS 6841. Die weiteren untersuchten Methoden führen nicht zu signifikanten Korrelationen [39].

2.2.2. Einfluss des Aufmerksamkeitszustands auf die Komfortwahrnehmung

Neben der Schwingungsanregung selbst beeinflusst zusätzlich die Haltung der Fahrzeuginsassen die Wahrnehmung und das Komfortempfinden. GROENESTEJN zeigt in ihrer Studie in [51] den Einfluss verschiedener Aktivitäten auf das Komfortempfinden von Passagieren in Fernverkehrszügen. Die untersuchten Aktivitäten: Lesen, Unterhalten, Schlafen und Arbeiten am Notebook führen zu jeweils unterschiedlichen Haltungen und Komfortbewertungen, wobei Unterhalten zumeist in aufrechter Sitzposition als angenehmste und Arbeiten meist mit nach vorn geneigtem Kopf als unangenehmste Aktivität empfunden wird.

In [23] schlägt BURKHARD eine Erweiterung des ISO 2631-1 Standards vor, bei dem neben den fahrzeugfesten Beschleunigungsaufnehmern zusätzliche Sensoren am Körper verwendet werden. Zur Aufzeichnung der Daten wird ein sogenanntes *Body Measurement System* (BMS), bestehend aus Beschleunigungs- und Drehratenaufnehmern an Kopf und Rumpf verwendet [22]. Zur Überprüfung des erweiterten Modells werden in einer Fahrstudie mit 50 Probanden die Übereinstimmung zwischen Subjektivurteil und Objektivwert des Modells mit der ISO 2631 verglichen. Dabei werden die beiden Zustände aufmerksam und abgelenkt (Umfrage auf einem Tablet) verglichen. Die Ergebnisse zeigen, dass mit Nebenbeschäftigung und ohne Blick auf die Straße, signifikant höhere Beschleunigungen am Kopf auftreten als ohne Nebenbeschäftigung. Die Subjektiveurteilung der Probanden zeigt für den aufmerksamen Zustand ohne Nebenbetätigung sowohl gute Übereinstimmung mit der ISO2631-1 als auch mit dem erweiterten Modell. Im abgelenkten Zustand zeigt das erweiterte Modell eine verbesserte Korrelation zwischen objektivem Messwert und Subjektiv-Urteil.

2.3. Kompensation von Einzelereignissen

Die Überfahrt von Einzelereignissen mit positiver (z.B. Fahrbahnschwelle) und negativer (z.B. Schlagloch) Richtung gewinnt im Kontext des automatisierten Fahrens an Bedeutung. Insbesondere bei fahrfremden Tätigkeiten ohne Sicht aus dem Fenster kann der Körper nicht auf den sprunghaften Anstieg der Vertikalbeschleunigung reagieren. Erst durch die Entkopplung des Fahrgastraums von der Straße wird das Fahrzeug zum Arbeits- bzw. Wohnraum und die Konzentration auf Nebenaktivitäten ermöglicht [58]. Aus diesem Grund muss sichergestellt werden, dass das Fahrwerk sprunghafte Einzelereignisse bestmöglich kompensiert. Da eine optimale Reaktion auf Einzelereignisse aufgrund der endlichen Dynamik nicht möglich ist, kann durch eine Vorausschauinformation hier zusätzliches Potential gehoben werden.

CALISKAN zeigt, dass bereits mit semi-aktiven Dämpfungssystemen die auftretende Vertikalbeschleunigung bei der Überfahrt eines bekannten Hindernisses fast um Faktor 2 verringert wird [24]. Bereits 2007 stellt MERCEDES BENZ im Konzeptfahrzeug F700 die damals noch als *PRE-SCAN Fahrwerk* bezeichnete Technik vor, bei der durch die Abtastung der Straße mit einem Laserscanner

Bodenunebenheiten erkannt und durch aktives Einziehen der Räder nahezu vollständig kompensiert werden [100]. In [99] zeigt STREITER, dass mit einem solchen aktiven Fahrwerk eine Reduktion um bis zu Faktor 10 möglich ist.

Als Bewertungskriterium für die Kompensationsfähigkeit von Einzelanregungen stellt die ISO 2631 mit dem *Vibration Dose Value* (VDV) und *Maximum Transient Vibration Value* (MTVV) weitere Kennwerte zur Verfügung.

Der VDV wird analog zum Effektivwert, jedoch statt dem Quadrat mit der vierten Potenz gebildet und gewichtet hierdurch Beschleunigungsspitzen stärker:

$$\text{VDV}(a_w) = \sqrt[4]{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^N a_w^4(k)} \quad (2.3)$$

Der MTVV beschreibt den Maximalwert der gewichteten Beschleunigung und ist ein Maß für die transienten Beschleunigungsspitzen. Zur Berechnung wird anstelle des Effektivwerts der gleitende Effektivwert nach Gl. 2.4 verwendet. Der gleitende Effektivwert berücksichtigt für den Betrachtungszeitpunkt (t_O) auch die vorangegangenen Zeitschritte und wirkt hierdurch vergleichbar wie ein Tiefpassfilter. Über den Faktor τ wird das Fenster für die Glättung eingestellt. Die Norm empfiehlt $\tau = 1\text{ s}$.

$$a_w(t_O) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{-\infty}^{t_O} a_w(t)^2 \exp\left(-\frac{t-t_O}{\tau}\right) dt} \quad (2.4)$$

Die Norm empfiehlt die zusätzliche Angabe der beiden Kennwerte als Komfortkennwert, wenn folgende Grenzwerte überschritten werden:

$$\frac{\text{MTVV}}{a_w} = 1,5 \quad (2.5a)$$

$$\frac{\text{VDV}}{a_w T^{0,25}} = 1,75 \quad (2.5b)$$

Neben MTVV und VDV, schlagen GUILIANO ET AL. eine Kombination aus Effektivwert und gleitendem Effektivwert vor. Dabei wird die Stärke des Einzelereignisses als Differenz des Maximums des gleitenden Effektivwerts zum Effektivwert definiert [52].

2.4. Längs- und Querschleunigungsreduktion durch aktive Neigung des Fahrzeugs

Neben der Vertikalbewegung sind auch Wank- und Nickbewegung maßgeblich am Komfortempfinden beteiligt. WINNER UND WACHENFELD regen in [114] an, durch aktive Neigung des Fahrzeugaufbaus, Längs- und Querkkräfte (teilweise) zu kompensieren und damit die Fahrzeuginsassen möglichst vollständig vom Fahren zu entkoppeln und damit die Konzentration auf andere

Aufgaben zu ermöglichen. Sie weisen jedoch darauf hin, dass bedingt durch die zusätzliche Bewegung das Risiko von Reiseübelkeit ansteigen kann, weil visuelle und vestibuläre Empfindung voneinander abweichen. Eine Querkraftkompensation bzw. aktive Kurvenneigung setzen sowohl MERCEDES BENZ als auch AUDI bereits um. Dabei wird der Fahrzeugaufbau um bis zu 3° in die Kurve geneigt [76, 5].

Die für die aktive Neigung erforderliche Rotationsbewegung sollte im Optimalfall so gestaltet werden, dass die Wahrnehmungsschwellen des Vestibulärorgans nicht überschritten werden. Für die Wahrnehmungsschwellen der Bewegungen in den Freiheitsgraden des Fahrzeugs wurden in Laborexperimenten Richtwerte ermittelt. Für die translatorischen Beschleunigungen liegt die Wahrnehmungsschwelle zwischen $0,05$ und $0,28 \text{ m/s}^2$, wobei der Großteil der Studien die Schwelle bei ca. $0,2 \text{ m/s}^2$ ermittelt. Die Wahrnehmungsschwellen für die rotatorischen Geschwindigkeiten liegen meist im Bereich von $2,5$ - $3,5^\circ/\text{s}$, Drehbeschleunigungen werden je nach Quelle ab ca. 2 - $6^\circ/\text{s}^2$ wahrgenommen [13].

Im Kontext der Neigetechnik von Zügen untersucht KUFVER verschiedene Regelstrategien für die aktive Neigung. Er entwickelt eine Regelstrategie zur Einstellung des optimalen Verhältnisses zwischen Querschleunigungskompensation und Wankbewegung auf Basis des sog. P_{CT} -Kennwerts, welcher den Fahrkomfort für stehende und sitzende Passagiere als Funktion von Querschleunigung, Querruck und Wankgeschwindigkeit angibt [71]. Da der Streckenverlauf durch die Schiene vorgegeben und damit bekannt ist, kann mit der Strategie der Wagen bereits vor einer Kurve angestellt werden, sodass die Wankgeschwindigkeit geringer ausfällt. Die Fahrwerkgeometrie von Zügen erlaubt Maximalwinkel im Bereich von ca. 8° . In Verbindung mit der zusätzlichen Überhöhung der Gleise fällt die bei Zügen erreichte Kompensation im Vergleich zum Auto höher aus. Die hohe Kompensationsrate führt jedoch bei Passagieren ebenfalls mit höherer Wahrscheinlichkeit zu Übelkeitsempfinden. Infolge dessen untersucht FOERSTBERG Varianten mit unterschiedlich starker Ausprägung. Seine Ergebnisse zeigen, dass bereits eine leicht schwächere Kompensation von 55% das Risiko für Reiseübelkeit um 25 - 40% senkt [44].

Potentialabschätzung der aktiven Kurvenneigung im Auto Zur Abschätzung des Potentials der aktiven Kurvenneigung werden die geometrischen Verhältnisse (siehe Abb. 2.2) bei der Kurvenfahrt betrachtet.

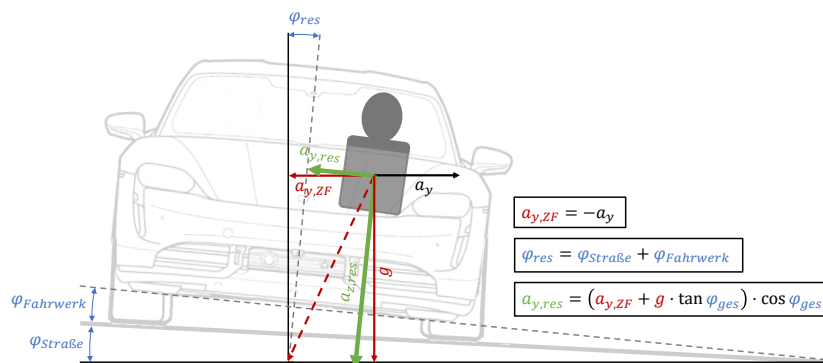


Abbildung 2.2.: Querschleunigungskompensation durch Kurvenneiger

Der Gesamtwankwinkel des Fahrzeugs setzt sich aus der Straßenquerneigung $\varphi_{Strasse}$ und dem Wankwinkel des Fahrwerks $\varphi_{Fahrwerk}$ zusammen. Zusätzlich beeinflusst die Reifenein- bzw. aus-

federung den Fahrwerkswankwinkel, wird jedoch an dieser Stelle aufgrund des vergleichsweise geringen Einflusses vernachlässigt. Die von den Fahrzeuginsassen wahrgenommene Zentrifugalbeschleunigung entspricht bei vollständig horizontiertem Fahrzeug und ebener Straße der negativen Fahrzeugquerbeschleunigung ($a_{y,ZF} = -a_y$). Durch die Neigung des Fahrzeugs, wird ein Teil der Querbeschleunigung in die Vertikale projiziert, d.h. die resultierende Vertikalbeschleunigung $a_{z,res}$ nimmt zu, während die resultierende Querbeschleunigung $a_{y,res}$ reduziert wird. Für den Wankwinkel gilt:

$$\varphi_{res} = \varphi_{Strasse} + \varphi_{Fahrwerk} \quad (2.6)$$

Aus der Geometrie ergibt sich für die resultierende, auf die Insassen wirkende Beschleunigung:

$$a_{y,res} = (a_{y,ZF} + g \cdot \tan \varphi_{res}) \cdot \cos \varphi_{res} \Leftrightarrow a_{y,res} = a_{y,ZF} \cdot \cos \varphi_{res} + g \cdot \sin \varphi_{res} \quad (2.7)$$

Mit Anwendung der Kleinwinkelnäherung ($\sin \varphi = \varphi$ bzw. $\cos \varphi = 1$) und Einsetzen von $a_{y,ZF} = -a_y$ erhalten wir:

$$a_{y,res} = -a_y + g \cdot \varphi_{res} \quad (2.8)$$

Der maximal darstellbare Fahrwerkswankwinkel ist abhängig von der Spurweite und den maximalen Federwegen des Fahrzeugs. Die Spurweiten aktueller Fahrzeuge liegen im Bereich zwischen 1,55 m und 1,68 m (VW Golf 7 und Mercedes S-Klasse). Die maximalen Ein- und Ausfederwege sind abhängig von der Achsgeometrie und liegen in der Regel im Bereich zwischen ± 50 und ± 100 mm, wobei nicht der vollständige Federweg für die Neigung genutzt werden kann, damit ausreichend Restfederweg für den Ausgleich von Vertikalanregung zur Verfügung steht. Für den Wankwinkel gilt näherungsweise:

$$\varphi_{Fahrwerk,max} = \tan \left(\frac{\text{Federweg}}{\text{Spurweite}} \right) \quad (2.9)$$

Mit den angegebenen Werten für die Spurweiten und einem Federweg von 100 mm beträgt der maximale Wankwinkel ca. 3-4°. Eingesetzt in Gl. 2.8 ist damit eine Reduktion der erfahrenen Querbeschleunigung um 0,5-0,7 m/s² möglich. Die Straßenquerneigung beträgt in Deutschland in der Regel 2,5 % bzw. 1,4°, kann jedoch abhängig von der Straßengeometrie und dem Kurvenradius bis zu 8 % bzw. 4,5° betragen [18]. Im besten Fall ist damit durch die Überlagerung von $\varphi_{Strasse}$ und $\varphi_{Fahrwerk}$ eine Querbeschleunigungskompensation von bis zu 1,5 m/s² möglich.

Analog zur Querkraftkompensation ist durch eine aktive Nickbewegung des Fahrzeugs mit aktiven Fahrwerkssystemen auch die Kompensation von Längskräften darstellbar. Hierzu wird beim Beschleunigen die Karosserie an der Hinterachse angehoben und an der Vorderachse abgesenkt, beim Bremsen vorn angehoben und hinten abgesenkt. Aufgrund des kleinen Verhältnisses zwischen Federweg und Radstand heutiger Fahrzeuge, sind jedoch nur geringe Nickwinkel möglich und die kompensierbare Beschleunigung in Längsrichtung fällt demnach geringer aus als in Querrichtung. AUDI setzt die Längskraftkompensation bereits unter der Bezeichnung „Helikopterfunktion“ um [3].

Um das Potential der Längs bzw. Querkraftkompensation zu bewerten, muss die Kompensation in Relation zu den auftretenden Beschleunigungen im Fahrbetrieb gesetzt werden. In [6] stellt BAE

die Anforderungen an die bei der Fahrt in einem automatisierten Shuttle-Bus auftretenden Längs- und Querbeschleunigungen auf. Er orientiert sich dabei an Grenzwerten, die für den öffentlichen Personennahverkehr gelten und definiert den Bereich, in dem das Fahren als komfortabel empfunden wird zwischen $0,9$ und $1,47 \text{ m/s}^2$. ERIKSSON nennt einen etwas höheren Grenzwert von 2 m/s^2 [40]. Geht man davon aus, dass die realen Beschleunigungen automatisierter Personenfahrzeuge in diesem Bereich liegen, kann eine Kurvenneigefunktion dazu beitragen die Querbeschleunigung entweder 1) vollständig zu kompensieren oder 2) höhere Beschleunigungen zuzulassen ohne die Komfortschwelle zu überschreiten. Letzteres eröffnet Potential für eine Verringerung der Reisezeit auf der selben Strecke ohne Komfortverlust. Eine übliche Autobahnkurve ($R = 500\text{m}$ nach EKA2) [43] kann, ohne den Grenzwert von 2 m/s^2 zu überschreiten, mit aktiver Kurvenneigung rund 15 % bzw. 20 km/h schneller durchfahren werden als ohne Neigung. Verglichen mit einem passiven Fahrzeug, welches nach kurvenaußen wankt, ist der Vorteil noch größer und liegt bei ca. 35 km/h.

2.5. Reiseübelkeit / Kinetose

Reiseübelkeit, oft auch Kinetose oder Motion Sickness, beschreibt das Auftreten von Übelkeitssymptomen in Verbindung mit Bewegung. Dabei ist es unerheblich, ob der Körper selbst der Bewegung ausgesetzt ist oder die Bewegung nur optisch wahrgenommen wird. Schon in den 1970er Jahren beschäftigten sich McCauley und O'Hanlon mit der Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Vertikalschwingungen und dem menschlichen Befinden [74]. In weiteren Forschungsarbeiten in den folgenden Jahren wurden Ursachen für das Phänomen identifiziert und mathematische Modelle zur Beschreibung entwickelt. Einige dieser Ansätze zeigen gute Korrelationen mit den subjektiven Beurteilungen aus Probandenstudien. Aufgrund der multikausalen Zusammenhänge ist jedoch bis heute keine Theorie bekannt, die die Ursachen vollumfänglich beschreibt und eine zuverlässige Abschätzung der Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Reiseübelkeit ermöglicht [61]. Insbesondere die anwendungsbezogene Forschung konzentriert sich verstärkt auf Gegenmaßnahmen und Methoden zur Feststellung von Reiseübelkeit. Neben der Schifffahrt und dem Bahnverkehr wird das Thema in den letzten Jahren auch vermehrt in der Automobilindustrie betrachtet. Hauptbeweggrund ist die voranschreitende Entwicklung automatisierter Fahrzeuge [97]. Aus einer internationalen Studie von Schmidt et al. (vgl. Abb. 2.3) geht hervor, dass über 40 % der Befragten in den letzten fünf Jahren Symptome von Reiseübelkeit erlebt haben, während sie auf dem Rücksitz eines Autos saßen.

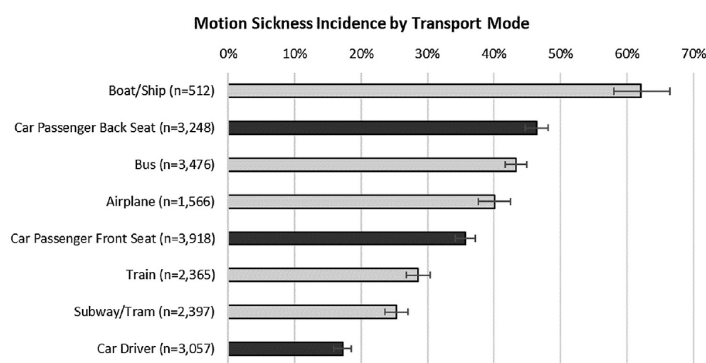


Abbildung 2.3.: Wahrscheinlichkeit für Reiseübelkeit nach Fahrzeugen [92]

Das Auto weist damit die zweitgrößte Wahrscheinlichkeit für Reiseübelkeit nach Booten auf (62 %). Für Fahrer:innen und Beifahrer:innen ist die Wahrscheinlichkeit aufgrund der besseren Sicht nach vorn etwas geringer (35 % für Beifahrer:innen, 18 % für Fahrer:innen) [92]. Aus der Studie geht zudem hervor, dass insbesondere jüngere Menschen zwischen 18 und 29 Jahren unter Reiseübelkeit leiden. So geben die über 50 Jährigen an im Schnitt in den letzten fünf Jahren nur halb so oft Reiseübelkeitssymptome erlebt zu haben. Außerdem zeigt sich eine Abhängigkeit von der Ethnie mit Maximum in China und Minimum in Deutschland. REASON UND BRAND stellen fest, dass Symptome erst bei Kindern ab 6-7 Jahren auftreten und anschließend die Empfindlichkeit mit dem Alter ansteigt. Das Maximum wird laut ihnen zwischen 16 und 20 Jahren erreicht und nimmt anschließend wieder ab [84]. Aus weiteren Studien von GRÄBER UND LAWTHORP geht hervor, dass Frauen im Allgemeinen öfter betroffen sind als Männer [48, 72].

Bereits heute ist Reiseübelkeit insbesondere für Beifahrer ein wichtiges Thema. Wieso das Interesse der Automobilindustrie an Gegenmaßnahmen dennoch in den letzten Jahren besonders steigt, wird klar, wenn man beachtet, wie groß der Anteil an Fahrten als Beifahrer gemessen an der Anzahl der Gesamtfahrten ist. Studien belegen, dass der Besetzungsgrad von Personenfahrzeugen sowohl in Deutschland [42] als auch in den Vereinigten Staaten [81] in den letzten 15 Jahren unverändert im Bereich von 1,5 liegt. Das bedeutet, dass derzeit der Großteil aller Fahrten im Auto allein vom Fahrer zurückgelegt wird, der zukünftig Beifahrer wird. Sowohl WADA [107] als auch DIELS UND BOS [29] nennen Änderungen im Fahrzeuginnenraum, wie entgegen der Fahrtrichtung ausgerichtete Sitze und kleinere Fensterflächen als weitere Einflussfaktoren auf das Auftreten von Reiseübelkeit.

Die Literatur liefert bereits Ansätze zur Vermeidung von Reiseübelkeit im Automobilbereich durch Anpassung der HMI (Human Machine Interface) [30, 66, 6], des Fahrzeuginnenraums [87] und angepasster Vertikaldynamik [37]. Der Beitrag des Fahrwerks besteht insbesondere darin, die Bewegung des Fahrzeugaufbaus zu reduzieren. EKCHIAN ET AL. untersuchen den Einfluss reduzierter Vertikal- und Wankbewegungen durch den Einsatz eines aktiven Fahrwerkaktors in einer Studie mit 14 Proband:innen. Hierfür reproduzieren sie die Anregung einer realen Messfahrt auf einem Prüfstand, sodass alle Probanden der gleichen Schwingungsbelastung ausgesetzt werden. Alle fünf Minuten wird das Befinden der Proband:innen auf einer Skala von 1-10 erfasst. Aus dem abschließenden Vergleich zwischen dem Fahrzeug ohne und mit aktivierter Fahrwerkregelung geht hervor, dass durch die Reduktion der Vertikal- und Wankbewegung die Übelkeitssymptome um ca. 70 % verringert werden können. Aus der Studie geht jedoch nicht hervor, welche Straßenregung verstärkt Symptome hervorruft und welcher Regelalgorithmus zur Ansteuerung des aktiven Fahrwerks verwendet wird [37]. In [110] untersucht WADA den Einfluss der Kopfhaltung auf Reiseübelkeit. Die Analyse der Kopfbewegung von Fahrer und Beifahrer während der Kurvenfahrt und insbesondere beim Slalom zeigt, dass der Fahrer seinen Kopf proaktiv entgegen der Bewegungsrichtung bzw. der Querbeschleunigung des Fahrzeugs neigt, sodass die vertikale Achse des Kopfes entlang der Gravito-Inertialen Kraft ausgerichtet ist, die als Vektorsumme der Zentrifugalkraft und Gravitation definiert ist. In der Kopfbewegung des Beifahrers kann dieses Verhalten nicht erkannt werden. WADA schlägt deshalb vor, über eine aktive Verstellung der Sitzwangen oder der Kopfstütze das aktive Verhalten des Fahrers zu reproduzieren [108]. Auf Basis der Ergebnisse von WADA untersucht SUGIURA die Wirkung einer aktiven Neigefunktion des Sitzes (max. Wankwinkel: 20°), die diesen entlang der Gravito-Inertialen Kraft ausrichtet. In einer Studie mit 12 Proband:innen kann die erwartete Reduktion der Reiseübelkeit bestätigt werden. Aus Untersuchungen zur Reisekrankheit in Zügen von FÖRSTBERG UND PERSSON geht hervor, dass durch proaktives Neigen des Zuges auf der Basis von Streckendaten niederfrequente Wankbewegungen im Bereich hoher Sensitivität für Motion Sickness vermieden werden [83].

Die vorgestellten Studien zeigen Möglichkeiten auf, wie aktive Fahrwerksysteme genutzt werden können, um in automatisierten Fahrzeugen einen Beitrag zur Verringerung der Wahrscheinlichkeit für Reiseübelkeit zu leisten. Um die Wirksamkeit verschiedener Regelansätze hinsichtlich Reiseübelkeit bewerten zu können, ist es wichtig, die Wirkmechanismen und Ursachen zu verstehen. Auch hier sind Methoden zur Objektivierung ein wichtiges Mittel, um die Wirksamkeit von Maßnahmen zu bewerten. Nachfolgend wird deshalb zunächst auf die Symptome und den Einfluss von Reiseübelkeit auf die Leistungsfähigkeit und anschließend auf die Ursachen und daraus abgeleitete Objektivierungsmöglichkeiten eingegangen.

2.5.1. Symptome

In der Literatur findet man im Zusammenhang mit dem Begriff Reiseübelkeit oft weitere Bezeichnungen, wie *seasickness*, *airsickness*, *carsickness* und in den letzten Jahren verhäuft auch *simulator sickness* und *virtual reality sickness* [11]. Während bei den ersten drei Begriffen der Fahrzeuginsasse durch die Fahrzeugbewegung eine Schwingungsbelastung erfährt, die als Ursache herangezogen werden kann, treten vergleichbare Symptome auch bei stillstehendem Körper auf, wenn in Simulatoren oder mithilfe von Virtual Reality Brillen reale Umgebungen nachgestellt werden. Reiseübelkeit äußert sich Personenindividuell in diversen Symptomen und Schweregraden, abhängig von der persönlichen Empfindlichkeit. BENSON beschreibt den Beginn der Symptome als ungewohntes Gefühl im Bauchbereich gefolgt von einem ansteigenden Übelkeitsgefühl, welches sich als innere Erwärmung und dem Bedürfnis nach kühler Luft äußert. Oft tritt dieses Übelkeitsgefühl auch mit weiteren Symptomen, wie Blässe und kaltem Schweiß auf [11].

In einer Studie zur Leistungsfähigkeit von Passagieren auf Schiffen zeigt Bos, dass bereits vor dem Eintreten von Übelkeit die Leistungsfähigkeit merklich abnimmt [17]. Letzteres stellt für den Erfolg automatisierter Fahrzeuge, der von der Möglichkeit für produktive Nebenaufgaben beeinflusst wird, eine Gefahr dar.

SMYTH untersucht im Rahmen einer Studie mit 51 Probanden ebenfalls die visuelle, physische und kognitive Leistungsfähigkeit nach dem Auftreten erster Symptome von Motion Sickness. Er zeigt, dass in allen drei Fällen sowie bei Kombination der Einzeltests die Probanden schlechtere Ergebnisse erzielen als in gesundem Zustand [97]. Zum gleichen Ergebnis kommen auch TAL ET AL., die in einer Studie mit 30 Proband:innen die Bewegung eines Unterseeboots am Simulator reproduzieren [102].

2.5.2. Ursachen und Einflussfaktoren

Die für das Auftreten von Motion Sickness verantwortlichen Ursachen sind bis heute nicht vollständig geklärt. Die meisten Phänomene können jedoch mit der Theorie des visuell-vestibulären Konflikts erklärt werden. Dieser beschreibt die Ursache der Symptome als Abweichung zwischen der kinästhetisch oder vestibulär aufgenommenen und der visuell erfassten Bewegung [19, 15]. Übertragen auf das Fahrzeug bedeutet dies, dass das Risiko für Motion Sickness insbesondere dann ansteigt, wenn ein Fahrzeuginsasse die Bewegung visuell nicht oder nur eingeschränkt wahrnehmen kann, weil die Sicht aus dem Fenster eingeschränkt oder der Blick auf den Fahrzeuginnenraum gerichtet ist. Hierdurch lässt sich auch erklären, wieso das Kinetoserisiko in der ersten Sitzreihe mit uneingeschränktem Blick durch die Frontscheibe geringer ist. In Virtual

Reality Anwendungen und Fahrsimulatoren tritt Reiseübelkeit dann auf, wenn die visuelle Information nicht zu der vestibulären Information passt oder wenn ein Zeitverzug zwischen beiden Signalen vorliegt. Die Fahrsimulation steht deshalb vor der Herausforderung, die Bewegung des Fahrzeugs trotz eingeschränktem Bewegungsraum so nachzubilden, dass sie von den Insassen realistisch empfunden wird [120]. In zahlreichen Studien wird seit den 1970er Jahren versucht, die Auftretenswahrscheinlichkeit von Reiseübelkeit in Abhängigkeit verschiedener Bewegungen zu beschreiben. Ausgehend von Simulatorversuchen konnten zunächst Frequenzbereiche identifiziert werden, in denen gehäuft Reiseübelkeitssymptome auftreten. Daraus abgeleitet bietet die ISO 2631 mit dem Motion Sickness Dose Value (MSDV) einen Kennwert für das Kinetoserisiko auf Basis der Vertikalbeschleunigung. Den aktuellen Stand der Forschung markieren die Subjective Vertical Conflict (SVC) - Modelle. Sie ermöglichen die Berechnung des Motion Sickness Incidence (MSI) Werts, der die Wahrscheinlichkeit für Reiseübelkeit angibt und hierfür auch kombinierte translatorische und rotatorische Bewegungen berücksichtigt. Im Folgenden wird auf die einzelnen Methoden im Detail eingegangen.

Bewegungsrichtungen Um die Wirksamkeit von Anpassungen der Fahrdynamik auf Reiseübelkeit abschätzen zu können, ist zunächst zu klären, welche Bewegungen Reiseübelkeit hervorrufen. Der Einfluss von Bewegungen des Körpers in unterschiedliche Richtungen auf das Auftreten der Reisekrankheit wurde in mehreren Laborexperimenten untersucht. Der Großteil dieser Experimente konzentriert sich auf einachsige Bewegungen, teilweise wurde jedoch auch die Kombination verschiedener Bewegungsformen untersucht. Tabelle 2.2 fasst die Ergebnisse verschiedener Studien für die einzelnen Bewegungsrichtungen zusammen.

Tabelle 2.2.: Einfluss verschiedener Bewegungen auf das Auftreten von Reiseübelkeit

Bewegungsrichtung	Einfluss auf Reiseübelkeit	Krit. Frequenz	Quelle
Längs (x)	Ja	0,2 Hz	GOLDING, MÜLLER UND GRESTY [47]
Quer (y)	Ja	0,2-0,25 Hz	FÖRSTBERG [44], DONOHEW UND GRIFFIN [33]
Vertikal (z)	Ja	0,16 Hz	O'HANLON UND McCAULEY [80]
Wanken (φ)	unklar	-	HOWARTH [59]
Nicken (θ)	Ja	0,345 Hz (nur bei hohen Amplituden)	McCAULEY, ROYAL, WYLIE, O'HANLON UND MACKIE [74]
Gieren (ψ)	Nein	-	EYESON-ANNAN, PETERKEN, BROWN UND ATCHISON [41]

Mit Ausnahme reiner Wankbewegungen kann für alle translatorischen und rotatorischen Bewegungen ein Einfluss auf Reiseübelkeit nachgewiesen werden. Dabei liegen die kritischen Frequenzen, also diejenigen, in denen das Auftreten von Übelkeitssymptomen am wahrscheinlichsten ist, im Frequenzbereich von 0,16-0,34 Hz. Die angegebenen Werte beziehen sich dabei jeweils auf harmonische Schwingungen. Für die in der Schifffahrt auftretenden Bewegungen ist dies eine gute

Näherung. Die im Auto auftretenden Schwingungen sind jedoch aufgrund der stochastischen Anregung der Straße breitbandig. Insofern können die Erkenntnisse aus den Studien nur eingeschränkt übertragen werden. Sie liefern dennoch einen guten Anhaltspunkt für weitere Untersuchungen.

ISO 2631 Mit dem Motion Sickness Dose Value (MSDV) stellt die ISO 2631 analog zur Fahrkomfortbewertung einen Kennwert zur Verfügung um Reiseübelkeit objektiv zu beschreiben. Hierfür wird die Vertikalbeschleunigung mit der Gewichtungskurve W_f gewichtet. Die Kurve basiert auf den Untersuchungen von McCauley, nach denen insbesondere tieffrequente Bewegungen im Bereich von 0,1 bis 0,5 Hz zu Reiseübelkeit führen. Das Maximum von W_f liegt bei der kritischen Frequenz von 0,16 Hz und fällt sowohl in Richtung niedriger als auch höherer Frequenzen ab. Zur Berechnung des MSDV nach Gl. 2.10 wird der analog zur Komfortbewertung der Effektivwert der gewichteten Beschleunigung \hat{a}_w berechnet. Zusätzlich berücksichtigt der MSDV die Zeitspanne T , in der der Körper der Anregung ausgesetzt ist. Hierbei ist anzumerken, dass der MSDV durch den Zeitfaktor auch ohne Vertikalbeschleunigung weiter ansteigt. Er eignet sich deshalb eher zum relativen Vergleich verschiedener Anregungen mit gleicher Messdauer als für eine absolute Aussage zur Kinetosewahrscheinlichkeit zum aktuellen Zeitpunkt.

$$MSDV = \sqrt{\int_0^T [a_w(t)]^2 dt} = \hat{a}_w \cdot \sqrt{T} \quad (2.10)$$

Wie bereits ausgeführt, sind die im Auto auftretenden Schwingungen aufgrund der stochastischen Straßenanregung weder harmonisch noch auf eine Bewegungsrichtung beschränkt. Die Datengrundlage für die Frequenzgewichtung entstammt uniaxialen Simulatoruntersuchungen mit harmonischen Schwingungen und ist deshalb nur bedingt auf reale Anwendungsfälle übertragbar. Nichtsdestotrotz bietet die Norm eine einfach anwendbare Möglichkeit eine Abschätzung über das Risiko für Reiseübelkeit zu treffen.

SVC Modelle Einen Schritt weiter gehen die sogenannten Subjective Vertical Conflict (SVC) Modelle. Sie basieren auf der Modellierung des visuell-vestibulären Konflikts durch Approximation der Übertragungsfunktionen der Organe für die Wahrnehmung von translatorischen und rotatorischen Beschleunigungen. Dabei wird die Differenz zwischen der empfundenen (*sensed vertical*) und der erwarteten Vertikalbeschleunigung (*subjective vertical*) abgebildet. Aus dieser Differenz lässt sich durch Integration eine Wahrscheinlichkeit errechnen mit der der gemessene Bewegungsverlauf zu Übelkeitssymptomen führt.

Die Grundlage für spätere Weiterentwicklungen bildet das von Bos und Bleß vorgeschlagene eindimensionale SVC Modell, dessen Blockschaltbild in Abb. 2.4 dargestellt ist. Eingang für dieses Modell ist die Vertikalbeschleunigung am Kopf, welche von den Otolithen¹ (OTO) sensiert wird. Der Mensch ist in der Lage, aus dieser Information die Orientierung im Raum zu ermitteln, indem er die konstante Gravitation aus dem Signal schätzt. Dieser Vorgang kann als Tiefpassfilterung der Beschleunigung approximiert werden und ist im Modell als Tiefpass implementiert [16]. Der Ausgang des Filters wird als *sensed vertical* bezeichnet. Der untere Pfad bildet die weitere Verarbeitung durch das zentrale Nervensystem ab. Mit einem Integrator, einem Abbild der Übertragungsfunktion des otholithischen Systems und einem weiteren Tiefpassfilter wird die Adaption des Körpers modelliert. Das Ergebnis dieses Pfades wird als *subjective vertical* bezeichnet. Die Differenz

¹Die Otolithen sind Teil des Gleichgewichtsorgans und ermöglichen die Bestimmung translatorischer Beschleunigungen

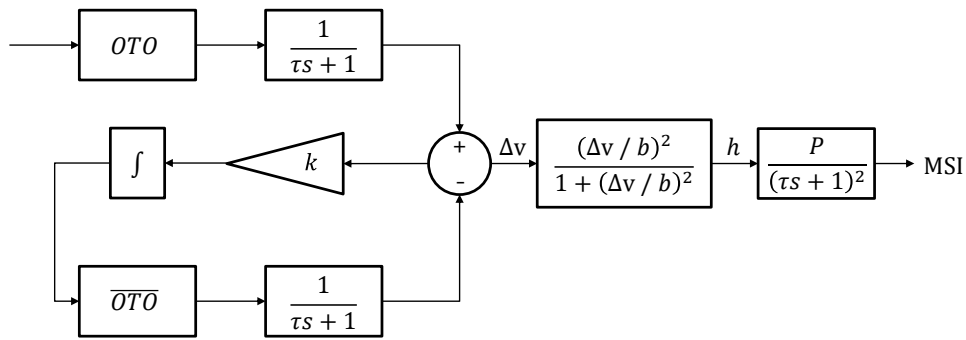


Abbildung 2.4.: Subjective Vertical Conflict Model nach [16]

zwischen sensed und subjective vertical beschreibt den Konflikt Δv , welcher die Reaktion des Körpers verursacht. Über eine Hill-Funktion (vgl. Gl. 2.11) wird der nichtlineare Zusammenhang zwischen Δv und dem MSI-Wert berücksichtigt. Die Hill-Funktion bildet ein begrenztes Wachstum ab, welches über die Parameter b und n eingestellt werden kann.

$$h = \frac{(\Delta v/b)^n}{1 + (\Delta v/b)^n} \quad (2.11)$$

Der Ausgang der Hill-Funktion h wird abschließend mit einem Tiefpass zweiter Ordnung kumuliert. Ergebnis ist der Motion Sickness Incidence Wert in Prozent [16].

$$MSI = \frac{P}{(\mu s + 1)^2} \cdot h \quad (2.12)$$

Neben der Vertikalbewegung, tragen auch die Bewegungen in die weiteren Richtungen zum Entstehen von Reiseübelkeit bei. Gleichzeitig nutzt der Mensch die Informationen von sowohl translatorischen als auch rotatorischen Bewegungen in Kombination, um die eigene Orientierung im Raum festzustellen. Einen Schritt weiter geht deshalb die Erweiterung des 1D-SVC Modells von KAMIJI. Anstelle der eindimensionalen Vertikalbeschleunigung werden im 6D-SVC Modell alle translatorischen und rotatorischen Beschleunigungen berücksichtigt. Im Vergleich zum 1D Modell wird die *sensed vertical* im 6D Modell aus den drei translatorischen Beschleunigungen berechnet, die zusätzlich mit der Drehrateninformation gestützt werden. Für diese Kopplung zwischen Rotation und Translation wird das Tiefpassfilter (System LP) erweitert und die gesamte Struktur entsprechend angepasst. Neben dem *vertical conflict* Δv wird auch die Differenz der Drehraten $\Delta \omega$ und die Differenz der Beschleunigungen Δa zurückgeführt. Das Blockschaltbild ist in Abb. 2.5 abgebildet [65]. Die Anwendung des Modells in [65, 109] und [108] zeigt gute Übereinstimmung mit parallel erhobenen Subjektivbewertungen von Probanden.

Trotz guter Korrelation zwischen Subjektivbewertung und MSI-Wert ist die Anwendung der SVC-Modelle mit hohem Aufwand verbunden. Die mathematische Implementierung, z.B. in MATLAB SIMULINK ist rechenaufwändig und aufgrund der großen Zeitkonstanten liefern die Modelle nur für lange Messungen belastbare Werte. Die größte Schwierigkeit besteht jedoch darin, die notwendigen Eingangsdaten (Beschleunigungen und Drehraten am Kopf) zuverlässig und unverfälscht zu messen bzw. zu berechnen. Eine einfache Möglichkeit besteht darin, anstelle der Kopfbewegung die Bewegungsdaten an einem fahrzeugfesten Punkt (z.B. Sitzschiene) zu verwenden. Alternativ

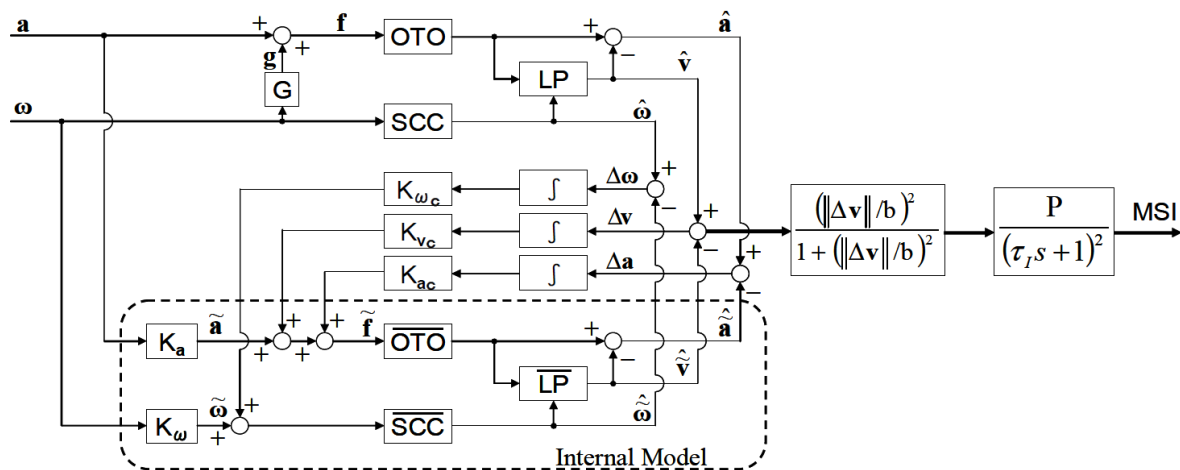


Abbildung 2.5.: 3D-Subjective Vertical Conflict Model [65]

können die Größen mit spezieller Messtechnik z.B. mit dem bereits vorgestellten Body Measurement System von BURKHARD gemessen werden [22]. Einen dritten Weg stellt die Berechnung aus fahrzeugfesten Daten dar. KAMIJI modelliert den menschlichen Körper als über Gelenke verbundene Körper, um die Übertragung von Fahrzeugbewegung auf Kopfbewegung zu berechnen [65]. Auf Basis einer Probandenstudie wurden im Rahmen dieser Arbeit die verschiedenen Möglichkeiten zur Bestimmung der Kopfbewegung untersucht. Für Details sei auf Abschnitt 3.2 verwiesen.

2.6. Fazit

In diesem Kapitel wurden Methoden zur Objektivierung des Fahrkomforts (für automatisierte Fahrzeuge) vorgestellt. Die wichtigsten Größen zur Beschreibung des Komforts sind dabei die auf die Fahrzeuginsassen einwirkenden Beschleunigungen und Drehraten. Eine Reduktion der Fahrzeugaufbaubewegung wirkt sich demnach, unabhängig von der betrachteten Objektgröße, positiv aus. Eine initiale Abschätzung des Potentials verschiedener Regelkonzepte kann deshalb auf Basis des Effektivwerts der sechs Bewegungsgrößen erfolgen. Eine detailliertere, frequenzabhängige Bewertung ermöglicht die ISO 2631. Die vorgestellte Erweiterung der Norm zur Berücksichtigung des Aufmerksamkeitszustands der Insassen bietet Potential für die Zukunft, benötigt jedoch zusätzliche Sensorik und ist bislang nicht ausreichend validiert. Das Thema wird deshalb im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Durch eine Erkennung und aktive Kompensation kann der Komfort bei der Überfahrt von Einzelereignissen verbessert werden. Eine Objektivierung des Komfortgewinns ist anhand der maximal auftretenden Beschleunigungen und des MTVV möglich. Die Wirkung aktiver Längs- und Querschleunigungskompensation wird anhand der Effektivwerte von Längs- bzw. Querschleunigung gemessen. Die Drehraten bzw. Drehbeschleunigungen während des Neigens sollten hierbei, wenn möglich, unter den Wahrnehmungsschwellen bleiben. Für die Abschätzung des Risikos für Reiseübelkeit bietet die ISO 2631 mit dem MSDV eine etablierte Methode, die jedoch ausschließlich auf der Vertikalbeschleunigung beruht. Im Allgemeinen sollten niederfrequente Schwingungen in allen Bewegungsrichtungen reduziert werden, hierfür bietet sich die Betrachtung im Frequenzbereich an. Die Anwendung der SVC Modelle zur Berechnung des MSI hat Potential. Bislang existieren jedoch nur wenige

Studienergebnisse zu dieser Methode. Insbesondere für den Automobilbereich muss also zunächst die Anwendbarkeit bestätigt werden. Als weitere Hürde ist die aufwändige Generierung der Eingangsdaten zu nennen. In Tabelle 2.3 sind die einzelnen Kennwerte zusammengefasst. Sie dienen zum Objektivvergleich der Performance verschiedener Regelkonzepte bzw. Applikationen in Kapitel 7.

Tabelle 2.3.: Zusammenfassung der Objektivkriterien für den Fahrkomfort bei automatisiertem Fahren

Beschreibung	Bezeichnung	Anmerkung
unabhängig		
Effektivwert d. Vertikalbeschl.	\hat{a}_z	
Allgemeiner Fahrkomfort		
Effektivwert d. gewichteten Vertikalbeschl.	$\hat{a}_{w,z}$	
Effektivwert d. gewichteten Querbeschl.	$\hat{a}_{w,y}$	
Effektivwert d. gewichteten Längsbeschl.	$\hat{a}_{w,x}$	
Vibration Total Value	VTV	
Kompensation von Einzelereignissen		
max. Amplitude Vertikalbeschleunigung	$a_{z,max}$	-
Maximum Transient Vibration Value	MTVV	-
Längs- und Querbeschleunigungskompensation		
Effektivwert d. Querbeschleunigung	\hat{a}_y	-
Effektivwert d. Längsbeschleunigung	\hat{a}_x	-
max. Amplitude Wankrate	$\dot{\varphi}_{max}$	Wahrnehmungsschwelle: 2,5-3,5 °/s
max. Amplitude Wankbeschleunigung	$\ddot{\varphi}_{max}$	Wahrnehmungsschwelle: 2-6 °/s ²
max. Amplitude Nickrate	$\dot{\theta}_{max}$	Wahrnehmungsschwelle: 2,5-3,5 °/s
max. Amplitude Nickbeschleunigung	$\ddot{\theta}_{max}$	Wahrnehmungsschwelle: 2-6 °/s ²
Vermeidung von Reiseübelkeit		
Motion Sickness Dose Value	MSDV	-
Frequenzanalyse Vertikalbeschl.	-	Ziel: möglichst gering im Frequenzbereich um 0,16 Hz
Motion Sickness Index	MSI	nur sinnvoll bei Verfügbarkeit v. Kopfbewegungsdaten

3. Probandenstudien zur Objektivierung des fahrdynamischen Einflusses auf Reiseübelkeit und Komfortempfinden

In Kapitel 2 wurde bereits detailliert auf die Bedeutung von Maßnahmen zur Vermeidung von Reiseübelkeit bei automatisierten Fahrzeugen eingegangen. Die Forschung nähert sich dem Thema durch zwei unterschiedliche Herangehensweisen: Einerseits wird mit den vorgestellten SVC Modellen versucht, zunächst systematisch die Ursache für Reiseübelkeit zu modellieren, um im zweiten Schritt Gegenmaßnahmen zu entwickeln. Andererseits werden auf Basis von Probandenstudien potentielle Gegenmaßnahmen im direkten Vergleich hinsichtlich ihrer Wirkung untersucht. Beide Herangehensweisen haben ihre Berechtigung und die Kombination erscheint im Hinblick auf die Berücksichtigung von Reiseübelkeit in der Fahrwerksregelung sinnvoll.

Im Rahmen dieser Arbeit soll zunächst geklärt werden, ob durch den Einsatz aktiver Fahrwerksysteme überhaupt Einfluss auf Reiseübelkeit genommen werden kann. Erst dann lohnt es sich, auf Basis der Ursachen gezielt an einer optimierten Ansteuerung des Fahrwerks zu arbeiten. In diesem Kapitel werden zwei im Rahmen der Arbeit durchgeführte Probandenstudien vorgestellt.

In einer ersten Probandenstudie wird untersucht, inwiefern die Möglichkeit besteht, mit aktiven Fahrwerksystemen Einfluss auf Reiseübelkeit zu nehmen und welche Änderungen der Fahrzeugbewegung sich positiv auswirken. Während der Studie wird neben Symptomen von Reiseübelkeit das allgemeine Komfortempfinden der Passagiere protokolliert, um Wechselwirkungen identifizieren zu können.

Anschließend wird in einer zweiten Studie untersucht, ob die bekannten Objektivierungsansätze genutzt werden können, um die gefundenen Potentiale zu beschreiben. Ziel hierbei ist die Entwicklung einer Methode, die es ermöglicht die Auswirkungen angepasster Fahrzeugdynamik hinsichtlich Reiseübelkeit zu bewerten.

3.1. Probandenstudie 1: Einfluss aktiver Fahrwerkregelsysteme auf Kinetose

Aus der Analyse de Stands der Technik in Kapitel 2 geht hervor, dass die Fahrzeugbewegung maßgeblichen Einfluss auf Reiseübelkeit nimmt. In der bereits vorgestellten Studie von EKCHIAN ET AL. konnte gezeigt werden, dass die Reduktion der Vertikal- und Wankbewegung mithilfe eines vollaktiven Fahrwerks im Vergleich zu passiven Fahrwerk zu signifikant geringerer Reiseübelkeit führt. Aus den Studien von WADA, SUGIURA und FÖRSTBERG ist bekannt, dass die einwirkende Querschleunigung insbesondere in Kombination mit einer Wankbewegung ein relevanter Einflussfaktor für Kinetose ist. Bislang existieren jedoch keine Studien mit größerer

Probandenanzahl. Gleichzeitig ist unbekannt, wie sich Änderungen an der Ansteuerung aktiver Fahrwerksysteme auf Reiseübelkeit auswirken. Die erste Probandenstudie konzentriert sich deshalb auf diese beiden Punkte. Sie wurde im Fahrsimulator des Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart mit 50 Proband:innen durchgeführt.

3.1.1. Zielsetzung der Studie

Um einerseits die Erkenntnisse aus der Studie direkt in der Entwicklung zu berücksichtigen und andererseits die Möglichkeit offen zu lassen, die Studie im realen Fahrzeug zu validieren, werden nur bereits heute verfügbare Fahrwerksysteme betrachtet. Eine elektromechanische Wankstabilisierung, wie sie in Serienfahrzeugen verschiedener Hersteller im Einsatz ist, bietet die Möglichkeit das Wankverhalten des Fahrzeugs aktiv zu beeinflussen. Hierfür werden mithilfe eines elektromechanischen oder hydraulischen Aktors die beiden Räder einer Achse gegeneinander verspannt. Je nach Auslegung des Systems ist damit eine Kompensation der Wankbewegung oder auch eine Überkompensation, also eine Neigung des Fahrzeugs in die Kurve möglich. Durch die Federwege ist der maximale Wankwinkel in der Regel auf $\pm 4^\circ$ begrenzt. Wie bereits in Abschnitt 2.4 ausgeführt, kann mit einer aktiven Wankstabilisierung eine spürbare Änderung des Fahrverhaltens zu erreicht werden. Dies legt die Vermutung nahe, dass sich durch ein verändertes Wankverhalten Reiseübelkeit beeinflussen lässt. Es wird folgende Hypothese formuliert:

Hypothese 1 *Das Wankverhalten eines Fahrzeugs beeinflusst die Wahrscheinlichkeit für Reiseübelkeit*

Die zweite Hypothese konkretisiert den Einfluss der Querbeschleunigung. Die Erkenntnisse aus den in Abschnitt 2.5 vorgestellten Studien geben Grund zur Annahme, dass eine Reduktion der Querbeschleunigung, entweder durch angepasste Fahrweise oder aber durch aktive Neigung, einen positiven Effekt auf Reiseübelkeit hat. Deshalb wird folgende zweite Hypothese formuliert:

Hypothese 2 *Eine Reduktion der erfahrenen Querbeschleunigung durch ein Neigen des Fahrzeugs in die Kurve hat einen positiven Effekt auf Reiseübelkeit*

Neben aktiven Wankstabilisierungssystemen, werden in den letzten Jahren vermehrt Hinterachslenkungssysteme eingesetzt. Nachdem sie bislang fast ausschließlich Oberklassefahrzeugen vorbehalten war, ist die oft auch als Allradlenkung bezeichnete Technik mittlerweile auch in Fahrzeugen der oberen Mittelklasse zu finden [27]. Die Hauptmotivation für den Einsatz einer Hinterachslenkung ist die Verbesserung der Stabilität bei hoher Fahrgeschwindigkeit und gleichzeitig höherer Agilität bei geringen Geschwindigkeiten. Beim Parkieren werden hierzu die Hinterräder entgegen der Vorderräder eingelenkt und der Wendekreis verringert. Bei hohen Geschwindigkeiten wie z.B. einem Spurwechseln auf der Autobahn werden beide Achsen gleichsinnig eingelenkt, und dabei die Gierrate reduziert. Ein Effekt auf Reiseübelkeit ist denkbar, weshalb die folgende dritte Hypothese formuliert wird:

Hypothese 3 *Eine Reduktion der Gierrate durch eine Hinterachslenkung beeinflusst die Wahrscheinlichkeit für Reiseübelkeit*

3.1.2. Studienaufbau

Um die Wirkung der Fahrwerksysteme von Umwelteinflüssen wie Temperatur oder Wetter zu isolieren, wird die Studie im Fahrsimulator des Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren Stuttgart (FKFS) durchgeführt. Die Nutzung eines Simulators anstelle einer real gefahrenen Studie stellt zudem sicher, dass die einzelnen Fahrten der Probanden reproduzierbar und damit direkt vergleichbar sind. In zwei Teilstudien mit jeweils 50 Proband:innen zwischen 20 und 60 Jahren werden die Hypothesen in jeweils auf das betrachtete Fahrwerksystem zugeschnittenen Szenarien unabhängig voneinander untersucht. In diesem Abschnitt wird auf die Auswahl der Proband:innen, die Szenarien und den Versuchsablauf eingegangen.

Probandenkollektiv Um eine allgemeingültige Aussage treffen zu können, wird bei der Probandenauswahl darauf geachtet, einen Querschnitt der Bevölkerung abzubilden. Insgesamt nehmen 25 Männer und 25 Frauen im Alter von 20 bis 60 Jahren an der Studie teil. Dabei absolviert jede:r Proband:in beide Teilstudien an unterschiedlichen Tagen. Die Teilnahme an der Studie erfolgt freiwillig und gegen eine Aufwandsentschädigung. Die Proband:innen werden vorab über den Inhalt der Studie und die Möglichkeit den Versuch jederzeit zu beenden aufgeklärt.

Szenarien Beide Teilstudien werden im Fahrsimulator des FKFS durchgeführt. Dieser besteht aus einem, auf einen XY-Lineartisch aufgesetzten Hexapoden, der damit in acht Freiheitsgraden bewegt werden kann. Durch den großen Bewegungsraum von 8x10 m können bei geeigneter Wahl der Szenarien Längs- und Querschleunigungen realitätsgetreu abgebildet werden. Durch die Kombination des großen Bewegungsraums mit einem speziellen Motion Cueing Algorithmus gelingt es dem FKFS Simulator-induzierte Kinetose nahezu vollständig zu vermeiden [121]. Hierzu trägt auch die realistische Abbildung der Fahrsituation über eine 360° Bildprojektion und die räumliche Darstellung von Geräuschen bei. Als Fahrzeugmodell wird ein *Porsche Panamera Turbo* gewählt, für den die untersuchten Fahrwerksysteme serienmäßig verfügbar sind. Die Fahrdynamik des Fahrzeugs wird im Simulator mit einem, durch Fahrzeugmessungen validierten, 10-Freiheitsgrad Modell auf Basis von MATLAB SIMULINK abgebildet. Die Ansteuerung der Fahrwerksysteme ist im Modell integriert und entspricht der Ansteuerung der realen Bauteile. In beiden Teilstudien werden die Proband:innen automatisiert gefahren. Sie sind dabei durch die Betrachtung eines Videos auf einem handgehaltenen Tablet abgelenkt. Hierdurch wird das Risiko für das Auftreten von Reiseübelkeitssymptomen erhöht.

In Teilstudie eins wird der Einfluss der Wankstabilisierung untersucht. Hierfür fahren die Proband:innen auf einer Landstraße mit wechselnden Kurven. Die Fahrgeschwindigkeit wird in drei Stufen von 80 km/h auf 95 km/h bis hin zu 105 km/h erhöht. Dies entspricht einem linearen Anstieg der maximal auftretenden Querschleunigung von 1,6 bis 3,0 m/s². Folgende drei Einstellungen für das Wankverhalten des Fahrzeugs werden untersucht:

- **Passiv** Ohne aktive Wankstabilisierung wankt das Fahrzeug in der Kurve nach außen. Der Wankwinkelgradient beträgt ca. 3°/g
- **Horizontierung (Kompensation)** Die Wankbewegung wird vollständig kompensiert, sodass der Wankwinkelgradient nahe 0°/g liegt.

- **Kurvenneiger** Das Fahrzeug neigt sich in Abhängigkeit zur Querbewegung aktiv in die Kurve, um die empfundene Querbewegung zu reduzieren. Der Wankwinkelgradient wird negativ und beträgt ca. $-3^\circ/g$

Teilstudie zwei widmet sich dem Einfluss eines veränderten Gierverhaltens durch den Einsatz einer Hinterachslenkung. Als Szenario dient eine Autobahnfahrt mit 14 aufeinander folgenden Spurwechseln pro Durchgang. Die Spurwechseldauer wird analog zur Fahrgeschwindigkeit in der ersten Teilstudie so variiert, dass die maximale während des Spurwechselmanövers auftretende Querbewegung $1,5-3\text{ m/s}^2$ beträgt. Hierfür ergeben sich Spurwechseldauern zwischen 2-2,7 s. Folgende zwei Varianten der Hinterachslenkung werden untersucht:

- **Ohne Hinterachslenkung** Normales Lenkverhalten mit un gelenkter Hinterachse
- **Mit Hinterachslenkung** Verhalten analog zum Serienfahrzeug: Der maximale Lenkwinkel der Hinterachse beträgt 3° in beide Richtungen. Während der Autobahnfahrt werden die Hinterräder gleichsinnig zu den vorderen Rädern eingelenkt, um die Stabilität zu erhöhen. Hierdurch wird die Gierbewegung reduziert.

Versuchsablauf Der Ablauf eines Versuchs ist in Abb. 3.1 dargestellt und startet mit einer Sicherheitseinweisung und zwei Fragebögen zur Reiseübelkeitshistorie des Probanden/der Probandin (MSSQ) und zum aktuellen Zustand (MSQ). Anschließend folgt eine fünf-minütige Akklimatisierungsphase im Simulator, um den Körper an die Umgebung zu gewöhnen. Es folgen je drei Fahrten pro variiertes Fahrwerkseinstellung, die durch kurze Pausen inklusive einer Versuchsleiterbefragung unterbrochen werden. Jedem Fahrtentripel schließt sich eine ca. fünf-minütige Pause zur Erholung an. In dieser Zeit wird erneut der MSQ-Fragebogen ausgefüllt. Der Versuch wird mit einer Nachbefragung (NBF) außerhalb des Simulators abgeschlossen. Insgesamt ergibt sich pro Proband:in eine Versuchszeit von 60 Minuten. Parallel werden die Herzfrequenz der Probanden und die Innenraumtemperatur des Fahrzeugs im Simulator gemessen. Die Parameter der Studie werden in einer Vorstudie mit acht Probanden so eingestellt, dass das Fahrverhalten in den Szenarien dem eines Normalfahrers (untere Grenze) bis hin zu einem sportlichen Fahrer (obere Grenze) entspricht. Hohe Beschleunigungen werden ausgeschlossen, um eine Aussage treffen zu können, welchen Einfluss die untersuchten Fahrwerksysteme unter realistischen Bedingungen haben.

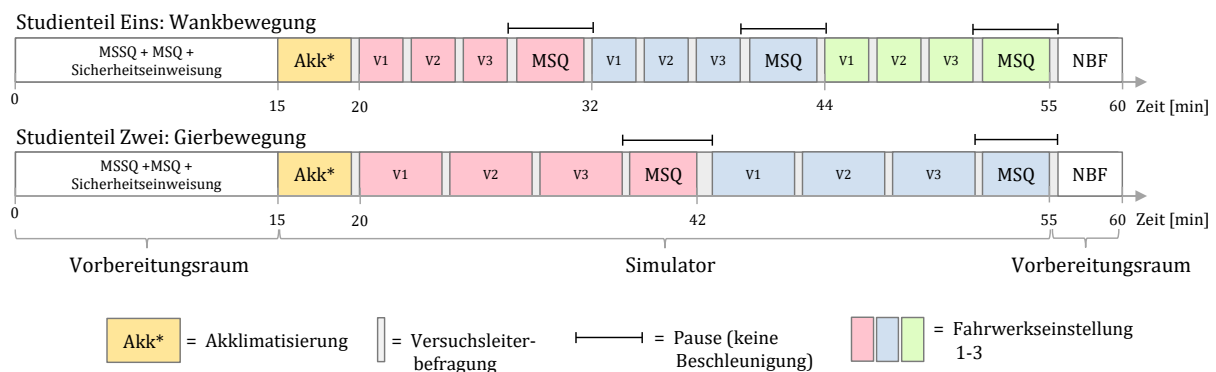


Abbildung 3.1.: Versuchsablauf beider Studienteile

3.1.3. Ergebnisse

Die Darstellung der Ergebnisse wird aus Gründen der Übersichtlichkeit aufgeteilt. Zunächst wird auf die über beide Studienteile übergreifenden, allgemeinen Erkenntnisse eingegangen. Im Anschluss folgt eine Darstellung der wesentlichen Ergebnisse aus den beiden Teilstudien.

Allgemeine Erkenntnisse Die Auswertung der MSQ Fragebögen zeigt in beiden Teilstudien und in allen untersuchten Fahrwerksvarianten einen signifikanten Anstieg der üblichen Kinetose-symptome im Vergleich zum Zustand der Probanden vor der Fahrt im Simulator. Die Symptome Ermüdung, Allgemeines Unwohlsein, Langeweile, Kopfdruck und Kopfschmerzen werden von einem Viertel der Probanden mit mindestens „leichter Schwere“ beschrieben. Die Intensität der Symptome fällt im Mittel gering aus und erschwert damit die Identifikation signifikanter Einflüsse. Dies ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass in der Studie ein mittleres Bevölkerungskollektiv untersucht wurde. Für die Zukunft wird empfohlen, vorab gezielt Probanden für Versuche dieser Art auszuwählen, die empfindlich für Reiseübelkeit sind. Hierfür bieten sich Fragebögen wie der MSSQ an. Der Vergleich der einzelnen Symptome vor und nach dem Versuch ist in Abb. 3.2 dargestellt. Die Detailbetrachtung zeigt auf, wie unterschiedlich die individuelle Empfindlichkeit ausfällt. Während zwei Drittel der Probanden einen MSQ-Wert unter 5 angaben, erreichten einige Personen Werte zwischen 20 und 25, was in etwa mittelstarken Reiseübelkeitssymptomen entspricht.

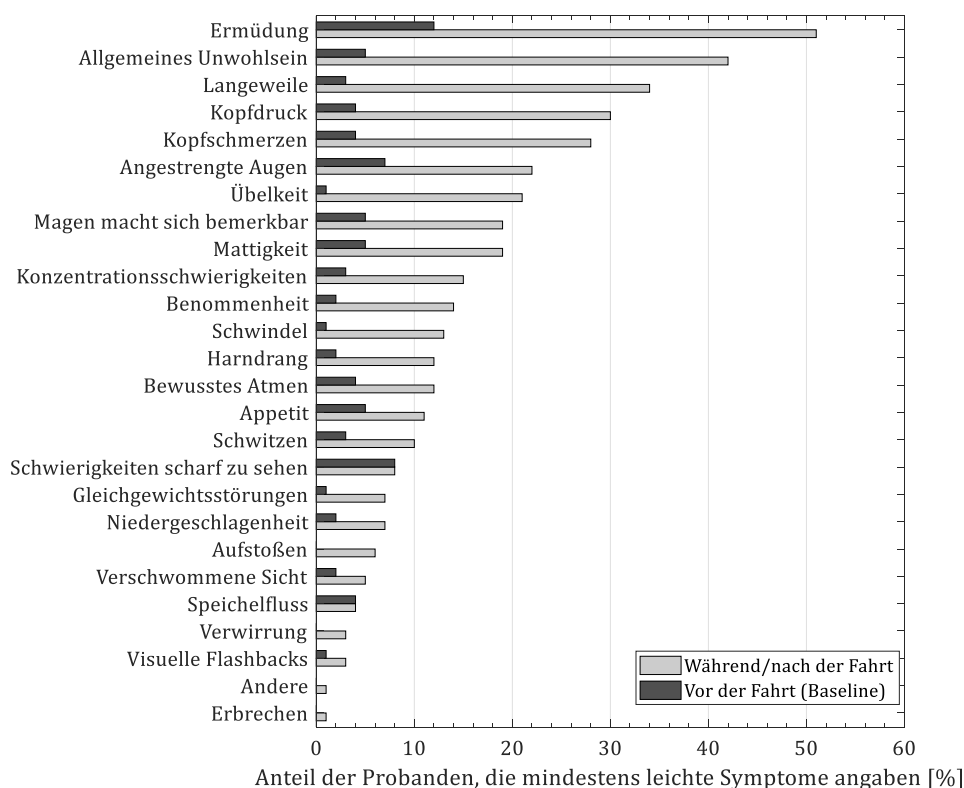


Abbildung 3.2.: Vergleich der Einzelsymptome des MSQ vor- und nach der Fahrt im ersten Studienteil

Wie auch bereits bei EKCHIAN ET AL. [37] kann ein linearer Anstieg der Symptome mit steigender Fahrzeit beobachtet werden. Dieser Effekt ist unabhängig von Fragebogen, Fahrwerkseinstellung und Studienteil, jedoch aufgrund der hohen Standardabweichungen in den Einschätzungen nicht statistisch signifikant. Keine Korrelationen mit Reiseübelkeit konnten für die Größen Temperatur und Herzfrequenz bestimmt werden.

Einfluss der Wankstabilisierung auf Übelkeitssymptome Abbildung 3.3 zeigt die Intensität der fünf, in der Versuchsleiterbefragung abgefragten Symptome gemittelt über alle Probanden. Da der Fokus auf dem Relativvergleich der Varianten liegt, sind die Abbildungen auf einen Bereich zwischen 0 und 1 normiert. Im Allgemeinen zeigt sich die geringe mittlere Empfindlichkeit der Probanden. Für alle abgefragten Symptome ist ein signifikanter Anstieg ($F(2,49) = 18, p < 0.005$) mit der Fahrgeschwindigkeit und damit der Querbeschleunigung zu erkennen. Zudem können für die Symptome Übelkeit und Schwindel im Paardifferenzentest Unterschiede zwischen einzelnen Fahrwerksvarianten nachgewiesen werden: Die Kurvenneigefunktion resultiert in signifikant geringerer Übelkeit als das Fahrzeug mit Horizontierung ($t(49) = 2.029, p = 0.048$). Das passive Fahrzeug verursacht mit ähnlicher Signifikanz ($t(49) = 2.082, p = 0.043$) weniger Schwindel als die Variante mit Horizontierung.

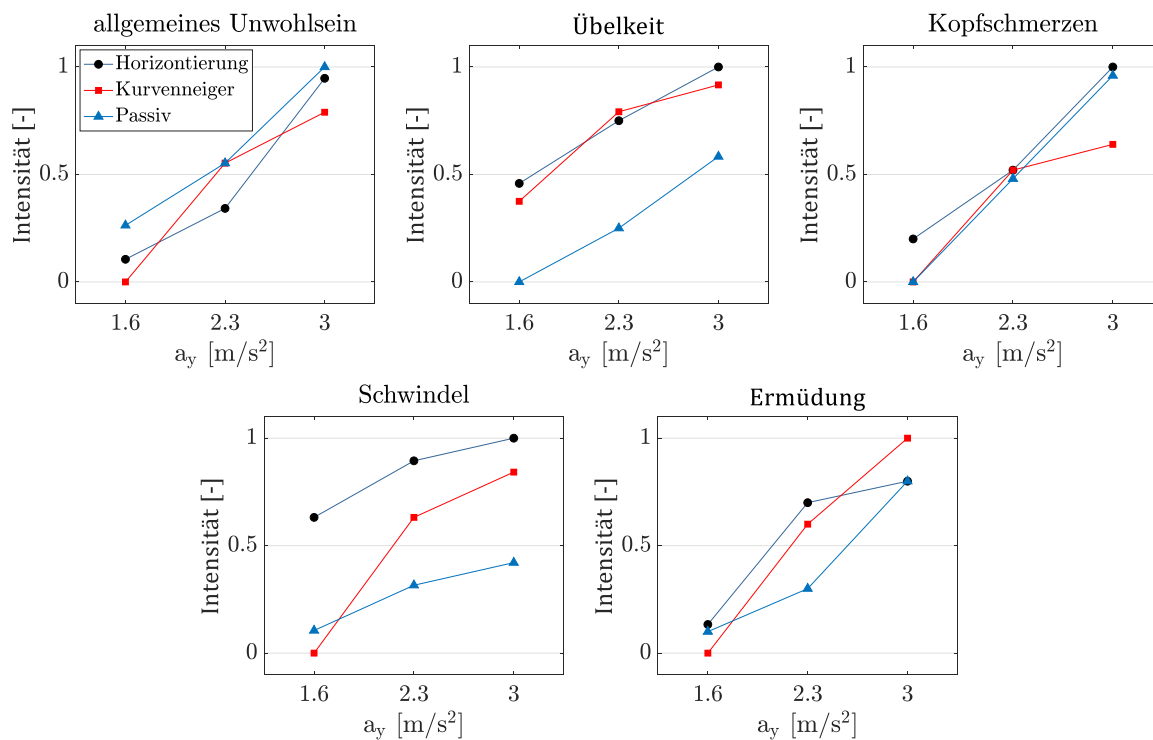


Abbildung 3.3.: Mittlere Symptomschwere im ersten Versuchsteil in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Fahrwerkseinstellung

Einfluss der Hinterachslenkung auf Übelkeitssymptome Analog zur vorigen Auswertung, sind in Abb. 3.4 die Ergebnisse der Versuchsleiterbefragung für den zweiten Studienteil dargestellt. Im Mittel sind die Symptome in diesem Szenario etwas stärker, jedoch weiterhin im Mittel auf einem geringen Level. Die höhere Querbeschleunigung bei schnelleren Spurwechseln führt auch hier zu einem signifikanten Anstieg der Symptome ($F(1,49) = 7.83, p < 0.005$). Hin zu schnelleren Spurwechseln kann ein positiver Effekt der Hinterachslenkung beobachtet werden. Auch diese Unterschiede zwischen den beiden untersuchten Fahrwerksvarianten sind nicht signifikant, zeigen allerdings ein Potential auf, welches in einer Folgestudie mit ausgewählten für Reiseübelkeit empfindlichen Probanden erneut untersucht werden sollte.

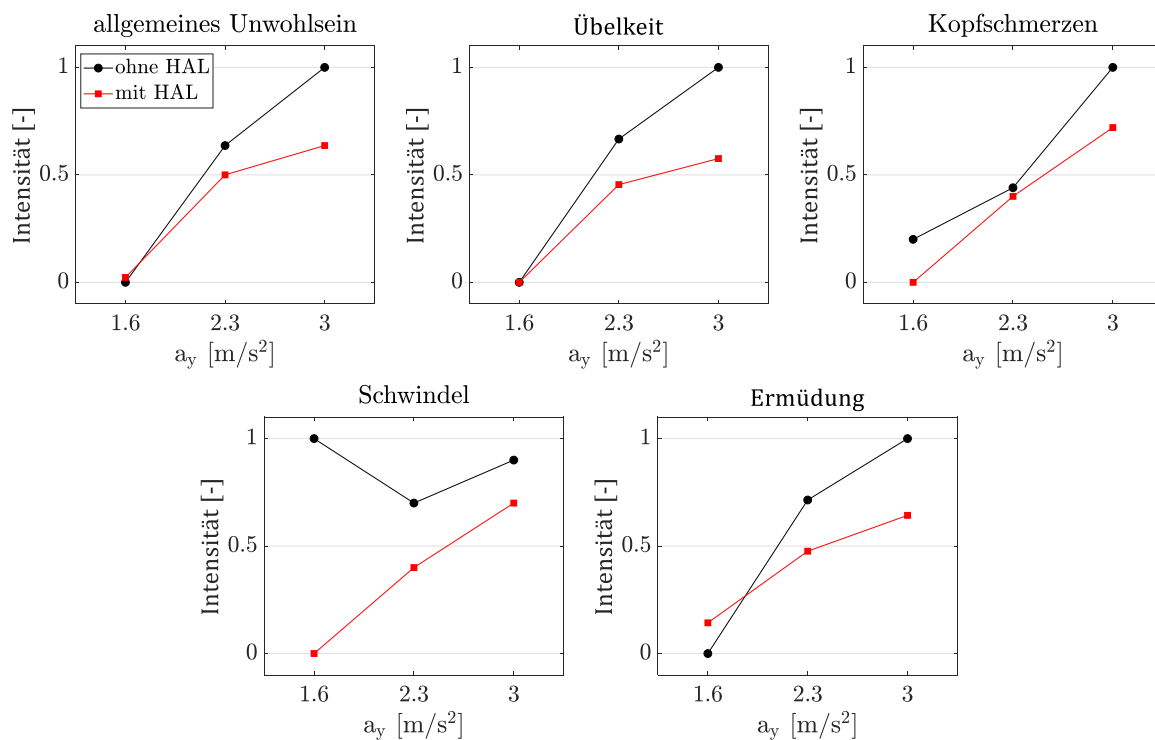


Abbildung 3.4.: Mittlere Symptomschwere im zweiten Versuchsteil in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Fahrwerkseinstellung

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wurde an dieser Stelle nur auf die für diese Arbeit wichtigen Ergebnisse der Studie eingegangen. Für detaillierte Ergebnisse der weiteren Befragungen, Vergleich mit ähnlichen Studien und Empfehlungen für Folgestudien sei auf die Veröffentlichungen [120], [121] und [124] verwiesen.

3.2. Probandenstudie 2: Verwendung der Insassenkopfbewegung als Objektivkriterium zur Beschreibung des Kinetoserisikos

Neben der Frequenzgewichtung nach ISO 2631 stellen die in Abschnitt 2.5.2 vorgestellten SVC-Modelle eine vielversprechende Möglichkeit dar, Reiseübelkeit objektiv bewertbar zu machen. Eine Anwendung der Modelle im Fahrzeugentwicklungsprozess scheitert jedoch an der Verfügbarkeit der notwendigen Eingangsgrößen. Eine korrekte Anwendung der Modelle setzt valide Kopfbewegungsdaten voraus. Um beispielsweise die Auswirkungen verschiedener Federraten auf Reiseübelkeit zu untersuchen, müsste die Kopfbewegung der Insassen unter festgelegten Bedingungen mit jeder Federvariante messtechnisch erfasst und anschließend verglichen werden. Da zudem davon ausgegangen werden muss, dass die individuelle Statur die Bewegung des Kopfes maßgeblich beeinflusst, sind Messungen mit mehreren Personen notwendig. Bedenkt man, dass im Rahmen des Applikationsprozesses zahlreiche Varianten bewertet werden, wird schnell klar, dass dieses Vorgehen zeitlich und wirtschaftlich nicht sinnvoll ist. Hinzu kommt der moralische Aspekt, Probanden gezielt mehrfach Situationen auszusetzen, die Kinetose erzeugen können. Denkbar ist jedoch eine Bestimmung der Kopfbewegung aus der (simulierten) Fahrzeugbewegung.

Heutige Gesamtfahrzeugsimulationsmodelle erlauben die Berechnung der Fahrzeugbewegung unter Straßenanregung. Bereits in der frühen Phase der Entwicklung können damit valide Aussagen zum Einfluss veränderter Fahrzeugparameter getroffen werden. Mit der Möglichkeit die Kopfbewegung von Insassen auf Basis des Simulationsergebnisses zu berechnen, könnte mithilfe der SVC-Modelle der Einfluss von Parameteränderungen auf Reiseübelkeit berücksichtigt werden. In der Literatur finden sich verschiedene Ansätze für die Bestimmung des Übertragungsverhaltens zwischen Sitz und Kopf. Mehrkörper-Modelle erreichen bei hoher Modellgüte gute Ergebnisse und werden beispielsweise auch bei der Crash-Simulation eingesetzt. Die hohe Komplexität geht jedoch mit Rechenzeiten im Bereich mehrerer Stunden pro Sekunde Simulationszeit einher. Einfachere Modelle, wie in [57] oder [10], zeigen gute Ergebnisse für eine Vorhersage der Vertikalbewegung, scheitern allerdings an Abbildung von Wechselwirkungen bei kombinierten Bewegungen. Eine weitere Möglichkeit ist die experimentelle Ableitung von Übertragungsfunktionen und Kreuzkorrelationen. BURKHARD UND ENDERS entwickeln ein Messsystem zur simultanen Messung von Fahrzeug und Kopfbeschleunigung [22]. Die abgeleiteten Übertragungsfunktionen für die 6 Raumrichtungen, zeigen jeweils eine starke Überhöhung der Kopfbewegung gegenüber der Fahrzeugbewegung. Diese entsteht durch die Kopplung der Koordinatenachsen, die sich in einer unidirektionalen Übertragungsfunktion nicht abbilden lässt: Fährt das Fahrzeug geradeaus, ohne Querbeschleunigung, über ein einseitiges Hindernis, so erfährt es eine Wankbewegung, die wiederum aufgrund des Hebelarms zwischen Fahrzeugschwerpunkt und Kopf zu einer Querbeschleunigung am Kopf führt.

Eine vielversprechende Möglichkeit bietet die Anwendung künstlicher neuronaler Netze zur Modellierung des Übertragungsverhaltens. Bisherige Anwendungen für einachsige Bewegungen zeigen gute Ergebnisse. Prinzipiell spricht nichts gegen eine Erweiterung des Prinzips auf mehrachsige Bewegungen. Im Rahmen der zweiten Probandenstudie wurde deshalb untersucht, ob neuronale Netze genutzt werden können, um eine realistische Abschätzung der Kopfbewegung aus der Fahrzeugbewegung zu berechnen und damit eine Anwendung der MSI-Modelle zu Bestimmung des Risikos für Reiseübelkeit möglich wird.

3.2.1. Zielsetzung der Studie

Die Anwendung maschineller Lernverfahren benötigt eine breite Datenbasis, in der möglichst alle vorherzusagenden Situationen vorhanden sind. Bei der Planung der Studie wird deshalb darauf geachtet, möglichst viele Einflussfaktoren in den Messdaten abzubilden. Dies beinhaltet neben demographischen Faktoren wie Alter, Geschlecht und Größe auch die Straßenanregung und Fahrzeugklasse. Zudem ist davon auszugehen, dass der Aufmerksamkeitszustand der Proband:innen die Kopfbewegung maßgeblich beeinflusst. Für die Datenaufzeichnung wird ein Messsystem benötigt, mit dem Fahrzeug- und Kopfbewegung zeitsynchron aufgezeichnet werden können. Dabei ist darauf zu achten, dass das natürliche Verhalten der Proband:innen von dem Messsystem möglichst wenig beeinflusst wird. In einer anschließenden Vorverarbeitung müssen die Daten gefiltert und in ein horizontiertes Koordinatensystem transformiert werden. Hierdurch können verschiedene Grundausrichtungen der Sensorik am Kopf ausgeglichen werden. Für die Vorhersage von Zeitreihen haben sich in den letzten Jahren verschiedene Netzstrukturen etabliert [56]. Durch einen systematischen Vergleich verschiedener Strukturen soll am Ende derjenige Netzaufbau ausgewählt werden, mit dem die Übertragungsfunktion zwischen Fahrzeug- und Kopfbewegung bestmöglich abgebildet werden kann. Abschließend ist zu klären, ob eine Anwendung des 6D-SVC Modells auf die vorhergesagten Daten zu vergleichbaren Ergebnissen führt, wie die Anwendung auf gemessene Daten.

3.2.2. Studienaufbau

Die Beschreibung des Studienaufbaus gliedert sich in drei Abschnitte. Zunächst wird auf die abgebildeten Variationen in der Datengrundlage für die neuronalen Netze eingegangen, anschließend folgen die Beschreibung des verwendeten Kopf- und Fahrzeugbewegungsmesssystems und der Datenvorverarbeitung.

Variationen in der Datengrundlage An den Versuchen nehmen drei weibliche und vier männliche Probanden im Alter von 23-63 Jahren teil. Die Versuche werden in zwei Studienteilen mit einem Porsche Cayenne (SUV) und einem Porsche Taycan (Sportlimousine) durchgeführt. Bei der Auswahl wurde bewusst darauf geachtet die Unterschiede zwischen Fahrzeugklasse und Fahrwerk abzubilden. Bedingt durch den hohen Schwerpunkt ist die Aufbaubewegung im SUV deutlich stärker ausgeprägt, als in der elektrisch angetriebenen Limousine. Zusätzlich reduziert die im Porsche Taycan verbaute elektromechanische Wankstabilisierung die Wankbewegungen. Um ein möglichst umfangreiches Spektrum an Straßenanregung, Abbiegevorgängen und Kurvenfahrten abzubilden wird eine 13,3 km lange Teststrecke definiert. Diese enthält Anteile von Stadtverkehr, Landstraße sowie Bundesstraße. Die Teststrecke wird mit jedem:r Proband:in drei mal mit variierenden Aufmerksamkeitszuständen durchfahren (vgl. Abb. 3.5). Im *aufmerksamen* Zustand sind die Augen auf die Straße gerichtet, im *schlafenden* Zustand geschlossen und im Zustand *Film schauen* betrachten die Proband:innen einen Film auf einem Tablet-Computer. Mit der Anfahrt zur Teststrecke sowie der Rückfahrt zum Treffpunkt ergeben sich pro Proband:in und Fahrzeug rund 85 km Strecke. Zusätzlich werden auf einer anderen Strecke mit variiertem Fahrer und Probanden gezielt Testdaten für die neuronalen Netze generiert sowie künstliche Manöver, wie Slalom und Stop-and-Go Fahrten durchgeführt.

Messtechnik Zur zeitsynchronen Messung von Fahrzeug- und Kopfbewegung wird ein eigenes Messsystem entwickelt. Dieses besteht aus zwei baugleichen Inertial-Sensoren für Fahrzeug- und Kopfbewegung. Der ausgewählte Sensor *LPMS-CU2* von *LP-Research* verfügt über ein 3-Achsen Gyroskop sowie Beschleunigungssensoren für die drei Raumrichtungen, die jeweils mit bis zu 400 Hz abgetastet werden können. Aufgrund der kompakten Abmessungen und dem geringen Gewicht von 17g eignet sich der Sensor gut für die Montage am Kopf. Hierfür wird der Sensor mit einer Halterung am Kopf fixiert. Der Aufbau ist in Abb. 3.5 zu sehen. Um den Einfluss der Halterung auf das Messergebnis möglichst gering zu halten wird die Kopfhalterung fest mit dem Kopf verbunden. In Verbindung mit dem geringen Sensorgewicht und dem betrachteten Frequenzbereich <10 Hz wird angenommen, dass der Einfluss der Halterung auf die Dynamik vernachlässigt werden kann. Der Referenzsensor für das Fahrzeug wird in der Mittelkonsole, in der Nähe des Fahrzeugschwerpunkts platziert. Die Daten beider Sensoren werden über CAN an das Mess-Interface (*Vector VN7061*) übertragen und zeitsynchron gemessen. Zu Beginn jeder Messung wird die, je nach Proband unterschiedliche, Anfangsausrichtung des Sensors gegenüber dem Erdkoordinatensystem erfasst und im Folgenden durch eine Koordinatentransformation korrigiert, sodass beide Sensoren horizontalisiert ausgerichtet sind.

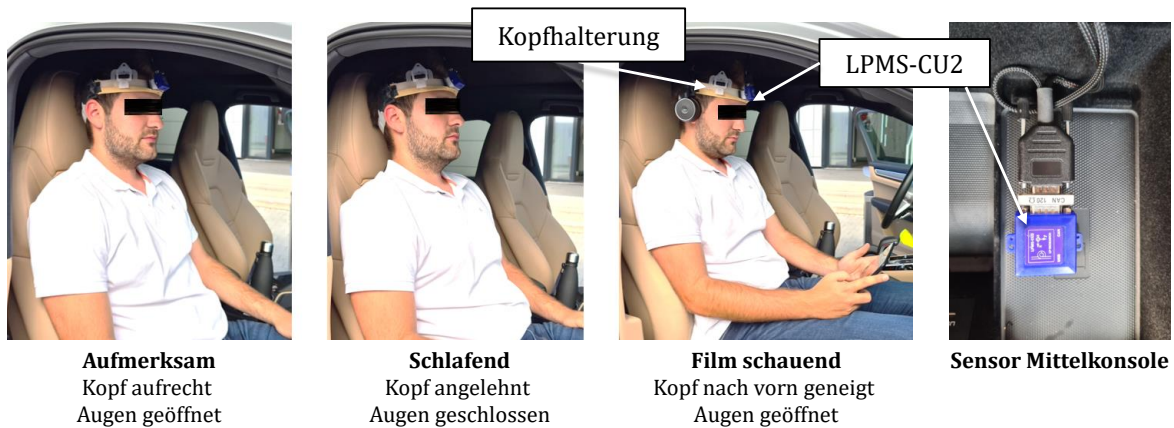


Abbildung 3.5.: Aufmerksamkeitszustände und Sensorpositionen für die Fahrzeug- und Kopfbewegungsmessung

Datenverarbeitung und untersuchte Netze Die Messdaten beider Sensoren werden in *MATLAB* vorverarbeitet, um eine einheitliche Datengrundlage für die neuronalen Netze zu generieren. Im ersten Schritt wird hierfür anhand der Erdbeschleunigung die Sensorausrichtung aus den Beschleunigungssignalen ermittelt und mit Eulerwinkeln beschrieben. Anschließend werden die Beschleunigungen und Drehraten mit den in Gl. 3.1-3.2 beschriebenen Drehmatrizen in ein horizontalisiertes Koordinatensystem transformiert.

$$\begin{bmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{bmatrix} = R_z(\psi) \cdot R_y(\theta) \cdot R_x(\varphi) \cdot \begin{bmatrix} a_{x,sens} \\ a_{y,sens} \\ a_{z,sens} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} = R_z(\psi) \cdot R_y(\theta) \cdot R_x(\varphi) \cdot \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{sens} \\ \dot{\theta}_{sens} \\ \dot{\psi}_{sens} \end{bmatrix} \quad (3.2)$$

Da für die Anwendung der SVC-Modelle nur die Abbildung niederfrequenter Bewegungen notwendig ist, werden alle Signale mit 10 Hz Tiefpassgefiltert.

Zur Berechnung des Übertragungsverhaltens werden vier Netzstrukturen betrachtet. Neben einem einfachen Multilayer Perzeptron (MLP), werden ein Convolutional Neural Network (CNN), ein rekurrentes Netz (RNN) mit Long-Short-Term-Memory (LSTM) Zellen implementiert und auf die Eignung für den Anwendungsfall untersucht. Die vierte Variante bildet die Kombination aus CNN und LSTM. Die Implementierung erfolgt in *Python* mit der Software *Jupyter Notebook*.

3.2.3. Ergebnisse

Nachfolgend wird zunächst der Einfluss des Aufmerksamkeitszustands auf die Kopfbewegung sowie der Unterschied zwischen Fahrzeug- und Kopfbewegung analysiert. Anschließend werden die Ergebnisse der untersuchten Netze verglichen und ein Funktionsnachweis anhand des 6D-SVC Modells geführt.

Allgemeine Erkenntnisse Abb. 3.6 zeigt die Auswertung der Kopfbewegung aller Probanden:innen auf der Teststrecke sowie während der Anfahrt und Rückfahrt im Frequenzbereich (hier ohne Tiefpassfilterung). Dargestellt sind die am Kopf gemessenen Beschleunigungen in x-, y- und z-Richtung (links) sowie die Drehraten in den drei Raumrichtungen (rechts). In den beiden unaufmerksamen Zuständen (schlafend + Film schauend) ist sowohl in Längs- als auch in Quer und Vertikalbeschleunigung eine Überhöhung der Kopfbeschleunigung bis ca. 10 Hz erkennbar. Aufgrund der fehlenden visuellen Information schafft es der Mensch hier nicht, Bewegungen aktiv zu kompensieren. Insbesondere im schlafenden Zustand, in dem eine visuelle Wahrnehmung der Fahrsituation nicht möglich ist, stellen sich am Kopf größere Beschleunigungen als am Fahrzeug ein. Der aufmerksame Passagier ist dagegen in der Lage, niederfrequente Querbeschleunigungen durch aktives Neigen des Kopfes in Richtung kurveninnen sogar teilweise zu kompensieren. Dies erklärt die Unterschiede zwischen den Aufmerksamkeitszuständen im Bereich von 0-0,2 Hz. Die Eigenfrequenz des Fahrzeugs bei ca. 1,2 Hz ist sowohl in Kopf- als auch in Fahrzeugvertikalbeschleunigung zu erkennen. Eine zweite Eigenfrequenz bei ca. 5 Hz zeigt die Eigenfrequenz des Kopfes. Letztere ist in der Fahrzeugbeschleunigung nicht zu erkennen.

Die Betrachtung der Wankrate ($\dot{\varphi}$) zeigt den Einfluss der im Versuchsfahrzeug Porsche Taycan verbauten aktiven Wankstabilisierung in Verbindung mit dem niedrigeren Schwerpunkt. Im Bereich 0.7-2.2 Hz ist sowohl die Fahrzeug- als auch die Kopfwankrate geringer. Hieraus leitet sich ab, dass mit aktiven Fahrwerksystemen direkt Einfluss auf die vom Gleichgewichtsorgan wahrgenommenen Bewegungen genommen werden kann.

Im direkten Vergleich von Fahrzeug- und Kopfbewegung weist der Kopf, mit Ausnahme der Querbeschleunigung im aufmerksamen Zustand, im Frequenzbereich von 0-10 Hz höhere Beschleunigungen bzw. Drehraten auf, als das Fahrzeug. Ab ca. 10 Hz sind die Beschleunigungen und Drehraten am Kopf geringer. Mögliche Ursache hierfür ist die kombinierte Dämpfung durch Sitz und Körper. Denkbar ist zudem, dass durch die vergleichsweise hohe Masse des Kopfes verbunden mit der geringen Anbindungssteifigkeit die Anregung bereits im Bereich der Isolation liegt.

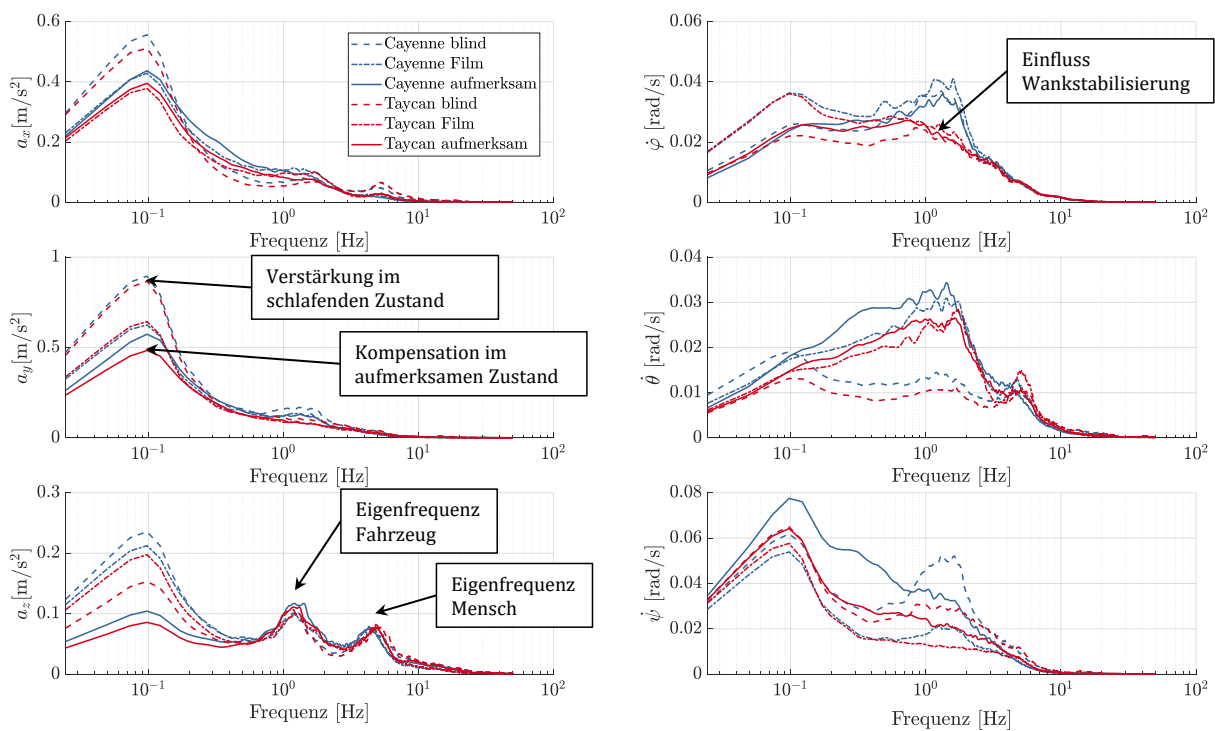


Abbildung 3.6.: FFT der Kopfbeschleunigungen (links) und Drehraten (rechts) für Cayenne und Taycan sowie die verschiedenen Aufmerksamkeitszustände

Vergleich der untersuchten Netzstrukturen Die Performance der unterschiedlichen Netze wird sowohl anhand des Root Mean Square Error (RMSE) zwischen gemessener und vorhergesagter Kopfbewegung als auch im Zeitbereich durch Betrachtung einzelner Manöver bewertet. Die Netze sollten dabei die Verhaltensmuster des Menschen (z.B. die Querschleunigungskompensation im aufmerksamen Zustand) abbilden. Bereits das einfache MLP Netz bildet den Zusammenhang zwischen Fahrzeug- und Kopfbewegung gut ab. In der Detailbetrachtung liefern CNN und LSTM jedoch insbesondere für die Abbildung der Nickbewegung bessere Ergebnisse. Die besten Ergebnisse werden mit der Kombination aus CNN und LSTM erzielt. Aus diesem Grund wird dieses Netz für die folgenden Betrachtungen ausgewählt. Es ist anzumerken, dass aufgrund des individuellen Verhaltens und Körperbaus der Proband:innen Abweichungen zwischen gemessener und vorhergesagter Kopfbewegung nicht ausgeschlossen werden können. Nichtsdestotrotz beschreiben die vorhergesagten Bewegungen das reale Verhalten deutlich besser als die reine Fahrzeugbewegung. Verhaltensmuster wie die verzögerte Nickbewegung des Kopfes beim Bremsvorgang können erfolgreich abgebildet werden.

Funktionsnachweis anhand des 6D-SVC Modells Zur abschließenden Bewertung der Methodik wird anhand einer Slalomfahrt untersucht, inwiefern die durch das künstliche neuronale Netz vorhergesagte Kopfbewegung geeignet ist, um im SVC Modell die gemessene Kopfbewegung zu ersetzen. Hierfür wird jeweils für Fahrzeugbewegung sowie Abschnitt und vorhergesagte Kopfbewegung der MSI-Wert mit dem in Kapitel 2.5 vorgestellten 6D-SVC-Modell von KAMIJI ET. AL. berechnet. Als Beispiel wird eine ca. 17 sekundige Slalomfahrt herangezogen, die reproduzierbar mit dem selben Fahrzeug gefahren wurde. Abb. 3.7 zeigt die MSI Verläufe für die Zustände aufmerksam und unaufmerksam. Es wird deutlich, dass trotz vergleichbarer Fahrzeugbewegung deutliche Unterschiede in den Kopfbewegungen vorliegen, die sich beim unaufmerksamen Passagier in einer Verstärkung gegenüber der Fahrzeugbewegung und beim aufmerksamen Passagier in einer Verringerung des MSI im Vergleich zum Fahrzeug zeigen. Würde man allein die Fahrzeugbewegung zur Berechnung des MSI heranziehen, so ist hier kein Unterschied zwischen beiden Zuständen erkennbar. Die mit dem neuronalen Netz geschätzten Bewegungen bilden die Kopfbewegung deutlich besser ab. Eine Abweichung zur Messung ist jedoch auch hier vorhanden. Um eine allgemeine Anwendbarkeit der Methodik sicher zu stellen sind weitere Versuche mit anderen Fahrzeugen, Probanden und Strecken notwendig. Die Ergebnisse zeigen jedoch, trotz der vergleichsweise geringen Anzahl an Trainingsdaten, dass die Verwendung von neuronalen Netzen zur Abbildung der Kopfbewegung vielversprechend ist und die Berücksichtigung des Aufmerksamkeitszustandes in Berechnungsmodellen für Reiseübelkeit ermöglicht.

Zusammenfassend zeigt die Untersuchung, dass der Aufmerksamkeitszustand der Passagiere ein wichtiger Faktor für die Empfindung von Komfort ist und für die Auslegung des Fahrwerks automatisierter Fahrzeuge berücksichtigt werden muss. Bei Nebentätigkeiten während der Fahrt sind die Fahrzeuginsassen nur noch begrenzt in der Lage, Bewegungen des Fahrzeugs aktiv auszugleichen. In der Folge werden Komfort und Reiseübelkeit bei vergleichbarer Fahrweise schlechter bewertet. Gleichzeitig konnte gezeigt werden, dass der Einsatz aktiver Fahrwerksysteme nicht nur das Fahrverhalten, sondern auch die Insassenbewegung maßgeblich beeinflusst und damit eine Möglichkeit darstellt gegenzusteuern. Die entwickelte Methode zur Beschreibung der Auftretenswahrscheinlichkeit von Reiseübelkeit auf Basis der Fahrzeugbewegung zeigt vielversprechende Ergebnisse, muss jedoch weiter validiert werden.

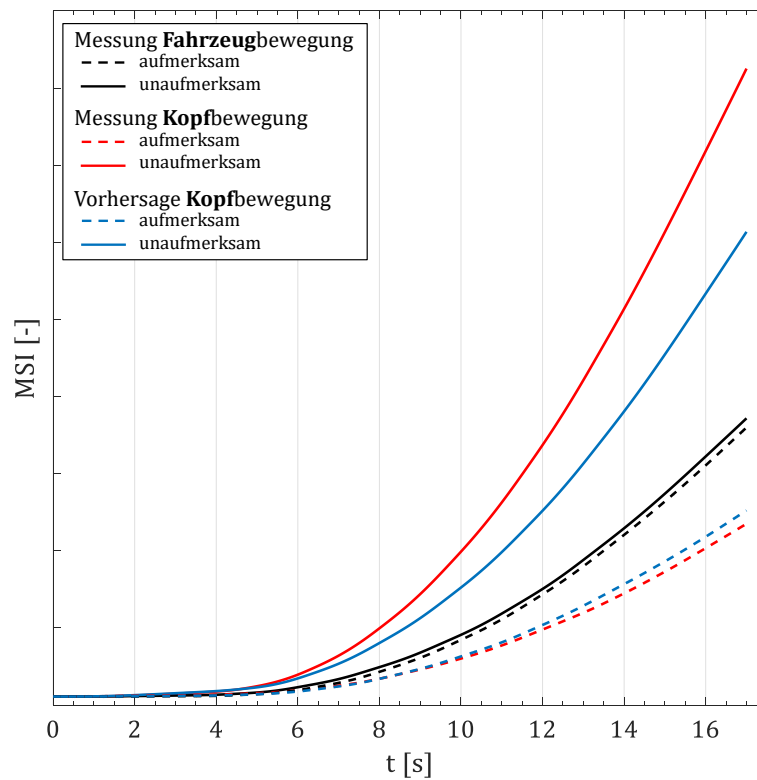


Abbildung 3.7.: Vergleich der MSI Verläufe (6D SVC Modell - Kamiji) mit vorhergesagter Kopfbewegung und gemessener Kopfbewegung im Slalom

4. Stand der Technik: Fahrwerkregelkonzepte und Vorschlag einer Trajektorienplanung für die Aufbaubewegung

In den vorangegangenen Kapiteln wurden Anforderungen an den Fahrkomfort automatisierter Fahrzeuge erarbeitet. Dabei wurden auch die prinzipiellen Potentiale aufgezeigt, die aktive Fahrwerksysteme bieten, um das Fahrverhalten aktiv zu beeinflussen und damit den Zielkonflikt zwischen Fahrdynamik bzw. Fahrsicherheit und Fahrkomfort teilweise aufzulösen. Für die Ansteuerung dieser Systeme wurden in den vergangenen Jahrzehnten bereits zahlreiche Regelkonzepte entwickelt. In diesem Kapitel wird zunächst der Stand der Technik zu diesen Regelungen vorgestellt und analysiert, inwiefern diese sich eignen, die in den Kapiteln 2 und 3 erarbeiteten Anforderungen für Fahrwerke automatisierter Fahrzeugen zu erfüllen. Darauf basierend, wird eine Kombination aus hochfrequenter Skyhook-Regelung und einer vorausschauenden niederfrequenten *Trajektorienplanung* für die Aufbaubewegung als neues Regelkonzept vorgeschlagen, welches sich von bestehenden Konzepten durch die Einbindung der Trajektorieninformation als Vorausschaudaten abhebt und damit neben der optimalen Überfahrt von Einzelhindernissen auch den zielgerichteten Einsatz von Zusatzfunktionen, wie der Querschleunigungskompensation durch Neigung des Fahrzeugaufbaus nach Kurveninnen (auch "Kurvenneiger") ermöglicht. Darauf folgend werden die Anforderungen hinsichtlich der notwendigen Güte der Vorausschauinformation und der Echtzeitfähigkeit des Ansatzes definiert.

4.1. Regelkonzepte für die Fahrzeugaufbaubewegung

Aufgrund hoher Kosten und zusätzlichem Energiebedarf gegenüber semi-aktiven Fahrwerksystemen ist die Verfügbarkeit voll-aktiver Fahrwerke in Serienfahrzeugen bislang gering. Derzeit sind nur die beiden bereits in der Einleitung vorgestellten Systeme von Mercedes und Audi in Personenfahrzeugen verfügbar. Allerdings gibt es in der Forschung und im militärischen Bereich weitere Beispiele ausgeführter Systeme. In der Literatur finden sich zahlreiche Regelansätze für aktive Fahrwerksysteme. Oftmals basieren diese auf Algorithmen, die ursprünglich für semi-aktive Fahrwerke entwickelt und anschließend um weitere Funktionen erweitert wurden. Der Fokus dieser Arbeit liegt ausdrücklich auf aktiven Systemen, weshalb Regelungen für semi-aktive Systeme im Folgenden bewusst ausgeklammert werden. Der Großteil der Ansätze lässt sich jedoch mit geringen Anpassungen und, entsprechend der Möglichkeiten der verwendeten Systemarchitektur ggf. verringerter Performance auch auf semi-aktive Systeme anwenden.

Die in der Literatur beschriebenen Regelkonzepte können grob in zwei Kategorien eingeteilt werden. *Regelungen ohne Vorausschau* kommen ohne Kamera oder Lidarsensorik aus. Der Systemzustand wird in den meisten Fällen mit Beschleunigungs- und Federwegsensorik erfasst. Mit

der Verfügbarkeit einer Vorrauschaufinformation des vorausliegenden Straßenprofils steigen die Möglichkeiten zur Steigerung der Reglerperformance weiter an. Die meisten *Regelkonzepte mit Vorausschau* nutzen dafür eine Störgrößenkompensation. Dabei wird aus dem gemessenen Höhenprofil ein Vorsteuersignal erzeugt. Als weitere Möglichkeit wurden in den letzten Jahren vermehrt modellprädiktive Regler entworfen, deren Einsatz im Hinblick auf die steigende Rechenleistung moderner Steuergeräte in den nächsten Jahren möglich werden könnte.

Im Folgenden wird der Stand der Technik zu sowohl Regelungen mit als auch ohne Vorausschau aufgezeigt. Mit dem Ziel, ein zukunftsfähiges Konzept für die Regelung aktiver Fahrwerksysteme in automatisierten Fahrzeugen auszuwählen, werden anschließend die Anforderungen aus Kapitel 2 und 3 herangezogen, um die Vor- und Nachteile der Architekturen zu vergleichen.

4.1.1. Konzepte ohne Vorausschau

Die primären Aufgaben der Fahrwerkregelung sind einerseits die Isolation des Fahrzeugaufbaus von Straßenunebenheiten und andererseits die Sicherstellung guter Straßenlage (eng. road holding) bzw. Fahrsicherheit. Als Maße für diese beiden Anforderungen werden in der Regel die Vertikalbeschleunigung des Aufbaus \dot{z} für die Isolation und die dynamischen Radlastschwankungen $F_{z,dyn}$ für die Fahrsicherheit heran gezogen. Die vorgestellten Regelansätze verfolgen jeweils das Ziel diese beiden Größen möglichst gleichzeitig zu reduzieren.

Die Skyhook-Regelung bzw. Abwandlungen davon sind bis heute die Grundlage für nahezu alle in Serienfahrzeugen verwendeten Aufbauregelungen. UNGER nennt hierzu in [104] diverse Modelle der Marken Audi, BMW, Mercedes, Volvo und Volkswagen, wobei die jeweiligen Detail-Umsetzungen nicht bekannt sind. Aufgrund der hardwareunabhängigen Formulierung des Prinzips eignet es sich auch für die Regelung voll-aktiver Systeme und wird aufgrund der weiten Verbreitung meist als Referenz zur Bewertung der Leistungsfähigkeit komplexerer Ansätze verwendet. Aus diesem Grund soll zunächst die Skyhook-Regelung erläutert werden, bevor auf weitere Konzepte ohne Vorausschau eingegangen wird.

Skyhook-Regelung Die Skyhook-Regelung geht auf den Fahrzeugtechniker KARNOPP zurück und hat das Ziel den Zielkonflikt zwischen Aufbaudämpfung und der Einleitung von Kräften über die Fahrbahn aufzulösen [113]. Dem Ansatz liegt die Idee zugrunde, dass optimale Aufbaudämpfung dann realisiert werden könnte, wenn der Aufbau nicht gegenüber Reifen und Rad, sondern gegenüber einem erdfesten Punkt bedämpft würde. Diesen physikalisch unmöglichen Anbindungspunkt des Dämpfers beschreibt KARNOPP als *Skyhook* (Himmelshaken). In Abb. 4.1.1 ist der Aufbau im Viertelfahrzeug schematisch dargestellt. Die Anordnung ermöglicht eine kompromisslose Dämpfung des Aufbaus gegenüber dem Inertialsystem mit hohen Dämpfungskonstanten, da die Radbewegung über den Dämpfer keine Kraft auf den Aufbau ausübt.

In der Realität wird die inertielle Dämpfung mit einem regelbaren Aktor zwischen Rad und Aufbau realisiert. Die Soll-Kraft für diesen Aktor ergibt sich aus der Vertikalgeschwindigkeit des Aufbaus \dot{z} und der Skyhook-Dämpfungskonstante d_{sky} :

$$F_{Soll} = d_{sky} \cdot \dot{z} \quad (4.1)$$

Da die Aufbaugeschwindigkeit nicht direkt gemessen werden kann, wird sie meist durch Filterung und Integration der Aufbaubeschleunigung oder Filterung und Differentiation der Federwege oder

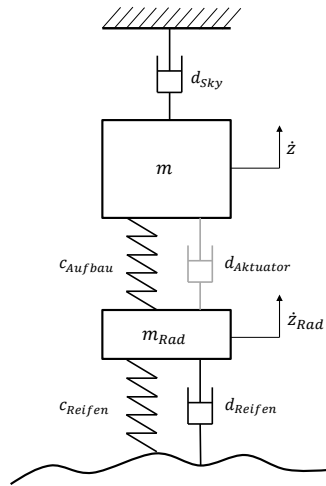


Abbildung 4.1.: Veranschaulichung des Skyhook Ansatz mit inertial gedämpfter Aufbaumasse m

einer Kombination aus beidem bestimmt. Aufbaubeschleunigung und Federwege werden hierfür über Sensoren erfasst.

Basierend auf den Arbeiten von WRIGHT UND WILLIAMS, die bei Lotus die *modale Fahrwerkregelung* begründeten [115], wurde bei Active Control Systems (ACS), einem Joint Venture von Moog und Lotus, die *modale Skyhook-Regelung* entwickelt [113]. Durch die Kombination beider Konzepte wird anstelle jedes Rad einzeln zu betrachten die Regelung auf die Aufbaubewegung mit voneinander entkoppelten Freiheitsgraden bezogen. Dafür wird die Bewegung des Fahrzeugaufbaus mit drei unabhängigen Starrkörpermoden: Wanken, Nicken und Heben beschrieben. Über die geometrischen Beziehungen zwischen Schwerpunkt und Radanbindungspunkt werden die Dämpfungskräfte an den vier Fahrzeugecken in Abhängigkeit der modalen Geschwindigkeiten \dot{z} , $\dot{\varphi}$ und $\dot{\theta}$ und den zugehörigen Dämpfungskonstanten ausgedrückt:

$$d_{Hub} \cdot \dot{z} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 \quad (4.2)$$

$$d_{Nick} \cdot \dot{\theta} = -l_f(F_1 + F_2) + l_r(F_3 + F_4) \quad (4.3)$$

$$d_{Wank} \cdot \dot{\varphi} = \frac{w_f}{2}(F_2 - F_1) + \frac{w_r}{2}(F_4 - F_3) \quad (4.4)$$

Dabei entsteht ein überbestimmtes Gleichungssystem (3 Modalkoordinaten und 4 Federwege). Um das Gleichungssystem eindeutig zu bestimmen wird eine weitere Mode eingeführt. Die *Verspannung* beschreibt die Differenz des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse.

$$M_V = \frac{w_f}{2}(F_2 + F_1) + \frac{w_r}{2}(F_4 - F_3) \quad (4.5)$$

Setzt man das Verspannungsmoment M_V in Relation zum Gesamtwankmoment, so erhält man die Wankmomentenverteilung ϵ oder auch anschaulicher die Aufteilung des Wankmoments zwischen Vorder- und Hinterachse. Dabei bedeutet $\epsilon = 1$, dass das gesamte Wankmoment an der Vorderachse anliegt und $\epsilon = -1$, dass das gesamte Wankmoment an der Hinterachse anliegt.

Mit ϵ in 4.5, erhält man:

$$d_{Wank} \cdot \dot{\varphi} = \frac{(1 + \epsilon)w_f}{2}(F_2 - F_1) + \frac{(1 - \epsilon)w_r}{2}(F_4 - F_3) \quad (4.6)$$

Die zusätzliche Gleichung ermöglicht neben der eindeutigen Lösbarkeit des Gleichungssystems auch die Einstellung des Eigenlenkverhaltens ($\epsilon > 0$ führt zu Untersteuerverhalten und $\epsilon < 0$ zu Übersteuerverhalten). Es ergibt sich folgendes Gleichungssystem für die Dämpferkräfte (Gl. 4.7):

$$\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{l_r d_{Hub}}{2(l_f + l_r)} & \frac{-d_{Nick}}{2(l_f + l_r)} & \frac{(1 + \epsilon)d_{Wank}}{2w_f} \\ \frac{l_r d_{Hub}}{2(l_f + l_r)} & \frac{-d_{Nick}}{2(l_f + l_r)} & \frac{(1 + \epsilon)d_{Wank}}{2w_f} \\ \frac{l_f d_{Hub}}{2(l_f + l_r)} & \frac{d_{Nick}}{2(l_f + l_r)} & \frac{(1 - \epsilon)d_{Wank}}{2w_r} \\ \frac{l_f d_{Hub}}{2(l_f + l_r)} & \frac{d_{Nick}}{2(l_f + l_r)} & \frac{(1 - \epsilon)d_{Wank}}{2w_r} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \dot{z} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Mit Gl. 4.7 ergeben sich Kräfte unabhängig von den Grenzen der Aktorik. Je nach verwendetem Aktor kann die Kraftforderung in unterschiedlichem Maß erfüllt werden. Mit semi-aktiven System ist der Betrieb auf den ersten und dritten Quadranten des Kraft-Geschwindigkeits-Kennfelds (vgl. Abb.1.4) beschränkt. Liegt die Soll-Kraft außerhalb des Kennfelds, so wird diejenige Kennlinie gewählt, mit der die Kraft der Anforderung am nächsten kommt. Mit voll-aktiven Systemen ist der Betrieb in allen vier Quadranten möglich. Prinzipbedingt wirkt der Regler auch der Straßentopologie entgegen. Deshalb muss die Aufbaugeschwindigkeit so aufbereitet werden, dass diese nur Anteile enthält, die mit den verfügbaren Federwegen noch ausgeglichen werden können. Dies ist bspw. durch eine Hochpassfilterung der Vertikalgeschwindigkeit möglich.

weitere Konzepte JING ET AL. untersuchen in [63] einen H_∞ Regler für ein voll-aktives Fahrwerksystem mit dem Ziel die Vertikalbeschleunigung im Bereich von 4-8 Hz zu minimieren. Sie berücksichtigen dabei die Grenzen der Federwege und Aktorkraft. Um eine Horizontierung des Fahrzeugs zu erreichen, werden zudem Nick- und Wankbeschleunigung minimiert. Gegenüber einem passiven Fahrwerk erreichen sie eine Reduktion der Vertikalbeschleunigung (Effektivwert) um Faktor 1,8-2 über den gesamten Frequenzbereich. Im Vergleich mit einem Linear Quadratischen Regler (LQR) fällt der Vorteil mit ca. 15 % Reduktion deutlich geringer aus. Die Reduktion ist dabei im Zielfrequenzbereich von 4-8 Hz am größten, unter 1 Hz liegt die Performance unter den anderen untersuchten Reglern. Zu einem vergleichbaren Ergebnis kommen auch FU UND DONG in [45]. KATSUYAMA schlägt in [68] eine Anpassung des Skyhook Konzepts vor, die neben der inertialen Dämpfung eine inertielle Federsteifigkeit und Masse zur Berechnung der Aktorkraft berücksichtigt. Damit erreicht er im Frequenzbereich bis 10 Hz eine Reduktion der Vertikalbeschleunigung um ca. 2,5 dB (entspricht Faktor 1,33) im Vergleich mit einem konventionellen Skyhook-Regler. MAURYA UND BHANGAL vergleichen in [73] einen LQR-Regler mit einem PID-Regler sowie einem passiven Fahrwerk. Beide Regelansätze reduzieren die Vertikalbeschleunigung gegenüber dem passiven Fahrwerk deutlich, wobei der LQR Regler zum besten Ergebnis führt. Modellprädiktive Ansätze (engl. Model Predictive Control - MPC) bieten die Möglichkeit die Grenzen der verwendeten Aktorik und des Fahrzeugs im unterlagerten Optimierungsproblem zu berücksichtigen. Um die Rechenleistungsanforderungen von MPC-Algorithmen zu reduzieren und

eine echtzeitfähige Anwendung im Fahrzeug zu ermöglichen, nutzen THEUNISSEN ET AL. eine explizite modellprädiktive Regelung (e-MPC). Hierbei wird das unterlagerte Optimierungsproblem zunächst offline gelöst und die Lösung durch eine endliche Anzahl linearer Regelgesetze in Abhängigkeit des Systemzustands approximiert. Sie implementieren die e-MPC auf einer *dSpace Micro Auto Box* und vergleichen das Regelergebnis mit einem Skyhook-Regler. Dabei erreichen sie mit den beiden MPC Varianten eine Verbesserung der Vertikalbeschleunigung um 22-26 % im Bereich bis 4 Hz und 8-19 % über 4 Hz. In [94] stellen SHAO ET AL. einen verteilten MPC-Regler vor, bei dem das Optimierungsproblem in drei Teilprobleme aufgeteilt wird, die auf separaten Mikrocontrollern gelöst werden. Damit erreichen sie einen Rechenzeitvorteil von ca. 50 % bei nur geringem Performance-Verlust.

4.1.2. Konzepte mit Vorausschau

Für die Nutzung von Vorausschauinformationen in der Regelung haben sich im wesentlichen zwei Gruppen von Regelkonzepten entwickelt. Der *Störgrößenkompensation* (engl. Disturbance Compensation) liegt die Idee zugrunde, aus dem gescannten Straßenprofil und einem Fahrwerkmodell direkt die Kraft zu berechnen, die an jedem Rad notwendig ist, um die Anregung vollständig auszugleichen. Als zweite Gruppe haben sich auch hier *modellprädiktive* Ansätze etabliert, die das Straßenprofil mit in das Optimierungsproblem aufnehmen.

Störgrößenkompensation Regelungen mit Störgrößenkompensation werden oftmals in Verbindung mit einer Skyhook oder LQR Regelung verwendet. Hierdurch ergibt sich eine modulbasierte Reglerstruktur, wobei sich die Ausführungen in der Anzahl, Verschaltung und Funktionsweise der Einzelmodule unterscheiden. Eine modulare Systemstruktur, wie sie beispielsweise von GOEHRLE in [46] verwendet wird, ist in Abb. 4.2 aufgezeigt. Die Grundfunktion wird hier durch einen Skyhook-Regler abgebildet. Dieser wird, je nach Funktion dauerhaft oder zeitweise, um zusätzliche Funktionen erweitert. Neben der Störgrößenkompensation sind das beispielsweise Kurvenneiger und Helikopterfunktion. Auf Letztere wird an späterer Stelle detailliert eingegangen. Die Fahrzeugbezogene Soll-Kraft ergibt sich aus der Summe der Kraftanforderungen der aktiven Module und wird an den unterlagerten Aktorregler übergeben.

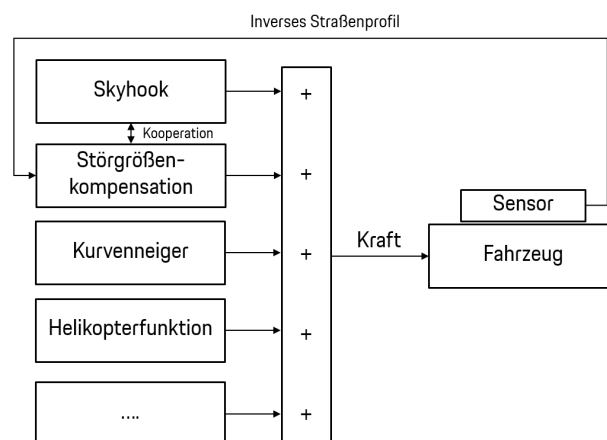


Abbildung 4.2.: Modulbasierte Reglerstruktur mit Störgrößenkompensation

GOEHRLE nutzt die Störgrößenkombination in Verbindung mit einer Skyhook-Regelung zur Regelung eines langsam aktiven Fahrwerks (Verstelldynamik < 5 Hz) mit Federfußpunktverstellung und semi-aktiven Dämpfern. Zur Berechnung der notwendigen Kraft zur Kompensation der Straßenanregung wird im ersten Schritt die Straße mit einer Stereokamera optisch vermessen. In einer anschließenden Transformation werden die Wank-, Nick- und Hubbewegungen der Karosserie aus den Sensordaten entfernt, mit dem Profil aus dem letzten Zeitschritt abgeglichen und zu einer Höhenkarte akkumuliert. Um implizit Beschränkungen der Aktorik hinsichtlich Stellgeschwindigkeit und Stellweg zur berücksichtigen, wird das Straßenprofil vorverarbeitet, sodass es nach der Filterung nur Anteile enthält, deren Kompensation mit der verbauten Aktorik möglich ist. Diese Aufbereitung umfasst eine phasenfreie Tiefpass-Filterung des absoluten Höhenprofils mit der Grenzfrequenz der Aktorik (in diesem Fall 5 Hz) sowie eine phasenfreie Hochpassfilterung mit 0,5 Hz. Durch letztere werden die niederfrequenten Anteile des Höhenprofils, deren Kompensation mit endlichem Federweg nicht möglich ist, eliminiert. Näherungsweise entspricht dies einer Transformation vom Inertialsystem ins Straßenkoordinatensystem. Das aufbereitete Straßenprofil und dessen Ableitung sind Eingang für ein inverses Fahrzeugmodell, bei dem die Wank-, Nick- und Hubbewegung jeweils zu Null gesetzt werden. Aus der Systemgleichung ergeben sich dann diejenigen Aktorkräfte, die notwendig sind, um die vollständige Kompensation dieser Bewegungen zu erreichen. Um die Aktordynamik der Federfußpunktverstellung zu kompensieren, verschiebt GOEHRLE das Höhenprofil um den Abstand $\delta l = v \cdot T_A$, wobei T_A der Zeitkonstante des angenommenen PT-1 Verhaltens des Aktors entspricht.

Bei der Überfahrt einer Bodenwelle können durch die Störgrößenkompensation mit inversem Modell die maximale Aufbaubeschleunigung im Vergleich zur reinen Skyhook Regelung um 29 % und die maximale Nickrate um 42 % reduziert werden [46]. SCHINDLER nutzt für seine Integrale Preview Strategie (IPS) eine vergleichbare Reglerarchitektur, bestehend aus kontinuierlicher Regelung und Vorsteuerung und vorheriger Profilaufbereitung. Neben dem inversen Modell, berücksichtigt er bei der Berechnung der Aktorkraft zusätzlich das Verhalten des geschlossenen Regelkreises. Hierdurch erreicht er eine Kooperation zwischen Regelung und Vorsteuerung/Störgrößenkompensation und vermeidet konkurrierende Kraftforderungen beider Regleranteile. Die Ergebnisse der Fahrzeugerprobung bestätigen in allen untersuchten Szenarien (Fahrbahnschwelle, Schlechtweg, Autobahn) eine Reduktion von Wank-, Nick- und Hubbeschleunigung. Bei der Fahrbahnwelle beträgt die Reduktion der Vertikalbeschleunigung zur Regelung ohne Vorausschau (reiner Skyhook) knapp 80 % [91]. Anstatt das Reglerverhalten in der Berechnung der Vorsteuerung zu berücksichtigen, wird von BARTON-ZEIPERT das Vorsteuersignal in die Regelung rückgeführt. Für die kontinuierliche Regelung nutzt er einen Zustandsregler. Auch er erreicht im Vergleich zur Regelung ohne Vorausschau eine Beschleunigungsreduktion von knapp 50 % bei der Überfahrt von Fahrbahnschwellen [9].

modellprädiktive Ansätze Die modellprädiktive Regelung wurde bereits bei den Konzepten ohne Vorausschau erwähnt, soll an dieser Stelle jedoch ausführlicher behandelt werden, da die Vorausschauinformation hier deutlichen Mehrwert generiert.

Bereits in den späten 1990er Jahren, implementierten MEHRA ET AL. eine modellprädiktive Regelung für ein voll-aktives Fahrwerk auf Basis eines Viertelfahrzeug-Modells. Sie beschreiben den Aufbau des Optimierungsproblems und berücksichtigen die Grenzen der Aktorik als Beschränkungen des Lösungsraums. In der Simulation erreicht das Konzept einen Komfortgewinn gegenüber einem passiven Fahrwerk. Dieses Ergebnis kann auf dem Prüfstand bestätigt werden [75]. DONAHUE UND HEDRICK implementieren eine modellprädiktive Regelung als Simulink S-funcion in

ein Militärfahrzeug und vergleichen zwei Varianten mit und ohne Vorausschau. Sie berichten eine Verbesserung von Faktor drei gegenüber einem passiven Fahrzeug und 15 % gegenüber der MPC ohne Vorausschau [32]. GOEHRLE implementiert zwei verschiedene MPC-Varianten mit einer Vorausschauzeit von 0,5 s, was bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h ca. 13 m entspricht. Als Grundlage nutzt er für beide Ansätze ein reduziertes lineares Gesamtfahrzeugmodell als Systemgleichung, welches die Zustandsgrößen der Fahrzeugaufbaubewegung in Abhängigkeit der Dämpferkraft, dem Stellweg der Federfußpunktverstellung bzw. der Kombination beider Größen abbildet. Für den ersten Ansatz wird das Optimierungsproblem für den modellprädiktiven Algorithmus als teildiskretisiertes Problem aufgestellt. Das heißt, dass alle Zustände im zu minimierenden Gütemaß durch Einsetzen der Systemgleichung eliminiert werden und der Wert des Gütemaßes allein durch die vier Aktorstellgrößen bestimmt ist. Hierdurch ergibt sich ein konvexes linear-quadratisches Optimierungsproblem mit voll-besetzter Hesse-Matrix, welches mit dem freien Solver *qpOASES* gelöst wird. Die Aktorbeschränkungen der Federfußpunktverstellung (Stellweg + Stellgeschwindigkeit) und des Dämpfers (darstellbare Kraft bei aktueller Dämpfergeschwindigkeit) werden explizit im Optimierungsproblem berücksichtigt. Die zweite MPC Variante basiert auf demselben Modell mit den gleichen Beschränkungen. Hier wird jedoch das Gütemaß als Funktion der Systemzustände (Heben, Wanken, Nicken) formuliert und die Stellgrößen über ein inverses Modell aus den Optimierungsvariablen bestimmt. Im Vergleich zum ersten Ansatz hat dies den Vorteil, dass die Anzahl der Optimierungsvariablen um ein Viertel reduziert wird und die Hesse-Matrix auch bei veränderten Fahrzeugparametern konstant bleibt, da die Systemdynamik in den Nebenbedingungen des Optimierungsproblems berücksichtigt wird. Im Gütemaß der modellprädiktiven Regelung wird explizit nur der Fahrkomfort in Form der drei Aufbaubeschleunigungen berücksichtigt. Die Ergebnisse zeigen jedoch, dass die Fahrdynamik in Form der dynamischen Radlastschwankungen ebenfalls implizit optimiert wird. Im Vergleich mit der Störgrößenkompensation führen beide MPC Ansätze zu vergleichbaren Komfortvorteilen wie mit Störgrößenkompensation. GOEHRLE empfiehlt aufgrund der einfacheren Umsetzung und Applikation deshalb die Störgrößenkompensation in Kombination mit der Skyhook-Regelung für eine Serienumsetzung [46].

4.1.3. Zusatzfunktionen und alternative Ansätze

Die vorgestellten Ansätze verfolgen das Ziel, die Aufbaubeschleunigungen in den drei Freiheitsgraden Nicken, Wanken und Heben zu minimieren und den Aufbau bestmöglich von der Fahrbahn zu entkoppeln. Neben dieser Grundfunktion, haben sich in den letzten Jahren Zusatzfunktionen etabliert, die weiteren Komfort versprechen. Sowohl MERCEDES BENZ als auch AUDI bieten in ihren Fahrzeugen mit aktivem Fahrwerk eine Kurvenneigefunktion an. Zur genauen Umsetzung dieser Funktion im Regler existiert keine Literatur. Ein Schaubild in [103] legt jedoch nahe, dass die Funktion als Kennfeld implementiert ist. Der Soll-Wankwinkel ist hierbei abhängig von der aktuellen Fahrgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung. Da große Wankbewegungen beim Parkieren unangenehm empfunden werden, wird die Funktion mit steigender Geschwindigkeit rampenförmig aktiviert. Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten wird der Soll-Winkel ebenfalls zurückgenommen. Eine solche Funktion lässt sich beispielsweise als Soll-Kraft-Kennfeld mit den Eingangsgrößen Geschwindigkeit und Querbeschleunigung abbilden. Die notwendige Kraft für die Kurvenneigefunktion wird dann, wie in Abb. 4.2 angedeutet, zur Soll-Kraft aus Skyhook-Regler und Störgrößenkompensation addiert. Dabei muss jedoch sichergestellt werden, dass die Vertikalregelung nicht vom Kurvenneige-Modul behindert wird. Es existieren zudem auch komplexere Ansätze, wie der Sliding Mode Regler (SMC) von YAO ET AL. auf Basis eines Lenk- und Wankmo-

dells [116]. Der Soll-Wankwinkel wird hier nach Gl. 4.8 aus Fahrgeschwindigkeit und Soll-Gierrate bestimmt, um die auf die Insassen wirkende Querbeschleunigung auszugleichen.

$$\varphi_{Soll} = \frac{v\psi_{Soll}}{g} \quad (4.8)$$

Die Funktion des SMC wird an einem 6 Freiheitsgrad Fahrzeugmodell nachgewiesen, wobei die gestellten Wankwinkel mit ca. 15° mit für Straßenfahrzeuge üblichen Fahrwerkgeometrien nicht realisierbar sind (vgl. Abschnitt 2.4).

YOUN ET AL. stellen in [117] einen Attitude Motion Controller für ein aktives Fahrwerkssystem vor. Die verwendete Optimalsteuerung berücksichtigt in der Kostenfunktion Wank-, Nick- und Vertikalbeschleunigung, den Feder- und Radweg, die Stellgröße und die Abweichung von Wank- und Nickwinkel von einem vorab berechneten optimalen Wank bzw. Nickprofil. Letzteres wird so gewählt, dass bei einer bekannten Fahrbahnneigung die auf die Insassen wirkenden Beschleunigungen möglichst vollständig kompensiert werden. Bei vollständigen Ausgleich der Querbeschleunigung durch Straßenquerneigung φ_S und Fahrwerkswankwinkel φ_F gilt:

$$m \cdot g \cdot \sin(\varphi_F + \varphi_S) = m \cdot a_y \cdot \cos(\varphi_F + \varphi_S) \quad (4.9)$$

Umgestellt nach dem Soll-Fahrwerkswankwinkel zur Einstellung dieses Zustands gilt dann:

$$\varphi_F = \arctan\left(\frac{a_y - g \cdot \tan(\varphi_S)}{a_y \cdot \tan(\varphi_S) + g}\right) \quad (4.10)$$

Analog werden die Gleichungen für den optimalen Nickwinkel hergeleitet. YOUN untersucht drei Varianten zur Bestimmung der Sollwinkel: Variante Eins geht davon aus, dass der ideale Winkel bereits vorab bekannt ist, in Variante Zwei wird der Sollwinkel aus dem idealen Winkel für die aktuelle Position prädiiziert, Variante Drei verwendet als Sollwinkel den idealen Winkel für die aktuelle Position. Die Simulation mit einem Halbfahrzeugmodell zeigt, dass die vorgeschlagene Regelung in der Lage ist das Soll-Profil einzuregeln, wobei die besten Ergebnisse mit Variante Eins und Zwei erzielt werden.

ZHU UND AYALEW schlagen in [118] ein Regelkonzept bestehend aus einer Kombination aus einer LQG (Linear Quadratic Gaussian Regulator)-Regelung und einer modellprädiktiven Wankregelung vor. Die schnelle LQG Regelung erhöht den Fahrkomfort, der langsamer ausgeführte MPC Anteil kontrolliert Gierreaktion und Wankabstützung. Diese Struktur hat den Vorteil, dass aufgrund der niedrigeren Echtzeitanforderungen für den MPC Anteil ein komplexerer Aufbau möglich ist. Der MPC-Regler nutzt Vorrasschauinformationen über das Straßenprofil. Mit der vorgeschlagenen Struktur erreichen die Autoren in der Simulation deutliche Verbesserungen im Gierverhalten und geringere Radlastschwankungen.

Eine sogenannte „Helikopter“-Funktion bietet AUDI in Kombination mit dem vorausschauenden Aktivfahrwerk an. Hierbei werden Längskräfte beim starken Beschleunigen oder Bremsen überkompensiert indem der Aufbau beim Bremsen vorn angehoben wird [3]. Wie genau diese Funktion regelungstechnisch umgesetzt ist, ist nicht bekannt, jedoch ist auch hier Implementierung als Kennfeld in einer modulbasierten Reglerstruktur analog der Kurvenneigefunktion denkbar.

4.1.4. Bewertung hinsichtlich der Eignung für hochautomatisiertes Fahren

Die Literaturrecherche zeigt die Variantenvielfalt der Regelungsansätze für aktive Fahrwerke auf. Allen gemein ist das Ziel, die Aufbaubeschleunigung, insbesondere in Vertikalrichtung über den gesamten, vom Aktor beeinflussbaren Frequenzbereich zu reduzieren. Auch ohne Vorausschauinformation wird mit aktiven System gegenüber einem passiven Fahrwerk ein deutlicher Komfortvorteil erzielt. Bereits die vergleichsweise einfach aufgebaute Skyhook-Regelung führt in der Regel zu guten Ergebnissen. Ansätze wie H_∞ , LQR oder MPC zeigen in der Simulation noch Potential zur Verbesserung im Bereich von ca. 20 % und ermöglichen teilweise die Berücksichtigung von Aktorlimitationen. Aufgrund von Bauteiltoleranzen, Sensorungenauigkeiten und nicht exakt bestimmten Fahrzeugparametern ist davon auszugehen, dass die Verbesserung im realen Fahrzeug geringer ausfällt. Zusätzliche Komfortfunktionen wie z.B. der Kurvenneiger lassen sich auch ohne Vorausschau als Funktion von Fahrgeschwindigkeit und Querschleunigung realisieren. Dabei muss darauf geachtet werden, dass die Funktion in Wechselkurven oder im Kreisverkehr deaktiviert wird, sodass kein Komfortnachteil durch die Wankbewegung entsteht. Stehen Vorausschauinformationen zur Verfügung, eröffnen sich weitere Möglichkeiten für die Regelung. Je nach Quelle variiert die ausgewiesene Reduktion der Vertikalbeschleunigung zwischen 29 % und 80 % gegenüber der Regelung ohne Vorausschau. Mögliche Gründe für diese Unterschiede liegen in der verwendeten Sensorik (teilweise Lidar, teilweise Stereokamera), den verschiedenen Fahrzeuggrundaufbauten, nicht vollständig vergleichbaren Hindernissen und unterschiedlichen Referenzregelungen. Unabhängig von der Quelle ergibt sich der größte Komfortvorteil bei der Überfahrt von Einzelhindernissen, wie Fahrbahnschwellen. Modellprädiktive Ansätze bieten Vorteile hinsichtlich der Berücksichtigung von Aktorlimitationen und erreichen nochmals eine Verbesserung von ca. 15 % gegenüber der Störgrößenkompensation, jedoch bezieht sich auch dieser Wert auf die Überfahrt von Einzelereignissen und nicht auf den allgemeinen Fahrkomfort. Unberücksichtigt bleibt die Verfügbarkeit valider Vorausschauinformationen. Da die Stellsignale direkt aus dem gemessenen Straßenprofil generiert werden, muss sichergestellt sein, dass die Information nicht nur mit korrekter Höhe, sondern auch hinsichtlich der horizontalen Position richtig erfasst wird. Ist dies nicht der Fall, kann durch die Vorausschau durchaus ein Komfortnachteil entstehen: Wird eine Bodenwelle zu früh erfasst, so erfolgt die Kompensation zum falschen Zeitpunkt und erzeugt eine unerwünschte Aufbaubewegung. Aus diesem Grund schlägt GÖHRLE vor, die Funktion nur dann zu aktivieren, wenn ein Hindernis sicher erkannt werden kann. Hierdurch werden falsche Systemreaktionen verhindert, der Nutzen jedoch auch stark eingeschränkt.

In Kapitel 2 wurden Anforderungen an die Fahrzeugaufbaubewegung erarbeitet nach denen das Potential der vorgestellten Regelansätze hinsichtlich der Eignung für hochautomatisiertes Fahren möglich ist. Untersucht werden die Anforderungen: *Allgemeiner Vertikalkomfort, Querschleunigungsreduktion, Kompensation von Einzelereignissen und Kinetosevermeidung*.

Als Grundlage für die Potentialabschätzung dient ein passives Fahrzeug. Da sich die vorgestellten Ansätze nur im Detail unterscheiden bzw. nur bestimmte Fahrsituationen (z.B. Attitude Motion Controller) berücksichtigen, werden für die Bewertung die Kategorien: *Aktiv ohne Vorausschau, Störgrößenkompensation* und *Modellprädiktive Regelung* betrachtet.

Die Ergebnisse sind in Abb. 4.3 zusammengefasst.



	Allgemeiner Vertikalkomfort	Querbeschleunigungsreduktion	Kompensation von Einzelereignissen	Kinetosevermeidung
Passiv	-	-	-	-
Aktiv ohne Vorausschau	\pm	\pm	\pm	\pm
Störgrößenkompensation	+	\pm	+	\pm
Modellprädiktive Regelung	+	(+)	+	(+)

- Nicht möglich / schlecht \pm Teilweise möglich / gut + Optimal umsetzbar / sehr gut () Keine bekannte Umsetzung

Abbildung 4.3.: Vergleich existierender Regelkonzepte hinsichtlich der Eignung für hochautomatisiertes Fahren

Allgemeiner Vertikalkomfort Beim passiven Fahrwerk ist der Vertikalkomfort direkt an die Fahrwerkgeometrie, Aufbaufedern, Dämpfer- und Stabilisatorkennlinie geknüpft. Für automatisierte Fahrzeuge, bei denen die Fahrdynamik weniger im Fokus steht, bietet sich eine komfortorientierte Auslegung an. Der Fahrkomfort bzw. die Aufbaubeschleunigung steht jedoch im Konflikt mit der Fahrdynamik (Zielkonflikt Fahrdynamik-Fahrkomfort, siehe auch [89]).

Die Ergebnisse der Studien zeigen, dass mit (semi-)aktiven Fahrwerksystemen eine teilweise Auflösung dieses Zielkonflikts möglich ist. Mit Systemen ohne Vorausschau kann die Vertikalbeschleunigung bei starker Straßenanregung um ca. 50 % im Vergleich zu einem passiven Fahrwerk reduziert werden. Dies führt auch zu deutlichen Verbesserungen in den Komfortkennwerten nach ISO 2631.

Das Potential einer Vorausschauinformation hinsichtlich des allgemeinen Fahrkomforts hängt stark von der Genauigkeit der erfassten Straßeninformation ab. Im niederfrequenten Bereich bringen die Ansätze mit Vorausschau, also sowohl *Störgrößenkompensation* und *MPC* leichte Vorteile. Die Unterschiede zwischen beiden Ansätzen sind jedoch gering [46].

Querbeschleunigungsreduktion Das passive Fahrwerk bietet keine Möglichkeit zu Überkompensation der Wankbewegung. Prinzipiell ist mit allen vorgestellten aktiven Varianten die Umsetzung eines Kurvenneigers möglich. In den Varianten *Aktiv ohne Vorausschau* und *Störgrößenkompensation* ist dies über eine zusätzliche querbeschleunigungsabhängige Stellkraft realisierbar. Als Vorteil ist hier die einfache Applizierbarkeit unabhängig von der Vertikalregelung zu nennen. Gleichzeitig muss jedoch sichergestellt werden, dass trotz der Wankbewegung in der Kurve ausreichend Federweg zur Kompensation der Vertikalanregung zur Verfügung steht. Die direkte Kopplung an die Querbeschleunigung in Verbindung mit den benötigten Wankwinkeln führt bei Wechselkurven zu hohen Wankgeschwindigkeiten und damit tendenziell zu einem Komfortnachteil gegenüber einer Wankkompensation. Diesen Nachteil kann man ggf. über eine Abschaltung des Moduls bei Erkennung einer dynamischen Fahrsituation ausgleichen.

Mit einer MPC ist es möglich, die Kurvenneigefunktion als querbeschleunigungsabhängigen Term in der Zielfunktion zu berücksichtigen, sodass durch Optimierung ein Kompromiss zwischen

Kurvenneigung und Störungskompensation gefunden und damit das volle Potential hinsichtlich des verfügbaren Federwegs ausgeschöpft werden kann [117].

Bisher nicht umgesetzt, jedoch theoretisch möglich ist die Kombination des Attitude Motion Controller-Konzepts mit der Trajektorieninformation eines automatisierten Fahrzeugs. Die gleichzeitige Berücksichtigung des Komfortvorteils durch die Querschleunigungsreduktion sowie des Komfortnachteils durch die notwendige Wankbewegung in der Kostenfunktion bewirken, dass die aktive Neigung nur dann eingesetzt wird, wenn hierdurch ein Komfortvorteil entsteht.

Kompensation von Einzelereignissen Aufgrund des fehlenden Stellers bietet das passive Fahrwerk keine Möglichkeit zur Kompensation von Einzelereignissen. Mit aktiven Systemen ohne Vorausschau-Sensorik und begrenzter Aktordynamik ist ebenfalls keine vollständige Kompensation möglich. Beschleunigungsspitzen können jedoch reduziert werden.

Kann ein vorliegendes Hindernis durch die Sensorik aufgelöst werden, ist in der Theorie sowohl mit Störgrößenkompensation als auch mit modellprädiktiven Ansätzen ein vollständiger Ausgleich des Hindernisses möglich. In der Praxis wird die Kompensation aufgrund der begrenzten Sensorgenauigkeit nicht vollständig gelingen, sich jedoch ein Vorteil gegenüber Konzepten ohne Vorausschau ergeben.

Kinetosevermeidung Gemessen an der MSDV Methode und den SVC Modellen führt eine Reduktion der Vertikal-, Wank- und Nickbeschleunigung bereits zu einer Reduktion des Risikos für Reiseübelkeit. Insofern sind die aktiven Varianten als vorteilhaft gegenüber dem passiven Fahrwerk zu bewerten. Aus der durchgeführten Fahrsimulatorstudie geht hervor, dass eine Querschleunigungskompensation ebenfalls zu geringeren Kinetosesymptomen führt. Da insbesondere niederfrequente Anregungen vermehrt Übelkeitssymptome provozieren, bieten *Störgrößenkompensation* und *MPC* Vorteile. Weitere Verbesserungen könnten durch eine gezielte Unterdrückung der kritischen Frequenzen (vgl. Tabelle 2.2) erzielt werden. Umsetzbar wäre dies beispielsweise durch Berücksichtigung der Frequenzgewichtung in der Zielfunktion der MPC. Hierfür sind jedoch bislang keine Untersuchungen bekannt.

4.2. Fazit und Vorschlag einer Trajektorienplanung für die Fahrzeugaufbaubewegung

Aus dem Vergleich der Konzepte geht hervor, dass die modellprädiktive Regelung mit Vorausschau das größte Potential für die Aufbauregelung automatisierter Fahrzeuge aufweist. Insbesondere für die Punkte Querschleunigungsreduktion und Kinetosevermeidung wurden Möglichkeiten aufgezeigt, wie die zusätzliche Information über die Trajektorie bei automatisierten Fahrzeugen genutzt werden kann um Komfortverbesserungen zu erzielen. Um niederfrequente Anregungen z.B. bei der Überfahrt von langwelligen Kuppen oder Senken zu reduzieren, ist eine weite Vorausschau, jedoch keine hohe Auflösung der Höheninformation notwendig. Dies steht im Widerspruch mit der Forderung nach einer hohen Auflösung bei geringerer Vorausschauweite für die vollständige Kompensation kurzweiliger Hindernisse. Da die Generierung eines hochgenauen Straßenprofils mit hohen Sensorkosten verbunden und die Verfügbarkeit valider Daten stark von den Umweltbedingungen abhängt, wird im Folgenden auf eine Vorausschau mit hoher Auflösung verzichtet. Anstelle dessen wird ein neues Regelkonzept vorgeschlagen. Dieses besteht aus einer modalen

Skyhook-Regelung für die höherfrequente Anregung sowie einer modellprädiktiven Steuerung zur Einstellung der niederfrequenten Aufbaubewegung. Letztere erweitert bisherige MPC Konzepte um die Berücksichtigung der zukünftigen Bahnkurve des Fahrzeugs. Für einen vorausliegenden Streckenabschnitt wird die, hinsichtlich einer Kostenfunktion, optimale Bewegung des Fahrzeugaufbaus in den modalen Freiheitsgraden beschrieben, die unter den Randbedingungen der Aktorik und der Achse möglich ist. Das Vorgehen weist dabei zahlreiche Gemeinsamkeiten mit Ansätzen aus der Bahnplanung für automatisierte Fahrzeuge auf, die letztlich vor einer sehr ähnlichen Aufgabe steht. Die Bahnkurve des Fahrzeugs ist einerseits durch den befahrbaren Raum (begrenzt durch z.B. Spuren oder andere Fahrzeuge) und andererseits durch interne Beschränkungen (Antriebsleistung, Querkraftpotential, Reifen,...) begrenzt. Somit liegt die Vermutung nahe, dass sich Konzepte der Trajektorienplanung auch auf die Vertikaldynamikregelung übertragen lassen können. Das Regelungskonzept wird deshalb im Folgenden auch als *Vertikaltrajektorienplanung* bezeichnet. Da die hochfrequente Regelung unabhängig abläuft, kann die niederfrequente Steuerung mit geringer Abtastung ausgeführt werden. Zur Generierung der Höhendaten wird entweder auf eine digitale Karte oder auf die für die automatisierte Fahrfunktion notwendige Sensorik zurückgegriffen. Die Karteninformation zeichnet sich durch hohe Zuverlässigkeit aus und ist damit unabhängig von Umwelteinflüssen wie tiefstehender Sonne oder starkem Regen. Gleichzeitig muss jedoch geklärt werden ab wann digitale Karten mit der erforderlichen Güte zur Verfügung stehen. In Abb. 4.4 ist die vorgeschlagene Struktur aus Skyhook-Regelung und Vertikaltrajektorienplanung aufgezeigt. Um widersprüchliche Stellgrößenforderungen zu vermeiden ist eine Kooperation zwischen den beiden Reglern notwendig. Auf diese wird in Abschnitt 4.2.2 eingegangen.

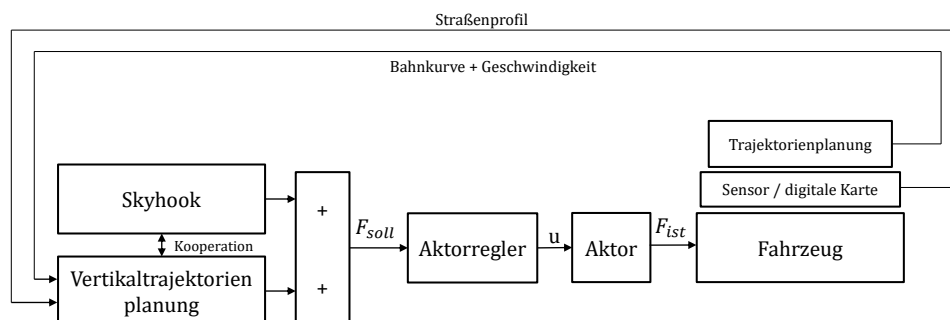


Abbildung 4.4.: Vorgeschlagene Reglerstruktur bestehend aus Komfortregelung (Skyhook) und Aufbau-trajektorienplanung

Die Aufbau-trajektorienplanung benötigt als Eingang die aktuell geplante Bahnkurve des Fahrzeugs sowie den zugehörigen Geschwindigkeitsverlauf. Zusammen mit der Straßenhöheninformation ergibt sich daraus die Bahnkurve des Fahrzeugs im Raum. Ausgang des Reglers sind die vier Soll-Kräfte für die Fahrzeugecken. Gemeinsam mit der Kraftanforderung der Skyhook-Regelung ergeben sich die Soll-Kräfte für die vier Aktoren. Ein unterlagerter Aktorregler übernimmt die Einregelung der Soll-Kräfte. Das Konzept ist damit unabhängig von der verwendeten Aktorik. Aktorlimitationen wie Maximalkraft oder max. Stellgeschwindigkeit können jedoch in der Vertikaltrajektorienplanung berücksichtigt werden.

4.2.1. Abgrenzung zu bestehenden Regelkonzepten

Die in der Literatur zu findenden MPC-Konzepte berücksichtigen zur Beschreibung des Fahrkomforts in der Zielfunktion fast ausschließlich die modalen Aufbau-Beschleunigungen. Hinter-

grund ist der, mit der Komplexität der Kostenfunktion ansteigende Rechenleistungsbedarf. Mit expliziten MPC ist aufgrund der verringerten Rechenzeit auch die Berücksichtigung der Aufbau-Geschwindigkeiten und Wege, sowie der Stellgrößen möglich. Der in dieser Arbeit entwickelte Ansatz nimmt die Komplexität des Optimierungsproblems in Kauf. Um dennoch echtzeitfähig zu bleiben liegt der Fokus auf einer ressourcenschonenden Formulierung des Problems. Bei der Vertikaltrajektorienplanung handelt es sich nicht um eine klassische MPC, da die Stellgrößen für die Aktorik nicht direkt berechnet, sondern in einer unterlagerten Regelung bestimmt werden. Stellgrößenbeschränkungen auf Aktorebene können deshalb nicht direkt berücksichtigt werden, Maximalkräfte und die Stelldynamik werden jedoch in die Nebenbedingungen des Optimierungsproblems mit aufgenommen. Im Gegensatz zu einer MPC wird als erster Punkt der Planung nicht der aktuelle, gemessene Systemzustand verwendet, sondern Letzterer ergibt sich aus dem vorherigen Zeitschritt.

4.2.2. Kooperation mit der Skyhook-Regelung

Die vorgeschlagene Regelungsstruktur aus Skyhook-Regelung und Vertikaltrajektorienplanung führt, vergleichbar wie die Kooperation zwischen einer Vorsteuerung und einer Regelung, wie bei SCHINDLER [91] dazu, dass ohne Kooperation der beiden Komponenten die Regelung die Stellsignale der Vorsteuerung als Störung interpretiert und entgegen arbeitet. In der von SCHINDLER vorgeschlagenen *integralen Regelstrategie* wird das Verhalten des geschlossenen Regelkreises in der Vorsteuerung berücksichtigt und damit eine Kooperation der beiden Ansätze ermöglicht. In diesem Fall wird die Kooperation erreicht, indem die Vorsteuergröße in der Regelung berücksichtigt wird.

Hierfür werden die gemessenen modalen Ist-Aufbau-Geschwindigkeiten \dot{x} , $\dot{\varphi}$ und $\dot{\theta}$ um die Soll-Aufbau-Geschwindigkeiten bereinigt (siehe Abb. 4.5). Entspricht die Ist-Bewegung der vorgegebenen Soll-Bewegung aus der Aufbautrajektorienplanung, ist die Aufbaugeschwindigkeit am Eingang der Skyhook-Regelung Null und die Bewegung wird nicht negativ beeinflusst. Die Funktion der Skyhook-Regelung bleibt unangetastet, d.h. alle Bewegungen die nicht der Soll-Bewegung entsprechen werden weiterhin gedämpft. In der Praxis wird die aus der Stellkraft resultierende Ist-Aufbaubewegung aufgrund von Modellungenauigkeiten etc. nicht exakt der in der Vertikaltrajektorienplanung berechneten Soll-Bewegung entsprechen. Diese Abweichung ist in der Regel jedoch klein gegenüber den Absolutwerten.

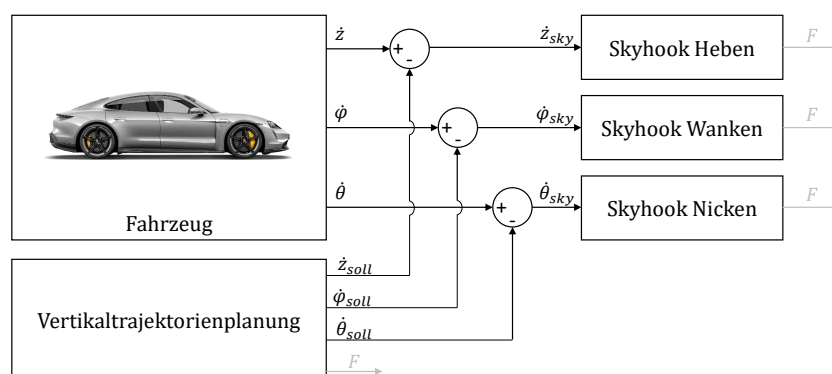


Abbildung 4.5.: Kooperation der Vertikaltrajektorienplanung mit der Skyhook-Regelung

4.2.3. Anforderungen an die Eingangssignale

Eingang der Vertikaltrajektorienplanung sind die Soll-Bahnkurve, die Soll-Geschwindigkeit entlang dieser sowie das Straßenhöhenprofil. Zur Generierung von Bahnkurve und Geschwindigkeit können verschiedene Methoden zum Einsatz kommen. In der Literatur finden sich einerseits Ansätze mit getrennter Quer- und Längsplanung als auch kombinierte Methoden. Um sicherzustellen, dass die Trajektorien stetig differenzierbar sind basiert die Planung oft auf Splines oder Bezier-Kurven. Einen Überblick über verschiedene Planungsverfahren geben KATRAZAKAS ET AL. in [67] und CLAUSMANN ET AL. in [26]. Um einen Kompromiss zwischen Rechenzeit und Genauigkeit der Lösung zu ermöglichen, muss die Bahnkurve diskretisiert werden. Typische Diskretisierungsintervalle liegen im Bereich von einem bis 20 m [53], wobei je nach Planungsalgorithmus auch eine nicht äquidistante Diskretisierung möglich ist. Für die Vertikaltrajektorienplanung muss derselbe ein Kompromiss zwischen Rechenzeit und Funktionalität gefunden werden. Eine hohe Ortsauflösung ermöglicht ein präzises Ausregeln von Einzelereignissen, erhöht aber gleichzeitig die Anzahl der Diskretisierungspunkte und damit die Rechenzeit. Als Konsequenz muss dann der Vorausschauhorizont reduziert werden. Die Versuche im Rahmen dieser Arbeit zeigen, dass mit einer Ortsauflösung von 1-1,5 m gute Ergebnisse erzielt werden. Steht die Eingangs-Bahnkurve nicht in der gewünschten Diskretisierung zur Verfügung, so muss diese entsprechend abgetastet werden. In der Regel ist es für die Optimierung von Vorteil, wenn die Eingangsgrößen glatte Verläufe aufweisen. Da dies auch auf die Trajektorienfolgeregelung zutrifft, wird der Großteil der Trajektorienplanungen diese Anforderung erfüllen. Da die Information vorausschauend zur Verfügung steht, ist jedoch auch eine vorgeschaltete phasenfreie Filterung der Eingangssignale möglich. Unabhängig von der verwendeten Trajektorienplanung werden zyklisch neue Trajektorien ausgehend von der aktuellen Fahrzeugposition geplant. Besondere Bedeutung kommt dabei dem Übergang zwischen „alter“ und „neuer“ Planung zu. Da die Trajektorie als Eingang der Vertikaltrajektorienplanung weiterverarbeitet wird, muss der Übergang zwischen zwei aufeinander folgenden Planungen stetig sein, d.h. der erste Punkt einer Neuplanung muss auf der vorherigen Trajektorie liegen. Da die Berechnung der Soll-Kräfte der Vertikaltrajektorienplanung auf der Soll- (und nicht der Ist-) Bahnkurve beruht, dürfen Soll- und tatsächlich gefahrene Bahnkurve nur geringfügig voneinander abweichen.

Für die Auflösung des Höhenprofils gelten dieselben Anforderungen wie für Bahnkurve und Geschwindigkeit. Zur Erfassung des Profils eignen sich beispielsweise Monokamera, Stereokamera und Lidarsensoren. Denkbar ist außerdem eine digitale Karte mit Informationen über Höhe, Steigung und Querneigungsinformationen zu nutzen. Als Vorteil von Kamerasystemen ist die hohe vertikale Auflösung im Bereich von etwa $25 \text{ pix}/^\circ$ zu nennen, was in 10 m Abstand vor dem Fahrzeug einer vertikalen Auflösung von ca. $7 \text{ mm}/\text{pix}$ entspricht. Lidarsensoren werden derzeit hauptsächlich für die Erkennung anderer Verkehrsteilnehmer und Hindernisse genutzt. Die vertikale Auflösung spielt hierbei eine untergeordnete Rolle und liegt im Bereich von $1,25 \text{ pix}/^\circ$. Der Ausblick auf künftige Sensorgenerationen gibt jedoch Grund zur Annahme, dass die Auflösung den für Kameras üblichen Werten angleicht, sodass hier $10 \text{ pix}/^\circ$ angenommen werden. Die digitale Karte bietet theoretisch die Möglichkeit beliebig genaue Höheninformationen zu speichern, ist aber in der Realität einerseits durch die Verfügbarkeit der Höhendaten und andererseits durch den verfügbaren Speicherplatz begrenzt. Als Nachteil der optischen Messverfahren ist die begrenzte Verfügbarkeit der Daten zu nennen, die durch Dunkelheit und schlechte Witterungsverhältnisse eingeschränkt wird. Für die Funktion der Vertikaltrajektorienplanung sind grundsätzlich alle Methoden der Profilerzeugung denkbar. Durch die begrenzte Ortsauflösung im Bereich von 1-1,5 m ist jedoch von einer Vertikalauflösung im Millimeter-Bereich kein großer Vorteil zu erwarten,

da ein exaktes Ausregeln kurzweiliger Einzelereignisse ohnehin nicht möglich ist.

4.2.4. Echtzeitanforderungen

Zahlreiche Ansätze zur Regelung aktiver Fahrwerke zeigen zwar in der Theorie und Simulation Potential auf, scheitern jedoch an der Umsetzung in realen Fahrzeugen. Nicht zuletzt, weil die Komplexität einen echtzeitfähigen Einsatz auf aktuell verfügbarer Hardware nicht möglich macht. Der Begriff *echtzeitfähig* beschreibt dabei den garantierten Zustand, dass das Berechnungsergebnis (hier die Soll-Kräfte für das Fahrwerk) innerhalb einer festgelegten Zeitspanne zur Verfügung steht. Diese Zeitspanne kann nicht pauschal festgelegt werden sondern ist abhängig von der Anwendung. Bezogen auf die Fahrwerkregelung bedeutet dies, dass die modale Skyhook-Regelung für die Dämpfung höherfrequenter Anregungen schneller ausgeführt werden muss. Für die Vertikaltrajektorienplanung mit einer Eckfrequenz < 5 Hz, reicht eine geringere Ausführungsfrequenz aus. Echtzeitanforderungen werden in *hart* und *weich* unterteilt. Harte Echtzeitanforderungen fordern eine strikte Einhaltung der vorgegebenen Zeitbedingung. Dies ist der Fall, wenn es unter keinen Umständen zu einer Überschreitung kommen darf [119]. Dagegen spricht man von weichen Echtzeitanforderungen, wenn die Anwendung geringe Überschreitungen der Zeitbedingung erlaubt oder es ausreicht, wenn das Ergebnis in den allermeisten Fällen innerhalb der Zeitbedingung zur Verfügung steht [119].

Für das nichtlineare Optimierungsproblem der Vertikaltrajektorienplanung kann weder die Konvergenz noch die notwendige Berechnungszeit sicher vorhergesagt werden, sodass die Einhaltung harter Echtzeitanforderungen nicht möglich ist. Die im Rahmen der Arbeit durchgeführten Simulationen und Versuche zeigen jedoch, dass die Rechenzeit der Vertikaltrajektorienplanung für einen Horizont von 150-200 m vor dem Fahrzeug in der Regel unter 75 ms liegt, wobei die Optimierung ca. 40-50 ms beansprucht. Die Vertikaltrajektorienplanung kann also mit einer Taktung von 10 Hz ausgeführt werden. Damit beträgt die Reaktionszeit auf eine kurzfristige Änderungen der Fahrzeugtrajektorie (z.B. Notausweichen), 0,1 s. Im Rahmen einer Serienentwicklung muss geklärt werden, ob diese Reaktionszeit ausreicht oder ob alternative Maßnahmen für Manöver mit hoher Dynamik definiert werden müssen.

5. Aufbau einer Trajektorienplanung für die Aufbaubewegung

In Kapitel 4 wurde mit der Vertikaltrajektorienplanung ein neuer Ansatz für die Aufbauregelung vorgestellt. Dem liegt zugrunde, dass sich die optimale Aufbaubewegung aus der Kombination der Bewegungen um die horizontalen Fahrzeugachsen sowie in Vertikalrichtung ergibt. Diese optimale Bewegung kann als ein Optimierungsproblem beschrieben werden, welches zwar in endlicher Zeit zu lösen ist, jedoch nicht wie eine klassische Steuerung oder Regelung während der Laufzeit ausgeführt werden kann. Sind jedoch Vorausschau-Informationen über Straße und Fahrzeugtrajektorie bekannt, kann die Optimierung im Vorfeld ablaufen und wird technisch realisierbar. Dieses Kapitel beschreibt die Ableitung des unterlagerten Optimierungsproblems zur Berechnung der Soll-Kräfte, die auf den Aufbau wirken müssen, um optimal auf die jeweilige Fahrsituation und das Straßenprofil zu reagieren. Es werden zunächst die Grundlagen für die Lösung nichtlinearer Optimierungsprobleme dieser Art beschrieben. Anschließend wird der Anwendungsfall der Aufbauregelung auf das Optimierungsproblem übertragen und so formuliert, dass es mit den vorgestellten Algorithmen effizient gelöst werden kann. Die Grundlagen der nichtlinearen Optimierung in diesem Kapitel basieren zum großen Teil auf den Standardwerken [50] und [49]. Wenn nicht anderweitig gekennzeichnet, sind die Gleichungen aus diesen entnommen.

Im Folgenden werden in den Gleichungen Vektoren durch fett geschriebene Kleinbuchstaben kenntlich gemacht.

5.1. Grundlagen der nichtlinearen Optimierung

Ein Optimierungsproblem wird im Allgemeinen definiert durch [50]:

- Eine Zielfunktion $f(\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_N)$, die minimiert werden soll (auch Kostenfunktional o. Kostenfunktion),
- einen Zustandsvektor mit N Entscheidungsvariablen bzw. Zustandsgrößen $\mathbf{x} = [\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_N]$,
- \mathbf{m} (nicht-)lineare Gleichungs-Nebenbedingungen $g_i(\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_n) = 0$, $i = 1, \dots, m$ und
- \mathbf{p} (nicht-)lineare Ungleichungs-Nebenbedingungen $h_j(\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_n) \geq 0$, $j = 1, \dots, p$

Ein Problem ohne Gleichungs- und Ungleichungs-Nebenbedingungen wird als *unbeschränktes Optimierungsproblem* bezeichnet. Andernfalls spricht man von einem *beschränkten Optimierungsproblem* [50].

Die Lösung des Optimierungsproblems kann entweder analytisch oder numerisch mithilfe verschiedener Algorithmen erfolgen. Die analytische Lösung ist für Probleme niedriger Ordnung „von

Hand“ oder mithilfe spezieller Software möglich, stößt jedoch bei Problemen höherer Ordnung an ihre Grenzen. Hier kommen dann üblicherweise iterative Verfahren zum Einsatz.

Optimierungsprobleme werden im Allgemeinen in verschiedene Klassen eingeteilt, für die jeweils Lösungsverfahren existieren. *Lineare* Optimierungsprobleme zeichnen sich durch eine lineare Zielfunktion und lineare Beschränkungen aus. Bei *nichtlinearen* Problemen ist die Zielfunktion oder mindestens eine Beschränkung nichtlinear. Einen Spezialfall der nichtlinearen Probleme stellt die *quadratische Programmierung* dar, bei der die Zielfunktion quadratisch und die Beschränkungen linear sind. Quadratische Probleme sind aufgrund der einfachen Struktur in der Regel effizient zu lösen [49].

Weiterhin wird zwischen *statischer* und *dynamischer* Optimierung unterschieden. Als statisch werden Probleme bezeichnet, bei denen der derjenige Zustandsvektor gesucht wird, der die Zielfunktion unter Berücksichtigung der Nebenbedingungen minimiert. Ist der Systemzustand zusätzlich Funktion einer unabhängigen Variablen (meist der Zeit), z.B. der optimale Stellgrößenverlauf für ein dynamisches System, so spricht man von dynamischer Optimierung. Auch bei dem vorliegenden Problem der Vertikaltrajektorienplanung wird eine entsprechende Stellgrößentrajektorie in Abhängigkeit der Zeit gesucht. Es handelt sich also um ein dynamisches Problem. Verfahren zur Lösung dynamischer Optimierungsprobleme werden in *direkte* und *indirekte* Methoden unterschieden. Indirekte Methoden liefern hochgenaue Lösungen, in dem das Randwertproblem, das sich aus den sogenannten *notwendigen Bedingungen 1. Ordnung* ergibt, gelöst wird. Sie benötigen jedoch eine gute Startlösung und die Berücksichtigung von Nebenbedingungen ist umständlich. Oft wird daher zunächst eine Startlösung mit direkten Verfahren berechnet und anschließend auf indirekte Verfahren zurückgegriffen, um die Genauigkeit der Lösung zu erhöhen. Direkte Verfahren beruhen auf der Diskretisierung des Problems. Das diskretisierte Problem kann anschließend mit den Methoden der statischen Optimierung gelöst werden. Abhängig von der gewählten Diskretisierung entstehen dabei sehr große Probleme. Deshalb profitieren direkte Verfahren besonders vom Anstieg der Rechenkapazität moderner Computer und haben sich in den letzten Jahren als Standardmethode etabliert [82]. Indirekte Verfahren werden vor allen noch dort eingesetzt, wo hochgenaue Lösungen benötigt werden, z.B. in der Luft- und Raumfahrt. Eine derartige Genauigkeit ist für den Anwendungsfall der Fahrwerkregelung insofern nicht notwendig, da bereits die Eingangsparameter, wie z.B. das Straßenprofil mit Unsicherheiten behaftet sind und geringe Abweichungen zur optimalen Lösung sich nicht maßgeblich auswirken. Zur Lösung des Problems wird deshalb auf direkte Verfahren zurückgegriffen.

5.1.1. Problemarten und Optimalitätskriteria

Je nach Art der Beschränkungen werden Optimierungsprobleme in Probleme *ohne Nebenbedingungen*, *mit Gleichungsnebenbedingungen* und *mit Ungleichungsnebenbedingungen* unterschieden. Mit dem Hinzufügen von Nebenbedingungen wird das Problem zunehmend komplexer. Im Folgenden wird deshalb zunächst auf Probleme ohne Nebenbedingungen eingegangen. Davon ausgehend werden die Änderungen beschrieben, die sich durch die Nebenbedingungen ergeben.

ohne Nebenbedingungen Probleme ohne Nebenbedingungen stellen die einfachste Form dar. Zu lösen ist ein Optimierungsproblem der Form:

$$\min_{\mathbf{x}} f(\mathbf{x}) \quad (5.1a)$$

$$\text{mit: } \mathbf{x} = [\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_N] \quad (5.1b)$$

Zur Beschreibung von Optimierungsproblemen hat sich die Formulierung als Minimierungsproblem durchgesetzt. Prinzipiell ist aber auch die Maximumsuche durch Umkehr des Vorzeichens der Zielfunktion möglich.

Im Minimum der Zielfunktion \mathbf{x}^* muss in einer hinreichend kleinen Umgebung für alle \mathbf{x} gelten:

$$f(\mathbf{x}) \geq f(\mathbf{x}^*) \quad (5.2)$$

Unter der Annahme einer zwei mal stetig differenzierbaren Zielfunktion $f(\mathbf{x})$, lässt sich am Minimum eine Taylorreihe entwickeln, die nach dem zweiten Glied abgebrochen wird. Es gilt mit der Suchrichtung \mathbf{s} :

$$f(\mathbf{x}^* + \mathbf{s}) = f(\mathbf{x}^*) + \nabla f(\mathbf{x}^*)^T \mathbf{s} + \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \nabla^2 f(\mathbf{x}^*) \mathbf{s} + \mathcal{O}(\mathbf{s}^3) \quad (5.3)$$

Einsetzen in 5.2 führt zu:

$$\nabla f(\mathbf{x}^*)^T \mathbf{s} + \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \nabla^2 f(\mathbf{x}^*) \mathbf{s} + \mathcal{O}(\mathbf{s}^3) \geq 0 \quad (5.4)$$

Aus dieser Gleichung lassen sich nun die Optimalitätskriterien erster und zweiter Ordnung ableiten. Für kleine Suchrichtungen \mathbf{s} bestimmt der erste Term in 5.4 das Vorzeichen der linken Seite.

Da $\nabla f(\mathbf{x}^*)^T \mathbf{s} \geq 0$ für alle \mathbf{s} unabhängig des Vorzeichens erfüllt sein muss, muss im Minimum \mathbf{x}^* der Zielfunktion gelten:

$$\nabla f(\mathbf{x}^*) := \left(\frac{\partial f}{\partial \mathbf{x}_i}(\mathbf{x}^*) \right)_{i=1, \dots, N} = 0 \quad (5.5)$$

Gl. 5.5 wird auch als *notwendige Bedingung 1. Ordnung* bezeichnet. Sie wird jedoch nicht nur von Minima, sondern auch von Maxima und Sattelpunkten erfüllt. Die Extrempunkte werden deshalb anhand der zweiten partiellen Ableitung ∇^2 (auch: Hessematrix H_f) untersucht. Ist H_f an einem Extrempunkt:

- positiv semidefinit, liegt ein (lokales) Minimum vor
- negativ semidefinit, liegt ein (lokales) Maximum vor
- indefinit, liegt kein lokales Optimum vor

Wir suchen ein (lokales) Minimum. Es gilt deshalb folgende *notwendige Bedingung 2. Ordnung*:

$$\mathbf{s}^T \mathbf{H}_f(\mathbf{x}^*) \mathbf{s} := \mathbf{s}^T \left(\frac{\partial^2 f}{\partial \mathbf{x}_i \partial \mathbf{x}_j}(\mathbf{x}^*) \right)_{i,j=1,\dots,N} \cdot \mathbf{s} \geq 0 \quad \forall \mathbf{s} \in \mathbb{R}^N \quad (5.6)$$

Ist H positiv definit, dann ist jede Lösung \mathbf{x}^* , die sowohl Gl. 5.5 als auch Gl. 5.6 erfüllt, ein globales Optimum von f . Ist H positiv semidefinit, dann kann \mathbf{x}^* ein lokales Optimum sein.

mit Gleichungsnebenbedingungen Beinhaltet das Optimierungsproblem zusätzlich Gleichungsnebenbedingungen, so ergibt sich als neues Problem:

$$\min_{\mathbf{x}} f(\mathbf{x}) \quad (5.7a)$$

$$\text{u.B.v.} \quad g_i(\mathbf{x}) = 0, \quad i = 1, \dots, m \quad (5.7b)$$

$$\text{mit:} \quad \mathbf{x} = [\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_N] \quad (5.7c)$$

Zur Lösung der Gleichung werden Zielfunktion und Nebenbedingungen zur sogenannten *Lagrangefunktion* \mathcal{L} zusammenfasst. Es kann gezeigt werden, dass an einem Extrempunkt der Lagrangefunktion die Gradienten der Zielfunktion und der Nebenbedingungen parallel sind und sich mit einem Streckungsfaktor $\boldsymbol{\lambda}^*$, der als *Lagrange-Multiplikator* bezeichnet wird, gegenseitig aufheben [49]. Die Lagrange-Funktion beinhaltet die Zielfunktion f sowie die Summe der Nebenbedingungen, multipliziert mit dem jeweiligen Lagrange Multiplikator und ergibt sich zu:

$$\mathcal{L}(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}) = f(\mathbf{x}) + \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot g_i(\mathbf{x}) \quad (5.8a)$$

$$\text{mit:} \quad \boldsymbol{\lambda} = [\lambda_1, \dots, \lambda_m]^T \quad (5.8b)$$

Mit der Lagrange-Funktion ergeben sich die *notwendigen Bedingungen 1. Ordnung* zu:

$$\nabla \mathcal{L}(\mathbf{x}^*, \boldsymbol{\lambda}^*) = \nabla f(\mathbf{x}^*) + \sum_{i=1}^m \lambda_i^* \nabla g_i(\mathbf{x}^*) = 0 \quad (5.9a)$$

$$g_i(\mathbf{x}^*) = 0, \quad i = 1, \dots, m \quad (5.9b)$$

Wobei der Nebenbedingungsterm in Gl.5.9a zur transponierten Jacobi-Matrix der Gleichungsnebenbedingungen \mathbf{J}_g^T zusammengefasst werden kann:

$$\sum_{i=1}^m \lambda_i^* \nabla g_i(\mathbf{x}^*) = [\nabla g_1(\mathbf{x}^*), \dots, \nabla g_m(\mathbf{x}^*)] \boldsymbol{\lambda}^* = \mathbf{J}_g^T(\mathbf{x}^*) \boldsymbol{\lambda}^* \quad (5.10)$$

Zur Überprüfung der Lösungen der *notwendigen Bedingungen 1. Ordnung* wird analog zum Problem ohne Nebenbedingungen die Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion genutzt [49]. Es ergeben sich die *notwendigen Bedingungen 2. Ordnung*:

$$\mathbf{s}^T \mathbf{H}_{\mathcal{L}}(\mathbf{x}^*, \boldsymbol{\lambda}^*) \mathbf{s} \geq 0 \quad \forall \mathbf{s} \in \mathcal{C}(\mathbf{x}^*) \quad (5.11a)$$

$$\text{mit:} \quad \mathcal{C}(\mathbf{x}^*) = \{ \mathbf{s} \in \mathbb{R}^N : \nabla g_i(\mathbf{x}^*)^T \mathbf{s} = 0 \quad i = 1, \dots, m \} \quad (5.11b)$$

Die Menge $\mathcal{C}(\mathbf{x}^*)$ enthält nur diejenigen Suchrichtungen \mathbf{s} , für die die Gl. 5.7b erfüllt sind und bei denen aus den *notwendigen Bedingungen 1. Ordnung* nicht hervorgeht, ob sie zu einer Zu- oder Abnahme der Zielfunktion $f(\mathbf{x}^* + \mathbf{s})$ führen.

mit Ungleichungsnebenbedingungen Kommen zusätzlich zu den Gleichungsnebenbedingungen noch Ungleichungsnebenbedingungen hinzu, so wird die Lagrange-Funktion unter Zuhilfenahme eines weiteren Lagrange-Multiplikators $\boldsymbol{\mu}$ um diese erweitert. Die Lagrange-Funktion hat dann folgende Form:

$$\mathcal{L}(\mathbf{x}, \boldsymbol{\lambda}, \boldsymbol{\mu}) = f(\mathbf{x}) + \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot g_i(\mathbf{x}) + \sum_{j=1}^p \mu_j \cdot h_j(\mathbf{x}) \quad (5.12a)$$

$$\text{mit : } \quad \boldsymbol{\lambda} = [\lambda_1, \dots, \lambda_m]^T \quad (5.12b)$$

$$\boldsymbol{\mu} = [\mu_1, \dots, \mu_p]^T \quad (5.12c)$$

Auch der Gradient der aktiven Ungleichungsnebenbedingungen muss im Optimum parallel zum Gradienten der Zielfunktion sein. Allerdings gilt für den Lagrange-Multiplikator $\mu \geq 0$. Die *notwendigen Bedingungen 1. Ordnung* ergeben sich damit zu:

$$\nabla \mathcal{L}(\mathbf{x}^*, \boldsymbol{\lambda}^*, \boldsymbol{\mu}^*) = \nabla f(\mathbf{x}^*) + \sum_{i=1}^m \lambda_i^* \nabla g_i(\mathbf{x}^*) + \sum_{j=1}^p \mu_j^* \nabla h_j(\mathbf{x}^*) = 0 \quad (5.13a)$$

$$g_i(\mathbf{x}^*) = 0, \quad i = 1, \dots, m \quad (5.13b)$$

$$h_j(\mathbf{x}^*) \leq 0, \quad j = 1, \dots, p \quad (5.13c)$$

$$\mu_j^* \geq 0, \quad j = 1, \dots, p \quad (5.13d)$$

$$\mu_j^* \cdot h_j(\mathbf{x}^*) = 0, \quad j = 1, \dots, p \quad (5.13e)$$

Gl. 5.13a - 5.13e heißen auch *Karush-Kuhn-Tucker (KKT)-Bedingungen*. Gl. 5.13e stellt die sogenannte *Kompementaritätsbedingung* dar, die beschreibt, dass im Falle einer inaktiven Beschränkung ($h_j(\mathbf{x}^*) < 0$), für den Lagrangemultiplikator $\mu_j^* = 0$ gelten muss.

Die *notwendigen Bedingungen 2. Ordnung* sind dann:

$$\mathbf{s}^T \mathbf{H}_{\mathcal{L}}(\mathbf{x}^*, \boldsymbol{\lambda}^*, \boldsymbol{\mu}^*) \mathbf{s} \geq 0 \quad \forall \mathbf{s} \in \mathcal{C}(\mathbf{x}^*, \boldsymbol{\mu}^*) \quad (5.14a)$$

$$\text{mit: } \quad \mathcal{C}(\mathbf{x}^*) = \{ \mathbf{s} \in \mathbb{R}^N : \nabla g_i(\mathbf{x}^*)^T \mathbf{s} = 0, \quad i = 1, \dots, m \quad (5.14b)$$

$$\nabla h_j(\mathbf{x}^*)^T \mathbf{s} = 0, \quad j \in \mathcal{A}(\mathbf{x}^*), \mu_j^* > 0 \quad (5.14c)$$

$$\nabla h_j(\mathbf{x}^*)^T \mathbf{s} \leq 0, \quad j \in \mathcal{A}(\mathbf{x}^*), \mu_j^* = 0 \} \quad (5.14d)$$

wobei \mathcal{A} die Menge der im Optimum aktiven Ungleichungsnebenbedingungen ist. Um eine gültige Lösung zu finden müssen nun alle Kombinationen aktiver und inaktiver Nebenbedingungen untersucht werden. Hierfür werden üblicherweise iterative Algorithmen wie das *Active-Set Verfahren* oder die *Innere-Punkte-Methode* angewandt. Weitere Erläuterungen hierzu finden sich in Abschnitt 5.1.3.

5.1.2. Diskretisierungsverfahren

Wie beschrieben werden zur Lösung des Optimierungsproblems der Vertikaltrajektorienplanung direkte Verfahren angewandt. Hierbei werden die Bewegungsgleichungen diskretisiert, um deren Lösung numerisch zu approximieren.

Unterschieden wird zwischen *Teil- und Volldiskretisierung*. Bei der Teildiskretisierung wird ausschließlich die Trajektorie der Stellgröße(n) mit vorgegebenen Intervallen diskretisiert. Das Zeitintervall $[t_{Start}, \dots, t_{Ende}]$ wird durch N Stützstellen $[t_0, \dots, t_N]$ parametrisiert. Der Systemzustand wird nicht diskretisiert, sondern in jedem Optimierungsschritt mit einer externen Simulation berechnet. Optimierung und Simulation laufen nicht simultan, sondern abwechselnd ab. Im Gegensatz dazu, werden bei der Volldiskretisierung sowohl Stellgrößen- als auch Zustandstrajektorie an den Stützstellen diskretisiert und simultan optimiert. Das heißt der Optimierungsvektor beinhaltet dann sowohl Stell- als auch Zustandsgrößen. Damit ist die Anzahl der Optimierungsvariablen höher als bei der Teildiskretisierung und die Systemgleichungen können nur an den Stützstellen ausgewertet werden. Allerdings ist die Bestimmung der Gradienten von Zielfunktion und Beschränkungen bei der Volldiskretisierung einfacher, da diese nicht in Abhängigkeit der Stellgrößen bestimmt werden müssen, sondern direkt in Abhängigkeit der Zustandsgrößen angegeben werden können. Dies ist insbesondere bei der Verwendung von gradientenbasierten Lösungsverfahren von Vorteil. Volldiskretisierte Probleme sind außerdem nicht zwingend auf eine valide Startlösung angewiesen [53]. Die Anpassung der Zielfunktion im Hinblick auf Fahrkomfort steht im Fokus dieser Arbeit. Die Zielfunktion in Abhängigkeit der Stellgrößen zu beschreiben ist aufwändig und erschwert die Einbindung weiterer Zielfunktionsparameter zur Weiterentwicklung des Algorithmus. Zur Lösung des Problems wird auf ein gradientenbasiertes Verfahren zurückgegriffen. Eine Formulierung als volldiskretisiertes Problem ist deshalb sinnvoll.

5.1.3. Numerische Lösungsverfahren

Für die numerische Lösung nichtlinearer beschränkter Optimierungsproblemen haben sich verschiedene Verfahren etabliert. Zu den effizientesten Verfahren zählen die sequentielle quadratische Programmierung (SQP) und Innere Punkte (IP) Verfahren [64]. Beide Verfahren basieren auf der *Liniensuche* (engl. *line search*), bei der sich ausgehend von einer suboptimalen Lösung iterativ dem Optimum angenähert wird. Dabei gehen Liniensuchverfahren üblicherweise nach folgendem Ablaufschema vor:

1. Bestimmung der Suchrichtung \mathbf{s}^k
2. Bestimmung der Schrittweite α^k
3. Berechnung des nächsten Punkts $\mathbf{x}^{k+1} = \mathbf{x}^k + \alpha^k \mathbf{s}^k$, Überprüfung des Abbruchkriteriums. Falls dieses nicht erfüllt ist, Wiederholung Schritt 1-3 für $k = k + 1$

Bestimmung der Suchrichtung Um für $k \rightarrow \infty$ gegen ein (lokales) Minimum zu konvergieren, wird in jedem Iterationsschritt k gefordert, dass

$$f(\mathbf{x}^{k+1}) < f(\mathbf{x}^k) \tag{5.15}$$

Um \mathbf{x}^{k+1} zu bestimmen, muss zunächst bekannt sein, in welche Richtung \mathbf{s}^k gegangen werden muss, damit die Bedingung 5.15 erfüllt ist. Approximiert man $f(\mathbf{x})$ an der Stelle \mathbf{x}^k durch eine Taylor-Reihe, die man nach dem ersten Glied abbricht erhält man:

$$f(\mathbf{x}^k + \mathbf{s}) = f(\mathbf{x}^k) + \nabla f(\mathbf{x}^k)^T \mathbf{s} \quad (5.16)$$

Damit Gl. 5.15 erfüllt ist, muss gelten:

$$\nabla f(\mathbf{x}^k)^T \mathbf{s}^k < 0 \quad (5.17)$$

Die einfachste Methode zur Wahl von \mathbf{s}^k ist die Verwendung des negativen Gradienten der Zielfunktion an der Stelle \mathbf{x}^k . Dieses Verfahren wird als Gradientenverfahren bezeichnet und zeichnet sich durch seine Einfachheit und einen großen Konvergenzbereich aus. Allerdings konvergiert das Verfahren bei Problemen, bei denen der negative Gradient nicht in Richtung des Minimums zeigt nur sehr langsam.

Bessere Konvergenzeigenschaften besitzt beispielsweise das *Newton-Verfahren*, bei dem die Kostenfunktion an der Stelle $f(\mathbf{x}^k)$ durch eine quadratische Funktion approximiert wird:

$$f(\mathbf{x}^k + \mathbf{s}) = f(\mathbf{x}^k) + \nabla f(\mathbf{x}^k)^T \mathbf{s} + \frac{1}{2} \mathbf{s}^T \mathbf{H}_f(\mathbf{x}^k) \mathbf{s} \quad (5.18)$$

Durch Ableiten nach \mathbf{s} und Nullsetzen von 5.18 erhält man:

$$\nabla f(\mathbf{x}^k) + \mathbf{H}_f(\mathbf{x}^k) \mathbf{s} = 0 \quad (5.19)$$

Unter der Annahme, dass die Hesse-Matrix \mathbf{H}_f positiv definit ist, ergibt sich die Suchrichtung \mathbf{s}^k aus 5.19 zu:

$$\mathbf{s}^k = -\mathbf{H}_f(\mathbf{x}^k)^{-1} \nabla f(\mathbf{x}^k) \quad (5.20)$$

Zur Anwendung des Newton-Verfahrens muss sichergestellt sein, dass die Zielfunktion mindestens zwei mal differenzierbar ist.

Enthält das Problem Gleichungsnebenbedingungen, so müssen diese auch bei der Bestimmung der Suchrichtung berücksichtigt werden. Dafür muss in den Gleichungen die Zielfunktion $f(\mathbf{x}^k)$ durch die Lagrangefunktion $\mathcal{L}(\mathbf{x}^k, \boldsymbol{\lambda}^k)$ ersetzt werden.

Enthält das Problem zusätzlich Ungleichungsnebenbedingungen wird die Lösung ungleich komplizierter, weil sich die KKT Bedingungen im Allgemeinen nicht einfach lösen lassen.

Bei der *sequentiell quadratische Programmierung* wird das nichtlineare Problem um den aktuellen Punkt \mathbf{x}^k durch Taylorreihenentwicklung als quadratisches Problem approximiert, welches sich im Allgemeinen effizient lösen lässt. Für die Berücksichtigung der Ungleichungsnebenbedingungen greifen SQP Algorithmen üblicherweise auf die Active-Set Methode zurück. Dabei werden die im Minimum aktiven Ungleichungsnebenbedingungen durch systematisches Ausprobieren aller Möglichkeiten bestimmt. Dieses Vorgehen funktioniert in der Praxis meist gut, ist jedoch bei Problemen mit vielen Ungleichungsnebenbedingungen sehr aufwändig. Einen anderen Weg zur Berücksichtigung der Ungleichungsnebenbedingungen geht die innere Punkte Methode. IP Verfahren basieren auf der Idee, die Komplementaritätsbedingung 5.13e in den KKT-Bedingungen aufzuweichen. Hierfür wird ein Barriereparameter τ eingeführt, sodass anstatt 5.13e gilt:

$$\boldsymbol{\mu}_i^* \cdot h_i(\mathbf{x}^*) = \tau \quad (5.21a)$$

$$\text{mit : } \quad \tau \geq 0 \quad (5.21b)$$

Wobei für $\tau = 0$ das Problem wieder dem ursprünglichen Problem entspricht. Während der iterativen Lösung des Problems, wird τ schrittweise um einen Faktor σ^k reduziert. Da τ wiederum auch die mögliche Schrittweite ohne Verletzung der Nebenbedingungen beeinflusst, spielt die Wahl von α^k und σ^k eine maßgebliche Rolle für die Konvergenz. Möglich ist es zum Beispiel, den Barriereparameter so lange konstant zu halten, bis eine näherungsweise Lösung gefunden ist und ihn dann schrittweise zu reduzieren (*Fiacco-McCormick-Algorithmus*). Eine andere Möglichkeit ist der Ansatz von τ über das sogenannte Dualitätsmaß $\bar{\mu}$, sodass gilt:

$$\tau^k = \sigma^k \bar{\mu}^k \quad (5.22a)$$

$$\text{mit :} \quad \bar{\mu} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \mu_i \cdot \mathbf{x}_i \quad (5.22b)$$

Alternativ können auch verschiedene Verfahren kombiniert bzw. zwischen ihnen gewechselt werden. Etablierte Algorithmen bieten für gewöhnlich verschiedene Methoden und Kombinationen an. Sowohl SQP als auch IP-Verfahren eignen sich gut für die Lösung großer Probleme [64]. SQP Verfahren konvergieren schnell, wenn eine gute Startlösung vorliegt, IP Verfahren zeichnen sich durch gute Konvergenz, auch ohne Startlösung aus [53]. Das innere Punkte Verfahren IPOPT (Interior Point OPTimizer) wurde bereits mehrfach für vergleichbare Probleme, wie das in dieser Arbeit beschriebene, verwendet [77, 25, 53]. Deshalb kommt es auch für die Vertikaltrajektorienplanung zum Einsatz. Die Details zur Implementierung sind Gegenstand von Kapitel 6.

Bestimmung der Schrittweite Auch für die Bestimmung der Schrittweite existieren verschiedene Verfahren. Ziel ist es jeweils die Schrittweite α^k so zu wählen, dass die Kostenfunktion maximal reduziert wird [49]. Für die optimale Schrittweite würde gelten:

$$\min_{\alpha} f(\mathbf{x} + \alpha \mathbf{s}) \quad (5.23)$$

Die Auswertung dieser Bedingung ist numerisch jedoch sehr aufwändig, sodass in der Regel auf Verfahren zurückgegriffen wird, die zwar eine suboptimale, aber schnellere Bestimmung der Schrittweite ermöglichen. Beispiele für Verfahren zur Schrittweitenbestimmung sind.

- Abstiegs- und Krümmungsbedingungen
- Backtracking-Verfahren
- Intervallschachtelungsverfahren

Für die Funktionsweise sei auf die Standardwerke von GRAICHEN [49] und NOCEDAL [64] verwiesen .

Das Verfahren zur Bestimmung der Schrittweite ist auf die Bestimmung der Suchrichtung abzustimmen. Oftmals werden auch mehrere Verfahren angewandt. IPOPT bestimmt die Schrittweite mit einer Kombination verschiedener Verfahren unter Berücksichtigung des Abstands zu den Barrierefunktionen. Für Details zur Implementierung sei auf [106] verwiesen.

5.2. Formulierung des Optimierungsproblems

Die Aufbaubewegung des Fahrzeugs wird im Inertialsystem über die translatorischen (x,y,z) und rotatorischen (φ,θ,γ) Bewegungen und deren zeitlichen Ableitungen beschrieben. Dabei ist die Horizontalbewegung (x,y) abhängig von der gewählten Trajektorie und die z-Bewegung wird im wesentlichen durch die Topologie der befahrenen Straße und dem Fahrwerk bestimmt. Der Gierwinkel ψ ergibt sich bei Normalfahrt ohne Schwimmwinkel aus der (x,y) -Trajektorie. Wank- (φ) und Nickbewegung (θ) sind eine Überlagerung aus der Straßenneigung in Quer- bzw. Längsrichtung und den Drehwinkeln des Aufbaus gegenüber der Straße. Die Bewegung des Fahrzeugaufbaus ist abhängig von den Kräften, die auf das Fahrzeug einwirken. Hierzu gehören insbesondere Massenträgheit, Luftwiderstand und alle Kräfte, die durch die Elemente des Fahrwerks (Feder, Dämpfer,...) übertragen werden. Die Krafteinleitungspunkte sind sowohl der Schwerpunkt als auch die vier Fahrzeugecken bzw. die Anbindungspunkte der Radaufhängungen. Sind alle Kräfte sowie die Trajektorie des Fahrzeugs hinreichend gut bekannt, so kann die inertielle Bewegung in die Zukunft präzisiert werden. Wie gut diese Prädiktion gelingt, hängt insbesondere von der Modellgenauigkeit und der Vorausschaulänge ab.

Bei der Verwendung von Fahrwerkssystemen mit aktiver Krafteinleitung, werden diese Kräfte als Stellgrößen (F_1, \dots, F_N) betrachtet, die an einer oder mehreren Stellen des Aufbaus wirken. Diese Kräfte können, innerhalb der physikalischen Grenzen so gewählt werden, dass die prädizierte Fahrzeugbewegung innerhalb dieser Grenzen optimal wird.

Abb. 5.1 gibt einen Überblick über die Struktur des Optimierungsproblems. Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Elemente folgt im weiteren Verlauf des Kapitels. An dieser Stelle sollen jedoch die grundlegenden Zusammenhänge erläutert werden.

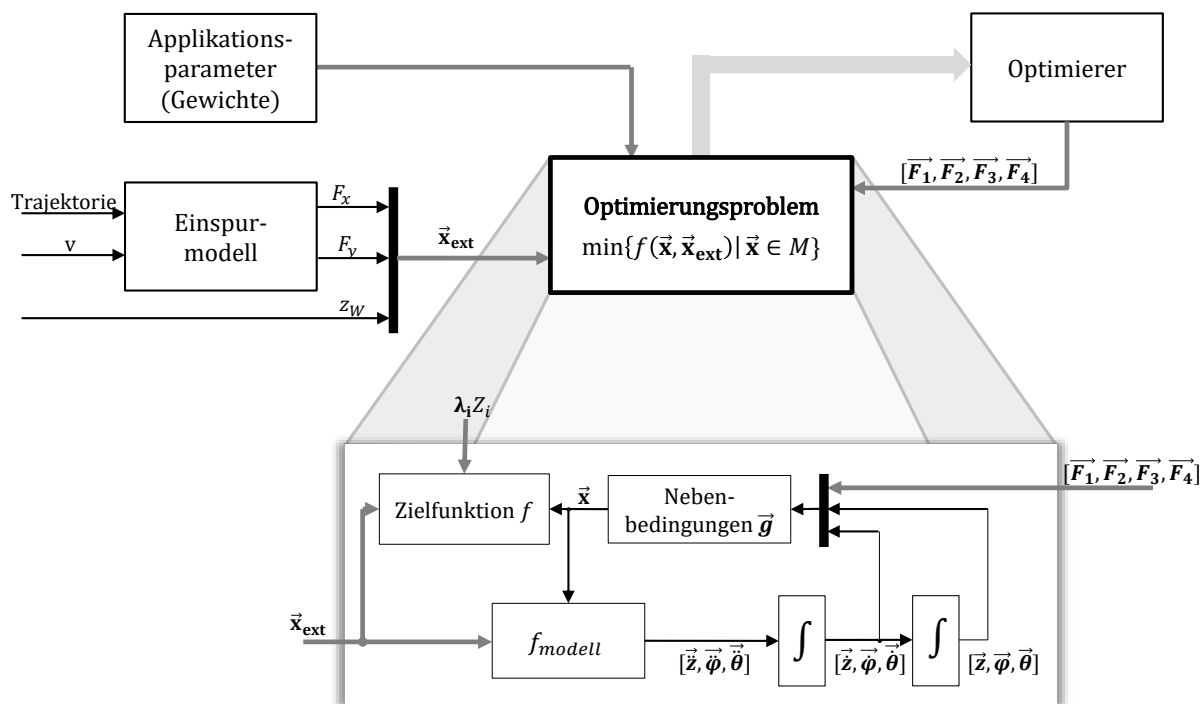


Abbildung 5.1.: Schematischer Aufbau der Optimierung

Das Optimierungsproblem mit der Zielfunktion f wird in Abhängigkeit des Optimierungsvektors \mathbf{x} und der externen Anregung des Fahrzeugs \mathbf{x}_{ext} beschrieben. \mathbf{x}_{ext} ist für jeden Zeitschritt fest vorgegeben und wird vorab unter Zuhilfenahme eines Einspurmodells aus der Soll-Trajektorie des Fahrzeugs bestimmt. Die externe Anregung enthält außerdem die Information über das Höhenprofil der Fahrbahn z_W . Die Zustands- und Stellgrößen \mathbf{x} sind durch Randbedingungen auf den physikalisch möglichen Bereich begrenzt, der durch Fahrwerkgeometrie und die Eigenschaften der Aktorik vorgegeben ist. Die Aufgabe des Optimierers ist es, die Stellgrößenverläufe für die Kräfte an den Fahrzeugecken F_1 bis F_4 so zu bestimmen, dass die Zielfunktion minimiert wird und die Beschränkungen eingehalten werden. Die Optimalität wird hierbei durch vom Nutzer gewählte Gewichtungen der Kostenfunktion eingestellt. Im Optimierungsproblem werden die modalen Beschleunigungen mithilfe eines Fahrdynamikmodells unter Berücksichtigung des aktuellen Systemzustands, der externen Anregung und den Stellgrößen berechnet. Durch Integration erhält man die modalen Geschwindigkeiten und Positionen. Die Beschränkungen von Aktorik und Geometrie gehen als Nebenbedingungen ein.

Optimierungsvektor Übertragen auf die Vertikaltrajektorienplanung ergibt sich der Optimierungsvektor \mathbf{x} aus den diskretisierten Zustandsgrößen des Fahrzeugs (z, φ, θ), deren Ableitungen sowie den Stellgrößen. Die Länge des Optimierungsvektors ist abhängig von der Punktzahl der diskretisierten Bahnkurve N und berechnet sich aus der Anzahl der Zustandsvariablen und Stellgrößen multipliziert mit N . Abb. 5.2 zeigt exemplarisch die Verteilung von Diskretisierungspunkten entlang der Bahnkurve. Die Punkte müssen keine konstanten Abstände zueinander aufweisen.

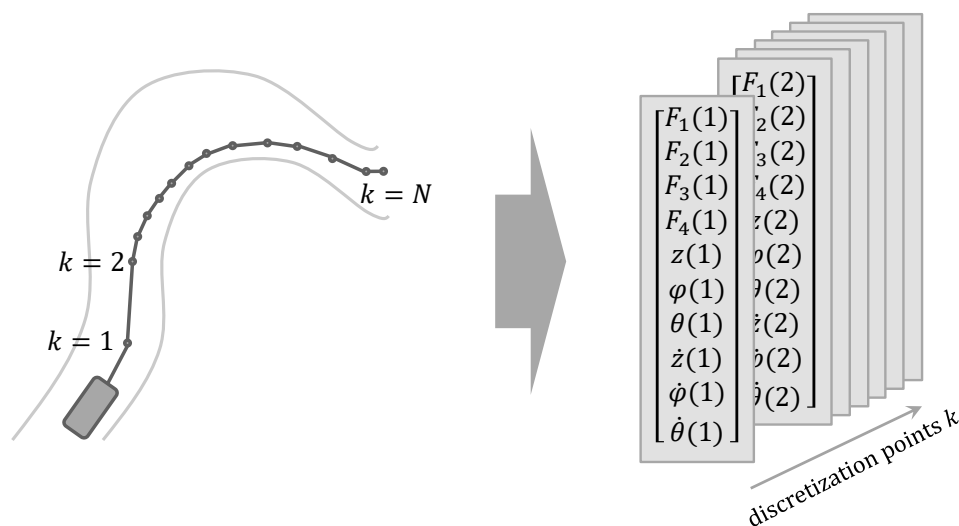


Abbildung 5.2.: Generierung des Optimierungsvektors aus der Eingangstrajektorie

Da die Systemgleichungen nur an den Diskretisierungspunkten ausgewertet werden, beeinflusst die Schrittweite die Genauigkeit mit der die Fahrzeugdynamik abgebildet wird. Im Optimalfall ist die Diskretisierung in Bereichen, in denen höhere Dynamik zu erwarten ist (z.B. im Bereich einer Bodenwelle oder in der Kurve) feinmaschiger zu wählen, als z.B. auf einer ebenen geraden Fahrbahn. Oftmals wird dies bereits von der überlagerten Trajektorienplanung berücksichtigt [54]. Ist dies nicht der Fall, besteht die Möglichkeit die Bahnkurve neu abzutasten. Die Diskretisierung

bestimmt zudem die Möglichkeit Störungen aufzulösen: Mit einer Auflösung von 1-1,5 m, lassen sich Störungen mit einer Wellenlänge >3 m gerade noch auflösen. Bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h entspricht das ca. 10 Hz, bei 50 km/h noch 5 Hz. Die Zustands- und Stellgrößen an den Diskretisierungspunkten (Abb. 5.2, rechts) zu einem Optimierungsvektor \mathbf{x} zusammengefasst.

Für die Vektoren der Zustands- bzw. Stellgrößen über die diskretisierte Trajektorie wird im folgenden die Schreibweise $\mathbf{z} = [\mathbf{z}(1), \dots, \mathbf{z}(N)]^T$ verwendet.

$$\mathbf{x} = [\mathbf{F}_1, \mathbf{F}_2, \dots, \mathbf{F}_N, \mathbf{z}, \varphi, \theta, \dot{\mathbf{z}}, \dot{\varphi}, \dot{\theta}]^T \quad (5.24)$$

Zielfunktion Die nichtlineare Zielfunktion $f(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\text{ext}})$ beschreibt die optimale Fahrzeugbewegung als Funktion des Optimierungsvektors. Sie wird aus p Einzeltermen Z_i zusammengesetzt, die jeweils ein Optimierungsziel abbilden. Jeder Zielterm wird über einen Gewichtungsfaktor λ_i gewichtet. Gl. 5.25 beschreibt den Aufbau der Zielfunktion:

$$f(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\text{ext}}) = \sum_{i=1}^p \lambda_i Z_i(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\text{ext}}) \quad (5.25)$$

Auf die Zielfunktion wird in Abschnitt 5.6 detailliert eingegangen.

Nebenbedingungen Die Nebenbedingungen \mathbf{g}_i beinhalten Stellgrößen oder Zustands- sowie physikalische Beschränkungen der Fahrzeugdynamik. Sie werden ebenfalls als Vektor zusammengefasst:

$$\mathbf{g} = \sum_{i=1}^m \mathbf{g}_i \quad (5.26)$$

Zudem wird die zweifache Integration der Beschleunigungen über Gleichungsnebenbedingungen abgebildet. Die Nebenbedingungen sind Gegenstand von Abschnitt 5.5.

Äußere Anregung Die äußere Anregung \mathbf{x}_{ext} beinhaltet alle von außen auf das Fahrzeug einwirkenden Kräfte. Sie ist abhängig von der zukünftigen Bahnkurve sowie ggf. Umwelteinflüssen (z.B. Wind), die jedoch in dieser Arbeit bewusst vernachlässigt werden, da sie weder vorhersehbar sind noch von der verwendeten Simulationsumgebung abgebildet werden. Stehen derartige Informationen zur Verfügung, besteht die Möglichkeit diese in den Vektor der äußeren Anregung aufzunehmen und so bspw. eine Seitenwindkompensation mit dem aktiven Fahrwerk zu realisieren. Da sich die äußere Anregung direkt aus der Bahnkurve ergibt, ist sie für jeden Zeitschritt fest vorgegeben und muss nicht in jeder Iteration der Optimierung neu berechnet werden. Die Berechnung erfolgt in einem, der Optimierung vorgeschalteten Modell, das in Abschnitt 5.3 im Detail erläutert wird.

Modell Das Modell beschreibt die Fahrzeugbeschleunigung in den drei Raumrichtungen als Funktion f_{modell} des Optimierungsvektors sowie der äußeren Anregung. Es taucht implizit in der Zielfunktion sowie in den Nebenbedingungen auf. Aus diesem Grund ist die Modellkomplexität neben der Anzahl der Diskretisierungspunkte der wichtigste Einflussfaktor für die Genauigkeit des Ergebnisses sowie für die Rechenzeit.

$$[\dot{\mathbf{z}}, \dot{\varphi}, \dot{\theta}] = f_{\text{modell}}(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\text{ext}}) \quad (5.27)$$

Den Aufbau des Modells beschreibt Abschnitt 5.4.

Lagrange-Funktion Das resultierende Optimierungsproblem hat die Form:

$$\min_{\mathbf{x}} \quad f(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\text{ext}}) \quad (5.28a)$$

$$\text{u.B.v.} \quad \mathbf{x}_{lb} \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_{ub} \quad (5.28b)$$

$$\mathbf{g}_{lb} \leq \mathbf{g} \leq \mathbf{g}_{ub} \quad (5.28c)$$

Wobei \mathbf{x}_{lb} und \mathbf{x}_{ub} die unteren und oberen Beschränkungen der Stell- und Zustandsgrößen bezeichnen. \mathbf{g}_{lb} und \mathbf{g}_{ub} sind die oberen und unteren Grenzen der Nebenbedingungen. Gleichungsnebenbedingungen werden durch eine identische obere und untere Grenze ($\mathbf{g}_{lb} = \mathbf{g}_{ub}$) formuliert.

In Lagrange-Schreibweise erhalten wir mit dem zusammengefassten Lagrange-Multiplikator für Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen $\lambda_{c,i}$:

$$\mathcal{L}(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\text{ext}}, \lambda_c) = f(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\text{ext}}) + \sum_{i=1}^m \lambda_{c,i} \cdot \mathbf{g}_i(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{\text{ext}}) \quad (5.29)$$

5.3. Berechnung der Längs- und Querkräfte aus der Bahnkurve des Fahrzeugs

Mit Ausnahme der direkt an der Karosserie angreifenden aerodynamischen Kräfte, sind die Reifen die einzigen Kontaktstellen zwischen Fahrzeug und Fahrbahn. Das bedeutet, dass alle weiteren von außen auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte (Antriebs-, Brems und Seitenführungskraft) über Reifen, Rad und Radaufhängung in die Karosserie eingeleitet werden. Durch die Geometrie der Radaufhängung werden die Längs- und Querkräfte am Reifen jeweils in eine horizontale und eine vertikale Kraftkomponente aufgeteilt. Sind sowohl die Reifenkräfte als auch die aerodynamischen Kräfte bekannt, lässt sich die Aufbaubewegung im Raum als Funktion dieser beschreiben.

Viele Trajektorienplaner basieren auf Einspur- oder vergleichbaren Modellen und berechnen die benötigten Größen ohnehin. In diesem Fall können die nachfolgenden Berechnungen entfallen. Um eine universelle, von der verwendeten Trajektorienplanung unabhängige Funktion zu garantieren, können die Reifenkräfte jedoch auch näherungsweise aus der Bahnkurve bestimmt werden. Notwendige Eingangsgrößen dafür sind die Soll-Trajektorie bestehend aus x-y Koordinaten und die Soll-Fahrgeschwindigkeit. Stehen zusätzlich Informationen über Straßenprofil, -steigung und/oder die -querneigung zur Verfügung können diese genutzt werden, um die Genauigkeit zu erhöhen. Für die Grundfunktionalität sind sie jedoch nicht notwendig.

Die im Folgenden vorgestellten Berechnungen liefern gute Ergebnisse für glatte Eingangs-Bahnkurven bei denen die Krümmung und die Fahrgeschwindigkeit stetig sind. Da auch die Trajektorienfolge-regelung in der Regel bessere Regelergebnisse erzielen kann, wenn die Soll-Werte einen glatten Verlauf aufweisen, ist dies in der Regel gegeben. Falls nicht, muss die Bahnkurve z.B. durch Filterung vorab geglättet werden. Werden künstliche Manöver betrachtet (vgl. 5.6.2), so ist bei der Erstellung darauf zu achten, dass diese ebenfalls glatte Verläufe aufweisen.

Approximation der Fahrstrecke und Fahrzeit

Die zurückgelegte Fahrstrecke ergibt sich aus der Summe der Einzelstrecken zwischen den diskreten Wegpunkten näherungsweise nach Gl. 5.30. $\Delta\xi$ bezeichnet im Folgenden den Vorwärtsdifferenzenquotient erster Ordnung eines Vektors ξ . Die Approximation der Distanz zwischen den Diskretisierungspunkten über Geraden führt zu einem, mit der Anzahl der Punkte steigenden Fehler. Mit den verwendeten Diskretisierungen und begrenztem Vorausschauhorizont zeigt sich jedoch, dass die Genauigkeit der Fahrstreckenbestimmung für den Anwendungsfall ausreichend ist. Eine genauere Bestimmung ist beispielsweise durch die Approximation der 3D-Trajektorie (x, y, z) durch einen Spline möglich.

$$s(k) = \sum_1^k \sqrt{\Delta x(k)^2 + \Delta y(k)^2 + \Delta z(k)^2} \quad (5.30)$$

$$\text{mit: } \Delta\xi(k) = \xi(k+1) - \xi(k) \quad (5.31)$$

Der Zeitvektor wird aus der zurückgelegten Strecke und der Fahrgeschwindigkeit nach Gl. 5.32 berechnet:

$$t(k) = \sum_1^k \frac{\Delta s(k)}{v(k)} \quad (5.32)$$

Approximation der Längsbeschleunigung

Zur Bestimmung der Längsbeschleunigung wird die Geschwindigkeit diskret nach der Zeit differenziert (Gl. 5.33).

$$a_x = \frac{\Delta v}{\Delta t} \quad (5.33)$$

In der Praxis zeigt sich, dass diese Methode bei sehr kleinen Schrittweiten in Kombination mit einem nicht glatten Geschwindigkeitsprofil (z.B. aus einer Messung) keine guten Ergebnisse liefert. Als Abhilfemaßnahme wird das Geschwindigkeitsprofil über der Zeit im ersten Schritt mit einem abschnittswisen kubischen Spline und reduzierter Stützstellenanzahl approximiert und die Kurve damit geglättet. Die Stärke dieses „Filters“ ist abhängig von der gewählten Stützstellenanzahl. Anschließend wird der Spline abschnittsweise differenziert. Abb. 5.3 zeigt die Längsbeschleunigung mit diskreter Differenzierung und die gefilterte Version nach Spline-Interpolation und Differenzierung.

Approximation der Querbeschleunigung

Zur Berechnung der Querbeschleunigung nach Gl. 5.34 wird die Krümmung der Bahnkurve benötigt.

$$a_y = \kappa v^2 \quad (5.34)$$

Nach [2] gilt für die Krümmung κ einer zweimal differenzierbaren Kurve:

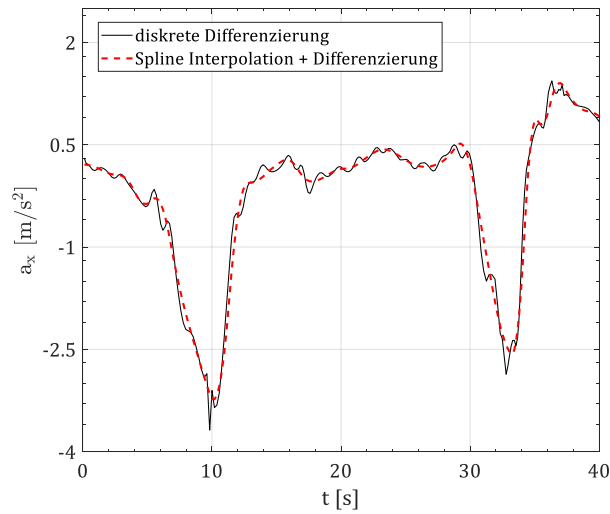


Abbildung 5.3.: Filterung der Längsbeschleunigung durch Spline-Interpolation

$$\kappa = \frac{\dot{\mathbf{x}}(k)\ddot{\mathbf{y}}(k) - \dot{\mathbf{y}}(k)\ddot{\mathbf{x}}(k)}{(\dot{\mathbf{x}}(k)^2 + \dot{\mathbf{y}}(k)^2)^{\frac{3}{2}}} \quad (5.35)$$

Zur Anwendung von Gl. 5.35, werden die Ableitungen der Bahnkurve mit Vorwärts-Differenzenquotienten der ersten und zweiten Ordnung approximiert.

Berechnung von Reifenlängs- und Querkraft

Mit Längs- und Querb beschleunigung können nun die Bewegungsgleichungen für die Horizontalbewegung aufgestellt werden. Es gelten:

$$m \cdot \mathbf{a}_x = \mathbf{F}_x - \sum \mathbf{F}_{\text{Fahrwiderstände}} \quad (5.36a)$$

$$m \cdot \mathbf{a}_y = \mathbf{F}_y - m g \sin(\varphi_S) \quad (5.36b)$$

Um der vorgegebenen Bahnkurve zu folgen, müssen sowohl Antriebs- und Bremskraft (\mathbf{F}_x) als auch die Querkraft (\mathbf{F}_y) über die Reifen abgestützt werden. Zur Berechnung der reifenindividuellen Kräfte wird zunächst die auf den Fahrzeugschwerpunkt bezogene Längs- und Querkraft bestimmt und anschließend entsprechend der Abtriebs- und Bremskraftverteilung und den Radlasten aufgeteilt.

Aus Gl. 5.36a umgestellt nach der Antriebs- und Bremskraft und nach Einsetzen der Fahrwiderstände (Trägheit (\mathbf{F}_T), Steigung (\mathbf{F}_S), Luftwiderstand (\mathbf{F}_L)) ergibt sich:

$$\mathbf{F}_x = \mathbf{F}_T + \mathbf{F}_S + \mathbf{F}_L \quad (5.37a)$$

mit: $\mathbf{F}_T = \mathbf{a}_x m$ (5.37b)

$$\mathbf{F}_S = -\sin(\theta_S) g m \quad (5.37c)$$

$$\mathbf{F}_L = \frac{\rho}{2} c_w A v^2 \quad (5.37d)$$

Aus der Achsgeometrie ergibt sich in der Regel eine unterschiedliche Abstützung von Brems- und Antriebskräften (siehe Abschnitt 5.4.2). Deshalb wird die Längskraft in Antriebskraft ($F_A = F_x > 0$) und Bremskraft ($F_B = F_x < 0$) aufgeteilt.

Die Antriebskraft wird anschließend näherungsweise mit einer konstanten Antriebsmomentenverteilung k_A auf Vorder- und Hinterachse verteilt. Für die Berechnung der Bremskraft wird eine konstante Bremskraftverteilung k_B angenommen. Es ergeben sich:

$$F_{A,v} = k_A F_A \quad (5.38a)$$

$$F_{A,h} = (1 - k_A) F_A \quad (5.38b)$$

und

$$F_{B,v} = k_B F_B \quad (5.39a)$$

$$F_{B,h} = (1 - k_B) F_B \quad (5.39b)$$

Die Berechnung der Querkraft erfolgt analog zur Längskraft. Der Luftwiderstand in Querrichtung wird vernachlässigt, sodass sich die Querkraft F_y nach Formel 5.40 bestimmt. Der Term $m \cdot g \cdot \sin(\varphi_S)$ berücksichtigt die Querkraft, die aus der Querneigung der Straße resultiert, ist jedoch im normalen Straßenverkehr mit Querneigungen von i.d.R. $< 2^\circ$, vernachlässigbar.

$$F_y = a_y \cdot m + m \cdot g \cdot \sin(\varphi_S) \quad (5.40)$$

Die Verteilung der Querkraft auf die einzelnen Reifen ist abhängig von Schräglaufwinkel und Radlast. Unter der Annahme moderater Schräglaufwinkel im normalen Fahrbetrieb, wird die Querkraft abhängig von der Radlastverteilung auf die Reifen aufgeteilt. Die dynamischen Radlasten der einzelnen Räder lassen sich unter Kenntnis der Fahrzeuggeometrie sowie Längs- und Querbesehleunigung nach Gl. 5.41a-5.41d berechnen. Der erste Term beschreibt die Radlaständerung aufgrund des Wankmoments, welches sich aus dem Gesamtwankmoment aufgeteilt auf Vorder- und Hinterachse nach der Wankmomentenverteilung k_{WMV} ergibt. Der zweite Term beinhaltet die statischen Radlasten und der dritte Term die Radlaständerung aufgrund des Nickmoments [93].

$$F_{z,1} = \frac{-h_{COG}}{2w_f} m \cdot a_y \cdot k_{WMV} + \frac{l_r}{2l} mg - \frac{h_{COG}}{2l} m \cdot a_x \quad (5.41a)$$

$$F_{z,2} = \frac{h_{COG}}{2w_f} m \cdot a_y \cdot k_{WMV} + \frac{l_r}{2l} mg - \frac{h_{COG}}{2l} m \cdot a_x \quad (5.41b)$$

$$F_{z,3} = \frac{-h_{COG}}{2w_r} m \cdot a_y \cdot (1 - k_{WMV}) + \frac{l_f}{2l} mg + \frac{h_{COG}}{2l} m \cdot a_x \quad (5.41c)$$

$$F_{z,4} = \frac{h_{COG}}{2w_r} m \cdot a_y \cdot (1 - k_{WMV}) + \frac{l_f}{2l} mg + \frac{h_{COG}}{2l} m \cdot a_x \quad (5.41d)$$

Die Querkraft wird anschließend proportional zur Radlast auf die einzelnen Räder verteilt:

$$F_{y,i} = F_y \cdot \frac{F_{z,i}}{F_{z,1} + F_{z,2} + F_{z,3} + F_{z,4}} \quad (5.42)$$

5.4. Modellierung der Fahrzeugdynamik

Die Hub-, Nick- und Wankbewegung resultiert aus der Summe der Kräfte, die auf den Fahrzeugaufbau einwirken und kann durch Modelle beschrieben werden. Komplexe Gesamtfahrzeugmodelle sind ausreichend genau, um damit auch bis in hohe Frequenzbereiche die Fahrzeugbewegung realitätsgetreu zu beschreiben. Dazu müssen die (Elasto-)Kinematik von Aufbau und Achse, Reifen, Fahrwerkskomponenten und ggf. auch Regelsysteme wie ESP und ABS modelliert werden. Dies resultiert oftmals in Modellen mit mehreren hundert Freiheitsgraden und hoher Rechenintensität [93]. Für die grundlegende Beschreibung der Aufbaubewegung im niedrigen, durch die Aktordynamik eines aktiven Fahrwerks noch beeinflussbaren Bereich reichen jedoch auch einfachere Modelle aus.

Wie bereits in Abschnitt 5.2 beschrieben, wird ein reduziertes Modell zur Berechnung der Beschleunigungen in den modalen Freiheitsgraden benötigt. Die Herausforderung besteht darin, einen Kompromiss zwischen Modellgenauigkeit und Rechenzeit zu finden. Die Eigenfrequenz des Rades liegt bei ca. 12 Hz und damit außerhalb des für die Regelung relevanten Frequenzbereichs. Aus diesem Grund wird die Raddynamik nicht mit in das Modell aufgenommen, sondern wie bei GOEHRLE und SCHINDLER ein reines Aufbaumodell mit drei Freiheitsgraden verwendet, welches in Abb. 5.4 dargestellt ist. Der Fahrzeugaufbau wird als starrer Körper betrachtet. An den vier Rädern greifen jeweils Längs- und Querkraft an, die über die Achse abgestützt werden. Weil die Raddynamik nicht berücksichtigt wird, entspricht die Radbewegung z_w dem Straßenprofil unter dem jeweiligen Rad. Die dargestellte Fahrwerkarchitektur entspricht dem in Abschnitt 1.4 beschriebenen System, bei dem der Dämpfer als elektrohydraulischer Aktor fungiert.

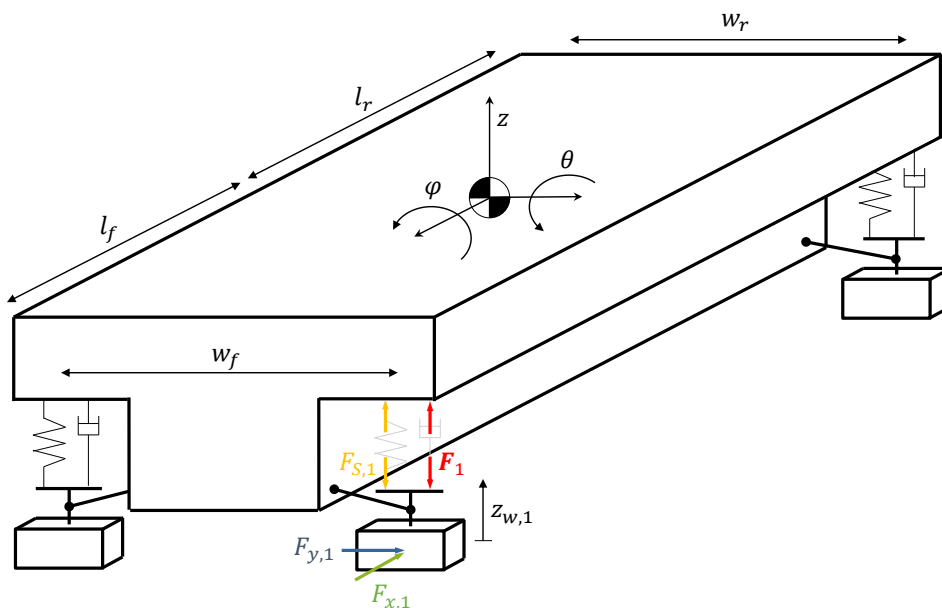


Abbildung 5.4.: Verwendetes Zweispurmodell

Die durch Fahrwerkskomponenten auf den Aufbau übertragenen Kräfte werden zu je einer resultierenden Fahrwerkskraft F_{Susp} pro Fahrzeugecke zusammengefasst. Folgende Kraftanteile werden berücksichtigt:

- Feder über Federkennlinie F_S
- Aktorkraft als Stellgröße F_i
- Achsabstützkräfte über Einfederkinematik F_{Supp}
- Auf-/Abtriebskraft an Vorder- und Hinterachse F_{Aero}

Je nach Aufbau des Fahrwerks müssen ggf. die Kraftkomponenten weiterer Fahrwerkbauteile (z.B. Stabilisator) durch geeignete Kennlinien oder Modelle berücksichtigt werden. Die Untersuchungen im Rahmen der Arbeit zeigen, dass bei geringen Einfedergeschwindigkeiten die Dämpferkraft für die Regelung vernachlässigt werden kann und somit eine Modellierung des Dämpfers nicht notwendig ist. Sollte das Konzept auf höherfrequente Anregungen erweitert werden muss die Dämpferkraft im Modell berücksichtigt werden. Bei der Modellierung ist darauf zu achten, dass die nichtlineare Charakteristik des Dämpfers über möglichst einfache Kennlinien abgebildet wird, um die Modellkomplexität gering zu halten.

Es ergeben sich drei Differentialgleichungen (Gl. 5.43-5.45) für die Hub-, Wank- und Nickbeschleunigung, die später zu Geschwindigkeit und Position aufintegriert werden. Alle Größen werden im Inertialsystem berechnet. Dies hat verschiedene Gründe: Einerseits kann auf eine Vorfilterung des Straßenprofils, wie bei der Störgrößenkompensation, verzichtet werden. Andererseits werden so direkt die, auf die Fahrzeuginsassen einwirkenden Beschleunigungen berechnet, die für die Beschreibung des Komforts benötigt werden. Um die Position des Fahrzeugs relativ zur Straße zu bestimmen wird die bekannte Straßenanregung von der Inertialbewegung abgezogen.

$$\ddot{z} = \frac{1}{m}(\mathbf{F}_{Susp,1} + \mathbf{F}_{Susp,2} + \mathbf{F}_{Susp,3} + \mathbf{F}_{Susp,4} + mg) \quad (5.43)$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{1}{J_x} \left(\frac{w_f}{2} \mathbf{F}_{Susp,1} - \frac{w_f}{2} \mathbf{F}_{Susp,2} + \frac{w_r}{2} \mathbf{F}_{Susp,3} - \frac{w_r}{2} \mathbf{F}_{Susp,4} + h_{COG}(mg\varphi + \mathbf{F}_x) \right) \quad (5.44)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J_y} \left(-l_f \mathbf{F}_{Susp,1} - l_f \mathbf{F}_{Susp,2} + l_r \mathbf{F}_{Susp,3} + l_r \mathbf{F}_{Susp,4} - h_{COG}(mg\theta + \mathbf{F}_y) \right) \quad (5.45)$$

$\mathbf{F}_{x,i}$ und $\mathbf{F}_{y,i}$ bezeichnen die aus der Bahnkurve resultierenden in Längs- und Quer-Richtung am Reifen angreifenden Kräfte (siehe Abschnitt 5.3). Werden die Kräfte direkt von der Bahnplanung bereitgestellt, kann auf die Berechnung verzichtet werden. Die Terme $\mathbf{F}_{Susp,i}$ bezeichnen die Summe der an einer Fahrzeugecke angreifenden Kräfte von Aufbaufedern $\mathbf{F}_{S,i}$, der Achsabstützkraft in Längsrichtung $\mathbf{F}_{SuppX,i}$ und Querrichtung $\mathbf{F}_{SuppY,i}$, der Auftriebskraft $\mathbf{F}_{Aero,i}$ sowie die Stellgröße \mathbf{F}_i , die prinzipiell durch jedes mechatronische Fahrwerksystem eingebracht werden kann. In dieser Arbeit wird primär ein vollaktives Fahrwerksystem mit unabhängigen Kräften an jedem Rad betrachtet. Wird ein System mit weniger Freiheitsgraden verwendet, kann dies an dieser Stelle berücksichtigt werden.

$$\mathbf{F}_{Susp,i} = \mathbf{F}_{S,i} + \mathbf{F}_{SuppX,i} + \mathbf{F}_{SuppY,i} + \mathbf{F}_{Aero,i} + \mathbf{F}_i \quad (5.46)$$

Die Modellierung der Bauteile muss ausreichend genau sein, um die wesentlichen Effekte zu beschreiben. Gleichzeitig ist hinsichtlich geringer Rechenzeit auf eine effiziente Implementierung zu achten. Während des Modellaufbaus, wurden für die Komponentenmodelle verschiedene Modellierungsvarianten (z.B. lineare o. quadratische Kennlinien) verglichen. Im Folgenden werden die implementierten Modelle für die einzelnen Bestandteile des Fahrwerks beschrieben.

5.4.1. Federkraft

Die Federkraft der Aufbaufeder (siehe Abb. 5.5) kann als Funktion der Relativbewegung zwischen Rad und Aufbau \mathbf{z}_{rel} linear oder mit höherer Ordnung approximiert werden. Hierbei muss individuell anhand der Federkennlinie abgewogen werden, welche Ordnung ausreichend ist, in den meisten Fällen erreicht man jedoch mit einer linearen Approximation bereits gute Ergebnisse im Bereich kleiner Auslenkungen.

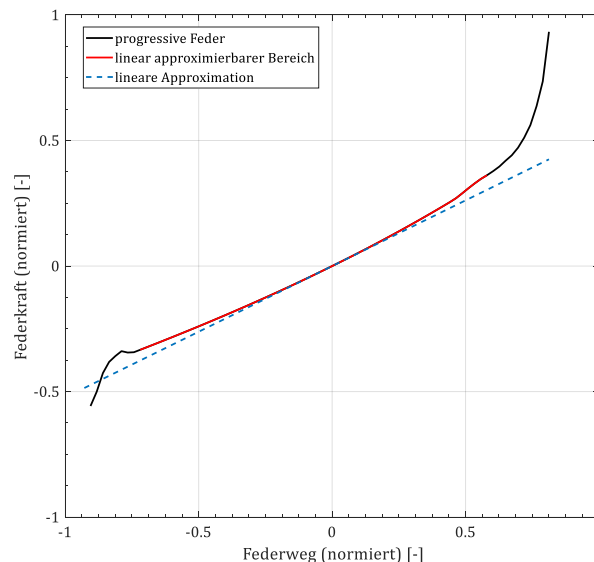


Abbildung 5.5.: Charakteristik einer progressiven Feder, Lineare Approximation

Die aufbaubezogene Gesamtfederrate c_{ges} setzt sich aus einem Anteil der Feder sowie der Nebensteifigkeit durch Fahrwerkslager, Radaufhängung etc. zusammen. Zudem muss die Federübersetzung berücksichtigt werden. Die Bestimmung der Aufbaufederrate kann sowohl rechnerisch als auch durch Messungen auf Kinematikprüfständen (K&C - Kinematics and Compliance) erfolgen. Letztlich erhält man die Federkraft als Funktion der Federsteifigkeit zu:

$$\mathbf{F}_{S,i} = c_{ges} \cdot \mathbf{z}_{rel} \quad (5.47)$$

wobei der Federweg als Differenz zwischen der Vertikalposition des Aufbaus an der jeweiligen Ecke \mathbf{z}_i und der Vertikalposition des Rades $\mathbf{z}_{w,i}$ definiert ist:

$$\mathbf{z}_{rel} = (\mathbf{z}_i - \mathbf{z}_{w,i}) \quad (5.48)$$

5.4.2. Achsabstützkraft

Die bereits in Abschnitt 5.3 erwähnten Achsabstützkraften (engl. Support Forces) beschreiben den Anteil der umgeleiteten Längs- und Querkraft am Reifen in Vertikalkräfte an der Karosserie und können als Funktion des Federwegs beschrieben werden.

Anfahrt und Bremsnickkompensation (engl. Anti-Squat und Anti-Dive) sind abhängig von der Lage des Nickpols. Die Wankabstützung der Achse resultiert aus der Lage des Wankpols. Abb. 5.6 zeigt die geometrischen Verhältnisse für Längs- (links) und Querkraft (rechts) exemplarisch für die Fahrzeugecke hinten rechts. Die Radaufhängung ist vereinfacht als einzelner Lenker durch Nick- bzw. Wankpol dargestellt, im Modell wird jedoch die reale Achsgeometrie als Funktion des Federwegs abgebildet.

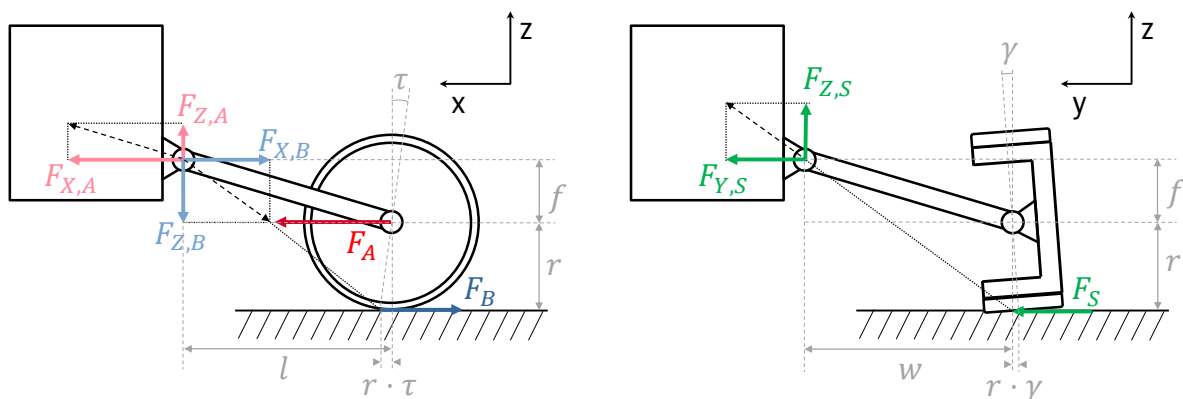


Abbildung 5.6.: Vereinfachte Darstellung der Achsabstützkraften in Längsrichtung (links) und Querrichtung (rechts)

Die Längskraft wird in Antriebsabstützkraften (Index A) und Bremsabstützkraften (Index B) unterteilt. Die Antriebskraft wird über die Gelenkwellen am Aufbau abgestützt und wirkt nur an den angetriebenen Achsen. Bei außenliegenden Bremsanlagen (Bremscheibe am Rad) wird beim Bremsvorgang zusätzlich das Bremsmoment über Bremssattel und Radträger am Aufbau abgestützt. Die Bremskraft wirkt an beiden Achsen entsprechend der Bremskraftverteilung.

Die Lage der Nick- bzw. Wankpole ist durch die Raderhebungskurve definiert und kann als Funktion des Federwegs aus Kinematiksimulationen oder K&C Messungen bestimmt werden. Die Abstützkraften können demnach als Funktion des Federwegs und der Brems-/Antriebs- und Seitenkraft modelliert werden.

Es gelten:

$$\mathbf{F}_{Z,A} = f_A(\mathbf{z}_{rel}) \cdot \mathbf{F}_{X,A} \quad (5.49)$$

$$\mathbf{F}_{Z,B} = f_B(\mathbf{z}_{rel}) \cdot \mathbf{F}_{X,B} \quad (5.50)$$

und

$$\mathbf{F}_{Z,S} = f_S(\mathbf{z}_{rel}) \cdot \mathbf{F}_{X,S} \quad (5.51)$$

5.4.3. Aerodynamischer Abtrieb/Auftrieb

Der Aerodynamische Auftrieb /Abtrieb kann analog zum Luftwiderstand mit den beiden Auftriebsbeiwerten für Vorder- (c_{af}) und Hinterachse (c_{ar}) nach Gl. 5.52 berechnet werden [88]. c_{af} und c_{ar} werden entweder aus CFD Simulationen oder mit Windkanalmessungen bestimmt [96]. Falls aktive Aerodynamikelemente verbaut sind, müssen die Auftriebsbeiwerte ggf. als Funktion der Geschwindigkeit angegeben werden.

$$F_{Aero,1/2} = \frac{1}{2}c_{af}\rho Av^2 \quad \text{bzw.} \quad F_{Aero,3/4} = \frac{1}{2}c_{ar}\rho Av^2 \quad (5.52)$$

5.5. Nebenbedingungen

Physikalische Grenzen der Zustände und Stellgrößen werden im Optimierungsproblem als Nebenbedingungen formuliert. Ebenso werden Grenzwerte, die nicht bereits durch die Box-Constraints abgedeckt sind, als Nebenbedingung mit aufgenommen. Es besteht jedoch auch die Möglichkeit, sogenannte weiche Nebenbedingungen über Strafterme in der Zielfunktion zu berücksichtigen. Dies ist insbesondere dann sinnvoll, wenn ein zeitweises kleines Überfahren der Grenze zulässig ist und bietet Potential Rechenzeit einzusparen [53]. Zusätzlich werden Nebenbedingungen verwendet, um die numerische Integration der Zustände abzubilden. Die Nebenbedingungen gliedern sich in lineare Nebenbedingungen (Box Constraints) und nichtlineare Nebenbedingungen.

5.5.1. Lineare Nebenbedingungen (Box Constraints)

Folgende lineare Nebenbedingungen (engl. Box-Constraints) werden im Optimierungsproblem berücksichtigt:

$$\text{Maximalkraft:} \quad F_{min} < \mathbf{F}_{1..4} \leq F_{max} \quad (5.53a)$$

$$\text{Heben:} \quad \mathbf{z}_{min} + \mathbf{z}_S < \mathbf{z} \leq \mathbf{z}_{max} + \mathbf{z}_S \quad (5.53b)$$

$$\text{Wanken:} \quad \varphi_{min} + \varphi_S < \varphi \leq \varphi_{max} + \varphi_S \quad (5.53c)$$

$$\text{Nicken:} \quad \theta_{min} + \theta_S < \theta \leq \theta_{max} + \theta_S \quad (5.53d)$$

$$\text{Hubgeschwindigkeit:} \quad \dot{\mathbf{z}}_{min} + \dot{\mathbf{z}}_S < \dot{\mathbf{z}} \leq \dot{\mathbf{z}}_{max} + \dot{\mathbf{z}}_S \quad (5.53e)$$

$$\text{Wankrate:} \quad \dot{\varphi}_{min} + \dot{\varphi}_S < \dot{\varphi} \leq \dot{\varphi}_{max} + \dot{\varphi}_S \quad (5.53f)$$

$$\text{Nickrate:} \quad \dot{\theta}_{min} + \dot{\theta}_S < \dot{\theta} \leq \dot{\theta}_{max} + \dot{\theta}_S \quad (5.53g)$$

Die Beschränkung $\mathbf{F}_{1..4}$ limitiert die Aktorkäfte auf den möglichen Stellbereich. Die sechs Zustands-Box-Constraints schränken den Lösungsraum auf realistisch mögliche Fahrzeugbewegungen ein. Da alle Zustandsgrößen im Inertialsystem angegeben sind, muss für die Grenzwerte der Anteil der Straße abgezogen werden.

5.5.2. Nichtlineare Nebenbedingungen

Die nichtlinearen NB enthalten alle Beschränkungen die nicht direkt Stell- und Zustandsgrößen limitieren. Insgesamt werden $14 \cdot N$ nichtlineare Nebenbedingungen formuliert von denen $6 \cdot N$ auf die doppelte Integration der Zustände entfallen. Weitere $4 \cdot N$ Gleichungen erhält man durch die Beschränkung der Federwege. Nochmals $4 \cdot N$ Gleichungen resultieren aus der Beschränkung der Aktordynamik.

Integration der Zustände Der Ausgang der Bewegungsgleichungen sind die Beschleunigungen in den drei Raumrichtungen. Um Position und Geschwindigkeit zu erhalten, muss die Beschleunigung doppelt integriert werden. Im Optimierungsproblem wird diese Integration für jeden Zeitschritt als expliziter Euler Schritt formuliert. Es gelten beispielhaft mit der Schrittweite h für \mathbf{z} :

$$\dot{\mathbf{z}}(k+1) = \dot{\mathbf{z}}(k) + h \cdot \ddot{\mathbf{z}}(k) \Leftrightarrow 0 = \dot{\mathbf{z}}(k) - \dot{\mathbf{z}}(k+1) + h \cdot \ddot{\mathbf{z}}(k) \quad (5.54a)$$

$$\mathbf{z}(k+1) = \mathbf{z}(k) + h \cdot \dot{\mathbf{z}}(k) \Leftrightarrow 0 = \mathbf{z}(k) - \mathbf{z}(k+1) + h \cdot \dot{\mathbf{z}}(k) \quad (5.54b)$$

Für Wanken, Nicken und Heben ergeben sich so $6 \cdot N$ Gleichungen. Durch die Gleichungsnebenbedingung im Optimierungsproblem, werden die Zustände als Teil des Optimierungsvektors mit gelöst.

Beschränkung der Federwege Implizit sind die Federwege bereits durch deren Abhängigkeit von den Zustandsgrößen beschränkt. Diese Beschränkung berücksichtigt jedoch keine Kombinationen der Zustände, also beispielsweise gleichzeitiges Wanken und Nicken beim Bremsen in einer Kurve. Eine Berücksichtigung der Federwege über einen Strafterm in der Zielfunktion ist ebenfalls möglich, erlaubt jedoch die physikalisch nicht mögliche Überfahrung der Grenze und führte im Versuch zu einem Anstieg der Rechenzeit. Die Federwege berechnen sich nach Gl. 5.55a-5.55d zu:

$$\mathbf{z}_{rel,1} = \mathbf{z} - l_f \boldsymbol{\theta} + \frac{w_f}{2} \boldsymbol{\varphi} - \mathbf{z}_{S,1} \quad (5.55a) \quad \mathbf{z}_{rel,3} = \mathbf{z} + l_r \boldsymbol{\theta} + \frac{w_r}{2} \boldsymbol{\varphi} - \mathbf{z}_{S,3} \quad (5.55c)$$

$$\mathbf{z}_{rel,2} = \mathbf{z} - l_f \boldsymbol{\theta} - \frac{w_f}{2} \boldsymbol{\varphi} - \mathbf{z}_{S,2} \quad (5.55b) \quad \mathbf{z}_{rel,4} = \mathbf{z} + l_r \boldsymbol{\theta} - \frac{w_r}{2} \boldsymbol{\varphi} - \mathbf{z}_{S,4} \quad (5.55d)$$

Für die Federwege werden die $4 \cdot N$ Nebenbedingungen analog zu den Box-Constraints der Zustände formuliert:

$$\mathbf{z}_{rel,min} < \mathbf{z}_{rel,1..4} \leq \mathbf{z}_{rel,max} \quad (5.56)$$

Beschränkung der Aktordynamik Um sicherzustellen, dass die Soll-Kraftvorgaben von der Aktorik umsetzbar sind, muss neben der maximalen Aktorkraft, auch die Aktordynamik bzw. Stellgeschwindigkeit begrenzt werden. Aus diesem Grund werden die vier Stellgeschwindigkeiten als weitere Nebenbedingung mit aufgenommen. Hierfür wird die Sollkraft nach Gl. 5.57 numerisch differenziert:

$$\dot{\mathbf{F}}(k) = \frac{d\mathbf{F}(k)}{dt} = \frac{\mathbf{F}(k+1) - \mathbf{F}(k)}{t(k+1) - t(k)} \quad (5.57)$$

Anschließend gilt:

$$-\dot{\mathbf{F}}_{max} < \dot{\mathbf{F}} < \dot{\mathbf{F}}_{max} \quad (5.58)$$

5.6. Zielfunktion

Mithilfe der Zielfunktion $f(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{ext})$ werden die Optimalitätskriterien für die Vertikaltrajektorie und damit die Soll-Bewegung beschrieben. Sie besteht aus einer endlichen Anzahl einzelner Terme Z_i , die jeweils gewichtet und dann aufsummiert werden. Dabei beschreibt jeder Term das gewünschte Verhalten als Funktion des Optimierungsvektors. Ziel der Optimierung ist die Minimierung der Summe aller Einzelterme:

$$\min_{\mathbf{x}} f(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{ext}) = \sum_{i=1}^n \lambda_i Z_i(\mathbf{x}, \mathbf{x}_{ext}) \quad (5.59)$$

In der Zielfunktion können sowohl einzelne Zeitpunkte (z.B. Anfangs- und Endzustand) als auch der gesamte Streckenabschnitt bestraft werden. Die im Folgenden vorgestellten Terme sind bis auf die Begrenzung der Einfedergeschwindigkeit als mittlere quadratische Abweichung nach Gl. 5.60 formuliert, deren Ziel die Minimierung über den gesamten Streckenabschnitt ist. Die Formulierung als quadratischer Term stellt sicher, dass die Zielfunktion zwei mal stetig differenzierbar ist. Positive und negative Abweichungen vom Zielwert werden gleichermaßen bestraft.

$$Z = \sum (q_{ist}(\mathbf{x}) - q_{soll})^2 \quad (5.60)$$

5.6.1. Zielfunktionsterme

Im Zuge der Entwicklung des Vertikaltrajektorienplaners wurden verschiedene Terme in die Zielfunktion integriert, die jeweils zu einem Teil in die gewünschte Fahrzeugdynamik (vgl. Anforderungen aus Kapitel 2) einzahlen. Letztere lässt sich grob in verschiedene Kundenfunktionen unterteilen, deren Ausprägung durch Anpassung eines oder mehrerer Gewichtungsfaktoren λ eingestellt werden kann. Im Folgenden werden zunächst die implementierten Zielfunktionsterme und deren Wirkung erläutert. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind die Formeln an dieser Stelle nicht explizit dargestellt sondern im Anhang A zu finden. Anschließend wird anhand von Beispiel-Kundenfunktionen aufgezeigt, welche Parameter verwendet werden, um das gewünschte Fahrzeugverhalten einzustellen.

- **Vertikalbewegung** λ_z
Der Term z beschreibt das Integral über die Hubbewegung des Fahrzeugs über der Straße. λ_z wird nicht explizit in einer der vorgestellten Funktionen verwendet, stellt jedoch eine Möglichkeit dar große Hubbewegungen zu vermeiden.
- **Wank- und Nickwinkel** $\lambda_\varphi, \lambda_\theta$
Die Bestrafung des Wank- und Nickwinkels gegenüber der Straße führt zu einer Horizontierung des Fahrzeugs.

- **Aufbaugeschwindigkeiten** $\lambda_{\dot{z}}, \lambda_{\dot{\varphi}}, \lambda_{\dot{\psi}}$
Die drei Aufbaugeschwindigkeitsterme sind vergleichbar mit den Skyhook-Dämpfungskonstanten für Hub-, Wank- und Nickdämpfung. Eine hohe Gewichtung bewirkt eine stark bedämpfte Fahrzeugaufbaubewegung.
- **Aufbaubeschleunigungen** $\lambda_{\ddot{z}}, \lambda_{\ddot{\varphi}}, \lambda_{\ddot{\psi}}$
Mit den Beschleunigungstermen wird direkt Einfluss auf die in der ISO2631 beschriebenen Komfortkenngrößen genommen. Eine frequenzabhängige Bestrafung der Beschleunigungen mit den in der Norm angegebenen Gewichtungsfunktionen ist ebenfalls umsetzbar, führt jedoch aufgrund der zusätzlich benötigten Zustände zu einer deutlich erhöhten Rechenzeit. Die Reduktion der Aufbaubeschleunigungen bewirkt implizit auch eine Reduktion der dynamischen Radlasten und wirkt sich deshalb positiv auf die Fahrsicherheit aus.
- **Aktorkraft** λ_F
Die Bestrafung der Aktorkraft an allen Ecken ist notwendig, um einen Kompromiss zwischen Energieverbrauch und Wirkung zu erzwingen. Über die Gewichtung kann das Verhältnis zwischen Stellaktivität und Nutzen eingestellt werden. Näherungsweise entsprechen geringere Aktorkräfte einem reduzierten Energieverbrauch.
- **Empfundene Längs- und Querbeschleunigung** $\lambda_{a_{x,res}}, \lambda_{a_{y,res}}$
Mit den Termen für die empfundene Längs- und Querbeschleunigung wird die resultierende, auf die Insassen des Fahrzeugs einwirkende Beschleunigung bestraft. Dies entspricht dem in Kapitel 2.4 beschriebenen Beschleunigungsausgleich durch das aktive Neigen des Fahrzeugs in die entsprechende Richtung.
- **Einfedergeschwindigkeit** $\lambda_{\dot{z}_{rel}}$
Im Rahmen der Fahrzeugversuche wurden trotz Beschränkung der Aktordynamik teils sehr hohe, unangenehme Einfedergeschwindigkeiten erreicht. Abhilfe schafft eine Beschränkung der relativen Einfedergeschwindigkeiten, die analog zu Gl. 5.55a-5.55d mit den entsprechenden modalen Geschwindigkeiten berechnet werden. Der Term ist, wie in [53] beschrieben, als Strafterm formuliert und bildet damit im Gegensatz zu den Box Constraints eine „weiche“ Begrenzung ab, die geringfügig überschritten werden kann. Abbildung 5.7 visualisiert die Wirkungsweise des Strafterms. Um die Nulllage bleibt die Einfedergeschwindigkeit unbestraft. Die Optimierung kann sich hier also frei bewegen. Wird dieser Bereich überfahren, so steigt die Bestrafung an. Um einen möglichst steilen Anstieg zu erhalten, wird in diesem Fall eine kubische Funktion gewählt, wobei die Einfedergeschwindigkeit als Betrag eingeht, um negative Strafterme zu verhindern. Funktionen höherer oder geringerer Ordnung sind aber ebenfalls möglich.

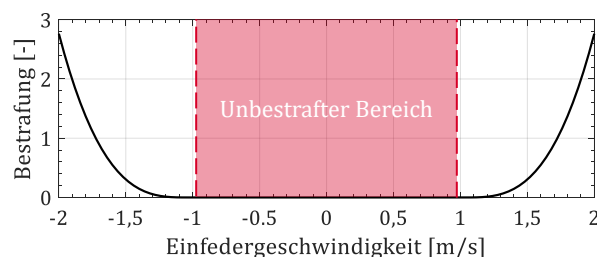


Abbildung 5.7.: Aufbau der Strafffunktion für die relativen Radgeschwindigkeiten. Der Bereich um die Nulllage bleibt unbestraft. Werden die Grenzen überfahren, steigt die Bestrafung kubisch an.

Tabelle 5.1 gibt einen Überblick darüber, welche Zielfunktions-Terme verwendet werden, um einzelne Beispiel-Funktionen abzubilden. Voll-ausgefüllte Kreise beschreiben die für die Funktion maßgeblichen Parameter. Ein halb ausgefüllter Kreis bedeutet, dass dieser Parameter genutzt wird, um das Verhalten anzupassen. Die Höhe der Gewichtungparameter bestimmt die Stärke der Funktionsausprägung. Die Funktionen Längs- und Querschleunigungsausgleich wurden bereits in Kapitel 2.4 erläutert. Die Ausprägung der Neigung wird maßgeblich von der Gewichtung von $a_{x,res}$ bzw. $a_{y,res}$ bestimmt. Ohne eine zusätzliche Gewichtung der Wank- bzw. Nickbeschleunigung und Geschwindigkeit ergibt sich jedoch ein unangenehmes Verhalten bei dem die Neigung in kurzer Zeit aufgebaut wird. Auf die Möglichkeiten zur Abstimmung der Kurvenneigefunktion wird nachfolgend in Abschnitt 5.6.2 eingegangen. Auch die Kompensation langwelliger Bodenunebenheiten wurde bereits behandelt. Die Ausprägung der Funktion wird maßgeblich von der Gewichtung von Vertikalgeschwindigkeit und -beschleunigung bestimmt. Auch hier wird der Effekt veränderter Parameter in einem Beispiel nachfolgend erläutert.

Tabelle 5.1.: Zuordnung der Kostenfunktionsterme zu Kundenfunktionen

Zielfunktionsterm	z	φ	θ	\dot{z}	$\dot{\varphi}$	$\dot{\theta}$	\ddot{z}	$\ddot{\varphi}$	$\ddot{\theta}$	F	$a_{x,res}$	$a_{y,res}$	\dot{z}_{rel}
Querschleunigungsausgleich (Kurvenneiger)	○	○	○	○	◐	○	○	◐	○	○	○	●	○
Längsbeschleunigungsausgleich (Helikopterfunktion)	○	○	○	○	○	◐	○	○	◐	○	●	○	○
Kompensation langwelliger Bodenunebenheiten	○	○	○	●	○	○	●	○	○	○	○	○	○

5.6.2. Einfluss der Zielfunktion auf die Fahrzeugbewegung

Der Effekt veränderter Zielfunktionsparameter lässt sich gut anhand synthetischer Fahrmanöver aufzeigen, die das Fahrzeug nur in einer bzw. der Kombination definierter Bewegungsrichtungen anregen. Im Folgenden werden zwei Beispiele vorgestellt, die den Einfluss der Regelung auf die Vertikal- und Wankdynamik aufzeigen.

Überfahrt einer Bodenwelle Steht ausreichend Federweg zur Verfügung, besteht mit dem aktiven Fahrwerk die Möglichkeit, eine Bodenwelle vollständig zu kompensieren. Ist der Federweg nicht ausreichend, kann durch prädiktives Anheben des Fahrzeugs vor dem Hindernis die Bodenfreiheit erhöht werden. Letzteres ist aber durch die konstant benötigte Kraft mit hohem Energiebedarf verbunden. Am Beispiel der Überfahrt einer Bodenwelle, lässt sich untersuchen, welchen Einfluss veränderte Parameter der Zielfunktion auf das Fahrzeugverhalten haben. Abb. 5.8 zeigt die Überfahrt über eine Bodenwelle mit 60 mm Höhe und ca. 250 m Länge. Der Federweg des Fahrzeugs wird auf ± 40 mm festgelegt und reicht demnach zur Kompensation nicht aus.

Der Kompromiss zwischen Energiebedarf und Kompensation wird durch die Zielfunktionsterme für die Vertikalbewegung (λ_z) und Kraft (λ_F) eingestellt. Der Parameter λ_F wird im Folgenden konstant gehalten, während λ_z schrittweise erhöht wird.

Zu erkennen ist, dass in allen Varianten das Fahrzeug vor der Bodenwelle leicht ausgefedert und anschließend eingefedert wird (1), um die Vertikalbeschleunigung bei der Überfahrt zu reduzieren. Mit steigender Gewichtung der Vertikalbeschleunigung wird das Fahrzeug bereits früher angehoben und auf der Kuppe tiefer eingefedert. Dies resultiert in einer signifikanten Reduktion der Vertikalbeschleunigung. Bei $\lambda_z = 10$ wird die Bodenwelle fast vollständig kompensiert (2). In der Darstellung des Federwegs ist zu erkennen, dass in den beiden Varianten mit den höchsten Gewichtungen der Vertikalbeschleunigung das Fahrzeug bereits weit vor der Bodenwelle ausgefedert wird, sodass zu Beginn der Störung ausreichend Federweg ($40+20$ mm) für eine vollständige Kompensation zur Verfügung steht (3).

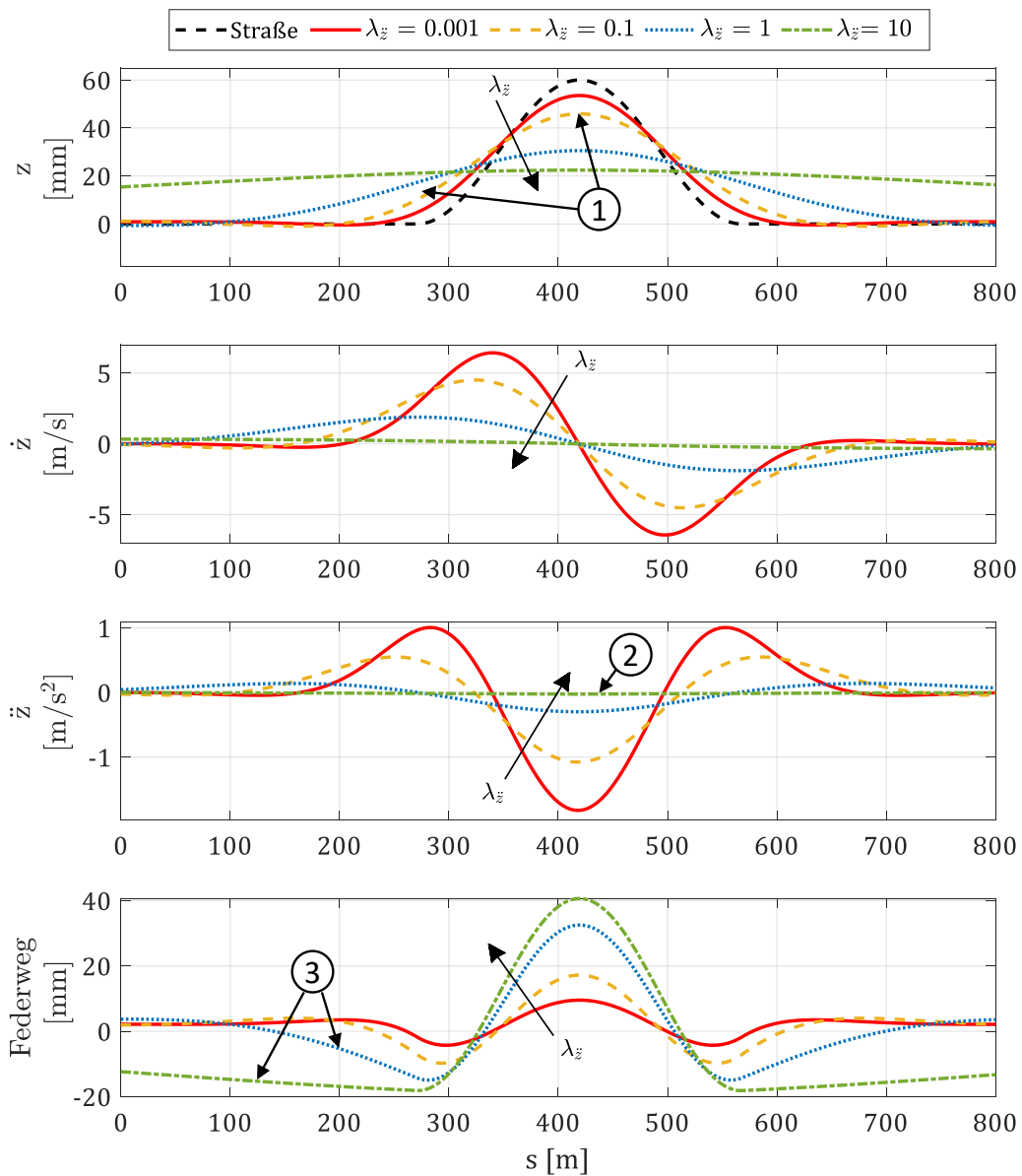


Abbildung 5.8.: Simulierte Vertikalposition, -geschwindigkeit,-beschleunigung und Federwege bei der Überfahrt einer Bodenwelle mit verschiedener Gewichtung der Vertikalbeschleunigung in der Zielfunktion

Slalom Wie in Abschnitt 4.1.4 beschrieben, kann durch die Verwendung einer Kurvenneigefunktion zwar die auf Insassen wirkende Querbeschleunigung reduziert werden. Der dynamische Aufbau des Wankwinkels in schnell aufeinander folgenden Kurven wird jedoch als unangenehm empfunden. Um dies zu vermeiden, muss in der Zielfunktion ein Kompromiss zwischen Wankgeschwindigkeit- bzw. -beschleunigung und Querbeschleunigungskompensation abgebildet werden. Am Beispiel einer Slalomfahrt lässt sich der Einfluss der Zielfunktionsterme auf das gewünschte Verhalten untersuchen.

In Abb. 5.9 sind die empfundene Querbeschleunigung, Wankwinkel, -rate und -beschleunigung einer Slalomfahrt für verschiedene Zielfunktionsparameter dargestellt. Der Slalom wird mit 100 km/h und einer Lenkfrequenz von 1 Hz gefahren. Über die Zielfunktionsparameter werden drei Varianten definiert:

- **Variante A** (schwarze Kurve) bestraft den Wankwinkel des Fahrzeugs, Wankrate und -beschleunigung gehen nur mit geringer Gewichtung ein. Dies führt zu einer fast vollständigen Kompensation des Wankwinkels ($\varphi = 0$). Die resultierende Beschleunigung entspricht der, die durch die Trajektorie des Fahrzeugs vorgegeben ist.
- **Variante B** (rot gestrichelte Kurve) bildet eine querbeschleunigungsabhängige Kurvenneigefunktion ab, wie sie in Regelkonzepten ohne Vorausschau umsetzbar ist. Der Wankwinkel wird proportional zur aktuellen (gemessenen) Querbeschleunigung gestellt.
- In **Variante C** (blau gepunktete Kurve) werden Wankrate und -beschleunigung stärker bestraft. Dies führt zu dem Verhalten, dass eine Querbeschleunigungskompensation nur dann eingesetzt wird, wenn hierfür keine schnellen, unangenehmen Wankbewegungen notwendig sind.

Die Analyse der Messergebnisse zeigt, dass bei den beiden Kurvenneigervarianten (A & B) die Querbeschleunigung in der ersten Kurve (1) um ca. 0.5 m/s^2 reduziert werden kann. In der zweiten Kurve ist die Kompensation nur noch bei Variante Zwei zu erkennen (2). Bei Variante C beginnt der Winkelaufbau bereits vor Beginn der ersten Kurve. So können Wankgeschwindigkeit und -beschleunigung gering gehalten werden ($<3^\circ/\text{s}$ bzw. $<10^\circ/\text{s}^2$). Ab der zweiten Kurve steht nicht mehr ausreichend Zeit für den Winkelaufbau zur Verfügung, sodass nur noch in geringem Maße aktiv geneigt wird. Die Variante Zwei ohne Bestrafung der Ableitungen führt dagegen zu unangenehm hohen Wankgeschwindigkeiten und -beschleunigungen (4).

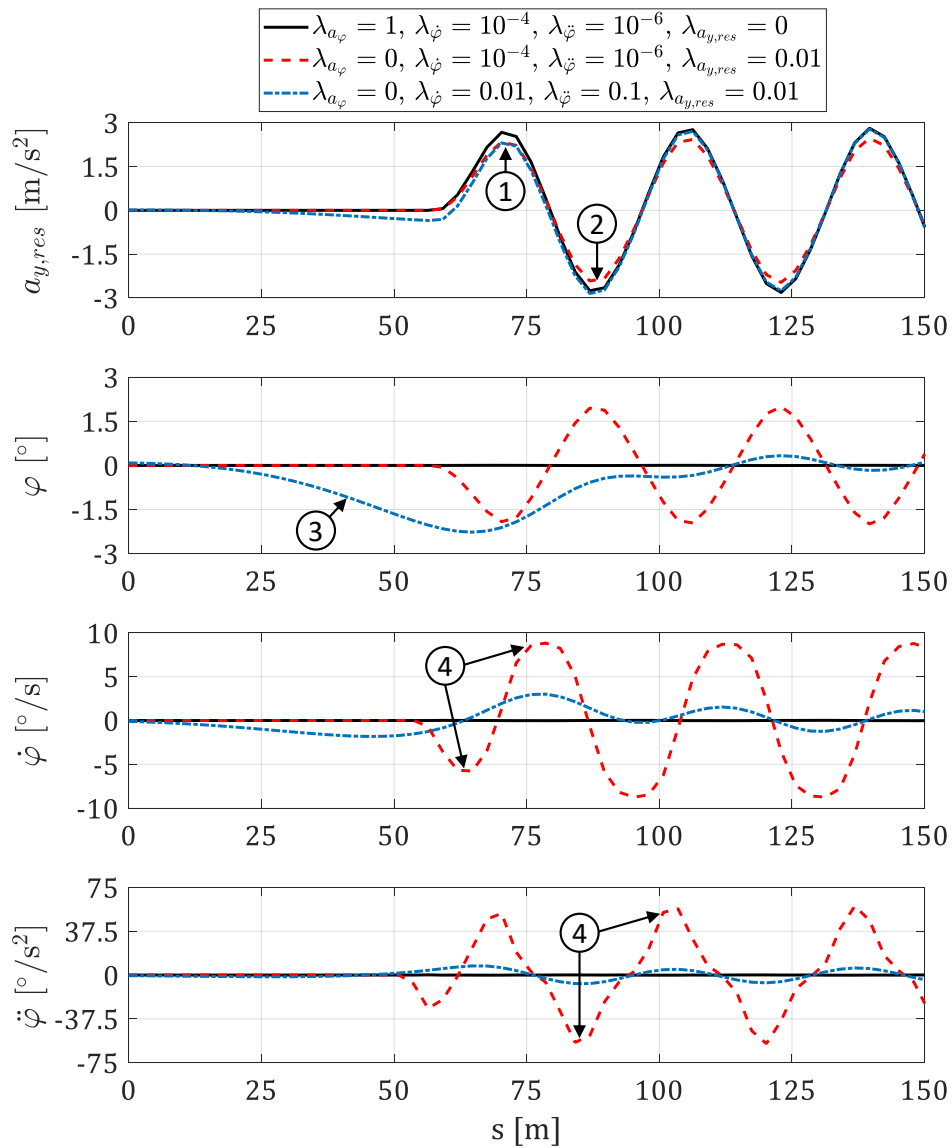


Abbildung 5.9.: Simulation der empfundenen Querbeschleunigung, Wankwinkel, -rate und -beschleunigung bei Slalomfahrt mit verschiedenen Varianten der Zielfunktion

6. Implementierung

Ziel der Entwicklung der Vertikaltrajektorienplanung ist in erster Linie die Verbesserung des subjektiven Komfortempfindens der Fahrzeuginsassen. Um bewerten zu können, inwiefern dieses übergeordnete Ziel erreicht wird, ist eine abschließende Beurteilung im realen Fahrzeug unabdingbar. Die gesamte Reglerentwicklung inklusive einer Objektivbewertung der Funktion kann jedoch digital in der Simulation erfolgen. Durch die Verfügbarkeit verschiedenster mechatronischer Fahrwerkregelsysteme (Hinterachslenkung, Allrad, Mehrkammer-Luftfeder, ...) und die Vernetzung dieser Systeme untereinander ist die Komplexität der Software in den letzten Jahren derart gestiegen, dass eine Abschätzung von Wechselwirkungen zwischen den Systemen quasi unmöglich geworden ist. Gleichzeitig beschleunigen rasante Fortschritte in der Softwareentwicklung, wie beispielsweise die Möglichkeit von Over the Air-Updates (OTA) die Entwicklungszyklen, sodass die Funktionsentwicklung in Zukunft der Verfügbarkeit von Hardware und Entwicklungsfahrzeugen vorauslaufen muss. Dies setzt die Verfügbarkeit von geeigneten Simulationsmethoden, Validierungsansätzen und Prüfständen voraus. Die digitale Funktionsentwicklung bringt eine Reihe von Vorteilen mit sich: Die Anzahl der Versuchsfahrzeuge, kann deutlich reduziert werden und Potentiale lassen sich bereits lang vor der Verfügbarkeit erster Teile detailliert untersuchen sowie Risiken und Folgen von Fehlern ohne Gefahr für das leibliche Wohl abstellen. Letztlich steht als größter Punkt jedoch der Zeitvorteil durch den Wegfall von Umbauten, Verzögerungen durch fehlende Teile oder Defekte im Vordergrund.

Aus genannten Gründen erfolgt der Großteil der Entwicklung des Aufbautrajektorienplaners im digitalen Umfeld. Beginnend mit einfachen Modellen und eingemessenen Eingangsgrößen wird zunächst die Funktion aufgebaut, um dann in einer Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung die Wechselwirkungen mit dem Fahrzeug und anderen Fahrwerkregelsystemen zu untersuchen. Am Ende dieses Prozesses stehen zwei Varianten des Trajektorienplaners, die im Folgenden vorgestellt werden. Die *Offline Planung bzw. globale Optimierung* fokussiert die (Weiter-) Entwicklung des Reglers; insbesondere die Identifikation von Potentialen, Anpassung der Zielfunktion und Fehlersuche. Sie wird außerdem für die Bewertung des Reglers im Testfahrzeug verwendet. Die aus der Offline-Planung abgeleitete *Online Planung* ist dagegen bereits auf eine echtzeitfähige Anwendung im Fahrzeug ausgelegt. Die Funktion kann jedoch aufgrund der fehlenden Trajektorien- und Umfeldsensorinformation bislang nur in der Simulation nachgewiesen werden.

6.1. Nichtlineares Optimierungsverfahren IPOPT

Wie bereits bei der Aufstellung des Optimierungsproblems erwähnt, wird zur Lösung des Optimierungsproblems das nichtlineare Optimierungsverfahren IPOPT (Interior Point OPTimizer) verwendet. IPOPT wurde ursprünglich von WÄCHTER in Fortran geschrieben und später in Zusammenarbeit mit LAIRD in C++ implementiert [106]. Der Algorithmus ist unter der Eclipse Public License (EPL) frei verfügbar und hat sich aufgrund der einfachen Verfügbarkeit zu einem

der bekanntesten Verfahren zur Lösung großer nichtlinearer Optimierungsprobleme entwickelt. Es existieren Schnittstellen für die gängigen Programmiersprachen. Um auf die bestehenden Toolketten der Fahrwerks-Reglerentwicklung zurückgreifen zu können, wird das Optimierungsproblem in dieser Arbeit in MATLAB implementiert und über das Interface von BERTOLAZZI an IPOPT angebunden [12]. Dies ermöglicht sowohl die Übernahme von Fahrzeugparametern aus bestehenden Strukturen als auch eine spätere Einbindung der Aufbautrajektorienplanung in bestehende Regelalgorithmen in MATLAB SIMULINK. Wie der Name nahelegt, implementiert IPOPT ein Innere-Punkte Verfahren. Dabei entspricht das Vorgehen grundsätzlich, der in Abschnitt 5.1.3 vorgestellten Lösung einer Reihe von Barriere-Problemen, bei denen der Barriere-Parameter τ schrittweise Richtung Null verringert wird. IPOPT wendet verschiedene Verfahren zur Bestimmung der Schrittweite und der Barriere-Parameter an und stellt Algorithmen zur Verfügung, die bei numerisch schlecht konditionierten Problemen das Problem so anpassen, dass eine Näherungslösung möglich wird und die Optimierung nicht abgebrochen werden muss. Letztere machen IPOPT zu einem äußerst robusten Verfahren, was nicht zuletzt die Auswahl für diesen Anwendungsfall begründete. Weitere Gründe für die Wahl von IPOPT waren die freie Verfügbarkeit und das Vorhandensein der Schnittstelle zu MATLAB. Zudem zeigen bisherige Anwendungen des Algorithmus im Fahrzeugbereich gute Ergebnisse. Das Optimierungsproblem wird für eine effiziente Implementierung in IPOPT formuliert, lässt sich grundsätzlich jedoch auch mit anderen Verfahren lösen, die sich für große nichtlineare Probleme eignen. Beispielhaft seien hier BARON [86] und die in MATLAB integrierte Funktion $fmincon()$ genannt. Da sich die Funktionsweise der Algorithmen unterscheidet, sind Stabilitäts- oder Geschwindigkeitsvorteile bei Verwendung eines anderen Algorithmus als IPOPT nicht ausgeschlossen. Die Ergebnisse dieser Arbeit zeigen jedoch, dass IPOPT für den Anwendungsfall zuverlässige Lösungen mit geringen Rechenzeiten erzielt.

IPOPT erwartet die Eingabe des Optimierungsproblems mit folgenden Angaben:

Zielfunktion $f(\mathbf{x})$

$f(\mathbf{x})$ beinhaltet die Berechnungsvorschrift zur Bestimmung des Zielfunktionswerts in Abhängigkeit des Optimierungsvektors. Da $f(\mathbf{x})$ in dieser Anwendung neben dem Optimierungsvektor auch von der externen Anregung abhängt, wird die Berechnung von $f(\mathbf{x})$ in jedem Zeitschritt mit der äußeren Anregung initialisiert. D.h. $f(\mathbf{x})$ ändert sich sobald eine neue Eingangstrajektorie zur Verfügung steht. Die Einzeltermine werden getrennt ausgewertet. Der Zielfunktionswert ist die Summe der Einzeltermine.

Gradient der Zielfunktion $\nabla f(\mathbf{x})$

Der Gradient der Gütefunktion nach allen Stell- und Zustandsgrößen wird zur Bestimmung der Abstiegsrichtung und Schrittweite verwendet und hängt wie auch die Zielfunktion von der äußeren Anregung ab. Deshalb wird $\nabla f(\mathbf{x})$ analog zu f mit jeder neuen Eingangstrajektorie initialisiert.

Grenzen der Box Constraints $g_{BC,lb}(\mathbf{x}), g_{BC,ub}(\mathbf{x})$

Box Constraints für den Optimierungsvektor werden getrennt von den weiteren Nebenbedingungen behandelt. Für jedes Element des Optimierungsvektors wird eine obere und eine untere Grenze festgelegt. Das heißt, dass für jeden Zeitschritt separat Grenzwerte festgelegt werden können. Bei der kontinuierlichen Planung wird beispielsweise der Anfangszustand fixiert, um stetige Stellgrößenverläufe sicher zu stellen. Hierzu werden für die ersten Werte jeder Stell- bzw. Zustandsgröße für obere und untere Grenze die gleichen Werte angegeben.

Grenzen der Nebenbedingungen $g_{NC,lb}(\mathbf{x}), g_{NC,ub}(\mathbf{x})$

Für alle nichtlinearen Nebenbedingungen (Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen) werden die obere und untere Grenze analog festgelegt. Die Länge des Vektors entspricht der Anzahl der Nebenbedingungen m mal der Länge des Optimierungsvektors.

Werte der Nebenbedingungen $g_{NC}(\mathbf{x})$

Die Funktion g_{NC} gibt die Berechnung der Nebenbedingungen in Abhängigkeit des Optimierungsvektors und der äußeren Anregung an. Die Funktion gibt einen Vektor mit der Länge m zurück, der für jede Nebenbedingung den Funktionswert enthält.

Jacobi-Matrix der Nebenbedingungen $\nabla g_{NC}(\mathbf{x})^T$

Die Jacobi-Matrix der Nebenbedingungen enthält die Ableitungen aller Nebenbedingungen nach den Größen des Optimierungsvektors. Für jede Nebenbedingung entsteht so eine $N \times 10N$ Matrix. Da die Nebenbedingungen üblicherweise nur von einzelnen Zustands- bzw. Stellgrößen abhängen und von einem bzw. zwei Diskretisierungspunkten beeinflusst werden, ist die entstehende Matrix nur dünn besetzt. Deshalb lohnt sich die effiziente Formulierung als *Sparse*-Matrix, bei welcher nur die von Null verschiedenen Werte angegeben werden. Die entstehende Matrix ist in Abb. 6.1 beispielhaft für $N=5$ dargestellt.

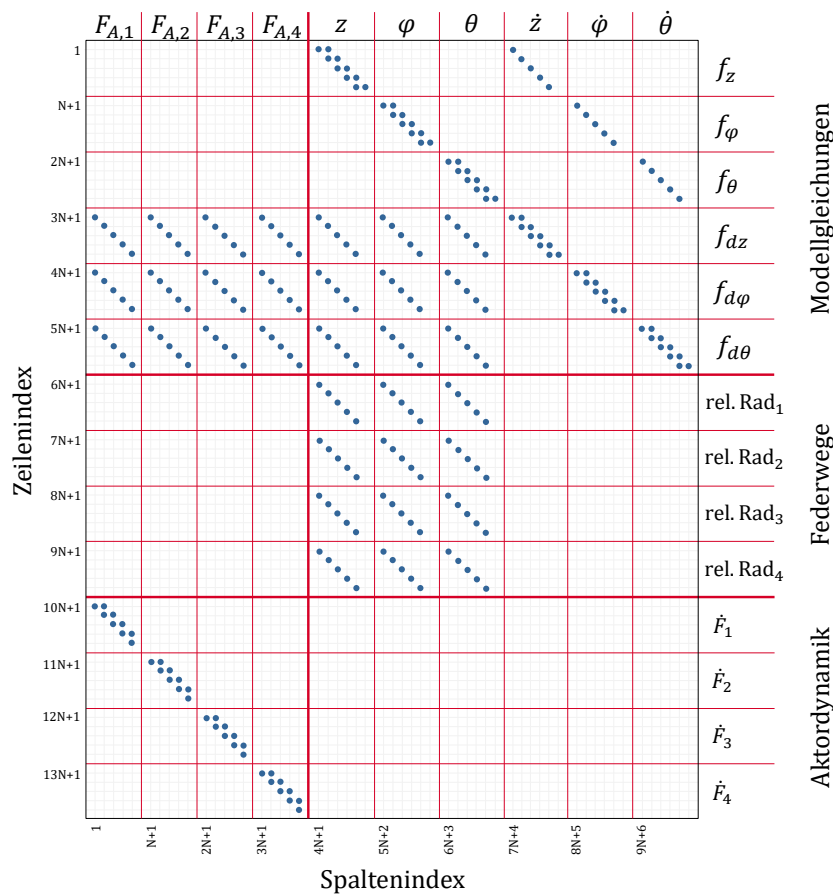


Abbildung 6.1.: Struktur der Jacobi-Matrix: Die Punkte bezeichnen Einträge ungleich Null

Die Spalten stellen die Elemente des Optimierungsvektors dar. Hier ist zu berücksichtigen, dass die Länge der Zustandsvektoren jeweils $N+1$ beträgt. Der zusätzliche Wert ist notwendig, um den Euler-Schritt zur Integration der Zustandsgrößen für $k=N$ noch berechnen zu können. Für die Auswertung der Zielfunktion und Nebenbedingungen werden die Zustandsgrößen jedoch nur bis $k=N$ betrachtet. Die Zeilen stellen die Gleichungs- und Ungleichungsnebenbedingungen für jeden Diskretisierungspunkt dar. Von Null verschiedene Einträge sind mit blauen Punkten markiert. Für $N = 96$ Punkte beträgt der Besetzungsgrad der Jacobi-Matrix 0,4%. Das bedeutet, dass nur 0,4% der Elemente nicht Null sind und macht deutlich, wieso die Formulierung als Sparse-Matrix so effizient ist.

Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion $H_{\mathcal{L}}$

Die Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion enthält alle partiellen Ableitungen zweiter Ordnung der Zielfunktion und der Nebenbedingungen. Abb. 6.2 zeigt die Struktur der Hesse-Matrix für $N=5$. Dabei ist nur die untere Dreiecksmatrix dargestellt. Die obere Dreiecksmatrix ist aufgrund der Symmetrie der Hesse-Matrix identisch. Die Größe der Hesse-Matrix ist $10N+6 \times 10N+6$. Alle Punkte zeigen Einträge ungleich Null an, wobei die blauen Punkte der Hesse-Matrix der Zielfunktion und die roten Punkte der Hesse-Matrix der Nebenbedingungen zugeordnet sind. Einträge, in die sowohl die Zielfunktion als auch die Nebenbedingungen einzahlen, sind als blauer Punkt mit rotem Rand markiert. Auch hier ist deutlich erkennbar, wie dünn die Matrix besetzt ist. Werden einzelne Zielfunktionsterme nicht genutzt ($\lambda_x = 0$), dann werden die zugehörigen Elemente der Hesse-Matrix nicht aktiv.

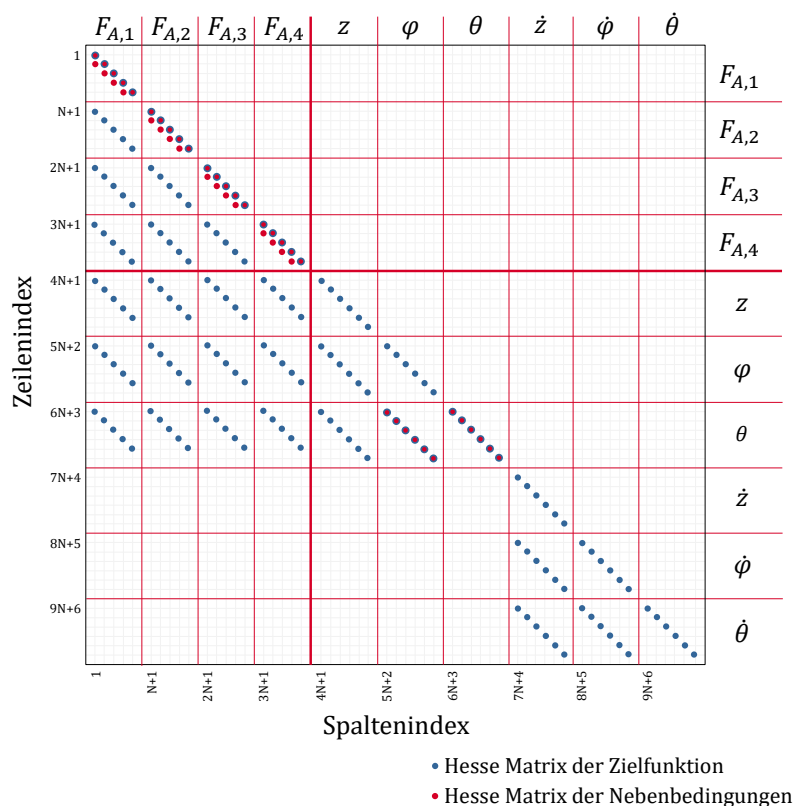


Abbildung 6.2.: Struktur der Hesse-Matrix der Lagrange-Funktion: Die Punkte bezeichnen Einträge ungleich Null

Die analytische Bestimmung der partiellen Ableitungen ist zeitaufwändig und aufgrund des manuellen Prozesses fehleranfällig. Um Fehler zu vermeiden, bietet sich die Verwendung von Programmen für analytische Differenzierung z.B. Wolfram Mathematica oder die in dieser Arbeit verwendete Symbolic Math Toolbox von MATLAB an. Für eine geringe Anzahl an Diskretisierungspunkten können Jacobi- und Hesse-Matrix numerisch von IPOPT über ein Quasi-Newton-Verfahren berechnet werden. Im direkten Vergleich zwischen analytischer und numerisch bestimmter Lösung können so fehlerhafte Einträge in der Hesse-Matrix identifiziert werden.

Startlösung $\mathbf{x}_{\text{Start}}$

$\mathbf{x}_{\text{Start}}$ hat die gleiche Dimension wie der Optimierungsvektor und gibt die Startlösung für Stell- und Zustandsgrößen an. Eine Angabe der Startlösung ist nicht zwingend notwendig. Ist jedoch eine gute Näherungslösung vorhanden, so kann diese verwendet und die Anzahl der Iterationen verringert werden. Falls wie bei der kontinuierlichen Planung, die Lösung des letzten Zeitschritts nur leicht von der nächsten Lösung abweicht, kann die (verschobene) vorherige Lösung als Startlösung verwendet werden. Für die globale Planung wird eine Startlösung näherungsweise bestimmt. Zu berücksichtigen ist hier, dass durch eine aufwändige Berechnung der Startlösung der Zeitvorteil durch Reduktion der notwendigen Iterationen ggf. wieder aufgelöst wird. Es werden deshalb lediglich die Zustände z , φ und θ mit den Werten z_S , φ_S und θ_S initialisiert.

Die Stellkräfte werden maßgeblich von der Kraft zur Abstützung des Wankmoments bestimmt. Das notwendige Abstützmoment lässt sich in guter Näherung nach Gl. 6.1a berechnen anschließend nach Gl. 6.1b-6.1e auf die vier Fahrzeugecken aufteilen.

$$M_{Wank} = \frac{1}{2} h_{COG} \sum_{i=1}^4 F_{y,i} \quad (6.1a)$$

mit: $F_1 = -M_{Wank}/w_f \quad (6.1b)$

$$F_2 = M_{Wank}/w_f \quad (6.1c)$$

$$F_3 = -M_{Wank}/w_r \quad (6.1d)$$

$$F_4 = M_{Wank}/w_r \quad (6.1e)$$

Weitere Optionen Alle Funktionen bzw. Matrizen sind jeweils als eigenständige MATLAB-Funktion implementiert und werden als *function-handle* an die vorab kompilierte IPOPT-Executable übergeben. Als weitere Optionen stellt IPOPT Einstellmöglichkeiten für die Optimierung bereit (z.B. Anzahl der maximalen Iterationen oder Update-Strategie für die Barriere-Parameter). Bereits mit den voreingestellten Werten konnten gute Ergebnisse erzielt werden. Teilweise konnte die Rechenzeit durch Parameteranpassungen jedoch noch verringert werden. Von den Standardeinstellungen abweichende Parameter sind in Tabelle 6.1 aufgelistet.

Tabelle 6.1.: Verwendete IPOPT Parameter, abweichend von den Standardeinstellungen

Option	Bezeichnung	Wert
Maximale Iterationen	max_iter	250
Maximale CPU Zeit	max_cpu_time	240
Zielwert NLP Fehler	tol	$5 \cdot 10^{-5}$
Skalierung NLP	nlp_scaling_method	none
Update Strategie für Barriere Parameter	mu_strategy	adaptive
Verwendeter Solver	linear_solver	ma57

6.2. Globale Planung - Offline Optimierung

Für die Implementierung werden zwei Varianten der Optimierung unterschieden. Für die *globale Planung* wird davon ausgegangen, dass die zu fahrende Strecke vollständig bekannt, der Vorausschauhorizont also unendlich groß ist. Da diese Bedingung in der Realität nicht erfüllt sein kann, wird die globale Planung für eine Serienumsetzung keine Anwendung finden. Für die Simulation bietet die globale Planung jedoch den Vorteil, dass das Optimierungsproblem nur einmalig aufgestellt werden muss und die Rechenzeit auf die gesamte Strecke bezogen hierdurch geringer ausfällt als bei der kontinuierlichen bzw. *zyklischen Planung*, die Gegenstand von Abschnitt 6.3 ist. Die Ergebnisse der globalen Planung lassen sich entweder direkt auswerten oder in den weiteren Schritten mit einer Gesamtfahrzeugsimulation koppeln und im Versuchsfahrzeug aufschalten, um die Wechselwirkungen mit dem realen Fahrzeug zu untersuchen. Im Folgenden werden die drei Anwendungsfälle jeweils vorgestellt.

6.2.1. MATLAB Interface

Wie in Abschnitt 5.6 beschrieben, wird über die Zielfunktion des Optimierungsproblems die resultierende Bewegung des Fahrzeugaufbaus bestimmt. Ziel des Abstimmprozesses ist es, die jeweiligen Gewichte so einzustellen, dass sich ein Fahrzeugverhalten einstellt, welches subjektiv und objektiv den Anforderungen an den niederfrequenten Fahrkomfort für automatisierte Fahrzeuge gerecht wird. Die Optimierung stellt sicher, dass alle in der Zielfunktion berücksichtigten Terme minimiert werden, wenn dies ohne eine Verschlechterung einer oder mehrerer anderer Terme möglich ist. Schlussendlich gibt es jedoch immer Terme, welche konträr zueinander wirken. Einfach nachzuvollziehen ist dies am Beispiel der Bestrafung der Aktorkräfte. Eine hohe Gewichtung der Aktorkräfte wird zwar zu geringem Energieverbrauch führen, schränkt jedoch den Nutzen des aktiven Fahrwerks stark ein. Gleichermaßen führt eine zu geringe Gewichtung zu Kraftanforderungen, bei denen der Kraft- und damit auch Energieaufwand nicht in einer Relation mit dem Nutzen steht. Die eingestellten Zielfunktionsparameter stellen also immer einen Kompromiss dar. Da keine Erfahrungswerte für die Einstellung der Parameter existieren und muss die Grundabstimmung auf Basis von objektiven Größen und Erfahrungswerten erfolgen. Die Auswirkungen einzelner Parameter sollten hierfür schnell evaluierbar und Varianten direkt vergleichbar sein. Um den Abstimmprozess zu vereinfachen wurde eine grafische Benutzeroberfläche (engl. Graphical User Interface - GUI) aufgebaut, deren Übersichtsseite in Abb. 6.3 zu sehen ist.



Abbildung 6.3.: Übersichtsseite des Graphical User Interface (GUI) für die Vertikaltrajektorienplanung

Die Oberfläche bietet die Möglichkeit Fahrzeug und Strecke zu wechseln sowie die Zielfunktionsgewichte einzustellen und Varianten direkt zu vergleichen. Die Optimierung mit einem Parametersatz benötigt auf einem Notebook (*Intel Core i7 @ 2,7 Ghz, 16GB RAM*) ca. 2-3 Sekunden für einen 3 km langen Rundkurs. Ausgewertet wird jeweils nur das Optimierungsergebnis, also Stellgrößen und Zustände. Bei ausreichender Modellgüte geben diese bereits einen guten Anhaltspunkt für die Fahrzeugreaktion des realen Fahrzeugs bzw. eines komplexen Simulationsmodells.

Abb. 6.4 skizziert den Ablauf der Parameterabstimmung mit dem MATLAB Interface. Nach der Auswahl von Strecke und Fahrzeug werden die Fahrzeugparameter und der Vektor der äußeren Anregung initialisiert und für die nachfolgenden Schritte konstant gehalten. Im Anschluss folgt die iterative Anpassung der Zielfunktionsparameter bis das gewünschte Fahrzeugverhalten erreicht ist. Bewertet werden Hub- Wank und Nickbewegung, der Kraftbedarf, die auf die Insassen wirkende Quer- und Längsbeschleunigung sowie Federwege und Einfedergeschwindigkeit.

Die Ergebnisse werden gemeinsam mit der Strecke, Fahrzeug- und Optimierungsparametern abgespeichert und können direkt miteinander verglichen werden. Das MATLAB Interface stellt eine einfache und schnelle Möglichkeit dar, um die Parameter der Zielfunktion zu initialisieren, Effekte abzuschätzen und Fehler zu finden. Eine Validierung der Ergebnisse und die feinere Abstimmung kann im Anschluss in der Gesamtfahrzeugsimulation (siehe Abschnitt 6.2.2) bzw. im Fahrversuch (siehe Abschnitt 6.2.3) erfolgen, die im Folgenden erläutert werden.

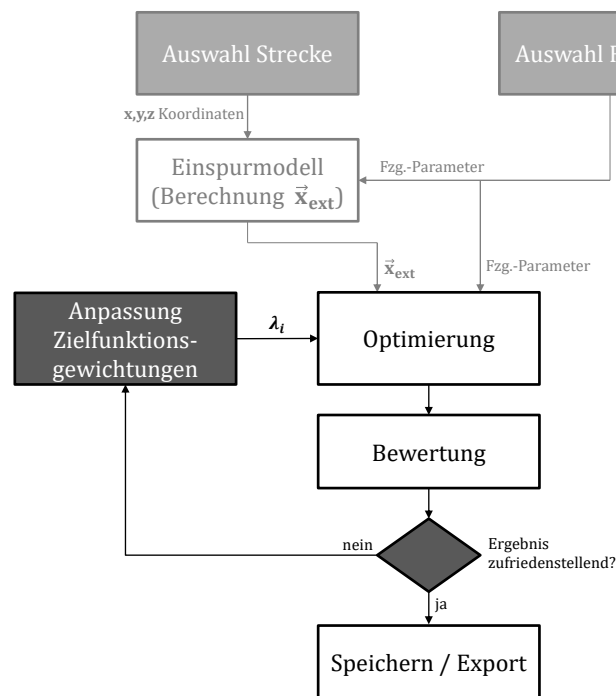


Abbildung 6.4.: Ablaufdiagramm des iterativen Prozesses zur Festlegung der Zielfunktionsparameter

6.2.2. Weiterentwicklung zur Gesamtfahrzeugsimulation

Zur Bewertung der Wechselwirkungen zwischen Vertikaltrajektorienplanung und Fahrzeug wird eine Simulationsumgebung benötigt, welche die Fahrdynamik realitätsgetreu abbildet. Dabei sollen sowohl nichtlineare Effekte als auch das Zusammenspiel mit weiteren Fahrzeugregelsystemen abgebildet werden, um zu prüfen welchen Einfluss die Vereinfachungen im Modell der Trajektorienplanung auf das reale Fahrzeug haben. Die Gesamtfahrzeugsimulation bietet im Vergleich mit dem Fahrversuch eine vergleichsweise kostengünstige Möglichkeit, den Verbund aus Regler und Fahrzeug in reproduzierbaren Manövern zu testen. Im Hinblick auf den bislang nicht erprobten, neu entwickelten Algorithmus, spricht insbesondere die Möglichkeit einer Prüfung ohne die Gefahr für die Gesundheit für eine Vorerprobung in der Simulation. Für die Simulationen in dieser Arbeit wird die Porsche-interne Gesamtfahrzeugsimulationsumgebung *Vehicle Dynamics Analysis (VeDA)* verwendet. VeDa ist in MATLAB SIMULINK implementiert und basiert auf einem Modell mit 10 mechanischen Freiheitsgraden (6 Aufbaufreiheitsgrade, 4 Radfreiheitsgrade). Ein Vorteil gegenüber kommerziellen Lösungen wie z.B. *IPG Carmaker* ist die vorhandene Integration der fahrzeugspezifischen Sensorik, Busstruktur sowie weiteren Regelsystemen des Fahrzeugs im Simulationsmodell. Im Hinblick auf den nachfolgend beschriebenen Fahrversuch erleichtert dies die Fahrzeugintegration sowie die Vergleichbarkeit der Ergebnisse zwischen Simulation und Fahrzeug. Die Einbindung des Reglers ist in Abb. 6.5 zu sehen.

Die Straßengeometrie bzw. Karteninformation sowie die Zieltrajektorie des Fahrzeugs in der x-y Ebene und Soll-Geschwindigkeit werden extern vorgegeben. Die Soll-Werte entstammen wahlweise einer vorgelagerten Trajektorienplanung oder vorverarbeiteten Fahrzeugmessungen. Eine Trajektorienfolgeregelung übernimmt die Einregelung der Trajektorie und kommandiert Lenkradwinkel sowie Antriebs- und Bremskraft an das 10-Freiheitsgrad Fahrzeugmodell. Parallel

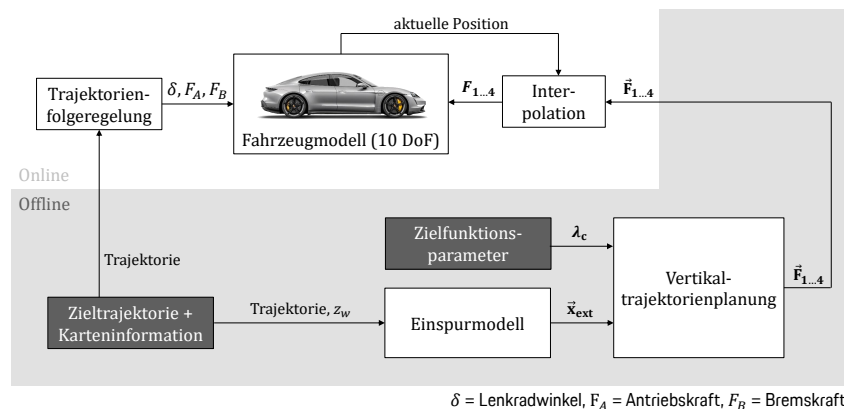


Abbildung 6.5.: Integration der globalen Planung in die Gesamtfahrzeugsimulation

hierzu werden die Stellkräfte offline mit der Vertikaltrajektorienplanung berechnet. Als Eingang dienen die Soll-Trajektorie, das Höhenprofil der Fahrbahn sowie die Zielfunktionsgewichtungen. Ausgang der Vertikaltrajektorienplanung sind die Soll-Kraft-Vektoren $F_{1...4}$. Durch Interpolation auf die aktuelle Position des Fahrzeugs werden während der Simulation aus den Kraft-Vektoren die Soll-Kräfte für den aktuellen Punkt bestimmt und in das Modell eingeleitet. Diese Interpolation ist Gegenstand von Abschnitt 6.2.3

Durch den unterschiedlichen Detaillierungsgrad des der Vertikaltrajektorienplanung zugrunde liegenden Modells und der Gesamtfahrzeugsimulation wird die Bewegung des Gesamtfahrzeugmodells nicht der Soll-Bewegung aus der Planung entsprechen. Weitere Abweichungen kommen durch die höhere Abtastungsfrequenz der Modellgleichungen, die Güte der Trajektorienfolgeregelung sowie die weiteren Fahrwerkregelsysteme (z.B. geregelte Luftfeder), die in der Vertikaltrajektorienplanung nicht berücksichtigt werden, zustande. Abb. 6.6 zeigt den Vergleich des Simulationsergebnisses und der Soll-Bewegung aus der Planung für einen Rundkurs mit ca. 2200 m Länge. Die Ergebnisse zeigen, dass die Soll-Bewegung im niederfrequenten Bereich gut eingeregelt wird. Die Abweichungen zwischen Soll- und Ist-Bewegung steigen mit größeren Federwegen im nichtlinearen Bereich der Federkennlinie an, die in der Planung nicht berücksichtigt wird. Während in der Vertikalbeschleunigung der niederfrequente Soll-Verlauf noch erkennbar ist, sind Wank- und Nickbeschleunigung im Wesentlichen durch die höherfrequente Straßenanregung bestimmt und werden durch die Vertikaltrajektorienplanung nur wenig beeinflusst.

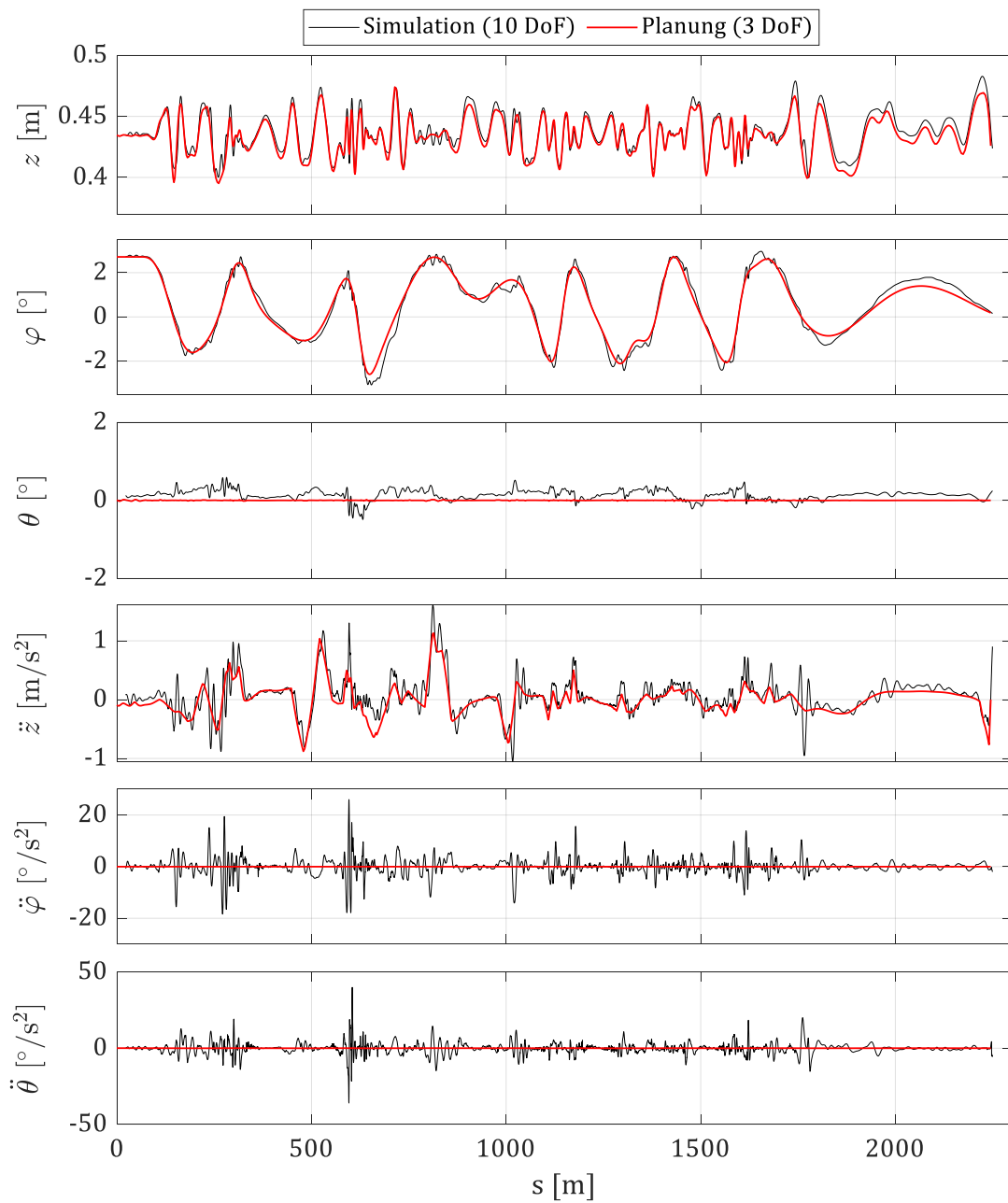


Abbildung 6.6.: Vergleich zwischen Soll-Bewegung aus der Planung und Simulationsergebnis

6.2.3. Implementierung im Versuchsfahrzeug

Wenn auch durch die Simulation und die Anwendung objektiver Komfortkenngrößen eine Bewertung des Komforts möglich ist, kann diese die subjektive Bewertung nicht vollständig ersetzen. Es ist schlichtweg bislang nicht möglich, das komplexe Zusammenspiel zwischen den kombinierten Bewegungen in unterschiedliche Raumrichtungen und dem Komfortempfinden des Menschen objektiv abzubilden. Deshalb spielt die subjektive Bewertung von Funktionen im realen Fahrzeug in der Fahrzeugentwicklung weiterhin eine große Rolle. Aus diesem Grund wird die Vertikaltrajektorienplanung in zwei Versuchsfahrzeuge integriert. Zum Zeitpunkt des Verfassens steht jedoch kein Versuchsfahrzeug zur Verfügung, welches die Eingangsgrößen für die Vertikaltrajektorienplanung online zur Verfügung stellen kann. Um die Funktion dennoch darstellen zu können, wird eine alternative Möglichkeit zur Umsetzung geschaffen. Letztere basiert auf der Grundidee, die Kräfte offline für eine vorgegebene Strecke und Trajektorie zu berechnen und diese im Anschluss in Abhängigkeit der Position des Fahrzeugs auf der Strecke aufzuschalten. Hierzu sind folgende Schritte notwendig, die nachfolgend im Detail erläutert werden:

1. Auswahl einer geeigneten Strecke & Festlegung der Referenztrajektorie
2. Generierung der Eingangsdaten für die Trajektorienplanung
3. Berechnung der Soll-Kräfte für die Referenztrajektorie
4. Entwicklung einer positionsbasierten Kraftaufschaltung mit Interpolation von Geschwindigkeit und Position

Auswahl einer geeigneten Strecke & Festlegung der Referenztrajektorie Die Regelung des aktiven Fahrwerks hat maßgeblichen Einfluss auf die Fahrdynamik und damit die Fahrsicherheit. Die Auswahl der Strecke ist deshalb auf nicht-öffentliche Testgelände beschränkt. Da für die Optimierung das Höhenprofil sowie die Steigung und Querneigung der Straße bekannt sein müssen, wird zudem die Verfügbarkeit einer hochgenauen Vermessung der Strecke vorausgesetzt. Des Weiteren wird bei der Auswahl auf ausreichend Topologie in Form von Steigungen, Senken und ähnlichem geachtet.

Generierung der Eingangsdaten für die Trajektorienplanung Die Referenztrajektorie besteht aus den Positionsvektoren für X- und Y-Position sowie der Geschwindigkeit des Fahrzeugs am jeweiligen Punkt. Alle weiteren benötigten Eingangsgrößen werden offline in Abhängigkeit der Position bestimmt.

Bei den beiden Versuchsträgern kommen unterschiedliche Methoden zur Generierung der Referenztrajektorie zum Einsatz. Im ersten Fahrzeug wird die Trajektorie manuell eingefahren und aufgezeichnet, im zweiten Fahrzeug wird die Trajektorie offline mit einer Trajektorienplanung berechnet. Bei den Versuchen mit manuell eingefahrener Trajektorie wird darauf geachtet, dass diese reproduzierbar nachfahrbar ist. Hierfür werden die Einlenk- und Bremspunkte an markanten Stellen auf der Strecke orientiert und konstante Soll-Geschwindigkeiten für Streckenabschnitte festgelegt. Die Fahrt erfolgt mit normaler, nicht sportlicher Fahrweise, um eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf automatisierte Fahrzeuge sicher zu stellen.

Sowohl zur Aufzeichnung der Referenztrajektorie als auch für die spätere Lokalisierung des Fahrzeugs auf der Strecke ist es notwendig, dass die Position möglichst exakt und reproduzierbar

erfasst wird. Die Genauigkeit heutiger, serienmäßig im Fahrzeug verbauter GPS-Empfänger ist für Navigationszwecke ausreichend, erreicht aber nicht die notwendige Reproduzierbarkeit. Gleichzeitig ist der Zeitverzug zwischen Messung und Verfügbarkeit des Signals auf dem Fahrzeug-Bus für die positionsbasierte Aufschaltung der Soll-Kräfte zu groß.

Zur Aufzeichnung der GPS-Position kommt daher eine Messtechnik mit externer Antenne vom Typ *VBOX 3i* vom Hersteller *Racelogic* zum Einsatz. Die Position wird mit 100 Hz abgetastet und mit geringer Latenz über CAN-Bus zur Verfügung gestellt. Die *VBOX 3i* erlaubt sowohl GPS-only Betrieb, als auch mit Differential GPS (DGPS) und Real-Time-Kinematic¹ (RTK). Die Genauigkeit der Positionsbestimmung wird vom Hersteller mit 1,2m (GPS only), 30cm (GPS+DGPS) und 5mm (GPS+DGPS+RTK) angegeben. Die Fahrgeschwindigkeit wird zeitsynchron vom FlexRay des Fahrzeugs aufgezeichnet. Die GPS Positionsdaten werden im WGS84² Referenzsystem als geografische Breite und Länge gemessen und müssen für die weitere Verarbeitung in ein horizontiertes Koordinatensystem umgerechnet werden. Hierzu wird die Funktion *lla2flat* verwendet, welche die MATLAB Aerospace Toolbox zur Verfügung stellt.

Trotz hochwertiger Messtechnik enthalten die aufgezeichneten Daten Sprünge in der Größenordnung von ca. 20-30 cm. Bei der Berechnung der Querbeschleunigung aus der Referenzlinie führen diese Sprünge bei der Berechnung des Differenzenquotienten kurzzeitig zu Beschleunigungswerten $> 100 \text{ m/s}^2$. Deshalb muss die Referenzlinie geglättet werden, sodass ein stetiger Krümmungsverlauf entsteht. Zur Filterung wird auf die von GUNDLACH entwickelte Methode des Kappa-Filters zurückgegriffen, bei dem die Filterung als Optimierungsproblem formuliert wird [53]. In Abb. 6.7 sind die aufgezeichneten GPS-Punkte und die geglättete Kurve für einen Streckenabschnitt dargestellt.

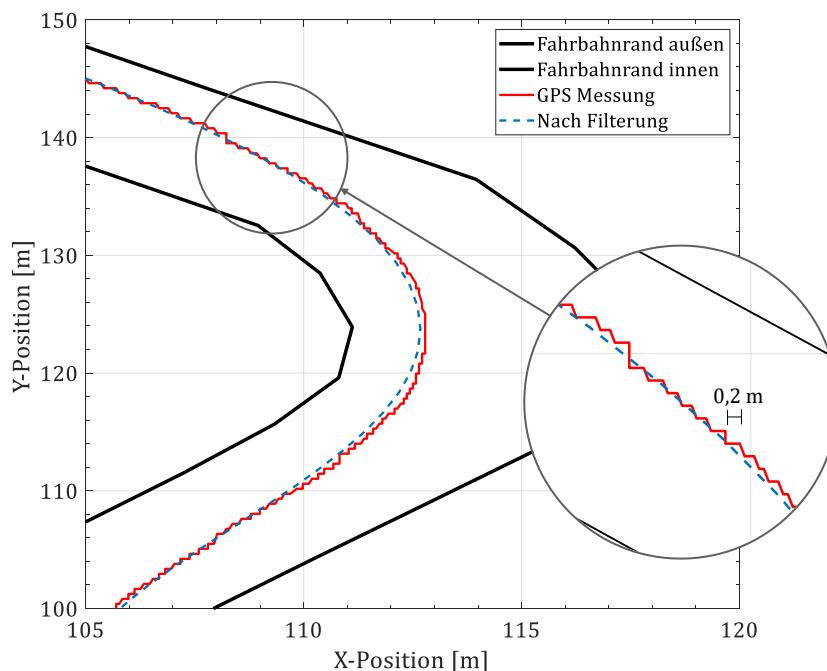


Abbildung 6.7.: Detailansicht aufgezeichnete GPS-Bahnkurve und Referenzlinie nach Filterung

¹RTK bezeichnet ein Verfahren bei dem die GPS Position mit einer Inertialplattform gestützt wird

²Das World Geodetic System 84 bezeichnet das gängige Erdmodell zur Beschreibung von Positionen auf der Erde

Die Straßenhöhe sowie die Fahrbahnlängs- und -querneigung werden an den Diskretisierungspunkten der Referenzlinie aus einer digitalen Karte ausgelesen, sodass am Ende die vollständigen Eingangsdaten bestehend aus Referenzlinie, Geschwindigkeitsprofil, Höhenprofil, Steigung und Querneigung zur Verfügung stehen.

Berechnung der Soll-Kraft Die Berechnung der Sollkraft erfolgt offline mit der globalen Planung im MATLAB Interface. Hierfür wird die vorverarbeitete Referenzlinie verwendet. Die Fahrzeugparameter werden dem verwendeten Testfahrzeug angepasst.

Positionsbasierte Kraftaufschaltung mit Interpolation der Geschwindigkeit und Position Um die, für die aktuelle Position des Fahrzeugs auf der Strecke berechneten Kräfte an der richtigen Stelle zu stellen, muss das Fahrzeug in jedem Zeitschritt bezüglich der Referenzlinie lokalisiert werden. Die Kraftaufschaltung muss dabei so robust sein, dass auch bei einem Verlassen der Referenzlinie keine Sprünge in der Sollkraft auftreten. Die positionsbasierte Kraftaufschaltung besteht aus zwei Schritten. Abbildung 6.8 zeigt das Vorgehen beispielhaft auf. Der rote Punkt im oberen Bereich der Grafik symbolisiert die über DGPS bestimmte, aktuelle Position des Fahrzeugs. Die schwarze Kurve zeigt die diskretisierte Referenzlinie. Für die Bestimmung der Soll-Kraft werden im ersten Schritt die beiden Punkte P_1 und P_2 auf der Referenzlinie bestimmt, die der aktuellen Position P_X am nächsten sind. Anschließend wird die aktuelle Position orthogonal auf die Verbindungslinie zwischen P_1 und P_2 projiziert und die Abstände l'_1 und l'_2 bestimmt.

Die Projektion lässt sich mathematisch mithilfe des Skalarprodukts berechnen. Abbildung 6.9 visualisiert das Vorgehen für die zwei Punkte A und B sowie die Position P bzw. die Projektion P'.

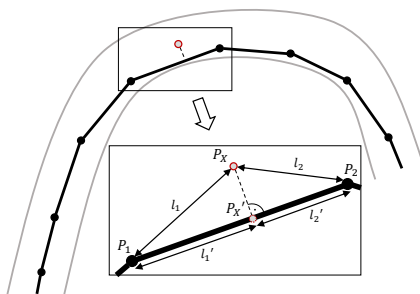


Abbildung 6.8.: Projektion der aktuellen Position auf die Referenzlinie

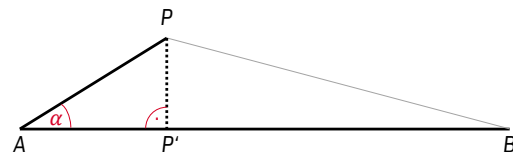


Abbildung 6.9.: Geometrische Verhältnisse bei der Projektion

Der Winkel α beschreibt den Winkel zwischen den Verbindungsvektoren \overrightarrow{AB} (auf dem P' liegt) und \overrightarrow{AP} und lässt sich über das Skalarprodukt der beiden Vektoren sowie die Vektorlängen ausdrücken:

$$\cos \alpha = \frac{\overrightarrow{AB} \circ \overrightarrow{AP}}{|\overrightarrow{AB}| \cdot |\overrightarrow{AP}|} \quad (6.2)$$

Im rechtwinkligen Dreieck (A-P-P') gilt außerdem für α

$$|\overrightarrow{AP'}| = \cos \alpha \cdot |\overrightarrow{AP}| \quad (6.3)$$

Einsetzen von 6.2 in 6.3 ergibt:

$$|\overrightarrow{AP'}| = \frac{\overrightarrow{AB} \circ \overrightarrow{AP}}{|\overrightarrow{AB}| \cdot |\overrightarrow{AP}|} |\overrightarrow{AP}| \quad (6.4)$$

P' ergibt sich ausgehend von A als Punkt auf der Strecke \overrightarrow{AB} . Es gilt:

$$P' = A + \frac{|\overrightarrow{AP'}|}{|\overrightarrow{AB}|} \cdot \overrightarrow{AB} \quad (6.5)$$

Mit 6.4 in 6.5 lässt sich nun P' in Abhängigkeit von A, B und P ausdrücken:

$$P' = A + \frac{\overrightarrow{AB} \circ \overrightarrow{AP}}{|\overrightarrow{AB}| \cdot |\overrightarrow{AB}|} \cdot \overrightarrow{AB} \quad (6.6)$$

Die Längen l'_1 und l'_2 entsprechen $|\overrightarrow{AP'}|$ und $|\overrightarrow{P'B}|$.

Die Soll-Kraft an der Stelle P' wird linear zwischen den Soll-Kräften an P_1 und P_2 interpoliert. Damit ist der Wertebereich für die Kraft auf den Bereich zwischen $F(P_1)$ und $F(P_2)$ begrenzt. Die Berechnung der Soll-Kraft ist in Gl. 6.7 angegeben.

$$F(P') = \left(1 - \frac{l'_1}{l'_1 + l'_2}\right) \cdot F(P_1) + \left(\frac{l'_1}{l'_1 + l'_2}\right) \cdot F(P_2) \quad (6.7)$$

Neben der Positionsabweichung führt auch die Abweichung zwischen Referenzgeschwindigkeit und real gefahrener Geschwindigkeit zu fehlerhaften Kraftvorgaben. Um diesen Effekt zu kompensieren, wird eine weitere Interpolation der Kraftvorgabe in Abhängigkeit der aktuellen Geschwindigkeit durchgeführt. Hierfür werden zwei zusätzliche Referenzlinien mit reduzierter und erhöhter Geschwindigkeit erzeugt und Soll-Kraftverläufe für diese generiert. Das Ergebnis sind insgesamt drei Soll-Kräfte für geringe Geschwindigkeit als die Referenz ($F_{v,low}$), Referenzgeschwindigkeit ($F_{v,ref}$) und erhöhte Geschwindigkeit ($F_{v,high}$). Im Anschluss erfolgt eine zweite lineare Interpolation zur Bestimmung der Soll-Kräfte für die aktuelle Geschwindigkeit zwischen $F_{v,ref}$ und $F_{v,low}$ bzw. zwischen $F_{v,ref}$ und $F_{v,high}$.

6.3. Kontinuierliche Planung - Online Optimierung

Die vorab beschriebene globale Planung ist für einen echtzeitfähigen Einsatz im Fahrzeug nicht geeignet. Gründe hierfür sind einerseits die Echtzeitanforderungen die den Vorausschauhorizont eingrenzen, andererseits stehen im realen Fahrzeug durch die Begrenzungen der Sensorik ohnehin nur Informationen über einen begrenzten Horizont zur Verfügung. Deshalb ist eine kontinuierliche Planung notwendig. Hierbei wird in jedem Zeitschritt ein neues, kleineres Optimierungsproblem für den aktuell bekannten Vorausschauhorizont aufgestellt und gelöst. In den meisten Fällen werden sich nach dem Verschieben des Horizonts die Eingangsgröße und damit auch die optimale Lösung nur geringfügig ändern. Dies hat den Vorteil, dass die Lösung aus dem letzten Zeitschritt

gut als Startlösung verwendet werden kann. Die geringere Größe des Optimierungsproblems in Kombination mit der Startlösung führt zu einer maßgeblichen Reduktion der Rechenzeit.

Die Wahl der Vorausschaulänge beeinflusst gleichermaßen Rechenzeit und Optimalität der Lösung. Dies wird deutlich, wenn man folgende Grenzbetrachtung durchführt: Um eine Bodenwelle, die höher als der verfügbare Federweg ist, optimal zu überfahren, muss das Fahrzeug bereits vor dem Hindernis angehoben werden, damit ausreichend Federweg zur Kompensation zur Verfügung steht. Dies wurde bereits in Abschnitt 5.6.2 erläutert. Je früher die Bodenwelle bekannt ist, desto früher ist auch das Anheben möglich. Geht die Vorausschau gegen Null, wird der Vorteil durch die Vorausschau immer geringer. Gleichzeitig steigt die Größe des Optimierungsproblems mit zusätzlichen Diskretisierungspunkten an. In den Versuchen im Rahmen dieser Arbeit konnten mit einer Vorausschau von 100-150 m gute Ergebnisse erzielt werden.

Abb. 6.10 zeigt schematisch den Aufbau der kontinuierlichen Planung, die für Simulation genutzt wurde. In jedem Zeitschritt der Simulation wird zunächst der Vorausschauhorizont generiert. Dazu wird ausgehend von der aktuellen Position der Teil der vollständigen Trajektorie extrahiert, der vor dem Fahrzeug liegt. Bei ausreichend kleiner Abtastzeit ist die Vorausschauinformation für den nächsten Zeitschritt meist nur um einen Punkt verschoben. Die Lösung aus dem vorherigen Zeitschritt (\vec{x}_{t-1}) ist deshalb in der Regel eine gute Startlösung. Ändert sich die Vorausschauinformation im Vergleich zum vorherigen Zeitschritt nicht, wird keine Optimierung durchgeführt und die vorherige Lösung weiterverwendet. Abschließend werden die vier Stellkraftvektoren aus dem Optimierungsvektor extrahiert und so lange für die Interpolation der Kräfte verwendet, bis eine neue Lösung zur Verfügung steht.

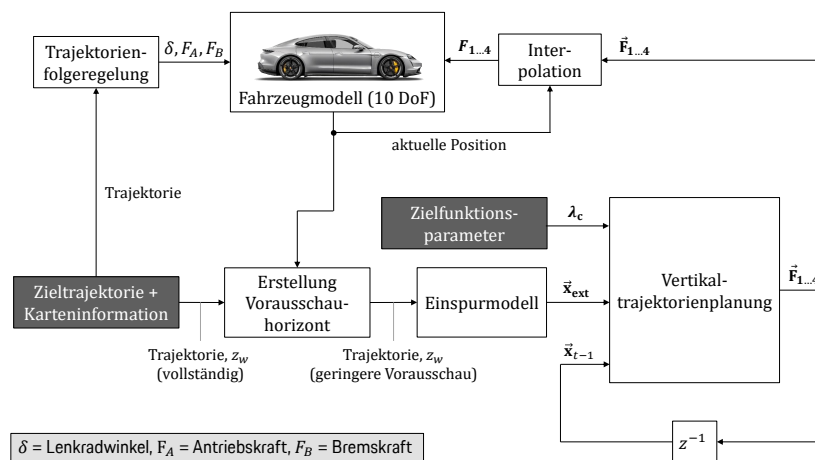


Abbildung 6.10.: Aufbau der kontinuierlichen Planung für die Simulation

6.4. Vergleich zwischen Offline- und Online-Planung

Aufgrund der begrenzten Vorausschau, kann die Online-Planung nur optimale Lösungen für den aktuellen Planungshorizont finden. Wie stark diese Lösung von der global optimalen Lösung für die gesamte Strecke abweicht, hängt von der Vorausschaulänge ab. Da aus Gründen der einfacheren Implementierung in den späteren Versuchen am realen Fahrzeug die Offline-Planung verwendet wird, soll untersucht werden, wie die Unterschiede zwischen Online- und Offline-Planung ausfallen und ob sich die Ergebnisse zwischen beiden Planungen übertragen lassen und welche Vorausschaulänge mindestens erreicht werden muss.

Für diese Untersuchung werden sowohl Offline- als auch Online-Planung im Verbund mit dem Gesamtfahrzeugmodell simuliert. Bis auf die Vorausschaulänge werden alle weiteren Einflussgrößen (Fahrzeugmodell, Strecke, Soll-Trajektorie) auf das Ergebnis konstant gehalten. Die Zielfunktion wird mit den gleichen Parametern initialisiert, sodass alle Unterschiede zwischen den Regelungen allein durch die unterschiedlich lange Vorausschau begründet sind.

Abb. 6.11 und 6.12 zeigen die Ergebnisse des Vergleichs zwischen Offline- und Online-Planung mit Planungshorizonten von 175 m und 350 m während einer simulierten Fahrt auf einem Prüfgelände. Die Soll-Kräfte (hier exemplarisch für vorn links) sind in allen drei Varianten nahezu identisch. An wenigen Stellen weicht die offline berechnete Kraft leicht ab. Dies ist auf die Kompensation niederfrequenter Bewegungen zurückzuführen, die durch den weiteren Vorausschauhorizont möglich wird. Die Analyse der drei modalen Beschleunigungen im Frequenzbereich zeigt den Vorteil der Offline Planung im Bereich $<0,5$ Hz. Die Amplituden sind hier 5-10 % geringer. Für Frequenzen $>0,5$ Hz reichen auch die kürzeren Betrachtungshorizonte aus, weshalb der Unterschied hier nur noch gering ausfällt bzw. der Vorteil sogar bei der Online-Planung liegt. Der direkte Vergleich beider Vorausschauhorizonte zeigt überraschend minimal bessere Ergebnisse bei geringerer Vorausschau. Mögliche Gründe hierfür liegen in der Interaktion zwischen Simulationsmodell und Aufbautrajektorienplanung, die in der Variante mit 175 m Vorausschau etwas günstiger ausfallen. Im Allgemeinen kann festgehalten werden, dass die Offline- und Online-Planung zu vergleichbaren Ergebnissen führen. Die Ergebnisse aus der Fahrzeugerprobung mit Offline-Planung können demnach als guter Anhaltspunkt für die Leistungsfähigkeit der Aufbautrajektorienplanung in einer späteren Serienumsetzung herangezogen werden.

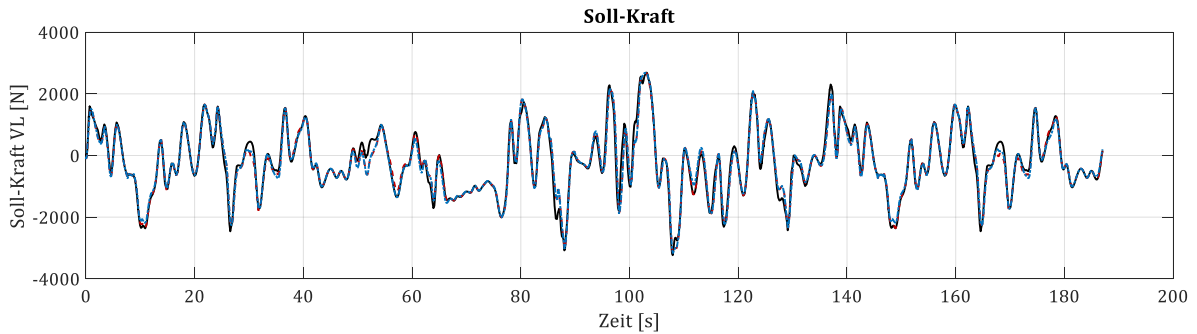


Abbildung 6.11.: Kraftverlauf: Vergleich zwischen Offline- und Online-Planung anhand einer simulierten Fahrt auf einem Prüfgelände

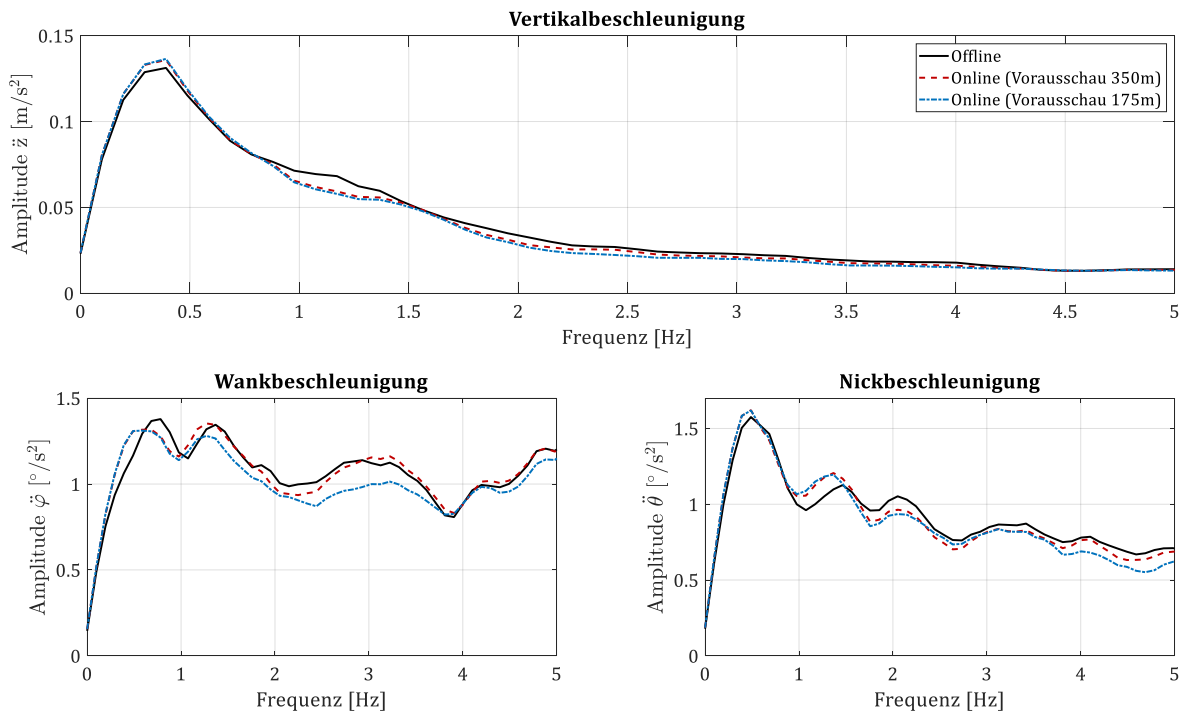


Abbildung 6.12.: Frequenzanalyse: Vergleich zwischen Offline- und Online-Planung anhand einer simulierten Fahrt auf einem Prüfgelände

7. Ergebnisse

Die Gründe für eine simulationsgestützte Entwicklung der Vertikaltrajektorienplanung (Wegfall Sicherheitsrisiko, geringere Kosten & Zeit sowie die Nichtverfügbarkeit automatisierter Fahrzeuge mit aktivem Fahrwerk) mithilfe von Modellen mit steigender Komplexität wurden bereits in Kapitel 6 erläutert. Um die Simulationsergebnisse zu überprüfen und zu stützen werden in diesem Kapitel die Ergebnisse aus der Simulation mit denen aus realen Versuchen verglichen. Auch sehr gute und valide Simulationsmodelle stellen immer nur ein vereinfachtes Abbild der Realität dar, welches nicht alle Wechselwirkungen und Effekte vollständig beschreiben kann. Insbesondere die Bewertung von Funktionen hinsichtlich Komfort und Akustik ist trotz aller Fortschritte der Objektivierung noch auf Versuche in realen Fahrzeugen angewiesen. Der Umfang letzterer kann jedoch deutlich geringer ausfallen als ohne vorherige Bewertung in der Simulation. Nur mit der realen Anregung kann die Empfindlichkeit des Reglers gegenüber veränderlichen Parametern (z.B. Zuladung, Bauteilverschleiß) und das Zusammenspiel mit der verwendeten Fahrwerkaktuatorik vollumfänglich abgeprüft werden. Zu guter Letzt wird für eine Entscheidung, ob eine Funktion den Vorteil bringt, den die Simulation verspricht, auch immer der subjektive Eindruck miteinbezogen werden. Die in Abschnitt 6.2.3 beschriebene Implementierung ermöglicht es, offline berechnete Kräfte GPS basiert in einem Versuchsfahrzeug aufzuschalten. Im Vergleich zu einer Implementierung des gesamten Reglers auf Echtzeithardware im Fahrzeug ist mit dieser Methode keine vollständige Bewertung der Funktion (z.B. hinsichtlich Echtzeitfähigkeit) möglich. Es können jedoch mit wesentlich geringerem Aufwand die spürbaren Effekte dargestellt werden und die Methode ist unabhängig von der Verfügbarkeit von Umfeldsensorik und einer in Echtzeit bereitgestellten Trajektorie des Fahrzeugs. Durch die Vorab-Berechnung der Soll-Kräfte kann das Risiko unzulässiger Kraftanforderungen infolge von Fehlern (z.B. Sprünge in Sensordaten) minimiert werden. Als weitere Sicherheitsmaßnahmen werden die Versuche mit der Vertikaltrajektorienplanung auf abgesperrte Prüfgelände beschränkt. Weiterhin werden bei großen Anpassungen der Zielfunktionsparameter zunächst die Auswirkungen in der Simulation überprüft.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Simulations- und Erprobungs-Ergebnisse wurden mit zwei Abstimmungsvarianten der Vertikaltrajektorienplanung erzeugt.

7.1. Definition der Abstimmungen

Für die folgenden Simulationen als auch die Realfahrzeugversuche werden einheitliche Abstimmungen der Vertikaltrajektorienplanung verwendet. Damit sind die Ergebnisse aus Simulation und Versuch direkt miteinander vergleichbar. Die Variante *VTP Standard* bildet die Basisvariante mit Wank- und Nickkompensation ab. Die Bewegungen in den drei Freiheitsgraden werden ausgeglichen stark gewichtet, Wank- und Nickwinkel werden bestraft, jedoch nicht auf Null geregelt. In Variante *prädiktiver Kurvenneiger (VTP KN)* werden sowohl die empfundene Querschleunigung als auch Wankgeschwindigkeit und -beschleunigung stärker gewichtet. Die starke Gewichtung

der Wankgeschwindigkeit bewirkt, dass das Fahrzeug nur dann in die Kurve hinein geneigt wird, wenn dies mit geringer Dynamik erfolgen kann. Falls die Trajektorie es zulässt, beginnt die Neigung bereits vor der Kurve. In schnellen Wechselkurven wird dagegen auf die Kurvenneigungsfunktion verzichtet, weil der Komfortgewinn geringer ausfällt als der Komfortverlust durch größere Wankgeschwindigkeit und -beschleunigung. Die Grundabstimmung beider Varianten erfolgt mithilfe des MATLAB Interface, die Feinabstimmung anschließend auf Basis der Ergebnisse aus der Gesamtfahrzeugsimulation und dem Fahrversuch.

Tabelle C.1 im Anhang listet die für die Versuche verwendeten Zielfunktionsgewichte auf. Es ist zu beachten, dass aufgrund der unterschiedlichen Wertebereiche der Zustands- und Stellgrößen (der Wertebereich der Aktorkraft liegt im Bereich ± 10 kN, während der Wankwinkel auf $\pm 5^\circ$ begrenzt ist) auch die Wertebereiche der Zielfunktionsgewichte variieren.

7.2. Funktionsnachweis in der Simulation

Ziel der Gesamtfahrzeugsimulation ist in erster Linie der Funktionsnachweis der Vertikaltrajektorienplanung in Verbindung mit einem nichtlinearen Fahrzeug(-modell). Dieser beinhaltet einerseits die Untersuchung der Wechselwirkungen zwischen Modell und Aufbauregelung und andererseits einen Vergleich der Vertikaltrajektorienplanung mit alternativen Regelkonzepten. Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse mit den späteren Versuchen im realen Fahrzeug zu ermöglichen, wird für die Simulation und Fahrversuche die gleiche Strecke auf einem Prüfgelände gewählt. Letztere erfüllt die Anforderungen an Topologie und die Verfügbarkeit von Höhendaten. Als Fahrzeugmodelle wird auf bestehende Modelle eines *Porsche Panamera Turbo S* und eines *Porsche Taycan Turbo* zurückgegriffen.

Für den Vergleich der Vertikaltrajektorienplanung mit weiteren Regelungen werden insgesamt sechs Varianten implementiert. Abbildung 7.1 zeigt schematisch den Aufbau des Fahrwerks für die Varianten. Neben den vier aktiven Varianten werden auch ein passives Fahrwerk ohne geregelte Komponenten und ein Fahrwerk mit semi-aktiven Dämpfern betrachtet.

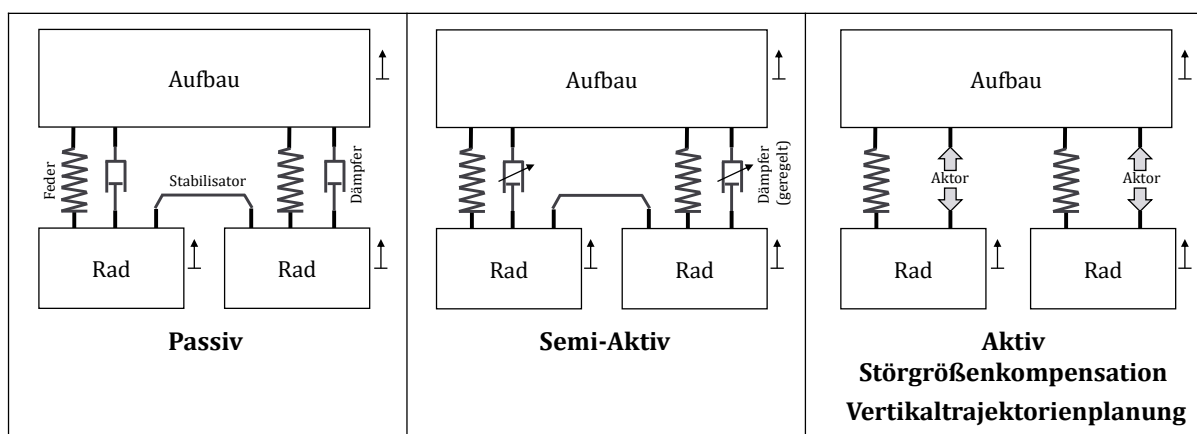


Abbildung 7.1.: Fahrwerkvarianten für die Simulation

Nachfolgend werden Fahrwerkaufbau und Regelung der folgenden Varianten beschrieben:

- **Passiv**
passives Fahrwerk mit Stahlfeder, ungeredeltem Dämpfer und Stabilisator
- **semi-aktiv**
aktives Fahrwerk mit Stahlfeder und geregelter semi-aktiven Dämpfer mit Stabilisator. Modale Skyhook-Regelung analog zu [113].
- **Aktiv**
aktives Fahrwerk mit Stahlfeder und Aktor ohne Stabilisator. Modale Skyhook-Regelung erweitert um Nick- und Wankabstützung auf Basis der gemessenen Längs- und Querbeschleunigung.
- **Störgrößenkompensation (SK)**
aktives Fahrwerk mit Stahlfeder und Aktor ohne Stabilisator. Variante *Aktiv* erweitert um eine Störgrößenkompensation analog zu [46]. Anmerkung: Als Vorausschauinformation wird ein ideal gemessenes Straßenprofil mit phasenfreier Bandpassfilterung zwischen 0,5 Hz und 5 Hz verwendet.
- **VTP Standard (VTP STD)**
aktives Fahrwerk mit Stahlfeder und hydraulischem Aktor ohne Stabilisator Vertikaltrajektorienplanung mit ausgeglichener Abstimmung, Wank- und Nickkompensation.
- **VTP prädiktiver Kurvenneiger (VTP KN)**
aktives Fahrwerk mit Stahlfeder und hydraulischem Aktor ohne Stabilisator. Vertikaltrajektorienplanung mit prädiktivem Kurvenneiger

7.2.1. Vergleich der Regelansätze im Frequenzbereich

Im ersten Schritt werden die Regelkonzepte im Frequenzbereich verglichen. Dabei liegt der Fokus auf dem Bereich unter der Grenzfrequenz der Aktorik < 10 Hz. Hierfür werden die Beschleunigungssignale im Auswertebereich (eine gefahrene Runde auf der Versuchsstrecke) mit einer Fast-Fourier Transformation (FFT) in den Frequenzbereich transformiert.

Vertikalbeschleunigung Die oberste Grafik in Abbildung 7.2 zeigt die Vertikalbeschleunigung im Schwerpunkt von 0 bis 10 Hz. Es ist zu erkennen, dass das *passive* Fahrzeug im niedrigen Frequenzbereich vergleichsweise gut abschneidet, jedoch ab ca. 2 Hz höhere Beschleunigungen aufweist als die aktiv geregelten Varianten. Die beiden Ansätze ohne Vorausschau *semi-aktiv* und *Aktiv* weisen im Bereich bis 1 Hz die höchsten Amplituden auf. Grund dafür ist die Hochpassfilterung der Vertikalgeschwindigkeit am Eingang der Skyhook-Regelung, die benötigt wird, um die Kompensation von Anregungen die den verfügbaren Stellbereich überschreiten zu verhindern. Die *Störgrößenkompensation* zeigt die geringste Vertikalbeschleunigung im Bereich bis 1 Hz, während beide *VTP* Varianten im Mittelfeld liegen. An dieser Stelle soll angemerkt sein, dass mit einer höheren Gewichtung der Vertikalbeschleunigung in der Kostenfunktion die Amplitude, zulasten höherer Wank- und Nickbeschleunigung, unter der der *Störgrößenkompensation* liegt. Ab ca. 4 Hz liegen alle aktiv geregelten Systeme auf einem konstant niedrigen Niveau. Das *semi-aktive* Fahrzeug liegt aufgrund der Limitation auf zwei Quadranten im Kraft-Geschwindigkeits-Diagramm

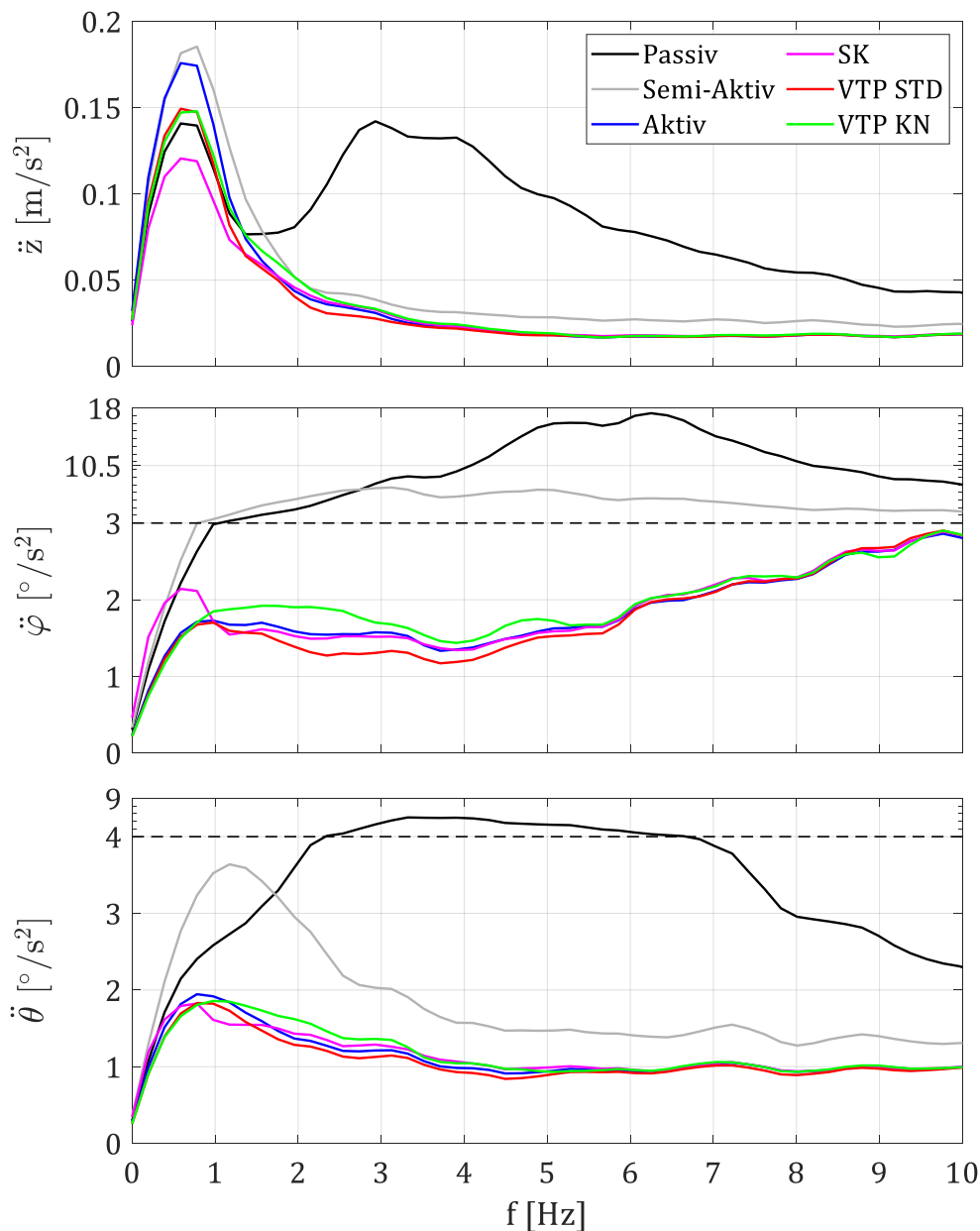


Abbildung 7.2.: Vertikalbeschleunigung einer simulierten Fahrt auf einem Prüfgelände im Frequenzbereich - Vergleich verschiedener Regelkonzepte

(vgl. Abb. 1.4) etwas höher. Generell zeigt sich deutlich der Vorteil geregelter Fahrwerksysteme gegenüber dem *passiven* Fahrwerk.

Wankbeschleunigung Die mittlere Grafik in Abb. 7.2 zeigt die Wankbeschleunigung im Frequenzbereich. Das *passive* Fahrzeug weist bis knapp 3 Hz geringere Amplituden als die *semi-aktive* Variante auf. Im höheren Frequenzbereich liegt die Wankbeschleunigung bei den Varianten ohne dedizierte Wankabstützung (*passiv* und *semi-aktiv*) erwartungsgemäß höher als bei den aktiven Varianten. Zugunsten der Darstellung ist deshalb der Bereich zwischen 3 und 18 °/s² im Maß-

stab 1:10 dargestellt. Die Verläufe der aktiven Varianten liegen allesamt auf einem niedrigen Niveau und unterscheiden sich nur im Detail voneinander. Lediglich die Variante *Störgrößenkompensation* weist im Bereich bis ca. 1 Hz eine höhere Wankbeschleunigung zugunsten niedriger Vertikalbeschleunigung auf. Die Performance der Varianten *Aktiv* und *VTP STD* liegt auf einem vergleichbaren Niveau. Dies zeigt, dass die Vorausschau hier keine Vorteile gegenüber der konventionellen Regelung hat. Die aktiven Wankbewegungen bei *VTP KN* heben die Amplitude leicht an.

Nickbeschleunigung Die untere Grafik in Abb. 7.2 zeigt die Nickbeschleunigung. Auch hier ist der Bereich zwischen 4 und $9^\circ/s^2$ im Maßstab 1:10 dargestellt. Im Allgemeinen ist die Nickbewegung weniger ausgeprägt als die Wankbewegung. Dies ist mit der komfortorientierten Fahrweise mit niedriger Längsbeschleunigung zu begründen. Erneut zeigt sich der Unterschied zwischen *passivem* bzw. *semi-aktivem* Fahrzeug und den aktiven Varianten. Analog zur Wankbeschleunigung weist das *passive* Fahrzeug über den gesamten Frequenzbereich die größten Amplituden auf, liegt bis ca. 2 Hz jedoch noch unter dem *semi-aktiven* Fahrzeug. Die aktiven Varianten liegen ca. Faktor zwei geringer auf einem Niveau. Die Varianten mit Vorausschau zeigen bis ca. 1 Hz einen geringen Vorteil gegenüber *Aktiv*.

7.2.2. Vergleich der Regelansätze hinsichtlich der Objektivkriteria

Neben den Ergebnissen im Frequenzbereich werden die Regelkonzepte hinsichtlich der Objektivkriteria, die in Kapitel 2 eingeführt wurden, bewertet. Die Auswertung gliedert sich in die vier Kategorien: allgemeiner Vertikalkomfort, Längs- und Querschleunigungsreduktion, Ausregelung von Einzelereignissen und Kinetosevermeidung.

Alle erfassten Kennwerte sind in Tabelle 7.1 zusammengefasst. Dabei sind sowohl die Absolutwerte als auch die relative Verbesserung (Vorzeichen negativ) oder Verschlechterung (Vorzeichen positiv) zu *Aktiv* in Prozent angegeben. Dies ermöglicht es die Ergebnisse im Nachgang direkt mit den Fahrzeugmessungen zu vergleichen.

allgemeiner Vertikalkomfort Die Wahrnehmung des Fahrkomforts wird in hohem Maße durch die Beschleunigungen in den drei Raumrichtungen bestimmt. Die unterschiedlich starke Empfindlichkeit des Menschen auf unterschiedliche Frequenzen wird mit den, Gewichtungskurven der ISO2631 abgebildet. Der Effektivwert der gewichteten Beschleunigungen wird zur objektiven Beschreibung des Fahrkomforts herangezogen. Die frequenzgewichteten Effektivwerte nach ISO2631 werden mithilfe der MATLAB-Implementierung von TOM IRVINE berechnet [60]. Hierfür wird die Beschleunigung mit den in der Norm angegebenen Filtern phasenfrei gefiltert. Anschließend wird der Effektivwert des gefilterten Signals berechnet. Für die Horizontalbeschleunigungen wird die Gewichtung W_d verwendet. Die Vertikalbeschleunigung wird sowohl hinsichtlich Komfort W_k als auch hinsichtlich Reiseübelkeit W_f gewichtet. Alle aktiven Varianten führen zu einer Verschlechterung der gewichteten Längsbeschleunigung. Die Variante *Störgrößenkompensation* zeigt eine knapp 11 % höhere Längsbeschleunigung als *Aktiv*. In der gewichteten Querschleunigung zeigt sich der Vorteil der aktiven Kurvenneigung: Mit 15 % ist die Reduktion Querschleunigung bei der Variante *VTP KN* um Faktor zwei höher als bei reiner Wankabstützung. Bei Betrachtung der gewichteten Vertikalbeschleunigung wird das Potential der Vorausschau deutlich. Sowohl die *Störgrößenkompensation* als auch beide *VTP* Varianten liegen 6-10 % unter *Aktiv*. Gegenüber

dem passiven Fahrzeug kann die gewichtete Vertikalbeschleunigung um Faktor zwei reduziert werden. Der Vibration Total Value (VTV) beschreibt das quadratische Mittel der Effektivwerte der gewichteten Beschleunigungen in x-,y- und z-Richtung. Mit Verbesserungen im Bereich von 4-8 % gegenüber *Aktiv* zeigen die beiden VTP Varianten die besten Ergebnisse.

Kompensation von Einzelereignissen Zur objektiven Beschreibung der Möglichkeit Einzelereignisse zu kompensieren wird zum einen der Maximalwert der Vertikalbeschleunigung und zum anderen der Mean Transient Vibration Value (MTVV) herangezogen. Alle untersuchten Regelungsvarianten ermöglichen eine Reduktion der maximalen Vertikalbeschleunigung gegenüber *Passiv*. Ausnahme ist die *Störgrößenkompensation*, bei der der Wert sehr hoch ausfällt. Es ist anzumerken, dass die Beschleunigungsspitze während der Simulation nur singular auftritt und mit hoher Wahrscheinlichkeit mit einer fehlerhaften Wechselwirkung zwischen Trajektorienfolgeregelung und Fahrwerkregelung begründet werden kann. Den geringsten Maximalwert erreicht die Variante *Semi-Aktiv*.

Beim MTVV fallen die Unterschiede zwischen den Varianten deutlicher aus. Letzterer liegt bei den VTP Varianten rund 9 % unter *Aktiv*. Das *passive* Fahrzeug zeigt einen rund 5 % höheren MTVV.

Längs- und Querschleunigungskompensation Für die Längs- und Querschleunigungskompensation werden die Effektivwerte der horizontalen Beschleunigungen betrachtet. Gleichzeitig ist das Ziel, dass Wank- und Nickgeschwindigkeit bzw. -beschleunigung möglichst niedrig bzw. unter den Wahrnehmungsschwellen liegen. Die Betrachtung der Längsbeschleunigung zeigt keinen Unterschied zwischen *Passivem* und *semi-aktivem* Fahrwerk. Durch die Nickabstützung der aktiven Varianten, wird die Längsbeschleunigung gegenüber *Passiv* leicht reduziert. Eine Überkompensation der Nickbewegung (Helikopter-Modus), wie in Kapitel 2 beschrieben, brächte hier noch einen Vorteil, wurde jedoch aufgrund der schwierigen Realisierung im Versuchsfahrzeug ohne die Verfügbarkeit einer automatisierten Fahrfunktion nicht umgesetzt. Den Vorteil der aktiven Systeme bestätigen die Effektivwerte für die Querschleunigung. Auch hier liegt das *semi-aktive* Fahrzeug durch die fehlende Möglichkeit zur Wankabstützung auf selbem Niveau wie das *passive* Fahrzeug. Die Kompensation der Wankbewegung in den Varianten *Aktiv*, *Störgrößenkompensation* und *VTP STD* führt bereits zu einer Reduktion um 5 % gegenüber *passiv*. Die Variante *VTP KN* liegt weitere 10 % darunter. Die maximale Wankgeschwindigkeit liegt für alle Varianten über der Wahrnehmungsschwelle von $\approx 2,5^\circ/\text{s}$. Der niedrigste Wert wird von der Variante *VTP STD* erreicht, die höchste Wankgeschwindigkeit weist *semi-Aktiv* auf. Durch die aktive Neigung des Fahrzeugs liegt die Variante prädiktiver Kurvenneiger trotz Berücksichtigung der Wankgeschwindigkeit in der Kostenfunktion 14 % höher als beim *Aktiven* Fahrzeug. Eine deutliche Reduktion der maximalen Nickgeschwindigkeit wird nur von der *Störgrößenkompensation* erreicht. Dagegen liegt der Wert bei der *semi-Aktiven* Variante am höchsten. Auch liegen alle Werte über der Wahrnehmungsschwelle.

Vermeidung von Reiseübelkeit Als Maß für das Reiseübelkeitsrisiko werden MSDV und MSI herangezogen. Der MSDV Wert berücksichtigt ausschließlich die Vertikalbeschleunigung im kritischen Frequenzbereich mit Maximum bei 0,16 Hz. In der Simulation führen alle aktiven Varianten zu einer Verschlechterung des MSDV im Bereich von 1,7-8,8 % gegenüber *Passiv*. Als weiterer Kennwert wird der mittlere MSI-Wert über den Betrachtungszeitraum herangezogen. Zur Berechnung werden die Beschleunigungen und Drehraten am Kopf mit der in der zweiten Probandenstudie entwickelten Methode aus den Schwerpunktsbeschleunigungen geschätzt und anschließend der

MSI-Wert mit dem 6D-SVC Modell berechnet. Bedingt durch die kurze Fahrdauer stellen sich nur geringe Unterschiede zwischen den Varianten ein.

dynamische Radlasten Das Kraftschlusspotential des Reifens für sowohl die Seitenführungs- als auch die Bremskraft wird in hohem Maße durch die Radlast bestimmt. Radlastschwankungen führen in Kombination mit dem Reifen zu instationären Reifenkräften und damit geringerem Kraftschlusspotential. Die dynamischen Radlasten können deshalb als gutes Maß für die Fahrsicherheit herangezogen werden [85]. Ziel ist es diese möglichst gering zu halten.

Im direkten Vergleichen mit dem Komfortgewinn ist die Reduktion der Radlastschwankungen geringer, dennoch weisen alle aktiven Varianten im Mittel geringere Werte auf als das *passive* Fahrzeug. Hierbei ist anzumerken, dass keines der verwendeten Regelkonzepte die Reduktion der Radlastschwankungen aktiv, bspw. durch eine Groundhook Regelung [1] bzw. als Term in der Zielfunktion berücksichtigt. Dennoch werden Verbesserungen im Bereich von 2,5 % mit dem *semi-aktiven* Fahrwerk und 5-7,5 % mit den aktiven Varianten gegenüber *Passiv* erzielt.

Tabelle 7.1.: Objektivwerte absolut und relativ zu „Aktiv“ für ein Prüfgelände (Simulation)

	Passiv	Semi-Aktiv	Aktiv	SK ¹	VTP STD ²	VTP KN ³
Effektivwert						
\ddot{x}	1,125 $\frac{m}{s^2}$ + 2,1 %	1,125 $\frac{m}{s^2}$ + 2,1 %	1,102 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	1,102 $\frac{m}{s^2}$ ± 0 %	1,109 $\frac{m}{s^2}$ + 0,6 %	1,107 $\frac{m}{s^2}$ + 0,5 %
\ddot{y}	2,557 $\frac{m}{s^2}$ + 5,1 %	2,557 $\frac{m}{s^2}$ ± + 5,1 %	2,434 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	2,436 $\frac{m}{s^2}$ + 0,1 %	2,410 $\frac{m}{s^2}$ - 1,0 %	2,188 $\frac{m}{s^2}$ - 10,1 %
\ddot{z}	0,460 $\frac{m}{s^2}$ + 7,2 %	0,417 $\frac{m}{s^2}$ - 2,8 %	0,429 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,413 $\frac{m}{s^2}$ - 3,7 %	0,409 $\frac{m}{s^2}$ - 4,7 %	0,437 $\frac{m}{s^2}$ + 1,9 %
$\ddot{\varphi}$	36,19 $\frac{^\circ}{s^2}$ + 320 %	19,88 $\frac{^\circ}{s^2}$ + 135 %	8,45 $\frac{^\circ}{s^2}$ 100 %	8,62 $\frac{^\circ}{s^2}$ + 2,0 %	8,28 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 2,0 %	8,78 $\frac{^\circ}{s^2}$ + 3,9 %
$\ddot{\theta}$	13,80 $\frac{^\circ}{s^2}$ + 185 %	7,26 $\frac{^\circ}{s^2}$ + 50 %	4,84 $\frac{^\circ}{s^2}$ 100 %	4,76 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 1,7 %	4,67 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 3,5 %	5,04 $\frac{^\circ}{s^2}$ + 4,1 %
ΔF_z	880,34 N + 5,1 %	859,25 N + 2,6 %	837,69 N 100 %	847,53 N + 1,2 %	834,53 N - 0,4 %	812,65 N - 3,0 %
gewichteter Effektivwert (ISO 2631)						
$\ddot{x}(W_d)$	0,033 $\frac{m}{s^2}$ - 10,8 %	0,036 $\frac{m}{s^2}$ - 2,7 %	0,037 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,041 $\frac{m}{s^2}$ + 10,8 %	0,038 $\frac{m}{s^2}$ + 2,7 %	0,036 $\frac{m}{s^2}$ - 2,7 %
$\ddot{y}(W_d)$	0,190 $\frac{m}{s^2}$ + 7,3 %	0,191 $\frac{m}{s^2}$ ± + 7,9 %	0,177 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,195 $\frac{m}{s^2}$ + 10,2 %	0,175 $\frac{m}{s^2}$ - 1,1 %	0,161 $\frac{m}{s^2}$ - 9,0 %
$\ddot{z}(W_k)$	0,263 $\frac{m}{s^2}$ + 93 %	0,148 $\frac{m}{s^2}$ + 8,8 %	0,136 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,125 $\frac{m}{s^2}$ - 8,1 %	0,122 $\frac{m}{s^2}$ - 10,3 %	0,128 $\frac{m}{s^2}$ - 5,9 %
<i>VTV</i>	0,326 $\frac{m}{s^2}$ + 44 %	0,244 $\frac{m}{s^2}$ + 7,9 %	0,226 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,235 $\frac{m}{s^2}$ + 3,7 %	0,209 $\frac{m}{s^2}$ - 7,7 %	0,217 $\frac{m}{s^2}$ - 4,0 %
<i>MSDV</i>	3,499 $\frac{m}{s^{1,5}}$ - 6,3 %	3,560 $\frac{m}{s^{1,5}}$ - 4,7 %	3,736 $\frac{m}{s^{1,5}}$ 100 %	3,730 $\frac{m}{s^{1,5}}$ - 0,2 %	3,658 $\frac{m}{s^{1,5}}$ - 2,1 %	3,808 $\frac{m}{s^{1,5}}$ + 1,9 %
<i>MTVV</i>	0,486 $\frac{m}{s^2}$ + 4,6 %	0,454 $\frac{m}{s^2}$ - 2,3 %	0,465 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,547 $\frac{m}{s^2}$ + 17,6 %	0,420 $\frac{m}{s^2}$ - 9,7 %	0,427 $\frac{m}{s^2}$ - 8,3 %
Maximalwerte						
\ddot{z}	2,939 $\frac{m}{s^2}$ + 2,6 %	2,741 $\frac{m}{s^2}$ - 4,3 %	2,865 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	3,352 $\frac{m}{s^2}$ + 17,0 %	2,901 $\frac{m}{s^2}$ + 1,3 %	2,754 $\frac{m}{s^2}$ - 3,9 %
$\dot{\varphi}$	5,805 $\frac{^\circ}{s}$ + 6,0 %	7,223 $\frac{^\circ}{s}$ + 31,8 %	5,479 $\frac{^\circ}{s}$ 100 %	5,552 $\frac{^\circ}{s}$ + 1,3 %	4,555 $\frac{^\circ}{s}$ - 16,9 %	6,257 $\frac{^\circ}{s}$ + 14,2 %
$\dot{\theta}$	8,936 $\frac{^\circ}{s}$ + 0,1 %	10,566 $\frac{^\circ}{s}$ + 18,4 %	8,926 $\frac{^\circ}{s}$ 100 %	7,311 $\frac{^\circ}{s}$ - 18,1 %	8,749 $\frac{^\circ}{s}$ - 2,0 %	8,924 $\frac{^\circ}{s}$ ± 0 %
MSI						
<i>MSI</i>	7,596 % - 0,3 %	7,682 % + 0,9 %	7,616 % 100 %	7,638 % + 0,3 %	7,635 % + 0,2 %	7,492 % - 1,6 %

¹ Störgrößenkompensation ² Standard ³ prädiktiver Kurvenneiger

7.3. Vergleich der Ergebnisse aus Simulation und Fahrzeugerprobung

In diesem Abschnitt werden Ergebnisse aus der Erprobung der Vertikaltrajektorienplanung im realen Fahrzeug vorgestellt und mit den Simulationsergebnissen verglichen. Die Regelung wird hierfür in ein Entwicklungsfahrzeug mit aktivem Fahrwerk integriert. Um die Übertragbarkeit des Ansatzes auf ein anderes Fahrzeug und eine weitere Fahrwerksystemarchitektur zu untersuchen, wird zudem ein zweites Fahrzeug ausgestattet. Die Fahrzeuge sind in Abbildung 7.3 und 7.4 abgebildet. Beide Versuchsträger verfügen über DGPS-Empfänger und die Möglichkeit die Soll-Kräfte für die Fahrzeugecken mit einer *dSpace MicroAutoBox II* zu kommandieren. Bei den Versuchen mit dem *Porsche Panamera Turbo S* liegt der Fokus auf der Vergleichbarkeit zwischen Simulation und realem Fahrversuch. Hierfür werden die Varianten *Aktiv* sowie beide *VTP-Abstimmungen* implementiert und relativ zueinander auf einem Prüfgelände verglichen. Im Mittelpunkt der Erprobung mit dem *Audi A8 L* steht der Nachweis der Übertragbarkeit des Ansatzes auf verschiedene Fahrzeuge und unterschiedliche Fahrwerksysteme.

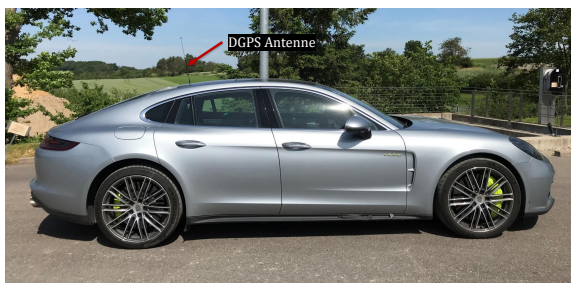


Abbildung 7.3.: Versuchsfahrzeug Eins:
Porsche Panamera Turbo S



Abbildung 7.4.: Versuchsfahrzeug Zwei:
Audi A8 L mit eABC

Im Folgenden wird zunächst auf den Versuchsaufbau der Versuche mit dem *Porsche Panamera* eingegangen. Aufgrund der fehlenden Möglichkeit die Strecke automatisiert und damit reproduzierbar zu fahren, folgt eine Analyse der Reproduzierbarkeit der manuellen Fahrten. Anschließend werden die Ergebnisse der Fahrzeugerprobung analog zur Simulation im Frequenzbereich und hinsichtlich der Objektivkennwerte vorgestellt. Abgeschlossen wird der Abschnitt mit einem Vergleich zwischen Simulation und Fahrzeugerprobung.

Versuchsaufbau Um eine Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen der Simulation zu ermöglichen, werden die Versuche auf dem gleichen Prüfgelände durchgeführt. Zur Aufzeichnung der Referenztrajektorie wird die Strecke manuell gefahren und Position und Geschwindigkeit zeit-synchron aufgezeichnet. Das Höhenprofil wird anschließend aus den gleichen Vermessungsdaten generiert, die auch für die Simulation verwendet werden. Der verwendete Versuchsträger ist mit einem prototypischen aktiven Fahrwerkssystem mit elektrohydraulischen Aktoren ausgestattet. Die Systemstruktur des Fahrwerks entspricht dem in Kapitel 1 beschriebenen Aufbau. Bereits implementiert ist eine kontinuierliche Regelung ohne Vorausschau, bestehend aus einer Skyhook-Regelung mit Nick- und Wankabstützung. Diese entspricht der Variante *Aktiv*, die in der Simulation verwendet wurde. Sie dient wie bereits für die Simulationen als Referenz.

Abb. 7.5 zeigt schematisch den Aufbau des Regelungsmodells im Versuchsträger. Wie in Abschnitt 6.2.3 beschrieben erfolgt die Berechnung der Soll-Kräfte an den vier Fahrzeugecken offline für die aufgezeichnete Referenzlinie sowie je eine weitere Referenzlinie mit mit 20 % höherer

($traj_{ref,120\%}$) und 20% geringerer ($traj_{ref,80\%}$) Geschwindigkeit. Dies ermöglicht eine Interpolation der Kraft für die aktuelle Fahrgeschwindigkeit. Letztere ist notwendig, um den Kraft-Fehler durch die Geschwindigkeitsabweichung zur Referenzgeschwindigkeit zu kompensieren.

Im Fahrzeug werden online die vier Soll-Kräfte für die aktuelle GPS Position interpoliert. Die zweite Interpolation erfolgt nachgelagert auf Basis der Fahrgeschwindigkeit. Die Soll-Kräfte für jede Fahrzeugecke werden dann mit den Soll-Kräften aus der Skyhook-Regelung überlagert. Alternativ wird in Variante *Aktiv* auf die Soll-Kräfte der kontinuierlichen Wank- und Nickabstützung umgeschaltet. Die Sollkraft wird abschließend von einem unterlagerten Aktorregler eingeregelt und wirkt über den Aktor auf das Fahrzeug.

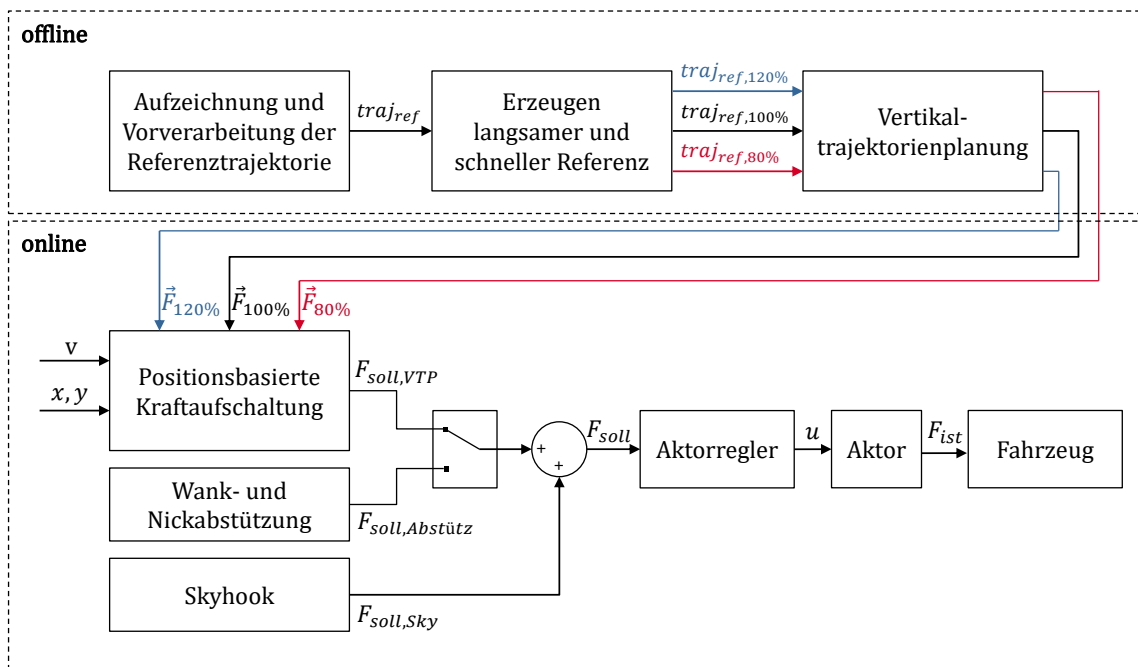


Abbildung 7.5.: Schematischer Aufbau der Fahrwerkregelung im Versuchsträger

Auch während der Versuche wird das Fahrzeug manuell gefahren. Dabei sind Abweichungen zwischen gefahrener und Referenztrajektorie nicht auszuschließen. Da jedoch bereits kleine Abweichungen maßgeblichen Einfluss auf die Messungen haben, werden für jede der untersuchten Varianten mehrere Messungen durchgeführt und gemittelt. Hierbei werden nur gültige Runden betrachtet bei denen Bahnkurve und Geschwindigkeit nicht zu weit von der Referenz abweichen. Zur Bestimmung der Geschwindigkeitsabweichung wird die Durchschnittsgeschwindigkeit im Auswertebereich bestimmt. Weicht diese um mehr als 0,65 km/h von der Durchschnittsgeschwindigkeit der Referenz ab, wird die Runde als ungültig markiert. Als weiteres Kriterium wird die Abweichung der mittleren Vertikalbeschleunigung verwendet: Letztere ist sowohl von der Fahrgeschwindigkeit als auch der Linienwahl abhängig und erweist sich in den Versuchen als geeignetes Kriterium zur Bestimmung gültiger Runden. Als Grenzwert wird hier eine Abweichung größer $0,06 \text{ m/s}^2$ festgelegt. Für die folgenden Auswertungen werden jeweils zehn Runden pro Variante gemittelt.

Untersuchung der Reproduzierbarkeit Die Reproduzierbarkeit der Fahrten ist essentielle Grundlage für den Vergleich der Varianten untereinander. Da es sich nicht um einen standardisierten Versuch handelt, existieren keine Literaturwerte, die herangezogen werden können, um die Reproduzierbarkeit zu bewerten.

Anstelle dessen werden jeweils Mittelwert (\bar{x}), Standardabweichung (σ) und relative Standardabweichung (σ_{rel}) der Effektivwerte der drei translatorischen Beschleunigungen betrachtet. Diese sind in Tabelle 7.2 aufgeführt.

Zu erkennen ist, dass die Standardabweichung der Vertikalbeschleunigung mit bis zu 6,3 % am höchsten ist. Dies zeigt, wie stark die Vertikalbeschleunigung von Einzelanregungen abhängt, die sich schon bei geringen Abweichungen in der Fahrlinie unterscheiden. Die mittlere Querbeschleunigung ist weniger sensitiv und streut im Bereich von 1,7 bis 2,5 % um den Mittelwert. Gleiches gilt für die Längsbeschleunigung. Die Unterschiede zwischen den untersuchten Varianten liegen zum Teil in der selben Größenordnung wie die Standardabweichung. Angesichts dieser Tatsache wird darauf hingewiesen, dass sich die Methode nur bedingt für einen objektiven Vergleich der Varianten eignet. Sie eignet sich jedoch sowohl dafür die Funktion im realen Fahrzeug zu prüfen als auch dafür die signifikanten Unterschiede der Varianten mit den Ergebnissen der Simulation zu vergleichen.

Tabelle 7.2.: Mittelwerte und Standardabweichung der gültigen Runden im Versuch auf einem Prüfgelände

Richtung	Variante	\bar{x}	σ	σ_{rel}
x	Aktiv	1.0467 $\frac{m}{s^2}$	0.0254 $\frac{m}{s^2}$	2.4249 %
	VTP STD	1.0620 $\frac{m}{s^2}$	0.0365 $\frac{m}{s^2}$	3.4389 %
	VTP KN	1.0737 $\frac{m}{s^2}$	0.0295 $\frac{m}{s^2}$	2.7461 %
y	Aktiv	2.9155 $\frac{m}{s^2}$	0.0691 $\frac{m}{s^2}$	2.3709 %
	VTP STD	2.8229 $\frac{m}{s^2}$	0.0481 $\frac{m}{s^2}$	1.7052 %
	VTP KN	2.5901 $\frac{m}{s^2}$	0.0663 $\frac{m}{s^2}$	2.5579 %
z	Aktiv	0.6506 $\frac{m}{s^2}$	0.0410 $\frac{m}{s^2}$	6.3025 %
	VTP STD	0.6322 $\frac{m}{s^2}$	0.0212 $\frac{m}{s^2}$	3.3504 %
	VTP KN	0.7344 $\frac{m}{s^2}$	0.0291 $\frac{m}{s^2}$	3.9653 %

7.3.1. Vergleich der Regelansätze im Frequenzbereich

Abb. 7.6 zeigt die auf den Maximalwert der Variante *Aktiv* normierte Vertikalbeschleunigung im Frequenzbereich von 0 bis 2,5 Hz für die drei Untersuchten Varianten im Fahrzeug und in der Simulation. Die Fahrzeugdaten entsprechen jeweils der Mittelung über die gültigen Runden. Mit Zahlen markiert sind charakteristische Spitzen: Bei (1) schneidet *VTP STD* leicht besser, *VTP KN* jedoch geringfügig schlechter ab als in der Simulation. Die Spitze bei (2) ist in der Fahrzeugmessung deutlicher ausgeprägt, die relativen Unterschiede zwischen den Varianten sind

jedoch vergleichbar. Ab ca. 0,2 Hz bis 1 Hz liegen beide VTP Varianten ca. 10 % unter der Variante *Aktiv*. In der Simulation sind weitere Spitzen bei (3) und (4) erkennbar, die in der Messung nicht erkennbar sind. Dies ist möglicherweise auf das nicht vollständig vergleichbare Straßenprofil oder in der Simulation nicht berücksichtigte Effekte zurück zu führen. Im Allgemeinen kann festgehalten werden, dass die Simulation die wesentlichen Effekte des realen Fahrzeugs gut abbildet. Die ermittelten Unterschiede zwischen den untersuchten Varianten sind prozentual gut vergleichbar. Die Absolutwerte unterscheiden sich dagegen deutlich. Gründe für letzteres sind insbesondere die Abweichungen zwischen real gefahrener und simulierter Trajektorie des Fahrzeugs.

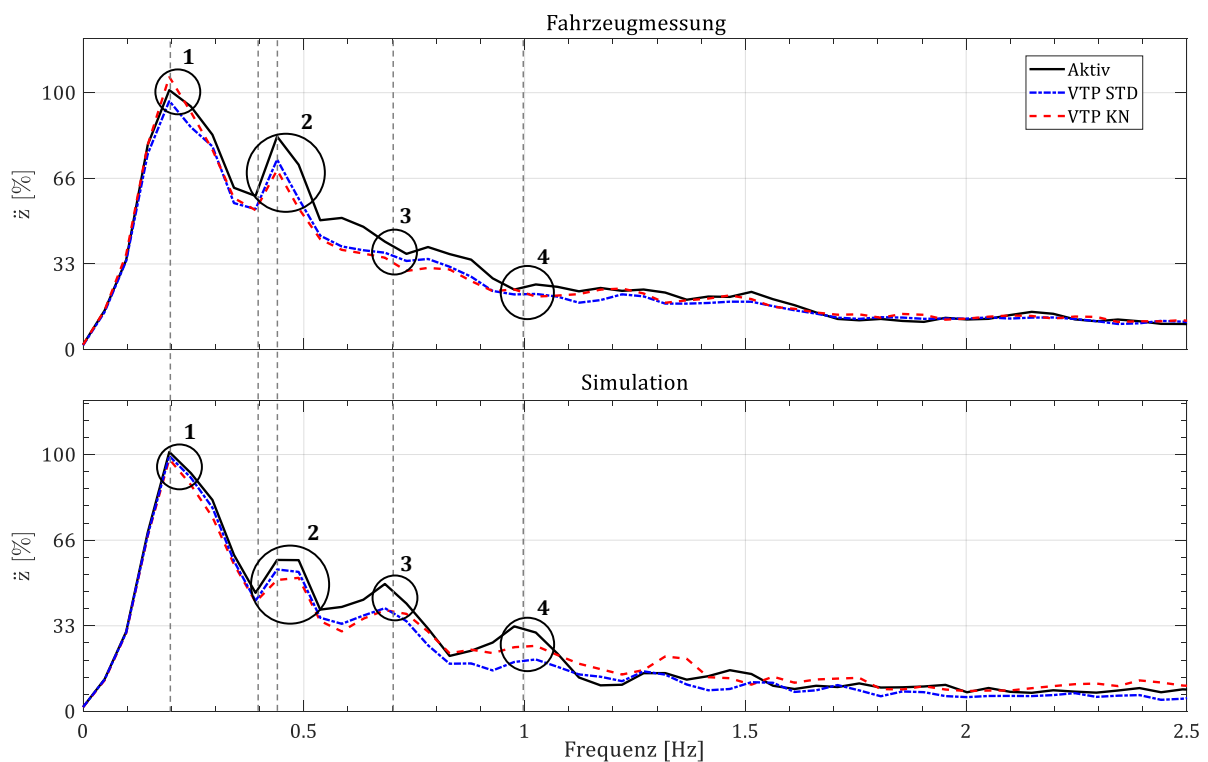


Abbildung 7.6.: Vergleich der Vertikalbeschleunigung zwischen Fahrzeugmessung und Simulation im Frequenzbereich

Die Wank- und Nickbeschleunigung können im Fahrzeug nicht direkt gemessen werden. Eine Berechnung ist entweder durch Ableitung der Rotationsgeschwindigkeit oder aus den Aufbaubeschleunigungssignalen möglich. Die im folgenden verwendeten Beschleunigungen werden aus den Aufbaubeschleunigungen berechnet. Abb. 7.7 zeigt die Gegenüberstellung der Wank- und Nickbeschleunigung von Fahrzeugmessung und Simulation jeweils im Frequenzbereich von 0 bis 2,5 Hz. Zwischen Messung und Simulation sind deutliche Unterschiede zu erkennen. Gründe hierfür sind gegebenenfalls die Berechnung der Drehbeschleunigungen aus den Federwegen, Abweichungen zwischen der in der Simulation und im Versuch gefahrenen Trajektorie und die im Modell nicht abgebildete Zuladung des Fahrzeugs. Der relative Vergleich der Varianten untereinander zeigt sowohl im Versuch als auch in der Simulation einen kleinen Nachteil der Variante *VTP KN*. Im realen Fahrzeug sind die Unterschiede im Allgemeinen weniger ausgeprägt.

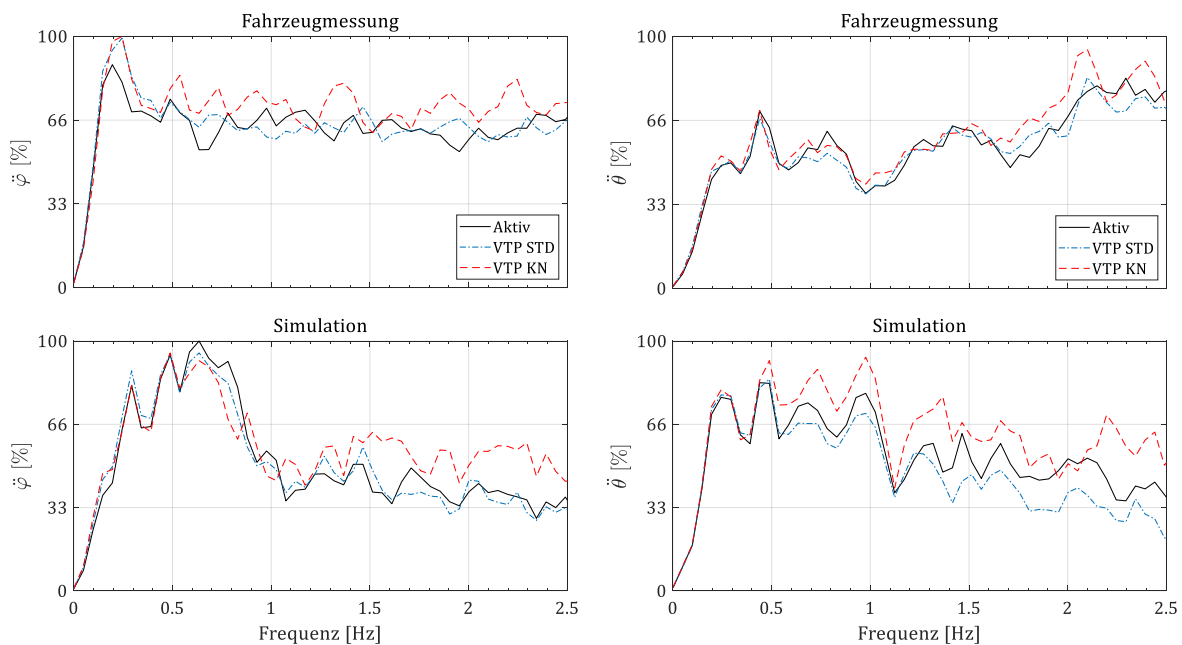


Abbildung 7.7.: Vergleich der Vertikalbeschleunigung zwischen Fahrzeugmessung und Simulation im Frequenzbereich

7.3.2. Vergleich der Regelansätze hinsichtlich der Objektivkriterien

Analog zur Auswertung der Simulationsergebnisse hinsichtlich der Objektivkennwerte, sind in Tabelle 7.3 auf S. 117 die Effektivwerte, gewichteten Effektivwerte und Maximalwerte der aufgeführt.

allgemeiner Vertikalkomfort Zur Bewertung des allgemeinen Vertikalkomforts werden erneut die gewichteten Beschleunigungen in x-, y- und z-Richtung sowie der VTV herangezogen. Im Vergleich zur aktiven Regelung ohne Vorausschau können mit den beiden VTP-Varianten sowohl die gewichtete Längs- als auch die gewichtete Querbeschleunigung reduziert werden. Für die Längsbeschleunigung liegt die Verbesserung im Bereich von 3 %. Für die Querbeschleunigung bei 6,6 % (*VTP STD*) bzw. 11 % (*VTP KN*). Bei der gewichteten Vertikalbeschleunigung liegen *Aktiv* und *VTP STD* gleichauf. Die Variante *VTP KN* weist eine rund 7 % höhere gewichtete Vertikalbeschleunigung auf. Die Kombination der Bewegungsrichtungen im Kennwert VTV zeigt einen kleinen Vorteil der beiden VTP Varianten in der Größenordnung von 3 % .

Kompensation von Einzelereignissen Beide VTP Varianten verbessern das Verhalten bei der Überfahrt von Einzelereignissen. Dies zeigt sich sowohl als Reduktion der Vertikalbeschleunigung als auch im MTVV, der bei der Variante *VTP STD* rund 9 % und bei der Variante *VTP KN* rund 6 % geringer ist.

Längs- und Querbeschleunigungskompensation Der ungewichtete Effektivwert der Längsbeschleunigung ist bei beiden VTP Varianten höher als bei *Aktiv*. Dies ist insbesondere darauf

zurück zu führen, dass die Kompensation der Nickbewegung beim Bremsen und Beschleunigen nur möglich ist, wenn die dafür benötigte Abstützkraft exakt an den Brems- bzw. Beschleunigungspunkten anliegt, die durch die Referenz vorgegeben sind. Dies ist bei manueller Fahrt auch von geübten Fahrern nur schwer zu bewerkstelligen. Die Querschleunigung liegt dagegen über einen längeren Zeitraum an, sodass die Abstützung bzw. Überkompensation der Wankbewegung unempfindlicher gegenüber der Fahrereingabe, also dem Einlenkpunkt, ist. Die effektive Querschleunigung ist mit Variante VTP STD rund 3 % geringer, mit aktiver Kurvenneigung rund 11 %. Wank- und Nickgeschwindigkeit liegen, wie auch in der Simulation, deutlich über den Wahrnehmungsschwellen des Menschen, wobei die aktive Wankbewegung bei VTP KN zu einer rund 6 % höheren Wankgeschwindigkeit führt.

Vermeidung von Reiseübelkeit Die Auswertung der beiden Kennwerte MSDV und MSI zeigt, wie bereits in der Simulation, nur geringe Unterschiede zwischen den Varianten. Beim MSDV führt VTP STD zu einer Reduktion um 3 %, während VTP KN 1 % höher liegt als Aktiv. Beim MSI liegen die Unterschiede im Bereich <1 %.

dynamische Radlasten Da die Radlasten nicht wie in der Simulation direkt messbar sind, werden letzte im Fahrzeugversuch aus den Dom- und Radbeschleunigungen näherungsweise berechnet. Aktiv und VTP STD liegen auf einem Niveau. VTP KN führt im Gegensatz zur Simulation zu rund 15 % größeren Radlastschwankungen.

7.3.3. Fazit

Trotz hohem Detaillierungsgrad der Modelle unterscheiden sich Simulation und Messung deutlich in den jeweiligen Absolutwerten der Beschleunigungen. Gründe hierfür sind:

- Abweichungen zwischen realer und simulierter Trajektorie / Geschwindigkeitsprofil
- Abweichungen zwischen realem und abgetastetem Straßenhöhenprofil
- Unterschiede zwischen Fahrzeugmodell und realem Fahrzeug

Nichtsdestotrotz ist ein Vergleich der Varianten relativ zueinander möglich. Im Allgemeinen zeigen die Messergebnisse dieselben Potentiale wie die Simulation auf. Die Reduktion der Querschleunigung durch VTP KN um 11 % gegenüber Aktiv im Versuch deckt sich mit den Simulationsergebnissen. Die Verbesserung des VTV Werts fällt im Versuch etwas geringer aus. Die Verbesserung des MTVV liegt bei Simulation und Versuch in der gleichen Größenordnung. Vereinzelt gibt es jedoch auch deutliche Abweichungen zwischen beiden Methoden. Nicht nachweisbar ist die signifikante Reduktion der Vertikalbeschleunigung durch die Vertikaltrajektorienplanung. Mit hoher Wahrscheinlichkeit ist der Grund hierfür die Abweichung des realen Straßenprofils von der Referenz. Schon bei geringer Abweichung von der Referenztrajektorie stimmen die Höhenprofile nicht mehr überein. Größere Abweichungen zwischen Simulation und Versuch ergeben sich außerdem für die dynamischen Radlasten bei Variante VTP STD. Statt einer Verbesserung von 3 % ergibt sich hier eine Verschlechterung um 15 %. Dagegen fällt die Erhöhung der Wankgeschwindigkeit durch die aktive Kurvenneigung in der Realität rund 8 % geringer aus als in der Simulation.

Tabelle 7.3.: Objektivwerte absolut und relativ zu „Aktiv“ für ein Prüfgelände (Messung)

	Aktiv	VTP STD ¹	VTP KN ²
Effektivwert			
\ddot{x}	1,047 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	1,062 $\frac{m}{s^2}$ +1,5 %	1,074 $\frac{m}{s^2}$ + 2,6 %
\ddot{y}	2,916 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	2,822 $\frac{m}{s^2}$ - 3,2 %	2,590 $\frac{m}{s^2}$ - 11,2 %
\ddot{z}	0,651 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,632 $\frac{m}{s^2}$ - 2,8 %	0,734 $\frac{m}{s^2}$ + 12,9 %
$\ddot{\varphi}$	31,621 $\frac{^\circ}{s^2}$ 100 %	31,613 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 0,1 %	34,004 $\frac{^\circ}{s^2}$ +7.54 %
$\ddot{\theta}$	23,631 $\frac{^\circ}{s^2}$ 100 %	23,595 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 0,2 %	25,260 $\frac{^\circ}{s^2}$ + 6,89 %
ΔF_z	729,56 N 100 %	731,34 N + 0,24 %	837,95 N + 14,86 %
gewichteter Effektivwert (ISO 2631)			
$\ddot{x}(W_d)$	0,199 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,194 $\frac{m}{s^2}$ - 2,7 %	0,192 $\frac{m}{s^2}$ -3,4 %
$\ddot{y}(W_d)$	0,385 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,360 $\frac{m}{s^2}$ - 6,6 %	0,343 $\frac{m}{s^2}$ - 11,0 %
$\ddot{z}(W_k)$	0,289 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,288 $\frac{m}{s^2}$ - 0,4 %	0,310 $\frac{m}{s^2}$ +7,1 %
VTV	0,515 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,499 $\frac{m}{s^2}$ - 2,9 %	0,500 $\frac{m}{s^2}$ - 2,8 %
$MSDV$	2,905 $\frac{m}{s^{1,5}}$ 100 %	2,816 $\frac{m}{s^{1,5}}$ - 3,1 %	2,939 $\frac{m}{s^{1,5}}$ + 1,1 %
$MTVV$	0,600 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	0,548 $\frac{m}{s^2}$ - 8,7 %	0,563 $\frac{m}{s^2}$ - 6,2 %
Maximalwerte			
\ddot{z}	2,7708 $\frac{m}{s^2}$ 100 %	2,5745 $\frac{m}{s^2}$ - 6,7 %	2,4756 $\frac{m}{s^2}$ - 2,5 %
$\dot{\varphi}$	9,084 $\frac{^\circ}{s}$ 100 %	9,185 $\frac{^\circ}{s}$ + 1,1 %	9,628 $\frac{^\circ}{s}$ + 6,0 %
$\dot{\theta}$	12.403 $\frac{^\circ}{s}$ 100 %	12,335 $\frac{^\circ}{s}$ - 0,6 %	11,571 $\frac{^\circ}{s}$ - 6,7 %
MSI			
MSI	11,24 % 100 %	12,19 % - 0,5 %	11,32 % +0,7 %

¹ Standard ² prädiktiver Kurvenneiger

7.4. Übertragbarkeit auf weitere Systeme und Fahrzeuge

Ein Vorteil der modellbasierten Reglerstruktur ist die einfache Übertragbarkeit der Regelung auf weitere Fahrzeuge. Da die Soll-Kräfte auf Fahrzeugebene berechnet werden, ist die Regelung prinzipiell unabhängig von dem verwendeten aktiven Fahrwerksystem. Inwiefern die Regelung für den Einsatz in einem anderen Fahrzeug mit alternativer Fahrwerkarchitektur angepasst werden muss und ob die Zielfunktionsparameter im gleichen Fahrzeugverhalten resultieren, soll in einem weiteren Versuch geklärt werden. Verwendet wird hierfür das Versuchsfahrzeug Audi A8 (D5) von *Volkswagen Group Innovation*, das bereits im vorigen Abschnitt kurz vorgestellt wurde. Im A8 ist das in Kapitel 1 vorgestellte *prädiktive Aktivfahrwerk* mit elektromechanischen Aktoren verbaut (vgl. Abb 1.4). Für die Ansteuerung des Systems abweichend von der Serienregelung steht eine Entwicklerschnittstelle zur Verfügung. Zur Berechnung der Soll-Kräfte wird analog zu den Versuchen im Porsche Panamera eine *MicroAutoBox II* verwendet.

Zur Anpassung der Vertikaltrajektorienplanung sind geringfügige Änderungen notwendig. Es werden die Fahrzeugparameter (d.h. Massen, Spurweiten, Kennlinien der Fahrwerkbauteile,...) sowie die Grenzen für Maximalkraft und Kraftdynamik der Aktorik auf den Audi A8 angepasst. Die Drehfeder des Aktors wird als zusätzliche Steifigkeit im Federmodell berücksichtigt. Auf eine Berücksichtigung des Dämpfers wird verzichtet, da die durch die Dämpfung aufgebrachte Kraft für niederfrequente Bewegungen vernachlässigt werden kann.

Mit dem von Volkswagen Group Innovation umgerüsteten Fahrzeug ist es möglich vordefinierte Trajektorien automatisiert zu fahren. Für die Versuche mit der Vertikaltrajektorienplanung wird dafür offline eine komfortable Trajektorie erzeugt. Letztere wird als Eingang der Vertikaltrajektorienplanung verwendet, die ebenfalls offline berechnet wird. Die Kraftaufschaltung erfolgt wie gehabt positionsbasiert. Durch die automatisierte Fahrt sind Brems- und Beschleunigungspunkte fest definiert. Dies ermöglicht erstmals den Test der Nickabstützung bzw. Überkompensation der Nickbewegung. Durch die geringe Geschwindigkeitsabweichung kann zudem die Geschwindigkeitsinterpolation entfallen. Das bedeutet, dass ein direkter Vergleich zwischen Soll- und Ist-Bewegung möglich ist. Die Regelabweichung ermöglicht einen Rückschluss darüber, ob die Modellgenauigkeit ausreichend ist.

Im Folgenden wird zunächst auf die Regelgüte eingegangen. Anschließend folgt ein Vergleich zwischen der im Fahrzeug implementierten kontinuierlichen Wank- und Nickabstützung und der Vertikaltrajektorienplanung, um das Potential der Längs- und Querbeschleunigungskompensation aufzuzeigen.

7.4.1. Regelgüte

Ziel der Modellierung der Fahrwerkkomponenten im Modell der Vertikaltrajektorienplanung ist die Abbildung aller wesentlichen Kraftanteile aus der in der Folge die sich einstellende Aufbaubewegung resultiert. Sind die Abweichungen zwischen Modell und Realität zu groß, werden die Soll-Kräfte falsch berechnet und es wird sich eine Abweichung zwischen Soll- und Ist-Bewegung einstellen. Die Abweichung ist deshalb ein gutes Maß für die Modellgenauigkeit.

Abb. 7.8 zeigt den Soll- und Ist-Wankwinkel Verlauf einer Runde auf dem *Autódromo Internacional do Algarve*. Im Allgemeinen folgt der Ist-Winkel dem Soll-Wert. Die Abweichungen in der Größenordnung von 0.5° resultieren einerseits durch Modellungenauigkeiten, andererseits durch die Berechnung des Ist-Wankwinkels aus den gemessenen Federwegen. Es ist zu erkennen, dass mit größeren Wankwinkeln die Regelabweichung ansteigt. Dies ist auf die nichtlineare Federkennlinie im Fahrzeug zurück zu führen, die im Modell der Vertikaltrajektorienplanung nur linear abgebildet ist. In der Praxis wirken sich die Abweichungen nur in geringem Maß auf die resultierende Querbeschleunigung aus. Der Winkelfehler in den drei Linkskurven bei $s=1500\text{ m}$, $s=2000\text{ m}$ und $s=2250\text{ m}$ sind potentiell auf eine geringe Geschwindigkeitsabweichung zwischen Ist- und Sollwert und damit eine Abweichung zwischen Soll- und Ist-Querbeschleunigung zurückzuführen.

Abb. 7.9 zeigt Soll- und Ist-Nickwinkel im Vergleich. Aus der Bestimmung des Nickwinkels aus den Federwegen resultiert ein verrauschtes Signal. Es ist dennoch zu erkennen, dass der Soll-Winkel generell korrekt einregelt wird. Die mittlere Regelabweichung liegt etwas höher als für die Wankbewegung. Eine Ursache sind Regelabweichungen zwischen Soll- und Ist-Trajektorie, die aus der Trajektorienfolgeregelung resultieren.

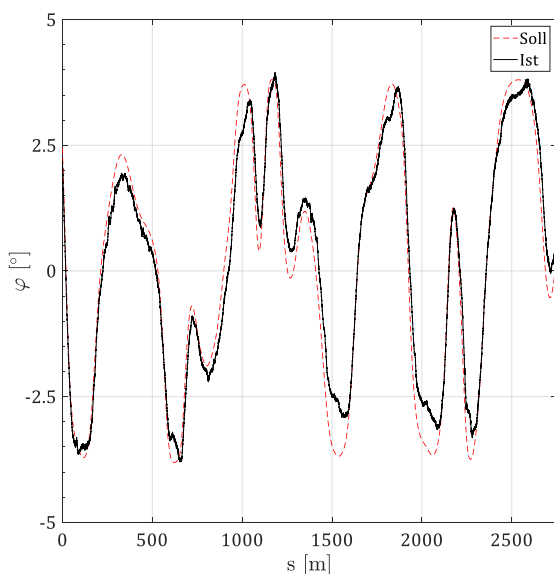


Abbildung 7.8.: Soll- und Ist-Wankwinkel einer Runde auf dem Autódromo Internacional do Algarve

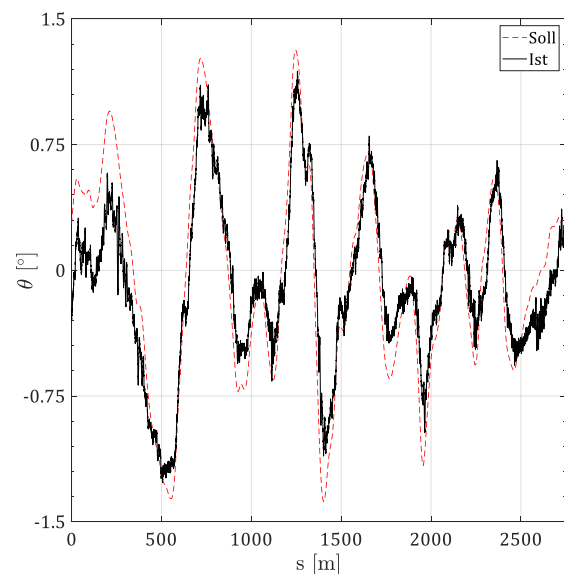


Abbildung 7.9.: Soll- und Ist-Nickwinkel einer Runde auf dem Autódromo Internacional do Algarve

7.4.2. Potential der Längs und Querbeschleunigungskompensation

Die Abbildungen 7.10 und 7.11 zeigen die gemessene Quer- und Längsbeschleunigung für eine kontinuierliche Regelung mit vollständiger Wank- und Nickkompensation und die Vertikaltrajektorienplanung. Im direkten Vergleich kann die Querbeschleunigung in der Kurve durch die Kurvenneigefunktion um ca. $0,5 \text{ m/s}^2$ reduziert werden. In Bereichen mit geringer Querbeschleunigung ($250 \text{ m} < s < 500 \text{ m}$) wird die Querbeschleunigung fast vollständig kompensiert. Zu erkennen ist zudem, dass der Beschleunigungsaufbau langsamer erfolgt. Aufgrund der begrenzten Federwege ist die Kompensation der Längsbeschleunigung mit ca. $0,2 \text{ m/s}^2$ geringer. Da Nickgeschwindigkeit und -beschleunigung in der verwendeten Abstimmung nicht explizit bestraft werden, erfolgt der Aufbau des Nickwinkels mit dem gleichen Gradienten wie bei der kontinuierlichen Nickabstützung.

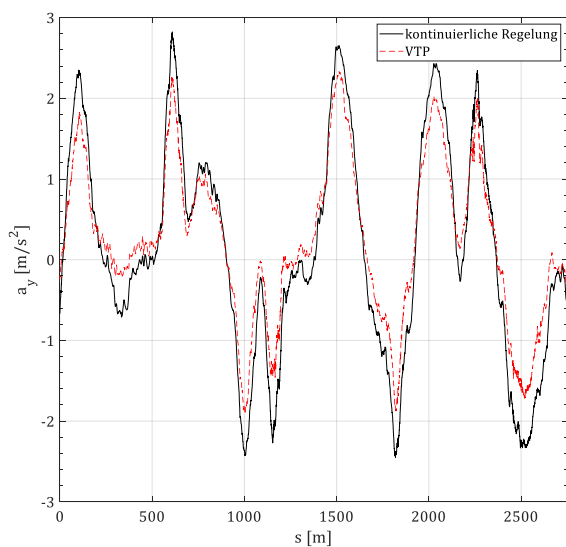


Abbildung 7.10.: Querbeschleunigung einer Runde auf dem Autódromo Internacional do Algarve

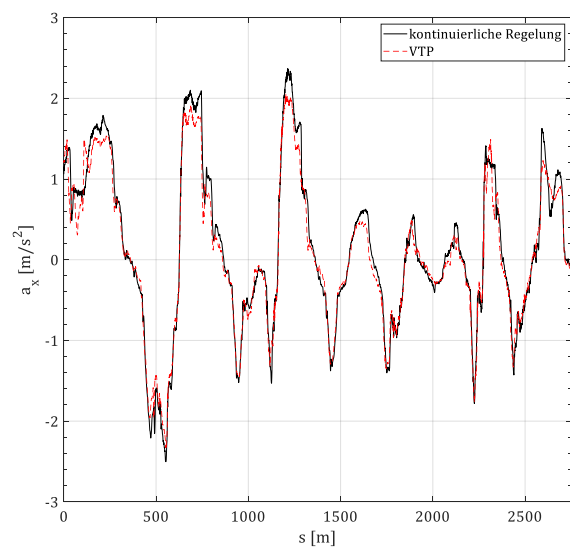


Abbildung 7.11.: Längsbeschleunigung einer Runde auf dem Autódromo Internacional do Algarve

8. Zusammenfassung und Ausblick

Das Ziel dieser Arbeit bestand darin, eine Regelstrategie für aktive Fahrwerksysteme zu entwerfen, die explizit auf die Anforderungen und Möglichkeiten automatisiert fahrender Fahrzeuge zugeschnitten ist. Die Aufgabe umfasste zwei maßgebliche Punkte: Einerseits die Erarbeitung objektiver Kennwerte und Objektivierungsmethoden für den Fahrkomfort beim automatisierten Fahren und andererseits die Erarbeitung, Implementierung und den Funktionsnachweis eines neuen Fahrwerkregelkonzepts, der sogenannten Vertikaltrajektorienplanung.

Für die Beurteilung des Fahrkomforts wurden vier wesentliche Aspekte identifiziert, denen jeweils objektive, aus im Fahrzeug messbaren Größen berechnete, Kennwerte zugeordnet werden: Der allgemeine Fahrkomfort, die Möglichkeit zur Kompensation von Einzelereignissen, Längs- und Querbeschleunigungskompensation sowie die Vermeidung von Reiseübelkeit.

Mit dem Ziel offene Fragen hinsichtlich der Eignung aktiver Fahrwerksysteme zur Reduktion von Reiseübelkeit zu klären, wurden zwei Probandenstudien durchgeführt. In einer ersten Studie mit 50 Proband:innen konnte nachgewiesen werden, dass insbesondere die anteilige Kompensation der Querbeschleunigung in der Kurvenfahrt einen positiven Effekt auf das Auftreten von Reiseübelkeitssymptomen hat. In der zweiten Studie wurden erfolgreich neuronale Netze angewendet, um die Kopfbewegung des Beifahrers aus der gemessenen Fahrzeugbewegung zu schätzen. Dies ermöglicht die Anwendung der sogenannten SVC-Modelle zur Bestimmung des Risikos von Reiseübelkeit ohne eine umständliche Messung der Kopfbewegung.

Ausgehend vom Stand der Technik von Fahrwerkregelkonzepten mit und ohne Vorausschau wurde die Vertikaltrajektorienplanung als Regel- bzw. Steuerkonzept für die niederfrequente Bewegung des Fahrzeugaufbaus entworfen. Diese zeichnet sich durch folgende Punkte aus:

- Die Verwendung der Soll-Bahnkurve als Vorausschauinformation,
- die simultane Regelung in den drei Aufbaufreiheitsgraden Wanken, Nicken und Heben,
- die Berücksichtigung der durch Fahrwerkgeometrie und Aktorik gegebenen Limitationen und
- die effiziente Formulierung des Optimierungsproblems zur Sicherstellung einer echtzeitfähigen Implementierung.

Die optimale Fahrzeugbewegung wird als nichtlineares Optimierungsproblem in Abhängigkeit der Zustands- und Stellgrößen sowie der äußeren Anregung des Fahrzeugs durch die Bahnkurve formuliert. Die Fahrzeugdynamik wird dabei über (linearisierte) Kennlinien der Fahrwerkkomponenten abgebildet.

Um die Funktionsfähigkeit der Vertikaltrajektorienplanung aufzuzeigen, wurde diese in eine Gesamtfahrzeugsimulation implementiert. Der Vergleich mit bestehenden Regelkonzepten hinsichtlich der erarbeiteten Kennwerte zeigt das Potential der Regelung zur Reduktion der auf die

Insassen wirkenden Beschleunigungen. Das Verhalten der Regelung im realen Fahrzeug wurde in Versuchen mit zwei Versuchsträgern erprobt. Im ersten Versuchsfahrzeug mit elektrohydraulischem Fahrwerk konnte die Übertragbarkeit der Simulationsergebnisse auf das reale Fahrzeug validiert werden. Anschließend wurde mit einem weiteren Versuchsfahrzeug mit elektromechanischem Fahrwerk aufgezeigt, dass die Vertikaltrajektorienplanung durch die modellbasierte Struktur mit geringfügigen Anpassungen für aktive Fahrwerke mit verschiedener Systemstruktur eingesetzt werden kann.

Ausblick Während der Bearbeitung des Themas ergaben sich weitere Fragestellungen, die im folgenden vorgestellt werden.

Der Fokus der vorliegenden Arbeit lag auf dem Nachweis der Funktion der Vertikaltrajektorienplanung. Dabei wurden einige, für den Einsatz in Serienfahrzeugen notwendige Punkte bewusst ausgeklammert. Zu nennen sei hier die Notwendigkeit eines Sicherheitskonzeptes mit Rückführung auf eine sichere Lösung für den Fall, dass die Optimierung fehlschlägt. Denkbar ist hier beispielsweise die Überblendung auf eine, parallel ausgeführte, kontinuierliche Regelung.

Die Abstimmung der Zielfunktionsparameter zur Einstellung des gewünschten Verhaltens erfolgte iterativ. Das iterative Vorgehen stößt schon bei der aktuellen Parameteranzahl (13 Gewichte) an seine Grenzen. Es ist schlichtweg nicht möglich, sämtliche Parameterkombinationen auszuprobieren, um ein optimales Fahrzeugverhalten hinsichtlich festgelegter, objektiver Zielwerte zu erreichen. Ein möglicher Ansatzpunkt ist die Anwendung der Methoden statistischer Versuchsplanung zur Parameterbestimmung.

Mit den implementierten Zielfunktionsparametern ist eine komfortorientierte Abstimmung des Fahrwerks möglich. Es stehen jedoch noch Möglichkeiten zur Erweiterung offen. Ein Ansatzpunkt ist die Implementierung frequenzabhängiger Gewichtungsfunktionen, um explizit Anregungen in unangenehmen Frequenzbereichen nach oben oder unten zu verschieben. Hierdurch könnte beispielsweise die für Reiseübelkeit kritische 0,16 Hz-Anregung aktiv unterdrückt werden. Die Bestrafung simultaner Aufbaubewegungen in mehrere Richtungen (z.B. simultanes Nicken und Wanken) bietet ebenfalls weiteres Komfortpotential. Zusätzliches Potential zur Vermeidung von Reiseübelkeit kann gegebenenfalls durch die Anwendung der SVC-Modelle mit den berechneten Kopfbewegungen der Insassen gehoben werden. Denkbar wäre eine gezielte Adaption der Fahrwerk-Regelsysteme, sobald eine gewisse Schwelle erreicht wird. Ein weiterer Ansatzpunkt ist die Optimierung der Aufbaubewegung bezogen auf einen bestimmten Sitzplatz im Fahrzeug (z.B. explizit hinten links) als kundenspezifisches Feature für Fahrzeuge, die von einem Chauffeur gefahren werden.

A. Gleichungen im Optimierungsproblem

In diesem Abschnitt werden die Gleichungen zur Berechnung der Zielfunktion sowie der Nebenbedingungen in der Form, wie sie in der Arbeit verwendet wurden aufgeführt. Anschließend folgen die Einzelterme der Ableitungen im Optimierungsproblem (Gradient, Jacoby-Matrix, Hesse-Matrix).

Gleichungen der Zielunktion

Der Wert der Zielfunktion ergibt sich aus der Summe aller berücksichtigten Einzelterme j_X . Im Rahmen der Arbeit wurden insgesamt 13 Terme implementiert, die im folgenden aufgeführt sind:

Anteil Vertikalbewegung (z):

$$j_{Heave} = \frac{1}{2} \lambda_{Heave} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} (z - z_{Strasse})^2 \quad (\text{A.1})$$

Anteil Wanken (φ):

$$j_{Roll} = \frac{1}{2} \lambda_{Roll} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} (\varphi - \varphi_{Strasse})^2 \quad (\text{A.2})$$

Anteil Nicken (θ):

$$j_{Pitch} = \frac{1}{2} \lambda_{Pitch} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} (\theta - \theta_{Strasse})^2 \quad (\text{A.3})$$

Anteil Vertikalgeschwindigkeit (\dot{z})

$$j_{ddz} = \frac{1}{2} \lambda_{ddz} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} \dot{z}^2 = \sum_{t=0}^{t=t_{end}} f_z(z, \varphi, \theta)^2 \quad (\text{A.4})$$

Anteil Wankgeschwindigkeit ($\dot{\varphi}$)

$$j_{dd\varphi} = \frac{1}{2} \lambda_{dd\varphi} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} \dot{\varphi}^2 = \sum_{t=0}^{t=t_{end}} f_\varphi(z, \varphi, \theta)^2 \quad (\text{A.5})$$

Anteil Nickgeschwindigkeit ($\ddot{\theta}$)

$$j_{dd\theta} = \lambda_{dd\theta} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} \dot{\theta}^2 = \sum_{t=0}^{t=t_{end}} f_{\theta}(z, \varphi, \theta)^2 \quad (\text{A.6})$$

Anteil Vertikalbeschleunigung (\ddot{z})

$$j_{ddz} = \frac{1}{2} \lambda_{ddz} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} \ddot{z}^2 = \sum_{t=0}^{t=t_{end}} f_z(z, \varphi, \theta)^2 \quad (\text{A.7})$$

Anteil Wankbeschleunigung ($\ddot{\varphi}$)

$$j_{dd\varphi} = \frac{1}{2} \lambda_{dd\varphi} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} \ddot{\varphi}^2 = \sum_{t=0}^{t=t_{end}} f_{\varphi}(z, \varphi, \theta)^2 \quad (\text{A.8})$$

Anteil Nickbeschleunigung ($\ddot{\theta}$)

$$j_{dd\theta} = \lambda_{dd\theta} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} \ddot{\theta}^2 = \sum_{t=0}^{t=t_{end}} f_{\theta}(z, \varphi, \theta)^2 \quad (\text{A.9})$$

Anteil Wankwinkelgradient (WWG):

$$j_{WWG} = \frac{1}{2} \lambda_{WWG} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} (\varphi - target_{WWG} \cdot a_y)^2 \quad (\text{A.10})$$

Anteil Nickwinkelgradient (NWG):

$$j_{NWG} = \frac{1}{2} \lambda_{NWG} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} (\theta - target_{NWG} \cdot a_x)^2 \quad (\text{A.11})$$

Anteil empfundene Längsbeschleunigung:

$$j_{ax,res} = \frac{1}{2} \lambda_{ax,res} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} (-a_x + \theta \cdot g)^2 \quad (\text{A.12})$$

Anteil empfundene Querbeschleunigung:

$$j_{ay,res} = \frac{1}{2} \lambda_{ay,res} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} (a_y + \varphi \cdot g)^2 \quad (\text{A.13})$$

Anteil Kraft

$$j_{Force} = \frac{1}{2} \lambda_{Force} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} (F_{A1}^2 + F_{A2}^2 + F_{A3}^2 + F_{A4}^2) \quad (\text{A.14})$$

Anteil Einfedergeschwindigkeit

$$j_{\dot{z}_{rel}} = \frac{1}{3} \lambda_{\dot{z}_{rel}} \sum_{t=0}^{t=t_{end}} ((|\dot{z}_{rel,1}|)^3 + (|\dot{z}_{rel,2}|)^3 + (|\dot{z}_{rel,3}|)^3 + (|\dot{z}_{rel,4}|)^3) \quad (\text{A.15})$$

Nichtlineare Nebenbedingungen

Das Optimierungsproblem enthält insgesamt 14 nichtlineare Nebenbedingungen:

Fahrzeugmodell (6 Gleichungen - alle Gleichungsnebenbedingungen)

$$f_z \quad z(k+1) = z(k) + h \cdot \dot{z}(k) \Leftrightarrow 0 = z(k) - z(k+1) + h \cdot \dot{z}(k) \quad (\text{A.16})$$

$$f_\varphi \quad \varphi(k+1) = \varphi(k) + h \cdot \dot{\varphi}(k) \Leftrightarrow 0 = \varphi(k) - \varphi(k+1) + h \cdot \dot{\varphi}(k) \quad (\text{A.17})$$

$$f_\theta \quad \theta(k+1) = \theta(k) + h \cdot \dot{\theta}(k) \Leftrightarrow 0 = \theta(k) - \theta(k+1) + h \cdot \dot{\theta}(k) \quad (\text{A.18})$$

$$f_{dz} \quad \begin{aligned} \dot{z}(k+1) &= \dot{z}(k) + h \cdot \ddot{z}(k) \Leftrightarrow 0 = \dot{z}(k) - \dot{z}(k+1) + h \cdot \ddot{z}(k) \\ &= \dot{z}(k) - \dot{z}(k+1) + h \cdot \mathbf{f}_z(z(k), \varphi(k), \theta(k)) \end{aligned} \quad (\text{A.19})$$

$$f_{d\varphi} \quad \begin{aligned} \dot{\varphi}(k+1) &= \dot{\varphi}(k) + h \cdot \ddot{\varphi}(k) \Leftrightarrow 0 = \dot{\varphi}(k) - \dot{\varphi}(k+1) + h \cdot \ddot{\varphi}(k) \\ &= \dot{\varphi}(k) - \dot{\varphi}(k+1) + h \cdot \mathbf{f}_\varphi(z(k), \varphi(k), \theta(k)) \end{aligned} \quad (\text{A.20})$$

$$f_{d\theta} \quad \begin{aligned} \dot{\theta}(k+1) &= \dot{\theta}(k) + h \cdot \ddot{\theta}(k) \Leftrightarrow 0 = \dot{\theta}(k) - \dot{\theta}(k+1) + h \cdot \ddot{\theta}(k) \\ &= \dot{\theta}(k) - \dot{\theta}(k+1) + h \cdot \mathbf{f}_\theta(z(k), \varphi(k), \theta(k)) \end{aligned} \quad (\text{A.21})$$

Federwege (4 Gleichungen - alle Ungleichungsnebedingungen)

$$z_{rel,max} \geq z_{rel,1} \geq z_{rel,min} \quad (A.22)$$

$$z_{rel,max} \geq z_{rel,2} \geq z_{rel,min} \quad (A.23)$$

$$z_{rel,max} \geq z_{rel,3} \geq z_{rel,min} \quad (A.24)$$

$$z_{rel,max} \geq z_{rel,4} \geq z_{rel,min} \quad (A.25)$$

Für die Berechnung von $z_{rel,i}$ sei auf Gl.5.55a - 5.55d verwiesen.

Aktordynamik (4 Gleichungen - alle Ungleichungsnebedingungen)

$$\dot{F}_{max} \geq \dot{F}_1 \geq \dot{F}_{min} \quad (A.26)$$

$$z_{rel,max} \geq z_{rel,2} \geq z_{rel,min} \quad (A.27)$$

$$z_{rel,max} \geq z_{rel,3} \geq z_{rel,min} \quad (A.28)$$

$$z_{rel,max} \geq z_{rel,4} \geq z_{rel,min} \quad (A.29)$$

Gradient Modellgleichungen

$$\nabla f_z = \begin{pmatrix} \frac{1}{m} \\ \frac{1}{m} \\ \frac{1}{m} \\ \frac{1}{m} \\ \frac{\delta f_z}{\delta z} \text{ const} \\ \frac{\delta f_z}{\delta \varphi} \text{ const} \\ \frac{\delta f_z}{\delta \theta} \text{ const} \\ \frac{2d_{dr} - 2d_{df}}{m} \\ 0 \\ \frac{2d_{df}l_f - 2d_{dr}l_r}{m} \end{pmatrix} \quad (\text{A.30})$$

$$\nabla f_\varphi = \begin{pmatrix} \frac{w_f}{2J_x} \\ -\frac{w_f}{2J_x} \\ \frac{w_r}{2J_x} \\ -\frac{w_r}{2J_x} \\ \frac{\delta f_\varphi}{\delta \varphi} \text{ const} + \frac{g(mh_{cg} + mz + \theta(l_r m_r - l_f m_f))}{J_x} \\ \frac{\delta f_\varphi}{\delta \theta} \text{ const} + \frac{g\varphi(l_r m_r - l_f m_f)}{J_x} \\ 0 \\ \frac{d_{dr}w_r^2 - 2d_{df}w_f^2}{2J_x} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (\text{A.31})$$

$$\nabla f_\theta = \begin{pmatrix} \frac{-l_f}{2J_y} \\ -\frac{l_f}{2J_y} \\ \frac{l_r}{2J_y} \\ \frac{l_r}{2J_y} \\ \frac{\delta f_\theta}{\delta z} \text{ const} - \frac{gm\theta}{J_y} \\ \frac{\delta f_\theta}{\delta \varphi} \text{ const} \\ \frac{\delta f_\theta}{\delta \theta} \text{ const} + \frac{g(2l_f m_f \theta - 2l_r m_r \theta - m(h_{cg} + z))}{J_y} \\ \frac{2d_{df}l_f - 2d_{dr}l_r}{J_y} \\ 0 \\ \frac{2d_{dr}l_r^2 - 2d_{df}l_f^2}{J_y} \end{pmatrix} \quad (\text{A.32})$$

Gradient der Zielfunktion

Struktur: ∇J ist ein Vektor der Dimension $10N \times 1$. Gebildet wird er durch Ableiten der Zielfunktion nach den Zustandsgrößen.

Anteil Heben:

$$\nabla j_{Heave} = \lambda_{Heave} \cdot z \quad (\text{A.33})$$

Anteil Wanken:

$$\nabla j_{Roll} = \lambda_{Roll} \cdot \varphi \quad (\text{A.34})$$

Anteil Nicken:

$$\nabla j_{Pitch} = \lambda_{Pitch} \cdot \theta \quad (\text{A.35})$$

Anteil Wankwinkelgradient (WWG):

$$\nabla j_{WWG} = \lambda_{WWG}(\varphi - target_{WWG} \cdot a_y) \quad (\text{A.36})$$

Anteil Nickwinkelgradient (NWG):

$$\nabla j_{NWG} = \lambda_{NWG}(\theta - target_{NWG} \cdot a_x) \quad (\text{A.37})$$

Anteil Hubbeschleunigung (\ddot{z})

$$\nabla j_{ddz} = \frac{1}{2} \lambda_{ddz} \cdot 2 \cdot f_z(z, \varphi, \theta) \cdot \nabla f_z(z, \varphi, \theta) = \lambda_{ddz} \cdot f_z(z, \varphi, \theta) \cdot \nabla f_z(z, \varphi, \theta) \quad (\text{A.38})$$

Anteil Wankbeschleunigung ($\ddot{\varphi}$)

$$\nabla j_{dd\varphi} = \frac{1}{2} \lambda_{dd\varphi} \cdot 2 \cdot f_\varphi(z, \varphi, \theta) \cdot \nabla f_\varphi(z, \varphi, \theta) = \lambda_{dd\varphi} \cdot f_\varphi(z, \varphi, \theta) \cdot \nabla f_\varphi(z, \varphi, \theta) \quad (\text{A.39})$$

Anteil Nickbeschleunigung ($\ddot{\theta}$)

$$\nabla j_{dd\theta} = \frac{1}{2} \lambda_{dd\theta} \cdot 2 \cdot f_\theta(z, \varphi, \theta) \cdot \nabla f_\theta(z, \varphi, \theta) = \lambda_{dd\theta} \cdot f_\theta(z, \varphi, \theta) \cdot \nabla f_\theta(z, \varphi, \theta) \quad (\text{A.40})$$

Anteil Kraft ($\ddot{\theta}$)

$$\nabla j_{Force} = \begin{pmatrix} \lambda_{Force} \cdot F_{A1} \\ \lambda_{Force} \cdot F_{A2} \\ \lambda_{Force} \cdot F_{A3} \\ \lambda_{Force} \cdot F_{A4} \end{pmatrix} \quad (\text{A.41})$$

Jacoby-Matrix

Die Jacoby Matrix enthält die Ableitungen der Nebenbedingungen. Aus der Struktur der Nebenbedingungen: $x(k) - x(k + 1) + h \cdot f(x(k), u(k))$ ergibt sich:

$$J_{ges} = J(x(k)) - J(x(k + 1)) + h \cdot J(f(x(k), u(k))) \quad (\text{A.42})$$

Wobei gilt:

$J(x(k))$ ergibt eine Einheitsmatrix

$-J(x(k + 1))$ ergibt eine Banddiagonale Matrix mit -1 auf der Nebendiagonalen

Die weiteren Elemente der Matrix ergeben sich nach

$$h \cdot J(f(x(k), u(k))) = h \cdot \nabla f(x(k), u(k)) \quad (\text{A.43})$$

Hesse-Matrix

Gleichungen der Hesse Matrix der Zielfunktion

Die Hesse Matrix der Lagrange Funktion enthält die 2. partiellen Ableitungen für Zielfunktion und Nebenbedingungen. Es werden aus Übersichtsgründen nur Anteile ungleich Null angegeben.

$$H(j_{Heave}) : \frac{\delta^2 j_{Heave}}{\delta z^2} = \lambda_{Obj} \lambda_{Heave} \quad (\text{A.44})$$

$$H(j_{Heave}) : \frac{\delta^2 j_{Roll}}{\delta \varphi^2} = \lambda_{Obj} \lambda_{Roll} \quad (\text{A.45})$$

$$H(j_{Heave}) : \frac{\delta^2 j_{Pitch}}{\delta \theta^2} = \lambda_{Obj} \lambda_{Pitch} \quad (\text{A.46})$$

$$H(j_{WWG}) : \frac{\delta^2 j_{WWG}}{\delta \varphi^2} = \lambda_{Obj} \lambda_{WWG} \quad (\text{A.47})$$

$$H(j_{NWG}) : \frac{\delta^2 j_{NWG}}{\delta \theta^2} = \lambda_{Obj} \lambda_{NWG} \quad (\text{A.48})$$

$$H(j_{ddz}) = \lambda_{Obj} \lambda_{ddz} \cdot ((\nabla f_z(z, \varphi, \theta))^2 + f_z(z, \varphi, \theta) \cdot \nabla^2 f_z(z, \varphi, \theta)) \quad (\text{A.49})$$

$$H(j_{dd\varphi}) = \lambda_{Obj} \lambda_{dd\varphi} \cdot ((\nabla f_\varphi(z, \varphi, \theta))^2 + f_\varphi(z, \varphi, \theta) \cdot \nabla^2 f_\varphi(z, \varphi, \theta)) \quad (\text{A.50})$$

$$H(j_{dd\theta}) = \lambda_{Obj} \lambda_{dd\theta} \cdot ((\nabla f_\theta(z, \varphi, \theta))^2 + f_\theta(z, \varphi, \theta) \cdot \nabla^2 f_\theta(z, \varphi, \theta)) \quad (\text{A.51})$$

$$H(j_{Force}) : \begin{pmatrix} \frac{\delta^2 j_{Force}}{\delta F_{A1}^2} \\ \frac{\delta^2 j_{Force}}{\delta F_{A2}^2} \\ \frac{\delta^2 j_{Force}}{\delta F_{A3}^2} \\ \frac{\delta^2 j_{Force}}{\delta F_{A4}^2} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \lambda_{Obj} \lambda_{Force} \\ \lambda_{Obj} \lambda_{Force} \\ \lambda_{Obj} \lambda_{Force} \\ \lambda_{Obj} \lambda_{Force} \end{pmatrix} \quad (A.52)$$

$$H(f_z) = \frac{\delta^2 f_z}{\delta x_i \delta x_j} = \begin{bmatrix} \frac{\delta^2 f}{\delta F_1 \delta F_1} & - & - & - & - & - & - & - & - & - \\ \frac{\delta^2 f}{\delta F_2 \delta F_1} & \frac{\delta^2 f}{\delta F_2 \delta F_2} & - & - & - & - & - & - & - & - \\ \frac{\delta^2 f}{\delta F_3 \delta F_1} & \frac{\delta^2 f}{\delta F_3 \delta F_2} & \frac{\delta^2 f}{\delta F_3 \delta F_3} & - & - & - & - & - & - & - \\ \frac{\delta^2 f}{\delta F_4 \delta F_1} & \frac{\delta^2 f}{\delta F_4 \delta F_2} & \frac{\delta^2 f}{\delta F_4 \delta F_3} & \frac{\delta^2 f}{\delta F_4 \delta F_4} & - & - & - & - & - & - \\ \frac{\delta^2 f}{\delta z \delta F_1} & \frac{\delta^2 f}{\delta z \delta F_2} & \frac{\delta^2 f}{\delta z \delta F_3} & \frac{\delta^2 f}{\delta z \delta F_4} & \frac{\delta^2 f}{\delta z \delta z} & - & - & - & - & - \\ \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta F_1} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta F_2} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta F_3} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta F_4} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta z} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta \varphi} & - & - & - & - \\ \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta F_1} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta F_2} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta F_3} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta F_4} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta z} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta \varphi} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta \theta} & - & - & - \\ \frac{\delta^2 f}{\delta \dot{z} \delta F_1} & \frac{\delta^2 f}{\delta \dot{z} \delta F_2} & \frac{\delta^2 f}{\delta \dot{z} \delta F_3} & \frac{\delta^2 f}{\delta \dot{z} \delta F_4} & \frac{\delta^2 f}{\delta \dot{z} \delta z} & \frac{\delta^2 f}{\delta \dot{z} \delta \varphi} & \frac{\delta^2 f}{\delta \dot{z} \delta \theta} & \frac{\delta^2 f}{\delta \dot{z} \delta \dot{z}} & - & - \\ \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta F_1} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta F_2} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta F_3} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta F_4} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta z} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta \varphi} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta \theta} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta \dot{z}} & \frac{\delta^2 f}{\delta \varphi \delta \varphi} & - \\ \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta F_1} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta F_2} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta F_3} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta F_4} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta z} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta \varphi} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta \theta} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta \dot{z}} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta \varphi} & \frac{\delta^2 f}{\delta \theta \delta \theta} \end{bmatrix} \quad (A.53)$$

Gleichungen der Hesse Matrix der Nebenbedingungen

Fahrzeugmodell: Durch die Struktur der Nebenbedingungen (siehe Jacoby Matrix) bleibt nur der Term $f(x(k), u(k))$ übrig, da $H(x(k)) = H(x(k+1)) = 0$.

Für die verbleibende Terme gilt:

$$H(f_z) = \frac{\delta^2 f_z}{\delta x_i \delta x_j} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (A.54)$$

$$H(f_\varphi) = \frac{\delta^2 f_\varphi}{\delta x_i \delta x_j} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{Constr} \frac{gm}{J_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{Constr} \frac{g(l_r m_r - l_f m_f)}{J_x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.55})$$

$$H(f_\theta) = \frac{\delta^2 f_\theta}{\delta x_i \delta x_j} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda_{Const} \frac{gm}{J_y} & 0 & \lambda_{Const} \frac{2g(l_f m_f - l_r m_r)}{J_y} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.56})$$

$$H(f) = \frac{\delta^2 f}{\delta x_i \delta x_j} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \lambda_{Constr} \frac{gm}{J_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\lambda_{Const} \frac{gm}{J_y} & \lambda_{Constr} \frac{g(l_r m_r - l_f m_f)}{J_x} & \lambda_{Const} \frac{2g(l_f m_f - l_r m_r)}{J_y} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (\text{A.57})$$

B. Simulationsergebnisse: Landstrasse

Während die Erprobung im Prototypenfahrzeug aus Sicherheitsgründen auf gesperrte Prüfgelände beschränkt ist, können in der Simulation auch realitätsnahe Fahrten auf Land- und Stadtstraßen betrachtet werden. Neben den simulierten Fahrten auf dem Prüfgelände zur Bewertung der Vergleichbarkeit zwischen Simulation und Realität, wurden deshalb auch Fahrten auf einer Landstraße simuliert. Die Strecke ist ca. 11 km lang und enthält sowohl Landstraßenabschnitte sowie Stadtverkehr und wird mit realistischer Geschwindigkeit durchfahren, sodass die Ergebnisse bestmöglich das Potential der betrachteten Regler für „normales“ Fahren abbilden.

Für die nachfolgenden Abbildungen wurde die stochastische hochfrequente Straßenanregung deaktiviert, also auf glatter Fahrbahn gefahren. Hierdurch kann speziell die Reaktion der Regler auf die niederfrequente Topologie untersucht werden.

Potential: Vertikalbeschleunigung Abb. B.1 zeigt einen Ausschnitt der Vertikalbeschleunigung auf der Landstrasse für die Varianten Aktiv und VTP: Standard. Im direkten Vergleich ist zu erkennen, dass die Vertikaltrajektorienplanung vergleichbar mit einem Tiefpassfilter die Beschleunigungsspitzen reduziert bzw. teilweise sogar vollständig kompensiert. Durch die Vorausschau kann die maximale Beschleunigung um knapp 1 m/s^2 reduziert werden, der Beschleunigungsaufbau bzw. -abbau erfolgt langsamer, die Spitze wird damit breiter.

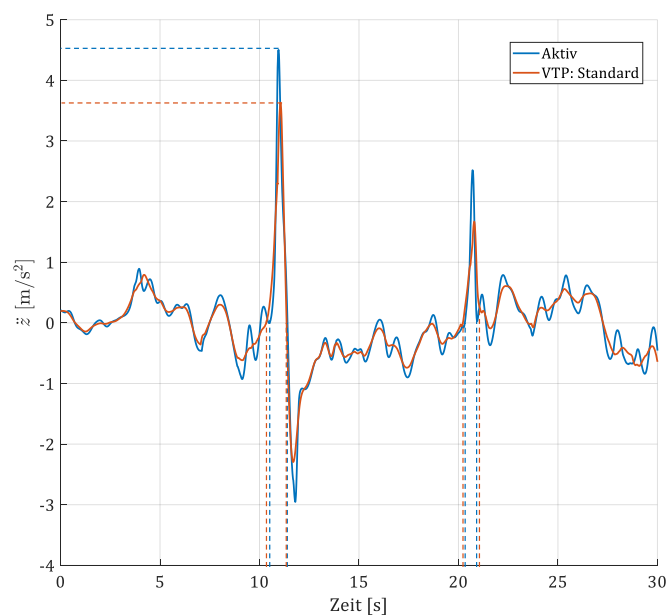


Abbildung B.1.: Vergleich der Vertikalbeschleunigung der Varianten Aktiv und VTP:Standard

Vergleich: Kurvenneiger-Varianten Wie in Abschnitt 5.6.2 beschrieben, kann durch Gewichtung von Wankgeschwindigkeit und -beschleunigung in der Zielfunktion ein Fahrzeugverhalten erreicht werden, bei dem 1) der Aufbau des für den Querbeschleunigungsausgleich notwendigen Wankwinkels angenehm langsam verläuft, indem die Neigung schon kurz vor der Kurve beginnt und 2) kein Querbeschleunigungsausgleich in schnellen Wechselkurven stattfindet, wenn hiermit ein Komfortnachteil einhergeht.

Anhand der Simulation der Landstraße soll untersucht werden, wie sich diese Anpassung der Zielfunktion im realen Fahrbetrieb auswirkt. Hierfür wird die Variante aktiv um eine querbeschleunigungs- und geschwindigkeitsabhängige Kurvenneiger-Funktion erweitert.

Abb. B.2 zeigt einen Ausschnitt aus der Landstraßen-Fahrt. Dargestellt sind der Wankwinkel und dessen Ableitungen sowie die resultierende, auf die Insassen wirkende Querbeschleunigung. Der graue Bereich markiert eine Schikane zur Verkehrsberuhigung, wie sie an Ortseinfahrten üblich ist. Diese besteht aus einer schnell folgenden Rechts-Links-Rechts Kurvenkombination.

Die resultierende Querbeschleunigung ist mit beiden Varianten vergleichbar, sie führen beide zu einer merklichen Reduktion der Querbeschleunigung. Die Ausschläge in Wankgeschwindigkeit und -beschleunigung sind auf kurzzeitige Änderungen in der Querbeschleunigung durch Bodenunebenheiten zurückzuführen, welche durch die Wankbewegung noch verstärkt werden.

Im Bereich der Schikane verläuft der Wankwinkel beim *querbeschleunigungsabhängigen Kurvenneiger* umgekehrt proportional zur Querbeschleunigung, was aufgrund der schnellfolgenden Kurvenkombination in vier Spitzen in der Wankgeschwindigkeit resultiert. Der Wankwinkel der Variante *prädiktiver Kurvenneiger* ist unabhängig von der Querbeschleunigung und bleibt im negativen Bereich. Die Beschleunigung auf die Insassen ist hierdurch in den beiden Rechtskurven höher, in der Linkskurve dafür etwas geringer. Gleichzeitig können jedoch Wankgeschwindigkeit und -beschleunigung deutlich reduziert werden.

Analog zu den Ergebnissen der Fahrten auf dem Prüfgelände sind die Objektivkriterien der Landstraßenfahrt in Tabelle B.1 dargestellt.

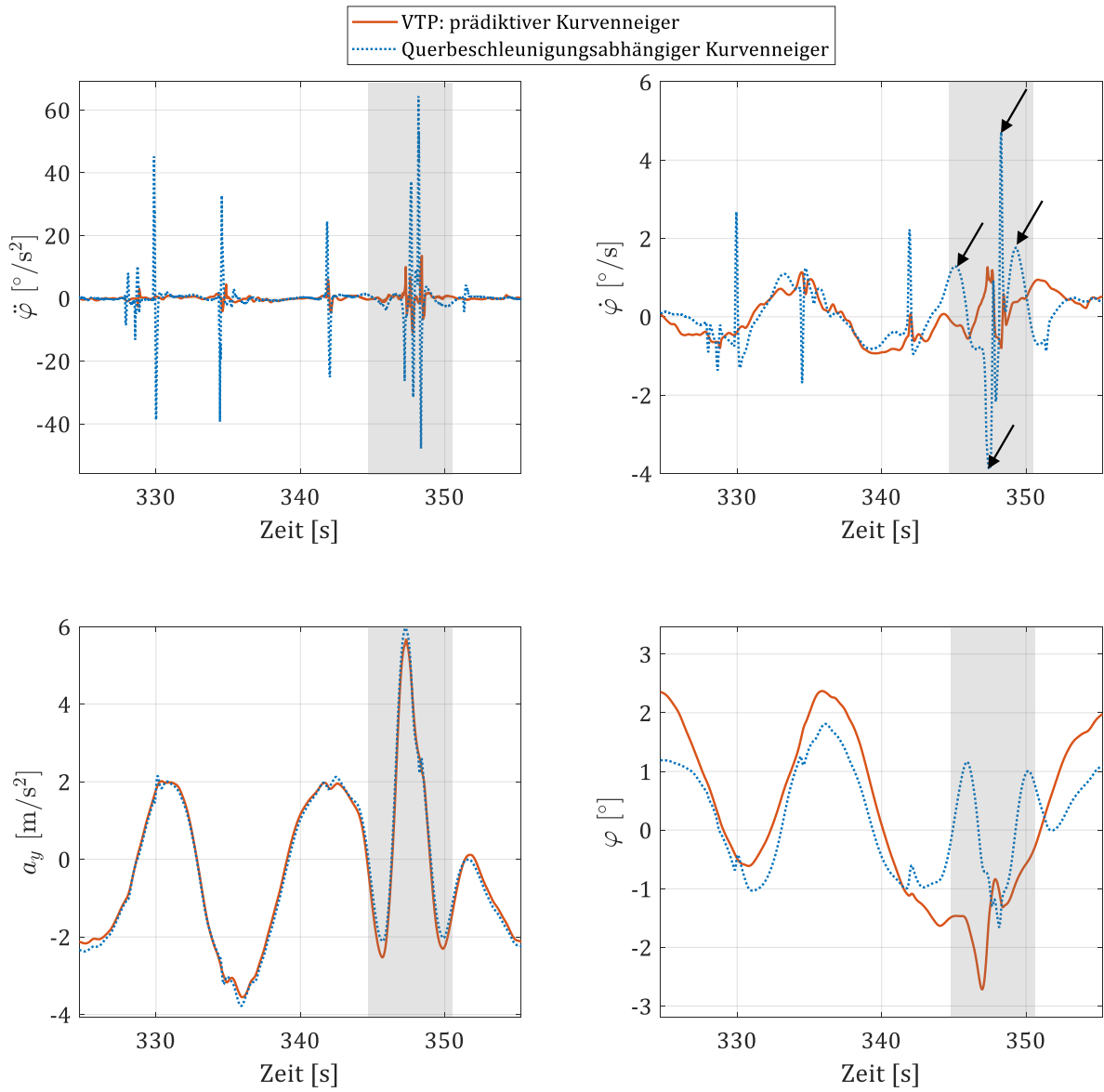


Abbildung B.2.: Vergleich der Kurvenneiger-Varianten: prädiktiver Kurvenneiger und querbeschleunigungsabhängiger Kurvenneiger

Tabelle B.1.: Objektivkennwerte für die Strecke Landstraße

	Passiv	Semi-Aktiv	Aktiv	SK ¹	VTP STD ²	VTP KN ³
RMS						
\ddot{x}	1,072 $\frac{m}{s^2}$ 100%	1,081 $\frac{m}{s^2}$ +0,8%	1,047 $\frac{m}{s^2}$ - 2,3%	1,047 $\frac{m}{s^2}$ - 2,3%	1,055 $\frac{m}{s^2}$ - 1,6%	1,057 $\frac{m}{s^2}$ - 1,4%
\ddot{y}	2,276 $\frac{m}{s^2}$ 100%	2,279 $\frac{m}{s^2} \pm$ +0,1%	2,167 $\frac{m}{s^2}$ - 4,8%	2,167 $\frac{m}{s^2}$ - 4,8%	2,174 $\frac{m}{s^2}$ - 4,5%	1,923 $\frac{m}{s^2}$ - 15,5%
\ddot{z}	0,402 $\frac{m}{s^2}$ 100%	0,367 $\frac{m}{s^2}$ - 8,7%	0,355 $\frac{m}{s^2}$ - 11,6%	0,303 $\frac{m}{s^2}$ - 24,6%	0,299 $\frac{m}{s^2}$ - 25,6%	0,311 $\frac{m}{s^2}$ - 22,6%
$\ddot{\varphi}$	36,57 $\frac{^\circ}{s^2}$ 100%	19,75 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 46,0%	3,71 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 78,9%	7,32 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 80,0%	7,69 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 79,0%	8,24 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 77,5%
$\ddot{\theta}$	13,39 $\frac{^\circ}{s^2}$ 100%	6,75 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 49,6%	4,34 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 67,6%	3,29 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 75,5%	3,72 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 72,2%	4,05 $\frac{^\circ}{s^2}$ - 69,8%
ΔF_z	822,04 N 100%	796,22 N - 3,1%	782,72 N - 4,8%	774,50 N - 5,8%	780,52 N - 5,1%	758,02 N - 7,8%
gewichteter RMS (ISO 2631)						
$\ddot{x}(W_d)$	0,038 $\frac{m}{s^2}$ 100%	0,041 $\frac{m}{s^2}$ + 9,9%	0,036 $\frac{m}{s^2}$ -5,0%	0,030 $\frac{m}{s^2}$ -19,8%	0,036 $\frac{m}{s^2}$ -5,3%	0,036 $\frac{m}{s^2}$ -5,2%
$\ddot{y}(W_d)$	0,202 $\frac{m}{s^2}$ 100%	0,203 $\frac{m}{s^2} \pm$ + 0,8%	0,186 $\frac{m}{s^2}$ - 7,5%	0,185 $\frac{m}{s^2}$ -8,2%	0,184 $\frac{m}{s^2}$ - 8,8%	0,186 $\frac{m}{s^2}$ - 7,7%
$\ddot{z}(W_k)$	0,262 $\frac{m}{s^2}$ 100%	0,60 $\frac{m}{s^2}$ - 38,8%	0,142 $\frac{m}{s^2}$ - 45,6%	0,114 $\frac{m}{s^2}$ - 56,4%	0,112 $\frac{m}{s^2}$ - 57,3%	0,113 $\frac{m}{s^2}$ - 57,0%
VTV	0,372 $\frac{m}{s^2}$ 100%	0,230 $\frac{m}{s^2}$ - 38,1%	0,205 $\frac{m}{s^2}$ - 45,1%	0,164 $\frac{m}{s^2}$ - 55,9%	0,161 $\frac{m}{s^2}$ -56,4%	0,163 $\frac{m}{s^2}$ - 56,2%
$\ddot{z}(W_f)$	0,163 $\frac{m}{s^2}$ 100%	0,168 $\frac{m}{s^2}$ + 3,1%	0,178 $\frac{m}{s^2}$ + 9,4%	0,170 $\frac{m}{s^2}$ +4,1%	0,160 $\frac{m}{s^2}$ - 1,5%	0,176 $\frac{m}{s^2}$ +7,9%

¹ Störgrößenkompensation

² Standard

³ prädiktiver Kurvenneiger

C. Zielfunktionsparameter für die verwendeten Abstimmungen

Tabelle C.1.: Zielfunktions-Parameter für die Abstimmungen für Simulation und Untersuchungen im Versuchsfahrzeug

Parameter	Standard (VTP STD)	prädiktiver Kurvenneiger (VTP KN)
λ_z	$1 \cdot 10^{-9}$	$1 \cdot 10^{-9}$
$\lambda_{\dot{\varphi}}$	0.1	0.1
$\lambda_{\dot{\theta}}$	0.1	1
$\lambda_{\ddot{z}}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$
$\lambda_{\ddot{\varphi}}$	$1 \cdot 10^{-4}$	0.1
$\lambda_{\ddot{\theta}}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-4}$
$\lambda_{\ddot{z}}$	$1 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-6}$
$\lambda_{\ddot{\varphi}}$	$2 \cdot 10^{-5}$	1
$\lambda_{\ddot{\theta}}$	$2 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-6}$
λ_F	$1 \cdot 10^{-12}$	$1 \cdot 10^{-12}$
$\lambda_{a_{y,res}}$	$1 \cdot 10^{-4}$	$2 \cdot 10^{-4}$
$\lambda_{a_{x,res}}$	0	0
$\lambda_{\dot{z}_{rel}}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-2}$

Literaturverzeichnis

- [1] M. Ahmadian und F. D. Goncalves. „A Frequency Analysis of Semiactive Control Methods for Vehicle Application“. In: *SAE Technical Paper Series* (2004). DOI: 10.4271/2004-01-2098.
- [2] T. Arens u. a. „Kurven und Flächen – von Krümmung, Torsion und Längenmessung“. In: *Mathematik*. Springer Berlin Heidelberg, 2018, S. 955–991. DOI: 10.1007/978-3-662-56741-8_26.
- [3] Audi AG. *Active suspension - Self Study Program 960393*. Techn. Ber. 2020. URL: <https://static.nhtsa.gov/odi/tsbs/2020/MC-10172997-0001.pdf>.
- [4] Audi AG. *Pressemappe Audi A8*. URL: <https://www.audi-mediacyber.com/de/pressemappe/audi-a8-9072> (besucht am 01.10.2021).
- [5] Audi AG. *Vielseitige Persönlichkeit: Das vorausschauende Aktivfahrwerk im Flaggschiff A8*. URL: <https://www.audi-mediacyber.com/de/pressemitteilungen/vielseitige-persoendlichkeit-das-vorausschauende-aktivfahrwerk-im-flaggschiff-a8-11905> (besucht am 01.07.2019).
- [6] I. Bae, J. Moon und J. Seo. „Toward a Comfortable Driving Experience for a Self-Driving Shuttle Bus“. In: *electronics* (2019). DOI: 10.3390/electronics8090943.
- [7] I. Bae u. a. „Self-Driving like a Human driver instead of a Robocar: Personalized comfortable driving experience for autonomous vehicles“. In: *ArXiv* (2020). eprint: 2001.03908.
- [8] H. Balzert. *Lehrbuch der Softwaretechnik: Softwaremanagement*. Bd. 2. Heidelberg: Spektrum Akademischer Verlag, 2008.
- [9] S. Barton-Zeipert. „Fahrbahnprofilerfassung für ein aktives Fahrwerk“. Diss. Universität der Bundeswehr Hamburg, 2014.
- [10] N. Behari und M. Noga. „Vibration Transmissibility Behaviour of Simple Biodynamic Models Used in Vehicle Seat Design“. In: *Technical Transactions Mechanics* (2016).
- [11] A. J. Benson. „Motion Sickness“. In: *Medical Aspects of Harsh Environments* (2001).
- [12] E. Bertolazzi. *ebertolazzi/mexIPOPT*. URL: <https://github.com/ebertolazzi/mexIPOPT/releases/tag/1.1.2> (besucht am 03/2021).
- [13] A. Betz. „Feasibility Analysis and Design of Wheeled Mobile Driving Simulators for Urban Traffic Simulation“. Diss. Technische Universität Darmstadt, 2014.
- [14] B. W. Boehm. „Guidelines for Verifying and Validating Software Requirements and Design Specifications“. In: *EURO IFIP 79* (1979).
- [15] J. E. Bos. „Nuancing the relationship between motion sickness and postural stability“. In: *Displays* 32.4 (2011), S. 189–193. DOI: 10.1016/j.displa.2010.09.005.

-
- [16] J. E. Bos und W. Bles. „Modelling motion sickness and subjective vertical mismatch detailed for vertical motions“. In: *Brain Research Bulletin* 47.5 (1998), S. 537–542. DOI: 10.1016/S0361-9230(98)00088-4.
- [17] J. E. Bos u. a. „Human performance at sea assessed by dynamic visual acuity“. In: *ABCD Symposium Human Performance in the Maritime Environment* (2008).
- [18] W. Brilon und R. Krammes. „Die neuen Entwurfsstandards für Außerortsstraßen im internationalen Vergleich“. In: *Straßenverkehrstechnik* 11 (1997), S. 529–536.
- [19] A. M. Bronstein, J. F. Golding und M. A. Gresty. „Vertigo and dizziness from environmental motion: Visual vertigo, motion sickness, and drivers’ disorientation“. In: *Seminars in Neurology* 33 (2013), S. 219–230. DOI: 10.1055/s-0033-1354602.
- [20] BS 6841:1987-09-30. *Guide to measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*. Beuth-Verlag, Berlin, 1987.
- [21] H. Bubb. *Automobilergonomie*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [22] G. Burkhard u. a. „Acquiring requirements on drive comfort by quantifying the accelerations affecting vehicle occupants“. In: *AmE 2018 - Automotive meets Electronics; 9th GMM-Symposium* (2018), S. 1–6.
- [23] G. Burkhard u. a. „Objectifying Ride Comfort in Autonomous Driving – An extended Model of the ISO-2631 Standard to Objectify the Ride Comfort of an Inattentive Occupant“. In: *2nd International Comfort Congress Delft* (2019).
- [24] K. Caliskan, R. Henze und F. Küçükay. „Potential of Road Preview for Suspension Control under Transient Road Inputs“. In: *IFAC-PapersOnLine* 49.3 (2016), S. 117–122. DOI: 10.1016/j.ifacol.2016.07.020.
- [25] F. Christ u. a. „Time-optimal trajectory planning for a race car considering variable tyre-road friction coefficients“. In: *Vehicle System Dynamics* 59.4 (2019), S. 588–612. DOI: 10.1080/00423114.2019.1704804.
- [26] L. Clausmann u. a. „A Review of Motion Planning for Highway Autonomous Driving“. In: *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 21.5 (2020), S. 1826–1848. DOI: 10.1109/tits.2019.2913998.
- [27] Daimler AG. *Das Fahrwerk: Komfort und Agilität*. URL: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/ko/de/49028973> (besucht am 13.07.2021).
- [28] C. Diels. „Will autonomous vehicles make us sick?“ In: *Ergonomics & Human Factors 2014* (2014). DOI: 10.13140/RG.2.1.1461.0087.
- [29] C. Diels und J. E. Bos. „Self-driving carsickness“. In: *Applied Ergonomics* 53 (2016), S. 374–382. DOI: 10.1016/j.apergo.2015.09.009.
- [30] C. Diels und J. E. Bos. „User interface considerations to prevent self-driving carsickness“. In: *Proceedings of the 7th International Conference on Automotive User Interfaces and Interactive Vehicular Applications* (2015). DOI: 10.1145/2809730.2809754.
- [31] DIN ISO 8855-11. *Straßenfahrzeuge - Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten - Begriffe*. Beuth-Verlag, Berlin, 2011.
- [32] M. D. Donahue und J. Hedrick. „Implementation of an Active Suspension, Preview Controller for Improved Ride Comfort“. In: *Computer Science* (2002).
- [33] B. E. Donohew und M. J. Griffin. „Motion sickness: effect of the frequency of lateral oscillation“. In: *Aviation, space, and environmental medicine* 75 (2008), S. 649–656.

-
- [34] W. Dröschel und M. Wiemers. *Das V-Modell 97*. De Gruyter, 1999. DOI: 10.1515/9783486800265.
- [35] Dudenredaktion (o.J.) *Komfort*. 2021. URL: <https://www.duden.de/node/81251/revision/81287>.
- [36] M. Eigner, D. Roubanov und R. Zafirov. *Modellbasierte virtuelle Produktentwicklung*. Springer Berlin Heidelberg, 2014.
- [37] J. Ekchian u. a. „A High-Bandwidth Active Suspension for Motion Sickness Mitigation in Autonomous Vehicles“. In: *SAE Technical Paper Series 1* (2016). DOI: 10.4271/2016-01-1555.
- [38] M. Elbanhawi, M. Simic und R. Jazar. „In the Passenger Seat: Investigating Ride Comfort Measures in Autonomous Cars“. In: *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine* 7.3 (2015), S. 4–17. DOI: 10.1109/MITS.2015.2405571.
- [39] E. Enders u. a. „Subjektive Beurteilung des Fahrverhaltens - Comparison of Conventional Methods and Proposal of a new Method for Automated Driving Conditions“. In: *VDI Berichte Nr. 2349* (2019).
- [40] J. Eriksson und L. Svensson. „Tuning for Ride Quality in Autonomous Vehicle Application to Linear Quadratic Path Planning Algorithm“. Magisterarb. Uppsala Universitet, 2015.
- [41] M. Eyeson-Annan u. a. „Visual and vestibular components of motion sickness.“ In: *Aviation, space, and environmental medicine* 67 (1996), S. 955–962.
- [42] R. Follmer u. a. *Ergebnisbericht - Mobilität in Deutschland 2008*. Techn. Ber. infas Institut für angewandte Sozialwissenschaft GmbH, 2008.
- [43] Forschungsgesellschaft für Straßen und Verkehrswesen. *Richtlinien für die Anlage von Autobahnen, RAA*. Köln: FGSV, 2008.
- [44] J. Förstberg. *Motion-related comfort in tilting trains*. Techn. Ber. Swedish National Road und Transport Research Institute, 2000.
- [45] Z.-J. Fu und X.-Y. Dong. „ H_∞ optimal control of vehicle active suspension systems in two time scales“. In: *Automatika* 62.2 (2021), S. 284–292. DOI: 10.1080/00051144.2021.1935610.
- [46] C. Göhrle. „Methoden und Implementierung einer vorausschauenden Fahrwerksregelung für aktive und semi-aktive Federungssysteme“. Diss. Universität Stuttgart, 2014.
- [47] J. F. Golding, A. G. Mueller und M. A. Gresty. „A motion sickness maximum around the 0.2 Hz frequency range of horizontal translational oscillation.“ In: *Aviation, space, and environmental medicine* 72 (2001), S. 188–192.
- [48] D. A. Graeber und K. M. Stanney. „Gender Differences in Visually Induced Motion Sickness“. In: *Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting* (2012). DOI: 10.1177/154193120204602602.
- [49] K. Graichen. *Methoden der Optimierung und optimalen Steuerung*. Universität Ulm, 2017.
- [50] C. Grimme und J. Bossek. *Einführung in die Optimierung*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018. DOI: 10.1007/978-3-658-21151-6.
- [51] L. Groenesteijn u. a. „Activities, postures and comfort perception of train passengers as input for train seat design“. In: *Ergonomics* 57.8 (2014), S. 1154–1165. DOI: 10.1080/00140139.2014.914577.

-
- [52] F. Guiliano und A. Ugo. „Experimental assessment of ride comfort: a statistical approach“. In: *ATA Second International Conference on Vehicle Comfort, Bologna, Italy* (1992).
- [53] I. Gundlach. *Zeitoptimale Trajektorienplanung für automatisiertes Fahren bis in den fahrdynamischen Grenzbereich*. Düren: Shaker Verlag, 2020.
- [54] I. Gundlach und U. Konigorski. „Modellbasierte Online-Trajektorienplanung für zeitoptimale Rennlinien“. In: *Automatisierungstechnik* (2019).
- [55] W. Hesse. „V-Modelle für den Software-Entwicklungsprozess“. In: *Das V-Modell XT*. Springer Berlin Heidelberg, 2008, S. 571–582. DOI: 10.1007/978-3-540-30250-6_7.
- [56] H. Hewamalage, C. Bergmeir und K. Bandara. „Recurrent Neural Networks for Time Series Forecasting: Current status and future directions“. In: *International Journal of Forecasting* 37.1 (2021), S. 388–427. DOI: 10.1016/j.ijforecast.2020.06.008.
- [57] B. Hinz u. a. „Seat-to-head Transfer Function of Seated Men - Determination with Single and Three Axis Excitations at Different Magnitudes“. In: *Industrial Health* 48.5 (2010), S. 565–583. DOI: 10.2486/indhealth.mswbvi-03.
- [58] P. Holdmann. *Fahrwerk - Erfolgsfaktor fürs autonome Fahren*. URL: https://www.zf.com/mobile/en/stories_20225.html (besucht am 27.05.2021).
- [59] H. V. C. Howarth und M. J. Griffin. „Effect of roll oscillation frequency on motion sickness.“ In: *Aviation, space, and environmental medicine* (2003), S. 326–331.
- [60] T. Irvine. *ISO 2631 Matlab Scripts*. URL: <https://vibrationdata.wordpress.com/2012/10/21/iso-2631-matlab-scripts/> (besucht am 13.09.2021).
- [61] J. Iskander u. a. „From car sickness to autonomous car sickness: A review“. In: *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour* 62 (2019), S. 716–726. DOI: 10.1016/j.trf.2019.02.020.
- [62] ISO2631-1. *Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole body vibration – Part 1: General requirements*. Beuth-Verlag. Berlin, 1997.
- [63] H. Jing u. a. „Robust finite-frequency H_∞ control of full-car active suspension“. In: *Journal of Sound and Vibration* 441 (2019), S. 221–239. DOI: 10.1016/j.jsv.2018.06.047.
- [64] S. W. Jorge Nocedal. *Numerical Optimization*. New York: Springer, 2006.
- [65] N. Kamiji u. a. „Modeling and validation of carsickness mechanism“. In: *Proceedings of the SICE Annual Conference* (2007), S. 1138–1143. DOI: 10.1109/SICE.2007.4421156.
- [66] J. Karjanto u. a. „Simulating autonomous driving styles: Accelerations for three road profiles“. In: *MATEC Web of Conferences* 90 (2016). DOI: 10.1051/mateconf/20179001005.
- [67] C. Katrakazas u. a. „Real-time motion planning methods for autonomous on-road driving: State-of-the-art and future research directions“. In: *Transportation Research Part C: Emerging Technologies* 60 (2015), S. 416–442. DOI: 10.1016/j.trc.2015.09.011.
- [68] E. Katsuyama. „Improvement of ride comfort by triple Skyhook control“. In: *9th International Munich Chassis Symposium 2018* (2019), S. 215–234. DOI: 10.1007/978-3-658-22050-1.
- [69] M. S. Kim, K. W. Kim und W. S. Yoo. „Method to objectively evaluate subjective ratings of ride comfort“. In: *International Journal of Automotive Technology* 12.6 (2011), S. 831–837. DOI: 10.1007/s12239-011-0095-8.

-
- [70] R. Kneuper. *Software Processes and Life Cycle Models*. Springer International Publishing, 2018. DOI: 10.1007/978-3-319-98845-0.
- [71] B. Kufver und R. Persson. „On enhanced tilt strategies for tilting trains“. In: *Computers in Railways X* (2006). DOI: 10.2495/cr060821.
- [72] A. Lawther und M. J. Griffin. „A survey of the occurrence of motion sickness amongst passengers at sea“. In: *Medicine - Aviation Space and Environmental Medicine* (1988).
- [73] V. K. Maurya und N. S. Bhangal. „Optimal Control of Vehicle Active Suspension System“. In: *Journal of Automation and Control Engineering* (2017), S. 22–26. DOI: 10.18178/joace.6.1.22-26.
- [74] M. E. McCauley u. a. *Motion sickness incidence: exploratory studies of habituation, pitch and roll, and the refinement of a mathematical model*. Techn. Ber. Human Factors Research Inc. Technical Report, 1976.
- [75] R. K. Mehra u. a. „Active Suspension Using Preview Information and Model Predictive Control“. In: *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications* (1997).
- [76] Mercedes Benz AG. *Der neue Mercedes-Benz GLE unter der Lupe: Aktives Fahrwerk E-ACTIVE BODY CONTROL*. 2020. URL: <https://media.daimler.com/marsMediaSite/de/instance/ko.xhtml?oid=41843952> (besucht am 09.11.2020).
- [77] T. Mercy, R. V. Parys und G. Pipeleers. „Spline-Based Motion Planning for Autonomous Guided Vehicles in a Dynamic Environment“. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 26.6 (2018), S. 2182–2189. DOI: 10.1109/tcst.2017.2739706.
- [78] T. Merker, G. Girres und O. Thriemer. „Active Body Control (ABC) The DaimlerChrysler Active Suspension and Damping System“. In: *Convergence International Congress and Exposition On Transportation Electronics* (2002).
- [79] A. Müller u. a. „Einflussfaktoren auf die Akzeptanz des automatisierten Fahrens aus der Sicht von Fahrern und Beifahrern“. In: *(Wie) Wollen wir automatisiert fahren? - 8. Darmstädter Kolloquium* (2017).
- [80] J. F. O’Hanlon und M. E. McCauley. „Motion sickness incidence as a function of the frequency and acceleration of vertical sinusoidal motion.“ In: *Aerospace medicine* 45 (1974), S. 366–369.
- [81] Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. *Average Vehicle Occupancy Remains Unchanged From 2009 to 2017*. 2018. URL: <https://www.energy.gov/eere/vehicles/articles/fotw-1040-july-30-2018-average-vehicle-occupancy-remains-unchanged-2009-2017> (besucht am 03.02.2020).
- [82] M. Papageorgiou, M. Leibold und M. Buss. *Optimierung*. Springer Berlin Heidelberg, 2015. DOI: 10.1007/978-3-662-46936-1.
- [83] R. Persson. „Tilting trains Enhanced benefits and strategies for less motion sickness“. Diss. KTH Royal Institute of Technology Stockholm, 2011.
- [84] J. T. Reason und J. Brand. *Motion Sickness*. 1. Aufl. San Diego: Elsevier Science Publishing Co Inc, 1975.
- [85] J. Reichel. „Untersuchungen zum Einfluss stufenlos verstellbarer Schwingungsdämpfer auf das instationäre Bremsen von Personenwagen“. Diss. Technische Universität Darmstadt, 2003.

-
- [86] N. V. Sahinidis. *BARON 21.1.13: Global Optimization of Mixed-Integer Nonlinear Programs, User's Manual*. 2017. URL: <http://www.minlp.com/downloads/docs/baron%20manual.pdf>.
- [87] S. Salter u. a. „Motion Sickness in Automated Vehicles with Forward and Rearward Facing Seating Orientations“. In: *Applied Ergonomics* (2019).
- [88] G. S. Samy u. a. „Numerical analysis of drag and lift coefficient of a Sport Utility Vehicle (SUV)“. In: *Journal of Physics: Conference Series* 1276 (2019). DOI: 10.1088/1742-6596/1276/1/012013.
- [89] W. Sauer, K. Kramer und M. Ersoy. „Fahrkomfort“. In: *Fahrwerkhandbuch*. Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017, S. 207–243. DOI: 10.1007/978-3-658-15468-4_4.
- [90] T. Schiller, K. Rothmann und K. Götze. *Autonomes Fahren in Deutschland - wie Kunden überzeugt werden*. München: Deloitte GmbH, 2016.
- [91] A. Schindler. „Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie“. Diss. Karlsruher Institut für Technologie, 2009.
- [92] E. A. Schmidt u. a. „An international survey on the incidence and modulating factors of carsickness“. In: *Transportation Research Part F* (2020).
- [93] D. Schramm, M. Hiller und R. Bardini. *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer Berlin Heidelberg, 2018. DOI: 10.1007/978-3-662-54481-5.
- [94] S. Shao, H. Zhou und H. Liu. „Distributed Model Predictive Control and Implementation for Vehicle Active Suspensions“. In: *IFAC-PapersOnLine* 51.31 (2018), S. 961–966. DOI: 10.1016/j.ifacol.2018.10.056.
- [95] M. Sivak und B. Schoettle. *Motion Sickness in Self-Driving Vehicles*. Techn. Ber. University of Michigan, Ann Arbor, Transportation Research Institute, 2015.
- [96] G. Ślaski und H. Pikosz. „The Influence of Damping Changes on Vertical Dynamic Loads of Wheel - Experimental Investigations“. In: *Archives of Transport* 23.2 (2011). DOI: 10.2478/v10174-011-0016-7.
- [97] J. Smyth u. a. „Too Sick to Drive: How Motion Sickness Severity Impacts Human Performance“. In: *21st International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)* (2018). DOI: 10.1109/itsc.2018.8569572.
- [98] C. W. Stammers u. a. *Semi-active Suspension Control*. 1. Aufl. London: Springer, 2008.
- [99] R. Streiter. *ABC PRE-SCAN : Das aktive Fahrwerk mit Vorausschau*. Techn. Ber. Mercedes Benz AG, 2008.
- [100] R. Streiter. „ABC Pre-Scan im F700“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 110.5 (2008), S. 388–397. DOI: 10.1007/bf03221976.
- [101] J. N. Strohm. „Preview Feedforward Control for Active Vibration Damping of a Hybrid Suspension System“. Diss. München: Technische Universität München, 2020.
- [102] D. Tal u. a. „Artificial Horizon Effects on Motion Sickness and Performance“. In: 33.5 (2012), S. 878–885. DOI: 10.1097/mao.0b013e318255ddab.
- [103] L. Ulrich. *Mercedes Coupe Leans into Curves—So You Don't Have To*. 2014. URL: <https://spectrum.ieee.org/cars-that-think/transportation/systems/mercedes-coupe-leans-into-curves-so-you-dont-have-to>.

-
- [104] A. F. Unger. *Serientaugliche quadratisch optimale Regelung für semiaktive Pkw-Fahrwerke*. Göttingen: Cuvillier Verlag, 2012.
- [105] VDI2057-1. *Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*. Beuth-Verlag, Berlin, 2017.
- [106] A. Wächter und L. T. Biegler. „On the implementation of an interior-point filter line-search algorithm for large-scale nonlinear programming“. In: *Mathematical Programming* 106.1 (2005), S. 25–57. DOI: 10.1007/s10107-004-0559-y.
- [107] T. Wada. „Motion sickness in automated vehicles“. In: *International Symposium on Advanced Vehicle Control* (2016), S. 169–176. DOI: 10.1201/9781315265285-28.
- [108] T. Wada, S. Fujisawa und S. Doi. „Analysis of driver’s head tilt using a mathematical model of motion sickness“. In: *International Journal of Industrial Ergonomics* 63 (2018), S. 89–97. DOI: 10.1016/j.ergon.2016.11.003.
- [109] T. Wada, N. Kamij und S. Doi. „A Mathematical Model of Motion Sickness in 6DOF Motion and Its Application to Vehicle Passengers“. In: *2nd International Conference on Digital Human Modeling* (2015).
- [110] T. Wada u. a. „Can Passengers’ Active Head Tilt Decrease the Severity of Carsickness?“ In: *Human Factors: The Journal of the Human Factors and Ergonomics Society* 54.2 (2012), S. 226–234. DOI: 10.1177/0018720812436584.
- [111] C. Wang u. a. „Research on the Comfort of Vehicle Passengers Considering the Vehicle Motion State and Passenger Physiological Characteristics: Improving the Passenger Comfort of Autonomous Vehicles“. In: *International Journal of Environmental Research and Public Health* 17.18 (2020), S. 6821. DOI: 10.3390/ijerph17186821.
- [112] A. M. Wenzelis. „Optimiertes Wankverhalten durch aktive Fahrwerksysteme und empfindungsorientierte Objektivierung“. Diss. Technische Universität München, 2018.
- [113] D. E. Williams. „Active Suspension: Future Lessons from The Past“. In: *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH* 2.2 (2018), S. 147–165. DOI: 10.4271/10-02-02-0010.
- [114] H. Winner und W. Wachenfeld. „Effects of Autonomous Driving on the Vehicle Concept“. In: *Autonomous Driving: Technical, Legal and Social Aspects*. Hrsg. von M. Maurer u. a. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2016, S. 255–275. DOI: 10.1007/978-3-662-48847-8_13.
- [115] P. Wright und D. A. Williams. „The Application of Active Suspension to High Performance Road Vehicles“. In: *IMEchEConference* (1984).
- [116] J. Yao u. a. „Automobile active tilt control based on active suspension“. In: *Advances in Mechanical Engineering* (2018).
- [117] I. Youn u. a. „Attitude Motion Control of the active Suspension System with Tracking Controller“. In: *International Journal of Automotive Technology* 16.4 (2015), S. 593–601.
- [118] Q. Zhu und B. Ayalew. „Predictive roll, handling and ride control of vehicles via active suspensions“. In: *2014 American Control Conference* (2014). DOI: 10.1109/acc.2014.6859037.
- [119] D. Zöbel. *Echtzeitsysteme*. Heidelberg: Springer, 2019.

Eigene Veröffentlichungen

- [120] G. Baumann u. a. „Driving simulator studies for kinetosis-reducing control of active chassis systems in autonomous vehicles“. In: *Proceedings of the Driving Simulation Conference 2021 Europe VR* (2021). Hrsg. von A. Kemeny, J.-R. Chardonnet und F. Colombet, S. 51–58.
- [121] G. Baumann u. a. „Optimierung des Fahrkomforts beim automatisierten Fahren“. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 122.11 (2020), S. 74–79. DOI: 10.1007/s35148-020-0325-3.
- [122] M. Jurisch. „Vertical Trajectory Planning for autonomous vehicles“. In: *EARPA Young Researchers Pitch competition 2020*. 2020.
- [123] M. Jurisch. „Vertical trajectory planning: an optimal control approach for active suspension systems in autonomous vehicles“. In: *Vehicle System Dynamics* (2021), S. 1–22. DOI: 10.1080/00423114.2021.1979238.
- [124] M. Jurisch, C. Holzapfel und C. Buck. „The influence of active suspension systems on motion sickness of vehicle occupants“. In: *2020 IEEE 23rd International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)* (2020). DOI: 10.1109/ITSC45102.2020.9294311.
- [125] M. Jurisch und T. Koch. „Vertical Trajectory Planning for Autonomous Vehicles“. In: *21. Internationales Stuttgarter Symposium* (2021). Hrsg. von M. Bargende, H.-C. Reuss und A. Wagner, S. 349–363.
- [126] M. Jurisch u. a. „Simulation-Based Development for Active Suspension Control for Automated Driving Vehicles - Evaluation of Transferability to Real-World Testing“. In: *SAE International Journal of Connected and Automated Vehicles* 5.3 (2022). DOI: 10.4271/12-05-03-0021.
- [127] V. Landersheim u. a. „Simulation-Based Testing of Subsystems for Autonomous Vehicles at the Example of an Active Suspension Control System“. In: *Electronics* 11.9 (2022), S. 1469. DOI: 10.3390/electronics11091469.