

Thomas Tüschen

Konzeptionierung eines  
hochimmersiven  
und selbstfahrenden  
Fahrsimulators

Schriftenreihe des Lehrstuhls  
Kraftfahrzeugtechnik

Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Band 9



Schriftenreihe des Lehrstuhls  
Kraftfahrzeugtechnik

Herausgeber Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Band 9

ISSN 2509-694X





# DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

## **Konzeptionierung eines hochimmersiven und selbstfahrenden Fahrsimulators**

*Bearbeiter*

Dipl.-Ing. Thomas Tüschen

*Matrikelnummer*

3304690

*Geboren am*

16.04.1985 in Leverkusen

*Gutachter*

Prof. Dr.-Ing. Günther Prokop

Technische Universität Dresden

Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner

Technische Universität Darmstadt

*Tag der Einreichung:*

04.04.2018





### **Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek**

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliographische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2018

Zugl.: (TU) Dresden, Univ., Diss., 2018

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2018

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

[www.cuvillier.de](http://www.cuvillier.de)

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie) zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2018

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9909-1

eISBN 978-3-7369-8909-2



# Für Martin

Als Kind habe ich dich in meinen Armen getragen.  
Ich hoffte, du würdest eines Tages meine Kinder in deinen Armen tragen.  
Martin du fehlst!

Im Spiel habe ich dich zu Boden gerungen und festgehalten. Dann habe ich dich gefragt, was das ist.  
Du lächelst mich an und sagtest „Unterdrückung“.  
Ich hoffte, du würdest eines Tages den Spieß umdrehen.  
Martin du fehlst!

Wir träumten von schnellen Autos und schwelgten gemeinsam in deren Faszination.  
Ich hoffte, dir das Fahren beibringen zu dürfen.  
Martin du fehlst!

Du entdecktest das Fahrradfahren für dich und ich war so stolz auf dich.  
Ich hoffte, gemeinsam mit dir die Berge zu bezwingen.  
Martin du fehlst!

Du interessierstest dich für künstliche Intelligenz und wir diskutierten über die Welt der Technik.  
Ich hoffte, auch an deiner Welt teilhaben zu dürfen.  
Martin du fehlst!

Ein verzweifelter Blick auf meine weniger werdenden Haare und du meinstest „oh Gott so sehe ich irgendwann auch aus?“.  
Ich hoffte, dich in 16 Jahren damit aufziehen zu können, wenn deine Haare langsam weniger werden.  
Martin du fehlst!

Ich war von deinen künstlerischen Fähigkeiten immer wieder tief beeindruckt.  
Ich hoffte, dass du diese weiter für dich entdeckst.  
Martin du fehlst!

Ich sah immer so viel von mir in dir und bin froh über jede Minute, die ich mit dir verbringen durfte.  
Ich hoffte, wir hätten noch viele weitere glückliche Momente erleben dürfen.  
Martin du fehlst mir so sehr!

Aber Martin auch wenn du schon viel zu früh von uns gehen musstest und alle meine Wünsche ungehört bleiben werden, eines ist gewiss.  
Wenn ich ein Kind in meinen Armen halte. Ich trage dich in meinem Herzen!  
Wenn ich gegen die Unterdrückung kämpfe. Ich trage dich in meinem Herzen!  
Wenn ich mit dem Fahrrad die Berge bezwingen. Ich trage dich in meinem Herzen!  
Wenn ich der Faszination von schnellen Autos erliege. Ich trage dich in meinem Herzen!  
Wenn ich mit anderen über Technik diskutiere. Ich trage dich in meinem Herzen!  
Wenn ich meine schwindenden Haare im Spiegel betrachte. Ich trage dich in meinem Herzen!  
Wenn ich Kunst betrachte und Musik höre. Ich trage dich in meinem Herzen!  
Wenn ich die schönen Dinge im Leben genieße. Ich trage dich in meinem Herzen!

Mach es gut mein kleiner Bruder. Ich werde dich für immer in meinem Herzen tragen und dich nie vergessen!



## Danksagung

Mein größter Dank gebührt meinem Doktorvater Prof. Günther Prokop. Vielen Dank für die Möglichkeit der Promotion und die gemeinsamen, fachlichen Diskussionen, die mich auch in schwierigen und eingefahrenen Phasen immer wieder motiviert haben, mich den kommenden Herausforderungen zu stellen. Neben der inhaltlichen Betreuung möchte ich Prof. Prokop insbesondere für unsere Gespräche danken, die zum Teil auch weit über die Thematik der Promotion hinausgingen und mich als Mensch in meiner Promotionszeit geprägt haben.

Prof. Hermann Winner möchte ich vielmals für die Übernahme des Co-Referats danken. Hierbei möchte ich herausstellen, in wie beindruckend kurzer Zeit und Tiefe sich Prof. Winner in komplexen Sachverhalten wiederfand und mich mit äußerst wertvollen Anmerkungen unterstützt hat. Dank derer konnte die Arbeit nochmals deutlich an Qualität gewinnen.

Neben der wissenschaftlichen Betreuung hatte ich das Glück eines ausgezeichneten kollegialen Arbeitsumfelds, das zu dem erfolgreichen Promotionsabschluss wesentlich beigetragen hat. Auch in schwierigen Situationen war immer auf meine Kollegen Verlass. Vor allem ihr spezieller Ingenieurshumor und unsere schöne Zeit zusammen werde ich immer in Erinnerung tragen. Stellvertretend für das ganze Kollegium (drinnen Kollegen – draußen Freunde) möchte ich Markus Köbe, Frank Hermsdorf, Jan Kubenz, Dr. Marcus Mai, Per Lewerenz, Dr. Denise Beitelschmidt, André Stoller, Christoph Jahn, Pavel Sarkisov, Axel Gerhard, Eric Deunert, Konstantin Blenz und Matthias Lehmann danken. Des Weiteren möchte ich Gerlind Klemmt und Astrid Kretschmann für ihre organisatorische Hilfe danken, auf die ich mich immer fest verlassen konnte.

Eine Besonderheit an der Entwicklung des hochimmersiven Fahrsimulators stellte die studentische Arbeitsgruppe dar, welche die Entwicklung umfangreich mitgetragen hat. Ich möchte euch allen ausdrücklich danken! Ohne euch wäre die Promotionszeit nicht die gleiche gewesen. Umso mehr freut es mich, dass Steven Ernst, Tobias Rinnert, Thomas Thüringer, Felix Kocksch und Henrik Schmidt mittlerweile zum Team der Professur dazugehören. Ich wünsche euch viel Erfolg bei eurer Promotion.

Den Kollegen der AMST-Systemtechnik, stellvertretend genannt Dr. Wolfgang Tischer, möchte ich für die erfolgreiche und sehr lehrreiche Zusammenarbeit danken.

Lisa Gebhardt und Katja Schmieder möchte ich vielmals für ihre gründliche und mühselige Suche nach orthographischen Fehlern danken. Die Leser und ich wissen eure Anstrengungen sehr zu schätzen.

Neben dem beruflichen möchte ich meinem Freundeskreis für die Unterstützung in der Promotionszeit danken. Insbesondere weil ich euch durch meine Arbeitsaufwände des Öfteren versetzen musste, ihr euch aber nie davon habt abbringen lassen, mir als Freunde zur Seite zu stehen. Leider reicht der Platz nicht aus, um euch allen zu danken. Zumindest möchte ich stellvertretend – neben den bereits erwähnten Freunden – Jens Lehmann, Rick Weiß, Sven Krüger, Claudia Meier, Christian Marmodée, Christian Odoj, Ulrike Naumann, Max Falk, Sergej Moor und Stefan Weser meinen Dank aussprechen.

Besonderer Dank gilt meiner Familie, der ich während der Promotionszeit leider nicht die Aufmerksamkeit schenken konnte, wie ich es mir gewünscht hätte. Danke Mama, danke Papa, dass ihr mir das Studium ermöglicht habt, an mich geglaubt habt und immer das Netz wart, welches mich im Notfall aufgefangen hat. Ohne euch wäre ich nicht der, der ich heute bin und auch nicht da, wo ich heute bin. Danke, dass ihr so tolle Eltern seid! Danke auch an meine Brüder und Familie. Ihr wart immer der Lichtblick, der mich in schweren Situationen nach vorne gucken ließ.

Meine herzlichste Dankbarkeit gebührt jedoch meiner Freundin Andrea! Du warst immer für mich da, hast mich beständig motiviert, mir meine fehlenden Anstrengungen im Haushalt verzeihen und warst mir auch in schwierigen Zeiten die Stütze, die ich brauchte. Ich kann gar nicht zum Ausdruck bringen, wie dankbar und glücklich ich bin, dich zu haben!



## Kurzfassung

Die aktuellen Trends in der Automobilindustrie, wie z.B. Fahrerassistenzsysteme oder auch das automatisierte Fahren, stellen die Rolle des Fahrers und seine Interaktion mit dem Fahrzeug in den Entwicklungsfokus. Mittels des Einsatzes von Fahrsimulatoren ist es möglich, die Funktionalität und Effektivität dieser Systeme bereits frühzeitig in einer sicheren und reproduzierbaren Testumgebung zu beurteilen.

Moderne Fahrsimulatoren können aktuell jedoch nicht alle daraus erwachsenden Untersuchungsanforderungen erfüllen. Insbesondere in der Darstellung von langanhaltenden Beschleunigungen und hochdynamischen Fahrmanövern stoßen diese an ihre technischen Grenzen. Da aktuelle high-level Simulatoren aufgrund der Hexapod-Schienenkombination ein sehr ähnliches Bewegungskonzept aufweisen, sind auch ihre Einschränkungen vergleichbar. Aufgrund ihres sehr begrenzten horizontalen Arbeitsraums führen Simulationen oftmals zu einer Fehlwahrnehmung des Probanden und einer geringen Immersion. Eine Erweiterung des Arbeitsraums würde jedoch die Komplexität dieser Simulatorkonzepte hinsichtlich der Antriebstechnik deutlich erhöhen und ihre Dynamik verschlechtern.

Das Konzept eines selbstfahrenden, reifenbasierenden Fahrsimulators erlaubt theoretisch eine unbegrenzte Erweiterung des Arbeitsraums, was wiederum eine maßgebliche Steigerung der Simulationsqualität zur Folge hat.

In der vorliegenden Dissertation wird die Umsetzbarkeit eines selbstfahrenden Fahrsimulators untersucht und ein entsprechender Simulator konzipiert.

Hierzu werden eingangs die Anforderungen an das Bewegungssystem des Simulators definiert, welche aus der menschlichen Bewegungswahrnehmung sowie der Simulatoranwendung resultieren. Folgend wird den Anforderungen entsprechend das grundlegende Konzept des Simulators entwickelt und simulativ als Mehrkörpermodell umgesetzt. Zur Ansteuerung des Simulationsmodells wird ein Algorithmus entwickelt, der funktionale Machbarkeitsuntersuchungen am Simulator erlaubt. Ferner wird ein Sicherheitskonzept entwickelt und die Insassensicherheit untersucht.

Die Ergebnisse der Arbeit zeigen, dass eine grundlegende Umsetzung des selbstfahrenden Fahrsimulators möglich ist. In der Ansteuerung des Simulators muss jedoch, aufgrund der Einschränkung des Reifens als Kraftübertragungsglied, die translatorische Bewegungsvorgabe mit einer zusätzlichen geschwindigkeitsabhängigen Rotation des Simulators überlagert werden. Unter Berücksichtigung dieser zusätzlich benötigten Systemdynamik in der Komponentenauslegung ist die Simulation eines kombinierten urbanen-suburbanen Fahrszenarios ohne Einschränkungen durch potenzielle Fehlwahrnehmungen auf einer Fahrfläche mit dem Radius von 35 m möglich.



## Abstract

The current technical developments in the automobile industry, such as the Advanced Driver Assistance Systems (ADAS) and the autonomous driving, are determined by the role of the driver and the related driving tasks. This signifies that the development process needs to be focused on the driver himself and his driving behaviour. With the help of driving simulators, it is possible to investigate the functionality and the interaction of these systems with the driver. Hence, it becomes feasible to assess the assistance quality even in early vehicle development phases without the risk of harming the test person, as well as enabling a reproducible test environment.

The majority of high-level driving simulators does not meet the expectations required in the mentioned applications. Especially in sustained accelerations and highly dynamic driving manoeuvres they are facing their limits. Due to the fact that these simulators are sharing a hexapod-sledge combination, they all suffer from similar limitations which are determined by their motion concept. Regarding their very limited horizontal working space, simulation often leads to a misperception and low immersion. To enhance the simulation quality, an improvement of the space of motion would be inevitable. However, this would result in a significant increase of the complexity and a decrease of the simulator's dynamic properties.

The concept of a self-propelled wheel-based driving simulator eliminates the common motion restriction, without affecting the dynamics of the system.

The feasibility of a wheel-based self-propelled driving simulator has been investigated in this study. In addition, integrating these findings, a novel simulator concept has been designed.

Based on the human's perception of motion and typical driving simulator applications, the simulator's motion system is determined. The basic concept of the simulator is developed according to these requirements and implemented as a multi-body simulation model. To control the simulation model, an algorithm is designed that enables functional feasibility studies to be carried out on the simulator concept. Furthermore, a safety concept has been developed along with passenger safety as a priority.

The findings of the work show that the basic implementation of a self-propelled driving simulator is feasible. In the control algorithm of the simulator, however, the translational motion input must be overlaid with an additional speed-dependent rotation of the simulator due to the restriction of the tyre as a force transfer element. Taking into account these additional required system dynamics in the component design, it is possible to simulate a combined urban-interurban driving scenario on a surface with a radius of 35 m without any limitations due to potential misperceptions.



# Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis.....	i
Nomenklatur.....	ii
1 Einleitung .....	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Arbeitshypothese und Zielsetzung.....	2
1.3 Methodik und Strukturierung der Arbeit .....	2
2 Stand der Forschung .....	4
2.1 Bewegungswahrnehmung .....	4
2.2 Fahrsimulatorspezifische Grundlagen.....	9
3 Anwendungen von Fahrsimulatoren.....	14
3.1 Motivation der Anwendungsanalyse.....	14
3.2 Exemplarische Fahrmanöver.....	14
4 Stand der Technik.....	19
4.1 Dynamische Fahrsimulatorsysteme .....	19
4.2 Anforderungen gegenüber bestehenden Konzepten .....	30
4.3 Selbstfahrende Systeme .....	37
5 Grundlagen zum selbstfahrenden Fahrsimulator.....	45
5.1 Reifeneigenschaften .....	45
5.2 Bewegungskonzept .....	48
5.3 Grundlegende technische Kriterien .....	50
5.4 Funktionsstruktur.....	58
6 auto.mobile-driving simulator.....	60
6.1 Grundlegende Auslegungsgrößen .....	61
6.2 Fahrwerk .....	63
6.3 Auslegung des elektrischen Antriebs.....	75
6.4 Dynamik der Bewegungsplattform.....	80
7 Motion-Filter.....	85
7.1 Stand der Technik.....	85
7.2 Motion-Filter des auto.mobile-driving simulator .....	90



7.3	Ergebnis .....	95
8	Motion-Control.....	101
8.1	Verteilalgorithmus.....	102
8.2	Umsetzungsalgorithmus.....	108
8.3	Ergebnis .....	115
9	Sicherheit .....	122
9.1	Sicherheitskonzept.....	122
9.2	Nothaltssystem .....	123
9.3	Insassensicherheit .....	126
10	Fazit und Ausblick .....	134
10.1	Zusammenfassung.....	134
10.2	Empfehlung für weiterführende Arbeiten .....	136
	Literaturverzeichnis .....	I
	Betreute studentische Arbeiten zum auto.mobile-driving simulator .....	X
	Abbildungsverzeichnis.....	XII
	Tabellenverzeichnis .....	XVI
	Formelzeichenverzeichnis .....	XVII
	Anhang .....	XXII
A.	Längs-, Querbearbeitung, Gierrate .....	XXII
B.	8 Fhg MF – Beispielfahrten .....	XXIV
C.	Berechnung Basisorbitalradius .....	XXVIII
D.	Lage Momentanpol .....	XXIX
E.	Kippsicherheit.....	XXX
F.	Fahrwerkskinematikpunkte .....	XXXII
G.	YASA-750 Product Sheet.....	XXXIV
H.	Energie- / Leistungsbedarf .....	XXXVI
I.	Transformationen/Bezugspunktänderung .....	XXXVIII
J.	Ergebnisse Motion Filter .....	XLII
K.	Vertikaldynamik Berechnung .....	XLIV
L.	Ergebnisdarstellung Motion Control .....	XLVI
M.	Soft- /Hardwarestruktur .....	XLVII



# Abkürzungsverzeichnis

amds	auto.mobile-driving simulator
BEC	Buck Engineering & Consulting GmbH
BMW AG	Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft
DIM	Driver in Motion
DLR	Deutsches Luft- und Raumfahrtzentrums
Fhg	Freiheitsgrad
FKFS	Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
KUKA	Keller und Knappich Augsburg
MC	Motion-Control
MF	Motion-Filter
MKS	Mehrkörpersimulation
NADS	National Advanced Driving Simulator
SAE	Society of Automotive Engineers
SP	Schwerpunkt
THUMS	Total Human Model for Safety
WMDS	Wheeled Mobile Driving Simulator





# Nomenklatur

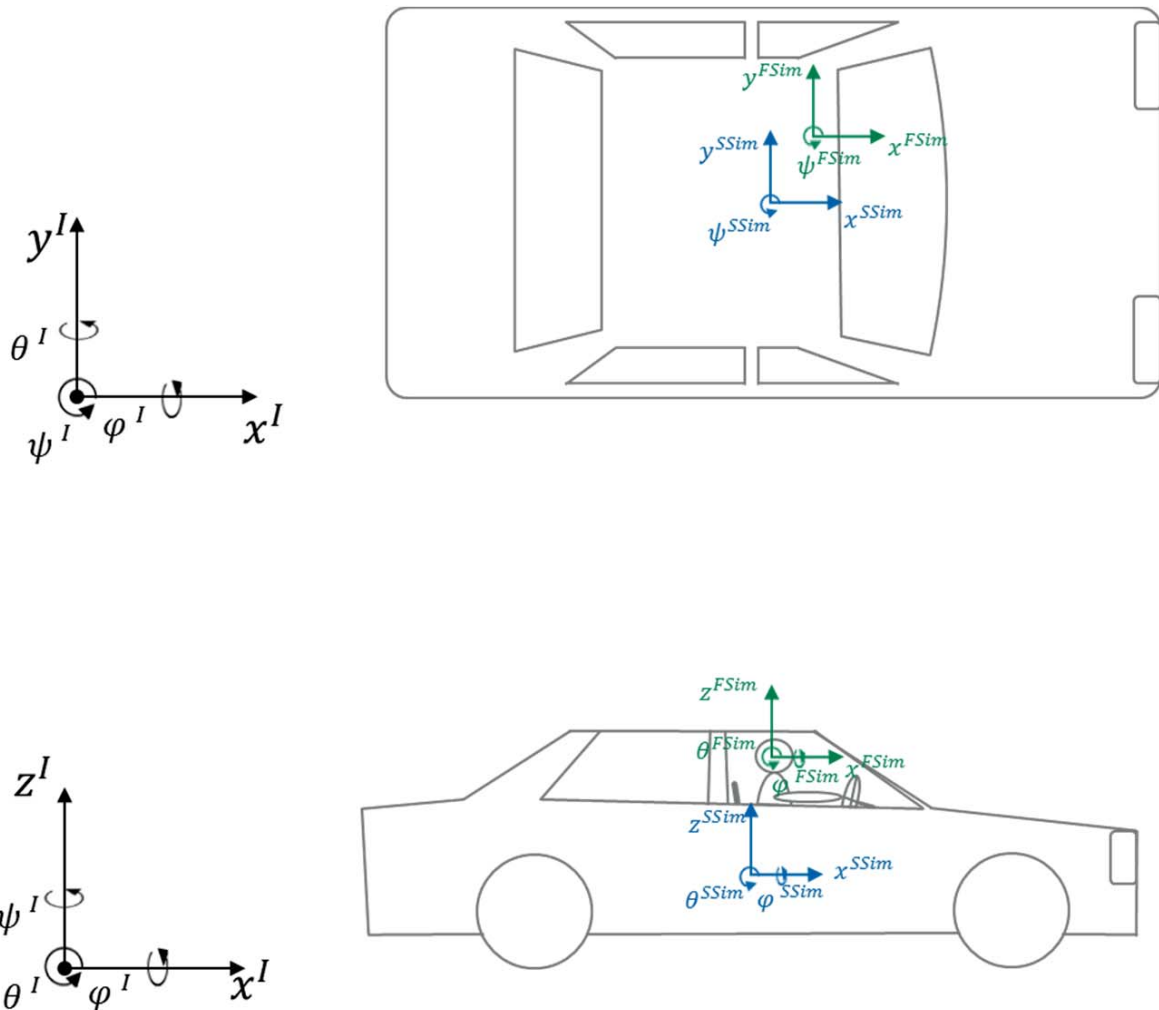
Es gelten in dieser Arbeit folgende Konventionen:

- Vektoren bzw. in Vektorform zusammengefasste Größen werden durch einfach unterstrichene Buchstaben dargestellt (z. B.  $\underline{a}$ ).
- Matrizen werden durch doppelt unterstrichene Großbuchstaben dargestellt (z. B.  $\underline{\underline{L}}_{IS}$ ).
- Sofern nicht anders angegeben, wird das Fahrzeugkoordinatensystem nach ISO 8855 verwendet (in Fahrtrichtung: x - nach vorne, y - nach links, z - nach oben).
- Sofern nicht anders angegeben, sind Vektoren im inertialen Koordinatensystem beschrieben.
- Sofern nicht anders angegeben, gelten die SI-Einheiten.



## Fahrzeugkoordinatensystem (ISO 8855)

Das genutzte Koordinatensystem zur Beschreibung der Fahrzeugbewegung erfolgt nach ISO-Norm 8855. Es wird durch ein rechtwinkliges Rechtssystem mit einem Koordinatenursprung im Fahrzeugschwerpunkt beschrieben. Die x-Achse ist in jedem Fall waagrecht und nach vorne gerichtet und befindet sich in der Fahrzeuglängsmittlebene. Die y-Achse steht senkrecht auf der Fahrzeuglängsmittlebene und zeigt nach links, die z-Achse zeigt nach oben.



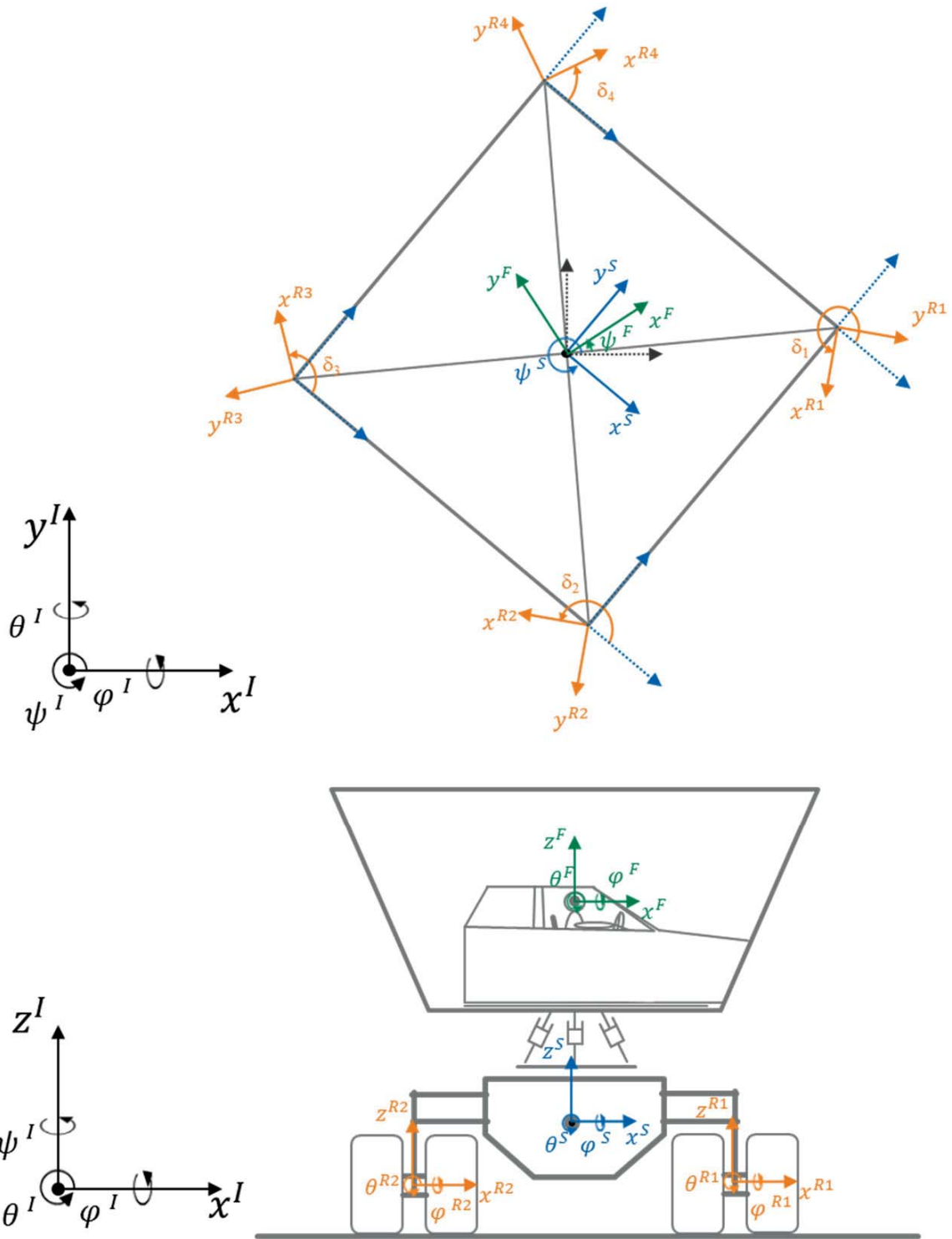
Nomenklatur 1: Koordinatensystem nach ISO 8855 bezogen auf Eingangsgrößen



## Simulator-Koordinatensystem

Das für die Beschreibung des Simulators genutzte Koordinatensystem ist wie folgt definiert:

I-System	Das Inertialsystem beschreibt das inertial feste Koordinatensystem.
S-System	Das Bewegungsplattformsystem beschreibt mit $\psi^S$ die Verdrehung der Bewegungsplattform gegenüber dem Inertialsystem.
F-System	Das Fahrersystem beschreibt mit $\psi^F$ die Verdrehung des Fahrers gegenüber dem Inertialsystem. Die $x^F$ -Achse stellt die Blickrichtung des Fahrers dar.
R-System	Das Radsystem beschreibt mit $\delta_{1-4}$ die Verdrehung der Radgondeln 1-4 gegenüber dem Bewegungsplattformsystem.



Nomenklatur 2: Koordinatensystem des Fahrsimulators





# 1 Einleitung

Im einleitenden Kapitel wird eingangs bündig die Anwendung von Fahr simulatoren motiviert sowie deren Darstellungsgrenzen und daraus resultierenden Einschränkungen diskutiert. Auf Basis der Restriktionen von bestehenden Fahr simulatorkonzepten wird die Arbeitshypothese und Zielsetzung der Arbeit abgeleitet. Weiter wird deren zugrundeliegende wissenschaftliche Methodik und Struktur erläutert.

## 1.1 Motivation

Die gegenwärtige Entwicklung in der Automobilindustrie zeigt u.a. zwei Trends auf: Die Fokussierung auf die Entwicklung von assistierenden und automatisierten Fahrfunktionen (VDA 2015, Bengler et al. 2014) sowie die Virtualisierung des Entwicklungsprozesses (Braess, Seiffert 2012, S. 1257 ff).

Insbesondere assistierende und automatisierte Fahrfunktionen bedürfen neuer Entwicklungs- und Absicherungsmethoden (Winner et al. 2015, S. 123 ff), welche u.a. durch den Einsatz von Fahr simulatoren gestützt werden (Prokop, Köbe 2017, Winner et al. 2015, S. 139). Entgegen der Fahrzeugsteuerung, welche mit steigendem Grad stärker vom Fahrzeug übernommen wird, bedarf die Entwicklung der genannten Fahrfunktionen einer tiefergreifenden Einbindung des Fahrers in den Entwicklungsprozess (Vogelpohl et al. 2016). Während beim vollautomatisierten Fahren (SAE Stufe 5) der Fahrer keine aktive Rolle mehr in der Fahrzeugführung übernimmt, wechselt beim assistierten Fahren (SAE Stufe 2) bis zum vollautomatisierten Fahren die Fahraufgabe zwischen Fahrzeug und Fahrzeugführer (SAE International 2014, VDA 2015). In der ausschließlich softwareseitigen Simulation wird das Fahrerverhalten nur simulativ modelliert (Mai 2017, Prokop 2001). Kritische Übergabeszenarien von automatisierten Fahrfunktionen sind so nicht oder nur unzureichend valide darstellbar (Mai et al. 2015). Hiermit ist der Einsatz von Driver-in-the-Loop Simulation, respektive Fahr simulatoren notwendig. Insbesondere trifft dies auf die funktionale Absicherung von assistierenden und automatisierten Fahrfunktionen zu, für die aktuell neue Absicherungsmethoden entwickelt werden (Prokop, Köbe 2017).

Ferner wird zur Steigerung der Rentabilität sowie zur Kürzung der Entwicklungszeitspanne die Entwicklung des Automobils fortgehend virtualisiert und die Nutzung von Hardware-Prototypen im Entwicklungsprozess reduziert (Büttner 2017). Spätestens zum Entwicklungszeitpunkt, zu dem der wahrnehmbare Einfluss von Komponenten und Systemen des Fahrzeugs auf den Fahrzeuginsassen untersucht werden muss, bedarf es eines Hardware-Prototyps oder alternativ einer virtuellen Driver-in-the-Loop Simulationsumgebung.

Fahr simulatoren bieten, entgegen der ausschließlichen Simulation oder Feldversuchen, die Möglichkeit, Fahr szenarien frei programmierbar, reproduzierbar und sicherheitsunkritisch darzustellen. Somit stellen sie theoretisch, unter Vernachlässigung ihrer physikalischen Einschränkungen, ein optimales Entwicklungswerkzeug dar. Der Grund für die aktuell nicht standardisierte Nutzung von Fahr simulatoren in der Automobilentwicklung kann mit zwei Schwerpunktproblemen angenommen werden: Einerseits die u.U. sehr geringe Immersion<sup>1</sup> und andererseits der Simulator-Sickness (Brooks et al. 2010). Untersuchungen konnten beispielsweise zeigen, dass Probanden, die unter aufkommender Simulator-Sickness litten, ihren Fahrstil unbewusst in Richtung eines angenehmeren Fahrgefühls adaptierten (Domeyer et al. 2013, Sahami, Sayed 2013, Mollenhauer 2004). Daraus wiederum leitet sich die Hypothese ab, dass Ergebnisse von Fahr simulatorstudien durch das unbewusste Fehlverhalten der Probanden u.U. zu falschen Rückschlüssen in der Entwicklung oder Funktionsabsicherung führen (Helman, Reed 2015). Als Annahme kann formuliert werden, dass Ergebnisse von solchen kritischen Fahr simulatorstudien nicht als generell valide eingestuft werden dürfen.

---

<sup>1</sup> Immersion – Maßgabe bzgl. des Identifizierens mit einer bzw. Eintauchens in eine virtuelle Umgebung (Grau 2003)



Die Fahrsimulatorindustrie adressiert zwar diese Problematik und den Bedarf nach immersiveren Fahrsimulatoren mit zunehmend komplexeren Systemen (Murano et al. 2009, Zeeb 2010, Miermeister et al. 2016, Vi-grade GmbH 2017). Jedoch liegt gerade in Hinblick auf die Bewegungssysteme der Fahrsimulatoren zumeist eine ähnliche Konzeptidee zugrunde, womit ein notwendiger Entwicklungssprung nicht umgesetzt wird und die Anforderungen an Fahrsimulatoren unerfüllt bleiben. Ferner sind aufgrund fehlender Werkzeuge die notwendigen Untersuchungen hinsichtlich der Validität schwierig.

## 1.2 Arbeitshypothese und Zielsetzung

Gegenwärtig erwerbbarere Fahrsimulatorsysteme genügen in Bezug auf den möglichen Bewegungsraum nicht den Anforderungen einer optimalen Bewegungsdarstellung (Betz 2015, S. 21 f, Tüschen, Prokop 2017, Olivari et al. 2017). Dies begründet sich primär aus dem eingeschränkten Bewegungsraum der Fahrsimulatoren. Diese sind hinsichtlich ihrer maximalen translatorischen und rotatorischen Amplituden sowie Dauer der darzustellenden Beschleunigungen aufgrund des Arbeitsraums stark eingeschränkt. Das kann zu Fehlbewegungen (False Cues (P. R. Grant 1996)) des Fahrsimulators führen und damit dem Probanden ein widersprüchliches Bild zur antizipierten Fahrdynamik geben, was wiederum zur Simulator-Sickness führen kann (Drexler et al. 2004, Kolasinski 1995, Brooks et al. 2010).

Ein dynamischer Fahrsimulator mit einem theoretisch unbegrenzten Bewegungsraum ermöglicht es hingegen, Untersuchungen uneingeschränkt durchzuführen.

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die konzeptionelle Ausarbeitung eines neuartigen Bewegungssystems für Fahrsimulatoren, welches einen virtuell unbegrenzten Bewegungsraum besitzt. Basis der Arbeit ist die Konzeptidee eines auf Rad-Boden-Kontakt basierenden, selbstfahrenden Fahrsimulators (Donges 2001). Diese Konzeptidee soll auf ihre konzeptionelle Umsetzbarkeit untersucht und zur Konzeptionsreife weiterentwickelt werden. Die Konzeptreihe beinhaltet die Entwicklung eines Hardwarekonzepts und Ansteuerungsalgorithmus sowie den Nachweis derer Funktionalität.

## 1.3 Methodik und Strukturierung der Arbeit

Die Methodik zur Umsetzung des selbstfahrenden Fahrsimulatorkonzepts bzw. die Strukturierung der Arbeit ist wie folgend dargestellt gegliedert. Dem geht ein fahrsimulatorspezifisches Grundlagenkapitel (Kapitel 2) voran.

### 1. Stand der Technik und Anforderungsanalyse (Kapitel 3, 4)

Analysiert werden die Anwendungsgebiete von Fahrsimulatoren in der Automobilentwicklung. Hieraus wird ein repräsentatives Spektrum von Fahrmanövern abgeleitet, welches die herkömmliche Nutzung von straßenzugelassenen Pkw abdeckt. In einer Fahrdynamiksimulation werden folgend die für das Bewegungssystem von Fahrsimulatoren als kritisch identifizierten Fahrmanöver modelliert und daraus die Anforderungen an ein optimales Bewegungssystem von Fahrsimulatoren abgeleitet. Dem werden Bewegungssysteme von bestehenden exemplarischen Fahrsimulatoren gegenübergestellt sowie deren Anforderungsdefizite identifiziert.



## **2. Auslegung des selbstfahrenden Fahrsimulators (Kapitel 5, 6)**

Die grundlegende Konzeptidee des selbstfahrenden Fahrsimulators wird bzgl. der identifizierten Anforderungen analysiert. Verglichen mit bestehenden Bewegungssystemen liegt die Kernproblematik in der Umsetzung eines selbstfahrenden Systems im Rad-Boden Kontakt. Zur Lösung dieser Problematik wird die der Arbeit zugrundeliegende Konzeptidee entsprechend weiterentwickelt sowie ein Bewegungskonzept entworfen. Folgend wird das Bewegungssystem des selbstfahrenden Fahrsimulators den identifizierten Anforderungen entsprechend aufgebaut. Zur Verifizierung des Konzepts dient ein Mehrkörpersystem-Modell, welches die Grundlage für weitere Untersuchungen ist.

## **3. Funktionskette des selbstfahrenden Fahrsimulators (Kapitel 7, 8)**

Zur Ableitung konkreter Hardwareparameter des Bewegungssystems, wie Energie-/Leistungs-/Bewegungsraumbedarf, wird eine Funktionskette von Ansteuerungsalgorithmen entwickelt, den gestellten Anforderungen gegenübergestellt und am Mehrkörpersystem-Modell appliziert. Die Entwicklung des Ansteuerungsalgorithmus erfolgt unter Berücksichtigung der menschlichen Wahrnehmung sowie der Bewegungsalgorithmen bestehender Fahrsimulatoren. Die Verifizierung der Beschleunigungsdynamik erfolgt anschließend in der geschlossenen Funktionskette.

## **4. Sicherheitskonzept (Kapitel 9)**

Im Gegensatz zu bestehenden Fahrsimulatorsystemen besitzt das Konzept des selbstfahrenden Fahrsimulators keine feste Bindung zu seinem Bewegungsraum. Dies ermöglicht einerseits eine unbegrenzte Bewegungsfreiheit, aber andererseits muss der Fahrsimulator jederzeit aktiv in einen sicheren Zustand überführbar sein. Dazu ist die Entwicklung eines Sicherheitskonzepts notwendig, das selbst in Notsituationen den Simulator, ohne Gefährdung des Probanden, stillsetzt. Die grundlegenden Anforderungen für dieses spezielle Sicherheitskonzept werden identifiziert, Lösungen entwickelt und das Verletzungspotenzial des Probanden untersucht.





## 2 Stand der Forschung

Die Zielsetzung von Fahrsimulatoren ist ein möglichst immersiver Eindruck der virtuellen Realität. Dabei steht der Mensch bzw. seine Wahrnehmung der simulierten Umgebung im Fokus der Simulatorfunktionalität. Grundlage einer Fahrsimulatorentwicklung ist damit das Verständnis der Bewegungswahrnehmung des Menschen, welche folgend behandelt wird. Des Weiteren werden die Funktionsweise von Fahrsimulatoren sowie fahrsimulatorspezifische Fachtermini erläutert.

### 2.1 Bewegungswahrnehmung

Der Mensch nimmt Informationen über seine Orientierung, Geschwindigkeit sowie Beschleunigung im Raum über unterschiedliche Wahrnehmungssysteme wahr. Aus der Kombination der einzelnen und gewichtet wahrgenommenen Stimuli, leitet er daraufhin seine Eigenbewegung im Raum ab. Das Bewegungssystem eines Fahrsimulators stimuliert dabei primär die vestibuläre sowie somatosensorische Wahrnehmung.

#### 2.1.1 Wahrnehmungssysteme

Die Orientierung und Bewegung im Raum nimmt der Mensch über die folgenden Wahrnehmungssysteme wahr (Fischer 2009, S. 8):

- visuelles System (Auge)
- auditives System (Ohr)
- somatosensorisches System (Haut, Muskeln, Gelenke, Sehnen)
- vestibuläres System (Gleichgewichtsorgan)

**Tabelle 2.1: Wahrnehmungskanäle (Tiesler 1973, Advani et al. 2002)**

	<b>Auslösender Reiz</b>	<b>Rezeptor</b>	<b>Wahrgenommene Größe</b>
<b>Translation</b>	Eigenbewegung	vestibulär	Beschleunigung
	Eigenbewegung	propriozeptiv	
	Bildänderung	visuell	Geschwindigkeit
	Vibrationen	somatosensorisch	
	Geräusche	auditiv	
	Bild	visuell	
<b>Rotation</b>	Eigenbewegung	vestibulär	Drehbeschleunigung
	Eigenbewegung	vestibulär	Drehgeschwindigkeit
	Bildänderung	visuell	Orientierung
	Bild	visuell	
	Körperlage	propriozeptiv	

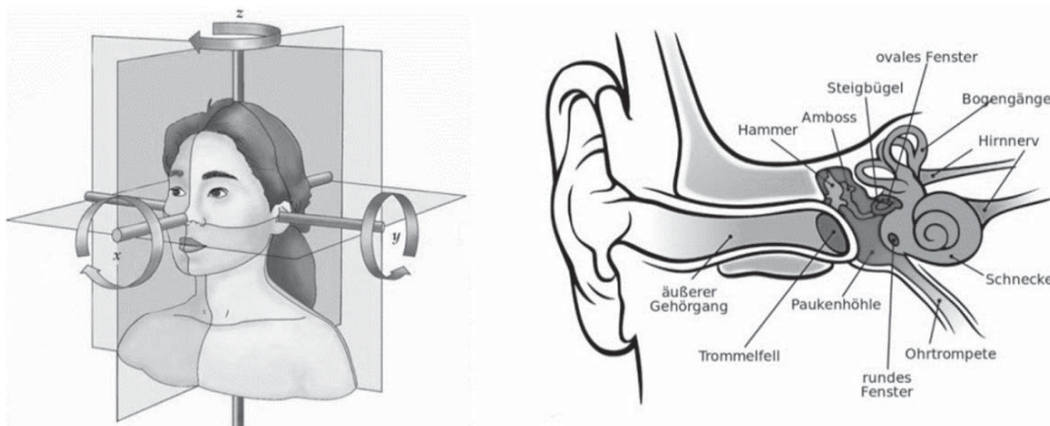


Dabei beschreibt nicht ein System eindeutig die Orientierung und Bewegung im Raum, sondern die einzelnen Signale werden im Gehirn gewichtet zu einer kombinierten Gesamtwahrnehmung zusammengeführt (van der Steen, Franciscus Albertus Martinus 1998, S. 23 ff). Tabelle 2.1 führt auf, über welchen Rezeptor welche Größe wahrgenommen wird. Im Vergleich zu anderen Wahrnehmungsquellen gilt die visuelle Wahrnehmung allgemein als zuverlässiger (Butler et al. 2006) und es wird z.B. angenommen, dass im Kontext der Fahrzeugführung der Sehsinn approximativ ca. 90 % aller führungsrelevanten Größen aufnimmt (Schlag et al. 2008, Crundall et al. 2003). Jedoch werden die für das Bewegungssystem eines Fahrmodulators relevanten Beschleunigungen nicht visuell, sondern durch das somatosensorische und vestibuläre System wahrgenommen.

Grundsätzlich bedeutet das für die Bewegungswahrnehmung des Menschen, dass Diskrepanzen in den Bewegungsstimuli vom Gehirn über quasi redundante Wahrnehmungssysteme kompensiert werden können. Wiederum kann es bei einer zu großen Unstimmigkeit einzelner Bewegungsinformationen, z.B. aufgrund einer Asynchronität der Signale, zu einem Unwohlsein bis hin zu einem Übelkeitsgefühl (Simulator-Sickness) kommen. (Fischer 2009, S. 8)

## 2.1.2 Vestibuläre Wahrnehmung

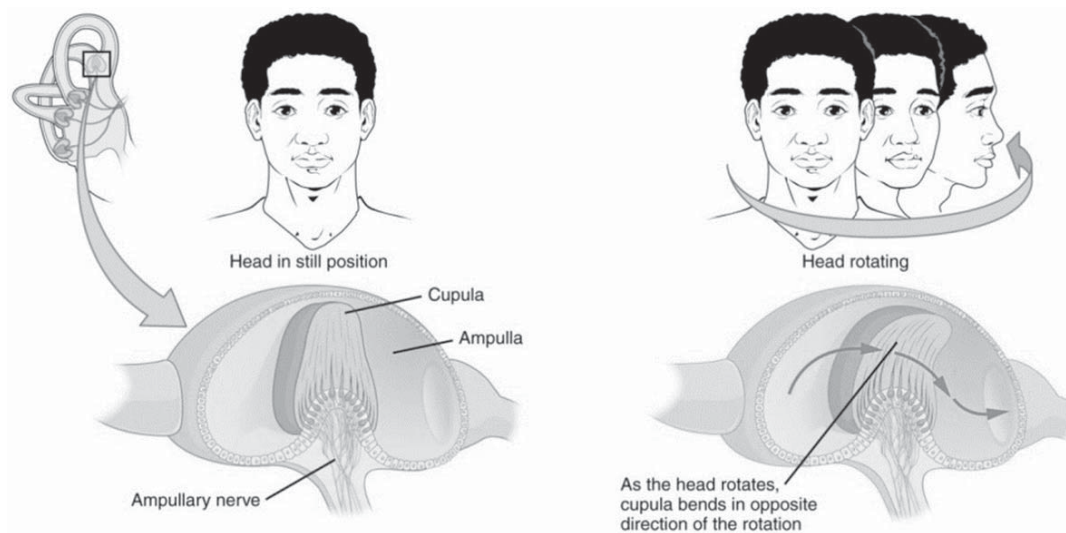
Das Vestibularorgan (ugs. Gleichgewichtsorgan) ist für die vestibuläre Wahrnehmung verantwortlich und sitzt im Innenohr des Menschen (Abbildung 2.1). Es setzt sich im Wesentlichen aus den Bogengängen und den Otolithen, bestehend aus den Kammern (Macularorgane) Utriculus und Sacculus, zusammen. (Purves et al. 2004, S. 315 ff)



**Abbildung 2.1: Sitz des Vestibularorgans (Purves et al. 2004, S. 315 ff)**

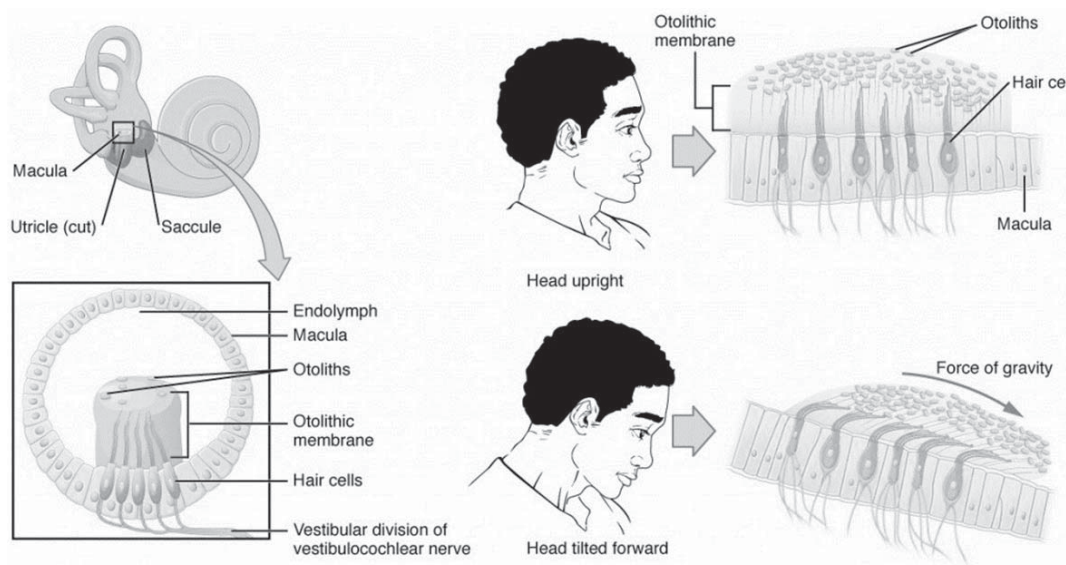
Die drei orthogonal zueinander liegenden Bogengänge sind mit einer viskosen Flüssigkeit (Endolymphe) gefüllt, an die sich jeweils eine Ampulle anschließt. In dieser wiederum sitzen feine Haare, welche in einen Gallertkegel (Cupula) ragen. Aufgrund der Trägheit der Flüssigkeit führt eine Drehbeschleunigung des Kopfes dazu, dass diese an den Wänden der Bogengänge vorbeiströmt (Abbildung 2.2). Diese Relativbewegung gegenüber dem Bogengang regt wiederum in den Ampullen sitzende Cupula an, welche von einer viskosen Flüssigkeit umströmt wird. Die mit Hilfe der Sinneshärchen wahrgenommene Bewegungsinformation der Flüssigkeit wird dann an das Gehirn weitergeleitet, welches die Information als Drehbewegung interpretiert. (Purves et al. 2004, S. 315 ff)

Aufgrund des stark gedämpften Tiefpassverhaltens der strömenden Flüssigkeit nimmt der Mensch Drehbewegungen mit Frequenzen größer als 0,1 Hz als Drehgeschwindigkeit und nicht als Drehbeschleunigung wahr. (Benson et al. 1989)

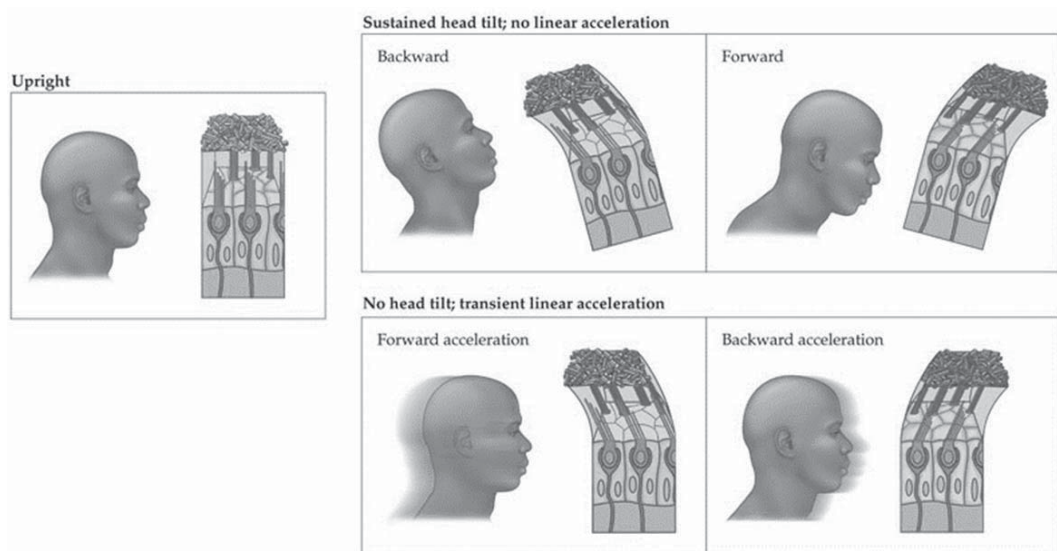


**Abbildung 2.2: Funktion Vestibularorgan: rotatorische Beschleunigungen (OpenStax et al. 2013, S. 612)**

Translatorische Beschleunigungen werden durch die zwei senkrecht zueinanderstehenden Organe Sacculus und Utriculus (Maculaorgane) wahrgenommen (Abbildung 2.1). Jedes Maculaorgan wiederum kann zwei orthogonal zueinander angeordnete Beschleunigungen wahrnehmen. Im Gegensatz zur Cupula enthält die gallertartige Membran der Maculaorgane Otolithen (Statolithen), welche eine Art Kalziumkristalle sind. Durch die zusätzlichen Otolithen erhöht sich die Masse der Gallertmembran. Bei wirkenden Beschleunigungen tritt somit ein Trägheitseffekt auf, welchen der Mensch analog zu den Bogengängen wahrnehmen kann. Dabei befindet sich die Gallertmembran bei ausschließlich wirkender Schwerkraft in Ruhelage. (Purves et al. 2004, S. 315 ff)



**Abbildung 2.3: Funktion Vestibularorgan: translatorische Beschleunigungen (OpenStax et al. 2013, S. 613)**



**Abbildung 2.4: Fehlinterpertation des Vestibularorgans (Purves et al. 2004, S. 315 ff)**

Begründet auf dem Wahrnehmungsprinzip von translatorischen Beschleunigungen über die Maculaorgane hat das Vestibularorgan eine Wahrnehmungsschwäche. Die einen Wahrnehmungsreiz auslösende Kraft setzt sich vektoriell zusammen aus dem Anteil der Gravitationskraft und der aus der translatorischen Beschleunigung resultierenden Kraft. Beispielhaft erklärt, kann der Mensch nicht eindeutig eine quasi stationäre Nickbewegung des Kopfes von einer Längsbeschleunigung unterscheiden (Abbildung 2.4). (Fischer 2009, S. 10)

**Dem Vestibularorgan ist es nicht eindeutig möglich, Neigungswinkel um die Quer- und Längsachse von translatorischen Beschleunigungen zu differenzieren.**

### 2.1.3 Wahrnehmungsschwellen

Neben der bereits beschriebenen Schwäche des Vestibularorgans hat die Güte der menschlichen Bewegungswahrnehmung noch weitere Einschränkungen, welche für den Betrieb von Simulatoren genutzt werden. Insbesondere die Wahrnehmungsschwellen, ab denen der Mensch überhaupt eine Beschleunigung eindeutig identifizieren kann, spielen eine wichtige Rolle.

Da der Mensch jedoch kein deterministisches System ist und die Sinnesorgane in Abhängigkeit von Alter, Krankheit und weiteren Faktoren unterschiedlich gut funktionieren, können die Wahrnehmungsschwellen nicht als allgemeingültig angenommen werden. Zudem sind die Parameter der Untersuchungen (z.B. mit/ohne Visualisierung; Typ und Frequenz des Beschleunigungsimpulses; parallele kognitive Auslastung) zur Ermittlung der Wahrnehmungsschwellen variabel, womit eine exakte Vergleichbarkeit der Untersuchungen nicht gegeben ist. Tabelle 2.2 zeigt die sehr unterschiedlichen Ergebnisse von Untersuchungen im Bereich der Wahrnehmungsschwellen von Beschleunigungen.

**Tabelle 2.2: Schwellen der menschlichen Bewegungswahrnehmung auf Basis (Fischer 2009, S. 14, Betz 2015, S. 16)**

	Translatorische Beschleunigungen [m/s <sup>2</sup> ]			Rotatorische Geschwindigkeiten [°/s]			Rotatorische Beschleunigungen [°/s <sup>2</sup> ]		
	$\ddot{x}$	$\ddot{y}$	$\ddot{z}$	$\dot{\phi}$	$\dot{\theta}$	$\dot{\psi}$	$\ddot{\phi}$	$\ddot{\theta}$	$\ddot{\psi}$
(Mc Connell 1957)	0,18			5			2		
(B. Clark, Stewart 1962)							4		
(Fogel 1963, S.10 f)	0,2								
(Richter 1971, S. 13 f)							5,73		
(Durth 1974)	0,18			12			6		
(Reid, Nahon 1985)	0,17	0,17	0,28	3,0	3,6	2,6			
(Nahon, Reid 1990, Nordmark 1994, Groen, Bles 2004)				3,0					
(Reymond et al. 1999)				2,04			0,3		
(Reymond, Kemeny 2000)	0,05						0,3		
(Groen, Bles 2004)				2-4					
(Wentink et al. 2008, Colombet et al. 2015)				6					
(Nesti et al. 2012, Pretto et al. 2014)				~6					
(Fang et al. 2014)				5-7					

**Trotz unterschiedlicher Versuchsvariablen und Wahrnehmungsdiskrepanzen individueller Versuchspersonen, konnte eine für den Einsatz von Fahrsimulatoren allgemein anerkannte Wahrnehmungsschwelle für rotatorische Geschwindigkeiten von ~6 °/s identifiziert werden (siehe Tabelle 2.2). Weiterführend wird daher in der Arbeit die Schwelle mit 6 °/s angenommen.**

## 2.2 Fahrsimulatorspezifische Grundlagen

Das folgende Subkapitel behandelt die allgemeine Funktionsstruktur von Fahr simulatoren und führt in die fahr simulatorspezifischen Funktionen und deren Fachtermini ein.

### 2.2.1 Funktionsweise Fahr simulator

Die grundlegende Aufgabe eines Fahr simulators ist die möglichst naturalistische Nachbildung der auf den Menschen wirkenden Stimuli des simulierten Fahrzeugs. Eine Definition bzw. Normierung, welche Darstellungsmöglichkeiten und –güte ein Fahr simulator aufweisen muss, existiert nicht.

Eine allgemein gehaltene Wirkstruktur eines Fahr simulators ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Sie beinhaltet den Fahrer bzw. Probanden, die zugrundeliegende Fahrzeug-/Umweltsimulation sowie die Fahr simulatorstruktur. Diese wiederum ist in die folgenden Darstellungssysteme gegliedert: Visualisierungs-, Audio- und Bewegungssystem.

Ohne Berücksichtigung von potenziellen Latenzzeiten einzelner Systeme ist der schematische Signalfluss wie folgt gegliedert:

$t_1$ ... Fahrer Input

$t_2$ ... Aufnahme/Verarbeitung Fahrereingabe und Übergabe an Fahrzeug-/Umweltsimulation

$t_3$ ... Simulation des Ego-Fahrzeugverhaltens, der Umwelt und Übergabe der Informationen an Bewegungssystem

$t_4$ ... Umsetzung der Darstellungsinformationen und Wahrnehmung durch Fahrer

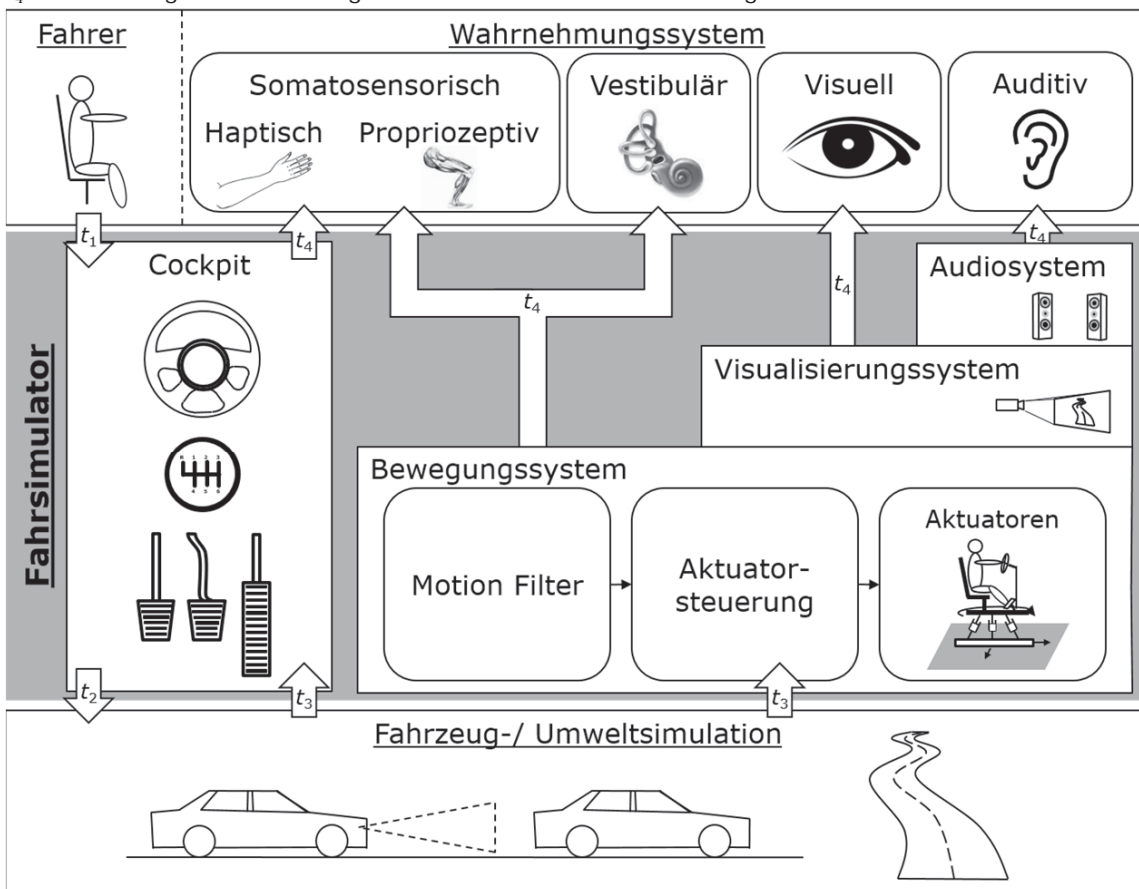


Abbildung 2.5: Funktionsprinzip Fahr simulator



Ein Fahrsimulator kann sehr unterschiedlich ausgeprägt sein. Die darstellenden Systeme können einerseits konzeptionell unterschiedlich umgesetzt sein (z.B. Visualisierung: Projektoren; Bildschirme; Head-mounted-Displays), andererseits auch teilweise oder komplett entfallen.

Insbesondere das Bewegungssystem stellt eine große Divergenz bei Fahrsimulatoren dar. Es wird hierbei zwischen statischen (ohne Bewegungssystem) und dynamischen Fahrsimulatoren (mit Bewegungssystem) unterschieden.

## 2.2.2 Tilt-Coordination

Die Tilt-Coordination beschreibt eine Technik im Bereich der Simulatoren, welche auf dem in Kapitel 2.1.2 beschriebenen vestibulären Unvermögen, der Differenzierung von translatorischen Beschleunigungen und quasi stationären Drehbewegungen des Kopfs unter Wirkung der Schwerkraft, beruht. Wird der Proband im Simulator (inkl. virtuellem Horizont der Visualisierung) um den Winkel  $\vartheta_{\text{Tilt}}$  geneigt, hat die Gravitationsbeschleunigung  $g$  eine wirkende  $x$  und  $z$  Komponente (Abbildung 2.6), welche sich zu  $\ddot{x}_{\text{Tilt}} = g \cdot \sin \vartheta_{\text{Tilt},x}$ ;  $\ddot{z}_{\text{Tilt}} = -g \cdot \cos \vartheta_{\text{Tilt},x} \approx -g^2$  ergeben. Die Neigung des Kopfes wird demnach als translatorische Beschleunigung interpretiert. Dies gilt bei einem Tilt-Winkel  $\vartheta_{\text{Tilt},y}$  analog in  $y$ -Richtung.

MITTELSTÄDT (Mittelstaedt 1983) schränkt diesen Effekt aber bis zu  $\vartheta_{\text{Tilt,max}} = \pm 20^\circ \dots 30^\circ$  Neigungswinkel (bzw.  $\ddot{x}_{\text{Tilt}}; \ddot{y}_{\text{Tilt}} = \pm 0,34g \dots 0,5g$ ) ein, da der Mensch darüber hinaus die Reduzierung der wirkenden Beschleunigung zur Körperhochachse zu ausgeprägt gegenüber der Tilt-Beschleunigung wahrnimmt. Eine weitere Einschränkung ist die Wahrnehmungsschwelle der durch die Bogengänge wahrgenommenen Neigungsgeschwindigkeit des Kopfes. Damit der Proband die Tilt-Coordination vordergründig als translatorische Beschleunigung wahrnimmt, muss die Neigungsgeschwindigkeit unterhalb ihrer Wahrnehmungsschwelle bleiben. Unter Berücksichtigung der Wahrnehmungsschwelle von  $\dot{\vartheta}_{\text{Tilt,max}} = 6^\circ/\text{s}$  (Kapitel 2.1.3) ergibt sich eine maximale Änderung der Tilt-Coordination-Beschleunigung von  $\ddot{x}_{\text{Tilt,max}} = \pm g \cdot \sin(6^\circ) \frac{1}{s} \approx \pm 1 \text{ m/s}^3$  (analog  $\ddot{y}_{\text{Tilt,max}}$ ).

In Fahrsimulatoren erfährt der Mensch bei der Tilt-Coordination keinen visuellen Eindruck seiner Neigung. Wenn die Neigungsgeschwindigkeit oberhalb der Wahrnehmungsschwelle liegt, besteht die Annahme, dass ein Resultat der widersprüchlichen Wahrnehmungsinformationen ein Unwohlsein bzw. Simulator-Sickness ist.

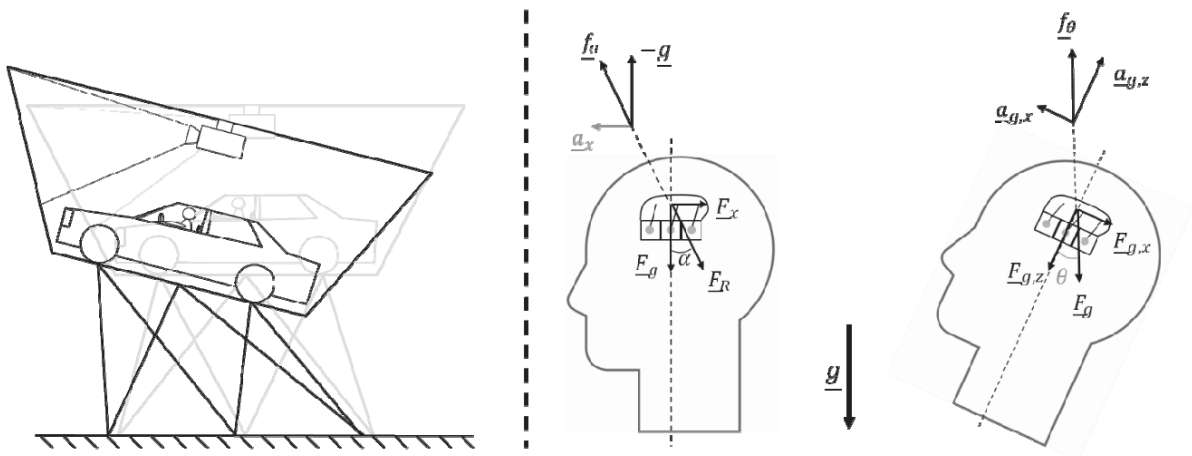


Abbildung 2.6: Funktion Tilt-Coordination (Abbildung rechts nach (Fischer 2009, S. 11))

<sup>2</sup> Annahme: kleine Winkel



**Unter Zuhilfenahme der Tilt-Coordination-Technik ist es möglich, durch die Neigung des Probanden eine translatorische Beschleunigung vorzutäuschen. Dies ist aber nur unter der Einschränkung einer maximal darstellbaren translatorischen Beschleunigung von  $3,3 - 4,9 \text{ m/s}^2$  und einer maximalen Beschleunigungsänderung von ungefähr  $1 \text{ m/s}^3$  möglich.**

### 2.2.3 Motion-Filter

Der Begriff Motion-Cue wurde von BAARSPUL im Zusammenhang mit Flugsimulationen eingeführt, dann von GRANT auf die Fahrzeugbewegung adaptiert und beschreibt eine sensorische Stimulisequenz, welche akustischer, visueller, haptischer oder vestibulärer Natur sein kann (Baarspul 1986, P. R. Grant 1996). Die Bezeichnung Motion-Cueing-Algorithmus ist vom Begriff Motion-Cue abgeleitet und ist ein Teil des Steuerungssystems eines Fahrersimulators. Er beschreibt nach FISCHER eine Regelungsstrategie, welche die von der zugrundeliegenden Gesamtfahrzeugsimulation berechneten translatorischen und rotatorischen Beschleunigungen unter Berücksichtigung des zur Verfügung stehenden Bewegungsraums am Simulator umsetzt (Fischer 2009, S. 27 f).

Neben dem Begriff des Motion-Cueing-Algorithmus gibt es auch weitere Bezeichnungen der Bewegungsskalierung/-anpassung, wie z.B. Motion-Drive-Algorithmus (P. Grant et al. 2002, P. R. Grant 1996) oder Wash-Out-Filter (P. R. Grant, Reid 1997, Liu 1983). Der in der vorliegenden Arbeit genutzte Begriff Motion-Filter leitet sich aus der Frequenztrennung der darzustellenden Beschleunigungen ab. Für eine maximale Ausnutzung des Bewegungsraums wird die darzustellende Beschleunigung abhängig von ihrer Frequenz auf verschiedene Bewegungssysteme aufgeteilt bzw. gefiltert. Insbesondere niederfrequente Beschleunigungen, z.B. Querbeschleunigung in einer Autobahnausfahrt, resultieren in einem großen Raumbedarf. Am Beispiel eines einfachen Bewegungssystems erklärt, werden dafür niederfrequente translatorische Beschleunigungen über die Tilt-Coordination dargestellt und mittel- bis höherfrequente Anteile über eine translatorische Hexapodbewegung<sup>3</sup>.

Neben den in Kapitel 2.1.3 beschriebenen Schwellen kann die menschliche Wahrnehmung geringfügige Skalierungen der simulierten Beschleunigung nicht auflösen. In Arbeiten von MALLERY und NASERI wird diese als Just-Noticeable-Difference (JND) bezeichnet (Naseri, Grant 2012, Mallery et al. 2010). Bei den aufgeführten Fahrersimulatorstudien wurde gezeigt, dass bei einem Skalierungsfaktor von  $0,5 - 0,7$  das Empfinden der simulierten Fahrsituation für die Probanden am ehesten der Realität entsprach (Pretto et al. 2009, P. Grant et al. 2002, Kuge et al. 2002, Fortmüller, Meywerk 2005, Berthoz et al. 2013). Beschleunigungen, welche mit mehr als  $0,7$  skaliert werden oder im Extremfall unskaliert sind, vermitteln dem Probanden ein überzogenes Bild der Fahrzeugdynamik (Berthoz et al. 2013). Eine eindeutige Begründung für dieses Phänomen konnte bisher nicht gefunden werden.

Ein weiterer Fachterminus ist der Wash-Out. Zur Minimierung des Bewegungsraums ist es notwendig, den Fahrersimulator immer wieder auf eine definierte Ausgangsposition zurückzuführen, bzw. die aktuelle Position auszuwaschen (im engl. Wash-Out) (Fischer 2009, S. 6 f). Eine optimale Wash-Out-Situation ist ein Motion-Cue mit einer unbeschleunigten Fahrt (z.B. konstante Geschwindigkeit auf einem geraden Wegstück). Aufgrund der rein visuell und auditiv wahrnehmbaren simulierten Geschwindigkeit besteht die Möglichkeit, das Bewegungssystem zurückzuführen. Unter Berücksichtigung einer Wash-Out-Beschleunigung unterhalb der Wahrnehmungsschwellen, nimmt der Proband die Rückführung nicht wahr.

---

<sup>3</sup> Weitere Ausführung in Kapitel 4.2.3 und 7





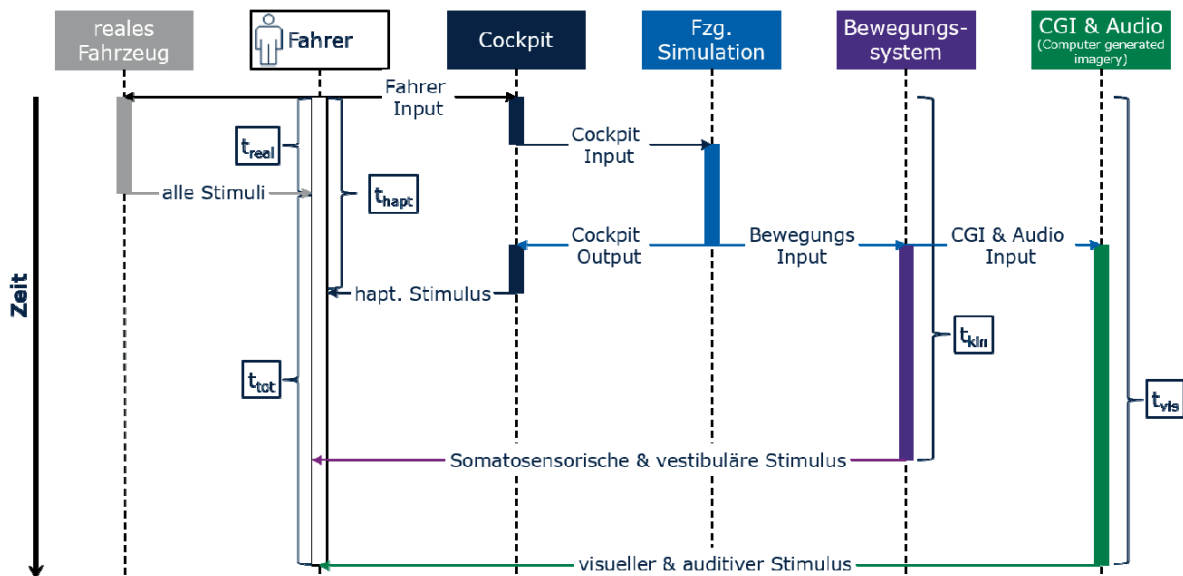
**Auf Basis der menschlichen Wahrnehmungsschwächen des Vestibularsystems ist es möglich, die darzustellenden Beschleunigungen im Fahrsimulator zu skalieren (Faktor: 0,5 – 0,7), translatorische Beschleunigungen eingeschränkt über die Tilt-Coordination zu substituieren sowie Fehlbewegungen (z.B. Wash-Out) über die Tilt-Coordination zu kompensieren. Dies erlaubt eine Reduzierung des notwendigen Bewegungsraums.**

## 2.2.4 Latenzzeiten

Ein entscheidendes Gütekriterium von Fahrsimulatoren ist deren Latenzzeit (weiterführend als Latenz abgekürzt) von der Systemeingabe bis zur wahrnehmbaren Reaktion. Im Simulator führt eine Latenz zu einer zeitlichen Diskrepanz zwischen dem vom Probanden antizipierten Zeitpunkt eines Stimulus und dessen Darstellung.

Zu große oder spürbar voneinander differierende Latenzen der einzelnen Stimuli (visuell, auditiv, haptisch, somatosensorisch, vestibulär) können zu einer geringeren Immersion oder Simulator-Sickness führen (Pausch et al. 1992, Frank et al. 1988, Draper et al. 2001).

Im Bereich der Unterhaltungselektronik, im Spezifischen von Rennspielsimulationen (statischen Fahrsimulatoren), konnte gezeigt werden, dass visuelle Latenzen von mehr als 50 ms bereits bei untrainierten Fahrern zu einer Verschlechterung der Leistung führen (Pantel, Wolf 2002, S. 27). FANG spezifiziert die Latenz der Bewegungsumsetzung bei State-of-the-Art-Simulatoren auf 32 bis 157 ms (Fang et al. 2011).



**Abbildung 2.7: Aufschlüsselung Latenzzeiten nach (Weiß 2015, S. 22)**

Abbildung 2.7 zeigt qualitativ aufgeschlüsselt die am Fahrsimulator wirkenden Latenzen, welche sich aus Software- sowie Hardwarelatenzen zusammensetzen. Die maximale Latenz wird auf Basis des zuletzt wirkenden Stimulus abzüglich der Latenzzeit ( $t_{\text{tot}}$ ) des realen physikalischen Systems bzw. des realen Fahrzeugs wie folgt berechnet.

$$t_{\text{tot}} = \max(t_{\text{hapt}}, t_{\text{kin}}, t_{\text{vis}}) - t_{\text{real}} \quad (2.1)$$



Zur Erhöhung der Immersion im Fahrsimulator und Prävention von Simulator-Sickness ist es zweckmäßig, die Latenzzeiten der Stimuli möglichst gering zu halten.

## 2.2.5 Motion-Sickness

Motion-Sickness (bzw. Kinetose) bezeichnet ein Gefühl des Unwohlseins, welches bis hin zum Erbrechen führen kann und durch widersprüchliche Wahrnehmungsstimuli herbeigeführt wird (Drexler et al. 2004, Kolasinski 1995, Brooks et al. 2010). Als bekanntestes Beispiel für Motion-Sickness kann die Seekrankheit genannt werden, welche bei widersprüchlichen visuellen und vestibulären Bewegungsstimuli auftreten kann (unter Deck – keine visuelle Wahrnehmung der Bewegung des Bezugssystems „Schiff“). Im Rahmen der Simulatornutzung wird der Begriff Simulator-Sickness genutzt, welcher eine systemspezifische Bezeichnung für die Motion-Sickness in einer virtuellen Realität ist.

Wird allein das Bewegungssystem des Simulators betrachtet, kann die Hervorrufung der Simulator-Sickness auf zwei primäre Ursachen zurückgeführt werden:

1. Einzelne Stimuli widersprechen sich (Berger et al. 2010, Aykent et al. 2013, Siegler et al. 2001). Dies kann z.B. bei einer Nutzung der Tilt-Coordination unter Verletzung der Wahrnehmungsschwellen geschehen – der Proband erwartet eine translatorische Beschleunigung, erfährt aber eine Neigung, welche nicht zum visuellen Stimulus passt.
2. Die Stimuli laufen asynchron zueinander bzw. die Latenzdifferenz der einzelnen Stimuli ist zu groß (Pausch et al. 1992, Frank et al. 1988, Draper et al. 2001).

**Die Gefahr, welche das Auftreten von Simulator-Sickness im Fahrsimulator birgt, ist eine fehlende Validität der Untersuchungsergebnisse. Es konnte beispielsweise gezeigt werden, dass Probanden, die unter aufkommender Simulator-Sickness litten, ihren Fahrstil unbewusst anpassten, um ein angenehmeres Fahrgefühl zu erreichen (Domeyer et al. 2013, Sahami, Sayed 2013, Mollenhauer 2004).**



## 3 Anwendungen von Fahrsimulatoren

Im folgenden Kapitel werden auf Basis beispielhafter Fahrdynamiksimulationen die kritischen Anforderungen für das Bewegungssystem eines Fahrsimulators abgeleitet. Diese sind so gewählt, dass mit ihnen eine möglichst repräsentative Bandbreite von Kraftfahrzeuguntersuchungen möglich ist. Anforderungen an das visuelle und auditive System sowie Cockpit werden nicht betrachtet.

Die folgend identifizierten und beschriebenen Fahrmanöver dienen weiterführend als beispielhafte Anforderungstreiber zur Fahrsimulatorentwicklung.

### 3.1 Motivation der Anwendungsanalyse

Unter der Annahme, dass ein Fahrsimulator mit 6 ansteuerbaren Freiheitsgraden (Fhg) ein Fahrzeug mit einer geringeren Systemdynamik 1:1 simulieren kann, wird dessen dynamischer Anwendungsraum über die maximal darstellbare Dynamik definiert. Die Anforderung für die maximale Dynamik des Fahrsimulators ergibt sich wiederum aus der Fahrdynamik von kritisch definierten Fahrmanövern. Insofern zu simulierende Fahrmanöver dynamisch unterhalb der kritischen Fahrmanöver liegen, kann der Fahrsimulator diese auch darstellen.

Hierbei würde jedoch der Simulator, in Abhängigkeit des darzustellenden Fahrmanövers und simulierten Fahrzeugs, die gleiche Geschwindigkeit aufbauen und Wegstrecke zurücklegen. Daraus abzuleiten ist, dass die zeitliche Länge des Fahrmanövers sowie die darzustellende Beschleunigung den Bewegungsraum des Fahrsimulators bestimmen.

Im Gegensatz zu den Beschleunigungsamplituden, welche im Simulationsbetrieb üblicherweise mit einem Faktor  $< 0,7$  skaliert werden (siehe 2.2.3), ist eine Streckung/Raffung des Zeitsignals (bzw. der Beschleunigungsfrequenz) nicht möglich. Somit besteht die Anforderung an einen Fahrsimulator darin, die Dynamik des Fahrmanövers 1:1 umzusetzen. Das zweite Newtonsche Gesetz ( $F(t) = m \cdot a(t)$ ) beschreibt, dass das Dynamikvermögen des Fahrsimulators von der Antriebskraft sowie der Masse des Bewegungssystems abhängig ist. Das bedeutet weitergeführt, dass sich aus der Dynamik eines darzustellenden Fahrmanövers die physikalischen Anforderungen des Masse-Kraft-Verhältnisses an einen Fahrsimulator ableiten lassen.

Zusammengefasst ist die kritische Auslegungsgröße eines Fahrsimulators bei einem niederfrequenten Fahrmanöver der Bewegungsraum sowie bei einem höherfrequenten Fahrmanöver die Dynamik. Vertikale Beschleunigungen spielen in der Auslegung des Bewegungssystems eine weniger kritische Rolle, da sie aufgrund der Bodengebundenheit des Kraftfahrzeugs keine großen Wegamplituden aufweisen und über spezielle unabhängige Bewegungssysteme (weiterer Fhg) wie Shaker dargestellt werden können (A. J. Clark et al. 2001, Pitz 2017, S. 11).

### 3.2 Exemplarische Fahrmanöver

Zur Konkretisierung der Anforderungen an Fahrsimulatoren werden auf Basis von als auslegungskritisch definierten Fahrmanövern exemplarisch Szenarien erstellt, um so die Fahrsimulatoranforderungen physikalisch beschreibbar zu machen. Dazu werden Fahrmanöver gewählt, die einerseits den Bereich der niederfrequenten sowie andererseits höherfrequente Beschleunigungen abbilden. Des Weiteren werden Gier- und Wankrate (Querschleunigungsmanöver) bzw. Nickrate (Längsbeschleunigungsmanöver) aufgenommen. Die Nutzung der Drehraten und nicht der Drehbeschleunigungen von Nick-, Wank- und Gierbewegungen basiert auf der primären Wahrnehmung der Drehraten bei Drehbeschleunigungen mit Frequenzen von größer 0,1 Hz (Kapitel 2.1.2).

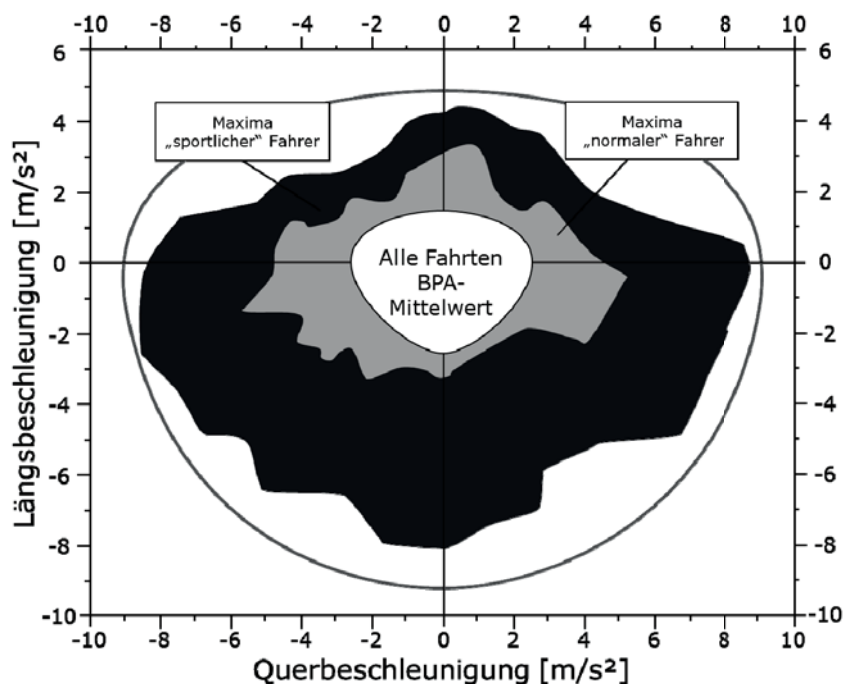


Abbildung 3.1: g-g Diagramm (Bielaczek 1999)

Die in den folgenden Unterkapiteln dargestellten Ergebnisse wurden mithilfe der Gesamtfahrzeugsimulation IPG CarMaker erstellt. Als Fahrzeug wurde hierfür ein Oberklassederivat genutzt und das Fahrermodell als sportlich (siehe Abbildung 3.1) parametrisiert.

### 3.2.1 Fahrmanöver mit niederfrequenter Quer-, Längsbeschleunigung

In Abbildung 3.2 und Abbildung 3.3 sind Fahrmanöver dargestellt, die einen vorrangig niederfrequenten Beschleunigungsanteil aufweisen und somit vor allem kritisch für die Auslegung des Bewegungsraums des Fahrsimulators sind.

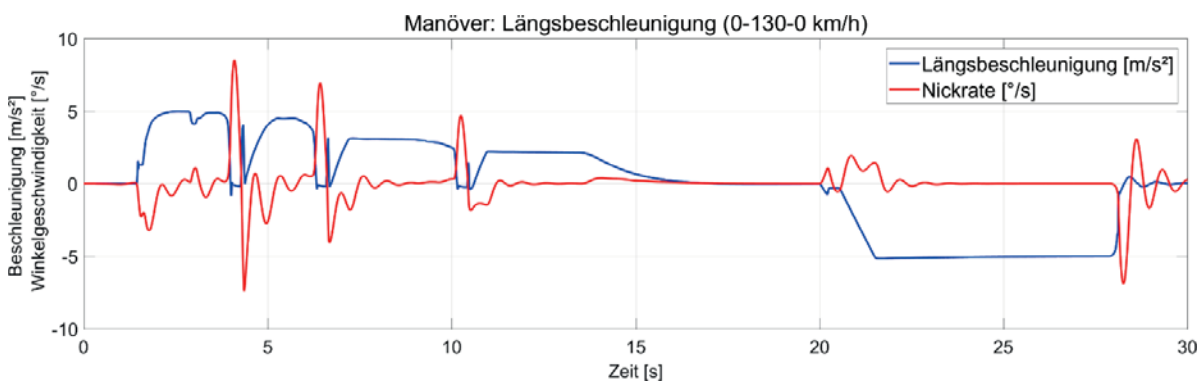


Abbildung 3.2: Längsbeschleunigung (0-130-0 km/h)

Das in Abbildung 3.2 dargestellte Fahrmanöver entspricht einer Beschleunigung aus dem Stand auf 130 km/h ( $t: 0\text{ s} - 16\text{ s}$ ) und einer darauffolgenden Bremsung in den Stillstand ( $t: 20\text{ s} - 30\text{ s}$ ). Im Diagramm abgebildet sind die Längsbeschleunigung sowie die Nickrate. Hervorzuheben ist vor allem der hohe niederfrequente Längsbeschleunigungsanteil der Bremsung. Eine unskalierte Darstellung der Bremsung im Fahrsimulator ohne den Einsatz der Tilt-Coordination benötigt theoretisch einen Bewegungsraum (Annahme: Bewegungssystem des Simulators befindet sich zum Anfang des Cues im Stillstand) von mindestens  $\int_{21,5\text{ s}}^{28\text{ s}} 5\text{ m/s}^2 dt^2 \approx \underline{105\text{ m}}$ .

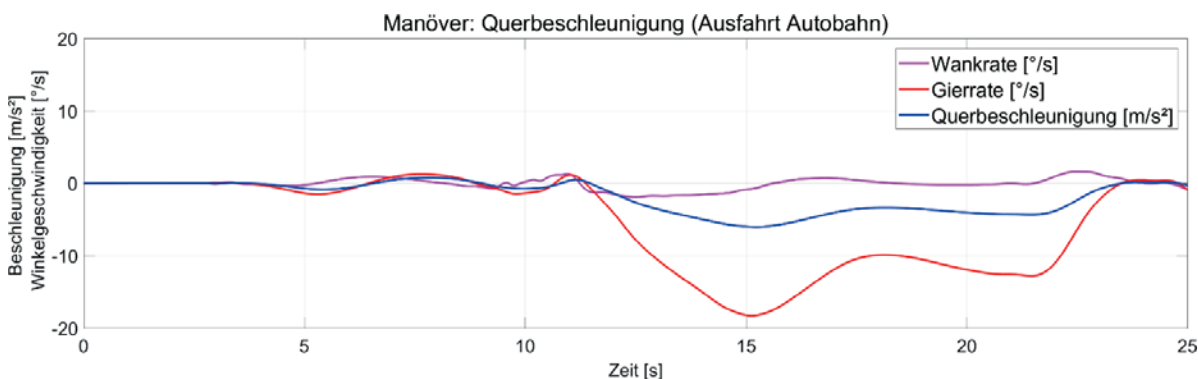


Abbildung 3.3: Querbeschleunigung (Ausfahrt Autobahn)

Das in Abbildung 3.3 dargestellte Fahrmanöver stellt den Fahrstreifenwechsel von der Autobahn auf den Verzögerungstreifen dar ( $t: 3\text{ s} - 11\text{ s}$ ) sowie eine darauffolgende Kurvenfahrt der Autobahnausfahrt ( $t: 11\text{ s} - 24\text{ s}$ ). Im Diagramm abgebildet sind die Querbeschleunigung sowie die Gier- und Wankrate. Der Fokus liegt auf dem hohen niederfrequenten Querbeschleunigungsanteil der Kurvenfahrt. Analog zum Beispiel der Längsbeschleunigung würde der Bewegungsraumbedarf eines Simulators bei mindestens  $\int_{19\text{ s}}^{27\text{ s}} 5\text{ m/s}^2 dt^2 \approx \underline{160\text{ m}}$  liegen.

### 3.2.2 Fahrmanöver mit höherfrequenter Quer-, Längsbeschleunigung

In Abbildung 3.5 sind Fahrmanöver dargestellt, welche einen vorrangig höherfrequenten Beschleunigungsanteil aufweisen und somit vor allem kritisch für die Auslegung der Dynamik des Fahrsimulators sind.

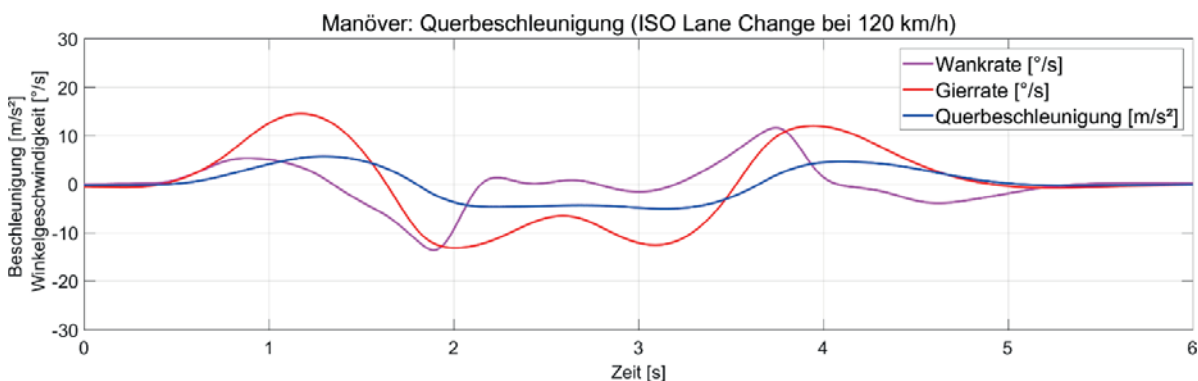


Abbildung 3.4: Querbeschleunigung (ISO Lane Change)

Der Aufbau des ISO-Lane-Change-Manövers (International Organization for Standardization 2011) beschreibt einen doppelten Spurwechsel, welcher folgend mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von 120 km/h durchfahren wird. Die betragsmäßig maximal auftretende Querbearschleunigung beträgt  $5,7 \text{ m/s}^2$  sowie die Gierrate  $5,7 \text{ }^\circ/\text{s}$ . Der betragsmäßig maximal auftretende Querruck beträgt  $25,6 \text{ m/s}^3$  sowie die Gierbeschleunigung  $57,8 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ .

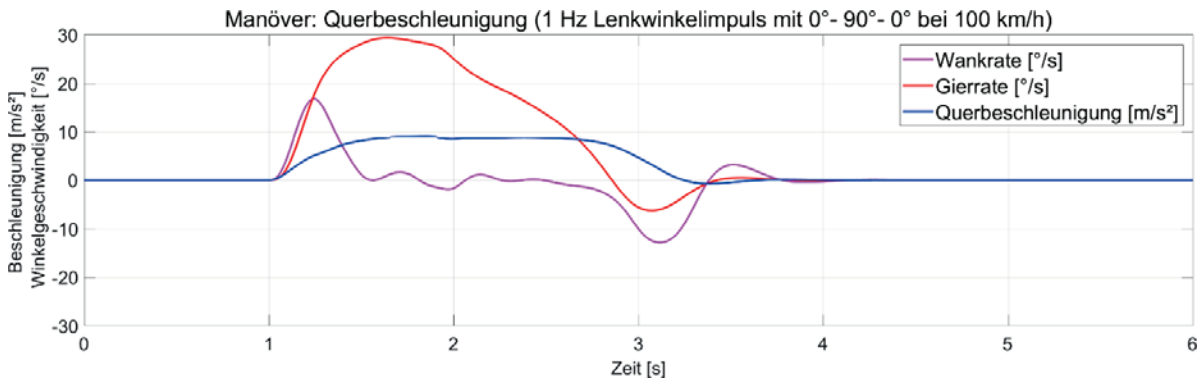


Abbildung 3.5: Querbearschleunigung (Lenkwinkelimpuls)

Das Fahrmanöver Lenkwinkelimpuls beschreibt einen Lenkwinkelsprung bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 100 km/h. Dieser erfolgt durch ein Eindrehen des Lenkrads auf  $90^\circ$  innerhalb von 250 ms. Der Lenkwinkel wird über 150 ms gehalten und danach wieder innerhalb von 250 ms auf  $0^\circ$  zurückgestellt. Die betragsmäßig maximal auftretende Querbearschleunigung beträgt  $8,9 \text{ m/s}^2$  sowie die Gierrate  $29,3 \text{ }^\circ/\text{s}$ . Der betragsmäßig maximal auftretende Querruck beträgt  $29,1 \text{ m/s}^3$  sowie die Gierbeschleunigung  $114,5 \text{ }^\circ/\text{s}^2$ .

### 3.2.3 Kombinierte Fahrt

Als Normalfahrt wurde eine ca. 26 km lange Strecke von Wilsdruff nach Dresden-Neustadt gewählt. Aus Abbildung 3.6 können dem Streckenverlauf die Stadt-/Überlandanteile des Fahr Szenarios entnommen werden.

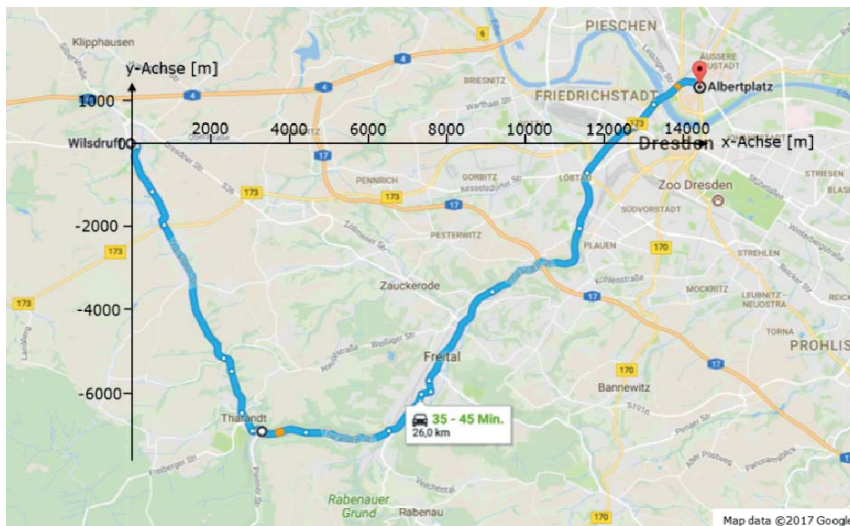


Abbildung 3.6: Realfahrt Wilsdruff-Dresden



Das Streckenprofil inkl. Infrastrukturinformationen wurde in die Fahrzeugsimulation IPG CarMaker importiert und unter Berücksichtigung der Beschleunigungs-Maxima eines sportlichen Fahrers (Abbildung 3.1) in der Simulation abgefahren. Folgend wird die Strecke als „Teststrecke“ bezeichnet. Detaillierte Zeit-Verläufe von Gierrate sowie Längs- und Querschleunigung sind Anhang A zu entnehmen.

Des Weiteren liegt eine in IPG CarMaker simulierte Fahrt auf der Nürburgring-Rennstrecke im Anhang A. Diese wurde mit einem Sportfahrzeug und einem sportlichen Fahrer (siehe oben) durchfahren.



## 4 Stand der Technik

Fahrsimulatoren können grundsätzlich in zwei Gruppen eingeteilt werden: statische Systeme ohne Bewegungssystem (low-level) und dynamische Systeme (mid-level und high-level) mit Bewegungssystem (Slob 2008, Mohajer et al. 2015). Für die vorliegende Arbeit sind ausschließlich die dynamischen Systeme von Interesse. Folgend werden daher lediglich dynamische Fahrsimulatoren hinsichtlich ihres Bewegungssystems aufgeführt und kategorisiert. Weiterführend werden auf Basis der menschlichen Bewegungswahrnehmung (Kapitel 2) und der Anwendungsschwerpunkte von Fahrsimulatoren (Kapitel 3) die Systemanforderungen abgeleitet. Diese werden darauf den jeweiligen Fahrsimulator-eigenschaften gegenübergestellt und die Simulatoren bewertet.

### 4.1 Dynamische Fahrsimulatorsysteme

Dynamische Fahrsimulatorsysteme werden folgend in vier Typen (Parallelkinematiken, Schienensysteme, sonstige Bewegungssysteme, selbstfahrende Systeme) klassifiziert. In den folgenden Unterkapiteln werden exemplarische Systeme der jeweiligen Klassifizierung hinsichtlich ihrer Eigenschaften untersucht.

#### 4.1.1 Parallelkinematiken

Eine Parallelkinematik (parallele Stabkinematik) besteht aus  $n$  geometrisch nicht parallel zueinander angeordneten Stabkinematiken, welche an einem Ende am Boden und am anderen Ende an einer darauf befindlichen Plattform angebunden sind. Mittels einer Veränderung (Aus-/ Einfahren des Zylinders) der Distanz ihrer Anbindungspunkte ist es möglich, die Plattform mit  $n$  Fhg im Raum zu bewegen. Dabei beschreibt die maximal einstellbare kombinierte Ausfahrlänge der  $n$  Stabkinematiken die Größe des Bewegungsraums. Je größer die Ausfahrlänge, desto größer der Bewegungsraum.

Die wohl bekanntesten Vertreter der Parallelkinematik sind der Tripod ( $n = 3$ ) und der Hexapod ( $n = 6$ ), auch Stewart-Plattform (Stewart 1966) genannt (siehe z.B. Abbildung 4.1).

Parallelkinematiken, insbesondere Hexapoden mit elektrisch oder hydraulisch aktuierten Zylindern, sind der am häufigsten verwendete Bautyp von dynamischen Simulatoren (Slob 2008, Mohajer et al. 2015). Sie erlauben die Darstellung von Bewegungen in alle 3 translatorischen sowie 3 rotatorischen Bewegungsrichtungen und decken damit theoretisch alle notwendig darstellbaren Fhg der Fahrzeugdynamik ab. Allein die Zylinderlänge und der daraus resultierende Bewegungsraum sowie ihre Stelldynamik schränken die Abbildungsgüte der Simulation ein.



## SimCar – Fahrsimulator des DLR

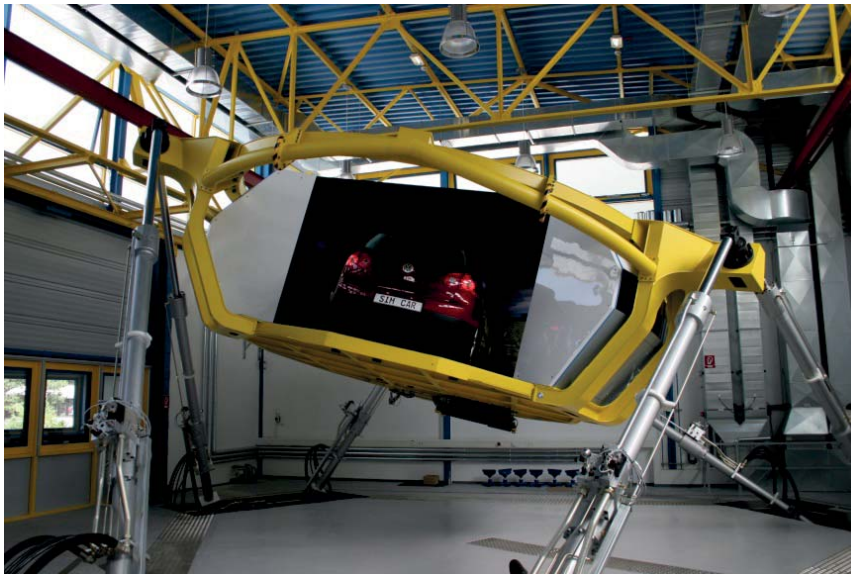


Abbildung 4.1: DLR Fahrsimulator (Pattberg 2005)

Der in Abbildung 4.1 dargestellte Fahrsimulator des Deutschen Luft- und Raumfahrtzentrums (DLR) in Braunschweig verfügt nach (Pattberg 2005, Stöbe 2006) über einen hydraulischen Hexapod, dessen fahrzeugtragende Kabine unterhalb der oberen Gelenke aufgehängt ist. In Tabelle 4.1 werden der Arbeitsraum und die Dynamik des Simulators für die 6 unabhängig voneinander ansteuerbaren Fhg zusammengefasst. Der Simulator hat eine Nutzlast von ca. 1,3 t.

Tabelle 4.1: Eigenschaften Bewegungsraum – DLR Fahrsimulator (Stöbe 2006)

Bewegungssystem	Orientierung	Bewegungsraum [m], [°]	Geschwindigkeit [m/s], [°/s]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ], [°/s <sup>2</sup> ]
Hexapod	x	±1,5	±2	±10
	y	±1,4	±2	±10
	z	±1,4	±2	±10
	$\theta$ (Nicken)	-20/ +21	±50	±250
	$\phi$ (Rollen)	±21	±50	±250
	$\psi$ (Gieren)	±21	±50	±250



### 4.1.2 Schienensysteme

Aufgrund dessen, dass selbst große Hexapod Systeme in ihrem translatorischen Bewegungsraum stark limitiert sind (z.B. Tabelle 4.1), wird der Hexapod im Bereich der Fahrsimulatoren oftmals um ein zweites translatorisches Bewegungssystem erweitert. Dies ist bei vielen Fahrsimulatoren in Form eines Schienensystems umgesetzt, auf dem der Hexapod in  $x$ - und/oder  $y$ -Richtung verfahren kann (Abbildung 4.2). Diese Systeme sind entweder als einfache Schiene ausgeführt, bei dem der Hexapod nur um einen Fhg erweitert wird ( $x$  oder  $y$ ) oder als doppelte Schiene, bei dem zwei Schienen orthogonal zueinander laufen und der Hexapod um 2 Fhg erweitert wird ( $x$  und  $y$ ). Des Weiteren kann zusätzlich der Gier-freiheitsgrad ( $\psi$ ) mittels eines Drehgelenks erweitert werden.

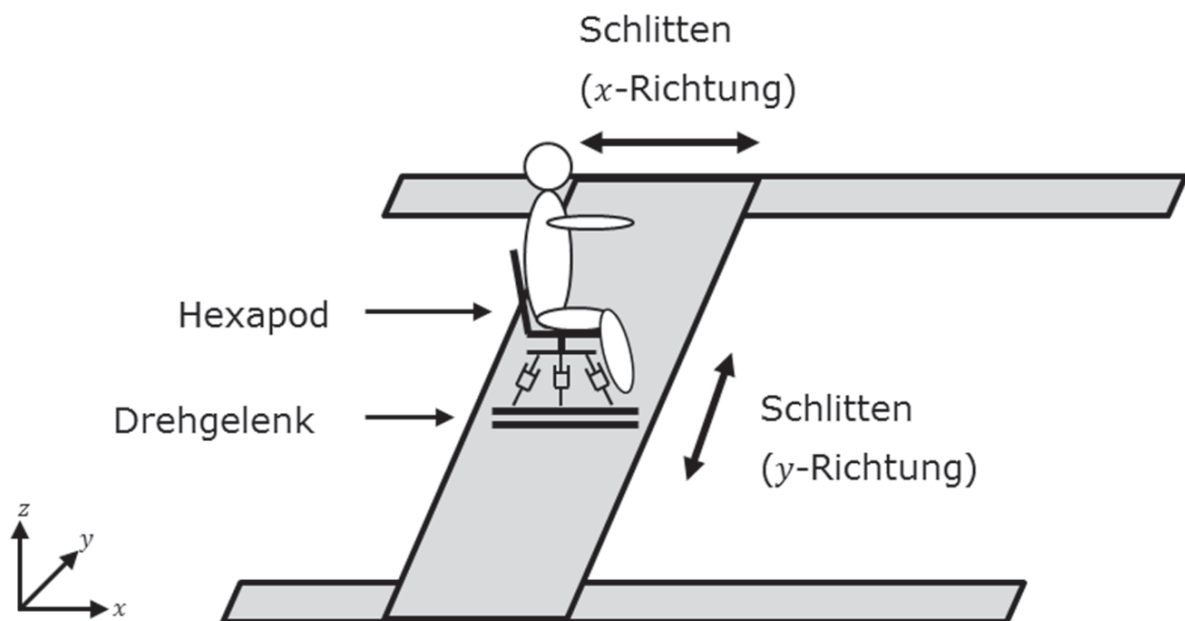


Abbildung 4.2: Prinzip Schienensysteme



## Daimler Fahrsimulator



**Abbildung 4.3: Daimler Fahrsimulator (Mercedes-Benz Deutschland 2015)**

Der Daimler Fahrsimulator (Abbildung 4.3) besteht aus einem Hexapod, mit einem darauf installierten Dom, welcher sich auf einer Schiene (entweder  $x$ - oder  $y$ -Richtung) bewegt. Der Dom ist in der Lage, komplette Fahrzeuge aufzunehmen. (Zeeb 2010)

**Tabelle 4.2: Eigenschaften Bewegungsraum – Daimler (Zeeb 2010)**

Bewegungssystem	Orientierung	Bewegungsraum [m], [°]	Geschwindigkeit [m/s], [°/s]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ], [°/s <sup>2</sup> ]
<b>Hexapod</b>	$x$	±1,5	±1,2	±10
	$y$	±1,1	±1,2	±10
	$z$	±1	±1,2	±10
	$\theta$ (Nicken)	±24	±80	±250
	$\phi$ (Rollen)	±20	±80	±250
	$\psi$ (Gieren)	±38	±80	±250
<b>Schiene</b>	$x$ oder $y$	±6,25	±10	±10
<b>Drehgelenk</b>	$\psi$ (Gieren)	±90	k.A.	k.A.



## Toyota Fahrsimulator



Abbildung 4.4: Toyota Fahrsimulator (Murano et al. 2009)

Der Toyota Fahrsimulator besteht aus einem Dom, einer Drehscheibe (innerhalb des Doms), einem Hexapodsystem mit 6 Fhg und einem Shaker (vertikaler Hochfrequenz Aktuator). Diese Anordnung befindet sich auf einem doppelten Schienensystem, welche aktuell den größten Bewegungsraum aller in Betrieb befindlichen Fahrsimulatoren bietet (Abbildung 4.4). Die Gesamtmasse des Systems beträgt in etwa 80 t. (Murano et al. 2009)

Tabelle 4.3: Eigenschaften Bewegungsraum – Toyota Fahrsimulator (Murano et al. 2009)

Bewegungs-system	Orientierung	Bewegungsraum [m], [°]	Geschwindigkeit [m/s], [°/s]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ], [°/s <sup>2</sup> ]
<b>Hexapod</b>	$x$	±0,7	±1,0	±4,9
	$y$	±0,66	±1,0	±4,9
	$z$	±0,6	±1,0	±9,8
	$\theta$ (Nicken)	±25	±45	±120
	$\phi$ (Rollen)	±25	±44	±120
	$\psi$ (Gieren)	±25	±44	±120
<b>Schiene</b>	$x$	±17,5	±6,1	±4,9
	$y$	±10	±6,1	±4,9
<b>Drehgelenk</b>	$\psi$ (Gieren)	±330	±60	±120
<b>Hoch-frequenz Aktuator</b>	$z$	±0,05	±0,16	±4,9
	$\theta$ (Nicken)	±2,0	±2,0	±197
	$\phi$ (Rollen)	±3,88	±3,88	±381



## National Advanced Driving Simulator



Abbildung 4.5: NADS Fahrsimulator (A. J. Clark et al. 2001)

Der National Advanced Driving Simulator (NADS) ist konzeptionell identisch mit dem Aufbau des Toyota Fahrsimulators (Abbildung 4.5). (A. J. Clark et al. 2001)

Tabelle 4.4: Eigenschaften Bewegungsraum – NADS Fahrsimulator (A. J. Clark et al. 2001)

Bewegungssystem	Orientierung	Bewegungsraum [m], [°]	Geschwindigkeit [m/s], [°/s]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ], [°/s <sup>2</sup> ]
<b>Hexapod</b>	$x$	k.A.	k.A.	k.A.
	$y$	k.A.	k.A.	k.A.
	$z$	±0,6	±1,5	±10
	$\theta$ (Nicken)	±25	±45	±120
	$\phi$ (Rollen)	±25	±45	±120
	$\psi$ (Gieren)	k.A.	k.A.	k.A.
<b>Schiene</b>	$x$	±10	±6,1	±6,1
	$y$	±10	±6,1	±6,1
<b>Drehgelenk</b>	$\psi$ (Gieren)	±330	±60	±120
<b>Hochfrequenz Aktuator</b>	$z$	±0,05	±0,16	±4,9





## Stuttgarter Fahrsimulator



Abbildung 4.6: Stuttgarter Fahrsimulator (Pitz 2017, S. 11)

Der Fahrsimulator des Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) ist der größte Simulator, der in einem europäischen Forschungsinstitut betrieben wird. Er ist in der Lage, ein komplettes Fahrzeug im Dom (Abbildung 4.6) aufzunehmen, besitzt aber kein Drehgelenk. (Pitz 2017, S. 11 ff)

Tabelle 4.5: Eigenschaften Bewegungsraum – Stuttgarter Fahrsimulator (Pitz 2017, S. 13)

Bewegungssystem	Orientierung	Bewegungsraum [m], [°]	Geschwindigkeit [m/s], [°/s]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ], [°/s <sup>2</sup> ]
Hexapod	$x$	±0,453	±0,5	±5
	$y$	±0,445	±0,5	±5
	$z$	±0,387	±0,5	±6
	$\theta$ (Nicken)	±18	±30	±90
	$\phi$ (Rollen)	±18	±30	±90
	$\psi$ (Gieren)	±21	±30	±120
Schiene	$x$	±5	±2	±5
	$y$	±3,5	±3	±5

### 4.1.3 Sonstige Bewegungssysteme

Neben den oben aufgeführten „Hexapod mit Schienensystem“-Fahrsimulatoren, welche zu einer Art Standard bei komplexen Fahrsimulatorsystemen geworden sind, existieren noch weitere Bewegungssysteme mit alternativen Konzepten. Diese sind unter „sonstige Bewegungssysteme“ zusammengefasst.



## Driver in Motion (DIM)



Abbildung 4.7: Driver in Motion Fahrsimulator (Vi-grade GmbH 2017)

Der Simulator Driver in Motion (DIM) von der Firma VI-Grade (Abbildung 4.7) basiert auf einem Hexapod, auf dem eine austauschbare Fahrerkabine installiert ist. Der Hexapod wiederum steht auf einer Plattform, die anhand 3 Linearaktuatoren in der  $x$ - $y$ -Ebene (ebener Tripod) bewegt werden kann. Um ein Gleiten der Plattform über die Oberfläche des Bodens zu ermöglichen, wird unter der Plattform ein Luftpolster erzeugt. Nach VI-Grade ist dies eine leise und gleichzeitig sehr steife Alternative zu den herkömmlichen Schienensystemen. Mit dem Vorteil, dass der Simulator kostengünstiger und leichter ist, was wiederum eine höhere Dynamik, bzw. geringere Latenz ermöglicht. (Vi-grade GmbH 2017)

Tabelle 4.6: Eigenschaften Bewegungsraum – Driver in Motion Fahrsimulator (DIM 150 System) (Vi-grade GmbH 2017)

Bewegungs-system	Orientierung	Bewegungsraum [m], [°]	Geschwindigkeit [m/s], [°/s]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ], [°/s <sup>2</sup> ]
<b>Hexapod</b>	$x$	±0,28	±2,0	±25
	$y$	±0,25	±1,7	±25
	$z$	±0,22	±1,6	±35
	$\theta$ (Nicken)	±20	±130	±2000
	$\phi$ (Rollen)	±20	±135	±2500
	$\psi$ (Gieren)	±20	±135	±3000
<b>Bewegungsplattform (ebener Tripod)</b>	$x$	±0,8	±1,7	±12
	$y$	±0,75	±1,5	±10
	$\psi$ (Gieren)	±25	±165	±900



## Desdemona

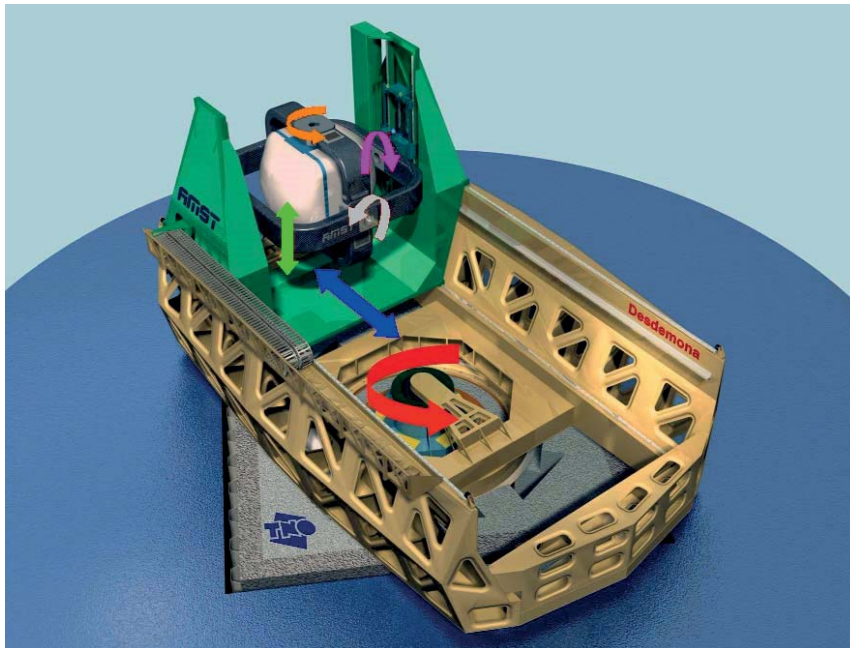


Abbildung 4.8: Desdemona Simulator (Roza et al. 2007)

Der Simulator Desdemona ist prinzipiell als Flugsimulator konzipiert, kann jedoch ebenso aufgrund seines sehr variablen Bewegungsraums als Fahr- und Schiffsimulator eingesetzt werden. Es ist möglich, neben Standard Fahr- und Flugmanövern auch Manöver im physikalischen Grenzbereich, wie sie zum Beispiel bei militärischen Flugmanövern oder Offroad-Fahrten auftreten, darzustellen. (Bles, Groen 2009, Roza et al. 2007)

Der Desdemona Simulator (Abbildung 4.8) basiert auf einem Rotationsarm (in Abb. beige), ähnlich einer Zentrifuge, welcher als Schiene ausgeführt ist und eine Bewegung der Gondel (Abb. grün) ermöglicht. Die Kabine (Abb. weiß), in welcher sich das Fahrer- bzw. Pilotencockpit befindet, ist wiederum mit 4 Fhg in der Gondel gelagert. Mittels einer Rotation des Arms kann die auftretende Zentrifugalbeschleunigung genutzt werden, um hohe  $x, y$  oder  $z$  Beschleunigung (in Abhängigkeit der Kabinenausrichtung) auf den Probanden wirken zu lassen. (Roza et al. 2007)

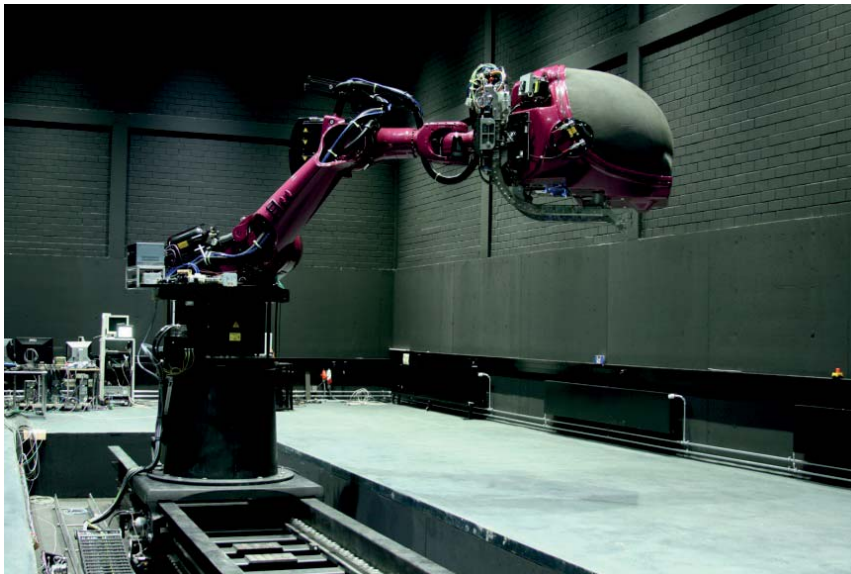
Tabelle 4.7: Eigenschaften Bewegungsraum – Desdemona Simulator (Roza et al. 2007)

Bewegungssystem	Orientierung	Bewegungsraum [m], [°]	Geschwindigkeit [m/s], [°/s]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ], [°/s <sup>2</sup> ]
Kabine	$z$	$\pm 2$	$\pm 2$	$\pm 4,9$
	$\theta$ (Nicken)	$\pm \infty$	$\pm 180$	$\pm 172$
	$\phi$ (Rollen)	$\pm \infty$	$\pm 180$	$\pm 115$
	$\psi$ (Gieren)	$\pm 4$	$\pm 3,2$	$\pm 4,9$
Schiene	$x$ oder $y$	$\pm 17,5$	$\pm 6,1$	$\pm 4,9$
Rotationsarm	$\psi$ (Gieren)	$\pm \infty$	$\pm 109$	$\pm 29$





## Industrieroboter Basis



**Abbildung 4.9: CyberMotion Simulator (Nieuwenhuizen, Bülthoff 2013)**

Simulatoren der Firma Buck Engineering & Consulting GmbH (BEC) bauen auf den seriellen Robotern der Firma Keller und Knappich Augsburg (KUKA) auf. Die hier eingesetzte Baureihe ist ein 6-Achs-System, das ursprünglich für den industriellen Einsatz zur Werkzeugführung entwickelt wurde. Nach BEC bietet der Einsatz eines Roboters als Bewegungssimulator Vorteile gegenüber herkömmlichen Hexapod-Systemen. Dazu zählen eine höhere Bewegungsfreiheit, größere Bewegungshüllen, eine anhaltende Zentrifugalbeschleunigung und die Darstellung extremer Orientierungen (z. B. auf dem Kopf). (Nieuwenhuizen, Bülthoff 2013)

Der hier dargestellte CyberMotion Simulator (Abbildung 4.9) des Max-Planck-Instituts in Tübingen besitzt eine zusätzliche Hubvorrichtung, welche eine größere Bewegung in z-Richtung ermöglicht. Darüber hinaus befindet sich der Sockel des KUKA Roboters auf einer Schiene, was eine erweiterte Bewegungsfreiheit in x- oder y-Richtung (abhängig von der Kabinenorientierung) ermöglicht.

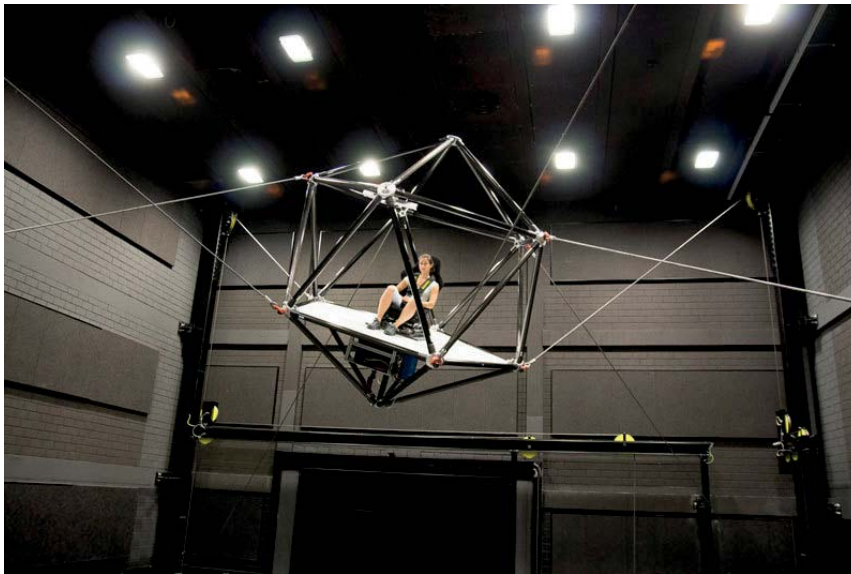
Die Kabine ist auf eine zulässige Gesamtmasse von 1000 kg beschränkt und austauschbar. Dies erlaubt einen Einsatz als Flug- sowie Fahrsimulator. (Nieuwenhuizen, Bülthoff 2013)

**Tabelle 4.8: Eigenschaften Bewegungsraum – MPI CyberMotion Simulator (Nieuwenhuizen, Bülthoff 2013)**

Bewegungssystem	Achse	Bewegungsraum [ $^{\circ}$ ], [m]	Geschwindigkeit [ $^{\circ}/s$ ], [m/s]	Beschleunigung [ $^{\circ}/s^2$ ], [m/s $^2$ ]
<b>Roboter Arm (rotatorisch)</b>	1	$\infty$	68	98
	2	-128/-48	57	70
	3	-45/+92	69	128
	4	$\pm 180$	76	33
	5	$\pm 58$	76	95
	6	$\pm 180$	120	77
<b>Kabine (translatorisch)</b>	-	1,35	0,5	k.A.
<b>Schiene (translatorisch)</b>	-	9,88	1,5	k.A.



## Seilzugsystem



**Abbildung 4.10: Cable Robot Simulator (Miermeister et al. 2016)**

Der Cable Robot Simulator des Max-Planck-Instituts in Tübingen besteht aus einer ca. 80 kg schweren Kabinenkonstruktion mit einer max. Zuladung von bis zu 500 kg, welche über 8 Drahtseile in einer Halle aufgehängt ist. Die Seile können unabhängig voneinander angetrieben (ein-/ausgerollt) werden. Die Gondel kann dadurch mit lateralen Beschleunigungen von bis zu  $14 \text{ m/s}^2$  frei im kompletten Raum von  $5 \times 8 \times 5 \text{ m}^3$  bewegt werden. (Miermeister et al. 2016)

Die Kabine kann mit einem Head-Mounted-Display und einem Head-Tracking-System bestückt werden und verzichtet auf ein Projektionssystem.

**Tabelle 4.9: Cable Robot Simulator (Miermeister et al. 2016)**

Bewegungssystem	Orientierung	Bewegungsraum [m], [°]	Geschwindigkeit [m/s], [°/s]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ], [°/s <sup>2</sup> ]
Cable Robot	$x$	$\pm 2$	$\pm 5$	$\pm 14$
	$y$	$\pm 2,5$	$\pm 5$	$\pm 14$
	$z$	$\pm 2,5$	$\pm 5$	$\pm 14$
	$\theta$ (Nicken)	$\pm 40$	$\pm 100$	$\pm 100$
	$\phi$ (Rollen)	$\pm 40$	$\pm 100$	$\pm 100$
	$\psi$ (Gieren)	$\pm 5$	$\pm 100$	$\pm 100$



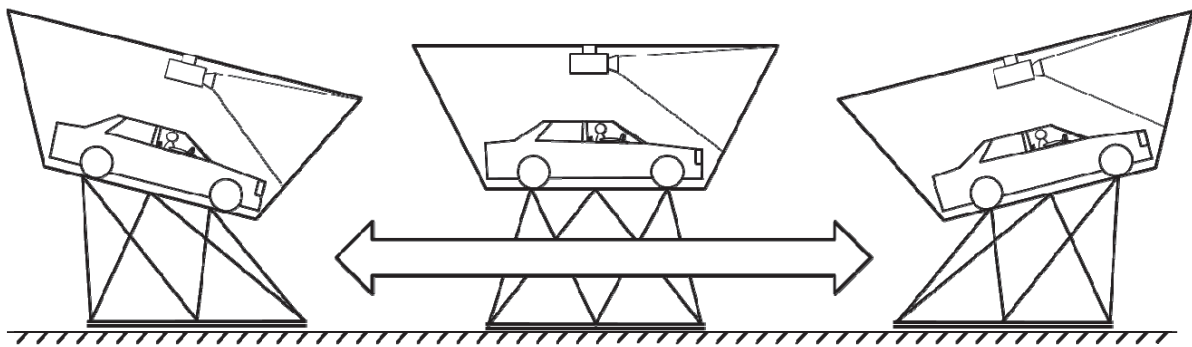
## 4.2 Anforderungen gegenüber bestehenden Konzepten

Wie in Kapitel 2.2.2 beschrieben, ist es bei der Nutzung der Tilt-Coordination-Technik notwendig, die Neigung des Probanden unterhalb seiner Wahrnehmungsgrenzen durchzuführen. Dies bedeutet, dass mittels der Tilt-Coordination maximal  $3,3 - 4,9 \text{ m/s}^2$  Beschleunigung bei maximal  $1 \text{ m/s}^3$  Beschleunigungsänderung dargestellt werden können. Unter Berücksichtigung dieser limitierenden Faktoren sowie der Anforderungen aus Kapitel 3.2 ist eine ausschließliche Nutzung der Tilt-Coordination zur Beschleunigungsdarstellung nicht möglich.

Folgend wird der translatorisch benötigte Bewegungsraumbedarf theoretisch sowie an einem praxisorientierten Beispiel untersucht.

### 4.2.1 Theoretische Herleitung des Arbeitsraumbedarfs

Zur Berechnung des notwendigen Bewegungsraums des translatorischen Systems hat BETZ (Betz 2015, S. 19 ff) die Bewegung des Simulators in seinem Bewegungsraum vereinfacht als Oszillator bzw. ebenes Pendel dargestellt (Abbildung 4.11). Mit dieser Annahme ist es möglich zu bestimmen, wie groß der laterale Bewegungsraum des Simulators sein muss, um bei einer überlagerten Beschleunigungsdarstellung der Tilt-Coordination sowie einer realen lateralen Bewegung eine optimale Darstellung zu generieren.



**Abbildung 4.11: Kombinierte Tilt-Coordination und translatorische Bewegung**

Die maximale Grenzfrequenz der simulierten Tilt-Coordination-Beschleunigung ( $f_{TC\_max}$ ) berechnet BETZ (Betz 2015) wie folgt:

$$f_{TC\_max} = \frac{g}{2\pi \cdot a_{TC\_max}} \cdot \dot{\phi}_{tilt} \approx \underline{0.033 \text{ Hz}} \quad (4.1)$$

mit

$$a_{TC\_max} = 5 \text{ m/s}^2$$

$$\dot{\phi}_{tilt\_max} = 6^\circ/\text{s} \approx 0,1 \text{ rad/s}$$

Translatorische Beschleunigungen mit Frequenzen über  $0,033 \text{ Hz}$  können damit, unter Berücksichtigung der Wahrnehmungsschwelle und einem realen Fahreindruck, nicht allein über die Tilt-Coordination-Technik dargestellt werden, sondern müssen vom translatorischen Bewegungssystem überlagert werden. Damit ergeben sich für einen Fahrsimulator folgende Anforderungen an den Bewegungsraum:

$$f_{TC,max} = \sqrt{\frac{a_{TC,max}}{l}} \cdot \frac{1}{2\pi} \quad (4.2)$$

$$l = \frac{a_{TC,max}}{(2\pi * f_{TC,max})^2} \approx \underline{\underline{118,44 \text{ m}}} \quad (4.3)$$

In Abbildung 4.12 ist dieser Zusammenhang sowie die Frequenzlücken bei einem maximalen Bewegungsraum für  $l = \pm 1 \text{ m}$  und  $l = \pm 10 \text{ m}$  dargestellt.

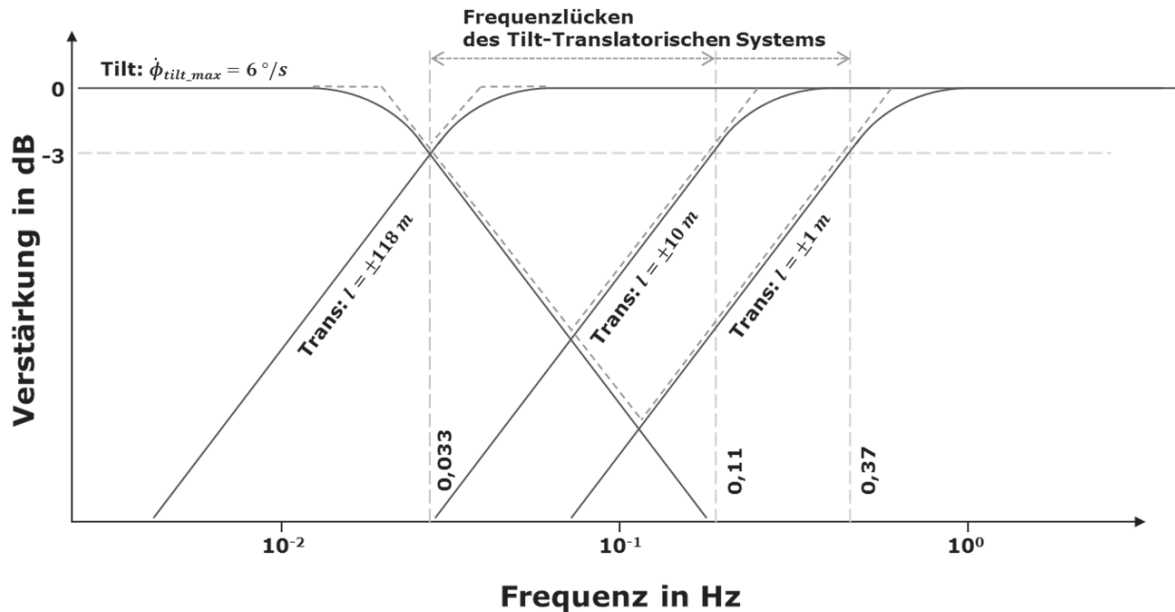
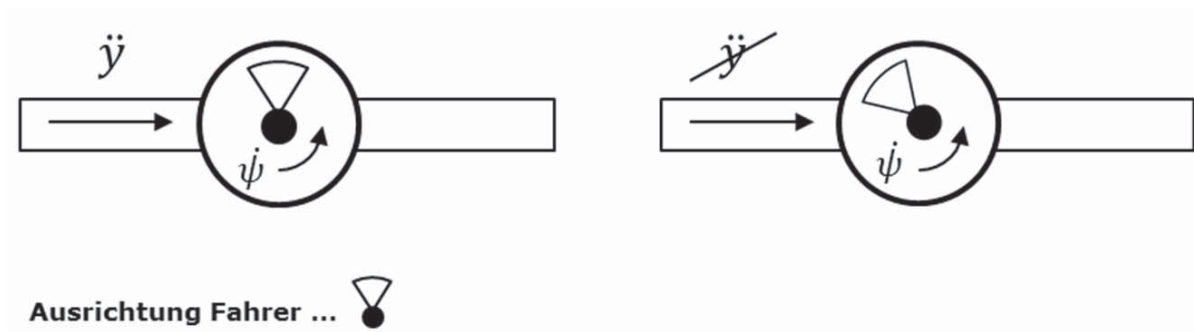


Abbildung 4.12: Frequenzdarstellung des Tilt-Translatorischen Systems nach (Betz 2015, S. 22)

## 4.2.2 Arbeitsraumbedarf in Bezug auf bestehende Konzepte

Für die Simulation einer realen Fahrt ist neben der translatorischen Beschleunigung ebenfalls das Gieren des Fahrzeuges darzustellen (siehe Abbildung 3.2 bis Abbildung 3.5). Bei einer Gierung des Probanden auf einem einfachen Schienensystem (z.B. Abbildung 4.3) kommt es zu einer verdrehten Ausrichtung von Fahrer und Schiene (uneindeutige Zuordnung der Schienenausrichtung). In der Simulation einer unskalierten 90° Kurvenfahrt wäre z.B. die Ausrichtung des Probanden zur Schiene zum Anfang des Cues in  $y$ -Richtung und würde sich über den Kurvenverlauf in die  $x$ -Richtung verändern (siehe Abbildung 4.13). Aufgrund dessen werden Fahrmanöver eingesetzt, die keine großen Gierbewegungen aufweisen. Somit bedarf es zur umfassenden Simulation von Fahrmanövern eines Bewegungssystems mit 2 orthogonalen translatorischen Fhg.



**Abbildung 4.13: Darstellungsproblem am einfachen Schienensystem**

Die Erweiterung eines zweifachen Schienensystems auf die benötigten  $\pm 118$  m impliziert jedoch ein weiteres Problem. Eine derart umfassende Erweiterung des Bewegungsraums führt zu einer deutlichen Zunahme der bewegten Masse des Simulators und somit, hinsichtlich der erforderlichen Dynamik eines Fahrsimulators, zu einem sehr hohen Kraftbedarf der Antriebsmotoren. Beispielhaft für eine einfache Schienen-Hexapod-Kombination, mit einer Schienenlänge von 15 m und einer Masse des Hexapods von  $m_{\text{hex}} = 4$  t, berechnet sich für die Beschleunigung von  $a_{\text{max}} = 5$  m/s<sup>2</sup> die notwendige Antriebskraft wie folgt:

$$F_{\text{hex}} = m_{\text{hex}} \cdot a_{\text{max}} = \underline{20 \text{ kN}} \quad (4.4)$$

Da aber, wie dargestellt, ein einfaches Schienensystem nicht ausreicht, muss dieses Beispielsystem um eine Schiene erweitert werden. Aufgrund dessen, dass die erste Schiene (inkl. Hexapod) auf der zweiten Schiene installiert ist (Annahme Länge 15 m), muss diese nun mitbewegt werden. Bei einer Massenannahme von  $m_{\text{sled}} = 16$  t resultiert daraus ein Kraftbedarf von:

$$F_{\text{hex,sled}} = (m_{\text{hex}} + m_{\text{sled}}) \cdot a_{\text{max}} = \underline{100 \text{ kN}} \quad (4.5)$$

Allein für die Bewegung der zweiten Schiene steigt der Kraftbedarf des Simulators um den Faktor 5. Bei einer Erweiterung des Bewegungsraums auf  $\pm 118$  m würde der Kraftbedarf so hoch sein, dass die Umsetzung eines solchen Fahrsimulators nur bedingt sinnvoll wäre.

Auch eine deutliche Erweiterung von alternativen Bewegungssystemen, wie dem Driver in Motion Simulator oder Cable Robot Simulator, ist im Hinblick auf die notwendige Systemdynamik nicht praktikabel zu lösen. Es kann angenommen werden, dass eine wesentliche Erweiterung des Bewegungsraums des Cable Robot Simulators zu einem zu hohen Eigengewicht der Stahlseile führt. Dieses wiederum kann nur mittels des Einsatzes von ebenfalls großen Antriebsleistungen kompensiert werden. Analog gilt die Annahme für die Bewegungsraumerweiterung des Driver in Motion Simulators. Es müsste ein horizontaler Tripod mit sehr langen Zylindern verbaut werden, was das System nur begrenzt erweiterbar macht.

### 4.2.3 Beispielhafte Herleitung des Arbeitsraumbedarfs

Folgend ist eine vereinfachte Version des 8 Fhg Motion-Filter nach FISCHER (Fischer et al. 2011) modelliert (Abbildung 4.14). Die Erkenntnisse des Kapitels wurden bereits veröffentlicht (Tüschen, Prokop 2017).

Als Eingangswerte des Motion-Filter dienen die Längs- und Querschleunigung  $(\dot{x}_{\text{Fzg}}^{(S)}; \dot{y}_{\text{Fzg}}^{(S)})$  sowie Gierrate  $(\dot{\psi}_{\text{Fzg}}^{(S)})$  des simulierten Fahrzeugs. Die Gierrate wird lediglich skaliert und ungefiltert umgesetzt. Die Längs- und Querschleunigungen werden hingegen mittels einer Kombination von Hochpässen auf die einzelnen Darstellungssysteme verteilt. Dabei werden die hochfrequenten Beschleunigungen



gungsanteile durch die translatorische Bewegung des Hexapods dargestellt; die mittleren Frequenzanteile über das Schienensystem und die niederfrequenten Anteile über die Tilt-Coordination. Des Weiteren werden die einzelnen Systeme wieder in ihre Ausgangslage zurückgeführt (Wash-Out) und eine Kompensationsbewegung über das nächst trägere Darstellungssystem (Hexapod → Schiene → Tilt-Coordination) ausgeführt.

Die folgenden Vereinfachungen wurden im 8 Fhg Motion-Filter getroffen:

- Der Simulator kann frei gieren.
- Die Darstellung von Längs- und Querdynamik erfolgt analog zueinander.
- Die Darstellung von Nick-, Wank- und Hubbewegungen wird vernachlässigt.

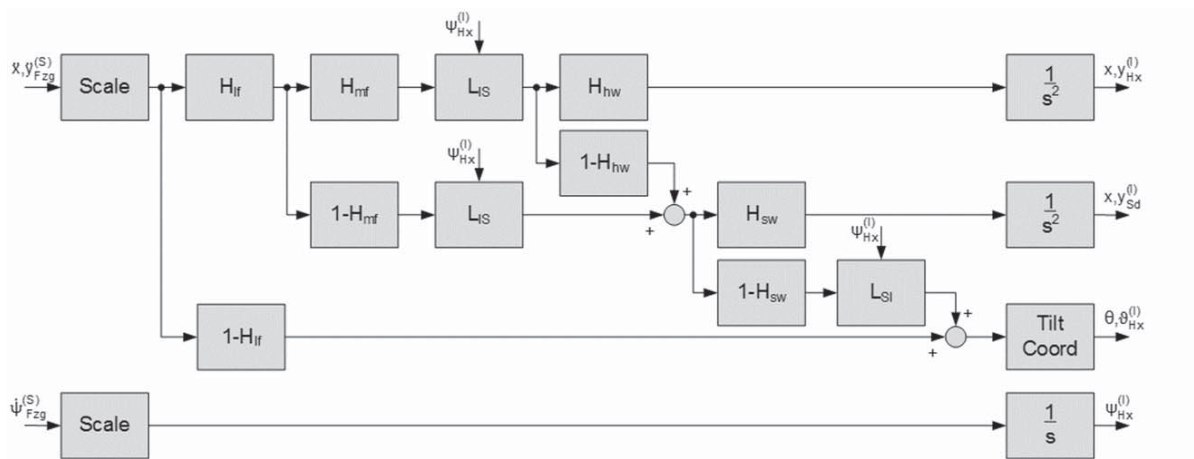


Abbildung 4.14: 8 Fhg Motion-Filter nach (Fischer et al. 2011)

Die Parametrierung des 8 Fhg Motion-Filter erfolgt mit den in Tabelle 4.10 dargestellten Größen. Der Filterparameter-Set 1 entspricht der Empfehlung nach FISCHER (Fischer et al. 2011) für ein 8-Fhg-System. Der Filterparameter-Set 2 stellt die hier vorgenommene Anpassung hinsichtlich einer optimierten Tilt-Coordination dar.

Tabelle 4.10: 8 Fhg Motion-Filter Parametrierung

Block	Typ	Parameter	Set1 (Fischer et al. 2011) [rad/s]	Set 2 [rad/s]
H <sub>mf</sub>	Hochpass 1.Ordnung	$\omega_{mf}$	4	4
H <sub>if</sub>	Hochpass 2.Ordnung	$\omega_{if}$	0,65	0,05
H <sub>hw</sub>	Hochpass 2.Ordnung	$\omega_{hw}$	0,5	0,5
H <sub>sw</sub>	Hochpass 2.Ordnung	$\omega_{sw}$	0,1	0,1
Block	Funktion			
L <sub>IS</sub>	Transformationsmatrix: Inertial- auf Fahrersystem			
L <sub>SI</sub>	Transformationsmatrix: Fahrer- auf Inertialsystem			
Scale	Skalierung mit Faktor 0,6			
Tilt-Coord	$\theta = \sin^{-1}\left(\frac{\ddot{x}}{g}\right); \vartheta = \sin^{-1}\left(\frac{\ddot{y}}{g}\right)$			

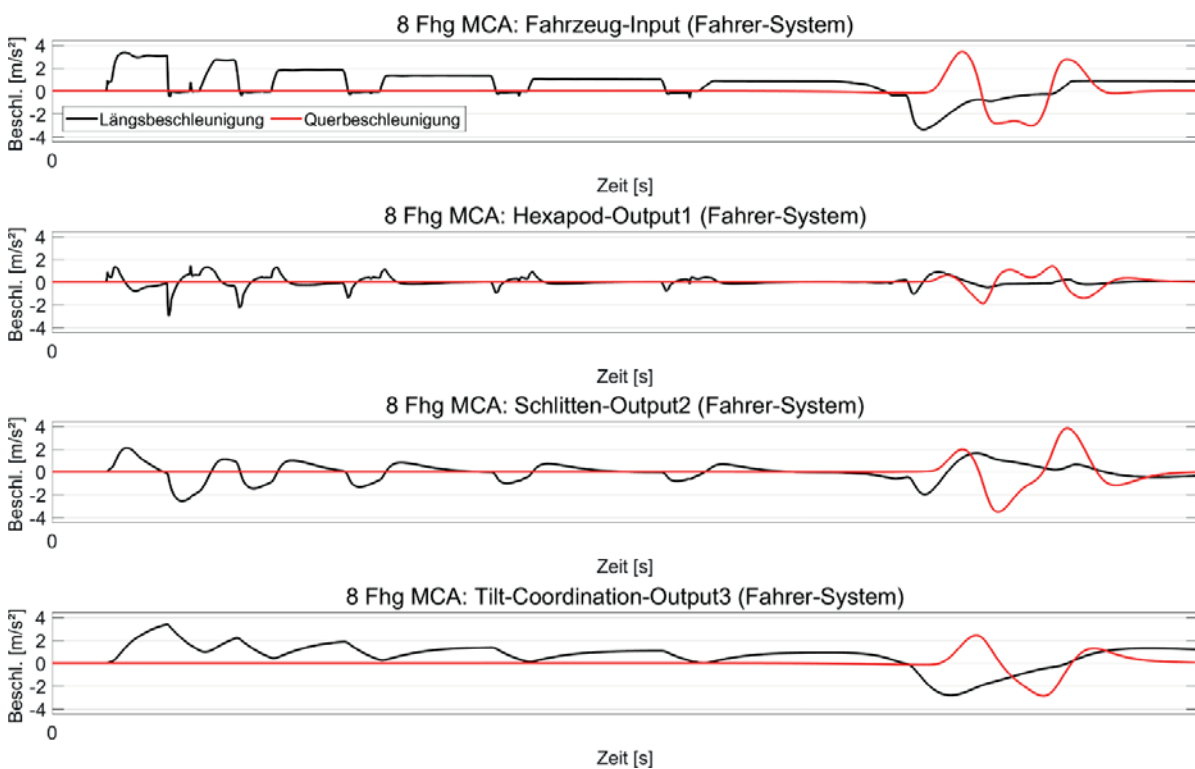


## Ergebnisse Parameter Set1

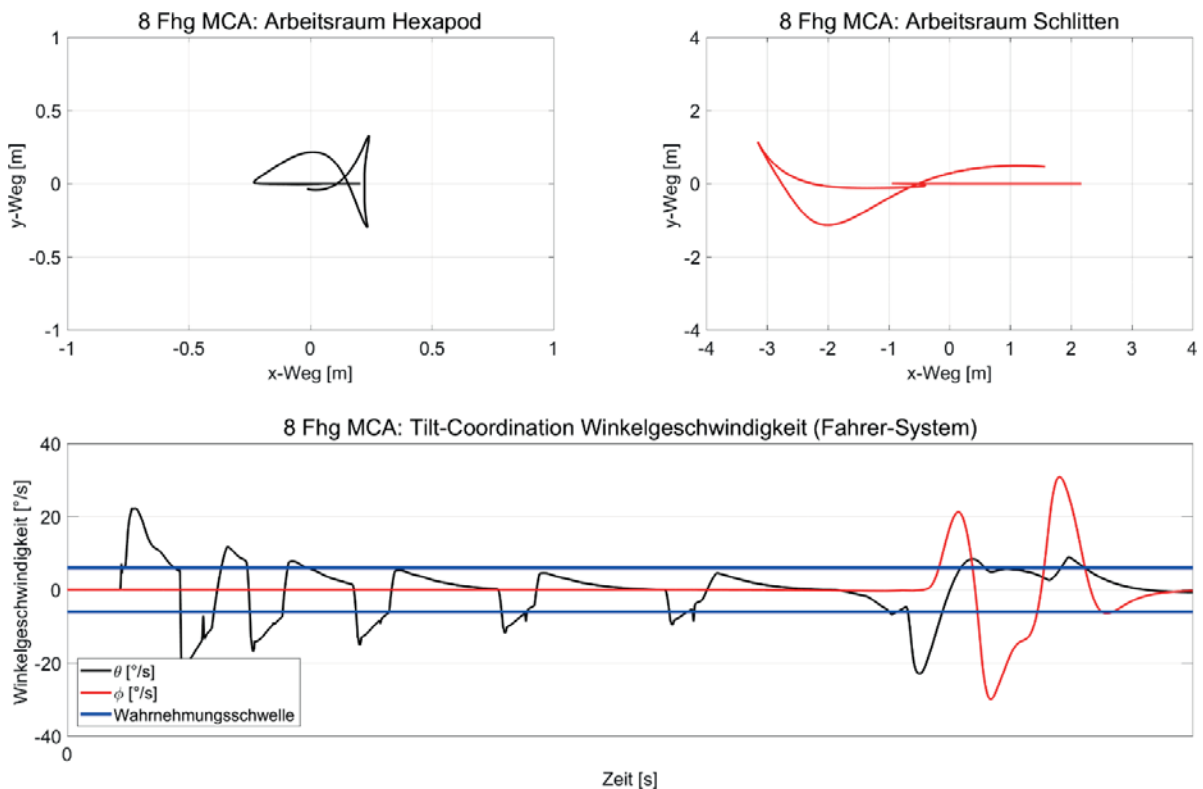
Als Eingangsdaten des Motion-Filter dient das Fahrmanöver ISO Lane Change aus Kapitel 3.2.2. Die darzustellenden Längs- und Querbeschleunigungen des Manövers sind im ersten Diagramm der Abbildung 4.15 dargestellt und als Fahrzeug-Input bezeichnet.

Dem zweiten Diagramm (Hexapod-Output) ist die translatorische Beschleunigung des Hexapoden zu entnehmen. Im dritten Diagramm (Schlitten-Output) ist die Beschleunigungsreaktion des Schienensystems dargestellt. Das vierte Diagramm (Tilt-Coordination-Output) zeigt die Beschleunigung des Simulators, welche über die Tilt-Coordination simuliert wird. Die drei Outputs ergeben in Summe die Eingangsgrößen (Fahrzeug-Input).

Des Weiteren ist der horizontale Arbeitsraumbedarf des Hexapods sowie des Schienensystems dargestellt.







**Abbildung 4.15: 8 Fhg MCA Set 1 Beschleunigungen und Arbeitsraum (Tüschchen, Prokop 2017)**

Zusätzlich zur Tilt-Coordination-Beschleunigung (korreliert zum Tilt-Winkel) ist die kritische Tilt-Winkelbeschleunigung für Längs- und Querrichtung dargestellt. Im Diagramm in blau verzeichnet sind die positive und negative Wahrnehmungsschwelle der Tilt- bzw. Neigungsgeschwindigkeit. Prinzipiell darf diese Schwelle für eine realistisch wahrgenommene Beschleunigung (Kapitel 2.2.2) betragsmäßig nicht vom Tilt-Coordination überschritten werden. Mit dem hier genutzten Parameter-Set wird dieser Wert jedoch um bis zu 500% überstiegen.

## Ergebnisse Parameter Set2

Sowohl Eingangsdaten als auch die inhaltliche Gliederung von Abbildung 4.15 entsprechen der vorangegangenen Untersuchung. Das Parameter Set 2 ist hingegen so gewählt, dass die Wahrnehmungsschwellen bzw. die Grenzwerte der Tilt-Coordination-Winkelgeschwindigkeiten nicht überschritten werden. Dies hingegen führt zu einer erheblichen Erweiterung des Schienenarbeitsraums um ca.  $\pm 22$  m bzw. von 1000%.



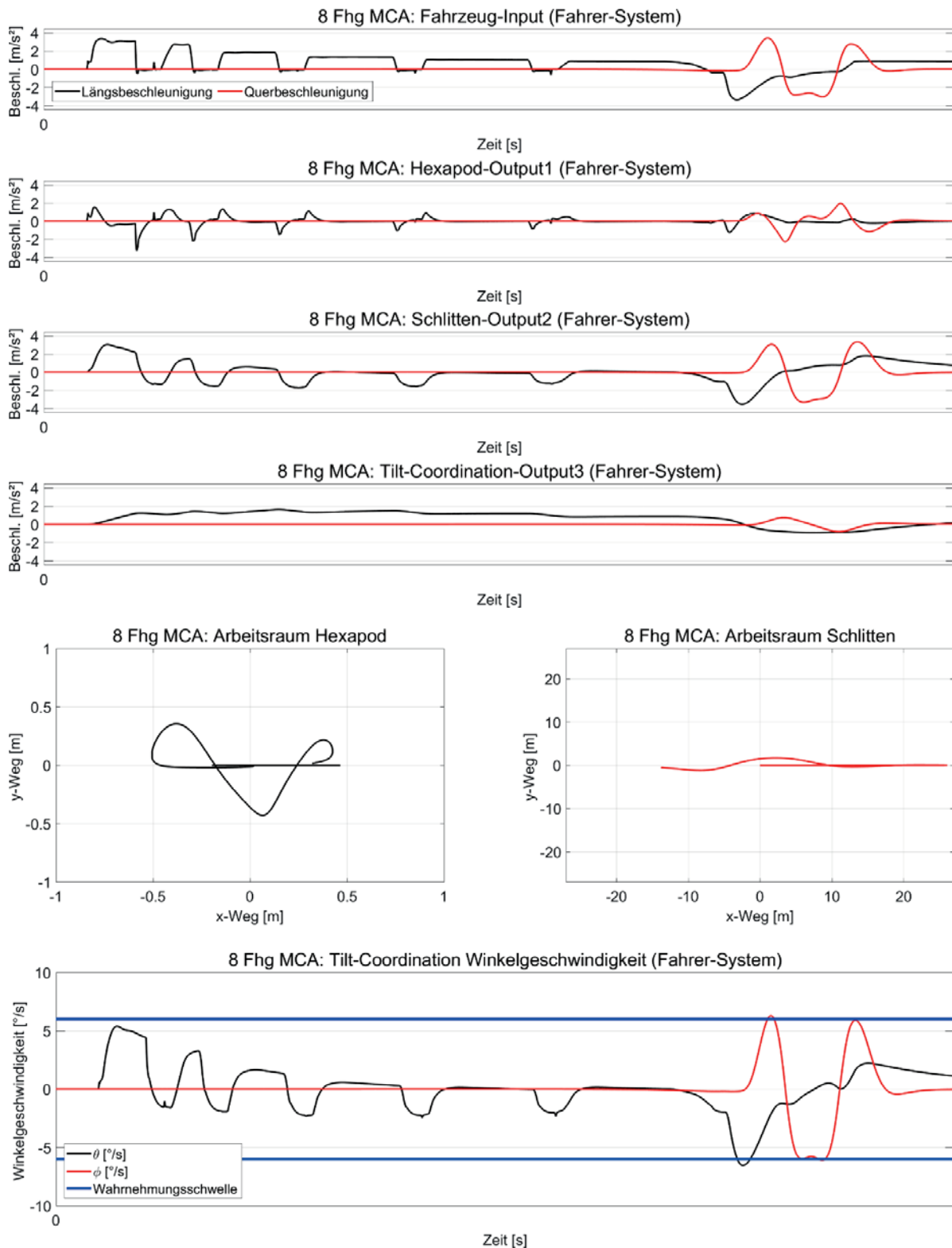


Abbildung 4.16: 8 Fhg MCA Set 2 Beschleunigungen und Arbeitsraum (Tüschchen, Prokop 2017)



## Folgerung

Im Vergleich der zwei Parameter-Sets ist der erweiterte Arbeitsraumbedarf bei Einhaltung der Wahrnehmungsschwellen bzw. Tilt-Coordination-Limits zu erkennen. Dies korreliert auch mit den Ergebnissen der theoretischen Betrachtung bzgl. des Einsatzes der Tilt-Coordination.

In Anhang B sind für den gleichen Sachverhalt (Motion-Filter, Parametersets) die Ergebnisse für die Teststrecke (Kapitel 3.2.3) sowie eine Autobahnausfahrt (Kapitel 3.2.1) dargestellt.

In Abhängigkeit des eingesetzten Fahrsimulators und der verbauten Hardware können die eingesetzten Motion-Filter hinsichtlich des zur Verfügung stehenden Arbeitsraums optimiert werden und diesen besser ausnutzen als hier dargestellt. Es kann jedoch angenommen werden, dass auch diese nicht die Einhaltung der Tilt-Coordination-Limits ohne eine Erweiterung des Arbeitsraums ermöglichen.

**Unter Berücksichtigung der menschlichen Wahrnehmungsschwellen leitet sich die Anforderung an den Bewegungsraum eines Fahrsimulators von  $\pm 118\text{m}$  in  $x$ - sowie  $y$ -Richtung ab. Es ist weder ein Fahrsimulatorkonzept in Betrieb, welches diese Bewegungsraumanforderungen erfüllt, noch eines, welches ohne erhebliche Einbußen der Systemdynamik ausreichend erweiterbar ist.**

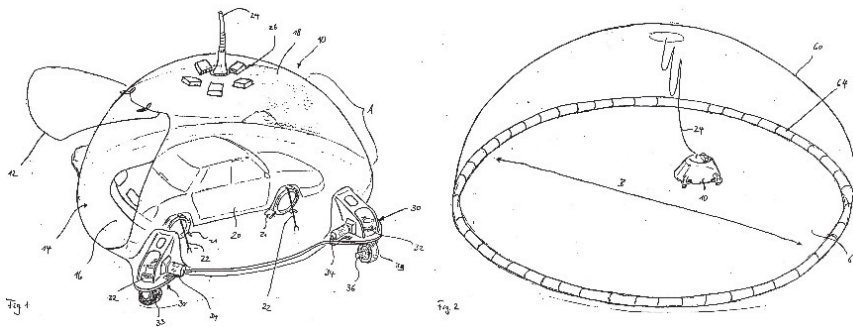
**Zur Erfüllung der Anforderung an den Bewegungsraum des Fahrsimulators sowie dessen Dynamik ist die Entwicklung eines neuartigen Fahrsimulatorkonzepts notwendig.**

## 4.3 Selbstfahrende Systeme

Wie aus Kapitel 4.2 rückzuschließen ist, haben Fahrsimulatorsysteme, welche eine starre Kopplung mit der Umgebung aufweisen (Schiene, Zylinder, Seile), den inhärenten Nachteil der fehlenden unabhängigen Skalierbarkeit ihres Bewegungsraums. Eine Lösung des Problems ist ein selbstbewegendes bzw. selbstangetriebenes System, welches ein Äquivalent zum Automobil – einem selbstbewegenden System – darstellt. Der Bewegungsraum eines solchen Systems ist in der Theorie unbegrenzt, in der Praxis hingegen auf die zur Verfügung stehende Fahrfläche sowie die Energieversorgung limitiert. Eine weitere kritische Anforderung an das Bewegungssystem von Fahrsimulatoren stellt die Dynamik dar, welche bei einem selbstbewegten System unabhängig von dessen Bewegungsraum ist.

Die nächstliegende Umsetzung eines selbstbewegenden Systems im Bereich der Fahrsimulatoren ist die Ausführung als selbstfahrendes System. Die Bewegung eines Systems, dessen Kraftübertragung auf einem Reifen-Boden-Kontakt beruht, wird analog mittels eines Reifen-Boden-Kontakts nachempfunden. Insofern die Auslegung der Dynamik des Fahrsimulators bzw. der Dynamik des Kraftaufbaus des Reifen-Boden-Kontakts größer ist als die des zu simulierenden Fahrzeugs, ist dabei die Darstellung der simulierten Fahrzeugdynamik theoretisch uneingeschränkt möglich.

## BMW Patent (Donges 2001)



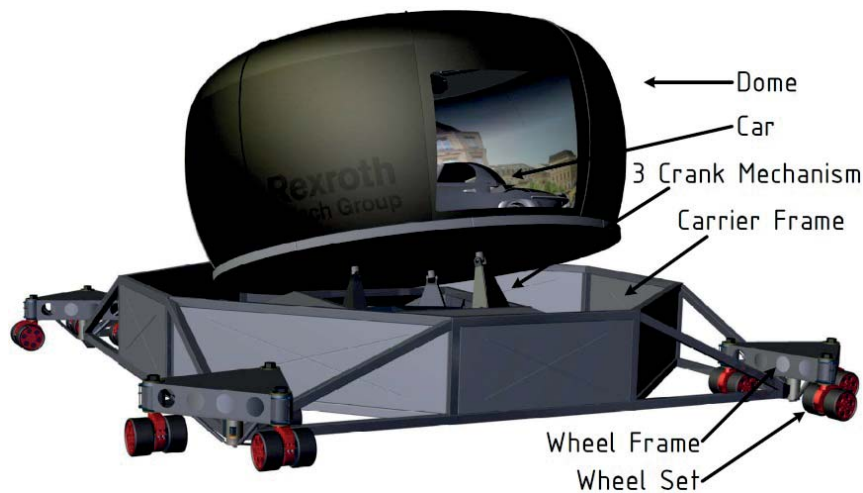
**Abbildung 4.17: Selbstfahrender Fahrsimulator Patent Donges (Donges 2001)**

In der Patentschrift "EP 1 231 582 B1" von DONGES (Donges 2001) (angemeldet durch die Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft – BMW AG) ist erstmals ein selbstfahrender Fahrsimulator erwähnt, welcher auf einer Reifen-Boden-Kraftübertragung basiert. Das im Patent beschriebene System soll der Nachbildung von Kraftfahrzeugdynamiken dienen und der Fokus auf der horizontalen Bewegung liegen. Basis des Fahrsimulators ist eine Pfanne (Bodenpfanne), in die eine Fahrzeugattrappe und die virtuelle Umgebung eingebracht ist (Abbildung 4.17). Die Trägereinheit wird mithilfe von abrollenden Rädern, welche an dieser über Bewegungsmodule angebracht sind, horizontal im Raum bewegt. Somit sind, über ein Antreiben und Lenken der Bewegungsmodule, Längs-, Quer-, rotatorische sowie kombinierte Bewegungen möglich. Die Dimensionierung der Fahrfläche wird nicht konkretisiert. Ihre Begrenzung soll aber als Sicherheitsmaßnahme dienen, um im Fehlerfall das Überschreiten der Fahrfläche durch den Simulator zu verhindern. Hinsichtlich der Masse, der installierten Antriebs-/Bremsleistung sowie Dynamik des selbstfahrenden Systems sind der Patentschrift keine Informationen zu entnehmen.

Eine reale Umsetzung des Systems, wie es in der Patentschrift beschrieben wird, würde dem folgenden Problem unterliegen: Aufgrund eines fehlenden Aktuators, welcher die Wash-Out-Bewegung des Probanden kompensiert, wäre diese für den Probanden wahrnehmbar. In der Patentschrift wird des Weiteren nicht erklärt, wie vertikale Fahrbahnanregungen bzw. reifeninduzierte Schwingungen kompensiert werden sollen. Des Weiteren will DONGES darzustellende Längskräfte im Fahrzeug (siehe z.B. Abbildung 3.2) mittels einer Kreisfahrt des Simulators und einer daraus resultierenden Zentrifugalbeschleunigung darstellen. Dies wäre äquivalent zu einer Zentrifuge, bei der der Fahrer längs zum Zentrifugenarm ausgerichtet ist. Dies ist aufgrund der menschlichen Wahrnehmung jedoch nicht möglich, da das Ein-/Ausdrehen in Richtung des Kreisfahrtmittelpunktes bzw. die Gierbewegung vom Probanden wahrgenommen würde.



## Konzept Eindhoven University of Technology (Slob et al. 2009)



**Abbildung 4.18: Selbstfahrender Fahrsimulator TU Eindhoven/Bosch Rexroth (Slob et al. 2009)**

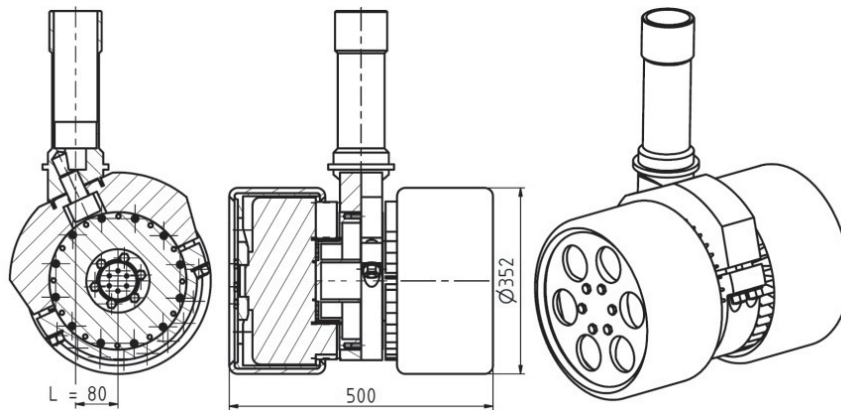
SLOB (Slob et al. 2009) greift die Idee von DONGES in seiner Arbeit auf und entwickelt den selbstfahrenden Fahrsimulator weiter. Das System besitzt analog zu DONGES eine Kabine, in die ein Fahrzeug eingebracht ist und als Visualisierungsumgebung für den Simulator dient (Abbildung 4.18). Der Simulator besitzt neben seinem selbstfahrenden Grundgestell (3 Fhg) einen Kurbelaktuator für Nick-, Wank- und Vertikalbewegungen (3 Fhg), was insgesamt zu 6 ansteuerbaren Fhg führt.

Die in DONGES beschriebenen Bewegungsmodule sind hier als 4 angetriebene Radgondeln mit 3 Radpaaren ausgeführt. Die Dimensionierung der Antriebe wird nicht konkretisiert. Die Gesamtmasse des Systems mit 11 t (bei einer Zuladung von max. 3,5 t) soll nach SLOB die Anforderungen aus Tabelle 4.11 bei einer Bandbreite von bis zu 10 Hz erfüllen.

**Tabelle 4.11: Anforderung Bewegungssystem (Slob et al. 2009)**

Orientierung	Bewegungsraum [m], [°]	Geschwindigkeit [m/s], [°/s]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ], [°/s <sup>2</sup> ]
$x$	$\pm 7,0$	$\pm 4,0$	$\pm \infty$
$y$	$\pm 7,0$	$\pm 4,0$	$\pm \infty$
$z$	$\pm 5,0$	$\pm 0,4$	$\pm 0,2$
$\theta$ (Nicken)	$\pm 298$	$\pm 40$	$\pm 23$
$\phi$ (Rollen)	$\pm 298$	$\pm 40$	$\pm 23$
$\psi$ (Gieren)	$\pm 80$	$\pm 63$	$\pm 69$

Bodenanregungen sollen vom Fahrsimulator nach SLOB mittels neigbarer Radgondeln (Abbildung 4.19) auf einer ebenen Fahrfläche zu 2/3 kompensiert werden, womit eine weiterführende Fahrwerksauslegung nicht notwendig ist. Auf eine genauere Auslegung der Dämpfung/Federung geht SLOB nicht ein.



**Abbildung 4.19: Radgondel des Bewegungssystems nach SLOB (Slob et al. 2009)**

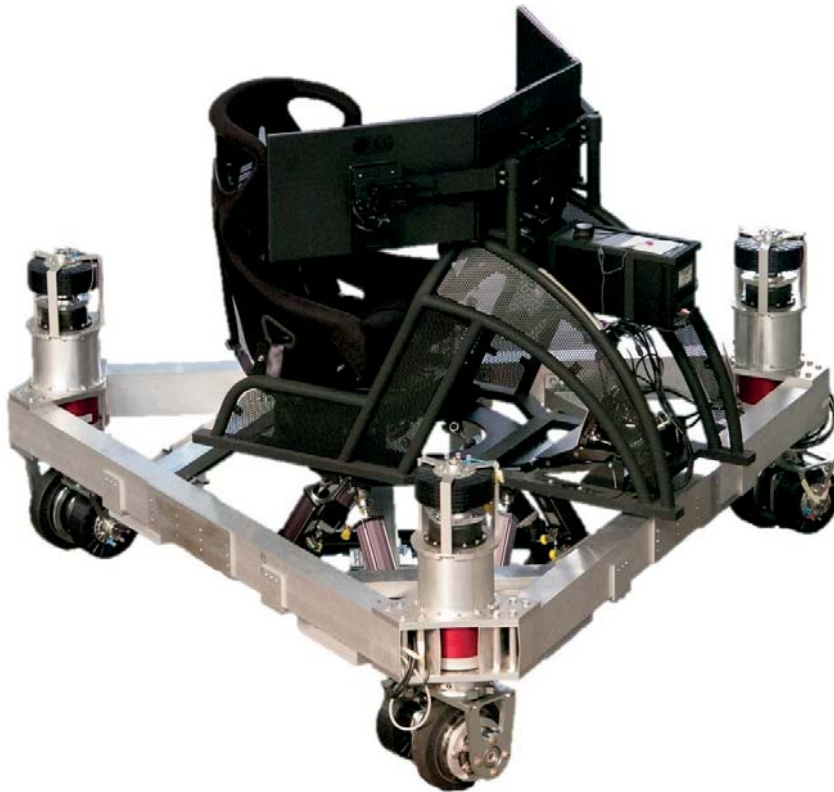
Selbstfahrende Fahr simulatoren, die auf einen Reifen-Boden-Kontakt aufbauen, haben den großen inhärenten Nachteil der nicht-holonomen Bindung des Reifens (siehe Kapitel 5.1). Bezogen auf den Einsatz reifenbasierter Fahr simulatoren ist dies für instantanen Beschleunigungen aus dem Stand in Abhängigkeit von der Reifenausrichtung relevant. Ist die Reifenlängsachse im Stand nicht in die umzusetzende Beschleunigungsrichtung ausgerichtet, muss der Reifen (hier Radgondel) noch entsprechend eingelenkt werden. Dies wiederum führt zu einer ungewollten Latenz.

In Abbildung 4.19 ist eine Radgondel des Konzepts dargestellt, welches mit einem Nachlauf ausgelegt ist. Somit ist über einen unabhängigen Antrieb der Räder eine omnidirektionale Bewegung der Lenkachse möglich und der Simulator theoretisch in der Lage, instantane omnidirektionale Bewegungen durchzuführen.

BETZ (Betz 2015, S. 42) kritisiert korrekterweise das von SLOB entwickelte Ansteuerungskonzept des Simulators. Zur Umsetzung instantaner Beschleunigungen mithilfe eines Nachlaufs müsste die Ansteuerung des Systems auf einer Trajektorienplanung basieren. Aufgrund der unbekanntnen Probandenreaktion ist beim Einsatz von Fahr simulatoren eine Trajektorienprädiktion jedoch nicht möglich. Ein Einsatz des Systems als Fahr simulator ohne eine angepasste Ansteuerungslogik ist somit ausgeschlossen.



## Wheeled Mobile Driving Simulator der TU Darmstadt (Betz 2015)



**Abbildung 4.20: WMDS TU Darmstadt (Betz 2015, S. 72)**

BETZ (Betz 2015) greift die aufgeführten selbstfahrenden Konzepte auf und entwickelt diese zum *Wheeled Mobile Driving Simulator* (WMDS) weiter. In Abbildung 4.20 ist ein von BETZ entwickelter skaliertes Prototyp des Konzepts in einer frühen Ausbaustufe dargestellt. Der WMDS basiert auf einem Grundgerüst mit 3 durchlenkbaren und angetriebenen Rädern, welche eine gleichschenklige dreieckige Grundfläche aufspannen. Mittels des Einsatzes von nur 3 Reifen-Boden Kontakten ist das System statisch eindeutig bestimmt. Der Lenkeinschlag eines Rads wird über dedizierte Lenkmotoren und nicht wie bei SLOB mittels des Drehzahldifferenzlenkprinzips umgesetzt. Die genutzten Vollgummireifen sind direkt und ohne eine Fahrwerkskinematik sowie Feder-/Dämpferelement am Grundgestell angebracht (kein Nachlauf / Vorspur / Sturz). Auf dem Grundgestell ist ein Hexapod installiert, auf dem prototypisch ein einfacher Fahrersitz mit entsprechender Visualisierungsumgebung und Cockpitinstrumenten als Fahrerumgebung dient. Der selbstfahrende Grundaufbau hat 3 Fhg (horizontale Bewegungen) und der Hexapod 6 Fhg, womit das Gesamtsystem 9 ansteuerbare Fhg besitzt.

BETZ hat für dieses Konzept eine komplette Ansteuerungsstrecke und Simulationsumgebung entwickelt, welche einen Motion-Filter sowie Motion-Control<sup>4</sup> umfasst. Aus den daraus ableitbaren Untersuchungsergebnissen ergeben sich die in Tabelle 4.12 dargelegten Spezifikationen des aufgebauten Prototyps.

---

<sup>4</sup> Motion Control: Umsetzung der Motion Filter Vorgaben durch Ansteuerung der einzelnen Antriebs-/Lenkmotoren

**Tabelle 4.12: Spezifikationen WMDS (Betz 2015, S. 81)**

<b>Eigenschaften</b>	<b>Prototyp</b> (für Validierungszwecke mit reduziertem Visualisierungssystem)
Gesamtmasse	1302 kg
Schwerpunkthöhe	0,48 m
Schenkellänge Grundgestell	2,3 m
Trägheitsmoment (z-Achse) WMDS	1177 kgm <sup>2</sup>
Trägheitsmoment (z-Achse) Lenkung	2,1 kgm <sup>2</sup>
Reifenradius	0,15 m
Antriebsmotorleistung (gesamt)	300 kW
Lenkmotorleistung (gesamt)	300 kW
Akkumulator Kapazität	10 Ah @ 532,8 V
90° Lenkwinkelsprung Latenz	< 0,1 s
max. Beschleunigung	> 1 g
max. Geschwindigkeit	> 10 m/s

Auf Basis eines beispielhaften urbanen Realfahrmanövers hat BETZ den notwendigen Bewegungsraum des WMDS bestimmt (Abbildung 4.21). Unter Berücksichtigung des üblichen Skalierungsfaktors von 0,7 (siehe Kapitel 2.2.3) ergibt sich ein maximaler Bewegungsraum von  $\pm 116,92$  m, welcher sich nahezu mit dem theoretisch berechneten Bewegungsraums von  $\pm 118$  m (Kapitel 4.2) deckt.



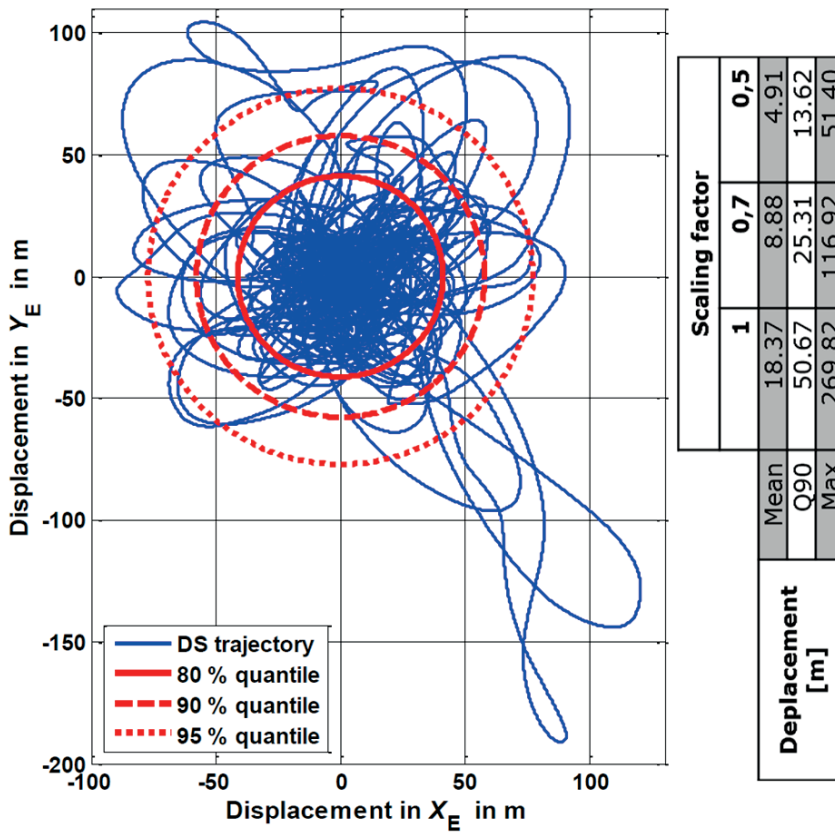


Abbildung 4.21: Bedarf Bewegungsraum WMDS nach (Betz 2015, S. 106)

Ferner hat BETZ das Thema Sicherheit eines selbstfahrenden Systems adressiert. Aufgrund der fehlenden festen Bindung zur Umgebung, wie sie ein Hexapod oder Schienensystem hat, ist die Sicherheitsauslegung eines selbstfahrenden Fahrsimulators wesentlich kritischer. Hierzu besitzt der WMDS ein Bremssystem, welches im Notfall den Simulator passiv, also auch unter Berücksichtigung eines Energieausfalls, sicher zum Stillstand bringen kann (Abbildung 4.22).

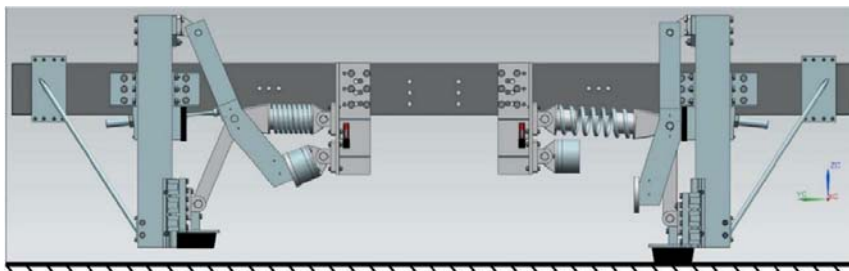


Abbildung 4.22: Notbremssystem WMDS (links: inaktiv, rechts: aktiv) (Betz 2015, S. 83)





Die Problematik der nicht-holonomen Bindung des Reifen-Boden-Kontakts, welche SLOB mittels des Nachlaufs der Reifenpaare adressiert hat, wird im Konzept des WMDS nicht explizit betrachtet. BETZ stellt dar, dass unter der Prämisse eines rollenden Rades das erörterte Problem nicht relevant ist. Dazu ist jedoch eine ununterbrochene Bewegung des Fahrsimulators vorausgesetzt, welche unabhängig vom simulierten Fahrmanöver immer gewährleistet sein muss. Andernfalls kann es zu einer Latenz in der Beschleunigungsdarstellung kommen, da die Räder erst zum gewünschten Beschleunigungsvektor ausgerichtet werden müssen. Dies wiederum führt zu hohen Lenkkräften, wie es auch BETZ beschreibt. Zur Kompensation dieser Latenz kann allerdings die Bewegung des Grundaufbaus mit einem der redundanten Hexapod Fhg überlagert werden (Wagner et al. 2015).

Ein weiteres Problempotenzial am Konzept des WMDS stellen die Vollgummireifen in Zusammenhang mit der starren Fahrwerksaufhängung dar (Zöller et al. 2016). Die Vertikaldämpfung eines Gummireifens (herkömmlicher Pkw) ist eher gering und wird – im Gegensatz zur Federsteifigkeit – in Reifenuntersuchungen zumeist sogar vernachlässigt (Mitschke, Wallentowitz 2014, S. 32 f). Aufgrund dynamischer Radlaständerungen sowie Horizontalbeschleunigungen besteht die Annahme, dass es zu Längs-/Querkräftschwingungen kommen kann. Diese können aber über die geringe Reifendämpfung (vertikal / horizontal) nicht bedämpft werden. Da die Reifen direkt und ohne weitere Dämpfung am Grundaufbau befestigt sind, wird die Reifenschwingung als Störgröße direkt auf den Probanden übertragen.

Eine Auswirkung des fehlenden Fahrwerks hinsichtlich der Dynamik des Grundaufbaus ist nicht bewertbar, da hierzu keine Untersuchungen getätigt wurden.



## 5 Grundlagen zum selbstfahrenden Fahrsimulator

Die Herausforderung in der technischen Konzeptionierung eines selbstfahrenden Fahrsimulators liegt insbesondere in der Kraftübertragung über den Reifen. Da der Reifen als Kraftübertragungsglied nicht linear ist sowie ein Einlaufverhalten aufweist, ist dessen Einfluss auf das Bewegungskonzept und die Konzeptionierung des Fahrsimulators signifikant. Im folgenden Kapitel werden die kritischen Eigenschaften des Reifens analysiert und konzeptionelle Lösungen für den Einsatz als Kraftübertragungselement in einem selbstfahrenden Fahrsimulator entwickelt.

### 5.1 Reifeneigenschaften

Der Reifen als Kraftübertragungselement stellt einerseits den elementaren Vorteil der Entkopplung des Simulators vom Bewegungsraum dar. Andererseits ist er aber auch die größte Herausforderung in der Konzeptumsetzung. Insbesondere hinsichtlich einer möglichst latenzfreien Umsetzung der Beschleunigungsvorgaben zeigt der Reifen zwei elementare Probleme auf.

#### Nicht-holonome Bindung

Während holonome kinematische Bindungen gleichzeitig Lage- und Geschwindigkeits-Fhg reduzieren, verringern nicht-holonome Bindungen lediglich die Geschwindigkeits-Fhg, jedoch nicht die Lage-Fhg. Ein Beispiel für eine nicht-holonome Bindung ist ein starres, schlupffreies Rad (Abbildung 5.1). (Woernle 2016, S. 241 ff)

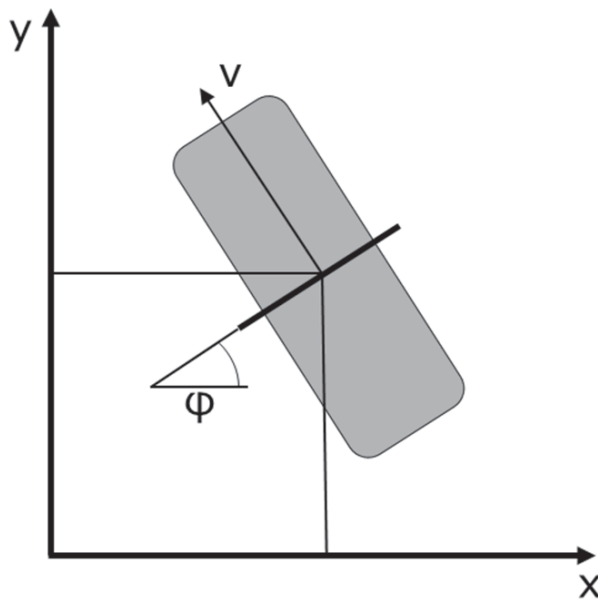


Abbildung 5.1: Schlupffrei rollendes Rad nach (Woernle 2016, S. 241 ff)

In der Lageebene ist jede Konstellation des Systems mit den beliebig wählbaren Koordinaten  $x$ ,  $y$  und  $\varphi$  zulässig. Das System hat demnach 3 Lage-Fhg. In der Geschwindigkeitsebene gilt jedoch die Bedingung nach Formel (5.1). Durch eine Integration können die Geschwindigkeits-Fhg nicht reduziert werden. (Woernle 2016, S. 241 ff)

$$v = -\frac{\dot{x}}{\sin \varphi} = \frac{\dot{y}}{\cos \varphi} \tag{5.1}$$

$$\Rightarrow 0 = \dot{x} \cdot \cos \varphi + \dot{y} \cdot \sin \varphi$$

Rollt das Rad ohne zu gleiten/schlupfen auf einer ebenen Fläche, ist das System durch die nicht-holonome Bindung in dessen Geschwindigkeitsfreiheitsgrad eingeschränkt. Die Bewegung ist nur entlang der Radlängsachse möglich. (Woernle 2016, S. 241 ff)

Hinsichtlich der menschlichen Wahrnehmung ist die Bewegung des Fahrsimulators nur zur Beschleunigungsdarstellung notwendig. Im beispielhaften Fall einer lateral/longitudinal unbeschleunigten Fahrt und eines abgeschlossenen Wash-Out befindet sich der Fahrsimulator im Stillstand. Sobald eine Beschleunigung orthogonal zur Radlängsachse simuliert werden muss, kommt es aufgrund der nicht-holonomen Bindung zu einem singulären Bewegungszustand. Zur Beschleunigungsumsetzung müssen die Räder zuerst ausgerichtet werden, was aufgrund einer endlichen Drehgeschwindigkeit der Reifen in einer Latenz in der Beschleunigungsdarstellung resultiert. Ein rollendes Rad hingegen baut beim Lenkvorgang einen Schräglaufwinkel (Querschlupf) auf, um welchen die Reifengeschwindigkeit zur Reifenlängsachse gedreht ist.

Zur Vermeidung dieser singularitätsinduzierten Latenz darf der Fahrsimulator nicht zum Stillstand kommen bzw. darf die translatorische Geschwindigkeit der Reifen<sup>5</sup> nicht unter eine reifeneinlaufabhängige Geschwindigkeit von  $v_{\text{not}}$  fallen.

Ein naheliegender Lösungsansatz des Problems ist der Verzicht auf konventionelle Reifen, wie sie im Straßenfahrzeugbereich genutzt werden, und der Einsatz von omnidirektional angetriebenen Rädern (Omni Wheels) (Ilon 1975). Diese werden hauptsächlich in der Robotik eingesetzt und erlauben aus dem Stillstand heraus eine instantane (kombinierte) translatorisch-horizontale Bewegung. Der Einsatz im Bereich von Fahrsimulatoren ist jedoch nicht möglich, da einerseits keine Omni Wheels erhältlich sind, die den Dynamik- und Lastanforderungen<sup>6</sup> des Simulators entsprechen und andererseits, weil Omni Wheels aufgrund des prinzipbedingt hohen Schlupfs eine sehr geringe energetische Effizienz aufweisen (Balakrishna, Ghosal 1995).

## Einlaufverhalten

Bei der Betrachtung dynamischer Vorgänge im Reifenlatsch (schnelle Änderung von Schräglaufwinkel  $\alpha$ , Längsschlupf  $\kappa$ ) erfolgt der Aufbau der entsprechenden Radkräfte  $F_x; F_y$ , nicht instantan, sondern verzögert. (Mitschke, Wallentowitz 2014, S. 52 f, Heißing et al. 2007, S. 66 f)

Dieser Vorgang, bezeichnet als Einlaufverhalten des Reifens, wird vereinfacht durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung beschrieben. Der Reifen verhält sich quasi wie ein PT1-Glied. Die Formeln (5.2) und (5.3) zeigen die entsprechenden Differentialgleichungen, welche den zeitlichen Aufbau der Kräfte beschreiben. (von Schlippe, Dietrich 1942)

$$\frac{c_\alpha}{c_y \cdot v_x} \cdot \frac{dF_{y,dyn}}{dt} + F_{y,dyn} = F_{y,stat} \tag{5.2}$$

$$\frac{c_\kappa}{c_x \cdot v_x} \cdot \frac{dF_{x,dyn}}{dt} + F_{x,dyn} = F_{x,stat} \tag{5.3}$$

<sup>5</sup> Annahme: schlupffreies Abrollen

<sup>6</sup>  $\ddot{x} = \ddot{y} \approx 1g$  bei 1 Hz;  $F_{z1..4} = 750 \text{ kg} \cdot 1g$

mit:

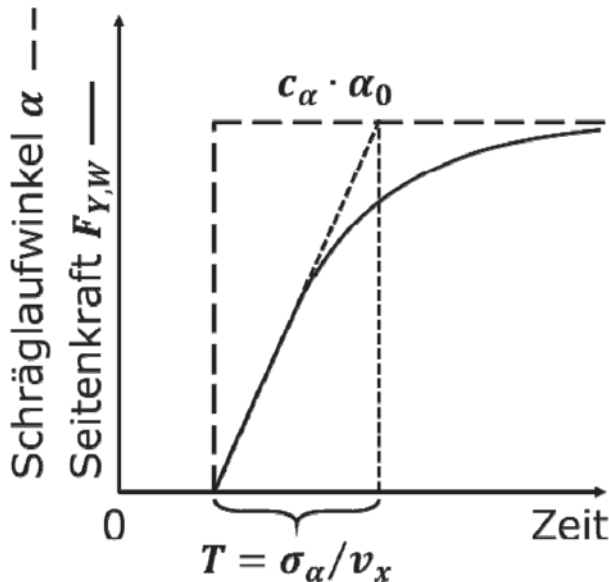
$c_\alpha$ ...Schräglaufsteifigkeit des Reifens  
 $c_y$ ...statische Reifenseitensteifigkeit  
 $c_k$ ...Längsschlupfsteifigkeit des Reifens  
 $c_x$ ...statische Reifenlängssteifigkeit  
 $v_x$ ...Längsgeschwindigkeit des Reifens

Die Verzögerung des Kraftaufbaus ist abhängig von der Reifenlängsgeschwindigkeit. Die jeweiligen Einlaufängen  $\sigma_\alpha$  für die Seitenkraft  $F_y$  und  $\sigma_k$  für die Längskraft  $F_x$  werden wie folgt charakterisiert:

$$\sigma_\alpha = \frac{c_\alpha}{c_y} \quad (5.4)$$

$$\sigma_k = \frac{c_k}{c_x} \quad (5.5)$$

Mittels der Einlaufänge  $\sigma$  wird der Weg beschrieben, um welchen der Reifen abrollen muss, um ca. 2/3 der stationären Reifenkraft aufzubauen (Wang 1993). Abbildung 5.2 zeigt die Systemantwort des Reifens für einen Schräglaufwinkelsprung.



**Abbildung 5.2: zeitl. Verlauf der Seitenkraft  $F_y$  bei Sprungvorgabe Schräglaufwinkel (HeiBing et al. 2007, S. 66)**

Der Kraftaufbau wird mithilfe der Schräglaufsteifigkeit  $c_\alpha$  und der Einlaufänge  $\sigma_\alpha$  bei einer Fahrge-  
 schwindigkeit  $v_x$  durch die folgende Exponentialfunktion dargestellt (HeiBing et al. 2007, S. 66 f):

$$F_y(t) = c_\alpha \cdot \alpha_0 \cdot (1 - e^{-(v_x t / \sigma_\alpha)}) \quad (5.6)$$

Für den Einsatz eines selbstfahrenden Fahrsimulators bedeutet das Einlaufverhalten des Reifens ohne eine Einlaufkompensation in der Systemsteuerung eine dynamisch veränderliche Latenz in der Darstellung von Beschleunigungen in Abhängigkeit zur Drehgeschwindigkeit der Reifen des Simulators. Zur Minimierung der notwendigen Einlaufkompensation muss der Reifen somit eine möglichst gleichbleibende Drehgeschwindigkeit haben.



**Aufgrund des Reifens als Kraftübertragungselement im selbstfahrenden Fahrsimulator und dessen spezifischen Eigenschaften müssen die folgenden Kriterien in das Bewegungskonzept des Fahrsimulators einfließen:**

1. **Der Reifen darf aufgrund seiner nicht-holonomen Eigenschaften und der damit verbundenen Gefahr von Singularitäten im Raum nie stillstehen.**
2. **Aufgrund der Einlaufeigenschaften des Reifens muss dieser zur Verhinderung einer dynamisch veränderlichen Latenz eine möglichst konstante Drehgeschwindigkeit haben.**

## 5.2 Bewegungskonzept

Zur Einhaltung der obigen Anforderung ist ein Basisorbital die theoretisch nächstliegende Lösung. Bei einem Basisorbital, anstelle eines Wash-Outs, fährt der Fahrsimulator mit einer konstanten Geschwindigkeit, analog zu einer Zentrifuge, auf einer definierten Kreisbahn. Die hierbei auftretende Zentrifugalbeschleunigung wird durch eine entgegengesetzte Tilt-Coordination-Bewegung kompensiert. Aus dem Basisorbital heraus können unter Berücksichtigung der Reifeneigenschaften die erforderlichen Beschleunigungen dargestellt werden.

Die Beispielrechnung aus Anlage C zeigt jedoch, dass ein solches Orbital, unter Berücksichtigung einer maximal kompensierbaren Tilt-Coordination-Beschleunigung und einer maximalen Latenzzeit von 50 ms bis zum Erreichen von 95% der Beschleunigungsvorgabe, einen Radius von mindestens 20 m benötigen würde. Bei einer maximalen Latenzzeit von 25 ms wäre bereits ein Radius von 78 m notwendig. Durch die Entkopplung des selbstfahrenden Systems zum Bewegungsraum ist eine Umsetzung des Basisorbitals theoretisch möglich. Jedoch ist im Verhältnis zu dem in Kapitel 4.2.3 kalkulierten Bewegungsraum (benötigter Raum für die Testfahrt von  $70 \times 70 \text{ m}^2$ ) der Raumbedarf für das Basisorbital unverhältnismäßig groß.

Eine weitere Möglichkeit, die Räder konstant mit einer definierten Geschwindigkeit drehen zu lassen, bietet die Rotation. Hierbei dreht der Simulator um seine eigene Hochachse ohne dabei die Position seines Schwerpunkts zu verändern. Zur Entkopplung des Probanden von der Rotation ist ein weiteres System Fhg – in Form einer Gierentkopplung des Simulatorordoms – notwendig. Mittels dieser ist eine Konterrotation mit gleicher Rotationsgeschwindigkeit möglich, welche den Probanden während der Rotation in der Ruhelage hält.

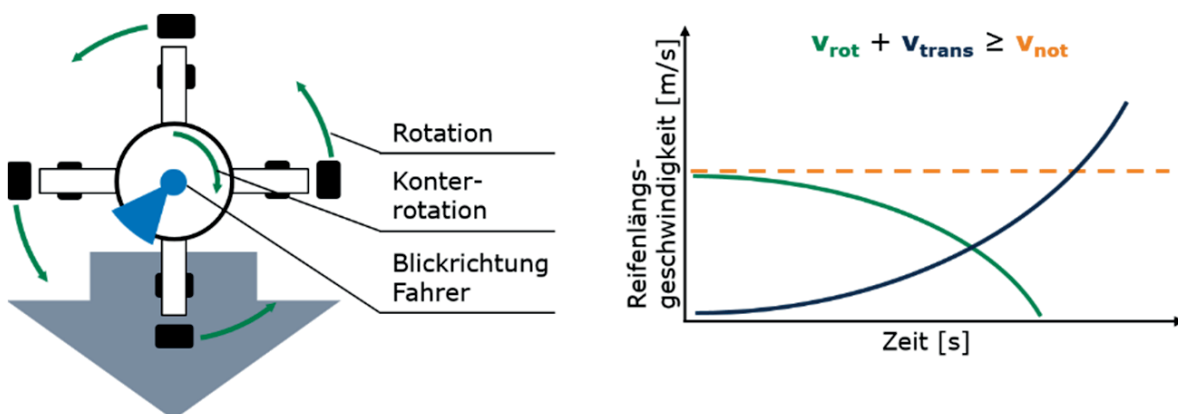
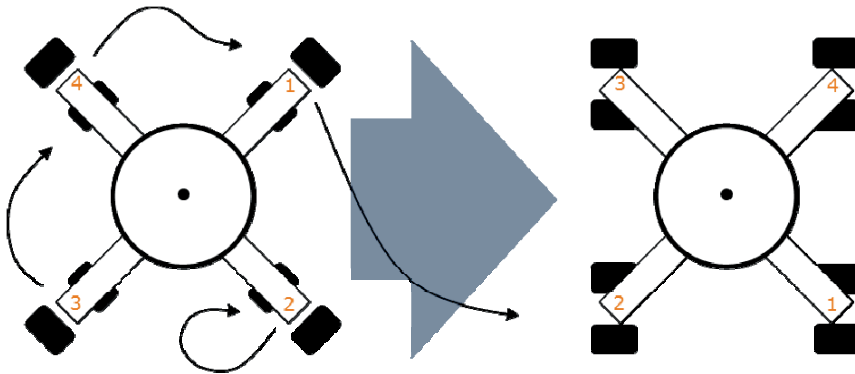


Abbildung 5.3: Rotation des selbstfahrenden Systems nach (Tüschchen, Beiteltschmidt, Tischer et al. 2016)

In Abbildung 5.3 sind die Rotation mit Konterrotation sowie die Überlagerung der rotatorischen und translatorischen Reifenlängsgeschwindigkeiten dargestellt. Die Summe der rotatorischen und translatorischen Geschwindigkeit ( $v_{rot}$ ,  $v_{trans}$ ) muss nach Formel (5.7) immer über einem definierten Minimum ( $v_{not}$ ) liegen, so dass eine definierte Latenz beim Einlenken der Reifen nicht unterschritten wird. Eine künstliche Erhöhung der Latenz bei Geschwindigkeiten oberhalb des definierten Minimums ist durch die Ansteuerung möglich. So ist eine konstante Latenz umsetzbar.

$$v_{not} \leq v_{rot} + v_{trans} \quad (5.7)$$

Abbildung 5.4 zeigt exemplarisch den Verlauf der Bewegung aus der Rotation in die translatorische Fahrt.



**Abbildung 5.4: Bewegung aus Rotation in translatorische Bewegung nach (Uhl 2015)**

Unter der Annahme einer Reifeneinlauflänge  $l_{EL} = 0,45 \text{ m}$ <sup>7</sup> und einer maximalen Latenzzeit  $t_{Lat} = 50 \text{ ms}$  berechnet sich die notwendige translatorische Geschwindigkeit des Reifens  $v_{not}$  zu:

$$v_{not} = \frac{l_{EL}}{t_{Lat}} = \underline{9 \text{ m/s}} \quad (5.8)$$

Mit einer Auslegerlänge  $l_{Arm} = 2 \text{ m}$  (Radaufstandspunkt – Mittelpunkt Bewegungsplattform) des Simulators berechnet sich die Rotationsbewegung des translatorisch unbewegten Simulators  $\dot{\psi}^S$  zu:

$$\dot{\psi}^S = \frac{v_{not}}{l_{Arm}} = \underline{4,5 \text{ rad/s}} \quad (5.9)$$

Vollständig kann die Gefahr von Singularitäten durch dieses Bewegungskonzept nicht ausgeschlossen, sondern nur stark reduziert werden. In Abbildung 5.5 ist ein rotatorisch/translatorisch bewegtes System als virtuelles Rad dargestellt. Der Schlupf dieses Rades kann zwischen 100% (durchrutschen – reine rotatorische Bewegung) und –100% (gleiten – reine translatorische Bewegung) betragen. Kritisch ist die Situation, wenn der Schlupf gleich 0 ist und das Rad ideal abrollt. Dies tritt ein, wenn der Simulator aus der Rotation in die translatorische Bewegung übergeht (analog der inverse Übergang) und die rotatorische Umfangsgeschwindigkeit des Punkts R1 der negativen translatorischen Geschwindigkeit entspricht. In diesem Moment heben sich die beiden Geschwindigkeiten auf und der Momentanpol der Gesamtbewegung liegt im Punkt R1, womit dieser eine temporäre Singularität darstellt.

<sup>7</sup> Reifen Typ: Dunlop Sport Maxx XL 325/30 R21 108 Y  
Einlaufänge über Prüfstandsmessung:  $l_{EL} = 450 \text{ mm}$  bei Radlast von 5 kN und Fülldruck von 3 bar

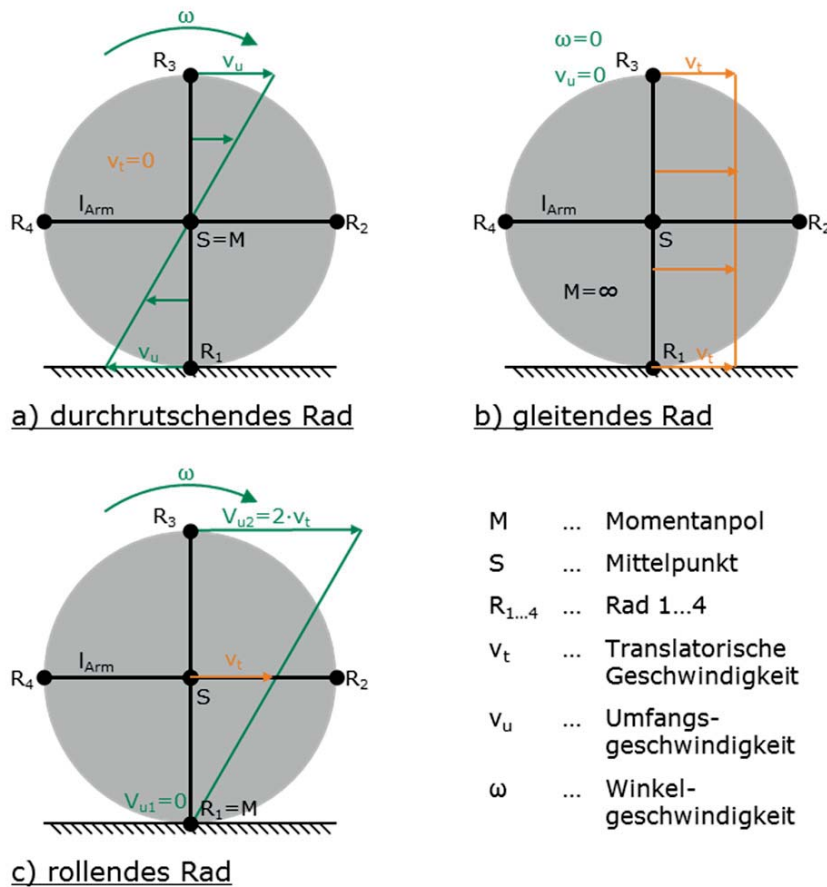


Abbildung 5.5: Bewegung des virtuellen Rades nach (Zima 2002)

## 5.3 Grundlegende technische Kriterien

Auf den entwickelten Anforderungen bzw. dem Bewegungskonzept der Kapitel 5.1 / 5.2 aufbauend, werden im folgenden Kapitel die daraus resultierenden grundlegenden technischen Kriterien des Simulatorkonzepts abgeleitet.

### 5.3.1 Anzahl Radaufstandspunkte

Die optimale Anzahl der Radaufstandspunkte des selbstfahrenden Fahrsimulators wird auf Basis der drei folgenden Faktoren abgeleitet.

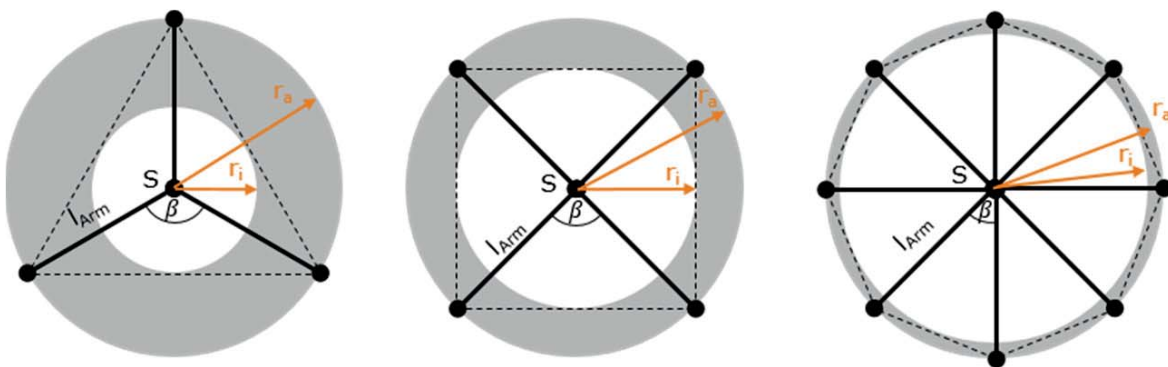
#### Singularitäten

Wie beschrieben, reduziert ein stillstehender Reifen die Geschwindigkeit-Fhg der Fahrsimulatorausleger. Damit verliert das System in Folge einer Unterbeweglichkeit einen oder mehrere seiner Fhg und hat einen singulären Zustand. Dies kann aus einem horizontalen Stillstand des Simulators sowie auch über die Lage des Momentanpols der Simulatorbewegung resultieren.

Für die Nutzung des Simulators ist jedoch nicht der singuläre Zustand des Auslegers bzw. Reifens entscheidend, sondern der singuläre Zustand des Simulator-Mittelpunkts  $S$  (genäherte Positionierung des Probanden im Fahrsimulator). Wenn dieser einen singulären Zustand aufweist, ist die erforderliche uni-direktionale Umsetzung der Beschleunigungsvorgabe nicht mehr möglich. Die Singularität des Simulator-Mittelpunkts  $S$  ist einerseits abhängig von der Momentanpollage des Simulators und der damit verbundenen Radstellung sowie andererseits dem Radstillstand, bedingt durch die nicht-holonome Bindung des Reifens.

Im Fachbereich der Industrieroboter werden Singularitäten im Bewegungsraum über eine Trajektorienplanung vermieden (Merlet 2006, Bruckmann 2010 S. 104). Im Simulatorbetrieb ist aufgrund der nicht eindeutig präzifizierbaren Beschleunigungsdarstellung (abhängig von Fahrereingabe) eine Trajektorienplanung nicht trivial umsetzbar. Somit sind singuläre Zustände möglichst zu reduzieren.

Die Extremlagen des Momentanpols<sup>8</sup> sind der Mittelpunkt des Simulators (Rotation um sich selbst) und dem Unendlichen (Anhang D). Liegt der Momentanpol auf einer der virtuellen Verbindungslinien der Radaufstandspunkte, hat der Simulator aufgrund der damit verbundenen Radstellung einen singulären Zustand (Abbildung Anhang D.1 (b)). Liegt der Momentanpol hingegen direkt in einem der Radaufstandspunkte, dreht der Simulator um das jeweilige Rad, welches damit stillsteht. So hat das jeweilige Rad und somit der Simulator einen singulären Zustand (siehe auch Abbildung 5.5).



**Abbildung 5.6: Kritischer Bereich des Momentanpols**

Daraus resultierend wird für die Momentanpollage folgend der kritische Bereich ( $A_{\text{krit}}$ ) (Abbildung 5.6 - grau) definiert. Dieser ist über den Außen- ( $r_a$ ) und Innenradius ( $r_i$ ) der Grundstruktur bestimmt, die durch die Aufstandspunkte aufgespannt ist:

$$\beta = \frac{2 \cdot \pi}{n_{\text{Ausl}}} \quad (5.10)$$

$$r_a = l_{\text{Arm}} \quad (5.11)$$

$$r_i = l_{\text{Arm}} \cdot \cos\left(\frac{\beta}{2}\right) = l_{\text{Arm}} \cdot \cos\left(\frac{\pi}{n_{\text{Ausl}}}\right) \quad (5.12)$$

$$A_{\text{krit}} = \pi \cdot (r_a^2 - r_i^2) = \pi \cdot l_{\text{Arm}}^2 \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\pi}{n_{\text{Ausl}}}\right)^2\right) \quad (5.13)$$

<sup>8</sup> Schnittpunkt der Senkrechten der horizontalen Rad-Geschwindigkeitsvektoren





für:

$$\begin{aligned} n_{\text{Ausl}} = 3 &\rightarrow A_{\text{krit}} = 2,36 \cdot l_{\text{Arm}}^2 \\ n_{\text{Ausl}} = 4 &\rightarrow A_{\text{krit}} = 1,57 \cdot l_{\text{Arm}}^2 \\ n_{\text{Ausl}} = 8 &\rightarrow A_{\text{krit}} = 0,46 \cdot l_{\text{Arm}}^2 \end{aligned}$$

mit:

$l_{\text{Arm}}$  ...Länge des Auslegers

$\beta$  ...Öffnungswinkel der Ausleger

$n_{\text{Ausl}}$  ...Anzahl der Ausleger

$A_{\text{krit}}$  ...Fläche der kritischen Momentanpollage

Aus dieser Betrachtung ergibt sich, die Abhängigkeit der Fläche der kritischen Momentanpollage und der aufgespannten Grundfläche des Simulators. Ein Simulator mit unendlich vielen Aufstandspunkten würde eine optimale Fläche der Größe  $A_{\text{krit}} = 0$  aufspannen. Die Auftretenswahrscheinlichkeit von Singularitäten durch einen Reifenstillstand erhöht sich jedoch mit einer Zunahme der Aufstandspunkte. Im Falle eines Systems mit unendlich vielen Aufstandspunkten würde, bei einer Bewegung mit äquivalenter translatorischer wie rotatorischer Geschwindigkeit des Simulators, zu jedem Zeitpunkt einer der Reifen einen singulären Zustand aufweisen.

### Statische Bestimmtheit eines Fahrzeugs mit Reifen-Boden Kontakt

Ein selbstfahrendes System<sup>9</sup> mit 2 oder weniger Aufstandspunkten bzw. Reifen-Boden-Kontakten ist statisch unterbestimmt. Es würde im Stillstand nicht stabil stehen (z.B. Zweirad). Ein System mit 3 nicht fluchtenden Aufstandspunkten ist statisch bestimmt und die Lagerreaktion eindeutig bestimmbar. Wiederum ein System mit 4 oder mehr nicht fluchtenden Aufstandspunkten ist überbestimmt und die Lagerreaktion nicht eindeutig bestimmbar. Als prominentestes Beispiel ist hier ein wackliger Tisch mit 4 Beinen zu nennen.

Beim selbstfahrenden Fahrsimulator ist die statische Bestimmtheit für die Systemsteuerung relevant. Für ein statisch bestimmtes System kann die Systemreaktion eindeutig beschrieben werden. Demnach kann für eine gewünschte Systemreaktion eine eindeutige Ansteuerungsgröße (Antriebs- / Lenkmomente) identifiziert werden. Diese Eigenschaft nutzt BETZ (Betz 2015, S. 47 ff) auch als Argumentation für eine Auslegung des WBDS mit 3 statt 4 oder mehr Auslegern (siehe DONGES (Donges 2001), SLOB (Slob et al. 2009)).

Eine Auslegung mit 4 oder mehr angetriebenen Rad-Boden Kontakten erlaubt keine eindeutige Lösung in den Ansteuerungsgrößen, da dieses überaktuiert ist. Unterschiedliche Lösungen bzw. Kombinationen von Antriebs- und Lenkmomenten können z.B. zu einer identischen Plattformbewegung führen.

Dieser Umstand muss in der Auslegung der Ansteuerung betrachtet werden. Zur Umsetzung einer gewünschten Beschleunigung (Systemreaktion) muss somit eine optimale Ansteuerungslösung (Kombination von Antriebs- / Lenkmomenten) identifiziert und umgesetzt werden.

---

<sup>9</sup> Vereinfachende Annahme: Der Simulator sowie die Reifen haben keine Elastizitäten / sind ideal steif



## Kippsicherheit

Die Kippsicherheit eines Rad-Boden-gebundenen Systems ist abhängig von der virtuell aufgespannten Fläche (Abbildung 5.7 – grau) bzw. der Abstützlänge  $l_{\text{krit}}$ . Je mehr Aufstandspunkte ( $n_{\text{Ausl}}$ ), desto größer  $l_{\text{krit}}$  und geringer die Kippgefahr.

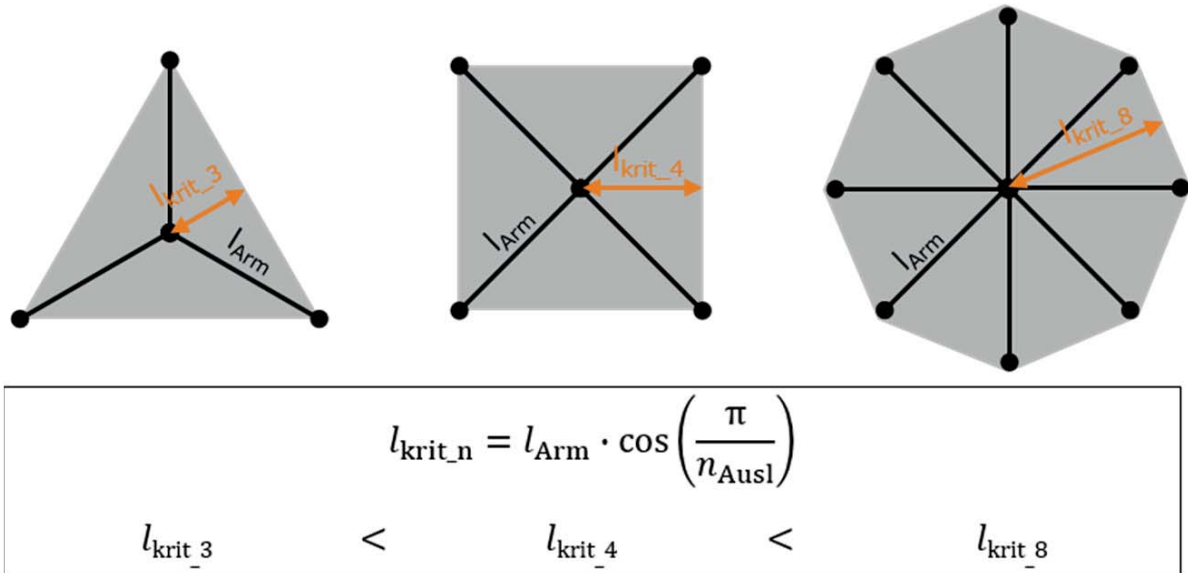


Abbildung 5.7: Kippsicherheit – Aufgespannte Fläche

### 5.3.2 Auslegung Kippsicherheit

Die Kippsicherheit stellt im Einsatz von selbstfahrenden Fahrsimulatoren ein entscheidendes Kriterium dar. Im Betrieb und Notfallsituationen muss die Gefahr des Umkippens ausgeschlossen sein.

Wie bereits in Kapitel 5.3.1 dargestellt, ist eine Auslegungsgröße der Kippsicherheit die virtuell aufgespannte Fläche, welche durch die Anzahl der Aufstandspunkte ( $n_{\text{Ausl}}$ ) sowie deren Entfernung zum Schwerpunkt ( $l_{\text{Arm}}$ ) definiert ist. Die weitere kipp-kritische Auslegungsgröße ist die Höhe des Gesamtschwerpunkts des Simulators ( $h_{\text{SP}}$ ). Des Weiteren geht die maximal übertragbare Kraft ( $F_{\text{max}}$ ) in die Kippauslegung ein.

Im Gegensatz zu konventionellen Pkws hat ein selbstfahrender Fahrsimulator keine definierte Fahrtausrichtung (siehe Abbildung 5.8). Es kann eine x-Ausrichtung, eine +-Ausrichtung (45° verdreht) sowie eine Zwischenstellung im Fahrbetrieb vorliegen. Für die Betrachtung der Kippsicherheit ist (nach Anhang E) der Betrieb in x-Ausrichtung und einer seitlich/frontal angreifenden Kraft der kritischste Fall.

Unter der Annahme einer maximal darstellbaren Beschleunigung von  $a_{\text{max}} = 12 \text{ m/s}^2$ , einer Auslegerlänge von  $l_{\text{Arm}} = 2 \text{ m}$  und insgesamt 4 Radaufstandspunkten ergibt sich nach Anhang E in der +-Ausrichtung eine maximale Schwerpunkthöhe von  $h_{\text{SP}} \leq 1,67 \text{ m}$  und in der kritischen x-Ausrichtung von  $h_{\text{SP}} \leq 1,18 \text{ m}$ . Bei einem System mit 3 Radaufstandspunkten errechnet sich, unter den gleichen Annahmen, in der kritischsten Fahrtausrichtung die maximale Schwerpunkthöhe zu  $h_{\text{SP}} \leq 0,83 \text{ m}$  und für eine optimale Ausrichtung zu  $h_{\text{SP}} \leq 1,44 \text{ m}$ .

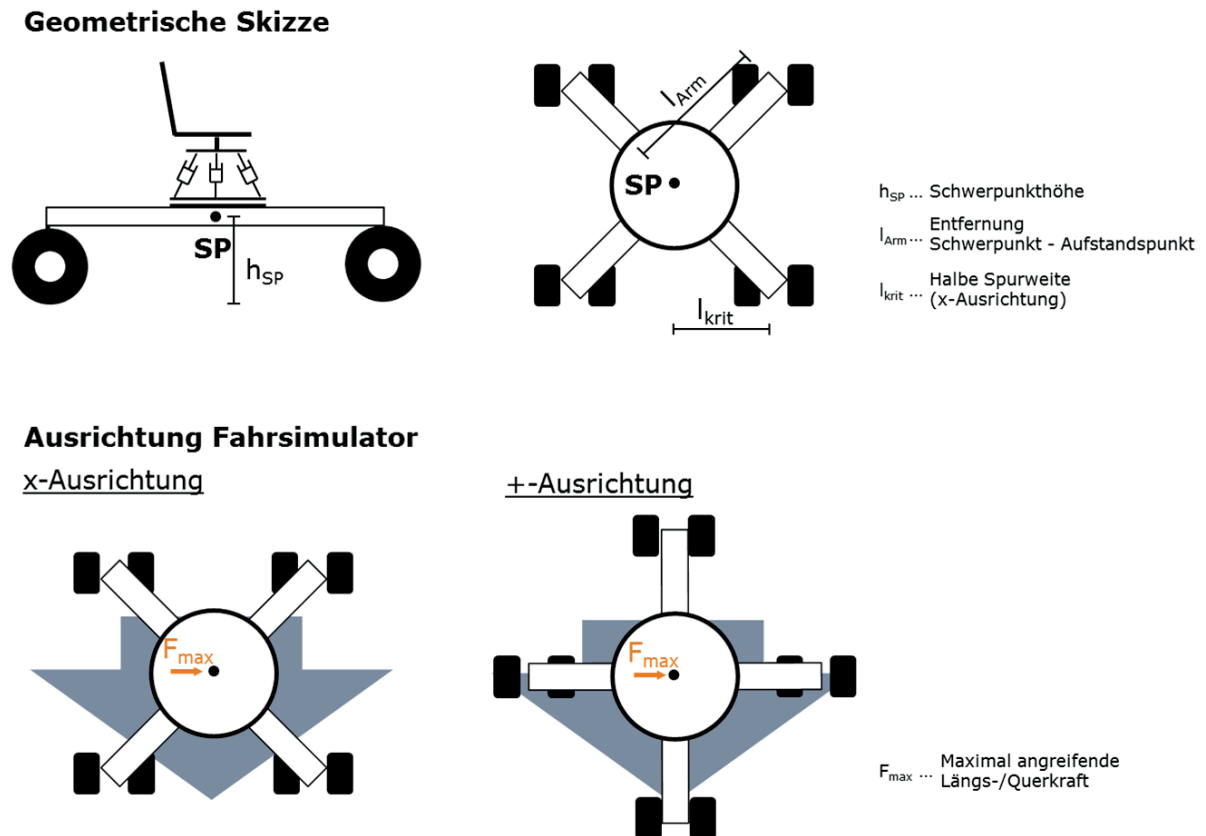


Abbildung 5.8: Darstellung Kippsicherheit Fahrsimulator

### 5.3.3 Ableitung für die Fahrsimulorauslegung

Gemäß der Festlegung der vorangegangenen Kapitel hat der selbstfahrende Fahrsimulator die folgenden technischen Spezifikationen:

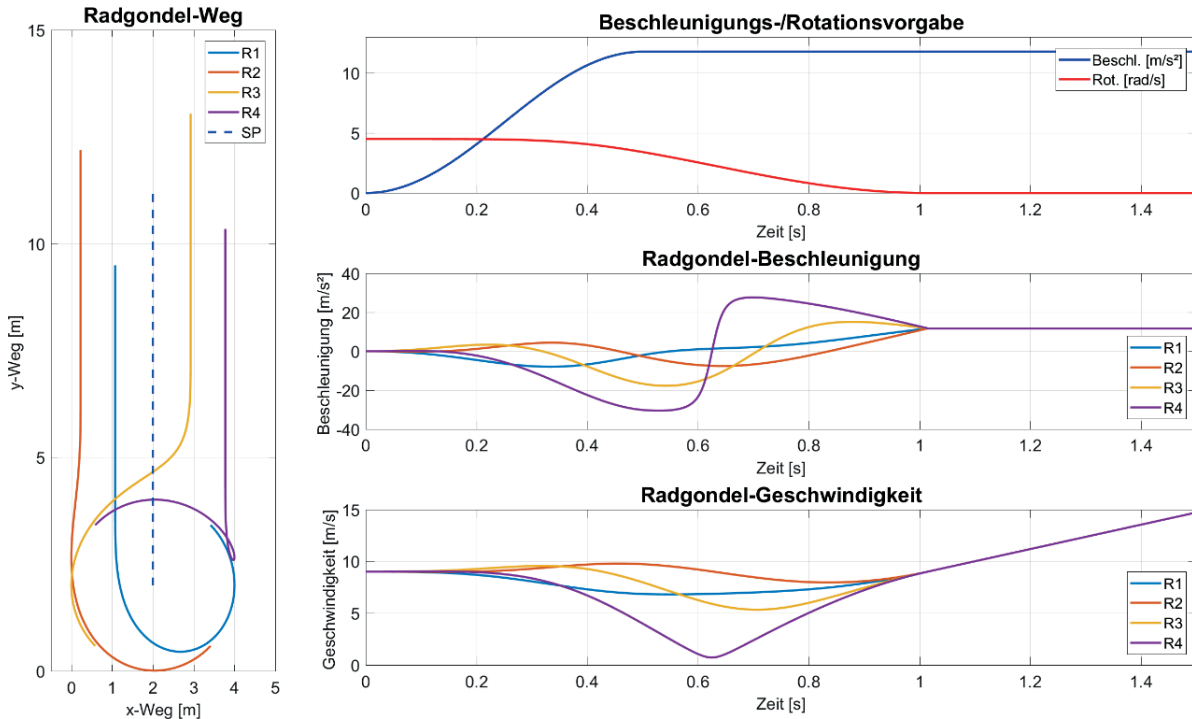
- 4 Radaufstandspunkte
- Armlänge  $l_{\text{Arm}} = 2 \text{ m}$
- Maximale translatorische Beschleunigung  $a_{\text{trans,max}} = 12 \text{ m/s}^2$
- notwendige translatorische Geschwindigkeit des Reifens  $v_{\text{not}} = 9 \text{ m/s}$

Darauf basierend wird die rotatorisch-translatorisch überlagerte Bewegung des Fahrsimulators untersucht und Rückschlüsse hinsichtlich der Systemauslegung getroffen.

Abbildung 5.9 zeigt die rotatorisch-translatorisch überlagerte Bewegung der Fahrsimulatorradgondeln (R1 – R4) auf Lage- (links), Geschwindigkeits- (rechts unten) sowie Beschleunigungsebene (rechts mittig). Die kombinierte Bewegung resultiert aus einer Beschleunigungs- sowie Rotationsvorgabe (rechts oben). Bei der Rotationsvorgabe handelt es sich um eine geschwindigkeitsabhängige cos-Funktion, die in Kapitel 7.2.2 genauer beschrieben wird.

Die Initialausrichtung des Fahrsimulators ist die x-Ausrichtung und der maximale Ruck der Beschleunigungsvorgabe beträgt  $37 \text{ m/s}^3$ .

Als kritisch zu betrachten sind die Radgondel-Geschwindigkeiten und Beschleunigungen des Radaufstandspunkts R4 (violett). Der Punkt R4 fährt bei der Herausfahrt aus der Kreisbewegung eine Schlaufe ab, wobei seine Geschwindigkeit kurz gegen 0 geht und die Beschleunigung auf bis zu  $\pm 30 \text{ m/s}^2$  ansteigt.



**Abbildung 5.9: x-Ausrichtung, Ruck:  $37 \text{ m/s}^3$**

Die in Abbildung 5.10 dargestellte Untersuchung erfolgt analog mit einer initialen x-Ausrichtung und einem maximalen Ruck von  $25 \text{ m/s}^3$ . Daraus resultiert eine geringere maximale Beschleunigung an der hier kritischen Radgondel R3 (gelb) von ca.  $\pm 20 \text{ m/s}^2$ .

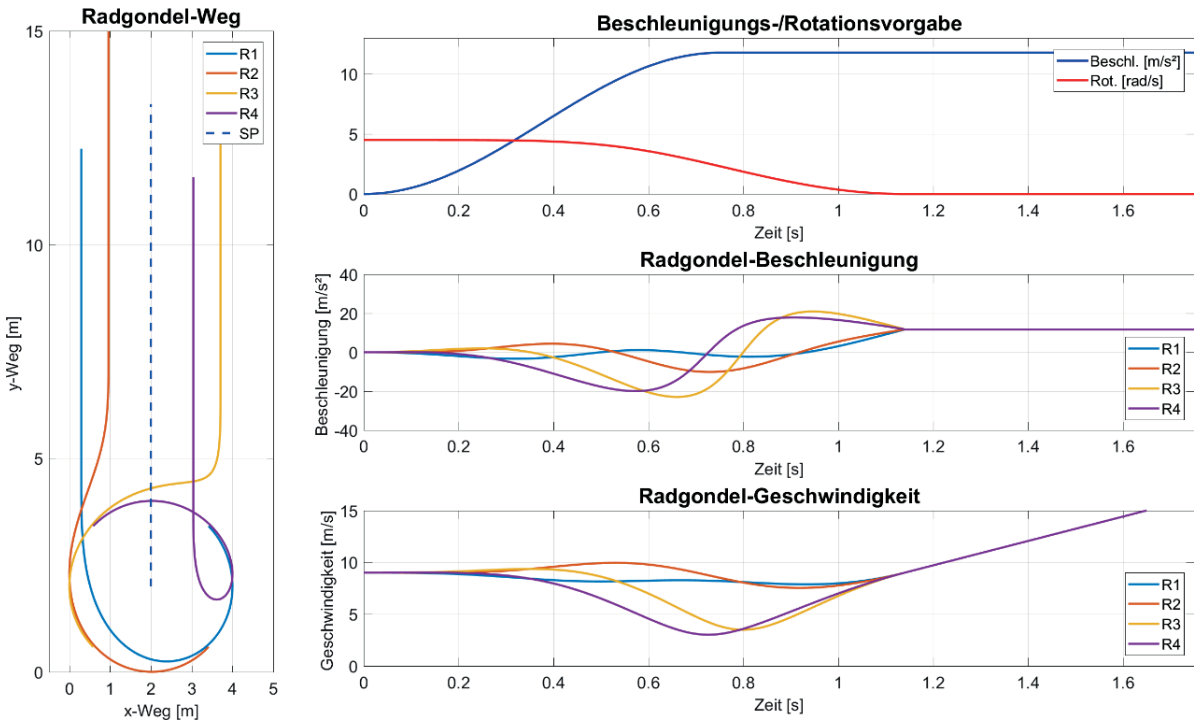


Abbildung 5.10: x-Ausrichtung, Ruck:  $25 \text{ m/s}^3$

In der Untersuchung von Abbildung 5.11 ist der maximale Ruck auf  $18 \text{ m/s}^3$  reduziert sowie die initiale Ausrichtung des Simulators um  $\pi/8$  rad verdreht. Daraus resultiert nahezu ein Stillstand der kritischen Radgondel R3 (gelb) und eine Beschleunigung von über  $\pm 30 \text{ m/s}^2$ .

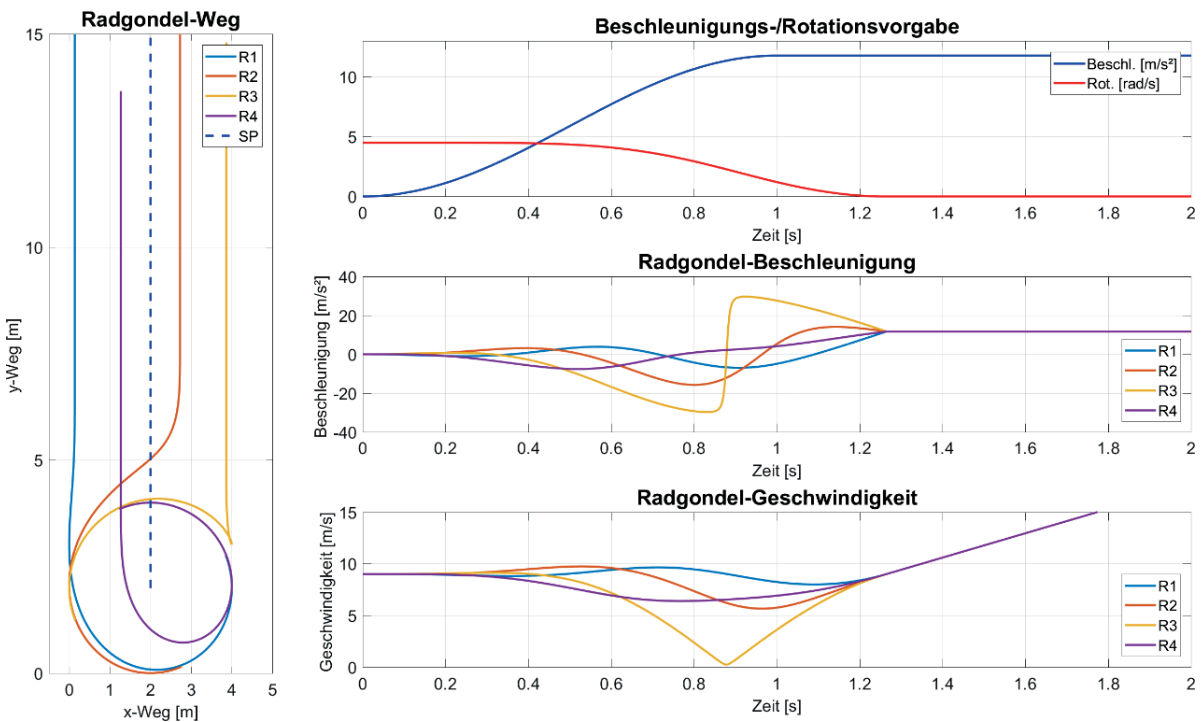


Abbildung 5.11:  $\pi/8$ -Ausrichtung, Ruck:  $18 \text{ m/s}^3$



Unter der Annahme der Reduktion der Reifeneinlauflänge auf  $l_{EL} = 0,1\text{ m}$  kann die notwendige Rotationsgeschwindigkeit auf  $\dot{\psi}^S = 1\text{ rad/s}$  gesenkt werden. Die daraus resultierenden Ergebnisse der rotatorisch-translatorischen Bewegung sind in Abbildung 5.12 dargestellt. Im Vergleich zur ansonsten analog parametrisierten Untersuchung aus Abbildung 5.10 (Initialposition: x-Ausrichtung, Ruck:  $25\text{ m/s}^3$ ) ist ersichtlich, dass die maximale resultierende Beschleunigung an der kritischen Radgondel um ca. 30% auf  $\pm 16\text{ m/s}^2$  gesunken ist.

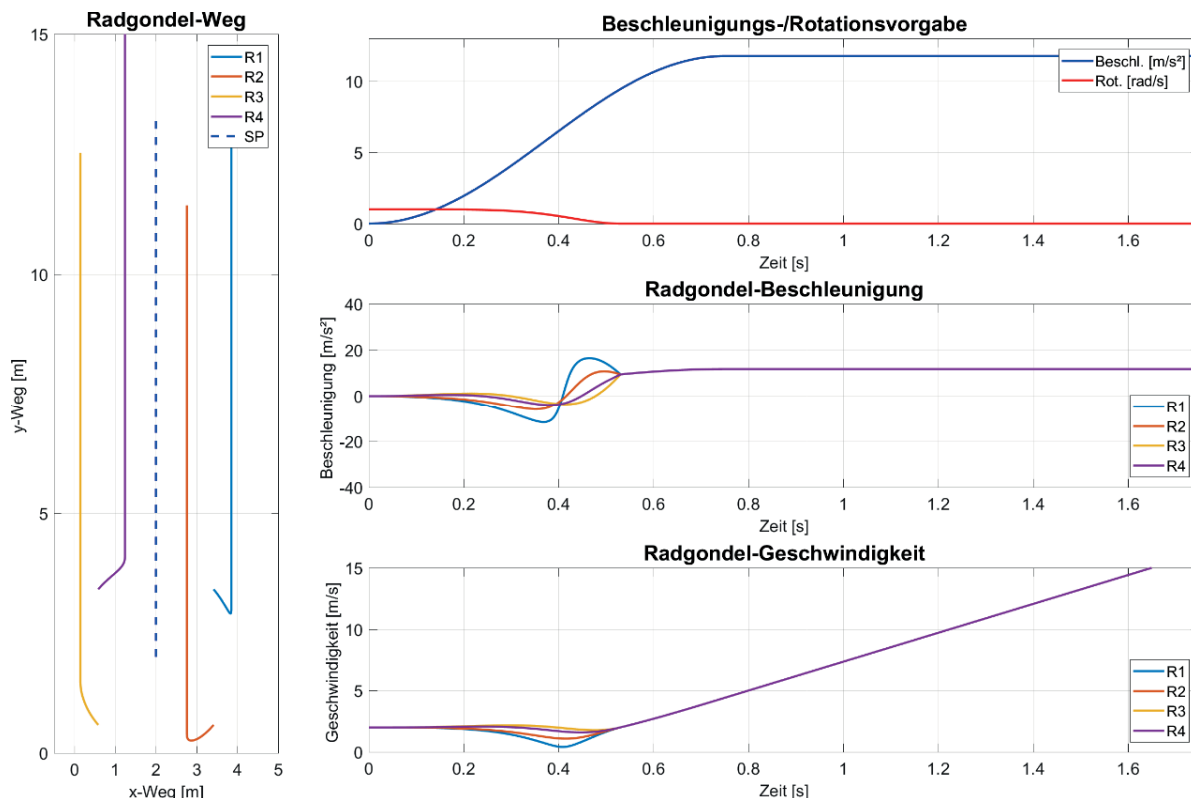


Abbildung 5.12: x-Ausrichtung, Ruck:  $25\text{ m/s}^3$  mit reduzierter Einlauflänge

**Aufgrund der überlagerten translatorischen-rotatorischen Bewegung des Simulators können, abhängig zur Ausgangssituation sowie der darzustellenden Beschleunigung, selbst im optimalen Fall Radgondelbeschleunigungen von bis zu  $\pm 20\text{ m/s}^2$  auftreten. Daraus können zwei Ableitungen getroffen werden. Erstens muss die Radgondelbeschleunigung seitens der Ansteuerung, mittels einer situativ angepassten Rotationsvorgabe, begrenzt werden. Zweitens müssen die darzustellenden Beschleunigungen in der mechanischen Auslegung des Simulators betrachtet werden. Insbesondere bei der Auslegung des Antriebssystems als auch des minimal zulässigen Kraftschlussbeiwerts der Reifen unter maximaler Radlast ( $\mu(F_{z,max}^{Ri}) \geq 2$ ) muss dies Beachtung finden.**

**Bei der Auslegung eines speziellen Fahrsimulatorreifens muss eine Reduktion der Reifeneinlauflänge erfolgen. Mittels einer geringeren Einlauflänge kann die notwendige Drehgeschwindigkeit des Reifens reduziert und somit eine geringere Rotationsgeschwindigkeit des Simulators erreicht werden. Dies wiederum führt zu geringeren resultierenden Beschleunigungen an den Radgondeln.**

## 5.4 Funktionsstruktur

Die Funktionsstruktur (Abbildung 5.13) beschreibt den Steuerungsaufbau des selbstfahrenden Fahrsimulators. Sie umfasst:

- die Fahrzeug-/Umweltsimulation
- die Simulatoransteuerung
  - Motion-Filter
  - Motion-Control
- das technische Design der Simulatorhardware

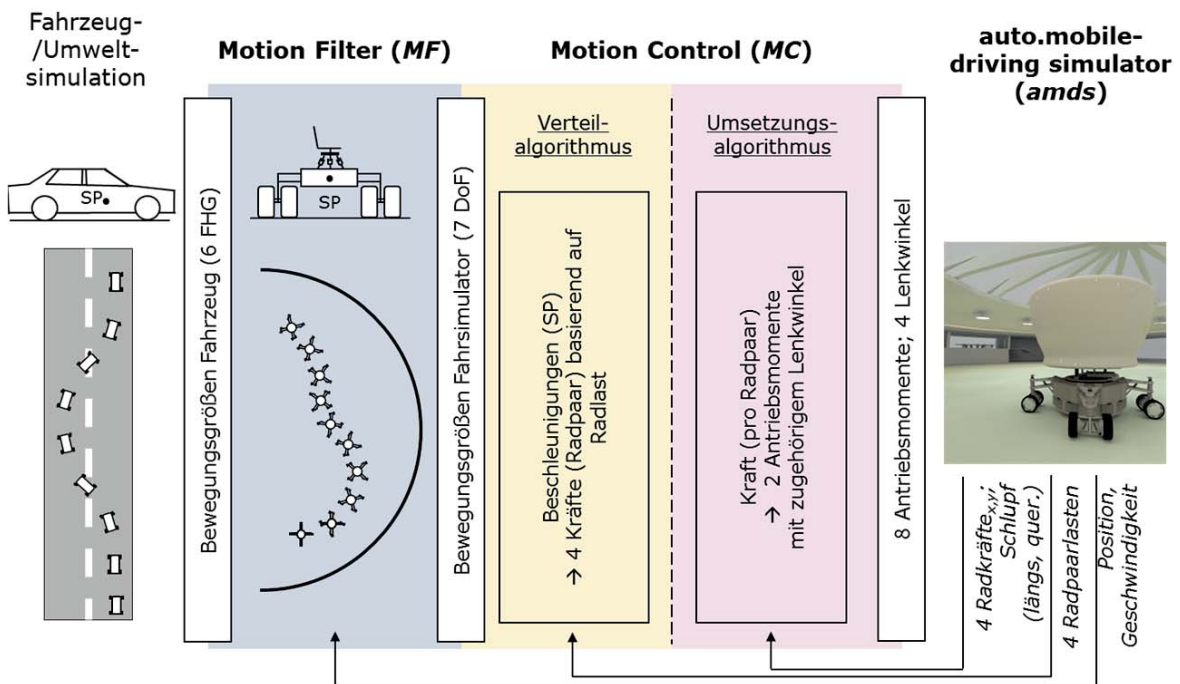


Abbildung 5.13: Funktionsstruktur (Tüschien, Beitelschmidt & Prokop 2016)

### Fahrzeug-/Umweltsimulation

Für die Erstellung der Funktionsstruktur-Eingangsgroßen bzw. der Fahrzeugsimulation wird die Simulationssoftware IPG Car Maker eingesetzt.

### Motion-Filter (MF)

Der Motion-Filter (Kapitel 7), auch als Motion-Cueing bezeichnet, erhält die longitudinalen sowie rotatorischen Beschleunigungsgrößen (6 Fhg) aus der Fahrzeugsimulation. Diese werden, auf Basis der Inertial-Position des Simulators, skaliert und mit einer Wash-Out-Bewegung überlagert. Des Weiteren überlagert der Motion-Filter, basierend auf der horizontalen Ist-Geschwindigkeit des Simulators, die translatorische Simulatorbewegung in der Ebene mit einer Rotation des Unterbaus sowie Konterrotation des Doms. Daraus resultiert die Ausgabe von der Schwerpunktbeschleunigung des Simulators (6 Fhg) und der rotatorischen Geschwindigkeit (1 Fhg).



## **Motion-Control (MC)**

Im Gegensatz zu herkömmlichen Fahrsimulatorsystemen liegt der Entwicklungsfokus des selbstfahrenden Systems nicht auf dem Motion-Filter (Bewegungsraum virtuell unendlich groß), sondern auf dem Ansteuerungsalgorithmus der Räder (Motion-Control).

Die Motion-Control (Kapitel 8) setzt die vom Motion-Filter vorgegebenen Größen in Form von 8 Antriebsmomenten und 4 Lenkwinkeln um. Hierzu muss unter Berücksichtigung der Überaktiertheit des Systems eine optimale Kraftverteilung zur Umsetzung der Beschleunigungsvorgaben berechnet werden. Zur Umsetzung der jeweiligen Kräfte an den Radaufstandspunkten berechnet die Motion-Control basierend auf den Reifeneigenschaften die 8 passenden Antriebsmomente sowie 4 Lenk- bzw. Schräglaufwinkel.

## **auto.mobile-driving simulator (amds)**

Der *auto.mobile-driving simulator* (Kapitel 6) stellt das Hardwarekonzept des Simulators dar und ist in der vorliegenden Arbeit in der Simulation als Mehrkörpersystem modelliert.





## 6 auto.mobile-driving simulator

Im folgenden Kapitel wird der hardwareseitige Aufbau des selbstfahrenden Fahrsimulators *auto.mobile-driving simulator (amds)* beschrieben. Die Auslegungen von maßgeblich konzeptkritischen Baugruppen wie Fahrwerks- und Antriebskomponenten werden dabei gesondert betrachtet.

Auf Basis des *amds*-Designkonzepts erfolgt der Aufbau eines Mehrkörpersimulationsmodells. Mit dessen Hilfe sind Dynamikuntersuchungen möglich, welche die konzeptionelle Umsetzbarkeit der gestellten Simulatoranforderungen aufzeigen.

Die in der Arbeit vorliegende Auslegung umfasst ausschließlich das Bewegungssystem des *amds* und geht nicht weiter auf die visuellen und akustischen Systeme sowie die Probandenumgebung (Cockpit) ein.

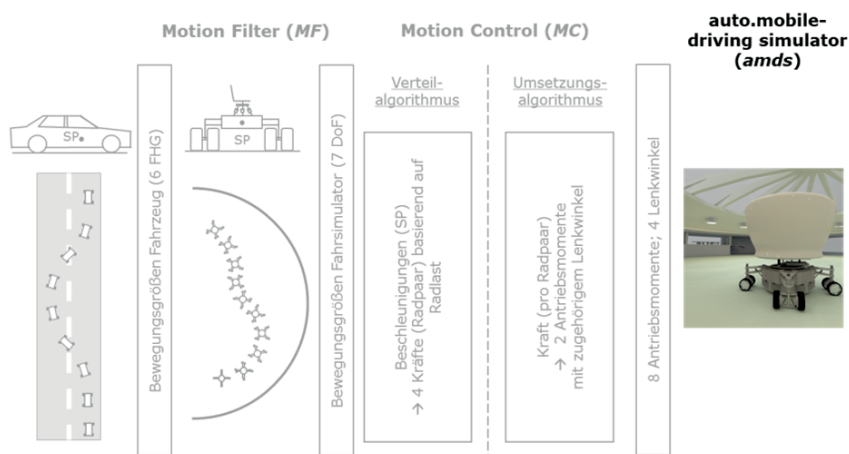


Abbildung 6.1: Funktionsstruktur: *amds*



## 6.1 Grundlegende Auslegungsgrößen

Die erste konzeptionelle Auslegung des *amds* ist in Abbildung 6.2 dargestellt. Diese Konzeptionierung ist in die Funktionsstruktur des *amds* eingebunden und erlaubt damit eine Konzeptvalidierung. Die Ergebnisse der Untersuchungen fließen iterativ in die Systemauslegung ein.

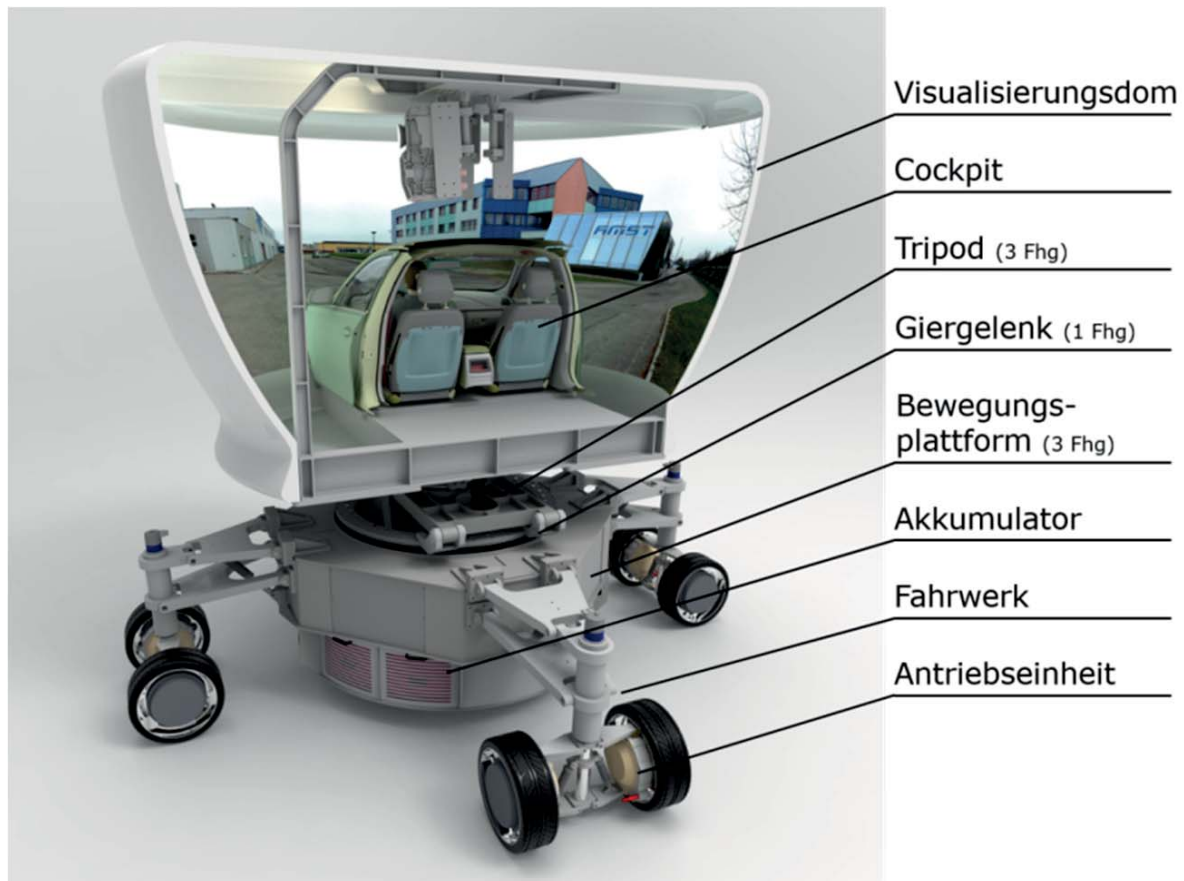


Abbildung 6.2: auto.mobile-driving simulator mit 7 Fhg nach (AMST-Systemtechnik GmbH 2016)

### Freiheitsgrade

Der *amds* besitzt insgesamt 7 ansteuerbare Fhg:

- Tripod: translatorisch ( $z$ ), rotatorisch ( $\theta; \varphi$ )
- Giergelenk: rotatorisch ( $\psi$ )
- Bewegungsplattform: translatorisch ( $x, y$ ), rotatorisch ( $\psi$ )

Der Gier-Fhg des Systems ist redundant ausgelegt, was eine unabhängige Gierung des Simulatordoms und der Bewegungsplattform ermöglicht.



Die Nutzung eines Tripods, entgegen dem üblichen Einsatz von Hexapoden, begründet sich in der unnötigen Redundanz der Freiheitsgrade  $x, y, \psi$  zur Bewegungsplattform<sup>10</sup>. Des Weiteren besteht die Annahme, dass der Tripod einen geringeren Bauraumbedarf sowie eine geringere Masse besitzt. Weiterführend wird in der Arbeit ein maximaler Nick-/Wankwinkel ( $\theta; \varphi$ ) des Tripods von 17° angenommen.

## Geometrie

- Gesamthöhe:  $h_{\text{amds}} = 4 \text{ m}$
- Abstand Radgondelmittelpunkt-Bewegungsplattformmittelpunkt:  $l_{\text{Arm}} = 2 \text{ m}$
- Spurbreite (x-Ausrichtung):  $l_{12} = 2,83 \text{ m}$
- Schwerpunkthöhe:  $h_{\text{SP}} = 0,9 \text{ m}$

## Masse, Dynamik

Die aktuelle Konzeption des *amds* unterliegt der Massenannahme von  $m_{\text{amds}} = 3000 \text{ kg}$  und einer rotatorischen Trägheit des Gesamtsystems um die Hochachse von  $J_{\text{SP}} = 6800 \text{ kgm}^2$ .

Zielsetzung bezüglich der Beschleunigungsdarstellung des *amds* ist eine Gruppenlaufzeit sowohl der Bewegungsplattform, als auch des Gier- /Tripodsystems von 16 ms. Bei einer Vereinfachung des Bewegungssystems als PT-1 Glied entspricht dies einer Eckfrequenz von 10 Hz. Daraus ergibt sich die exemplarische Anforderung, dass der Phasenverzug zwischen Soll- und Istwert von Längs-/Querbeschleunigung bei einer harmonischen Bewegung mit 2 Hz und  $4 \text{ m/s}^2$  weniger als 8° beträgt. Latenzen bzw. Phasenverzug, welche auf die Ansteuerung (Motion-Filter, Motion-Control, Systemlaufzeiten) zurückzuführen sind, werden hierbei nicht berücksichtigt.

## Anzahl der Ausleger / Symmetrie

Der *amds* hat 4 Ausleger. Die Anzahl resultiert aus einem Kompromiss von statischer (Über-) Bestimmtheit sowie Kippsicherheit und Auftretswahrscheinlichkeit von Singularitäten. Die Bewegungsplattform zeigt hinsichtlich aller senkrecht durch den Mittelpunkt laufenden Ebenen eine Symmetrie auf.

## Radgondeln

Die 4 um 360° durchlenkbaren Radgondeln an den Auslegern sind jeweils als Radpaar ausgeführt. Beide Räder werden unabhängig voneinander elektrisch angetrieben und über einen Akkumulator gespeist. Eine Drehmomentendifferenz der Antriebseinheiten ermöglicht eine Lenkbewegung der Radgondel ohne den zusätzlichen Einsatz eines Lenkmotors. Durch den Verzicht einer dedizierten Antriebsleistung für die Lenkung besteht die Annahme, dass die in Summe installierte Antriebsspitzenleistung effizienter genutzt werden kann.

In der virtuellen Auslegung der Motion-Control sowie des Mehrkörpermodells des *amds* wird jedoch vereinfacht ein Lenkmotor genutzt, welcher die Rückstellungskräfte kompensieren kann sowie eine höhere Regelgenauigkeit erlaubt.

---

<sup>10</sup> Annahme: Die Bewegungsplattform ist hinreichend dynamisch – äquivalente oder höhere Dynamik als das zu simulierende Fahrzeug



## Reifentyp

Bei dem eingesetzten Reifen handelt es sich um einen „SP Sport Maxx XL 325/30 R21 108 Y“ der Firma Dunlop.

## 6.2 Fahrwerk

Das folgende Unterkapitel wurde inhaltlich in der Diplomarbeit KOCKSCH (Kocksch 2015) entwickelt und im Rahmen der Chassis.tech plus 2016 Konferenz (Tüschchen et al. 2017) auszugsweise veröffentlicht.

### 6.2.1 Fahrwerksanforderung eines selbstfahrenden Fahr-simulators

#### Anforderungen der Fahrdynamik

Im Entwicklungsprozess des *amds* zeigte sich der Bedarf einer Fahrwerkskinematik auf. Ohne Fahrwerksstruktur ist die Bewegungsplattform nicht in der Lage die Beschleunigungsvorgaben mit bis zu  $10 \text{ m/s}^2$  umzusetzen. Das Problem besteht darin, dass bei großen horizontal angreifenden Kräften die Radgondeln (keine Kinematik) bzw. einzelne Reifen (einfache Kinematik) den Bodenkontakt verlieren und eine Übertragung von Längs-/Querkräften nicht mehr uneingeschränkt möglich ist. Dies ist zur Verdeutlichung in Abbildung 6.3 überspitzt dargestellt. Eine zweistufige Fahrwerkskinematik sollte hingegen den Anforderungen hinsichtlich der Fahrdynamik als auch den Komfortansprüchen (Vertikal-schwingungen) genügen.

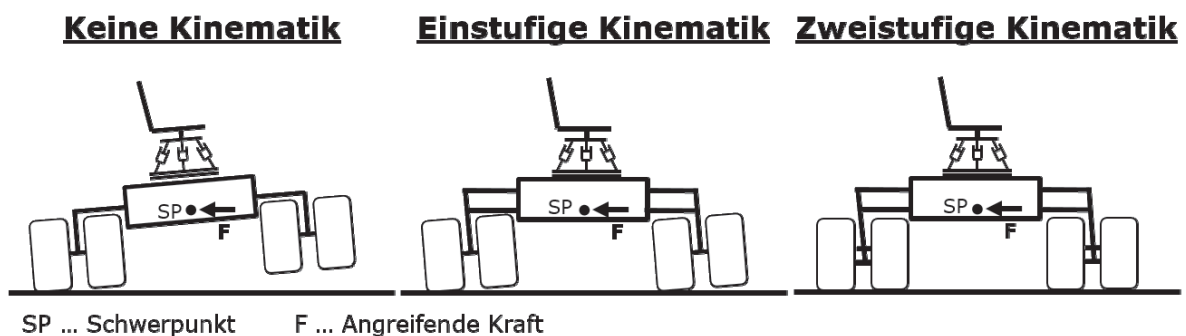


Abbildung 6.3: Anforderung der Fahrdynamik (Tüschchen et al. 2017)

Der Hauptanspruch an die zweistufige Fahrwerkskinematik ist das Abheben der Räder vom Boden zu verhindern, was insbesondere für die inverse Ansteuerung des Simulators wichtig ist. Weiterführend soll das Fahrwerk möglichst geringe dynamische Radlastschwankungen ermöglichen.

#### Anforderungen des Komforts

Für eine realistische Simulation soll der Proband von allen unerwünschten Anregungen (False Cues) entkoppelt werden. Diese Entkoppelung entspricht im weiteren Sinne dem Fahrkomfort eines Kraftfahrzeugs.



Bei einer nicht ausreichend ebenen Fahrfläche erfährt der *amds* eine vertikale Schwingungsanregung. Damit kann die Anforderung ohne eine Form der Schwingungsdämpfung nicht gewährleistet werden. Hinzu kommen fahrzeugerregte Schwingungen, welche z.B. durch das antriebsbedingte Ruckgleiten bzw. Stick-Slip-Effekt (Zeller 2012, S. 313 f) oder eine Rad-Reifenanregung (Mitschke, Wallentowitz 2014, S. 315 f) auftreten können. Ein Gummireifen weist, in Abhängigkeit von Bauart und Konditionierung (z.B. Luftdruck), zwar eine fahrdynamikrelevante Federsteifigkeit auf, jedoch nur eine sehr geringe Dämpfung (Mitschke, Wallentowitz 2014, S. 32). Dies macht eine Fahrwerkskinematik mit Feder-/Dämpferelement notwendig.

Aufgrund des Einsatzbereichs des *amds* auf speziellen Fahrflächen mit einer Vorgabe für die Oberflächenbeschaffenheit (Güte A nach ISO8608 (International Organization for Standardization 1995)) muss das Fahrwerk lediglich für kleine vertikale Anregungen ausgelegt werden. Dazu zählen z.B. Überfahrten von Wasserabläufen (ugs. Gully) und Teernähten zwischen Betonplatten.

### **Anforderungen der Vermeidung von Nick-/Wankbewegungen**

Eine weitere Anforderung ist die Vermeidung von unerwünschten Nick- und Wankbewegungen des Simulators (aufgrund der Isotropie des Fahrsimulators auch als Neigungsbewegung zusammengefasst). Aufgrund der unterschiedlichen Momentpollage der simulierten Fahrzeug- und der *amds*-Fahrwerkskinematik, resultiert eine Umsetzung der Beschleunigungsvorgaben nicht in einer dem simulierten Fahrzeug entsprechenden identischen Nick-/Wankbewegung. Die Kompensation dieses unerwünschten Bewegungsfehlers wird als diffiziler angenommen als die aktive Darstellung der Soll-Bewegung mittels des Tripods sowie der Vermeidung einer resultierende Nick-/Wankdynamik durch das Fahrwerk.

Des Weiteren treten durch die Wash-Out-Bewegung (Rückführung des Simulators in seine Ausgangsposition) Beschleunigungen bzw. Nick-/Wankbewegungen auf, die der Proband nicht wahrnehmen darf.

### **Zielkonflikt**

Im Entwicklungsprozess von Pkw-Fahrwerken besteht ein Zielkonflikt zwischen den Anforderungen an die Fahrdynamik und an den Fahrkomfort. Ein äquivalenter Zielkonflikt liegt ebenfalls in der Entwicklung des *amds* Fahrwerks vor. Dieser beschreibt die möglichst homogene dynamische Radlastverteilung sowie Minimierung der Nick-/Wankeinflüsse einerseits und den Komfortansprüchen andererseits.

Durch den Einsatz einer zweistufigen Fahrwerkskinematik soll dieser Konflikt jedoch möglichst aufgelöst werden. Während der Auslegungsschwerpunkt der oberen Kinematikstufe primär auf der Fahrdynamik liegt, ist die untere Stufe auf Fahrkomfort ausgelegt.

## **6.2.2 Konzept der zweistufigen Fahrwerkskinematik**

Der *amds* weist eine Symmetrie in der Bewegungsplattform auf und hat keine definierte Fahrtausrichtung bzw. ist diese von einer nicht präzifizierbaren Ausgangssituation abhängig. Damit sind die Sturz-, Spur- und Nachlaufgrößen der Kinematik neutral zu halten, da diese nicht unabhängig von einer definierten Fahrtrichtung bzw. Reifenrollrichtung ausgelegt werden können, das Fahrwerk jedoch eine Isotropie aufweisen muss.

Das Konzept des Fahrwerks basiert auf einer zweistufigen Doppelquerlenkerstruktur ohne aktive Komponenten (siehe Abbildung 6.4). Um die Isotropie des Fahrwerks zu gewährleisten, ist eine symmetrische Fahrwerksstruktur notwendig. Dies gilt für beide Stufen der Fahrwerkskinematik, da die Gondeln durchlenkbar sind und somit auch keine definierte Ausrichtung besitzen.

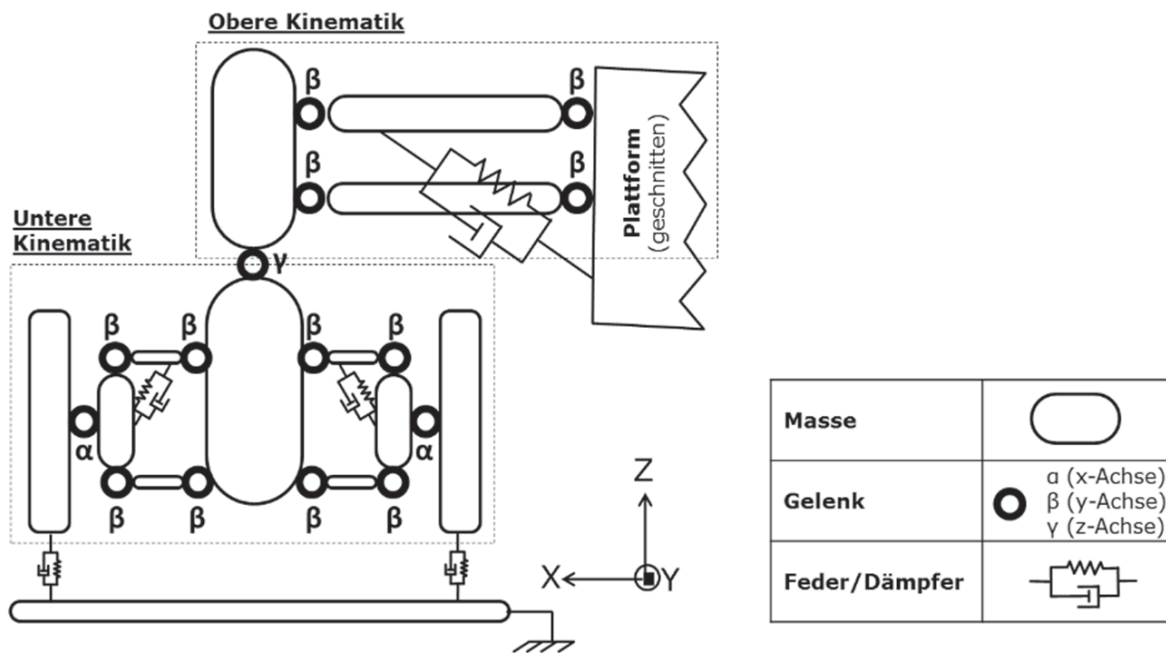


Abbildung 6.4: Topologiemodell: zweistufige Fahrwerkskinematik (Tüschchen et al. 2017)

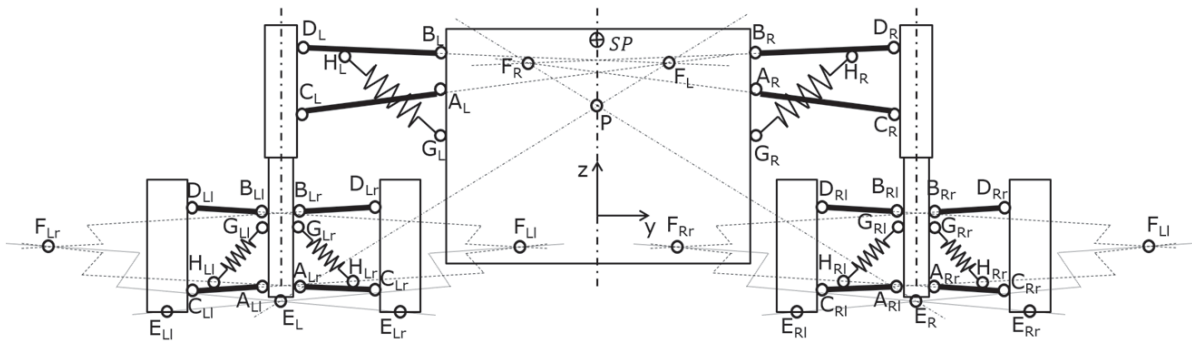
Da beide Kinematikstufen über eine unabhängige Feder-/Dämpfereinheit verfügen, kann die Priorisierung von Dynamik und Komfort in den Stufen jeweils unterschiedlich erfolgen. Der primäre Einfluss der oberen Kinematikstufe liegt auf den Neigungsbewegungen der Bewegungsplattform sowie den dynamischen Gondelaufstandskräften. Damit liegt ihr Auslegungsfokus auf der Fahrdynamik. Im Gegensatz dazu ist die untere Kinematikstufe auf Komfort ausgelegt, welche vor allem fahrbahnerregte Schwingungen bedämpfen soll.

Des Weiteren soll die Kinematik, in Anlehnung an ein Pkw-Fahrwerk, mit Nickausgleich (Anti-Dive-Wirkung) ausgelegt werden. Das bewirkt eine Reduzierung der Neigungsbewegungen, ohne die Fahrwerksfedern zu hart auslegen zu müssen. Nick- und Wankachse des *amds* würden damit annähernd auf SP-Höhe liegen. Dies führt zwar bei hohen Beschleunigungen zu einem Aufstützeffekt, welcher aber im Gegensatz zu den ansonsten ungewollt auftretenden Nick-/Wankbewegungen, bedingt durch den festen Drehpol des Tripods, einfacher kompensiert werden kann.

Auf eine abschließende Auslegung der Feder-/Dämpferelemente wird in der vorliegenden Arbeit nicht eingegangen und die Parametrierung dieser als verbleibender Freiheitsgrad angesehen. Diese Vorgehensweise ist sinnvoll, da die Masse- und Eigenfrequenzparameter der relevanten Bauteile noch nicht hinreichend bekannt sind. Die Optimierung der Fahrdynamik des *amds* kann somit im späteren Entwicklungsprozess, unabhängig der Kinematik, anhand der Feder-/Dämpferparameter erfolgen.

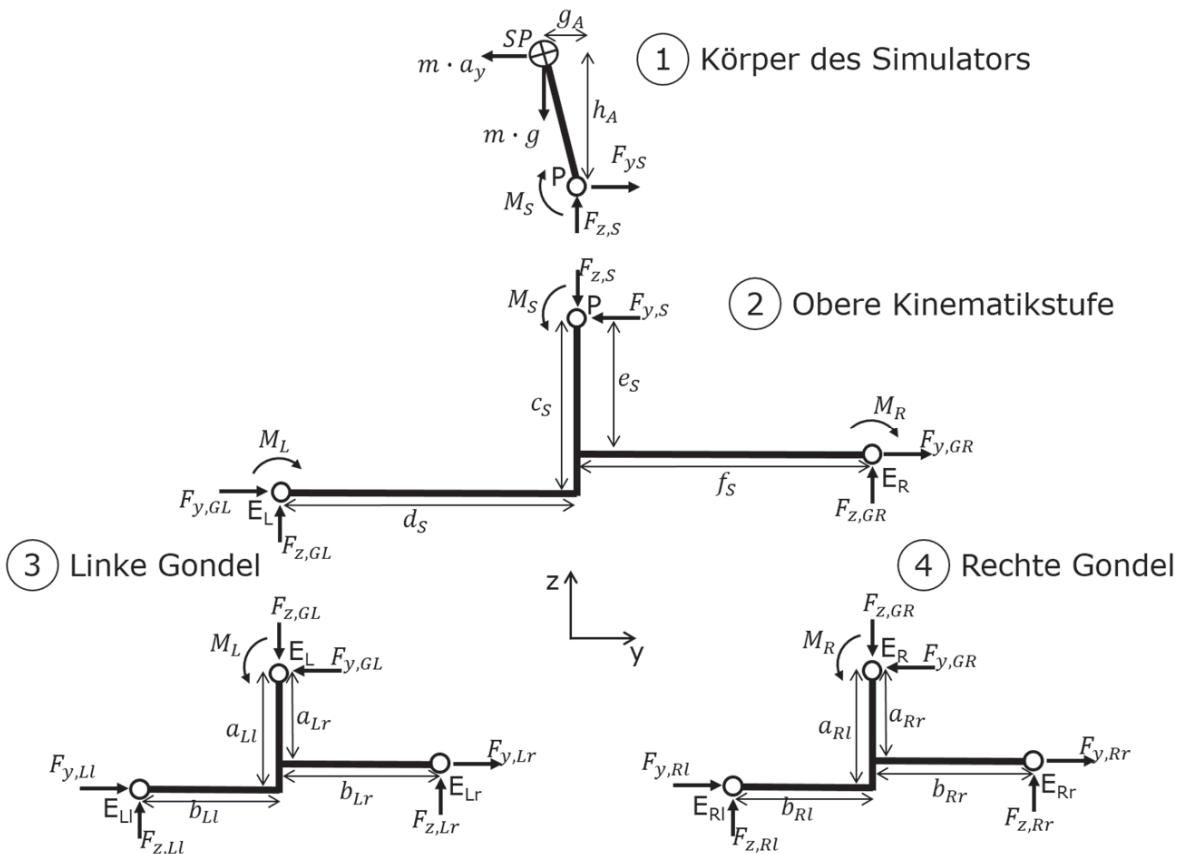
### 6.2.3 Entwicklungsmethodik der zweistufigen Fahrwerkskinematik

Zur Entwicklung der zweistufigen Fahrwerkskinematik wird der *amds* in eine vereinfachte Modellvorstellung überführt. Die daraus ableitbaren Erkenntnisse sind primär die Lagen der Momentanzentren der beiden Kinematikstufen und deren Verschiebung bei Krafteinwirkung auf den Schwerpunkt (SP). Hierzu dient ein vereinfachtes, zweidimensionales Schnittmodell (siehe Abbildung 6.5).



**Abbildung 6.5: Vereinfachtes Schnittmodell (Kocksch 2015, S. 49)**

Die Kinematikanalyse erfolgt mit vereinfachten Annahmen im stationären Zustand, in dem die angreifenden Kräfte im eingeschwungenen Zustand anliegen. Somit können sowohl die Dämpfung als auch das Einlaufverhalten der Reifen vernachlässigt werden. Die Gesamtmasse des Simulators wird im SP als Punktmasse zusammengefasst. Hinzukommend wird für die Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn ein konstantes Verhalten angenommen.



**Abbildung 6.6: Freischnitt der zweistufigen Fahrwerkskinematik (Kocksch 2015, S. 49)**

Für das Gleichungssystem, welches das System beschreibt, wird die folgende Parameterdeklaration gemäß Abbildung 6.6 verwendet. Dies ermöglicht eine kinematische Beschreibung des Systems, welches durch die Radaufstandspunkte ( $E_{Ll}; E_{Lr}; E_{Rl}; E_{Rr}$ ), die Momentanpole der Gondeln ( $E_L; E_R$ ) sowie des Pols  $P$  für den jeweiligen Zustand ein Freischnneiden kinetischer Teilmodelle erlaubt.



(1) Körper des Simulators:

$$m \cdot a_y - F_{y,S} = 0 \quad (6.1)$$

$$m \cdot g - F_{z,S} = 0 \quad (6.2)$$

$$m \cdot a_y \cdot h_A + m \cdot g \cdot g_A - M_S = 0 \quad (6.3)$$

(2) Obere Kinematikstufe:

$$F_{y,S} - F_{y,GL} - F_{y,GR} = 0 \quad (6.4)$$

$$F_{z,S} - F_{z,GL} - F_{z,GR} = 0 \quad (6.5)$$

$$M_L + F_{z,S} \cdot d_S - F_{y,S} \cdot c_S - M_S + F_{y,GR} \cdot (c_S - e_S) - F_{z,GR} \cdot (d_S - f_S) + M_R = 0 \quad (6.6)$$

(3) Linke Gondel (untere Kinematikstufe):

$$F_{y,GL} - F_{y,Ll} - F_{y,Lr} = 0 \quad (6.7)$$

$$F_{z,GL} - F_{z,Ll} - F_{z,Lr} = 0 \quad (6.8)$$

$$F_{z,GL} \cdot b_{Ll} - F_{y,GL} \cdot a_{Ll} + F_{y,Lr} \cdot (a_{Ll} - a_{Lr}) - F_{z,Lr} \cdot (b_{Ll} - b_{Lr}) - M_L = 0 \quad (6.9)$$

(4) Rechte Gondel (untere Kinematikstufe):

$$F_{y,GR} - F_{y,Rl} - F_{y,Rr} = 0 \quad (6.10)$$

$$F_{z,GR} - F_{z,Rl} - F_{z,Rr} = 0 \quad (6.11)$$

$$F_{z,GR} \cdot b_{Rl} - F_{y,GR} \cdot a_{Rl} + F_{y,Rr} \cdot (a_{Rl} - a_{Rr}) - F_{z,Rr} \cdot (b_{Rl} - b_{Rr}) - M_R = 0 \quad (6.12)$$

Diese 12 Gleichungen enthalten 17 unbekannte Variablen, wodurch weitere Annahmen getroffen werden müssen.

Zunächst wird das Reifenverhalten, welches die Abhängigkeit von Seitenkraft und Radaufstandskraft beschreibt, für jede Gondel formelmäßig aufgestellt. Diese Vereinfachung kann unter der Annahme getroffen werden, dass sich die Gesamtquerkraft der Gondel  $F_{y,G}$  zum gleichen Verhältnis der Vertikal- kraft  $F_{z,G}$  auf die beiden Reifen aufteilt (Annahme eines konstanten Kraftschlussbeiwerts  $\mu$ ).

$$\frac{F_{y,Ll}}{F_{y,Ll} + F_{y,Lr}} - \frac{F_{z,Ll}}{F_{z,Ll} + F_{z,Lr}} = 0 \quad (6.13)$$

$$\frac{F_{y,Rl}}{F_{y,Rl} + F_{y,Rr}} - \frac{F_{z,Rl}}{F_{z,Rl} + F_{z,Rr}} = 0 \quad (6.14)$$

$$\frac{F_{y,GL}}{F_{y,GL} + F_{y,GR}} - \frac{F_{z,GL}}{F_{z,GL} + F_{z,GR}} = 0 \quad (6.15)$$



Um das Gleichungssystem vollständig zu lösen, wird die geometrische Annahme getroffen, dass alle 4 Radaufstandspunkte auf einer Ebene liegen. Demzufolge ist die Annahme nur unter der Vorgabe eines Bodenkontakts aller 4 Radgondeln gültig<sup>11</sup>.

$$\frac{z_{E_{RL}} - z_{E_{LL}}}{y_{E_{RL}} - y_{E_{LL}}} - \frac{z_{E_{Lr}} - z_{E_{LL}}}{y_{E_{RL}} - y_{E_{LL}}} = 0 \quad (6.16)$$

$$\frac{z_{E_{Rr}} - z_{E_{LL}}}{y_{E_{Rr}} - y_{E_{LL}}} - \frac{z_{E_{Lr}} - z_{E_{LL}}}{y_{E_{Lr}} - y_{E_{LL}}} = 0 \quad (6.17)$$

Die Gleichungen beruhen auf der Kenntnis des stationären Zustands, der jedoch erst mittels des Gleichungssystems ermittelt werden kann. Somit erfolgt die Berechnung auf Basis der Verschiebung aus einem definierten Ausgangszustand mittels der Formeln (6.1) bis (6.15) sowie der Federlängenänderung.

$$c_{Fu} = \frac{\Delta F_F}{\Delta s_F} \quad (6.18)$$

$$\Delta z_j = \frac{\Delta F_{z,j}}{i_{F,j}(z_j)^2 \cdot c_{Fu}}; \text{ mit } j = Ll, Lr, Rl, Rr \quad (6.19)$$

$s_F$ ... Federweg

$c_{Fu}$ ... Federsteifigkeit der unteren Kinematikstufe

$F_F$ ... wirkende Kraft

$i_F(z_j)$ ... kinematisches Übersetzungsverhältnis in Abhängigkeit der Radeinfederung

$z_j$ ... Radeinfederung

Unter der Annahme einer annähernd parallelen Kinematik der unteren Kinematikstufe werden sturzbedingte Spurweitenänderungen vernachlässigt.

Diese Vereinfachung kann für die obere Kinematikstufe nicht getroffen werden, womit es zu einer Bewegung der Punkte  $E_L, E_R$  um die Momentanzentren  $F_L, F_R$  kommt (siehe Abbildung 6.7).

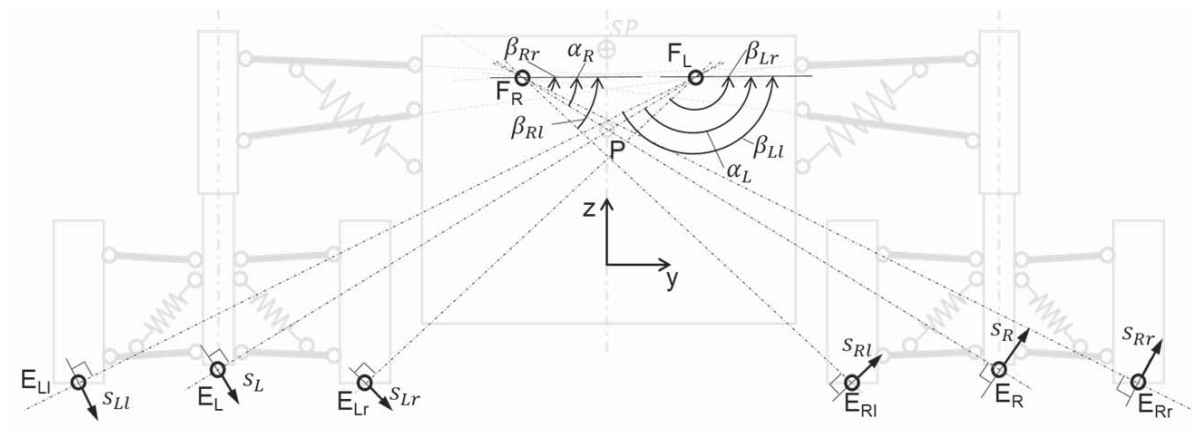


Abbildung 6.7: Freiheitsgrad der oberen Kinematik (Kocksch 2015, S. 54)

<sup>11</sup> Ergebnisse des Gleichungssystems mit negativen Radlasten sind ungültig

$$\Delta s_j = \frac{\Delta F_{ges,i}}{i_{F,j}(z_j)^2 \cdot c_{Fo}}; \text{ mit } j = L, R \quad (6.20)$$

Transformiert in kartesische Koordinaten:

$$y_{s,j,k} = \Delta s_j \cdot \cos\left(\beta_{j,k} + \frac{\pi}{2}\right) \cdot \frac{|E_{j,k} \cdot F_L|}{|E_L \cdot F_L|}; \text{ mit } j = L, R \text{ und } k = l, r \quad (6.21)$$

$$z_{s,j,k} = \Delta s_j \cdot \sin\left(\beta_{j,k} + \frac{\pi}{2}\right) \cdot \frac{|E_{j,k} \cdot F_L|}{|E_L \cdot F_L|}; \text{ mit } j = L, R \text{ und } k = l, r \quad (6.22)$$

Zur Lösung des Gleichungssystem ist zusätzlich noch die Beschreibung der wirkenden Kräfte notwendig (Abbildung 6.8).

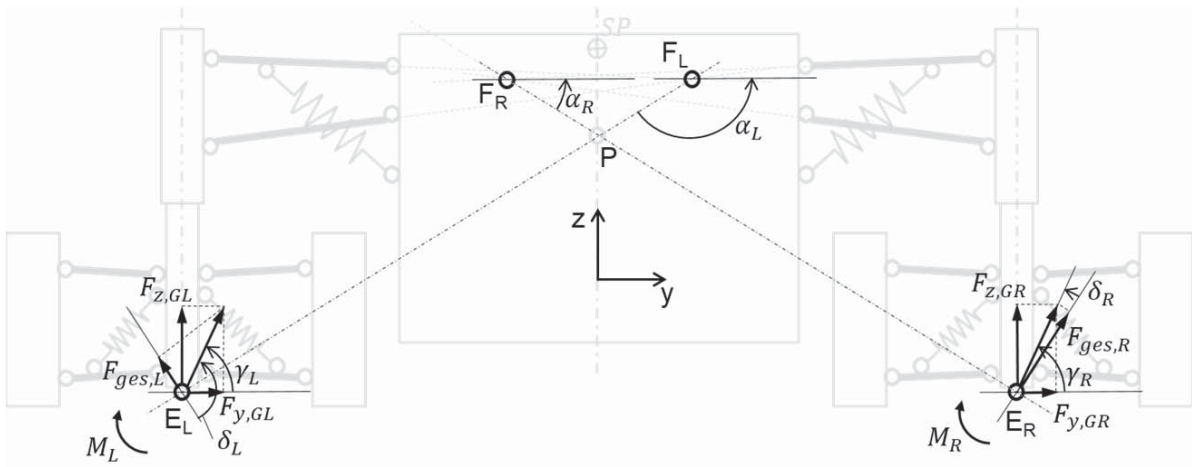


Abbildung 6.8: Kräfte der oberen Kinematik (Kocksch 2015, S. 55)

$$F_{ges,j} = \cos(\delta_j) \cdot \sqrt{F_{z,Gj}^2 + F_{y,Gj}^2} - \frac{M_j}{|E_L \cdot F_L|}; \text{ mit } j = L, R \quad (6.23)$$

$$\delta_j = \arctan2(F_{z,Gj}, F_{y,Gj}) - \alpha_j - \frac{\pi}{2}; \text{ mit } j = L, R \quad (6.24)$$

Mit dem vollständig aufgestellten Gleichungssystem kann nun der Zustand der zweistufigen Kinematik beschrieben werden. Hierfür sind jedoch die Größen des Vorgängerzustands (Übersetzungsverhältnis, Gelenkkoordinaten, Kräfte ( $F_{ges,i}'$ ) und Radlasten ( $F_{z,i}'$ )) notwendig, womit die Lösung des Systems iterativ aus einer definierten Ausgangsstellung erfolgen muss.

$$\Delta F_{ges,j} = F_{ges,j} - F_{ges,i}' \quad (6.25)$$

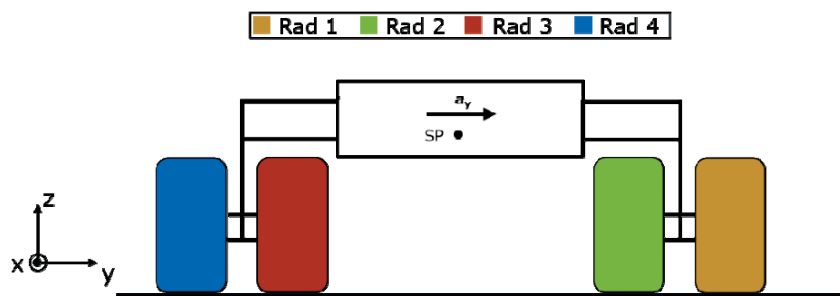
$$\Delta F_{z,j} = F_{z,j} - F_{z,i}' \quad (6.26)$$



## 6.2.4 Kinematikanalyse

Zur Realisierung eines Neigungsausgleichs von nahezu 100% muss unter angreifender Kraft eine Verschiebung des Gesamtpols in Richtung der entlasteten Radgondel erfolgen, da keine gleichmäßige Kraftübertragung/-abstützung der belasteten und entlasteten Radgondeln vorliegt. Ein vollständiger Neigungsausgleich hätte jedoch ein beidseitig gleichmäßiges Einfedern des Fahrwerks zur Folge. Dies wiederum verhindert die gewünschte resultierende Polverschiebung. Der totale Neigungsausgleich schließt sich damit selber aus. Es besteht aber die Annahme, dass eine optimale Polhöhe existiert, bei der die Neigungsbewegung des Simulators sowie der Aufstützeffekt minimal sind und die gewünschte Polverschiebung eintritt. Die vereinfachte Kinematikanalyse mit vernachlässigten Massen-/Trägheitsparametern und fester Annahme des SP erlaubt eine Annäherung an diese optimale Polauslegung mittels einer empirischen Untersuchung.

Das Verhalten des vereinfachten Kinematikmodells bzw. die Lösung des Gleichungssystems wird mittels eines Algorithmus bei steigender Querbeschleunigung, ausgehend von einem Anfangszustand, iterativ gelöst. Somit ist es möglich die Kinematikreaktion zu bestimmen und die optimalen Fahrwerkspunkte empirisch zu identifizieren. Die Ergebnisse der Untersuchung sind die Radlasten sowie der Sturzwinkel unter steigender Querbeschleunigung. Des Weiteren erlaubt das vereinfachte Schnittmodell die jeweiligen Momentanzentrenlagen unter Berücksichtigung der Querbeschleunigung zu bestimmen. Folgend werden beispielhafte Ergebnisse der Parametervariation vorgestellt, die den Entwicklungsfortschritt der Fahrwerkskinematik verständlich machen.



**Abbildung 6.9: Farbcodierung der Reifen der Kinematikanalyse**

Die Rad-Farbcodierung der Kinematikanalyse sowie Richtung der wirkenden Querbeschleunigung sind in Abbildung 6.9 dargestellt.

Abbildung 6.10 stellt den Vergleich der Parametervariation der oberen Kinematikstufe mit den folgenden Varianten dar:

- 01 – obere Kinematik: schräg gestellte Querlenker
- 02 – obere Kinematik: zueinander geneigte Querlenker
- 03 – obere Kinematik: nahezu parallele Querlenker
- 04 – obere Kinematik: nahezu waagerechter und leicht geneigter Querlenker

Im oberen Teil der Abbildungen sind die zweidimensionalen Schnitte des *amds* der jeweiligen Fahrwerkskinematikvariante sowie die resultierenden Pollagen bei iterierender, im SP angreifender Beschleunigung dargestellt. Im unteren Teil der Abbildungen sind der Neigungswinkel des Gesamtsystems im SP, die Radlasten<sup>12</sup> sowie der Radsturz über die Beschleunigung verdeutlicht.

<sup>12</sup> Aufgrund der vereinfachten Annahmen des Gleichungssystems ist der Bereich der negativen Radlast nur für qualitative Aussagen belastbar.

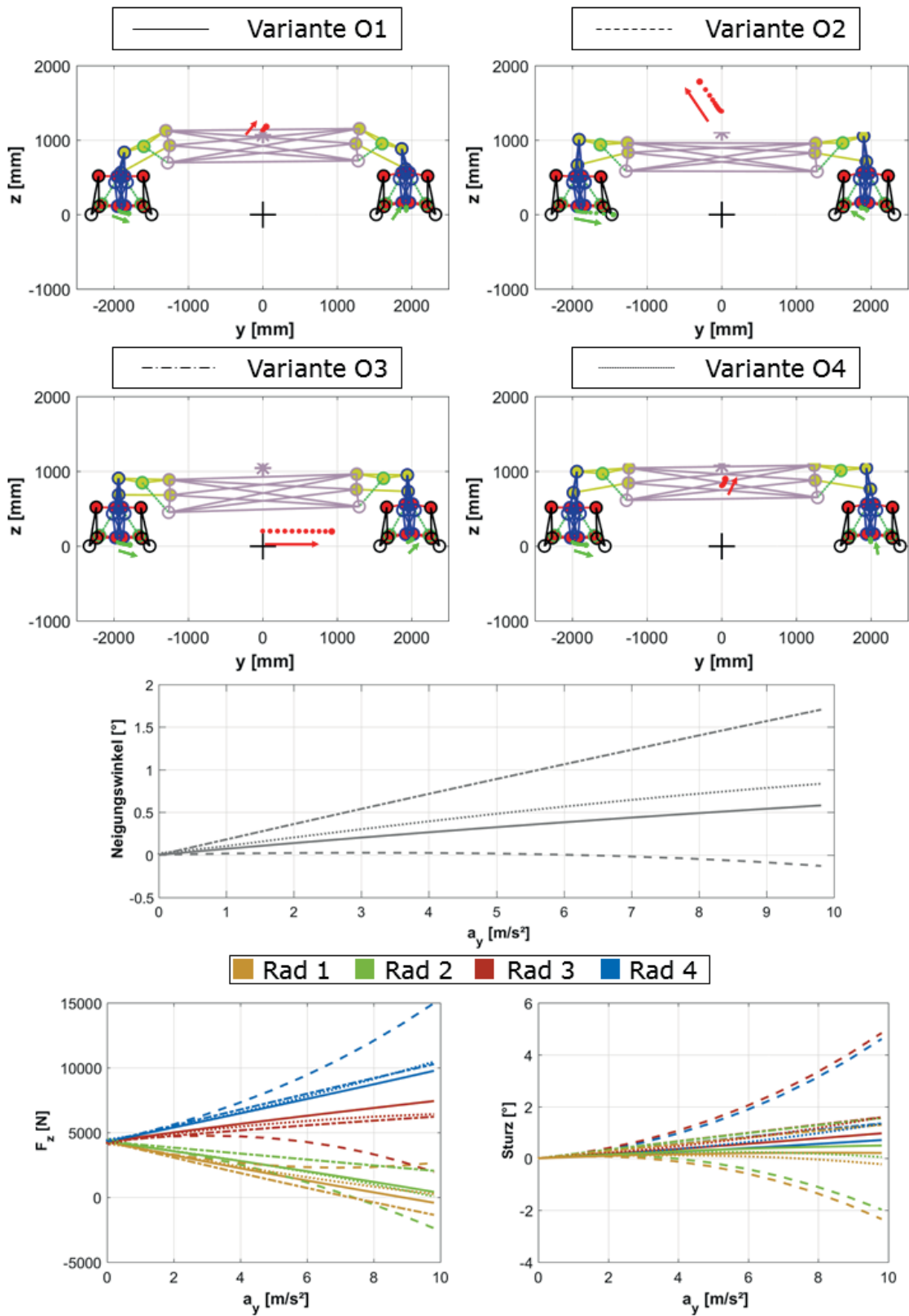


Abbildung 6.10: Variation der oberen Kinematik (Kocksch 2015, S. 63)

Aus der Untersuchung ist abzuleiten, dass je höher der Gesamtpol liegt, desto geringer der Neigungswinkel ist, bis hin zu einem negativen Neigungswinkel. Jedoch verlieren die Räder sowohl bei einem sehr hohem (02) als auch bei einem sehr niedrigen Gesamtpol (03) den Bodenkontakt. Begründet ist dies im Aufstützeffekt, der eine Ausfederbewegung bewirkt. Im Vergleich der Radlasten zeigt die Variante 04 bei hohen Beschleunigungen gegenüber der Variante 01 eine minimal bessere Verteilung der Radlast auf. Somit sind auch Beschleunigungen bis zu  $10 \text{ m/s}^2$  ohne Gefahr des Radabhebens umsetzbar. Unter Berücksichtigung des nachteiligen höheren Neigungswinkels dient Variante 04 als Ausgangssituation für weitere Untersuchungen.

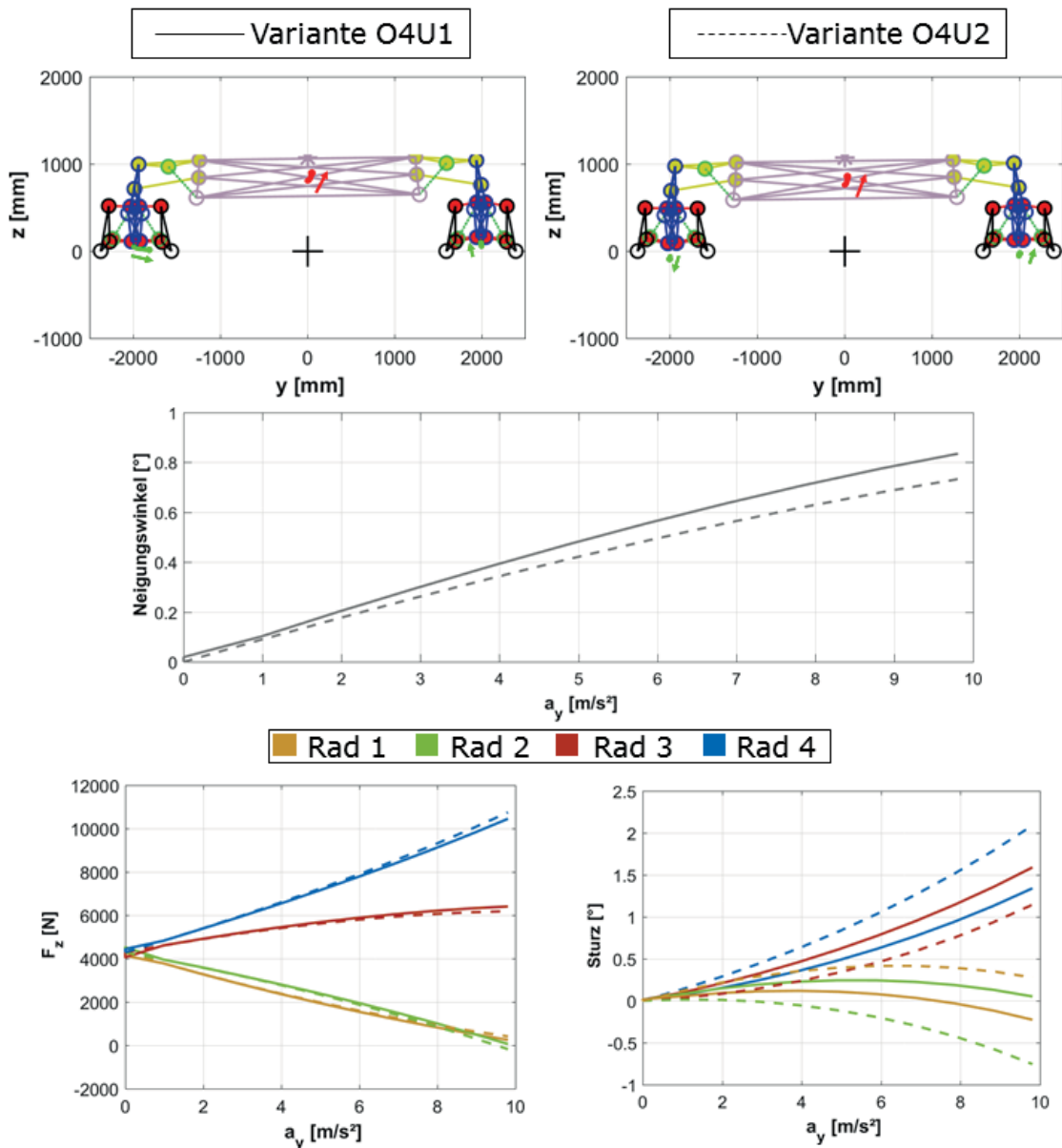


Abbildung 6.11: Variation der unteren Kinematik (Kocksch 2015, S. 65)

Die in Abbildung 6.11 dargestellten Untersuchungen behandeln die Auswirkung eines oberhalb und unterhalb der Fahrbahn liegenden Momentanpols der unteren Kinematikstufe.



- 04U1 – obere Kinematik: nahezu waagerechter und leicht geneigter Querlenker; untere Kinematik: Momentanpol über Fahrbahnhöhe
- 04U2 – obere Kinematik: nahezu waagerechter und leicht geneigter Querlenker; untere Kinematik: Momentanpol unter Fahrbahnhöhe

Die Momentanpollage (untere Kinematikstufe) oberhalb der Fahrbahn erhöht zwar den resultierenden Neigungswinkel des Simulators, jedoch reduziert diese deutlich die maximalen Sturzwinkel bzw. Sturzwinkeldifferenz an den Rädern. Ein übermäßiger positiver Sturz der Räder hätte zwei Nachteile zur Folge. Erstens würde die Kontaktfläche des Reifenlatschs an einem Reifen deutlich reduziert werden, womit die Aufteilung der Seitenkräfte auf die Räder der Gondeln weniger harmonisch ist. Zweitens erhöht sich damit die Kipptendenz der Radgondel. Der über der Fahrbahn liegende Pol hat des Weiteren minimal die neigungsausgleichsrelevante horizontale Verschiebung des Gesamtpols zum Vorteil. Somit basieren die weiterführenden Untersuchungen auf der Variante 04U1.

Die Untersuchungen aus Abbildung 6.12 sind eine Variation der Querlenkerlänge der oberen Kinematikstufe und basieren auf der Ausgangsvariante 04U1. Hierbei handelt es sich bereits um eine Feinabstimmung der Kinematik, welche nur noch geringfügige Änderungen in der Fahrwerksauslegung sowie Differenzen in den Ergebnisgrößen beinhaltet.

Die langen Querlenker der Variante 04U1 haben zwar große Radstürze und Neigungswinkel zur Folge, können jedoch die Radlastunterschiede der entlasteten Gondel reduzieren und verringern die Gefahr des Abhebens der Räder. Konträr zu diesem Ergebnis ist Variante 06U1, bei der die oberen Querlenker kürzer gestaltet sind. Variante 05U1 stellt eine Kompromisslösung der vorangegangenen Varianten dar. Bei dieser ist der obere Querlenker kürzer ausgeführt als der untere Querlenker. Für die Umsetzung des *amds* wird Variante 05U1 als Vorzugsvariante gewählt und umgesetzt. Der Aufbau der gewählten Kinematik und die Fahrwerkspunkte werden im folgenden Unterkapitel beschrieben.

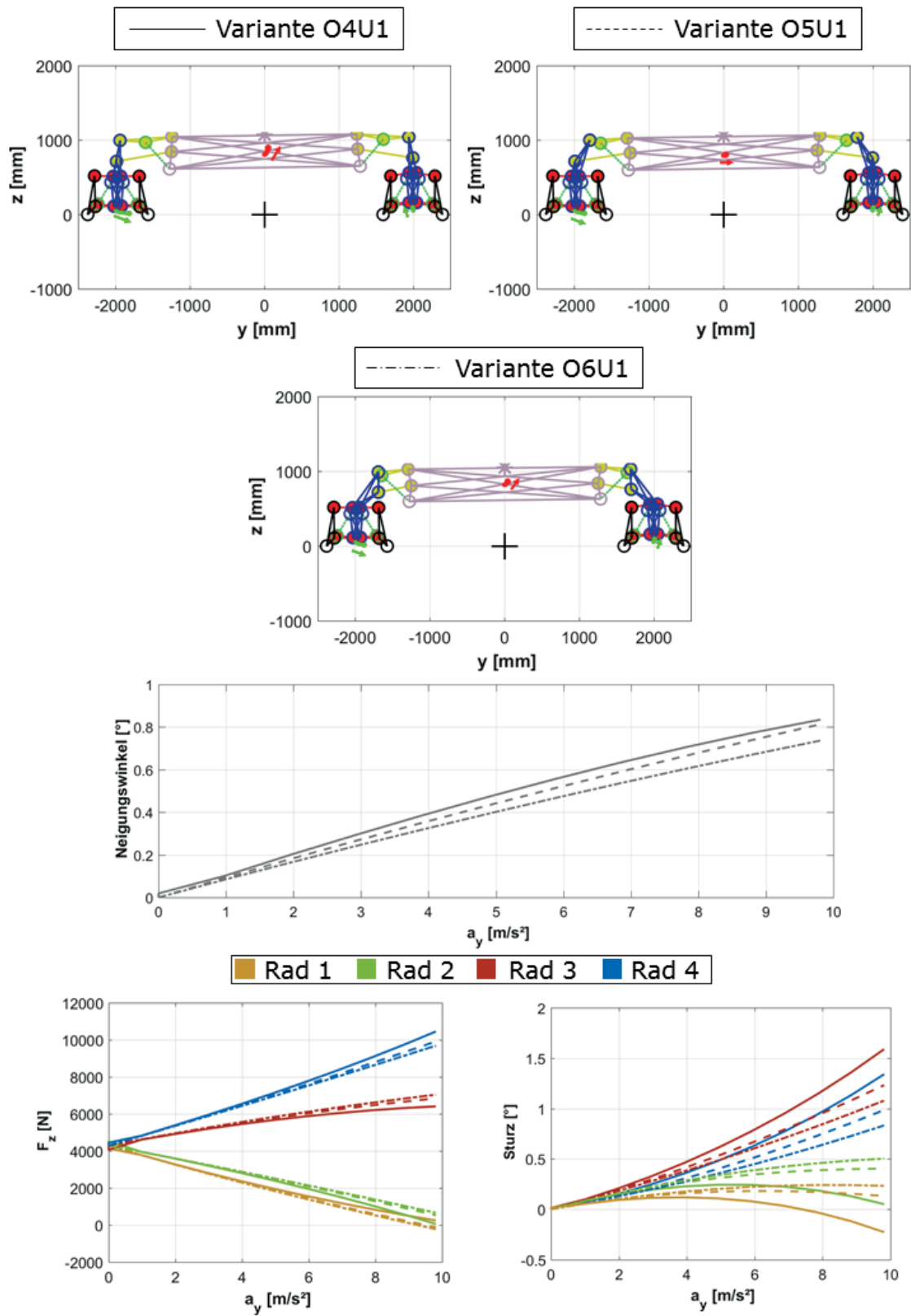


Abbildung 6.12: Abstimmung der oberen Kinematik (Kocksch 2015, S. 67)



## 6.2.5 Ergebnisse der Kinematikanalyse

Die Kinematikanalyse zeigt, dass die Höhe des Momentanpols einen wesentlichen Einfluss auf den Neigungswinkel des *amds* hat. Mit einer entsprechenden Auslegung des Pols können die kritischen Neigungswinkel reduziert bzw. sogar annähernd verhindert werden. Des Weiteren erfolgt in dynamischen Fahrsituationen die Aufteilung der Vertikalkraft auf die Radgondeln möglichst harmonisch, womit das Abheben der Reifen ausgeschlossen werden kann.

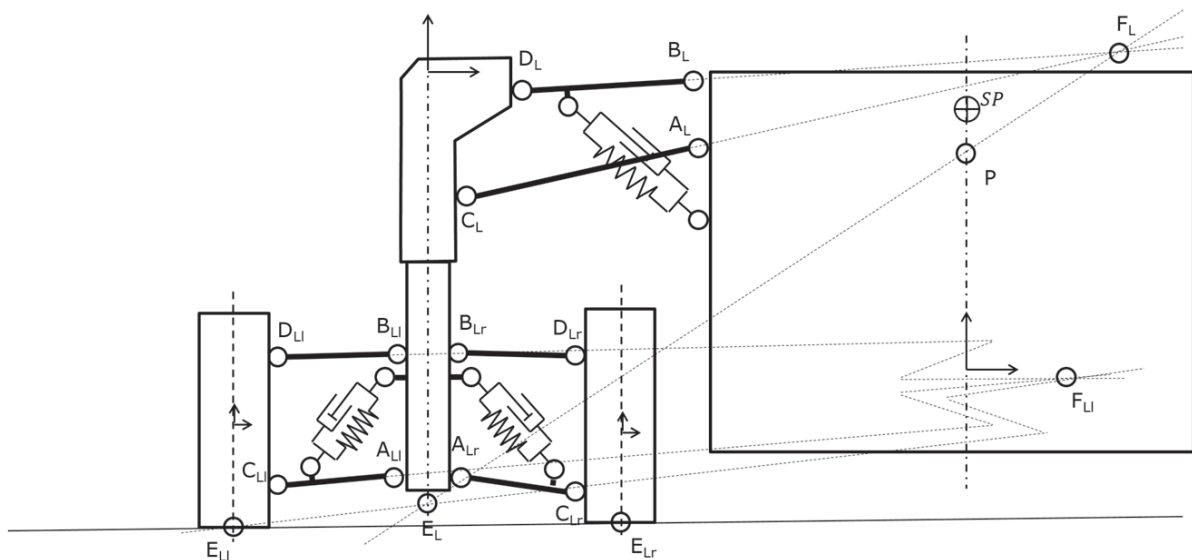


Abbildung 6.13: Skizze Fahrwerkskinematik (Kocksch 2015, S. 68)

Die Ausrichtung der oberen Querlenker ist annähernd waagrecht gewählt, sodass die Momentanpole  $F_L$  und  $F_R$  in der Höhe der Kinematik und gleichzeitig horizontal möglichst weit entfernt von dieser liegen. Die Abstände der Kinematikpunkte  $C$  und  $D$  sowie  $A$  und  $B$  ergeben sich aus der empirisch identifizierten Höhe des Momentanpols  $P$ . Nachteilig an der gewünschten Höhe der Kinematikpunkte ist eine eventuelle konstruktive Einschränkung des Domdurchmessers bzw. dessen maximalem Neigungswinkel.

Die Ausrichtung der unteren Querlenker ist nahezu parallel, um das Sturzverhalten der Räder gering zu halten. Der Momentanpol der Radgondel  $E_L$  und  $E_R$  liegt knapp oberhalb der Fahrbahn und wird über leicht verkippte Querlenker erreicht.

Die exakten Fahrwerkspunkte können Anhang F entnommen werden.

## 6.3 Auslegung des elektrischen Antriebs

Für die Umsetzbarkeit des *amds* muss aufgezeigt werden, dass im Rahmen der konzeptionell festgelegten maximalen Masse von 3000 kg die Dynamikanforderungen umsetzbar sind. Hierzu gehört primär die Auslegung des elektrischen Antriebssystems. Insbesondere die Antriebsmotoren sowie der Akkumulator stellen dabei die kritischen Komponenten dar.





### 6.3.1 Motoren

Für die Auslegung des Antriebskonzepts des *amds* bestehen folgende Anforderungen:

- Simulatormasse:  $m_{\text{amds}} = 3000 \text{ kg}$
- max. Beschleunigung eines Radpaars:  $|a_{\text{max}}| = 20 \text{ m/s}^2$
- max. Fahrgeschwindigkeit<sup>13</sup>:  $|v_{\text{max}}| = 14 \text{ m/s}$
- max. dynamische Radlast:  $F_{z,\text{Rad}} = \frac{m_{\text{amds}} \cdot g}{8} \cdot 2$
- Motor: YASA-750 (Anhang G):  $M_{\text{YASA}} = 790 \text{ Nm}$  bei  $n_{\text{YASA}} = 2750 \text{ U/min}$  (YASA Limited 2017)  
 ➔ Annahme durch Motordurchmesser:  $r_{\text{dyn}} \approx 285 \text{ mm}$

Das daraus ableitbare notwendige Antriebsmoment am Rad ergibt sich bei maximaler dynamischer Radlastverteilung zu:

$$M_{\text{max}} = \pm \frac{m_{\text{amds}} \cdot |a_{\text{max}}| \cdot r_{\text{dyn}}}{4} = \pm 4193,78 \text{ Nm} \approx \pm 4200 \text{ Nm} \quad (6.27)$$

Die maximale Drehzahl des Rades berechnet sich wie folgt:

$$n_{\text{max}} = \pm \frac{|v_{\text{max}}|}{r_{\text{dyn}}} = \pm 49,12 \text{ rad/s} \approx \pm 470 \text{ U/min} \quad (6.28)$$

Ein Direktantrieb durch den YASA-750-Elektromotor ist somit nicht möglich. Alternative Elektromotoren, welche als Direktantrieb genutzt werden können, sind nicht bekannt. Somit besteht die Notwendigkeit des folgend beschriebenen Planetengetriebes.

Der YASA-750-Elektromotor treibt eine Welle mit aufgeschlumpftem Sonnenrad an. Das auf die drei Planetenräder übertragene Eingangsdrehmoment des Motors wird auf das Hohlrad übertragen und übersetzt zu einem höheren Ausgangsmoment bei geringerer Drehzahl. Mittels des gewählten Planetengetriebes (Übersetzung  $i = 5,32$ ) kann nun das zu geringe Antriebsmoment des Elektromotors auf das geforderte Drehmoment von  $M_{\text{max}} = \pm 4200 \text{ Nm}$  übersetzt werden. Weiterführend arbeitet der Motor bei der daraus resultierenden maximalen Motordrehzahl ( $n_{\text{max}}$ ) nicht im Feldschwächebereich, womit in jedem Betriebszustand des *amds* das volle Drehmomentpotenzial zur Verfügung steht.

Das Planetengetriebe ist konstruktiv wie folgt umgesetzt: Das Hohlrad ist mit dem Getriebegehäuse fest verbunden und überträgt somit das Drehmoment direkt über die Felge an den Reifen. Der Planetenträger, auf dem die Planeten über Kegelrollenlager gelagert sind, steht fest und ist über Schraubenverbindungen mit dem Elektromotor und über Anbindungspunkte für die Querlenker mit dem Fahrwerk verbunden. Abbildung 6.14 veranschaulicht die Konstruktion des Radantriebes. Das System „Rad“ (Motor, Getriebe, Felge, Reifen) hat eine Gesamtmasse von  $m_{\text{Rad}} = 85 \text{ kg}$ .

<sup>13</sup> Frei definierte Vorgabe in Hinblick auf das Sicherheitskonzept (Kapitel 9)



Abbildung 6.14: Radantrieb des amds

### 6.3.2 Akkumulator

Die überschlagsmäßige Bestimmung der benötigten Akkumulatorkapazität für die Bewegungsplattform erfolgt über die Fahrwiderstandsleistungsberechnung der horizontalen Simulator SP-Bewegung. Als Eingangsdaten der Berechnung dienen die Ausgabedaten des Motion-Filter<sup>14</sup> ( $\dot{x}_{MF}^S, \dot{y}_{MF}^S, \dot{\psi}_{MF}^S$ ) (Kapitel 7), der Testfahrt und der Fahrt auf der Nürburgring-Nordschleife (Kapitel 3.2.3). Die folgenden Fahrleistungen werden in der Berechnung berücksichtigt:

- translatorische Beschleunigungsleistung ( $P_{tra}$ )
- rotatorische Beschleunigungsleistung ( $P_{rot}$ )
- Luftwiderstandsleistung ( $P_{air}$ )
- Rollwiderstandsleistung ( $P_{roll}$ )
- Schlupfleistung ( $P_{slip}$ )
- Lenkleistung ( $P_{ste}$ )

Die folgenden formelmäßigen Beschreibungen basieren auf (Mitschke, Wallentowitz 2014, S. 75 ff).

$$P_{tra} = \begin{cases} \frac{\dot{x}_{MF}^S \cdot \dot{x}_{MF}^S \cdot m_{amds}}{\eta_{IMG}} & \text{für } \dot{x}_{MF}^S \cdot \dot{x}_{MF}^S \geq 0 \\ \dot{x}_{MF}^S \cdot \dot{x}_{MF}^S \cdot m_{amds} \cdot \eta_{IMG} \cdot \eta_{rek} & \text{für } \dot{x}_{MF}^S \cdot \dot{x}_{MF}^S < 0 \end{cases} \quad (6.29)$$

$$P_{rot} = \begin{cases} \frac{\dot{\psi}_{MF}^S \cdot \dot{\psi}_{MF}^S \cdot J_{SP}}{\eta_{IMG}} & \text{für } \dot{\psi}_{MF}^S \cdot \dot{\psi}_{MF}^S \geq 0 \\ \dot{\psi}_{MF}^S \cdot \dot{\psi}_{MF}^S \cdot J_{SP} \cdot \eta_{IMG} \cdot \eta_{rek} & \text{für } \dot{\psi}_{MF}^S \cdot \dot{\psi}_{MF}^S < 0 \end{cases} \quad (6.30)$$

$$P_{air} = c_w \cdot A_{LW} \cdot \frac{\rho_{air}}{2} \cdot \dot{x}_{MF}^S{}^3 \quad (6.31)$$

$$P_{roll} = f_{roll} \cdot m_{amds} \cdot g \cdot \dot{x}_{MF}^S \quad (6.32)$$

$$P_{slip} = |\dot{x}_{MF}^S \cdot m_{amds} \cdot \dot{x}_{MF}^S \cdot S| = \left| \frac{\dot{x}_{MF}^S{}^2 \cdot m_{amds}{}^2 \cdot \dot{x}_{MF}^S}{8 \cdot c_k} \right| \quad (6.33)$$

<sup>14</sup> Skalierung der Eingangsgrößen:  $Skal = 0,6$

Rotationsvorgabe ( $v_{not} = 2 \text{ m/s}$ ):  $\dot{\psi}_{MF}^S = \left( v_{not} \cdot \cos \left( \sqrt{\dot{x}_{MF}^S{}^2 + \dot{y}_{MF}^S{}^2} \cdot \frac{\pi}{v_{not}} \right) + v_{not} \right) / (2 \cdot l_{Arm})$ , für  $0 \leq \sqrt{\dot{x}_{MF}^S{}^2 + \dot{y}_{MF}^S{}^2} \leq 2 \text{ m/s}$



$$\begin{aligned}
 P_{ste} &= M_{ste} \cdot \dot{\delta} \cdot \frac{1}{\eta_{IMG}} + \sum_{i=1}^4 \left\{ \begin{array}{ll} \frac{\ddot{\delta}_i \cdot \dot{\delta}_i \cdot J_{ste}}{\eta_{IMG}} & \text{für } \ddot{\delta}_i \cdot \dot{\delta}_i \geq 0 \\ \ddot{\delta}_i \cdot \dot{\delta}_i \cdot J_{ste} \cdot \eta_{IMG} \cdot \eta_{rek} & \text{für } \ddot{\delta}_i \cdot \dot{\delta}_i < 0 \end{array} \right. \\
 &= \left| \frac{m_{amds}^2 \cdot \ddot{y}_{MF}^S \cdot \ddot{y}_{MF}^S \cdot c_{rsm}}{c_\alpha^2} \right| \cdot \frac{1}{\eta_{IMG}} + \sum_{i=1}^4 \left\{ \begin{array}{ll} \frac{\ddot{\delta}_i \cdot \dot{\delta}_i \cdot J_{ste}}{\eta_{IMG}} & \text{für } \ddot{\delta}_i \cdot \dot{\delta}_i \geq 0 \\ \ddot{\delta}_i \cdot \dot{\delta}_i \cdot J_{ste} \cdot \eta_{IMG} \cdot \eta_{rek} & \text{für } \ddot{\delta}_i \cdot \dot{\delta}_i < 0 \end{array} \right. \quad (6.34)
 \end{aligned}$$

$$P_{ges} = P_{tra} + P_{rot} + P_{air} + P_{roll} + P_{slip} + P_{ste} \quad (6.35)$$

$$E_{ges} = \int_0^{t_{Sze}} P_{tra} + P_{rot} + P_{air} + P_{roll} + P_{slip} + P_{ste} dt \quad (6.36)$$

$$P_{mean} = [P_{tra\_mean} \ P_{rot\_mean} \ P_{air\_mean} \ P_{roll\_mean} \ P_{slip\_mean} \ P_{ste\_mean}] \quad (6.37)$$

$$P_{max} = [P_{tra\_max} \ P_{rot\_max} \ P_{air\_max} \ P_{roll\_max} \ P_{slip\_max} \ P_{ste\_max}] \quad (6.38)$$

$$E_{ges} = E_{tra} + E_{rot} + E_{air} + E_{roll} + E_{slip} + E_{ste} \quad (6.39)$$

mit:

$m_{amds} = 3000$  kg... Gesamtmasse des Fahrmodells

$J_{SP} = 6800$  kgm<sup>2</sup>... Massenträgheitsmoment der Bewegungsplattform um die z<sup>S</sup>-Achse

$J_{ste} = 27,2$  kgm<sup>2</sup>... Massenträgheitsmoment der Radgondeln um die z<sup>Ri</sup>-Achse

$c_w = 0,7$ ... Luftwiderstandsbeiwert

$A_{LW} = 12$  m<sup>2</sup>... projizierte Luftwiderstandsfläche

$\rho_{air} = 1,2$  kg/m<sup>3</sup>... Luftdichte

$f_{roll} = 0,01$ ... Rollwiderstandsbeiwert

$\eta_{IMG} = 0,7$ ... Wirkungsgrad Inverter-Motor-Getriebe

$\eta_{rek} = 0,6$ ... Wirkungsgrad Rekuperation

$c_\alpha = 70000$  N/rad... Steigung der linearisierten Reifenschräglauflinie

$c_\kappa = 20000$  N/... Steigung der linearisierten Reifenlängsschlupflinie

$c_{rsm} = 1000$  Nm/rad... Steigung der linearisierten Reifenrückstellmomentkurve

S... Reifenlängsschlupf

$t_e$ ... Dauer des Szenarios

Nach Formel (6.36) bis (6.39) berechnet sich die benötigte Leistung (max, mean) und Energie für die Testfahrt ( $t_e = 2480$  s) zu (siehe Abbildung Anhang H.1):



$$P_{\text{mean}} = [0,85 \ 0,09 \ 0,05 \ 0,39 \ 0,03 \ 0,01] \text{ kW}$$

$$P_{\text{ges,mean}} = \underline{1,43 \text{ kW}}$$

$$P_{\text{max}} = [53,51 \ 9,2 \ 3,67 \ 2,65 \ 2,08 \ 710,36] \text{ kW}$$

$$P_{\text{ges,max}} = \underline{715,89 \text{ kW}}$$

$$E_{\text{ges}} = (0,59 + 0,07 + 0,04 + 0,27 + 0,02 + 0,18) \text{ kWh} = \underline{1,17 \text{ kWh}}$$

Und die benötigte Leistung/ Energie der Nürburgringfahrt ( $t_e = 510 \text{ s}$ ) zu (siehe Abbildung Anhang H.2):

$$P_{\text{mean}} = [34,7 \ 0,02 \ 10,32 \ 3,09 \ 4,25 \ 0,03] \text{ kW}$$

$$P_{\text{ges,mean}} = \underline{52,41 \text{ kW}}$$

$$P_{\text{max}} = [617,35 \ 17,64 \ 142,06 \ 8,96 \ 52,93 \ 210,87] \text{ kW}$$

$$P_{\text{ges,max}} = \underline{732,75 \text{ kW}}$$

$$E_{\text{ges}} = (4,92 + 0 + 1,46 + 0,44 + 0,6 + 0,04) \text{ kWh} = \underline{7,47 \text{ kWh}}$$

Im Vergleich der beiden Fahrten ist zu erkennen, dass bei der Nürburgringfahrt der translatorische Leistungs-/ Energiebedarf dominierend ist. Hingegen ist dieser bei der Testfahrt, aufgrund des geringeren Beschleunigungsanteils und der damit verbundenen geringeren mittleren Geschwindigkeit (siehe Anhang H), nur der zweitgrößte Faktor und wird noch von dem rotatorischen Beschleunigungsanteil überragt. Dies kann auch in Bezug auf den Leistungs-/ Energiebedarf des Luftwiderstands beobachtet werden. Zu beachten ist bei diesem aber, in Bezug auf das Nürburgringszenario, eine streckenweise Überschreitung der geforderten maximalen Geschwindigkeit von  $14 \text{ m/s}$  (siehe Abbildung 7.13).

Die Auslegung des Akkumulators und der verbauten Antriebsleistung<sup>15</sup> soll so erfolgen, dass die Nürburgringfahrt möglich ist. Somit sind, hinsichtlich des Leistungs-/ Energiebedarfs der Simulatorbewegung, mehr als 4 Fahrten des Typs Testfahrt möglich, also etwa 3 h.

In der energetischen Bestimmung der Akkumulatorgröße ist der energetische Bedarf der Peripheriegeräte (z.B. Steuerungsrechner, Projektionstechnik, Cockpit, Kühlung) nicht betrachtet.

---

<sup>15</sup> Spitzenleistung ist durch den YASA 750 Motoren (200 kW pro Motor) abgedeckt.

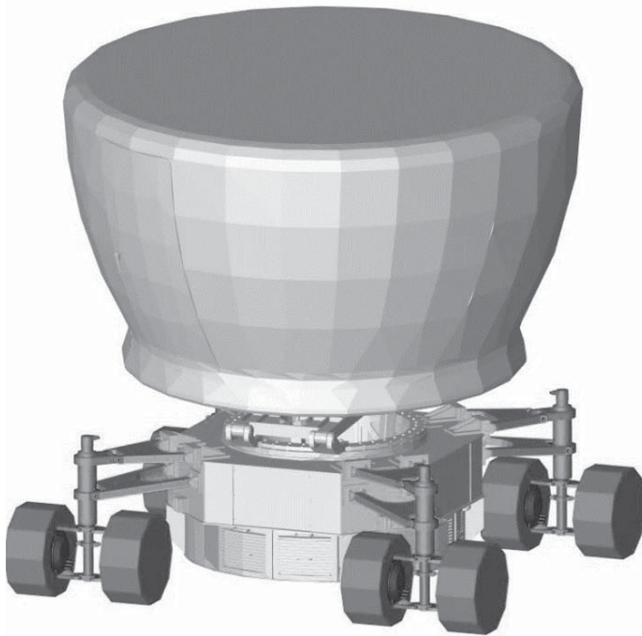


## 6.4 Dynamik der Bewegungsplattform

Die Dynamik der *amds* Bewegungsplattform ist entscheidend für die Immersion des Gesamtsystems. Sie ist sowohl von der softwareseitigen Ansteuerung als auch vom Übertragungsverhalten der Bewegungsplattform abhängig. Im Folgenden wird die Fahrdynamik der Bewegungsplattform untersucht und den Anforderungen der Kraftfahrzeugdynamik gegenübergestellt. Inhaltlich wurde das folgende Unterkapitel in der Diplomarbeit RINNERT entwickelt sowie das MKS-Modell validiert (Rinnert 2016).

### 6.4.1 Mehrkörpersimulations-Modell

Das für Dynamikuntersuchungen genutzte MKS-Modell ist in MATLAB/SimMechanics umgesetzt. Die Körper des Modells sind einschließlich der jeweiligen Massen und Trägheiten aus dem *amds* CAD Modell importiert. Das MKS-Modell entspricht den Geometriegrößen aus Kapitel 6.1 sowie den konzipierten Fahrwerkspunkten aus Kapitel 6.2 (Abbildung 6.15).



**Abbildung 6.15: MKS-Modell *amds* (Rinnert 2016, S. 29)**

Folgende Vereinfachungen des Modells bzw. Modellannahmen müssen hingegen berücksichtigt werden:

- Feder-/Dämpfereinheit masselos
- Gelenke masselos und ohne Reibung
- Körper ideal starr ohne Verformung
- Reduktion der rotatorischen Trägheiten der jeweilige Motor-Getriebe Einheit eines Rads auf das Reifenmodell
- Fahrbahn ideal eben
- Magic Formula Reifenmodell – MF-Tyre (Version 6.2.0.3) (Pacejka 2005)
- Parametrierung des Reifenmodells „Dunlop SP Sport Maxx XL 325/30 R21“ mit 3.0 bar Fülldruck<sup>16</sup>

---

<sup>16</sup> Beispielreifen entsprechen nicht der Kraftschlussbeiwertanforderung aus Kapitel 5.3.3

- Tyre side: symmetric
- Contact Method: smooth road
- Dynamics: relaxation behavior – non-linear
- Slip forces: combined
- festgelegte Reifendimension durch Kapitel 6.3.1
  - Breite: 200 mm
  - Radius: 285 mm

## 6.4.2 Dynamikuntersuchungen

### Lenkkonzept

Die formelmäßige Beschreibung (6.40) des Einspurmodells einer langsamen Kurvenfahrt (Krümmung  $\kappa_{\text{Kurve}}$ ) gibt den vereinfachten Zusammenhang von Gierrate ( $\dot{\psi}$ ) zu Querbewegung ( $\dot{y}$ ) und longitudinaler Geschwindigkeit ( $\dot{x}$ ) des Fahrzeugs wieder (Mitschke, Wallentowitz 2014, S. 625 f).

$$\dot{y} = \dot{x}^2 \cdot \kappa_{\text{Kurve}}; \dot{\psi} = \dot{x} \cdot \kappa_{\text{Kurve}} \Rightarrow \dot{\psi} = \frac{\dot{y}}{\dot{x}} \quad (6.40)$$

Unter Berücksichtigung des redundanten *amds* Gier-Fhg ist dieser Zusammenhang hinsichtlich der darzustellenden Gierrate aber nicht von Relevanz. Die gewünschte Gierbewegung wird aktiv mittels des Giergelenks umgesetzt und etwaige Störgrößen (Gierbewegung der Bewegungsplattform) kompensiert.

Im Gegensatz zu einem herkömmlichen Fahrzeug erlauben die 4 durchlenkbaren Radgondeln des *amds* ein frei variierbares Lenkkonzept bzw. Lage des Momentanpols. Somit können Querbewegungen unabhängig von der Gierbewegung dargestellt werden.

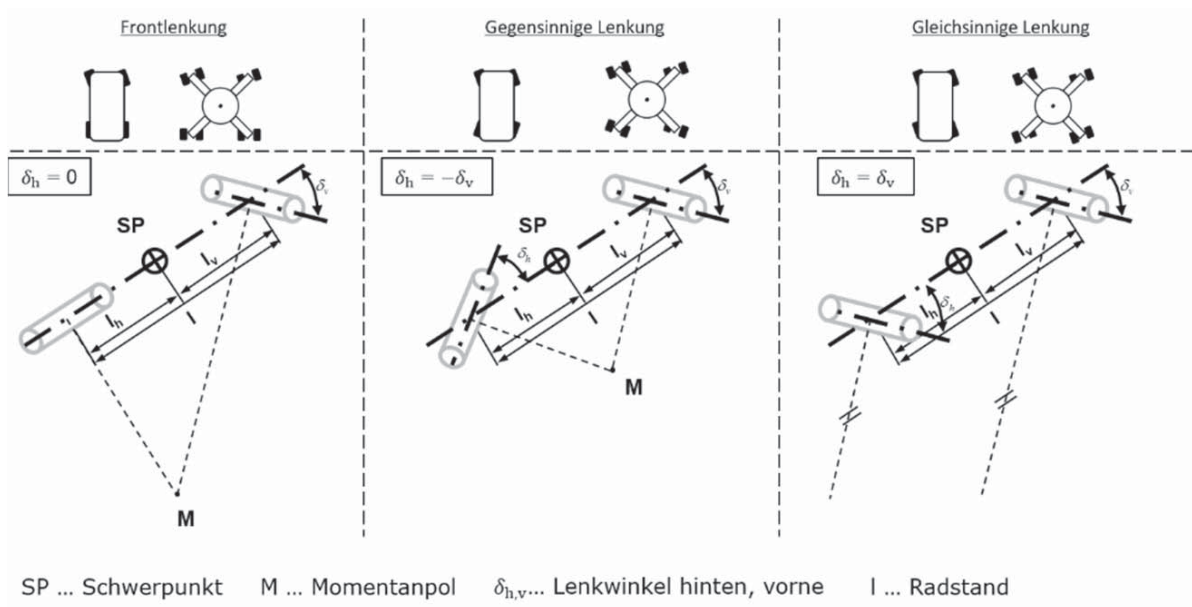


Abbildung 6.16: Lenkungsmöglichkeiten des *amds*

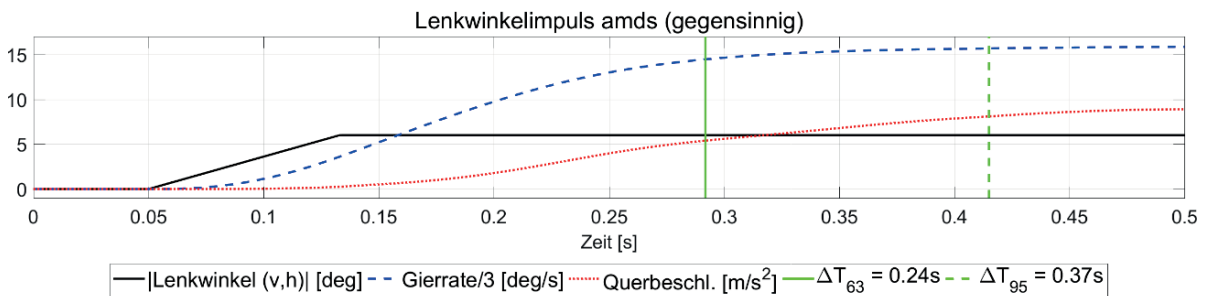
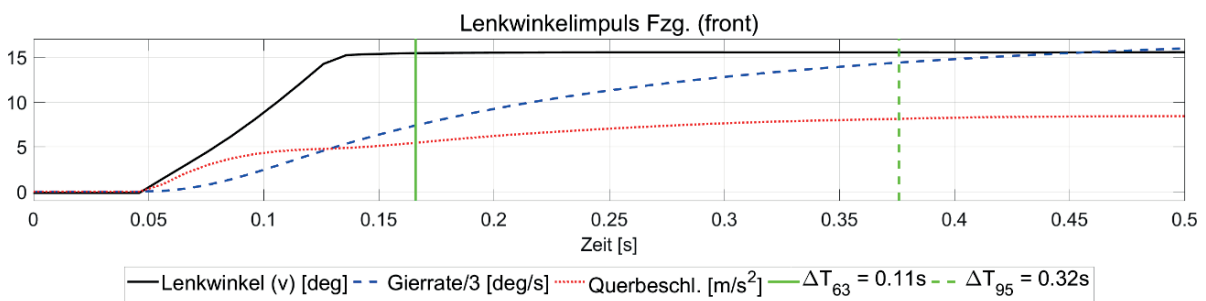


In Abbildung 6.16 sind mögliche Umsetzungen des variablen Lenkungskonzepts (x-Ausrichtung) dargestellt. Als exemplarische Lenkungstypen sind die klassische Frontlenkung, gegensinnige Lenkung ( $\delta_h = -\delta_v$ ) sowie gleichsinnige Lenkung ( $\delta_h = \delta_v$ ) mit jeweils betragsmäßig gleichen Lenkwinkeln ( $\delta$ ) gewählt.

## Untersuchungen

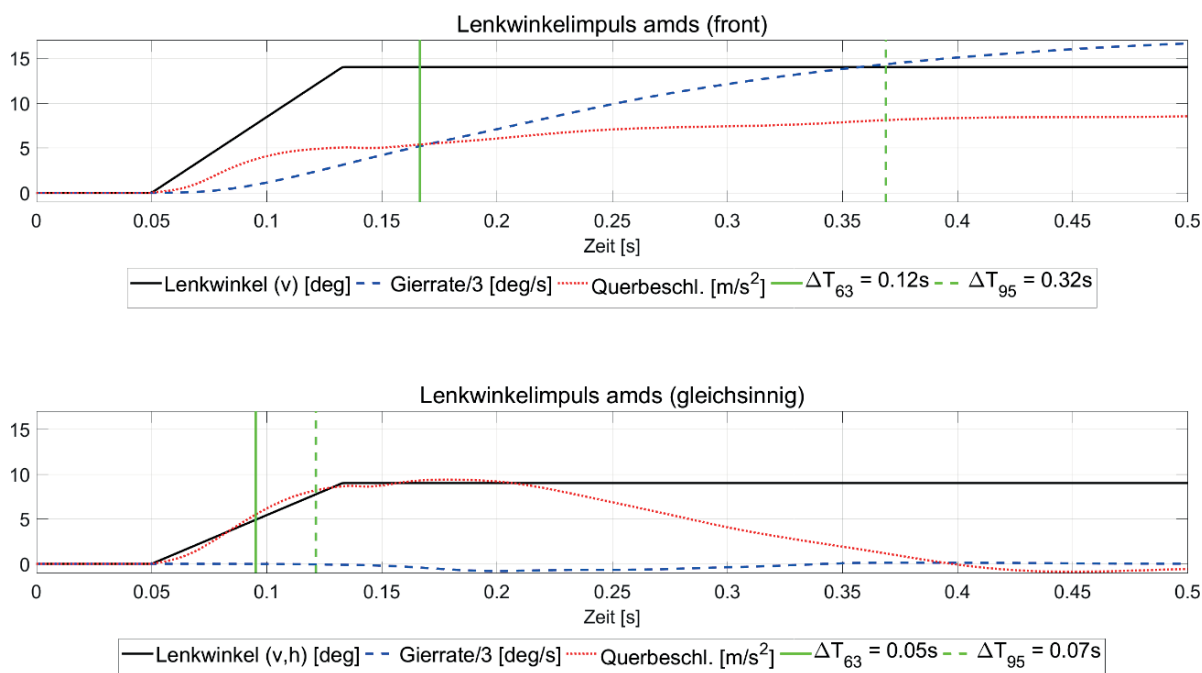
### Vergleich Aufbau Querbeschleunigung bei gleicher Fahrgeschwindigkeit

Bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 40 km/h wird das Fahrzeug<sup>17</sup> mit einem Lenkwinkelimpuls (Schwellzeit: 83,33 ms; bzw. von 3 Hz<sup>18</sup>) beaufschlagt. Die daraus resultierende eingeschwingene Querbeschleunigungsgröße stellt den Sollwert für die *amds* Versuche dar. Bei einer x-Ausrichtung des *amds* und einer Ausgangsgeschwindigkeit von 40 km/h kann der lenkungstypabhängige Lenkwinkel zur Umsetzung der Soll-Querbeschleunigung bestimmt werden. Dieser wiederum ist die Eingangsgröße der *amds* Untersuchungen.



<sup>17</sup> Gesamtfahrzeugsimulation: IPG CarMaker; Fahrzeug: Demomodell Oberklassederivat

<sup>18</sup>  $f = 1000 / (4 \cdot 83,33 \text{ ms})$



**Abbildung 6.17: Vergleich Aufbau Querbeschleunigung, Variation Lenkungstyp**

Die Untersuchung (Abbildung 6.17) zeigt, dass die Schwellzeiten<sup>19</sup> ( $\Delta T_{63}; \Delta T_{95}$ ) bis zum Erreichen der Querbeschleunigungsvorgabe beim gleichsinnigen Lenken des *amds* am geringsten sind und sogar unterhalb der des Referenzfahrzeugs liegen. Ferner entspricht die Gierrate der Bewegungsplattform der Anforderung der „aktiven Gierdarstellung über das Giergelenk“ und ist sehr klein. Das Abfallen der Querbeschleunigung zum Erreichen des konstanten Lenkwinkels kann über eine konstant anhaltende Lenkgeschwindigkeit verhindert werden.

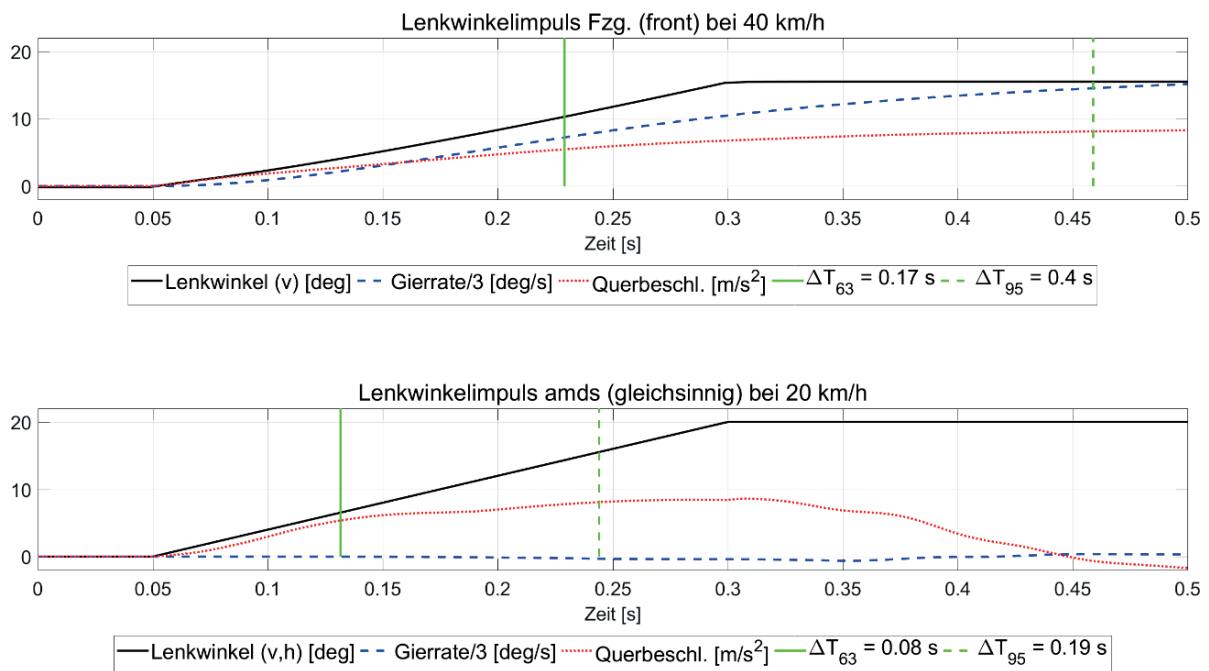
#### Vergleich Aufbau Querbeschleunigung bei gleicher Ausgangsgeschwindigkeit

Im Gegensatz zu der vorangegangenen Untersuchung, in der die Ausgangsgeschwindigkeit beider Systeme gleiche war, ist folgend die Geschwindigkeit des *amds* auf 50% reduziert. Der sonstige Untersuchungsablauf erfolgt analog.

Die Relevanz der Untersuchung der Soll-Querbeschleunigung bei einer geringeren Ausgangsgeschwindigkeit ergibt sich aus der Fahrsimulatoranwendung. Aufgrund des Motion-Filters liegt die Bewegungsgeschwindigkeit des Simulators im Allgemeinen unterhalb der des simulierten Fahrzeugs.

<sup>19</sup> Zeit zum Erreichen von 63% bzw. 95% der eingeschwungenen Querbeschleunigung bzw. Soll-Vorgabe





**Abbildung 6.18: Vergleich Aufbau Querbearbeitung bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten**

In Abbildung 6.18 sind der zeitliche Verlauf des Querkraftaufbaus sowie die Zeiten bis zum Erreichen von 63% ( $\Delta T_{63}$ ) sowie 95% ( $\Delta T_{95}$ ) der Querbearbeitungsvorgabe dargestellt. Diese erfolgen am *amds* im Vergleich zum beispielhaften Fahrzeug mehr als doppelt so schnell.

Damit verdeutlicht die Untersuchung, dass der *amds* selbst bei einer geringeren Ausgangsgeschwindigkeit mittels des gleichsinnigen Lenkungskonzepts einen schnelleren Aufbau der Querbearbeitung ermöglicht. Mit der höheren Dynamik des Querkraftaufbaus ist es somit möglich, die Latenzzeit des Bewegungssystems ( $t_{kin}$  – siehe Kapitel 2.2.4) möglichst gering zu halten.

**Mittels des redundanten Gier-Fhg ist es dem *amds* möglich, die Gierbewegung entkoppelt von der Fahrdynamik darzustellen. Damit kann die Momentanpollage (bzw. der Lenkungstyp) bei der Querbearbeitungsdarstellung frei variiert werden. Der *amds* ermöglicht somit, trotz der höheren Masse und größeren Außenmaßen (Spur, Radstand), eine höhere Dynamik als herkömmliche Pkws.**

## 7 Motion-Filter

Der Motion-Filter (*MF*) ist für den Betrieb von Fahrsimulatoren notwendig, um die Bewegung des simulierten Fahrzeugs auf den Bewegungsraum des Fahrsimulators anzupassen (siehe Kapitel 2.2.3). Im Idealfall geschieht diese Bewegungsmanipulation unterhalb der Wahrnehmungsschwellen des Menschen, womit der Proband trotz des eingeschränkten Bewegungsraums ein reales Fahrempfinden verspürt.

Aufgrund der selbstfahrenden Bewegungsplattform des *amds* und des damit virtuell unbeschränkten Bewegungsraums<sup>20</sup> ist der Einsatz von bestehenden *MF* zwar möglich, jedoch nicht optimal. Im folgenden Kapitel wird, auf Basis von TÜSCHEN (Tüschchen 2013), ein auf den *amds* spezialisierter *MF* vorgestellt.

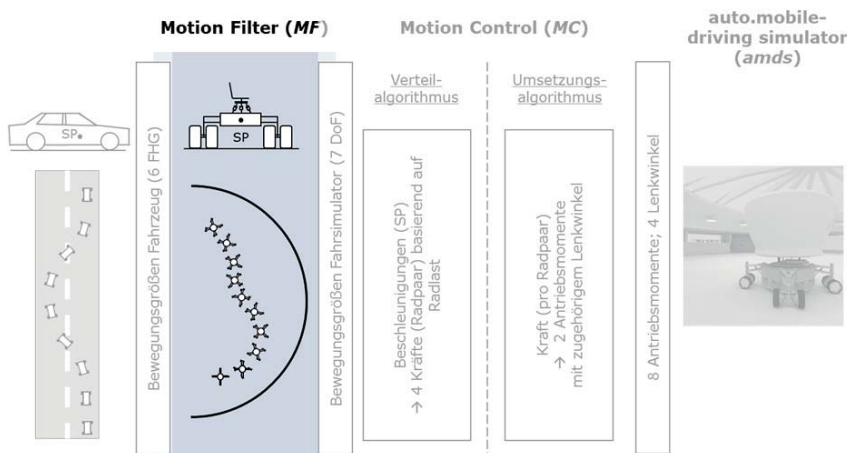


Abbildung 7.1: Funktionsstruktur: *MF*

### 7.1 Stand der Technik

Folgend wird der konzeptionelle Aufbau von *MF* bestehender Fahrsimulatoren erörtert sowie die Anwendbarkeit im *amds* diskutiert. Ferner werden zwei konkrete *MF* und ihre Funktionsweise beschrieben.

#### 7.1.1 Konzeptioneller Aufbau Motion-Filter

Die für den Bewegungsraum des Fahrsimulators kritischen Bewegungsdarstellungen stellen die horizontal-translatorischen Beschleunigungen dar. Unskaliert würde der Simulator die dem simulierten Fahrzeug entsprechende Trajektorie abfahren.

Unabhängig vom Algorithmus funktionieren nahezu alle herkömmlichen *MF* konzeptionell nach dem folgenden skizzierten Prinzip:

<sup>20</sup> Einschränkung allein durch die Abmessungen der Fahrfläche



Theoretisch ist, bei hinreichender Dynamik des Schienensystems, auch die Darstellung der höherfrequenten Cues über das Schienensystem möglich. Dies ist jedoch aufgrund der höheren zu bewegenden Masse energetisch nicht sinnvoll.

## amds

Aufgrund der ausreichend dynamischen Bewegungsplattform des *amds* (siehe Kapitel 6.4.2) sowie des virtuell unbeschränkten Bewegungsraums ist eine Frequenztrennung im *MF* des *amds* nicht notwendig. Alle horizontal translatorischen Beschleunigungen werden ausschließlich über die Bewegungsplattform simuliert. Einzig die niederfrequenten Wash-Out-Bewegungen der Bewegungsplattform werden, unter Berücksichtigung der menschlichen Wahrnehmungsgrenzen, über die Tilt-Coordination kompensiert.

Der Verzicht auf Frequenztrennungen hat die Vermeidung der in der Ansteuerung des Systems nicht vermeidbaren Latenzen der Hoch-/Tiefpässe im *MF* zum Vorteil (siehe Kapitel 2.2.4). Rein mathematisch kann zwar der Phasenverzug eines Tiefpasses durch einen entsprechend ausgelegten Hochpass kompensiert werden. Aufgrund der notwendigen Umsetzung des Algorithmus auf einer digitalen, getakteten Steuerungshardware-/software kommt es aber selbst bei einer theoretischen Phasenkompensation zu ungewünschten Latenzen.

## 7.1.2 Bestehende Motion-Filter

### 8-Fhg-Schienen-System (Fischer et al. 2011)

Das oben beschriebene Prinzip eines exemplarischen 8-Fhg-*MF* ist in Abbildung 7.3 dargestellt. Die translatorischen Beschleunigungsvorgaben werden eingehend skaliert und limitiert. Darauf folgt mittels einer Hoch- und Tiefpassschaltung die Frequenzaufteilung auf die 3 Bewegungssysteme: Hexapod (translatorisch); Schiene; Hexapod (Tilt-Coordination). Die ausführliche Beschreibung der Funktionsweise kann Kapitel 4.2.3 entnommen werden.

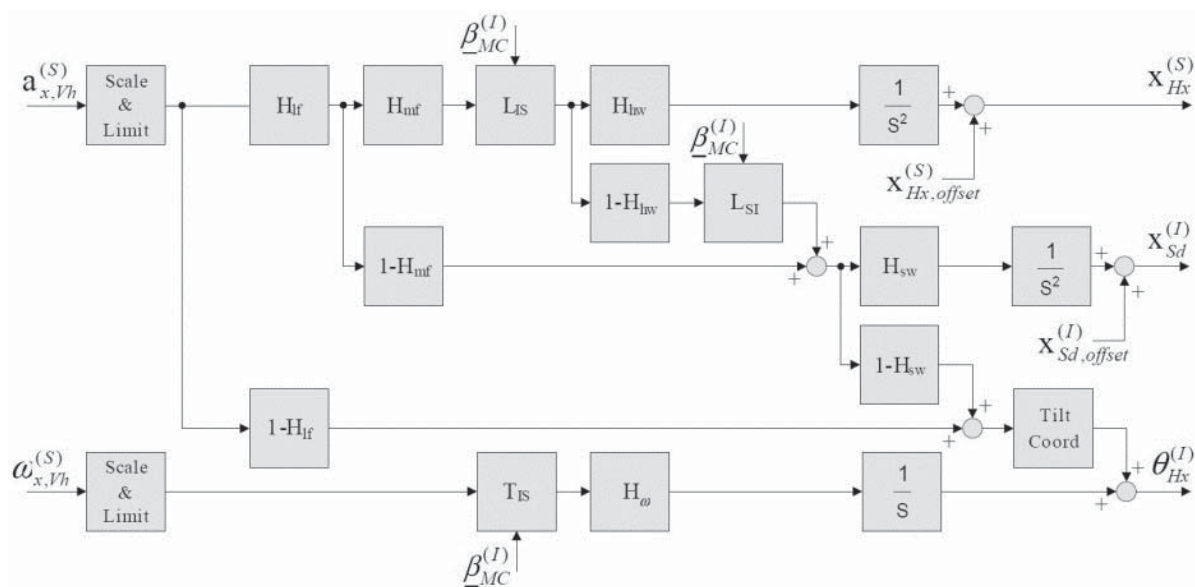


Abbildung 7.3: *MF* eines 8-Fhg-Fahrsimulators (Fischer et al. 2011)

$a_{x,VH}^{(S)}$	... translatorische Soll-Beschleunigungen
$\omega_{y,VH}^{(S)}$	... rotatorische Soll-Beschleunigungen
$x_{Hx}^{(I)}$	... Ansteuerung Hexapod (translatorische Lageebene)
$x_{Sd}^{(I)}$	... Ansteuerung Schiene (translatorische Lageebene)
$\theta_{Hx}^{(I)}$	... Ansteuerung Hexapod (rotatorische Lageebene)
$H_{**}$	... Hochpassfilter (lf – low frequency, mf – middle frequency, hf – high frequency)
$1 - H_{**}$	... Tiefpassfilter
$L_{**}, T_{**}$	... Drehmatrix, Transformationsmatrix

### WMDS der TU Darmstadt (Betz 2015, S. 50 ff)

Für den WMDS hat BETZ einen eigenen *MF* entwickelt, welcher sich von den Standardsystemen unterscheidet.

In Abbildung 7.4 ist der WMDS *MF* dargestellt. Im Gegensatz zum klassischen 8-Fhg-*MF* verzichtet BETZ, in Bezug auf die translatorisch-horizontalen Beschleunigungsvorgaben, auf die translatorische Bewegung des Hexapods und nutzt diesen nur für die Tilt-Coordination. Die translatorischen Beschleunigungsvorgaben ( $\vec{a}_V^{(V)}$ ) werden primär durch den selbstfahrenden Unterbau dargestellt. Niederfrequente Cues werden über einen Tiefpass ( $LP_a$ ) gefiltert und mittels der Tilt-Coordination dargestellt. Um die erwähnte Problematik des Phasenverzugs durch die Frequenzfilterung zu vermeiden, trennt der *MF* im Gegensatz zum 8-Fhg-System nicht die Eingangsfrequenzen, sondern subtrahiert die Tilt-Coordination-Beschleunigung von dem parallel führenden Zweig der Bewegungsplattform. Diese Form der Umsetzung kann zwar den Phasenverzug der dargestellten Tilt-Coordination-Beschleunigung (niederfrequente Cues) nicht verhindern, hat jedoch keinen Einfluss auf die latenzrelevanten höherfrequenten Cues. Die Vorgaben der rotatorischen Beschleunigungen ( $\vec{\omega}_V^{(V)}$ ) werden skaliert, mit der Tilt-Coordination-Bewegung addiert und mittels des Hexapods umgesetzt.

Um einen Wash-Out des Simulators zum Mittelpunkt der Fahrfläche zu ermöglichen, wird bei einer Rückführung des Simulators die Tilt-Coordination für die Kompensation genutzt. Hierbei wird die Ist-Position des Simulators ( $\vec{a}_{DS}^{(I)}$ ) mit der Zeitkonstanten  $\tau_d$  dividiert und mit der Ist-Geschwindigkeit des Simulators ( $\vec{v}_{DS}^{(I)}$ ) addiert. Die Summe der beiden wird wiederum mit der Zeitkonstanten  $\tau_v$  dividiert, in das Fahr Simulator-System transformiert und in Summe mit den translatorischen Beschleunigungsvorgaben ( $\vec{a}_V^{(V)}$ ) über den Tiefpassfilter ( $LP_a$ ) der Tilt-Coordination zugeführt.

Aufgrund der konzeptionellen Ähnlichkeit des WMDS zum *amds* entspricht die Auslegung des *MF* größtenteils dem in Kapitel 7.1.1 skizzierten Konzept und ist somit theoretisch auch für den *amds* anwendbar. Die Konzepte unterscheiden sich ausschließlich in der aktiven Nutzung der Tilt-Coordination zur Umsetzung von Soll-Beschleunigungen.





## 7.2 Motion-Filter des auto.mobile-driving simulator

In Abbildung 7.5 ist der *MF* des *amds* als Übersicht dargestellt. Wie in Kapitel 7.1 beschrieben, werden die Beschleunigungsvorgaben ( $\ddot{x}^{SSim}; \ddot{y}^{SSim}$ ) nicht in ihre Frequenzanteile zerlegt, sondern allein durch die Bewegungsplattform des *amds* umgesetzt. Die Erläuterung der dargestellten Subsysteme erfolgt in den zugehörigen Unterkapiteln.

### Bewegungsplattform (1)

Zu den translatorischen Beschleunigungsvorgaben ( $\ddot{x}^{SSim}, \ddot{y}^{SSim}, \ddot{z}^{SSim}$ ) werden zunächst die resultierenden Beschleunigungsanteile der Kopftransformation bzw. Polkorrektur der Fahrzeugsimulation (Kapitel 7.2.1) addiert. Die Summe der Beschleunigungen wird folgend skaliert und in das Inertialsystem transformiert. Zu dieser wird dann die Wash-Out-Bewegung (Kapitel 7.2.3) addiert, so dass der Simulator auf eine definierte Ausgangsposition zurückgeführt wird. Hinzukommend werden final die Bezugspunktbeschleunigungen bzw. die Polkorrektur des Simulatordoms addiert, die aus den darzustellenden Drehbewegungen mit der Lagedifferenz des Tripod-Drehgelenks und Probandenkopfs resultieren (Kapitel 7.2.1).

### Gier-Freiheitsgrad (2)

Die Umsetzung der Gierratenvorgabe ( $\psi^{SSim}$ ) erfolgt skaliert über den redundanten Gier-Fhg. Sobald die Simulatorgeschwindigkeit unterhalb einer definierten Grenze liegt, wird zur Giervorgabe eine Gegenrotationsvorgabe der Bewegungsplattform addiert (Kapitel 7.2.2). So fällt die Reifendrehzahl nicht unter eine definierte Größe und die Auftrittswahrscheinlichkeit von Singularitäten wird reduziert.

### Tripod (3)

Die Nick-/Wankvorgaben ( $\phi^{FSim}; \dot{\phi}^{FSim}$ ) werden analog zu den sonstigen Größen skaliert. Damit die Wash-Out-Bewegung nicht wahrnehmbar ist, wird diese, unter Berücksichtigung der rotatorischen Wahrnehmungsschwellen (Kapitel 2.1.3), von einer Tilt-Coordination-Beschleunigung kompensiert. Die daraus resultierenden Tilt-Winkelraten werden zu den skalierten Nick-/Wankvorgaben addiert und mittels des Tripods umgesetzt.

Bei der Koordinatentransformation der *z*-Beschleunigung werden von dieser die resultierenden Tilt-Winkel der Wash-Out-Bewegung (Kapitel 7.2.3) subtrahiert. Dies verringert das Aufkommen von großen Vertikalbeschleunigungen im Inertialsystem, welche aufgrund des begrenzten Tripodhubs nicht darstellbar sind. Somit stellt dies einen unvermeidbaren Fehler in der Wahrnehmung dar, welcher mit steigenden Tilt-Winkeln zunimmt.

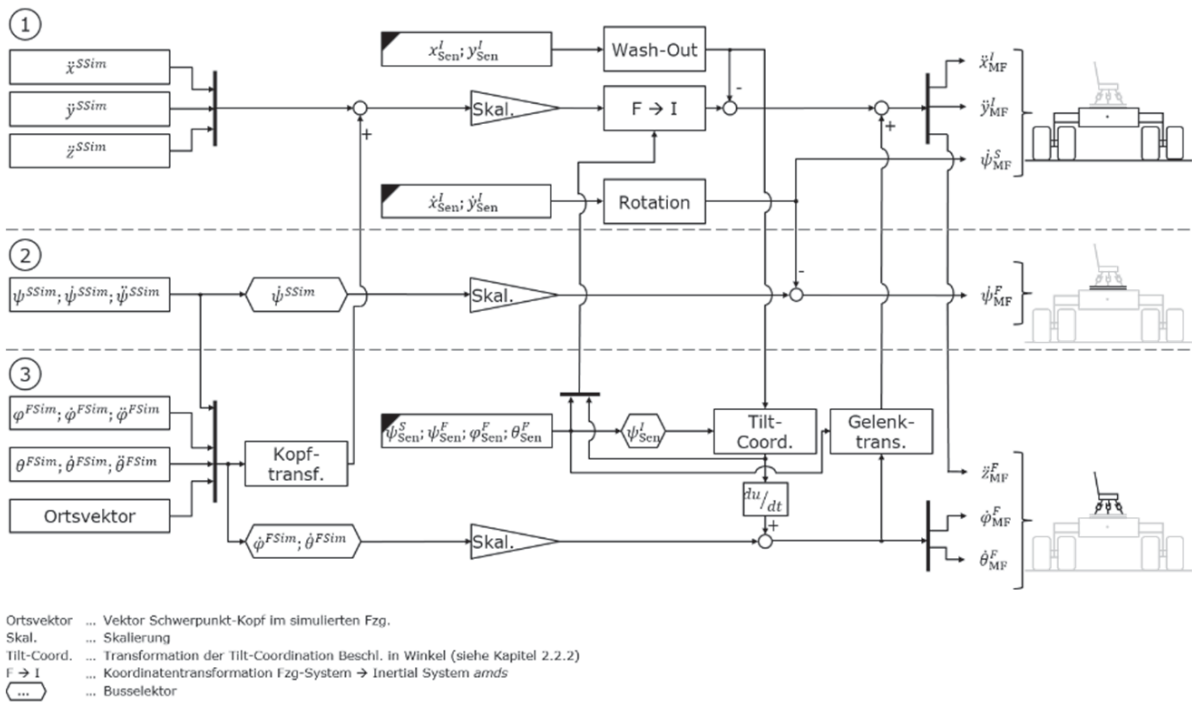


Abbildung 7.5: MF Übersicht

Die Eingangsgrößen des MF sind in Tabelle 7.1 dargestellt.

Tabelle 7.1: Eingangsgrößen des MF

Variablen-gruppe	Variablenbezeichnung	Formelzeichen	Einheit
Eingangsgrößen aus der Fahrzeug-simulation	Beschleunigungsvorgaben (Fahrzeugsys-tem)	$\ddot{x}^{SSim}$	m/s <sup>2</sup>
		$\ddot{y}^{SSim}$	m/s <sup>2</sup>
		$\ddot{z}^{SSim}$	m/s <sup>2</sup>
	Giervorgaben (Fahrzeugsystem)	$\psi^{SSim}$	rad
		$\dot{\psi}^{SSim}$	rad/s
		$\ddot{\psi}^{SSim}$	rad/s <sup>2</sup>
	Nick-/Wankvorgaben (Fahrer-Fahrzeugsystem)	$\varphi^{FSim}, \theta^{FSim}$	rad
		$\dot{\varphi}^{FSim}, \dot{\theta}^{FSim}$	rad/s
		$\ddot{\varphi}^{FSim}, \ddot{\theta}^{FSim}$	rad/s <sup>2</sup>
	Ortsvektor (Abstandsvektor SP-Kopf im simulierten Fzg.)	$\underline{r}_i$	m





Zustandsgrößen des <i>amds</i> (Sensor- größen)	Geschwindigkeiten (Inertialsystem)	$\dot{x}_{\text{Sen}}^I$	m/s
		$\dot{y}_{\text{Sen}}^I$	m/s
	Beschleunigungen (Inertialsystem)	$\ddot{x}_{\text{Sen}}^I$	m/s <sup>2</sup>
		$\ddot{y}_{\text{Sen}}^I$	m/s <sup>2</sup>
	Simulatordom Nickwinkel (Fahrersystem)	$\varphi_{\text{Sen}}^F$	rad
	Simulatordom Wankwinkel (Fahrersystem)	$\theta_{\text{Sen}}^F$	rad
	Simulatordom Gierwinkel (Fahrersystem)	$\psi_{\text{Sen}}^F$	rad
	Bewegungsplattform Gierwinkel (Sternsystem)	$\psi_{\text{Sen}}^S$	rad

### 7.2.1 Kopf- / Gelenktransformation

Ein inhärenter Nachteil des Tripods, im Gegensatz zu einem Hexapod, ist das Unvermögen den (dynamischen) Nick-/Wankpol des Fahrzeugs zu simulieren. Da der Tripod nur 3 Fhg besitzt, erfolgt seine Drehbewegung um einen festen Gelenkpunkt bzw. Pol. Zur Simulation eines immersiven Fahrverhaltens ist es jedoch notwendig, die veränderliche Lage des Nick-/Wankpols korrekt darzustellen.

Im *MF* des *amds* wird deshalb die rotatorische Tripodbewegung mit einer translatorischen Bewegung der Bewegungsplattform überlagert. So können auch mit dem Tripod die Polveränderungen simuliert werden. Hierzu werden im Subsystem „Kopftransformation“ die aus der Nick-/Wankbewegung resultierenden Kopf-Beschleunigungen des simulierten Fahrzeuges berechnet und auf die Beschleunigungsvorgaben des Fahrzeug-SP addiert. Dies geschieht über den Ortsvektor ( $\underline{r}_1$ )<sup>22</sup> und die Transformationsmatrix ( $\underline{\dot{L}}_{01}$ ) (siehe Anhang I). Somit wird eine Bezugspunktänderung vom Fahrzeug-SP zum Fahrerkopf erreicht (Sitz des Vestibularorgans).

Im Subsystem „Gelenktransformation“ wird eine Bezugspunktänderung der Bewegungsgrößen vom Fahrerkopf auf den Tripod-Gelenkpunkt durchgeführt, welcher im Mittelpunkt der Bodenplatte des Simulatordoms liegt.

### 7.2.2 MF Subsystem Rotation

Die Rotation der Bewegungsplattform bei niedrigen translatorischen Geschwindigkeiten ist notwendig, um die Raddrehzahl oberhalb eines definierten Grenzwertes zu halten und die Auftretswahrscheinlichkeit von Singularitäten zu minimieren.

Zur Bestimmung der Rotationsgeschwindigkeit wird zunächst betragsmäßig die translatorische Geschwindigkeit des *amds* im inertialen Koordinatensystem bestimmt. Diese dient als Eingangsgröße für die Berechnung der Rotationsgeschwindigkeit ( $\dot{\psi}_{MF}^S$ ) nach Formel (7.2) und ist Teil des *MF* Subsystems Rotation (Abbildung 7.6).

<sup>22</sup> Abstand des virtuellen Fahrerkopfes und des SP im simulierten Fahrzeug

$$v_u = \frac{v_{\text{not}}}{2} \cdot \cos\left(v_t \cdot \frac{\pi}{v_{\text{not}}}\right) + \frac{v_{\text{not}}}{2}, \text{ für } 0 \leq v_t \leq 2 \text{ m/s} \quad (7.1)$$

$$\dot{\psi}_{\text{MF}}^S = \frac{\frac{v_{\text{not}}}{2} \cdot \cos\left(v_t \cdot \frac{\pi}{v_{\text{not}}}\right) + \frac{v_{\text{not}}}{2}}{l_{\text{Arm}}}, \text{ für } 0 \leq v_t \leq 2 \text{ m/s} \quad (7.2)$$

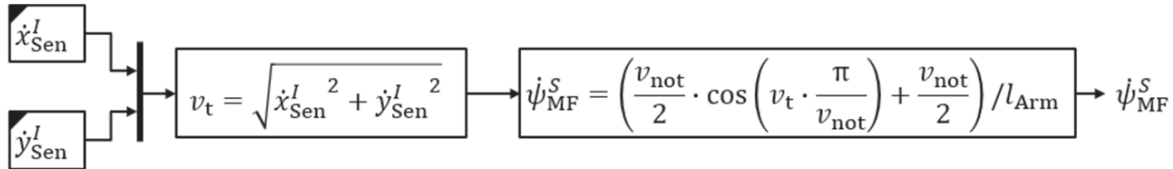


Abbildung 7.6: MF Subsystem Rotation

Die Rotationsgeschwindigkeit (Abbildung 7.7) stellt einen Kompromiss zwischen der (nach Kapitel 5.3.3 reduzierten) notwendigen longitudinalen Geschwindigkeit der Reifen ( $v_{\text{not}} = 2 \text{ m/s}$ ) sowie einem steilen Anstieg im Punkt der äquivalenten Geschwindigkeiten ( $v_u = v_t$ ) dar.

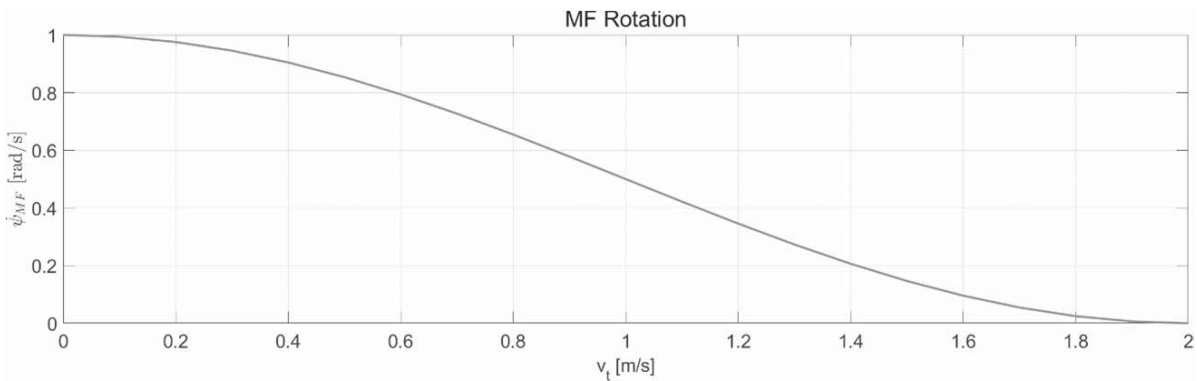


Abbildung 7.7: MF Rotationsgeschwindigkeit

### 7.2.3 MF Subsystem Wash-Out

Der Wash-Out bezweckt die Rückführung des *amds* auf eine definierte Position sowie die Reduktion seiner Bewegungsgeschwindigkeit. Damit hat der Simulator zur Darstellung des nächsten Cues einen maximal großen Bewegungsraum zur Verfügung. Üblicherweise liegt die Wash-Out-Position, zu der die Rückführung erfolgt, fest im Mittelpunkt des Bewegungsraums. Wenn prädiktive Informationen bzgl. der Beschleunigungsvorgaben vorliegen, kann die optimale Wash-Out-Position aber auch in einem anderen beliebigen Punkt des Bewegungsraums liegen (siehe z.B. (Pitz 2017)). Dies wird in der vorliegenden Arbeit jedoch nicht weiter betrachtet.

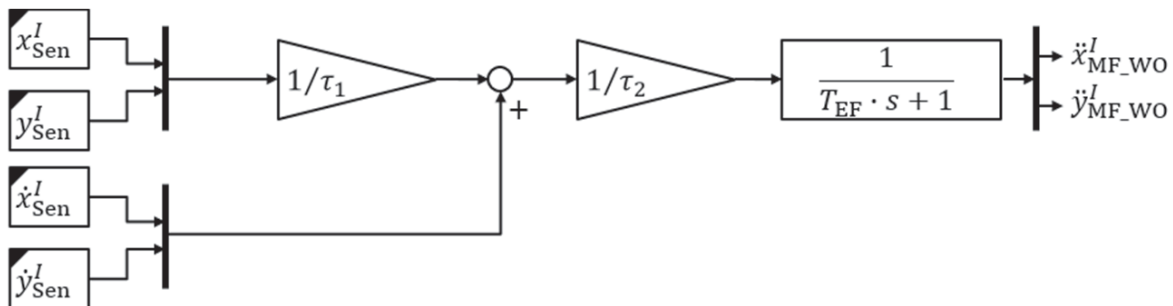


Abbildung 7.8: MF Subsystem Wash-Out

In Abbildung 7.8 ist der Wash-Out des *amds* dargestellt. Strukturell ist dieser am Wash-Out von BETZ angelehnt (Betz 2015, S. 50 ff). Statt des in BETZ genutzten Tiefpasses 2. Ordnung (PT-2) wird hingegen ein Tiefpass 1. Ordnung (PT-1) genutzt. Diese Vereinfachung ist möglich, da im Gegensatz zu BETZ nur die niederfrequente Wash-Out-Bewegung und nicht die eigentlichen Beschleunigungsvorgaben gefiltert werden, womit die zusätzliche Dämpfung des PT-2-Glieds nicht notwendig ist. Damit kann die Identifikation der Parameter des Wash-Outs ( $\tau_1, \tau_2, T_{EF}$ ) unabhängig der Beschleunigungsvorgaben erfolgen.

Die Sprungfunktion des Wash-Out-Subsystems sowie dessen Ableitung wird mit dem PT-1-Glied (mit der Verstärkung 1) (Zacher, Reuter 2017, S. 53 ff) wie folgt beschrieben (analog in y-Richtung):

$$\dot{x}_{MF\_WO}^l = \frac{x_{Sen}^l + \dot{x}_{Sen}^l \cdot \tau_1}{\tau_1 \cdot \tau_2} \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{EF}}}\right) \quad (7.3)$$

$$\ddot{x}_{MF\_WO}^l = \frac{x_{Sen}^l + \dot{x}_{Sen}^l \cdot \tau_1}{\tau_1 \cdot \tau_2} \cdot e^{-\frac{t}{T_{EF}}} \cdot \frac{1}{T_{EF}} \quad (7.4)$$

mit:

$$r_{FF} = 35 \text{ m ... Radius der Fahrfläche}$$

$$|x_{Sen\_max}^l| = r_{FF} = 35 \text{ m ... maximale } amds \text{ Entfernung zum Mittelpunkt}$$

$$|\dot{x}_{Sen\_max}^l| = 14 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ ... maximale } amds \text{ Geschwindigkeit (Kapitel 6.3.1)}$$

$$|\dot{x}_{MF\_WO\_max}^l| = g \cdot \sin(17^\circ) \approx 3 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \text{ ... maximale Wash-Out-Beschleunigung (Kapitel 6.1)}$$

$$|\ddot{x}_{MF\_WO\_max}^l| = g \cdot \frac{1}{s} \cdot \sin(6^\circ) \approx 1 \frac{\text{m}}{\text{s}^3} \text{ ... maximaler Wash-Out-Ruck (Kapitel 2.2.2)}$$

Das Gleichungssystem aus (7.3) und (7.4) hat 3 Unbekannte. Damit erfolgt die Bestimmung der Parameter ( $\tau_2, T_{EF}$ ) in Abhängigkeit von ( $\tau_1$ ) wie folgt:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \dot{x}_{MF\_WO}^l = \frac{x_{Sen}^l + \dot{x}_{Sen}^l \cdot \tau_1}{\tau_1 \cdot \tau_2} \quad (7.5)$$

$$|\dot{x}_{MF\_WO\_max}^l| \geq \frac{x_{Sen}^l + \dot{x}_{Sen}^l \cdot \tau_1}{\tau_1 \cdot \tau_2} \quad (7.6)$$

$$\tau_2 \geq \frac{x_{Sen}^l + \dot{x}_{Sen}^l \cdot \tau_1}{\tau_1 \cdot |\dot{x}_{MF\_WO\_max}^l|} \quad (7.7)$$

$$\lim_{t \rightarrow 0} \ddot{x}_{MF\_WO}^l = \frac{x_{Sen}^l + \dot{x}_{Sen}^l \cdot \tau_1}{\tau_1 \cdot \tau_2} \cdot \frac{1}{T_{EF}} \quad (7.8)$$

$$|\ddot{x}_{MF\_WO\_max}^l| \geq \frac{x_{Sen}^l + \dot{x}_{Sen}^l \cdot \tau_1}{\tau_1 \cdot \tau_2} \cdot \frac{1}{T_{EF}} \quad (7.9)$$

$$T_{EF} \geq \frac{x_{Sen}^l + \dot{x}_{Sen}^l \cdot \tau_1}{\tau_1 \cdot \tau_2} \cdot \frac{1}{|\ddot{x}_{MF\_WO\_max}^l|} \quad (7.10)$$

(7.7) in (7.10)

$$T_{EF} \geq \frac{|\dot{x}_{MF\_WO\_max}^l|}{|\ddot{x}_{MF\_WO\_max}^l|}$$

## 7.3 Ergebnis

Zum Test des *MF* dienen als Eingangsdaten die Beschleunigungen der Teststrecke sowie der Nürburgringfahrt aus Kapitel 3.2.3. Ziel der *MF* Auslegung ist die Einhaltung einer kreisförmigen Fahrfläche von  $r_{FF} = 35$  m, bei gleichzeitiger Einhaltung der Tilt-Coordination-Grenzen (Kapitel 2.2.3).

### Motion-Filter amds (passives Tilt-Coordination)

Im *MF* stehen können zwei Parameter hinsichtlich eines optimierten Platzbedarfs angepasst werden: der Skalierungsfaktor (*Skal*) und die Wash-Out-Zeitkonstante ( $\tau_1$ ).

In den folgenden Untersuchungen ist der Skalierungsfaktor auf  $Skal = 0.6$  gesetzt.

In Abbildung 7.9 ist die Variation der Zeitkonstante  $\tau_1$  dargestellt sowie der daraus resultierende Arbeitsraum aus dem *MF* für die Teststrecke und die Nürburgringfahrt. In der Abbildung ist links die maximale Entfernung zum Mittelpunkt sowie dessen Mittelwert/Median und rechts die prozentuale Überschreitung der Fahrfläche über  $\tau_1$  dargestellt. Ziel der Untersuchung ist die Identifikation von  $\tau_1$  zur optimalen Ausnutzung des Bewegungsraums. Jedoch korrelieren weder die Ergebnisse des Maximalwerts mit dem des Mittelwerts/Medians, noch diese zur prozentualen Überschreitung des Bewegungsraums. Des Weiteren liegt auch keine eindeutige Korrelation zwischen den zwei Fahrscenarien vor.

Eine szenarienbasierte Optimierung des Parameters  $\tau_1$  ist nicht möglich, da aufgrund der eigentlich unbekanntem Fahrereingabe im Fahrsimulator das Szenario mit den Beschleunigungsvorgaben zum Beginn der jeweiligen Untersuchung nicht bekannt ist.

Für die *MF* Ergebnisse aus Abbildung 7.10 und Abbildung 7.12 wurde  $\tau_1 = 65$  s gewählt, da dabei beide Testscenarien eine geringe prozentuale Überschreitung der Fahrfläche aufweisen.

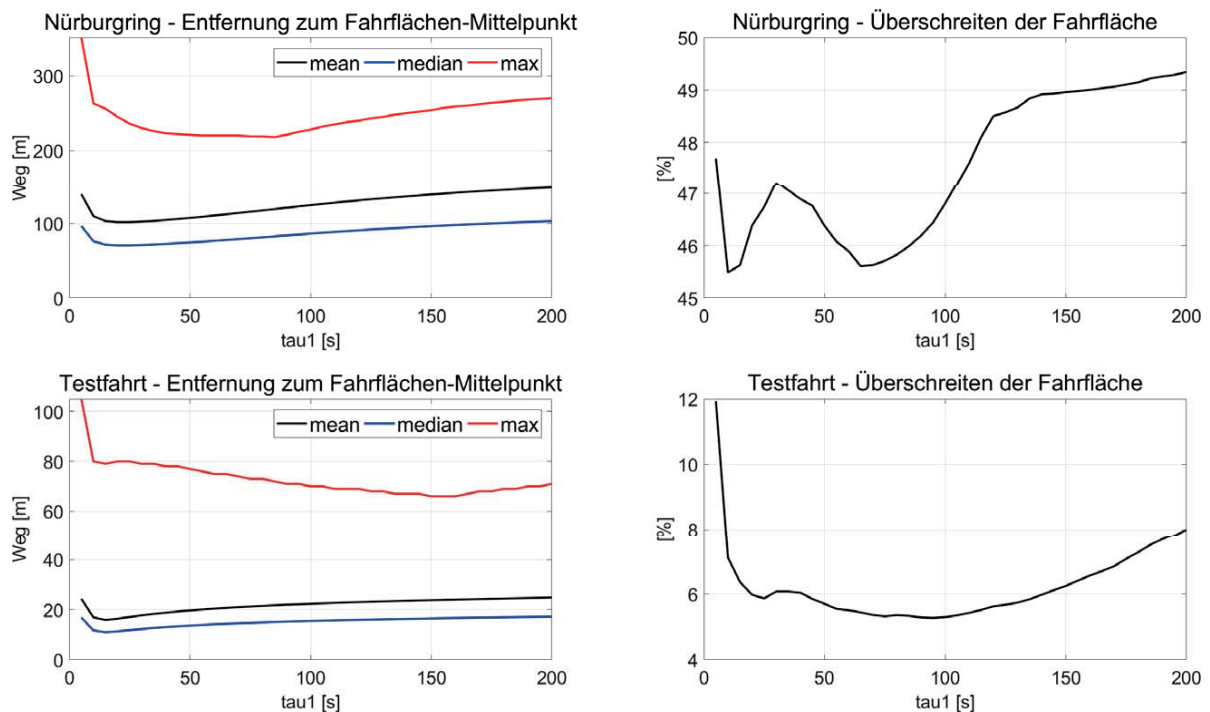
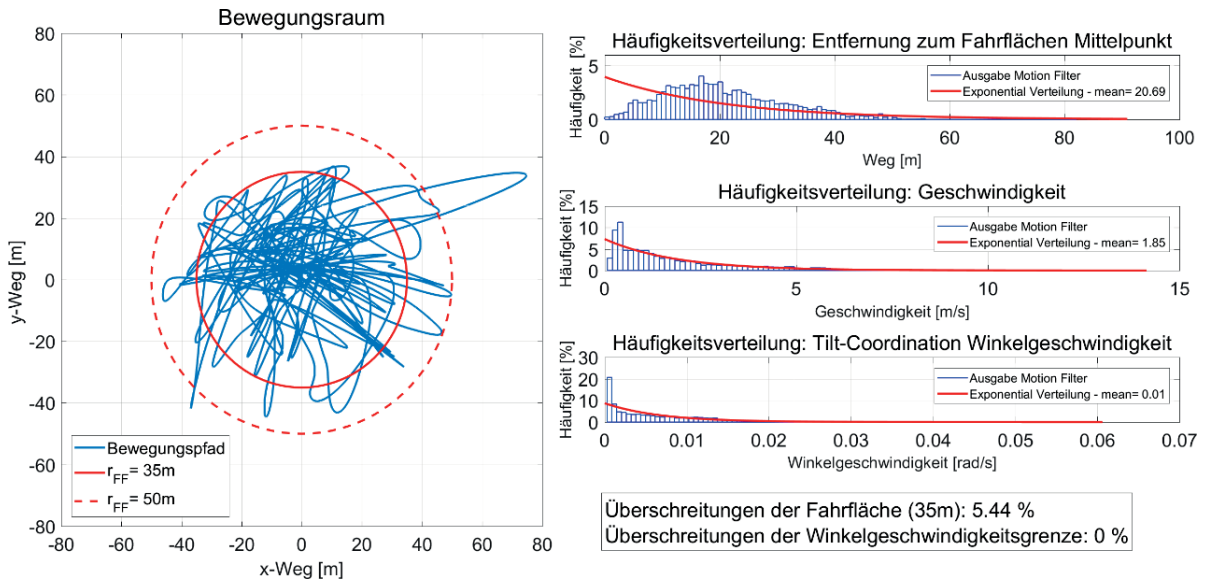


Abbildung 7.9:  $\tau_1$  Variation

Abbildung 7.10 stellt die Ergebnisse des *MF* ( $Skal = 0.6$ ;  $\tau_1 = 65$  s) für das Szenario Testfahrt da. Hierbei wird die Grenze des Tilt-Coordination-Gradienten von  $0,1$  rad/s dauerhaft eingehalten, hingegen die Fahrfläche zu  $5,44\%$  der Fahrzeit überschritten. Auch eine Erweiterung der Fahrfläche auf  $r_{FF} = 50$  m ist für die Darstellung des Szenarios nicht ausreichend.

Die Geschwindigkeitsverteilung zeigt, dass der *amds* größtenteils unterhalb der (nach Kapitel 5.3.3 reduzierten) reifeneinlaufoptimierten Geschwindigkeit von  $v_{not} = 2$  m/s bleibt. Damit setzt die *amds*-Rotation über lange Strecken des Szenarios nicht aus.

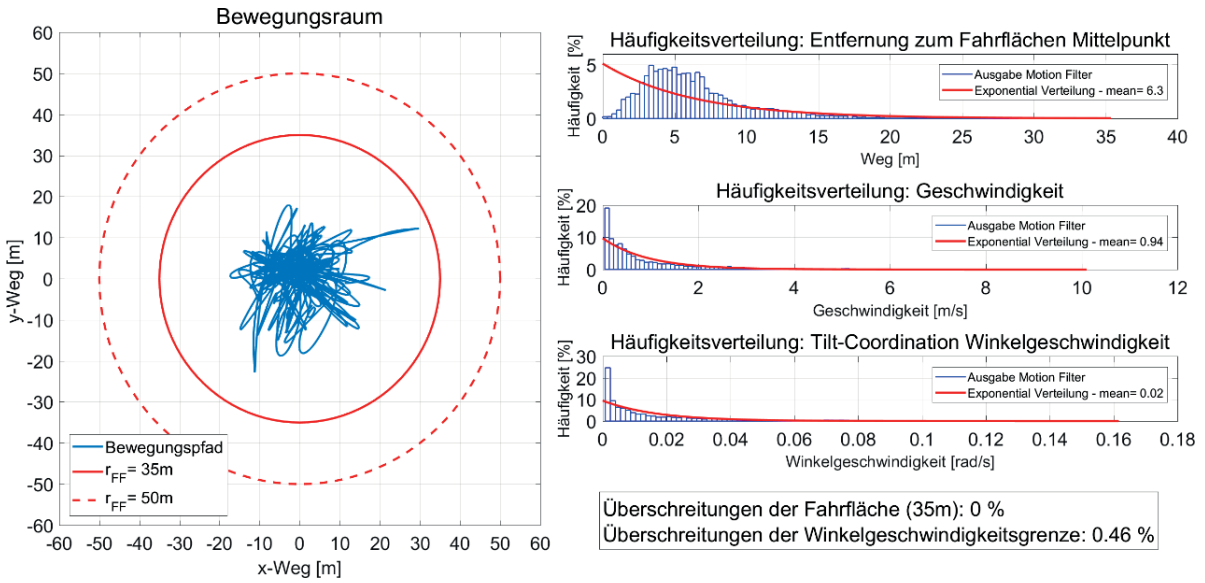


**Abbildung 7.10: Ergebnis MF amds Testfahrt ( $Skal = 0.6$ ;  $\tau_1 = 65$  s,  $\tau_2 = 4,85$  s)**

Die Auslegung der Zeitkonstante  $\tau_2$  berechnet sich nach Formel (7.7) auf Basis der maximalen Entfernung zum Mittelpunkt und der maximalen Geschwindigkeit des *amds*. Unter der Maßgabe, dass der *amds* diese Maximalwerte nicht überschreitet, kommt es beim Wash-Out auch zu keiner Überschreitung der Winkelgeschwindigkeitsgrenzen. Diese Auslegung von  $\tau_2$  hat zum Nachteil, dass das Wash-Out-Potenzial nur beim Auftreten der maximalen Geschwindigkeit sowie Entfernung komplett ausgenutzt wird. Da dies nur in sehr wenigen Extremsituationen der Fall ist, resultiert hieraus ein vermeidbarer großer Flächenbedarf.

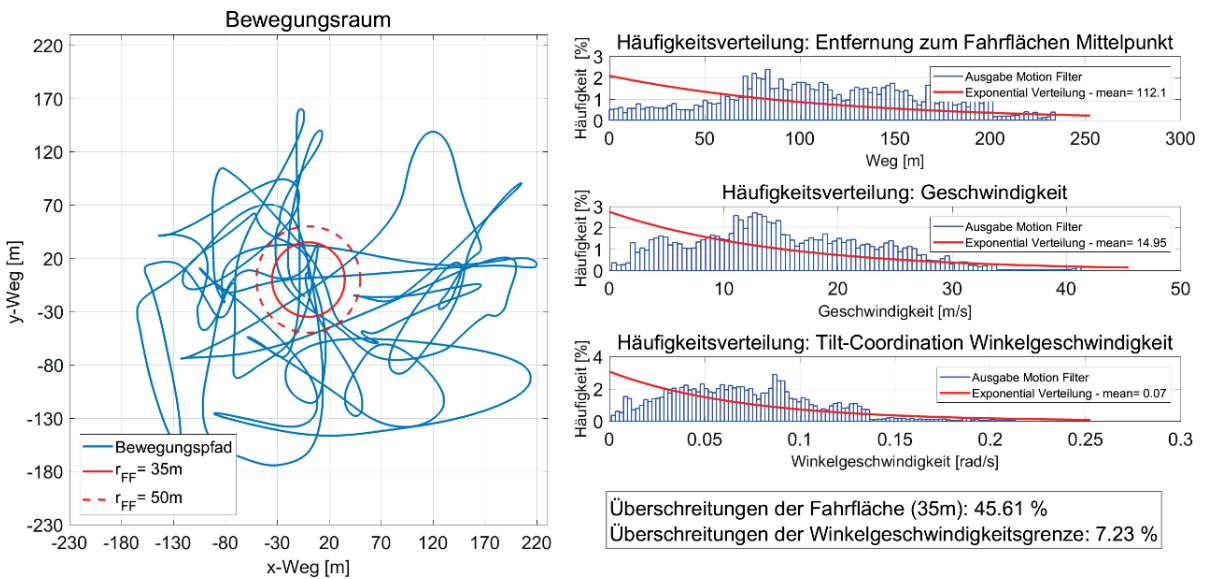
Abbildung 7.11 zeigt das Ergebnis der gleichen Untersuchung wie Abbildung 7.10 bei angepassten Maximalwerten ( $|x_{Sen,max}^l| = 35$  m/3,5;  $|\dot{x}_{Sen,max}^l| = 14$  m/s/3,5) und entsprechendem  $\tau_2$ .

Bei einer nur minimalen Überschreitung der Winkelgeschwindigkeitsgrenzen zu  $0,46\%$  des Szenarios, kann der Bewegungsraum drastisch reduziert und die Vorgabe von  $r_{FF} = 35$  m eingehalten werden.

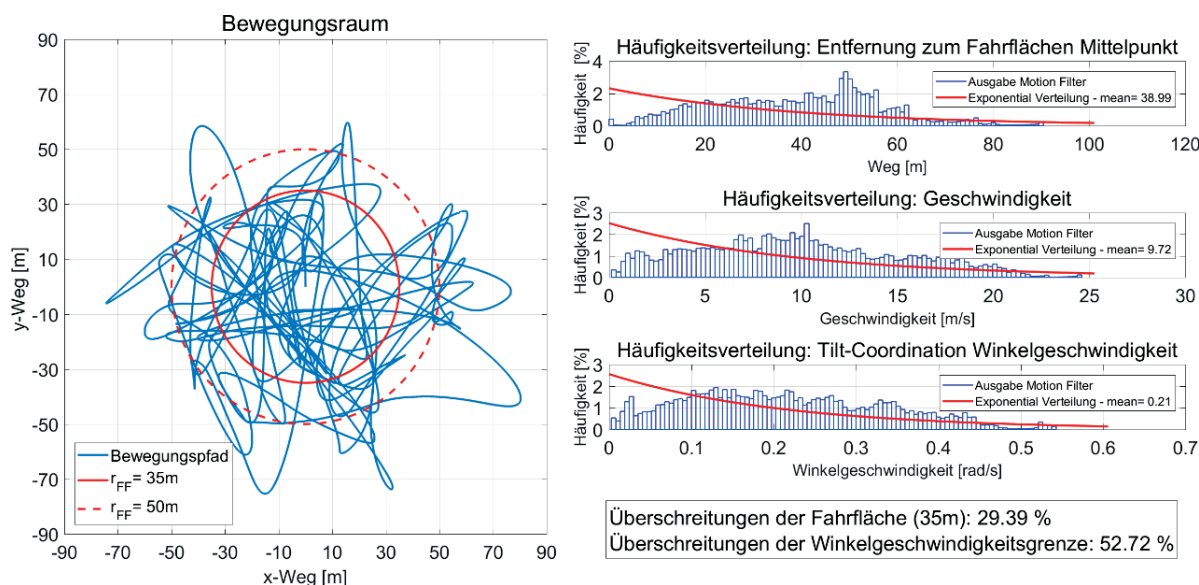


**Abbildung 7.11: Ergebnis MF amds Testfahrt, angepasste Grenzwerte ( $Skal = 0.6$ ;  $\tau_1 = 65$  s,  $\tau_2 = 1,38$  s)**

Analog zu den beiden beschriebenen Ergebnissen sind die Untersuchungen für das Szenario Nürburgring aufgebaut. Abbildung 7.12 zeigt die Ergebnisse für die  $\tau_2$ -Berechnung nach den regulären Maximalwerten. Für Abbildung 7.13 wurde  $\tau_2$  analog zu Abbildung 7.10 mit den reduzierten Maximalwerten berechnet.



**Abbildung 7.12: Ergebnis MF amds Nürburgring ( $Skal = 0.6$ ;  $\tau_1 = 65$  s,  $\tau_2 = 4,85$  s)**



**Abbildung 7.13: Ergebnis MF amds Nürburgring, angepasste Grenzwerte ( $Skal = 0.6$ ;  $\tau_1 = 65\text{ s}$ ,  $\tau_2 = 1,38\text{ s}$ )**

Selbst mittels der angepassten Grenzwerte hat die Darstellung des Nürburgringszenarios einen Platzbedarf von ca.  $80\text{ m} \times 80\text{ m}$ . Hierbei kommt es aber in 52,72% des Wash-Outs zu Überschreitungen der maximalen Winkelgeschwindigkeit. Neben der Fahrfläche überschreitet das dargestellte Szenario des Weiteren auch die erheblich maximale Fahrgeschwindigkeit von  $14\text{ m/s}$ . Zur Darstellung dieses Szenarios müssten sowohl die Fahrfläche als auch die Motor-/Getriebeauslegung angepasst werden.

Eine genauere Abstimmung der MF Parameter ( $Skal.$ ;  $\tau_1$ ;  $\tau_2$ ) muss final am Simulator erfolgen. Aufgrund der schwer quantifizierbaren menschlichen Wahrnehmung und Vielfaltigkeit der Fahr Szenarien, wird die genutzte Parametrierung in Abhängigkeit der jeweiligen Untersuchung erfolgen müssen.

### Motion-Filter 8 Fhg (aktives Tilt-Coordination)

Alternativ zu dem in der Arbeit entwickelten MF kann auch ein Stand-der-Technik-System eingesetzt werden, wie z.B. das in Kapitel 4.2.3 und 7.1.2 vorgestellte 8-FHG-System. Der elementare Unterschied zum MF des amds ist die aktive Nutzung der Tilt-Coordination zur Darstellung der niederfrequenten Beschleunigungsvorgaben (Kapitel 7.1.1). Der theoretische Vorteil des Systems ist der geringere Platzbedarf, da es bei niederfrequenten Beschleunigungen zu keiner Bewegung der Bewegungsplattform kommt. Nachteilig hingegen ist der frequenzfilterbedingte Phasenverzug des MF und der erhöhte Einsatz der Tilt-Coordination als substituierende Beschleunigungsdarstellung.

In Abbildung 7.14 und Abbildung 7.15 sind die Ergebnisse der Szenarien Testfahrt und Nürburgring unter Nutzung des 8-FHG-MF bei gleicher Skalierung der Eingangsgrößen ( $Skal = 0.6$ ) und angepasster Filterparametrierung nach Tabelle 4.10 dargestellt.



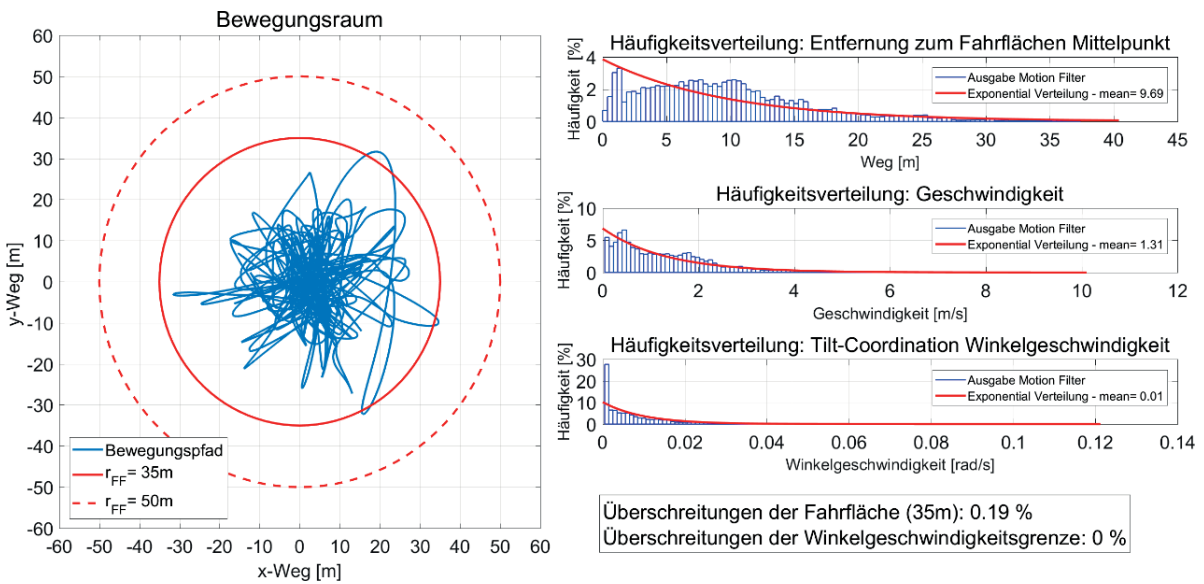


Abbildung 7.14: Ergebnis MF 8 FHG Testfahrt (Skal = 0.6)

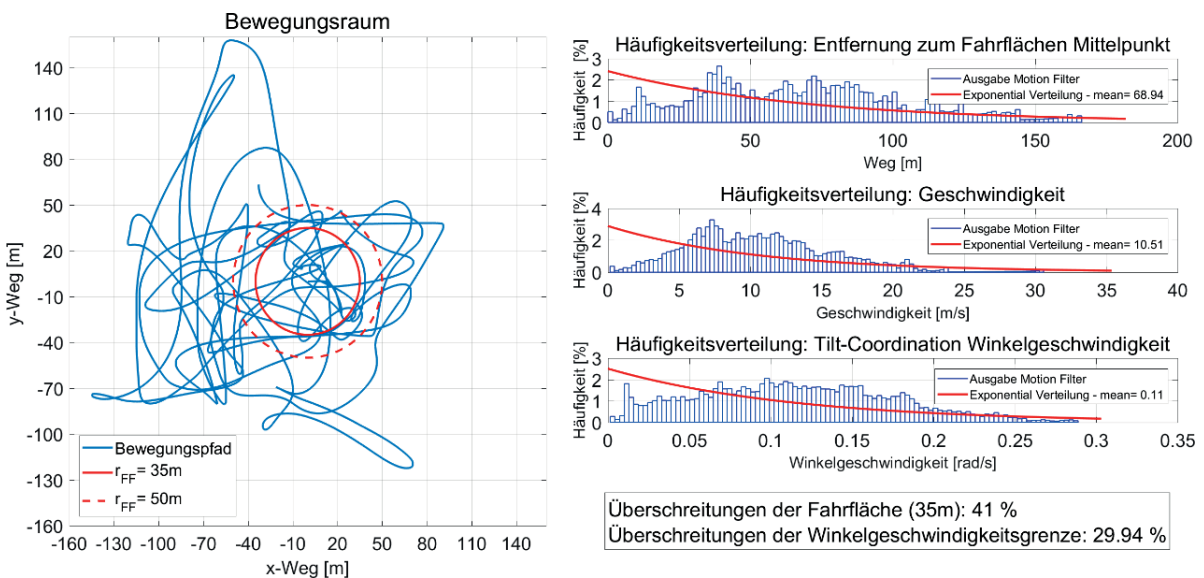


Abbildung 7.15: Ergebnis MF 8 FHG Nürburgring (Skal = 0.6)

Weder die Ergebnisse der Testfahrt noch die Ergebnisse der Nürburgringfahrt stellen hinsichtlich des Platzbedarfs und der Tilt-Coordination-Winkelgeschwindigkeit gegenüber den Ergebnissen des *amds MF* eine Verbesserung dar. Somit ist eine Nutzung dieses Systems in Anbetracht ihrer inhärenten Nachteile nicht empfehlenswert.





**Unter Berücksichtigung der maximalen Änderung des Tilt-Coordination-Winkels sowie einer Skalierung der Eingangswerte um den Faktor 0,6 erlaubt der MF des *amds* die Simulation einer realen Autofahrt auf einer Fahrfläche mit dem Radius von  $r_{FF} = 35$  m. Dabei kommt die Tilt-Coordination-Technik nur passiv als Wash-Out-Kompensation und unter Einschränkung der Tilt-Coordination-Grenzen einer maximalen Beschleunigung von  $2,87 \text{ m/s}^2$  und eines maximalen Rucks von  $1 \text{ m/s}^3$  zum Einsatz.**

**Für die Darstellung einer Extremfahrt wie dem Nürburgringszenario ist hingegen die angedachte Fahrfläche mit  $r_{FF} = 35$  m nicht ausreichend.**

## 8 Motion-Control

Die *MF* berechnet die Beschleunigungsvorgaben des Simulator-SP. Mittels eines speziellen Steuerungsalgorithmus, dem Motion-Control (*MC*), wird die Vorgabe über die 4 Radgondeln umgesetzt. Im folgenden Kapitel ist dargestellt, wie die benötigten Ansteuerungsgrößen der Bewegungsplattform berechnet werden (siehe Abbildung 8.1). Der Tripod besitzt eine eindeutige Kinematik und ist vergleichsweise einfach anzusteuern. Aus diesem Grund wird die Ansteuerung des Tripods im Folgenden nicht weiter betrachtet.

Der Inhalt des Kapitels 8 wurde ausschnittsweise bereits veröffentlicht (Tüsch, Beitel Schmidt & Prokop 2016).

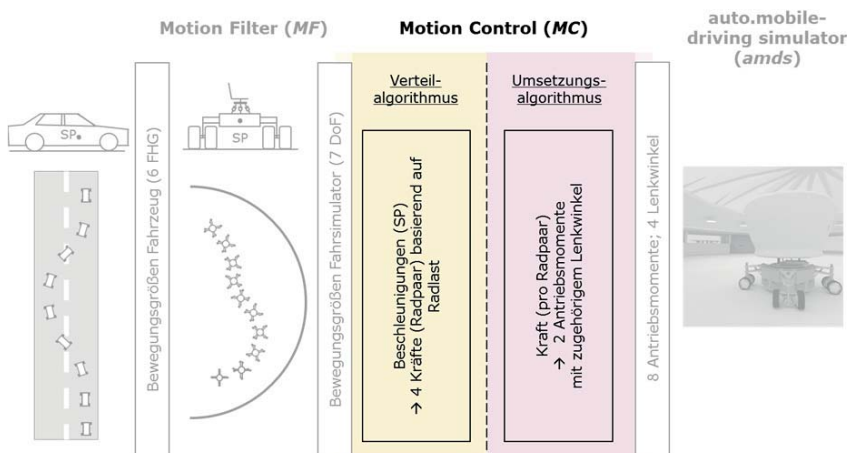


Abbildung 8.1: Funktionsstruktur: MC

Der *MC* ist, wie in Abbildung 8.2 dargestellt, in zwei Unterfunktionen aufgeteilt:

1. Verteilalgorithmus: Umsetzung der *MF* Vorgabe (Beschleunigungsvorgaben ( $\ddot{x}_{MF}^S; \ddot{y}_{MF}^S$ ) und Rotationsrate ( $\dot{\psi}_{MF}^S$ )) sowie Berechnung der 4 Radgondeln Kraftvorgabe ( $\underline{F}^{R1...4}$ )
2. Umsetzungsalgorithmus: Umsetzung der Kraftvorgabe an der jeweiligen Radgondel als Antriebsmoment ( $M_{11...42}$ ) und Lenkwinkel ( $\delta_{1...4}$ )

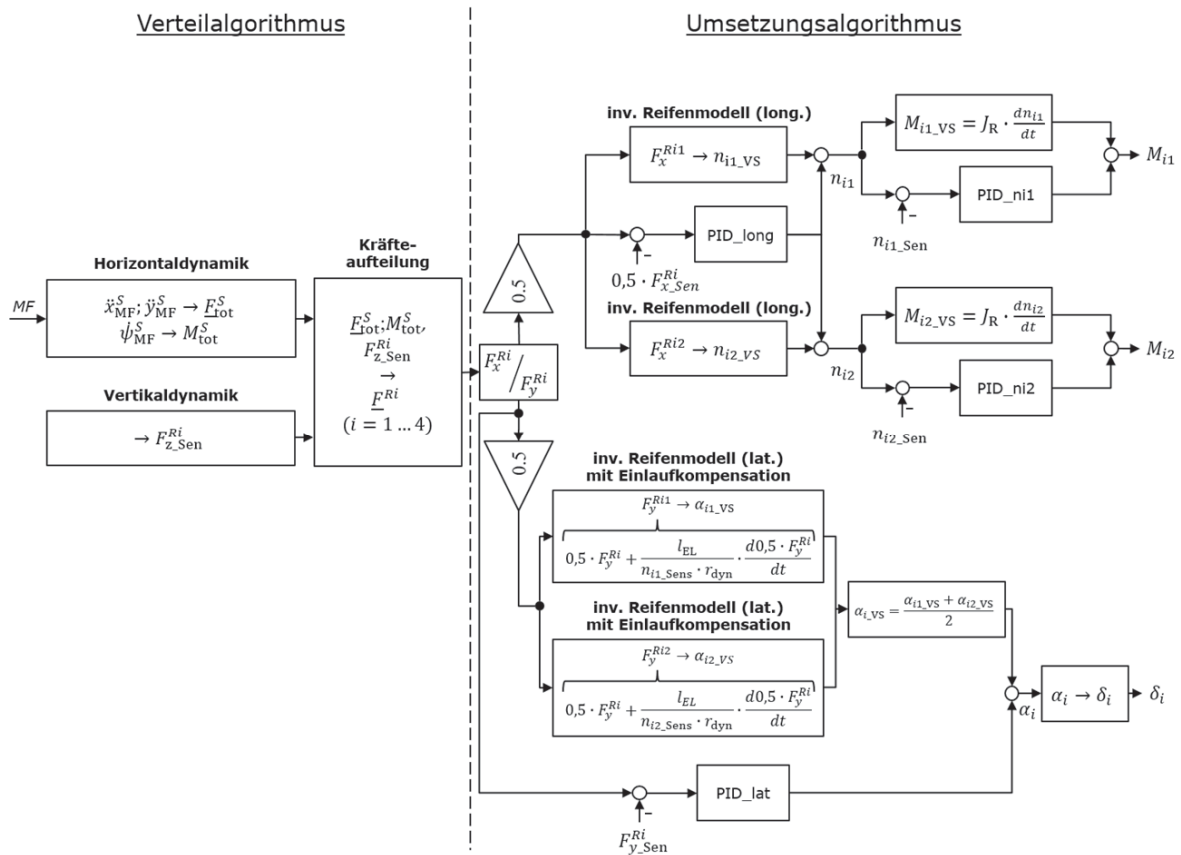


Abbildung 8.2: Gesamtübersicht MC nach (Tüschien, Beitelschmidt & Prokop 2016)

## 8.1 Verteilalgorithmus

Die Aufgabe des Verteilalgorithmus (VA) (linke Seite Abbildung 8.2) ist über die Überaktuiertheit des *amds* motiviert (siehe Kapitel 5.3.1). Zur Umsetzung der Vorgaben des *MF* bzw. der Horizontaldynamik werden zunächst die notwendige Gesamtkraft sowie das Drehmoment am SP auf Basis der angreifenden Fahrwiderstände ermittelt. Diese werden im Anschluss, entsprechend dem anliegenden Radkraftpotenzial, auf die 4 Radgondeln aufgeteilt.

Für die Berechnung der im VA zu ermittelnden Radkräfte ( $F^{Ri1..4}$ ) werden die in Tabelle 8.1 dargestellten zeitlich und örtlich konstanten Parameter sowie variablen Zustandsgrößen (Sensorgrößen) des *amds* aus Tabelle 8.2 benötigt.



Tabelle 8.1: Eingangsgrößen VA – Parameter

Parametergruppe	Parametername	Formelzeichen	Einheit
Massenparameter	Massenträgheitsmoment der Bewegungsplattform	$J_{SP}$	kgm <sup>2</sup>
	Gesamtmasse des Fahrsimulators	$m_{amds}$	kg
Geometrische Kenngrößen	Armlänge	$l_{Arm}$	m
Faktoren / Koeffizienten	Rollwiderstandsbeiwert	$f_{roll}$	–

Tabelle 8.2: Eingangsgrößen VA – Systemgrößen

Zustandsgruppen	Zustandsgrößenname	Formelzeichen	Einheit
allgemeine Zustandsgrößen	Geschwindigkeiten (Inertialsystem)	$\dot{x}_{Sen}^l$	m/s
		$\dot{y}_{Sen}^l$	m/s
	Beschleunigungen (Inertialsystem)	$\ddot{x}_{Sen}^l$	m/s <sup>2</sup>
		$\ddot{y}_{Sen}^l$	m/s <sup>2</sup>
	Rotationswinkel Bewegungsplattform	$\psi_{Sen}^l$	rad
	Rotationswinkelgeschwindigkeit Bewegungsplattform	$\dot{\psi}_{Sen}^s$	rad/s
Zustandsgrößen der Radgondeln (für $i = 1 \dots 4$ )	Radgondelgeschwindigkeiten (Inertialsystem)	$\dot{x}_{G\_Sen}^l$	m/s
		$\dot{y}_{G\_Sen}^l$	m/s
	Radgondelgeschwindigkeiten (Bewegungsplattform System)	$\dot{x}_{G\_Sen}^s$	m/s
		$\dot{y}_{G\_Sen}^s$	m/s
	Radlängsgeschwindigkeit	$\dot{x}_{Sen}^{Ri}$	m/s
	Lenkwinkel der Radgondeln	$\delta_{t\_Sen}$	rad
	Radaufstandskraft	$F_{z\_Sen}^{Ri}$	N

## 8.1.1 Horizontal- und Vertikaldynamik

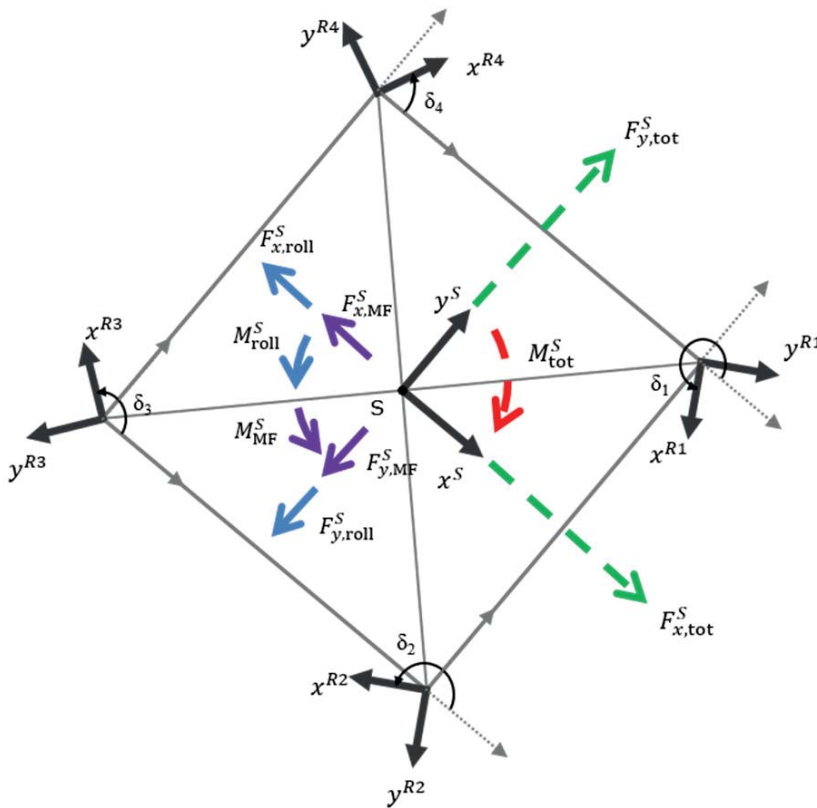
### Horizontaldynamik

Im Subsystem Horizontaldynamik werden die Fahrwiderstände des *amds* bestimmt und zu den berechneten *MF*-Vorgaben ( $F_{MF}^S; M_{MF}^S$ ) addiert. Daraus wiederum resultieren die totale umzusetzende Kraft und das totale Moment ( $F_{tot}^S; M_{tot}^S$ ).

Da die Nutzung des *amds* nur auf ebenen Flächen vorgesehen ist, wird der Steigungswiderstand zu 0 angenommen. Weiterhin werden evtl. Getriebeverluste sowie die rotatorischen Trägheitsmomente der Räder in der Fahrwiderstandsberechnung nicht berücksichtigt. Diese werden im späteren Umsetzungsalgorithmus kompensiert.

Somit setzt sich die Gesamtfahrwiderstandskraft vereinfacht aus der Summe des Roll-, des Luft- und des Beschleunigungswiderstands zusammen. Für den Luftwiderstand wird vereinfacht angenommen, dass der *amds* eine Rotationssymmetrie aufweist sowie der Luftwiderstandsbeiwert ( $c_w$ ) und projizierte Luftwiderstandsfläche ( $A_{LW}$ ) richtungsunabhängig sind.

Durch die Koordinatentransformation aller relevanten Größen in das bewegungsplattformfeste Koordinatensystem können sowohl die Kräftebilanzen als auch die Momentenbilanz bezüglich des Bewegungsplattformsystem-SP (bewegungsrichtungsunabhängig) gebildet werden (Abbildung 8.3).



**Abbildung 8.3: Horizontaldynamik (Tüschien, Beitel Schmidt & Prokop 2016)**

Kräftebilanz in  $x^S$ -Richtung

$$F_{x,tot}^S - F_{x,MF}^S - F_{x,Air}^S - F_{x,roll}^S = 0 \quad (8.1)$$

mit:

$$F_{x,MF}^S = m_{amds} \cdot \ddot{x}_{MF}^S \quad (8.2)$$

$$F_{x,Air}^S = \frac{\rho_{air}}{2} \cdot A_{LW} \cdot c_w \cdot \dot{x}_{Sen}^S{}^2 \cdot \text{sgn}(\dot{x}_{Sen}^S) \quad (8.3)$$



$$F_{x,\text{roll}}^S = \sum_{i=1}^4 F_{x,\text{roll } i} = \sum_{i=1}^4 K_{\text{DR } i} \cdot f_{\text{roll}} \cdot F_{z,\text{Sen}}^{Ri} \cdot \cos \delta_{i,\text{Sen}} \quad (8.4)$$

Kräftebilanz in  $y^S$ -Richtung

$$F_{y,\text{tot}}^S - F_{y,\text{MF}}^S - F_{y,\text{air}}^S - F_{y,\text{roll}}^S = 0 \quad (8.5)$$

mit:

$$F_{y,\text{MF}}^S = m_{\text{amds}} \cdot \ddot{y}_{\text{MF}}^S \quad (8.6)$$

$$F_{y,\text{air}}^S = \frac{Q_{\text{air}}}{2} \cdot A_{\text{LW}} \cdot c_w \cdot \dot{y}_{\text{Sen}}^S \cdot \text{sgn}(\dot{y}_{\text{Sen}}^S) \quad (8.7)$$

$$F_{y,\text{roll}}^S = \sum_{i=1}^4 F_{y,\text{roll } i} = \sum_{i=1}^4 K_{\text{DR } i} \cdot f_{\text{roll}} \cdot F_{z,\text{Sen}}^{Ri} \cdot \sin \delta_{i,\text{Sen}} \quad (8.8)$$

Momentenbilanz um  $S$

$$M_{\text{tot}}^S - M_{\text{MF}}^S - M_{\text{roll}}^S = 0 \quad (8.9)$$

mit:

$$M_{\text{MF}}^S = J_{\text{SP}} \cdot \ddot{\psi}_{\text{MF}}^S \quad (8.10)$$

$$M_{\text{roll}}^S = l_{\text{Arm}} \cdot \sum_{i=1}^4 F_{\text{orth,roll } i} = l_{\text{Arm}} \cdot \sum_{i=1}^4 K_{\text{DR } i} \cdot f_{\text{roll}} \cdot F_{z,\text{Sen}}^{Ri} \cdot -\cos(\delta_{i,\text{Sen}} + (2i - 1) \cdot \frac{\pi}{4}) \quad (8.11)$$

Da es im Betrieb des *amds* zu einer Drehrichtungsumkehr der Räder kommen kann, werden alle Rollwiderstandsanteile mit dem Faktor  $K_{\text{DR } i}$  multipliziert, welcher das Vorzeichen entsprechend der Drehrichtung anpasst.

## Vertikaldynamik

Die Vertikaldynamik des *amds* beschreibt die Berechnung der Radgondelaufstandskräfte. Dies kann über eine analytische Rechnung (Anhang J) oder über die gemessene Radaufstandskraft der Radgondeln ( $F_{z,\text{Sen}}^{Ri}$ ) erfolgen. Im Folgenden wird die gemessene Größe genutzt.

### 8.1.2 Kräfteaufteilung

Wie in Kapitel 5.3.1 erläutert, gibt es aufgrund der Überaktuiertheit des Systems theoretisch unendlich viele Lösungen, die Vorgaben des *MF* umzusetzen. Mit der Bestimmung von sinnvollen Randbedingungen kann der Lösungsraum reduziert werden.

Die entscheidende Randbedingung in der *amds*-Ansteuerung ist eine homogene Kraftschlussausnutzung der Radgondeln. Dafür ist es sinnvoll, die Gesamtkräfte/-momente ( $F_{x,\text{tot}}^S, F_{y,\text{tot}}^S, M_{\text{tot}}^S$ ) entsprechend den Radaufstandskräften zu verteilen. Ferner werden primär die translatorischen Kraftvorgaben und sekundär die Momentenvorgabe umgesetzt.

Die detaillierte Umsetzung erfolgt wie folgend beschrieben. Zunächst wird der Winkel ( $\gamma_{\text{KRW}}$ ) des Gesamtkraftvektors ( $\underline{F}_{\text{tot}}^S$ ) sowie das Gesamtmoment ( $M_{\text{tot}}^S$ ) mit der Summe der orthogonal zu den Auslegern stehenden Gesamtmoment-Umsetzungskräften ( $F_{\text{orth,notw}}$ ) ermittelt.

$$\gamma_{\text{KRW}} = \text{atan2}(F_{y,\text{tot}}^S; F_{x,\text{tot}}^S) \quad (8.12)$$

$$F_{\text{orth,notw}} = \frac{M_{\text{Stern,ges}}}{l_{\text{Arm}}} = \sum_{i=1}^4 F_{\text{orth},i} \quad (8.13)$$

Weiter wird für jede Radgondel die maximal übertragbare Kraft ermittelt. Diese wird im Folgenden als absolutes Potential ( $Pot_{\text{abs},i}$ ) der Radgondel bezeichnet. Die Berechnung erfolgt unter der Annahme eines konstanten Kraftschlussbeiwerts<sup>23</sup> ( $\mu_i$ ).

$$Pot_{\text{abs},i} = F_{zi} \cdot \mu_i \quad (8.14)$$

Somit können die relativen Kraftschlusspotentiale der Radgondeln ( $Pot_{\text{rel},i}$ ) bestimmt werden, welche das jeweilige gesampotential-bezogene Radpotential angeben.

$$Pot_{\text{rel},i} = \frac{Pot_{\text{abs},i}}{\sum_{i=1}^4 Pot_{\text{abs},i}} \quad (8.15)$$

$$\sum_{i=1}^4 Pot_{\text{rel},i} = 1 \quad (8.16)$$

---

<sup>23</sup> Reifen Typ: Dunlop Sport Maxx XL 325/30 R21 108 Y

Bei einer *amds* Masse von 3000 kg und einer maximalen Radlastschwankung mit dem Faktor 2 liegt die maximale dynamische Radgondelmasse bei 1500 kg und damit deutlich unterhalb der Reifentraglast von 2000 kg. Somit wird der Kraftschlussbeiwert ( $\mu_i$ ) als konstant angenommen.

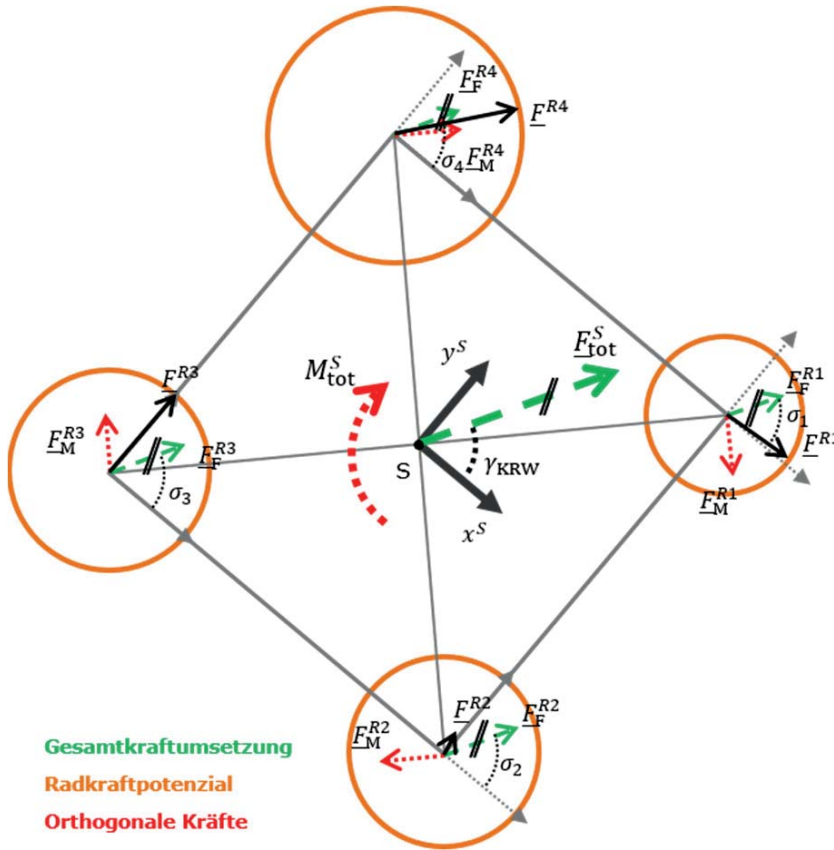


Abbildung 8.4: Aufteilung Gesamtkraft /-moment (Tüschchen, Beiteltschmidt & Prokop 2016)

Zur Kraftaufteilung (Abbildung 8.4) wird zunächst die Gesamtkraft ( $\underline{F}_{tot}^S$ ) auf die Radgondeln aufgeteilt ( $\underline{F}_F^{Ri}$ ).

$$\underline{F}_{tot}^{SP} = \sum_{i=1}^4 \underline{F}_F^{Ri} \quad (8.17)$$

Die Ausrichtung dieser Kraftanteile ist dabei durch den Gesamtkraftvektor ( $\underline{F}_{tot}^S$ ) bereits bestimmt. Die Kraftaufteilung erfolgt unter Berücksichtigung der relativen Radgondel-Kraftschlusspotentiale ( $Pot_{rel,i}$ ).

$$\underline{F}_F^{Ri} = Pot_{rel,i} \cdot \underline{F}_{tot}^S \quad (8.18)$$

In der Regel werden die Radgondelkraftanteile ( $\underline{F}_F^{Ri}$ ) nicht kollinear zu den Auslegern des Fahrmodells stehen, sondern einen orthogonalen Anteil besitzen und eine Störwirkung auf die Momentenbilanz haben. Daher müssen die zu den Auslegern orthogonalen Komponenten ( $F_{OF}^{Ri}$ ) der Radgondelkraftanteile ( $\underline{F}_F^{Ri}$ ) bestimmt werden.

$$F_{OF}^{Ri} = |\underline{F}_F^{Ri}| \cdot (\cos \gamma_{KRW} \cdot \cos \sigma_i + \sin \gamma_{KRW} \cdot \sin \sigma_i) \quad (8.19)$$

Diese Kräfte müssen in der Momentenbilanz mit einem Ausgleichsmoment berücksichtigt werden.

$$M_{Ausgleich} = M_{tot}^{SP} - l_{Arm} \cdot \sum_{i=1}^4 F_{OF}^{Ri} \quad (8.20)$$



bzw.

$$F_M^{R,ges} = F_{orth,notw} - \sum_{i=1}^4 F_{of}^{Ri} \quad (8.21)$$

Diese Ausgleichskraft ( $F_M^{R,ges}$ ) muss zusätzlich zur Umsetzung der Gesamtkraft ( $F_{tot}^{SP}$ ) an den Radgondeln umgesetzt werden, darf die horizontalen Kräftebilanzen jedoch nicht beeinflussen. D.h. die vektorielle Addition der Kräfte ( $F_M^{Ri}$ ), welche das Moment kompensieren sollen, muss den Betrag 0 ergeben. Dies kann nur dann erreicht werden, wenn die gegenüberliegenden Kraftanteile sich in Betrag und Drehsinn gleichen.

Auch bei den Kraftkomponenten des Ausgleichsmoments ( $F_M^{Ri}$ ) werden, wie bereits bei den Kräften zur Umsetzung der Gesamtkraft ( $F_{tot}^S$ ), die jeweiligen Kraftschlusspotentiale berücksichtigt ( $Pot_{rel,i}$ ).

$$F_M^{R,1} = F_M^{R,2} = \frac{1}{2} \cdot (Pot_{rel,1} + Pot_{rel,3}) \cdot F_M^{R,ges} \quad (8.22)$$

$$F_M^{R,2} = F_M^{R,4} = \frac{1}{2} \cdot (Pot_{rel,2} + Pot_{rel,4}) \cdot F_M^{R,ges} \quad (8.23)$$

Ferner wird eine Mittelung der relativen Potentiale der jeweils gegenüberliegenden Radgondeln vorgenommen. Diese gemittelten, relativen Potentiale dienen als Wichtungsfaktoren der Verteilung des Ausgleichsmoments auf die 4 Radgondeln. Dies gilt unter der Annahme, dass der Unterschied zweier gegenüberliegender Potentiale nie so groß ist, dass der berechnete Kraftanteil das geringere Kraftschlusspotential der Radgondeln überschreitet. Die Annahme ist gewährleistet, solange die *MF* Vorgaben die physikalischen Möglichkeiten des Fahrsimulators (Kraftschluss an den Rädern) nicht übersteigen.

Das Ergebnis der Berechnungen des *VA* sind die 4 Radgondelkraftvektoren ( $\underline{F}^{Ri}$ ), welche sich aus der vektoriellen Addition der Radgondelkraftanteile ( $\underline{F}_F^{Ri}$ ) und der orthogonalen Kraftkomponenten des Ausgleichsmoments ( $\underline{F}_M^{Ri}$ ) ergeben.

$$\underline{F}^{Ri} = \underline{F}_F^{Ri} + \underline{F}_M^{Ri} \quad (8.24)$$

## 8.2 Umsetzungsalgorithmus

Die Aufgabe des Umsetzungsalgorithmus (*UA*) (rechte Seite Abbildung 8.2) ist die Umsetzung der 4 Radgondelkraftvektoren ( $\underline{F}^{Ri}$ ) des *VA*. Hierfür wird ein vorgesteuerter sowie kaskadierter Regelungsansatz genutzt. Der Regelungsansatz stellt keine Mehrgrößenregelungsstruktur dar (siehe (Lunze 2013, S. 570 f)), da die einzelnen Regler der jeweiligen Ausleger nicht miteinander gekoppelt sind. Somit besteht das Problempotential, dass die Stellgrößen der Regler sich gegenseitig negativ beeinflussen können und das System instabil wird. Aus diesem Grund erfolgt die Auslegung der Regler so, dass ihr Einfluss auf die Stellgröße im Gegensatz zur parallel geschalteten Vorsteuerung minimal ausfällt.

Der *UA* wurde zum Großteil in der Diplomarbeit von ERNST (Ernst 2016) konzeptioniert und umgesetzt. Die softwareseitige Umsetzung des *VA* sowie *UA* kann der Arbeit von ERNST entnommen werden.

Für die Berechnung der im *UA* zu ermittelnden Antriebsmomente sowie des Radgondellenwinkels ( $M_{i1}; M_{i2}; \delta_i$ ) werden in Tabelle 8.3 die benötigten Parameter sowie in Tabelle 8.4 die variablen Zustandsgrößen des *amds* (Sensorgrößen) zusammengefasst dargestellt.



Tabelle 8.3: Eingangsgrößen VA – Parameter

Parametergruppe	Parametername	Formelzeichen	Einheit
Massenparameter	Massenträgheitsmoment des Rades um die Drehachse	$J_R$	kgm <sup>2</sup>
Reifen-charakteristika	Lookup-Table (invertiertes Reifenmodell)	LUT	–
	Einlauflänge	$l_{EL}$	m
	dynamischer Rollradius	$r_{dyn}$	m

Tabelle 8.4: Eingangsgrößen UA – Systemgrößen

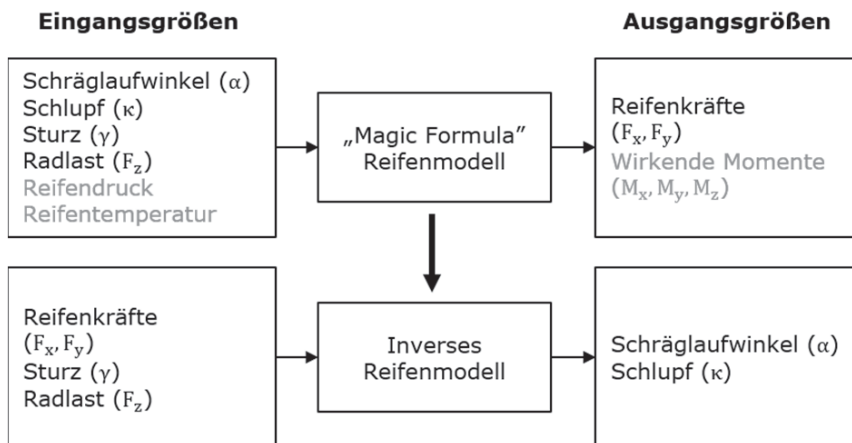
Zustandsgrößen-gruppe	Zustandsgrößenname	Formelzeichen	Einheit
Zustandsgrößen der Radgondeln (für $i = 1 \dots 4$ )	Lenkwinkel der Radgondeln	$\delta_{i\_Sen}$	rad
	Raddrehzahlen	$n_{i1\_Sen}; n_{i2\_Sen}$	1/s
	Schlupf der Räder je Radgondel	$\kappa_{i1\_Sen}; \kappa_{i2\_Sen}$	–
	Schräglauf der Radgondeln	$\alpha_{i\_Sen}$	rad
	Sturzwinkel der Radgondeln	$\gamma_{i\_Sen}$	rad
	Ist-Querkräfte der Radgondeln	$F_{y\_Sen}^{RI}$	N
	Ist-Längskräfte der Radgondeln	$F_{x\_Sen}^{RI}$	N
	Radaufstandskraft der Radgondeln	$F_{z\_Sen}^{RI}$	N

## 8.2.1 Inverses Reifenmodell

### Einführung

Zur Umsetzung von Kraftvorgaben mittels eines Rad-Boden-Kontakts bedarf es einer Vorsteuerung, welche die Reifencharakteristik der Kraftübertragung invers beschreibt. Aufgrund des nichtlinearen, stationären Kraftübertragungsverhaltens des Reifens ist eine invertierte Beschreibung nicht trivial umsetzbar, da diese nach dem Schräglaufwinkel bzw. dem Umfangsschlupf des Reifens nicht eindeutig algebraisch definiert ist. ERNST (Ernst 2016 S. 38 ff) zeigt, dass die Nutzung eines Lookup-Tables (LUT) auf Basis einer Invertierung des Magic Formula Reifenmodells (Pacejka 2005) die genaueste Lösung für eine inverse Ansteuerung darstellt.

Wie Abbildung 8.5 zeigt, benötigt das reguläre Magic-Formula-Modell zur Berechnung der am Reifen angreifenden Kräfte und Momente den Schräglaufwinkel ( $\alpha$ ), den Radumfangsschlupf ( $\kappa$ ), die Radlast ( $F_z$ ) sowie den Sturzwinkel ( $\gamma$ ). Der Reifenfülldruck sowie Reifentemperatur werden hier vernachlässigt. Die am Reifen wirkenden Momente werden ebenfalls vernachlässigt, da diese für die hier dargestellte Problematik nicht relevant sind. Das Entwurfsziel ist ein inverses Reifenmodell, welches als Eingangswerte die horizontalen Reifenkräfte ( $F_x; F_y$ ), den Sturzwinkel ( $\gamma$ ) sowie die Radlast ( $F_z$ ) hat und daraus den Schräglaufwinkel ( $\alpha$ ) sowie den Radumfangsschlupf ( $\kappa$ ) berechnet.



**Abbildung 8.5: Funktion inverses Reifenmodell (Ernst 2016, S. 38)**

In Abbildung 8.6 ist die Prozesskette der Reifenmodell-Invertierung dargestellt. Zunächst wird der Zielreifen (Kapitel 6.1) am Reifenprüfstand hinsichtlich der Magic-Formula-Reifenparameteridentifikation (Pacejka 2005) vermessen und das Magic-Formula-Reifenmodell<sup>24</sup> erstellt. Das daraus entstandene Reifenmodell wird im Anschluss mit einem Satz von *amds* relevanten Eingangsgrößen beaufschlagt und die Berechnungsergebnisse abgespeichert. Diese werden dann in einer mehrdimensionalen LUT mit den zugehörigen Eingangsdaten gespeichert. Durch eine Invertierung des mehrdimensionalen LUT erfolgt die Erstellung des inversen Reifenmodells.

Im Folgenden ist die Erstellung der LUT für die Längs- und Querdynamik des Reifens im Detail dargestellt.



**Abbildung 8.6: Erstellung inverses Reifenmodell (Ernst 2016, S. 38)**

## Lookup-Table Längsdynamik

Da die Ausgabegröße des inversen Reifenmodells über eine mehrdimensionale Eingangsgröße bestimmt ist (Abbildung 8.5), müsste die vorliegende LUT theoretisch unendlich viele Einträge haben. Da dies aber nicht umsetzbar ist, stellt die LUT nur Stützstellen dar, welche im inversen Reifenmodell mehrdimensional interpoliert werden.

In Tabelle 8.5 sind die min./max. Werte sowie die Auflösung des Eingangsvektors  $([\gamma; F_z; \alpha; \kappa]^T)$  des Magic Formula Modells zur Bestimmung der Stützstellen aufgeführt. Alle Eingangsgrößen haben eine äquidistante Auflösung. Die min./max. Werte für Radlast und Sturz stützen sich auf die Extremwerte, welche sich bei Grenzfahrmanövern (z.B. Kurvenfahrt mit  $\dot{y} = 10 \text{ m/s}^2$ ) am *amds* Reifen einstellen (Kocksch 2015 S. 76 ff). Die Identifikation der Schräglaufwinkel- und Schlupf-Grenzwerte basieren auf Abschätzungen des Anwendungsbereichs im *amds*.

<sup>24</sup> Magic Formula Reifenmodell Typ 5.2.

**Tabelle 8.5 Auflösung LUT Längsdynamik (Ernst 2016, S. 40)**

Eingangsgrößen	Minimaler Wert	Maximaler Wert	Auflösung
Sturzwinkel ( $\gamma$ )	$-2^\circ$	$2^\circ$	$0,2^\circ$
Schräglaufwinkel ( $\alpha$ )	$-10^\circ$	$10^\circ$	$0,5^\circ$
Schlupf ( $\kappa$ )	$-10\%$	$10\%$	$0,8\%$
Radlast ( $F_z$ )	1 N	14 kN	100 N

### Lookup-Table Querdynamik

Die Erstellung der LUT für die Querkraft erfolgt analog (Tabelle 8.6).

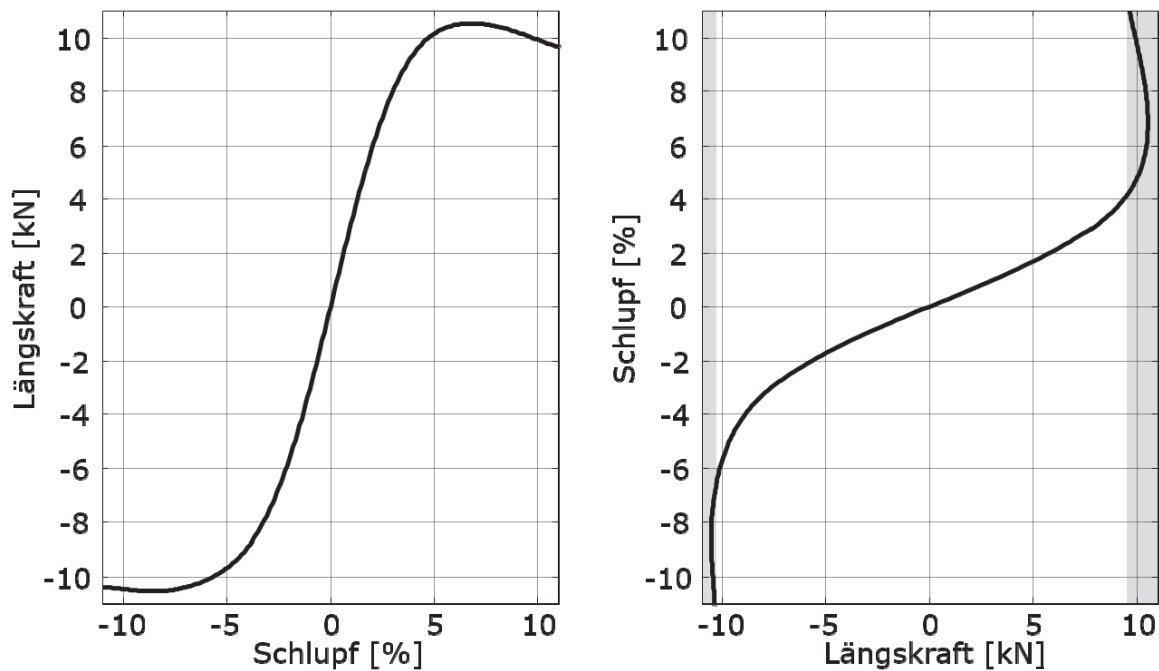
**Tabelle 8.6 Auflösung LUT Querdynamik (Ernst 2016, S. 41)**

Eingangsgrößen	Minimaler Wert	Maximaler Wert	Auflösung
Sturzwinkel ( $\gamma$ )	$-2^\circ$	$2^\circ$	$0,2^\circ$
Schräglaufwinkel ( $\alpha$ )	$-10^\circ$	$10^\circ$	$0,8^\circ$
Schlupf ( $\kappa$ )	$-10\%$	$10\%$	$0,5\%$
Radlast ( $F_z$ )	1 N	14 kN	100 N

### Modellaufbau

Für den Aufbau der LUT sind die Eingangswerte äquidistant. Dies trifft jedoch nicht auf die berechneten, zugehörigen Ergebnisse zu. Somit ist es im inversen Reifenmodell notwendig, die einem Eingangswert zugehörigen Ausgangswerte aus der invertierten LUT zu interpolieren. Liegen Eingangswerte oberhalb der LUT-Grenzen (Tabelle 8.5, Tabelle 8.6) werden die Ausgangswerte nicht extrapoliert, sondern auf die vorgegebenen Grenzen limitiert.

Es ergibt sich beispielhaft für die Längsdynamik die Schlupfkennlinie des Reifens für dessen aktuellen Betriebszustand (Abbildung 8.7). Um für eine Reifenlängskraftvorgabe ( $F_x^{Rt}$ ) den zugehörigen Schlupfwert (bzw. Ausgangsgröße) ( $\kappa_{LUT}$ ) zu interpolieren, muss die Schlupfkennlinie invertiert werden. Diese ist jedoch (grau untermalter Bereich in Abbildung 8.7) nicht eindeutig definiert. Um dennoch eine Interpolation zu ermöglichen, werden zuerst die Extremwerte der Schlupfkennlinie sowie die zugehörige Längskraft bestimmt. Für die Interpolation des Schlupfwertes der Längskraftvorgabe wird dann nur der Teil der Schlupfkennlinie zwischen den Extrema genutzt, in dem die Funktion eindeutig definiert ist. Befindet sich die Längskraftvorgabe außerhalb der Extrema, wird die Ausgabegröße des Schlupfs auf den überschrittenen Grenzwert reduziert.



**Abbildung 8.7:** links: Interpolierte Schlupfkennlinie; rechts: inverse Schlupfkennlinie (Ernst 2016, S. 43)

Die Ausgabegröße des Umfangsschlupfs wird für die Reifensteuerung noch in eine Drehzahlvorgabe ( $n_{i\_vs}$ ) umgewandelt. Dazu wird neben dem Schlupf, nach Formel (8.25), der dynamische Reifenradius in Abhängigkeit der Radlast ( $r_{dyn}(F_{z\_Sen}^{Ri})$ ) sowie die gemessene Längsgeschwindigkeit des Reifens ( $\dot{x}_{Sen}^{Ri}$ ) genutzt.

$$n_{i\_vs} = \frac{\dot{x}_{Sen}^{Ri} \cdot (1 + \kappa_{LUT})}{r_{dyn}(F_{z\_Sen}^{Ri})} \quad (8.25)$$

Das inverse Reifenmodell für die Querdynamik des Reifens ist analog zur Längsdynamik aufgebaut. Eingangs wird die Schräglaufwinkelkennlinie des Reifens für dessen aktuellen Betriebszustand bestimmt. Für die Nutzung der interpolierten Schräglaufwinkelkennlinie im inversen Reifenmodell werden ebenfalls die Extrema der Schräglaufwinkelkennlinien ermittelt. Zur Berechnung des Schräglaufwinkels aus der Reifenquerkraftvorgabe ( $F_y^{Ri}$ ) wird analog nur der Bereich zwischen den Extrema für die Interpolation verwendet sowie die Ausgangswerte auf die Grenzwertvorgaben reduziert.

## 8.2.2 Vorgesteuert kaskadierte Regelung

### Longitudinal

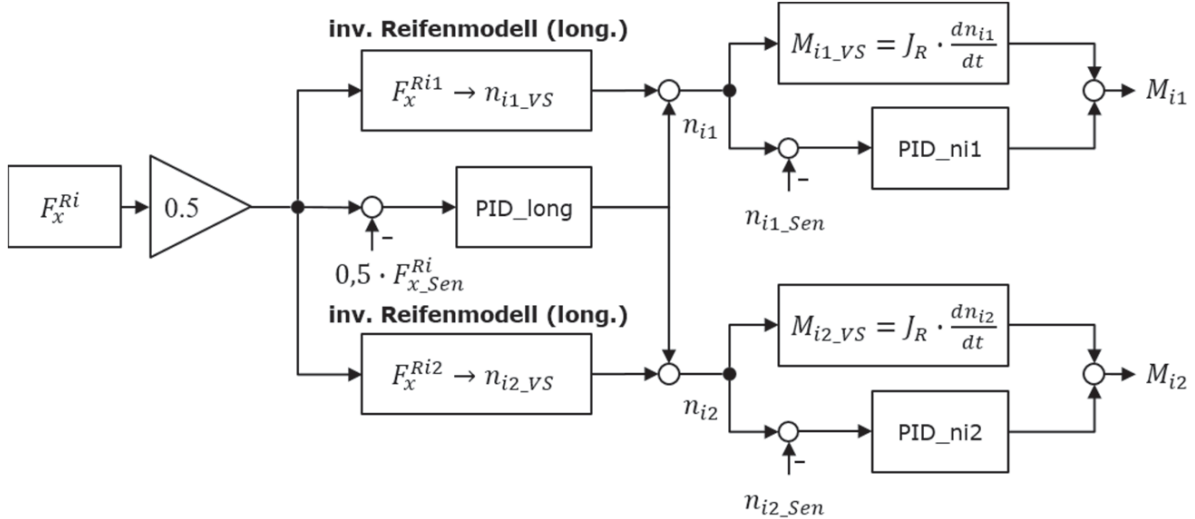


Abbildung 8.8: UA longitudinal

Die Längskraftvorgabe ( $F_x^{Ri}$ ) der Radgondel wird über zwei identische, jedoch unabhängige kaskadierte Regelkreise umgesetzt (Abbildung 8.8). Die Vorgabe der Radgondel wird jeweils zur Hälfte auf die Regelkreise bzw. die einzelnen Räder aufgeteilt. Eine kaskadierte Auslegung des longitudinalen UA ist notwendig, da die Momentenvorgabe als benötigte Eingangsgröße für die Antriebsmotoren nicht direkt über das inverse Reifenmodell bestimmt werden kann.

Die äußere Kaskade des Regelkreises bestimmt die Raddrehzahlen ( $n_{i1}; n_{i2}$ ) der Radgondel  $i$ . Als Vorsteuerung nutzt jedes Rad ein separates inverses Reifenmodell. Hinzukommend ist ein PID-Regler parallelgeschaltet, dessen Ausgabe zu beiden Vorsteuergrößen des inversen Reifenmodelles addiert wird. Die Regelabweichung ist die Differenz der halben Längskraftvorgabe des VA ( $F_x^{Ri}$ ) und der am *amds* gemessenen halben Ist-Längskraft der Radgondel ( $F_{x_Sen}^{Ri}$ ). Der Regler kompensiert in Kombination mit der Vorsteuerung hauptsächlich Fehler in der Raddrehzahlbestimmung, welche aufgrund etwaiger Ungenauigkeiten der LUT sowie des vernachlässigten, longitudinalen transienten Reifenverhaltens auftreten können.

Die innere Kaskade ist in Form einer vorgesteuerten Regelung umgesetzt, welche die Antriebsmomente stellt. Im Gegensatz zu der äußeren Kaskade sind die PID-Regler hier unabhängig voneinander. Parallel geschaltet ist eine einfache Vorsteuerung, welche nach Formel (8.26) die auf das Rad reduzierten rotatorischen Trägheiten des Antriebs kompensiert.

$$M_{i1\_VS} = J_R \cdot \frac{dn_{i1}}{dt}; M_{i2\_VS} = J_R \cdot \frac{dn_{i2}}{dt} \quad (8.26)$$

Mittels der Regelung wird hinzukommend das notwendige Moment gestellt, welches zur Umsetzung der Raddrehzahlvorgabe ( $n_{i1}; n_{i2}$ ) der äußeren Kaskade benötigt wird.

## Lateral

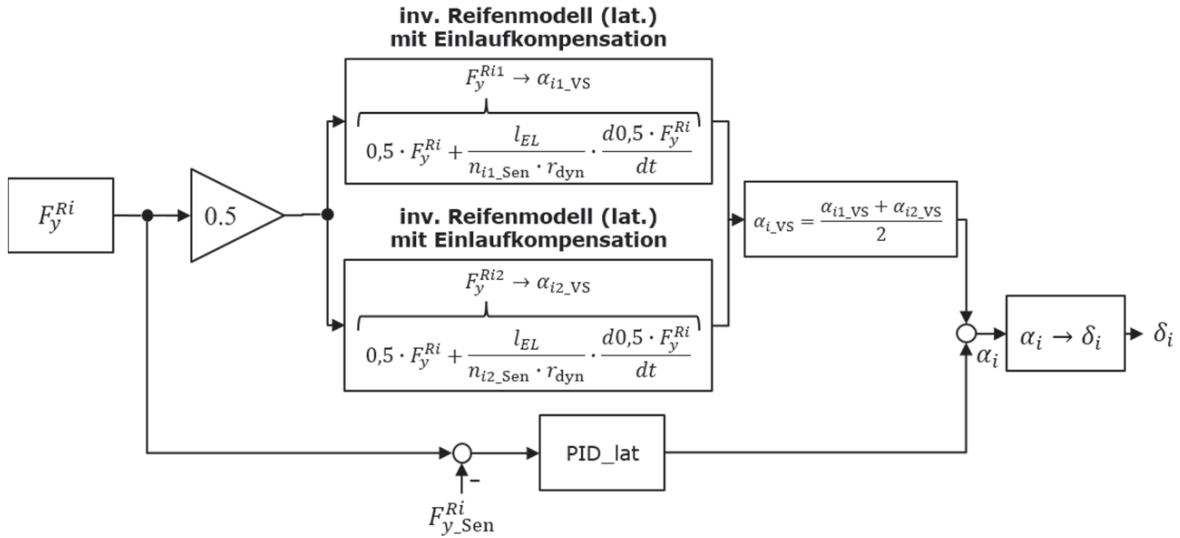


Abbildung 8.9: UA lateral

Im lateralen UA wird ein einfacher, vorgesteuerter Regelkreis genutzt (Abbildung 8.9). Die Eingangsgröße ist die VA Querkraftvorgabe ( $F_y^{Ri}$ ) und die Ausgangsgröße der Sollschräglaufwinkel ( $\alpha_i$ ) bzw. daraus resultierende Lenkwinkel ( $\delta_i$ ) der jeweiligen Radgondel.

Als Vorsteuerung wird für jedes Rad ein einzelnes, inverses laterales Reifenmodell genutzt. Somit ist es möglich, potenzielle Raddrehzahlunterschiede ( $n_{i1\_Sen}, n_{i2\_Sen}$ ) in der Berechnung zu berücksichtigen. Zur Kompensation des Reifeneinlaufverhaltens (Kapitel 5.1) wird die vereinfacht halbierte Querkraftvorgabe ( $F_y^{Ri}$ ) je Rad um einen Einlaufkompensationsanteil auf ( $F_y^{Ri1}, F_y^{Ri2}$ ) erweitert.

$$F_y^{Ri1} = 0,5 \cdot F_y^{Ri} + \frac{l_{EL}}{n_{i1\_Sen} \cdot r_{dyn}} \cdot \frac{d0,5 \cdot F_y^{Ri}}{dt} \quad (8.27)$$

$$F_y^{Ri2} = 0,5 \cdot F_y^{Ri} + \frac{l_{EL}}{n_{i2\_Sen} \cdot r_{dyn}} \cdot \frac{d0,5 \cdot F_y^{Ri}}{dt} \quad (8.28)$$

Aus den Schräglaufwinkelvorgaben der einzelnen Reifen ( $\alpha_{i1\_VS}, \alpha_{i2\_VS}$ ) wird darauffolgend der arithmetische Mittelwert ( $\alpha_{i\_VS}$ ) gebildet, welcher die Ausgabe der Vorsteuerung ist. Zu der Ausgabe addiert wird die Stellgröße des parallelen Reglers, dessen Regelabweichung die Differenz der VA Querkraftvorgabe ( $F_y^{Ri}$ ) und der Gondelquerkraft ( $F_{y\_Sen}^{Ri}$ ) ist. Es resultiert die Schräglaufwinkelvorgabe ( $\alpha_i$ ).

Zur Berechnung des Gondellenkwinkels ( $\delta_i$ ) durch die Schräglaufwinkelvorgabe ( $\alpha_i$ ) können zwei unterschiedliche Varianten genutzt werden.

Variante 1 (Abbildung 8.10 links):

Der zu stellende Gondellenkwinkel ( $\delta_i$ ) berechnet sich über die Summe des Ist-Lenkwinkels der Radgondel ( $\delta_{i\_Sen}$ ) und der Differenz aus Schräglaufwinkelvorgabe ( $\alpha_i$ ) und Ist-Schräglaufwinkel ( $\alpha_{i\_Sen}$ ).

$$\delta_i = \delta_{i\_Sen} + \alpha_i - \alpha_{ist} \quad (8.29)$$

Variante 2 (Abbildung 8.10 rechts):

Der zu stellende Gondellenwinkel ( $\delta_i$ ) wird über die Geschwindigkeitsvektoren ( $\underline{v}_{\text{Sen}}^{Ri}$ ) und den daraus ableitbaren Radgondelgeschwindigkeitswinkel ( $\delta_{v\_Sen}$ ) bestimmt. Die Summe aus diesem und der Schräglaufwinkelvorgabe ( $\alpha_i$ ) ergibt den Gondellenwinkel ( $\delta_i$ ).

$$\delta_i = \delta_{v\_Sen} + \alpha_i \quad (8.30)$$

Die Berechnung von Variante 1 ist zu priorisieren, wenn der Ist-Schräglauf direkt messbar ist (z.B. in der Simulation).

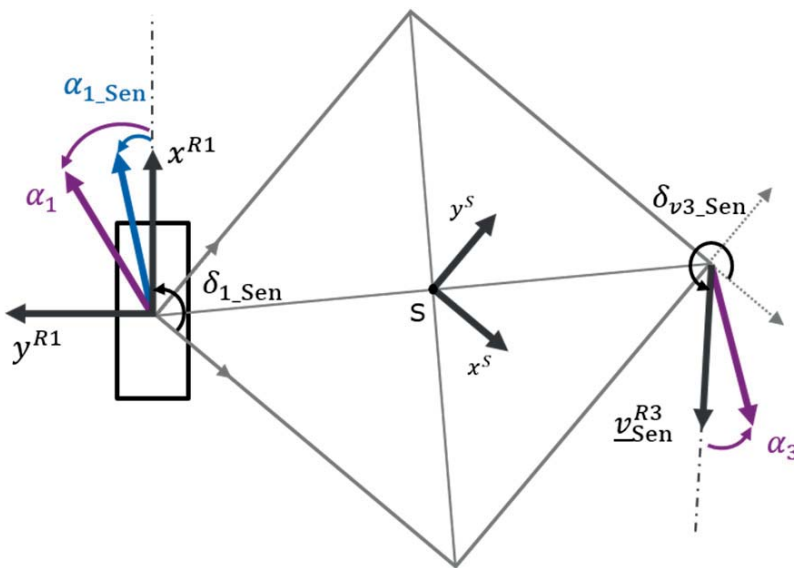


Abbildung 8.10: Lenkwinkelberechnung (Ernst 2016, S. 53 f)

## 8.3 Ergebnis

Im Folgenden wird der *MC* hinsichtlich der Abbildungsgüte validiert. Hierzu werden zunächst die Längs- und Querdynamik einzeln betrachtet (Untersuchung des *UA*) und anschließend die kombinierte Dynamik des Systems (Untersuchung des gekoppelten *VA* und *UA*). Die Untersuchungen erfolgen mittels einer rein translatorischen Bewegungsvorgabe, bzw. ohne die Überlagerung der Rotation des *MF*.

Die Untersuchungen wurden am MKS-Modell (Kapitel 6.4.1) in der Diplomarbeit von ERNST (Ernst 2016) durchgeführt.

### 8.3.1 Längsdynamik

Zur Verifizierung der Längsdynamikumsetzung wird das System mit einer Längsdynamikvorgabe beaufschlagt, die einer Rampenfunktion mit einer Schwellzeit von 100 ms und einer Kraftvorgabe von  $F_x^{R1;2} = 3500 \text{ N}$  an den Vorderachsgondeln und  $F_x^{R3;4} = 5250 \text{ N}$  an den Hinterachsgondeln (Annahme einer Radlasterhöhung von 1,2) bei einer x-Ausrichtung des *amds* entspricht. Die Kraftvorgabe bewirkt eine Längsbeschleunigung von  $\dot{x}^S \approx 5 \text{ m/s}^2$ .

Die Untersuchung erfolgt zuerst rein vorgesteuert, dann mit aktivierten Reglern. Die Reglerauslegung erfolgt empirisch und hat die folgenden Reglerparameter zum Ergebnis:

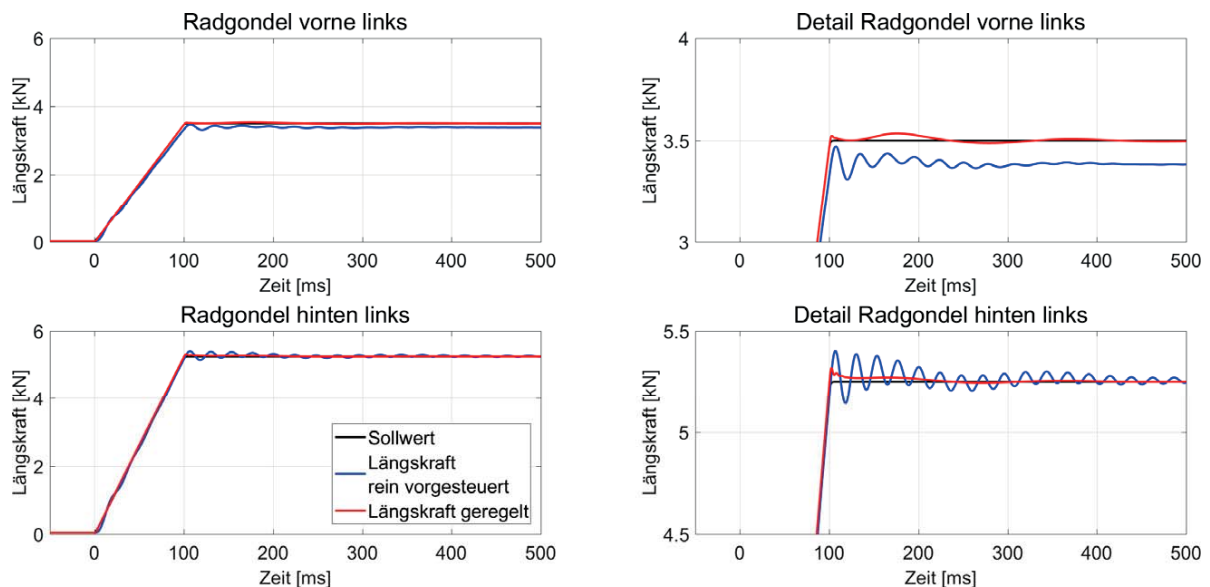


**Tabelle 8.7: Reglerparametrierung  $UA\_long$  (Ernst 2016, S. 58)**

	<b>PID_long</b>	<b>PID_ni</b>
P-Anteil [-]	$1 \cdot 10^{-3}$	1000
I-Anteil [1/s]	$5 \cdot 10^{-2}$	4000
D-Anteil [s]	$1 \cdot 10^{-7}$	10

In Abbildung 8.11 sind die Kraftvorgaben an den Radgondeln und die umgesetzten Kräfte der reinen Vorsteuerung sowie des geregelten Systems dargestellt.

An der vorderen linken Radgondel (analog rechte Radgondel) stellt sich im rein vorgesteuerten System eine vernachlässigbar kleine, konstante Abweichung zur Vorgabe von ca. 120 N ein. Des Weiteren schwingt die umgesetzte Radgondelkraft an der vorderen sowie hinteren Gondel. Über den Einsatz des Reglers können die statischen Abweichungen kompensiert und der dynamische Einschwingvorgang bedämpft werden.

**Abbildung 8.11: Längskrafttrampe (Ernst 2016, S. 57)**

### 8.3.2 Querdynamik

Analog zur Längsdynamik erfolgt die Verifizierung der Querdynamikumsetzung. Der *amds* fährt in x-Ausrichtung und hat eine Ausgangslängsgeschwindigkeit von  $\dot{x}^S = 10$  m/s, welche über die Untersuchung konstant bleibt. Die Kraftvorgabe an der Gondel in Querrichtung ist eine Rampenfunktion mit der Schwellzeit von 100 ms und der Querkraftvorgabe von  $F_y^{R1-4} = 500$  N an den kurveninneren sowie -äußeren Radgondeln.

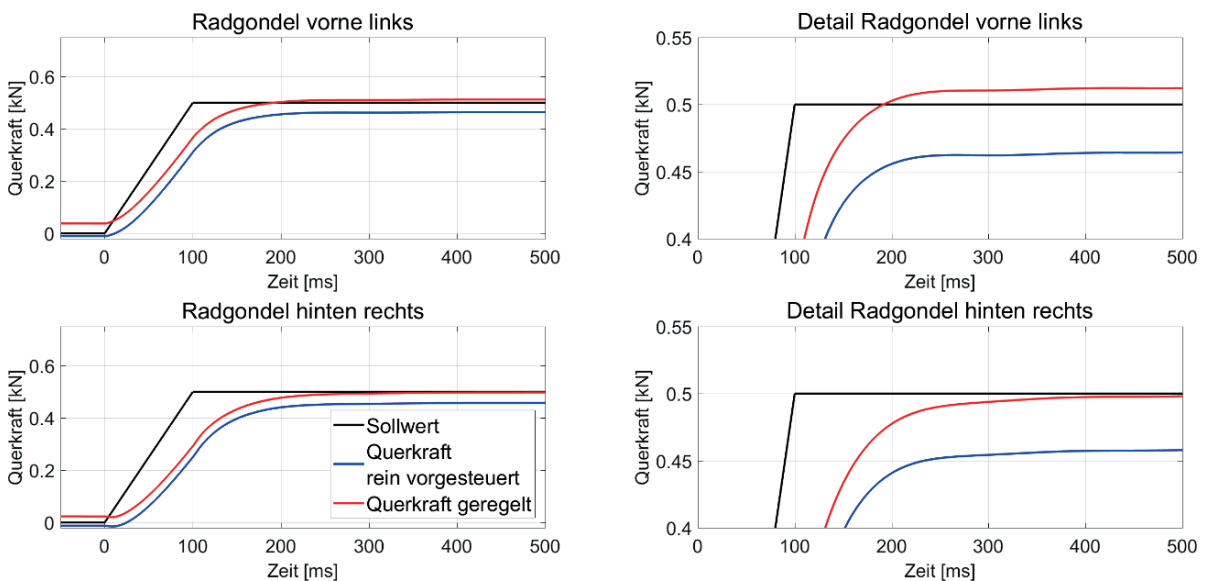
Die Reglerauslegung erfolgt empirisch und hat die folgenden Reglerparameter zum Ergebnis:

**Tabelle 8.8: Reglerparametrierung UA\_lat (Ernst 2016, S. 61)**

	PID_lat
P-Anteil [-]	$1 \cdot 10^{-7}$
I-Anteil [1/s]	$1 \cdot 10^{-6}$
D-Anteil [s]	$2 \cdot 10^{-8}$

Die Abbildung 8.12 zeigt die Kraftvorgaben sowie die Systemantworten für das vorgesteuerte und das geregelte System an der hinteren, rechten sowie vorderen, linken Radgondel. Im Gegensatz zur Längskraftuntersuchung ist eine hohe Verzugszeit im Ansprechverhalten des vorgesteuerten Systems zu erkennen. Des Weiteren stellt sich eine statische Abweichung von ca. 40 N ein. Die Effekte der statischen Abweichung sowie des dynamischen Kraftaufbaus können mittels der Reglerstruktur zu einem erheblichen Teil kompensiert werden.

Kritischer zu beurteilen ist hingegen die Abweichung der geregelten Querkraft bei einer 0 N Vorgabe vor dem Querkraftsprung. Begründet ist diese Abweichung durch die fehlende Rückkopplung unter den einzelnen Reglern. Zwar schwingen die Regler sich gegeneinander nicht auf, aber es kommt zu einer statischen Abweichung. In der folgenden Untersuchung der kombinierten Bewegung (Kapitel 8.3.3) fällt dieser Effekt jedoch nicht mehr negativ ins Gewicht, bzw. ist zu vernachlässigen.

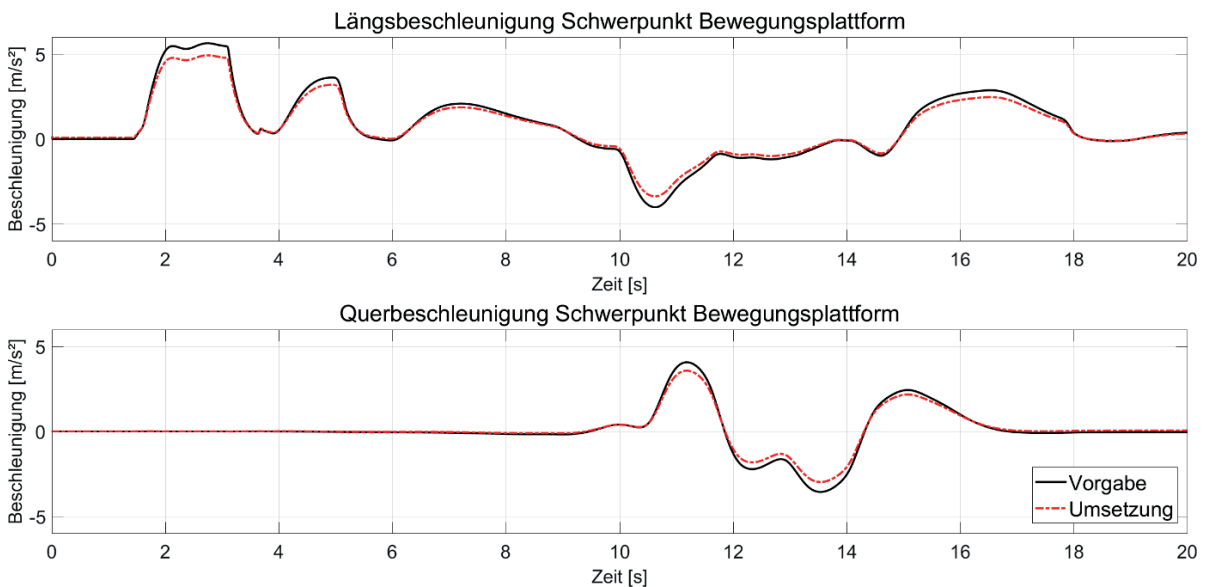


**Abbildung 8.12: Querkrafttrampe (Ernst 2016, S. 61)**

### 8.3.3 Kombinierte Bewegungen

Zur Untersuchung der kombinierten Bewegung wird der geschlossene *MC*-Algorithmus (*VA* und *UA*) genutzt, jedoch entfällt der *MF* für eine verständlichere Ergebnisdiskussion (keine Skalierung/ Manipulation der Eingangsdaten). Der *MC* erhält als Eingangsgrößen die Beschleunigungsdaten aus einem doppelten Spurwechsel-Fahrmanöver<sup>25</sup> mit einem vorgelagerten Anfahrvorgang auf 17 m/s. Die horizontal translatorischen Eingangsgrößen des *VA* ( $\ddot{x}_{MF}^S; \ddot{y}_{MF}^S$ ) entsprechen, aufgrund des entfallenen *MF*, direkt den Beschleunigungen des Fahrzeug-SP (Abbildung 8.13).

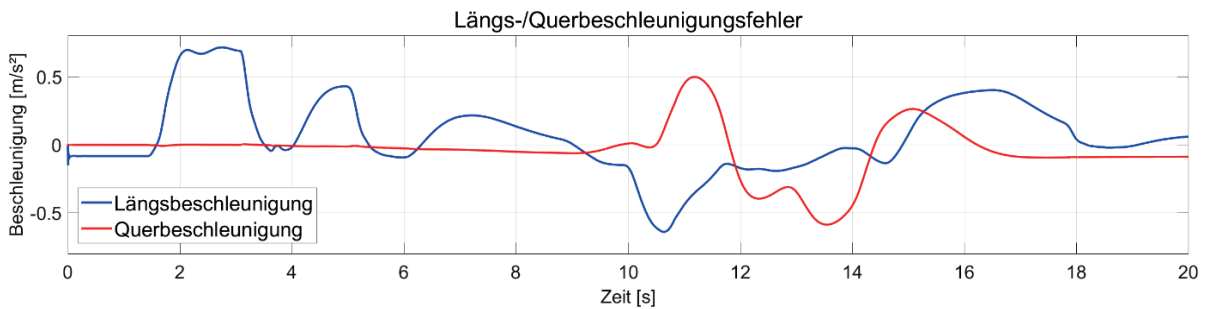
Die Gierrate des Fahrzeugs wird bewusst vernachlässigt, da diese ausschließlich über den zusätzlichen Gier-Fhg dargestellt wird. Somit ist die Vorgabe der Gierrate  $\dot{\psi}_{MF}^S = 0$  rad/s.



**Abbildung 8.13: Kombinierte Bewegung; Beschleunigungsvorgabe und -umsetzung (Ernst 2016, S. 66)**

Die Güte des *VA* und *UA* des *amds* ist über die Genauigkeit der Umsetzung der horizontalen Soll-Beschleunigungsvorgaben definiert (siehe Abbildung 8.13). Zu erkennen ist, dass die Umsetzung der Vorgabe nahezu dekungsgleich folgt. Vor allem in den Beschleunigungsspitzen gibt es jedoch Abweichungen in der Längsbeschleunigung von ca.  $-0,7$  m/s<sup>2</sup> bis  $0,8$  m/s<sup>2</sup> sowie in der Querschleunigung von ca.  $-0,6$  m/s<sup>2</sup> bis  $0,5$  m/s<sup>2</sup>. In Abbildung 8.14 ist der Fehler von Längs- und Querschleunigungsumsetzung dargestellt.

<sup>25</sup> IPG CarMaker: Beispielfahrzeug ist eine Limousine der oberen Mittelklasse



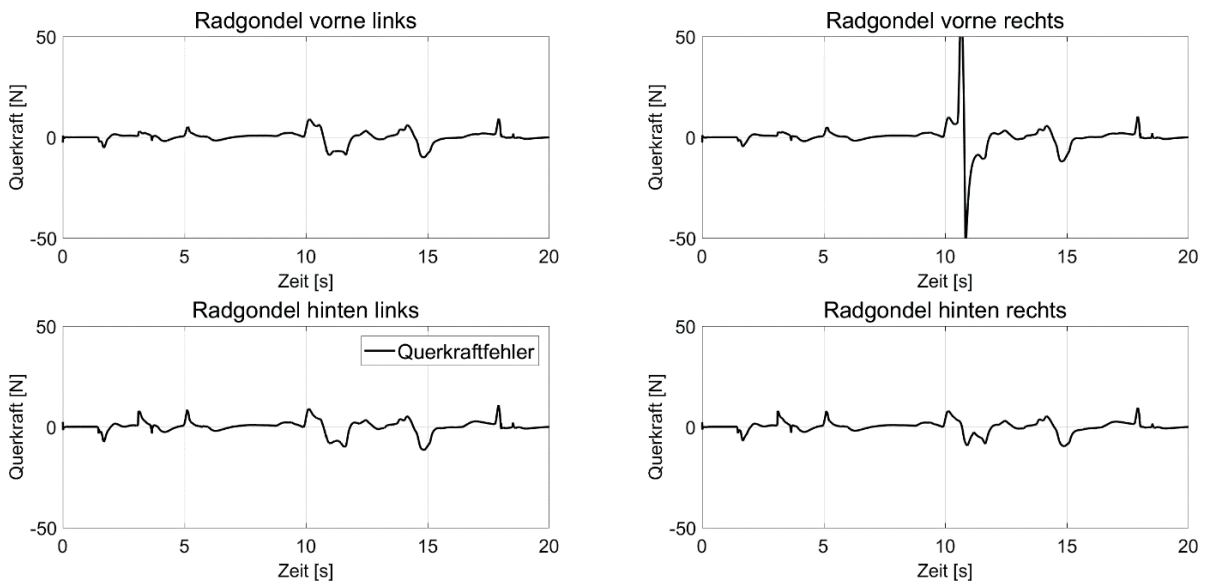
**Abbildung 8.14: Kombinierte Bewegung; Längs- und Querbeschleunigungsfehler (Ernst 2016)**

Um zu analysieren, ob die Fehlerquelle der Darstellungsungenauigkeit im  $VA$  oder  $UA$  liegt, wird die Umsetzung der Kraftvorgabe an den Radgondeln im Folgenden gesondert betrachtet.

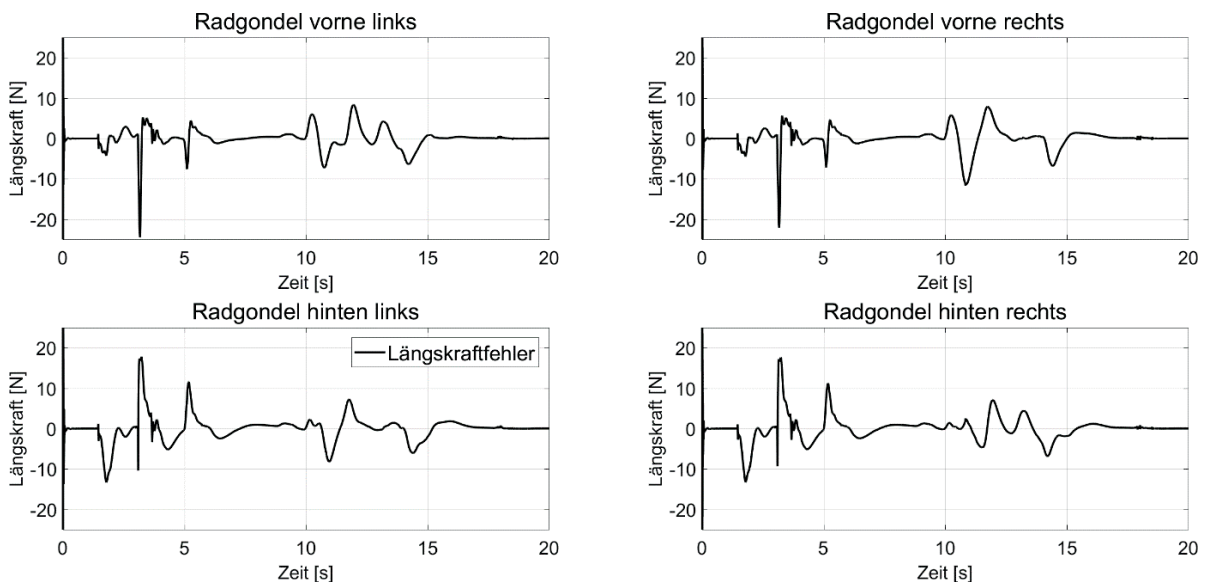
In Abbildung 8.15 und Abbildung 8.16 ist der Fehler in der Längs-/Querkräftumsetzung abgebildet. Die Abbildungen der Gesamtkraftvorgabe und Umsetzung sind zur Vollständigkeit in Anhang L dargestellt.

Für die Querkräftumsetzung stellt sich an den Radgondeln eine maximale Abweichung von  $\pm 10\text{ N}$  ein. Davon ausgenommen ist die Radgondel vorne rechts. An dieser tritt kurzzeitig eine Abweichung von  $-50\text{ N}$  bis  $60\text{ N}$  auf. Bezogen auf die absolute Größe der Querkraftvorgabe liegt der Fehler unter 1%, was vernachlässigbar klein ist.

Analog zu den Querkräften liegt der Fehler in der Längskraftumsetzung im Bereich weniger Newton. Aufgrund der Größe der umzusetzenden Längskräfte im Bereich mehrerer Kilonewton sind diese Abweichungen ebenfalls vernachlässigbar.



**Abbildung 8.15: Kombinierte Bewegung; Querkräftfehler (Ernst 2016)**

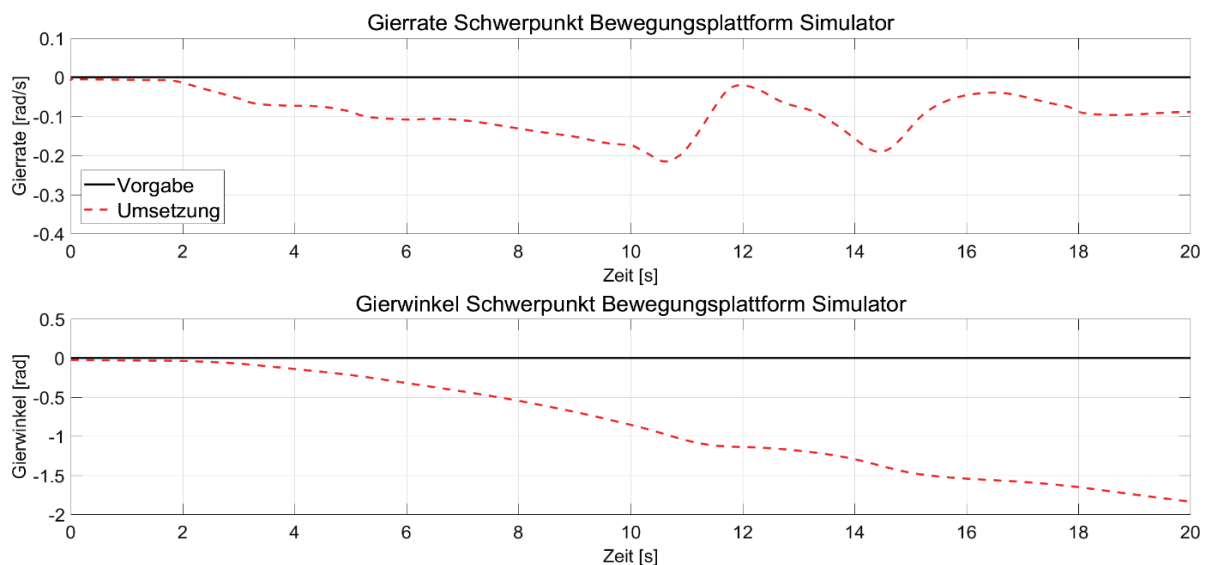


**Abbildung 8.16: Kombinierte Bewegung; Längskraftfehler (Ernst 2016)**

Da der Fehler in der Kraftumsetzung in einem vernachlässigbar geringen Bereich liegt, ist deren Einfluss auf die Beschleunigungsabweichungen (Abbildung 8.14) ebenfalls vernachlässigbar. Somit ist der Fehler in der Beschleunigungsumsetzung auf den VA zurückzuführen. Da dieser ein rein vorgesteuertes System ist, können etwaige Störeinflüsse sowie Modellierungungenauigkeiten nicht kompensiert werden.

In Abbildung 8.17 ist die Gierbewegung (Gierrate und Gierwinkel) der Bewegungsplattform des *amds* dargestellt. Für die Untersuchung wird, wie bereits beschrieben, eine Gierrate von  $\dot{\psi}_{MF}^S = 0$  rad/s und ein resultierend konstanter Gierwinkel von  $\psi^S = 0$  vorgegeben. Jedoch weichen beide Werte in der Betrachtung von der Soll-Ist-Bewegung des *amds* deutlich ab.

Im konzipierten VA wird die korrekte Umsetzung der horizontalen Beschleunigungen gegenüber der Gierbewegung priorisiert. Daher sind Abweichungen im Gierverhalten des *amds* zu erwarten. Jedoch kann die Gierfehlbewegung über den zusätzlichen Gier-Fhg kompensiert werden. Dennoch bedarf es einer Verbesserung des VA hinsichtlich der Gierbewegung.



**Abbildung 8.17: Kombinierte Bewegung; Gierrate und -winkel (Ernst 2016, S. 67)**



Mittels des *MC*, welches sich aus *VA* und *UA* zusammensetzt, können gewünschte Beschleunigungsvorgaben auf die 4 Radgondeln aufgeteilt und umgesetzt werden. Dabei ist die Umsetzung der Kraftvorgabe durch den *UA* bereits äußerst genau. Der *VA* hingegen zeigt noch Unzulänglichkeiten auf, welche sich in einem geringfügigen, aber nicht vernachlässigbaren Fehler der Beschleunigungsumsetzung sowie der Gierbewegung bemerkbar machen.



## 9 Sicherheit

Im Gegensatz zu herkömmlichen dynamischen Fahr simulatoren, welche als Hexapod (Kapitel 4.1.1) oder als Schienensystem (Kapitel 4.1.2) ausgeführt sind, besitzt der *amds* keine feste Kopplung zu seiner Umwelt. Für das sichere Betreiben des *amds* muss damit gewährleistet sein, dass dieser die Grenzen der vorgegebenen Fahrfläche niemals überschreitet und eine sichere Stillsetzung (Nothalt) stets möglich ist. Im folgenden Kapitel wird einerseits das allgemeine Sicherheitskonzept beschrieben sowie die technische Umsetzung des Nothalts. Des Weiteren wird die Probandensicherheit im Falle eines Nothalts untersucht.

### 9.1 Sicherheitskonzept

Zum sicheren Einhalten der Fahrfläche ist diese in 3 Zonen aufgeteilt (Abbildung 9.1), welche wie folgt definiert sind:

1. Betriebszone  
Normalbetrieb des *amds* über den *MF*
2. Ausweichzone  
Rückführung des *amds* auf die Betriebszone mit anschließendem Stillstand bzw. Rückführung auf einem definierten Ausgangspunkt
3. Nothaltzone  
Es erfolgt unverzüglich und unabhängig sonstiger Systemzustände ein Nothalt des *amds*

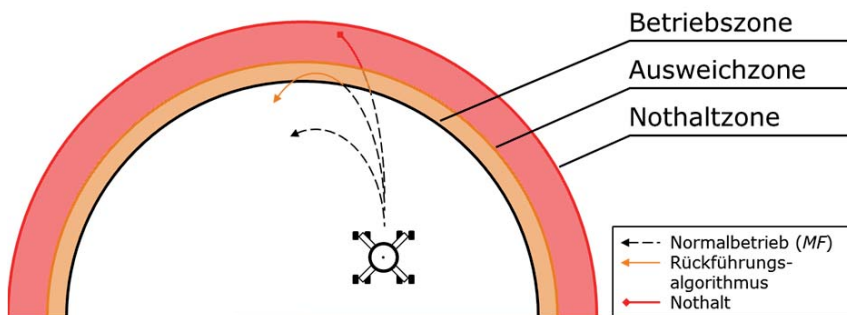


Abbildung 9.1: Zonen der Fahrfläche

Neben dem Herausfahren aus der Betriebszone in die Ausweich- bzw. Nothaltzone können noch weitere Auslösemechanismen den *amds* in einen sicherheitsrelevanten Betriebszustand versetzen.

1. Herunterfahren (int./ext.)  
Das ordnungsgemäße Herunterfahren des *amds* über ein externes Signal (z.B. Steuerpult) oder internes Signal (z.B. *amds* Cockpit).
2. Störfall  
Ausfall / Defekt eines sicherheitsunkritischen elektrischen / mechanischen Bauteils oder Betriebssoftware
3. Havariefall  
Ausfall / Defekt eines sicherheitskritischen elektrischen / mechanischen Bauteils oder Betriebssoftware
4. Not-Aus (int./ext.)  
Auslösen eines Not-Aus Schalters am Steuerpult (ext.), am *amds* (int.) oder im *amds* Cockpit (int.)

In Tabelle 9.1 sind die Auslösemechanismen nochmals überblicksmäßig aufgeführt.



**Tabelle 9.1: Sicherheitszustände**

		Auslösemechanismen						
		Zonen			Herunterfahren (int./ext.)	Störfall	Havariefall	Not-Aus (int./ext.)
Betriebszustand		Betriebszone	Ausweichzone	Nothaltzone				
		Normalbetrieb ( <i>MF</i> ) [ <i>amds</i> ist aktiv]	X					
		Rückführungs- algorithmus [ <i>amds</i> ist aktiv]		X		X	X	
	Nothalt [ <i>amds</i> ist passiv]			X			X	

Im Betriebszustand Normalbetrieb wird der *amds* regulär (siehe Kapitel 7 und 8) betrieben. Hierbei berechnet der *MF* seine Bewegungsvorgaben so, dass der *amds* innerhalb der Grenzen der Betriebszone verbleibt.

Wenn der *amds* in den Betriebszustand Rückführungsalgorithmus übergeht, wird die Eingabe des *MF* ignoriert und ein spezieller Trajektorienplanungsalgorithmus übernimmt die Systemsteuerung. Dieser führt, wenn nötig, den *amds* durch einen gezielten Brems-/Lenkeingriff auf die Betriebszone zurück und stoppt diesen im Anschluss bzw. führt ihn auf eine definierte Ausgangsposition (z.B. Probandzuzug) zurück. Die Auslegung des Algorithmus ist nicht Teil der vorliegenden Arbeit.

Der Betriebszustand Nothalt schaltet das komplette Bewegungssystem des *amds* spannungsfrei. Somit kann auch in Havariefällen sichergestellt werden, dass aus eventuellen Soft-/Hardwareausfällen sowie Bauteilbeschädigungen keine unprognostizierbare Gefahr resultiert.

Eine grafische Darstellung der Soft-/Hardwarestruktur sowie der darin eingebundenen Sicherheitsebenen, ist dem Anhang M zu entnehmen.

## 9.2 Nothaltssystem

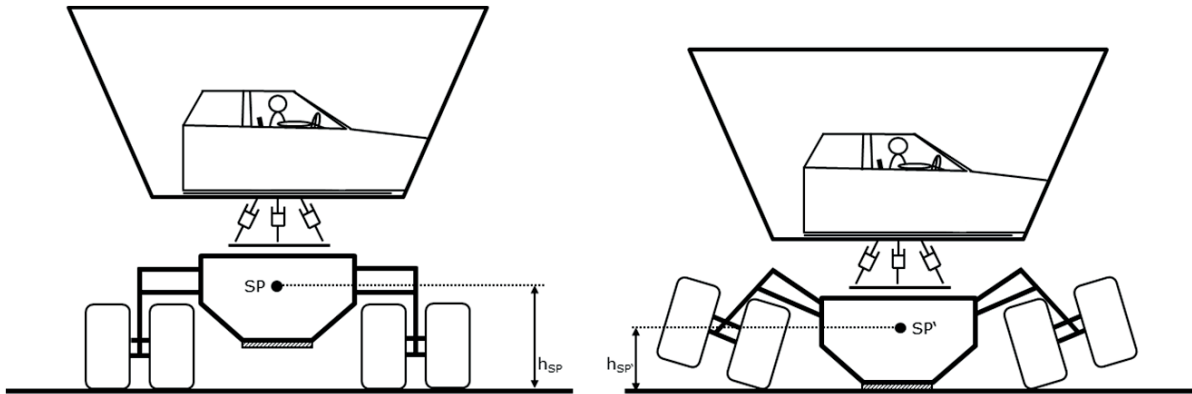
Um den *amds* bei einem Nothalt möglichst schnell stillzusetzen, bedarf es eines speziellen Notbremsystems. Der Aufbau und die Funktion des Bremssystems werden im folgenden Kapitel beschrieben.

Die Inhalte des folgenden Kapitels wurden in der Diplomarbeit von DZIUBA (Dziuba 2016) konzipiert.



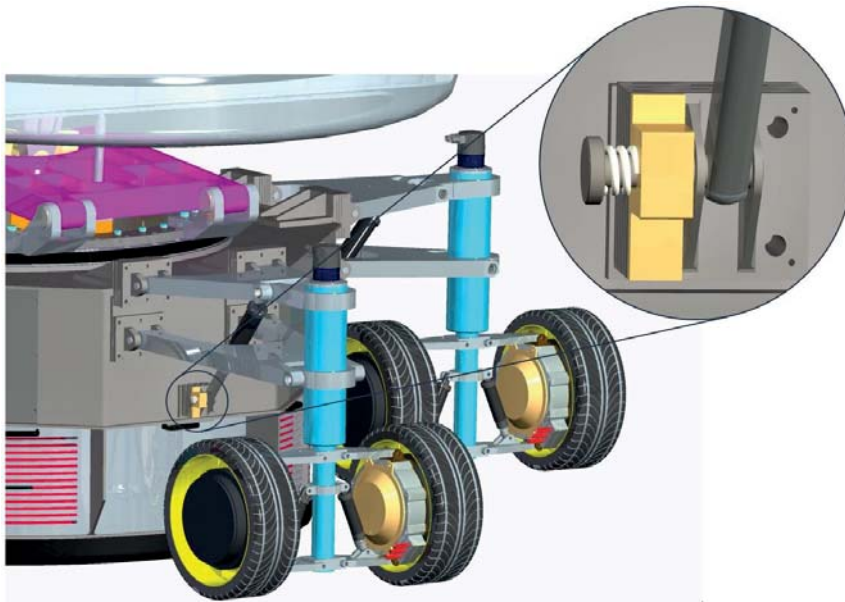
## 9.2.1 Technische Umsetzung

Die Umsetzung des Nothalts erfolgt über die Absenkung des *amds*, bis dessen Bodenplatte auf der Fahrfläche aufliegt. Über die daraus resultierende Reibpaarung erfolgt die Bremsung des Systems (Abbildung 9.2). Am Boden des *amds* ist hierfür ein Reibbelag mit hohem Reibwertkoeffizienten ( $\mu_{NH}$ ) angebracht.



**Abbildung 9.2: Prinzip des Absenkens (links: Normalfahrt; rechts: Nothalt)**

Die Auslösung der Bremsung bzw. der Absenkung erfolgt über das Lösen der Feder-/Dämpferelemente an der Bewegungsplattform (Abbildung 9.3). Somit können die Radgondelkräfte nicht mehr an der Bewegungsplattform abgestützt werden und in Folge dessen setzt sich der *amds* ab. Sobald die Absenkung abgeschlossen ist, werden die Feder-/Dämpferelemente wieder arretiert, womit diese nicht weiter einklappen können und die Radgondeln die Abstützbasis des Kippmoments vergrößern (nicht in Abbildung 9.3 dargestellt). Hinzukommend wird durch die Absenkung die Schwerpunkthöhe ( $h_{SP} \rightarrow h_{SP'}$ ) reduziert, was wiederum die Kippgefahr verringert.



**Abbildung 9.3: Beispielhafte Umsetzung der Absenkungsauslösung (ohne Arretierung) (Dziuba 2016, S. 53)**



## 9.2.2 Kippsicherheit

Die kritische Auslegungsgröße der maximalen Bremsverzögerung bei einem Nothalt ist die Kippsicherheit des *amds*. Die Kippsicherheit muss immer und unter allen Umständen gewährleistet sein.

Auf Basis der Geometrie Größen des *amds* (Kapitel 6.1), der Berechnung der Kippsicherheit (Anhang E) sowie einer angenommenen Schwerpunktabsenkung ( $\Delta h_{SP} = h_{SP} - h_{SP'} = 0,25 \text{ m}$ ) ergibt sich folgender, formelmäßiger Zusammenhang:

$$a_{NH_{\max}} = \frac{g}{h_{SP'}} \cdot \sqrt{\frac{1}{2} l_{\text{Arm}}} = \underline{21,34 \text{ m/s}^2} \quad (9.1)$$

Spurbreite (x-Ausrichtung):  $l_{\text{Arm}} = 2 \text{ m}$

Schwerpunkthöhe:  $h_{SP'} = 0,65 \text{ m}$

Daraus berechnet sich der maximal umsetzbare Reibwertkoeffizient ( $\mu_{NH}$ ) der Boden-Reibbelagspaarung wie folgt:

$$\mu_{NH} = \frac{a_{NH_{\max}}}{g} = \underline{2,18} \quad (9.2)$$

## 9.2.3 Bremsweg

Zur bestmöglichen Nutzung der Fahrfläche muss der Anhalteweg des Nothalts möglichst kurz gehalten werden. Der Anhalteweg des Nothalts ( $s_{NH}$ ) setzt sich vereinfacht aus dem resultierenden Weg der Ansprechzeit ( $s_A$ ) sowie Verzögerungszeit ( $s_V$ ) des *amds* zusammen. Hierbei sind die Schwellzeit und die Reaktionszeit der Aktoren während des Bremsvorganges vernachlässigt.

Die Ansprechzeit entspricht der Zeit, welcher der *amds* beim Absenken bis zum Bodenkontakt benötigt und ist wie folgt beschrieben:

$$s_A = v_t^S \cdot t_A = v_t^S \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta h_{SP}}{g}} \quad (9.3)$$

Die Berechnung des Verzögerungswegs erfolgt über den Energieerhaltungssatz. Bis der *amds* zum Stillstand kommt, muss die Summe aus translatorischer ( $E_{\text{trans}}$ ) und rotatorischer ( $E_{\text{rot}}$ ) kinetischer Energie der Energie des Nothalt-Bremswegs ( $E_{NH}$ ) entsprechen.

$$E_{\text{trans}} = m_{\text{amds}} \cdot \frac{v_t^S{}^2}{2} \quad (9.4)$$

$$E_{\text{rot}} = J_{SP} \cdot \frac{\dot{\psi}^2}{2} \quad (9.5)$$

$$E_{NH} = m_{\text{amds}} \cdot g \cdot \mu_{NH} \cdot s_V \quad (9.6)$$

$$E_{NH} = E_{\text{trans}} + E_{\text{rot}} \rightarrow s_V = \frac{m_{\text{amds}} \cdot v_t^S{}^2 + J_{SP} \cdot \dot{\psi}^2}{2 \cdot m_{\text{amds}} \cdot g \cdot \mu_{NH}} \quad (9.7)$$

Hieraus kann der Anhalteweg für einen Nothalt ( $s_{\text{NH}}$ ) bestimmt werden:

$$s_{\text{NH}} = s_{\text{A}} + s_{\text{V}} = v_{\text{t}}^{\text{s}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta h_{\text{SP}}}{g} + \frac{m_{\text{amds}} \cdot v_{\text{t}}^{\text{s}2} + J_{\text{SP}} \cdot \dot{\psi}^2}{2 \cdot m_{\text{amds}} \cdot g \cdot \mu_{\text{NH}}}} \quad (9.8)$$

Die Fallhöhe bzw. Schwerpunktabsenkung wird mit  $\Delta h_{\text{SP}} = 0,25 \text{ m}$  angenommen und die Masse des *amds* ( $m_{\text{amds}} = 3000 \text{ kg}$ ) sowie die rotatorische Trägheit ( $J_{\text{SP}} = 6800 \text{ kgm}^2$ ) sind konstruktiv bedingt feste Größen (Kapitel 6.1). Im Worst-Case Bremsszenario entspricht die rotatorische Geschwindigkeit des *amds* der maximalen Vorgabe des *MF* ( $\dot{\psi} = 4,5 \text{ rad/s}$ ). Die translatorische Geschwindigkeit ( $v_{\text{t}}^{\text{s}}$ ) und der Reibwertkoeffizient ( $\mu_{\text{NH}}$ ) unterliegen jedoch variablen Grenzen und variieren in Abhängigkeit der Fahrhahnoberfläche sowie des Bewegungsprofils des *amds*. In Abbildung 9.4 dargestellt ist ihr Einfluss auf den Worst-Case Bremsweg bei einem Nothalt.

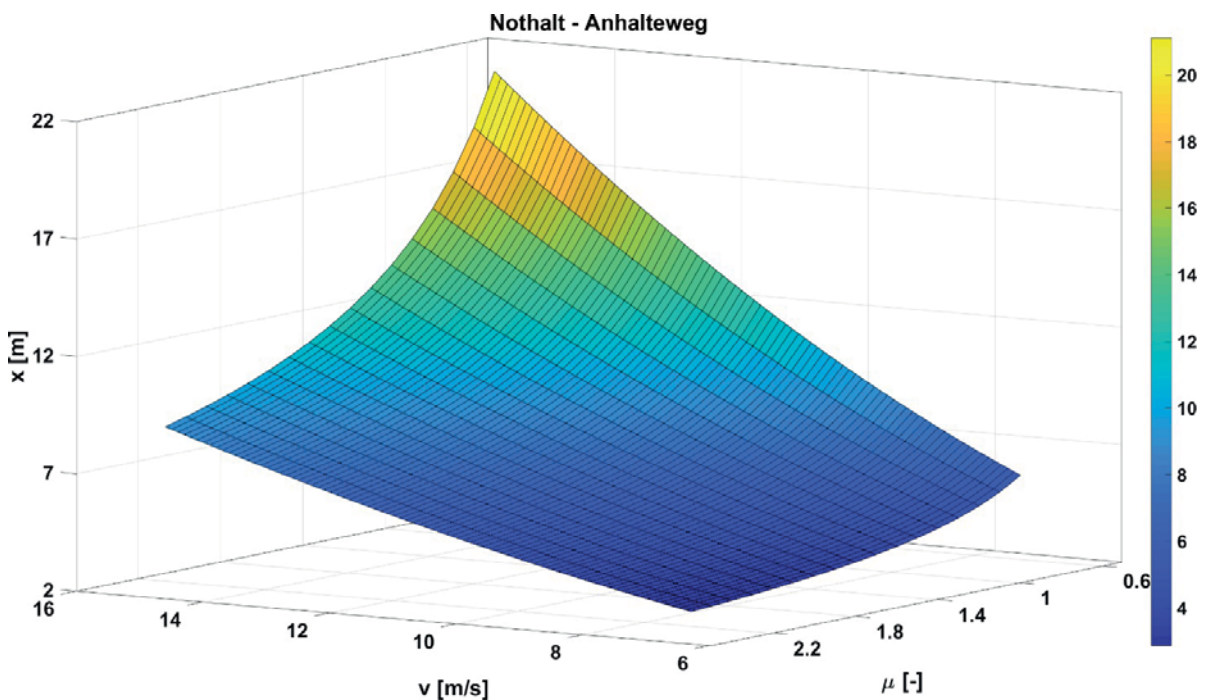


Abbildung 9.4: Nothalt-Anhalteweg

Bei einem Nothalt mit einer Ausgangsgeschwindigkeit von  $v = 14 \text{ m/s}$  und einem geforderten Reibwertkoeffizient der dedizierten Bremsbodenplatte  $\mu_{\text{NH}} = 2,18$  ergibt sich ein Anhalteweg von  $s_{\text{NH}} \approx 7,5 \text{ m}$ .

### 9.3 Insassensicherheit

Die beim Nothalt des *amds* auftretenden Beschleunigungen übersteigen die bei einer herkömmlichen Pkw-Notbremung wirkenden Beschleunigungen in etwa um das Doppelte ( $a_{\text{NH}} \approx 22 \text{ m/s}^2$ ;  $a_{\text{NotbremsPKW}} \approx 12 \text{ m/s}^2$ ). So muss sichergestellt sein, dass der Proband bei einem Nothalt des *amds* keine Verletzungen erleidet.

In der Arbeit von THÜRINGER (Thüringer 2016) wurde die Auswirkung des Nothalts auf den Probanden untersucht und ein potenzielles Rückhaltesystem für den Probanden identifiziert, welches ein Verletzungsrisiko ausschließt.

Im folgenden Kapitel sind diese Untersuchungsergebnisse sowie Lösungsansätze dargestellt.

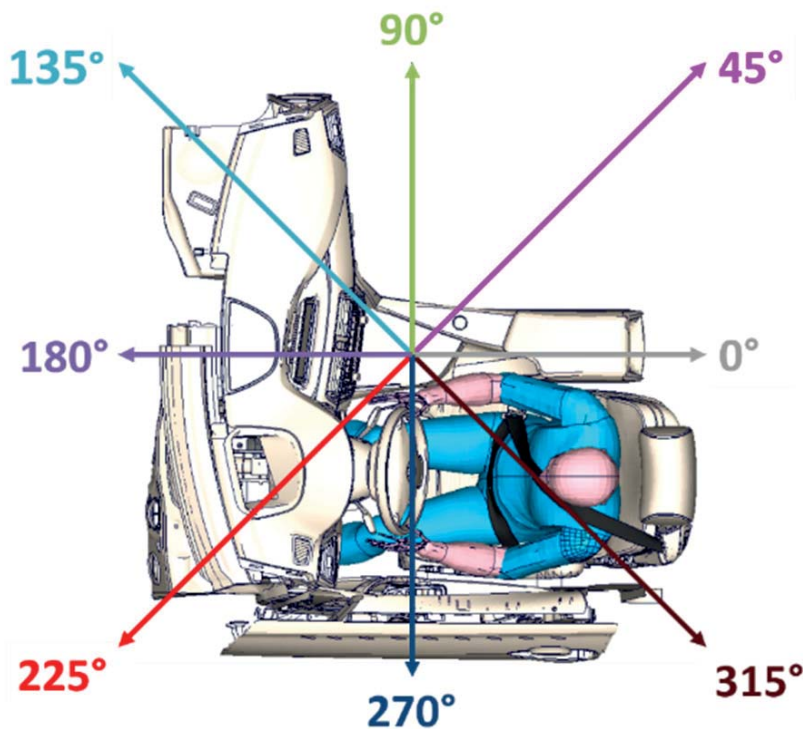


### 9.3.1 Eingangsdaten und Anforderungen

Der Nothalt im *amds* stellt neben den hohen Beschleunigungen zwei weitere Herausforderungen dar.

Einerseits nimmt der Proband seine Umgebung außerhalb des *amds* nicht wahr, wodurch unter Umständen der Nothalt sehr überraschend eintreten kann. Dies wird am folgenden Beispiel aufgezeigt: Während der Proband seine aktuelle Fahrsituation als unkritisch wahrnimmt, z.B. Fahrt auf einer unbefahrenen Straße, kann es im schlimmsten Fall dazu kommen, dass der *amds* in die Nothaltzone eintritt. In diesem Fall rechnet der Proband nicht mit einem Nothalt (Muskeltonus ist nicht vorgespannt) und wird von den hohen auftretenden Beschleunigungen überrascht.

Des Weiteren ist die Ausrichtung des Probanden zur Fahrtrichtung des *amds* nicht feststehend. Bei einer herkömmlichen Pkw-Notbremsung liegt der Hauptanteil der wirkenden Kraft in der Fahrzeuglängsachse. Beim *amds* hingegen kann die Wirkrichtung der Nothaltkraft je nach Situation beliebig liegen. Die möglichen Richtungen werden vereinfacht wie folgt definiert (Abbildung 9.5).



**Abbildung 9.5: Definition der Kraftwirkungsrichtung auf den Probanden (Thüringer 2016, S. 11)**

Als Eingangsdaten für die Untersuchungen des Probandenschutzes dient ein simulativer Nothalt des *amds* MKS-Modells (siehe 6.4.1). Das MKS-Modell ist hierfür hinsichtlich der vorgestellten Schwerpunkt-absenkung modifiziert. Die Bremsung erfolgt hingegen über eine Kraftübertragung der Radaufstandspunkte mit einem Reibwertkoeffizienten  $\mu_{NH} = 2,18$ . Die Ergebnisgrößen wurden zusätzlich mit einer Sicherheit von 10% beaufschlagt (Abbildung 9.6).

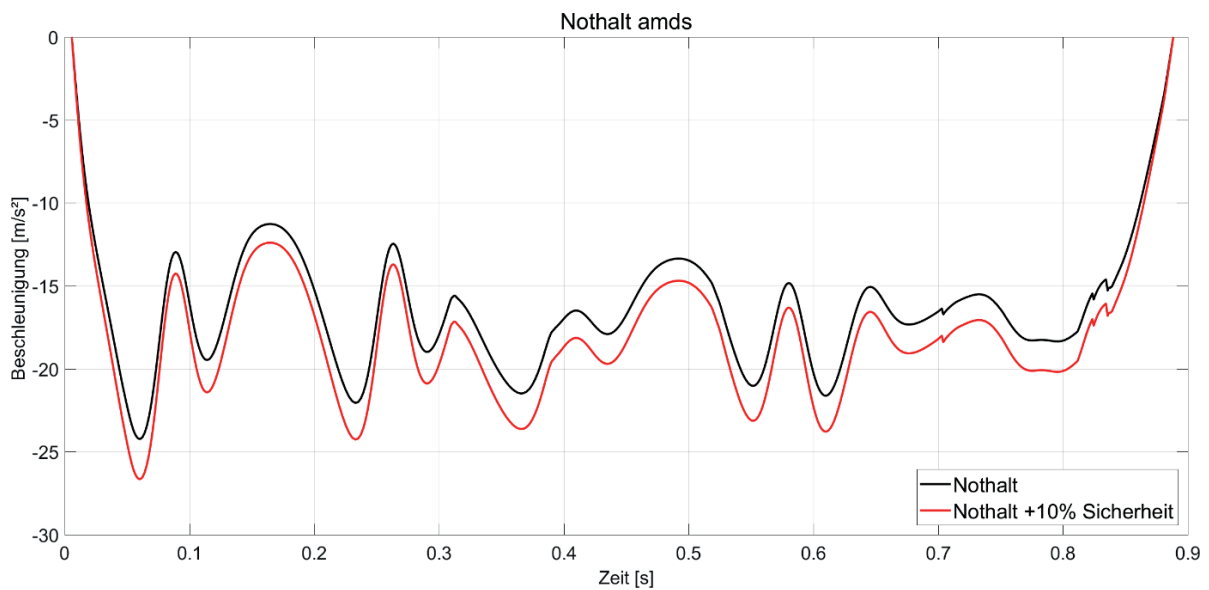


Abbildung 9.6: Auftretende Beschleunigung bei einem Nothalt des amds (Thüringer 2016, S. 10)

### 9.3.2 Modellaufbau

Das für die Probandenuntersuchung genutzte Cockpit entspricht dem eines BMW 3er Derivats (Modellreihe F30). Die Sitzstruktur wurde durch einen Integralsitz des BMW 4er Cabrio (Modellreihe F33) Modells ersetzt (Abbildung 9.7).

Die Simulation/Modellierung des Probanden erfolgt mittels eines Menschmodells der Toyota Motor Corporation und den Toyota Central R&D Labs mit der Bezeichnung „Total Human Model for Safety“ (THUMS) (Abbildung 9.7). Die Körperproportionen des Modells entsprechen einem 50. Perzentil-Mann mit einer Körpergröße von 1,77 m bei einem Körpergewicht von 83,2 kg. (Thüringer 2016 S. 12)

Das THUMS wurde für die Untersuchungen in der Standardsitzposition belassen, die Beine nach der Pedalerie ausgerichtet sowie die Hände am Lenkrad („Viertel-vor-Drei“ Position) positioniert.

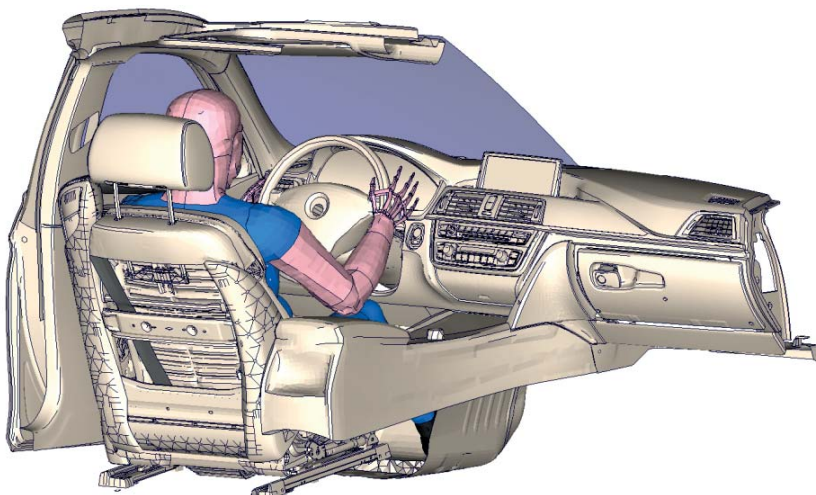


Abbildung 9.7: FEM-Modell des Cockpits mit THUMS Menschmodell (Thüringer 2016, S. 33)



## Variante „Gurtlose“

Die Variante „Gurtlose“ entspricht der beschriebenen Ausgangsposition. Das Cockpit wird dabei mit dem gegebenen Nothaltimpuls (inkl. Sicherheitsaufschlag von 10 %) belastet (Abbildung 9.6) und alle 8 horizontalen Krafrichtungen untersucht (Abbildung 9.7). Das Menschmodell ist mit einer Gurtlosen (Annahme 200 mm) angegurtet. Das Gurtband wird damit erst gehalten, sobald es um 200 mm ausgezogen wurde.

## Variante „reversibler Gurtstraffer“

Zur Erhöhung der Probandensicherheit ist ein reversibler Gurtstraffer in der Variante „reversibler Gurtstraffer“ integriert. Dieser ist vereinfacht als System mit Kraft-Zeit-Verlauf ausgeführt. Für die theoretische Umsetzung im *amds* wird ein Mittelwert für die maximale Einzugskraft von ca. 170 N angenommen. Der reversible Gurtstraffer erreicht seine Maximalkraft ab ca. 0,07 s und wird zum Beginn der auftretenden Bremsbeschleunigungen ausgelöst. Die Einzugskraft wird über die gesamte Notstillsetzung gehalten. Da es beim *amds* bedingt durch den Absetzvorgang zu einem verzögerten Einsetzen der Bremsbeschleunigung von ca. 0,2 s kommt, erfolgt in weiteren Untersuchungen die Aktivierung des Gurtstraffers mit einem negativen Zeitversatz. Somit liegt die maximale Zugkraft des reversiblen Gurtstraffers bereits zum Zeitpunkt der einsetzenden Bremsbeschleunigung an.

### 9.3.3 Auswertung

#### Variante „Gurtlose“

Die Auswertung der Variante „Gurtlose“ erfolgt in den 8 definierten, horizontalen Richtungen (Abbildung 9.5). Die Abbildung 9.8 zeigt, dass sich das THUMS bei den 3 Beschleunigungsrichtungen 0°, 45° und 315° am Sitz abstützen kann und daraus keine Gefährdung des Probanden resultiert.

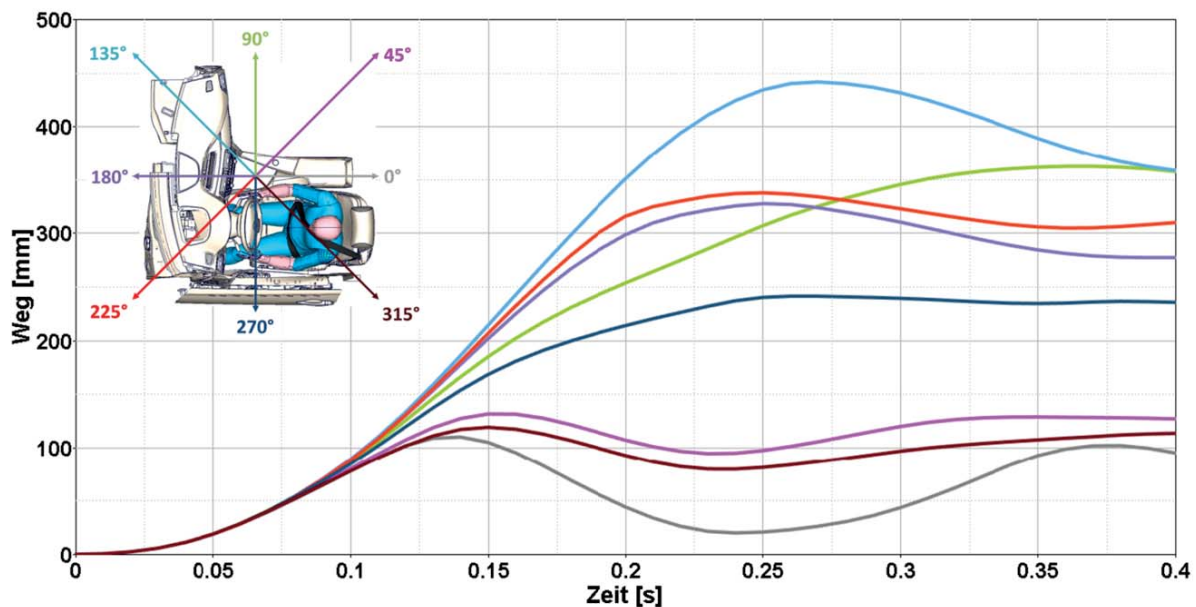
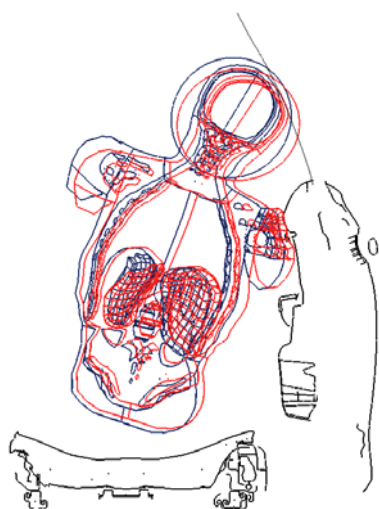
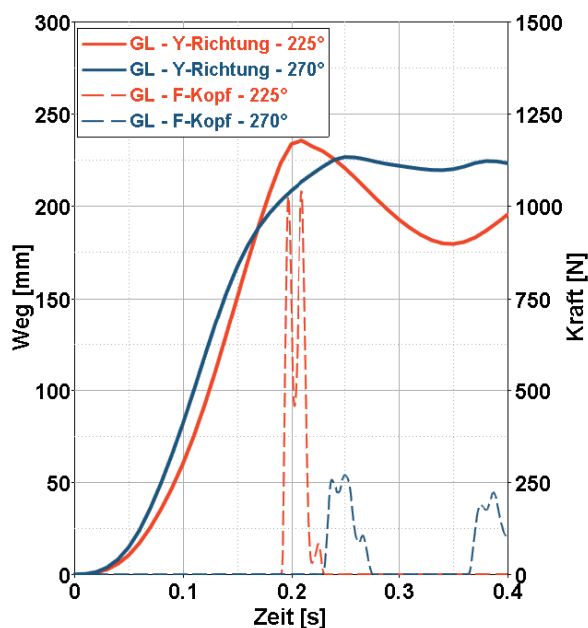


Abbildung 9.8: Absolute Kopfverlagerung (Variante „Gurtlose“, 8 Ausrichtungen) (Thüringer 2016, S. 47)

Beim Lastfall 180°, welcher einem Frontalaufprall entspricht, findet trotz Gurtlose bei einer Kopfverlagerung von ca. 325 mm kein Kopfkontakt mit dem Lenkrad statt. Auch bei Probanden, welche das 50. Perzentil-Modell überragen, scheint bei der 180°-Ausrichtung ein kritischer Kopfkontakt unwahrscheinlich. Die Richtungen 90° und 135° weisen eine deutlich höhere Kopfverlagerung auf. Aufgrund der Gurtlosen kann der Gurt die linke Schulter erst deutlich später zurückhalten. Währenddessen kippt das Menschmodell deutlich in Richtung der Beifahrerseite, welche im *amds* jedoch nicht besetzt ist. Es besteht damit für beide Richtungen keine Kontaktgefahr.



**Abbildung 9.9:** Koronaler Schnitt (Variante „Gurtlose“; rot: 225°, blau: 270°) (Thüringer 2016, S. 50)



**Abbildung 9.10:** Kopfauslenkung in y-Richtung (Variante „Gurtlose“) (Thüringer 2016, S. 50)

Die Belastungsrichtungen 225° und 270° stellen aufgrund des geringen Abstands zu den seitlichen Bauteilen die kritischsten Lastfälle dar. Hierbei kommt es in beiden Fällen zu einem Kopfkontakt mit der Seitenscheibe (Abbildung 9.9). Daraus resultiert für die kritischere 225° Richtung eine Kopfkontaktkraft mit einer Stärke von 1041 N (Abbildung 9.10). Auch die Kontaktkräfte der Schulter (Abbildung 9.11) sind für beide kritischen Ausrichtungen als nicht unerheblich zu bewerten und liegen für die 270° Richtung bei 1275 N.

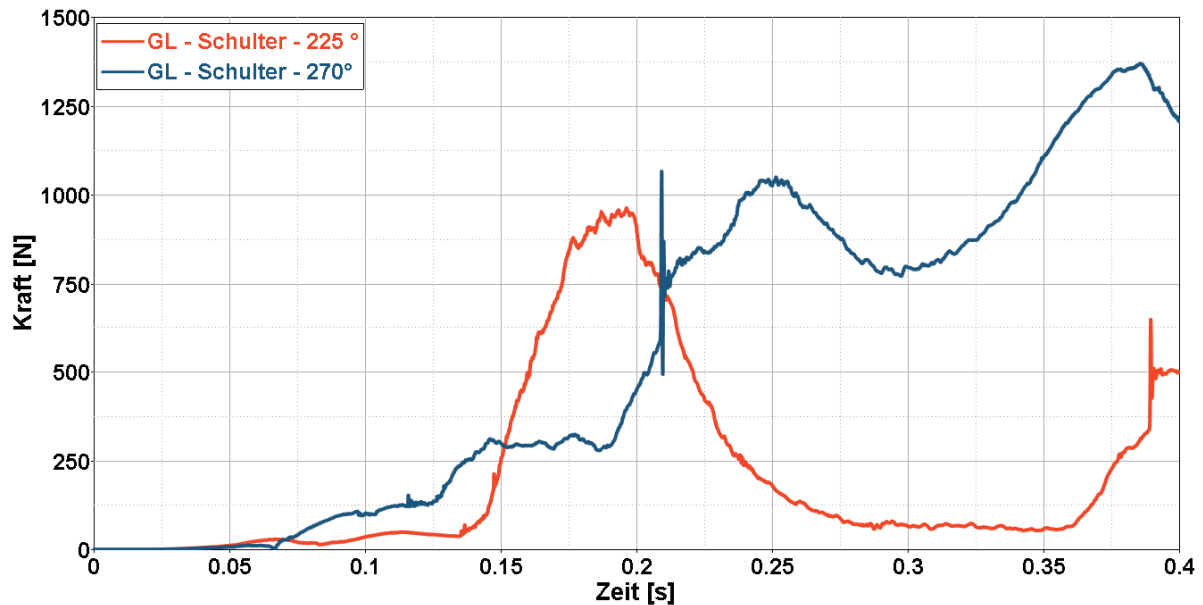


Abbildung 9.11: Kontaktkraft der Schulter (Variante „Gurtlose“) (Thüringer 2016, S. 51)

Zur Beurteilung der Kopfbelastung (225° und 270° Richtung) durch den Seitenscheibenkontakt wird mit der vorliegenden Kopfbeschleunigung der Head-Injury-Criterion (HIC) Kennwert nach Formel (9.9) bestimmt. Dieser darf nach den europäischen Sicherheitsgesetzen den maximalen Grenzwert von 1000 nicht überschreiten (Kramer 2013, S. 125 f).

$$HIC = \max \left\{ \left[ \frac{1}{t_e - t_0} \cdot \int_{t_0}^{t_e} a(t) dt \right]^{\frac{5}{2}} \cdot (t_e - t_0) \right\} \quad (9.9)$$

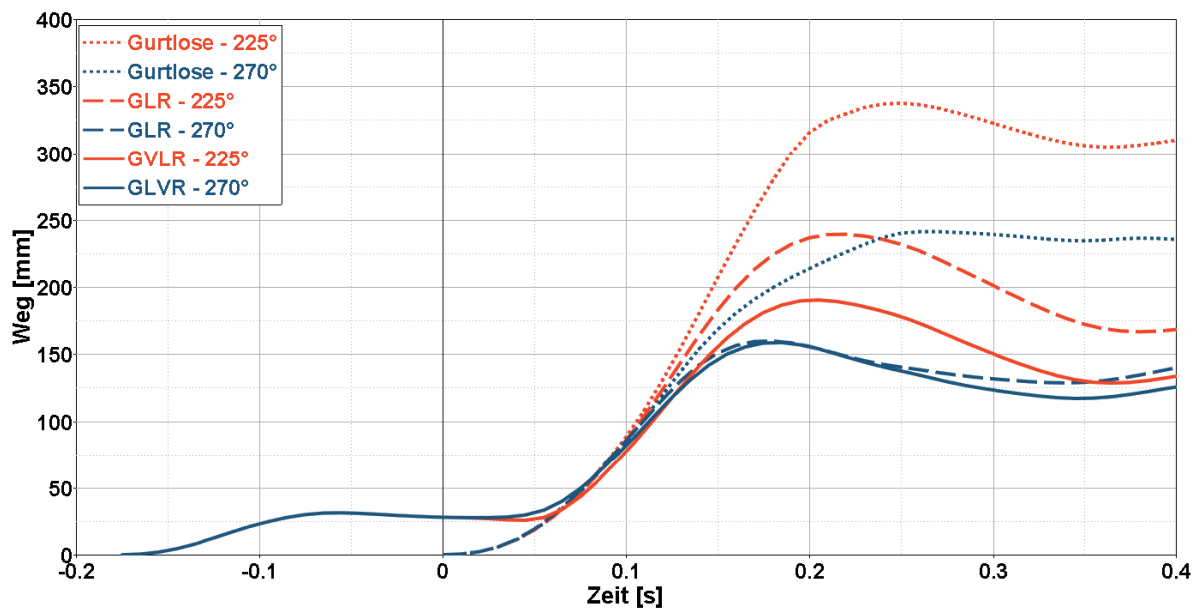
Der  $HIC_{36}$ <sup>26</sup> berechnet sich somit für die 225° Richtung für den Zeitraum von  $t_0 = 0,1921$  s bis  $t_e = 0,2126$  s zu 7,54. Für die Lastrichtung 270° berechnet sich in dem Zeitraum  $t_0 = 0,1921$  s bis  $t_e = 0,1669$  s der  $HIC_{36}$  zu 0,998. Da diese HIC Werte deutlich unter dem Grenzwert von 1000 liegen, ist die Belastung durch den Kopfanstoß beim THUMS Modell mit dem 50. Perzentil als gering zu bewerten.

### Variante „reversibler Gurtstraffer“

Die zwei Untersuchungen des reversiblen Gurtstraffers erfolgen zu unterschiedlichen Aktivierungszeitpunkten: zum Einsetzen der Bremsbeschleunigung (GLR) und zum Zeitpunkt der Aktivierung des Nothalts (GLVR) mit einer Vorlaufzeit von ca. 0,2 s. Die maximale Kraft des reversiblen Gurtstraffers liegt somit beim Einsetzen der Bremsverzögerung vollständig an. Die Untersuchungen des reversiblen Gurtstraffers erfolgen allein für die kritischen Ausrichtungen von 225° und 270° (siehe Variante „Gurtlose“).

<sup>26</sup>  $HIC_{36}$ : Bis zu einem Aufprallintervall von  $t_e - t_0 = 0,036$  s





**Abbildung 9.12: Absolute Kopfverlagerung (Varianten „Gurtstraffer“ (GLR) und vorzeitig aktivierter Gurtstraffer (GLVR)) (Thüringer 2016, S. 53)**

Abbildung 9.12 zeigt, dass in Bezug auf die vorangegangenen Untersuchungen die Kopfverlagerung der kritischen Richtungen durch den Einsatz eines Gurtstraffers deutlich reduziert wird. Durch eine vorzeitige Auslösung des Gurtstraffers können diese nochmals verringert werden. Die Reduzierung ist so groß, dass bei den kritischen Richtungen von 225° und 270° daraus kein Kopfkontakt mehr resultiert. Auch das Toleranzfeld ist mit einem minimalen Abstand von Kopf und Seitenscheibe mit 50 mm groß genug. Es kann damit von einem ausreichenden Sicherheitsabstand für einen nicht optimal ausgerichteten Insassen ausgegangen werden.

Die Schulterkontaktkräfte werden in der Richtung 225° bei einer Gurtlosen von 200 mm von 963 N (Gurtlose) auf ca. 250 N<sup>27</sup> (vorzeitig aktivierter Gurtstraffer) minimiert (Abbildung 9.13, Abbildung 9.14).

Auch die Schulterkontaktkräfte in der Richtung 270° können von 1275 N (Gurtlose) auf 250 N (reversibler Gurtstraffer) reduziert werden (Abbildung 9.15, Abbildung 9.16).

<sup>27</sup> Schulterkontaktkräfte unter 250 N können aufgrund der inneren Spannungen im THUMS nicht exakt ausgewertet werden.

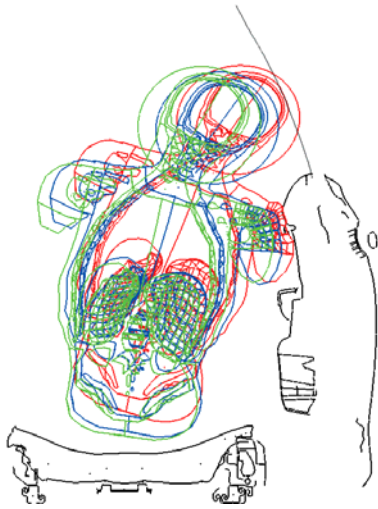


Abbildung 9.13: Koronaler Schnitt der Richtung 225° (rot: GL, blau: GLR, grün: GLVR) (Thüringer 2016, S. 55)

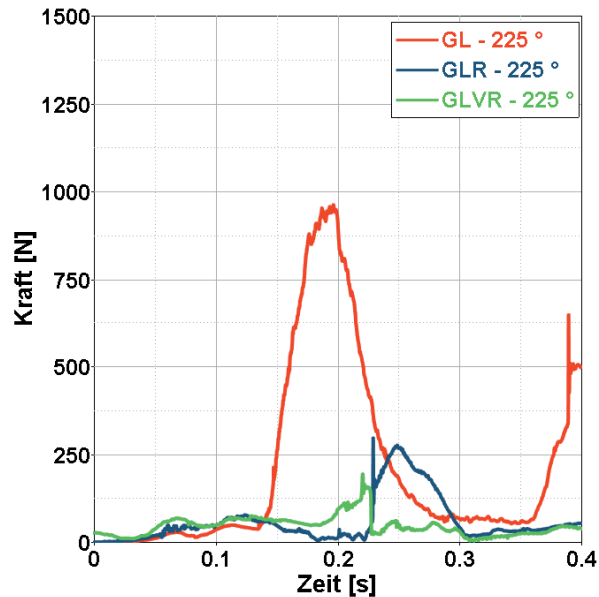


Abbildung 9.14: Schulterkraft der Richtung 225° (Thüringer 2016, S. 55)

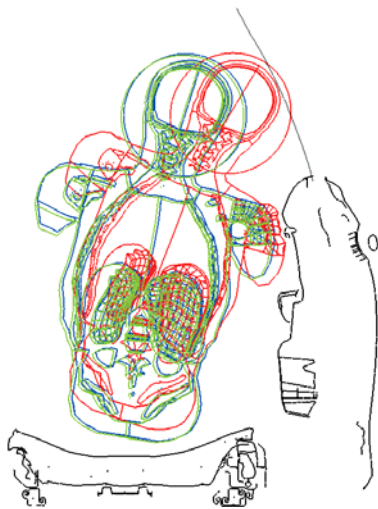


Abbildung 9.15: Koronaler Schnitt der Richtung 270° (rot: GL, blau: GLR, grün: GLVR) (Thüringer 2016, S. 56)

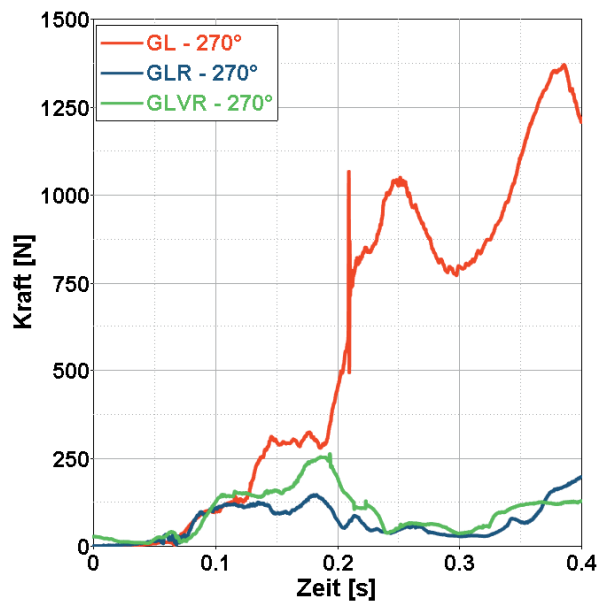


Abbildung 9.16: Schulterkraft der Richtung 270° (Thüringer 2016, S. 56)

Das Sicherheitskonzept ermöglicht bei Gefährdungen den *amds* stillzusetzen. Dies erfolgt über ein Absetzen der Bewegungsplattform bis zum Kontakt mit der Fahrfläche, womit ein Nothalt initiiert wird. Da hierbei Bremsbeschleunigungen von bis zu ca. 2,2 g auftreten können, besteht die Gefahr den Probanden durch einen Kopfaufprall zu verletzen. Mittels des Einsatzes eines reversiblen Gurtstraffers kann dieses Risiko jedoch minimiert bzw. ausgeschlossen werden.



## 10 Fazit und Ausblick

Im folgenden Kapitel werden zunächst die Erkenntnisse der vorliegenden Dissertation zusammengefasst und der Arbeitszielstellung gegenübergestellt. Anschließend werden Empfehlungen für weiterführende Arbeiten zur Umsetzung des Fahrsimulators abgeleitet.

### 10.1 Zusammenfassung

Die Zusammenfassung ist entsprechend der in Kapitel 1 eingeführten methodischen Strukturierung der Arbeit gegliedert.

#### 1. Stand der Technik und Anforderungsanalyse (Kapitel 3, 4)

Herkömmliche Fahrsimulatoren sind prinzipbedingt in ihrem Arbeitsraum beschränkt, womit die Darstellung von Beschleunigungen nicht 1:1 erfolgen kann. Zur Reduzierung des benötigten Arbeitsraums werden horizontal-translatorische Beschleunigungen durch die Tilt-Coordination substituiert. Dieses beruht auf einer Wahrnehmungsschwäche des Vestibularorgans von rotatorischen Beschleunigungen. Bei der Tilt-Coordination wird der Fahrer im Simulator geneigt, jedoch die Lage des visuellen Horizonts beibehalten, womit der Fahrer das Gefühl einer translatorischen Beschleunigung hat. Die Anwendung dieser Technik ist jedoch nur bis zu einer Drehgeschwindigkeit des Fahrers von  $6^\circ/\text{s}$  möglich, womit der Beschleunigungsgradient limitiert ist und der Arbeitsraum des Simulators in Abhängigkeit des Fahr Szenarios nicht unendlich klein gewählt werden kann. Somit besteht eine Korrelation zwischen dem Einsatz der Tilt-Coordination und dem Arbeitsraum eines Fahrsimulators. Bestehende Simulatorkonzepte sind in ihrem Arbeitsraum so beschränkt, dass ein Einsatz der Tilt-Coordination unterhalb der Wahrnehmungsschwellen nicht möglich ist. Potentielle Folgen der resultierenden Fehlwahrnehmung können Simulator-Sickness oder ein nicht valides Fahrverhalten sein. Eine maßgebliche Erweiterung des Arbeitsraums bestehender Konzepte ist aber praktisch nicht umsetzbar.

Der Einsatz eines ortsungebundenen Fahrsimulators löst diesen Konflikt auf. In der vorliegenden Arbeit wird hierfür das Konzept eines selbstfahrenden Fahrsimulators konzeptionell umgesetzt. Dieser ist hinsichtlich seines Arbeitsraums variabel und unterliegt somit nicht der Problematik eines unverhältnismäßigen Einsatzes der Tilt-Coordination. Jedoch muss der selbstfahrende Fahrsimulator zugleich in der Lage sein, auch den höherdynamischen Ansprüchen der Kraftfahrzeugsimulation zu genügen.

#### 2. Auslegung des selbstfahrenden Fahrsimulators (Kapitel 5, 6)

Aufgrund der nicht vorhandenen Limitierung des Arbeitsraums eines selbstfahrenden Fahrsimulators liegt der primäre Auslegungsfokus auf der Systemdynamik und nicht auf der Arbeitsraumoptimierung. Hierbei stellt der Rad-Boden Kontakt des Fahrsimulators und damit die nicht-holonome Bindung zwischen Reifen und Fahrbahn die kritische Randbedingung dar. Aufgrund der nicht-holonomen Bindung bedeutet ein Stillstand des Reifens, dass dieser keine Geschwindigkeitskomponente orthogonal zu seiner Längsachse aufbauen kann. Ein Stillstand des Reifens und der damit notwendige Lenkvorgang in Richtung der Beschleunigungsvorgabe kann je nach Fahrsituation damit zu einer Latenz in der Beschleunigungsdarstellung führen. Eine mögliche Lösung des formulierten Problems stellt die ständige und möglichst konstante Rollbewegung des Reifens dar. Diese wiederum wird im *auto.mobile-driving simulator* über eine Rotation der Bewegungsplattform und einer entgegengerichteten Rotation der Fahrerkabine ermöglicht. So verbleibt selbst bei einem inertialen Stillstand des Simulators der Reifen in einer dauerhaften Rollbewegung. Die Entscheidung zur Wahl von 4 Auslegern des Simulators als optimale Anzahl erfolgt auf Basis eines Kompromisses aus der Kippsicherheit, der Reduzierung von Singularitäten in der Bewegungsdarstellung und der Ansteuerungskomplexität.



Beim Betrieb des selbstfahrenden Fahrsimulators kann nicht davon ausgegangen werden, dass eine optimal ebene Fahrbahnoberfläche vorliegt. Somit muss der Fahrsimulator seitens seiner Fahrwerkskinematik nicht nur den Anforderungen der Fahrdynamik, sondern auch denen des Fahrkomforts gerecht werden. Hierzu wird eine zweistufige Fahrwerkskinematik entwickelt, welche einerseits die Überfahrt, von z.B. Teerschwellen, sowie eine möglichst homogene Radaufstandskraft bei Beschleunigungen von  $10 \text{ m/s}^2$  ohne eine Fehl Wahrnehmung des Fahrers ermöglicht. Die Umsetzung der zweistufigen Kinematik erfolgt in einem Mehrkörper-Simulationsmodell, mit dem weiterführende Fahrdynamiksimulationen möglich sind. In diesen wird folgend gezeigt, dass mittels eines gleichsinnigen Lenkeinschlags der 4 Radpaare ein schnellerer Aufbau der Querb beschleunigung ermöglicht werden kann als bei einer Pkw-Vergleichsfahrt mit höherer Ausgangsgeschwindigkeit. Somit erlaubt das Konzept des selbstfahrenden Fahrsimulators neben einer unbeschränkten Arbeitsraumgröße die Darstellung von Beschleunigungen im kompletten fahrzeugrelevanten Frequenzband.

### 3. Funktionskette des selbstfahrenden Fahrsimulators (Kapitel 7, 8)

Zusätzlich zur hardwareseitigen Auslegung des selbstfahrenden Fahrsimulators wird die Steuerung des Systems konzeptioniert. Diese ist in Motion-Filter und Motion-Control aufgeteilt. Der Motion-Filter verantwortet die arbeitsraumoptimierte Bewegung des Simulators. Hierzu werden die Beschleunigungsvorgaben des simulierten Fahrzeuges unterhalb einer wahrnehmbaren Schwelle skaliert und auf das spezielle Bewegungssystem des Simulators projiziert. Mit einer Skalierung der Eingangsgrößen von 0,6 kann anhand einer beispielhaften 40-minütigen Fahrt die vordefinierte Größe des Arbeitsraums von  $\pm 35 \text{ m}$  eingehalten werden. Die von bestehenden Simulatorkonzepten üblicherweise überschrittenen Grenzen der Tilt-Coordination werden im vorliegenden Konzept nicht verletzt.

Der Motion-Control setzt die Vorgaben der Simulatorbewegung des Motion-Filter in 4 Lenkwinkel und 8 Antriebsmomente um. Dazu wird der Motion-Control wiederum in zwei Subsysteme zerlegt: dem Verteilalgorithmus und dem Umsetzungsalgorithmus. Der Verteilalgorithmus berechnet die Kräfte an den 4 Radpaaren, welche zur Umsetzung der Motion-Filter Bewegungsvorgaben notwendig sind. Die Verteilung basiert primär auf den jeweiligen Radaufstandskräften und dem übertragbaren Kraftpotenzial der Reifen. Der Umsetzungsalgorithmus setzt wiederum die Kraftvorgaben der Radpaare in Lenkwinkel und Antriebsmoment um. Der Algorithmus ist als vorgesteuerte Regelung umgesetzt, bei der die primäre Stellgröße für Längs- und Querkraft des Reifens über ein inverses Reifenmodell bestimmt wird. Die Funktion des Motion-Control wird anhand von Beispielfahrmanövern verifiziert und erlaubt die folgenden Rückschlüsse: Die Bewegung des Fahrsimulators entspricht grundsätzlich den Vorgaben. Bei der Umsetzung der Beschleunigungsvorgaben erfolgt dies aber nur qualitativ mit einer kleinen Latenz und Amplitudenfehler in der Querb beschleunigung. Ferner kommt es zu einer unerwünschten Gierbewegung des Simulators, welche über den zusätzlichen Gierfreiheitsgrad kompensiert werden muss.

### 4. Sicherheitskonzept (Kapitel 9)

Die Nutzung eines selbstfahrenden Fahrsimulators stellt eine besondere Herausforderung an die Systemsicherheit dar. Für den sicheren Betrieb des *auto.mobile-driving simulator* besteht ein grundlegendes Sicherheitskonzept, welches den Betrieb innerhalb der Grenzen der vorgegebenen Fahrfläche sicherstellt. Sollte es dennoch zu einem Überschreiten der Fahrflächengrenze kommen oder eine Gefährdungssituation vorliegen, wird der Fahrsimulator zum Not-Halt gebracht. Dieser erfolgt über ein Entriegeln der Fahrwerkskinematik, womit der Fahrsimulator auf die Fahrfläche absinkt und mittels der Reibpaarung Simulatorboden-Fahrfläche bis zum Stillstand abbremst. Bei einer beispielhaften Ausgangsgeschwindigkeit von  $14 \text{ m/s}$  und einem maximal möglichen Reibwertkoeffizient von 2,18 ergibt sich damit ein Anhalteweg von  $7,5 \text{ m}$ .



Da beim Not-Halt Beschleunigungen von bis zu ca.  $24 \text{ m/s}^2$  auftreten können, muss die Sicherheit des Probanden während der Bremsung gewährleistet werden. Hierzu wurde die Probandenverlagerung bei der Notbremsung simulativ untersucht. Mit dem Einsatz eines reversiblen Gurtstraffers kann die Gefahr einer Verletzung des Probanden selbst bei kritischen Ausrichtungen der wirkenden Beschleunigung maßgeblich reduziert bzw. ausgeschlossen werden.

## 10.2 Empfehlung für weiterführende Arbeiten

Die empfohlenen weiterführenden Arbeiten in der Umsetzung des *auto.mobile-driving simulator* teilen sich in die drei folgenden Themengebiete auf.

### Ansteuerungssoftware

Der Motion-Filter kann in der kurz- bis mittelfristigen Weiterentwicklung des Simulators vernachlässigt werden. Aufgrund der geringen Arbeitsraumbeschränkung des selbstfahrenden Simulators liegt im Gegensatz zu herkömmlichen Simulatoren der primäre Entwicklungsfokus nicht in der Arbeitsraumoptimierung. Wesentlicher ist die weiterführende Entwicklung der Motion-Control. Hierbei steht wiederum die Rotation zur Minimierung der Singularitäten im Entwicklungsfokus. Diese ist in der vorliegenden Arbeit trivial über eine Abhängigkeit der rotatorischen sowie translatorischen Geschwindigkeit umgesetzt. Bei höherfrequenten Beschleunigungen der Bewegungsplattform kommt es somit auch zu hochfrequenten Änderungen der rotatorischen Beschleunigung, was in Summe der Geschwindigkeiten zu nicht umsetzbar hohen Beschleunigungen an den Rädern führen kann (siehe Kapitel 5.3.3). Eine mögliche Lösung der Problematik wäre z.B. eine Abhängigkeit auf Geschwindigkeits- und Beschleunigungsebene. Ferner zeigen die Ergebnisse der Motion-Control-Untersuchung, dass der Verteilalgorithmus hinsichtlich der Darstellungsfehler überarbeitet werden muss. Des Weiteren muss die Auswahl der Reifen auf die speziellen Simulatoranforderungen angepasst werden. Dabei sind das Einlaufverhalten, die Schräglauf- und Längsschlupfsteifigkeit sowie ein möglichst temperatur- und degradierungsunabhängiges Reifenverhalten die kritischen Auslegungsgrößen. Hinzukommend muss die umgesetzte Regelung auf eine Mehrgrößenregelung erweitert werden, bei der die eingesetzten Regler mit ihren Counterparts der anderen Reifenpaare gekoppelt sind. Nur so kann ein Aufschwingen der Regler ausgeschlossen und die Stabilität der Regelung garantiert werden. Anschließend muss die Motion-Control hinsichtlich des entscheidenden Gütefaktors „wahrnehmbare Ruckschwelle“ untersucht und bestehenden Systemen gegenübergestellt werden.

### Hardwareauslegung

In der hardwareseitigen Auslegung des Simulators sind im Hinblick auf die Masse des Simulators die genauen Dimensionierungen des Akkumulators und der Antriebsmotoren elementar. Diese müssen den Laufzeit- und Dynamikanforderungen der zu simulierenden Szenarien genügen, jedoch nicht überdimensioniert sein. Ferner ist die Identifizierung der Signallaufzeiten sowie die mechanische Reaktionszeit des Antriebsstrangs notwendig. Mit diesen kann folgend die Reaktionszeit des Simulators auf Beschleunigungsvorgaben bestimmt und die Güte der Systemdynamik beschrieben werden.

Final muss das Übertragungsverhalten der translatorischen und rotatorischen Bewegungen des Simulators bestimmt werden. An erster Stelle ist die Übertragung von unerwünschten Reifenschwingungen auf den Fahrer (Noise-Vibration-Harshness bzw. NVH) zu minimieren.

### Sicherheitskonzept

Das Sicherheitskonzept des Simulators muss tiefergehend behandelt werden. Hierfür bietet es sich an, eine ausführliche Fehlermöglichkeits- und -einflussanalyse (FMEA) zu erstellen und aus dieser weitere Sicherheitsfunktionen abzuleiten. Hierzu gehört z.B. die Zugänglichkeit und Evakuierung eines indisponierten Probanden nach einer kritischen Systemabschaltung.

# Literaturverzeichnis

ADVANI, Sunjoo; Hosman, Ruudand Haeck, Nils. *Integrated Design of a Motion Cueing Algorithm and Motion-Base Mechanism for a Wright Flyer Simulator.* , 2002.

AMST-Systemtechnik GmbH. *Www.Drivingsimulator.De.* AMST-Systemtechnik GmbH. , 2016 Available from: <[www.drivingsimulator.de](http://www.drivingsimulator.de)>.

AYKENT, Baris; Merienne, Frédéric; Paillot, Damienand Kemeny, Andras. Influence of Inertial Stimulus on Visuo-Vestibular Cues Conflict for Lateral Dynamics at Driving Simulators, 2013.

BAARSPUL, M. Flight Simulation Techniques with Emphasis on the Generation of High Fidelity 6 DOF Motion Cues. *Delft University of Technology, Department of Aerospace Engineering, Memorandum M-553*, 1986.

BALAKRISHNA, R.; and Ghosal, A. Modeling of Slip for Wheeled Mobile Robots. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 1995, vol. 11, no. 1, pp. 126-132. ISSN 1042-296X.

BENGLER, Klaus; Dietmayer, Klaus; Farber, Berthold; Maurer, Markus; Stiller, Christophand Winner, Hermann. Three Decades of Driver Assistance Systems: Review and Future Perspectives. *IEEE Intelligent Transportation Systems Magazine*, 2014, vol. 6, no. 4, pp. 6-22.

BENSON, AJ; Hutt, ECand Brown, SF. Thresholds for the Perception of Whole Body Angular Movement about a Vertical Axis. *Aviation, Space, and Environmental Medicine*, 1989.

BERGER, Daniel R.; Schulte-Pelkum, Jörgand Bülthoff, Heinrich H. Simulating Believable Forward Accelerations on a Stewart Motion Platform. *ACM Transactions on Applied Perception (TAP)*, 2010, vol. 7, no. 1, pp. 5.

BERTHOZ, A.; Bles, W.; Bulthoff, H. H.; Correia Gracio, B. J.; Feenstra, P.; Filliard, N.; Huhne, R.; Kemeny, A.; Mayrhofer, M.; Mulder, M.; Nusseck, H. G.; Pretto, P.; Reymond, G.; Schlüsselberger, R.; Schwandtner, J.; Teufel, H.; Vailleau, B.; van Paassen, M. M.; Vidal, M.and Wentink, M. Motion Scaling for High-Performance Driving Simulators. *Human-Machine Systems, IEEE Transactions On*, 2013, vol. 43, no. 3, pp. 265-276. ISSN 2168-2291.

BETZ, Alexander. *Feasibility Analysis and Design of Wheeled Mobile Driving Simulators for Urban Traffic Simulation.* Dissertation / Hochschulschrift, 2015. ISBN 9783183786121.

BIELACZEK, Christian. Die Auswirkung Der Aktiven Fahrerbeeinflussung Auf Die Fahrsicherheit. *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift*, 09/01, 1999, vol. 101, no. 9, pp. 714-724. ISSN 2192-8800.

BLES, Willem; and Groen, Eric. The DESDEMONA Motion Facility: Applications for Space Research. *Microgravity Science and Technology*, 06/12, 2009, vol. 21, no. 4, pp. 281. ISSN 1875-0494.

BRAESS, Hans-Hermann; and Seiffert, Ulrich. Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. BRAESS, Hans-Hermann; and SEIFFERT, Ulrich eds., Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012. *Produktentstehungsprozess*, pp. 881-948. ISBN 978-3-8348-8298-1.



- BROOKS, Johnell O.; Goodenough, Richard R.; Crisler, Matthew C.; Klein, Nathan D.; Alley, Rebecca L.; Koon, Beatrice L.; Logan, William C.; Ogle, Jennifer H.; Tyrrell, Richard A. and Wills, Rebekkah F. Simulator Sickness during Driving Simulation Studies. *Accident Analysis & Prevention*, 2010, vol. 42, no. 3, pp. 788-796.
- BRUCKMANN, Tobias. *Auslegung Und Betrieb Redundanter Paralleler Seilroboter*, 2010.
- BUTLER, John; Smith, ST; Beykirch, Karland Bülhoff, Heinrich H. Visual Vestibular Interactions for Self Motion Estimation. *DSC Europe, Paris*, 2006.
- BÜTTNER, Kay. *Systematik Zum Entwurf Eines Versuchsfeldes Im Kontext Der Virtuellen Kraftfahrzeugentwicklung* /. Dissertation / Hochschulschrift1. Auflage ed. Göttingen : Cuvillier Verlag, 2017. ISBN 9783736994706; 3736994702.
- CLARK, Allen J.; Sparks, Hugh V. and Carmein, Judy A. *Unique Features and Capabilities of the NADS Motion System*. , 2001.
- CLARK, B.; and Stewart, J. D. Perception of Angular Acceleration about the Yaw Axis of a Flight Simulator. Thresholds and Reaction Latency for Research Pilots. *Aerospace Medicine*, Dec, 1962, vol. 33, pp. 1426-1432. ISSN 0001-9402; 0001-9402.
- COLOMBET, F.; Fang, Z. and Kemeny, A. *Pitch Tilt Rendering for an 8-DOF Driving Simulator*. , 2015.
- CRUNDALL, David; Chapman, Peter; Phelps, Nicola and Underwood, Geoffrey. Eye Movements and Hazard Perception in Police Pursuit and Emergency Response Driving. *Journal of Experimental Psychology: Applied*, 2003, vol. 9, no. 3, pp. 163.
- DOMEYER, Joshua E.; Cassavaugh, Nicholas D. and Backs, Richard W. The use of Adaptation to Reduce Simulator Sickness in Driving Assessment and Research. *Accident Analysis & Prevention*, 2013, vol. 53, pp. 127-132.
- DONGES, Edmund. *Ep 1 231 582 B1*. . Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft ed., , 2001.
- DRAPER, Mark H.; Viirre, Erik S.; Furness, Thomas A. and Gawron, Valerie J. Effects of Image Scale and System Time Delay on Simulator Sickness within Head-Coupled Virtual Environments. *Human Factors*, 2001, vol. 43, no. 1, pp. 129-146.
- DREXLER, Julie M.; Kennedy, Robert S. and Compton, Daniel E. *Comparison of Sickness Profiles from Simulator and Virtual Environment Devices: Implications of Engineering Features*. , 2004.
- DURTH, Walter. Ein Beitrag Zur Erweiterung Des Modells Für Fahrer, Fahrzeug Und Strasse in Der Strassenplanung. *Strassenbau U Strassenverkehrstech*, 1974, no. 163.
- DZIUBA, Philip. *Entwicklung Eines Notfallbremssystems Für Einen Selbstfahrenden Fahrsimulator*. Dresden: Technische Universität Dresden, 12.07.2016, 2016.
- ERNST, Steven. *Entwicklung Und Applizierung Einer Vorgesteuerten Kaskadierten Mehrgrößenreglerstruktur Eines Selbstfahrenden Fahrsimulators*. Dresden: Technische Universität Dresden, 14.10.2016, 2016.

- FANG, Zhou; Colombet, Florent; Collinet, Jean-Christophe and Kemeny, Andras. *Roll Tilt Thresholds for 8 DOF Driving Simulator*. Paris, France ed. Driving Simulator Conference 2014, 4-5 September 2014, 2014.
- FANG, Zhou; Reymond, Gilles and Kemeny, Andras. Performance Identification and Compensation of Simulator Motion Cueing Delays. *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, 2011, vol. 11, no. 4, pp. 041003.
- FISCHER, Martin. *Motion-Cueing-Algorithmen Für Eine Realitätsnahe Bewegungssimulation*. Dissertation / Hochschulschrift DLR-Institut für Verkehrssystemtechnik, 2009.
- FISCHER, Martin; Sehammar, Hakan and Palmkvist, Göran. Applied Motion Cueing Strategies for Three Different Types of Motion Systems. *Journal of Computing and Information Science in Engineering*, 2011, vol. 11, no. 4, pp. 041008.
- FOGEL, Lawrence J. *Biotechnology: Concepts and Applications*. Prentice-Hall, 1963.
- FORTMÜLLER, Thomas; and Meywerk, Martin. The Influence of Yaw Movements on the Rating of the Subjective Impression of Driving. *Proceedings of DSC 2005 North America*, 2005, pp. 362-313.
- FRANK, Lawrence H.; Casali, John G. and Wierwille, Walter W. Effects of Visual Display and Motion System Delays on Operator Performance and Uneasiness in a Driving Simulator. *Human Factors*, 1988, vol. 30, no. 2, pp. 201-217.
- GRANT, Peter R.; and Reid, Lloyd D. Motion Washout Filter Tuning: Rules and Requirements. *Journal of Aircraft*, 1997, vol. 34, no. 2, pp. 145-151.
- GRANT, Peter R. *The Development of a Tuning Paradigm for Flight Simulator Motion Drive Algorithms*. University of Toronto, 1996.
- GRANT, Peter; Artz, Bruce; Blommer, Mike; Cathey, Larry and Greenberg, Jeff. A Paired Comparison Study of Simulator Motion Drive Algorithms. *DSC Europe 02 Proceedings, Paris*, 2002.
- GRAU, Oliver. *Virtual Art : From Illusion to Immersion*. Cambridge, Mass: The MIT Press, 2003. ISBN 9780262072410; 9780262572231; 9780262274265.
- GROEN, EL; and Bles, W. How to use Body Tilt for the Simulation of Linear Self Motion. *Journal of Vestibular Research*, 2004, vol. 14, no. 5, pp. 375-385.
- HEISSING, Bernd; Ersoy, Metin and Gies, Stefan. *Fahrwerkhandbuch. Vieweg Teubner Verlag, Wiesbaden*, 2007.
- HELMAN, S.; and Reed, N. Validation of the Driver Behaviour Questionnaire using Behavioural Data from an Instrumented Vehicle and High-Fidelity Driving Simulator. *Accident Analysis & Prevention*, 2, 2015, vol. 75, no. 0, pp. 245-251. ISSN 0001-4575.
- ILON, Bengt Erland. *Wheels for a Course Stable Selfpropelling Vehicle Movable in any Desired Direction on the Ground Or some Other Base*, 1975.



- International Organization for Standardization. *ISO 3888-2:2011 Passenger Cars -- Test Track for a Severe Lane-Change Manoeuvre -- Part 2: Obstacle Avoidance*. 2. ed. ed. ISO, 2011.
- International Organization for Standardization. *ISO 8608:1995; Mechanical Vibration, Road Surface Profiles, Reporting of Measured Data; International Standard*. 1. ed. ed. Geneve : ISO, 1995.
- KOCKSCH, Felix. *Auslegung Einer Zweistufigen Fahrwerkskinematik Für Einen Selbstfahrenden Hochdynamischen Fahrsimulator*. Dresden: Technische Universität Dresden, 30.11.2015, 2015.
- KOLASINSKI, Eugenia M. *Simulator Sickness in Virtual Environments*, 1995.
- KRAMER, Florian. *Integrale Sicherheit Von Kraftfahrzeugen : Biomechanik – Simulation – Sicherheit Im Entwicklungsprozess /; ATZ/MTZ-Fachbuch*. 4., erw. und korr. Aufl. ed. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013. ISBN 9783834826077; 3834826073; 3834826081; 9783834826084.
- KUGE, N.; Kubota, M.and Itoh, K. *A Study on a Motion Algorithm Based on a Driver-Centered Approach*. Paris ed. Paris: DSC Europe, 2002.
- LIU, Zhi-Qiang. *A Study of Washout Filters for a Simulator Motion Base*, 1983.
- LUNZE, Jan. *Regelungstechnik. 1, Systemtheoretische Grundlagen, Analyse Und Entwurf Einschleifiger Regelungen : Mit ... 76 Beispielen, 165 Übungsaufgaben Sowie Einer Einführung in Das Programmsystem MATLAB / Jan Lunze /; Springer-Lehrbuch*. 9., überarb. Aufl. ed. Berlin ;; Heidelberg u.a.] : Springer Vieweg, 2013. ISBN 9783642295324; 3642295320; 3642295339; 9783642295331.
- MAI, M.; Tüschen, T.and Prokop, G. *A Physiological Based Driver Model for Longitudinal Vehicle Guidance and its Challenges in Validation*. , 2015.
- MAI, Marcus. *Fahrerverhaltensmodellierung Für Die Prospektive, Stochastische Wirksamkeitsbewertung Von Fahrerassistenzsystemen Der Aktiven Fahrzeugsicherheit /*. Dissertation / Hochschulschrift1. Auflage ed. Göttingen : Cuvillier Verlag, 2017. ISBN 9783736995482; 3736995482.
- MALLERY, Robert M.; Olomu, Osarenoma U.; Uchanski, Rosalie M.; Militchin, Valentin A.and Hullar, Timothy E. Human Discrimination of Rotational Velocities. *Experimental Brain Research*, 2010, vol. 204, no. 1, pp. 11-20.
- MC CONNELL, William A. Motion Sensitivity as a Guide to Road Design, Ford Motor Co. *SAE Transaction*, 1957, vol. 65.
- Mercedes-Benz Deutschland. *Daimler Fahrsimulator*. Daimler AG. , 2015Available from: <[http://media.emercedesbenz.com.s3.amazonaws.com/magazine/wp-content/uploads/mercedes-benz-driving-simulator-12C1240\\_001.jpg](http://media.emercedesbenz.com.s3.amazonaws.com/magazine/wp-content/uploads/mercedes-benz-driving-simulator-12C1240_001.jpg)>.
- MERLET, Jean-Pierre. *Parallel Robots*. Springer Science & Business Media, 2006.
- MIERMEISTER, P.; Lächele, M.; Boss, R.; Masone, C.; Schenk, C.; Tesch, J.; Kerger, M.; Teufel, H.; Pott, A.and Büthoff, H. H. *The CableRobot Simulator Large Scale Motion Platform Based on Cable Robot Technology*. , 2016.

- MITSCHE, Manfred; and Wallentowitz, Henning. *Dynamik Der Kraftfahrzeuge*. 5., überarb. u. erg. Aufl. 2014 ed. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2014. ISBN 9783658050689; 3658050683; 3658050675; 9783658050672.
- MITTELSTAEDT, Horst. A New Solution to the Problem of the Subjective Vertical. *Naturwissenschaften*, 1983, vol. 70, no. 6, pp. 272-281.
- MOHAJER, Navid; Abdi, Hamid; Nelson, Kyle and Nahavandi, Saeid. Vehicle Motion Simulators, a Key Step Towards Road Vehicle Dynamics Improvement. *Vehicle System Dynamics*, 08/03, 2015, vol. 53, no. 8, pp. 1204-1226. ISSN 0042-3114.
- MOLLENHAUER, Michael A. Simulator Adaptation Syndrome Literature Review, 16th January, 2004.
- MURANO, Takahiko; Yonekawa, Takashi; Aga, Masami and Nagiri, Sueharu. Development of High-Performance Driving Simulator. *SAE Int.J.Passeng.Cars & Mech.Syst.*, 2009, vol. 2, no. 1, pp. 661-669.
- NAHON, Meyer A.; and Reid, Lloyd D. Simulator Motion-Drive Algorithms: A Designer's Perspective. *J.Guidance*, 1990, vol. 13, no. 2, pp. 356-362.
- NASERI, Amir R.; and Grant, Peter R. Human Discrimination of Translational Accelerations. *Experimental Brain Research*, 2012, vol. 218, no. 3, pp. 455-464.
- NESTI, Alessandro; Masone, Carlo and Giordano, Paolo Robuffo. Roll Rate Thresholds and Perceived Realism in Driving Simulation, 2012.
- NIEUWENHUIZEN, Frank M.; and Bülthoff, Heinrich H. The MPI Cybermotion Simulator: A Novel Research Platform to Investigate Human Control Behavior. *Journal of Computing Science and Engineering*, 2013, vol. 7, no. 2, pp. 122-131.
- NORDMARK, Staffan. Driving Simulators, Trends and Experiences. *RTS'94" Driving Simulation" Conference, January 11-14, 1994, Palais Des Congres Porte Maillot, Paris, France*, 1994.
- OLIVARI, Mario; Pretto, Paolo; Venrooij, Joost and Bülthoff, Heinrich H. Defining the Kinematic Requirements for a Theoretical Driving Simulator. *Proceedings of DSC 2017 Europe*. Stuttgart ed., 6-8.09.2017, 2017, pp. 27-29.
- OpenStax; Betts, Gordon J.; Desaix, Peter; Johnson, Eddie; Johnson, Jody E.; Korol, Oksana; Kruse, Dean; Poe, Brandon; Wise, James A.; Womble, Mark and Young, Kelly A. *Anatomy & Physiology*. . OPENSTAX, CNX ed., Texas: Rice University, 2013. ISBN 978-1-947172-04-3.
- PACEJKA, Hans. *Tire and Vehicle Dynamics*. Elsevier, 2005.
- PANTEL, Lothar; and Wolf, Lars C. *On the Impact of Delay on Real-Time Multiplayer Games*. ACM, 2002.
- PATTBERG, B. Der Wirklichkeit Nahe: Autofahren in Der Simulation—Assistenzfunktionen Sicher Und Effizient Erproben. *Ignition: S*, 2005, pp. 60-63.

- PAUSCH, Randy; Crea, Thomas and Conway, Matthew. A Literature Survey for Virtual Environments: Military Flight Simulator Visual Systems and Simulator Sickness. *Presence: Teleoperators & Virtual Environments*, 1992, vol. 1, no. 3, pp. 344-363.
- PITZ, Jürgen. *Vorausschauender Motion-Cueing-Algorithmus Für Den Stuttgarter Fahrsimulator*. Dissertation / HochschulschriftSpringer, 2017.
- PRETTO, Paolo; Nesti, Alessandro; Nooij, Suzanne; Losert, Martin and Bülthoff, Heinrich H. *Variable Roll-Rate Perception in Driving Simulation*. , 2014.
- PRETTO, Paolo; Nusseck, HGG; Teufel, H and Bülthoff, Heinrich H. *Effect of Lateral Motion on Drivers' Performance in the MPI Motion Simulator*. , 2009.
- PROKOP, Günther. Modeling Human Vehicle Driving by Model Predictive Online Optimization. *Vehicle System Dynamics*, 2001, vol. 35, no. 1, pp. 19-53.
- PROKOP, Günther; and Köbe, Markus. *Methodik Zur Bewertung Sicherheitserhöhender Fahrfunktionen*. Essen ed. Essen: expet Verlag, 25./26.10.2017, 2017. ISBN 978-3-8169-3405-9.
- PURVES, Dale; Augustine, George J.; Fitzpatrick, David; Hall, William C.; LaMantia, Anthony-Samuel; McNamara, James O. and Williams, S. Mark. *Neuroscience*, Publisher, 2004.
- REID, LD; and Nahon, Meyer A. Flight Simulation Motion-Base Drive Algorithms. *Flight Simulation Motion-Base Drive Algorithms: Part 1. Developing and Testing Equations*, 1985.
- REYMOND, G.; Kemeny, A.; Droulez, J. and Berthoz, A. *Contribution of a Motion Platform to Kinesthetic Restitution in a Driving Simulator*. , 1999.
- REYMOND, Gilles; and Kemeny, Andras. Motion Cueing in the Renault Driving Simulator. *Vehicle System Dynamics*, 2000, vol. 34, no. 4, pp. 249-259.
- RICHTER, Bernd. Beitrag Zum Problem Der Beschleunigungssimulierung an Fahrsimulatoren, 1971.
- RINNERT, Tobias. *Aufbau Und Validierung Eines MKS Fahrsimulatormodells Zur Applizierung Einer Kaskadierten Mehrgrößenreglerstruktur*. Dresden: Technische Universität Dresden, 31.03.2016, 2016.
- ROZA, Manfred; Wentink, Mark; Feenstra, Philippus; Mayrhofer, M. and Hammerl, J. *Performance Testing of the Desdemona Motion System*. , 2007.
- SAE International. SAE J3016: Taxonomy and Definitions for Terms Related to on-Road Motor Vehicle Automated Driving Systems. *On-Road Automated Vehicle Standards Committee*, 2014.
- SAHAMI, Saeed; and Sayed, Tarek. How Drivers Adapt to Drive in Driving Simulator, and what is the Impact of Practice Scenario on the Research?. *Transportation Research Part F: Traffic Psychology and Behaviour*, 1, 2013, vol. 16, no. 0, pp. 41-52. ISSN 1369-8478.

SCHLAG, Bernhard; Petermann, Ina; Weller, Gertand Schulze, Christoph. *Mehr Licht-Mehr Sicht-Mehr Sicherheit?: Zur Wirkung Verbessertes Licht-Und Sichtbedingungen Auf Das Fahrerverhalten*. Springer-Verlag, 2008.

SIEGLER, I.; Reymond, G.; Kemeny, A. and Berthoz, A. *Sensorimotor Integration in a Driving Simulator: Contributions of Motion Cueing in Elementary Driving Tasks*. , 2001.

SLOB, Jelmer; Kuijpers, Maarten; Rosielle, Nickand Steinbruch, Marteen. *A New Approach to Linear Motion Technology: The Wall is the Limit*. Monaco ed. Driving Simulator Conference 2009, 4-6 February 2009, 2009.

SLOB, JJ. State-of-the-Art Driving Simulators, a Literature Survey. *DCT Report*, 2008, vol. 107.

STEWART, D. *A Platform with Six Degrees of Freedom : A New Form of Mechanical Linkage which Enables a Platform to Move Simultaneously in all Six Degrees of Freedom Developed by Elliott-Automation A New Form of Mechanical Linkage which Enables a Platform to Move Simultaneously in all Six Degrees of Freedom Developed by Elliott-Automation*. Emerald, -04-01, 1966. ISBN 0002-2667.

STÖBE, Markus. *Die Fahrsimulation Des DLR-Funktionen Und Anwendungsmöglichkeiten*, 2006.

THÜRINGER, Thomas. *Bewertung Der Auswirkung Von Beschleunigungen Auf Den Menschlichen Körper in Der Notstillsetzung Eines Neuartigen Fahrsimulatorkonzepts*. Dresden: Technische Universität Dresden, 07.04.2016, 2016.

TIESLER, G. Bewegungswahrnehmung in Fahrzeugsimulatoren. *Forschungsbericht*, 1973, no. 12.

TÜSCHEN, Thomas. *Konzeptionierung Und Aufbau Eines Motion-Cueing Algorithmus Für Einen Selbstfahrenden Fahrsimulator*. Dresden: Technische Universität Dresden, 12.03.2013, 2013.

TÜSCHEN, Thomas; Beitelschmidt, Deniseand Prokop, Günther. *Control System of a Wheel-Based "auto. Mobile-Driving Simulator"*. CRC Press, 2016.

TÜSCHEN, Thomas; Beitelschmidt, Denise; Tischer, Wolfgangand Prokop, Günther. *"auto.Mobile-Driving Simulator" – an Advanced Wheel-Based Simulator Approach*. Paris ed. Paris, France: , 7-9.09.2016, 2016. ISBN 0769-0266.

TÜSCHEN, Thomas; Kocksch, Felix; Beitelschmidt, Deniseand Prokop, Günther. 7th International Munich Chassis Symposium 2016: chassis.tech plus. PFEFFER, Prof Dr Peter E. ed., Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. *SIMULATORS 'Auto.Mobile-Driving Simulator' - Suspensions Design of a Wheel-Based Driving Simulator*, pp. 411-434. ISBN 978-3-658-14219-3.

TÜSCHEN, Thomas; and Prokop, Günther. *Der Hochimmersive Fahrsimulator Als Werkzeug Zur Absicherung Und Bewertung Von Assistenzfunktionen Und Automatisierten Fahrfunktionen*. Essen ed. Essen: Haus der Technik, 25./26.10.2017, 2017.

- UHL, Jakob. *Entwurf Eines Bewegungskonzepts Mit Dem Fokus Der Lenkungsauslegung Für Einen Selbstfahrenden Hochdynamischen Fahrsimulator*. Dresden: Technische Universität Dresden, 15.07.2015, 2015.
- van der Steen, Franciscus Albertus Martinus. *Self-Motion Perception*, 1998.
- VDA. „Automatisierung-Von Fahrerassistenzsystemen Zum Automatisierten Fahren,“. *Verband Der Deutschen Automobilindustrie, Berlin*, 2015.
- Vi-grade GmbH. *Driver-in-Motion*. Vi-grade GmbH. , 2017Available from: <<https://www.driverinmotion.com/>>.
- VOGELPOHL, Tobias; Vollrath, Mark; Kühn, Matthias; Hummel, Thomasand Gehlert, Tina. Übergabe Von Hochautomatisiertem Fahren Zu Manueller Steuerung. *Berlin: GDV*, 2016.
- VON SCHLIPPE, Boris; and Dietrich, Rudolf. *Zur Mechanik Des Luftreifens*. Oldenbourg, 1942.
- WAGNER, P.; Davoodi, A.; Scheibe, T.; Albrecht, T.; Betz, A.and Winner, H. *Potentials and Limitations of Hexapods in Wheeled Mobile Driving Simulators*. Tübingen, Germany: , 09/16, 2015.
- WANG, Yong-qiang. *Ein Simulationsmodell Zum Dynamischen SchrÄ\*glaufverhalten Von Kraftfahrzeugreifen Bei Beliebigen Felgenbewegungen*. VDI-Verlag, 1993. ISBN 3181489123.
- WEISS, Rick. *Erstellung Eines Elektrik/Elektronik-Systemkonzepts Für Ein Hochmodulare Fahrsimulator-Cockpit*. Dresden: Technische Universität Dresden, 17.03.2015, 2015.
- WENTINK, Mark; Valente Pais, R.; Mayrhofer, Michael; Feenstra, Philippusand Bles, Wim. First Curve Driving Experiments in the Desdemona Simulator. *DSC Europe 08 Proceedings, Monaco*, 2008.
- WINNER, Hermann; Hakuli, Stephan; Lotz, Felixand Singer, Christina. *Handbuch Fahrerassistenzsysteme Grundlagen, Komponenten Und Systeme Für Aktive Sicherheit Und Komfort /*. 3., überarb. u. erg. Aufl. 2015 ed. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015. ISBN 9783658057343; 3658057343; 3658057335; 9783658057336.
- WOERNLE, Christoph. *Mehrkörpersysteme Eine Einführung in Die Kinematik Und Dynamik Von Systemen Starrer Körper /*. 2. Aufl. 2016 ed. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2016. ISBN 9783662466872; 3662466872; 3662466864; 9783662466865.
- YASA Limited. *Yasa 750 R*. , 2017Available from: <<http://www.yasamotors.com/products/yasa-750/>>.
- ZACHER, Serge; and Reuter, Manfred. *Regelungstechnik Für Ingenieure: Analyse, Simulation Und Entwurf Von Regelkreisen*. Springer-Verlag, 2017.
- ZEEB, Eberhard. Daimler's New Full-Scale, High-Dynamic Driving Simulator—a Technical Overview. *Actes INRETS*, 2010, pp. 157-165.



ZELLER, Peter. *Handbuch Fahrzeugakustik Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch /*. 2., überarbeitete Auflage ed. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2012. ISBN 9783834886576; 3834886572; 3834814431; 9783834814432.

ZIMA, Stefan. *Das Rollende Rad*. Die Dekane der Fachbereiche des Bereichs Friedberg der FH Giessen-Friedberg, 2002.

ZÖLLER, Chris; Wagner, Pauland Winner, Hermann. *Tire Concept Investigation for Wheeled Mobile Driving Simulators*. , 09/07, 2016.



# Betreute studentische Arbeiten zum auto.mobile-driving simulator

DZIUBA, P.; Entwicklung eines Notfallbremsystems für einen selbstfahrenden Fahrsimulator; Diplomarbeit 2016

ERNST, S.; Entwicklung und Applizierung einer vorgesteuerten kaskadierten Mehrgrößenreglerstruktur eines selbst-fahrenden Fahrsimulators; Diplomarbeit 2016

HERKNER, T.; Entwurf eines Regelungskonzepts einer Drehzahldifferenzlenkung für einen selbstfahrenden hoch- dynamischen Fahrsimulator; Diplomarbeit 2015

KOCKSCH, F.; Auslegung einer zweistufigen Fahrwerkskinematik für einen selbstfahrenden hochdynamischen Fahrsimulator; Diplomarbeit 2015

KÖRTKE, F.; Prädiktion der Fahrdynamik eines Kraftfahrzeuges für eine arbeitsraumoptimierte Fahrsimulatoransteuerung; Diplomarbeit 2017

RINGELHANN, C.; Aufbau und Einbindung eines Wahrnehmungsmodells des menschlichen Vestibularapparates zur Validierung von Fahrzeugbeschleunigungen in der Simulation; Diplomarbeit 2014

RINNERT, T.; Aufbau und Validierung eines MKS Fahrsimulatormodells zur Applizierung einer kaskadierten Mehrgrößenreglerstruktur; Diplomarbeit 2016

THÜRINGER, T.; Bewertung der Auswirkung von Beschleunigungen auf den menschlichen Körper in der Notstillsetzung eines neuartigen Fahrsimulatorkonzepts; Diplomarbeit 2016

UHL, J.; Entwurf eines Bewegungskonzepts mit dem Fokus der Lenkungsauslegung für einen selbstfahrenden hochdynamischen Fahrsimulator; Diplomarbeit 2015

WALTER, C.; Konzeptionierung einer Fahrsimulatorklassifizierung zum validen Einsatz in der Fahrzeugentwicklung; Diplomarbeit 2017

WEIß, R.; Erstellung eines Elektrik/Elektronik-Systemkonzepts für ein hochmodulares Fahrsimulator-Cockpit; Diplomarbeit 2015

WIEDEMANN, T.; Auslegung einer Fahrwerkskinematik für einen selbstfahrenden hochdynamischen Fahrsimulator; Diplomarbeit 2014

BEYGANG, F.; Erweiterung eines Fahrsimulator Motion Cueings mit einem prädiktiven Washout Algorithmus; Großer Beleg 2016

BLENZ, K.; Entwicklung einer Ansteuerung eines selbstfahrenden Simulators auf Basis einer kinematischen Trajektorienplanung; Großer Beleg 2016



DZIUBA, P.; Entwicklung eines radnahen Antriebskonzepts für einen neuartigen Fahrsimulator zur Ableitung von Reifenkenngrößen; Großer Beleg 2016

KOCKSCH, F.; Auslegung einer Bewegungsplattform für einen hochdynamischen Fahrsimulator zur Darstellung von Nick- und Wankbewegung sowie der Tilt-Coordination; Großer Beleg 2013

KOLBERG, S.; Simulative Fahrdynamikprädiktion eines Kraftfahrzeugs zur optimierten Ansteuerung eines Fahrsimulators; Großer Beleg 2016

KÖRTKE, F.; Erstellung einer redundanten alternierenden Fahrzeugsimulation zur prädiktiven Ansteuerung eines neuartigen Fahrsimulators; Großer Beleg 2016

MILLER, S.; Erstellung eines physikalischen Modells zur Vorsteuerung eines selbstfahrenden Fahrsimulators; Großer Beleg 2016

RING, P.; Auslegung einer radnahen Fahrwerkskinematik für einen selbstfahrenden hochdynamischen Fahrsimulator; Großer Beleg 2015

LEHMANN, M.; Implementierung eines Fahrsimulator-Steuerungsalgorithmus für einen Demonstrator; Studienarbeit 2016





# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Sitz des Vestibularorgans (Purves et al. 2004, S. 315 ff) .....	5
Abbildung 2.2: Funktion Vestibularorgan: rotatorische Beschleunigungen (OpenStax et al. 2013, S. 612) .....	6
Abbildung 2.3: Funktion Vestibularorgan: translatorische Beschleunigungen (OpenStax et al. 2013, S. 613) .....	6
Abbildung 2.4: Fehlinterpretation des Vestibularorgans (Purves et al. 2004, S. 315 ff).....	7
Abbildung 2.5: Funktionsprinzip Fahrsimulator .....	9
Abbildung 2.6: Funktion Tilt-Coordination (Abbildung rechts nach (Fischer 2009, S. 11)) .....	10
Abbildung 2.7: Aufschlüsselung Latenzzeiten nach (Weiß 2015, S. 22).....	12
Abbildung 3.1: g-g Diagramm (Bielaczek 1999) .....	15
Abbildung 3.2: Längsbeschleunigung (0-130-0 km/h) .....	15
Abbildung 3.3: Querb beschleunigung (Ausfahrt Autobahn).....	16
Abbildung 3.4: Querb beschleunigung (ISO Lane Change).....	16
Abbildung 3.5: Querb beschleunigung (Lenkwinkelimpuls) .....	17
Abbildung 3.6: Realfahrt Wilsdruff-Dresden .....	17
Abbildung 4.1: DLR Fahrsimulator (Pattberg 2005).....	20
Abbildung 4.2: Prinzip Schienensysteme .....	21
Abbildung 4.3: Daimler Fahrsimulator (Mercedes-Benz Deutschland 2015) .....	22
Abbildung 4.4: Toyota Fahrsimulator (Murano et al. 2009) .....	23
Abbildung 4.5: NADS Fahrsimulator (A. J. Clark et al. 2001).....	24
Abbildung 4.6: Stuttgarter Fahrsimulator (Pitz 2017, S. 11) .....	25
Abbildung 4.7: Driver in Motion Fahrsimulator (Vi-grade GmbH 2017) .....	26
Abbildung 4.8: Desdemona Simulator (Roza et al. 2007).....	27
Abbildung 4.9: CyberMotion Simulator (Nieuwenhuizen, Bühlhoff 2013) .....	28
Abbildung 4.10: Cable Robot Simulator (Miermeister et al. 2016).....	29
Abbildung 4.11: Kombinierte Tilt-Coordination und translatorische Bewegung.....	30
Abbildung 4.12: Frequenzdarstellung des Tilt-Translatorischen Systems nach (Betz 2015, S. 22).....	31
Abbildung 4.13: Darstellungsproblem am einfachen Schienensystem.....	32
Abbildung 4.14: 8 Fhg Motion-Filter nach (Fischer et al. 2011).....	33
Abbildung 4.15: 8 Fhg MCA Set 1 Beschleunigungen und Arbeitsraum (Tüschen, Prokop 2017).....	35
Abbildung 4.16: 8 Fhg MCA Set 2 Beschleunigungen und Arbeitsraum (Tüschen, Prokop 2017).....	36

Abbildung 4.17: Selbstfahrender Fahrsimulator Patent Donges (Donges 2001) .....	38
Abbildung 4.18: Selbstfahrender Fahrsimulator TU Eindhoven/Bosch Rexroth (Slob et al. 2009) .....	39
Abbildung 4.19: Radgondel des Bewegungssystems nach SLOB (Slob et al. 2009).....	40
Abbildung 4.20: WMDS TU Darmstadt (Betz 2015, S. 72).....	41
Abbildung 4.21: Bedarf Bewegungsraum WMDS nach (Betz 2015, S. 106) .....	43
Abbildung 4.22: Notbremssystem WMDS (links: inaktiv, rechts: aktiv) (Betz 2015, S. 83) .....	43
Abbildung 5.1: Schlupffrei rollendes Rad nach (Woernle 2016, S. 241 ff) .....	45
Abbildung 5.2: zeitl. Verlauf der Seitenkraft $F_y$ bei Sprungvorgabe Schräglaufwinkel (Heißing et al. 2007, S. 66).....	47
Abbildung 5.3: Rotation des selbstfahrenden Systems nach (Tüschen, Beitelschmidt, Tischer et al. 2016) .....	48
Abbildung 5.4: Bewegung aus Rotation in translatorische Bewegung nach (Uhl 2015).....	49
Abbildung 5.5: Bewegung des virtuellen Rades nach (Zima 2002) .....	50
Abbildung 5.6: Kritischer Bereich des Momentanpols .....	51
Abbildung 5.7: Kippsicherheit – Aufgespannte Fläche.....	53
Abbildung 5.8: Darstellung Kippsicherheit Fahrsimulator .....	54
Abbildung 5.9: x-Ausrichtung, Ruck: <b>37 ms<sup>3</sup></b> .....	55
Abbildung 5.10: x-Ausrichtung, Ruck: <b>25ms<sup>3</sup></b> .....	56
Abbildung 5.11: <b><math>\pi</math>8</b> -Ausrichtung, Ruck: <b>18ms<sup>3</sup></b> .....	56
Abbildung 5.12: x-Ausrichtung, Ruck: <b>25ms<sup>3</sup></b> mit reduzierter Einlauflänge .....	57
Abbildung 5.13: Funktionsstruktur (Tüschen, Beitelschmidt & Prokop 2016) .....	58
Abbildung 6.1: Funktionsstruktur: <i>amds</i> .....	60
Abbildung 6.2: auto.mobile-driving simulator mit 7 Fhg nach (AMST-Systemtechnik GmbH 2016)....	61
Abbildung 6.3: Anforderung der Fahrdynamik (Tüschen et al. 2017).....	63
Abbildung 6.4: Topologiemodell: zweistufige Fahrwerkskinematik (Tüschen et al. 2017) .....	65
Abbildung 6.5: Vereinfachtes Schnittmodell (Kocksch 2015, S. 49).....	66
Abbildung 6.6: Freischnitt der zweistufigen Fahrwerkskinematik (Kocksch 2015, S. 49) .....	66
Abbildung 6.7: Freiheitsgrad der oberen Kinematik (Kocksch 2015, S. 54) .....	68
Abbildung 6.8: Kräfte der oberen Kinematik (Kocksch 2015, S. 55) .....	69
Abbildung 6.9: Farbcodierung der Reifen der Kinematikanalyse.....	70
Abbildung 6.10: Variation der oberen Kinematik (Kocksch 2015, S. 63) .....	71
Abbildung 6.11: Variation der unteren Kinematik (Kocksch 2015, S. 65) .....	72



Abbildung 6.12: Abstimmung der oberen Kinematik (Kocksch 2015, S. 67) .....	74
Abbildung 6.13: Skizze Fahrwerkskinematik (Kocksch 2015, S. 68) .....	75
Abbildung 6.14: Radantrieb des <i>amds</i> .....	77
Abbildung 6.15: MKS-Modell <i>amds</i> (Rinnert 2016, S. 29) .....	80
Abbildung 6.16: Lenkungsmöglichkeiten des <i>amds</i> .....	81
Abbildung 6.17: Vergleich Aufbau Querbesehleunigung, Variation Lenkungstyp .....	83
Abbildung 6.18: Vergleich Aufbau Querbesehleunigung bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten	84
Abbildung 7.1: Funktionsstruktur: <i>MF</i> .....	85
Abbildung 7.2: Frequenzteilung <i>MF</i> .....	86
Abbildung 7.3: <i>MF</i> eines 8-Fhg-Fahrsimulators (Fischer et al. 2011) .....	87
Abbildung 7.4: <i>MF</i> des WMDS (Betz 2015, S. 50 ff) .....	89
Abbildung 7.5: <i>MF</i> Übersicht .....	91
Abbildung 7.6: <i>MF</i> Subsystem Rotation .....	93
Abbildung 7.7: <i>MF</i> Rotationsgeschwindigkeit .....	93
Abbildung 7.8: <i>MF</i> Subsystem Wash-Out .....	93
Abbildung 7.9: $\tau_1$ Variation .....	95
Abbildung 7.10: Ergebnis <i>MF amds</i> Testfahrt ( $Skal = 0.6$ ; $\tau_1 = 65$ s, $\tau_2 = 4,85$ s) .....	96
Abbildung 7.11: Ergebnis <i>MF amds</i> Testfahrt, angepasste Grenzwerte ( $Skal = 0.6$ ; $\tau_1 = 65$ s, $\tau_2 = 1,38$ s) .....	97
Abbildung 7.12: Ergebnis <i>MF amds</i> Nürburgring ( $Skal = 0.6$ ; $\tau_1 = 65$ s, $\tau_2 = 4,85$ s) .....	97
Abbildung 7.13: Ergebnis <i>MF amds</i> Nürburgring, angepasste Grenzwerte ( $Skal = 0.6$ ; $\tau_1 = 65$ s, $\tau_2 = 1,38$ s) .....	98
Abbildung 7.14: Ergebnis <i>MF 8</i> FHG Testfahrt ( $Skal = 0.6$ ) .....	99
Abbildung 7.15: Ergebnis <i>MF 8</i> FHG Nürburgring ( $Skal = 0.6$ ) .....	99
Abbildung 8.1: Funktionsstruktur: <i>MC</i> .....	101
Abbildung 8.2: Gesamtübersicht <i>MC</i> nach (Tüschen, Beitelschmidt & Prokop 2016) .....	102
Abbildung 8.3: Horizontaldynamik (Tüschen, Beitelschmidt & Prokop 2016) .....	104
Abbildung 8.4: Aufteilung Gesamtkraft /-moment (Tüschen, Beitelschmidt & Prokop 2016) .....	107
Abbildung 8.5: Funktion inverses Reifenmodell (Ernst 2016, S. 38) .....	110
Abbildung 8.6: Erstellung inverses Reifenmodell (Ernst 2016, S. 38) .....	110
Abbildung 8.7: links: Interpolierte Schlupfkennlinie; rechts: inverse Schlupfkennlinie (Ernst 2016, S. 43) .....	112
Abbildung 8.8: <i>UA</i> longitudinal .....	113

Abbildung 8.9: UA lateral .....	114
Abbildung 8.10: Lenkwinkelberechnung (Ernst 2016, S. 53 f) .....	115
Abbildung 8.11: Längskrafttrampe (Ernst 2016, S. 57) .....	116
Abbildung 8.12: Querkrafttrampe (Ernst 2016, S. 61) .....	117
Abbildung 8.13: Kombinierte Bewegung; Beschleunigungsvorgabe und –umsetzung (Ernst 2016, S. 66) .....	118
Abbildung 8.14: Kombinierte Bewegung; Längs- und Quereschleunigungsfehler (Ernst 2016) .....	119
Abbildung 8.15: Kombinierte Bewegung; Querkraftfehler (Ernst 2016) .....	119
Abbildung 8.16: Kombinierte Bewegung; Längskraftfehler (Ernst 2016) .....	120
Abbildung 8.17: Kombinierte Bewegung; Gierrate und –winkel (Ernst 2016, S. 67) .....	120
Abbildung 9.1: Zonen der Fahrfläche .....	122
Abbildung 9.2: Prinzip des Absenkens (links: Normalfahrt; rechts: Nothalt) .....	124
Abbildung 9.3: Beispielhafte Umsetzung der Absenkungsauslösung (ohne Arretierung) (Dziuba 2016, S. 53) .....	124
Abbildung 9.4: Nothalt-Anhalteweg .....	126
Abbildung 9.5: Definition der Kraftwirkungsrichtung auf den Probanden (Thüringer 2016, S. 11) ...	127
Abbildung 9.6: Auftretende Beschleunigung bei einem Nothalt des amds (Thüringer 2016, S. 10) ..	128
Abbildung 9.7: FEM-Modell des Cockpits mit THUMS Menschmodell (Thüringer 2016, S. 33) .....	128
Abbildung 9.8: Absolute Kopfverlagerung (Variante „Gurtlose“, 8 Ausrichtungen) (Thüringer 2016, S. 47) .....	129
Abbildung 9.9: Koronaler Schnitt (Variante „Gurtlose“; rot: 225°, blau: 270°) (Thüringer 2016, S. 50) .....	130
Abbildung 9.10: Kopfauslenkung in y-Richtung (Variante „Gurtlose“) (Thüringer 2016, S. 50) .....	130
Abbildung 9.11: Kontaktkraft der Schulter (Variante „Gurtlose“) (Thüringer 2016, S. 51) .....	131
Abbildung 9.12: Absolute Kopfverlagerung (Varianten „Gurtstraffer“ (GLR) und vorzeitig aktivierter Gurtstraffer (GLVR)) (Thüringer 2016, S. 53) .....	132
Abbildung 9.13: Koronaler Schnitt der Richtung 225° (rot: GL, blau: GLR, grün: GLVR) (Thüringer 2016, S. 55) .....	133
Abbildung 9.14: Schulterkraft der Richtung 225° (Thüringer 2016, S. 55) .....	133
Abbildung 9.15: Koronaler Schnitt der Richtung 270° (rot: GL, blau: GLR, grün: GLVR) (Thüringer 2016, S. 56) .....	133
Abbildung 9.16: Schulterkraft der Richtung 270° (Thüringer 2016, S. 56) .....	133



# Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Wahrnehmungskanäle (Tiesler 1973, Advani et al. 2002) .....	4
Tabelle 2.2: Schwellen der menschlichen Bewegungswahrnehmung auf Basis (Fischer 2009, S. 14, Betz 2015, S. 16) .....	8
Tabelle 4.1: Eigenschaften Bewegungsraum – DLR Fahrsimulator (Stöbe 2006) .....	20
Tabelle 4.2: Eigenschaften Bewegungsraum – Daimler (Zeeb 2010) .....	22
Tabelle 4.3: Eigenschaften Bewegungsraum – Toyota Fahrsimulator (Murano et al. 2009) .....	23
Tabelle 4.4: Eigenschaften Bewegungsraum – NADS Fahrsimulator (A. J. Clark et al. 2001) .....	24
Tabelle 4.5: Eigenschaften Bewegungsraum – Stuttgarter Fahrsimulator (Pitz 2017, S. 13) .....	25
Tabelle 4.6: Eigenschaften Bewegungsraum – Driver in Motion Fahrsimulator (DIM 150 System) (Vigrade GmbH 2017) .....	26
Tabelle 4.7: Eigenschaften Bewegungsraum – Desdemona Simulator (Roza et al. 2007) .....	27
Tabelle 4.8: Eigenschaften Bewegungsraum – MPI CyberMotion Simulator (Nieuwenhuizen, Bülhoff 2013) .....	28
Tabelle 4.9: Cable Robot Simulator (Miermeister et al. 2016) .....	29
Tabelle 4.10: 8 Fhg Motion-Filter Parametrierung .....	33
Tabelle 4.11: Anforderung Bewegungssystem (Slob et al. 2009) .....	39
Tabelle 4.12: Spezifikationen WMDS (Betz 2015, S. 81) .....	42
Tabelle 7.1: Eingangsgrößen des $MF$ .....	91
Tabelle 8.1: Eingangsgrößen $VA$ – Parameter .....	103
Tabelle 8.2: Eingangsgrößen $VA$ – Systemgrößen .....	103
Tabelle 8.3: Eingangsgrößen $VA$ – Parameter .....	109
Tabelle 8.4: Eingangsgrößen $UA$ – Systemgrößen .....	109
Tabelle 8.5 Auflösung LUT Längsdynamik (Ernst 2016, S. 40) .....	111
Tabelle 8.6 Auflösung LUT Querdynamik (Ernst 2016, S. 41) .....	111
Tabelle 8.7: Reglerparametrierung $UA_{long}$ (Ernst 2016, S. 58) .....	116
Tabelle 8.8: Reglerparametrierung $UA_{lat}$ (Ernst 2016, S. 61) .....	117
Tabelle 9.1: Sicherheitszustände .....	123



# Formelzeichenverzeichnis

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung	Kapitel
$\vartheta_{\text{Tilt}}; \vartheta_{\text{Tilt}_x}; \vartheta_{\text{Tilt}_y}$	rad	Tilt-Winkel (in x; y Richtung)	2.2.2
$g$	$\text{m/s}^2$	Erdbeschleunigung	2.2.2
$\ddot{x}_{\text{Tilt}}; \ddot{y}_{\text{Tilt}}$	$\text{m/s}^2$	Virtuelle Tilt-Beschleunigung	2.2.2
$\ddot{\ddot{x}}_{\text{Tilt}_{\text{max}}}; \ddot{\ddot{y}}_{\text{Tilt}_{\text{max}}}$	$\text{m/s}^3$	max. Änderung der Tilt-Beschleunigung	2.2.2
$t_{\text{hapt}}, t_{\text{kin}}, t_{\text{vis}}, t_{\text{real}}$	s	Latenz – haptisch, kinästhetisch, visuell, real am Fzg wirkend	2.2.4
$f_{\text{TC}_{\text{max}}}$	Hz	maximale Grenzfrequenz der simulierten Tilt-Coordination Beschleunigung	4.2.1
$a_{\text{TC}_{\text{max}}}$	$\text{m/s}^3$	maximale Tilt-Coordination Beschleunigung	4.2.1
$\dot{\varphi}_{\text{tilt}_{\text{max}}}$	$^{\circ}/\text{s}$	maximale Tilt-Coordination Winkelrate	4.2.1
$m_{\text{hex}}$	t	Masse Hexapod	4.2.2
$a_{\text{max}}$	$\text{m/s}^2$	maximale Beschleunigung	4.2.2
$F_{\text{hex}}$	N	notwendige Antriebskraft der Schiene für Hexapod	4.2.2
$F_{\text{hex}_{\text{sled}}}$	N	notwendige Antriebskraft der Schiene für Hexapod und Schlitten	4.2.2
$\omega_{\text{mf}}; \omega_{\text{lf}}; \omega_{\text{hw}}; \omega_{\text{sw}}$	rad/s	Hochpassparameter	4.2.3
$v_x$	m/s	Längsgeschwindigkeit des Reifens	5.1
$\alpha$	rad	Schräglaufwinkel	5.1
$\kappa$	–	Reifenlängsschlupf	5.1
$\sigma_{\alpha, \kappa}$	m	Einlauflänge (quer, längs)	5.1
$c_{\alpha}$	N/rad	Schräglaufsteifigkeit des Reifens	5.1
$c_y$	N/(rad · m)	statische Reifenseitensteifigkeit	5.1

$c_x$	N/–	Längsschlupfsteifigkeit des Reifens	5.1
$c_x$	N/m	statische Reifenlängssteifigkeit	5.1
$l_{\text{Arm}}$	m	Länge eines Auslegers (Radaufstandspunkt – Mittelpunkt Bewegungsplattform)	5.2
$t_{\text{Lat}}$	s	Latenzzeit	5.2
$l_{\text{EL}}$	m	Einlauflänge des Reifens	5.2
$v_{\text{not}}$	m/s	notwendige translatorische Längs- geschwindigkeit des Reifens	5.2
$r_{\text{krit,min/max}}$	m	minimale/maximale kritische Radius	5.3.1
$\beta$	rad	Öffnungswinkel der Ausleger	5.3.1
$n_{\text{Ausl}}$	–	Anzahl der Ausleger	5.3.1
$A_{\text{krit}}$	m <sup>2</sup>	Fläche der kritischen Momentanpollage	5.3.1
$l_{\text{krit}}$	m	Abstützlänge	5.3.1
$h_{\text{SP}}$	m	Höhe des Fahr Simulator Schwer- punkts	5.3.1
$h_{\text{amds}}$	m	Gesamthöhe amds	6.1
$l_{12}$	m	Spurbreite amds in x-Richtung	6.1
$m_{\text{amds}}$	kg	Masse des amds	6.1
$J_{\text{SP}}$	kgm <sup>2</sup>	Trägheitsmoment	6.1
$E_{Ll}; E_{Lr}; E_{Rl}; E_{Rr}$	–	Radaufstandspunkte (Lin- ke/Rechte Gondel – linkes/rechtes Rad)	6.2.3
$E_L; E_R$	–	Momentanpol (Linke/Rechte Gondel)	6.2.3
$\mu$	–	Kraftschlussbeiwert	6.2.3
$M_{\text{YASA}}$	Nm	Moment der Antriebsmotoren	6.3.1
$n_{\text{YASA}}$	U/min	Drehzahl der Antriebsmotoren	6.3.1

$r_{\text{dyn}}$	m	dynamischer Reifenrollradius	6.3.1
$M_{\text{max}}$	Nm	maximal benötigtes Moment der Antriebsmotoren	6.3.1
$n_{\text{max}}$	U/min	maximal benötigte Drehzahl der Antriebsmotoren	6.3.1
$m_{\text{Rad}}$	kg	Masse des Rades inkl. Getriebe und Felge	6.3.1
$P_{\text{tra}}$	W	translatorische Beschleunigungsleistung	6.3.2
$P_{\text{rot}}$	W	rotatorische Beschleunigungsleistung	6.3.2
$P_{\text{air}}$	W	Luftwiderstandsleistung	6.3.2
$P_{\text{roll}}$	W	Rollwiderstandsleistung	6.3.2
$P_{\text{slip}}$	W	Schlupfleistung	6.3.2
$P_{\text{ste}}$	W	Lenkleistung	6.3.2
$c_w$	–	Luftwiderstandsbeiwert	6.3.2
$A_{\text{LW}}$	m <sup>2</sup>	projizierte Luftwiderstandsfläche	6.3.2
$\rho_{\text{air}}$	kg/m <sup>3</sup>	Luftdichte	6.3.2
$f_{\text{roll}}$	–	Rollwiderstandsbeiwert	6.3.2
$\epsilon_{\text{IMG}}$	–	Wirkungsgrad Inverter-Motor-Getriebe	6.3.2
$\epsilon_{\text{rek}}$	–	Wirkungsgrad Rekuperation	6.3.2
$c_{\text{rsm}}$	Nm / rad	Steigung der linearisierten Reifenrückstellmomentkurve	6.3.2
$S$	–	Reifenlängsschlupf	6.3.2
$J_{\text{ste}}$	kgm <sup>2</sup>	Trägheitsmoment der Radgondel	6.3.2
$\kappa_{\text{Kurve}}$	1/m	Kurvenkrümmung	6.4.2
$\delta_{\text{v,h}}$	rad	Lenkwinkel vorne, hinten	6.4.2





$\square_{\text{Sen}}$		Messgröße der jeweiligen Variable	7
$\square_{\text{MF}}$		Ausgaben aus dem Motion Filter	7
$v_t$	m/s	Translatorische Geschwindigkeit des amds	7.2.2
$v_u$	m/s	Translatorische Geschwindigkeit der Radgondeln durch die Rotation	7.2.2
$\ddot{x}_{\text{Pr}}; \ddot{y}_{\text{Pr}}$	m/s <sup>2</sup>	Prädizierte Beschleunigung (längs, quer)	7.2.3
$\ddot{x}_{\text{MF\_WO}}; \ddot{y}_{\text{MF\_WO}}$	m/s <sup>2</sup>	Wash-Out-Beschleunigung des Motion Filters	7.2.3
$r_{\text{FF}}$	m	Radius der Fahrfläche	7.2.3
$M_{ij}$	Nm	Antriebsmomente	8
$\delta_i$	rad	Lenkwinkel	8
$F_{\text{tot}}$	N	Umzusetzende Gesamtkraft	8.1.1
$M_{\text{tot}}$	Nm	Umzusetzendes Gesamtmoment	8.1.1
$F_{\text{air}}$	N	Luftwiderstandskraft	8.1.1
$F_{\text{roll}}$	N	Rollwiderstandskraft	8.1.1
$K_{\text{DR } i}$	–	Drehrichtungsumkehr	8.1.2
$\gamma_{\text{KRW}}$	rad	Winkel des Gesamtkraftvektors	8.1.2
$Pot_{\text{abs,rel}}$	–	absolutes, relatives Kraftpotenzial der Radgondeln	8.1.2
$F_{\text{oF}}$	N	orthogonale Komponente der Radgondelkraft	8.1.2
$M_{\text{Ausgleich}}$	Nm	Ausgleichmoment	8.1.2
$F_{\text{M}}$	N	Kraftkomponente des Ausgleichsmoments	8.1.2
$\gamma_{i, \text{Sen}}$	rad	Sturzwinkel der Radgondeln	8.2
$J_{\text{R}}$	kgm <sup>2</sup>	Trägheitsmoment des Rades	8.2



$\mu_{NH}$	–	Reibwertkoeffizient beim Nothalt	9.2.1
$a_{NH\_max}$	m/s <sup>2</sup>	Maximale Beschleunigung beim Nothalt	9.2.2
$E_{trans}$	J	Translatorisch kinetische Energie	9.2.3
$E_{rot}$	J	Rotatorisch kinetische Energie	9.2.3
$s_{NH}$	m	Bremsweg des Nothalts	9.2.3
$s_A$	m	Bremsweg der Ansprechzeit	9.2.3
$s_V$	m	Bremsweg der Ansprechzeit	9.2.3
$t_A$	s	Ansprechzeit	9.2.3
$E_{NH}$	J	Nothalt Energie	9.2.3
$\Delta h_{SP}$	m	Änderung der SP-Höhe beim Nothalt	9.2.3



# Anhang

## A. Längs-, Querbeschleunigung, Gierrate

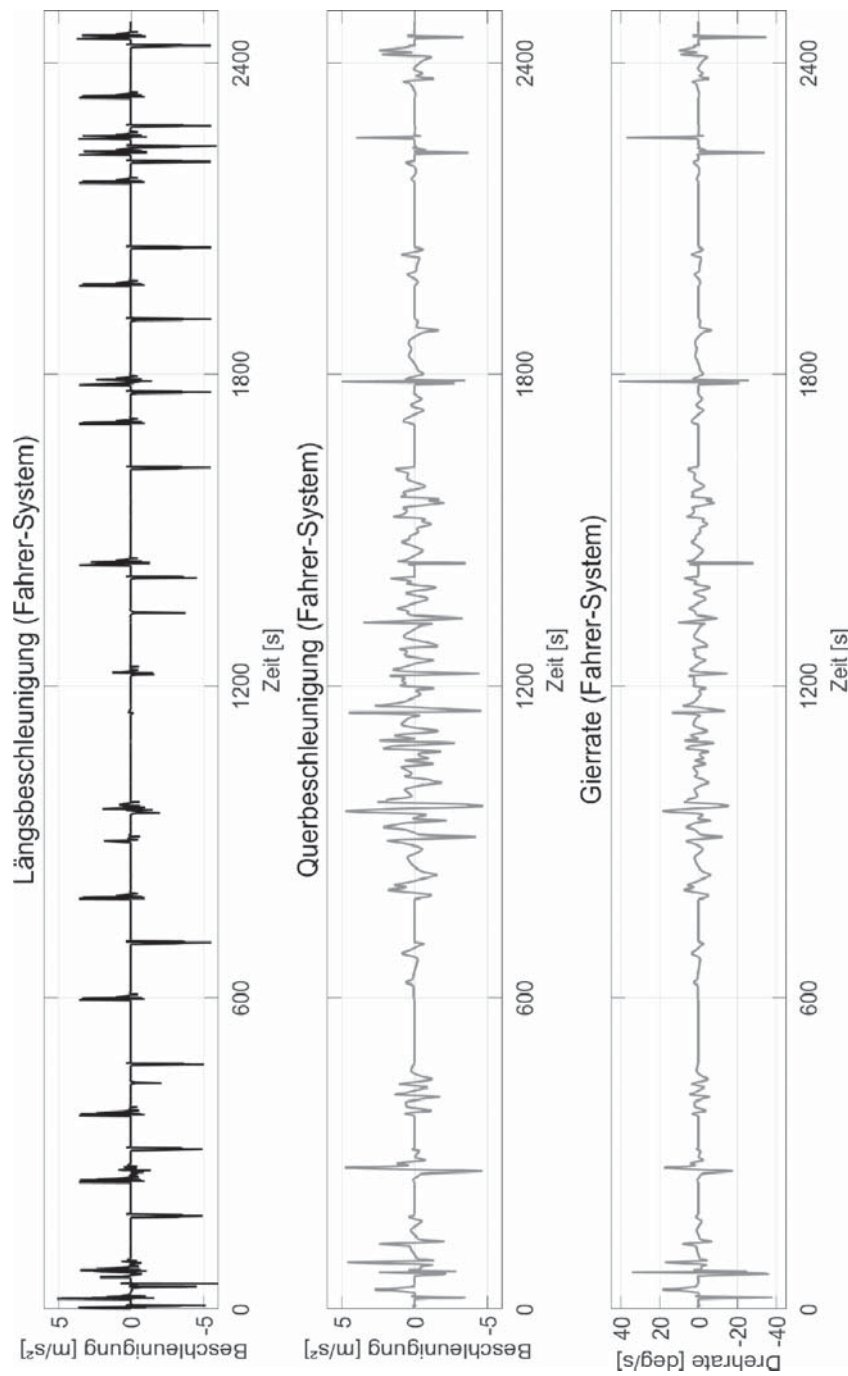


Abbildung Anhang A.1: Teststrecke

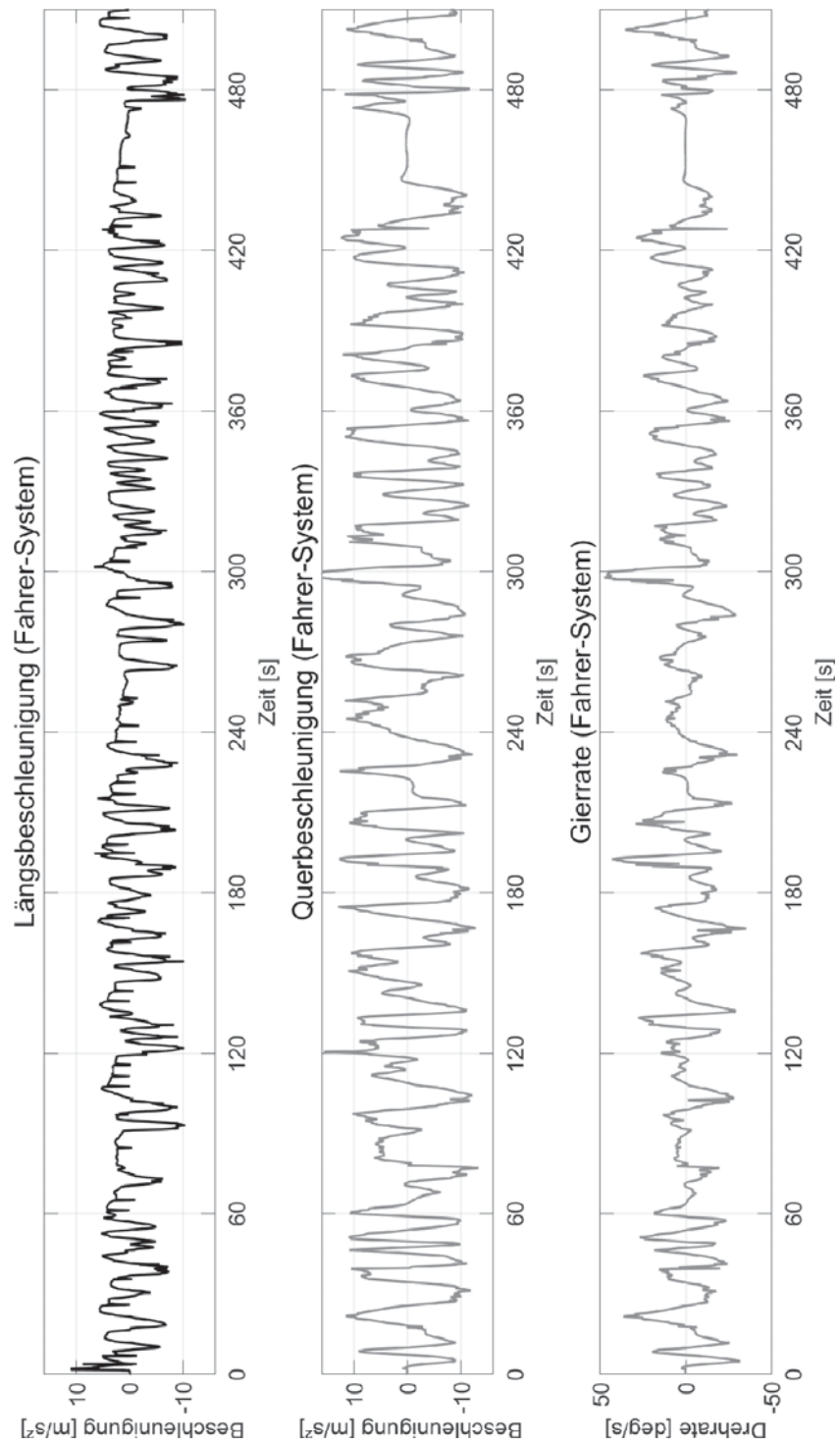


Abbildung Anhang A.2: Nürburgring

## B. 8 Fhg MF – Beispielfahrten

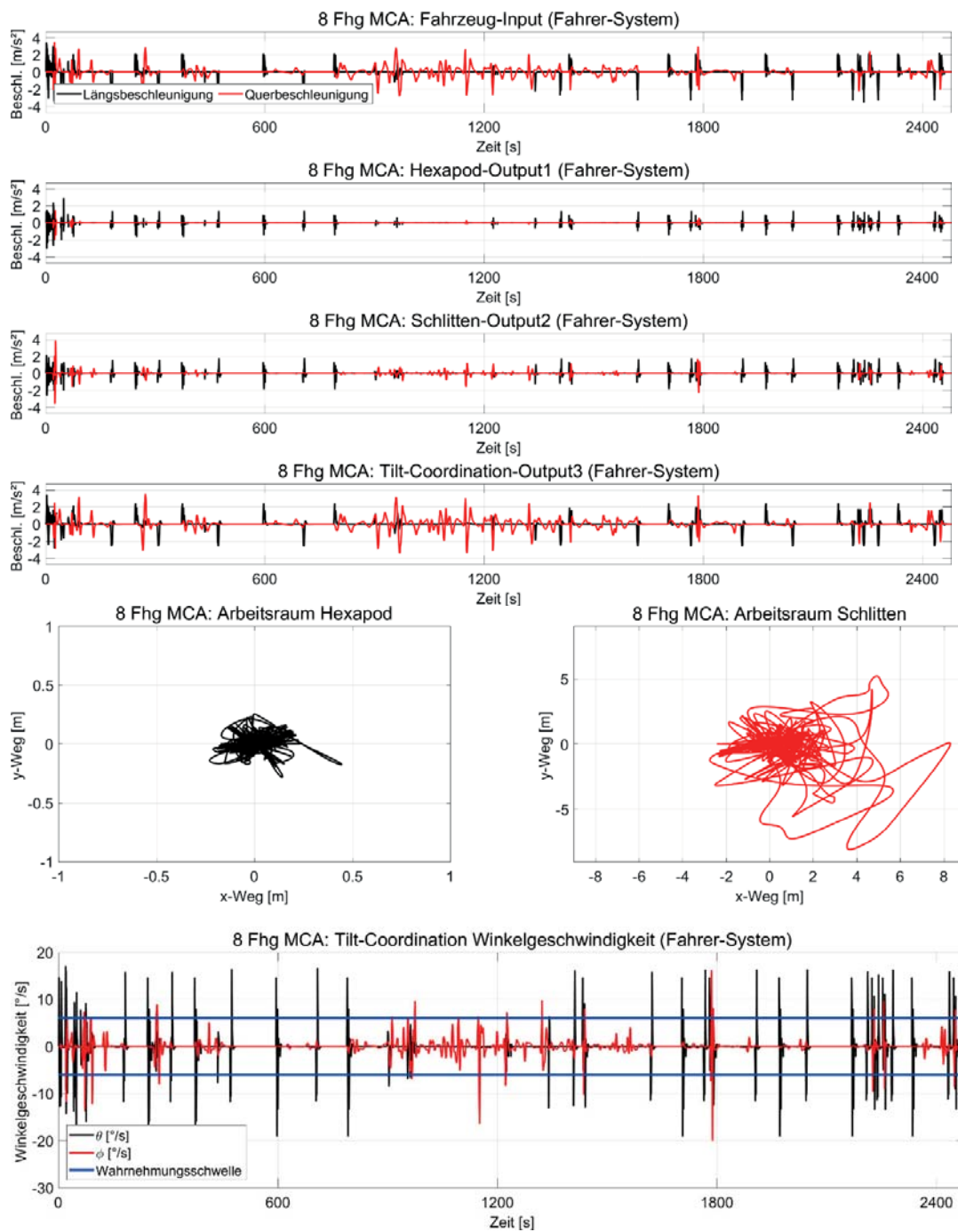


Abbildung Anhang B.1: Teststrecke – 8 Fhg MCA Set 1 Beschleunigungen und Arbeitsraum

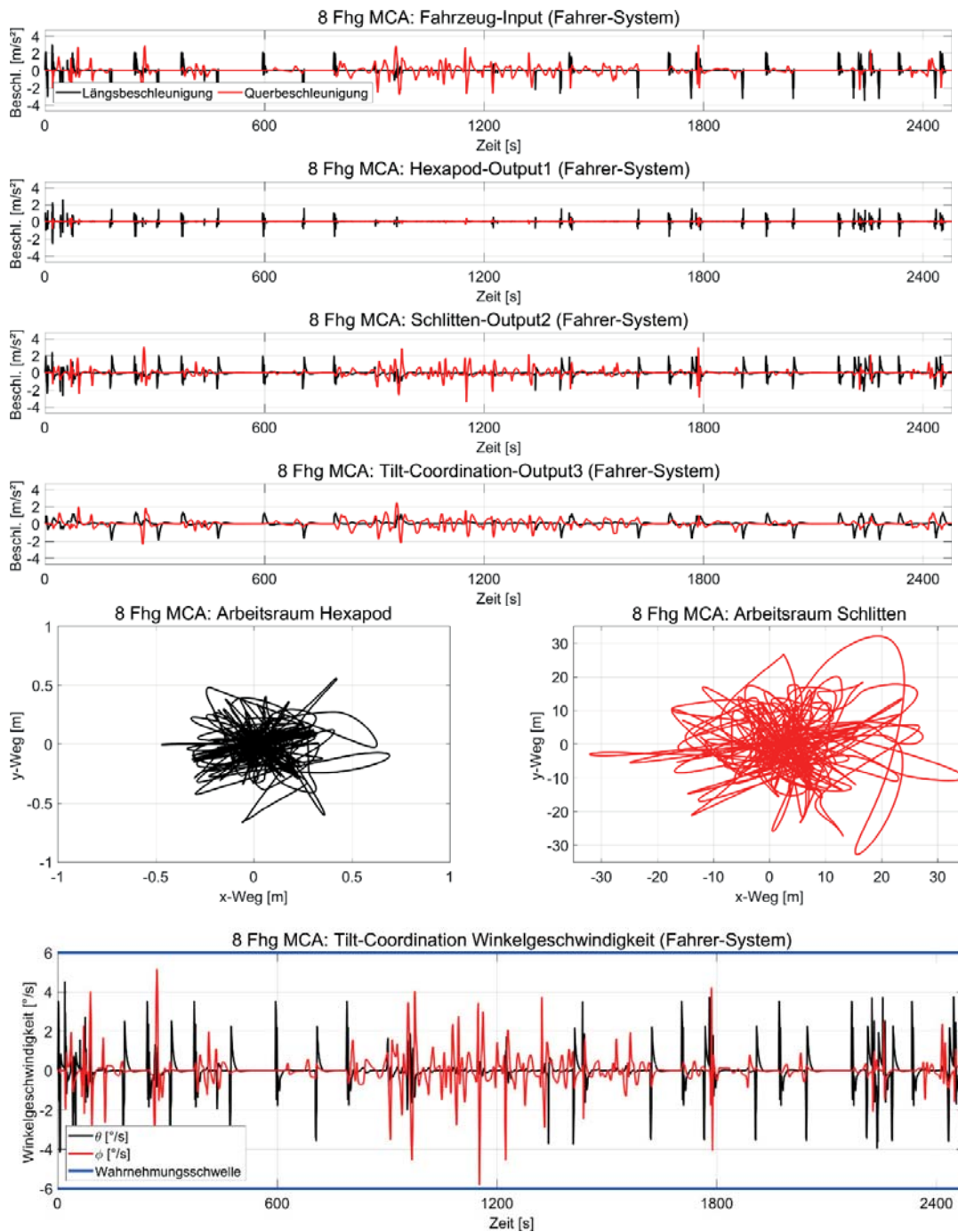


Abbildung Anhang B.2: Teststrecke – 8 Fhg MCA Set 2 Beschleunigungen und Arbeitsraum

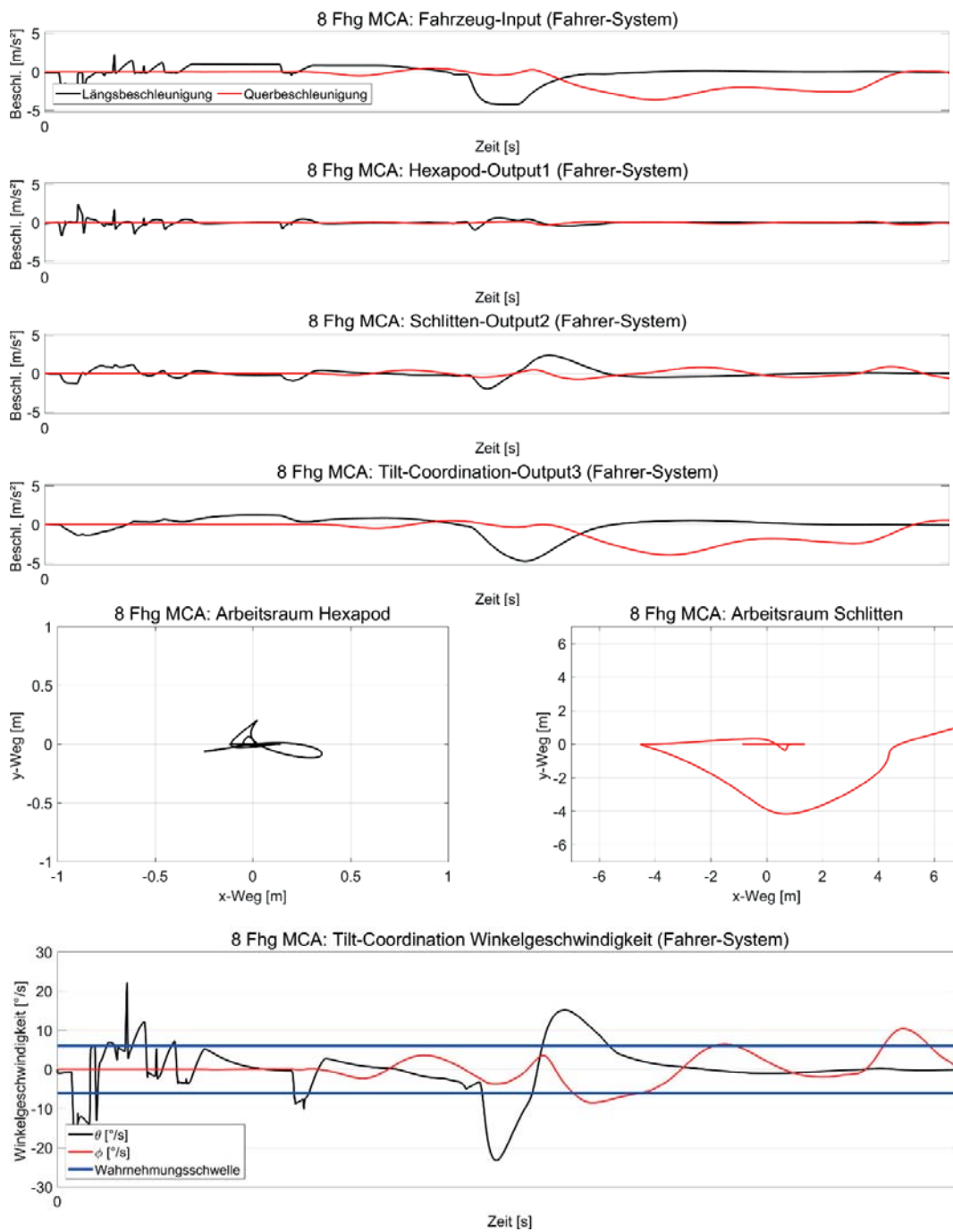


Abbildung Anhang B.3: Ausfahrt – 8 Fhg MCA Set 1 Beschleunigungen und Arbeitsraum

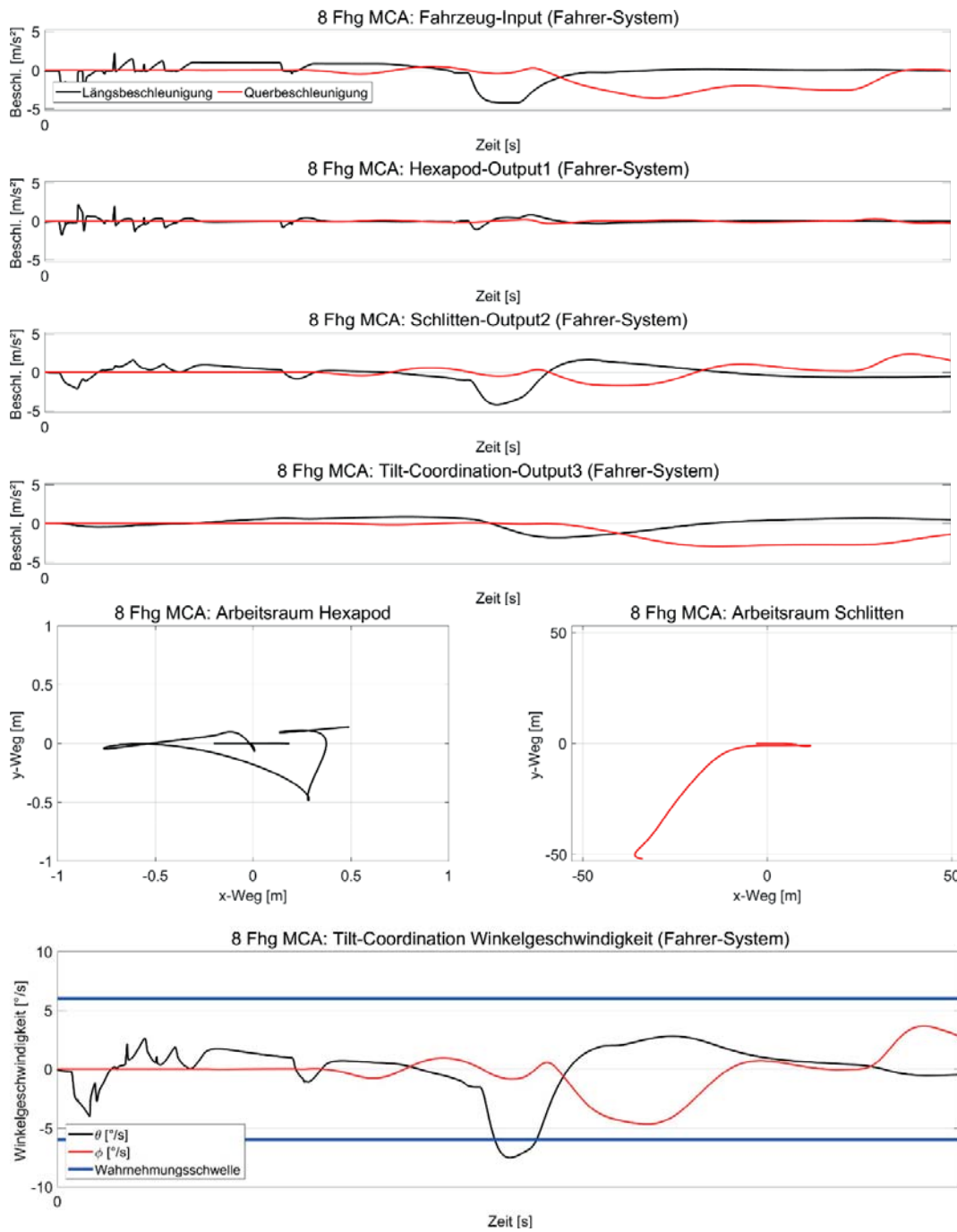


Abbildung Anhang B.4: Ausfahrt – 8 Fhg MCA Set 2 Beschleunigungen und Arbeitsraum





## C. Berechnung Basisorbitalradius

Kreisfahrradius ohne Tilt-Coordination Kompensation:

$$r_{\text{res}} = \frac{v_{\text{not}}^2}{\ddot{y}_{\text{max}}} = \underline{405 \text{ m}} \quad (\text{C.1})$$

Kreisfahrradius mit Tilt-Coordination Kompensation:

$$r_{\text{res\_TCK}} = \frac{v_{\text{not}}^2}{\ddot{y}_{\text{max}} + a_{\text{TC\_max}}} \approx \underline{19,29 \text{ m}} \quad (\text{C. 2})$$

mit:

$t_{\text{Lat}} = 0,05 \text{ s}$ ... Latenzzeit

$\ddot{y}_{\text{max}} = 0,2 \text{ m/s}^2$ ... Wahrnehmungsschwellen Quereschleunigung

$a_{\text{TC\_max}} = 4 \text{ m/s}^2$ ... maximale Tilt-Coordination Kompensation

$l_{\text{RE}} = 0,45 \text{ m}^{28}$ ... Einlauflänge

$v_{\text{not}} = \frac{l_{\text{RE}}}{t_{\text{Lat}}} = 9 \text{ m/s}$ ... notwendige Geschwindigkeit

---

<sup>28</sup> Reifen Typ: Dunlop Sport Maxx XL 325/30 R21 108 Y  
Einlauflänge über Prüfstandsmessung:  $l_{\text{RE}} = 450 \text{ mm}$  bei Radlast von 5 kN und Fülldruck von 3 bar



## D. Lage Momentanpol

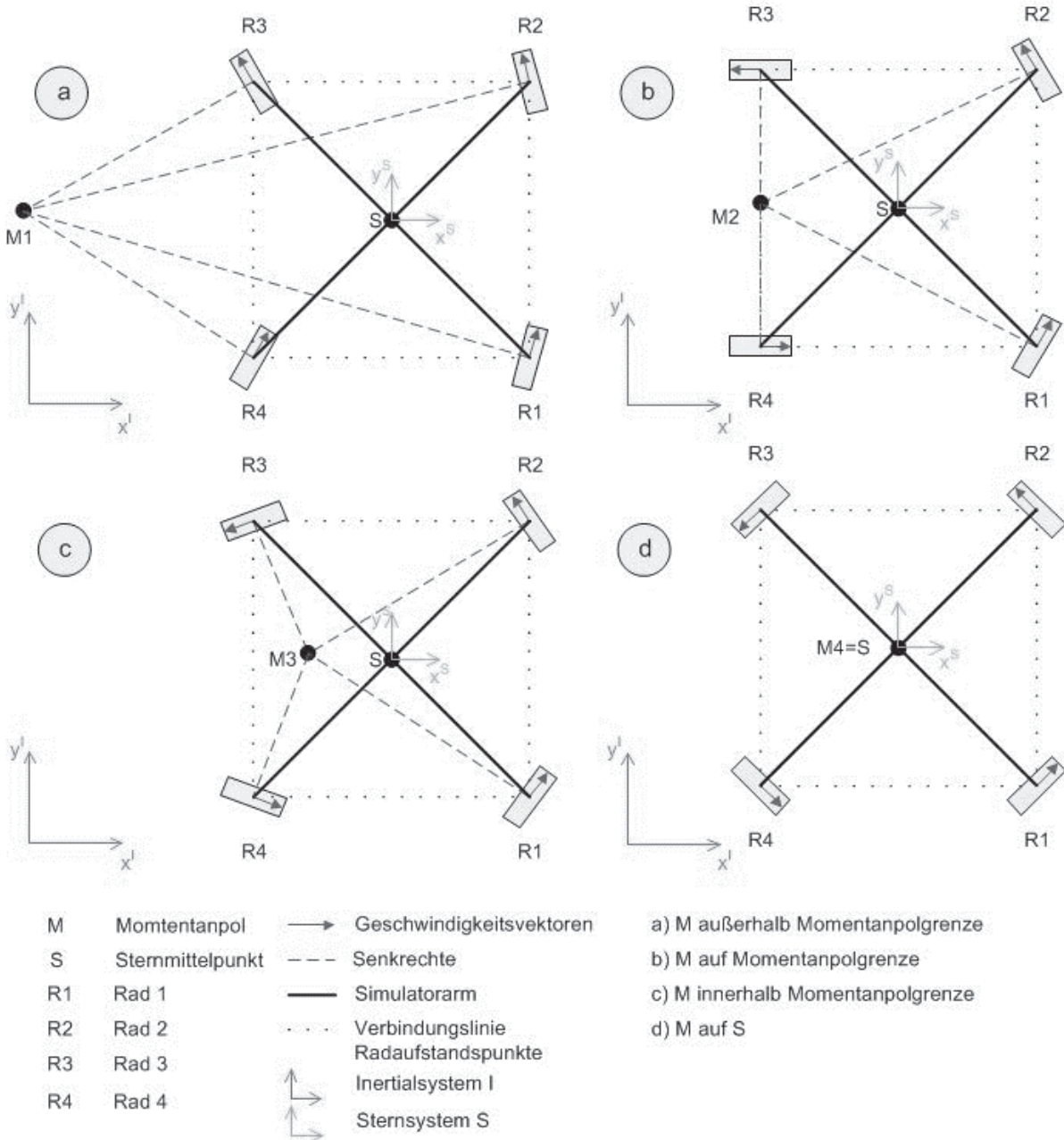


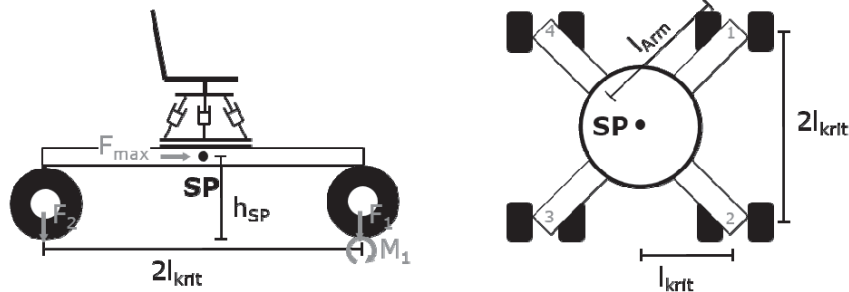
Abbildung Anhang D.1: Mögliche Lage Momentanpol



## E. Kippsicherheit

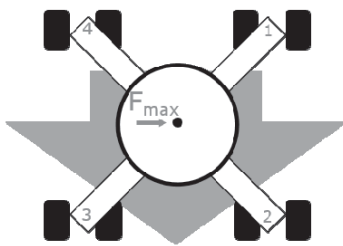
### 4 Aufstandspunkte

#### Prinzipskizze Fahrsimulator



#### Ausrichtung Fahrsimulator

##### x-Ausrichtung



##### + -Ausrichtung

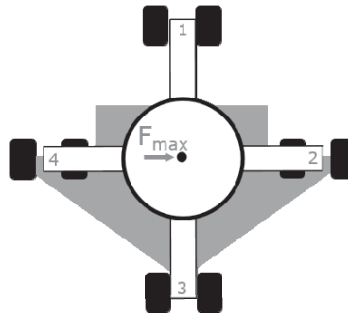


Abbildung Anhang E.1: Kippsicherheit

$$F_{1...4} = \frac{1}{4} m_{FS} \cdot g; F_{max} = a_{max} \cdot m_{FS}; l_{krit} = \sqrt{\frac{1}{2}} l_{Arm}$$

#### Berechnung Kippgrenze x-Ausrichtung (4 Aufstandspunkte)

$$F_{max} \cdot h_{SP} \leq (F_3 + F_4) \cdot 2 \cdot l_{krit} \quad (\text{E.1})$$

$$a_{max} \cdot m_{FS} \cdot h_{SP} \leq \frac{2}{4} m_{FS} \cdot g \cdot 2 \cdot \sqrt{\frac{1}{2}} l_{Arm} \quad (\text{E.2})$$

$$h_{SP} \leq \frac{g}{a_{max}} \cdot \sqrt{\frac{1}{2}} l_{Arm} \quad (\text{E.3})$$

#### Berechnung Kippgrenze +-Ausrichtung (4 Aufstandspunkte)

$$F_{max} \cdot h_{SP} \leq F_4 \cdot 2l_{Arm} + (F_1 + F_3) \cdot l_{Arm} \quad (\text{E.4})$$

$$a_{max} \cdot m_{FS} \cdot h_{SP} \leq m_{FS} \cdot g \cdot l_{Arm} \quad (\text{E.5})$$

$$\underline{h_{SP} \leq \frac{g}{a_{\max}} \cdot l_{\text{Arm}}} \quad (\text{E.6})$$

### **3 Aufstandspunkte**

$$F_{1...3} = \frac{1}{3} m_{\text{FS}} \cdot g; F_{\max} = a_{\max} \cdot m_{\text{FS}}; l_{\text{krit}} = \frac{1}{2} l_{\text{Arm}}; l_{\text{Kante}} = \sqrt{3} l_{\text{Arm}}$$

Berechnung Kippgrenze kritische-Ausrichtung (3 Aufstandspunkte)

$$F_{\max} \cdot h_{\text{SP}} \leq F_3 \cdot (l_{\text{Arm}} + l_{\text{krit}}) \quad (\text{E.7})$$

$$a_{\max} \cdot m_{\text{FS}} \cdot h_{\text{SP}} \leq \frac{1}{3} m_{\text{FS}} \cdot g \cdot \frac{3}{2} l_{\text{Arm}} \quad (\text{E.8})$$

$$\underline{h_{\text{SP}} \leq \frac{g}{a_{\max}} \cdot \frac{1}{2} l_{\text{Arm}}} \quad (\text{E.9})$$

Berechnung Kippgrenze unkritische-Ausrichtung (3 Aufstandspunkte)

$$F_{\max} \cdot h_{\text{SP}} \leq F_3 \cdot \frac{1}{2} \cdot l_{\text{Kante}} + F_2 \cdot l_{\text{Kante}} \quad (\text{E.10})$$

$$a_{\max} \cdot m_{\text{FS}} \cdot h_{\text{SP}} \leq m_{\text{FS}} \cdot g \cdot l_{\text{Arm}} \cdot \left( \frac{1}{6} \cdot \sqrt{3} + \frac{1}{3} \cdot \sqrt{3} \right) \quad (\text{E.11})$$

$$\underline{h_{\text{SP}} \leq \frac{g}{a_{\max}} \cdot \sqrt{\frac{3}{4}} l_{\text{Arm}}} \quad (\text{E.12})$$

## F. Fahrwerkskinematikpunkte

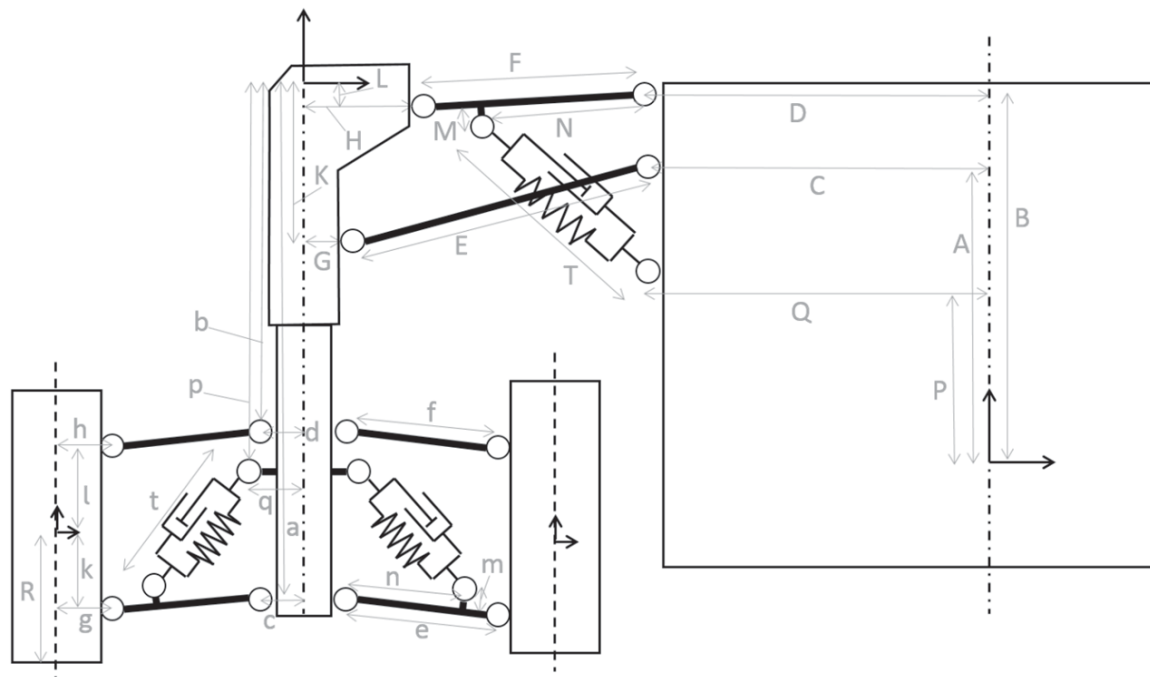


Abbildung Anhang F.1: Fahrwerkskinematikpunkte (Kocksch 2015)

Tabelle Anhang F.1: Fahrwerkskinematikpunkte (Kocksch 2015)

Obere Kinematik	Maß in mm	Untere Kinematik	Maß in mm
A	400	a	960
B	600	b	580
C	1250	c	50
D	1290	d	50
E	750	e	250
F	500	f	250
G	10	g	101
H	215	h	101
K	300	k	193
L	20	l	193
M	50	m	33
N	360	n	215

P	170	p	700
Q	1280	q	80
Federsteifigkeit $c_{F_0}$	1000 N/mm	Federsteifigkeit $c_{F_u}$	300 N/mm
Länge der entspannten Feder $s_{F_0,0}$	516,3 mm	Länge der entspannten Feder $s_{F_u,0}$	317 mm
Länge der Feder in Konstruktionslage $s_{F_0,K_0}$	526,3 mm	Länge der Feder in Konstruktionslage $s_{F_u,K_0}$	301,3 mm
Dämpferkennwert $d_o$	210 Ns/mm	Dämpferkennwert $d_u$	100 Ns/mm

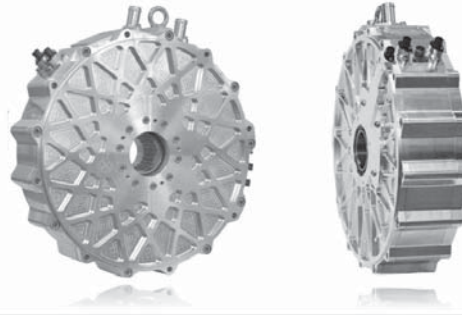


## G. YASA-750 Product Sheet



### YASA 750 R

#### AXIAL FLUX ELECTRIC MOTOR

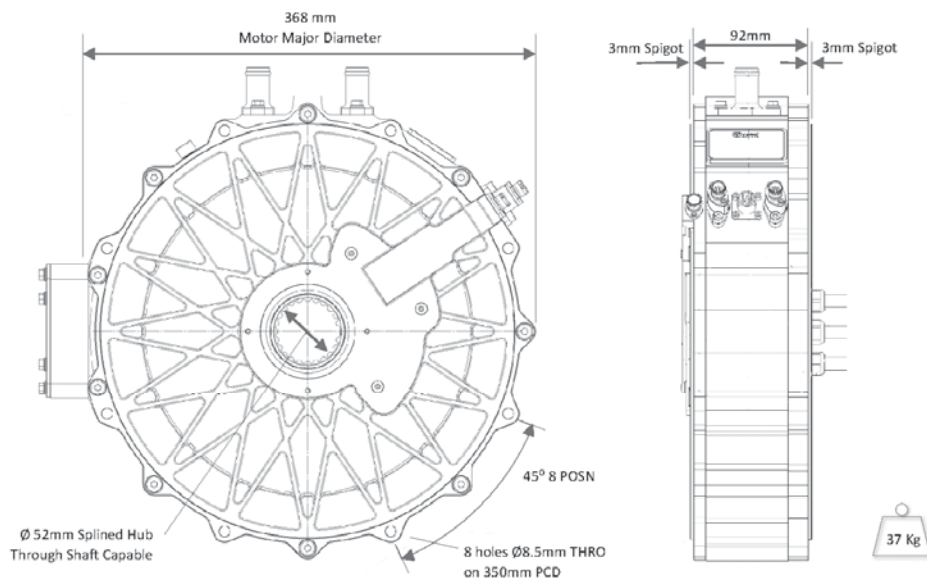


YASA® Motors is the industry leader in high power and torque dense, advanced axial flux electric motors and generators.

The YASA 750 R is a lower-speed, high-torque motor with leading torque and power densities. The YASA 750 R offers 790Nm of peak torque, 200kW of peak power, and a speed range of 0-3250rpm all within an axial length of just 98mm.

The YASA 750 R has been developed from the proven YASA 750 and features a revised mechanical design for easier installation and integration, including additional mechanical strength and rigidity.

These characteristics make the YASA 750 R ideally suited to direct drive traction and mobile generation applications.



© 2016 YASA Motors Limited. Registered Office: 154H Brook Drive, Milton Park, Abingdon, OX14 4SD UK. Registered in England & Wales No. 06975790  
[www.yasamotors.com](http://www.yasamotors.com) +44 (0) 1235 442007 [sales@yasamotors.com](mailto:sales@yasamotors.com)



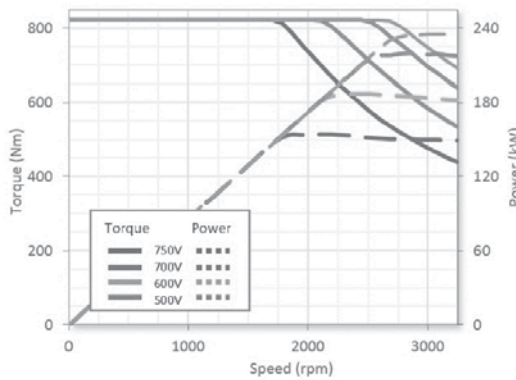
# YASA-750 R

## Specifications (see notes)

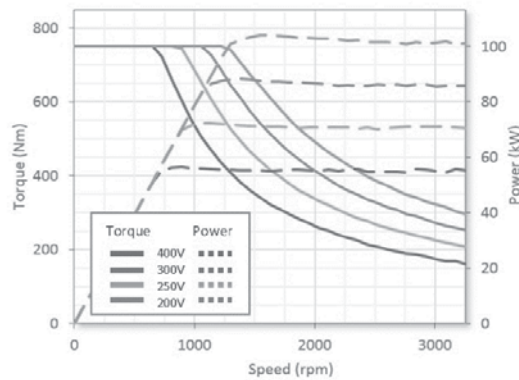
Peak Torque @ 450 A <sub>RMS</sub>	790 Nm
Peak Power @ 700 V <sub>DC</sub>	200 kW
Peak Power @ 400 V <sub>DC</sub>	100 kW
Continuous Torque (40°C coolant)	400 Nm
Continuous Power @ 3000 rpm (40°C coolant)	Up to 70 kW
Speed	0 – 3250 rpm
Peak Efficiency	>95%
Mass	37 kg

## Peak Performance

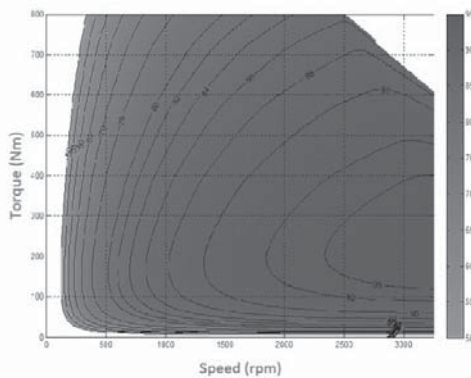
With 800 Vdc & 450 Arms Controller



With 400 Vdc & 400 Arms Controller



## Combined Motor AND Controller Efficiency



Specifications are based on dynamometer test data with coolant at 65°C (inlet), 20 L/m and in a 30°C ambient unless stated otherwise.

Actual performance will vary with drive cycle, cooling and installation details.

Please **contact us** to discuss your application requirements. We can then supply detailed information on the YASA products and options that may be suitable for you.

All data subject to change without notice

ID:22735 Rev 6. March 2016

© 2016 YASA Motors Limited. Registered Office: 154H Brook Drive, Milton Park, Abingdon, OX14 4SD UK. Registered in England & Wales No. 06975790  
[www.yasamotors.com](http://www.yasamotors.com) +44 (0) 1235 442007 [sales@yasamotors.com](mailto:sales@yasamotors.com)



## H. Energie- / Leistungsbedarf

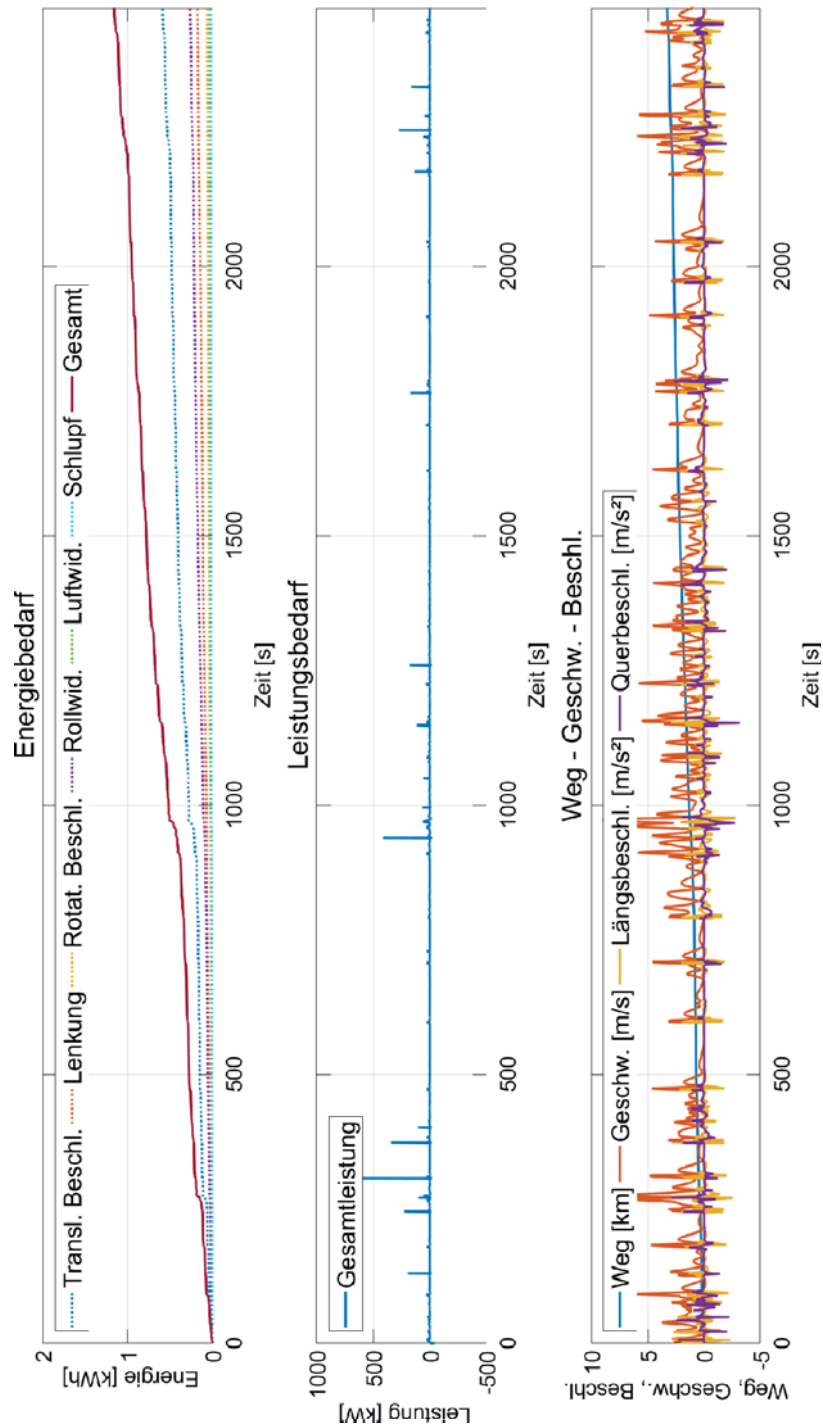


Abbildung Anhang H.1: Energie-/Leistungsbedarf der Testfahrt

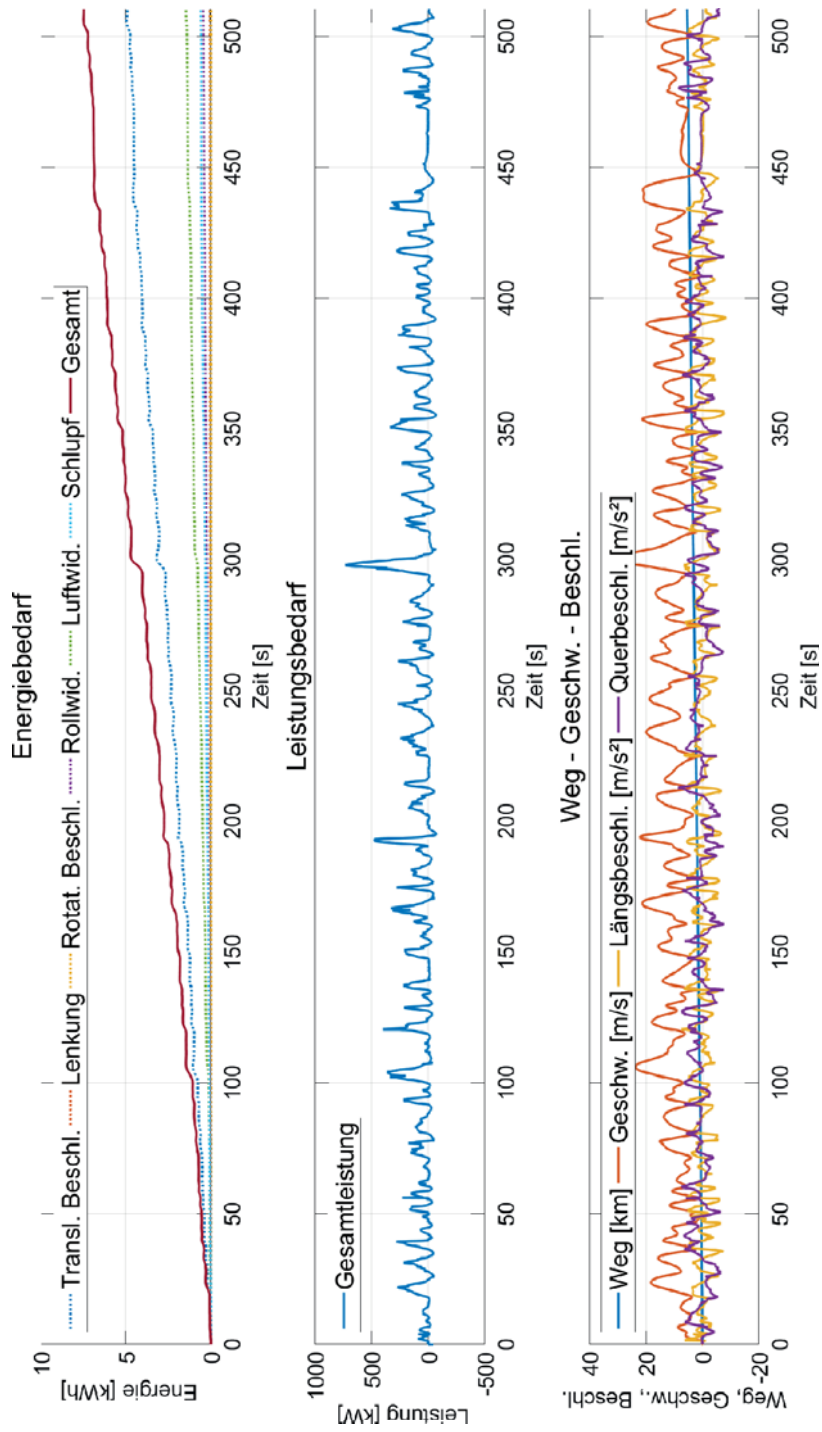
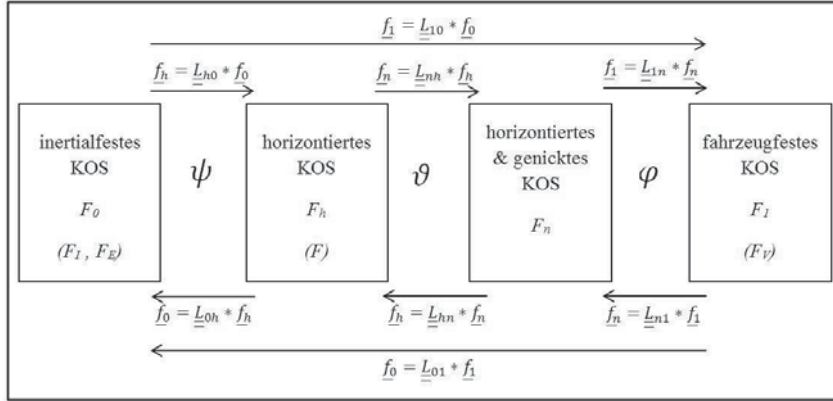


Abbildung Anhang H.2: Energie-/Leistungsbedarf der Fahrt Nürburgring

# I. Transformationen/Bezugspunktänderung

## Transformationen



**Abbildung Anhang I.1: Übersicht Koordinatensysteme und Transformationen**

Wie in Abbildung Anhang I.1 dargestellt ist, kann ein Vektor  $\underline{f}$  (Kraft-, Orts-, Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsvektor), mithilfe des jeweiligen Verdrehwinkels von einem KOS in ein anderes transformiert werden. Dies erfolgt durch die Multiplikation des Vektors mit der jeweiligen Transformationsmatrix, wobei  $i$  und  $j$  Platzhalter für Indizes sind.

$$\underline{f}_i = \underline{L}_{ij} \cdot \underline{f}_j \quad (\text{I.1})$$

Transformationsmatrizen:

$$\underline{L}_{0h} = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{I.2})$$

$$\underline{L}_{hn} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta & 0 & \sin \vartheta \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \vartheta & 0 & \cos \vartheta \end{bmatrix} \quad (\text{I.3})$$

$$\underline{L}_{n1} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (\text{I.4})$$

$$\underline{L}_{01} = \begin{bmatrix} \cos \vartheta \cdot \cos \psi & \sin \varphi \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \psi - \cos \varphi \cdot \sin \psi & \cos \varphi \cdot \sin \vartheta \cdot \cos \psi + \sin \varphi \cdot \sin \psi \\ \cos \vartheta \cdot \sin \psi & \sin \varphi \cdot \sin \vartheta \cdot \sin \psi + \cos \varphi \cdot \cos \psi & \cos \varphi \cdot \sin \vartheta \cdot \sin \psi - \sin \varphi \cdot \cos \psi \\ -\sin \vartheta & \sin \varphi \cdot \cos \vartheta & \cos \varphi \cdot \cos \vartheta \end{bmatrix} \quad (\text{I.5})$$

Inverse Transformationsmatrizen:

$$\underline{L}_{ji} = \underline{L}_{ij}^{-1} = \underline{L}_{ij}^T \quad (\text{I.6})$$



## Bezugspunktänderung

Die Starrkörperbewegung im Raum wird mit 6 Bewegungsgrößen (3 Rotationen, 3 Translationen) beschrieben. Die Translationen gelten dabei nur für einen bestimmten Punkt des Körpers. Da im Simulator jedoch mehrere Punkte von Bedeutung sind sowie deren Beschleunigungen, ist es notwendig, die Änderung der translatorischen Beschleunigungen aufgrund der Bezugspunktänderung zu berechnen.

Die in der Ansteuerung des Simulators benötigten Ortsvektoren, zum Beispiel vom Fahrzeugschwerpunkt zum Fahrerkopf, sind im fahrzeugfesten KOS konstant und werden daher in diesem als  $\underline{r}_1$  bezeichnet. Mithilfe der Transformationsmatrix vom fahrzeugfesten KOS ins Inertialsystem ( $\underline{L}_{01}$ ) kann die Position eines Punktes  $B$  aus den gegebenen Bewegungsgrößen des Punktes  $A$  ermittelt werden. Durch Ableiten dieser Transformation ist es möglich, auch die Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe des Punktes  $B$  zu ermitteln.

$$\begin{pmatrix} x_{0B}(t) \\ y_{0B}(t) \\ z_{0B}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{0A}(t) \\ y_{0A}(t) \\ z_{0A}(t) \end{pmatrix} + \underline{L}_{01}(\varphi(t), \vartheta(t), \psi(t)) \cdot \underline{r}_1 \quad (\text{I.7})$$

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_{0B}(t) \\ \dot{y}_{0B}(t) \\ \dot{z}_{0B}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \dot{x}_{0A}(t) \\ \dot{y}_{0A}(t) \\ \dot{z}_{0A}(t) \end{pmatrix} + \underline{\dot{L}}_{01}(\varphi(t), \vartheta(t), \psi(t), \dot{\varphi}(t), \dot{\vartheta}(t), \dot{\psi}(t)) \cdot \underline{r}_1 \quad (\text{I.8})$$

$$\begin{pmatrix} \ddot{x}_{0B}(t) \\ \ddot{y}_{0B}(t) \\ \ddot{z}_{0B}(t) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \ddot{x}_{0A}(t) \\ \ddot{y}_{0A}(t) \\ \ddot{z}_{0A}(t) \end{pmatrix} + \underline{\ddot{L}}_{01}(\varphi(t), \vartheta(t), \psi(t), \dot{\varphi}(t), \dot{\vartheta}(t), \dot{\psi}(t), \ddot{\varphi}(t), \ddot{\vartheta}(t), \ddot{\psi}(t)) \cdot \underline{r}_1 \quad (\text{I.9})$$

Durch Superposition der translatorischen Beschleunigungen des gegebenen Punktes mit den resultierenden translatorischen Beschleunigungen des rotierenden Ortsvektors können die translatorischen Beschleunigungen des gesuchten Punktes ermittelt werden.

mit:

$$\underline{\underline{M}} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \quad (\text{I.10})$$

für:  $\underline{\dot{L}}_{01}(\varphi(t), \vartheta(t), \psi(t), \dot{\varphi}(t), \dot{\vartheta}(t), \dot{\psi}(t))$

$$a_{11} = -\psi\_d \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\psi) - \theta\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\theta);$$

$$a_{12} = \psi\_d \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\theta) - \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \cos(\theta) + \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\theta) + \theta\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\psi) - \psi\_d \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\theta);$$

$$a_{13} = \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\psi) + \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\psi) + \theta\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \cos(\psi) \cdot \cos(\theta) - \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\theta) - \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\theta);$$

$$a_{21} = \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \cos(\theta) - \theta\_d \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\theta);$$

$$a_{22} = \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\theta) - \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\psi) - \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\theta) + \psi\_d \cdot \cos(\psi) \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\theta) + \theta\_d \cdot \cos(\theta) \cdot \sin(\psi) \cdot \sin(\psi);$$



$$a23 = \psi_d \sin(\phi) \sin(\psi) - \phi_d \cos(\phi) \cos(\psi) + \psi_d \cos(\phi) \cos(\psi) \sin(\theta) + \theta_d \cos(\phi) \cos(\theta) \sin(\psi) - \phi_d \sin(\phi) \sin(\psi) \sin(\theta);$$

$$a31 = -\theta_d \cos(\theta);$$

$$a32 = \phi_d \cos(\phi) \cos(\theta) - \theta_d \sin(\phi) \sin(\theta);$$

$$a33 = -\phi_d \cos(\theta) \sin(\phi) - \theta_d \cos(\phi) \sin(\theta);$$

für  $\underline{\ddot{I}}_{01}(\varphi(t), \vartheta(t), \psi(t), \dot{\varphi}(t), \dot{\vartheta}(t), \dot{\psi}(t), \ddot{\varphi}(t), \ddot{\vartheta}(t), \ddot{\psi}(t))$

$$a11 = 2 \sin(\psi) \sin(\theta) \psi_d \theta_d - \cos(\psi) \cos(\theta) \psi_d^2 - \cos(\psi) \cos(\theta) \theta_d^2 - \cos(\theta) \sin(\psi) \psi_{dd} - \cos(\psi) \sin(\theta) \theta_{dd};$$

$$a12 = \phi_d^2 \cos(\phi) \sin(\psi) + \psi_d^2 \cos(\phi) \sin(\psi) - \cos(\phi) \cos(\psi) \psi_{dd} + \sin(\phi) \sin(\psi) \phi_{dd} - \phi_d^2 \cos(\psi) \sin(\phi) \sin(\theta) - \psi_d^2 \cos(\psi) \sin(\phi) \sin(\theta) + 2 \phi_d \psi_d \cos(\psi) \sin(\phi) + \cos(\phi) \cos(\psi) \sin(\theta) \phi_{dd} + \cos(\psi) \cos(\theta) \sin(\phi) \theta_{dd} - \sin(\phi) \sin(\psi) \psi_{dd} + 2 \phi_d \theta_d \cos(\phi) \cos(\psi) \cos(\theta) - 2 \phi_d \psi_d \cos(\phi) \sin(\psi) \sin(\theta) - 2 \psi_d \theta_d \cos(\theta) \sin(\phi) \sin(\psi);$$

$$a13 = \cos(\phi) \sin(\psi) \phi_{dd} - \psi_d^2 \sin(\phi) \sin(\psi) - \phi_d^2 \sin(\phi) \sin(\psi) + \cos(\psi) \sin(\phi) \psi_{dd} - \phi_d^2 \cos(\phi) \cos(\psi) \sin(\theta) - \psi_d^2 \cos(\phi) \cos(\psi) \sin(\theta) + 2 \phi_d \psi_d \cos(\phi) \cos(\psi) + \cos(\phi) \cos(\psi) \cos(\theta) \theta_{dd} - \cos(\psi) \sin(\phi) \sin(\theta) \phi_{dd} - \cos(\phi) \sin(\psi) \sin(\theta) \psi_{dd} - 2 \phi_d \theta_d \cos(\psi) \cos(\theta) \sin(\phi) - 2 \psi_d \theta_d \cos(\phi) \cos(\theta) \sin(\psi) + 2 \phi_d \psi_d \sin(\phi) \sin(\psi) \sin(\theta);$$

$$a21 = \cos(\psi) \cos(\theta) \psi_{dd} - 2 \cos(\psi) \sin(\theta) \psi_d \theta_d - \cos(\theta) \sin(\psi) \theta_d^2 - \cos(\theta) \sin(\psi) \theta_{dd};$$

$$a22 = 2 \phi_d \psi_d \sin(\phi) \sin(\psi) - \psi_d^2 \cos(\phi) \cos(\psi) - \cos(\psi) \sin(\phi) \phi_{dd} - \cos(\phi) \sin(\psi) \psi_{dd} - \phi_d^2 \sin(\phi) \sin(\psi) \sin(\theta) - \psi_d^2 \sin(\phi) \sin(\psi) \sin(\theta) - \phi_d^2 \cos(\phi) \cos(\psi) + \cos(\phi) \sin(\psi) \sin(\theta) \phi_{dd} + \cos(\psi) \sin(\phi) \sin(\theta) \psi_{dd} + \cos(\theta) \sin(\phi) \sin(\psi) \theta_{dd} + 2 \phi_d \psi_d \cos(\phi) \cos(\psi) \sin(\theta) + 2 \phi_d \theta_d \cos(\phi) \cos(\theta) \sin(\psi) + 2 \psi_d \theta_d \cos(\psi) \cos(\theta) \sin(\phi);$$

$$a23 = \phi_d^2 \cos(\psi) \sin(\phi) + \psi_d^2 \cos(\psi) \sin(\phi) - \cos(\phi) \cos(\psi) \phi_{dd} + \sin(\phi) \sin(\psi) \psi_{dd} - \phi_d^2 \cos(\phi) \sin(\psi) \sin(\theta) - \psi_d^2 \cos(\phi) \sin(\psi) \sin(\theta) + 2 \phi_d \psi_d \cos(\phi) \sin(\psi) + \cos(\phi) \cos(\psi) \sin(\theta) \psi_{dd} + \cos(\psi) \cos(\theta) \sin(\phi) \theta_{dd} - \sin(\phi) \sin(\psi) \psi_{dd} + 2 \psi_d \theta_d \cos(\phi) \cos(\psi) \cos(\theta) - 2 \phi_d \psi_d \cos(\psi) \sin(\phi) \sin(\theta) - 2 \phi_d \theta_d \cos(\theta) \sin(\phi) \sin(\psi);$$

$$a31 = \theta_d^2 \sin(\theta) - \cos(\theta) \theta_{dd};$$

$$a32 = \cos(\phi) \cos(\theta) \phi_{dd} - 2 \cos(\phi) \sin(\theta) \phi_d \theta_d - \cos(\theta) \sin(\phi) \theta_d^2 - \cos(\theta) \sin(\phi) \theta_{dd};$$



$$a_{33} = 2 \sin(\phi) \sin(\theta) \phi_d \theta_d - \cos(\phi) \cos(\theta) \phi_d^2 - \cos(\phi) \cos(\theta) \theta_d^2$$

## J. Ergebnisse Motion Filter

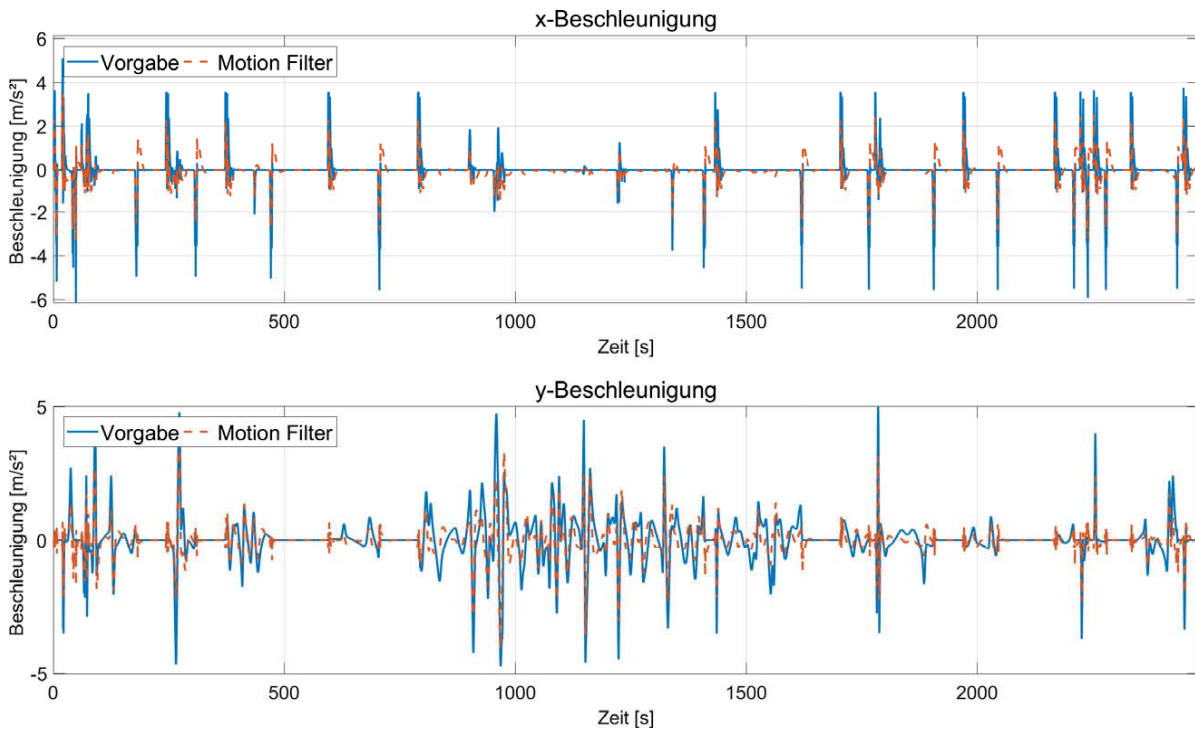


Abbildung Anhang J.1: Ergebnis MF amds Testfahrt Beschleunigungsumsetzung

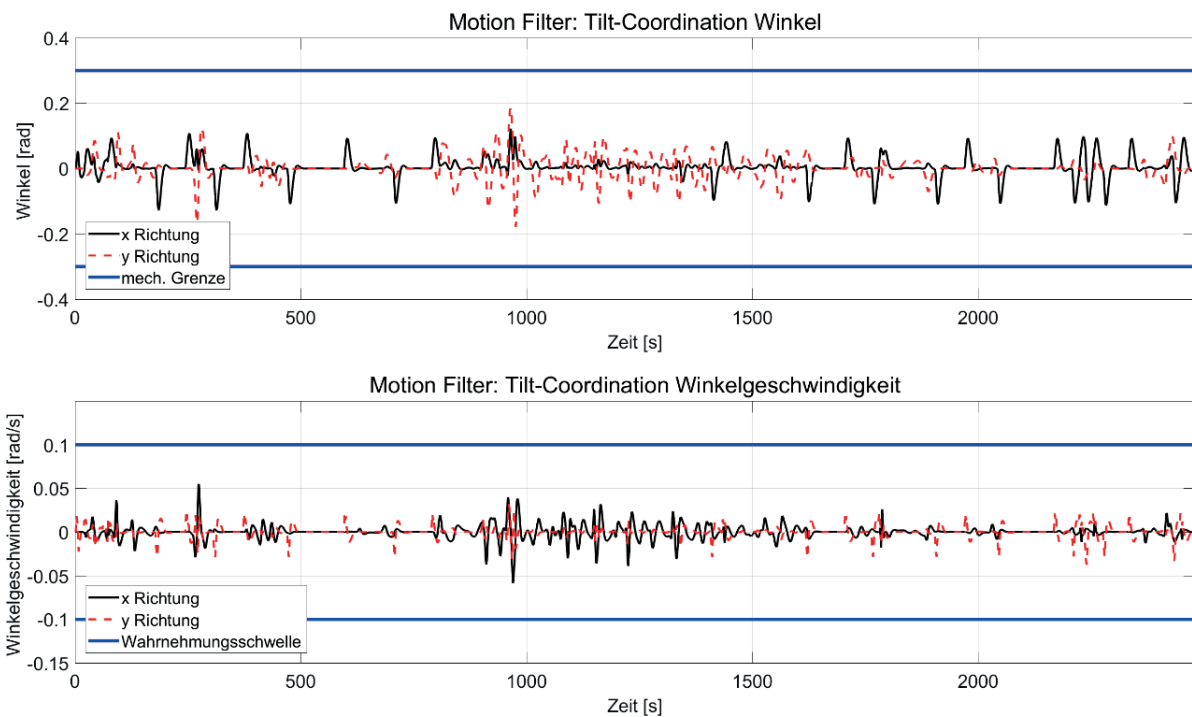


Abbildung Anhang J.2: Ergebnis MF amds Testfahrt Tilt-Coordination

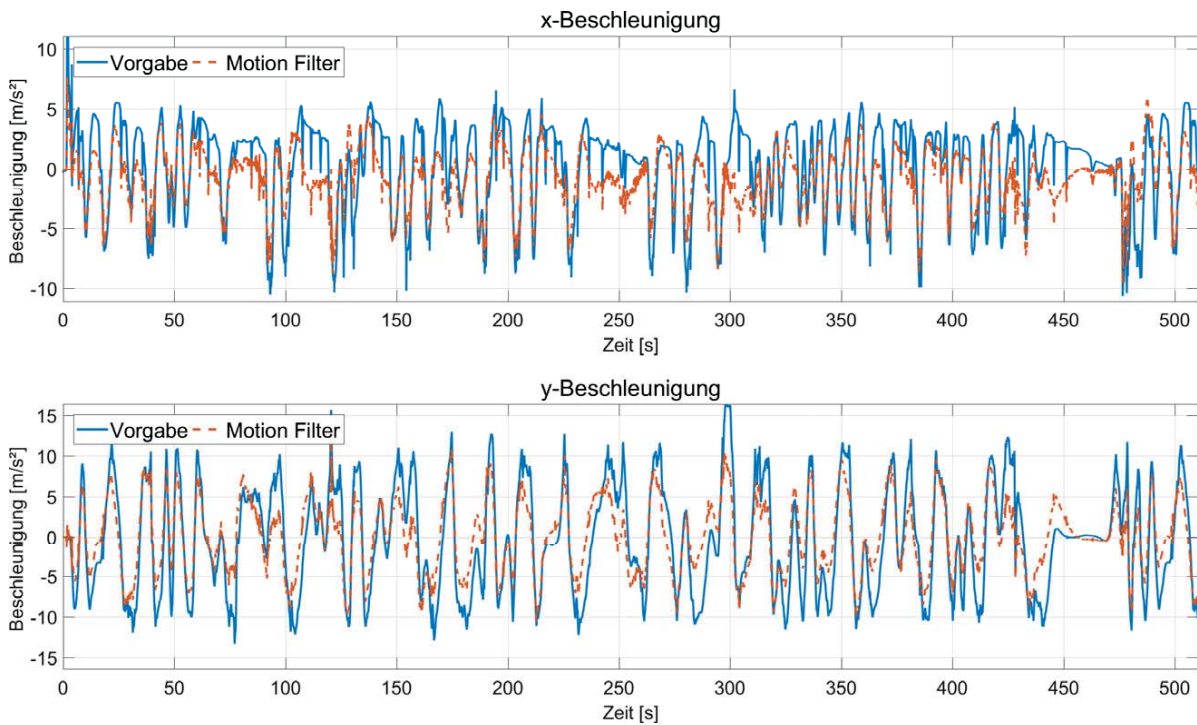


Abbildung Anhang J.3: Ergebnis MF amds Nürburgring Beschleunigungsumsetzung

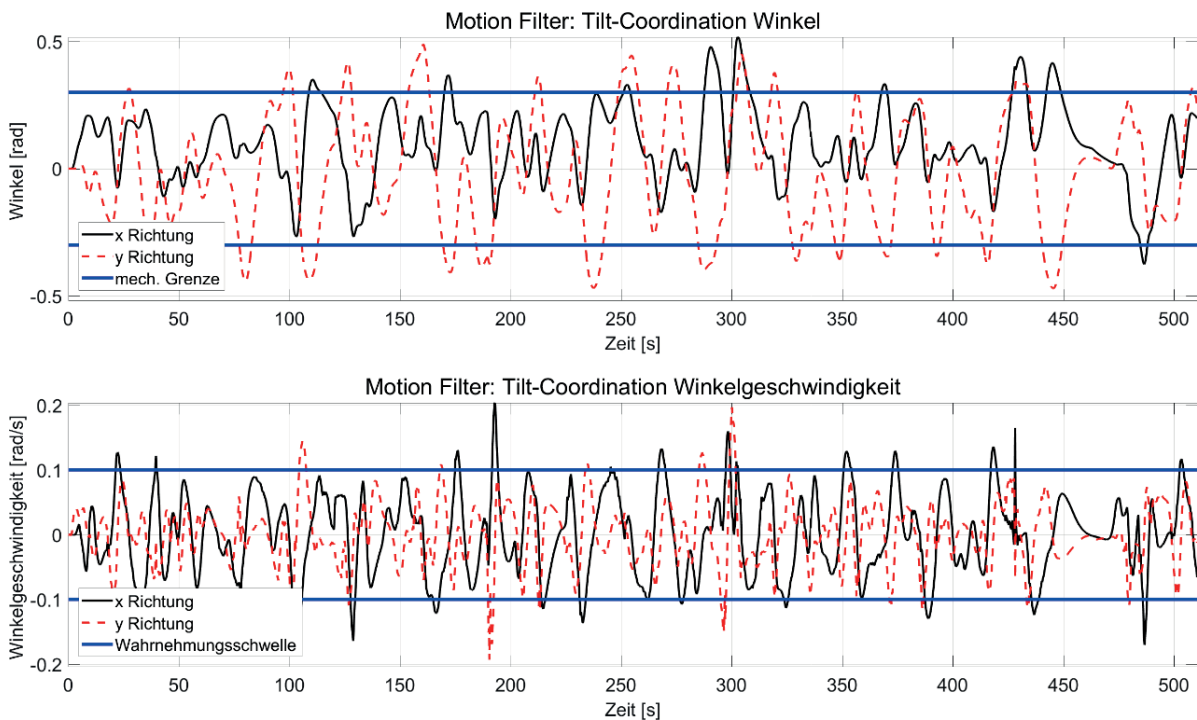


Abbildung Anhang J.4: Ergebnis MF amds Nürburgring Beschleunigungsumsetzung





## K. Vertikaldynamik Berechnung

Parametergruppe	Parametername	Formelzeichen	Einheit
Massenparameter	Schwerpunkthöhe	$h_{SP}$	m
	projizierte Auftriebsfläche	$A_{\text{Auftrieb}}$	m <sup>2</sup>
	Höhe des Angriffspunkts der Luftwiderstandskraft	$h_{LW}$	m
Umwelt-kenngrößen	Luftdichte	$\rho_{\text{air}}$	kg/m <sup>3</sup>
	Erdbeschleunigung	$g$	m/s <sup>2</sup>
	Auftriebsbeiwert	$c_a$	–

Da die Kraftübertragung eines Rades maßgeblich durch dessen Radaufstandskraft beeinflusst wird, ist es für die Verteilung der Gesamtkraft bzw. –moment notwendig diese in die Berechnung einzubeziehen. So kann die Gesamtkraft und –moment entsprechend auf die Radgondeln verteilt werden, dass eine gleichmäßige/optimale Ausnutzung des Kraftschlusspotentials gewährleistet wird (siehe 8.1.2).

Im Stillstand ist, unter der Annahme einer symmetrischen Masseverteilung, davon auszugehen, dass die Gewichtskraft ( $F_{z,stat}$ ) gleichmäßig auf die vier Radgondeln aufteilt ist.

$$F_{z,stat\ i} = \frac{m_{FS} \cdot g}{4} \tag{K.1}$$

Für die dynamischen Radlasten muss hinzukommend die Radlastveränderungen in Abhängigkeit von Auftriebs-, Luftwiderstands- und Trägheitskräften ermittelt werden.

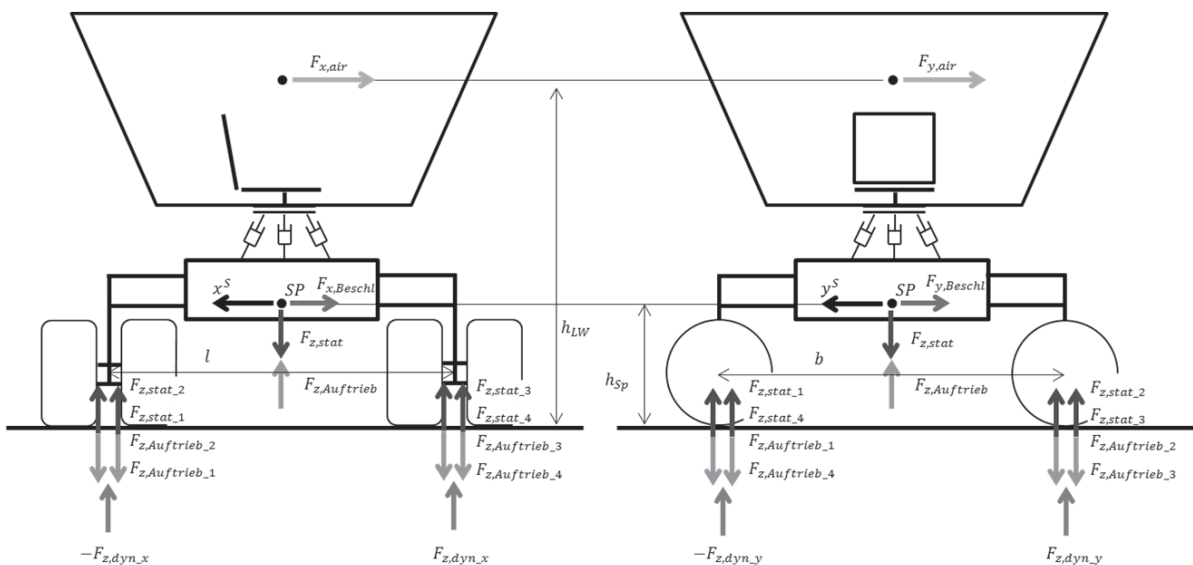


Abbildung Anhang K.1: Übersicht Koordinatensysteme und Transformationen

Aufgrund der statischen Überbestimmtheit des *amds* ist das resultierende Gleichungssystem (eine Vertikalkräfte- und zwei Momentenbilanzen) mit vier Unbekannten (die Radgondelaufstandskräfte) aber unbestimmt. Daher gilt im Folgenden die Annahme, dass:

1. die Auftriebskraft gleichmäßig auf alle Radgondeln wirkt.

$$F_{z,\text{Auftrieb},i} = \frac{\rho_{\text{air}}}{2} \cdot A_{\text{Auftrieb}} \cdot c_a \cdot \left( \sqrt{\dot{x}_{\text{Sen}}^{\text{Sp}^2} + \dot{y}_{\text{Sen}}^{\text{Sp}^2}} \right)^2 \cdot \frac{1}{4} \quad (\text{K.2})$$

2. die dynamischen Radlaständerungen sich ebenfalls symmetrisch verhalten.

Somit können die dynamischen Radlaständerungen mittels je einer Momentenbilanz um den Aufstandspunkt eines Rades wie folgt ermittelt werden:

$$F_{z,\text{dyn},x} = \frac{h_{\text{SP}}}{l} \cdot m \cdot \ddot{x}_{\text{Sen}}^{\text{Sp}} + \frac{h_{\text{LW}}}{l} \cdot F_{x,\text{air}} \quad (\text{K.3})$$

$$F_{z,\text{dyn},y} = \frac{h_{\text{SP}}}{l} \cdot m \cdot \ddot{y}_{\text{Sen}}^{\text{Sp}} + \frac{h_{\text{LW}}}{l} \cdot F_{y,\text{air}} \quad (\text{K.4})$$

Sind die einzelnen Kraftanteile bekannt, berechnen sich die Radgondelaufstandskräfte wie folgt:

$$F_{z,1} = F_{z,\text{stat},1} - F_{z,\text{Auftrieb},1} - \frac{F_{z,\text{dyn},x}}{2} - \frac{F_{z,\text{dyn},y}}{2} \quad (\text{K.5})$$

$$F_{z,2} = F_{z,\text{stat},2} - F_{z,\text{Auftrieb},2} - \frac{F_{z,\text{dyn},x}}{2} + \frac{F_{z,\text{dyn},y}}{2} \quad (\text{K.6})$$

$$F_{z,3} = F_{z,\text{stat},3} - F_{z,\text{Auftrieb},3} + \frac{F_{z,\text{dyn},x}}{2} + \frac{F_{z,\text{dyn},y}}{2} \quad (\text{K.7})$$

$$F_{z,4} = F_{z,\text{stat},4} - F_{z,\text{Auftrieb},4} + \frac{F_{z,\text{dyn},x}}{2} - \frac{F_{z,\text{dyn},y}}{2} \quad (\text{K.8})$$

Da im *MC* die doppelte Fahrwerkskinematik nicht berücksichtigt wird, werden die Anbindungen der Räder an den Gondeln und somit auch an die Bewegungsplattform als starr betrachtet. Somit ist die vereinfachende Annahme möglich, dass sich die Radgondelaufstandskraft ( $F_{z,i}$ ) zu gleichen Teilen auf die beiden Räder der Gondel verteilt ( $F_{z,i1}, F_{z,i2}$ ).

$$F_{z,i} = F_{z,i1} + F_{z,i2} \quad (\text{K.9})$$

$$F_{z,i1} = F_{z,i2} \quad (\text{K.10})$$

## L. Ergebnisdarstellung Motion Control

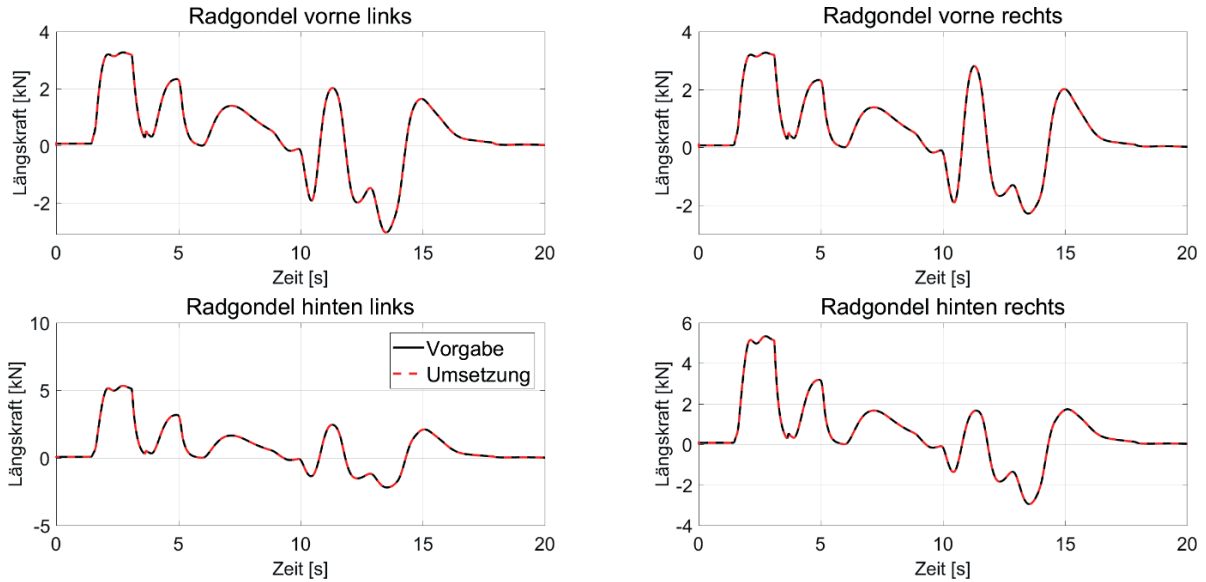


Abbildung Anhang L.1: Längskraftumsetzung; kombinierte Fahrdynamik (Ernst 2016)

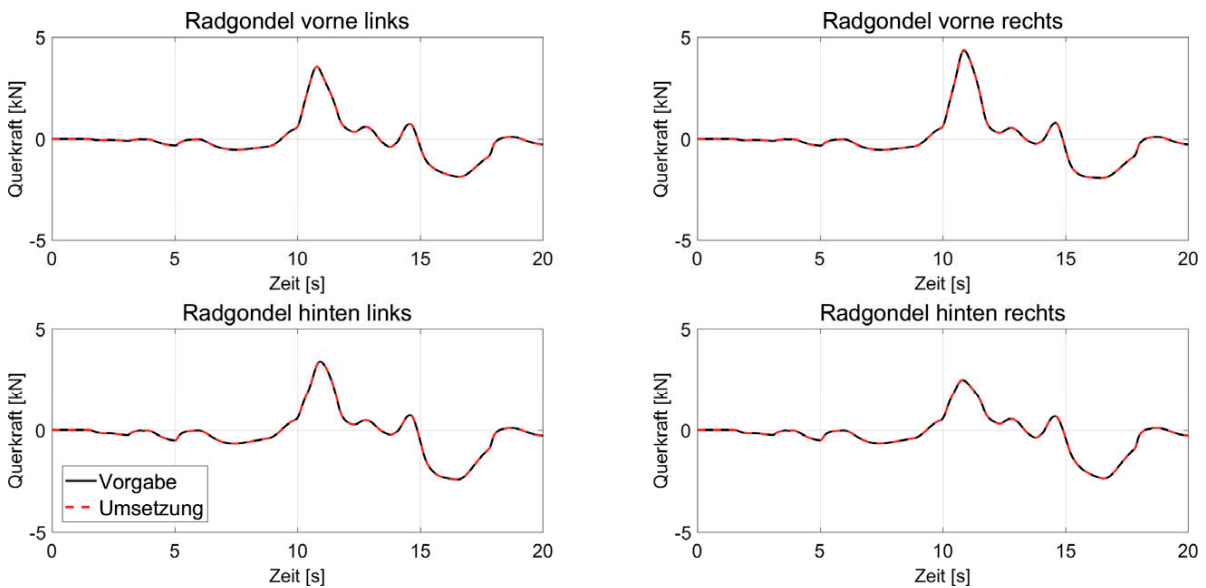


Abbildung Anhang L.2: Querkräftumsetzung; kombinierte Fahrdynamik (Ernst 2016)



# M. Soft- / Hardwarestruktur

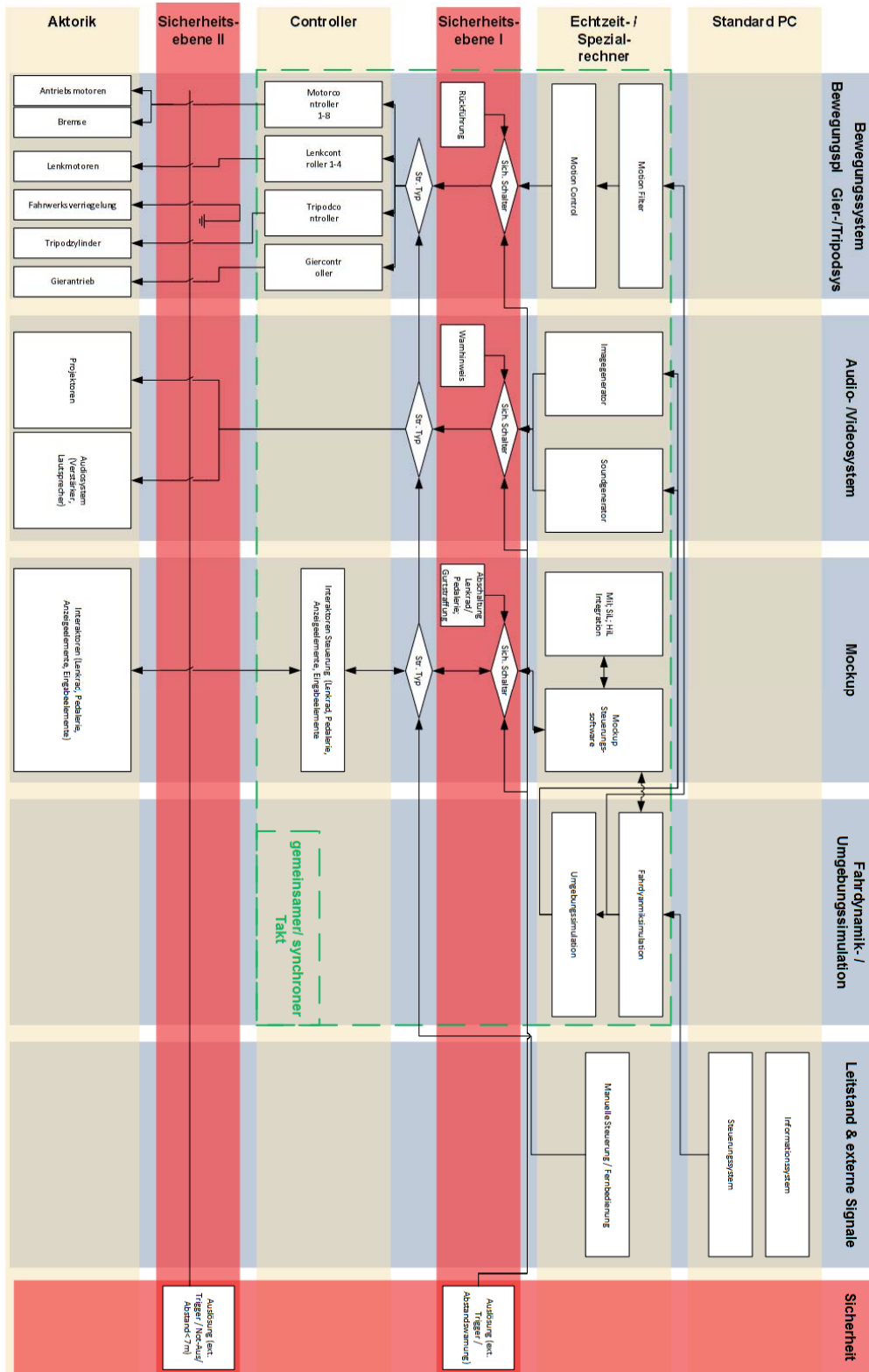


Abbildung Anhang M.1: Soft-/Hardwarestruktur





