

Ermittlung des maximal möglichen Fahrkomforts unter Berücksichtigung von Aktorbeschränkungen

Investigation of maximum Ride Comfort considering actuator limitations

Wissenschaftliche Arbeit zur Erlangung des Grades

Master of Science (M.Sc.)

an der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München

Betreut von Univ.-Prof. Dr.-Ing. Markus Lienkamp
Dipl.-Ing. Erik Enders, M.Sc.
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik

Eingereicht von Henning Bohlen, B.Sc.

Eingereicht am 26.06.2019

Aufgabenstellung

Ermittlung des maximal möglichen Fahrkomforts unter Berücksichtigung von Akteurbeschränkungen

Mit Hinblick auf hochautomatisiertes und autonomes Fahren kommt es zu einer Verschiebung der Prioritäten in der fahrdynamischen Auslegung von Personenkraftwagen. Bis zum heutigen Tag ist die Auslegung durch den Zielkonflikt zwischen Komfort und Sportlichkeit geprägt, in dessen Rahmen Fahrzeuge in Abhängigkeit der Fahrzeugklasse und des jeweiligen Markenimages bestimmte Zielwerte erreichen müssen. Mit dem Wegfall der Fahraufgabe wird zukünftig jedoch weniger Augenmerk auf dem Fahrgefühl eines Fahrzeugs liegen und es werden neue Komfortanforderungen bezüglich dem Ausüben von Nebentätigkeiten hinzukommen. Auch die Fahrwerksregelung wird dadurch weiter an Bedeutung gewinnen. Dabei stellt sich auch die Frage nach dem maximal erreichbaren Komfort für Fahrzeuginsassen.

Ziel der Arbeit ist die Ermittlung eines Optimums hinsichtlich des vertikaldynamischen Komforts in zu definierenden Testszenarien, die technische Beschränkungen berücksichtigen müssen. Zunächst muss die Modellierungstiefe bestimmt werden, anschließend ein Benchmarking der Methode durchgeführt werden. Nach dem Aufbau des Modells (in MATLAB/Simulink©) und der Festlegung der Testfälle können die Berechnungen durchgeführt werden. Die Ergebnisse müssen zunächst validiert, abschließend analysiert und diskutiert werden.

Folgende Punkte sind durch Herrn Henning Bohlen zu bearbeiten:

- Literaturrecherche zum relevanten Stand der Technik/Wissenschaft
- Festlegung der Abstraktionsebene (Fahrzeugmodell)
- Benchmarking verschiedener Optimierungsmethoden
- Aufbau des Simulationsmodells
- Definition der Rahmenbedingungen und Testfälle
- Durchführung und Validierung der Simulationen
- Auswertung, Aufbereitung und kritische Diskussion der Ergebnisse

Die Ausarbeitung soll die einzelnen Arbeitsschritte in übersichtlicher Form dokumentieren. Der Kandidat/Die Kandidatin verpflichtet sich, die Masterarbeit selbständig durchzuführen und die von ihm verwendeten wissenschaftlichen Hilfsmittel anzugeben.

Die eingereichte Arbeit verbleibt als Prüfungsunterlage im Eigentum des Lehrstuhls und darf Dritten nur unter Zustimmung des Lehrstuhlinhabers zugänglich gemacht werden.

Ausgabe: 26.11.2018

Abgabe: 26.06.2019

Prof. Dr.-Ing. M. Lienkamp

Betreuer: Erik Enders, M. Sc.

Geheimhaltungsverpflichtung

Herr/Frau: **Bohlen, Henning**

Gegenstand der Geheimhaltungsverpflichtung sind alle mündlichen, schriftlichen und digitalen Informationen und Materialien die der Unterzeichner vom Lehrstuhl oder von Dritten im Rahmen seiner Tätigkeit am Lehrstuhl erhält. Dazu zählen vor allem Daten, Simulationswerkzeuge und Programmcode sowie Informationen zu Projekten, Prototypen und Produkten.

Der Unterzeichner verpflichtet sich, alle derartigen Informationen und Unterlagen, die ihm während seiner Tätigkeit am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik zugänglich werden, strikt vertraulich zu behandeln.

Er verpflichtet sich insbesondere:

- derartige Informationen betriebsintern zum Zwecke der Diskussion nur dann zu verwenden, wenn ein ihm erteilter Auftrag dies erfordert,
- keine derartigen Informationen ohne die vorherige schriftliche Zustimmung des Betreuers an Dritte weiterzuleiten,
- ohne Zustimmung eines Mitarbeiters keine Fotografien, Zeichnungen oder sonstige Darstellungen von Prototypen oder technischen Unterlagen hierzu anzufertigen,
- auf Anforderung des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik oder unaufgefordert spätestens bei seinem Ausscheiden aus dem Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik alle Dokumente und Datenträger, die derartige Informationen enthalten, an den Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik zurückzugeben.

Besondere Sorgfalt gilt im Umgang mit digitalen Daten:

- Für den Dateiaustausch dürfen keine Dienste verwendet werden, bei denen die Daten über einen Server im Ausland geleitet oder gespeichert werden (Es dürfen nur Dienste des LRZ genutzt werden (Lehrstuhllaufwerke, Sync&Share, GigaMove).
- Vertrauliche Informationen dürfen nur in verschlüsselter Form per E-Mail versendet werden.
- Nachrichten des geschäftlichen E-Mail Kontos, die vertrauliche Informationen enthalten, dürfen nicht an einen externen E-Mail Anbieter weitergeleitet werden.
- Die Kommunikation sollte nach Möglichkeit über die (my)TUM-Mailadresse erfolgen.

Die Verpflichtung zur Geheimhaltung endet nicht mit dem Ausscheiden aus dem Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik, sondern bleibt 5 Jahre nach dem Zeitpunkt des Ausscheidens in vollem Umfang bestehen. Die eingereichte schriftliche Ausarbeitung darf der Unterzeichner nach Bekanntgabe der Note frei veröffentlichen.

Der Unterzeichner willigt ein, dass die Inhalte seiner Studienarbeit in darauf aufbauenden Studienarbeiten und Dissertationen mit der nötigen Kennzeichnung verwendet werden dürfen.

Datum: 26.11.2018

Unterschrift: _____

Erklärung

Ich versichere hiermit, dass ich die von mir eingereichte Abschlussarbeit selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe.

Garching, den 26.06.2019

Henning Bohlen, B. Sc.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	III
Formelzeichen.....	V
1 Einleitung	1
1.1 Motivation und Zielsetzung.....	1
1.2 Aufbau der Arbeit	2
2 Stand der Technik	5
2.1 Fahrkomfort	5
2.1.1 Definition von Fahrkomfort	5
2.1.2 Komfortrelevante Schwingungen	6
2.1.3 Menschliche Schwingungsbewertung.....	7
2.2 Vertikaldynamik.....	10
2.2.1 Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit.....	11
2.2.2 Viertelfahrzeugmodell.....	12
2.2.3 Straßenanregung.....	15
2.3 Vertikaldynamische Fahrwerkregelung.....	16
2.3.1 Einteilung mechatronischer Vertikaldynamiksysteme.....	16
2.3.2 Auslegung geregelter Fahrwerke	18
2.3.3 Skyhook-Regelung	21
2.3.4 Aktoren aktiver Fahrwerke	21
2.4 Optimale Fahrwerkregelung.....	23
2.4.1 Theorie der optimalen Steuerung.....	23
2.4.2 Linear-quadratische Regelung	24
2.4.3 Modellprädiktive Regelung	26
2.4.4 Weitere Verfahren und Forschungsansätze	28
2.5 Herleitung der Aufgabenstellung	28
3 Vorgehen und Umsetzung	31
3.1 Formulierung des Optimierungsproblems.....	31
3.2 Modellbildung	32

3.2.1	Fahrzeugmodell.....	32
3.2.2	Straßenmodell	33
3.3	Regelungsentwurf	35
3.3.1	Integration der Modelle.....	36
3.3.2	Zustandsermittlung.....	37
3.3.3	Auslegungsparameter	38
3.3.4	Gewichtung.....	41
3.3.5	Beschränkungen.....	41
3.3.6	Vorausschau.....	42
3.4	Berechnungsvarianten	43
3.4.1	Lösung des Optimierungsproblems in einem Zeitschritt.....	43
3.4.2	Iterative Lösung des Optimierungsproblems	44
3.5	Versuchsdurchführung.....	45
3.5.1	Simulation	45
3.5.2	Versuchsplan.....	47
3.5.3	Bewertung der Performance	47
3.6	Validierung	48
4	Ergebnisse und Diskussion	51
4.1	Benchmark	51
4.2	Parametervariation der Stellkraft- und Stellratenbeschränkung	53
4.2.1	Beschränkung der Stellkraft	53
4.2.2	Beschränkung der Stellrate.....	55
4.2.3	Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B	56
4.2.4	Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C	57
4.2.5	Fazit.....	60
4.3	Aktive Fahrwerkkonfigurationen im Vergleich	60
4.4	Evaluation der Simulationsergebnisse.....	62
5	Zusammenfassung	65
6	Ausblick.....	67
	Abbildungsverzeichnis	i
	Tabellenverzeichnis.....	iii
	Literaturverzeichnis.....	v
	Contribution	xi
	Anhang.....	xiii

Abkürzungsverzeichnis

ABC	Active Body Control
DP	Dynamische Programmierung
eABC	Electrical Active Body Control
FFT	Schnelle Fourier-Transformation
LQGR	Linear-quadratisch-gaußscher Regler
LQR	Linear-quadratischer Regler
MD	Measured Disturbance
MO	Measured Output
MPC	Modellprädiktive Regelung
MV	Manipulated Variable
Pkw	Personenkraftwagen
PSD	Spektrale Leistungsdichte

Formelzeichen

Formelzeichen	Einheit	Beschreibung
a_l	m/s^2	Schwingbeschleunigung in Richtung l nach VDI NORM 2057-1
a_r	rad/s^2	Drehwinkelbeschleunigung um die Achse r nach VDI NORM 2057-1
a_{wl}	m/s^2	Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung in Richtung l nach VDI NORM 2057-1
a_{wv}	m/s^2	Schwingungsgesamtwert der frequenzbewerteten Beschleunigung einer Einwirkungsstelle nach VDI NORM 2057-1
$a_{wv,F}$	m/s^2	Schwingungsgesamtwert der frequenzbewerteten Beschleunigung an der Einwirkungsstelle FüÙe
$a_{wv,ges}$	m/s^2	Schwingungsgesamtwert der frequenzbewerteten Beschleunigung aller Einwirkungsstellen
$a_{wv,R}$	m/s^2	Schwingungsgesamtwert der frequenzbewerteten Beschleunigung an der Einwirkungsstelle Rückenlehne
$a_{wv,rot}$	m/s^2	Schwingungsgesamtwert der frequenzbewerteten Drehwinkelbeschleunigung an der Einwirkungsstelle SitzfläÙe
$a_{wv,S}$	m/s^2	Schwingungsgesamtwert der frequenzbewerteten Beschleunigung an der Einwirkungsstelle SitzfläÙe
B	m	Abtaststrecke für das Abtastintervall Δt
c_{Bo}	N/m	Aufbaufedersteifigkeit
c_T	N/m	Reifenfedersteifigkeit
d_{Bo}	Ns/m	Aufbaudämpfungs-konstante
d_{sky}	Ns/m	Skyhook-Dämpfung
d_T	Ns/m	Reifendämpfungskonstante
u_d	-	Störeingang
f	Hz	Frequenz
F	N	Stellkraft des Aktors
\dot{F}	N/s	Stellrate des Aktors
f_{max}	Hz	Maximale Anregungsfrequenz
F_{max}	N	Maximal zulässige Stellkraft des Aktors

\dot{F}_{\max}	N/s	Maximal zulässige Stellrate des Aktors
$F_{\max,req}$	N	Maximal benötigte Stellkraft des Aktors
$\dot{F}_{\max,req}$	N/s	Maximal benötigte Stellrate des Aktors
$F_{ZT,dyn}$	N	Dynamische Radlast
$F_{ZT,dyn,eff}$	N	Effektivwert der dynamischen Radlast
$F_{ZT,dyn,max}$	N	Maximal zulässige dynamische Radlast
$F_{ZT,stat}$	N	Statische Radlast
$\angle G$	grad	Phase eines Ausgangssignals des Systems G infolge einer harmonischen Anregung
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
$ G _{dB}$	dB	Amplitude (Betrag) eines Ausgangssignals des Systems G infolge einer harmonischen Anregung
\mathbf{H}	-	Hesse-Matrix
h_0	m	Sprunghöhe des Einzelhindernisses
$h_e(t)$	m	Höhe des Einzelhindernisses als Funktion der Zeit t
$h(t)$	m	Höhe des Straßenprofils als Funktion der Zeit t nach AGOSTINACCHIO ET AL.
J	-	Zielfunktion
k	- oder m/rad	Korrekturfaktor nach ISO 2631-1
k	-	Aktueller Zeitschritt der modellprädiktiven Regelung
k_r	-	Konstante in Abhängigkeit der Rauigkeitsklasse für Straßen bzgl. ISO 8608 nach AGOSTINACCHIO ET AL.
\mathbf{K}^*	-	Reglermatrix des linear-quadratischen Reglers
L	m	Länge des Einzelhindernisses
l_T	m	Länge des Reifenlatsches
m	-	Stellhorizont der modellprädiktiven Regelung
m_{B0}	kg	Anteilige Aufbaumasse inklusive Insassen und Zuladung
m_T	kg	Radmasse
N	-	Obergrenze der Ortsfrequenzintervalle
n_0	1/m	Referenzortsfrequenz
n_{\max}	1/m	Maximale Ortsfrequenz
p	-	Prädiktionshorizont der modellprädiktiven Regelung
P_i	-	Performanceindex des Werts i für den Vergleich zwischen der passiven Referenz einer aktiven Versuchskonfiguration

\mathbf{Q}, \mathbf{R}	-	Wichtungsmatrizen des linear-quadratischen Reglers
\mathbf{r}	-	Referenzsignal der modellprädiktiven Regelung
r_w	m	Rollradius des Rades
s_z	m	Einfederung
$s_{z,eff}$	m	Effektivwert der Einfederung
$s_{z,max}$	m	Maximal zulässige Einfederung
t	s	Zeit
T	s	Periodendauer
t_f	s	Endzeit
T_M	s	Dauer der Messung nach VDI NORM 2057-1
T_{MA}	s	Größe des Zeitfensters für einen gleitenden Mittelwert
t_{max}	s	Gesamtdauer der Zeit beim Überfahren des Straßenprofils
t_s	s	Abtastintervall der modellprädiktiven Regelung
u	-	Stellgröße
u_{max}	-	Obere Schranke der Stellgröße
u_{min}	-	Untere Schranke der Stellgröße
\mathbf{u}^*	-	Optimale Stelltrajektorie
v	m/s	Fahrgeschwindigkeit
V	-	Parameter für die relative, tolerierbare Verletzung einer Beschränkung der modellprädiktiven Regelung
W	-	Frequenzbewertung nach ISO 2631-1
w_y	-	Gewichtung der Ausgangsgröße
\mathbf{x}	-	Zustandsvektor
\mathbf{x}_0	-	Initialzustand
\mathbf{x}_{MPC}	-	Initialzustand des modellprädiktiven Reglers
\mathbf{x}^*	-	Optimale Zustandstrajektorie
\mathbf{y}	-	Ausgangsvektor
\mathbf{y}_d	-	Durch eine Störung überlagerter Ausgangsvektor des Streckenmodells
\mathbf{y}_m	-	Gemessener Ausgangsvektor des Streckenmodells
\mathbf{y}_{max}	-	Obere Schranke des Ausgangsvektors
\mathbf{y}_{min}	-	Untere Schranke des Ausgangsvektors

\mathbf{y}_p	-	Ausgangsvektor des Streckenmodells
$\tilde{\mathbf{y}}$	-	Prädiziertes Ausgangssignal der modellprädiktiven Regelung
z_{B0}	m	Aufbauhub in z-Richtung
\ddot{z}_{B0}	m/s ²	Aufbaubeschleunigung in z-Richtung
$\ddot{z}_{B0,eff,act}$	m/s ²	Effektivwert der Aufbaubeschleunigung einer aktiv geregelten Versuchskonfiguration in z-Richtung
$\ddot{z}_{B0,eff}$	m/s ²	Effektivwert der Aufbaubeschleunigung in z-Richtung
$\ddot{z}_{B0,eff,pass}$	m/s ²	Effektivwert der Aufbaubeschleunigung der passiven Versuchskonfiguration in z-Richtung
$\ddot{z}_{B0,eff,w}$	m/s ²	Effektivwert der durch W_k nach ISO 2631-1 frequenzbewerteten Aufbaubeschleunigung in z-Richtung
$\ddot{z}_{B0,pred}$	m/s ²	Prädizierte Aufbaubeschleunigung in z-Richtung
$\ddot{z}_{B0,ref}$	m/s ²	Referenzsignal für die Aufbaubeschleunigung in z-Richtung
\mathbf{z}_k	-	Vektor der berechneten Stelltrajektorie als Lösung des quadratischen Programms zum Zeitpunkt k
z_S	m	Straßenanregung in z-Richtung
$\dot{z}_{S,f}$	m/s	Tiefpassgefilterte Geschwindigkeit der Straßenanregung
z_T	m	Radhub in z-Richtung
Δn	1/m	Ortsfrequenzintervall
Δt	s	Abtastintervall des Straßenprofils
ε_k	-	Schlupfvariable für die tolerierbare Verletzung einer Verbindlichen Beschränkung der modellprädiktiven Regelung für den Zeitschritt k
η_T	-	Frequenzverhältnis des Rades
ρ_k	-	Gewichtung für die Schlupfvariable ε_k bei Verletzung einer Beschränkung
φ_i	rad	Zufälliger, gleichmäßig verteilter Phasenwinkel zwischen 0 und 2π
ω	rad/s	Erregerfrequenz
ω_{B0}	Hz	Aufbaueigenfrequenz
$\omega_{T,unspr}$	Hz oder rad/s	Radeigenfrequenz

Anmerkung:

Zeitableitungen sind durch einen Punkt über der jeweiligen Größe gekennzeichnet. Vektoren (Kleinschreibung) und Matrizen (Großschreibung) sind fett hervorgehoben. Nach Funktionen folgt ein Ausdruck in Klammern, z.B. $f(t)$.

1 Einleitung

1.1 Motivation und Zielsetzung

Das autonome Fahren zählt neben der Elektrifizierung des Antriebsstrangs und Mobilität als Serviceleistung zu den aktuellen Zukunftsthemen der Automobilindustrie [1, S. 83-86]. Das zunehmende Angebot von Automatisierungs- und Assistenzfunktionen in Serienfahrzeugen führt schon jetzt zu einer schrittweisen Erhöhung des Automatisierungsgrades in evolutionären Stufen [1, S. 99-101, 2, S. 4-5]. Unternehmen kündigen daher bereits bis zum Jahr 2030 erste Markteinführungen vollautomatisierter Fahrzeuge an [2, S. 106-107]. Bezogen auf den gesamten Fahrzeugbestand wird sich automatisiertes Fahren kontinuierlich durchsetzen. So wird laut einer aktuellen Studie im Jahr 2050 etwa die Hälfte aller Fahrzeuge in Deutschland über vollautomatisierte Funktionen in unterschiedlichen Ausbaustufen verfügen [3].

Ein wesentlicher Kundenvorteil der Automatisierung ist die Ermöglichung zusätzlicher Nebentätigkeiten durch den Wegfall der Fahraufgabe, wodurch sich neue Potenziale für die Interaktion zwischen Nutzer und Fahrzeug eröffnen [2, S. 79-81]. Wie eine Befragung in Bezug auf den subjektiven Mehrwert automatisiert fahrender Verkehrsmittel zeigt, ergeben sich aus Kundensicht vor allem im Bereich des Fahrkomforts und der Zeitnutzung Vorteile gegenüber traditionellen Pkw [4]. Die steigende Relevanz dieser Faktoren wirkt sich auf die zukünftige Entwicklung von Fahrzeugen aus. So entstehen aufgrund der frei nutzbaren Fahrzeit neue Anforderungen an das Fahrzeugkonzept bezüglich einer haptischen und visuellen Entkopplung der Fahrzeuginsassen [5].

Auch im Hinblick auf das Fahrwerk als Baugruppe des Gesamtfahrzeugs wird sich die Entwicklung in Zukunft stark an den Kundenanforderungen orientieren [6, S. 915-917]. Eine bedeutende Rolle spielt dabei die fahrdynamische Regelung, da sie die Integration neuer Funktionsumfänge gestattet [7, 8, S. 9-10]. Mit Vertikaldynamiksystemen kann zum Beispiel eine Anpassung des Fahrwerks an die jeweilige Fahrsituation durch den Einsatz von mechatronischen Komponenten in der Radaufhängung erreicht werden [8, S. 18-19, 9, S. 868]. In der fahrdynamischen Auslegung wird somit ein größerer Spielraum für den Kompromiss zwischen Fahrkomfort und Sportlichkeit ermöglicht [9, S. 868]. Zukünftig wird sich diese Auslegung in Richtung Fahrkomfort orientieren, soweit es die aktuelle Fahrsituation zulässt [5]. Da die mechanischen Bauteile des Fahrwerks mittlerweile einen hohen technologischen Reifegrad aufweisen, werden mechatronische Systeme zudem ein Differenzierungsmerkmal im Premiumsegment darstellen [6, S. 917].

Den nächsten Entwicklungsschritt für die Verbesserung der fahrdynamischen Eigenschaften, insbesondere zur Steigerung des Fahrkomforts, stellen vorausschauende Fahrwerke dar [6, S. 951-958, 9, S. 874]. Dabei ermöglicht die Vernetzung von Sensorik und mechatronischen Fahrwerkkomponenten die Nutzung von Informationen über die vorausliegende Fahrbahnoberfläche zur Trajektorienplanung für das geregelte Fahrwerk [6, S. 951-955]. Ein

entsprechendes Preview-System basierend auf einer Stereokamera in Verbindung mit einem elektrohydraulischen Aktorsystem wurde bereits in Serie eingeführt [10].

Bisher ist es jedoch kaum möglich zu beurteilen, ob ein entwickeltes Fahrwerk hinsichtlich der Auslegungsziele das unter den gegebenen Randbedingungen erreichbare Maximum darstellt oder lediglich der Bestleistung der Entwickler entspricht [9, S. 873-874]. Das Ziel dieser Arbeit ist daher die Verringerung dieses Missstands, indem ein in der Vertikaldynamik erreichbares Optimum für das Auslegungsziel Fahrkomfort unter Berücksichtigung von technischen Einschränkungen bestimmt wird. Für die theoretische Ermittlung eines Optimums durch numerische Ansätze stehen mittlerweile umfangreiche Berechnungstools zur Verfügung [9, S. 874]. Die Erkenntnisse über kausale Zusammenhänge komfortkritischer Faktoren können somit zukünftig in der Fahrwerkentwicklung genutzt werden.

1.2 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit ist in sechs Kapitel unterteilt. Eine Übersicht des schematischen Aufbaus mit den inhaltlichen Verknüpfungen der einzelnen Kapitel ist in Abbildung 1.1 dargestellt.

Nach der Einleitung wird im zweiten Kapitel zunächst der Stand der Technik erläutert. Dieser unterteilt sich in alle für die Bearbeitung der Aufgabenstellung relevanten Themenfelder und behandelt Grundlagen sowie Voraussetzungen für das spätere Vorgehen. Ein wesentlicher Bestandteil dieses Kapitels ist eine Literaturrecherche zu Optimierungsverfahren, von denen eines für die Verwendung in dieser Arbeit ausgewählt wird. Den Abschluss bildet eine Herleitung der Aufgabenstellung auf der Basis des aktuellen Forschungsstands.

Im dritten Kapitel erfolgt eine Beschreibung des Vorgehens und eine Dokumentation des erstellten Simulationsmodells. Den Ausgangspunkt bildet dabei die Formulierung des dieser Arbeit zugrunde liegenden Optimierungsproblems. Der anschließende Regelungsentwurf einer modellprädiktiven Regelung stellt den Kern des Kapitels dar, wobei die Festlegung der Auslegungsparameter anhand von Testläufen mit vorläufigen Simulationsmodellen vorgenommen wird. Daraufhin werden zwei erarbeitete Berechnungsvarianten für die Lösung des Optimierungsproblems vorgestellt und die mit dem finalen Simulationsmodell durchgeführten Versuche erklärt. Den Abschluss bildet eine Erläuterung zur Validierung des Modells.

Das vierte Kapitel dient zur Darstellung der Simulationsergebnisse für die untersuchten Testszenarien. Die entsprechend aufbereiteten Ergebnisse werden dabei in der durch den Versuchsplan vorgegebenen Reihenfolge im Zeit- und Frequenzbereich verglichen und diskutiert. Danach erfolgt eine abschließende Beurteilung der Ergebnisse, wobei die abgeleiteten Erkenntnisse gesammelt und kritisch hinterfragt werden.

Im fünften Kapitel werden das methodische Vorgehen und die Ergebnisse der Arbeit zusammengefasst und in die Forschungswelt eingeordnet. Den Abschluss der Arbeit bildet ein Ausblick über zukünftige Schritte und Ansätze zur Erweiterung des entwickelten Verfahrens im sechsten Kapitel.

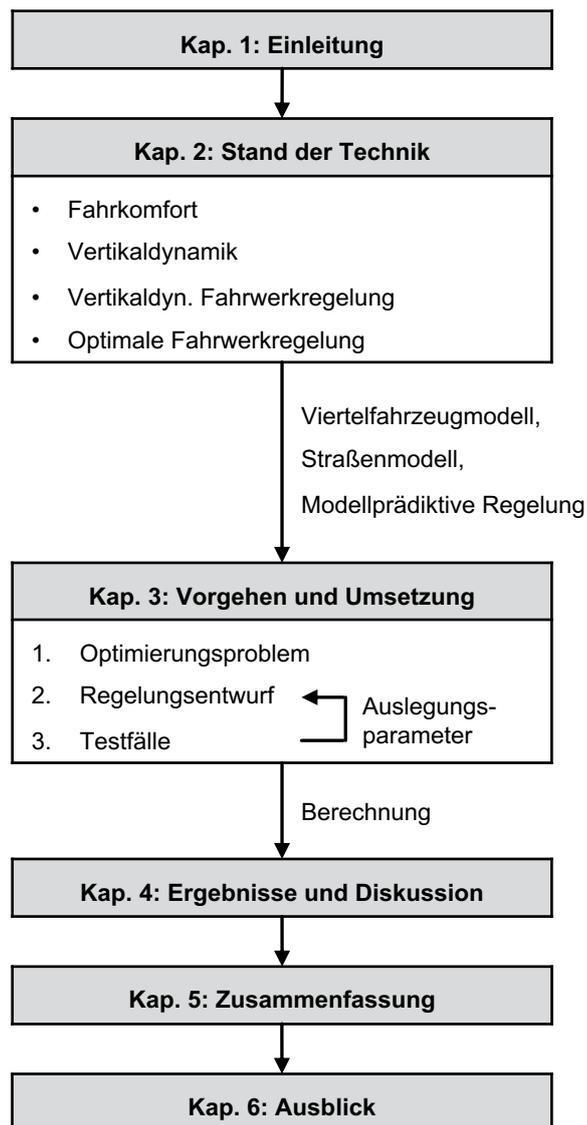


Abbildung 1.1: Schematischer Aufbau der Arbeit

2 Stand der Technik

Im Folgenden werden Grundlagen und der aktuelle Stand der Wissenschaft erläutert. Das Kapitel behandelt die Themenbereiche Fahrkomfort, Vertikaldynamik und Fahrwerkregelung in Bezug auf die Zielsetzung dieser Arbeit. Im Fokus stehen dabei Methoden und Modelle, die für das spätere Vorgehen genutzt werden. Nach einer Vorstellung von in der Literatur dokumentierten Ansätzen zur optimalen Regelung eines Fahrwerks erfolgt eine abschließende Herleitung der Aufgabenstellung.

2.1 Fahrkomfort

Dieses Unterkapitel befasst sich zunächst mit der begrifflichen Definition von Fahrkomfort und den Grundlagen komfortrelevanter Schwingungen. Anschließend wird das in dieser Arbeit verwendete Verfahren zur quantitativen Beurteilung der Schwingungseinwirkung auf den menschlichen Körper beschrieben.

2.1.1 Definition von Fahrkomfort

Der Begriff Komfort ist in der Literatur nicht eindeutig definiert und wird im heutigen Sprachgebrauch entweder als Synonym für Behaglichkeit, Bequemlichkeit und Zufriedenheit oder die Bewertung von Luxus verwendet [11, S. 146]. Wie HELANDER & ZHANG [12] gezeigt haben, setzt sich Komfort aus zwei unabhängigen Größen zusammen: Komfort und Diskomfort. BUBB [11, S. 146] bezeichnet diese Größen analog als „Gefallen“ (Komfort) und „Erleiden“ (Diskomfort).

Da das „Gefallen“ von Aspekten wie Mode und Zeitgeist beeinflusst wird, lässt es sich nur schwer mit wissenschaftlichen Methoden untersuchen und ist aktuell noch Gegenstand der Forschung [11, S. 147]. Das „Erleiden“ ist dagegen ein Forschungsbereich der Psychophysik und lässt sich methodisch untersuchen. Die Psychophysik beschäftigt sich damit, den Zusammenhang zwischen physikalischen, quantitativ messbaren (objektiven) Reizen und subjektiven Empfindungen zu untersuchen [13, S. 85]. Sie stellt ein grundlegendes Modell der Ergonomie dar [11, S. 148].

Der Begriff Fahrkomfort beschreibt nach ERSOY & GIES [6, S. 208] das Wohlbefinden der Insassen während der Fahrt und umfasst die Gesamtheit aller auf diesen einwirkenden mechanischen und akustischen Schwingungen in allen Fahrsituationen. Als Komfortmerkmal gilt dabei allgemein ein niedriges Beschleunigungsniveau von Schwingungen am Gesamtfahrzeug und einzelnen Fahrzeugkomponenten. Dazu zählen translatorische Beschleunigungen, sowie Nick- und Wankbeschleunigungen.

2.1.2 Komfortrelevante Schwingungen

Schwingungen in Fahrzeugen werden durch folgende, dominante Schwingungsquellen hervorgerufen:

- Antriebseinheit bestehend aus Motor und Nebenaggregaten,
- Interaktion zwischen Fahrbahn und Fahrzeug/Rad,
- Aerodynamische Umströmung des Fahrzeugs,
- Mechatronische Aktoren [13, S. 8].

Diese Schwingungen können in Abhängigkeit des Frequenzbereichs akustisch oder fühlbar (taktil) wahrgenommen werden [14, S. 163]. Die Gesamtheit der Schwingungsphänomene wird unter dem Begriff Vibroakustik oder Noise Vibration Harshness (NVH) zusammengefasst [13, S. 30, 14, S. 163]. Abbildung 2.1 stellt den entsprechenden Zusammenhang zwischen der Schwingungsfrequenz und der jeweiligen Wahrnehmung als Vibration, Rauheit (Harshness) und Geräusch (Noise) dar.

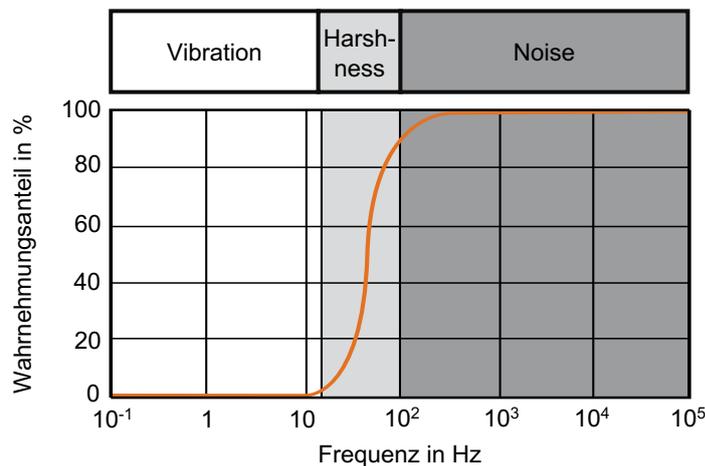


Abbildung 2.1: Vibroakustische Wahrnehmungsbereiche nach HIERONIMUS [15]

Schwingungen bis ca. 50 Hz werden bei direktem Kontakt zwischen Insassen und schwingendem System als Vibrationen wahrgenommen [13, S. 30]. Frequenzen von 20 Hz bis 100 Hz stellen dagegen einen Übergangsbereich dar, in dem Schwingungen hörbar und fühlbar wahrgenommen werden [6, S. 209, 13, S. 30]. Hochfrequente Schwingungen sind von den Insassen als Luftschall hörbar [13, S. 30].

Schwingungsphänomene können generell in den translatorischen Freiheitsgraden x , y und z (Längs-, Quer- und Vertikaldynamik bzw. Huben) und rotatorischen Freiheitsgraden φ , θ und ψ (Wanken, Nicken und Gieren) auftreten [13, S. 92]. Je nach dominierendem Frequenzbereich wird zwischen verschiedenen Schwingungsphänomenen (z.B. „Aufbauschwingung“, „Stuckern“, „Prellen“ etc.) unterschieden [6, S. 208-209, 13, S. 91-93]. Eine exakte Differenzierung ist jedoch in der Praxis nicht möglich, da sich die Schwingungsphänomene überlagern und vom Menschen unterschiedlich wahrgenommen und bewertet werden [6, S. 209].

Folgende Faktoren haben einen bedeutenden Einfluss auf die subjektive Wahrnehmung von Schwingungen:

- Frequenz (-spektrum) der Schwingungen,

- Amplitude der Schwingungen,
- Ort der Einleitungsstelle der Schwingungen,
- Einwirkungsrichtung der Schwingungen bzgl. des Menschen,
- Einwirkungsdauer der Schwingungen,
- Körperhaltung des Menschen [6, S. 122, 16, S. 4].

Untersuchungen zum subjektiven Schwingungsempfinden des Menschen stellen ein Teilgebiet der Psychophysik dar [13, S. 85]. Demnach ist das menschliche Empfinden für Schwingungen besonders für den Frequenzbereich ausgeprägt, in dem die Resonanzfrequenzen des menschlichen Körpers liegen [6, S. 122-123, 13, S. 87]. Diese befinden sich bei Organen und Körperteilen meist zwischen ca. 3 und 7 Hz [17, S. 15].

2.1.3 Menschliche Schwingungsbewertung

Schwingungen in Kraftfahrzeugen treten für den sitzenden Menschen hauptsächlich in vertikaler Richtung auf [6, S. 122]. Hierbei sind besonders die über den Sitz auf den Menschen übertragene Ganzkörper-Schwingungen relevant [13, S. 85]. Bei Ganzkörper-Schwingungen, auch Ganzkörper-Vibrationen genannt, handelt es sich um mechanische Schwingungen, die bei sitzenden Menschen vorwiegend über das Gesäß, die Füße und ggf. den Rücken übertragen werden [16, S. 10]. Die entsprechenden Koordinatensysteme sind in Abbildung 2.2 dargestellt und beziehen sich auf die jeweilige Einwirkungsstelle.

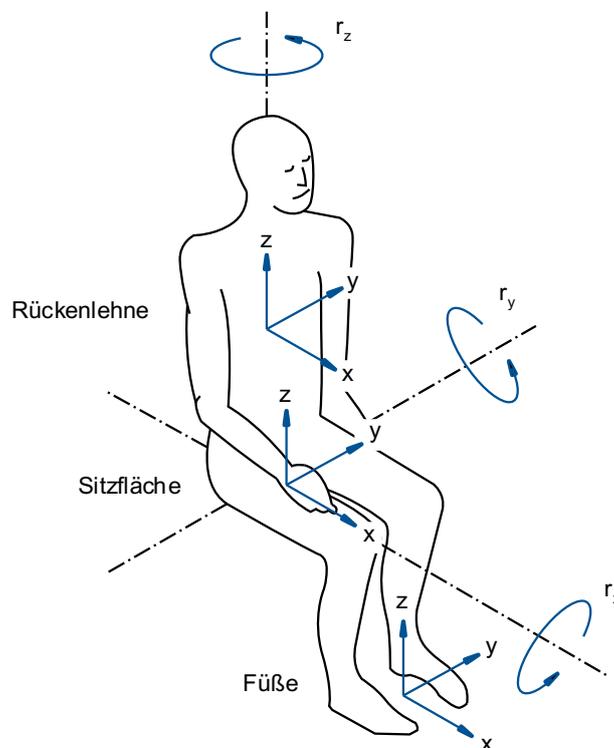


Abbildung 2.2: Koordinatensysteme der jeweiligen Einwirkungsstellen für translatorische und rotatorische Schwingungen bei einem sitzenden Menschen nach VDI NORM 2057-1 [16, S. 11]

Ganzkörper-Schwingungen können beim Menschen das allgemeine Wohlbefinden beeinträchtigen, die Leistungsfähigkeit beeinflussen oder ein Risiko für Gesundheit und Sicherheit darstellen [16, S. 4]. Im folgenden Abschnitt werden in Übereinstimmung mit der VDI NORM 2057-1 [16, S. 6] und der ISO 2631-1 [18, S. 1] jedoch ausschließlich Ganzkörper-Schwingungen hinsichtlich des Kriteriums „Wohlbefinden“ in einem Frequenzbereich von 0,5 bis 80 Hz betrachtet.

Die VDI NORM 2057-1 [16, S. 6] und die ISO 2631-1 [18, S. 1] beinhalten ein entsprechendes Verfahren zur Beurteilung der Einwirkung periodischer, regelloser und transienter Ganzkörper-Schwingungen auf den Menschen. Die Verfahren beider Normen stimmen überein, da die ISO 2631-1 das internationale Gegenstück der VDI NORM 2057-1 darstellt [16, S. 3, 17, S. 17]. Zu Gunsten einer einheitlichen Darstellung wird in diesem Kapitel weitgehend die Nomenklatur der VDI NORM 2057-1 übernommen.

Frequenzbewertung und Berechnung von Beurteilungsgrößen

Das Verfahren basiert auf einer Frequenzbewertung der auf den Menschen einwirkenden mechanischen Schwingungen [16, 18-21, 18, S. 10-12]. Hierzu wird die frequenzbewertete Beschleunigung $a_{wl}(t)$ durch Wichtung der Schwingbeschleunigung $a_l(t)$, bzw. Drehwinkelbeschleunigung $a_r(t)$ mit einer Frequenzbewertung W ermittelt. Die Verwendung der unterschiedlichen Frequenzbewertungen je nach Einleitungsstelle und Schwingungsrichtung ist in Tabelle 2.1 aufgeführt. Die entsprechenden Frequenzbewertungskurven der Frequenzbewertungen aus Tabelle 2.1 sind in Abbildung 2.3 dargestellt.

Tabelle 2.1: Anwendung der Frequenzbewertungskurven und Korrekturfaktoren für das Kriterium Wohlbefinden bei einem sitzenden Menschen [16, S. 12, 18, S. 14-15]

Einwirkungsstelle	Schwingungsrichtung	Frequenzbewertung	Korrekturfaktor k
Sitzfläche	x, y	W_d	1
	z	W_k	1
	r_x	W_e	0,63
	r_y	W_e	0,4
	r_z	W_e	0,2
Füße	x, y	W_k	0,25
	z	W_k	0,4
Rückenlehne	x	W_c	0,8
	y	W_d	0,5
	z	W_d	0,4

Die Bewertungskurven stimmten nach VDI NORM 2057-1 [16, S. 19] grundsätzlich mit tatsächlichen, frequenzabhängigen Wirkung mechanischer Schwingungen auf den menschlichen Körper überein. Im Folgenden wird die Berechnung von Beurteilungsgrößen für translatorische Schwingungen (Index: l) erläutert. Die Angaben gelten jedoch auch für rotatorische Schwingungen (Index: r).

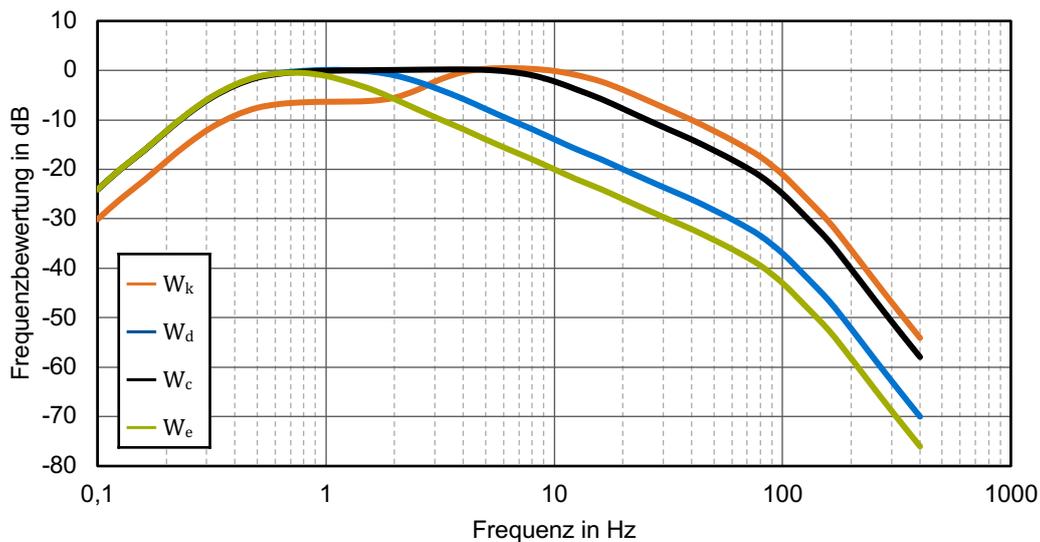


Abbildung 2.3: Frequenzbewertungskurven für die Beurteilung des Wohlbefindens im Sitzen nach ISO 2631-1 [18, S. 7-11]

Für die Beurteilung der Schwingungseinwirkung hinsichtlich Wohlbefinden wird der Effektivwert der frequenzbewerteten Beschleunigung a_{wl} nach Gl. (2.1) berechnet [16, S. 13, 18, S. 14]. Dieser entspricht dem quadratischen Mittelwert der frequenzbewerteten Beschleunigung $a_{wl}(t)$ über die Dauer der Messung T_M und gilt für konstante, zeitlich schwankende oder unterbrochene Schwingungsbelastungen [16, S. 23].

$$a_{wl} = \sqrt{\frac{1}{T_M} \int_0^{T_M} a_{wl}(t)^2 dt} \quad (2.1)$$

Treten an einer Einwirkungsstelle translatorische Schwingungen in mehreren Richtungen auf, empfehlen die VDI NORM 2057-1 und die ISO 2631-1 die Verwendung des Schwingungsgesamtwerts a_{wv} [16, S. 30, 18, S. 15]. Dieser wird nach Gl. (2.2) aus den Effektivwerten für alle Schwingungsrichtungen und mit den entsprechenden Korrekturfaktoren gemäß Tabelle 2.1 ermittelt.

$$a_{wv} = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2} \quad (2.2)$$

Werden mehrere Einwirkungsstellen betrachtet, können diese durch die Berechnung des Schwingungsgesamtwerts aller Einwirkungsstellen $a_{wv,ges}$ anhand Gl. (2.3) berücksichtigt werden [18, S. 15].

$$a_{wv,ges} = \sqrt{a_{wv,S}^2 + a_{wv,F}^2 + a_{wv,R}^2 + a_{wv,rot}^2} \quad (2.3)$$

Falls der Effektivwert einer Schwingungsrichtung nach Gl. (2.1) weniger als 25 % des maximalen Effektivwerts einer Schwingungsrichtung beträgt, kann dieser nach ISO 2631-1 [18, S. 16] für die Bestimmung des Schwingungsgesamtwerts entsprechend Gl. (2.2) vernachlässigt werden. Selbiges gilt für die Ermittlung des Schwingungsgesamtwerts aller Einwirkungsstellen.

Werden durch die Rückenlehne eingeleitete Schwingungen bei der Berechnung des Schwingungsgesamtwerts aller Einwirkungsstellen nach Gl. (2.3) nicht berücksichtigt, empfiehlt die ISO 2631-1 [18, S. 16] außerdem einen Wert von 1,4 für die Korrekturfaktoren k der Schwingungsrichtungen x und y (Tabelle 2.1) bei der Bestimmung des Schwingungsgesamtwerts der Sitzfläche gemäß Gl. (2.2).

Beurteilung

Da das subjektive Schwingungsempfinden des Menschen individuell unterschiedlich, situationsbedingt und abhängig von den jeweiligen Umgebungsbedingungen ist, kann nach VDI NORM 2057-1 [16, S. 28-29] und ISO 2631-1 [18, S. 24-25] keine einheitliche Beurteilung des Wohlbefindens vorgenommen werden.

Die ISO 2631-1 gibt als Anhaltswerte für die subjektive Beurteilung von Diskomfort in öffentlichen Verkehrsmitteln die in Tabelle 2.2 dargestellten Wertebereiche an. Als Beurteilungsmaßstab gilt dabei der Schwingungsgesamtwert aller Einwirkungsstellen gemäß Gl. (2.3). Die VDI NORM 2057-1 [16, S. 30] empfiehlt zu Vergleichszwecken die Verwendung des Effektivwerts nach Gl. (2.1), bzw. des Schwingungsgesamtwerts nach Gl. (2.2).

Tabelle 2.2: Zusammenhang zwischen dem Schwingungsgesamtwert aller Einwirkungsstellen und der subjektiven Beurteilung des Diskomforts nach ISO 2631-1 [18, S. 25]

Schwingungsgesamtwert aller Einwirkungsstellen $a_{wv,ges}$ in m/s^2	Subjektivurteil
< 0,315	Nicht unkomfortabel
0,315 – 0,63	Wenig unkomfortabel
0,5 – 1	Ziemlich unkomfortabel
0,8 – 1,6	Unkomfortabel
1,25 – 2,5	Sehr unkomfortabel
> 2	Extrem unkomfortabel

2.2 Vertikaldynamik

Die Vertikaldynamik beschreibt allgemein das Fahrzeugverhalten in der Vertikalen (z-Richtung) [6, S. 52, 19, S. 203]. Hierbei sind insbesondere durch Fahrbahnunebenheiten erzeugte Kräfte relevant, die für das Fahrzeug als Schwingsystem vertikale Störgrößeneinträge darstellen [6, S. 99, 13, S. 92-93]. Diese werden durch die Aufbaufedern und Aufbaudämpfer an den Aufbau weitergeleitet [6, S. 100-103].

In diesem Unterkapitel werden zuerst Grundlagen der vertikaldynamischen Auslegung eines Pkw und der damit verbundene Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit erläutert. Danach wird das für diese Arbeit verwendete Fahrzeugmodell vorgestellt. Den Abschluss des Unterkapitels bildet die Darstellung einer Methode zur Generierung eines künstlichen Straßenprofils als Eingangsgröße für das Fahrzeugmodell.

Dämpfung kein Kompromiss gefunden werden kann, der jenseits der in Abbildung 2.4 dargestellten, paretooptimalen Grenzkurve liegt [13, S. 112, 20, S. 390-392]. Das Pareto-Optimum entspricht in diesem Fall einer Menge von Auslegungspunkten, die einen bestmögliche Lösung des zweidimensionalen Optimierungsproblems darstellen [13, S. 112]. Bei der Auslegung eines passiven Feder-Dämpfer-Systems kann somit nur ein endgültiger Auslegungspunkt gewählt werden [21, S. 2-3].

In der praktischen Fahrwerksauslegung müssen allerdings neben entsprechenden Anforderungen an Fahrkomfort und Fahrsicherheit auch die Fahrgeschwindigkeit und das Fahrmanöver berücksichtigt werden [9, S. 745]. Zusätzliche Einschränkungen bringen außerdem der verfügbare Federweg und die Beladung des Fahrzeugs mit sich [13, S. 112-113, 20, S. 393].

Bei adaptiven Systemen ist im Gegensatz zu passiven Systemen eine Verschiebung des Auslegungspunkts innerhalb des durch die paretooptimale Grenzkurve beschränkten Bereichs im Fahrbetrieb möglich [13, S. 113]. Eine bessere Lösung des Zielkonflikts zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit ermöglichen aktive Systeme [13, S. 113, 20, S. 426-428]. Diese vertikaldynamischen Systeme werden in Kap. 2.3.1 näher betrachtet.

2.2.2 Viertelfahrzeugmodell

Modelle zur Analyse des dynamischen Verhaltens von Fahrzeugen können je nach Problemstellung unterschiedlich komplex sein [19, S. 270-273, 22]. Zur Untersuchung der vertikaldynamischen Hubbewegungen durch fahrbahnerregte Schwingungen kann ein Viertelfahrzeugmodell verwendet werden [13, S. 93, 20, S. 296-299]. Wie in Abbildung 2.5 dargestellt, besteht es aus zwei Massen mit jeweils einem Freiheitsgrad (z-Richtung), die über Feder- und Dämpferelemente miteinander gekoppelt sind [19, S. 272].

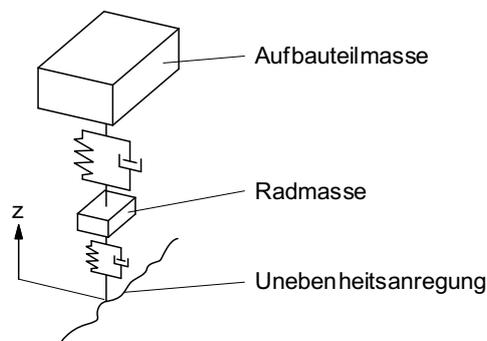


Abbildung 2.5: Viertelfahrzeugmodell nach MITSCHKE & WALLENTOWITZ [20, S. 299]

Vereinfachungen und Einschränkungen

Das Ausgangsmodell stellt ein Zweispurmodell als räumliches Schwingungersatzsystem dar [20, S. 291-293]. Es besteht aus einer Aufbaumasse, die sich über vier Räder (analog zum Teilsystem Viertelfahrzeug in Abbildung 2.5) auf einer unebenen Fahrbahn abstützt. In Tabelle 2.3 sind die Annahmen und entsprechenden Vereinfachungen bei der Modellbildung des Viertelfahrzeugs zusammengefasst. Mit dem Viertelfahrzeugmodell lassen sich somit ausschließlich vertikaldynamische Hubbewegung untersuchen [13, S. 93, 20, S. 296-299]. Die in der Praxis nichtlinearen Modellparameter Steifigkeit und Dämpfung können bei kleinen Auslenkungen um den Arbeitspunkt näherungsweise als linear angenommen werden [13, S. 96].

Tabelle 2.3: Vereinfachungen des Viertelfahrzeugmodells nach MITSCHKE & WALLENTOWITZ [20, S. 369-370]

Annahme	Vereinfachung
Keine Wank-, Seiten- und Gierschwingungen des Aufbaus	Symmetrie um die Fahrzeuglängsachse, die Unebenheitsanregungen beider Fahrspuren sind identisch
Keine Kopplung zwischen vorderer und hinterer Aufbauteilmasse	Je ein unabhängiges Schwingungssystem für Vorder- und Hinterachse
Keine Nickschwingungen	Radstand ist unendlich groß

Der betrachtete Frequenzbereich für das Viertelfahrzeug beschränkt sich auf das Intervall von 0 bis ca. 25 Hz, was ungefähr der doppelten Radeigenfrequenz des Fahrzeugs entspricht [13, S. 97, 20, S. 528]. Oberhalb dieses Frequenzbereichs müssten die Radaufhängung, der Aufbau und der Reifen mit ihren jeweiligen Eigenschwingungen detaillierter modelliert werden [13, S. 95-98, 20, S. 528-529]. Zudem wären somit bei der Schwingungsbeurteilung neben fühlbaren auch hörbare Schwingungen (Kap. 2.1.2) zu berücksichtigen [20, S. 528].

Lineares Zustandsraummodell

Abbildung 2.6 zeigt ein Viertelfahrzeugmodell für zwei verschiedene Fahrwerkskonzepte. Das Modell für das aktive Fahrwerk besitzt im Vergleich zur passiven Variante einen zusätzlichen Aktor, mit dem sich eine Aktorkraft $F(t)$ aufbringen lässt [23, S. 10, 24, S. 12].

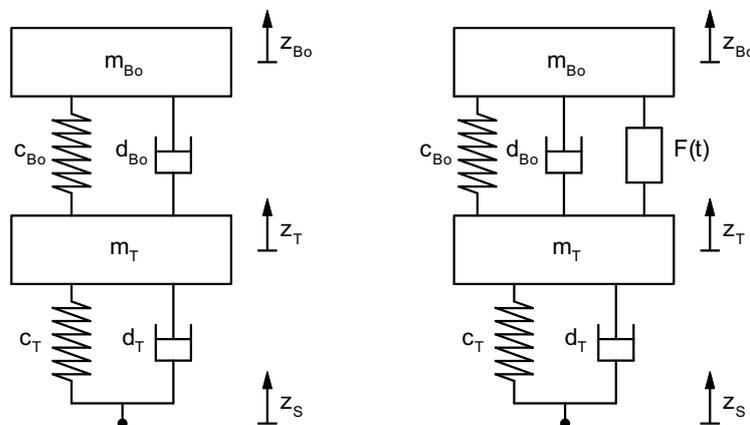


Abbildung 2.6: Viertelfahrzeugmodelle für ein passives Fahrwerk (links) und ein aktives Fahrwerk (rechts) nach KOCH ET AL. [24, S. 12]

Für die dargestellten Viertelfahrzeugmodelle entspricht m_{Bo} der anteiligen Aufbaumasse, c_{Bo} der Aufbaufedersteifigkeit, d_{Bo} der Aufbaudämpfungskonstante, m_T der Radmasse, c_T der Reifenfedersteifigkeit und d_T der Reifendämpfungskonstante. Die beiden Massen und die Unebenheitsanregung besitzen jeweils eine eigene Koordinate in z-Richtung.

Im folgenden Abschnitt wird ein Zustandsraummodell für das aktive Fahrwerk hergeleitet. Alle Gleichungen sind jedoch auch für das passive Fahrwerk gültig, falls $F(t) = 0$ [23, S. 10]. In Gl. (2.4) ist die Bewegungsgleichung des Aufbaus und in Gl. (2.5) Bewegungsgleichungen des Rades dargestellt [23, S. 11].

$$m_{B_0}\ddot{z}_{B_0} = -c_{B_0}(z_{B_0} - z_T) - d_{B_0}(\dot{z}_{B_0} - \dot{z}_T) + F(t) \quad (2.4)$$

$$m_T\ddot{z}_T = c_{B_0}(z_{B_0} - z_T) + d_{B_0}(\dot{z}_{B_0} - \dot{z}_T) - c_T(z_T - z_S) - d_T(\dot{z}_T - \dot{z}_S) - F(t) \quad (2.5)$$

Für einen Zustandsvektor x , die Stellgröße u und den Störeingang u_d nach Gl. (2.6) sowie einen Ausgangsvektor y nach Gl. (2.7), kann das Viertelfahrzeugmodell gemäß Gl. (2.8) und Gl. (2.9) als lineares Zustandsraummodell formuliert werden [23, S. 11-12, 24, S. 13].

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{B_0} - z_T \\ \dot{z}_{B_0} \\ z_T - z_S \\ \dot{z}_T \end{bmatrix}, \quad u = F(t), \quad u_d = \dot{z}_S \quad (2.6)$$

$$y = \begin{bmatrix} \ddot{z}_{B_0} \\ F_{ZT,dyn} \\ s_z \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

$$\dot{x} = Ax + bu + eu_d \quad (2.8)$$

$$y = Cx + du + fu_d \quad (2.9)$$

Der Ausgangsvektor y nach Gl. (2.7) enthält die für die Fahrwerkregelung relevanten Größen [24, S. 13]. Dazu zählen die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_{B_0} , die dynamische Radlast $F_{ZT,dyn}$ nach Gl. (2.10) und die Einfederung s_z nach Gl. (2.11).

$$F_{ZT,dyn} = c_T(z_S - z_T) + d_T(\dot{z}_S - \dot{z}_T) \quad (2.10)$$

$$s_z = z_{B_0} - z_T \quad (2.11)$$

Das lineare Zustandsraummodell für das aktive Fahrwerk basierend auf den vorher beschriebenen Zusammenhängen ist in Gl. (2.12) und Gl. (2.13) dargestellt [23, S. 12, 24, S. 13].

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{c_{B_0}}{m_{B_0}} & -\frac{d_{B_0}}{m_{B_0}} & 0 & \frac{d_{B_0}}{m_{B_0}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{c_{B_0}}{m_T} & \frac{d_{B_0}}{m_T} & -\frac{c_T}{m_T} & -\frac{d_{B_0} + d_T}{m_T} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m_{B_0}} \\ 0 \\ -\frac{1}{m_T} \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ \frac{d_T}{m_T} \end{bmatrix} u_d \quad (2.12)$$

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_{B_0} \\ F_{ZT,dyn} \\ s_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{c_{B_0}}{m_{B_0}} & -\frac{d_{B_0}}{m_{B_0}} & 0 & \frac{d_{B_0}}{m_{B_0}} \\ 0 & 0 & -c_T & -d_T \\ 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{1}{m_{B_0}} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ d_T \\ 0 \end{bmatrix} u_d \quad (2.13)$$

Durch eine Anregung mit einer Unebenheitsfunktion (entspricht in diesem Fall dem Störeingang u_d) lässt sich somit das Systemverhalten analysieren [13, S. 96]. Hierbei können die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_{B_0} als Kriterium für Fahrkomfort und die dynamische Radlast $F_{ZT,dyn}$ als Kriterium für Fahrsicherheit verwendet werden [13, S. 96, 20, S. 311].

2.2.3 Straßenanregung

Anregungen durch Fahrbahnunebenheiten stellen bis zu einer Frequenz von ca. 30 Hz die stärkste Schwingungsquelle für das Fahrzeug dar [6, S. 103]. Diese Anregungen sind im Gegensatz zu fahrzeugerregten Schwingungen (bspw. durch einen Verbrennungsmotor) in der Regel nicht periodisch, sondern unregelmäßig und stochastisch verteilt [13, S. 107, 20, S. 334].

Stochastische Unebenheiten

Die Unebenheit einer realen Fahrbahn kann statistisch durch die sog. spektrale Unebenheitsdichte beschrieben werden, welche die gemittelte Rauigkeit der jeweiligen Straßenoberfläche in Abhängigkeit der Wegkreisfrequenz wiedergibt [13, S. 107, 20, S. 340-341]. Eine entsprechende Klassifizierung von Straßen erfolgt durch die ISO 8608 [25 S. 22-29]. Die Norm unterteilt Straßen anhand ihrer spektralen Unebenheitsdichte in Rauigkeitsklassen von A bis H, wobei A der geringsten und H der höchsten Rauigkeit entspricht. Mit den Amplitudenspektren verschiedener Straßen lassen sich somit synthetische Straßenprofile generieren, welche anschließend für Untersuchungen mit Fahrzeugmodellen genutzt werden können [26, S. 202].

Eine Methode zur Generierung eines solchen Straßenprofils basierend auf den Rauigkeitsklassen nach ISO 8608 stellt die Fourier-Transformation einer Autokorrelationsfunktion dar, welche die stochastische Unebenheit der Straße beschreibt [27]. Die Höhe des Straßenprofils h in Abhängigkeit der Zeit t berechnet sich demnach gemäß Gl. (2.14).

$$h(t) = \sum_{i=0}^N \sqrt{\Delta n} 2^{k_r} \cdot 10^{-3} \left(\frac{n_0}{i \Delta n} \right) \cos(2\pi i \Delta n v t + \varphi_i) \quad (2.14)$$

Die Obergrenze der Ortsfrequenzintervalle N wird anhand Gl. (2.15) aus der Gesamtdauer t_{\max} und dem Abtastintervall Δt bestimmt. Das Ortsfrequenzintervall Δn lässt sich durch Gl. (2.16) bestimmen, wobei v die Fahrgeschwindigkeit bezeichnet.

$$N = \frac{t_{\max}}{\Delta t} \quad (2.15)$$

$$\Delta n = \frac{1}{v t_{\max}} \quad (2.16)$$

Des Weiteren entspricht n_0 der Referenzortsfrequenz von 0,1 1/m und φ_i einem zufälligen und gleichmäßig verteilten Phasenwinkel zwischen 0 und 2π . Die Variable k_r ist eine ganzzahlige Konstante, für die in Abhängigkeit der Rauigkeitsklasse nach ISO 8608 ein Wert zwischen 3 und 9 gewählt wird. Für die Rauigkeitsklasse A-B nimmt k_r bspw. den Wert 3 an [27].

Einzelhindernisse

Einzelereignisse wie bspw. eine Schwellenüberfahrt werden durch die spektrale Unebenheitsdichte nicht berücksichtigt [13, S. 109, 27]. Sie müssen daher gesondert betrachtet werden [13, S. 109]. Eine Superposition des Unebenheitsspektrums durch Einzelereignisse ist laut ISO 8608 [25, S. 24] jedoch möglich.

MITSCHE & WALLENTOWITZ [20, S. 345-346] empfehlen zur Beschreibung von Einzelhindernissen eine Kosinusfunktion nach Gl. (2.17). Die zeitabhängige Höhe des Einzelhindernisses $h_e(t)$

ist dabei unter anderem von der Sprunghöhe h_0 und der Hindernislänge L abhängig. Bei einem Punktkontakt zwischen Fahrbahn und Reifen schlagen MITSCHKE & WALLENTOWITZ [20, S. 345-346] eine Hindernislänge vor, die mindestens der vierfachen Länge des Reifenlatsches entspricht.

$$h_e(t) = \begin{cases} 0 & \text{für } t < 0 \text{ und } t > L/v \\ \frac{h_0}{2} \left(1 - \cos\left(\frac{2\pi v}{L}t\right)\right) & \text{für } 0 \leq t \leq L/v \end{cases} \quad (2.17)$$

ZELLER [13, S. 100-103] beschreibt eine weitere Möglichkeit zur Modellierung von Einzelhindernissen durch eine Sinusanregung, welche explizit die elastische Verformung des Reifenlatsches mitberücksichtigt. Der entsprechende Zeitverlauf der Hindernishöhe nach Gl. (2.18) repräsentiert dabei näherungsweise die Bahnkurve eines über eine Stufe abrollenden Rades mit dem Radius r_w .

$$h_e(t) = \begin{cases} 0 & \text{für } t < 0 \\ h_0 \sin\left(\frac{\pi v t}{2\sqrt{r_w^2 - (r_w - h_0)^2}}\right) & \text{für } 0 \leq t \leq T/4 \\ h_0 & \text{für } t > T/4 \end{cases} \quad (2.18)$$

Die Anstiegszeit der sinusförmigen Bahnkurve aus Gl. (2.18) beträgt somit ein Viertel der Periodendauer T . Diese kann gemäß Gl. (2.19) bestimmt werden.

$$T = \frac{4\sqrt{r_w^2 - (r_w - h_0)^2}}{v} \quad (2.19)$$

2.3 Vertikaldynamische Fahrwerkregelung

Der bereits in Kap. 2.2.1 beschriebene Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit bei der Fahrwerksauslegung macht die Notwendigkeit deutlich, die Eigenschaften des Fahrwerks situationsabhängig anzupassen [8, S. 18-19, 13, S. 113]. Dies kann mit vertikaldynamischen Regelsystemen erreicht werden, welche je nach Fahrzustand ein Einstellen bedarfsgerechter Kräfte zwischen Rad und Karosserie ermöglichen [9, S. 868]. Mit einer vertikaldynamischen Fahrwerkregelung kann der Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit somit insgesamt besser aufgelöst werden [13, S. 114].

Dieses Unterkapitel bietet zunächst einen Überblick über die verschiedenen mechatronischen Vertikaldynamiksysteme und ihre jeweiligen Eigenschaften. Daraufhin werden Grundlagen zur Auslegung geregelter Fahrwerke beschrieben und das Prinzip der Skyhook-Regelung erläutert. Den Abschluss des Unterkapitels bildet eine Zusammenfassung der Eigenschaften von Aktoren aktiver Fahrwerke.

2.3.1 Einteilung mechatronischer Vertikaldynamiksysteme

Vertikaldynamiksysteme können nach ihrem Arbeitsbereich bzgl. Kraft-Weg bzw. Kraft-Geschwindigkeit, ihrer Stellfrequenz und ihrem Energiebedarf unterschieden werden [6, S. 807-809, 28, S. 23]. In Abbildung 2.7 ist eine entsprechende Unterteilung der wesentlichen Systeme anhand dieser Kriterien dargestellt.

Bei einem passiven (konventionellen) System sind die Federungs- und Dämpfungseigenschaften unveränderlich und können nach der Abstimmung durch eine gleichbleibende Kennlinie beschrieben werden [6, S. 807-808]. Dementsprechend wird im Betrieb auch keine zusätzliche Energie benötigt. Das passive System ist jedoch hinsichtlich des Arbeitsbereichs eingeschränkt, da die Richtung der Kraft F zwischen Aufbau und Rad an das Vorzeichen der Einfederung s_z bzw. der Einfederungsgeschwindigkeit \dot{s}_z gebunden ist [28, S. 16-17]. Somit ist diese Kraft bspw. bei positiver Einfederung ebenfalls zwingend positiv.

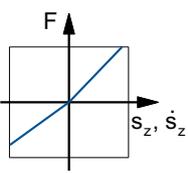
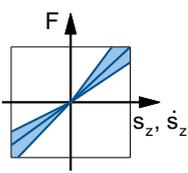
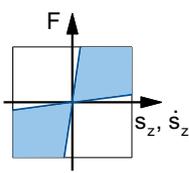
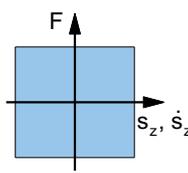
	Passiv	Adaptiv	Semiaktiv	Langsamaktiv	Aktiv
Arbeitsbereich					
Stellfrequenz	-	<1 Hz	0-40 Hz	0-5 Hz	0-30 Hz
Energiebedarf	-	10-20 W	10-20 W	1-5 kW	5-10 kW

Abbildung 2.7: Einteilung mechatronischer Vertikaldynamiksysteme nach ERSOY & GIES [6, S. 808], KOCH [23, S. 26] und SAVARESI ET AL. [28, S. 24]

Das adaptive System ermöglicht im Gegensatz zum passiven System ein Schalten zwischen unterschiedlichen Kennlinien zur Anpassung an die Fahrbahn, die Fahrweise und die Beladung [6, S. 808, 13, S. 113]. Die Einschränkungen des Arbeitsbereichs bzgl. Kraft-Weg bzw. Kraft-Geschwindigkeit bei passiven Systemen gelten jedoch auch für adaptive Systeme [28, S. 23-24]. Die Stellfrequenz und der Energiebedarf von adaptiven Systemen sind vergleichsweise niedrig [6, S. 808, 28, S. 23-24].

Bei semiaktiven Systemen ist die Stellfrequenz im Vergleich zur adaptiven Systemen höher als die charakteristische Schwingungsfrequenz des Rades und des Aufbaus [6, S. 808, 20, S. 430]. Dies ermöglicht ein schnelles Schalten zwischen diskreten oder kontinuierlich veränderlichen Kennlinien [20, S. 430]. In Bezug auf den Arbeitsbereich sind semiaktive Systeme wie passive und adaptive Systeme an die Richtung der Relativbewegung zwischen Aufbau und Rad gebunden [28, S. 24]. Da keine Energie in das System eingebracht wird, ist der Energiebedarf semiaktiver Systeme entsprechend gering [28, S. 24].

Aktive Systeme besitzen neben Feder- und Dämpferelementen ein pneumatisches, hydraulisches oder elektromechanisches Stellglied [6, S. 808-809]. Da somit Energie in das System eingebracht werden kann, sind die Einschränkungen des Arbeitsbereichs der bisherigen Systeme bzgl. Kraft-Weg bzw. Kraft-Geschwindigkeit nicht mehr gültig [28, S. 25]. Aktive Systeme ermöglichen daher die Nutzung aller vier Quadranten des Arbeitsbereichs [6, S. 808-809, 13, S. 113]. Der Energiebedarf dieser Systeme ist dementsprechend hoch [6, S. 809]. Der Unterschied zwischen vollständig-aktiven und langsam-aktiven Systemen liegt in der Stellfrequenz [28, S. 25]. Diese ist bei langsam-aktiven Systemen kleiner als die charakteristische

Schwingungsfrequenz des Rades, wodurch keine Beeinflussung der Raddynamik in diesem Frequenzbereich möglich ist [20, S. 430-431, 28, S. 25-26]. Langsam-aktive Systeme benötigen somit weniger Energie als vollständig-aktive Systeme [6, S. 808-809, 28, S. 24-25]. In Abbildung 2.8 sind drei mögliche Ausführungen aktiver Systeme dargestellt.

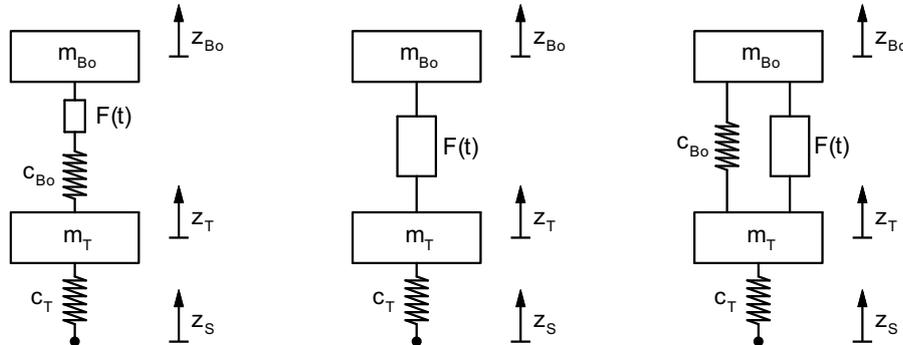


Abbildung 2.8: Beispielhafte Ausführungen eines langsam-aktiven Fahrwerks (links), eines vollständig-aktiven Fahrwerks (mittig) und eines vollständig-aktiven Fahrwerks mit zusätzlicher Hauptfeder (rechts) nach MITSCHKE & WALLENTOWITZ [20, S. 427]

Zusätzlich zu den genannten Vertikaldynamiksystemen existieren auch Systeme zur (langsamen) Niveauregelung [28, S. 24]. Sie ermöglichen eine Einstellung des Fahrzeugniveaus und somit den Fahrwerkseigenschaften unabhängig vom jeweiligen Beladungszustand [6, S. 760]. Eine solche Niveauregelung kann entweder durch Luftfedern oder hydropneumatisch realisiert werden [6, S. 477].

2.3.2 Auslegung geregelter Fahrwerke

Die Fahrwerkregelung kann hinsichtlich der komplexen Aufgabenstellung an das Fahrwerk einen wesentlichen Beitrag für eine hohe Qualität von Fahrkomfort und Fahrdynamik sowie zur Milderung funktioneller Zielkonflikte leisten [6, S. 750, 9, S. 745]. Die Möglichkeiten mechatronischer Systeme übertreffen hierbei die Leistungsfähigkeit passiver Systeme [6, S. 750].

Auslegungsmerkmale

Geregelte Vertikaldynamiksysteme sind für den Normalfahrbetrieb relevant, wodurch sie aus Nutzersicht im Gegensatz zu Sicherheitssystemen nicht ausschließlich im Grenzbereich, sondern permanent erfahrbar sind [9, S. 868]. Insgesamt bieten sie im Vergleich zu passiven (ungeregelten) Systemen drei wesentliche Vorteile:

1. Steigerung des Fahrkomforts und Ermöglichen einer Reaktion auf den Fahrzustand bzw. die Qualität der Fahrbahn,
2. Verbesserung der Fahrdynamik und Fahrsicherheit durch die Beeinflussung der Radaufstandskräfte (vgl. Kammscher Kreis),
3. Reduktion der Abhängigkeit zwischen Fahrverhalten und Beladungszustand [6, S. 756-757].

Zu den geregelten, vertikaldynamischen Komponenten zählen allgemein Federn, Dämpfer und Stabilisatoren, welche wiederum jeweils spezifische Funktionen erfüllen [6, S. 756-760]. In Bezug auf Federungs- und Dämpfungssysteme ergeben sich folgende Anforderungen:

- geringe Reibung des Aktors,
- geringer Energiebedarf,
- geringer Bauraum (Package),
- geringe Kosten,
- geringes Gewicht,
- geringe Anzahl bewegter Teile (Wartung, Verschleiß) [6, S. 807].

Regelziele aktiver Fahrwerke

Für aktive Fahrwerke können die in Tabelle 2.4 dargestellten Regelziele definiert werden. Die Erfüllung dieser Ziele ist von der Leistungsfähigkeit des Regelalgorithmus und vom jeweiligen Fahrwerksystem abhängig [29, S. 7].

Tabelle 2.4: Regelziele aktiver Fahrwerke nach SCHINDLER [29, S. 6-7]

Regelziel	Beschreibung
Fahrkomfort	Geringe Aufbaubeschleunigung (Huben, Nicken und Wanken), um die Einwirkung komfortrelevanter Schwingungen auf den Menschen zu reduzieren
Fahrsicherheit	Geringe Radlastschwankungen, um eine ausreichende Kraftübertragung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn sicherzustellen
Horizontierung	Abstützung der Nick- und Wankmomente für eine verbesserte Fahrerreaktion
Niveauregulierung	Gleichbleibende Fahrzeughöhe für ein vom Beladungszustand unabhängiges Fahrzeugverhalten und den Erhalt des Federwegs
Energieverbrauch	Geringer Energiebedarf, um den Kraftstoffverbrauch zu minimieren

Potenzial ideal geregelter Fahrwerke

Zur Ermittlung des theoretischen Potenzial geregelter Vertikaldynamiksysteme kann analog zum Viertelfahrzeugmodell aus Abbildung 2.8 (mittig) von einer frei wählbaren Aktorkraft $F(t)$ zwischen Aufbau und dem Rad ausgegangen werden [13, S. 115-116, 20, S. 431]. Dabei lässt sich anhand der Bewegungsgleichungen gemäß Gl. (2.20), der ungedämpften Eigenfrequenz des Rades ω_T nach Gl. (2.21) und dem Frequenzverhältnis des Rades η_T nach Gl. (2.22) ein Zusammenhang entsprechend Gl. (2.23) formulieren [13, S. 115-116, 20, S. 431-433].

$$m_{B_0} \ddot{z}_{B_0} = F(t) \quad (2.20)$$

$$m_T \ddot{z}_T = F_{ZT,dyn} - F(t) \quad \text{mit:} \quad F_{ZT,dyn} = c_T(z_S - z_T)$$

$$\omega_T = \sqrt{\frac{c_T}{m_T}} \quad (2.21)$$

$$\eta_T = \frac{\omega}{\omega_{T,unspr}} \quad (2.22)$$

Die Erregerfrequenz ω entspricht hierbei der Frequenz der Unebenheitsanregung durch die Fahrbahn [13, S. 116].

$$\frac{\ddot{z}_{Bo}}{z_S} = \frac{m_T}{m_{Bo}} \omega^2 + \frac{F_{ZT,dyn}}{z_S} \frac{\eta_T^2 - 1}{m_{Bo}} \quad (2.23)$$

Für den Grenzfall einer Regelung bzgl. maximalem Fahrkomfort ($\ddot{z}_{Bo} = 0$) vereinfacht sich der Zusammenhang aus Gl. (2.23) zu Gl. (2.24) [13, S. 116].

$$\frac{F_{ZT,dyn}}{z_S} = m_T \frac{\omega^2}{1 - \eta_T^2} \quad (2.24)$$

Wird stattdessen hinsichtlich maximaler Fahrsicherheit geregelt ($F_{ZT,dyn} = 0$), vereinfacht sich der Zusammenhang aus Gl. (2.23) zu Gl. (2.25) [13, S. 116].

$$\frac{\ddot{z}_{Bo}}{z_S} = \frac{m_T}{m_{Bo}} \omega^2 \quad (2.25)$$

Somit ergibt sich für ideal geregelte Vertikaldynamiksysteme ein Auslegungsbereich, der sich zwischen den beiden Grenzfällen für maximalen Fahrkomfort und maximale Fahrsicherheit befindet [13, S. 116, 20, S. 433-437]. Dieser Bereich ist in Abbildung 2.9 dargestellt und kann bzgl. der Auslegungskriterien Fahrkomfort und Fahrsicherheit nicht verlassen werden [13, S. 116].

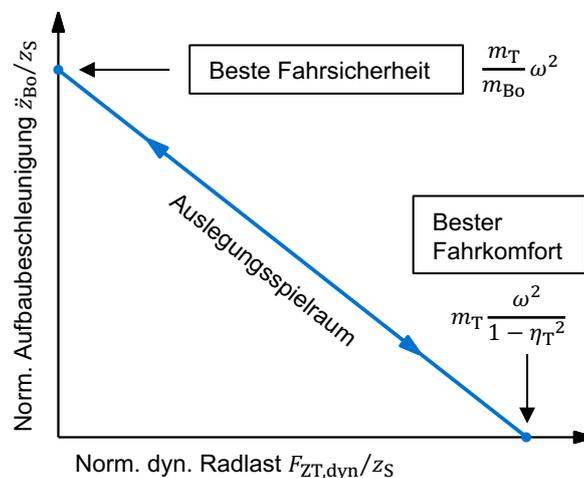


Abbildung 2.9: Qualitativer Zusammenhang zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit für ideal geregelte Fahrwerke nach ZELLER [13, S. 116] und MITSCHKE & WALLENTOWITZ [20, S. 433]

Insgesamt besteht demnach auch für geregelte Fahrwerke ein Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit [20, S. 433]. In der Praxis kommen jedoch weitere Einschränkungen des Auslegungsspielraums hinzu. So sind beide Extremwerte für Fahrkomfort und Fahrsicherheit nachteilig, da eine Maximierung des Fahrkomforts ($\ddot{z}_{Bo} = 0$) zu hohen Radlastschwankungen im Bereich der Radeigenfrequenz und eine Maximierung der Fahrsicherheit ($F_{ZT,dyn} = 0$) zu hohen Aufbaubeschleunigungen bei höheren Anregungsfrequenzen führen würde [13, S. 116-117, 20, S. 435-437].

2.3.3 Skyhook-Regelung

Die Skyhook-Regelung ist die bekannteste Strategie zur Umsetzung semi-aktiver und langsam-aktiver Fahrwerke [6, S. 813-820, 13, S. 114]. Sie wurde erstmals im Jahr 1974 vorgestellt [30] und wird heutzutage bspw. bei den Systemen Continuous Damping Control (CDC) und Active Body Control (ABC) eingesetzt [31, S. 117-118].

Das Skyhook-Prinzip beruht auf der Modellvorstellung, dass sich die Aktorkraft entsprechend dem Viertelfahrzeugmodell aus Abbildung 2.8 (rechts) proportional zu einem virtuellen Dämpfer zwischen einem ruhendem Inertialsystem („Sky“) und der Aufbaumasse verhält [13, S. 62-64]. Gl. (2.26) verdeutlicht diesen Zusammenhang.

$$F(t) = -d_{\text{sky}} \dot{z}_{\text{Bo}} \quad (2.26)$$

Entspricht der Aktor einem steuerbaren Dämpfer, ist die Beziehung aus Gl. (2.26) nicht vollständig umsetzbar, da dem System keine Energie zugeführt werden kann (Kap. 2.3.1) [13, S. 62-64, 20, S. 437-439]. Für semi-aktive Systeme gilt demnach Gl. (2.27) [20, S. 437-439].

$$F(t) = \begin{cases} -d_{\text{sky}} \dot{z}_{\text{Bo}} & \text{für } \dot{z}_{\text{Bo}}(\dot{z}_{\text{Bo}} - \dot{z}_{\text{T}}) \geq 0 \\ 0 & \text{für } \dot{z}_{\text{Bo}}(\dot{z}_{\text{Bo}} - \dot{z}_{\text{T}}) < 0 \end{cases} \quad (2.27)$$

Durch eine aktive Skyhook-Regelung kann im Vergleich zum passiven System insgesamt eine deutlich verbesserte Isolation des Aufbaus erreicht werden [13, S. 114-115]. Da hierbei jedoch nicht die Radresonanz bedämpft wird, führt die aktive Skyhook-Regelung in diesem Frequenzbereich zu hohen Amplituden der Aufbaubeschleunigung und der dyn. Radlast [6, S. 757-758, 13, S. 114-115]. Abhilfe leistet bspw. ein zusätzlicher (konventioneller) Dämpfer zwischen Rad und Aufbau, wodurch Gl. (2.26) gemäß Gl. (2.28) ergänzt wird [13, S. 114-115].

$$F(t) = d_{\text{Bo}}(\dot{z}_{\text{T}} - \dot{z}_{\text{Bo}}) - d_{\text{sky}} \cdot \dot{z}_{\text{Bo}} \quad (2.28)$$

Für die praktische Realisierung einer Skyhook-Regelung müssen die benötigten Informationen über die Fahrzeugbewegungen durch entsprechende Beschleunigungssensoren an Rad und Aufbau ermittelt werden [8, S. 254].

2.3.4 Aktoren aktiver Fahrwerke

Aktoren dienen allgemein zur Beeinflussung technischer Prozesse und stellen ein Bindeglied zwischen der Informationsverarbeitung und dem jeweiligen Prozess dar [32, S. 441]. Sie haben die Aufgabe, Stellgrößen mit geringem Leistungsniveau durch entsprechende Hilfsenergie in Prozessgrößen mit höherem Leistungsniveau umzusetzen [32, S. 442].

Aktive Fahrwerkregelung in Serienfahrzeugen

Generell können für mechatronische Systeme verschiedene Aktoren eingesetzt werden, welche sich nach ihrem Grundprinzip in elektromechanische, fluidenergetische und unkonventionelle Aktoren unterscheiden lassen [32, S. 444-447]. Eine umfassende Übersicht dieser Aktoren und ihrer Eigenschaften stellt ISERMANN [32, S. 450-509] zur Verfügung. Tabelle 2.5 zeigt eine Auswahl von Aktorsystemen, die bisher für eine aktive Fahrwerkregelung in Serienfahrzeugen eingesetzt wurden, bzw. aktuell eingesetzt werden.

Tabelle 2.5: Aktorsysteme für eine aktive Fahrwerkregelung in Serienfahrzeugen

Aktorprinzip	Systembeschreibung	Serieneinführung	Quelle
Hydraulisch	Federbein mit hydraulisch verstellbarem Federfußpunkt (ABC)	1999	[29, S. 6, 33]
Elektromechanisch	Elektromechanisches Federungssystem mit Rotationsaktor (electrical Active Body Control, eABC)	2017	[34, 35]
Hydropneumatisch	Kombination aus Luftfeder und hydropneumatischem Dämpfersystem (eABC)	2019	[36]

Eine detaillierte Zusammenstellung und ein Vergleich aktueller und zukünftiger Aktorsysteme für eine aktive Fahrwerkregelung wurde durch MAIR [37] vorgenommen. In Tabelle 2.6 sind von den jeweiligen Herstellern angegebene Kennwerte für die in Tabelle 2.5 aufgeführten eABC-Systeme angegeben.

Tabelle 2.6: Kennwerte aktueller eABC-Aktorsysteme

Aktorprinzip	Stellfrequenz	Leistungsbedarf	Stellkraft	Stellrate	Quelle
Elektromechanisch	Bis 5 Hz	Bis 5 kW	Bis ± 5 kN	3500 Nm/s	[35]
Hydropneumatisch	Bis 5 Hz	Bis 13 kW	Bis ± 7 kN	Bis 24 kN/s	[36]

Beide Systeme arbeiten in der Praxis mit einer Preview-Strategie, die eine Reaktion des Fahrwerks auf zukünftige Unebenheiten der Fahrbahn ermöglicht [34, 36]. Bei Preview handelt es sich in diesem Zusammenhang um eine Vorsteuerung zur frühzeitigen Beeinflussung des Systemzustands [29, S. 9-10].

Aktorbeschränkungen

Das Stellsignal eines Aktors, welches durch eine Steuerung oder Regelung zur Verfügung gestellt wird, entspricht für einen idealen Aktor unmittelbar dem Eingang des Systems [38, S. 1]. Dies trifft aber in der Praxis nicht zu, da Aktoren physikalischen Beschränkungen unterliegen [38, S. 1, 39]. Dazu zählen im Allgemeinen Einschränkungen hinsichtlich der Amplitude (Stellgrößenbegrenzung) und der Stellgeschwindigkeit (Stellratenbegrenzung) [38, S. 1]. Diese Beschränkungen können für ein Zustandsraummodell analog zu Gl. (2.8) und Gl. (2.9) gemäß Gl. (2.29) formuliert werden [38, S. 6].

$$\begin{aligned}
 u_{\min} &\leq u \leq u_{\max} \\
 \dot{u}_{\min} &\leq \dot{u} \leq \dot{u}_{\max}
 \end{aligned}
 \tag{2.29}$$

Um die Aktordynamik beim Entwurf einer Regelung zu berücksichtigen, kann das Zustandsraummodell des Fahrzeugs um ein entsprechendes Aktormodell erweitert werden [38, S. 12-13, 39]. KEFFERPÜTZ [38, S. 7-15] beschreibt hierfür zwei mögliche Aktormodelle.

2.4 Optimale Fahrwerkregelung

In diesem Unterkapitel werden zunächst theoretische Grundlagen der optimalen Steuerung erläutert. Anschließend werden zwei etablierte Regelungsverfahren vorgestellt, die prinzipiell für die Umsetzung von Lösungsstrategien der optimalen Steuerung geeignet sind. Das letzte Kapitel gibt einen kurzen Überblick über weitere, in der Literatur verwendete Verfahren und Forschungsansätze zur Untersuchung einer optimalen Fahrwerkregelung.

Allgemein gilt zu beachten, dass der Begriff „control“ im Englischen sowohl für eine Steuerung als auch für eine Regelung verwendet wird. Die in diesem Unterkapitel gewählten Bezeichnungen stützen sich diesbezüglich auf die begriffliche Verwendung von LUNZE [40, S. 291-299]. Im Hinblick auf eine unmissverständliche Darstellung werden die englischen Bezeichnungen bei Bedarf erwähnt.

2.4.1 Theorie der optimalen Steuerung

Die Theorie der optimalen Steuerung (engl.: optimal control theory) ist ein Teilbereich der Mathematik, der sich mit Möglichkeiten zur optimalen Steuerung dynamischer Systeme beschäftigt [41, S. 1]. Das allgemeine Ziel dieser Theorie ist dabei die Bestimmung eines Stellsignals, welches zur Einhaltung physikalischer Einschränkungen des Prozesses führt und gleichzeitig eine Zielfunktion minimiert oder maximiert [42, S. 3]. Die Grundlage für die Theorie der optimalen Steuerung bilden das Optimalitätsprinzip von Bellman (Dynamische Programmierung) und das Maximumprinzip von Pontryagin [43, S. 9].

Die Formulierung eines optimalen Steuerungsproblems (engl.: optimal control problem) erfordert eine mathematische Beschreibung des Modells (bzw. des Prozesses), eine Festlegung von Nebenbedingungen und die Spezifikation einer Zielfunktion [41, S. 27-28, 42, S. 4]. Diese Voraussetzungen und ein daraus abgeleitetes Optimierungsproblem werden nun im Weiteren für den allgemeinen Fall beschrieben. Im Sinne einer einheitlichen Darstellung wird die Nomenklatur von Kap. 2.2.2 übernommen.

Systembeschreibung

Ein entsprechendes Modell ist in Gl. (2.30) dargestellt, wobei $\mathbf{x}(t)$ und $\mathbf{u}(t)$ für das Zeitintervall $[0, t_f]$ jeweils als Zustands- und Stelltrajektorie bezeichnet werden [41, S. 28]. Der Zustandsvektor \mathbf{x}_0 entspricht hierbei dem Initialzustand.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), t) \quad , \quad \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0 \quad (2.30)$$

Nebenbedingungen

Nebenbedingungen (engl.: constraints) können generell an Stellgrößen, Zustandsgrößen oder an Stellgrößen und Zustandsgrößen gemeinsam gestellt werden [41, S. 3]. Eine Nebenbedingung für $\mathbf{u}(t)$ als Element der Menge $\Omega(t)$ zeigt Gl. (2.31) [41, S. 28-29].

$$\mathbf{u}(t) \in \Omega(t) \quad , \quad t \in [0, t_f] \quad (2.31)$$

Eine Nebenbedingung für $x(t)$ ist in Gl. (2.32) dargestellt [41, S. 129-130]. Der Umgang mit solchen Nebenbedingungen für Zustandsgrößen ist numerisch anspruchsvoll und erfordert besondere Methoden [41, S. 125-126].

$$g(x(t), t) \geq 0 \quad , \quad t \in [0, t_f] \quad (2.32)$$

Eine Nebenbedingung für $x(t)$ und $u(t)$ zeigt Gl. (2.33) [41, S. 71]. Hierbei ist anzumerken, dass Gl. (2.31) einen Spezialfall der allgemeineren Formulierung in Gl. (2.33) darstellt.

$$h(x(t), u(t), t) \geq 0 \quad , \quad t \in [0, t_f] \quad (2.33)$$

Zusammengefasst definieren die genannten Nebenbedingungen zulässige Stell- und Zustandstrajektorien, welche den Lösungsraum des Optimierungsproblems einschränken [42, S. 9].

Zielfunktion

Die Zielfunktion ist ein quantitatives Maß für die Performance des Systems im untersuchten Zeitintervall [41, S. 29]. Eine optimale Steuerung (engl.: optimal control) minimiert oder maximiert demnach definitionsgemäß diese Zielfunktion [42, S. 10]. In Gl. (2.34) ist eine solche Zielfunktion dargestellt [41, S. 29].

$$J = \int_0^{t_f} F(x(t), u(t), t) dt + S(x(t_f), t_f) \quad (2.34)$$

Die Funktion S entspricht hierbei dem Restwert des Zustandsvektors $x(t_f)$ zur Endzeit t_f des Zeitintervalls [41, S. 3].

Definition des optimalen Steuerungsproblems

Das Optimierungsproblem kann anhand der vorher beschriebenen Gleichungen folgendermaßen formuliert werden:

Finde eine zulässige Steuerung u^* , welche die Zielfunktion gemäß Gl. (2.34) in Abhängigkeit von dem systembeschreibenden Modell in Gl. (2.30) und den Nebenbedingungen nach Gl. (2.31), Gl. (2.32) und Gl. (2.33) minimiert, bzw. maximiert [41, S. 29-30, 42, S. 10-11].

Die Steuerung u^* entspricht somit der optimalen Stelltrajektorie und x^* (abgeleitet aus Gl. (2.30) mit $u(t) = u^*$) der optimalen Zustandstrajektorie [41, S. 29]. Ausgehend von diesem Optimierungsproblem kann ein optimales Steuerungsgesetz (engl.: optimal control law) bestimmt werden, welches sich auf einen bestimmten Initialzustand (engl.: open-loop) oder jeden zulässigen Zustandsvektor (engl.: closed-loop) bezieht [42, S. 14-16].

2.4.2 Linear-quadratische Regelung

Die linear-quadratische Regelung gehört zu den bekanntesten Verfahren der optimalen Regelung linearer Systeme und besitzt ein breites Anwendungsspektrum [44, S. 22-23]. Hierzu zählen der linear-quadratische Regler (LQR) und der linear-quadratisch-gaußsche Regler (LQGR).

Das Regelgesetz für einen LQR kann unmittelbar hergeleitet werden, indem das zeitabhängige (dynamische) Optimierungsproblem der optimalen Steuerung aus Kap. 2.4.1 in ein statisches Optimierungsproblem überführt wird [40, S. 292-295]. Für die in Gl. (2.35) dargestellte, quadratische Zielfunktion mit einem unendlichen Optimierungshorizont und ein lineares Streckenmodell gilt folglich das Regelgesetz nach Gl. (2.36) [40, S. 294-299].

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{x}^T(t)\mathbf{Q}\mathbf{x}(t) + \mathbf{u}^T(t)\mathbf{R}\mathbf{u}(t))dt \quad (2.35)$$

$$\mathbf{u}^*(t) = -\mathbf{K}^*\mathbf{x}(t) \quad (2.36)$$

Hierbei sind \mathbf{Q} und \mathbf{R} die Wichtungsmatrizen der Zielfunktion, wobei \mathbf{Q} einer positiv semi-definiten Matrix und \mathbf{R} einer positiv-definiten Matrix entspricht [44, S. 23]. \mathbf{K}^* bezeichnet die Reglermatrix, welche aufgrund des statischen Optimierungsproblems konstante Werte enthält und als Basis für die Minimierung der Zielfunktion dient [40, S. 294-295]. Diese Reglermatrix kann durch die Lösung der sog. Matrix-Riccatigleichung bestimmt werden [40, S. 299-303]. Abbildung 2.10 zeigt das entsprechende Blockschaltbild des LQR. Das Regelgesetz wird demnach durch eine Zustandsrückführung realisiert [40, S. 293].

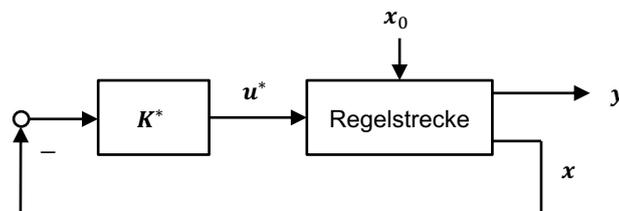


Abbildung 2.10: Struktur der linear-quadratische Regelung mit unendlichem Optimierungshorizont nach LUNZE [40, S. 295]

Für die Umsetzung des LQR müssen alle Zustände des Systems gemessen werden [40, S. 326]. Dies ist aber in der Praxis häufig nicht realisierbar, da nicht alle Zustände messbar sind oder zur Messung ein unverhältnismäßig hoher Aufwand erforderlich wäre [40, S. 343-344]. Abhilfe leistet hier ein Zustandsbeobachter, der im Fall eines LQGR durch einen Kalmanfilter umgesetzt wird [40, S. 374-375, 43, S. 14-20]. Insgesamt weist die linear-quadratische Regelung hinsichtlich des Entwurfs und der praktischen Umsetzbarkeit die in Tabelle 2.7 aufgeführten Eigenschaften auf.

Tabelle 2.7: Vor- und Nachteile der linear-quadratischen Regelung

Vorteile	Nachteile
Für das Optimierungsproblem existiert eine eindeutige Lösung [40, S. 315]	Wahl der Wichtungsmatrizen \mathbf{Q} und \mathbf{R} ist nicht trivial und gleichzeitig entscheidend für die Performance [40, S. 313-317]
Erweiterung durch eine Preview-Strategie ist möglich [45, S. 55, 46, S. 17]	Aktorbeschränkungen werden nicht explizit berücksichtigt [47, S. 11-12]

In Bezug auf die aktive Fahrwerkregelung ist die linear-quadratische Regelung eines der am häufigsten verwendeten Verfahren für den Reglerentwurf, da sich Kriterien für Fahrkomfort und Fahrsicherheit direkt berücksichtigen lassen [45, S. 54]. Entsprechende Regelungskonzepte für aktive und semiaktive Systeme wurden bspw. von LÖHE [45, S. 199-204], UNGER [48, S. 148-150] und KOCH [23, S. 187-190] vorgestellt.

2.4.3 Modellprädiktive Regelung

Die modellprädiktive Regelung (engl.: Model Predictive Control, MPC) ist ein beliebtes Regelungsverfahren für praktische Anwendungen [38, S. 18]. Die Bezeichnung MPC bezieht sich dabei nicht auf einen spezifischen Regelalgorithmus, sondern gilt als Oberbegriff für eine Regelstrategie [49, S. 22, 50]. Generell ist die MPC nicht auf lineare Systeme beschränkt, sondern kann auch für die Regelung nichtlinearer Systeme eingesetzt werden [50].

Die MPC basiert auf der Grundidee, zu einem bestimmten Zeitpunkt den Zustand eines geregelten Systems zu ermitteln, dessen Verhalten über einen Zeithorizont voraussagen, die Stellgröße bestmöglich anzupassen und dieses Vorgehen mehrfach zu wiederholen [47, S. 4-5]. Hierfür wird das in Kap. 2.4.1 beschriebene optimale Steuerungsproblem iterativ über sich überlappende Zeithorizonte gelöst [47, S. 29]. Abbildung 2.11 veranschaulicht das Prinzip der MPC.

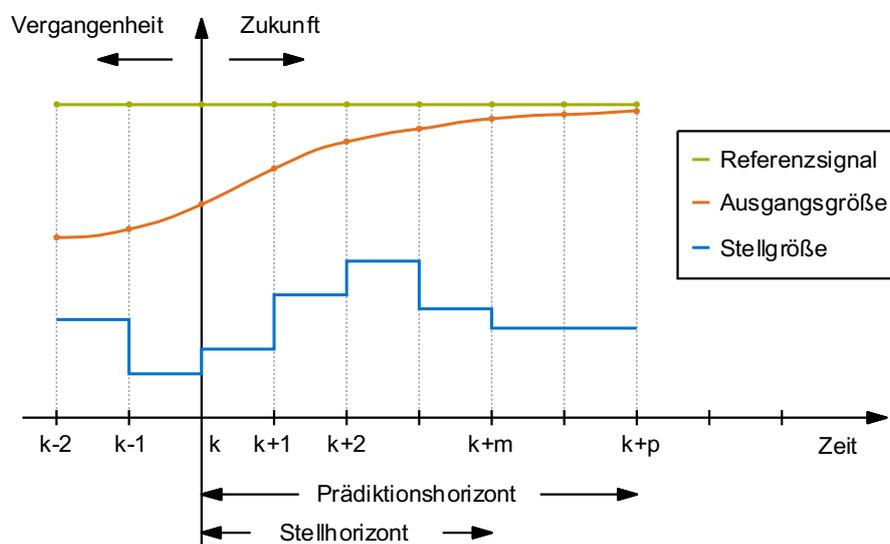


Abbildung 2.11: Schematisches Prinzip der modellprädiktiven Regelung nach DITTMAR & PFEIFFER [50] und SERALE ET AL. [51]

Die MPC ermittelt anhand des Systemzustands zum Zeitpunkt k und einer Zielfunktion mithilfe eines Prädiktionsmodells des Systems eine Stelltrajektorie für das Zeitintervall von k bis $k + m$, wobei m den Stellhorizont angibt [52, S. 97-98]. Dieses Verfahren wird als Online-Optimierung bezeichnet [49, S. 21-22]. Ab dem Zeitpunkt $k + m$ werden keine Stellgrößenänderungen mehr zugelassen und die Stellgröße wird konstant gehalten [52, S. 95-96]. Dies dient dem Zweck, die Freiheitsgrade des Optimierungsproblems und damit den Rechenaufwand zu begrenzen, jedoch mit dem Nachteil einer suboptimalen Lösung. Der Prädiktionshorizont p , welcher mindestens dem Stellhorizont m entspricht, legt dabei den Zeitraum der Vorhersage fest [52, S. 95-96].

Wurde eine optimale Stelltrajektorie für die Zukunft ermittelt, wird lediglich die Stellgröße $u(k)$ als Systemeingang verwendet und die restliche Stelltrajektorie verworfen [52, S. 95]. Zwar könnte die gesamte Stelltrajektorie entsprechend einer Steuerung genutzt werden, aber hierdurch würden Störungen und Modellunsicherheiten unberücksichtigt bleiben [52, S. 96]. Anschließend wird das gesamte Vorgehen für den nächsten Zeitschritt $k = k + 1$ mit den aktuellen Systeminformationen wiederholt [49, S. 31-32, 52, S. 95]. Da die Horizonte hierdurch um einen Zeitschritt voranschreiten, wird die MPC auch als Strategie des zurückweichenden Horizonts (engl.: receding horizon control) bezeichnet [53].

In Abbildung 2.12 ist die MPC als Blockschaltbild dargestellt. Der Optimierer ermittelt anhand eines Referenzsignals r , einem vorhergesagten Ausgangssignal \tilde{y} und entsprechenden Nebenbedingungen eine optimale Stelltrajektorie, deren erster Wert $u(k)$ als Eingang für die Regelstrecke dient [52, S. 95]. Die Ermittlung der optimalen Stelltrajektorie ist hierbei im Allgemeinen von der verwendeten Zielfunktion abhängig, wobei meist eine quadratische Zielfunktion genutzt wird [38, S. 18, 49, S. 27-28]. Eine quadratische Zielfunktion ist in dieser Hinsicht vorteilhaft, da sie auf ein konvexes Optimierungsproblem und demnach (falls eine Lösung existiert) auf ein globales Optimum führt [47, S. 24]. Insgesamt generiert die MPC somit basierend auf einer Zustandsrückführung eine Näherungslösung für ein optimales Steuerungsproblem mit unendlichem Optimierungshorizont [53].

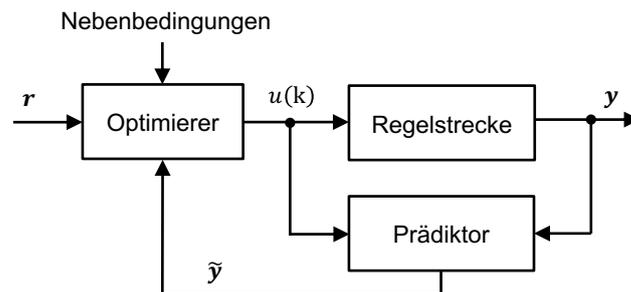


Abbildung 2.12: Struktur der modellprädiktiven Regelung nach Rau [52, S. 95]

Eine besondere Eigenschaft der MPC ist die Fähigkeit, gleichzeitig Beschränkungen von Stell- und Zustandsgrößen zu berücksichtigen [50, 52, S. 99]. Dies liegt darin begründet, dass kritische Zustände vermieden werden, indem Beschränkungen für den Prädiktionshorizont und nicht für aktuelle Systemzustände gelten [52, S. 99]. Zudem bietet die MPC die Möglichkeit, diese Beschränkungen als verbindliche Beschränkungen (engl.: hard constraints) oder als flexible Beschränkungen (engl.: soft constraints) zu formulieren [51]. Zusammengefasst besitzt die MPC hinsichtlich des Entwurfs und der praktischen Umsetzung die in Tabelle 2.8 aufgeführten Eigenschaften.

Tabelle 2.8: Vor- und Nachteile der modellprädiktiven Regelung

Vorteile	Nachteile
Beschränkungen von Stell- und Zustandsgrößen werden explizit berücksichtigt [50]	Hoher Rechenaufwand und damit hohe Rechenzeit [47, S. 3]
Preview-Strategie ist bereits in das Verfahren integriert [29, S. 24]	Stabilitätsnachweis ist aufgrund des endlichen Prädiktionshorizonts problematisch [52, S. 142-147]

Die Regelung eines aktiven Fahrwerks durch eine MPC wurde in der Literatur bereits untersucht. Von MEHRA ET AL. [54] wurde eine MPC bspw. erfolgreich für die Fahrwerkregelung eines Halbfahrzeugmodells angewendet und gegenüber einem LQR empfohlen. Ein auf einer MPC basierendes Regelungskonzept für die langsam-aktive Fahrwerkregelung eines Gesamtfahrzeugmodells wurde durch GÖHRLE [55, S. 139-130] vorgestellt. Hierbei wurde unter anderem die Auswirkung von Aktorbeschränkungen auf die Aufbaubeschleunigung als Kriterium für Fahrkomfort in verschiedenen Szenarien untersucht [55, S. 97-120]. Eine Untersuchung von NGUYEN ET AL. [56] bestätigt die Eignung des Verfahrens auch für semiaktive Systeme.

2.4.4 Weitere Verfahren und Forschungsansätze

Eine Erweiterung der linear-quadratischen Regelung stellt die sog. H_∞ -Regelung dar [40, S. 331-339]. Die Zielfunktion basiert hierbei auf der H_∞ -Norm anstelle der L_2 -Norm, wodurch die Regelung ein besonders robustes Verhalten aufweist [46, S. 15]. Entsprechende Untersuchungen wurden bspw. von ROSSI & LUCENTE [57] durchgeführt, welche eine generelle Eignung des Verfahrens zur Steigerung des Fahrkomforts bestätigen.

Die Dynamische Programmierung (DP) (vgl. Kap. 2.4.1) ist ein grundlegender Ansatz für den Umgang mit Optimierungsproblemen [47, S. 29]. Das Verfahren basiert auf dem Optimalitätsprinzip von Bellman, welches sich folgendermaßen beschreiben lässt: Die Wahl einer optimalen Entscheidungsfolge in der Zukunft ist unabhängig von den Entscheidungen in der Vergangenheit, die zum aktuellen Zustand geführt haben, wodurch sich die optimale Entscheidungsfolge wiederum ausgehend vom Endzustand rekonstruieren lässt [43, S. 2]. Zwar weist das Vorgehen der DP Ähnlichkeiten zum Prinzip der MPC (Kap. 2.4.3) auf, da auch hier ein übergeordnetes Optimierungsproblem in mehrere kleinere, zeitlich begrenzte Optimierungsprobleme unterteilt wird [47, S. 29]. Allerdings enthalten die untergeordneten Optimierungsprobleme der DP im Gegensatz zur MPC die exakte Information über die zukünftige, optimale Trajektorie, wodurch sich die Formulierung des Optimierungsproblems erschwert und die Anzahl der Optimierungsprobleme sehr groß wird [47, S. 29-30]. Wie SPIRK & LOHMANN [58] jedoch gezeigt haben, kann die Lösung eines optimalen Steuerungsproblems durch DP zur Generierung einer Stelltrajektorie für die Zustandsrückführung eines LQR genutzt werden. Ein Konzept für eine längsdynamische Regelung eines Fahrzeugs basierend auf DP wurde bereits von RADKE [59, S. 147-150] vorgeschlagen.

Von SOH ET AL. [60] wurde ein Konzept für eine aktive Fahrwerkregelung eines Vollfahrzeugmodells vorgestellt, bei dem eine Skyhook-Regelung durch eine Vorsteuerung mit Preview-Strategie ergänzt wird. Die Performance der Regelung wurde dabei mit einer Referenz verglichen, für die eine optimale Stelltrajektorie mittels eines nicht näher beschriebenen Innere-Punkte-Verfahrens ermittelt wurde. Ein weiterer Ansatz für eine Fahrwerkregelung wurde von MOHAMMADI & GANJEFAR [61] untersucht. Hierbei wurde eine Zweipunktregelung (engl.: bang-bang control) verwendet, um ein Viertelfahrzeugmodell mit aktivem Fahrwerk zeitoptimal zu regeln.

Eine umfassende Dokumentation von bisherigen Erkenntnissen im Bereich der aktiven und semi-aktiven Fahrwerkregelung, insbesondere mit dem Fokus auf linear-quadratische Optimierung, stellen TSENG & HROVAT [62] zur Verfügung. Forschungsbemühungen hinsichtlich einer vorausschauenden Fahrwerkregelung wurden hingegen ausführlich von SCHINDLER [29, S. 10-26] zusammengefasst.

2.5 Herleitung der Aufgabenstellung

Wie eine aktuelle Untersuchung von HROVAT ET AL. [63, S. 131-167] zeigt, kann mithilfe der linear-quadratischen Regelung eines aktiven Fahrwerks ein Optimum des Fahrkomforts für Fahrzeugmodelle mit unterschiedlicher Modellierungstiefe bestimmt werden. Allerdings werden Beschränkungen des Modells hierbei nur indirekt in Form eines Effektivwerts, also als flexible Nebenbedingungen, berücksichtigt [63, S. 123-125]. Einen ähnlicher Ansatz wird auch in einer Untersuchung von LENZ ET AL. [64] verfolgt, bei der für Modellbeschränkungen die Standardabweichung anstatt des Effektivwerts verwendet wird. Für semiaktive Regelungskonzepte lassen

sich grundlegende Aktorbeschränkungen im Gegensatz dazu direkt durch eine Anpassung des linear-quadratischen Regelgesetzes (engl.: clipped optimal control) in den Regelungsentwurf integrieren [48, S. 32-33].

Eine Untersuchung von GÖHRLE [55, S. 97-120] verdeutlicht das Potenzial der MPC für die komfortoptimale Regelung eines aktiven Fahrwerks. Allerdings schränkt hierbei das gewählte Regelungskonzept die Aussagekraft der Ergebnisse ein, da lediglich Aktorbeschränkungen für ein langsam-aktives System und ein vergleichsweise geringer Prädiktionshorizont verwendet werden [55, S. 98-103].

Insgesamt stellt sich somit die Frage, welches Maß an Fahrkomfort durch eine aktive Fahrwerkregelung maximal möglich ist, wenn bei der Ermittlung der Stelltrajektorie des Aktorsystems technische Einschränkungen direkt berücksichtigt werden. Diese Fragestellung beinhaltet sowohl Beschränkungen von Stell- und Zustandsgrößen als auch die Möglichkeit für eine vorausschauende Regelstrategie. Das Ziel dieser Arbeit ist daher die analytische Ermittlung eines Optimums an vertikaldynamischem Fahrkomfort, um die technischen Grenzen für die praktische Umsetzung einer aktiven Fahrwerkregelung auszuloten und einen Vergleichsmaßstab für weitere Forschungsbemühungen zu generieren. Idealerweise können die Ergebnisse unmittelbar bei einem Regelungsentwurf genutzt werden.

3 Vorgehen und Umsetzung

In diesem Kapitel werden das methodische Vorgehen und die Umsetzung der entwickelten Lösungsstrategien erläutert. Hierfür wird zunächst das spezifische Optimierungsproblem der vorliegenden Arbeit formuliert. Anschließend erfolgt eine Dokumentation des erstellten Simulationsmodells zur numerischen Lösung des Optimierungsproblems, wobei der Regelungsentwurf separat betrachtet wird. Nach einer Beschreibung der Versuchsdurchführung bildet eine Erläuterung zur Validierung den Abschluss des Kapitels

3.1 Formulierung des Optimierungsproblems

Für das in Kap. 2.2.2 eingeführte, lineare Zustandsraummodell des Viertelfahrzeugmodells nach Gl. (2.4) bis Gl. (2.13) kann das dieser Arbeit zugrunde liegende Optimierungsproblem als optimales Steuerungsproblem (Kap. 2.4.1) gemäß Gl. (3.1) formuliert werden. Die ersten beiden Nebenbedingungen stellen das systembeschreibende Modell des Viertelfahrzeugs mit den entsprechenden Zustandsdifferentialgleichungen und Ausgangsgleichungen dar. Der Initialzustand des Zustandsraummodells ist dabei der Zustandsvektor zum Zeitpunkt $t = 0$. Darauf folgen zwei Aktorbeschränkungen für $u(t)$ und $\dot{u}(t)$ (in diesem Fall eine Begrenzung der Stellkraft F_{\max} und Stellrate \dot{F}_{\max}) nach Gl. (2.29) sowie eine Beschränkung von Ausgangsgrößen des Zustandsraummodells (in diesem Fall eine Begrenzung der dynamischen Radlast $F_{ZT,dyn}$ und der Einfederung s_z).

$$\min_u J(u) = \int_0^{t_f} \ddot{z}_{Bo}(\mathbf{x}(t), u(t), u_d(t)) dt$$

unter den Nebenbedingungen:

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}(t) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{b}u(t) + \mathbf{e}u_d(t) \quad , \quad \mathbf{x}(0) = \mathbf{x}_0 \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{d}u(t) + \mathbf{f}u_d(t) \end{aligned} \tag{3.1}$$
$$u_{\min} \leq u(t) \leq u_{\max}$$
$$\dot{u}_{\min} \leq \dot{u}(t) \leq \dot{u}_{\max}$$
$$\mathbf{y}_{\min} \leq \mathbf{y}(t) \leq \mathbf{y}_{\max}$$

Anhand Gl. (3.1) wird die Optimierungsaufgabe bezogen auf das verwendete Viertelfahrzeugmodell verdeutlicht:

Minimiere die Aufbaubeschleunigung des durch ein Straßenprofil angeregten Modells durch eine Anpassung der Stellkraft des Aktors für das Zeitintervall $[0, t_f]$ unter Berücksichtigung von Beschränkungen des Aktorsystems und der Ausgangsgrößen.

Als Kriterium für Fahrkomfort wird die Aufbaubeschleunigung verwendet. Die dynamische Radlast wird dagegen als Kriterium für Fahrsicherheit genutzt und im Hinblick auf die Maximierung des Fahrkomforts lediglich durch eine Nebenbedingung beschränkt. Dies dient dem Zweck, in jeder Fahrsituation ein Mindestmaß an Fahrsicherheit zu gewährleisten. Die Begrenzung der Einfederung garantiert wiederum die Einhaltung des verfügbaren Federwegs und stellt für die gewählte Konfiguration der Fahrwerkelemente des Viertelfahrzeugmodells in Abbildung 2.6 (rechts) gleichzeitig eine Begrenzung für den Stellweg des Aktorsystems dar.

Das in Gl. (3.1) dargestellte Optimierungsproblem dient als Basis für die folgenden Unterkapitel. Dabei werden einzelne Aspekte des Problems, insbesondere in Bezug auf die Entwicklung und Umsetzung von Teillösungen, herausgegriffen und detaillierter betrachtet. Teilweise wird das Optimierungsproblem auch um zusätzliche Nebenbedingungen erweitert.

3.2 Modellbildung

Um den Fahrkomfort theoretisch untersuchen zu können, wird zunächst ein entsprechendes Ersatzmodell des Fahrzeugs und der Fahrbahn benötigt. Die Erstellung dieser Modelle wird nun im Einzelnen erläutert. Die Umsetzung erfolgt mit der kommerziellen Software MATLAB® in der Version R2018b.

3.2.1 Fahrzeugmodell

Als Fahrzeugmodell wird das in Kap. 2.2.2 beschriebene, lineare Viertelfahrzeugmodell von KOCH [23, S. 10-13] in der Variante für das aktive Fahrwerk verwendet. Die Implementierung erfolgt als Zustandsraummodell gemäß Gl. (2.12) und Gl. (2.13). Für die Parametrierung des Viertelfahrzeugmodells wird ein Datensatz entsprechend gemessener Werte eines BMW 650i (F06) genutzt. Eine Ausnahme stellt hierbei allerdings die Reifendämpfungskonstante d_T dar. Da diese für das genannte Fahrzeug bisher nicht ermittelt wurde, wird als Ersatz ein von WANG & WINNER [65] experimentell ermittelter Wert übernommen. Eine Zusammenstellung der Modellparameter des linearen Viertelfahrzeugmodells zeigt Tabelle 3.1.

Tabelle 3.1: Parameter des linearen Viertelfahrzeugmodells

Modellparameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Anteilige Aufbaumasse	m_{Bo}	537	kg
Radmasse	m_T	68	kg
Aufbaufedersteifigkeit	c_{Bo}	41332	N/m
Reifenfedersteifigkeit	c_T	365834	N/m
Aufbaudämpfungskonstante	d_{Bo}	1224	Ns/m
Reifendämpfungskonstante	d_T	80	Ns/m
Aufbaueigenfrequenz	ω_{Bo}	1,40	Hz
Radeigenfrequenz	$\omega_{T,unspr}$	12,32	Hz

Abbildung 3.1 zeigt das Übertragungsverhalten für das passive System ($F(t) = 0$) mit den Modellparametern aus Tabelle 3.1. Der Zusammenhang zwischen einer harmonischen Anregung durch den Störeingang u_d und dem Ausgang des Viertelfahrzeugmodells ist dabei für jede der drei Ausgangsgrößen als Bode-Diagramm (Amplitude in dB und Phase in Grad) dargestellt. Wie zu erkennen ist, zeichnen sich die in Tabelle 3.1 aufgeführten Eigenfrequenzen des Systems deutlich in den Betrags- und Phasenkennlinien ab.

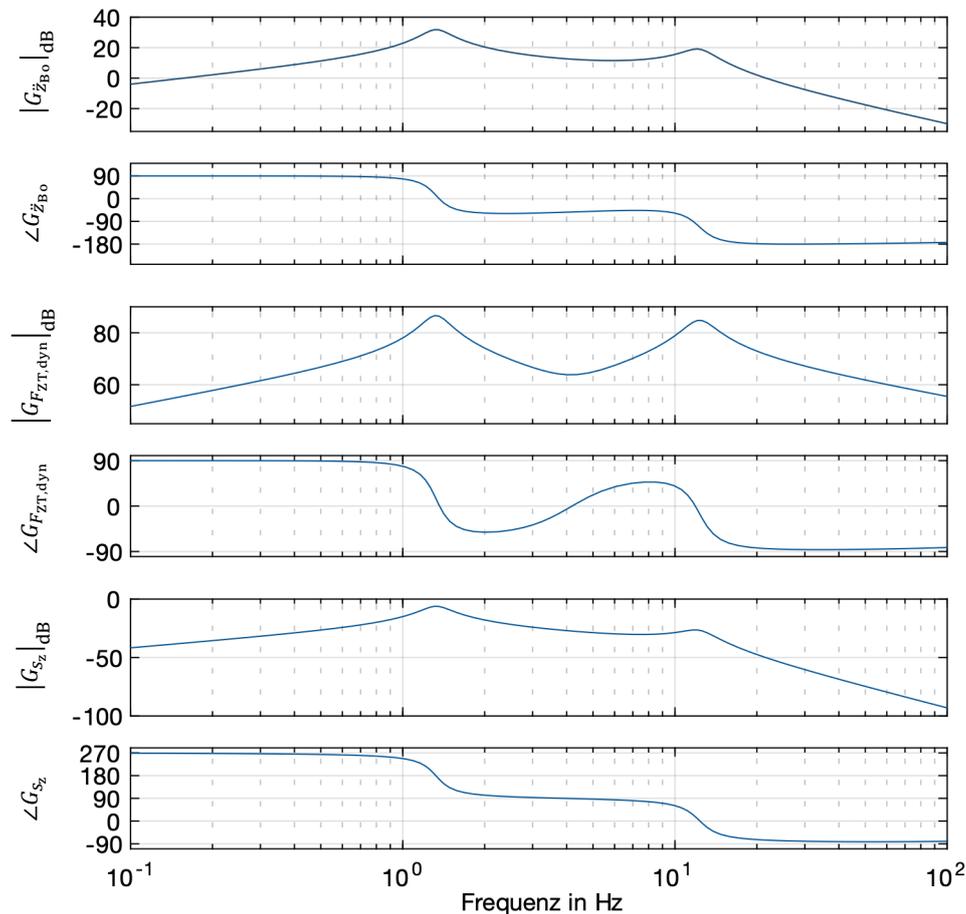


Abbildung 3.1: Bode-Diagramme des passiven Viertelfahrzeugmodells

3.2.2 Straßenmodell

Zur Generierung eines künstlichen Straßenprofils basierend auf der spektralen Unebenheitsdichte realer Fahrbahnen wird die in Kap. 2.2.3 vorgestellte Methode von AGOSTINACCHIO ET AL. [27] genutzt. Anhand Gl. (2.14) kann somit die Höhe des Straßenprofils $h(t)$ berechnet werden. Da der Störeingang u_d des Viertelfahrzeugmodells nach Gl. (2.6) die Geschwindigkeit der Straßenanregung in z-Richtung \dot{z}_s darstellt, muss das Höhenprofil anschließend nach der Zeit abgeleitet werden.

Die festzulegenden Eingangsparameter zur Berechnung des Höhenprofils sind das Abtastintervall, die Fahrgeschwindigkeit, die Gesamtdauer und eine Konstante für die Rauigkeitsklasse der Straße nach ISO 8608 [25, S. 22-23]. Diese Größen definieren die Eigenschaften des Straßenprofils, wobei die Gesamtdauer für den Fall $t_{\max} = t_f$ gleichzeitig das Zeitintervall für die numerische Lösung des Optimierungsproblems nach Gl. (3.1) festlegt. Tabelle 3.2 zeigt eine Übersicht der verwendeten Parameter, welche in Eingangsparameter und berechnete Größen

unterteilt sind. Die für die Eingangsparameter gewählten Werte entsprechen dabei Näherungswerten für eine Fahrt auf einer Landstraße der Rauigkeitsklasse A-B (geringste Rauigkeit) mit konstanter Fahrgeschwindigkeit.

Tabelle 3.2: Parameter zur Generierung des künstlichen Straßenprofils

Typ	Modellparameter	Formelzeichen	Wert	Einheit
Eingangsparameter	Abtastintervall	Δt	0,001	s
	Fahrgeschwindigkeit	v	25	m/s
	Gesamtdauer	t_{\max}	20	s
	Konstante der Rauigkeitsklasse	k_r	3	-
Berechnete Größen	Abtaststrecke	B	0,025	m
	Maximale Ortsfrequenz	n_{\max}	40	1/m
	Maximale Anregungsfrequenz	f_{\max}	1000	Hz
	Ortsfrequenzintervall	Δn	0,002	1/m
	Obergrenze d. Ortsfrequenzintervalle	N	20000	-

Den nächsten Schritt nach der Erzeugung des Geschwindigkeitsverlaufs $\dot{h}(t)$ aus Höhe des Straßenprofils $h(t)$ stellt die Filterung des Signals durch Tiefpassfilter dar. Insgesamt werden zwei unterschiedliche Verfahren angewendet, die nun näher erläutert werden.

Das erste Verfahren ist die Filterung durch einen gleitenden Mittelwert (engl.: moving average filter). Dabei wird das Signal eines Zeitschritts durch den Mittelwert der umliegenden Zeitschritte innerhalb eines Zeitfensters ersetzt. Die Größe des Zeitfensters T_{MA} berechnet sich anhand Gl. (3.2) aus der Länge des Reifenlatsches l_T und der Abtaststrecke B . Für die Länge des Reifenlatsches wird ein Wert von 0,1 m angenommen.

$$T_{MA} = \frac{l_T}{v\Delta t} = \frac{l_T}{B} \quad (3.2)$$

Die Anwendung dieses gleitenden Mittelwerts beruht allgemein auf zwei Vereinfachungen, welche sich hinsichtlich der Gültigkeit für die Umsetzung im verwendeten Modell auf theoretische Untersuchungen von GONG [66, S. 85-87] stützen:

1. Die Länge des Reifenlatsches ist unabhängig von der Geschwindigkeit.
2. Die Latschlänge bleibt während der Fahrt konstant.

Die letzte Vereinfachung wird durch Ergebnisse des erstellten Modells bekräftigt, da sich die Differenz zwischen Radhub und Straßenanregung ($z_T - z_S$) des passiven Viertelfahrzeugmodells bei einer Fahrt über ein Straßenprofil nach Tabelle 3.2 im Bereich von $\pm 0,005$ m bewegt. Ein vergleichbares Verfahren wird für die Ermittlung des Internationalen Rauigkeitsindex (International Roughness Index, IRI) verwendet [67]. Hierbei wird die Filterung durch einen gleitenden Mittelwert eingesetzt, um das Hüllverhalten des Reifens zu berücksichtigen und den Einfluss des Abtastintervalls auf das Ergebnis zu reduzieren.

Das zweite Verfahren stellt die Filterung durch einen Tiefpassfilter mit endlicher Impulsantwort (engl.: finite impulse response, FIR) dar. Da der zur Untersuchung mit einem Viertelfahrzeug geeignete Frequenzbereich bis maximal ca. 25 Hz beschränkt ist (Kap. 2.2.2), wird der Durchlassbereich auf ein Band von 0 bis 25 Hz begrenzt. Ähnliche Ansätze werden auch in den Untersuchungen von GÖHRLE [55, S. 86-90] und LENZ [64] verfolgt.

In Abbildung 3.2 ist ein beispielhafter Verlauf eines mit den Werten aus Tabelle 3.2 generierten Straßenprofils für eine Gesamtdauer von 10 s dargestellt. Die gefilterte Geschwindigkeit der Straßenanregung $\dot{z}_{s,f}$ enthält dabei die Modifikation durch die beiden beschriebenen Tiefpassfilter. Dieses Signal dient als Störeingang u_d für das Viertelfahrzeugmodell. Der gezeigte Verlauf entspricht dem Ausschnitt eines für die Simulation verwendeten Straßenprofils der Rauigkeitsklasse A-B.

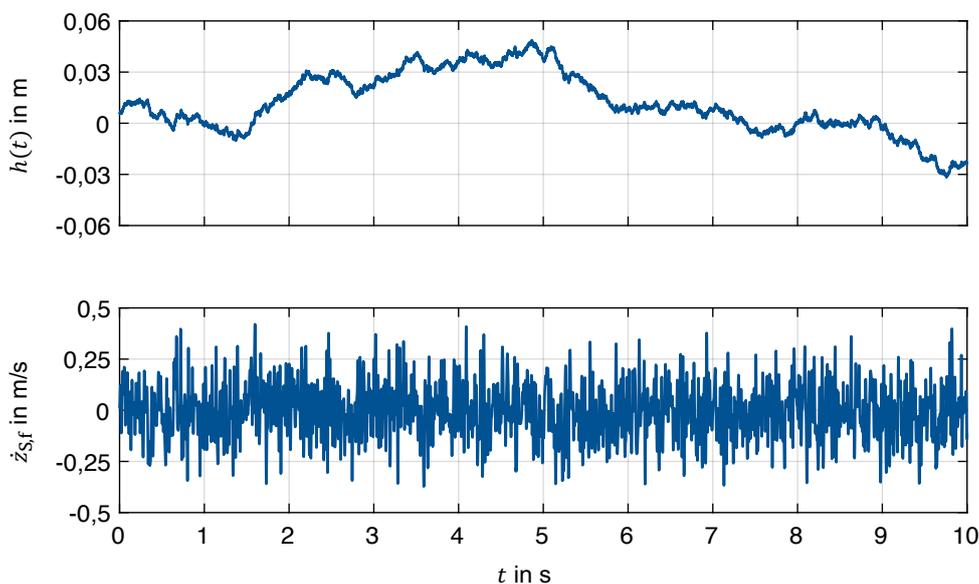


Abbildung 3.2: Künstliches Straßenprofil als Wegverlauf (oben) und tiefpassgefilterter Geschwindigkeitsverlauf (unten)

3.3 Regelungsentwurf

Für die numerische Lösung des Optimierungsproblems aus Gl. (3.1) wird eine MPC genutzt. Den ausschlaggebenden Grund für die Verwendung des in Kap. 2.4.3 beschriebenen Verfahrens stellt die explizite Berücksichtigung von Stell- und Zustandsgrößen dar. Die im Fokus dieser Arbeit stehenden Aktorbeschränkungen können somit direkt in den Regelungsentwurf integriert werden.

In diesem Unterkapitel werden die einzelnen Schritte bei der Implementierung der MPC sukzessiv erläutert. Eine Übersicht der Designparameter ist in Anhang A aufgeführt. Anhang B erläutert die Zielfunktion der implementierten MPC. Die Umsetzung des Regelungsentwurfs in MATLAB® erfolgt mithilfe der Model Predictive Control Toolbox™ in der Version 6.2.

3.3.1 Integration der Modelle

Für die Übergabe des Viertelfahrzeugmodells als Streckenmodell der MPC müssen die Ein- und Ausgangskanäle sowie der entsprechende Signaltyp festgelegt werden. In Tabelle 3.3 sind die Ein- und Ausgangsgrößen des Viertelfahrzeugmodells und der zugewiesene Signaltyp mit seiner jeweiligen Verwendung nach MPC Getting Started Guide [68, S. 2.8] dargestellt.

Tabelle 3.3: Signaltyp der Ein- und Ausgangsgrößen des Viertelfahrzeugmodells

Bezeichnung	Größe	Signaltyp	Verwendung in der MPC
Eingang	$F(t)$	Manipulated Variable (MV)	Stellgröße der Regelung
	$\dot{z}_{S,f}$	Measured Disturbance (MD)	Vorsteuerung der Regelung
Ausgang	\ddot{z}_{Bo}	Measured Output (MO)	
	$F_{ZT,dyn}$	Measured Output (MO)	Rückmeldung über den Erfolg der Regelung
	s_z	Measured Output (MO)	

Die MPC arbeitet intern mit einem zeitdiskreten, verzögerungsfreien Zustandsraummodell [68, S. 2.2-2.4]. Dabei erlaubt die Regelung keinen direkten Durchgriff der Stellgröße auf den Ausgang. Der Grund dafür ist, dass die Stellgröße u zum Zeitpunkt k anhand des Ausgangsvektors y zum Zeitpunkt k ermittelt wird. Der Ausgangsvektor $y(k)$ ist wiederum durch die Streckenzustände $x(k)$ abhängig von der Stellgröße u zum Zeitpunkt $k - 1$. Für den Ausgangsvektor des Viertelfahrzeugmodells nach Gl. (2.9) muss somit $d = 0$ gelten, wodurch eine direkte Beziehung zwischen der Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_{Bo} und der Aktorkraft $F(t)$ entfällt. Der Zusammenhang wird anhand des diskretisierten Viertelfahrzeugmodells in Gl. (3.3) deutlich.

$$\begin{aligned} \mathbf{x}(k+1) &= \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{b}u(k) + \mathbf{e}u_d(k) \\ \mathbf{y}(k) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{f}u_d(k) \end{aligned} \quad (3.3)$$

Um dieses Problem zu umgehen, wird für die Aktorkraft $F(t)$ als Stellgröße der MPC eine Eingangsverzögerung von einem Zeitschritt verwendet, wobei die Größe des Zeitschritts durch das Abtastintervall t_s festgelegt wird. Die MPC ersetzt diese Verzögerung mithilfe der Funktion `absorbDelay` durch einen zusätzlichen, zeitdiskreten Streckenzustand des Viertelfahrzeugmodells, indem der Übertragungsfunktion ein Pol in Null hinzugefügt wird. Insgesamt werden durch den MPC-Algorithmus mit dem Viertelfahrzeugmodell nach Gl. (2.13) und Gl. (2.13) folgende Modifikationen vorgenommen [68, S. 2.3]:

1. Diskretisierung des zeitkontinuierlichen Viertelfahrzeugmodells als zeitdiskretes Streckenmodell mit der Funktion `c2d` und dem Abtastintervall t_s .
2. Ersetzen der Eingangsverzögerung durch einen zusätzlichen Streckenzustand für das zeitdiskrete Viertelfahrzeugmodell.
3. Konvertierung Ein- und Ausgänge des Viertelfahrzeugmodells in dimensionslose Größen mit einem Skalierungsfaktor von 1.

Das mit dem Straßenmodell generierte Störsignal erhält die MPC als Eingangsgröße $\dot{z}_{S,f}$. Da dieses Signal bereits zeitdiskret vorliegt, kann es unmittelbar verwendet werden. Die MPC nutzt für die Berechnung der Stellgröße neben dem Streckenmodell standardmäßig noch weitere Modelle. Diese Modelle sind Bestandteil des Zustandsbeobachters der MPC und dienen dem

Zweck, unbekannte Störungen und Messungenauigkeiten bei der Berechnung der Stellgröße zu berücksichtigen. Abbildung 3.3 zeigt die entsprechende Struktur der MPC für das Viertelfahrzeugmodell. Der Ausgang des Streckenmodells y_p wird dabei durch eine zusätzliche Störung und ein Messrauschen beaufschlagt. Den Ausgang des Gesamtmodells stellt der gemessene Ausgang des Streckenmodells y_m dar.

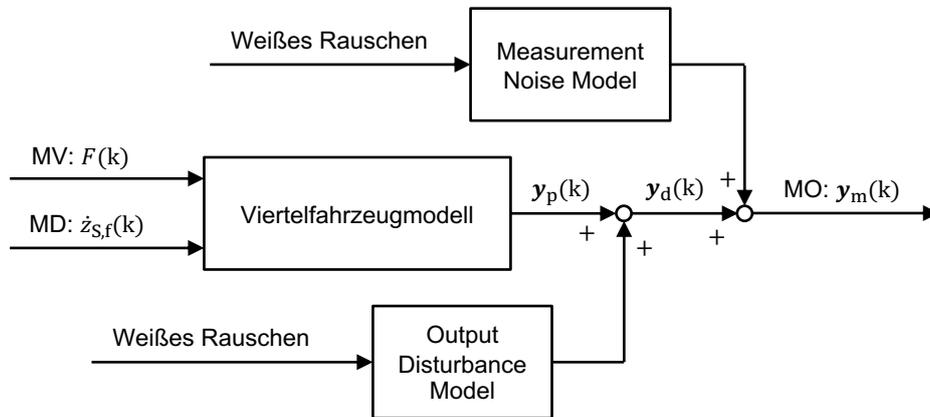


Abbildung 3.3: Modellstruktur der modellprädiktiven Regelung für das Viertelfahrzeugmodell in Anlehnung an MPC Getting Started Guide [68, S. 2.2]

3.3.2 Zustandsermittlung

Um den Zustand des Viertelfahrzeugs zum Zeitpunkt k zu ermitteln, ist ein Kalmanfilter als Zustandsbeobachter voreingestellt [69, S. 2.4]. Dieser schätzt anhand der in Abbildung 3.3 dargestellten Modelle einen Zustandsvektor, welcher anschließend für die Lösung des quadratischen Optimierungsproblems verwendet wird [69, S. 2.4-2.8].

Da in dieser Arbeit ein Optimum an Fahrkomfort untersucht wird, werden ideale Bedingungen vorausgesetzt: Die MPC kennt alle aktuellen Streckenzustände und die Ausgänge des Streckenmodells sind nicht mit einem Rauschen behaftet. Somit muss für den Ausgang des Viertelfahrzeugmodells $y_p = y_m$ gelten. Die Zustandsschätzung durch einen Kalmanfilter wird hierfür durch eine selbst definierte Zustandsermittlung ersetzt, welche nun näher erläutert wird. Das Prinzip der Zustandsermittlung ist in Abbildung 3.4 veranschaulicht. Das Viertelfahrzeugmodell entspricht hierbei dem zeitdiskreten Streckenmodell nach Gl. (3.3).

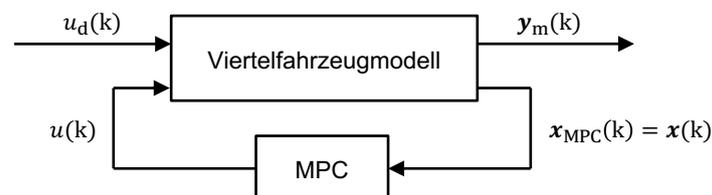


Abbildung 3.4: Zustandsermittlung der modellprädiktiven Regelung

Den ersten Schritt bei der Implementierung der Zustandsermittlung stellt die Verhinderung einer Beeinflussung der Streckenausgänge durch Rauschen dar. Dies wird erreicht, indem die Übertragungsfunktionen der Modelle Measurement Noise Model und Output Disturbance Model aus Abbildung 3.3 zu Null gesetzt werden. Im nächsten Schritt wird ein Initialzustand des Reglers x_{MPC} definiert. Dieser entspricht dem Zustandsvektor $x(k)$, welcher die aktuellen,

messbaren Streckenzustände enthält und zur Berechnung der Stellgröße $u(k)$ an die MPC übergeben wird. Im darauffolgenden Zeitschritt $k + 1$ erhält die MPC zur Aktualisierung des Initialzustands wieder den für diesen Zeitschritt aktuellen Zustandsvektor $x(k + 1)$ des Viertelfahrzeugmodells. Die Zustandsermittlung dient als Basis für die Entwicklung der beiden Berechnungskonfigurationen, welche in Kap. 3.4 vorgestellt werden.

3.3.3 Auslegungsparameter

Das Abtastintervall t_s , der Prädiktionshorizont p und der Stellhorizont m zählen zu den wesentlichen Parametern bei der Definition der quadratischen Zielfunktion der MPC [49, S. 28, 52, S. 96]. Die Wahl dieser Parameter hängt allgemein stark vom Anwendungsfall ab und ist gleichzeitig entscheidend für die Performance und den Rechenaufwand der MPC. Im folgenden Abschnitt wird die Auswirkung dieser Auslegungsparameter auf die Ergebnisse des Viertelfahrzeugmodells mithilfe von Testläufen methodisch untersucht und diskutiert. Abschließend wird für die genannten Auslegungsparameter jeweils eine entsprechende Wahl getroffen.

Abtastintervall

Um das geeignete Abtastintervall t_s der MPC für das Viertelfahrzeugmodell zu ermitteln, wird eine Konvergenzanalyse durchgeführt. Hierfür wird das Optimierungsproblem aus Gl. (3.1) anhand eines künstlichen Straßenprofils mit einer Gesamtdauer von 1 s für verschiedene Abtastintervalle t_s in einem Berechnungsschritt (Kap. 3.4) gelöst. Das Abtastintervall des Straßenprofils Δt beträgt 0,01 s für alle Abtastintervalle t_s , wobei für den Fall $t_s < \Delta t$ linear zwischen den Werten des Straßenprofils interpoliert wird, um für $\dot{z}_{s,f}(k)$ und $\ddot{z}_{Bo}(k)$ jeweils dieselbe Anzahl an Zeitschritten zu erhalten. Dies garantiert die Vergleichbarkeit der Ergebnisse, da der Informationsgehalt des Straßenprofils somit für alle untersuchten Abtastintervalle t_s gleich ist.

Abbildung 3.5 zeigt das Konvergenzverhalten des Effektivwerts der Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_{Bo,eff}$ in Abhängigkeit des Abtastintervalls t_s . Die Stellrate \dot{F}_{max} ist für die Berechnung des dargestellten Verlaufs auf 30 kN/s beschränkt, um aussagekräftige Werte für die Aufbaubeschleunigung zu erhalten. Als grobe Orientierung dient dabei ein Literaturwert aus Tabelle 2.6. Für ein Abtastintervall kleiner 0,0005 s können keine Ergebnisse ermittelt werden, da der Solver die maximale Anzahl an Iterationen zur Lösung des Optimierungsproblems überschreitet.

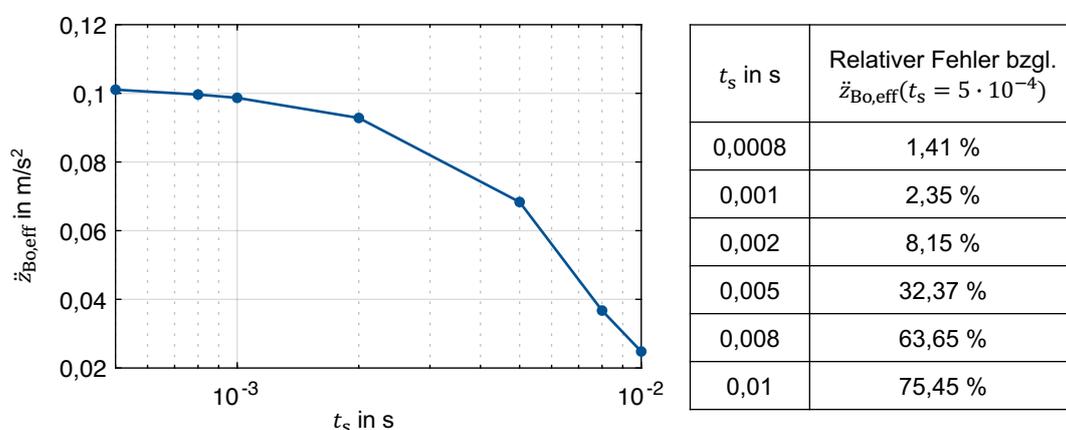


Abbildung 3.5: Konvergenzverhalten der Aufbaubeschleunigung bei einer Variation des Abtastintervalls

Die Wahl von t_s erfolgt generell vor dem Hintergrund, eine möglichst genaue Lösung für das Optimierungsproblem zu erhalten und gleichzeitig die Rechenzeit gering zu halten. Da der relative Fehler bezogen auf $\ddot{z}_{Bo,eff}(5 \cdot 10^{-4})$ für das Abtastintervall von 0,001 s weniger als 5 % beträgt, wird t_s für alle weiteren Untersuchungen auf 0,001 s festgelegt. Die Rechendauer mit diesem Abtastintervall beträgt für die beschriebene Testkonfiguration ca. 12 Minuten.

Prädiktionshorizont

Für die Wahl des Prädiktionshorizonts p wird eine Parametervariation durchgeführt. Das Optimierungsproblem wird dabei iterativ (Kap. 3.4) anhand eines künstlichen Straßenprofils mit einer äquivalenten Gesamtdauer von 3 s gelöst, wobei p mit einer Schrittweite von 100 Zeitschritten zwischen 100 und 1000 Zeitschritten variiert. Der Stellhorizont entspricht dem Prädiktionshorizont ($p = m$). Das Ergebnis der Testläufe ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Zu Gunsten einer besseren Übersicht sind die relativen Fehler für $p < 300$ nicht angegeben. Die Stellrate \dot{F}_{max} ist für die Berechnung wieder auf 30 kN/s beschränkt.

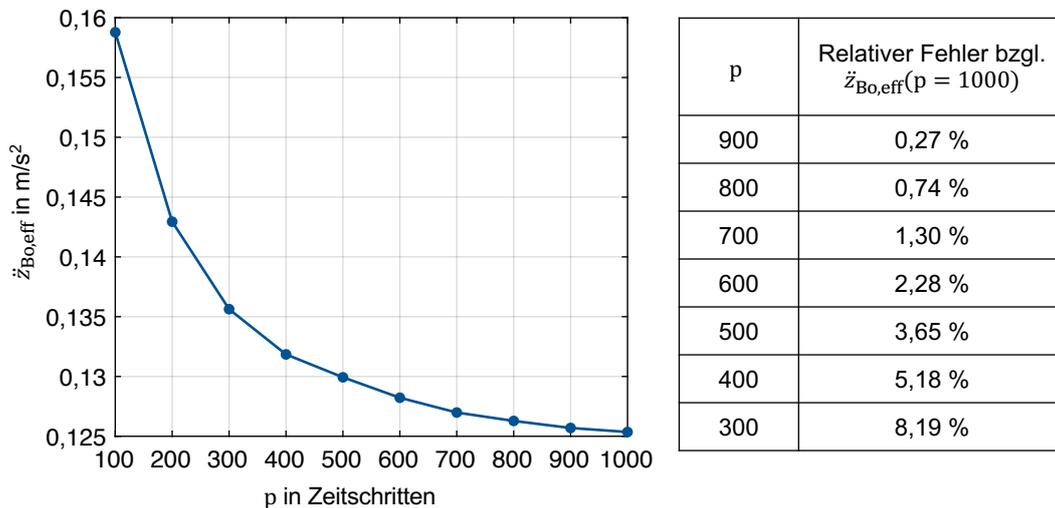


Abbildung 3.6: Auswirkung der Wahl des Prädiktionshorizonts auf die Aufbaubeschleunigung

Als obere Grenze für den Prädiktionshorizont werden 1000 Zeitschritte (entspricht 1 s) unter Anbetracht der dafür notwendigen Rechendauer von ca. 49 Stunden gewählt. Hinsichtlich eines relativen Fehlers bezogen auf $\ddot{z}_{Bo,eff}(1000)$ von rund 5 % wird p für alle weiteren Untersuchungen auf 400 Zeitschritte festgelegt. Für die gewählte Fahrgeschwindigkeit von 25 m/s entspricht dies einer Vorausschau von 10 m. Die Rechendauer für die Testkonfiguration mit einem Prädiktionshorizont von 400 Zeitschritten beträgt ca. 90 Minuten.

Stellhorizont

Der letzte, zu wählende Auslegungsparameter ist der Stellhorizont m . Um die Auswirkung des Stellhorizonts auf das Ergebnis des iterativ gelösten Optimierungsproblems zu untersuchen, wird m bei konstantem Prädiktionshorizont ($p = 400$) zwischen 20 und 400 Zeitschritten mit einer Schrittweite von 20 Zeitschritten verändert. Die Stellrate \dot{F}_{max} ist dabei wieder auf 30 kN/s beschränkt. Für das Störsignal wird ein künstliches Straßenprofil mit einer äquivalenten Gesamtdauer von 10 s verwendet. Abbildung 3.7 zeigt den Effektivwert der Aufbaubeschleunigung

$\ddot{z}_{Bo,eff}$ in Abhängigkeit des Stellhorizonts m . Zudem sind die relativen Fehler bezogen auf einen Prädiktionshorizont und Stellhorizont gleicher Länge ($p = m$) für $260 < m < p$ angegeben.

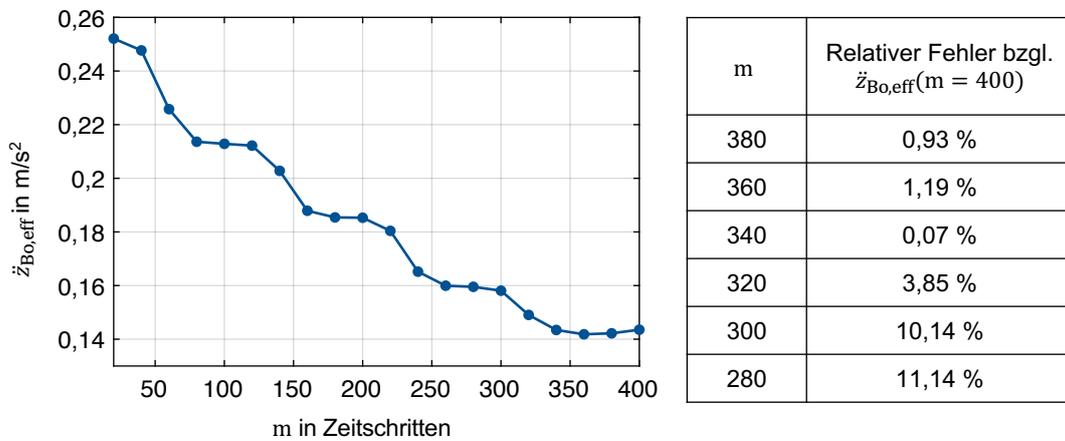


Abbildung 3.7: Auswirkung einer Reduktion des Stellhorizonts auf die Aufbaubeschleunigung mit Beschränkung der Stellrate

Die Motivation zur Verringerung des Stellhorizonts stellt eine damit mögliche Verkürzung der Rechendauer dar. Die Rechenzeit für einem Stellhorizont von 340 Zeitschritten lässt sich bspw. gegenüber der Ausgangskonfiguration mit 400 Zeitschritten um ca. 60 % reduzieren. Problematisch ist dagegen die Tatsache, dass die Aufbaubeschleunigung bei einer Verkürzung des Stellhorizonts ohne aktive Beschränkungen nicht vollständig eliminiert werden kann. In Abbildung 3.8 ist dieser Effekt für ein Straßenprofil mit einer äquivalenten Gesamtdauer von 10 s zusammen mit den entsprechenden, absoluten Fehlern für $330 < m < p$ dargestellt. Der Effektivwert der Ausgangskonfiguration $\ddot{z}_{Bo,eff}(400)$ beträgt in diesem Fall $2,9 \cdot 10^{-13} \text{ m/s}^2$.

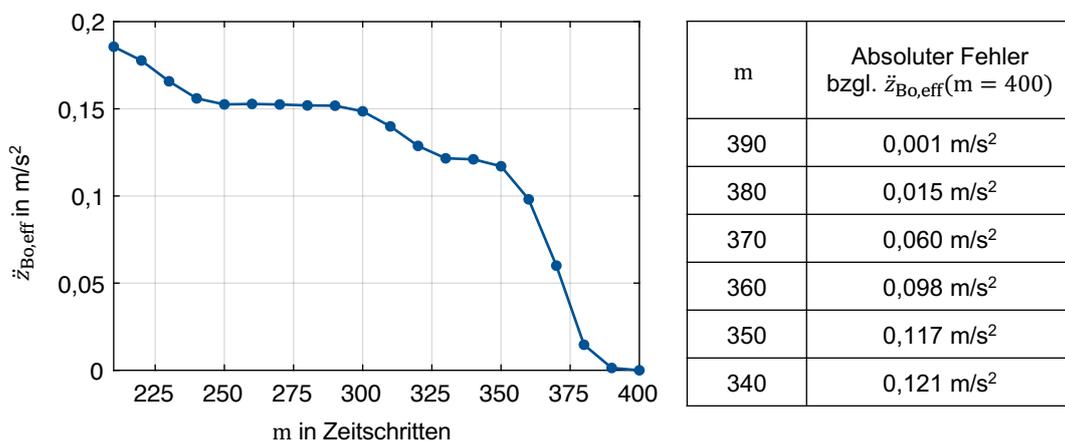


Abbildung 3.8: Auswirkung einer Reduktion des Stellhorizonts auf die Aufbaubeschleunigung ohne Beschränkungen

Die Wahl von m geschieht hinsichtlich das Ziels, die Aufbaubeschleunigung, bzw. deren Effektivwert unter optimalen Bedingungen (keine Beschränkungen) auf Null bringen zu können, um eine solche Konfiguration als Referenz zu verwenden. Aufgrund der suboptimalen Lösung des Optimierungsproblems durch eine Verkürzung des Stellhorizonts, welche insbesondere für den Testfall ohne Beschränkungen offensichtlich ist, wird m im Weiteren auf 400 Zeitschritte festgelegt. In Bezug auf den Prädiktionshorizont gilt somit $p = m$.

3.3.4 Gewichtung

Die MPC ermöglicht eine Gewichtung von einzelnen Termen der Zielfunktion, welche für die Lösung des quadratischen Optimierungsproblems verwendet wird [52, S. 96]. Die Gewichtungen können generell für Ein- und Ausgangsgrößen formuliert werden und verfolgen je nach spezifiziertem Signaltyp unterschiedliche Ziele: Verfolgung eines Referenzsignals (für MV oder OV) oder Bestrafung von Änderungen der Stellgröße (für MV) [69, S. 1.33-1.37].

Da das Optimierungsproblem dieser Arbeit die Minimierung der Aufbaubeschleunigung ist und die Zielfunktion in Gl. (3.1) somit lediglich einen Term für \ddot{z}_{B_0} besitzt, wird für $\ddot{z}_{B_0}(k)$ eine Gewichtung von 1 definiert. Alle übrigen Signale ($F(k)$, $\dot{F}(k)$, $F_{ZT,dyn}(k)$ und $s_z(k)$) erhalten eine Gewichtung von 0, wodurch die Priorisierung einzelner Signale und damit eine individuelle Einstellung von einzelnen Gewichtungen entfällt. Der Referenzwert für die Ausgangsgrößen der MPC entspricht dabei dem Zielwert von 0. In Kombination mit der Gewichtung für $\ddot{z}_{B_0}(k)$ ist die Regelung demnach bestrebt, $\ddot{z}_{B_0}(k)$ auf Null zu bringen bzw. dort zu halten. Die Gewichtung wird zusammen mit dem Regler initialisiert und gilt für die gesamte Berechnungsdauer.

3.3.5 Beschränkungen

Zur Berücksichtigung von Aktorbeschränkungen und Beschränkungen der Ausgangsgrößen $F_{ZT,dyn}$ und s_z als Nebenbedingungen des Optimierungsproblems nach Gl. (3.1) können für die MPC entsprechende Zwangsbedingungen formuliert werden. Dazu zählen im allgemeinen Beschränkungen der Stellgrößenamplitude, der Stellrate und der Ausgangsgrößen [70]. Diese sind für die Stellgröße (MV) standardmäßig als verbindlich (engl.: hard constraint) und für die Ausgangsgrößen als flexibel (engl.: soft constraint) definiert [69, S. 1.6-1.11]. Falls die Verletzung einer verbindlichen Beschränkung für einen Zeitschritt k zu einem nicht lösaren Optimierungsproblem führen würde, ermöglicht eine flexible Formulierung der Beschränkung die Wiederherstellung der Lösbarkeit [71]. Eine Übersicht der für den Entwurf der MPC verwendeten Beschränkungen als Ungleichheits-Nebenbedingungen ist in Tabelle 3.4 dargestellt.

Tabelle 3.4: Beschränkungen für Ein- und Ausgangsgrößen des Viertelfahrzeugmodells

Typ	Parameter	Einheit	Beschreibung	Implementierung
Eingangsbeschränkung	F_{\max}	N	Maximal zulässige Stellkraft des Aktors	$-F_{\max} \leq F(k) \leq F_{\max}$
	\dot{F}_{\max}	N/s	Maximal zulässige Stellrate des Aktors	$-\dot{F}_{\max} \leq \dot{F}(k) \leq \dot{F}_{\max}$
Ausgangsbeschränkung	$F_{ZT,dyn,max}$	N	Maximal zulässige dynamische Radlast	$-F_{ZT,dyn,max} \leq F_{ZT,dyn}(k)$
	$s_{z,max}$	m	Maximal zulässige Einfederung	$-s_{z,max} \leq s_z(k) \leq s_{z,max}$

Bei der maximal zulässigen Stellrate \dot{F}_{\max} gilt zu beachten, dass sich diese auf die Differenz der Aktorkraft von zwei aufeinanderfolgenden Zeitschritten bezieht. Für $\dot{F}(k)$ gilt daher die zeitdiskreten Näherung nach Gl. (3.4).

$$\dot{F}(k) = \frac{F(k) - F(k-1)}{t_s} \quad (3.4)$$

Die maximal zulässige dynamische Radlast $F_{ZT,dyn,max}$ wird gemäß Gl. (3.5) bestimmt. Die Beschränkung der dynamischen Radlast bewirkt, dass $F_{ZT,dyn}$ in keinem Zeitschritt k kleiner werden kann als die negative statische Radlast $F_{ZT,stat}$ und verhindert somit ein Abheben des Rades. Für die maximal zulässige Einfederung $s_{z,max}$ wird ein in der Literatur für theoretische Untersuchungen verwendeter Wert von 0,08 m angenommen [58, 72].

$$F_{ZT,dyn,max} = F_{ZT,stat} = (m_{Bo} + m_T)g \quad (3.5)$$

Die Implementierung der Beschränkungen in Tabelle 3.4 zeigt, wie die jeweiligen Parameter für die MPC verwendet werden. Alle aufgeführten Beschränkungen sind wie die Gewichtung ein Bestandteil der Initialisierung des Reglers und für die gesamte Berechnungsdauer aktiv. Aufgrund der Eingangsverzögerung von einem Zeitschritt sind alle Ausgangsbeschränkungen als flexibel definiert. Die Zielfunktion der MPC berücksichtigt diese Beschränkungen durch eine zusätzliche Schlupfvariable ε_k (engl.: slack variable), welche bei Verletzung einer Beschränkung je nach Ausmaß der Überschreitung einen positiven Wert ungleich Null annimmt und separat gewichtet wird [71]. Die beispielhafte Definition einer flexiblen (weichen) Beschränkung für die Einfederung s_z zeigt Gl. (3.6).

$$-s_{z,max} - \varepsilon_k V \leq s_z(k) \leq s_{z,max} + \varepsilon_k V \quad (3.6)$$

Um zu verhindern, dass die Ausgangsbeschränkungen bei der Lösung des Optimierungsproblems überschritten werden, wird für die Schlupfvariable die maximal mögliche Gewichtung von 10^5 verwendet. Der Parameter für die relative, tolerierbare Verletzung der Beschränkung V wird für alle flexiblen Beschränkungen auf 5 % der entsprechenden verbindlichen Beschränkung $F_{ZT,dyn,max}$ und $s_{z,max}$ festgelegt. Dieser Parameter bestimmt, mit welchem Wert ε_k in die Zielfunktion der MPC eingeht. Die Eingangsbeschränkungen sind hingegen als verbindlich eingestellt, da die MPC die Stellkräfte selbst festlegt und diese ohne Ungenauigkeiten aufgebracht werden.

3.3.6 Vorausschau

Der Regler der MPC nimmt für die Ermittlung der Stellgröße standardmäßig an, dass das Referenzsignal und die gemessene Störung zum Zeitpunkt k für $k + 1$ und alle weiteren, zukünftigen Zeitschritte bis zum Prädiktionshorizont p konstant bleibt [69, S. 5.15]. Die MPC bietet allerdings auch die Möglichkeit, zukünftige Referenz- oder Störsignale bereits vorab zur Verfügung zu stellen, wodurch die Regelung diese Informationen bei der Berechnung der aktuellen Stellgröße berücksichtigen kann [73]. Wie Untersuchungen mit einem Vollfahrzeugmodell gezeigt haben, lässt sich die Performance der Regelung durch die Nutzung eines bekannten Störsignals für die Straßenanregung verbessern [56]. Da die vorliegende Arbeit auf die Ermittlung eines Optimums abzielt, wird die Preview-Option für den Regelungsentwurf genutzt.

Zur Implementierung der Vorausschau erhält die MPC zum Zeitpunkt k das zukünftige Referenzsignal der Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_{Bo,ref}$ des Intervalls $\{k + 1, k + 2, \dots, p\}$ und das Störsignal $\dot{z}_{S,f}(k)$ des Intervalls $\{k, k + 1, \dots, p\}$. Für alle darauffolgenden Zeitschritte wiederholt sich das Vorgehen, wobei k und p jeweils um einen Zeitschritt voranschreiten. Die Vorausschau stellt somit eine Ergänzung zu der in Kap. 3.3.2 beschriebenen Zustandsermittlung dar.

3.4 Berechnungsvarianten

In diesem Unterkapitel werden zwei Berechnungsvarianten für die Lösung des Optimierungsproblems in Gl. (3.1) vorgestellt. Beide Varianten nutzen eine MPC, welche nach dem Regelungsentwurf in Kap. 3.3 implementiert ist. Die Unterschiede liegen in der Herangehensweise zur Berechnung der Lösung des Optimierungsproblems, wobei den Ausgangspunkt die in Kap. 3.3.2 beschriebene Zustandsermittlung der MPC darstellt.

3.4.1 Lösung des Optimierungsproblems in einem Zeitschritt

Die Grundidee dieser Variante ist, das Optimierungsproblem nach Gl. (3.1) in einem Berechnungsschritt zu lösen. Dies bedeutet, dass die MPC das Optimierungsproblem nicht für jeden diskreten Zeitschritt k innerhalb des Zeitintervalls $[0, t_f]$ löst, sondern ausgehend von einem Initialzustand x_0 eine optimale, diskrete Stelltrajektorie für das gesamte Zeitintervall $[0, t_f]$ ermittelt. Die Gesamtdauer für das Störsignal entspricht dabei der Endzeit des Zeitintervalls für das Optimierungsproblem ($t_{\max} = t_f$). Für die Verwendung des Verfahrens müssen allerdings folgende Voraussetzungen gelten:

1. Das Streckenmodell der MPC und das reale Streckenmodell stimmen überein.
2. Es existieren keine unbekanntenen Störungen innerhalb und außerhalb des Streckenmodells.
3. Das Referenzsignal und das Störsignal des Straßenmodells sind der MPC vollständig bekannt.

Um zu überprüfen, ob die entworfene MPC alle genannten Voraussetzungen erfüllt, wird die Wiederholbarkeit der Ergebnisse anhand von zwei Testläufen mit dem gleichen Straßenprofil über eine Gesamtdauer von 1 s durchgeführt. Die Horizonte der MPC werden dabei mit Gl. (3.7) bestimmt.

$$p = m = \frac{t_{\max}}{t_s} \quad (3.7)$$

Zudem wird ein Vergleich mit einer Variante durchgeführt, bei der das Optimierungsproblem iterativ mit kontinuierlich kleiner werdenden Horizonten gemäß Gl. (3.8) und ebenfalls dem gleichen Straßenprofil gelöst wird. Die in diesem Fall nicht dargestellten Simulationsergebnisse bestätigen, dass eine Lösung des Optimierungsproblems unter den genannten Voraussetzungen in einem Zeitschritt möglich und eine iterative Lösung in diesem Fall nicht notwendig ist.

$$p(k+1) = p(k) - 1 \quad , \quad m(k+1) = m(k) - 1 \quad (3.8)$$

Abbildung 3.9 zeigt die allgemeine Struktur der MPC für diese Berechnungsvariante. Dabei bezeichnet $\ddot{z}_{Bo,ref}$ das Referenzsignal der Aufbaubeschleunigung. Wie zu erkennen ist, definiert der Prädiktionshorizont p in Abhängigkeit von Gl. (3.7) das Zeitintervall des Optimierungsproblems, welches durch die MPC mithilfe des integrierten Streckenmodells gelöst wird. Insgesamt wird die MPC somit lediglich als Solver genutzt, der in der Lage ist, die Nebenbedingungen des Optimierungsproblems nach Gl. (3.1) zu berücksichtigen. Die MPC weist daher nicht mehr die klassischen Merkmale einer Regelung auf.

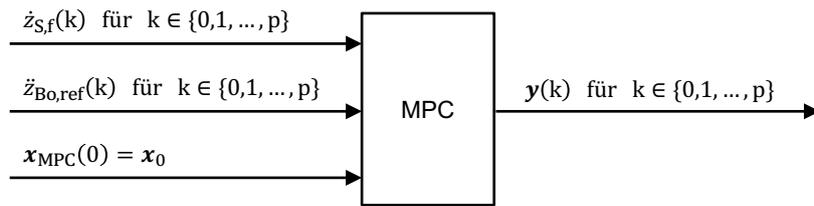


Abbildung 3.9: Struktur der modellprädiktiven Regelung für die Lösung des Optimierungsproblems in einem Zeitschritt

Der Vorteil dieser Variante ist der Erhalt einer optimalen, zeitdiskreten Lösung, bei der das gesamte Störsignal $\dot{z}_{S,f}$ für das Zeitintervall $[0, t_{\max}]$ in die Berechnung der Stellgröße $F(k)$ einbezogen wurde. Problematisch ist dagegen, dass der Rechenaufwand exponentiell mit der Anzahl der Zeitschritte für das Optimierungsproblem steigt. Zudem ist es nicht möglich, mit dem Verfahren in der aktuellen Konfiguration Optimierungsprobleme über mehr als 2000 Zeitschritte zu lösen.

3.4.2 Iterative Lösung des Optimierungsproblems

Diese Variante zur Lösung des Optimierungsproblems nach Gl. (3.1) basiert auf einer iterativen Lösung von Teilproblemen für das Intervall $\{k, k + 1, \dots, p\}$. Im Unterschied zur Berechnung in einem Berechnungsschritt wird das Problem nicht für das gesamte Zeitintervall $[0, t_f]$, sondern in jedem diskreten Zeitschritt k innerhalb dieses Intervalls gelöst. Der Prädiktionshorizont p bestimmt somit das diskrete Zeitintervall des jeweiligen Teilproblems für den Zeitschritt k . Das Streckenmodell entspricht dabei dem diskretisierten Viertelfahrzeugmodell nach Gl. (3.3), wobei die MPC intern mit demselben Streckenmodell rechnet. Um dies zu erreichen, werden zur Diskretisierung des Viertelfahrzeugmodells die gleichen Modifikationen vorgenommen, die die MPC bei der Integration des Streckenmodells durchführt (Kap. 3.3.1.). Die resultierende Struktur der MPC ist in Abbildung 3.10 dargestellt.

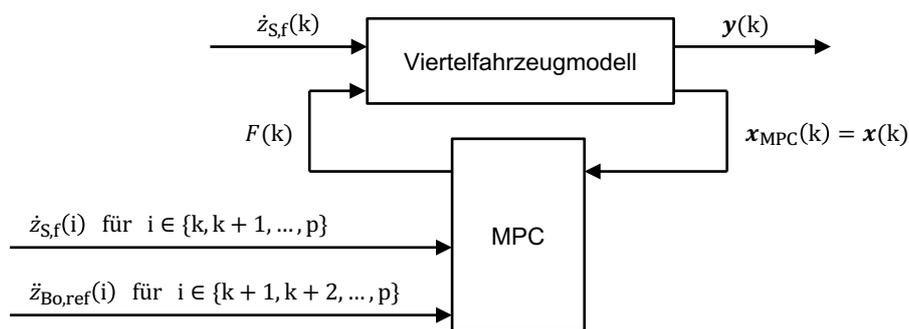


Abbildung 3.10: Struktur der modellprädiktiven Regelung für die iterative Lösung des Optimierungsproblems

Während der Berechnung speist die MPC innerhalb der Iterationsschleife eines Berechnungsschritts die Aktorkraft F für den aktuellen Zeitschritt k in das Viertelfahrzeugmodell ein. Die Signale $\dot{z}_{S,f}(i)$ und $\ddot{z}_{Bo,ref}(i)$ stellen die Vorausschau der MPC für den aktuellen Zeitschritt k bis zum Prädiktionshorizont p dar. Für den ersten Berechnungsschritt wird analog zur Lösung des Optimierungsproblems in einem Zeitschritt der Initialzustand x_0 genutzt.

Hinsichtlich des Regelungsentwurfs ergibt sich durch diese Berechnungsvariante mehr Spielraum bei der Wahl der Auslegungsparameter, da die Horizonte nicht wie in Gl. (3.7) durch das Zeitintervall des Optimierungsproblems festgelegt sind. Außerdem folgt durch die iterative Lösung mit konstanten Horizonten ein linearer Zusammenhang zwischen der Größe des Zeitintervalls $[0, t_f]$ und der Rechenzeit. Bezüglich des Straßenmodells ist anzumerken, dass in Abhängigkeit des Prädiktionshorizonts p ein Überhang für das Störsignal $\dot{z}_{S,f}$ erforderlich ist. Dies ist notwendig, da der Prädiktionshorizont für die letzten p Iterationsschleifen sonst keine ausreichende Anzahl diskreter Störsignale $\dot{z}_{S,f}(i)$ zur Verfügung hätte.

Abstriche müssen allerdings bei der Güte der Ergebnisse gemacht werden. Da Störungen $\dot{z}_{S,f}$ jenseits des Intervalls $\{k, k + 1, \dots, p\}$ unberücksichtigt bleiben, ist die diskrete Lösung in jedem Fall nicht optimal für das gesamte Zeitintervall $[0, t_f]$ des Optimierungsproblems. Hinzu kommt, dass der notwendige Überhang für das Störsignal $\dot{z}_{S,f}$ zu einer Beeinflussung der Berechnung im untersuchten Zeitintervall führt. Im Hinblick auf einen praktischen Einsatz des Verfahrens ohne definierte Endzeit lässt sich dies jedoch logisch begründen. Da die diskrete Lösung bzgl. der Größe der Teilprobleme konvergentes Verhalten zeigt (Abbildung 3.6), stellt sie somit insgesamt eine mit einem relativen Fehler behaftete Näherungslösung der optimalen, zeitdiskreten Lösung dar. Dieser Fehler wurde in Kap. 3.3.3 untersucht und die Größe der Teilprobleme durch die Wahl des Prädiktionshorizonts p entsprechend festgelegt.

3.5 Versuchsdurchführung

Dieses Unterkapitel dient zur Beschreibung der mit dem erstellten Simulationsmodell durchgeführten Versuche. Zunächst erfolgt eine Erläuterung zur Simulation auf einem Rechencluster. Anschließend werden der Versuchsplan und das in der Versuchsauswertung verwendete Performancekriterium vorgestellt.

3.5.1 Simulation

Für die Simulation verschiedener Testszenarien wird die iterative Berechnungsvariante zur Lösung des Optimierungsproblems gewählt. Der entscheidende Grund ist die Fähigkeit dieser Variante, die Berechnungen für ein beliebiges Zeitintervall $[0, t_f]$ durchzuführen. Um die Rechenzeit in einem vertretbaren Rahmen zu halten und gleichzeitig ein ausreichend langes Störsignal $\dot{z}_{S,f}$ für aussagekräftige Ergebnisse untersuchen zu können, wird t_f auf 20 s festgelegt.

Zur Erzeugung eines stochastischen Unebenheitsprofils als Störeingang des Viertelfahrzeugmodells wird das in Kap. 3.2.2 beschriebene Straßenmodell genutzt. Einzelhindernisse werden dabei nicht berücksichtigt, weil diese im Gegensatz zur spektralen Unebenheitsdichte nur eine einzige Anregungsfrequenz abdecken. Zudem würde eine Superposition des Unebenheitsspektrums durch ein solches Einzelhindernis aufgrund der für den Vergleich herangezogenen Effektivwerte die Simulationsergebnisse verfälschen.

Die Durchführung der Simulationen für verschiedene Testszenarien erfolgt auf einem Rechencluster unter Verwendung der Parallel Computing Toolbox™ (Version 6.13) in MATLAB®. Der Rechencluster ermöglicht die parallele Simulation auf mehreren Prozessorkernen und beschleunigt somit die Rechenzeit, wenn mehrere Szenarien gleichzeitig simuliert werden. Da bei einer einzelnen, iterativen Berechnung Abhängigkeiten zwischen den Iterationsschleifen existieren,

lässt sich die Simulation nicht weiter parallelisieren. Die Rechenzeit einer Berechnung ist somit (abgesehen von t_f) maßgeblich von der Rechenleistung eines einzelnen Prozessorkerns abhängig. Eine Übersicht der Spezifikationen des verwendeten Rechenclusters ist in Tabelle 3.5 aufgeführt.

Tabelle 3.5: Spezifikationen des verwendeten Rechenclusters

Bezeichnung	Beschreibung
Prozessor	2x Intel Xeon E5-2640 v3 (Haswell-EP) 8-Core CPU, 16 Kerne
Arbeitsspeicher	128 GB (8x 16 GB) DDR4-2133 DIMM, ECC
Festplatte	2x HDD 1 TB SATA3, 24x7, 7.2k UPM, 128 MB Cache im RAID 1

Für den Rechenaufwand der Simulationen ist die Komplexität des Optimierungsproblems entscheidend, welche wiederum von dem verwendeten Modell, den Beschränkungen und der Anzahl der zu optimierenden Größen abhängt [49, S. 27]. Eine allgemeingültige Aussage bzgl. der Rechendauer für eine einzelne Simulation kann daher nicht vorab getroffen werden. Abbildung 3.11 zeigt beispielhaft den Zusammenhang zwischen der Anzahl an Zeitschritten für das Intervall $\{k, k + 1, \dots, p\}$ eines Berechnungsschritts (Zeitschritte eines Teilproblems) und der Rechenzeit auf dem Rechencluster bezogen auf eine Endzeit t_f von 1 s. Die Stellrate \dot{F}_{\max} ist dabei auf 30 kN/s beschränkt.

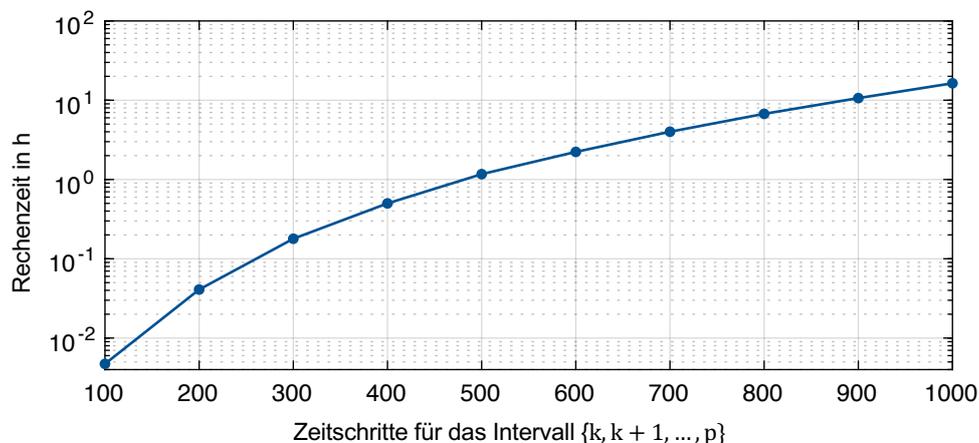


Abbildung 3.11: Rechenzeit in Abhängigkeit der Zeitschritte für einen Berechnungsschritt

Die Simulation erfolgt durch ein Skript, welches alle veränderlichen Parameter der Testszenerien beinhaltet. Innerhalb des Skripts werden die MPC (inklusive Viertelfahrzeugmodell) und das Straßenmodell mit den entsprechenden Eingangsparametern als Funktionen aufgerufen. Die Generierung des künstlichen Straßenprofils geschieht vorab, um für alle Testfälle das gleiche Störsignal $\dot{z}_{S,f}$ zur Verfügung zu stellen. Dies ist notwendig, da das Straßenprofil mithilfe des zufälligen Phasenwinkels φ_i generiert wird. Die Parallelisierung der Testszenerien erfolgt anschließend durch den Befehl `parfor`, welcher je eine parametrisierte Funktion zur Berechnung an einen physikalischen Kern des Rechenclusters übergibt. Die Ergebnisse aller Testszenerien werden während der Simulation in einer Ergebnismatrix gesammelt und abgespeichert. Um den Berechnungsfortschritt während der laufenden Simulation zu verfolgen enthalten die Funktionen der MPC eine automatische Statusbenachrichtigung für das Kommandofenster.

3.5.2 Versuchsplan

Die Untersuchung des Fahrkomforts mit dem erstellten Simulationsmodell erfordert eine Definition verschiedener Testfälle. Eine Übersicht der simulierten Testszenarien mit den jeweils veränderten Parametern ist in Tabelle 3.6 dargestellt. Alle übrigen, nicht aufgeführten Modell- und Auslegungsparameter entsprechen den vorherigen Festlegungen aus Kap. 3.2 und Kap. 3.3 und bleiben konstant.

Tabelle 3.6: Versuchsplan

Versuchsnr.	k_r	F_{\max}	\dot{F}_{\max}	$F_{ZT,dyn,max}$	$s_{z,max}$
1	3	0	0	0	0
2	3	Unendlich	Unendlich	5935 N	0,08 m
3	3	500, 1000, ..., 6000 N	10, 20, ..., 120 kN/s	5935 N	0,08 m
4	4	0	0	0	0
5	4	500, 1000, ..., 6000 N	10, 20, ..., 120 kN/s	5935 N	0,08 m

Die ersten beiden Testszenarien dienen zur Erzeugung eines Benchmarks für spätere Versuche und einem ersten Vergleich zwischen dem passiven (Versuchsnr. 1) und einem durch die entworfene MPC vollständig aktiv geregelten Fahrwerk mit idealer Aktorik (Versuchsnr. 2). Anschließend erfolgt eine Parametervariation der maximal zulässigen Stellkraft F_{\max} und der maximal zulässigen Stellrate \dot{F}_{\max} (Versuchsnr. 3). Diese verfolgt das Ziel, entsprechende Grenzwerte für die maximal erforderliche Stellkraft $F_{\max,req}$ und Stellrate $\dot{F}_{\max,req}$ zu ermitteln, ab denen die beiden Größen nicht mehr zu einem Gewinn an Fahrkomfort beitragen. Für die Festlegung der Obergrenze bzgl. der untersuchten Aktorbeschränkungen werden dabei die jeweiligen Maximalwerte des aktiv geregelten Fahrwerks ohne Aktorbeschränkungen berücksichtigt. Die Abstufung von F_{\max} und \dot{F}_{\max} erfolgt vor dem Hintergrund, möglichst viele Varianten bei einer beherrschbaren Rechendauer untersuchen zu können. Für den Vergleich mit einer Fahrt auf einer schlechteren Landstraße unter denselben Randbedingungen wird die gleiche Parametervariation nach der Ermittlung eines entsprechenden Benchmarks (Versuchsnr. 4) für eine Straße der Rauigkeitsklasse B-C durchgeführt (Versuchsnr. 5).

Wurden durch die Parametervariation Ergebnisse für unterschiedliche Stellkraft- und Stellratenbeschränkungen bestimmt, dienen diese zur Ableitung von Varianten, welche im Frequenzbereich mit der jeweiligen passiven Referenz verglichen werden können. Um die allgemeine Vergleichbarkeit der Ergebnisse sicherzustellen, werden die Versuche 1 bis 3 und 4 bis 5 jeweils mit dem gleichen Straßenprofil durchgeführt.

3.5.3 Bewertung der Performance

Die Beurteilung der Performance von unterschiedlichen Versuchskonfigurationen erfolgt durch ein Performancekriterium. Da das Ziel des Optimierungsproblems nach Gl. (3.1) die Minimierung der Aufbaubeschleunigung ist, wird dazu der Effektivwert $\ddot{z}_{Bo,eff}$ verwendet. Als Referenz dienen die jeweiligen Versuchsvarianten für das passive Fahrwerk. In Gl. (3.9) ist beispielhaft die Ermittlung des Performanceindex P_i für die Aufbaubeschleunigung anhand des Effektivwerts einer aktiven Fahrwerkkonfiguration $\ddot{z}_{Bo,eff,act}$ und der passiven Referenz $\ddot{z}_{Bo,eff,pass}$ dargestellt. Die

Performanceindizes für die dynamischen Radlast $F_{ZT,dyn,eff}$ und die Einfederung $s_{z,eff}$ werden analog dazu bestimmt. Dabei gilt jedoch zu beachten, dass diese Kriterien kein Bestandteil des Optimierungsziels sind. Insgesamt bedeutet ein positiver Performanceindex eine Verbesserung und ein negativer eine Verschlechterung im Vergleich zur passiven Konfiguration.

$$P_{\ddot{z}_{Bo,eff}} = 1 - \frac{\ddot{z}_{Bo,eff,act}}{\ddot{z}_{Bo,eff,pass}} \quad (3.9)$$

Um den vertikaldynamischen Fahrkomfort direkt beurteilen zu können, wird für die Aufbaubeschleunigung zusätzlich eine Frequenzbewertung nach ISO 2631-1 vorgenommen (Kap. 2.1.3). Die Bestimmung des entsprechenden Performanceindex erfolgt ebenfalls nach Gl. (3.9), wobei vorab die frequenzbewerteten Effektivwerte $\ddot{z}_{Bo,eff,w}$ anhand einer Filterung von $\ddot{z}_{Bo}(t)$ durch die Frequenzbewertung W_k ermittelt werden. Für die Frequenzbewertung wird eine bereits implementierte Funktion verwendet [74]. Diese wurde im Rahmen eines Forschungsbeitrags von DILOV & DIMITROV [75] entwickelt. Die resultierende Beurteilungsgröße für den Fahrkomfort ist somit $P_{\ddot{z}_{Bo,eff,w}}$.

3.6 Validierung

Die Parametrierung des Modells erfolgt auf der Basis von Datensätzen (Kap. 3.2) und mithilfe von Ergebnissen vereinfachter Subsysteme des finalen Simulationsmodells (Kap. 3.3.3). Da für das verwendete Modell kein entsprechender Prüfstand zur Verfügung steht, können die in dieser Arbeit ermittelten Simulationsergebnisse nicht anhand von Validierungsversuchen mit einem realen System verglichen werden. Der Untersuchungsrahmen beschränkt sich daher auf die Ermittlung rein theoretischer Ergebnisse.

Eine operative Validierung des in dieser Arbeit verwendeten Viertelfahrzeugmodells mit abweichender Parametrierung wurde bereits von KOCH ET AL. [24, S. 21-25] vorgenommen. Ein Vergleich von Ergebnissen eines nichtlinearen, aktiv geregelten Viertelfahrzeugmodells und eines Viertelfahrzeugprüfstands mit Fahrwerkkomponenten aus Serienfahrzeugen wurde hingegen von STROHM & LOHMANN [76] durchgeführt. Im Hinblick auf die konzeptionelle Modellvalidierung mit entsprechenden Vereinfachungen und Einschränkungen (Kap. 2.2.2) kann das genutzte Viertelfahrzeugmodell für die Untersuchung des vertikaldynamischen Fahrkomforts somit als geeignet eingestuft werden.

Ein die Implementierung betreffender Aspekt der Validierung ist die Verifikation des Simulationsmodells zur Sicherstellung einer korrekten Umsetzung [77]. Um dies zu berücksichtigen werden während des Modellierungsprozesses regelmäßige Testläufe zur Fehlersuche und Überprüfung der Plausibilität durchgeführt. Für die Validierung der entworfenen Regelung und eine Beurteilung hinsichtlich Stabilität wird die integrierte Funktion `review` genutzt. Insgesamt können für die Ermittlung eines globalen Optimums des vertikaldynamischen Fahrkomforts mit einem endlichen Straßenprofil folgende Modellgenauigkeiten identifiziert werden:

- Diskretisierungsfehler durch das gewählte Abtastintervall von 0,001 s,
- Suboptimale Ergebnisse aufgrund des auf 400 Zeitschritte begrenzten Optimierungshorizonts,
- Beeinflussung der Ergebnisse durch den Überhang für das Störsignal der Straßenanregung.

Die Modellfehler durch die zeitdiskrete Berechnung und eine Beschränkung des Optimierungshorizonts wurden in Kap. 3.3.3 anhand mehrerer Testkonfigurationen abgeschätzt und bei der Parametrierung des Modells berücksichtigt. Da die Rechendauer den limitierenden Faktor für die Qualität der Ergebnisse darstellt, musste dabei ein Kompromiss gefunden werden. Die Beeinflussung der Simulationsergebnisse durch einen Überhang des Störsignals ist aufgrund der gewählten iterativen Berechnungsvariante (Kap. 3.4.2) unvermeidbar und wurde bisher nicht quantifiziert. Vor dem Hintergrund realer Einsatzbedingungen des Verfahrens ohne definierte Endzeit und der Auswirkung auf lediglich die letzten 400 von insgesamt 20000 Zeitschritten wird dieser Fehler toleriert.

Ein weiterer Aspekt betrifft die Straßenanregung als Störsignal des Modells. Da das Straßenprofil mithilfe eines zufälligen Phasenwinkels generiert wird, ergibt sich für jedes Profil eine individuell berechnete Stelltrajektorie. Eine Untersuchung der Streuung von Vergleichsparametern in Abhängigkeit des Straßenanregung wird im Rahmen dieser Arbeit nicht durchgeführt. Im Umkehrschluss müssen die ermittelten Simulationsergebnisse deshalb exemplarisch betrachtet werden und lassen sich zum aktuellen Stand nicht verallgemeinern.

4 Ergebnisse und Diskussion

Dieses Kapitel dient zur Darstellung und Diskussion der Simulationsergebnisse. Die Reihenfolge orientiert sich dabei an dem Versuchsplan in Tabelle 3.6. Zunächst werden die Ergebnisse der Benchmarksysteme präsentiert und verglichen. Anschließend erfolgt die Vorstellung und Analyse der Ergebnisse mit einer Variation von Stellkraft- und Stellratenbeschränkungen im Zeit- und Frequenzbereich. Den Abschluss bildet eine Evaluation der ermittelten Ergebnisse.

4.1 Benchmark

Abbildung 4.1 zeigt die berechneten Zeitverläufe der Systemgrößen für das passive und das aktiv geregelte Fahrwerk ohne eine Beschränkung der Aktorik. Die Abwesenheit von Aktorbeschränkungen bedeutet in diesem Zusammenhang, dass die MPC die Stellkraft $F(t)$ und somit auch die Stellrate $\dot{F}(t)$ in jedem Zeitschritt frei wählen kann. Zu Vergleichszwecken ist zusätzlich zum Geschwindigkeitsverlauf $\dot{z}_{S,f}$ als Störeingang der beiden Versuchskonfigurationen das zugrunde liegende Höhenprofil $h(t)$ der Straße dargestellt.

Wie das Diagramm für $\ddot{z}_{Bo}(t)$ zeigt, ist die entworfene Regelung des aktiven Fahrwerks in der Lage, die Aufbaubeschleunigung vollständig zu eliminieren. Allerdings sind hierfür Stellkräfte von bis zu 4178 N und Stellraten von maximal 125,5 kN/s nötig. Die Bereiche von $\ddot{z}_{Bo}(t)$, in denen es trotz der unbeschränkten Stellkraft und Stellrate zu Ausschlägen kommt, sind auf die Beschränkung der Ausgangsgrößen zurückzuführen. Diese sind in den unteren beiden Diagrammen für $F_{ZT,dyn}(t)$ und $s_z(t)$ als Linien dargestellt. Registriert die MPC zu einem diskreten Zeitpunkt die Verletzung einer Ausgangsbeschränkung innerhalb der zukünftigen 0,4 s, wird die Trajektorie der Stellkraft bereits im Voraus angepasst. Das System bleibt somit im spezifizierten Gültigkeitsbereich, auch wenn dies zu einer Verschlechterung der Performance hinsichtlich des Optimierungsziels (Minimierung der Aufbaubeschleunigung) führt.

In Tabelle 4.1 sind die Effektiv- und Performancewerte der beiden Versuchskonfigurationen aufgeführt. Die Regelung ohne Berücksichtigung von Aktorbeschränkungen ermöglicht demnach eine Verbesserung des Fahrkomforts um 89 % im Vergleich zur passiven Referenz.

Tabelle 4.1: Vergleichswerte für das passive und aktiv geregelte Fahrwerk ohne Aktorbeschränkungen

System	$\ddot{z}_{Bo,eff,w}$ ($\ddot{z}_{Bo,eff}$)	$P_{\ddot{z}_{Bo,eff,w}}$ ($P_{\ddot{z}_{Bo,eff}}$)	$F_{ZT,dyn,eff}$	$P_{F_{ZT,dyn,eff}}$	$s_{z,eff}$	$P_{s_{z,eff}}$
Passiv	0,405 m/s ² (0,577 m/s ²)	+0 % (+0 %)	715 N	+0 %	0,006 m	+0 %
Aktiv, ohne Aktorbeschr.	0,046 m/s ² (0,051 m/s ²)	+89 % (+91 %)	2487 N	-248 %	0,04 m	-567 %

In Bezug auf die Schwingungsbewertung nach Tabelle 2.2 entspricht dies dem bestmöglichen Subjektivurteil „Nicht unkomfortabel“. Hinsichtlich der dynamischen Radlast als Kriterium für Fahrsicherheit und bezüglich der Einfederung führt die Regelung hingegen zu einer deutlichen Verschlechterung, da die Maximierung des Fahrkomforts das alleinige Regelziel ist.

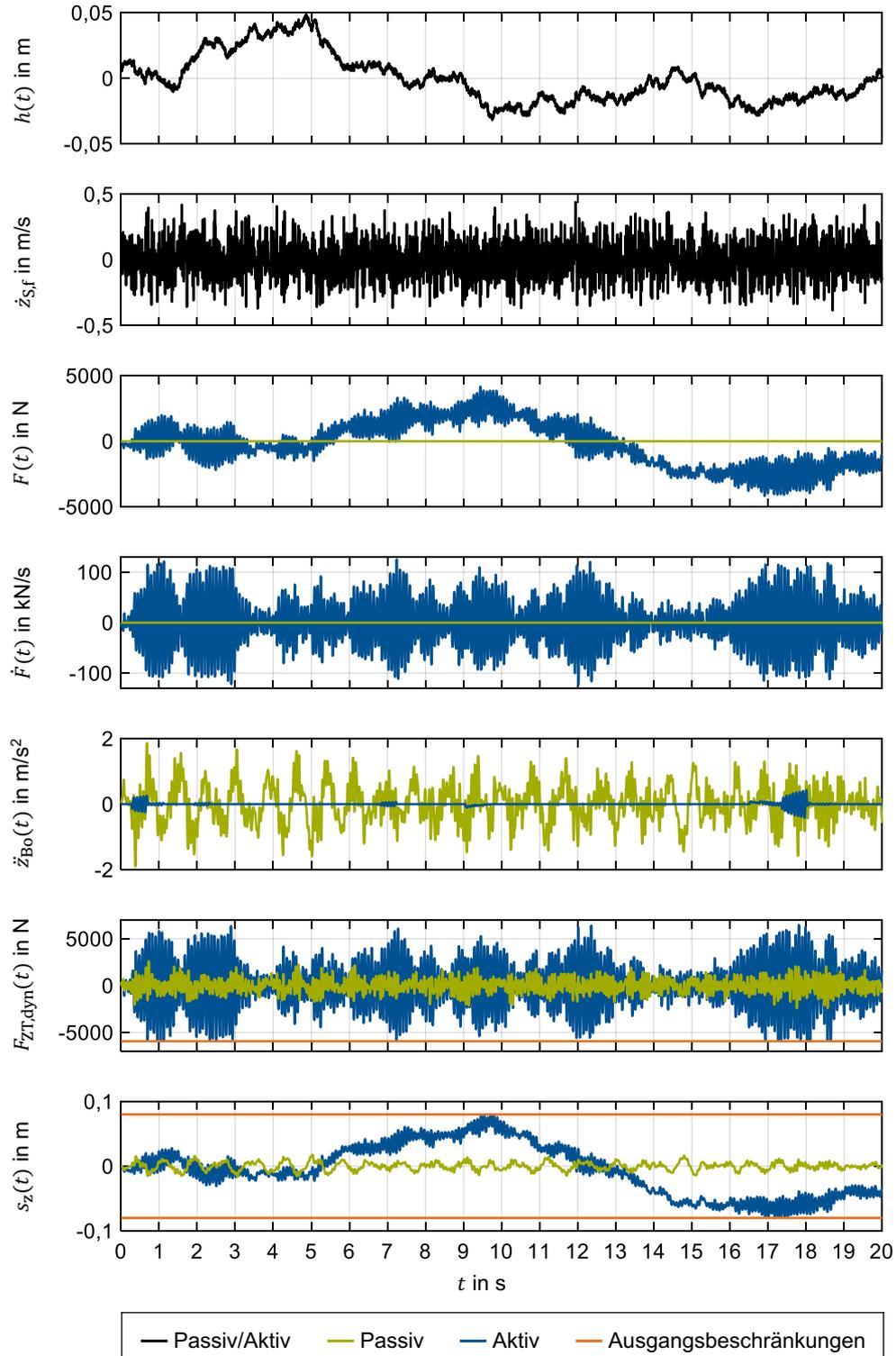


Abbildung 4.1: Zeitverläufe von Systemgrößen der Referenzkonfiguration für das passive und das aktiv geregelte Fahrwerk ohne Aktorbeschränkungen

In Abbildung 4.1 ist der oszillierende Verlauf der Stellkraft und der Stellrate im Bereich der Rad-eigenfrequenz auffällig. Zudem ist erkennbar, dass die nichtexistierende Gewichtung für die Stellkraft zu hohen, niederfrequenten Amplituden von $F(t)$ führt. Für Rückschlüsse über die Energieeffizienz ist das Simulationsmodell in der aktuellen Implementierung daher nicht geeignet. Die aufgebrachte Stellkraft wirkt sich auch unmittelbar auf die Einfeldung aus. So muss die vollständige Ausnutzung des verfügbaren Federwegs hinsichtlich der Fahrsicherheit kritisch betrachtet werden, weil Einzelereignisse jenseits des Prädiktionshorizonts auftreten können, welche eine zusätzliche Einfeldung erfordern.

Insgesamt zeigt der Vergleich der beiden Benchmarksysteme, dass sich die Aufbaubeschleunigung mit einem idealen Aktorsystem vollständig ausgleichen lässt und somit die Maximierung des Auslegungsziels Fahrkomfort erreicht wird. In Verbindung mit den physikalisch bedingten Ausgangsbeschränkungen des Modells ist für das verwendete Straßenprofil eine Verbesserung des Fahrkomforts um 89 % möglich. Die hohen, niederfrequenten Kraftamplituden sind in Bezug auf das in Gl. (3.1) formulierte Optimierungsproblem nicht relevant, da das Simulationsmodell die definierten Nebenbedingungen einhält. Im Hinblick auf die Auslegungsziele Effizienz und Fahrsicherheit sollte dieses Phänomen jedoch nicht unberücksichtigt bleiben. Eine mögliche Lösung stellt die zusätzliche Gewichtung der Stellkraft oder der Einfeldung in der Zielfunktion dar, was allerdings gegebenenfalls die Performance bzgl. Fahrkomfort verschlechtern würde.

4.2 Parametervariation der Stellkraft- und Stellratenbeschränkung

In diesem Unterkapitel werden die Einflüsse der Stellkraft- und Stellratenbeschränkung zunächst separat betrachtet. Anschließend erfolgt ein Vergleich beider Beschränkungen für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklassen A-B und B-C nach ISO 8608 [25, S. 22-23]. Ein abschließendes Fazit fasst die Erkenntnisse der Parametervariation zusammen.

4.2.1 Beschränkung der Stellkraft

Abbildung 4.2 zeigt die Auswirkung einer Beschränkung der maximal zulässigen Stellkraft F_{\max} auf den Fahrkomfort. Hierfür sind die entsprechenden frequenzbewerteten Effektivwerte $\ddot{z}_{\text{Bo,eff,w}}$ für ausgewählte Stellratenbeschränkungen \dot{F}_{\max} aufgetragen.

Wie zu erkennen ist, hat die Stellkraftbeschränkung insbesondere im Bereich von 0,5 bis 1,5 kN eine große Auswirkung auf die erreichbare Verbesserung des Fahrkomforts. Dabei wirkt sich der Effekt dieser Beschränkung stärker aus, je größer die jeweilige, maximal zulässige Stellrate ist. Eine Sättigung des Performancegewinns durch eine höhere, maximal zulässige Stellkraft tritt wiederum für kleinere Stellratenbeschränkungen eher ein. Diese Sättigung markiert einen Übergang, ab dem nur noch die Stellratenbeschränkung entscheidend für den erreichbaren Fahrkomfort ist. Die entsprechenden Übergangsbereiche stellen somit für die einzelnen Versuchskonfigurationen die maximal erforderliche Stellkraft $F_{\max,\text{req}}$ dar.

Die Ungleichmäßigkeiten der Verläufe für die Stellkraftbeschränkung von 2,5 und 3,5 kN bei einer Stellratenbeschränkungen von 100 und 110 kN/s lassen sich durch die hohen, niederfrequenten Amplituden der Stellkraft in Kombination mit der durch den Prädiktionshorizont begrenzten Vorausschau der MPC erklären. Zur Erläuterung dieses Phänomens sind in

Abbildung 4.3 exemplarisch die Zeitverläufe der Versuchskonfiguration für eine Stellkraftbeschränkung von 2 und 2,5 kN bei gleichzeitiger Stellratenbeschränkung von 100 kN/s dargestellt.

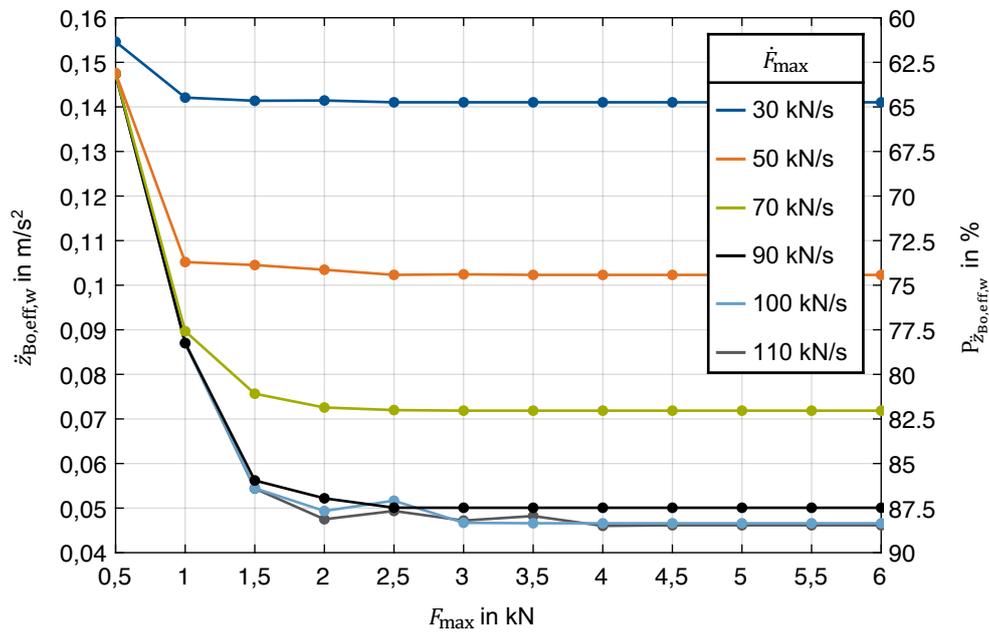


Abbildung 4.2: Auswirkung einer Beschränkung der Stellkraft auf den Fahrkomfort

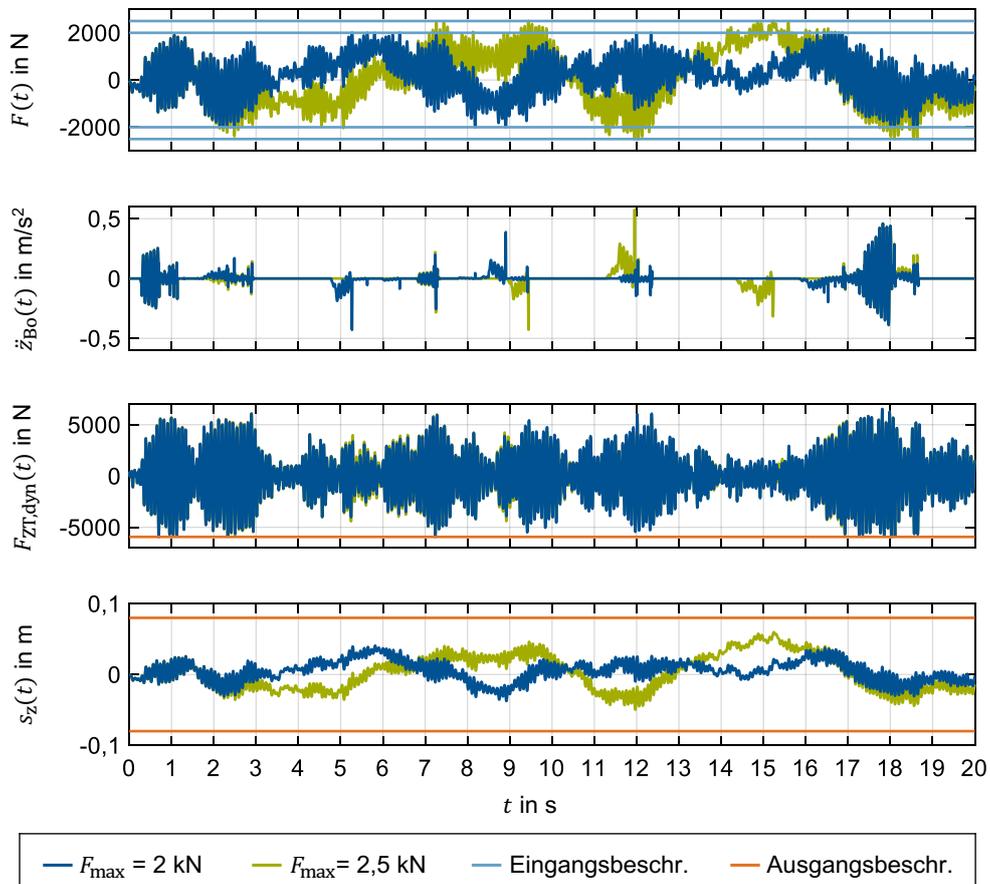


Abbildung 4.3: Vergleich der Zeitverläufe von Systemgrößen für Stellkraftbeschränkungen von 2 und 2,5 kN bei einer Stellratenbeschränkung von 100 kN/s

Wie ein Vergleich der Stellkraftverläufe in Abbildung 4.3 zeigt, weichen die Amplituden trotz der geringfügigen Unterschiede bei der Spezifikation beider Versuchskonfigurationen deutlich voneinander ab. Dies führt dazu, dass die Stellkraftbeschränkungen jeweils zu unterschiedlichen Zeitpunkten erreicht werden, was sich in entsprechenden Ausschlägen von $\ddot{z}_{B_0}(t)$ widerspiegelt. Da die MPC bei der Berechnung einer einzelnen Teillösung für einen definierten Zeitabschnitt nur Kenntnis über zukünftige Störsignale bis zum Prädiktionshorizont hat, bleiben potenziell notwendige Korrekturen zur Einhaltung der Ein- und Ausgangsbeschränkungen jenseits des Prädiktionshorizonts generell unberücksichtigt. In Wechselwirkung mit den hohen, niederfrequenten Amplituden von $F(t)$ besteht somit die Möglichkeit, für die gesamte Simulationsdauer eine Stelltrajektorie zu erhalten, die trotz höherer Stellkraftbeschränkung zu einer Verschlechterung der Performance bzgl. Fahrkomfort führt. Wie Abbildung 4.2 entnommen werden kann, ist dies für die Versuchsvariante mit einer Stellkraftbeschränkung von 2,5 kN bei gleichzeitiger Stellratenbeschränkung von 100 kN/s der Fall. Es gilt anzumerken, dass die Versuchskonfiguration mit den in Abbildung 4.3 dargestellten Zeitverläufen zu der größten, beobachteten Abweichung der Performance aller Varianten führt. Für andere Konfigurationen mit einer registrierbaren Auswirkung dieses Effekts fallen die Abweichungen geringer aus.

Die Wahl der oberen Grenze für die Stellkraftbeschränkung bei der Festlegung des Untersuchungsintervalls aus Tabelle 3.6 wurde ursprünglich anhand der maximalen Stellkräfte für das Benchmarksystem (Abbildung 4.1) getroffen. Da diese jedoch durch die hohen, niederfrequenten Kraftamplituden dominiert werden, würde eine feinere Abstufung bei einer geringeren Obergrenze zu genaueren Ergebnissen für die maximal erforderliche Stellkraft führen.

4.2.2 Beschränkung der Stellrate

In Abbildung 4.4 ist die Auswirkung einer Beschränkung der maximal zulässigen Stellrate \dot{F}_{\max} auf den Fahrkomfort dargestellt. Analog zu Abbildung 4.2 sind dabei die entsprechenden frequenzbewerteten Effektivwerte $\ddot{z}_{B_0,eff,w}$ für ausgewählte Stellkraftbeschränkungen F_{\max} aufgetragen.

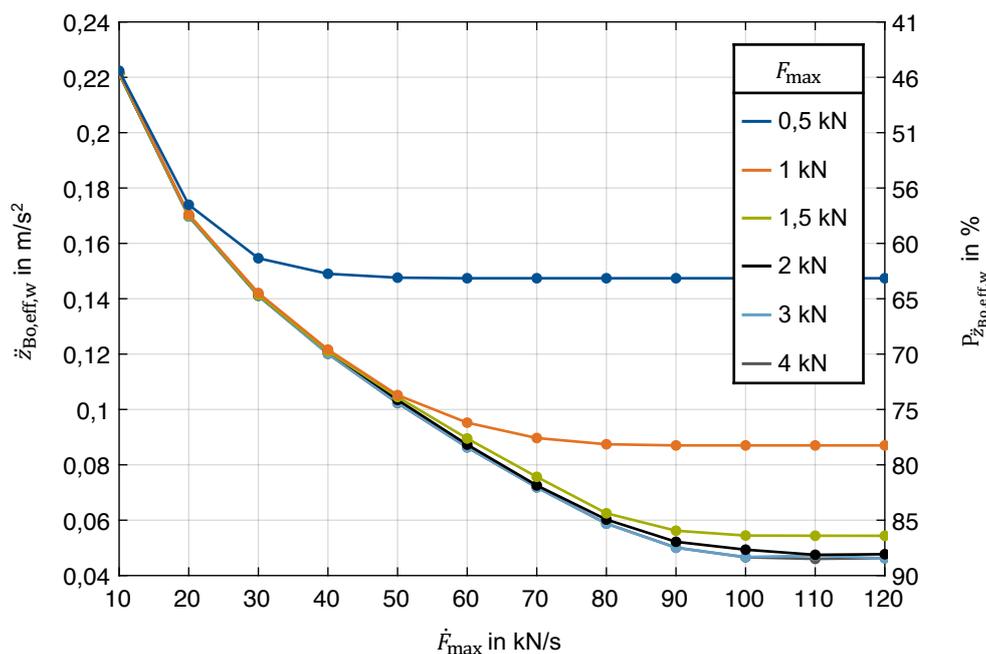


Abbildung 4.4: Auswirkung einer Beschränkung der Stellrate auf den Fahrkomfort

Die Verläufe der Effektivwerte für die Stellkraftbeschränkung von 0,5 bis 1,5 kN bestätigen erneut, dass die Beschränkung nur in diesem Bereich einen deutlichen Einfluss auf den erreichbaren Fahrkomfort hat. Ab einer Stellkraftbeschränkung von 2 kN lassen sich in Bezug auf eine Performanceverbesserung kaum Unterschiede feststellen. Die Beschränkung der Stellrate kann dagegen bis ca. 90 kN/s zu einer deutlichen Verbesserung der Performance beitragen. Dabei stellt sich ebenfalls je nach Stellkraftbeschränkung eine Sättigung ein. Die entsprechenden maximal erforderlichen Stellraten $\dot{F}_{\max, \text{req}}$ als Übergangsbereiche in die Sättigung zeichnen sich in dieser Darstellung besser ab als die maximal erforderlichen Stellkräfte (Abbildung 4.2).

4.2.3 Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B

In Abbildung 4.5 sind Ergebnisse der Parametervariation für das in Abbildung 4.1 dargestellte Straßenprofil zusammengefasst und als Fläche visualisiert. Der Farbverlauf entspricht dabei der prozentualen Verbesserung des Fahrkomforts gegenüber der passiven Referenzkonfiguration. Die Rechendauer auf dem Rechencluster (Tabelle 3.5) für die Parametervariation mit diesem Straßenprofil beträgt insgesamt 122 Stunden.

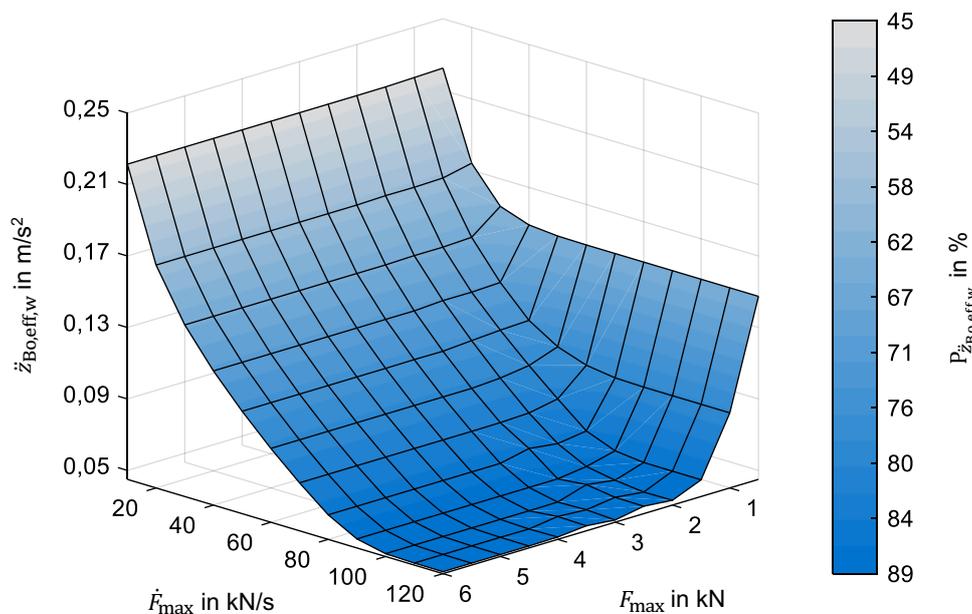


Abbildung 4.5: Räumliche Darstellung des erreichbaren Fahrkomforts für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B

Das Erreichen des maximalen Fahrkomforts durch die Minimierung der Aufbaubeschleunigung als einziges Optimierungsziel äußert sich in der dreidimensionalen Darstellung durch ein Plateau für Stellkraftbeschränkungen über 4 kN und Stellratenbeschränkungen größer 100 kN/s. Dieser Grenzwert entspricht der bereits durch das Benchmarksystem (Kap. 4.1) ermittelten Verbesserung um 89 %. Zudem lässt sich feststellen, dass die Stellratenbeschränkung im Vergleich zur Stellkraftbeschränkung im jeweiligen Untersuchungsintervall einen größeren Einfluss auf den Fahrkomfort hat. Diese Feststellung bestätigt sich, wenn die untersuchten Aktorbeschränkungen mit den Kennwerten eines aktuellen, hydropneumatischen eABC-Systems aus Tabelle 2.6 verglichen werden. Die maximal mögliche Stellrate von 24 kN/s würde hierbei für das in dieser Arbeit verwendete Simulationsmodell den limitierenden Faktor darstellen. Stellkräfte von bis zu 7 kN wären hingegen für das verwendete Straßenprofil nicht notwendig.

Der Zusammenhang zwischen den beiden Performancekriterien Fahrkomfort und Fahrsicherheit ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Hierfür sind die durch die Parametervariation mit dem Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B ermittelten Performancewerte gegeneinander aufgetragen. Die Approximation der Daten wurde durch eine Kurvenanpassung mit einem Polynom vierten Grades bei einem gemittelten Standardfehler von ca. 0,6 % vorgenommen. Die Ursachen für die Streuung der Datenpunkte stellen dabei die bereits erläuterten Ungleichmäßigkeiten der Zeitverläufe aufgrund der hohen, niederfrequenten Stellkräfte und der beschränkten Vorausschau der MPC dar.

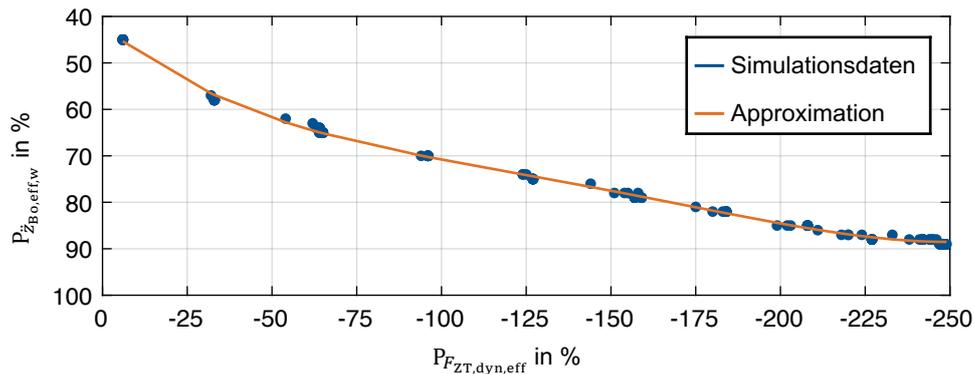


Abbildung 4.6: Zusammenhang zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B

Wie zu erkennen ist, nimmt die der Fahrsicherheit mit steigendem Fahrkomfort immer stärker ab. Das hierbei auftretende Abflachen der Performancekurve ist durch den wachsenden Einfluss der Beschränkung von dynamischer Radlast und Einfederung (Ausgangsbeschränkungen) zu erklären. Durch eine Berücksichtigung der dynamischen Radlast in der Zielfunktion des Optimierungsproblems nach Gl. (3.1) ließe sich der Verlust an Fahrsicherheit zwar reduzieren, allerdings würde dies in Anbetracht des bestehenden Zielkonflikts auf Kosten des Fahrkomforts geschehen.

Eine bemerkenswerte Tatsache ist, dass bereits eine Stellratenbeschränkung von 10 kN/s für sämtliche untersuchten Stellkraftbeschränkungen zu einer Verbesserung des Fahrkomforts um 45 % bei gleichzeitiger Verschlechterung der Fahrsicherheit von nur 6 % führt. Eine Beschränkung der Stellrate auf 20 kN/s hat dagegen schon eine Verschlechterung der Fahrsicherheit um ca. 33 % zur Folge. Bezogen auf das Aktorsystem bedeutet dies, dass mit vergleichsweise geringen Spezifikationen bereits eine signifikante Verbesserung des Fahrkomforts möglich ist. Allerdings gilt zu beachten, dass für die durch die Simulation ermittelten Werte keine Leistungsbeschränkung stattfindet und die Stellkraft sowie die Stellrate keine Gewichtung in der Zielfunktion erhalten. Das Aktormodell wird daher für die Versuchskonfiguration mit einer Stellratenbeschränkung von 10 kN/s ca. 70 % der Versuchsdauer an dieser Grenze betrieben, was im Hinblick auf den Bauteilverschleiß und ökologische Aspekte fragwürdig ist.

4.2.4 Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C

Alle bisher gezeigten Ergebnisse wurden mit dem in Abbildung 4.1 dargestellten Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B (geringste Rauigkeit) ermittelt. Um die Ergebnisse qualitativ vergleichen und einordnen zu können, werden in diesem Abschnitt die Simulationsergebnisse der unter denselben Randbedingungen durchgeführten Parametervariation für ein Straßenprofil der nächsthöheren Rauigkeitsklasse nach ISO 8608 vorgestellt.

Abbildung 4.7 zeigt einen Vergleich der Spektralen Leistungsdichte (engl.: power spectral density, PSD) des Höhenverlaufs beider Straßenprofile. Die Details zur Berechnung durch eine Fourier-Transformation sind in Anhang C erläutert. Wie zu erkennen ist, unterschieden sich die Amplitudenverhältnisse näherungsweise um den Faktor 2 und fallen mit zunehmender Frequenz etwa um das zehnfache pro Dekade ab.

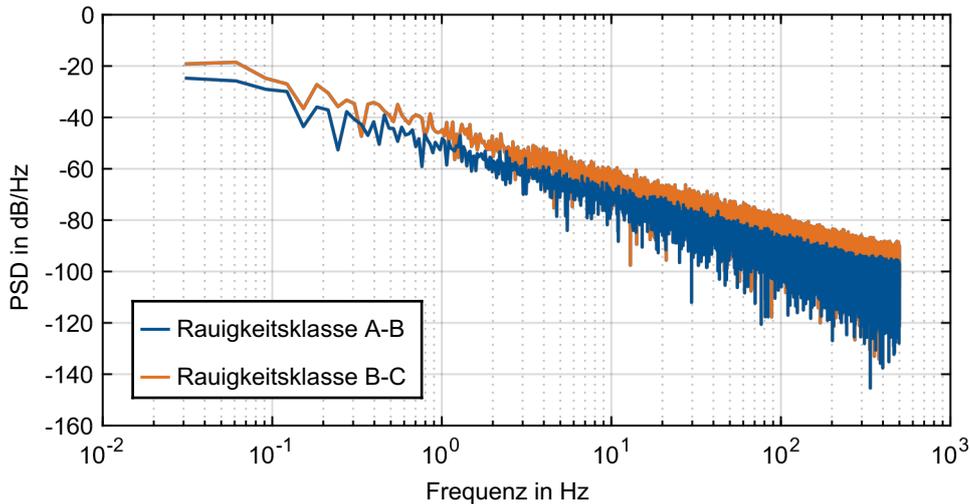


Abbildung 4.7: Spektrale Leistungsdichte der beiden verwendeten Straßenprofile mit Rauigkeitsklassen nach ISO 8608

In Abbildung 4.8 sind die Ergebnisse der Parametervariation für das Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C dargestellt. Die Rechendauer auf dem Rechencluster beläuft sich für diese Simulation auf insgesamt 205 Stunden. Eine Erklärung für die längere Rechenzeit im Vergleich zur Parametervariation mit einem Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B stellt die gestiegene Komplexität des Optimierungsproblems durch eine vermehrt notwendige Berücksichtigung der Beschränkungen dar.

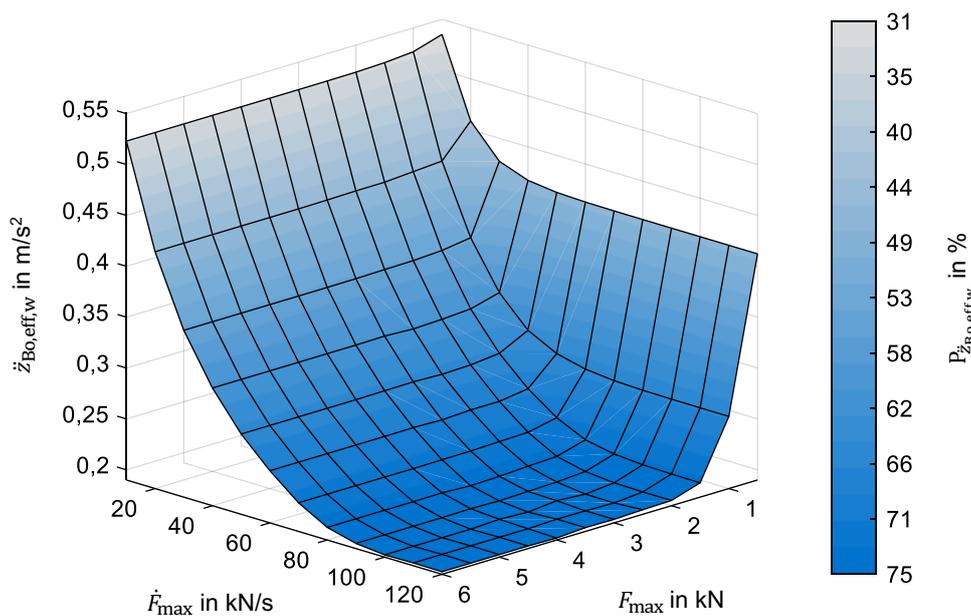


Abbildung 4.8: Räumliche Darstellung des erreichbaren Fahrkomforts für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C

Wird die Darstellung mit Abbildung 4.5 verglichen, weisen beide Ergebnisse viele Ähnlichkeiten auf: Mit zunehmender, maximal zulässiger Stellkraft und -rate erreicht die Verbesserung des Fahrkomforts ebenfalls ein Plateau und die Stellratenbeschränkung stellt sich auch als dominierender Einflussfaktor heraus. Unterschiede zeigen sich bei der prozentualen Verbesserung gegenüber der passiven Konfiguration. Der Steigerung des Fahrkomforts fällt hier insgesamt um ca. 14 % geringer aus und erreicht ihr Maximum bei 75 %. Zudem tritt die Sättigung des Komfortgewinns eher ein, wodurch die stationären Werte schon für Stellkraftbeschränkungen über 2 kN und Stellratenbeschränkungen jenseits 90 kN/s erreicht werden. Der Grund dafür ist der geringere Spielraum für die aktive Fahrwerkregelung bzgl. der Ausgangsbeschränkungen. So liegt der Effektivwert der dynamischen Radlast für die passive Konfiguration bspw. ca. 93 % über dem Vergleichswert der entsprechenden Variante für die Rauigkeitsklasse A-B. Der Effektivwert der Einfederung ist dagegen um ca. 58 % größer. Die Einhaltung der beiden Ausgangsbeschränkungen wird für die Rauigkeitsklasse B-C somit generell schwieriger und ist für die Lösung des Optimierungsproblems mit stärkeren Einbußen hinsichtlich des Fahrkomforts verbunden.

Abbildung 4.9 zeigt einen Vergleich der Performancekriterien Fahrkomfort und Fahrsicherheit für das Straßenprofil mit höherer Rauigkeit. Für die Approximation der Simulationsdaten wurde wie in Abbildung 4.6 eine Kurvenanpassung mit einem Polynom vierten Grades durchgeführt. Die Streuung der Datenpunkte fällt aufgrund der vermehrt auftretenden Ungleichmäßigkeiten der Zeitverläufe (Kap. 4.2.1) durch die im Vergleich zum Straßenprofil mit Rauigkeitsklasse A-B größere Auswirkung der Beschränkungen höher aus. Der gemittelte Standardfehler beträgt daher ca. 1,3 %.

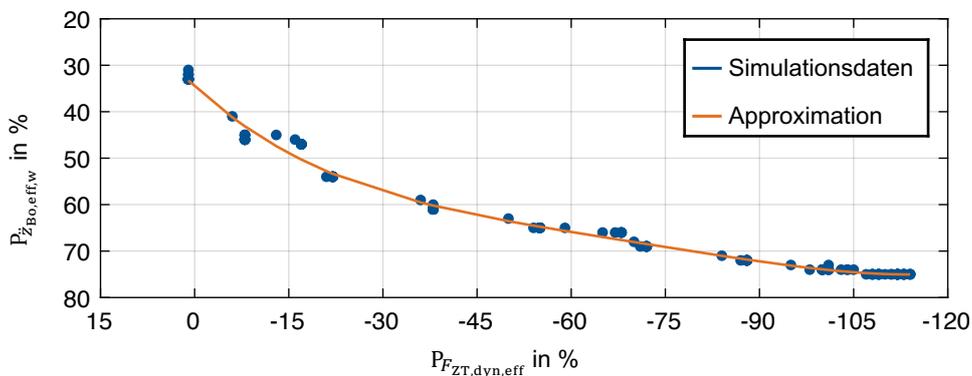


Abbildung 4.9: Zusammenhang zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C

Die zunehmende Verschlechterung der Fahrsicherheit mit steigendem Fahrkomfort ist wieder durch den wachsenden Einfluss der Ausgangsbeschränkungen zu erklären. Da sich diese Beschränkungen stärker auswirken als bei dem Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B, begrenzen sie die Verbesserung des Fahrkomforts auf maximal 75 %. Die prozentual geringere Verschlechterung der Fahrsicherheit ist auf den um ca. 93 % höheren Effektivwert der passiven Konfiguration als Referenz für das Performancekriterium zurückzuführen.

Auffällig ist die Erhöhung der Fahrsicherheit um 1 % bei gleichzeitiger Verbesserung des Fahrkomforts im Bereich von 31 bis 33 % für die Versuchsvarianten mit einer Stellratenbeschränkung von 10 kN/s. Da die Minimierung der dynamischen Radlast kein Optimierungsziel ist, kann dieser Wert nur als zufälliges Ereignis aufgrund einer individuellen Kombination aus Straßenprofil, Länge des Optimierungshorizonts und Parametrierung des Fahrzeugmodells erklärt werden. Zudem liegt dieser Wert im Bereich der Modellgenauigkeit.

4.2.5 Fazit

Die Ergebnisse der Parametervariation der maximal zulässigen Stellkraft und Stellrate zeigen, dass in Abhängigkeit des Straßenprofils entsprechende Grenzwerte ermittelt werden können, ab denen die jeweiligen Größen kaum mehr zu einer Verbesserung des Fahrkomforts beitragen. Die Stellratenbeschränkung weist dabei für den erreichbaren Fahrkomfort eine größere Signifikanz auf als die Beschränkung der Stellkraft. Die Ergebnisse der unterschiedlichen Versuchsvarianten ermöglichen außerdem, einen direkten Zusammenhang zwischen den Performancekriterien für Fahrkomfort und Fahrsicherheit herzustellen. In Bezug auf die Straßenanregung führt eine zunehmende Rauigkeit des Straßenprofils zu einem verstärkten Einfluss der Ausgangsbeschränkungen, was wiederum die relativ erzielbare Komfortverbesserung mindert.

Die hohen, niederfrequenten Schwingungsamplituden der Stellkraft mangels entsprechender Gewichtung führen aufgrund der begrenzten Vorausschau für das Störsignal zu Abweichungen bei den Zeitverläufen der Ausgangsgrößen. Dies hat wiederum Schwankungen der resultierenden Performancegrößen zur Folge. Allerdings bewegen sich diese Abweichungen für die untersuchten Varianten in einem vertretbaren Rahmen und stellen nicht die abgeleiteten Erkenntnisse infrage.

4.3 Aktive Fahrwerkkonfigurationen im Vergleich

Dieses Unterkapitel dient dem Vergleich ausgewählter Versuchskonfigurationen der Parametervariation von Stellkraft- und Stellratenbeschränkungen für die jeweiligen Straßenprofile der Rauigkeitsklassen A-B und B-C nach ISO 8608 [25, S. 22-23] im Frequenzbereich. Hierzu wird eine Fourier-Transformation des Ausgangssignals für die Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_{B_0}(t)$ durchgeführt. Das entsprechende Vorgehen ist in Anhang C beschrieben. Der betrachtete Frequenzbereich des transformierten Signals ist auf das Intervall von 0 bis 25 Hz beschränkt, da Schwingungsfrequenzen oberhalb dieses Intervalls den zulässigen Gültigkeitsbereich des Viertelfahrzeugmodells übersteigen (Kap. 2.2.2). Zudem enthält der Störeingang jenseits von 25 Hz bereits eine Anpassung durch Tiefpassfilterung (Kap. 3.2.2), was eine Untersuchung der Systemgrößen oberhalb dieser Grenzfrequenz automatisch ausschließt.

Allgemein gilt zu beachten, dass das Optimierungsziel der verwendeten MPC die Minimierung der Aufbaubeschleunigung über ein diskretes Zeitintervall ist (Anhang B), wodurch einzelne Frequenzanteile nur indirekt berücksichtigt werden. Die Amplituden einzelner Frequenzen variieren dementsprechend je nach Stellkraft- und Stellratenbeschränkung. In Bezug auf das Amplitudenspektrum können somit keine unmittelbaren Aussagen über die Auswirkung einzelner Eingangsbeschränkungen hinsichtlich eines bestimmten Frequenzbereichs getroffen werden. Die Darstellungen dienen vielmehr dem Zweck, generelle Tendenzen anhand einiger exemplarischer Fahrwerkkonfigurationen zu aufzuzeigen. Die Ergebnisse für die Variation einzelner Stellkraft- und Stellratenbeschränkungen werden in Anhang D erläutert.

In Abbildung 4.10 sind die mit dem Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B ermittelten Amplituden der Aufbaubeschleunigung für das passive Fahrwerk und drei aktiv geregelte Fahrwerkkonfigurationen in Abhängigkeit der Frequenz dargestellt. Wie zu erkennen ist, führen die Aufbaueigenfrequenz von 1,4 Hz und die Radeigenfrequenz von 12,32 Hz zu deutlichen Beschleunigungsspitzen in den betreffenden Frequenzbereichen des ungeregelten Systems.

Für die aktiven Fahrwerkkonfigurationen lässt sich insgesamt eine Verringerung der Amplituden über das gesamte Frequenzband beobachten. Die Aufbaubeschleunigung im Bereich der Aufbaueigenfrequenz kann dabei wesentlich reduziert werden. Für die Konfiguration mit einer Stellkraftbeschränkung von 4 kN und einer Stellratenbeschränkung von 100 kN/s ist sogar kein Ausschlag durch die Aufbaueigenfrequenz mehr vorhanden und die Schwingungsamplitude ist nahezu vollständig kompensiert.

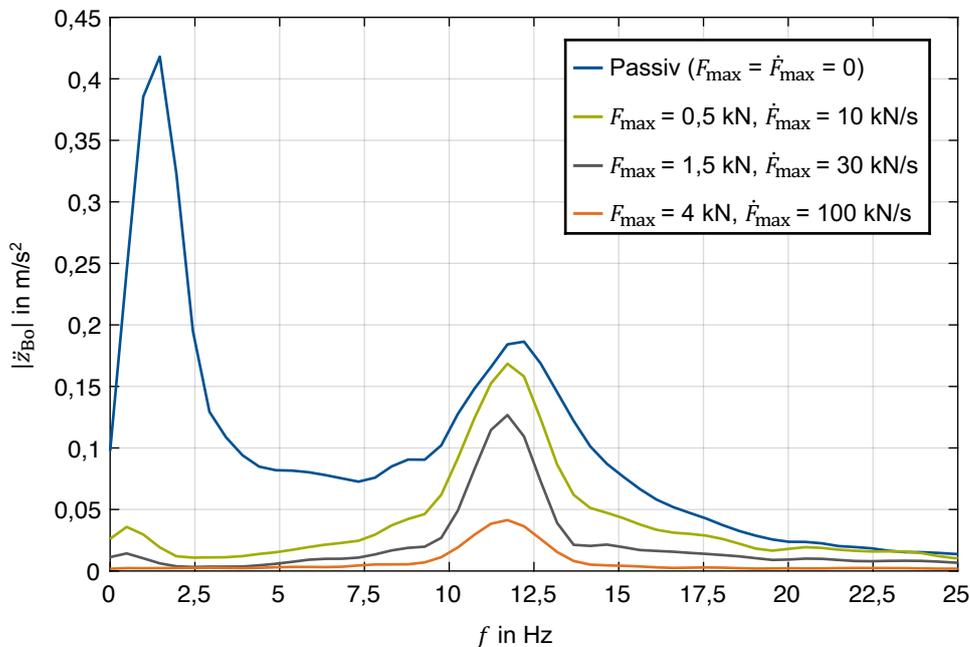


Abbildung 4.10: Amplitude der Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit der Frequenz für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B

Im Bereich der Radeigenfrequenz ist die Verringerung der Aufbaubeschleunigung dagegen nicht so deutlich und alle aktiven Fahrwerkkonfigurationen zeigen mehr oder weniger stark ausgeprägte Schwingungen. Die Tatsache, dass diese nicht gänzlich ausgeglichen werden können, ist auf die erzwungene Berücksichtigung der Ausgangsbeschränkungen des Systems in der Optimierungslösung zurückzuführen. Wie bereits für das aktive Benchmarksystem anhand von Zeitverläufen verdeutlicht ist, führt die Berücksichtigung dieser Ausgangsbeschränkungen zu einem Ausschlag der Aufbaubeschleunigung innerhalb des Prädiktionshorizonts (Abbildung 4.1). Die Variante mit einer Stellkraftbeschränkung von 4 kN und einer Stellratenbeschränkung von 100 kN/s entspricht dabei der Versuchskonfiguration, ab der die relative Verbesserung des Fahrkomforts eine Sättigung erreicht (Abbildung 4.5).

Abbildung 4.11 zeigt die entsprechenden Amplitudenspektren der Aufbaubeschleunigung für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C. Generell weisen die Verläufe einige Gemeinsamkeiten mit dem Spektrum für die Rauigkeitsklasse A-B auf (Abbildung 4.10). Die Verringerung der Amplituden im Bereich der Aufbaueigenfrequenz ist ebenfalls stärker ausgeprägt als bei Frequenzen um die Radeigenfrequenz. Die Amplituden der passiven Variante und der aktiven Konfigurationen liegen allerdings durch die gestiegene Rauigkeit des Straßenprofils über das gesamte Frequenzband auf einem höheren Niveau. Für die die Konfiguration mit einer Stellkraftbeschränkung von 4,5 kN und einer Stellratenbeschränkung von 100 kN/s sind außerdem die deutlichen Auswirkungen der Eigenfrequenzen auffällig, was wiederum auf die Ausgangsbeschränkungen des Modells zurückzuführen ist. Diese Variante markiert ebenfalls das Erreichen einer Sättigung für die relative Verbesserung des Fahrkomforts (Abbildung 4.8).

Zusammengefasst lässt sich festhalten, dass durch die entworfene, aktive Regelung eine Verringerung von Schwingungsamplituden der Aufbaubeschleunigung in dem gesamten, beobachteten Frequenzintervall von 0 bis 25 Hz möglich ist. Eine Erhöhung der maximal zulässigen Stellkräfte und -raten führt dabei allgemein zu einem niedrigeren Niveau der Schwingungsamplituden, wobei die größten Verbesserungen relativ zum passiven Fahrwerk im Bereich der Aufbaueigenfrequenz auszumachen sind. Erkenntnisse über individuelle Einflüsse einzelner Stellkraft- und Stellratenbeschränkungen können jedoch anhand der Amplitudenspektren der Aufbaubeschleunigung nicht abgeleitet werden.

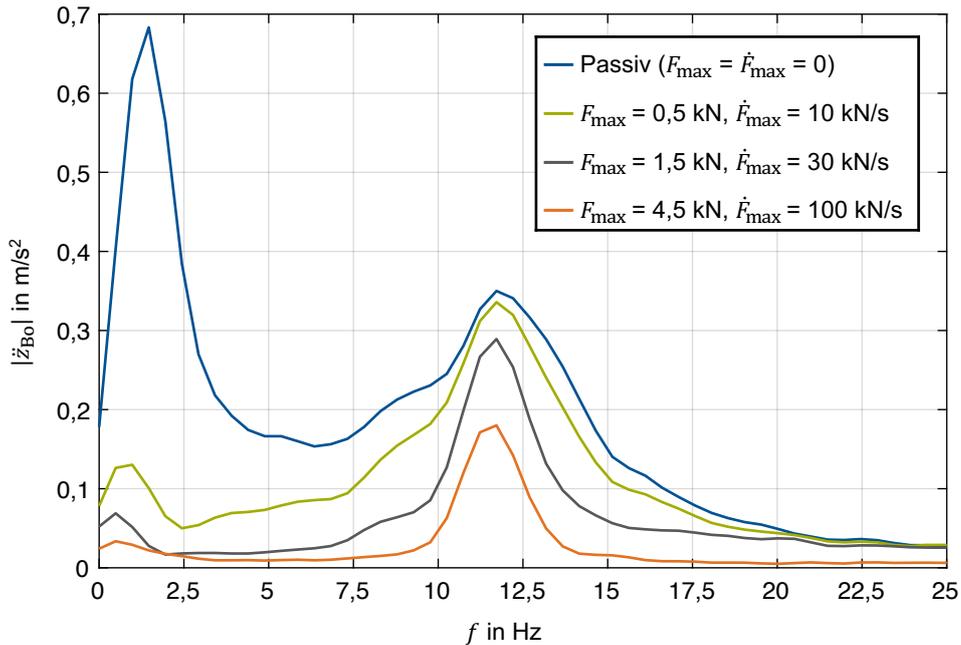


Abbildung 4.11: Amplitude der Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit der Frequenz für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C

4.4 Evaluation der Simulationsergebnisse

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass durch die entworfene MPC je nach Straßenprofil ein individuelles Optimum an vertikaldynamischem Fahrkomfort erreicht werden kann. Die relative Verbesserung im Vergleich zum passiven Fahrwerk wird dabei durch die untersuchten Aktorbeschränkungen (maximal zulässige Stellkräfte und -raten), die Einschränkung des verfügbaren Federwegs und die Begrenzung der dynamischen Radlast beeinflusst. Insgesamt lassen die Ergebnisse auf drei Schlussfolgerungen schließen:

1. Die Stellrate des Aktors hat für den maximal erreichbaren Fahrkomfort die größte Bedeutung.
2. Mit zunehmender Leistungsfähigkeit der Aktorik führen die Begrenzungen des Federwegs und der dynamischen Radlast zu einer Stagnation des Komfortgewinns.
3. Die größten Verbesserungen des Fahrkomforts lassen sich durch eine Reduktion der Schwingungsamplituden im Bereich der Aufbaueigenfrequenz erzielen.

Um diese Schlussfolgerungen zu bestätigen und auf allgemeine Gültigkeit zu überprüfen, müssen weitere Untersuchungen durchgeführt werden. Einen entscheidenden Faktor stellen dabei die anhand des Modells getroffenen Vereinfachungen dar, welche eine Absicherung durch praktische Versuche unabdingbar machen.

Die in Rahmen dieser Arbeit getroffenen Vereinfachungen beziehen sich insbesondere auf das Fahrzeugmodell mit dem dazugehörigen Aktorsystem. So berücksichtigt das verwendete, lineare Viertelfahrzeugmodell keine Nichtlinearitäten realer Fahrwerkkomponenten (z.B. Dämpferkennlinien) und keine Reibungseinflüsse (z.B. Reibungsverluste der Aktorik). Hinzu kommt, dass durch das Viertelfahrzeugmodell keine Schwingungsphänomene wie Wanken und Nicken untersucht werden können (Tabelle 2.3), diese aber für den empfundenen Schwingungskomfort relevant sind (Kap. 2.1.2). Weitere Vereinfachungen finden in Bezug auf die Versuchsdurchführung statt. Die Annahme einer Geradeausfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit stellt eine Idealisierung dar, die im praktischen Fahrbetrieb in dieser Form nicht vorkommt. Außerdem wird das Störsignal der Straßenanregung für die Länge des Prädiktionshorizonts (im untersuchten Fall sind dies 10 m) als exakt bekannt angenommen. In der Praxis würde dieses sensorisch ermittelte Signal durch Messungenauigkeiten verfälscht werden.

Hinsichtlich der Parametrierung stellt sich die Frage, inwiefern eine Veränderung der Modellparameter des Fahrzeugmodells die Simulationsergebnisse beeinflussen würde. Selbiges gilt für das Straßenprofil als Eingangsgröße des Systems. Zwar kann anhand der zwei Straßenprofile mit unterschiedlicher Rauigkeit eine komfortminderte Wirkung durch eine Verschärfung der Ausgangsbeschränkungen festgestellt werden, jedoch lassen sich die Ergebnisse aufgrund der unbekanntenen Streuung der Performancegrößen nur eingeschränkt vergleichen.

Ein bisher nicht berücksichtigter Faktor ist der Energieverbrauch des Fahrwerks. Dieser ist speziell für das verwendete Viertelfahrzeugmodell relevant, da Aktor und Dämpfer parallel zueinander angeordnet sind (Abbildung 2.6). Dadurch arbeiten beide Komponenten gegeneinander, was im Gegenzug die erforderlichen Stellkräfte und somit die Stelleistung erhöht. Diese ließe sich mit dem implementierten Simulationsmodell zwar berechnen, aber nicht direkt berücksichtigen.

In Bezug auf die Ermittlung einer komfortoptimalen Stelltrajektorie führt der begrenzte Prädiktionshorizont der MPC in Verbindung mit der Minimierung der Aufbaubeschleunigung als einziges Optimierungsziel zu unrealistisch hohen Amplituden der Stellkraft. Diese beeinflussen zwar die Performancegrößen nur vergleichsweise geringfügig, würden aber einen Vergleich mit praktischen Versuchen auf einem Prüfstand erschweren. Eine abschließende Validierung des Simulationsmodells in der aktuellen Konfiguration ist daher fraglich und bedarf im Zweifelsfall einer zusätzlichen Gewichtung der Einfederung oder der Stellkraft in der Zielfunktion des MPC.

Im Hinblick auf den Einsatzzweck des genutzten Regelungsverfahrens ist aufgrund der Ergebnisse davon auszugehen, dass sich die verwendete Regelstrategie in der Fahrwerkregelung auf rein analytische Anwendungen beschränken wird. Durch Rechenzeiten von bis zu mehreren Stunden ist die MPC mit der in dieser Arbeit verwendeten Parametrierung weit davon entfernt, für ein echtzeitfähiges System eingesetzt werden zu können.

5 Zusammenfassung

Geregelte Fahrwerke besitzen hinsichtlich des hochautomatisierten und autonomen Fahrens großes Potenzial, den empfundenen Fahrkomfort in Personenkraftwagen zu verbessern. Bisher existiert jedoch aus fahrdynamischer Sicht keine Möglichkeit, ein unter den gegebenen Randbedingungen erreichbares Optimum des Fahrkomforts zu bestimmen. Den Ausgangspunkt der vorliegenden Arbeit bildete daher die Fragestellung, welches Maß an vertikaldynamischem Fahrkomfort für Fahrzeuginsassen unter direkter Berücksichtigung technischer Beschränkungen möglich ist. Um diese Frage zu beantworten wurde eine Methode entwickelt, die basierend auf einer Regelung einen optimalen Stellkraftverlauf für ein aktives Fahrwerk ermittelt.

In einem ersten Schritt wurden zunächst die für die Bearbeitung der Aufgabenstellung relevanten Grundlagen und wissenschaftlichen Erkenntnisse erarbeitet. Themenschwerpunkte stellen dabei die im weiteren Vorgehen genutzten Methoden und Modelle dar. Hierzu zählen das Verfahren zur Beurteilung des Fahrkomforts nach VDI Norm 2057-1 bzw. ISO 2631-1, das verwendete Viertelfahrzeugmodell als lineares Zustandsraummodell, das Straßenmodell mit Rauigkeitsklassen nach ISO 8608 und das entsprechende Optimierungsverfahren. Um ein geeignetes Optimierungsverfahren auszuwählen, wurde eine Auswahl von in der Literatur dokumentierten Methoden verglichen und bewertet. Wie sich gezeigt hat, ist die modellprädiktive Regelung (MPC) für die vorliegende Problemstellung besonders geeignet, weil sie bei der Lösung eines Optimierungsproblems die explizite Berücksichtigung von Beschränkungen der Systemgrößen ermöglicht. Das Verfahren wurde daher für die Integration in eine Simulationsumgebung vorgesehen.

Als Basis für die Umsetzung einer passenden Lösungsstrategie wurde zuerst das spezifische Optimierungsproblem der Arbeit formuliert. Anschließend wurde ausgehend von diesem Optimierungsproblem ein Simulationsmodell aufgebaut. Den Kern des Modells bildet eine an die Problemstellung angepasste MPC. Diese minimiert die Aufbaubeschleunigung in einem definierten Zeitintervall bei gleichzeitiger Berücksichtigung der maximal möglichen Stellkräfte und Stellraten der Aktorik sowie Beschränkungen der dynamischen Radlast und des verfügbaren Federwegs. Eine Besonderheit ist dabei die Preview-Strategie der MPC, wodurch die Regelung bereits vorab auf zukünftige Unebenheiten der Fahrbahn reagieren kann.

Im Rahmen des Regelungsentwurfs wurden zwei unterschiedliche Lösungsansätze erarbeitet, von denen einer für weitere Untersuchungen ausgewählt wurde. Um die Komplexität des Optimierungsproblems und damit die Rechendauer in beherrschbaren Grenzen zu halten, mussten bei der Parametrierung der MPC Vereinfachungen getroffen werden, deren Auswirkungen auf die Qualität der Ergebnisse separat untersucht wurden. Nach der Erstellung des Simulationsmodells wurden im Kontext einer Parameterstudie mehrere Testfälle für eine Variation der Stellkraft- und Stellratenbeschränkungen mit zwei Straßenprofilen unterschiedlicher Rauigkeit definiert. Die anschließende Beurteilung der Simulationsergebnisse erfolgte anhand festgelegter Performancekriterien, die den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit der aktiv geregelten

Versuchsvarianten jeweils mit einer passiven Referenzkonfiguration ins Verhältnis setzen. Die ermittelten Ergebnisse wurden im Zeit- und im Frequenzbereich analysiert.

Anhand der Simulationsergebnisse konnte gezeigt werden, dass sich durch die entwickelte Methode in Abhängigkeit des verwendeten Straßenprofils ein Optimum des vertikaldynamischen Fahrkomforts ermittelt lässt. Die Verbesserungen des Fahrkomforts betragen demnach bis zu 89 % für das Straßenprofil mit geringer Rauigkeit und bis zu 75 % für das Straßenprofil mit höherer Rauigkeit. In Bezug auf die Beschränkung der Aktorik durch eine maximal zulässige Stellkraft und Stellrate wurde eine entsprechende Verringerung des Komfortgewinns festgestellt, wobei sich die Stellrate als größter Einflussfaktor identifizieren ließ. Zwischen den Performancekriterien für Fahrkomfort und Fahrsicherheit konnte für die ermittelten Ergebnisse ein unmittelbarer Zusammenhang hergestellt werden. Die Auswertung im Frequenzbereich ergab, dass die im Vergleich zum passiven Fahrwerk größten Verbesserungen des Fahrkomforts im Bereich der Aufbaueigenfrequenz erreicht werden.

Die in dieser Arbeit vorgestellte Methode ermöglicht, aktive Fahrwerkkonfigurationen bezüglich ihrer potenziellen Verbesserung des Fahrkomforts einzustufen und die Erkenntnisse bereits in einem frühen Stadium in den Entwicklungsprozess eines geregelten Fahrwerks einfließen zu lassen. Der gewählte methodische Ansatz wurde bislang in dieser Form noch nicht angewendet und eröffnet neue Perspektiven für zukünftige Forschungsbemühungen.

6 Ausblick

Vor der Durchführung praktischer Versuche mit einem realen System sollte im Hinblick auf die Validität der bisher rein theoretischen Ergebnisse untersucht werden, welchen Einfluss das zufallsgenerierte Straßenprofil auf die Streuung der Simulationsergebnisse hat. Erst durch eine statistische Absicherung dieses Zusammenhangs lassen sich die Simulationsergebnisse unterschiedlicher Straßenprofile quantitativ miteinander vergleichen.

Um den Einfluss bisher nicht betrachteter Aktorbeschränkungen ermitteln zu können, müssen mit dem in der vorliegenden Arbeit erstellten Simulationsmodell zukünftig weitere Versuche durchgeführt werden. Einen ersten Ansatz ohne aufwendige Modellanpassungen in der aktuellen Implementierung stellen die Variation der Stellzeit und Stellgenauigkeit des Aktors sowie Versuche für unterschiedliche Fahrgeschwindigkeiten dar. In einem nächsten Schritt bietet sich eine Erweiterung des Zustandsraummodells um die Stelleistung des Aktors als zusätzlichen Streckenausgang an. Das lineare Viertelfahrzeugmodell beinhaltet durch die Streckenzustände bereits alle dafür notwendigen Informationen. Das resultierende Simulationsmodell würde somit eine Berücksichtigung von Leistungsbeschränkungen und zudem eine Einbeziehung der Stelleistung in die Zielfunktion des Optimierungsproblems ermöglichen.

Die darauffolgende Entwicklungsstufe stellt eine Überarbeitung des Simulationsmodells zur Berücksichtigung von Nichtlinearitäten dar. Denkbar wäre in dieser Hinsicht beispielsweise die Realisierung einer Dämpferkennlinie, um die Eigenschaften eines realen Fahrwerks besser abbilden zu können. Eine Adaption der entwickelten Methode für Fahrzeugmodelle mit zusätzlichen Freiheitsgraden ist grundsätzlich möglich, würde aber erwartungsgemäß eine grundlegende Anpassung der Regelungsparameter erfordern. Kritisch müsste in dieser Hinsicht insbesondere die steigende Rechendauer aufgrund einer Erhöhung der Komplexität des Optimierungsproblems betrachtet werden.

Ein anderer, bisher kaum untersuchter Lösungsansatz ist die Integration eines Frequenzbewertungsfilters in die Berechnung der Optimierungslösung. Denkbare Konfigurationen wären entweder das Vorschalten einer Frequenzbewertung (bspw. nach VDI Norm 2057-1 bzw. ISO 2631-1) zur Modifikation der an die MPC übergebenen Streckenzustände oder eine direkte Anpassung des Streckenmodells der MPC. Beide Optionen sind prinzipiell umsetzbar, da die Berechnung durch die in dieser Arbeit entwickelte Methode iterativ erfolgt und das eigentliche Streckenmodell lediglich die durch die MPC ermittelte Stellkraft als Eingangsgröße in jedem diskreten Zeitschritt erhält. Die Regelung würde somit den empfundenen Diskomfort anstelle der physikalischen Aufbaubeschleunigung minimieren, wodurch eine weitere Verbesserung des Fahrkomforts möglich wäre. Etwaige Nebeneffekte in Verbindung mit den zu berücksichtigenden Beschränkungen von Systemgrößen wären in diesem Fall noch abzuklären.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1:	Schematischer Aufbau der Arbeit.....	3
Abbildung 2.1:	Vibroakustische Wahrnehmungsbereiche nach HIERONIMUS [15]	6
Abbildung 2.2:	Koordinatensysteme der jeweiligen Einwirkungsstellen für translatorische und rotatorische Schwingungen bei einem sitzenden Menschen nach VDI NORM 2057-1 [16, S. 11].....	7
Abbildung 2.3:	Frequenzbewertungskurven für die Beurteilung des Wohlbefindens im Sitzen nach ISO 2631-1 [18, S. 7-11]	9
Abbildung 2.4:	Qualitatives Konfliktdiagramm zum Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit nach Pellegrini [21, S. 2] und Zeller [13, S. 112-113].....	11
Abbildung 2.5:	Viertelfahrzeugmodell nach MITSCHKE & WALLENTOWITZ [20, S. 299].....	12
Abbildung 2.6:	Viertelfahrzeugmodelle für ein passives Fahrwerk (links) und ein aktives Fahrwerk (rechts) nach KOCH ET AL. [24, S. 12]	13
Abbildung 2.7:	Einteilung mechatronischer Vertikaldynamiksysteme nach ERSOY & GIES [6, S. 808], KOCH [23, S. 26] und SAVARESI ET AL. [28, S. 24]	17
Abbildung 2.8:	Beispielhafte Ausführungen eines langsam-aktiven Fahrwerks (links), eines vollständig-aktiven Fahrwerks (mittig) und eines vollständig-aktiven Fahrwerks mit zusätzlicher Hauptfeder (rechts) nach MITSCHKE & WALLENTOWITZ [20, S. 427].....	18
Abbildung 2.9:	Qualitativer Zusammenhang zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit für ideal geregelte Fahrwerke nach ZELLER [13, S. 116] und MITSCHKE & WALLENTOWITZ [20, S. 433]	20
Abbildung 2.10:	Struktur der linear-quadratische Regelung mit unendlichem Optimierungshorizont nach LUNZE [40, S. 295]	25
Abbildung 2.11:	Schematisches Prinzip der modellprädiktiven Regelung nach DITTMAR & PFEIFFER [50] und SERALE ET AL. [51].....	26
Abbildung 2.12:	Struktur der modellprädiktiven Regelung nach Rau [52, S. 95]	27
Abbildung 3.1:	Bode-Diagramme des passiven Viertelfahrzeugmodells	33
Abbildung 3.2:	Künstliches Straßenprofil als Wegverlauf (oben) und tiefpassgefilterter Geschwindigkeitsverlauf (unten).....	35
Abbildung 3.3:	Modellstruktur der modellprädiktiven Regelung für das Viertelfahrzeugmodell in Anlehnung an MPC Getting Started Guide [68, S. 2.2]	37
Abbildung 3.4:	Zustandsermittlung der modellprädiktiven Regelung	37

Abbildung 3.5:	Konvergenzverhalten der Aufbaubeschleunigung bei einer Variation des Abtastintervalls.....	38
Abbildung 3.6:	Auswirkung der Wahl des Prädiktionshorizonts auf die Aufbaubeschleunigung	39
Abbildung 3.7:	Auswirkung einer Reduktion des Stellhorizonts auf die Aufbaubeschleunigung mit Beschränkung der Stellrate.....	40
Abbildung 3.8:	Auswirkung einer Reduktion des Stellhorizonts auf die Aufbaubeschleunigung ohne Beschränkungen	40
Abbildung 3.9:	Struktur der modellprädiktiven Regelung für die Lösung des Optimierungsproblems in einem Zeitschritt	44
Abbildung 3.10:	Struktur der modellprädiktiven Regelung für die iterative Lösung des Optimierungsproblems.....	44
Abbildung 3.11:	Rechenzeit in Abhängigkeit der Zeitschritte für einen Berechnungsschritt...	46
Abbildung 4.1:	Zeitverläufe von Systemgrößen der Referenzkonfiguration für das passive und das aktiv geregelte Fahrwerk ohne Aktorbeschränkungen	52
Abbildung 4.2:	Auswirkung einer Beschränkung der Stellkraft auf den Fahrkomfort.....	54
Abbildung 4.3:	Vergleich der Zeitverläufe von Systemgrößen für Stellkraftbeschränkungen von 2 und 2,5 kN bei einer Stellratenbeschränkung von 100 kN/s	54
Abbildung 4.4:	Auswirkung einer Beschränkung der Stellrate auf den Fahrkomfort.....	55
Abbildung 4.5:	Räumliche Darstellung des erreichbaren Fahrkomforts für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B.....	56
Abbildung 4.6:	Zusammenhang zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B	57
Abbildung 4.7:	Spektrale Leistungsdichte der beiden verwendeten Straßenprofile mit Rauigkeitsklassen nach ISO 8608.....	58
Abbildung 4.8:	Räumliche Darstellung des erreichbaren Fahrkomforts für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C.....	58
Abbildung 4.9:	Zusammenhang zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C.....	59
Abbildung 4.10:	Amplitude der Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit der Frequenz für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse A-B	61
Abbildung 4.11:	Amplitude der Aufbaubeschleunigung in Abhängigkeit der Frequenz für ein Straßenprofil der Rauigkeitsklasse B-C.....	62
Abbildung D.1:	Amplitude der Aufbaubeschleunigung für verschiedene Stellkraftbeschränkungen bei gleichzeitiger Stellratenbeschränkung von 100 kN/s im Vergleich zu Referenzkonfigurationen	xxi
Abbildung D.2:	Amplitude der Aufbaubeschleunigung für verschiedene Stellratenbeschränkungen bei gleichzeitiger Stellkraftbeschränkung von 1 kN im Vergleich zu Referenzkonfigurationen.....	xxii

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1:	Anwendung der Frequenzbewertungskurven und Korrekturfaktoren für das Kriterium Wohlbefinden bei einem sitzenden Menschen [16, S. 12, 18, S. 14-15]	8
Tabelle 2.2:	Zusammenhang zwischen dem Schwingungsgesamtwert aller Einwirkungsstellen und der subjektiven Beurteilung des Diskomforts nach ISO 2631-1 [18, S. 25]	10
Tabelle 2.3:	Vereinfachungen des Viertelfahrzeugmodells nach MITSCHKE & WALLENTOWITZ [20, S. 369-370]	13
Tabelle 2.4:	Regelziele aktiver Fahrwerke nach SCHINDLER [29, S. 6-7]	19
Tabelle 2.5:	Aktorsysteme für eine aktive Fahrwerkregelung in Serienfahrzeugen	22
Tabelle 2.6:	Kennwerte aktueller eABC-Aktorsysteme	22
Tabelle 2.7:	Vor- und Nachteile der linear-quadratischen Regelung	25
Tabelle 2.8:	Vor- und Nachteile der modellprädiktiven Regelung	27
Tabelle 3.1:	Parameter des linearen Viertelfahrzeugmodells	32
Tabelle 3.2:	Parameter zur Generierung des künstlichen Straßenprofils	34
Tabelle 3.3:	Signaltyp der Ein- und Ausgangsgrößen des Viertelfahrzeugmodells	36
Tabelle 3.4:	Beschränkungen für Ein- und Ausgangsgrößen des Viertelfahrzeugmodells	41
Tabelle 3.5:	Spezifikationen des verwendeten Rechenclusters	46
Tabelle 3.6:	Versuchsplan	47
Tabelle 4.1:	Vergleichswerte für das passive und aktiv geregelte Fahrwerk ohne Aktorbeschränkungen	51
Tabelle A.1:	Allgemeine Einstellungen	xv
Tabelle A.2:	Einstellungen für die Eingangsgröße	xv
Tabelle A.3:	Einstellungen für die Ausgangsgrößen	xvi
Tabelle A.4:	Einstellungen für die Gewichtung	xvi
Tabelle C.1:	Parametrierung der Funktion $p_{we\lch}$	xix

Literaturverzeichnis

- [1] U. Winkelhake, *Die digitale Transformation der Automobilindustrie: Treiber - Roadmap - Praxis*. Berlin: Springer Vieweg, 2017.
- [2] A. Cacilo et al., *Hochautomatisiertes Fahren auf Autobahnen - industriepolitische Schlussfolgerungen (Dienstleistungsprojekt 15/14, Studie im Auftrag des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi))*. Fraunhofer IAO, 2015.
- [3] S. Altenburg, H.-P. Kienzler, and A. Auf der Maur, *Einführung von Automatisierungsfunktionen in der Pkw-Flotte* (Studie für ADAC e.V.). Prognos AG, 2018.
- [4] C. Pakusch, T. Weber, G. Stevens, and P. Bossauer, "Akzeptanz autonomer Verkehrsmittel - Eine Analyse relativer Mehrwerte selbstfahrender Autos im Vergleich zu heutigen Verkehrsmitteln," presented at the Multikonferenz Wirtschaftsinformatik 2018, Lüneburg, 2018.
- [5] H. Winner and W. Wachenfeld, "Auswirkungen des autonomen Fahrens auf das Fahrzeugkonzept," in *Autonomes Fahren: Technische, rechtliche und gesellschaftliche Aspekte*, M. Maurer, J. Gerdes, B. Lenz, and H. Winner, Eds. Berlin: Springer Vieweg, 2015, pp. 265-285.
- [6] M. Ersoy and S. Gies (Eds.), *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen - Fahrdynamik - Fahrverhalten - Komponenten - Elektronische Systeme - Fahrerassistenz - Autonomes Fahren - Perspektiven*, 5th ed. (ATZ/MTZ-Fachbuch). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [7] A. Trächtler, "Fahrdynamische Regelungen und Fahrzeugführung," *at - Automatisierungstechnik*, vol. 57, no. 5, pp. 221-222, 2009.
- [8] R. Isermann (Ed.), *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik* (ATZ/MTZ-Fachbuch). Wiesbaden: Vieweg, 2006.
- [9] S. Pischinger and U. Seiffert (Eds.), *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*, 8th ed. (ATZ/MTZ-Fachbuch). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016.
- [10] B. Fleming, "An Overview of Advances in Automotive Electronics [Automotive Electronics]," *IEEE Vehicular Technology Magazine*, vol. 9, no. 1, pp. 4-9, 2014.
- [11] H. Bubb, K. Bengler, R. E. Grünen, and M. Vollrath, *Automobilergonomie* (ATZ/MTZ-Fachbuch). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [12] M. G. Helander and L. Zhang, "Field studies of comfort and discomfort in sitting," *Ergonomics*, vol. 40, no. 9, pp. 895-915, Sep 1997.
- [13] P. Zeller (Ed.), *Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch*, 3rd ed. (ATZ/MTZ-Fachbuch). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018.
- [14] H. Tschöke (Ed.), *Die Elektrifizierung des Antriebsstrangs: Basiswissen* (ATZ/MTZ-Fachbuch). Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [15] K. Hieronimus, "Anforderungen an Schwingungs- und Akustikberechnungen aus Sicht der Fahrzeugentwicklung," in *Rechenmethoden in der Fahrzeugentwicklung*, W. Dirschmid, Ed. Braunschweig: Vieweg, 1992, pp. 47-71.

- [16] *Richtlinie VDI 2057 Blatt 1: Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen - Ganzkörper-Schwingungen*, 2017.
- [17] P. Knauer, "Objektivierung des Schwingungskomforts bei instationärer Fahrbahnanregung," Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2010.
- [18] *ISO 2631-1:1997-05, Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements*, 1997.
- [19] S. Breuer and A. Rohrbach-Kerl, *Fahrzeugdynamik: Mechanik des bewegten Fahrzeugs (ATZ/MTZ-Fachbuch)*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015.
- [20] M. Mitschke and H. Wallentowitz, *Dynamik der Kraftfahrzeuge*, 5th ed. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [21] E. Pellegrini, "Model-Based Damper Control for Semi-Active Suspension Systems," Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2012.
- [22] S. Yang, Y. Lu, and S. Li, "An overview on vehicle dynamics," *International Journal of Dynamics and Control*, vol. 1, no. 4, pp. 385-395, 2013.
- [23] G. Koch, "Adaptive control of mechatronic vehicle suspension systems," Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2011.
- [24] G. Koch, E. Pellegrini, S. Spirk, and B. Lohmann, "Design and Modeling of a Quarter-Vehicle Test Rig for Active Suspension Control," in "TRAC-5," Lehrstuhl für Regelungstechnik, 2010.
- [25] *ISO 8608:2016-11, Mechanical vibration - Road surface profiles - Reporting of measured data*, 2016.
- [26] D. Adamski, *Simulation in der Fahrwerktechnik: Einführung in die Erstellung von Komponenten- und Gesamtfahrzeugmodellen (ATZ/MTZ-Fachbuch)*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014.
- [27] M. Agostinacchio, D. Ciampa, and S. Olita, "The vibrations induced by surface irregularities in road pavements – a Matlab® approach," *European Transport Research Review*, vol. 6, no. 3, pp. 267-275, 2014.
- [28] S. M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Sename, and L. Dugard, *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*. Amsterdam: Elsevier Science, 2010.
- [29] A. Schindler, "Neue Konzeption und erstmalige Realisierung eines aktiven Fahrwerks mit Preview-Strategie," Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie, 2009.
- [30] D. Karnopp, M. J. Crosby, and R. A. Harwood, "Vibration Control Using Semi-Active Force Generators," *Journal of Engineering for Industry*, vol. 96, no. 2, pp. 619-626, 1974.
- [31] N. Gebhardt, *Fluidtechnik in Kraftfahrzeugen*. Heidelberg: Springer, 2010.
- [32] R. Isermann, *Mechatronische Systeme: Grundlagen*, 2nd ed. Berlin: Springer, 2008.
- [33] A. Faulhaber, K.-H. Schoger, S. Stelzer, B. Schweizer, and F. Schumacher, "Mercedes-Benz SL Fahrdynamik: Fahrwerksystem," *ATZextra*, vol. 17, no. 1, pp. 134-141, 2012.
- [34] C. Jablonowski, J. Schmitt, and A. Obermüller, "Das Fahrwerk des neuen Audi A8," *ATZextra*, vol. 23, no. 9, pp. 14-19, 2018.
- [35] C. Jablonowski, C. Schimmel, and V. Underberg, "The chassis of the all-new AUDI A8," in *8th International Munich Chassis Symposium 2017: chassis.tech plus*, München, 2017, pp. 7-26: Springer Vieweg.

-
- [36] S. Cytrynski, U. Neerpasch, R. Bellmann, and B. Danner, "Das aktive Fahrwerk des neuen GLE von Mercedes-Benz," *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, vol. 120, no. 12, pp. 42-45, 2018.
- [37] L. P. Mair, "Analyse und Bewertung heutiger und zukünftiger Aktuatoren aktiver Fahrwerke in Hinblick auf das hochautomatisierte Fahren," Semesterarbeit, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2018.
- [38] K. Kefferpütz, "Regelungen für Systeme unter Stellgrößen- und Stellratenbeschränkungen," Dissertation, Institut für Automatisierungstechnik, Technische Universität Darmstadt, 2012.
- [39] K. Löhe, "Konzepte zur Regelung eines aktiven Fahrwerks unter Beibehaltung der Aktordynamik," presented at the Methoden und Anwendungen der Regelungstechnik: Erlanger-Münchener Workshops 2013 und 2014, Hirschberg, 2014.
- [40] J. Lunze, *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*, 9th ed. Berlin: Springer Vieweg, 2016.
- [41] S. P. Sethi, *Optimal Control Theory: Applications to Management Science and Economics*, 3rd ed. Cham: Springer, 2019.
- [42] D. E. Kirk, *Optimal control theory: an introduction*. Mineola, N.Y.: Dover Publ., 1998.
- [43] E. Todorov, "Optimal control theory," in *Bayesian brain: probabilistic approaches to neural coding*, Cambridge, MA: The MIT Press, 2006, pp. 269-298.
- [44] Z.-D. Xu, Y.-Q. Guo, and J.-T. Zhu, *Intelligent vibration control in civil engineering structures*. Amsterdam: Elsevier, 2017.
- [45] K. Löhe, "Ein modellgestütztes Konzept zur fahrbahnadaptiven Fahrwerksregelung," Dissertation, Technische Fakultät, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, 2018.
- [46] J. Michael, "Optimale Steuerung in der vertikalen Fahrzeugdynamik: Echtzeitfähige proaktive Vorausschau und impulsive Systemdynamik," Dissertation, Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik, Universität der Bundeswehr München, 2017.
- [47] S. V. Raković and W. S. Levine (Eds.), *Handbook of Model Predictive Control (Control Engineering)*. Cham: Springer, 2019.
- [48] A. F. Unger, "Serientaugliche quadratisch optimale Regelung für semiaktive Pkw-Fahrwerke," Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen, Technische Universität München, 2012.
- [49] S. Bauer, "Modellprädiktive Regelung (MPC) mittels linearer Programmierung," Diplomarbeit, Fakultät für Mathematik und Physik, Universität Bayreuth, 2008.
- [50] R. Dittmar and B.-M. Pfeiffer, "Modellbasierte prädiktive Regelung in der industriellen Praxis (Industrial Application of Model Predictive Control)," *at - Automatisierungstechnik*, vol. 54, no. 12, pp. 590-601, 2006.
- [51] G. Serale, M. Fiorentini, and A. Capozzoli, "Model Predictive Control (MPC) for Enhancing Building and HVAC System Energy Efficiency: Problem Formulation, Applications and Opportunities," *Energies*, vol. 11, no. 3, p. 631, 2018.
- [52] M. Rau, "Nichtlineare modellbasierte prädiktive Regelung auf Basis lernfähiger Zustandsraummodelle," Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Technische Universität München, 2003.
- [53] L. Grüne, "Approximation Properties of Receding Horizon Optimal Control," *Jahresbericht der Deutschen Mathematiker-Vereinigung*, vol. 118, no. 1, pp. 3-37, 2016.

- [54] R. K. Mehra, J. N. Amin, K. J. Hedrick, C. Osorio, and S. Gopaldasamy, "Active suspension using preview information and model predictive control," in *Proceedings of the 1997 IEEE International Conference on Control Applications*, Hartford, CT, 1997, pp. 860-865: IEEE.
- [55] C. Göhrle, "Methoden und Implementierung einer vorausschauenden Fahrwerksregelung für aktive und semi-aktive Federungssysteme," Dissertation, Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik, Universität Stuttgart, 2014.
- [56] M. Q. Nguyen, M. Canale, O. Senname, and L. Dugard, "A Model Predictive approach for semi active suspension control problem of a full car," presented at the 2016 IEEE 55th Conference on Decision and Control (CDC), Las Vegas, NV, 2016.
- [57] C. Rossi and G. Lucente, " H^∞ Control of Automotive Semi-Active Suspensions," *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 37, no. 22, pp. 559-564, 2004.
- [58] S. Spirk and B. Lohmann, "Controlling an active suspension using methods of optimal control," presented at the 2012 IEEE 51st IEEE Conference on Decision and Control (CDC), Maui, HI, 2012.
- [59] T. Radke, "Energieoptimale Längsführung von Kraftfahrzeugen durch Einsatz vorausschauender Fahrstrategien," Dissertation, Fakultät für Maschinenbau, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2013.
- [60] M. Soh, H. Jang, J. Park, Y. Sohn, and K. Park, "Development of Preview Active Suspension Control System and Performance Limit Analysis by Trajectory Optimization," *International Journal of Automotive Technology*, vol. 19, no. 6, pp. 1001-1012, 2018.
- [61] Y. Mohammadi and S. Ganjefar, "Quarter car active suspension system: Minimum time controller design using singular perturbation method," *International Journal of Control, Automation and Systems*, vol. 15, no. 6, pp. 2538-2550, 2017.
- [62] H. E. Tseng and D. Hrovat, "State of the art survey: active and semi-active suspension control," *Vehicle System Dynamics*, vol. 53, no. 7, pp. 1-29, 2015.
- [63] D. Hrovat, H. E. Tseng, and J. Deur, "Optimal Vehicle Suspensions: A System-Level Study of Potential Benefits and Limitations," in *Vehicle Dynamics of Modern Passenger Cars*, P. Lugner, Ed. Cham: Springer, 2019, pp. 109-204.
- [64] E. Lenz, P. Hedrich, and P. F. Pelz, "Aktive Luftfederung – Modellierung, Regelung und Hardware-in-the-Loop-Experimente," *Forschung im Ingenieurwesen*, vol. 82, no. 3, pp. 171-185, 2018.
- [65] Y. Wang and H. Winner, "Research of dynamic measurement characteristics of wheel force sensor," in *Proceedings of the 4th International Tyre Colloquium: Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, Guildford, 2015, pp. 139-148.
- [66] S. Gong, "A Study of In-plane Dynamics of Tires," Dissertation, Mechanical Maritime and Materials Engineering, Technische Universität Delft, 1993.
- [67] M. W. Sayers, "On the calculation of international roughness index from longitudinal road profile," *Transportation Research Record*, no. 1501, pp. 1-12, 1995.
- [68] A. Bemporad, N. L. Ricker, and M. Morari, *Model Predictive Control Toolbox™: Getting Started Guide (R2018b)*. The MathWorks, 2018.
- [69] A. Bemporad, N. L. Ricker, and M. Morari, *Model Predictive Control Toolbox™: User's Guide (R2018b)*. The MathWorks, 2018.
- [70] L. Wang, "Discrete time model predictive control design using Laguerre functions," in *Proceedings of the 2001 American Control Conference*, Arlington, VA, 2001, vol. 3, pp. 2430-2435: IEEE.

-
- [71] E. C. Kerrigan and J. M. Maciejowski, "Soft Constraints and Exact Penalty Functions in Model Predictive Control," presented at the United Kingdom Automatic Control Council: Control 2000, Cambridge, 2000.
- [72] G. Koch, S. Spirk, and B. Lohmann, "Reference model based adaptive control of a hybrid suspension system," *IFAC Proceedings Volumes*, vol. 43, no. 7, pp. 312-317, 2010.
- [73] A. Bemporad, "Model Predictive Control design: New trends and tools," in *Proceedings of the 45th IEEE Conference on Decision and Control*, San Diego, CA, 2006, pp. 6678-6683: IEEE.
- [74] K. D. Dilov. (2019, Juni 3). *RQMFunctionalModelValidation* [Software]. Available: <https://github.com/janiex/RQMFunctionalModelValidation/blob/master/iso2631.m>
- [75] K. D. Dilov and E. N. Dimitrov, "Model based development of ride quality real time monitoring system," in *2016 XXV International Scientific Conference Electronics (ET)*, Sozopol, 2016, pp. 1-4: IEEE.
- [76] J. N. Strohm and B. Lohmann, "Vorausschauende Störgrößenaufschaltung für die Schwingungsdämpfung am Viertelfahrzeug," *at - Automatisierungstechnik*, vol. 65, no. 8, pp. 596-607, 2017.
- [77] R. G. Sargent, "Verification and validation of simulation models," in *Proceedings of the 2010 Winter Simulation Conference (WSC)*, Baltimore, MD, 2010, pp. 166-183: IEEE.
- [78] P. Welch, "The use of fast Fourier transform for the estimation of power spectra: a method based on time averaging over short, modified periodograms," *IEEE Transactions on Audio and Electroacoustics*, vol. 15, no. 2, pp. 70-73, 1967.

Contribution

Die Idee für die Verwendung einer modellprädiktiven Regelung zur modellbasierten Untersuchung des Fahrkomforts stammt von Erik Enders und Matthias Förth.

Garching, den 26.06.2019

Henning Bohlen

Anhang

Anhang A	Parameter der MPC	xv
Anhang B	Zielfunktion der MPC	xvii
Anhang C	Fourier-Transformation	xix
Anhang D	Stellkraft- und Stellratenbeschränkung im Frequenzbereich	xxi
Anhang E	SD-Karte	xxiii

Anhang A Parameter der MPC

In diesem Anhang sind die spezifizierten Parameter der entworfenen MPC in Form von Tabellen dokumentiert. Die Nomenklatur richtet sich nach der entsprechenden Implementierung für einen modellprädiktiven Regler der Model Predictive Control Toolbox™ (Version 6.2). Die Darstellung beschränkt sich dabei vornehmlich auf Parameter, die von den Standardeinstellungen abweichen. Eine vollständige Beschreibung aller Auslegungsparameter und standardmäßig verwendeten Werte erfolgt im MPC Users's Guide [69, S. 1.2-1.37].

Tabelle A.1: Allgemeine Einstellungen

Parameter	Beschreibung	Wert
Ts	Abtastintervall	0,001
PredictionHorizon/p	Prädiktionshorizont	400
ControlHorizon/m	Stellhorizont	400

Tabelle A.2: Einstellungen für die Eingangsgröße

Parameter	Beschreibung	Wert
MV.Min	Untere Grenze der MV	$-F_{\max}$
MV.Max	Obere Grenze der MV	F_{\max}
MV.MinECR	Flexibilität der Untergrenze für die MV	0
MV.MaxECR	Flexibilität der Obergrenze für die MV	0
MV.RateMin	Untere Grenze für die Änderungsrate der MV	$-\dot{F}_{\max}$
MV.RateMax	Obere Grenze für die Änderungsrate der MV	\dot{F}_{\max}
MV.RateMinECR	Flexibilität der Untergrenze für die MV	0
MV.RateMaxECR	Flexibilität der Obergrenze für die MV	0

Tabelle A.3: Einstellungen für die Ausgangsgrößen

Parameter	Beschreibung	Wert
OV(1).Min	Untere Grenze der OV von Kanal 1 (Aufbaubeschleunigung)	$-\infty$
OV(2).Min	Untere Grenze der OV von Kanal 2 (dynamische Radlast)	-5935
OV(3).Min	Untere Grenze der OV von Kanal 3 (Einfederung)	-0,08
OV(1).Max	Obere Grenze der OV von Kanal 1	∞
OV(2).Max	Obere Grenze der OV von Kanal 2	∞
OV(3).Max	Obere Grenze der OV von Kanal 3	0,08
OV(1).MinECR	Flexibilität der Untergrenze für die OV von Kanal 1	0
OV(2).MinECR	Flexibilität der Untergrenze für die OV von Kanal 2	296,75
OV(3).MinECR	Flexibilität der Untergrenze für die OV von Kanal 3	0,004
OV(1).MaxECR	Flexibilität der Obergrenze für die OV von Kanal 1	0
OV(2).MaxECR	Flexibilität der Obergrenze für die OV von Kanal 2	0
OV(3).MaxECR	Flexibilität der Obergrenze für die OV von Kanal 3	0,004

Tabelle A.4: Einstellungen für die Gewichtung

Parameter	Beschreibung	Wert
Weights.MV	Gewichtung für MV	0
Weights.MVRate	Gewichtung für die Änderungsrate der MV	0
Weights.OV(1)	Gewichtung für die OV von Kanal 1	1
Weights.OV(2)	Gewichtung für die OV von Kanal 2	0
Weights.OV(3)	Gewichtung für die OV von Kanal 3	0
Weights.ECR	Gewichtung für die Schlupfvariable der flexiblen Beschränkungen	10^5

Anhang B Zielfunktion der MPC

Im Folgenden wird die quadratische Zielfunktion der MPC erläutert. Die Beschreibungen beziehen sich dabei auf den MPC Users's Guide [69, S. 2.9-2.12]. In Gl. (B.1) ist die standardmäßige Form der Zielfunktion bestehend aus vier einzelnen Termen dargestellt.

$$J(\mathbf{z}_k) = J_y(\mathbf{z}_k) + J_u(\mathbf{z}_k) + J_{\Delta u}(\mathbf{z}_k) + J_\varepsilon(\mathbf{z}_k) \quad (\text{B.1})$$

Der Vektor \mathbf{z}_k in Gl. (B.2) entspricht der berechneten Stelltrajektorie als Lösung des quadratischen Programms zum Zeitpunkt k . Da bei der Implementierung keine Gewichtungen für Stellgrößen und Stellraten verwendet werden, gilt $J_u(\mathbf{z}_k) = J_{\Delta u}(\mathbf{z}_k) = 0$.

$$\mathbf{z}_k^T = [u(k) \quad u(k+1) \quad \dots \quad u(k+p-1) \quad \varepsilon_k] \quad (\text{B.2})$$

Die Zielfunktion für die Aufbaubeschleunigung als einzige, gewichtete Ausgangsgröße mit einer Gewichtung von $w_y = 1$ zeigt Gl. (B.3).

$$J_y(\mathbf{z}_k) = \sum_{i=1}^p \{w_y [\ddot{z}_{\text{Bo,ref}}(k+i) - \ddot{z}_{\text{Bo,pred}}(k+i)]\}^2 \quad (\text{B.3})$$

Eine Verletzung der als flexibel formulierten Ausgangsbeschränkungen wird anhand Gl. (B.4) in der Zielfunktion berücksichtigt.

$$J_\varepsilon(\mathbf{z}_k) = \rho_k \varepsilon_k^2 \quad (\text{B.4})$$

Für die Berechnung der Lösung konvertiert die MPC das Optimierungsproblem in die allgemeine Form eines quadratischen Programms nach Gl. (B.5), wobei \mathbf{H} die Hesse-Matrix und \mathbf{A} eine Matrix mit linearen Beschränkungskoeffizienten darstellt [69, S. 2.22].

$$\min_{\mathbf{x}} \left(\frac{1}{2} \mathbf{x}^T \mathbf{H} \mathbf{x} + \mathbf{f}^T \mathbf{x} \right) \quad (\text{B.5})$$

unter den Nebenbedingungen:

$$\mathbf{A} \mathbf{x} \geq \mathbf{b}$$

Eine nähere Beschreibung des quadratischen Programms mit den entsprechenden Matrizen erfolgt im MPC Users's Guide [69, S. 2.14-2.21].

Anhang C Fourier-Transformation

Die Berechnung der Fourier-Transformationen erfolgt in MATLAB® unter Verwendung der Signal Processing Toolbox™ (Version 8.2). Dabei wird die schnelle Fourier-Transformation (engl.: fast Fourier transform, FFT) genutzt, um zeitabhängige Signale in Bezug auf die Amplituden der darin enthaltenen Frequenzen analysieren zu können.

Für die Ermittlung der Spektralen Leistungsdichte des Höhenprofils $h(t)$ wird die Funktion `periodogram` genutzt. Diese verwendet für das Eingangssignal mit einer Abtastfrequenz von 1000 Hz standardmäßig 32768 FFT-Stützstellen und eine Rechteck-Fensterfunktion. Das Ergebnis ist die Leistungsdichte in W/Hz mit einer Frequenzauflösung von ca. 0,03 Hz, welche aufgrund des Höhenprofils in Metern die Einheit m^2/s hat. Das Frequenzintervall reicht aufgrund des einseitigen Spektrums von 0 bis 500 Hz. Wird stattdessen gemäß dem Vorgehen nach ISO 8608 [25, S. 20-21] die Ortsfrequenz in 1/m als Bezugsgröße gewählt, erhält man die Spektrale Leistungsdichte des Straßenprofils in der Einheit m^3 .

Die Fourier-Transformation der zeitdiskreten Aufbaubeschleunigung $\ddot{z}_{Bo}(t)$ in den Frequenzbereich wird anhand der Welch-Methode durchgeführt. Diese basiert auf der Berechnung eines Durchschnitts für mehrere, durch Fensterfunktionen modifizierte Spektren einzelner Signalblöcke [78]. Die Umsetzung erfolgt durch die Funktion `pwelch`, wobei als Fensterfunktion für die einzelnen Segmente ein Hamming-Fenster verwendet wird. Die Parametrierung dieser Funktion ist in Tabelle C.1 aufgeführt.

Tabelle C.1: Parametrierung der Funktion `pwelch`

Parameter	Beschreibung	Wert
<code>window</code>	Anzahl der Datenpunkte in einem Fenster	1053
<code>noverlap</code>	Anzahl der Datenpunkte für die Überschneidung der Fenster	526
<code>nfft</code>	Anzahl der Stützstellen für die FFT	2048
<code>fs</code>	Abtastfrequenz in Hz	1000

Für die Aufbaubeschleunigung wird in diesem Fall keine Frequenzbewertung nach ISO 2631-1 vorgenommen. Dies dient dem Zweck, das Signal nicht zu verfälschen und die Amplituden physikalisch korrekt wiederzugeben. Eine direkte Beurteilung des Fahrkomforts ist daher nicht möglich.

Das Ergebnis der Fourier-Transformation mit `pwelch` ist das einseitige Leistungsspektrum der Aufbaubeschleunigung für das Frequenzintervall von 0 bis 500 Hz in der Einheit m^2/s^4 . Aus der Wurzel der Leistungsgröße folgt schließlich die resultierende Größe $|\ddot{z}_{Bo}(f)|$ als Amplitudenspektrum in m/s^2 . Die Frequenzauflösung dieses Signals beträgt ca. 0,49 Hz.

Anhang D Stellkraft- und Stellratenbeschränkung im Frequenzbereich

In Abbildung D.1 und Abbildung D.2 sind exemplarische Simulationsergebnisse der Aufbaubeschleunigung für unterschiedliche Beschränkungen der Stellkraft und Stellrate im Frequenzbereich dargestellt. Die Amplitude der Aufbaubeschleunigung wird hierfür nach dem in Anhang C erläuterten Verfahren bestimmt. Die Simulationsdaten wurden anhand eines Straßenprofils der Rauigkeitsklasse A-B nach ISO 8608 [25, S. 22-23] ermittelt.

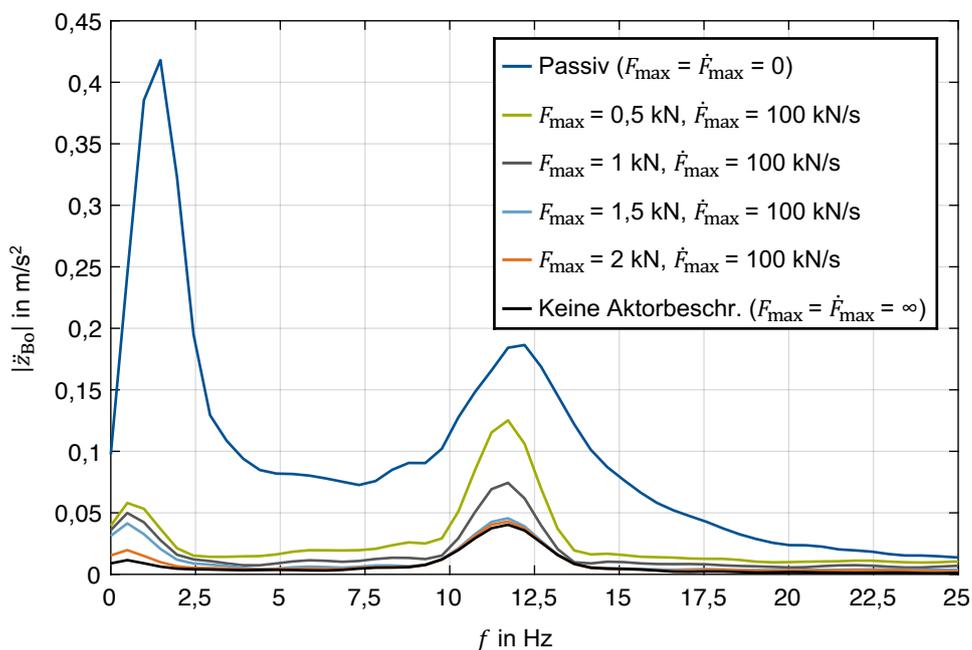


Abbildung D.1: Amplitude der Aufbaubeschleunigung für verschiedene Stellkraftbeschränkungen bei gleichzeitiger Stellratenbeschränkung von 100 kN/s im Vergleich zu Referenzkonfigurationen

Wie in Abbildung D.1 zu erkennen ist, führt eine Erhöhung der maximal zulässigen Stellkraft zu einer Verringerung der Amplituden über den gesamten, betrachteten Frequenzbereich. Das Amplitudenspektrum der Versuchskonfiguration für eine Stellkraftbeschränkung von 2 kN unterscheidet sich kaum von der Variante ohne Aktorbeschränkungen. Im Gegensatz dazu fallen in Abbildung D.2 die Amplituden im Bereich der Aufbaueigenfrequenz für manche Stellratenbeschränkungen geringer aus. Dieses Ergebnis widerspricht zunächst der Auffassung, dass niederfrequente Schwingungen aufgrund der geringeren Anforderungen an das Aktorsystem leichter zu kompensieren sind.

Die naheliegende Erklärung für dieses Phänomen liefert die Fläche zwischen den entsprechenden Kurvenverläufen und der Frequenzachse. Wie zu sehen ist, wird diese mit zunehmender Stellratenbeschränkung kontinuierlich kleiner, wodurch der Effektivwert der Aufbaubeschleunigung im Zeitbereich ebenfalls dieses Verhalten aufweisen müsste. Dies ist für alle Effektivwerte der dargestellten Versuchsvarianten der Fall.

Insgesamt ist die Analyse eines Amplitudenspektrums der Aufbaubeschleunigung somit nicht geeignet, um entsprechende Grenzwerte für Aktorbeschränkungen abzuleiten. Da die MPC das zukünftige Störsignal innerhalb des Prädiktionshorizonts kennt, erfolgt die Anpassung der Stelltrajektorie mit dem Ziel eines globalen Optimums in diesem diskreten Zeitfenster. Einzelne Schwingungsamplituden werden dabei nur in ihrer Gesamtheit berücksichtigt.

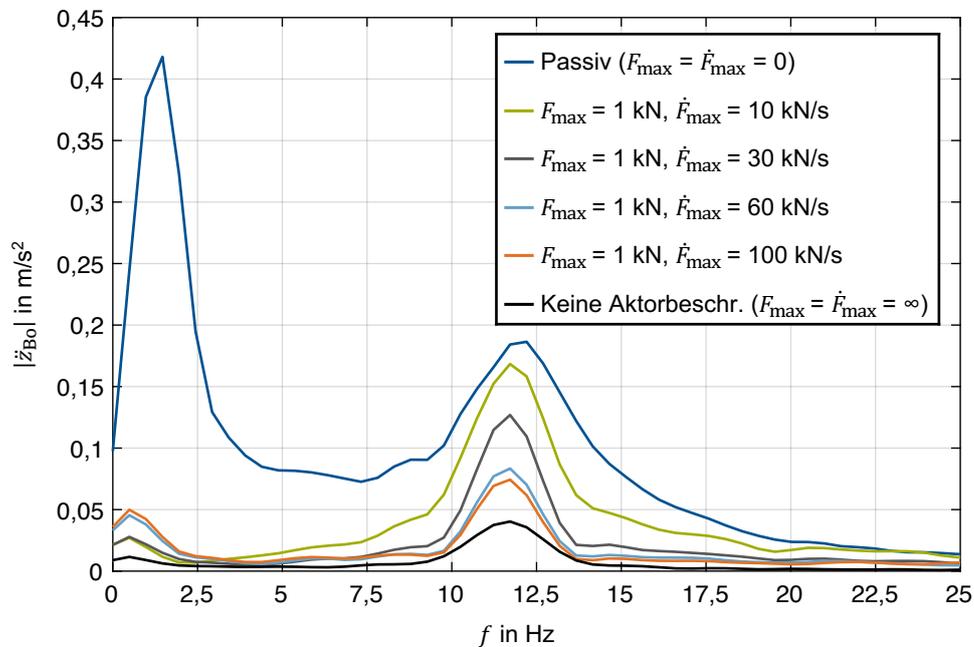


Abbildung D.2: Amplitude der Aufbaubeschleunigung für verschiedene Stellratenbeschränkungen bei gleichzeitiger Stellkraftbeschränkung von 1 kN im Vergleich zu Referenzkonfigurationen

Anhang E SD-Karte

Dieser Arbeit ist eine SD-Karte beigelegt, die eine digitale Version der Ausarbeitung, alle verwendeten Literaturquellen, sowie die in MATLAB® erstellten Codes und Ergebnisse enthält. Das Speichermedium weist folgende Ordnerstruktur auf:

1. Ausarbeitung
 - a. Dokumente
 - b. Abbildungen
2. Literatur
3. Matlab
 - a. MPC Auslegungsparameter
 - b. Straßenanregung
 - c. Testkonfigurationen
 - d. Versuche