



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN



DIPLOMARBEIT

Modellbasierte Zustandsüberwachung von semiaktiven Fahrwerksdämpfern

Model based condition monitoring of semi active suspension dampers

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines

Diplom-Ingenieurs

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Maximilian Michael Broger



unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl

Institut für Mechanik und Mechatronik

Wien, Mai 2023

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung Diplomarbeit nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe. Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, Mai 2023

Maximilian Michael Broger

Kurzfassung

Die Chassiskomponenten eines Fahrzeuges sind als funktions- und sicherheitsrelevante Systeme prädestiniert für die Anwendung des Predictive Maintenance. Deshalb wird das Condition Based Maintenance durch die Zustandsüberwachung auf den semiaktiven Fahrwerksdämpfer angewendet. Der vorgestellte Ansatz leitet dabei den Zustand des Dämpfers über dessen Funktion und Wirkung auf die Dynamik des Fahrzeugesystems ab. Die hierfür verwendete, dämpferunabhängige Modellierung der Fahrzeugvertikaldynamik erlaubt die Reduktion der modellbasierten Dämpferbeschreibung auf ein Minimum. Ausgehend von der Annahme, dass sich die Dämpferdegradation auf die Dämpferkraft auswirkt, wird diese zur Quantifizierung des Dämpferzustandes über den vorgestellten Funktionserfüllungsgrad verwendet, der ohne Kenntnis des Dämpfermodells direkt aus der Vertikaldynamik des Fahrzeugs geschätzt werden kann. Davon ausgehend werden die notwendigen Voraussetzungen für eine aussagekräftige Schätzung des Funktionserfüllungsgrades abgeleitet. Zur Online-Schätzung des Funktionserfüllungsgrades wird ein Extended-Kalman-Filter verwendet der auf einem semiaktiven Viertelfahrzeugschätzmodell basiert und dessen Zustände und den Funktionserfüllungsgrad über das Joint-Estimation-Prinzip schätzt. Zur simulativen Validierung der Schätzer wurde ein semiaktives Halbfahrzeug verwendet, dessen Dämpfer über adaptierte Sykhook-Regler geregelt werden und deren Dämpferdegradation nach verschiedenen Ansätzen modelliert wird. Durch simulative Versuche und die quantifizierte Beobachtbarkeit wird ein geeignetes Messgrößenkonzept definiert, wobei hierfür zusätzlich zur Schätzgüte des Funktionserfüllungsgrades die Sensitivität der Schätzer gegenüber der Dämpferdegradation und den unsicheren Modellparametern analysiert und berücksichtigt wird.

Abstract

As function- and safety-relevant systems, the chassis components of a vehicle are predestined for the application of predictive maintenance. For this purpose, the condition based predictive maintenance is applied to semi active suspension dampers. The presented approach reduces the damper description to a minimum and instead derives its condition from the overall vehicle behaviour. The underlying approach is based on the assumption, that damper degradation affects damper force. The damper force is then used to quantify the dampers health state through the health state indicator which does not require knowledge about the degraded damper behaviour. Based on this, the necessary conditions for a meaningful estimation are derived. The health state indicator is then estimated from the vertical vehicle dynamics by a joint estimation extended kalman filter, which is based on a semi active quarter car model. Simulation results are based on a semi active half car model, which is controlled by skyhook controllers, whose damper degradation is modeled according to different approaches. Finally, observability measures and simulative experiments are used to define a suitable set of measurement variables, by analysing the estimation quality with respect to damper fault sensitivity and parameter sensitivity.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich allen Personen Danken, die mich im Rahmen meiner Diplomarbeit unterstützt haben. Besonderer Dank gilt dabei meinen Betreuern, Herrn Prof. Manfred Plöchl und Herrn Lorenz Ott für ihre tatkräftige Unterstützung und vor allem für ihren fachlichen Input und ihre konstruktive Kritik, die mich entschieden zum Ziel geführt hat. Zudem möchte ich meinen Eltern für ihre Unterstützung danken, ohne die mein Studium nicht möglich gewesen wäre.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Allgemeines	1
1.2	Motivation	2
1.3	Literaturrecherche	3
1.4	Zielsetzung	5
2	Schätzung des Dämpferzustands	6
2.1	Definition des Zustandsmaßes	6
2.1.1	Anforderung an den Fahrzustand	7
2.1.2	Anforderung an die Dämpferkraftvorgabe	9
2.2	Beobachterentwurf	11
2.2.1	Kalman-Filter	13
2.2.2	Extended-Kalman-Filter	15
2.2.3	Extended-Kalman-Filter als Parameterschätzer	16
2.2.3.1	Joint-Estimation	17
2.2.3.2	Dual-Extended-Kalman-Filter	17
2.2.4	Schätzmodell	19
2.2.4.1	Luftfeder	20
2.2.4.2	Aufbaudämpfer	22
2.2.4.3	Systemdämpfung	22
2.2.4.4	Reifen	22
2.2.5	Zustandsraumsystem	24
2.2.6	Untersuchung der Schätzbarkeit	25
2.2.6.1	Globale Zustandsbeobachtbarkeit	26
2.2.6.2	Erweiterung auf die Parameteridentifizierbarkeit	26
2.2.6.3	Lokale Beobachtbarkeit	27
2.2.6.4	Beobachtbarkeitsmaß	29
3	Simulationsmodell	32
3.1	Halbfahrzeugmodell	32
3.2	Skyhook-Regler	36
3.3	Modellierung des degradierten Dämpfers	39
3.3.1	Proportionale Degradierung	39
3.3.2	Verlust des Verstellvermögens	39
3.3.3	Degradierung im High-Speed-Bereich	39

4	Ergebnisse	41
4.1	Proportionale Degradierung	43
4.2	Verlust des Verstellvermögens	46
4.3	Degradierung im High-Speed-Bereich	50
4.4	Abbildung der Degradation	52
4.4.1	Proportionale-Degradierung	52
4.4.2	High-Speed-Degradierung	54
4.5	Parametersensitivität	56
4.5.1	Abweichungen der Aufbaumasse	56
4.5.2	Abweichung der Radmasse	57
4.5.3	Abweichung der Straßenunebenheitsanordnung	58
4.6	Definiton des Messgrößenkonzept	59
5	Zusammenfassung und Diskussion	60
5.1	Zusammenfassung	60
5.2	Diskussion	61
5.3	Ausblick	61
A	Anhang	66
A.1	Modellparameter	66
A.1.1	Viertelfahrzeugmodell	66
A.1.2	Halbfahrzeugmodell	67

1 Einleitung

1.1 Allgemeines

Die stetig wachsende Verfügbarkeit von Sensordaten in Fahrzeugen und die gleichzeitig gestiegene Leistungsfähigkeit von Steuergeräten ermöglicht die Zustandsüberwachung von Fahrzeugkomponenten. Durch die Zustandsüberwachung wird in weiterer Folge der Übergang von klassischen Maintenance-Methoden hin zur Predictive Maintenance ermöglicht. Die Attraktivität des Predictive Maintenance ergibt sich dabei aus der Betrachtung der Maintenance-Kosten. Die gesamten Maintenance-Kosten aller Maintenance-Strategien setzen sich dabei aus den direkten Reparaturkosten und den Kosten durch präventive Maßnahmen zusammen. Ziel der Maintenance-Strategie ist diesbezüglich die Minimierung der anfallenden Gesamtkosten, wobei diese in folgende drei Methoden unterteilt werden können.[1][2]

Reactive Maintenance bezeichnet eine weit verbreitete Vorgehensweise, bei der Komponenten erst nach ihrem Versagen oder nach dem Auftreten eines Defekts ausgetauscht beziehungsweise repariert werden, weshalb diese Strategie auch als Run to Failure (RtF) bezeichnet wird. Reactive Maintenance weist dementsprechend die niedrigsten präventiven Kosten auf, allerdings können die Kosten durch Stillstandszeiten und die Reparatur umso höher ausfallen. Reactive Maintenance wird deshalb hauptsächlich für Komponenten angewendet, deren Versagen nur einen geringen Einfluss auf die Funktion beziehungsweise die Verfügbarkeit des gesamten Systems aufweisen.

Preventive Maintenance stellt im Gegensatz zur Reactive Maintenance eine Methode dar, die nicht auf das Versagen der Komponente beziehungsweise das Auftreten eines Defekts reagiert. Stattdessen beugt es durch präventive, nach fixen Intervallen durchgeführte Wartung vor. Die Intervalllänge wird dabei aus historischen Daten ermittelt und basiert somit nicht auf der konkret zu überwachenden Komponente, weshalb ihr Versagen auch nicht durch Preventive Maintenance ausgeschlossen werden kann. Zusätzlich sind die präventiven Kosten durch die fix terminierte Wartung hoch, die Reparaturkosten können allerdings im Vergleich zur Reactive Maintenance gesenkt werden.

Das *Predictive Maintenance* vereint die Vorteile aus Reactive und Preventive Maintenance. Durch die Zustandsüberwachung der Komponente kann ein Defekt beziehungsweise ein Versagen frühzeitig erkannt, und die Wartung rechtzeitig durchgeführt werden. Ein vollständiges Versagen der Komponente kann dadurch im Gegensatz zum Reactive Maintenance vermieden werden. Im weiteren Vergleich zum Preventive Maintenance zeigt sich, dass die Wartung und der daraus resultierende unnötige Tausch von funktionstüchtigen Komponenten durch das Predictive Maintenance verhindert wird. Die präventiven Kosten des Predictive Maintenance sind somit zwar höher als jene des Reactive Maintenance aber geringer als jene des Preventive

Maintenance. Zudem fallen die Reparaturkosten geringer aus als beim Preventive Maintenance und sind im Vergleich zum Reactive Maintenance nur geringfügig höher. Das Predictive Maintenance minimiert somit die gesamten Maintenance-Kosten und sorgt gleichzeitig für eine hohe Verfügbarkeit durch eine gesteigerte Zuverlässigkeit des gesamten Systems.[1][3][2]

1.2 Motivation

Die Chassiskomponenten eines Fahrzeuges stellen als sicherheits- und funktionsrelevante Systeme prädestinierte Komponenten für das Predictive Maintenance dar. Eine jener Chassis-komponenten, die sich maßgeblich auf die Funktion des Fahrzeugs auswirken, sind semiaktive Fahrwerksdämpfer, da diese sowohl den Fahrkomfort als auch die Fahrsicherheit beeinflussen.[4] Dementsprechend soll das Predictive Maintenance auf den semikaktiven Fahrwerksdämpfer angewendet werden. Hierfür wird nach Kothamasu [3] das Condition Based Maintenance (CbM) als Teilbereich des Predictive Maintenance betrachtet. Das Condition Based Maintenance fußt dabei auf der Zustandsüberwachung des Systems über die Erfassung der Systemparameter und Zustände im Betrieb, auf dessen Basis Maintenance-Aktionen eingeleitet werden können. Ziel des Condition Based Maintenance ist dabei die Fehlererkennung und Identifizierung. Diese Vorgehensweise wird in der Literatur weitläufig als Fault Detection and Identification (FDI) bezeichnet.[3][5]. Ein möglicher Ansatz stellt dabei das Model-Based-FDI dar, bei dem die zu überwachende Komponente durch ein Modell abgebildet und simuliert wird. Der Vergleich der Simulationsergebnisse mit Messungen im realen System ermöglicht die Generierung von Residuen, aus denen in weiterer Folge Fehler erkannt und identifiziert werden können.

1.3 Literaturrecherche

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit den in der Literatur bekannten Methoden zur Zustandsüberwachung und dem Predictive Maintenance von Fahrwerksdämpfern. Der Fokus liegt dabei insbesondere auf den verwendeten Dämpfern, den zugehörigen Modellen, den verwendeten Messgrößen sowie dem verwendeten Ansatz des Condition Based Maintenance.

Hernandez-Alcantara et al. stellen in [6] ein signalbasiertes Konzept zur Dämpferfehlererkennung von passiven und semiaktiven Dämpfern auf Basis von Beschleunigungsmessungen an Aufbau- und Radmasse vor. Die Autoren verwenden passive und magnetorheologische Dämpfer, die durch lineare Dämpfungskonstanten bzw. das semiphenomenologische Modell aus [7] modelliert werden. Der Dämpferdefekt wird durch die vorgestellte Methode aus der Wegamplitude des Aufbaus im Bereich der Aufbaueigenkreisfrequenz identifiziert, die zur Entkopplung der Straßenanregung auf die geschätzte Wegamplitude bezogen wird. Die Wegamplituden, die zur Berechnung der daraus resultierenden Kennzahl benötigt werden, werden mit Hilfe eines Viertelfahrzeugmodells aus den Beschleunigungsmessungen berechnet.

In [8] präsentieren Savaresi et al. eine signalbasierte Methode zur Online-Dämpfungsschätzung, die ausschließlich auf Beschleunigungsmessungen beruht. Dabei zeigen die Autoren in erster Instanz, wie die Dämpfungskonstante bzw. der zugehörige Dämpferstrom des semiaktiven Dämpfers aus den gemessenen Frequenzspektren ermittelt werden kann. Davon ausgehend entwickeln sie einen mehrstufigen Algorithmus, der ohne Fourier Transformation auskommt, wodurch die Online-Schätzung möglich wird.

Ferrari et al. stellen in [9] ein Messsystem zur Dämpferdegradationsschätzung passiver Dämpfer vor. Die Fahrzeugbeschreibung wird dabei durch eine weitere Vereinfachung des Viertelfahrzeugmodells auf einen Einmassenschwinger reduziert, der den Fahrzeugaufbau und dessen Bewegung modelliert. Das daraus resultierende System zweiter Ordnung ermöglicht somit die Bestimmung der Dämpfung über das logarithmische Dekrement. Die hierfür notwendige exponentiell abklingende, harmonische Schwingung des Aufbaus wird durch ein Testscenario gewährleistet. Dabei wird das Fahrzeug mit der zu betrachtenden Radaufhängung über eine Rampe geschoben. Der Fall von dieser Rampe erregt dabei das System, welches in Folge ausschwingt.

Zehelein untersucht in [10] die datenbasierte Fehlererkennung von semiaktiven Fahrwerksdämpfern im Betrieb eines Fahrzeugs mit Hilfe eines Convolutional Neural Networks (CNN). Das CNN klassifiziert die Dämpfer dabei auf Basis von ESC-Sensor-Signalen, den Raddrehzahlen, Longitudinal- sowie Lateralbeschleunigung und der Gierrate.

Hernandez Alcantara et al. verwenden in [11] einen look-ahead Rao-Blackwell-Partikelfilter zur Erfassung von Dämpferölverlusten. Die Autoren modellieren das Fahrzeug mit einer Jump-Markov-Linear-Gaussian-Kette, die auf einem Viertelfahrzeugmodell basiert. Der semiaktive

1 Einleitung

Dämpfer wird dabei durch einen magnetorheologischen Dämpfer dargestellt.

In [12] präsentieren Fischer und Isermann ein semiaktives Fahrwerkskonzept auf Basis von elektrohydraulischen semiaktiven Dämpfern. Die Fehlererkennung basiert dabei auf einer Paritätsgleichung, die das Residuum aus der gemessenen und der simulierten Suspension-Deflection bildet. Die Modellierung der Fahrzeugvertikaldynamik erfolgt hierbei durch ein Viertelfahrzeugmodell, dessen semiaktiver Dämpfer durch ein passives Dämpfermodell mit additiv wirkendem, semiaktivem Kraftanteil modelliert wird.

Des Weiteren präsentieren Fischer und Isermann in [13] eine im Vergleich zu [12] erweiterte Methode zur Fehlererkennung für die Lateral- und Vertikaldynamik. Der modellbasierte Ansatz beruht dabei auf der Online-Parameterschätzung eines aktiven und nichtlinearen Viertelfahrzeugmodells unter Verwendung eines linearen Dämpfers. Durch den Vergleich der geschätzten Parameter mit ihren Referenzwerten werden dabei wiederum Residuen über Paritätsgleichungen gebildet, aus denen in weiterer Folge die Fehler identifiziert werden können.

Weispfenning präsentieren in [14] einen Überblick zur Komponentenfehlererkennung über die Vertikaldynamik, wobei diese einerseits durch ein Viertelfahrzeugmodell und andererseits durch ein Vollfahrzeugmodell beschrieben wird. Die semiaktiven Dämpfer werden dabei durch elektrohydraulische Dämpfer dargestellt, die über ein abschnittsweise lineares Modell beschrieben werden. Zur Fehlererkennung verschiedener Komponenten wird anschließend auf mehrere Methoden zurückgegriffen. Die Autoren verwenden einerseits die Online-Parameterschätzung der gesamten Modellparameter über Least-Squares-Algorithmen, wofür der Einfluss verschiedener Defekte auf die geschätzten Parameter erörtert wird. Andererseits werden Paritätsgleichungen zur Erkennung von Sensordefekten und die Schätzung der Signalspektren zur Erfassung der vertikalen Reifensteifigkeit verwendet.

In [15] verwenden Börner et al. eine Online-Parameterschätzung eines Viertelfahrzeugmodells, die in weiterer Folge zur Identifizierung der Fehlerquellen durch ein Multi-Layer-Perceptron-Netzwerk (MLP) dient. Weitere vorgestellte Methoden stellen Paritätsgleichungen zur Erkennung von Sensordefekten und die Signalanalyse zur Überwachung des Reifendrucks dar.

In [16] stellen Du et al. einen FDI-Algorithmus mit zugehöriger fehlertoleranter Regelung für semiaktive Fahrwerke mit magnetorheologischen Dämpfern vor. Das Fahrzeug wird dabei durch ein Viertelfahrzeugmodell dargestellt, der Dämpfer wird durch ein hyperbolisches tangentialbasiertes Modell beschrieben. Die Fehlererkennung und Identifizierung wird in Folge durch die Analyse der Residuen aus der simulierten und gemessenen Aufbaubeschleunigung, der Aufbaugeschwindigkeit und der Radmassenauslenkung durchgeführt. Die Residuen werden dabei durch einen Unknow-Input-Observer generiert, der wiederum auf dem Viertelfahrzeugmodell basiert.

1.4 Zielsetzung

Während in der Literatur viele signal- und datenbasierte Methoden existieren [6][8][9][10], die ohne eine dezidierte Modellierung des Dämpfers auskommen, verwenden die modellbasierten Methoden überwiegend eine einfache physikalische Modellierung des Dämpfers[12][13][14][15][16]. Der Dämpferzustand wird dabei größtenteils durch die Schätzung der Parameter des Dämpfermodells überwacht, aus denen in Folge die Fehlerursachen nach dem FDI-Prinzip abgeleitet werden. Hierfür muss die Modellierung des Dämpfers dementsprechend alle auftretenden Dämpferdefekte beziehungsweise die Dämpferdegradation abbilden können. Ein detaillierte, physikalische Modellierung des in dieser Arbeit betrachteten elektrohydraulischen Dämpfers, die Rückschlüsse auf die Fehlerursachen zulässt, ist in der Literatur allerdings nicht bekannt. Das modellbasierte Condition Based Maintenance über das FDI-Prinzip stellt dadurch eine Herausforderung dar. Dementsprechend soll eine Methode zur Zustandsüberwachung des semiaktiven Fahrwerksdämpfers entwickelt werden, welche ohne eine detaillierte Modellierung auskommt und die Dämpferbeschreibung auf ein Minimum reduziert.

2 Schätzung des Dämpferzustands

Wie bereits in der Einleitung beschrieben, soll der Zustand des semiaktiven Dämpfers ohne dessen detaillierte Modellierung überwacht werden. Der Fokus der Fehlererkennung wird dementsprechend von der Identifizierung dezidierter Fehler und Fehlerquellen auf die Gesamtfunktion des Dämpfers verlagert. Durch die Wirkung des Dämpfers auf das Gesamtsystem des Fahrzeugs kann die Dämpferfunktion auch aus diesem abgeleitet werden. Der semiaktive Dämpfer soll dementsprechend durch die Betrachtung des Fahrzeugsystems im Betrieb überwacht und dessen Funktionstüchtigkeit bzw. Zustand abgeleitet werden. Hierfür ist eine Quantifizierung der Dämpferfunktion notwendig, weshalb sich dieser Abschnitt mit der Definition einer geeigneten Kenngröße und der Entwicklung eines Beobachters zu deren Schätzung beschäftigt.

2.1 Definition des Zustandsmaßes

Zur Quantifizierung der Dämpferfunktion werden die Auswirkungen des semiaktiven Dämpfers auf das Fahrzeug aus der Perspektive des Fahrers bzw. der Fahrerin sowie weiteren Insassen betrachtet. Aus Sicht der Insassen wirken sich die Dämpfer unter anderem stark auf die Vertikalbeschleunigungen und somit auf den Fahrkomfort aus. Zur Analyse der Dämpferfunktion über den Fahrkomfort wird dementsprechend eine vertikaldynamische Betrachtung des Fahrzeugsystems verwendet. Die Funktion semiaktiver Dämpfer lässt sich dabei aus dem Zielkonflikt der Vertikaldynamik ableiten. Dieser ergibt sich aus der vertikaldynamischen Abstimmung des Fahrzeuges, da einerseits der Fahrkomfort und andererseits die -sicherheit maximiert werden sollen. Wie in der Literatur weitläufig bekannt ist, beispielsweise in Mitschke et al.[4], können unter Verwendung passiver Dämpfer nicht beide Ziele gleichzeitig erreicht werden. Denn die Dämpfungskonstante muss für maximalen Fahrkomfort nieder und für eine maximale Fahrsicherheit hoch gewählt werden. Der Zielkonflikt kann allerdings mit Hilfe von semiaktiven Dämpfern mit variabler Dämpfungskonstante, geregelt mit einer Verstellfrequenz von 30-40Hz, gelöst werden. [17]

Zur Generalisierung der variablen Dämpferkonstante wird zusätzlich die aktuelle Dämpfergeschwindigkeit herangezogen. Die kombinierte Betrachtung beider Größen ermöglicht in Folge die Bestimmung der momentanen Dämpferkraft, die sich direkt auf die Systemdynamik auswirkt. Die Dämpferkraft selbst wird wiederum durch den Dämpferverschleiß und Dämpferdefekte beeinflusst, weshalb angenommen wird, dass der Zustand des Dämpfers über die Systemdynamik und der daraus abgeleiteten Dämpferkraft geschätzt werden kann. Die momentane Dämpferkraft des degradierten Dämpfers, die als $F_{d,ist}$ bezeichnet wird, ist an sich allerdings nicht ausreichend für eine Beurteilung des Dämpferzustandes, da sie keinerlei

Information über den intakten Zustand des Dämpfers enthält, sondern nur dessen momentanen, degradierten Zustand abbildet. Die Istkraft muss dementsprechend in Relation zur Kraft des intakten Systems gesetzt werden. Erst der Vergleich mit dieser Referenz, die als Sollkraft $F_{d,soll}$ bezeichnet wird, erlaubt die Beurteilung des Dämpferzustands. Als Maß für den Dämpferzustand wird deshalb der Funktionserfüllungsgrad α unabhängig vom dezidierten Dämpferkraftgesetz nach Gleichung (2.1) definiert.

$$\alpha = \frac{F_{d,ist}}{F_{d,soll}} \quad (2.1)$$

Ausgehend von der Definition des Funktionserfüllungsgrades (2.1) werden in weiterer Folge alle Voraussetzungen für eine aussagekräftige Schätzung des Funktionserfüllungsgrades erläutert.

2.1.1 Anforderung an den Fahrzustand

Grundlegende Voraussetzung für die Schätzung des Funktionserfüllungsgrades ist die Wirkung der Dämpferkraft auf die Fahrzeugbewegung. Für Fahrzeugzustände, die keine Dämpferkräfte verursachen, ist sinngemäß keine Schätzung des Funktionserfüllungsgrades über die Dämpferkraft möglich. Diese Bedingung ergibt sich ebenfalls aus der Definition des Funktionserfüllungsgrades (2.1), da dieser für eine Sollkraft von $F_{soll} = 0$ nicht definiert werden kann. Diese Singularität der Definition des Funktionserfüllungsgrades kann beispielsweise durch die Addition einer sehr kleinen Zahl ϵ zur Sollkraft F_{soll} aufgelöst werden. Eine wesentliche Voraussetzung für die Schätzung des Funktionserfüllungsgrades stellt dementsprechend die ausreichende Erregung des Fahrzeuges dar, aus der wiederum eine durch die Dämpferkraft beeinflusste Fahrzeugdynamik resultieren muss. Eine zusätzliche Bedingung ergibt sich aus der vertikaldynamischen Problembehandlung, welche einen durch die Vertikaldynamik dominierten Fahrzustand erfordert. Dementsprechend wird die stationäre Geradeausfahrt als der zu betrachtende Fahrzustand definiert, bei dem das Fahrzeug durch die Straßenunebenheit angeregt wird.

Die regellose Straßenunebenheit kann dabei nach Mitschke et al.[4] durch die spektrale Leistungsdichte der Unebenheitsamplitude beschrieben werden. Hierfür kann die wegabhängige Unebenheit $h(x)$ über ihr Amplitudenspektrum nach Gleichung (2.2) in Abhängigkeit der Wegkreisfrequenz Ω beschrieben werden.

$$\hat{h}(\Omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} h(x)e^{j\Omega x} dx \quad (2.2)$$

Aus der reellen Amplitude $|\hat{h}(\Omega)| = \hat{h}(\Omega)$ ergibt sich die wegkreisfrequenzabhängige spektrale Dichte nach Gleichung (2.3).

$$\Phi_h(\Omega) = \lim_{X \rightarrow \infty} \frac{4\pi}{X} \left[\hat{h}(\Omega) \right]^2 \quad (2.3)$$

Abbildung 2.1 zeigt die einseitigen Leistungsdichtespektren der Straßenunebenheit für verschiedene Fahrbahnen in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz Ω bzw. der Unebenheitswel-

lenlänge L .

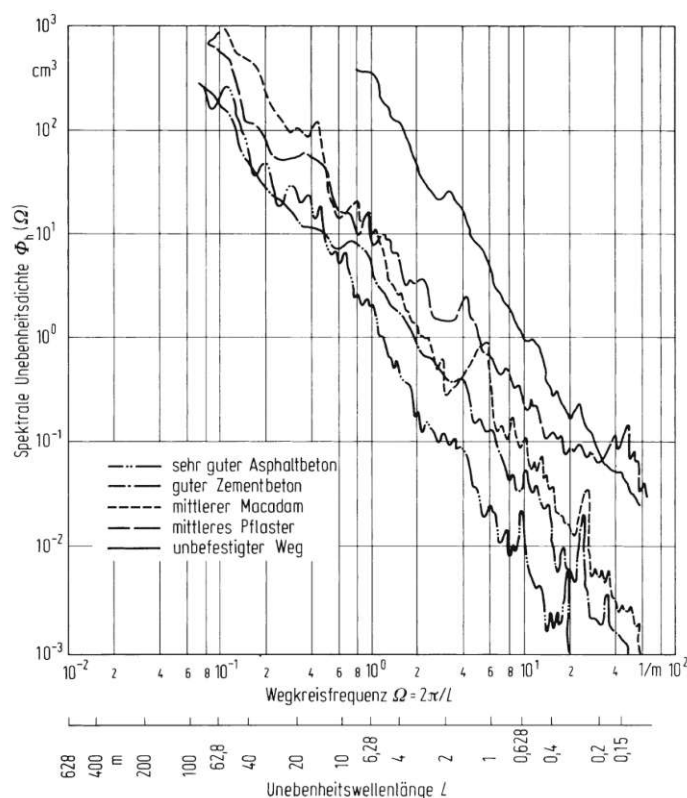


Abbildung 2.1: Spektrale Unebenheitsdichte $\Phi_h(\Omega)$ in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz Ω bzw. der Unebenheitswellenlänge L in doppelt logarithmischer Darstellung [4]

Die in Abbildung 2.1 ersichtlichen Peaks für einzelne Wegkreisfrequenzen lassen sich auf periodische Anteile der Straßenunebenheit zurückführen. Werden diese vernachlässigt, kann die spektrale Leistungsdichte nach Mitschke et al.[4] in der doppelt logarithmischen Darstellung durch Geraden nach Gleichung (2.4) approximiert werden.

$$\Phi_h(\Omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left[\frac{\Omega}{\Omega_0} \right]^{-w} \quad (2.4)$$

Dabei stellt $\Phi(\Omega_0)$ in m^3 das Unebenheitsmaß der Fahrbahn bei Bezugseigenkreisfrequenz Ω_0 dar. Die dimensionslose Welligkeit w bildet ein Maß für die Verteilung der Unebenheitswellenlängen ab und beschreibt, ob kurze bzw. lange Wellen in der Anregung enthalten sind. Infolge ergibt sich aus Gleichung (2.4) durch den Zusammenhang der Weg- und Zeitkreisfrequenzen über die Fahrzeugfahrgeschwindigkeit nach (2.5) die zeitfrequenzabhängige Beschreibung der Leistungsdichte zu (2.6).

$$\omega = v\Omega \quad (2.5)$$

$$\Phi_h(\omega) = \Phi_h(\Omega_0) \left[\frac{\Omega_0 v}{\omega} \right]^{-w} \quad (2.6)$$

Nach Klinger [18] zeigt sich, dass die spektrale Leistungsdichte der Amplitudengeschwindigkeit $\Phi_h(\omega)$ für den Sonderfall von $w = 2$ nach Gleichung (2.7) eine Konstante darstellt.

$$\Phi_h(\omega) = \omega^2 v \Phi_h \Omega_0 \left[\frac{\Omega_0}{\omega} \right] = v \Omega_0^2 \Phi_h(\Omega_0) = \text{const.} \quad (2.7)$$

Die Anregung des Systems über die Amplitudengeschwindigkeit stellt demnach ein mittelfreies, weißes Rauschen dar, das über die Korrelationsfunktion und den zugehörigen Intensitätsparameter nach Gleichungen (2.8) und (2.9) beschrieben werden kann.

$$R_h(\tau) = q \delta(\tau) \quad (2.8)$$

$$q = \pi v \Omega_0^2 \Phi_h(\Omega_0) \quad (2.9)$$

Daraus wird ersichtlich, dass eine ausreichende Erregung des Systems entweder durch eine hohe Straßenunebenheit über $\Phi_h(\Omega_0)$ bei geringer Fahrzeuggeschwindigkeit v oder eine hohe Fahrzeuggeschwindigkeit bei geringerem $\Phi_h(\Omega_0)$ gewährleistet werden kann.

2.1.2 Anforderung an die Dämpferkraftvorgabe

Die zuvor erörterte Anforderung einer ausreichenden Erregung des Fahrzeuges und einer daraus folgenden Dämpferkraft ist für eine aussagekräftige Schätzung des Funktionserfüllungsgrades noch nicht ausreichend. Die Definition des Funktionserfüllungsgrades nach Gleichung (2.1) fußt auf der Annahme, dass die Kraftanforderung $F_{d,soll}$ die notwendige Information über den intakten, semiaktiven Dämpfer enthält.

Die Kraftanforderung an den semiaktiven Dämpfer wird allerdings im Allgemeinen durch verschiedene Regler bestimmt, die dabei nicht zwangsweise das Kraftgesetz des semiaktiven Dämpfers berücksichtigen. Deshalb kann im allgemeinen nicht garantiert werden, dass die Kraftanforderung des Regelsystems auch vom intakten, semiaktiven Dämpfer gestellt werden kann. Dies bedeutet insbesondere, dass aus den Regelsystemen Kraftanforderungen resultieren können, die außerhalb des Kraftstellbereichs des Dämpfers liegen. Diese können dementsprechend selbst vom intakten, undegradieren Dämpfer nicht abgebildet werden. Derartige Kraftanforderungen sind deshalb nicht zur Schätzung des Funktionserfüllungsgrades geeignet, da daraus bereits für intakte Systeme systematisch falsche Ergebnisse resultieren. Damit eine sinnvolle Schätzung des Funktionserfüllungsgrades möglich ist, muss deshalb in einem ersten Schritt eine realisierbare Sollkraft $F_{d,soll}$ aus der Stellgrößenvorgabe des Reglers ermittelt werden. Hierfür muss zumindest das Kraftgesetz des intakten Systems bekannt sein, weshalb im Folgenden genauer auf den hier verwendeten semiaktiven Dämpfer eingegangen wird.

2 Schätzung des Dämpferzustands

Als semiaktiver Fahrwerksdämpfer wird ein stufenlos verstellbarer, elektrohydraulischer Dämpfer verwendet, der auch als CDC-Dämpfer (CDC Continuous Damping Control) bezeichnet wird. Dabei handelt es sich um einen hydraulischen Dämpfer mit zumindest einem stufenlos verstellbaren Proportionalventil. Das Proportionalventil wird dabei über den Eingangsstrom i gesteuert, wodurch sich die Dämpferkennlinie stufenlos verstellen lässt.[19] Das daraus resultierende Kraftstellverhalten des CDC-Dämpfers ist in Abhängigkeit der Dämpfergeschwindigkeit v und der Ventilbestromung i schematisch in Abbildung 2.2 dargestellt.

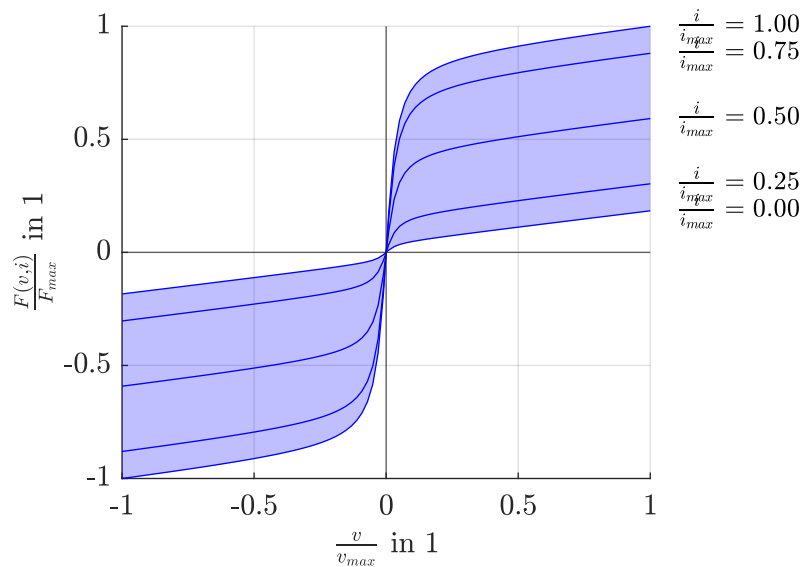


Abbildung 2.2: Normierte Darstellung des schematischen Dämpferkennfeldes

Das in Abbildung 2.2 dargestellte Dämpferkennfeld besitzt dabei nur den Dämpferventilstrom als unabhängigen Eingang. Die Dämpfergeschwindigkeit stellt keinen frei wählbaren Freiheitsgrad dar und ergibt sich eindeutig aus der Fahrzeugdynamik. Dementsprechend reicht das Dämpferkennfeld bereits aus, um die Kraftanforderung des Regelsystems in Abhängigkeit der Dämpfergeschwindigkeit auf eine vom intakten System realisierbare Sollkraftanforderung $F_{d,soll}$ zu begrenzen. Die Bestimmung dieser Kraftanforderung kann dementsprechend unabhängig von der Schätzung des Funktionserfüllungsgrades α erfolgen und dieser somit als Eingangsgröße dienen. Dadurch kann die Schätzung des Funktionserfüllungsgrades α direkt auf dessen Definition (2.1) basieren und benötigt keine weitere Modellierung des Dämpferkraftgesetzes.

2.2 Beobachterentwurf

Um den zuvor definierten Funktionserfüllungsgrad im Betrieb des Fahrzeugs aus der Fahrzeugdynamik zu schätzen, soll ein Beobachter entworfen werden. Hierfür wird vom Prinzip des Zustandsbeobachters ausgegangen, welches zur Schätzung des Funktionserfüllungsgrades in Folge auf die Schätzung von zeitvarianten Parametern erweitert wird. Die allgemeine Struktur dieses Beobachters und des geschlossenen Beobachterkreises ist in Abbildung 2.3 dargestellt.

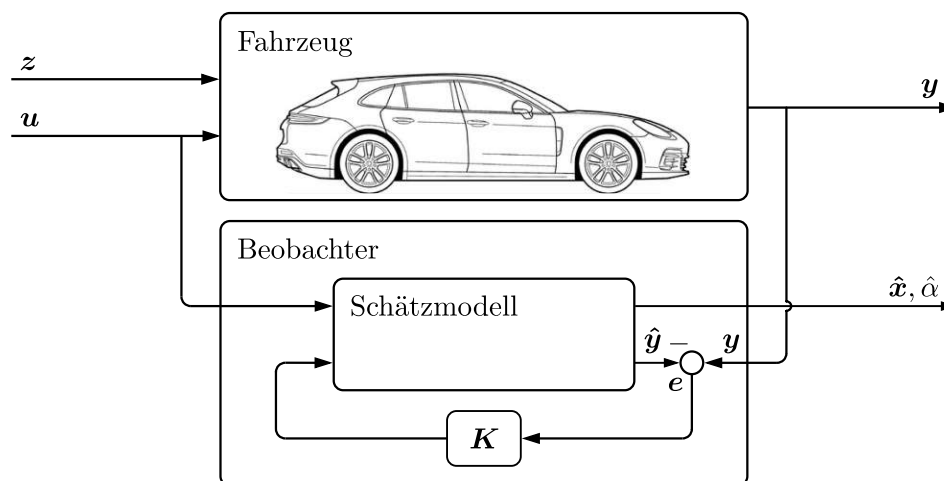


Abbildung 2.3: Allgemeine Beobachterstruktur

Der Beobachter basiert dabei auf einem Modell des zu beobachtenden Systems, wofür im einfachsten möglichen Fall ein zeitkontinuierliches, lineares Zustandsraumsystem der Form (2.10)-(2.11) ausreicht. Zur Vereinfachung der Notation werden die zeitabhängigen Größen mit $\mathbf{x}(t) = \mathbf{x}$, $\mathbf{u}(t) = \mathbf{u}$ und $\mathbf{y}(t) = \mathbf{y}$ bezeichnet.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} \quad (2.10)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u} \quad (2.11)$$

Durch die Verwendung des am realen System anliegenden Eingangs \mathbf{u} kann mit Hilfe des Fahrzeugmodells eine Schätzung des Zustandsvektors $\hat{\mathbf{x}}$ und des Ausgangs $\hat{\mathbf{y}}$ ermittelt werden. Deshalb wird das vom Beobachter verwendete Modell in Folge als Schätzmodell bezeichnet. Das Schätzmodell weist dabei allerdings Modellfehler auf und ist dadurch nur bedingt in der Lage, das reale System zu beschreiben. Zudem wirken auf das zu beobachtende System nicht messbare und dementsprechend nicht berücksichtigbare Störgrößen ein. Deshalb wird der Schätzfehler des Ausgangs $\mathbf{e} = \mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}$ zurückgeführt, woraus die geschlossene Struktur des Beobachterkreises mit ihrer Beobachtergleichung (2.12) resultiert.

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}} = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}(\mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}) \quad (2.12)$$

2 Schätzung des Dämpferzustands

Die Rückführverstärkung \mathbf{K} muss dabei so gewählt werden, dass der Schätzfehler des Zustands $\tilde{\mathbf{x}} = \mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}$ für $t \rightarrow \infty$ asymptotisch gegen null konvergiert. Die Differentialgleichung des Schätzfehlers kann dabei nach (2.13) bis (2.16) angeschrieben werden. Das reale System wird ebenfalls durch das Schätzmodell beschrieben.

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \dot{\mathbf{x}} - \dot{\hat{\mathbf{x}}} \quad (2.13)$$

$$= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} - (\mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}(\mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}})) \quad (2.14)$$

$$= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} - \left(\mathbf{A}\hat{\mathbf{x}} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{K}(\mathbf{y} - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}} - \hat{\mathbf{B}}\mathbf{u}) \right) \quad (2.15)$$

$$= (\mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C})\tilde{\mathbf{x}} \quad (2.16)$$

Aus Gleichung (2.16) ist ersichtlich: Die Konvergenz des Schätzfehler gegen null für $t \rightarrow \infty$ ist gegeben, wenn die Matrix $(\mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C})$ ausschließlich Eigenwerte mit negativem Realteil besitzt. Dies kann beispielsweise durch Polvorgabe über die Rückführverstärkungsmatrix \mathbf{K} sichergestellt werden. Ein Beobachter mit konstanter, über Polvorgabe definierter Rückführverstärkung wird als Luenberger-Beobachter bezeichnet. [20]

2.2.1 Kalman-Filter

Ein im regelungstechnischen Sinne optimaler Beobachter für lineare Systeme mit derselben Struktur wie der Luenberger-Beobachter stellt der Kalman-Filter dar. Dieser erlaubt im Gegensatz zum Luenberger-Beobachter die Berücksichtigung von stochastischen Störgrößen. Die optimale Rückführverstärkungsmatrix wird dabei durch die Minimierung des Erwartungswertes des quadratischen Fehlers nach (2.17) ermittelt. [21]

$$\min_{\mathbf{K}} E \left([\mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}]^T [\mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}}] \right) \quad (2.17)$$

Zur weiteren Betrachtung des Kalman-Filters wird in Folge auf die zeitdiskrete Darstellung des Zustandsraumsystems gewechselt. Die dafür notwendige Transformation des zeitkontinuierlichen Zustandsraumsystems in die zeitdiskrete Darstellung kann in [22] bzw. [21] nachgeschlagen werden. Dabei wird der Zustandsvektor zum Zeitpunkt $t = kT_s$ als $\mathbf{x}(kT_s) = \mathbf{x}(k) = \mathbf{x}_k$ bezeichnet, wobei T_s die Samplingzeit des Systems darstellt. Alle weiteren zeitabhängigen Größen werden durch dieselbe Notation gekennzeichnet. Das resultierende zeitdiskrete Zustandsraummodell wird durch die Systemgleichung (2.18) und Ausgangsgleichung (2.19) beschrieben.

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{A}_d \mathbf{x}_k + \mathbf{B}_d \mathbf{u}_k + \mathbf{E}_d \mathbf{w}_k \quad (2.18)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{C}_d \mathbf{x}_k + \mathbf{D}_d \mathbf{u}_k + \mathbf{v}_k \quad (2.19)$$

Unterschieden werden bei den auf das Modell wirkenden stochastischen Störgrößen das auf das System wirkende Systemrauschen \mathbf{w}_k sowie das auf die Ausgangsgrößen wirkende Messrauschen \mathbf{v}_k . Diese werden nach (2.20) bis (2.22) durch normalverteilte, mittelwertfreie und unkorrelierte Rauschprozesse beschrieben.

$$E(\mathbf{v}_k) = \mathbf{0}, \quad E(\mathbf{v}_k \mathbf{v}_j^T) = \mathbf{R} \delta_{kj} \quad (2.20)$$

$$E(\mathbf{w}_k) = \mathbf{0}, \quad E(\mathbf{w}_k \mathbf{w}_j^T) = \mathbf{Q} \delta_{kj} \quad (2.21)$$

$$E(\mathbf{w}_k \mathbf{v}_j^T) = \mathbf{0} \quad (2.22)$$

Dabei gilt $\mathbf{R} \geq 0$, $\mathbf{Q} \geq 0$ und $\delta_{kj} = 1$ für $k = j$ und $\delta_{kj} = 0$ für $k \neq j$.

Zur vereinfachten Darstellung der zugehörigen Gleichungen werden Größen des Zeitpunktes k , die aus Größen des vorhergegangenen Zeitpunktes $k - 1$ prädiziert werden, als a-priori-Schätzung bezeichnet und mit der in (2.23) und (2.24) dargestellten Notation gekennzeichnet.

$$\hat{\mathbf{x}}_k^- = \hat{\mathbf{x}}(k|k-1) \quad (2.23)$$

$$\hat{\mathbf{P}}_k^- = \hat{\mathbf{P}}(k|k-1) \quad (2.24)$$

Alle geschätzten Größen zum Zeitpunkt k , die auf Größen des gleichen Zeitpunktes basieren, werden als a-posteriori-Schätzungen bezeichnet und analog zur a-priori-Schätzung nach (2.25)

und (2.26) benannt.

$$\hat{\mathbf{x}}_k^+ = \hat{\mathbf{x}}(k|k) \quad (2.25)$$

$$\hat{\mathbf{P}}_k^+ = \hat{\mathbf{P}}(k|k) \quad (2.26)$$

Die Iteration des Kalman-Filters beginnt mit der a-priori-Schätzung des Zustandsvektors und der zugehörigen Fehlerkovarianzmatrix. Diese ergeben sich durch die Auswertung des zeitdiskreten Schätzmodells nach Gleichungen (2.27) und (2.28).

$$\hat{\mathbf{x}}_k^- = \mathbf{A}_d \hat{\mathbf{x}}_{k-1} + \mathbf{B}_d \mathbf{u}_{k-1} \quad (2.27)$$

$$\hat{\mathbf{P}}_k^- = \mathbf{A}_d \mathbf{P}_{k-1}^+ \mathbf{A}_d^T + \mathbf{E}_d \mathbf{Q} \mathbf{E}_d^T \quad (2.28)$$

Im zweiten Schritt der Kalman-Filter-Iteration werden die a-posteriori-Schätzungen durch die auf den Messungen y_k basierende Korrektur der a-priori-Schätzungen berechnet. Die Rückführverstärkungsmatrix \mathbf{K}_k ergibt sich dabei aus Gleichung (2.29). Zusätzlich kann durch die Verwendung des nun bekannten Eingangs \mathbf{u}_k eine Schätzung des Ausgangs nach Gleichung (2.30) berechnet werden. Dies ermöglicht in Folge die Korrektur der a-priori-Zustandsschätzung über die bereits vorgestellte, allgemeine Beobachtergleichung in ihrer zeitdiskreten Form nach (2.31). Die abschließende Korrektur der Fehlerkovarianzmatrix erfolgt nach (2.32).

$$\mathbf{K}_k = \mathbf{P}_k^- \mathbf{C}_d^T (\mathbf{C} \mathbf{P}_k^- \mathbf{C}_d^T + \mathbf{R})^{-1} \quad (2.29)$$

$$\hat{\mathbf{y}}_k^- = \mathbf{C}_d \hat{\mathbf{x}}_k^- - \mathbf{D}_d \mathbf{u}_k \quad (2.30)$$

$$\hat{\mathbf{x}}_k^+ = \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k (\mathbf{y}_k - \hat{\mathbf{y}}_k^-) \quad (2.31)$$

$$\hat{\mathbf{P}}_k^+ = (\mathbf{I} - \mathbf{K}_k \mathbf{C}_d) \hat{\mathbf{P}}_k^- \quad (2.32)$$

Die dadurch beschriebene Iterationsschleife aus Prädiktions- und Korrekturschritt muss in Folge für jeden Zeitschritt durchlaufen werden. Sie ist in Abbildung 2.4 dargestellt.

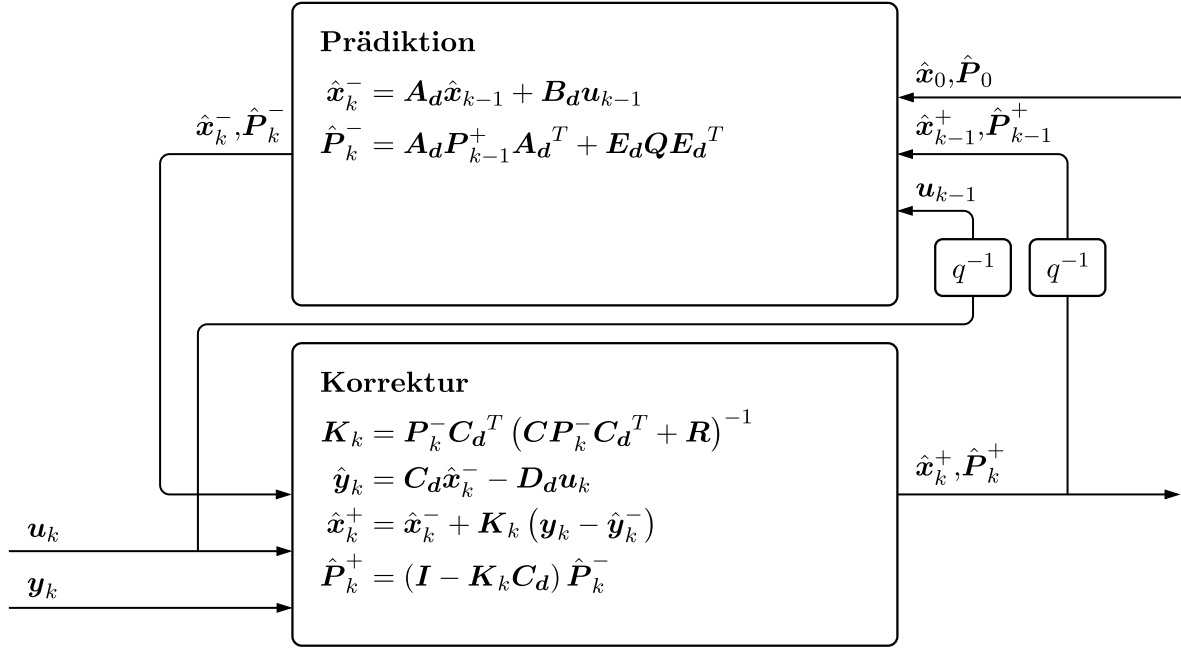


Abbildung 2.4: Kalman-Filter-Iterationsschleife

Für die ausführliche Herleitung des Kalman-Filters wird wiederum auf [21] verwiesen.

2.2.2 Extended-Kalman-Filter

Als Erweiterung des Kalman-Filters kann der Extended-Kalman-Filter auf nichtlineare Systeme der Form (2.33)-(2.34) angewandt werden.

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{F}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{w}_k) \quad (2.33)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{v}_k) \quad (2.34)$$

Dabei wird die Iterationsvorschrift analog zum Kalman-Filter ausgeführt, wobei das Modell zur Prädiktion der Fehlerkovarianzmatrix und zur Korrektur sukzessive linearisiert wird. Die Prädiktion wird dementsprechend nach (2.35)-(2.36) durchgeführt.

$$\hat{x}_k^- = \mathbf{F}(\hat{x}_{k-1}^+, \mathbf{u}_{k-1}, \mathbf{0}) \quad (2.35)$$

$$\hat{P}_k^- = A_{d,k-1} \hat{P}_{k-1}^+ A_{d,k-1}^T + E_{d,k-1} Q E_{d,k-1}^T \quad (2.36)$$

Ermittelt werden die zur Prädiktion der Fehlerkovarianzmatrix benötigten, linearisierten Systemmatrizen nach (2.37) und (2.38). Dabei werden die Ableitungen an der aktuellsten, verfügbaren Schätzung, der a-posteriori-Schätzung des Zeitpunkts $k-1$, ausgewertet.

$$A_{d,k-1} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_k} \mathbf{F}(\hat{x}_{k-1}^+, \mathbf{u}_{k-1}, \mathbf{0}) \quad (2.37)$$

$$E_{d,k-1} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{w}_k} \mathbf{F}(\hat{x}_{k-1}^+, \mathbf{u}_{k-1}, \mathbf{0}) \quad (2.38)$$

Die linearisierten Systemmatrizen des Korrekturschritts werden wiederum an der aktuellsten Schätzung ausgewertet, weshalb nun die a-priori-Schätzung des Zeitpunkts k verwendet wird.

$$\mathbf{C}_{d,k} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}_k} \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_k^-, \mathbf{u}_k, \mathbf{0}) \quad (2.39)$$

Somit ergibt sich der Korrekturschritt zu (2.40) bis (2.42). Zur Bestimmung des geschätzten Ausgangs werden die nichtlineare Ausgangsgleichung und der Input des Zeitpunkts k verwendet.

$$\mathbf{K}_k = \hat{\mathbf{P}}_k^- \mathbf{C}_k^T \left(\mathbf{C}_k \hat{\mathbf{P}}_k^- \mathbf{C}_k^T + \mathbf{R} \right)^{-1} \quad (2.40)$$

$$\hat{\mathbf{y}}_k = \mathbf{h}(\hat{\mathbf{x}}_k^-, \mathbf{u}_k, \mathbf{0}) \quad (2.41)$$

$$\hat{\mathbf{x}}_k^+ = \hat{\mathbf{x}}_k^- + \mathbf{K}_k (\mathbf{y}_k - \hat{\mathbf{y}}_k) \quad (2.42)$$

2.2.3 Extended-Kalman-Filter als Parameterschätzer

Der Extended-Kalman-Filter wird zur Schätzung des Funktionserfüllungsgrades α auf die Schätzung von Parametern erweitert. Die unbekannt Parameter, wie der Funktionserfüllungsgrad, beschreibt der Parametervektor $\boldsymbol{\theta}$. Das Schätzmodell wird dabei durch ein nichtlineares Zustandsraummodell der Form (2.43)-(2.44) beschrieben, wobei dieses im Gegensatz zu den bisher betrachteten Zustandsraummodellen von unbekannt und teils zeitvarianten Parametern abhängt.

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{F}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{w}_{x,k}, \boldsymbol{\theta}_k) \quad (2.43)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{h}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{v}_k, \boldsymbol{\theta}_k) \quad (2.44)$$

Die unbekannt Parameter $\boldsymbol{\theta}$ können nach Ljung et al. [23] als Zustandsgrößen mit Nulldynamik über die Zustandsgleichung (2.45) modelliert werden.

$$\boldsymbol{\theta}_{k+1} = \boldsymbol{\theta}_k + \mathbf{w}_{\theta,k} \quad (2.45)$$

Obwohl diese somit als Konstanten modelliert werden, können dadurch auch zeitvariante Parameter geschätzt werden. Augenmerk liegt dabei auf dem Rauschterm $\mathbf{w}_{\theta,k}$. Dieser wirkt additiv auf den Parametervektor und wird vom Extended-Kalman-Filter berücksichtigt. Er erlaubt trotz Nulldynamik eine Veränderung des Parameters über die Zeit und ermöglicht somit eine Konvergenz der Parameterschätzung beziehungsweise die Schätzung zeitvarianter Parameter. Für die Extended-Kalman-Filter-Schätzung der so modellierten Parameter existieren in der Literatur zwei Methoden, die im Folgenden dargelegt werden.

2.2.3.1 Joint-Estimation

Die durch die Nulldynamik über Gleichung (2.45) modellierten Parameter können durch eine Erweiterung der ursprünglichen Zustandsgleichung des Modells (2.33) in dieses integriert werden. Die erweiterten Zustandsgrößen und der zugehörige Rauschvektor ergeben sich zu (2.46) und (2.47).

$$\tilde{\mathbf{x}}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_k \\ \boldsymbol{\theta}_k \end{bmatrix}, \quad (2.46)$$

$$\tilde{\mathbf{w}}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{w}_{x,k} \\ \mathbf{w}_{\theta,k} \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

Das erweiterte Zustandsraumsystem kann in Folge in Abhängigkeit der erweiterten Zustandsgrößen durch Gleichung (2.48) und (2.49) beschrieben werden.

$$\tilde{\mathbf{x}}_{k+1} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}(\mathbf{x}_k, \mathbf{u}_k, \boldsymbol{\theta}_k, \mathbf{w}_{x,k}) \\ \boldsymbol{\theta}_k + \mathbf{w}_{\theta,k} \end{bmatrix} = \tilde{\mathbf{F}}(\tilde{\mathbf{x}}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{w}_k) \quad (2.48)$$

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{h}(\tilde{\mathbf{x}}_k, \mathbf{u}_k, \mathbf{w}_k) \quad (2.49)$$

Das erweiterte Zustandsraumsystem erlaubt die gemeinsame Schätzung der Parameter und Zustandsgrößen mit Hilfe eines Extended-Kalman-Filters, weshalb eine derartige Parameterschätzung als Joint-Estimation bezeichnet wird. [24][25]

2.2.3.2 Dual-Extended-Kalman-Filter

Als Erweiterung der Extended-Kalman-Filter basierten Parameterschätzung mit höherer Schätzgüte und verbessertem Konvergenzverhalten wird in der Literatur die Dual-Extended-Kalman-Filter-Methode verwendet. [25][26][27] Dieser Filter basiert auf zwei sequenziell operierenden Extended-Kalman-Filtern, wobei der eine die Zustands-, der andere die Parameterschätzung übernimmt. Der Zustandsschätzer basiert dabei auf dem nichtlinearen Schätzmodell, ohne Kenntnis der unbekannt Parameter als Freiheitsgrade zu haben und soll somit im ersten Schritt die optimale Schätzung dieser Freiheitsgrade auf Basis der gerade bekannten Parameter ermitteln. Die dadurch berechnete Zustandsschätzung dient in Folge dem Parameterschätzer als Eingang, der im zweiten Schritt den Parameter schätzt. Diese werden dem Zustandsschätzer wiederum im nächsten Zeitschritt als konstante Parameter übergeben, wodurch sich die Iterationsschleife schließt. Bei diesem Schätzprinzip ist allerdings auf zwei Eigenschaften zu achten: Erstens ist die Berechnung der Jacobi-Matrizen des Parameterschätzers aufgrund der sequenziellen Schätzung nicht explizit möglich, sondern muss rekursiv ausgehend von einer Anfangsschätzung berechnet werden. Die Anfangsschätzung besitzt dadurch einen großen Einfluss auf das Konvergenzverhalten. Zweitens besitzt der Parameterschätzer keine Kenntnis über die Zustandsgrößen bzw. den Einfluss der Parameter auf die Zustandsgrößen. In Kombination mit der rekursiven Berechnung der Jacobi-Matrizen

2 Schätzung des Dämpferzustands

sorgt dies dafür, dass zu Beginn der Schätzung stark fehlerhafte Parameterschätzungen auftreten können. Da diese allerdings im nächsten Zeitschritt wiederum dem Zustandsschätzer als Eingangsgröße dienen, verfälscht sich in Folge auch die Schätzung des Zustands auf der eine Parameterschätzung basiert. Durch diese Verfestigung des Schätzfehlers ist ein Divergieren der Schätzung möglich. Dieses Verhalten kann zwar durch Gegenmaßnahmen, etwa durch die Constrained-Extended-Kalman-Filter-Methode aus [28] verbessert werden, wie Simon in [29] zeigt. Eine robuste Schätzung des Funktionserfüllungsgrades konnte mit Hilfe des Dual-Extended-Kalman-Filters aufgrund der starken Kopplung des Funktionserfüllungsgrades mit den Systemzuständen trotzdem nicht für alle betrachteten Fälle erzielt werden.

Die Voraussetzung für eine Extended-Kalman-Filter basierte Schätzung des Funktionserfüllungsgrades stellt die Modellierung des Fahrzeuges durch das Schätzmodell dar. Für dieses muss gewährleistet werden, dass sowohl die Zustandsgrößen als auch der Funktionserfüllungsgrad aus den Messgrößen beobachtet beziehungsweise geschätzt werden können. Dementsprechend behandeln die folgenden Abschnitte 2.2.4 und 2.2.6 die Modellierung des Fahrzeugsystems sowie die Analyse der Schätzbarkeit.

2.2.4 Schätzmodell

Die analytische Schätzung des Funktionserfüllungsgrades durch einen modellbasierten Beobachter erfordert die Modellierung der Fahrzeugdynamik durch ein Schätzmodell. Für die Definition eines geeigneten Schätzmodells ist in erster Linie der zu betrachtende Fahrzustand des Fahrzeuges ausschlaggebend, da dieser die Fahrzeugdynamik maßgeblich bestimmt. Das Schätzmodell muss als Vereinfachung des realen Systems somit nur die auftretende Dynamik des Fahrzeugs abbilden beziehungsweise ausreichend annähern können. Aufgrund der vertikal-dynamischen Betrachtung des Fahrzeugs und der daraus resultierenden Einschränkung der Fahrzustände auf die stationäre Geradeausfahrt wird ein möglichst einfaches vertikal-dynamisches Fahrzeugmodell als Schätzmodell verwendet. Das komplexe Schwingungssystem des vierrädrigen KFZ wird deshalb nach Mitschke et al.[4] unter folgenden Annahmen in ein vereinfachtes Teilsystem aufgespalten.

- Das Fahrzeug ist um die Längsachse symmetrisch aufgebaut. Zudem ist die Anregung der linken und der rechten Seite des Fahrzeugs gleich. Daraus resultiert, dass das Fahrzeug keine Wank-, Seiten- und Gierschwingungen ausführt.
- Es existiert keine Kopplung der Vorder- und Hinterachse über die Aufbaumasse, weshalb die Vertikalbewegung der Achsen unabhängig von einander betrachtet werden kann.
- Zusätzlich wird angenommen, dass der Radstand des Fahrzeuges l unendlich groß ist und somit keine Nickschwingungen auftreten.

Bedingt durch diese Annahmen reduziert sich das Fahrzeugmodell auf ein System, welches nur auf ein Rad bezogen ist und durch eine sogenannte Einpunktanregung erregt wird. Das resultierende Fahrzeugmodell wird in der Literatur als Viertelfahrzeugmodell bezeichnet. Für die Herleitung und eine ausführlichere Interpretation der angeführten Annahmen und der Modelleigenschaften wird wiederum auf [4] verwiesen.

Das darin vorgestellte lineare Viertelfahrzeug wird in Folge um nichtlineare Modelle für Aufbaufeder und Dämpfer erweitert und dahingehend modifiziert, dass eine Schätzung des Funktionserfüllungsgrades möglich wird. Des Weiteren wird der Fahrer bzw. die Fahrerin des Fahrzeugs nicht wie von Mitschke et al.[4] durch eine eigenständige Masse dargestellt, wodurch sich das System weiter auf ein Zweimassensystem reduziert. Die resultierende Topologie des Systems ist in Abbildung 2.5 dargestellt.

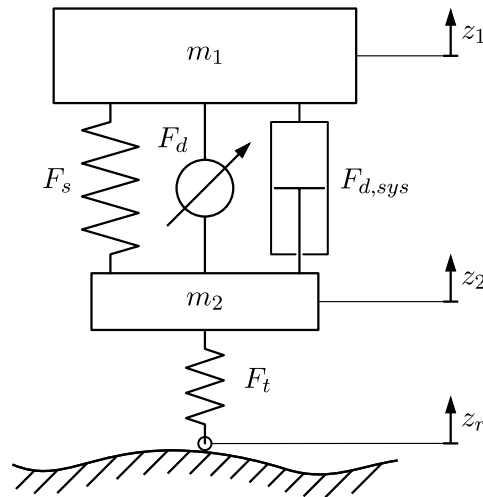


Abbildung 2.5: Semiaktives Viertelfahrzeugmodell

2.2.4.1 Luftfeder

In Anlehnung an die in Premiumfahrzeugen verwendeten Fahrwerkskomponenten wird als Aufbaufeder eine Rollballluftfeder verwendet, welche durch das von Saveares et al. in [17] vorgestellte Luftfedermodell dargestellt wird. Das Modell basiert dabei auf der Annahme, dass die Luft in den Luftfederkammern das ideale Gas ist. Es erfährt während des Federvorganges eine isentrope Zustandsänderung. Des Weiteren wird angenommen, dass die einzelnen Luftkammern der in Serie vorkommenden Mehrkammerluftfedern zusammengeschaltet sind und dementsprechend von einem einzigen Volumen repräsentiert werden können. Das impliziert, dass das Modell keine Schaltvorgänge der Luftfeder mit damit eingehenden Veränderungen des Kraftgesetzes abbilden kann. Als Referenzzustand der isentropen Zustandsänderung wird der Zustand der Luftfederkammer in statischer Ruhelage des Fahrzeugs verwendet, die zugehörigen Größen p_0 und V_0 können dabei eindeutig aus der Gleichgewichtsbedingung des Fahrzeuges ermittelt werden. Der momentane Luftdruck der Luftfeder ergibt sich in Folge aus der Isentropenbeziehung (2.50) in Abhängigkeit des momentanen Federkammervolumens V , des statischen Federdrucks p_0 , des zugehörigen statischen Federkammervolumens V_0 sowie des Isentropenexponenten κ .

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{V_0}{V} \right)^\kappa \quad (2.50)$$

Das momentane Volumen der Luftfeder kann aus dem statischen Volumen unter Verwendung des Federweges s_F und der effektiven Federquerschnittsfläche A_{eff} nach (2.51) bestimmt werden. Dabei wird der Federweg s_F wiederum vom Referenzzustand der statischen Ruhelage aus gezählt.

$$V = V_0 - s_F A_{eff} \quad (2.51)$$

Die in Gleichung (2.51) aufscheinende wirksame Federquerschnittsfläche A_{eff} bezeichnet

2 Schätzung des Dämpferzustands

sinngemäß jene Fläche, auf die sowohl der Federinnendruck p als auch der Außendruck p_{amb} wirkt. Aufgrund der zylindrischen Bauform des Rollbalgs kann sie einfach nach Gleichung (2.52) in Abhängigkeit des wirksamen Durchmessers D_{eff} ermittelt werden. Dieser ergibt sich wiederum nach [30] aus dem arithmetischen Mittel des Außen- und des Kolbendurchmessers nach (2.53).

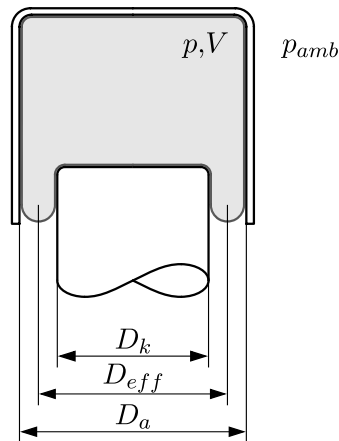


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung der Luftfeder

$$A_{eff} = \frac{D_{eff}^2 \pi}{4} \quad (2.52)$$

$$D_{eff} = \frac{D_a - D_k}{2} \quad (2.53)$$

Aus der am Kolben anliegenden Druckdifferenz ergibt sich unter Zuhilfenahme der wirksamen Querschnittsfläche die Federkraft nach Gleichung (2.54). Durch Einsetzen und Umformen der Gleichungen (2.50) bis (2.52) ergibt sich in Folge das Kraftgesetz der Luftfeder in Abhängigkeit der Einfederung s_c zu (2.55).

$$F_c = A_{eff} (p - p_{amb}) \quad (2.54)$$

$$F_c = A_{eff} \left(p_0 \left(\frac{V_0}{V_0 - s_c A_{eff}} \right)^\kappa - p_{amb} \right) \quad (2.55)$$

2.2.4.2 Aufbaudämpfer

Das Kraftgesetz des Dämpfers unterliegt durch Verschleiß und eventuell auftretende Defekte ständiger Veränderung. Es kann dementsprechend nur für den intakten Zustand über ein Sollkraftgesetz beschrieben werden. Für alle anderen Dämpferzustände ist das Kraftgesetz allerdings unbekannt, weshalb diese Dämpferzustände auch nicht über ein Kraftgesetz modelliert werden. Um die aktuelle Dämpferkraft $F_{d,ist}$ nach Gleichung (2.56) in Abhängigkeit der auf dem Sollkraftgesetz basierenden, bekannten Kraftanforderung $F_{d,soll}$ auszudrücken, wird daher die Definition des Funktionserfüllungsgrades α herangezogen.

$$F_{d,ist} = \alpha F_{d,soll} \quad (2.56)$$

Obwohl die Sollkraftanforderung $F_{d,soll}$ bekannt ist, wird die unbekannte Istkraft $F_{d,ist}$ durch Gleichung (2.56) nur durch den ebenfalls unbekanntem Funktionserfüllungsgrad α substituiert. Die bekannte Größe $F_{d,soll}$ kann so jedoch als Modelleingang betrachtet werden. Die resultierende Entkopplung des Sollkraftgesetzes aus dem Schätzmodell vereinfacht dieses erheblich. Zusätzlich wird dadurch die primär zu schätzende Größe α in das Schätzmodell integriert und somit direkt aus dem Schätzmodell geschätzt.

2.2.4.3 Systemdämpfung

Die zusätzlich zum Aufbaudämpfer wirkenden Dämpfungen im System werden im Schätzmodell durch einen zusätzlichen linearen Dämpfer mit einer im Verhältnis zum Aufbaudämpfer sehr geringen Dämpfungskonstante k_{sys} modelliert. Deren Kraftgesetz ergibt sich in Abhängigkeit der Aufbau- und Radmassengeschwindigkeit zu Gleichung (2.57).

$$F_{d,sys} = k_{sys} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \quad (2.57)$$

Diese zusätzliche Dämpfung ist zwingend erforderlich, da die Entkopplung des Aufbaudämpfers aus dem Schätzmodell ansonsten zu einem grenzstabilen System führt. Die Stabilität stellt jedoch eine Grundvoraussetzung für die in 2.2.6 verwendeten Methoden zur Quantifizierung der Schätzbarkeit dar - ein weiterer Grund für die Modellierung der Systemdämpfung.

2.2.4.4 Reifen

Der Reifen des Viertelfahrzeugmodells wird über eine lineare Steifigkeit c_T modelliert. Die Dämpfung des Reifens wird nach Mitschke et al. [4] vernachlässigt, da die sehr geringe Reifendämpfung in Relation zur Aufbaudämpfung nur sehr geringen Einfluss auf die Bewegung des Systems hat. Das Reifenkraftgesetz ergibt sich dementsprechend in Abhängigkeit der Reifeneinfederung s_T zu (2.58).

$$F_T = c_T s_T \quad (2.58)$$

Das Viertelfahrzeugmodell stellt ein ebenes Modell in der Radebene dar. Daher müssen die beschriebenen Kräfte in diese projiziert werden. Während sich die Reifenkraft bereits in der Radebene befindet, müssen die Kräfte der Tragfeder und des Aufbaudämpfers bedingt durch ihre Einbaulage umgerechnet werden. Die kinematischen Federraten werden dabei nach Matschinsky [31] vernachlässigt. Denn die Übersetzungsverhältnisse der Achskinematik werden als annähernd konstant über den Radhub angenommen. Die in die Radebene transformierten Kräfte ergeben sich in Folge unter Verwendung der Federübersetzung i_c und der Dämpferübersetzung i_d zu (2.59) und (2.60).

$$F'_c = i_c F_c \quad (2.59)$$

$$F'_{d,ist} = i_d F_{d,ist} \quad (2.60)$$

Des Weiteren werden die Übersetzungsverhältnisse verwendet, um sowohl den Federweg als auch die Dämpfergeschwindigkeit aus den Freiheitsgraden des Viertelfahrzeugs zu bestimmen. Diese ergeben sich in Folge zu (2.61) und (2.62). Die nicht übersetzte Reifeneinfederung ergibt sich zusätzlich nach (2.63).

$$s_c = i_c (z_2 - z_1) \quad (2.61)$$

$$v_d = i_d (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (2.62)$$

$$s_T = (z_r - z_1) - z_{2,0} \quad (2.63)$$

Aus den Kräften, die sich auf die Radebene und die ebenen Freiheitsgrade beziehen, resultieren die um die statische Ruhelage angeschriebenen Bewegungsgleichungen des Viertelfahrzeugmodells (2.64) und (2.65).

$$m_1 \ddot{z}_1 = -F'_c - F'_{d,ist} - F_{d,sys} - m_1 g \quad (2.64)$$

$$m_2 \ddot{z}_2 = F'_c + F'_{d,ist} + F_{d,sys} - F_T - m_2 g \quad (2.65)$$

2.2.5 Zustandsraumssystem

Aus den Bewegungsgleichungen (2.64) und (2.65) ergibt sich das Zustandsraumssystem des zeitkontinuierlichen Modells zu (2.69), wobei der Zustandsvektor x zu (2.66) gewählt wird. Die Dämpfersollkraft stellt aufgrund der gewünschten Auskopplung des Dämpfersollkraftgesetzes den Systemeingang dar (2.67) und die Straßenanregung z_r wird als Störgröße betrachtet (2.68).

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} z_1 - z_2 \\ \dot{z}_1 \\ z_2 - z_r \\ \dot{z}_2 \end{bmatrix} \quad (2.66)$$

$$u = F_{d,soll} \quad (2.67)$$

$$z = \dot{z}_r \quad (2.68)$$

$$\dot{\mathbf{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} x_2 - x_4 \\ \frac{1}{m_1} (-F'_c(x) - i_d u - F_{d,sys}(x) - m_1 g) \\ x_4 - z \\ \frac{1}{m_2} (F'_c(x) + i_d u + F_{d,sys}(x) - F_T(x) - m_2 g) \end{bmatrix}}_{\mathbf{f}(\mathbf{x}, u, z, \alpha)} \quad (2.69)$$

Dieses zeitkontinuierliche Zustandsraummodell muss zur Verwendung des Kalman-Filters diskretisiert werden. In der Literatur existieren dabei unterschiedliche Methoden zur Diskretisierung nichtlinearer Zustandsraumssysteme [21][32][33]. Hierzu werden allgemein numerische Integrationsmethoden verwendet, etwa die Forward-Euler-Methode nach Gleichung (2.70). [21]

$$\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k + T_s \dot{\mathbf{x}}_k \quad (2.70)$$

Aus dem zeitkontinuierlichen Zustandsraummodell ergibt sich somit die zeitdiskrete Zustandsgleichung nach (2.71).

$$\mathbf{x}_{k+1} = \underbrace{\mathbf{x}_k + T_s \mathbf{f}(\mathbf{x}_k, u_k, z_k, \alpha)}_{\mathbf{F}(\mathbf{x}_k, u_k, z_k, \alpha)} \quad (2.71)$$

Zur Vervollständigung des Zustandsraumsystems müssen anschließend die Ausgangs- bzw. Messgleichungen definiert werden. Die Messgrößen besitzen dabei allerdings erheblichen Einfluss auf die Schätzgüte des Beobachters. Daher soll im nächsten Abschnitt eine geeignete Messgrößenkombination mit den zugehörigen Messgleichungen identifiziert werden.

2.2.6 Untersuchung der Schätzbarkeit

Das in Abschnitt 2.2.4 eingeführte Schätzmodell bildet die Systemdynamik in Abhängigkeit des Funktionserfüllungsgrades ab. Dieser stellt dabei die unbekannte Größe dar, die aus der Systemdynamik geschätzt werden soll. Die Systemdynamik wird dabei über Messungen erfasst, welche die Grundlage für die Schätzung bilden. Es muss sichergestellt werden, dass der Funktionserfüllungsgrad auch eindeutig und mit ausreichender Genauigkeit aus den vorliegenden Messungen ermittelt werden kann. Dieser Abschnitt beschäftigt sich in diesem Sinne mit der Analyse der Schätzbarkeit und der Definition eines geeigneten Messgrößenkonzepts zur Schätzung des Funktionserfüllungsgrades.

Die Wahl der Messgrößen wird dabei auf solche beschränkt, die mittels klassischen in Fahrzeugen vorkommenden Sensoren aufgezeichnet werden können. Dementsprechend werden nur die folgenden Sensoren und ihre Messgrößen in Betracht gezogen:

- Aufbaubeschleunigungssensor (AB)
- Radbeschleunigungssensor (RB)
- Höhenstandssensor (HS)
- Dämpfergeschwindigkeitssensor (DV)

Zusätzlich zu den angeführten Einzelsensoren mit ihren zugehörigen Messsignalen bzw. Messgleichungen werden folgende Sensorkombinationen auf ihre Schätzgüte untersucht:

- Aufbaubeschleunigungssensor plus Radbeschleunigungssensor (AB + RB)
- Aufbaubeschleunigungssensor plus Dämpfergeschwindigkeitssensor (AB + DV)
- Radbeschleunigungssensor plus Dämpfergeschwindigkeitssensor (RB + DV)

Zur Durchführung der Schätzbarkeitsanalyse ist eine Beschreibung dieser Messgrößen in Abhängigkeit der durch das Schätzmodell beschriebenen Systemdynamik über Messgleichungen erforderlich. Diese ergeben sich als allgemein nichtlineare Abbildungen der Zustandsgrößen, Systemeingänge und des Funktionserfüllungsgrades zu (2.72).

$$\mathbf{y} = \mathbf{g}(\mathbf{x}, u, \alpha) \quad (2.72)$$

Die Messgleichungen der betrachteten Messgrößen ergeben sich zu (2.73) bis (2.76).

$$y_{AB} = \dot{\mathbf{x}}(2) \quad (2.73)$$

$$y_{RB} = \dot{\mathbf{x}}(4) \quad (2.74)$$

$$y_{HS} = \mathbf{x}(1) \quad (2.75)$$

$$y_{DV} = (\mathbf{x}(4) - \mathbf{x}(2)) \quad (2.76)$$

2.2.6.1 Globale Zustandsbeobachtbarkeit

Grundlage für die Analyse der Schätzbarkeit stellt die von Kalman et al. in [34] vorgestellte globale Beobachtbarkeit dar. Zeitkontinuierliche, lineare Systeme der Form (2.77)-(2.79) sind per Definition an einem Zeitpunkt t genau dann vollständig zustandsbeobachtbar, wenn der Zustand $\mathbf{x}(t)$ eindeutig aus dem bekannten Anfangszustand $\mathbf{x}(t_0) = \mathbf{x}_0$, dem Input $\mathbf{u}(t)$ sowie dem Ausgang $\mathbf{y}(t)$ über ein finites Zeitintervall bestimmt werden kann. [20]

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{u} + \mathbf{E}z \quad (2.77)$$

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}_u + \mathbf{G}z \quad (2.78)$$

$$\mathbf{x}_0 = \mathbf{x}(t = 0) \quad (2.79)$$

Ein qualitatives Kriterium für die Beobachtbarkeit linearer Systeme stellt das Kalman'sche Rangkriterium (2.80) dar. Volle Zustandsbeobachtbarkeit ist demnach genau dann und nur dann gegeben, wenn die Kalman'sche Beobachtbarkeitsmatrix mit Dimension $(mn \times n)$ vollen Rang besitzt.[20]

$$\text{rank}(\mathbf{Q}_{ob}) = \text{rank} \begin{bmatrix} \mathbf{C}\mathbf{A} \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^{n-1} \end{bmatrix} = n \quad (2.80)$$

Das lineare Rangkriterium gibt per Definiton allerdings nur Aufschluss über die Zustandsbeobachtbarkeit linearer Systeme und kann dementsprechend nicht ohne weiteres auf nichtlineare Systeme und die Schätzbarkeit von Parametern wie dem Funktionserfüllungsgrad angewandt werden. Deshalb wird in Folge, ausgehend von der globalen Beobachtbarkeit und dem zugehörigen Kriterium (2.80), eine Zustandsbeobachtbarkeits- und Parameterschätzanalyse entwickelt.

2.2.6.2 Erweiterung auf die Parameteridentifizierbarkeit

Abgesehen von der Zustandsbeobachtbarkeit muss die Schätzbarkeit des Parameters α gezeigt werden, die in der Literatur als strukturelle Identifizierbarkeit bezeichnet wird [35]. Die strukturelle Identifizierbarkeit kann analog zur Joint-Estimation-Methode als Sonderfall der Zustandsbeobachtbarkeit angesehen werden, bei der die Parameter als Zustände mit Nulldynamik modelliert werden. Das zeitkontinuierliche Äquivalent zum erweiterten Joint-Estimation-Zustandsraumsystem ergibt sich in Abhängigkeit der erweiterten Zustandsgrößen (2.81) zu der erweiterten Zustandsgleichung (2.82) und den zugehörigen erweiterten Messgleichungen (2.83).

$$\tilde{\mathbf{x}} = [\mathbf{x}, \alpha]^T, \tilde{u} = u, \tilde{z} = z \quad (2.81)$$

$$\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ 0 \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{f}(\mathbf{x}, u, z, \alpha) \\ 0 \end{bmatrix}}_{\tilde{\mathbf{f}}(\tilde{\mathbf{x}}, u, z)} \quad (2.82)$$

$$y = \tilde{\mathbf{h}}(\tilde{\mathbf{x}}, u, z) \quad (2.83)$$

2.2.6.3 Lokale Beobachtbarkeit

Zur Beurteilung der globalen Beobachtbarkeit nichtlinearer Systeme, wie dem in 2.2.4 vorgestellten Schätzmodell, existiert kein annähernd einfaches Kriterium, wie das für lineare Systeme definierte Rangkriterium (2.80). Daher wird die lokale Beobachtbarkeit herangezogen. Im Gegensatz zur globalen Beobachtbarkeit beschreibt die lokale nur die Beobachtbarkeit um einen Arbeitspunkt. Sie kann dementsprechend unter Verwendung des um den Arbeitspunkt linearisierten Systems mit dem Kalman'schen Rangkriterium analysiert werden.

Das um die statische Ruhelage $\tilde{\mathbf{x}}_0 = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1]^T$, $u_0 = 0$ und $z_0 = 0$ linearisierten Zustandsraumsystem ergibt sich mit $\tilde{\mathbf{x}} = \tilde{\mathbf{x}}_0 + \Delta\tilde{\mathbf{x}}$, $u = u_0 + \Delta u$, $z = z_0 + \Delta z$ und $y = y_0 + \Delta y$ zu (2.84) - (2.85). Die Systemmatrizen ergeben sich für die System- und Ausgangsgleichung nach (2.86) beziehungsweise (2.87).

$$\Delta\dot{\tilde{\mathbf{x}}} = \tilde{\mathbf{A}}\Delta\tilde{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{B}}_u\Delta u + \tilde{\mathbf{B}}_z\Delta z \quad (2.84)$$

$$\Delta\mathbf{y} = \tilde{\mathbf{C}}\Delta\tilde{\mathbf{x}} + \tilde{\mathbf{D}}_u\Delta u + \tilde{\mathbf{D}}_z\Delta z \quad (2.85)$$

$$\tilde{\mathbf{A}} = \left. \frac{\partial}{\partial \tilde{\mathbf{x}}} \tilde{\mathbf{f}}(\tilde{\mathbf{x}}, u, z) \right|_{\tilde{\mathbf{x}}_0, 0, 0} \quad \tilde{\mathbf{B}}_u = \left. \frac{\partial}{\partial u} \tilde{\mathbf{f}}(\tilde{\mathbf{x}}, u, z) \right|_{\tilde{\mathbf{x}}_0, 0, 0} \quad \tilde{\mathbf{B}}_z = \left. \frac{\partial}{\partial z} \tilde{\mathbf{f}}(\tilde{\mathbf{x}}, u, z) \right|_{\tilde{\mathbf{x}}_0, 0, 0} \quad (2.86)$$

$$\tilde{\mathbf{C}} = \left. \frac{\partial}{\partial \tilde{\mathbf{x}}} \tilde{\mathbf{g}}(\tilde{\mathbf{x}}, u, z) \right|_{\tilde{\mathbf{x}}_0, 0, 0} \quad \tilde{\mathbf{D}}_u = \left. \frac{\partial}{\partial u} \tilde{\mathbf{g}}(\tilde{\mathbf{x}}, u, z) \right|_{\tilde{\mathbf{x}}_0, 0, 0} \quad \tilde{\mathbf{D}}_z = \left. \frac{\partial}{\partial z} \tilde{\mathbf{g}}(\tilde{\mathbf{x}}, u, z) \right|_{\tilde{\mathbf{x}}_0, 0, 0} \quad (2.87)$$

Dabei wird ersichtlich, dass die Ableitungen der nichtlinearen Systemgleichung nach dem Funktionserfüllungsgrad $\alpha = \tilde{\mathbf{x}}(5)$ aufgrund dessen modellierter Nulldynamik ebenfalls gleich null sind (2.88).

$$\tilde{\mathbf{A}}(5, :) = \frac{\partial}{\partial \tilde{\mathbf{x}}} \tilde{\mathbf{f}}(5, :) = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0] \quad (2.88)$$

Bedingt dadurch besitzt die Systemmatrix $\tilde{\mathbf{A}}$ keinen vollen Rang. Folglich kann auch die lineare Beobachtbarkeitsmatrix \mathbf{Q}_{ob} unabhängig von den gewählten Messgrößen und den daraus resultierenden Matrizen $\tilde{\mathbf{C}}$ über keinen vollen Rang verfügen. Der Funktionserfüllungsgrad ist im linearisierten System somit nicht beobachtbar. Daher verwendet die vorliegende Arbeit ein nichtlineares Beobachtbarkeitskriterium: Das von Hermann und Krener in [36] vorgestellte nichtlineare Rangkriterium. Dieses soll im Folgenden näher erläutert werden. Aus dem Kal-

man'schen Rangkriterium (2.80) ist ersichtlich, dass sich die Beobachtbarkeitsmatrix aus der Ableitung der Messsignalszeitableitungen nach dem Zustandsvektor ergibt (2.89).

$$\mathbf{Q}_{ob,L} = \begin{bmatrix} \mathbf{CA} \\ \mathbf{CA}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{CA}^{n-1} \end{bmatrix} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} \begin{bmatrix} \mathbf{y} \\ \dot{\mathbf{y}} \\ \vdots \\ \frac{d^{n-1}\mathbf{y}}{dt^{n-1}} \end{bmatrix} \quad (2.89)$$

Die Zeitableitungen des Ausgangs lassen sich für nichtlineare Systeme allerdings auch über die Lie-Ableitungen berechnen, was keine vorhergehende Linearisierung des Systems erfordert. Durch die Verwendung der Extended-Lie-Ableitungen nach (2.90)-(2.91) kann zusätzlich der Einfluss des Eingangs mit seinen Zeitableitungen berücksichtigt werden. Dabei bezeichnet i die Ordnung der Lie-Ableitung und j die Ordnung der Eingangsableitung. So kann die benötigte Ordnung des Eingangssignals bestimmt werden. [37][38]

$$L_f \mathbf{g}(x) = \frac{\partial \mathbf{g}(x)}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f} + \sum_{j=0}^{\infty} \frac{\partial \mathbf{g}(x)}{\partial u^j} u^{j+1} \quad (2.90)$$

$$L_f^i \mathbf{g}(x) = \frac{\partial L_f^{i-1} \mathbf{g}(x)}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{f} + \sum_{j=0}^{\infty} \frac{\partial L_f^{i-1} \mathbf{g}(x)}{\partial u^j} u^{j+1} \quad (2.91)$$

Die nichtlineare Beobachtbarkeitsmatrix ergibt sich unter Verwendung der Lie-Ableitungen zu (2.92).

$$\mathbf{Q}_{ob,NL} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} \begin{bmatrix} \mathbf{y} \\ \dot{\mathbf{y}} \\ \ddot{\mathbf{y}} \\ \vdots \\ \frac{d^{n-1}\mathbf{y}}{dt^{n-1}} \end{bmatrix} = \frac{\partial}{\partial \mathbf{x}} \begin{bmatrix} \mathbf{g}(x) \\ L_f \mathbf{g}(x) \\ L_f^2 \mathbf{g}(x) \\ \vdots \\ L_f^{n-1} \mathbf{g}(x) \end{bmatrix} \quad (2.92)$$

Lokale Beobachtbarkeit ist dabei analog zum Kalman'schen Rangkriterium (2.80) bei vollem Rang der nichtlinearen Beobachtbarkeitsmatrix $\mathbf{Q}_{ob,NL}$ gegeben.

Wird dieses Kriterium auf das nichtlineare erweiterte System angewandt, zeigt sich, dass alle Sensorkombinationen eine lokale, strukturelle Identifizierbarkeit des Parameters α bereits bei konstantem Input besitzen.

2.2.6.4 Beobachtbarkeitsmaß

Zusätzlich zur qualitativen Beobachtbarkeit ist zur Auswahl einer geeigneten Messgrößenkombination eine quantitative Beurteilung der Beobachtbarkeit notwendig. Die dafür verwendete Methode nach Hac und Liu [39] bzw. ihre Weiterentwicklung nach Leleu [40] sind allerdings wiederum nur für lineare Systeme definiert. Dementsprechend wird das quantitative Beobachtbarkeitsmaß für das linearisierte, nicht erweiterte System mit $\alpha = 1$ und der Sollkraftanforderung als Eingang $u = F_{d,soll}$ analysiert, wodurch eine Aussage über die Schätzbarkeit der Systemzustände \mathbf{x} möglich wird. Eine Aussage über die Beobachtbarkeit des Funktionserfüllungsgrades α ist dementsprechend nicht direkt möglich. Bedingt durch die nichtlineare Kopplung des Funktionserfüllungsgrades an die Systemzustände wird allerdings angenommen, dass für eine möglichst exakte Schätzung des Funktionserfüllungsgrades eine möglichst exakte Schätzung der Systemzustände notwendig ist. Das Kriterium wird dementsprechend als erste Auswahlstufe zur Ermittlung von geeigneten Messgrößen verwendet. Die daraus resultierenden Ergebnisse werden anschließend simulativ überprüft.

Um eine möglichst genaue Schätzung zu erzielen, muss nach Hac und Liu [39] das Verhältnis zwischen Systemausgangsgröße und Messrauschen maximiert werden. Hierfür muss die Systemausgangsgröße unabhängig vom Systemzustand möglichst groß sein und dabei die Modes des Systems abbilden. Dies wird sichergestellt, indem die Ausgangsenergie maximiert wird. Wird das System aus einem Anfangszustand \mathbf{x}_0 mit $u(t) = 0, t \geq 0$ losgelassen, dann ergibt sich die Energie des Systemausgangs zu (2.93).

$$J = \int_0^{\infty} \mathbf{y}^T(t) \mathbf{y}(t) dt = \mathbf{x}_0^T \mathbf{W}_c \mathbf{x}_0 \quad (2.93)$$

Dabei stellt \mathbf{W}_c die Gram'sche Beobachtbarkeitsmatrix dar, die nach Gleichung (2.94) definiert ist.

$$\mathbf{W}_o = \int_0^{\infty} e^{A^T t} \mathbf{C}^T \mathbf{C} e^{A t} dt \quad (2.94)$$

Da das Schätzmodell aufgrund der Systemdämpfung asymptotisch stabil ist, stellt die Gram'sche Beobachtbarkeitsmatrix eine Lösung der Ljapunovgleichung (2.95) dar und kann durch ihre Lösung ermittelt werden.

$$\mathbf{A}^T \mathbf{Q} + \mathbf{Q} \mathbf{A} + \mathbf{C} \mathbf{C}^T = \mathbf{0} \quad (2.95)$$

Die Eigenwerte der Gram'schen Beobachtbarkeitsmatrix korrelieren dabei mit der Energie des Ausgangssignals, weshalb sowohl die einzelnen Eigenwerte als auch die Summe aller Eigenwerte maximiert werden. Aus diesen Überlegungen ergibt sich das Beobachtbarkeitskriterium nach Hac und Liu zu (2.96).

$$PI_o = \left(\sum_{i=1}^{2n} \lambda_i \right) \sqrt[2n]{\prod_{i=1}^{2n} (\lambda_i)} \quad (2.96)$$

Das von Hac und Liu eingeführte Beobachtbarkeitsmaß kann nach Leleu um die Varianz der Eigenwerte zu Gleichung (2.97) erweitert werden. Die grundlegende Überlegung dahinter ist

folgende: Es soll nicht nur die Energie maximiert, sondern gleichzeitig darauf geachtet werden, dass alle Modes gleichermaßen dazu beitragen bzw. abgebildet werden. Da die Eigenwerte wie bereits erläutert mit der Energie korrelieren, kann dies über eine gleichmäßige Verteilung der Eigenwerte mit möglichst geringer Varianz sichergestellt werden.

$$PI_o^* = \left(\sum_{i=1}^{2n} \lambda_i \right) \sqrt[2n]{\prod_{i=1}^{2n} (\lambda_i) / \sigma_\lambda} \quad (2.97)$$

Die Größe der von beiden Kriterien verwendeten Eigenwerte ist allerdings abhängig von der Zustandsgrößenwahl, weshalb die Zustandsgleichung des Zustandsraumsystems skaliert bzw. normiert wird. Hierfür werden die Zustände und Eingänge auf ihre maximal zu erwartenden Größen normiert, die durch Simulationen am Viertelfahrzeugmodell ermittelt wurden. Die daraus resultierenden Beobachtbarkeitsmaße nach Hac und Liu bzw. Leleu sind für die betrachteten Sensorkombinationen in Abbildung 2.7 dargestellt.

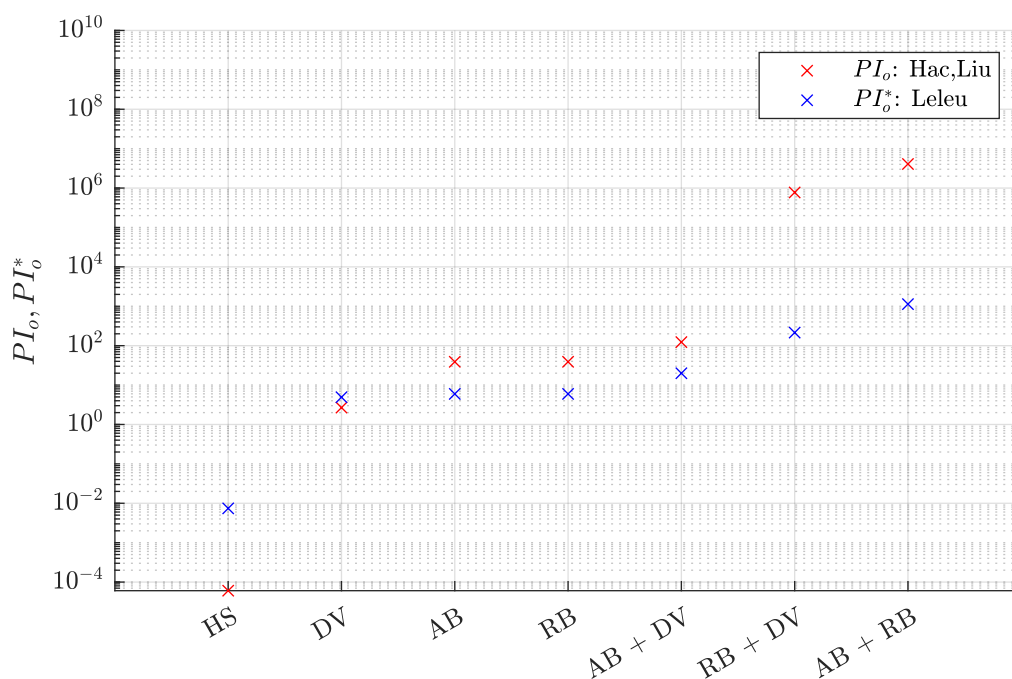


Abbildung 2.7: Beobachtbarkeitsmaß nach Leleu für die betrachteten Sensorkombinationen

Die in Abbildung 2.7 dargestellten Beobachtbarkeitsmaße zeigen, dass der Höhenstand nach beiden Maßen am wenigsten als Messgröße geeignet ist, weshalb er auch nicht für weitere Messgrößenkombinationen in Betrachtung gezogen wird. Bei den Einzelmessgrößen ist zudem klar ersichtlich, dass die Beschleunigungsmessgrößen vorteilhaft gegenüber der Dämpfergeschwindigkeit sind und insbesondere die Radmassenbeschleunigung am geeignetsten erscheint. Die Messgrößen werden dementsprechend auf Kombinationen aus Dämpfergeschwindigkeit, Radmassen- und Aufbaumassenbeschleunigungen erweitert. Dabei zeigt sich,

2 Schätzung des Dämpferzustands

dass die Kombination aus Dämpfergeschwindigkeit und jeweils einer Beschleunigung einen geringen Vorteil gegenüber der Beschleunigungseinzelmessungen ergibt. Dieser ist allerdings aufgrund der logarithmischen Skalierung der Y-Achse in Abbildung 2.7 nur schwer ersichtlich. Schließlich zeigt sich, dass die Kombination aus Aufbau- und Radbeschleunigungsmessung nach beiden Maßen am geeignetsten ist.

3 Simulationsmodell

Das Schätzmodell stellt, wie bereits in 2.2.4 beschrieben, eine starke Vereinfachung der Fahrzeugdynamik dar. Damit der Einfluss des dadurch eingeführten Modellfehlers ersichtlich wird, muss als Simulationsmodell ein erweitertes Fahrzeugmodell verwendet werden, welches zusätzliche Effekte der Fahrzeugdynamik abbildet. Das verwendete Simulationsmodell wird inklusive der notwendigen Dämpferregelung in diesem Abschnitt betrachtet.

3.1 Halbfahrzeugmodell

Als Simulationsmodell wird ein semiaktives Halbfahrzeugmodell verwendet. In Bezug auf das Viertelfahrzeugschätzmodell stellt es die nächst komplexere Modellierung des Fahrzeugschwingungssystems dar und erweitert es nach Mitschke et al. [4] um folgende Annahmen:

- Die Kopplung der beiden Achsen über die Aufbaumasse wird nicht vernachlässigt. Dies führt in Kombination mit einem endlichen Radstand dazu, dass bei gleichzeitiger Erregung von Vorder- und Hinterachse zusätzlich zu den Hubschwingungen des Viertelfahrzeuges auch Nickbewegungen abgebildet werden können.
- Die Einpunktanregung des Viertelfahrzeugmodells wird auf eine Einspuranregung erweitert. Dabei wird angenommen, dass die Spurweite des Fahrzeuges vorne und hinten gleich ist und das Hinterrad in der Spur des Vorderrads fährt. Die Anregung des Vorder- und Hinterrads ist dementsprechend bis auf den aus dem Radstand und der Fahrgeschwindigkeit resultierenden Phasenversatz gleich.

Für die genaue Beschreibung der Annahmen und ihrer Auswirkungen auf das Modellverhalten wird wiederum auf Mitschke et al. [4] verwiesen.

Im Gegensatz zu der von Mitschke et al. [4] vorgestellten Modellierung der Aufbaumasse über achsbezogene Punktmassen und Koppelmasse wird diese durch einen Balken mit Masse m_1 und Trägheitsmoment $J_{1,s}$ modelliert, woraus die Kopplung von Vorder- und Hinterachse resultiert. Alle Fahrwerkskomponenten sowie Radmasse und Reifen werden analog zum Viertelfahrzeugschätzmodell modelliert. Es muss aber nun zusätzlich zwischen Vorder- und Hinterachse unterschieden. Die resultierende Topologie des Halbfahrzeugmodells ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

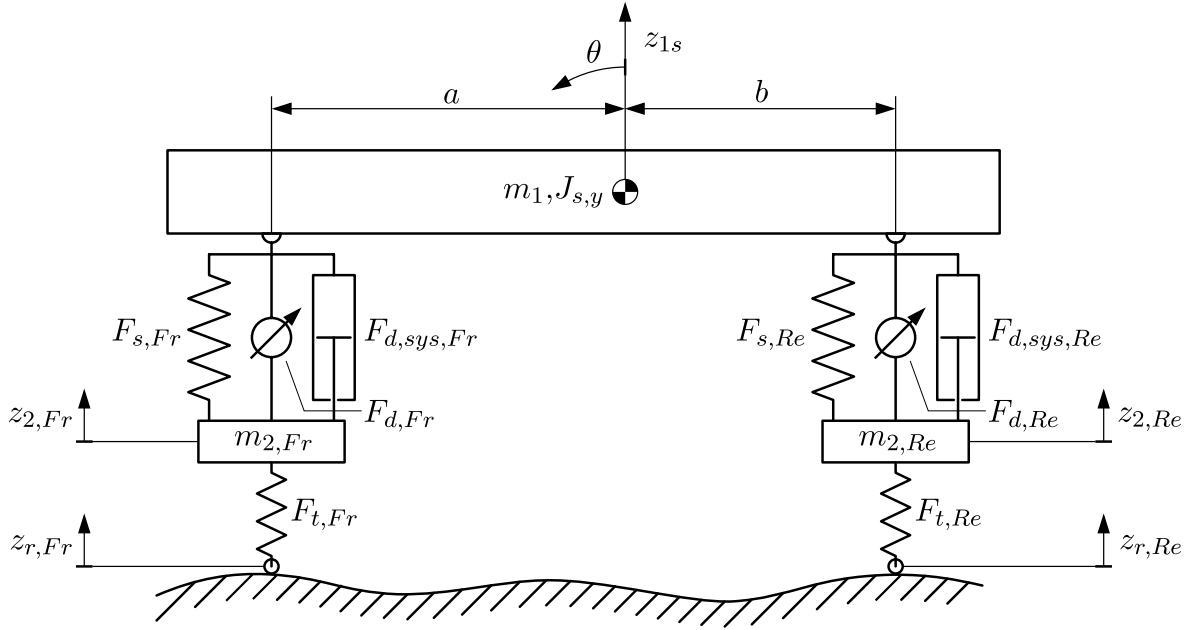


Abbildung 3.1: Semiaktives Halffahrzeugmodell

Die Bewegungsgleichungen des Modells ergeben sich für seine vier Freiheitsgrade aus den um die statische Ruhelage angeschriebenen Schwerpunkt- und Drallsätzen in Abhängigkeit der Kräfte in der Modellebene zu Gleichung (3.1) bis (3.4)

Aufbaumasse:

$$\ddot{z}_{1,s} = \frac{1}{m_1} (-m_1 g - F'_{d,Fr} - F_{d,sys,Fr} - F'_{c,Fr} - F'_{d,Re} - F_{d,sys,Re} - F'_{c,Re}) \quad (3.1)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{J_{1,s}} ((F'_{d,Fr} + F_{d,sys,Fr} + F'_{c,Fr}) a \cos \theta - (F'_{d,Re} + F_{d,sys,Re} + F_{c,Re}) b \cos \theta) \quad (3.2)$$

Radmassen:

$$\ddot{z}_{2,Fr} = \frac{1}{m_{2,Fr}} (-m_{2,Fr} g + F'_{d,Fr} + F_{d,sys,Fr} + F'_{c,Fr} - F_{T,Fr}) \quad (3.3)$$

$$\ddot{z}_{2,Re} = \frac{1}{m_{2,Re}} (-m_{2,Re} g + F'_{d,Re} + F_{d,sys,Re} + F'_{c,Re} - F_{T,Re}) \quad (3.4)$$

3 Simulationsmodell

Die Aufbaubewegungsgrößen an Vorder- und Hinterachse können kinematisch nach den Gleichungen (3.5) bis (3.10) aus der Aufbauschwerpunktsbewegung berechnet werden.

$$z_{1,Fr} = z_{1,s} - a \sin \theta \quad (3.5)$$

$$\dot{z}_{1,Fr} = \dot{z}_{1,s} - a \cos \theta \dot{\theta} \quad (3.6)$$

$$\ddot{z}_{1,Fr} = \ddot{z}_{1,s} - a \cos \theta \ddot{\theta} + a \sin \theta \dot{\theta}^2 \quad (3.7)$$

$$z_{1,Re} = z_{1,s} + b \sin \theta \quad (3.8)$$

$$\dot{z}_{1,Re} = \dot{z}_{1,s} + b \cos \theta \dot{\theta} \quad (3.9)$$

$$\ddot{z}_{1,Re} = \ddot{z}_{1,s} + b \cos \theta \ddot{\theta} - b \sin \theta \dot{\theta}^2 \quad (3.10)$$

Aus diesen Größen (3.5) - (3.10) können in Folge die für die Kraftgesetzte notwendigen Größen an Vorder- und Hinterachse nach den Gleichungen (3.12) bis (3.14) abgeleitet werden. Der Index j nach (3.11) bezeichnet dabei die zu betrachtende Achse, an der die Bewegungsgrößen ermittelt werden.

$$j = Fr, Re \quad (3.11)$$

$$s_{c,j} = i_{c,j} (z_{2,j} - z_{1,j}) \quad (3.12)$$

$$v_{d,j} = i_{d,j} (\dot{z}_{2,j} - \dot{z}_{1,j}) \quad (3.13)$$

$$s_{t,j} = (\dot{z}_{r,j} - \dot{z}_{1,j}) \quad (3.14)$$

Die für die Bewegungsgleichungen benötigten, auf die Modellebene bezogenen Kräfte, ergeben sich für Vorder- und Hinterachse wiederum durch die Kraftübersetzungen nach den Gleichungen (3.15) bis (3.16).

$$F'_{c,j} = i_{c,j} F_{c,j} \quad (3.15)$$

$$F'_{d,j} = i_{d,j} F_{d,j} \quad (3.16)$$

Analog zum Schätzmodell werden die Dämpferkräfte $F_{d,Fr}$ und $F_{d,Re}$ als Modelleingänge betrachtet und die Erregung des Systems über die Geschwindigkeit der Straßenebenheit an Vorder- und Hinterachse über $\dot{z}_{r,Fr}$ und $\dot{z}_{r,Re}$ als Störgrößen. Aus den Bewegungsgrößen des Halffahrzeugmodells können anschließend die Messgleichungen zur Generierung der Messsignale abgeleitet werden.

Dombeschleunigungen:

$$y_{AB,Fr} = \ddot{z}_{1,Fr} = \ddot{z}_{1,s} - a \cos \theta \ddot{\theta} + a \sin \theta \dot{\theta}^2 \quad (3.17)$$

$$y_{AB,Re} = \ddot{z}_{1,Re} = \ddot{z}_{1,s} + b \cos \theta \ddot{\theta} - b \sin \theta \dot{\theta}^2 \quad (3.18)$$

Radbeschleunigungen:

$$y_{RB,Fr} = \frac{1}{m_{2,Fr}} (-m_{2,Fr}g + F'_{d,Fr} + F_{d,sys,Fr} + F'_{c,Fr} - F_{T,Fr}) \quad (3.19)$$

$$y_{RB,Re} = \frac{1}{m_{2,Re}} (-m_{2,Re}g + F'_{d,Re} + F_{d,sys,Re} + F'_{c,Re} - F_{T,Re}) \quad (3.20)$$

Höhenstände:

$$y_{HS,Fr} = z_{1,Fr} - z_{2,Fr} = z_{1,s} - a \sin \theta - z_{2,Fr} \quad (3.21)$$

$$y_{HS,Re} = z_{1,Re} - z_{2,Re} = z_{1,s} + b \sin \theta - z_{2,Re} \quad (3.22)$$

Dämpfergeschwindigkeiten:

$$y_{DV,Fr} = \dot{z}_{1,Fr} - \dot{z}_{2,Fr} = \dot{z}_{1,s} - a \cos \theta \dot{\theta} - \dot{z}_{2,Fr} \quad (3.23)$$

$$y_{DV,Re} = \dot{z}_{1,Re} - \dot{z}_{2,Re} = \dot{z}_{1,s} + b \cos \theta \dot{\theta} - \dot{z}_{2,Re} \quad (3.24)$$

Zusätzlich zu den durch die Messgleichungen definierten Messgrößen werden zur Analyse der Zustandsschätzung des Schätzmodells die äquivalenten Bewegungsgrößen des Simulationsmodells benötigt. Die aus dem Simulationsmodell abgeleiteten Bewegungsgrößen ergeben sich zu (3.25) und (3.26).

$$\mathbf{x}_{QOV,Fr} = \begin{bmatrix} z_{1,Fr} - z_{2,Fr} \\ \dot{z}_{1,Fr} \\ z_{2,Fr} - z_{r,Fr} \\ \dot{z}_{2,Fr} \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

$$\mathbf{x}_{QOV,Re} = \begin{bmatrix} z_{1,Re} - z_{2,Re} \\ \dot{z}_{1,Re} \\ z_{2,Re} - z_{r,Re} \\ \dot{z}_{2,Re} \end{bmatrix} \quad (3.26)$$

3.2 Skyhook-Regler

Die Kraftanforderung an den semiaktiven Dämpfer, die sowohl dem Simulations- als auch dem Schätzmodell als Eingang dient, wird über den von Mitschke et al.[4] vorgestellten Skyhook-Regler zur Vertikaldynamikregelung bestimmt. Der Ansatz des Skyhookreglers ergibt sich aus dem Zielkonflikt der Vertikaldynamik. Dieser ergibt sich bei klassisch passiven Fahrwerken mit Dämpfer zwischen Aufbau- und Radmasse aus der Einschränkung, dass die Dämpferkraft gleichermaßen auf die Bewegung des Aufbaus als auch des Rades wirkt. Der Einfluss der Dämpferkraft auf die Radbewegung kann allerdings vermieden werden, wenn der Dämpfer zwischen der Aufbaumasse und einem Fixpunkt am Himmel, dem Skyhook, angebracht wird. Da ein alleiniger Skyhook-Dämpfer aber zu einer ungedämpften Radmasse mit entsprechend hohen Radlastschwankungen führt, wird zusätzlich ein zweiter Dämpfer zwischen Aufbau- und Radmasse geschaltet. Das daraus resultierende virtuelle Skyhook-System ist in Abbildung 3.2a dargestellt.

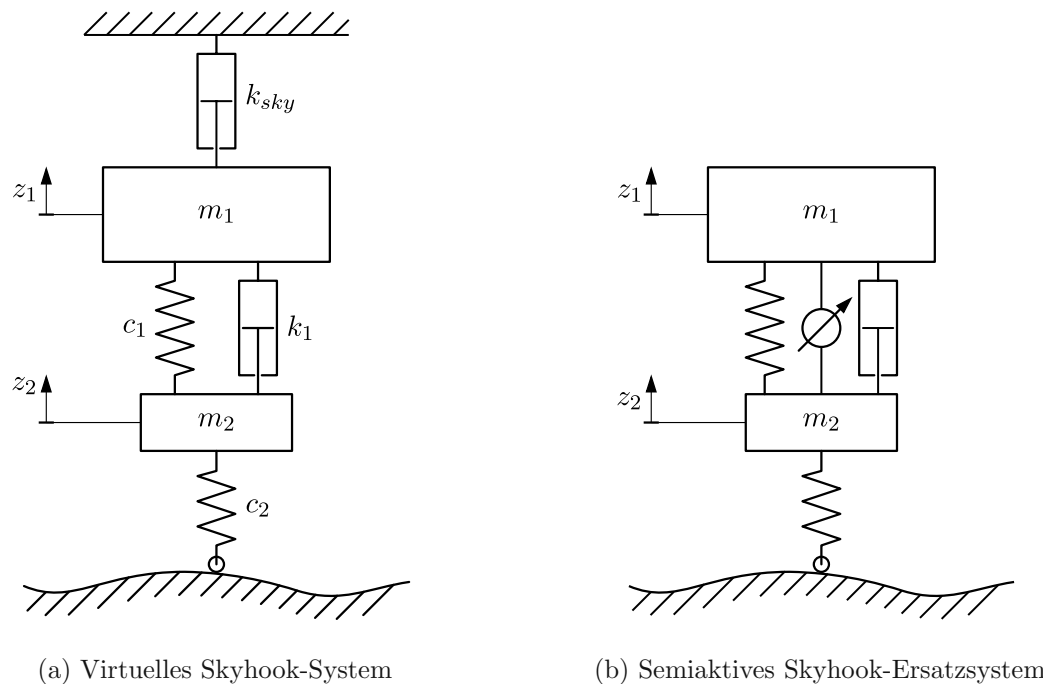


Abbildung 3.2: Gegenüberstellung des Skyhook-Systems und des semiaktiven Systems in Anlehnung an [4]

Das virtuelle Skyhook-System soll dementsprechend mit Hilfe des realen semiaktiven Systems initiiert werden, das 3.2b abbildet. Dabei muss allerdings die Einschränkung berücksichtigt werden, dass dem realen System keine Energie durch den semiaktiven Dämpfer zugeführt werden kann. Daraus resultiert nach Mitschke et al.[4] die Bedingung, dass dem System auch durch den Skyhook-Dämpfer keine Energie zugeführt werden kann und dessen Dämpferleistung immer positiv sein muss. In Folge ergibt sich das Sollkraftgesetz des Skyhook-Reglers in Abhängigkeit der Leistungsbedingung zu (3.27) beziehungsweise (3.28).

$$F_d = k_{sky}\dot{z}_1 + k_{1,sky}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \quad \text{für } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \geq 0 \quad (3.27)$$

$$F_d = k_{1,sky}(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \quad \text{für } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) \leq 0 \quad (3.28)$$

Der aus dem Sollkraftgesetz (3.27)-(3.28) resultierende Stellbereich des Skyhook-Reglers wird in Abbildung 3.3a als Kennfeld in Abhängigkeit der zwei unabhängigen Variablen \dot{z}_1 und \dot{z}_2 dargestellt und soll vom semikativen Dämpfer abgebildet werden. Dessen Kennfeld ist in Abbildung 3.3b wiedergegeben. Die zusätzliche Dämpfung des Systems durch den Skyhook-Dämpfer in Abhängigkeit der Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_1 muss weiters durch die Verstellung des Dämpfers über den Dämpferstrom i erreicht werden. Der Freiheitsgrad der Aufbaugeschwindigkeit des virtuellen Systems muss somit durch den Dämpferstromfreiheitsgrad des realen Systems abgebildet werden. Das daraus mögliche Gleichsetzen dieser Freiheitsgrade und die Kennfelder in der $F_d - (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)$ -Ebene, dargestellt in Abbildung 3.3c, zeigen klar, dass das ideale Skyhook-Kraftgesetz nicht vollständig vom semiaktiven Dämpfer abgebildet werden kann. Einschränkungen ergeben sich insbesondere für sehr geringe Dämpfergeschwindigkeiten um $\dot{z}_2 - \dot{z}_1 = 0$, da die Dämpferkraft nicht, wie vom Skyhook gefordert, unabhängig von der Relativgeschwindigkeit erhöht werden kann.

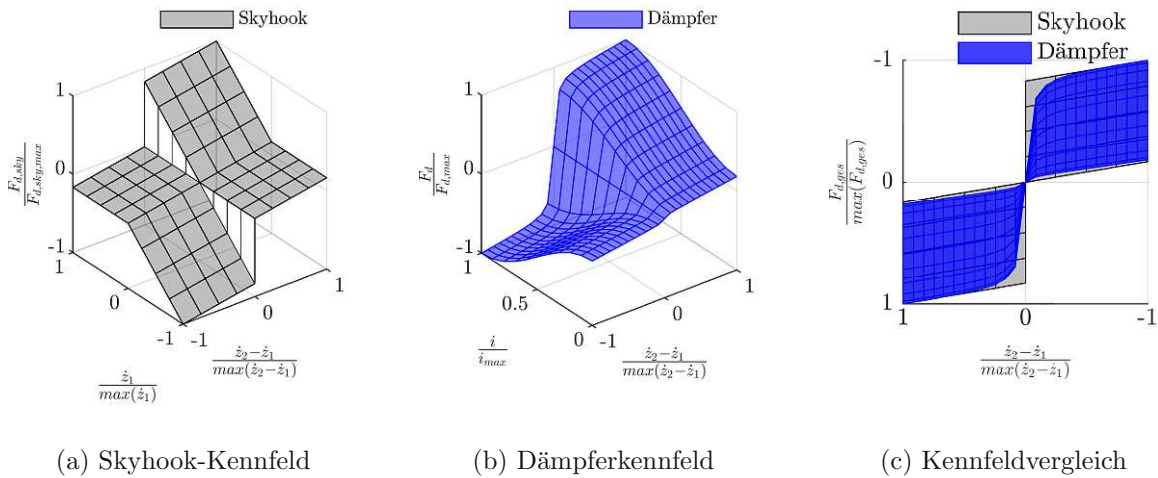


Abbildung 3.3: Vergleich des Regler und Dämpferkraftgesetzes

Die Realisierbarkeit der Kraftanforderung durch den intakten Dämpfer stellt allerdings, wie bereits in Abschnitt 2.1.2 beschrieben, eine Grundvoraussetzung für die aussagekräftige Schätzung des Funktionserfüllungsgrades dar. Dies wird sichergestellt, indem die Kraftanforderung des Skyhook-Reglers durch das Kennfeld gemapt wird, was wiederum die Berechnung des dafür notwendigen Dämpferstroms ermöglicht. Dieser dient in Folge als Eingang für das Modell des degradierten Dämpfers.

Des Weiteren ist das für das Viertelfahrzeugmodell hergeleitete Skyhook-Kraftgesetz nur von den Geschwindigkeitsgrößen der Radmasse und der Aufbaumasse an der betrachteten Achse abhängig und kann dementsprechend ohne weiteres auf beide Achsen des Halffahrzeugmodells

3 Simulationsmodell

angewandt werden. Dadurch ergibt sich zusätzlich zur Dämpfung der Hubbewegung eine Dämpfung der Nickbewegung.

3.3 Modellierung des degradierten Dämpfers

Grundsätzlich weiß die Literatur von unzähligen Dämpferschäden mit unterschiedlichen Auswirkungen auf das Dämpferverhalten, die in der Regel eine Abnahme der Dämpfung verursachen.[41] Die Simulation eines Dämpferdefekts gestaltet sich allerdings schwierig. Deshalb verwenden unter anderem Hernandez et al.[6] und Zehelein [10] das Umschalten des Dämpfers auf niedrigere Dämpferkennlinien mit daraus resultierenden geringeren Dämpferkräften zur Simulation eines Defekts. Ausgehend von dieser Methode werden folgende Ansätze zur Modellierung eines defekten Dämpfers betrachtet.

3.3.1 Proportionale Degradierung

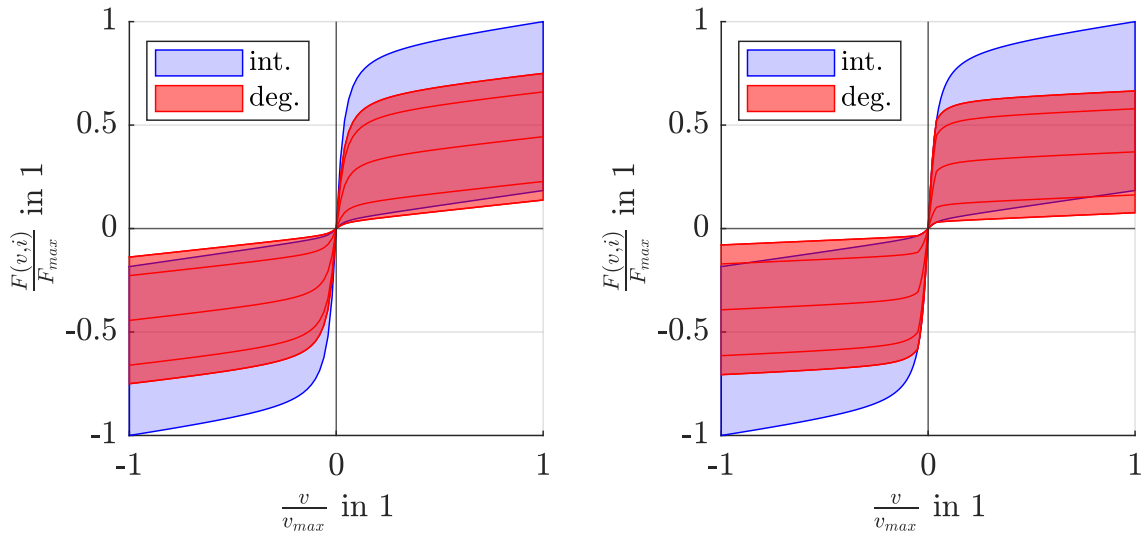
Ausgehend von der Annahme, dass sich der Dämpferverschleiß gleichmäßig auf den gesamten Kraftstellbereich des Dämpfers auswirkt, wird er durch eine Skalierung des Sollkennfeldes mit einem konstanten Faktor modelliert. Ein derart degradiertes Dämpfer weist dementsprechend einen ebenfalls konstanten Funktionserfüllungsgrad auf. Der Stellbereich eines derart degradierten Dämpfers (deg.) ist schematisch in Abbildung 3.4a im Vergleich zu dem des intakten (int.) dargestellt.

3.3.2 Verlust des Verstellvermögens

Als weitere Methode zur Modellierung eines defekten Dämpfers wird angenommen, dass ein defekter Dämpfer seine Verstellbarkeit über seine Eingangsgröße verliert und dementsprechend als passives Element modelliert werden kann. Dementsprechend reduziert sich das Kennfeld des intakten Dämpfers auf eine Kennlinie, die den defekten Dämpfer beschreibt. Diese Methode entspricht somit der von Zehelein [10] verwendeten Vorgehensweise.

3.3.3 Degradierung im High-Speed-Bereich

Aus den von Zehelein vorgestellten Kennlinien ist ersichtlich, dass jene des defekten Dämpfers für geringe Dämpfergeschwindigkeiten keine Abweichung zu jenen des intakten Dämpfers aufweisen. Dementsprechend wird das Dämpferkennfeld des intakten Dämpfers in den High-Speed- und den Low-Speed-Bereich unterteilt, wobei als High-Speed-Bereich jener Teil des Kennfeldes ab dem Knick der einzelnen Kennlinien bezeichnet wird. Davon ausgehend wird das Dämpferkennfeld zur Simulation der Degradation nur im High-Speed-Bereich verringert. Das daraus resultierende Kennfeld weist dementsprechend für kleine Dämpfergeschwindigkeiten keine Differenz zum intakten Kennfeld auf. Der Stellbereich des derart degradierten Dämpfers ist in Relation zu jenem des intakten Dämpfers schematisch in Abbildung 3.4b dargestellt.



(a) Proportionale Degradierung

(b) Degradierung im High-Speed-Bereich

Abbildung 3.4: Schematische Darstellung der degradierten Dämpferkennfelder im Vergleich zum undegradierten Kennfeld

4 Ergebnisse

Für den simulativen Vergleich der Schätzer werden einheitliche Testszenarien mit einer Simulationszeit von $T = 10s$ verwendet. Die Erregung des Systems wird dabei nach Richter [42] über eine Straße mit einem Unebenheitsmaß $\Phi(\Omega_0) = 1$ und einer Welligkeit von $w = 2$ dargestellt, die mit einer Referenzgeschwindigkeit von $v_{ref} = 10m/s$ überfahren wird. Dabei wird der Dämpfer der Vorderachse mit allen in 3.3 beschriebenen Dämpferdegradierungen simuliert. Das Schätzmodell bezieht sich deshalb ebenfalls auf die Vorderachse und schätzt somit den Funktionserfüllungsgrad des Vorderachsdämpfers, die Radbewegung des Vorderrades und die Bewegungsgrößen des Aufbaus an der Vorderachse. Der Dämpfer der Hinterachse wird dabei als nicht degradiert simuliert, um einen Einfluss seiner Degradation auf die Schätzungen an der Vorderachse zu vermeiden.

Damit die Simulationsergebnisse einen Vergleich der einzelnen Schätzer erlauben, werden diese einheitlich abgestimmt. Das über die Matrix Q parametrisierte Systemrauschen (4.1) wird für alle Schätzer gleich angenommen, da sie unabhängig von den verwendeten Messgrößen auf denselben Systemgleichungen basieren. Eine Ausnahme stellt hier allerdings der Rauschterm dar, welcher auf den Funktionserfüllungsgrad wirkt. Dieser muss je nach Dämpferverhalten und dem daraus resultierenden Zeitverhalten des Funktionserfüllungsgrades adaptiert werden. Dementsprechend wird er zwischen den Testszenarien verändert, aber innerhalb der Szenarien für alle Schätzer gleich gehalten. Des Weiteren wird das Messrauschen, welches über die Matrix R parametrisiert wird (4.2), für alle Messgrößen als gleich angenommen. Diese Einschränkung ergibt sich aus der Vernachlässigung der Sensoreigenschaften und insbesondere des sensorbedingten Messrauschens, weshalb hierzu keine Aussagen möglich sind. Die verwendeten Rauschparameter mit Ausnahme des szenarioabhängigen Rauschparameters des Funktionserfüllungsgrades sind in (4.1)-(4.2) dargestellt.

$$Q = \begin{bmatrix} 0.05 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.05 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.05 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.05 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & Q_\alpha \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$$R = 0.5I \quad (4.2)$$

4 Ergebnisse

Die Simulationsergebnisse der Testszenarien können in Bezug auf die Beobachterschätzgüte nur bedingt im Zeitbereich analysiert werden, da ein quantifizierbarer Vergleich der verschiedenen Ergebnisse nur bedingt möglich ist. Deshalb wird das von Fröhlich [43] vorgestellte Gütemaß verwendet. Dieses bezieht den quadratischen Mittelwert des Schätzfehlers auf den quadratischen Mittelwert der Referenz. Das Gütemaß für alle geschätzten Größen ergibt sich dabei nach Gleichung (4.3).

$$\Gamma_i = 1 - \frac{\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T (x_i - \hat{x}_i)^2 dt}}{\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x_i^2 dt}}, \quad x_i \in \tilde{\mathbf{x}} \quad (4.3)$$

Dieses Gütemaß erlaubt als zeitlich gemittelte relative Größe den einfachen Vergleich der geschätzten Größen und ermöglicht dadurch eine Eingrenzung auf geeignete Schätzer. Die Beurteilung der Schätzer in Bezug auf ihr Konvergenzverhalten und stationäre Schätzfehler kann dadurch allerdings nicht über das verwendete Gütemaß erfolgen, weshalb eine zusätzliche Betrachtung im Zeitbereich notwendig ist.

4.1 Proportionale Degradierung

Für die erste Klassifizierung der verschiedenen Schätzer wird die einfachst mögliche Modellierung des Dämpferdefekts über eine proportionale Degradierung verwendet. Die gewählte Degradierung des Dämpfers um 50% ergibt dabei einen konstanten Funktionserfüllungsgrad $\alpha = 0.5$. Des Weiteren wurde die Samplingfrequenz des Beobachters zu $F_s = 200\text{Hz}$ und $Q_\alpha = 10$ gewählt. Die durch Simulation ermittelten Schätzgüten für alle auf dem Joint-Estimation-Prinzip basierenden Schätzer sind in Abbildung 4.2 dargestellt.

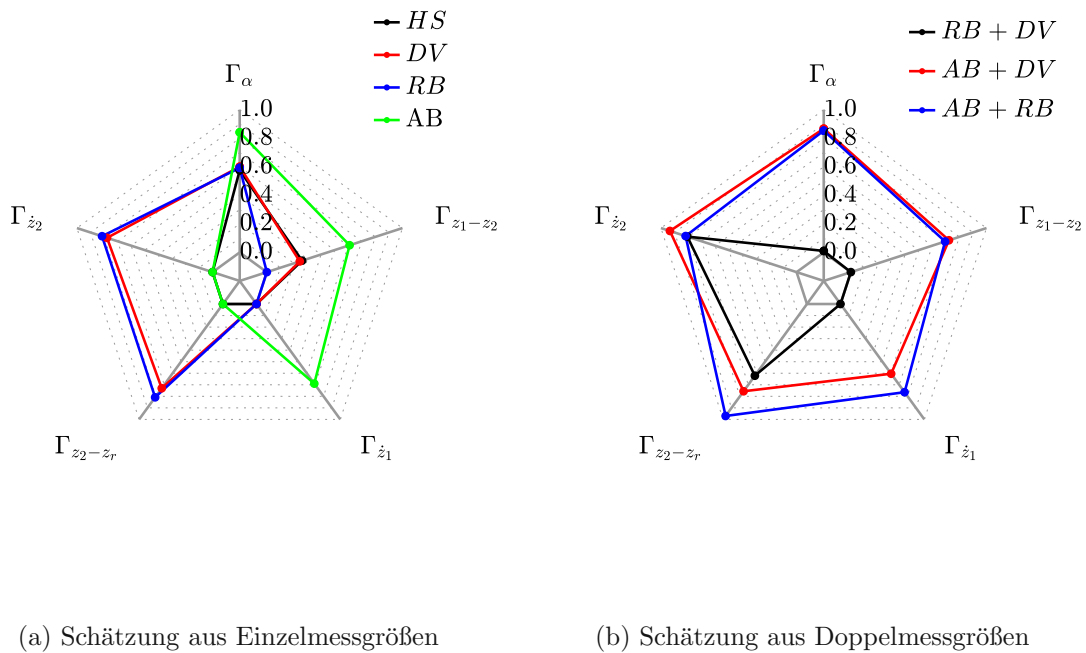


Abbildung 4.1: Schätzgüten: Proportionale Degradation

Die in Abbildung 4.1a dargestellten Schätzgüten bestätigen die zur quantifizierten Beobachtbarkeit getroffene Annahme, dass eine präzise Schätzung der Systemzustände in einer ebenfalls hohen Schätzgüte des Funktionserfüllungsgrades resultiert. Die quantitativen Ergebnisse der Beobachtbarkeitskriterien können allerdings nur bedingt bestätigt werden. Zwar ist analog zu den Ergebnissen der Beobachtbarkeitsanalyse ersichtlich, dass die Aufbau- und Radbeschleunigung die geeignetsten Einzelmessungen darstellen, jedoch liefert nun die Aufbau- im Gegensatz zur favorisierten Radbeschleunigung die besten Ergebnisse. Dieses Verhalten kann allerdings leicht durch die Betrachtung der verwendeten Modelle erklärt werden. Während die Beobachtbarkeitsanalyse auf dem Schätzmodell basiert, wird zur Simulation das Halbfahrzeugmodell verwendet. Dabei beinhaltet die simulierte Aufbaubewegung an der Vorderachse nicht nur eine Komponente aus der vertikalen Schwerpunktbewegung, sondern bildet zusätzlich die Nickbewegung ab. Diese kann vom Schätzmodell nicht wiedergegeben werden. Dementsprechend lässt sich dieser Modellfehler durch die Messung der Aufbaubeschleunigung besser abbilden als durch die Radbeschleunigungsmessung. Des Weiteren bedingt dieser Modellfehler, dass eine Messung an der Aufbau- beziehungsweise an der Radmasse nur eine ungenaue Schätzung der

nicht durch Messungen dargestellten Massenbewegung und den zugehörigen Zustandsgrößen zulässt. Dementsprechend werden die Beobachter auf zwei Messgrößen erweitert und analysiert. Die zugehörigen Schätzgüten sind in Abbildung 4.1b dargestellt.

Aus ihnen wird ersichtlich, dass Sensorkombinationen mit Messungen der Aufbaubeschleunigung, wie erwartet, in hohen Schätzgüten resultieren. Die Schätzung der Radbewegung beziehungsweise der ihr zugeordneten Zustandsgrößen \dot{z}_2 und $z_1 - z_2$ wird durch die direkte Messung der Radbeschleunigung, beziehungsweise der Dämpfergeschwindigkeit, erwartungsgemäß stark erhöht. Aus den Schätzgüten wird zudem ersichtlich, dass die Bewegung des Aufbaus nur schlecht durch Schätzung der Zustandsgrößen aus der Radbeschleunigung und der Dämpfergeschwindigkeit abgebildet werden kann. Diese Messgrößenkombination wird deshalb in Folge nicht weiter betrachtet. Die zwei am geeignetsten erscheinenden Schätzungen aus Aufbaubeschleunigung und zusätzlicher Radbeschleunigung beziehungsweise Dämpfergeschwindigkeit, werden zur weiteren Beurteilung über der Zeit betrachtet. Abbildung 4.2 stellt die geschätzten Zustandsgrößen zu diesem Zweck im Vergleich mit ihren Referenzen dar.

Daraus wird ersichtlich, dass die Schätzungen des Funktionserfüllungsgrades α für beide Messgrößenkombinationen annähernd gleich sind. Einzig die Schätzungen der Aufbaugeschwindigkeit \dot{z}_1 weisen größere Abweichungen auf, wobei die Schätzung aus Aufbau- und Radbeschleunigung präziser ist. Somit lässt die Betrachtung der geschätzten Zustandsgrößen über der Zeit für eine proportionale Dämpferdegradierung keine weitere Einschränkung der Messgrößenkombinationen zu, weshalb in folge die weiteren Testszenarien betrachtet werden müssen.

4 Ergebnisse

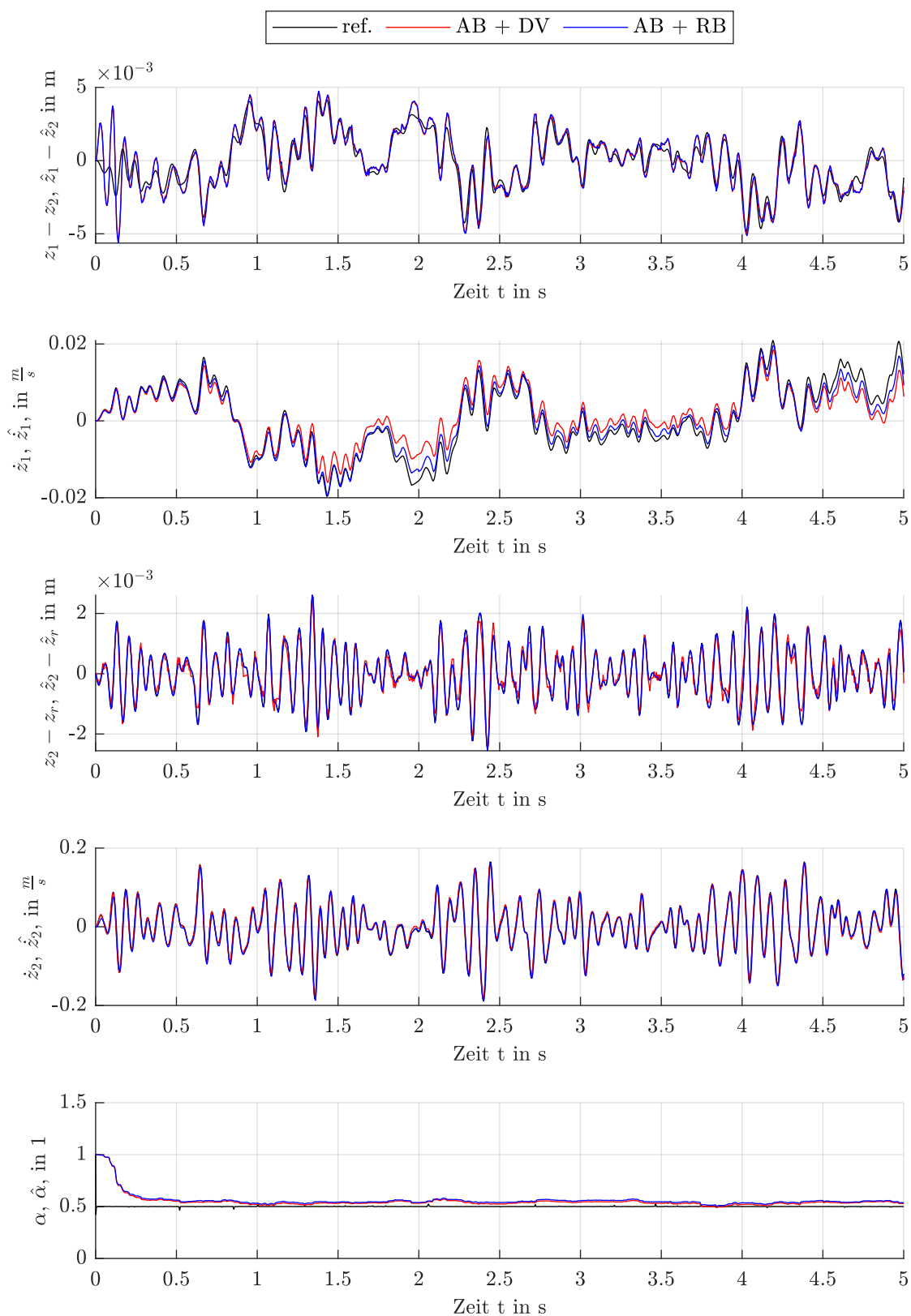


Abbildung 4.2: Geschätzte Zustandsgrößen über der Zeit für eine proportionale Dämpferdegradierung um 50%

4.2 Verlust des Verstellvermögens

Als weiteres Testszenario für die Schätzer wird der in 3.3.2 beschriebene Verlust des Verstellvermögens verwendet, wobei dabei die niederste Dämpferkennlinie verwendet wird. An dieser Stelle muss hervorgehoben werden, dass ein solches Dämpferverhalten in einer dynamischen Schwankung des Funktionserfüllungsgrades resultiert. Die obere Grenze dieser Schwankung wird dabei durch Zustände beschrieben, in denen die Kraftanforderung vom degradierten Dämpfer gestellt werden kann, was in einem Funktionserfüllungsgrad von $\alpha = 1$ resultiert. Dies bedeutet, dass in diesen Zuständen selbst ein defekter Dämpfer durch den Funktionserfüllungsgrad als intakt wahrgenommen wird. Für alle anderen Zustände, in denen die Kraftanforderung nicht zufälligerweise vom defekten Dämpfer gestellt werden kann, sind allerdings Werte von $\alpha < 1$ zu erwarten. Das resultierende dynamische Verhalten des Funktionserfüllungsgrades α wird in Abbildung 4.5 dargestellt. Aufgrund dieser starken Schwankung des Funktionserfüllungsgrades α müssen die Schätzer im Vergleich zur proportionalen Degradierung agiler abgestimmt werden. Hierfür wird einerseits der auf den Funktionserfüllungsgrad wirkende Rauschterm über die Systemrauschmatrix Q erhöht, wodurch die großen Änderungen im Funktionserfüllungsgrad zwischen zwei Samplingpunkten besser abgebildet werden kann. Andererseits muss die Samplingfrequenz erhöht werden, damit sich der Fehler des Integrationsbeziehungsweise Prädiktionsschritts reduziert. Dabei liegt die Vermutung nahe, dass dies auch durch ein verbessertes Integrationsverfahren zur Diskretisierung des Zustandsraumsystems erreicht werden kann. Allerdings muss dabei berücksichtigt werden: Der Funktionserfüllungsgrad wird als verrauschte Konstante modelliert. Eine verbesserte Integration dieser Konstanten bringt somit keinerlei Vorteil, sondern bildet lediglich die restliche Dynamik des Systems besser ab. Zur verbesserten Abbildung des Funktionserfüllungsgrades muss das während der Integration konstante α öfter korrigiert werden. Die Schätzung des zeitvarianten Funktionserfüllungsgrades kann dementsprechend nur durch eine erhöhte Samplingfrequenz erfolgen und verbessert sich nur bedingt durch ein besseres Integrationsverfahren zur Diskretisierung des Zustandsraumsystems. Die aus diesen Überlegungen resultierenden Beobachterparameter wurden zu $Q_\alpha = 100$ und $F_s = 400\text{Hz}$ gewählt. Die Schätzgüten für alle auf Einzelmessungen basierenden Schätzer sind in Abbildung 4.3 abgebildet.

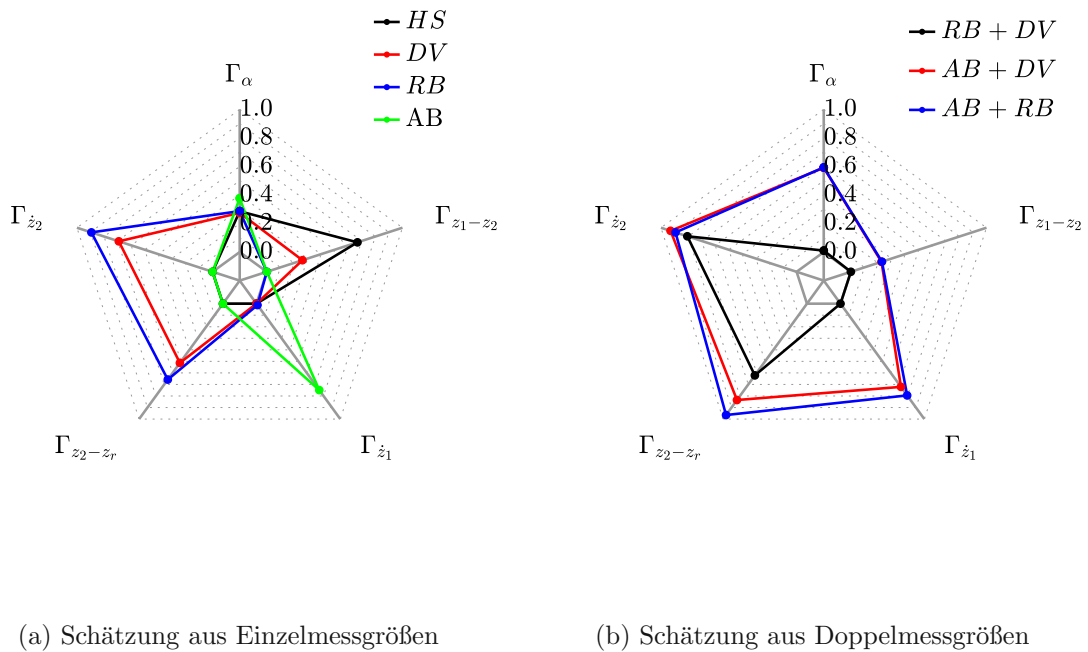


Abbildung 4.3: Schätzgüten: Verlust des Verstellvermögens

Die in Abbildung 4.3a dargestellten Schätzgüten der Schätzungen aus einer Messgröße bestätigen das in Abbildung 4.1a ersichtliche Verhalten der Schätzer bei proportionaler Degradierung. Zudem sind die Schätzgüten aufgrund der hohen Dynamik des Funktionserfüllungsgrades gegenüber der proportionalen Degradierung stark verringert, weshalb wiederum eine Schätzung basierend auf zumindest zwei Messgrößen erforderlich ist. Die Schätzgüten für alle auf zwei Messungen basierenden Schätzer sind in Abbildung 4.3b dargestellt.

Diese zeigen wiederum, dass die Bewegung des Rades über die zugehörigen Zustandsgrößen \dot{z}_2 und $z_2 - z_r$ gut geschätzt werden kann. Wie zu erwarten, ist die Messung aus Aufbau- und Radbeschleunigung zu bevorzugen, wobei die Schätzgüte des Funktionserfüllungsgrades gering ist. Dies ergibt sich aus dem dynamischen Verhalten des Funktionserfüllungsgrades α , welches vom Schätzer nur bedingt abgebildet werden kann. Zudem wird ersichtlich, dass die Schätzung des Zustandes $z_1 - z_2$ gegenüber der proportionalen Degradierung stark verringert ist. Da dieser Zustand allerdings direkt über die Höhenstandsmessung erfasst werden kann, wird die bevorzugte Schätzung aus Aufbau- und Radbeschleunigung um die Höhenstandsmessung erweitert. Die daraus resultierenden Schätzgüten sind in Abbildung 4.4 dargestellt.

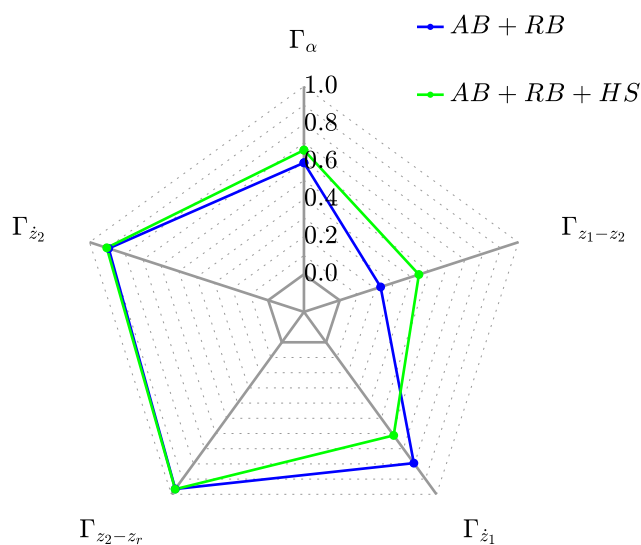


Abbildung 4.4: Schätzgüten: Einfluss der Höhenstandsmessung auf die Schätzung bei Verlust des Verstellvermögens

Die in Abbildung 4.4 dargestellten Schätzgüten zeigen, dass die zusätzliche Verwendung des Höhenstands nicht nur die Schätzung des zugehörigen Zustandes $z_1 - z_2$ verbessert, sondern aufgrund des Joint-Estimation-Prinzips auch die Schätzung des Funktionserfüllungsgrades. Die Betrachtung der in Abbildung 4.5 über der Zeit dargestellten Schätzungen erlaubt in weiterer Folge die genauere Beurteilung der einzelnen Schätzer. Wie bereits aus Abbildung 4.3 ersichtlich ist, stimmen die in Abbildung 4.5 dargestellten Schätzungen des Funktionserfüllungsgrades nur bedingt mit der Referenz überein. Allerdings sind die Minima der Referenz signifikante Punkte, da sie Zustände mit maximalem Einfluss der Dämpferdegradierung darstellen. Dementsprechend muss die Schätzung des Funktionserfüllungsgrades zumindest diese Minima erfassen. Diesbezüglich zeigt sich, dass sowohl die Schätzung aus Aufbau- und Radbeschleunigung als auch jene aus zusätzlicher Messung des Höhenstands geeignet sind.

4 Ergebnisse

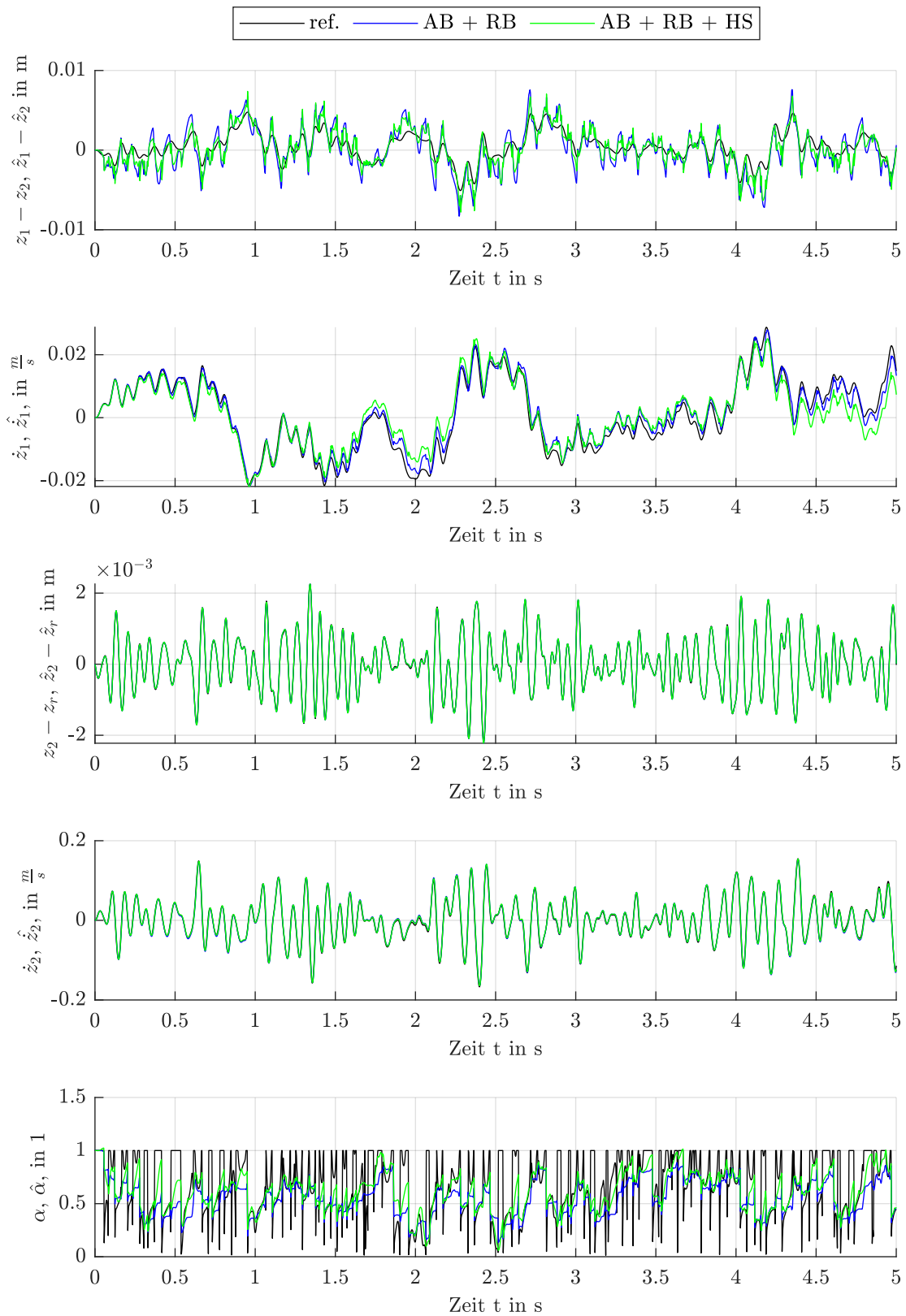


Abbildung 4.5: Geschätzte Zustandsgrößen über der Zeit für den Verlust des Verstellvermögens

4.3 Degradierung im High-Speed-Bereich

Als abschließendes Testszenario für die Join-Estimation-Schätzer wird die Degradierung im High-Speed-Bereich betrachtet. Dabei wird die Dämpferkraft des Kennfelds im High-Speed-Bereich in Bezug auf den Low-Speed-Bereich um 50% verringert. Der Funktionserfüllungsgrad zeigt, wie bereits beim Verlust des Verstellvermögens, einen stark dynamischen Verlauf. Im Gegensatz dazu ist die Schwankungsbreite, wie zu erwarten, geringer, da das Kraftstellvermögen über den Dämpferstrom i nur beeinträchtigt ist. Das simulierte Verhalten des Funktionserfüllungsgrades ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Aufgrund der hohen Dynamik des Funktionserfüllungsgrades werden dieselben Schätzparameter wie für den Verlust des Verstellvermögens verwendet. Die daraus resultierenden Schätzgüten für alle auf Einzelmessgrößen basierenden Schätzungen sind in Abbildung 4.6a dargestellt.

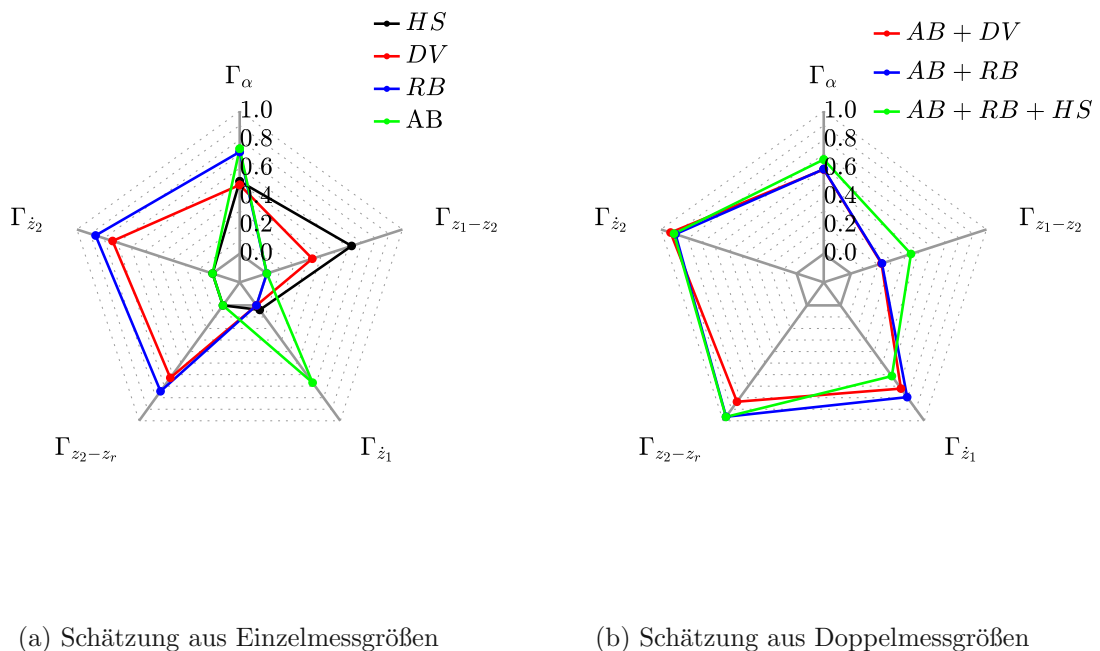


Abbildung 4.6: Schätzgüten: Degradation im High-Speed-Bereich

Aus Abbildung 4.6a wird ersichtlich, dass Schätzungen auf Basis einer einzelnen Messgröße für dieses Testszenario wiederum sehr geringe Schätzgüten aufweisen. Eine Erweiterung auf zumindest zwei Messgrößen ist dementsprechend wiederum notwendig. Die Schätzgüten für die betrachteten Messgrößenkombinationen sind in Abbildung 4.6b dargestellt. Diese verhalten sich dabei analog zu jenen mit Verlust des Verstellvermögens. Die Analyse der in Abbildung 4.7 über der Zeit dargestellten Schätzgrößen zeigen wiederum, dass Schätzungen aus Aufbau-, Radbeschleunigung beziehungsweise zusätzlichem Höhenstand am besten geeignet sind. Eine klar zu bevorzugende Messgrößenkombination kann auf Grund der sehr ähnlichen Ergebnisse jedoch nicht identifiziert werden. Weshalb zur weiteren Analyse der Schätzer die Schätzungen aus Aufbau- Radbeschleunigung und jene aus zusätzlicher Verwendung des Höhenstands verwendet werden.

4 Ergebnisse

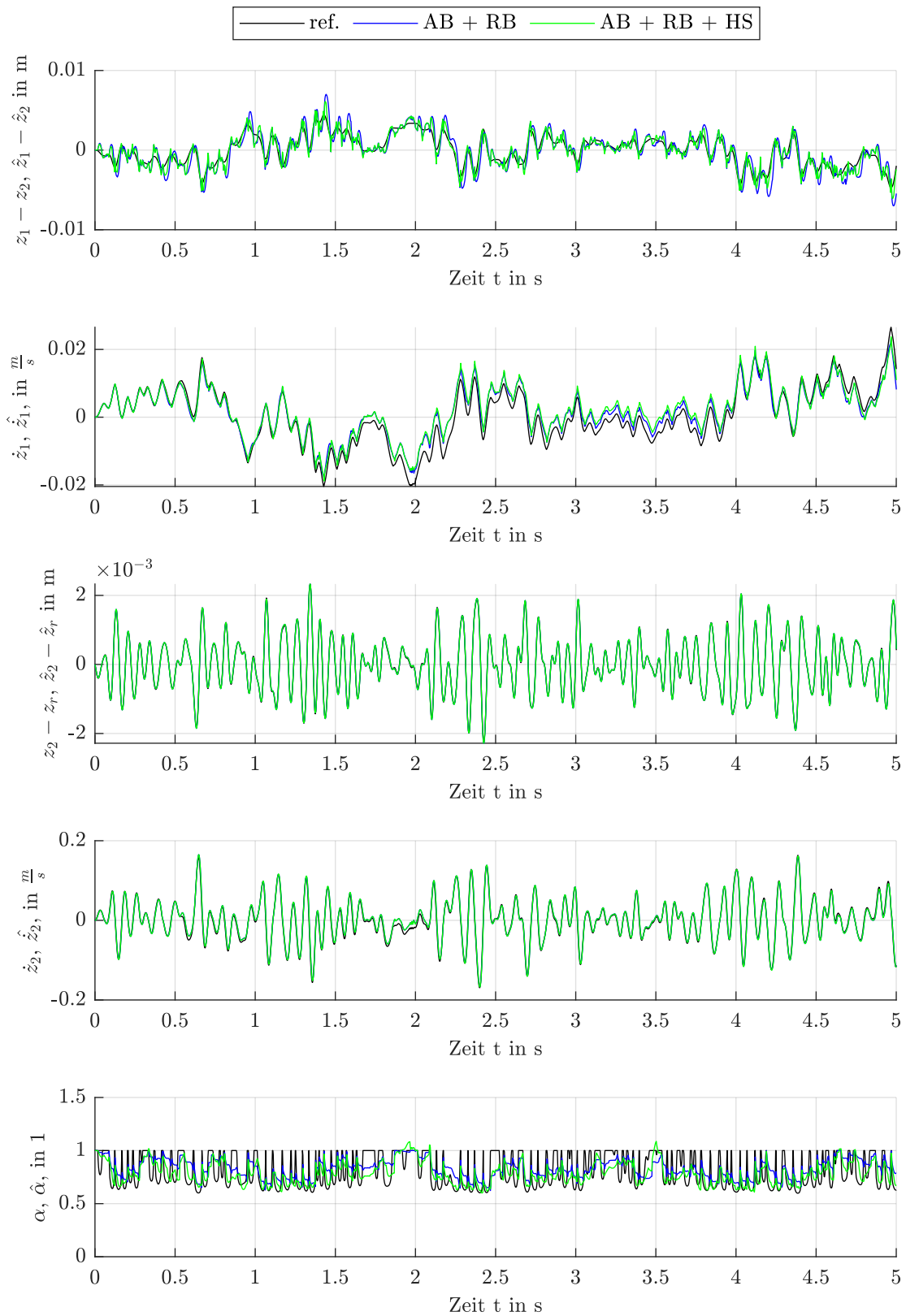


Abbildung 4.7: Geschätzte Zustandsgrößen über der Zeit für eine Dämpferdegradierung im High-Speed-Bereich um 50%

4.4 Abbildung der Degradation

Bisher wurden für alle Testszenarien Dämpfer mit Degradationen um 50% verwendet. Von besonderem Interesse ist allerdings jene Dämpferdegradierung, ab der diese im geschätzten Funktionserfüllungsgrad erkennbar ist. Dementsprechend werden die Degradierungen für die proportionale Degradierung und die Degradierung im High-Speed-Bereich ausgehend vom undegradierten Dämpfer schrittweise erhöht.

4.4.1 Proportionale-Degradierung

Die proportionale Degradierung stellt im Vergleich mit der Degradierung im High-Speed-Bereich auf Grund des zugehörigen konstanten Funktionserfüllungsgrad das einfachere Testszenario dar. Die Schätzgüten der Simulationsergebnisse für die Degradationen um 10%, 25%, 50% sowie 75% sind in Abbildung 4.8 dargestellt und werden dabei in Bezug zum geschätzten Funktionserfüllungsgrad des intakten Dämpfers mit einer Degradation um 0% dargestellt.

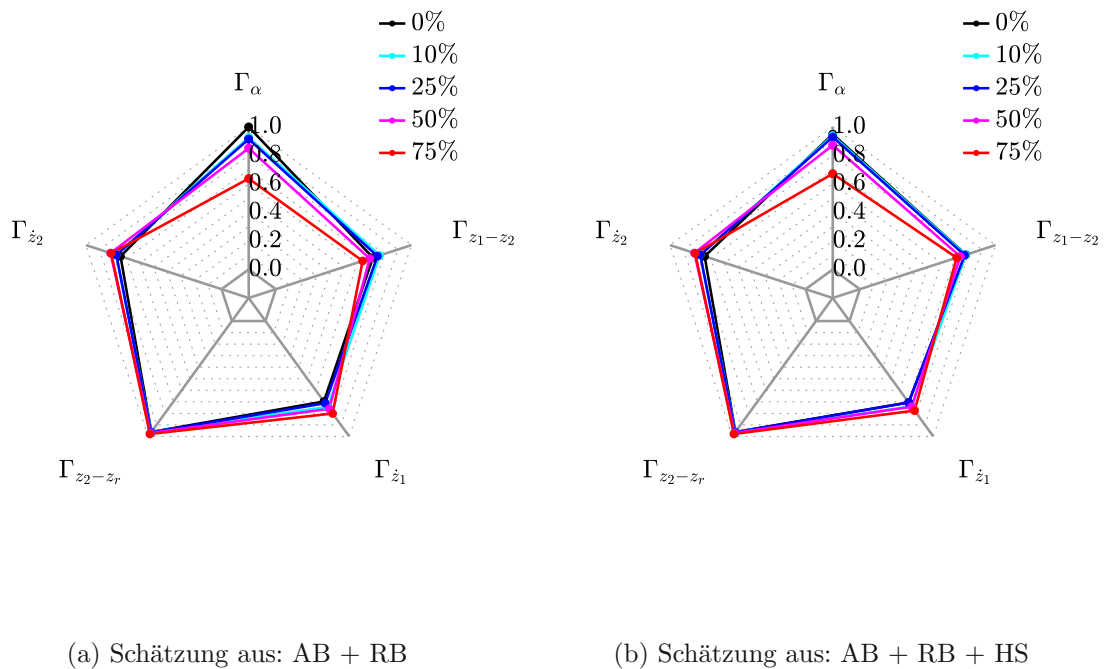


Abbildung 4.8: Einfluss der proportionalen Degradation auf die Schätzgüten

Aus Abbildung 4.8 wird ersichtlich, dass erst hohe Degradationen eine signifikante Abnahme der Schätzgüten verursachen. Allerdings weist die Schätzung aus Aufbau-, Radbeschleunigung und Höhenstand eine geringere Sensitivität als jene aus Aufbau- und Radbeschleunigung auf. Trotzdem weisen selbst die Schätzungen für geringe Degradationen erwartungsgemäß Schätzgüten kleiner eins auf. Aus der Schätzgüte ist dementsprechend nicht eindeutig ersichtlich, ob die zugehörigen Schätzungen bereits geringe Degradation des Dämpfers abbilden und eine eindeutige Aussage über seinen Zustand ermöglichen. Hierfür ist eine genauere Betrachtung der Schätzergebnisse über der Zeit notwendig, wofür diese in Abbildung 4.9 dargestellt sind.

4 Ergebnisse

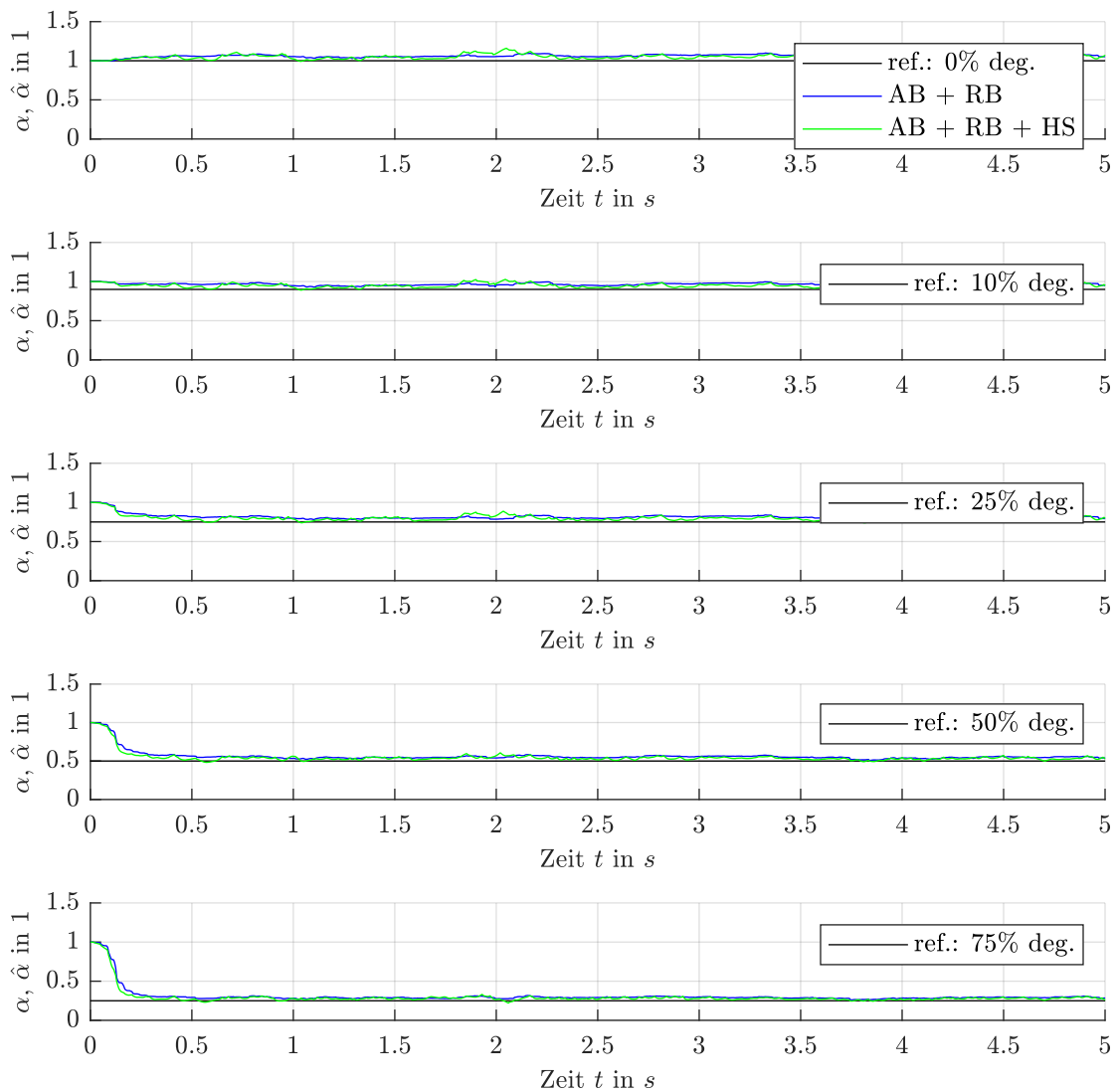


Abbildung 4.9: Geschätzte Funktionserfüllungsgrade über der Zeit für eine proportionale Dämpferdegradierung zwischen 0% und 75%

Die erste Kachel der Abbildung 4.9 stellt die geschätzten Funktionserfüllungsgrade für einen intakten, undegradierten Dämpfer dar. Dabei ist ersichtlich, dass auch diese verrauscht sind und den realen Funktionserfüllungsgrad $\alpha = 1$ nur im Mittel abbilden, weshalb die Betrachtung der zugehörigen Schätzgüte keine klaren Aussagen zulässt. Die Schätzergebnisse der Degradation um 10% mit $\alpha = 0.9$ in der zweiten Kachel zeigen diesbezüglich, dass der geschätzte Funktionserfüllungsgrad $\hat{\alpha}$ ebenfalls nur im Mittel kleiner eins ist, und die Degradation des Dämpfers somit nicht zu jedem Zeitpunkt aus der Schätzung erkannt werden kann. Erst die Schätzungen für Degradationen um 25% bis 75%, welche in den weiteren Kacheln dargestellt werden, bilden die Degradation zu jedem Zeitpunkt ab. Des Weiteren erweist sich keine der beiden Schätzungen als vorteilhaft, weshalb die proportionale Degradierung keine weiterführende Beurteilung der verschiedenen Messgrößenkombinationen erlaubt.

4.4.2 High-Speed-Degradierung

Das wesentlich anspruchsvollere Schätzerstestszenario stellt aufgrund des dynamischen Verhaltens des Funktionserfüllungsgrades die Degradierung im High-Speed-Bereich dar. Hierfür wird die Degradation wiederum ausgehend vom undegradierten Dämpfer um 10%, 25%, 50% sowie 75% erhöht. Eine vorhergehende Betrachtung der zugehörigen Schätzgüten erlaubt dabei wiederum eine grobe Aussage über die Sensitivität des Schätzers in Bezug auf die Degradierung. Diese sind für die favorisierten Schätzer in Abbildung 4.10 dargestellt.

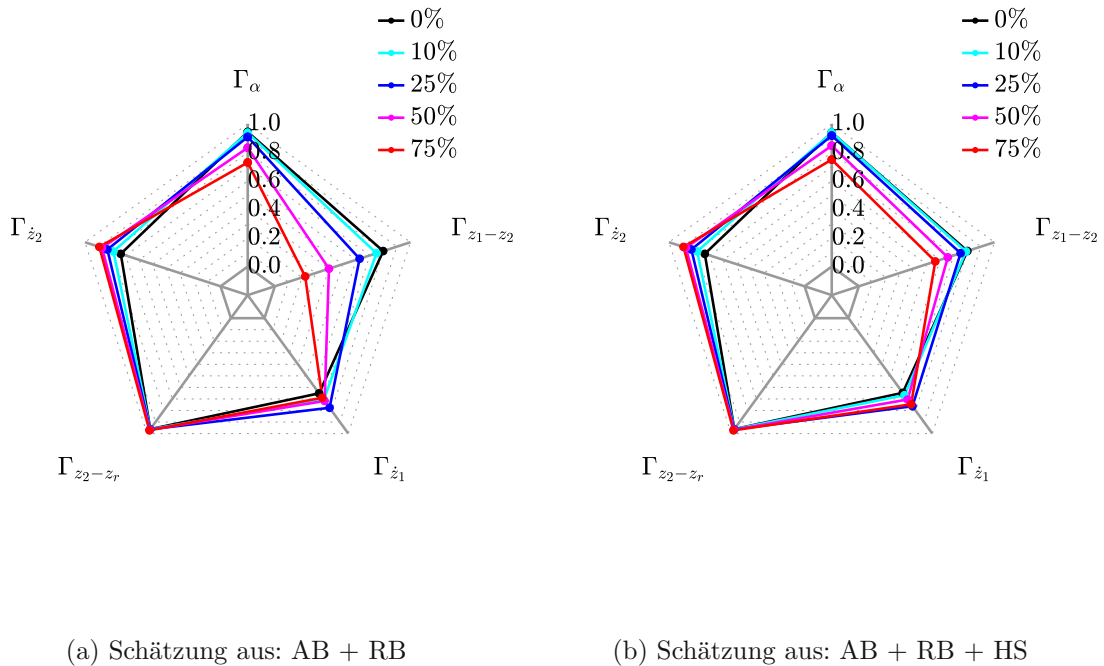


Abbildung 4.10: Einfluss der Degradation im High-Speed-Bereich auf die Schätzgüten

Aus Abbildung 4.10 wird ersichtlich, dass sich die Schätzung unter Berücksichtigung des Höhenstands eine geringere Sensitivität aufweist als jene aus alleiniger Berücksichtigung der Aufbau- und Radbeschleunigung. Dieses Verhalten wird bereits aus der zuvor betrachteten proportionalen Degradierung ersichtlich, jedoch ist die Abnahme der Schätzgüten für Schätzungen aus Rad- und Aufbaubeschleunigung stark erhöht. Erst eine Betrachtung der in Abbildung 4.11 über der Zeit dargestellten Schätzungen des Funktionserfüllungsgrades erlaubt eine genauere Beurteilung der Schätzer. Dabei zeigt sich: Geringe Degradationen können nur schlecht durch die Schätzungen abgebildet werden. Es muss allerdings darauf geachtet werden, dass der Funktionserfüllungsgrad die Degradation nicht zu jedem Zeitpunkt abbilden kann. Dies wird, wie bereits in 4.3 beschrieben, durch die Degradierung im High-Speed-Bereich verursacht. Wird der Dämpfer dabei nur im Low-Speed-Bereich betrieben, kann somit keine Degradation erkannt werden. Der Funktionserfüllungsgrad in diesem Bereich ist dementsprechend $\alpha = 1$, was auch in den Referenzen des Funktionserfüllungsgrades in Abbildung 4.11 erkennbar wird. Dementsprechend müssen wiederum jene Zustände vom Schätzer erfasst werden, in der die Dämpferdegradation maximal vom Funktionserfüllungsgrad abgebildet wird, welche durch die Minima des Funktionserfüllungsgrades dargestellt werden. Dabei werden diese ab einer

4 Ergebnisse

Degradation von 25% durch die Schätzer erfasst, wobei die Schätzung aus Aufbau-, Radbeschleunigung und Höhenstand in diesen Bereichen geringere Schätzfehler aufweist als jene aus Aufbau- und Radbeschleunigung. Die Schätzung aus Aufbau-, Radbeschleunigung und Höhenstand wird dementsprechend klar bevorzugt.

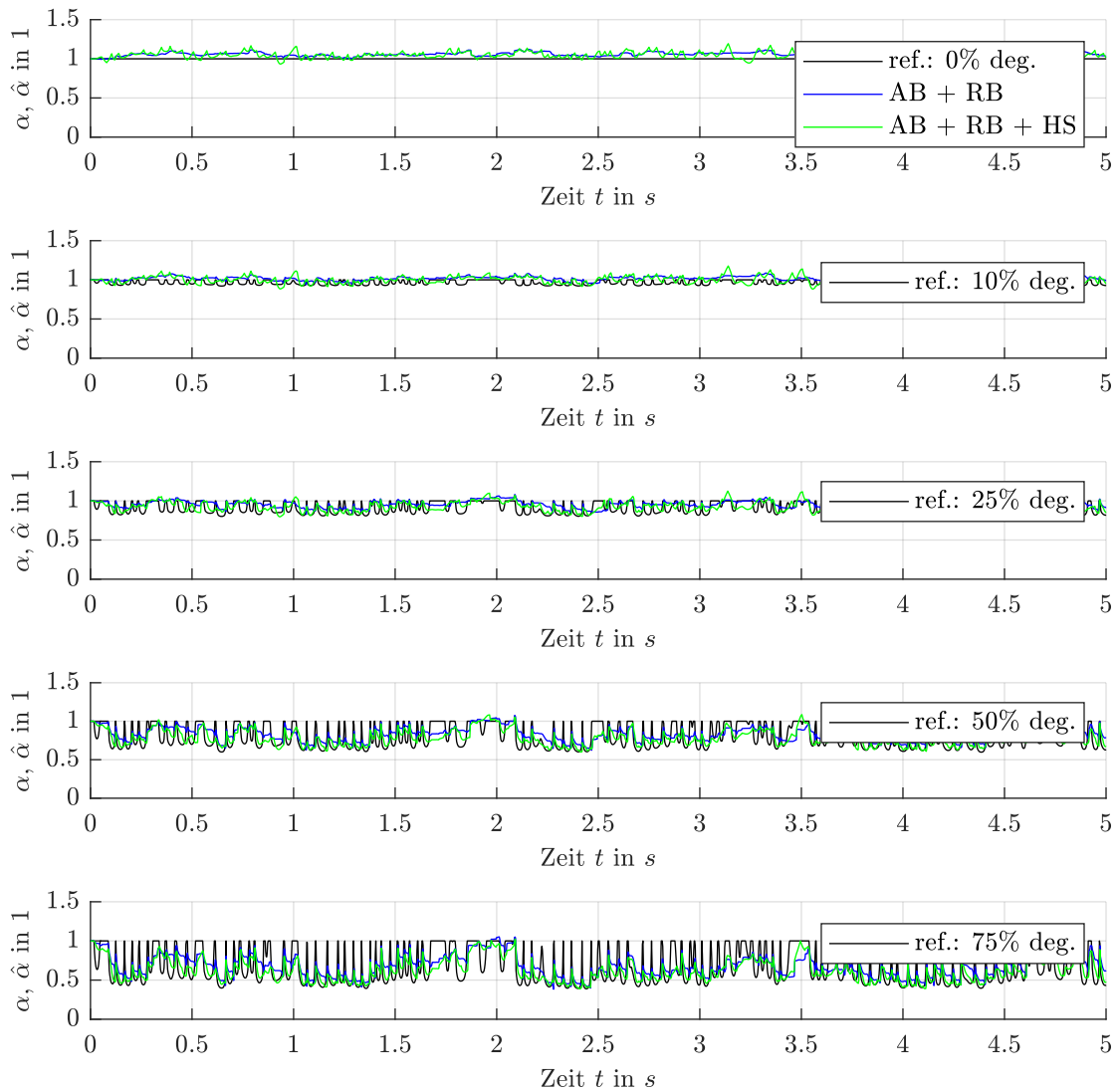


Abbildung 4.11: Geschätzte Funktionserfüllungsgrade über der Zeit für eine High-Speed-Dämpferdegradierung zwischen 0% und 75%

4.5 Parametersensitivität

Für die vorhergegangenen Schätzeranalysen wurde ein optimal parametrisiertes Schätzmodell verwendet. Im Allgemeinen kann dies jedoch nicht für alle Fahrzeugzustände gewährleistet werden, wodurch Abweichungen der Schätzmodellparameter zu den optimalen Parametern möglich ist. Eine geringe Sensibilität des Schätzers in Bezug auf Parameterabweichungen stellt demnach eine wesentliche Anforderung an den Schätzer dar, die im Folgenden untersucht wird. Dafür werden die auf das ursprüngliche Simulationsmodell abgestimmten Schätzmodellparameter konstant gehalten und die Parameter des Simulationsmodells variiert. Hierfür wird der Dämpferzustand des Vorderachsdämpfers durch eine Degradation im High-Speed-Bereich um 50% beschrieben.

4.5.1 Abweichungen der Aufbaumasse

Ein wesentlicher Parameter des Schätzmodells stellt die Aufbaumasse m_1 dar, welche den Fahrzeugaufbau abbilden soll. Die Masse des Fahrzeugaufbaus kann allerdings durch eine unterschiedliche Anzahl an Insassen und weitere Zuladungen stark variieren. In Bezug auf das Schätzmodell wirkt sich dies allerdings nicht nur auf den Aufbaumassenparameter aus. Zusätzlich resultiert eine Aufbaumassenabweichung in einem veränderten statischen Luftfederdruck, einer veränderten statischen Reifeneinfederung und somit in weiteren Parameterabweichungen. Zur Untersuchung der Schätzsensibilität auf Aufbaumassenabweichungen wird die Aufbaumasse des Schätzmodells schrittweise um 50kg bis 500kg erhöht. Diese Erhöhung wird wiederum durch zwei Punktmasse mit jeweils 0.75m Abstand zum Fahrzeugschwerpunkt modelliert wird. Die daraus resultierenden, aus der Simulation berechneten Schätzgüten der Schätzer sind in Abbildung 4.12 dargestellt.

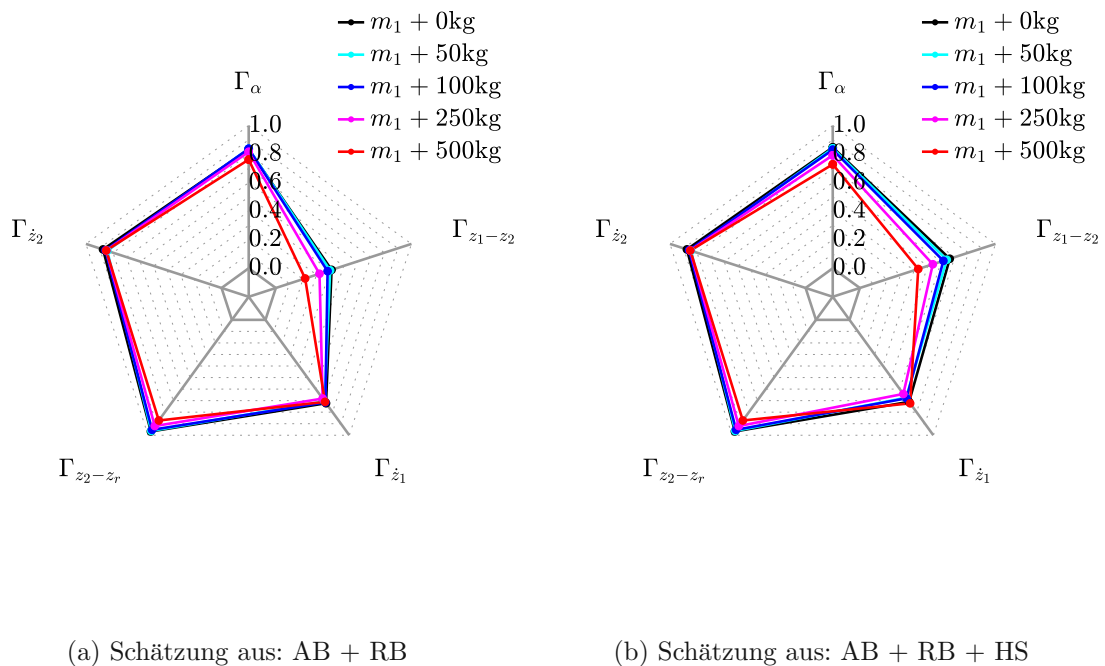


Abbildung 4.12: Sensibilität der Schätzung gegenüber Aufbaumassenabweichungen

Aus Abbildung 4.12a wird ersichtlich, dass sich insbesondere die Schätzung des Zustands $z_1 - z_2$ verschlechtert. Dies resultiert aus dem Umstand, dass die statische Ruhelage des Simulationsmodells mit erhöhter Aufbaumasse nicht der statischen Ruhelage des Schätzmodells entspricht. Die sich daraus ergebenden Abweichungen im statischen Luftfederdruck und der statischen Reifeneinfederung beeinflussen dementsprechend direkt diese Zustandsgröße. Durch die Messung dieses Zustandes über den Höhenstand kann die Schätzung des Zustands erwartungsgemäß erhöht werden. Die zugehörigen Schätzgüten sind in Abbildung 4.12b dargestellt.

4.5.2 Abweichung der Radmasse

Neben Aufbaumassenvariationen sind auch Veränderungen der Radmasse möglich, die beispielsweise durch einen Radwechsel verursacht werden können. Die Wirkung der Radmassenabweichung auf die Schätzmodellparameter verhält sich dabei analog zur Aufbaumassenabweichung und sorgt für einen veränderten, statischen Referenzzustand. Zur Untersuchung der Parametersensibilität werden die Radmassen des Schätzmodells um 2kg beziehungsweise 5kg erhöht. Die daraus resultierenden Schätzgüten werden in Abbildung 4.13 dargestellt.

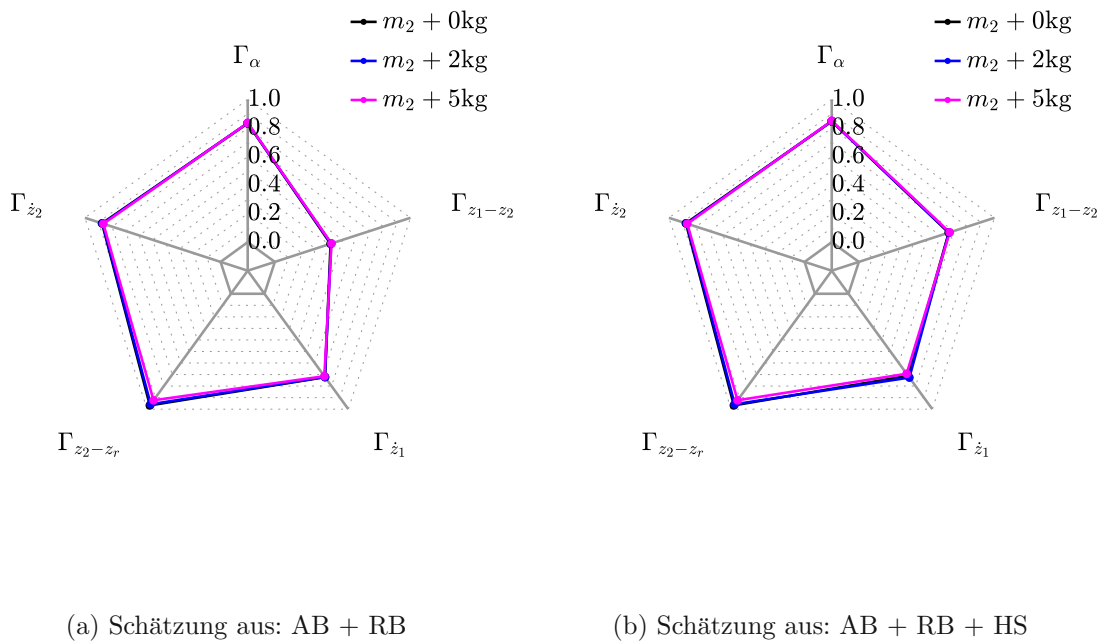


Abbildung 4.13: Sensibilität der Schätzung gegenüber Radmassenabweichungen

Aus den in Abbildung 4.13 dargestellten Schätzgüten der Schätzung aus Aufbau- und Radbeschleunigung ist ersichtlich, dass eine Radmassenabweichung nur geringen Einfluss auf die Schätzung des Funktionserfüllungsgrades hat. Im Gegensatz zur Abweichungen der Aufbaumasse weist nun allerdings auch die Schätzung aus Aufbau- und Radbeschleunigung eine geringe Sensitivität auf und ist in dieser Hinsicht der Schätzung aus Aufbau-, Radbeschleunigung und zusätzlichem Höhenstand ebenbürtig. Allerdings ist die Schätzgüte des Zustands $z_1 - z_2$

stark verringert, wodurch sich auch die Schätzungsgüte des Funktionserfüllungsgrades geringfügig verschlechtert.

4.5.3 Abweichung der Straßenunebenheitsanordnung

Eine weitere stark variierende Größe stellt die Erregung des Systems durch die Straßenunebenheit dar. Hierfür werden Straßensignale nach Richter [42] synthetisiert, die durchschnittliche deutsche Straßen beschreiben. Nach Mitschke et al. [4] werden Kreisstraßen im Mittel durch ein Unebenheitsmaß von $\Phi(\Omega_0) = 12.2$, Landstraßen mit $\Phi(\Omega_0) = 5.3$ und Bundesstraßen mit $\Phi(\Omega_0) = 2.1$ charakterisiert. Die Welligkeit der betrachteten Straßen schwankt dabei geringfügig um $w = 2$. Aufgrund der von Mitschke et al. [4] vorgeschlagenen Welligkeit von $w = 2$ und der Synthetisierung des Signals nach Richter [42] wird die Welligkeit für alle Straßen zu $w = 2$ gewählt. Die Schätzungsgüten der Simulationen für die verschiedenen Erregungen sind in Abbildung 4.14 dargestellt.

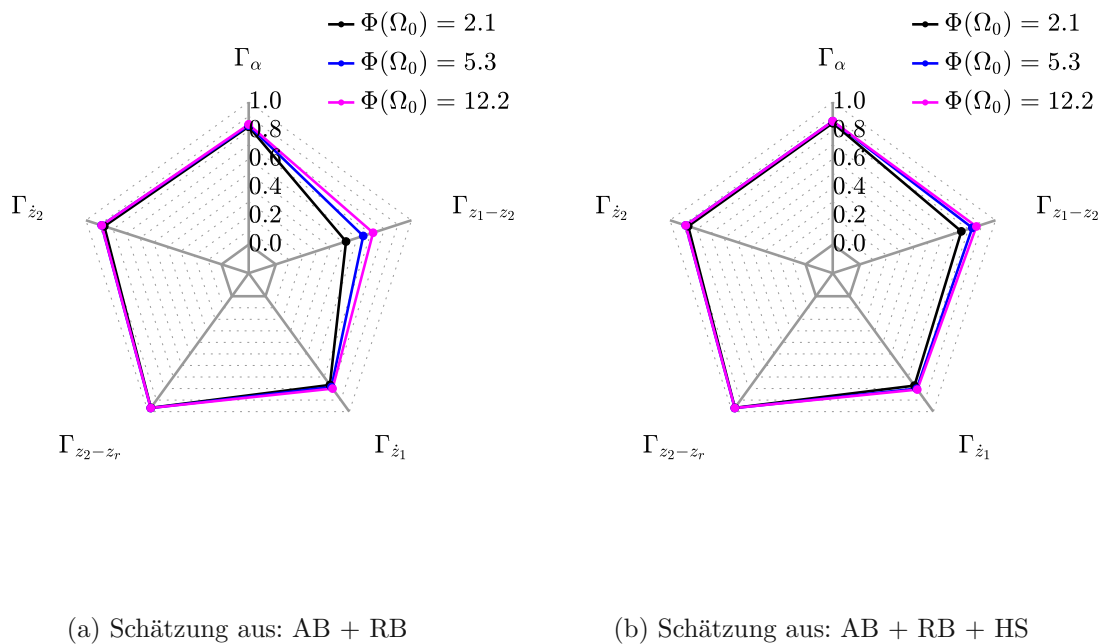


Abbildung 4.14: Sensibilität der Schätzung gegenüber der Straßenanregung

Aus den Abbildung 4.14 dargestellten Schätzungsgüten geht hervor, dass die Erregung des Systems über die Straßenunebenheit nur geringen Einfluss auf die Schätzungsgüte besitzt. Die größten Schätzungsgütenabnahmen treten dabei wiederum für den schwer zu schätzenden Zustand $z_1 - z_2$ auf. Erwartungsgemäß fallen diese für die Schätzung aus Aufbau-, Radmasse und Höhenstand geringer aus als für die Schätzung ohne Höhenstand.

4.6 Definiton des Messgrößenkonzept

Die Ergebnisse der durchgeführten Analysen erlauben abschließend die Definiton einer geeinerten Messgrößenkombination. Die durch die Testszenarien schrittweise durchgeführte Auswahl der geeigneten Messgrößenkombinationen resultiert in der Einschränkung auf Schätzungen aus Aufbau-, Radbeschleunigung sowie einer Schätzung mit zusätzlich verwendetem Höhenstand. Durch die weitergehende Analyse der Degradationsabbildung in 4.4 wird klar ersichtlich, dass die Schätzung aus Aufbau-, Radbeschleunigung und Höhenstand aufgrund der besseren Abbildung der signifikanten Minima im Funktionserfüllungsgrad der Schätzung aus Aufbau- und Radbeschleunigung überlegen ist. Die Analyse der Parametersensitivität in 4.5 bestätigt dieses Bild, weshalb die Messgrößenkombination zu Aufbau-, Radbeschleunigung und Höhenstand definiert wird.

5 Zusammenfassung und Diskussion

5.1 Zusammenfassung

Ausgehend von der Annahme, dass sich die Dämpferdegradation auf die Dämpferkraft auswirkt, wurde der dimensionslose Funktionserfüllungsgrad eingeführt, durch den der Dämpferzustand quantifiziert wird. Dessen Definition ist dabei unabhängig vom Dämpferkraftgesetz des degradierten semiaktiven Dämpfers und somit aller möglichen Fehlerquellen. Der Funktionserfüllungsgrad kann deshalb unter Berücksichtigung der Schätzanforderungen aussagekräftig aus der Fahrzeugdynamik geschätzt werden. Zur Schätzung des Funktionserfüllungsgrades im Betrieb des Fahrzeugs wurde darauf ein Beobachter auf Basis des Extended-Kalman-Filter entwickelt, der den Funktionserfüllungsgrad aus der Fahrzeugvertikaldynamik schätzt. Die Vertikaldynamik wurde dabei durch ein semiaktives Viertelfahrzeugmodell modelliert, wobei dieses zur Schätzung des Funktionserfüllungsgrades adaptiert wurde. Ausgehend von der Modellbeschreibung wurde die Schätzbarkeit des Funktionserfüllungsgrades analysiert um ein geeignetes Messgrößenkonzept zu bestimmen. Hierfür wurden sowohl qualitative als auch quantitative Beobachtbarkeitskriterien verwendet, deren Ergebnisse anschließend durch Simulation überprüft wurden. Zur Validierung des Schätzmodells wurde ein semiaktives Halffahrzeug verwendet, welches durch das Skyhook-Prinzip geregelt wird. Das Regelgesetz wurde dabei so adaptiert, dass die daraus resultierenden Dämpferkraftvorgaben den Schätzanforderungen des Funktionserfüllungsgrades genügen. Die Dämpferdefekte wurden dabei durch verschiedene Ansätze modelliert und die daraus resultierenden Funktionserfüllungsgrade durch den vorgestellten Beobachter geschätzt. Abschließend wurde die Sensitivität des Schätzers auf die Dämpferdegradation und Parameterabweichungen durch Simulation analysiert und daraus ein geeignetes Messgrößenkonzept aus Aufbau-, Radbeschleunigungs- und Höhenstandsmessung definiert.

5.2 Diskussion

Die Arbeit beinhaltet die indirekte Zustandsüberwachung von semiaktiven Fahrwerksdämpfern durch die Analyse der Fahrzeugvertikaldynamik bei minimaler Kenntnis des Dämpferverhaltens. Der zur Zustandsüberwachung des Dämpfers eingeführte Funktionserfüllungsgrad wurde deshalb unabhängig vom degradierten Dämpferkraftgesetz gewählt und basiert auf der momentanen Dämpferkraft und der indirekten Kenntnis des Sollkraftgesetzes über die Dämpferkraftanforderung. Die momentane Dämpferkraft wird dabei wiederum direkt durch die Dämpferdegradation beeinflusst und bildet diese zu jedem Zeitpunkt ab. Der Funktionserfüllungsgrad beschreibt den Dämpferzustand deshalb für jeden momentanen Betriebspunkt, eine allgemeinere Aussage über die Dämpferdegradation und ihren Einfluss auf das Dämpferkraftgesetz ist dadurch allerdings nicht möglich. Die dämpferkraftbasierte Zustandsüberwachung über den Funktionserfüllungsgrad stellt somit je nach Defekt und Dämpferdegradation eine stark zeitvariante Größe dar. Des Weiteren bedingt dieses Verhalten, dass die Degradation des Dämpfers nicht zu jedem Zeitpunkt durch den Funktionserfüllungsgrad abgebildet wird. Deshalb stellen insbesondere die Minima des Funktionserfüllungsgrades signifikante Zustände dar, in denen die Dämpferdegradation maximalen Einfluss auf das Kraftstellverhalten des Dämpfers besitzt. Der Dämpferzustand wird deshalb über diese Minima charakterisiert, die dementsprechend durch die Schätzung des Funktionserfüllungsgrades abgebildet werden müssen. Hierfür ist allerdings ein agil abgestimmter Schätzer mit relativ geringer Schätzgüte notwendig, weshalb eine Erweiterung der vorgestellten Schätzmethode um eine Dynamik des Funktionserfüllungsgrades als vorteilhaft erscheint. Die Modellierung dieser Dynamik erfordert allerdings ein vertieftes Wissen über das Dämpferkraftgesetz, sowie mögliche Dämpferdefekte, Degradation und insbesondere deren Einfluss auf das Kraftstellverhalten des Dämpfers. Das hierfür notwendige Wissen könnte allerdings auch zur Definition eines weniger zeitvarianten Zustandsmaßes verwendet werden, wodurch die Problematik des vom Betriebspunkt des Dämpfers abhängigen Funktionserfüllungsgrades von vornherein beseitigt werden könnte. Allerdings stand solches Wissen im Rahmen dieser Arbeit nicht zur Verfügung, weshalb zur Definition des Funktionserfüllungsgrades von jeglichen Annahmen zum Dämpferkraftgesetz, Dämpferdefekten und deren Einflüssen auf das Kraftstellverhalten des Dämpfers abgesehen wurde.

5.3 Ausblick

Aus den Ergebnissen der Diplomarbeit wird ersichtlich, dass die indirekte Zustandsüberwachung von semiaktiven Fahrwerksdämpfern über Kraftschätzungen aus einem Fahrzeugmodell nur unter den angeführten Schätzanforderungen erfolgen kann. Zur genaueren und aussagekräftigeren Beurteilung der Dämpferdegradation ist allerdings zusätzliches Wissen über das degradations- und defektbehaftete Dämpferverhalten notwendig. Diese Aspekte sind allerdings nicht im Rahmen dieser Arbeit und können deshalb Inhalt zukünftiger Forschung sein.

Literatur

- [1] S. Arena, E. Florian, I. Zennaro, P. Orrù und F. Sgarbossa, „A novel decision support system for managing predictive maintenance strategies based on machine learning approaches“, *Safety science*, Jg. 146, S. 105–129, 2022.
- [2] T. P. Carvalho, F. A. Soares, R. Vita, R. d. P. Francisco, J. P. Basto und S. G. Alcalá, „A systematic literature review of machine learning methods applied to predictive maintenance“, *Computers & Industrial Engineering*, Jg. 137, S. 106–124, 2019.
- [3] R. Kothamasu, S. H. Huang und W. H. VerDuin, „System health monitoring and prognostics—a review of current paradigms and practices“, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Jg. 28, S. 1012–1024, 2006.
- [4] M. Mitschke und H. Wallentowitz, *Dynamik der kraftfahrzeuge*. Springer, 1972, Bd. 4.
- [5] M.-A. Massoumnia, G. Verghese und A. Willsky, „Failure detection and identification“, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Jg. 34, Nr. 3, S. 316–321, 1989. DOI: 10.1109/9.16422.
- [6] D. Hernandez-Alcantara, L. Amezcuita-Brooks, C. Vivas-Lopez, R. Morales-Menendez und R. Ramirez-Mendoza, „Fault detection for automotive semi-active dampers“, in *2013 Conference on Control and Fault-Tolerant Systems (SysTol)*, IEEE, 2013, S. 625–630.
- [7] J. de-J Lozoya-Santos, R. Morales-Menendez, R. Ramirez-Mendoza, J. C. Tudon-Martinez, O. Sename und L. Dugard, „Magnetorheological damper—an experimental study“, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Jg. 23, Nr. 11, S. 1213–1232, 2012.
- [8] D. Savaresi, F. Favalli, S. Formentin und S. Savaresi, „On-line damping estimation in road vehicle semi-active suspension systems“, *IFAC-PapersOnLine*, Jg. 52, Nr. 5, S. 679–684, 2019.
- [9] L. Ferrari, S. Cattini, L. Rovati und A. Bosi, „A simple measuring system for automotive damper wear estimation“, in *2012 IEEE International Instrumentation and Measurement Technology Conference Proceedings*, IEEE, 2012, S. 539–543.
- [10] T. Zehelein, T. Hemmert-Pottmann und M. Lienkamp, „Diagnosing automotive damper defects using convolutional neural networks and electronic stability control sensor signals“, *Journal of Sensor and Actuator Networks*, Jg. 9, Nr. 1, S. 8, 2020.
- [11] D. H. Alcantara, R. Morales-Menendez und L. Amezcuita-Brooks, „Fault diagnosis for an automotive suspension using particle filters“, in *2016 European Control Conference (ECC)*, 2016, S. 1898–1903. DOI: 10.1109/ECC.2016.7810568.

- [12] D. Fischer und R. Isermann, „Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions“, *Control Engineering Practice*, Jg. 12, Nr. 11, S. 1353–1367, 2004, Mechatronic Systems. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2003.08.003>.
- [13] D. Fischer, M. Börner, J. Schmitt und R. Isermann, „Fault detection for lateral and vertical vehicle dynamics“, *Control Engineering Practice*, Jg. 15, Nr. 3, S. 315–324, 2007.
- [14] T. Weispfenning, „Fault detection and diagnosis of components of the vehicle vertical dynamics“, *Meccanica*, Jg. 32, S. 459–472, 1997.
- [15] M. Börner, H. Straky, T. Weispfenning und R. Isermann, „Model based fault detection of vehicle suspension and hydraulic brake systems“, *Mechatronics*, Jg. 12, Nr. 8, S. 999–1010, 2002.
- [16] X. Du, G. Han, M. Yu, Y. Peng, X. Xu und J. Fu, „Fault detection and fault tolerant control of vehicle semi-active suspension system with magneto-rheological damper“, *Smart Materials and Structures*, Jg. 30, Nr. 1, S. 014004, 2020.
- [17] S. M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Sename und L. Dugard, „CHAPTER 2 - Semi-Active Suspension Technologies and Models“, in *Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, S. M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Sename und L. Dugard, Hrsg., Boston: Butterworth-Heinemann, 2010, S. 15–39. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-096678-6.00002-X>.
- [18] F. Klinger, „Kombinierte Betrachtung passiver und (semi-) aktiver Radaufhängungen mittels äquivalenter Fahrwerksparameter“, Diss., Wien, 2018.
- [19] B. Heiing, M. Ersoy und S. Gies, „Fahrdynamik“, in *Fahrwerkhandbuch: Grundlagen · Fahrdynamik · Komponenten · Systeme · Mechatronik · Perspektiven*, B. Heiing, M. Ersoy und S. Gies, Hrsg. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2013, S. 38–155. DOI: [10.1007/978-3-658-01992-1_2](https://doi.org/10.1007/978-3-658-01992-1_2).
- [20] S. Jakubek, „Feedbackcontrol“, *Skriptum, TU Wien*, 2021.
- [21] W. Kemmetmüller und A. Kugi, „Regelungssysteme 1“, *Skriptum, TU Wien*, 2020.
- [22] C. Hametner, S. Jakubek und A. Schirrer, „Digital Control“, *Skriptum, TU Wien*, 2021.
- [23] L. Ljung, „Asymptotic behavior of the extended Kalman filter as a parameter estimator for linear systems“, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Jg. 24, Nr. 1, S. 36–50, 1979. DOI: [10.1109/TAC.1979.1101943](https://doi.org/10.1109/TAC.1979.1101943).
- [24] D. Simon, „Optimal state estimation: Kalman, H, and nonlinear approaches. Hoboken“, *NJ: John Wiley and Sons*, Jg. 10, S. 0470045345, 2006.
- [25] C. K. Chui, G. Chen u. a., *Kalman filtering*. Springer, 2017.
- [26] T. A. Wenzel, K. Burnham, M. Blundell und R. Williams, „Dual extended Kalman filter for vehicle state and parameter estimation“, *Vehicle system dynamics*, Jg. 44, Nr. 2, S. 153–171, 2006.
- [27] S. Haykin, *Kalman filtering and neural networks*. John Wiley & Sons, 2004.

- [28] D. Simon und T. L. Chia, „Kalman filtering with state equality constraints“, *IEEE transactions on Aerospace and Electronic Systems*, Jg. 38, Nr. 1, S. 128–136, 2002.
- [29] D. Simon und D. L. Simon, „Kalman filtering with inequality constraints for turbofan engine health estimation“, *IEE Proceedings-Control Theory and Applications*, Jg. 153, Nr. 3, S. 371–378, 2006.
- [30] E. Boyraz, „Beitrag zur objektiven Bewertung der dynamischen Eigenschaften von Luftfedern“, de, Diss., Aug. 2019. DOI: 10.17185/dupublico/70403.
- [31] W. Matschinsky, *Radführungen der Straßenfahrzeuge: Kinematik, Elasto-Kinematik und Konstruktion*. Springer-Verlag, 2007.
- [32] G. Rill, „A modified implicit Euler algorithm for solving vehicle dynamic equations“, *Multibody System Dynamics*, Jg. 15, S. 1–24, 2006.
- [33] A. Gryzlov, M. Leskens und R. Mudde, „A semi-implicit approach for fast parameter estimation by means of the extended Kalman filter“, *Journal of Process Control*, Jg. 21, Nr. 4, S. 510–518, 2011.
- [34] R. E. Kalman, „On the general theory of control systems“, in *Proceedings First International Conference on Automatic Control, Moscow, USSR*, 1960, S. 481–492.
- [35] R. Bellman und K. J. Åström, „On structural identifiability“, *Mathematical biosciences*, Jg. 7, Nr. 3-4, S. 329–339, 1970.
- [36] R. Hermann und A. Krener, „Nonlinear controllability and observability“, *IEEE Transactions on automatic control*, Jg. 22, Nr. 5, S. 728–740, 1977.
- [37] A. F. Villaverde, N. Tsiantis und J. R. Banga, „Full observability and estimation of unknown inputs, states and parameters of nonlinear biological models“, *Journal of the Royal Society Interface*, Jg. 16, Nr. 156, S. 2019043, 2019.
- [38] J. Karlsson, M. Anguelova und M. Jirstrand, „An efficient method for structural identifiability analysis of large dynamic systems“, *IFAC proceedings volumes*, Jg. 45, Nr. 16, S. 941–946, 2012.
- [39] A. Hać und L. Liu, „Sensor and actuator location in motion control of flexible structures“, *Journal of sound and vibration*, Jg. 167, Nr. 2, S. 239–261, 1993.
- [40] S. Leleu, H. Abou-Kandil und Y. Bonnassieux, „Piezoelectric actuators and sensors location for active control of flexible structures“, in *Proceedings of the 17th IEEE Instrumentation and Measurement Technology Conference [Cat. No. 00CH37066]*, IEEE, Bd. 2, 2000, S. 818–823.
- [41] J. C. Dixon, *The shock absorber handbook*. SAE International, 1999.
- [42] B. Richter, *Schwerpunkte der Fahrzeugdynamik: Fahrzeugschwingungen, Kurshaltung, Vierradlenkung, Allradantrieb*. Verlag TÜV Rheinland, 1990.
- [43] M. Fröhlich, *Ein robuster Zustandsbeobachter für ein semiaktives Fahrwerkregelsystem* (Fortschritt-Berichte VDI.: Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik). VDI-Verlag, 2008.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Spektrale Unebenheitsdichte $\Phi_h(\Omega)$ in Abhängigkeit von der Wegkreisfrequenz Ω bzw. der Unebenheitswellenlänge L in doppelt logarithmischer Darstellung [4]	8
2.2	Normierte Darstellung des schematischen Dämpferkennfeldes	10
2.3	Allgemeine Beobachterstruktur	11
2.4	Kalman-Filter-Iterationsschleife	15
2.5	Semiaktives Viertelfahrzeugmodell	20
2.6	Schematische Darstellung der Luftfeder	21
2.7	Beobachtbarkeitsmaß nach Leleu für die betrachteten Sensorkombinationen	30
3.1	Semiaktives Halffahrzeugmodell	33
3.2	Gegenüberstellung des Skyhook-Systems und des semiaktiven Systems in Anlehnung an [4]	36
3.3	Vergleich des Regler und Dämpferkraftgesetzes	37
3.4	Schematische Darstellung der degradierten Dämpferkennfelder im Vergleich zum undegradierten Kennfeld	40
4.1	Schätzgüten: Proportionale Degradation	43
4.2	Geschätzte Zustandsgrößen über der Zeit für eine proportionale Dämpferdegradierung um 50%	45
4.3	Schätzgüten: Verlust des Verstellvermögens	47
4.4	Schätzgüten: Einfluss der Höhenstandsmessung auf die Schätzung bei Verlust des Verstellvermögens	48
4.5	Geschätzte Zustandsgrößen über der Zeit für den Verlust des Verstellvermögens	49
4.6	Schätzgüten: Degradation im High-Speed-Bereich	50
4.7	Geschätzte Zustandsgrößen über der Zeit für eine Dämpferdegradierung im High-Speed-Bereich um 50%	51
4.8	Einfluss der proportionalen Degradation auf die Schätzgüten	52
4.9	Geschätzte Funktionserfüllungsgrade über der Zeit für eine proportionale Dämpferdegradierung zwischen 0% und 75%	53
4.10	Einfluss der Degradation im High-Speed-Bereich auf die Schätzgüten	54
4.11	Geschätzte Funktionserfüllungsgrade über der Zeit für eine High-Speed-Dämpferdegradierung zwischen 0% und 75%	55
4.12	Sensibilität der Schätzung gegenüber Aufbaumassenabweichungen	56
4.13	Sensibilität der Schätzung gegenüber Radmassenabweichungen	57
4.14	Sensibilität der Schätzung gegenüber der Straßenanregung	58

A Anhang

A.1 Modellparameter

A.1.1 Viertelfahrzeugmodell

<i>Beschreibung</i>	<i>Parameter</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
Aufbaumasse	$m_{1,Fr}$	535	kg
Radmasse	$m_{2,Fr}$	55	kg
effektiver Federquerschnitt	$A_{eff,Fr}$	0.012	m ²
statisches Luftfedervolumen	$V_{0,Fr}$	0.004	m ³
statischer Luftfederdruck	$p_{0,Fr}$	7.729	MPa
Isentropenkoeffizient	κ	1.36	1
Federübersetzung	$i_{c,Fr}$	0.65	1
Dämpferübersetzung	$i_{c,Fr}$	0.65	1
Reifensteifigkeit	$c_{2,Fr}$	289 000	N/m
Systemdämpfung	$k_{sys,Fr}$	10	Ns/m

Tabelle A.1: Parameter des Viertelfahrzeugmodells

A.1.2 Halbfahrzeugmodell

<i>Beschreibung</i>	<i>Parameter</i>	<i>Wert</i>	<i>Einheit</i>
Aufbaumasse	m_1	1000	kg
Aufbaumassenträgheitsmoment um den Schwerpunkt	$J_{s,y}$	1800	kgm ²
Abstand des Schwerpunkts zur Vorderachse	a	1.302	m
Abstand des Schwerpunkts zur Hinterachse	b	1.498	m
Radmasse der Vorderachse	$m_{2,Fr}$	55	kg
Radmasse der Hinterachse	$m_{2,Re}$	55	kg
effektiver Federquerschnitt der Vorderachsfeder	$A_{eff,Fr}$	0.0120	m ²
effektiver Federquerschnitt der Hinterachsfeder	$A_{eff,Re}$	0.0125	m ²
statisches Luftfedervolumen der Vorderachsfeder	$V_{0,Fr}$	0.0040	m ³
statisches Luftfedervolumen der Hinterachsfeder	$V_{0,Re}$	0.0035	m ³
statischer Luftfederdruck der Vorderachsfeder	$p_{0,Fr}$	7.729	MPa
statischer Luftfederdruck der Hinterachsfeder	$p_{0,Re}$	7.517	MPa
Isentropenkoeffizient	κ	1.36	1
Federübersetzung der Vorderachsfeder	$i_{c,Fr}$	0.650	1
Federübersetzung der Hinterachsfeder	$i_{c,Re}$	0.560	1
Dämpferübersetzung des Vorderachsdämpfers	$i_{c,Fr}$	0.650	1
Dämpferübersetzung des Hinterachsdämpfers	$i_{c,Re}$	0.825	1
Reifensteifigkeit des Vorderreifens	$c_{2,Fr}$	289 000	N/m
Reifensteifigkeit des Hinterreifens	$c_{2,Re}$	315 000	N/m
Systemdämpfung der Vorderradaufhängung	$k_{sys,Fr}$	10	Ns/m
Systemdämpfung der Vorderradaufhängung	$k_{sys,Re}$	10	Ns/m

Tabelle A.2: Parameter des Halbfahrzeugmodells