



WHZ Westsächsische
Hochschule Zwickau
Hochschule für Mobilität

Fakultät Kraftfahrzeugtechnik

Diplomarbeit

Thema:

**Optimierung Schwingungsdämpfer-Inerter-Fahrwerk
– Modellbildung und Simulation der Vertikaldynamik**

Eingereicht von: Ron Szuppa

Geboren am 28.07.2000 in Gera

Matrikelnummer: 42238

Seminargruppe: 212235/KFM

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Jan Schubert

Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. Rick Voßwinkel

Zwickau, den 30.03.2026

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Arbeit in allen Teilen selbstständig angefertigt und keine anderen als die in der Arbeit angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe, und dass die Arbeit in gleicher oder ähnlicher Form in noch keiner anderen Prüfung vorgelegen hat. Mir ist bewusst, dass ich Autor der vorliegenden Arbeit bin und volle Verantwortung für den Text trage.

Ich erkläre, dass ich wörtlich oder sinngemäß aus anderen Werken – dazu gehören auch Internetquellen – übernommene Inhalte als solche kenntlich gemacht und die entsprechenden Quellen angegeben habe.

Mir ist bewusst, dass meine Arbeit auf Plagiate überprüft werden kann. Mir ist bekannt, dass es sich bei der Abgabe eines Plagiats um ein schweres akademisches Fehlverhalten handelt und dass Täuschungen nach der für mich gültigen Prüfungsordnung geahndet werden.

Zusätzlich versichere ich, dass ich auf künstlicher Intelligenz (KI) basierende Werkzeuge nur in Absprache mit den Prüfern verwendet habe. Dabei stand meine eigene geistige Leistung im Vordergrund, und ich habe jederzeit den Prozess steuernd bearbeitet. Diese Werkzeuge habe ich im Quellenverzeichnis in der Rubrik „Übersicht verwendeter Hilfsmittel“ mit ihrem Produktnamen und einer Übersicht des im Rahmen dieser Diplomarbeit genutzten Funktionsumfangs unter Angabe der Textstelle in der Arbeit vollständig aufgeführt. Ich versichere, dass ich keine KI-basierten Tools verwendet habe, deren Nutzung die Prüfer explizit schriftlich ausgeschlossen haben. Ich bin mir bewusst, dass die Verwendung von Texten oder anderen Inhalten und Produkten, die durch KI-basierte Tools generiert wurden, keine Garantie für deren Qualität darstellt. Ich verantworte die Übernahme jeglicher von mir verwendeter maschinell generierter Passagen vollumfänglich selbst und trage die Verantwortung für eventuell durch die KI generierte fehlerhafte oder verzerrte Inhalte, fehlerhafte Referenzen, Verstöße gegen das Datenschutz- und Urheberrecht oder Plagiate.

Zwickau, 30.03.2026



Ort, Datum

Unterschrift

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis	I
Abbildungs- und Tabellenverzeichnis.....	III
1 Einleitung.....	1
2 Stand der Technik.....	4
2.1 Fahrwerkssysteme / Arten der Radaufhängung	4
2.1.1 McPherson-Federbein.....	5
2.1.2 Doppelquerlenkerachse	7
2.2 Komponenten	8
2.2.1 Aufbaufeder.....	9
2.2.2 Schwingungsdämpfer.....	10
2.2.3 Inerter	15
3 Theorie	18
3.1 Ziele der vertikaldynamischen Auslegung	20
3.2 Theoretische Grundlagen (Fußpunkterregtes Schwingungsverhalten)	21
3.3 Bewertungsgrößen für Fahrkomfort und Fahrsicherheit	22
4 Modellbildung	24
4.1 Bauteilmodellierung.....	25
4.1.1 Aufbaufeder.....	25
4.1.2 Schwingungsdämpfer.....	27
4.1.3 Inerter.....	28
4.2 Modellierung Viertelfahrzeug.....	30
4.2.1 Schwingungsmodell zweiter Ordnung (Zweimassenschwinger).....	31
4.2.2 Modellparametrierung	35
4.2.3 Modellierung des Komponentenausfalls.....	36
4.3 Modellierung der Rahmenbedingungen	39
4.3.1 Anregungen / Straßenprofile	39

4.3.2	Modell-Schnittstellen	44
4.3.3	Ergebnisaufnahme	45
5	Simulation.....	46
5.1	Simulationsumgebung.....	46
5.1.1	Matlab / Simulink.....	47
5.1.2	Simulationsparameter	48
5.2	Simulationsplanung	49
5.2.1	Untersuchungsschwerpunkte	49
5.2.2	Versuchsreihen	50
5.2.3	Optimierung.....	51
6	Simulationsergebnisse und Diskussion	52
6.1	Positionsanalyse	56
6.2	Frequenzanalyse.....	63
6.3	Radaufstandskraft / Aufbaubeschleunigung	68
6.4	Fail-Safe-Verhalten.....	71
7	Zusammenfassung und Ausblick	75
	Literaturverzeichnis.....	78
	Anlagenverzeichnis	80

Formelzeichen- und Abkürzungsverzeichnis

a_{Aufbau}	m/s^2	Aufbaubeschleunigung (Simulink)
a_{Fahrwerk}	m/s^2	relative Fahrwerksbeschl. (Simulink)
a_{Rad}	m/s^2	Radbeschleunigung (Simulink)
$b_{\text{Rad}}; b_1$	Ns/m	Dämpfungsrate Radeinheit
b_2	Ns/m	Dämpfungsrate Schwingungsdämpfer
$c_{\text{Feder}}; c_2$	N/m	Federkonstante
$c_{\text{Rad}}; c_1$	N/m	Federrate Radeinheit
Δz	m	Einfederweg
F_{b1}	N	Dämpferkraft Reifen
F_{c1}	N	Federkraft Reifen
F_{Feder}	N	Rückstellkraft der Feder
F_{Inerter}	N	Kraftabgabe des Inerters
$F_{\text{Dämpfer}}$	N	Kraftabgabe des Dämpfers
F_{Rad}	N	Radaufstandskraft
f_s	Hz	Abtastfrequenz
$\ddot{\varphi}$	rad/s^2	Winkelbeschleunigung
i	m^{-1}	Übersetzungsverhältnis
I_{xx}	$\text{kg} \cdot \text{m}^2$	Trägheitsmoment
k	—	Index der Frequenzkomponente
M	Nm	Drehmoment
m	kg	Masse
$m_{\text{Aufbau}}; m_2$	kg	Masse des Viertelaufbaus (Simulink)
$m_{\text{Rad}}; m_1$	kg	Masse der Radeinheit (Simulink)

$m_{\text{Schwungmasse}}$	kg	Masse des Rotationskörpers (Simulink)
P	m/U	Gewindesteigung
r	m	Radius
$r_{\text{Schwungmasse}}$	m	Radius des Rotationskörpers (Simulink)
v_{Rad}	m/s	Geschwindigkeit Rad (vertikal)
v_{Fahrwerk}	m/s	relative Fahrwerksgeschw. (Simulink)
v_{Aufbau}	m/s	Geschwindigkeit Aufbau
X_k	m/s^2	Fourier Koeffizient
x	m	Translatorische Bewegung
$\dot{x}$	m/s	Translatorische Geschwindigkeit
$\ddot{x}$	m/s^2	Translatorische Beschleunigung
z_{01}	m	Initiale Aufbauposition
z_{02}	m	Initiale Radposition
z_{Aufbau}	m	Position Aufbau
z_{Fahrwerk}	m	relativer Fahrwerksweg (Simulink)
z_{Rad}	m	Position Rad

Abbildungs- und Tabellenverzeichnis

Abbildung 1 McPherson-Federbein [1]	5
Abbildung 2 Doppelquerlenkerachse [2]	7
Abbildung 3 Arten von Aufbaufedern [3]	9
Abbildung 4 Definition der Federsteifigkeit [1]	10
Abbildung 5 Bauweisen von Schwingungsdämpfern [3]	12
Abbildung 6 Shimstack [4]	13
Abbildung 7 Dämpferkennlinie [5]	14
Abbildung 8 Inerter mit Zahnstangengetriebe [7]	15
Abbildung 9 Inerter mit Gewindestange	16
Abbildung 10 Rotationsträgheit.....	17
Abbildung 11 Schwingungsmodell zweiten Grades [11].....	21
Abbildung 12 Modellierung Aufbaufeder	26
Abbildung 13 Modellierung Dämpfer	27
Abbildung 14 Dämpferkennlinie	28
Abbildung 15 Modellierung Inerter	29
Abbildung 16 Schema Schwingungsmodell zweiter Ordnung.....	31
Abbildung 17 Subsystem Zweimassenschwinger	33
Abbildung 18 Inhalt Zweimassenschwinger	33
Abbildung 19 Parametrierung Viertelfahrzeug	35
Abbildung 20 Maske Viertelfahrzeug	35
Abbildung 21 Modellierung Komponentenausfall.....	37
Abbildung 22 Dämpferkennlinie Ausfall	38
Abbildung 23 Sinus Anregung	40
Abbildung 24 Sinus-Sweep Anregung	41
Abbildung 25 Stochastische Anregung	41
Abbildung 26 Modellierung Fahrbahnanregung	42
Abbildung 27 Modellierung Stochastische Anregung.....	43
Abbildung 28 Simulationsausgabe	45
Abbildung 29 Komponenten Kraftabgabe Sinus-Anregung	53
Abbildung 30 Komponenten Kraftabgabe Sweep-Anregung	54
Abbildung 31 Komponenten Kraftabgabe Stochastische Anregung	55
Abbildung 32 Positionsanalyse Sweep-Anregung Schwingungsdämpfer	57
Abbildung 33 Positionsanalyse Sweep-Anregung Inerter	58

Abbildung 34 Positionsanalyse Stochastische Anregung Schwingungsdämpfer	59
Abbildung 35 Positionsanalyse Stochastische Anregung Inerter	60
Abbildung 36 Positionsanalyse Sweep-Anregung Kombination	61
Abbildung 37 Positionsanalyse Stochastische Anregung Kombination	62
Abbildung 38 Frequenzanalyse Radeinheit Sweep-Anregung Kombination	64
Abbildung 39 Frequenzanalyse Aufbau Sweep-Anregung Kombination	65
Abbildung 40 Frequenzanalyse Radeinheit Stochastische Anregung Kombination ..	66
Abbildung 41 Frequenzanalyse Aufbau Stochastische Anregung Kombination	67
Abbildung 42 Radaufstandskraft stochastische Anregung	69
Abbildung 43 Aufbaubeschleunigung stochastische Anregung	70
Abbildung 44 Pareto-Front Inerterparametrierung	71
Abbildung 45 Aufstandskraft Dämpferschwächung stochastische Anregung	72
Abbildung 46 Aufstandskraft Dämpferausfall stochastische Anregung	73

1 Einleitung

Die Vertikaldynamik eines Kraftfahrzeuges hat einen wesentlichen Einfluss auf dessen Fahrverhalten. Unebenheiten der Fahrbahn, wie beispielsweise Schlaglöcher oder Erhebungen, aber auch sämtliche Manöver, wie zum Beispiel Bremsen oder Beschleunigen, sorgen für Schwingungsanregungen, welche über Rad und Fahrwerk in den Fahrzeugaufbau eingeleitet werden. Diese Anregungen bestimmen nicht nur das subjektive Komfortempfinden der Insassen, sondern wirken sich auch auf fahrdynamische Kenngrößen aus, wie beispielsweise Radlastschwankungen, Aufstandskraft des Rades auf der Fahrbahn oder auch die Stabilität des Fahrzeuges bei sämtlichen Fahrsituationen. Insbesondere ausgeprägte Radlastschwankungen können zu einer zeitweisen Reduktion der übertragbaren Reifenkräfte führen und somit die Fahrsicherheit beeinträchtigen. Darüber hinaus sorgen vertikaldynamische Schwingungen für eine strukturelle Belastung diverser Komponenten. Dies kann in der Folge sowohl auf die Dauerfestigkeit als auch die akustische Komfortwahrnehmung Einfluss nehmen. Die gezielte Kontrolle über diese Schwingungen stellt einen fundamentalen Bestandteil in der Fahrzeugentwicklung dar. Hierbei tritt häufig der vertikaldynamische Zielkonflikt zwischen der Fahrsicherheit/-dynamik und dem Fahrkomfort auf, da in der Regel eine positive Beeinflussung der einen Größe mit einer Verschlechterung der anderen Größe einhergeht.

Bei konventionellen Fahrwerkssystemen bestimmt eine Kombination aus Aufbaufeder und Schwingungsdämpfer die Vertikaldynamik. Diese passiven Systeme haben sich aufgrund ihrer Robustheit, Wirtschaftlichkeit und einfachen Integrationsfähigkeit über Jahrzehnte in der Serienanwendung etabliert. Trotz der stetigen Weiterentwicklung passiver Dämpfersysteme stoßen diese bei der gleichzeitigen Erfüllung von widersprüchlichen Anforderungen – wie zum Beispiel dem Optimieren von Radbewegung und Aufbaubewegung – an ihre physikalischen Grenzen. Aus diesem Grund werden zunehmend alternative Konzepte und Möglichkeiten untersucht, welche das Verhalten des Fahrwerks auf unterschiedlichste Art und Weise beeinflussen. Darunter fallen unter anderem semiaktive und aktive Fahrwerkssysteme, welche es ermöglichen, sowohl Dämpfer- als auch Federkennlinien je nach Anforderungen und Situation anzupassen. Jedoch sind diese mit einem zusätzlichen Energiebedarf, erhöhtem konstruktiven Aufwand und damit einhergehend auch steigenden Kosten verbunden. Auf Grund dessen spielen passive Fahrwerkssysteme in der

Kraftfahrzeugtechnik weiterhin eine entscheidende Rolle. Vor diesem Hintergrund stellt die Untersuchung zusätzlicher passiver Elemente, welche gezielt das dynamische Verhalten des Fahrwerks beeinflussen, einen vielversprechenden Ansatz dar, da diese den vertikaldynamischen Zielkonflikt weiter entschärfen können.

Ein erfolgsversprechender Ansatz hierfür ist der Einsatz eines sogenannten Inerters, auch bekannt unter dem Namen J-Damper. Hierbei handelt es sich um ein mechanisches Bauteil, dessen erzeugte Kraft proportional zur Beschleunigung seiner Anbindungspunkte ist. Dies unterscheidet ihn vom herkömmlichen Schwingungsdämpfer, dessen Kraft von der relativen Geschwindigkeit abhängt. Der Inerter erweitert das klassische Fahrwerksmodell, bestehend aus Feder und Dämpfer, um einen weiteren Freiheitsgrad bei der Gestaltung der vertikaldynamischen Eigenschaften. Insbesondere ermöglicht er eine gezielte Beeinflussung einzelner Schwingungsmoden und Frequenzbereiche, wodurch sich neue Möglichkeiten zur Abstimmung von Aufbau- und Raddynamik schaffen lassen. Anwendungen und Untersuchungen aus der Vergangenheit, speziell im Bereich des Motorsports, haben gezeigt, dass dieser ein hohes Potenzial aufweist, wenn es darum geht, die Schwingungscharakteristik eines Fahrwerkes anzupassen und zu modifizieren. Diese Erkenntnisse lassen darauf schließen, dass Inerter nicht nur im hochspezialisierten Rennfahrzeugbau, sondern auch für weiterführende Untersuchungen im Kontext seriennaher Fahrwerkskonzepte von Interesse sind.

Ziel dieser Diplomarbeit ist die Entwicklung einer Vertikaldynamiksimulation für die Anwendungen in einem Kraftfahrzeug, bei welcher verschiedene Fahrwerkskonfigurationen untersucht werden können, so zum Beispiel die klassische Variante des Feder-Dämpfer-Systems oder auch eines erweiterten Modells mit kombiniertem Inerter. Auf Basis eines Fahrzeugmodells, beispielsweise eines Viertelfahrzeugmodells, sollen die vertikaldynamischen Zusammenhänge zwischen Reifen, Rad, Fahrwerk und Fahrzeugaufbau abgebildet werden. Die Simulation dient dabei als Werkzeug zur Analyse des Schwingungsverhaltens unter definierten Anregungen durch die Fahrbahn. Im Rahmen der Untersuchungen werden die Auswirkungen des Inerters auf zentrale Kenngrößen der Vertikaldynamik analysiert. Dazu zählen unter anderem die Beschleunigungen von Rad und Aufbau sowie die Radlastschwankungen. Durch den direkten Vergleich der verschiedenen Fahrwerkskonfigurationen soll der Einfluss des Inerters auf das vertikaldynamische

Verhalten des Fahrzeugs quantifiziert und hinsichtlich möglicher Vorteile gegenüber konventionellen Systemen bewertet werden.

Ein weiterer Fokuspunkt dieser Arbeit liegt darauf, zu untersuchen inwiefern eine gezielte Parametrierung dieses Inerters zu einer Verbesserung bzw. Optimierung des Fahrverhaltens sowohl gegenüber konventionellen Fahrwerkskonzepten als auch bei der Benutzung des Inerters selbst führen kann. Dazu werden relevante Systemparameter variiert und deren Auswirkungen auf die zuvor definierten Kenngrößen der Vertikaldynamik untersucht. Auf diese Weise sollen die Zusammenhänge zwischen den Inerter-Eigenschaften und dem resultierenden Schwingungsverhalten des Fahrwerks systematisch erfasst werden. Dies ermöglicht, besonders einflussreiche Stellgrößen sowie mögliche Wechselwirkungen zwischen den Komponenten des Fahrwerks zu identifizieren. Somit leistet diese Arbeit einen Beitrag zum Verständnis der Wirkungsweise und der Einsatzmöglichkeiten von Inertern in der Kraftfahrzeugtechnik und liefert Grundlagen, wenn es um deren Auslegung und Optimierung geht.

Der Aufbau dieser Arbeit gliedert sich wie folgt: In Kapitel 2 wird der Stand der Technik im Bereich der Fahrwerksysteme beleuchtet. Dabei werden sowohl unterschiedliche Arten der Radaufhängung als auch die für die Vertikaldynamik relevanten Komponenten Aufbaufeder, Schwingungsdämpfer und Inerter betrachtet. Kapitel 3 behandelt die theoretischen Grundlagen der Vertikaldynamik, einschließlich deren Ziele, dem fußpunkterregten Schwingungsverhalten sowie der relevanten Bewertungsgrößen für Fahrkomfort und Fahrsicherheit.

Kapitel 4 befasst sich mit der Modellbildung der Vertikaldynamiksimulation. Neben der Bauteilmodellierung der einzelnen Fahrwerkskomponenten wird das Viertelfahrzeug als Schwingungsmodell zweiter Ordnung hergeleitet und parametriert. Darüber hinaus werden die Modellbildung eines Komponentenausfalls sowie die zugrunde gelegten Rahmenbedingungen der Simulation beschrieben.

In Kapitel 5 wird die Simulationsumgebung vorgestellt und die Planung sowie Durchführung der Simulationen erläutert. Die Ergebnisse der Simulation werden in Kapitel 6 dargestellt und diskutiert, wobei sowohl Einzel- als auch Kombinationsbewertungen unterschiedlicher Fahrwerkskonfigurationen durchgeführt werden. Abschließend fasst Kapitel 7 die wesentlichen Erkenntnisse der Arbeit zusammen und gibt einen Ausblick auf weiterführende Untersuchungen.

2 Stand der Technik

Dieses Kapitel beinhaltet den Stand der Technik von Fahrwerkssystemen sowie vertikaldynamisch relevanter Komponenten. Ziel ist es, die funktionalen und konstruktiven Grundlagen der einzelnen Fahrwerkskonzepte zu beleuchten und deren Bedeutung für die Vertikaldynamik einzuordnen. Während aktive Systeme zwar betrachtet werden, liegt der Fokus hierbei jedoch auf den passiven Fahrwerkssystemen, da diese eine höhere Relevanz in der allgemeinen Anwendung, aber auch als Grundlage für die weiterführenden Untersuchungen haben.

Zunächst werden die verschiedenen Arten der Radaufhängung im Mittelpunkt stehen, um den Einfluss des Fahrwerksaufbaus für das vertikaldynamische Verhalten des Kraftfahrzeuges zu verdeutlichen. Daran anknüpfend wird eine Erläuterung der zentralen Fahrwerkskomponenten Aufbaufeder, Schwingungsdämpfer und Inerter bezüglich ihrer Wirkungsweise und vertikaldynamischen Eigenschaften stattfinden. Aktive sowie semiaktive Komponenten werden nur kurz beleuchtet, da der Schwerpunkt auf der Modellierung und Simulation von passiven Systemen und Konzepten liegt.

Die in diesem Kapitel dargestellten Inhalte bilden die Grundlage für die in den folgenden Kapiteln vorgestellte Theorie, Modellbildung sowie Simulation.

2.1 Fahrwerkssysteme / Arten der Radaufhängung

Die Radaufhängung stellt eine Schnittstelle zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Fahrbahn da und hat einen wesentlichen Einfluss auf das vertikaldynamische Verhalten des Fahrzeuges. Ihre Aufgabe besteht darin, die Kräfte und Bewegungen, welche durch Unebenheiten von Straße und Fahrbahn ausgehen, kontrolliert in das Fahrwerk einzuleiten und gleichzeitig einen möglichst konstanten Kontakt zwischen Rad und Untergrund aufrecht zu erhalten. Dies zieht eine gleichbleibende Möglichkeit der Kraftübertragung nach sich. Abgesehen von der Bedeutung für die Vertikaldynamik sorgt eine Radaufhängung auch für weitere fahrdynamische Eigenschaften wie beispielsweise das Lenkverhalten, Seiten- und Spurführung.

In der Kraftfahrzeugtechnik kam es in der Vergangenheit zur Entwicklung von vielen verschiedenen Radaufhängungskonzepten. Diese unterscheiden sich hinsichtlich vom konstruktiven Aufbau, dem benötigten Bauraum sowie ihren kinematischen und elastokinematischen Eigenschaften. Trotz dieser großen Vielfalt lassen sich die für die

Vertikaldynamik entscheidenden Zusammenhänge weitgehend losgelöst von der jeweiligen Bauform beschreiben. Wichtig ist festzustellen, in welcher Lage und Anordnung sowie Wirkungsweise die zentralen Komponenten Aufbaufeder und Schwingungsdämpfer in der vorliegenden Variante vorhanden sind.

Für die Betrachtung der Vertikaldynamik im Rahmen dieser Arbeit ist es daher weniger bedeutend, die Kinematik der Radaufhängung umfassend zu beschreiben, sondern das Hauptaugenmerk sollte vielmehr auf deren abstrahierte Wirkung im Hinblick der vertikaldynamischen Freiheitsgrade des Fahrzeuges liegen. Die im Folgenden vorgestellten Radaufhängungskonzepte dienen dazu, die Randbedingungen auf der konstruktiven Ebene realer Fahrzeuge zu verdeutlichen und damit deren Relevanz für die Modellbildung einzuordnen. Als repräsentative Beispiele wurden das McPherson-Federbein sowie die Doppel-Querlenkerachse gewählt, da diese sowohl in der seriennahen Umgebung als auch im Motorsport weit verbreitet sind und beide einen unterschiedlichen konstruktiven Ansatz bilden.

2.1.1 McPherson-Federbein

Das McPherson-Federbein bildet eine der am meisten verwendeten Radaufhängungen in der Serienanwendung und ist in den häufigsten Fällen im Bereich der Vorderachse zu finden [1]. Charakteristisch hierbei ist, dass Aufbaufeder und Schwingungsdämpfer in einem Bauteil, dem Federbein, vereint werden. Diese Einheit dient als Schubgelenk und übernimmt sowohl führende als auch federnde sowie dämpfende Aufgaben innerhalb der Radaufhängung [1].

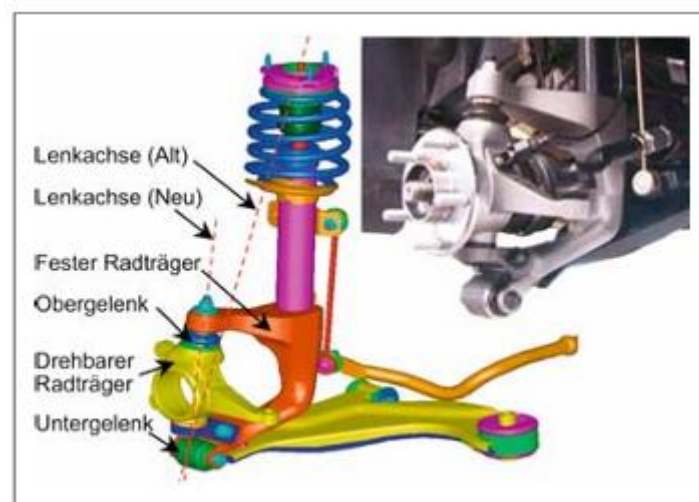


Abbildung 1 McPherson-Federbein [1]

Verglichen mit anderen Radaufhängungsarten ist der konstruktive Aufbau des McPherson-Federbeins verhältnismäßig einfach. Das Rad wird im Regelfall durch einen einzelnen unteren 3-Punkt-Querlenker geführt. Das Federbein selbst ist am oberen Ende elastisch mittels eines Domlagers mit der Karosserie verbunden, während die radseitige Verbindung durch eine Befestigung am Achsschenkel bzw. Radträger zu Stande kommt (Abbildung 1) [1].

Ein wesentlicher Vorteil der McPherson Bauweise ist deren geringer Bauraumbedarf. Sie ermöglicht eine kompakte Gestaltung des Motorraums und begünstigt die Verwendung von quer verbauten Antriebssträngen. Aus diesen Gründen findet diese Radaufhängung oft Anwendung bei Kompakt- und Mittelklassefahrzeugen. Außerdem trägt das verhältnismäßig niedrige Bauteilgewicht zur Reduzierung der ungefederten Massen bei, was grundlegend einen positiven Effekt auf das Schwingungsverhalten haben kann [1].

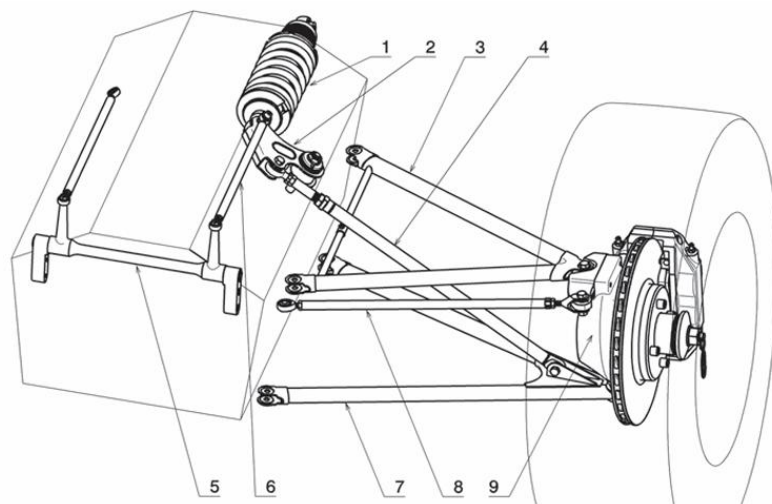
Allerdings stehen den konstruktiven Vorteilen auch Einschränkungen gegenüber. Aufgrund der begrenzten kinematischen Freiheitsgrade lassen sich beispielsweise Radsturz- sowie Spuränderungen während des Ein- und Ausfederprozesses vergleichsweise begrenzt beeinflussen. Somit stellt sich, im Vergleich zu anderen Radaufhängungskonzepten, eine, in den meisten Fällen, schlechtere Performance bei höheren fahrdynamischen Anforderungen ein. Des Weiteren übernimmt das Federbein tragende Aufgaben, weshalb Verstärkungen in der Struktur der Karosserie an den Aufnahmepunkten nötig sein können. Dies kann einen negativen Einfluss auf die Leichtbaueigenschaften des Fahrzeugs haben.

Im Blick auf die Vertikaldynamik ist festzuhalten, dass das McPherson-Federbein, trotz seiner konstruktiven Einfachheit, eine klare Trennung der Komponenten Feder und Dämpfer ermöglicht. Somit lässt sich dieses Konzept in abstrahierter Form gut für die Modellierung von Fahrzeugmodellen wie beispielsweise dem Viertelfahrzeugmodell verwenden. Die Zusammenhänge zwischen Anregung, Federung und Dämpfung lassen sich größtenteils unabhängig von der konkreten kinematischen Gestaltung analysieren, wenngleich gewisse Aspekte berücksichtigt werden müssen. So zum Beispiel die Motion Ratio, welche bei einer McPherson Variante in der Regel bei ca. 0,9 bis 1 liegt und das Verhältnis zwischen Radhub und Federweg beschreibt.

2.1.2 Doppelquerlenkerachse

Die Doppelquerlenkerachse ist ein weiteres Konzept, welches im PKW-Bau ebenfalls etabliert ist. Allerdings unterscheidet sie sich in ihrer konstruktiven Bauweise sowie ihren kinematischen Eigenschaften merklich vom McPherson-Federbein.

Anstelle einer Feder-Dämpfer Einheit, welches als tragendes Bauteil dient, und einem 3-Punkt-Querlenker liegen hierbei zwei übereinander angeordnete Dreiecksquerlenker vor. Diese sind mit jeweils zwei Punkten an der Karosserie bzw. dem Chassis und einem Punkt am Radträger verbunden. Feder und Dämpfer liegen in den meisten Fällen immer noch in einer Einheit vor, allerdings kann die Art und Weise der Anbindung hiervon in verschiedenen Formen umgesetzt werden.



Teile einer Doppelquerlenkerachse.
Dargestellt ist die Aufhängung eines Rads.

1 Feder/Dämpferbein <i>coil-over spring damper unit</i>	6 Verbindungsstrebe <i>linkage</i>
2 Umlenkhebel <i>rocker</i>	7 unterer Querlenker <i>lower wishbone</i>
3 oberer Querlenker <i>upper wishbone</i>	8 Spurstange <i>tie rod</i>
4 Druckstab <i>push rod</i>	9 Radträger <i>upright</i>
5 Stabilisator <i>anti roll bar</i>	

Abbildung 2 Doppelquerlenkerachse [2]

Beispielsweise kann das Bauteil radseitig mit einem der Querlenker und fahrzeugseitig mit der Karosserie verbunden werden. Es ist aber auch möglich, diesen Anhaltspunkt über ein Verbindungselement zu lösen (Abbildung 2) [2]. Hierbei wird ein Druck- bzw. Zugstab an einem Querlenker montiert, welcher wiederum über einen Umlenkhebel (Rocker) Feder und Dämpfer betätigt. Mit dieser Umsetzung ist es möglich, das Federbein liegend zu verbauen und es somit aus dem Bereich der weiteren Fahrwerksteile zu entfernen.

Im Vergleich zur McPherson-Bauweise hat sie den Vorteil, dem Verlauf der wichtigsten geometrischen Größen, welche die Radstellung definieren, eine große Variabilität zu ermöglichen [1]. Außerdem gilt dieses Konzept als effektiv, wenn es darum geht, weit voneinander entfernte Räder mit einem kompakten Rumpf zu verbinden [2]. Allerdings führt ihr bauartbedingter Nachteil dazu, dass mehr Platz für das Unterbringen der Fahrwerkskomponenten nötig ist, was unter anderem in Anbetracht von näherliegenden Komponenten Probleme in der Konstruktion nach sich ziehen kann.

Diese Aspekte führen dazu, dass die Doppelquerlenkerachse speziell im Rennsport, aber auch bei Produktionssportwagen häufig zum Einsatz kommt, da die genannten Nachteile dort nicht zum Tragen kommen. Bei Serienfahrzeugen, wo beispielsweise auch Passagiere und Kofferraum untergebracht werden müssen, kann sich diese Beurteilung unterscheiden [2].

Auch bei dieser Bauweise ist eine Anwendung im Bereich der Vertikaldynamik und deren Simulation sauber durchführbar, ebenso im Hinblick auf verschiedene Modelle. Hier ist ebenfalls vor allem die Motion Ratio zu beachten. In der Regel liegt diese im Falle von Serienfahrzeugen bei ca. 0,5 bis 0,8, im Rennsport teilweise auch unter 0,5.

2.2 Komponenten

Die zuvor beschriebenen Radaufhängungskonzepte verdeutlichen, dass sich im Laufe der Zeit verschiedene Lösungen für die Umsetzung der Radführung entwickelt haben. Auch wenn diese teilweise große Unterschiede sowohl im kinematischen Aufbau oder dem Bauraumbedarf aufweisen, basieren diese Systeme auf einer gemeinsamen funktionalen Grundlage. Unabhängig von der gewählten Bauform wird das vertikaldynamische Verhalten des Fahrzeuges durch das Zusammenspiel der zentralen Fahrwerkskomponenten bestimmt.

Zu eben diesen Komponenten zählen insbesondere die Aufbaufeder und der Schwingungsdämpfer, welche in jedem gängigen Radaufhängungskonzept Anwendung finden und eine fundamentale Rolle übernehmen. Hinzu kommt noch der Inerter, welcher aufgrund seiner Charakteristik einen weiteren beeinflussbaren Freiheitsgrad in das Gesamtsystem hinzufügt und einen wesentlichen Bestandteil dieser Arbeit darstellt. In diesem Kapitel sollen die Wirkungsweise und der Stand der Technik von eben diesen Bauteilen erläutert werden, um eine saubere Grundlage für die spätere Modellbildung und Simulation zu liefern.

2.2.1 Aufbaufeder

Die Aufbaufeder stellt ein fundamentales Bauteil in Bezug auf die Vertikaldynamik sowie die Fahrdynamik im Allgemeinen dar. Sie nimmt die Kräfte auf, welche durch äußere Einflüsse, wie zum Beispiel Unebenheiten in der Fahrbahn, über die sich das Rad bewegt, oder auch durch Fahrmanöver entstehen und speichert die dabei eingebrachte Energie. Anschließend gibt sie diese wieder ab. Dies geschieht, indem die Feder infolge elastischer Verformung Rückstellkräfte liefert. Neben den konventionellen Schrauben-, Blatt- und Torsionsstabfedern können beispielsweise auch Gasfedern zum Einsatz kommen [1] (siehe Abbildung 3).

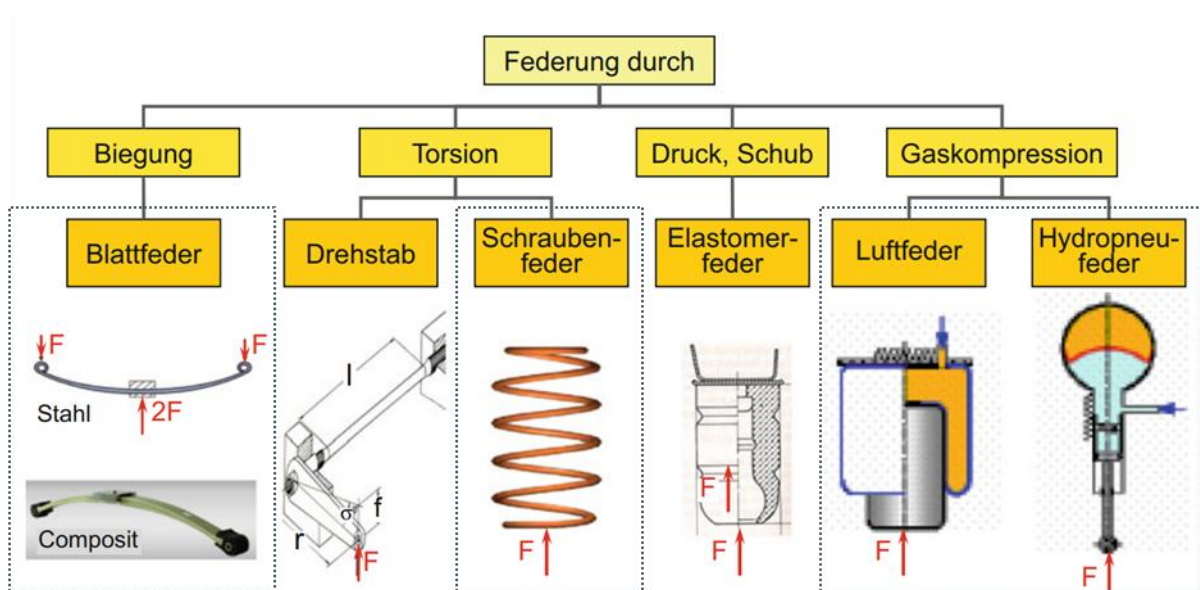


Abbildung 3 Arten von Aufbaufedern [3]

Alle verschiedenen Federarten haben die Gemeinsamkeit, dass die rückstellende Kraft von der jeweiligen Einfederung abhängt, also von der relativen Positionsänderung zwischen den Anbindungspunkten der Feder. Hierbei wird die Einfederung mit Δz bezeichnet und die rückstellende Kraft als F_{Feder} definiert. Auf Basis dieser Größen lässt sich die Federsteifigkeit ermitteln, wie in Abbildung 4 dargestellt. Verläuft die Kennlinie hierbei nicht linear, so ergibt sich die Federkonstante c_{Feder} aus dem lokalen Gradienten

$$c_{\text{Feder}} = \frac{dF}{dz} \quad (2.1)$$

und ist nur für den betrachteten Punkt gültig.

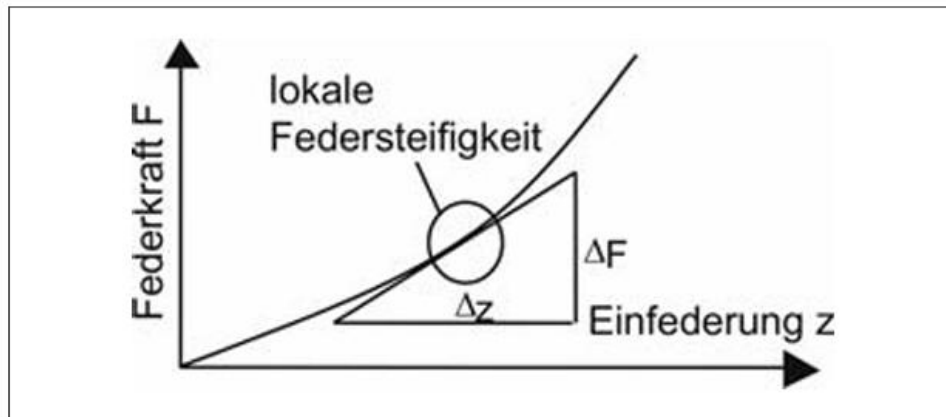


Abbildung 4 Definition der Federsteifigkeit [1]

Schraubenfedern, welche als die gängigste Bauform von Aufbaufedern in der heutigen Zeit gelten, weisen generell einen annähernd linearen Verlauf auf, sofern keine besonderen konstruktiven Merkmale umgesetzt werden. Darunter zählen beispielsweise eine veränderliche Schraubensteigung oder ein variierender Windungsdurchmesser. Durch solche Anpassungen können Schraubenfedern gezielt mit einer nicht linearen Kennlinie versehen werden, was das vertikaldynamische Verhalten des Fahrzeugs insbesondere bei unterschiedlichen Lastfällen beeinflusst. Im Rahmen der Schwingungslehre und der vertikaldynamischen Modellbildung wird für Fahrzeuge mit Schraubenfedern häufig zur Vereinfachung eine konstante Federsteifigkeit angenommen. Damit ergibt sich in diesem Fall für die Bestimmung der Federkraft

$$F_{\text{Feder}} = c_{\text{Feder}} \cdot \Delta z \quad (2.2)$$

wobei dieser Zusammenhang für die spätere Modellierung von zentraler Bedeutung sein wird.

2.2.2 Schwingungsdämpfer

Der Schwingungsdämpfer ist ein essenzieller Bestandteil des Fahrwerks, da er maßgeblich zur Gewährleistung und Optimierung von Fahrkomfort und Fahrsicherheit beiträgt. Er gilt als das Bauteil, das in besonderem Maße vom Zielkonflikt der Vertikaldynamik betroffen ist.

Um dies zu verdeutlichen, ist es notwendig, zu Beginn einige grundlegende Begrifflichkeiten einzuführen. Ein zentraler Aspekt hierbei ist die Betrachtung der ungefederten Massen. Diese beinhalten sowohl die Radmasse selbst als auch die

anteiligen Massen der Radaufhängung, da hierbei lediglich eine Abfederung durch den Reifen, allerdings nicht durch die Aufbaufeder stattfindet.

Um einen dauerhaft optimalen Kontakt des Reifens zur Fahrbahnoberfläche zu erreichen, ist es daher notwendig, die Schwingungen der ungefederten Massen zu minimieren, d.h. stärker zu dämpfen. Dies ist besonders im Sinne der Fahrdynamik und Fahrsicherheit. Für einen zufriedenstellenden Komfort ist es allerdings notwendig, sowohl die Schwingungsamplituden als auch die Beschleunigungen des Aufbaus so gering wie möglich zu halten. Bei der Auslegung von Dämpfern in der Serienproduktion ist deshalb ein optimaler Kompromiss zwischen harter Sicherheitsdämpfung und weicher Komfortdämpfung anzustreben [1].

Um diesen komplexen Anforderungen gerecht zu werden, gab es im Laufe der Fahrzeugentwicklung eine Reihe von Innovationen und Konzepten. Diese sowie die allgemeine Wirkungsweise und den Aufbau zu erläutern wird Bestandteil dieses Kapitels sein.

Der grundlegende Unterschied zur Aufbaufeder besteht darin, dass die Kraftabgabe des Dämpfers nicht an eine relative Positions- bzw. Wegänderung gebunden ist, sondern eine Abhängigkeit bezüglich der relativen Geschwindigkeit der Anbindungspunkte zueinander besteht.

Um diese Funktion zu gewährleisten und zu optimieren, wurden verschiedene Bauweisen des Schwingungsdämpfers entwickelt. Diese sind in Abbildung 5 dargestellt. Im Allgemeinen besteht ein Dämpfer aus einem Arbeitsraum und einem Ausgleichsvolumen. Im Arbeitsraum befindet sich die Druck- und Zugkammer. Diese sind durch einen Kolben beziehungsweise durch das Kolbenventil voneinander getrennt. Durch die Bewegung des Kolbens entsteht eine Druckdifferenz zwischen Druck und Zugkammer, welche wiederum zu einer resultierenden Dämpferkraft führt. Dieser Zusammenhang sorgt auch für das geschwindigkeitsabhängige Verhalten des Dämpfers. Dies hängt auch mit der Viskosität der Flüssigkeit zusammen. Wenn der lokale Druck einer Kammer unter den Dampfdruck des Dämpferöls fällt, entsteht Kavitation. Diesen Zustand gilt es zu vermeiden, da zum einen die Leistung des Dämpfers aufgrund von Blasenbildung beeinträchtigt wird (unter Umständen auch bis zum kompletten Verlust der Funktion) und zum anderen innere Komponenten des Dämpfers wie beispielsweise Dichtungen beschädigt werden können.

Das Ausgleichsvolumen hat die Aufgabe, die Volumenänderung auszugleichen, welche beim Eintreten des Kolbens und der Kolbenstange in den Dämpfer entsteht. Dabei wird das Volumen mit einem Gas befüllt, was dafür sorgt, dass beim Ein- und Ausfahren der Ausgleichsdruck steigt. Das Volumen wird noch mit einem zusätzlichen Druck belastet, um der Kavitationsneigung des Dämpfers entgegenzuwirken.

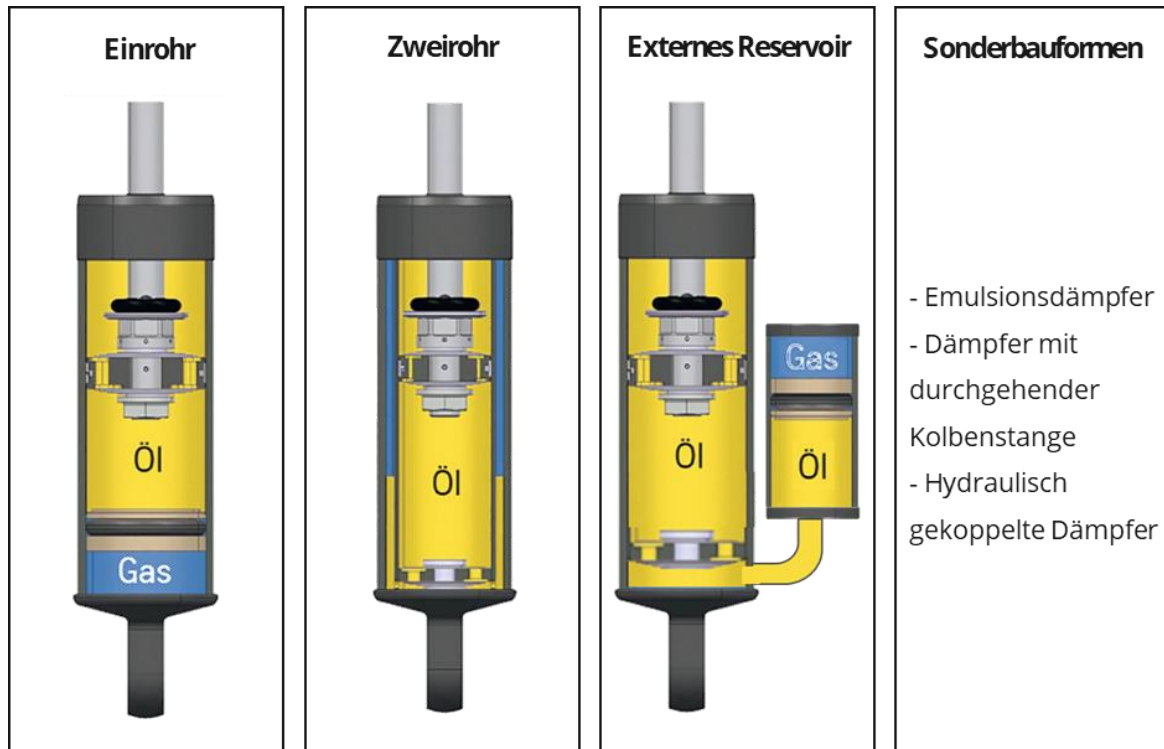


Abbildung 5 Bauweisen von Schwingungsdämpfern [3]

Bei einem Einrohrdämpfer befindet sich der Arbeitsraum und das Ausgleichsvolumen in einem einzelnen Zylinderrohr. Hierbei ist ein Trennkolben nötig, um die beiden Räume voneinander zu separieren und die Funktion somit zu gewährleisten. Der Zweirohrdämpfer hingegen besitzt ein Ventil im Boden, welches für die Trennung verantwortlich ist. Der Vorteil liegt hierbei darin, dass dem Volumenstrom, welcher beim Einfedern in das Ausgleichsvolumen strömt, ein gezielter Widerstand entgegengesetzt wird, wodurch der entstehende Druck gesteuert werden kann, welcher dem Einfahren des Kolbens entgegenwirkt. Somit kann das Verhalten bei einem Zweirohrdämpfer flexibler eingestellt werden. Bei einem Einrohrdämpfer muss im Gegensatz dazu der Druck allein durch das Kolbenventil reguliert werden. Außerdem ist der Gasdruck höher zu wählen, da sonst das Auftreten von Kavitation wahrscheinlicher wird. Dieser höhere Druck hat wiederum zur Folge, dass Dichtungskomponenten stärker belastet werden und das Ansprechverhalten des Dämpfers aufgrund höherer Reibung verschlechtert wird [3].

Um einen Dämpfer in eine Simulation einzubinden und dessen Charakteristik sowie Verhalten darzustellen, ist es notwendig sich seiner Kennlinie bewusst zu sein. Bei dieser wird die Kraftabgabe bei der jeweiligen relativen Geschwindigkeit des Schwingungsdämpfers dargestellt. Hierbei wird sowohl die Druck- als auch die Zugstufe beleuchtet (engl. Bump/Rebound). Die Gestaltung dieser Verläufe lässt sich auf die verwendeten Dämpferventile zurückführen. Diese können entweder einen konstanten Querschnitt oder auch einen variablen einstellbaren Strömungsdurchtritt aufweisen. Letzteres wird beispielsweise durch die Verwendung von Rückschlagventilen oder durch sogenannte Shimstacks (siehe Abbildung 6) umgesetzt [4].

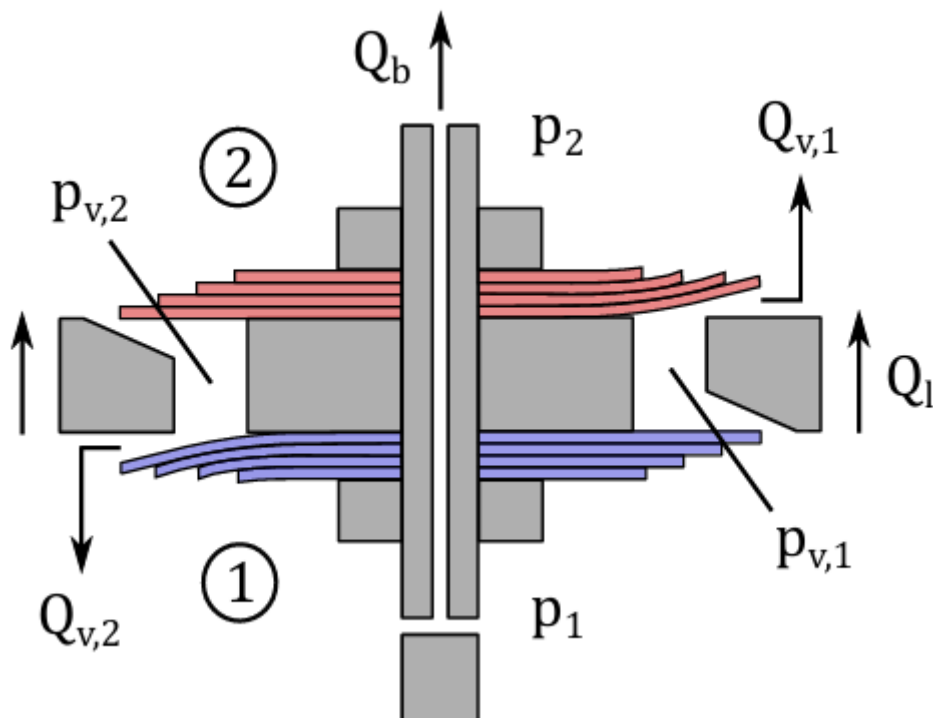


Abbildung 6 Shimstack [4]

Diese lassen eine besonders flexible Anpassung zu, da durch das Biegeverhalten der Shims nicht nur ein veränderbarer Kraftverlauf entsteht, sondern durch das Kombinieren verschiedener Shims lassen sich auch verschiedene voreingestellte Kennlinien erreichen. Dies ermöglicht das schnelle Anpassen der Dämpfereigenschaften, ohne dass ein Austausch des Bauteils notwendig ist. Durch diesen Sachverhalt entstehen Dämpferkennlinien wie in Abbildung 7.

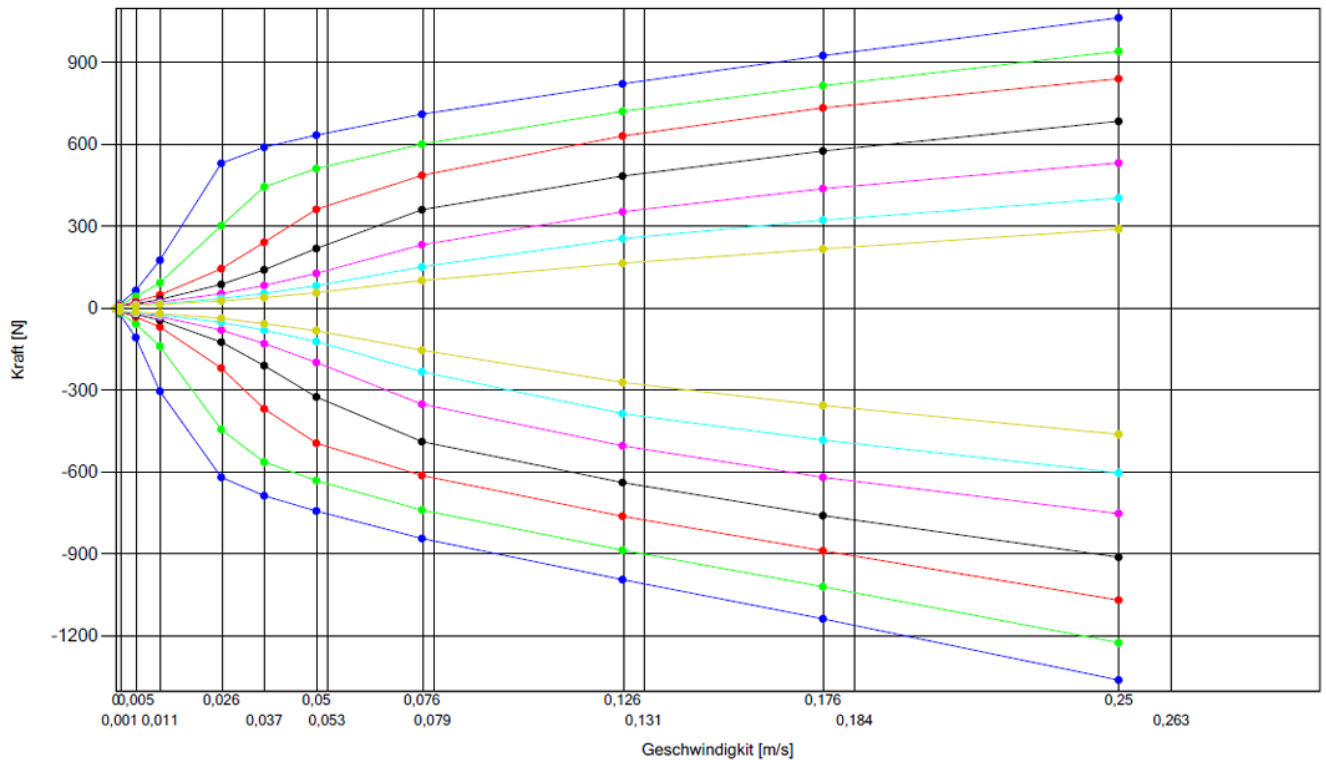


Abbildung 7 Dämpferkennlinie [5]

Bei dieser Darstellung stehen die positiven Werte für die Zugstufe (Ausfedern) und negative Werte für die Druckstufe (Einfedern). Die unterschiedlichen Einfärbungen stehen hier für die verschiedenen Einstellungsstufen, welche durch den Dämpferaufbau realisiert werden können.

Durch die stetige Weiterentwicklung der Technologie von Schwingungsdämpfern ist es mittlerweile möglich, zwischen den vier Automatisierungsklassen passiv, adaptiv, semi-aktiv und aktiv zu unterscheiden. Ein passiver Dämpfer lässt keinerlei direkte Modifikation zu und weist aufgrund dessen lediglich eine mögliche Kennlinie auf. Der adaptive Dämpfer entspricht dem Beispiel aus Abbildung 7. Hier sind Anpassung des Verhaltens manuell durch Verändern der Ventilstellungen möglich. Die nächsthöhere Stufe, die des semi-aktiven Dämpfers, enthält ein Regelungssystem. Dieses reagiert direkt auf Lastfalländerungen und stellt das situationsbedingt optimale Dämpferverhalten her. All die eben genannten Varianten weisen die Gemeinsamkeit auf, dass der Großteil der benötigten Energie aus dem Fahrbetrieb selbst stammt und lediglich ein kleiner Teil, zum Beispiel bei Steuerströmen, extern zugeführt werden muss. Bei dem aktiven Dämpfer, der höchsten Automatisierungsklasse, sind teils große Energieeinträge von außen notwendig. Dies liegt darin begründet, dass die Dämpferkraft nicht nur von der Anregung abhängt bzw. daraus entsteht, sondern auch

eine Kraft durch Aktoren in das System eingebracht werden kann. Somit ist es möglich, in diesem Fall das dynamische Verhalten des Fahrzeuges aktiv zu manipulieren und auf äußere Einflüsse zu reagieren.

2.2.3 Inerter

Der Inerter stellt die letzte im Rahmen des Kapitels „Stand der Technik“ betrachtete Komponente dar. Dabei handelt es sich um ein Fahrwerkselement, welches im Vergleich zur Aufbaufeder und zum Schwingungsdämpfer bislang nur in deutlich geringerem Umfang Anwendung fand.

In den vorherigen Abschnitten wurde deutlich, dass die abgegebene Kraft der Fahrwerkskomponenten stets von einer physikalischen Größe abhängig ist. Während es sich bei der Feder um die relative Wegänderung handelt, ist es beim Dämpfer die Geschwindigkeit, welche die bestimmende Größe darstellt. Der Inerter hingegen beruht sich auf der relativen Beschleunigung zwischen seinen Anbindungspunkten. Wie diese Abhängigkeit zustande kommt und welche Bauweisen dafür verwendet werden, soll Gegenstand dieses Kapitels sein.

Wie bei den beiden anderen Komponenten des Fahrwerks, befindet sich der Inerter mit seinen Anbindungspunkten zwischen der Radeinheit und dem Aufbau des Fahrzeuges. Auch hier gibt es verschiedene Ausführungen. Alle Varianten haben aber die Gemeinsamkeit, dass ein Bauteil vorhanden ist, welches einer bestimmten Bewegung unterzogen wird. Hierbei bedient man sich letztendlich an dem Massenträgheitsmoment dieses Bauteils. Eine Möglichkeit der Umsetzung stellt hierbei die Variante des Zahnstangengetriebes dar, welches in Abbildung 8 zu sehen ist [6].

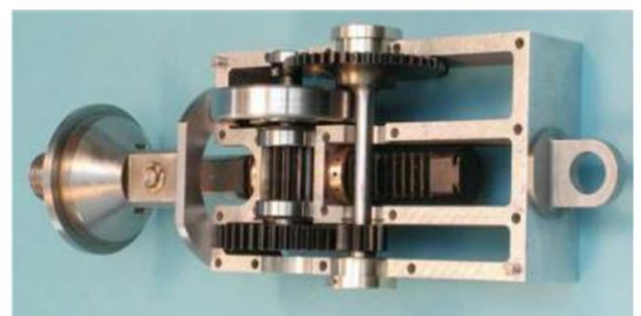
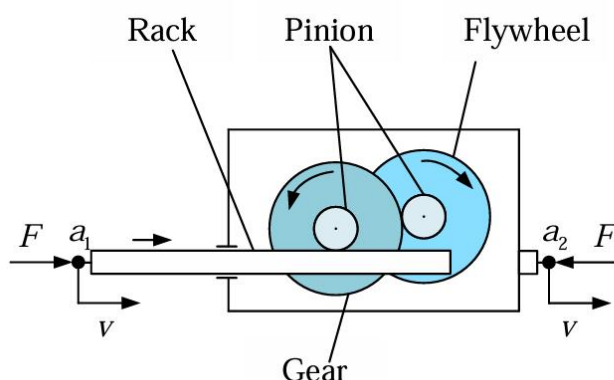


Abbildung 8 Inerter mit Zahnstangengetriebe [7]

Hierbei ist eine Zahnstange verbaut, welche beim Ein- und Ausfedern in Bewegung gesetzt wird, wodurch über eine Zahnradübersetzung schlussendlich ein Schwungrad angetrieben wird, welches dem gesamten Prozess aufgrund der Rotationsträgheit eine Kraft entgegenwirkt.

Eine weitere Variante, welche im Folgenden eine große Rolle für diese Arbeit spielen wird, ist die Umsetzung mittels einer Gewindestange, wie in Abbildung 9 dargestellt.

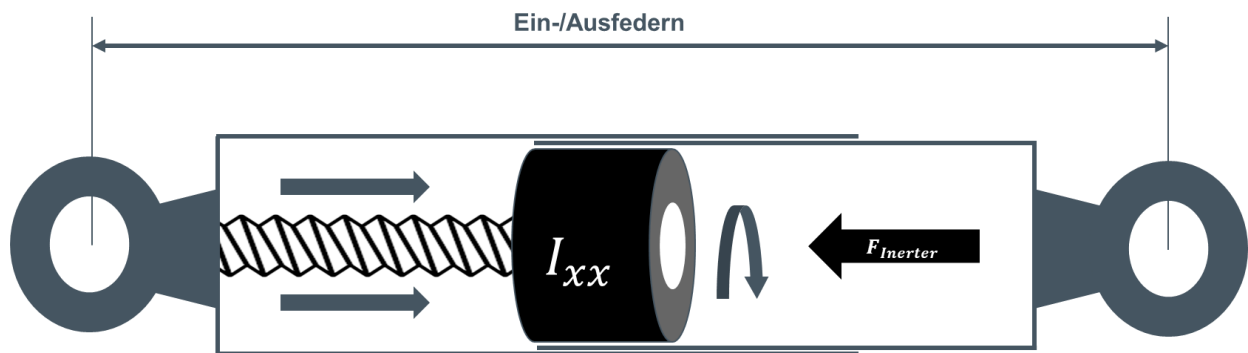


Abbildung 9 Inerter mit Gewindestange

Bei dieser Variante ist eine Gewindestange fest mit einem Anbindungspunkt verbaut. Zusätzlich ist noch eine Schwungmasse vorhanden, welche wiederum mit einer Bohrung sowie einem Innengewinde ausgestattet ist und auf der Gewindestange sitzt. Diese Masse ist translatorisch fest mit dem anderen Anbindungspunkt verbunden, besitzt allerdings einen rotatorischen Freiheitsgrad. Aufgrund der Gewindepaarung stellt sich beim Ein- und Ausfedern eine Drehbewegung der Schwungmasse ein, da in dieser Situation eine relative Bewegung zwischen dem Schwungkörper und der Gewindestange stattfindet. Aufgrund der Rotationsträgheit, in Abbildung 9 mit I_{xx} dargestellt, entsteht auch hier eine Kraft, welche dem Ein- und Ausfedern entgegenwirkt (F_{Inerter}).

Wie sich diese Kraft darstellt und über den gesamten Ein- und Ausfederprozess verhält, hängt von verschiedenen Faktoren ab. Um dies zu untersuchen, ist es notwendig, eine Grundlage zu schaffen, indem man zunächst die Charakteristik des Trägheitsmomentes untersucht. Hierbei dient eine Scheibe als Beispiel, da diese Form in der Praxis häufig verwendet wird und die Berechnung relativ simpel ist. Als Veranschaulichung dient hierfür Abbildung 10.

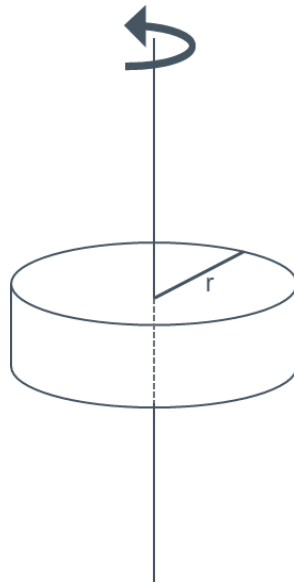


Abbildung 10 Rotationsträgheit

Schlussendlich wird das Rotationsträgheitsmoment mit

$$I_{xx} = \frac{1}{2} \cdot m_{\text{Schwungmasse}} \cdot r_{\text{Schwungmasse}}^2 \quad (2.3)$$

berechnet. Hierbei steht $m_{\text{Schwungmasse}}$ für die Masse der Scheibe und $r_{\text{Schwungmasse}}$ für deren Radius. Um nun die Kraft zu berechnen, welche beim Fahrbetrieb entsteht, sind weitere Betrachtungen nötig:

$$F_{\text{Inerter}} = i \cdot M \quad (2.4)$$

M steht in diesem Fall für das auftretende Drehmoment und i für das Übersetzungsverhältnis des Inerters. Wenn man diese beiden Größen genauer untersucht, kommt man zu den Schlüssen

$$M = I_{xx} \cdot \ddot{\varphi} \quad (2.5)$$

$$i = \frac{2\pi}{P} \quad (2.6)$$

wobei P die Steigung der Gewindestange beziehungsweise der Gewindepaarung beinhaltet und $\ddot{\varphi}$ für die Winkelbeschleunigung steht, welche sich wiederum aus

$$\ddot{\varphi} = i \cdot \ddot{x} \quad (2.7)$$

zusammensetzt. In diesem Fall steht $\ddot{x}$ für die translatorische Beschleunigung, welche zwischen den Anbindungspunkten vorzufinden ist. Unter der Berücksichtigung von (2.4), (2.5), (2.6) und (2.7) lässt sich nun eine ausführliche Gleichung zur Bestimmung der Inerterkraft

$$F_{\text{Inerter}} = \left(\frac{2\pi}{p}\right)^2 \cdot I_{xx} \cdot \ddot{x} \quad (2.8)$$

aufstellen [6].

Dies stellt einen Grundsatz dar, welcher gut für die spätere Modellbildung geeignet ist und dort noch einmal Anwendung finden wird, da sich dadurch eine translatorische Simulation der Vertikaldynamik mit der rotierenden Schwungmasse des Inerters vereinen lässt.

Der Inerter wurde 2002 von Malcolm C. Smith als eigenständiges mechanisches Zweipol-Element eingeführt [8]. Wenig später, im Jahr 2005, kam es erstmals zum Einsatz dieser Innovation im Rahmen der Formel 1. Hierbei setzte das Team McLaren das Bauteil ein und verwendete den Decknamen „J-Damper“, um den Eindruck zu erwecken, dass es sich dabei um eine Variante eines herkömmlichen Schwingungsdämpfers handelt [7].

In den darauffolgenden Jahren wurde das Reglement bezüglich des Inerters schrittweise angepasst, bis dieser mit Inkrafttreten des technischen Reglements zur Saison 2022 endgültig verboten wurde. In der Zwischenzeit wurde er von vielen Teams in der Königsklasse des Motorsports verbaut, da er aufgrund seiner beschleunigungsabhängigen Kraftabgabe von hohem Nutzen war. Es war möglich, Bereiche in der Vertikaldynamik gezielt zu beeinflussen, die mit konventionellen Fahrwerkskomponenten wie Feder und Dämpfer nur eingeschränkt oder gar nicht adressierbar waren. So konnten speziell Situationen, in denen hohe Beschleunigungen im Fahrwerk auftraten (beispielsweise beim Fahren über Curbs) wirksam beeinflusst werden. Auch das Übersetzungsverhältnis innerhalb des Inerters stellte sich als nützlich heraus, da hierdurch eine verhältnismäßig hohe Rotationsträgheit und somit Kraftabgabe realisiert werden konnte, ohne die tatsächliche Masse des Schwungstückes vergrößern zu müssen. Dies war ein erheblicher Pluspunkt, da eine geringe Masse aller Bauteile im Motorsport von zentraler Bedeutung ist, um die allgemeine Trägheit des Fahrzeuges so niedrig wie möglich zu halten.

3 Theorie

In diesem Kapitel werden die theoretischen Grundlagen der Vertikaldynamik von Straßenfahrzeugen vorgestellt, die für die spätere Modellbildung und Simulation erforderlich sind. Ziel ist es, die physikalischen Zusammenhänge zwischen Anregung,

Systemantwort und den daraus resultierenden dynamischen Größen verständlich darzustellen.

Ausgehend von einem allgemeinen Überblick über die Vertikaldynamik werden zunächst deren Zielgrößen eingeordnet. Anschließend wird das fußpunkterregte Schwingungsverhalten als grundlegendes Modell zur Beschreibung vertikaldynamischer Vorgänge erläutert. Darauf aufbauend werden relevante Bewertungsgrößen eingeführt, anhand derer sowohl Fahrkomfort als auch Fahrsicherheit beurteilt werden können.

Die in diesem Kapitel beschriebenen theoretischen Konzepte bilden die Basis für die in den folgenden Kapiteln vorgestellte Modellbildung und die Durchführung der Simulation.

Überblick Vertikaldynamik

Die Vertikaldynamik eines Kraftfahrzeuges befasst sich mit den Schwingungsbewegungen und Kraftübertragungen in vertikaler Richtung, die infolge externer und interner Anregungen auftreten. Solche Anregungen entstehen insbesondere durch Unebenheiten der Fahrbahn, wirken jedoch auch im Zusammenhang mit Fahrmanövern oder durch fahrzeuginterne Erregungen, beispielsweise aus dem Rad-Reifen-System oder dem Antriebsstrang [1].

Die durch diese Umstände hervorgerufenen vertikalen Kräfte werden über Reifen und Fahrwerk in das Fahrzeug eingeleitet und beeinflussen sowohl den Fahrzeugaufbau als auch die ungefederten Massen. Das Fahrwerk übernimmt dabei die Aufgabe, diese Kräfte gezielt zu übertragen, zu filtern und zu begrenzen. Das resultierende vertikaldynamische Verhalten ist somit maßgeblich durch das Zusammenspiel der einzelnen Fahrwerkskomponenten bestimmt [1].

Zur systematischen Untersuchung der Vertikaldynamik werden in der Fahrzeugtechnik vereinfachte Modelle herangezogen, welche die relevanten physikalischen Zusammenhänge abbilden. Diese Modelle ermöglichen eine analytische und numerische Beschreibung der Fahrzeugreaktionen auf vertikale Anregungen und bilden die Grundlage für weiterführende theoretische Betrachtungen sowie für simulationsgestützte Analysen.

Die detaillierten Zielsetzungen der Vertikaldynamik sowie die zugrunde liegenden theoretischen Grundlagen werden in den folgenden Abschnitten näher erläutert.

3.1 Ziele der vertikaldynamischen Auslegung

Die Auslegung der Vertikaldynamik eines Kraftfahrzeuges verfolgt mehrere Zielgrößen, die sich aus den Anforderungen an Fahrkomfort, Fahrsicherheit und Fahrdynamik ergeben. Diese Zielgrößen stehen dabei häufig in einem konkurrierenden Verhältnis zueinander, sodass die Fahrwerksauslegung stets einen Kompromiss zwischen verschiedenen, teilweise widersprüchlichen Anforderungen darstellt.

Ein zentrales Ziel der vertikaldynamischen Auslegung ist die Minimierung der vertikalen Aufbaubeschleunigungen. Diese wirken direkt auf die Fahrzeuginsassen und werden maßgeblich als Komfortkriterium wahrgenommen. Insbesondere im niederfrequenten Bereich führen hohe Aufbaubeschleunigungen zu einem unangenehmen Fahrgefühl, weshalb deren Begrenzungen ein wesentliches Ziel der fahrwerksseitigen Abstimmung darstellt [9].

Die Fahrsicherheit spielt neben dem Fahrkomfort eine ebenso bedeutende Rolle. Diese ist eng mit dem Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn verknüpft. Um eine möglichst konstante Radaufstandskraft sicherzustellen, ist es von zentraler Bedeutung, dynamische Radlastschwankungen so gering wie möglich zu halten. Somit wird eine hohe übertragbare Kraft in der Reifen-Fahrbahn-Schnittstelle gewährleistet und die Stabilität des Fahrzeuges positiv beeinflusst [9].

Darüber hinaus sollen unerwünschte Nick- und Wank- Bewegungen des Fahrzeugaufbaus begrenzt werden. Diese treten insbesondere bei Längs- und Querdynamikmanövern auf und beeinflussen sowohl das subjektive Fahrgefühl als auch die Fahrstabilität. Eine geeignete vertikaldynamische Auslegung trägt dazu bei, diese Bewegungen zu dämpfen und das Fahrzeugverhalten vorhersehbar und kontrollierbar zu gestalten.

Ein weiteres Ziel besteht in einem Schwingungsverhalten, welches sich möglichst robust und unabhängig vom Beladungszustand darstellt. Änderungen der Massenverteilung, etwa durch unterschiedliche Beladungszustände, sollen das vertikaldynamische Verhalten nur in begrenztem Maße beeinflussen.

Dies stellt hohe Anforderungen an die Auslegung und Parametrierung der fahrwerkseitigen Komponenten [9].

Es lässt sich zusammenfassen, dass die Ziele der Vertikaldynamik nicht isoliert betrachtet werden können. Vielmehr erfordert die gleichzeitige Berücksichtigung von Fahrkomfort, Fahrsicherheit und Fahrdynamik eine ausgewogene Abstimmung der vertikaldynamischen Systeme, die im weiteren Verlauf dieser Arbeit mithilfe modellbasierter Simulationen untersucht wird.

3.2 Theoretische Grundlagen (Fußpunkterregtes Schwingungsverhalten)

Für die theoretische Beschreibung der Vertikaldynamik von Kraftfahrzeugen werden vereinfachte mechanische Ersatzmodelle herangezogen, welche die wesentlichen physikalischen Zusammenhänge der vertikalen Schwingungen abbilden, da sie mit vergleichsweise geringem Modellierungsaufwand die dominanten vertikaldynamischen Effekte erfassen können [10].

Das Viertelfahrzeugmodell beschreibt die vertikale Bewegung eines einzelnen „Fahrzeugecks“ und besitzt in der Regel zwei Freiheitsgrade. Unterschieden wird dabei zwischen der gefederten Masse, welche einen bestimmten Anteil des Fahrzeugaufbaus enthält, und der ungefederten Masse, bestehend aus Rad, Reifen sowie Anteilen der Radaufhängung. Diese beiden Teile sind über eine Aufbaufeder und einen Schwingungsdämpfer miteinander gekoppelt. Zusätzlich kann das Rad-Reifen-System durch eine eigene Federsteifigkeit modelliert werden, welche die direkte Kraftübertragung zwischen Fahrbahn und ungefederten Massen beschreibt [10]. Dieses Schwingungsmodell ist in Abbildung 11 dargestellt.

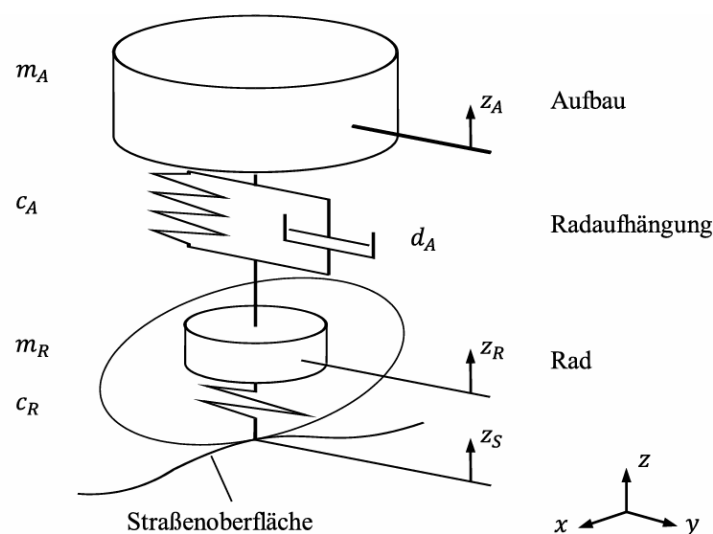


Abbildung 11 Schwingungsmodell zweiten Grades [11]

Die Anregung des Systems erfolgt in Form einer sogenannten Fußpunkterregung, welche durch Unebenheiten der Fahrbahn verursacht wird. Diese wird modellhaft als zeitabhängige Verschiebung des Radaufstandspunktes beschrieben und wirkt somit direkt auf die ungefederten Massen. Dadurch resultieren Relativbewegungen zwischen gefederten und ungefederten Massen, welche zur Ausbildung von Feder- und Dämpferkräften führen. Diese bestimmen das vertikale Schwingungsverhalten des Systems. Das ist auf der rechten Seite von Abbildung 11 zu sehen [12].

Die Newtonschen Bewegungsgesetze dienen als Basis für die Bewegungsgleichungen des Viertelfahrzeugmodells. Dabei wirken auf jede Masse die jeweils angreifenden Feder- und Dämpferkräfte, sodass ein gekoppeltes Schwingungssystem entsteht. Trotz der Vereinfachung gegenüber realen Mehrkörpersystemen ermöglicht dieses Modell eine fundierte Analyse der vertikaldynamischen Reaktion auf Straßenanregungen sowie die Untersuchung charakteristischer Systemgrößen wie Eigenfrequenzen und Dämpfungsmaße [12] [10].

Ein wesentliches Merkmal des fußpunkterregten Schwingungsverhalten ist das Auftreten mehrerer Eigenfrequenzen, die typischerweise der Aufbauschwingung und der Radschwingung zugeordnet werden können. Der Wert dieser Frequenzen sowie das Verhalten des Dämpfers beeinflussen maßgeblich, wie stark Anregungen aus der Fahrbahn auf den Fahrzeugaufbau übertragen werden. Das Viertelfahrzeugmodell stellt somit eine zentrale theoretische Grundlage für weiterführende Untersuchungen der Vertikaldynamik dar und bildet die Basis für die im weiteren Verlauf dieser Arbeit durchgeführten Simulationen [10].

3.3 Bewertungsgrößen für Fahrkomfort und Fahrsicherheit

Um das vertikaldynamische Verhalten eines Fahrzeuges zu bewerten, ist es notwendig, mehrere Kenngrößen hinzuzuziehen, welche sowohl für Fahrkomfort als auch für Fahrsicherheit von zentraler Bedeutung sind. Die Größen lassen sich aus der Reaktion des vertikalen Schwingungssystems auf Straßenanregungen und aus modelbasierten Analysen ableiten.

Die vertikale Aufbaubeschleunigung ist ein wesentliches Bewertungsmaß. Sie gibt an, wie stark der Fahrzeugaufbau auf Anregungen reagiert. Hohe Aufbaubeschleunigungen werden von den Insassen allgemein als unangenehm

wahrgenommen und stehen somit im direkten Zusammenhang mit dem Fahrkomfort. In der Kraftfahrzeugtechnik werden zur Beurteilung oft effektive oder gemittelte Beschleunigungswerte verwendet [13].

Die Eigenfrequenzen des vertikalen Schwingungssystems sind eng mit dem Fahrkomfort verknüpft. Für die gefederte Masse (Aufbau des Fahrzeuges) liegen die charakteristischen Frequenzen in der Regel im Bereich von etwa 1-2 Hz, während für ungefederten Massen (Rad, Reifen, Radaufhängung etc.) höhere Resonanzbereiche von ca. 10-15 Hz beobachtet werden. Diese Angaben haben sich in der Dynamik von Fahrzeugen als Referenz für primäre und sekundäre Schwingungsmodi etabliert, da sie die dominanten Resonanzpunkte im Vertikalsystem darstellen [14] [15].

Die dynamische Radlastschwankung ist ein zusätzliches wichtiges Maß. Sie beschreibt die Variation der Radaufstandskraft um den statischen Lastwert. Große dynamische Schwankungen können sich negativ auf den Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn auswirken und dadurch die nutzbare Reibung sowie, resultierend daraus, die übertragbare Kraft reduzieren und somit die Fahrsicherheit beeinträchtigen. Die Radlastschwankung korreliert dabei direkt mit der Relativbewegung zwischen gefederter und ungefederter Masse und kann mittels eines Viertelfahrzeugmodells als auch experimentell bestimmt werden [13] [16].

Dämpfungsmaße und Übertragungsfunktionen werden häufig als ergänzende Bewertungsgrößen herangezogen, die quantitativ beschreiben, wie stark Anregungen aus dem Straßenverlauf auf die gefederte Masse übertragen werden. Diese Größen hängen von der Charakteristik sowie den Parametern der Feder- und Dämpferelemente ab und lassen sich aus dem Frequenzgang des Viertelfahrzeugmodells ableiten. Die Bewertung der Transmissibilität im Frequenzbereich erlaubt es, Aufnahmebereiche hoher Beschleunigungen zu identifizieren und gezielt zu reduzieren [16].

Zusammenfassend dienen diese Bewertungsgrößen dazu, sowohl subjektive als auch objektive Aspekte der Vertikaldynamik zu quantifizieren. Eine optimale Fahrwerksauslegung berücksichtigt dabei sowohl niedrige Aufbaubeschleunigungen und reduzierte Radlastschwankungen für Komfort und Fahrstabilität als auch eine Frequenzverteilung des Systems, welche störende Resonanzen vermeidet.

Diese Grundlage ist essenziell für den weiteren Verlauf, um eine fundierte Auswertung und Einordnung der Simulationsergebnisse durchführen zu können.

4 Modellbildung

Die Modellbildung stellt das Grundfundament für jede Simulation dar, da von ihr sämtliche weitere Verläufe abhängen. Hierbei ist die Beschreibung der verschiedenen Modellierungsansätze von zentraler Bedeutung.

Ein möglicher Ansatz ist die physikalische Modellierungsweise. Hierbei werden Bauteile durch idealisierte physikalische Ersatzmodelle beschrieben, die das reale Verhalten strukturell abbilden. Sämtliche Parameter, welche für das Simulieren von Bedeutung sind, werden aus realen physikalischen Eigenschaften abgeleitet und im Modell berücksichtigt. Durch die Simulation dieser physikalischen Zusammenhänge ergeben sich die entsprechenden Systemantworten. Der Vorteil dieses Ansatzes liegt darin, dass die zugrunde liegenden Wirkmechanismen und Systemcharakteristika nachvollziehbar hergeleitet werden können und dass durch gezielte Variation einzelner Parameter deren Einfluss auf das Gesamtsystem systematisch untersucht werden kann. Dies führt zu dem Umstand, dass bei der Modellierung eine detaillierte Komponentenkenntnis erforderlich ist. Jeder Parameter, beispielsweise geometrische oder materialbezogene Kenngrößen, kann eine Änderung der Funktionsweise nach sich ziehen und muss je nach gewünschter Simulationsgüte berücksichtigt werden. Mit zunehmender Modellierungsgenauigkeit steigt in der Regel die Realitätsnähe der Simulationsergebnisse, jedoch auch der Modellierungsaufwand [17] [11].

Ein weiterer Ansatz ist die mathematische Modellierungsweise, die in bestimmten Ausprägungen auch datengetrieben erfolgen kann. Hierbei wird sich nicht auf die physikalische Nachbildung der inneren Bauteilzusammenhänge berufen, sondern um das reine Verhältnis von Eingabe zu Ausgabe. Hierbei entfällt die soeben beschriebene Parametrierung und stattdessen wird für jeden Lastfall ein bestimmtes Ergebnis vorgegeben. Dies bringt den Vorteil mit sich, dass eine Vielzahl an benötigten Informationen entfällt und der Rechenaufwand verringert wird. Allerdings ist es nicht möglich, den Einfluss der einzelnen Parameter untereinander zu untersuchen.

Die letzte beleuchtete Methode ist der hybride Ansatz. Bei dieser Variante werden sowohl mathematische als auch physikalische Ansätze kombiniert. So können beispielsweise Bauteile, welche auf unterschiedliche Art modelliert wurden, in einem

Gesamtmodell miteinander verknüpft werden. Dadurch lassen sich die Vorteile beider Ansätze vereinen, indem sowohl physikalische Nachvollziehbarkeit als auch Modellierungsökonomie berücksichtigt werden.

4.1 Bauteilmodellierung

Die Modellierung der einzelnen Bauteile stellt einen zentralen Schritt in der Erstellung einer Vertikaldynamiksimulation dar. Sie definiert die strukturellen Eigenschaften des Ersatzsystems und bestimmt maßgeblich dessen dynamisches Verhalten. Die gewählten Modellannahmen sowie die Parametrierung der Komponenten beeinflussen unmittelbar die Systemantwort und damit die Aussagekraft der Simulationsergebnisse.

Neben der Abbildung des Viertelfahrzeugverhaltens wirkt sich die Bauteilmodellierung auch auf weiterführende Untersuchungen aus, wie beispielsweise Prüfstandssimulationen, Frequenzanalysen oder Parameterstudien. Eine konsistente und nachvollziehbare Modellbeschreibung ist daher Voraussetzung für eine belastbare Bewertung der Ergebnisse.

Im Folgenden wird eine systematische Darstellung der für die Vertikaldynamik relevanten Bauteilmodellierungen erfolgen. Dazu zählen die Aufbaufeder, der Schwingungsdämpfer sowie der Inerter. Für jedes Element werden die zugrunde liegenden physikalischen Annahmen, die mathematische Beschreibung sowie die getroffenen Vereinfachungen erläutert.

4.1.1 Aufbaufeder

Die Feder stellt ein zentrales Glied der Modellierung von Fahrwerkskomponenten im Bereich der Vertikaldynamiksimulation dar, da ihre Steifigkeit im Betrieb maßgeblich die Kraftübertragung zwischen ungefederten und gefederten Massen bestimmt. Deshalb beeinflusst sie wesentlich das Schwingungsverhalten des Gesamtsystems.

Die Gestaltung dieser Steifigkeit kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. Zum einen besteht die Möglichkeit, eine Stahlfeder mit variablem Windungsdurchmesser zu hinterlegen, wodurch sich ein progressives oder degressives Kraft-Weg-Verhalten ergibt. Eine weitere Option stellt die Abbildung einer Luftfeder dar. In diesem Fall beeinflussen insbesondere geometrische Parameter, wie beispielsweise die Kolbengeometrie oder das Volumen des Luftbalgs, das resultierende Federkennverhalten. Dadurch würde sich eine gesonderte Federungscharakteristika sowie auch eine Niveauekontrolle implementieren lassen.

Da der Fokus dieser allgemeinen Untersuchung allerdings auf der Analyse des Schwingungsdämpfers und des Inerters liegt, wurde in diesem Fall die Einbringung einer klassischen Stahlfeder gewählt, welche eine lineare Steifigkeit besitzt. Dadurch lässt sich bei vergleichsweise geringem Modellierungsaufwand ein Federverhalten darstellen, welches zum einen den Einfluss der anderen Fahrwerkskomponenten auf das Gesamtsystem klar hervorhebt und zum anderen eine eindeutige Interpretation der Simulation ermöglicht.

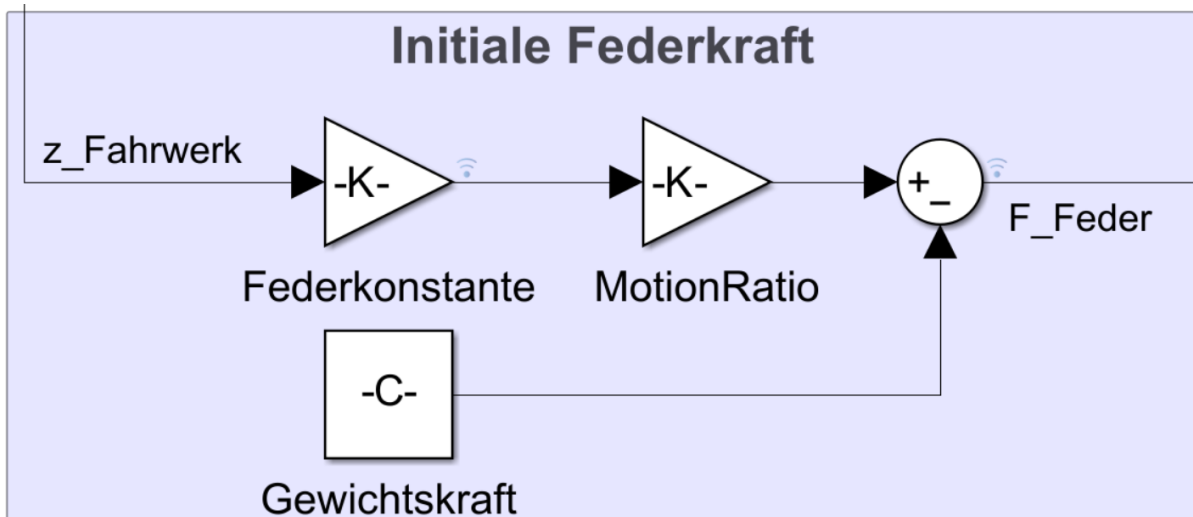


Abbildung 12 Modellierung Aufbaufeder

Die Umsetzung dieser Thematik ist in Abbildung 12 zu sehen. Das auf der linken Seite zu sehende z_{Fahrwerk} entspricht der relativen Wegänderung innerhalb des Fahrwerks und stellt die Bewegung von Radeinheit und Fahrzeugaufbau zueinander dar. Es fungiert in diesem Fall als Eingangsgröße und gibt an, wie sehr die Feder komprimiert wird. Der Block Federkonstante stellt einen Multiplikator dar, welcher z_{Fahrwerk} mit der Federsteifigkeit verrechnet (2.2). Der sich dabei ergebende Wert wird mit einem weiteren Multiplikator-Block, der MotionRatio, behaftet. Diese gibt an, in welchem Verhältnis der Hub des Rades zur Komprimierung der Feder-Dämpfer-Einheit steht. Schlussendlich wird von diesem Ergebnis die Konstante Gewichtskraft subtrahiert. Diese enthält die Masse des Viertelaufbaus multipliziert mit der Erdbeschleunigung:

$$\text{Gewichtskraft} = m_b \cdot g \quad (4.1)$$

Daraus resultiert der für die Simulation benötigte geschlossene Startwert der Kraft F_{Feder} . Durch diesen wird ermöglicht, dass sich ein Kräftegleichgewicht einstellt. Dieses sorgt dafür, dass sich der Aufbau des Fahrzeuges bei Beginn der Simulation weder absenkt noch anhebt. Dasselbe gilt für den Fall, wenn keine Anregung

stattfinden sollte. Auf diese Weise wird eine methodisch konsistente und reproduzierbare Simulation ermöglicht.

4.1.2 Schwingungsdämpfer

Der Dämpfer stellt die zweite zentrale zu modellierende Fahrwerkskomponente dar. Wie schon bei der Feder gibt es auch hier mehrere Möglichkeiten dies umzusetzen. Eine Option, welche in Frage kommen würde, wäre der physikalische Ansatz. Allerdings müssten in diesem Fall sämtliche geometrische und strukturelle Gegebenheiten bekannt und im Modell implementiert sein, um eine hinreichend genaue Simulation erstellen zu können. Zudem würde dies zu einem insgesamt komplexeren Modellaufbau und einem höheren Rechenaufwand führen.

Da diese Untersuchung dem Vergleich von Dämpfer und Inerter dienen soll, basiert die Modellierung des Schwingungsdämpfers auf der mathematischen Methode. Diese hat den Vorteil, dass ein im Vergleich geringerer Modellierungsaufwand nötig ist, das Ergebnis jedoch gut einordbar bleibt. Festzuhalten ist jedoch, dass einige Verhaltensweisen der Komponente im Vergleich zum realen Anwendungsfall entfallen. So zum Beispiel wird auf das Darstellen von Reibung verzichtet, welche einen, besonders bei längerer Belastung, thermischen Einfluss auf das Bauteil hätte. Dieser würde wiederum eine Änderung der Charakteristik der Komponente nach sich ziehen. Da der Vergleich der Funktion im Vordergrund steht, wird diese Abweichung in Kauf genommen.

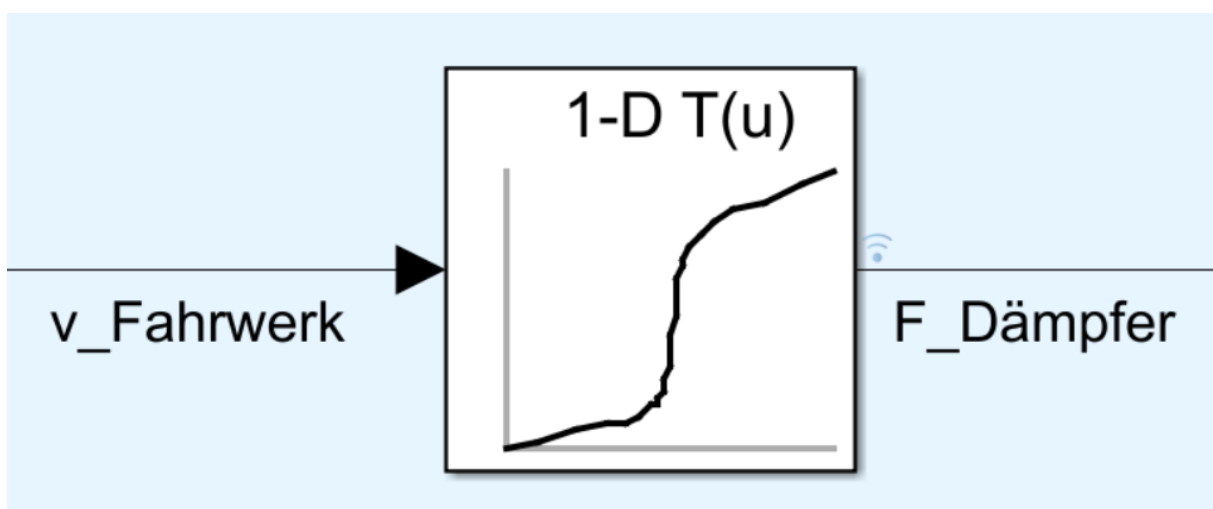


Abbildung 13 Modellierung Dämpfer

Um ein korrektes Ergebnis zu erhalten, ist die Nutzung des Signals v_{Fahrwerk} notwendig, da die Dämpferkraft, wie bereits in 2.2.2 geschildert, eine Abhängigkeit

bezüglich der relativen Geschwindigkeit aufweist. Diese relative Geschwindigkeit des Fahrwerks ist in dem eben genannten Signal enthalten.

Des Weiteren wird eine Lookup-Table verwendet, welche mittig in Abbildung 13 zu sehen ist. Diese Tabelle ermöglicht das Hinterlegen von Wertepaaren und eignet sich somit, um eine Dämpferkennlinie zu modellieren (Abbildung 14).

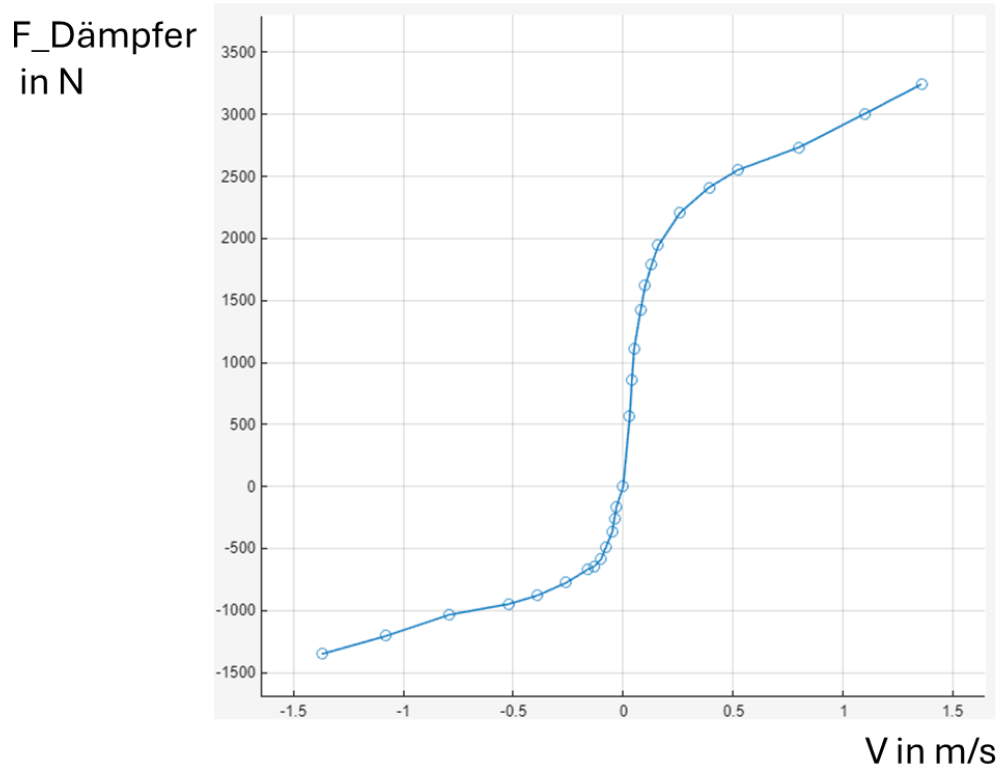


Abbildung 14 Dämpferkennlinie

Hierbei wird den Geschwindigkeitswerten (im Schema auf der X-Achse zu finden) jeweils ein Kraftwert zugeordnet. Im positiven Bereich wird die Zugstufe dargestellt, im negativen Bereich die Druckstufe. Es liegt eine Asymmetrie vor, die Zugstufe weist höhere Kraftwerte als die Druckstufe auf. Des Weiteren ist im Bereich der geringeren Geschwindigkeiten ein steilerer Anstieg der Kurve zu erkennen, während dieser im Highspeed-Bereich deutlich abflacht.

Diese Merkmale sind häufig in realen Anwendungsgebieten wiederzufinden und zeigen die Vergleichbarkeit dieser Modellierung mit dem realen Anwendungsfall auf.

4.1.3 Inerter

Der Inerter stellt die letzte zu modellierende Fahrwerkskomponente auf Einzelbauteilsebene dar. Hierbei kommt es, im Gegensatz zum Schwingungsdämpfer,

zum Einsatz des physikalischen Ansatzes der Modellbildung. Dabei ist es notwendig, sich auf die Funktions- und Bauweise des Inerters zu beziehen, welche in 2.2.3 beschrieben sind. Auch die dort genannten Berechnungen werden in diesem Kapitel von Bedeutung sein.

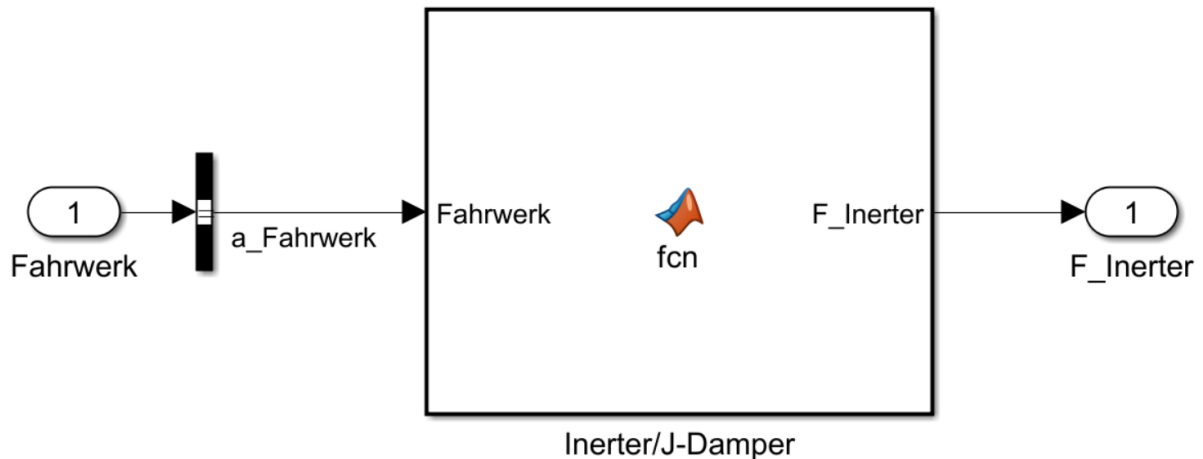


Abbildung 15 Modellierung Inerter

Die Modellierung des Inerters ist in Abbildung 15 dargestellt. Auf der linken Seite ist ein sogenannter Bus-Selector zu sehen. Dieser enthält in diesem Fall sämtliche Signale, welche die relative Fahrwerksbewegung beschreiben. Bei der Simulation des Inerters ist es notwendig, die relative Beschleunigung des Fahrwerks zur Modellierung hinzuzuziehen, da es sich hierbei um die kraftbestimmende Größe handelt. Diese wird mit a_{Fahrwerk} betitelt und als Eingangsgröße für den Matlab-Function Block verwendet, welcher mittig abgebildet ist (Inerter/J-Damper).

Der Function Block enthält sämtliche für die Simulation benötigten Parameter und Berechnungen. Diese sind in Form eines Codes enthalten, welcher im Anhang abgebildet ist. Dabei steht $m_{\text{Schwungscheibe}}$ für die Masse des Rotationskörpers und beträgt 0,5kg. $r_{\text{Schwungscheibe}}$ wiederum beinhaltet dessen Radius und beläuft sich auf 6cm, die Steigung der Gewindestange (Gewindesteigung) beläuft sich auf 2,6cm pro Umdrehung. Damit ergeben sich im Bereich „Trägheit- und Kraftberechnung“ wichtige Zwischenergebnisse.

So ergibt sich in dieser Konstellation ein Trägheitsmoment von $I = 9,0 \cdot 10^{-4} \text{kg} \cdot \text{m}^2$ sowie ein Übersetzungsverhältnis von $i = 241,661 \text{m}^{-1}$. Das bedeutet, dass bei einer translatorischen Bewegung von 1m sich eine Drehbewegung der Schwungscheibe von 241,66 rad ergibt.

Je nach simuliertem Lastfall kommt es dann zu unterschiedlichen simulierten Kräften. Entscheidend hierfür ist die vorliegende Beschleunigung, welche im letzten Schritt mit Trägheit und Übersetzungsverhältnis verrechnet wird und die Inerterkraft (F_{Inerter}) liefert. Auf der rechten Seite von Abbildung 15 ist die Ausgabe dieses Ergebnisses zu sehen, welches die weitere Nutzung für die Simulation ermöglicht.

Auch hier ist festzuhalten, dass bewusst Abweichungen des Modells zur Realität vorliegen. So wurde beispielsweise auf die Implementierung der Reibung und dessen Einfluss auf das Inerterverhalten verzichtet. Dies liegt darin begründet, dass dadurch der Modellierungsaufwand deutlich kleiner ausfällt und die allgemeine Funktion des Bauteils, welche im Fokus der Untersuchung liegt, dennoch gegeben und untersuchbar bleibt.

4.2 Modellierung Viertelfahrzeug

Nach der Beschreibung der einzelnen Bauteilmodelle folgt nun deren Zusammenführung zu einem geschlossenen dynamischen System in Form eines Viertelfahrzeugmodells. Ziel und Aufgabe dieses Modells ist die vereinfacht dargestellte, jedoch physikalisch konsistente Abbildung der vertikaldynamischen Wechselwirkungen zwischen gefederten und ungefederten Massen unter Berücksichtigung einer äußeren Anregung durch das Profil der Fahrbahn.

Das Viertelfahrzeug stellt dabei ein etabliertes Ersatzmodell dar, welches die wesentlichen Schwingungsphänomene eines Gesamtfahrzeugs mit reduziertem Modellierungsaufwand beschreibt. Durch die Beschränkung auf ein Fahrzeugeck wird eine klare Analyse der Systemzusammenhänge ermöglicht, ohne dass komplexe Mehrkörpereffekte berücksichtigt werden müssen. Dabei entfallen Betrachtungen wie beispielsweise die Änderung der Radlastverteilung durch Quer- und Längsdynamik oder der Implementierung eines Stabilisators. Desweiteren ist zu erwähnen, dass Druck- und Zuganschläge nicht berücksichtigt werden. Solche Bauteile wären im Bereich des Viertelfahrzeuges problemlos unterzubringen, liefern für den Vergleich, welcher zugrunde liegt, allerdings keinen zählbaren Mehrwert.

Dies hat zu Folge, dass sich der Fokus besser auf die wesentlich zu untersuchenden Aspekte richten lässt und somit der Modellierungs- und Auswertungsaufwand eingeschränkt wird.

4.2.1 Schwingungsmodell zweiter Ordnung (Zweimassenschwinger)

Für die Realisierung des Viertelfahrzeugmodells ist, wie bereits in Kapitel 3.2 beschrieben, die Hinterlegung eines Schwingungsmodells zweiter Ordnung notwendig. Hierbei dient das Schema in Abbildung 16 als vereinfachte Darstellung, um die notwendigen Größen hervorzuheben. Auf der linken Seite ist die Darstellung der allgemeinen Ausgangssituation und rechts ein Freischnitt mit allen auftretenden Kräften zu sehen [3].

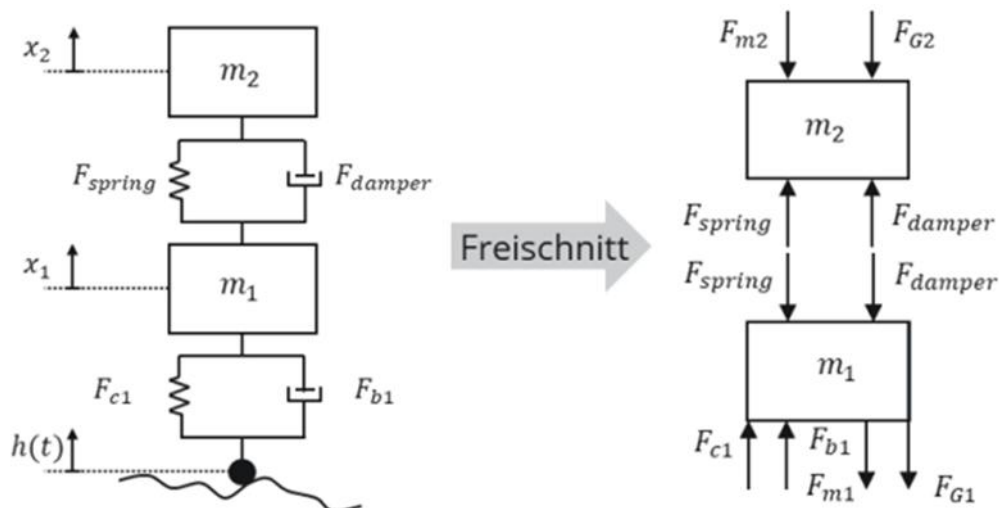


Abbildung 16 Schema Schwingungsmodell zweiter Ordnung

F_{c1} steht dabei für die Federkraft des Reifens und F_{b1} für dessen Dämpferkraft. Allgemein ist festzuhalten, dass alle Größen, welche mit Index 1 behaftet sind, sich auf den Bereich zwischen Rad und Fahrbahn beziehen, und alle mit Index 2 den Bereich zwischen Aufbau und Rad betreffen. Dies umfasst die jeweilige Federrate (c), Dämpfungsrate (b), sowie translatorische Wegänderung (x), Geschwindigkeit ($\dot{x}$) und Beschleunigung ($\ddot{x}$).

Um dieses System in eine Simulation einzubinden und die dafür nötigen Informationen zu erhalten, ist es erforderlich gewisse Vorbereitungen zu treffen. An erster Stelle steht hierbei das Aufstellen von zwei Bewegungsgleichungen in Gleichgewichtsform.

Dass bezieht sich dabei zum einen auf die Masse m_1 , welche für die Radeinheit steht,

$$0 = m_1 \ddot{x}_1 + (b_1 + b_2) \dot{x}_1 - b_2 \dot{x}_2 + (c_1 + c_2) x_1 - c_2 x_2 \quad (4.1)$$

sowie m_2 , welche den Aufbau symbolisiert:

$$0 = m_2 \ddot{x}_2 + b_2 \dot{x}_2 - b_2 \dot{x}_1 + c_2 x_2 - c_2 x_1 \quad (4.2)$$

Wichtig ist, zu beachten, dass sowohl Dämpfer- als auch Federkräfte stets entsprechend der Relativbewegungen und -geschwindigkeiten der jeweiligen Körper, zwischen denen sie wirken, entstehen.

Die Gleichungen (4.1) und (4.2) können anschließend nach der jeweiligen Beschleunigung der Masse umgestellt werden:

$$\ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} [-(b_1 + b_2)\dot{x}_1 + b_2\dot{x}_2 - (c_1 + c_2)x_1 + c_2x_2] \quad (4.3)$$

$$\ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} [b_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_2(x_1 - x_2)] \quad (4.4)$$

Dieser Sachverhalt liefert die Grundlage, welche für die Modellierung des Viertelfahrzeuges gebraucht wird.

Der erste Schritt, um diese Implementierung in der Simulation durchzuführen, ist die Einbindung eines sogenannten Subsystems (Abbildung 17). Dabei handelt es sich bei allen Werten auf der linken Seite um die Eingänge, welche für die Berechnung benötigt werden.

Außerdem befinden sich dort die Kräfte der Zug- und Druckanschläge. Da diese allerdings, wie bereits genannt, nicht berücksichtigt werden, wird an den Stellen ersatzweise ein konstanter Null-Block eingesetzt. Dadurch fällt die Existenz nicht ins Gewicht.

Auf der rechten Seite sind die Ausgänge zu sehen. Diese werden zum einen gebraucht, um die Ergebnisse der Simulation in der Auswertung sichtbar zu machen und zum anderen werden sie als Eingangssignal für den Schwingungsdämpfer beziehungsweise den Inerter benötigt ($z_{\text{Fahrwerk}}, v_{\text{Fahrwerk}}$).



Abbildung 17 Subsystem Zweimassenschwinger

Innerhalb dieses Subsystems findet die Umsetzung der Berechnungen des Zwei-Massen-Schwungsystems statt. Die Darstellung hiervon ist in Abbildung 18 zu sehen. Die grün markierten Felder sind sogenannte „Inports“. Sie enthalten die Signale und Werte aus der höheren Ebene (wie beispielsweise die Dämpferkraft) und stellen diese für den Matlab-Function Block zur Verfügung. [18]

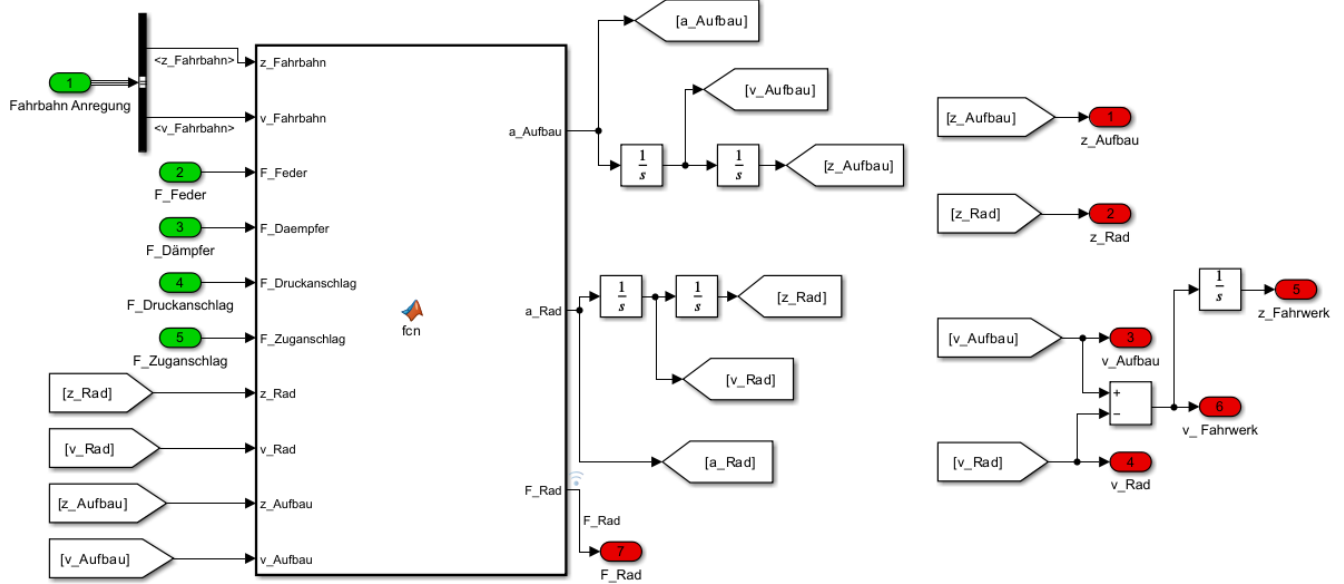


Abbildung 18 Inhalt Zweimassenschwinger

Auf der rechten Seite des erwähnten Blockes befinden sich die Ausgänge, welche die Ergebnisse der Berechnung enthalten. Dabei handelt es sich sowohl um die Beschleunigung des Aufbaus (a_{Aufbau}) als auch um die Beschleunigung des Rades (a_{Rad}). Des Weiteren ist noch F_{Rad} enthalten, welches die Aufstandskraft des Rades symbolisiert.

Die erhaltenen Beschleunigungen werden zunächst mit einem Integrations-Block versehen, wodurch sich die Geschwindigkeiten ergeben (v_{Rad} , v_{Aufbau}). Daraufgehend wird durch die weitere Implementierung eines solchen Blockes die Erfassung der Position ermöglicht (z_{Rad} , z_{Aufbau}).

Die eben genannten Größen werden jeweils in einzelnen sogenannten „Goto“ Blöcken aufgenommen. Diese haben ein pfeilartiges Erscheinungsbild mit Spitze auf der linken Seite und sind mittig in Abbildung 18 dargestellt. Sie sorgen dafür, dass die von ihnen aufgenommenen Werte und Signale in der gesamten Simulation aufgegriffen und benutzt werden können [19].

Mithilfe von „From“ Blöcken, welche eine gespiegelte Darstellung der „Goto“ Blöcke besitzen, kann dieses Aufgreifen durchgeführt werden. Links in Abbildung 18 ist zu sehen, dass diese dafür genutzt werden, um ebenfalls die Matlab Function für weitere Berechnungsschleifen zu versorgen. Somit werden stets die aktuellen Geschwindigkeiten und Positionen von Rad und Aufbau genutzt. Schlussendlich sorgt folgende Gleichung, dargestellt auf der rechten Seite von Abbildung 18 für das Erhalten von v_{Fahrwerk} , welches nach einer Integration z_{Fahrwerk} liefert.

$$v_{\text{Aufbau}} - v_{\text{Rad}} = v_{\text{Fahrwerk}} \quad (4.5)$$

Dies wird für diverse Kraftbestimmungen benötigt, wie beispielsweise in 4.1.2 beschrieben.

Die rot markierten Felder sind sogenannte „Outports“. Sie ermöglichen es, die gesammelten Werte aufzuzeichnen und schließlich, zum Beispiel in Matlab, auszuwerten.

Um dieses Kapitel abzuschließen, muss nun noch der Inhalt der Matlab-Function beleuchtet werden. Dieser Enthält die Gleichungen (4.3) sowie (4.4), ausgefüllt mit den jeweiligen Variablen des Modells. Außerdem findet dort noch die Berechnung der Radaufstandskraft F_{Rad} statt

$$F_{\text{Rad}} = c_{\text{Rad}} \cdot (z_{\text{Rad}} - z_{02} - z_{\text{Fahrbahn}}) - (m_{\text{Aufbau}} + m_{\text{Rad}}) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad (4.6)$$

wobei die hierbei auftretenden Variablen im folgenden Kapitel 4.2.2 genauer beschrieben werden.

4.2.2 Modellparametrierung

Damit die, im vorangegangenen Kapitel beschriebenen, Berechnungen ihre Funktion ausführen können, ist es erforderlich, die dabei hinterlegten Variablen zu parametrieren. Die Umsetzung hiervon ist in Abbildung 19 dargestellt.

Aufbau Parameter	
Masse Aufbau [kg]	521.3
Rad Parameter	
Masse Rad [kg]	60.86
Federrate Radeinheit [N/m]	200000
Dämpfungsrate Radeinheit [Ns/m]	2000
Initiale Vorraussetzung Zweimassenschwinger	
Initiale Höhe des Aufbaus muss größer sein als die initiale Höhe des Rades	
initiale Höhe Aufbaumasse [m]	0.3
initale Höhe Radmasse [m]	0.15

Abbildung 19 Parametrierung Viertelfahrzeug

Diese zeigt die hinterlegten Werte des Subsystems, welches in Abbildung 17 zu sehen ist. Des Weiteren dient Abbildung 20 dazu, die Zugehörigkeit der vorliegenden Größen zu den jeweiligen Variablennamen, welche in den Berechnungen genutzt werden, aufzuzeigen.

Type	Prompt	Name
▼	Aufbau Parameter	Container1
#1	Masse Aufbau [kg]	m_Aufbau
▼	Rad Parameter	Container2
#2	Masse Rad [kg]	m_Rad
#3	Federrate Radeinheit [N/m]	c_Rad
#4	Dämpfungsrate Radeinheit [N...	b_Rad
▼	Initiale Vorraussetzung Zwei...	Container3
A	Initiale Höhe des Aufbaus mu...	Control1
#5	initiale Höhe Aufbaumasse [m]	z_01
#6	initale Höhe Radmasse [m]	z_02

Abbildung 20 Maske Viertelfahrzeug

Somit steht beispielsweise z_{02} aus (4.6) für die initiale Schwerpunktshöhe der Radeinheit.

Die Federrate c_{Rad} entsteht durch Elastizität aller Komponenten, welche der Radeinheit zugehörig sind. Darunter fällt unter anderem der Reifen, die Felge aber auch beispielsweise Fahrwerkskomponenten. Diese weisen unter der vertikalen Last eine gewisse Verformung auf, welche daraus folgend in eine erneute Energieabgabe resultiert. Die Summe davon wird in dieser Variablen dargestellt. Ein ähnlicher Sachverhalt liegt bei b_{Rad} , also der Dämpfungsrate der Radeinheit, vor. Der Hauptanteil hat in diesem Fall seinen Ursprung durch den Reifen, da dieser die größte dämpfende Wirkung von all diesen Bauteilen aufweist.

Die Werte für diese Variablen stammen zum einen, im Falle der Massen sowie Feder- und Dämpfungsraten, aus den Messungen eines Fahrzeuges aus der Oberklasse mit einer Limousinenbauform und in Bezug auf die initialen Höhen/Positionen aus einem als Durchschnitt zu bezeichnendem PKW. Die 521,3kg des m_{Aufbau} stellen dabei ein Viertel der Gesamtmasse dar und symbolisieren somit ein Fahrzeugeck, während die 60,86kg von m_{Rad} die gesamte Masse einer kompletten Radeinheit beinhalten.

4.2.3 Modellierung des Komponentenausfalls

Ein wesentlicher Bestandteil bei der Implementierung von neuen Innovationen und Bauteilen im Allgemeinen ist das Fail-Safe-Verhalten. Dieses ist Bestandteil des Kapitels 6.4 und wird dort genauer beschrieben und erläutert.

Um dieses Verhalten analysieren zu können ist es notwendig, den Ausfall einer Komponente, beziehungsweise die grundlegende Änderung deren Funktion, im Vorhinein zu modellieren. Dies kann auf verschiedene Art und Weisen geschehen. Einerseits ist es möglich, eine Parametervariation zu implementieren. Hierbei wird manuell die Wirkung der Komponente in der Simulation angepasst und gegebenenfalls auf 0 gesetzt. Der Vorteil dabei ist, dass die Umsetzung relativ einfach ist, dennoch ein gut reproduzierbares Ergebnis erzielt wird.

Eine weitere Möglichkeit besteht im Modellieren des Fehlers in Form eines Zusatzsignales. In diesem Fall könnte man zum Beispiel die Leckage im Dämpfer als zusätzlichen Kraftterm hinterlegen. Dadurch können verschiedenste Ausfälle und ähnliches auf präzise Weise dargestellt und untersucht werden. Allerdings geht dabei auch ein deutlich erhöhter Modellierungsaufwand einher. Bei der Variante, welche hier vorliegt, handelt es sich allerdings um die zeitabhängige Umschaltung. Die Umsetzung hiervon ist in Abbildung 21 dargestellt.

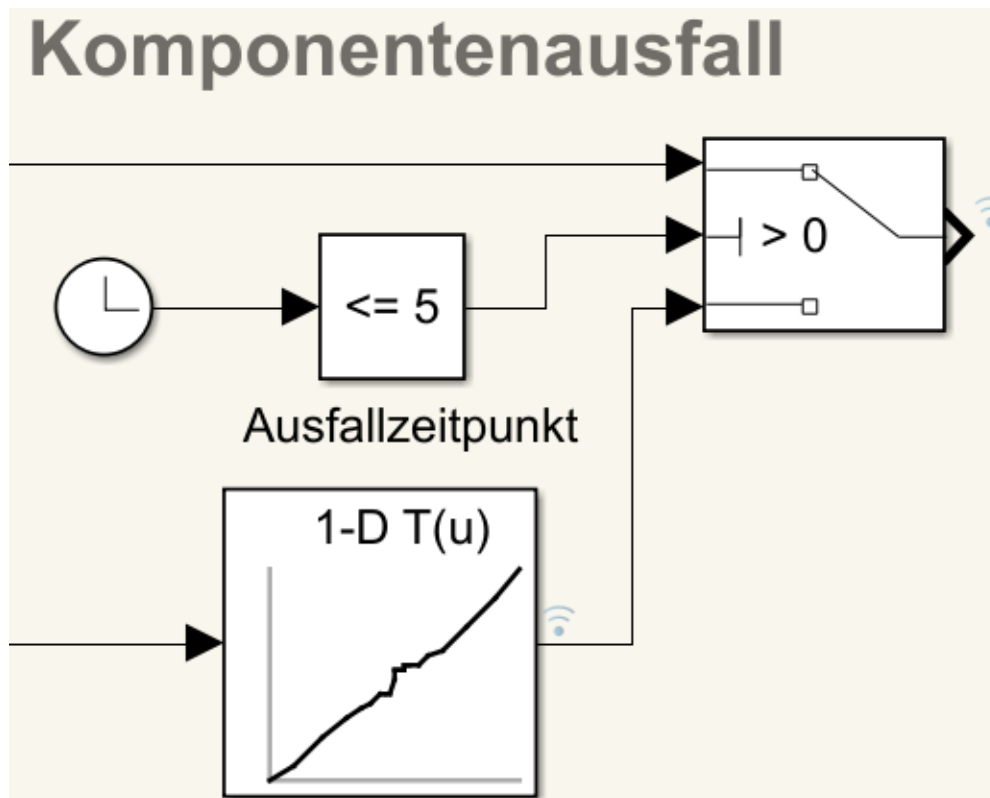


Abbildung 21 Modellierung Komponentenausfall

Grundlegend wird hierfür das Signal $F_{\text{Dämpfer}}$ benötigt, dessen Entstehung in 4.1.2 behandelt wurde. Diese wird als Eingang 1 für einen Wechselblock (oben rechts) verwendet. Dieser Eingang läuft durch den Block und dient als Ausgangswert, solange das Kriterium vom in der Mitte dargestellten Eingang 2 erfüllt ist.

Am Beginn dieses Signals, welches in den Eingang 2 führt, steht ein Uhrenblock. Dieser gibt den Zeitwert der Simulation an, welche in diesem Moment läuft. Daran angehängen ist der „compare to constant“-Block mit dem Titel „Ausfallzeitpunkt“. Dieser enthält den Operator $\leq$ und den Wert 5. Aufgrund dieser Konstellation gibt das Feld entweder eine „1“ aus, sofern die Simulationszeit unter 10s liegt, oder eine „0“, wenn die Simulationszeit diesen Wert erreicht bzw. überschritten hat.

Da das Kriterium des Wechselblockes „> 0“ lautet, wird bei einer ausgegebenen eins (Zeit unter 5s) der obere Eingang und bei einer ausgegebenen null (Zeit min. 5s) der unterste Eingang verwendet.

Für den Eingang 3 (unten) wird das gleiche Verfahren wie in Kapitel 4.1.2 angewandt. Dafür wird zu Beginn die relative Geschwindigkeit des Fahrwerks, und damit einhergehend auch die des Dämpfers, v_{Fahrwerk} herangezogen. Daran angehängen,

befindet sich eine Lookup-Table, welche eine weitere Dämpferkennlinie enthält. Diese ist in Abbildung 22 zu sehen.

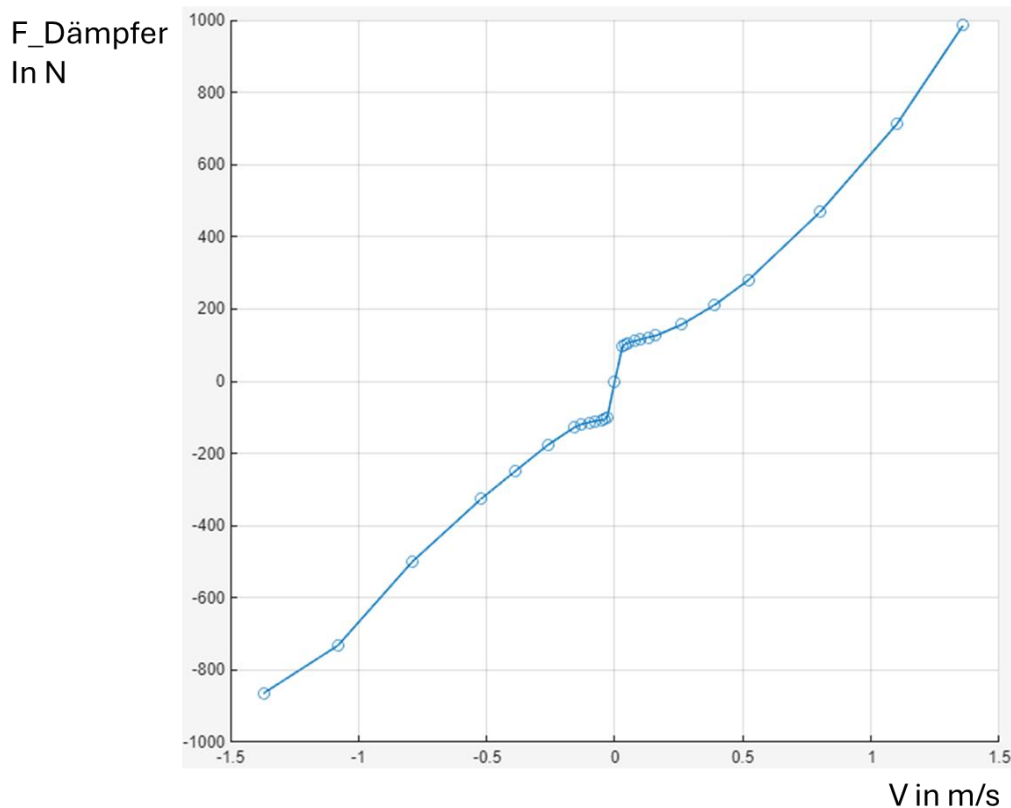


Abbildung 22 Dämpferkennlinie Ausfall

Diese Kennlinie stellt eine deutliche Verringerung der Dämpfungswirkung, verglichen mit dem Beispiel aus 4.1.2, dar. Somit kann der Fall einer Leckage oder einer Beschädigung des Dämpfers simuliert werden. Alternativ ist es auch möglich, diese Lookup-Table mit einem Constant Block mit Inhalt 0 zu ersetzen. In diesem Fall würde ein Totalausfall des Dämpfers dargestellt werden.

Ebenso ist es möglich, den Ausfallzeitpunkt anzupassen. Dies hat bei konstanten bzw. wiederkehrenden Anregungen keinen sonderlichen Effekt, allerdings kann bei sich aufbauenden Schwingungen ein deutlicher Unterschied ausgemacht werden.

Der Vorteil dieser Umsetzung des Komponentenausfalls liegt darin, dass er mit verhältnismäßig geringem Aufwand modelliert werden kann, die Struktur leicht nachzuvollziehen ist und gewünschte Anpassungen der Charakteristik schnell und simpel durchgeführt werden können. Aufgrund dessen eignet sich diese Variante für den vorliegenden Untersuchungsfall.

4.3 Modellierung der Rahmenbedingungen

In den vorangegangenen Abschnitten wurden sowohl die einzelnen Bauteile als auch das Viertelfahrzeugmodell als gekoppeltes Schwingungssystem beschrieben. Darauf aufbauend erfolgt nun die Definition der äußeren Rahmenbedingungen. Diese sind für die Aussagekraft der Simulation von zentraler Bedeutung, da das Systemverhalten maßgeblich von der Art der Anregung sowie der gewählten Auswertestrategie beeinflusst wird.

Während die Modellierung in Kapitel 4.1 und 4.2 die innere Struktur und Dynamik des Systems beschreibt, legen die Rahmenbedingungen fest, unter welchen Einflüssen dieses System untersucht wird. Dazu zählen insbesondere die Definition geeigneter Straßenanregungen, die Festlegung von Modell-Schnittstellen sowie die Art und Weise der Ergebnisaufnahme.

Welche dynamischen Eigenschaften des Systems sichtbar werden, hängt maßgeblich von der Wahl der Anregung ab. Unterschiedliche Straßenprofile regen verschiedene Frequenzbereiche an und ermöglichen somit eine gezielte Untersuchung von Komfort- sowie Stabilitäts- oder Sicherheitsaspekten. Ebenso ist die klare Definition der Schnittstellen erforderlich, um eine konsistente Kopplung zwischen Modell, Anregung und Auswertung zu gewährleisten.

Darüber hinaus beeinflusst die gewählte Strategie zur Ergebnisaufnahme die spätere Bewertung in Kapitel 6 maßgeblich. Die Festlegung geeigneter Bewertungskennwerte sowie Zustandsgrößen bildet die Grundlage für eine strukturierte Analyse des Systemverhaltens im Nominal- sowie Fehlerfall.

Im Folgenden werden daher zunächst die verwendeten Anregungsarten definiert, anschließend die Modell-Schnittstellen beschrieben und abschließend die Vorgehensweise zu Ergebnisaufnahme erläutert.

4.3.1 Anregungen / Straßenprofile

Zur Untersuchung des vertikaldynamischen Systemverhaltens ist die Definition geeigneter Anregungen erforderlich, da diese maßgeblich die angeregten Frequenzbereiche und damit die Systemreaktion bestimmen.

Im Rahmen dieser Arbeit werden daher charakteristische Straßenprofile modelliert, welche eine reproduzierbare und vergleichbare Bewertung der einzelnen Fahrwerkskonfigurationen ermöglichen.

Die Auswahl fällt hierbei auf drei verschiedene Anregungen, welche jeweils ihren eigenen Mehrwert für die Simulation liefern. Dies umfasst zum einen das Sinus-Profil, zum anderen den Sinus-Sweep, nachfolgend auch als Sweep bezeichnet, und zuletzt die stochastische Anregung.

Es ist von Vorteil, als erste Instanz die Sinus-Anregung zu implementieren. In Abbildung 23 ist ein Prinzip-Schema davon dargestellt.

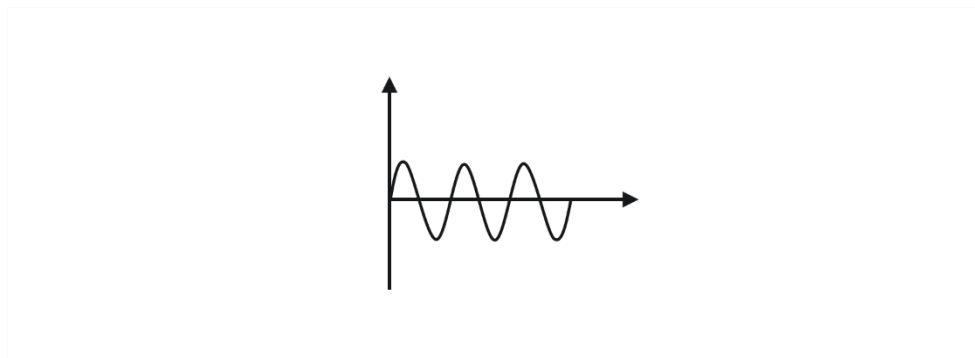


Abbildung 23 Sinus Anregung

Dieses Profil enthält einen gewöhnlichen Sinus-Wellen-Verlauf. Dieser besitzt festgelegte Amplituden sowie Frequenzen. Diese Größen bleiben über den Verlauf der Simulation erhalten und treten in festen Intervallen auf.

Der positive Effekt dieser Anregung liegt in ihrer Vorhersehbarkeit. Durch die gleichbleibende Charakteristik lassen sich anhand der Simulationsergebnisse Anomalien im Verhalten des Systems aufdecken und somit etwaige Fehler in der Modellbildung untersuchen und beheben.

Des Weiteren bietet sie die Möglichkeit, ein grundlegendes Verhalten der einzelnen Bauteile offenzulegen. So kann beispielsweise die Kraftabgabe des Inerters analysiert und mithilfe von mehreren Iterationsschleifen in Verbindung mit der Parametrierung angepasst werden.

Das zweite hinterlegte Straßenprofil entstammt dem sogenannten Sinus-Sweep und ist in Abbildung 24 zu sehen. Grundlegend liegt, ähnlich wie bei der Sinus-Anregung, ein wellenförmiges Profil vor. Allerdings gestaltet dieses sich nicht konstant

wiederkehrend, sondern startet aus dem Stillstand und weist über die Zeit eine ansteigende Frequenz auf.

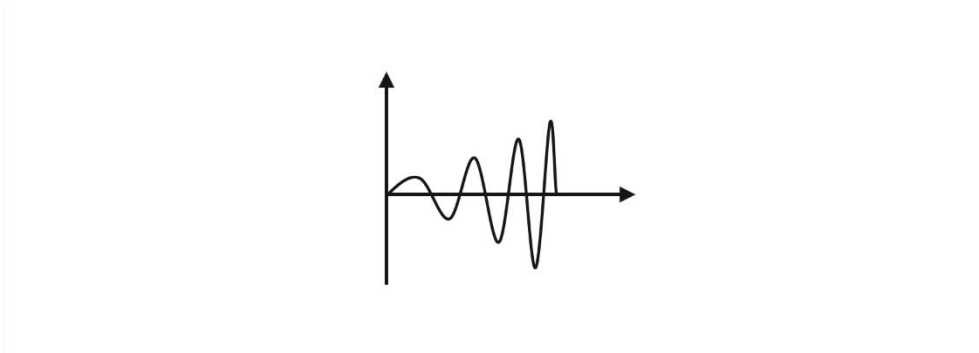


Abbildung 24 Sinus-Sweep Anregung

Hierbei wird eine gleichbleibende Amplitude festgelegt sowie die zu durchlaufende Zeit und die Frequenz, welche zum Zielzeitpunkt erreicht werden soll. Dabei stellt sich ein von Beginn bis Ende gleichmäßiger Anstieg in der Frequenz ein.

Der Vorteil in diesem Profil liegt darin, dass es ein breites Spektrum an Anregungsfrequenzen und somit auch Geschwindigkeiten und Beschleunigungen aufweist. Aufgrund dessen deckt es auch viele Möglichkeiten im Bereich der Erkenntnisgewinnung auf.

Die Nutzung der beiden vorangegangenen Anregungen stellt sich als äußerst hilfreich im Bezug auf Bugfixing und grundlegender Auswertung heraus. Allerdings ist in beiden Anwendungen der Bezug zur Realität deutlich in Frage zu stellen. Sowohl der konstante Rhythmus des Sinus-Profiles als auch die gleichmäßig steigende Frequenz der Sweep-Anregung sind Umstände, welche im täglichen Nutzungsfeld von Kraftfahrzeugen praktisch nie zum Vorschein kommen.

Aus diesem Grund enthält die Simulation zusätzlich noch die stochastische Anregung, schematisch dargestellt in Abbildung 25.



Abbildung 25 Stochastische Anregung

Dieses Profil liefert einen unregelmäßigen, sich nicht wiederholenden Verlauf, welcher dem einer herkömmlichen Fahrbahn entspricht. Die dabei entstehenden Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerte liegen unterhalb des Extremfalls am Ende der Sweep-Anregung.

Der Mehrwert dieses Profils liegt darin, dass es, speziell im Hinblick auf das Zwei-Massen-Schwingungsmodell des Viertelfahrzeuges, einen höheren Grad der Dynamik einbringt. Durch die unvorhersehbaren und unregelmäßigen Bewegungen entstehen Resultate im Gesamtsystem, welche bei den anderen beiden Anregungen unentdeckt bleiben würden.

Nachdem die allgemeinen Hintergründe der implementierten Fahrbahnbeschaffenheiten erläutert wurden, ist es von Bedeutung, die Modellierung dieser zu beleuchten. Die Umsetzung hiervon ist in Abbildung 26 zu sehen.

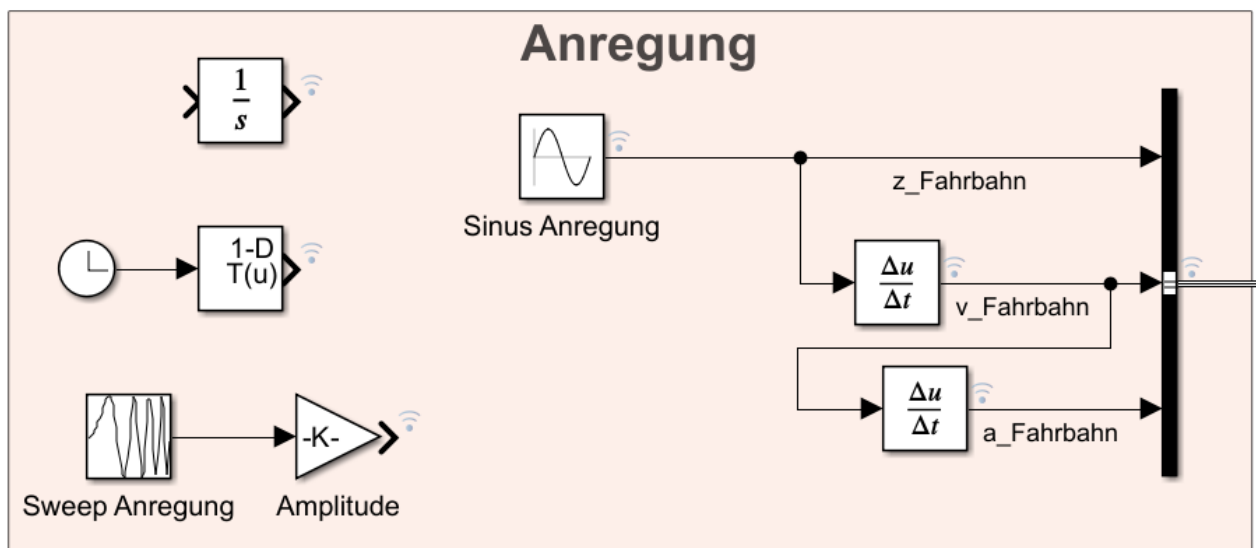


Abbildung 26 Modellierung Fahrbahnanregung

Der dabei dargestellte Zustand entspricht der Nutzung des Sinusprofils. Der Block hierbei ist zeitbasierend konfiguriert und hat eine hinterlegte Amplitude von 5cm, sowie eine Frequenz von 5 rad/s, was ca. 0,8Hz entspricht. Außerdem liegt eine Phasenverschiebung der Sinuswelle von $\pi/2$ (90°) vor. Daraus resultiert das Signal z_{Fahrbahn} . Die Anwendung eines Ableitungsblocks bringt den Wert von v_{Fahrbahn} , die erneute Ableitung den Wert von a_{Fahrbahn} . Diese drei Signale werden letztendlich mit einem „Bus-Creator“, welcher rechts am Rand von Abbildung 26 zu sehen ist, gesammelt. Dadurch können sie mithilfe von einem „Bus-Selector“ überall in der

Simulation erneut aufgegriffen und verwendet werden (zum Beispiel im Schwingungsmodell zweiter Ordnung).

Im Falle der Nutzung des Sweeps wird der Sinus-Block manuell gelöst und der Sinus-Sweep-Block mit angehängtem Gain, unten links in Abbildung 26 dargestellt, nimmt dessen Platz ein. Der Block hat hierbei eine initiale Frequenz von 0Hz hinterlegt. Die Zielzeit beträgt 10s und die Frequenz zu diesem Zeitpunkt beträgt 15Hz. Der nachfolgende Gain-Block enthält den Wert 0,01, was zur Folge hat, dass sich die Amplitude auf 1cm beläuft. Der restliche Ablauf gleicht dem der Sinus-Anregung. Dass bedeutet, dass am Aufbau der Ableitungen und der Aufnahme in den Bus-Creator keine Änderungen vorzunehmen sind.

Bei der Benutzung der stochastischen Anregung ändert sich diese Situation allerdings. Dies ist in Abbildung 27 dargestellt.

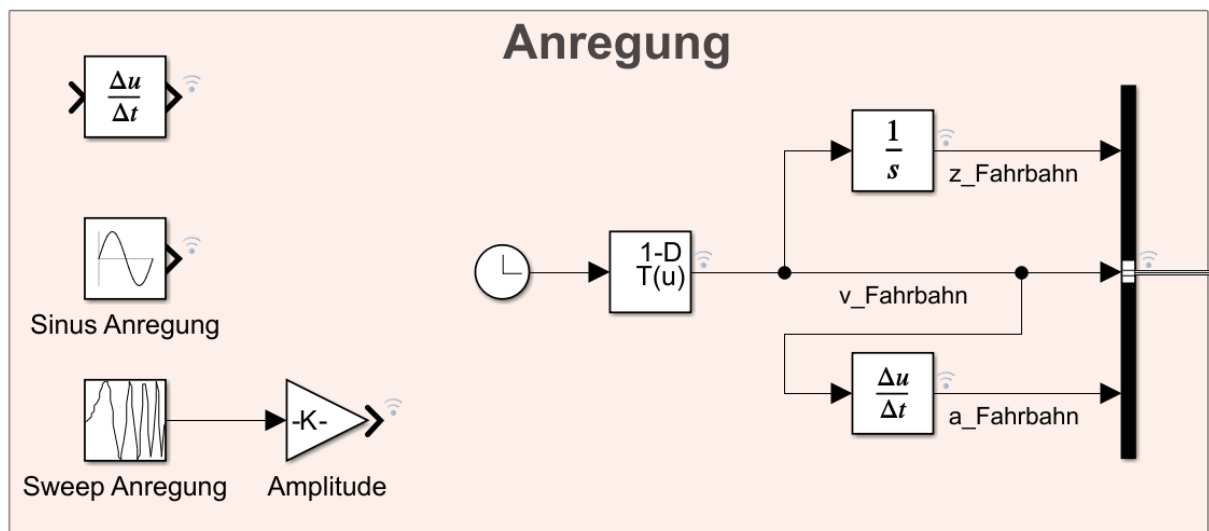


Abbildung 27 Modellierung Stochastische Anregung

Hierbei liegt eine Lookup-Table mit Geschwindigkeitsdaten vor, welche über einen Uhrblock mit den fortschreitenden Zeitpunkten der Simulation versorgt wird. Die Werte, welche dieser Lookup-Table entspringen, ergeben also das Signal v_{Fahrbahn} . Hierfür muss nun ein Integrationsblock anstelle eines Differenzialblocks verwendet werden, um das benötigte Signal z_{Fahrbahn} zu erhalten. Der weitere Ableitungsblock bleibt bestehen, da dieser benötigt wird, um weiterhin a_{Fahrbahn} bereitzustellen. Die Aufnahme der Signale in den Bus gleicht sich den beiden anderen Anregungsfällen an.

Diese Variante der Modellierung erfordert zwar einen manuellen Eingriff bei der Fahrbahnprofiländerung, allerdings stellt dieser keinen allzu großen Aufwand dar und eignet sich deshalb für die vorliegende Problemstellung.

4.3.2 Modell-Schnittstellen

Um eine konsistente und reproduzierbare Simulation zu ermöglichen, ist es erforderlich, die Modell-Schnittstellen klar zu definieren. Diese legen fest, über welche Ein- und Ausgangsgrößen das Viertelfahrzeugmodell mit der äußeren Anregung sowie der späteren Ergebnisverarbeitung gekoppelt wird.

Die vertikale Straßenanregung z_{Fahrbahn} verkörpert die primäre Eingangsgröße und repräsentiert das Reifen-Fahrbahn-Kontaktverhalten. Diese wird dem Modell in Form einer zeitabhängigen Wegvorgabe zugeführt und wirkt über die Reifensteifigkeit auf die ungefederten Massen. Damit stellt die Straßenverschiebung die zentrale Systemanregung dar.

Ausgangsseitig werden diejenigen Zustandsgrößen bereitgestellt, welche für die spätere Bewertung des vertikaldynamischen Systemverhaltens erforderlich sind. Dies umfasst insbesondere die Aufbauverschiebungen z_{Aufbau} , die Verschiebung der Radeinheit z_{Rad} , die Relativbewegung zwischen den Massen z_{Fahrwerk} sowie deren Geschwindigkeiten und Beschleunigungen. Darüber hinaus werden weitere Größen, welche im Betrieb entstehen, ausgegeben. So zum Beispiel die Dämpfer- und Inerterkraft oder die dynamische Radlast. Dadurch sind weitere und tiefergehende Analysen möglich. Die Aufnahme und interne Weitergabe dieser Werte findet über Bus-Systeme und Goto/From Blöcke sowie Out- und Imports statt. Dadurch wird eine saubere und simulationsweite Nutzung ermöglicht.

Zur Gewährleistung einer modularen Struktur ist das Viertelfahrzeugmodell als eigenständiges Subsystem implementiert. Die Schnittstellen sind dabei so definiert, dass eine parametervariable Anpassung einzelner Komponenten sowie Simulation von Fehlerzuständen ohne strukturelle Änderungen des Gesamtsystems möglich ist. Dies ermöglicht eine systematische Variation der Fahrwerkskonfigurationen bei gleichbleibender Modellarchitektur.

Durch diese klar definierte Schnittstellenstruktur wird eine eindeutige Trennung zwischen physikalischem Systemmodell, Anregungsdefinition und

Ergebnisverarbeitung erreicht, wodurch die Nachvollziehbarkeit und Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse sichergestellt wird.

4.3.3 Ergebnisaufnahme

Um die Bewertung der Simulationsergebnisse systematisch und nachvollziehbar zu gestalten, ist eine saubere und strukturierte Ergebnisaufnahme von zentraler Bedeutung. Dabei ist zu berücksichtigen, dass Simulink als solches bereits wertvolle Ansätze zu Datenauswertung liefert. Allerdings weist eine Analyse, welche rein in dieser Umgebung stattfindet, methodische Einschränkungen auf. Aus diesem Grund erfolgt eine Übergabe der Werte und Signale an Matlab, um eine erweiterte Datenauswertung, Kennwertbildung sowie eine vergleichende Bewertung der unterschiedlichen Konfigurationen zu ermöglichen.

Der modulare Aufbau dieser Übergabe sowie der allgemeinen Ausgabe der Ergebnisse ist in Abbildung 28 dargestellt.

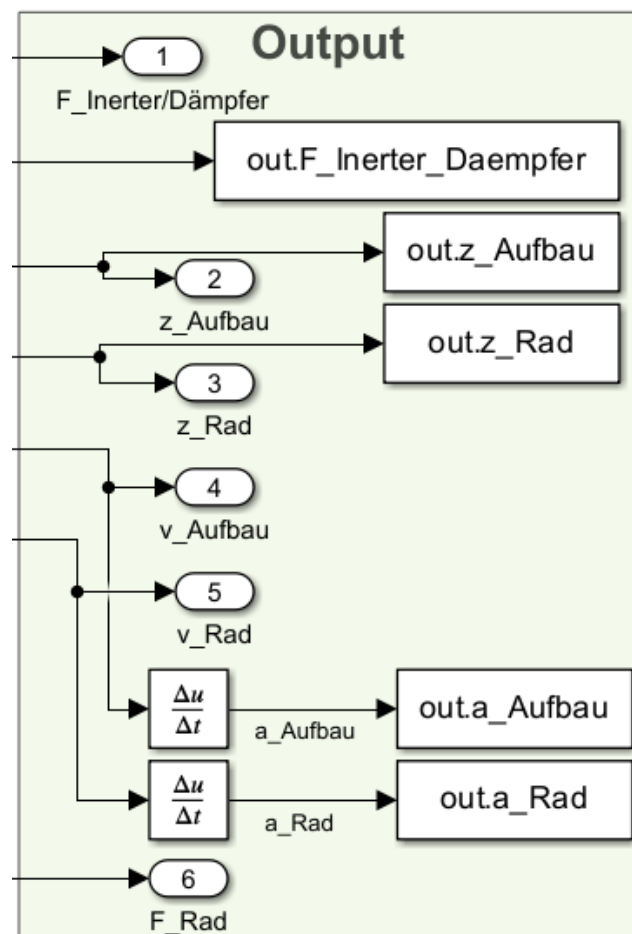


Abbildung 28 Simulationsausgabe

Bei den nummerierten Blöcken handelt es sich um Outports, welche bereits in 4.2.1 thematisiert wurden. Diese ermöglichen die prinzipielle Auswertung ihres Inhalts in der Simulationsumgebung selbst. Dies ist für grundlegende Untersuchungen wie beispielsweise das Überprüfen der allgemeinen Modellfunktion von Vorteil.

Die rechteckigen Ausgänge werden durch sogenannte „to workspace“-Blöcke verkörpert. Diese führen die jeweiligen aufgezeichneten Wertreihen dem Arbeitsbereich hinzu und ermöglichen somit eine weiterführende Auswertung in Matlab, wo diese erneut aufgegriffen werden können.

Die dort ausgeführten Ergebnisbearbeitungen werden in Kapitel 6 Simulationsergebnisse und Diskussion aufgearbeitet und beleuchtet.

5 Simulation

Nach der Definition des Systemmodells sowie der zugehörigen Rahmenbedingungen erfolgt nun die Durchführung der Simulationen. Ziel dieses Kapitels ist es, das zuvor entworfene Viertelfahrzeugmodell unter definierten Anregungs- und Parameterbedingungen zu untersuchen und dessen dynamisches Verhalten anhand der verwendeten Komponenten systematisch zu analysieren.

Hierzu wird im Allgemeinen die vorliegende Simulationsumgebung betrachtet, unter anderem zählen hierbei im Detail die maßgeblichen Simulationsparameter dazu, welche die korrekte Durchführung ermöglichen.

Daran anknüpfend wird die Simulationsplanung dargestellt, welche nötig ist, um eine zielführende sowie aussagekräftige Sammlung an Ergebnissen zu erhalten. Diese umfasst sowohl Untersuchungsschwerpunkte, die Versuchsreihenstruktur und das methodische Vorgehen zur Optimierung der Systemparameter.

Anhand dieser strukturierten Vorgehensweise wird eine reproduzierbare und vergleichbare Bewertung der unterschiedlichen Fahrwerkskonfigurationen sowie möglicher Fehlerzustände ermöglicht.

5.1 Simulationsumgebung

Die Durchführung der Simulationen erfolgt, wie bereits in vorangegangenen Kapiteln erwähnt, in der Softwareumgebung MATLAB/Simulink. Die Wahl dieser Plattform begründet sich in ihrer weit verbreiteten Anwendung im ingenieurwissenschaftlichen

Bereich sowie in ihrer Fähigkeit, dynamische Systeme auf Grundlage gewöhnlicher Differentialgleichungen numerisch zu lösen.

Die Simulationsumgebung übernimmt dabei eine zentrale Rolle, da sie nicht nur die rechnerische Integration der Bewegungsgleichungen realisiert, sondern auch die Modellstruktur, Parametrierung und Signalverarbeitung beeinflusst. Insbesondere die Auswahl geeigneter Solver-Algorithmen und Integrationsschrittweiten kann maßgeblichen Einfluss auf Stabilität, Rechenzeit und Ergebnisgenauigkeit haben.

Darüber hinaus ermöglicht die enge Kopplung zwischen Simulink und MATLAB eine strukturierte Weiterverarbeitung der Simulationsergebnisse. Während Simulink primär zur Modellierung und zeitdiskreten Simulation dient, erfolgt die weiterführende Analyse, Kennwertbildung sowie grafische Aufbereitung in MATLAB.

5.1.1 Matlab / Simulink

Die Blockdiagrammansicht beschreibt eine grafische Modellierungsform, bei der mathematische Zusammenhänge und physikalische Beziehungen durch Blöcke mit definierten Ein- und Ausgangssignalen abgebildet werden. In Simulink stellt diese Darstellungsweise das zentrale Strukturprinzip dar. Dynamische Systeme werden nicht in Form geschlossener Gleichungssysteme implementiert, sondern durch die gezielte Verschaltung einzelner Rechen- und Integrationsblöcke aufgebaut. Dadurch wird die zuvor hergeleitete Differentialgleichung schrittweise in eine ausführbare Simulationsstruktur überführt.

Charakteristisch für die Blockdiagrammumgebung ist zudem ihre Modularität. Teilsysteme können als Subsystem gekapselt und unabhängig voneinander parametrisiert werden. Dies erleichtert sowohl die Erweiterung des Modells als auch die systematische Untersuchung einzelner Komponenten.

Die eigentliche zeitliche Begrenzung erfolgt jedoch nicht durch die grafische Struktur selbst, sondern durch in Simulink integrierte numerische Lösungsverfahren. Dabei bestimmen beispielsweise die Solver-Konfiguration oder die Wahl der Schrittweite, wie die zugrunde liegenden Differentialgleichungen integriert werden. Damit wird maßgeblich Stabilität, Genauigkeit und Rechenaufwand der Simulation bestimmt. Die Betrachtung dieser Zusammenhänge sowie weiterer Parameter wird Gegenstand des nächsten Abschnittes sein.

MATLAB hingegen ist eine numerische Rechenumgebung, die insbesondere für die Analyse, Verarbeitung und Visualisierung mathematischer Problemstellungen eingesetzt wird. Im Gegensatz zu rein grafischen Simulationsplattformen basiert MATLAB auf einer rein skript- und funktionsorientierten Arbeitsweise, wodurch komplexe Berechnungsabläufe strukturiert automatisiert werden können.

Die Stärke dieser Umgebung liegt in der effizienten Verarbeitung von Matrizen- und Vektoroperationen, welche insbesondere bei der Lösung von Differentialgleichungssystemen sowie bei der Analyse von Signalen und Frequenzen von Bedeutung sind.

Im Kontext dieser Arbeit übernimmt MATLAB vor allem die Rolle der übergeordneten Steuer- und Auswerteeinheit. Während die zeitliche Integration des dynamischen Systems in Simulink erfolgt, wird vor allem die Ergebnisanalyse in MATLAB realisiert. Auch die Parameterdefinition wird davon zum Teil übernommen, entweder durch separate Umsetzung im Skript oder durch in Simulink integrierte Matlab-Funktions Blöcke. Somit entsteht eine funktionale Trennung zwischen Modellintegration und Datenverarbeitung, welche eine strukturierte und nachvollziehbare Simulationsdurchführung unterstützt.

5.1.2 Simulationsparameter

Um einen stabilen und reproduzierbaren Simulationsablauf zu ermöglichen, ist es von zentraler Bedeutung, eine passende Auswahl der relevanten Parameter zu treffen. Dies umfasst besonders die Simulationszeit, die Art des Integrationsverfahrens (Solver) sowie die Definition der Schrittweite. Die genannten Größen sind Gegenstand dieses Kapitels.

Die Viertelfahrzeugsimulation umfasst eine Dauer von $t = 0,0\text{s}$ bis $t = 10\text{s}$. Dieser Zeitraum wurde so gewählt, dass sowohl das Einschwingverhalten als auch der stationäre Systemzustand vollständig erfasst werden können. Insbesondere bei transienten Anregungen ermöglicht diese Simulationslänge eine aussagekräftige Bewertung des dynamischen Gesamtverhaltens.

Des Weiteren liegt das Integrationsverfahren mit fester Schrittweite ode4 (Runge-Kutta) vor. Hierbei handelt es sich um ein explizites Runge-Kutta-Verfahren vierter Ordnung mit konstanter Schrittweite. Im Gegensatz zu adaptiven Solverstrategien bleibt die Integrationsschrittweite während der gesamten Simulation konstant, wodurch

eine gleichmäßige zeitliche Diskretisierung gewährleistet wird. Dies ist insbesondere im Hinblick auf die nachgelagerten Frequenzanalysen von Vorteil, da äquidistant abgetastete Signale eine direkte Weiterverarbeitung ermöglichen [19].

Die dazugehörige Schrittweite beträgt $1 \cdot 10^{-4} \text{s}$. Diese vergleichsweise kleine Diskretisierung stellt sicher, dass auch höherfrequente Schwingungsanteile des Systems mit ausreichender Genauigkeit abgebildet werden können. Gleichzeitig bleibt der Rechenaufwand aufgrund der begrenzten Simulationsdauer auf einem vertretbaren Niveau.

Die Kombination aus fest definierter Schrittweite und explizitem Integrationsverfahren bietet somit eine gute Balance zwischen numerischer Stabilität, Genauigkeit und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse. Darüber hinaus ermöglicht die konstante Zeitdiskretisierung eine konsistente Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Versuchsreihen im weiteren Verlauf der Untersuchung.

5.2 Simulationsplanung

Vor der Durchführung der Simulationen ist eine strukturierte Planung der Untersuchungen erforderlich. Ziel der Simulationsplanung ist es, relevante Systemzustände gezielt zu analysieren und das Verhalten des Modells unter verschiedenen Bedingungen zu bewerten. Hierbei werden zunächst die zentralen Untersuchungsschwerpunkte festgelegt, welche die Grundlage einer wissenschaftlichen Bewertung der Simulationsergebnisse liefern.

Anschließend werden geeignete Versuchsreihen definiert, anhand derer die Auswirkungen bestimmter Parameter oder Betriebszustände systematisch untersucht werden können. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse erfolgt schließlich eine Optimierung ausgewählter Modellparameter.

5.2.1 Untersuchungsschwerpunkte

Im Rahmen der Simulation werden verschiedene Kenngrößen betrachtet, die für die Bewertung des dynamischen Systemverhaltens von Bedeutung sind. Ein zentraler Untersuchungsschwerpunkt liegt auf der Aufstandskraft des Rades, da diese einen großen Anteil an dem Maß an Kräften hat, welche der Reifen während des Fahrbetriebes übertragen kann. Hohe Schwankungen der Radaufstandskraft können hierbei zu Entlastungen oder Kontaktverlusten führen und somit einen negativen Einfluss auf Leistung beziehungsweise Fahrsicherheit haben.

Darüber hinaus wird die Beschleunigung des Aufbaus untersucht. Diese Größe ist insbesondere im Hinblick auf den Fahrkomfort von Bedeutung, da sie die subjektive Wahrnehmung des Fahrgastes unmittelbar beeinflusst. Somit hat sie einen direkten Bezug zum klassischen Zielkonflikt der Vertikaldynamik. Neben den genannten Betrachtungen erfolgt ebenso eine Analyse der charakteristischen Frequenzen von Aufbau und Rad, um das Schwingungsverhalten des Systems besser beurteilen zu können.

Zusätzlich wird der Einfluss verschiedener Modellparameter auf das Systemverhalten analysiert. Durch gezielte Variation einzelner Parameter, speziell in der Modellierung des Inerters, können deren Auswirkungen auf die dynamischen Eigenschaften des Systems untersucht werden. Dies ermöglicht eine systematische Bewertung der Sensitivität des Modells gegenüber Änderungen der relevanten Systemgrößen.

5.2.2 Versuchsreihen

Zur Untersuchung des Systemverhaltens werden mehrere Versuchsreihen mit unterschiedlichen Anregungsarten durchgeführt. Ziel ist es, sowohl grundlegende dynamische Eigenschaften des Modells als auch das Verhalten unter realitätsnahen Belastungen zu analysieren.

Zunächst werden die in Kapitel 4.3.1 beschriebenen Sinus- und Sinus-Sweep Anregungen eingesetzt. Diese dienen in erster Linie der allgemeinen Untersuchung des dynamischen Systems. Mithilfe der sinusförmigen Anregung kann das zeitliche Schwingungsverhalten bei einer konstanten Frequenz analysiert werden, während die Sweep-Anregung eine kontinuierliche Durchfahrt eines definierten Frequenzbereichs ermöglicht. Auf diese Weise lassen sich charakteristische Systemfrequenzen sowie mögliche Resonanzbereiche identifizieren. Außerdem eignet sich dieser Umstand, um die allgemeine Funktion des Modells zu prüfen.

Ergänzend dazu wird eine stochastische Anregung verwendet, welche ein zufälliges Fahrbahnprofil abbildet. Diese Anregungsform dient der Untersuchung eines realistischeren Lastfalls und ermöglicht eine Bewertung des Systemverhaltens unter praxisnahen Bedingungen.

Für jeder der genannten Anregungsarten werden mehrere Systemkonfigurationen untersucht. Zunächst erfolgt eine Betrachtung mit ausschließlich aktivem Dämpfer sowie eine separate Untersuchung mit ausschließlich aktivem Inerter. Anschließend

wird das System im kombinierten Betrieb beider Komponenten analysiert, um mögliche Wechselwirkungen sowie deren Einfluss auf das Gesamtverhalten des Systems zu bewerten.

Darüber hinaus wird das Fail-Safe-Verhalten des Systems betrachtet. Hierbei wird der Ausfall einzelner Komponenten simuliert, um zu untersuchen, wie sich ein solcher Defekt auf das dynamische Verhalten des Systems auswirkt und inwieweit ein stabiler Betrieb im Notfall weiterhin gewährleistet sein kann.

5.2.3 Optimierung

Im Rahmen der Simulationsplanung wird neben der reinen Analyse des Systemverhaltens ebenfalls eine Optimierung ausgewählter Parameter durchgeführt. Ziel dieser Untersuchung ist es, eine geeignete Parametrierung des Inerters zu bestimmen, welche einen möglichst günstigen Kompromiss zwischen den relevanten Bewertungsgrößen des Fahrwerks darstellt.

Als zentrale Bewertungskriterien dienen hierbei die Aufbaubeschleunigung sowie die Radaufstandskraft. Während eine geringe Aufbaubeschleunigung maßgeblich zur Verbesserung des Fahrkomforts beiträgt, ist eine möglichst konstante Radaufstandskraft entscheidend für die Fahrsicherheit und die Aufrechterhaltung des Reifen-Straßen-Kontakts. Zwischen diesen beiden Größen herrscht der grundlegende vertikaldynamische Zielkonflikt, da die Verbesserung der einen Größe in der Regel eine Verschlechterung der anderen nach sich zieht.

Die Optimierung erfolgt über eine systematische Variation des Inerter-Modells. In der vorliegenden Untersuchung wird hierzu insbesondere die Rotationsmasse der Schwungscheibe variiert, da diese unmittelbar die effektive Trägheit und somit die übertragene Kraft des Inerters beeinflusst. Für jede Parameterausprägung wird eine vollständige Simulation durchgeführt, aus deren Ergebnissen anschließend charakteristische Kennwerte ermittelt werden. Zur Bewertung können hierbei beispielsweise die quadratischen Mittelwerte (Root Mean Square/RMS) der Aufbaubeschleunigung sowie der Radaufstandskraft herangezogen werden.

Die daraus resultierenden Werte und Ergebnisse werden anschließend in einem Pareto-Diagramm dargestellt. Dieses ermöglicht eine gleichzeitige Betrachtung beider Zielgrößen und zeigt diejenigen Lösungen auf, bei denen keine weitere Verbesserung einer Zielgröße möglich ist, ohne die andere zu verschlechtern.

Auf diese Weise entsteht eine sogenannte Pareto-Front, entlang derer verschiedene Kompromisslösungen zwischen Fahrkomfort und Fahrdynamik abgelesen werden können [20].

Zur Identifikation eines geeigneten Betriebspunktes wird innerhalb dieser Pareto-Front ein sogenannter Sweet-Spot bestimmt. Dieser beschreibt eine Parameterauswahl, bei der beide Bewertungsgrößen in einem ausgewogenen Verhältnis zueinanderstehen und somit eine insgesamt günstige Systemcharakteristik erzielt wird.

Diese Untersuchung hat ergeben, dass die optimale Parametrierung für die Schwungmasse des Inerters in einem festgelegten Wertebereich bei 0,57KG liegt. Die Ergebnisse dieser Pareto Analyse sowie die grafische Darstellung davon wird in 6.3 aufgegriffen.

6 Simulationsergebnisse und Diskussion

Nachdem in den vorhergehenden Kapiteln die Funktionsweise der betrachteten Komponenten, die Modellbildung sowie der Aufbau und die Durchführung der Simulation beschrieben wurden, erfolgt in diesem Kapitel die Darstellung und Auswertung der gewonnenen Simulationsergebnisse.

Ziel der Auswertung ist es, die Auswirkungen der untersuchten Fahrwerkskomponenten auf das dynamische Verhalten des Viertelfahrzeugmodells zu bewerten, wobei in 3.3 bereits die im Fokus liegenden Größen erläutert wurden.

Um die Auswirkungen von Schwingungsdämpfer und Inerter auf das dynamische Systemverhalten besser einzuordnen zu können, wird zunächst die charakteristische Kraftabgabe der jeweiligen Komponenten dargestellt. Diese Betrachtung bildet eine Grundlage für das Verständnis der nachfolgenden Simulationsergebnisse und deren Bewertung.

Hierbei handelt es sich um die in 4.3.1 beschriebenen Anregungen. Hinzuzufügen ist, dass in diesem Fall keine Eingliederung in das Schwingungsmodell zweiter Ordnung vorliegt und somit auch nicht in das Viertelfahrzeugmodell. Die Untersuchung beschränkt sich lediglich auf die Kraftabgabe abhängig der direkten Anregung, ähnlich wie bei einer Prüfstandssituation.

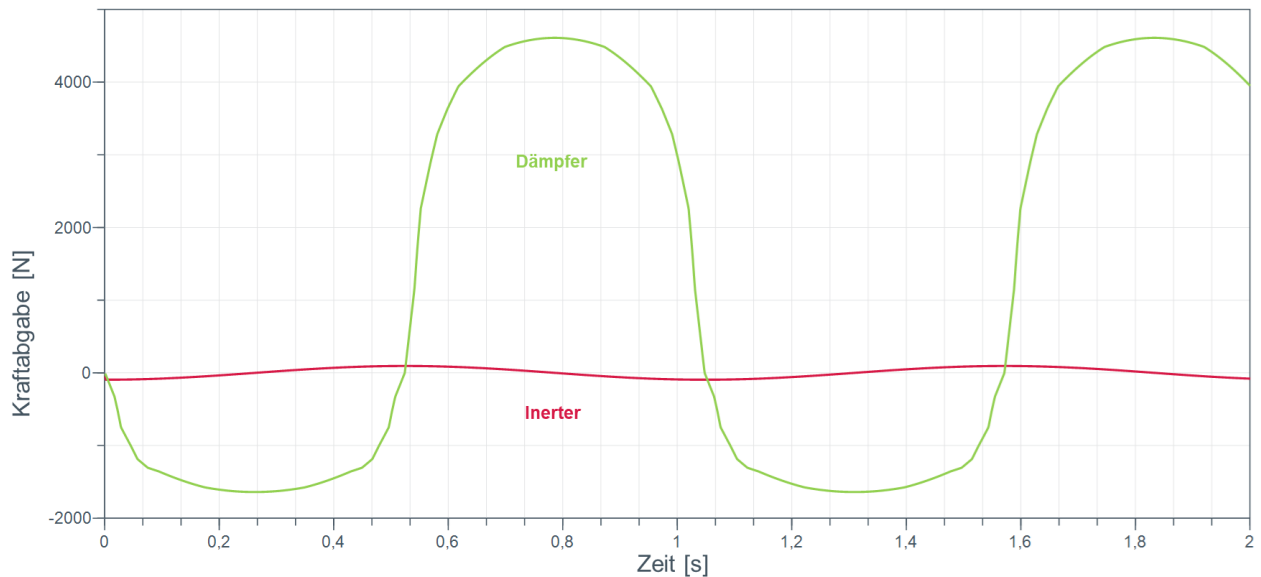


Abbildung 29 Komponenten Kraftabgabe Sinus-Anregung

In Abbildung 29 ist das Verhalten der Kraftabgabe während der Sinus-Anregung von Inerter und Schwingungsdämpfer zu sehen. Hierbei sind deutliche Unterschiede zu erkennen. Zum einen die verhältnismäßig geringe Kraft des Inerters, welche sich auf ca. 100N beschränkt. Dies liegt darin begründet, dass aufgrund der Frequenz von etwa 0,8Hz sowie der Amplitude von 5cm lediglich eine Beschleunigung von $1,8 \text{ m/s}^2$ entsteht.

Der Schwingungsdämpfer hingegen weist eine im Vergleich zum Inerter deutlich höhere Kraftabgabe auf. Dies liegt an den Geschwindigkeitswerten, welche bei dieser Anregung im Bereich von $0,3 \text{ m/s}$ liegen und somit die Knie-Geschwindigkeit der Dämpferkennlinie (Abbildung 14) erreichen. Dies führt dazu, dass sich der Dämpfer in diesen Momenten im Highspeed-Bereich befindet und daraus resultierend eine verhältnismäßig hohe Kraft aufzeigt. Die allgemeine Wirkung der Kennlinie ist auch noch in weiteren Fällen zu sehen. Zum einen ist das unsymmetrische Verhalten im Vergleich von Druck- und Zugstufe zu erkennen, zum anderen kann aufgrund des ungleichmäßigen Verlaufs der Übergang in die verschiedenen Wirkungsbereiche aufgrund der unterschiedlichen Geschwindigkeiten beobachtet werden.

Auch wenn die Kräfteverhältnisse starke Unterschiede aufweisen, kann dennoch bereits in dieser Situation eine Phasenverschiebung von 90° zwischen beiden Kraftlinien wahrgenommen werden. Dies liegt der jeweiligen Zugehörigkeit von Beschleunigung beziehungsweise Geschwindigkeit zu Grunde und ist aufgrund der Regelmäßigkeit der Sinus-Anregung besonders sauber zu erkennen.

Daran anknüpfend folgt nun die Betrachtung des Kraftabgabeverhaltens beider Komponenten im Rahmen der Sweep-Anregung. Die grafische Darstellung hierfür befindet sich in Abbildung 30.

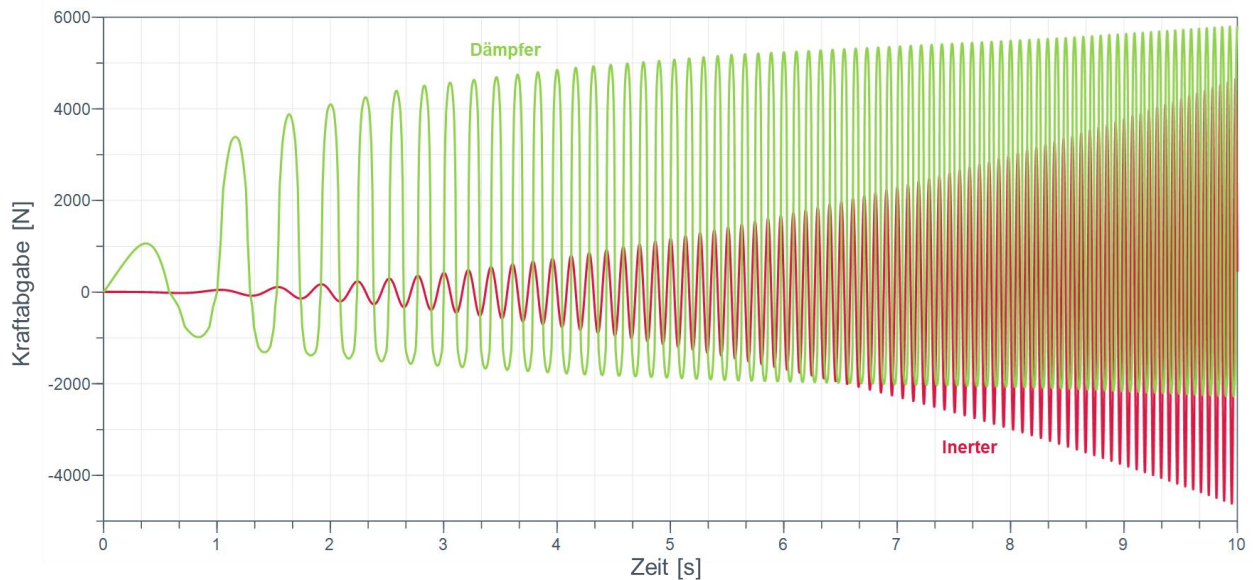


Abbildung 30 Komponenten Kraftabgabe Sweep-Anregung

Zu Beginn ist ein ähnliches Verhalten der beiden Komponenten im Vergleich zur Sinus-Anregung festzustellen. Da das Profil aus dem Stand heraus startet, sind sowohl Beschleunigung als auch Geschwindigkeit noch relativ gering. Allerdings ist hier ein schneller Anstieg in der Kraft vom Schwingungsdämpfer zu erkennen, was erneut auf seine Kennlinie zurückzuführen ist, deren Anstieg sich aus dem Nullpunkt heraus steil gestaltet und im späteren Verlauf stark abflacht. Dies ist auch der Grund dafür, weshalb die Kraft über den gesamten Frequenzverlauf der Anregung recht konstant bleibt. Somit ergibt sich bei der maximalen Geschwindigkeit von $0,94 \text{ m/s}$ eine Kraft von ca. 5800N.

Die Unterschiede zum Inerter sind auch hier deutlich erkennbar. Speziell zu Beginn der Anregung und während der niedrigeren Frequenzen gestaltet sich die Kraft sehr gering. Mit fortlaufender Simulationszeit steigt diese proportional immer weiter, bis sie am Schluss auch, zumindest im Bereich der Druckstufe, die des Schwingungsdämpfers übertrifft. Dieser Umstand entsteht aufgrund der direkten Kopplung an die Beschleunigung und dem Fehlen einer Kennlinie. Die maximale Beschleunigung beläuft sich auf $88,4 \text{ m/s}^2$ und zieht aufgrund dessen eine Spitzenkraft von 4600N nach sich, sowohl in Zug- als auch in Druckrichtung.

Als letzte Untersuchung dieser Kraftanalyse folgt die stochastische Anregung. Sie stellt durch ihre Unregelmäßigkeit das realitätsnächste Beispiel in Bezug auf Situationen aus dem alltäglichen Straßenverkehr dieser Gruppe dar. Auch hier findet erneut eine Darstellung des Kraftverlaufs statt, zu sehen in Abbildung 31.

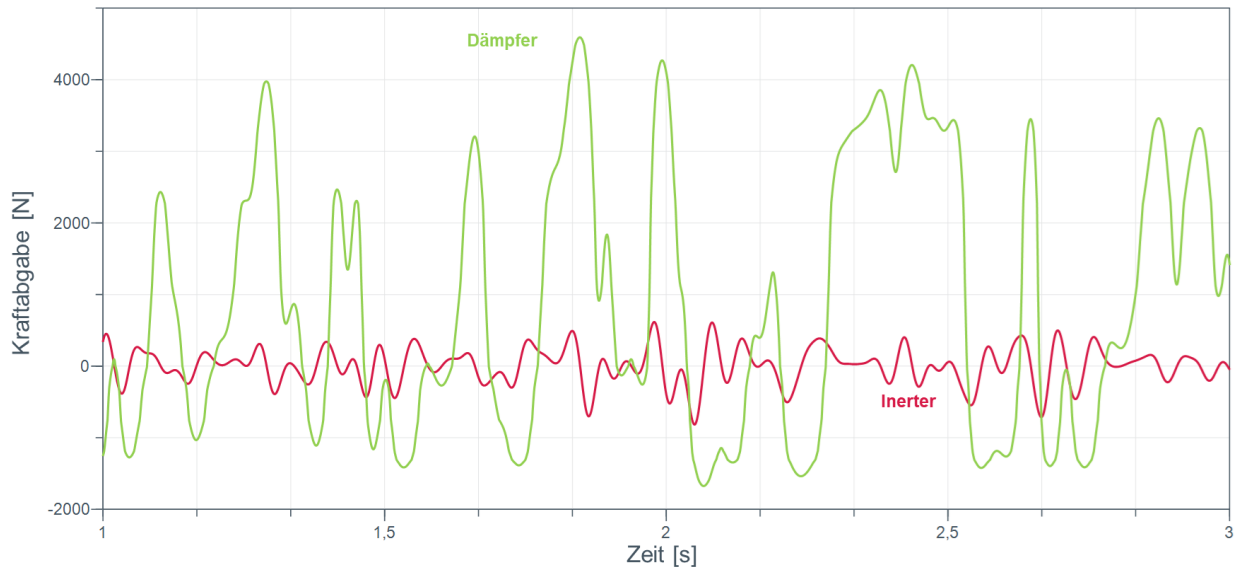


Abbildung 31 Komponenten Kraftabgabe Stochastische Anregung

Ähnlich wie bei den vorangegangenen Betrachtungen sind auch bei dem stochastischen Profil deutliche Unterschiede im Verhalten der Komponenten zu erkennen. Die maximale Geschwindigkeit beträgt hierbei $0,37 \text{ m/s}$, liegt also bereits im unteren Highspeed-Bereich und hat somit eine verhältnismäßig hohe Spitzenkraft von 4800N vorzuweisen. Hinzuzufügen ist, dass der Anteil von Geschwindigkeitswerten über $0,1 \text{ m/s}$ bei 31,6% liegt. Diese Geschwindigkeit sorgt bei der hinterlegten Kennlinie bereits für eine Kraftabgabe von ca. 3300N und ist der Grund für die allgemein erhöhte Kraftabgabe.

Der Inerter hingegen weist in der Spitze lediglich eine Kraft von ca. 1100N auf, bei einer Beschleunigung von $21,8 \text{ m/s}^2$. Hinzu kommt, dass der Anteil der Beschleunigungswerte, welche über 10 m/s^2 betragen, bei 4,2% liegt. Dieser Sachverhalt führt dazu, dass eine im allgemeinen merkbar geringere Kraftabgabe des Inerters im Gegensatz zum Schwingungsdämpfer vorliegt, was den speziellen Anwendungsfall dieser Komponente untermauert.

In den nachfolgenden Abschnitten wird der Fokus auf die Ergebnisse der Viertelfahrzeugdynamik gerichtet. Hierbei wird an erster Stelle das vertikale

Positionsverhalten von Aufbau und Radeinheit betrachtet. Dies geschieht ebenfalls in der Umgebung der vorangegangenen Anregungsprofile.

Daran anknüpfend erfolgt eine Frequenzanalyse, ebenfalls bezogen auf die Massenkörper des Schwingungsmodells zweiter Ordnung. Des Weiteren wird der Verlauf von sowohl der Radaufstandskraft als auch der Aufbaubeschleunigung untersucht, wobei es damit einhergehend auch zu einer Gegenüberstellung aufgrund des vertikaldynamischen Zielkonfliktes kommt, wie bereits in 5.2.3 erwähnt.

Schlussendlich wird das Fail-Safe-Verhalten in Verbindung mit dem modellierten Komponentenausfall ausgewertet.

6.1 Positionsanalyse

Im Rahmen der Positionsanalyse wird das zeitliche Verhalten der vertikalen Auslenkung von Aufbau und Rad innerhalb des Viertelfahrzeugmodells betrachtet. Die Analyse dieser Größen ermöglicht eine direkte Beurteilung des Schwingungsverhaltens des Systems sowie der relativen Bewegungen zwischen gefederten und ungefederten Massen. Dadurch lassen sich grundlegende Eigenschaften des Fahrwerks, wie beispielsweise Amplitudenausprägung der einzelnen Massen, anschaulich darstellen.

Die Betrachtung der Positionsverläufe liefert insbesondere Aufschluss darüber, in welchem Maß Fahrbahnanregungen auf den Fahrzeugaufbau übertragen werden und wie stark das Rad den vorgegebenen Straßenverlauf nachbildet. Während eine möglichst geringe Auslenkung beziehungsweise Beschleunigung des Aufbaus in der Regel mit einem erhöhten Fahrkomfort verbunden ist, stellt eine gute Nachführung des Rades eine wichtige Voraussetzung für eine stabile Radaufstandskraft dar.

Durch den Vergleich der Positionsverläufe unter unterschiedlichen Fahrwerkskonfigurationen kann somit der Einfluss einzelner Komponenten auf das dynamische Verhalten des Systems nachvollzogen werden. Hinzuzufügen ist jedoch, dass diese Betrachtung vordergründig dem Bilden eines allgemeinen Verständnisses dient. Um eine aussagekräftige Auswertung durchzuführen zu können, sind nachfolgende Betrachtungen zwingend nötig.

Komponentenbewertung

Um eine allgemeine Grundlage der Betrachtung zu schaffen, beginnt diese Auswertung mit einer Komponentenbewertung, bei welcher das Viertelfahrzeug mit jeweils einem einzelnen Bauteil ausgestattet wird. Dass bedeutet, die nachfolgenden Analysen beinhalten das Verhalten bei Benutzung des Schwingungsdämpfers sowie des Inerters getrennt voneinander. Somit können die Einflussfaktoren beider Elemente sichtbar gemacht werden.

Sweep-Anregung

Zuerst erfolgt die Positionsanalyse mit dem Sweep-Profil, da hierbei ein breites Spektrum an Frequenzen in der Anregung vorhanden ist. Zunächst wird hierzu die klassische Konfiguration mit lediglich dem Schwingungsdämpfer ausgewählt. Das Ergebnis hiervon ist in Abbildung 32 zu sehen.

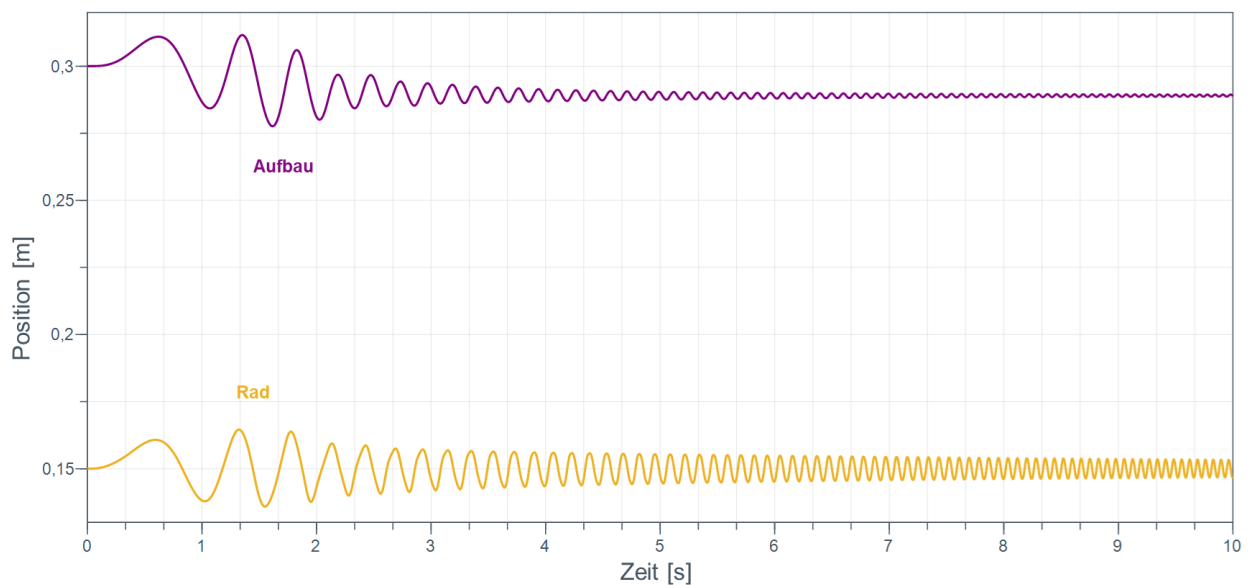


Abbildung 32 Positionsanalyse Sweep-Anregung Schwingungsdämpfer

Auffällig ist hierbei, dass sich der Aufbau früh im Verlauf aus seiner initialen Höhe von 30cm um etwa einen cm absenkt und um diesen Wert schwingt. Dies liegt in der Beschaffenheit der Dämpfer-Kennlinie begründet, da die Kräfte im Zug höher als im Druck sind, bringt der Schwingungsdämpfer der Aufwärtsbewegung des Aufbaus mehr Widerstand entgegen als beim Absenken. Dieses Phänomen ist als sogenanntes „Packing“ bekannt und tritt bei PKWs eher selten auf, da diese Art von Anregung unüblich ist. Sowohl bei der Radeinheit als auch beim Aufbau ist zu erkennen, dass

beide Amplituden bei steigender Frequenz kleiner werden, was dem Dämpfungseffekt zuzuschreiben ist.

Die nächste Betrachtung beschäftigt sich mit derselben Anregung. Statt dem Schwingungsdämpfer ist hier allerdings nur der Inerter in Benutzung. Dies stellt eine eher ungewöhnliche Konfiguration dar, kann allerdings in Bezug auf den Einfluss des Bauteils aufschlussreich sein. Das Ergebnis ist in Abbildung 33 dargestellt.

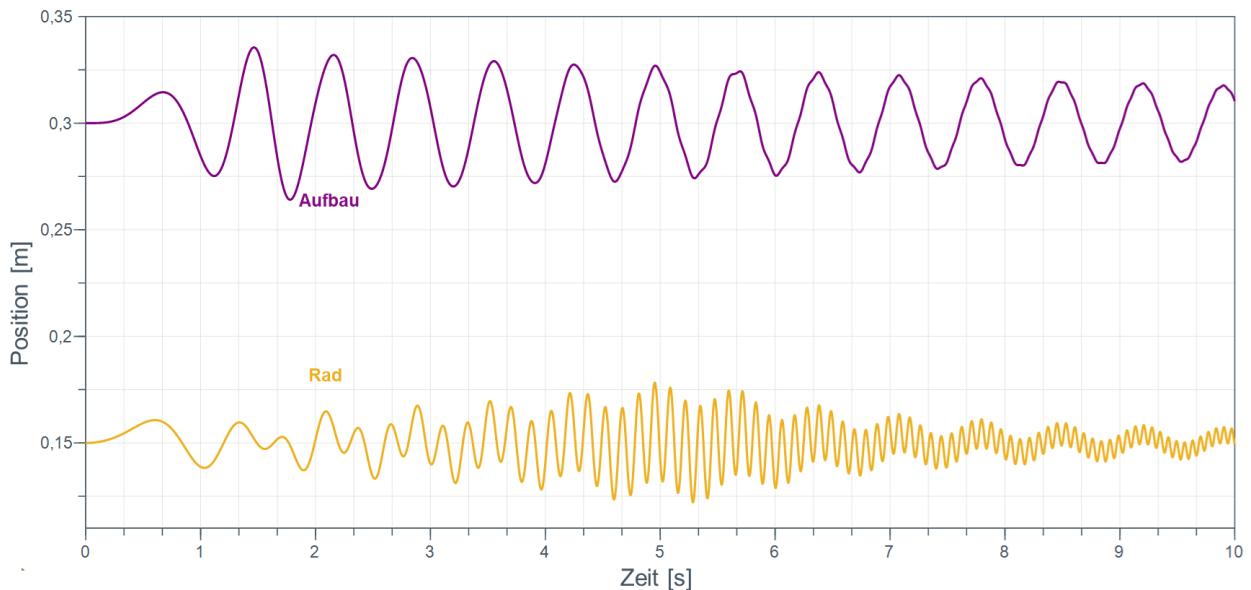


Abbildung 33 Positionsanalyse Sweep-Anregung Inerter

Hier lassen sich direkt einige große Unterschiede zur Schwingungsdämpfervariante feststellen. Zum einen kommt es nicht zum Absinken des Aufbaus, wie dass in Abbildung 32 der Fall ist, was dem Fehlen einer Kraftkennlinie zuzuweisen ist. Im Vergleich mit der vorangegangenen Konfiguration lässt sich eine Schwingung des Aufbaus feststellen, welche eine größere Amplitude besitzt, bei geringerer Frequenz.

Die Radeinheit hingegen zeigt ebenfalls ein verändertes Bewegungsverhalten. Allgemein ist davon auszugehen, dass das System unterkritisch gedämpft ist, da sich ein stellenweises Aufschwingen darstellt. Des Weiteren ist zu erkennen, dass sich im späteren Verlauf eine überlagerte Schwingungsstruktur ergibt. Diese ist auf den Sinus-Seep und die damit verbundene Annäherung an die Rad- und Inerter-Eigenfrequenzen zurückzuführen.

Insgesamt bestätigt der Verlauf, dass der Inerter zwar das dynamische Verhalten beeinflusst, jedoch keine Energie abbaut. Daher ist die Dämpfungswirkung deutlich geringer als bei einem viskosen Schwingungsdämpfer.

Stochastische Anregung

Zur erweiterten Betrachtung wird das stochastische Profil hinzugezogen. In Abbildung 34 ist zunächst das Ergebnis der Positionsanalyse in Verbindung mit der Schwingungsdämpferkonfiguration zu sehen.

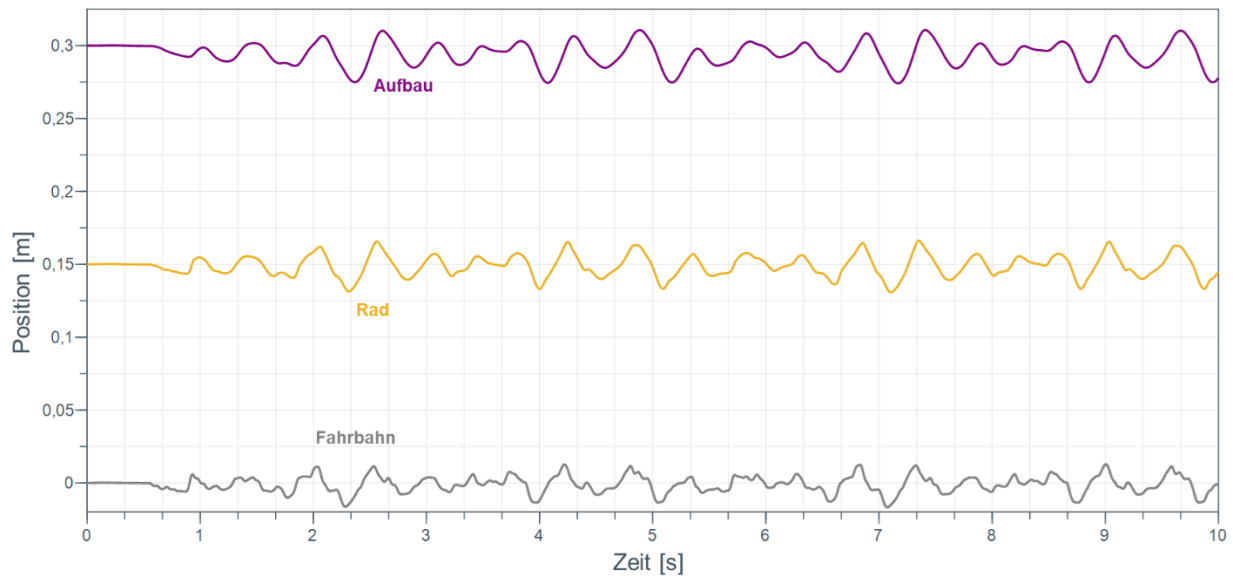


Abbildung 34 Positionsanalyse Stochastische Anregung Schwingungsdämpfer

Hierbei zeigt der Verlauf des Aufbaus eine vergleichsweise geringe Amplitudenausprägung. Die Aufbaubewegung folgt der stochastischen Fahrbahnanregung mit moderaten Ausschlägen und weist insgesamt auf ein gut gedämpftes Schwingungsverhalten hin. Größere Resonanzerscheinungen sind nicht zu erkennen, wodurch sich ein relativ ruhiger Verlauf der Aufbaubewegung ergibt.

Die Bewegung des Rades zeigt deutlich höhere Frequenzanteile als die des Aufbaus. Dies ist auf die geringere Masse der ungefederten Radeinheit sowie der direkten Kopplung an die Anregung zurückzuführen. Trotz der unregelmäßigen Anregung bleibt die Radbewegung in einem verhältnismäßig engen Amplitudenbereich.

Insgesamt zeigt das System mit Schwingungsdämpfer ein ausgewogenes Verhalten, bei dem sowohl Aufbau- als auch Radbewegung begrenzt bleiben und die Anregung der Fahrbahn weitgehend gedämpft werden.

Beim Einsatz des Inerters zeigt sich ein verändertes Schwingungsverhalten des Systems, welches in Abbildung 35 dargestellt ist. Besonders auffällig ist die größere Amplitudenausprägung der Aufbaubewegung. Der Aufbau reagiert stärker auf die Fahrbahnanregung und weist eine ausgeprägte Schwingungsstruktur auf.

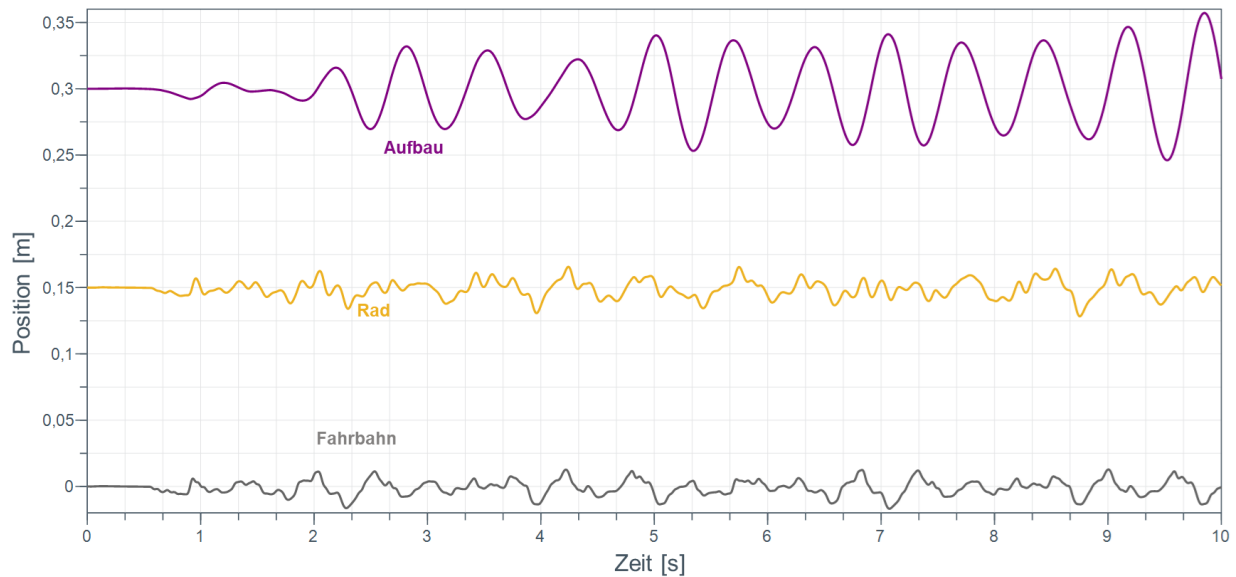


Abbildung 35 Positionsanalyse Stochastische Anregung Inerter

Die Radbewegung hingegen bleibt vergleichsweise moderat und folgt relativ eng dem Verlauf der Fahrbahn, wenngleich auch hinzuzufügen ist, dass sich im Vergleich zum System mit Schwingungsdämpfer vermehrt kleinere hochfrequente Schwingungsanteile bilden. Dies deutet darauf hin, dass der Inerter vor allem die dynamische Kopplung zwischen Aufbau- und Radmasse beeinflusst und dabei insbesondere die Bewegung der gefederten Massen verändert.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass der Inerter zu einer stärkeren dynamischen Reaktion des Aufbaus führt, während das Verhalten der Radbewegung weitgehend unverändert bleibt. Dies verdeutlicht den charakteristischen Einfluss des Inerters auf die Schwingungsübertragung innerhalb des Systems.

Kombinationsbewertung

Die vorangegangene Positionsanalyse auf Ebene des Viertelfahrzeugmodells mit einzelner Komponentennutzung hat bereits fundamentale Erkenntnisse geliefert. So ist aus der Beobachtung des Systemverhaltens deutlich geworden, dass die alleinstehende Nutzung des Inerters in seiner vorliegenden Form unumgängliche Einschränkungen nach sich zieht. Deshalb kann die Kombinationsbetrachtung ein Mittel sein, um etwaige Vorteile einer Zusammenfügung dieses Bauteils und dem Schwingungsdämpfer zu ermitteln. Auf diese Weise dient der Inerter eher als ein zusätzliches, unterstützendes Element, anstatt vollumfänglich für die Schwingungsbearbeitung verantwortlich zu sein.

Sweep-Anregung

Wie bereits bei den vorangegangenen Betrachtungen wird zunächst das Positionsverhalten der Massen des Schwingungsmodells bei der Sinus-Sweep-Anregung ermittelt. Das Ergebnis wird in Abbildung 36 visualisiert.

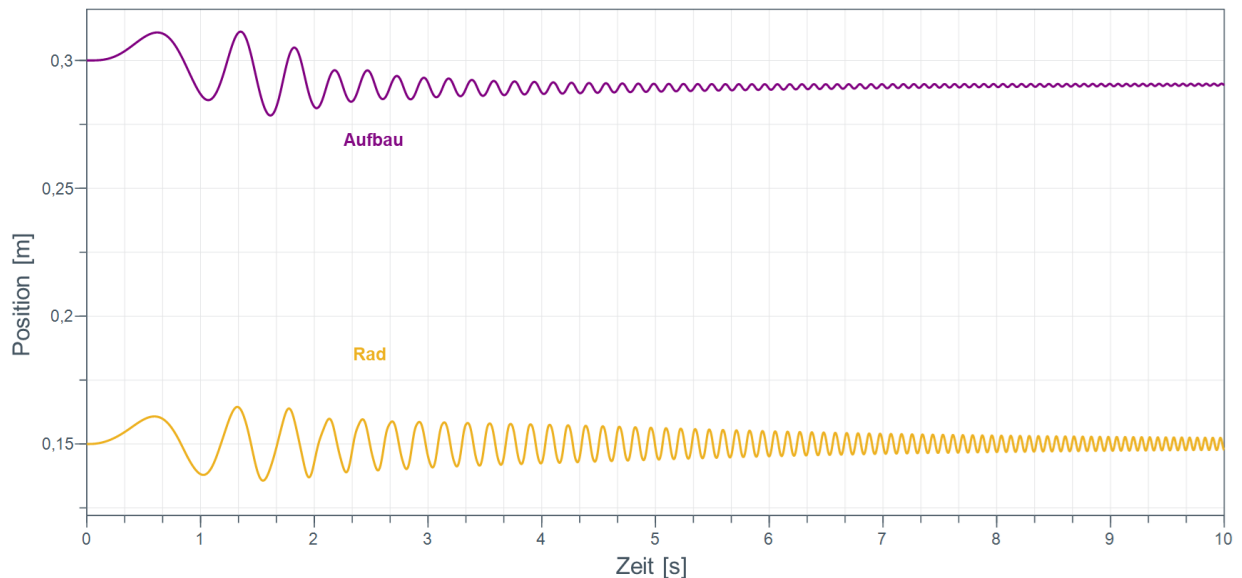


Abbildung 36 Positionsanalyse Sweep-Anregung Kombination

Das Ergebnis zeigt, dass bei dieser Anregungsform die Positionsverläufe von Aufbau und Radeinheit insgesamt eine deutliche Ähnlichkeit zur Konfiguration mit Schwingungsdämpfer aufweisen (Abbildung 32). Bei einer genaueren Betrachtung der Radbewegung ist im Zeitraum zwischen etwa 2s und 5s eine leichte Zunahme der Schwingungsamplitude zu erkennen. Ab ungefähr 7s bis zum Ende der Simulation reduziert sich diese Amplitude hingegen wieder, sodass insgesamt ein geringerer Ausschlag der Radbewegung festzustellen ist.

Bei der Auswertung der Aufbaubewegung fällt auf, dass sich in einem Bereich von etwa 1s bis 3s die Kombination als Amplituden verringern herausstellt. In der zweiten Hälfte des Simulationsverlaufs senkt sich der Aufbau weniger ab, als dass bei der Verwendung des alleinstehenden Dämpfers der Fall ist. Allerdings geschieht dies lediglich um einen Wert von ca. 1 cm.

Innerhalb dieses Anregungsprofils kann in Bezug auf die Position der ungefederten sowie gefederten Massen also festgestellt werden, dass der Schwingungsdämpfer aufgrund seiner Kennlinie eine größere Kraftabgabe aufweist und die Einflüsse des Inerters weniger zum Ausdruck kommen.

Stochastische Anregung

Als letzter Punkt der Positionsanalyse folgt nun die Bewertung der kombinierten Konfiguration während der stochastischen Anregung. Dargestellt ist dieses Ergebnis in Abbildung 37.

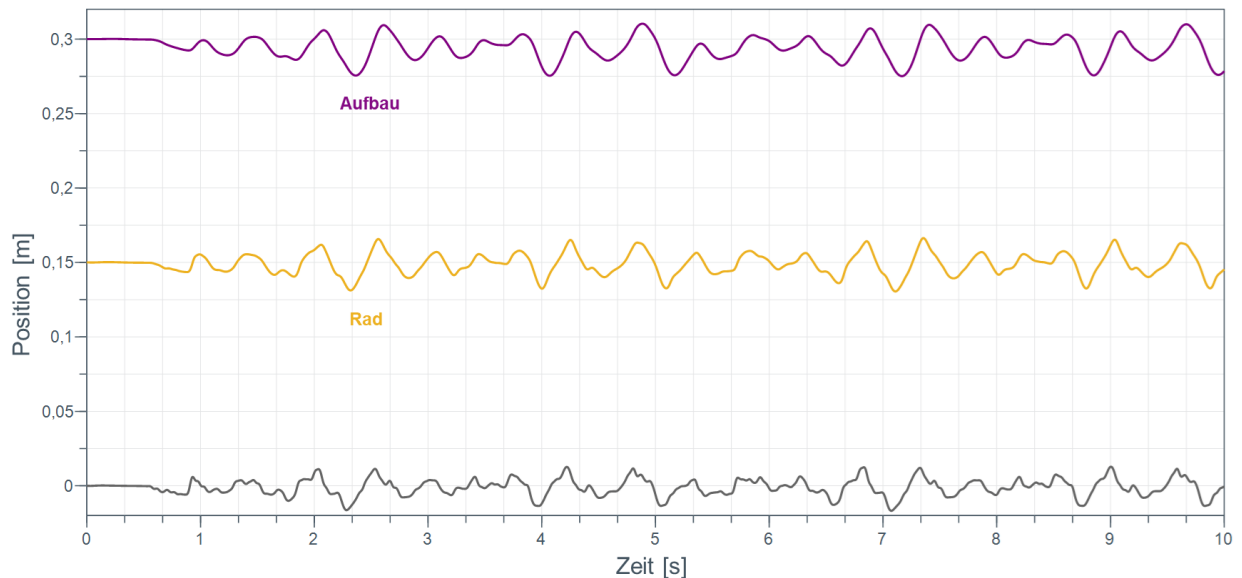


Abbildung 37 Positionsanalyse Stochastische Anregung Kombination

Wie bereits in der vorangegangenen Untersuchung zeigt das Systemverhalten eine deutliche Ähnlichkeit zur reinen Dämpfervariante aus Abbildung 34.

Der Aufbau zeigt in einzelnen Bereichen eine Amplitudenverringerung von ca. 1 mm, während die Radpositionsänderung in einem Bereich liegt, welcher selbst diesen Wert unterschreitet. Dies zeigt auf, dass der Inerter speziell während der stochastischen Anregung kaum einen Einfluss auf die Positionsverläufe des Viertelfahrzeuges nimmt.

Um aussagekräftigere Ergebnisse zu erzielen ist, es daher von zentraler Bedeutung, tiefergehende Analysen durchzuführen, welche sich mit den Bewertungsgrößen der Vertikaldynamik auseinandersetzen. So beispielsweise mit der Aufbaubeschleunigung oder den Frequenzen von gefederten und ungefederten Massen. Dies wird in den folgenden Abschnitten aufgegriffen.

6.2 Frequenzanalyse

Die Frequenzanalyse ermöglicht eine detaillierte Darstellung des spektralen Verhaltens der einzelnen Massen unter den gegebenen Anregungen. Aufgrund der zentralen Bedeutung der Beschleunigung für die Beurteilung der Systemdynamik wird sie als primäre Auswertegröße verwendet und bildet die Grundlage der nachfolgenden Betrachtungen.

Zur Analyse der Frequenzanteile der Signale wird die diskrete Fourier-Transformation verwendet. Für ein diskretes Signal x_n mit N Messpunkten ergibt sich

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-i2\pi kn/N} \quad (6.1)$$

wobei X den komplexen Fourier-Koeffizient beinhaltet, k den Index der Frequenzkomponente darstellt und n den Index des Zeitschrittes liefert. Die Frequenzen ergeben sich aus

$$f_k = \frac{k}{N} f_s \quad (6.2)$$

mit der Abtastfrequenz f_s .

In dieser Arbeit wird die Transformation innerhalb des Programms MATLAB mit dem FFT-Befehl (Fast Fourier Transformation) durchgeführt, welcher eine effiziente Implementierung der diskreten Fourier-Transformation darstellt [21].

Komponentenbewertung

Da die vorangegangenen Untersuchungen gezeigt haben, dass eine alleinige Nutzung des Inerters im Viertelfahrzeugmodell funktionalen Grenzen ausgesetzt ist, wird auch bei der Untersuchung der Frequenzanteile eine Kombination der beiden verglichenen Komponenten hinzugezogen. Hierbei wird der Systemverlauf bei alleiniger SchwingungsdämpfERNutzung dem der kombinierten Konfiguration gegenübergestellt, um auch hier den Effekt des Inerters als unterstützendes Bauteil zu analysieren.

Dafür wird zum einen der Verlauf der Radeinheit aber auch der des Aufbaus getrennt voneinander betrachtet. Dies geschieht im Rahmen der bereits im Vorfeld beleuchteten Anregungsprofile.

Darstellungen des Vergleichs vom Systemverhalten bei alleiniger Inerternutzung sind dem Anhang beigelegt.

Sweep-Anregung

Zunächst wird das Sweep-Profil betrachtet, welches das System kontinuierlich mit Frequenzen von 0Hz – 15Hz anregt. Das Verhalten der Radeinheit während dieser Situation ist in Abbildung 38 dargestellt.

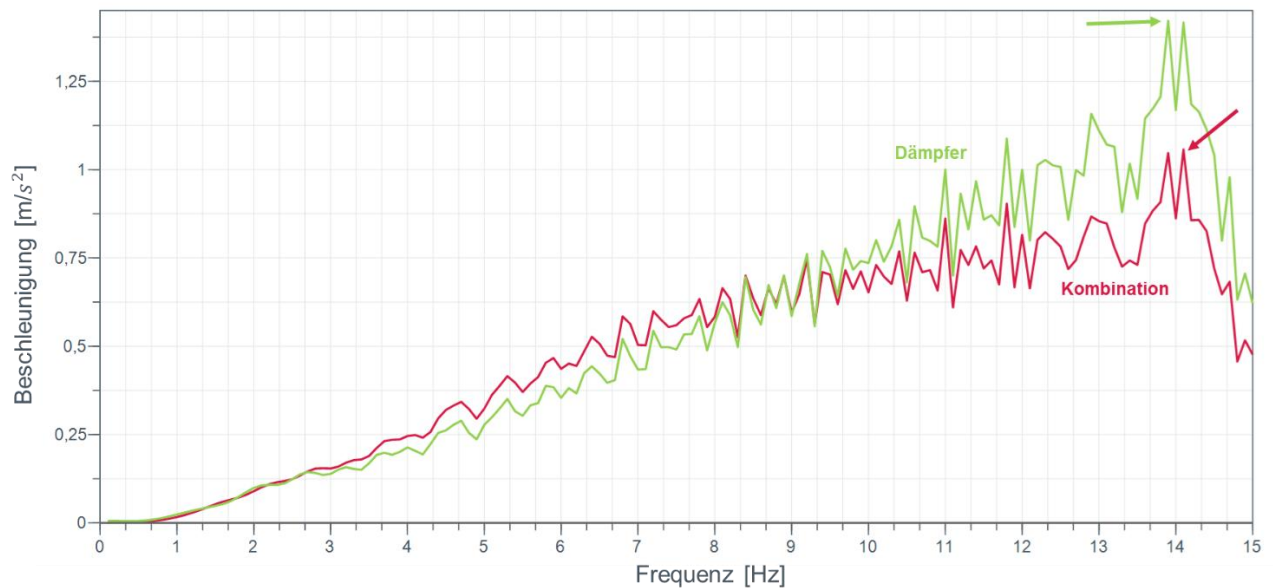


Abbildung 38 Frequenzanalyse Radeinheit Sweep-Anregung Kombination

Im untersuchten Bereich steigt die Amplitude der Radbeschleunigung mit zunehmender Frequenz an. Beide Systemkonfigurationen weisen im Bereich von etwa 14Hz ein deutliches Maximum auf. Dieses Maximum entspricht der Radeigenfrequenz des Viertelfahrzeugmodells.

Für das System mit reinem Dämpfer liegt das Maximum bei 13,9Hz mit einer Beschleunigung von $1,42 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$, während sich dieser Resonanzpunkt bei zusätzlicher Inerter-Implementierung auf 14,1Hz verschiebt. Dabei liegt die Amplitude in diesem Fall bei $1,06 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$, somit liegt eine Verringerung der höchsten Beschleunigung der Radeinheit um 25,4% vor.

Diese Verschiebung der Resonanzfrequenz lässt sich auf die zusätzliche trägheitsähnliche Wirkung des Inerters zurückführen, wodurch sich die effektive Dynamik des Systems verändert. Die reduzierte Amplitude deutet darauf hin, dass die

Kombination aus Dämpfer und Inerter zu einer Abmilderung der Schwingungsanregung der Radeinheit im Resonanzbereich führt.

Eine ähnliche Analyse wird auch für den Frequenzverlauf des Aufbaus bei dieser Anregung getätigt, das Ergebnis hiervon ist in Abbildung 39 visualisiert.

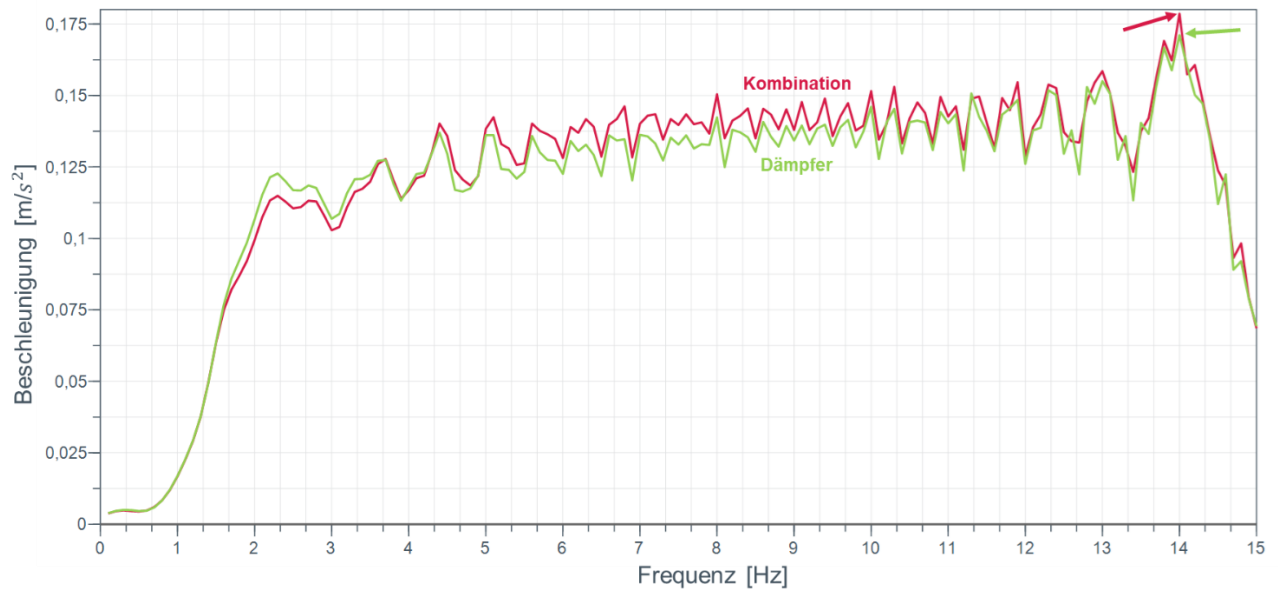


Abbildung 39 Frequenzanalyse Aufbau Sweep-Anregung Kombination

Im unteren Frequenzbereich bis etwa 2 Hz ist ein deutlicher Anstieg der Amplitude zu erkennen, der mit der Aufbaueigenfrequenz des Systems in Zusammenhang steht. Dieser Bereich ist insbesondere für den Fahrkomfort relevant, da Schwingungen des Fahrzeugaufbaus direkt auf die Insassen übertragen werden.

Über einen großen Teil des betrachteten Frequenzbereichs zeigen beide Systemkonfigurationen einen ähnlichen Verlauf der Amplituden. Im mittleren Bereich liegen die Werte der Kombination aus Schwingungsdämpfer und Inerter leicht über denen des Systems mit reinem Dämpfer, was auf eine etwas stärkere Anregung des Aufbaus in diesem Frequenzbereich hinweist.

Im oberen Frequenzband, bei 14 Hz, tritt ein weiteres Maximum auf, das mit der Resonanzfrequenz gekoppelt ist. In diesem Bereich zeigen beide Systeme eine identische Resonanzfrequenz. Auch die Beschleunigungsamplituden sind äußerst ähnlich, $0,17 \text{ m/s}^2$ für den alleinstehenden Schwingungsdämpfer und $0,18 \text{ m/s}^2$ für die Kombination. Insgesamt zeigt die Analyse der Aufbaubeschleunigung, dass der zusätzliche Inerter die grundlegende Resonanzstruktur des Systems nicht wesentlich

verändert. Die Unterschiede zwischen beiden Systemkonfigurationen bleiben über den betrachteten Frequenzbereich relativ gering.

Stochastische Anregung

Folgend in Abbildung 40 kann die Frequenzanalyse der Radeinheit während der stochastischen Anregung betrachtet werden.

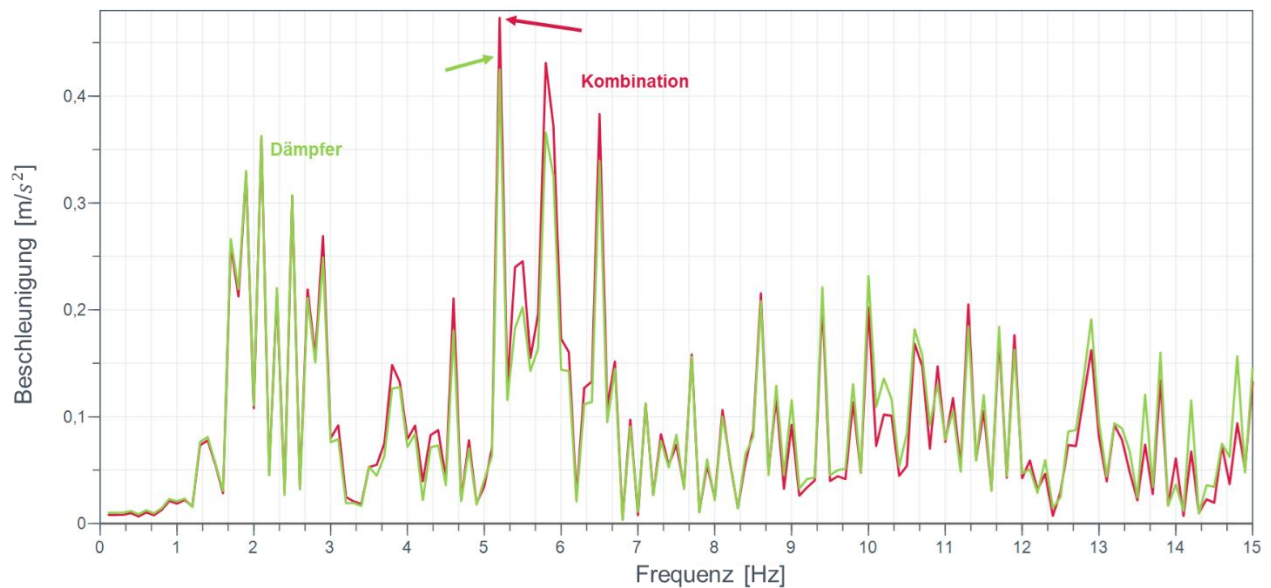


Abbildung 40 Frequenzanalyse Radeinheit Stochastische Anregung Kombination

Im Gegensatz zur Sweep-Anregung verteilt sich die Energie der Anregung über einen breiteren Frequenzbereich, wodurch mehrere lokale Maxima im Frequenzspektrum auftreten. Besonders ausgeprägt ist ein Peak bei 5,2 Hz, der in beiden Systemkonfigurationen deutlich sichtbar ist. Des Weiteren liegen zwischen 5 Hz – 7 Hz zwei weitere markante lokale Maxima vor.

Im Vergleich der beiden Systeme zeigt sich, dass die Kombination aus Dämpfer und Inerter im Bereich dieses Spitzenwertes eine leicht höhere Amplitude der Radbeschleunigung aufweist als das System mit reinem Schwingungsdämpfer. So erhöht der Inerter die Amplitude um 9,3%, von $0,43 \text{ m/s}^2$ (Schwingungsdämpfer) auf $0,47 \text{ m/s}^2$ (Kombination). Auch in einigen weiteren Frequenzbereichen treten bei der Kombination aus Dämpfer und Inerter geringfügig höhere Amplituden auf.

Die Lage der dominanten Frequenzanteile bleibt jedoch für beide Systeme nahezu identisch. Dies deutet darauf hin, dass die grundlegenden dynamischen Eigenschaften der Radeinheit durch die Integration des Inerters nicht wesentlich verändert werden.

Die beobachteten Veränderungen betreffen primär die Höhe einzelner Amplituden, während die charakteristischen Frequenzbereiche des Systems erhalten bleiben.

Als letzte Untersuchung der Frequenzanalyse folgt nun die Betrachtung des Fahrzeugaufbaus während der stochastischen Anregung, dargestellt in Abbildung 41.

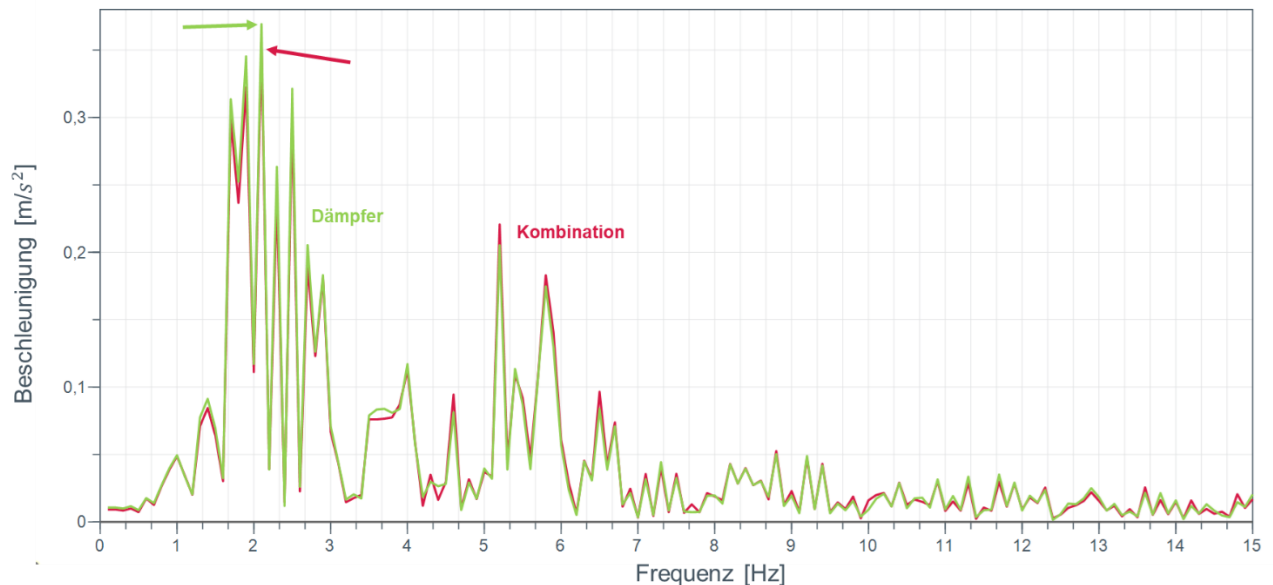


Abbildung 41 Frequenzanalyse Aufbau Stochastische Anregung Kombination

Im unteren Bereich tritt in beiden Varianten ein deutliches Maximum bei 2,1 Hz auf. Dieser Wert entspricht der Aufbaueigenfrequenz des Viertelfahrzeugmodells und stellt den dominanten Frequenzanteil der Aufbauschwingung dar. Somit bleibt die Eigenfrequenz des Aufbaus unabhängig von der zusätzlichen Implementierung des Inerters konstant. Dies wäre nicht der Fall, wenn der Inerter allein ohne Schwingungsdämpfer wirken würde.

Hinsichtlich der Amplitude zeigen sich geringe Unterschiede zwischen den beiden Systemkonfigurationen. Der alleinige Schwingungsdämpfer sorgt für einen Wert von $0,37 \text{ m/s}^2$, während durch das Hinzufügen des Inerters eine Verringerung um 8,1% erreicht wird und somit eine Amplitude von $0,34 \text{ m/s}^2$ zustande kommt. Außerhalb der Eigenfrequenz ergeben sich im übrigen Bereich weitgehend ähnliche Verläufe.

Mit zunehmender Frequenz nimmt die Amplitude der Aufbaubeschleunigung deutlich ab, was darauf zurückzuführen ist, dass der Fahrzeugaufbau aufgrund seiner vergleichsweise großen Masse gegenüber hochfrequenten Anregungen stärker gedämpft reagiert.

6.3 Radaufstandskraft / Aufbaubeschleunigung

Die Radaufstandskraft und die Beschleunigung des Fahrzeugaufbaus sind zentrale Kenngrößen des Zielkonflikts in der Vertikaldynamik. Aus diesem Grund ist eine Einordnung des Systemverhaltens mit all seinen Konfigurationen entsprechend dieser Größen von erheblichem Mehrwert. Dies geschieht, wie bereits im vorherigen Kapitel, durch den Vergleich der Kombination von Inerter und Schwingungsdämpfer mit dem alleinstehenden Dämpfer während der stochastischen Anregung.

Zur Beurteilung der Radaufstandskraft unter diesem Profil werden sowohl der Mindestwert als auch die RMS-Größe des Kraftsignals herangezogen, da beide Kennwerte unterschiedliche Aspekte des Rad-Fahrbahn-Verhaltens abbilden. Der Mindestwert beschreibt die jeweils stärkste kurzfristige Entlastung des Rades und gibt damit Aufschluss darüber, wie weit sich das System momentweise einer kritischen Kontaktminderung nähert. Ein niedriger Mindestwert deutet darauf hin, dass das Rad für kurze Zeit stärker entlastet wird.

Die RMS-Größe hingegen charakterisiert die mittlere Schwankungsintensität des Signals und liefert damit ein Maß für die Gesamtvariation der Radlast im Zeitverlauf. Da die statische Radlast die dominierende Komponente des Signals darstellt, wird für die RMS-Berechnung der Mittelwert subtrahiert, sodass nur die dynamischen Kraftanteile bewertet werden. Dadurch lässt sich beurteilen, wie stark das Rad im Mittel belastungsseitig angeregt wird und ob eine Konfiguration tendenziell höhere oder niedrigere Lastschwankungen erzeugt. Die gemeinsame Betrachtung beider Größen ermöglicht somit eine differenzierte Bewertung des Kraftverlaufs, da sowohl die typische Schwankungsstärke als auch mögliche kritische Entlastungsmomente berücksichtigt werden.

Der zeitliche Verlauf der Radaufstandskraft zeigt unter stochastischer Anregung vergleichbare Muster bei beiden Konfigurationen, dies ist in Abbildung 42 zu erkennen. Die Kombinationsvariante weist dabei tendenziell etwas höhere positive Lastspitzen sowie leicht tiefere negative Ausschläge auf. Quantitativ ergibt sich für den Schwingungsdämpfer ein Minimum von 3708,5N und eine dynamische RMS von 780N, während die Kombination eine Mindestaufstandskraft von 3653,8N und eine RMS von 766,5N erreicht.

Damit reduziert die Kombination die Gesamtvariation geringfügig ($-1,73\%$ RMS), führt jedoch zu etwas tieferen kurzfristigeren Entlastungen ($-1,48\%$ beim Minimalwert). Insgesamt sind die Unterschiede klein, sie bestätigen die visuelle Beobachtung eines nahezu identischen, leicht „schärferen“ Ausschlagverhaltens der Kombination im Zeitbereich.

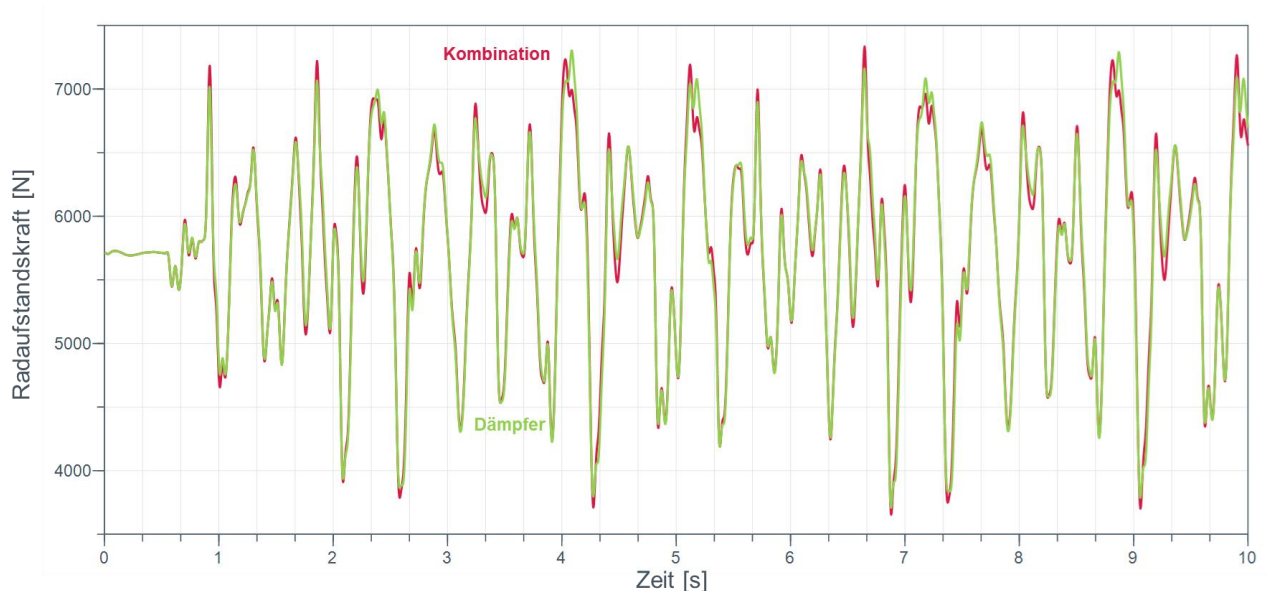


Abbildung 42 Radaufstandskraft stochastische Anregung

Für die Aufbaubeschleunigung wird das Schwingungsniveau über die RMS-Beschleunigung bewertet, sie ist ein energieäquivalentes Maß für die durchschnittliche Schwingungsintensität. Ergänzend wird der maximale Beschleunigungsbetrag herangezogen, um kurzzeitige Belastungsspitzen abzubilden. Ein Mittelwertabzug ist hier nicht erforderlich, da die Beschleunigung keinen statischen Anteil besitzt.

Im Zeitverlauf der stochastischen Anregung unterscheiden sich beide Varianten nur geringfügig, die Schwingungsdämpfer-Konfiguration zeigt jedoch tendenziell etwas höhere Spitzenausschläge, was in Abbildung 43 zu sehen ist. Die Kennzahlen spielen diesen Sachverhalt auch wieder.

Die RMS-Beschleunigung reduziert sich von $1,4004 \text{ m/s}^2$ (Schwingungsdämpfer) auf $1,3544 \text{ m/s}^2$ (Kombination) und damit um $0,046 \text{ m/s}^2$, entsprechend $-3,3\%$. Der maximale Beschleunigungsbetrag sinkt ebenfalls, von $3,6257 \text{ m/s}^2$ auf $3,4604 \text{ m/s}^2$, also um $0,1653 \text{ m/s}^2$ beziehungsweise $-4,6\%$. Damit liefert die Kombination aus Inerter und Dämpfer ein leicht niedrigeres mittleres Schwingungsniveau sowie

geringere Spitzenbelastungen des Aufbaus, während die reine Dämpfer-Auslegung minimal höhere RMS- und Peakwerte aufweist.

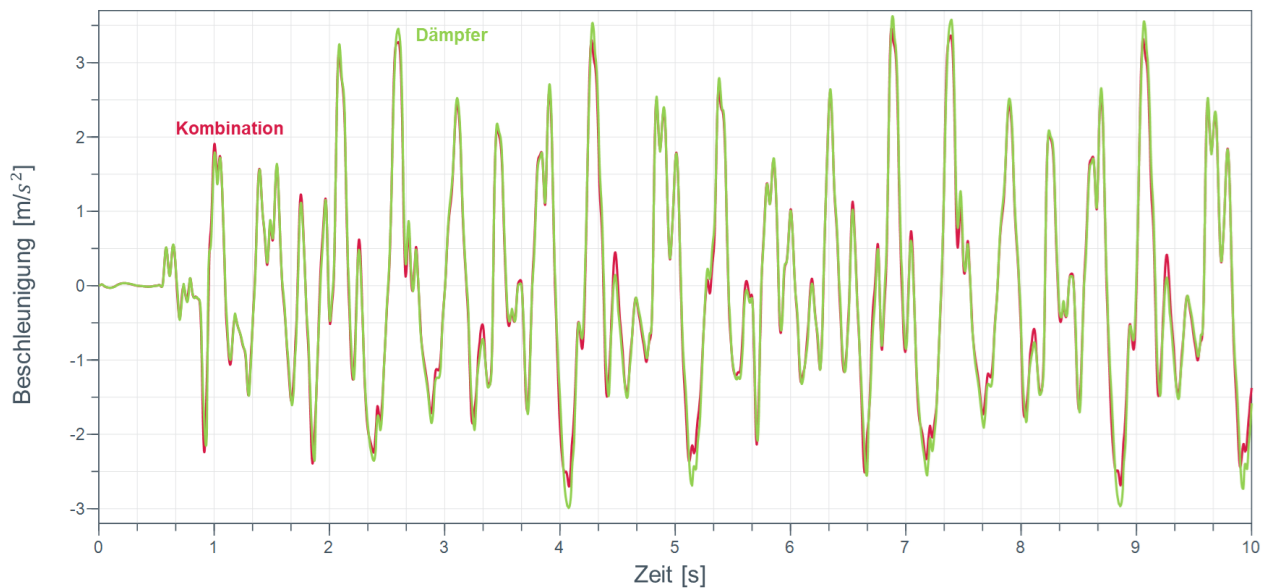


Abbildung 43 Aufbaubeschleunigung stochastische Anregung

Angesichts der kleinen Relativunterschiede ist der Effekt zwar moderat, im Sinne von Komfort und Strukturbeanspruchung jedoch konsistent zugunsten der Kombination.

Da die in 5.2.3 beschriebene Pareto-Front sich auf den vertikaldynamischen Zielkonflikt bezieht und eine optimierte Parametrierung der Schwungmasse des Inerters ermöglicht, wird sie in diesem Kapitel nochmals aufgefasst und in Abbildung 44 visualisiert.

In diesem Fall wird die Masse der Schwungscheibe mit 30 verschiedenen Beträgen von 0,1Kg bis 1,0Kg parametrierung. Für jede einzelne Parametrierung wird eine eigene Simulation durchgeführt, wobei sowohl die Radaufstandskraft und die Beschleunigung des Aufbaus aufgenommen werden. Von jedem Simulationsdurchgang können darauf aufbauend RMS-Werte der beiden Größen bestimmt und als Datenpaare gesammelt werden.

In einem Plot dargestellt ergeben diese Wertepaare die in Abbildung 44 ersichtliche Kurve. Um den Sweet-Spot zu ermitteln, ist es nötig, den „Knee-Point“ dieser Kurve zu bestimmen, welcher die größte Krümmung der Pareto-Front enthält. Dies geschieht, indem eine Gerade durch die beiden Endpunkte gelegt wird. Um das Trade-Off-Optimum zu erhalten, muss nun der Punkt mit dem größten Abstand zu dieser Geraden ermittelt werden.

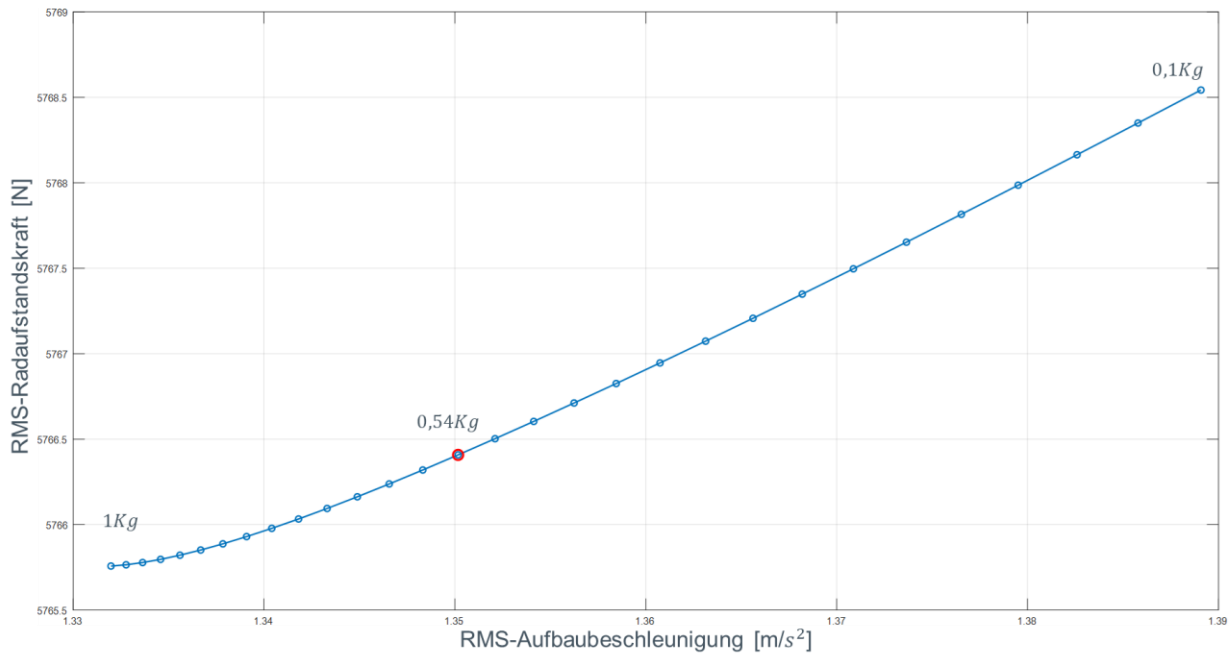


Abbildung 44 Pareto-Front Inerterparametrierung

Im vorliegenden Beispiel handelt es sich dabei um die Ergebnisse der Simulation, welche mit einer Schwungmassenparametrierung von 0,54Kg erzielt wurden. Somit ist das der optimierte Wert für diesen Sachverhalt.

6.4 Fail-Safe-Verhalten

Im praktischen Fahrbetrieb ist neben der Leistungsfähigkeit eines Fahrwerks auch dessen Verhalten bei möglichen Komponentenausfällen von Bedeutung. In diesem Zusammenhang wird vom sogenannten Fail-Safe-Verhalten gesprochen. Darunter versteht man die Fähigkeit eines Systems, auch im Falle eines Teilversagens einzelner Komponenten weiterhin ein grundsätzlich stabiles und kontrollierbares Verhalten aufrechtzuerhalten. Ziel ist es dabei, dass der Ausfall eines Bauteils nicht unmittelbar zu einem vollständigen Verlust der Funktionalität oder der Fahrstabilität führt.

Im Kontext des betrachteten Viertelfahrzeugmodells bedeutet dies, zu untersuchen, wie sich das System verhält, wenn eine der schwingungsbeeinflussenden Komponenten, beispielsweise der Schwingungsdämpfer oder der Inerter, während des Betriebs ausfällt. Dabei ist von besonderem Interesse, inwieweit die verbleibenden Komponenten weiterhin in der Lage sind, die auftretenden Schwingungen zu kontrollieren und einen ausreichenden Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn aufrechtzuerhalten.

Zur Bewertung dieses Verhaltens können verschiedene Kenngrößen herangezogen werden. Eine zentrale Größe stellt hierbei die Radaufstandskraft dar, da sie den Kontakt zwischen Rad und Fahrbahn beschreibt und somit ein wichtiger Indikator für Fahrstabilität und Fahrsicherheit ist. Die Analyse dieser Größe ermöglicht eine Einschätzung darüber, ob das System auch im Fehlerfall noch ein akzeptables dynamisches Verhalten aufweist.

Da sich der Inerter in den vorherigen Untersuchungen als problembehaftet in der alleinigen Nutzung herausgestellt hat und somit die Betrachtung der Kombinationskonfiguration im Vordergrund stand, würde ein Ausfall dieser Komponente lediglich zu einer Rückkehr zur klassischen Fahrwerkskonfiguration führen. Dieser Fall wurde bereits in den vorangegangenen Analysen betrachtet. Daher konzentriert sich die Fail-Safe-Untersuchung auf den umgekehrten Fall, bei dem der Schwingungsdämpfer ausfällt und ausschließlich der Inerter im System verbleibt. Für diesen Fall wird auf die Modellierung aus 4.2.3 zurückgegriffen.

In Abbildung 45 ist der zeitliche Verlauf der Radaufstandskraft bei stochastischer Anregung zu sehen. Während der ersten fünf Sekunden befindet sich das System im regulären Betriebszustand, bei dem Schwingungsdämpfer und Inerter gemeinsam wirken. Zum Zeitpunkt $t = 5\text{s}$ wird eine Schwächung der Dämpferkennlinie angenommen, wodurch ein teilweiser Funktionsverlust des Schwingungsdämpfers simuliert wird.

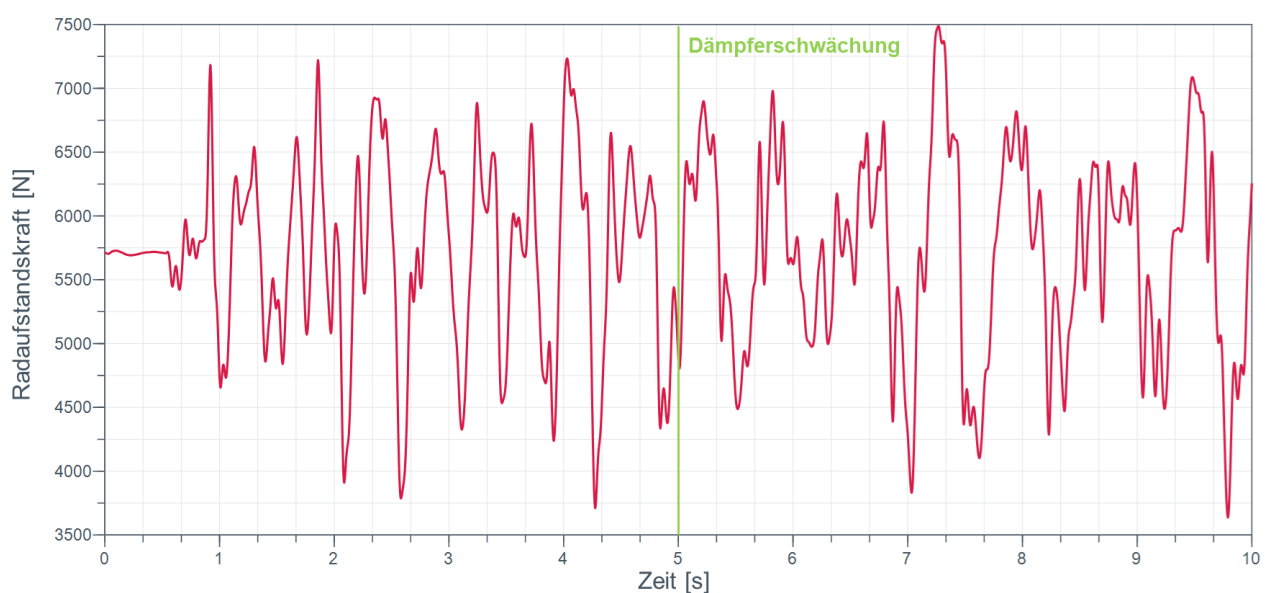


Abbildung 45 Aufstandskraft Dämpferschwächung stochastische Anregung

Im Verlauf der Simulation ist zu erkennen, dass sich das grundsätzliche Schwingungsverhalten der Radaufstandskraft nach dem Auftreten des Komponentenausfalls nicht signifikant verändert. Zwar treten weiterhin deutliche Schwankungen infolge der stochastischen Fahrbahnanregung auf, jedoch zeigt sich keine ausgeprägte Vergrößerung der Amplituden. Dies deutet darauf hin, dass das System auch bei reduzierter Dämpfungswirkung weiterhin in der Lage ist, einen stabilen Kontakt zwischen Rad und Fahrbahn aufrechtzuerhalten.

Zur quantitativen Bewertung wurde der Effektivwert der Radaufstandskraft getrennt für die Zeitbereiche vor und nach dem simulierten Komponentenausfall berechnet. Für den Zeitraum von 0s bis 5s ergibt sich ein RMS-Wert von 5739,5N, während für den Zeitraum von 5s bis 10s ein Wert von 5754,5N bestimmt wird. Die Differenz zwischen den beiden Werten beläuft sich auf eine Änderung von 0,24% und ist damit sehr gering. Das deutet darauf hin, dass die mittlere Intensität der Kraftschwankungen durch die Abschwächung der Dämpferkennlinie nur geringfügig beeinflusst wird.

Insgesamt lässt sich daraus schließen, dass das betrachtete Fahrwerkssystem bei einer moderaten Reduktion der Dämpferleistung weiterhin ein stabiles Verhalten zeigt und die Radaufstandskraft im Mittel weitgehend konstant bleibt.

In Abbildung 46 ist die Situation des Dämpferausfalls dargestellt.

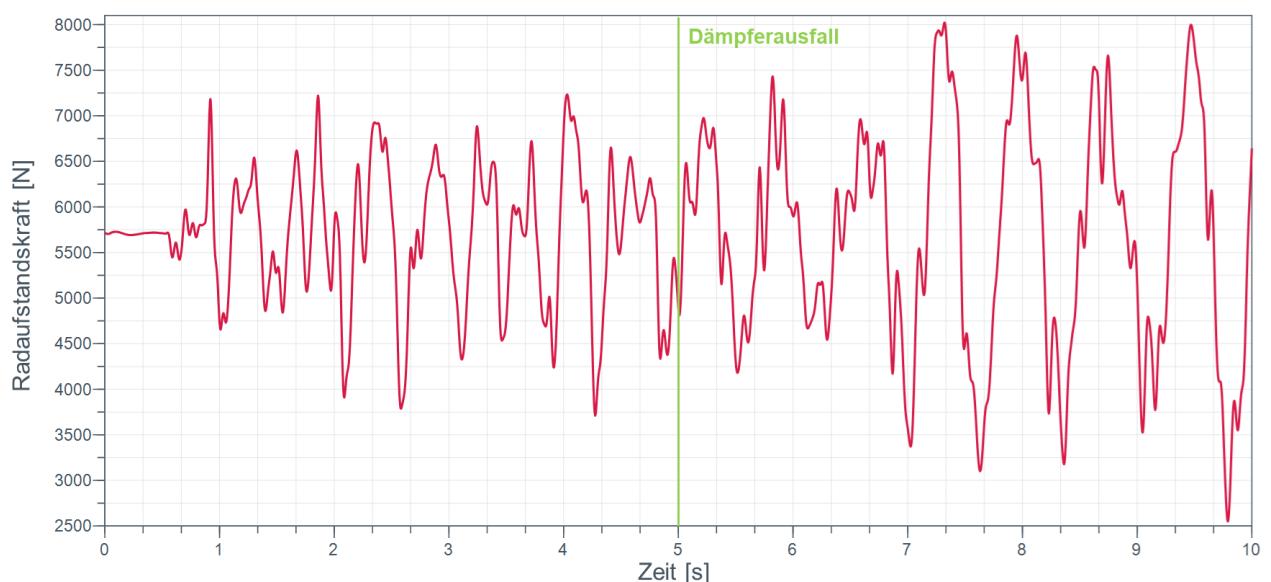


Abbildung 46 Aufstandskraft Dämpferausfall stochastische Anregung

Die Ausgangssituation deckt sich hierbei mit der vorherigen Untersuchung, allerdings kommt es zum Zeitpunkt $t = 5\text{s}$ zum kompletten Wegfall der

Schwingungsdämpferwirkung. Nach diesem Ausfall ist eine deutliche Veränderung des Schwingungsverhaltens erkennbar.

Insbesondere nach dem Komponentenausfall nehmen die Schwankungen der Radaufstandskraft sichtbar zu. Die Amplituden der Kraftverläufe werden größer und es treten vermehrt ausgeprägte Spitzenwerte sowie stärkere Entlastungsphasen auf. Dies ist darauf zurückzuführen, dass mit dem Wegfall des Schwingungsdämpfers keine dissipative Komponente mehr im System vorhanden ist, wodurch eingebrachte Schwingungsenergie nicht mehr wirksam abgebaut werden kann.

Die quantitative Auswertung über die Effektivwerte der Radaufstandskraft bestätigt diese Beobachtung. Während im Zeitraum vor dem Ausfall ein RMS-Wert von 5739,5N bestimmt wird, steigt dieser nach dem Dämpferausfall auf 5808,5N, was einer Änderung um 1,2% entspricht.

An den Ergebnissen ist zu erkennen, dass der Inerter allein nicht in der Lage ist, die dämpfende Wirkung des Schwingungsdämpfers zu ersetzen. Auch wenn sich ein merkbar verschlechtertes dynamisches Verhalten einstellt, bleibt der grundsätzliche Kontakt zwischen Rad und Fahrbahn bestehen. Somit ist davon auszugehen, dass ein kontrolliertes Anhalten des Fahrzeuges während der simulierten Anregung im Notfall auch lediglich mit dem Inerter möglich wäre.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Vertikaldynamiksimulation zur Analyse des Schwingungsverhaltens eines Kraftfahrzeugs in Form eines Viertelfahrzeugmodells erstellt. Ausgangspunkt bildete dabei die Implementierung der klassischen Fahrwerkskomponenten, bestehend aus Feder und Schwingungsdämpfer, welche die grundlegende Dynamik zwischen Aufbau und Radeinheit beschreiben. Aufbauend auf diesem Basismodell wurde ein Inerter integriert, um dessen Einfluss auf das Systemverhalten gezielt untersuchen zu können. Durch die Simulation verschiedener Fahrsituationen, insbesondere unter stochastischer Anregung, konnte das dynamische Verhalten des Systems unter realitätsnahen Bedingungen analysiert werden. Ziel war es dabei, die Einsatzmöglichkeiten des Inerters zu bewerten und dessen Einfluss auf relevante Kenngrößen wie die Radaufstandskraft und die Aufbaubewegung zu untersuchen.

Die Durchführung der Simulation erfolgte in einer modellbasierten Umgebung, wobei das Gesamtsystem in Simulink aufgebaut und parametrisiert wurde. Die Auswertung der entstehenden Signale wurde anschließend in MATLAB vorgenommen, wodurch eine flexible und detaillierte Analyse der Ergebnisse möglich war. Der Aufbau des Modells orientierte sich an einem Zweimassenschwinger, wodurch die wesentlichen physikalischen Zusammenhänge des Viertelfahrzeugmodells abgebildet werden konnten. Zur weiteren Untersuchung wurde eine Optimierung des Systems durchgeführt, bei der mittels einer Pareto-Front der Zielkonflikt zwischen Radaufstandskraft und Aufbaubeschleunigung analysiert wurde. Auf diese Weise konnte ein Kompromiss zwischen Fahrkomfort und Fahrstabilität identifiziert werden.

Die Ergebnisse der Untersuchung zeigen, dass der Einsatz eines Inerters einen deutlichen Einfluss auf das Systemverhalten ausübt. Insbesondere bei alleiniger Nutzung des Inerters ergibt sich ein stark verändertes Schwingungsverhalten, welches durch das Fehlen einer dissipativen Komponente geprägt ist. Dies führt dazu, dass Schwingungsenergie im System verbleibt und nicht ausreichend abgebaut wird, wodurch sich insgesamt ein ungünstiges dynamisches Verhalten ergibt. In der kombinierten Nutzung mit einem Schwingungsdämpfer konnten zwar Veränderungen im Schwingungsverhalten festgestellt werden, jedoch fallen die erzielbaren Verbesserungen im Vergleich zum zusätzlichen Modellierungs- und Implementierungsaufwand eher gering aus.

Die Untersuchung des Fail-Safe-Verhaltens zeigte, dass das System bei einem teilweisen oder vollständigen Ausfall des Schwingungsdämpfers weiterhin funktionsfähig bleibt, jedoch mit einer erkennbaren Verschlechterung der Radaufstandskraft einhergeht. Insbesondere beim vollständigen Ausfall des Dämpfers wird deutlich, dass der Inerter allein nicht in der Lage ist, die notwendige Dämpfungswirkung zu ersetzen. Dennoch bleibt ein grundsätzlicher Kontakt zwischen Rad und Fahrbahn bestehen, sodass ein eingeschränkt stabiles Systemverhalten vorliegt.

Zusätzlich zur Betrachtung der Zeitverläufe wurde das Systemverhalten im Frequenzbereich analysiert. Dabei zeigte sich, dass der alleinige Einsatz des Inerters zu einer Verschiebung charakteristischer Anregungsfrequenzen führt. Dies ist auf die durch den Inerter eingebrachte zusätzliche Trägheit zurückzuführen, welche die dynamischen Eigenschaften des Systems maßgeblich beeinflusst.

In der kombinierten Nutzung mit einem Schwingungsdämpfer hingegen konnte festgestellt werden, dass sich die dominanten Frequenzanteile des Systems nur geringfügig verschieben. Stattdessen äußert sich der Einfluss des Inerters primär in einer Veränderung der Amplituden einzelner Frequenzanteile. Dies deutet darauf hin, dass der Inerter in dieser Konfiguration weniger zur Veränderung der Systemresonanzen beiträgt, sondern vielmehr eine modulierende Wirkung auf das Schwingungsniveau ausübt.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse lässt sich festhalten, dass der Einsatz eines Inerters im betrachteten Kontext mit einem vergleichsweise hohen Aufwand verbunden ist. Neben dem erhöhten Entwicklungsaufwand sind insbesondere zusätzliche Anforderungen hinsichtlich Bauraum und Kosten zu berücksichtigen. Den im Rahmen dieser Arbeit erzielten Ergebnisse zufolge, stehen diese Anwendungen in keinem günstigen Verhältnis zu den erzielbaren Verbesserungen im Fahrverhalten, sodass ein Einsatz im klassischen PKW kritisch zu bewerten ist. Dies zeigt auch ein Blick in die reale Anwendung. In der allgemeinen Serienproduktion findet der Inerter aktuell noch keine Anwendung, lediglich im Motorsport war dies bisher der Fall, da dort zum Teil deutlich höhere Reifenschwingungen auftreten können und die Auslegung erheblich besser eingeschränkt und angepasst werden kann. Darüber hinaus zeigen die Simulationsergebnisse insgesamt ein plausibles Verhalten, wodurch die gewählte

Modellierungs- und Simulationsmethodik als geeignet für die Untersuchung derartiger Systeme angesehen werden kann.

Trotz dieser insgesamt plausiblen Ergebnisse ist die Aussagekraft der durchgeführten Simulation kritisch zu betrachten. Das verwendete Modell stellt eine vereinfachte Abbildung der realen Fahrwerksdynamik dar und berücksichtigt nicht alle physikalischen Effekte, die im realen System auftreten. Insbesondere nichtlineare Effekte sowie Reibungsphänomene innerhalb der Komponenten wurden im Rahmen dieser Arbeit nicht explizit modelliert. Diese können jedoch einen signifikanten Einfluss auf das tatsächliche Schwingungsverhalten haben.

Darüber hinaus basiert die Untersuchung auf einem Viertelfahrzeugmodell, wodurch Wechselwirkungen zwischen Vorder- und Hinterachse sowie Nick- und Wankbewegungen des Fahrzeugs unberücksichtigt bleiben. Eine Erweiterung des Modells auf ein Halb- oder Gesamtfahrzeugmodell könnte zusätzliche Erkenntnisse liefern und die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf reale Fahrzeugsysteme verbessern.

Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass die gewählte Parametrierung des Inerters sowie die definierten Anregungsprofile einen entscheidenden Einfluss auf die Ergebnisse haben. Es ist daher nicht auszuschließen, dass bei einer alternativen Parametrierung oder unter anderen Anregungsbedingungen ein stärkerer Einfluss des Inerters auf das Systemverhalten festgestellt werden könnte.

Aufbauend auf diesen Resultaten ergeben sich verschiedene Ansätze für weiterführende Untersuchungen. So könnte eine Erweiterung der Analyse durch eine größere Vielfalt an Anregungsprofilen erfolgen, um das Systemverhalten unter unterschiedlichen Fahrbedingungen umfassender zu bewerten. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, die Optimierung des Inerters auf weitere Kenngrößen auszuweiten, um dessen Potenzial differenzierter zu untersuchen. In aktuellen Entwicklungen wird zudem daran gearbeitet, den klassischen mechanischen Inerter durch elektromechanische Systeme zu ersetzen, bei denen beispielsweise ein Elektromotor eingesetzt wird. Durch eine gezielte Ansteuerung kann hierbei ein variables Kraftverhalten realisiert werden, wodurch sich zusätzliche Freiheitsgrade in der Fahrwerksauslegung ergeben könnten. Dies stellt einen vielversprechenden Ansatz dar, der in zukünftigen Arbeiten näher betrachtet werden sollte.

Literaturverzeichnis

- [1] B. M. Heiing, Fahrwerkhandbuch, Vieweg&Sohn Verlag, 2007.
- [2] M. Trzesniowski, Rennwagentchnik, Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2008.
- [3] K. Ziesche, „Modellierung eines Vertikaldynamiksystems mit geregelter hydraulischer Schwingungsdämpfer“.
- [4] L. Schickhofer, „A universal nonlinear model for the dynamic,“ 2022.
- [5] K. A. GmbH, „KW V5 Racing Formula Student – Dämpfer-Setups,“ Fichtenberg, Deutschland, 2022.
- [6] X. Yang, T. Zhang, Y. Li, Y. Shen, Y. Liu und C. Chen, „A Review on the Application of Inerters in Vehicle Suspension Systems,“ School of Automotive and Traffic Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China, 2025.
- [7] D. Wagg, „Inerter-based devices for vibration,“ University of Sheffield, UK, 2019.
- [8] M. Smith, „Synthesis of mechanical networks: The inerter,“ IEEE (Institute of Electrical and Electronics Engineers), 2002.
- [9] D. Krau, „Robustheitsanalyse pr diktiver vertikaldynamischer Regelstrategien,“ München, 2019.
- [10] E. Enders, „Ride Comfort and Active Suspension Systems towards Automated Driving – An Objective Target Value and a Method to investigate Actuator Requirements,“ TU München, 2022.
- [11] D. Schramm, F. Kracht und P. Sieberg, Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, Duisburg-Essen: Springer Vieweg, 2025.
- [12] T. Wey, „Vehicle Dynamics Modeling,“ Universität Duisburg-Essen, 2009.

- [13] O. Bode, E. Von Glasner, H. Hoinkhaus, H. Pflug und R. Povel, „EINFLUSS VON FAHRZUSTAND UND FAHRWERK AUF DIE VERTIKALDYNAMIK VON NUTZFAHRZEUGEN,“ *Automobiltechnische Zeitschrift*, pp. 396-402, 1997.
- [14] S. Breuer und A. Rohrbach-Karl, „Fahrzeugdynamik – Mechanik des bewegten Fahrzeugs,“ Springer Vieweg, 2015.
- [15] W. Chen, H. Xiao, Q. Wang, L. Zhao und M. Zhu, „Integrated Vehicle Dynamics and Control,“ Singapur, 2016.
- [16] A. Theilich, „Verbesserung des Fahrkomforts eines Straßenfahrzeuges durch Aufbauisolation mittels des passivitätsbasierten Regelungsansatzes IDA-PBC,“ Springer, München, 2020.
- [17] H.-P. Willumeit, Modelle und Modellierungsverfahren in der Fahrzeugdynamik, Springer, 1998.
- [18] MathWorks Simulink, „Getting Started Guide,“ Natick, 2024.
- [19] MathWorks Simulink, „User Guide,“ Natick, 2024.
- [20] D. Stenger, R. Ritschel, F. Krabbes, R. Voßwinkel und H. Richter, „What is the Best Way to Optimally Parameterize the MPC Cost Function for Vehicle Guidance,“ 2022.
- [21] S. Smith, The Scientist and Engineer's Guide to Digital Signal Processing, San Diego, California: California Technical Publishing, 1999.
- [22] K. Löhe, G. Roppenecker und F. Fischer, „Modellbasierter Steuerungsentwurf für die Vertikaldynamik eines Fahrzeuges mit aktiver Federung,“ VDI-Verlag, Baden-Baden, 2013.

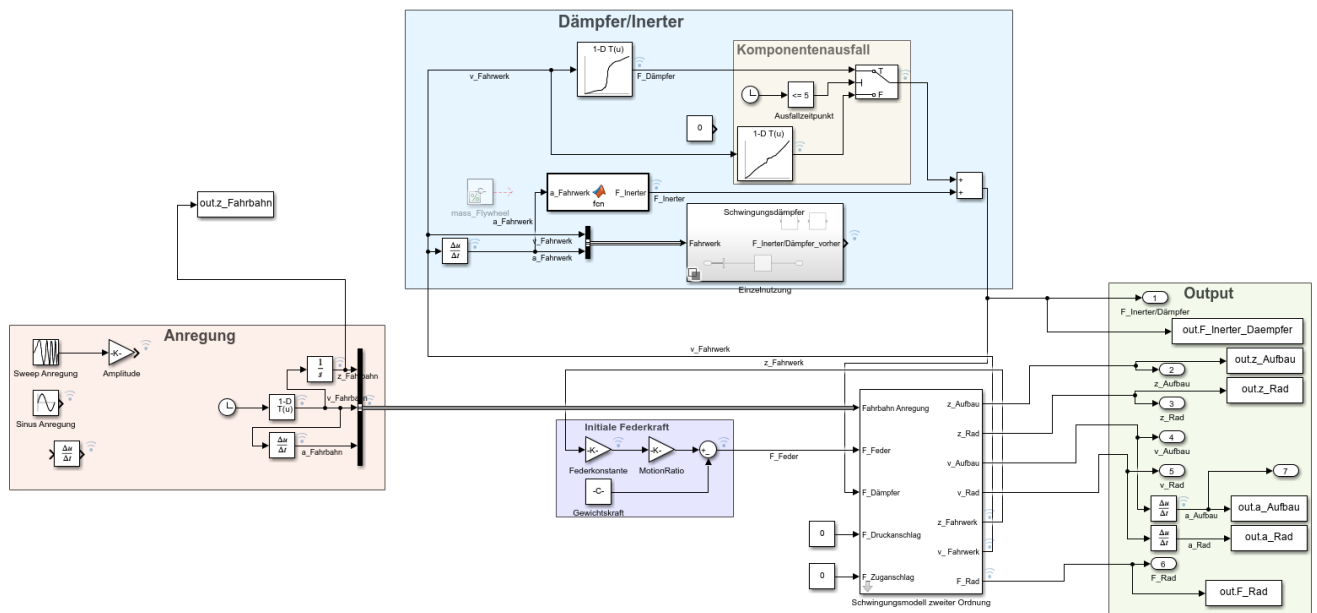
Übersicht verwendeter Hilfsmittel

ChatGPT (OpenAI, GPT-5.3) – Unterstützung bei Formulierung, Strukturierung und fachlicher Einordnung

Anlagenverzeichnis

Anlage 1	Gesamtmodell
Anlage 2	Inhalt Function Block Zweimassenschwinger
Anlage 3	Code Inerter Berechnung
Anlage 4	Frequenzanalyse Radeinheit Sweep-Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer
Anlage 5	Frequenzanalyse Aufbau Sweep-Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer
Anlage 6	Frequenzanalyse Radeinheit stochastische Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer
Anlage 7	Frequenzanalyse Aufbau stochastische Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer
Anlage 8	Radaufstandskraft stochastische Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer
Anlage 9	Aufbaubeschleunigung stochastische Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer

Anlage 1 - Gesamtmodell



Anlage 2 – Inhalt Function Block Zweimassenschwinger

```

1 function [a_Aufbau, a_Rad, F_Rad] = fcn(z_Fahrbahn, v_Fahrbahn, F_Feder, F_Daempfer, F_Druckanschlag, F_Zuganschlag, ...
2   z_Rad, v_Rad, z_Aufbau, v_Aufbau, m_Rad, c_Rad, b_Rad, m_Aufbau, z_02)
3
4 a_Aufbau = (1/m_Aufbau) * (- m_Aufbau * 9.81 - F_Feder - F_Daempfer);
5
6 a_Rad = (1/m_Rad) * (- (m_Rad) * 9.81 + F_Feder + F_Daempfer - ...
7   (c_Rad * (z_Rad - z_02 - z_Fahrbahn) - (m_Aufbau+m_Rad)*9.81) - b_Rad * (v_Rad - v_Fahrbahn));
8
9 F_Rad = (c_Rad * (z_Rad - z_02 - z_Fahrbahn) - (m_Aufbau+m_Rad)*9.81);
10 end
11

```

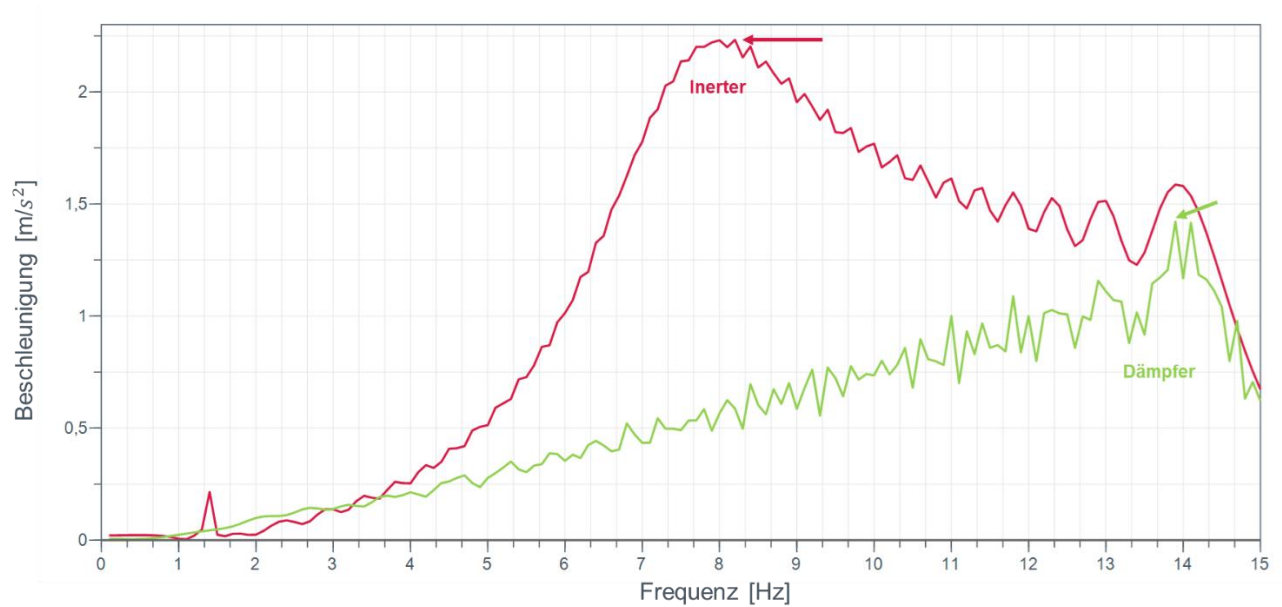
Anlage 3 – Code Inerter Berechnung

```

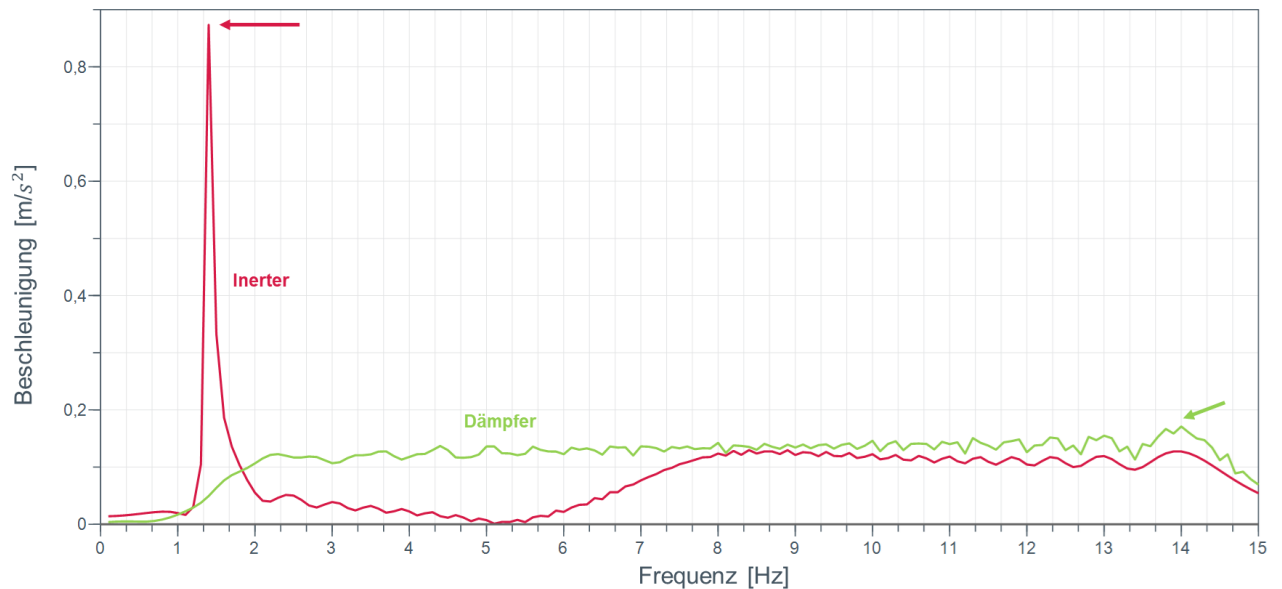
1 function F_Inerter = fcn(Fahrwerk)
2 %% Parameterzuordnung
3 a_Fahrwerk = Fahrwerk;
4 m_Schwungscheibe = 0.5;
5 r_Schwungscheibe = 0.06;
6 Gewindesteigung = 0.026; %m/U
7
8 %% Trägheit- und Kraftberechnung
9 I= 0.5*m_Schwungscheibe*(r_Schwungscheibe^2);
10 i= (2*pi)/Gewindesteigung;
11
12 F_Inerter = (i^2*I*a_Fahrwerk);
13
14 end

```

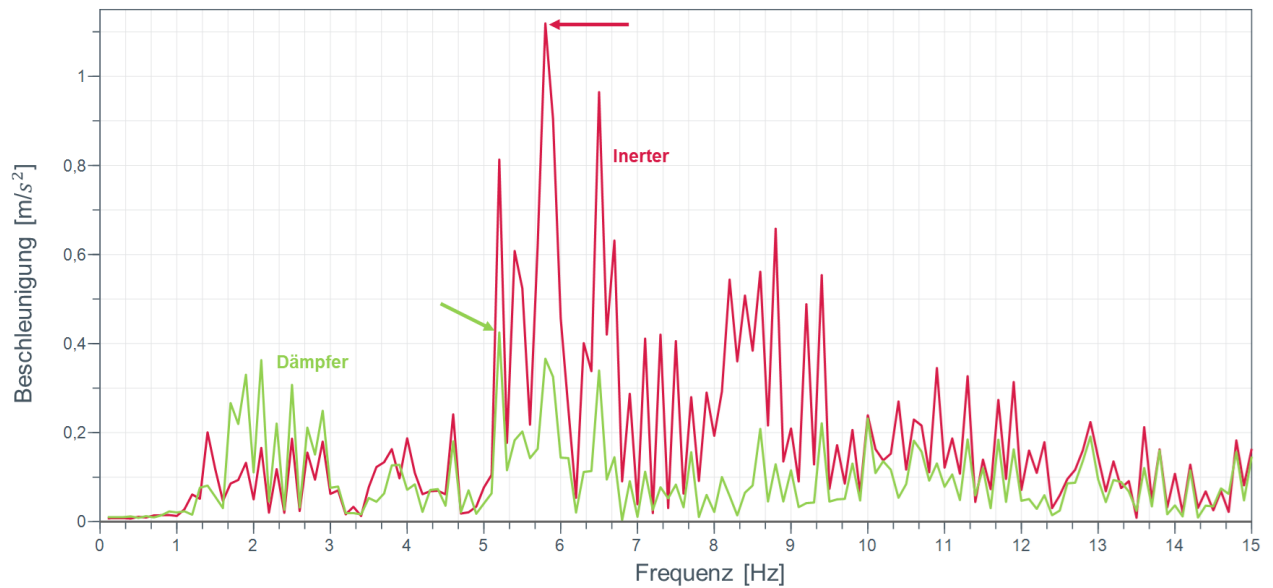
Anlage 4 – Frequenzanalyse Radeinheit Sweep-Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer



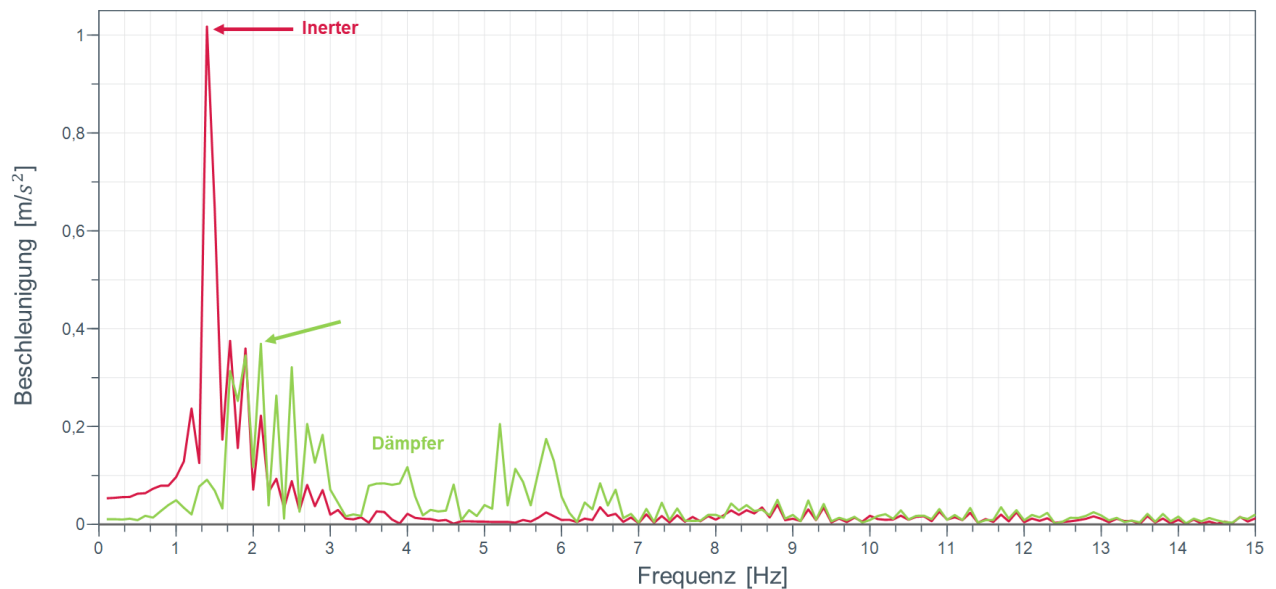
Anlage 5 – Frequenzanalyse Aufbau Sweep-Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer



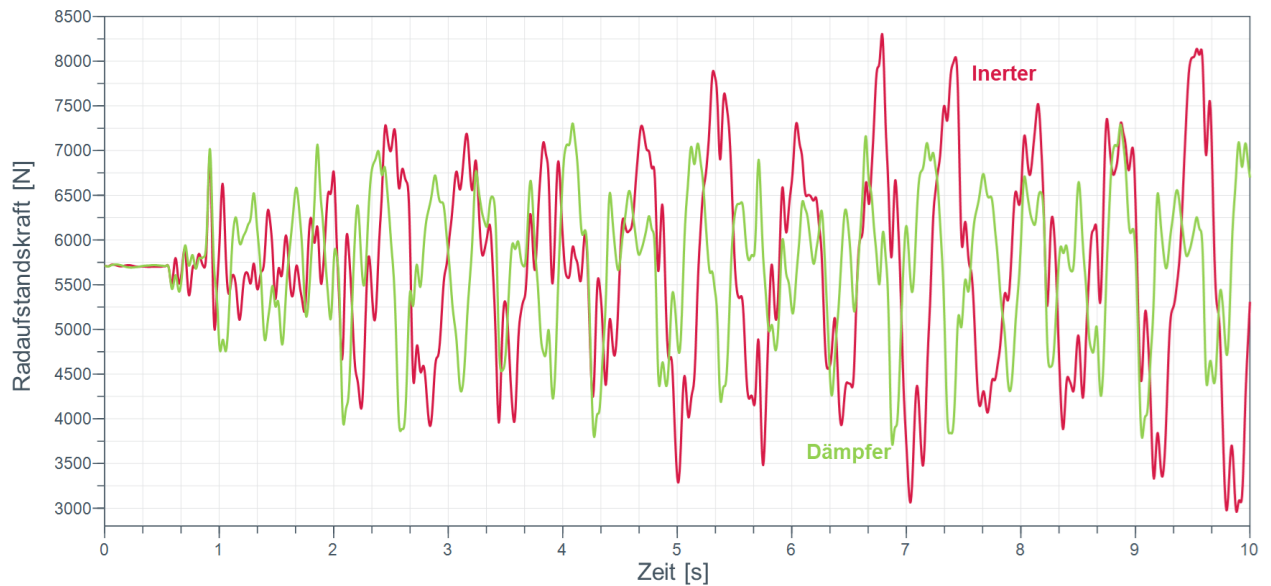
Anlage 6 - Frequenzanalyse Radeinheit stochastische Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer



Anlage 7 - Frequenzanalyse Aufbau stochastische Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer



Anlage 8 - Radaufstandskraft stochastische Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer



Anlage 9 - Aufbaubeschleunigung stochastische Anregung Inerter und Schwingungsdämpfer

