



Franz Michael Leichtfried, BSc

Parameterbestimmung von vereinfachten Fahrdynamikmodellen anhand ausgewählter Fahrmanöver

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Elektrotechnik

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Ao.Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. tit.Univ.-Prof. Hofer Anton

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik

Betreuer (FTG): Dipl.-Ing. Hackl Andreas, Institut für Fahrzeugtechnik
Zweitbetreuer (FTG): Dipl.-Ing. Ackerl Martin, Institut für Fahrzeugtechnik

Graz, Mai 2015

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

Datum

Unterschrift

Kurzfassung

In den letzten Jahrzehnten sind Simulationswerkzeuge aufgrund der verfügbaren Rechenleistungen ein wesentlicher Bestandteil bei der Untersuchung der fahrdynamischen Eigenschaften von Fahrzeugen und beim Entwurf von Fahrerassistenzsystemen geworden. Neben der Reproduzierbarkeit von Testmanövern, dem gefahrlosen Überschreiten von physikalischen Grenzen und der einfachen Untersuchungen von verschiedenen Fahrzeugvarianten können durch die Verwendung von Simulationswerkzeugen die Entwicklungsdauer verkürzt und die Entwicklungskosten gesenkt werden. Die Abweichungen der Simulationsverläufe gegenüber realen Vorgängen hängen neben der Komplexität der Modellgleichungen auch von der Genauigkeit der verwendeten Modellparameter ab. Die Bestimmung von Parametern gestaltet sich oft als sehr schwierig, da diese in der Regel von den Herstellern nicht veröffentlicht werden. Deshalb ist man für eine exakte Bestimmung auf Prüfstandsmessungen angewiesen.

Im Rahmen dieser Masterarbeit werden jene Fahrzeugparameter bestimmt, welche einen großen Einfluss auf die Fahrdynamik besitzen. Das Ziel dieser Arbeit ist es, diese Parameter nur mit dem Messequipment des Institutes für Fahrzeugtechnik zu bestimmen und somit eine Vermessung auf einem Prüfstand, welche vor allem sehr kostenintensiv ist, zu umgehen

Im ersten Teil der Arbeit werden jene Parameter betrachtet, welche die stationären Zusammenhänge von Fahrzeugen beschreiben und mithilfe von Messungen in der Werkstatt des Institutes bestimmt werden können. Dabei werden das Gesamtgewicht, die Schwerpunktlage und die Steifigkeiten der Radaufhängungen in vertikaler Richtung bestimmt.

Im zweiten Teil der Arbeit werden die dynamischen Eigenschaften eines Fahrzeuges untersucht. Für die Bestimmung dieser Parameter werden Testfahrten durchgeführt und die gesuchten Parameter anhand der aufgezeichneten Messdaten mithilfe eines Optimierungsverfahrens identifiziert.

Abstract

Due to the higher available computer capacity the importance of simulation tools for the studies of vehicle dynamics and the design of Advanced Driver Assistance Systems increases within the last decades. By using simulation tools it's possible to reproduce road tests, exceed physical limits without danger and analyse many variations of vehicles. In addition the development time and the development costs can be reduced. The deviation from measured and simulated results depends on the complexity of the simulation model and the accuracy of the vehicle parameters. In general these parameters were not published and so it's often difficult to get detailed information of a vehicle. Therefore an exact identification of vehicle parameters usually depends on measurements at test benches.

This master thesis deals with the identification of parameters for the dynamic performance of vehicles. The main goal is to identify these parameters without using a test bench. Only the measurement tools of the Institute of Automotive Engineering of the Graz University of Technology should be used for the identification.

In the first part only the static behaviour of a vehicle is analysed. The total mass of the vehicle, the position of the centre of gravity and the stiffness of springs and stabilizers get identified within measurements at the garage of the institute.

In the second part the dynamic behaviour of vehicles gets analysed. The relevant parameters are calculated based on measurement data using optimization algorithms.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Aufgabenstellung	3
3	Grundlagen zu Fahrdynamik und Parameteridentifikation	4
3.1	Fahrdynamische Grundlagen	4
3.2	Trägheitsparameter eines Fahrzeuges.....	7
3.3	Komponenten von Radaufhängungen.....	8
3.3.1	Aufbaufedern	9
3.3.2	Aufbaudämpfer	12
3.3.3	Stabilisatoren	14
3.4	Identifikation von Fahrzeugparametern.....	17
3.5	Modellbildung und Simulation in der Fahrdynamik	19
3.6	Verwendete Messtechnik zur Parameterbestimmung.....	21
3.7	Vernachlässigungen und Annahmen	22
4	Stationäre Messungen in der Werkstatt.....	23
4.1	Bestimmung der Gesamtmasse	24
4.2	Bestimmung des Schwerpunktvektors	25
4.3	Bestimmung der Hub- und Wankfedersteifigkeit.....	28
4.3.1	Entwurf der Messmethode	28
4.3.2	Abschätzung der Zusatzgewichte.....	30
4.3.3	Durchführung der Messung	31
4.3.4	Auswertung und Beurteilung der Messdaten.....	33
4.4	Zusammenfassung	38
5	Parameteridentifikation von Fahrdynamikmodellen.....	39
5.1	Vertikaldynamik	40
5.1.1	Auswahl Fahrmanöver	40
5.1.2	Entwurf und Verifikation des Simulationsmodells.....	41
5.1.3	Identifikation der Parameter	53
5.1.4	Diskussion der Ergebnisse.....	57
5.2	Wankdynamik	58
5.2.1	Auswahl Fahrmanöver	58
5.2.2	Entwurf und Verifikation des Simulationsmodells.....	59
5.2.3	Identifikation der Parameter	67
5.2.4	Diskussion der Ergebnisse.....	74
5.3	Nickdynamik.....	76

5.3.1	Auswahl Fahrmanöver	76
5.3.2	Entwurf und Verifikation des Simulationsmodells.....	77
5.3.3	Diskussion der Ergebnisse.....	81
6	Zusammenfassung und Ausblick	82
A.	Anhang	I
A.1	Messdaten von Fahrzeugprüfständen	I
B.	Literaturverzeichnis.....	VII

Abkürzungsverzeichnis

ACC	...	adaptive cruise control (Tempomat mit adaptive Abstandsregelung)
ALB	...	automatisch lastabhängiger Bremsdruckregler
CAD	...	computer-aided design (rechnerunterstütztes Konstruieren)
CG	...	center of gravity (Schwerpunkt)
DIN	...	Deutsches Institut für Normung
ESP	...	elektronisches Stabilitätsprogramm
FTG	...	Institut für Fahrzeugtechnik der technischen Universität Graz
GPS	...	global positioning system (Globales Positionsbestimmungssystem)
ISO	...	international organization for standardization (Internationale Organisation für Normung)
LiVo	...	Links Vorne
LiHi	...	Links Hinten
LKW	...	Lastkraftwagen
PKW	...	Personenkraftwagen
ReVo	...	Rechts Vorne
ReHi	...	Rechts Hinten
VL	...	Vorne Links
VR	...	Vorne Rechts

Bemerkung zur Schreibweise

Wie in der Literatur üblich wird in dieser Masterarbeit folgende Schreibweise für Symbole verwendet:

a	...	Skalare Größe
\mathbf{a}	...	Vektorielle Größe $n \times 1$
\mathbf{A}	...	Matrix der Größe $n \times m$

wobei n und m beliebige natürliche Zahlen sein können.

Häufig verwendete Indizes

<i>A</i>	...	Aufbau
<i>comp</i>	...	compression (Druckbelastung)
<i>CG</i>	...	center of gravity (Schwerpunkt)
<i>d</i>	...	damp (Dämpfer)
<i>dyn</i>	...	dynamic (dynamisch)
<i>e</i>	...	earth (erdfestes KS)
<i>f</i>	...	front (vorne)
<i>h</i>	...	Hub (Längenänderung bei Hebevorgang)
<i>i</i>	...	i-tes Rad
<i>l</i>	...	left (links)
<i>mean</i>	...	Mittelwert
<i>meas</i>	...	measured (gemessen)
<i>q</i>	...	quarter model (Viertelmodell)
<i>r</i>	...	right (rechts) oder rear (hinten) – je nach Kontext
<i>roll</i>	...	Wankdynamik
<i>s</i>	...	static (statisch)
<i>sim</i>	...	Simulationsdaten
<i>sp</i>	...	spring (Feder)
<i>stab</i>	...	stabilizer (Stabilisator)
<i>step</i>	...	Sprungfunktion
<i>str</i>	...	street (Fahrbahn)
<i>tens</i>	...	tension (Zugbelastung)
<i>test</i>	...	testing bench (Prüfstandsdaten)
<i>tot</i>	...	total (gesamt)
<i>v</i>	...	vehicle (fahrzeugfestes KS)
<i>w</i>	...	wheel (radfestes KS)
<i>W</i>	...	Radaufstandspunkt
<i>x</i>	...	Längsrichtung
<i>y</i>	...	Querrichtung
<i>z</i>	...	Hochrichtung
<i>0</i>	...	Ruhezustand oder Startwert – je nach Kontext

Symboltabelle

Lateinische Zeichen:

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
a	m/s^2	Beschleunigung
c	N/m	Federsteifigkeit
d	Ns/m	Dämpferrate
e	-	Fehler
F	N	Kraft
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
h	m	Höhe
J	kgm^2	Trägheitsmoment
l	m	Länge
m	kg	Masse
M	Nm	Drehmoment
r	m	Reifenradius
s	m	Spurweite
t	sec	Zeit
v	m/s	Geschwindigkeit
x	m	Position in Längsrichtung oder Optimierungsvariable
Δz	m	Federweg (Abstand zwischen Radmittelpunkt und Karosserie)

Griechische Zeichen:

Zeichen	Einheit	Bezeichnung
β	rad	Schwimmwinkel
Δ	-	Differenzgröße
ϕ	rad	Wankwinkel
θ	rad	Nickwinkel
Ψ	rad	Gierwinkel
τ	sec	Integrationskonstante für zeitliche Integration

1 Einleitung

In den letzten Jahrzehnten sind die Anforderungen an moderne Kraftfahrzeuge durch die höher werdenden Kundenansprüche und die strengere Gesetzgebung rasant angestiegen. Dabei werden unter anderem an die Themen Sicherheit, Komfort, Kraftstoffverbrauch und Schadstoffausstoß immer höhere Ansprüche gestellt. Neben der stetigen Elektrifizierung von mechanischen Komponenten eines Fahrzeuges werden immer mehr Fahrerassistenzsysteme (z.B. Fahrwerkregelungen, ESP, ACC etc.) eingesetzt. Somit entstehen immer komplexere mechatronische Systeme, welche sich aus einer Vielzahl von unterschiedlichen Sensoren, Aktuatoren und Regelungen zusammensetzen. Eine Möglichkeit für den Entwurf und die Verifizierung dieser Systeme sind Prüfstands- bzw. Fahrversuche mit Prototypenfahrzeugen, welche im Allgemeinen sehr kosten- und zeitintensiv sind. Gleichzeitig sollen aber die Entwicklungsdauer von Fahrzeugen verkürzt und die Entwicklungskosten gesenkt werden.

Da in den letzten Jahrzehnten die zur Verfügung stehende Rechenleistung stetig angestiegen ist, hat sich zur Erfüllung dieser Ziele neben der klassischen Entwicklung durch Testfahrten mit Prototypenfahrzeugen auch die Simulation von Fahrversuchen bewährt. Mithilfe von Simulationswerkzeugen können bereits während der Entwicklung Voruntersuchungen durchgeführt werden. Des Weiteren ist es sehr einfach möglich, verschiedene Variantenstudien am Rechner durchzuführen, ohne das Fahrzeug aufwendig umzurüsten und zeitaufwendige Messfahrten absolvieren zu müssen. Während einer Simulationsfahrt können die Stabilitätsgrenzen risikolos überschritten und die Ergebnisse gut reproduziert werden. Zusätzlich ist es möglich, einflusschwache Parameter sehr genau aufzulösen (da kein Messrauschen vorhanden ist) und weitere Größen abzuleiten, welche beim Fahrversuch nicht direkt oder nur unter sehr großem Aufwand gemessen werden können. [1]

Für eine ausreichend genaue Simulation des dynamischen Verhaltens ist eine detaillierte Kenntnis über das System (der sog. Regelstrecke) notwendig. Die Regelstrecke wird mithilfe eines mathematischen Modells beschrieben, wobei ein Simulationsmodell den Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen eines Systems darstellt. Je nach Anforderung an die Simulation können für das Modell entsprechende Vereinfachungen getroffen und dadurch verschiedene komplexe Fahrzeugmodelle entwickelt werden (z.B.: Viertelfahrzeugmodell, Einspurmodell, Zweispurmodell usw.). Für die Beschreibung der Simulationsmodelle müssen die Kenngrößen des Fahrzeuges, die sog. Fahrzeugparameter, bekannt sein, wobei die Anzahl an Parametern im Allgemeinen mit zunehmender Modellkomplexität ansteigt. Die Güte der Simulationsmodelle wird wiederum auch von der Genauigkeit der verwendeten Parameter beeinflusst. Deshalb ist für ein entsprechend genaues Simulationsergebnis eine detaillierte Kenntnis über die im Modell verwendeten Fahrzeugparameter notwendig.

Die Bestimmung von Fahrzeugparametern gestaltet sich je nach Parameter als unterschiedlich schwierig. Abmessungen der Karosserie und das Gesamtgewicht des Fahrzeuges können direkt am Fahrzeug gemessen werden. Weitere Parameter wie maximale Leistung, Beschleunigungsverhalten, Wendekreis, Getriebeübersetzungen usw. sind in den oftmals öffentlich zugänglichen Datenblättern der Hersteller ersichtlich.

Fahrzeugparameter, welche die Komponenten eines Fahrzeuges detaillierter beschreiben (wie Federsteifigkeiten, Trägheitsmomente usw.), werden beim Entwurfsprozess eines Fahrzeuges festgelegt und können somit aus den Konstruktionsdaten gewonnen werden. Da es sich bei den Konstruktionsdaten um das Know-how eines Herstellers handelt, sind diese oft Firmengeheimnisse und deshalb sehr schwer zugänglich.

Des Weiteren ergeben sich viele Fahrzeugeigenschaften erst durch das Zusammenspiel unzähliger einzelner Komponenten, welche nur unter sehr hohem Aufwand aus den Konstruktionsdaten und der Vermessung von Einzelkomponenten bestimmt werden können.

Somit ist man für eine exakte Bestimmung der Fahrzeugparameter oft auf Vermessungen am Fahrzeug angewiesen.

2 Aufgabenstellung

Am Institut für Fahrzeugtechnik (FTG) wird unter anderem zum Thema Fahrdynamik intensive Forschungsarbeit betrieben. Dabei werden häufig Fahrzeuge untersucht, bei welchem entweder im Rahmen von Forschungsprojekten Umbauten durchgeführt wurden oder die Bauteileigenschaften aufgrund von Firmengeheimnissen unbekannt sind. Ziel dieser Masterarbeit ist es, Fahrzeugparameter ohne die Verwendung eines Prüfstandes, welche im Allgemeinen sehr kosten- und zeitintensiv ist, zu bestimmen. Dazu sollen mit dem Fahrzeug, von welchem die Parameter unbekannt sind, nur Messungen in der Werkstatt am FTG oder Messfahrten auf einem abgesicherten Testgelände durchgeführt werden. Anhand der Messergebnisse sollen die geforderten Parameter bestimmt bzw. identifiziert werden. Dabei soll nur das Messequipment des FTG verwendet werden. Die hierbei erstellten Methoden sollen schnell und einfach für jedes beliebige Fahrzeug angewendet werden können.

Im Rahmen dieser Masterarbeit sollen folgende Parameter bestimmt werden:

- Fahrzeugmasse
- Lage des Schwerpunkts
- Feder-Kennwerte
- Dämpfer-Kennwerte
- Stabilisator-Kennwerte
- Trägheitsmoment um die x-Achse
- Trägheitsmoment um die y-Achse

Die Gesamtmasse, die Lage des Schwerpunktes und die Trägheitsmomente beschreiben die Trägheitseigenschaften des Fahrzeuges, wobei sich die Lage des Schwerpunktes aus der Position in der Ebene und der Höhe über der Fahrbahn zusammen setzt. Die Kennwerte der Feder- und der Dämpferkomponenten sowie der Stabilisatoren beschreiben die Fahrwerkseigenschaften eines Fahrzeuges.

3 Grundlagen zu Fahrdynamik und Parameteridentifikation

3.1 Fahrdynamische Grundlagen

Wie in Kapitel 2 dargelegt, sollen im Rahmen dieser Masterarbeit jene Parameter eines Fahrzeuges bestimmt werden, welche für fahrdynamische Untersuchungen benötigt werden. Die Fahrdynamik beschreibt laut Definition nach Hirschberg [1] die Interaktion der Kräfte und Bewegungen von Landfahrzeugen. Dabei geht es neben der technischen Optimierung sehr häufig auch um die Lösung von Zielkonflikten, wobei die Philosophie des Herstellers ebenso eine große Rolle spielt. Je nach Hersteller bzw. Fahrzeugtyp werden verschiedene Ansprüche an das Fahrzeug gestellt. Ein Sportwagen wird in der Regel auf hohe Fahrdynamik und den damit verbundenen Fahrspaß ausgelegt sein. Im Gegensatz dazu fordert man von einer Premiumlimousine im Allgemeinen einen hohen Fahrkomfort für die Insassen.

Im Allgemeinen beschäftigt sich die Fahrzeugdynamik unter anderem mit den Themen (vgl. [1])

- Fahrkomfort
- Fahrsicherheit
- Materialbeanspruchung
- Umweltverträglichkeit
- Unfallforschung

Für die Beschreibung der Kräfte und der Bewegungsgrößen ist es vorteilhaft, ein genormtes Koordinatensystem zu verwenden [1]. In dieser Masterarbeit wird das DIN-Koordinatensystem, wie in Abbildung 3.1 dargestellt, verwendet. Eine detaillierte Beschreibung der Vorzeichen und der wichtigsten Größen ist in der Dissertation von Kollreider [2] zu finden. Für die Beschreibung der Bewegungen werden sehr oft relative Koordinatensysteme verwendet, wobei der Ursprung dieser Koordinatensysteme in beliebige Punkte gelegt werden kann. Für die Beschreibung der einzelnen Räder ist es von Vorteil, für jedes Rad ein eigenes Koordinatensystem zu definieren. Die einzelnen Radgrößen werden mit einer Nummer indiziert, wobei hier die Nummerierung laut Abbildung 3.1, untere Grafik, verwendet wird.

In dieser Arbeit wird das Fahrzeug als starrer Körper betrachtet. Somit ist es möglich, die Bewegung des Fahrzeuges mithilfe von sechs Bewegungsgrößen (siehe Tabelle 3.1) eindeutig zu beschreiben.

Tabelle 3.1: Freiheitsgrade zur eindeutigen Beschreibung der Fahrzeugbewegung, [1]

3 Translationsgrößen:	in x-Richtung:	Fahren, Rucken
	y-Richtung:	(Quer-) Schieben
	z-Richtung:	Heben, Springen
3 Rotationsgrößen:	um die x-Achse:	Wanken, Rollen ϕ
	y-Achse:	Nicken Θ
	z-Achse:	Gieren Ψ

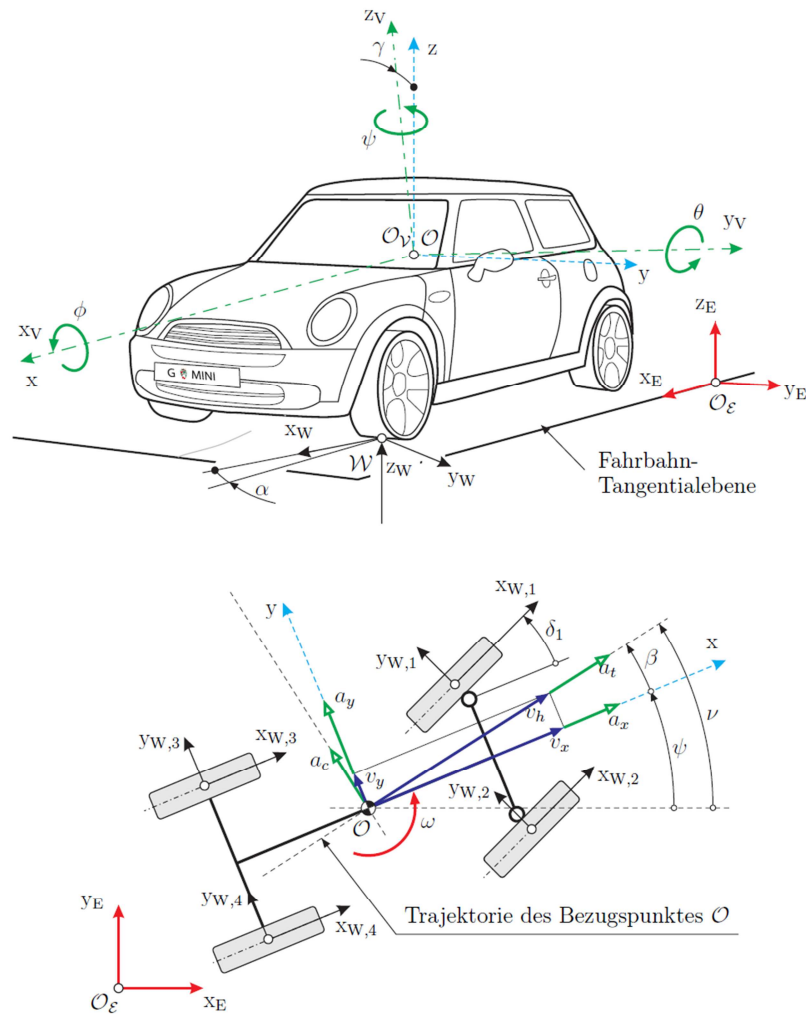


Abbildung 3.1: Verwendetes Koordinatensystem nach DIN 70000, Abbildung aus Kollreider, [2]

In der Literatur (siehe unter anderem [1], [3], [4]) ist es weit verbreitet, die Fahrzeugdynamik nach den drei translatorischen Bewegungsfreiheitsgraden des Fahrzeugaufbaus in verschiedene Klassen zu unterteilen. Eine Übersicht der Dynamikbereiche und der jeweiligen Parametereinflüsse ist in Abbildung 3.2 ersichtlich.

Bei der Longitudinaldynamik bzw. Längsdynamik werden hauptsächlich Brems- und Beschleunigungsvorgänge des Fahrzeugs betrachtet, wobei hier die Beschreibung des Leistungsbedarfs und Leistungsangebots des Fahrzeugs im Vordergrund steht. Für den Leistungsbedarf werden die Widerstände während der Fahrt (Rad-, Luft-, Steigungs- und Beschleunigungswiderstände) betrachtet. Beim Leistungsangebot stehen die Komponenten zur Erzeugung und Verteilung der Antriebsleistung (Motor, Getriebe, Differential etc.) und der Bremsleistung (Betriebsbremse, Feststellbremse, E-Antrieb zur Rekuperation usw.) im Mittelpunkt. Zusätzlich wird bei der Längsdynamik auch die Übertragung der Brems- und Antriebskräfte bei verschiedenen Fahrbahnzuständen (Reibbeiwert der Fahrbahn, Steigung usw.) sowie die Emission von Geräuschen und Schadstoffen berücksichtigt. [3]

Bei der Vertikaldynamik wird das Schwingungsverhalten des Fahrzeuges mithilfe der Bewegung entlang der Hochachse betrachtet, wobei die Themen Fahrsicherheit und Fahrkomfort eine große Rolle spielen. Durch die Auslegung der Feder- und Dämpferelemente des Fahrwerkes soll einerseits die vertikale Beschleunigung des Aufbaus so klein wie möglich gehalten werden, um für die Insassen einen größtmöglichen Fahrkomfort zu erreichen. Andererseits sollen die Vertikalbewegung der Räder und die damit verbundene dynamische Radlastschwankung so gering wie möglich sein, um eine möglichst gleichbleibende Bodenhaftung zu garantieren und somit die Fahrsicherheit zu erhöhen. Diese beiden Anforderungen stehen im Gegensatz zueinander. Deshalb muss bei der Auslegung immer ein Kompromiss zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit eingegangen werden. [3]

Als dritter Bewegungsfreiheitsgrad wird die Bewegung quer zur Fahrzeuglängsachse betrachtet. Die Lateralodynamik bzw. Querdynamik befasst sich unter anderem mit den Themen Fahrstabilität, Kurvenverhalten sowie Lenkverhalten und ist speziell für die Auslegung von Fahrassistenzsystemen und Fahrdynamikregelungen von großer Bedeutung. Dabei spielt vor allem die gesamte Abstimmung der einzelnen Komponenten wie Reifeneigenschaften, Auslegung des Fahrwerkes, Lenkung, Fahrzeuggeometrie usw. eine zentrale Rolle. [3]

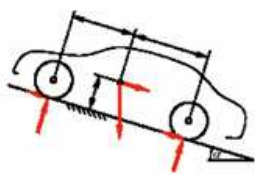
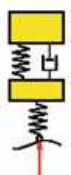
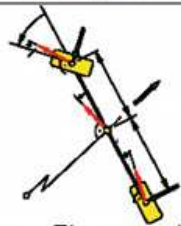
Längsdynamik	Vertikaldynamik	Querdynamik
 <p>Ebenes Längsdynamikmodell</p>	 <p>Zweimassen Federungsmodell</p>	 <p>Lineares Einspurmodell</p>
<ul style="list-style-type: none"> • Beurteilung des Beschleunigungs- und Bremsverhaltens. • Fahrwiderstände: Rad-, Luft-, Steigungs-, Beschleunigungswiderstand -> Leistungsbedarf • Motorkennfelder, Getriebeabstimmung -> Leistungsangebot. • Übertragung der Antriebs- und Bremskräfte • Parametereinflüsse: Masse m, Schwerpunktlage S, Fahrtwiderstände, Motorleistung, Getriebeabstufung, Bremsleistung 	<ul style="list-style-type: none"> • Beurteilung des Schwingungsverhaltens an Hand der Hauptkriterien: Fahrsicherheit (Radlastschwankungen) Fahrkomfort (Aufbaubeschleunigung). • Parametereinflüsse: Aufbaumasse m_A, Radmasse m_R, Aufbaufedersteifigkeit c_A, Reifenfedersteifigkeit c_R, Aufbaudämpferkonstante d_A. 	<ul style="list-style-type: none"> • Beurteilung des Lenkverhaltens bei Querbeschleunigungen $a_y < 0,4g$. • Testmanöver „stationäre Kreisfahrt“: Eigenlenkverhalten, charakteristische- und kritische Geschwindigkeit. • Testmanöver „instationäre Kreisfahrt“: Übertragungsverhalten, Lenkwinkel $\delta(t)$ -> Gierwinkel $\psi(t)$. • Parametereinflüsse: Radstand l, Schwerpunktlage l_v, Masse m, Trägheitsmoment J_y, Reifenschräglaufsteifigkeit c_T

Abbildung 3.2: Einteilung der Fahrzeugdynamik nach dem translatorischen Freiheitsgrad, Überblick der jeweiligen Parametereinflüsse, [3]

Als zusätzliche Unterteilung können noch die konstruktiven Eigenschaften des Fahrzeugs sowie die Frequenzbereiche der Fahrzeugbewegungen betrachtet werden.

In Abbildung 3.3 ist die Einteilung nach den Frequenzbereichen der dazugehörigen Fahrzeugbewegungen dargestellt. Die Längs- und Querdynamik beschreibt die Bewegung des Fahrzeuges während Geradeaus- und Kurvenfahrten sowie die Wank- und Nickbewegungen des Aufbaus. Da die Maximalkräfte in Längs- und Querrichtung aufgrund der begrenzten Motorisierung

bzw. aufgrund der maximal übertragbaren Reifenkräfte beschränkt sind, werden Frequenzbereiche bis ungefähr 5 Hz erreicht. Für die Vertikaldynamik werden kleine Schwingungen betrachtet, welche eine Frequenz im Bereich von ungefähr 1 Hz bis 80 Hz aufweisen. Höhere Frequenzbereiche werden im Zuge der Strukturmechanik betrachtet. Diese beschäftigt sich im Allgemeinen mit der mechanischen Beanspruchung von Bauteilen, Auslegung und Lebensdauer von Bauteilen. [1]

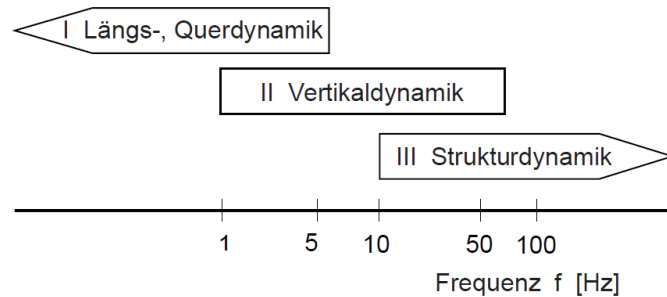


Abbildung 3.3: Einteilung der Fahrzeugdynamik nach den Frequenzbereichen der jeweiligen Fahrzeugbewegungen, [1]

Beim Überblick zu den verschiedenen Dynamikklassen in Abbildung 3.2 sind auch die Einflüsse einiger Parameter der jeweiligen Klasse dargestellt. Beim Vergleich mit den gesuchten Größen (siehe Kapitel 2) erkennt man, dass die Parameter Masse und Lage des Schwerpunktes in der Längs- und der Querdynamik enthalten sind. Die Feder- und Dämpferkennwerte beeinflussen das Schwingungsverhalten des Aufbaus und der Räder und wirken sich somit in der Vertikaldynamik am stärksten aus. Stabilisatoren wirken einer Wankbewegung entgegen und beeinflussen (wenn auch nicht sehr stark) das Lenkverhalten von Fahrzeugen [4]. Deshalb spielen diese in der Querdynamik des Fahrzeuges eine wichtige Rolle. Die Trägheitsmomente um die x - und y -Achse treten nur bei dynamischen Bewegungen in Längs- und Querrichtung auf und haben bei stationären Messungen keinen Einfluss.

3.2 Trägheitsparameter eines Fahrzeuges

Da in dieser Arbeit das Fahrzeug als Starrkörper betrachtet wird, können die Trägheitseigenschaften mithilfe von zehn Trägheitsparametern eindeutig beschrieben werden (siehe Abbildung 3.4).

Durch die Gewichtsverteilung der Gesamtmasse auf die einzelnen Räder des Fahrzeuges ist es möglich, die Lage des Schwerpunktes (die x - und y -Koordinaten des Schwerpunktvektors) festzustellen.

Laut Kollreider [2] kann man die Schwerpunkthöhe durch einen Kippversuch ermitteln. Dabei wird die Höhe durch eine Messung der Auflagerkräfte nach dem Hebelprinzip rechnerisch bestimmt.

Die Trägheitsmomente werden im Normalfall mithilfe von Prüfständen bestimmt, wobei in der Dissertation von Goertz [5] eine Zusammenfassung zu verschiedenen Messprinzipien und Prüfaufbauten zu finden ist.

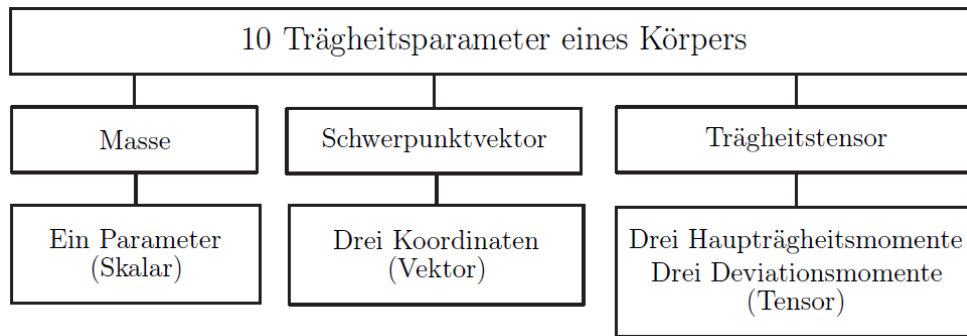


Abbildung 3.4: Aufteilung der Trägheitsparameter eines starren Körpers, [2]

3.3 Komponenten von Radaufhängungen

Die Radaufhängung stellt laut Hirschberg [6] das Verbindungsglied zwischen dem Reifen und dem Aufbau (Karosserie) des Fahrzeuges dar. Der Reifen ist dabei die einzige Schnittstelle zwischen Fahrzeug und Fahrbahn und somit für die Bewegung des Fahrzeuges maßgebend. Das Fahrwerk übernimmt mehrere Funktionen (siehe [6]):

- Übertragung der Kräfte und Momente zwischen den Rädern und dem Aufbau
- Gewährleistung der exakten Radführung in der gewünschten Weise
- Bereitstellung von größtmöglichem Komfort bei gleichzeitig möglichst hoher Fahrsicherheit

Moderne Radaufhängungen bestehen aus einer Vielzahl von Bauelementen, wobei auch immer mehr elektromechanische Systeme verwendet werden. Laut Hirschberg zählen zu den wichtigsten eines Fahrwerks (siehe [6]):

- Federn
- Stoßdämpfer
- Stabilisatoren
- Lenker und Gelenkstäbe
- Radträger
- Lenkerlagerungen
- Fahrschemel

Eine detaillierte Beschreibung der einzelnen Komponenten ist in [3] ersichtlich. Im weiteren Verlauf dieser Masterarbeit werden die Aufbaufedern, die Aufbaudämpfer und die Stabilisatoren genauer betrachtet.

3.3.1 Aufbaufedern

Funktionsweise

Als Aufbaufedern bezeichnet man jene Teile der Radaufhängung, welche vertikale Rückstellkräfte aufgrund einer elastischen Verformung erzeugen [3]. Federn werden verwendet, um die Bewegung des Aufbaus (sog. „gefederte Massen“) von den vertikalen Schwingungen der Räder (sog. „ungefederte Massen“) zu entkoppeln [6]. Dabei kommen je nach Fahrzeug und Anwendung verschiedene Ausführungen zum Einsatz. Ein dazugehöriger Überblick ist in Tabelle 3.2 zu finden. Die verschiedenen Ausführungen von Fahrwerksfedern sind in [3] detailliert beschrieben.

Tabelle 3.2: Überblick der Ausführungen von Fahrwerksfedern und die dazugehörigen Einsatzgebiete, [6]

Prinzip	Ausführung	Einsatzbereich
Stahlfeder	Schraubenfeder	Motorrad, PKW, leichte LKW
	Torsionsfeder	PKW
	Blattfeder	LKW, (PKW)
Luftfeder	Rollballfeder (Ballonfeder)	PKW, LKW, Bus
Hydropneumatische Federung	-	PKW, landwirtschaftliche Fahrzeuge
Elastomerfeder	-	Landwirtschaftliche Fahrzeuge, Zusatzfeder bei LKW und PKW

Unabhängig von der Bauart haben Aufbaufedern die Eigenschaft, dass sie in Abhängigkeit der Einfederung Δz eine rückstellende Federkraft F erzeugen. Dieser Zusammenhang wird mithilfe der Federkennlinie dargestellt, wobei eine allgemeine Kennlinie in Abbildung 3.5 ersichtlich ist.

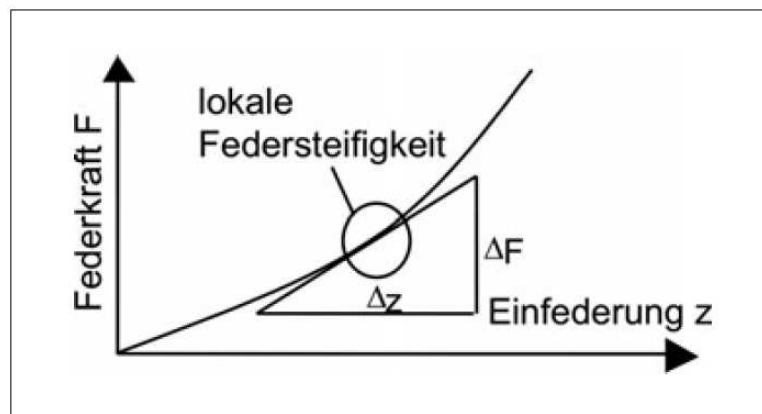


Abbildung 3.5: Allgemeine Federkennlinie mit progressiver Charakteristik und Linearisierung mit lokaler Federsteifigkeit in einem Arbeitspunkt, [3]

Für die Grundabstimmung der Fahrwerksfedern müssen zwei Kriterien erfüllt werden (siehe [6]):

- Die Federung darf nicht zu hart sein, weil sonst Komfortprobleme entstehen.
- Die Federung darf nicht zu weich sein, da das Fahrzeug bei Beladung sonst zu tief einsinken würde.

Diese Grundabstimmung sollte wenn möglich für alle Beladungszustände des Fahrzeuges gelten, weshalb die Federsteifigkeit eine progressive Charakteristik aufweisen sollte [1]. Das bedeutet, dass die Federsteifigkeit, sprich die Steigung der Kennlinie, für höhere Einfederwege zunimmt. Diese progressive Eigenschaft wird durch konstruktive Maßnahmen erzeugt (z. B. bei Schraubenfedern durch variable Drahtdurchmesser oder unterschiedliche Windungsabstände [3]).

Vermessung

Für die Bestimmung der Federsteifigkeiten der einzelnen Radaufhängungen werden unter anderem Fahrwerksprüfstände verwendet. Als Beispiel dazu ist in Abbildung 3.6 der Achskinematikprüfstand der Forschungsgesellschaft Aachen [7] dargestellt. Dieser funktioniert nach dem Prinzip der fixierten Karosserie, wobei die Fahrzeugkarosserie mit einer starren Verbindung fix mit dem Prüfstands Aufbau verbunden wird. Der Prüfstand besteht aus vier, mit Hydraulikeinheiten ausgestatteten Messtürmen. Das Fahrzeug wird über die Radaufhängungen mit dem jeweiligen Messturm verbunden, wobei man anstelle der Räder sogenannte Radersatzsysteme verwendet, die sich schnell auf die Geometrie der Räder einstellen lassen. Mithilfe der Hydraulikeinheiten werden Kräfte in vertikaler Richtung in die Radaufhängung eingeleitet. Somit ist es möglich, jeden beliebigen Einfederzustand zu realisieren. [7]



Abbildung 3.6: Achskinematikprüfstand der Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, [7]

Für die Vermessung der Aufbaufedern werden die Räder einer Achse parallel angeregt. Dabei ist es wichtig, dass das Fahrzeug eine reine Hubbewegung (gleichsinnige Einfederung der Räder einer Achse) ausführt, da sonst der Einfluss der Stabilisatoren berücksichtigt werden muss (siehe Kapitel 3.3.3). Deshalb wird die Aufbaufeder auch als Hubfederung bezeichnet (siehe [7]). Der Sollwertverlauf der Vorderachse für die Hubfederungsvermessung ist in Abbildung 3.7 dargestellt. Der maximale Einfeder- und Ausfederweg des Sollwertverlaufs ist vom verwendeten Fahrzeug abhängig, wobei der maximale Ausfederweg jenem Ausfederungszustand entspricht, bei welchem die Radersatzsysteme von den Messtürmen abheben. Der maximale Einfederweg ergibt sich aus jenem Einfederungszustand, bei welchem die zweifache statische Radlast erreicht ist [7]. Als Verfahrensgeschwindigkeit wird eine niedrige Geschwindigkeit mit 5 mm/s verwendet, um den Einfluss der Dämpfer zu umgehen.

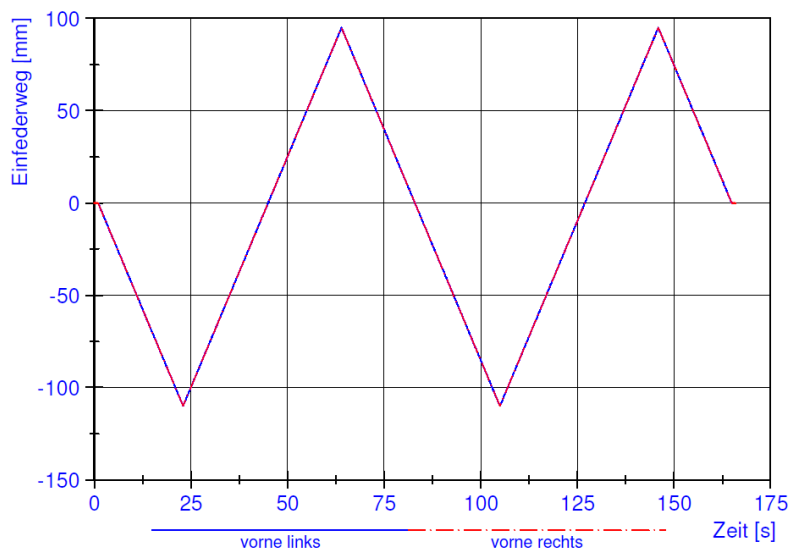


Abbildung 3.7: Sollwertverlauf der Hubfederungsvermessung an der Vorderachse, , Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, [7]

Als Messergebnisse erhält man die realen Federkennlinien der einzelnen Radaufhängungen über den gesamten Ein- und Ausfederweg. In Abbildung 3.8 ist die vermessene Kennlinie der Vorderachse eines Fahrzeuges dargestellt. Der rote Verlauf entspricht der Kennlinie der vorderen, rechten (VR) Radaufhängung, der schwarze Verlauf der vorderen, linken (VL) Radaufhängung. Im Messverlauf erkennt man sehr gut die progressive Charakteristik der Aufbaufedern. Des Weiteren erkennt man, dass die Steigung der Kennlinie im Bereich des Nullpunktes nahezu konstant ist.

Aufgrund der Annahmen und Vernachlässigungen (siehe Kapitel 3.7) werden die Fahrwerkselemente der Fahrer- und Beifahrerseite als identisch angenommen. In der vermessenen Kennlinie in Abbildung 3.8 erkennt man, dass diese Annahme für die Aufbaufedern gerechtfertigt ist, da die Federkennlinien für die linke und rechte Seite nahezu identisch sind.

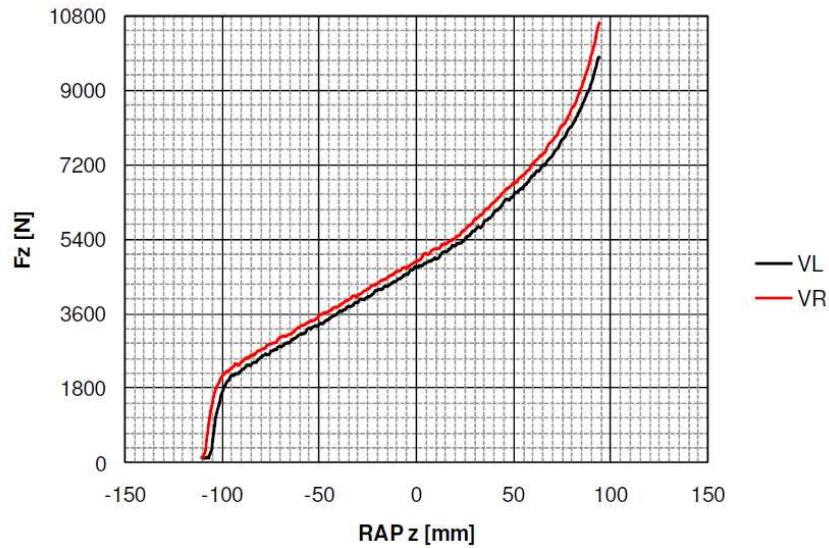


Abbildung 3.8: Vermessene Hubfederkennlinie vorne (parallele Einfederung): Radlaständerung in Abhängigkeit des Radaufstandspunktes, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, [7]

3.3.2 Aufbaudämpfer

Funktionsweise

Aufbaudämpfer werden in Fahrzeugen verwendet, um vertikale Schwingungen von Radaufhängung sowie Aufbau zu reduzieren und somit den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit zu erhöhen. Ein Überblick zu den verschiedenen physikalischen Dämpfungsmöglichkeiten ist in Tabelle 3.3 dargestellt.

Tabelle 3.3: Überblick zu verschiedenen physikalischen Dämpfungsmöglichkeiten, [3]

Prinzip	Ausführung
Coulomb-Reibung	Reibungsdämpfer
Viskose Reibung	Einrohrdämpfer
	Zweirohrdämpfer
Gasdrosselung	Luftfederdämpfer

In der Fahrzeugtechnik haben sich für Fahrwerkdämpfer die Einrohr- und die Zweirohrdämpfer bewährt. Dabei wird die Eigenschaft von viskosen Medien ausgenutzt, welche beim Durchfluss durch querschnittsverengende Ventile eine dämpfende Gegenkraft F_d erzeugen. Diese Dämpferkraft hängt von der Dämpfergeschwindigkeit v_d ab. Aufgrund des Einbaus der Dämpfer zwischen Aufbau und Radträger werden zwar Dämpfungen in Ein- und Ausfederrichtung erzeugt, jedoch auch Fahrbahnstöße über das Rad auf den Aufbau übertragen, was sich negativ auf den Fahrkomfort des Fahrzeuges auswirkt. [6]

Für einen guten Fahrkomfort sollen die Aufbaubeschleunigungen, welche unter anderem auch von den Dämpferkräften verursacht werden, so gering wie möglich sein. Diese Forderung hat eine schwache Dämpfung zur Folge. Für eine erhöhte Fahrsicherheit dürfen die Radschwingungen nicht zu groß sein, da sonst die Bodenhaftung der Räder verringert wird. Dies erfordert eine harte Dämpferauslegung. Deshalb muss bei der Auslegung immer ein Kompromiss zwischen weicher Komfortdämpfung und harter Sicherheitsdämpfung eingegangen werden. [3]

Laut Hirschberg [6] werden nichtlineare Dämpfungscharakteristiken mit weicher Druckstufe und harter Zugstufe verwendet, um eine Übertragung von Fahrbahnstößen zu vermindern und somit den Fahrkomfort zu steigern.

Vermessung

Zur Vermessung der Dämpfungseigenschaften eines Fahrwerkes baut man die Dämpfer aus und untersucht diese mithilfe eines Schwingungsdämpferprüfstandes (siehe Abbildung 3.9). Dazu wird der Dämpfer eingespannt und von einer Seite mithilfe eines Hydraulikzylinders mit einer Kraft in Längsrichtung beaufschlagt. Mittels einer Kraftmessdose wird die übertragene Kraft auf der anderen Seite des Dämpfers gemessen.

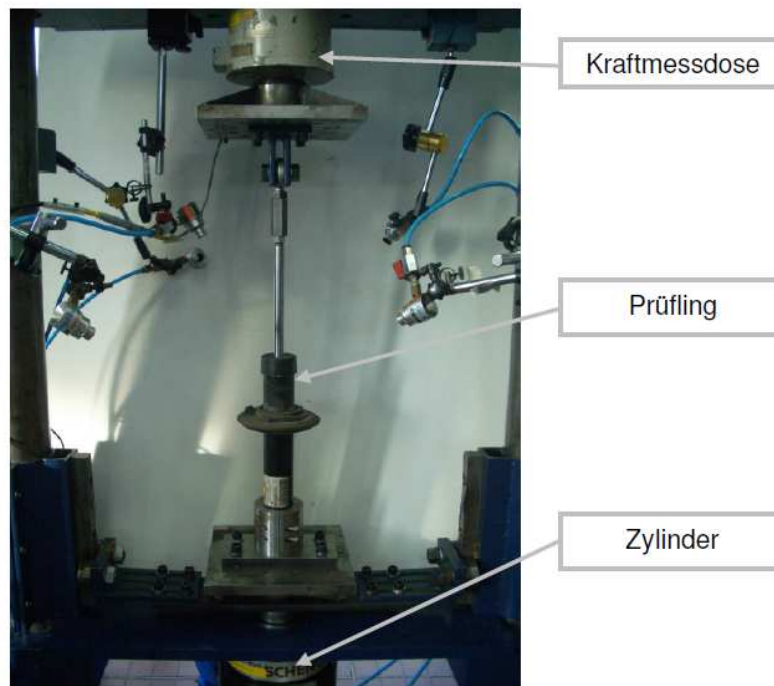


Abbildung 3.9: Schwingungsdämpferprüfstand zur Vermessung der Dämpferkennlinie, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, [7]

Als Messergebnis wird die übertragene Zylinderkraft über die Einfederungsgeschwindigkeit dargestellt. Eine vermessene Dämpfungscharakteristik ist in Abbildung 3.10 zu erkennen, wobei man hier sehr gut die unterschiedliche Auslegung der Dämpfercharakteristik in harter Zugstufe ($v > 0 \text{ m/s}$) und weicher Druckstufe ($v < 0 \text{ m/s}$) erkennt.

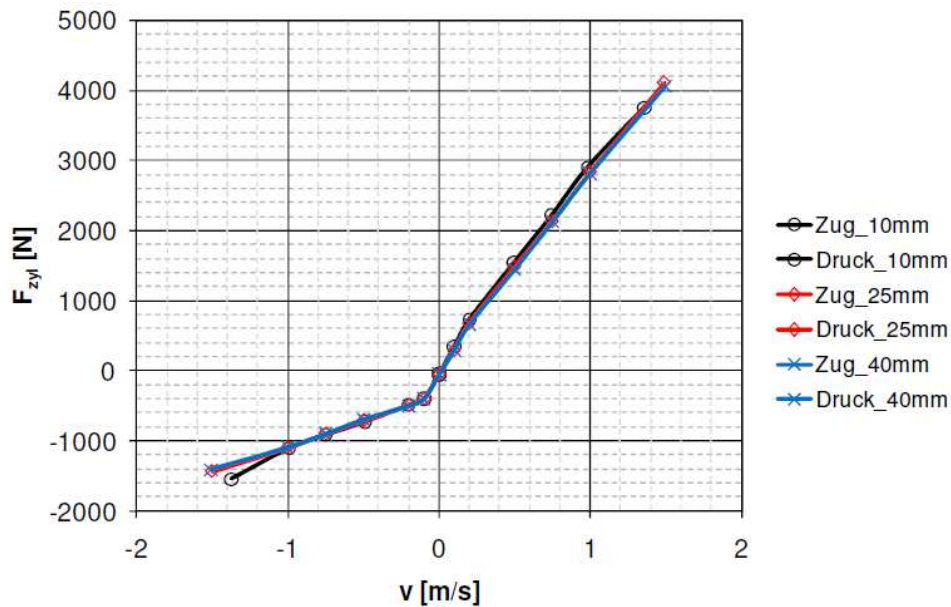


Abbildung 3.10: Vermessene Dämpferkennlinie, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, [7]

3.3.3 Stabilisatoren

Funktionsweise

Stabilisatoren werden verwendet, um einer Wankbewegung des Fahrzeuges entgegenzuwirken und unterstützen die Aufbaufedern bei der Verringerung der Aufbaubewegungen. Diese Verringerung wirkt sich positiv auf den Fahrkomfort aus. Gleichzeitig kann durch eine geschickte Wahl der Stabilisatorsteifigkeiten die stationäre Steuertendenz eines Fahrzeuges und damit die Fahrstabilität positiv beeinflusst werden. [4]

Stabilisatoren werden als Drehstabfedern (Torsionsfedern) ausgeführt, welche im Wesentlichen U-förmig gebogen und mit den beiden Radaufhängungen einer Achse, sowie mit dem Aufbau, drehend verbunden sind. Bei einer gegensinnigen Einfederung der Räder einer Achse (z. B.: aufgrund einer Wankbewegung, aber auch aufgrund einer unebenen Fahrbahn) wird der Stabilisator verdreht und erzeugt somit ein Gegenmoment, welches der Rotation um die Längsachse entgegenwirkt. Bei einer reinen Hubbewegung, also einer gleichsinnigen Einfederung der Räder einer Achse, wird der Stabilisator nicht verdreht und erzeugt somit auch kein Gegenmoment. Im Gegensatz zu den Aufbaufedern erzeugen die Stabilisatoren in der Ruhelage keine Momente bzw. keine Kräfte und zählen somit zu den nichttragenden Federelementen eines Fahrzeuges. [3]

Da die Stabilisatoren in der Regel die letzten Komponenten sind, welche in der Entwicklung eines Fahrwerkes konstruiert und in das System integriert werden, ergeben sich im Allgemeinen sehr komplexe Bauformen [3]. Dazu sind in Abbildung 3.11 mehrere Beispiele für Stabilisatoren dargestellt. Eine detaillierte Beschreibung von Stabilisatoren ist in [3] zu finden.



Abbildung 3.11: Beispiele für komplexe Bauformen von PKW Stabilisatoren, [3]

Vermessung

Stabilisatoren werden analog zu den Aufbaufedern (siehe Kapitel 3.3.1) ebenfalls auf einem Achskinematikprüfstand vermessen. Im Gegensatz zur Vermessung der Hubfederung (reine Hubbewegung) müssen die Räder einer Achse gegensinnig beansprucht werden, um eine Verdrehung der Stabilisatoren zu erreichen. Deshalb spricht man bei der Vermessung der Stabilisatoren auch von der sogenannten Wankfederung (siehe [7]), da die Räder bei einer Wankbewegung des Fahrzeuges auf einer ebenen Fahrbahn ebenfalls gegensinnig eingefedert werden. Diese gegensinnige Einfederung erkennt man auch im Sollwertverlauf der Wankvermessung (Vorderachse) in Abbildung 3.12 sehr deutlich.

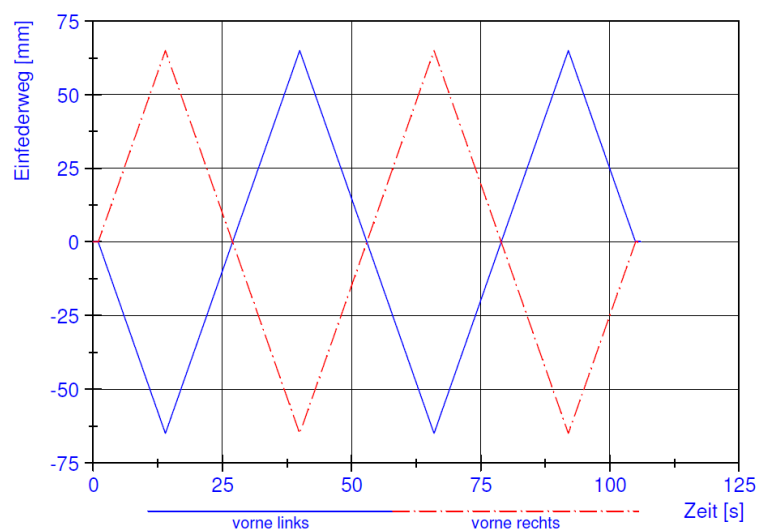


Abbildung 3.12 Sollwertverlauf der Wankfedervermessung an der Vorderachse, , Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, [7]

Als Messergebnis wird analog zur Hubfederung (siehe Kapitel 3.3.1) ebenfalls die Federkennlinie, also die Radaufstandskraft in Abhängigkeit der Einfederung, aufgenommen. In Abbildung 3.13 ist eine vermessene Wankfederkennlinie dargestellt.

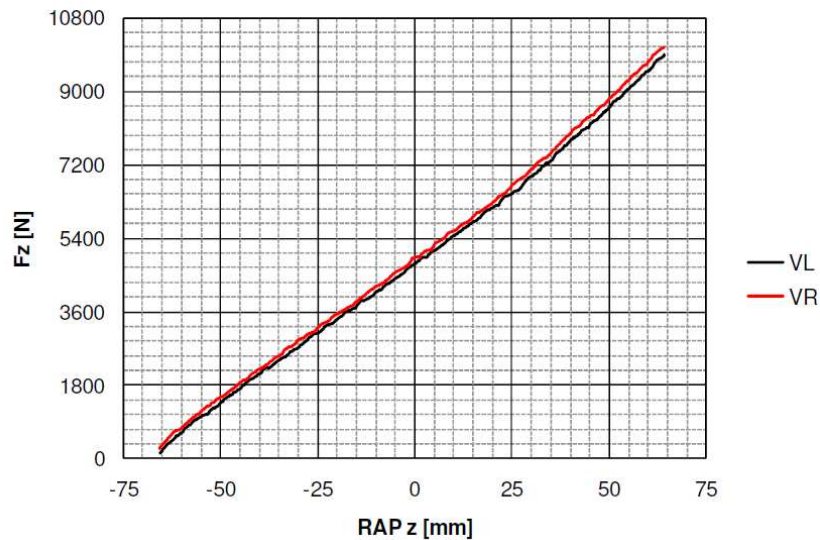


Abbildung 3.13: Vermessene Wankfederkennlinie vorne (gegenseitige Einfederung): Radlaständerung in Abhängigkeit des Radaufstandspunktes, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen Aachen, [7]

In der vermessenen Wankfederkennlinie ist der gleichzeitige Einfluss der Federn und des Stabilisators einer Achse enthalten. Dies erkennt man daran, dass trotz der nichttragenden Eigenschaft der Stabilisatoren eine Vertikalkraft bei einer Einfederung von 0 mm vorhanden ist. Diese Vertikalkraft wird von den Federelementen erzeugt. Des Weiteren erkennt man einen linearen Zusammenhang zwischen der Radaufstandskraft und der Einfederung. Diese Linearität ergibt sich aufgrund der gegenseitigen Einfederung der beiden Fahrzeugseiten und der daraus folgenden Eliminierung der dominanten Nichtlinearitäten der einzelnen Radaufhängungen. Speziell bei PKWs verhält sich die Wankdynamik nahezu linear, da aus Komfortgründen die Fahrwerke möglichst reibungsarm konstruiert werden [4].

3.4 Identifikation von Fahrzeugparametern

Identifikation von Parametern bedeutet, dass diese aufgrund der Abweichung der Simulationsverläufe von realen gemessenen Messverläufen berechnet werden. Eine mögliche Vorgehensweise einer Parameteridentifikation ist in der Abbildung 3.14 dargestellt. Zuerst führt man mithilfe des zu identifizierenden Fahrzeuges Messfahrten durch, bei denen verschiedene Fahrmanöver gefahren werden. Das Fahrzeug wird dabei mit der Anregung u (z. B.: Lenkradwinkel, Fahrzeuglängsgeschwindigkeit usw.) beaufschlagt, die während der Messfahrten aufgezeichnet werden. Aufgrund der Fahrmanöver ergeben sich verschiedene Bewegungen des Fahrzeuges, welche anhand der im Fahrzeug serienmäßig verbauten Sensorik und der zusätzlichen vom Institut für Fahrzeugtechnik angebrachten Messtechnik aufgezeichnet werden. Diese realen Messgrößen sind mit Messrauschen und Störungen durch Umwelteinflüsse (z. B.: Wind, Fahrbahneigung usw.) behaftet, welche für die weiteren Berechnungen noch entsprechend gefiltert werden müssen.

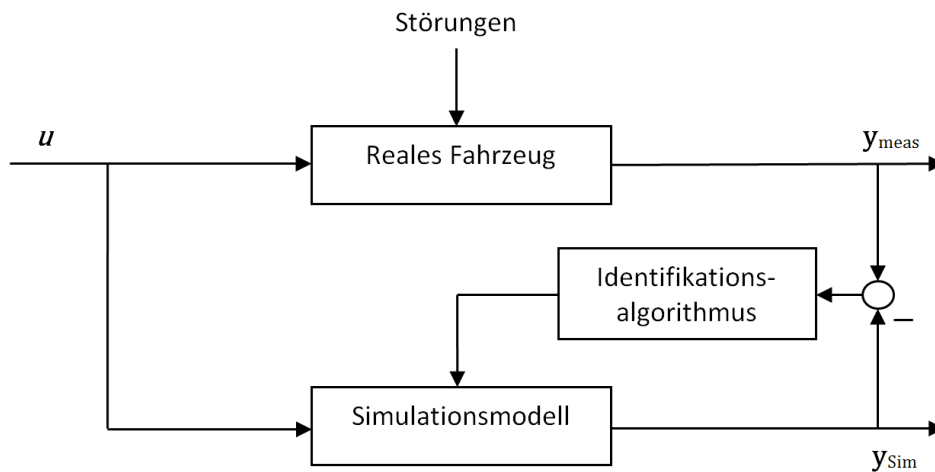


Abbildung 3.14: Vorgehensweise zur Parameteridentifikation

Für die Identifikation muss zusätzlich ein Fahrzeugmodell entworfen werden. Mithilfe dieses Fahrzeugmodells werden die Bewegungen des Fahrzeuges nachsimuliert, wobei als Eingangsgrößen für das Simulationsmodell die entsprechenden Anregungen u der Testfahrten Verwendung finden. Für die Simulation initialisiert man das Simulationsmodell zu Beginn mit einem Startparametersatz, welcher mithilfe verschiedener Näherungsmethoden geschätzt wird (siehe Kapitel 5).

Die simulierten Verläufe y_{sim} werden dann mit den real gemessenen Verläufen y_{meas} (z.B.: Querbeschleunigung über die Zeit, Wankwinkel über die Zeit usw.) verglichen. Mithilfe eines Identifikationsalgorithmus werden die Abweichungen der Verläufe bewertet und die Parameter entsprechend variiert. Mit diesem veränderten Parametersatz wird wiederum eine Simulation durchgeführt. Die neu simulierten Verläufe werden erneut mit den realen Verläufen verglichen, bewertet und verändert. Durch eine Wiederholung dieser Vorgehensweise variiert man die Parameter des Fahrzeugmodells solange, bis die simulierten Verläufe mit den real gemessenen Verläufen ausreichend genau übereinstimmen.

Je nach zeitlicher Abfolge dieser Berechnung wird zwischen einer Offline- und einer Online-Identifikation unterschieden.

Bei der Offline-Identifikation sind die kompletten Messreihen der Ein- und Ausgangssignale bereits aufgezeichnet und können für jeden Identifikationsschritt verwendet werden. Das bedeutet, dass die Testfahrten bereits im Vorfeld erfolgen müssen. Erst dann kann durch den Vergleich der Mess- mit den Simulationsdaten eine Identifikation durchgeführt werden.

Bei der Online-Identifikation wird nach einer bestimmten Anzahl von Abtastschritten ein Identifikationsschritt und somit eine neue Parameterschätzung berechnet. Dabei werden der letzte Schätzwert, die aktuellen Messwerte und eine bestimmte Anzahl von zurückliegenden Messwerten verwendet. Dies hat den Vorteil, dass die Parameterschätzung direkt während der Messfahrt durchgeführt werden kann. Da aber die Rechenzeit eines Berechnungsschrittes kleiner als das Abtastintervall der Messgrößen sein muss, muss entweder sehr viel Rechenleistung vorhanden sein oder es dürfen keine zu komplexen Simulationsmodelle verwendet werden. Zomotor [8] gibt in seiner Dissertation einen Überblick zu verschiedenen Werken, welche sich mit Offline- und Online-Identifikation beschäftigen.

In dieser Masterarbeit wird eine Offline-Identifikation verwendet, da bereits Messdaten von früheren Fahrversuchen zur Verfügung stehen, die Rechenzeit eine untergeordnete Rolle spielt und genauere Ergebnisse erwartet werden.

Für die Beurteilung der Abweichung zwischen Messdaten und Simulationsverläufen sowie für die Variation der Simulationsparameter wird ein Identifikationsalgorithmus verwendet, wobei diesem Algorithmus im Allgemeinen eine Optimierungsaufgabe zugrunde liegt. Ein Optimierungsproblem besteht häufig in der Aufgabe, eine sogenannte Zielfunktion bezüglich gewisser Variablen (Optimierungsvariablen) unter Einhaltung von Nebenbedingungen zu minimieren. Die Optimierungsvariablen x_i können dabei in einem Spaltenvektor \mathbf{x} zusammengefasst werden. [9]

Dadurch ergibt sich für das Optimierungsproblem folgende Form:

$$\mathbf{x}^T = [x_1 \quad \dots \quad x_n] \tag{3.1}$$

$$\begin{array}{l} \min_{\mathbf{x}} f(\mathbf{x}) \\ \text{unter} \\ g_i(\mathbf{x}) = 0, \quad i = 1, \dots, m \\ h_i(\mathbf{x}) \leq 0, \quad i = 1, \dots, p \end{array} \tag{3.2}$$

Solche Optimierungsprobleme werden als mathematisches Programm oder als Nichtlineares Programm bezeichnet. Dabei wird die Zielfunktion mit $f(\mathbf{x})$ bezeichnet. Die Nebenbedingungen bestehen im Allgemeinen aus Gleichungen und Ungleichungen. Eine Lösung \mathbf{x} des Optimierungsproblems heißt zulässig, wenn alle Nebenbedingungen erfüllt werden. [9]

Bei einer Identifikation wird eine Lösung \mathbf{x} als optimal bezeichnet, wenn die Abweichung zwischen Mess- und Simulationsverläufen minimal ist. Ein Überblick und eine Einteilung zu verschiedenen Optimierungsmethoden ist in der Arbeit von Zamow [10] zu finden.

3.5 Modellbildung und Simulation in der Fahrdynamik

Simulationsmodelle werden unter anderem dazu verwendet, um mathematische Zusammenhänge zwischen Ein- und Ausgangsverläufen eines Systems zu erhalten und diese auf einem Rechner nachzubilden. Die Genauigkeit der Simulationsergebnisse gegenüber dem realen Verhalten kann im Allgemeinen durch komplexere Simulationsmodelle gesteigert werden, wobei für diese meist nichtlineare Modellgleichungen unter sehr hohem Rechenaufwand gelöst werden müssen. [11]

Für die Modellbildung der fahrdynamischen Eigenschaften wird in der Literatur zwischen zwei Methoden unterschieden (siehe [11]).

- Bei der *theoretischen Modellbildung* werden die Zusammenhänge mithilfe von mathematischen Modellen beschrieben, welche sich aus den Gesetzen der Physik ableiten lassen.
- Bei der *experimentellen Modellbildung* werden gemessene Eingangs- und Ausgangssignale betrachtet und anhand von zuvor bereits definierten Modellstrukturen beschrieben.

Eine mögliche Unterteilung der verschiedenen Varianten ist in Abbildung 3.15 dargestellt.

Bei der theoretischen Modellbildung werden physikalisch interpretierbare Strukturen und Parameter verwendet, wodurch auch Kennwerte aus der Konstruktion oder Messdaten von Prüfständen relativ einfach verwendet werden können. Der Nachteil dieser Methode ist aber der sehr hohe Aufwand beim Modellentwurf, da eine genaue Kenntnis der internen Strukturen und der physikalischen Zusammenhänge erforderlich ist. Wenn die physikalischen Gesetze und die dazugehörigen Parameter bekannt sind, spricht man von einem sog. White-Box-Modell, da sich die Zusammenhänge der einzelnen Simulationsgrößen und der Einfluss der dazugehörigen Parameter in der Beschreibung wiederfinden.

Im Gegensatz dazu müssen für die experimentelle Modellbildung die genauen internen Zusammenhänge nicht bekannt sein. Deshalb werden solche Modelle auch als sog. Black-Box-Modelle bezeichnet. Diese müssen lediglich die Zusammenhänge zwischen den gemessenen Eingangs- und Ausgangssignalen beschreiben. Sie müssen nicht zwingend auf physikalischen Gesetzen beruhen und können auch lediglich durch mathematische Zusammenhänge beschrieben werden. Der Nachteil von Black-Box-Modellen ist, dass die Zusammenhänge zwischen den verwendeten Parameter und den physikalischen Eigenschaften eines Systems wenn überhaupt oft nur schwer erkennbar sind. [11]

In der Praxis verwendet man häufig Kombinationen aus theoretischer und experimenteller Modellbildung, um die Vorteile beider Methoden zu vereinen. Dabei werden sog. Light-Gray-Box- oder Dark-Gray-Box-Modelle verwendet, welche eine unterschiedliche Nähe zu den oben genannten Methoden aufweisen.

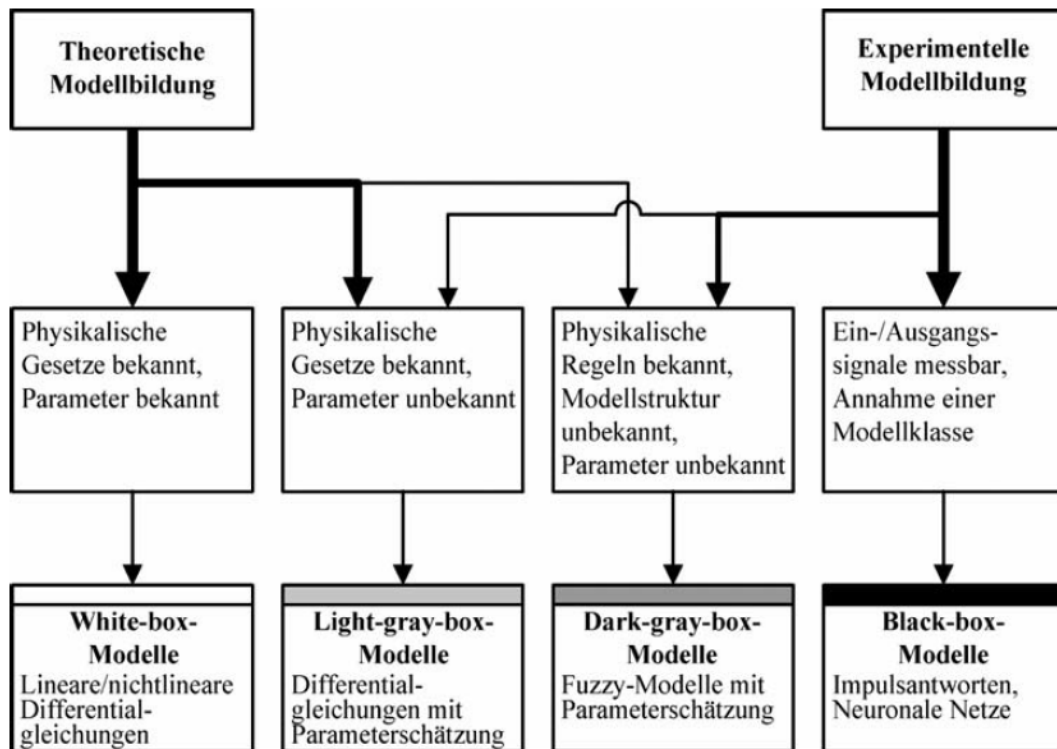


Abbildung 3.15: Überblick von verschiedenen Varianten in der Modellbildung, [11]

Die im Rahmen dieser Masterarbeit gesuchten Parameter entsprechen Konstruktionsdaten eines Fahrzeuges. Somit besitzen die gesuchten Parameter einen physikalischen Hintergrund. Deshalb werden für die Simulation theoretische Modelle verwendet, um den Einfluss der Parameter physikalisch korrekt darstellen zu können.

Laut Schramm et. al. [12] gibt es in der Fahrzeugtechnik mehrere typische Quellen für die Bestimmung von Fahrzeugparametern:

- CAD-Modelle (für Bestimmung von Abmessungen, Massen und Trägheitsmomente)
- Berechnung mithilfe weiterer, aufwendiger Simulationsmethoden wie Methode der finiten Elemente, Mehrkörpersimulation usw.
- Direkte Vermessung in Werkstätten bzw. auf Prüfständen
- Identifikation von schwer bestimmbarer Größen anhand von Messdaten

Laut Aufgabenstellung (siehe Kapitel 2) soll die hier erstellte Methode schnell und einfach für jedes beliebige Fahrzeug anwendbar sein. Aufgrund der schnellen Anwendung ist die Bestimmung mithilfe aufwendiger Simulationsmethoden aus Zeitgründen nicht möglich. Die Ermittlung aus CAD-Modellen ist ebenfalls nicht immer möglich, da sich in den CAD-Daten das Know-how der Hersteller widerspiegelt und diese oft nur schwer zugänglich sind.

Aus diesem Grund werden in dieser Arbeit die Parameter anhand direkter Messungen in der Werkstatt (siehe Kapitel 4) und einer Identifikation aus Messdaten (siehe Kapitel 5) bestimmt.

3.6 Verwendete Messtechnik zur Parameterbestimmung

Für die Vermessung der Fahrdynamik soll nur das Messequipment des Institutes für Fahrzeugtechnik verwendet werden, um eine kostengünstige und schnelle Vermessung zu gewährleisten. Die folgende Auflistung zeigt einen Überblick zu den Messgeräten, welche am FTG zur Verfügung stehen. Eine detaillierte Beschreibung der Messtechnik ist bei Kollreider [2] zu finden. In der Abbildung 3.16 sind schematisch die Positionen der einzelnen Sensoren am Fahrzeug dargestellt.

- Kreiselplattform: Genesys ADMA Novatel GPS
Eine Kreiselplattform ist körperfest mit dem Fahrzeug verbunden. Mithilfe von faseroptischen Kreiseln werden Bewegungszustände wie die Beschleunigungen in den drei Hauptachsen sowie die Drehgeschwindigkeit um die Hauptachsen gemessen.
- Ground-Speed-Sensor: Corrsys-Datron CORREVIT S-400
Ein Optical-Ground-Speed-Sensor ist ein optischer Sensor, welcher an der Karosserie angebracht wird und die Längs- und die Quergeschwindigkeit sowie den Schwimmwinkel während der Fahrt misst.
- Messlenkrad: Corrsys-Datron MSW
Das Messlenkrad wird anstelle des originalen Lenkrades montiert und misst den Lenkradwinkel, die Lenkradwinkelgeschwindigkeit und das Lenkradmoment.
- Radvektorsystem: Corrsys-Datron RV4
Dieses System wird mithilfe von Saugnäpfen an der Karosserie montiert und mit den Rädern verbunden und misst die Relativbewegungen der Räder zur Karosserie.
- Beschleunigungssensoren:
Diese Sensoren werden direkt an der Karosserie und an der Radaufhängung des Fahrzeuges befestigt. Dadurch können die vertikalen Aufbau- und die Radbeschleunigung gemessen werden.
- Radlastwaage: HKM RW 8,2
Diese verwendet man für die stationäre Messung der Radaufstandskräfte in der Werkstatt. Dabei wird das Fahrzeug mit den Reifen auf jeweils eine Radlastwaage gestellt.
- Achslastvermessung: Kraftaufnehmer 1210ACK-25kN-B
Ein Kraftaufnehmer wird zur Messung der Hubkraft während eines Hebevorgangs benützt.
- Seilwegpotentiometer: ASM WS10SG-500-10V-L10-SB0-D8
Diese Potentiometer werden für genaue Abstandsmessungen verwendet, wobei die maximale Messlänge bei diesen Sensoren 500 mm beträgt.

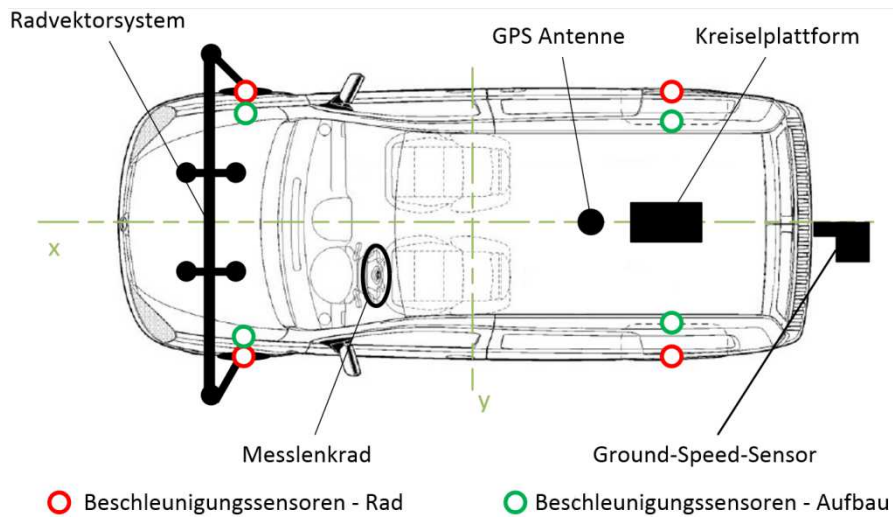


Abbildung 3.16: Schematische Darstellung der Position der verwendeten Messtechnik, Fahrzeuggrafik aus Datenblatt Opel, [13]

3.7 Vernachlässigungen und Annahmen

Um die Anzahl der zu identifizierenden Parameter nicht noch weiter zu steigern, werden für den Modellentwurf mehrere Annahmen bzw. Vernachlässigungen getroffen:

1. Bei den Fahrzeugmodellen werden keine aerodynamischen Kräfte aufgrund von Seiten- und Gegenwind berücksichtigt. Deshalb werden auch keine Auf- und Abtriebskräfte von Spoilern berücksichtigt. Es soll lediglich der Luftwiderstand des Fahrzeuges berücksichtigt werden.
2. Die Testfahrten finden fast ausschließlich auf ebenen Fahrbahnen mit konstantem Reibbeiwert statt. Somit müssen keine Querneigungen bzw. Steigungen betrachtet werden.
3. Die Berücksichtigung der Elastokinematik der Radaufhängung hätte eine Vielzahl von weiteren unbekanntem Parametern zur Folge. Deshalb wird beim Modellentwurf die Elastokinematik vernachlässigt.
4. Es wird ein parametrisiertes Reifenmodell als bekannt vorausgesetzt.
5. Für die Bestimmung des Schwerpunktes wird angenommen, dass das Fahrzeug um die Längsachse symmetrisch aufgebaut ist und der Schwerpunkt in Querrichtung somit in der Mitte des Fahrzeuges liegt.
6. Die Feder- und Dämpferelemente werden für jede Achse auf der linken und rechten Seite als identisch angenommen. Somit müssen die Kennwerte für Feder, Dämpfer und Stabilisatoren nur einmal pro Achse bestimmt werden.
7. Die Fahrwerkskomponenten werden mit linearen Zusammenhängen beschrieben.

4 Stationäre Messungen in der Werkstatt

In diesem Kapitel werden jene Fahrzeugeigenschaften betrachtet, welche mit quasi-stationären Messungen ermittelt werden können. Das bedeutet, dass bei diesen Methoden das Fahrzeug in bestimmte Ruhezustände gebracht wird und während dieser Ruhelagen die Messwerte aufgezeichnet werden. Da man das Fahrzeug nur im Stillstand betrachtet, können die hier vorgestellten Messmethoden direkt in der Werkstatt des FTG durchgeführt werden. Dabei können folgenden Parameter vermessen werden.

- Masse des Gesamtfahrzeug (inkl. Messequipment und Testfahrer)
- Lage des Schwerpunktes
- Steifigkeit der Aufbaufedern und der Stabilisatoren (Hub- und Wankfederung)

Da es sich um stationäre Messungen handelt, kann auf den Einsatz von komplexer Messtechnik für die Aufzeichnung von dynamischen Vorgängen (wie Kreiselpattform, Optical-Ground-Speed-Sensor usw.) verzichtet werden. Dadurch wird der Ablauf der Messungen wesentlich erleichtert, da die hier verwendeten Messsysteme keine besonderen Initialisierungen und Kalibrierungen benötigen. Für die Bestimmung der Lage des Schwerpunktes (siehe Kapitel 4.2) ist es zwar vorteilhaft, wenn die Kreiselpattform bereits funktionsfähig im Fahrzeug verbaut ist, die Plattform ist für die Vermessung jedoch nicht zwingend erforderlich. Der weitere Vorteil dieser Methoden ist, dass für diese Messungen kein Testgelände angemietet werden muss.

Für die Verifikation der Methoden wird ein Opel Kombo 1.6 CNG ecoFLEX [13] verwendet.

4.1 Bestimmung der Gesamtmasse

Zur Bestimmung der Gesamtmasse wird das Fahrzeug gewogen (siehe Abbildung 4.1). Dabei stellt man das Fahrzeug mit jedem Reifen auf eine Radlastwaage. Um den Einfluss des Neigungswinkels der Fahrbahn zu umgehen, wird die Messung auf einer waagrechten Ebene durchgeführt. Des Weiteren ist es bei der Messung wichtig, dass neben dem Leergewicht auch jener Beladungszustand vermessen wird, welcher bei den Testfahrten vorherrscht. Das bedeutet, dass das Zusatzgewicht von Fahrer bzw. Messtechnik durch zusätzliche Gewichte berücksichtigt werden muss bzw. die Messtechnik bereits verbaut sein sollte.

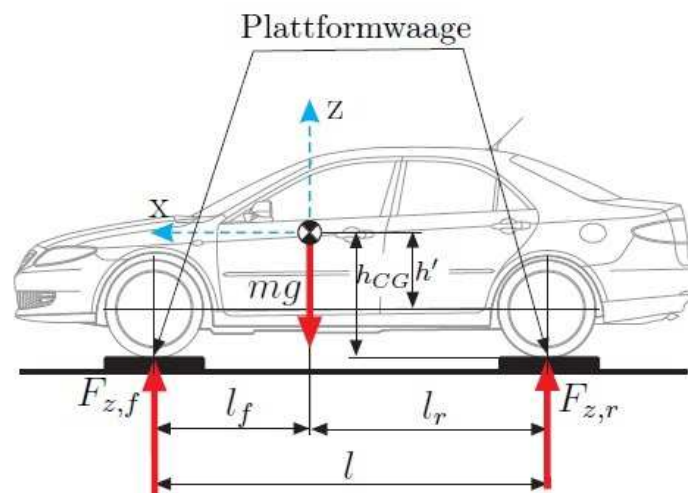


Abbildung 4.1: Messanordnung zur Bestimmung der Gesamtmasse und der Lage des Schwerpunktes, [2]

Die Gesamtmasse kann mithilfe der einzelnen Radaufstandskräfte $F_{z,i}$ und der Gravitationskonstante g nach Gleichung (4.1) bestimmt werden:

$$m_{tot} = \frac{\sum_{i=1}^4 F_{z,i}}{g} \quad (4.1)$$

4.2 Bestimmung des Schwerpunktsvektors

Zur Bestimmung der Lage des Schwerpunktes wird die gleiche Messanordnung wie zur Bestimmung der Gesamtmasse verwendet (siehe Abbildung 4.1). Aufgrund der Annahme, dass das Fahrzeug um die Längsachse symmetrisch aufgebaut ist (siehe Kapitel 3.7), können die Aufstandskräfte an den jeweiligen Achsen zusammengefasst werden. Somit erhält man für die Vorder- und Hinterachse die Achsaufstandskräfte $F_{z,f}$ und $F_{z,r}$. Mithilfe des Momentengleichgewichts um die y-Achse am vorderen Radaufstandspunkt (Glg.(4.3)) und am hinteren Radaufstandspunkt (Glg.(4.4)) können der Abstand der Vorderachse l_f und der Abstand der Hinterachse l_r bezogen auf den Schwerpunkt in der Ebene bestimmt werden.

$$F_{z,tot} = mg = F_{z,f} + F_{z,r} \quad (4.2)$$

$$\sum M_{y,f} = 0 : \quad l_f = \frac{F_{z,r}}{F_{z,tot}} l \quad (4.3)$$

$$\sum M_{y,r} = 0 : \quad l_r = \frac{F_{z,f}}{F_{z,tot}} l = l - l_f \quad (4.4)$$

Der hier benötigte Radstand l kann sehr rasch durch eine Längenmessung am Fahrzeug bestimmt werden. Diesen findet man in der Regel aber auch im technischen Datenblatt des Herstellers.

Für die Ermittlung der Schwerpunkthöhe h_{CG} wird wie in der Dissertation von Kollreider [2] ein Kippversuch durchgeführt. Die dazugehörige Versuchsanordnung ist in Abbildung 4.2 dargestellt. Dabei wird das Fahrzeug mithilfe einer Hebevorrichtung an einer Achse so weit wie möglich angehoben. Dadurch stellt sich ein Neigungswinkel θ zwischen Fahrzeug und Fahrbahnebene ein. Mithilfe des Kraftaufnehmers wird die notwendige vertikale Hubkraft F_h gemessen.

Die Schwerpunkthöhe h_{CG} lässt sich nun mit dem Momentengleichgewicht um die y-Achse an der Hinterachse bestimmen:

$$\sum M_y = 0 : \quad -F_{z,tot}(l_r - \Delta l) \cos \theta + F_h l \cos \theta = 0 \quad (4.5)$$

Aufgrund des Gleichgewichtes kann der Kosinus-Term eliminiert werden:

$$F_h l = F_{z,tot}(l_r - \Delta l) \quad (4.6)$$

Der Abstand Δl kann mithilfe des Neigungswinkels θ und der Höhe h' bestimmt werden:

$$\Delta l = h' \tan \theta \quad (4.7)$$

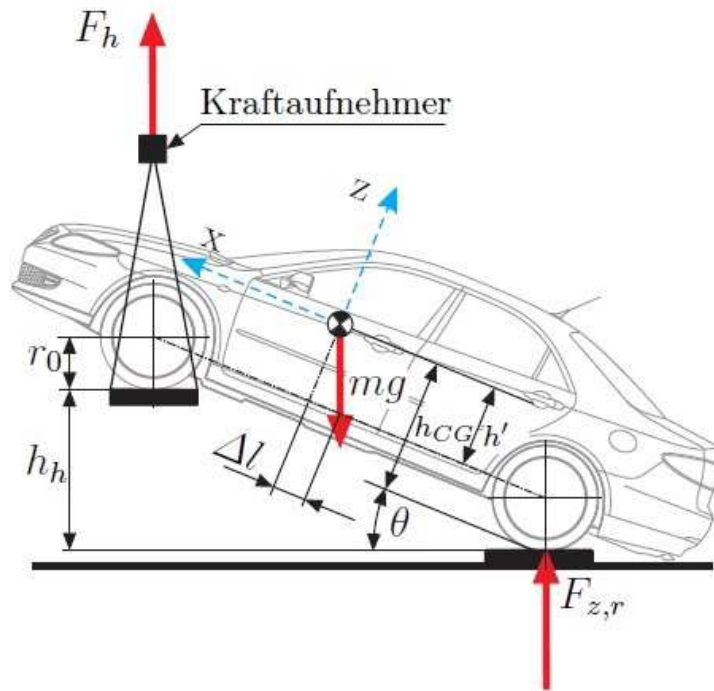


Abbildung 4.2: Messanordnung zur Bestimmung der Schwerpunkthöhe mithilfe des Kippversuches, [2]

Durch den Schwerpunktabstand der Hinterachse l_r (siehe Glg. (4.4)) lässt sich die Gleichung (4.6) wie folgt vereinfachen:

$$F_h l = F_{z,f} l - F_{z,tot} h' \tan \theta \rightarrow h' = \frac{F_{z,f} l - F_h l}{F_{z,tot} \tan \theta} \quad (4.8)$$

Mithilfe des statischen Reifenradius r_s ergibt sich nun die Schwerpunkthöhe h_{CG} :

$$h_{CG} = r_s + h' = r_s + \frac{F_{z,f} l - F_h l}{F_{z,tot} \tan \theta} \quad (4.9)$$

Für den statischen Reifenradius r_s muss der Reifen näher betrachtet werden. Wie in der Literatur angegeben (siehe [1], [2]), kann der statische Radius mit der vertikalen Belastung und der vertikalen Reifensteifigkeit berechnet werden. Dabei wird die Reifensteifigkeit durch ein lineares Federgesetz beschrieben und mit einer Federsteifigkeit c_{wz} modelliert. Der Reifenradius r_0 entspricht dem Radius des undeformierten Rades und kann mithilfe der Herstellerangaben berechnet werden. Eine detaillierte Beschreibung der verschiedenen Reifenradien ist in Kapitel 5.1.2 zu finden.

$$r_s = r_0 - \Delta z_w = r_0 - \frac{F_{wz}}{c_{wz}} \quad (4.10)$$

Laut Kollreider empfiehlt es sich, den Neigungswinkel θ nicht aus der Hubhöhe h' und dem Radstand l , sondern mithilfe der gemessenen Längsbeschleunigung a_x und der gemessenen Vertikalbeschleunigung a_z festzustellen:

$$\theta = \arctan \frac{a_x}{a_z} \quad (4.11)$$

Da für weitere Testfahrten bereits die Kreiselplattform montiert ist, kann beim Heben und Senken der Neigungswinkel θ online mitbestimmt werden. Diese Methode erleichtert einerseits die Messdatenauswertung (da ein möglicher Misserfolg bereits während der Messung erkannt und die Messung wiederholt werden kann) und andererseits erhöht sich die Anzahl der Messpunkte, was eine geringere Auswirkung von Messfehlern zur Folge hat. Der Nachteil besteht darin, dass die Kreiselplattform eingebaut und initialisiert sein muss.

Bei der direkten Auswertung der Gleichung (4.9) kann es laut Kollreider zu Problemen kommen, da hier der Neigungswinkel θ im Nenner vorkommt und somit bei kleineren Neigungswinkeln eine hohe Fehlerempfindlichkeit gegeben ist. Deshalb empfiehlt es sich, die Gleichung (4.8) für die Hubhöhe h' zu verwenden und umzuformen. Dadurch erhält man einen linearen Zusammenhang für die Hubkraft F_h in Abhängigkeit des Tangens des Neigungswinkels θ :

$$\underbrace{F_h}_y = \underbrace{F_{z,f}}_d - \underbrace{\frac{F_{z,tot} h'}{l}}_k \underbrace{\tan \theta}_x, \quad y = d - kx \quad (4.12)$$

Da die Hubkraft F_h und der Neigungswinkel θ direkt als Messgrößen zur Verfügung stehen, kann die Hubkraft über den Tangens des Neigungswinkels dargestellt werden. Wird nun mithilfe einer Ausgleichsgeraden der gemessene Verlauf approximiert, kann aus der Steigung k dieser Geraden die Schwerpunkthöhe h_{CG} berechnet werden.

$$k = \frac{F_{z,tot} h'}{l} \rightarrow h' = \frac{k l}{F_{z,tot}} \quad (4.13)$$

$$h_{CG} = r_S + h' = r_S + \frac{k l}{F_{z,tot}} \quad (4.14)$$

Kollreider zeigt in seiner Dissertation die Messdaten für einen Hebe- und einen Senkvorgang, welche auch in Abbildung 4.3 zu sehen sind. Die Ausreißer im Messdatenverlauf werden aufgrund von abrupten Stoppvorgängen des Krans hervorgerufen. Durch die Approximation mit einer Geradengleichung ist diese Messmethode sehr robust gegenüber Messdatenausreißern.

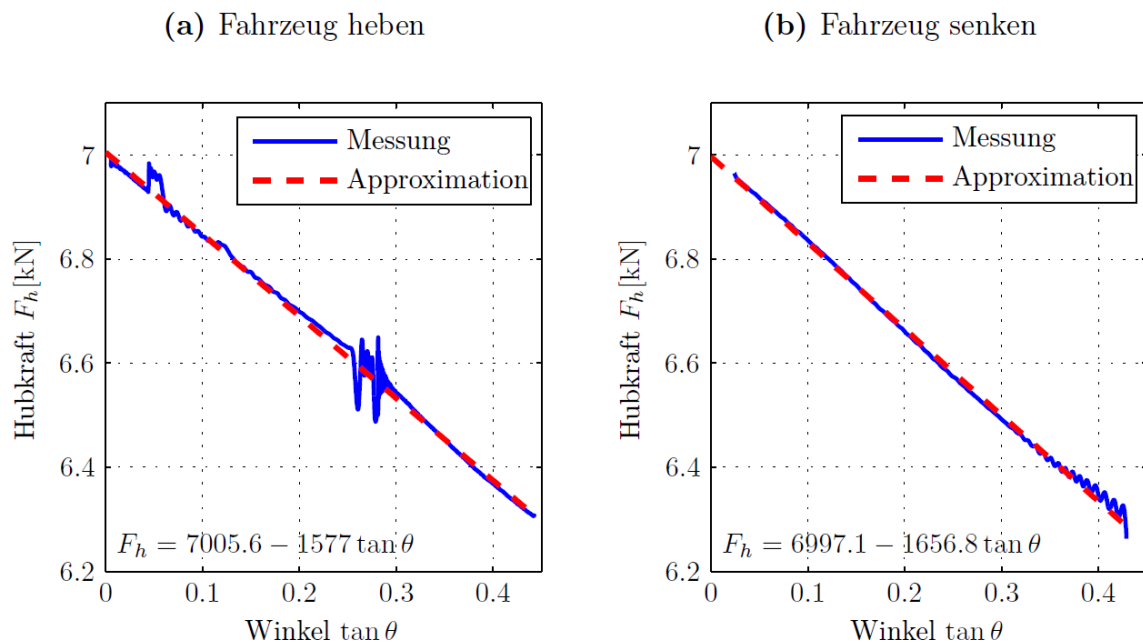


Abbildung 4.3: Schwerpunktbestimmung mithilfe des Kippversuches: Messdaten, [2]

4.3 Bestimmung der Hub- und Wankfedersteifigkeit

Bei den gesuchten Steifigkeiten der Aufbaufedern und der Stabilisatoren handelt es sich um einen stationären Zusammenhang zwischen der vertikalen Radaufstandskraft F_z und der Einfederung Δz (siehe Kapitel 3.3.1 und 3.3.3). Laut Aufgabenstellung (siehe Kapitel 2) sollen die Steifigkeiten ohne die Verwendung eines Prüfstandes und nur mit dem Messequipment des FTG bestimmt werden.

Mit der hier vorgestellten Messmethode sollen nicht die gesamten Federkennlinien, sondern nur die Steifigkeit der Aufbaufedern und der Stabilisatoren (die Steigung der Kennlinien) in einem zuvor gewählten Arbeitspunkt bestimmt werden. Dazu ist es ausreichend, einzelne Punkte der Kennlinie zu vermessen und diese um einen Arbeitspunkt zu linearisieren.

4.3.1 Entwurf der Messmethode

Im Gegensatz zur Vermessung auf einem Achskinematikprüfstand (siehe Kapitel 3.3.1 und 3.3.3) kann mit der zur Verfügung stehenden Ausrüstung keine Messung nach dem Prinzip der fixierten Karosserie durchgeführt werden. Deshalb wird die Idee verfolgt, dieses Prinzip umzukehren und sich die Gravitationskraft zunutze zu machen. Dazu bleiben die Räder auf dem Boden stehen und die Karosserie führt eine Hubbewegung bzw. eine Wankbewegung aus. Während der Messung misst man die vertikalen Radaufstandskräfte $F_{z,i}$ und die Federwege Δz_i bei verschiedenen Einfederungszuständen. Da es sich hierbei um eine quasi-stationäre Messmethode handelt, können die Messwerte nach dem Einschwingvorgang einfach abgelesen und aufgezeichnet werden. In Abbildung 4.4 ist die Ausgangslage für diese Messmethode dargestellt.

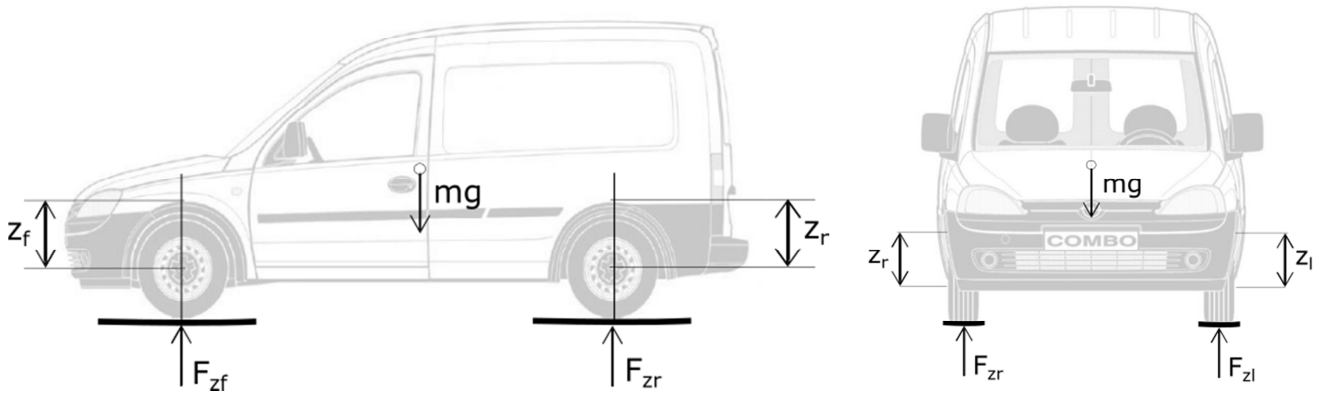


Abbildung 4.4: Messanordnung zur Bestimmung der Hub- und Wankfedersteifigkeit: Ausgangslage, Fahrzeuggrafik aus Datenblatt Opel, [13]

Für eine positive Einfederung wird das Fahrzeug wie in Abbildung 4.5 a) mit zusätzlichen Gewichten oberhalb der entsprechenden Radaufhängung belastet. Durch die Belastung sinkt die Karosserie gegenüber der Ausgangslage ein und die Federwege verkleinern sich.

Für einen negativen Einfederweg wird das Fahrzeug wie in Abbildung 4.5 b) mithilfe von zwei Wagenhebern angehoben, um die Radaufhängungen zu entlasten. Das Anheben der Karosserie führt dabei zu einem größeren Federweg.

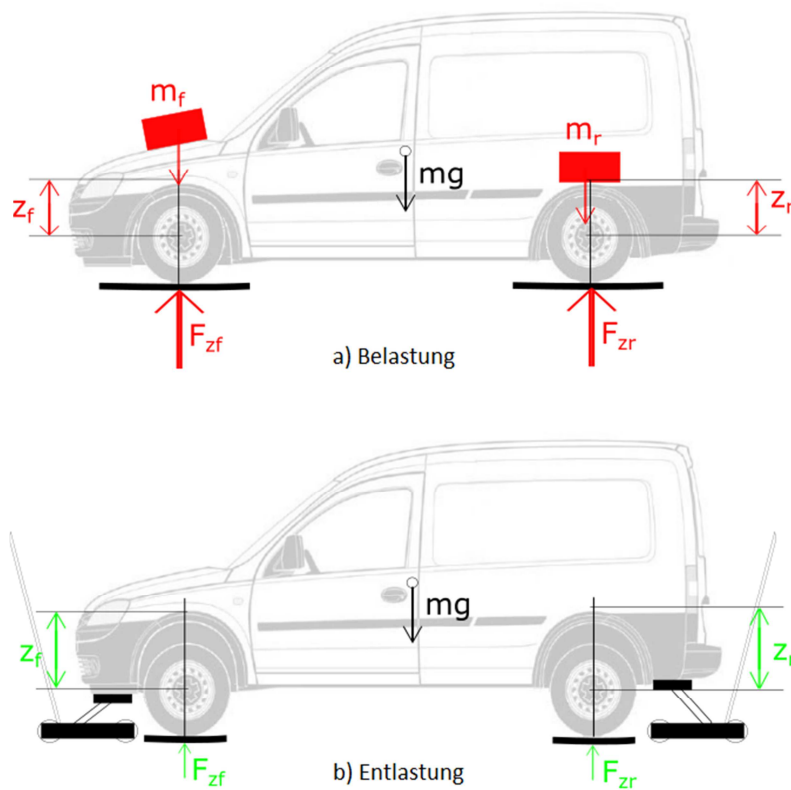


Abbildung 4.5: Messanordnung zum Belastungs- und Entlastungsversuch zur Bestimmung der Hubfedersteifigkeit, Fahrzeuggrafik aus Datenblatt Opel, [13]

- a): positive Einfederung durch Belastung mithilfe von Zusatzgewichten
- b): negative Einfederung durch Entlastung mithilfe von zwei Wagenhebern

Bei der Vermessung der Hubfederung werden, wie in Abbildung 4.5 gezeigt, die Radaufhängungen einer Achse jeweils gleichsinnig belastet (durch Zusatzgewicht) bzw. gleichsinnig entlastet (mithilfe von Wagenhebern), damit die Karosserie eine reine Hubbewegung ausführt.

Im Gegensatz dazu müssen für die Bestimmung der Wankfederung die Radaufhängungen einer Achse gegensinnig belastet bzw. entlastet werden, sodass die Karosserie eine Wankbewegung ausführt (siehe Abbildung 4.6). Dazu belastet und entlastet man wie hier dargestellt die rechte Fahrzeugseite, während die gegenüberliegende linke Seite unbeeinflusst bleibt.

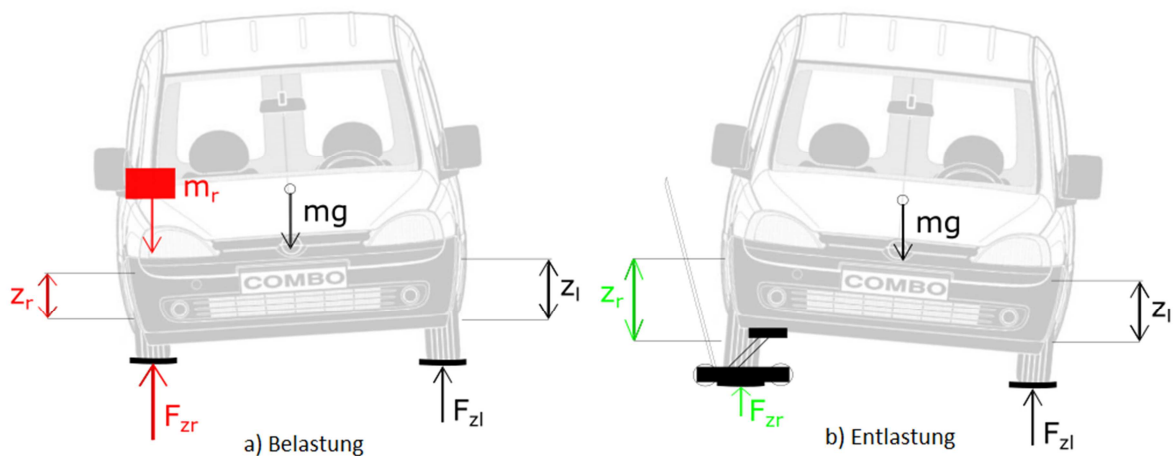


Abbildung 4.6: Messanordnung zum Belastungs- und Entlastungsversuch zur Bestimmung der Wankfedersteifigkeit, Fahrzeuggrafik aus Datenblatt Opel, [13]

- a): positive Einfederung der rechten Seite durch Belastung mithilfe von Zusatzgewichten
- b): negative Einfederung der rechten Seite durch Entlastung mithilfe von Wagenhebern

Da reale Fahrwerke auch Reibungen besitzen, können sich, je nach Änderung der Belastung, gleiche Aufstandskräfte bei verschiedenen Einfederzuständen ergeben. Diese Reibungseigenschaften verursachen u.a. eine Hysterese in der Federkennlinie. Um diese Hysterese korrekt zu erfassen, müssen die Versuche schrittweise in beide Richtungen (von maximaler Belastung bis maximaler Entlastung und wieder zurück) durchgeführt werden. Dabei ist zu beachten, dass die Richtung der Änderung der Belastung während der Messung nicht geändert wird.

4.3.2 Abschätzung der Zusatzgewichte

Da es sich hier um eine neue Messmethode handelt, müssen die erforderlichen Zusatzgewichte im Zuge der Messvorbereitung abgeschätzt werden. Dazu wird für die Steifigkeit \tilde{c} ein relativ hoher Wert angenommen.

$$\tilde{c} \approx 50.000 \frac{N}{m}$$

Für eine ausreichend genaue Bestimmung der Steifigkeiten sollen die Einfederwege in Schritten im Bereich von ungefähr 5 mm verändert werden. Aufgrund der angenommenen Steifigkeit \tilde{c} ist dazu folgendes Zusatzgewicht notwendig:

$$\tilde{c} = 50.000 \frac{\text{N}}{\text{m}} = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \rightarrow 5\text{ mm} \triangleq 250\text{ N} \approx 25\text{ kg pro Rad}$$

Die entsprechenden Werte für die Zusatzgewichte bei verschiedenen Einfederzuständen sind in Tabelle 4.1 angegeben. Als Zusatzgewichte werden insgesamt 20 Sandsäcke zu je ca. 20kg verwendet.

Tabelle 4.1: Abschätzung der Zusatzgewichte für die Vermessung der Federung bei $\tilde{c} = 50\text{ kN}$

Einfederung in mm	Zusatzgewicht pro Achse in kg
5	50
10	100
15	150
...	...

4.3.3 Durchführung der Messung

Für die Messung der vertikalen Radaufstandskräfte wird das Fahrzeug analog zur Bestimmung der Gesamtmasse und der Schwerpunktlage (siehe Kapitel 4.1 und Kapitel 4.2) auf einer ebenen Fläche auf vier Radlastwaagen gestellt, um die vertikalen Radaufstandskräfte F_z zu messen.

Zusätzlich müssen noch die Einfederwege der einzelnen Radaufhängungen gemessen werden, wozu Seilwegpotentiometer verwendet wurden. Diese werden, zur Vermeidung eines komplizierten Einbaus, einfach mithilfe von Saugnäpfen an der Karosserie oberhalb der Räder befestigt. Um den Einfluss der vertikalen Einfederung des Reifens zu verhindern, empfiehlt es sich, das Seilende direkt an der Felge zu montieren. Dabei ist zu beachten, diese so nahe wie möglich im Mittelpunkt der Felge zu befestigen, damit eine Verfälschung der Längenmessung aufgrund einer Rotation des Reifens, welche sich geringfügig durch eine Hubbewegung der Karosserie ergibt, verhindert wird.

Für die Ermittlung der Ausgangslage (siehe Abbildung 4.4) wird das Fahrzeug auf die Radlastwaagen gestellt. Danach wird die Karosserie an einer Achse per Hand in vertikaler Richtung belastet und zum Schwingen angeregt. Nach einigen wenigen Schwingungen lässt man die Karosserie ausschlagen, bis sich ein ruhender Zustand einstellt. Dieser Zustand wird als Nullpunkt für den Einfederweg verwendet und ist für jede Messung neu zu bestimmen.

Zur Vermessung der Hubfedersteifigkeit wird das Fahrzeug wie in Abbildung 4.5 b) mithilfe von zwei Wagenhebern angehoben. Dabei hebt man die Karosserie abwechselnd zuerst mit dem vorderen Wagenheber, anschließend mit dem hinteren Wagenheber um ungefähr 5 mm an. Für eine ausreichend gute Linearisierung der Kennlinie müssen mehrere Einfederzustände erzeugt und vermessen werden, wobei in dieser Arbeit die Karosserie um insgesamt 30 mm angehoben wird. Danach wird das Fahrzeug wieder abwechselnd an der Vorder- und Hinterachse schrittweise bis zur Ausgangslage abgesenkt. Um die Hysterese der Kennlinie korrekt zu ermitteln, darf die Karosserie nach dem Absenken nicht von außen bewegt werden.

Nachdem die Karosserie vollständig abgesenkt ist, müssen für die weitere Absenkung die Zusatzgewichte oberhalb der Radaufhängungen angebracht werden. Dazu legt man abwechselnd zuerst oberhalb der Vorderräder und danach oberhalb der Hinterräder die Zusatzgewichte auf. Pro Belastungsschritt wird für jede Radaufhängung ein Sandsack mit ungefähr 20 kg verwendet. Nach der Anbringung der Zusatzgewichte über allen Rädern erfolgt die Aufzeichnung der Messwerte. Als Gesamtbelastung werden für jede Radaufhängung fünf Sandsäcke verwendet.

Für die Vermessung der Wankfedersteifigkeit bezieht man sich zu Beginn wieder auf die Ausgangslage. Die Radaufhängungen einer Fahrzeugseite werden wie in Abbildung 4.6 Rechts mithilfe eines Wagenhebers schrittweise entlastet, wobei abermals eine Schrittweite von ungefähr 5 mm Verwendung findet. Die Karosserie wird insgesamt wieder ungefähr 30 mm angehoben und danach schrittweise abgesenkt. Nach dem Absenken belastet man die Radaufhängungen analog zur Hubfedersteifigkeit wieder schrittweise mit Sandsäcken, wobei erneut maximal fünf Sandsäcke pro Radaufhängung verwendet werden. Im Unterschied zur Hubfedersteifigkeit wird während der Vermessung der Wankfedersteifigkeit die gegenüberliegende Seite nicht beeinflusst. Nach dem Erreichen der Ausgangslage kommt es zur Wiederholung dieser Vorgehensweise für die zweite Seite.

Aufgrund der als starr betrachteten Karosserie ändern sich während der Messung auch die Federwege und die Aufstandskräfte der gegenüberliegenden Seite. Deshalb müssen für die korrekte Auswertung der Messdaten alle vier Einfederwege und Radaufstandskräfte aufgezeichnet werden.

Anmerkung und Verbesserung der Messmethode

Bei der ersten Durchführung der Messung der Hubfedersteifigkeit wurde nur die Vorderachse besowie entlastet und die Hinterachse in ihrer Ausgangsposition belassen. Bei der Auswertung der Messdaten stellte sich heraus, dass die Neigung des Fahrzeuges um die Querachse (Nicken) zu einer Verfälschung der Messergebnisse führte. Das oben beschriebene Messverfahren mit der gleichzeitigen Anregung beider Achsen ist auch aus Zeitgründen vorteilhafter, da die Hubfedersteifigkeiten beider Achsen mit einer Durchführung ermittelt werden.

Das schrittweise Absenken der Karosserie gestaltete sich speziell bei maximaler Anhebung als sehr schwierig. Die vorhandenen hydraulischen Wagenheber konnten nur mithilfe eines Fußpedals abgesenkt werden. Aufgrund der hohen Belastung war es nicht möglich, dieses Pedal fein genug zu betätigen, um eine Absenkung von ungefähr 5 mm zu erreichen. Da der Kennlinienverlauf eine Hysterese aufweist und somit die Änderung der Belastung während der Messung nicht umgekehrt werden soll, konnte die größere Schrittweite beim Absenken nicht umgegangen werden.

Bei einer neuerlichen Durchführung dieser Messmethode ist es ratsam, einen Wagenheber zu verwenden, welcher auch bei hohen Belastungen eine Absenkung in kleinen Schritten zulässt. Dies ist z. B.: mit einem Stempelheber, mit mechanischen Winden oder mit Scherenhebern möglich.

Beim Aufbringen der Zusatzgewichte an der Vorderachse wurden diese oberhalb der Vorderräder direkt auf die Motorhaube platziert. Speziell bei den ersten Sandsäcken verformte sich die Motorhaube und nahm somit die zusätzliche Belastung in Form von Verformungsenergie auf. Dadurch wurde das Absinken der Karosserie verfälscht. Deshalb sollten die Sandsäcke bei geöffneter Motorhaube direkt auf die steife Karosserie, z. B.: auf die Domlager der vorderen Radaufhängung, gelegt werden.

4.3.4 Auswertung und Beurteilung der Messdaten

Auswertung der Messdaten:

Zur Verifikation der Vermessung der Steifigkeiten werden die Messdaten des Achskinematikprüfstandes der Fa. MAGNA verwendet, welche in der Dissertation von Dürnberger [14] angegeben sind. Die Messdatenverläufe sind auch im Anhang A.1 ersichtlich.

Die gemessene Federkennlinie der vorderen Hubfedersteifigkeit ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Die Messwerte der Einfederwege Δz_i werden dahingehend korrigiert, dass der Einfederweg im ersten Messpunkt (Ausgangslage) 0 mm beträgt.

Jene Messpunkte, bei denen die Karosserie mithilfe von Zusatzgewichten belastet wurde, sind in Rot dargestellt. Die blauen Messpunkte entsprechen dem Hebevorgang und somit der Entlastung der Radaufhängung. Zusätzlich werden zwei Ausgleichsgerade erstellt, wobei für die Berechnung der Geraden nur die dazugehörigen Messpunkte (Zusatzgewicht oder Anhebung) verwendet wird.

In Abbildung 4.8 sind die Messdaten der hinteren Hubfedersteifigkeit ersichtlich. Analog zur Vorderachse werden die Messwerte für die Zuladung in Rot und die Messwerte für den Hebevorgang in Blau dargestellt und ebenfalls wieder zwei Ausgleichsgeraden berechnet.

Die Bestimmung der Hubfedersteifigkeiten der Achsen für den belasteten Fall ergab folgende Ergebnisse:

$$c_{A,f,meas} \approx 32.500 \frac{N}{m} \quad c_{A,r,meas} \approx 42.500 \frac{N}{m}$$

Für den Vergleich mit den Prüfstandsdaten werden diese bei einer Einfederung von ungefähr 10 mm betrachtet, weil bei der Berechnung der Ausgleichsgeraden nur die Messwerte für den Belastungsfall verwendet wurden. Somit betragen die Hubfedersteifigkeiten laut Prüfstand:

$$c_{A,f,test} \approx 30.000 \frac{N}{m} \quad c_{A,r,test} \approx 45.000 \frac{N}{m}$$

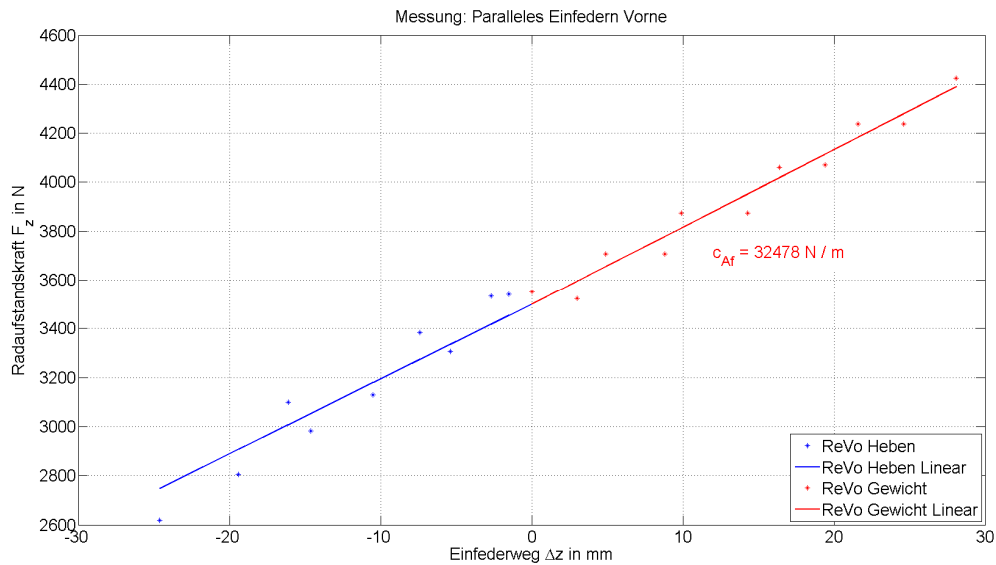


Abbildung 4.7: Messdaten Opel: Hubfederung der Vorderachse, mit Ausgleichsgeraden ergänzt

Im Vergleich mit den Prüfstandsdaten (Abbildung A.1) erkennt man, dass der Messverlauf sehr gut mit den Prüfstandsdaten übereinstimmt, wobei bei genauerem Vergleich folgende Eigenschaften ersichtlich sind:

- Die Radaufstandskraft im Nullpunkt ist bei den Prüfstandsdaten etwas höher. Dies liegt daran, dass das reale Fahrwerk Reibungen aufweist und deshalb der Nullpunkt der Einfederung nicht exakt bestimmt werden kann, weil verschiedene Federwege zu einer gleich großen Aufstandskraft führen können. Da in diesem Fall aber nicht die gesamte Kennlinie, sondern nur deren Steigung bestimmt werden soll, ist eine Verschiebung der gesamten Kennlinie vernachlässigbar.
- Die Messdaten besitzen ebenfalls eine Hysterese, denn bei der hier verwendeten Messanordnung werden die Reibungen des realen Fahrwerkes mitgemessen.
- Beim Vergleich der Ausgleichsgeraden ist ersichtlich, dass die Steigung für den positiven Einfederweg (Zusatzgewicht) wie auch für den negativen Einfederweg (Anhebung) nahezu identisch ist. Diese Eigenschaft ist auch in den Prüfstandsdaten ersichtlich.
- Beim Hebevorgang (negativer Einfederweg: blaue Messdaten) erkennt man, dass beim Absenken eine Schrittweite von ungefähr 5 mm nicht möglich war. Es konnten lediglich Messwerte bei einer Einfederung von ca. 25 mm , 15 mm , 7 mm und 2 mm aufgenommen werden. Da aber nur die Steigung der Kennlinie von Bedeutung ist, sind diese Messpunkte ausreichend.

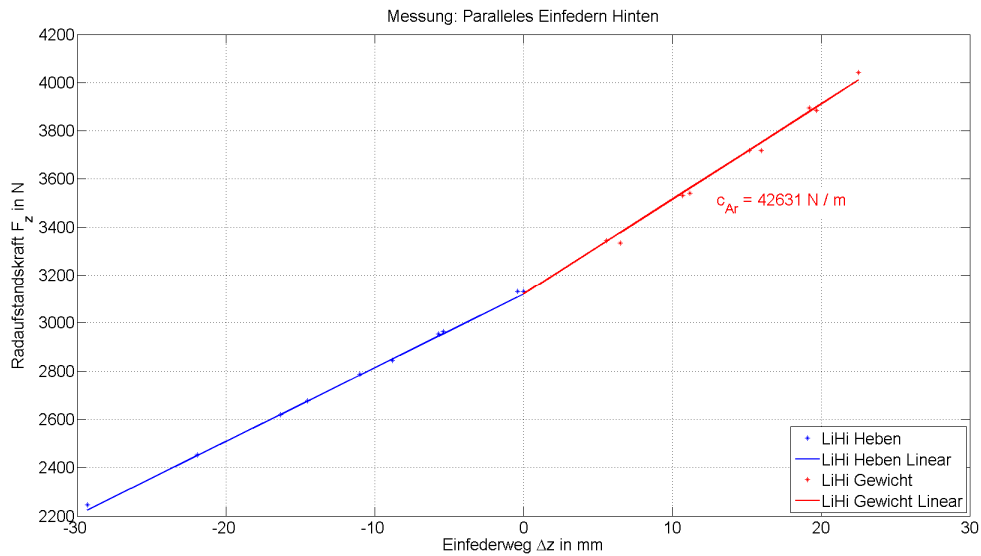


Abbildung 4.8: Messdaten Opel: Hubfederung der Hinterachse, mit Ausgleichsgeraden ergänzt

Im Vergleich zu den Prüfstandsdaten der hinteren Hubfedersteifigkeit (siehe Abbildung A.2) können wieder mehrere Rückschlüsse gezogen werden:

- Die Radaufstandskraft im Nullpunkt stellt analog zur Vorderachse bei den Prüfstandsdaten geringfügig höher dar. Dies wird wieder durch die Reibung des realen Fahrwerks und der unterschiedlichen Bestimmung der Ruhelage hervorgerufen.
- Die Messdaten besitzen wie die Prüfstandsdaten eine Hysterese, wobei diese im Vergleich zur Vorderachse aber weniger stark ausgeprägt ist. Diese geringere Hysterese ist auch in den Prüfstandsdaten der Vorder- und Hinterachse ersichtlich.
- Bei der Hinterachse sind die Steigungen der Ausgleichsgeraden für die Zuladung und die Anhebung unterschiedlich, wobei die Steigung für eine positive Einfederung höher ist. Die Eigenschaft erkennt man auch in den Prüfstandsdaten sehr gut zu.

In Abbildung 4.9 sind die Messdaten der Wankfedersteifigkeitsmessung für die Vorderachse ersichtlich, jene der Hinterachse in Abbildung 4.10.

Die blauen Messpunkte entsprechen der Belastung und Entlastung der linken Fahrzeugseite. Die rechte Fahrzeugseite wurde von außen nicht beeinflusst. Wie bereits bei der Hubfederung werden die Einfederwege Δz_i in der Ausgangslage wieder auf 0 mm korrigiert. Da sich aufgrund der starren Verbindung die Federwege der gegenüberliegenden Radaufhängungen ebenfalls ändern, entspricht der Einfederweg für die Wankfederung $\Delta z_{l,roll}$ der Differenz der Einfederwege der linken und rechten Fahrzeugseite:

$$\Delta z_{roll,l} = \Delta z_l - \Delta z_r \quad (4.15)$$

Die Messwerte für die Vermessung der rechten Fahrzeugseite sind in Rot dargestellt. Der Einfederweg der Wankfederung für die rechte Fahrzeugseite wird analog zur linken Seite mit Glg. (4.16) berechnet:

$$\Delta z_{roll,r} = \Delta z_r - \Delta z_l \quad (4.16)$$

Im Vergleich der linken und rechten Seite erkennt man, dass die Messverläufe nahezu gleich sind. Dies bestätigt die Annahme (siehe Kapitel 2), dass die Fahrwerkselemente einer Achse symmetrisch sind und die Kennwerte nur für eine Achse bestimmt werden müssen.

Für die Berechnung wurden bei der Wankfedersteifigkeit alle Messpunkte einer Fahrzeugseite verwendet. Somit ergeben sich folgende Wankfedersteifigkeiten:

$$c_{roll,f,meas} \approx 60.500 \frac{N}{m} \quad c_{roll,r,meas} \approx 49.500 \frac{N}{m}$$

Für den Vergleich mit den Prüfstandsdaten werden die Federraten bei einem Radhub von 0 mm betrachtet:

$$c_{roll,f,test} \approx 63.000 \frac{N}{m} \quad c_{roll,r,test} \approx 48.000 \frac{N}{m}$$

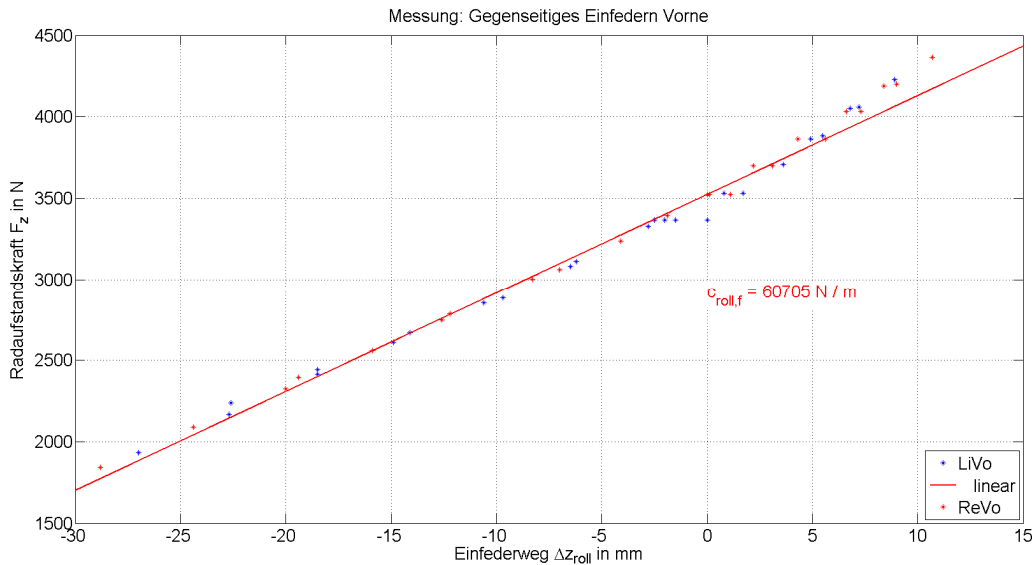


Abbildung 4.9: Messdaten Opel: Wankfederung der Vorderachse, mit Ausgleichsgeraden ergänzt

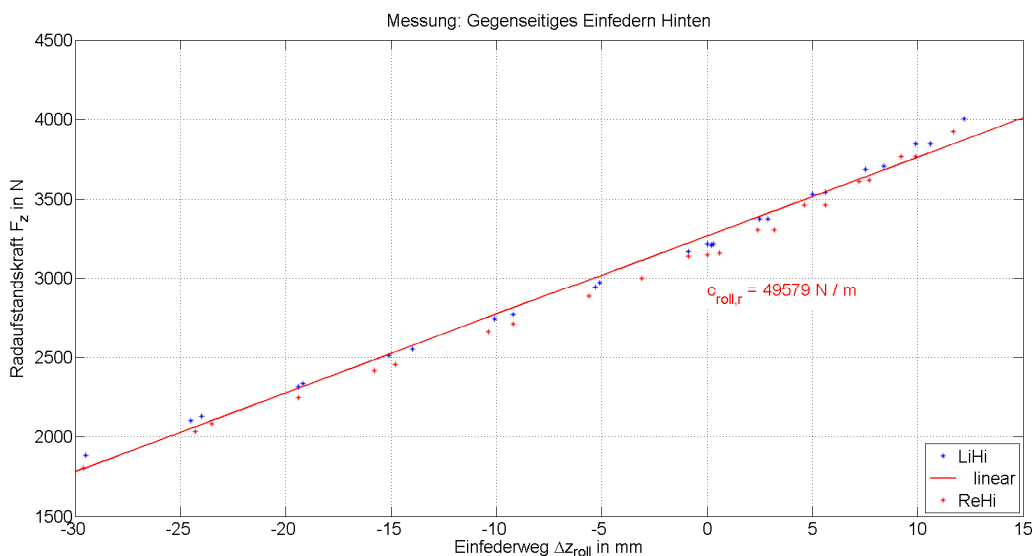


Abbildung 4.10: Messdaten Opel: Wankfederung der Hinterachse, mit Ausgleichsgeraden ergänzt

Beurteilung der Messmethode:

Die hier vorgestellte Messmethode zur Vermessung der Steifigkeiten kann sehr einfach und schnell durchgeführt werden. Da für die Messung keine dynamischen Messgrößen erforderlich sind, ist es möglich, bei dieser Methode auf eine teure und aufwendige Messtechnik (z.B.: Kreiselplattform, Ground-Speed-Sensor, Radvektorsystem usw.) zu verzichten. Des Weiteren sind auch keine aufwendigen Umbauten am Fahrzeug notwendig, da die Seilwegpotentiometer außen an der Karosserie befestigt werden.

Beim Vergleich der Messdaten mit den Prüfstandsdaten ist ersichtlich, dass die Abweichungen der Hubfedersteifigkeiten kleiner als 10% sind. Bei den Messverläufen erkennt man im Vergleich zu den Prüfstandsdaten auch die Hysterese und die unterschiedlichen Steigungen für positive und negative Einfederwege.

Die Wankfedersteifigkeiten wurden mit einer Abweichung unter 5% bestimmt.

4.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden drei Messmethoden vorgestellt, welche direkt in der Werkstatt des FTG durchgeführt werden können. Bei der Auswahl bzw. beim Entwurf der Methoden wurde darauf geachtet, dass nur das Messequipment des FTG benötigt wird und dass die Methoden sehr schnell und einfach für jedes beliebige Fahrzeug angewendet werden können.

Abschließend kann somit gesagt werden, dass die hier vorgestellten Messmethoden die Anforderungen zur Gänze erfüllen. Ein Überblick zu den bisher bestimmten Fahrzeugparametern ist in Tabelle 4.2 zu finden.

Tabelle 4.2: Überblick zu den bereits bestimmten Fahrzeugparametern

Messmethode	Parameter	
Abwiegen	Gewicht	m_{tot}
Abwiegen / Kippversuch	Lage des Schwerpunktes	l_f h_{CG}
Belastungs- & Entlastungsversuch	Hubfedersteifigkeit	$c_{A,f}$ $c_{A,r}$
	Wankfedersteifigkeit	$c_{roll,f}$ $c_{roll,r}$

5 Parameteridentifikation von Fahrdynamikmodellen

In Kapitel 4 werden jene Fahrzeugparameter bestimmt, welche mit quasi-stationären Messungen ermittelt werden können. Da es sich um stationäre Zusammenhänge handelt, können mithilfe von äußeren Anregungen verschiedene Ruhezustände des Fahrzeuges erzeugt werden.

Die in diesem Kapitel betrachteten Fahrzeugparameter beeinflussen das dynamische Verhalten und können somit nicht durch Messungen in einer Werkstatt bestimmt werden. Dazu zählen im Vergleich mit der Aufgabenstellung (siehe Kapitel 2) folgende Parameter:

- Dämpfer-Kennwerte
- Trägheitsmoment um die x-Achse
- Trägheitsmoment um die y-Achse

Aufgrund der zur Verfügung stehenden Messtechnik ist eine Bestimmung der Dämpfungs- und Trägheitsparameter auf einem Prüfstand nicht möglich. Deshalb werden die geforderten Größen mithilfe einer Parameteridentifikation (siehe Kapitel 3.4) identifiziert. Dazu müssen Testfahrten auf einem abgesicherten Gelände durchgeführt und die aufgezeichneten Messdaten mit Simulationsdaten verglichen werden.

Für eine erfolgreiche Parameteridentifikation ist es vorteilhaft, wenn bei einer Auswertung nicht zu viele Parameter gleichzeitig variiert bzw. identifiziert werden. Um den Rechenaufwand in Grenzen zu halten, ist es ratsam, die Identifikation in mehrere Teilaufgaben zu unterteilen, für jede Aufgabe eine eigene Identifikation durchzuführen und dadurch die Anzahl an unbekanntem Parametern weitestgehend zu reduzieren. Dies ist unter anderem durch eine geschickte Wahl der Fahrmanöver möglich. Beim Modellentwurf muss darauf geachtet werden, dass die zu identifizierenden Parameter physikalisch korrekt in die Modellgleichungen eingehen und die Empfindlichkeit der Zielfunktion für diese Parameter ausreichend ist.

Aus diesem Grund wird für die Bestimmung der Dämpferparameter nur die Vertikaldynamik des Fahrzeuges betrachtet (siehe Kapitel 5.1), da der Einfluss der Aufbaudämpfer bei der Längs- und Querdynamik geringer ist.

Für die Bestimmung des Trägheitsmoments um die x-Achse wird die Querdynamik des Fahrzeuges betrachtet (siehe Kapitel 5.2). Dabei ist aber nicht die Bewegung des Fahrzeuges entlang einer vorgegebenen Strecke, sondern nur die Rotation des Aufbaus um die Längsachse des Fahrzeuges von Interesse. Somit reicht es aus, nur die Wankdynamik des Fahrzeuges während einer Kurvenfahrt zu betrachten.

Rotationen des Aufbaus um die y-Achse des Fahrzeuges werden unter anderem durch Beschleunigungs- und Bremsmanöver hervorgerufen. Analog zur Bestimmung des Wankträgheitsmoments ist es auch bei der Nickträgheitsmomentenbestimmung hilfreich, nicht die Bewegung des gesamten Fahrzeuges entlang einer Strecke, sondern nur die Bewegung des Aufbaus aufgrund von Längsbeschleunigungen zu beschreiben (siehe Kapitel 5.3).

5.1 Vertikaldynamik

Bei der Vertikaldynamik wird das Schwingungsverhalten des Aufbaus und der einzelnen Räder entlang der Hochachse betrachtet. Diese Schwingungen werden im Wesentlichen von Unebenheiten der Fahrbahn angeregt. Für Untersuchungen in der Vertikaldynamik können Unebenheiten z. B.: durch Hindernisse erzeugt werden, über welche das Fahrzeug bewegt wird. Die Form und die Größe der Hindernisse hängen von der jeweiligen Aufgabenstellung ab. Schwingungen, welche aufgrund des Antriebsstranges (Verbrennungsmotor, Bremsen usw.) oder der Reifen selbst (Unwucht des Reifens) erzeugt werden, werden in dieser Arbeit nicht betrachtet.

Für das Schwingungsverhalten sind die Massen des Aufbaus und der Räder, die Aufbaufedern, die Aufbaudämpfer und die vertikalen Reifeneigenschaften maßgebend. Die Gesamtmasse und die Hubfedersteifigkeiten können mithilfe von Messungen in der Werkstatt bestimmt werden (siehe Kapitel 4). Wie bei der Aufgabenstellung (siehe Kapitel 2) erwähnt, wird für die Modellierung der Räder ein bereits parametrisiertes Reifenmodell verwendet. Somit verbleiben als unbekannte Parameter für die Vertikaldynamik die Parameter der Aufbaudämpfer.

Als Versuchsfahrzeug wurde wie bei den stationären Messungen (siehe Kapitel 4) ein Opel Kombo 1.6 CNG ecoFLEX [13] verwendet.

5.1.1 Auswahl Fahrmanöver

Für die Bestimmung der Dämpfungsparameter wird eine Schwellenüberfahrt durchgeführt. Dabei überfährt das Fahrzeug ein zuvor gewähltes Hindernis. Um den Einfluss von Längs- und Querbewegungen zu verringern, wird das Hindernis bei Geradeausfahrt und mit konstanter Geschwindigkeit überfahren.

Eine vergleichbare Schwellenüberfahrt wurde bereits in der Diplomarbeit von Marini [15] durchgeführt. Marini beschäftigte sich mit der Modellierung der Vertikaldynamik sowie der Untersuchung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit. Für die Modellierung wurde ebenfalls eine Parameteridentifikation durchgeführt, wobei Marini eine Vielzahl von Parametern gleichzeitig identifizierte. Für die Verifizierung führte er ebenfalls Schwellenüberfahrten mit dem Opel Kombo durch. Aufgrund der Verfügbarkeit der Messdaten werden für die Verifikation des Simulationsmodells und der Identifikation der Dämpfungsparameter die gleichen Messdaten wie bei Marini verwendet. Als Hindernis wird eine Anordnung aus mehreren Holzplatten verwendet, welche in der Abbildung 5.1 dargestellt ist. Dieses Hindernis entspricht einer Anregung von vier aufeinanderfolgenden Sprungfunktionen. Um bei der Überfahrt eine Verschiebung der einzelnen Platten zu verhindern, müssen diese auf der Fahrbahn befestigt werden.

Die Wahl des Hindernisses besitzt mehrere Vorteile:

- Das Hindernis besteht aus fünf Schalungsplatten mit einer Abmessung von je $2000 \times 500 \times 27 \text{ mm}$. Diese Platten sind Massenware und deshalb sehr leicht erhältlich.
- Das Hindernis ist symmetrisch zur Querrichtung aufgebaut. Somit wird bei der Überfahrt eine reine Hubbewegung angeregt, wodurch die Stabilisatoren keinen Einfluss auf die Vertikaldynamik besitzen.

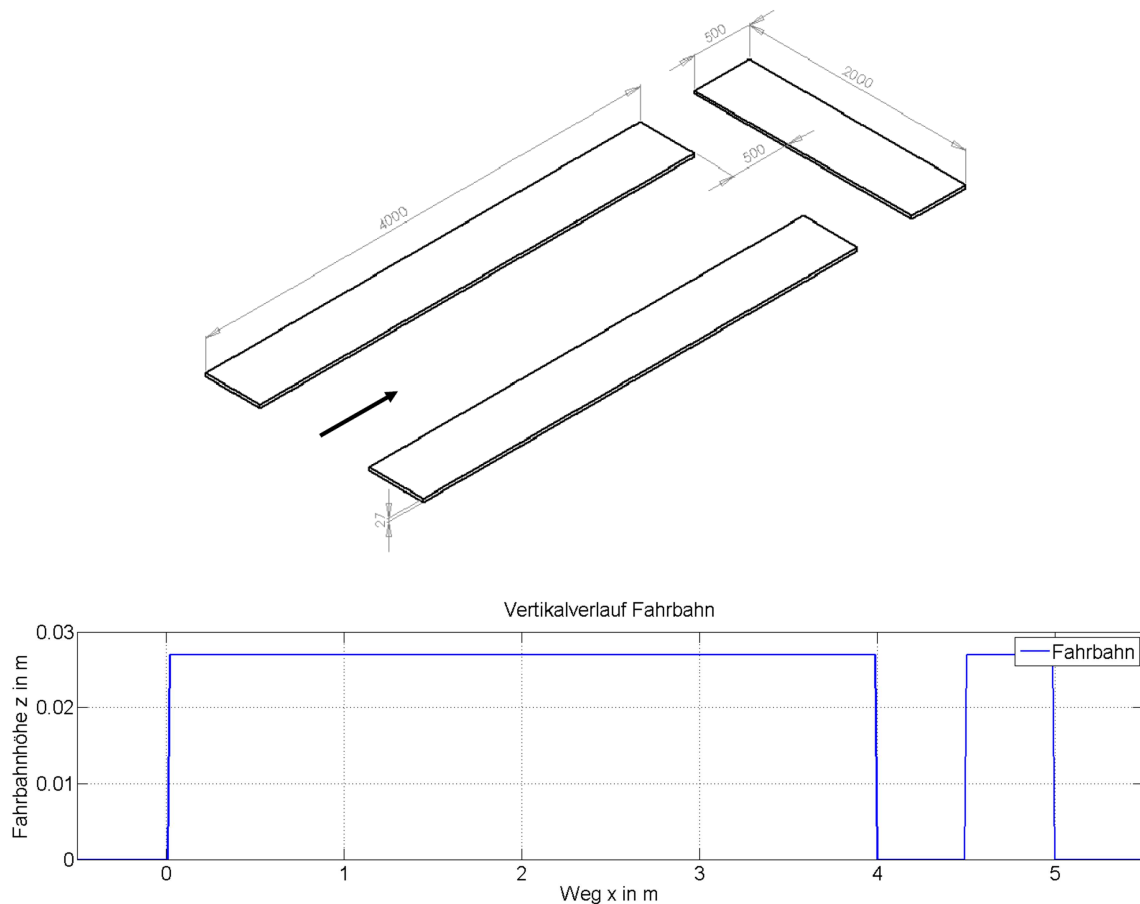


Abbildung 5.1: Hindernis für die Schwellenüberfahrt, [15]

5.1.2 Entwurf und Verifikation des Simulationsmodells

Um die Anzahl an unbekanntem Parametern so gering wie möglich zu halten, ist es sinnvoll, jede Radaufhängung einzeln zu betrachten. Die Kombination von Reifen, Radaufhängung und Karosserie kann als Zweimassenschwinger betrachtet und mittels eines Viertelfahrzeugmodells modelliert werden (siehe Abbildung 5.2). Dieses Modell beschreibt den Zusammenhang zwischen den vertikalen Positionen des Reifens z_w und des Aufbaus z_A . Als Eingangsgröße wird die Fahrbahnhöhe z_{str} betrachtet.

Zur Beschreibung der elastischen Eigenschaften des Rades kann für den Reifen ein Feder-Dämpfer-Modell verwendet werden. Laut Mitschke et. al. [16] ist die Reifendämpfung gegenüber der Aufbaudämpfung jedoch so gering, dass eine Vernachlässigung möglich ist. Die Reifendämpfung muss nur bei Fahrzeugen berücksichtigt werden, welche keine Stoßdämpfer besitzen (z. B.: Traktoren, Anhänger, Baustellenfahrzeuge usw.). Die vertikale Reifensteifigkeit von PKW-Reifen besitzt im Allgemeinen einen schwach progressiven Charakter, wobei dieser gegenüber dem linearen Anteil meist vernachlässigt werden kann. Deshalb ist es, so Schramm et al. [12], für normale Anwendungen ausreichend, einen linearen Ansatz für die vertikale Reifensteifigkeit zu verwenden. Die Reifenparameter werden aufgrund der Annahmen in Kapitel 2 als bekannt vorausgesetzt.

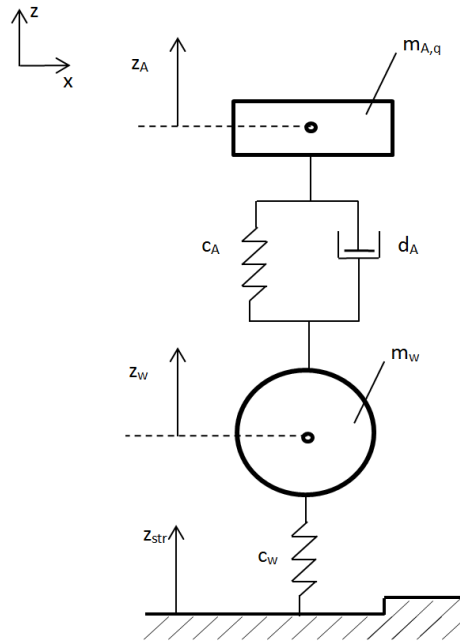


Abbildung 5.2: Modellierung der Vertikaldynamik: Viertelfahrzeugmodell

Für den Entwurf des Simulationsmodells wird zunächst der Reifen vom Aufbau freigeschnitten (siehe Abbildung 5.3). Als Schnittkräfte werden die resultierende Reifenkraft F_w , die Federkraft F_{sp} und die Dämpferkraft F_d verwendet.

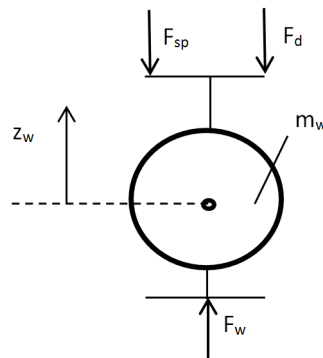


Abbildung 5.3: Viertelfahrzeugmodell: freigeschnittenes Rad

Die resultierende Reifenkraft F_w kann mithilfe der vertikalen Reifensteifigkeit c_w und der Reifeneinfederung Δz_w nach Glg. (5.1) und Glg. (5.2) berechnet werden:

$$\Delta z_w = z_{str} - z_w \quad (5.1)$$

$$F_w = c_w \cdot \Delta z_w = c_w (z_{str} - z_w) \quad (5.2)$$

Die Einfederung der Radaufhängung Δz entspricht der Differenz der Vertikalpositionen von Rad und Aufbau:

$$\Delta z = z_w - z_A \quad (5.3)$$

Die Steifigkeiten der Aufbaufedern c_A kann man mithilfe von quasi-stationären Messungen bestimmt werden (siehe Kapitel 4.3). Für die Identifikation der Dämpferparameter werden die Federn als bekannt vorausgesetzt. Für die Modellierung der resultierenden Federkraft F_{sp} in Abhängigkeit des Einfederweges wird analog zum Reifen ein linearer Ansatz verwendet:

$$F_{sp} = c_A \cdot \Delta z = c_A(z_w - z_A) \quad (5.4)$$

Die Dämpferkraft F_d ist abhängig von der Geschwindigkeit des Einfederweges. Aus Komfortgründen wird dabei eine nichtlineare Dämpfercharakteristik mit unterschiedlicher Zugstufe d_{tens} und Druckstufe d_{comp} benutzt (siehe Kapitel 3.3.2), wobei die Beschreibung jeder Stufe mittels der Steigung der Dämpferkennlinie, der sogenannten Dämpferrate, erfolgt:

$$F_d = \begin{cases} d_{tens} \cdot \Delta \dot{z}, & \Delta \dot{z} > 0 \\ d_{comp} \cdot \Delta \dot{z}, & \Delta \dot{z} < 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

Analog zum Reifen wird auch der Aufbau freigeschnitten. Durch den Impulssatz werden die Differentialgleichungen für die Aufbau- und die Radbewegungen aufgestellt:

$$m_w \ddot{z}_w = -F_{sp} - F_d + F_w - m_w g \quad (5.6)$$

$$m_{A,q} \ddot{z}_A = F_{sp} + F_d - m_{A,q} g \quad (5.7)$$

Mit der zur Verfügung stehenden Messtechnik werden unter anderem die Vertikalbeschleunigungen der Räder \ddot{z}_R und des Aufbaus \ddot{z}_A direkt über den Rädern gemessen (siehe Kapitel 3.6). Für die Parameteridentifikation ist es somit naheliegend, diese Beschleunigungen als Ausgangsgrößen des Vertikalmodells zu definieren und diese mit den gemessenen Beschleunigungsverläufen zu vergleichen. In Abbildung 5.4 ist der zeitliche Verlauf der Radbeschleunigung des Hinterrades während einer Schwellenüberfahrt dargestellt, wobei das Hindernis mit einer konstanten Geschwindigkeit von ungefähr 20 km/h überfahren wurde. Man erkennt, dass trotz der geringen Geschwindigkeit die komplette Vertikalbewegung der Räder innerhalb eines kurzen Zeitraumes von ungefähr 1.5 sec stattfindet. Deshalb ist es für die Identifikation ausreichend, nur diesen kurzen Zeitraum der Überfahrt zu betrachten.

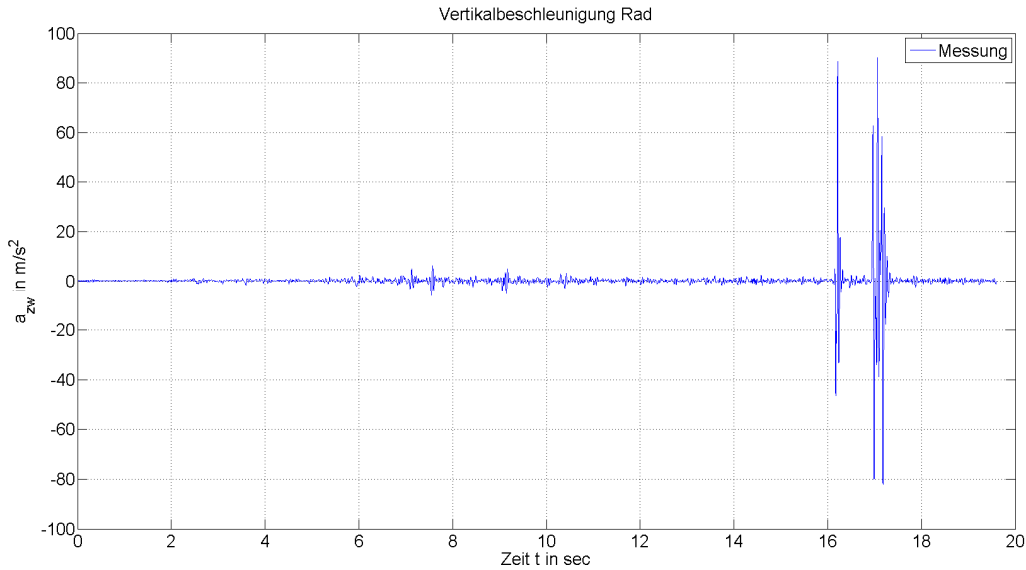


Abbildung 5.4: Schwellenüberfahrt: Vertikalbeschleunigung des Hinterrades

Wie bereits zu Beginn des Modellentwurfs erwähnt, wird bei Vertikaldynamikmodellen typischerweise die Fahrbahnhöhe als Eingangsgröße verwendet. Es ist jedoch nicht möglich, diese mithilfe der zur Verfügung stehenden Messtechnik (siehe Kapitel 3.6) direkt zu messen. Deshalb muss der Zeitpunkt des Auftreffens der Räder aus der gemessenen Längsgeschwindigkeit des Fahrzeuges $v_{x,meas}$ und der gemessenen Radbeschleunigung \ddot{z}_w ermittelt werden. Die Berechnung der aktuellen Längsposition $x(t)$ erfolgt durch Integration der Längsgeschwindigkeit des Fahrzeuges:

$$x(t) = \int_{t_1}^{t_2} v_{x,meas}(\tau) d\tau \quad (5.8)$$

Die aktuelle Längsposition wird dabei nicht auf ein ortsfestes KS (Inertialsystem) bezogen. Es ist ausreichend, die relative Wegänderung während der Überfahrt zu berechnen. Für die Bestimmung der unteren Integrationsgrenze t_1 wird zunächst jener Zeitpunkt t_{step1} aus den Messdaten bestimmt, bei welcher die Vertikalbeschleunigung des Reifens \ddot{z}_w größer als 20 m/s^2 ist. Dieser Schwellwert wurde empirisch festgelegt. Für die numerische Lösung der Differentialgleichungen ist es vorteilhaft, die Simulation nicht zum Zeitpunkt des ersten Sprunges, sondern eine Sekunde zuvor zu starten. Für die Simulation wird eine Gesamtdauer von 3 sec gewählt. Somit ergeben sich folgende Integrationsgrenzen:

$$t_1 = t_{step1} - 1 \quad t_2 = t_1 + 3 \quad (5.9)$$

Für die Modellierung der Fahrbahn müssen die Zeitpunkte der weiteren Sprünge ermittelt werden. Dazu wird zunächst der zeitliche Verlauf der Längenposition (siehe Glg. (5.8)) berechnet. Die Längsposition des ersten Sprunges ergibt sich aufgrund des Zeitpunktes des ersten Sprunges:

$$x_{step1} = x(t_{step1}) \quad (5.10)$$

Die Längspositionen der weiteren Sprünge können aufgrund der Abmessungen des Hindernisses aus dem ersten Sprung berechnet werden:

$$x_{step2} = x_{step1} + 4, \quad x_{step3} = x_{step2} + 0.5, \quad x_{step4} = x_{step3} + 0.5 \quad (5.11)$$

Mithilfe der Differentialgleichungen (Glg. (5.6) und (5.7)) ist es nun möglich, das Simulationsmodell für die Vertikaldynamik (siehe Abbildung 5.5) zu erstellen, wobei als Eingangsgröße die gemessene Längsgeschwindigkeit $v_{x,meas}$ und als Ausgangsgrößen die Vertikalbeschleunigungen \ddot{z}_R und \ddot{z}_A definiert werden.

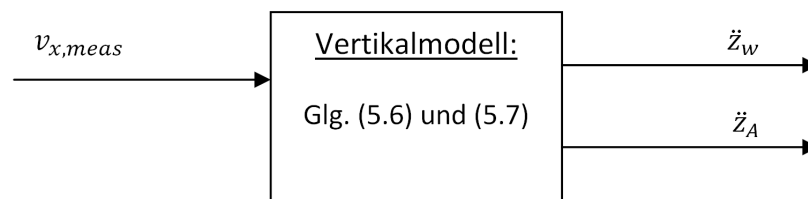


Abbildung 5.5: Überblick Vertikaldynamik: Festlegung der Eingangs- und Ausgangsgrößen

Für die numerische Lösung der Differentialgleichungen müssen die Anfangsbedingungen, in diesem Fall die Anfangsposition des Aufbaus und des Rades, bekannt sein. Da zu Beginn der Simulation das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit auf einer ebenen Fahrbahn auf das Hindernis zufährt, befinden sich der Aufbau und die Räder in vertikaler Richtung in Ruhe. Somit muss zunächst die Ruhelage des Systems bestimmt werden.

In dieser Arbeit wird die Ruhelage empirisch mithilfe einer Simulation des autonomen Systems (d. h. die Eingangsgröße ist identisch Null) berechnet. Dabei wird das System sich selbst überlassen und der Aufbau und die Räder schwingen sich aufgrund der Gewichtskraft bei ihrer Ruhelage ein.

Für die Verifikation müssen noch physikalisch sinnvolle Werte für die Dämpfungsraten berechnet werden. Unter der Voraussetzung, dass die Reifensteifigkeit c_w um ein vielfaches größer als die Aufbausteifigkeit c_A ist, kann man laut Hirschberg [1] das dimensionslose Lehr'sche Dämpfungsmaß für eine Abschätzung der Dämpfungsraten d_{tens} und d_{comp} benutzen. Dabei liegt das Optimum bezüglich der Auslegung zwischen Komfort und Fahrsicherheit zwischen 0.3 und 0.5. Da auf das hier verwendete Fahrzeug (Opel Kombo) eher die Bezeichnung „Nutzfahrzeug“ und nicht „Sportwagen“ zutrifft, wird für die Berechnung des Schätzwertes ein Lehr'sches Dämpfungsmaß von 0.3 verwendet:

$$d_A = D \cdot 2 \sqrt{c_A \cdot m_{A,q}}, \quad D: \underbrace{0.3}_{\text{komfort}} \dots \underbrace{0.5}_{\text{sport}} \quad (5.12)$$

Die Fahrzeugdaten für die Berechnung der Schätzwerte für die Aufbaudämpfer sind in Tabelle 5.1 ersichtlich. Die Reifendaten stammen aus dem vorgegebenen und bereits parametrisierten Reifenmodell. Die anteiligen Aufbaumassen des Viertelfahrzeuges $m_{A,q,f}$ und $m_{A,q,r}$ werden aufgrund der Gesamtmasse, der Reifenmasse und der Gewichtsverteilung des Fahrzeuges berechnet (Glg. (5.13) bis (5.15)). Dabei liegt die Annahme zugrunde, dass die linke und rechte Seite des Fahrzeuges symmetrisch ist und sich der Schwerpunkt somit in der Mitte des Fahrzeuges befindet (siehe Kapitel 3.7):

$$m_A = m_{tot} - 4 m_w \quad (5.13)$$

$$m_{A,q,f} = \frac{1}{2} m_A \frac{l - l_f}{l} \quad (5.14)$$

$$m_{A,q,r} = \frac{1}{2} m_A \frac{l_f}{l} \quad (5.15)$$

Somit ergeben sich für die Dämpfungsraten der Vorder- und Hinterachse folgende Startwerte. Die Startwerte der Zugstufen $d_{tens,0}$ werden mithilfe des Lehr'schen Dämpfungsmaßes mit der Glg. (5.12) berechnet. Für die Berechnung der Startwerte der Druckstufen $d_{comp,0}$ wird angenommen, dass die Dämpfungsraten der Druckstufen 80 % der jeweiligen Zugstufen betragen und somit kleiner als die Zugstufe ist.

$$d_{tens,f,0} = 1944 \frac{Ns}{m} , \quad d_{comp,f,0} = 1555 \frac{Ns}{m}$$

$$d_{tens,r,0} = 2130 \frac{Ns}{m} , \quad d_{comp,r,0} = 1704 \frac{Ns}{m}$$

Tabelle 5.1: Fahrzeugdaten des Viertelfahrzeugmodells

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit	Quelle
Gesamtmasse	m_{tot}	1320	kg	Marini [15]
Aufbaumasse (Viertelfahrzeug vorne)	$m_{A,q,f}$	323	kg	berechnet
Aufbaumasse (Viertelfahrzeug hinten)	$m_{A,q,r}$	297	kg	berechnet
Radstand	l	2.716	m	Marini [15]
Schwerpunktastand Vorderachse	l_f	1.3	m	Marini [15]
Aufbaufedersteifigkeit vorne	$c_{A,f}$	32500	N/m	vermessen (Kap. 4.3)
Aufbaufedersteifigkeit hinten	$c_{A,r}$	42500	N/m	vermessen (Kap. 4.3)
Reifenmasse	m_w	20	kg	gegebenes Reifenmodell
Vertikale Federsteifigkeit Reifen	c_w	200000	N/m	gegebenes Reifenmodell
Lehr'sches Dämpfungsmaß	D	0.3	-	gewählt

In der Abbildung 5.6 ist der Vergleich von Mess- und Simulationsverlauf für die Aufbaubeschleunigung \ddot{z}_A über der Vorderachse dargestellt. Man erkennt, dass das grundsätzliche zeitliche Verhalten der Aufbauschwingung sehr gut wiedergegeben wird. Lediglich die Spitzenwerte zum Zeitpunkt des Aufpralls des Reifens auf das Hindernis sind beim Simulationsverlauf zu hoch.

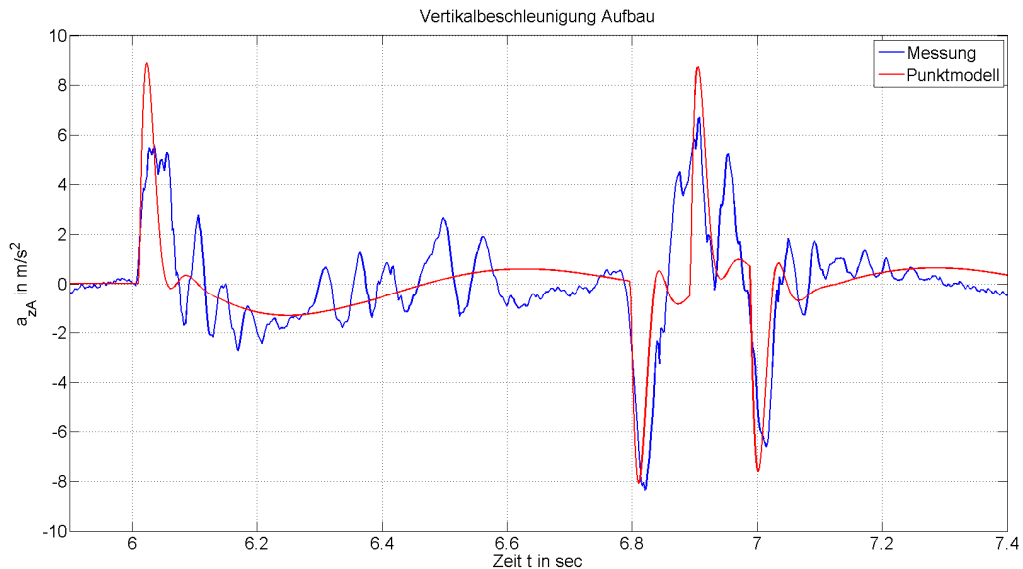


Abbildung 5.6: Vertikaldynamik Vorderrad: zeitlicher Verlauf der Aufbaubeschleunigung mittels Punktmodell des Reifens: Vergleich Messung und Simulation

In Abbildung 5.7 ist der Vergleich mit der Radbeschleunigung \ddot{z}_W des Vorderrades dargestellt. Man erkennt, dass hier das Simulationsmodell schlechtere Ergebnisse liefert und den Messverlauf nicht ausreichend genau nachbilden kann. Speziell beim Auftreffen auf das Hindernis ergeben sich laut Simulation Beschleunigungsspitzen über 150 m/s^2 , welche im Vergleich mit den Messwerten um den Faktor drei zu groß sind.

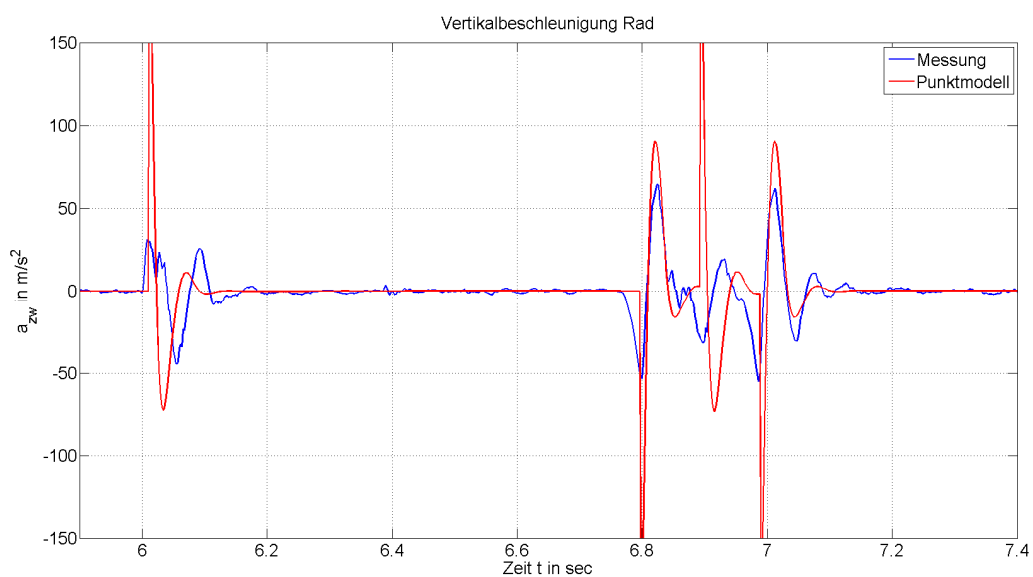


Abbildung 5.7: Vertikaldynamik Vorderrad: zeitlicher Verlauf der Radbeschleunigung mittels Punktmodell des Reifens: Vergleich Messung und Simulation

Der Grund für die großen Abweichungen der simulierten Radbeschleunigungen liegt in der Modellierung des Reifens. Der Reifen wird als Punktmasse betrachtet, wobei der Kontakt zwischen Reifen und Fahrbahn ebenfalls als einzelner Radaufstandspunkt gesehen wird. In der Realität ergibt sich aber aufgrund der Größe und der Nachgiebigkeit des elastischen Reifens eine Kontaktfläche, welche man als Reifenlatsch bezeichnet. Die Größe des Reifenlatsches hängt neben den konstruktiven Eigenschaften des Reifens auch von der vertikalen Aufstandskraft ab.

Für eine genauere Modellierung der Vertikaldynamik muss somit die Vertikalposition des Radaufstandspunktes unterhalb des Reifenmittelpunktes genauer betrachtet werden. Schmeitz [17] beschäftigt sich in seiner Dissertation mit der Erstellung eines dreidimensionalen Reifenmodells für Überfahrten bei unebenen Fahrbahnen. Dabei führte er unter anderem Untersuchungen für rechteckige Hindernisse durch, wozu er auch Messungen absolvierte. In Abbildung 5.8 ist der vertikale Verlauf des Radaufstandspunktes (direkt unter dem Radmittelpunkt) in Abhängigkeit des Weges dargestellt, wobei dies nur bei ebener Fahrbahn gilt. Es ist ersichtlich, dass sich der Radaufstandspunkt vor dem eigentlichen Hindernis zu heben beginnt, da der vordere Bereich des Latsches früher auf das Hindernis trifft. In den Messdaten ist erkennbar, dass sich die Vertikalbewegung während des Hebens kurz abflacht und danach wieder ansteigt. Des Weiteren erkennt man, dass der Hebevorgang beim Erreichen des Hindernisses noch nicht vollständig abgeschlossen ist und sich der Radaufstandspunkt noch weiter anhebt.

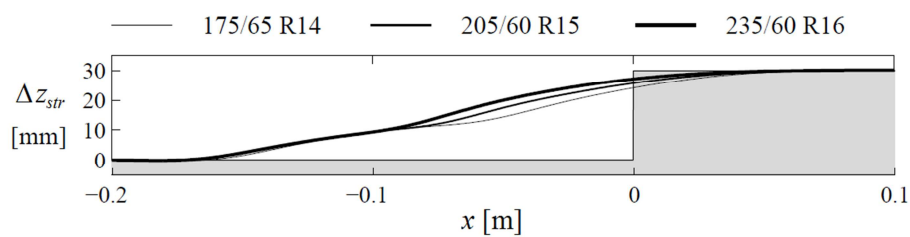


Abbildung 5.8: Messdaten des vertikalen Verlaufs des Radaufstandspunktes (direkt unter dem Radmittelpunkt) bei der Überfahrt über ein rechteckigen Hindernis, [17]

Für die Modellierung des Radaufstandspunktes wird der Reifen zunächst wie in der Abbildung 5.9 als starrer Reifen betrachtet. Bei der Überwindung des Hindernisses beschreibt der Radaufstandspunkt (der unterste Punkt des starren Reifens) eine sog. Basiskurve. Mithilfe dieser Basiskurve kann der vertikale Verlauf des Radaufstandspunktes sehr gut nachgebildet werden.

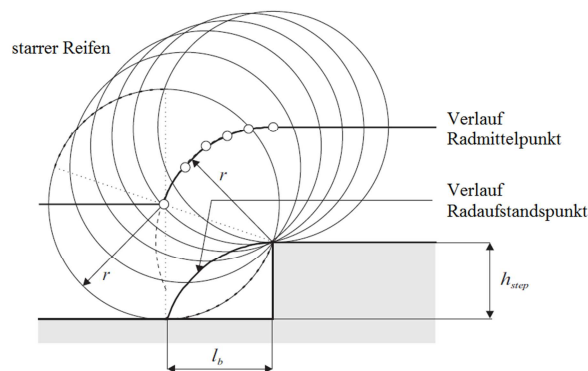


Abbildung 5.9: Modellierung des Radaufstandspunktes als starren Reifen, [17]

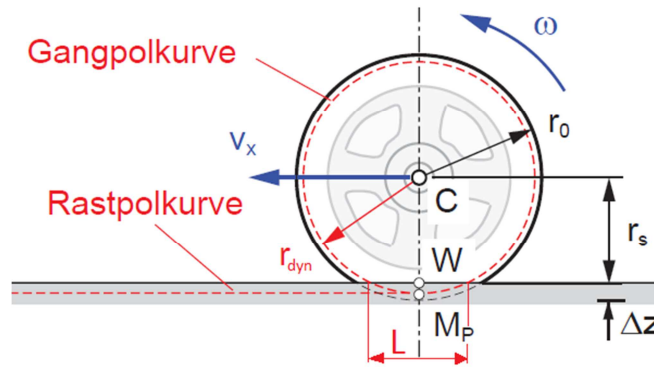


Abbildung 5.11: Definition der verwendeten Reifenradien bei vertikaler Belastung des Reifens, Abbildung aus Vorlesungsskriptum Hirschberg [1], ergänzt mit der Latschlänge L

Laut Hirschberg [1] kann der dynamische Reifenradius mit folgender Näherungsformel ermittelt werden:

$$r_{dyn} \approx \frac{2}{3}r_0 + \frac{1}{3}r_s \quad (5.17)$$

Beim Kippversuch (siehe Kapitel 4.2) wurde der statische Reifenradius bereits mithilfe der Glg. (4.10) berechnet. Somit kann in Glg. (5.17) der statische Reifenradius ersetzt werden und man erhält für den dynamischen Reifenradius folgenden Zusammenhang:

$$r_{dyn} \approx \frac{2}{3}r_0 + \frac{1}{3}\left(r_0 - \frac{F_{wz}}{c_{wz}}\right) = r_0 - \frac{1}{3}\frac{F_{wz}}{c_{wz}} \quad (5.18)$$

Laut Schramm et. al. [12] kann unter der Annahme $\Delta z_w \ll r_0$ die Latschlänge L nach Glg. (5.19) angenähert werden. Dabei verwendet man nach Schmeitz bei dieser Reifenmodellierung für den Abstand l_s der beiden Punkte W_f und W_r nicht die Latschlänge L , sondern nur 80 % der Latschlänge [17].

$$l_s = 0.8 \cdot L \approx 0,8 \cdot 2 \cdot \sqrt{2 r_0 (r_0 - R_{eff})} \quad (5.19)$$

Mit diesen beiden Größen ist es nun möglich, das vereinfachte Reifenmodell anzugeben. Dabei ist anzumerken, dass dieses Reifenmodell keine zusätzlichen Parameter benötigt. Beim Entwurf wurde lediglich die Realität detaillierter betrachtet und mit den bereits zuvor bekannten Parametern die physikalischen Zusammenhänge während der Überfahrt über das Hindernis genauer beschrieben.

In der Abbildung 5.12 ist der Vergleich der Messdaten mit der Simulation mit dem Punktmodell und dem einfachen Reifenvertikalmodell dargestellt. Man erkennt, dass durch die Verwendung des vereinfachten Reifenvertikalmodells die Spitzenwerte der Aufbaubeschleunigung reduziert werden. Der zeitliche Verlauf der Messdaten kann mit dem Reifenmodell ausreichend genau wiedergegeben werden.

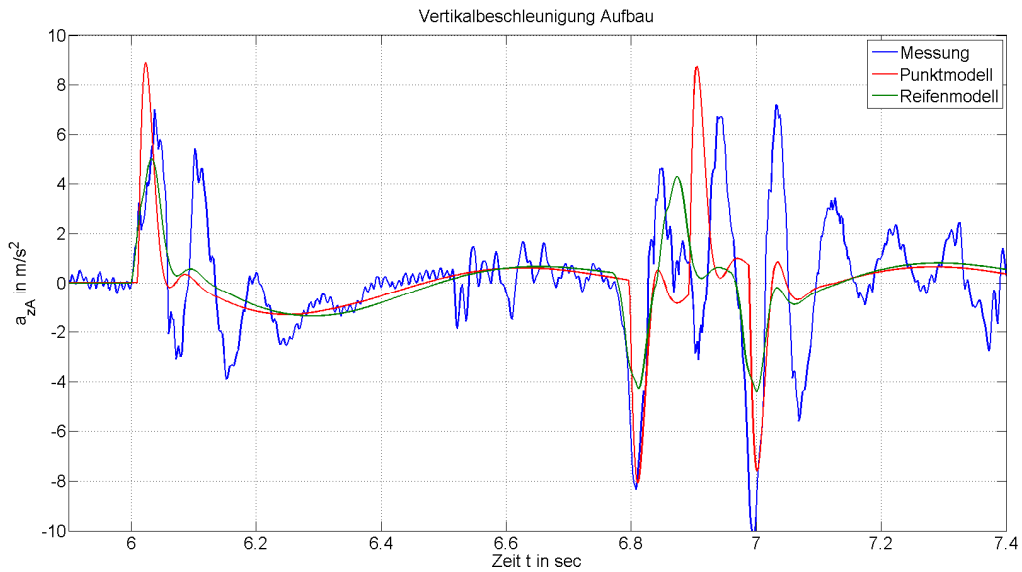


Abbildung 5.12: Vertikaldynamik Vorderrad: zeitlicher Verlauf der Aufbaubeschleunigung: Vergleich Messung und Simulation Punktmodell und vereinfachtes Reifenvertikalmodell

In der Abbildung 5.13 ist der Vergleich der Radbeschleunigung des Vorderrades dargestellt. Hier sieht man, dass mithilfe des vereinfachten Reifenmodells die Genauigkeit der Simulation gesteigert werden konnte. Speziell im Bereich des Aufpralls des Reifens auf das Hindernis wurde die Genauigkeit der Simulation erhöht. Die Detailansicht in Abbildung 5.14 zeigt, dass das zeitliche Verhalten des Simulationsverlaufs nun sehr gut mit den Messdaten übereinstimmt.

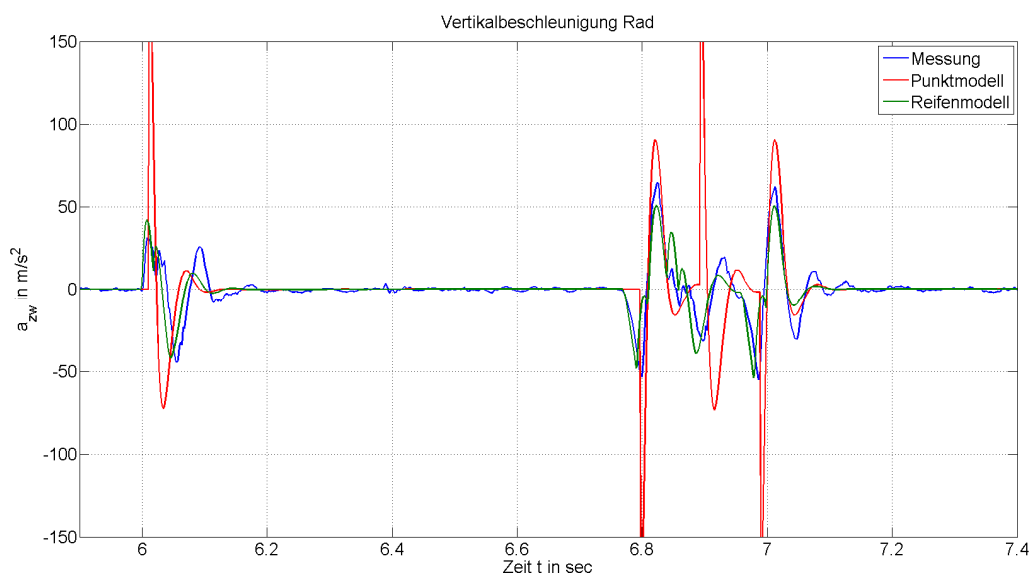


Abbildung 5.13 Vertikaldynamik Vorderrad: zeitlicher Verlauf der Radbeschleunigung: Vergleich Messung und Simulation Punktmodell und vereinfachtes Reifenvertikalmodell

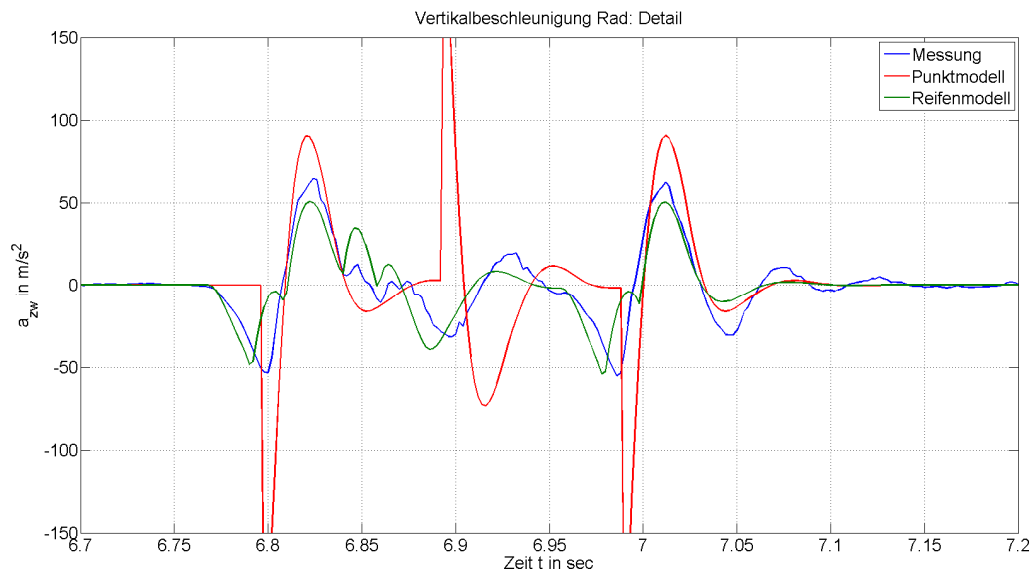


Abbildung 5.14 Vertikaldynamik Vorderrad: zeitlicher Verlauf der Radbeschleunigung: Vergleich Messung und Simulation Punktmodell und vereinfachtes Reifenvertikalmodell: Detailansicht hintere Sprünge

Des Weiteren ist in der Abbildung 5.14 ersichtlich, dass die zuvor geschätzten Dämpfungsparameter für die Vorderräder bereits sehr nahe an den realen Dämpferwerten liegen, da speziell die Abweichung der vertikalen Radbeschleunigung sehr gering ist. Die niedrigeren Maximalbeschleunigungen deuten darauf hin, dass die geschätzte Dämpfungsrate aber zu groß gewählt wurde und die realen Dämpferwerte geringer sein müssen. Die Bestimmung der genaueren Dämpfungskennwerte wird mithilfe einer Parameteridentifikation durchgeführt.

Für eine genauere Simulation der Vertikalbeschleunigungen müssten zusätzlich noch weitere Effekte berücksichtigt werden. Dazu zählen unter anderem:

- nichtlineare Federcharakteristik der Aufbaufedern
- Reibungen der Fahrwerkskomponenten
- elastische Eigenschaften der Lager
- Schwingungen der Luftsäule im Reifen

Die Berücksichtigung dieser Effekte bzw. eine noch genauere Modellierung der Vertikaldynamik würde aber zu einer höheren Anzahl an unbekanntem Parameter führen. Deshalb wird im Rahmen dieser Masterarbeit die ausgearbeitete Modellierungstiefe als ausreichend empfunden und für die Parameteridentifikation verwendet.

5.1.3 Identifikation der Parameter

Bei der Parameteridentifikation werden diese Messverläufe mit den Simulationsverläufen verglichen und die zu identifizierenden Parameter so lange variiert, bis die Abweichungen ausreichend gering sind (siehe Kapitel 3.4).

Mithilfe des Vertikaldynamikmodells betrachtet man die Vertikalbeschleunigung des Aufbaus \ddot{z}_A und des Rades \ddot{z}_w . Als Optimierungsvariablen werden die Dämpfungsraten der Zug- und der Druckstufe definiert:

$$\mathbf{x}^T = [d_{tens} \quad d_{comp}] \quad (5.20)$$

Für die Beurteilung der Abweichung von Mess- und Simulationsverläufen wird eine ähnliche Zielfunktion wie in der Arbeit von Marini [15] verwendet, welche in Glg. (5.21) definiert ist. Die Gewichtungsfaktoren k_1 und k_2 werden so gewählt, dass eine Abweichung der Radbeschleunigung einen größeren Einfluss auf die Zielfunktion besitzt:

$$f(\mathbf{x}) = k_1 \int_{6.5}^{7.5} \left(\ddot{z}_{A,meas}(\mathbf{x}) - \ddot{z}_{A,sim}(\mathbf{x}) \right)^2 dt + k_2 \int_{6.5}^{7.5} \left(\ddot{z}_{w,meas}(\mathbf{x}) - \ddot{z}_{w,sim}(\mathbf{x}) \right)^2 dt \quad (5.21)$$

$$k_1 = 4; k_2 = 0.1$$

Um den Rechenaufwand in Grenzen zu halten, wurden die Integrationsgrenzen so gewählt, dass nur die hinteren drei Sprungfunktionen für die Berechnung des Zielfunktionswertes verwendet werden. Diese Grenzen wurden empirisch bestimmt. Für die Optimierung wurde für die Berechnung der Stützstellen eine Schrittweite von $T_{optim} = 2 \text{ msec}$ gewählt.

Als Nebenbedingungen werden einerseits physikalisch sinnvolle Grenzen für die Dämpfungsraten angenommen (siehe Glg. (5.22)), andererseits muss sichergestellt werden, dass die Dämpfungsraten der Druckstufe kleiner als die Dämpfungsraten der Zugstufe ist (siehe Glg. (5.23)):

$$0 < d_{tens,comp} < 10.000 \quad (5.22)$$

$$d_{comp} < d_{tens} \quad (5.23)$$

Für die Implementierung der Optimierungsaufgabe wird die Matlabfunktion `fminsearch` verwendet. Diese basiert auf dem Nelder-Mead-Simplex-Verfahren [19]. Dieses Optimierungsverfahren gehört zu den gradientenfreien Verfahren und verwendet keine numerisch oder analytisch berechneten Ableitungen der Zielfunktion. Gradientenfreie Methoden benutzen iterative Verfahren und benötigen dadurch oft lange Rechenzeiten, sie sind aber sehr robust und können auch für nichtlineare Zielfunktionen angewendet werden. Eine detaillierte Beschreibung des Befehls `fminsearch` ist in der Hilfefunktion von Matlab ersichtlich.

Die Matlabfunktion `fminsearch` kann standardmäßig keine Nebenbedingungen berücksichtigen. Für die Implementierung der Bedingungen wurden deshalb sog. Strafterme verwendet. Hierbei wird zur Zielfunktion $f(\mathbf{x})$ ein skalarer Wert $e_{penalty}$ addiert, welcher bei einer Verletzung der Nebenbedingungen einen sehr hohen Wert annimmt:

$$e_{penalty} = \begin{cases} 0, & \mathbf{x} \text{ ist zulässig} \\ 10^{10}, & \mathbf{x} \text{ ist nicht zulässig} \end{cases} \quad (5.24)$$

In den folgenden Untersuchungen stehen die Verläufe des Hinterrades im Mittelpunkt, da die Startwerte der vorderen Dämpfungsparameter mithilfe der Näherung bereits sehr gute Ergebnisse liefern und die Verbesserungen der Verläufe durch die Ergebnisse der Parameteridentifikation bei den Verläufen für die Hinterräder besser dargestellt werden können.

In Abbildung 5.15 sind die Ergebnisse einer Identifikation für das Hinterrad dargestellt. Man erkennt, dass die Identifikationsmethode sehr gut funktioniert und die Ergebnisse sich nach ungefähr 40 Iterationsschritten einpendeln. Bei der Verifikation des Simulationsmodells war bereits in der Abbildung 5.14 ersichtlich, dass der zu Beginn geschätzte Dämpfungswert zu hoch bestimmt wurde. Diese Erkenntnis spiegelt sich auch in den Ergebnissen wider, da der Optimierer die Parameter verkleinert. Es ist überraschend, dass sich die Werte der Zugstufe zu Beginn der Identifikation zunächst vergrößern und erst nach ungefähr 15 Schritten wieder verkleinern.

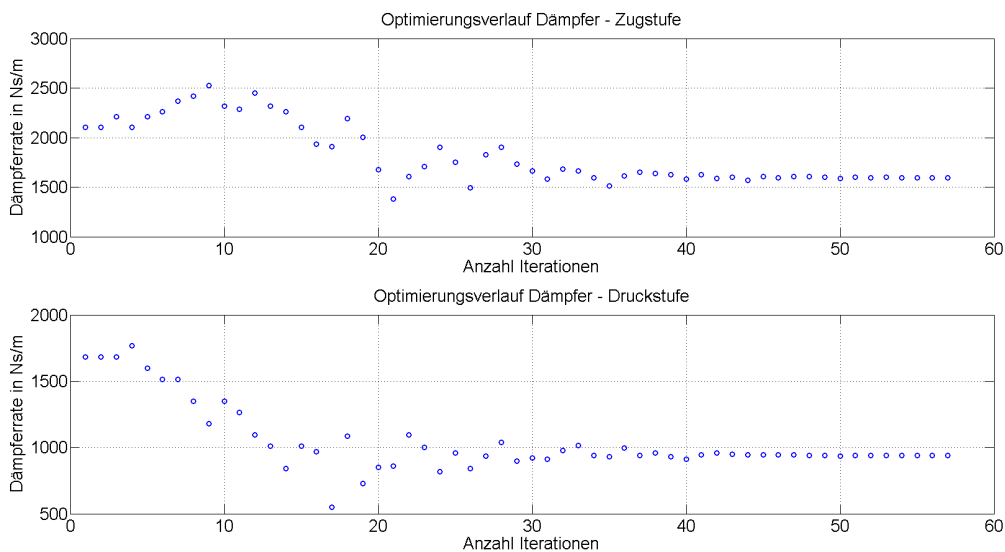


Abbildung 5.15: Ergebnis der Parameteridentifikation der Aufbaudämpfung: Hinterachse

Für die Überprüfung, ob diese Methode von der Genauigkeit der Startparameter abhängig ist, werden zusätzliche Startwerte verwendet. Diese stellen zwar eine zulässige Lösung des Optimierungsproblems dar (Nebenbedingungen werden erfüllt), werden aber bewusst zu hoch bzw. zu niedrig gewählt. Diese Ergebnisse sind in der Abbildung 5.16 und Abbildung 5.17 ersichtlich. Es ist ersichtlich, dass die hier vorgestellte Identifikationsmethode trotz der schlecht gewählten Startwerte im Vergleich zu den geschätzten Startwerten vergleichbare Ergebnisse liefert.

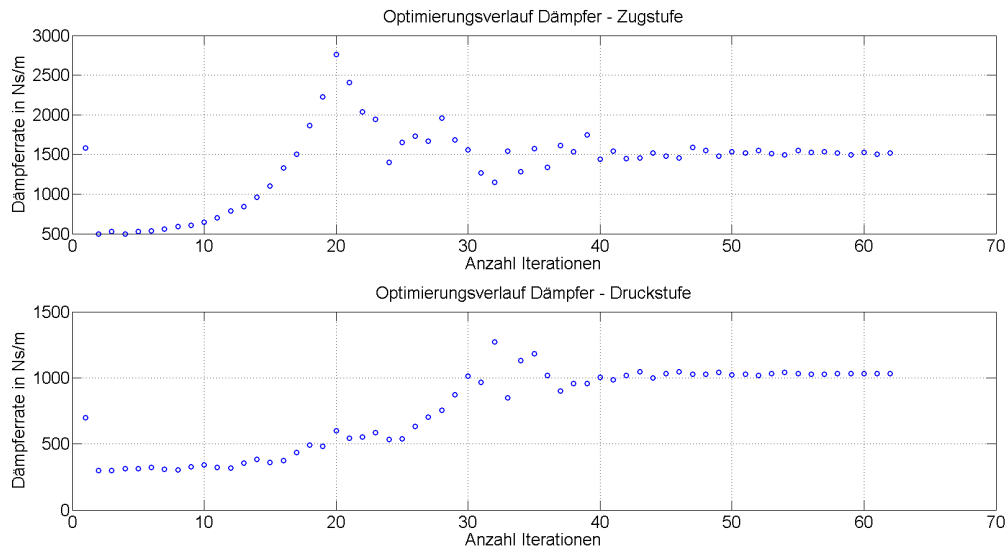


Abbildung 5.16: Ergebnis der Parameteridentifikation der Aufbaudämpfung: Hinterachse, Startwert zu niedrig

Speziell bei zu großen Startwerten (siehe Abbildung 5.17) ist zu erkennen, dass die Matlabfunktion `fminsearch` standardmäßig nicht mit Nebenbedingungen arbeitet und hier Strafterme verwendet werden. Bei der Variation der Druckstufe sieht man, dass die Dämpfung bei dem 19. Iterationsschritt negativ und somit laut Nebenbedingungen nicht zulässig ist. Da dem Optimierer die Nebenbedingungen jedoch nicht bekannt sind, hält er diese Lösung zunächst für zulässig und berechnet den Zielfunktionswert. Erst nach der Berechnung der Zielfunktion wird festgestellt, dass die Lösung einen höheren Zielfunktionswert zur Folge hat und deshalb wird der Optimierungsparameter in Richtung des optimalen Wertes variiert.

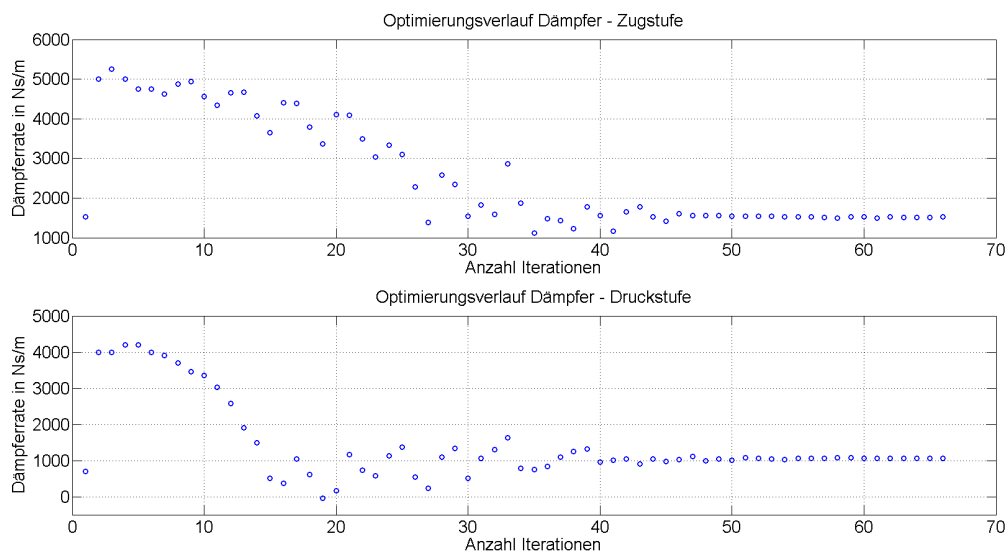


Abbildung 5.17: Ergebnis der Parameteridentifikation der Aufbaudämpfung: Hinterachse, Startwert zu hoch

Wie bereits zuvor erwähnt, befassten sich am FTG bereits mehrere Abschlussarbeiten mit der Untersuchung der Vertikaldynamik von Kraftfahrzeugen. Niederkofler [20] führte in seiner Dissertation ebenfalls eine Parameteridentifikation analog zur Vorgehensweise von Marini [15] durch, wobei er ebenfalls ein komplexeres Reifenmodell verwendete und eine Vielzahl von Fahrzeugparametern gleichzeitig identifizierte. Die Identifikationsergebnisse von Niederkofler für die Dämpferkennwerte der Vorder- und Hinterachse sind in Abbildung 5.18 dargestellt. Im Vergleich mit Abbildung 5.15 erkennt man, dass die hier identifizierten Parameter gut mit den Ergebnissen von Niederkofler übereinstimmen. Dabei ist allerdings zu beachten, dass die Simulationsmodelle für die Parameteridentifikation unterschiedlich sind und Niederkofler die Zug- und Druckstufe mithilfe von mehreren Steigungen modelliert.

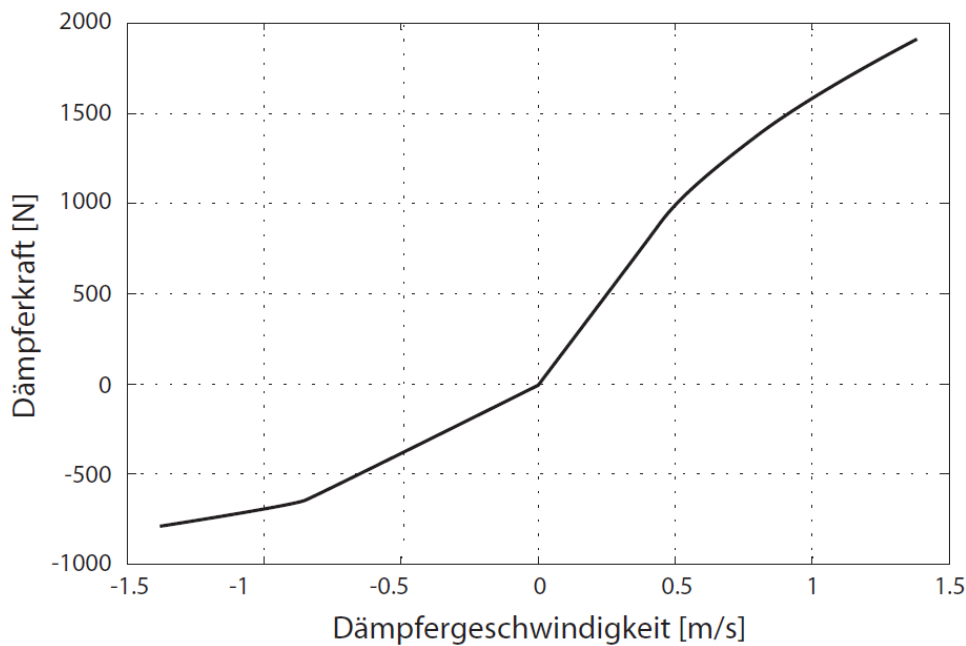


Abbildung 5.18: Ergebnisse der Parameteridentifikation der Dämpfungparameter, [20]

Eine vollständige Identifikation der Dämpfungparameter benötigt in Matlab eine Gesamtzeit von ungefähr 20 Minuten. Dabei ist die Rechenzeit natürlich vom verwendeten Rechner abhängig.

5.1.4 Diskussion der Ergebnisse

Beim Modellentwurf zeigt sich beim Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Messverläufen, dass die hier verwendete Modellierung einer einzelnen Radaufhängung mithilfe eines Viertelfahrzeugmodells zwar sehr gute Ergebnisse liefert, dazu aber das Reifenverhalten genauer betrachtet werden muss. Das in dieser Arbeit benutzte vereinfachte Reifenvertikalmodell beschreibt die physikalischen Zusammenhänge während einer Schwellenüberfahrt wesentlich genauer, obwohl für die Implementierung keine weiteren unbekannt Parameter für das Reifenmodell benötigt werden. Durch die Verwendung des vereinfachten Reifenmodells ist es möglich, die Genauigkeit des Vertikalmodells für die vertikale Radbeschleunigung erheblich zu steigern.

Für die Verifizierung der Identifikationsergebnisse standen vom hier verwendeten Fahrzeug (Opel Kombo) keine Prüfstandsdaten einer Dämpfervermessung zur Verfügung. Im Rahmen dieser Masterarbeit war es nicht möglich, mit einem vollständig vermessenen Fahrzeug und dem notwendigen Messequipment neue Testfahrten auf einer abgesperrten Teststrecke durchzuführen. Deshalb werden für die Verifikation der Methode die Ergebnisse von Niederkofler [20] verwendet, der in seiner Dissertation unter anderem eine Parameteridentifikation der Dämpferkennwerte durchführte. Im Vergleich mit den Ergebnissen von Niederkofler ist ersichtlich, dass mit der hier vorgestellten Methode mit einem relativ einfachen Simulationsmodell und der Verwendung der von Matlab zur Verfügung gestellten Optimierungsmethode sehr gute Ergebnisse erzielt und somit die Dämpfungsparameter identifiziert werden können. Durch eine Variation der Startwerte wird gezeigt, dass die hier erstellte Methode auch mit Startwerten funktioniert, welche von den tatsächlichen Werten weit entfernt sind.

Im Verlauf dieser Masterarbeit wurde lange versucht, die Federsteifigkeiten des Aufbaus ebenfalls mittels einer Parameteridentifikation gemeinsam mit den Dämpfungsparametern zu bestimmen. Mithilfe der hier verwendeten Methode war es jedoch nicht möglich, die Federsteifigkeiten zu identifizieren. Die Auswirkung einer Variation der Federsteifigkeit auf die Zielfunktion war bei einer sprungförmigen Anregung zu gering, um eine sinnvolle Identifikation zu ermöglichen. Eine weitere Möglichkeit für die Identifikation der Federsteifigkeiten wäre die Durchführung einer Untersuchung im Frequenzbereich. Dazu müsste eine Überfahrt über eine Wellenfahrbahn absolviert werden, um eine harmonische Anregung der Radaufhängung zu erzeugen. Eine Weitere Möglichkeit wäre, ein Hindernis zu wählen, welches eine größere Anregungsamplitude besitzt.

5.2 Wankdynamik

Bei der Identifikation des Trägheitsmoments um die x-Achse wird die Rotation der Karosserie um ihre Längsachse betrachtet. Hierzu werden die Rollbewegungen mithilfe von Kurvenfahrten erzeugt, wobei das Fahrzeug entlang einer vorgegebenen Strecke mit konstanter Geschwindigkeit bewegt wird, damit der Einfluss der Längsdynamik minimiert bzw. vernachlässigt werden kann. Um die Anzahl an unbekanntem Parametern zu reduzieren, ist es ratsam, nicht die Bewegung des Fahrzeuges entlang der Strecke, sondern nur die Wankbewegungen der Karosserie während der Kurvenfahrt zu betrachten. Um den Einfluss der Vertikalbewegung der Räder zu verringern, werden die Testfahrten für die Querdynamik des Fahrzeuges ausschließlich auf ebenen Fahrbahnen durchgeführt. Dadurch können die Vertikalbewegungen der Räder vernachlässigt werden.

Die Wankbewegungen des Aufbaus sind im Wesentlichen von der Trägheit der Karosserie um ihre x-Achse, den Federkräften, den Dämpferkräften, den Stabilisator Kräften und von der Momentanpollage des Rollzentrums abhängig. Die Testfahrten werden auf einer ebenen Fahrbahn durchgeführt, somit kann man die Vertikalbewegungen der Reifen vernachlässigen. Die Bestimmung der Gesamtmasse sowie der Steifigkeiten der Federn und der Stabilisatoren erfolgt mithilfe von Messungen in der Werkstatt (siehe Kapitel 4). Die Aufbaudämpfer wurden mit einer Parameteridentifikation einer Schwellenüberfahrt bestimmt (siehe Kapitel 5.1). Als Unbekannte verbleibt zusätzlich zum Trägheitsmoment um die x-Achse auch noch die Momentanpollage des Rollzentrums, welche ebenfalls identifiziert werden muss.

Für die längs- und querdynamischen Untersuchungen stand jenes Testfahrzeug, mit dem die Schwellenüberfahrt durchgeführt wurde (Opel Combo, siehe Kapitel 5.1), nicht zur Verfügung. Deshalb wurde als Testfahrzeug ein Audi A4 Avant 1.8 TFSI [21] verwendet. Dieses Fahrzeug ist auf dem Achskinematikprüfstand der Forschungsgesellschaft Aachen [7] vollständig vermessen worden. Die Messdaten der Trägheitseigenschaften sind im Anhang A.1 ersichtlich.

5.2.1 Auswahl Fahrmanöver

Um den Einfluss des Trägheitsmomentes auf die Wankbewegungen des Fahrzeuges zu verhindern, wird die sogenannte stationäre Kreisfahrt absolviert. Da diese Kreisfahrt ein häufig verwendetes Testmanöver für die Grundlagenuntersuchungen von Fahrzeugen darstellt, ist diese Testfahrt aufgrund der Reproduzierbarkeit in der ISO 4138 [22] genormt. Bei der stationären Kreisfahrt wird das Fahrzeug entlang einer Kreisbahn mit konstantem Radius bewegt, wobei die Längsgeschwindigkeit so langsam erhöht wird, sodass sich für die Querdynamik des Fahrzeuges ein quasi-stationärer Zustand einstellt. Eine detaillierte Beschreibung der Durchführung der Kreisfahrt ist in der Dissertation von Kollreider [2] ersichtlich. Mit diesem Fahrmanöver wird die Lage des Momentanpols des Rollzentrums identifiziert.

Für die Identifikation des Trägheitsmoments müssen jedoch dynamische Bewegungen des Aufbaus erzeugt werden. Als Fahrmanöver wird dazu ein Spurwechsel in der Anlehnung an die Norm ISO 3388-2 [23] durchgeführt. Diese Norm beschreibt die Absolvierung eines doppelten Spurwechsels. Bei den hier verwendeten Testfahrten wird jedoch nur ein einfacher Spurwechsel durchgeführt. Dabei weicht das Fahrzeug bei konstanter Geradeausfahrt einem fiktiven Hindernis aus und wird danach wieder auf eine Geradeausfahrt zurückgelenkt.

5.2.2 Entwurf und Verifikation des Simulationsmodells

Wie bereits erwähnt, ist es für die Parameteridentifikation von Vorteil, die Anzahl an unbekanntem Parametern weitestgehend zu reduzieren. Deshalb wird für die Modellierung der Wankdynamik nur die Rotation der Karosserie um ihre Längsachse, also eine Rotation in der y-z-Ebene, betrachtet. Die Rotation ergibt sich aufgrund der Fliehkräfte F_y , die während einer Kurvenfahrt auf den Aufbau wirken. Bei der Beschreibung der Rotation ist zu beachten, dass die Karosserie nicht um den Schwerpunkt CG , sondern um den Momentanpol des Rollzentrums, dem sog. Wankpol, rotiert. Die Lage des Wankpols hängt von der Geometrie des Fahrwerks ab und wird in dieser Arbeit aufgrund der Annahmen (siehe Kapitel 2) unter den Fahrzeugschwerpunkt modelliert. Somit verbleibt als unbekannter Parameter die Höhe des Wankpols h_{roll} . Laut Ammon [4] liegt die Wankpolhöhe im Bereich von 0.1 m über der Fahrbahnebene.

Für die Modellierung der Wankbewegung wird der Aufbau, wie in Abbildung 5.19 dargestellt, von den Reifen freigeschnitten. Als Schnittkräfte verwendet man die resultierenden Vertikalkräfte der Federn F_{sp} und der Dämpfer F_d . Der Index i steht dabei für den jeweils betrachteten Reifen. Da die realen Wankwinkel in der Regel sehr gering sind, kann laut Ammon [4] die Verschiebung des Schwerpunktes in Bezug auf die Fahrzeuglängsachse vernachlässigt werden.

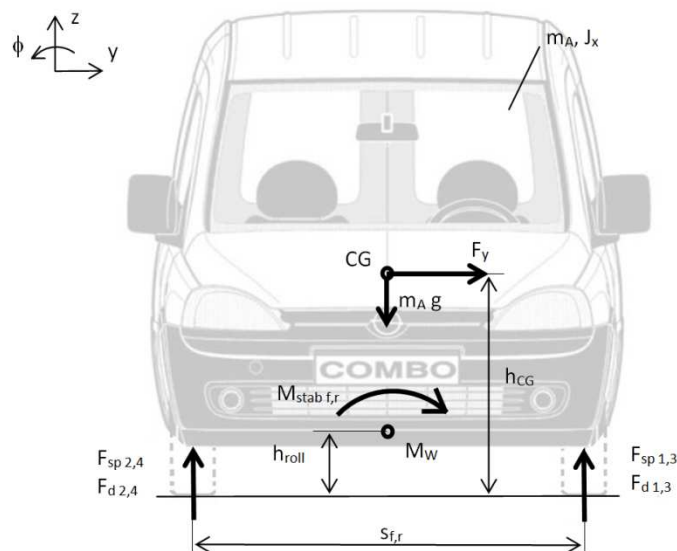


Abbildung 5.19: Entwurf des Wankdynamikmodells: Aufbau freigeschnitten, Fahrzeuggrafik aus Datenblatt Opel, [13]

Mithilfe des Impulssatzes und des Drallsatzes können die Kräfte- und Momentenbilanz um den Punkt M_W für die Fahrzeugmittelebene berechnet werden. Die halben Spurbreiten der Vorderachse s_f und der Hinterachse s_r wirken als Hebelarm der vertikalen Fahrwerkskräfte. Die Drehmomente $M_{stab,f}$ und $M_{stab,r}$ wird aufgrund der Stabilisatoren erzeugt und wirken der Wankbewegung entgegen:

$$m_A \cdot (-a_{y,meas}) = F_y \quad (5.25)$$

$$J_x \ddot{\phi} = -(h_{CG} - h_{roll})F_y + \frac{s_f}{2}(F_{sp1} + F_{d1} - F_{sp2} - F_{d2}) \quad (5.26)$$

$$+ \frac{s_r}{2}(F_{sp3} + F_{d3} - F_{sp4} - F_{d4}) - M_{stab,f} - M_{stab,r}$$

Die resultierenden Feder- und Dämpfer werden analog zur Vertikaldynamik (siehe Kapitel 5.1.2) mit linearen Ansätzen modelliert, wobei die Dämpfer wieder mit zwei unterschiedlichen Dämpfungsraten für die Zug- und Druckstufe beschrieben werden. Da die Testfahrten ausschließlich auf ebenen Fahrbahnen stattfinden, können die Vertikalbewegungen der Räder vernachlässigt werden und der Einfederweg Δz_i ergibt sich in Abhängigkeit der Geometrie der Karosserie (Spurweiten $s_{f,r}$) und des Wankwinkels ϕ . Aufgrund der kleinen Wankwinkel werden die Sinus- und Cosinusterme vernachlässigt:

$$\text{Für } \phi \ll 1 \text{ gilt: } \sin(\phi) = \phi, \quad \cos(\phi) = 1 \quad (5.27)$$

$$F_{sp,i} = c_{A,i} \cdot \Delta z_i, \quad i = 1 \dots 4 \quad (5.28)$$

$$\Delta z_1 = \frac{s_f}{2} \phi, \quad \Delta z_2 = -\frac{s_f}{2} \phi, \quad \Delta z_3 = \frac{s_r}{2} \phi, \quad \Delta z_4 = -\frac{s_r}{2} \phi \quad (5.29)$$

$$F_{d,i} = \begin{cases} d_{tens} \cdot \Delta \dot{z}_i, & \Delta \dot{z}_i > 0 \\ d_{comp} \cdot \Delta \dot{z}_i, & \Delta \dot{z}_i < 0 \end{cases}, \quad i = 1 \dots 4 \quad (5.30)$$

$$\Delta \dot{z}_1 = \frac{s_f}{2} \dot{\phi}, \quad \Delta \dot{z}_2 = -\frac{s_f}{2} \dot{\phi}, \quad \Delta \dot{z}_3 = \frac{s_r}{2} \dot{\phi}, \quad \Delta \dot{z}_4 = -\frac{s_r}{2} \dot{\phi} \quad (5.31)$$

Für die Modellierung der Stabilisatoren gibt es mehrere Möglichkeiten. Man kann wie in der Dissertation von Boßdorf-Zimmer [24] das resultierende Stabilisatormoment M_{stab} aufgrund des Wankwinkels und einer Drehfedersteifigkeit berechnen. Für den Vergleich der Steifigkeiten mit Messdaten von Fahrwerksprüfständen (siehe Kapitel 3.3.1 und 3.3.3) ist es aber vorteilhafter, den Stabilisator als lineare, vertikal wirkende Feder zu modellieren, welche der Aufbaufeder parallel geschaltet ist. Bei der Vermessung der Steifigkeiten (siehe Kapitel 4.3) wurde unter anderem die Wankfedersteifigkeit bei gegensinniger Einfederung bestimmt. In dieser Wankfedersteifigkeit ist der gleichzeitige Einfluss der Feder und der Stabilisatoren enthalten. Um nur die Wirkung des Stabilisators zu bestimmen, muss zunächst eine Stabilisatorsteifigkeit c_{stab} berechnet werden, welche sich aus der Differenz der Wankfedersteifigkeit und der Hubfedersteifigkeit ergibt:

$$c_{stab,f,r} = c_{roll,f,r} - c_{A,f,r} \quad (5.32)$$

Die resultierende Stabilisatorkraft F_{stab} hängt nicht vom Einfederweg eines Rades, sondern von der Differenz des Einfederweges der linken und rechten Räder ab. Um die Stabilisatoren als parallel geschaltete, vertikal wirkende Feder zu modellieren, muss die Wirkung der Stabilisatorkraft auf die linke und rechte Seite des Fahrzeuges aufgeteilt werden. Da das Fahrzeug laut Annahme (siehe Kapitel 2) symmetrisch zur Längsachse aufgebaut ist, ergibt sich für die Berücksichtigung der Aufteilung der Faktor 0.5:

$$F_{stab,f} = \frac{1}{2} c_{stab,f} \cdot [\Delta z_1 - \Delta z_2], \quad F_{stab,r} = \frac{1}{2} c_{stab,r} \cdot [\Delta z_3 - \Delta z_4] \quad (5.33)$$

Mithilfe des Hebelgesetzes kann das wirkende Stabilisatormoment M_{stab} aus der Stabilisatorkraft F_{stab} und dem entsprechenden Hebelarm berechnet werden:

$$M_{stab,f} = F_{stab,f} \frac{s_f}{2}, \quad M_{stab,r} = F_{stab,r} \frac{s_r}{2} \quad (5.34)$$

Mithilfe der Kräfte- und Momentenbilanz (siehe Glg. (5.25) und Glg. (5.26)) kann ein Simulationsmodell erstellt werden.

Die Querkraft F_y entspricht der Trägheitskraft, welche aufgrund der Querbewegung des Fahrzeuges hervorgerufen wird und berechnet sich als Produkt aus Aufbaumasse m_A und der gemessenen Querbeschleunigung $a_{y,meas}$. Somit ist es naheliegend, für das Wankdynamikmodell die gemessene Querbeschleunigung, welche mithilfe der Kreiselplattform gemessen wird (siehe Kapitel 3.6), als Eingangsgröße des Wankdynamikmodells zu definieren. Im Allgemeinen ist es bei der Montage der Kreiselplattform jedoch nicht möglich, diese im Schwerpunkt des Fahrzeuges zu montieren. Aufgrund dieser Fehleinbaulage müssen die gemessenen Beschleunigungen korrigiert werden, wobei in dieser Masterarbeit die Korrektur wie in der Dissertation von Kollreider [2] durchgeführt wurde.

Mit der Kreiselplattform erfolgt zusätzlich die Vermessung der Drehgeschwindigkeiten um die Hauptachsen. Der aktuelle Wankwinkel ϕ_{meas} kann durch numerische Integration der Wankwinkeldrehgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{meas}$ bestimmt werden. Da sich laut Hirschberg [1] der Frequenzbereich der querdynamischen Bewegung im Bereich bis ungefähr 5 Hz erstreckt (siehe Abbildung 3.3) und die Messsignale der Drehgeschwindigkeiten mit einer Abtastfrequenz von 1 kHz gemessen wurden, berechnet man aus der gemessenen Wankwinkeldrehgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{meas}$ die Wankwinkelbeschleunigung $\ddot{\phi}_{meas}$ mittels numerischer Differentiation. Für die Parameteridentifikation ist es naheliegend, zur Bestimmung der Wankpolhöhe (mithilfe der stationären Kreisfahrt) den Wankwinkel als Ausgangsgröße zu verwenden. Für die Bestimmung des Trägheitsmoments um die x-Achse (mithilfe des einfachen Spurwechsels) ist es von Vorteil, direkt die Wankwinkelbeschleunigung zu betrachten und diese mit den Messdaten zu vergleichen. Ein Überblick des resultierenden Wankdynamikmodells ist in Abbildung 5.20 dargestellt.

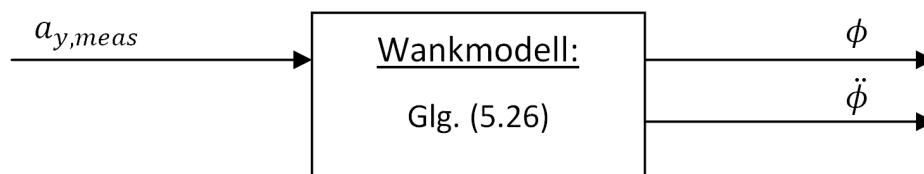


Abbildung 5.20: Überblick Wankdynamikmodell: Festlegung der Eingangs- und Ausgangsgrößen

Für die Simulation muss zunächst noch ein sinnvoller Startparametersatz bestimmt werden, welcher in Tabelle 5.2 ersichtlich ist. Die Gesamtmasse m_{tot} beinhaltet das Leergewicht sowie das Zusatzgewicht von Fahrer und Messtechnik und wurde vor den Testfahrten gemessen. Die Aufteilung der Gesamtmasse in ungefederte Masse (Reifen und Anteile des Fahrwerks) und gefederte Masse m_A (Aufbau und Anteile des Fahrwerks) ist ohne detaillierte Kenntnisse des Fahrwerks nicht möglich. Für die Verifikation wird die gefederte Masse m_A zunächst analog zur Vertikaldynamik aus der Gesamtmasse abzüglich der vier Reifenmassen geschätzt (siehe Glg. (5.13)). Dazu wird eine Reifenmasse m_w von 20 kg angenommen.

Tabelle 5.2: Fahrzeugdaten für das Wank- und Nickdynamikmodell

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit	Quelle
Gesamtmasse	m_{tot}	1796	kg	Messdaten
Gefederte Masse	m_A	1716	kg	Geschätzt
Trägheitshalbmeter um die x-Achse	i_X	0.65	m	Reimpell et.al. [25]
Trägheitshalbmeter um die y-Achse	i_Y	1.21	m	Reimpell et.al. [25]
Trägheitsmoment x-Achse: Startwert	J_{x0}	725	kgm ²	Berechnet
Trägheitsmoment y-Achse: Startwert	J_{y0}	2653	kgm ²	Berechnet
Schwerpunkthöhe	h_{CG}	0.55	m	Prüfbericht [7]
Wankpolhöhe	h_{roll}	0.1	m	Geschätzt
Nickpolhöhe	h_{pitch}	0.3	m	Geschätzt
Radstand	l	2.81	m	Herstellerangaben
Schwerpunktsabstand Vorderachse	l_f	1.34	m	Prüfbericht [7]
Spurweite Vorderachse	s_f	1.56	m	Herstellerangaben
Spurweite Hinterachse	s_r	1.55	m	Herstellerangaben
Aufbaufedersteifigkeit Vorderachse	$c_{A,f}$	31000	N/m	Prüfbericht [7]
Aufbaufedersteifigkeit Hinterachse	$c_{A,r}$	32000	N/m	Prüfbericht [7]
Stabilisatorsteifigkeit Vorderachse	$c_{stab,f}$	36000	N/m	Prüfbericht [7]
Stabilisatorsteifigkeit Hinterachse	$c_{stab,r}$	17000	N/m	Prüfbericht [7]
Dämpferrate Vorderachse Zug	$d_{tens,f}$	2800	Ns/m	Prüfbericht [7]
Dämpferrate Vorderachse Druck	$d_{comp,f}$	1100	Ns/m	Prüfbericht [7]
Dämpferrate Hinterachse Zug	$d_{tens,r}$	2200	Ns/m	Prüfbericht [7]
Dämpferrate Hinterachse Druck	$d_{comp,r}$	650	Ns/m	Prüfbericht [7]

Der Startwert für die Trägheitsmomente um die x-Achse J_{x0} und die y-Achse J_{y0} können laut Reimpell et. al. [25] mithilfe der Trägheitshalbmesser i_X und i_Y geschätzt werden (siehe Glg. (5.35)). Diese Trägheitshalbmesser findet man in Tabellen [25], sie werden für eine Mittelklasselimousine bei Leergewicht für die x-Achse mit 0.65 m und die y-Achse mit 1.21 m angegeben.

$$J_{x0} = m_A i_X^2 \quad , \quad J_{y0} = m_A i_Y^2 \quad (5.35)$$

Die Lage des Schwerpunktes und die Kennwerte der Aufbaufeder, Aufbaudämpfer und der Stabilisatoren können mit den Messungen in Kapitel 4 und Kapitel 5.1 bestimmt werden. Da das Versuchsfahrzeug für diese Untersuchungen nicht zur Verfügung stand, wurden diese Werte aus dem Prüfbericht [7] verwendet. Bei einer Parameterbestimmung mit einem unbekanntem Fahrzeug müssen diese Parameter mit den bereits vorgestellten Methoden vorab bestimmt werden.

Für die Verifikation des Wankdynamikmodells wird zunächst die stationäre Kreisfahrt betrachtet. In Abbildung 5.21 ist der zeitliche Verlauf der Querbeschleunigung während einer Kreisfahrt ersichtlich. Aufgrund des positiven Verlaufs erkennt man, dass sich das Fahrzeug entlang einer Linkskurve bewegt. Des Weiteren ist ersichtlich, dass bei den Testfahrten die Messdaten nicht vom Stillstand, sondern erst nach dem Einlenken in die Kreisbahn aufgezeichnet wurden. Deshalb ergibt sich zu Beginn der Messdaten bereits ein Wankwinkel ungleich Null. Der Wankwinkel wird aber mithilfe von

numerischer Integration aus der Wankwinkeldrehgeschwindigkeit $\dot{\phi}_{meas}$ berechnet, wobei für diese Integration ein Startwert ϕ_0 notwendig ist.

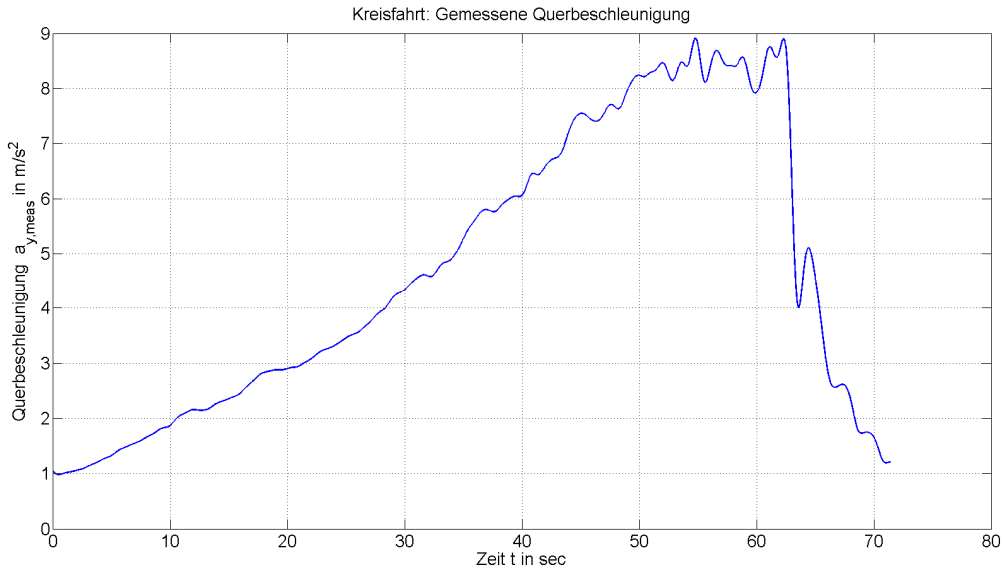


Abbildung 5.21: Wankdynamik Kreisfahrt: zeitlicher Verlauf der gemessenen Querbeschleunigung während einer Linkskurve

Für die Berechnung wird der Drallsatz (siehe Glg. (5.26)) im stationären Fall betrachtet, wobei durch die stationäre Betrachtung der Einfluss des Trägheitsmomentes und der Aufbaudämpfer zu Null wird:

$$\begin{aligned}
 J_x \cdot 0 = & -(h_{CG} - h_{roll})m_A(-a_{y,meas}) + \frac{S_f}{2}(c_{A,f} \cdot \Delta z_1 - c_{A,f} \cdot \Delta z_2) \\
 & + \frac{S_r}{2}(c_{A,r} \cdot \Delta z_3 - c_{A,r} \cdot \Delta z_4) - \frac{S_f}{2} \left(\frac{c_{stab,f}}{2} (\Delta z_1 - \Delta z_2) \right) \\
 & - \frac{S_r}{2} \left(\frac{c_{stab,r}}{2} (\Delta z_3 - \Delta z_4) \right)
 \end{aligned} \quad (5.36)$$

Mithilfe der Einfederwege (siehe Glg. (5.29)) kann der stationäre Wankwinkel ϕ_{stat} berechnet werden:

$$\phi_{stat} = \frac{(h_{CG} - h_{roll})m_A(-a_{y,meas})}{\frac{S_f^2}{2} \left(c_{A,f} + \frac{c_{stab,f}}{2} \right) + \frac{S_r^2}{2} \left(c_{A,r} + \frac{c_{stab,r}}{2} \right)} \quad (5.37)$$

Der Startwert ϕ_0 für die numerische Integration entspricht dem stationären Wankwinkel ϕ_{stat} bei der gemessenen Querbeschleunigung zum Zeitpunkt $t = 0 \text{ sec}$.

$$\phi_0 = \phi_{stat} \left(a_{y,meas}(t = 0) \right) \quad (5.38)$$

Um den Einfluss des Messrauschens zu verringern ist es sinnvoll, den betrachteten Frequenzbereich einzuschränken. Dazu wird ein digitales Butterworth-Filter 4. Ordnung verwendet. Die Grenzfrequenz wird im Vergleich mit Abbildung 3.3 mit 5 Hz gewählt. Dazu wird das Signal zweifach, zuerst in Vorwärts- und danach in Rückwärtsrichtung, gefiltert und somit eine nullphasige Filterung erzeugt.

In Abbildung 5.22 sind die zeitlichen Verläufe des gemessenen und des simulierten Wankwinkels dargestellt. Laut Ammon [4] ergibt sich aufgrund der gegenläufigen Einfederung eine Eliminierung der Asymmetrien der Fahrwerkskomponenten. Des Weiteren sind speziell bei PKWs die Reibungseigenschaften der Radaufhängung sehr gering. Deshalb weist der Zusammenhang zwischen der Querschleunigung und dem Wankwinkel einen linearen Charakter auf, welcher auch im Vergleich mit der gemessenen Querschleunigung (siehe Abbildung 5.21) zu erkennen ist. Beim Vergleich der Simulations- und Messdaten erkennt man, dass das Wankdynamikmodell für eine stationäre Kreisfahrt sehr gute Ergebnisse liefert und die zeitlichen Verläufe sehr gut übereinstimmen. Des Weiteren ist ersichtlich, dass der simulierte Wankwinkel im Gegensatz zum gemessenen Verlauf geringere Werte annimmt. Das deutet darauf hin, dass die Wankpolhöhe h_{roll} und die gefederte Masse m_A nicht ausreichend genau geschätzt wurden. Zusätzlich sind in dieser Darstellung zwei Simulationen mit unterschiedlichen Trägheitsmomenten J_x dargestellt. Bei der Gegenüberstellung kann man feststellen, dass während einer stationären Kreisfahrt der Wankwinkel unabhängig vom Trägheitsmoment ist und sich für unterschiedliche Trägheitsmomente nahezu identische Wankwinkelverläufe ergeben.

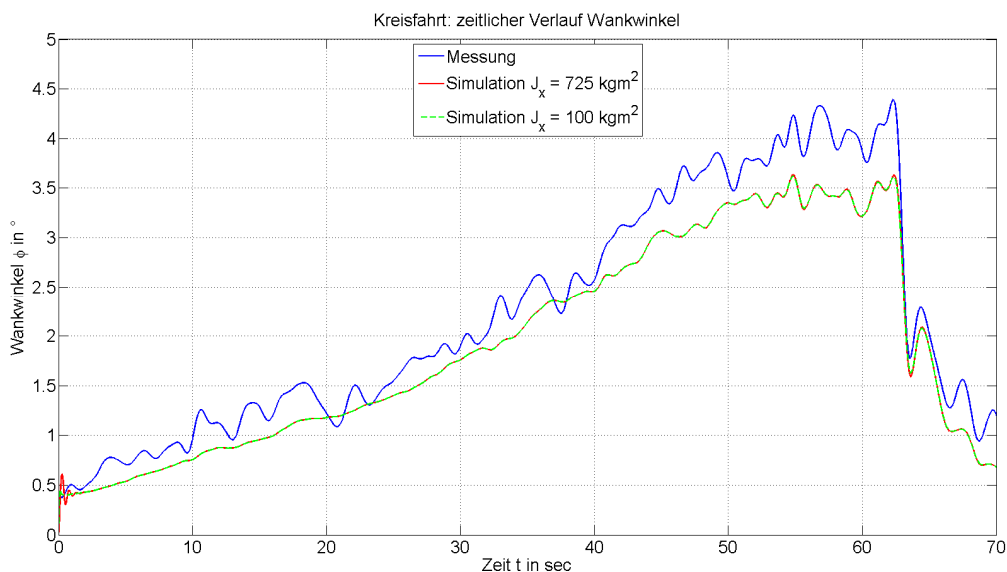


Abbildung 5.22: Wankdynamik Kreisfahrt: zeitlicher Verlauf des Wankwinkels: Vergleich Messung und Simulation bei zwei unterschiedlichen Trägheitsmomenten

Somit müssen für die Identifikation des Trägheitsmoments dynamische Bewegungen des Aufbaus erzeugt werden. Dazu ist in Abbildung 5.23 die gemessene Querbeschleunigung $a_{y,meas}$ während eines einfachen Spurwechsels dargestellt. Der eigentliche Spurwechsel findet in einem Zeitraum von ungefähr 3 sec statt. Um den größtmöglichen Dynamikbereich zu betrachten, wird beim einfachen Spurwechsel das Butterworth-Filter deaktiviert und das ungefilterte Signal verwendet.

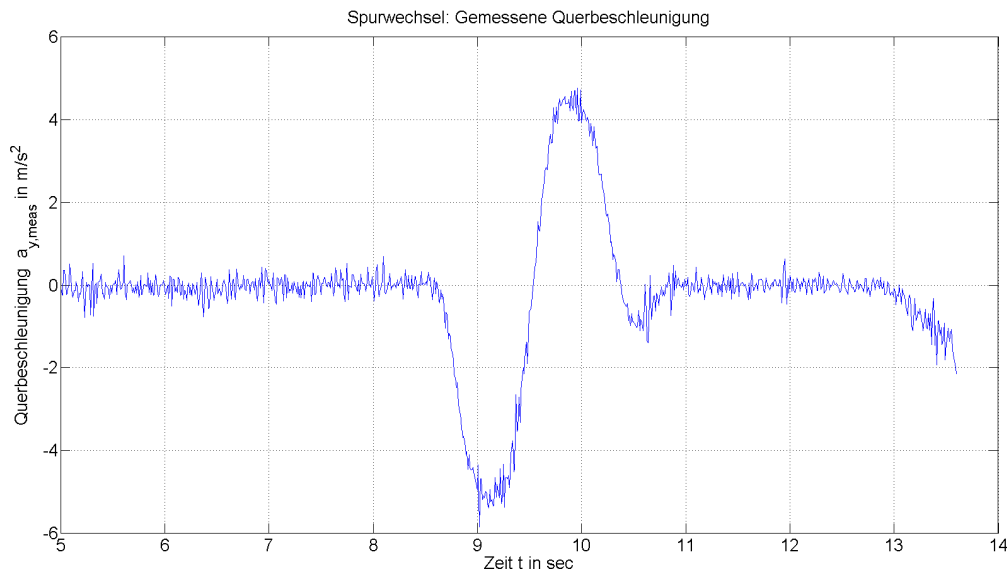


Abbildung 5.23: Wankdynamik Spurwechsel: zeitlicher Verlauf der gemessenen Querbeschleunigung

In Abbildung 5.24 sind der gemessene und der simulierte Wankwinkelverlauf während eines einfachen Spurwechsels dargestellt. Bei den Spitzenwerten während des Ausweichmanövers ist ersichtlich, dass die Verläufe, trotz der Schätzung von Wankpolhöhe und gefederter Masse, sehr gut mit den Messdaten übereinstimmen. Das deutet darauf hin, dass das Trägheitsmoment zu groß geschätzt wurde. Aufgrund der Abweichung von Mess- und Simulationsverlauf vor dem eigentlichen Lenkmanöver erkennt man, dass das hier verwendete Wankdynamikmodell viele Vereinfachungen in sich trägt und zum Beispiel keine Neigungen der Fahrbahn sowie die Unterscheidung der Wankpolhöhen der Vorder- und Hinterachse (und die damit resultierende Wankachse, siehe [4],[6]) nicht berücksichtigt wurde. Da man für die Identifikation des Trägheitsmomentes die Wankwinkelbeschleunigung betrachtet und vergleicht, wird die Abweichung des Wankwinkelverlaufs während des einfachen Spurwechsels toleriert.

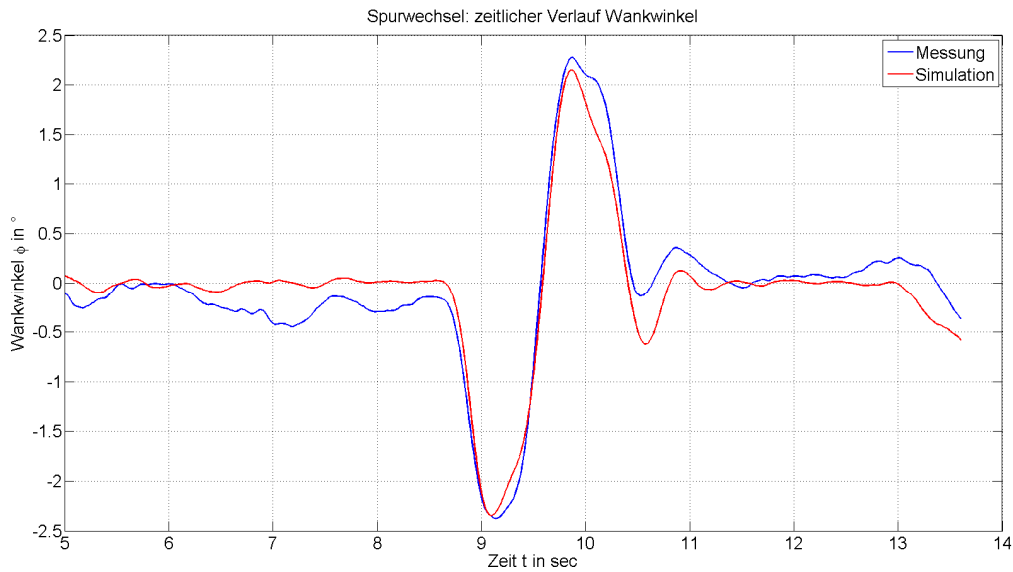


Abbildung 5.24: Wankdynamik Spurwechsel: zeitlicher Verlauf des Wankwinkels: Vergleich Messung und Simulation

In Abbildung 5.25 sind die zeitlichen Verläufe der Wankwinkelbeschleunigung dargestellt. Das starke Rauschen des Messverlaufs ergibt sich aufgrund der numerischen Differentiation eines ungefilterten Messsignals. Man erkennt aber trotz der starken Verrauschung, dass die Verläufe sehr gut übereinstimmen und das Wankdynamikmodell ausreichend genaue Ergebnisse liefert.

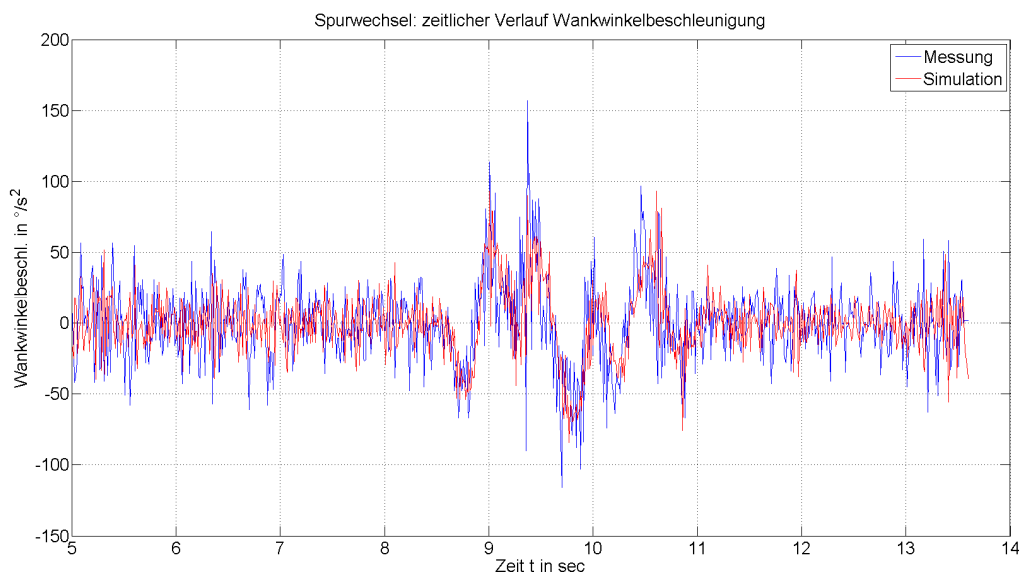


Abbildung 5.25 Wankdynamik Spurwechsel: zeitlicher Verlauf der Wankwinkelbeschleunigung: Vergleich Messung und Simulation

Beim Vergleich mit den Messdaten stellte sich heraus, dass der Zusammenhang für den stationären Wankwinkel ebenfalls sehr gute Resultate liefert. Da in dieser Masterarbeit aber das Trägheitsmoment um die x-Achse identifiziert werden soll, ist eine stationäre Betrachtung der Wankbewegung nicht ausreichend. Deshalb wird für die Identifikation des Trägheitsmoments das hier entworfene Wankdynamikmodell verwendet. Aufgrund der geringen Abweichung der Wankbewegungen während beider Testmanöver wird diese Modellierungstiefe als ausreichend empfunden und für die Parameteridentifikation verwendet.

5.2.3 Identifikation der Parameter

Wie bereits eingangs erwähnt, werden für die Identifikation der Lage des Momentanpols und des Trägheitsmoments um die x-Achse zwei unterschiedliche Fahrmanöver absolviert und zwei separate Identifikationen durchgeführt.

Identifikation: stationäre Kreisfahrt

Für die Parameteridentifikation bei der stationären Kreisfahrt ist es vorteilhaft, anstatt des zeitlichen Verlaufs des Wankwinkels den linearen Zusammenhang zwischen Wankwinkel und Querbeschleunigung zu benutzen. In Abbildung 5.26 ist dieser Zusammenhang bei einer stationären Kreisfahrt dargestellt. Bei den in Rot dargestellten Simulationsdaten erkennt man sehr gut, dass die gemessene Querbeschleunigung als Eingangsgröße linear in die Modellgleichung eingeht. Die Steigung dieses Verlaufs entspricht dem Produkt aus Wankhebelarm $(h_{CG} - h_{roll})$ und gefederter Masse m_A (vgl. Glg. (5.26)) und wurde bei der Berechnung des Startparametersatzes zunächst nur geschätzt. Da für eine genaue Bestimmung der gefederten Massen eine detaillierte Kenntnis über das Fahrwerk notwendig ist, ist es für die Parameteridentifikation sinnvoll, nicht die Wankpolhöhe h_{roll} , sondern das Produkt aus Hebelarm und gefederten Masse als Optimierungsvariable x zu definieren:

$$x = (h_{CG} - h_{roll}) m_A \quad (5.39)$$

Als Zielfunktion (siehe Glg. (5.40)) wird die quadratische Abweichung der Steigungen der Mess- und Simulationsdaten verwendet. Da die Wankwinkel in Radiant berechnet werden und das Quadrieren der Abweichungen zu noch kleineren Zahlenwerten führt, ist es für die numerische Genauigkeit vorteilhaft, den Gewichtungsfaktor k sehr groß zu wählen. Der Faktor wurde empirisch mit $k = 10^7$ bestimmt.

$$f(x) = k \cdot \left(\frac{\partial \phi_{meas}}{\partial a_y} - \frac{\partial \phi_{sim}}{\partial a_y} \right)^2 \quad (5.40)$$

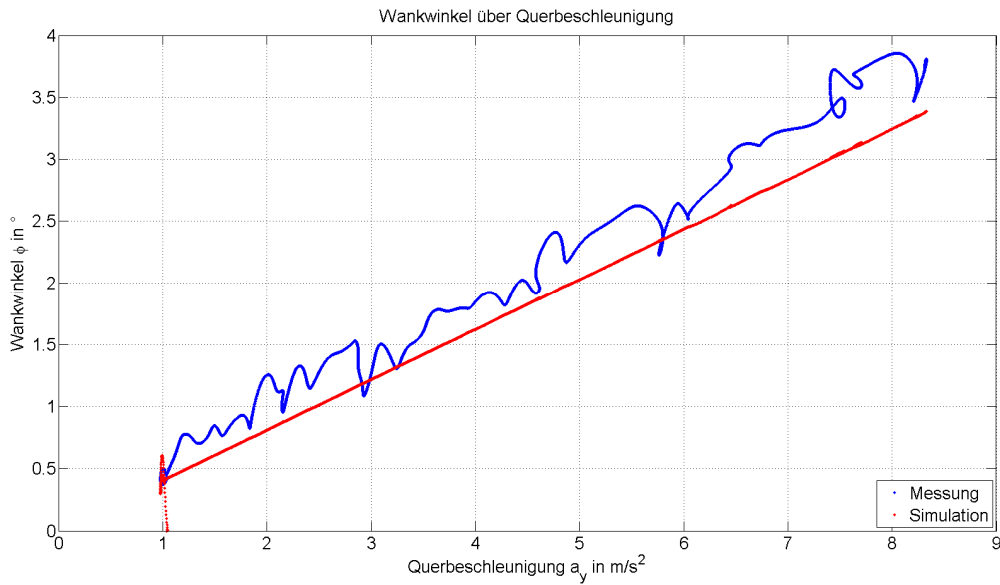


Abbildung 5.26: Wankdynamik Kreisfahrt: Wankwinkel in Abhängigkeit der gemessenen Querbeschleunigung

Für die Implementierung der Optimierungsaufgabe kam analog zur Vertikaldynamik (siehe Kapitel 5.1.3) die Matlabfunktion `fminsearch` zum Einsatz. Bei der Parameteridentifikation der Kreisfahrt wurden keine Nebenbedingungen und somit auch keine Strafterme benutzt.

In Abbildung 5.27 sind die Ergebnisse der Parameteridentifikation für die Kreisfahrt dargestellt. Man erkennt, dass sich nach ca. 14 Iterationen eine stationäre Lösung einstellt.

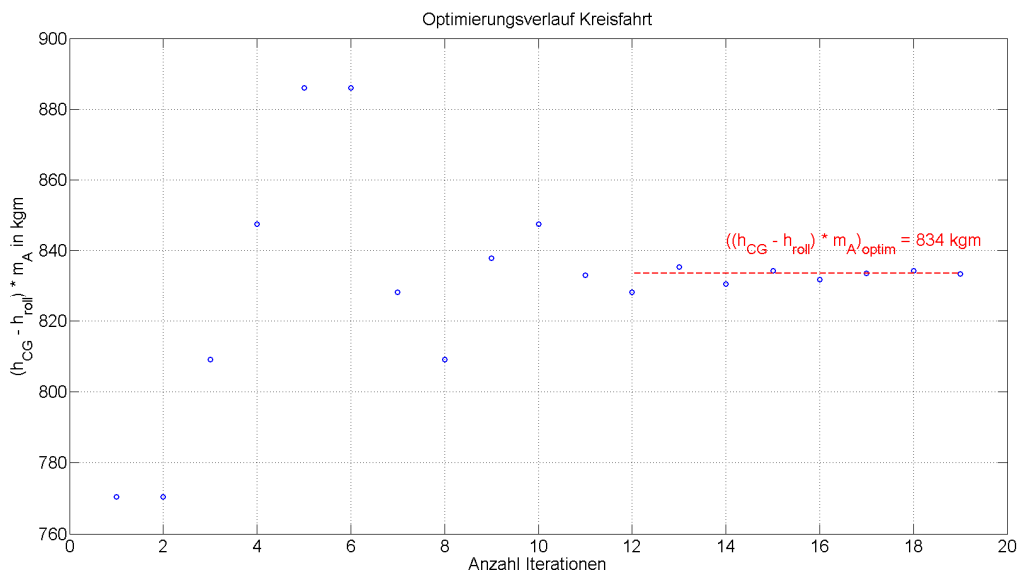


Abbildung 5.27: Wankdynamik: Ergebnis der Parameteridentifikation der Kreisfahrt

In der Abbildung 5.28 sind die Wankwinkel in Abhängigkeit der gemessenen Querbeschleunigung dargestellt, wobei eine Simulation mit dem Startparametersatz (in rot dargestellt) und eine Simulation mit dem identifizierten Parameter (in grün dargestellt) durchgeführt wurde. Es ist ersichtlich, dass durch die Identifikation die Steigungen der Messverläufe und der identifizierten Verläufe sehr gut übereinstimmen.

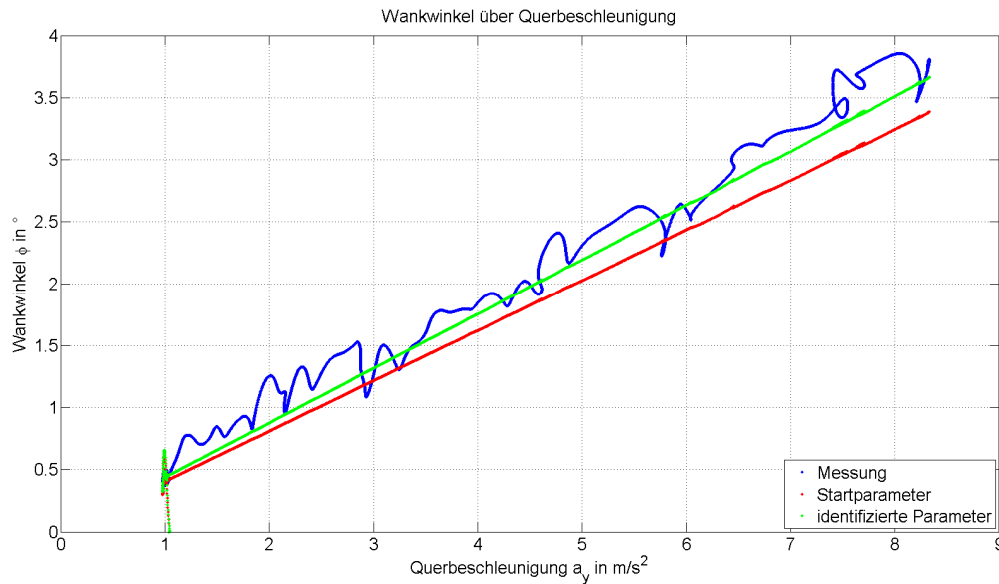


Abbildung 5.28: Wankdynamik Kreisfahrt: Wankwinkel in Abhängigkeit der gemessenen Querbeschleunigung

In der Abbildung 5.29 und Abbildung 5.30 sind die Optimierungsergebnisse bei zu hohen und zu niedrigen Startwerten ersichtlich, wobei diese Startwerte bewusst falsch gewählt wurden. Man erkennt, dass trotz der schlecht gewählten Startwerte eine optimale Lösung gefunden wird und die Identifikationsmethode nicht von der Genauigkeit bzw. der Wahl der Startwerte beeinflusst wird.

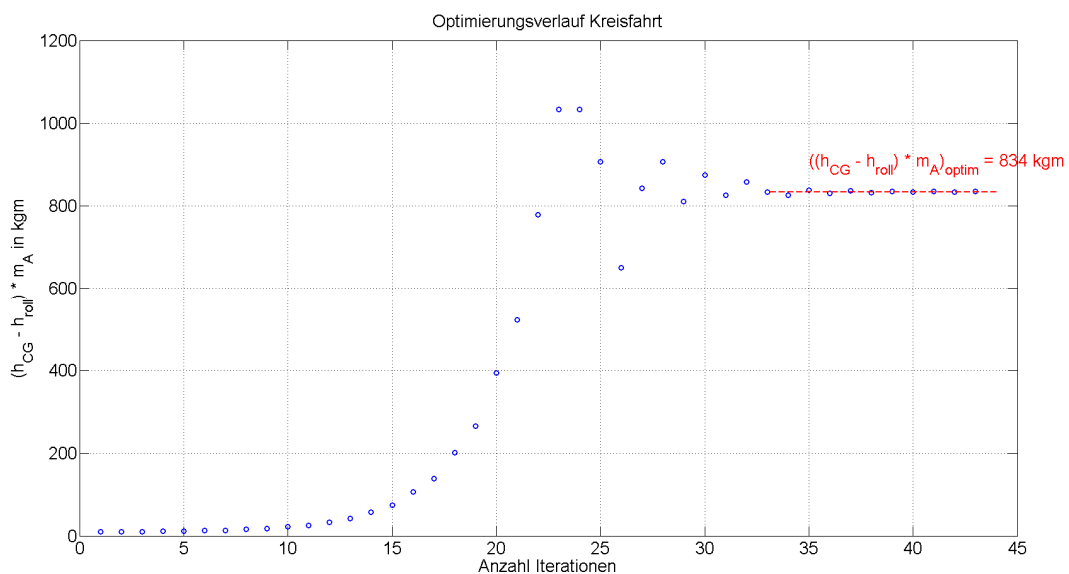


Abbildung 5.29 Wankdynamik: Ergebnis der Parameteridentifikation der Kreisfahrt, Startwert zu niedrig

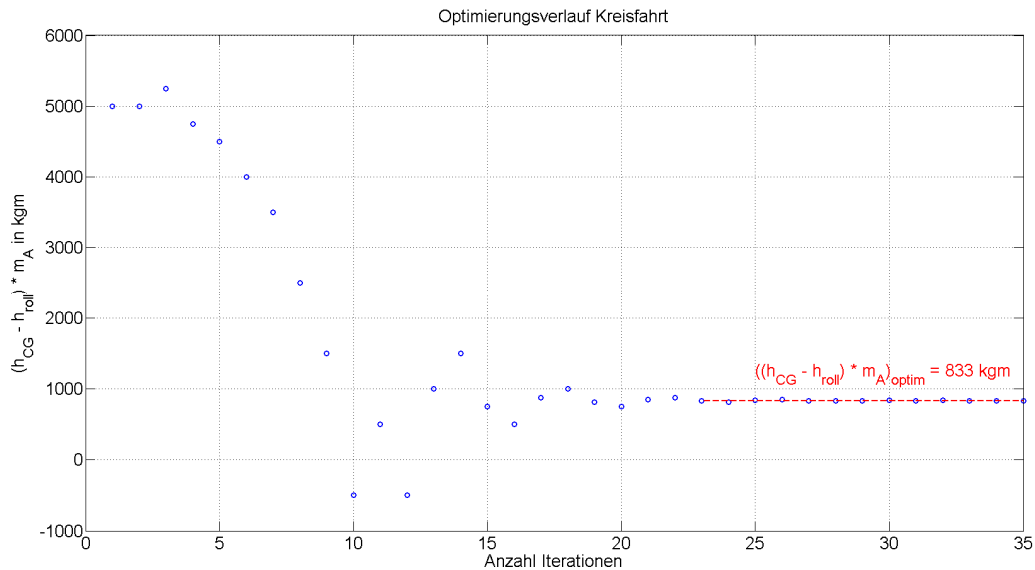


Abbildung 5.30 Wankdynamik: Ergebnis der Parameteridentifikation der Kreisfahrt, Startwert zu groß

Für die Parameteridentifikation standen die Messdaten von insgesamt zehn Kreisfahrten zur Verfügung, wobei man sechs Kreise im Gegen- und vier Kreise im Uhrzeigersinn absolvierte. Für die Identifikation wurden bei der Berechnung der Steigung des gemessenen Verlaufs die Messdaten aller zehn Kreisfahrten verwendet und die Identifikation durchgeführt.

Identifikation: einfacher Spurwechsel

Für die Identifikation des gesuchten Trägheitsmoments um die x-Achse wird der einfache Spurwechsel betrachtet. Als Startparametersatz werden die Fahrzeugparameter nach Tabelle 5.2 betrachtet. Lediglich für das Produkt aus Wankhebelarm $(h_{CG} - h_{roll})$ und gefederter Masse m_A wird das Identifikationsergebnis der Parameteridentifikation der Kreisfahrt verwendet.

Da mithilfe der Fahrmanöver und der Aufteilung der Parameteridentifikationen für die Kreisfahrt und dem Spurwechsel das Trägheitsmoment um die x-Achse als einziger unbekannter Parameter verbleibt, ist es für die Parameteridentifikation sinnvoll, das Trägheitsmoment als Optimierungsvariable x zu definieren:

$$x = J_x \tag{5.41}$$

Für die Beurteilung der Identifikation benutzt man die quadratische Abweichung der Wankwinkelbeschleunigung als Zielfunktionswert:

$$f(x) = \int_{t_1}^{t_1+T_{spur}} (\ddot{\phi}_{meas}(x) - \ddot{\phi}_{sim}(x))^2 dt \tag{5.42}$$

Die untere Integrationskonstante t_1 entspricht jenem Zeitpunkt, bei welchem das Ausweichmanöver gestartet wird. Die obere Integrationsgrenze wird aufgrund der Dauer des Spurwechsels T_{spur} gewählt und ist von der jeweiligen Testfahrt abhängig. Im Vergleich mit der gemessenen Querbeschleunigung in Abbildung 5.23 ergibt sich für diese Testfahrt eine untere Integrationskonstante von $t_1 = 8.5 \text{ sec}$ und eine Dauer von $T_{spur} = 2 \text{ sec}$. Für die Berechnung der Stützstellen wurde eine Abtastzeit von $T_{optim} = 10 \text{ msec}$ gewählt.

Für die Implementierung der Optimierungsaufgabe wird ebenfalls wieder die Matlabroutine `fminsearch` eingesetzt. Als Nebenbedingungen werden physikalisch sinnvolle Grenzen für das Trägheitsmoment verwendet und analog zur Vertikaldynamik durch Strafterme implementiert (siehe Kapitel 5.1.3):

$$0 < J_x < 10.000 \quad (5.43)$$

In Abbildung 5.31 sind die Identifikationsergebnisse für einen einfachen Spurwechsel dargestellt. Man erkennt, dass der Startwert zu hoch geschätzt wurde und sich ein optimaler Wert nach ungefähr 15 Schritten einstellt.

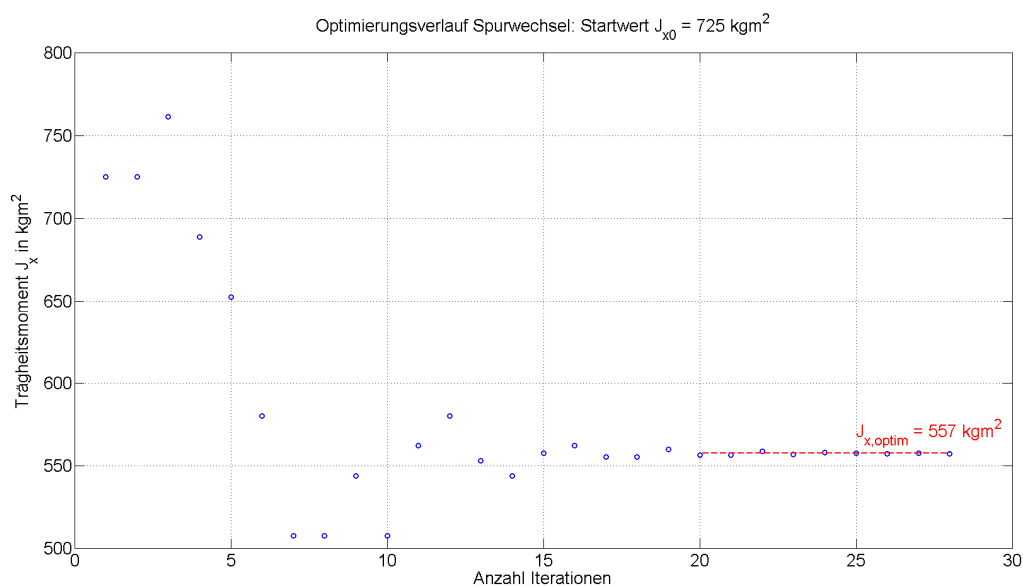


Abbildung 5.31 Wankdynamik: Ergebnis der Parameteridentifikation beim Spurwechsel

Für die Verifizierung der Parameteridentifikation werden die Trägheitsparameter aus dem Prüfbericht der Vermessung am Achskinematikprüfstand in Aachen [7] verwendet. Diese Messdaten sind auch im Anhang A.1 ersichtlich.

Laut Prüfbericht wurde ein Trägheitsmoment von $J_{x,test} = 543 \text{ kgm}^2$ um die x-Achse gemessen, wobei das Fahrzeug im Leerzustand mit einer Tankfüllung von 50 % bestimmt wurde. Da während der Messfahrten aber noch zusätzlich ein Fahrer und ein Beifahrer an Bord waren sowie zusätzliche Messtechnik verbaut wurde, muss das gemessene Trägheitsmoment noch angepasst werden. Da es

sich hier lediglich um eine Näherung handelt, wird der Einfluss der Messtechnik vernachlässigt, da diese im Kofferraum im Bereich der Längsachse montiert wurde und somit nur einen geringen Einfluss auf das Trägheitsmoment besitzt. Das Gewicht der beiden Personen m_{Pers} wird mithilfe des Satzes von Steiner berücksichtigt, wobei r_{Pers} dem Schwerpunktsabstand der jeweiligen Person zum Fahrzeugmittelpunkt entspricht.

$$J_{x,2Pers} = J_{x,test} + 2 \cdot m_{Pers} \cdot r_{Pers}^2 \approx 564 \text{ kg m}^2 \quad (5.44)$$

Es lässt sich feststellen, dass sich das Trägheitsmoment für zwei weitere Personen um weniger als 5 % gegenüber der Messung des leeren Fahrzeuges vergrößert.

Mithilfe der Parameteridentifikation wurde ein Trägheitsmoment von

$$J_{x,optim} = 557 \text{ kgm}^2$$

bestimmt. Im Vergleich mit der Abschätzung für zwei Personen $J_{x,2Pers}$ erkennt man, dass die Abweichung weniger als 2 % beträgt.

Für die Beurteilung der Abhängigkeit der Startwerte werden diese wieder bewusst zu niedrig bzw. zu hoch gewählt und eine neuerliche Identifikation durchgeführt. In Abbildung 5.32 sind die Identifikationsergebnisse für zu niedrig gewählte Startwerte dargestellt.

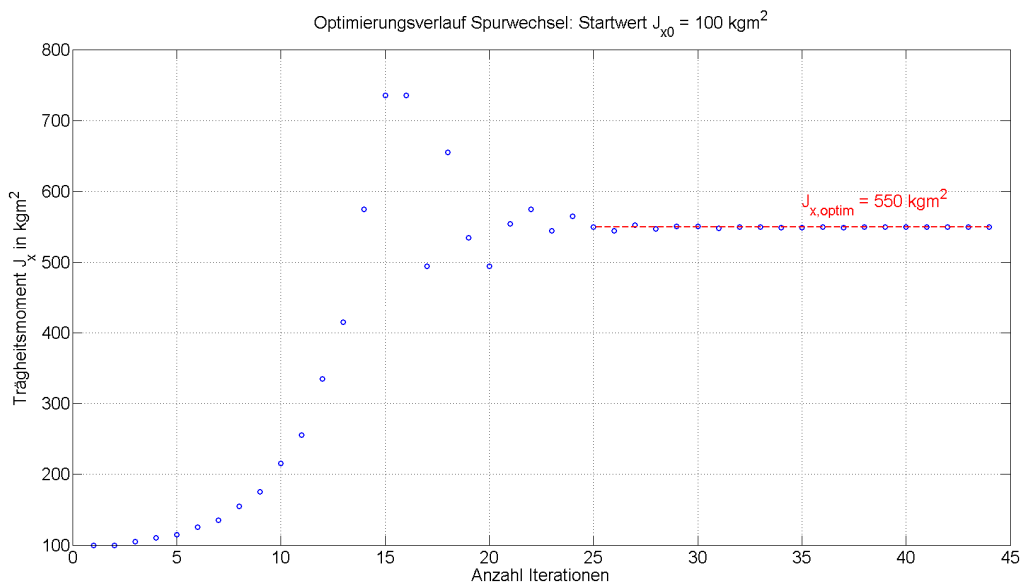


Abbildung 5.32: Wankdynamik: Ergebnis der Parameteridentifikation beim Spurwechsel, Startwert zu niedrig

In Abbildung 5.33 sind die Identifikationsergebnisse für einen Startwert von 2000 kgm^2 dargestellt. Man erkennt, dass sich bei ungefähr 2800 kgm^2 ein weiteres Minimum der Zielfunktion befindet und sich diese Methode somit für allzu hoch geschätzte Startwerte nicht eignet.

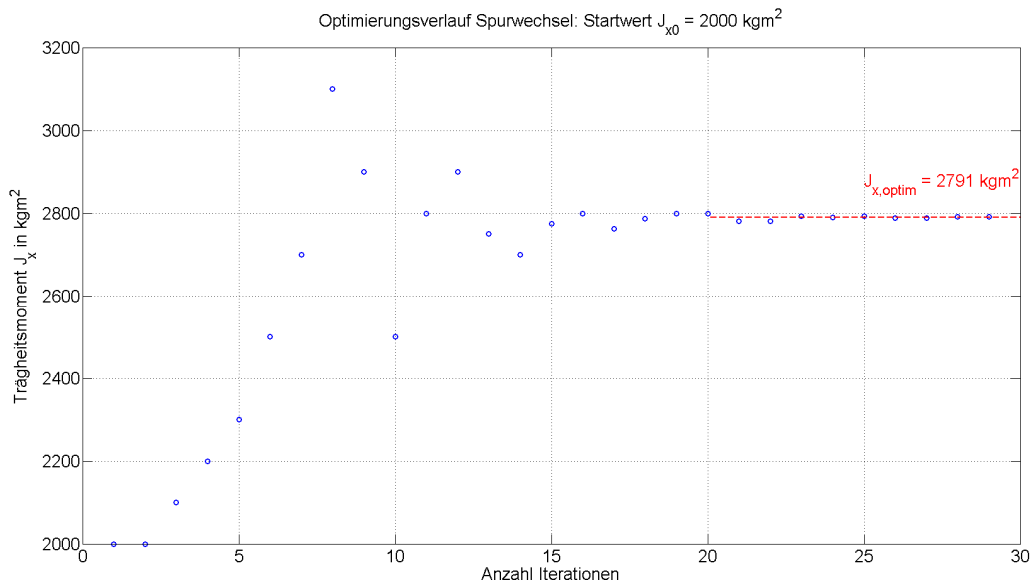


Abbildung 5.33 Wankdynamik: Ergebnis der Parameteridentifikation beim Spurwechsel, Startwert zu hoch

Die Identifikationsergebnisse für einen Startwert von 1000 kgm^2 sind in Abbildung 5.34 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich bei nicht zu hoch gewählten Startwerten wieder jene optimale Lösung einstellt, welche sehr nahe an der Abschätzung des Trägheitsmomentes für zwei Personen $J_{x,2Pers}$ bzw. am vermessenen Trägheitsmoment für das Leergewicht $J_{x,test}$ liegt.

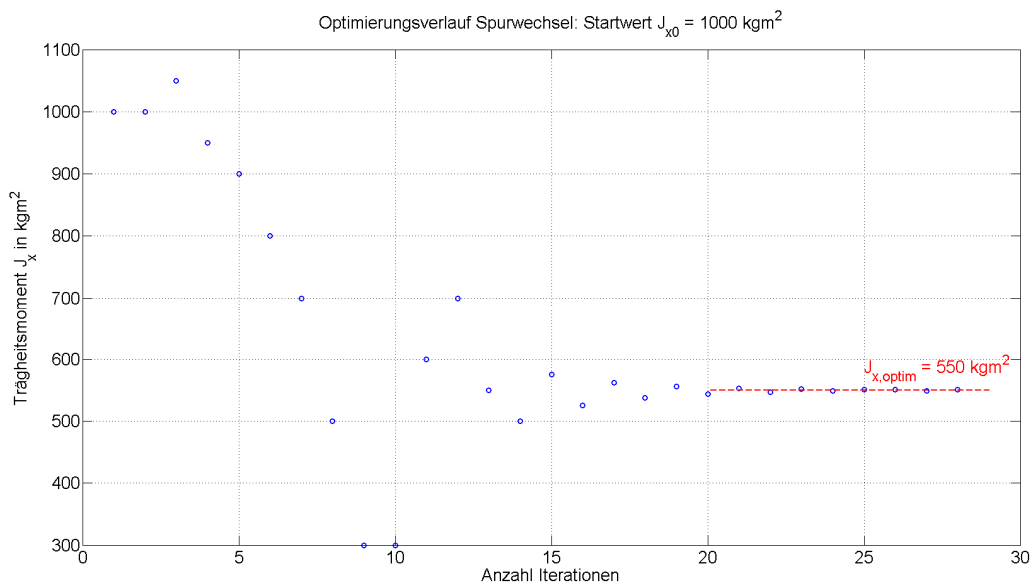


Abbildung 5.34 Wankdynamik: Ergebnis der Parameteridentifikation beim Spurwechsel, Startwert zu hoch

Für die Identifikation standen die Messdaten von insgesamt vier einfachen Spurwechseln zur Verfügung. Für jede dieser Messreihen wurde eine Parameteridentifikation durchgeführt und der Mittelwert aus den vier Teilergebnissen berechnet.

$$J_{x,optim,mean} = 560 \text{ kgm}^2$$

Im Vergleich mit der Abschätzung $J_{x,2Pers}$ und dem vermessenen Wert $J_{x,meas}$ erkennt man, dass die Abweichung weniger als 1 % beträgt.

Eine vollständige Identifikation des Trägheitsmomentes dauert im Bereich von zehn Minuten. Die Rechenzeit ist dabei vom verwendeten Rechner abhängig.

5.2.4 Diskussion der Ergebnisse

Für die Identifikation des Trägheitsmomentes um die x-Achse ist es vorteilhaft, nur die Wankbewegung der Karosserie um die Längsachse zu betrachten. Beim Modellentwurf stellte sich heraus, dass eine Betrachtung als stehendes Pendel ausreichend ist, um die Wankbewegungen ausreichend genau berechnen zu können. Dazu ist aber zusätzlich zum Trägheitsmoment auch noch die Lage des Momentanpols des Rollzentrums zu bestimmen. Für die Identifikation beider Parameter werden zwei unterschiedliche Testmanöver verwendet und für jedes Manöver eine Parameteridentifikation durchgeführt. Bei der Verifizierung des Simulationsmodells zeigte sich, dass das hier erstellte Wankmodell für beide Fahrmanöver (stationäre Kreisfahrt und einfacher Spurwechsel) gute Ergebnisse liefert und somit für beide Identifikationen verwendet werden kann.

Bei der Identifikation der Momentanpollage stellte es sich als vorteilhaft heraus, nicht die Wankpolhöhe, sondern das Produkt aus Wankhebelarm und gefederter Masse als Optimierungsvariable zu verwenden. Die Bestimmung der gefederten Masse gestaltet sich als schwierig, da dazu detaillierte Kenntnisse über das Fahrwerk notwendig sind, welche in diesem Fall nicht zur Verfügung standen. Durch die Wahl der Optimierungsvariable wird zwar die Bestimmung der gefederten Massen umgangen, aber es kann keine genaue Aussage über die Lage des Wankpols getroffen werden. Da bei dieser Teilaufgabe lediglich das Trägheitsmoment um die x-Achse bestimmt werden soll, ist diese Betrachtung jedoch ausreichend.

Beim Vergleich der Ergebnisse der Parameteridentifikation mit dem am Prüfstand gemessenen Trägheitsmoment konnte gezeigt werden, dass mit der hier erstellten Methode eine Annäherung an die Prüfstandsdaten von unter 5 % möglich war. Durch eine Variation der Startwerte wurde deutlich, dass die Identifikationsergebnisse zwar nicht direkt von der Genauigkeit bzw. der Wahl der Startwerte abhängig sind, der Startwert für das Trägheitsmoment jedoch nicht zu hoch gewählt werden sollte. Mithilfe von einfachen Abschätzungen bzw. der Zuhilfenahme von Näherungsformel ist es jedoch möglich, einen ausreichend genauen Startwert für die Identifikation festzulegen.

Im Verlauf dieser Masterarbeit wurde lange Zeit versucht, zusätzlich zur Lage des Momentanpols auch die Steifigkeiten der Stabilisatoren der Vorder- und Hinterachse gleichzeitig durch Identifikation zu bestimmen. Da diese Steifigkeiten ebenfalls linear in die Modellgleichungen eingehen, ist es mit der hier vorgestellten Methode nicht möglich, den Einfluss der einzelnen Komponenten auf den Zielfunktionswert zu unterscheiden. Erst durch die Vermessung der Stabilisatoren in der Werkstatt (siehe Kapitel 4.3) konnte die Anzahl an Unbekannten weiter reduziert und die Identifikation erfolgreich durchgeführt werden.

Als Alternative zum einfachen Spurwechsel wurde lange Zeit eine Sinusfahrt untersucht, bei welcher das Fahrzeug bei konstanter Längsgeschwindigkeit sinusförmig ausgelenkt wird. Dabei wurde versucht, anhand der Amplituden der Messsignale Aussagen über das Trägheitsmoment um die x-Achse zu treffen. Es stellte sich heraus, dass die Abweichungen bei einer Variation des Trägheitsmomentes für die Winkelbeschleunigung zu gering sind und über den Wankwinkel bzw. der Wankwinkeldrehgeschwindigkeit keine eindeutigen Aussagen zum Trägheitsmoment getroffen werden können. Erst durch die Verwendung eines hochdynamischen Testmanövers, dem einfachen Spurwechsel, konnte das Trägheitsmoment um die x-Achse ausreichend genau identifiziert werden.

5.3 Nickdynamik

Bei der Identifikation des Trägheitsmoments um die y -Achse wird analog zur Wankdynamik (siehe Kapitel 5.2) wieder nur die Rotation der Karosserie, in diesem Fall um eine Querachse des Fahrzeuges, betrachtet. Dabei werden nur jene Nickbewegungen betrachtet, welche aufgrund von Beschleunigungen und Bremsungen während einer Geradeausfahrt hervorgerufen werden. Nickbewegungen, die aufgrund von Fahrbahnneigungen und dem Überwinden von Hindernissen hervorgerufen werden, werden in dieser Masterarbeit nicht berücksichtigt. Wegen der Längsbewegung kommt es zu keiner Verdrehung der Karosserie um die Längsachse. Da die Achsen somit reine Hubbewegungen vollführen, bleiben die Stabilisatoren unbeansprucht und können für die Modellierung der Längsdynamik vernachlässigt werden.

Die Nickbewegungen sind ähnlich wie die Wankdynamik im Wesentlichen von der Trägheit der Karosserie um die y -Achse, den Feder- und Dämpferkräften sowie von der Momentanpollage des Nickzentrums auf der Nickachse abhängig. Die Gesamtmasse und die Federsteifigkeiten werden mithilfe von stationären Messungen in der Werkstatt bestimmt (siehe Kapitel 4.3). Die Dämpfungsraten können durch die Parameteridentifikation der Vertikaldynamik bestimmt werden (siehe Kapitel 5.1). Somit verbleiben als unbekannte Parameter wiederum das Trägheitsmoment um die y -Achse und zusätzlich die Momentanpollage.

Für die längsdynamischen Untersuchungen wurde als Testfahrzeug, wie bereits bei der Wankdynamik, der Audi A4 Avant 1.8 TFSI [21] verwendet.

5.3.1 Auswahl Fahrmanöver

Aufgrund der Voraussetzung einer ebenen Fahrbahn bei den längsdynamischen Testfahrten werden die Vertikalbewegungen der Reifen vernachlässigt.

Wie bereits bei der Wankdynamik werden zwei unterschiedliche Testfahrten durchgeführt und die beiden unbekannt Parameter einzeln identifiziert. Zunächst absolviert man eine Geradeausfahrt mit moderaten Bremsungen und Beschleunigungen. Dabei werden zeitlich konstante Nickwinkel über einen Zeitraum von mehreren Sekunden erzeugt, damit sich, ähnlich wie bei der stationären Kreisfahrt, ein quasi-stationärer Zustand für die Nickbewegungen einstellt. Dieses Manöver wird in dieser Arbeit als konstante Geradeausfahrt bezeichnet und für die Identifikation der Lage des Momentanpols des Nickzentrums verwendet.

Für die Identifikation des Trägheitsmoments um die y -Achse ist ein dynamisches Manöver in Längsrichtung erforderlich. Im Allgemeinen weisen Bremsmanöver eine höhere Dynamik als Beschleunigungsmanöver auf, da Motoren nur ein begrenztes Antriebsmoment liefern können und dieses in der Regel geringer gegenüber den erreichbaren Bremsmomenten ist. Deshalb wird für die Parameteridentifikation eine Vollbremsung absolviert, wobei diese von einer Längsgeschwindigkeit im Bereich von 50 km/h durchgeführt wird.

5.3.2 Entwurf und Verifikation des Simulationsmodells

Die Modellierung der Nickdynamik wird analog zur Modellierung der Wankdynamik (siehe Kapitel 5.2.2) durchgeführt. Dabei rotiert der Aufbau nicht um den Schwerpunkt CG , sondern um den Momentanpol des Nickzentrums, dem sogenannten Nickpol N auf der Nickachse. Die Lage des Nickpols N hängt von der Geometrie des Fahrwerks ab und wird wie bei Isermann [11] senkrecht unter dem Schwerpunkt modelliert, was eine Vereinfachung darstellt. Um eine höhere Anzahl an unbekanntenen Parametern zu vermeiden, wird hier ebenfalls diese Modellierung des Nickpols gewählt.

Der Aufbau wird analog zur Wankdynamik von den Reifen freigeschnitten. Als Schnittkräfte werden die vertikalen Federkräfte F_{sp} und die vertikalen Dämpferkräfte F_d verwendet.

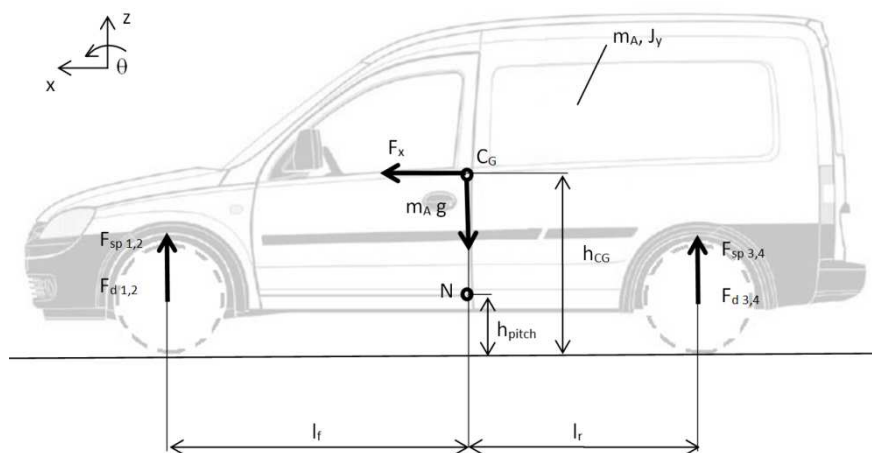


Abbildung 5.35: Entwurf des Nickdynamikmodells: Aufbau freigeschnitten, Fahrzeuggrafik aus Datenblatt Opel, [13]

Mithilfe des Impulssatzes und des Drallsatzes werden die Kräfte- und Momentenbilanz für die Nickbewegungen berechnet:

$$m_A \cdot (-a_{x,meas}) = F_x \quad (5.45)$$

$$J_y \ddot{\theta} = (h_{CG} - h_{pitch}) F_x + l_r (F_{sp3} + F_{d3} + F_{sp4} + F_{d4}) - l_f (F_{sp1} + F_{d1} + F_{sp2} + F_{d2}) \quad (5.46)$$

Die Feder- und die Dämpferkräfte werden analog zur Wankdynamik berechnet (siehe Glg. (5.28) und Glg. (5.30)). Die Einfederwege ergeben sich aufgrund der Geometrie des Aufbaus (Radstand l und Schwerpunktabstand zur Vorderachse l_f) und des Nickwinkels θ . Analog zur Wankdynamik werden aufgrund der kleinen Nickwinkel wieder die Sinus- und Cosinusterme vernachlässigt:

$$\text{Für } \theta \ll 1 \text{ gilt: } \sin(\theta) = \theta \quad , \quad \cos(\theta) = 1 \quad (5.47)$$

$$\Delta z_1 = \Delta z_2 = -l_f \theta \quad , \quad \Delta z_3 = \Delta z_4 = (l - l_f) \theta \quad (5.48)$$

$$\Delta \dot{z}_1 = \Delta \dot{z}_2 = -l_f \dot{\theta} \quad , \quad \Delta \dot{z}_3 = \Delta \dot{z}_4 = (l - l_f) \dot{\theta} \quad (5.49)$$

Die Längskraft F_x entspricht jener Trägheitskraft, welche aufgrund von Längsbeschleunigungen oder Bremsungen auf den Aufbau wirken und werden mithilfe der Aufbaumasse m_A und der gemessenen Längsbeschleunigung $a_{x,meas}$ berechnet. Somit ist es für das Nickdynamikmodell naheliegend, die gemessene Längsbeschleunigung als Eingangsgröße zu definieren. Aufgrund der Montage der Kreiselplattform außerhalb des Schwerpunktes müssen die gemessenen Beschleunigungen analog zur Wankdynamik entsprechend korrigiert werden. Details zu dieser Korrektur der Fehleinbaulage sind in der Dissertation von Kollreider [2] ersichtlich.

Analog zur Wankdynamik misst man während der Testfahrt mittels der Kreiselplattform nur die Nickwinkeldrehgeschwindigkeit $\dot{\theta}_{meas}$. Der Nickwinkel θ_{meas} wird mithilfe von numerischer Integration, die Nickwinkelbeschleunigung $\ddot{\theta}_{meas}$ mithilfe von numerischer Differentiation berechnet. Diese beiden Größen werden als Ausgangsgrößen des Nickdynamikmodells definiert und für die Parameteridentifikation als Vergleichsgrößen verwendet.

Der Überblick zu den verwendeten Eingangs- und Ausgangsgrößen des resultierenden Nickdynamikmodells ist in Abbildung 5.36 ersichtlich.

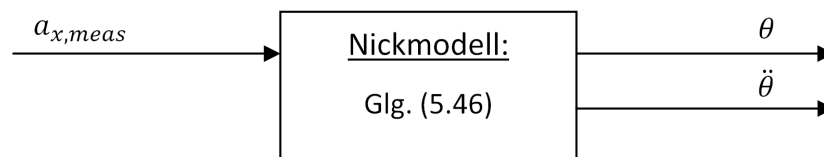


Abbildung 5.36: Überblick Nickdynamikmodell: Festlegung der Eingangs- und Ausgangsgrößen

Für die Verifizierung des Nickdynamikmodells wird der gleiche Startparametersatz wie für die Wankdynamik verwendet (siehe Tabelle 5.2). Der Startwert für das Trägheitsmoment J_{y0} kann ebenfalls mit der Näherung nach Reimpell [25] durch den Trägheitshalbmesser i_y berechnet werden (siehe Glg. (5.35)). Die Höhe des Nickpols wurde empirisch mithilfe von Simulationen bestimmt.

In Abbildung 5.37 ist der zeitliche Verlauf der Längsbeschleunigung während der konstanten Geradeausfahrt dargestellt. Man erkennt, dass das Fahrzeug vom Stillstand aus losfährt und zunächst für einen Zeitraum von ungefähr fünf Sekunden annähernd konstant beschleunigt. Nach einem Schaltvorgang wird das Fahrzeug mit nahezu konstanter Verzögerung bis zum Stillstand abgebremst. In Abbildung 5.38 sind die dazugehörigen Nickwinkelverläufe dargestellt. Beim Vergleich der Messung mit der Simulation ist ersichtlich, dass das prinzipielle zeitliche Verhalten des gemessenen Nickwinkels mit diesem Simulationsmodell wiedergegeben werden kann. Bei näherer Betrachtung ist jedoch ersichtlich, dass im Bereich von $t \approx 6 \text{ sec}$ bis $t \approx 10 \text{ sec}$ der gemessene Nickwinkel nach der ersten Beschleunigung weiter ansteigt, obwohl die Längsbeschleunigung in diesem Zeitraum nahezu konstant verläuft. Durch den Modellentwurf ergibt sich für den Simulationsverlauf aufgrund der konstanten Längsbeschleunigung ein ebenfalls konstanter Nickwinkel. Diese Abweichung von Mess- und Simulationsverlauf deutet darauf hin, dass beim Modellentwurf wesentliche Effekte nicht modelliert wurden und das Modell die Realität nicht ausreichend genau beschreibt.

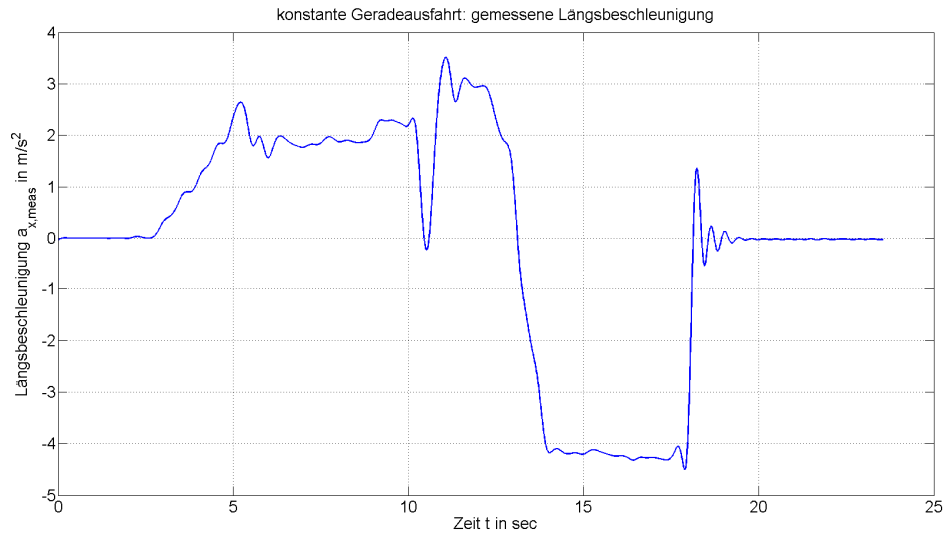


Abbildung 5.37: Nickdynamik konstante Geradeausfahrt: zeitlicher Verlauf der Längsbeschleunigung

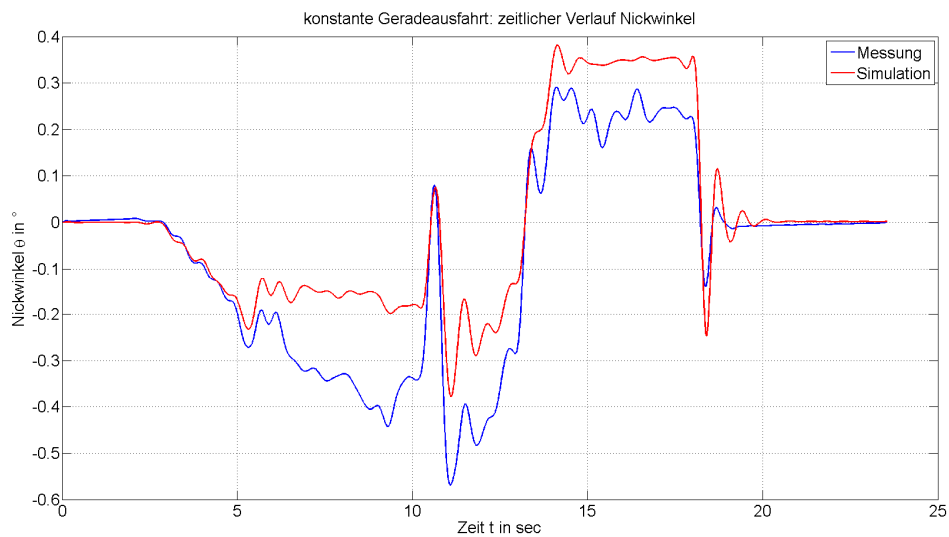


Abbildung 5.38 Nickdynamik konstante Geradeausfahrt: zeitlicher Verlauf der Nickwinkel: Vergleich Messung und Simulation

Für eine weitere Untersuchung wird eine zweite Geradeausfahrt betrachtet, welche in Abbildung 5.39 und Abbildung 5.40 dargestellt sind. Bei dieser Testfahrt wird das Fahrzeug ohne einen Schaltvorgang nahezu konstant beschleunigt und danach wieder bis zum Stillstand verzögert. Beim dazugehörigen Nickwinkelverlauf ist zu erkennen, dass sich der gemessene Nickwinkel trotz einer annähernd konstanten Beschleunigung ebenfalls ändert. Im Vergleich zur ersten Testfahrt ist jedoch ersichtlich, dass der gemessene Nickwinkelverlauf nach einer anfänglichen Beschleunigung nicht weiter ansteigt, sondern für kurze Zeit kleiner wird, danach wieder ansteigt und erst während der Vollbremsung sich annähernd linear bezüglich der Längsbeschleunigung verhält. Des Weiteren ist im Stillstand ersichtlich, dass der gemessene Nickwinkel ungleich Null ist. Das bedeutet, dass die

Einfederungszustände vor und nach der Testfahrt unterschiedlich sind, was aufgrund der linearen Ansätze und der Vernachlässigung der Reibungseigenschaften im Nickdynamikmodell bei den Simulationsverläufen nie der Fall sein kann.

Diese Abweichungen machen deutlich, dass das hier verwendete Simulationsmodell keine ausreichend genauen Simulationsergebnisse liefert und deshalb nicht für eine Parameteridentifikation geeignet ist.

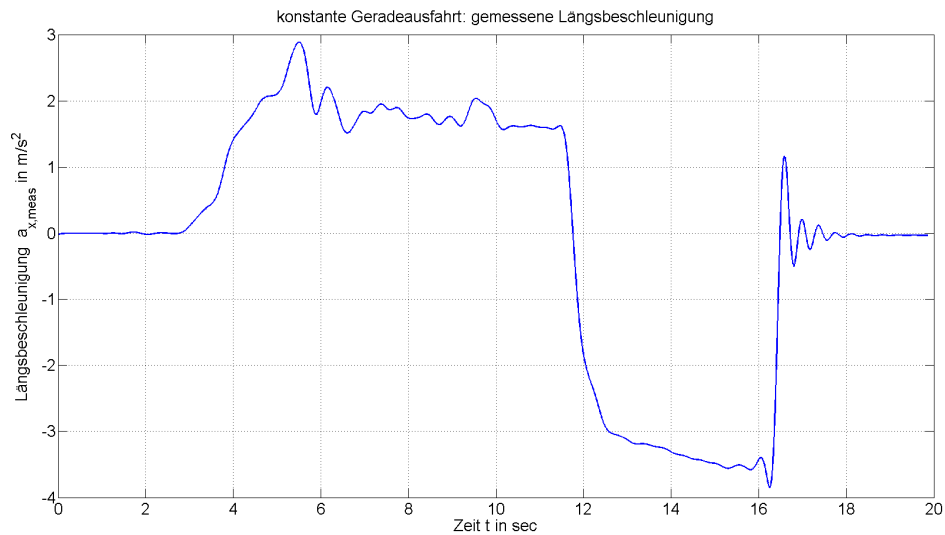


Abbildung 5.39 Nickdynamik konstante Geradeausfahrt: zeitlicher Verlauf der Längsbeschleunigung,

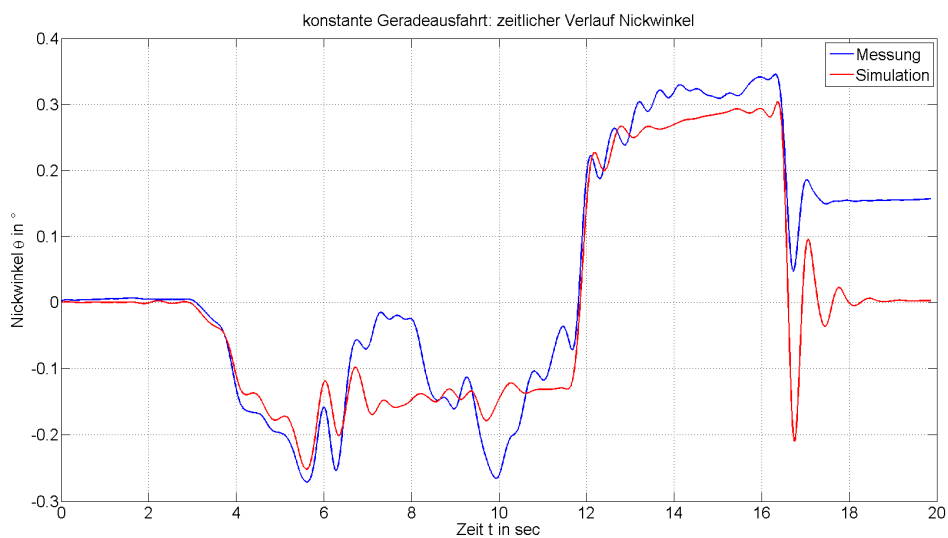


Abbildung 5.40: Nickdynamik konstante Geradeausfahrt: zeitlicher Verlauf der Nickwinkel: Vergleich Messung und Simulation

5.3.3 Diskussion der Ergebnisse

Das für die Nickdynamik entwickelte Simulationsmodell wurde analog zur Wankdynamik entworfen. Dabei wird nur die Rotation der Karosserie um ihre Querachse betrachtet und der Nickpol unterhalb des Schwerpunktes CG modelliert. Als Anregung der Nickbewegung wird die resultierende Trägheitskraft, welche im Schwerpunkt des Fahrzeuges angreift, betrachtet.

Bei der Verifizierung des Simulationsmodells stellte sich heraus, dass dieser Ansatz nicht ausreichend genaue Ergebnisse liefert und dieses Modell somit nicht für eine Parameteridentifikation geeignet ist. Beim Vergleich der Mess- und Simulationsdaten zeigte sich, dass sich bei einer gleichsinnigen Einfederung einer Achse die Unsymmetrien sowie die Reibungen der Radaufhängungen nicht aufheben und diese im Simulationsmodell berücksichtigt werden müssen. Deshalb muss für die Simulation der Nickbewegungen ein detaillierteres Simulationsmodell entworfen werden.

Für einen komplexeren Modellentwurf wurden die Arbeiten von Meljnikov [26] und Kiencke et. al. [27] untersucht. In beiden Arbeiten wird der Nickpol ebenfalls direkt unter den Schwerpunkt des Fahrzeuges modelliert, der Aufbau jedoch nicht von Reifen freigeschnitten. Durch die zusätzliche Betrachtung der Räder werden auch die resultierenden Reifenlängskräfte berücksichtigt, welche sich aufgrund der Antriebs- und Bremsmomente sowie der Reifen- und Fahrbahneigenschaften ergeben. Bei Meljnikov [26] und Mitschke [16] werden die Reifenlängskräfte aufgrund der Längsbeschleunigung des Fahrzeuges berechnet. Dies ist zwar prinzipiell möglich, aber die Aufteilung zwischen Vorder- und Hinterachse ist speziell bei einem Bremsvorgang nicht trivial, da in modernen Fahrzeugen Bremskraftregler, sogenannte ALB-Regler, verwendet werden und somit die Bremsbalance zwischen Vorder- und Hinterachse nicht konstant ist. Eine alternative Bestimmung der Reifenlängskräfte wäre die Verwendung von Reifenmodellen, wobei man dabei auf weitere Probleme stößt. Für die Verwendung des Reifenmodells müssen der Reibbeiwert der Fahrbahn und der aktuelle Reifenschlupf bekannt sein, wobei der reale Reifenschlupf aus den Messdaten speziell im Bereich des Stillstands aufgrund der Messungenauigkeiten der Sensoren nicht ohne weiteres berechnet werden kann.

Zusätzlich zu den Reifenlängskräften können für eine genauere Beschreibung der Nickbewegung die Radaufhängungen des Fahrzeuges berücksichtigt werden. In den Arbeiten von Hirschberg [6], Boßdorf-Zimmer [24] und Heißnig et.al. [3] wird der Nickpol nicht unterhalb des Schwerpunktes, sondern aufgrund der Fahrwerkskinematik modelliert. Dadurch gehen zusätzlich zur Trägheitskraft auch die Gewichtskraft des Aufbaus in die Modellgleichungen mit ein.

Eine gänzlich andere Methode zur Identifikation des Trägheitsmomentes um die y -Achse wäre die Betrachtung der Vertikaldynamik des Fahrzeuges. Dazu müsste wie bei Mitschke [16] ein Hub-Nickmodell erstellt und ebenfalls eine Schwellenüberfahrt durchgeführt werden. Im Gegensatz zu dem in dieser Arbeit betrachteten Hindernis (siehe Kapitel 5.1.1) wäre es jedoch notwendig, eine höhere Schwelle zu verwenden, um ausreichend große Nickbewegungen anzuregen.

Da bis auf das Trägheitsmoment um die y -Achse alle geforderten Parameter unter der Erfüllung aller Rahmenbedingungen erfolgreich bestimmt wurden, wird aus Zeitgründen auf eine genauere Modellierung verzichtet und eine Parameteridentifikation des Trägheitsmomentes um die y -Achse im Rahmen dieser Masterarbeit nicht durchgeführt.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Masterarbeit werden einige Parameter eines Fahrzeuges bestimmt, welche für die Fahrdynamik von großer Bedeutung sind. Ziel dieser Arbeit ist es, die Verwendung eines Prüfstandes zu vermeiden, da diese sehr kostenintensiv ist. Beim Entwurf der Methoden wurde speziell darauf geachtet, dass nur das Messequipment des FTG Verwendung findet und die Methoden schnell und einfach für jedes beliebige Fahrzeug angewendet werden können. Des Weiteren müssen die Methoden so gewählt werden, dass zu Beginn der Vermessungen keine Fahrzeugdaten benötigt werden, welche nicht im öffentlich zugänglichen Datenblatt des Herstellers zu finden sind.

Im ersten Teil der Arbeit werden jene Fahrzeugparameter betrachtet, welche die quasi-stationären Zusammenhänge beschreiben und somit direkt in der Werkstatt des FTG vermessen werden können. Für die Vermessung der Gesamtfahrzeugmasse und der Lage des Schwerpunktes in der Ebene ist es ausreichend, die einzelnen Radaufstandskräfte mithilfe von Radlastwaagen zu messen und deren Aufteilung zu bestimmen. Für die Ermittlung der Schwerpunktshöhe wird ein Kippversuch durchgeführt, wobei das Fahrzeug auf einer Achse angehoben wird. Aus den Messungen der Hubkraft und des Neigungswinkels kann die Höhe des Schwerpunktes berechnet werden. Des Weiteren wird zur Bestimmung der Steifigkeiten der Federn und Stabilisatoren ein sogenannter Belastungs- und Entlastungsversuch durchgeführt. Dabei werden durch die Anbringung von Zusatzgewichten und der Anhebung mit Wagenhebern verschiedene Einfederungszustände erzeugt. Die Steifigkeiten werden aus den Messdaten der Federwege und der Radaufstandskräfte bestimmt. Bei der Auswertung zeigte sich, dass mit dieser Methode speziell bei den Aufbaufedern nicht nur die linearisierte Steifigkeit in einem Arbeitspunkt bestimmt werden kann, sondern auch die Hysterese und das progressive Verhalten der Federn korrekt wiedergegeben werden.

Im zweiten Teil der Arbeit werden die dynamischen Eigenschaften untersucht und die gesuchten Kennwerte mithilfe einer Parameteridentifikation identifiziert. Dazu werden auf einem abgesicherten Gelände Testfahrten durchgeführt und die Bewegungsgrößen mithilfe der fahrzeugeigenen Sensorik und der zusätzlich vom FTG angebrachten Messtechnik aufgezeichnet. Parallel dazu wird ein Simulationsmodell entworfen und die Testfahrten mit einer Simulationssoftware nachgebildet. Aufgrund der Abweichung zwischen Mess- und Simulationsdaten werden die Parameter solange variiert, bis die Verläufe ausreichend genau übereinstimmen.

Für die Identifikation der Dämpferkennwerte wird die Vertikaldynamik des Fahrzeuges betrachtet. Dazu wird eine Schwellenüberfahrt durchgeführt und die vertikalen Schwingungen des Reifens und des Aufbaus über dem Reifen beobachtet. Bei der Untersuchung zeigte sich, dass eine Betrachtung einer einzelnen Radaufhängung ausreicht, dazu aber ein zusätzliches Reifenvertikalmodell notwendig ist. Das hier verwendete Reifenmodell ermöglicht es, die Genauigkeit des Simulationsmodells ohne die Kenntnis von weiteren Unbekannten erheblich zu steigern. Beim Vergleich der Ergebnisse mit früheren Abschlussarbeiten stellte sich heraus, dass mithilfe des sehr einfach gewählten Modells ausreichend genaue Ergebnisse erzielt werden.

Für die Identifikation des Trägheitsmomentes um die x-Achse wird nur die Rotation des Aufbaus um dessen Längsachse betrachtet. Beim Modellentwurf stellte sich heraus, dass für die Simulation zusätzlich noch die Lage des Wankpols bestimmt werden muss. Durch eine geschickte Wahl der Testmanöver konnte die Identifikation in zwei Teile aufgeteilt werden. Bei einer stationären Kreisfahrt kann der Einfluss des Trägheitsmomentes vernachlässigt werden. Für diese Identifikation ist es vorteilhaft, den linearen Zusammenhang der Querschleunigung und des Wankwinkels zu

benutzen. Um die Bestimmung der gefederten Massen zu umgehen, wird nicht die Lage des Wankpols, sondern das Produkt aus Hebelarm und gefederter Masse identifiziert. Für die Identifikation des Trägheitsmomentes um die x-Achse wird ein einfacher Spurwechsel betrachtet. Beim Vergleich mit den Messdaten stellte sich heraus, dass diese Methode sehr gute Ergebnisse liefert.

Für die Identifikation des Trägheitsmomentes um die y-Achse wird analog zur Identifikationsmethode der x-Achse vorgegangen. Dazu wird wiederum nur die Rotation des Aufbaus bei zwei verschiedenen Testfahrten betrachtet. Bei der Verifikation des Simulationsmodells stellte sich heraus, dass in Längsrichtung dieser einfache Ansatz nicht ausreichend ist und das hier erstellte Nickdynamikmodell nicht für eine Parameteridentifikation geeignet ist.

In der Tabelle 6.1 ist eine Übersicht der Fahrzeugparameter zu finden, welche in dieser Arbeit bestimmt werden. Des Weiteren sind die dafür notwendigen Messmethoden und Fahrmanöver angegeben.

Tabelle 6.1: Überblick zu den bestimmten Parametern

Messmethode/Fahrmanöver	Parameter	
Abwiegen	Gewicht	m_{tot}
Abwiegen, Kippversuch	Lage des Schwerpunktes	l_f h_{CG}
Belastungs- & Entlastungsversuch	Hubfedersteifigkeit	$c_{A,f}$ $c_{A,r}$
	Wankfedersteifigkeit	$c_{roll,f}$ $c_{roll,r}$
Schwellenüberfahrt	Dämpferrate	$d_{tens,f}$ $d_{comp,f}$ $d_{tens,r}$ $d_{comp,r}$
stationäre Kreisfahrt, einfacher Spurwechsel	Trägheitsmoment um die x-Achse	$(h_{CG} - h_{roll})m_A$ J_x

Da das hier verwendete Nickdynamikmodell für eine Identifikation nicht geeignet ist, wäre ein möglicher nächster Schritt eine Erweiterung des Nickdynamikmodells, sodass dieses ausreichend genaue Ergebnisse für eine Parameteridentifikation des Trägheitsmomentes um die y-Achse liefert. Zusätzlich sollte auch untersucht werden, ob die Betrachtung der Nickbewegung aufgrund der Vertikaldynamik bei der Überfahrt über ein höheres Hindernis Vorteile bringen würde.

Für fahrdynamische Untersuchungen des Gesamtfahrzeuges ist es notwendig, noch zusätzlich das Trägheitsmoment um die z-Achse und die Lenkungseigenschaften zu bestimmen, wobei dazu ebenfalls eine Parameteridentifikation verwendet werden könnte.

Des Weiteren wäre es sinnvoll, verschiedene Optimierungsmethoden zu untersuchen und zu überprüfen, ob die Rechenzeit der Parameteridentifikation durch die Verwendung anderer Algorithmen verkürzt werden kann.

Das große Ziel wäre jedoch, all diese Parameter mithilfe einer bzw. mehrerer Online-Identifikationen während einer beliebigen Testfahrt zu bestimmen. Dabei soll das gewünschte Fahrzeug lediglich mit der dafür notwendigen Messtechnik ausgerüstet und für einen bestimmten Zeitraum entlang einer Teststrecke bewegt werden, bis die Parameter zur Laufzeit der Messung ausreichend genau identifiziert wurden und nach der Testfahrt direkt zur Verfügung stehen.

A. Anhang

A.1 Messdaten von Fahrzeugprüfständen

In der Abbildung A.1 bis Abbildung A.4 sind die Messdaten der Vermessung der Hubfederung und der Wankfederung des Opels dargestellt. Diese Daten stammen vom Achskinematikprüfstand der Fa. MAGNA und sind in der Dissertation von Dürnberger [14] zu finden.

In der Abbildung A.5 sind die Trägheitsparameter des Audis dargestellt. Diese Daten und die Festlegung des Koordinatensystems sind im Prüfstandsbericht des Achskinematikprüfstands Aachen [7] ersichtlich.

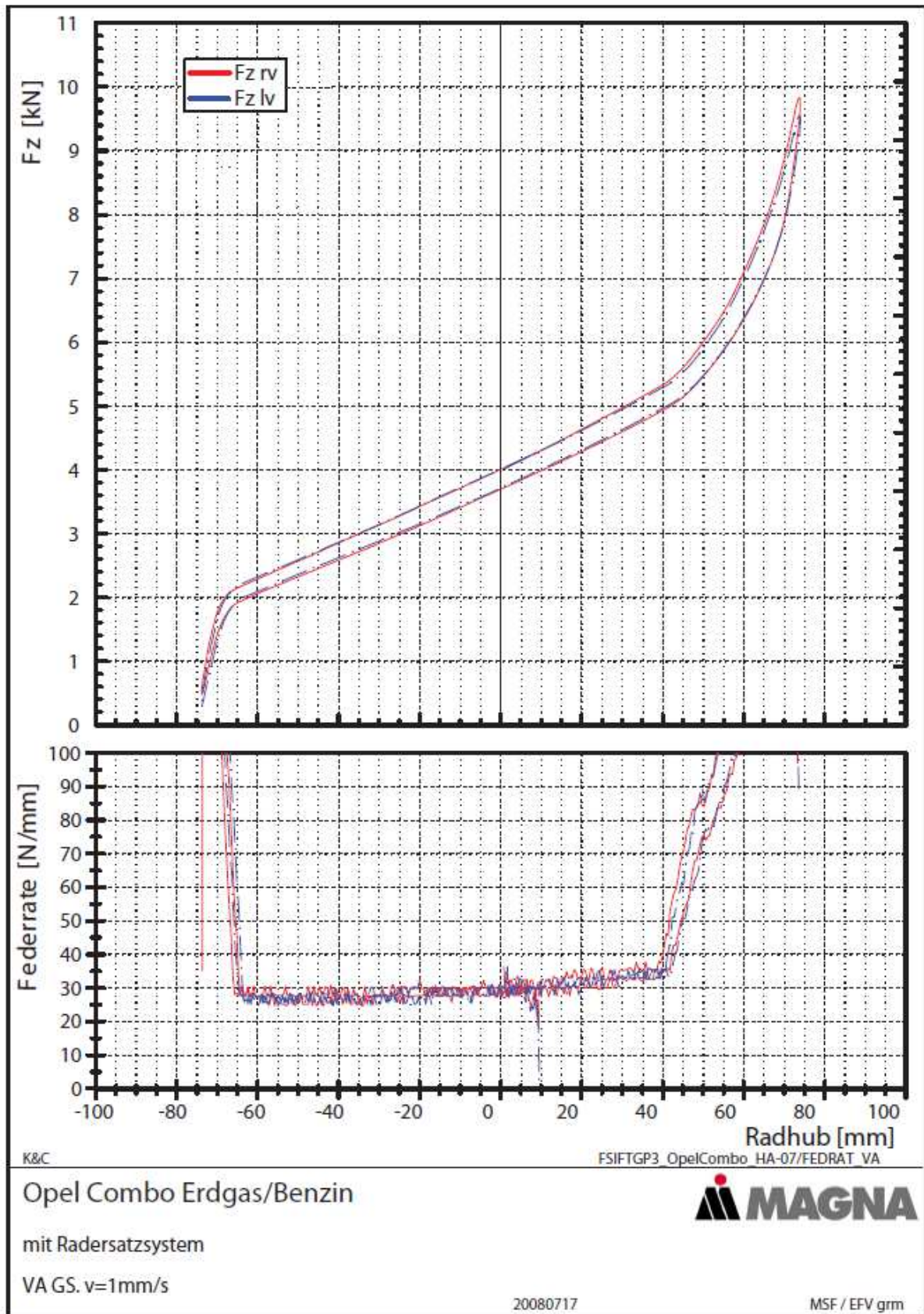


Abbildung A.1: Vermessung Opel: Hubfederkennlinie der Vorderachse, [14]

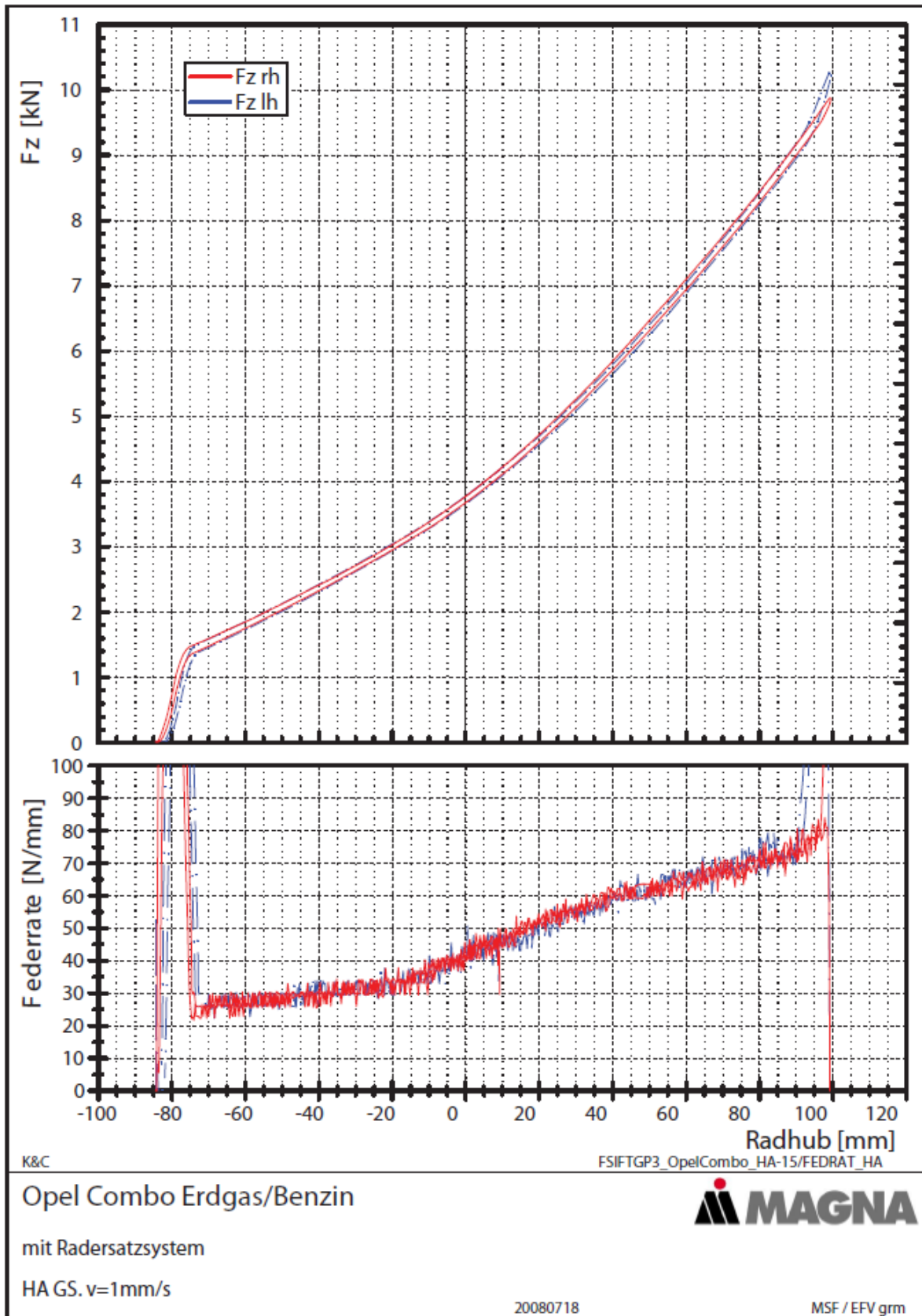


Abbildung A.2: Vermessung Opel: Hubfederkennlinie der Hinterachse, [14]

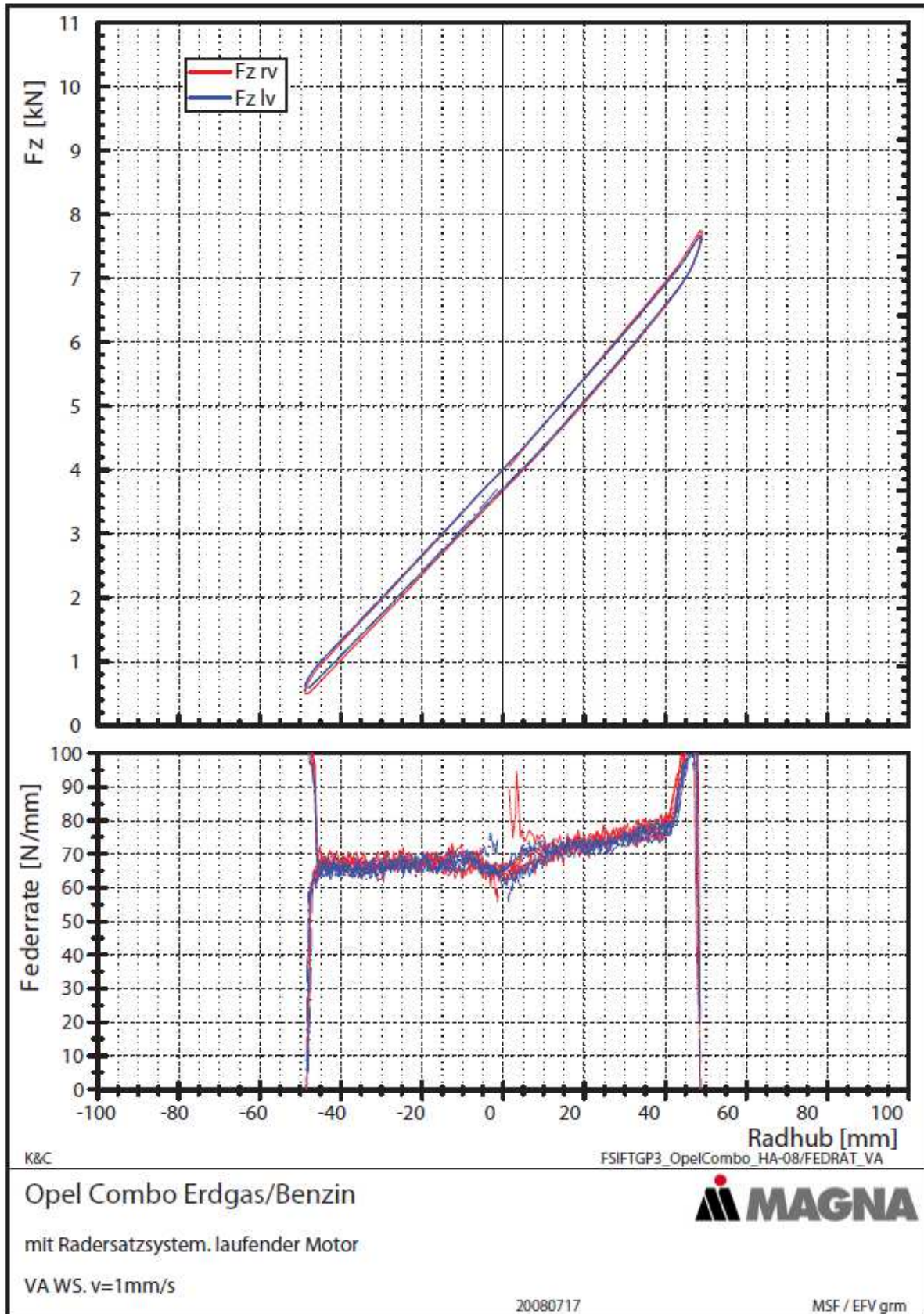


Abbildung A.3: Vermessung Opel: Wankfederkennlinie der Vorderachse, [14]

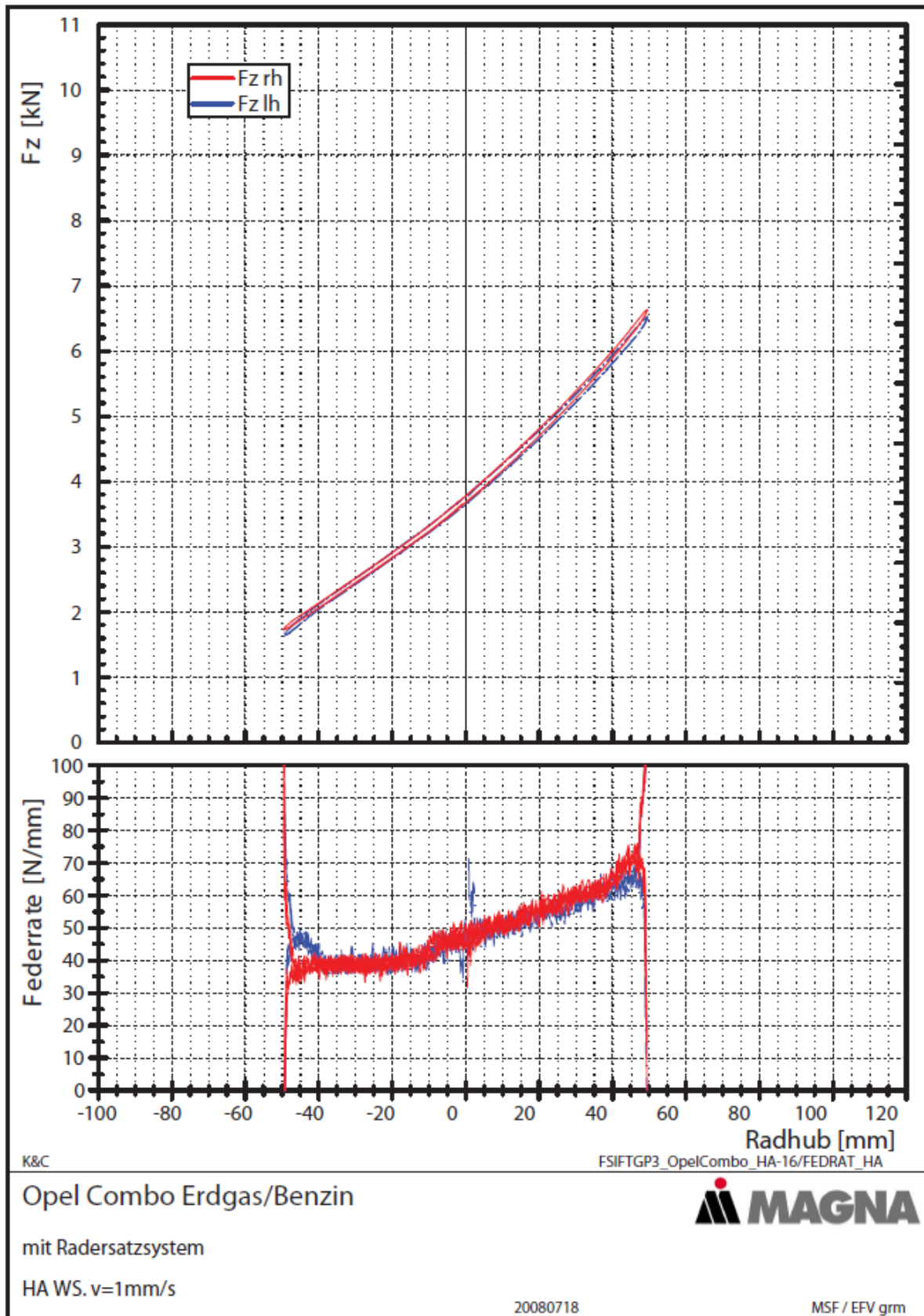
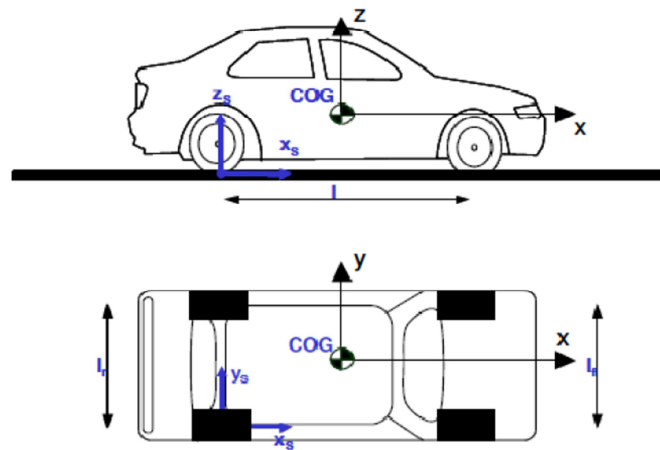


Abbildung A.4: Vermessung Opel: Wankfederkennlinie der Hinterachse, [14]



Trägheitsparameter	Formelzeichen	Messwert
Masse	m [kg]	1530
Schwerpunktlage	s_x [mm]	1554
	s_y [mm]	769
	s_z [mm]	549
Massenträgheitsmomente	I_x [kg m ²]	543
	I_y [kg m ²]	2705
	I_z [kg m ²]	3006

Abbildung A.5: Trägheitsparameter Audi: Festlegung des Koordinatensystems und Messdaten, Achskinematikprüfstand Aachen, [7]

B. Literaturverzeichnis

- [1] W. Hirschberg und H. Waser, Fahrzeugdynamik, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2013.
- [2] D. Kollreider, Identifikation der Reifeneigenschaften als Grundlage zur Fahrdynamikbewertung, Dissertation, TU Graz, 2009.
- [3] B. Heißnig, M. Ersoy und S. Gies (Hrsg.), Fahrwerkhandbuch, Vieweg+Teubner, 2011.
- [4] D. Ammon, Modellbildung und Systementwicklung in der Fahrzeugdynamik, Habilitation, B.G. Teubner, 1997.
- [5] H. Goertz, Identifikation von Fahrzeugträgheitsparametern in Fahrversuchen und auf Prüfständen, Dissertation, Technische Hochschule Aachen, 2007.
- [6] W. Hirschberg und H. Waser, Kraftfahrzeugtechnik, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2012.
- [7] Forschungsgesellschaft-Kraftfahrwesen-Aachen, Parameterermittlung an einem Gesamtfahrzeug, Bericht 106100, 2010.
- [8] Z. Zomotor, Online-Identifikation der Fahrdynamik zur Bewertung des Fahrverhaltens von PKW, Dissertation, Universität Stuttgart, 2002.
- [9] A. Hofer, Entwurf optimaler Systeme, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2003.
- [10] J. Zamow, Beitrag zur Identifizierung unbekannter Parameter für fahrdynamische Simulationsmodelle, VDI-Verlag, 1994.
- [11] R. Isermann, Fahrdynamik-Regelung, Vieweg, 2006.
- [12] D. Schramm, M. Hiller und R. Bardini, Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen, Springer Verlag, 2010.
- [13] General Motors Austria - Opel GmbH, „Autohaus Ulmen,“ [Online]. Available: http://www.ulmen.com/fileadmin/media/neuwagen/opel/pdf/combo_nutz_datenblatt.pdf. [Zugriff am 03 März 2015].
- [14] J. Dürnberger, Fahrdynamische Untersuchung einer elektrischen Einzelradlenkung, Diplomarbeit, TU Graz, 2011.
- [15] M. Marini, Modular Vehicle Model for Comfort and Safety Assessment, Diplomarbeit, TU Graz, 2009.
- [16] M. Mitschke und H. Wallentowitz, Dynamik der Kraftfahrzeuge (4. Ausgabe), Springer Verlag, 2004.

- [17] A. J. C. Schmeitz, A Semi-Empirical Three-Dimensional Model of the Pneumatic Tyre Rolling over Arbitrarily Uneven Road Surfaces, Dissertation, TU Delft, 2004.
- [18] P. Karoshi, Projekt Parameteridentifikation, Abschlussbericht, TU Graz, 2014.
- [19] J. C. Lagarias, J. A. Reeds, M. H. Wright und P. E. Wright, Convergence Properties of the Nelder-Mead Simplex Method in Low Dimensions, SIAM Journal of Optimization, 1998.
- [20] H. Niederkofler, Analyse radselektiver eingreifender Fahrdynamikregelsysteme für die Anwendung in elektromechanischen Corner-Modulen, Dissertation, TU Graz, 2012.
- [21] Audi AG, „origin-www.audi.com,“ [Online]. Available: http://origin-www.audi.com/etc/medialib/ngw/product/used_cars/a4/pdf/a4avb7.Par.0006.File.pdf/2008_02_a4av_b7_18tfsi.pdf. [Zugriff am 02 April 2015].
- [22] Internationale Organisation für Normung, ISO 4138: Passenger cars -- Steady-state circular driving behavior -- Open-loop test methods, 2004.
- [23] Internationale Organisation für Normung, ISO 3888-2: Passenger cars -- Test track for a severe lane-change manoeuvre -- Part 2: Obstacle avoidance, 2011.
- [24] B. Boßdorf-Zimmer, Nichtlineare Fahrzustandsbeobachter für die Echtzeitanwendung, Dissertation, TU Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 2007.
- [25] J. Reimpell und J. Betzler, Fahrwerktechnik, Grundlagen (3. Ausgabe), Vogel Verlag, 1995.
- [26] D. Meljnikov, Entwicklung von Modellen zur Bewertung des Fahrverhaltens von Kraftfahrzeugen, Dissertation, Universität Stuttgart, 2003.
- [27] U. Kiencke und L. Nielsen, Automotive Control Systems for engine, driveline and vehicle (2. Ausgabe), Springer Verlag, 2005.