



Patrick Lontschar, BSc

Parameteridentifikation eines längsdynamischen Reifenmodells mittels 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., Anton Hofer

Institut für Regelungs- und Automatisierungstechnik

Dipl.-Ing. Andreas Hackl

Dipl.-Ing. Martin Ackerl

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

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich mit der Identifikation von Reifenparametern in der Längsdynamik. Eine gängige Möglichkeit die Parameter, mit denen das Reifenkraftverhalten beschrieben wird, zu bestimmen, sind Messungen am Prüfstand. In dieser Arbeit soll eine Alternative zur Bestimmung gewisser Parameter am Prüfstand gefunden werden. Die Parameter sollen aus Messdaten identifiziert werden.

Dazu werden zunächst verschiedene Reifenmodelle hinsichtlich ihrer Tauglichkeit für diese Aufgabenstellung untersucht. Das Reifenlängskraftverhalten hängt unter anderem vom Reifenschlupf und von der Aufstandskraft ab. Das Reifenmodell TM_simple stellte sich zur Abbildung dieser Zusammenhänge für diese Aufgabe als geeignet heraus. Anschließend werden geeignete Fahrmanöver erstellt, aus denen die benötigten Informationen gewonnen werden, um das Reifenmodell zu parametrieren. Die Fahrmanöver werden zu einer Messfahrt zusammengefasst. Diese muss mit verschiedenen Zuladungen durchgeführt werden, um das Reifenkraftverhalten vollständig zu identifizieren. Zur Identifikation werden die Messwerte in drei Bereiche unterteilt, welche über jeweils einen Parameter des Reifenmodells beschrieben werden können. Für jeden Bereich wurde eine Optimierungsaufgabe formuliert.

Die somit identifizierten sechs Parameter, mit denen das Reifenkraftverhalten in Längsrichtung vollständig beschrieben wird, erfüllen die Forderung nach degressivem Verhalten. Die daraus erhaltenen Reifenkraftkennlinien stimmen zufriedenstellend mit den Messwerten überein. Abschließend wird zur Verifikation der Parameter eine Simulation durchgeführt.

Abstract

This Thesis deals with identification of tire parameters in the longitudinal dynamics. A common method to determine the parameters which describe the tire force behavior are measurements on a test bed. The goal of this thesis is to find an alternative to identify some parameters without a test bed. The parameters are to be identified based on measured data.

Initially, different tire models are explored with regard to their suitability for this task. The longitudinal tire force behavior depends, amongst other things, on the tire slip and the contact force. The tire model TM_simple is suitable to map the relations for this task. Then, appropriate maneuvers are created from which the required information to parameterize TM_simple is obtained. These maneuvers are combined in order to form a test drive. This must be performed with various vehicle loads in order to identify the entire tire force behavior. For identification, the measured data is divided into three sectors which each can be described by one respective parameter of the tire model. For each sector an optimization problem is defined.

The six identified parameters, by which the tire force behavior in the longitudinal direction is characterized, meet the requirement of degressive behavior. The obtained tire force curves match satisfyingly with the measured data. Finally, a simulation is done to verify the identified parameters.

Inhalt

Eidesstattliche Erklärung.....	i
Kurzfassung	iii
Abstract	v
Inhalt.....	vii
1 Einleitung.....	1
2 Einführung.....	3
2.1 Modellbildung	3
2.2 Reifen.....	5
2.2.1 Aufbau	6
2.2.2 Schlupf/Schräglaufwinkel	9
2.2.3 Kraftübertragung.....	11
2.3 Fahrzeugdynamik	14
2.3.1 Fahrzeugbewegungen	14
2.3.2 Längsdynamik	15
2.3.3 Dynamische Achslasten	17
3 Theoretische Überlegungen.....	18
3.1 Reifenmodelle	18
3.1.1 Reifenmodell nach Burckhardt.....	19
3.1.2 TM_simple	22
3.1.3 Reifenmodell nach Pacejka – Magic-Formula	25
3.1.4 TMeasy	27
3.1.5 Verwendetes Reifenmodell.....	30
3.2 Unterteilung der Schlupfkurve in 3 Bereiche	31
3.3 Definieren der Messfahrten	33
3.4 Benötigte Messgrößen/benötigtes Equipment.....	36
4 Auswertung	40
4.1 Durchführung der Messfahrten.....	40
4.2 Aufbereitung der Messwerte	40
4.3 Identifikation	45
5 Ergebnisse.....	57
5.1 Reifenparameter	57
5.2 Verifikation	61

5.3	Diskussion	62
6	Zusammenfassung und Ausblick	69
	Abbildungsverzeichnis	I
	Tabellenverzeichnis	III
	Literaturverzeichnis	V

1 Einleitung

Bereits in frühen Stadien der Entwicklung von Fahrzeugen werden theoretische Modelle eingesetzt, um erste Untersuchungen anzustellen (Hirschberg, et al., 2014). Ein Vorteil davon ist, dass der Einsatz von Prototypen verringert werden kann. Änderungen können direkt am Modell durchgeführt und getestet werden. Dies reduziert den Aufwand der Entwicklung enorm. Doch nicht nur in der Entwicklung werden Modelle eingesetzt, auch zu Untersuchungen von Fahrzeugen und ihrem Verhalten werden Simulationen durchgeführt. Zu diesem Zweck ist ein möglichst genaues Modell des Fahrzeuges und seiner Komponenten, wie Fahrwerk, Antriebsstrang etc. gewünscht. Eine Komponente, die speziell für fahrdynamische Untersuchungen große Relevanz besitzt, ist der Reifen. Er ist der einzige Kontaktpunkt zwischen Fahrbahn und Fahrzeug und somit werden alle Kräfte ausschließlich über ihn auf die Fahrbahn übertragen. Das Verhalten und die Eigenschaften des Reifens werden in Form verschiedener Reifenmodelle nachgebildet.

In der Fahrdynamik besteht eine wesentliche Aufgabe des Reifenmodells darin, Kenntnis über die aktuell übertragbaren Kräfte des Reifens auf die Straße zu liefern. Dabei unterscheidet man zwischen Reifenlängs- und Reifenquerkräften (Longitudinal- und Lateralkräfte). Die Reifenlängskräfte beinhalten Antriebs- und Bremskräfte. Die Reifenquerkräfte sind zuständig für die Kurvenstabilität, für das Übertragen der Längskräfte und für das Bereitstellen eines Rückstellmoments (Mundl, 2013).

Einen anschaulichen Zusammenhang zwischen den übertragbaren Kräften und dem Reifenschlupf bzw. dem Reifenschräglauf liefert die Schlupfkennlinie. Diese Schlupfkennlinie besitzt einen linearen Anstieg mit Abreiß- bzw. Sättigungscharakteristik. Eine gängige Methode zur Bestimmung des Reifenkraftverhaltens sind Messungen unter Verwendung von Reifenprüfständen oder mit geeigneten Messfahrzeugen. Diese Prüfstände bzw. dieses Messfahrzeug sind zumeist nicht vorhanden und man müsste erforderliches Equipment mieten bzw. die Bestimmung in geeigneten Einrichtungen vornehmen, wodurch ein erheblicher Zeit- bzw. Kostenaufwand entsteht.

Die Reifenlängs- und Querkräfte werden zwar häufig getrennt betrachtet, beeinflussen sich jedoch gegenseitig. Aus diesem Grund ist es aus fahrdynamischer Sicht unentbehrlich, das Reifenverhalten in Längs- und in Querrichtung zu kennen. Zur Identifikation des querdynamischen Reifenverhaltens sind bereits einige Werke (wie z.B. (Kollreider, 2009)) vorhanden. Angelehnt an diese widmet sich die vorliegende Arbeit der Identifikation eines längsdynamischen Reifenmodells.

Die Aufgabe der vorliegenden Arbeit besteht darin, das Reifenkraftverhalten inklusive des Einflusses der Aufstandskraft aus Daten von Messfahrten zu identifizieren und in weiterer Folge ein dementsprechendes Reifenmodell zu parametrieren. Einflüsse auf die übertragbare Reifenlängskraft hervorgerufen durch den Reifensturz sollen vernachlässigt werden.

In Abbildung 1.1 sind Messdaten, aufgenommen von einem Reifenprüfstand, dargestellt. In den drei Farben sind drei Reifenkraftverhalten bei unterschiedlichen aber jeweils konstanten Aufstandskräften abgebildet. Es ist zu erkennen dass die Reifenkraft vom Reifenschlupf sowie von der Aufstandskraft abhängt. Im ersten Schritt muss nun ein geeignetes Reifenmodell gefunden werden, welches dieses Reifenkraftverhalten in einer für diese Aufgabe geeigneten Form darstellen

kann und sich zur Parameteridentifikation eignet. Dazu müssen verschiedene Reifenmodelle untersucht werden und anhand gewisser Merkmale eine Auswahl getroffen werden.

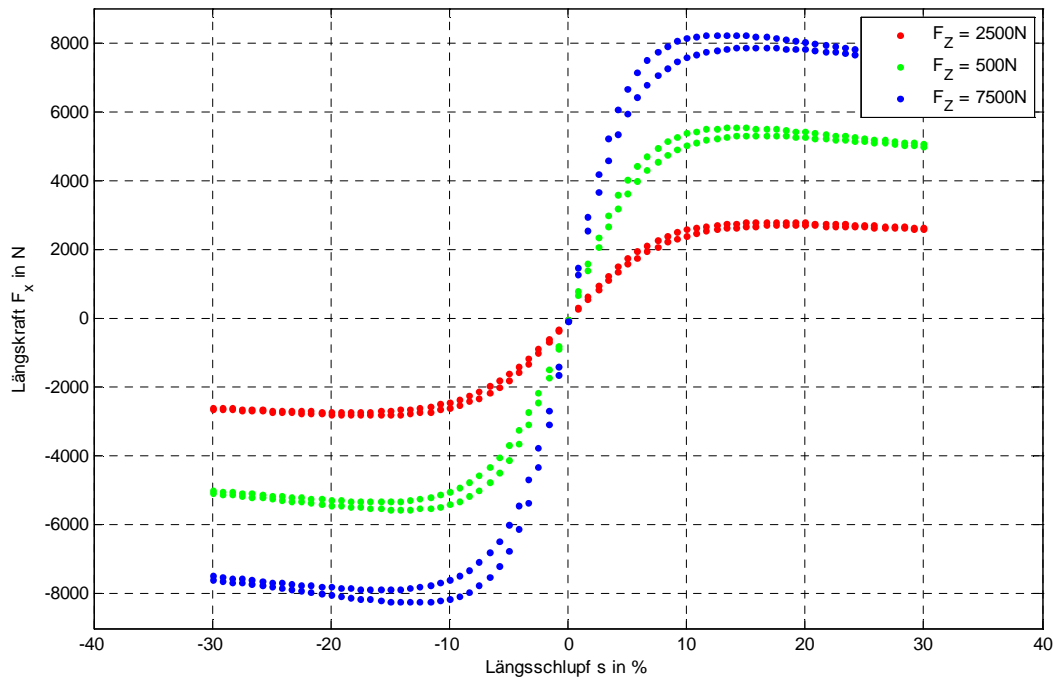


Abbildung 1.1: Prüfstandsdaten Reifenlängskräfte

Anschließend werden die verschiedenen Fahrmanöver definiert und die benötigte Messtechnik festgelegt. Anschließend müssen die Fahrmanöver durchgeführt werden, um die benötigten Messdaten zu erhalten.

Diese Messdaten müssen geeignet aufbereitet werden, um die Parametrier des Reifenmodells, welches das Reifenkraftverhalten nachbildet, zu identifizieren. Dazu werden verschiedene Optimierungsalgorithmen geschrieben. Abschließend soll eine Verifizierung vorgenommen und die Parametrierung bewertet werden.

Grundlegende Vorgaben sind die **Fahrzeugunabhängigkeit** und die **Fahrerunabhängigkeit**. Das bedeutet, dass die Fahrmanöver so zu wählen sind, dass sie mit jedem beliebigen PKW durchführbar sind und hier keine Einschränkungen vorliegen. Des Weiteren sollen die Fahrmanöver so einfach sein, dass sie auch von nicht geschulten Fahrern durchgeführt werden können.

2 Einführung

In diesem Kapitel werden jene Grundlagen dargelegt, die für das Verständnis der vorliegenden Arbeit notwendig sind. Es wird auf die Grundlagen der **Modellbildung** und ihrer Anwendung in der Fahrzeugtechnik eingegangen. Des Weiteren werden Grundlagen des **Reifens** thematisiert. Dies beinhaltet die Aufgaben, den Aufbau, die Dynamik und die Modellierung des Reifens. Abschließend werden Grundbegriffe der **Fahrdynamik** erklärt und es wird auf den für die vorliegende Arbeit relevanten Teil der Fahrdynamik genauer eingegangen. Ziel dieser kurzen Einführung ist es, benötigte Grundlagen sowie Grundbegriffe zu erklären und die gesamte Thematik so darzustellen, dass die Problematik des Themas „Parametrierung eines Reifenmodells“ zugänglich wird.

2.1 Modellbildung

Die Modellbildung befasst sich mit dem Entwurf eines mathematischen Modells eines realen Systems.

Als System bezeichnet man eine Menge von Komponenten, die sich durch physikalische Gesetze gegenseitig beeinflussen. Des Weiteren werden Systemen über ihre Ein- bzw. Ausgänge definiert. Eingänge sind alle Einflüsse, die von außen auf das System einwirken und Ausgänge sind jene Wirkungen, die das System nach außen abgibt (Schramm, et al., 2010).

Bei der Modellbildung wird versucht, die physikalischen Zusammenhänge des realen Systems, seine Wirkung von Eingang zu Ausgang, mathematisch nachzubilden. Die Modellbildung lässt sich in zwei Gebiete unterteilen, die theoretische und die experimentelle Modellbildung (Isermann, 2006). Das Ergebnis der theoretischen Modellbildung, die meist auf Grundlage von physikalischen Gesetzmäßigkeiten wie Energiebilanzen oder Impulssätzen erfolgt, sind physikalische, oft sehr komplexe Modelle. Die experimentelle Modellbildung bildet die Ein-/Ausgangsbeziehung des realen Systems mathematisch nach. Die dazu benötigten Informationen werden durch Beobachtungen und Messungen dieses Systems gewonnen. Die theoretische Modellbildung eignet sich gut zur Voruntersuchung von realen Systemen, während die experimentelle Modellbildung oft zur Fehleranalyse von bereits vorhandenen Systemen verwendet wird (Isermann, 2006). In der Praxis wird oft eine Kombination der beiden Methoden angewandt, um die jeweiligen Vorteile nutzen zu können. Jedes Modell wird durch seine Gleichungen und seine Parameter beschrieben. Die Identifikation dieser Parameter und das Finden der beschreibenden Gleichungen sind die Aufgaben der Modellbildung. Für eine weitere Beschreibung sei an dieser Stelle auf (Isermann, 2006) verwiesen.

Anwendung der Modellbildung in der Fahrzeugtechnik

Typische Bereiche der Fahrzeugtechnik, in denen die Modellbildung zur Anwendung kommt, sind laut (Schabauer, 2014):

- Untersuchung der Kinetik und Kinematik des Fahrwerks,

- Fahrdynamik- und Komfortanalyse des Gesamtfahrzeuges,
- Analyse und Rekonstruktion von Verkehrsunfällen.

Es gibt eine Vielzahl unterschiedlicher Modelle, die bei oben genannten Anwendungen zum Einsatz kommen. In den Kapiteln 2.2 und 2.3 werden jene Modelle vorgestellt, die zur Lösung der Aufgabe der vorliegenden Arbeit benötigt werden.

2.2 Reifen

Der Fahrzeugreifen muss eine Vielzahl von verschiedenen Aufgaben erfüllen. Die primäre Aufgabe ist laut (Hirschberg, et al., 2013) das **Übertragen von Längs- und Querkräften** bei

- trockener, nasser oder unbefestigter Fahrbahn,
- tiefem Wasser, Schnee, Matsch, Eis,
- hoher und niedriger Außentemperatur.

Zusätzlich muss der Reifen ausreichend **Rückstellmoment** bei der Kurvenfahrt bereitstellen. Ein Reifen muss jedoch auch noch weitere Anforderungen erfüllen (Hirschberg, et al., 2013):

- ausgewogenes Seitenkraftverhalten, das den Grenzbereich anzeigt,
- gute Traktion, insbesondere auf Steigungen,
- geringe Außengeräusentwicklung und leises Abrollen,
- hohe Laufleistung,
- niedriger Rollwiderstand,
- Robustheit gegenüber Beschädigung,
- Hochgeschwindigkeitsbeständigkeit,
- gutes Rundlaufverhalten.

Oben genannte Anforderungen variieren je nach Anwendungsgebiet, zusätzlich zu den gesetzlichen Bestimmungen, jedoch stark. Im Kleinwagensektor ist der Preis eines der entscheidendsten Merkmale, im Premiumsegment überwiegen die Komforteigenschaften und im Sportsegment die fahrdynamischen Eigenschaften. Viele dieser Anforderungen stehen im Zielkonflikt zueinander (Abbildung 2.1). Die zwei Linien kennzeichnen Eigenschaften zweier unterschiedlicher Reifen. Die blaue Linie ist einem Reifen zuzuordnen der Komforteigenschaften besser erfüllt, die rote Linie kennzeichnet einen Reifen bei dem mehr Wert auf geringe Kosten und Verwendbarkeit in allen Jahreszeiten gelegt wird.

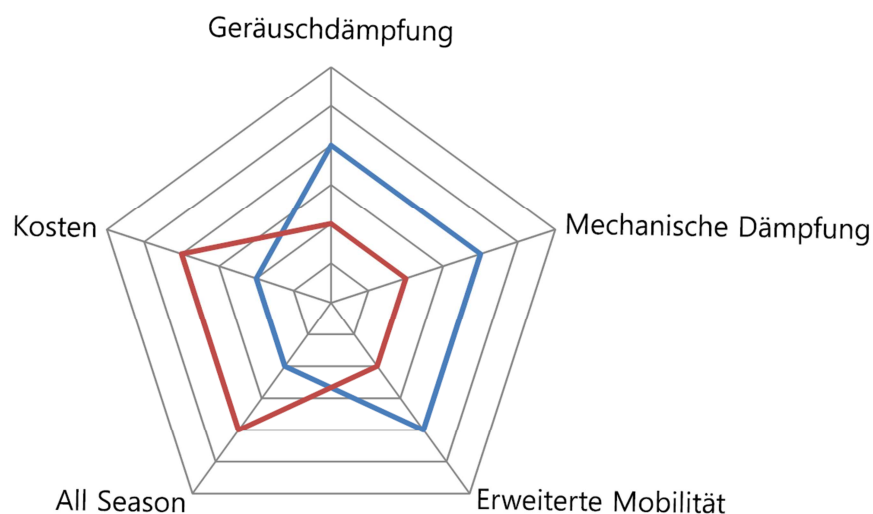


Abbildung 2.1 : Beispiel Komfort: Zielkonflikt der Reifeneigenschaften (Damm, 2014)

Die Anforderungen an einen Reifen können laut (Günter, 2009) in **vier Bereiche** unterteilt werden:

- **Sicherheit** (Bremsen, Nässeverhalten, Aquaplaning, Schnelllauf)
- **Handling** (Reifeneigenschaften, Verhalten bei hohen Geschwindigkeiten)
- **Komfort** (mechanischer Komfort, akustischer Komfort)
- **Wirtschaftlichkeit** (Verschleiß, Rollwiderstand)

Diese Anforderungen werden nicht nur durch Verwendung verschiedener Materialien, sondern auch durch unterschiedliche Bauart erfüllt. Die zwei grundsätzlich gängigen Bauarten sind der Diagonal-Reifen und der Radial-Reifen (Abbildung 2.2).

2.2.1 Aufbau

Bauart

Die Erklärungen zum Aufbau des Reifens und den dabei verwendeten Materialien, sind größtenteils aus (Mundl, 2013) entnommen. In der folgenden Abbildung ist der Aufbau der zwei gängigen Bauarten schematisch dargestellt.

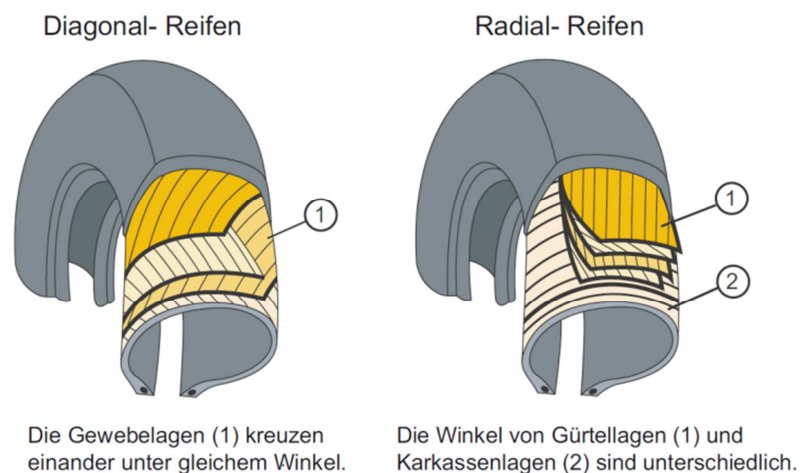


Abbildung 2.2 : Diagonalreifen und Radialreifen (Mundl, 2013)

Das Einsatzgebiet des **Diagonalreifens** umfasst Reifen in der Landwirtschaft, Industriereifen und Zweiradreifen. Die einzelnen Gewebelagen des Diagonalreifens liegen überkreuzt, wodurch der Reifen eine höhere Flankensteifigkeit erhält (Kippstabilität großer Fahrzeuge). Die höhere Flankensteifigkeit ermöglicht höhere Sturzwinkel, jedoch werden die Federungs- und Dämpfungseigenschaften verringert. Für Industrie- und Landwirtschaftsgebiete ist die gute Profil-Selbstreinigung von großem Vorteil.

Der **Radialreifen** ist heute der Standardreifen bei PKW und LKW (Hirschberg, et al., 2013). Die Gürtellagen liegen quer zur Karkassenlage. Die Vorteile sind eine höhere Laufleistung, höhere Tragfähigkeit bei geringerem Gewicht, geringerer Rollwiderstand, leiseres Abrollen, besserer Kraftschluss bei Nässe, Schnee und Eis und präziseres Lenk- und Kurvenverhalten.

Aufbau und verwendete Materialien

Der Aufbau und die verwendeten Materialien eines Reifens werden in Folge anhand eines Radialreifens erklärt (Abbildung 2.3).

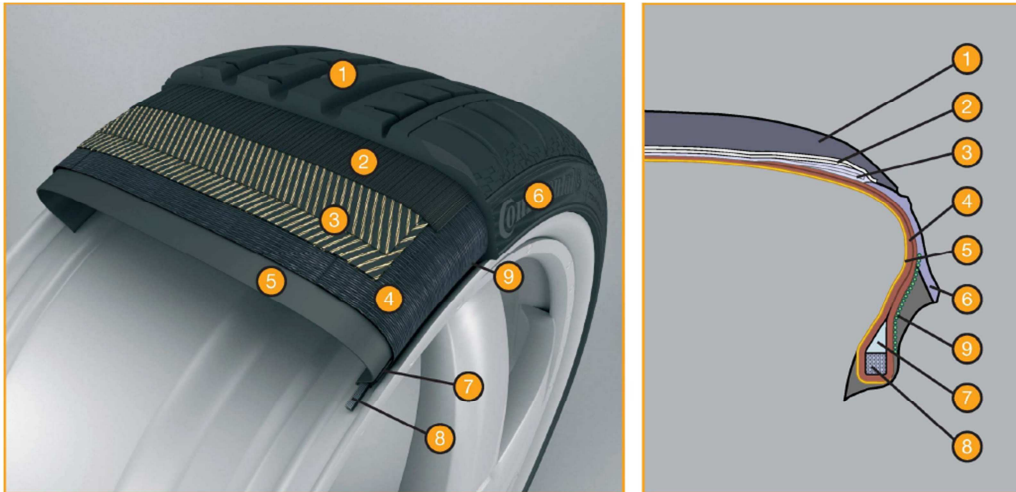


Abbildung 2.3 : Aufbau eines Radialreifens (Mundl, 2013)

1. **Laufstreifen**

Material: Gummimischung

Aufgaben: hoher Abriebwiderstand, gute Haftung bei allen Fahrbahnzuständen, geringer Rollwiderstand, geringes Abrollgeräusch

2. und 3. **Mehrlagenstahlgürtel**

Material: in Gummimischung eingebettete Stahlkorde

Aufgaben: gibt der Karkasse die Form, verringert den Rollwiderstand, zuständig für die Lebensdauer und die Festigkeit

4. **Karkasse**

Material: PKW Reifen: Rayon, Polyester der Polyamidkorde, LKW Reifen: Stahlkord

Aufgaben: gibt dem Reifen die Festigkeit, bewirkt die Reifenfederung, bestimmt den Fahrkomfort

5. **Innenseele**

Material: Gummimischung

Aufgaben: verhindert das Eindringen von Luft und Feuchtigkeit bei schlauchlosen Reifen

6. **Seitenwand**

Material: Gummimischung

Aufgaben: Schutz gegen seitliche Anscheuerung und Verwitterung

7. **Kernprofil**

Material: Synthetikgummi

Aufgaben: dient der Lenkpräzession und der Fahrstabilität, beeinflusst den Einfederungskomfort

8. **Wulstkern**

Material: in Gummimischung eingebetteter Stahldraht oder Stahlgeflecht

Aufgaben: sicherer Sitz des Reifens auf der Felge

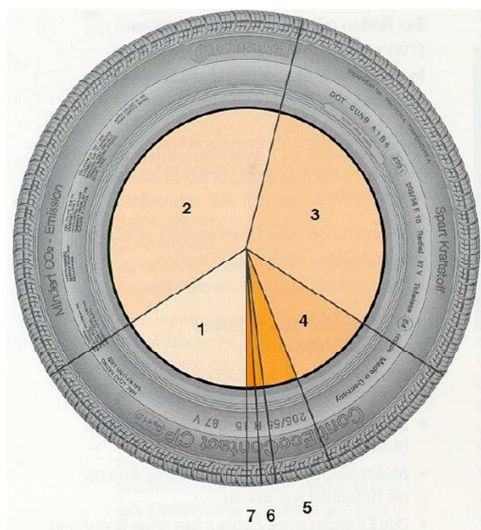
9. **Wulstverstärkung**

Material: Nylon, Aramid, Stahlkord

Aufgaben: Festhalten des Karkassenendes am Wulstkern, beeinflusst die

Seitenwandsteifigkeit und damit den Einfederungskomfort, dient der Lenkpräzision

Jeder Reifen besteht also aus einer Vielzahl **verschiedener Materialien** (Abbildung 2.4), durch deren unterschiedliche Eigenschaften ein gewünschtes Reifenverhalten erreicht werden kann.



Mengenverhältnis der Bestandteile (Beispiel)

1	Festigkeitsträger (Stahl, Rayon, Nylon, Polyester)	17 %
2	Kautschuk (Natur- und Synthetikgummi)	39 %
3	Füllstoffe (Ruß, Silica, Kohlenstoff, Kreide...)	28 %
4	Weichmacher (Harze und Öle)	7 %
5	Chemikalien für die Vulkanisation (Schwefel, Zinkoxid, diverse andere Chemikalien)	3 %
6	Chemikalien als Alterungsschutzmittel (gegen Ozonwirkung und Materialermüdung)	3 %
7	Sonstiges	3 %

Abbildung 2.4 : Beispiel von verwendeten Materialien im Reifen (Mundl, 2013)

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass ein Reifen in verschiedenen Bauarten ausgeführt werden kann und aus einer Vielzahl verschiedener Materialien besteht. Die Art, wie und in welcher Menge ein Bestandteil im Reifen verarbeitet ist, beeinflusst das Reifenverhalten maßgeblich. Genau mit diesem Verhalten wird versucht, einen oder mehrere Aspekte des oben genannten Zielkonfliktes zu bedienen. Es ist also wichtig, das Verhalten eines Reifens, das über gewisse Parameter bestimmt ist, genau zu kennen. Mit der Identifikation dieser Parameter beschäftigt sich die vorliegende Arbeit.

2.2.2 Schlupf/Schräglaufwinkel

Eine wichtige Größe, die oft mit dem Reifen und seinem Verhalten gemeinsam betrachtet wird, ist der Schlupf. Da die vorliegende Arbeit das Reifenverhalten in Längsrichtung behandelt, wird in diesem Kapitel lediglich auf den Längsschlupf eingegangen. Eine Erklärung des Schräglaufwinkels (oft als Querschlupf bezeichnet) findet man in (Hirschberg, et al., 2014).

Als **Schlupf** bezeichnet man das Verhältnis der Geschwindigkeit des Radaufstandspunkts, des sogenannten Wheelpoints W (entspricht der **Reifenumfangsgeschwindigkeit** v_r), zur **Geschwindigkeit** v_x der Radmitte C .

Die Reifenumfangsgeschwindigkeit v_r wird nach Formel (2.1) berechnet wobei ω_r die Raddrehzahl und r_e den effektiven Radradius bezeichnet.

$$v_r = \omega_r r_e \quad (2.1)$$

Allgemein wird zwischen Brems- und Antriebsschlupf unterschieden, wobei der Bremsschlupf meist ein negatives Vorzeichen besitzt. Die **Schlupfberechnung** erfolgt nach Tabelle 2.1.

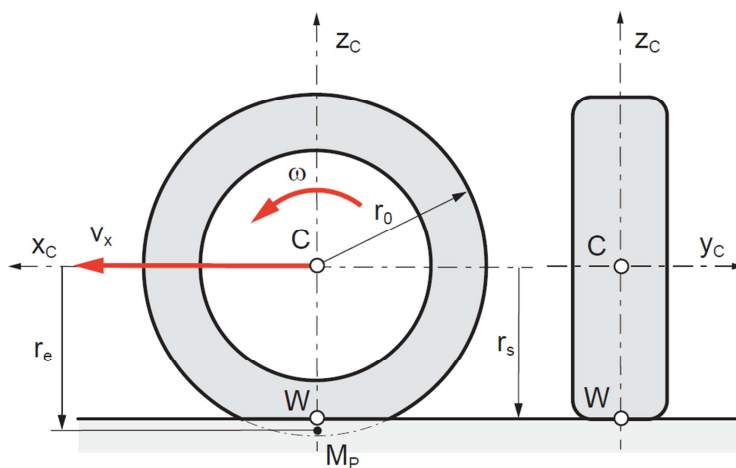


Abbildung 2.5: Kenngrößen des Reifens (Hirschberg, et al., 2013)

Tabelle 2.1: Längsschlupfdefinitionen (Hirschberg, et al., 2013)

kein Schlupf	Bremschlupf		Antriebsschlupf	
$v_x = v_r$	$v_x > v_r$		$v_x < v_r$	
rollendes Rad	gebremstes Rad	block. Rad	angetriebenes Rad	durchdreh. Rad
$s_A = 0$			$s_A = \frac{v_r - v_x}{v_r} \quad (2.2)$	$s_A = 1$
$s_B = 0$	$s_B = \frac{v_r - v_x}{ v_x } \quad (2.3)$	$s_B = -1$		

Zur Berechnung der Radumfangsgeschwindigkeit benötigt man den **effektiven Radradius r_e** , der die Deformierung des Rades unter Last berücksichtigt, und somit der wirksame Radius ist. Der effektive Radradius r_e gibt die **Lage des Momentanpols M_P** des frei rollenden Rades an (Abbildung 2.6) und ist dem Umfang des deformierten Rades zugehörig. Der Radradius r_0 ist der Radius des unbelasteten Rades. Der statische Radradius r_s gibt den Abstand der Radmitte zum Kontaktpunkt (Wheelpoint) W an und dient zur Ermittlung des effektiven Radradius.

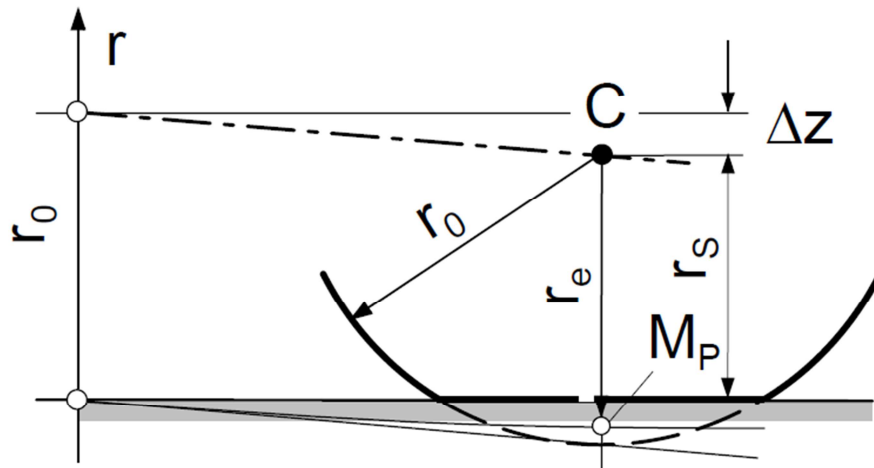


Abbildung 2.6: Momentanpol und Reifenradien (Hirschberg, et al., 2014)

Das **Absenken des Radmittelpunktes** unter Last ist in Abbildung 2.7 dargestellt. Die Differenz Δz zur ursprünglichen Lage des Radmittelpunktes, kann über Formel (2.4) und (2.5) angenähert werden (siehe (Hirschberg, et al., 2013)). Der Zusammenhang von Δz und F_z kann über ein lineares Federgesetz (Formel (3.51)) modelliert werden (siehe Kapitel 3.4).

$$r_e = r_0 - \frac{1}{3} \Delta z(F_z) \quad (2.4)$$

$$\Delta z(F_z) = r_0 - r_s(F_z) \quad (2.5)$$

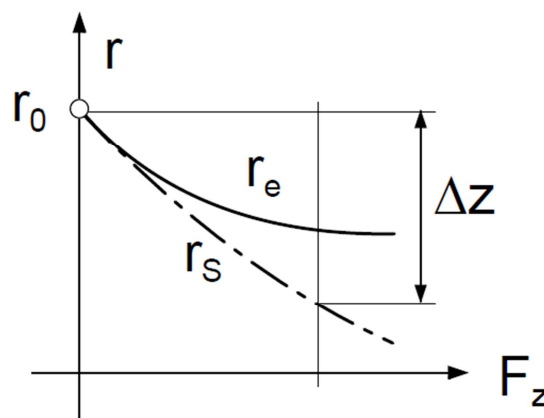


Abbildung 2.7: effektiver Reifenradius (Hirschberg, et al., 2014)

2.2.3 Kraftübertragung

Die Reifen sind die einzigen Kontaktpunkte zwischen Fahrzeug und Straße. Alle Kräfte, die vom Fahrzeug aufgebracht werden und auf die Straße übertragen werden sollen, sowie alle Anregungen von der Straße zum Fahrzeug, müssen vom Reifen übertragen werden. Im folgenden Kapitel wird auf die verschiedenen Kräfte, die der Reifen übertragen muss eingegangen und die für die Längsdynamik relevante Reifenkraft bzw. ihr Verhalten werden genauer erklärt.

Wie in Abbildung 2.8 dargestellt können die zu übertragenden Kräfte in **Radialkräfte**, **Longitudinalkräfte** und **Lateralkräfte** eingeteilt werden (Mundl, 2013).



Abbildung 2.8: Reifenkräfte (Mundl, 2013)

Die Radialkräfte entsprechen Anregungen von der Straße bei Fahrbahnunebenheiten, Hindernissen etc. und sind für das Komfortverhalten zuständig. Die Lateralkräfte sind für die Stabilität beim Kurvenfahren zuständig, um die Lenkkräfte zu übertragen und um ein Rückstellmoment bereitzustellen. Die Longitudinalkräfte beinhalten Antriebskräfte, Bremskräfte und Rollwiderstandskräfte.

Eine typische Reifenkennlinie, die das Reifenkraftverhalten in Längsrichtung darstellt, ist in Abbildung 2.9 zu sehen. Der **Kraftschlussbeiwert μ** ist über dem **Längsschlupf s** aufgetragen und gibt das Verhältnis von übertragbarer Längskraft zur Aufstandskraft an.

Definition des Kraftschlussbeiwerts:

$$\mu = \frac{F_x}{F_z}$$

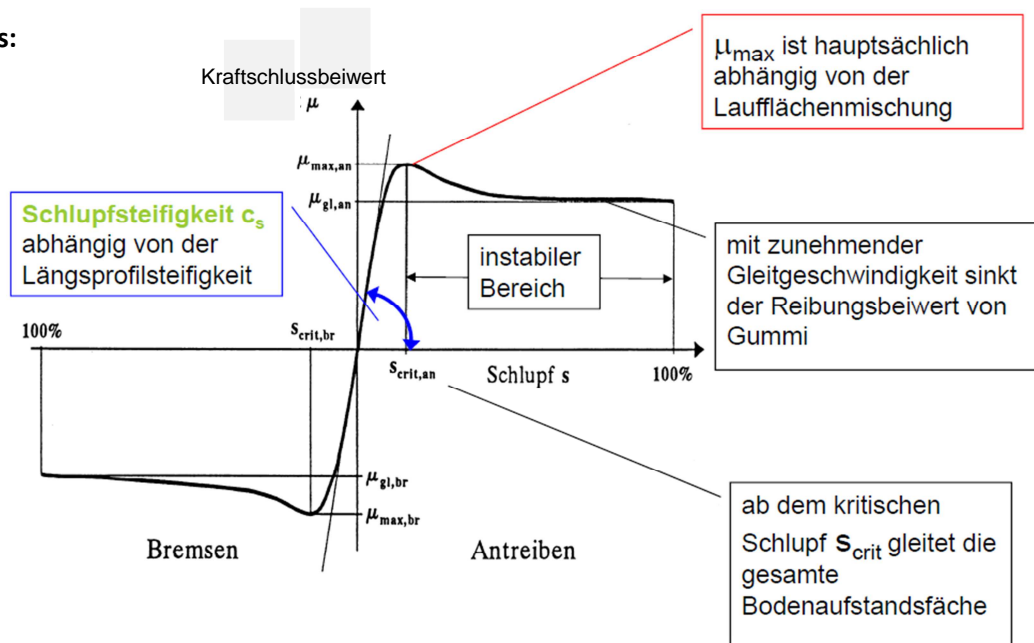


Abbildung 2.9: typische Schlupfkurve in Längsrichtung (Mundl, 2013)

Ohne Schlupf kann keine Kraft übertragen werden. Bei kleinen Schlupfwerten, nahe dem Ursprung verhält sich der Kraftschlussbeiwert linear; mit steigendem Schlupf steigt die übertragbare Kraft. Wie schnell der Kraftschlussbeiwert ansteigt, ist von der Längssteifigkeit des Reifens abhängig (Mundl, 2013).

Nach dem linearen Bereich besitzt die Schlupfkurve eine Abreißcharakteristik. Nach Erreichen des Maximalwerts μ_{max} , der hauptsächlich von der Laufflächenmischung abhängt, geht der Reifen in den instabilen Bereich über. In diesem Bereich beginnt die Bodenaufstandsfläche zunehmend zu gleiten und es können keine zusätzlichen Reifenkräfte aufgebaut werden. Die übertragbare Kraft sinkt ab hier, bei steigendem Schlupf, da die Gleitgeschwindigkeit des Reifens zunimmt und dabei der Reibungsbeiwert von Gummi sinkt. Eine genauere Beschreibung der Reibungseffekte und Kraftentstehung im Reifen findet sich in (Mundl, 2013).

Die übertragbare **Reifenkraft** ist vom **Kraftschlussbeiwert**, vom **Reifenschlupf** sowie von der **Aufstandskraft** abhängig. Für eine gleichbleibende Aufstandskraft kann eine charakteristische Reifenkraftkennlinie erstellt werden. Erstellt man die Reifenkraftkennlinie für verschiedene Aufstandskräfte (Abbildung 2.10), so erhält man mehrere statische Reifenkennlinien, anhand derer man das Verhalten der übertragbaren Reifenkräfte bezüglich der Aufstandskraft betrachten kann.

Reifenlängskräfte

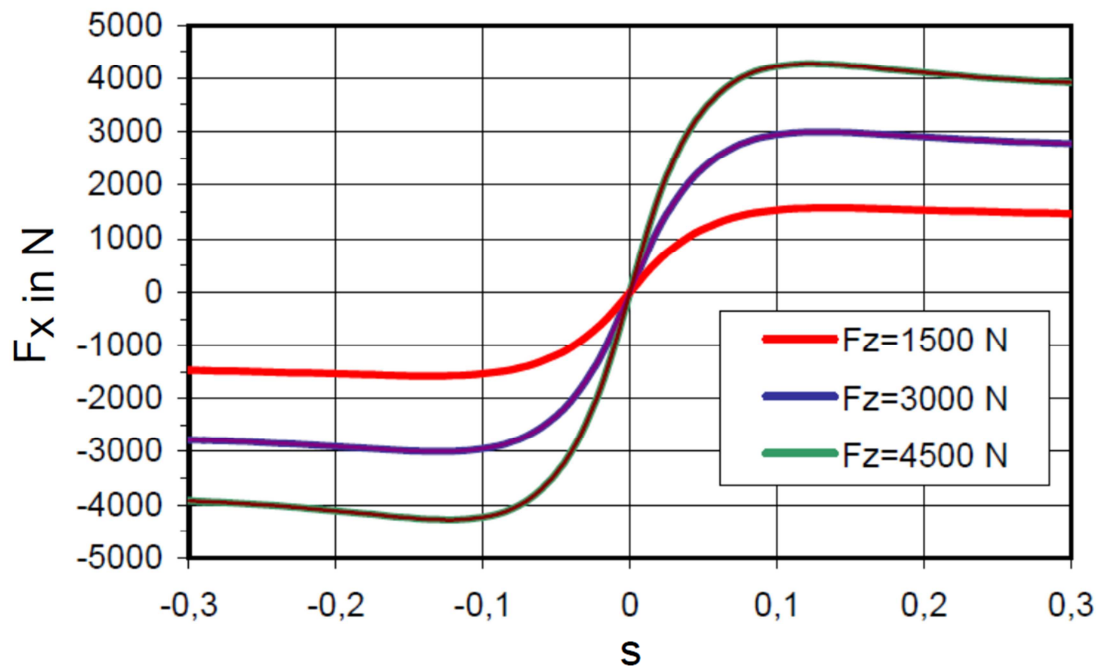


Abbildung 2.10: Reifenkraftverhalten bei verschiedenen Aufstandskräften (Hirschberg, 2009)

Es ist zu erkennen, dass bei Verdoppelung der **Aufstandskraft** F_z von 1500N auf 3000N nicht die doppelte Reifenkraft übertragen werden kann, sondern weniger. Das Reifenverhalten ist **degressiv**. Dies hängt mit der veränderten Druckverteilung im Reifen und der veränderten Bodenaufstandsfläche des Reifens bei unterschiedlichen Aufstandskräften zusammen. Für eine genauere Beschreibung der Effekte sei auf (Mundl, 2013) verwiesen.

2.3 Fahrzeugdynamik

Um die für das Reifenmodell relevanten Größen wie Geschwindigkeit, Aufstandskraft und Beschleunigung zu erhalten, ist es wichtig, die **Fahrdynamik des Fahrzeugs** zu betrachten. Die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen beschäftigt sich mit der **Interaktion zwischen Kräften und Bewegungen** von Fahrzeugen. (Hirschberg, et al., 2014)

2.3.1 Fahrzeugbewegungen

Zur Beschreibung der Fahrzeugbewegungen muss zuerst das **Koordinatensystem**, in dem sich das Fahrzeug befindet, gewählt werden. In der Norm DIN 70000 sind 4 kartesische Koordinatensysteme festgelegt (Abbildung 2.11)

- Ortsfestes Koordinatensystem $\{O_E, x_E, y_E, z_E\}$: Ein raumfestes Koordinatensystem dessen x- und y- Achse die Fahrbahn aufspannen, wenn eine ebene Fahrbahn angenommen wird.
- Fahrzeugfestes Koordinatensystem $\{O_V, x_V, y_V, z_V\}$: Der Ursprung des Koordinatensystems liegt in einem Punkt im Fahrzeug. Das Koordinatensystem bewegt sich mit dem Fahrzeug mit. Die Lage von dem Koordinatensystem zum Fahrzeug verändert sich nicht.
- Horizontiertes Koordinatensystem $\{O, x, y, z\}$: Der Ursprung des Koordinatensystems liegt wieder in einem Punkt im Fahrzeug, die xy-Ebene liegt immer parallel zur Fahrbahn.
- Radfestes Koordinatensystem $\{W, x_W, y_W, z_W\}$: Jedem Rad wird sein eigenes Koordinatensystem zugewiesen.

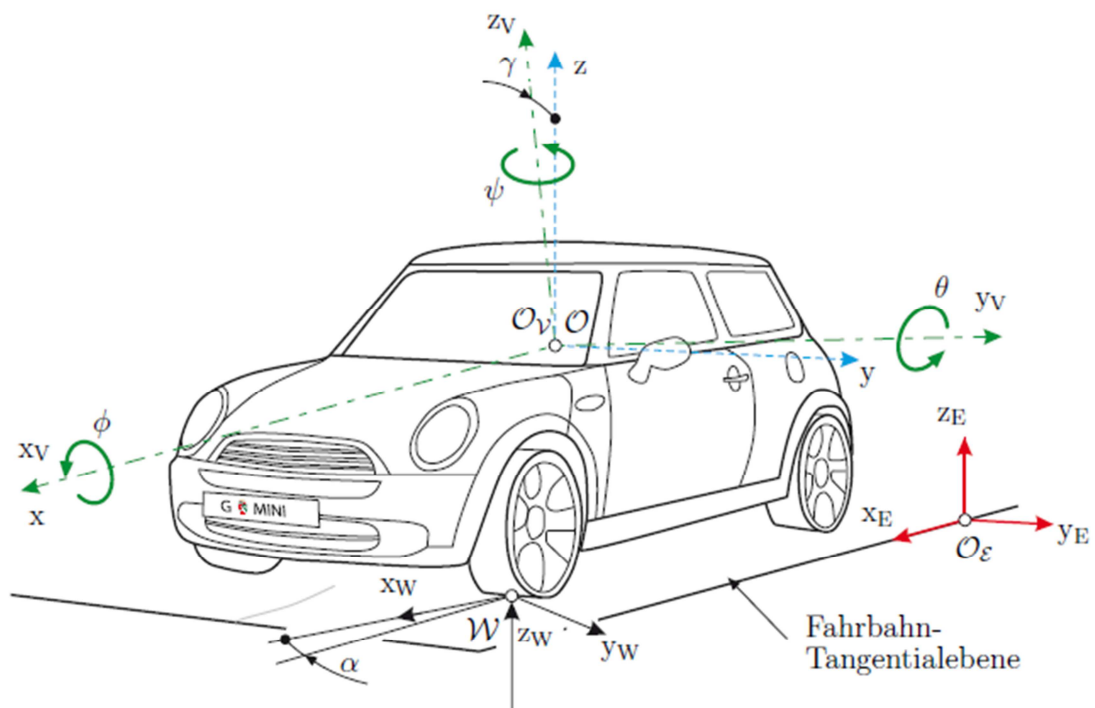


Abbildung 2.11 : Koordinatensysteme nach DIN 70000 (Kollreider, 2009)

Eine genauere Beschreibung der Koordinatensysteme findet sich in (Kollreider, 2009).

Die **Bewegungen eines Fahrzeuges** lassen sich im fahrzeugfesten Koordinatensystem wie folgt beschreiben (Hirschberg, et al., 2014).

3 Translationen:		in x-Richtung	Fahren, Rucken
		y-Richtung	(Quer-) Schieben
		z-richtung	Heben, Springen
3 Rotationen:	ψ	um die z-Achse	Gieren
	θ	y-Achse	Nicken
	ϕ	x-Achse	Wanken, Rollen

Für diese Arbeit besitzt nur die **Längsdynamik** (Fahren bzw. Nicken) Relevanz, weswegen hier nicht genauer auf die anderen Bewegungen eingegangen wird.

2.3.2 Längsdynamik

Die Längsdynamik befasst sich mit **Bewegungen** des Fahrzeuges, die hauptsächlich **in Längsrichtung** erfolgen. Im Vordergrund stehen die Untersuchungen von

- Fahr-, Brems- und Steigleistungen
- Traktion und Mobilität. (Hirschberg, et al., 2014)

Um diese Punkte untersuchen zu können, benötigt man die Bewegungsgleichungen des Fahrzeuges sowie die Fahrtwiderstände.

Die Fahrtwiderstände beinhalten die **Rollwiderstandsmomente** der Achsen, den **Luftwiderstand** und den **Steigungswiderstand**. Diese drei Widerstände werden wie folgt berechnet.

Bewegungsgleichungen:

Der Rollwiderstand W_R ist von der Aufstandskraft F_N sowie vom Rollreibungskoeffizienten a_R abhängig:

$$W_R = a_R F_N. \quad (2.6)$$

Das Rollwiderstandsmoment M_R bildet sich aus dem Rollwiderstand und dem effektiven Reifenradius r_e und wird berechnet mit:

$$M_R = r_e a_R F_N. \quad (2.7)$$

Der Luftwiderstand W_L ist abhängig von dem Luftwiderstandsbeiwert c_W und der longitudinalen Anströmfläche A_F , die beide durch die Fahrzeuggeometrie bestimmt sind. Außerdem hängt er von der Dichte der Luft ρ_L ab und steigt mit dem Quadrat der Längsgeschwindigkeit v . Er berechnet sich nach folgender Formel:

$$W_L \approx \frac{1}{2} c_W \rho_L A_F v |v| \quad (2.8)$$

Der Steigungswiderstand W_S berechnet sich aus der Steigung β der Fahrbahn sowie aus der Fahrzeugmasse m und der Erdbeschleunigung g .

$$W_S = mg \sin \beta \quad (2.9)$$

Die Bewegungsgleichungen, die die **Fahrzeuginnenbewegung** für das in Abbildung 2.12 gezeigte Fahrzeug, vollständig beschreiben, werden in den folgenden Gleichungen angegeben (V für Vorderachse, H für Hinterachse).

Die Bewegungsgleichung (siehe Formel (2.10)) beinhaltet die Gesamtmasse des Fahrzeugs m die Längskraft an Vorder- und Hinterachse F_{L_V} und F_{L_H} sowie den oben beschriebenen Steigungs- und Luftwiderstand. Die Gesamtmasse setzt sich aus der Summe von Aufbaumasse m_A und Masse der Vorder- bzw. Hinterachse m_V und m_H .

$$\underbrace{(m_A + m_V + m_H)}_{\text{Gesamtmasse } m} \dot{v} = F_{L_V} + F_{L_H} - W_L - W_S \quad (2.10)$$

Der Drallsatz für die Vorder- und Hinterachse sind in den Gleichungen (2.11) und (2.12) dargestellt. Das Trägheitsmoment für die Vorder- und Hinterachse wird mit I_V bzw. I_H bezeichnet, $\dot{\omega}$ entspricht der Änderung der Raddrehzahl, M ist das jeweilige Antriebsmoment und M_R das Rollwiderstandsmoment. Die vom Reifen auf die Fahrbahn übertragene Kraft wird mit F_L bezeichnet.

$$I_V \dot{\omega}_V = M_V - r F_{L_V} - M_{R_V} \quad (2.11)$$

$$I_H \dot{\omega}_H = M_H - r F_{L_H} - M_{R_H} \quad (2.12)$$

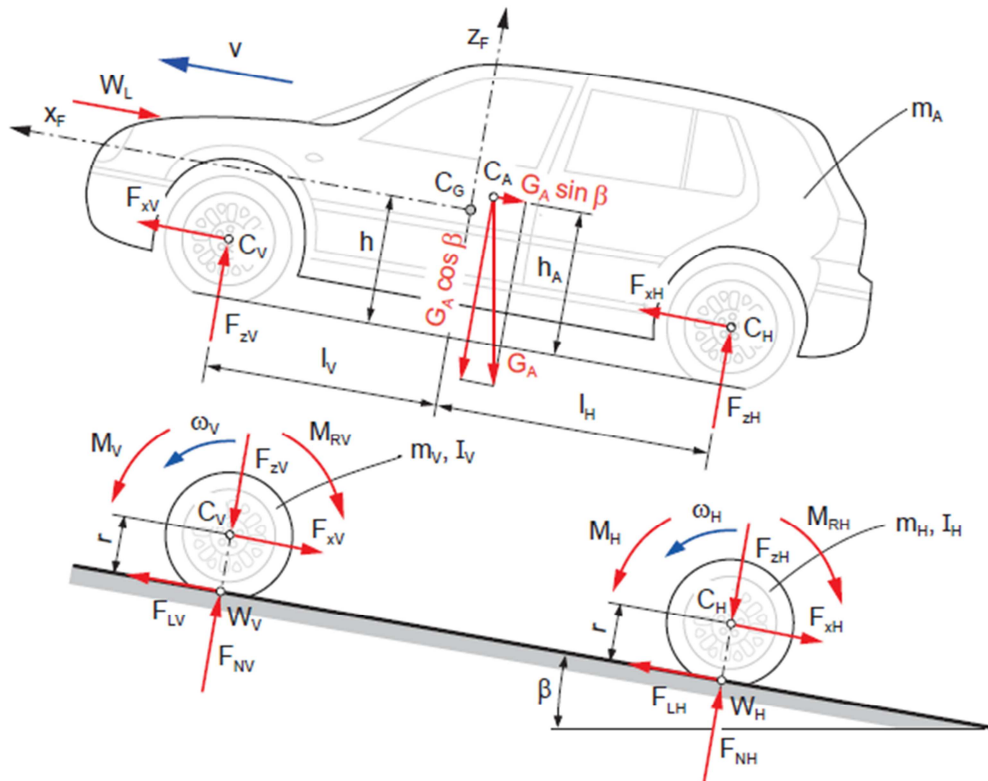


Abbildung 2.12 : Fahrzeug, Achsen und Fahrbahn (Hirschberg, et al., 2014)

2.3.3 Dynamische Achslasten

Im **Stillstand und auf ebener Fläche** würde bei einem Fahrzeug mit gleichverteilter Masse auf jede Achse genau die **halbe Fahrzeug-Gewichtskraft** wirken. Erfährt das Fahrzeug eine **Beschleunigung**, verschieben sich die Achslasten aufgrund der Massenträgheit des Fahrzeugs (Hirschberg, et al., 2014).

Befindet sich das Fahrzeug auf einer **Steigung** $\beta > 0$, wird die Hinterachse zusätzlich belastet und die Vorderachse entlastet.

Vernachlässigt man den geschwindigkeitsabhängigen Einfluss des Luftwiderstandes auf die Achslasten F_{NH} und F_{NV} , so können diese laut (Hirschberg, et al., 2014) mit folgenden Formeln berechnet werden wobei l den Achsabstand und l_V und l_H den Abstand des Schwerpunkts zur Vorder- bzw. Hinterachse angibt.

$$F_{NH} = \frac{1}{l} [m(l_V g \cos \beta + h \dot{v} + h g \sin \beta)] \quad (2.13)$$

$$F_{NV} = \frac{1}{l} [m(l_H g \cos \beta - h \dot{v} - h g \sin \beta)] \quad (2.14)$$

3 Theoretische Überlegungen

Um das Verhalten des Reifens nachzubilden, gibt es eine Vielzahl verschiedener Modelle. Sie unterscheiden sich sowohl in ihrer Grundidee als auch in ihrer Komplexität und werden je nach Aufgabenstellung eingesetzt. Im folgenden Absatz werden die verschiedenen Reifenmodelle vorgestellt.

Allgemein lassen sich die verschiedenen Reifenmodelle in drei Gruppen unterteilen (Isermann, 2006):

- mathematische Modelle,
- physikalische Modelle
- und Mischformen (semiphysikalische Modelle) davon.

Mathematische Modelle nähern die physikalischen Eigenschaften eines Reifens durch eine mathematische Beschreibung an. Sie werden vor allem zur Untersuchung der Fahrdynamik eingesetzt. Die Vorteile dieser Modelle sind, dass sie numerisch stabil und meist echtzeitfähig sind.

Physikalische Modelle dienen unter anderem zur Untersuchung des Deformationsverhaltens des Reifens. Je nach Detaillierungsgrad werden die physikalischen Modelle weiter unterschieden in sogenannte Gürtelringmodelle oder MKS-Modelle, und Finite-Elemente-Modelle (Einsle, 2010). Gürtelringmodelle werden oftmals zu Komfortuntersuchungen oder Schwingungsuntersuchungen eingesetzt. Mit Hilfe der Finite-Elemente-Modelle können Aussagen über das Verhalten des Reifens in der Kontaktzone getroffen werden. Beispiele dafür sind der Abrieb, die Geräuscentwicklung, der Rollwiderstand, etc.

Als Mischformen bezeichnet man Modelle, die mathematischen Ursprungs sind, jedoch physikalische Beziehungen bzw. Effekte miteinbeziehen. Sie versuchen die Vorteile mathematischer und physikalischer Modelle zu vereinen.

Eine genauere Beschreibung der verschiedenen Reifenmodelle findet man in (Einsle, 2010), (Schramm, et al., 2010), (Kollreider, 2009) und (Heißing, et al., 2011).

3.1 Reifenmodelle

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Parameteridentifikation des Reifenverhaltens in Längsrichtung. Bei Untersuchungen des Reifens hinsichtlich seines Kraftverhaltens werden abhängig von der Aufgabenstellung oft mathematische bzw. semiphysikalische Modelle eingesetzt. In diesem Kapitel werden einige Modelle, die in diese Kategorie fallen, vorgestellt. Anschließend wird, unter Betrachtung der spezifischen Vor- und Nachteile der Reifenmodelle, dargelegt, welches Reifenmodell für die Aufgabe der Identifikation verwendet wird.

3.1.1 Reifenmodell nach Burckhardt

Das Reifenmodell nach Burckhardt, vorgestellt in (Burckhardt, 1993), ist ein **semi-physikalisches Reifenmodell**, mit dem die **stationären Reifenkräfte** auf **ebener Fahrbahn** bestimmt werden können. Der charakteristische Verlauf der Reifenkräfte wird durch eine mathematische Funktion angenähert, deren Parameter eine gewisse physikalische Bedeutung zugeschrieben werden kann. Die Längs- und Querkräfte können gemeinsam sowie getrennt betrachtet werden. Das degressive Verhalten der Aufstandskraft wird über einen Parameter berücksichtigt.

Die Bestimmung der Reifenkräfte erfolgt mit Hilfe des Kraftschlusskoeffizienten. Des Weiteren wird zwischen gebremstem und angetriebenem Rad unterschieden und es wird angenommen, dass ohne Schlupf keine Kräfte übertragen werden. Somit können Einflüsse wie z.B. der Sturzwinkel nicht berücksichtigt werden. Dementsprechend definiert Burckhardt den Längs- und Querschlupf für das gebremste Rad wie folgt: Burckhardt definiert den Längs- und Querschlupf über ein Verhältnis von Radmittelpunkt- und Radumfangsgeschwindigkeit und der Beziehung zum Schräglaufwinkel α . Die Schlupfberechnung für das gebremste Rad lautet:

$$s_x = \frac{v - r_e \omega \cos \alpha}{v} \quad (3.1)$$

$$s_y = \frac{r_e \omega \sin \alpha}{v} \quad (3.2)$$

Die Schlupfberechnung für das angetriebene Rad lautet:

$$s_x = \frac{r_e \omega \cos \alpha - v}{r_e \omega} \quad (3.3)$$

$$s_y = \sin \alpha \quad (3.4)$$

Eine gemeinsame Betrachtung der Längs- und Querkräfte wird möglich, indem ein resultierender Schlupf s_{res} und eine resultierende Kraft F_{res} eingeführt werden.

Der resultierende Schlupf ergibt sich im Brems- und Antriebsfall zu:

$$s_{res} = \sqrt{s_x^2 + s_y^2} \quad (3.5)$$

Die resultierende Kraft F_{res} ergibt sich unter Zuhilfenahme des Kraftschlusskoeffizienten μ und der Beziehungen mit der Aufstandskraft F_Z

$$F_x = \frac{S_x}{S_{res}} \mu_x F_Z \quad (3.6)$$

$$F_y = \frac{S_y}{S_{res}} \mu_y F_Z \quad (3.7)$$

zu

$$F_{res} = \mu_{res} F_Z = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}. \quad (3.8)$$

Aus dem Zusammenhang in Formel (3.8) kann der resultierende Kraftschlusskoeffizient μ_{res} und damit der jeweilige Kraftschlusskoeffizient für Längs- und Querrichtung μ_x und μ_y bestimmt werden:

$$\mu_{x,y} = \frac{S_{x,y}}{S_{res}} \mu_{res} F_Z \quad (3.9)$$

Somit lassen sich die jeweiligen Längs- bzw. Querkräfte F_x und F_y mittels Längs- bzw. Querschlupf, resultierendem Schlupf bzw. resultierender Kraft und der Aufstandskraft bestimmen mit:

$$F_{x,y} = \frac{S_{x,y}}{S_{res}} \mu_{res} F_Z \quad (3.10)$$

Der resultierende Kraftschlusskoeffizient kann als Funktion des resultierenden Schlupfs bestimmt werden. Somit erhält man die charakteristische **μ -Schlupf-Kurve** in der $\mu_{res} = f(S_{res})$, abhängig vom jeweiligen Untergrund, abgebildet wird.

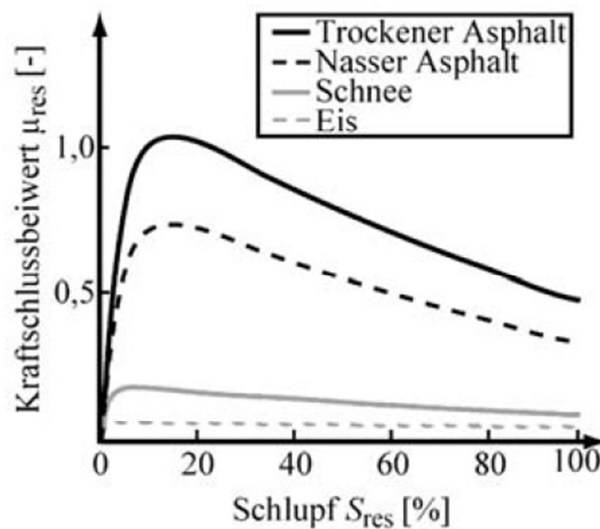


Abbildung 3.1: Kraftschlusskoeffizienten bei verschiedenen Untergründen (Isermann, 2006)

Folgender mathematischer Ansatz kann diese μ -Schlupf-Kurve annähern.

$$\mu_{res} = [C_1(1 - e^{-C_2 s_{res}}) - C_3 s_{res}] e^{-C_4 s_{res} v} \quad (3.11)$$

Die Parameter C_1 , C_2 , C_3 beeinflussen die Form der Kurve und werden über Iterationsverfahren bestimmt. Mit dem Parameter C_4 wird die Kennlinie in geeigneter Weise skaliert um den Zustand der Straße zu berücksichtigen (trocken, nass, etc.).

Die Längs- und Querkräfte werden laut Formel (3.12) berechnet, wobei zur Berücksichtigung der veränderlichen Aufstandskräfte noch ein Korrekturfaktor K_Z hinzukommt.

$$F_{x,y} = \frac{s_{x,y}}{s_{res}} \mu_{res}(s_{res}) F_Z K_Z \quad (3.12)$$

Dieser Korrekturfaktor nähert das degressive Reifenverhalten an. Er ist von C_5 abhängig und wird bestimmt durch (Burckhardt, 1993):

$$K_Z = 1 - C_5 F_Z^2 \quad (3.13)$$

Das Reifenmodell nach Burckhardt benötigt fünf Parameter zur Bestimmung der charakteristischen Reifenkennlinie. Diese 5 Parameter erhält man aus Auswertungen von Prüfstandsdaten. Eine vollständige Beschreibung des Reifenmodells findet sich in (Burckhardt, 1993).

3.1.2 TM_simple

Das Reifenmodell TM_simple, vorgestellt in (Hirschberg, 2009), ist ein **semi-physikalisches** Reifenmodell, das den Zusammenhang von übertragbaren Reifenkräften zu Längsschlupf bzw. Schräglaufwinkel abbildet. Es wird von **stationären Reifenkraft-Charakteristiken** ausgegangen, die bei einer konstanten nominellen Aufstandskraft $F_{z,nom}$ approximiert werden. Ausgehend von der nominellen Aufstandskraft kann die Kurve bei jeder beliebigen Aufstandskraft erstellt werden, wobei für eine Kennlinie immer $F_z = konst.$ gilt. Die Reifenlängs- und Querkräfte können sowohl getrennt als auch kombiniert betrachtet werden. Eine **ebene Fahrbahn** wird vorausgesetzt. Ohne Schräglaufwinkel können keine Querkräfte übertragen werden. Das bedeutet, dass Effekte wie z.B. ein Sturzwinkel nicht berücksichtigt werden kann. Das degressive Verhalten der Aufstandskraft wird mittels eines Polynomansatzes modelliert.

Ein charakteristischer Verlauf für TM_simple ist in Abbildung 3.2 dargestellt und wird nach Formel (3.14) modelliert, wobei X den Schräglaufwinkel bzw. den Längsschlupf repräsentiert und Y die Längs- bzw. Querkraft:

$$Y = K \sin \left[B \left(1 - e^{-\frac{|X|}{A}} \right) \text{sign}(X) \right] \quad (3.14)$$

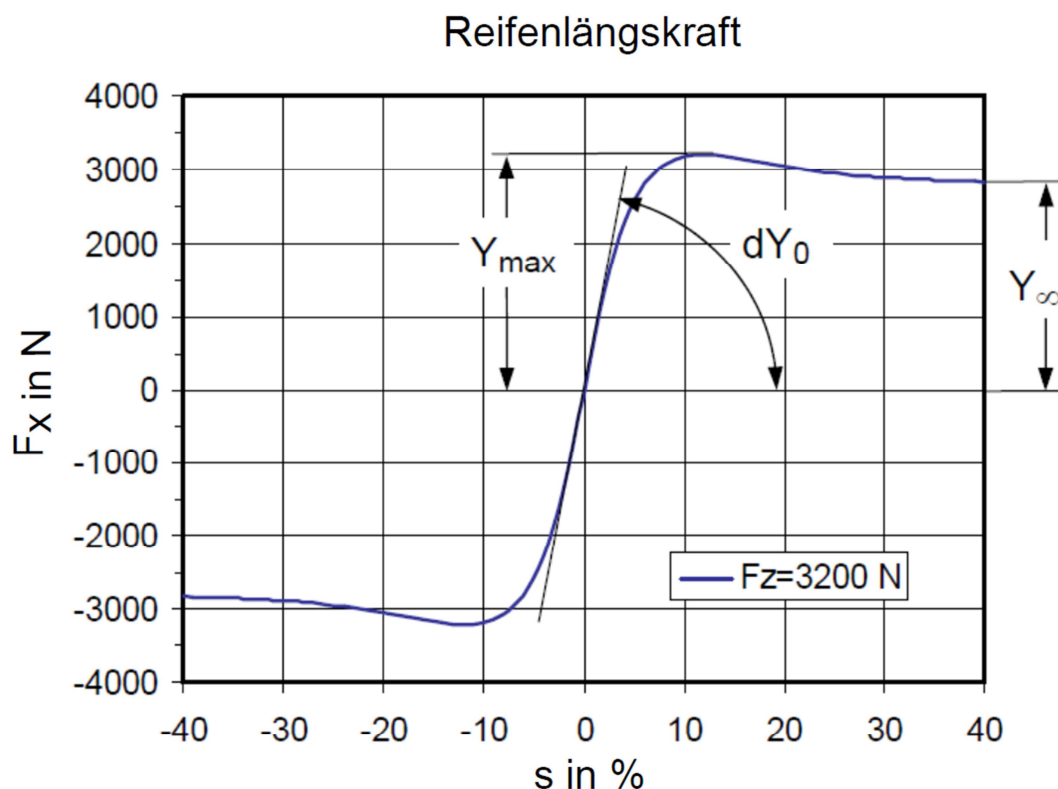


Abbildung 3.2: typische TM_simple Reifenkennlinie (Hirschberg, 2009)

Der Verlauf der Kennlinie wird durch die **drei Kennwerte** K , B und A bestimmt. Diese drei Parameter werden wiederum über die drei Parameter Y_{max} , dY_0 und Y_{∞} , die eine gewisse physikalische Bedeutung besitzen, bestimmt:

$$K = Y_{max}, \quad (3.15)$$

$$B = \pi - \arcsin \frac{Y_{\infty}}{Y_{max}}, \quad (3.16)$$

$$A = \frac{1}{dY_0} KB \quad (3.17)$$

mit $Y_{\infty} \leq Y_{max}$.

Der Parameter Y_{max} entspricht der maximal übertragbaren Kraft, Y_{∞} der Reifenkraft im reinen Gleitfall und dY_0 entspricht der Anfangssteigung der Kennlinie bzw. der Steifigkeit.

Der degressive Einfluss der Aufstandskraft wird durch einen quadratischen Polynomansatz modelliert.

$$Y_{max}(F_Z) = a_1 \frac{F_Z}{F_{Z,nom}} + a_2 \left(\frac{F_Z}{F_{Z,nom}} \right)^2 \quad (3.18)$$

Die Parameter a_1 und a_2 werden über Messungen bei nomineller Aufstandskraft ($Y_{1,max}$) sowie bei doppelter nomineller Aufstandskraft ($Y_{2,max}$) berechnet:

$$a_1 = 2Y_{1,max} - \frac{1}{2}Y_{2,max}, \quad (3.19)$$

$$a_2 = \frac{1}{2}Y_{2,max} - 2Y_{1,max}. \quad (3.20)$$

Die Bestimmung der Koeffizienten b_1 , b_2 und c_1 , c_2 für $dY_0(F_Z)$ und $Y_{\infty}(F_Z)$ erfolgt analog dazu.

Um die Reifenkräfte kombiniert betrachten zu können, muss ein Bezug zwischen Längsschlupf und Schräglaufwinkel hergestellt werden. Dazu wird der Schräglaufwinkel α auf einen äquivalenten Querschlupf s_{ly} transformiert. Die Transformation wird so durchgeführt, dass die Verläufe von Längs- und Querkraft dieselbe Steifigkeit besitzen (Abbildung 3.3) und folgt folgender Vorschrift:

$$s_{ly} = \frac{\alpha}{G(F_Z)}. \quad (3.21)$$

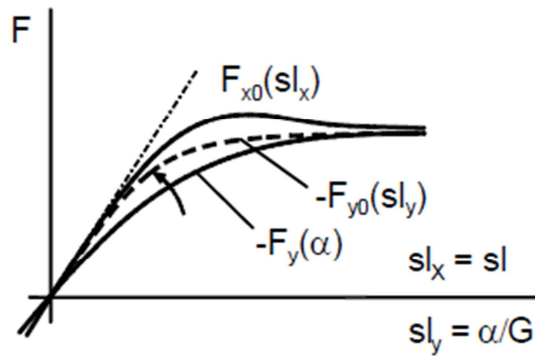


Abbildung 3.3: Transformation des Schräglaufwinkels auf den "Schrägschlupf" (Hirschberg, 2009)

Durch diese Transformation ergibt sich ein resultierender Schlupfvektor

$$s = \begin{bmatrix} s_{lx} \\ s_{ly} \end{bmatrix}. \quad (3.22)$$

Die Voraussetzung zur Betrachtung der kombinierten Reifenkräfte ist, dass die resultierende Horizontalkraft F in die entgegengesetzte Richtung des Schlupfvektors s wirkt. Die Richtung des Schlupfvektors s wird mit β angegeben (Abbildung 3.4). Der Betrag des resultierenden Kraftvektors $F = |F|$ kann über Interpolation der transformierten Längs- und Querkraftverläufe F'_x und F'_y erhalten werden (Abbildung 3.4).

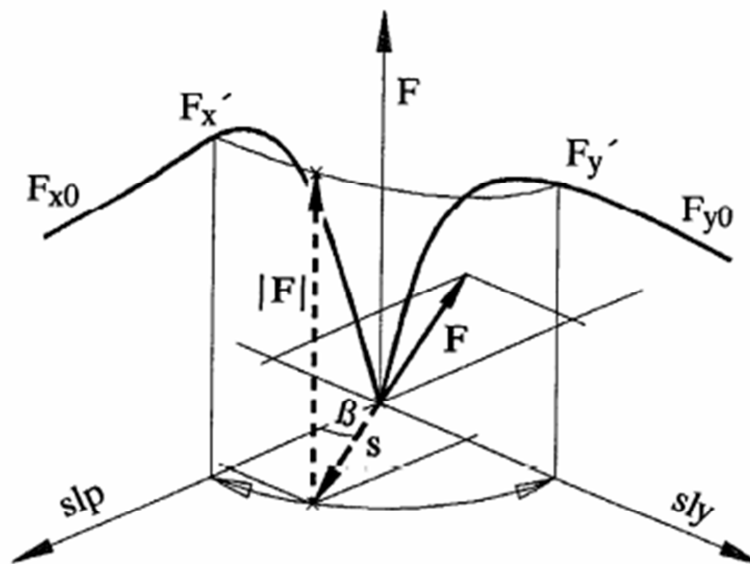


Abbildung 3.4: Interpolation für kombinierte Reifenkräfte (Hirschberg, 2009)

Der resultierende Kraftvektor ergibt sich zu:

$$F = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = F \begin{bmatrix} \cos(\beta) \\ \sin(\beta) \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

Zur vollständigen **Parametrierung** des Reifenmodells TM_simple müssen insgesamt **18 Parameter aus Messungen** bestimmt werden. Je nach Einsatz des Modells reduzieren sich die Parameter auf ein **Mindestmaß von drei Parametern** für den Kraftverlauf bei einer konstanten Aufstandskraft. Eine komplette Beschreibung des Modells findet sich in (Hirschberg, 2009).

3.1.3 Reifenmodell nach Pacejka – Magic-Formula

Das Reifenmodell nach Pacejka, vorgestellt in (Pacejka, 2012), ist ein Reifenmodell, das die **Reifencharakteristik** bei konstanter Aufstandskraft approximiert. Es können sowohl der charakteristische Verlauf der Längs- und Seitenkraft, als auch das Rückstellmoment abgebildet werden. Zusätzlich können der **Einfluss der Aufstandskraft** sowie **Asymmetrien** der Kennlinie, wie z.B. durch den **Sturzwinkel** oder die Rollreibung hervorgerufen, berücksichtigt werden. Das Reifenmodell nach Pacejka wird oft als Grundlage für erweiterte Modelle, wie z.B. MF-SWIFT (Pacejka, 2012), verwendet.

Der charakteristische Verlauf einer typischen Pacejka Approximation ist in Abbildung 3.5 zu sehen und wird nach folgenden Formeln vorgenommen (siehe (Pacejka, 2012)):

$$y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx))\}] \quad (3.24)$$

mit

$$Y(X) = y(x) + S_v \quad (3.25)$$

$$x = X + S_H \quad (3.26)$$

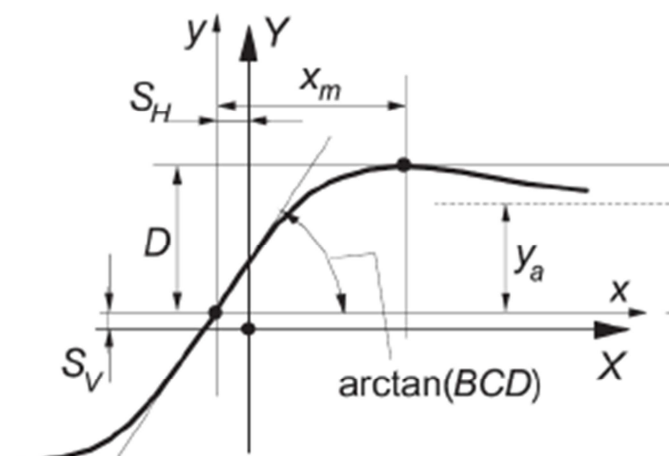


Abbildung 3.5: Approximierte Kurve nach der MF und Bedeutung der Parameter (Pacejka, 2012)

Die in Abbildung 3.5 ersichtlichen Parameter besitzen folgende Bedeutung. D ist der Maximalwert der Kurve. Der Formfaktor C gibt an, wie groß der Einfluss der Sinusfunktion auf die Kurve ist, beeinflusst also, wie der Name vermuten lässt, die Form der Kurve. Das Produkt BCD entspricht der Steigung im Ursprung und somit wird die Steigung durch den Ursprung von B bestimmt. Über den Parameter E werden der Krümmungsradius und die horizontale Position des Maximums bestimmt. Die Parameter S_V und S_H beschreiben die Abweichung der Kennlinie, wenn das Reifenkraftverhalten z.B. durch Reifenunsymmetrien oder Rollreibung nicht mehr durch den Ursprung verläuft. Des Weiteren ist zu erkennen, dass y_a die Kraftübertragung beim reinen Gleiten angibt. Der Zusammenhang der Parameter untereinander wird laut (Pacejka, 2012) durch folgende Formeln bestimmt:

$$C = 1 \pm \left(1 - \frac{2}{\pi} \arcsin\left(\frac{y_a}{D}\right)\right) \quad (3.27)$$

$$E = \frac{Bx_m - \tan\{\pi/2C\}}{Bx_m - \arctan(Bx_m)} \text{ falls } C > 1 \quad (3.28)$$

Zur genaueren Definition des Überganges vom linearen Bereich hin zum Maximum führt Pacejka die mögliche Erweiterung um einen fünften Parameter H an.

$$y(x) = D \sin[C \arctan\{Bx - E(Bx - \arctan(Bx)) + H \arctan^7(Bx)\}] \quad (3.29)$$

Zur Parametrierung des Reifenmodells in Längs- oder Querrichtung sind mindestens vier Parameter notwendig. Für die Bestimmung von zwei Parametern stellt Pacejka Ansätze vor, die restlichen zwei Parameter müssen durch Abschätzung bestimmt werden (Pacejka, 2012). Die Parameterbestimmung der erweiterten Modelle, wie z.B. MF-TIRE fällt aufwendiger aus (siehe (Pacejka, 2012)).

3.1.4 TMeasy

TMeasy, vorgestellt in (Hirschberg, et al., 2007), ist ein **semiphysikalisches Reifenmodell**, mit dem niederfrequente fahrdynamische Untersuchungen angestellt werden können. Es wird das Ziel einfacher Handhabung verfolgt, indem das Problem von oft fehlenden oder ungenauen Messdaten über die stark limitierte Anzahl an Parametern berücksichtigt wird. Den Parametern kann eine gewisse physikalische Bedeutung zugeschrieben werden. Es können Rückstellmoment, Längs- und Querkräfte, wie auch die kombinierten Reifekräfte dargestellt werden. TMeasy kann den **Rollwiderstand** und auch den **Sturzwinkel** berücksichtigen sowie unter Einschränkung, auch **unebene Fahrbahnen** behandeln. Des Weiteren sind die „**nonlinear first order dynamics**“ inkludiert, die das dynamische Reifenverhalten in Längs- und Querrichtung modellieren. Der Einfluss der Aufstandskraft wird über einen quadratischen Ansatz berücksichtigt. In dieser Arbeit wird kurz auf einige Aspekte dieses Modells eingegangen.

Ein typischer Verlauf für Reifenlängs- oder Querkräfte ist in Abbildung 3.6 zu sehen. Die dazugehörigen Schlupfberechnungen für Längs- und Querschlupf lauten wie folgt (Hirschberg, et al., 2007):

$$s_x = \frac{-(v_x - r_e \omega)}{r_e |\omega|} \quad (3.30)$$

$$s_y = \frac{-v_y}{r_e |\omega|} \quad (3.31)$$

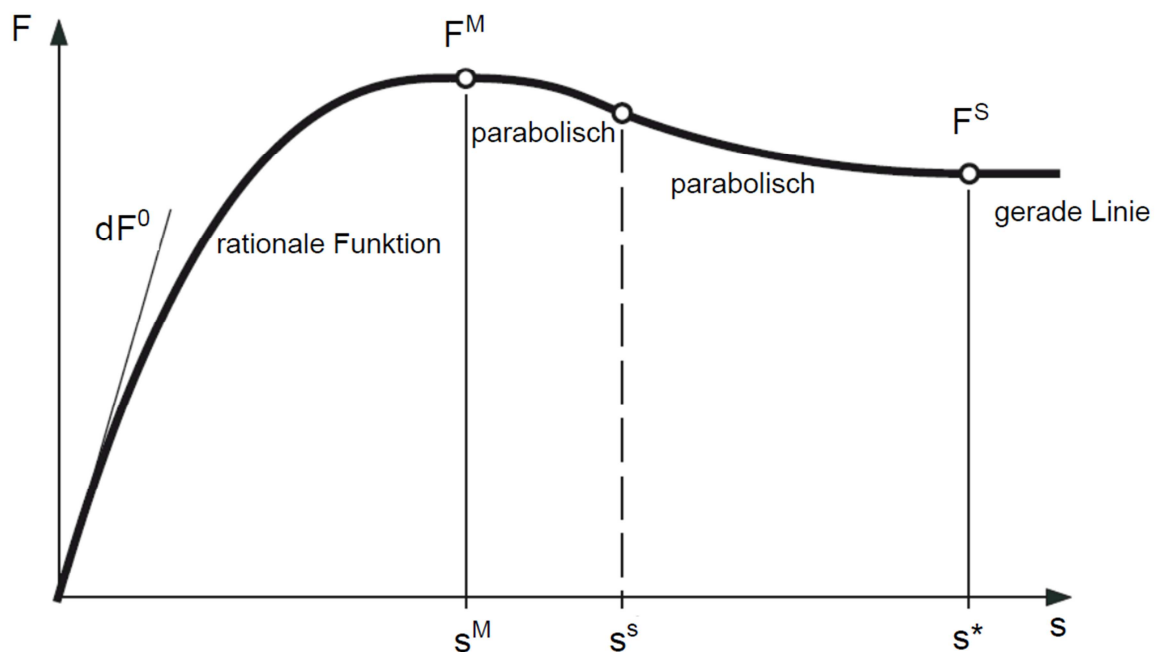


Abbildung 3.6 : typische Reifenkraftverlauf (Hirschberg, et al., 2007)

Zur Betrachtung der kombinierten Reifenkräfte wird ein generalisierter Schlupf s eingeführt. Der Schlupf s und die kombinierte Reifenkraft F zeigen in die Richtung φ . Der generalisierte Schlupf wird mittels Formel (3.33) bestimmt, wobei die Normierungsfaktoren \hat{s}_x und \hat{s}_y über die Lage der einzelnen Maxima s_x^M, s_y^M, F_x^M und F_y^M bzw. der Steifigkeiten dF_x^0 und dF_y^0 bestimmt werden. Der charakteristische Verlauf der generalisierten Kraft wird, wie auch in Längs- und Querrichtung, über Teilfunktionen und den entsprechenden charakteristischen Parameter dF^0, s^M, F^M, s^S und F^S , die in Abbildung 3.7 wiederzufinden sind, wie in Formel (3.32) dargestellt bestimmt. Diese Parameter werden über eine Transformation der dementsprechenden Längs- bzw. Querkraftparameter bestimmt (beispielhaft zu sehen in Formel (3.34) für die Reifensteifigkeit).

$$F(s) = \begin{cases} s^M dF^0 \frac{\sigma}{1 + \sigma(\sigma + dF^0 \frac{s^M}{F^M} - 2)}, & \sigma = \frac{s}{s^M}, \quad 0 \leq s \leq s^M; \\ F^M - (F^M - F^S)\sigma^2(3 - 2\sigma), & \sigma = \frac{s - s^M}{s^S - s^M} \quad s^M \leq s \leq s^S; \\ F^S, & s > s^S. \end{cases} \quad (3.32)$$

$$s = \sqrt{\left(\frac{s_x}{\hat{s}_x}\right)^2 + \left(\frac{s_y}{\hat{s}_y}\right)^2} \quad (3.33)$$

$$dF^0 = \sqrt{(dF_x^0 \hat{s}_x \cos(\varphi))^2 + (dF_y^0 \hat{s}_y \sin(\varphi))^2} \quad (3.34)$$

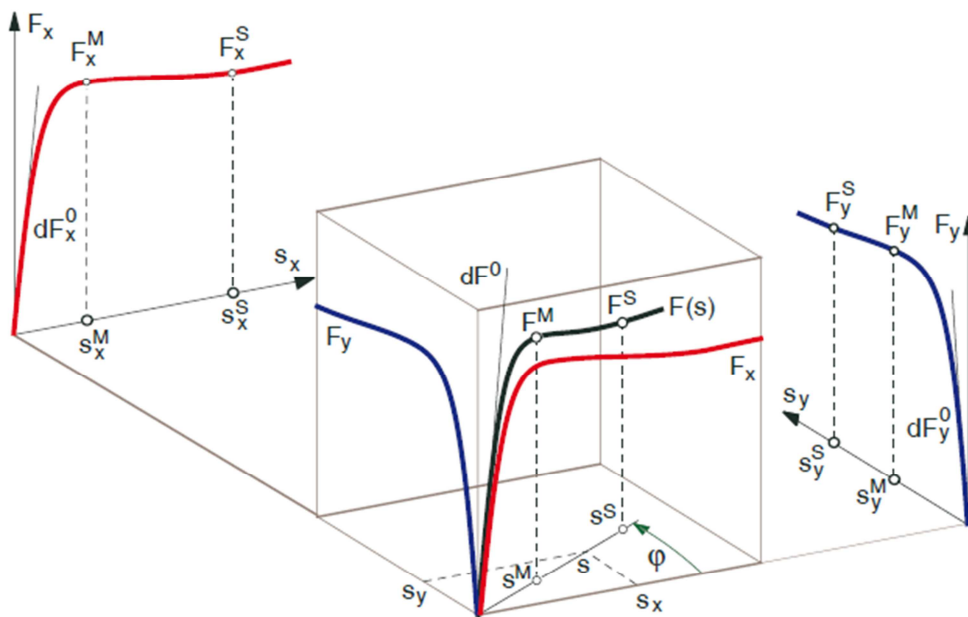


Abbildung 3.7 : kombinierte Reifenkraftcharakteristik (Hirschberg, et al., 2007)

Die Berechnung der Längs- bzw. Querkraft aus der generalisierten Kraft erfolgt nach folgender Vorschrift:

$$F_x = F \cos \varphi, \text{ bzw. } F_y = F \sin \varphi \quad (3.35)$$

Das degressive Verhalten durch den Einfluss der Aufstandskraft wird über einen quadratischen Ansatz modelliert.

Die Kraftübertragung findet im Kontaktpunkt statt. Das ist jener Punkt, in dem die Aufstandskraft wirkt. Dieser Kontaktpunkt wird durch Einflüsse, wie z.B. die Fahrbahneigung oder den Sturzwinkel, verschoben. Diese Kontaktpunktverschiebung kann bei Verwendung von TM_easy berücksichtigt werden.

Eine genauere Beschreibung der Anwendung von TMeasy findet sich in Hirschberg, (Hirschberg, et al., 2007) und (Hirschberg, et al., 2002).

Zusammenfassend handelt es sich bei TMeasy um ein semiphysikalisches Reifenmodell, mit dem niederfrequente fahrdynamische Untersuchungen durchgeführt werden können und Effekte wie Sturzwinkel, Rollwiderstand oder auch Neigung der Fahrbahn berücksichtigt werden können.

3.1.5 Verwendetes Reifenmodell

Im obigen Kapitel wurden verschiedene Reifenmodelle vorgestellt, die sich theoretisch alle für eine Parameteridentifikation im Rahmen der vorliegenden Arbeit eignen würden. Die Modelle unterscheiden sich jedoch in ihrer Komplexität und in der Anzahl der verwendeten Parameter. Anhand dieser Merkmale wird eine Entscheidung getroffen, welches Reifenmodell für die Parameteridentifikation verwendet wird.

Im Allgemeinen steigt der Aufwand einer Identifikation mit der Anzahl der zu identifizierenden Parameter. Des Weiteren steigt die Anzahl an Freiheitsgraden mit den zu bestimmenden Parametern. Das bedeutet, dass mehrere Parametersätze existieren können, die eine identifizierte Lösung darstellen. Somit würde kein eindeutiges Ergebnis für die Identifikation existieren. Es wird also versucht, die Anzahl der Parameter, die gleichzeitig identifiziert werden sollen, so gering wie möglich zu halten.

Die für die Längsdynamik relevanten Reifenaspekte umfassen die Reifenlängskraft sowie ihr degressives Verhalten bezogen auf die Aufstandskraft. Demensprechend soll das Reifenmodell mindestens diese Größen beinhalten. Kombinierte Reifenkräfte, Reibbeiwert, Sturz, etc. sind Informationen, die für diese Aufgabe nicht von Interesse sind und das Modell nur unnötig verkomplizieren würden.

TMeasy ist für diese Aufgabe zu komplex, da nur die Bestimmung der Längskraft gefordert ist. TM_simple benötigt zur Modellierung der stationären Reifenkennlinie in Längsrichtung nur drei Parameter. Sowohl das Reifenmodell nach Burkhardt, als auch die Magic Formula benötigen dafür vier Parameter. Die Bestimmung der Parameter des Reifenmodells MF-Tire ist, wie in (Pacejka, 2012) beschrieben, vergleichsweise kompliziert.

Das degressive Reifenkraftverhalten wird bei TM_simple mittels eines quadratischen Polynomansatzes modelliert. Hier besitzt das Reifenmodell nach Burkhardt einen Vorteil, da es zur Modellierung nur einen zusätzlichen Parameter benötigt.

Der Vorteil von TM_simple liegt hier in der Art, wie das degressive Verhalten modelliert ist. Die Polynomkoeffizienten des quadratischen Ansatzes lassen sich besser bestimmen als der von Burkhardt eingeführte Koeffizient zur Berücksichtigung der Aufstandskraft.

In Anbetracht oben genannter Gründe könnten sowohl das Reifenmodell nach Burkhardt als auch TM_simple zur Identifikation verwendet werden. Der entscheidende Vorteil von TM_simple ist letztendlich der gut ersichtliche Einfluss der Parameter auf die Kennlinie und ihr physikalischer Hintergrund, der bei der Identifikation von Vorteil ist.

3.2 Unterteilung der Schlupfcurve in 3 Bereiche

Im Allgemeinen wird die Parameterbestimmung für TM_simple mittels Prüfstandsdaten vorgenommen. In Abbildung 3.8 sind Prüfstandsdaten, wie sie aussehen können, am Beispiel eines Reifens des Typs „Continental ContiPremiumContact 2 185/60 R15“ abgebildet. Vernachlässigt man die Hysterese, ist es möglich, aus diesen Daten die Parameter zur Beschreibung der Reifenkraftkennlinie zu erhalten (siehe Kapitel 3.1.2). Die Hysterese entsteht aufgrund des dynamischen Reifenverhaltens (siehe (Georg, 2006)) und der Reifenerwärmung im Laufe einer Messung. Bei dieser Messung wurden Schlupfwerte von 0% bis 30% anschließend von 30% bis -30% und wieder zu 0% vorgegeben, Prüfstandsmessungen in diesem Schlupfbereich sind typisch, da sie den interessanten Bereich des Reifens gut widerspiegelt und der Reifen bei Messungen in höheren Schlupfbereichen sehr starken thermischen Belastungen ausgesetzt wäre.

Die Aufgabe dieser Arbeit ist es allerdings, die Reifenparameter aus Messfahrten zu identifizieren. In diesem Kapitel wird erklärt, wie man die Kennlinie betrachten muss, um sie mittels Daten aus Messfahrten zu parametrieren.

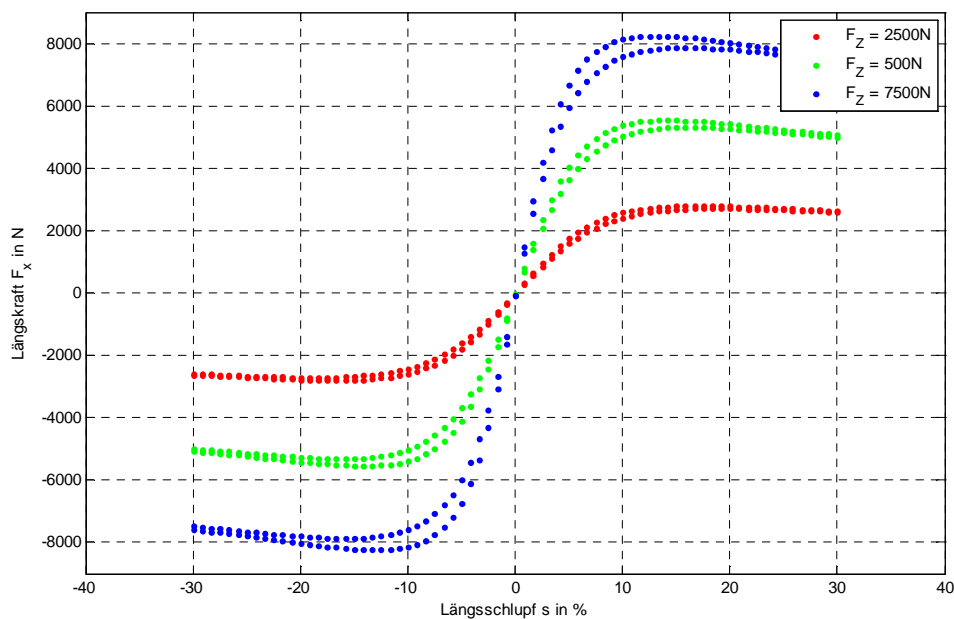


Abbildung 3.8: Prüfstandsdaten – Reifenkraftcharakteristik

Um eine stationäre Reifenkraftkennlinie mittels TM_simple zu beschreiben, benötigt man, wie in Kapitel 3.1.2 erläutert, drei Kennwerte (K , B und A), die alle eine physikalische Bedeutung besitzen. Diese Bedeutung ergibt sich durch die Zusammenhänge der Kennwerte K , B und A mit den Parametern Y_{max} , dY_0 und Y_{∞} :

$$Y = K \sin \left[B \left(1 - e^{-\frac{|X|}{A}} \right) \text{sign}(X) \right], \quad (3.36)$$

$$K = Y_{max}, \quad (3.37)$$

$$B = \pi - \arcsin \frac{Y_{\infty}}{Y_{max}}, \quad (3.38)$$

$$A = \frac{1}{dY_0} KB. \quad (3.39)$$

In Abbildung 3.2 ist zu erkennen, dass die Parameter Y_{max} , dY_0 und Y_{∞} direkt in der Kennlinie wiederzufinden und sogar grafisch zu bestimmen sind. Es liegt also nahe, die Kennlinie in drei, dem jeweiligen Parameter entsprechende Bereiche, zu teilen und getrennt zu untersuchen. Die Bedeutung dieser drei Bereiche bzw. der drei Parameter wird im folgenden Kapitel beschrieben.

Zur vollständigen Parametrierung des Reifenmodells in Längsrichtung benötigt man aber nicht nur die stationäre Reifenkraftkennlinie, sondern auch ihr degressives Verhalten auf die Aufstandskraft bezogen. Diesen Einfluss der Aufstandskraft bestimmt man, wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben, aus einer Berechnung mit den drei Parametern Y_{max} , dY_0 und Y_{∞} , gemessen bei der einfachen und der doppelten Aufstandskraft.

$$Y_{max}(F_Z) = a_1 \frac{F_Z}{F_{Z,nom}} + a_2 \left(\frac{F_Z}{F_{Z,nom}} \right)^2 \quad (3.40)$$

$$dY_0(F_Z) = b_1 \frac{F_Z}{F_{Z,nom}} + b_2 \left(\frac{F_Z}{F_{Z,nom}} \right)^2 \quad (3.41)$$

$$Y_{\infty}(F_Z) = c_1 \frac{F_Z}{F_{Z,nom}} + c_2 \left(\frac{F_Z}{F_{Z,nom}} \right)^2 \quad (3.42)$$

Bedeutung der Parameter Y_{max} , dY_0 und Y_{∞}

Y_{∞} gibt die übertragbare Kraft für den Fall des reinen Gleitens an, also für Schlupfwerte von 100% bzw. - 100%. Reines Gleiten bedeutet, dass das Rad bei stillstehendem Fahrzeug durchdreht, oder dass das Rad bei bewegtem Fahrzeug blockiert.

dY_0 gibt die Steigung des linearen Bereiches der Kennlinie an. Untersuchungen von Prüfstanddaten ergaben, dass der lineare Bereich, je nach Untergrundbedingungen (nass, trocken, Schnee, etc.) sowie je nach Aufbau des Reifens bis zu Schlupfwerten von ca. 2% bis 7% reicht. Gerade im Bereich geringer Schlupfwerte, unter 2% werden relativ geringe Längskräfte übertragen, was wiederum bedeutet, dass das Fahrzeug eine relativ geringe Beschleunigung erfährt.

Y_{max} gibt die maximal übertragbare Längskraft an. Der dazugehörige Schlupfwert, der sich je nach Laufflächenmischung des Reifens stark verändert (Kapitel 2.2.1) wird als optimaler Schlupf bezeichnet. Im Normalfall weist die Längskraftschlupfkurve eine Abreißcharakteristik auf und es gilt $Y_{max} > Y_{inf}$ (siehe Kapitel 2.2.3). Unterschiedliche Untergründe und unterschiedliche Laufflächenmischungen können jedoch auch eine Sättigungscharakteristik zur Folge haben ($Y_{max} \geq Y_{inf}$).

Im nächsten Kapitel wird versucht, anhand dieser physikalischen Hintergründe, geeignete Messfahrten zu definieren, die ausreichend Information über den jeweiligen Bereich liefern.

3.3 Definieren der Messfahrten

Im vorherigen Kapitel wurde der physikalische Hintergrund der drei Parameter, die zur Beschreibung der stationären Längskraftcharakteristik benötigt werden, erläutert. In diesem Kapitel werden nun Fahrmanöver gesucht, die ausreichend Information liefern, um die Parameter zu identifizieren.

Um gleichbleibende Bedingungen für alle Messfahrten zu schaffen, wurden einige Randbedingungen definiert:

- die Messfahrten müssen auf ebener Fahrbahn ($\beta = 0$) durchgeführt werden,
- der Reibbeiwert der Fahrbahn wird als bekannt und konstant angenommen,
- die Bewegung des Fahrzeuges erfolgt ausschließlich in Längsrichtung ($a_y = 0$).

Eine weitere Annahme, die getroffen wird, um das Identifizieren der Parameter zu vereinfachen, ist die Symmetrie der Schlupfkennlinie um den Ursprung (siehe (Weber, 2004)). Das bedeutet, dass die Messdaten aus dem Abtriebs- und Bremsfall gleich behandelt werden können.

Unter Berücksichtigung dieser Annahmen und Vereinfachungen wurden die Messfahrten, wie in folgenden Absätzen erklärt, erstellt.

Der Zustand des reinen Gleitens wird erreicht, wenn bei stillstehendem Fahrzeug die Reifen so beschleunigt werden, dass sich das Fahrzeug nicht bewegt und die Reifen durchdrehen, oder wenn eine Vollbremsung durchgeführt wird bei der das Rad, gegebenenfalls bei deaktiviertem ABS, voll blockiert (siehe Kapitel 3.2). Um einen Fahrzeugreifen bei stillstehendem Fahrzeug so zu beschleunigen, dass die Reifen durchdrehen, ist ein stark motorisiertes Fahrzeug nötig. Da eine der Anforderungen an das Projekt die Fahrzeugunabhängigkeit ist, fällt dieses Manöver zur Identifikation aus. Die Vollbremsung mit blockierenden Reifen ist hingegen mit jedem Fahrzeug zu bewältigen. Gegebenenfalls muss das ABS deaktiviert werden. Um Y_{inf} zu identifizieren wurde die **Vollbremsung ohne ABS** festgelegt.

Im linearen Bereich des Reifenkraftverhaltens in Längsrichtung befindet man sich bei relativ geringen Fahrzeugbeschleunigungen. Dies ist bei moderaten Beschleunigungsvorgängen, beim Einkuppeln, beim Gangwechsel, bei moderaten Bremsvorgängen oder bei Wirken der Motorbremse im mittleren Motordrehzahlbereich der Fall. Diese Manöver werden in der vorliegenden Arbeit unter dem Begriff Lastwechsel zusammengefasst. Um dY_0 zu identifizieren, wurden **Lastwechselmanöver** festgelegt.

Der **Maximalwert** der Längskraftkennlinie ist im Allgemeinen schwer mit Fahrmanövern zu bestimmen. Abgesehen davon, dass man den optimalen Schlupf nicht kennt, ist es prinzipiell eine schwierige Aufgabe, während eines Fahrmanövers einen bestimmten Schlupfwert vorzugeben. Diese Tatsache macht es nahezu unmöglich, die maximal übertragbare Kraft gezielt zu erreichen. Wird der Schlupf nach Erreichen des Maximalwertes weiter erhöht, befindet man sich im instabilen Bereich der Reifenkraftkennlinie (siehe Kapitel 2.2.3), in dem die Reifenaufstandsfläche vollständig über die Fahrbahn gleitet. Für diesen Bereich gilt, wie schon für den Gleitbereich, dass er im Antriebsfall nicht mit jedem Fahrzeug zu erreichen wäre. Im Bremsfall wird der Maximalwert jedoch bei einer Vollbremsung sicher durchschritten, da der Schlupf und mit ihm die Bremskräfte, erst aufgebaut werden müssen, bevor er 100% erreicht. Somit wird der Maximalwert im Zuge der Vollbremsung bei jeder Messfahrt einmal durchlaufen. Um mehr Messwerte zu erhalten wird nicht nur das Maximum

selbst, sondern alle Messwerte in einem gewissen Bereich um das Maximum zur Identifikation genutzt. Die Anzahl der Messwerte spielt vor allem bei der Identifikation des degressiven Verhaltens (bez. der Aufstandskraft) der Reifenkraftkennlinie eine große Rolle.

Das **degressive Reifenkraftverhalten** in Bezug auf die Aufstandskraft wird mittels eines quadratischen Polynomansatzes nachgebildet (siehe Formel (3.18)). Normalerweise werden die Polynomkoeffizienten, wie in Kapitel 3.1.2 beschrieben, über Parameterbestimmung bei der einfachen und bei der doppelten Aufstandskraft bestimmt. Im Rahmen von Fahrmanövern ist es allerdings nicht möglich, bestimmte Aufstandskräfte vorzugeben. Hier werden die Polynomkoeffizienten bestimmt, indem Formel (3.43) zu dem überbestimmten Gleichungssystem in Formel (3.44) umgeformt wird, welches anschließend gelöst wird.

$$\begin{bmatrix} Y_{\max}(F_{Z1}) \\ Y_{\max}(F_{Z2}) \\ \vdots \\ Y_{\max}(F_{Zn}) \end{bmatrix} = a_1 \begin{bmatrix} \frac{F_{Z1}}{F_{Z,nom}} \\ \frac{F_{Z2}}{F_{Z,nom}} \\ \vdots \\ \frac{F_{Zn}}{F_{Z,nom}} \end{bmatrix} + a_2 \begin{bmatrix} \left(\frac{F_{Z1}}{F_{Z,nom}}\right)^2 \\ \left(\frac{F_{Z2}}{F_{Z,nom}}\right)^2 \\ \vdots \\ \left(\frac{F_{Zn}}{F_{Z,nom}}\right)^2 \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix} Y_{\max}(F_{Z1}) \\ \vdots \\ Y_{\max}(F_{Zn}) \end{bmatrix}}_{Y_{\max}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{F_{Z1}}{F_{Z,nom}} & \left(\frac{F_{Z1}}{F_{Z,nom}}\right)^2 \\ \vdots & \vdots \\ \frac{F_{Zn}}{F_{Z,nom}} & \left(\frac{F_{Zn}}{F_{Z,nom}}\right)^2 \end{bmatrix}}_{F_Z} \underbrace{\begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{bmatrix}}_a \quad (3.44)$$

Definiert man den Fehler e wie folgt:

$$e = F_Z a - Y_{\max} \quad (3.45)$$

so kann die Summe der Fehlerquadrate angeschrieben werden als:

$$\sum_{i=1}^n e_i^2 = e^T e. \quad (3.46)$$

Um eine Näherungslösung für das Gleichungssystem (3.44) zu bestimmen, wird das Koeffizientenpaar a_1, a_2 gesucht, das die Summe der quadratischen Fehler (Gleichung (3.46)) minimal werden lässt. Die optimale Lösung ist gegeben durch:

$$a = F_Z^+ Y_{\max} \quad (3.47)$$

wobei mit F_Z^+ die Pseudoinverse der Matrix F_Z bezeichnet wird, die sich wie folgt berechnet:

$$F_Z^+ = (F_Z^T F_Z)^{-1} F_Z^T \quad (3.48)$$

Für die Parameter b_1, b_2 und c_1, c_2 wird analog dazu verfahren. Somit wird jeder Parameter der statischen Kennlinie über die zwei zugehörige Koeffizienten und die Aufstandskraft gebildet.

Als Messfahrt wird eine Zusammenfassung der einzelnen Fahrmanöver definiert. Die Messfahrt besteht aus einer vom Stillstand ausgehenden **Geradeausfahrt** mit **Lastwechseln** und anschließender **Vollbremsung** mit deaktiviertem ABS.

3.4 Benötigte Messgrößen/benötigtes Equipment

Um die Reifenkraftkennlinien aus den Messfahrten erstellen zu können, werden folgende Messgrößen benötigt:

- der **Schlupf**,
- die **Aufstandskraft**,
- die **Längskraft**.

In diesem Kapitel wird auf das benötigte Messequipment bzw. auf benötigte Modelle eingegangen, um diese Messgrößen zu erhalten.

Schlupf

Der Schlupf wird laut Formel (3.49) bzw. Formel (3.50) aus dem Verhältnis von Radumfangsgeschwindigkeit zur Radmittelpunktgeschwindigkeit gebildet:

$$s_B = \frac{v_r - v_x}{|v_x|}, \quad (3.49)$$

$$s_A = \frac{v_r - v_x}{v_r}. \quad (3.50)$$

Die Radmittelpunktgeschwindigkeit jedes Rades entspricht bei der reinen Geradeausfahrt der Fahrzeuggeschwindigkeit. Zur Messung der Fahrzeuggeschwindigkeit gibt es mehrere Möglichkeiten. In dieser Arbeit wurde sie mit einem Groundspeedsensor gemessen. Dafür wurde der Groundspeedsensor S400 von Coreysys (Datenblatt siehe (Datron)) eingesetzt. Dies ist ein optischer Geschwindigkeitssensor, der die Längsgeschwindigkeit sowie die Quergeschwindigkeit misst.

Die Radumfangsgeschwindigkeit erhält man aus der Reifendrehzahl und dem dynamischen Radradius (Formel (2.1)). Die Reifendrehzahl wird vom ABS Drehzahlsensor gemessen. Dieses Signal lässt sich über den CAN-Bus des Fahrzeuges auslesen. Der dynamische Radradius kann mit Formel (2.4) angenähert werden. Der Zusammenhang von Δz mit der Aufstandskraft wird im folgenden Absatz thematisiert.

In Abbildung 2.7 lässt sich erkennen, dass sich Δz annähernd linear gegenüber F_Z verhält. Es liegt also nahe, Δz mit einer linearen Feder zu modellieren (siehe Formel (3.51)). Die Federkonstante c_Z lässt sich über den Zusammenhang mit Formel (2.5) identifizieren. Das nicht beladene Fahrzeug wird so lange vorwärts bewegt, bis die Reifen exakt eine Umdrehung vollzogen haben. Die zurückgelegte Strecke, die sogenannte Rastpolkurve (siehe Abbildung 3.9), wird gemessen und aus Formel (3.52) kann der effektive Reifenradius bestimmt werden. Mit bekanntem effektivem Reifenradius und bekanntem undeformiertem Radius r_0 kann aus Formel (2.4) die lineare Federkonstante $c_Z(F_Z)$ bestimmt werden. Wiederholt man vorige Schritte für verschiedene Beladungszustände, so kann aus dem Mittel der erhaltenen Federkonstanten ein sehr guter Näherungswert für c_Z berechnet werden.

$$\Delta z = c_z F_z \quad (3.51)$$

$$U_e = 2\pi r_e \quad (3.52)$$

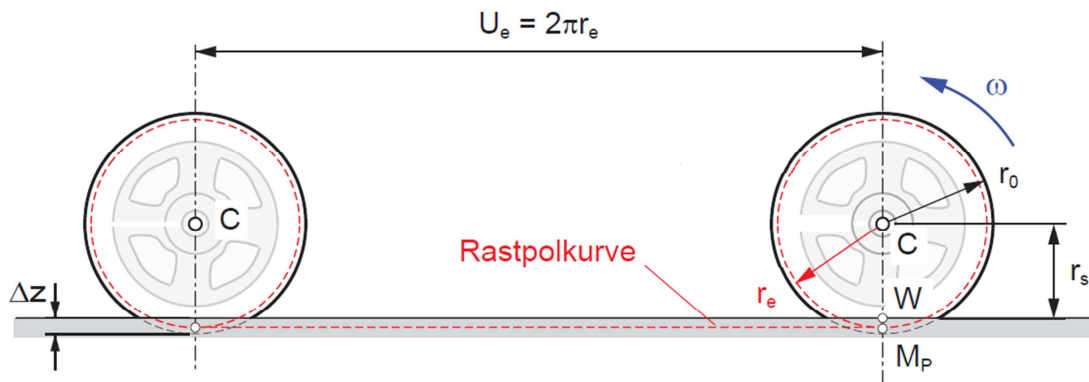


Abbildung 3.9: Rastpolkurve (Hirschberg, et al., 2014)

Aufstandskraft

Die Aufstandskraft wird nach Formel (2.13) bzw. Formel (2.14) über ein vereinfachtes Aufstandskraftmodell berechnet. Die Vereinfachung liegt darin, dass die Messfahrten auf ebener Fahrbahn durchgeführt werden ($\beta = 0$) und sich die Achslasten somit wie folgt berechnen:

$$F_{NH} = \frac{1}{l} [m(l_V g + h\dot{v})], \quad (3.53)$$

$$F_{NV} = \frac{1}{l} [m(l_H g - h\dot{v})]. \quad (3.54)$$

Die dynamischen Achslasten hängen hier nur mehr von der Lage des Fahrzeugschwerpunkts und der Fahrzeuglängsbeschleunigung ab. Die Verschiebung des Schwerpunkts auf Grund des Nickens kann vernachlässigt werden.

Die Lage des Schwerpunkts ist entweder aus den Fahrzeugdaten bekannt oder kann mittels Plattformwaage bestimmt werden (siehe (Kollreider, 2009)) und ist für diese Arbeit aus einem vorhandenen Prüfbericht entnommen worden (siehe (Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, 2010)).

Die Fahrzeuglängsbeschleunigung kann von einem Beschleunigungssensor gemessen werden. Für die Messfahrten dieser Arbeit wurde die Kreiselplattform ADMA von GeneSys verwendet (Datenblatt siehe (GeneSys, 2012)). Diese misst die Beschleunigung in alle drei Richtungen sowie die Drehraten um alle drei Achsen. Zusätzlich können über einen GPS-Sensor die Position sowie die Geschwindigkeit des Fahrzeuges gemessen werden. Alle Größen können von der ADMA, bei richtig vorgenommener Kalibrierung, vom körperfesten in ein horizontiertes Koordinatensystem umgerechnet werden.

Längskraft

Die Längskraft wird mittels Umformung von Formel (2.10) berechnet (siehe Formel (3.55)). Die Gesamtmasse m des Fahrzeugs kann hierbei mittels Plattformwaage gemessen werden. Dazu muss allerdings das Gewicht des Messequipments, des Tankinhalts und der Insassen bei der Messfahrt bekannt sein. Die Fahrzeugbeschleunigung erhält man, wie oben beschrieben, mit einem Beschleunigungssensor. Der Luftwiderstand wird laut Formel (2.8) berechnet. Für den Steigungswiderstand gilt $W_L = 0$, da die Messfahrt auf ebener Fahrbahn durchgeführt wird. Die Parameter zur Bestimmung des Luftwiderstands werden als gegeben voraus gesetzt.

$$F_{L_V} = ma + W_L + W_S - F_{L_H} \quad (3.55)$$

Die Längskraft am nicht angetriebenen Hinterrad ergibt sich nach Umformung von Formel (2.11) zu:

$$F_{L_H} = -\frac{M_{RH}}{r} - \frac{I_H \dot{\omega}_H}{r} \quad (3.56)$$

Um $\dot{\omega}_H$ zu erhalten muss man die Schlupfgleichung für den Bremsschlupf differenzieren.

$$\dot{s} = \left(\frac{r\omega_H - v}{v} \right)' = \frac{\dot{\omega}_H r v - \omega_H r \dot{v}}{v^2} \quad (3.57)$$

Geht man davon aus, dass das Hinterrad im Schleppbetrieb quasi schlupffrei rollt, kann man die zeitliche Schlupfänderung vernachlässigen und $v \approx r\omega_H$ einsetzen. Somit ergibt sich für $\dot{\omega}_H$

$$\dot{\omega}_H = \frac{v \stackrel{\cong 0}{\dot{s}}}{r} + \frac{\overbrace{r\dot{\omega}_H}^{\cong v}}{v} \frac{\dot{v}}{r} = \frac{a}{r} \quad (3.58)$$

und für F_{L_H}

$$F_{L_H} = -\frac{M_{RH}}{\underbrace{r}_{W_R}} - \frac{I_H a}{r^2} \quad (3.59)$$

Der Rollreibungswiderstand W_R berechnet sich nach Formel (2.6). Der Rollwiderstandsbeiwert α kann laut (Hirschberg, et al., 2014) bis zu ca. 90 km/h mit $\alpha = 0.01$ als konstant angenommen werden. Somit kann der Rollreibungswiderstand mit 1% der Aufstandskraft F_Z angenommen werden.

Setzt man obige Beziehungen in Formel (3.55) ein, so lautet die Berechnung der Längskraft

$$F_{L_V} = ma + W_L + \frac{I_H a}{r^2} + \alpha F_{Z_H} \quad (3.60)$$

Mit diesen Berechnungen bzw. aus den zusätzlichen Modellen erhält man aus einer Messfahrt mit dem in Abbildung 4.2 gezeigten Geschwindigkeitsverlauf folgenden Schlupfverlauf (Abbildung 3.10) bzw. Aufstandskraftverlauf (Abbildung 3.11):

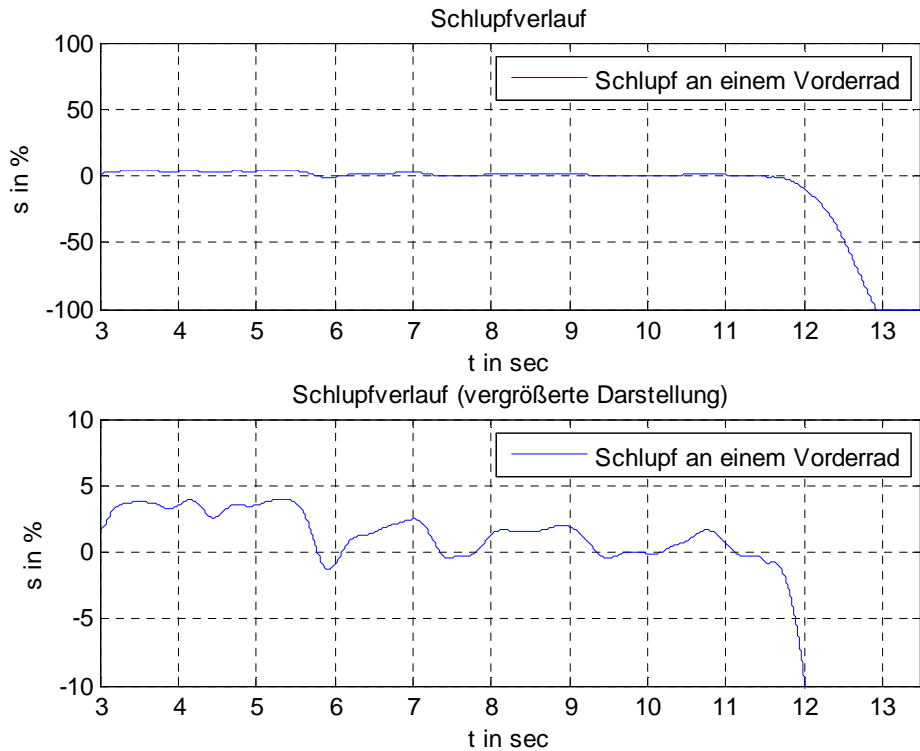


Abbildung 3.10: Schlupfverlauf

In Abbildung 3.11 ist zu sehen dass sich die Aufstandskraft während einer Messfahrt lediglich im Bereich der Vollbremsung, die bei sehr hohen Schlupfwerten stattfindet, ändert. Es ist nicht möglich, aus diesen Messdaten das degressive Verhalten der einzelnen Parameter (die ja alle verschiedenen Schlupfwerten/-bereichen zugehörig sind) zu erhalten. Um mehr Information zu erhalten, muss die Aufstandskraft variiert werden. Die Messfahrt wird also mit verschiedenen Zuladungen wiederholt. Bei den Zuladungen muss einerseits darauf geachtet werden, dass sie groß genug sind, um einen Einfluss zu haben und maximal so groß, dass das maximal zulässige Fahrzeuggewicht nicht überschritten wird. Die Zuladungen wurden mit 80 kg, 160 kg, 240 kg und 320 kg festgelegt. Sie müssen symmetrisch um den Schwerpunkt verteilt werden, um das Verhältnis der statischen Achslasten und die Lage des Schwerpunkts selbst nicht zu verändern. Somit erhält man Aufstandskraftunterschiede von bis zu 1600 N und das degressive Verhalten der einzelnen Parameter kann identifiziert werden.

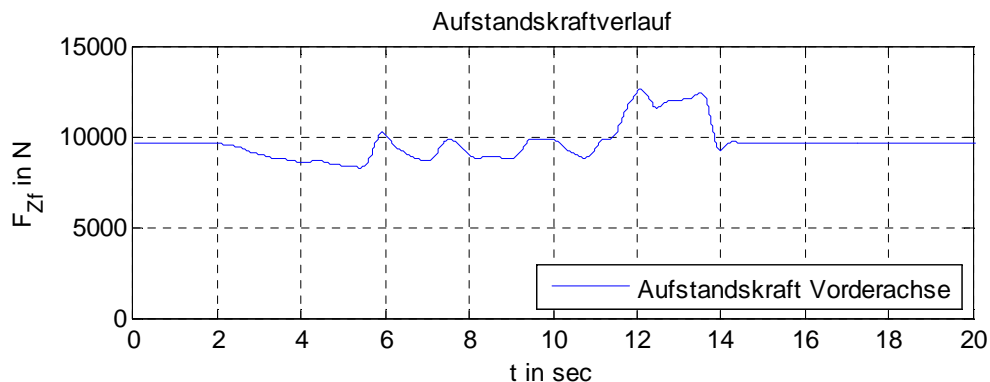


Abbildung 3.11: Aufstandskraftverlauf

4 Auswertung

In folgendem Kapitel wird beschrieben, wie die Identifikation der Parameter erfolgte. Es werden die Messfahrten und die Ergebnisse der Fahrten thematisiert. Es wird erklärt, wie die Messdaten bearbeitet wurden, um damit die zur Identifikation benötigten Daten zu erhalten. Außerdem wird die Grundidee der verwendeten Methodik zur Identifikation der Parameter erläutert.

4.1 Durchführung der Messfahrten

Die Messfahrten wurden, wie in Kapitel 3.3 beschrieben, durchgeführt. Das verwendete Messfahrzeug war ein Audi Avant A4 1.8 TFSI 118 kW. Der verwendete Reifen war ein ContiPremiumContact 2 225/55 R16. Das Fahrzeug war mit dem Groundspeedsensor CoreSys S400 ausgestattet. Im Kofferraum waren der Beschleunigungssensor (ADMA) und der Messrechner montiert. Die Insassen bestanden aus Fahrer und Beifahrer. Als Zuladung wurden 20 kg Sandsäcke verwendet, die im Fußraum des Fahrzeugs untergebracht wurden.

Eine Messfahrt dauerte ungefähr 20 Sekunden. Es wurde vom Stillstand ausgehend angefahren, moderat beschleunigt und nach ein bzw. zwei Schaltmanövern wurde eine Vollbremsung eingeleitet. Das Geschwindigkeitsprofil einer Messfahrt ist in Abbildung 4.2 zu sehen.

4.2 Aufbereitung der Messwerte

Nach der Durchführung der Messungen, folgte die Auswertung der Messdaten. Den rohen Messdaten ist, wie anzunehmen, ein Messrauschen überlagert.

Um die Zeitverläufe frei von Messrauschen zu bekommen, wurden die Daten mit einem Butterworth Filter gefiltert. Das Butterworth Filter ist 4. Ordnung, besitzt eine Abtastzeit von 1ms und eine Durchtrittsfrequenz von 2Hz. Für die Filterung des Messrauschens würde eine höhere Durchtrittsfrequenz ausreichen, es zeigte sich jedoch, dass die Frequenzen der Fahrzeuglängsschwingung einen störenden Einfluss besitzen. Diese Frequenzen beginnen bei ca. 3-4 Hz und somit wurde die Durchtrittsfrequenz des Filters mit 2Hz gewählt. Der Amplitudengang des Filters ist in Abbildung 4.1 dargestellt. Die gefilterten Signale sind zusammen mit den ungefilterten in Abbildung 4.2, Abbildung 4.3 und Abbildung 4.4 zu sehen.

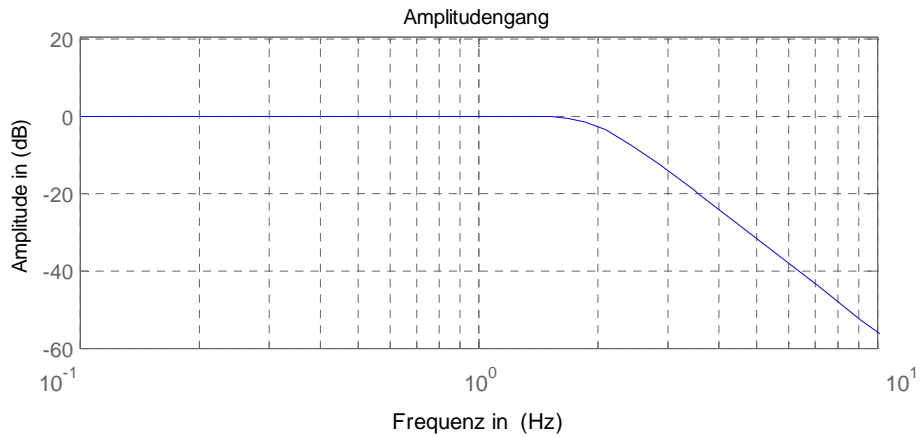


Abbildung 4.1: Amplitudengang – Butterworthfilter

In den folgenden Abbildungen sind jeweils die ungefilterten und die gefilterten Zeitverläufe von den Geschwindigkeit, der Beschleunigung und der Raddrehzahl dargestellt.

Signalverläufe Geschwindigkeit

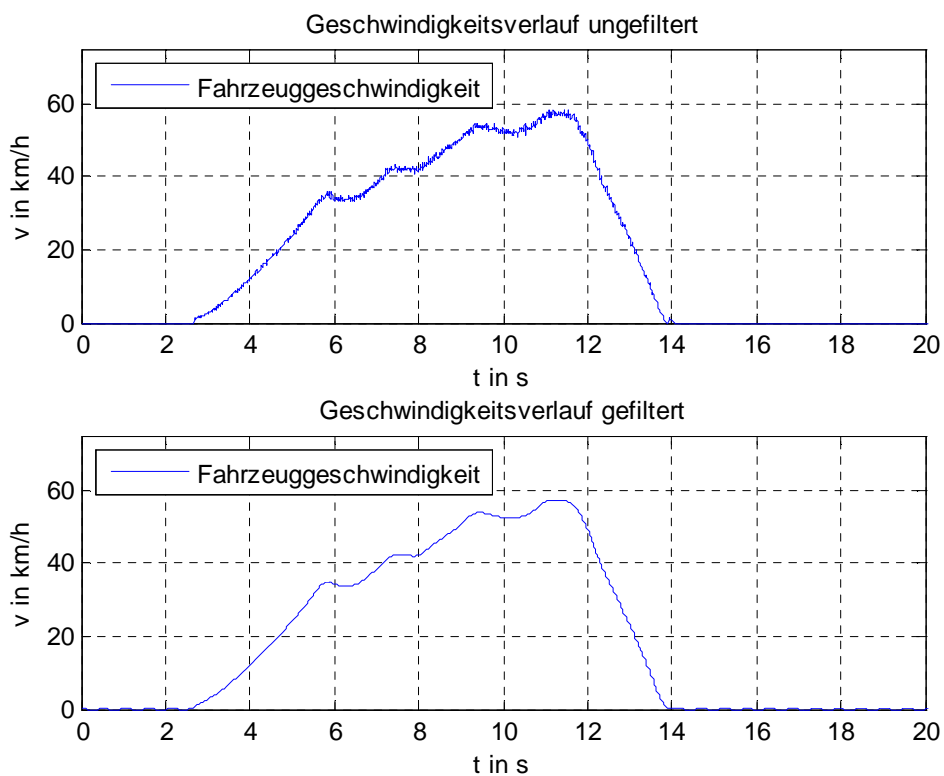


Abbildung 4.2: ungefilterte und gefilterte Fahrzeuggeschwindigkeit

Signalverläufe Beschleunigung

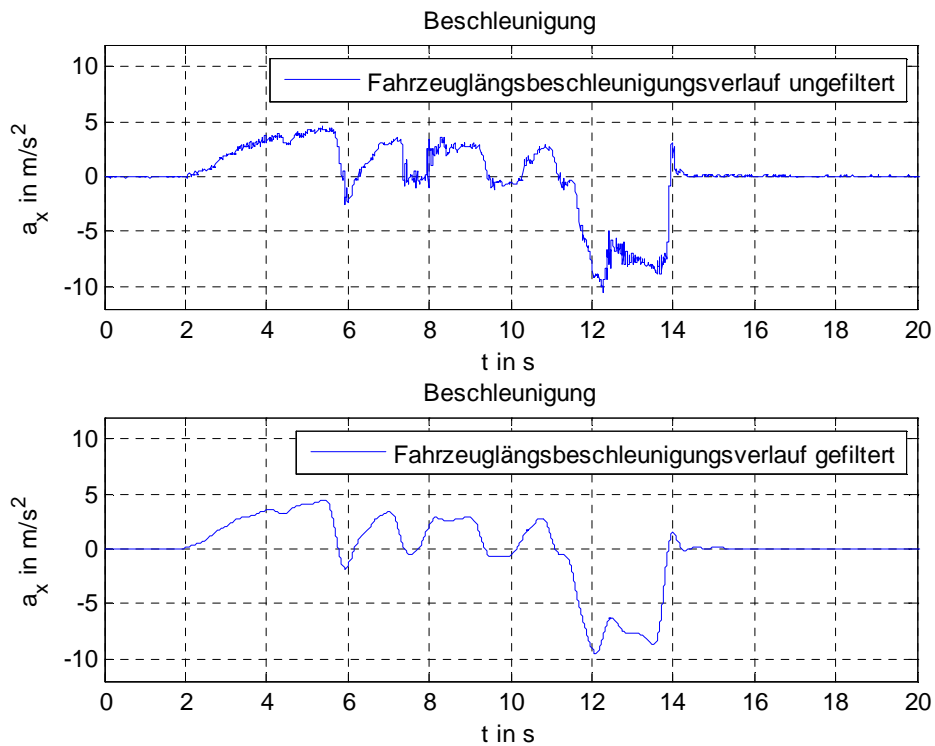


Abbildung 4.3: ungefilterte und gefilterte Fahrzeuglängsbeschleunigung

Signalverläufe Raddrehzahl

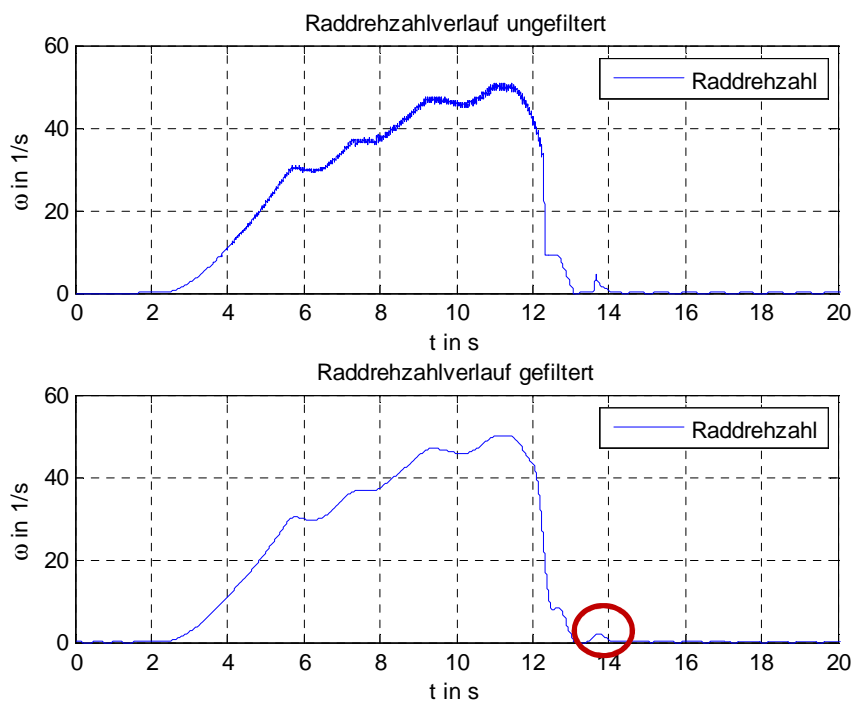


Abbildung 4.4: ungefilterte und gefilterte Raddrehzahl

Die Abweichung der Raddrehzahl von $\omega = 0$ bei der Vollbremsung, zu sehen im rot markiertem Bereich in Abbildung 4.4, wurde herausgeschnitten, in dem die Reifendrehzahl in diesem Bereich auf 0 gesetzt wurde.

Bildet man den Schlupf laut Formel (2.2) und (2.3) aus der Reifendrehzahl und Geschwindigkeit, erhält man das in Abbildung 4.5 gezeigte Ergebnis.

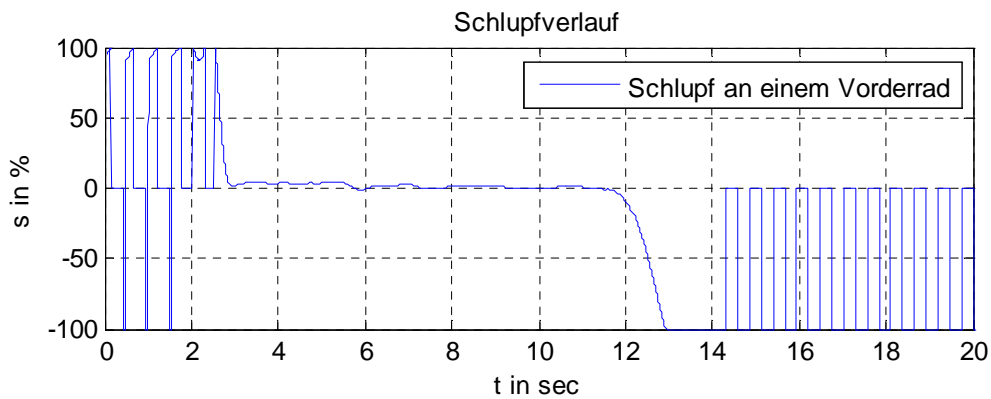


Abbildung 4.5: Schlupf am Vorderrad

In Abbildung 4.5 ist zu erkennen, dass die Schlupfberechnung im Bereich sehr geringer Fahrzeuggeschwindigkeiten oder im Stillstand nicht zufriedenstellend funktioniert, da kein plausibles, kontinuierliches Schlupfsignal vorliegt. Um dieses Problem zu umgehen, wurden nur Messdaten mit einer zugehörigen Geschwindigkeit von mindestens 5 km/h betrachtet. Diese Wahl ist völlig willkürlich, brachte jedoch den gewünschten Erfolg. Somit startet und endet für die Auswertung jede Messfahrt beim Erreichen bzw. Unterschreiten von 5 km/h (siehe Abbildung 4.6).

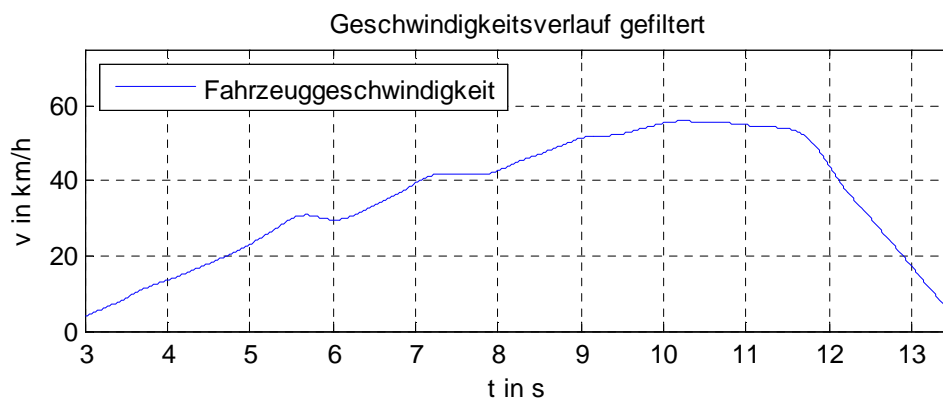


Abbildung 4.6: verwendeter Geschwindigkeitsverlauf

Mit diesen Maßnahmen erhält man einen Schlupfverlauf wie in Abbildung 4.7 dargestellt.

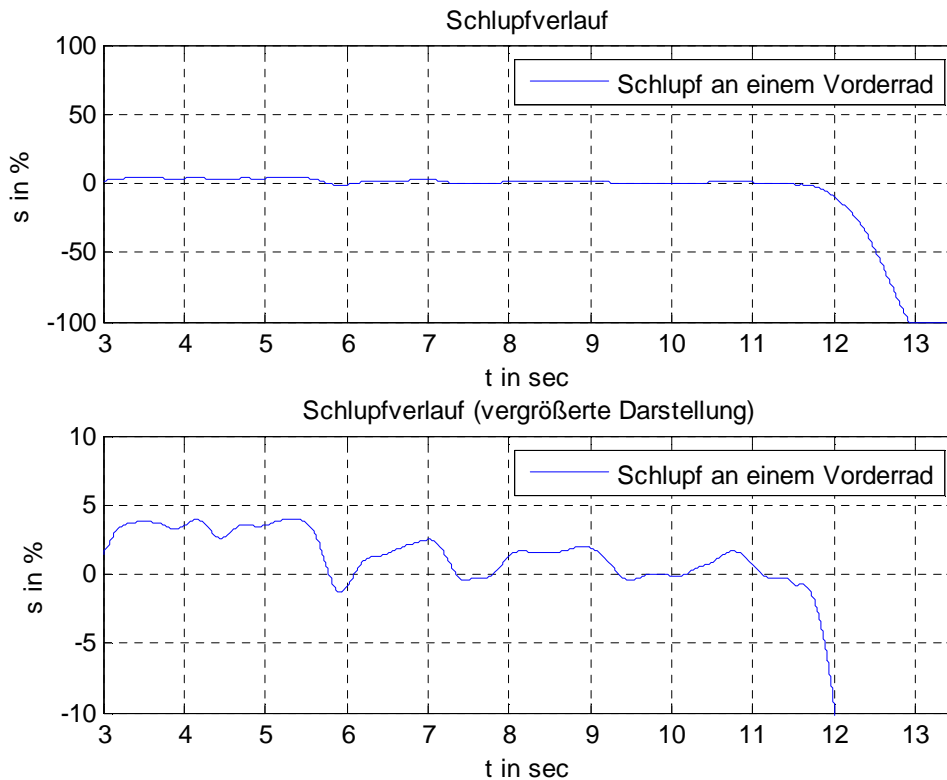


Abbildung 4.7: verwendeter Schlupfverlauf

Dynamischer Radradius

In folgender Tabelle sind die Ergebnisse und die daraus berechneten Werte zur Bestimmung der linearen Federkonstante c_z (siehe Kapitel 3.4) präsentiert. Der gemittelte Radumfang \bar{U}_e entspricht dem Mittelwert der vier gemessenen Radumfänge.

Tabelle 4.1: Bestimmung der Federkonstante für den effektiven Radradius

Zuladung in kg	\bar{U}_e in mm	r_e in mm	Δz in mm	$c_z(F_z)$ in N/mm
0	200	318.3	26.1	172413
20	199.7	317.8	27.6	170289
40	199.5	317.5	28.5	171929
60	199.2	317	30	170000
80	199	316.7	30.9	171521

Die lineare Federkonstante c_z wurde als Mittelwert von $c_z(F_z)$ mit $c_z = 171000 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$ bestimmt.

4.3 Identifikation

Die Parameteridentifikation erfolgte, wie bereits in Kapitel 3.2 beschrieben, aufgeteilt in drei Bereiche. In diesem Teil der Arbeit werden die Ergebnisse der Messungen diskutiert und es wird gezeigt, warum die Messfahrten mit mehreren Aufstandskräften durchgeführt werden mussten. Anschließend wird die Identifikation jedes Parameters im Detail erläutert.

Messung

Das Reifenlängskraftverhalten, welches aus einer willkürlich ausgewählten Messfahrt berechnet wird, ist in Abbildung 4.8 abgebildet. Es ist zu sehen, dass im linearen Bereich (Bereich a in Abbildung 4.8), vor allem für den Antriebsschlupf und für den Zustand der blockierenden Räder (Bereich c in Abbildung 4.8) eine große Anzahl an Messwerten vorhanden ist. Der Maximalbereich (Bereich b in Abbildung 4.8) bzw. der Gleitbereich (Bereich c in Abbildung 4.8) wird einmal durchschritten. Theoretisch könnte man für diese Messwerte einen Parametersatz finden, der eine Reifenkraftkennlinie dieser Form modelliert. Das Problem ist allerdings, dass das Reifenkraftverhalten hier nicht für eine konstante Aufstandskraft gemessen wurde. Die Aufstandskraft ändert sich über die gesamte Messung ständig. Betrachtet man Abbildung 4.9, ist zu erkennen, dass die Aufstandskraft sehr stark variiert. Dies liegt, wie in Kapitel 2.3.3 beschrieben, an der dynamischen Achslastverschiebung. Es ist es also nicht möglich, aus diesen Messdaten einen Parametersatz für eine konstante Aufstandskraft zu finden.

Um das degressive Verhalten bestimmen zu können, wären Messdaten im selben Bereich (Kapitel 3.2) mit unterschiedlicher Aufstandskraft notwendig. Man sieht allerdings, dass sich die Aufstandskraft in den jeweiligen Bereichen, abgesehen von Messwerten im linearen Bereich, nicht wesentlich ändert. Deswegen wurden die Messfahrten, wie in Kapitel 3.3 beschrieben, mit unterschiedlichen Beladungen durchgeführt.

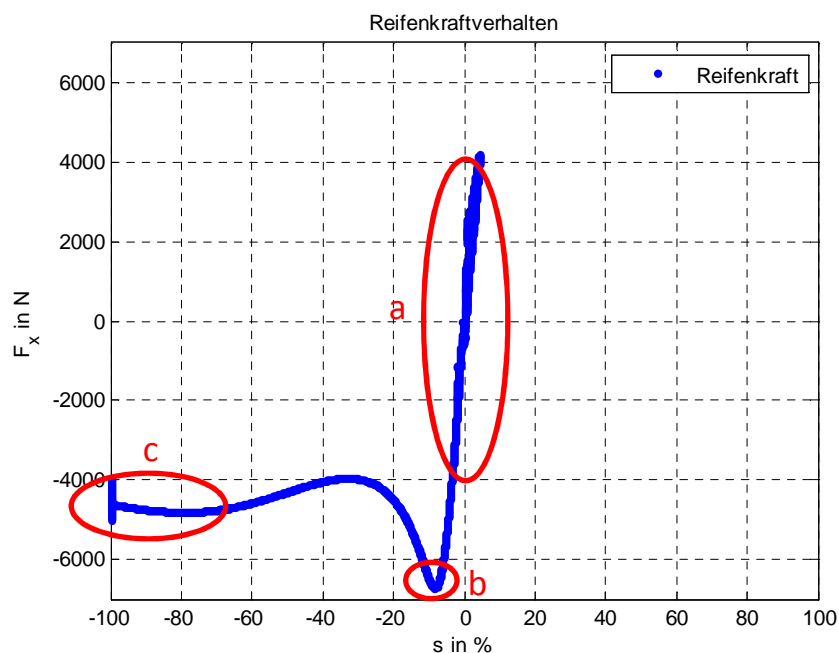


Abbildung 4.8: Messwerte einer Messfahrt – Reifenkraft

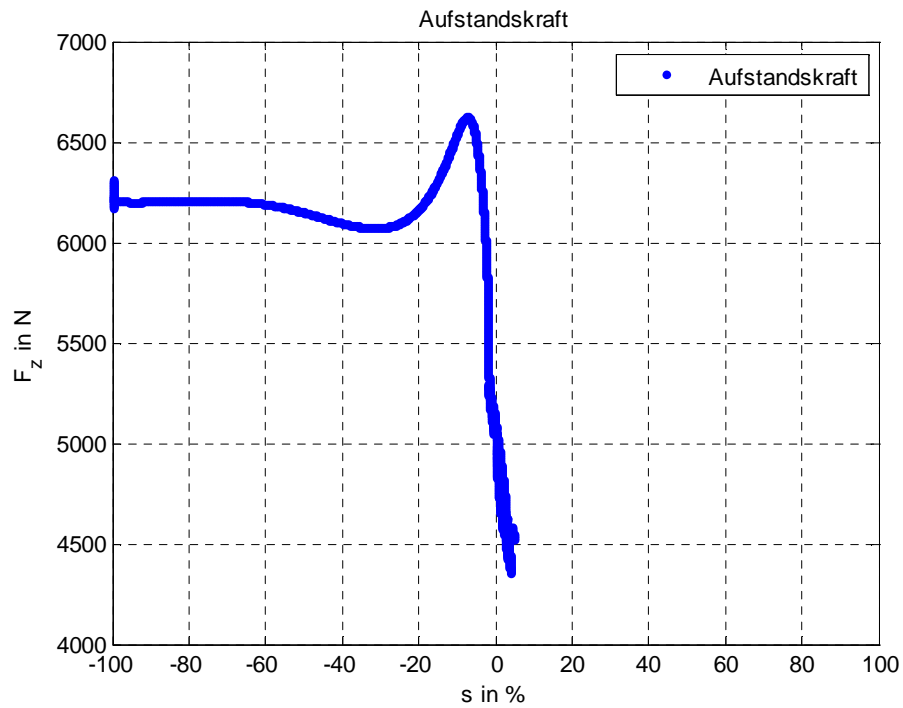


Abbildung 4.9: Messwerte einer Messfahrt – Aufstandskraft

Das Reifenkraftverhalten aus allen Messfahrten mit den dazugehörigen Aufstandskräften ist in Abbildung 4.10 bzw. Abbildung 4.11 dargestellt.

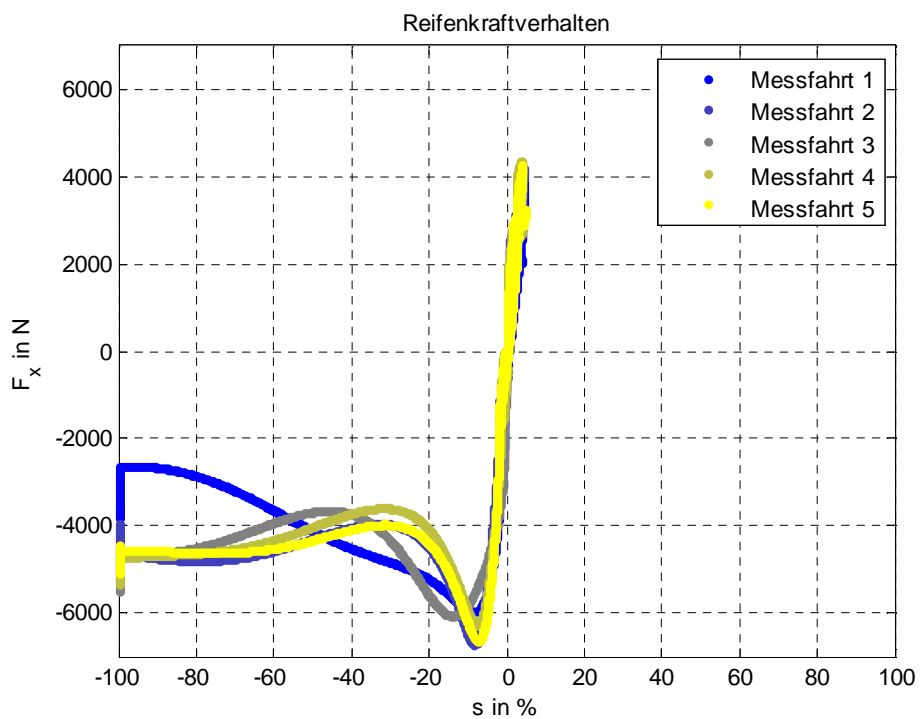


Abbildung 4.10: Messwerte aller Messfahrten – Reifenkraft

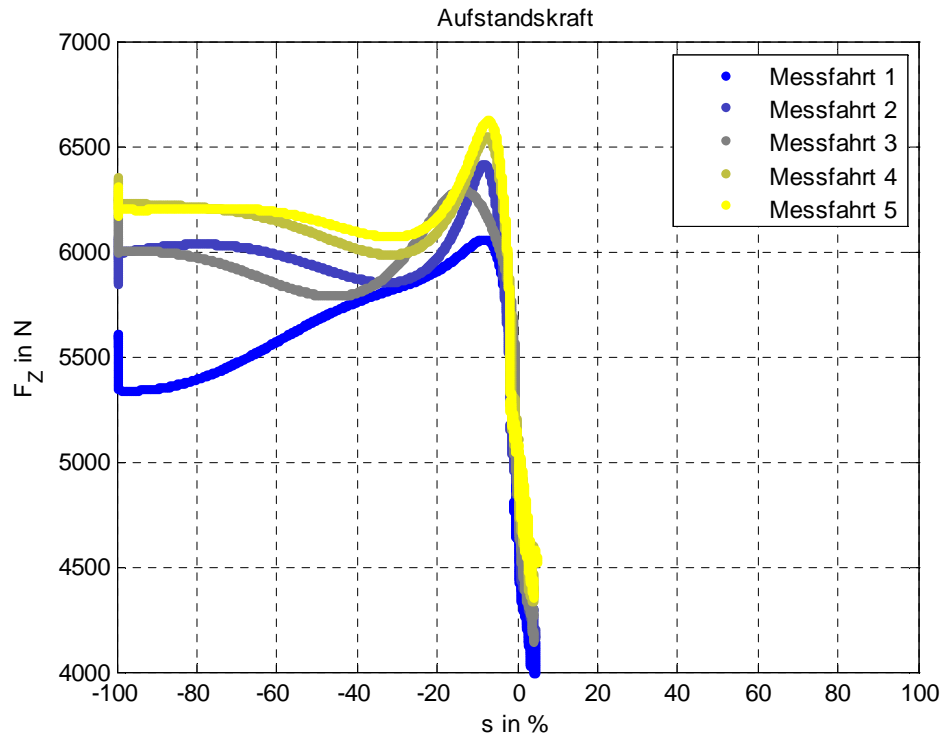


Abbildung 4.11: Messwerte aller Messfahrten – Aufstandskraft

In Abbildung 4.10 und Abbildung 4.11 ist zu erkennen, dass die sich Aufstandskraft über den betrachteten Schlupfverlauf stark verändert. Es gibt keine Messfahrt mit konstanter Aufstandskraft für den betrachteten Schlupfbereich. Es ist daher nicht möglich, den Parametersatz für eine statische Reifenkennlinie zu identifizieren. Es sind jedoch, für jeden der drei zuvor definierten Bereiche (siehe Kapitel 3.2), Messwerte mit unterschiedlicher Aufstandskraft vorhanden. Die den Bereichen entsprechenden Parameter und ihr degressives Verhalten können somit identifiziert werden. Auf die verwendete Methodik der Identifikation wird im Folgenden eingegangen. In allen nun folgenden Abbildungen werden alle Messwerte blau dargestellt, da nicht zwischen den einzelnen Messfahrten unterschieden wird.

Optimierung

In der Technik wird oft versucht, eine gestellte Aufgabe bestmöglich zu lösen. Verwendet man zur Suche der bestmöglichen Lösung einen mathematischen Ansatz, spricht man von einem Optimierungsproblem. Die Aufgabe einer Optimierung ist meist das Minimieren einer Zielfunktion, unter Einhaltung gewisser Nebenbedingungen und Begrenzungen, durch Variation der Optimierungsvariablen. (Hofer, 2003)

Eine typische Aufgabe der Optimierung ist das Identifizieren von Systemparametern. Hierzu werden gemessene Datenverläufe des realen Systems mit simulierten Datenverläufen des Modells verglichen. Die Differenz dieser Daten wird als Fehler definiert. Dieser Fehler bzw. eine Funktion des Fehlers, auch Zielfunktion genannt, wird mittels Variation der Modellparameter, minimiert. Je nach Komplexität des Systems bzw. des Modells können mehrere Kombinationen von Modellparametern existieren, die eine „optimale“ Lösung darstellen („optimal“ bedeutet in diesem Sinne, dass sie die Zielfunktion minimieren). Um nicht nur die optimale Lösung im Sinne der Erfüllung der Zielfunktion, sondern die optimale Lösung zur Erfüllung der gestellten Aufgabe zu finden, ist es sinnvoll, Nebenbedingungen und Begrenzungen zu definieren. Diese Nebenbedingungen oder Begrenzungen können aus physikalischen Überlegungen oder aus einem bekannten, gemessenen Systemverhalten gewonnen werden.

Allgemein besteht eine Parameteroptimierungsaufgabe aus der zu minimierenden (oder maximierenden) Zielfunktion $f(x)$ und aus Nebenbedingungen in Form von Gleichungen und Ungleichungen (Hofer, 2003):

$$\min_x f(x) \tag{4.1}$$

unter

$$g_i(x) = 0 \quad i = 1, \dots, m \tag{4.2}$$

$$h_i(x) \leq 0 \quad i = 1, \dots, p \tag{4.3}$$

Die Zielfunktionen und die Nebenbedingungen, die bei der Optimierung der einzelnen Parameter eingesetzt werden, sind in den entsprechenden Abschnitten in diesem Kapitel beschrieben.

Für weiterführende Literatur zum Thema Optimierung sei an dieser Stelle auf (Hofer, 2003) verwiesen.

Das Reifenkraftverhalten wird, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, in drei Bereiche unterteilt, um jeden Parameter bzw. die Koeffizienten des Parameters zu bestimmen. Die drei Bereiche sind:

- der lineare Bereich mit den Parametern b_1 und b_2
- der Gleitbereich mit den Parametern c_1 und c_2
- der Maximalbereich mit den Parametern a_1 und a_2

Der **lineare Bereich** wurde mit Schlupfwerten von bis zu $\pm 5\%$ festgelegt. Diese Auswahl stellte sich im Laufe der Identifikation als zielführend heraus. Die Messwerte, die in diesen Bereich fallen, sind in Abbildung 4.12 in grün dargestellt.

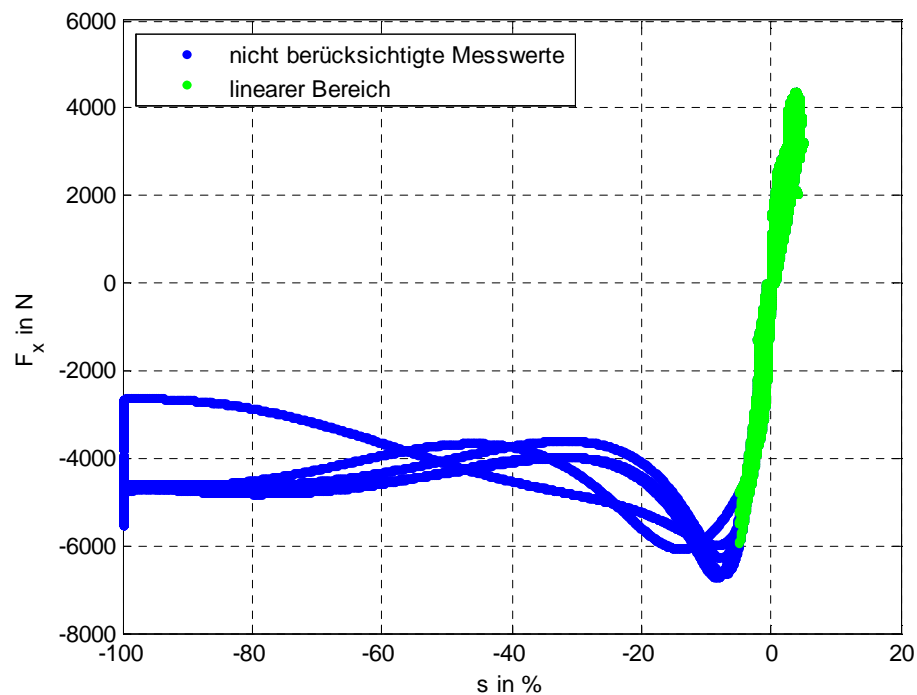


Abbildung 4.12: Messwerte im linearen Bereich

Im linearen Bereich wurden die Messwerte bezüglich ihrer Aufstandskraft in Cluster eingeteilt. Die Einteilung in die Cluster erfolgte in 100 N Schritten. Die Aufstandskraft aller Messwerte im Cluster wurde mit der mittleren Clusteraufstandskraft festgelegt. Beispielhaft bedeutet das, dass allen Messwerten, für die $3000 \text{ N} \leq F_{z_i} \leq 3100 \text{ N}$ gilt, eine Aufstandskraft von 3050 N zugewiesen wurde. Dies war notwendig, um alle Messwerte im Cluster gleich zu behandeln. In jedem Aufstandskraftcluster gab es Ausreißer bezüglich des Schlupfs oder bezüglich der Längskraft. Um diese Ausreißer zu vermeiden, wurden alle Messwerte in einem Cluster hinsichtlich ihrer Standardabweichung untersucht. Bei der Identifikation wurden in jedem Cluster nur jene 95% der Messwerte verwendet, die die geringste Standardabweichung besitzen.

Anschließend wurden die Messwerte in jedem Cluster mit einer Geradengleichung gefittet. Die Steigung der Geraden wurde mittels der Methode der kleinsten Fehlerquadrate berechnet. Bei Verwendung der Methode der kleinsten Fehlerquadrate, werden die Fehler (die Differenz) zwischen

Geraden und Messwert quadriert und aufsummiert. Wird dies für mehrere Geraden mit unterschiedlicher Steigung wiederholt, so kann die beschriebene Summe minimiert werden und man erhält die Gerade mit jener Steigung, die die geringste Abweichung zu den Messwerten besitzt. Für diese Optimierung wurden keine Nebenbedingungen formuliert.

Wendet man diese Vorgehensweise in allen Clustern an, so erhält man für verschiedene Aufstandskräfte die Steigung der statischen Kennlinie. In Abbildung 4.13 und Abbildung 4.14 sind die Messwerte und die so berechnete Gerade für zwei beliebige Cluster zu sehen. Die so erhaltenen Steigungen werden mit $dY0_{F_{Z1}}$, $dY0_{F_{Z2}}$, ... $dY0_{F_{Zn}}$ bezeichnet.

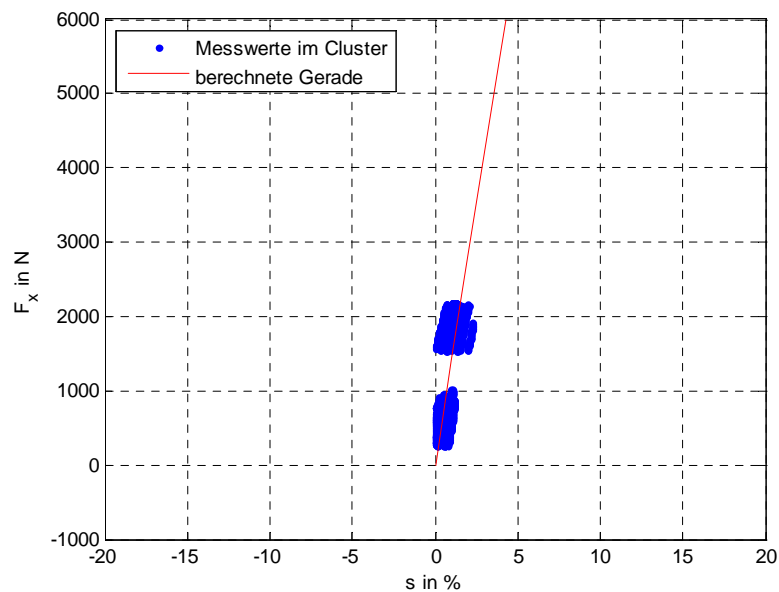


Abbildung 4.13: berechnete Gerade in einem beliebig ausgewähltem Cluster $F_z = \text{konst.}$

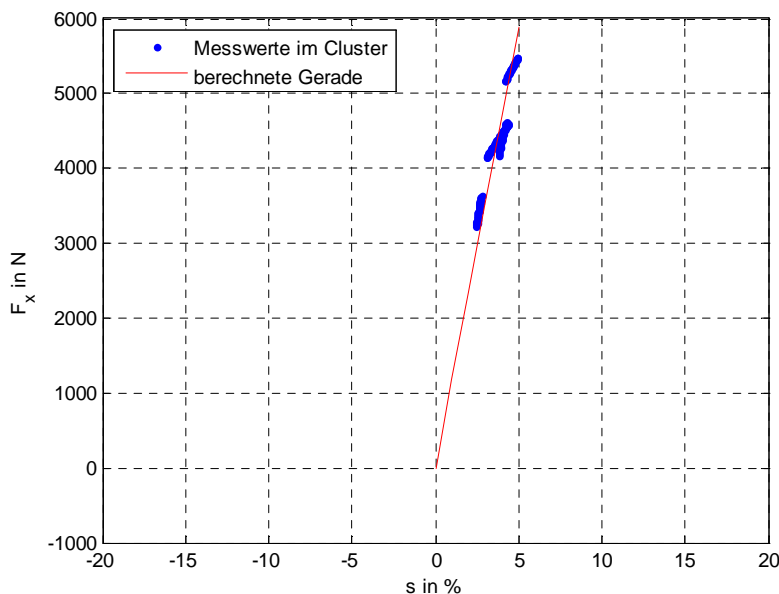


Abbildung 4.14: berechnete Gerade in einem zweiten beliebig ausgewähltem Cluster $F_z = \text{konst.}$

Die Koeffizienten b_1 und b_2 , die den Parameter $dY0(F_Z)$ beschreiben, erhält man indem man, wie in Kapitel 3.3 beschrieben, ausgehend von Gleichungssystem (4.4) einen Fehler definiert (Gleichung (4.5)) und die Summe seiner Quadrate(Gleichung (4.6)) minimiert.

$$\underbrace{\begin{bmatrix} dY0_{F_{Z1}} \\ \vdots \\ dY0_{F_{Zn}} \end{bmatrix}}_{dY0} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{F_{Z1}}{F_{Z,nom}} & \left(\frac{F_{Z1}}{F_{Z,nom}}\right)^2 \\ \vdots & \vdots \\ \frac{F_{Zn}}{F_{Z,nom}} & \left(\frac{F_{Zn}}{F_{Z,nom}}\right)^2 \end{bmatrix}}_{F_Z} \underbrace{\begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}}_b \quad (4.4)$$

$$e = F_Z b - dY0 \quad (4.5)$$

Summe der Fehlerquadrate:

$$\min_b e^T e \quad (4.6)$$

Die optimale Lösung erhält man wie in Kapitel 3.3 beschrieben durch Multiplikation des Messvektors $dY0$ mit F_Z^+ , der Pseudoinversen von F_Z (siehe Gleichung (4.8)) die definiert ist als:

$$F_Z^+ = (F_Z^T F_Z)^{-1} F_Z^T \quad (4.7)$$

$$b = F_Z^+ dY0 \quad (4.8)$$

Um die Minimierung der Summe der Fehlerquadrate durchzuführen und die Koeffizienten zu erhalten wird in Matlab folgender Befehl verwendet:

$$b = F_Z \backslash dY0$$

Der **Gleitbereich** wurde anfangs, wie in Kapitel 3.2 beschrieben, mit Messwerten, die einen Schlupf von +/-100% aufweisen, festgelegt. Die Messergebnisse zeigten jedoch, dass der Gleitwert der Reifenkraft bereits bei niedrigeren Schlupfwerten erreicht wird. Aus diesem Grund wurde der Bereich in der Kraftschlupfkennlinie mit dem Betrag der Schlupfwerte von über 70% als Gleitbereich definiert. Dieser Bereich ist in Abbildung 4.15 in grün dargestellt.

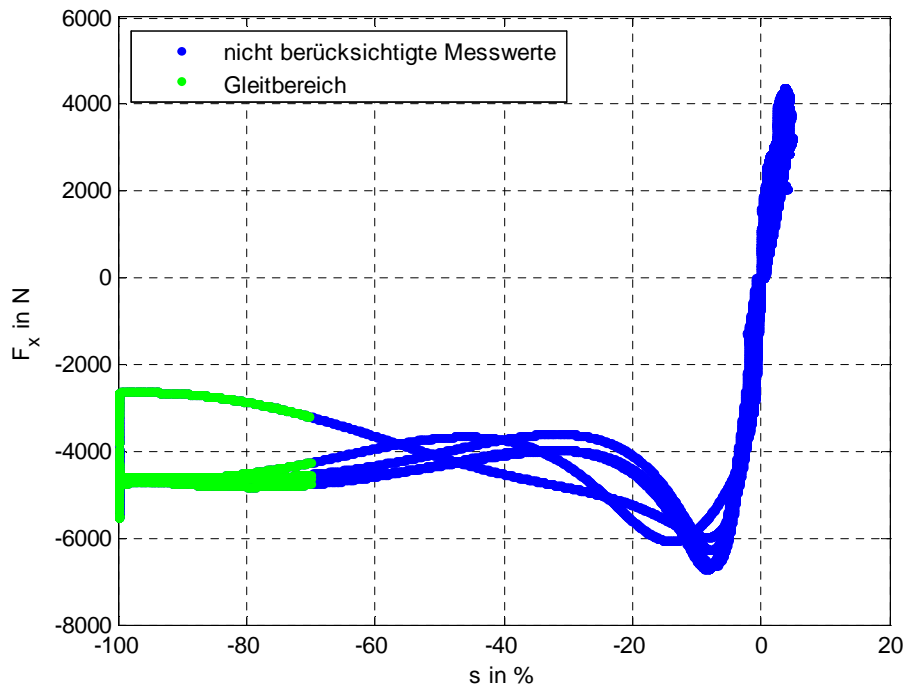


Abbildung 4.15: Messwerte im Gleitbereich

Im Rahmen der hier verwendeten Fahrmanöver werden die Kräfte bis auf den Bereich der Vollbremsung vollständig von den Vorderrädern übertragen. Es blockieren alle vier Räder und es stellt sich eine Reifenkraftverteilung ein, die sich ungefähr wie die Verteilung der Aufstandskraft verhält. Diese Annahme beinhaltet den Fehler, dass sich das Reifenkraftverhalten nicht linear mit der Aufstandskraft ändert. Eine kurze Abschätzung mit verschiedenen bekannten Reifenparametern ähnlicher Reifen zeigte, dass der Fehler durch die Linearisierung in diesem Szenario maximal 5% betragen würde.

Eine Möglichkeit, diese Linearisierung zu umgehen, ist, die Reifenkräfte für die Vorder- und Hinterräder F_{LV} und F_{LH} nicht getrennt, sondern die gesamte übertragene Kraft der Vorder- und Hinterräder $\sum F_L$ zu betrachten. Dazu wurde Formel (3.55) umgeformt, und man erhält für die Gesamtkraft folgenden Zusammenhang:

$$F_{LV} + F_{LH} = \sum F_L = ma + W_L. \quad (4.9)$$

Es wird davon ausgegangen, dass Hinterreifen und Vorderreifen identisch sind und dementsprechend dasselbe Verhalten besitzen. Man kann also Gleichung (3.42) zu Gleichung (4.10) erweitern.

$$F_{L_V} + F_{L_H} = \sum Y_{\infty}(F_{Z_G}) = c_1 \frac{F_{Z_V}}{F_{Z,nom}} + c_2 \left(\frac{F_{Z_V}}{F_{Z,nom}} \right)^2 + c_1 \frac{F_{Z_H}}{F_{Z,nom}} + c_2 \left(\frac{F_{Z_H}}{F_{Z,nom}} \right)^2 \quad (4.10)$$

Dieses Gleichungssystem kann in Matrixschreibweise angeschrieben werden als:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} Y_{\infty}(F_{Z_{G1}}) \\ \vdots \\ Y_{\infty}(F_{Z_{G2}}) \end{bmatrix}}_{Y_{\infty}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{F_{Z_{V1}} + F_{Z_{H1}}}{F_{Z,nom}} & \left(\frac{F_{Z_{V1}}}{F_{Z,nom}} \right)^2 + \left(\frac{F_{Z_{H1}}}{F_{Z,nom}} \right)^2 \\ \vdots & \vdots \\ \frac{F_{Z_{Vn}} + F_{Z_{Hn}}}{F_{Z,nom}} & \left(\frac{F_{Z_{Vn}}}{F_{Z,nom}} \right)^2 + \left(\frac{F_{Z_{Hn}}}{F_{Z,nom}} \right)^2 \end{bmatrix}}_{F_{ZG}} \underbrace{\begin{bmatrix} c_1 \\ c_2 \end{bmatrix}}_c \quad (4.11)$$

Um die Koeffizienten c_1 und c_2 zu erhalten, wird eine Optimierungsaufgabe formuliert. Die Zielfunktion die minimiert werden soll, ist die Summe der Fehlerquadrate (siehe Gleichung (4.13)) wenn der Fehler e nach Gleichung (4.12) definiert ist. Eine Nebenbedingung der Optimierung war das Einhalten des degressiven Verhaltens der Maximalwerte. Dazu musste c_1 positiv und c_2 negativ sein. Und der Betrag von c_1 musste größer dem Betrag von c_2 sein. Diese Bedingungen wurden in den Nebenbedingungen Gleichungen (4.14), (4.15) und (4.16) realisiert.

$$e = F_{ZG}c - Y_{\infty} \quad (4.12)$$

Optimierungsaufgabe:

$$\min_{c_1, c_2} \sum_{i=1}^n e_i^2 \quad (4.13)$$

unter

$$|c_1| - |c_2| > 0 \quad (4.14)$$

$$c_1 > 0 \quad (4.15)$$

$$c_2 < 0 \quad (4.16)$$

Dieses Optimierungsproblem wurde in Matlab mit der Funktion *fmincon* gelöst. Somit erhält man die Koeffizienten, die den Parameter $Y_{\infty}(F_Z)$ beschreiben.

Als **Maximalbereich** wurde jener Bereich definiert, in dem die maximale Reifenkraft übertragen wird. Da es für jede Messfahrt genau einen Maximalwert gibt, wurde zusätzlich der Bereich um den Maximalwert, der eine Schlupfabweichung von $\pm 1.5\%$ besitzt, betrachtet. Der ausgewählte Bereich ist in Abbildung 4.16 in grün dargestellt.

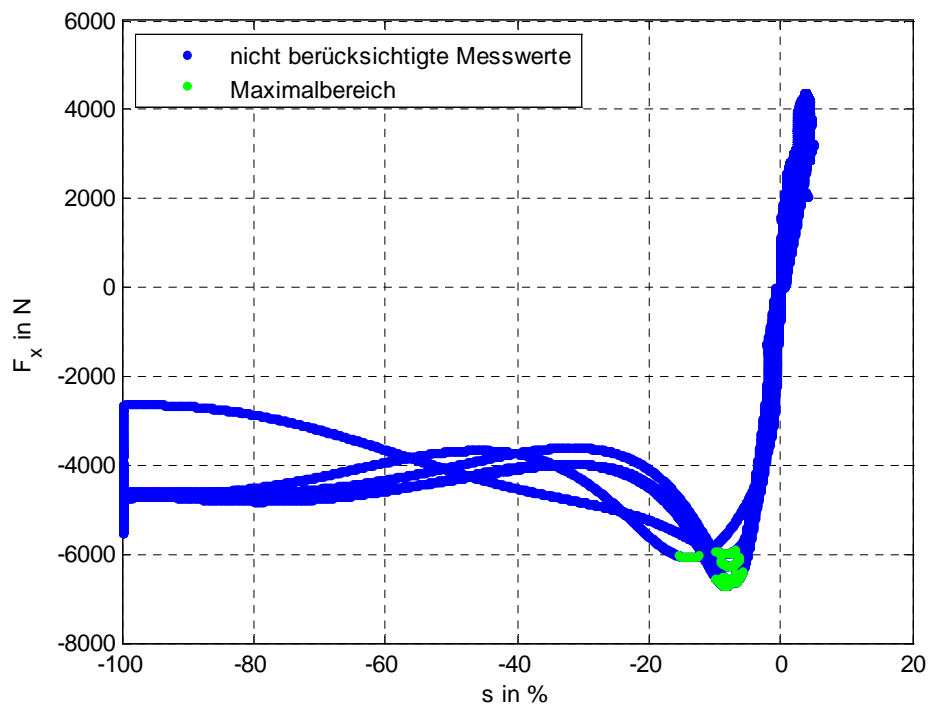


Abbildung 4.16: Maximalbereich

Der Maximalbereich wird bei dem Manöver der Vollbremsung durchfahren. Auch in diesem Bereich gibt es dieselbe Problematik wie im Gleitbereich, da die Reifenkräfte nicht mehr nur von den Vorderrädern übertragen werden. Es ist allerdings nicht wie vorhin möglich, eine gemeinsame Kraft zu bilden und daraus die Koeffizienten für den Maximalwert zu berechnen.

Der Grund dafür ist, dass nicht davon ausgegangen werden kann, dass sich sowohl Vorderreifen als auch Hinterreifen gerade im Maximum ihrer übertragbaren Kraft befinden. Diesmal muss auf die Linearisierung des Zusammenhangs der übertragbaren Reifenkraft mit der Aufstandskraft zurückgegriffen werden. Das bedeutet, dass die gesamte übertragene Kraft wieder lt. Formel (4.9) berechnet, und anschließend die anteilige Kraft am Vorderreifen bestimmt wird (siehe Formel (4.17)). Somit wird vorerst das degressive Reifenkraftverhalten bezüglich der Aufstandskraft vernachlässigt. Das Gleichungssystem für den Parameter kann wieder in Matrizenform angeschrieben werden (Gleichung (4.18)).

$$Y_{max}(F_Z) = \frac{F_{ZV}}{F_{ZG}} \sum F_L \quad (4.17)$$

$$\underbrace{\begin{bmatrix} Y_{max}(F_{ZG1}) \\ \vdots \\ Y_{max}(F_{ZG2}) \end{bmatrix}}_{Y_{max}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \frac{F_{ZV1}}{F_{Z,nom}} & \left(\frac{F_{ZV1}}{F_{Z,nom}} \right)^2 \\ \vdots & \vdots \\ \frac{F_{ZVn}}{F_{Z,nom}} & \left(\frac{F_{ZVn}}{F_{Z,nom}} \right)^2 \end{bmatrix}}_{F_Z} \underbrace{\begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \end{bmatrix}}_a \quad (4.18)$$

Zur Bestimmung der Koeffizienten wird die Summe des quadratischen Fehlers minimiert (Gleichung (4.20)). Der Fehler wird nach Gleichung (4.19) berechnet und die optimale Lösung erhält man wie analog zum linearen Fall durch Multiplikation des Messvektors Y_{max} mit der Pseudoinversen von F_Z (siehe Gleichung (4.21)).

$$e = F_Z a - Y_{max} \quad (4.19)$$

$$\min_a e^T e \quad (4.20)$$

$$a = F_Z^+ Y_{max} \quad (4.21)$$

Um dies auszuführen wurde in Matlab folgender Befehl verwendet:

$$a = F_Z \backslash Y_{max}$$

Bei der Untersuchung von Reifenparametern verschiedener anderer Reifen, wurde festgestellt, dass das degressive Verhalten im Gleitbereich und im Maximalbereich nahezu gleich ist. Das bedeutet dass das Verhältnis der Koeffizienten a_1 und a_2 ähnlich dem der Koeffizienten c_1 und c_2 ist.

Da bei der Berechnung von a_1 und a_2 das Reifenkraftverhalten fälschlicherweise als linear bezüglich der Aufstandskraft angenommen wurde, wird die Ähnlichkeit des Koeffizientenverhaltens nun verwendet, um das degressive Verhalten zu berücksichtigen. Dazu wurde ausgehend von den bereits erhaltenen Ergebnissen für a_1 und a_2 eine Optimierungsaufgabe formuliert. Die Zielfunktion der Optimierung war die Summe der Fehlerquadrate (Gleichung (4.22)). Die Nebenbedingungen der Optimierung waren, dass sich der Wert a_1 , der für das lineare Verhalten der Parameter verantwortlich ist, nicht wesentlich verändern durfte (Gleichung (4.23)) und dass das Verhältnis $\frac{a_1}{a_2}$ gleich dem Verhältnis $\frac{c_1}{c_2}$ sein sollte (Gleichung (4.24)).

Optimierungsaufgabe:

$$\min_{a_1, a_2} \sum_{i=1}^n e_i^2 \quad (4.22)$$

unter

$$0.9 \cdot a_{1,alt} \leq a_1 \leq 1.1 \cdot a_{1,alt} \quad (4.23)$$

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{c_1}{c_2} \quad (4.24)$$

Diese Optimierungsaufgabe wurde in Matlab mit der Funktion *fmincon* gelöst. Mit dieser abschließenden Optimierung sind nun alle Koeffizienten zum Erhalt der jeweiligen Parameter identifiziert. Im Kapitel 5 werden die Ergebnisse präsentiert.

5 Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Identifikation vorgestellt. Sie werden anhand einer Simulation verifiziert. Abschließend werden eventuelle Fehler festgestellt und diskutiert.

5.1 Reifenparameter

Tabelle 5.1 zeigt die identifizierten Werte für die Polynomkoeffizienten von Y_{max} , dY_0 und Y_∞ .

Tabelle 5.1: identifizierte Polynomkoeffizienten

$a_1 = 3414$	$a_2 = -241$
$b_1 = 1084$	$b_2 = -232$
$c_1 = 2813$	$c_2 = -199$

Aus diesen Koeffizienten erhält man die Parameter für die statische Kennlinie bei nominaler und doppelter nominaler Aufstandskraft von $F_{Z,nom} = 3000 \text{ N}$ bzw. $2F_{Z,nom} = 6000 \text{ N}$. Die Vorzeichen der einzelnen Koeffizienten lassen bereits auf ein degressives Reifenkraftverhalten schließen. Da der lineare Koeffizient betragsmäßig größer sowie positiv und der quadratische Koeffizient negativ ist lässt sich aus Formel (3.18) das degressive Verhalten der Parameter erkennen. Um dieses Verhalten für die gesamte Kennlinie festzustellen werden einige Stützstellen sowie die aus den Koeffizienten erhaltenen Parameter untersucht.

Anhand folgender Parameter lässt sich das degressive Verhalten erkennen, da sich keiner der Parameter, bei der doppelten Aufstandskraft, verdoppelt:

$$\begin{aligned} Y_{max}(F_{Z,nom}) &= 3173 \text{ N} \\ dY_0(F_{Z,nom}) &= 851 \text{ N/\%} \\ Y_\infty(F_{Z,nom}) &= 2614 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Y_{max}(2F_{Z,nom}) &= 5863 \text{ N} \\ dY_0(2F_{Z,nom}) &= 1238 \text{ N/\%} \\ Y_\infty(2F_{Z,nom}) &= 4830 \text{ N} \end{aligned}$$

Das degressive Verhalten über die gesamte Kennlinie lässt sich in Abbildung 5.1 betrachten.

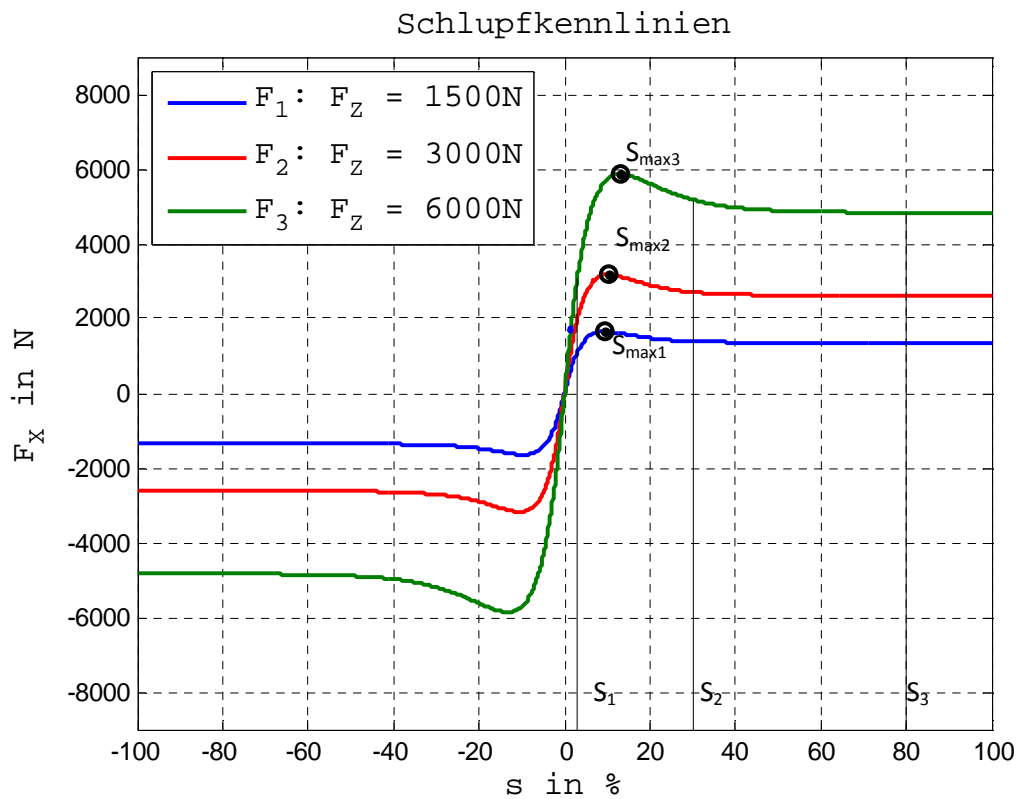


Abbildung 5.1: Schlupfkennlinie mit identifizierten Parameter - degressives Verhalten

In dieser Abbildung sind drei statische Reifenkennlinien dargestellt. Jeweils von einer zur nächsten Kennlinie verdoppelt sich die Aufstandskraft. Aufgrund des degressiven Verhaltens muss der Faktor um den sich die übertragbare Reifenkraft bei der ersten Verdoppelung erhöht größer sein als der Faktor bei der zweiten Verdoppelung (siehe Formel (5.1)).

$$\frac{F_2(s_1)}{F_1(s_1)} > \frac{F_3(s_1)}{F_2(s_1)} \quad (5.1)$$

Auf jeder Kennlinie sind exemplarisch vier Schlupfwerte gekennzeichnet, $s_1 = 3\%$, $s_2 = 30\%$, $s_3 = 80\%$ und der jeweilige Maximalschlupf der Kennlinien. In Tabelle 5.2 sind die Verhältnisse der Punkte untereinander berechnet. Da alle vier Punkte degressives Verhalten aufweisen, ist anzunehmen, dass die gesamte Kennlinie ein degressives Verhalten besitzt. Dies deckt sich mit der Erwartung, die von den Vorzeichen der Koeffizienten ausging.

Tabelle 5.2: Verhalten der Kennlinie

	F ₁ in N	F ₂ in N	F ₃ in N	$\frac{F_2}{F_1}$	$\frac{F_3}{F_2}$
s ₁ = 3%	1091	1977	3064	1.81	1.55
s ₂ = 30%	1391	2706	5187	1.93	1.85
s ₃ = 80%	1357	2614	4833	1.95	1.92
s = s _{max}	1647	3173	5863	1.93	1.85

Im linearen Bereich hat eine Schlupfänderung die größte Längskraftänderung zur Folge. Beschleunigungs- und Bremsvorgänge finden zum Großteil in bzw. nahe diesem Bereich bis hin zum Maximum statt. Deswegen sind diese Bereiche die wichtigsten für fahrdynamische Untersuchungen.

In den folgenden Abbildungen sind parametrisierte Kennlinien mit konstanter Aufstandskraft, inklusive den Messwerten, die dieselbe Aufstandskraft wie die Kennlinien aufweisen (+/- 200N), abgebildet.

In Abbildung 5.2 sind Messwerte aus dem linearen Bereich mit der entsprechenden stationären Reifenkraftkennlinie dargestellt. Die Kennlinie besitzt hier nur eine geringe Abweichung zu den Messwerten.

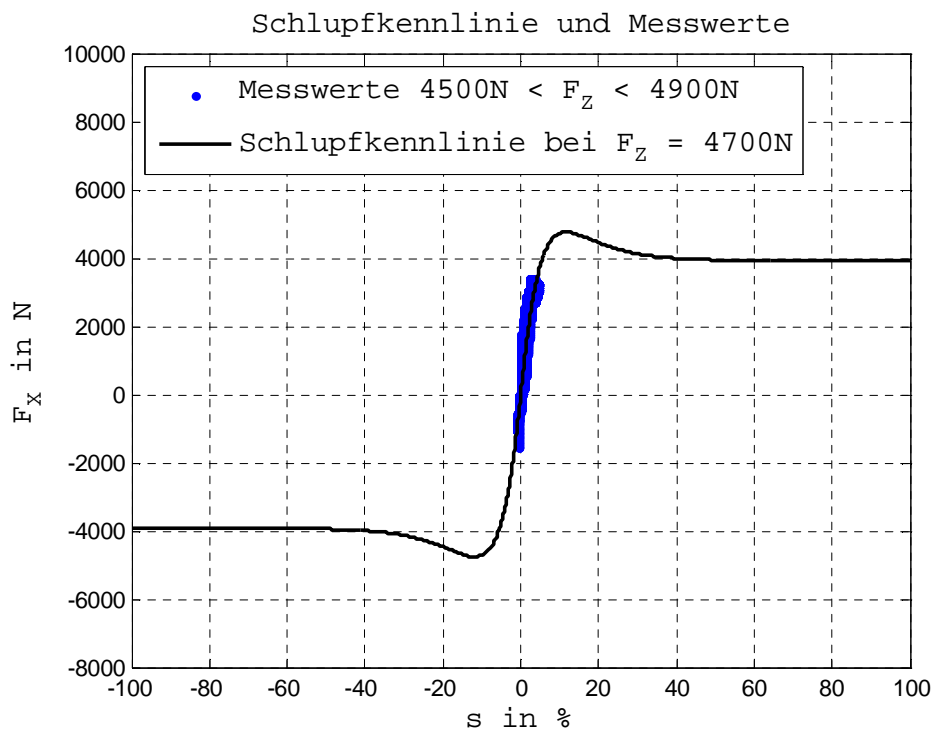


Abbildung 5.2: Messwerte im linearen Bereich mit identifizierter Kennlinie

In Abbildung 5.3 sind Messwerte aus dem Maximal- und dem Gleitbereich mit der entsprechenden stationären Reifenkraftkennlinie dargestellt.

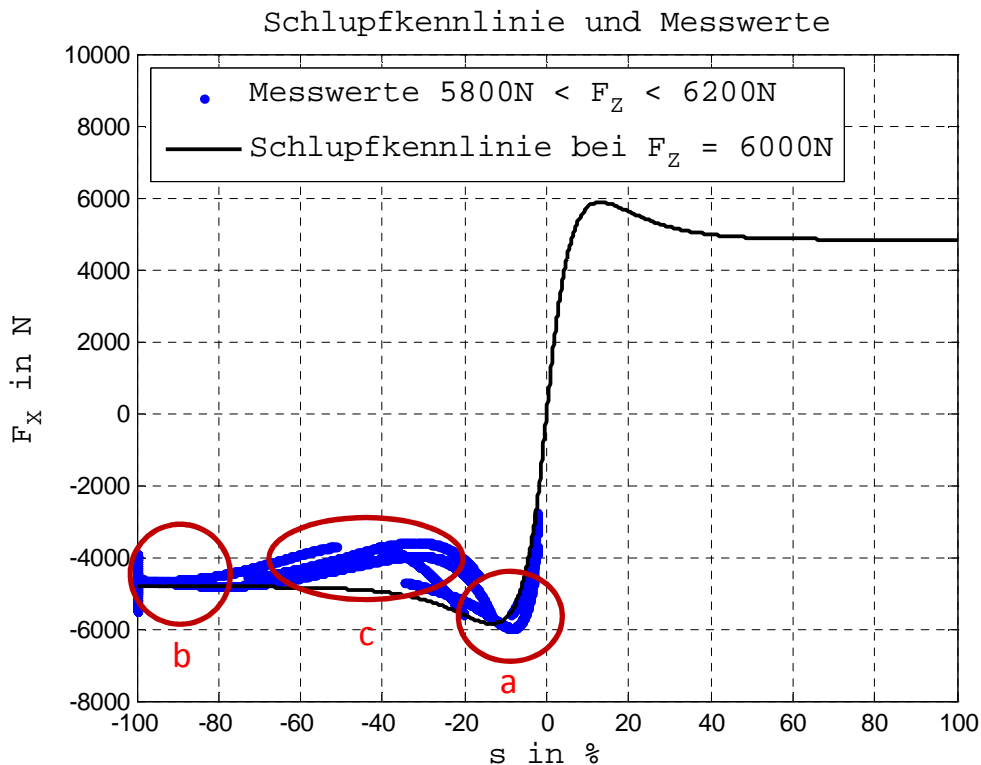


Abbildung 5.3: Messwerte im Maximal- und Gleitbereich mit identifizierter Kennlinie

Es ist zu erkennen, dass der Gleitbereich (Bereich b in Abbildung 5.3) und das Maximum (Bereich a in Abbildung 5.3) der Kennlinie annähernd mit den Messwerten übereinstimmen. Die Abreißcharakteristik (Bereich c in Abbildung 5.3) der Kennlinie stimmt mit den Messwerten jedoch nicht gut überein. Dies lässt sich mit der Tatsache begründen, dass nicht die gesamte Kennlinie, sondern die drei Bereiche (siehe Kapitel 3.2) getrennt identifiziert wurden.

Wie oben beschrieben besitzen der lineare Bereich und der Maximalbereich die größte Relevanz. Zielführend wäre es also, die Kennlinienparameter besonders in diesen Bereichen genau zu identifizieren. Der Vergleich zu den Messdaten zeigt ein gutes Übereinstimmen mit der identifizierten Kennlinie in genau diesen Bereichen. Das Ziel der Identifikation wurde somit zufriedenstellend erfüllt.

Eine Verifikation der identifizierten Parameter mittels Prüfstandsdaten war nicht möglich, da diese nicht vorhanden waren. Die Verifikation wurde, wie im nächsten Kapitel beschrieben, mittels einer Simulation durchgeführt.

5.2 Verifikation

Um die identifizierten Parameter zu verifizieren, wurde eine Simulation durchgeführt. Für diese Simulation wurde ein längsdynamisches Fahrzeugmodell, wie es in Kapitel 2.3.2 gezeigt wurde (Gleichungen (2.10),(2.11) und (2.12)), sowie das Reifenmodell TM_simple (Kapitel 3.1.2) aufgebaut wobei die dynamischen Achslasten wie in Kapitel 2.3.3 gezeigt modelliert werden (Gleichung (2.13) und (2.14)). Der aus den Messwerten berechnete Schlupf stellt den Eingang für das Reifenmodell dar, dieses wiederum liefert die Längskraft für das Fahrzeugmodell. Die benötigten dynamischen Achslasten wurden, wie in Kapitel 2.3.3 gezeigt, modelliert. Der Ausgang des Fahrzeugmodells ist die Fahrzeuglängsbeschleunigung bzw. die Fahrzeuggeschwindigkeit.

In Abbildung 5.4 ist das Ergebnis einer Simulation dargestellt. Die Simulation startet, wie die Messfahrt, mit einer Geschwindigkeit von 5km/h und endet zum selben Zeitpunkt wie die Messung. Der mittlere Fehler zwischen Simulation und Messung liegt bei ca. 8%. Dieses Ergebnis wurde als zufriedenstellend gewertet, da der Fehler, der von der beschränkten Messgenauigkeit der Sensorik hervorgerufen wird, über die Schlupfberechnung integral in den simulierten Geschwindigkeitsverlauf eingeht (siehe Kapitel 5.3).

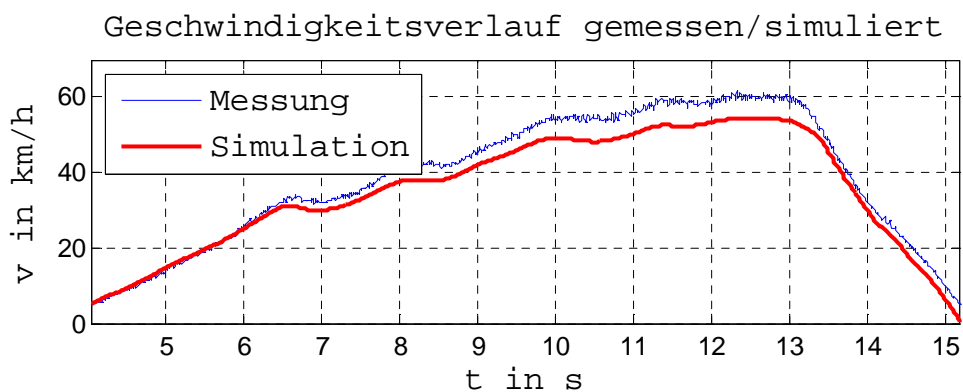


Abbildung 5.4: simulierter Geschwindigkeitsverlauf

5.3 Diskussion

Identifikation

Eine der Herausforderungen bei der Identifikation war die Festlegung der einzelnen Bereiche. Die Bedingungen für den linearen Bereich, den Gleitbereich und den Maximalbereich wurden im Zuge der Identifikation mehrmals angepasst und die letztendlich verwendete Aufteilung als geeignet festgestellt.

Ein wichtiger Punkt bei der Optimierung von Systemen ist das Finden bzw. das Formulieren von Nebenbedingungen und Begrenzungen.

Mit der Anzahl der Nebenbedingungen bzw. Begrenzungen des Systems, dessen Fehler minimiert werden soll, steigt zwar die Komplexität der Optimierungsaufgabe, jedoch wird ihr Ergebnis im Allgemeinen zufriedenstellender werden. Wie in Kapitel 4.3 beschrieben, werden Nebenbedingungen aufgrund der physikalischen Zusammenhänge oder aufgrund von bekanntem oder gemessenem Systemverhalten formuliert. In den verwendeten Optimierungsaufgaben wurden hauptsächlich Nebenbedingungen, die auf physikalischen Überlegungen basieren, formuliert. Jede Zusatzinformation, die über den Reifen zur Verfügung steht und die man in Form einer Nebenbedingung oder Begrenzung in die Optimierung miteinfließen lassen kann, verbessert das Ergebnis der Identifikation.

Simulation

Betrachtet man die in Kapitel 5.2 gezeigte Simulation (siehe Abbildung 5.4), so ist zu erkennen, dass der Fehler im Bereich vor der Vollbremsung mit der Zeit zunimmt. Die Ursache dafür liegt einerseits daran, dass die Reifenparameter sicher nicht exakt identifiziert werden, andererseits in der Genauigkeit der Sensorik bzw. daran, wie eventuelle Ungenauigkeiten in die Simulation eingehen, wie im folgenden Absatz erklärt wird.

Der Eingang für das zur Simulation verwendete Gesamtmodell ist der Schlupf. Mit Hilfe des Reifenmodells bzw. des Fahrzeugmodells wird über eine Berechnung der angreifenden Kräfte daraus die Fahrzeugbeschleunigung gebildet. Durch Integration der so erhaltenen Fahrzeugbeschleunigung erhält man die Fahrzeuggeschwindigkeit, die als Ausgangsgröße der Simulation verwendet wird.

Das bedeutet, dass eventuelle Fehler in der Schlupfberechnung (z.B. aufgrund von Messungenauigkeiten) integral in den Geschwindigkeitsverlauf eingehen. Die Berechnung des Schlupffehlers aufgrund von Messungenauigkeiten ist im folgenden Absatz beschrieben. Die Genauigkeit des Groundspeedsensors wurde dem Datenblatt entnommen (siehe (Datron)). Zur Genauigkeit des ABS-Raddrehzahlsensors waren keine Daten verfügbar, weshalb dieselbe Genauigkeit (0.1% des Messbereichsendwerts) wie für den Groundspeedsensor und ein Messbereichsendwert von 200 km/h angenommen wurde.

Toleranzen der Sensoren (Datron):

- Groundspeedsensor S400: +/-0.1% des MBEW von 400km/h; $\Delta v \leq 0.4\text{km/h}$
- ABS – Raddrehzahlsensor: +/-0.1% des MBEW von 200 km/h; $\Delta v_r \leq 0.2\text{km/h}$

Berechnungsbeispiel für den Schlupffehler

Die Schlupfberechnung, exemplarisch für den Antriebsfall, lautet:

$$s_A = \frac{v_r - v_x}{v_r} \quad (5.2)$$

Ausgehend von einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 49km/h und einer Radumfangsgeschwindigkeit von 50km/h ergibt sich ein Schlupf von 2 %.

Betrachtet man nun die maximalen Fehler der jeweiligen Sensoren, so erhält man zur Schlupfberechnung Formel (5.3) und (5.4). Diese Berechnen sich mit den maximalen Toleranzen der Sensorik.

$$s = \frac{(v_r + \Delta v_r) - (v_x - \Delta v_x)}{(v_r + \Delta v_r)} \quad (5.3)$$

$$s = \frac{(v_r - \Delta v_r) - (v_x + \Delta v_x)}{(v_r - \Delta v_r)} \quad (5.4)$$

Der Schlupf liegt in einem Bereich von 0.8 % - 3.2 %, was eine Maximaldifferenz von 2.4% bedeutet. Diese kann im linearen Bereich der Reifenkraftkennlinie einen erheblichen Längskraftunterschied bedeuten wie man am Beispiel in Tabelle 5.3 erkennen kann. Die maximale Abweichung der Längskraft liegt hier bei 1147 N, das entspricht 22% der maximal übertragbaren Kraft bei derselben Aufstandskraft. Aus dem Fehler in der Schlupfberechnung resultiert somit eine Möglichkeit der Abweichung zwischen simulierter und gemessener Beschleunigung.

Tabelle 5.3: Längskraftunterschied im linearen Bereich bei geringer Schlupfdifferenz

	$F_x(F_Z = 5000N)$ in N	Abweichung in % vom Sollwert
$s = 0.8 \%$	885	56.5
$s_{soll} = 2.0 \%$	2032	0
$s = 3.2 \%$	2946	45

Diese Berechnung gilt für den ungünstigsten Fall. Für die Optimierung besitzt dieser Fehler keine Relevanz, da sein Auftreten nicht sehr wahrscheinlich ist. In der Simulation, die den berechneten Schlupf als Eingangsgröße verwendet, werden die einzelnen Fehler des Geschwindigkeitsverlaufs aufintegriert. Das bedeutet, dass selbst Fehler, die nicht oft auftreten, einen großen Einfluss auf das Ergebnis besitzen.

Ein guter Indikator dafür, ob die Simulation zufriedenstellende oder nicht zufriedenstellende Ergebnisse liefern wird, ist der Vergleich zwischen gemessener Beschleunigung und berechnetem

Schlupf. Je besser diese zwei Verläufe zueinander passen desto wahrscheinlicher ist es, dass der Schlupf wenig fehlerbehaftet ist, da der Schlupf die Beschleunigung zur Folge hat. Dieser Vergleich, für obige Simulation, ist in Abbildung 5.5 dargestellt. Es wird nur das Verhalten betrachtet, nicht die Absolutwerte der Größen.

Es ist zu erkennen, dass der Schlupf über nahezu den gesamten Zeitraum eine, der Beschleunigung gut folgende Charakteristik aufweist. Im rot markierten Bereich sinkt der Schlupf, obwohl die Beschleunigung weiter ansteigt. Ähnliche Fehler lassen sich zu mehreren Zeitpunkten erkennen. Diese kurzen Fehlverhalten des Schlupfverlaufes führen zu der, im Geschwindigkeitsverlauf ersichtlichen, Abweichung von Simulation und Messwerten (siehe Abbildung 5.4).

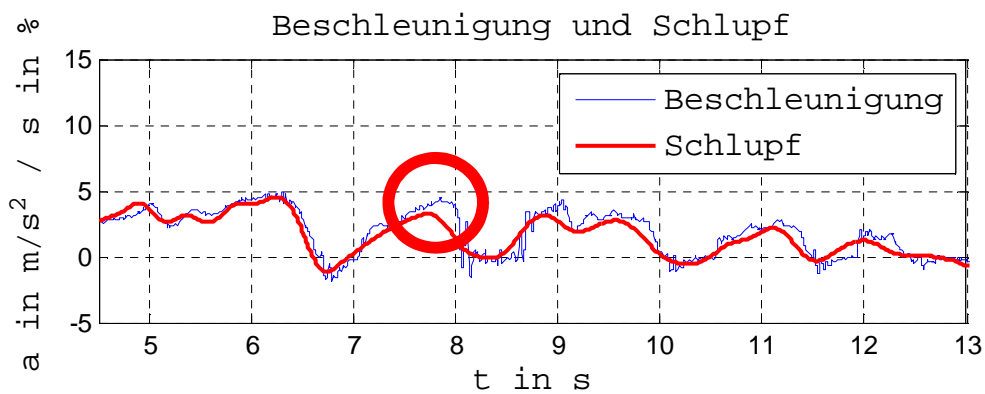


Abbildung 5.5: Vergleich Beschleunigung - Schlupf

Ein Beispiel für einen Schlupfverlauf einer voraussichtlich nicht zufriedenstellenden Simulation ist in Abbildung 5.6 zu sehen. Hier stimmt der Verlauf des Schlupfs nicht sehr gut mit dem Verlauf der Beschleunigung überein. Das Ergebnis der Simulation mit diesen Schlupfwerten ist in Abbildung 5.7 dargestellt.

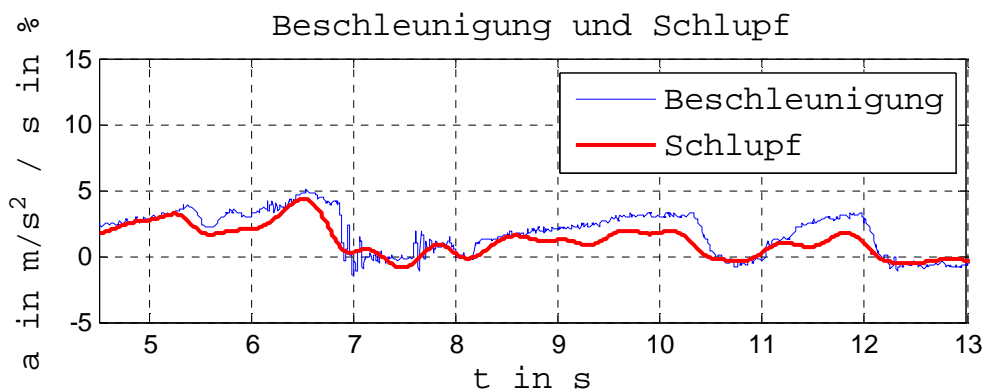


Abbildung 5.6: Vergleich Beschleunigung – Schlupf

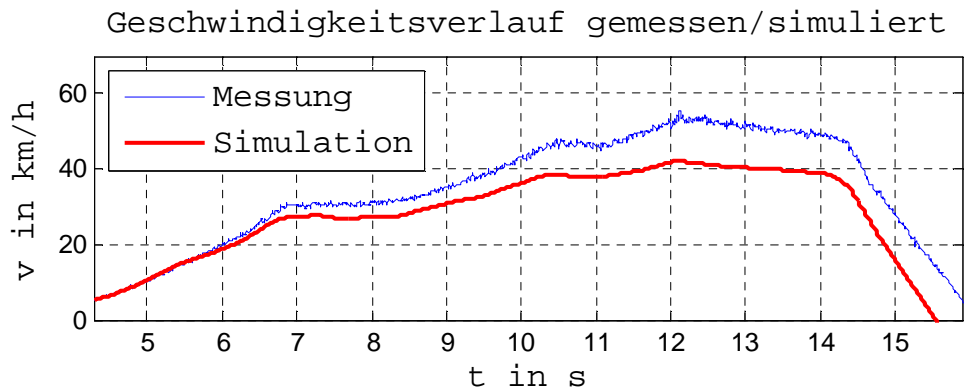


Abbildung 5.7: simulierter Geschwindigkeitsverlauf

Schwerpunkt

Eine weitere Fehlerquelle in der Simulation stellt die Lage des Schwerpunkts dar. Die Lage des Fahrzeugschwerpunkts war aus früheren Messungen bekannt. Diese Messungen beziehen sich allerdings auf das Fahrzeug ohne Insassen bzw. Messequipment und ohne Zuladung. Durch diese zusätzlichen Beladungen verändert sich die Höhe des Fahrzeugschwerpunkts. Einerseits sinkt der Schwerpunkt aufgrund der Zuladung, die unter dem Schwerpunkt des leeren Fahrzeugs verstaut wurde, ab. Dieses Absinken kann, wie im nächsten Abschnitt gezeigt wird, durch Berechnung eines neuen Massenmittelpunkts ermittelt werden. Der Schwerpunkt sinkt aber auch aufgrund der Einfederung der Radaufhängung, die durch das Zusatzgewicht hervorgerufen wird. Dieser Einfluss lässt sich über das Gewicht der Zuladung und der Steifigkeit der Fahrwerkfedern bestimmen. Die Steifigkeit der Fahrwerkfedern ist aus früheren Messungen bekannt.

Bestimmung des neuen Massenmittelpunktes

Die Höhe des neuen Massenmittelpunktes lässt sich nach Formel (5.5) bestimmen.

$$h_{SP} = \frac{1}{M} \sum m_i h_{SP,i} \quad (5.5)$$

mit

$$M = \sum m_i \quad (5.6)$$

Mit m_i wird die Masse der einzelnen Komponenten bezeichnet, mit $h_{SP,i}$ deren Schwerpunkt. M ist die Summe aller Einzelmassen. Der so berechnete neue Schwerpunkt ist in Abbildung 5.8 zu sehen.

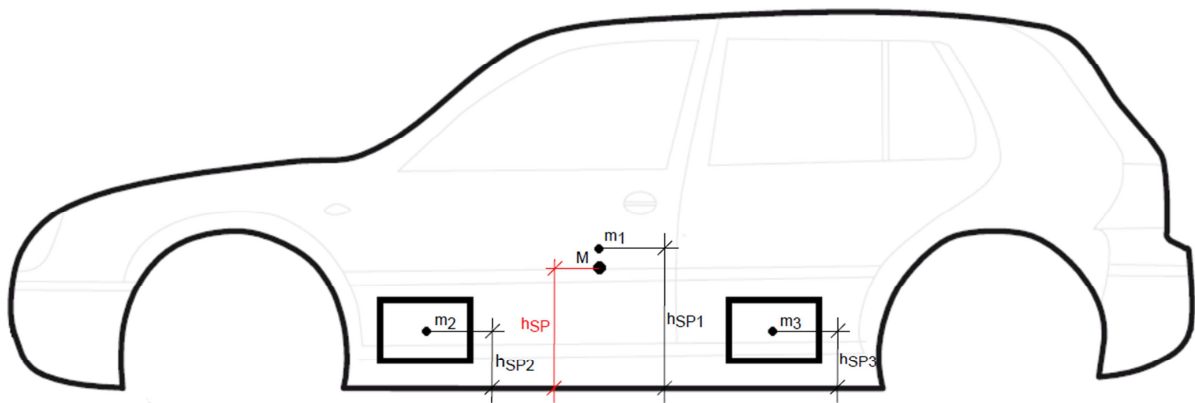


Abbildung 5.8: Absinken des Schwerpunktes

Berücksichtigung der Einfederung

Die zusätzliche Beladung durch Fahrer, Beifahrer, Messequipment und Sandsäcke bewirken eine zusätzliche Gewichtskraft auf die Aufbaufedern. Diese zusätzliche Einfederung berechnet man mit Formel (5.7) aus der Hubfedersteifigkeit c und der auf die Feder wirkenden Gewichtskraft. Der Schwerpunkt verschiebt sich somit um Δs nach unten.

$$\Delta s = \frac{F_Z}{c} \quad (5.7)$$

Diese Einfederung ist in Abbildung 5.9 dargestellt.

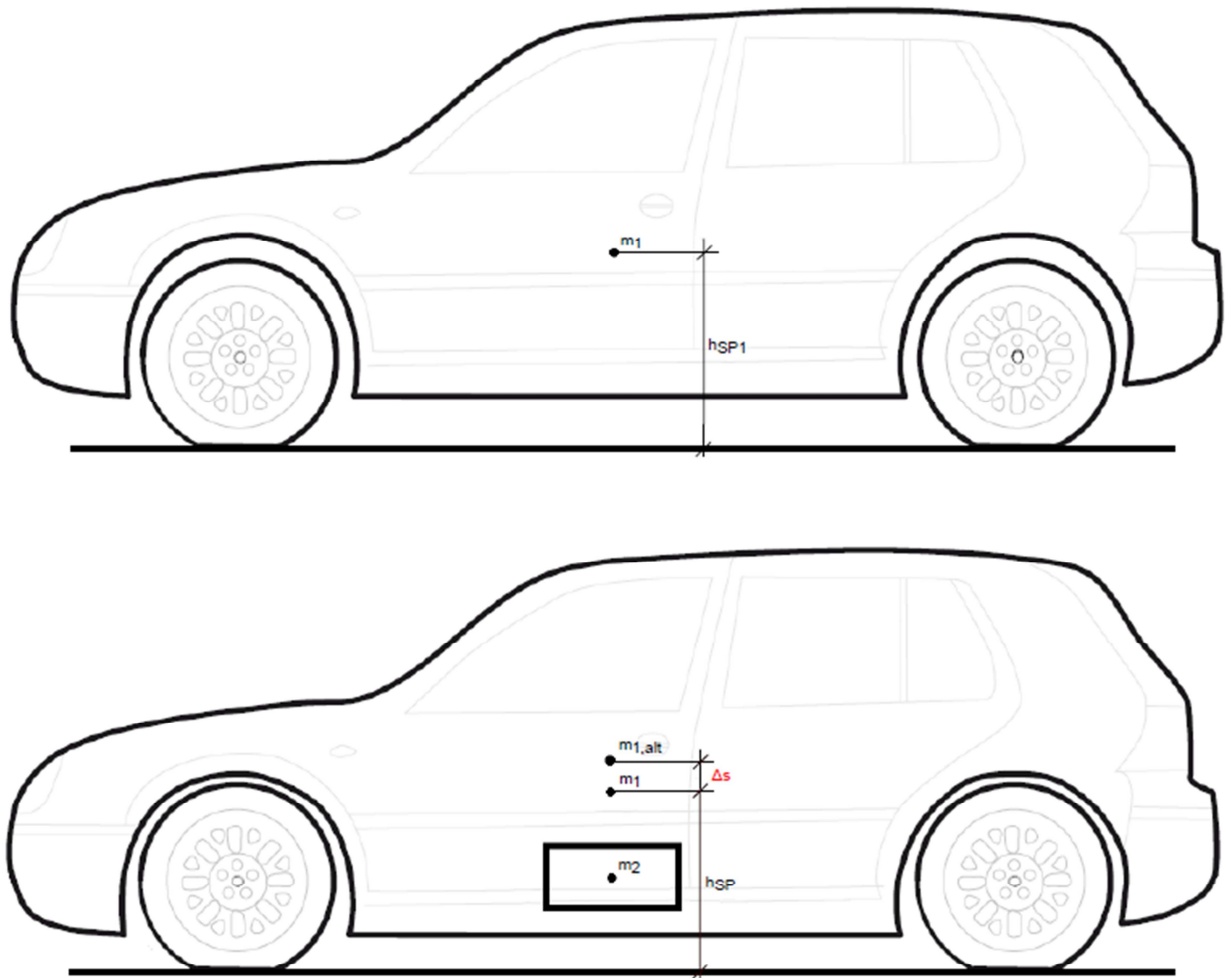


Abbildung 5.9: Einfederung des Aufbaus

Ein Vernachlässigen dieser Schwerpunktsverschiebung hätte eine kleine zusätzliche Abweichung zwischen Simulation und Messung zur Folge. Die Ergebnisse zweier Simulationen mit unterschiedlichen Schwerpunkts Höhen sind in Abbildung 5.10 und Abbildung 5.11 dargestellt. Für die Simulation mit der falschen Schwerpunkts Höhe beträgt die zusätzliche Abweichung 2%.

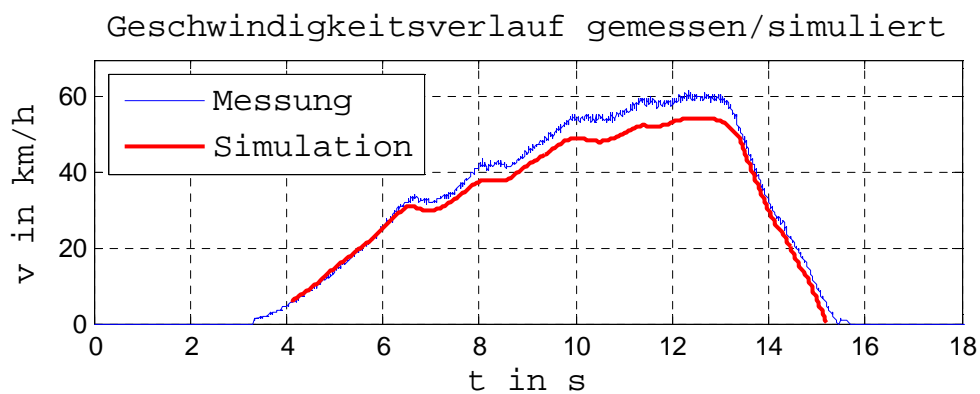


Abbildung 5.10: Simulation mit richtiger Schwerpunkts Höhe

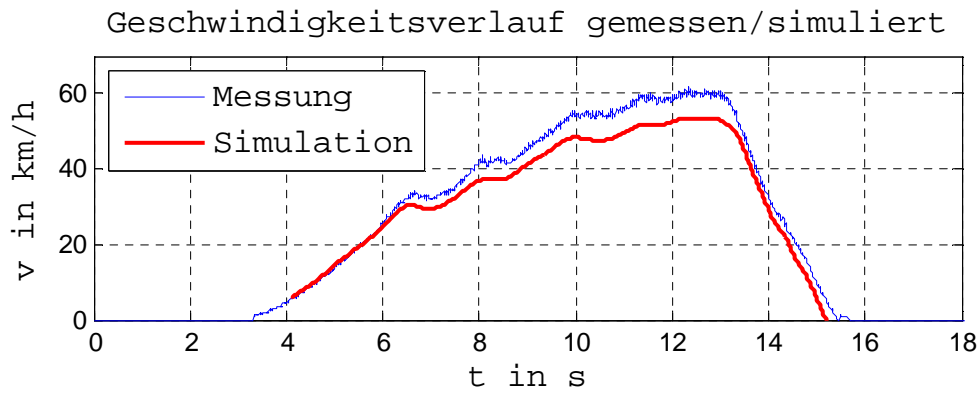


Abbildung 5.11: Simulation mit falscher Schwerpunktshöhe

Die Berechnung des neuen Schwerpunkts liefert nur eine Annäherung an den realen Schwerpunkt. Bei dieser Berechnung wurde von der Annahme ausgegangen, dass jede zusätzliche Beladung symmetrisch um den Schwerpunkt verteilt ist. Eine genaue Verteilung der Zuladungen ist jedoch nicht bekannt. Die exakte Schwerpunktlage müsste vor jeder Messfahrt neu bestimmt werden.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

In der Fahrzeugtechnik und speziell im Entwurf bzw. der Anwendung von Fahrerassistenzsystemen und in der Simulation von Fahrzeugen ist ein genaues Wissen über das Fahrzeug und seine Komponenten notwendig. Eine besonders wichtige Komponente bildet der Fahrzeugreifen. Er ist der einzige Kontaktpunkt zwischen dem Fahrzeug und der Fahrbahn. Alle Kräfte, die im Fahrzeug erzeugt werden, sowie alle Fahrbahnanregungen werden vom Reifen übertragen. Der Reifen ist jedoch auch jene Komponente im Fahrzeug, deren Parameter sich im Laufe eines Fahrzeuglebens ändert, sei es durch den Wechsel von Sommer- auf Winterreifen, aufgrund eines Umstiegs auf einen neuen Reifen oder schlichtweg aufgrund von Verschleißerscheinungen. Das bedeutet, dass die Parameter der Komponente Reifen keinesfalls konstant sind. Aus Sicht mancher Fahrerassistenzsysteme und für die Simulation von Fahrzeugmodellen wäre es sinnvoll, die hinterlegten Reifenparameter bei jedem Reifenwechsel neu zu bestimmen.

Die Aufgabe der vorliegenden Arbeit ist, die Parametrierung eines Reifenmodells in Längsrichtung. Eine Forderung lautet, dass die Parameter abseits vom Prüfstand, mit Hilfe von fahrdynamischen Manövern bestimmt werden sollen. Die Bestimmung soll unabhängig vom Fahrzeugtyp sowie von geschulten wie ungeschulten Fahrern durchgeführt werden können.

Das einführende Kapitel widmet sich den Grundlagen des Reifens und der Fahrzeugdynamik. Gemeinsam mit den vorgestellten Grundlagen der Modellbildung soll jenes Fachwissen, das zum Verständnis der Aufgabe und dessen Lösung notwendig ist, vermittelt werden.

Im nächsten Kapitel werden zunächst einige Reifenmodelle vorgestellt, die sich theoretisch für eine Identifikation der Parameter eignen. Es werden die Vor- und Nachteile der verschiedenen Modelle diskutiert und anhand derer die Entscheidung für das gewählte Modell erläutert. Anschließend werden das verwendete Reifenmodell TM_simple, dessen Aufbau und Eigenschaften genauer erklärt. Anhand der physikalischen Bedeutung der einzelnen Parameter werden Messfahrten definiert, aus denen ausreichende Informationen gewonnen werden können, um die Identifizierung durchzuführen. Abschließend wird in diesem Kapitel beschrieben, welche Messgrößen benötigt werden und welche zusätzlichen Modelle nötig sind, um aus den gemessenen Größen die geforderte Information zu gewinnen.

Das fünfte Kapitel umfasst den praktischen Teil der vorliegenden Arbeit. Das Messfahrzeug, die verwendete Messtechnik und die Durchführung der Messfahrten werden beschrieben. Danach folgt die Präsentation der Ergebnisse. Anschließend wird darauf eingegangen, wie die Messdaten behandelt wurden, welche Filter eingesetzt und welche Annahmen getroffen wurden. Im darauf folgenden Kapitel zur Identifikation wird die verwendete Methodik genauer erläutert. Dabei wird erläutert, wie man aus den Messdaten die einzelnen Parameter identifiziert, welche Annahmen getroffen wurden und wie die Optimierung umgesetzt wurde.

Im letzten Kapitel werden die Ergebnisse der Optimierung präsentiert. Die erhaltenen Parameter sowie die daraus erzeugten Reifenkennlinien werden gezeigt und diskutiert. Die Parameter werden anhand einer Simulation verifiziert. Dazu wird ein Fahrzeugmodell simuliert, in dem das

parametrierte Reifenmodell inkludiert ist. Die Simulationsergebnisse werden mit den gemessenen Daten verglichen. Abschließend werden die Ergebnisse diskutiert und mögliche Fehlerquellen sowie potentielle Verbesserungen aufgezeigt.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass in dieser Arbeit eine Methode entworfen wurde, um Reifenparameter in Längsrichtung aus Messfahrten zu bestimmen. Eine große Fehlerquelle für die Schlupfberechnung liegt jedoch in der Genauigkeit der Messtechnik. Da im linearen Bereich der Reifenkraftkennlinie eine minimale Schlupfdifferenz bereits große Reifenkraftdifferenzen zur Folge haben kann, kann sich ein Fehler im Schlupf negativ auf die Optimierung auswirken. Ein großes Verbesserungspotential liegt hier also im Bereich der Schlupfbestimmung und -berechnung. Jegliches Vorwissen über den Reifen stellt eine weitere Möglichkeit der Verbesserung dar. Jedes zusätzlich bekannte Reifenverhalten kann im Rahmen von Nebenbedingungen die Optimierung verbessern.

Des Weiteren wurde eine Optimierung des zur Verifikation verwendeten Modells durchgeführt. Diese Optimierung brachte keine besseren Ergebnisse, weshalb auf die Dokumentation dieser Optimierung verzichtet wurde. Der Grund dafür liegt, wie in Kapitel 5.3 beschrieben, an der Art, wie Fehler der Messtechnik in die Simulation eingehen.

Ausblick

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, wäre das gemeinsame Betrachten der Längs- und Querkräfte erstrebenswert. Eine mögliche Weiterentwicklung der vorgestellten Arbeit ist es, eine Identifikation der Reifenparameter für die Querdynamik zu implementieren und schlussendlich die kombinierte Reifenkraftkennlinie zu erhalten.

Ein weiteres Ziel kann es sein, die vorgestellte Methodik in abgeänderter Art online einzusetzen. Somit könnte man die Reifenparameter direkt während des Fahrbetriebes identifizieren und bei Bedarf korrigieren.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Prüfstandsdaten Reifenlängskräfte.....	2
Abbildung 2.1 : Beispiel Komfort: Zielkonflikt der Reifeneigenschaften (Damm, 2014).....	5
Abbildung 2.2 : Diagonalreifen und Radialreifen (Mundl, 2013)	6
Abbildung 2.3 : Aufbau eines Radialreifens (Mundl, 2013).....	7
Abbildung 2.4 : Beispiel von verwendeten Materialien im Reifen (Mundl, 2013).....	8
Abbildung 2.5: Kenngrößen des Reifens (Hirschberg, et al., 2013).....	9
Abbildung 2.6: Momentanpol und Reifenradien (Hirschberg, et al., 2014).....	10
Abbildung 2.7: effektiver Reifenradius (Hirschberg, et al., 2014)	10
Abbildung 2.8: Reifenkräfte (Mundl, 2013).....	11
Abbildung 2.9: typische Schlupfkurve in Längsrichtung (Mundl, 2013).....	12
Abbildung 2.10: Reifenkraftverhalten bei verschiedenen Aufstandskräften (Hirschberg, 2009).....	13
Abbildung 2.11 : Koordinatensysteme nach DIN 70000 (Kollreider, 2009)	14
Abbildung 2.12 : Fahrzeug, Achsen und Fahrbahn (Hirschberg, et al., 2014).....	17
Abbildung 3.1: Kraftschlusskoeffizienten bei verschiedenen Untergründen (Isermann, 2006)	20
Abbildung 3.2: typische TM_simple Reifenkennlinie (Hirschberg, 2009)	22
Abbildung 3.3: Transformation des Schräglaufwinkels auf den "Schrägschlupf" (Hirschberg, 2009) ..	24
Abbildung 3.4: Interpolation für kombinierte Reifenkräfte (Hirschberg, 2009)	24
Abbildung 3.5: Approximierte Kurve nach der MF und Bedeutung der Parameter (Pacejka, 2012)....	25
Abbildung 3.6 : typische Reifenkraftverlauf (Hirschberg, et al., 2007)	27
Abbildung 3.7 : kombinierte Reifenkraftcharakteristik (Hirschberg, et al., 2007)	28
Abbildung 3.8: Prüfstandsdaten – Reifenkraftcharakteristik	31
Abbildung 3.9: Rastpolkurve (Hirschberg, et al., 2014).....	37
Abbildung 3.10: Schlupfverlauf	39
Abbildung 3.11: Aufstandskraftverlauf	39
Abbildung 4.1: Amplitudengang – Butterworthfilter	41
Abbildung 4.2: ungefilterte und gefilterte Fahrzeuggeschwindigkeit.....	41
Abbildung 4.3: ungefilterte und gefilterte Fahrzeuglängsbeschleunigung	42
Abbildung 4.4: ungefilterte und gefilterte Raddrehzahl	42
Abbildung 4.5: Schlupf am Vorderrad	43
Abbildung 4.6: verwendeter Geschwindigkeitsverlauf	43
Abbildung 4.7: verwendeter Schlupfverlauf	44
Abbildung 4.8: Messwerte einer Messfahrt – Reifenkraft	45
Abbildung 4.9: Messwerte einer Messfahrt – Aufstandskraft	46
Abbildung 4.10: Messwerte aller Messfahrten – Reifenkraft	46
Abbildung 4.11: Messwerte aller Messfahrten – Aufstandskraft	47
Abbildung 4.12: Messwerte im linearen Bereich	49
Abbildung 4.13: berechnete Gerade in einem beliebig ausgewähltem Cluster $F_z = \text{konst.}$	50
Abbildung 4.14: berechnete Gerade in einem zweiten beliebig ausgewähltem Cluster $F_z = \text{konst.}$	50
Abbildung 4.15: Messwerte im Gleitbereich.....	52
Abbildung 4.16: Maximalbereich	54
Abbildung 5.1: Schlupfkennlinie mit identifizierten Parameter - degressives Verhalten	58
Abbildung 5.2: Messwerte im linearen Bereich mit identifizierter Kennlinie	59

Abbildung 5.3: Messwerte im Maximal- und Gleitbereich mit identifizierte Kennlinie.....	60
Abbildung 5.4: simulierter Geschwindigkeitsverlauf	61
Abbildung 5.5: Vergleich Beschleunigung - Schlupf	64
Abbildung 5.6: Vergleich Beschleunigung – Schlupf	64
Abbildung 5.7: simulierter Geschwindigkeitsverlauf	65
Abbildung 5.8: Absinken des Schwerpunkts	66
Abbildung 5.9: Einfederung des Aufbaus	67
Abbildung 5.10: Simulation mit richtiger Schwerpunktshöhe	67
Abbildung 5.11: Simulation mit falscher Schwerpunktshöhe	68

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Längsschlupfdefinitionen (Hirschberg, et al., 2013)	9
Tabelle 4.1: Bestimmung der Federkonstante für den effektiven Radradius	44
Tabelle 5.1: identifizierte Polynomkoeffizienten	57
Tabelle 5.2: Verhalten der Kennlinie	58
Tabelle 5.3: Längskraftunterschied im linearen Bereich bei geringer Schlupfdifferenz	63

Literaturverzeichnis

- Burckhardt, Manfred. 1993.** *Fahrwerktechnik: Radschlupfregelsysteme*. Würzburg : Vogel, 1993.
- Damm, Dietmar. 2014.** *Komfort: Vergangenheit, Gegenwart und Zukunft - Vortrag*. 12. Reifen und Fahrwerk Symposium, Wien : s.n., 2014.
- Datron, Corrsys. CORREVIT S-400 - Datenblatt**. Wetzlar : CORRSYS DATRON.
- Einsle, Stefan. 2010.** *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhalten beim transienten und extremen Fahrmanövern - Dissertation*. Technische universität Wien : Institut für Mechanik und Mechatronik, 2010.
- Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen. 2010.** *Abschlussbericht - Parameterermittlung an einem Gesamtfahrzeug - Projektnummer 106100*. Aachen : s.n., 2010.
- GeneSys. 2012.** *Technische Dokumentation ADMA*. Offenburg : GeneSys Elektronik GmbH, 2012.
- Georg, Rill. 2006.** *First order tire dynamics*. Lissabon : III European Conference on Computational Mechanics, 2006.
- Günter, Leister. 2009.** *Fahrzeugreifen und Fahrwerkentwicklung*. Wiesbaden : Vieweg und Teubner, 2009.
- Heißing, Bernd, Ersoy, Metin und Gies, Stefan. 2011.** *Fahrwerkhandbuch*. München : Vieweg und Teubner, 2011.
- Hirschberg, Wolfgang. 2009.** *TM_simple - A Simple to Use Tyre model*. Technische Universität Graz : Institut für Fahrzeugtechnik, 2009.
- Hirschberg, Wolfgang und Waser, Helmut. 2014.** *Fahrzeugdynamik - Vorlesungsskriptum*. Technische Universität Graz : Institut für Fahrzeugtechnik, 2014.
- . **2013.** *Kraftfahrzeugtechnik - Vorlesungsskriptum*. Technische Universität Graz : Institut für Fahrzeugtechnik, 2013.
- Hirschberg, Wolfgang, Rill, Georg und Weinfurter, Heinz. 2007.** *Tyre Model TMeasy*. Technische Universität Graz : Institut für Fahrzeugtechnik, 2007.
- . **2002.** *User-Appropriate Tyre-Modelling for Vehicle Dynamics in Standard and Limit Situations. International Journal of Vehicle Mechanics and Mobilty, Vol. 38, No. 2*. 2002.
- Hofer, Anton. 2003.** *Entwurf optimaler Systeme - Vorlesungsskriptum*. Technische Universität Graz : Institut für Regelungstechnik, 2003.
- Isermann, Rolf. 2006.** *Fahrdynamik-Regelung*. Wiesbaden : Vieweg, 2006.
- Kollreider, Daniel. 2009.** *Identifikation der Reifeneigenschaften als Grundlage zur Fahrdynamikbewertung - Dissertation*. Technische Universität Graz : Institut für Fahrzeugtechnik, 2009.

Mundl, Reinhard. 2013. *Reifentechnik - Vorlesungsskriptum*. Technische Universität Graz : Institut für Fahrzeugtechnik, 2013.

Pacejka, Hans Bastiaan. 2012. *Tire and Vehicle Dynamics*. Oxford GB : Butterworth-Heinemann, 2012.

Schabauer, Martin. 2014. *Analyse von Reifen-Simulationsmodellen - Bachelorarbeit*. Technische Universität Graz : Institut für Fahrzeugtechnik, 2014.

Schramm, Dieter, Hiller, Manfred und Bardini, Roberto. 2010. *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Duisburg : Springer, 2010.

Weber, Ingo. 2004. *Verbesserungspotential von Stabilisierungssystemen im Pkw durch eine Reibwertensensorik -Dissertation*. Technische Universität Darmstadt : s.n., 2004.