Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist in der Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt und zugänglich.
http://www.ub.tuwien.ac.at

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the main library of the Vienna University of Technology.
http://www.ub.tuwien.ac.at/eng

TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

Wankkompensation für ein Metrofahrzeug mit Vierpunktsteuerung mit Hilfe aktiver Luftfedern

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl
und
Priv.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann
E325
Institut für Mechanik und Mechatronik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Florian Moser, BSc.
0825299
Schulgasse 41/21, 1180 Wien

Wien, 14. Dezember 2015

Unterschrift Verfasser

Erklärung zur Verfassung der Arbeit

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Außerdem erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin / einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 14. Dezember 2015

Florian Moser, BSc.

Kurzfassung

Diese Arbeit befasst sich mit Untersuchungen einer elektronisch geregelten Luftfedersystemsekundärstufe für ein übliches Metrofahrzeug mittlerer Kapazität mit 4-Punkt-Steuerung. Die heutzutage häufig ausgeführte mechanische Regelung des Luftfedersystems wurde zur Niveauregulierung entworfen, eine elektronische Regelung bietet aber deutlich mehr Möglichkeiten, das Verhalten des Metrofahrzeugs positiv zu beeinflussen. Dieser Gedanke rief die Motivation hervor, zu untersuchen, ob eine elektronische Regelung der Luftfedersystemsekundärstufe den Lichtraumbedarf des Fahrzeugs wesentlich reduzieren kann und dadurch einen breiteren Wagenkastenquerschnitt ermöglicht. Primäres Ziel dieser Arbeit war es, eine Potentialuntersuchung des aktiv geregelten Luftfedersystems eines üblichen Metrofahrzeugs mittlerer Kapazität mit 4-Punkt-Steuerung hinsichtlich Wankkompensation durchzuführen. Dazu wurde das Verhalten eines solchen Systems mittels Mehrkörpersimulation (MKS) näher untersucht.

Der erste Teil der Arbeit gibt einen Überblick über den derzeitigen Stand der Technik in den Themengebieten Neigetechnik, Luftfedermodellierung und Regelstrategien für Neigesysteme im Schienenfahrzeugbau. Nach der Beschreibung des Modellaufbaus, der sich sowohl mit der Modellierung des MKS-Fahrzeugmodells, des Luftfedersystems und der Luftfeder beschäftigt, wird die gewählte Regelstrategie und die daraus entstehende Reglerstruktur vorgestellt. Darüber hinaus werden die untersuchten Szenarien, die hinsichtlich des Lichtraumbedarfs kritisch sind, vorgestellt. Im zweiten Teil der Arbeit werden die Ergebnisse unterschiedlichster Untersuchungen angegeben und diskutiert. Dabei werden vor allem Funktion und Effekt von Vorsteuerung und Regelung untersucht. Im Zuge dessen wurden die Einflüsse unterschiedlicher Störungen ermittelt und auch die Auswirkungen bestimmter Komponenten der Reglerstruktur näher betrachtet. Die Auswertung der Ergebnisse erfolgt gegenüber eines Referenzfahrzeugs, das ein konventionelles Design eines Metrofahrzeugs mit 4-Punkt-Steuerung repräsentiert. Es wurde festgestellt, dass eine Reduktion des Wagenkastenwankwinkels bei Bogenfahrt möglich ist und dass der Druckluftbedarf des Fahrzeugs zunimmt.

Abstract

This thesis deals with the study of an electronically controlled active air spring secondary suspension for a common medium-capacity metro car with four-point configuration. Today's commonly used mechanical control of such an air spring system was designed for leveling. However, electronic control clearly offers further opportunities to positively affect the behavior of a metro car. This idea was the reason for investigating whether an electronically controlled secondary air spring suspension can reduce the vehicle's space demand which in turn would allow for a wider car-body cross section. The primary goal of this thesis was an investigation of the potential of an actively controlled secondary air spring system of a common medium-capacity metro car with four-point-configuration with respect to car-body roll compensation. The behavior of such a system was investigated by means of multi-body-systems simulations.

In the first part of this thesis an overview of the state of the art of tilting technology, air spring and air spring system modeling and control strategies for tilting trains is given. After the model description, which deals with the multi-body model of the metro car, the air spring system and air spring modeling, the controller's structure and the control strategy is presented. Furthermore, the studied scenarios, which are critical in terms of the vehicle's space demand, are introduced. The results of a number of simulations are presented and discussed in the second part of this thesis. Thereby, function and effect of servo control and feedback control are thoroughly investigated. Influences of several disturbances as well as impacts of predefined control structure components are closely analyzed. The result evaluation is performed compared to a reference vehicle, which represents a conventional medium-capacity metro car design with four-point-configuration. Thereby, it has been detected that an active electronic control of a secondary air spring suspension system allows for a reduction of the space demand of the metro car in circular arcs and that the demand of compressed air increases considerably.

Danksagung

Das Verfassen einer interdisziplinären wissenschaftlichen Arbeit bedarf deutlich mehr als Fachwissen, Literaturrecherche, Fleiß und Zeit. Ohne Menschen, die Unterstützung, unter anderem auch durch konstruktive Kritik, Inspiration und Motivation bieten, ist es undenkbar der Aufgabe „Diplomarbeit“ gewachsen zu sein. Ich möchte mich daher an dieser Stelle recht herzlich bei allen bedanken, die mir diese Arbeit ermöglicht haben und mich auf meinem Weg vom Beginn der Literaturrecherche bis hin zur Verfassung der Arbeit begleitet und unterstützt haben.

In erster Linie gilt mein Dank Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Manfred Plöchl und Priv.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Johannes Edelmann für die Bereitschaft, mich im Rahmen dieser Arbeit zu betreuen. Sie haben mich durch unzählige konstruktive Gespräche unterstützt und ich möchte mich auch dafür bedanken, dass es ihnen gelungen ist, mich im Zuge meiner universitären Ausbildung für die Fahrzeugdynamik und die Arbeit mit Mehrkörpersimulation zu begeistern.

Meinen besonderen Dank möchte ich der Firma Siemens Mobility aussprechen, die es mir ermöglicht hat, im Zuge einer Anstellung als Werkstudent, die für diese Arbeit notwendigen Untersuchungen durchzuführen. Zudem gilt mein Dank den Mitarbeitern der Abteilung *Dynamik, Crash und Fluidmechanik* im Bereich Fahrdynamik, die mich jederzeit gerne und ausführlich unterstützt haben und mich bereitwillig an Ihren Fachkenntnissen teilhaben ließen. Ich möchte mich in diesem Zusammenhang bei Dipl.-Ing. Dr.techn. Markus Seitzberger und Dipl.-Ing. Dr.techn. Florian Magerl für diese Möglichkeit und die organisatorische Abwicklung bedanken. Mein spezieller Dank gilt Dipl.-Ing. Lukas Magerl, der mich während meiner Zeit in der Abteilung für Dynamik, Crash und Fluidmechanik betreut hat und mir jederzeit ausreichend Unterstützung geboten hat.

Zu guter Letzt möchte ich mich auch bei meiner Familie für die Unterstützung bedanken. Sie haben mir einerseits immer genügend Motivation gegeben und andererseits auch zu dem gewählten Themenbereich inspiriert. Ganz besonderer Dank hierbei gilt meinen Eltern, deren guter Zuspruch mir auch in schwierigeren Phasen Kraft gegeben hat und mir geholfen hat meine Ziele nicht aus den Augen zu verlieren.
Auch allen namentlich nicht genannten Kollegen und Freunden möchte ich an dieser Stelle ein herzliches Dankeschön aussprechen. Ihre Anteilnahme und ihr Interesse an meiner Tätigkeit hat wesentlich zu meiner Motivation und somit zu den Ergebnissen dieser Arbeit beigetragen.

Inhaltsverzeichnis

Erklärung zur Verfassung der Arbeit **ii**

Kurzfassung **iii**

Abstract **iv**

Danksagung **v**

1 Einleitung **1**
1.1 Motivation 1
1.2 Aufgabenstellung 2
1.3 Referenzfahrzeug 2
1.4 Randbedingungen 2
1.5 Struktur der Arbeit 3

2 Stand der Technik **4**
2.1 Neigetechnik 4
2.1.1 Passive Neigetechnik 5
2.1.2 Aktive Neigetechnik 6
2.2 Luftfedermodelle und -konfigurationen 8
2.2.1 Mechanische Ersatzmodelle 8
2.2.2 Thermodynamische Modelle 10
2.3 Regelstrategien 12
2.3.1 Kompensationsregelung 14
2.3.2 Steuerung aufgrund des vorangegangenen Wagens 15
2.3.3 Modellbasierte Zustandsschätzung/-regelung 16
2.3.4 LQG-Regelung 17
2.3.5 H_∞ Regelstrategien 17
2.3.6 Fuzzy-Regelung 18
2.3.7 Regelstrategien für das Gesamtfahrzeug 20
2.3.8 Aktive Regelung einer Luftfeder-Sekundärstufe 21

3 Modellbildung **24**
3.1 MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell 24
3.2 Luftfedermodellierung 27

4 Reglerstruktur und Regelstrategie **35**
4.1 Überblicksartige Betrachtung des Regelkreises 35
4.2 Regelsystem 36
4.3 Kennfeldbasierte vorausschauende Vorsteuerung 37
4.4 Kompensatorische Regelung 39
4.5 Software und Kopplung mit dem MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell 41

5 Fahrszenarien **42**
5.1 Bogendurchfahrt 42
5.2 Windszenario 46
5.3 Realitätsnaher U-Bahn-Streckenabschnitt 47

6 Ergebnisse und Potentialuntersuchung **49**
6.1 Analyse des Auslegungsszenarios und des Aktorpotentials 50
6.2 Vorsteuerung 50
6.3 Regelung 54
6.3.1 Störungen in der Bogenfahrt 54
6.3.2 Fahrt im geraden Gleis bei Seitenwind 62
6.4 Kombinierte Fahrszenarien 65
6.5 Fahrt auf einem realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt 68
6.6 Potentialuntersuchung 72

7 Zusammenfassung **73**

Literatur **78**

Anhang **I**

A Zusätzliche Abbildungen **I**

B Weitere Ergebnisse **III**

1. Einleitung

1.1. Motivation

In der heutigen Zeit ist die Federung von Schienenfahrzeugen für den Passagierbetrieb in der überwiegenden Zahl der Fälle in zwei Stufen aufgebaut [1]: die Primärstufe trennt Radsätze und Fahrwerksrahmen, die Sekundärstufe Fahrwerksrahmen und Wagenkasten. Während die Primärstufe, in der häufig Schrauben- oder Gummifedern zum Einsatz kommen, die Aufgabe hat den Radsatz zu führen und das Drehgestell vor Fahrbahnstörimpulsen zu schützen, ist die Sekundärstufe, in der vielfach Luftfedern verwendet werden, dafür zuständig, einen ausreichenden Fahrkomfort zu gewährleisten [1, 2]. Die Verwendung von Luftfedern bietet durch das Einblasen und Auslassen von Druckluft in die bzw. aus den Federbälgen die Möglichkeit der Beeinflussung ihrer Eigenschaften. Besonders bei Metro-Fahrzeugen spielt die Einstellung der Wagenkasten-Fußbodenhöhe, angepasst an den jeweiligen Beladungszustand, auf Grund der erwünschten Barrierefreiheit eine große Rolle. Der Wagenkastenboden soll möglichst in der Höhe der Bahnsteigkante positioniert werden, damit ein bequemer und rascher Passagierwechsel möglich ist. Heutzutage erfolgt die Einstellung der Fußbodenhöhe in den meisten Fällen mittels einer mechanischen Regelung: der gewünschte Abstand zwischen Wagenkasten und Fahrwerksrahmen wird eingestellt (Sollwert), eine Veränderung desselben (Regelabweichung oder Regelfehler) wird über ein Gestänge auf eine Ventilstellung übertragen (Reglerausgangsgröße), die dann einen im Vorhinein definierten Volumenstrom (Stellgröße) durch das Ventil und damit eine Änderung der Wagenkastenhöhe (Regelgröße), verursacht. Eine Erklärung der regelungstechnischen Begriffe Sollwert, Stellgröße, Regelabweichung und Regelgröße findet sich z.B. in [3]. Sinkt der Fahrzeugboden zum Beispiel infolge der Zuladung ab, wird das Ventil durch die Verstellung des Gestänges geöffnet, Luft strömt aus dem Versorgungsbehälter in den Balg und der Wagenkasten wird wieder angehoben. In der voreingestellten Höhe schließt das Ventil wieder und der Wagenkasten bleibt daher bis zur nächsten Änderung des Beladungszustandes quasistationär auf dieser Höhe. Genau umgekehrt erfolgt die Regelung beim Ausfedern, wobei die Luft dann aus den Luftfederbälgen in die Umgebung abgelassen wird, um den Wagenkasten wieder abzusenken. Bei der mechanischen Regelung wird der Sollwert über die Geometrie des Gestänges vorgegeben und kann im Betrieb nicht mehr verändert werden. Einflüsse der Primärfederung oder des Rad- oder Schienenverschleißes auf die Stellung des Wagenkastens können nicht kompensiert werden. Ausgeführte Systeme können nach der Anzahl der zur Regelung verwendeten Ventile unterschieden werden, siehe Abschnitt 2.2.2.

Würde nun aber statt der mechanischen Regelung eine elektronische verwendet werden, dann sind weitere, über die reine Niveauregulierung hinausgehende Nutzungsmöglichkeiten der Luftfederregelung denkbar, da der Sollwert, die Regelstrategie und das Ziel der Regelung an die vorliegende Situation entsprechend angepasst werden können. Zudem können auch Informationen über den Streckenverlauf, kombiniert mit der aktuellen Position aus dem Zugleitsystem, sowie die Erfassung der Zuladung aus der Bremssteuerung und die Messung der aktuellen Fahrgeschwindigkeit für eine Vorsteuerung verwendet werden. Durch all das scheint es möglich, die Wanksteifigkeit der Luftfedersekundärstufe so zu beeinflussen, dass der Wankwinkel des Wagenkastens im Bogen und bei Seitenwind verringert werden kann.

1.2. Aufgabenstellung

Im Zuge dieser Arbeit soll für ein Metrofahrzeug mittlerer Kapazität mit 4-Punkt-Steuerung die Möglichkeit untersucht werden, mit Hilfe elektronisch geregelter Ventile, im Folgenden als Luftfederventile oder Steuerventile bezeichnet, die Wanksteifigkeit des Fahrzeugs zu beeinflussen. Diese Modifikation soll so erfolgen, dass der Lichtraumbedarf [4] des Fahrzeugs bei Bogenfahrt und Seitenwind durch Wankkompensation verringert wird. Es soll untersucht werden, welche weiteren Vorteile und Verbesserungen eine solche Modifikation bringen kann. Schließlich soll dann das Potential des elektronisch geregelten Luftfedersystems mit 4-Punkt-Steuerung, vor allem hinsichtlich des Lichtraumbedarfs, angegeben werden. Die gewählten Randbedingungen der Aufgabenstellung werden in Abschnitt 1.4 erläutert.

1.3. Referenzfahrzeug

Das Referenzfahrzeug, auf welches sich die Potentialuntersuchung bezieht, ist die heutzutage übliche Konfiguration eines Metrofahrzeugs mittlerer Kapazität, die eine 4-Punkt-Steuerung mit mechanisch geregelten Luftfederventilen zur Niveauregulierung verwendet. Die Kennlinie dieses Ventils ist üblicherweise nichtlinear. Sie besitzt einerseits eine Totzone von $\pm 5\,mm$ Luftfedereinsenkung und andererseits besteht sie aus zwei unterschiedlich hohen und steilen Rampen. Außerdem ist das Verhalten beim Ein- und Ausfedern des Luftfederbalgs nicht ident. Die hier gewählte Ventilkennlinie, die für ein Metrofahrzeug dieser Art üblich ist, ist in Abb. A.1 dargestellt.

1.4. Randbedingungen

Das Potential des in dieser Arbeit untersuchten Systems bezüglich Wankkompensation ist sehr stark damit verknüpft, welche Komponenten verwendet werden können. Dass eine aktive Regelung der Luftfedersekundärstufe zur Verbesserung

des Fahrkomforts, Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit und der Fahrsicherheit, auch bei Seitenwind, prinzipiell möglich ist, zeigen Alfi, Bruni, Diana, Facchinetti und Mazzola in [5]. Allerdings benötigen sie zusätzliche Elemente, um das von ihnen vorgestellte System zu realisieren. Um hier gezielte Untersuchungen, und später auch Aussagen, machen zu können, werden in diesem Abschnitt die gewählten Randbedingungen für diese Arbeit dargestellt.

Um das System möglichst praxisnahe zu gestalten, soll für die Regelung ein einfacher linearer Regler verwendet werden, der nur ausgewählte Messsignale zur Verfügung hat. Außerdem soll das mechanisch geregelte Steuerventil des konventionellen Designs durch ein elektronisch geregeltes Ventil ersetzt werden und es soll keine sonstigen Änderungen gegenüber dem Referenzfahrzeug geben.

1.5. Struktur der Arbeit

Die vorliegende Arbeit besteht aus zwei Teilen. Der erste Teil beginnt mit Literaturrecherche zu den Themengebieten Neigetechnik, Luftfedermodellierung und Regelstrategien, *Kapitel 2 - Stand der Technik*. Damit soll dem Leser ein Überblick über den Stand der Technik und ausreichend Hintergrundinformation gegeben werden. Anschließend folgt das *Kapitel 3 - Modellbildung*, in dem die verwendeten Modelle für das Fahrzeug und die Fahrbahn, das Luftfedersystem und für die Luftfeder vorgestellt werden. Im *Kapitel 4 - Reglerstruktur und Regelstrategie* wird das Regelsystem und seine Komponenten beschrieben. Im Anschluss werden die gewählten Fahrszenarien, an denen das Gesamtsystem untersucht werden soll, vorgestellt. Dies ist in *Kapitel 5 - Fahrszenarien* zu finden. Im zweiten Teil der Arbeit werden die zentralen Ergebnisse angeführt und die Potentialuntersuchung des Systems durchgeführt. Dies geschieht in *Kapitel 6 - Ergebnisse und Potentialuntersuchung*. Im letzten Kapitel, *Kapitel 7 - Zusammenfassung* werden die wesentlichen Erkenntnisse zusammengefasst und die Arbeit mit einem kurzen Ausblick abgerundet.

2. Stand der Technik

In diesem Kapitel wird der Stand der Technik bezüglich Neigetechnik, Luftfedermodellierung und Regelstrategien für Neigezüge beschrieben. Dabei wird vor allem auf die Technologien und Lösungen im Vollbahnbereich eingegangen, da die oben genannten Themen dort schon seit längerem Teil der Forschung und Entwicklung sind. Auch, wenn einige der in diesem Kapitel beschriebenen Konstruktionen für ein Metrofahrzeug nicht vorteilhaft oder möglich erscheinen, sollen hier möglichst viele verschiedene Ideen vorgestellt werden, da natürlich versucht wird, so viel als möglich aus schon vorhandenen Konstruktionen und Lösungen durch Adaption anzuwenden. Dieses Kapitel soll das nötige Hintergrundwissen und die fachliche Umgebung der Arbeit vorstellen, damit das Verständnis hinsichtlich Modellierung, Rahmenbedingungen und Ergebnisinterpretation leichter fällt.

Durch die immer größer werdende Rechenleistung von elektronischen Komponenten können vor allem im Bereich der Luftfedermodellierung und im Bereich der Regelung detailliertere Modelle und kompliziertere Methoden verwendet werden, die einerseits den Aufwand einer solchen Lösung deutlich ansteigen lassen, andererseits aber auch dafür verantwortlich sind, dass Systemeigenschaften abgebildet werden können, die bisher vernachlässigt wurden oder werden mussten. Das hat zur Folge, dass das Verhalten des realen Systems durch das Modell detaillierter abgebildet werden kann und dadurch bisher nicht mögliche Untersuchungen möglich macht.

2.1. Neigetechnik

Neigetechnik, z.B.[1, 6–8], ist mittlerweile aus dem Bereich der Hochgeschwindigkeitszüge nicht mehr wegzudenken. Durch ihre Möglichkeiten, den Wagenkasten des Schienenfahrzeugs in der Kurvenfahrt nach bogeninnen zu neigen ermöglicht sie einerseits höhere Fahrgeschwindigkeiten bei gleichbleibendem Fahrkomfort, die sich in kürzeren Wegzeiten niederschlagen und andererseits bietet sie auch die Möglichkeit auf äußere Störungen, wie zum Beispiel Seitenwind, zu reagieren [9].

Eine Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit durch die Neigetechnik ist deshalb möglich, da durch die Neigung des Wagenkastens nach bogeninnen die auf die Fahrgäste wirkende Lateralbeschleunigung, welche einen Grenzwert von 1 m/s^2 [4] nicht überschreiten darf, abnimmt. Der gleiche Effekt kann durch eine Überhöhung des Gleises erzielt werden, die aber maximal 165 mm [10] betragen darf und daher nur ein begrenztes Potential bietet. Heute ist diese Technik so weit ausgereift, dass sie

ausreichend preiswert und der Platzbedarf gering genug ist, um breite Anwendung zu finden.

Die Neigetechnik lässt sich grob in zwei unterschiedliche Technologien unterteilen: passive oder „natürliche“ Neigetechnik und aktive Neigetechnik. Die passive Neigetechnik basiert auf einer deutlich über dem Schwerpunkt des Wagenkastens befindlicher Wankachse. Dadurch verursacht die laterale Beschleunigung in einer Kurve ein Ausschwingen des Wagenkastens. Bei der aktiven Neigetechnik liegt das Wankzentrum ungefähr auf der gleichen Höhe wie der Wagenkastenschwerpunkt und sie basiert auf einem geregelten System, welches Sensoren und Elektronik beinhaltet und durch zumeist hydraulische oder elektrische Aktoren ausgeführt wird.

2.1.1. Passive Neigetechnik

Passive Neigetechnik [1, 6, 7] nützt die bei der Kurvenfahrt auf den Wagenkasten wirkende Querbeschleunigung um den Wagenkasten zu neigen. Das bedeutet, dass das Wankzentrum über dem Wagenkastenschwerpunkt liegen muss. Die Neigung des Wagenkastens kompensiert die auftretende Querbeschleunigung, sodass der Wagenkastenboden stationär keine Lateralbeschleunigung erfährt. Es findet also eine 100%ige Kompensation statt. Befindet sich die Sekundärfederstufe zwischen der Neigemechanik und dem Wagenkasten, erfährt der Wagenkastenschwerpunkt aufgrund der Lateralbeschleunigung eine laterale Verschiebung, die den Neigewinkel verringert. Das Prinzip der passiven Neigetechnik ist in Abb. 2.1 dargestellt.

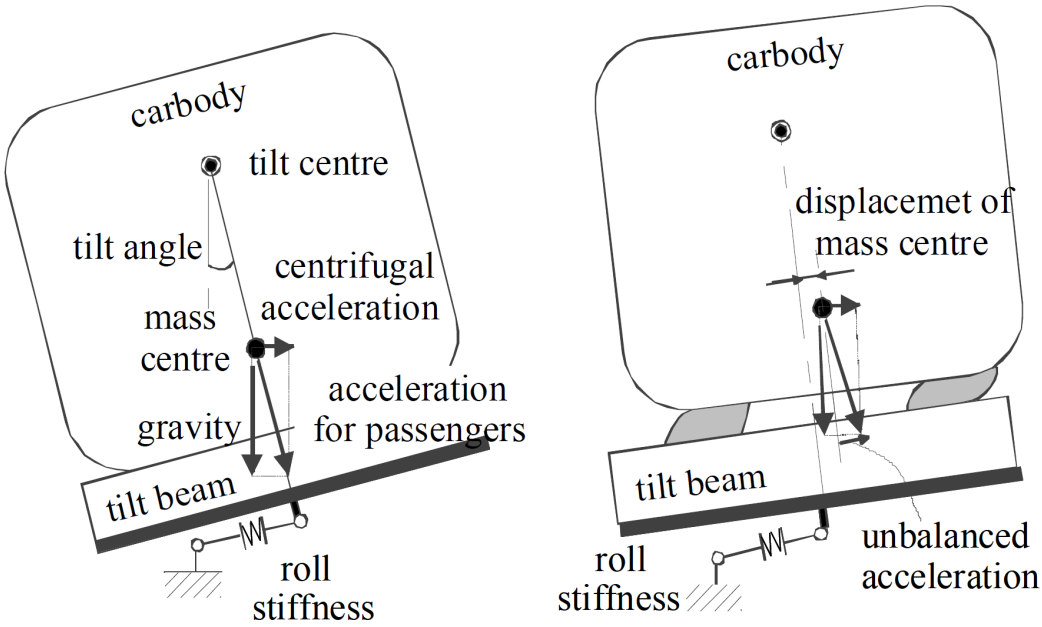


Abbildung 2.1.: Prinzip der passiven Neigetechnik [7]

Die Vorteile der passiven Neigetechnik sind:

- Das System ist einfach und zuverlässig bzw. betriebssicher.
- Das System hat geringe Anschaffungs- und Instandhaltungskosten.
- Das Steuerungssystem ist sehr einfach, falls überhaupt notwendig.
- Wanken nach bogenaußen kann nicht auftreten.

Die Nachteile der passiven Neigetechnik sind:

- Die Trägheit des Wagenkastens wird die Neigebewegung verzögern, dies kann eine niederfrequente Lateralbeschleunigung im Übergangsbogen verursachen und kann verantwortlich für die Reisekrankheit (Seekrankheit) von sensitiven Passagieren sein. Deswegen ist diese Neigetechnik nicht für Strecken mit vielen kurzen Übergangsbögen geeignet.
- Die hohe Position des Wankzentrums gegenüber des Wagenkastenschwerpunkts verursacht eine vergleichsweise große Lateralbewegung des Wagenkastenschwerpunkts, welche ein höheres Risiko bezüglich Kippen zur Folge hat.
- Die Lateralbewegung des unteren Wagenkastenbereichs reduziert die mögliche Fahrzeugbreite.

Es gibt mehrere konstruktive Ausführungen zur Umsetzung der passiven Neigetechnik, siehe [6, 7] und [11].

2.1.2. Aktive Neigetechnik

Aktives Neigen des Wagenkastens ist, zumindest in Europa, die vorherrschende Neigetechnik. Sie verwendet einen Mechanismus der auf Steuerungstechnik basiert, Sensoren und Elektronik beinhaltet und durch hydraulische oder elektrische Aktoren ausgeführt wird. Eine Neigung des Wagenkastens ist also nur durch eine Betätigung des aktiven Neigesystems möglich. Bei der aktiven Neigetechnik [1, 6, 7, 12] erfährt der Schwerpunkt des Wagenkastens nur geringe laterale Verschiebungen, wodurch das Risiko hinsichtlich Kippen nicht erhöht wird. Ein funktionierendes aktives Neigesystem benötigt zumindest folgende drei Elemente:

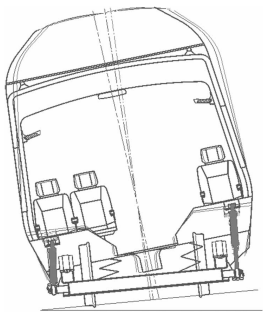
- eine geeignete mechanische Konstruktion, die die Neigung erzielen kann
- Aktoren zur Betätigung des Systems
- Sensoren und Regler um einen effektiven Betrieb zu ermöglichen

Im Zuge der aktiven Neigetechnik existieren drei mögliche Ausführungen für eine Neigemechanik. Diese sind Neigung durch, Neigung oberhalb und Neigung unterhalb der Sekundärfederung.

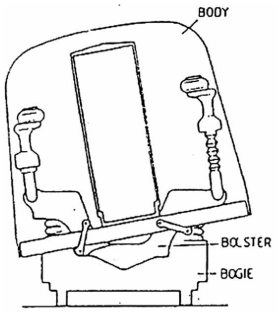
Die Ausführung „Neigung durch die Sekundärfederung“, dargestellt in Abb. 2.2a, zielt darauf ab, dass durch eine aktive Steuerung der Wankbewegung der Sekundärfederung die gewünschte Neigung des Wagenkastens erzielt wird. Das kann durch ein Be- und Entlüften der Luftfedern oder durch einen aktiven Wankstabilisator erreicht werden. Eine ausgefallene Ausführung dieser Art, bei der ein doppelseitiger Zylinder durch „Verschieben“ der Luft von einer Luftfeder in die andere die Neigung des Wagenkastens verursacht, ist in [13] beschrieben.

Die Ausführung „Neigung oberhalb der Sekundärfederung“, dargestellt in Abb. 2.2b, besteht aus einem sich neigenden Rahmen, der nur den Wagenkasten neigt, nicht aber die Sekundärfederbasis oder andere Elemente des Fahrwerks. Bei dieser Anordnung müssen, die im Vergleich zu den anderen Ausführungen, größeren Lateralkräfte bei Kurvenfahrt durch die laterale Sekundärfederung aufgenommen werden. Da eine höhere laterale Steifigkeit in der Sekundärstufe aber den Fahrkomfort verringern würde, muss der Wagenkasten entweder lateral aktiv zentriert werden oder sich in lateraler Richtung weiter frei bewegen können.

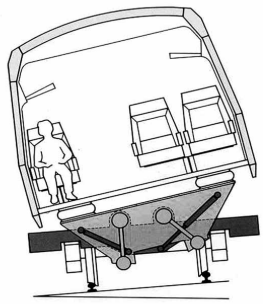
Die Ausführung „Neigung unterhalb der Sekundärfederung“, dargestellt in Abb. 2.2c, besteht aus einem sich neigenden Rahmen, der sowohl den Wagenkasten als auch die Sekundärfederbasis neigt, um höhere Lateralkräfte aus der Kurvenfahrt in der Sekundärfederung zu vermeiden. Diese Ausführung ist vermutlich das am häufigsten eingesetzte Neigesystem, konzipiert, um die Neigung um ein virtuelles Zentrum etwas oberhalb des Wagenkastenfußbodens zu ermöglichen.



(a) Neigung durch die Sekundärfederung



(b) Neigung oberhalb der Sekundärfederung



(c) Neigung unterhalb der Sekundärfederung

Abbildung 2.2.: Ausführungen für aktive Neigesysteme [6]

Auch bei den Aktoren gibt es verschiedene Ausführungsformen:

- servo-hydraulisch
- elektro-mechanisch
- elektro-hydraulisch

Nähere Informationen über Aktoren finden sich unter anderem in [6] und [7].

2.2. Luftfedermodelle und -konfigurationen

Heutzutage sind Luftfedern als Sekundärfederung bei Schienenfahrzeugen für den Personentransport aufgrund vieler praktischer Vorteile weit verbreitet. Sie ermöglichen unter anderem eine konstante Fahrzeugbodenhöhe unabhängig von der Beladung und relativ große Bewegungen in der Ebene normal zu ihrer Längsachse während gleichzeitig vertikale Last abgestützt werden kann [14]. Weitere Vorteile von Luftfedern sind [15]:

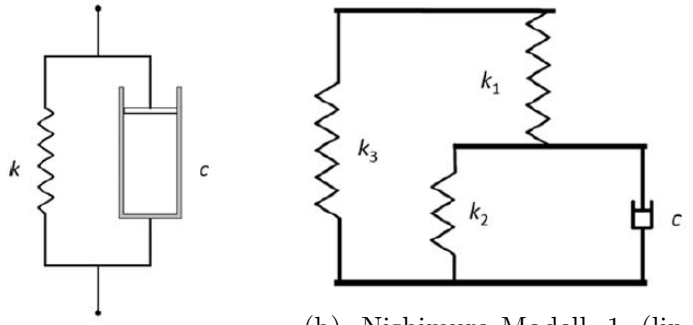
- einfach erzielbare geringe Systemeigenfrequenz für eine sanfte Fahrt und geringe Stoßbelastung
- nahezu konstante Systemeigenfrequenzen über die Beladung, die eine sanfte Fahrt und geringe Stoßbelastung zur Folge haben
- eine Luftfederhöhe für alle Beladungszustände; dies führt zu einer größeren verfügbaren Einsenkungen bei höherer Beladung
- höhere mögliche Zuladung aufgrund des geringeren Fahrzeuggewichts und der konstanten Fahrzeughöhe
- besserer Passagier- und Frachtschutz durch niedrige Federraten und sehr geringer Reibung
- hoher Fahrkomfort aufgrund der guten Schwingungsisolation bedingt durch die niedrigen Systemeigenfrequenzen

Luftfedermodelle lassen sich grob in „lumped parameter models“ und thermodynamische Modelle einteilen. Es gibt hier hinsichtlich dem Detaillierungsgrad, der eng mit der Komplexität des Modells zusammenhängt, große Unterschiede. Die Eigenschaften der einzelnen Luftfedermodelle sind in Tabelle 2.1 zusammengefasst.

2.2.1. Mechanische Ersatzmodelle

Mechanische Elemente, wie zum Beispiel Feder- oder Dämpferelemente, die das Verhalten von verschiedenen physikalischen Komponenten einer Luftfeder repräsentieren, werden zu einem mechanischen Ersatzmodell („lumped parameter model“) kombiniert. Zu dieser Art von Modellen gehören unter anderem das Feder-Dämpfer-Modell [16], die Nishimura-Modelle 1 und 2 [15, 16], das Berg-Modell [16, 17], das Vampire-Modell [15, 16] und das SIMPACK-Modell [18].

Das Feder-Dämpfer-Modell besteht aus einer linearen Feder zu der ein linearer Dämpfer parallel geschaltet ist, dargestellt in Abb. 2.3a. Das Nishimura-Modell 1 besteht aus mehreren linearen Federn und einem linearen Dämpfer, die, wie in Abb. 2.3b dargestellt, verschaltet sind. Das Nishimura-Modell 2 verwendet eine quadratische Approximation des Dämpfungsverhaltens und zeigt daher nichtlineares Systemverhalten.

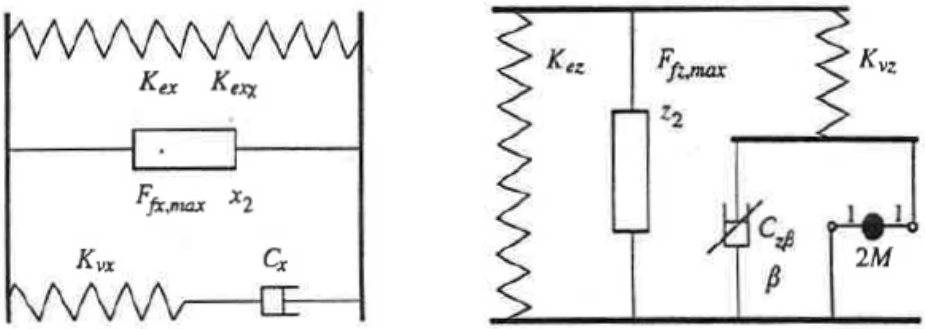


(a) Feder-Dämpfer-Modell

(b) Nishimura-Modell 1 (lin. c) und Nishimura-Modell 2 (nichtlin. c)

Abbildung 2.3.: Feder-Dämpfer-Modell und Nishimura-Modelle [16]

Das Berg-Modell besteht aus 3 parallelgeschalteten Modellen. Ein elastisches Modell, ein Reibungsmodell und ein viskoses Modell werden zu einem nichtlinearen Gesamtmodell überlagert. Das Berg-Modell ist ein dreidimensionales Luftfedermodell und kann daher das Verhalten der Luftfeder in alle drei räumlichen Dimensionen abbilden. Der Aufbau ist in Abb. 2.4 dargestellt.

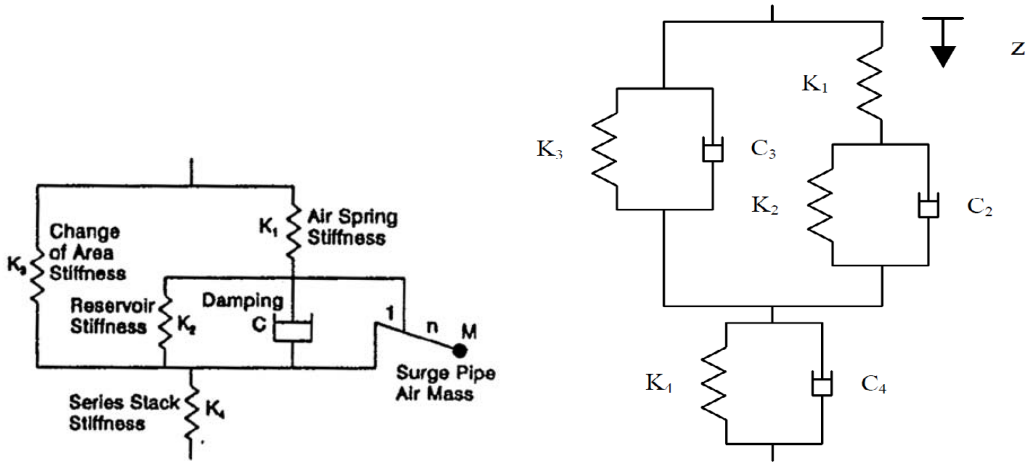


(a) Berg-Modell horizontal

(b) Berg-Modell vertikal

Abbildung 2.4.: dreidimensionales Berg-Modell [17]

Das Vampire-Modell, dargestellt in Abb. 2.5a, besteht aus mehreren linearen Federn, einem nichtlinearen Dämpfer und einer Masse. Auch das Vampire-Modell ist ein dreidimensionales Luftfedermodell.
Das Simpack-Modell, dargestellt in Abb. 2.5b, ist ein lineares Feder-Dämpfer-System, welches im gleichnamigen MKS-Softwarepaket als Kraftelement implementiert ist.



(a) Vampire-Modell (b) Simpack-Modell

Abbildung 2.5.: Vampire-Modell [16] und Simpack-Modell [18]

2.2.2. Thermodynamische Modelle

Thermodynamische Modelle implementieren eine mathematisch-physikalische Beschreibung von thermodynamischen Zustandsänderungen der Luft, die den Balg, den Tank in dem sich das Zusatzluftvolumen befindet, das Verbindungsrohr zwischen Balg und Tank und eventuell auch weitere Komponenten füllt. Diese Modelle beruhen daher aufgrund ihrer Art der Beschreibung auf den realen physikalischen Eigenschaften des Systems. In der Literatur existieren unterschiedliche Modellierungen, die sich hauptsächlich hinsichtlich der getroffenen vereinfachenden Annahmen unterscheiden.

Ein pneumatisches Federsystem besteht typischerweise aus:

- Balg
- Versorgungsbehälter
- Behälter für Zusatzluftvolumina
- Verbindungsrohre
- Ventile (z.B. Steuerventile, Differenzdruckventile und Sicherheitsventile)
- Drosseln/Blenden

Eine Beschreibung solcher Luftfedersysteme findet sich z.B. in [19] und [20]. Modellierungsmöglichkeiten für die einzelnen Komponenten eines solchen Systems werden dort ebenfalls vorgestellt. Diese Komponentenmodelle lassen sich je nach Ausführung des betrachteten Luftfedersystems miteinander kombinieren. Dies führt zu Modellen von gesamten Luftfedersystemen, siehe [5, 20] und [21]. Abb. 2.6

zeigt das Modell eines Luftfedersystems. In [20] werden auch unterschiedliche Modellierungsmöglichkeiten für das System Balg mit Zusatzluftvolumen miteinander verglichen, welches in Abb. 2.7 dargestellt ist.

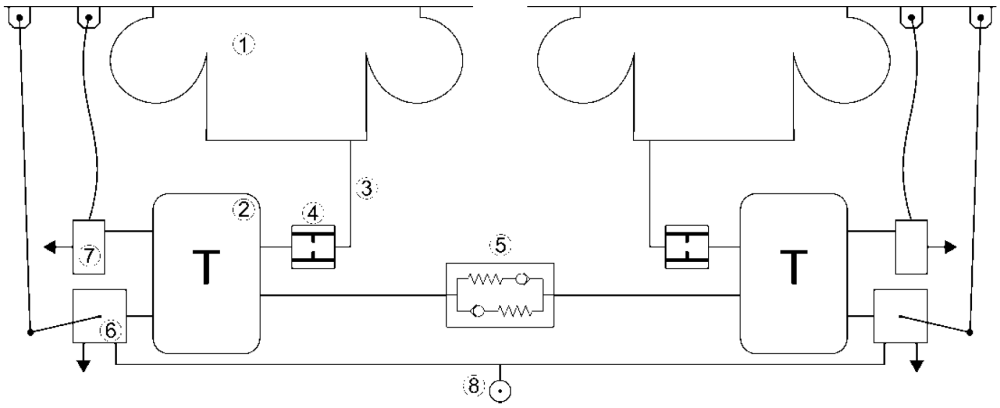


Abbildung 2.6.: Topologie eines klassischen Luftfedersystems mit den häufigsten Komponenten, 1: Balg, 2: Zusatzluftvolumen, 3: Rohrleitungen, 4: Rohrblende/Drossel, 5: Differenzdruckventil, 6: Steuerventil zur Niveauregulierung, 7: Sicherheitsventil, 8: Luftdruckversorgung [20]

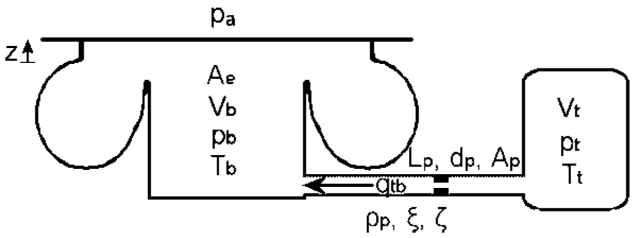
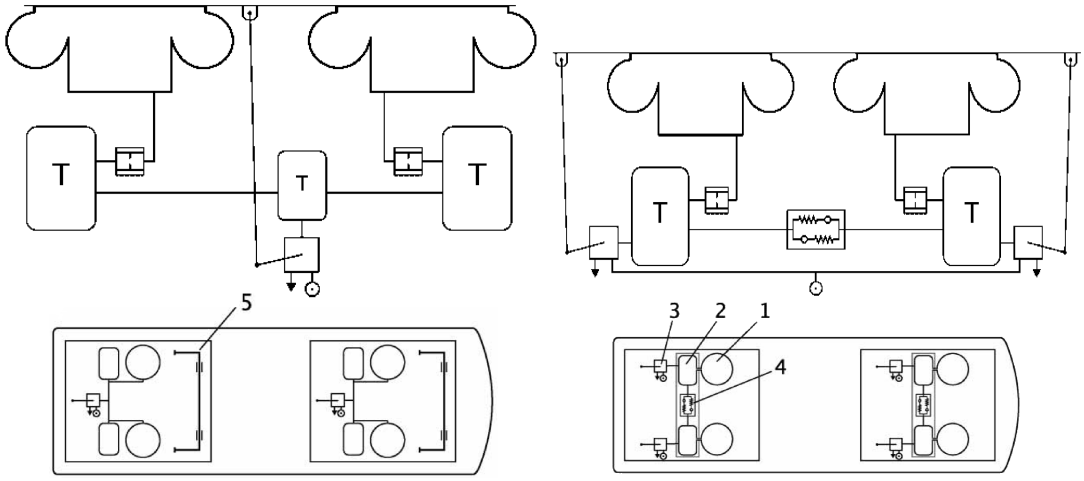


Abbildung 2.7.: System Balg mit Zusatzluftvolumen [20]

Da sich Luftfedersysteme auch hinsichtlich der Anzahl der Ventile zur Niveauregulierung unterscheiden können, werden in [19] die Konfigurationen 2-Punkt-, 3-Punkt- und 4-Punkt-Steuerung vorgestellt. Die Hauptkonfigurationen 2-Punkt-Steuerung und 4-Punkt-Steuerung sind in Abb. 2.8 dargestellt. Bei der 2-Punkt-Steuerung werden 2 Steuerventile pro Wagenkasten verwendet, also je ein gemeinsames Luftfederventil für die beiden Luftfederbälge eines Drehgestells. Dadurch kann sich, außer für sehr kurze Dauer, kein Druckunterschied zwischen den Luftfederbälgen einstellen, wodurch zusätzlich ein Wankstabilisator vorgesehen werden muss, der dafür sorgt, dass der Wagenkastenwankwinkel klein bleibt. Bei der 4-Punkt-Steuerung werden 4 Steuerventile pro Wagenkasten verwendet, jeder Luftfederbalg ist daher an ein eigenes Luftfederventil angeschlossen. Um die Radlastschwankungen im verwundenen Gleis zu begrenzen, wird hier zusätzlich

ein Differenzdruckventil zwischen die beiden Luftfederbälge eines Drehgestells geschaltet, welches die Aufgabe hat die Druckdifferenz zu limitieren. Da sich bei der 4-Punkt-Steuerung aber eine Druckdifferenz zwischen den Luftfederbälgen aufbauen kann und somit eine Wankabstützung erzielt wird, muss hier kein Wankstabilisator zusätzlich verbaut werden. Die 4-Punkt-Steuerung hat gegenüber der 2-Punkt-Steuerung den Vorteil, dass sie bei Kurvenfahrt, allerdings bei größerem Druckluftverbrauch, einen geringeren Wankwinkel ermöglicht, also eine Art Kompensation erzielt, und den Nachteil, dass die Variation der vertikalen Rad-Schiene-Kontaktkraft größer ist. Dies führt zu einer geringeren Entgleisungssicherheit gegenüber Aufklettern [19].



(a) 2-Punkt-Steuerung (b) 4-Punkt-Steuerung

Abbildung 2.8.: pneumatische Systeme zur Niveauregulierung [19]

2.3. Regelstrategien

Ein aktives System benötigt neben einer geeigneten Neigemechanik und einem entsprechenden Aktor auch Sensoren und einen Regler. Je nach Regelstrategie werden unterschiedliche Sensoren verwendet, um die verschiedensten Signale aufzuzeichnen. Diese Signale können dann unterschiedlich bearbeitet und/oder verknüpft werden, bevor sie den unterschiedlichsten Reglern zugeführt werden. Die Regler wiederum steuern dann die Aktoren an, welche dafür sorgen, dass die Neigemechanik betätigt wird. Das Ziel der hier vorgestellten Regelstrategien ist es auf deterministische Trassierungselemente anzusprechen, deren Auswirkungen auf die Querbeschleunigung und den Wankwinkel des Wagenkastens entsprechend zu kompensieren bzw. zu mildern und auf stochastische Gleislagestörungen nicht zu reagieren.

Modell	Vorteile	Nachteile
Thermodynamisch	Trägheit der Luft wird berücksichtigt reales Systemverhalten kann sehr gut abgebildet werden das mathematische Modell basiert auf den realen physikalischen Eigenschaften	genaue Kenntnis von Struktur und Abmessungen des Luftfedersystems sind notwendig
Vampire	Trägheit der Luft wird berücksichtigt reale Systemdämpfung wird berücksichtigt reales Systemverhalten kann gut abgebildet werden 3D-Modell	Zusammenhang zwischen mathematischer Modellierung und physikalischen Eigenschaften ist notwendig
Berg	Trägheit der Luft wird berücksichtigt reale Systemdämpfung wird berücksichtigt reales Systemverhalten kann gut abgebildet werden 3D-Modell	Zusammenhang zwischen mathematischer Modellierung und physikalischen Eigenschaften ist notwendig
Nishimura 1&2	Dämpfung zufolge einer Düse/Blende wird berücksichtigt	Trägheit der Luft wird nicht berücksichtigt Zusammenhang zw. mathematischer Modellierung und physikalischen Eigenschaften ist notwendig
Feder-Dämpfer	einfach zu implementieren	Trägheit der Luft wird nicht berücksichtigt lineare Dämpfung Dämpfungskonstante ist ohne Experimente oder FEM nicht evaluierbar

Tabelle 2.1.: Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile der verschiedenen Luftfedermodellierungen [16]

Die meisten hier vorgestellten Regelstrategien beruhen auf Modellen, die einen idealen Drehaktor besitzen, welcher zum Wankstabilisator in Serie geschaltet ist. Außerdem ist ein lateraler Aktor in fast allen Fällen ebenfalls vorhanden. Zudem werden auch Regelstrategien betrachtet, die auf Modellen beruhen, bei denen die Neigung unterhalb der Sekundärfederstufe erzielt wird.

2.3.1. Kompensationsregelung

Bei der so genannten Kompensationsregelung („nulling control“) [8, 11, 22–24] wird das Signal von einem am Wagenkasten befestigten Beschleunigungssensor verwendet, um die von den Passagieren wahrgenommene freie Querbeschleunigung zu bestimmen. Mit dieser Information wird nun entweder versucht, die gesamte freie Querbeschleunigung durch Neigung des Wagenkastens zu kompensieren („nulling“) oder nur einen gewissen Anteil davon („partial nulling“). Im Fall der partiellen Kompensation [23], wie in Abb. 2.9 dargestellt, wird der effektive Überhöhungsfehlbetrag durch einen Teil des Wagenkastenwankwinkels (k_2 bestimmt den Anteil) verringert und dem Regler als Feedback des Systems zugeführt. Dadurch kann erreicht werden, dass nur ein Teil der freien Querbeschleunigung durch das Neigesystem kompensiert wird. Die partielle hat gegenüber der vollständigen Kompensation den Vorteil, dass sie für den Passagier deutlich angenehmer ist [11]. Zu den Vorteilen dieser Regelstrategie zählt, dass die an dem Wagenkasten angebrachten Sensoren den großen Effekten der Streckenirregularitäten nicht ausgesetzt sind, da die Sekundärfederstufe einen mechanischen Filter darstellt. Ein wesentlicher Nachteil dieser Regelstrategie ist, dass die gegenseitige Beeinflussung von Regler- und Luftfederdynamik zu Stabilitätsproblemen und Limitierungen führen kann. Am Beginn des Kreisbogens tritt eine höhere freie Querbeschleunigung und ein größerer Wagenkastenwankwinkel auf als das in der stationären Bogenfahrt der Fall ist, da das System zu spät auf einen Bogen reagiert und der Wagenkasten daher nicht früh genug geneigt werden kann.

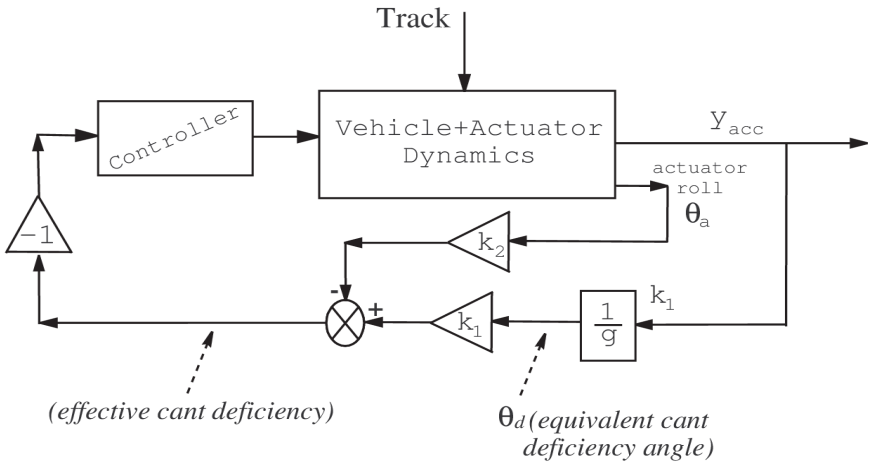


Abbildung 2.9.: Schema einer Kompensationsregelung [23]

2.3.2. Steuerung aufgrund des vorangegangenen Wagens

Bei der Steuerung aufgrund des vorangegangenen Wagens („command-driven with precedence control“) [8, 11, 22, 23] liefert ein Beschleunigungssensor am führenden Drehgestell des führenden Wagenkastens die Querbeschleunigung des Fahrzeuges. Dieses Signal wird mit Hilfe eines Tiefpassfilters gefiltert. Die Querbeschleunigung ist neben dem Wankwinkel des Wagenkastens die Eingangsgröße für den Regler. Da das Filtern des Sensorsignals dieses zeitlich verschiebt, wird die Querbeschleunigung des ersten Drehgestells des ersten Wagenkastens als Eingangssignal für alle Regler verwendet. Das Signal wird dabei entsprechend der Fahrgeschwindigkeit und der Wagenkastenlänge zeitlich verschoben. Dadurch ist es möglich die auftretende Querbeschleunigung, außer für das erste Drehgestell des gesamten Zuges, „vorauszusehen“ und den Reglern der einzelnen Aktoren zum passenden Zeitpunkt zuzuführen. Der Vorteil dieser Regelstrategie (siehe Abb. 2.10) ist, dass durch diesen vorausschauenden Effekt eine sehr schnelle Reaktion des Neigesystems auf einen Gleisbogen ermöglicht wird und dadurch die Querbeschleunigung und der Wankwinkel gut kompensiert werden kann. Durch diese Vorausschau ist es sogar möglich, dass langwellige Gleislagefehler ausgeregelt werden können, obwohl die Regelstrategie eigentlich nicht zum Ziel hat, Gleislagestörungen zu kompensieren. Nachteilig ist allerdings, dass der führende Wagenkasten, da eine Vorausschau für diesen nicht möglich ist, nahezu passives Verhalten zeigt und daher kaum Kompensation möglich ist, dass die Regelstrategie komplex und richtungsempfindlich ist und eine Signalverbindung zwischen den Wagenkästen notwendig ist. Es ist noch zu erwähnen, dass diese Regelstrategie aufgrund ihres Erfolges derzeit Standard ist und daher in den meisten Neigezügen verbaut ist.

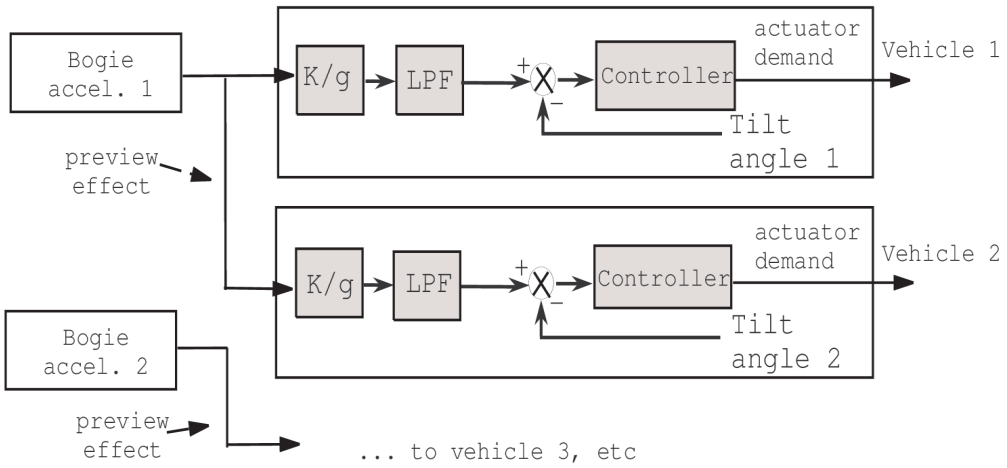


Abbildung 2.10.: Schema der Steuerung aufgrund des vorangegangenen Wagens [23]

2.3.3. Modellbasierte Zustandsschätzung/-regelung

Auch bei der modellbasierten Zustandsschätzung/-regelung („model based estimation control“) [8, 9, 22–24] wird die auf den Wagenkasten wirkende freie Querbeschleunigung mit Hilfe eines am Wagenkasten befestigten Beschleunigungssensors gemessen. Zusätzlich wird mit Hilfe eines Gyroskops die Wank- und die Giergeschwindigkeit ermittelt. Anhand dieser drei Größen kann der Fahrzustand mittels eines Kalman-Bucy-Filters (KBF) geschätzt werden und daraus die auf den Passagier wirkende freie Querbeschleunigung bei der Bogenfahrt auch unbeeinflusst von den Interaktionen der Federungsdynamik ermittelt und als Referenzgröße herangezogen werden. Der so genannte Kalman-Bucy-Filter basiert auf der Zustandsraumbeschreibung eines Fahrzeugmodells. Deshalb muss in diesem Fall ein einfaches Modell des Fahrzeugs aufgebaut werden, welches das wesentliche Verhalten des zu regelnden Systems ausreichend abbildet. Die Zustandsraumbeschreibung des Fahrzeugmodells muss für den KBF umformuliert werden, um die Störsignale (Überhöhungswinkel und seine zeitliche Ableitung, Krümmung des Kreisbogens) als Zustandsgrößen zu betrachten. Stochastische Anregungen, welche durch Gleislagefehler hervorgerufen werden, werden hier nicht berücksichtigt. Die hier vorgestellte „model-based output estimation control“ ist in Abb. 2.11 dargestellt. Ein Vorteil dieser Regelstrategie ist, dass sie robust ist und dass die Abschätzung durch den KBF relativ gut mit gemessenen Größen übereinstimmt, wodurch die Performance der Regelstrategie sehr gut ist. Der Kalman-Bucy-Filter und die Vorgehensweise für dessen Entwurf ist in [24] ausführlich beschrieben.

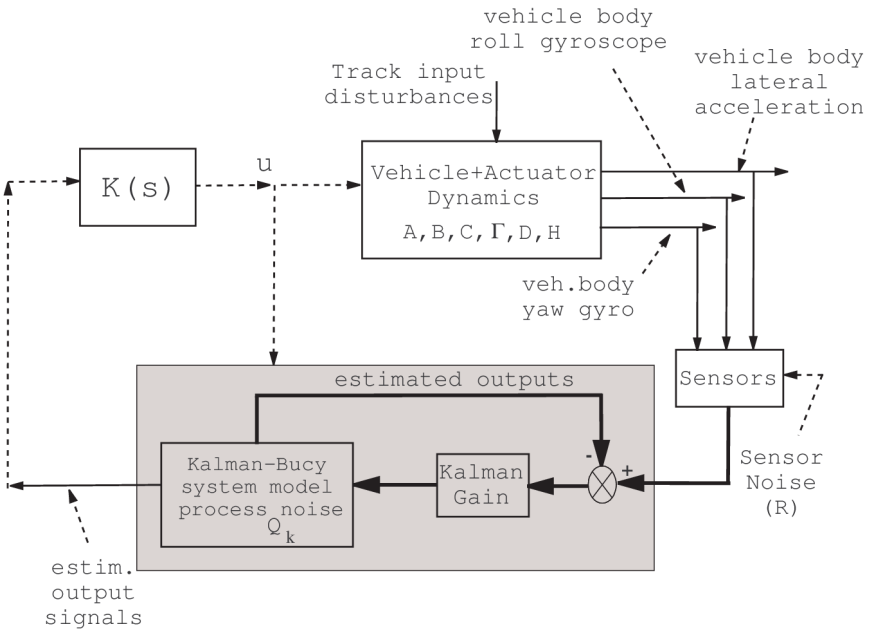


Abbildung 2.11.: Schema der modellbasierten Zustandsschätzung/-regelung [23]

2.3.4. LQG-Regelung

Bei der LQG („linear quadratic Gaussian“)-Regelung [8, 24, 25], dargestellt in Abb. 2.12, werden alle Zustandsgrößen des Systems als Feedback verwendet und der Regler minimiert einen quadratischen Performance Index, welcher in [8, 24, 25] angegeben ist. Da in den meisten Fällen nicht alle Zustandsgrößen verfügbar sind, wird ein Kalman-Bucy-Filter, dem ein Fahrzeugmodell zugrunde liegt, zur Abschätzung dieser verwendet. Der LQG-Regler besteht aus einem LQR („linear quadratic regulator“) kombiniert mit einem KBF. Im LQR werden das Integral des effektiven Überhöhungsfehlbetrags und das Integral des lateralen Sekundärfederweges als neue Zustandsgrößen eingeführt, woraus ein optimaler PI-Regler resultiert. Der LQG-Regler kann aufgrund seines integrierenden Verhaltens Rauschen gut unterdrücken. Zudem hat diese Regelstrategie eine sehr gute Performance und ist auch sehr robust.

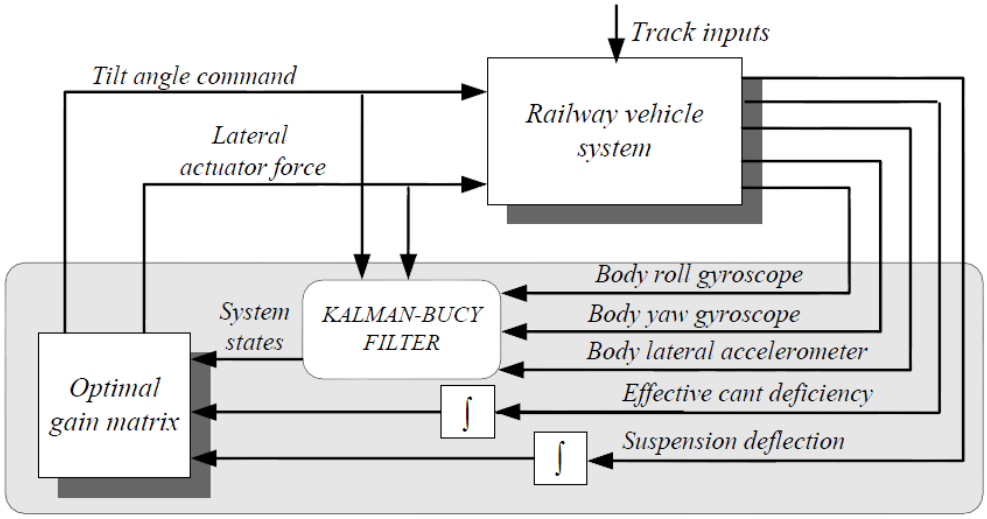


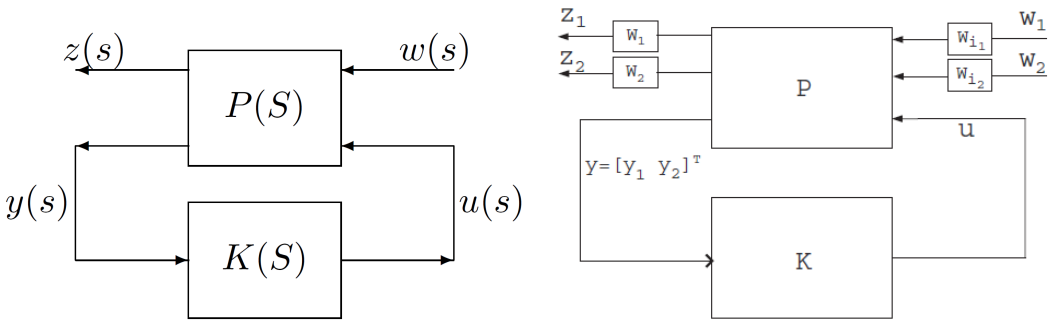
Abbildung 2.12.: Schema der LQG-Regelung [25]

2.3.5. H_∞ Regelstrategien

Die H_∞ Regelstrategien [8, 22] verwenden als Eingangssignal die Querbeschleunigung und den Wankwinkel des Wagenkastens, wie es auch die Kompensationsregelung tut. Die zu regelnde Größe muss hier als Optimierungsproblem formuliert werden. Ursprüngliche H_∞-Designs zeigten entweder gute deterministische oder stochastische Performance. Beide Ziele gleichzeitig zu erfüllen ist allerdings schwierig. Die H_∞-Norm eines Systems repräsentiert den ungünstigsten Fall der Energieübertragung von Störungen zu geregeltem Output. Es existieren verschiedene Regelstrategien, die die H_∞-Norm verwenden. Hier werden im Folgenden die H_∞-Kompensationsregelung und die robuste H_∞/H_2 Mehrziel-Regelung („Multi-objective H_∞/H_2 robust control“) kurz erläutert. Weitere Möglichkeiten und Informationen zu diesem Thema finden sind unter anderem in [8, 22, 23].

H_∞-Kompensationsregelung

Die H_∞-Kompensationsregelung [8, 22] ist in Abb. 2.13a dargestellt. Der auszulegende Regler muss in diesem Fall die H_∞-Norm [8] des geschlossenen Regelkreises zwischen den externen Störungen $w(s)$ und den geregelten Ausgangsgrößen $z(s)$ minimieren. Dies führt zu guter Performance entweder bei deterministischer oder stochastischer Anregung, wobei die Verbesserung der einen zu einer Verschlechterung der anderen führt.



(a) H_∞-Kompensationsregelung (generalisierter Regler)

(b) robuste H_∞/H_2 Mehrziel-Regelung (generalisierter Regler)

Abbildung 2.13.: H_∞-Regelstrategien [8]

Robuste H_∞/H_2 Mehrziel-Regelung („Multi-objective H_∞/H_2 robust control“)

Eine Darstellung der robusten H_∞/H_2 Mehrziel-Regelung [8, 22] findet sich in Abb. 2.13b. Da die H_2-Norm geeigneter ist um die stochastische Performance eines Reglers zu beschreiben, wird durch eine Mehrziel-Regelung versucht, sowohl eine gute Performance für deterministische als auch stochastische Anregung zu erzielen. Dabei wird das Minimum einer Summe, welche aus einem Term in der H_∞-Norm (deterministisches Ziel) und einem Term in der H_2-Norm besteht (stochastisches Ziel), gesucht. Multiplikatoren, die auf die Terme mit den Normen angewendet werden, ermöglichen es, den Schwerpunkt des Optimierungsproblems zwischen dem deterministischen und dem stochastischen Ziel beliebig zu verschieben und einzustellen.

2.3.6. Fuzzy-Regelung

Bei der Fuzzy-Regelung [26, 27] wird ein Regler mit einem Fuzzy-Korrektor in Serie geschaltet. Die Regelstrategie ist in Abb. 2.14 dargestellt. Der Regler sorgt für eine schnelle Reaktion auf einen Gleisbogen (deterministischer Input), der Fuzzy-Korrektor zielt bei der hier betrachteten Literatur darauf ab, die Reaktion des Systems auf Irregularitäten im geraden Gleis (stochastischer Input) zu optimieren.

Der Fuzzy-Korrektor kann entweder mit einem konventionellen PID-Regler, siehe Abb. 2.15, oder mit einem LQG-Regler, dargestellt in Abb. 2.16, kombiniert werden. Die Eingangsgröße des Reglers ist das Signal des effektiven Überhöhungsfehlbetrags für $x\%$ Wankkompensation. Die Funktionsweise des Fuzzy-Korrektors ist in [26] und [27] erklärt. Zudem werden in [26] mehrere GAs (genetic algortihms) vorgestellt, die eine Optimierung des vorliegenden Mehrziel-Problems ermöglichen. Diese GAs werden verwendet, um das System Regler mit Fuzzy-Korrektor optimal abzustimmen. In [27] werden außerdem die Systeme PID-Regler mit Fuzzy-Korrektor und LQG-Regler mit Fuzzy-Korrektor gegenübergestellt.

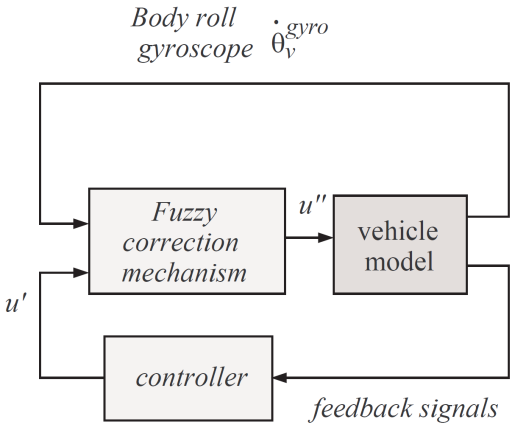


Abbildung 2.14.: Fuzzy-Regelung [26]

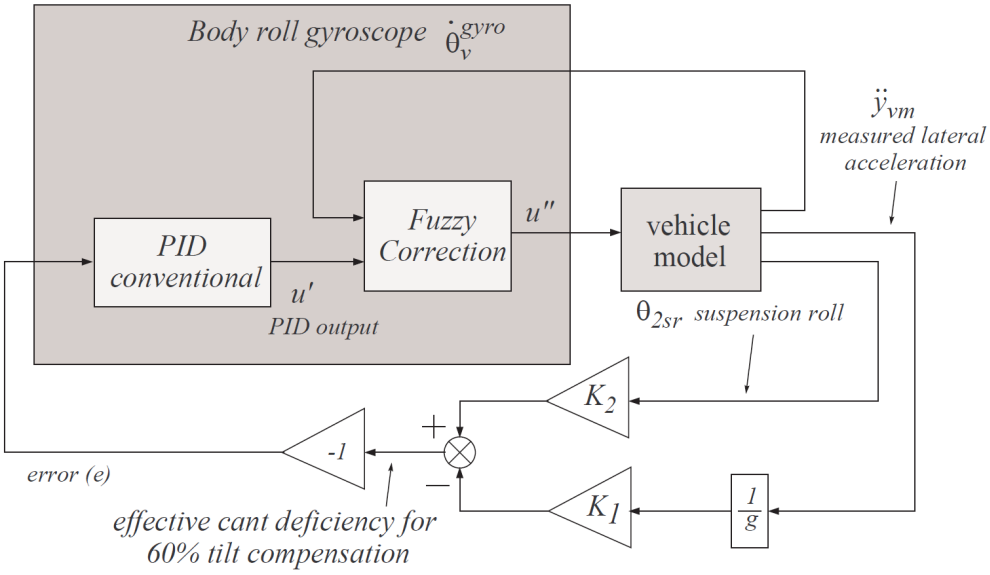


Abbildung 2.15.: PID-Regler mit Fuzzy-Korrektor [27]

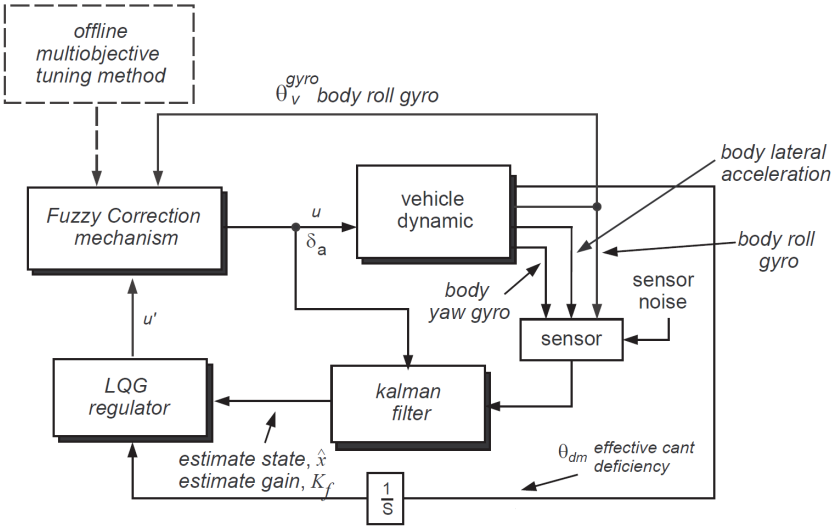


Abbildung 2.16.: LQG-Regler mit Fuzzy-Korrektor [27]

2.3.7. Regelstrategien für das Gesamtfahrzeug

Betrachtet man nun ein gesamtes Fahrzeug, dann gibt es mehrere Möglichkeiten die Sekundärstufe in den beiden Drehgestellen zu regeln [11]:

1. unabhängige Regelsysteme
2. symmetrisches Regelsystem
3. Master/Slave-Regelsystem

Werden unabhängige Regelsysteme verwendet, müssen diese nicht aufeinander abgestimmt werden und können für beide Sekundärstufen exakt gleich ausgeführt sein. Dadurch können die Regelsysteme aber auch nicht aufeinander, oder auf gewisse Eingänge am anderen Drehgestell reagieren.

Bei einem symmetrischen Regelsystem werden die Signale von beiden Enden der Fahrzeugs gemittelt und verarbeitet. Es gibt in diesem Fall nur einen Regler, der beide Drehgestelle mit dem gleichen gemittelten Signal ansteuert. Dadurch hat das vorlaufende Drehgestell einen Verzug, das nachlaufende Drehgestell aber eine Vorausschau von einer halben Fahrzeuglänge.

Das Master/Slave-Regelsystem basiert auf einer Hierarchiebildung unter den Sekundärstufen. Es wird nur das Signal des Master-Drehgestells, welches das Vorausfahrende ist, verwendet, um den Regler mit Input zu versorgen. Der Regler steuert dann das Master-Drehgestell direkt an und für das Slave-Drehgestell wird das Steuersignal noch durch einen vordefinierten Algorithmus abgestimmt. Das Master/Slave-Regelsystem ist richtungssensitiv, hat aber den Vorteil, dass der Aktor am Slave-Drehgestell ein volles Fahrzeug Vorausschau hat.

2.3.8. Aktive Regelung einer Luftfeder-Sekundärstufe

In [5] wird ein System vorgestellt, welches eine aktive Regelung der Luftfeder-Sekundärfederstufe ermöglicht. Dieses Fahrzeug besitzt demnach keinen aktiven Wankstabilisator, oder eine andere aktive externe Neigemechanik. Die Neigung des Fahrzeuges wird durch die Regelung der Luftfedern erzielt, das Fahrzeug besitzt aber zusätzlich eine aktive laterale Federung, damit der Wagenkasten zentral über den Drehgestellen gehalten werden kann und einen konventionellen Wankstabilisator, der einen großen Einfluss auf die Wankbewegung des Fahrzeugs hat. Das zugrunde gelegte Modell für das Luftfedersystem ist in Abb. 2.17 dargestellt.

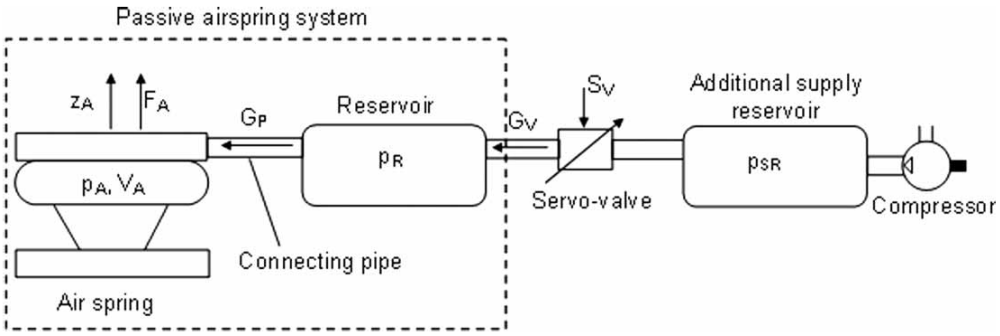


Abbildung 2.17.: Modell der Luftfedersystems in [5]

Mit der aktiven Regelung der Luftfeder-Sekundärstufe, siehe Abb. 2.18, werden hier hauptsächlich zwei Ziele verfolgt:

1. Erhöhung der Kurvengeschwindigkeit durch die Reduktion der auf den Passagier wirkenden Querbeschleunigung
2. Verbesserung der Sicherheit durch Minderung von Radlastschwankungen bei Seitenwind

Die Vorteile, die eine aktive Regelung der Luftfedern mit sich bringt, sind vor allem:

- Reduktion der Komplexität der Neigemechanik
- Wegfallen der Notwendigkeit von zusätzlichen Neigeaktoren, die teuer sind und viel Platz im Drehgestell benötigen
- Erhalten eines eigensicheren Systems, da im Falle eines Betätigungsausfalls sich das System wie das traditionelle passive verhält

Die aktive Luftfeder-Sekundärstufe besteht aus zwei Hauptsubsystemen:

1. der aktiven Luftfederung, die die aktive Regelung der Luftfedereinsenkung zur Einstellung des gewünschten Wagenkastenwankwinkels ermöglicht

2. der aktiven lateralen Federung, die eine aktiv regelbare Lateralkraft zur Zentrierung des Wagenkastens über den Drehgestellen erzeugt

Die aktive Luftfederung besitzt drei Hauptfunktionen:

1. Neigung des Wagenkastens in der Kurve zur Erhöhung des Fahrkomforts
2. „anti-rollover“ zur Erhöhung des Widerstandes des Fahrzeuges gegen Umkippen bei Seitenwind
3. Niveauregulierung

Die Regelstrategie der aktiven Luftfederung, dargestellt in Abb. 2.19, basiert auf einer Vorsteuerung („feed-forward“-Komponente) und einer Regelung („feedback“-Komponente). Die Vorsteuerung stellt die notwendige Stellgeschwindigkeit (Deformationsgeschwindigkeit der Luftfeder) sicher und die Regelung kompensiert die auf das System wirkenden Effekte zufolge Störungen und Parameterunsicherheiten. Die Vorsteuerung basiert auf einer vordefinierten Beziehung zwischen der Öffnung des Luftfederventils und der Geschwindigkeit der Luftfederdeformation. Diese vordefinierte Beziehung wurde in diesem Fall experimentell bestimmt. Dabei wurden verschiedene konstante Öffnungswinkel des Steuerventils realisiert und die zugehörigen Deformationsgeschwindigkeiten der Luftfeder gemessen. Dieses Vorgehen wurde bei unterschiedlichen Drücken realisiert, um auch den Einfluss des Beladungszustandes abzubilden. Das Ergebnis dieser Experimente ist eine Ableitung der Deformationsgeschwindigkeit als Funktion des Öffnungswinkels des Steuerventils und dem Luftdruck in der Luftfeder. Die Regelung besteht aus einem PD-Regler mit einer Totzone. Diese Regelstrategie wird sowohl für die Neigung des Wagenkastens zufolge Bogenfahrt als auch zufolge Seitenwind verwendet.

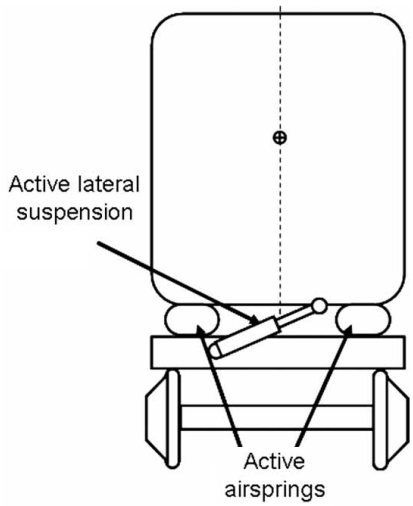


Abbildung 2.18.: Aktiv geregelte Luftfeder-Sekundärstufe aus [5]

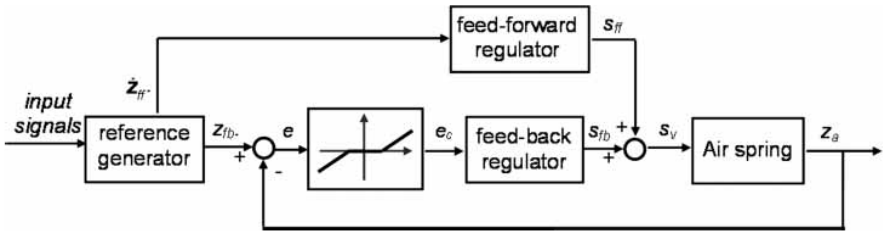


Abbildung 2.19.: Regelstrategie der Luftfederung [5]

Die in Abb. 2.20 dargestellte Regelstrategie der aktiven lateralen Federung besitzt ebenfalls eine Vorsteuerung und eine Regelung. Die Vorsteuerung bekommt eine Referenzkraft als Eingangsgröße und soll dafür sorgen, dass die auf den Wagenkasten wirkende Lateralkraft ausgeglichen wird. Die Regelung besteht aus einem PI-Regler zur Positionsregelung, der den Wagenkasten zentral über den Drehgestellen positionieren soll.

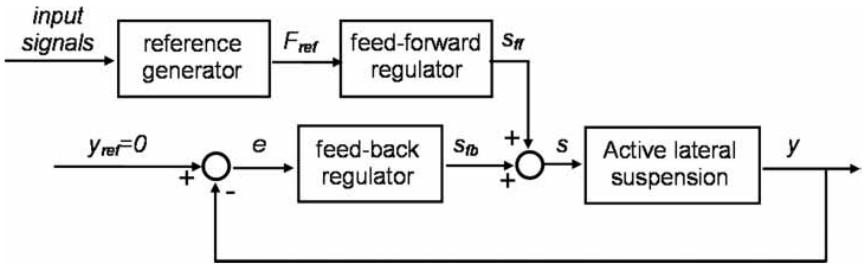


Abbildung 2.20.: Regelstrategie der aktiven lateralen Federung [5]

Die Eingangsgrößen zur Berechnung der Führungsgrößen der einzelnen Funktionen sind nicht ident. Für die Neigefunktion bei Bogenfahrt sind dies der Überhöhungsfehlbetrag und dessen zeitliche Änderung. Die Neigefunktion bei Seitenwind bekommt die Geschwindigkeit des Fahrzeugs und den Anströmwinkel des Windes als Input. Die Niveauregulierung hat eine eigene, einfachere Regelstrategie, dargestellt in Abb. 2.21. Sie benötigt keine aus Messsignalen berechneten Führungsgrößen. Die Reglerparameter der Niveauregulierung werden so gewählt, dass nur die mittlere Luftfedereinsenkung ausgeregelt wird, um Interferenzen mit dem dynamischen Luftfederverhalten zu vermeiden.

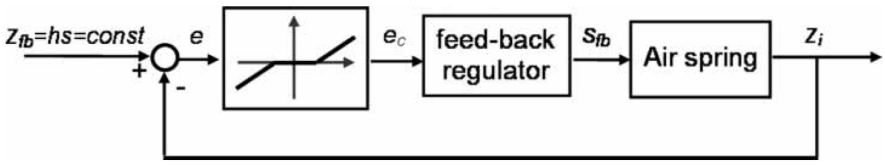


Abbildung 2.21.: Regelstrategie der Niveauregulierung [5]

3. Modellbildung

Um die Fragestellung dieser Arbeit bearbeiten zu können, wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, mit dem viele verschiedene Untersuchungen durchgeführt wurden. Dieses Simulationsmodell beinhaltet die Submodelle MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell, Luftfedersystem und Luftfedermodell, welche in diesem Kapitel vorgestellt werden. Zur Modellierung von Fahrzeug, Gleis, Luftfedersystem und Luftfeder wurde die Mehrkörpersimulationssoftware SIMPACK der SIMPACK GmbH [28] verwendet.

3.1. MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell

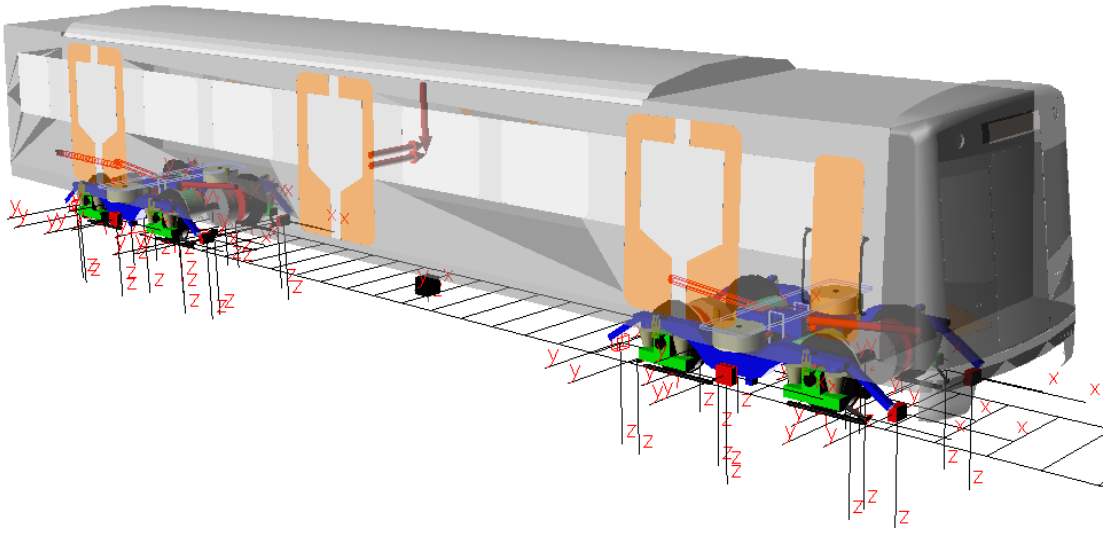
Das MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell bildet den Motorwagen eines üblichen Metrofahrzeugs mittlerer Kapazität mit 4-Punkt-Steuerung inklusive Rad-Schiene-Kontakt ab. Ein Bild davon ist in Abb. 3.1 zu sehen.

Die Drehgestelle sind selbst wieder als Submodelle aufgebaut, in Abb. 3.1b und 3.1c dargestellt und die modellierten Körper und Kraftelemente nummeriert. Folgende Körper sind im Drehgestellmodell berücksichtigt:

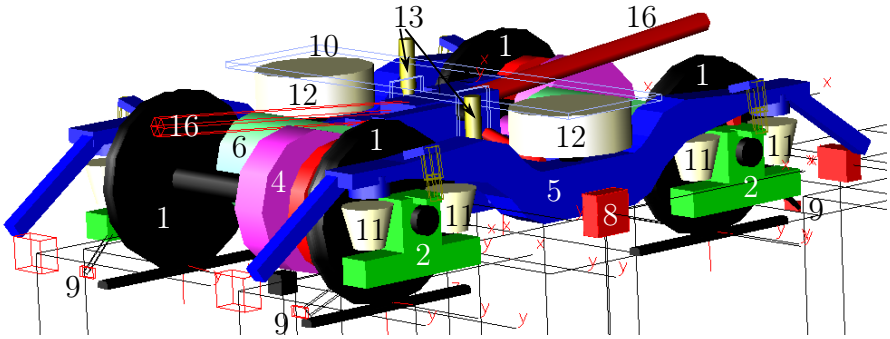
- Radsätze (1) mit Radlager (2), Bremsscheibe (3) und Getriebe (4)
- Drehgestellrahmen (5) mit Motor (6), Bremszange (7), Stromabnehmer (8) und Schienenräumer (9)
- Traverse (10) (Verbindung zum Wagenkasten)

Die in diesem Modell existierenden Kraftelemente sind:

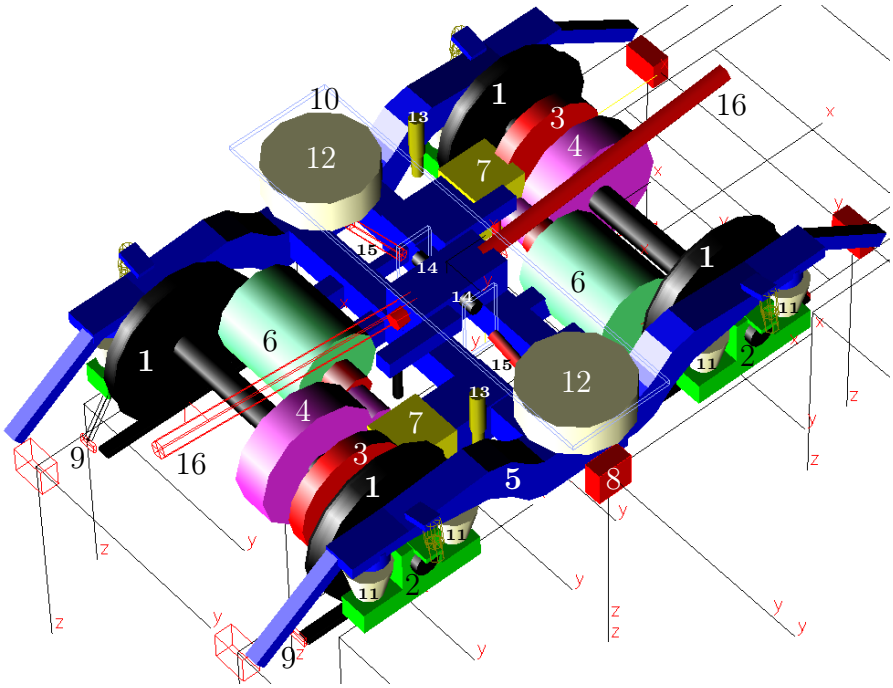
- Primärfedern (11) (horizontal linear, vertikal mit nichtlinearer Kennlinie)
- Primärdämpfer (11) (linear in alle Richtungen)
- Luftfedern als Sekundärfedern (12) (siehe Abschnitt 3.2)
- Sekundärdämpfer (13) (linear, vertikale Richtung)
- Querpuffer (14) (nichtlineare Kennlinie, laterale Richtung)
- Querdämpfer (15) (linear, laterale Richtung)
- Drehmomentenstützen (lineare Federung und Dämpfung), halten den Stator des Motors fest
- Längsmitnahmen (16) (nichtlineare Federkennlinie, lineare Dämpfung, longitudinale Richtung)



(a) Bild des MKS-Fahrzeugmodells in SIMPACK



(b) MKS-Drehgestellmodell in SIMPACK: seitliche Ansicht



(c) MKS-Drehgestellmodell in SIMPACK: Ansicht von oben

Abbildung 3.1.: MKS-Modelle

Da für die Verständlichkeit einiger Erläuterungen und Begründungen in Abschnitt 6.2, die Federkennlinie des Querpuffers wesentlich ist, ist diese in Abb. 3.2 dargestellt. Schon hier sei auf die stark progressive Charakteristik hingewiesen, die üblich für ein Metrofahrzeug dieser Gewichtsklasse ist.

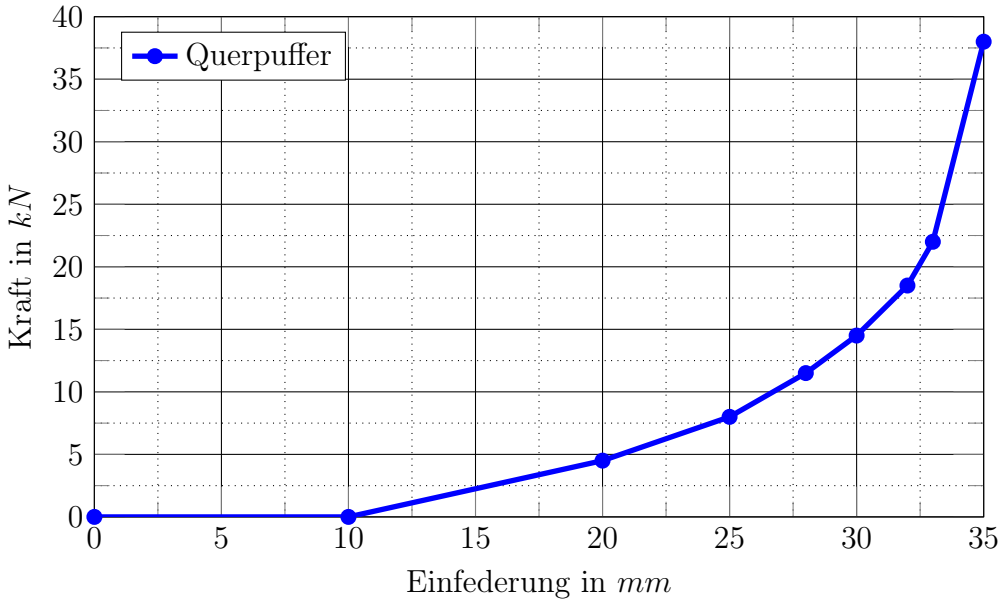


Abbildung 3.2.: Federkennlinie des Querpuffers

Der Rad-Schiene-Kontakt ist als „constraint“ modelliert. Dabei wurde das Radprofil S1002 nach DIN EN 13715 [29], das Schienenprofil UIC 60 nach DIN EN 13674 [30] und eine Einpunktberührung zwischen Rad und Schiene verwendet [28]. Der Tangentialkontakt wird nach der vereinfachten nichtlinearen Theorie von Kalker [31][28] berechnet, der Normalkraftkontakt nach der Theorie von Hertz [28].

Im MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell befindet sich neben den Submodellen der Drehgestelle zusätzlich ein Körper, der den Wagenkasten repräsentiert und ein Wagenkastendummy-Körper. Diese beiden Körper sind über ein lineares Feder-Dämpfer-Element verbunden. Der Grund dafür ist, dass der Wagenkastendummy-Körper über sein Gelenk (Joint Type 09: Rheonomic Rail Track Joint [28]) mit dem Inertialsystem verbunden ist, die Trassierung mit einer konstanten Geschwindigkeit abfährt und den Wagenkasten über das Kraftelement über die Strecke zieht. Der Wagenkasten selbst ist über sein Gelenk (Joint Type 07: General Rail Track Joint [28]) ebenfalls mit dem Inertialsystem verbunden und hat 6 Freiheitsgrade.

Da in der Realität kein System ideal ist, ist es denkbar, dass Störungen auf das Fahrzeug- und Fahrbahnmodell wirken. Diese Störungen sollen schon in diesem Modell berücksichtigt werden. Eventuell auftretende Trassierungsabweichungen, durch veränderte Überhöhung, zum Beispiel infolge Gleissetzungen, oder Kreisbogenradien, können bei der Festlegung der Trassierung berücksichtigt werden. Dies

gilt ebenfalls für stochastische Gleislagefehler [31], die folgende Komponenten haben können:

- Richtungsfehler („lateral alignment“)
- Längshöhenfehler („vertical alignment“)
- Querhöhenfehler („cross level“)
- Spurweitenfehler („gauge“)

In dieser Arbeit wurden Fehler der Gleislage in lateraler und vertikaler Richtung und auch Überhöhungsfehler nach ORE-high [32] verwendet. Die Spurweitenfehler wurden hier nicht betrachtet, da angenommen wurde, dass sich diese nicht wesentlich auf den Wagenkastenwankwinkel auswirken. Bei den Trassierungsabweichungen wurde nur eine Störung der Überhöhung betrachtet, da eine relevante Abweichung des Kreisbogenradius sehr unwahrscheinlich erscheint. Eine, für die Wankkompensation, bedeutende Änderung der Überhöhung, zum Beispiel infolge Gleissetzungen, ist wesentlich wahrscheinlicher. Ein eventuell auftretender Seitenwind wurde ebenfalls berücksichtigt. Der Effekt des Seitenwinds wird durch eine im Windangriffspunkt des Fahrzeugs, in lateraler Richtung am Wagenkasten angreifende Kraft modelliert. Die Position des Windangriffspunkts wurde aus einem Dokument der Lichtraumberechnung [33] eines ähnlichen Metrofahrzeugs entnommen und es wurde angenommen, dass dieser Punkt ein fester Punkt am Wagenkasten ist und daher nicht in Abhängigkeit der der Luftströmung ausgesetzten Fläche wandert.

3.2. Luftfedermodellierung

Essentiell für die erfolgreiche Bearbeitung der Aufgabenstellung ist die Verwendung eines passenden Luftfedermodells. Wie schon in Abschnitt 2.2 beschrieben, gibt es viele verschiedene Luftfedermodelle, die alle ein reales Luftfedersystem mehr oder weniger gut abbilden. Es muss nun aus dieser Vielzahl an Modellen eines ausgewählt werden, das alle, für das zu untersuchende Problem, essentiellen Effekte ausreichend genau abbildet und trotzdem möglichst einfach ist, um großen Schwierigkeiten bei der Parametrierung des Luftfedermodells vorzubeugen. Zur Untersuchung der in Abschnitt 1.2 beschriebenen Aufgabenstellung wurde ein thermodynamisches Luftfedermodell gewählt, da es ausschlaggebend ist den Effekt von Volumenströmen durch das elektronisch geregelte Luftfederventil in den oder aus dem Luftfederbalg zu beschreiben. Dafür muss das Medium Luft mit seinen Eigenschaften ausreichend genau abgebildet werden. Mechanische Ersatzmodelle können das Ein- bzw. Ausströmen von Druckluft in den bzw. aus dem Luftfederbalg nicht berücksichtigen.

Die Grundlage des hier verwendeten Luftfedermodells bildet die Dissertation „Dynamisches Verhalten von Luftfedersystemen für Schienenfahrzeuge“, Thomas Sonnweber 1996 [21].

Das Modell selbst, dargestellt in Abb. 3.3, ist ein in vertikaler Richtung nichtlineares und in horizontaler Richtung lineares Modell, welches folgende Komponenten berücksichtigen kann:

- Balg mit direktem Zusatzluftvolumen
- bis zu drei am Balg angeschlossene Zusatzluftvolumina
- Verbindungsleitungen zwischen Balg und den Zusatzluftvolumina inklusive Drosselblenden
- ein weiteres Zusatzluftvolumen, angeschlossen an einem schon Vorhanden
- Notfeder
- Luftfederventil, das direkt mit dem Balg verbunden ist

Bei der Modellbildung wurden Vereinfachungen gemacht, unter anderem wurden folgende Parameter als konstant angenommen:

- Dichte der Luft im Luftfedersystem; mit dem Wert bei statischen Verhältnissen
- Temperatur im Luftfedersystem
- Gradient der wirksamen Fläche über dem Federweg
- Gradient der Volumenänderung durch die Balgwanddehnung über dem Federweg
- Dämpfungskonstante des Balges in alle Richtungen und Federsteifigkeit des Luftfederbalges in horizontaler Richtung
- Versorgungsdruck im Ausgleichsbehälter
- Federsteifigkeit und Dämpfung der Notfeder in horizontaler Richtung
- Dämpfung der Notfeder in vertikaler Richtung
- Rohreibungszahlen und Widerstandsbeiwerte der Verbindungsleitungen

Weitere Vereinfachungen sind:

- Massenzu- bzw. abnahmen in den einzelnen Volumina, durch den Luftaustausch über die Zuleitungen, werden durch Volumenab- bzw. zunahmen ersetzt.
- Die Leitung zwischen Steuerventil und Luftfederbalg wurde vernachlässigt.
- Der Strömungszustand (laminar/turbulent, Unterschall/Überschall) wird nicht immer vollständig berücksichtigt.

Eine ausführliche Beschreibung dieses Modells, des Verhaltens von Luftfedern und vieles mehr kann in [21] nachgelesen werden.
Da aber ein Luftfedersystem in das Fahrzeugmodell in SIMPACK integriert werden muss, müssen die Luftfedermodelle miteinander verbunden werden können. Hier

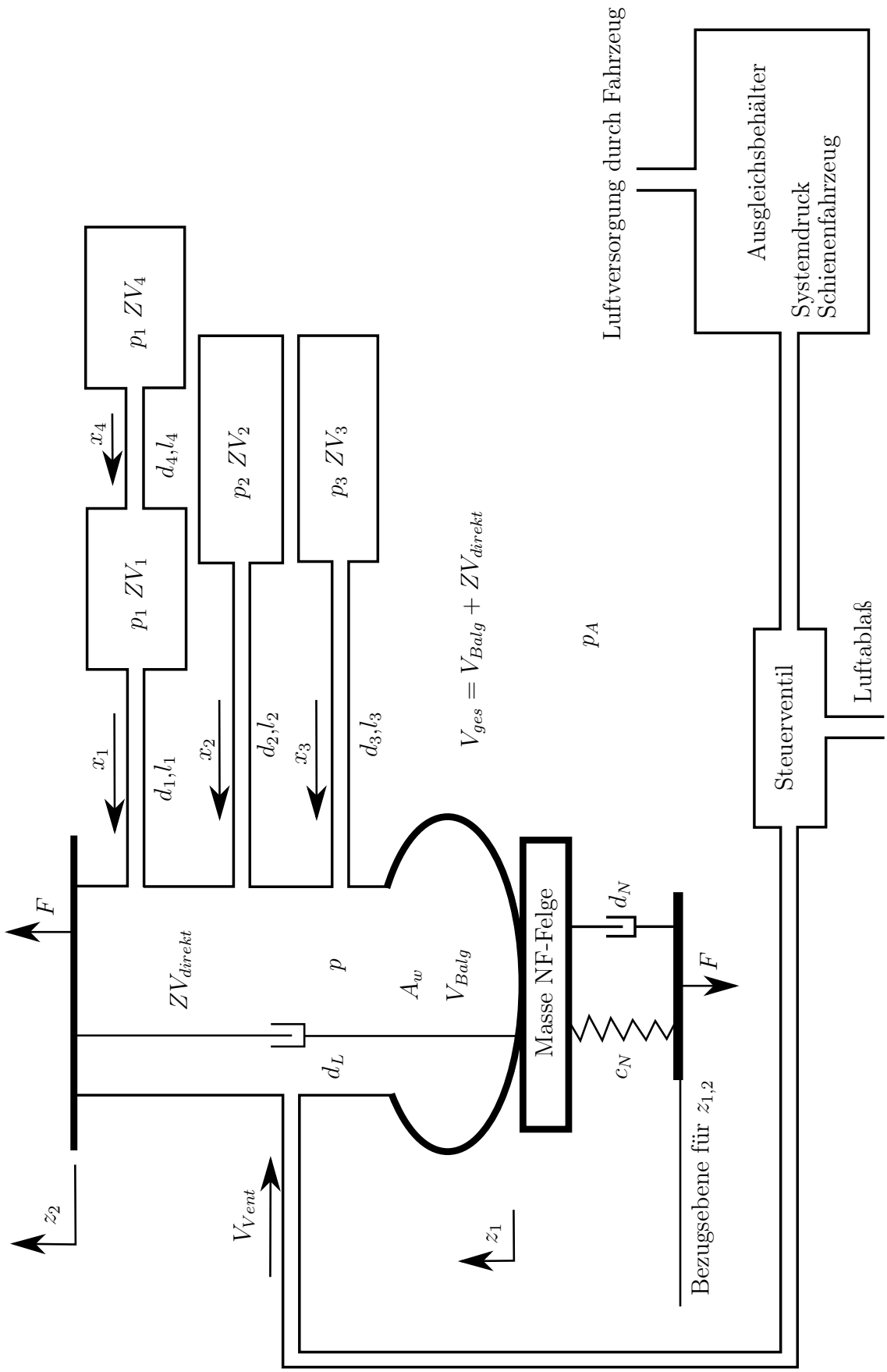


Abbildung 3.3.: Luftfedermodell aus [21]

wurde angenommen, dass die beiden Luftfedern eines Drehgestells, mit der Ausnahme des Luftfederventils, exakt gleich sind, Unterschiede in der Konfiguration oder den Parameterwerten zwischen der linken und der rechten Luftfeder also nicht möglich sind. Dadurch, dass separat festgelegt werden kann, welche Luftfeder ein eigenes Steuerventil besitzt, kann auch eine 2-, 3- oder 4-Punkt-Steuerung, siehe Abschnitt 2.2.2, realisiert werden. Das vorhandene Modell bietet auch die Möglichkeit, eine interne Verbindung zwischen den Bälgen oder den Zusatzluftvolumina eines Drehgestells inklusive einer Verbindungsleitung, z.B. über ein Differenzdruckventil, zu verwirklichen.

Um die dieser Arbeit zugrunde liegende Aufgabenstellung möglichst einfach zu bewältigen wurden folgende Anpassungen vorgenommen:

- Es wurden keine Zusatzluftvolumina realisiert.
- Es wurden keine Verbindungsleitungen und daher auch keine Drosselblenden berücksichtigt.
- Es wurde keine interne Verbindung zwischen den Luftfedern eines Drehgestells modelliert.
- Es wurde eine 4-Punkt-Steuerung realisiert.

In Abb. 3.4 ist das angepasste Luftfedersystem, welches ausschließlich die benützten Komponenten beinhaltet, dargestellt. Alle abgebildeten Rohrleitungen sind als ideale Leitungen zu verstehen, die keine Länge und keinen Widerstand besitzen und daher keinen Einfluss auf das Verhalten des Luftfedersystems haben.

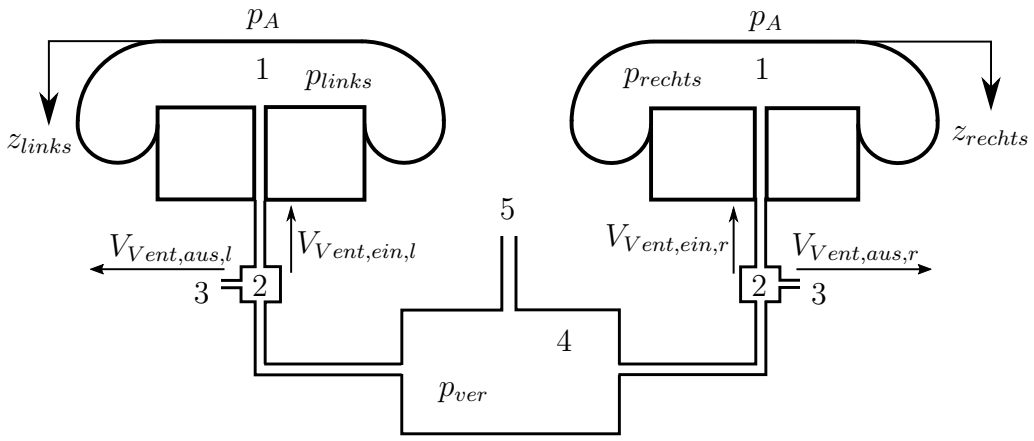


Abbildung 3.4.: zur Simulation verwendetes Luftfedersystem, 1: Luftfederbalg, 2: Luftfederventil, 3: Luftablass, 4: Ausgleichsbehälter, 5: Luftversorgung

Außerdem sei angemerkt, dass das Luftfederventil nur entweder Luft in den Luftfederbalg einblasen oder aus dem Balg auslassen kann, beides gleichzeitig aber nicht möglich ist. Aus Abb. 3.4 lässt sich erkennen, dass die einzelnen Luftfedern vollkommen unabhängig voneinander sind und daher auch separat geregelt werden

können. Das verwendete Luftfedermodell ist in Abb. 3.5 dargestellt und dem aus [21] (siehe Abb. 3.3) sehr ähnlich.

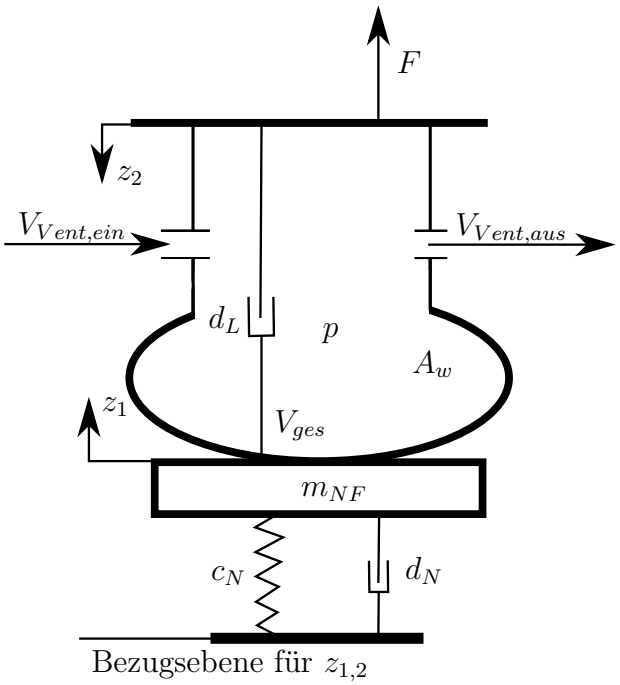


Abbildung 3.5.: zur Simulation verwendetes Luftfedermodell

Ein Luftfedersystem ohne Zusatzluftvolumina ist in der Praxis durchaus zu finden, das Vernachlässigen des Differenzdruckventils kann aber nicht ohne einer Diskussion erfolgen, da es eine sicherheitsrelevante Funktion erfüllt. Das Differenzdruckventil begrenzt die Druckdifferenz zwischen den beiden Luftfedern auf $1.5\,bar$. Damit wird auch die Verwindesteifigkeit des Fahrzeugs begrenzt. Das kann vor allem beim Befahren von Gleisverwindungen notwendig sein, um eine ausreichende Sicherheit gegen Entgleisen zufolge des Aufkletterns am Spurkranz sicherzustellen. Das Aufklettern am Spurkranz wird nach DIN EN 14363 [34] anhand des Verhältnisses von Seitenkraft Y zu Aufstandskraft Q am kritischsten Rad eines Fahrzeuges beim Befahren eines engen Bogens mit Gleisverwindung bewertet. Dieses Verhältnis Y/Q darf einen Grenzwert nicht überschreiten und wird offensichtlich größer, wenn die Seitenkraft Y zunimmt und/oder die Aufstandskraft Q abnimmt. Das Fahrszenario der Norm zur Bewertung der Entgleisungssicherheit ist dabei das langsame Durchfahren eines engen Bogens, in dem die Gleisüberhöhung im Mittelteil stark abnimmt. Im engen Radius läuft der Spurkranz des bogenäußeren Rades des vorlaufenden Radsatzes an der Schiene an, die Seitenkraft wird somit groß, gleichzeitig wird das Rad durch die abnehmende Überhöhung entlastet, beide Effekte führen zum Ansteigen des Verhältnisses Y/Q. Wird die Fahrgeschwindigkeit erhöht, kommt es aufgrund der Querbeschleunigung zu einer Erhöhung der Radlast am bogenäußeren Rad und somit zu einer Verkleinerung des Verhältnisses Y/Q. Das hinsichtlich Aufkletterns kritische Szenario bei langsamer Fahrt weist jedoch

nur geringe Wankwinkel auf, weshalb eine Wankkompensation in diesem Fall nicht notwendig ist, bei schneller Fahrt nimmt die Sicherheit gegen Aufklettern i.A. zu und die größeren Wankwinkel machen den Einsatz einer Wankkompensation sinnvoll. Zur Untersuchung des Potentials der Wankkompensation wird ein Szenario mit hoher Fahrgeschwindigkeit herangezogen, bei welchem eine Beschränkung des Differenzdrucks und damit die Verwendung eines Differenzdruckventils nicht notwendig ist. Prinzipiell muss festgestellt werden, ob und in welchem Umfang sich kritische Situationen hinsichtlich des Lichtraumbedarfs (hier sollte die Wankkompensation aktiv sein können) und der Entgleisungssicherheit überschneiden, da hier natürlich die Sicherheit gegen Entgleisen priorisiert und dafür auf das Potential der Wankkompensation eventuell verzichtet werden muss. Da die in Abschnitt 1.2 beschriebene Aufgabenstellung eine Potentialabschätzung der Wankkompensation ist, wird hier nicht weiter auf das Thema Entgleisungssicherheit eingegangen. Natürlich hat dieses Thema auch einen Einfluss auf das Ziel dieser Arbeit, um den Umfang dieser aber nicht zu sprengen, wurde im Folgenden das Differenzdruckventil vernachlässigt, ohne die hier angesprochenen Unsicherheiten zu bearbeiten oder zu beantworten.

Nun werden die Systemgleichungen zur Beschreibung des Verhaltens einer Luftfeder angegeben. Diese sind aus [21] entnommen, wobei das spezifische Volumen v durch $\frac{RT}{p}$ ersetzt wurde. Dabei deutet der Index 0 die Nulllage an. Die im Zuge des Luftfedersystems verwendeten Parameter werden in Tabelle 3.1 angeführt. Die Beziehungen für die ein- und ausströmende Luft sind in (3.1) und (3.2) angegeben. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Druckverhältnisse $\frac{p}{p_{ver}}$ und $\frac{p_A}{p}$ den Wert des kritischen Druckverhältnisses für Luft $\left(\frac{p}{p_0}\right)_{krit} = 0.528$ nicht unterschreiten dürfen. Sobald die Druckverhältnisse kleiner werden, müssen ihre Werte durch diesen Wert ersetzt werden. Der Grund dafür ist, dass das kritische Druckverhältnis die Obergrenze des sich in Strömungsgeschwindigkeit umwandelbaren Druckverhältnisses darstellt [21]. Die Beschreibung der zeitlichen Volumenänderung im Luftfederbalg findet sich in (3.3) und die resultierende auf die Oberplatte der Luftfeder wirkende Kraft ist in (3.4) angegeben. (3.5) beschreibt die Bewegung der Notfederfelge und (3.6) das horizontale Luftfederverhalten.

$$\dot{V}_{Vent,ein} = \frac{f_{eff,ein}\, p_{ver}}{RT\rho}\sqrt{2RT}\sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}\left[\left(\frac{p}{p_{ver}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_{ver}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \tag{3.1}$$

$$\dot{V}_{Vent,aus} = \frac{f_{eff,aus}\, p}{RT\rho}\sqrt{2RT}\sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}\left[\left(\frac{p_A}{p}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_A}{p}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]} \tag{3.2}$$

$$\dot{V}_{ges} = A_{w0}\dot{z} + \frac{dA_w}{dz}z\dot{z} + \frac{dV_B}{dz}\dot{z} - \dot{V}_{Vent,ein} + \dot{V}_{Vent,aus} \tag{3.3}$$

$$F = A_w(p - p_A) \tag{3.4}$$

$$A_w(z) = A_{w0} + \frac{dA_w}{dz}z; \qquad p = p_0\left(\frac{V_{ges0}}{V_{ges}}\right)^n$$

$$m_{NF}\,\ddot{z}_1 = d_L\,(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - (p - p_A)\,A_w + d_N\,\dot{z}_1 + c_N\,z_1 \tag{3.5}$$

$$F_{horizontal} = d_{L,xy}\,\dot{y} + c_{L,xy}\,y \tag{3.6}$$

Zur aktiven Regelung des Luftfedersystems sind elektronisch geregelte Luftfederventile notwendig. Diese Ventile besitzen einen gewissen Maximaldurchfluss und kann nicht beliebig gewählt werden, da er vom Leitungsdurchmesser, an dem das Steuerventil angeschlossen ist, abhängt. Da im Drehgestell generell wenig Platz zur Verfügung steht können die Leitungsabmessungen nicht beliebig gewählt werden. Für die hier vorhandene Aufgabenstellung wurde ein Luftfederventil gewählt, das beim Ablassen aus einen Behälter mit $p_B = 5\,bar$ in die Umgebung, also bei einem Überdruck von $4\,bar$, einen Volumenstrom von maximal $\dot{V}_{Vent,max} = 1200\,l/min$ unter Normbedingungen nach DIN 1343 besitzt. Dies liefert unter der Verwendung von (3.7) eine maximale effektive Leitungsquerschnittsfläche von $f_{eff,max} = 2.0122 \times 10^{-5}\,m^2$. Diese Beziehung ist ebenfalls aus [21] entnommen, wobei auch hier das spezifische Volumen v durch $\frac{RT}{p}$ ersetzt wurde.

Die Kompressoren sind bei Metrofahrzeugen mit 4-Punkt-Steuerung häufig so ausgelegt, dass ungefähr 25% der Fördermenge für die Fahrdynamik vorgesehen ist. Dies wurde auch für das hier gewählte System so angenommen und bedeutet für diesen konkreten Fall, dass jedem Luftfederbalg, unter Normbedingungen nach DIN 1343, eine Luftmenge von $5\,l/min$ zur Verfügung gestellt werden kann.

$$f_{eff} = \frac{\dot{V}_{Vent}\,\rho RT}{p_0\sqrt{2RT\frac{\kappa}{\kappa-1}\left[\left(\frac{p_A}{p_B}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_A}{p_B}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}\right]}} \tag{3.7}$$

Parameter	Beschreibung	Einheit	Wert
A_w	wirksame Fläche	m^2	veränderlich
A_{w_0}	wirksame Fläche in Nulllage	m^2	0.2027
$c_{L,xy}$	horizontale lineare Federsteifigkeit der Luftfeder	N/m	abhängig vom Beladungszustand
c_N	lineare Federsteifigkeit der Notfeder in alle Richtungen	N/m	4×10^6
$\frac{dA_w}{dz}$	Gradient der wirksamen Fläche über den Federweg	m^2/m	0.1272
$\frac{dV_B}{dz}$	Gradient der Volumenänderung durch die Balgwanddehnung über den Federweg	m^3/m	-0.03822
d_L	vertikaler linearer Dämpfungskoeffizient der Luftfeder	Ns/m	1000
$d_{L,xy}$	horizontaler linearer Dämpfungskoeffizient der Luftfeder	Ns/m	2000
d_N	linearer Dämpfungskoeffizient der Notfeder in alle Richtungen	Ns/m	2000
f_{eff}	effektive Leitungsquerschnittsfläche	m^2	veränderlich
$f_{eff,max}$	maximale effektive Leitungsquerschnittsfläche	m^2	2.01222×10^{-5}
κ	Isentropenexponent für Luft	1	1.4
m_{NF}	Masse der Notfederfelge	kg	20
m_{WK}	Masse des Wagenkastens	kg	-
	Beladungszustand EL7	kg	34439
	Beladungszustand EL6	kg	32409
	Beladungszustand EL4	kg	28349
	Beladungszustand leer	kg	17849
p	Druck im Luftfederbalg	Pa	veränderlich
p_0	Druck im Luftfederbalg in Nulllage	Pa	$\frac{m_{WK}\,g}{4A_{w0}}$
p_A	Umgebungsdruck	Pa	1×10^5
p_{ver}	Versorgungsdruck	Pa	9×10^5
R	spezifische Gaskonstante für trockene Luft	J/kgK	287.5
ρ	Dichte der Luft	kg/m^3	$\frac{p_0}{RT}$
T	Temperatur der Luft	K	293.15
t_{turn}	Öffnungsdauer des Luftfederventils von 0% bis 100%	s	0.1
V_{ges}	Luftvolumen im Luftfederbalg	m^3	veränderlich
V_{ges_0}	Luftvolumen im Luftfederbalg bei Nulllage	m^3	0.04
z	Luftfedereinsenkung	m	veränderlich

Tabelle 3.1.: Parameter des Luftfedersystems

4. Reglerstruktur und Regelstrategie

Die hier gewählte Regelstrategie basiert auf der in [5] verwendeten. Allerdings unterscheiden sich sowohl die Ziele als auch das zugrunde gelegte Fahrzeugmodell in dieser Arbeit von den dortigen. In [5] soll die freie Querbeschleunigung reduziert werden, hier der Wagenkastenwankwinkel. Das dort verwendete Fahrzeugmodell enthält zusätzlich zur 4-Punkt-Steuerung einen Wankstabilisator. Dadurch wird die Wanksteifigkeit des Fahrzeugs gegenüber der 4-Punkt-Steuerung alleine deutlich erhöht. Das Ziel der gewählten Regelstrategie ist das Ausnützen von im Vorhinein bekannten Größen zur Realisierung einer vorausschauenden Vorsteuerung, die den Großteil der Kompensation ermöglichen soll.

4.1. Überblicksartige Betrachtung des Regelkreises

Der Regelkreis besteht aus den in Abb. 4.1 dargestellten Komponenten, wobei y die Regelgröße ist, w die Führungsgrößen sind, e die Regelabweichung oder der Regelfehler, u_V die Ausgangsgröße der Vorsteuerung, u_R die Ausgangsgröße der Regelung, u die Stellgröße und d die Störgrößen darstellt.

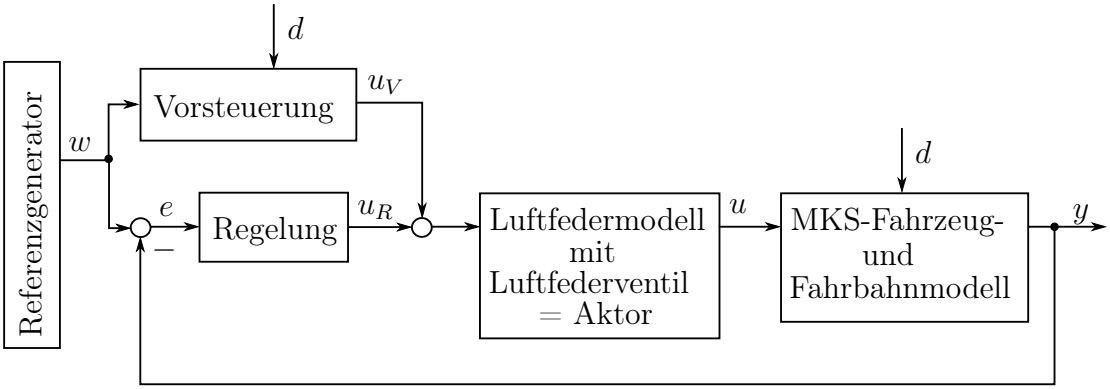


Abbildung 4.1.: Darstellung des Regelkreises

Das MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell wurde in Abschnitt 3.1 beschrieben und beinhaltet das Luftfedersystem, das wiederum den Aktor, welcher aus Luftfedermodell und elektronischem Luftfederventil besteht, siehe Abschnitt 3.2, enthält.

Das Regelsystem besteht aus einer kennfeldbasierten vorausschauenden Vorsteuerung für die Bogenfahrt und einer kompensatorischen Regelung. Die Aufgabe der Vorsteuerung ist es, bekannte Größen, wie zum Beispiel die Trassierungsdaten der Strecke, heranzuziehen, um eine Vorausschau zu ermöglichen. Dadurch kann eine schnellere Reaktion des Systems auf bekannte Größen erreicht werden. Die kompensatorische Regelung soll den Effekt aller unbekannten Größen und Störungen mildern bzw. ausgleichen, wobei jede dieser Störungen eigene Anforderungen an die Regelung stellt. Als Regelgröße y wird hier der sekundäre Wankwinkel des Fahrzeugs verwendet, da die Wankkompensation auf einen möglichst geringen Wankwinkel des Wagenkastens abzielt, jener des Drehgestellrahmens aber nicht beeinflusst werden kann und ein Neigen des Wagenkastens nach bogeninnen gegenüber dem Drehgestellrahmen bei Stillstand im überhöhten Gleis den Lichtraumbedarf erhöhen würde. Die Ausgangsgrößen von Vorsteuerung u_V und Regelung u_R werden, wie in Abbildung 4.1 ersichtlich, addiert und dieses Signal wird dem Aktor zugeführt. Hier wird die Stellgröße beschränkt, um die physikalischen Limits, die Stellgeschwindigkeit und die maximale Öffnung, des Luftfederventils zu berücksichtigen. Die in Simulink modellierte Reglerstruktur ist in Abbildung A.2 dargestellt. Im Folgenden wird das Regelsystem, die kennfeldbasierte vorausschauende Vorsteuerung für die Bogenfahrt und die kompensatorische Regelung genauer beschrieben.

4.2. Regelsystem

Das hier vorgestellte Regelsystem benötigt, um realisiert werden zu können, ausgewählte durch Messung zu ermittelnde Größen. Folgende Daten sind nötig:

- Trassierungsdaten der Strecke (Überhöhung u und Krümmung $1/R$) (offline)
- Geschwindigkeit des Fahrzeugs v (online)
- Position des Fahrzeugs auf der Strecke s (online)
- Luftdruck in den Luftfederbälgen p (online)
- Masse des Wagenkastens m_{WK} (online)
- Luftfedereinsenkungen z (online)

Da alle der hier angeführten Größen außer den Trassierungsdaten durch Messung ermittelt werden müssen, können diese fehlerbehaftet sein. In dieser Arbeit werden Abweichungen in der Fahrgeschwindigkeit stellvertretend für einen möglichen Messfehler beispielhaft betrachtet.

Als Regelstrategie für das Gesamtfahrzeug wurde ein symmetrisches Regelsystem gewählt. Dabei werden die Messsignale von beiden Drehgestellen gemittelt und verarbeitet. Es gibt also nur einen Regler, der die beiden Drehgestelle zeitgleich mit dem gleichen gemittelten Signal ansteuert.

Bevor Vorsteuerung und Regelung im Detail betrachtet werden, sei angemerkt, dass sich die Reglerstruktur im Laufe der Untersuchungen verändert hat und an die gewonnenen Erkenntnisse angepasst wurde. Hier wird die finale Konfiguration vorgestellt.

4.3. Kennfeldbasierte vorausschauende Vorsteuerung

Die hier verwendete Vorsteuerung für die Bogenfahrt nutzt bekannte Größen zur Realisierung einer Vorausschau und hat die Aufgabe auf Basis dieser Vorausschau die notwendige Stellgeschwindigkeit, die Deformationsgeschwindigkeit der Luftfeder sicherzustellen. Sie bekommt einerseits die gemittelten Drücke der bogenäußeren und bogeninneren Luftfedern und andererseits vom Referenzgenerator als Führungsgrößen je einen Sollwert für die Deformationsgeschwindigkeit der bogenäußeren und bogeninneren Luftfeder $\dot{z}_{ff}$. Die Beziehung zur Berechnung dieser Sollwerte wurde aus [5] entnommen und ist in (4.1) angegeben, wobei das + für die bogenäußere und das − für die bogeninnere Luftfeder gilt.

$$\dot{z}_{ff} = \pm \frac{2d_1}{s} \left(\alpha + \frac{m_{WK}\, h_{g_1}\, g}{4c_0\, d_1^2} \right) \dot{d} \tag{4.1}$$

$$d = \frac{v^2 s}{g} \frac{1}{R} - \arctan\left(u/s\right) s \tag{4.2}$$

$\dot{d}$ ist die zeitliche Ableitung des Überhöhungsfehlbetrags, der folgendermaßen gebildet wird: Mit der Position des Fahrzeugs auf der Strecke können aus den Trassierungsdaten Krümmung und Überhöhung ermittelt werden und daraus in Kombination mit Fahrzeugdaten und der gemessenen Fahrgeschwindigkeit der Überhöhungsfehlbetrag d nach (4.2) abgeschätzt werden. $\dot{d}$ kann durch numerische Differentiation aus d bestimmt werden. Die verwendeten Parameter sind in Tabelle 4.1 angegeben und beschrieben. Da sich die Sollwerte für die beiden Luftfedern nur durch das Vorzeichen unterscheiden, ist eine reine Neigebewegung das Ziel, welches aufgrund der unterschiedlichen erzielbaren Strömungsgeschwindigkeiten beim Einblasen und Auslassen in bzw. aus dem Luftfederbalg nicht ganz erreicht wird. Die Vorsteuerung basiert auf einer vordefinierten Beziehung zwischen der Öffnung des Luftfederventils und der Geschwindigkeit der Luftfederdeformation. Diese vordefinierte Beziehung stellt hier ein Kennlinienfeld dar, welches durch Simulationen in SIMPACK aufgezeichnet wurde. Das in Abschnitt 3.2 beschriebene Luftfedermodell wurde mit unterschiedlichen Kräften belastet, sodass sich ausgewählte Drücke in der Luftfeder einstellen. Dann wurde das Steuerventil zu einem gewissen Prozentsatz geöffnet und entweder Luft aus dem Versorgungsbehälter

eingeblasen oder in die Umgebung abgelassen. Dabei wurde die vertikale Deformationsgeschwindigkeit der Luftfeder gemessen. Das daraus gewonnene Kennlinienfeld für die Vorsteuerung bei Bogenfahrt ist in Abb. 4.2 dargestellt, wobei die Art der Öffnung des Steuerventils, „positiv“ oder „negativ“, angibt, ob der Luftfederbalg mit dem Ausgleichsbehälter oder der Umgebungsluft verbunden wird. Eine „negative“ Öffnung des Steuerventils hat eine Verbindung zum Ausgleichsbehälter und daher ein Belüften der Luftfeder zur Folge und eine „positive“ Öffnung eine Verbindung zur Umgebung und dem damit verbundenen Entlüften der Luftfeder. Mit einem Sollwert für die vertikale Deformationsgeschwindigkeit der Luftfeder und dem Luftdruck im Luftfederbalg kann mit Hilfe von linearer Interpolation aus dem Kennlinienfeldder Vorsteuerung die notwendige Ventilöffnung bestimmt werden; genau das macht die Vorsteuerung. Da für die bogeninnere und bogenäußere Luftfeder unterschiedliche Sollwerte für die Deformationsgeschwindigkeit vorgeben werden und, wie im Kennlinienfeld ersichtlich, eine größere Deformationsgeschwindigkeit in die positive z-Richtung des Luftfedermodells möglich ist, wird durch die Vorsteuerung immer mehr Luft in die bogenäußere Luftfeder eingeblasen, als aus der bogeninneren Luftfeder ausgelassen. Dies führt dazu, dass der Wagenkasten leicht angehoben wird.

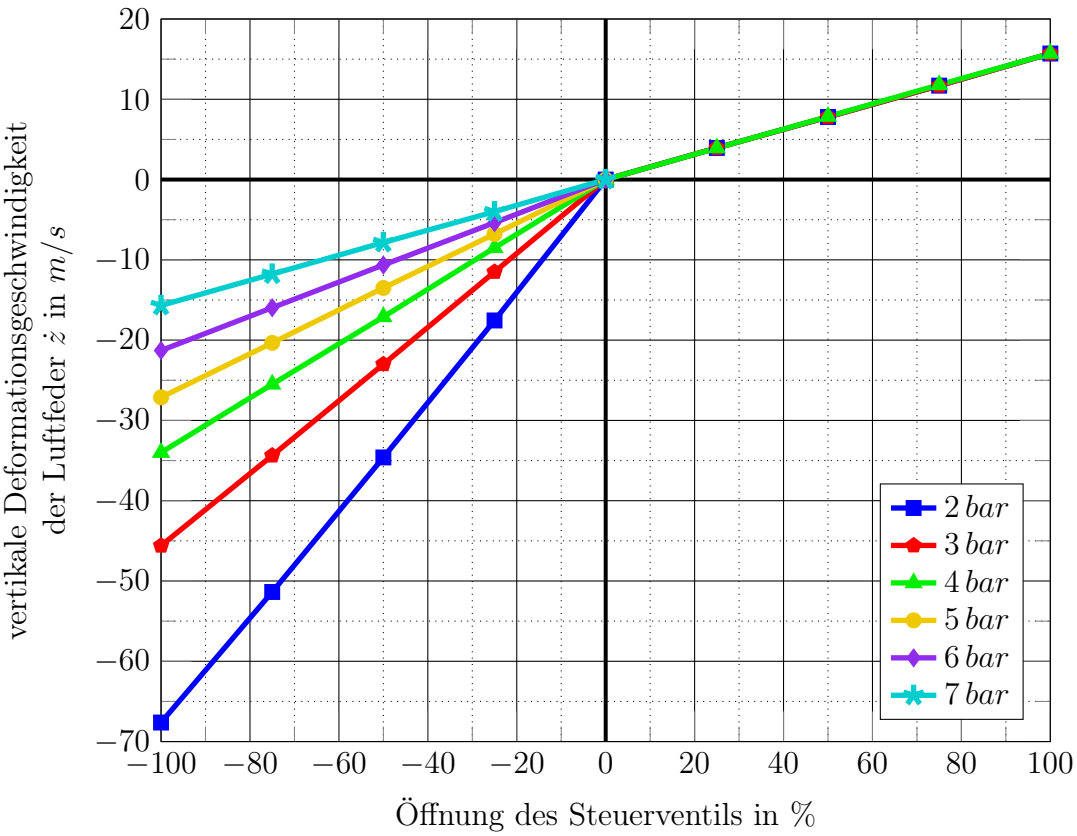


Abbildung 4.2.: Kennlinienfeld der Vorsteuerung

Die für die kennfeldbasierte vorausschauende Vorsteuerung notwendigen Daten und Messsignale sind also:

- Trassierungsdaten der Strecke (Überhöhung u und Krümmung $1/R$) (offline)
- Geschwindigkeit des Fahrzeugs v (online)
- Position des Fahrzeugs auf der Strecke s (online)
- Luftdruck in den Luftfederbälgen p (online)
- Masse des Wagenkastens m_{WK} (online)

Parameter	Beschreibung	Einheit	Wert
α	Parameter zur Einstellung der Vorsteuerung	1	-0.055
c_0	lineare Ersatzfedersteifigkeit der Luftfeder in Nulllage	N/m	655921.23
d	Überhöhungsfehlbetrag	m	veränderlich
d_1	halbe Luftfederbasis	m	0.93
h_{g_1}	Höhe des Wagenkastenschwerpunkts bezogen auf die Schienenoberkante	m	1.798
s	Spurweite	m	1.435
u	Überhöhung	m	veränderlich
$\dot{z}_{ff}$	Deformationsgeschwindigkeit der Luftfeder	m/s	veränderlich

Tabelle 4.1.: Parameter zur Berechnung der Sollwerte für die Vorsteuerung

4.4. Kompensatorische Regelung

Die kompensatorische Regelung hat die Aufgabe den als Regelgröße y verwendeten sekundären Wankwinkel des Fahrzeugs zu kompensieren. Deshalb liefert der Referenzgenerator einen Sollwert von 0° sekundären Wankwinkel an die Regelung. Die Regelabweichung e, hier die Abweichung des sekundären Wankwinkels des Fahrzeugs von 0°, wird von einer Totzone überlagert und dem Regler zugeführt. Die Totzone sorgt dafür, dass der Regler erst aktiv wird, wenn der Regelfehler einen gewissen Grenzwert überschreitet. Sie wird einerseits verwendet, weil eine gewisse Abweichung vom Sollwert kein Problem darstellt und andererseits um zu verhindern, dass der Regler ständig aktiv ist. Die Begründung dafür, dass die Totzone nur in der Geradeausfahrt verwendet wird und ihr Einfluss werden anhand

von Simulationsergebnissen in den Abschnitten 6.3.1 und 6.3.2 behandelt. Hier wird ein linearer PD-Regler verwendet. Er reagiert auf den Regelfehler und dessen zeitliche Ableitung und wurde in der Erwartung gewählt, dass er auf Störungen schnell reagiert und das System rasch zurück zum Sollwert führt. Die Regelgröße wird wie folgend bestimmt: Aus den gemessenen Luftfedereinsenkungen wird für das vorlaufende und das nachlaufende Drehgestell nach (4.3) separat der jeweilige Relativwankwinkel zum Wagenkasten berechnet.

$$\Theta_{rel,WK-DG_i} = \frac{z_{links,i} - z_{rechts,i}}{2d_1} \qquad \text{i=vorlaufend, nachlaufend} \tag{4.3}$$

Durch das Mitteln dieser beiden Relativwinkel wird der gemittelte sekundäre Wankwinkel des Fahrzeugs abgeschätzt. Die festzulegenden Parameter des PD-Reglers sind die Verstärkung K_{PR} und die Vorhaltezeit T_v (Abschnitt 4.3.5 in [3]), welche in Abschnitt 6.3 festgelegt werden.

Die Luftfedern eines Drehgestells werden bei der hier verwendeten Regelstrategie nicht unabhängig voneinander geregelt, sondern folgendermaßen aufeinander abgestimmt:

- das auslassende, elektronisch geregelte Luftfederventil gibt die maximale Öffnung vor, da das Auslassen langsamer ist als das Einblasen.
- die Öffnung des einblasenden, elektronisch geregelte Luftfederventils wird so bestimmt, dass der Volumenstrom durch die beiden Luftfederventile gleich groß ist.

Die Volumenströme können durch die Koppelung aufgrund der Nichtlinearität von (3.1) und (3.2) zwar nicht exakt gleich gehalten werden, aber näherungsweise. Das hat den Vorteil, dass durch den Regler hauptsächlich eine Neigebewegung erzielt wird, der Wagenkasten weder stark angehoben noch abgesenkt wird und dadurch weniger Druckluft verbraucht wird. Ein Nachteil dabei ist, dass die erzielbare Neigungsgeschwindigkeit etwas abnimmt.

4.5. Software und Kopplung mit dem MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell

Die Reglerstruktur wurde in den Programmen MATLAB [35] und Simulink [36] des Unternehmens The MathWorks modelliert. Sie wurde mit Hilfe der SIMAT-Schnittstelle [28] mit dem MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell in SIMPACK gekoppelt. Der dadurch entstehende Regelkreis wurde im Zuge von sogenannten Co-Simulationen [37] untersucht. Aus dem MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell werden folgende Größen online an die Reglerstruktur übergeben:

- Drücke in den Luftfederbälgen
- Einsenkungen der Luftfedern
- Position des Fahrzeugs auf der Strecke
- Fahrgeschwindigkeit
- Masse des Wagenkastens

Diese gibt die kombinierte Ausgangsgröße von Vorsteuerung und Regelung $u_V + u_R$ zurück an das SIMPACK-Modell.

5. Fahrszenarien

Um das Potential des in Kapitel 3 beschriebenen Systems hinsichtlich Wankkompensation zu erfassen, müssen aussagekräftige Simulationsszenarien ausgewählt werden. Die durchgeführten Manöver wurden in drei Kategorien geteilt. Einerseits wurde die Durchfahrt durch einen langgezogenen Bogen betrachtet, andererseits das Auftreten eines Seitenwinds im geraden Gleis und auch die Fahrt auf einem realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt wurde simuliert. In diesem Abschnitt sollen die in der Simulation verwendeten Fahrszenarien vorgestellt und kurz diskutiert werden. Da es Randbedingungen gibt, die eingehalten werden müssen, kommen nur bestimmte Fahrszenarien in Frage. Die Trassierung unterliegt Vorschriften [10], die sich wesentlich auf die Wahl der Fahrmanöver auswirken.

5.1. Bogendurchfahrt

Beim Fahrszenario Bogendurchfahrt werden folgende Trassierungselemente hintereinander verwendet:

1. Gerade
2. Übergangsbogen in Form einer Klothoide, die Krümmung und die Überhöhung werden von 0 bis zu den Werten des Kreisbogens linear aufgebaut
3. Kreisbogen
4. Übergangsbogen in Form einer Klothoide, die Krümmung und die Überhöhung werden von den Werten des Kreisbogens bis auf 0 linear abgebaut
5. Gerade

Ziel ist es, hinsichtlich des Lichtraumbedarfs, möglichst aussagekräftige und somit auch kritische Fahrszenarien zu wählen, um eine Potentialuntersuchung zur Wankkompensation so einfach wie möglich durchführen zu können. Die Anfangsgerade ist so parametriert, dass das Fahrzeug diese unabhängig von seiner Geschwindigkeit immer $5\,s$ befährt. Die beiden Übergangsbögen besitzen die gleiche Länge, welche wie folgt bestimmt wird. Die kleinste zulässige Übergangsbogenlänge l_u wird entweder durch die Überhöhung im Kreisbogen u oder durch den Kreisbogenradius R, solange der Querruck C und der Unterschied in der freien Seitenbeschleunigung Δa_q nicht variiert werden, da dann ein größerer Kreisbogenradius eine höhere Fahrgeschwindigkeit v ermöglicht, festgelegt. Die dazugehörigen Beziehungen sind

in (5.1) und (5.2), beide aus [10], angegeben. Der kleinere, sich aus diesen beiden Beziehungen ergebende Wert, ist dann die vorgeschriebene Mindestlänge des Übergangsbogens $l_{u_{min}}$, siehe (5.3) [10].

$$l_{u_{min,R}} = \frac{v\,\Delta a_q}{C} \tag{5.1}$$

$$l_{u_{min,u}} = m\,u \tag{5.2}$$

$$l_{u_{min}} = min(l_{u_{min,R}}, l_{u_{min,u}}) \tag{5.3}$$

Dabei ist $\frac{1}{m}$ die Neigung der Überhöhungsrampe. Für den Querruck und die Neigung der Überhöhungsrampe wurden die maximal zulässigen Werte $C_{max} = 0.67\,m/s^3$ [10] und $\left(\frac{1}{m}\right)_{max} = 300$ [10] gewählt, da diese eine minimale Übergangsbogenlänge zur Folge haben. Außerdem darf die maximale Überhöhung des Gleises $u_{max} = 165\,mm$ zufolge [10] nicht überschreiten. Im Folgenden wird immer die minimal zulässige Übergangsbogenlänge verwendet, da sie ein kritischeres Fahrszenario liefert. Die Kreisbogenlänge wurde so gewählt, dass das Fahrzeug $20\,s$ im Kreisbogen fährt, in der Erwartung, dass sich gegen Ende eine quasistationäre Bogenfahrt einstellt. Die Länge der abschließenden Geraden wurde so gewählt, dass das Fahrzeug auf jeden Fall in einen quasistationären Zustand zurückkehrt und ist dementsprechend groß.

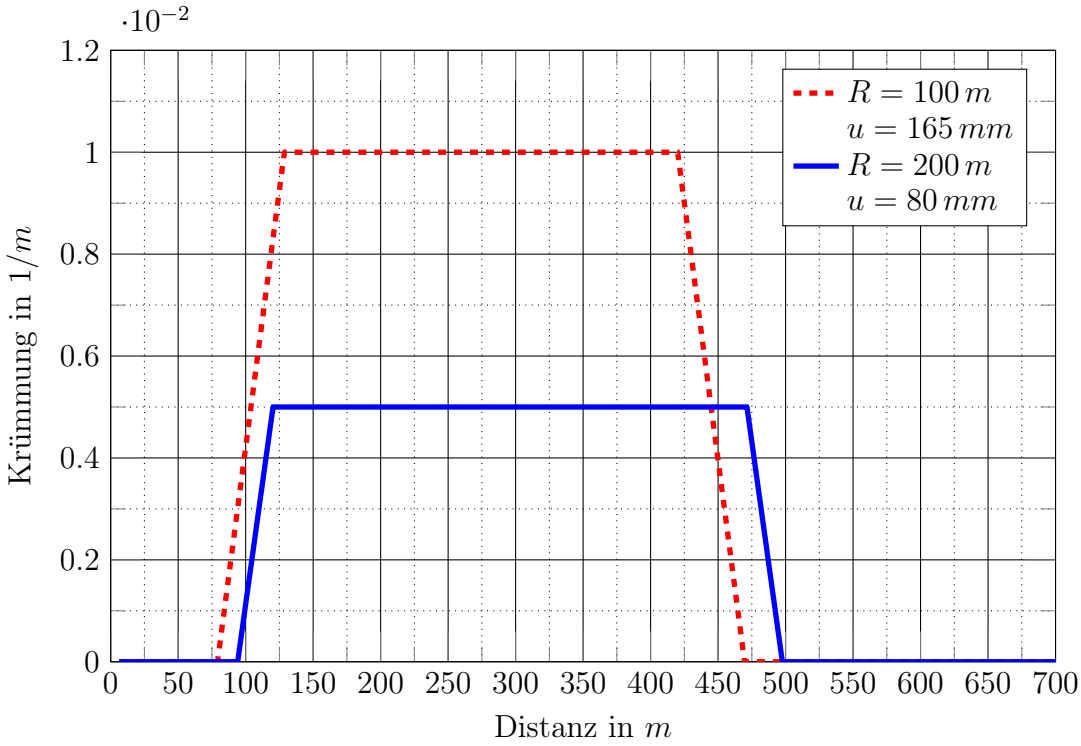
Zusätzlich darf die freie Seitenbeschleunigung nicht größer als der zulässige Maximalwert $a_{q_{max}} = 1\,m/s^2$ [4] sein. Zudem beträgt die zulässige Höchstgeschwindigkeit des Metrofahrzeugs $v_{max} = 90\,km/h$ und die Entwurfsgeschwindigkeit ist $v_e = 80\,km/h$. In Abschnitt 6.1 wird gezeigt werden, dass die maximal zulässige freie Seitenbeschleunigung $a_{q_{max}} = 1\,m/s^2$ [4] den größten Lichtraumbedarf des Fahrzeugs ergibt, weshalb für die Auswahl der Fahrszenarien $a_q = 1\,m/s^2$ verwendet wurde. Diese Randbedingung kombiniert mit jener der Fahrgeschwindigkeit grenzt die möglichen Fahrszenarien deutlich ein.

Der Kreisbogenradius wurde mit $R_{max} = 500\,m$ begrenzt. Bei größeren Bögen und einer maximalen Fahrgeschwindigkeit von $v_{max} = 90\,km/h$ wird die freie Querbeschleunigung geringer als $a_{q_{max}}$ und dadurch nehmen der Wankwinkel und damit auch der Lichtraumbedarf ab.

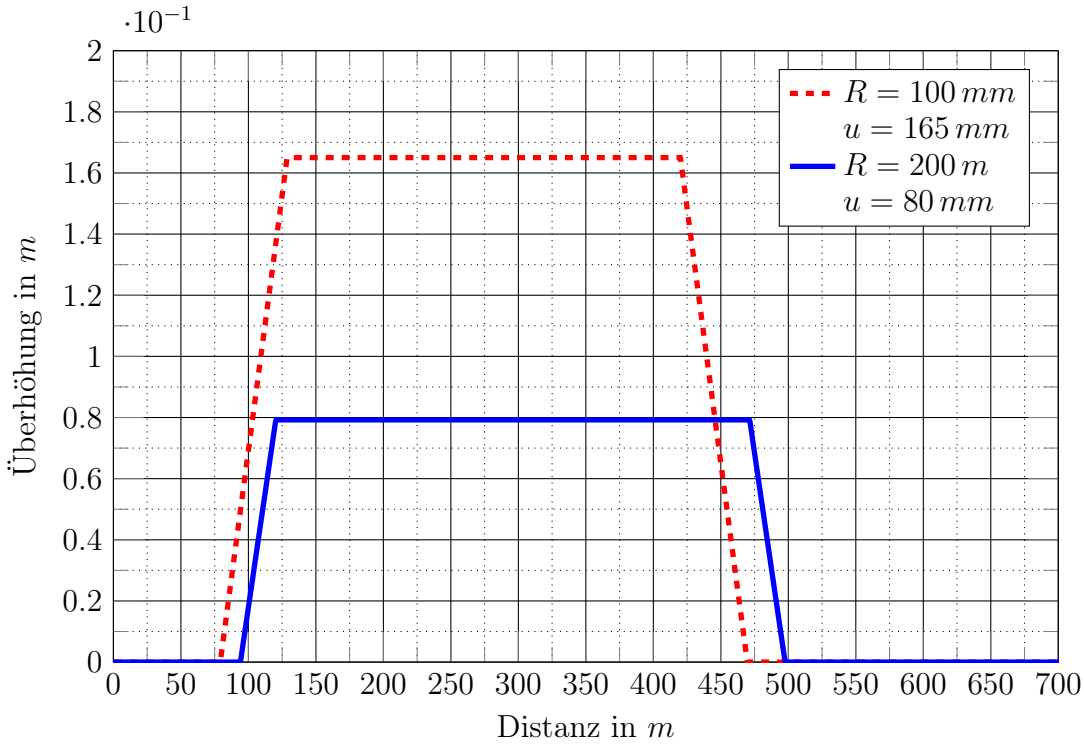
Unter Einhaltung dieser Randbedingungen wurden die folgenden zwei repräsentativen Fahrszenarien, dargestellt in Abb. 5.1, ausgewählt:

1. $R = 100\,m$, $u = 165\,mm$ ($a_q = 1\,m/s^2 \Rightarrow v = 14.5711\,m/s = 52.4561\,km/h$)
2. $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$ ($a_q = 1\,m/s^2 \Rightarrow v = 17.5559\,m/s = 63.2012\,km/h$)

Diese zwei Fahrszenarien wurden sowohl mit idealem Gleis als auch mit stochastischen Gleislagefehlern nach ORE-high [32] realisiert.



(a) Krümmungsverlauf



(b) Überhöhungsverlauf

Abbildung 5.1.: ausgewählte Fahrszenarien

Das Fahrszenario $R = 100\,m$, $u = 165\,mm$ stellt einen sehr engen Kreisbogen dar, welcher für Metros maximal überhöht sein kann, um eine möglichst hohe zulässige Fahrgeschwindigkeit zu ermöglichen. Dies stellt hinsichtlich der Trassierung ein Extremszenario dar. Die minimal zulässige Übergangsbogenlänge l_u wird bei diesem Fahrszenario durch die Überhöhung festgelegt und das Fahrzeug durchfährt den Übergangsbogen mit einer Geschwindigkeit von $v = 14.5711\,m/s$, die im Kreisbogen zu einer quasistationären freien Seitenbeschleunigung von $a_q = 1\,m/s^2$ führt, in ca. $3.4\,s$.
Beim Manöver $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$ wird ein enger Bogen mit mäßiger Überhöhung durchfahren. Eine geringere Überhöhung wäre hier nicht sinnvoll, da dadurch die zulässige Fahrgeschwindigkeit abnehmen würde; eine etwas größere Überhöhung wäre allerdings denkbar, da bis zur zulässigen Höchstgeschwindigkeit des Metrofahrzeugs bei diesem Fahrszenario noch ein deutlicher Spielraum vorhanden ist. Hier wird die minimal zulässige Übergangsbogenlänge durch die zulässige Fahrgeschwindigkeit aufgrund des Kreisbogenradius festgelegt. Das Fahrzeug durchfährt den Übergangsbogen mit einer Geschwindigkeit von $v = 17.5559\,m/s$, die im Kreisbogen ebenfalls zu einer quasistationären freien Seitenbeschleunigung von $a_q = 1\,m/s^2$ führt, in ca. $1.5\,s$.

Als **Auslegungsszenario** wurde das Fahrszenario $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$ mit der dazugehörigen Fahrgeschwindigkeit gewählt. Es soll einerseits zur Auslegung von Vorsteuerung und Regelung dienen und andererseits sollen unterschiedlichste Effekte anhand dessen untersucht werden. Die Gründe für die Wahl dieses Manövers sind, dass es hinsichtlich des Lichtraumbedarfs ein äußerst kritisches Szenario ist, der Kreisbogenradius für den Metrobereich zwar eher klein aber nicht am unteren Limit ist, die Überhöhung einen üblichen Wert einnimmt und hinsichtlich den Trassierungsrichtlinien [10] nicht in der Nähe eines Grenzwerts liegt und die Fahrgeschwindigkeit sich ebenfalls nicht nahe der höchstzulässigen Geschwindigkeit befindet, sodass eine Variation der Überhöhung und der Fahrgeschwindigkeit problemlos möglich ist.

Anhand des Auslegungsszenarios wurden auch Abweichungen der Überhöhung von $\pm 20\,mm$ und Änderungen in der Querbeschleunigung um $\pm 20\%$ berücksichtigt, sowohl bei idealem Gleis als auch mit stochastischen Gleislagefehlern. Diese Werte wurden so gewählt, da ein Überhöhungsfehler von $20\,mm$ den Beispielwert aus [4] für diese Größe darstellt und eine Abweichung in a_q von $\pm 20\%$ als realistisch eingestuft wurde. Die Abweichung in der Überhöhung erzeugt eine Änderung in a_q. Der auf $\Delta a_q = 20\%$ fehlende Rest, wurde durch eine Geschwindigkeitsabweichung verursacht. Der Einfluss dieser Störungen ist in Abschnitt 6.3.1 anhand von Simulationen beschrieben.

5.2. Windszenario

Da für die Lichtraumberechnung das Auftreten von Seitenwind im geraden Gleis ein kritisches Szenario darstellen kann, wurde dafür ein eigenes Fahrszenario entworfen, welches eine einfache Potentialuntersuchung der Wankkompensation bei Seitenwind ermöglicht. Dieses Manöver ist an das Berechnungsverfahren nach BO-Strab [4] angelehnt. Das Fahrzeug fährt hierbei im geraden Gleis und eine den Seitenwind repräsentierende Kraft, die wie in Abschnitt 3.1 beschrieben am Wagenkasten angreift, wird mit dem in Abb. 5.2 dargestellten Verlauf aufgebracht. Die Kraft des Seitenwinds beträgt 13000 N und ergibt sich aus dem vorgeschriebenen Winddruck von 200 N/m^2 [4] und der Windangriffsfläche von 65 m^2 des verwendeten Fahrzeugs.

Es wurde ein Windverlauf, dargestellt in Abb. 5.2, angenommen, bei dem sich der Seitenwind beginnend bei Null linear aufbaut, die volle Windkraft dann für 10 s anhält und der Wind danach wieder linear bis zu Null abnimmt. Die Dauer der Rampe wurde folgendermaßen bestimmt:

$$\Delta t_{Rampe} = \frac{Wagenkastenlänge}{Fahrgeschwindigkeit}$$

Das entspricht der Situation, dass das Fahrzeug aus einem Tunnelabschnitt in einen freien Streckenabschnitt fährt, auf dem ein Seitenwind bläst und kurz darauf wieder in einen Tunnelabschnitt einfährt.

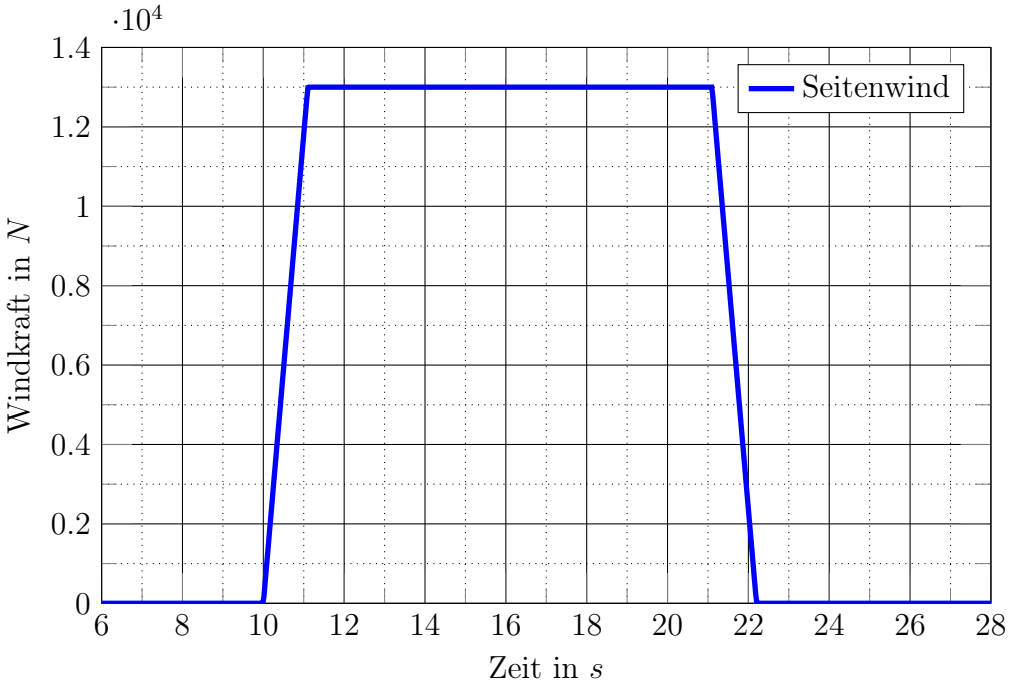


Abbildung 5.2.: Seitenwindverlauf

Das Auftreten dieses Szenarios ist in der Realität nicht besonders wahrscheinlich, da das Fahrzeug direkt nach dem Tunnelportal in den seltensten Fällen einem Seitenwind komplett ausgesetzt ist. Für den Vollbahnbereich ist das im Gebirge durchaus denkbar, hier wird aber ein Metrofahrzeug betrachtet. Trotzdem ist dieses Manöver aussagekräftig, da in der Einschränkungsrechnung dieser Extremfall maßgebend ist, solange er nicht zu 100% ausgeschlossen werden kann.

Auch dieses Fahrszenario wurde sowohl mit idealem Gleis als auch mit stochastischen Gleislagefehlern nach ORE-high [32] behandelt.

5.3. Realitätsnaher U-Bahn-Streckenabschnitt

Als drittes Manöver wurde auch ein realitätsnaher Trassierungsverlauf verwendet. Da eine Datei zur Verfügung stand, die die gemessenen Trassierungsdaten inklusive stochastischer Gleislagefehler eines realen U-Bahn-Streckenabschnitts beinhaltet, wurde diese Möglichkeit genutzt, um Simulationen an einem möglichst realitätsnahen Szenario zu machen. Der Krümmungs- und Überhöhungsverlauf dieses Streckenabschnitts sind in Abb. 5.3 dargestellt. Diese Strecke wurde der Einfachheit halber mit konstanter Geschwindigkeit von $70\,km/h$ durchfahren. Der, basierend auf der idealen Trassierung, berechnete quasistationäre Verlauf der freien Seitenbeschleunigung ist in Abb. 5.4 dargestellt.

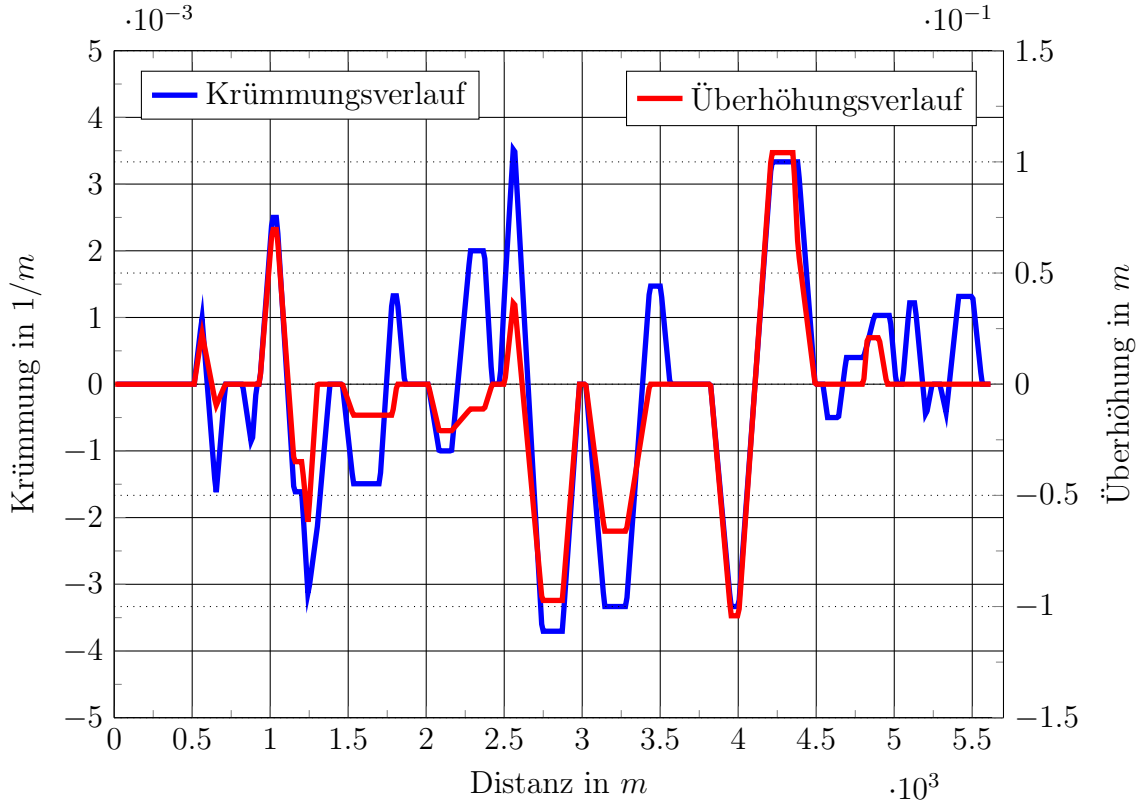


Abbildung 5.3.: Soll-Trassierung des realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitts

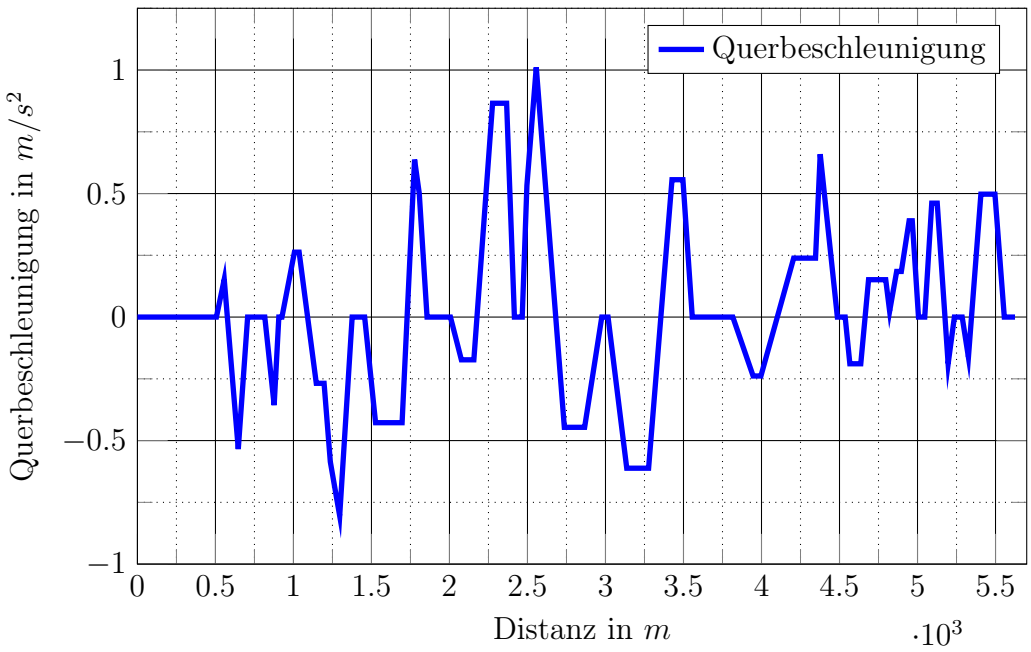


Abbildung 5.4.: freie Seitenbeschleunigung des Wagenkastens zufolge der Soll-Trassierung des realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitts und einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von $70\,km/h$

6. Ergebnisse und Potentialuntersuchung

In diesem Abschnitt der Arbeit werden die wesentlichen Ergebnisse und Erkenntnisse der durchgeführten Untersuchungen aufbereitet und diskutiert. Zuerst werden Simulationsresultate behandelt, die die gewählten Simulationskonfigurationen absichern und zeigen, dass diese zur Bearbeitung der Aufgabenstellung maßgebend sind. Zudem werden die Effekte und die Funktion der einzelnen Komponenten der Reglerstruktur untersucht und diskutiert. Dabei wird zuerst detailliert auf den Einfluss der Vorsteuerung eingegangen und danach wird die Regelung ebenfalls ausführlich behandelt, wobei hier zwischen zwei unterschiedlichen Störungstypen unterschieden wird. Einerseits werden Abweichungen in der Überhöhung und Messfehler in der Geschwindigkeit, die gemeinsam zu Abweichungen in der auftretenden freien Seitenbeschleunigung führen, behandelt und andererseits wird der Effekt eines Seitenwinds untersucht. In der Folge werden alle in dieser Arbeit behandelten Störungen einander überlagert und deren Effekte an kombinierten Szenarien simuliert. Im Zuge dessen werden zwei unterschiedliche Manöver untersucht. Abschließend wird noch das Potential des in Kapitel 3 vorgestellten Systems angegeben.

Bevor hier im Folgenden Ergebnisse präsentiert werden, soll noch einmal festgehalten werden, dass die Potentialuntersuchung, des in Kapitel 3 beschriebenen hier untersuchten Systems, immer gegenüber dem Referenzfahrzeug, welches in Abschnitt 1.3 vorgestellt wurde, stattfindet. Dieses Referenzfahrzeug verwendet eine 4-Punkt-Steuerung mit mechanischer Regelung der Luftfederventile zur Niveauregulierung. Außerdem sei hier erwähnt, dass die Berechnung des Lichtraumbedarfs nach den BOStrab-Lichtraum-Richtlinien [4] einen quasistatischen Ansatz verwendet. Die hier durchgeführten dynamischen Simulationen ergeben keinen Wert, sondern zeitliche Verläufe der untersuchten Größen als Ergebnis. Da in den Richtlinien keine definierte Vorgehensweise angegeben wird, die beschreibt, wie Simulationsergebnisse aus dynamischen Simulationen in den verwendeten quasistatischen Ansatz überführt werden müssen, wurden hier die Extremwerte der Zeitverläufe herangezogen. Dies ist eine äußerst konservative Annahme, die natürlich auch die Potentialuntersuchung des hier betrachteten Systems beeinflusst.

6.1. Analyse des Auslegungsszenarios und des Aktorpotentials

Vor der eigentlichen Präsentation der Ergebnisse soll erwähnt werden, dass das in Abschnitt 5.1 festgelegte Auslegungsszenario, $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$, mit einer Fahrgeschwindigkeit die einer quasistationären freien Seitenbeschleunigung von $a_q = 1\,m/s^2$ im Kreisbogen entspricht, hinsichtlich des Lichtraumbedarfs tatsächlich maßgebend ist. Untersuchungen haben gezeigt, dass das voll beladene Fahrzeug (Beladungszustand EL7) in Kombination mit der maximal zulässigen freien Seitenbeschleunigung von $a_{q,max} = 1\,m/s^2$ den größten Wagenkastenwankwinkel verursacht. Daher wurden dem Auslegungsszenario diese Zustände zugrunde gelegt. Ergebnisse dieser Untersuchungen in Form von Diagrammen sind in Abb. B.1 zu finden. Weiters wurden Untersuchungen angestellt, um festzustellen, ob der in Abschnitt 3.2 gewählte maximale effektive Leitungsquerschnitt des elektronisch geregelten Steuerventils groß genug ist, um die gewünschte Wankkompensation überhaupt realisieren zu können. Simulationen haben gezeigt, dass sich ausreichend große Volumenströme durch die Ventile einstellen können, um den sekundären Wankwinkel vollständig zu kompensieren, also quasistationär auf 0° zu halten. Dadurch ist es theoretisch ebenfalls möglich den Wagenkastenwankwinkel deutlich zu reduzieren. Dieses Ergebnis ist in Abb. B.2 abgebildet und stellt gleichzeitig auch das theoretische Potential des elektronisch geregelten Luftfederventils dar.

6.2. Vorsteuerung

In diesem Abschnitt wird der Effekt der in Abschnitt 6.2 beschriebenen Vorsteuerung gezeigt. Hier wird davon ausgegangen, dass keinerlei Messfehler oder Trassierungsabweichungen vorhanden sind, um das maximal mögliche Potential der Vorsteuerung aufzuzeigen. (4.1) zur Bestimmung des Sollwertes für die Vorsteuerung beinhaltet den freien Parameter α, der zur Einstellung der Vorsteuerung passend gewählt werden muss. Hier wurde er durch Versuch und Irrtum ermittelt. Der Einfluss verschiedener Werte von α auf die Vorsteuerung ist in Abb. 6.1 dargestellt. Da das Ziel ein sekundärer Wankwinkel von 0° ist, wurde $\alpha = -0.055$ für alle weiteren Untersuchungen gewählt. Je größer der Wert für α, desto größer ist auch der Druckluftverbrauch durch die Vorsteuerung.

Die hier auftretenden Schwingungen sind unerwartet groß. Nach genauerer Betrachtung des Systems wurde festgestellt, dass diese Schwingungen einerseits durch das starke kurzzeitige Einblasen und Ablassen der Luft in die und aus den Luftfederbälgen und andererseits durch die stark progressive Kennlinie des Querpuffers, dargestellt in Abb. 3.2 entstehen. Aufgrund der sich im Übergangsbogen sehr schnell aufbauenden freien Seitenbeschleunigung entsteht ein sogenannter Querruck, der unter anderem dazu führt, dass der Wagenkasten lateral gegenüber dem

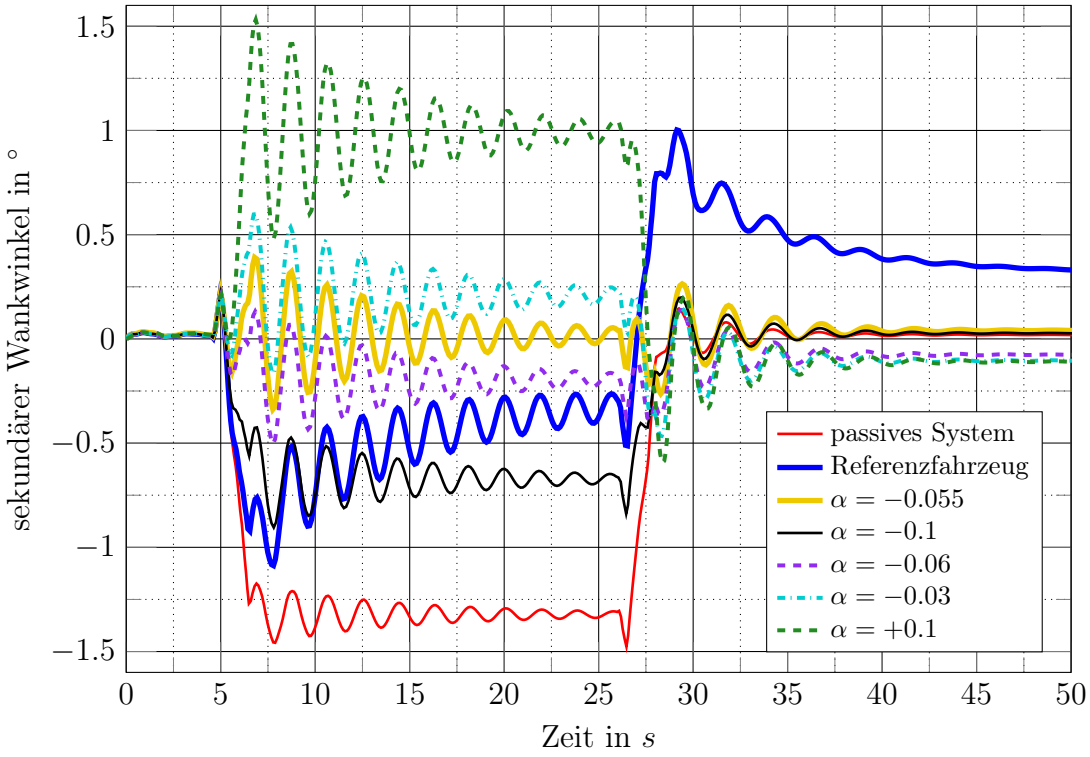


Abbildung 6.1.: Bestimmung des freien Parameters α anhand des Auslegungsszenarios bei idealem Gleis

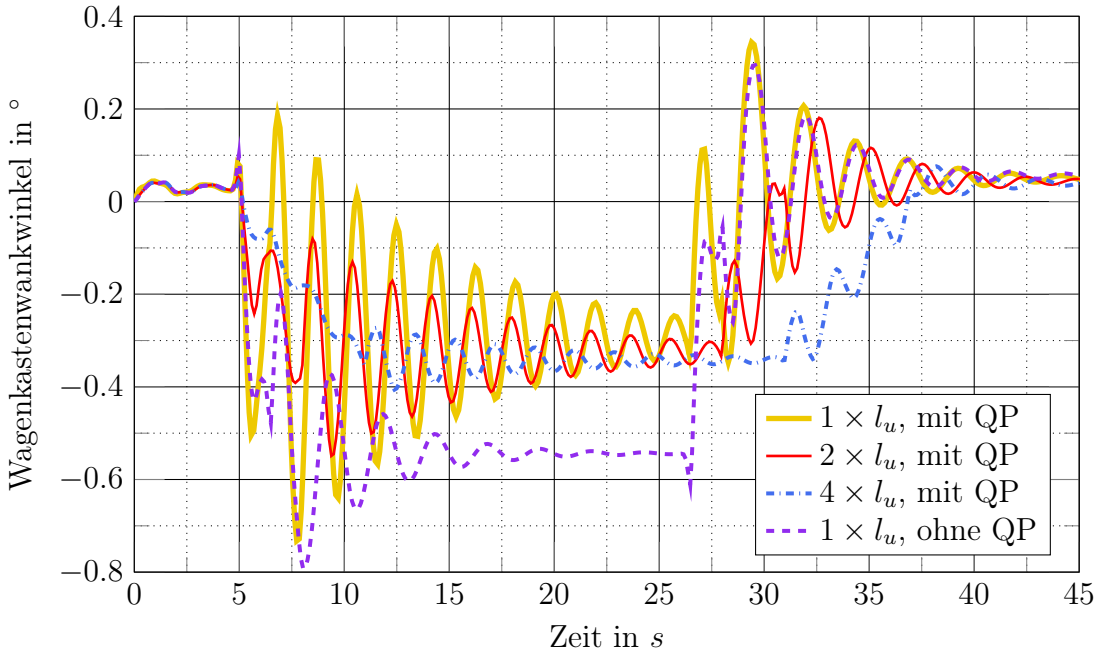
Drehgestell rasch nach bogenaußen wandert und in den Querpuffer einfedert. Dabei kommt es zu einer lateralen Schwingung des Wagenkastens im Puffer. Da die laterale Bewegung mit der Wankbewegung bei Schienenfahrzeugen dieser Art stark gekoppelt ist, wird eine Wagenkastenwankschwingung in der Nähe der Wagenkasteneigenfrequenz für Wanken induziert. Diese Koppelung kommt einerseits vom Verhalten der Luftfeder [38] und andererseits liegt der momentane Wankpol aufgrund des Einfederns in den Querpuffer näherungsweise in dessen Höhe, wodurch eine im Wagenkastenschwerpunkt wirkende Beschleunigung eine deutliche Wankbewegung verursacht. Die Dämpfung der Sekundärstufe ist für jenen Zustand ausgelegt, in dem sich der Wagenkasten im freien Querspiel, also nicht im Querpuffer, befindet. Federt der Wagenkasten aber deutlich in den Querpuffer ein, dann erhöht sich die laterale Steifigkeit der Sekundärstufe wesentlich. Daher ist die laterale und vertikale Sekundärdämpfung gering. Würden keine Querpuffer verwendet und zugelassen werden, dass der Wagenkasten sich lateral sehr weit gegenüber den Drehgestellen verschieben darf, dann würde die entstehende Wagenkastenwankschwingung deutlich schneller abklingen. Dies ist aus Abb. 6.2a ersichtlich. Durch das gezielte Einblasen und Ablassen von Druckluft in die und aus den Luftfedern im Übergangsbogen entsteht am Wagenkasten ein Wankmoment, das ihn nach bogeninnen neigt und so den Effekt der zufolge der Trassierung auftretenden Seitenbeschleunigung ausgleicht. Da dieses Wankmoment in einer sehr kurzen Zeit aufgebaut wird und ebenfalls von beachtlicher Größe ist, wird dadurch eine Wankschwingung des

Wagenkastens verursacht. Eine Verlängerung der Einblas- bzw. Auslassdauer, die zum Beispiel durch einen längeren Übergangsbogen erreicht werden kann, dargestellt in Abb. 6.2b, führt zu einer weniger stoßartigen, auf den Wagenkasten wirkenden Belastung, wodurch die Schwingungsamplitude von Anfang an geringer ist. Dieser Effekt ist in Abb. 6.2a dargestellt. Je länger der Übergangsbogen und dadurch auch die Dauer der Volumenströme in die bzw. aus den Luftfedern ist, desto geringere Schwingungsamplituden treten auf.

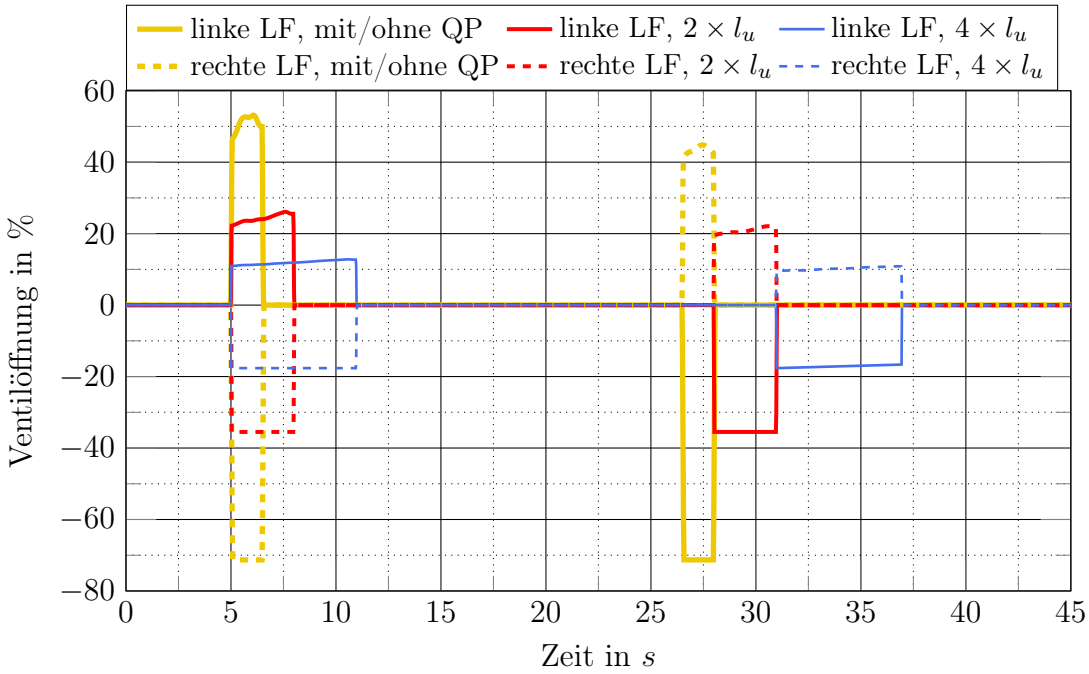
Zusammenfassend kann gesagt werden, dass zufolge einer größeren Übergangsbogenlänge ein längeres Einblasen bzw. Auslassen auftritt und dadurch die Amplitude der entstehenden Wagenkastenwankschwingung abnimmt und dass bei einer weniger progressiven Querpufferkennlinie diese Schwingung zufolge der Dämpfungsauslegung bezüglich der Geradeausfahrt besser gedämpft werden würde. Es sei erwähnt, dass hier aus lichtraumtechnischen Gründen der kürzeste zulässige Übergangsbogen betrachtet wird (er liefert ein kritisches Szenario), obwohl dieser in der Praxis nur in absoluten Ausnahmefällen Anwendung findet. Die hier vorhandene Progressivität der Querpufferkennlinie ist aber nicht unüblich.

Es wurde auch der Einfluss des Beladungszustandes und der Querbeschleunigung auf die Vorsteuerung ermittelt. Weder der Beladungszustand noch die auftretende quasistationäre freie Seitenbeschleunigung haben einen großen Einfluss auf den quasistationären Wert des sekundären Wangenkastenwankwinkels. Das bedeutet, dass die Beziehung (4.1) zur Ermittlung des Sollwertes für die Vorsteuerung sowohl den Beladungszustand als auch die Querbeschleunigung ausreichend berücksichtigt. Diese Untersuchungen haben auch gezeigt, dass ein leichteres Fahrzeug zu Wankschwingungen mit geringerer Amplitude angeregt wird, welche auch deutlich schneller abklingen. Die gleiche Aussage gilt für geringere Querbeschleunigungen. Diese Ergebnisse sind in Abb. B.3 dargestellt.

Nun soll das Potential der Vorsteuerung beschrieben werden. Dabei muss einerseits die mögliche Wagenkastenwankwinkelkompensation und andererseits der dafür notwendige Druckluftbedarf betrachtet werden. Aus Abb. 6.1 ist klar ersichtlich, dass mit Hilfe der Vorsteuerung, in der Gegenüberstellung zum Referenzfahrzeug, eine Kompensation des Wagenkastenwankwinkels möglich ist. Für den hier betrachteten Fall, ideales Gleis und keinerlei Messfehler oder Trassierungsabweichungen, können durch die Vorsteuerung zumindest 0.6° des Wagenkastenwankwinkels kompensiert werden, das einer Reduktion um $\approx 60\%$ entspricht. Der Luftverbrauch nimmt dabei zu.



(a) Einfluss der Übergangsbogenlänge l_u und des Querpuffers auf den Wagenkastenwankwinkelverlauf



(b) Einfluss der Übergangsbogenlänge l_u und des Querpuffers auf die Ventilöffnung zufolge der Vorsteuerung

Abbildung 6.2.: Einfluss der Übergangsbogenlänge l_u und des Querpuffers bei $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$, $a_q = 1\,m/s^2$ ($v = 17.5559\,m/s$) und $\alpha = -0.055$ am idealen Gleis

6.3. Regelung

Da die Vorsteuerung auftretende Störungen nicht kompensieren kann, wird diese mit einer Regelung kombiniert. Hier werden nun die Effekte des in Abschnitt 4.4 vorgestellten PD-Reglers und weiterer Elemente der Reglerstruktur präsentiert und es wird auch auf die Wahl der Parameter K_{PR} (Verstärkung) und T_v (Vorhaltezeit), die das Verhalten des Reglers festlegen, eingegangen. Wie schon in Abschnitt 4.1 erwähnt, soll der Regler die Effekte ausgewählter Störungen ausregeln. Ergebnisse werden hier einerseits für die Bogenfahrt, also bei Überhöhungsabweichungen und Messfehlern in der Fahrgeschwindigkeit, und andererseits für die Fahrt im geraden Gleis bei Seitenwind präsentiert.

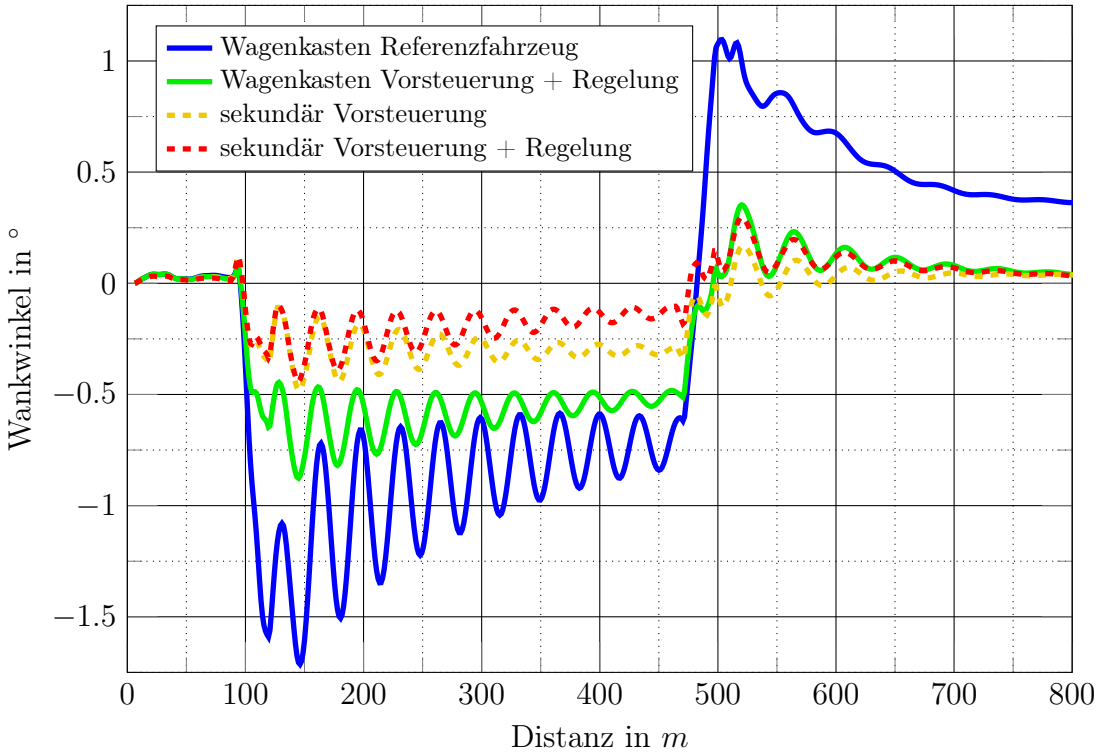
6.3.1. Störungen in der Bogenfahrt

Wie in Abschnitt 5.1 erwähnt, wurden anhand des Auslegungsszenarios auch Abweichungen in der Überhöhung u von $\pm 20\,mm$ und der Geschwindigkeit, sodass sich eine Änderung der quasistationären Querbeschleunigung von $\pm 20\%$ einstellt, berücksichtigt. Zuerst wird der Einfluss dieser Störungen bei der Fahrt auf dem idealen Gleis untersucht und später wird die Funktion des Reglers, der diese Störungen ausregeln soll, auch auf einem Gleis mit stochastischen Gleislagefehlern präsentiert. Exemplarisch für mögliche Abweichungen werden hier nur die folgenden zwei Kombinationen von Fehlern in der Überhöhung und der Fahrzeuggeschwindigkeit gezeigt:

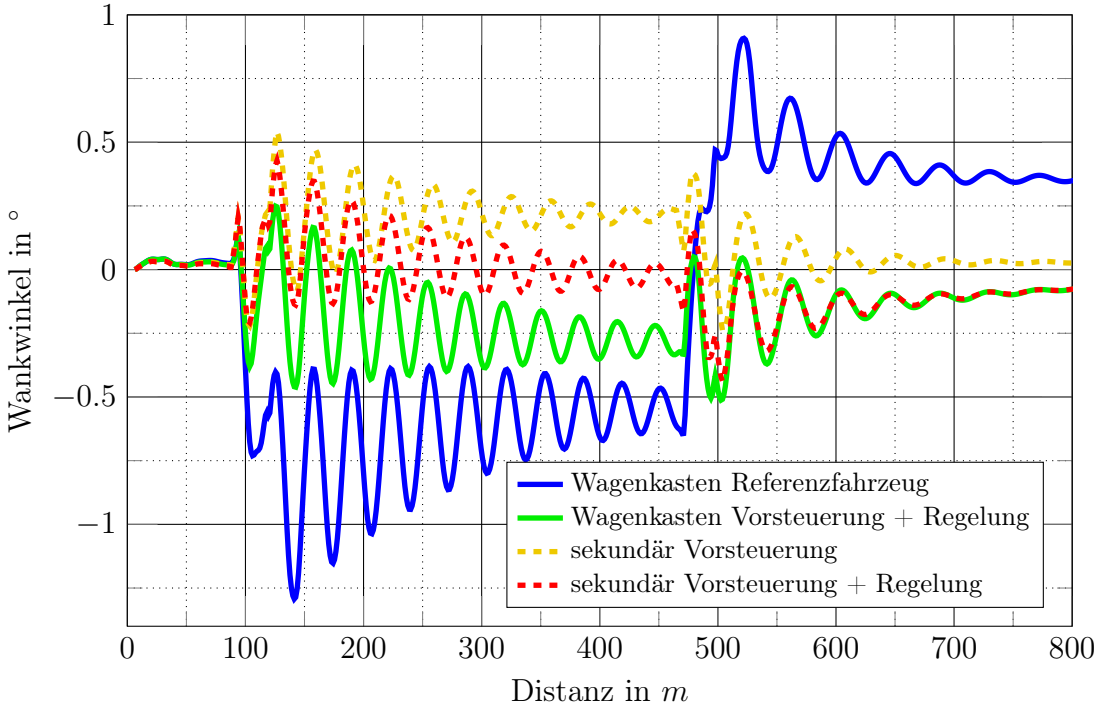
- $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s \Rightarrow a_q = 1.2\,m/s^2$ statt $1\,m/s^2$
- $R = 200\,m$, $u = 100\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 17.22\,m/s$ statt $17.5559\,m/s \Rightarrow a_q = 0.8\,m/s^2$ statt $1\,m/s^2$

Beim ersten Szenario „unterschätzt“ die Vorsteuerung, aufgrund der Abweichungen, die auftretende Querbeschleunigung und neigt den Wagenkasten nicht ausreichend nach bogeninnen und beim zweiten „überschätzt“ die Vorsteuerung die wirkende freie Seitenbeschleunigung und neigt den Wagenkasten zu weit nach bogeninnen.

Aus Abb. 6.3 ist anhand der Verläufe des sekundären Wankwinkels zu erkennen, dass der Regler bei beiden hier betrachteten Störungen das System in Richtung des Sollwerts (0° sekundärer Wankwinkel) bewegt. Weiters ist ersichtlich, dass der Regelfehler bei einer Überschätzung der vorliegenden Querbeschleunigung schneller verringert werden kann. Dies hat den Grund, dass der Regler in diesem Fall den Wagenkasten in die Wirkungsrichtung der freien Seitenbeschleunigung neigen muss. Außerdem zeigt die Gegenüberstellung der Verläufe des Wagenkastenwankwinkels aus den Abbildungen 6.3a und 6.3b, dass ein Unterschätzen der auftretenden Querbeschleunigung zu einem deutlich größeren Extremwert des Wagenkastenwankwinkels führt, als ein Überschätzen derer. Daraus kann geschlossen wer-



(a) $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$



(b) $R = 200\,m$, $u = 100\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 17.22\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$

Abbildung 6.3.: Funktion des Reglers bei Abweichungen von u und v auf idealem Gleis; Vorsteuerung: $\alpha = -0.055$, Regelung: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$

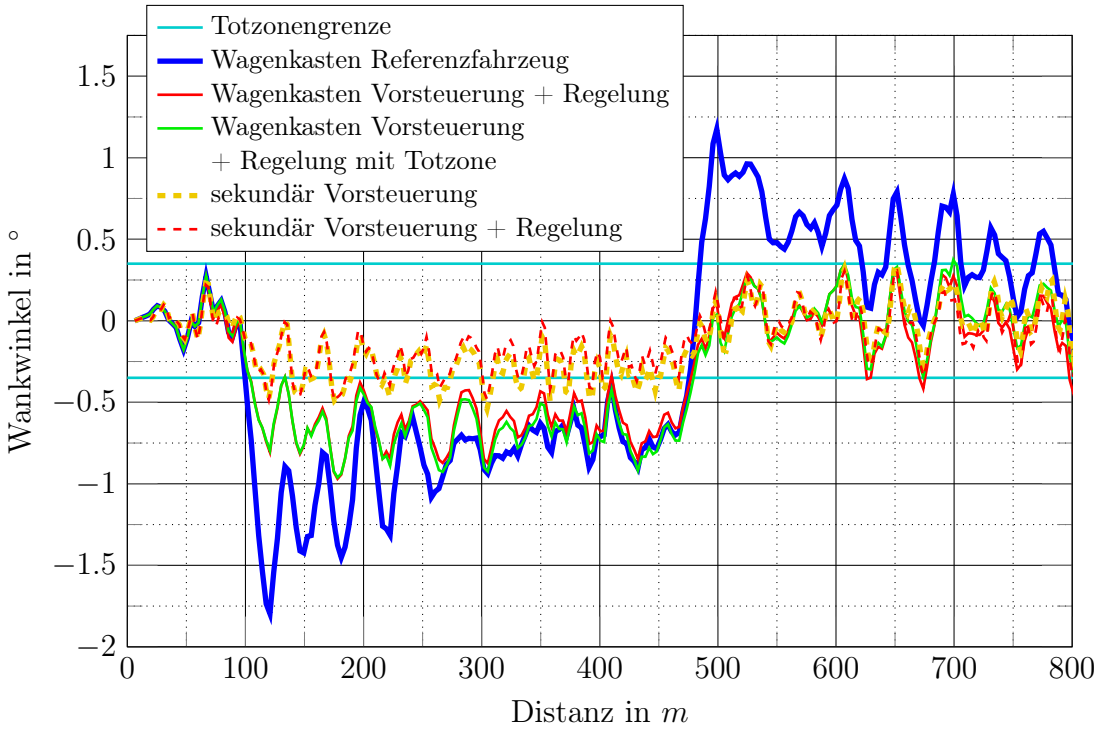
den, dass das Manöver „$R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$“ das lichtraumtechnisch Maßgebendere der beiden ist, da sowohl eine größere Querbeschleunigung, als auch ein größerer Extremwert des Wagenkastenwankwinkels auftreten. Deshalb wird im weiteren Verlauf dieses Abschnitts nur mehr diese Kombination von Störungen betrachtet.

Die in den Untersuchungen verwendeten Werte für die Verstärkung $K_{PR} = 5$ und die Vorhaltezeit $T_v = 0.75\,s$ wurden anhand des Auslegungsszenarios am idealen Gleis durch Probieren gefunden. Dabei wurden viele verschiedene Werte für diese Parameter ausprobiert und es lassen sich, ohne es hier explizit zu zeigen, folgende Tendenzen angeben:

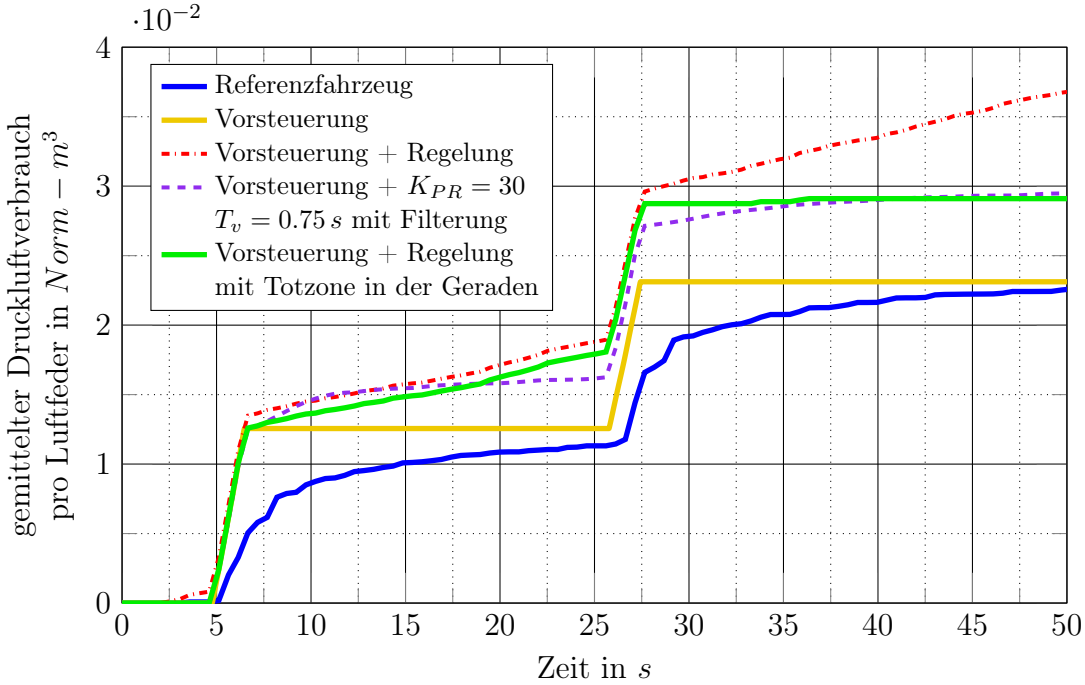
- Ein größeres K_{PR} resultiert in Wankschwingungen des Systems mit größerer Amplitude, die Extremwerte des Wagenkastenwankwinkels können dadurch nicht reduziert werden.
- Ein größeres T_v führt zu einer Übersensibilisierung des PD-Reglers auf die Ableitung des Regelfehlers, die Extremwerte des Wagenkastenwankwinkels können ebenfalls nicht reduziert werden.

Da in der Praxis ein ideales Gleis aber nicht existiert, wird die Funktion des Reglers in der Folge bei Abweichungen am mit stochastischen Fehlern behafteten Gleis untersucht. Dies ist in Abb. 6.4a und für die unkritischeren Abweichungen in Abb. B.4 dargestellt. Auch hier bewegt der Regler das System in Richtung des Sollwerts, die Geschwindigkeit mit der dies passiert ist in der Gegenüberstellung zum idealen Gleis aber deutlich geringer. Durch die stochastischen Gleislagestörungen liegt nun kein „glatter“ Verlauf des Regelfehlers mehr vor, dies wirkt sich negativ auf die Geschwindigkeit, mit der die Regelung ihrem Ziel entgegensteuert, aus. Anhand der Kurve „Vorsteuerung + Regelung“ aus Abb. 6.4b lässt sich erkennen, dass auch bei der Fahrt am geraden Gleis andauernd Druckluft verbraucht wird. Dies resultiert aus dem Umstand, dass der Regler durch den Effekt der stochastischen Gleislagefehler permanent arbeitet. Das ist äußerst unerwünscht, da hier Druckluft und somit Energie aufgewendet wird, ohne dass ein positiver Effekt erzielt werden kann. Aus diesem Grund wird im Folgenden eine Totzone eingeführt, die dafür sorgen soll, dass der Regler im geraden Gleis in der Regel nicht auf stochastische Gleislagestörungen reagiert. Eine Diskussion des Druckluftverbrauchs, wie in Abb. 6.4b dargestellt, erfolgt am Ende dieses Abschnitts.

In Abb. 6.5 sind der Effekt der Totzone auf den Reglerinput und den Luftverbrauch bei der Fahrt im geraden fehlerbehafteten Gleis dargestellt. Aus Abb. 6.5a ist klar ersichtlich, dass eine Totzone von $\pm 0.35°$ dafür sorgt, dass der Regler im geraden Gleis kaum auf die Effekte der Gleislagestörungen reagiert, weshalb diese Totzonenbreite gewählt wurde. Außerdem lässt sich aus Abb. 6.5b deutlich erkennen, dass der Luftverbrauch und somit der Energiebedarf durch die Verwendung einer Totzone bedeutend abnehmen. Die Breite dieses Totbands hat einen wesentlichen



(a) Funktion des Reglers bei $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$



(b) Luftbedarf bei $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$

Abbildung 6.4.: Funktion des Reglers und verursachter Druckluftverbrauch bei Abweichungen von u und v auf mit stochastischen Fehlern behaftetem Gleis; Vorsteuerung: $\alpha = -0.055$, Regelung: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$, $Totzone = \pm 0.35°$

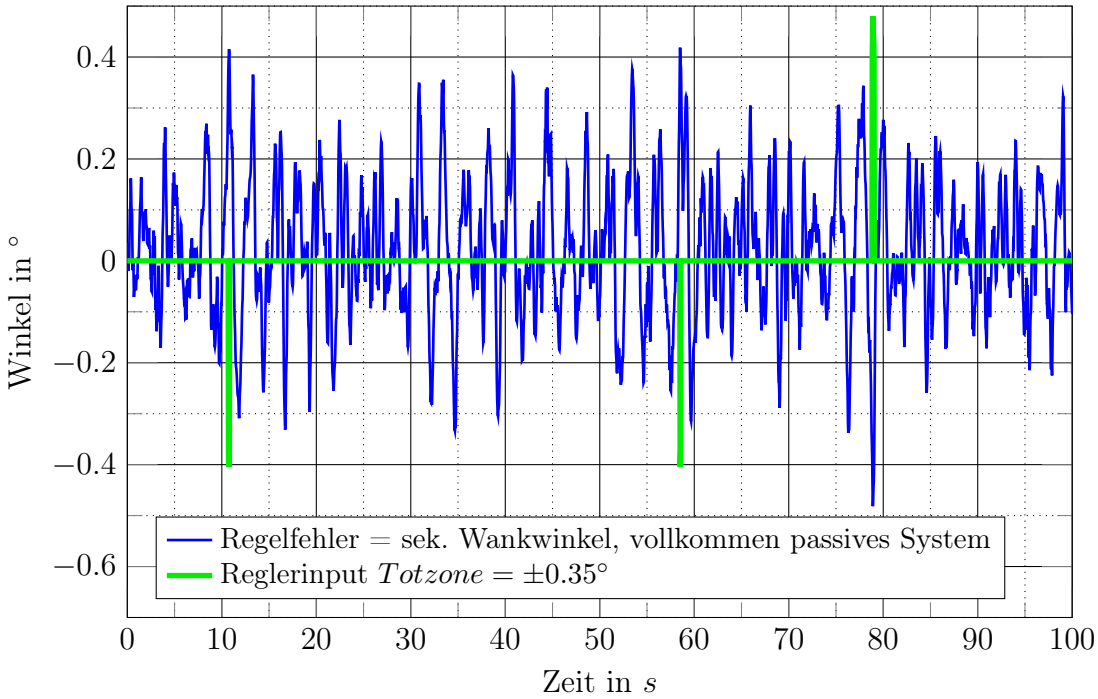
Einfluss auf die benötigte Menge an Druckluft.

Die hier eingeführte Totzone, die eine zielführende Funktion des Reglers sicherstellt, hat allerdings auch Nachteile. Aus Abb. 6.4a ist erkennbar, dass die Funktion des Reglers dadurch auch eingeschränkt wird. Es ist nicht mehr möglich den sekundären Wankwinkel auf seinen Sollwert zu regeln, da durch die Breite der Totzone Abweichungen von $\pm 0.35°$ vom Sollwert zugelassen werden, bis der Regler reagiert. Dieser Umstand verringert natürlich die Performance des Reglers bei größeren Störungen, auch deshalb, weil das System erst reagieren kann, wenn der Regelfehler das Totband verlassen hat. Hier wurden wieder die Reglerparameter K_{PR} und T_v variiert, es konnte aber keine entscheidende Verbesserung erzielt werden. Bei zunehmender Verstärkung verändern sich die Verläufe des sekundären Wankwinkels und des Wagenkastenwankwinkels kaum, die Extremwerte bleiben nahezu unverändert.

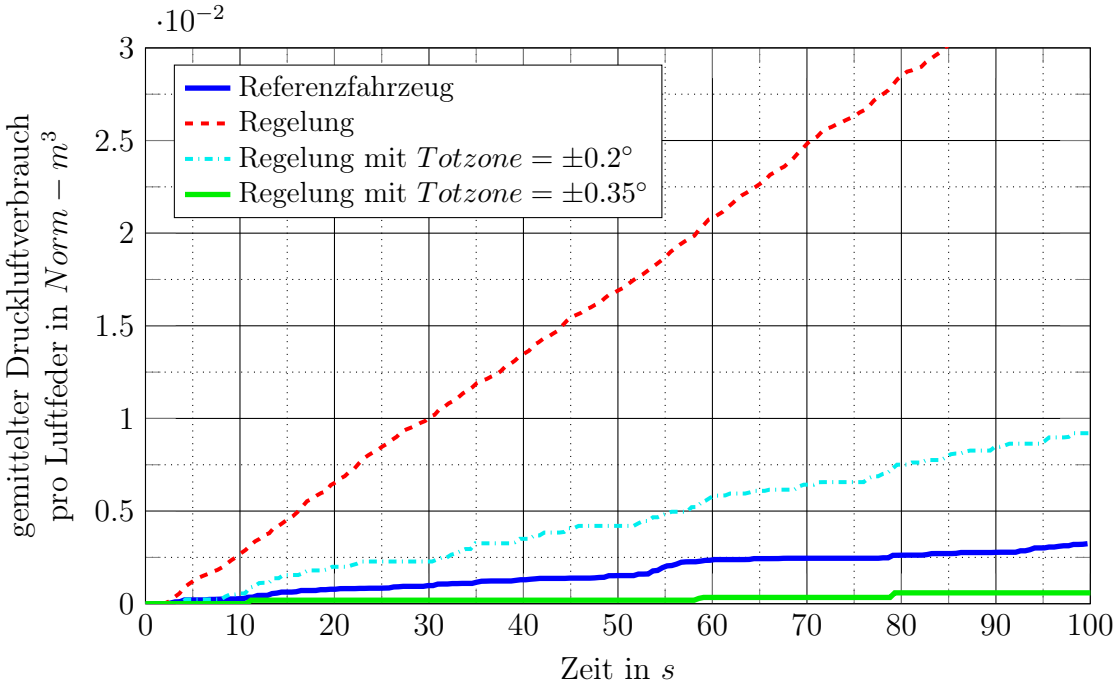
Die Totzone sorgt zwar dafür, dass der Regler auf den Effekt der stochastischen Gleislagefehler bei der ungestörten Geradeausfahrt nur äußerst selten reagiert, sobald aber andere Störungen am System angreifen oder das Fahrzeug durch einen Bogen fährt, finden sich die Effekte der stochastischen Gleislagestörung wieder in voller Stärke im Regelfehler wieder. Da die hier erwähnten Nachteile des Totbands nicht so einfach hingenommen werden wollen, wurde ebenfalls eine Filterung des Regelfehlers untersucht.

Ein für die Regelung enormer Vorteil wäre es, ein geglättetes Signal des Regelfehlers zu bekommen, welches die Effekte der stochastischen Gleislagefehler nicht mehr enthält. Dann würde der Regler ausschließlich auf Störungen reagieren, die ausgeregelt werden sollen und die Verwendung einer Totzone wäre dadurch nicht nötig. Aus diesem Grund wurde hier ein Butterworth-Tiefpassfilter 4. Ordnung zur Behandlung des Regelfehlers gewählt, wobei folgende Eckfrequenzen anhand von Frequenzanalysen in Betracht gezogen wurden: $0.2\,Hz$, $0.3\,Hz$ und $0.5\,Hz$. Die Anwendung dieses Filters auf den Regelfehler des komplett passiven Systems ist in Abb. 6.6a dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich die Verläufe des sekundären Wankwinkels bei $0.2\,Hz$ und $0.3\,Hz$ Eckfrequenz, bis auf den zeitlichen Verzug, kaum voneinander unterscheiden, bei einer Eckfrequenz von $0.5\,Hz$ ein großer Anteil des Effekts der stochastischen Gleislagefehler aber noch enthalten ist. Aus diesen Gründen wurde der Butterworth-Tiefpassfilter in der Folge nur mehr mit einer Eckfrequenz von $0.2\,Hz$ verwendet. Aus Abb. 6.6a lässt sich ebenfalls gut erkennen, dass das Signal des Regelfehlers durch die Filterung zeitlich deutlich verzögert wird. Dies lässt befürchten, dass der Regler, wenn er das gefilterte Signal als Eingangsgröße erhält, zu spät auf auftretende Störungen reagiert.

Das Ergebnis der Filterung ist in Abb. 6.6b dargestellt. Ohne es hier explizit anzugeben, sei erwähnt, dass sich die Verläufe des sekundären Wankwinkels und des Wagenkastenwankwinkels bei den Eckfrequenzen von $0.2\,Hz$ und $0.3\,Hz$ kaum un-

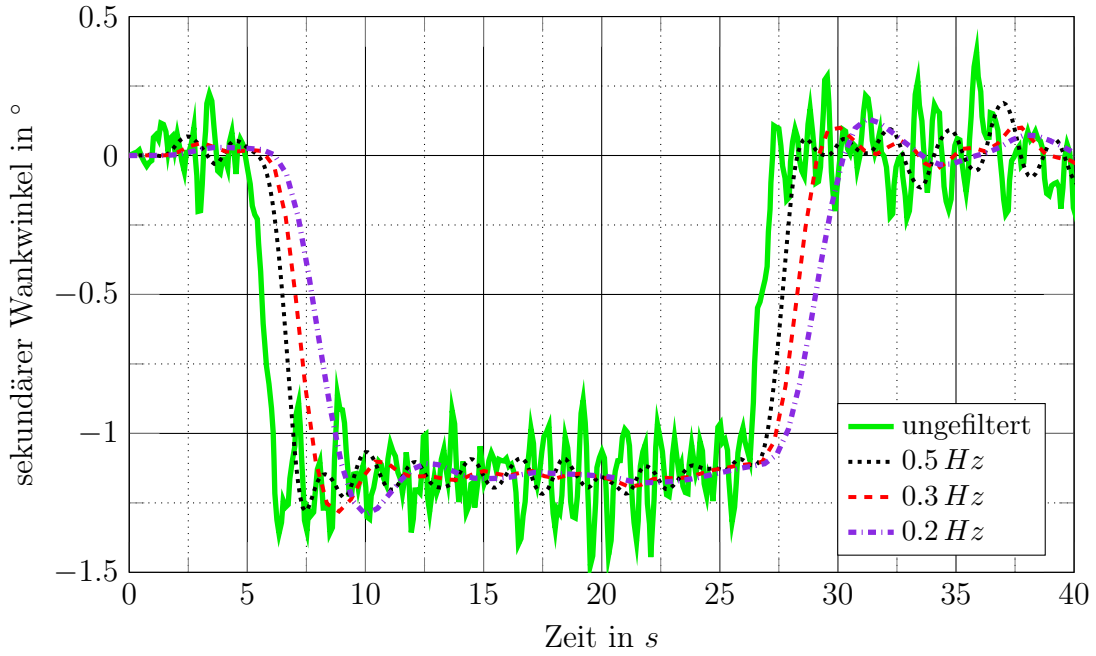


(a) Fahrt auf geradem Gleis mit stochastischen Gleislagefehlern mit $v = 17.5559\,m/s$ zur Festlegung der Totzonenbreite

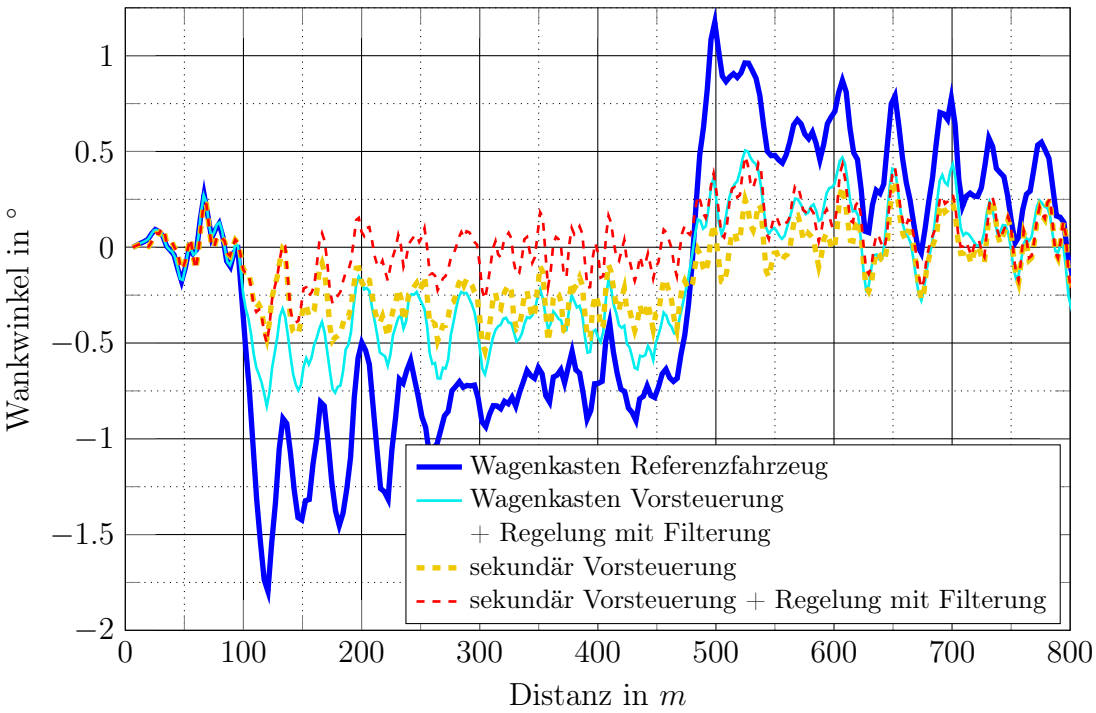


(b) Luftverbrauch bei der Fahrt auf geradem Gleis mit stochastischen Gleislagefehlern mit $v = 17.5559\,m/s$

Abbildung 6.5.: Einfluss der Totzone im geraden fehlerbehafteten Gleis; Regelung: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$



(a) Filterung des Regelfehlers des komplett passiven Systems mit einen Butterworth-Tiefpassfilter 4. Ordnung und unterschiedlichen Eckfrequenzen



(b) Filterung des Regelfehlers mit einen Butterworth-Tiefpassfilter 4. Ordnung, $Eckfrequenz = 0.2\,Hz$

Abbildung 6.6.: Filterung des Regelfehlers und dessen Einfluss auf die Regelung bei $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$ und $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$ auf mit stochastischen Fehlern behaftetem Gleis; Vorsteuerung: $\alpha = -0.055$, Regelung: $K_{PR} = 30$, $T_v = 0.75\,s$

terscheiden. Eine Gegenüberstellung der Kurven „sekundär Vorsteuerung“ und „sekundär Vorsteuerung + Regelung mit Filterung“ zeigt, dass die Extremwerte aufgrund des Zeitverzugs durch die Filterung durch den Butterworth-Tiefpassfilter 4. Ordnung mit einer Eckfrequenz von $0.2\,Hz$ nicht verringert werden können. Es sei hier ergänzend angemerkt, dass auch bei anderen Eckfrequenzen, die den Großteil der Effekte der stochastischen Gleislagefehler aus dem Signal filtern, der zeitliche Verzug des gefilterten Signals zu groß ist, um die Extremwerte beeinflussen zu können. Da der lineare PD-Regler nun aber einen geglätteten Verlauf als Eingang bekommt, kann der Regler sensitiver parametriert werden. Ohne es hier explizit zu zeigen führt ein größeres K_{PR}, von zum Beispiel 30, dazu, dass das System schneller zum Sollwert zurückkehrt und der Effekt einer Störung schneller ausgeregelt werden kann. Die auftretenden Extremwerte können dennoch nicht beeinflusst werden, da das Eingangssignal des Reglers durch die Filterung eine zu große zeitliche Verschiebung erfährt. Hinsichtlich des Lichtraumbedarfs des Fahrzeugs entsteht durch die Filterung des Regelfehlers somit kein Potential, da sich der maximale Platzbedarf des Fahrzeugs nicht verändert. Wird der Effekt des Butterworth-Tiefpassfilters aber hinsichtlich anderen Kriterien bewertet, wie zum Beispiel dem Fahrkomfort oder der auftretenden freien Seitenbeschleunigung, dann ist durch die Filterung ein Potential vorhanden, dessen Größe allerdings von der Länge der Kreisbögen abhängt. Die Mittelwerte der Querbeschleunigung a_q und des Wagenkastenwankwinkels über sinnvoll gewählte zeitliche Intervalle sinken durch die Funktion des Reglers mit dem gefilterten Signal des Regelfehlers als Eingang. Das Potential in dieser Hinsicht ist umso größer, je länger die Kreisbögen sind, da dann ein größerer Abschnitt des Kreisbogens in der Nähe des Sollwerts der Regelung durchfahren wird.

Da das primäre Ziel dieser Arbeit eine Potentialuntersuchung des in Abschnitt 3 beschrieben Systems hinsichtlich Wankkompensation ist, wird die Filterung des Regelfehlers, die hier nicht zu einer Verringerung der Extremwerte führt, nicht weiter behandelt. Da die Totzone nicht verhindern kann, dass während der Bogenfahrt die Effekte der stochastischen Gleislagefehler im Regelfehler enthalten sind, wird dieses Totband in der Folge nur im geraden Gleis auf den Regelfehler angewandt. Von dieser Maßnahme kann erhofft werden, dass der Regler bei der Geradeausfahrt des Fahrzeugs kaum auf stochastische Gleislagestörungen reagiert, in der Bogenfahrt aber das volle Potential der Regelung ausgenützt werden kann. Eine Gegenüberstellung der Kurven „Wagenkasten Vorsteuerung + Regelung“ und „Wagenkasten Vorsteuerung + Regelung mit Totzone“ in Abb. 6.4a zeigt, dass ein Verzicht auf die Totzone in der Bogenfahrt die Performance der Regelung etwas verbessert, der Regler das System also schneller in Richtung des Sollwertes bewegen kann. In der Hoffnung, dass andere Werte für die Verstärkung K_{PR} und die Vorhaltezeit T_v zu einem noch besseren Verhalten des linearen PD-Reglers führen, wurden diese Parameter variiert. Allerdings konnten durch Probieren keine Reglerparameter gefunden werden, die eine wesentliche Verbesserung erzielen konnten. Eine Erhöhung der Verstärkung führt auch hier zu unerwünschten Wank-

schwingungen des Systems mit größerer Amplitude, wodurch die Extremwerte des Wagenkastenwankwinkels, wenn überhaupt, kaum verringert werden können.

Ohne es hier explizit zu zeigen, sei festgehalten, dass Messfehler in der Position des Fahrzeugs auf der Strecke einen sehr großen Einfluss auf den Platzbedarf des Fahrzeugs haben. Ab Messungenauigkeiten im Bereich des halben Fahrwerksabstandes ($6.3\,m$) treten deutlich größere Extremwerte des Wagenkastenwankwinkels auf als bei exakter Kenntnis der Fahrzeugposition. Daraus kann geschlossen werden, dass die Position des Fahrzeugs durch das Zugleitsystem ausreichend genau bestimmt werden muss.

Als Abschluss dieses Abschnitts soll noch kurz der Luftverbrauch behandelt werden. Aus Abb. 6.4 ist zu erkennen, dass die Vorsteuerung einen Großteil des Luftbedarfs ausmacht und bei dem hier betrachteten Auslegungsszenario ungefähr dem des Referenzfahrzeugs entspricht. Weiters ist aus dieser Abbildung ersichtlich, dass ca. 23% des Gesamtluftverbrauchs durch die Regelung verursacht wird und dass die Verwendung einer Totzone bei der Fahrt im geraden Gleis den Druckluftverbrauch deutlich reduzieren kann.

6.3.2. Fahrt im geraden Gleis bei Seitenwind

In diesem Teil der Arbeit wird die Reaktion des hier untersuchten Systems auf das Angreifen eines Seitenwinds nach Abschnitt 5.2 untersucht. Das Ergebnis einer solchen Untersuchung ist in Abb. 6.7a dargestellt. Es zeigt sich, dass, nahezu unabhängig von den gewählten Parametern des linearen PD-Reglers, eine Wankwinkelkompensation gegenüber dem Referenzfahrzeug, wenn überhaupt, erst nach einer gewissen Zeit möglich ist und die Extremwerte des sekundären Wankwinkels kaum reduziert werden können. Außerdem lässt sich erkennen, dass die stochastischen Gleislagefehler dazu führen können, dass der Regler das System nicht, oder erst sehr spät, zurück in die Soll-Lage führen kann. Auch wenn es hier nicht explizit gezeigt wird, soll erwähnt werden, dass der Luftverbrauch mit steigendem K_{PR} und T_v merklich größer wird. Das in Abb. 6.7a dargestellte Verhalten zeigt, dass der Effekt eines auftretenden Seitenwinds auf den sekundären Wankwinkel durch die hier verwendete Reglerstruktur kaum abgeschwächt werden kann. Aus diesem Grund wurden in der Folge idealisierte Manöver betrachtet.

Um festzustellen, ob das System oder die Reglerstruktur für die schwache Performance bei Seitenwindstörung verantwortlich sind, wurden idealisierte Manöver simuliert. Die Intention dahinter war, zu untersuchen, welches Potential hinsichtlich Wankwinkelkompensation vorhanden ist, wenn einerseits der Verlauf des angreifenden Seitenwindes bekannt ist und andererseits die Öffnung des elektronisch geregelten Luftfederventils von außen vorgegeben wird.

Deshalb wurden folgende Szenarien untersucht:

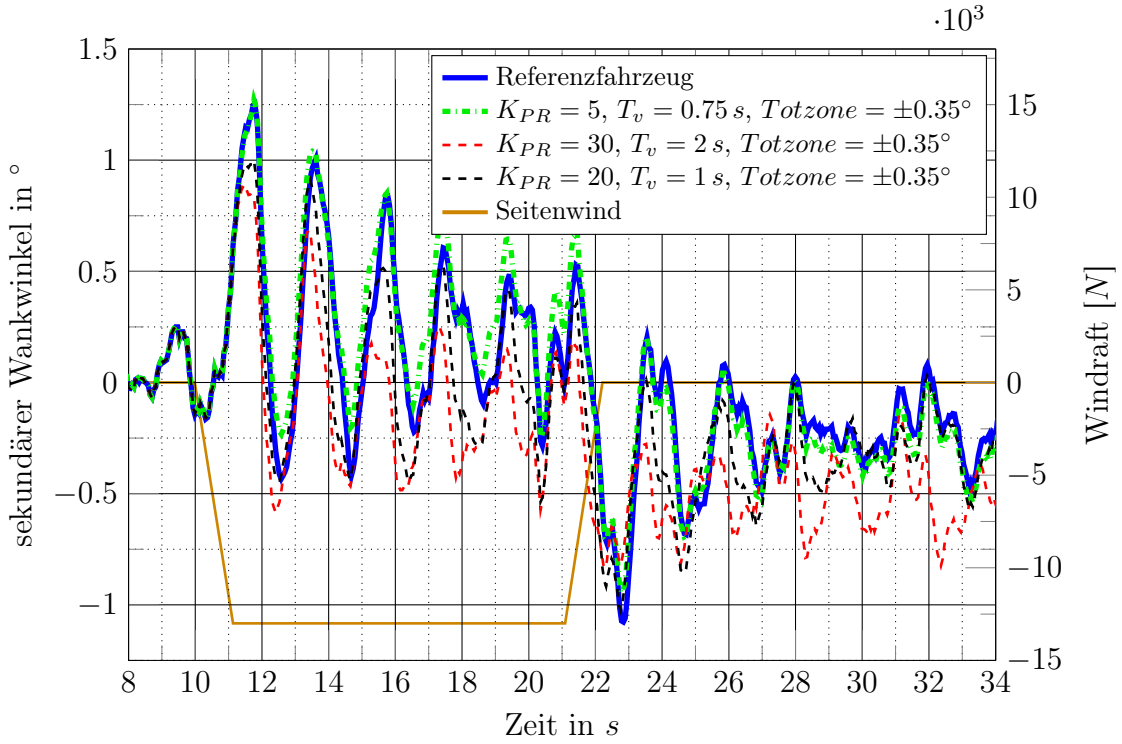
- Idealszenario 1: das Luftfederventil wird während der Windrampen (siehe Abb. 5.2) zu 100% in die entsprechende Richtung (entweder zum Vorratsbehälter oder zur Umgebung) geöffnet, die Stellgeschwindigkeit des Ventils wird über t_{turn} berücksichtigt.

- Idealszenario 2 = wie Idealszenario 1, das Ventil wird aber nur zu 50% geöffnet.

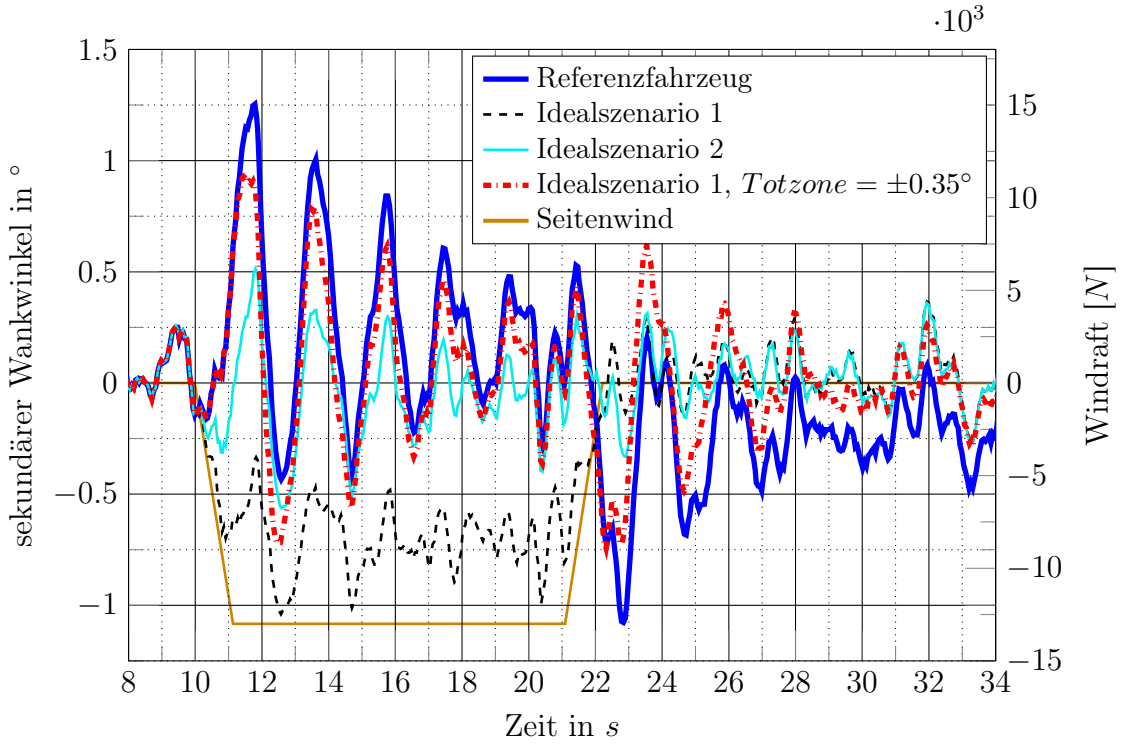
Das Ergebnis dieser Simulationen ist in Abb. 6.7b dargestellt. Aus dieser Abbildung ist ersichtlich, dass der prinzipiell mögliche Volumenstrom durch das Luftfederventil ausreichend ist, da dadurch der Wagenkasten sogar deutlich nach bogeninnen geneigt werden kann. Eine Öffnung des Steuerventils zu 50% während der Windrampen führt in diesem Fall sogar zum erwünschten Effekt, da der sekundäre Wankwinkel quasistationär auf Null gehalten wird. Daher kann daraus geschlossen werden, dass eine Wankkompensation bei Seitenwind mit dem hier gewählten Aktor prinzipiell möglich ist.

Wird der sekundäre Wankwinkelverlauf bei Anwesenheit einer Totzone mit einer Breite von $\pm 0.35°$ betrachtet, dann lässt sich erkennen, dass das Kompensationspotential durch das Totband bedeutend geringer geworden ist. Die mögliche Wankkompensation ist nun relativ gering, obwohl noch immer auf den Verlauf des Seitenwindes zurückgegriffen wird und das Luftfederventil während der Windrampen zu 100% geöffnet wird, sobald der Regelfehler die Totzone verlassen hat. Stellt man die Verläufe des sekundären Wankwinkels von „Idealszenario 1“ und „Idealszenario 1, $Totzone = \pm 0.35°$“ aus Abb. 6.7b gegenüber, dann wird der Einfluss der Totzone deutlich. Sie führt dazu, dass das elektronisch geregelte System im Vergleich zum Referenzfahrzeug fast gleich große Extremwerte im sekundären Wankwinkel aufweist. Aus dieser Gegenüberstellung kann geschlossen werden, dass die Notwendigkeit einer Totzone mit einer Breite von $\pm 0.35°$, da der Regler sonst im geraden mit stochastischen Fehlern behafteten Gleis ständig reagieren würde, das Potential der Wankkompensation bei angreifendem Seitenwind nahezu komplett verschwinden lässt. Aus dieser Erkenntnis kombiniert mit dem Umstand, dass aufgrund der in Abschnitt 1.4 gewählten Randbedingungen der Seitenwind nicht gemessen werden soll und somit unbekannt ist, kann der Schluss gezogen werden, dass die hier gewählte Reglerstruktur kaum eine Wankkompensation bei Seitenwind erzielen kann.

Eine Reglerstruktur ohne Totband wäre wünschenswert, da aus Abb. 6.7b klar hervorgeht, dass dann das Potential der Wankkompensation bei Seitenwind deutlich größer ist. Daher wurde eine Filterung des Regelfehlers mit Hilfe eines Tiefpassfilters, in der Erwartung den Einfluss der stochastischen Gleislagefehler über die



(a) Einfluss eines Seitenwindes nach Abschnitt 5.2 bei der Fahrt im geraden mit stochastischen Fehlern behafteten Gleis



(b) Potential bei Kenntnis des Seitenwindverlaufs bei der Fahrt im geraden mit stochastischen Fehlern behafteten Gleis

Abbildung 6.7.: Effekt der Störung „Seitenwind“ bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 17.5559\,m/s$

Frequenz vom Einfluss des Seitenwindes zu separieren, untersucht. Es wurden Frequenzanalysen durchgeführt, um die wesentlichen Frequenzbereiche der stochastischen Gleislagefehler und des Seitenwindes im Regelfehler zu bestimmen. Leider hat sich dabei gezeigt, dass die beiden Einflüsse auch über die Frequenz nicht vollständig voneinander getrennt werden können. Zwei anhand von Frequenzanalysen bestimmte Eckfrequenzen wurden von einem Butterworth-Tiefpassfilter 4. Ordnung verwendet, welcher auf den Regelfehler angewandt wurde, siehe Abb. B.6. Simulationen haben, ohne es hier explizit abzubilden, gezeigt, dass der zeitliche Verzug in beiden Fällen zu groß ist, um die Extremwerte des sekundären Wankwinkels wesentlich zu beeinflussen. Da diese Extremwerte hinsichtlich der Lichtraumberechnung aber maßgebend sind, kann daraus geschlossen werden, dass eine Filterung des Signals für die hier gesetzten Randbedingungen keine Wankkompensation ermöglicht. Der sekundäre Wankwinkel kann gegenüber dem Referenzfahrzeug durch eine Filterung des Signals im Mittelwert sehr wohl verringert werden, das System reagiert aber erst auf die Störung, wenn die Extremwerte der Wankwinkel schon erreicht wurden.

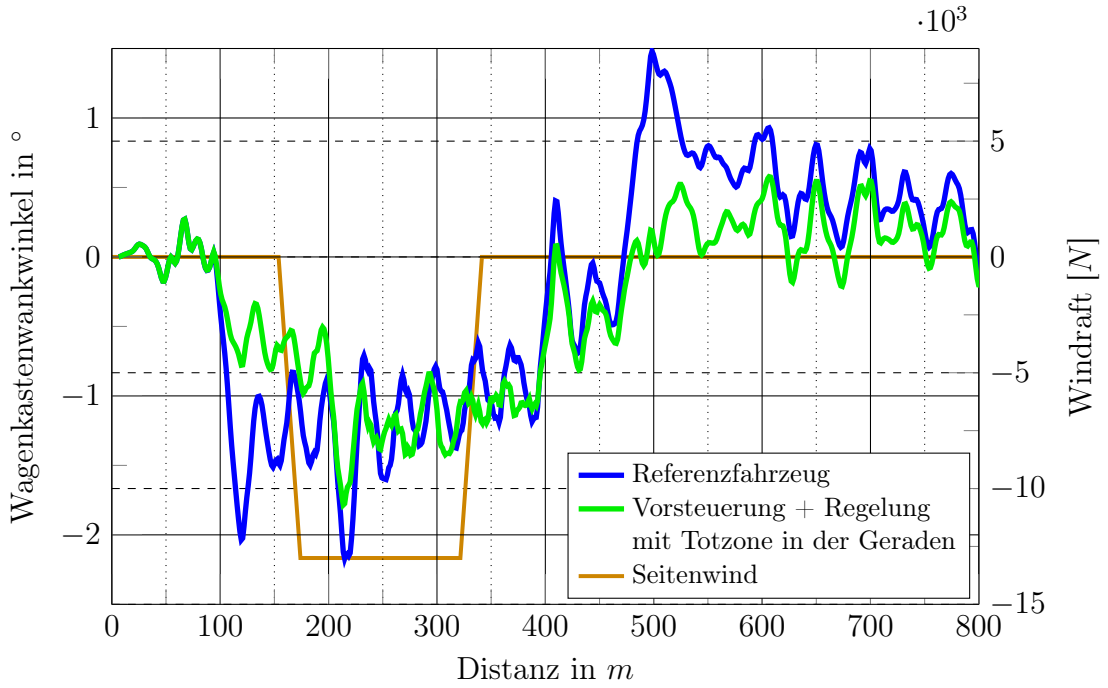
6.4. Kombinierte Fahrszenarien

In der Folge soll nun das durch die Untersuchungen in den Abschnitten 6.2 und 6.3 entstandene System an den in Abschnitt 5.1 vorgestellten Manövern getestet werden. Zusätzlich wurden alle in dieser Arbeit behandelten Störungen aufgebracht, um zu überprüfen, ob die hier gewählte Reglerstruktur und Regelstrategie, beschrieben in Abschnitt 4, auch beim Auftreten aller Störungen gleichzeitig funktioniert. Es wurden also Überhöhungsabweichungen von $-20\,mm$ und Messfehler in der Geschwindigkeit, die zusammen zu einer Abweichung der Querbeschleunigung a_q von $+20\%$ führen, und stochastische Gleislagefehler nach [32] berücksichtigt. Zusätzlich wurde im Kreisbogen ein Seitenwind ab Sekunde 10, wie in Abschnitt 5.2 beschrieben, aufgebracht. Dies ergibt nun folgende zwei Szenarien:

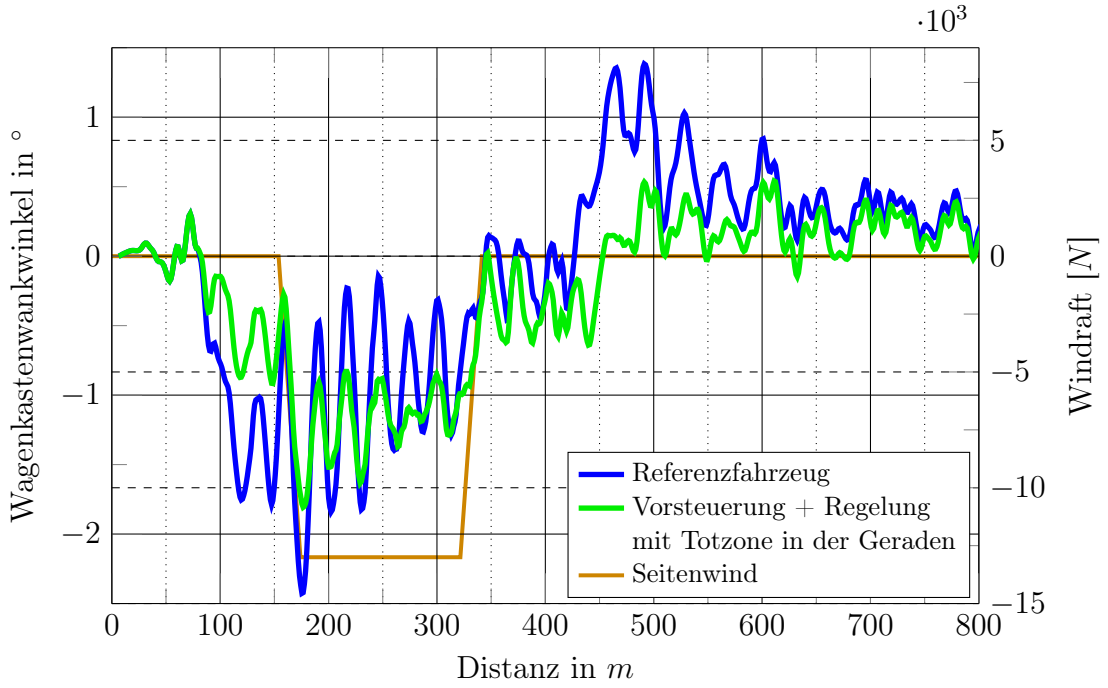
1. $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$, stochastische Gleislagestörungen, Seitenwind mit der Amplitude $13000\,N$ ab Sekunde 10 ($\hat{=}\ 186\,m$)

2. $R = 100\,m$, $u = 145\,mm$ statt $165\,mm$, $v = 14.7916\,m/s$ statt $14.5707\,m/s$, stochastische Gleislagestörungen, Seitenwind mit der Amplitude $13000\,N$ ab Sekunde 10 ($\hat{=}\ 154\,m$)

Diese Manöver wurden simuliert, die Ergebnisse sind in Abb. 6.8 dargestellt. Aus den Abbildungen 6.8a und 6.8b ist ersichtlich, dass die Reglerstruktur auch bei einer Kombination der in dieser Arbeit betrachteten Störungen nicht „instabil“ wird und eine gewisse Kompensationswirkung ermöglicht. Beim Manöver mit $R = 100\,m$, siehe Abb. 6.8a, kann der Wagenkastenwankwinkel um $\approx 0.63°$, beim Szenario mit $R = 200\,m$, siehe Abb. 6.8b, um $\approx 0.38°$ reduziert werden, wobei die Extrema der Absolutwerte in beiden Fällen mit $\approx -1.8°$ ungefähr gleich groß



(a) $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$, stochastische Gleislagestörungen, Seitenwind von $13000\,N$ ab Sekunde 10 ($\hat{=}$ bei $186\,m$)



(b) $R = 100\,m$, $u = 145\,mm$ statt $165\,mm$, $v = 14.7916\,m/s$ statt $14.5707\,m/s$, stochastische Gleislagestörungen, Seitenwind von $13000\,N$ ab Sekunde 10 ($\hat{=}$ bei $154\,m$)

Abbildung 6.8.: Ergebnisse der Manöverauswahl-Simulationen; Vorsteuerung + Regelung mit Totzone in der Geraden: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$, $Totzone = \pm 0.35°$

sind. Das bedeutet, dass beide Szenarien hinsichtlich des Lichtraumbedarfs des Fahrzeugs gleich kritisch sind. Werden die Kurven „Vorsteuerung + Regelung mit Totzone in der Geraden“ genauer betrachtet, fällt auf, dass zu Beginn des Manövers der Wagenkastenwankwinkel vergleichsweise gering gehalten werden kann, dieser nach dem Zeitpunkt des Seitenwindangriffs aber deutlich ansteigt. Das bestätigt die in Abschnitt 6.3.2 gewonnene Erkenntnis, dass die Reglerstruktur, wie sie hier vorliegt, die Effekte eines auftretenden Seitenwind hinsichtlich des Platzbedarfs des Fahrzeugs nicht wesentlich mildern kann. Weiters ist ersichtlich, dass am Ende des Manövers es zu keinem wesentlichen Überschwingen in die andere Richtung kommt und dass das System relativ schnell wieder in die Solllage zurückkehrt. Eine Reduktion der Schwingungsamplituden durch die aktive Regelung der Luftfedern ist ebenfalls zu beobachten.

Ohne es hier explizit zu zeigen, hat sich herausgestellt, dass sich der Luftverbrauch zwischen den Systemkonfigurationen „Referenzfahrzeug“ und „Vorsteuerung + Regelung mit Totzone in der Geraden“ nicht wesentlich unterscheidet. Es hat sich ebenfalls herausgestellt, dass der Unterschied im Druckluftbedarf wesentlich von der Länge der Geraden nach dem aus dem Kreisbogen führenden Übergangsbogen abhängt und die oben getroffene Aussage nicht auf beliebige Trassierungsabschnitte verallgemeinert werden darf. Eine ausführliche Erklärung dafür wird in Abschnitt 6.5 gegeben.

Zusätzlich wurde hier auch der Einfluss der Querbeschleunigung näher untersucht. Dies wurde durch eine Verringerung der Fahrgeschwindigkeit erzielt. Dabei hat sich gezeigt, dass eine geringere Seitenbeschleunigung, wie zu erwarten, auch zu geringeren Absolutwerten des Wagenkastenwankwinkels führt, aber auch die Kompensationswirkung gegenüber dem Referenzfahrzeug nimmt dadurch ab. Dieser Umstand lässt sich dadurch plausibilisieren, dass die Effekte der stochastischen Gleislagefehler bei geringer werdendem a_q immer wesentlicher werden und daraus eine geringere Wankkompensation resultiert.

Werden auch die unterschiedlichen Beladungszustände betrachtet, dann zeigt sich folgende Tendenz: je leichter das Fahrzeug wird, desto geringer ist in der Regel auch die Kompensationswirkung. Dies liegt einerseits daran, dass der Seitenwind verhältnismäßig einen größeren Anteil der Störung darstellt, da ein weniger stark beladener Wagenkasten des hier betrachteten Fahrzeugs ein geringeres Trägheitsmoment um die Fahrzeuglängsachse besitzt, die angreifende Seitenwindkraft aber gleich aufgrund der gleichbleibenden Windangriffsfläche gleich groß bleibt. Andererseits treten auch ohne Seitenwindstörung bei geringerer Beladung des Metrofahrzeugs geringere Wagenkastenwankwinkel auf, da die angreifende Seitenkraft von der Querbeschleunigung und der Fahrzeugmasse abhängt und somit ebenfalls abnimmt.

Betrachtet man die Verläufe der gleitenden Mittelwerte der auf den Passagier wirkenden freien Querbeschleunigung, dargestellt in Abbildung B.7, die in Wagenkastenmitte auf Fußbodenhöhe gemessen wird, dann lässt sich folgendes erkennen: Immer wenn sich das Fahrzeug im Übergangsbogen befindet, also wenn es in einen Kreisbogen ein- oder aus einem Kreisbogen ausfährt, dann kann die auf den Fahrgast wirkende Seitenbeschleunigung gegenüber dem Referenzfahrzeug verringert werden. Diese Reduktion ist allerdings nur $\approx 6\%$ groß. Im Kreisbogen nimmt die auf den Passagier wirkende freie Querbeschleunigung des Referenzfahrzeugs allerdings schneller ab und unterschreitet die des elektronisch geregelten Systems. Dies geschieht deshalb, da das Referenzfahrzeug aufgrund seiner zugrunde gelegten nichtlinearen Ventil-Durchflusskennlinie bei größeren sekundären Wankwinkeln stärker reagiert als das hier untersuchte aktive System.

6.5. Fahrt auf einem realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt

In diesem Teil des Kapitels *Ergebnisse und Potentialuntersuchung* soll auf die Simulationen auf einem realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt eingegangen werden. Wie schon in Abschnitt 5.3 erwähnt, wurde dieser Trassierungsverlauf mit einer konstanten Geschwindigkeit von $70\,km/h$ durchfahren. Die Ergebnisse sind in den Abb. 6.9 und 6.10 dargestellt.

Aus Abb. 6.9 lässt sich erkennen, dass der sekundäre Wankwinkel durch die hier verwendete Reglerstruktur bei größeren Ausschlägen gegenüber dem Referenzfahrzeug immer reduziert werden kann und somit auch die auftretenden Extremwerte verringert werden können. Außerdem zeigt diese Abbildung, dass Wankwinkel, die durch stochastische Gleislagefehler hervorgerufen werden nicht kompensiert werden und daher in den Geraden des realen U-Bahn-Streckenabschnitts keine Kompensation stattfindet. Weiters ist ersichtlich, dass der sekundäre Wankwinkel in gewissen Abschnitten des Trassierungsverlaufs gegenüber dem Referenzfahrzeug stärker verringert werden kann als in anderen. Dies lässt darauf schließen, dass in den Abschnitten mit geringerer Kompensation die gemessene Trassierung stärker von der Soll-Trassierung abweicht, da schon in Abschnitt 6.3.1 gezeigt wurde, dass der lineare PD-Regler beim Auftreten von Störungen, die eine Änderung der Querbeschleunigung verursachen, die entstehenden lokalen Extremwerte des sekundären Wankwinkels nicht besonders stark verringern kann. Dies streicht hervor, dass es sich wesentlich auf die Wankwinkelkompensation auswirkt, wie groß der Unterschied zwischen der der Vorsteuerung bekannten Soll-Trassierung und der real vorliegenden Trassierung ist. Sämtliche Abweichungen vom Sollzustand verringern die Kompensationswirkung, da die Vorsteuerung auf diese Abweichungen nicht reagieren kann und der Regler diese oftmals nicht schnell genug ausregeln kann.

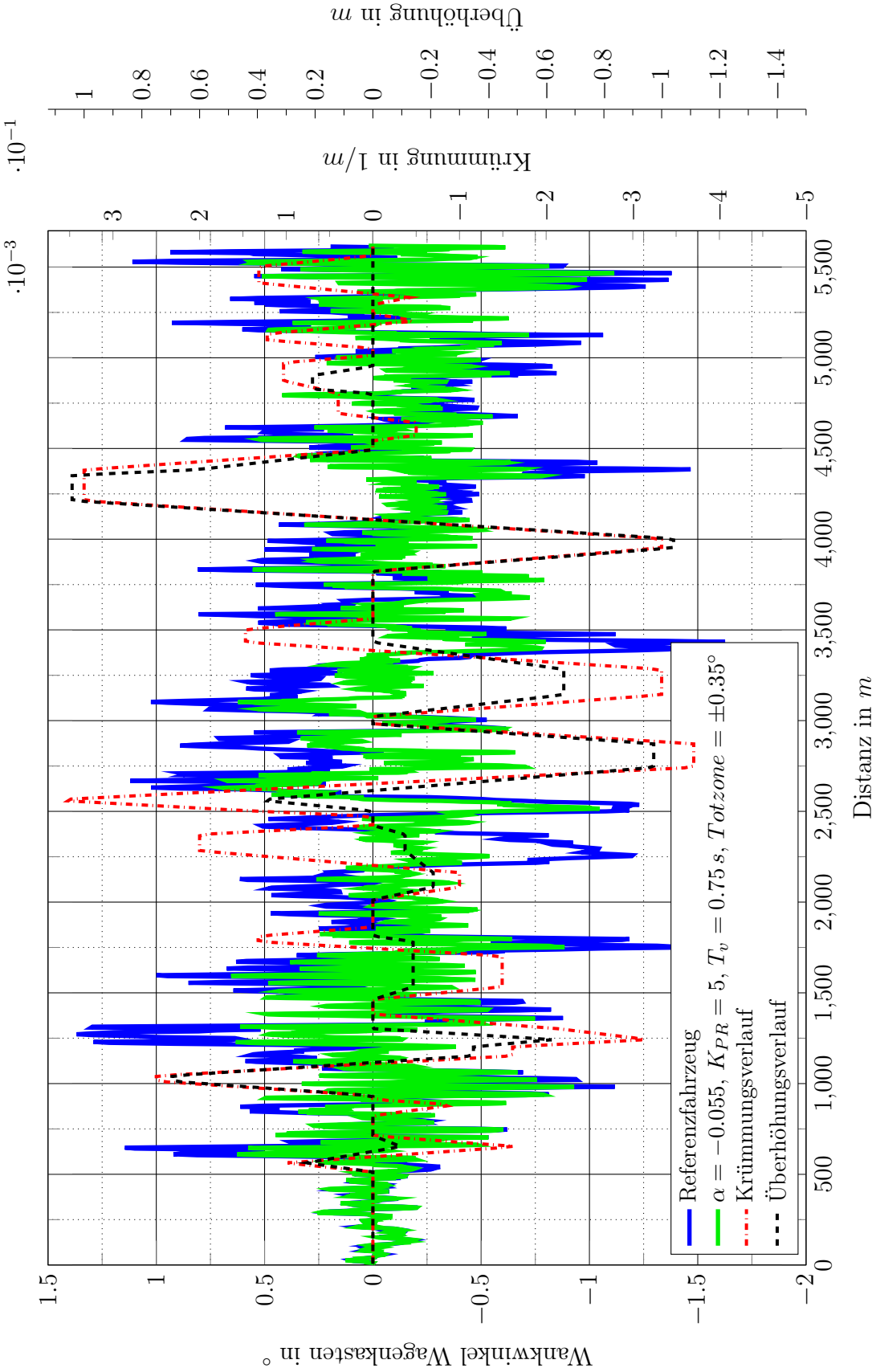


Abbildung 6.9.: Wankkompensation am realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt bei $70\,km/h$

Aus Abb. 6.9 lässt sich erkennen, dass für den hier betrachteten realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt eine Wankwinkelkompensation von zumindest 0.5° möglich ist. Dieses Kompensationspotential ist fast ausschließlich der Vorsteuerung zuzuschreiben. Das dafür notwendige Druckluftvolumen ist in Abb. 6.10 dargestellt. Hier ist klar erkennbar, dass der Druckluftbedarf deutlich größer ist als beim Referenzfahrzeug; es ist ungefähr das 4-fache Volumen nötig, wobei die Vorsteuerung ca. 90% davon ausmacht.

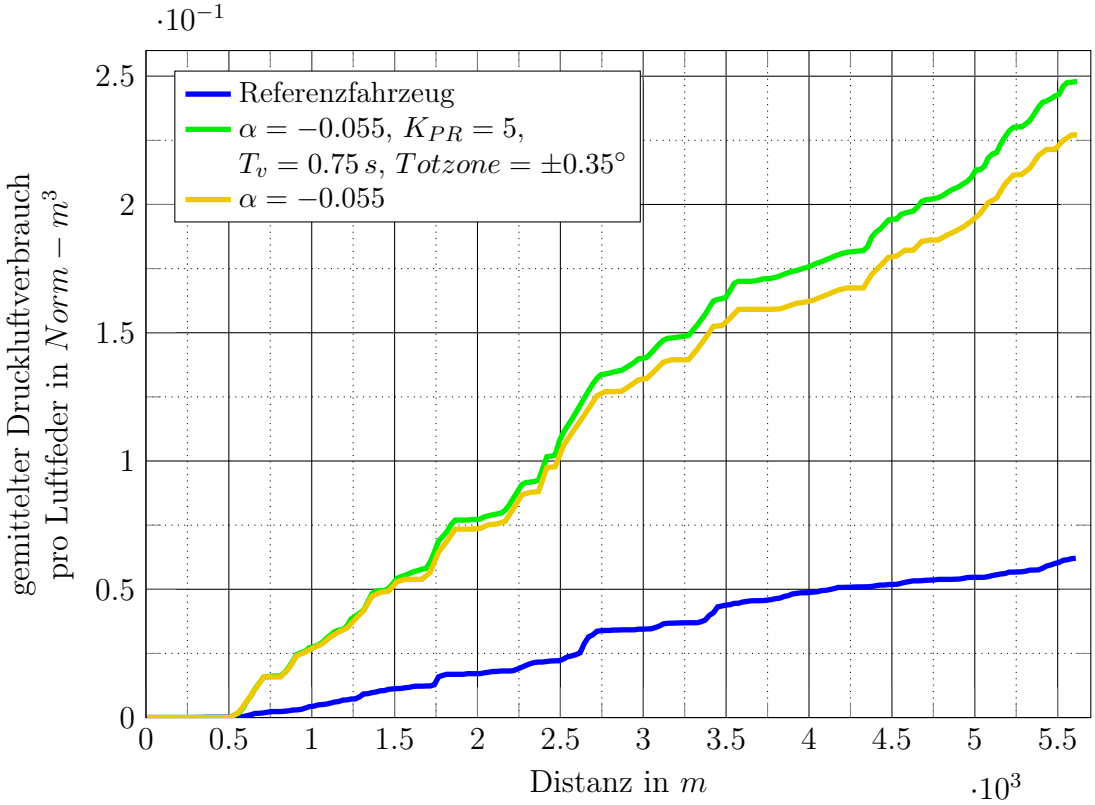


Abbildung 6.10.: Druckluftverbrauch am realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt bei $70\,km/h$

Der in Abschnitt 5.3 vorgestellte realitätsnahe U-Bahn-Streckenabschnitt wurde auch mit den konstanten Geschwindigkeiten von $60\,km/h$ und $80\,km/h$ simuliert. Ohne die Ergebnisse hier explizit zu zeigen, hat sich herausgestellt, dass eine Verringerung der Fahrgeschwindigkeit und somit auch der auf den Wagenkasten wirkenden freien Seitenbeschleunigung das Potential der Wankkompensation auf $\approx 0.3°$ verringert, da der Einfluss der stochastischen Gleislagefehler anteilsmäßig größer wird. Gleichzeitig nimmt auch der Druckluftbedarf deutlich ab, die Relation zum Referenzfahrzeug bleibt aber nahezu gleich. Wird die Fahrgeschwindigkeit auf $80\,km/h$ erhöht, so vergrößert sich das Potential der Wankkompensation auf $\approx 0.8°$, da der Effekt der freien Seitenbeschleunigung, die dann ebenfalls ansteigt, wesentlicher wird und dieser ja durch die Vorsteuerung, wie in Abschnitt 6.2 ge-

zeigt, ausreichend berücksichtigt wird. Hier steigt der absolute Druckluftbedarf deutlich an, er beträgt etwas mehr als das Doppelte des Referenzfahrzeugs.

Der Luftverbrauch des aktiven Systems ist bei allen Fahrten auf dem realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt deutlich größer als beim Referenzfahrzeug. Dies war anhand der Ergebnisse der Bogendurchfahrtsszenarien in Abschnitt 6.4 nicht zu erwarten. Allerdings lässt sich der größere Druckluftbedarf folgendermaßen plausibilisieren: Die Szenarien der Bogendurchfahrt besitzen nach den Kreisbögen deutlich längere Geraden, als das auf dem betrachteten realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt der Fall ist. Das hat zur Folge, dass das Referenzfahrzeug bei den drei in Abschnitt 5.1 beschriebenen Szenarien in der abschließenden Geraden bedeutend mehr Zeit hat, um Luft in die eine Luftfeder einzublasen und Luft aus der Anderen abzulassen, während die Vorsteuerung, die den Großteil des Luftbedarfs des elektronisch geregelten Systems ausmacht, nur im Übergangsbogen aktiv ist und dadurch die Differenz im Druckluftverbrauch sinkt. Vor allem verursacht die Totzone im geraden Gleis, dass das aktive System gegenüber dem Referenzfahrzeug in Geraden nach Übergangsbögen deutlich weniger Druckluft verbraucht. Dieses Verhalten ist Abb. B.5 dargestellt. Sind kürzere Kreisbögen vorhanden, wie das am realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt der Fall ist, dann nehmen die Übergangsbögen einen größeren Anteil an der Gesamttrassierung ein und das Referenzfahrzeug hat weniger Zeit, Druckluft zu verbrauchen, da die Geraden nach den aus den Kreisbögen führenden Übergangsbögen kürzer sind. Das von der Vorsteuerung im Übergangsbogen eingeblasene Druckluftvolumen ist aber unabhängig von der Länge anderer Trassierungselemente.

Die Untersuchungen haben auch gezeigt, dass, ohne es hier explizit anzugeben, der gleitende Mittelwert der auf den Passagier wirkenden freien Seitenbeschleunigung geringfügig reduziert werden kann.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass bei der Fahrt auf einer möglichst realitätsnahen Trassierung eine gewisse Wankkompensation und eine kleine Verringerung der, auf die Passagiere wirkenden, freien Seitenbeschleunigung möglich ist und der Druckluftbedarf deutlich ansteigt.

6.6. Potentialuntersuchung

Die Ergebnisse sollen primär, wie schon in der Aufgabenstellung (Abschnitt 1.2) erwähnt, auf den Lichtraumbedarf des Fahrzeugs bezogen werden. Zur Potentialuntersuchung werden, wie zu Beginn dieses Kapitels beschrieben, die Extremwerte der zeitlichen Verläufe der zu untersuchenden Größen herangezogen, da die BOStrab-Lichtraum-Richtlinien keine definierte Vorgehensweise zur Überführung von dynamischen Simulationsergebnissen in den dort verwendeten quasistatischen Ansatz angeben.

Die Ergebnisse aus den vorhergehenden Abschnitten zeigen, dass eine Wankkompensation bei Bogenfahrt um $\approx 0.5°$ möglich ist und die Kompensationswirkung großteils durch die Vorsteuerung erzielt wird. Zudem hat sich gezeigt, dass die Extremwerte des Wagenkastenwankwinkels bei Seitenwindstörung kaum verringert werden können, hier also quasi keine Kompensation möglich ist. Zudem hat sich herausgestellt, dass die auf die Fahrgäste wirkende freie Seitenbeschleunigung geringfügig reduziert werden kann. Eine Erhöhung des lateralen Fahrkomforts oder eine Vergrößerung der Fahrgeschwindigkeit wird dadurch nicht ermöglicht. Außerdem wird in Abschnitt 6.5 ersichtlich, dass der Druckluftbedarf dieses Systems deutlich größer ist als beim Referenzfahrzeug.

7. Zusammenfassung

Primäres Ziel dieser Diplomarbeit war es, eine Potentialuntersuchung des mittels elektronisch geregelter Luftfederventile aktiven Luftfedersystems eines üblichen Metrofahrzeugs mittlerer Kapazität mit 4-Punkt-Steuerung hinsichtlich Wankkompensation durchzuführen. Darüber hinaus wurden auch die gewählten Randbedingungen angegeben und kurz diskutiert. Einen Überblick über den aktuellen Stand der Technik wurde in Kapitel 2 gegeben und die Themengebiete Neigetechnik, Modellierung von Luftfedern und Luftfedersystemen und Regelstrategien für Neigesysteme zusammengefasst. Dies zeigt die vorhandenen Möglichkeiten und auch deren Vor- und Nachteile auf. Darüber hinaus wurde ein System vorgestellt, das trotz unterschiedlicher Ziele und Randbedingungen, der hier gewählten Aufgabenstellung relativ ähnlich ist und folglich die Basis der hier entwickelten Regelstrategie dargestellt hat.

Anschließend wurde die Modellbildung durchgeführt, wobei zuerst das in SIMACK implementiert MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell vorgestellt wurde. Auch eventuell auftretende Störungen, wie Trassierungsabweichungen, Seitenwind oder stochastische Gleislagestörungen wurden modelliert. Im Zuge der Luftfedermodellierung wurde ein thermodynamisches Luftfedermodell zur Beschreibung der wesentlichen Effekte gewählt und auch die das Luftfedersystem bildenden Komponenten wurden beschrieben. Das Luftfedersystem wurde nicht sehr detailliert ausgeführt und in SIMPACK in das MKS-Fahrzeug- und Fahrbahnmodell eingebaut.

Nachdem die Modellierung der „Hardware“ abgeschlossen war, wurde die Regelstrategie und die daraus entstehende Reglerstruktur behandelt. Das Regelsystem basiert auf einer kennfeldbasierten Vorsteuerung und einer kompensativen Regelung. Die Vorsteuerung soll vorhersehbare Störungen, also bekannte Informationen, wie die Trassierung der Strecke, ausnützen, um eine Vorausschau zu ermöglichen und dadurch eine schnellere Reaktion des Systems auf bekannte Größen erzielen. Dies wurde mit Hilfe einer Kennlinie, die im Vorhinein aufgenommen wurde, realisiert. Die Regelung ist für die Behandlung von unvorhersehbaren Störungen zuständig. Es wurde ein linearer PD-Regler gewählt, der die Abweichung des sekundären Wankwinkels vom Sollwert 0° als Eingangsgröße verwendet und diese kompensieren soll. Zur Regelung des Gesamtfahrzeugs wurde ein symmetrisches Regelsystem gewählt, bei dem die Signale von beiden Enden des Fahrzeugs gemittelt und verarbeitet werden. Die gesamte Reglerstruktur wurde in Simulink modelliert und MATLAB und SIMPACK wurden mit Hilfe des SIMAT-Blocks gekoppelt.

Anschließend wurden sowohl die Bogendurchfahrt mit ausgewählten Trassierungsparametern, als auch die Geradeausfahrt bei Seitenwind, beides auch mit stochastischen Gleislagestörungen, als für den Lichtraumbedarf repräsentative Fahrszenarien eingeführt. Da der maximal auftretende Platzbedarf des Fahrzeugs für dessen Dimensionierung maßgeblich ist, müssen die Fahrszenarien Extremfälle abdecken. Beiden Manövern liegen Trassierungselemente gemäß einschlägiger Normen vor, die die kritischsten Fälle hinsichtlich des Platzbedarfs widerspiegeln. Das Verhalten des aktiven Systems wurde zusätzlich auf einem realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt untersucht.

Zu Beginn der Ergebnispräsentation wurde gezeigt, dass das gewählte Auslegungsszenario hinsichtlich des Lichtraumbedarfs des Fahrzeugs tatsächlich maßgebend ist. Anschließend wurde die Funktion der Vorsteuerung untersucht und es wurde gezeigt, dass diese eine Wagenkastenwankwinkelkompensation bei erhöhtem Druckluftbedarf ermöglicht. Zudem wurden die Ursachen auftretender Effekte, wie Wankschwingungen mit unerwartet großer Amplitude untersucht. Dieser Effekt konnte durch die stark progressive Kennlinie des Querpuffers und die stoßartige Erregung zufolge des Einblasens bzw. Ablassens von Druckluft in bzw. aus den Luftfederbälgen erklärt werden. Auch der Einfluss der Übergangsbogenlänge auf den Verlauf des Wagenkastenwankwinkels wurde ermittelt. Anhand dieser Untersuchungen wurde ersichtlich, dass die gewählten Simulationsszenarien fahrdynamische Extremfälle darstellen. Die Regelung wurde im Folgenden anhand von zwei verschiedenen Szenarien ausgelegt und untersucht. Einerseits wurden Störungen in der Querbeschleunigung a_q, hervorgerufen durch Abweichungen in der Überhöhung u und der Fahrgeschwindigkeit v, und andererseits ein auftretender Seitenwind im geraden Gleis berücksichtigt. Der gewählte lineare PD-Regler wurde anhand der Querbeschleunigungsabweichung auf idealem Gleis ausgelegt und anschließend auf mit stochastischen Gleislagefehlern behaftetem Gleis getestet. Dabei wurde eine Totzone eingeführt, die dafür sorgt, dass der Regler auf der Geraden nur sehr selten auf den Effekt der Gleislagefehler reagiert. Dies schränkt allerdings die Funktion des Reglers ein, weshalb eine Filterung des Regelfehlers untersucht wurde. Dabei zeigte sich, dass der durch die Filterung entstandene zeitliche Verzug des Regelfehlersignals zu groß ist, um die auftretenden Extremwerte des Wagenkastenwankwinkels zu reduzieren. Daher wurde in der Folge kein Filter verwendet. Tritt ein Seitenwind im geraden Gleis auf, können die auftretenden Extremwerte des Wagenkastenwankwinkels nicht wesentlich reduziert werden. Es konnte anhand von „idealen“ Manövern gezeigt werden, dass dieses nahezu nicht vorhandene Kompensationspotential bei Seitenwind durch die Totzone entsteht. Zudem wurde auch hier die Möglichkeit der Filterung des Regelfehlers untersucht, aber auch hier war der dadurch entstandene zeitliche Verzug zu groß, um eine Verbesserung zu erzielen. Durch die Simulation von ausgewählten Szenarien konnte in der Folge gezeigt werden, dass eine gewisse Wagenkastenwankwinkelkompensation möglich ist, die hauptsächlich vom Beladungszustand und der auftretenden freien

Seitenbeschleunigung abhängt und dass dafür, unter gewissen Bedingungen, in der Gegenüberstellung zum Referenzfahrzeug kein deutlich größerer Druckluftbedarf notwendig ist. Auch eine sehr geringe Reduktion der auf den Passagier wirkenden Querbeschleunigung konnte festgestellt werden. Simulationen auf einem realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt haben einerseits die Verringerung der Extremwerte des Wagenkastenwankwinkels bestätigt, andererseits wurde festgestellt, dass der Druckluftbedarf des in dieser Arbeit untersuchten Systems deutlich größer ist, als bisher ersichtlich war. Diese Erkenntnis lässt sich durch den Trassierungsverlauf des realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitts plausibilisieren.

Das angegebene Potential hängt von den gewählten Randbedingungen maßgeblich ab. Darf nicht nur das Luftfederventil gegenüber dem Referenzfahrzeug getauscht werden, dann ergeben sich viele neue Möglichkeiten eine Wankkompensation zu verwirklichen. Vor allem eine Messung des Seitenwindes, die eine Vorsteuerung für diese Störung ermöglichen würde, erlaubt eine Reduktion des Lichtraumbedarfs im geraden Gleis. Lässt man auch die Randbedingung einen einfachen linearen Regler zu verwenden außer Acht, dann können komplexere Regler verwendet werden, wodurch das Potential der Wankkompensation vergrößert werden kann. Die Verwendung eines Wankstabilisators, passiv oder aktiv, beinhaltet ebenfalls Potential den Lichtraumbedarf des Fahrzeugs weiter zu verringern. Darauf aufbauend können in Zukunft weitere Untersuchungen, mit dem Ziel das Potential eines Metrofahrzeugs bezüglich Wankkompensation zu vergrößern, durchgeführt werden.

Abbildungsverzeichnis

2.1 Prinzip der passiven Neigetechnik [7] 5
2.2 Ausführungen für aktive Neigesysteme [6] 7
2.3 Feder-Dämpfer-Modell und Nishimura-Modelle [16] 9
2.4 dreidimensionales Berg-Modell [17] 9
2.5 Vampire-Modell [16] und Simpack-Modell [18] 10
2.6 Topologie eines klassischen Luftfedersystems mit typischen Komponenten[20] 11
2.7 System Balg mit Zusatzluftvolumen [20] 11
2.8 pneumatische Systeme zur Niveauregulierung [19] 12
2.9 Schema einer Kompensationsregelung [23] 14
2.10 Schema der Steuerung aufgrund des vorangegangenen Wagens [23] . . . 15
2.11 Schema der modellbasierten Zustandsschätzung/-regelung [23] 16
2.12 Schema der LQG-Regelung [25] 17
2.13 H_∞-Regelstrategien [8] 18
2.14 Fuzzy-Regelung [26] 19
2.15 PID-Regler mit Fuzzy-Korrektor [27] 19
2.16 LQG-Regler mit Fuzzy-Korrektor [27] 20
2.17 Modell der Luftfedersystems in [5] 21
2.18 Aktiv geregelte Luftfeder-Sekundärstufe aus [5] 22
2.19 Regelstrategie der Luftfederung [5] 22
2.20 Regelstrategie der aktiven lateralen Federung [5] 23
2.21 Regelstrategie der Niveauregulierung [5] 23

3.1 MKS-Modelle 25
3.2 Federkennlinie des Querpuffers 26
3.3 Luftfedermodell aus [21] 29
3.4 zur Simulation verwendetes Luftfedersystem, 1: Luftfederbalg, 2: Luftfederventil, 3: Luftablass, 4: Ausgleichsbehälter, 5: Luftversorgung . . . 30
3.5 zur Simulation verwendetes Luftfedermodell 31

4.1 Darstellung des Regelkreises 35
4.2 Kennlinienfeld der Vorsteuerung 38

5.1 ausgewählte Fahrszenarien 44
5.2 Seitenwindverlauf 46
5.3 Soll-Trassierung des realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitts 48
5.4 freie Seitenbeschleunigung des Wagenkastens zufolge der Soll-Trassierung des realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitts und einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von $70\,km/h$ 48

6.1 Bestimmung des freien Parameters α anhand des Auslegungsszenarios bei idealem Gleis 51
6.2 Einfluss der Übergangsbogenlänge l_u und des Querpuffers bei $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$, $a_q = 1\,m/s^2$ ($v = 17.5559\,m/s$) und $\alpha = -0.055$ am idealen Gleis 53
6.3 Funktion des Reglers bei Abweichungen von u und v auf idealem Gleis; Vorsteuerung: $\alpha = -0.055$, Regelung: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$ 55
6.4 Funktion des Reglers und verursachter Druckluftverbrauch bei Abweichungen von u und v auf mit stochastischen Fehlern behaftetem Gleis; Vorsteuerung: $\alpha = -0.055$, Regelung: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$, $Totzone = \pm 0.35°$ 57
6.5 Einfluss der Totzone im geraden fehlerbehafteten Gleis; Regelung: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$ 59
6.6 Filterung des Regelfehlers und dessen Einfluss auf die Regelung bei $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$ und $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$ auf mit stochastischen Fehlern behaftetem Gleis; Vorsteuerung: $\alpha = -0.055$, Regelung: $K_{PR} = 30$, $T_v = 0.75\,s$ 60
6.7 Effekt der Störung „Seitenwind“bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 17.5559\,m/s$ 64
6.8 Ergebnisse der Manöverauswahl-Simulationen; Vorsteuerung + Regelung mit Totzone in der Geraden: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$, $Totzone = \pm 0.35°$. 66
6.9 Wankkompensation am realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt bei $70\,km/h$ 69
6.10 Druckluftverbrauch am realitätsnahen U-Bahn-Streckenabschnitt bei $70\,km/h$ 70

A.1 Steuerventil-Kennlinie des Referenzfahrzeugs I
A.2 Reglerstruktur, modelliert in Simulink II

B.1 kritische Szenarien, Referenzfahrzeug III
B.2 Bogendurchfahrt bei $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$, $a_q = 1\,m/s^2$ ($v = 17.5559\,m/s$), Idealmanöver: Das Steuerventil wird im Übergangsbogen wird zu 100%/75%/50% geöffnet IV
B.3 Einfluss von a_q und dem Beladungszustand auf die Vorsteuerung bei $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$, $a_q = 1\,m/s^2$ ($v = 17.5559\,m/s$) und $\alpha = -0.055$ am idealen Gleis V
B.4 Funktion des Reglers bei $R = 200\,m$, $u = 100\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 17.22\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$ VI
B.5 Druckluftverbrauch bei $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$ VI
B.6 Filterung des Regelfehlers bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 17.5559\,m/s$ und Seitenwind-Anregung im geraden mit stochastischen Fehlern behafteten Gleis mit Hilfe eines Butterworth-Tiefpassfilters 4. Ordnung und Eckrequenz f_{TP} VII
B.7 Gegenüberstellung der auf den Fahrgast wirkenden Querbeschleunigung; Vorsteuerung: $\alpha = -0.055$, Regelung: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$; $Totzone = \pm 0.35°$ VIII

Literatur

[1] J. Janicki, H. Reinhard und M. Rüffer. *Schienenfahrzeugtechnik*. 3., überarb. und erw. Aufl. DB-Fachbuch. Berlin: Bahn-Fachverl., 2013 (siehe S. 1, 4–6).

[2] W. F. Wolfgang Hanneforth. *Laufwerke*. Berlin: VEB Verlag für Verkehrswesen, 1986 (siehe S. 1).

[3] S. Zacher und M. Reuter. *Regelungstechnik für Ingenieure; Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen*. Wiesbaden, 2011 (siehe S. 1, 40).

[4] *Vorläufige Richtlinien für die Bemessung des lichten Raumes von Bahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen (BOStrab): (BOStrab-Lichtraum-Richtlinien)*. BEKA, 1996. URL: `https://books.google.at/books?id=fpbbtgAACAAJ` (siehe S. 2, 4, 43, 45, 46, 49).

[5] S. Alfi, S. Bruni, G. Diana, A. Facchinetti und L. Mazzola. „Active Control of Airspring Secondary Suspension to Improve Ride Quality and Safety against Crosswinds“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 225.1 (2011), S. 84–98. URL: `http://pif.sagepub.com/content/225/1/84.abstract` (siehe S. 3, 10, 21–23, 35, 37).

[6] R. Persson, R. M. Goodall und K. Sasaki. „Carbody tilting – technologies and benefits“. In: *Vehicle System Dynamics* 47.8 (2009), S. 949–981. URL: `http://dx.doi.org/10.1080/00423110903082234` (siehe S. 4–7).

[7] R. Persson. „Tilting trains: Enhanced benefits and strategies for less motion sickness“. In: *Trita-AVE* (2011) (siehe S. 4–7).

[8] A. C. Zolotas. „Advanced control strategies for tilting trains“. Diss. https://dspace.lboro.ac.uk/2134/4279: Loughborough University, Sep. 2002 (siehe S. 4, 14–18).

[9] A. C. Zolotas und R. M. Goodall. *Advanced Control Strategies for Tilting Railway Vehicles*. 2000 (siehe S. 4, 16).

[10] *Richtlinien für die Trassierung von Bahnen nach der Verordnung über den Bau und Betrieb der Straßenbahnen (BOStrab) - (BOStrab-Trassierungsrichtlinien)*. Verkehrsblatt-Verlag, 1993. URL: `https://books.google.at/books?id=so5aPwAACAAJ` (siehe S. 4, 42, 43, 45).

[11] J. T. Pearson, R. M. Goodall und I. Pratt. „Control system studies of an active anti-roll bar tilt system for railway vehicles“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 212.1 (1998), S. 43–60. URL: http://pif.sagepub.com/content/212/1/43.abstract (siehe S. 6, 14, 15, 20).

[12] R. M. Goodall. „Tilting trains and beyond - the future for active railway suspensions part 1 - Improving passenger comfort“. In: *Computing and Control Engineering Journal* 10.4 (Aug. 1999), S. 153–160 (siehe S. 6).

[13] Y. Nishioka, Y. Sato, S. Negoro, H. Nagura und T. Hirata. „Tilting Control System for Railway Vehicles Using Long-Stroke Air Spring“. In: *The Sumitomo Search* 59 (1997), S. 102–107 (siehe S. 7).

[14] B. Eickhoff, J. Evans und A. Minnis. „A Review of Modelling Methods for Railway Vehicle Suspension Components“. In: *Vehicle System Dynamics* 24.6-7 (1995), S. 469–496. URL: http://dx.doi.org/10.1080/00423119508969105 (siehe S. 8).

[15] M. Presthus. „Derivation of Air Spring Model Parameters for Train Simulation“. Department of Applied Physics und Mechanical Engineering, Division of Fluid Mechanics, LuleåUniversity of Technology, 2005. URL: http://epubl.ltu.se/1402-1617/2002/059/index-en.html (besucht am 10. 09. 2015) (siehe S. 8).

[16] L. Mazzola und M. Berg. „Secondary suspension of railway vehicles - air spring modelling: Performance and critical issues“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 228.3 (2014), S. 225–241 (siehe S. 8–10, 13).

[17] M. Berg. „A three-dimensional airspring model with friction and orifice damping; Veh. Syst. Dyn.“ In: *Vehicle System Dynamics* 33.Suppl S (1999), S. 528–539 (siehe S. 8, 9).

[18] *SIMPACK User's manual. III-FE:83 Linear Airspring.* Gilching, Germany: SIMPACK AG, 2012 (siehe S. 8, 10).

[19] N. Docquier, P. Fisette und H. Jeanmart. „Model-based evaluation of railway pneumatic suspensions“. In: *Vehicle System Dynamics* 46.sup1 (2008), S. 481–493. URL: http://dx.doi.org/10.1080/00423110801993110 (siehe S. 10–12).

[20] N. Docquier, P. Fisette und H. Jeanmart. „Multiphysic modelling of railway vehicles equipped with pneumatic suspensions“. In: *Vehicle System Dynamics* 45.6 (2007), S. 505–524. URL: http://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/00423110601050848 (siehe S. 10, 11).

[21] T. Sonnweber. „Dynamisches Verhalten von Luftfedersystemen für Schienenfahrzeuge“. Diss. Technische Universität Graz, Jän. 1996 (siehe S. 10, 27–29, 31–33).

[22] A. C. Zolotas, G. D. Halikias und R. M. Goodall. „A Comparison of Tilt Control Approaches for High Speed Railway Vehicles“. In: *Proc ICSE 2000*. 2000, S. 632–636 (siehe S. 14–18).

[23] A. C. Zolotas, R. M. Goodall und G. D. Halikias. „New control strategies for tilting trains“. In: *Vehicle System Dynamics* 37.Suppl S (2002), S. 171–182 (siehe S. 14–17).

[24] A. C. Zolotas, R. M. Goodall und G. D. Halikias. „Recent results in tilt control design and assessment of high-speed railway vehicles“. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit* 221.2 (2007), S. 291–312. URL: `http://pif.sagepub.com/content/221/2/291.abstract` (siehe S. 14, 16, 17).

[25] R. Zhou, A. C. Zolotas und R. M. Goodall. „LQG control for the integrated tilt and active lateral secondary suspension in high speed railway vehicles“. In: *Control and Automation (ICCA), 2010 8th IEEE International Conference*. Juni 2010, S. 16–21 (siehe S. 17).

[26] H. Zamzuri, A. C. Zolotas und R. M. Goodall. „Tilt control design for high-speed trains: a study on multi-objective tuning approaches“. In: *Vehicle System Dynamics* 46.sup1 (2008), S. 535–547. URL: `http://dx.doi.org/10.1080/00423110801993151` (siehe S. 18, 19).

[27] H. Zamzuri, A. C. Zolotas, R. M. Goodall und S. A. Mazlan. „Advances in tilt control design of high-speed railway vehicles: a study on fuzzy control methods“. In: *International Journal of Innovative Computing, Information and Control* 8.9 (Sep. 2012), S. 6067–6080. URL: `http://sro.sussex.ac.uk/42753/` (siehe S. 18–20).

[28] *Multi-Body Simulation . SIMPACK MBS Software*. SIMPACK GmbH. 2015. URL: `http://www.simpack.com/mbs_simpack_home.html` (besucht am 16. 09. 2015) (siehe S. 24, 26, 41).

[29] *DIN EN 13715:2011-01. Bahnanwendungen - Radsätze und Drehgestelle - Räder - Radprofile*. Deutsche und Französische Fassung. 2011-01 (siehe S. 26).

[30] *DIN EN 13674-1:2011-04. Bahnanwendungen - Oberbau – Schienen – Teil 1: Vignolschienen ab 46 kg/m*. Deutsche Fassung. 2011-04 (siehe S. 26).

[31] K. Knothe und S. Stichel. *Schienenfahrzeugdynamik*. Engineering online library. Berlin [u.a.]: Springer, 2003 (siehe S. 26, 27).

[32] *Lastenheft für ein Drehgestell mit verbesserten Eigenschaften bei Fahrt im Bogen. ORE B 176.* 1991 (siehe S. 27, 43, 47, 65).

[33] *Internes Berechnungsdokument.* Siemens AG (siehe S. 27).

[34] *DIN EN 14363:2005-10. Bahnanwendungen - Zulassungsprozess bezüglich der fahrtechnischen Eigenschaften von Eisenbahnfahrzeugen - Prüfung des Fahrverhaltens und stationäre Versuche.* Deutsche Fassung. 2005-10 (siehe S. 31).

[35] *MATLAB - Die Sprache für technische Berechnungen.* MathWorks Deutschland. 2015. URL: `http://de.mathworks.com/products/matlab/` (besucht am 16. 09. 2015) (siehe S. 41).

[36] *Simulink - Simulation und Model-Based Design.* MathWorks Deutschland. 2015. URL: `http://de.mathworks.com/products/simulink/` (besucht am 02. 11. 2015) (siehe S. 41).

[37] M. Busch. *Zur effizienten Kopplung von Simulationsprogrammen.* Kassel University Press, 2012. URL: `https://books.google.at/books?id=0qBpXp-f2gQC` (siehe S. 41).

[38] A. Facchinetti, L. Mazzola, S. Alfi und S. Bruni. „Mathematical modelling of the secondary airspring suspension in railway vehicles and its effect on safety and ride comfort“. In: *Vehicle System Dynamics* 48.sup1 (2010), S. 429–449. URL: `http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2010.486036` (siehe S. 51).

A. Zusätzliche Abbildungen

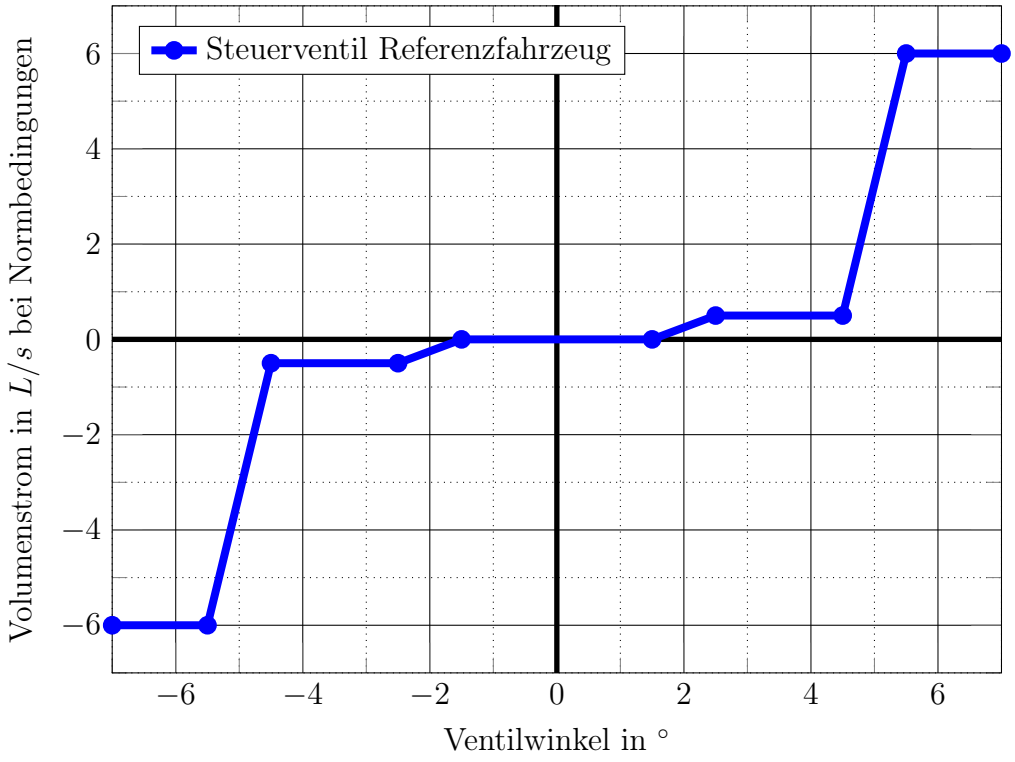


Abbildung A.1.: Steuerventil-Kennlinie des Referenzfahrzeugs

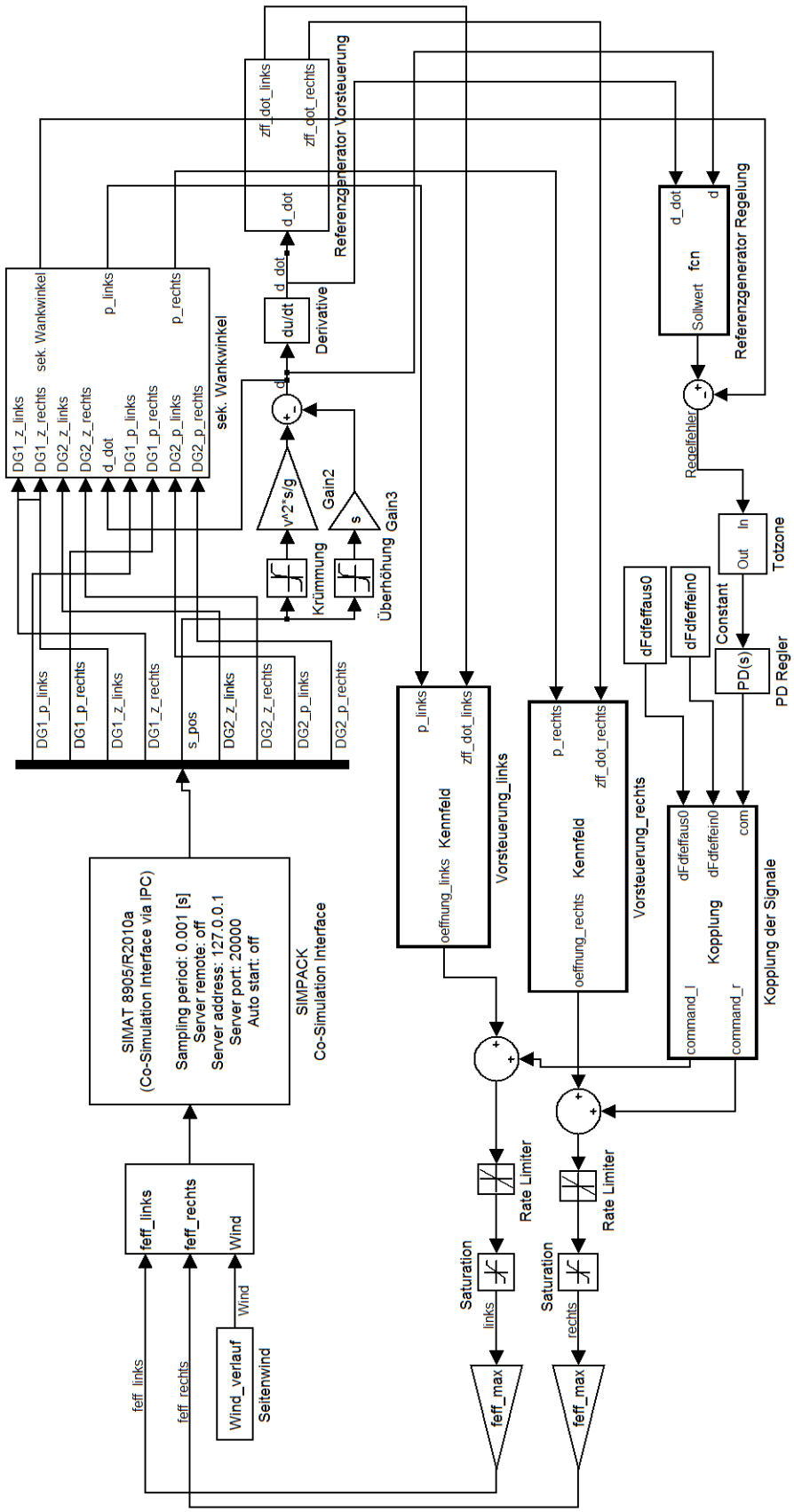
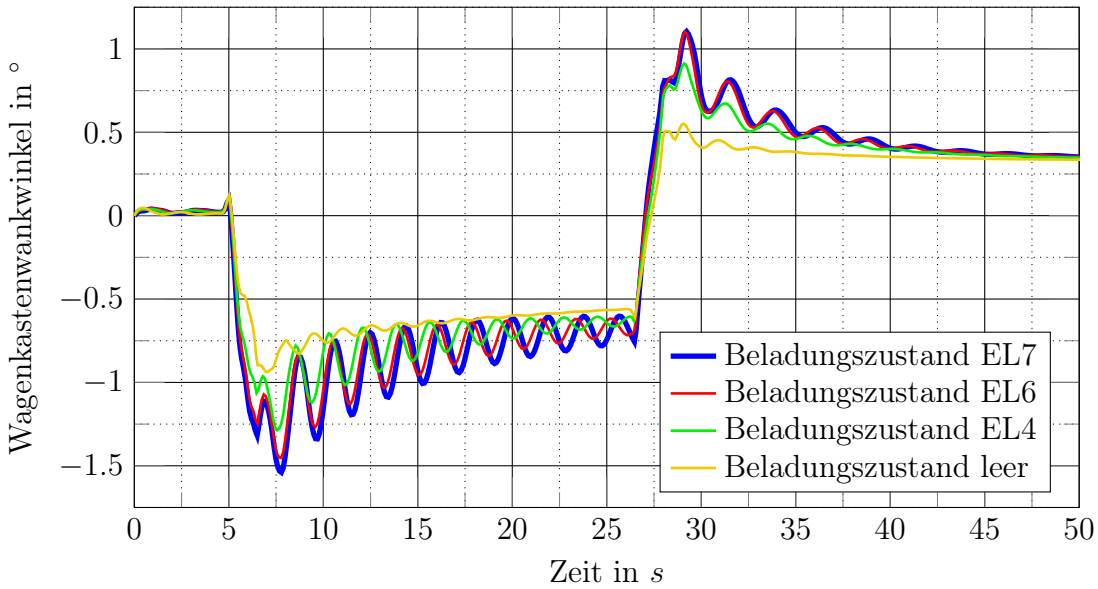
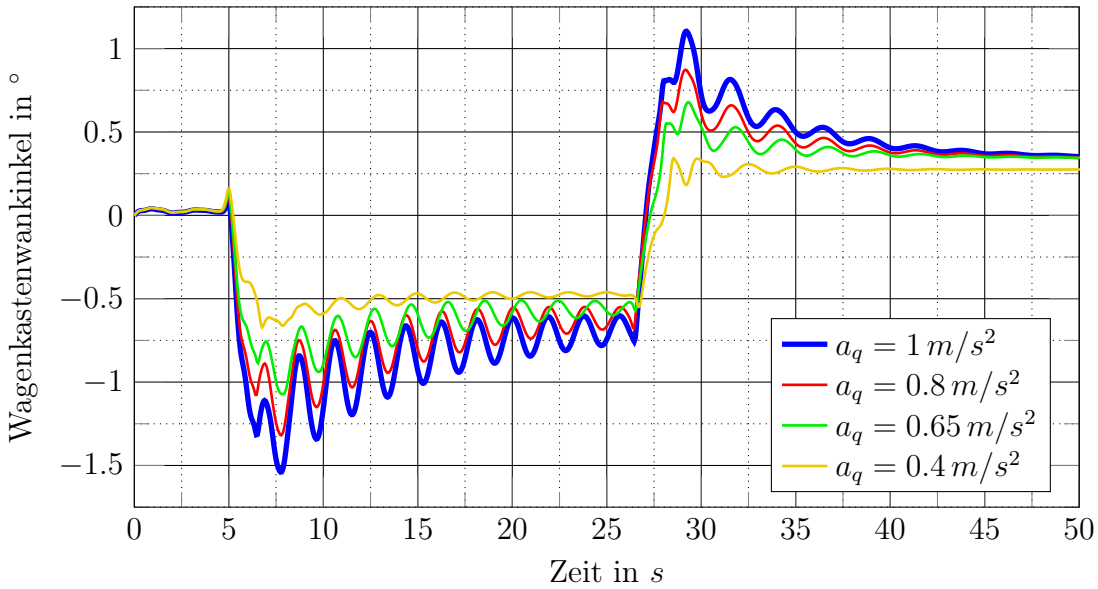


Abbildung A.2.: Reglerstruktur, modelliert in Simulink

B. Weitere Ergebnisse

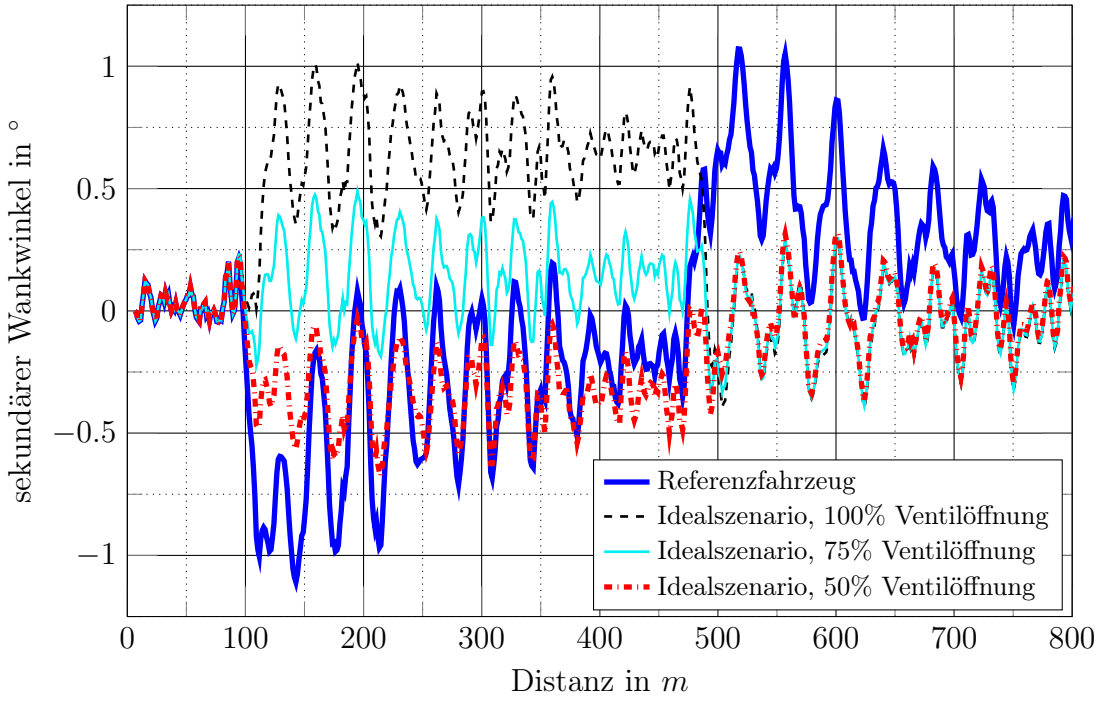


(a) Beladungszustands-Variation bei $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$ und $a_q = 1\,m/s^2$ ($v = 17.5559\,m/s$) am idealen Gleis

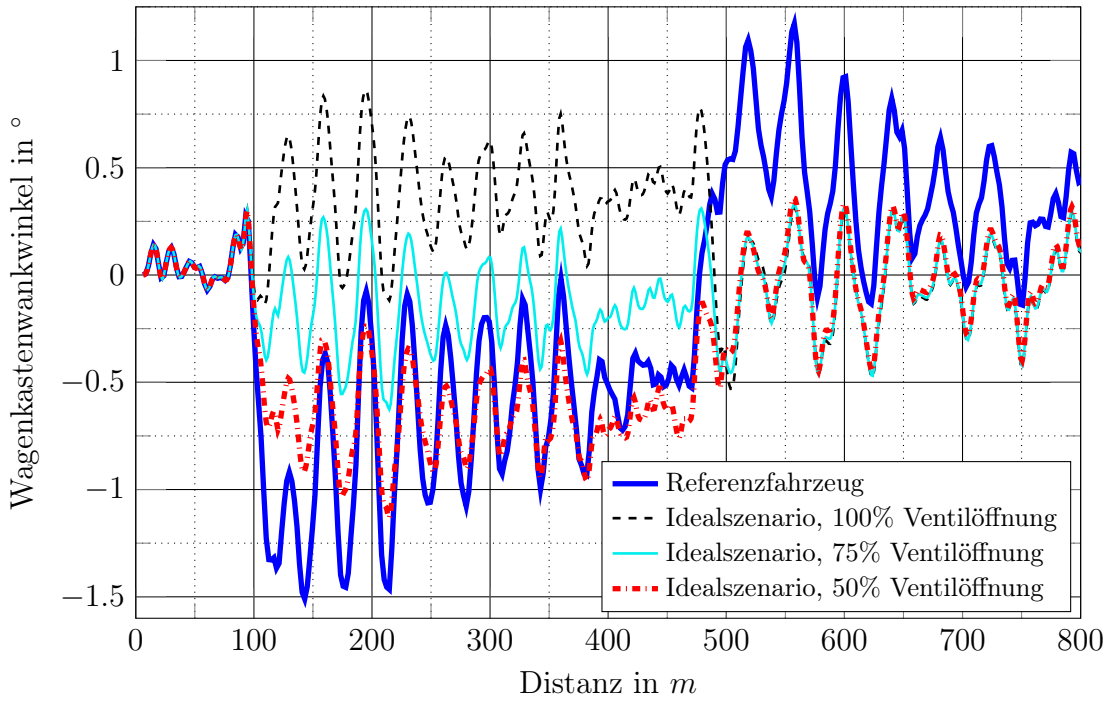


(b) a_q-Variation bei $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$ und Beladungszustand EL7 am idealen Gleis

Abbildung B.1.: kritische Szenarien, Referenzfahrzeug

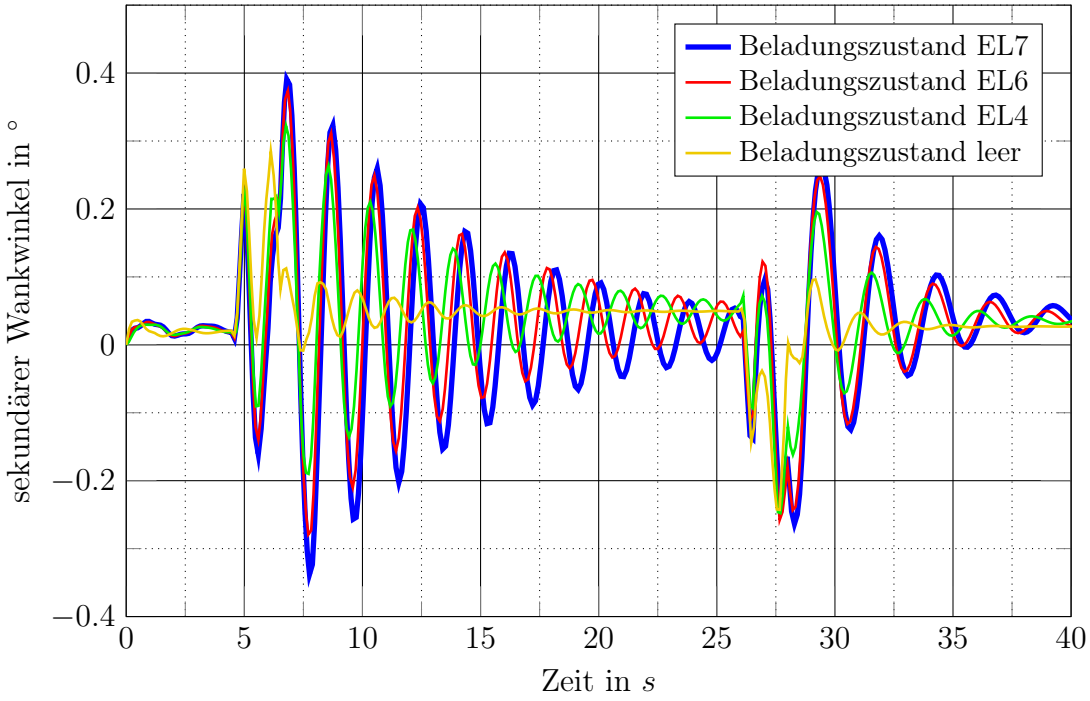


(a) Verlauf des sekundären Wankwinkels bei idealen Manövern

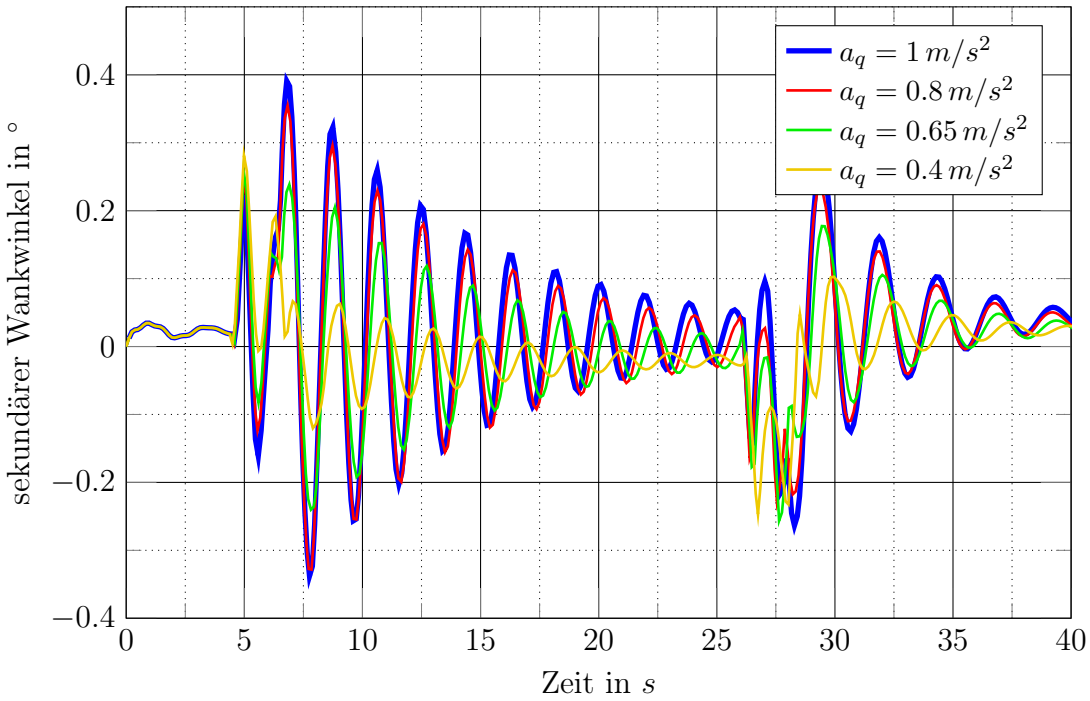


(b) Verlauf des Wagenkastenwankwinkels bei idealen Manövern

Abbildung B.2.: Bogendurchfahrt bei $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$, $a_q = 1\,m/s^2$ ($v = 17.5559\,m/s$), Idealmanöver: Das Steuerventil wird im Übergangsbogen wird zu 100%/75%/50% geöffnet



(a) Einfluss der Beladung auf die Vorsteuerung



(b) Einfluss der Querbeschleunigung auf die Vorsteuerung

Abbildung B.3.: Einfluss von a_q und dem Beladungszustand auf die Vorsteuerung bei $R = 200\,m$, $u = 80\,mm$, $a_q = 1\,m/s^2$ ($v = 17.5559\,m/s$) und $\alpha = -0.055$ am idealen Gleis

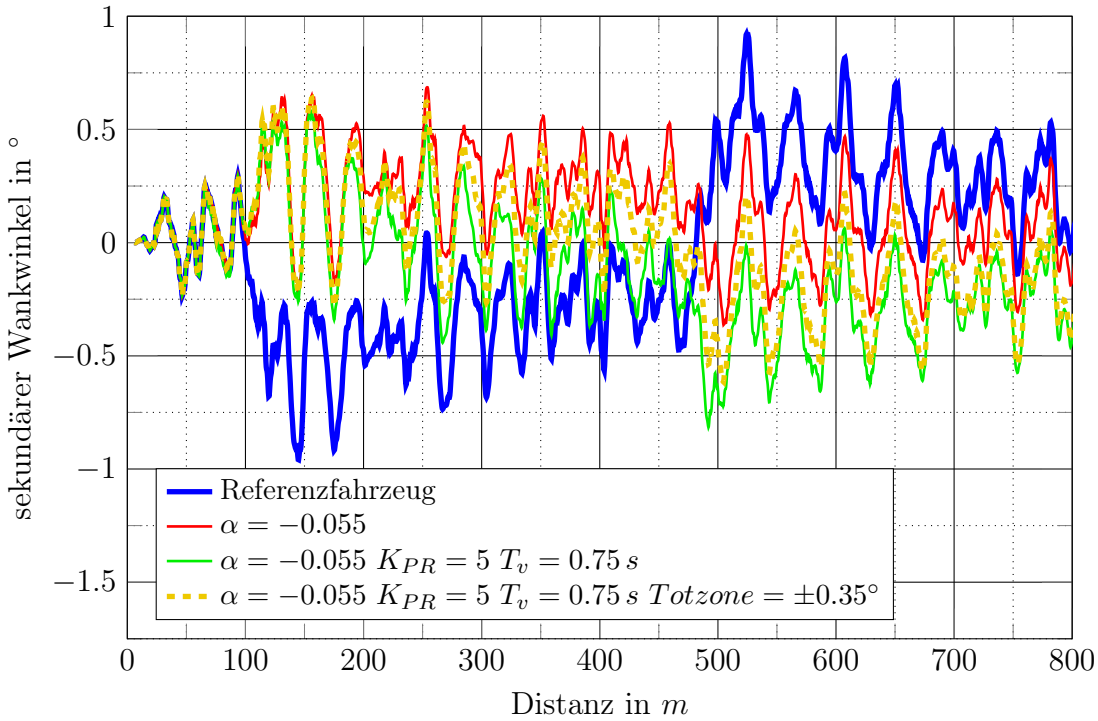


Abbildung B.4.: Funktion des Reglers bei $R = 200\,m$, $u = 100\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 17.22\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$

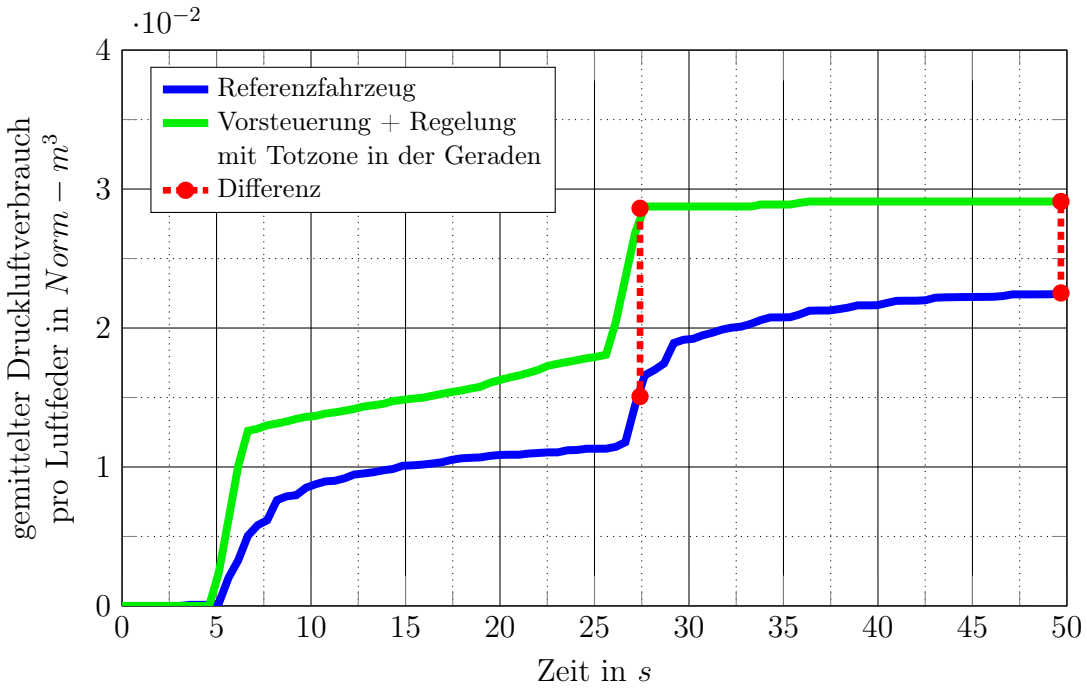


Abbildung B.5.: Druckluftverbrauch bei $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$

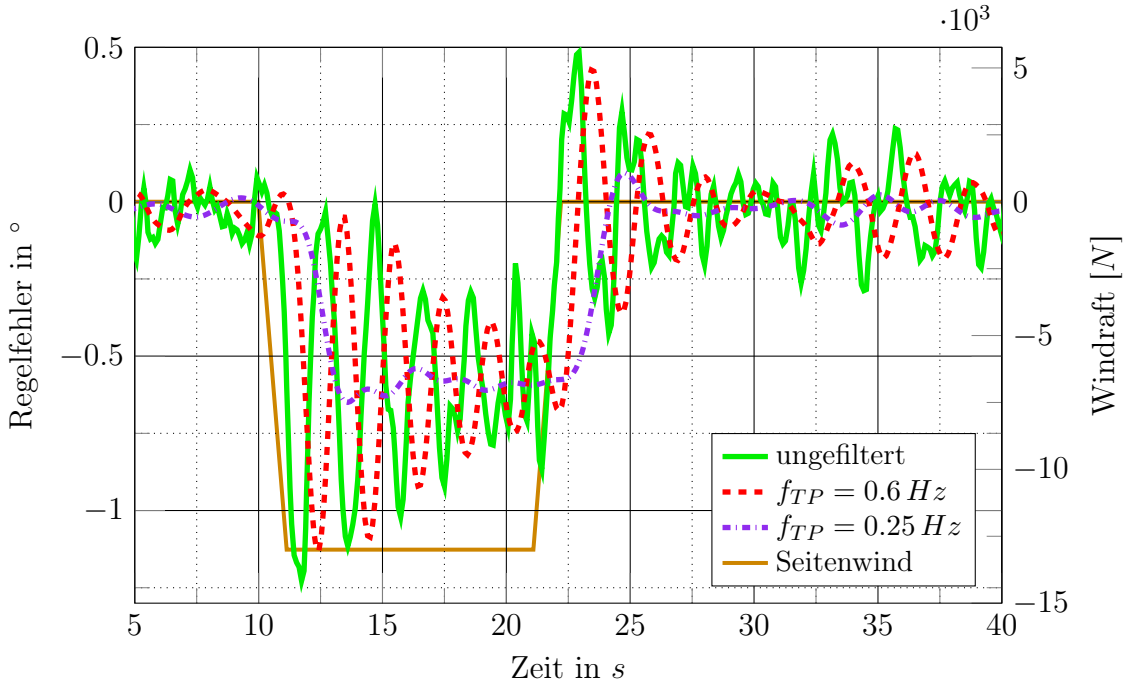
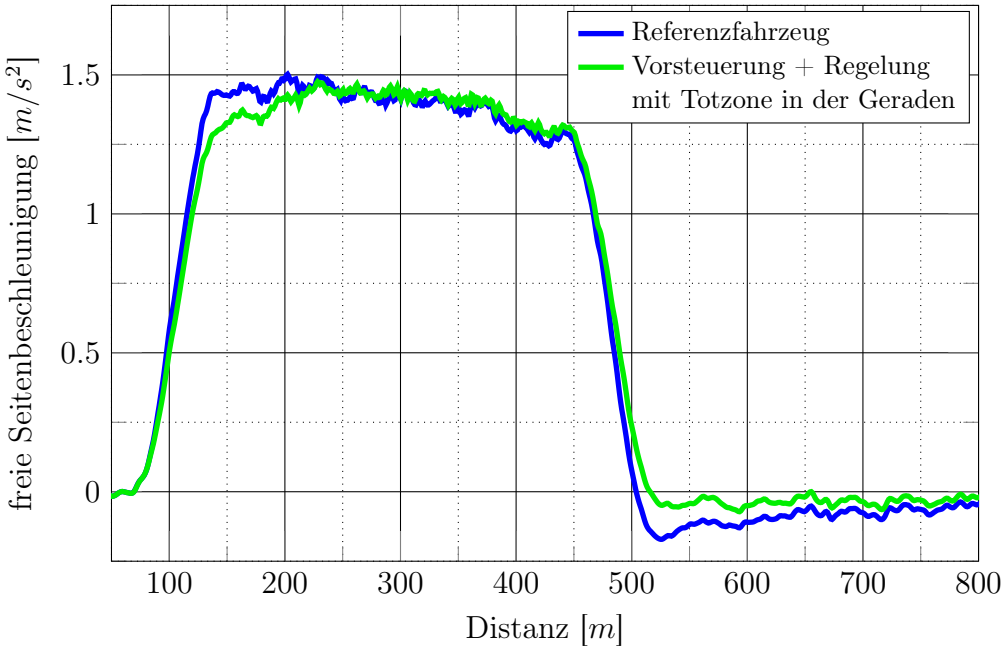
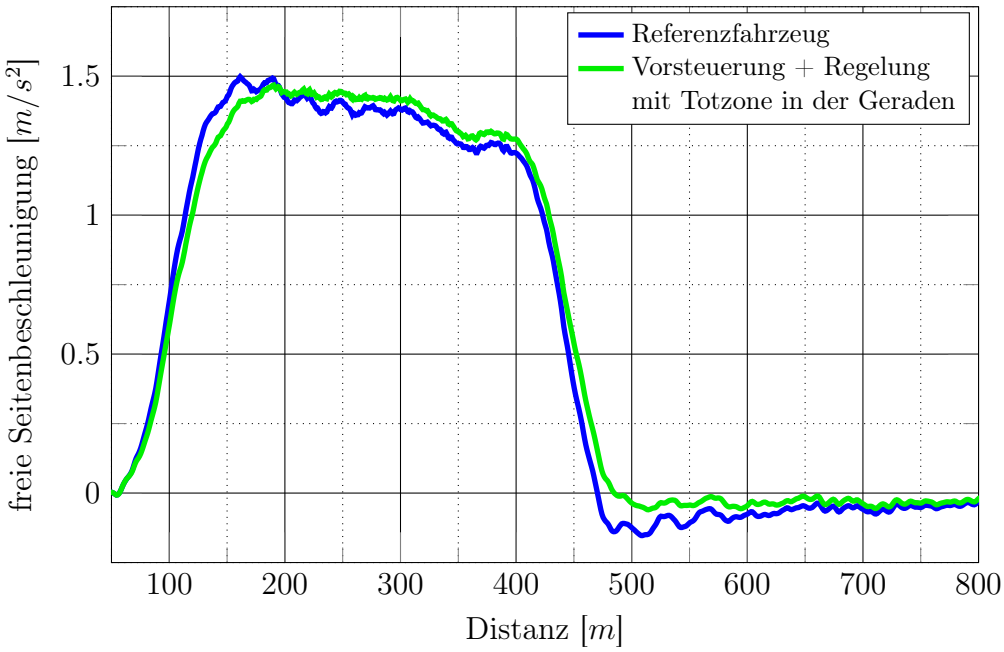


Abbildung B.6.: Filterung des Regelfehlers bei einer Fahrgeschwindigkeit von $v = 17.5559\,m/s$ und Seitenwind-Anregung im geraden mit stochastischen Fehlern behafteten Gleis mit Hilfe eines Butterworth-Tiefpassfilters 4. Ordnung und Eckrequenz f_{TP}



(a) Gleitender Mittelwert der auf den Passagier wirkenden freien Seitenbeschleunigung bei $R = 200\,m$, $u = 60\,mm$ statt $80\,mm$, $v = 18\,m/s$ statt $17.5559\,m/s$, stochastischen Gleislagestörungen und Seitenwind von $13000\,N$ ab Sekunde 10 ($\hat{=}$ bei $186\,m$)



(b) Gleitender Mittelwert der auf den Passagier wirkenden freien Seitenbeschleunigung bei $R = 100\,m$, $u = 145\,mm$ statt $165\,mm$, $v = 14.7916\,m/s$ statt $14.5707\,m/s$, stochastischen Gleislagestörungen und Seitenwind von $13000\,N$ ab Sekunde 10 ($\hat{=}$ bei $154\,m$)

Abbildung B.7.: Gegenüberstellung der auf den Fahrgast wirkenden Querbeschleunigung; Vorsteuerung: $\alpha = -0.055$, Regelung: $K_{PR} = 5$, $T_v = 0.75\,s$; $Totzone = \pm 0.35°$