

# Entwicklung einer Echtzeitumgebung für Fahrzeugregelungen von schweren Nutzfahrzeugen am Beispiel des Elektronischen Bremsystems

Dipl.-Ing. (TU) Florian Bauer

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik der  
Universität der Bundeswehr München zur Erlangung des akademischen Grades eines

**Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)**

genehmigten Dissertation.

Prüfungskommission:

Vorsitzender	Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Joachim Wünsche
Erstgutachter	Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Lion
Zweitgutachter	Univ.-Prof. i.R. Dipl.-Ing. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg

Die Dissertation wurde am 10.02.2016 bei der Universität der Bundeswehr München  
eingereicht und durch die Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik am 11.08.2016  
angenommen. Die mündliche Prüfung fand am 21.10.2016 statt.



# Vorbemerkung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am *Institut für Mechanik* der *Fakultät für Luft- und Raumfahrttechnik* an der *Universität der Bundeswehr München* in Zusammenarbeit mit der *MAN Truck & Bus AG*.

Die Erstellung dieser Arbeit war für mich eine Herausforderung und eine bereichernde Erfahrung zugleich. An dem Thema der Arbeit konnte ich meine Begeisterung für Technik und Naturwissenschaften voll und ganz ausleben und jeden Tag etwas Neues dazulernen. All denen, die mich während der Promotionszeit begleitet und mich in vielfältiger Art und Weise unterstützt haben, möchte ich an dieser Stelle ganz herzlich danken.

Mein ganz besonderer Dank gilt zunächst meinem Doktorvater, Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Alexander Lion, für seine vorbildliche Unterstützung und sein Engagement bei der Betreuung dieser Arbeit. Seine durchwegs konstruktiven Anmerkungen und Hinweise während unserer vielen Diskussionen haben mich immer wieder zu neuen Ideen inspiriert. Des Weiteren möchte ich mich herzlich bei Herrn Univ.-Prof. i.R. Dipl.-Ing. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg für die freundliche Übernahme des Zweitgutachtens und die hilfreichen Anmerkungen während der Durchsicht meiner Arbeit bedanken. Für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission möchte ich mich außerdem bei Herrn Univ.-Prof. Dr.-Ing. Hans-Joachim Wünsche bedanken.

Weiterhin gilt mein Dank meinen Kollegen am *Institut für Mechanik* für die wunderbare gemeinsame Zeit. Eine ganz besondere Freude war es mir, ein Büro mit meinem Kollegen Christoph Mittermeier zu teilen.

Mein herzlichster Dank gilt zudem meinen Betreuern bei der *MAN Truck & Bus AG*, Dr.-Ing. Philipp Wagner und Dr. techn. Jan Fleischacker, für ihr unendliches Vertrauen und die überragende Unterstützung. Außerdem möchte ich mich bei meiner Kollegin Christina Braun und meinen Kollegen Edin Topčagić und Dr.-Ing. Stefan Litter bedanken. Ohne ihre Beiträge, fachlicher wie nichtfachlicher Art, wäre diese Arbeit nicht möglich gewesen. Ebenfalls bedanken möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Robert Höpler für die vielen anregenden Diskussionen und Hilfestellungen zu Themen jeder Art.

Neben meinen Kollegen haben mir auch meine Freunde während der gesamten Promotionszeit beigestanden und für den nötigen Ausgleich zur Arbeit gesorgt. Vielen lieben Dank dafür. Auch meinen Eltern Maria und Thomas Bauer möchte ich danken. Sie haben mich immer, nicht nur während der Zeit meiner Promotion, bedingungslos unterstützt.

Zuletzt möchte ich mich ganz besonders bei meiner Freundin Vanda bedanken. Für ihre unendliche Geduld und ihr Verständnis, besonders in den Phasen der Abfassung dieser Dissertation. Und dafür, dass sie mir über die ganze Zeit den Rücken freigehalten hat und da war, wenn ich sie gebraucht habe. Vielen Dank.

München, im Oktober 2016

Florian Bauer

# Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung einer Echtzeitsimulationsumgebung zur Integration der Regelfunktionen von Electronic Chassis Control (ECC)-Systemen schwerer Nutzfahrzeuge mit echtzeitfähigen Simulationsmodellen. Zu den ECC-Systemen zählen mechatronische Regelsysteme wie die Elektronische Stabilitätskontrolle (ESC) oder der Automatische Blockierverhinderer (ABV), deren Funktionen maßgeblich das Fahrverhalten des Fahrzeugs beeinflussen. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Simulationsumgebung besteht aus zwei unabhängigen Echtzeitsystemen, auf denen die Differentialgleichungen der benötigten Simulationsmodelle gelöst werden. Diese stellen die virtuelle Umgebung für die Regelfunktionen dar, die mit den Methoden der Hardware- und Software-in-the-Loop-Simulation integriert werden können. Der Schwerpunkt der Echtzeitumgebung liegt auf einer möglichst realitätsnahen Abbildung der Fahrzeugdynamik. Dazu kann, je nach Anwendungsfall, einerseits ein häufig in Echtzeitanwendungen verwendetes, vereinfachtes Fahrzeugmodell und andererseits ein komplexes Mehrkörpermodell verwendet werden.

Am Beispiel des Elektronischen Bremssystems (EBS) eines schweren Nutzfahrzeugs wird die Integration der Funktionen des Regelsystems in die Echtzeitumgebung mit der Methode der Hardware-in-the-Loop-Simulation gezeigt. Neben der Fahrzeugdynamik wird auch das elektro-pneumatische Bremssystem von einem speziell für die Echtzeitanwendung entwickelten Simulationsmodell abgedeckt. Damit kann auf die Integration von realen pneumatischen Bauteilen als zusätzliche Hardware verzichtet werden. Die Simulationen zeigen, dass das einfache Fahrzeugmodell nicht in der Lage ist, das fahrdynamische Verhalten in allen untersuchten Manövern realitätsnah wiederzugeben und sich daher die Verwendung des komplexen Mehrkörpermodells empfiehlt.

Durch Integration der Simulationsmodelle und Regelfunktionen ergeben sich Potentiale im Entwicklungsprozess von Nutzfahrzeugen. Neben einer Erhöhung des Gesamtsystemverständnisses kann beispielsweise der Luftverbrauch bei beliebigen Bremsmanövern virtuell bestimmt werden oder es können die Funktionsparameter der Regelsysteme vorausgelegt und optimiert werden. Außerdem ergibt sich auf Basis der entwickelten Simulationsumgebung die Möglichkeit einer virtuellen Homologation des Bremssystems bzw. seiner Funktionen.

Durch die strikte Modularisierung der Simulationsmodelle ist die Echtzeitumgebung einfach auf unterschiedliche Fahrzeugvarianten, mit und ohne Anhänger, erweiterbar. Neben dem exemplarisch dargestellten EBS können zudem weitere ECC-Systeme integriert werden.



# Abstract

The present work addresses the development of a real-time simulation environment that allows the integration of control functions of Electronic Chassis Control (ECC) systems of heavy commercial vehicles with real-time simulation models. ECC systems are mechatronic control systems which significantly affect a vehicle's motion. Examples are the Electronic Stability Control (ESC) or the Anti-lock Braking System (ABS). The simulation environment that is developed in the presented work consists of two independent real-time systems which compute the simulation models. The models represent the virtual environment for the functions of the control systems which can be included using software- or hardware-in-the-loop-simulation methods. The key aspect of the developed system is the realistic representation of the vehicle dynamics. Depending on the requirements of the investigation either a simple vehicle model, often used in real-time applications, or a complex multi-body vehicle model can be employed.

Using the specific example of an Electronic Braking System (EBS) of a heavy commercial vehicle, the integration of the control functions within a real time environment applying the hardware-in-the-loop-simulation method is shown. Alongside the vehicle's dynamic behaviour, the electro-pneumatic braking system is also modelled specifically for real-time applications. Using this model, real pneumatic components can be omitted. The results of the simulations reveal that the simple vehicle model is not able to represent the dynamic behaviour of the vehicle realistically in every examined manoeuvre.

By integrating simulation models with control functions, several potential advantages for the development process of heavy commercial vehicles arise. As well as gaining a deeper understanding of the entire system, it is possible to calculate the consumption of air for decelerating the vehicle, and the parameters of the control system can not only be determined but also optimised. Furthermore, the developed simulation environment yields the possibility of a simulation-based homologation of the braking system or its functionalities respectively.

The real-time environment can easily be enhanced for the simulation of different vehicle variants, with or without trailer, due to the strict modularity of the simulation models. Besides the given example of the EBS, other ECC systems can also be integrated into the simulation environment.





# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1. Hintergrund . . . . .	1
1.2. Ziel . . . . .	2
1.3. Vorgehen . . . . .	4
1.4. Aufbau der Arbeit . . . . .	5
<b>2. Stand der Technik</b>	<b>7</b>
2.1. Nutzfahrzeuge . . . . .	7
2.2. Bremssysteme von Nutzfahrzeugen . . . . .	10
2.2.1. Betriebsbremse . . . . .	11
2.2.2. Elektronisches Bremssystem . . . . .	12
2.2.3. Elektronische Stabilitätskontrolle . . . . .	13
2.3. Homologation von Fahrdynamikregelsystemen . . . . .	14
2.4. Integration von Regelfunktionen in die Simulation . . . . .	16
2.4.1. Software-in-the-Loop-Simulation . . . . .	16
2.4.2. Hardware-in-the-Loop-Simulation . . . . .	17
2.4.3. Einordnung in den Entwicklungsprozess . . . . .	17
2.4.4. Echtzeitsimulation . . . . .	18
2.4.5. Beispiele der Hardware-in-the-Loop-Simulation . . . . .	19
2.5. Fahrdynamiksimulation . . . . .	21
2.5.1. Mehrkörpermodelle . . . . .	21
2.5.2. Systemdynamische Modelle . . . . .	22
2.5.3. Reifenmodellierung . . . . .	23
2.6. Simulation von Bremssystemen . . . . .	24
<b>3. Grundlagen</b>	<b>29</b>
3.1. Fahrzeugdynamik . . . . .	30
3.1.1. Kinematische Beschreibung von Fahrzeugen . . . . .	30
3.1.2. Mehrkörpersysteme . . . . .	33
3.2. Thermo-Fluid-Dynamik . . . . .	37
3.2.1. Thermische Zustandsgleichung und ideales Gas . . . . .	37
3.2.2. Formen von Energie . . . . .	38
3.2.3. Bilanzierung von Masse und Energie . . . . .	40
3.2.4. Kalorische Zustandsgleichung und spezifische Wärmekapazitäten . . . . .	41

3.2.5.	Isentrope Zustandsänderung . . . . .	42
3.2.6.	Schallgeschwindigkeit und Mach-Zahl . . . . .	43
3.2.7.	Gasdynamik . . . . .	44
3.2.8.	Luftmassenstrom durch eine Düse . . . . .	45
3.2.9.	Luftmassenstrom durch pneumatische Komponenten . . . . .	48
3.2.10.	Wärmeübertragung . . . . .	50
3.3.	Numerische Lösung von Differentialgleichungen . . . . .	52
3.3.1.	Gewöhnliche Differentialgleichungen und Anfangswertprobleme . . . . .	52
3.3.2.	Numerische Lösungsverfahren . . . . .	54
<b>4.</b>	<b>Modellbildung</b>	<b>61</b>
4.1.	Modellierung der Fahrzeugdynamik . . . . .	61
4.1.1.	Mehrkörpermodell (Referenzmodell) . . . . .	63
4.1.2.	Echtzeitfähiges Mehrkörpermodell . . . . .	66
4.1.3.	Systemdynamisches Modell . . . . .	69
4.1.4.	Abgleich der Fahrzeugmodelle . . . . .	77
4.2.	Modellierung des Bremssystems . . . . .	83
4.2.1.	Anforderungen . . . . .	84
4.2.2.	Struktur . . . . .	86
4.2.3.	Magnetventile . . . . .	87
4.2.4.	Ventile . . . . .	91
4.2.5.	Behälter und Zylinder . . . . .	94
4.2.6.	Radbremse . . . . .	99
4.2.7.	Synthese des Simulationsmodells . . . . .	103
4.2.8.	Validierung des Modells . . . . .	107
4.2.9.	Fazit . . . . .	110
<b>5.</b>	<b>Methode zur Integration in ein Echtzeitsystem</b>	<b>111</b>
5.1.	Elektronisches Bremssystem . . . . .	111
5.1.1.	Einordnung in die E/E-Architektur . . . . .	112
5.1.2.	Komponenten . . . . .	113
5.1.3.	Konfigurationen für verschiedene Fahrzeugmodelle . . . . .	114
5.2.	Topologie der Echtzeitumgebung . . . . .	115
5.2.1.	Komponenten der Echtzeitumgebung . . . . .	116
5.2.2.	E/E-Schnittstellen . . . . .	118
5.2.3.	Zuweisung der Simulationsmodelle . . . . .	119
5.2.4.	Inbetriebnahme des Systems . . . . .	120
5.2.5.	Effekte der HiL-Simulation . . . . .	125
5.2.6.	Erweiterungen . . . . .	126
5.3.	Neuigkeitsaspekte der Methode . . . . .	126
5.4.	Überlegungen zur Gültigkeit der Methode . . . . .	127

<b>6. Ergebnisse</b>	<b>129</b>
6.1. Simulationsergebnisse . . . . .	129
6.1.1. Eingriffe des ABV bei einer Vollbremsung . . . . .	129
6.1.2. Eingriffe des ABV bei einer Vollbremsung auf unterschiedlichem Reibwert . . . . .	131
6.1.3. Eingriffe der ESC beim Sinus-mit-Haltezeit-Manöver . . . . .	132
6.1.4. Eingriffe der ESC bei ansteigendem Lenkwinkel . . . . .	135
6.2. Diskussion . . . . .	138
<b>7. Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>141</b>
7.1. Zusammenfassung . . . . .	141
7.2. Ausblick . . . . .	143
<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>145</b>
<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>149</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>151</b>
<b>A. Kardan-Winkel unterschiedlicher Drehreihenfolgen</b>	<b>161</b>



# Abkürzungen und Nomenklatur

## Abkürzungen

Die folgende Auflistung stellt die wichtigsten verwendeten Abkürzungen dar:

<b>ABS</b>	Antiblockier-System
<b>ABV</b>	Automatischer Blockierverhinderer
<b>ACC</b>	Adaptive Cruise Control
<b>ADAS</b>	Advanced Driver Assistance Systems
<b>ASM</b>	Automotive Simulation Models
<b>ASR</b>	Antriebsschlupfregelung
<b>BDF</b>	Backward Differentiation Formula
<b>CAN</b>	Controller Area Network
<b>DAE</b>	Differential-Algebraic Equation (Differential-algebraische Gleichung)
<b>DiL</b>	Driver-in-the-Loop
<b>DRM</b>	Druckregelmodul
<b>DRV</b>	Druckregelventil
<b>EBS</b>	Elektronisches Bremssystem
<b>ECAM</b>	Electronically Controlled Air Management
<b>ECC</b>	Electronic Chassis Control
<b>ECU</b>	Electronic Control Unit
<b>E/E</b>	Elektrisch/Elektronisch
<b>EPB</b>	Elektro-Pneumatische Bremsanlage
<b>ESC</b>	Electronic Stability Control
<b>ESP®</b>	Elektronisches Stabilitätsprogramm
<b>EU</b>	Europäische Union
<b>EWG</b>	Europäische Wirtschaftsgemeinschaft
<b>FBM</b>	Fußbremsmodul

<b>FMI</b>	Functional Mockup Interface
<b>HiL</b>	Hardware-in-the-Loop
<b>I/O</b>	Input/Output
<b>ISO</b>	International Organization for Standardization
<b>LIN</b>	Local Interconnect Network
<b>LWS</b>	Lining Wear Sensor (Belagverschleißsensor)
<b>MKS</b>	Mehrkörpersystem
<b>PWM</b>	Pulsweitenmodulation
<b>ROP</b>	Roll Over Protection oder Prevention
<b>RSC</b>	Roll Stability Control
<b>RSP</b>	Roll Stability Program
<b>SAS</b>	Steering Angle Sensor (Lenkwinkelsensor)
<b>SiL</b>	Software-in-the-Loop
<b>SPI</b>	Serial Peripheral Interface
<b>TCM</b>	Trailer Control Module (Anhängersteuermodul)
<b>TEBS</b>	Trailer EBS
<b>UDP</b>	User Datagram Protocol
<b>UN/ECE</b>	United Nations/Economic Commission for Europe
<b>WSS</b>	Wheel Speed Sensor (Raddrehzahlsensor)
<b>YC</b>	Yaw Control (Gierregelung)
<b>YRS</b>	Yaw Rate Sensor (Gierratensensor)

## Nomenklatur

Im Folgenden werden beispielhaft einige der verwendeten Formelzeichen erläutert. Die Bedeutung der jeweiligen Formelzeichen wird an den entsprechenden Textstellen erklärt. Anhand ihrer Darstellung werden in der vorliegenden Arbeit unterschieden:

### Skalare Größen

Skalare Größen (reell sowie komplex) werden in normaler, kursiver Schrift gesetzt. Ein Skalar ist eine mathematische Größe, die als das Produkt eines Zahlenwertes mit einer Einheit festgelegt ist. Beispiele:

<i>b</i>	Kritisches Druckverhältnis
<i>h</i>	Zeitschrittweite

$L$	Länge
$R$	Elektrischer Widerstand
$t$	Zeit

### Dimensionslose Kennzahlen

Dimensionslose Kennzahlen, oder Ähnlichkeitskennzahlen werden in normaler, nicht kursiver Schrift gesetzt. Beispiele:

Gr	Grashof-Zahl
Ma	Mach-Zahl
Nu	Nußelt-Zahl
Re	Reynolds-Zahl

### Vektoren

Physikalische Vektoren (Tensoren erster Stufe) werden in kursiven, fetten Kleinbuchstaben mit Unterstrich gesetzt. Neben Betrag und Einheit sind sie durch eine Richtung charakterisiert. Beispiele:

$\underline{r}$	Ortsvektor
$\underline{r}_{12}$	Vektor von 1 nach 2
$\underline{\omega}$	Winkelgeschwindigkeitsvektor

### Matrizen

Matrizen sind rechteckige Anordnungen von Elementen. Sie werden in kursiver, fetter Schrift dargestellt. Handelt es sich um eine  $(m \times n)$ -Matrix mit  $n > 1$ , so werden Großbuchstaben verwendet. Beispiele:

$\mathbf{G}$	Zwangsmatrix
$\mathbf{M}$	Massenmatrix

Zur deutlichen Unterscheidung gegenüber  $(m \times 1)$ -Matrizen (Spaltenmatrizen), werden diese durch fette, kursive Kleinbuchstaben dargestellt. Beispiele:

$\mathbf{y}$	Zustandsspaltenmatrix
$\mathbf{q}$	Spaltenmatrix der generalisierten Koordinaten

Die Zerlegung eines räumlichen Vektors  $\mathbf{r} = {}^I r_x \mathbf{e}_{x,I} + {}^I r_y \mathbf{e}_{y,I} + {}^I r_z \mathbf{e}_{z,I}$  in seine Komponenten in Richtung der Basisvektoren  $\mathbf{e}_{x,I}, \mathbf{e}_{y,I}, \mathbf{e}_{z,I}$  eines orthogonalen, rechtshändigen Koordinatensystems  $K_I$  führt auf die  $(3 \times 1)$ -Koordinatenmatrix

$${}^I \mathbf{r} = [{}^I r_x, {}^I r_y, {}^I r_z]^T .$$

Beispiel:

${}^I\mathbf{r}_{12}$       Koordinatendarstellung des Vektors  $\mathbf{r}_{12}$  von 1 nach 2 im Koordinatensystem  $K_I$

Zur Transformation der Koordinaten eines Vektors  $\mathbf{r}$  vom Koordinatensystem  $K_i$  in das Koordinatensystem  $K_I$  wird die  $(3 \times 3)$ -Transformations- oder Drehmatrix  ${}^i\mathbf{T}$  verwendet. Beispiel:

${}^i\mathbf{T}$       Transformations- oder Drehmatrix zur Darstellung der Basisvektoren des Koordinatensystems  $K_i$  im Koordinatensystem  $K_I$

## Funktionen und Rechenoperationen

$\operatorname{Re}(\lambda)$       Realteil der komplexen Zahl  $\lambda$   
 $\operatorname{Im}(\lambda)$       Imaginärteil der komplexen Zahl  $\lambda$   
 $\mathcal{O}$               Landau-Symbol  
 $\mathbf{A}^T$             Transponierte der Matrix  $\mathbf{A}$   
 $\mathbf{A}^{-1}$           Inverse der Matrix  $\mathbf{A}$   
 $\mathbf{M}\mathbf{q}$           Matrizenprodukt der Matrix  $\mathbf{M}$  und der Spaltenmatrix  $\mathbf{q}$



# 1. Einleitung

## 1.1. Hintergrund

Zwischen 1995 und 2011 hat die Fahrleistung von Güterkraftfahrzeugen in Deutschland um 29 % und ihre Transportleistung sogar um knapp 67 % zugenommen. Dagegen hat ihre Beteiligung an Unfällen mit Personenschaden im gleichen Zeitraum um mehr als 28 % abgenommen [109]. Erreicht werden konnte dieser Rückgang vor allem durch Einführung von unterschiedlichen aktiven Sicherheitssystemen. Diese unterstützen den Fahrer<sup>1</sup> dabei, gefährliche Situationen zu erkennen und mit schwierigen Verkehrssituationen umzugehen. Ein wesentliches Beispiel eines aktiven Sicherheitssystems ist die elektronische Stabilitätskontrolle<sup>2</sup>, im Englischen auch Electronic Stability Control (ESC), die seit ihrer Einführung vor mehr als 15 Jahren sowohl bei Personenkraftwagen (Pkw) als auch bei Lastkraftwagen (Lkw) die Anzahl an Todesopfern und Unfällen drastisch reduzieren konnte. Weitere, modernere Sicherheitssysteme in schweren Nutzfahrzeugen sind das Adaptive Cruise Control (ACC)<sup>3</sup> der Notbremsassistent, oder auch die Wankstabilisierung über semiaktive Dämpfungselemente. Viele dieser mechatronischen Systeme beeinflussen maßgeblich die Dynamik des Fahrzeugs und werden unter dem Begriff der Electronic Chassis Control (ECC)-Systeme zusammengefasst.

In den letzten Jahren wurden in der Europäischen Union einige der sicherheitsrelevanten Systeme, wie die ESC oder der Spurhalte- und Notbremsassistent, für schwere Nutzfahrzeuge verpflichtend vorgeschrieben<sup>4</sup>. Durch die fortschreitende Ausrüstung von Fahrzeugen mit Fahrerassistenzsystemen stehen die Systemlieferanten und Hersteller einem immer weiter ansteigenden Aufwand für die Entwicklung, den Test und die Zulassung dieser Systeme gegenüber. Für den Nutzfahrzeubereich bedeutet dies auf Grund der hohen Variantenvielfalt einen besonders drastischen Anstieg. Um mit der großen Anzahl an Varianten, kürzeren Produktentwicklungszyklen, reduzierten Entwicklungskosten und strengeren Vorschriften Schritt zu halten, ist in den letzten Jahren ein Trend der Verschiebung hin zu virtuellen Entwicklungsmethoden festzustellen [2]. Simulationsmethoden sind oft für den Nachweis der Funktion von verpflichtenden Fahrerassistenzsystemen als Hilfsmittel zugelassen. Im Falle der ESC kann der

---

<sup>1</sup>Als Fahrer werden im Folgenden männliche sowie weibliche Fahrer bezeichnet.

<sup>2</sup>ESC wird häufig auch mit dem eingetragenen Markennamen Elektronisches Stabilitätsprogramm (ESP<sup>®</sup>) bezeichnet.

<sup>3</sup>Abstandsgeregelter Tempomat.

<sup>4</sup><http://www.kfz-auskunft.de/news/5438.html>, aufgerufen am 23.11.2015

Nachweis der Funktion, nach UN/ECE Nr. 13 Änderungsserie 11, virtuell erfolgen [117]. Dabei sind die Funktionen der ESC mit Hilfe der Methoden der Hardware-in-the-Loop (HiL)- oder Software-in-the-Loop (SiL)-Simulation nachzuweisen.

## 1.2. Ziel

Ziel der Arbeit ist die Konzipierung und Entwicklung einer Simulationsumgebung zur Integration der Regelfunktionen von ESC-Systemen von schweren Nutzfahrzeugen in ein virtuelles Umfeld. Darauf aufbauend sollen die Wechselwirkungen der Funktionen dieser Systeme mit dem dynamischen Verhalten der Fahrzeuge berücksichtigt und damit der Umfang und die Aussagegüte der Fahrdynamiksimulation erweitert werden. Um die Integration realer Steuergeräte als Hardware-in-the-Loop zu ermöglichen, müssen die verwendeten Simulationsmodelle echtzeitfähig sein.

Angestrebt ist die Entwicklung einer Echtzeitsimulationsumgebung, wie sie in Abbildung 1.1 schematisch dargestellt ist. Den Kern bildet eine integrative Echtzeitsimu-

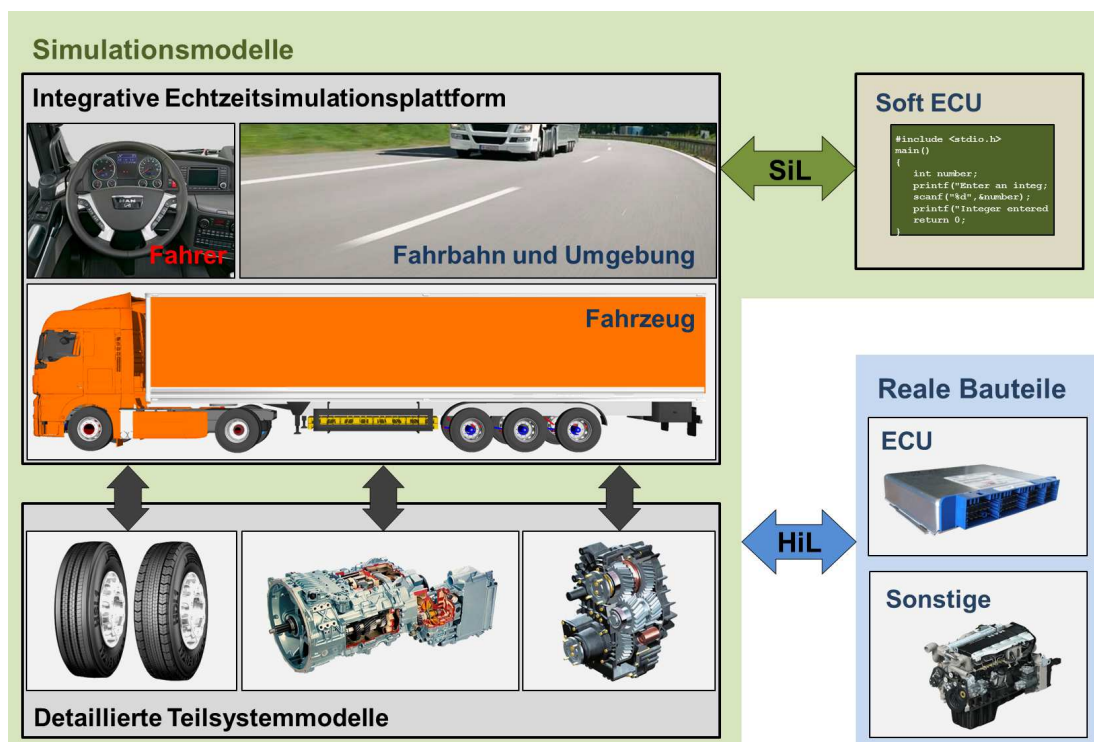


Abbildung 1.1. – Echtzeitsimulationsumgebung (Abbildungen teilweise aus [64]).

lationsplattform, die neben einem echtzeitfähigen Simulationsmodell der Fahrzeugdynamik Modelle für den Fahrer und die Umgebung umfasst. Diese soll mit den Funktionen der Regelsysteme gekoppelt werden, die über die Methoden der Hardware- oder

Software-in-the-Loop-Simulation, sowie Kombinationen aus beiden eingebunden werden. Je nach Anwendungsfall muss das Simulationsmodell um detaillierte Teilsystemmodelle erweiterbar sein. Ist eine Modellierung des Teilsystems nicht möglich, so soll dessen Integration in die Simulation als reale Komponente möglich sein. Die Echtzeitfähigkeit der Simulationsmodelle wird zur zwingenden Voraussetzung, sobald Hardwarekomponenten des zu untersuchenden Systems eingebunden werden. Dies können die Steuergeräte, im Englischen Electronic Control Unit (ECU), oder auch zusätzliche reale Bauteile sein. Schwerpunkt der zu entwickelnden Umgebung zur Untersuchung der Wechselwirkungen von ECC-Systemen mit dem Fahrzeug ist ein realistisches Fahrdynamikmodell. Dieses muss für die Beurteilung der Funktionen von ECC-Systemen auch im fahrdynamischen Grenzbereich valide Ergebnisse liefern.

Konkret soll in der vorliegenden Arbeit das Elektronische Bremssystem (EBS) eines schweren Nutzfahrzeugs, zusammen mit seinen Regelfunktionen wie dem automatischen Blockierverhinderer (ABV)<sup>5</sup> und der ESC, in die zu entwickelnde Echtzeitumgebung integriert werden. Das EBS wird aus den folgenden Gründen exemplarisch in die Echtzeitumgebung integriert:

- Das EBS ist ein komplexes System mit vielen mechatronischen Komponenten. Auf Grund der Sicherheitsrelevanz des Systems enthält es viele Plausibilisierungsfunktionen, um die korrekte Funktion des Systems zu überwachen. Außerdem wird das System in der Regel von Systemzulieferern und nicht vom Fahrzeughersteller selbst entwickelt. Die benötigten Systemkenntnisse des Fahrzeugherstellers sind daher relativ gering. Kann die Integration eines komplexen, sicherheitsrelevanten und im Detail unbekanntem Systems dargestellt werden, sollte auch die zukünftige Integration von weniger komplexen oder vom Fahrzeughersteller selbst entwickelten Systemen schnell möglich sein.
- Beim EBS handelt es sich um ein Fahrdynamikregelsystem. Einige der integrierten Funktionen, wie ABV und ESC, sind lediglich im fahrdynamischen Grenzbereich aktiv und erlauben damit unter anderem die Beurteilung der Qualität des verwendeten Fahrdynamikmodells in Extremsituationen.
- Das System variiert sehr stark in Abhängigkeit der Fahrzeugvariante. Seine vielseitigen Ausprägungen stellen eine Herausforderung für die Modularität der Simulationsmodelle dar.
- Durch die verpflichtende Ausrüstung von schweren Nutzfahrzeugen mit ESC entsteht zukünftig ein erhöhter Bedarf an einer virtuellen Bewertung und Homologation des Systems, der durch die hohe Variantenanzahl weiter angetrieben wird.

---

<sup>5</sup>Hauptsächlich bekannt unter dem Markennamen Antiblockier-System (ABS).

- Durch die Integration des EBS können weitere Potentiale, wie zum Beispiel die Möglichkeit der virtuellen Bestimmung des Luftverbrauchs bei Bremsmanövern gehoben werden.

Zur Simulation der realen Umgebung des EBS sind Modelle notwendig, die die von den Funktionen des Systems zu regelnde Strecke in Echtzeit abbilden. Im Falle des EBS sind die wesentlichen Modelle ein fahrdynamisches Modell des jeweiligen Fahrzeugs und ein Simulationsmodell des elektro-pneumatischen Bremssystems.

Zur Simulation der Fahrzeugdynamik sollen in der zu entwickelnden Echtzeitumgebung zwei Modelle untersucht und verglichen werden. Neben einem in Echtzeitanwendungen häufig eingesetzten vereinfachten Modell wird ein komplexes Mehrkörpermodell benutzt. Damit soll im Rahmen der vorliegenden Arbeit unter anderem die Frage nach der erforderlichen Modelltiefe des Fahrzeugmodells geklärt werden. Es ist zu untersuchen, ob das einfache Fahrzeugmodell das Fahrverhalten von schweren Nutzfahrzeugen in extremen Fahrmanövern ausreichend realistisch wiedergeben kann oder ob komplexere Modelle notwendig sind.

Um den Anteil an realen Bauteilen möglichst gering zu halten, soll das dynamische Verhalten des Bremssystems über ein speziell zu entwickelndes Simulationsmodell abgebildet werden, sodass die einzigen in der Echtzeitumgebung verbleibenden realen Bauteile des EBS seine elektronischen Komponenten sind. Hierbei stellt sich die Frage, ob ein Simulationsmodell des Bremssystems in der Lage ist, das hochdynamische Verhalten des elektro-pneumatischen Bremssystems ausreichend genau wiederzugeben und somit auf jegliche pneumatische Komponenten verzichtet werden kann.

Die Integration des EBS in eine virtuellen Umgebung mit detaillierten Modellen gelingt nur durch einen klassischen mechatronischen Ansatz. Mit der damit verbundenen Interdisziplinarität ist eine hohe Komplexität der zu entwickelnden Simulationsumgebung verbunden. Eine weitere Herausforderung der vorliegenden Arbeit ist der Nachweis der praktischen Anwendbarkeit der Methode. Das bedeutet beispielsweise, dass die Modelle dahingehend entwickelt werden müssen, dass die Bestimmung der benötigten Modellparameter mit überschaubarem Aufwand möglich ist.

### 1.3. Vorgehen

Beim EBS handelt es sich um ein von Zulieferern entwickeltes System. Ein detailliertes Wissen über die Funktion ist somit beim Fahrzeughersteller oftmals nicht vorhanden. Das System liegt als reale, parametrisierte Hardware vor, so wie sie in den Fahrzeugen zum Einsatz kommt. Softwaremodule der einzelnen Funktionen des Systems sind in der Regel nicht verfügbar. Die Integration kann daher nur durch die Methode der Hardware-in-the-Loop-Simulation unter der Voraussetzung echtzeitfähiger Simulationsmodelle der betreffenden Fahrzeuge erfolgen. Sind die benötigten Funktionen auch als Softwarekomponenten verfügbar, so kann auch auf die Methode der Software-in-

the-Loop-Simulation zurückgegriffen werden. Dies kann den Hardwareaufwand reduzieren und erfordert außerdem nicht notwendigerweise Echtzeitsimulationsmodelle.

Der Aufbau der Echtzeitumgebung wird exemplarisch anhand einer zweiachsigen Sattelzugmaschine durchgeführt. Bei der Entwicklung der Methode wird darauf geachtet, dass in Zukunft auch weitere Fahrzeugvarianten untersucht werden können. Dies soll unter anderem durch eine strenge Modularisierung der Simulationsmodelle gewährleistet werden.

## 1.4. Aufbau der Arbeit

Kapitel 2 der vorliegenden Arbeit beschreibt den Stand der Technik auf den für die Integration des EBS in die Echtzeitumgebung relevanten Gebieten. Dazu gehören der allgemeine Aufbau und die Funktion von Nutzfahrzeugen und deren elektronische Bremssysteme, aktuelle Beispiele von Prozessen zur virtuellen Homologation von Fahrdynamikregelungen, Methoden zur Integration von Regelfunktionen mit Hilfe der Hardware- bzw. Software-in-the-Loop-Simulation sowie Modelle zur Simulation der Fahrzeugdynamik und des elektro-pneumatischen Bremssystems.

Kapitel 3 erläutert die benötigten Grundlagen zur Simulation der Dynamik von Fahrzeugen und des Bremssystems. Zuerst erfolgt eine Einführung in die Beschreibung der Bewegung von Fahrzeugen. Anschließend wird der verwendete Mehrkörperformalismus vorgestellt. Die in Abschnitt 3.2 gelegten Grundlagen der Thermo-Fluid-Dynamik ermöglichen später die Formulierung eines physikalischen Simulationsmodells des Bremssystems. Abschnitt 3.3 erläutert die in der Echtzeitumgebung verwendeten numerischen Lösungsverfahren.

In Kapitel 4 werden die verwendeten Echtzeitsimulationsmodelle vorgestellt. Zur Simulation der Fahrdynamik werden zwei Modelle unterschiedlicher Komplexität verglichen. Das dynamische Verhalten des Bremssystems wird mit Hilfe einer speziell entwickelten und validierten Modellbibliothek abgebildet.

Kapitel 5 zeigt die entwickelte Echtzeitsimulationsumgebung. Nach einer detaillierten Beschreibung der Funktion des zu integrierenden EBS folgt eine Darstellung der Komponenten und der Inbetriebnahme der Simulationsumgebung.

In Kapitel 6 werden ausgewählte Simulationsergebnisse der entwickelten Methode gezeigt. Das Potential der Integration der Funktionen des EBS in die Simulation sowie das der entwickelten Echtzeitumgebung allgemein werden diskutiert.

Kapitel 7 gibt eine Zusammenfassung der wichtigsten Punkte der gesamten Arbeit sowie einen Ausblick auf zukünftige Aufgabenfelder.



## 2. Stand der Technik

Die Integration der Funktionen des EBS eines schweren Nutzfahrzeugs in eine Echtzeitsimulationsumgebung ist eine äußerst vielschichtige Aufgabe. Besonders eine detaillierte Abbildung der Fahrzeugdynamik über komplexe, echtzeitfähige Modelle und die mathematische Beschreibung des elektro-pneumatischen Bremssystems stellen eine große Herausforderung dar.

In den nachfolgenden Abschnitten wird der Stand der Technik in den verschiedenen relevanten Teilbereichen geschildert. Diese sind ganz allgemein der Aufbau und die Funktion von Nutzfahrzeugen sowie deren elektronische Bremssysteme, Arbeiten auf dem Gebiet der virtuellen Homologation von Fahrdynamikregelfunktionen und Methoden zur Integration von Regelfunktionen in die Simulation. Des Weiteren werden aktuelle Entwicklungen der echtzeitfähigen Simulation der Fahrzeugdynamik und des Bremssystems geschildert.

### 2.1. Nutzfahrzeuge

Der Aufbau eines Nutzfahrzeugs unterscheidet sich in vielerlei Hinsicht von dem eines Personenkraftwagens. Die Basis des Nutzfahrzeugfahrgestells bildet der Fahrgestellrahmen in seiner Funktion als Tragwerk. Er nimmt das Fahrwerk und den Antriebsstrang auf und trägt den Aufbau sowie das Fahrerhaus. Als Fahrgestellrahmen von Nutzfahrzeugen bewähren sich weiterhin Leiterrahmen, bestehend aus zwei Längsträgern und mehreren Querträgern. Im Verteiler- und Fernverkehr sollte der Rahmen für bessere Fahrstabilität eine hohe Verwindungssteifigkeit aufweisen. Für den Einsatz im Gelände dagegen ist eine hohe Verwindungselastizität gefordert, um den gegebenen Fahrwerksfederweg zu erweitern. Bei steifer Rahmenauslegung übernimmt der Rahmen in etwa 15 %, bei torsionsweicher Auslegung bis zu 55 % der gesamten Verdrehung der Vorderachse gegenüber der Hinterachse [64, 41].

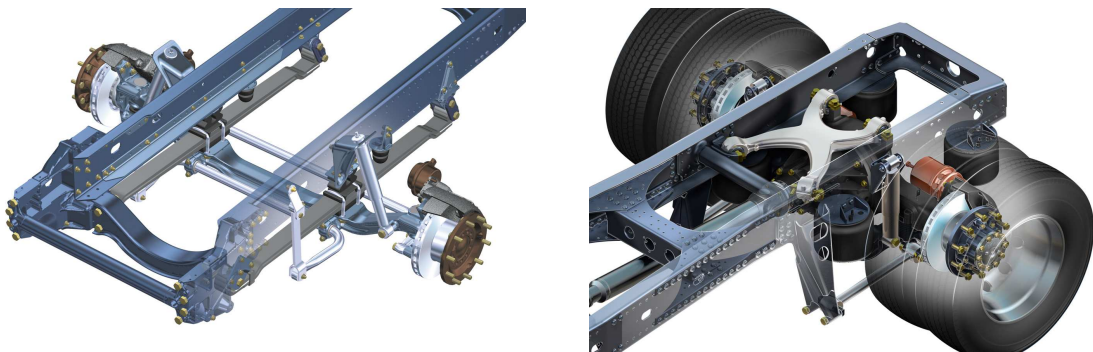
Nutzfahrzeuge können unter Anderem nach der Anordnung des Motors klassifiziert werden. In Europa kommen wegen der maximal zulässigen Fahrzeuggesamtlänge hauptsächlich Frontlenkerfahrzeuge zum Einsatz. Bei einem Frontlenker ist der Motor unter dem Fahrerhaus angeordnet. Das Lenkrad befindet sich damit vor der Vorderachse. Diese Bauweise bietet eine optimale Straßenübersicht für den Fahrer und ermöglicht einen tief liegenden Rahmen und damit eine maximale Aufbauhöhe und gute Raumausnutzung [64].

Das Fahrwerk des Lastkraftwagens besteht aus den Achsen mit den Radlagerungen

und Bremsen, der Lenkung, den Reifen und Rädern, den Federn, Stoßdämpfern, Achsführungselementen und Stabilisatoren. Es übernimmt die Fahrtrichtungsbestimmung, die Übertragung von Kräften sowie den Ausgleich von veränderlichen Abständen zwischen Rahmen und Fahrbahn während des Fahrbetriebs [41].

Die Achsen sind ein wichtiger Teil des Fahrwerks und bilden die tragenden Elemente für die Räder. Bei Personenkraftwagen kommen in der Regel Einzelradaufhängungen zum Einsatz. Im Nutzfahrzeugsbereich haben sich bisher aus wirtschaftlichen und technischen Gründen Starrachsen durchgesetzt. Bei Starrachsen werden die beiden Räder der linken und rechten Seite über einen querliegenden Achskörper miteinander geführt. Ursprünglich wurde dieses Konzept von Kutschen übernommen. Zu den Vorteilen von Starrachsen zählen ihre Einfachheit und Wirtschaftlichkeit, ihre flache Bauweise, ihre Robustheit und ihr hohes Wankzentrum. Nachteile sind unter anderem ihre hohe ungefederte Masse, die gegenseitige Beeinflussung der Räder und der erhöhte Platzbedarf. Starrachsen lassen sich unterteilen in angetriebene und nicht angetriebene Achsen sowie lenkbare und nicht lenkbare Achsen [64, 37].

Abbildung 2.1 zeigt exemplarisch eine Vorder- und Hinterachse eines schweren Nutzfahrzeugs. Nicht angetriebene starre Vorderachsen werden gekröpft ausgeführt. Das



**Abbildung 2.1.** – Einbau von Nutzfahrzeugachsen. Vorderachse (links): Gekröpft ausgeführte Faustachse mit Blattfedern, Stoßdämpfern und Stabilisator. Hinterachse (rechts): Starrachse mit Luftfederung, Stoßdämpfern, Längslenkern, X-Lenker und Zwillingsbereifung [64].

vergrößert den Bauraum für den Motor oder erlaubt, das Fahrgestell niedriger zu legen. Als Vorderachse wird am häufigsten die sogenannte Faustachse verbaut. Als Hinterachsen in Nutzfahrzeugen werden meist starre Achsen mit Ausgleichsgetriebe (Differenzialgetriebe) verbaut. Zusatzachsen werden eingebaut um hohe Zuladungen zu ermöglichen. Haben sie keine Antriebsfunktion, sind sie als Vor- bzw. Nachlaufachsen konstruiert und häufig als Liftachsen ausgeführt [64].

Die Achsen des Fahrzeugs müssen sich im Fahrbetrieb gegenüber dem Fahrgestell bewegen können. Im Wesentlichen verfügen Starrachsen über die beiden Freiheitsgrade huben (beidseitiges einfedern) und wanken. Die Führung der Bewegung zwischen Achse und Rahmen wird von Lenkern übernommen. Sie verbinden die Achse und damit



die Radträger mit dem Rahmen und nehmen die Rad- bzw. Achsführungskräfte auf. Dazu kommen zum Beispiel Längs- und Querlenker zum Einsatz. Bei Verwendung von Blattfedern, die in Nutzfahrzeugen häufig verbaut werden, kann auf den Einbau von Lenkern verzichtet werden. Die Federpakete der Blattfeder übernehmen dann die Aufgaben der Radführung in Längs- und Querrichtung [64].

In Nutzfahrzeugen finden hauptsächlich Blatt- und Luftfedern Verwendung. Blattfedern haben einen geringen Bauraumbedarf und führen durch die zwei voneinander entfernten Abstützpunkte zu einer niedrigen Rahmenbelastung. Allerdings sind sie schwer, haben eine höhere Reibung und zeigen eine Neigung zur Bildung eines S-Schlages beim Bremsen [37].

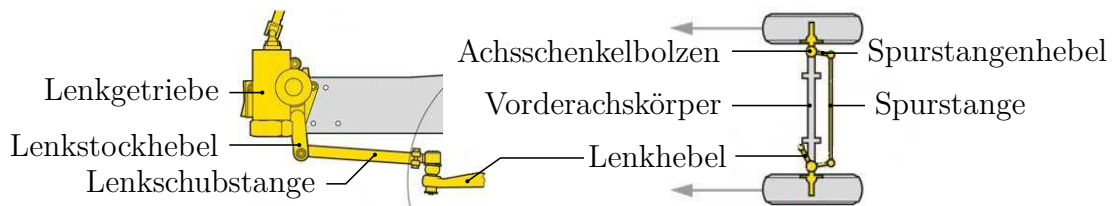
Luftfedern nutzen die Kompressibilität von Gasen als Federelement. Heute wird überwiegend der Schlauchrollbalg verwendet. Dabei rollt der Balg während der Federbewegung auf einem Abrollkolben ab. Die konstruktive Gestaltung der Kontur des Kolbens sowie das bereitgestellte Volumen erlauben eine Beeinflussung der Federkennlinie. Die Aufbaueigenfrequenz einer Luftfederung kann unabhängig vom Beladungszustand konstant gehalten werden. Sie erlauben außerdem eine Fahrniveauregulierung. Luftfedern haben fast keine Eigendämpfung. Bei einer Luftfederung müssen zusätzliche Lenker die Radführung übernehmen [64, 37].

Zur Dämpfung der Schwingungen, die beim Federn und Wanken entstehen, werden hydraulische Schwingungsdämpfer (Stoßdämpfer) eingesetzt. Sie sind parallel zur Fahrzeugfederung angeordnet und dämpfen einerseits das Schwingen des Rahmens zur Minderung der Aufbaubewegungen und andererseits die Schwingungen der Räder, um eine gute Bodenhaftung zu gewährleisten. Sie sind aus Komfortgründen so ausgelegt, dass die Dämpfung beim Ausfedern (Zugstufe) höher ist als beim Einfedern (Druckstufe) [87].

Zur Reduzierung des Wankwinkels bei Kurvenfahrten werden in der Fahrzeugtechnik Stabilisatoren eingesetzt, die meist als Drehstab oder Torsionsfederelement ausgeführt sind. Bei einer Wankbewegung des Rahmens, wenn das linke und rechte Rad unterschiedlich einfedern, wird der Stabilisator verdreht und erzeugt ein Moment, das den Rahmen des Fahrzeugs stabilisiert. Eine gleichsinnige Einfederung des linken und rechten Rades wird durch den Stabilisator nicht beeinflusst [86].

Stabilisatoren können in der Regel keine Radführungsaufgaben übernehmen. In modernen Nutzfahrzeugen kommen allerdings zum Teil kombinierte Bauelemente, die die Funktionen von Lenkern und des Stabilisators integrieren, zum Einsatz. Ein Beispiel ist der sogenannte X-Lenker (Vierpunktlenker) an der Hinterachse. Er übernimmt nicht nur die Aufgaben des Dreieckslenkers, sondern erzeugt bei Torsion zusätzlich ein stabilisierendes Moment, das dem Wanken entgegen wirkt [64].

In Nutzfahrzeugen mit gelenkten starren Achsen kommt heute fast ausschließlich die Achsschenkellenkung zum Einsatz. Abbildung 2.2 stellt die Funktionsweise und Komponenten einer Achsschenkellenkung dar. Dabei werden die Räder einzeln um die jeweiligen Achsschenkelbolzen geschwenkt. Die Drehbewegung des Lenkrades wird über das Lenkgetriebe in eine Drehbewegung des Lenkstockhebels umgewandelt. Die-



**Abbildung 2.2.** – Achsschenkellenkung an der Vorderachse eines schweren Nutzfahrzeugs: Seitenansicht des Lenkgetriebes (links) und Draufsicht des Lenktrapezes (rechts) [64].

ser verschiebt die Lenkschubstange, die wiederum den Lenkhebel verdreht und zu einer Verdrehung des Achsschenkels und damit des Rades führt. Die Verbindung zum Rad auf der gegenüberliegenden Fahrzeugseite wird über die Spurstange hergestellt, die über die Spurstangenhebel an den Achsschenkeln befestigt ist. Während der Geradeausfahrt bilden Spurstange und Spurstangenhebel zusammen mit der Achse ein Trapez. Aufgrund der Winkel der Spurstangenhebel werden die Räder in einer Kurve unterschiedlich stark eingeschlagen [64, 87].

Lastkraftwagen sind je nach Größe und Gewicht mit unterschiedlich vielen Achsen ausgestattet. Aufschluss über die Konfiguration gibt die Radformel  $N \times Z$ . Darin gibt  $N$  die Anzahl der Räder und  $Z$  die Anzahl der angetriebenen Räder an. Verfügt das Fahrzeug über Vor- oder Nachlaufachsen, so wird der Formel ein  $/L$  für Vorlaufachsen oder  $-L$  für Nachlaufachsen angehängt. Dabei gibt  $L$  die Anzahl der insgesamt gelenkten Räder an. Zum Beispiel hat eine zweiachsige Sattelzugmaschine mit Hinterachsantrieb die Radformel  $4 \times 2$ . Ein Lastkraftwagen mit drei Achsen und gelenkter Vorlaufachse hat die Radformel  $6 \times 2/4$ . Ist die Vorlaufachse nicht gelenkt, so lautet die Radformel  $6 \times 2/2$  [64, 41].

## 2.2. Bremssysteme von Nutzfahrzeugen

Bremssysteme von Nutzfahrzeugen werden hinsichtlich ihrer Funktion eingeteilt in Betriebsbremsanlage, Hilfsbremsanlage, Feststellbremsanlage und Dauerbremsanlage. Die Betriebsbremsanlage wird über das Bremspedal betätigt und dient zum Verzögern des Fahrzeugs im Fahrbetrieb. Die Hilfsbremsanlage muss sicherstellen, dass das Fahrzeug auch bei Ausfall der Betriebsbremsanlage sicher bis zum Stillstand verzögert werden kann. Sie wird meistens über einen zweiten Bremskreis realisiert. Die Feststellbremsanlage sichert das Fahrzeug im Stand gegen Wegrollen. Die Dauerbremsanlage dient der Entlastung der Betriebsbremsanlage beispielsweise auf langen Gefällestrecken und kommt nur bei schweren Nutzfahrzeugen zum Einsatz [18]. Bei mittelschweren und schweren Nutzfahrzeugen reicht die Fußkraft des Fahrers nicht mehr aus, um das Fahrzeug abzubremesen. Deswegen verfügen Nutzfahrzeuge, deren Gesamtgewicht

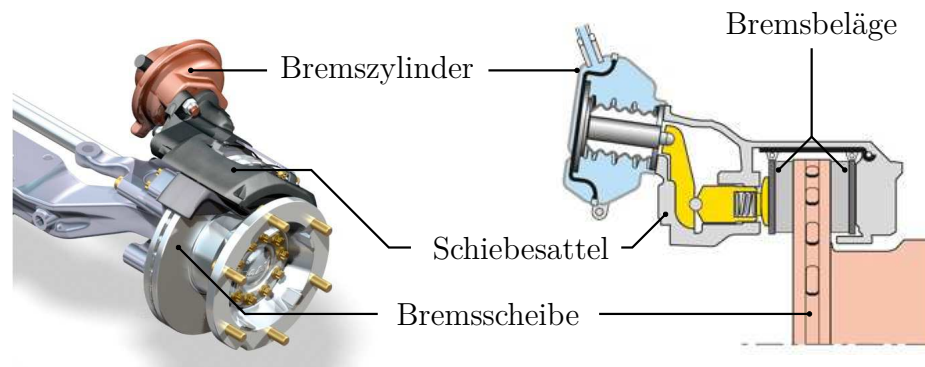
6 t überschreitet, fast immer über eine Druckluft-Fremdkraftbremsanlage. Als Energiespeicher dient Luft, die von einem Luftpresser komprimiert wird.

Meilensteine in der Entwicklung von pneumatischen Bremsanlagen sind die Einführung der EU-Bremsanlage im Jahr 1973 und die Einführung des automatischen Blockierverhinderers (ABV) im Jahr 1981, der 1991 für schwere Lastkraftwagen und die zugehörigen Anhänger gesetzlich vorgeschrieben wurde. Bei der EU-Bremsanlage handelt es sich um eine Zweikreis-Zweileitungsbremsanlage mit Anhängerbremsanschluss. Die Druckluftanlage ist in vier Kreise unterteilt, die über das sogenannte Vierkreisschutzventil abgesichert werden und damit voneinander unabhängig sind. Das Vierkreisschutzventil schützt vor Druckverlust bei Defekt eines Druckluftkreises. Kreis 1 und 2 sind die zwei unabhängigen Bremskreise der Betriebsbremse des Zugfahrzeugs, Kreis 3 dient der Versorgung der Feststellbremsanlage und der Anhängerbremse und Kreis 4 bedient die Nebenverbraucher [18].

### **2.2.1. Betriebsbremse**

Die primäre Aufgabe der Betriebsbremsanlage in einem Fahrzeug ist die Umwandlung von kinetischer Energie in Reibungswärme, um das Fahrzeug abzubremsen. Die Betriebsbremsanlage gehört damit zu den sicherheitsrelevanten Systemen eines Kraftfahrzeugs [18, 121].

In den Radbremsen des Bremssystems wird der Bremsdruck in den Zylindern in eine Bremskraft und diese in den Bremssätteln in ein Bremsmoment umgewandelt. Als Radbremsen werden in Nutzfahrzeugen Reibungsbremsen verwendet. Sie wandeln die Bewegungsenergie der aneinander reibenden Bremsscheibe und Bremsbeläge in Wärmeenergie um und verzögern damit das Fahrzeug. In modernen Nutzfahrzeugen kommen überwiegend Scheibenbremsen zum Einsatz. Diese haben die früher üblichen Trommelbremsen weitestgehend verdrängt. In der Regel finden sich in schweren Nutzfahrzeugen druckluftbetätigte Schiebesattel-Scheibenbremsen mit einem innenliegenden Bremshebel, integrierter Nachstellvorrichtung und direkt angebautem Bremszylinder. Durch eine Ausgleichsbewegung des Schiebesattels wird die Bremskraft auf die von der Bremsbetätigung abgewandte Seite der Bremsscheibe übertragen. Abbildung 2.3 zeigt den Aufbau einer Schiebesattelbremse. Im Wesentlichen bestehen Schiebesattelbremsen aus dem Bremsrahmen und dem Bremssattel (Schiebesattel). Der Bremsrahmen ist fest mit dem Achskörper verbunden und trägt über Schiebeführungen den axial zur Bremsscheibe verschiebbaren Bremssattel. Der Bremssattel nimmt das Betätigungssystem und das Nachstellsystem auf. Außerdem ist der Bremszylinder am Bremssattel befestigt. Beim Belüften des Bremszylinders verschiebt sich die Kolbenstange des Bremszylinders und der exzentrisch gelagerte Hebel wird betätigt. Der Hebel dient der Verstärkung der vom Bremszylinder erzeugten Kraft. Die Kraft wird vom Hebel über die Brücke und die eingeschraubten Gewindespindeln mit Stempel auf den Bremsbelag übertragen. Die entstehende Reaktionskraft zwischen Bremsbelägen und Bremsscheibe verschiebt den schwimmend gelagerten Bremssattel und presst dabei auch den zweiten



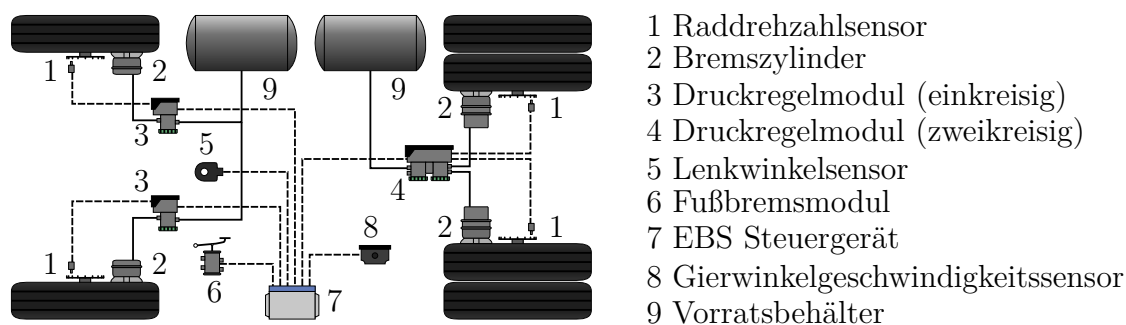
**Abbildung 2.3.** – Schiebesattel-Scheibenbremse an der Vorderachse eines Nutzfahrzeugs [64].

Bremsbelag auf die Bremsscheibe. Bei jeder Bremsung muss das Lüftspiel zwischen den Bremsbelägen und der Bremsscheibe überwunden werden. Das Lüftspiel ist ein Mindestabstand zwischen der Bremsscheibe und den Bremsbelägen, um ein Schleifen der Bremse bei freier Fahrt zu vermeiden. Schiebesattel-Scheibenbremsen verfügen über eine Nachstellvorrichtung, um den Bremsbelagverschleiß auszugleichen und das Lüftspiel konstant zu halten [18, 64].

## 2.2.2. Elektronisches Bremssystem

Die Elektronisch-Pneumatische Bremsanlage (EPB) erweitert die zweikreisig aufgebaute und rein pneumatische Betriebsbremsanlage um eine elektronisch überlagerte Aktivierung der Radbremsen [127]. Den Radbremsen an der Vorder- und Hinterachse, sowie dem Kupplungskopf für den Anhänger, werden dazu unabhängige Druckregelkreise zugeordnet [121]. Die EPB reduziert durch die elektronische Ansteuerung der Radbremsen die Ansprechzeiten und verkürzt dadurch den Bremsweg. Das Elektronische Bremssystem (EBS) integriert die Basisfunktionen der EPB, des automatischen Blockierverhinderers (ABV) und der Antriebsschlupfregelung (ASR) in einem elektronischen System [64, 124]. Abbildung 2.4 zeigt die Komponenten und den Aufbau des EBS. Der Verzögerungswunsch des Fahrers wird vom Bremspedal über einen elektrischen Bremswertgeber (Fußbremsmodul) an das Steuergerät übertragen. Über eine elektronische Kommunikationsschnittstelle werden die vom Steuergerät ermittelten Drucksollwerte an die Druckregelmodule übermittelt und dort durch Ansteuern von Ein- und Auslassventilen in reale Bremsdrücke umgesetzt [18]. Die Raddrehzahl- und Belagverschleißsensoren der einzelnen Räder sind mit dem jeweiligen Druckregelmodul verbunden. Die Signale werden an das Steuergerät übertragen. Auf die Funktion und die einzelnen Komponenten des in dieser Arbeit in die Simulation integrierten EBS wird in Abschnitt 5.1.2 genauer eingegangen.

Das EBS integriert eine Vielzahl von Funktionen in einem System. Die Diffe-



**Abbildung 2.4.** – Aufbau und Komponenten des Elektronischen Bremsystems (EBS).

renzschlupfregelung verteilt anhand des Radschlupfs an Vorder- und Hinterachse die Bremskräfte optimal auf die Achsen. Weitere Funktionen des EBS sind beispielsweise der Notbremsassistent, der den Fahrer bei Gefahrenbremsungen unterstützt, die Belagverschleißregelung, die für eine gleichmäßige Abnutzung der Bremsbeläge sorgt und die Rückrollsperrung, die den Fahrer beim Anfahren am Berg unterstützt [18, 121]. Mit Hilfe der EBS wird eine Verzögerungsregelung realisiert. Unabhängig von Beladungszustand und Fahrsituation führt eine bestimmte Stellung des Bremspedals zu einer festen Verzögerung [121].

Das EBS ist in den Elektronikverbund des Fahrzeugs eingebettet und kann über ein Datennetz (in der Regel CAN) Informationen mit anderen Fahrzeugsystemen wie dem Motor, dem Getriebe oder der Dauerbremsanlage austauschen [64]. Im Störfall wird die elektronische Regelung deaktiviert und das EBS wird zur zweikreisigen Druckluftbremsanlage.

### 2.2.3. Elektronische Stabilitätskontrolle

Als weitere Funktion kann eine Fahrdynamikregelung in das EBS integriert werden. Diese Funktion wird häufig als elektronische Stabilitätskontrolle (ESC) bezeichnet. Die ESC erkennt kritische Fahrsituationen, die zu Schleudern, Einknicken des Fahrzeugzugs oder Umkippen führen und verhindert diese soweit physikalisch möglich. Dies geschieht entweder durch eine Reduzierung des Motormoments oder durch gezielte Bremsungen einzelner oder mehrerer Räder [121, 124]. Für die Funktion der ESC sind zusätzlich ein Gierwinkelgeschwindigkeits- und Querbeschleunigungssensor, sowie ein Lenkwinkelsensor notwendig (vgl. Abbildung 2.4).

Die ESC in Nutzfahrzeugen besteht aus den beiden Unterfunktionen Gierregelung und Kippschutz [124]. Beide können das Fahrverhalten beeinflussen indem sie einzelne oder mehrere Räder selektiv bremsen oder eine Reduktion des Motormoments anfordern.

Die Gierregelung (auch Yaw Control, YC) verhindert Unter- und Übersteuern des Fahrzeugs durch die gezielte Bremsung einzelner Räder. Aus dem Lenkwinkel und der

Fahrzeuggeschwindigkeit, die über die Raddrehzahlsensoren berechnet wird, wird der vom Fahrer gewünschte Kurs ermittelt. Der tatsächliche Kurs des Fahrzeugs wird aus der Gierwinkelgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung bestimmt. Zusammen mit der Gierwinkelgeschwindigkeit dient der berechnete Schwimmwinkel als Indikator für kritische Fahrsituationen [121]. Unter- und Übersteuern tritt hauptsächlich bei niedrigen Reibwerten auf. Das System bremst dasjenige Rad des Fahrzeugs, bei dem die erzeugte Bremskraft und die dadurch reduzierte Seitenführungskraft des Reifens in gleicher Richtung das Giermoment des Fahrzeugs beeinflussen. Bei einem Übersteuern des Fahrzeugs wird hauptsächlich das kurvenäußere Vorderrad gebremst. Außerdem wird bei Fahrzeugzügen durch Aktivierung der Anhängerbremsen ein Einknicken verhindert („Streckbremsung“). Bei einem Untersteuern des Fahrzeugs (Schieben über die Vorderräder) wird das kurveninnere Hinterrad gebremst. Bevor es zu einem Bremsengriff durch die Gierregelung kommt, versucht diese in der Regel durch eine Reduktion des Motormomentes die Fahrzeuggeschwindigkeit zu verringern.

Der Kippschutz (Roll-Over Protection bzw. Prevention, ROP, Roll Stability Control, RSC oder Roll Stability Programm, RSP) soll das Fahrzeug vor dem Umkippen schützen. Bei hohen Schwerpunktlagen von Nutzfahrzeugen kann es auf Fahrbahnen mit hohem Reibwert durch zu hohe Querbeschleunigungen zum Umkippen des Fahrzeugs kommen. Die Fahrzeuggeschwindigkeit wird über die Motorsteuerung oder durch das Einbremsen des gesamten Fahrzeugs reduziert. Überschreitet das Fahrzeug eine von verschiedenen Einflussfaktoren (Fahrzeugmasse unter der Annahme einer ungünstigen Beladungssituation) berechnete Querbeschleunigung, so fordert die Kippschutzfunktion eine Reduzierung des Motormomentes an, um die Geschwindigkeit zu verringern [124]. Detektiert die Funktion ein bereits abgehobenes Rad über eine Auswertung der Raddrehzahlen, wird das ganze Fahrzeug gebremst.

## 2.3. Homologation von Fahrdynamikregelsystemen

Bei der Zulassung von Fahrzeugen und Fahrzeugteilen für den Straßenverkehr spricht man von Homologation. Dabei wird nachgewiesen, dass ein Fahrzeug den gesetzlichen Vorschriften genügt. In Europa sind die Richtlinien der Europäischen Wirtschaftsgemeinschaft (EWG) und die Regelungen der UN/ECE (United Nations/Economic Commission for Europe) für die Zulassung maßgebend. Die gesetzlichen Vorschriften für die Bremsen eines Fahrzeugs sind in der UN/ECE Regelung Nr. 13 [118] festgelegt.

Im Jahr 2009 verabschiedete das Europäische Parlament ein Gesetz, demnach ab November 2011 alle neuen Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugmodelle, die in der Europäischen Union zugelassen werden, mit ESC ausgestattet sein müssen. Die Regelung wurde ab November 2014 auf alle neuen Fahrzeuge dieser Klassen ausgeweitet. Um den erheblichen Testaufwand zu reduzieren, erlaubt die Änderungsserie 11 [117] der UN/ECE Regelung Nr. 13 den Einsatz von Simulationsmethoden zur virtuellen Absicherung der ESC von Fahrzeugvarianten. Voraussetzung ist weiterhin ein Test

an einem realen Versuchsfahrzeug. Fahrzeug- und Systemhersteller entwickeln seitdem Simulationsmethoden, um eine virtuelle Homologation zu ermöglichen und trotz der steigenden Variantenzahl und den kürzer werdenden Produktentwicklungszeiten mit den neuen gesetzlichen Anforderungen Schritt zu halten. Dies kann nur durch die Integration der Regelfunktionen der ESC in Form von Simulationsmodellen oder realen Komponenten in die Simulation erfolgen.

In [128] und [129] ist die erste erfolgreiche, virtuelle Homologation einer ESC nach den Vorgaben der UN/ECE Regelung Nr. 13 beschrieben. Vorgestellt wird eine Methode zur virtuellen Homologation der ESC von Nutzfahrzeuganhängern. Die Fahrdynamik des Zugfahrzeugs und des Anhängers wird von einem vereinfachten Fahrzeugmodell abgebildet und das elektro-pneumatische Bremssystem des Anhängers ist als reale Komponente in die Echtzeitsimulationsumgebung integriert.

Weitere Veröffentlichungen zu ähnlichen Simulationsmethoden stammen aus dem Pkw-Bereich. In [33] und [42] ist die Homologation der ESC von Pkw beschrieben. Wieder kommt ein vereinfachtes Fahrzeugmodell zum Einsatz. Das hydraulische Bremssystem wird ebenfalls von einem Simulationsmodell abgebildet.

In [66] wird ein Simulationsprozess gezeigt, der es Fahrzeugherstellern und Systemzulieferern ermöglicht, in enger Zusammenarbeit Fahrdynamikregelsysteme für Personenkraftwagen nur auf Basis von Simulationsmodellen zu entwickeln und zu testen. Umfassende Vergleiche der Simulationsergebnisse mit Ergebnissen aus Testfahrten zeigen eine gute Übereinstimmung, sodass der entwickelte Prozess auch für die virtuelle Homologation der ESC erweitert werden soll.

Der in [63] und [5] gezeigte Prozess zeigt die Einbindung der Simulation zur Absicherung der ESC von leichten Nutzfahrzeugen. Damit kann der Versuchsaufwand zur Homologation der großen Anzahl verschiedener Varianten deutlich reduziert werden. Die Regelfunktionen der ESC werden als Simulationsmodelle eingebunden und zur Simulation der Fahrzeugdynamik wird ein vereinfachtes Fahrzeugmodell verwendet. Durch den Austausch der Simulationsmodelle zwischen Systemzulieferer und Fahrzeughersteller ergeben sich Vorteile für beide Seiten und die Robustheit des Systems für die vielen Varianten kann in unterschiedlichsten Fahrsituationen nachgewiesen werden.

Eines der in UN/ECE Regelung Nr. 13 aufgeführten und in der Literatur häufig verwendeten Manöver zum Nachweis der Funktion der ESC ist das Sinuslenken mit Haltezeit oder Sinus-mit-Haltezeit-Manöver. Dabei wird das Fahrzeug auf eine bestimmte Ausgangsgeschwindigkeit beschleunigt und anschließend ein vorgegebener Lenkwinkelverlauf aufgebracht. Dieser folgt einer Sinusfunktion mit einer Frequenz von 0,7 Hz und wird beim zweiten Erreichen der maximalen Amplitude für 0,5 s festgehalten. Die Amplitude wird in einem Vorversuch, bei dem der Lenkwinkel langsam erhöht wird, bestimmt. Sie entspricht der eineinhalbfachen Amplitude die benötigt wird, um bei der definierten Ausgangsgeschwindigkeit eine Querschleunigung von 0,3 g zu erreichen. Im Fahrversuch ist beim Sinuslenken mit Haltezeit ein Lenkroboter zu verwenden [73].

Für die virtuelle Absicherung der ESC von schweren Nutzfahrzeugen ist bisher kein

Prozess aus der Literatur bekannt. Die vorgestellten Beschreibungen in [128] und [129] beschränken sich auf Anhängerfahrzeuge. Weiteres Potential für einen solchen Prozess ergibt sich aus der virtuellen Homologation anderer Fahrerassistenzsysteme, wie beispielsweise einem automatischen Notbremsassistenten oder dem ACC (Adaptive Cruise Control). Mit der steigenden Anzahl an verpflichtenden Regelfunktionen wird die Bedeutung der virtuellen Absicherung in Zukunft zunehmen. Beispielsweise sind für schwere Nutzfahrzeuge seit November 2013 für neue Modelle und seit November 2015 für alle Neufahrzeuge neben ESC auch vorausschauende Notbremsysteme und Spurhalteassistenten gesetzlich vorgeschrieben<sup>1</sup>. Auf Grund der zur Prüfung der Funktionen benötigten Verkehrssituationen, bietet die Simulation wegen ihrer Wiederholbarkeit hier besondere Möglichkeiten [129, 66].

## 2.4. Integration von Regelfunktionen in die Simulation

Zur Integration von Regelfunktionen in die Simulation stehen verschiedene Methoden zur Verfügung, die sich hinsichtlich der Form, in der die Funktionen vorliegen, unterscheiden. Im Entwicklungsprozess von Fahrzeugregelsystemen sind die Software-in-the-Loop (SiL)-Simulation und die Hardware-in-the-Loop (HiL)-Simulation seit Jahren etablierte Techniken.

### 2.4.1. Software-in-the-Loop-Simulation

Bei der Software-in-the-Loop-Simulation werden die Simulationsmodelle oder der Softwarecode von Regelfunktionen in einem geschlossenen Regelkreis betrieben. Die Regelstrecke wird von einem Simulationsmodell abgebildet. Diese Methode wird häufig in der Funktionsentwicklung eingesetzt. Damit können neue Funktionen eines Reglers innerhalb einer rein rechnerbasierten Umgebung entwickelt, getestet und optimiert werden. Im deutschen Sprachgebrauch erfolgt in der Regel keine Unterscheidung zwischen Model-in-the-Loop-Simulation, bei der ein Simulationsmodell der Regelfunktion verwendet wird und Software-in-the-Loop-Simulation, bei der der Softwarecode verwendet wird [50].

Oft ist nur die reine Funktion des Reglers abgebildet. Routinen, die der Sicherheit und Überwachung dienen, werden erst später integriert. Wenn die Zeitüberwachungsfunktionen des Regelsystems noch nicht implementiert sind, müssen die Simulationsmodelle der Strecke nicht echtzeitfähig sein [2]. Somit können detailliertere, nicht echtzeitfähige Simulationsmodelle verwendet werden [50]. Modelle der benötigten Sensoren und Aktuatoren des Regelsystems können, wie in [5] gezeigt, ebenfalls Bestandteil der Simulation sein.

---

<sup>1</sup><http://www.kfz-auskunft.de/news/5438.html>, aufgerufen am 23.11.2015



## 2.4.2. Hardware-in-the-Loop-Simulation

Bei der Hardware-in-the-Loop-Simulation werden ein oder mehrere elektronische Steuergeräte (Electronic Control Unit, ECU) in einem geschlossenen Regelkreis mit einem echtzeitfähigen Simulationsmodell betrieben. In der Automobilbranche bezeichnet Hardware-in-the-Loop-Simulation im Allgemeinen die Integration von realen Steuergeräten mit Simulationsmodellen des Fahrzeugs oder dessen Teilsystemen in einer Echtzeitsimulationsumgebung [50]. Neben den Steuergeräten können optional auch reale Komponenten Teil des Regelkreises sein [9]. Anders als bei der SiL-Simulation, kann bei der HiL-Simulation eine exakte Reproduzierbarkeit nicht gewährleistet werden. Durch die Einbindung des realen Steuergerätes in die Simulation, spielen Faktoren wie Signallaufzeiten, Busauslastung, Abtastzeitdifferenzen, Prozessortakte und Einflüsse der Temperatur auf die Sensorik eine Rolle [2, 50].

Durch die Verwendung von realen Steuergeräten ist in der HiL-Simulation die Echtzeitanforderung strikt einzuhalten (vgl. Abschnitt 2.4.4). In der Regel werden daher vereinfachte Simulationsmodelle verwendet, bei denen häufig Abstriche bei der Genauigkeit gemacht werden müssen. In der Automobilbranche haben sich für die Echtzeitsimulation von Fahrzeugen und deren Teilsystemen spezielle Simulationsmodelle etablieren können (vgl. Abschnitt 2.5).

Viele der elektronischen Systeme im Fahrzeug tauschen untereinander Daten aus, deswegen werden sie miteinander vernetzt. Über Datenbusse wird eine Kommunikation der Steuergeräte untereinander ermöglicht. Weitverbreitet sind der CAN-Bus (Controller Area Network) und der LIN-Bus (Local Interconnect Network). Die Vernetzung erlaubt eine systemübergreifende, gemeinsame Nutzung von Informationen. Die verschiedenen Bus-Systeme unterscheiden sich zum Beispiel hinsichtlich Übertragungssicherheit, Fehlertoleranz, Übertragungsrate und Kosten [85]. In sogenannten Integrations- oder Verbundtests werden mit Hilfe der HiL-Simulation ganze Steuergeräteverbände getestet.

Die HiL-Simulation erlaubt automatisierte Tests von Funktionen und Untersuchungen unter Bedingungen, die im Fahrversuch nur schwer oder unter Sicherheitsrisiken zu realisieren sind. Man kann die HiL-Simulation in Funktionstests und Fehlersimulationen unterteilen. Bei den Funktionstests werden die Funktionen, die von dem zu testenden System abgedeckt werden sollen, überprüft. Bei der Fehlersimulation wird die Reaktion des zu untersuchenden Systems auf verschiedene Fehler untersucht. Zu möglichen Fehlern gehören Kurzschlüsse und gestörte Signale.

## 2.4.3. Einordnung in den Entwicklungsprozess

Die Software- und Hardware-in-the-Loop-Simulation sind Werkzeuge im modellbasierten Entwicklungsprozess von Regelsystemfunktionen. Dieser Prozess folgt klassischerweise einer als V-Modell bezeichneten Abfolge von Entwicklungsschritten: Ausgehend von definierten Anforderungen werden erste Regelsystemfunktionen entworfen und im

Rahmen einer SiL-Simulation getestet. Dies erlaubt den Test von Funktionen innerhalb einer rein rechnerbasierten Umgebung. Daran anschließend folgt im V-Modell das Rapid Prototyping. Dabei werden die in der SiL-Simulation entwickelten Funktionen auf einer prototypischen Hardware im Fahrzeug getestet und weiterentwickelt. Danach werden die Regelalgorithmen für den Einsatz in einem Seriensteuergerät generiert. Das Steuergerät wird in umfangreichen HiL-Simulationen validiert. Die endgültige Applikation des Steuergerätes erfolgt im Fahrzeug [50].

Durch die zunehmende Zahl von fortschrittlichen Fahrerassistenzsystemen (Advanced Driver Assistance Systems, ADAS) stoßen die SiL- und HiL-Simulation an ihre Grenzen, da bei der Untersuchung und Bewertung dieser Systeme dem Fahrer eine wesentliche Bedeutung zukommt. Der Fahrer und seine Interaktion mit den Bedien- und Anzeigeelementen müssen berücksichtigt werden. Die Einbindung des Menschen in die Regelschleife kann zum Beispiel durch die Kombination der klassischen HiL-Simulation und einem Fahrsimulator in einer DiL-Simulationsumgebung (Driver-in-the-Loop) erfolgen [4].

#### 2.4.4. Echtzeitsimulation

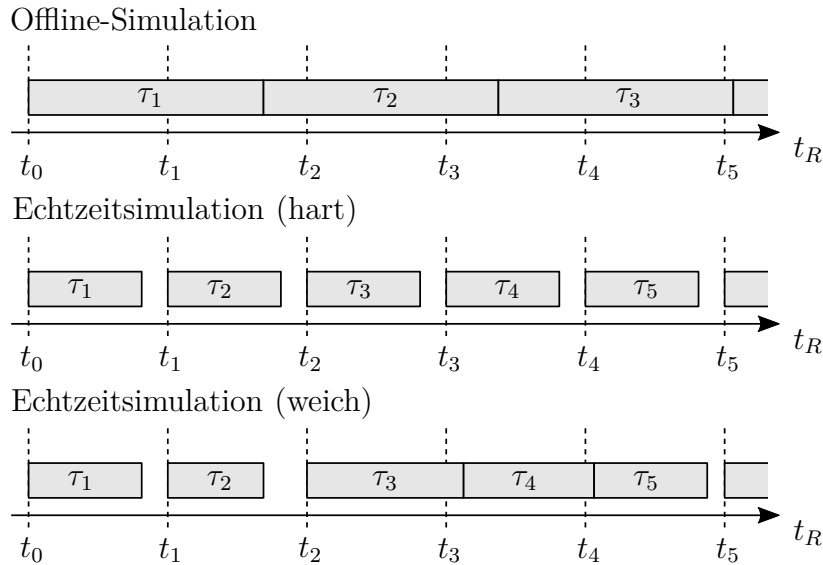
Sowohl bei der HiL-Simulation, als auch bei der DiL-Simulation (Fahrsimulator) ist es erforderlich, dass die Simulationsmodelle in Echtzeit gelöst werden. Bei einer Echt- oder Realzeitsimulation läuft das Modell des simulierten Systems oder Prozesses in genau dem Zeitrahmen ab, wie es das simulierte System oder der Prozess in Realität tun würde [56]. Der Zeitpunkt, an dem die berechneten Daten zur Verfügung stehen, spielt in der Echtzeitsimulation eine entscheidende Rolle. Eine Dehnung oder Raffung der Zeit ist unzulässig [57].

Eine übersichtliche Abgrenzung der Echtzeitsimulation gegenüber der Offline-Simulation ist in [9] gegeben. Zur Veranschaulichung dient Abbildung 2.5. Auf der Abszisse ist die physikalische Zeit  $t_R$  aufgetragen, die seit dem Start der Simulation bei  $t_0$  vergangen ist. Der Zyklus verwendet die konstante Zeitschrittweite  $h = t_{k+1} - t_k$ . Die Rechtecke symbolisieren die Verarbeitungszeit  $\tau_k$  für den jeweiligen Zeitschritt. Bei der Offline-Simulation werden keine Anforderungen an das Zeitverhalten der Simulation gestellt. Die Verarbeitungsdauer jedes einzelnen Zeitschrittes kann beliebig groß sein. Für komplexe Modelle gilt in der Regel  $\tau_k > h$ . Allerdings muss bei manchen Fragestellungen die Berechnung auch schneller als in Echtzeit ablaufen können.

Hartes Echtzeitverhalten bedeutet, dass die Verarbeitungszeit  $\tau_k$  jedes einzelnen Zeitschrittes geringer ist, als die Integrationsschrittweite  $h$ .

$$\tau_k < h, \quad k = 1, 2, 3, \dots \quad (2.1)$$

Diese Anforderung heißt Echtzeitbedingung und darf in keinem Zeitschritt verletzt werden [2]. Neben der tatsächlichen Verarbeitungszeit, muss zusätzlich Reserve für die Signalaufbereitung und -übertragung vorhanden sein [11]. Bei der HiL-Simulation muss die harte Echtzeitbedingung strikt eingehalten werden.



**Abbildung 2.5.** – Veranschaulichung von Offline- und Echtzeitsimulation mit hartem und weichem Echtzeitverhalten.

Bei weichem Echtzeitverhalten hingegen sind einzelne Zeitüberschreitungen zulässig. Im Mittel muss die Verarbeitungszeit  $\tau_k$  allerdings geringer sein als die Zeitschrittweite  $h$ .

$$\frac{\sum_{k=l}^m \tau_k}{m-l+1} < h, \quad 0 \leq l \leq m \quad (2.2)$$

Simulationen, die auf einem Rechner ohne Echtzeitbetriebssystem ausgeführt werden, verfügen maximal über weiches Echtzeitverhalten, da in einigen Worst-Case-Szenarien kein hartes Echtzeitverhalten garantiert werden kann. Echtzeitbetriebssysteme benutzen spezielle Algorithmen zur Prozesspriorisierung und Speicherverwaltung und garantieren damit hartes Echtzeitverhalten [57].

In der HiL-Simulation werden überwiegend explizite numerische Verfahren mit konstanter Integrationschrittweite eingesetzt, da diese ein deterministisches Zeitverhalten besitzen und die Verarbeitungszeit jedes Zeitschrittes gleich groß ist. Kommen implizite Verfahren zum Einsatz, werden sie in der Regel nach einer festgelegten Anzahl von Iterationen abgebrochen, um eine definierte Verarbeitungszeit zu erreichen. Implizite Verfahren haben Vorteile bezüglich der numerischen Stabilität, sind allerdings rechenaufwändiger (vgl. Abschnitt 3.3) [21].

### 2.4.5. Beispiele der Hardware-in-the-Loop-Simulation

Häufige Einsatzgebiete der HiL-Simulation in der Fahrzeugtechnik sind die Entwicklung und Erprobung von Fahrwerk-, Fahrdynamik-, Motor-, und Antriebsstrangregelungen. Eine frühe Anwendung der HiL-Simulation in der Fahrzeugtechnik war die

Erprobung von Antiblockier-Systemen im Labor. Die Kombination von realer Hardware mit Simulationsmodellen wurde damals noch als „hybride Methode“ bezeichnet [75].

In der vorliegenden Arbeit werden Funktionen einer Fahrdynamikregelung mit Hilfe der HiL-Simulation in eine Simulationsumgebung integriert. Im Folgenden werden daher einige ausgewählte Beispiele von Projekten aus dem Nutzfahrzeubereich vorgestellt.

In der Nutzfahrzeugentwicklung wird die Methode seit vielen Jahren erfolgreich eingesetzt. In [98] ist eine HiL-Simulationsumgebung für die Entwicklung und Erprobung von ABV/ASR-Steuergeräten in Nutzfahrzeugen beschrieben. Nur durch erhebliche Vereinfachungen und Zerlegung des Simulationsmodells in laufzeitoptimierte, sequentielle Teilmodelle konnte nach anschließender Code-Optimierung Echtzeitfähigkeit auf Parallelrechnern erreicht werden.

In [90] wird eine HiL-Simulationsumgebung vorgestellt, die sich für verschiedene Fahrdynamikregelsysteme von schweren Nutzfahrzeugen eignet. Bei dem Simulationsmodell handelt es sich um ein vereinfachtes, echtzeitfähiges Fahrzeugmodell mit Anhänger, das auf Basis von Modellen für Personenkraftwagen abgeleitet wurde.

In [9] werden Fahrsimulatoren für die Schulung von Fahrern von schweren Nutzfahrzeugen im Umgang mit dem elektronischen Antriebsstrang-Management und zur Untersuchung der Fahrdynamik vorgestellt. Ein einfaches Simulationsmodell für die Längsdynamik und ein Modell, basierend auf [98] bilden die Fahrdynamik ab. Das Modell des elektro-pneumatischen Bremssystems berechnet auf einfache Weise die Bremskräfte an den Achsen als Funktion der Bremspedalstellung unter der Annahme einer idealen Bremskraftverteilung. Eine Parallelisierung der Simulationsmodelle wie in [98] war auf Grund der gestiegenen Rechenleistung nicht mehr notwendig.

Bis heute hat sich an der grundsätzlichen Funktion einer HiL-Simulation nur wenig geändert. Durch die gestiegene Rechenleistung können immer detailliertere und umfangreichere Simulationsmodelle verwendet werden. Aktuelle Beispiele von HiL-Simulationsumgebungen in der Nutzfahrzeugtechnik sind in [28] und [77] beschrieben. Bei den Systemen handelt es sich um Simulationsumgebungen für automatisierte Verbundtests der gesamten Fahrzeugpalette sowie eine Umgebung zur Absicherung von erweiterten Fahrerassistenzsystemen (ADAS).

Bei den vorgestellten Systemen wird die Fahrdynamik des Fahrzeugs von vereinfachten, nur wenige starre Körper umfassenden Simulationsmodellen abgedeckt. Ein komplexes Modell mit mehreren Hundert Freiheitsgraden und flexiblen Körpern zur echtzeitfähigen Simulation der Fahrdynamik eines Nutzfahrzeugs wird nicht verwendet.

## 2.5. Fahrdynamiksimulation

Zur Simulation der Fahrdynamik werden Modelle verwendet. Diese sollen eine möglichst realistische Abbildung des Fahrverhaltens eines Fahrzeugs ermöglichen. Der Umfang und die Komplexität der Modelle werden in der Regel durch die Handhabbarkeit und die Rechenzeit begrenzt. Mit Hilfe der Fahrdynamiksimulation wird unter anderem versucht, die Sicherheit und den Fahrkomfort von Fahrzeugen zu erhöhen. Zusätzlich ist bei schweren Nutzfahrzeugen die Fahrbahnbeanspruchung durch die hohen Reifenkräfte von Bedeutung [91, 92]. Ein frühes Beispiel der Fahrdynamiksimulation im Bereich der Nutzfahrzeuge findet sich in [12]. Darin wird ein Simulationsmodell zur Untersuchung von Auflieger-Lenkungen von Sattelzügen beschrieben.

Abhängig von der Aufgabenstellung gibt es Modellierungsansätze unterschiedlichster Ausprägungen. Für Simulationen im Zeitbereich gibt es einfache Modelle wie Einspur- und Zweispurmodelle mit und ohne Beschreibung der Fahrwerkskinematik. Darüber hinaus existieren komplexe Mehrkörpersimulationsmodelle, die zusätzlich um flexible Strukturen erweitert werden können [104]. Eine umfassende Umgebung zur Simulation der Fahrdynamik beinhaltet neben dem Fahrzeugmodell auch Simulationsmodelle für die Fahrbahn und den Fahrer [121]. Bei jeder Modellierung ist zu beachten, dass es unter Umständen sehr schwierig oder in Einzelfällen sogar unmöglich ist, die entsprechenden Modelldaten zu beschaffen. Das gilt insbesondere für Reibungs- und Dämpfungskennlinien, Lagerelastizitäten und Reifenparameter [104].

Zur Simulation von Fahrdynamik und Fahrkomfort bis hin zu Frequenzen von etwa 50 Hz werden in der Regel die Methoden der Mehrkörperdynamik eingesetzt [80]. Damit lassen sich verschiedene Simulationsmodelle ableiten. Eine Einteilung kann beispielsweise in Mehrkörpersimulationsmodelle und systemdynamische Modelle bzw. parametrische Modelle erfolgen [50, 84]. Natürlich werden auch systemdynamische Modelle mit den Methoden der Mehrkörperdynamik erstellt. Diese sind allerdings in Special Purpose-Anwendungen speziell zur Simulation von Fahrzeugen integriert und liegen oft in einer blockschaltbildorientierten Simulationsplattformen wie MATLAB/Simulink<sup>®</sup> vor. In den meisten Fällen werden sie speziell für Echtzeitanwendungen erstellt. Eine Änderung der Struktur des Modells ist in der Regel nicht möglich. Dagegen werden Mehrkörpermodelle mit Multi Purpose-Anwendungen zur Simulation von Mehrkörpersystemen erstellt [2]. Die verschiedenen Modelle werden je nach Ziel der Untersuchung und dem Fortschritt des Entwicklungsprozesses eingesetzt [84].

### 2.5.1. Mehrkörpermodelle

Mehrkörpersimulationsmodelle ermöglichen die mathematische Beschreibung von nahezu beliebigen Mehrkörpersystemen und bestehen aus starren und teilweise flexiblen Körpern, die über entsprechende Trägheitseigenschaften verfügen. Die Körper sind über Gelenke, die ihre Bewegungsmöglichkeiten zueinander einschränken, verbunden.

Zwischen den Körpern wirken Kraftelemente. Dies können einfache Federn und Dämpfer oder auch komplexe Kontaktelemente oder Reifenmodelle sein [2, 39, 106]. Beispiele von kommerziellen Programmen für die Simulation von Mehrkörpersystemen sind SIMPACK, ADAMS und VIRTUAL.LAB. Sie verfügen über eine grafische Benutzeroberfläche, generieren die Bewegungsgleichungen und stellen den Benutzern Lösungsverfahren und Werkzeuge zur Auswertung der Ergebnisse zur Verfügung. Für die Simulation der Fahrzeugdynamik werden diese häufig durch Zusatzpakete oder Bibliotheken wie SIMPACK AUTOMOTIVE+, ADAMS/CAR oder VEHICLE MOTION ergänzt [2]. Mit Hilfe dieser Programme ist es möglich, komplexe Fahrdynamikmodelle zu entwickeln [121].

Der Aufbau von Mehrkörpersimulationsmodellen von Fahrzeugen orientiert sich an Bauteilen, wobei sich die Gestaltung der einzelnen Baugruppen am Ziel der Untersuchung orientiert [84]. Lenker und Achsen des Fahrwerkes werden als einzelne Bauteile abgebildet. Beispielsweise führt die Berücksichtigung der einzelnen Steifigkeiten der Fahrwerkslager und ihrer Dämpfungen zu einem numerisch steifen System und damit zu einer vergleichsweise hohen Rechenzeit [113] (vgl. Abschnitt 3.3).

Mehrkörpersimulationsmodelle können um massebehaftete flexible Strukturen erweitert werden. Simulationsmodelle für flexible Körper in der Mehrkörpersimulation können durch Reduktionsverfahren aus Finiten-Elementen-Modellen gewonnen werden. Für die Bestimmung der dafür benötigten Projektionsmatrix stehen in den meisten Finite-Elemente-Programmen unterschiedliche Reduktionsverfahren zur Verfügung [55, 61].

Der Detaillierungsgrad der Modelle wird in erster Linie durch die benötigte Rechen-dauer begrenzt, die bei der Echtzeitsimulation eine entscheidende Rolle spielt. Erste Anwendungen von Mehrkörpermodellen in der Echtzeitsimulation waren äußerst aufwändig. In [98] wurden die Bewegungsgleichungen von einfachen Fahrzeugmodellen mit nur wenigen Freiheitsgraden automatisch generiert und anschließend manuell auf einem Transputer-Cluster verteilt. Echtzeitsimulation von in Multi Purpose-Anwendungen erstellten Modellen war bisher nur über Code-Export möglich. Das bedeutet, dass der Programmcode des erstellten Modells zuerst exportiert, dann kompiliert und schließlich auf einem Echtzeitsystem ausgeführt werden muss. In [65] wird eine neue Möglichkeit der Echtzeitsimulation von komplexen Mehrkörpermodellen mit mehreren Hundert Freiheitsgraden beschrieben. Der zeitaufwändige Code-Export-Prozess oder die Kennfeldgenerierung entfallen. Das Simulationsmodell wird automatisch parallelisiert und auf mehrere Rechenkerne verteilt.

## 2.5.2. Systemdynamische Modelle

Echtzeitanwendungen finden in der Fahrdynamiksimulation zunehmende Verbreitung. Dazu zählen der Einsatz der Modelle in HiL-Simulationen oder Fahr simulatoren. Für eine realistische Abbildung der Fahrzeugdynamik müssen dabei eine hohe Modellierungsgenauigkeit und geringe Rechenzeit miteinander vereint werden. Komplexe Mehr-

körpermodelle sind in der Regel nicht echtzeitfähig. Bei der Erstellung von Simulationsmodellen für Echtzeitanwendungen kann die spezielle Topologie von Fahrzeugen ausgenutzt werden [91].

Ausschlaggebend für die Sicherheit eines Fahrzeugs sind dynamische Bewegungen im niederfrequenten Bereich. In diesem Bereich können der Aufbau, oder zumindest Teile davon, als starre Körper angenommen werden [84, 91]. Die Radträger und Räder werden ebenfalls als starre Körper angenommen, die kinematisch und durch Kraftelemente mit dem Aufbau verbunden sind. Für Fahrzeuge, deren Räder gegenüber dem Aufbau verhältnismäßig kleine Bewegungen ausführen, stellt das PRINZIP VON JOURDAIN eine effiziente Methode zur Erstellung der Bewegungsgleichungen dar. Durch geschickte Wahl der verallgemeinerten Geschwindigkeiten können die resultierenden Gleichungen vereinfacht werden [91]. Die Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängungen wird zur Reduzierung der Rechenzeit durch Kennlinien approximiert. Die Parametrierung der Kennlinien kann entweder aus Messungen oder durch Mehrkörpersimulationen erfolgen [90, 95]. Die Analyse der Radaufhängung muss dazu bei jeder Änderung erneut durchgeführt werden [113]. Durch detaillierte Modellierung von Teilsystemen können systemdynamische Modelle auf bestimmte Anwendungen zugeschnitten werden. Wegen ihrer hohen Steifigkeit ist bei Personenkraftwagen die Modellierung der Körper des Fahrzeugs als starre Körper oft zulässig. Für Nutzfahrzeuge muss diese Vereinfachung abhängig vom Anwendungsfall untersucht werden [2].

In den vergangenen Jahren konnten sich einige kommerzielle Modelle etablieren. Beispiele sind die Automotive Simulation Models (ASM) der Firma dSPACE, CarMaker der Firma IPG, CarSim der Firma Mechanical Solutions Corporation und veDYNA bzw. DYNA4 der Firma TESIS [50, 104]. In erster Linie wurden diese Modelle für die Simulation von Pkw entwickelt und zur Simulation von schweren Nutzfahrzeugen um zusätzliche Funktionen wie mehrere Achsen und eine Fahrerhauslagerung erweitert. Beispielhaft seien ASM Truck der Firma dSPACE und TruckMaker der Firma IPG genannt. Diese Modelle werden hauptsächlich im Entwicklungsprozess von mechatronischen Regelsystemen und jeglicher Art von Echtzeitanwendungen eingesetzt (z.B. [4, 5, 84, 108, 129]).

### 2.5.3. Reifenmodellierung

Der Reifen spielt hinsichtlich der Fahrdynamik eine entscheidende Rolle. Er ist das Bindeglied zwischen Fahrbahn und Fahrzeug. Er ist eine der am komplexesten abzubildenden Komponenten eines Fahrzeugs und sein nichtlineares dynamisches Verhalten ist mathematisch nur schwer zu beschreiben. Simulationsmodelle für Fahrzeugreifen können zum Beispiel eingeteilt werden in physikalische Modelle und empirische Modelle.

Physikalische Modelle versuchen die physikalischen Mechanismen, die zur Entstehung der Kräfte im Reifenlatsch führen, möglichst realistisch abzubilden. Diese Modelle sind meist sehr aufwändig und werden in der Regel zu Untersuchungen des Fahr-

komforts, der Lebensdauer oder der Festigkeit genutzt. Beispiele sind das FTire- [26], RMOD-K- oder SWIFT-Reifenmodell [104]. Zur Echtzeitsimulation gibt es vereinfachte Varianten der meisten Modelle.

Empirische oder halbempirische Modelle versuchen, das gemessene Verhalten des Reifens mit mathematischen Funktionen zu beschreiben. Die zwischen Fahrbahn und Reifen wirkenden Kräfte und Momente werden durch geeignete mathematische Funktionen approximiert. Das Magic-Formula-Modell [74] verwendet dazu trigonometrische Funktionen. Das Reifenmodell TMeasy nutzt Parameter mit anschaulicher Bedeutung um die typischen Verläufe der Reifenkraft in Abhängigkeit des Schlupfs zu beschreiben [40, 91]. Damit können Auswirkungen veränderter Reifeneigenschaften, auch ohne dass entsprechende Messdaten vorliegen, dargestellt werden. Im Bereich der Fahrdynamik und Fahrdynamikregelsysteme sind Schwingungen im niederfrequenten Bereich entscheidend und daher ist diese Art der Reifenmodelle meist ausreichend [104]. Die Eigenfrequenzen von Reifen liegen in der Regel oberhalb von 50 Hz.

## 2.6. Simulation von Bremssystemen

Auf Grund der starken Nichtlinearitäten, verursacht durch die Kompressibilität von Luft, ist die Modellierung von pneumatischen Systemen generell schwieriger als die von hydraulischen Systemen [1]. Pneumatische Bremssysteme bestehen aus pneumatischen und mechanischen Komponenten. Bei elektro-pneumatischen Bremssystemen kommen elektrische und elektronische Komponenten hinzu. Ein Simulationsmodell eines solchen Systems umfasst daher mehrere physikalische Teilgebiete und führt auf ein gekoppeltes nichtlineares System von Differentialgleichungen [49]. Beim Großteil der in der Vergangenheit entwickelten Ansätze zur Modellierung eines solchen Systems im Zeitbereich werden daher oft viele vereinfachende Annahmen getroffen. Zum Beispiel wird häufig ein vereinfachter thermodynamischer Prozess angenommen.

Eine frühe echtzeitfähige Modellierung eines konventionellen pneumatischen Bremssystems ist in [98] gezeigt. Auf Grund der geringen Rechenleistung wird ein stark vereinfachtes Simulationsmodell verwendet, das nur die Bremszylinder und Ventile umfasst. Zur Beschreibung der Luft im Bremszylinder wird von einem isothermen Prozess bei einem konstanten Volumen ausgegangen. Um die Anzahl der Parameter des Modells weiter zu reduzieren, schlägt der Autor eine Reduktion des Modells auf ein Verzögerungsglied mit vorangestelltem Totzeitglied vor. Für ein detailliertes Modell eines Zylinders sollte nach [10] die Änderung der Temperatur berücksichtigt werden.

In der Literatur existieren weitere Simulationsmodelle für pneumatische Bremssysteme, die allerdings nicht mit dem Fokus auf Echtzeitfähigkeit entwickelt wurden. In [1] ist ein einfaches Simulationsmodell zur Berechnung der Drücke eines pneumatischen Bremssystems mit ABV vorgestellt. Die Strömung in den Ventilen wird als verlustfrei angenommen und das Bremssystem wird von einem konstanten Vorratsdruck gespeist.



Die Zeitverzögerung in den Leitungen ist durch einfache Verzögerungsglieder erster Ordnung berücksichtigt.

In [112] wird ein einfaches Simulationsmodell für das Fußbremsventil eines pneumatischen Bremssystems vorgestellt. Die Beschreibung der thermodynamischen Prozesse in den Vorratsbehältern und Bremszylinder erfolgt adiabatisch. Druckverluste in den Ventilen werden vernachlässigt. Darauf aufbauend entstehen in der Folge Modelle zur Simulation weiterer Komponenten. In [72] wird auf eine ähnliche Weise ein Relaisventil modelliert. Im Unterschied zum Fußbremsventil wird dieses über einen pneumatischen Steueranschluss betätigt. In [15] wird das Modell in [112] um eine auf Messungen basierende Beschreibung des Kolbenhubs im Bremszylinder in Abhängigkeit des Bremsdruckes erweitert. Mit dem Ziel der Entwicklung einer Methode zur Frühdiagnose von undichten Bremssystemen wird in [83] das Modell derart erweitert, dass Leckageverluste berücksichtigt werden können.

Alle bisher vorgestellten Arbeiten beschränken sich auf konventionelle pneumatische Bremssysteme. Mit dem Ziel der Entwicklung eines modernen elektro-pneumatischen Bremssystems wird in [53] das Modell in [112] um einen elektro-pneumatischen Steller erweitert und sein Aufbau und die Simulation in [51] genauer beschrieben. Basierend auf diesem Modell wird in [52] ein Regelsystem für den Bremsdruck im Zylinder entwickelt. Das gezeigte elektro-pneumatische Bremssystem entspricht im Wesentlichen den bereits seit mehreren Jahren in Europa und Nordamerika eingesetzten elektro-pneumatischen Systemen.

Um den Anforderungen der Modellierung eines pneumatischen Bremssystems über die verschiedenen physikalischen Teilgebiete hinweg gerecht zu werden, wird in [130] ein auf Komponentenmodellen basierendes Modell eines pneumatischen Bremssystems in der objektorientierten Beschreibungssprache Modelica<sup>®</sup> vorgestellt. Der Wärmeübergang des gesamten Systems wird dabei vernachlässigt. Dieselben Autoren zeigen in [131] eine HiL-Simulationsumgebung zum Testen verschiedener Kontrollalgorithmen des ABV in Steuergeräten von Nutzfahrzeugsbremssystemen. Das Simulationsmodell deckt dabei die Längsdynamik des Fahrzeugs mit einem einfachen Fahrzeugmodell ab. Das pneumatische Bremssystem wird als reale Komponente in die Simulationsumgebung integriert. Dies legt die Vermutung nahe, dass sich das in [130] entwickelte Modell nicht für die Echtzeitsimulation eignet.

In [68] wird ein verbesserter ABV für schwere Nutzfahrzeuge mit pneumatischem Bremssystem vorgeschlagen. Durch die Platzierung von speziellen Ein- und Auslassventilen direkt am Bremszylinder soll die Leistungsfähigkeit des Systems erhöht und damit der Bremsweg reduziert werden. Zur Entwicklung eines regelungstechnischen Ansatzes werden die Ventile und der Bremszylinder modelliert. Das Simulationsmodell basiert auf den Beschreibungen in [89]. Das Ein- und Ausströmen in einen Zylinder wird durch eine polytrope Zustandsänderung approximiert. Dabei unterscheiden sich die Polytropenexponenten für das Ein- und Ausströmen, wie auch in [22] experimentell an Behältern nachgewiesen wird. Beim Einströmen handelt es sich um einen nahezu isothermen Prozess. Das Ausströmen kann am besten mit einem Polytropenexponenten

ten, der zwischen einem isothermen und adiabaten Prozess liegt, beschrieben werden. Die Bestimmung der Exponenten erfolgt durch den Abgleich mit Experimenten. Der Schwerpunkt der Modellierung liegt auf der modellbasierten Entwicklung eines Druckreglers. Für den Entwurf des Druckreglers in [68] werden die Gleichungen linearisiert. In [69] wird das Simulationsmodell des Bremszylinders weiterentwickelt. Um eine bessere Übereinstimmung zu erzielen, wird der Polytropenexponent für das Ausströmen in Abhängigkeit der Zeit variiert. Außerdem wird ein mechanisches Modell des Kolbens, das die Reibung berücksichtigt, eingeführt. In [70] wird ein Prototyp des neuen ABV in einer HiL-Umgebung getestet. Das in den vorangegangenen Arbeiten modellierte Bremssystem ist als reale Komponente in die Simulation eingebunden. Ein einfaches Simulationsmodell bildet die Längsdynamik des Fahrzeugs ab.

Alle bisher vorgestellten Arbeiten setzen einen vereinfachten thermodynamischen Prozess voraus. Dies hat zur Folge, dass sich das thermodynamische System der Behälter oder Zylinder immer im Gleichgewicht befindet und Wärmeübertragung, sofern sie überhaupt berücksichtigt wird, nur während einer Zustandsänderung auftreten kann. Fließt keine Luft in das System oder aus dem System, bzw. ist das Volumen konstant, so ändert sich auch der Druck im System nicht.

Zur Beschreibung des Luftmassenstroms durch die Ventile wird in allen vorgestellten Modellen zwischen unterkritischer und kritischer Strömung unterschieden. Dazu werden in der Regel der Querschnitt und weitere Faktoren, die die Einschnürung der Strömung beschreiben, verwendet. Der Druckverlust in den Ventilen wird meistens vernachlässigt. Eine mögliche Beschreibung des Luftmassenstroms durch pneumatische Komponenten, mit Berücksichtigung des Druckverlustes, erfolgt anhand des Standards ISO 6358 [46], der auf [99] und [19] aufbaut.

Ein komplexes Thema ist die Beschreibung der Strömung in den Leitungen der Anlagen. In der Literatur existieren nur wenige, einfache Möglichkeiten, die auch in einem echtzeitfähigen Modell angewendet werden können. In [1] wird die Verzögerung in den Leitungen durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung berücksichtigt. In [89] werden die Effekte in den Leitungen auf eine Verminderung des Massenstroms und eine Zeitverzögerung reduziert.

Gerade in den letzten Jahren gewinnt die Simulation der pneumatischen Anlagen in Nutzfahrzeugen zunehmend an Bedeutung, da mit zuverlässigen Berechnungsmethoden der Produktentwicklungsprozess dieser Systeme zunehmend virtuell gestaltet werden kann. In [122] und [123] werden Berechnungsmethoden, basierend auf einem objekt-orientierten Ansatz, zur Simulation von pneumatischen Systemen im Zeitbereich vorgestellt. Das Simulationsmodell deckt unter anderem die Luftaufbereitung und Luftfederung ab und erlaubt Aussagen über Ansprechzeiten und Füllzeiten. Des Weiteren können Potentiale zur Energieeinsparung des Systems gezeigt werden. Ziel ist die Optimierung der Anlagen mit Hilfe der Simulation.

Bis auf das Simulationsmodell in [98] wurde keines der Modelle in den bisher vorgestellten Arbeiten speziell für die Echtzeitsimulation entwickelt. Die Firma dSPACE stellte zur Echtzeitsimulation von pneumatischen Bremssystemen und Luftfedersyste-

men das Simulationsmodell ASM Pneumatics vor [30]. Dieses stellt eine Erweiterung der Automotive Simulation Models (ASM) [31] dar und deckt neben dem Bremsystem auch die Luftaufbereitung und Luftfedern ab. Genauere Untersuchungen des Modells zeigen jedoch, dass die Schnittstellen des Modells nicht geeignet sind für die Verwendung in der vorliegenden Arbeit. Außerdem standen die Modelle zu Beginn des Forschungsprojekts nicht zur Verfügung.



## 3. Grundlagen

Für die Integration der elektronischen Komponenten des EBS eines schweren Nutzfahrzeugs in eine virtuelle Echtzeitumgebung sind Simulationsmodelle der Fahrzeugdynamik und des elektro-pneumatischen Bremssystems notwendig.

Für die Modellierung der Fahrzeugdynamik bewährt sich die Methode der Mehrkörpersysteme. Fahrzeuge können idealisiert als Mechanismen, bestehend aus mehreren Körpern, die untereinander beweglich verbunden sind und zwischen denen Kräftelemente wirken, verstanden werden. Dabei gibt es deutliche Unterschiede hinsichtlich der Komplexität der Fahrzeugmodelle: Ausgehend von einfachen Einspurmodellen mit nur einem starren Körper, über Zweispurmodelle, bis hin zu Mehrkörpermodellen mit flexiblen Körpern, kann die Anzahl der Freiheitsgrade sowie der Gelenksbindungen nahezu beliebig ansteigen [104].

Bei den in dieser Arbeit verwendeten Modellen handelt es sich einerseits um ein parametrisches (systemdynamisches) Modell (vgl. Abschnitt 2.5.2), für das die Bewegungsgleichungen bereits abgeleitet und implementiert sind und andererseits um ein komplexes Mehrkörpermodell (vgl. Abschnitt 2.5.1), für das eine automatische Generierung der Bewegungsgleichungen angestrebt wird. Ein Mehrkörperformalismus, wie er beispielsweise in dem Programmpaket SIMPACK implementiert ist, kann dies ermöglichen, sodass auf ein manuelles Aufstellen der Bewegungsgleichungen verzichtet werden kann.

Die Ausführungen in den nachfolgenden Abschnitten konzentrieren sich daher auf die Beschreibung der Kinematik von Fahrzeugen sowie ganz allgemein auf Mehrkörpersysteme und Formalismen zur automatischen Generierung der Bewegungsgleichungen. Es wird gezeigt, wie die topologische Struktur eines Mehrkörpersystems die Struktur des resultierenden Gleichungssystems beeinflusst. Für ausführliche Beschreibungen der Simulation von Mehrkörpersystemen und der Dynamik von Fahrzeugen sei auf [80, 91, 100, 104, 126] verwiesen.

Zur Modellierung des pneumatischen Teils des Bremssystems werden die Grundlagen der Thermodynamik, der Beschreibung der Strömung kompressibler Fluide und der Wärmeübertragung benötigt. Diese werden in Abschnitt 3.2 ausführlich dargestellt. Darauf aufbauend wird in Abschnitt 4.2 eine Bibliothek von Simulationsmodellen für das Bremssystem entwickelt.

Die mathematische Beschreibung der Fahrzeugdynamik und des Bremssystems führt auf ein System von nichtlinearen gewöhnlichen Differentialgleichungen, das ausgehend von einem Anfangszustand gelöst werden muss. Abschnitt 3.3 gibt einen kurzen Über-

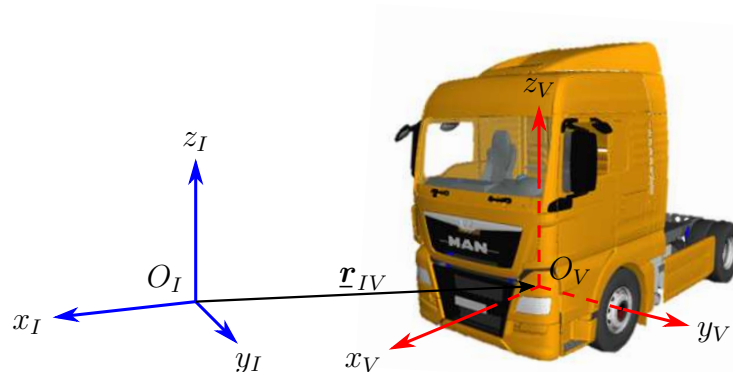
blick der numerischen Lösungsverfahren und deren Eigenschaften, die in der in dieser Arbeit verwendet werden.

## 3.1. Fahrzeugdynamik

Die Dynamik von Fahrzeugen wird üblicherweise mit der Methode der Mehrkörpersysteme beschrieben. Eine ausführliche Einführung in die Simulation von Mehrkörpersystemen beginnt in der Regel mit der Beschreibung der Kinematik von starren Körpern, da diese Beziehungen für das Aufstellen der Bewegungsgleichungen notwendig sind [104]. Da die Bewegungsgleichungen des systemdynamischen Fahrzeugmodells bereits implementiert sind und die des Mehrkörpermodells automatisch generiert werden, wird im Folgenden nur die Kinematik eines Fahrzeugs beschrieben, um die relevanten kinematischen Größen einzuführen, die notwendig sind, um die Ergebnisse in den nachfolgenden Kapiteln interpretieren zu können. Daran anschließend folgt eine kurze allgemeine Beschreibung von Mehrkörpersystemen und Formalismen sowie eine Einordnung des in dieser Arbeit verwendeten Programmpakets SIMPACK.

### 3.1.1. Kinematische Beschreibung von Fahrzeugen

Die Kinematik beschreibt die Geometrie der Bewegungen von Punkten und Körpern ohne die Kräfte und Momente, die diese verursachen, zu betrachten [125, 126]. Im Folgenden wird ausschließlich auf die kinematische Beschreibung eines einzelnen Körpers relativ zu einem Inertialsystem nach dem in der Fahrzeugdynamik üblichen Standard ISO 70000 [48] eingegangen, siehe Abbildung 3.1.



**Abbildung 3.1.** – Fahrzeugkoordinatensystem nach dem Standard ISO 70000 [48].

Zur Beschreibung der Lage, Geschwindigkeit und Beschleunigung eines starren Körpers  $i$  relativ zu einem Koordinatensystem  $K_I$  mit dem Ursprung  $O_I$  wird ein körperfestes Koordinatensystem  $K_i$  mit dem Ursprung  $O_i$  eingeführt. Die Lage des starren Körpers  $i$  relativ zum raumfesten Koordinatensystem  $K_I$  lässt sich damit eindeutig

über den Vektor  $\mathbf{r}_{I_i}$  vom Punkt  $O_I$  zum Punkt  $O_i$  und über die Drehmatrix  ${}^{I_i}\mathbf{T}$  beschreiben. Die Matrix  ${}^{I_i}\mathbf{T}$  gibt die Verdrehung des Koordinatensystems  $K_i$  relativ zum Koordinatensystem  $K_I$  an [126].

Die Transformations- oder auch Drehmatrix  ${}^{I_i}\mathbf{T}$  kann aus drei aufeinanderfolgenden Elementardrehungen bestimmt werden. Dabei ist deren Reihenfolge entscheidend. Bei den sogenannten Kardan-Winkeln handelt es sich um drei Elementardrehungen um drei unterschiedliche, jeweils mitgedrehte Koordinatenachsen in einer definierten Reihenfolge [126].

In der Fahrzeugdynamik werden häufig das Koordinatensystem und die Kardan-Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  in der Drehreihenfolge  $\gamma$ ,  $\beta$ ,  $\alpha$  nach dem Standard ISO 70000 benutzt (vgl. Abbildung 3.1). Das fahrzeugfeste Koordinatensystem  $K_V$  hat seinen Ursprung in der Mitte der Vorderachse zwischen den beiden Radmittelpunkten. Die Koordinatenachse  $x_V$  zeigt nach vorne,  $y_V$  nach links und  $z_V$  nach oben. Die Orientierung des fahrzeugfesten Koordinatensystems ist durch den Gierwinkel  $\gamma$ , den Nickwinkel  $\beta$  und den Rollwinkel  $\alpha$  eindeutig festgelegt [104].

Der Übergang vom raumfesten Inertialsystem  $K_I$  zum Fahrzeugkoordinatensystem  $K_V$  erfolgt durch drei aufeinanderfolgende Elementardrehungen (vgl. Abbildung 3.2). Das Zwischensystem  $K_1$  geht aus dem Inertialsystem  $K_I$  durch eine Drehung um den

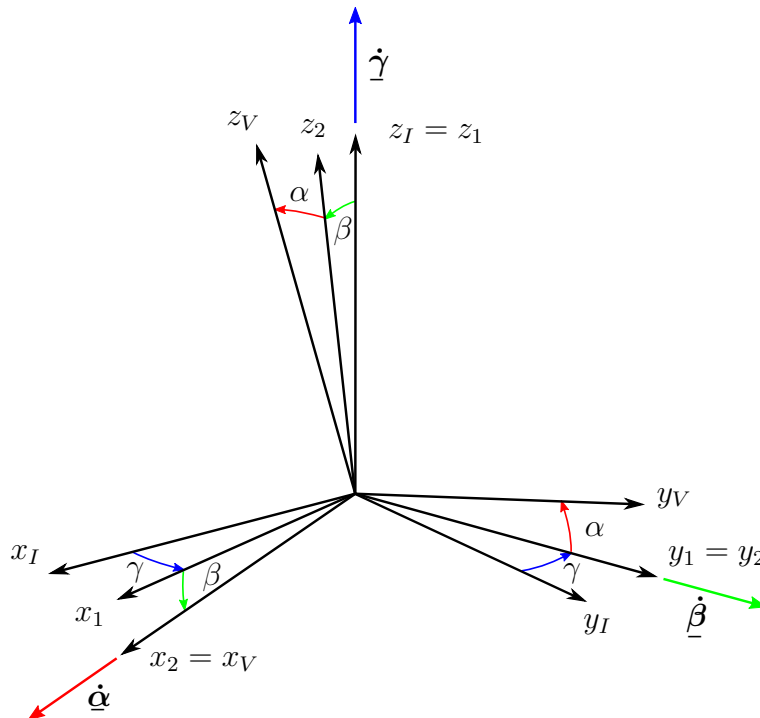


Abbildung 3.2. – Kardan-Winkel nach dem Standard ISO 70000 [48].

Gierwinkel  $\gamma$  um die Koordinatenachse  $x_I$  hervor. Die zugehörige Drehmatrix ist

$${}^{I1}\mathbf{T}(\gamma) = \begin{bmatrix} c(\gamma) & -s(\gamma) & 0 \\ s(\gamma) & c(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (3.1)$$

Darin sind  $s$  und  $c$  Abkürzungen für die trigonometrischen Funktionen  $\sin$  und  $\cos$ . Das Zwischensystem  $K_2$  geht aus dem Zwischensystem  $K_1$  durch eine Drehung um den Nickwinkel  $\beta$  um die Koordinatenachse  $y_1$  hervor. Die zugehörige Drehmatrix lautet

$${}^{12}\mathbf{T}(\beta) = \begin{bmatrix} c(\beta) & 0 & s(\beta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -s(\beta) & 0 & c(\beta) \end{bmatrix}. \quad (3.2)$$

Das fahrzeugfeste Koordinatensystem  $K_V$  geht aus dem Zwischensystem  $K_2$  durch eine Drehung um den Rollwinkel  $\alpha$  um die Koordinatenachse  $x_2$  hervor. Die zugehörige Drehmatrix ist

$${}^{2V}\mathbf{T}(\alpha) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c(\alpha) & -s(\alpha) \\ 0 & s(\alpha) & c(\alpha) \end{bmatrix}. \quad (3.3)$$

Die Drehmatrix  ${}^{IV}\mathbf{T}(\gamma, \beta, \alpha)$  ergibt sich durch Multiplikation der einzelnen Drehmatrizen in der entsprechenden Reihenfolge.

$$\begin{aligned} {}^{IV}\mathbf{T}(\gamma, \beta, \alpha) &= {}^{I1}\mathbf{T}(\gamma){}^{12}\mathbf{T}(\beta){}^{2V}\mathbf{T}(\alpha) \\ &= \begin{bmatrix} c(\beta)c(\gamma) & -c(\alpha)s(\gamma) + s(\alpha)s(\beta)c(\gamma) & s(\alpha)s(\gamma) + c(\alpha)s(\beta)c(\gamma) \\ c(\beta)s(\gamma) & c(\alpha)c(\gamma) + s(\alpha)s(\beta)s(\gamma) & -s(\alpha)c(\gamma) + c(\alpha)s(\beta)s(\gamma) \\ -s(\beta) & s(\alpha)c(\beta) & c(\alpha)c(\beta) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.4)$$

Mit Hilfe der Matrix  ${}^{IV}\mathbf{T}$  können die Koordinaten eines Vektors  $\mathbf{r}$  im Fahrzeugkoordinatensystem im Inertialsystem dargestellt werden.

$${}^I\mathbf{r} = {}^{IV}\mathbf{T}{}^V\mathbf{r} \quad (3.5)$$

Die Transformation der Koordinaten aus dem Inertialsystem in das Fahrzeugkoordinatensystem erfolgt über die Transponierte  ${}^{VI}\mathbf{T} = {}^{IV}\mathbf{T}^T$  der Transformationsmatrix [104, 126].

Aus den Kardan-Winkeln kann nicht nur die Lage, sondern auch die Winkelgeschwindigkeit  $\underline{\omega}_{IV}$  des fahrzeugfesten Koordinatensystems relativ zum Inertialsystem bestimmt werden. Dazu benötigt man die entsprechenden zeitlichen Ableitungen der Kardan-Winkel. Die Darstellung der Winkelgeschwindigkeit  $\underline{\omega}_{IV}$  im Fahrzeugsystem kann aus der vektoriellen Summe der Winkelgeschwindigkeiten um die einzelnen Koordinatenachsen bestimmt werden. Abbildung 3.2 verdeutlicht diesen Zusammenhang.



Die Winkelgeschwindigkeiten um die einzelnen Achsen entsprechen der zeitlichen Ableitung des jeweiligen Kardan-Winkels im zugehörigen Koordinatensystem. Über eine Transformation der Winkelgeschwindigkeiten können die Koordinaten beispielsweise im Fahrzeugkoordinatensystem angegeben werden.

$$\begin{aligned} {}^V\boldsymbol{\omega}_{IV} &= {}^V\boldsymbol{\omega}_{I1} + {}^V\boldsymbol{\omega}_{12} + {}^V\boldsymbol{\omega}_{2V} = {}^{V1}\mathbf{T}^1\boldsymbol{\omega}_{I1} + {}^{V2}\mathbf{T}^2\boldsymbol{\omega}_{12} + {}^V\boldsymbol{\omega}_{2V} \\ &= {}^{V2}\mathbf{T}^{21}\mathbf{T} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} + {}^{V2}\mathbf{T} \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\beta} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{\alpha} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -s(\beta) \\ 0 & c(\alpha) & s(\alpha)c(\beta) \\ 0 & -s(\alpha) & c(\alpha)c(\beta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\beta} \\ \dot{\gamma} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.6)$$

Gleichung (3.6) heißt kinematische Differentialgleichung und verknüpft die Zeitableitung der Winkelkoordinaten mit den Geschwindigkeitskoordinaten [80, 104, 126].

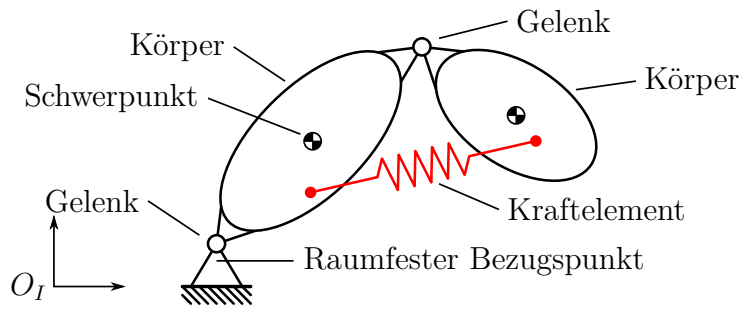
Der Roll- oder Wankwinkel  $\alpha$  und die Gierwinkelgeschwindigkeit  ${}^V\omega_{IV,z}$  werden oft zur Bewertung der Fahrdynamik herangezogen. Der Wankwinkel  $\alpha$  gibt an, in welchem Maß sich das Fahrzeug um die Längsachse ( $x_V$ ) des Fahrzeugkoordinatensystems dreht. Die Gierwinkelgeschwindigkeit  ${}^V\omega_{IV,z}$  ist die Komponente der Winkelgeschwindigkeit  $\boldsymbol{\omega}_{IV}$  des Fahrzeugs relativ zum Inertialsystem um die Hochachse ( $z_V$ ) des Fahrzeugs. In der vorliegenden Arbeit wird zur Bewertung der Fahrdynamik die Gierrate  $\dot{\gamma}$  verwendet. Sie ist die zeitliche Ableitung des Gierwinkels  $\gamma$  und gibt an, mit welcher Geschwindigkeit sich das Zwischensystem  $K_1$  um die Hochachse ( $z_I$ ) des Inertialsystems dreht und entspricht damit nicht der Gierwinkelgeschwindigkeit ( $\dot{\gamma} = {}^1\omega_{I1,z} \neq {}^V\omega_{IV,z}$ ). Für die in der Fahrzeugtechnik üblicherweise auftretenden, kleinen Wank- und Nickwinkel ist der Unterschied allerdings gering<sup>1</sup>.

Ausführliche Darstellungen zur Beschreibung der Kinematik und Dynamik von Fahrzeugen finden sich zum Beispiel in [80], [91] oder [100].

### 3.1.2. Mehrkörpersysteme

Die Mechanik eines Fahrzeugs kann als Mehrkörpersystem (MKS) interpretiert werden. MKS stellen eine Idealisierung eines realen technischen Systems dar, indem zwischen Elementen mit vernachlässigbarer Elastizität und Elementen mit zu berücksichtigender Elastizität unterschieden wird. Ein MKS wird aus drei verschiedenen Klassen von Elementen gebildet (vgl. Abbildung 3.3). Diese sind Körper, Gelenke und Kraftelemente. Körper verfügen über die Trägheitseigenschaften Masse und Rotationsträgheit und können starr oder auch deformierbar sein. Sie werden durch masselose Gelenke miteinander verbunden. Diese schränken die Bewegungsmöglichkeiten der Körper untereinander durch kinematische Zwangsbedingungen ein, indem sie Reaktionskräfte und -momente auf die Körper erzeugen. Die masselosen Kraftelemente verursachen eingeprägte Kräfte und Drehmomente auf die Körper oder zwischen den Körpern [100, 125, 126].

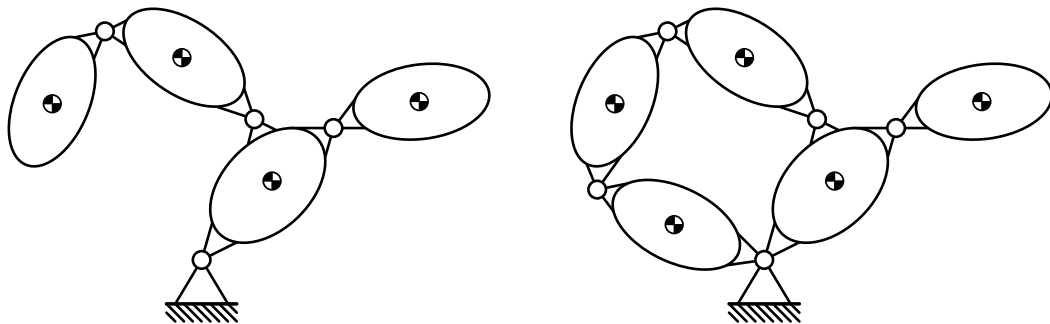
<sup>1</sup>Auf einer waagrechten Fahrbahn überschreiten bei schweren Nutzfahrzeugen der Wankwinkel  $\alpha$  und der Nickwinkel  $\beta$  selten  $5^\circ$ . Damit ergibt sich für  $\dot{\beta} = 0$  aus Gleichung (3.6):  ${}^V\omega_{IV,z} = 0,992 \dot{\gamma}$ .



**Abbildung 3.3.** – Elemente eines Mehrkörpersystems (Abbildung nach [39]).

Bei kinematischen Zwangsbedingungen unterscheidet man zwischen holonomen und nicht-holonomen sowie skleronomen und rheonomen Bindungen. Bei holonomen Bindungen gehen ausschließlich Zustandgrößen auf Lageebene ein. Dagegen gehen bei Gelenken mit nicht-holonomen Bindungen zusätzlich Zwangsbedingungen auf Geschwindigkeitsebene ein, die nicht durch Integration in holonome Bindungen überführbar sind. Bei realistischen Fahrzeugmodellen der Praxis kommen ausschließlich holonome Bindungen vor [80, 100]. Hängen die Zwangsbedingungen explizit von der Zeit ab, so handelt es sich um rheonome Bedingungen. Andernfalls werden sie als skleronom bezeichnet [39, 80, 100].

Zur Klassifizierung von MKS in Abhängigkeit ihrer Topologie unterscheidet man zwischen offenen und geschlossenen Systemen (vgl. Abbildung 3.4). Offene MKS wei-



**Abbildung 3.4.** – Topologie von Mehrkörpersystemen: Offenes Mehrkörpersystem mit Baumstruktur (links) und geschlossenes Mehrkörpersystem mit kinematischen Schleifen (rechts).

sen eine sogenannte Baumstruktur auf. Damit ist der Weg von einem beliebigen Körper zu einem anderen über die Gelenke eindeutig bestimmt. Die Anzahl der Gelenke stimmt mit der Anzahl der Körper überein. Schneidet man offene MKS an einem beliebigen Gelenk, so zerfallen sie in zwei unabhängige Systeme. Durch Hinzufügen weiterer Gelenke in ein offenes MKS entsteht ein geschlossenes MKS. Jedes zusätzliche Gelenk verursacht eine geschlossene kinematische Schleife [126]. Damit werden

die Bewegungsgleichungen der Körper über Schließbedingungen miteinander gekoppelt und die Anzahl der Freiheitsgrade des Systems reduziert.

Zur Beschreibung der Lage der Körper eines MKS verwendet man Koordinaten, deren Wahl einen wesentlichen Einfluss auf die Struktur des Gleichungssystems des MKS hat. Dabei unterscheidet man zwischen Absolut- und Relativkoordinaten. Bei der Verwendung von Absolutkoordinaten (in der Regel kartesische Koordinaten) wird die Lage eines jeden Körpers durch jeweils sechs Lagekoordinaten gegenüber dem Inertialsystem beschrieben. Die kinematischen Bindungen in den Gelenken werden über Zwangsbedingungen berücksichtigt und die Bewegungsgleichungen eines gebundenen<sup>2</sup> MKS führen auf ein differential-algebraisches Gleichungssystem (DAE).

Relativkoordinaten oder Gelenkkoordinaten beschreiben die relativen kinematischen Freiheitsgrade der Gelenke. Bei offenen MKS sind Relativkoordinaten zugleich Minimalkoordinaten und die Anzahl der Koordinaten entspricht der Anzahl der mechanischen Freiheitsgrade des Systems. Minimalkoordinaten sind voneinander unabhängige Koordinaten und beschreiben eindeutig den räumlichen Zustand des MKS. Für offene MKS führen die Bewegungsgleichungen auf ein System von gewöhnlichen Differentialgleichungen. Bei geschlossenen MKS unterliegen die Relativkoordinaten Schließbedingungen und sind keine Minimalkoordinaten. Das resultierende Gleichungssystem ist ein differential-algebraisches System, das im Vergleich zur Beschreibung in Absolutkoordinaten nur wenige algebraische Gleichungen enthält [126].

Generalisierte Koordinaten werden verwendet, um den Zustand eines MKS zu beschreiben und die Bewegungsgleichungen aufzustellen. Durch die Wahl der generalisierten Koordinaten kann oft eine Vereinfachung des mathematischen Problems erreicht werden. Die Verwendung des Begriffs der generalisierten Koordinaten ist in der Literatur nicht eindeutig. In erster Linie soll der Begriff darauf hinweisen, dass es sich meist um andere als die kartesischen Koordinaten handelt. Generalisierte Koordinaten können, müssen allerdings keine unabhängigen Minimalkoordinaten sein [93]. Beispielsweise sind Relativkoordinaten als generalisierte Koordinaten zur Beschreibung des räumlichen Zustands eines geschlossenen MKS keine Minimalkoordinaten.

Zur rechnergestützten Generierung der Bewegungsgleichungen eines MKS kommen Mehrkörperformalismen zum Einsatz. Dabei handelt es sich um Algorithmen, die das betrachtete mechanische System in ein System von Gleichungen überführen. Sie werden beispielsweise in rekursive und nicht rekursive Formalismen unterteilt, abhängig davon, wie die Bestimmungsgleichungen nach den Beschleunigungen und Reaktionskräften aufgelöst werden [126]. Weiterhin können sie nach symbolischen und numerischen Formalismen klassifiziert werden. Daneben unterscheidet man auch nach dem verwendeten Prinzip der Mechanik. Mechanische Prinzipien ermöglichen die Anwendung der Newtonschen und Eulerschen Gleichungen auf kinematisch gebundene MKS.

---

<sup>2</sup>Bei einem gebundenen MKS sind die Körper untereinander oder mit der Umgebung durch Gelenke oder Lager verbunden. Im Gegensatz dazu gibt es bei freien oder ungebundenen MKS keine kinematischen Zwangsbedingungen und die Lagekoordinaten der einzelnen Körper können beliebige Werte annehmen.

Mögliche Prinzipien sind das D'ALEMBERTSCHE PRINZIP DER VIRTUELLEN ARBEIT oder das JOURDAINSCHES PRINZIP DER VIRTUELLEN LEISTUNG [39, 126].

Unabhängig vom verwendeten Prinzip ergibt sich im Allgemeinen ein differential-algebraisches Gleichungssystem (DAE) erster Ordnung.

$$\dot{\mathbf{q}} = \mathbf{Z}(\mathbf{q})\mathbf{v} \quad (3.7a)$$

$$\mathbf{M}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{v}} = \mathbf{f}(\mathbf{q}, \mathbf{v}) + \mathbf{G}^T(\mathbf{q})\boldsymbol{\lambda} \quad (3.7b)$$

$$\mathbf{g}(\mathbf{q}) = \mathbf{0} \quad (3.7c)$$

Die Zustände des Systems sind die generalisierten Lagekoordinaten  $\mathbf{q} \in \mathbb{R}^{n_q}$ , die generalisierten Geschwindigkeiten  $\mathbf{v} \in \mathbb{R}^{n_v}$  und die Lagrangschen Multiplikatoren  $\boldsymbol{\lambda} \in \mathbb{R}^{n_\lambda}$ . Gleichung (3.7a) heißt kinematische Differentialgleichung und  $\mathbf{Z} \in \mathbb{R}^{n_q \times n_v}$  ist die Transformationsmatrix, die die Zeitableitung der Positionskoordinaten mit den Geschwindigkeitskoordinaten verknüpft. In der Massenmatrix  $\mathbf{M} \in \mathbb{R}^{n_v \times n_v}$  sind die generalisierten Massen und Trägheiten der Körper enthalten und die Spaltenmatrix  $\mathbf{f} \in \mathbb{R}^{n_v}$  enthält die generalisierten eingepprägten Kräfte sowie Zentrifugal- und Corioliskräfte. Bei Systemen mit Zwangs- oder Schließbedingungen beschreibt  $\mathbf{g}(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{n_\lambda}$  die Zwangsbedingungen auf Lageebene und die Transponierte der Zwangsmatrix  $\mathbf{G}(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{n_\lambda \times n_v}$  projiziert den Vektor der Lagrangschen Multiplikatoren  $\boldsymbol{\lambda}$  auf die Zwangskräfte, die durch die Gelenke verursacht werden [39].

Bei der Verwendung von Absolutkoordinaten ergibt sich ein großes, dünn besetztes System differential-algebraischer Gleichungen mit einer konstanten, block-diagonalen Massenmatrix. Das resultierende differential-algebraische Gleichungssystem muss mit speziellen numerischen Verfahren gelöst werden. Durch die Verwendung von Relativkoordinaten ergibt sich eine dicht besetzte, positionsabhängige Massenmatrix und das DAE enthält im Vergleich zur Beschreibung in Absolutkoordinaten nur wenige algebraische Gleichungen. Dies vereinfacht die numerische Lösung [23]. Für offene MKS bilden Relativkoordinaten voneinander unabhängige Minimalkoordinaten und es treten keine Schließbedingungen (im Folgenden auch als *Constraints* bezeichnet) auf. Das Gleichungssystem aus den Gleichungen (3.7a), (3.7b) und (3.7c) kann auf ein System gewöhnlicher Differentialgleichungen reduziert werden.

$$\dot{\mathbf{y}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}} \\ \dot{\mathbf{v}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{Z}(\mathbf{q})\mathbf{v} \\ \mathbf{M}^{-1}(\mathbf{q})\mathbf{f}(\mathbf{q}, \mathbf{v}) \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Die Lagekoordinaten  $\mathbf{q}$  und die Geschwindigkeiten  $\mathbf{v}$  werden in der Spaltenmatrix  $\mathbf{y}$  zusammengefasst und die Integration dieses Anfangswertproblems kann ausgehend von gegebenen Anfangsbedingungen  $\mathbf{y}(t = t_0) = \mathbf{y}_0$  mit vergleichsweise einfachen und effizienten Verfahren erfolgen [23, 126].

In der vorliegenden Arbeit wird das kommerzielle MKS-Programmpaket SIMPACK verwendet. Der darin verwendete rekursive Formalismus basiert auf dem

D'ALEMBERTSCHEN Prinzip unter der Verwendung von Relativkoordinaten. Der Formalismus ist besonders effizient für MKS mit einer großen Anzahl an Körpern, die eine Baumstruktur mit nur wenigen kinematischen Schleifen aufweisen [94]. Bei offenen MKS mit  $n$  Körpern benötigen rekursive Formalismen eine Anzahl an Rechenoperationen in der Größenordnung der Anzahl der Körper und werden daher als  $\mathcal{O}(n)$ -Formalismen bezeichnet. In SIMPACK wird der rekursive Formalismus nach [16] verwendet [126]. Eine echtzeitfähige Lösung der Bewegungsgleichungen eines MKS in SIMPACK ist nur möglich, wenn es sich um ein offenes System (keine Schließbedingungen) handelt und die Gleichungen ein System gewöhnlicher Differentialgleichungen wie in Gleichung (3.8) bilden [65]. Die Berechnung der nichtmechanischen Größen, wie beispielsweise der Bremsmomente des Bremssystems, erfolgt außerhalb des MKS-Programmpakets und sie werden daher dezentral integriert.

## 3.2. Thermo-Fluid-Dynamik

Zur Modellierung des elektro-pneumatischen Bremssystems sind unter anderem Grundlagen der Thermodynamik, Strömungslehre und Wärmeübertragung notwendig. Diese können unter dem Begriff der Thermo-Fluid-Dynamik zusammengefasst werden. In den folgenden Abschnitten werden diese vorgestellt. Der Fokus liegt auf der Bilanzierung von Masse und Energie in einem thermodynamischen System sowie der Beschreibung der Strömung eines kompressiblen Fluids durch ideale Düsen und pneumatische Komponenten. Abschließend werden die Mechanismen der konvektiven Wärmeübertragung vorgestellt.

### 3.2.1. Thermische Zustandsgleichung und ideales Gas

Ein thermodynamisches System ist ein materielles Objekt mit thermodynamischen Eigenschaften [110]. Im Folgenden ist dieses System in der Regel eine durch die Systemgrenze von der Umgebung abgegrenzte Menge von Luft. Über die Systemgrenze können Masse und Energie ausgetauscht werden.

Die thermodynamischen Eigenschaften wie Druck und Temperatur eines thermodynamischen Systems (im Weiteren kurz System genannt) heißen thermodynamische Zustandsgrößen (im Weiteren kurz Zustandsgrößen genannt) des Systems. Mit Hilfe einer Zustandsgleichung lassen sich Abhängigkeiten der Zustandsgrößen  $Y_i$  von  $N$  unabhängigen Zustandsgrößen oder auch Koordinaten  $X_1, X_2, \dots, X_N$  darstellen.

$$Y_i = f(X_1, X_2, \dots, X_N) \quad (3.9)$$

Gleichung (3.9) ist eine Zustandsgleichung in allgemeiner Form. Die Koordinaten  $X_1, X_2, \dots, X_n$  legen den Zustand des Systems eindeutig fest. Zustandsgrößen werden in intensive, extensive und spezifische Zustandsgrößen unterteilt. Intensive Zustandsgrößen sind unabhängig von der Größe des Systems. Das heißt, dass sie im Falle einer

Teilung des Systems in Untersysteme ihre Werte beibehalten. Beispiele sind Druck und Temperatur. In Kontinua werden sie auch Feldgrößen genannt. Extensive Zustandsgrößen sind proportional zur Menge des Systems. Beispiele sind Energie und Volumen. Bezieht man eine extensive Zustandsgröße auf die Menge (z.B. Masse) des Systems, so erhält man eine spezifische Zustandsgröße. Ein Beispiel ist das spezifische Volumen [110].

Die Anzahl  $N$  der unabhängigen Zustandsgrößen eines thermodynamischen Systems kann mit Hilfe der Gibb'schen Phasenregel bestimmt werden.

$$N = K - P + 2 \quad (3.10)$$

Darin ist  $K$  die Anzahl der chemischen Komponenten und  $P$  die Anzahl der Phasen im System [102]. Für gasförmigen Stickstoff ergibt sich beispielsweise  $N = 1 - 1 + 2 = 2$ . Ein Stoff der nur aus einer Komponente in einem Aggregatzustand (fest/flüssig/gasförmig) und einer Phase besteht, ist ein einheitlicher Stoff. Ein System, das aus einem einheitlichen Stoff besteht heißt einfaches System. Einfache Systeme können durch nur zwei unabhängige Zustandsgrößen beschrieben werden. Gasförmige Luft kann trotz ihrer vielen Bestandteile als einfaches System betrachtet werden, da sich die Wechselwirkungen zwischen den Molekülen der verschiedenen Bestandteile nicht von denen zwischen Molekülen des gleichen Stoffes unterscheiden [110].

Messungen haben gezeigt, dass für Luft bei Normalbedingungen in guter Näherung

$$pv = RT \quad \text{bzw.} \quad pV = MRT \quad (3.11)$$

gilt. Dieser Zusammenhang ist bekannt als die thermische Zustandsgleichung idealer Gase. In Gleichung (3.11) ist  $p$  der Druck,  $V$  das Volumen,  $v$  das spezifische Volumen,  $M$  die Masse und  $T$  die Temperatur. Die Größe  $R$  heißt spezifische oder individuelle Gaskonstante und ist stoffabhängig. Sie kann durch zusammengehörige Werte von  $p$ ,  $v$  und  $T$  bestimmt werden. Gase, die Gleichung (3.11) erfüllen, heißen ideale Gase. In idealen Gasen haben die Moleküle so großen Abstand voneinander, dass sie sich gegenseitig nicht beeinflussen. Für die in pneumatischen Bremssystemen auftretenden Drücke und Temperaturen stellt Gleichung (3.11) eine ausreichend gute Näherung des realen Verhaltens von Luft mit nur kleinen Fehlern dar [10, 130].

### 3.2.2. Formen von Energie

Der erste Hauptsatz der Thermodynamik beschreibt eines der elementarsten physikalischen Prinzipien: Energie kann weder erzeugt noch vernichtet werden, sondern wird von einer Form in eine andere umgewandelt. Energieaustausch über die Grenzen des Systems kann unter anderem in Form von Wärme, Arbeit, oder durch Energie, die an Materie gebunden ist, erfolgen [110].

Die in einem thermodynamischen System enthaltene Energie ist die Systemenergie. Sie beinhaltet die kinetische und potentielle Energie des Systems, sowie die innere

Energie  $U$  des Systems. Im Folgenden ist ausschließlich die innere Energie des Systems von Interesse. Die mechanische Energie des Systems wird in diesem Zusammenhang nicht bilanziert. Die innere Energie ist im Inneren des Systems gespeichert und kann als Bewegungsenergie der einzelnen Moleküle des Systems interpretiert werden. Sie ist eine thermodynamische Zustandsgröße [110].

Energie kann in Form von Arbeit über die Systemgrenze übertragen werden. Die einzige Form der Arbeit, die im Weiteren von Interesse ist, ist die Volumenänderungsarbeit. Wird das Volumen eines unter dem Druck  $p$  stehendem Systems in einem reibungsfreien Prozess um das Volumen  $dV$  verkleinert, so ist die dem System zugeführte Volumenänderungsarbeit

$$dW_v = -pdV . \quad (3.12)$$

Das negative Vorzeichen auf der rechten Seite ergibt sich, da das Volumen des Systems verkleinert werden muss, um Arbeit am System zu verrichten und damit die innere Energie des Systems zu erhöhen [110].

Energie in Form von Wärme wird über die Systemgrenze transportiert, wenn das System nicht mit seiner Umgebung im thermischen Gleichgewicht ist und nicht ideal isoliert ist. Ein ideal isoliertes System, das keine Wärme mit seiner Umgebung austauscht, heißt adiabat. Wärme kann nur vom Ort höherer Temperatur zum Ort niedrigerer Temperatur transportiert werden [110]. In Abschnitt 3.2.10 werden die Mechanismen der Wärmeübertragung genauer beschrieben.

Systeme, über deren Grenze Masse ausgetauscht wird heißen offene Systeme. Zusammen mit der Masse wird auch Energie über die Grenzen des Systems ausgetauscht, die an die Masse gebunden ist. Eine Menge an Gas verfügt über innere, kinetische und potentielle Energie. Außerdem muss Verschiebearbeit aufgewendet werden, um ein bestimmtes Volumen gegen den im System herrschenden Druck in das System zu schieben. Diese entspricht genau der technischen Arbeit, die am System geleistet wird. Insgesamt ändert sich die innere Energie  $U$  eines Systems mit Druck  $p$  durch Zuführen eines Massenelements  $dM$  mit dem spezifischen Volumen  $v$  und der spezifischen inneren Energie  $u$ , der spezifischen kinetischen Energie  $\frac{w^2}{2}$  und der spezifischen potentiellen Energie  $gz$  um

$$\begin{aligned} dU &= dM \left( u + \frac{w^2}{2} + gz \right) + pdV = dM \left( u + \frac{w^2}{2} + gz \right) + pvdM \\ &= dM \left( u + pv + \frac{w^2}{2} + gz \right) = dM \left( h + \frac{w^2}{2} + gz \right) . \end{aligned} \quad (3.13)$$

Darin sind  $w$  die Eintrittsgeschwindigkeit,  $g$  die Erdbeschleunigung und  $z$  die geodätische Höhe. In Gleichung (3.13) wurde die Summe aus  $u$  und  $pv$  zur spezifischen Enthalpie zusammengefasst.

$$h = u + pv \quad \text{bzw.} \quad H = U + pV \quad (3.14)$$

Die Enthalpie ist vor allem bei offenen Systemen nützlich und berücksichtigt, neben der inneren Energie, die benötigte Verschiebearbeit. Da die innere Energie  $u$ , der Druck  $p$  und das spezifische Volumen  $v$  thermodynamische Zustandsgrößen sind, ist auch deren Summe bzw. Produkt eine thermodynamische Zustandsgröße [110].

### 3.2.3. Bilanzierung von Masse und Energie

Eine Bilanzgleichung dient der Bilanzierung einer Bilanzgröße über einen Bilanzraum. Der Bilanzraum ist das definierte thermodynamische System. In der folgenden Betrachtung werden keine Quellen- und Senken im System berücksichtigt, da diese für die spätere Anwendung in dieser Arbeit nicht von Interesse sind. Die Bilanzgröße im System kann sich demnach nur ändern, wenn ein Austausch der Bilanzgröße über die Systemgrenze erfolgt [110].

Betrachtet man die kleine Änderung  $dM$  der Masse im Bilanzraum auf Grund der ein- und austretenden infinitesimalen Massen  $dM_i$  mit  $i = 1 \dots I$ , ergibt sich

$$dM = \sum_{i=1}^I dM_i. \quad (3.15)$$

Die Masse  $M$  im System ändert sich, wenn die Massen  $dM_i$  dem System zugeführt werden oder dieses verlassen. Für kontinuierliche Prozesse kann die Massenbilanz in der Form

$$\frac{dM}{dt} = \sum_{i=1}^I \dot{M}_i \quad (3.16)$$

geschrieben werden. Gleichung (3.16) sagt aus, dass die Änderung der Masse  $M$  des Systems mit der Zeit gleich den ein- und austretenden Massenströmen  $\dot{M}_i$  ist. Eintretende Massenströme haben positive Vorzeichen, austretende haben negative Vorzeichen [110].

Die Bilanzierung der im vorherigen Abschnitt eingeführten Formen der Energie über ein thermodynamisches System ergibt

$$dU = dQ + dW_v + \sum_{i=1}^I dM_i \left( h_i + \frac{w_i^2}{2} + gz_i \right). \quad (3.17)$$

Gleichung (3.17) ist die differentielle Form des ersten Hauptsatzes für offene Systeme. Die Größe  $dU$  auf der linken Seite ist die Änderung der inneren Energie des Systems. Die Größe  $dQ$  beschreibt die dem System zugeführte Wärme und  $dW_v$  die Volumenänderungsarbeit. Der dritte Term beschreibt die ein- bzw. austretende Enthalpie, kinetische Energie und potentielle Energie.

Für kontinuierliche Prozesse betrachtet man die Änderung der inneren Energie mit der Zeit und es ergibt sich

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} + \dot{W}_v + \sum_{i=1}^I \dot{M}_i \left( h_i + \frac{w_i^2}{2} + gz_i \right). \quad (3.18)$$



In Gleichung (3.18) ist  $dU/dt$  die Änderung der inneren Energie des Systems mit der Zeit,  $\dot{Q}$  der dem System zugeführte Wärmestrom,  $\dot{W}_v$  die am System geleistete Volumenänderungsleistung und  $\dot{M}_i$  die Massenströme in bzw. aus dem System mit ihrer jeweiligen spezifischen Enthalpie  $h$ , der kinetischen Energie  $\frac{w_i^2}{2}$  und der potentiellen Energie  $gz_i$  [110].

### 3.2.4. Kalorische Zustandsgleichung und spezifische Wärmekapazitäten

Die innere Energie ist ein Maß für die thermische Energie, die im Inneren eines Systems gespeichert ist. Sie kann als Bewegungsenergie der einzelnen Moleküle interpretiert werden. Für einfache Systeme kann die innere Energie eines Systems als Funktion der beiden Zustandsgrößen Temperatur und Volumen dargestellt werden.

$$u = u(T, v) \quad \text{bzw.} \quad U = U(T, V) \quad (3.19)$$

Gleichung (3.19) heißt kalorische Zustandsgleichung. Bilden des totalen Differentials der spezifischen inneren Energie  $u$  liefert

$$du = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT + \left( \frac{\partial u}{\partial v} \right)_T dv. \quad (3.20)$$

Die Indizes der partiellen Ableitungen geben an, welche der unabhängigen Zustandsgrößen beim Differenzieren konstant gehalten werden. Die erste der partiellen Ableitungen in Gleichung (3.20) bezeichnet man als spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen  $c_v$ . Der Wert gibt die Änderung der spezifischen inneren Energie  $u$  bei konstantem Volumen durch Wärmezufuhr an, ohne dabei Arbeit zu verrichten. Aus Versuchen ist bekannt, dass die innere Energie  $u$  von Gasen, die als ideale Gase betrachtet werden können, nicht vom spezifischen Volumen abhängt. Die zweite partielle Ableitung in Gleichung (3.20) ist deshalb gleich null. Für die Änderung der inneren Energie eines idealen Gases folgt somit

$$du = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v dT = c_v(T) dT. \quad (3.21)$$

Die innere Energie bei einer gegebenen Temperatur kann durch Integration von Gleichung (3.21) mit einer festzusetzenden Integrationskonstante  $u_0$  bestimmt werden.

$$u(T) = \int_{T_0}^T c_v(\tau) d\tau + u_0 \quad (3.22)$$

Die Enthalpie setzt sich additiv aus der inneren Energie und der Verschiebearbeit zusammen. Aus Gleichung (3.14) folgt für ideale Gase (Gleichung (3.11)), dass die Enthalpie, genau wie die innere Energie, nur eine Funktion der Temperatur ist.

$$h = u + pv = u(T) + RT = h(T) \quad (3.23)$$

Bildet man das totale Differential, so ergibt sich

$$dh = du + RdT = c_v(T)dT + RdT = c_p(T)dT . \quad (3.24)$$

Die Größe  $c_p$  heißt spezifische Wärmekapazität idealer Gase bei konstantem Druck. Die Enthalpie bei einer gegebenen Temperatur kann durch Integration von Gleichung (3.24) zusammen mit einer zu bestimmenden Integrationskonstante  $h_0$  bestimmt werden.

$$h(T) = \int_{T_0}^T c_p(\tau)d\tau + h_0 \quad (3.25)$$

Aus Gleichung (3.24) folgt die für ideale Gase wichtige Beziehung

$$c_p - c_v = R . \quad (3.26)$$

Die spezifischen Wärmekapazitäten  $c_v$  und  $c_p$  idealer Gase unterscheiden sich um die Gaskonstante  $R$ . Führt man den Isentropenexponenten

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.27)$$

ein, so ergibt sich daraus zusammen mit Gleichung (3.26) für die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen

$$c_v = R \frac{1}{\kappa - 1} \quad (3.28)$$

und für die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck

$$c_p = R \frac{\kappa}{\kappa - 1} . \quad (3.29)$$

Für die in pneumatischen Bremssystemen auftretenden Temperaturänderungen können die spezifischen Wärmekapazitäten  $c_v$  und  $c_p$  als konstant angenommen werden. Gase mit konstanten spezifischen Wärmekapazitäten bilden eine Sonderform der idealen Gase und werden als perfekte Gase bezeichnet [110].

### 3.2.5. Isentrope Zustandsänderung

Bei einer Zustandsänderung geht ein thermodynamisches System von einem Zustand in einen anderen über. Erfolgt die Zustandsänderung dissipationsfrei (reibungsfrei) und adiabat, so handelt es sich um eine isentrope Zustandsänderung. Eine adiabate, dissipationsfreie Zustandsänderung ist reversibel. Aus dem ersten Hauptsatz (Gleichung (3.17)) folgt für eine solche Zustandsänderung in spezifischer Form

$$du = -pdv . \quad (3.30)$$

Für ideale Gase ergibt sich daraus mit Gleichung (3.21), Gleichung (3.11), Gleichung (3.26) und Gleichung (3.27) der Zusammenhang

$$\frac{dT}{T} = -(\kappa - 1) \frac{dv}{v} . \quad (3.31)$$

Integration zwischen zwei Zuständen und anschließendes Entlogarithmieren ergibt die folgenden Zusammenhänge zwischen den thermischen Zustandsgrößen Temperatur  $T$ , spezifischem Volumen  $v$ , Dichte  $\rho$  und Druck  $p$  bei einer isentropen Zustandsänderung.

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right)^{\kappa-1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (3.32)$$

Die isentrope Zustandsänderung ist ein wichtiger idealer thermodynamischer Vergleichsprozess und ist ohne große Fehler gültig für schnelle, nicht zu große Zustandsänderungen, bei denen der Wärmeaustausch mit der Umgebung vernachlässigbar ist [10, 110, 116].

### 3.2.6. Schallgeschwindigkeit und Mach-Zahl

Die Schallgeschwindigkeit  $c$  ist die Ausbreitungsgeschwindigkeit infinitesimal kleiner Störungen in einem kompressiblen Medium. Auf Grund der vorherigen Diskussion wird angenommen, dass sich die infinitesimale Zustandsänderung isentrop verhält. Aus den Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie in einem mit der Störung mitbewegten Kontrollvolumen kann die Beziehung

$$c = \sqrt{\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s} \quad (3.33)$$

hergeleitet werden [10, 103, 107]. Für ideale Gase gilt nach Gleichung (3.32) bei einer isentropen Zustandsänderung der Zusammenhang

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{const} \quad (3.34)$$

zwischen dem Druck  $p$  und der Dichte  $\rho$ . Die partielle Ableitung dieses Ausdrucks nach der Dichte  $\rho$  und Einsetzen in Gleichung (3.33) ergibt

$$c = \sqrt{\kappa p v} = \sqrt{\kappa R T} \quad (3.35)$$

für die Schallgeschwindigkeit  $c$  in idealen Gasen. Die Schallgeschwindigkeit ist nur von der statischen Temperatur  $T$  abhängig und nimmt ab, wenn die Temperatur abnimmt. Da die Temperatur in einem Fluid in der Regel zeitlich und räumlich nicht konstant ist, ist die Schallgeschwindigkeit eine lokale Größe.

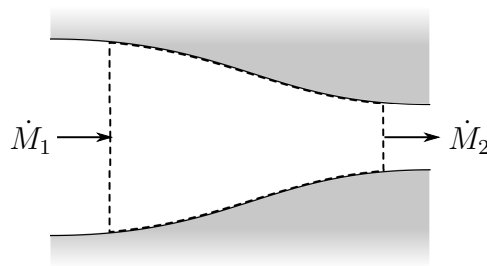
Die Mach-Zahl  $Ma$  ist definiert als das Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit  $w$  und der Schallgeschwindigkeit  $c$ .

$$Ma = \frac{w}{c} \quad (3.36)$$

Sie ist eine dimensionslose Größe und ist auf Grund der Temperaturabhängigkeit der Schallgeschwindigkeit alleine kein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit des Fluids. Ist die Mach-Zahl klein, so können auf Grund von Gleichung (3.33) Einflüsse der Kompressibilität des Fluids vernachlässigt werden [103, 107].

### 3.2.7. Gasdynamik

Betrachtet wird eine stationäre, eindimensionale, reibungsfreie und adiabate Strömung durch einen Kanal mit veränderlichem Querschnitt  $A$  (vgl. Abbildung 3.5). Aus der



**Abbildung 3.5.** – Eindimensionale Strömung durch einen Kanal mit veränderlichem Querschnitt  $A$ .

Massenbilanz für kontinuierliche Prozesse (Gleichung (3.16)) folgt im stationären Fall

$$\dot{M}_1 = \dot{M}_2 = \dot{M} = A\rho w \quad (3.37)$$

und für die Energieerhaltung (Gleichung (3.18)) ergibt sich damit

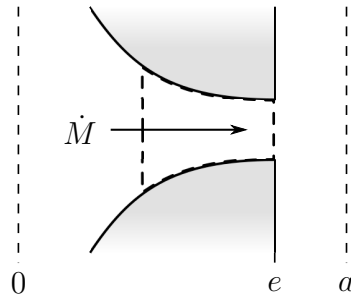
$$\dot{M} \left( h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1 \right) = \dot{M} \left( h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2 \right) . \quad (3.38)$$

Für Gase in technischen Systemen sind Änderungen der potentiellen Energie  $gz$  in der Regel vernachlässigbar. Bezieht man Gleichung (3.38) auf den Massenstrom  $\dot{M}$ , so folgt

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} . \quad (3.39)$$

Unter den gemachten Annahmen muss Gleichung (3.39) an jedem beliebigen Querschnitt gelten. Auf die Indizes kann deshalb verzichtet werden. Führt man zudem einen gedachten Ruhezustand mit dem Index 0 ein, der sich aus einer adiabaten reversiblen Verzögerung der Strömung ergibt, so erhält man den Ausdruck

$$h_0 = h + \frac{w^2}{2} = c_p T_0 = c_p T + \frac{w^2}{2} \Leftrightarrow h = h_0 - \frac{w^2}{2} \quad (3.40)$$



**Abbildung 3.6.** – Strömung durch eine einfache, konvergente Düse.

für die spezifische Enthalpie  $h$  an einem beliebigen Querschnitt. Die Größe  $h_0$  heißt Ruheenthalpie. Allgemein werden die Größen mit Index 0 Ruhegrößen oder totale Größen genannt. Die Größen ohne Index heißen statische Größen. Dies sind die tatsächlich messbaren Größen. Gleichung (3.40) sagt aus, dass in einer adiabaten und reibungsfreien Strömung die Ruheenthalpie  $h_0$  konstant ist. Zusammen mit Gleichung (3.35), (3.36) und Gleichung (3.29) ergibt sich aus Gleichung (3.40) für das Verhältnis aus der statischen Temperatur  $T$  und der Ruhetemperatur  $T_0$

$$\frac{T}{T_0} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \text{Ma}^2\right)^{-1}. \quad (3.41)$$

Für isentrope Strömungen von idealen Gasen lassen sich mit den Zusammenhängen aus Gleichung (3.32) ähnliche Beziehungen zwischen dem statischen Druck  $p$  und dem Ruhedruck  $p_0$

$$\frac{p}{p_0} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \text{Ma}^2\right)^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (3.42)$$

sowie der statischen Dichte  $\rho$  und der totalen Dichte  $\rho_0$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \text{Ma}^2\right)^{-\frac{1}{\kappa - 1}} \quad (3.43)$$

finden [103, 110].

### 3.2.8. Luftmassenstrom durch eine Düse

Bei einer konvergenten Düse handelt es sich um einen Strömungskanal, der kontinuierlich bis zu einem engsten Querschnitt  $A_e$  abnimmt. Betrachtet wird im Folgenden eine stationäre, eindimensionale, reibungsfreie und adiabate Strömung in einer konvergenten Düse (vgl. Abbildung 3.6). Weit stromauf der Düse ist die Strömungsgeschwindigkeit klein und die gemessenen Größen entsprechen den Ruhegrößen. Sie werden gekennzeichnet mit dem Index 0. Die Größen im engsten Querschnitt werden gekennzeichnet durch den Index  $e$  und die Größen nach der Düse durch den Index  $a$ .

Für den Massenstrom an einem beliebigen Querschnitt  $A$  der Düse gilt wie in Gleichung (3.37)

$$\dot{M} = \rho w A . \quad (3.44)$$

Für eine isentrope Strömung in der Düse kann man für die Dichte  $\rho$  in Gleichung (3.44) die Beziehung

$$\rho = \frac{1}{v} = \frac{1}{v_0} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{1/\kappa} \quad (3.45)$$

einsetzen. Gleichung (3.45) beschreibt die Dichte  $\rho$  an einem beliebigen Querschnitt in der Düse in Abhängigkeit vom dort herrschenden statischen Druck  $p$ . Für die Geschwindigkeit  $w$  in Gleichung (3.44) findet man mit Gleichung (3.40) und der Isentrophenbeziehung zwischen Temperatur und Druck aus Gleichung (3.32), Gleichung (3.29) und dem idealen Gasgesetz den Ausdruck

$$w = \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa - 1} p_0 v_0 \left( 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} . \quad (3.46)$$

Setzt man Gleichung (3.45) zusammen mit Gleichung (3.46) in Gleichung (3.44) ein, ergibt sich für den Massenstrom

$$\dot{M} = A \sqrt{2 \frac{p_0}{v_0}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \left( 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right)} = A \sqrt{2 \frac{p_0}{v_0}} \Psi(p/p_0) . \quad (3.47)$$

Die Ausflussfunktion  $\Psi$  ist für ein gegebenes Fluid mit konstantem Isentropenexponenten  $\kappa$  nur vom Druckverhältnis  $p/p_0$  abhängig. Der Verlauf der Ausflussfunktion  $\Psi(p/p_0)$  ist für  $\kappa = 1,4$  in Abbildung 3.7 dargestellt. Die Funktion wird Null für  $p/p_0 = 0$  und  $p/p_0 = 1$ . Sie hat ein Maximum bei

$$\frac{p_c}{p_0} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (3.48)$$

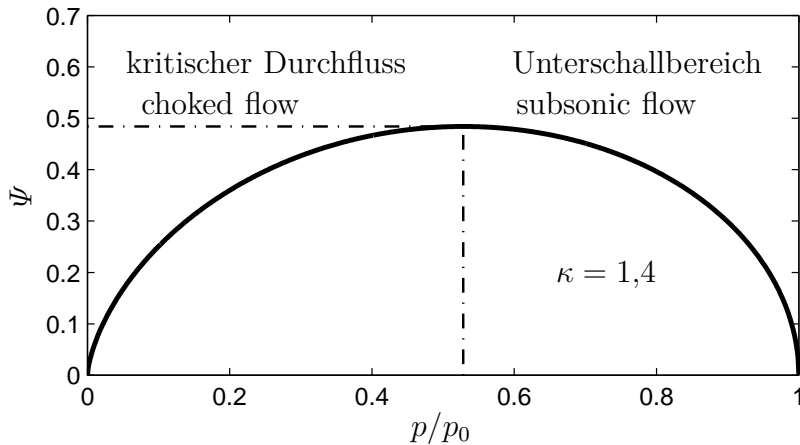
mit dem Wert

$$\Psi(p_c/p_0) = \Psi_c = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} . \quad (3.49)$$

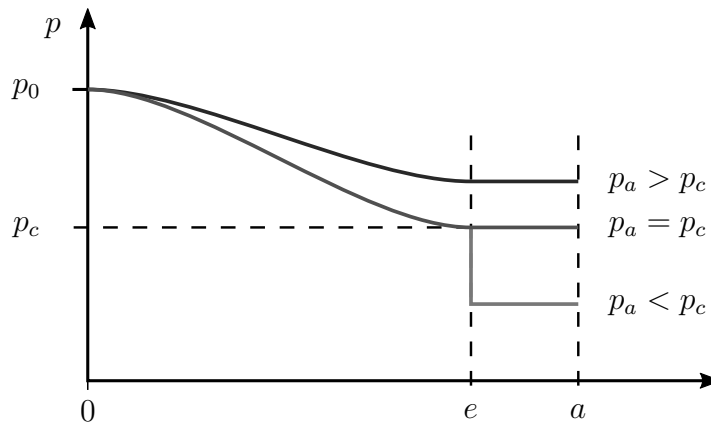
Das Druckverhältnis  $p_c/p_0$  heißt kritisches Druckverhältnis [110]. Setzt man das kritische Druckverhältnis in Gleichung (3.42) ein, so ergibt sich für die Mach-Zahl  $Ma = 1$ . Beim kritischen Druckverhältnis erreicht die Strömung Schallgeschwindigkeit.

Für feste Ruhebedingungen  $p_0, T_0$  stromauf der Düse stellt sich in der gesamten Düse ein konstanter Massenstrom  $\dot{M}$  ein. Aus Gleichung (3.47) folgt deshalb

$$A\Psi = \text{const} . \quad (3.50)$$



**Abbildung 3.7.** – Ausflussfunktion  $\Psi$  in Abhängigkeit des Druckverhältnisses  $p/p_0$  für  $\kappa = 1,4$ .



**Abbildung 3.8.** – Verlauf des statischen Druckes  $p$  entlang einer Düse für verschiedene Gegendrücke  $p_a$ .

Entlang der Düse nimmt die Querschnittsfläche  $A$  immer weiter ab. Die Ausflussfunktion  $\Psi$  nimmt zu. Das Druckverhältnis  $p/p_0$  sinkt. Der maximale Massenstrom  $\dot{M}_c$  für gegebene Ruhebedingungen ist erreicht, wenn im engsten Querschnitt  $A_e$  die Ausflussfunktion ihr Maximum  $\Psi_c$  erreicht. Das Druckverhältnis hat dort den Wert des kritischen Druckverhältnisses  $p_c/p_0$ , unterschreitet dieses allerdings nie.

Abbildung 3.8 zeigt den Verlauf des statischen Druckes  $p$  in der Düse für verschiedene Gegendrücke  $p_a$ . Ist der Druck  $p_a$  größer als der kritische Druck  $p_c$ , so stellt sich im engsten Querschnitt der Gegendruck  $p_a$  ein. Die Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt ist geringer als die Schallgeschwindigkeit. Ist der Druck  $p_a$  niedriger oder gleich dem kritischen Druck  $p_c$ , stellt sich der Druck  $p_c$  im engsten Querschnitt ein und der maximale Massenstrom  $\dot{M}_c$  durch die Düse für feste Ruhebedingungen stromauf

ist erreicht. Die Strömungsgeschwindigkeit im engsten Querschnitt beträgt Schallgeschwindigkeit [110]. Ist der Druck  $p_a$  geringer als der Druck  $p_c$ , erfolgt der Übergang durch Expansions- und Kompressionswellen am Düsenaustritt [103].

Zur Beschreibung des Massenstroms durch eine Düse müssen folglich zwei Bereiche, abhängig vom Gegendruckverhältnis  $p_a/p_0$ , unterschieden werden.

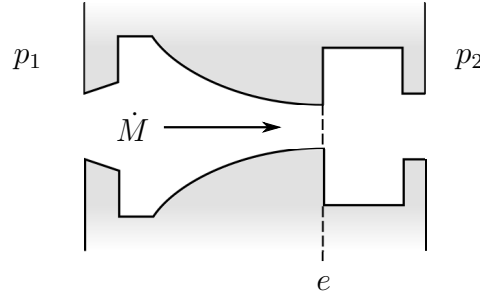
$$\dot{M} = C_d A_e \sqrt{\frac{2p_0}{v_0}} \begin{cases} \left[ \frac{\kappa}{\kappa-1} \left( \left( \frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_a}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} & \text{für } \frac{p_c}{p_0} \leq \frac{p_a}{p_0} \leq 1 \\ \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \left( \frac{\kappa}{\kappa+1} \right)^{\frac{1}{2}} = \dot{M}_c & \text{für } 0 \leq \frac{p_a}{p_0} < \frac{p_c}{p_0} \end{cases} \quad (3.51)$$

Ist der Gegendruck  $p_a > p_c$ , so ist der Massenstrom abhängig von  $p_a/p_0$ . Die Geschwindigkeit der Strömung in der Düse ist kleiner als die Schallgeschwindigkeit (subsonic flow). Ist der Gegendruck  $p_a \leq p_c$ , so ist der maximale Massenstrom erreicht. Die Geschwindigkeit der Strömung im engsten Querschnitt ist die Schallgeschwindigkeit. Der Massenstrom ist unabhängig vom Gegendruck und wird bestimmt durch die Bedingungen stromauf der Düse. In diesem Fall ist der engste Querschnitt der Düse kritisch durchströmt (choked flow). In Gleichung (3.51) wurde zusätzlich der Ausflussfaktor  $C_d$  (discharge coefficient) eingefügt. Damit ist es möglich, für andere, einfache Geometrien, wie Blenden oder Bleche mit scharfen Kanten, den Effekt der Einschnürung der Strömung (flow contraction) zu berücksichtigen. Die Einschnürung der Strömung führt zu einem geringeren zur Verfügung stehenden kleinsten Querschnitt. Ausflussfaktoren können für verschiedene Geometrien experimentell bestimmt werden. Bei kompressiblen Fluiden sind die Ausflussfaktoren unter Anderem abhängig vom Druckverhältnis  $p_a/p_0$  [10].

### 3.2.9. Luftmassenstrom durch pneumatische Komponenten

Die Herleitung von Gleichung (3.51) basiert auf einigen Annahmen, wie einer einfachen, konvergenten Düsengeometrie und reibungsfreier, adiabater Strömung in der Düse. Für viele, technisch relevante, pneumatische Ventile und Komponenten treffen, auf Grund ihrer komplexen inneren Geometrie, diese Annahmen in der Regel nicht zu. Pneumatische Komponenten bestehen häufig aus mehreren, nacheinander folgenden Düsen und Strömungsbegrenzungen (vgl. Abbildung 3.9). Der maximale, kritische Massenstrom  $\dot{M}_c$  durch die Komponente ist erreicht, sobald über eine der Strömungsbegrenzungen in der Komponente das Druckverhältnis den kritischen Wert erreicht. Auf Grund der meist signifikanten Druckverluste in den anderen Strömungsbegrenzungen in der Komponente, stimmt das Druckverhältnis  $p_2/p_1$  über die gesamte Komponente nicht mit dem Druckverhältnis über die kritisch durchströmte Begrenzung überein. Das kritische Druckverhältnis  $b$  der Komponente ist immer kleiner oder gleich dem kritischen Druckverhältnis  $p_c/p_0$  einer reibungsfreien, adiabaten, konvergenten Düse. Um den Massenstrom durch eine pneumatische Komponente mit beliebig





**Abbildung 3.9.** – Komplexe Geometrie in einer pneumatischen Komponente.

komplexer Geometrie zu beschreiben, muss eine Beschreibung gefunden werden, die ein abweichendes kritisches Druckverhältnis erlaubt [19, 99].

Nach dem aktuellen Standard ISO 6358 [46] erfolgt die Beschreibung des Massenstroms durch eine pneumatische Komponente mit Hilfe von bis zu vier Parametern. Diese Norm baut auf den in [99] vorgestellten Zusammenhängen auf, wobei eine Beschreibung des Massenstroms durch pneumatische Komponenten anhand eines kritischen Druckverhältnisses  $b$  eingeführt wird, das von dem einer einfachen Düse abweicht. Im Folgenden wird der Zusammenhang zwischen den oben hergeleiteten Gleichungen zur Beschreibung des Luftmassenstroms durch eine Düse und den in der Norm ISO 6358 verwendeten Gleichungen gezeigt. Angelehnt ist diese Herleitung an [99].

Der statische Druck vor der Komponente wird mit  $p_1$  und der Druck nach der Komponente mit  $p_2$  bezeichnet. Nimmt man an, dass der Strömungsquerschnitt vor und nach der Komponente um ein Vielfaches größer ist als der engste Querschnitt  $A_e$ , so ist der statische Druck annähernd gleich dem Totaldruck. Der maximal erreichbare, kritische Massenstrom  $\dot{M}_c$  durch eine ideale, konvergente Düse ergibt sich nach Gleichung (3.51). Anstatt des Totaldruckes  $p_0$  vor der Düse wird nun näherungsweise der Druck  $p_1$  vor der Komponente verwendet. Fasst man alle Stoffgrößen zu einer Konstanten  $K$  zusammen, so ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\dot{M}_c = C_d A_e \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa - 1}} \left( \frac{2\kappa}{R(\kappa + 1)} \right)^{\frac{1}{2}} = C_d A_e \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} K \quad (3.52)$$

Erweitert man Gleichung (3.52) um die Normdichte  $\rho_N$  und die Wurzel der Normtemperatur  $T_N$  und fasst die konstanten Größen zum Parameter  $C$  zusammen, so folgt

$$\dot{M}_c = \underbrace{C_d A_e K \frac{1}{\rho_N \sqrt{T_N}}}_{C} \rho_N \sqrt{T_N} \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} = C \rho_N \sqrt{T_N} \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} . \quad (3.53)$$

Die Größe  $C$  heißt maximale Leitfähigkeit (sonic conductance) und ist ein Maß für die Fähigkeit einer pneumatischen Komponente, Luft zu fördern. Sie gibt den maximalen Luftvolumenstrom bei kritischer Durchströmung an.

Bezieht man den Massenstrom  $\dot{M}$  im Unterschallbereich nach Gleichung (3.51) auf den kritischen Massenstrom  $\dot{M}_c$  nach Gleichung (3.51), so erhält man

$$\frac{\dot{M}}{\dot{M}_c} \approx \left( \frac{\kappa + 1}{\kappa - 1} \left( \frac{\kappa + 1}{2} \right)^{\frac{2}{\kappa - 1}} \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right] \right)^{1/2}. \quad (3.54)$$

Dieser Quotient ist für einen bestimmten Stoff eine reine Funktion des Gegendruckverhältnisses  $p_2/p_1$ . Der komplizierte Ausdruck in Gleichung (3.54) kann durch die Funktion

$$\frac{\dot{M}}{\dot{M}_c} = \omega(p_2/p_1) = \left( 1 - \left( \frac{p_2/p_1 - b}{1 - b} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.55)$$

angenähert werden [99]. Für den Massenstrom  $\dot{M}$  ergibt sich mit Gleichung (3.53)

$$\dot{M} = C \rho_N \sqrt{T_N} \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} \begin{cases} \left[ 1 - \left( \frac{p_2/p_1 - b}{1 - b} \right)^2 \right]^{1/2} & \text{für } b < \frac{p_2}{p_1} \leq 1 \\ 1 & \text{für } 0 \leq \frac{p_2}{p_1} \leq b \end{cases}. \quad (3.56)$$

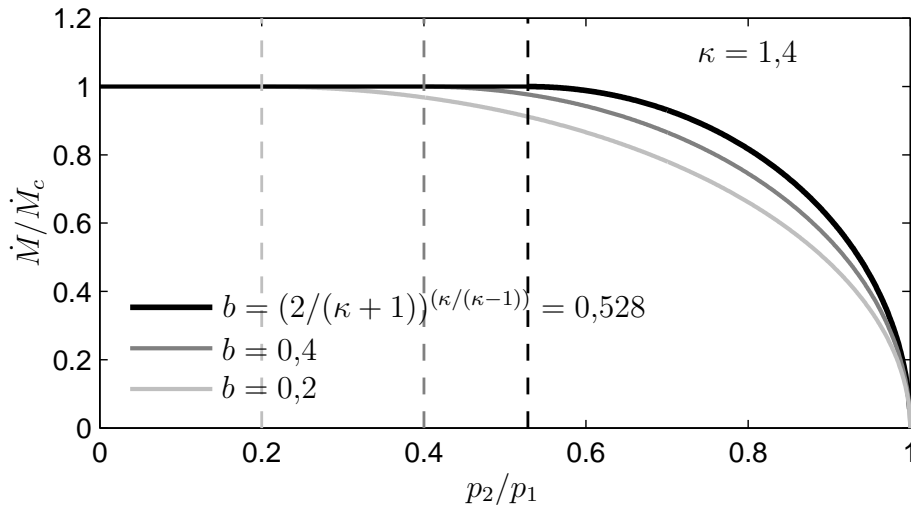
Der Parameter  $b$  (critical back-pressure ratio) ist das kritische Gegendruckverhältnis der Komponente und gibt an, bei welchem Verhältnis  $p_2/p_1$  die Komponente kritisch durchströmt wird. Zusammen mit dem Parameter  $C$  bestimmt er das Verhalten der pneumatischen Komponente. Die beiden Parameter werden für eine bestimmte Komponente experimentell bestimmt. Abbildung 3.10 zeigt das Verhältnis  $\dot{M}/\dot{M}_c$  des Massenstroms zum kritischem Massenstrom in Abhängigkeit von  $p_2/p_1$  für verschiedene kritische Gegendruckverhältnisse  $b$ .

### 3.2.10. Wärmeübertragung

Die Gleichungen der Wärmeübertragung beschreiben, wie viel Energie zwischen Systemen unterschiedlicher Temperaturen transportiert wird. Häufig werden drei verschiedene Arten der Wärmeübertragung beschrieben: Die Wärmeleitung, die konvektive Wärmeübertragung und die Strahlung. Tatsächlich gibt es nur die beiden Arten Wärmeleitung und Strahlung, wobei man zwischen Wärmeleitung in einem festen Stoff oder ruhendem Fluid und der Wärmeleitung in einem bewegten Fluid unterscheidet (Konvektion). Die Wärmeübertragung erfolgt oft durch eine Kombination der verschiedenen Mechanismen, wobei häufig einzelne davon vernachlässigt werden können. Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  gibt an, wie viel Wärme pro Zeit übertragen wird. Die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  ist der auf eine Fläche bezogenen Wärmestrom [14].

Die Wärmeübertragung in den Behältern und Bremszylindern des Bremssystems wird von der konvektiven Wärmeübertragung dominiert. Diese kann mit Hilfe des Newton'schen Ansatzes beschrieben werden.

$$\dot{q} = \alpha (T_\infty - T) \quad (3.57)$$



**Abbildung 3.10.** – Verhältnis  $\dot{M}/\dot{M}_c$  des Massenstroms zum kritischem Massenstrom in Abhängigkeit vom Gegendruckverhältnis  $p_2/p_1$  für verschiedene kritische Gegendruckverhältnisse  $b$ .

In Gleichung (3.57) ist  $T$  die Temperatur des Fluids und  $T_\infty$  die Temperatur der Oberfläche des festen Körpers [79].

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  ist abhängig von der Strömung und kann in einigen Fällen analytisch über Korrelationen als Funktion der dimensionslosen Nußelt-Zahl  $Nu$  bestimmt werden.

$$Nu = \frac{\alpha}{\lambda/L} = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad (3.58)$$

Die Nußelt-Zahl beschreibt die Intensität des konvektiven Wärmeübergangs und kann als Verhältnis des tatsächlichen Wärmeübergangs zur gedachten Wärmeleitung in einer ruhenden Fluidschicht der Dicke  $L$  mit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  interpretiert werden. Das sogenannte charakteristische Längenmaß  $L$  wird je nach Anwendungsfall definiert und entspricht in der Regel einer für das Problem relevanten geometrischen Abmessung des Strömungsgebiets. Bei Behältern und Zylindern wird üblicherweise der Durchmesser verwendet.

Beim konvektiven Wärmeübergang wird zwischen der freien Konvektion und der erzwungenen Konvektion unterschieden. Bei der freien Konvektion wird die Bewegung des Fluids durch Volumenkräfte, in der Regel Auftriebskräfte auf Grund von Dichteunterschieden, verursacht. Zur Charakterisierung der thermischen Konvektion kann die dimensionslose Grashof-Zahl  $Gr$  herangezogen werden, die im Wesentlichen vom Temperaturunterschied zwischen dem Fluid und der festen Oberfläche abhängig ist. Bei der erzwungenen Konvektion wird die Bewegung des Fluids von außen aufgeprägt. Eine Beschreibung des Wärmeübergangs ist für einige Anwendungen über die dimen-

sionslose Reynolds-Zahl  $Re$  möglich. Sie beschreibt das Verhältnis von Zähigkeits- zu Trägheitskräften in einer Strömung [79].

Die Nußelt-Zahl  $Nu_{fk}$  der freien Konvektion und  $Nu_{ek}$  der erzwungenen Konvektion können aus Korrelationen in Abhängigkeit von der Grashof-Zahl  $Gr$  beziehungsweise der Reynolds-Zahl  $Re$  bestimmt werden. Diese Korrelationen können für den entsprechenden Anwendungsfall aus der Literatur (z.B. [119]) entnommen werden. Die gesamte konvektive Wärmeübergang kann aus einer Kombination aus freier und erzwungener Konvektion bestimmt werden.

### 3.3. Numerische Lösung von Differentialgleichungen

Die Bewegungsgleichungen eines offenen Mehrkörpersystems in Minimalkoordinaten (vgl. Abschnitt 3.1.2) und die mathematische Beschreibung des Bremssystems (vgl. Abschnitt 4.2) führen auf Systeme von gewöhnlichen Differentialgleichungen. Diese können, ausgehend von einem Anfangszustand, mit Hilfe numerischer Verfahren gelöst werden. Diese Verfahren unterscheiden sich beispielsweise hinsichtlich ihrer Komplexität, Genauigkeit und Stabilität. Nach einer Einführung in die Theorie von gewöhnlichen Differentialgleichungen folgt eine Klassifizierung der numerischen Lösungsverfahren von Anfangswertproblemen und ihrer Eigenschaften. Die beiden in der vorliegenden Arbeit angewendeten Lösungsverfahren werden vorgestellt.

#### 3.3.1. Gewöhnliche Differentialgleichungen und Anfangswertprobleme

Eine Differentialgleichung ist eine Gleichung, die eine oder mehrere Ableitungen einer unbekanntten Funktion  $y(t)$  enthält. Kommen nur Ableitungen bezüglich einer unabhängigen Variablen  $t$  vor, heißt sie gewöhnliche Differentialgleichung. Bei der Beschreibung von dynamischen Systemen ist die unabhängige Variable  $t$  die Zeit. Die Ordnung einer Differentialgleichung wird durch die höchste auftretende Ableitung der Funktion  $y(t)$  gegeben [81].

Ein System von  $j$  gewöhnlichen Differentialgleichungen erster Ordnung in expliziter Form kann mit Einführung der Spaltenmatrizen

$$\mathbf{y}(t) = (y_1(t), \dots, y_j(t))^T \quad \text{und} \\ \mathbf{f}(t, \mathbf{y}) = (f_1(t, y_1, y_2, \dots, y_j), \dots, f_j(t, y_1, y_2, \dots, y_j))^T$$

in einer kompakten Schreibweise dargestellt werden.

$$\dot{\mathbf{y}}(t) = \mathbf{f}(t, \mathbf{y}(t)) \tag{3.59}$$

Dabei bezeichnet  $\dot{\mathbf{y}}(t)$  die Ableitung der Funktion  $\mathbf{y}(t)$  nach der unabhängigen Variablen  $t$  und  $\mathbf{f}$  eine im Allgemeinen nichtlineare Vektorfunktion der Dimension  $j$ .

Jede gewöhnliche Differentialgleichung höherer Ordnung lässt sich in ein äquivalentes System von gewöhnlichen Differentialgleichungen erster Ordnung umformen [81].

Im Allgemeinen erfüllen viele Funktionen  $\mathbf{y}(t)$  Gleichung (3.59) und deshalb ist die Lösung einer Differentialgleichung nicht eindeutig bestimmt. Erst zusammen mit der Anfangsbedingung

$$\mathbf{y}(0) = \mathbf{y}_0 \quad (3.60)$$

kann eine eindeutige Lösung gefunden werden. Das sogenannte Anfangswertproblem ist durch

$$\dot{\mathbf{y}}(t) = \mathbf{f}(t, \mathbf{y}(t)), \quad \mathbf{y}(0) = \mathbf{y}_0, \quad t \in [0, T] \quad (3.61)$$

charakterisiert. Ausgehend von einem Anfangswert  $\mathbf{y}_0$  ist  $\mathbf{y}(t)$  die Lösung auf dem Integrationsintervall  $t \in [0, T]$  [34, 36, 111].

Eine Sonderform der Differentialgleichungen stellen die linearen Differentialgleichungen dar. Kann ein System von Differentialgleichungen in der Form

$$\dot{\mathbf{y}}(t) = \mathbf{A}(t)\mathbf{y}(t) + \mathbf{g}(t) \quad (3.62)$$

geschrieben werden, so spricht man von einem inhomogenen System von linearen Differentialgleichungen. Ist die Systemmatrix  $\mathbf{A}$  konstant, so spricht man von einem System von linearen Differentialgleichungen mit konstanten Koeffizienten und ist  $\mathbf{g}(t) = \mathbf{0}$ , so heißt das System homogen und beschreibt ein autonomes dynamisches System [34, 81].

Anhand der Eigenwerte  $\lambda_j$  der Systemmatrix  $\mathbf{A}$  kann man die Stabilität des Differentialgleichungssystems analysieren. Eigenwerte können reell oder imaginär sein und charakterisieren die Eigenformen des Systems. Sind die Realteile  $\operatorname{Re}(\lambda_j)$  aller Eigenwerte negativ, handelt es sich um ein stabiles System. Ausgehend von einem Anfangszustand klingen alle Eigenschwingungen mit der Zeit ab. Der Realteil  $\operatorname{Re}(\lambda_j)$  eines komplexen Eigenwertes gibt die Dämpfung und der Imaginärteil  $\operatorname{Im}(\lambda_j)$  die Frequenz der entsprechenden Schwingung an. Eigenwerte, die in der komplexen Zahlenebene nahe der imaginären Achse liegen, sind schwach gedämpft. Mit dem Abstand zur imaginären Achse steigt die Dämpfung und mit dem Abstand des Eigenwerts zur reellen Achse steigt die Frequenz der entsprechenden Schwingung [39].

Bei nichtlinearen Differentialgleichungen ist eine Bestimmung der Eigenwerte und eine Analyse der globalen Stabilität nicht möglich. Durch Linearisierung von Gleichung (3.59) um Gleichgewichtszustände  $\bar{\mathbf{y}}$ , an denen  $\dot{\mathbf{y}}(t) = 0$  gilt, können die Eigenwerte der Funktionalmatrix  $\partial \mathbf{f}(t, \mathbf{y}) / \partial \mathbf{y}$  an den Gleichgewichtszuständen bestimmt werden. Damit sind Aussagen über die lokale Stabilität des Gleichungssystems möglich.

Ist der Unterschied der Beträge der Eigenwerte  $\lambda_j$  eines Systems groß, so handelt es sich um ein sogenanntes steifes System. Zur Beurteilung kann der Steifigkeitsindex  $s$

$$s = \frac{\max(|\lambda_j|)}{\min(|\lambda_j|)} \quad (3.63)$$

herangezogen werden [27]. Ein steifes System besitzt in der Regel schnelle und langsame Lösungsanteile. Ein Beispiel sind Eigenformen des Systems mit stark unterschiedlicher Eigenfrequenz, die sich um mehrere Größenordnungen unterscheiden. Bei Mehrkörpersystemen ergibt sich ein steifes Differentialgleichungssystem, wenn Kraftelemente mit großer Steifigkeit oder Dämpfung auf Körper mit geringen Trägheiten wirken. Im Fall von Fahrzeugen führen beispielsweise Lenker in der Radaufhängung zusammen mit hohen Lagersteifigkeiten zu hohen Eigenfrequenzen. In Verbindung mit der vergleichsweise trägen Bewegung des Aufbaus ergibt sich ein steifes System [39, 113].

### 3.3.2. Numerische Lösungsverfahren

In der Regel kann keine analytische Lösung für Gleichung (3.61) gefunden werden und es wird daher versucht, eine numerische Näherungslösung zu finden. Das Ziel der numerischen Lösung ist es, das gegebene Anfangswertproblem mit der nötigen Genauigkeit bei möglichst geringem Rechenaufwand zu lösen. Dazu stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung und die Wahl des optimalen Lösungsverfahrens hängt stark von den mathematischen Eigenschaften des zu lösenden Differentialgleichungssystems ab. Bei nichtlinearen Systemen können sich diese allerdings während der Lösung wesentlich verändern. Beispielsweise führen Anschläge in Fahrwerken zu einer Versteifung des Problems [34, 39].

Zur numerischen Lösung eines Anfangswertproblems wird das Integrationsintervall  $[0, T]$  in ein Punktgitter mit den  $N + 1$  Gitterpunkten  $t_k$  diskretisiert.

$$0 = t_0 < t_1 < t_2 < \dots < t_N \leq T \quad (3.64)$$

Die numerischen Verfahren zur Approximation der Lösung  $\mathbf{y}(t)$  des Anfangswertproblems in Gleichung (3.61) werden der Einfachheit halber am Beispiel des Anfangswertproblems

$$\dot{y}(t) = f(t, y(t)), \quad y(0) = y_0, \quad t \in [0, T] \quad (3.65)$$

mit der skalarwertigen Funktion  $y(t)$  gezeigt. Nach einer bestimmten Abbildungsvorschrift werden Näherungen  $u_k \approx y(t_k)$ ,  $k = 1, 2, \dots, N$  berechnet. Der Abstand der einzelnen Gitterpunkte heißt Integrations- oder Zeitschrittweite  $h$ . Ist der Abstand der Gitterpunkte konstant, so spricht man von einem äquidistanten Gitter [82]. Im Weiteren wird von einer konstanten Zeitschrittweite ausgegangen, da diese Verfahren für die Echtzeitsimulation von entscheidender Bedeutung sind.

Ausgehend vom Wert  $u_k = u(t_k)$  an einem bestimmten Gitterpunkt  $t_k$ , kann mit einer Abbildungsvorschrift eine Näherungslösung  $u_{k+1}$  am nächsten Gitterpunkt  $t_{k+1}$  bestimmt werden.

$$u_{k+1} = \Phi(u_{k+1}, t_{k+1}, u_k, t_k, u_{k-1}, t_{k-1}, \dots) \quad (3.66)$$

Dabei ist  $\Phi$  die Integrationsvorschrift und wird bestimmt vom verwendeten Lösungsverfahren. Abhängig davon, ob nur bekannte Werte mit  $\Phi = \Phi(u_k, t_k, u_{k-1}, t_{k-1}, \dots)$  oder auch unbekannte Werte mit  $\Phi = \Phi(u_{k+1}, t_{k+1}, u_k, t_k, \dots)$  benutzt werden, unterscheidet man zwischen expliziten und impliziten Verfahren. Weiterhin können sie eingeteilt werden in Ein- und Mehrschrittverfahren. Einschrittverfahren nutzen ausschließlich Werte im Bereich  $t \in [t_k, t_{k+1}]$ . Mehrschrittverfahren nutzen darüber hinaus Informationen aus Zeitschritten, die mehr als nur einen Zeitschritt zurückliegen [25, 54].

Die verschiedenen numerischen Verfahren zeichnen sich durch unterschiedliche Eigenschaften aus. Eine wichtige Eigenschaft ist die Ordnung  $p$ . Sie ist ein Maß für die Genauigkeit eines Verfahrens. Durch Vergleich der Integrationsvorschrift mit einer Taylorreihenentwicklung kann der lokale Fehler  $e_l$  eines Verfahrens bestimmt werden. Der lokale Fehler gibt an, wie groß die Abweichung des approximierten Wertes vom korrekten Wert nach einem Integrationsschritt ist. Ein Verfahren hat die Ordnung  $p$ , wenn gilt,

$$|e_l| = \mathcal{O}(h^{p+1}). \quad (3.67)$$

Beispielsweise skaliert der Betrag des lokalen Fehlers bei einem Verfahren erster Ordnung mit dem Quadrat der Zeitschrittweite  $h$  [25].

Eine weitere wichtige Eigenschaft eines numerischen Verfahrens ist Stabilität der Lösung. Zur Untersuchung der Stabilitätsbedingungen von numerischen Lösungsverfahren betrachtet man häufig folgendes Modellproblem.

$$\dot{y}(t) = \lambda y(t), \quad t \in [0, \infty[, \quad y(0) = y_0, \quad \lambda \in \mathbb{C} \quad \text{mit} \quad \text{Re}(\lambda) < 0 \quad (3.68)$$

In dieser linearen Differentialgleichung erster Ordnung darf  $\lambda$  komplexe Werte annehmen. Die Modellgleichung soll eine der resultierenden Gleichungen nach einer Transformation (Diagonalisierung der Systemmatrix) eines beliebigen Systems von linearen Differentialgleichungen repräsentieren. Für die analytische Lösung von Gleichung (3.68) gilt

$$y(t) = y_0 e^{\lambda t} = y_0 e^{(\lambda_r + i\lambda_i)t}, \quad (3.69)$$

mit  $\lambda_r = \text{Re}(\lambda)$  und  $\lambda_i = \text{Im}(\lambda)$ . Für  $\lambda_r < 0$ , strebt die Lösung für große Zeiten gegen null ( $\lim_{t \rightarrow \infty} y(t) = 0$ ). Ein numerisches Lösungsverfahren sollte dieses Verhalten wiedergeben können. Es muss gelten, dass  $\lim_{t \rightarrow \infty} u(t) = 0$ , beziehungsweise  $\lim_{N \rightarrow \infty} u(t_N) = 0$ . Dies ist eine erste notwendige Bedingung für die Stabilität eines numerischen Lösungsverfahrens. Das Stabilitätsgebiet eines numerischen Lösungsverfahrens gibt den Bereich in der komplexen Zahlenebene an, indem das Produkt  $h\lambda$  aus Schrittweite und Eigenwert der zu lösenden Differentialgleichung liegen muss, damit die numerische Lösung von Gleichung (3.68) ebenfalls gegen null konvergiert [23, 34].

Ein numerisches Verfahren heißt absolut stabil, falls es, angewandt auf das Modellproblem in Gleichung (3.68), eine Lösung  $u_N$  liefert, die gegen null strebt, wenn  $t_N$  gegen unendlich geht. Ein Verfahren heißt A-stabil, falls es, angewandt auf das Modellproblem, unabhängig von der Wahl des Integrationsschrittes  $h$  absolut stabil ist.

Das bedeutet, dass das Verfahren für alle Eigenwerte in der linken Halbebene der komplexen  $h\lambda$ -Ebene absolut stabil ist. A-stabile Verfahren eignen sich daher besonders für die Lösung von steifen Problemen, bei denen die Beträge der Eigenwerte stark unterschiedlich sind und deswegen in der kompletten linken Halbebene verteilt sein können (vgl. Gleichung (3.63)) [34, 82].

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit verwendeten Lösungsverfahren sind einerseits das explizite Euler-Verfahren und andererseits das BDF-Verfahren (Backward Differentiation Formula) zweiter Ordnung. Die beiden Verfahren unterscheiden sich wesentlich hinsichtlich ihres Rechenaufwands, ihrer Genauigkeit und ihrer Eignung zur Lösung von steifen Problemen.

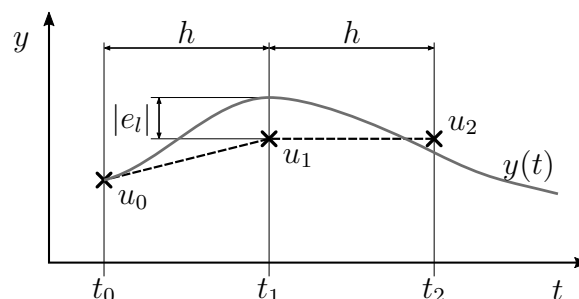
### Explizites Euler-Verfahren

Das explizite Euler-Verfahren ist das einfachste Diskretisierungsverfahren und kann aus einer Vorwärtsdifferenzenapproximation bzw. einer Taylorreihenentwicklung abgeleitet werden.

$$u_{k+1} = u_k + hf(t_k, u_k), \quad u_0 = y_0, \quad k = 0, \dots, N - 1 \quad (3.70)$$

Ausgehend vom Wert  $u_k$  zum Diskretisierungszeitpunkt  $t_k$  wird die Näherungslösung  $u_{k+1}$  zum nächsten Zeitschritt  $t_{k+1}$  aus der Steigung  $f(t_k, u_k)$  bestimmt.

Abbildung 3.11 verdeutlicht das Vorgehen für die ersten beiden Zeitschritte  $t_1$  und  $t_2$ . Ausgehend von dem bekannten Anfangswert  $u_0 = y_0$  wird die numerische Nähe-



**Abbildung 3.11.** – Numerische Approximation einer Funktion  $y(t)$  durch Näherungslösungen  $u_k$  mit dem expliziten Euler-Verfahren.

ungslösung  $u_1$  zum nächsten Diskretisierungszeitpunkt  $t_1$  aus der Steigung  $f(t_0, u_0)$  der Funktion zum aktuellen Zeitpunkt bestimmt.

$$u_1 = u_0 + hf(t_0, u_0) \quad (3.71)$$

Der dabei entstehende Fehler  $|e_l| = |u_1 - y(t_1)|$  ist der lokale Fehler des ersten Zeitschrittes. Ausgehend von der nun bekannten Näherungslösung  $u_1$  kann die Approximation  $u_2$  zum Zeitpunkt  $t_2$  auf die gleiche Weise aus der Steigung  $f(t_1, u_1)$  bestimmt



werden.

$$u_2 = u_1 + hf(t_1, u_1) \quad (3.72)$$

Die Abweichung  $|u_2 - y(t_2)|$  ist nicht der lokale Fehler des Zeitschritts, da der Ausgangspunkt  $u_1$  nicht der exakten Lösung  $y(t_1)$  der Funktion entspricht. Vielmehr stellt diese Abweichung den sogenannten globalen Fehler des Verfahrens nach dem zweiten Zeitschritt dar.

Das explizite Euler-Verfahren heißt explizit, da zur Berechnung des Wertes  $u_{k+1}$  zum nächsten Zeitschritt  $t_{k+1}$  nur Werte des aktuellen Zeitschrittes  $t_k$  verwendet werden. Es handelt sich dabei um ein Einschrittverfahren, da ausschließlich auf die Funktionswerte aus dem Intervall  $t \in [t_k, t_{k+1}]$  zurückgegriffen wird [105, 111].

Das explizite Euler-Verfahren ist einfach zu implementieren und benötigt nur eine einzige Auswertung der Systemfunktion  $f$  pro Zeitschritt. Die benötigte Rechendauer ist sehr gering und auf Grund der expliziten Berechnung von  $f(t_k, u_k)$  genau definiert. Daher wird das Verfahren häufig in Echtzeitanwendungen verwendet. Es hat allerdings erhebliche Nachteile hinsichtlich Genauigkeit und Stabilität. Die Ordnung des Verfahrens ist  $p = 1$ . Wendet man das explizite Euler-Verfahren auf das Modellproblem in Gleichung (3.68) an, so ergibt sich als numerische Näherungslösung an den einzelnen Gitterpunkten

$$\begin{aligned} u_0 &= y_0 \\ u_1 &= u_0 + h\lambda u_0 = (1 + h\lambda)u_0 \\ u_2 &= u_1 + h\lambda u_1 = (1 + h\lambda)u_1 = (1 + h\lambda)^2 u_0 \\ &\vdots \\ u_N &= (1 + h\lambda)^N u_0. \end{aligned} \quad (3.73)$$

Das bedeutet, die numerische Lösung strebt gegen null, wenn gilt

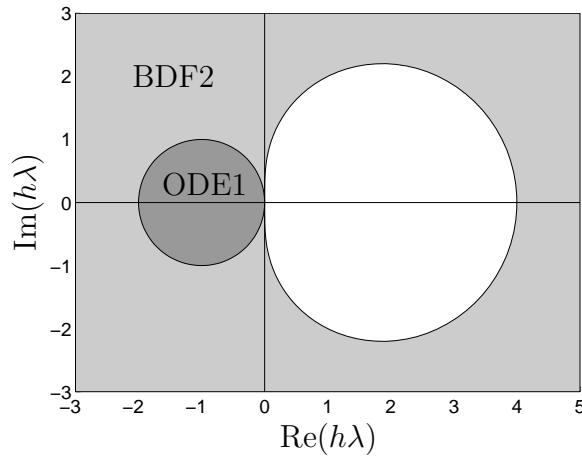
$$|1 + h\lambda| = |1 + h\lambda_r + ih\lambda_i| = \sqrt{(1 + h\lambda_r)^2 + (h\lambda_i)^2} < 1. \quad (3.74)$$

Gleichung (3.74) definiert das Stabilitätsgebiet des Verfahrens und beschreibt die Fläche innerhalb eines Kreises in der komplexen  $h\lambda$ -Ebene mit Mittelpunkt  $(-1, 0)$  und Radius 1. Das Stabilitätsgebiet des Verfahrens ist in Abbildung 3.12 skizziert. Das Verfahren ist nur für Systeme, deren Eigenwerte multipliziert mit der Schrittweite innerhalb des Stabilitätsgebiets liegen, absolut stabil. Im Falle eines reellen Eigenwerts bedeutet das, dass

$$-2 < h\lambda_r < 0 \quad (3.75)$$

gelten muss, damit das explizite Euler-Verfahren konvergiert.

In der in dieser Arbeit beschriebenen Echtzeitumgebung wird das explizite Euler-Verfahren bei der Simulation des einfachen systemdynamischen Fahrzeugmodells verwendet. Durch die Beschreibung der Achskinematik über Kennfelder kann auf die Modellierung von Elementen der Achsaufhängung mit geringen Trägheiten, wie Längs-



**Abbildung 3.12.** – Stabilitätsgebiet des expliziten Euler-Verfahrens (ODE1) und des BDF(2)-Verfahrens (BDF2).

und Querlenker, verzichtet werden. Das resultierende System von Differentialgleichungen ist daher wenig steif und kann mit dem expliziten Euler-Verfahren gelöst werden. Das Fahrzeugmodell ist in MATLAB/Simulink<sup>®</sup> implementiert und es bietet sich daher an, das Modell des Bremssystems in der selben Simulationsumgebung zu implementieren. Das bedeutet allerdings, dass das gleiche Lösungsverfahren verwendet werden muss. Bei einer festgelegten Schrittweite von 1 ms schränkt dies die Lage der Eigenwerte des aus der Modellierung resultierenden Systems von Differentialgleichungen ein (vgl. Abbildung 3.12). Das in der vorliegenden Arbeit entwickelte Simulationsmodell wird an das vorgegebene Lösungsverfahren und die Schrittweite angepasst, damit alle Eigenwerte innerhalb des Stabilitätsgebiets liegen. Die entwickelten Teilmodelle des Bremssystems werden, soweit möglich, einzeln auf ihre numerische Stabilität untersucht.

### BDF-Verfahren

Bei BDF-Verfahren (Backward Differentiation Formula) wird die Näherungslösung  $u(t)$  durch ein Interpolationspolynom der Ordnung  $m$  approximiert. Dazu werden die unbekannte Lösung  $u_{k+1}$  zum Zeitpunkt  $t_{k+1}$  sowie die Lösungen an den  $m$  vergangenen Zeitschritten  $t_{k+1-m}$  benutzt. Aus der Ableitung des Polynoms wird die Ableitung der Näherungslösung zum Zeitpunkt  $t_{k+1}$  bestimmt [35, 105].

Für  $m = 1$  erhält man das BDF(1)-Verfahren, bzw. das implizite Euler-Verfahren. Dies ist das einfachste Verfahren in der Familie der BDF-Verfahren.

$$f(t_{k+1}, u_{k+1}) = \frac{1}{h} (u_{k+1} - u_k) \quad (3.76)$$

Für  $m = 2$  ergibt sich das BDF(2)-Verfahren.

$$f(t_{k+1}, u_{k+1}) = \frac{1}{h} \left( \frac{3}{2}u_{k+1} - 2u_k + \frac{1}{2}u_{k-1} \right) \quad (3.77)$$

Bei den BDF( $m$ )-Verfahren mit  $m > 1$  handelt es sich um Mehrschrittverfahren. Durch Vergleich mit einer Taylorreihenentwicklung kann man zeigen, dass jede weitere Stützstelle die Ordnung des Verfahrens um eins erhöht, so dass gilt  $m = p$  [35].

Alle BDF-Verfahren sind implizit, da unter anderem der noch unbekannte Wert  $u_{k+1}$  in der Integrationsvorschrift verwendet wird. Das bedeutet einen wesentlich größeren Rechenaufwand im Vergleich zu expliziten Verfahren. Implizite Verfahren besitzen dafür deutlich bessere Stabilitätseigenschaften [111]. Das implizite Euler-Verfahren und das BDF(2)-Verfahren sind A-stabil und eignen sich daher besonders zur Lösung steifer Differentialgleichungen. Abbildung 3.12 zeigt das Stabilitätsgebiet des BDF(2)-Verfahrens, das sich über die komplette linke Halbebene erstreckt.

Durch die iterative Lösung ist die Rechendauer bei impliziten Verfahren für verschiedene Zeitschritte nicht konstant und auch nicht vorab bestimmbar. In der Praxis wird bei der Verwendung von impliziten Verfahren in der Echtzeitsimulation daher die Anzahl der Iterationen pro Zeitschritt oft begrenzt, so dass eine maximale Rechendauer pro Zeitschritt nicht überschritten wird [21].

Im in dieser Arbeit verwendeten Programmpaket SIMPACK ist zur Echtzeitsimulation von Mehrkörpersystemen das BDF(2)-Verfahren mit konstanter Schrittweite implementiert. Verglichen mit dem impliziten Euler-Verfahren ist der Rechenaufwand etwas höher, es verfügt allerdings über eine höhere Genauigkeit und führt zu einer geringeren numerischen Dämpfung [97, 65]. Durch die Modellierung der Achsführungselemente und weiterer Elemente mit geringen Trägheiten führen die Bewegungsgleichungen eines realistischen Fahrzeugmodells auf ein steifes Differentialgleichungssystem [113]. Eine Lösung mit einer praktikablen Schrittweite kann hier nur mit impliziten Verfahren erfolgen.



## 4. Modellbildung

Die Simulationsmodelle der Echtzeitumgebung bilden das virtuelle Umfeld des EBS. Sie müssen in der Lage sein, alle benötigten Größen in Echtzeit zur Verfügung zu stellen. Im Fall des EBS muss das Simulationsmodell neben der Fahrzeugdynamik auch das Verhalten des Bremssystems abbilden. Damit kann auf die Integration von pneumatischen Komponenten als reale Bauteile im Sinne von Hardware-in-the-Loop verzichtet werden.

Zur Simulation der Fahrzeugdynamik werden innerhalb dieser Arbeit zwei echtzeitfähige Modelle unterschiedlicher Komplexität bereitgestellt. Bei dem einen Modell handelt es sich um ein komplexes Mehrkörpersimulationsmodell, das in dem Multi Purpose-Simulationsprogramm SIMPACK aufgebaut ist (vgl. Abschnitt 2.5.1). Dieses kann durch einige Vereinfachungen aus einem bereits vorhandenen Simulationsmodell, das als Referenzmodell dient, abgeleitet werden. Die topologische Struktur des Mehrkörpermodells wird vorgestellt und die Vereinfachungen, die notwendig sind, um das Modell in Echtzeit berechnen zu können, werden gezeigt. Bei dem zweiten Modell zur Simulation der Fahrzeugdynamik handelt es sich um ein einfacheres, systemdynamisches Modell (vgl. Abschnitt 2.5.2). Diese Modelle werden standardmäßig in der Entwicklung von mechatronischen Regelsystemen und in der HiL-Simulation eingesetzt. Die vorgegebene topologische Struktur des Modells wird gezeigt. Des Weiteren wird auf die Parametrierung des Modells eingegangen. Anhand von Standardfahrmanövern werden die Simulationsergebnisse der beiden echtzeitfähigen Modelle mit denen des Referenzmodells und eines realen Versuchsfahrzeugs verglichen.

Zur Simulation des Bremssystems wird, basierend auf den Grundlagen in Abschnitt 3.2, eine Modellbibliothek entwickelt. Dabei liegt der Fokus auf einer einfachen Parametrierbarkeit und auf der numerischen Stabilität der Lösung. Das Simulationsmodell eines Bremssystems kann modular aus den entwickelten Teilsystemmodellen der Modellbibliothek aufgebaut werden. Das entwickelte Simulationsmodell wird mit Messergebnissen an einem Versuchsfahrzeug validiert.

### 4.1. Modellierung der Fahrzeugdynamik

Zur Simulation der Fahrdynamik mit dem Ziel, Einflüsse von Fahrdynamikregelungen zu untersuchen, sind komplexe Fahrzeugmodelle notwendig. Das Fahrzeugmodell muss in der Lage sein, das dynamische Verhalten auch im fahrdynamischen Grenzbereich

detailliert wiederzugeben. Des Weiteren muss das Modell für die Anwendung in der Hardware-in-the-Loop-Simulation echtzeitfähig sein.

Bei dem modellierten Fahrzeug handelt es sich um eine  $4 \times 2$  Sattelzugmaschine. Das Fahrzeug wird ausgewählt, da es eine der am häufigsten hergestellten Varianten ist. Bei diesem Fahrzeug ist das Fahrgestell über Blattfedern an der Vorderachse und Luftfedern an der Hinterachse aufgehängt.

In den nachfolgenden Abschnitten werden drei Modelle zur Simulation der Fahrodynamik vorgestellt. Neben den beiden echtzeitfähigen Modellen wird ein nicht echtzeitfähiges komplexes Mehrkörpermodell gezeigt, das den Ausgangspunkt für die Ableitung des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells bildet. Die grafischen Animationen der Modelle sind in Abbildung 4.1 dargestellt.



**Abbildung 4.1.** – Grafische Animation der drei Modelle zur Simulation der Fahrerdynamik: Nicht-echtzeitfähiges Mehrkörpermodell (links), echtzeitfähiges Mehrkörpermodell (mitte) und systemdynamisches Modell (rechts).

**Mehrkörpermodell** Bei diesem Modell handelt es sich um ein komplexes Mehrkörpermodell, das in der Multi Purpose-Simulationsanwendung SIMPACK aufgebaut ist. Auf Grund des hohen Detaillierungsgrades des Modells ist es nicht echtzeitfähig. Es eignet sich daher nicht für den Einsatz in der Hardware-in-the-Loop-Simulation. Das Modell wurde mit Ergebnissen aus Fahrversuchen validiert und dient als Referenz für die beiden echtzeitfähigen Fahrzeugmodelle sowie als Ausgangspunkt für das echtzeitfähige Mehrkörpermodell.

**Echtzeitfähiges Mehrkörpermodell** Dieses Modell wird aus dem nicht echtzeitfähigen Mehrkörpermodell abgeleitet. Durch einige Vereinfachungen an bestimmten Teilsystemen, die im Folgenden beschrieben werden, kann die Rechenzeit reduziert werden. Das Modell verfügt über mehr als 200 Freiheitsgrade und kann in der Multi Purpose-Simulationsanwendung SIMPACK RT [65] für die Echtzeitsimulation verwendet werden.

**Systemdynamisches Fahrzeugmodell** Dabei handelt es sich um ein vereinfachtes Fahrzeugmodell in einer Special Purpose-Simulationsanwendung, das auf einem Zweispurmodell basiert. Das Modell besitzt 15 Freiheitsgrade und kann vielfach schneller als in Echtzeit berechnet werden. Solche Modelle werden in der Regel als systemdynamische Modelle bezeichnet und häufig im Entwicklungsprozess von mechatronischen Systemen in der Fahrzeugtechnik eingesetzt [50].

Nach der Vorstellung der drei Modelle werden Simulationsergebnisse der beiden echtzeitfähigen Fahrzeugmodelle mit denen des Referenzmodells verglichen und Ursachen für die Abweichungen aufgezeigt.

#### 4.1.1. Mehrkörpermodell (Referenzmodell)

Bei diesem Modell handelt sich um ein klassisches Mehrkörperfahrzeugmodell, das für Untersuchungen im Bereich Ride & Handling entwickelt wurde [115]. Die Struktur des Mehrkörpermodells für eine  $4 \times 2$  Sattelzugmaschine ist in Abbildung 4.2 zu sehen. Das Modell ist in Substrukturen, entsprechend den Großbaugruppen des Fahrzeugs,

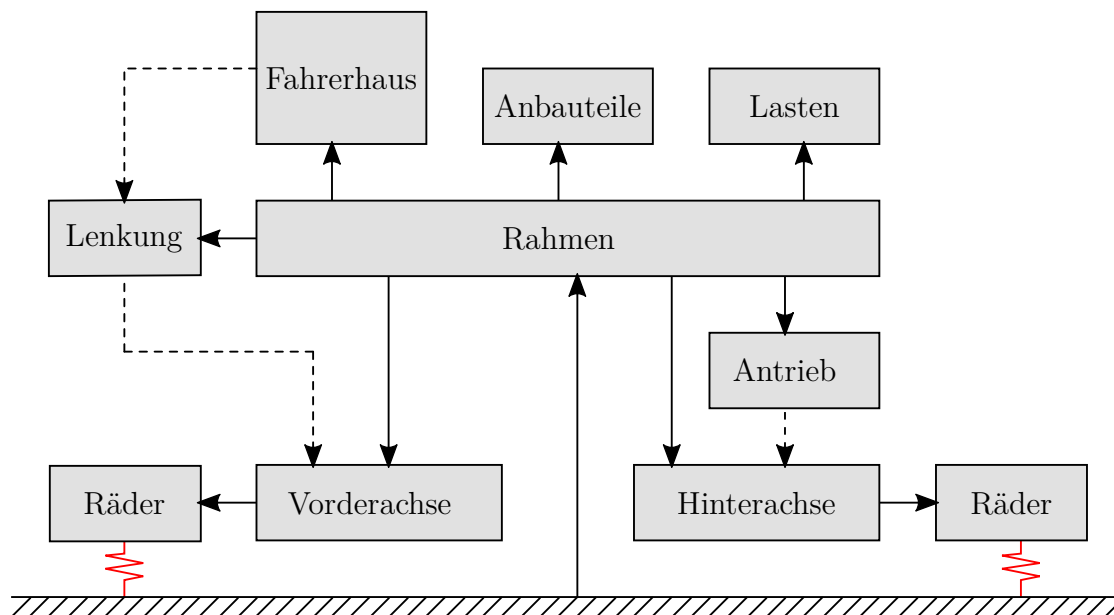


Abbildung 4.2. – Struktur des Mehrkörpermodells.

strukturiert, die wiederum in weitere Substrukturen aufgeteilt sein können. Aufgrund der hohen Anzahl an starren und flexiblen Körpern sowie Kraftelementen, wird auf eine ganzheitliche Darstellung des gesamten Mehrkörpermodells verzichtet. Die Kraftelemente für die Reifen sind durch rote Federerlemente dargestellt. Die verschiedenen Großbaugruppen des Modells sind Rahmen, Anbauteile, Lasten, Fahrerhaus, Vorderachse, Hinterachse, Lenkung, Antrieb sowie die Räder der Vorder- und Hinterachse.

Die Unterteilung in ein modulares Gesamtmodell, bestehend aus Substrukturen, erleichtert die Beherrschung der Komplexität des Modells. Substrukturen können modular ausgetauscht, Änderungen leichter durchgeführt und das Modell schnell an die entsprechende Untersuchung angepasst werden. Auch wenn die Darstellung in der Abbildung auf kinematische Schleifen schließen lässt, sind solche im gesamten Modell nicht vorhanden. Innerhalb der nicht aufgelösten Substrukturen werden die Schleifen durch Kraftelemente geschlossen, so dass das Mehrkörpermodell eine Baumstruktur aufweist. Dies ist in Abbildung 4.2 durch die gestrichelten Linien angedeutet. Bei der Erstellung des Modells wurde bewusst auf Schließbedingungen (Constraints) verzichtet. Diese sind zwingend zu vermeiden, um die Simulation des Modells in Echtzeit zu ermöglichen (vgl. Abschnitt 3.1.2).

Der Aufbau der einzelnen Substrukturen des Mehrkörpermodells wird im Folgenden beschrieben:

**Rahmen** Der Rahmen ist als flexibler linear elastischer Körper in das Mehrkörpermodell integriert. Nach einer Modellreduktion kann der auf einem Finite-Elemente-Modell mit mehr als einer Million Freiheitsgraden basierende Rahmen in der Mehrkörpersimulation verwendet werden. Bei der Modellreduktion wird die Bewegung aller Knoten des Finite-Elemente-Modells mit Hilfe einer Projektionsmatrix auf eine geringe Anzahl von Masterknoten abgebildet, die in der Mehrkörpersimulation als Krafteinleitungs- oder Sensorpunkte verwendet werden [17]. Um die Rechenzeit zu verringern, wird die Anzahl der Eigenmoden des flexiblen Körpers auf ein sinnvolles Maß reduziert. Die Auswahl der für den jeweiligen Anwendungsfall entscheidenden Eigenmoden des Rahmens kann automatisiert erfolgen [61].

**Lasten** Mit Hilfe dieser Substruktur lassen sich verschiedene Beladungssituationen erstellen. Es kann beispielsweise ein Sattelanhänger über die Sattelkupplung angehängt werden, oder eine Belastungsbrücke mit dem Rahmen verbunden werden. Im Vergleich zum komplexeren Anhängermodell besteht die Belastungsbrücke aus nur einem starren Körper. Sie wird über mehrere Querträger an den Rahmen angebunden und erhöht dadurch dessen Torsions- und Biegesteifigkeit. Mit der Belastungsbrücke können die Achslast und der Gesamtschwerpunkt des Zugfahrzeugs ohne ein Anhängermodell auf die entsprechenden Werte eines Sattelzugs angepasst werden.

**Fahrerhaus** Diese Substruktur enthält das Fahrerhaus und die Fahrerhauslagerung, die das Fahrerhaus mit dem Rahmen verbindet. Durch die Lagerung des Fahrerhauses wird der Fahrkomfort des Nutzfahrzeugs erhöht. Das Fahrerhaus ist ein einfacher starrer Körper, der die Masse und die Trägheiten der gesamten Baugruppe abbildet. Die Fahrerhauslagerung besteht aus verschiedenen starren Körpern und Kraftelementen, wie Luftfedern und Nutdämpfern.



**Hinterachse** Die Substruktur der Hinterachse umfasst den Achskörper sowie die Achsführungsteile und bildet das Hinterachsfahrwerk. Sie besteht überwiegend aus starren Körpern. Das zentrale Element ist die starre Achsbrücke. An ihr sind weitere starre Körper wie die Längslenker, die Radträger und die Balgträger für die Luftfedern angebunden. Kraftelemente wie Bushings und Dämpfer mit nichtlinearer Kennlinie verbinden die Körper untereinander. Die betreffenden Kraft-Verschiebungs-Kennlinien enthalten außerdem einen starken Anstieg, um die Anschläge an den Puffern zu berücksichtigen. Dadurch werden rechenzeitintensive Kontaktelemente vermieden. Für die Luftfedern können spezielle Modelle integriert werden, die deren thermodynamische Effekte abbilden [101]. Der Vierpunkt- bzw. X-Lenker ist als flexibler Körper integriert, da er nicht nur die Achsführung in Längs- und Querrichtung übernimmt, sondern erst durch seine Verdrehung ein Wanken des Fahrzeugaufbaus ermöglicht. Die Substruktur der Hinterachse enthält außerdem das Hinterachsdifferential, das die Verteilung des Antriebsmomentes übernimmt und Drehzahlunterschiede ausgleicht.

**Vorderachse** Die Substruktur besteht, bis auf die Blattfedern und den Achskörper, ausschließlich aus Starrkörpern. Der Wankstabilisator ist durch zwei starre Körper, die über eine Torsionsfeder verbunden sind, modelliert. Über die Ausrichtung des starren Körpers für die Radträger werden die kinematischen Eigenschaften wie Spreizung, Sturz, Spur und Spurweite parametrisiert. Die Schnittstelle zur Substruktur Lenkung bildet die elastische Lenkschubstange am linken Radträger. Der gekröpfte Vorderachskörper ist als flexibler Körper modelliert und bildet eine eigene Substruktur. Damit können die Änderungen von Spur und Sturz auf Grund der Verbiegung des Vorderachskörpers berücksichtigt werden. Die Blattfedern sind ebenfalls als eigene Substruktur in die Vorderachse eingebunden. Sie werden als flexible Körper modelliert. Damit können Effekte wie das Verdrehen der Blattfeder beim Wanken, der sich beim Bremsen bildende typische S-Schlag und das Trampeln<sup>1</sup> der Achse abgebildet werden.

**Lenkung** Die Lenkung besitzt Schnittstellen zu den Substrukturen Fahrerhaus, Rahmen und Vorderachse. Sie enthält ein Lenkgetriebe mit einer nichtlinearen Getriebeübersetzung und einer Getriebesteifigkeit. Eine Drehbewegung des Lenkrades führt über das Lenkgetriebe zu einer Verdrehung des Radträgers über den Lenkstockhebel.

**Antrieb** Der Antriebsstrang besteht aus starren Körpern, welche die Masse und das Trägheitsmoment von Motor, Getriebe und Gelenkwelle wiedergeben. Die starren Körper sind über komplexe Kraftelemente, welche die Elastomer-Lager abbilden, mit dem Rahmen verbunden. Zum Antreiben des Mehrkörpermodells wird ein

---

<sup>1</sup>Als trampeln bezeichnet man die Schwingung einer Starrachse um die Fahrzeuglängsachse, die insbesondere bei schweren, angetriebenen Starrachsen auftreten kann [67].

Antriebsmoment zwischen Getriebekörper und der Eingangswelle (Antriebskegelrad) des Hinterachsdifferentials aufgebracht. Dadurch kann die Verwindung des Rahmens durch ein hohes Antriebsmoment berücksichtigt werden. Das Antriebsmoment dient als Steuergröße für den Längsregler des Fahrzeugs. Der Einsatz von komplexen Antriebsstrangmodellen ist möglich, indem die Substruktur getauscht wird.

**Räder** Zur Abbildung der Reifeneigenschaften können empirische oder physikalische Modellierungsansätze verwendet werden (vgl. Abschnitt 2.5.3). Mit kennlinienbasierten, semiphysikalischen Modellen lassen sich die wichtigsten fahrdynamischen Manöver abdecken. Für Komfortuntersuchungen im höheren Frequenzbereich steht das physikalische FTire-Reifenmodell [26] zur Verfügung. Der Rechenaufwand für physikalische Reifenmodelle ist hoch. Es gibt jedoch spezielle Derivate für Echtzeitanwendungen.

**Anbauteile** Diese Substruktur enthält verschiedene starre Körper, die an bestimmten Stellen an den flexiblen Rahmen angebunden sind. Die Körper geben die mechanischen Eigenschaften von Komponenten, wie diversen Anbauteilen, wieder, die nicht im Rahmen enthalten sind. Sie werden verwendet, um das korrekte Gesamtgewicht und die korrekte Gesamttragfähigkeit des Fahrzeugs zu erreichen.

Das dargestellte Mehrkörpermodell mit den beschriebenen Substrukturen wurde im Rahmen einer Abschlussarbeit validiert und zeigt gute Übereinstimmungen mit Messungen bei den durchgeführten Manövern, wie beispielsweise der quasi-stationären Kreisfahrt und dem doppelten Spurwechsel [115]. Das präsentierte Mehrkörpermodell ermöglicht Untersuchungen der Fahrdynamik und Komfortuntersuchungen. Auf Grund seiner hohen Komplexität ist das Mehrkörpermodell allerdings nicht in Echtzeit lauffähig.

#### 4.1.2. Echtzeitfähiges Mehrkörpermodell

Um Echtzeitfähigkeit zu erreichen, muss ein Mehrkörpermodell verschiedene Voraussetzungen erfüllen. Die wichtigsten sind, dass keine kinematischen Schließbedingungen vorhanden sein dürfen, dass es mit konstanter Schrittweite stabil gelöst werden kann und dass keines der verwendeten Kraftelemente eine iterative Lösung erfordert [65]. Das vorhandene Modell erfüllt bereits alle diese Anforderungen, allerdings ist auf Grund der komplexen Modellierung einzelner Komponenten die Rechenzeit des Modells, bei der für die Anwendung in der vorgestellten Echtzeitumgebung verwendeten Schrittweite von 1 ms zu hoch.

Um die Rechenzeit für die vorliegende Problemstellung zu reduzieren, werden einzelne Substrukturen vereinfacht. Die Modellstruktur des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells ist identisch zu der des ursprünglichen Mehrkörpermodells, wie sie in Ab-

bildung 4.2 gezeigt ist. Besonderes Potential liegt in der Reduktion der Anzahl der Eigenmoden der zahlreichen flexiblen Körper.

**Rahmen** Die Anzahl der berücksichtigten Eigenmoden des Fahrzeugrahmens wird stark reduziert. Es werden nur die ersten Torsionsmoden um die Fahrzeuglängsachse und der erste Biegemode um die Querachse berücksichtigt. Vergleiche zeigen, dass die Auswirkungen auf die Simulationsergebnisse, für die im Rahmen dieser Arbeit relevanten Manöver, gering sind. Für Untersuchungen mit Belastungsbrücke kann der Rahmen sogar als starr angesehen werden, da der Rahmen durch die Anbindung der Belastungsbrücke über mehrere Querträger stark versteift wird.

**Fahrerhaus** Die komplexen Krafterelemente für die Nutdämpfer der Fahrerhauslagerung werden durch einfache Dämpfer ersetzt. Der Wechsel zwischen mehreren Dämpferkennlinien entfällt dadurch.

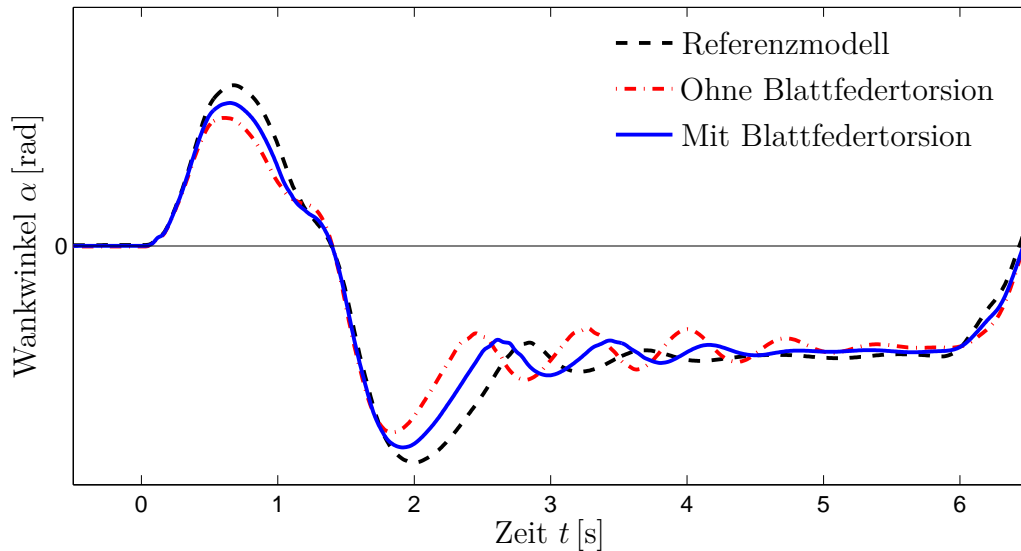
**Hinterachse** Die Krafterelemente, welche die thermodynamischen Eigenschaften der Luftfedern abbilden, werden durch einfache, kennlinienbasierte Krafterelemente ersetzt. Durch das Reduzieren der Dämpfer auf einfache Krafterelemente entfallen die kleinen Dämpfermassen und hohen Lagersteifigkeiten. Hohe Eigenfrequenzen werden vermieden und der Rechenaufwand damit gesenkt.

**Vorderachse** Zur Reduzierung der Rechenzeit wird der flexible Körper der gekröpften Vorderachse entweder durch einen starren Körper oder durch einen quasi-elastischen Körper ersetzt. Beim quasi-elastischen Körper sind mehrere starre Körper über entsprechende Dreh- und Biegesteifigkeiten miteinander verbunden, um das elastische Verhalten des gesamten Körpers anzunähern. Es zeigt sich, dass die Verwendung eines starren Vorderachskörpers wenig Auswirkungen auf die Untersuchungsergebnisse im Rahmen dieser Arbeit hat.

Die flexiblen Körper für die Blattfedern werden durch lineare Balkenelemente ersetzt, die über verschiedene Biege- und Torsionsmoden verfügen. Untersuchungen zeigen, dass die Modellierung der Blattfedern einen großen Einfluss auf das Fahrverhalten hat und für eine realistische Abbildung des Wankverhaltens des Fahrzeugs die Torsion der Blattfedern berücksichtigt werden muss.

Zur Verdeutlichung wird nachfolgend dieser Einfluss an einem Sinus-mit-Haltezeit-Manöver näher untersucht. Dazu wird die Substruktur der Vorderachse des Referenzmodells durch zwei vereinfachte Varianten ausgetauscht. Bei der ersten Variante werden die flexiblen Körper der Blattfedern durch lineare Balkenelemente ersetzt, die nicht über einen Torsionsfreiheitsgrad verfügen. Bei der zweiten Variante wird die Torsion der Blattfedern in den linearen Balkenelementen berücksichtigt. Alle anderen Substrukturen sind identisch zu denen des Referenzmodells. Abbildung 4.3 zeigt den Wankwinkel des Fahrzeugs für

das Referenzmodell, das Referenzmodell mit Balkenelementen ohne Torsion der Blattfedern und mit Torsion der Blattfedern. Beim Wanken kommt es zu einer



**Abbildung 4.3.** – Einfluss der Torsion der Blattfeder auf den Wankwinkel bei einem Sinus-mit-Haltezeit-Manöver.

Verdrehung des Aufbaus gegenüber der Achse und dadurch zu einer Verdrehung der Blattfedern. Wird die Torsion der Blattfedern um die Fahrzeuglängsachse nicht berücksichtigt bzw. unterbunden, wird die Wankstabilisierung des Aufbaus erhöht. Die Verdrehung der Blattfedern wird dann ausschließlich durch die Kraftelemente zwischen Blattfeder und Rahmen ermöglicht. Eine erhöhte Wankstabilisierung an der Vorderachse verschiebt das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs in Richtung Untersteuern, da die dynamische Radlaständerung an der Vorderachse erhöht wird. Durch Berücksichtigung der Torsion der Blattfeder kann das Verhalten des flexiblen Blattfederkörpers besser angenähert werden.

**Lenkung** Die Lenkung wird auf der Eingangsseite des Lenkgetriebes vereinfacht. Kraftelemente und Körper werden entfernt. Das reduziert die Rechenzeit und ermöglicht eine bessere Vergleichbarkeit mit dem systemdynamischen Modell.

**Antrieb** Die komplexen, rechenaufwändigen Motorlager werden durch einfache Modelle mit Kennlinien ersetzt. Da das Steuergerät des EBS Signale aus dem Antriebsstrang, wie das aktuelle Motormoment und die Drehzahl, benötigt, wird der Antriebsstrang in der objektorientierten Beschreibungssprache Modelica<sup>®</sup> [71] modelliert und über das Functional Mockup Interface [13] als detailliertes Teilsystemmodell in das Mehrkörpermodell integriert. Das Modell beinhaltet neben einem kennfeldbasierten Motormodell eine Kupplung und ein Getriebe mit

einem Schaltautomaten, der die Gänge des Getriebes in Abhängigkeit der Motordrehzahl wählt.

**Reifen** Das komplexe, physikalische Reifenmodell wird durch ein semi-physikalisches Reifenmodell (TMeasy [40]) ersetzt. Für Fahrdynamikuntersuchungen ist dieses Modell ausreichend. Außerdem kann so die Vergleichbarkeit mit dem systemdynamischen Fahrzeugmodell erhöht werden, das dasselbe Reifenmodell verwendet.

Durch die beschriebenen Vereinfachungen kann das Mehrkörpermodell auf einem Hochleistungsrechner mit Echtzeitbetriebssystem in Echtzeit simuliert werden (vgl. Abschnitt 5.2.1). Als numerisches Lösungsverfahren wird das in Abschnitt 3.3.2 vorgestellte BDF(2)-Verfahren verwendet. Ein Abgleich der Simulationsergebnisse des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells mit dem Referenzmodell ist in Abschnitt 4.1.4 gezeigt.

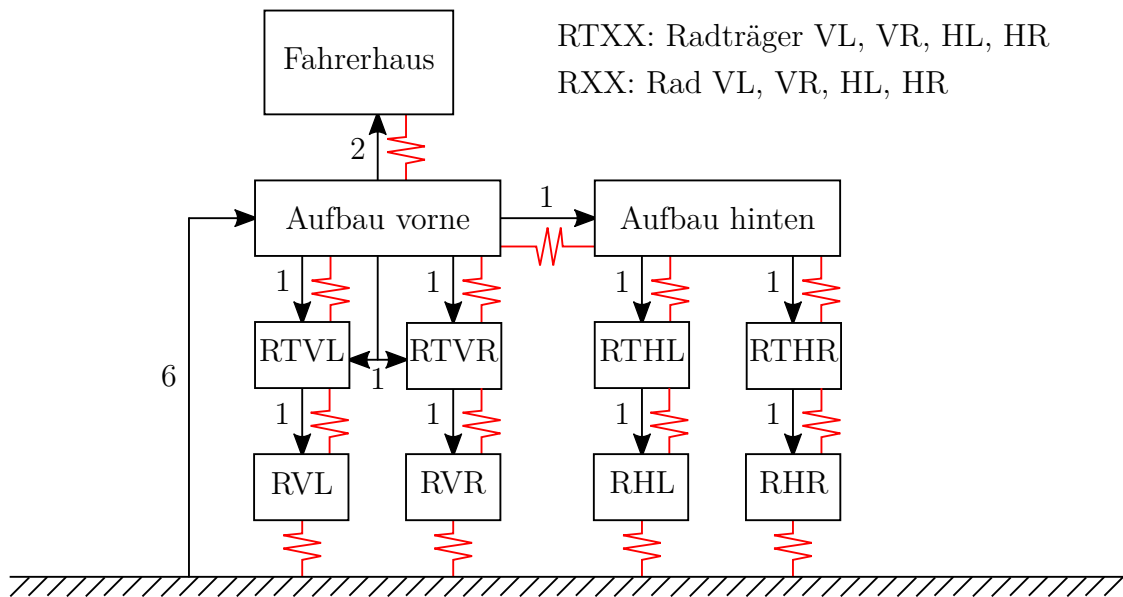
### 4.1.3. Systemdynamisches Modell

Bei dem verwendeten Fahrzeugmodell handelt es sich um ein kommerzielles Fahrzeugmodell, das von der Firma dSPACE unter der Bezeichnung Automotive Simulation Models (ASM) Vehicle Dynamics angeboten wird [31]. Das Fahrzeugmodell ist modular aufgebaut und lässt sich flexibel, auch zur Laufzeit, für die Simulation verschiedener Kombinationen von Zugfahrzeugen und Anhängern anpassen [59, 76]. Neben dem Fahrzeugmodell sind in dieser Special Purpose-Simulationsanwendung Modelle für Fahrer und Umwelt enthalten. Das ursprünglich für die Simulation der Fahrzeugdynamik von Personenkraftwagen entwickelte Modell, wurde zur Simulation von Nutzfahrzeugen um einen torsionsweichen Rahmen, ein Fahrerhaus und optionale Achsen erweitert. Zur Berechnung der Reifenkräfte steht unter anderem das TMeasy-Reifenmodell zur Verfügung.

#### Struktur des mechanischen Modells

Die Struktur des mechanischen Modells einer zweiachsigen Sattelzugmaschine ist in Abbildung 4.4 gezeigt. Auf Grund der Einfachheit des Modells ist eine aufgelöste Darstellung der einzelnen starren Körper möglich, die durch die Rechtecke repräsentiert werden. Diese sind über Gelenke, dargestellt durch die schwarzen Pfeile, kinematisch miteinander verbunden. Die Zahlen neben den Pfeilen geben die Anzahl der Freiheitsgrade des jeweiligen Gelenkes an. Die Beschreibung des räumlichen Zustandes erfolgt über Relativkoordinaten. Kraftelemente zwischen den Körpern werden durch rote Federelemente dargestellt.

Der Aufbau des Fahrzeugs ist unterteilt in einen vorderen und hinteren Teil, sowie das Fahrerhaus. Der vordere Teil des Aufbaus hat gegenüber dem Inertialsystem sechs Freiheitsgrade. An ihn angebunden ist der hintere Teil des Aufbaus mit einem Torsionsfreiheitsgrad, um die Verdrehung des Rahmens auf einfache Weise abzubilden.



**Abbildung 4.4.** – Struktur des systemdynamischen Fahrzeugmodells.

Das Fahrerhaus ist über einen translatorischen Freiheitsgrad in vertikaler Richtung und einen Nickfreiheitsgrad mit dem vorderen Teil des Fahrzeugaufbaus verbunden. Dadurch können Effekte wie die Änderung des Blickwinkels von im Fahrerhaus verbauten optischen Sensoren abgebildet werden. Die Radträger der Vorder- und Hinterachse sind über einen Freiheitsgrad, der Einfederung, an den entsprechenden Teil des Aufbaus angebunden. Im Falle einer gelenkten Achse haben die Radträger zusätzlich den Lenkwinkel als Freiheitsgrad gegenüber dem Aufbau. Die Räder sind an den jeweiligen Radträger angebunden und haben einen rotatorischen Freiheitsgrad. Nicht dargestellt in Abbildung 4.4 sind aerodynamische Kräfte, die zwischen dem Inertialsystem und dem vorderen Teil des Fahrzeugaufbaus wirken.

Auf Grund der Baumstruktur des dargestellten Mehrkörpermodells sind die verwendeten Relativkoordinaten zugleich Minimalkoordinaten. Die Bewegungsgleichungen können mit Hilfe des PRINZIPS VON JOURDAIN rechenzeiteffizient aufgestellt werden [91] und führen auf ein System von gewöhnlichen Differentialgleichungen. Auf Grund der geringen Steifigkeit des Gleichungssystems können diese mit dem expliziten Euler-Verfahren gelöst werden (vgl. Abschnitt 3.3.2). Die kinematische Grundstruktur anderer systemdynamischer Fahrzeugmodelle ist ähnlich. Eines davon ist in [88] genauer erläutert.

Im Rahmen dieser Arbeit sind die fahrdynamischen Eigenschaften des Modells entscheidend. Die anderen Modellteile, wie zum Beispiel der Antriebsstrang, werden nicht genauer erläutert. Sie werden auf vergleichbar einfache Weise, unter anderem mit Hilfe von Kennfeldern, modelliert. Die Brems- und Antriebsmomente aus der Bremsanlage

bzw. dem Antriebsstrang wirken auf die Räder und stützen sich an den Radträgern ab. Eine ausführlichere Beschreibung findet sich in [3].

Auf Grund der einfachen Modellierung der mechanischen Struktur des Fahrzeugs kommt es mit diesem Modell unweigerlich zu Ungenauigkeiten bei der Simulation der Fahrdynamik von schweren Nutzfahrzeugen. Da das Modell ursprünglich für die Simulation der Fahrdynamik von Pkw entwickelt wurde, gibt es keine separaten Körper für die in schweren Nutzfahrzeugen typischen Starrachsen. Zudem wird vereinfachend angenommen, dass die Schwerpunkte der Radträger in der Mitte der Räder liegen. Für Einzelradaufhängungen führt dies zu akzeptablen Ergebnissen. Bei Starrachsen bedeutet das, dass die Masse der Achse und ihre Trägheitseigenschaften auf zwei starre Körper aufgeteilt werden müssen, deren Schwerpunkt in der jeweiligen Radmitte liegt. Das führt zu einem Modell, bei dem jeder der Radträger die Masse des eigentlichen Radträgers und zusätzlich die Masse der halben Achse enthält. Besonders bei angetriebenen Starrachsen, mit einem schweren Ausgleichsgetriebe in der Mitte der Achse, führt diese Annahme zu Abweichungen. Phänomene wie das Abheben eines Rades können damit nicht realistisch nachgebildet werden. Außerdem neigen sich die Räder des Modells mit dem Wankwinkel des Aufbaus, was bei Starrachsen nicht der Fall ist und auf abweichende Sturzwinkel der Reifen führt. Weitere Beispiele für Effekte, welche mit dem vorgestellten systemdynamischen Modell nicht dargestellt werden können, sind das Wanken des Fahrerhauses relativ zum Aufbau, die Verdrehung des Rahmens bei hohen Antriebsmomenten und die Durchbiegung des Rahmens um die Querachse.

### **Beschreibung der Kinematik und Elastokinematik der Radaufhängungen**

Bei einem realen Fahrzeug sind die Radträger bzw. die Achsen durch Lenker und Führungen mit dem Fahrzeugaufbau verbunden. Dadurch werden ihre Bewegungsmöglichkeiten eingeschränkt. Bei einer idealen kinematischen Führung bleiben dem Radträger nur das Ein- bzw. Ausfedern als freie Bewegungsmöglichkeiten. Im Fall eines gelenkten Rades kommt noch die Lenkbewegung hinzu. Bei Starrachsen besteht zudem eine starke Koppelung zwischen den Rädern der beiden Seiten. Die sogenannte Kinematik, oder auch Radhubkinematik, eines Radträgers kann in Abhängigkeit der verallgemeinerten Koordinaten, Federwege und Lenkbewegung, beschrieben werden [3, 67, 87, 91].

Bei realen Radaufhängungen werden Elastomer-Lager mit unterschiedlichen Steifigkeiten verwendet. Das führt dazu, dass den Radträgern weitere, kleine Bewegungsmöglichkeiten zur Verfügung stehen [86]. Durch Elastizitäten in der Radaufhängung kann das Fahrverhalten in bestimmten Zuständen (z.B. beim Bremsen in der Kurve) deutlich beeinflusst werden [91]. Die Position und Orientierung der Radträger hängt neben den generalisierten Koordinaten zusätzlich von den auf den Radträger wirkenden Belastungen ab. Die Änderung der Radstellung auf Grund von Kräften und Momenten zwischen Reifen und Fahrbahn wird als Elastokinematik bezeichnet [87].

Die Beschreibung der Elastokinematik im verwendeten Modell erfolgt über zusätzliche Kennfelder. Die elastokinematischen Bewegungsanteile werden den kinematischen linear überlagert. Im englischen Sprachgebrauch wird die kinematische und elastokinematische Bewegung des Radträgers als Kinematics & Compliance bezeichnet [3].

In der  $6 \times 1$  Spaltenmatrix  ${}^V\mathbf{l}_{Vi}$  sind die Translationen  $x_{Vi}$ ,  $y_{Vi}$ ,  $z_{Vi}$  und die Rotationen  $\alpha_{Vi}$ ,  $\beta_{Vi}$ ,  $\gamma_{Vi}$  des Radträgers  $i$  relativ zum Fahrzeugkoordinatensystem  $K_V$  zusammengefasst.

$${}^V\mathbf{l}_{Vi} = {}^V[x_{Vi}, y_{Vi}, z_{Vi}, \alpha_{Vi}, \beta_{Vi}, \gamma_{Vi}]^T \quad (4.1)$$

Die Koordinaten eines Radträgers  $i$  im Fahrzeugkoordinatensystem ergeben sich aus den Koordinaten  ${}^V\mathbf{l}_{Vi,0}$  in der Konstruktionslage, ohne wirkende Kräfte und Momente, zusammen mit den Änderungen  $\Delta {}^V\mathbf{l}_{Vi}$  der Koordinaten in Folge der Einfederung  $q_w$  des Rades, der Einfederung  $q_o$  des gegenüberliegenden Rades, der Verdrehung des Lenkstockhebels  $q_l$ , sowie den Kräften  $f_w$  und den Momenten  $t_w$  auf den Radträger und den Kräften  $f_o$  und Momenten  $t_o$  auf den gegenüberliegenden Radträger.

$${}^V\mathbf{l}_{Vi} = {}^V\mathbf{l}_{Vi,0} + \Delta {}^V\mathbf{l}_{Vi}(q_w, q_o, q_l, f_{w,x}, f_{w,y}, f_{o,x}, f_{o,y}, t_{w,x}, t_{w,y}, t_{w,z}, t_{o,x}, t_{o,y}, t_{o,z}) \quad (4.2)$$

Für die Position  ${}^Vz_{Vi}$  des Radträgers in vertikaler Richtung ergibt sich  ${}^Vz_{Vi} = q_w$ . Da die Erstellung von Kennfeldern für  $\Delta {}^V\mathbf{l}_{Vi}$  in Abhängigkeit aller möglicher Kombinationen der Variablen extrem aufwändig wäre, wird angenommen, dass die Änderung der Position und Orientierung der Radträger aus einer linearen Superposition berechnet werden kann.

$${}^V\mathbf{l}_{Vi} \approx {}^V\mathbf{l}_{Vi,0} + \Delta {}^V\mathbf{l}_{Vi,q_w,q_o}(q_w, q_o) + \Delta {}^V\mathbf{l}_{Vi,q_l}(q_l) + \Delta {}^V\mathbf{l}_{Vi,f_w,x}(f_{w,x}) + \dots \quad (4.3)$$

Das bedeutet, dass der Einfluss der entsprechenden generalisierten Koordinate, der Kraft oder des Momentes, unabhängig von den anderen Variablen gemessen und in Kennfeldern hinterlegt wird. Um die Anzahl der notwendigen Kennfelder zu reduzieren, werden häufig Einflüsse von gewissen, ausgewählten Kräften und Momenten vernachlässigt. Außerdem werden die Kennfelder in der Regel von der linken Seite auf die rechte Seite gespiegelt. Dies vereinfacht die Parametrierung des Modells auf Kosten der Modellgenauigkeit.

Neben der Kinematik und Elastokinematik werden auch die Längenänderungen der Federn, Dämpfer und Stabilisatoren in Abhängigkeit der generalisierten Koordinaten Einfederungen und Lenkwinkel parametrisiert. In der Spaltenmatrix  $\mathbf{m}_i$  sind die Längenänderungen der Kraftelemente des Radträgers  $i$  zusammengefasst.

$$\mathbf{m}_i = [\Delta l_{Feder,i}, \Delta l_{Dämpfer,i}, \Delta l_{Stabi,i}]^T \quad (4.4)$$

Die Elastokinematik spielt wegen ihrer kleinen Bewegungen für die Kraftelemente selbst keine Rolle. In Konstruktionslage ist die Längenänderung der Kraftelemente null.

$$\mathbf{m}_i = \Delta \mathbf{m}_i(q_w, q_o, q_l) \approx \Delta \mathbf{m}_{i,q_w,q_o}(q_w, q_o) + \Delta \mathbf{m}_{i,q_l}(q_l) \quad (4.5)$$

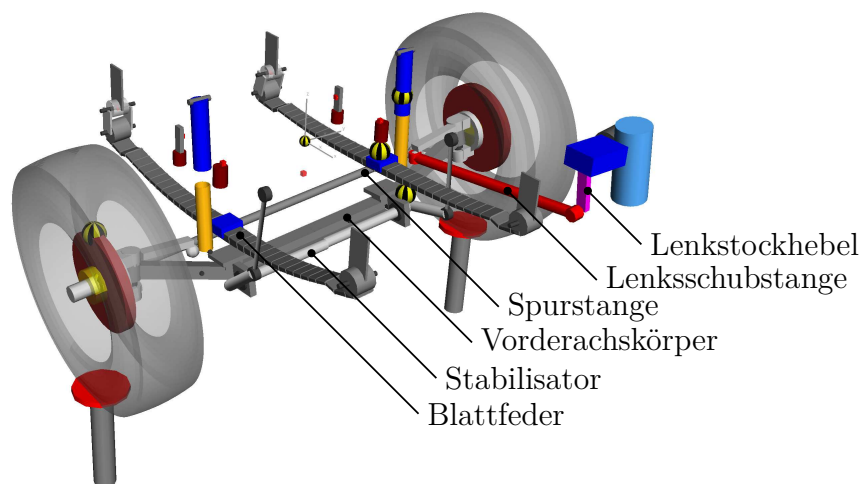
Genau wie bei der Kinematik der Radträger werden die Einflüsse linear überlagert.



## Parametrierung der Kinematik und Elastokinematik

Die umfangreichen Daten für die Kennfelder in Gleichung (4.3) und (4.5) können aus Messungen oder aus Simulationen bestimmt werden. Im Folgenden wird ein im Rahmen dieser Arbeit entwickelter, automatisierter Simulationsprozess vorgestellt, bei dem die benötigten Kennfelder aus Ergebnissen einer Mehrkörpersimulation generiert werden. Auf die Angabe eines Koordinatensystems zur Koordinatendarstellung wird im Weiteren verzichtet. Es wird das Fahrzeugkoordinatensystem  $K_V$  verwendet.

Die Substrukturen der Vorder- und Hinterachse des beschriebenen Mehrkörpermodells werden in einem virtuellen Prüfstand vermessen. Dazu werden sie jeweils mit einem festen Rahmen verbunden und die Radträger eingefedert, der Lenkstockhebel verdreht und die notwendigen Kräfte und Momente auf die Radträger aufgebracht. Der virtuelle Prüfstand für die Vorderachse ist in Abbildung 4.5 dargestellt. In der erstellten



**Abbildung 4.5.** – Virtueller Prüfstand zur Vermessung von Kinematik und Elastokinematik einer Vorderachse.

Testsequenz werden zunächst alle möglichen Kombinationen der Einfederung  $q_w$  des Rades und der Einfederung  $q_o$  des gegenüberliegenden Rades angefahren. Anschließend wird in Konstruktionslage ( $q_w = q_o = 0$ ) der Lenkstockhebel ( $q_l$ ) verdreht. Im nächsten Schritt werden Kräfte und Momente auf die beiden Radträger aufgebracht. Während der gesamten Testsequenz werden die Veränderungen  $\Delta l_{V_i}$  der Koordinaten des Radträgers und die Längenänderungen  $\Delta m_i$  der Kraftelemente aufgezeichnet.

Die Kennfelder für die Parametrierung des systemdynamischen Fahrzeugmodells werden automatisiert aus den aufgezeichneten Daten erstellt. Dazu werden die Messdaten durch Polynome höherer Ordnung approximiert und in das für die Parametrierung benötigte Format gebracht. Bei den Winkeln  $\alpha_{V_i}$ ,  $\beta_{V_i}$  und  $\gamma_{V_i}$  der Radträger ist eine Umrechnung erforderlich, da die Drehreihenfolge der Kardan-Winkel im Mehrkörpersimulationsprogramm und im systemdynamischen Fahrzeugmodell unterschied-

lich definiert ist. Eine detaillierte Beschreibung dieser Umrechnung befindet sich in Anhang A.

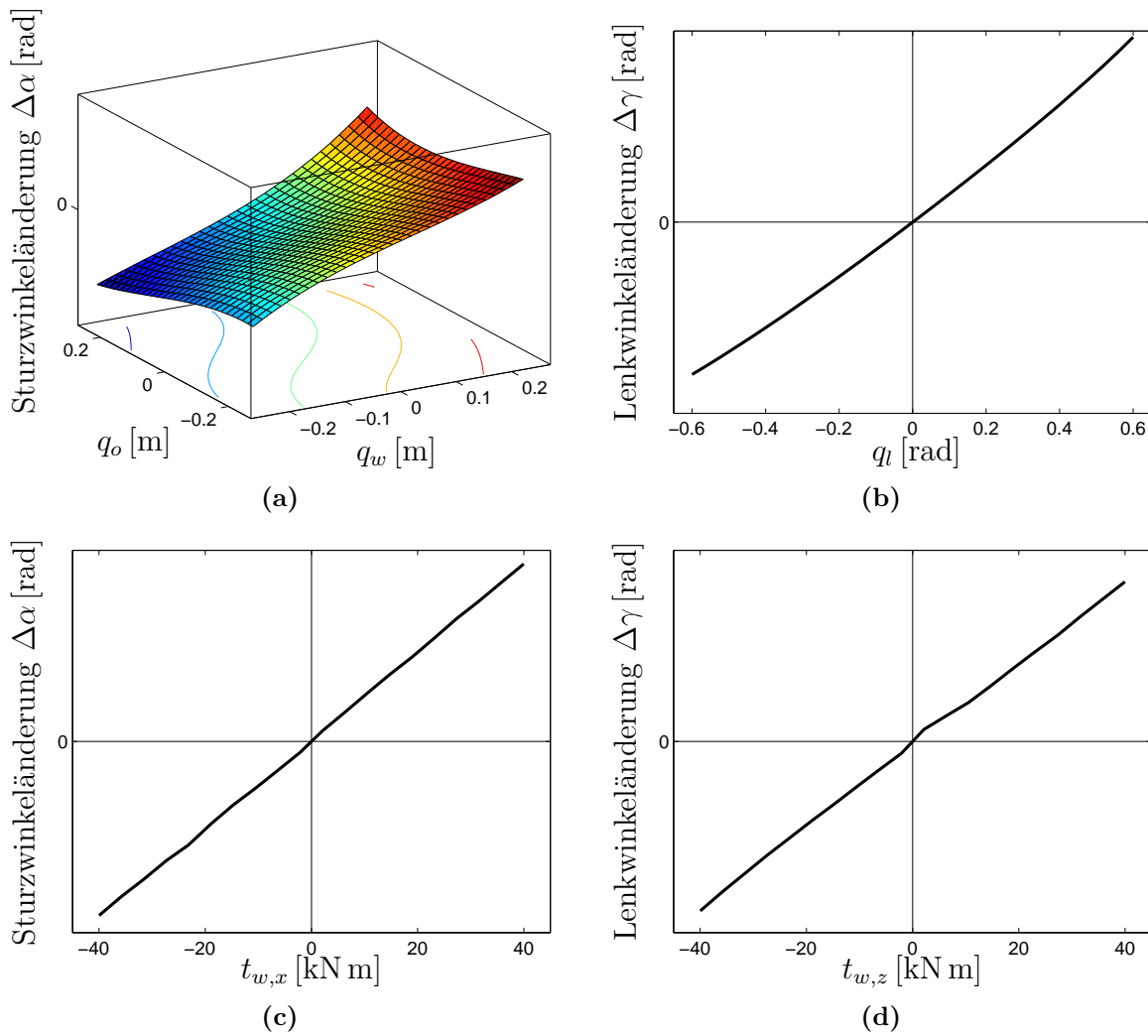
Abbildung 4.6 zeigt exemplarisch ein Kennfeld und drei Kennlinien zur Beschreibung der Kinematik und Elastokinematik des Radträgers vorne links des systemdynamischen Fahrzeugmodells. Auf Grund der starken Kopplung des linken und rechten Radträgers bei Starrachsen werden die Kennfelder in Abhängigkeit der Kombinationen der Einfeldungen der linken und rechten Seite erstellt. In Abbildung a) ist die Änderung des Sturzwinkels  $\Delta\alpha$  des linken Rades in Abhängigkeit der Einfeldung des linken und rechten Radträgers zu sehen. Die Sturzwinkeländerung ist hier positiv, wenn sich der obere Teil des linken Rades zur Fahrzeugmitte neigt. In der Abbildung ist zu erkennen, dass der Sturzwinkel am linken Rad zunimmt, wenn das linke Rad einfedert ( $q_w > 0$ ), oder das rechte Rad ausfedert ( $q_o < 0$ ). Abbildung b) zeigt die Lenkwinkeländerung  $\Delta\gamma$  des linken Rades in Abhängigkeit der Verdrehung des Lenkstockhebels  $q_l$ . Die Lenkwinkeländerung ist positiv, wenn das Rad nach links lenkt. Dieser Zusammenhang ist auf Grund der Geometrie des Lenktrapezes nichtlinear. In Linkskurven ( $q_l > 0$ ) wird das kurveninnere, linke Rad stärker gelenkt, als in Rechtskurven ( $q_l < 0$ ), wenn es das kurvenäußere Rad ist. Die Zusammenhänge in den Abbildungen a) und b) bilden einen Teil der Kinematik des linken Vorderrades ab. Beispiele für die Elastokinematik sind in den Kennlinien in den Abbildungen c) und d) zu sehen. Erwartungsgemäß führt ein positives Moment  $t_{w,x}$  auf den Radträger zu einer positiven Sturzwinkeländerung  $\Delta\alpha$  und ein positives Moment  $t_{w,z}$  zu einer positiven Lenkwinkeländerung  $\Delta\gamma$ .

Trotz der gemachten Vereinfachungen bei der Beschreibung der Kinematik und Elastokinematik, ist der Parametrierungsaufwand hoch. Abbildung 4.6 zeigt nur eine kleine Auswahl der benötigten Kennfelder und Kennlinien. Die Kinematik jeder Achsvariante muss vermessen werden. Wenn sich eine Achse durch konstruktive Modifikationen ändert, muss der Prozess erneut durchlaufen werden.

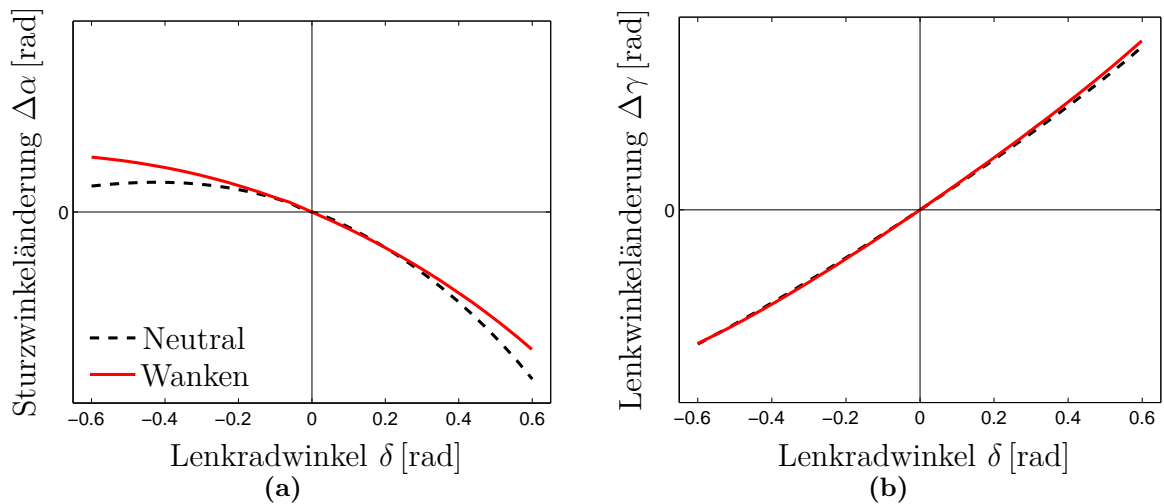
### Probleme der kennfeldbasierten Beschreibung

Durch die lineare Superposition der Einflüsse der verschiedenen Variablen, der Vernachlässigung der Einflüsse einzelner Variablen und der Spiegelung der Kennfelder von der linken auf die rechte Fahrzeugseite, kommt es zu Ungenauigkeiten in der Beschreibung der Kinematik und Elastokinematik der Radführungen [6].

Die folgenden Beispiele zeigen Ungenauigkeiten, welche durch die lineare Superposition entstehen. Abbildung 4.7 zeigt die Abhängigkeit der Sturzwinkeländerung  $\Delta\alpha$  und der Lenkwinkeländerung  $\Delta\gamma$  des linken Rades in Abhängigkeit der Verdrehung des Lenkstockhebels in der neutralen Lage und in einer ausgelenkten Lage. In der neutralen Lage ist die Einfeldung der beiden Räder null. In der ausgelenkten Lage (Wanken) ist die Achse gegenüber dem Aufbau um die Wankachse verdreht ( $q_w < 0, q_o > 0$ ). Für den Verlauf der Sturzwinkeländerung und der Lenkwinkeländerung in Abhängigkeit der Verdrehung des Lenkstockhebels ergeben sich Unterschiede für die beiden Lagen.



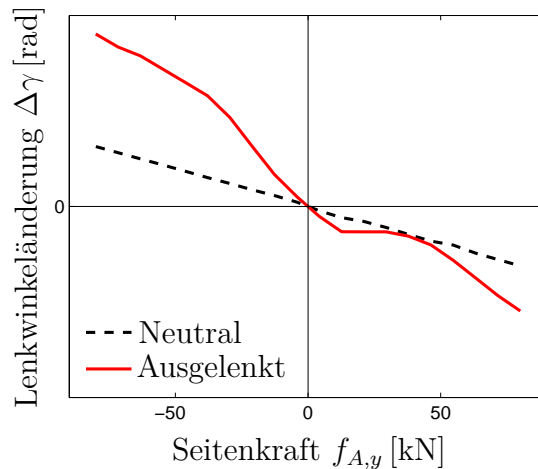
**Abbildung 4.6.** – Ausgewählte Kennfelder zur Parametrierung der Kinematik und Elastokinematik (qualitative Darstellung): a) Sturzwinkeländerung  $\Delta\alpha$  in Abhängigkeit der Einfederung  $q_w$  links und der Einfederung  $q_o$  rechts, b) Lenkwinkeländerung  $\Delta\gamma$  in Abhängigkeit des Lenkstockhebelwinkels  $q_l$ , c) Sturzwinkeländerung  $\Delta\alpha$  in Abhängigkeit des Momentes  $t_{w,x}$  auf den linken Radträger und d) Lenkwinkeländerung  $\Delta\gamma$  in Abhängigkeit des Momentes  $t_{w,z}$  auf den linken Radträger.



**Abbildung 4.7.** – a) Sturzwinkeländerung und b) Lenkwinkeländerung des linken Rades in Abhängigkeit des Lenkstockhebels in Konstruktionslage (Neutral) und ausgelenkter Lage (Wanken).

Durch die lineare Superposition wird dieser Effekt vernachlässigt und es wird auch bei ausgelenkter Lage die Kennlinie in neutraler Lage benutzt. Dies führt besonders bei größeren Lenkstockwinkeln zu Fehlern. Der Fehler bei der Lenkwinkeländerung scheint gering, allerdings bewegt sich der Lenkwinkel in Abbildung b) in einem Bereich von  $-40^\circ$  bis  $40^\circ$ , so dass auch bereits kleine, zu erkennende Abweichungen zu einem nennenswerten Fehler führen. Die Sturzwinkeländerung  $\Delta\alpha$  dagegen bewegt sich im Bereich weniger Winkelminuten.

Zur Beschreibung der Elastokinematik werden Kennlinien verwendet, die die Einflüsse der einzelnen Kräfte und Momente auf die Position und Orientierung der Radträger in Konstruktionslage beschreiben. Typischerweise treten Seitenkräfte bei Kurvenfahrt auf. Deswegen wird zusätzlich der Einfluss der Seitenkraft auf die gesamte Vorderachse in einer ausgelenkten Position der Radaufhängung untersucht, wie sie in einer Linkskurve auftritt. Das linke Rad ist ausgefedert, das rechte eingefedert und der Lenkstockhebel ist so verdreht, dass die beiden Räder nach links lenken. Abbildung 4.8 zeigt die Lenkwinkeländerung des linken Rades in Abhängigkeit der Seitenkraft auf die Vorderachse in Konstruktionslage und ausgelenkter Lage. In der ausgelenkten Lage kommt es bei identischer Seitenkraft zu einer deutlich höheren Verdrehung des Rades um die Hochachse. Durch den eingelenkten Radträger erzeugt die Seitenkraft zugleich ein Moment um den Achsschenkelbolzen des Radträgers, das über die Elastizitäten der Lenkschubstange und der Spurstange sowie deren Lager abgestützt wird. In der neutralen Lage ist der Hebelarm der Seitenkraft um die Drehachse des Radträgers verschwindend und es kommt nur zu einer geringfügigen Änderung des Lenkwinkels.



**Abbildung 4.8.** – Lenkwinkeländerung des linken Rades in Abhängigkeit der Seitenkraft auf die Vorderachse in Konstruktionslage (Neutral) und ausgelenkter Lage (Prüfstandsergebnis).

Untersuchungen der Einflüsse von anderen Kräften und Momenten zeigen ähnliche Ergebnisse.

Wie die lineare Superposition führt auch die Spiegelung der Kennfelder von der linken auf die rechte Seite zu Ungenauigkeiten. Die unsymmetrische Lenkung im realen Fahrzeug über einen Lenkstockhebel führt auf Grund der Steifigkeit der Spurstange zu unterschiedlichen Einflüssen der Kräfte und Momente auf den Lenkwinkel auf der linken und rechten Seite. Auf der linken Seite ist der Radträger nur über die Lenkschubstange und dem Lenkstockhebel mit dem Lenkgetriebe verbunden. Auf der rechten Seite ist der Radträger über die Spurstange mit dem linken Radträger verbunden. Die Elastizitäten sind hier insgesamt größer als auf der linken Seite. Bei einer Spiegelung der Kennfelder geht der für Nutzfahrzeuge typische Einfluss der Elastizität der Spurstange und deren Lager verloren.

Insgesamt können sich die beschriebenen Effekte zu einer von der eigentlichen Kinematik und Elastokinematik, abweichenden Darstellung aufsummieren. Besonders in extremen Manövern, bei denen große Federwege, Lenkwinkel und Belastungen auftreten, spielt der Einfluss von Nichtlinearitäten, Kopplungen und Asymmetrien eine nicht unerhebliche Rolle.

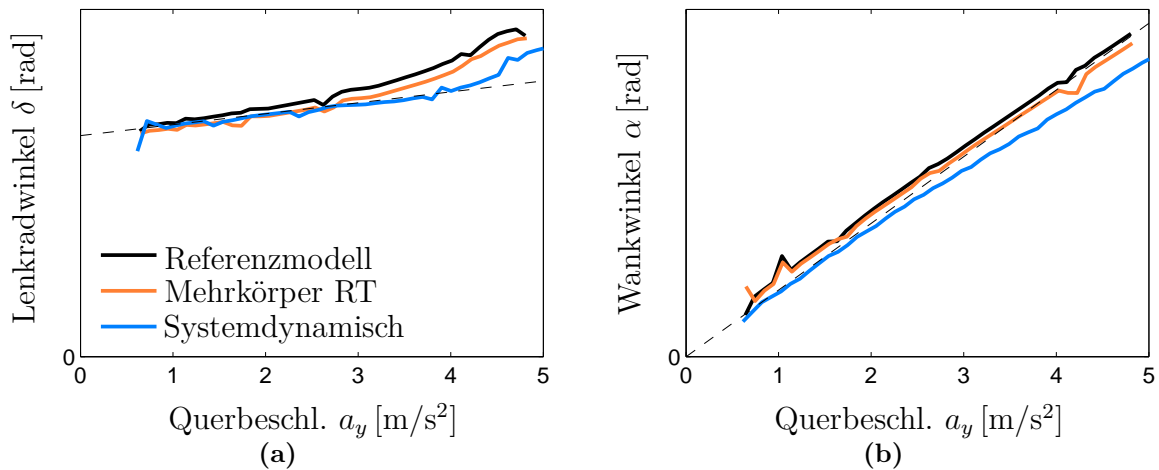
#### 4.1.4. Abgleich der Fahrzeugmodelle

Es stellt sich die Frage, inwieweit die beiden echtzeitfähigen Fahrzeugmodelle die reale Fahrdynamik wiedergeben. Das in Abschnitt 4.1.1 vorgestellte Mehrkörpermodell wurde mit Ergebnissen aus dem Fahrversuch validiert und dient daher als Referenzmodell. Simulationsergebnisse des daraus abgeleiteten, echtzeitfähigen Mehrkörpermodells (Abschnitt 4.1.2) und des systemdynamischen Fahrzeugmodells (Ab-

schnitt 4.1.3) werden mit Ergebnissen des Referenzmodells verglichen. Um den Einfluss verschiedener Reifenmodelle auszuschließen, wird in allen drei Modellen das TMeasy-Reifenmodell mit identischer Parametrierung verwendet.

### Quasi-stationäre Kreisfahrt

Bei der quasi-stationären Kreisfahrt kann das Eigenlenkverhalten und das Wankverhalten der Fahrzeugmodelle untersucht werden. Dabei werden die Fahrzeuge aus dem Stillstand mit einer geringen, konstanten Beschleunigung auf einer Kreisbahn mit einem Radius von 50 m beschleunigt. Abbildung 4.9 zeigt den Lenkradwinkel und den Wankwinkel des Referenzmodells, des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells (Mehrkörper RT) und des systemdynamischen Fahrzeugmodells in Abhängigkeit der Querbeschleunigung.



**Abbildung 4.9.** – Vergleich der Fahrzeugmodelle anhand der quasi-stationären Kreisfahrt: a) Lenkradwinkel und b) Wankwinkel des Referenzmodells, des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells und des systemdynamischen Modells in Abhängigkeit der Querbeschleunigung.

In Abbildung a) ist zu erkennen, dass alle Modelle einen positiven Eigenlenkgradienten und damit ein untersteuerndes Fahrverhalten aufweisen. Für Querbeschleunigungen  $a_y < 3 \text{ m/s}^2$  ist der Zusammenhang zwischen Lenkwinkel und Querbeschleunigung annähernd linear und die Ergebnisse aller Modelle zeigen eine gute Übereinstimmung. Mit steigender Querbeschleunigung kommt es beim Referenzmodell und dem echtzeitfähigen Mehrkörpermodell früher zu Abweichungen von diesem linearen Verhalten, was hier mit den Elastizitäten in der gesamten Lenkung zusammenhängt. Erst bei weiter steigender Querbeschleunigung kommt es auch beim systemdynamischen Fahrzeugmodell zu einem nichtlinearen Verhalten, was durch das nichtlineare Reifenverhalten verursacht wird. Insgesamt zeigen die Lenkradwinkel aller drei Modelle eine gute

Übereinstimmung. Für hohe Querbeschleunigungen kommt es allerdings zu kleinen Abweichungen beim systemdynamischen Modell.

Abbildung b) zeigt den Wankwinkel in Abhängigkeit der Querbeschleunigung. Mit steigender Querbeschleunigung kommt es zu einer Zunahme des Wankwinkels. Der Zusammenhang für das Referenzmodell und das echtzeitfähige Mehrkörpermodell ist über den gesamten Bereich annähernd linear und die beiden Modelle zeigen eine gute Übereinstimmung. Beim systemdynamischen Modell zeigt sich ein schwach ausgeprägter degressiver Verlauf. Die Torsion der Blattfedern kann hier nicht abgebildet werden und es kommt zu einer höheren Wankstabilisierung im Vergleich zu den beiden anderen Modellen und damit zu einem geringeren Wankwinkel. Insgesamt zeigen alle Modelle nur kleine Abweichungen für das untersuchte Manöver.

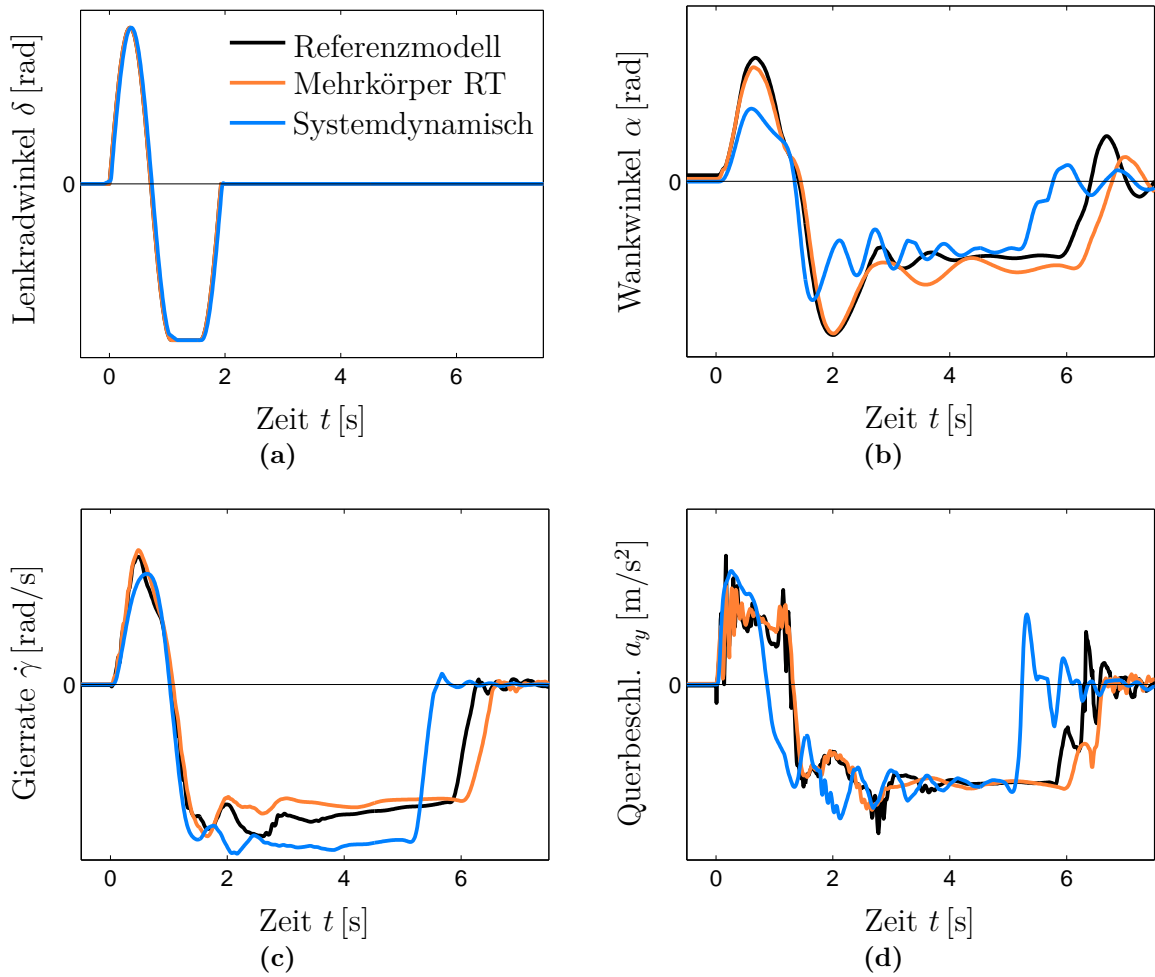
### **Sinus mit Haltezeit**

Beim Sinus-mit-Haltezeit-Manöver wird bei einer definierten Anfangsgeschwindigkeit ein Lenkwinkelverlauf vorgegeben. Abbildung 4.10 zeigt die wichtigsten fahrdynamischen Größen in Abhängigkeit der Zeit bei einer Anfangsgeschwindigkeit von 70 km/h. Abbildung a) zeigt die Lenkwinkelvorgabe. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  s wird zuerst nach links gelenkt. Die Lenkwinkelvorgabe folgt einem sinusförmigen Verlauf mit einer Frequenz von 0,7 Hz. Die maximale Amplitude des Lenkwinkels wird auf der rechten Seite für 0,5 s gehalten, bevor in die neutrale Stellung zurück gelenkt wird. Die Lenkwinkelvorgabe ist für alle drei Fahrzeugmodelle identisch.

Die Gierrate in Abbildung c) zeigt, dass alle drei Fahrzeugmodelle zu schleudern beginnen. Dies ist daran zu erkennen, dass der Betrag der Gierrate, auch nach dem Zurücklenken in die neutrale Stellung, für mehrere Sekunden kaum abfällt. Die Dauer des Schleuderns des systemdynamischen Modells ist im Vergleich zum Referenzmodell kürzer. Die Gierrate des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells und des Referenzmodells zeigen einen sehr ähnlichen Verlauf.

In Abbildung b) ist der Wankwinkel zu sehen. Auf Grund der kürzeren Schleuderphase des systemdynamischen Modells fällt auch der Wankwinkel früher ab als beim Referenzmodell. Darüber hinaus ist festzustellen, dass der Betrag des Wankwinkels kleiner ist als der des Referenzmodells. Es kommt außerdem zu Schwingungen im Bereich von  $t = 2$  s bis  $t = 4$  s, die in dieser Form beim Referenzmodell in deutlich geringerer Ausprägung zu sehen sind. Der Verlauf des Wankwinkels ist ähnlich zu dem in Abbildung 4.3 gezeigten Verlauf des Mehrkörpermodells ohne Torsion der Blattfeder. Die Torsion der Blattfeder, die vor allem beim Wanken mit gleichzeitig auftretender Seitenkraft eine Rolle spielt, ist auf Grund der linearen Superposition beim systemdynamischen Modell nicht abgebildet. Dies ist nur eine Ursache für die auftretenden Abweichungen. Generell ist die stark vereinfachte Struktur des Modells dafür verantwortlich. Der Verlauf des Wankwinkels für das echtzeitfähige Mehrkörpermodell liegt deutlich näher an dem des Referenzmodells.

Abbildung d) zeigt den Verlauf der horizontrierte Querbeschleunigung, gemessen



**Abbildung 4.10.** – Vergleich der Fahrzeugmodelle anhand des Sinus-mit-Haltezeit-Manövers: a) Lenkradwinkel, b) Wankwinkel, c) Gierrate und d) Querbeschleunigung des Referenzmodells, des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells (Mehrkörper RT) und des systemdynamischen Modells.



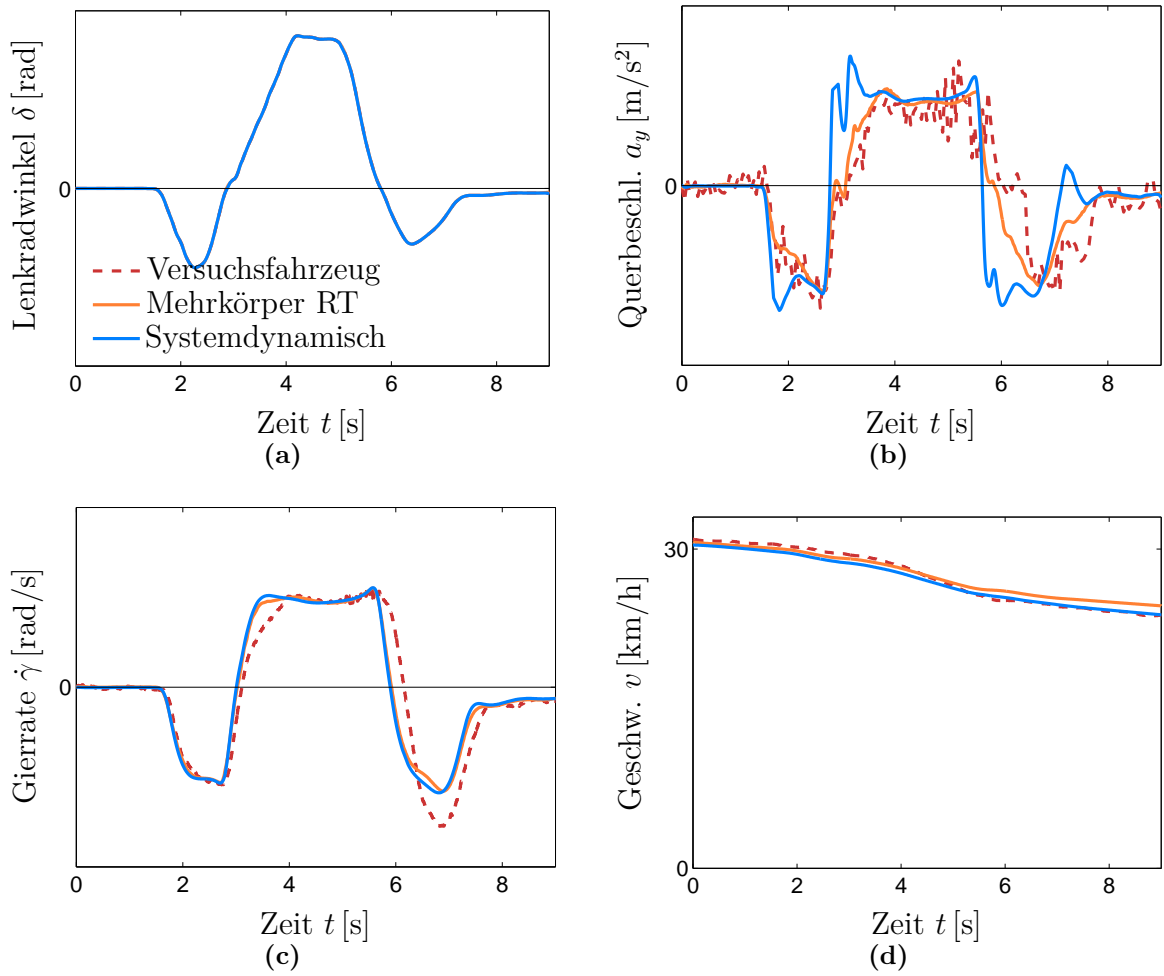
an einem definierten Punkt im Aufbau des Fahrzeugs. Auf Grund der geringeren Dauer des Schleuderns des systemdynamischen Modells fällt die Querb beschleunigung ebenfalls früher ab als beim Referenzmodell. Prinzipiell kann man erkennen, dass sich der Verlauf der Querb beschleunigung auch während des Schleuderns von dem des Referenzmodells unterscheidet. Der Querb beschleunigungsverlauf des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells ist dem des Referenzmodells relativ ähnlich. Die Querb beschleunigung ist eine wichtige Größe bei der Simulation von Manövern mit Eingriffen der ESC, da sie als Messgröße das Verhalten der Regelung maßgeblich mit beeinflusst.

Insgesamt liefert beim untersuchten Sinus-mit-Haltezeit-Manöver das echtzeitfähige Mehrkörpermodell Ergebnisse, die besser mit denen des validierten Referenzmodells übereinstimmen, als die des systemdynamischen Fahrzeugmodells. Die gezeigten Simulationen mit dem systemdynamischen Modell sind das Ergebnis ausgiebiger Anpassungen der Parameter des Modells und eine bessere Übereinstimmung mit dem Referenzmodell ist nicht zu erreichen. Ursachen für die Abweichungen des systemdynamischen Modells sind die deutlich einfachere Modellierung des Fahrzeugs und die Approximation der Kinematik und Elastokinematik durch Kennfelder. Dabei ist es schwierig festzustellen, welche die Hauptursachen für die Abweichungen sind. Zusammenfassend kann man sagen, dass das echtzeitfähige Mehrkörpermodell in allen Untersuchungen Ergebnisse liefert, die näher an denen des Referenzmodells liegen als die des systemdynamischen Modells. Da das echtzeitfähige Mehrkörpermodell vom Referenzmodell abgeleitet ist, ist die in den Simulationen zu sehende, bessere Übereinstimmung im Vergleich mit dem einfacheren systemdynamischen Modell zu erwarten.

## Doppelter Spurwechsel

Es stehen kaum Manöver zum Abgleich der Simulationsmodelle mit einem realen Versuchsfahrzeug zur Verfügung. Wünschenswert wären Messergebnisse eines Versuchsfahrzeugs, das bei hoher Geschwindigkeit ein kritisches Manöver durchfährt. Damit könnten die Simulationsmodelle in einer extremen Fahrsituation abgeglichen werden. Gegeben durch räumliche Beschränkungen kann mit dem Versuchsfahrzeug ein solches Manöver nur bei einer niedrigen Geschwindigkeit durchgeführt werden. Das Versuchsfahrzeug fährt mit einer Geschwindigkeit von etwa 30 km/h auf eine bewässerte Fläche mit niedrigem Reibwert und führt einen doppelten Spurwechsel durch. Der Fahrer weicht dabei aufgestellten Hindernissen aus. Die ESC des Fahrzeugs ist deaktiviert. Der aufgezeichnete Lenkradwinkel dient als Eingangsgröße für die Simulation.

Abbildung 4.11 zeigt den Lenkradwinkel  $\delta$ , die Querb beschleunigung  $a_y$ , die Gier rate  $\dot{\gamma}$  und die Geschwindigkeit  $v$  des Versuchsfahrzeugs und der Fahrzeugmodelle. Der Lenkwinkel lässt ein Ausweichen nach rechts erkennen. Die Abbildungen zeigen, dass die Simulationsergebnisse der beiden Simulationsmodelle weitestgehend mit den Messergebnissen übereinstimmen. Die Ergebnisse beider Modelle weisen Unterschiede zur gemessenen Gierrate beim Zurücklenken bei etwa 7 s auf. Möglicherweise sind lokale Abweichungen des Reibwerts im Fahrversuch dafür verantwortlich, die in der



**Abbildung 4.11.** – Abgleich des systemdynamischen Fahrzeugmodells und des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells mit einem Fahrversuch bei einem doppelten Spurwechsel. a) Lenkradwinkel  $\delta$ , b) Querbeschleunigung  $a_y$ , c) Gierrate  $\dot{\gamma}$  und d) Geschwindigkeit  $v$ .

Simulation nicht berücksichtigt werden können. Die Querbeschleunigung wird vom Mehrkörpermodell mit hoher Approximationsgüte wiedergegeben. Für das systemdynamische Modell ergeben sich auch hier Abweichungen.

Anhand des gezeigten Manövers alleine ist leider keine Beurteilung der echtzeitfähigen Fahrzeugmodelle im fahrdynamischen Grenzbereich möglich. Der Vergleich der Ergebnisse der Simulationsmodelle mit den Messergebnissen zeigt, dass bei diesem Manöver beide Fahrzeugmodelle die relevanten fahrdynamischen Größen gut abbilden können. Die Ergebnisse des echtzeitfähigen Mehrkörpermodells zeigen allerdings eine bessere Übereinstimmung mit den Messergebnissen als die des systemdynamischen Fahrzeugmodells.

## 4.2. Modellierung des Bremssystems

Ein Simulationsmodell des Bremssystems bietet in erster Linie den Vorteil, dass auf die Integration von zusätzlichen, realen pneumatischen Bauteilen in die Echtzeitumgebung verzichtet werden kann. Wegen der starken Nichtlinearitäten auf Grund der Kompressibilität der Luft ist die Simulation von pneumatischen Systemen aufwändiger als die hydraulischer Systeme [1]. Des Weiteren enthält das elektro-pneumatische Bremssystem von Nutzfahrzeugen pneumatische, elektronische und mechanische Komponenten. Die entscheidenden Effekte in diesen Komponenten stammen aus unterschiedlichen physikalischen Bereichen [49]. Die Modellierung führt daher auf eine komplexes, nichtlineares gekoppeltes System von Differentialgleichungen zur mathematischen Beschreibung der Pneumatik, Mechanik und Elektronik. Unabhängig davon, wie komplex das Bremssystem ist, setzt es sich allerdings immer aus einigen wenigen Komponenten zusammen, sodass das endgültige Simulationsmodell aus einer Kombination der Modelle der einzelnen Komponenten besteht [130].

Basierend auf den in Abschnitt 3.2 eingeführten Grundlagen der Thermo-Fluid-Dynamik wird in den folgenden Abschnitten eine Bibliothek von Grundkomponenten entwickelt, die sich speziell zur echtzeitfähigen Simulation von elektro-pneumatischen Bremssystemen eignet. Die Bibliothek umfasst Behälter, Zylinder, Bremssättel und elektrisch angesteuerte Ventile, aus denen die verschiedenen Konfigurationen von Bremssystemen in Nutzfahrzeugen aufgebaut und später in ein Gesamtfahrzeugmodell integriert werden können. Eingangsgrößen des Modells sind die elektrischen Spannungen an den einzelnen Ventilen des elektro-pneumatischen Bremssystems. Ausgangsgrößen sind die sich einstellenden Bremsdrücke und Bremsmomente an den einzelnen Rädern des Nutzfahrzeugs.

Ausgehend von den Anforderungen an das Modell wird seine Struktur dargestellt. Die einzelnen Teilsystemmodelle entsprechend der physikalischen Bereiche werden gezeigt. Dabei wird jeweils auf die Parametrierung und die numerische Stabilität der einzelnen Modellteile eingegangen. Es wird gezeigt, wie aus den Grundkomponenten das Simulationsmodell des Bremssystems eines Nutzfahrzeugs synthetisiert werden

kann. Anschließend wird das Simulationsmodell eines ausgewählten Bremssystems mit Versuchsergebnissen validiert.

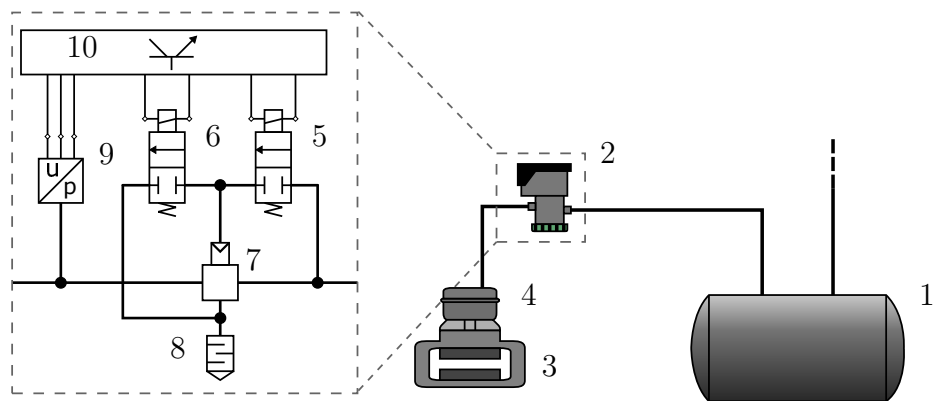
#### 4.2.1. Anforderungen

Um auf die Integration von realen pneumatischen Komponenten in die Echtzeitumgebung verzichten zu können, muss das Simulationsmodell des Bremssystems in der Lage sein, die Bremsdrücke und Bremsmomente an den einzelnen Rädern in Abhängigkeit der gemessenen Ventilspannungen in Echtzeit zu bestimmen. Im Fokus der entwickelten Methodik stehen Untersuchungen der Wechselwirkungen zwischen den Funktionen des EBS und der Fahrzeugdynamik. In der Regel handelt es sich dabei um kurze Eingriffe, die sich maximal über wenige Sekunden erstrecken. Die im Vergleich dazu langsame Aufbereitung und Nachförderung der Luft in die Vorratsbehälter muss im Modell daher nicht berücksichtigt werden. Die Modellierung der damit verbundenen Komponenten Luftpresser und Lufttrockner ist somit nicht notwendig. Des Weiteren wird von einem funktionsfähigen System ausgegangen. Auf die Modellierung des komplexen Mehrkreisschutzventils, das die einzelnen Kreise der Druckluftbremseanlage bei Kreisausfall gegeneinander absichert und den Komplettausfall des Bremssystems verhindert, kann ebenfalls verzichtet werden. Das Überströmen der Luft aus dem Vorratsbehälter eines Betriebsbremskreises in den anderen bis zum Schließdruck kann über ein einfaches Ventil abgebildet werden.

Der im Simulationsmodell des Bremssystems abzubildende Teil beschränkt sich damit auf den Bereich von den Vorratsbehältern bis zu den Radbremsen, an denen das Bremsmoment erzeugt wird. Die Schnittstelle zu den elektronischen Komponenten des EBS bilden die einzelnen Magnetventile des Bremssystems, die über elektrische Signale angesteuert werden, sowie die Drucksensoren, um die Druckregelkreise zu schließen. Abbildung 4.12 zeigt den vom Modell abzudeckenden Teil des Bremssystems für den Druckregelkreis eines einzelnen Rades. Für die Simulation eines gesamten Fahrzeugs kann dieser gespiegelt werden. Es wird von einem intakten, fehlerfreien System ausgegangen. Daher sind das Backup-Ventil des Druckregelmoduls und die pneumatischen Steuerleitungen, über die im Falle einer Störung des elektronischen Systems eine rein pneumatische Abbremsung des Fahrzeugs ermöglicht wird, nicht dargestellt. Das Druckregelmodul erhält vom Steuergerät der EBS eine Anforderung nach einem Solldruck und regelt diesen durch Öffnen und Schließen des Ein- und Auslassventils ein. Der Druck am Ausgang des Druckregelmoduls wird dazu über einen Drucksensor im Druckregelmodul gemessen. Ist der Druck im Bremszylinder zu gering, wird das Einlassventil über einen Elektromagneten durch Anlegen einer Spannung geöffnet und es strömt Luft aus dem Vorratsbehälter zum Steueranschluss des Relaisventils. Dieses öffnet und lässt solange Luft aus dem Vorratsbehälter in den Bremszylinder nachströmen, bis der Druck im Bremszylinder dem Druck am Steueranschluss entspricht<sup>2</sup>. Ist

---

<sup>2</sup>Der Druck am Ausgang des Relaisventils entspricht nicht exakt dem Druck am Steueranschluss.



- |                      |                        |
|----------------------|------------------------|
| 1 Vorratsbehälter    | 6 Auslassventil        |
| 2 Druckregelmodul 1K | 7 Relaisventil         |
| 3 Bremsattel         | 8 Schalldämpfer        |
| 4 Bremszylinder      | 9 Drucksensor          |
| 5 Einlassventil      | 10 ECU-Druckregelmodul |

**Abbildung 4.12.** – Zu modellierender Ausschnitt des Bremssystems für den Druckregelkreis eines einzelnen Rades.

der Druck im Bremszylinder zu hoch, wird das Auslassventil geöffnet. Die Luft vom Steueranschluss des Relaisventils entweicht über den Schalldämpfer in die Umgebung und das Relaisventil lässt die Luft aus dem Bremszylinder in die Umgebung entweichen, bis der Druck im Bremszylinder dem Druck am Steueranschluss entspricht.

Um das Modell in der Praxis anwendbar zu machen, muss sich die Parametrierung einfach gestalten. Der Großteil der Parameter soll aus technischen Zeichnungen der entsprechenden Komponenten entnommen werden können. Ist dies nicht möglich, sind sie aus einfachen Messungen zu bestimmen.

Zur Simulation des Modells des Bremssystems wird ein Echtzeitsystem verwendet. Dieses arbeitet mit dem expliziten Euler-Verfahren mit einer konstanten Schrittweite von 1 ms. Das Modell des Bremssystems muss unter Verwendung dieses Lösungsverfahrens echtzeitfähig und numerisch stabil sein. Bei der Modellierung wird deshalb darauf geachtet, dass das Modell die Anforderungen des Lösungsverfahrens erfüllt (vgl. Abschnitt 3.3). Um die Integration in das Echtzeitsystem möglichst einfach zu gestalten, bietet sich die Implementierung des Simulationsmodells in der vorhandenen Simulationsumgebung MATLAB/Simulink<sup>®</sup> an.

---

Abhängig von einem möglichen Öffnungsdruck des Relaisventils weicht dieser geringfügig vom Steuerdruck ab.

## 4.2.2. Struktur

Der abzubildende Teil des Bremssystems (vgl. Abbildung 4.12) besteht aus einer geringen Anzahl an Komponenten, die sich entsprechend der zu berücksichtigenden physikalischen Vorgänge unterteilen lassen und in den nachfolgenden Abschnitten detailliert beschrieben werden. Die beteiligten Disziplinen sind:

**Thermodynamik** Die einzigen Komponenten mit einem nennenswerten Volumen, in dem sie Luft speichern können, sind die Vorratsbehälter und Bremszylinder. Sie können als von der Umgebung abgegrenztes thermodynamisches System betrachtet werden über dessen Grenze Masse und Energie ausgetauscht werden (Abschnitt 4.2.5).

**Fluidmechanik** Durch Öffnen der Ventile in den Druckregelmodulen kann Luft von einem Volumen in ein anderes überströmen. Die Menge an Luft hängt dabei vom Druckverhältnis und der Beschaffenheit des Ventiles ab. Die Beschreibung der Strömung durch die Ventile erfolgt als eindimensionale Strömung eines idealen Gases (Abschnitt 4.2.4).

**Elektrodynamik** Die Strömung durch die Ventile wird über elektrische Signale gesteuert. Beim Anlegen einer Spannung fließt elektrischer Strom durch die Spule des Elektromagneten und erzeugt ein Magnetfeld, das eine Kraft auf den Anker ausübt und diesen gegen eine Feder verschiebt (Abschnitt 4.2.3).

**Mechanik** In den Bremszylindern wird aus dem Druck über einen Kolben eine Kraft erzeugt, die in den Bremsätteln verstärkt und in ein Bremsmoment umgewandelt wird (Abschnitt 4.2.6).

Aus den verschiedenen Komponenten wird im Folgenden eine Modellbibliothek abgeleitet. Sie enthält die Simulationsmodelle für die jeweiligen Komponenten des Bremssystems. Aus dieser Bibliothek kann das Simulationsmodell des gesamten Bremssystems eines Fahrzeugs aufgebaut werden. Da die Bremssysteme aller Fahrzeugvarianten aus den gleichen Komponenten aufgebaut sind, lässt sich durch diesen Ansatz die gesamte Fahrzeugpalette abdecken.

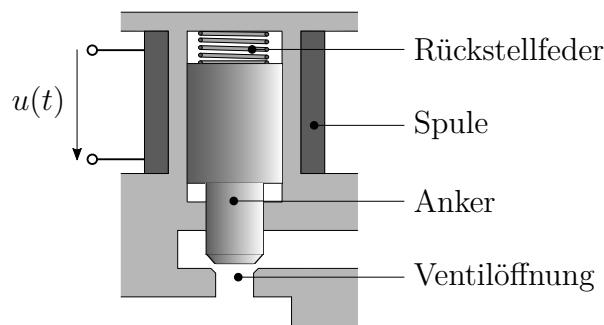
Neben den beschriebenen Komponenten besteht das Bremssystem aus verschiedenen Leitungen. Diese verbinden die Behälter und Zylinder über die Ventile untereinander. Für die Leitungen wird kein eigenes Teilmodell abgeleitet. Die wichtigen, in den Leitungen stattfindenden Effekte lassen sich in den anderen Komponenten berücksichtigen. Leitungen haben ein bestimmtes Volumen, das sich bei geringen Leitungslängen vernachlässigen lässt. Für lange Leitungen wird das Volumen dem angeschlossenen Behälter oder Zylinder zugerechnet. Der in den Leitungen entstehende Strömungswiderstand wird in dem angeschlossenen Ventil berücksichtigt, in dem der Durchfluss entsprechend reduziert wird. Die Zeitverzögerung in den Leitungen auf Grund der Kompressibilität

der Luft lässt sich wie in [1] auf phänomenologische Weise durch einen Tiefpassfilter approximieren. Die Wärmeübertragung in den Leitungen wird vernachlässigt.

Die nachfolgenden Abschnitte beschreiben die Teilmodelle der einzelnen Komponenten des Bremssystems. Dabei wird neben der Modellierung auch auf die Parametrierung eingegangen. Außerdem wird gezeigt, unter welchen Voraussetzungen das entsprechende Teilmodell mit dem verwendeten numerischen Lösungsverfahren stabil gelöst werden kann.

### 4.2.3. Magnetventile

Magnetventile ermöglichen die Steuerung von pneumatischen Anlagen durch elektrische Signale. Für die Hardware-in-the-Loop-Simulation des EBS bilden sie die Schnittstelle zwischen den realen Komponenten und dem Simulationsmodell. Bei den Magnetventilen in den Druckregelmodulen handelt es sich um schaltende Stellglieder, die entweder geschlossen oder offen sein können. Abbildung 4.13 zeigt eine vereinfachte Darstellung eines Magnetventils. In einem Magnetventil wird ein Anker von einem Elek-



**Abbildung 4.13.** – Vereinfachte Darstellung eines Magnetventils.

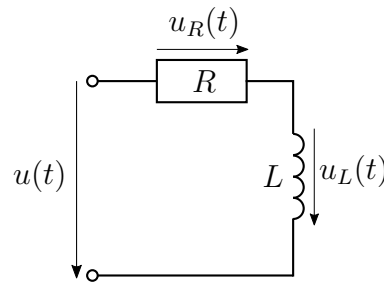
tromagneten bewegt, der den Durchfluss durch die Ventilöffnung öffnet oder sperrt. Der Elektromagnet besteht aus einer Spule, die in Abhängigkeit der Stromstärke ein Magnetfeld erzeugt und so eine Kraft auf den Anker ausübt und diesen gegen eine Feder verschiebt [10]. Auf Grund der Rückstellfeder ist dieses Ventil geschlossen, wenn keine Spannung anliegt. Ist die anliegende Spannung  $u(t)$  ausreichend, um den Anker gegen die Kraft der Feder zu verschieben, so öffnet das Ventil. Der Luftmassenstrom durch das offene Ventil wird in Abschnitt 4.2.4 bestimmt.

Für die Modellierung wird angenommen, dass die Dauer des Öffnens und Schließens des Magnetventils gering ist im Vergleich zu den strömungstechnischen und thermodynamischen Effekten im Bremssystem. Die Trägheit der mechanischen Komponenten wird daher vernachlässigt. Die einfachste Möglichkeit der Modellierung wäre eine Fallunterscheidung in Abhängigkeit der Spannung an der Spule, sodass das Ventil geöffnet ist, sobald die angelegte Spannung einen Grenzwert überschreitet. Allerdings werden die Magnetventile ständig durch sehr kurze Spannungsimpulse vom EBS überwacht.

Wegen der Induktivität in der Spule und der mechanischen Trägheit des Ankers kommt es dabei in der Realität nicht zum Öffnen der Magnetventile. Deshalb wird jedes Magnetventil über ein elektrisches Ersatzsystem bestehend aus einem Widerstand und einer Spule modelliert, um die Trägheit auf einfache Weise zu berücksichtigen.

### Modell

Abbildung 4.14 zeigt das elektrische Ersatzschaltbild des Elektromagneten in einem Magnetventil, bestehend aus dem Widerstand  $R$  und der Induktivität  $L$  der Spule. Nach dem zweiten Kirchhoff'schen Satz gilt für die Spannungen



**Abbildung 4.14.** – Elektrisches Ersatzschaltbild eines Magnetventils.

$$u(t) = u_R(t) + u_L(t) = Ri(t) + L \frac{di(t)}{dt} \quad , \quad (4.6)$$

wobei  $u(t)$  die angelegte Spannung,  $u_R(t)$  die Spannung am Widerstand und  $u_L(t)$  die Spannung an der Induktivität ist. Die Spannung  $u_R(t)$  ist direkt proportional zum Strom  $i(t)$  und die Spannung  $u_L(t)$  ist direkt proportional zur Änderung des Stroms  $di(t)/dt$  [32, 38]. Die Selbstinduktion in der Spule wird vernachlässigt. Auflösen nach der Ableitung der Stromstärke liefert die Differentialgleichung für den Strom in der Spule in expliziter Form.

$$\frac{di(t)}{dt} = -\frac{R}{L}i(t) + \frac{1}{L}u(t) \quad (4.7)$$

Die magnetische Kraft  $f_m$  auf den Anker ist abhängig von vielen Parametern, wie beispielsweise der Zahl der Windungen der Spule, der Länge der Spule und dem Querschnitt des Ankers. Diese Parameter müssen hier nicht bestimmt werden. Entscheidend ist, dass die magnetische Kraft  $f_m$  direkt proportional zum Quadrat der Stromstärke  $i$  ist [32].

$$f_m(t) = Ki^2(t) \quad (4.8)$$

Der Parameter  $K$  fasst die vielen unbekannt Parameter der Spule zusammen und ist eine zu bestimmende Proportionalitätskonstante. Die Masse des beweglichen Ankers des Magnetventils wird vernachlässigt und das Magnetventil ist offen, wenn die magnetische Kraft  $f_m(t)$  auf den Anker größer ist als eine kritische Kraft  $f_c$ . Diese



Kraft entspricht in etwa der Vorspannung der Rückstellfeder des Ankers. Das Ventil ist geöffnet, wenn

$$i^2(t) > \frac{f_c}{K} \quad (4.9)$$

ist. Ansonsten ist es geschlossen und der Luftmassenstrom durch das Ventil ist null.

### Numerische Stabilität

Bei Gleichung (4.7) handelt es sich um ein Verzögerungsglied erster Ordnung (Tiefpassfilter) mit der Zeitkonstanten  $T_E = L/R$  und der stationären Verstärkung  $k_{s,E} = 1/R$  [62].

$$T_E \frac{di(t)}{dt} + i(t) = k_{s,E} u(t) \quad (4.10)$$

Der Eigenwert der Differentialgleichung ist  $\lambda_E = -1/T_E = -R/L$  und ist immer reell und negativ. Damit der Eigenwert innerhalb des Stabilitätsgebiets des expliziten Euler-Verfahrens liegt, muss gemäß Gleichung (3.75) gelten, dass

$$-2 < h\lambda_E = -\frac{h}{T_E} < 0 \quad (4.11)$$

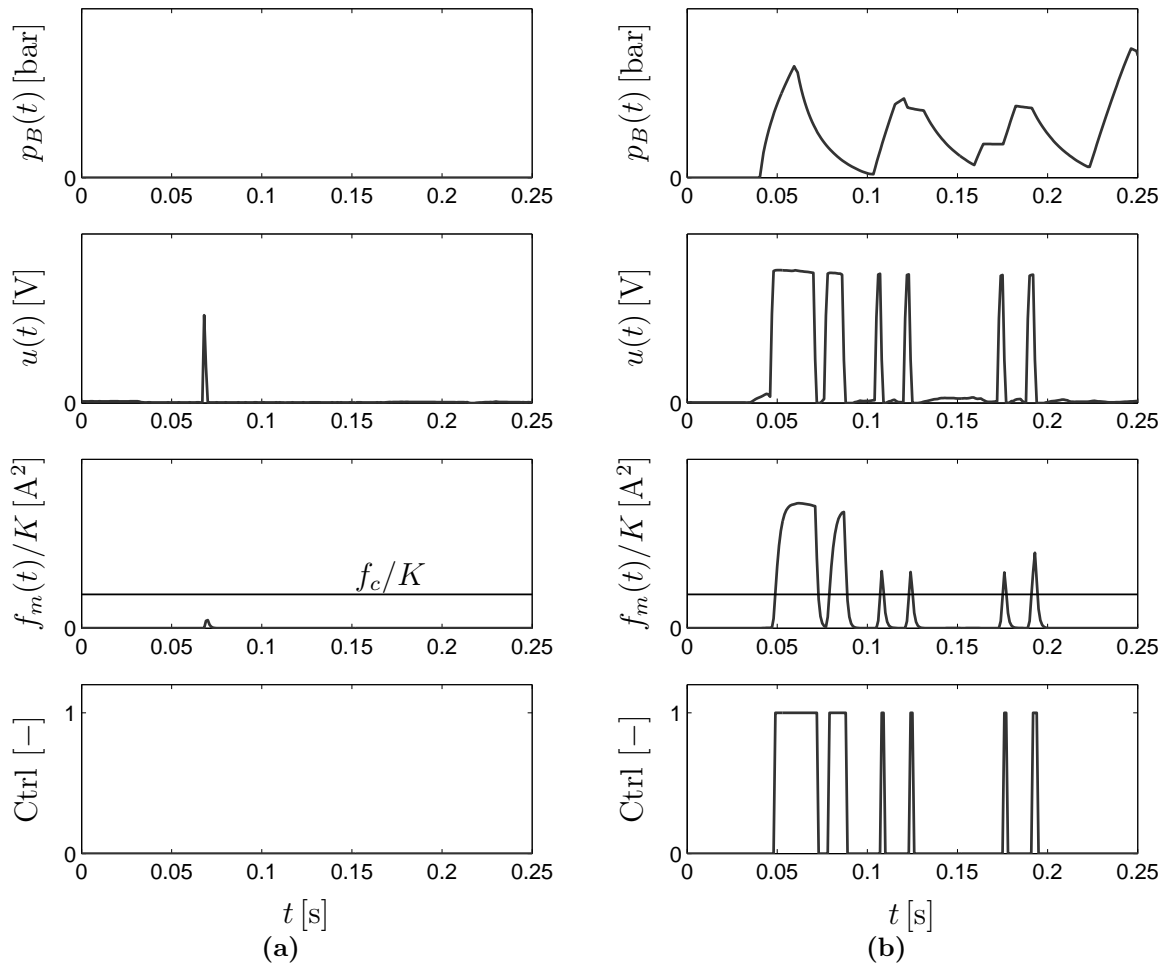
ist (vgl. Gleichung (3.75)). Die Zeitkonstante  $T_E$  kann aus Sicht der numerischen Stabilität beliebig groß gewählt werden. Nach unten gibt es eine Grenze, die abhängig ist von der Schrittweite des numerischen Verfahrens. Das bedeutet für die untere Schranke der Zeitkonstante

$$\frac{h}{2} < T_E = L/R. \quad (4.12)$$

### Parametrierung

Die beiden Parameter des Modells des Magnetventiles sind die Zeitkonstante  $T_E = L/R$  und der Quotient aus der kritischen Kraft und der Proportionalitätskonstante  $f_c/K$ , bei der das Ventil öffnet. Diese werden so gewählt, dass die kurzen Spannungsimpulse, die der Überwachung dienen, gerade herausfiltert werden und das Ventil geschlossen bleibt. Es darf allerdings nicht zu träge sein, um die Spannungssignale bei Bremsengriffen richtig zu erkennen und das Ventil zu öffnen. Die Bestimmung der beiden Parameter erfolgt anhand von Messungen der Spannungen  $u(t)$  an den Magnetventilen während eines Fahrversuchs.

Abbildung 4.15 zeigt Messergebnisse für den Bremsdruck  $p_B(t)$  und die Spannung  $u(t)$  am Auslassventil während freier Fahrt sowie während eines Bremsvorganges. Die Abbildung zeigt außerdem die vom Modell bestimmte magnetische Kraft  $f_m(t)$  auf den Anker des Auslassventils. Ist diese größer als die kritische Kraft  $f_c$ , schaltet das Kontrollsignal, das angibt, ob das Ventil geöffnet (Ctrl = 1) oder geschlossen (Ctrl = 0) ist, um. Bei freier Fahrt ist der Bremsdruck null. Das Druckregelmodul sendet in regelmäßigen Abständen kurze Spannungsimpulse zur Überwachung des Ventils. Dabei



**Abbildung 4.15.** – Bremsdruck  $p_B(t)$ , Spannung  $u(t)$  am Auslassventil, magnetische Kraft  $f_m(t)$  auf den Anker des Magnetventils und Kontrollsignal für den Druckregelkreis eines Rades bei a) freier Fahrt und b) einem Bremsvorgang.

darf es nicht zu einem Öffnen des Ventils kommen. Die vom Modell berechnete Kraft  $f_m(t)$  bei dem dargestellten Spannungsimpuls ist geringer als die kritische Kraft  $f_c$  und das Ventil bleibt geschlossen. Das Kontrollsignal ist null (Ctrl = 0). Während eines Bremsvorgangs regelt das Druckregelmodul den angeforderten Bremsdruck durch elektrische Spannungssignale an den Magnetventilen ein. Die Dauer der Spannungsimpulse ist höher als bei der Überwachung. Die magnetische Kraft  $f_m(t)$  übersteigt die kritische Kraft  $f_c$  und es kommt zum Öffnen des Ventils (Ctrl = 1). Falls keine detaillierten Informationen über das Magnetventil vorliegen, muss die Bestimmung der beiden Parameter anhand von Messungen erfolgen.

In Abbildung 4.15 b) ist des Weiteren die Trägheit des Bremssystems gut zu erkennen. Ein Öffnen des Auslassventils führt nicht zu einer sofortigen Reduktion des Bremsdrucks. Erst nach einer Latenzzeit von knapp 20 ms kommt es zu einer Abnahme des Bremsdrucks. Dies ist erstens auf die Kompressibilität der Luft und zweitens auf die mechanische Trägheit im Druckregelmodul zurückzuführen.

#### 4.2.4. Ventile

Über pneumatische Ventile kann Luft von einem Volumen in ein anderes strömen. Auch Leitungen und Blenden können als Ventile betrachtet werden. Die Druckregelmodule und weitere Komponenten des EBS bestehen aus jeweils mehreren Ventilen. Ist ein Ventil geöffnet, strömt Luft vom Volumen mit höherem Druck in das Volumen mit niedrigerem Druck.

##### Modell

Der sich einstellende Massenstrom wird nach dem Standard ISO 6358 [46] bestimmt. Nach Gleichung (3.56) ergibt sich für den Massenstrom

$$\dot{M} = C \rho_N \sqrt{T_N} \frac{p_1}{\sqrt{T_1}} f\left(\frac{p_2}{p_1}\right) \quad (4.13)$$

in Abhängigkeit des Gegendruckverhältnisses  $p_2/p_1$ . Um die Beschreibung des Luftmassenstroms im laminaren Strömungsbereich bei kleinen Druckverhältnissen und damit kleinen Massenströmen zu verbessern und um die Rechenzeit des Modells in diesem Bereich zu reduzieren, wird die Gleichung auf empirische Weise um einen linearen Bereich  $d \leq \frac{p_2}{p_1} \leq 1$  erweitert.

$$f\left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \begin{cases} 1000 \left(1 - \frac{p_2}{p_1}\right) \sqrt{1 - \left(\frac{d-b}{1-b}\right)^2} & \text{für } d \leq \frac{p_2}{p_1} \leq 1 \\ \left[1 - \left(\frac{p_2/p_1 - b}{1-b}\right)^2\right]^{1/2} & \text{für } b \leq \frac{p_2}{p_1} < d \\ 1 & \text{für } 0 \leq \frac{p_2}{p_1} < b \end{cases} \quad (4.14)$$

Der Parameter  $d$  kann beliebig gewählt werden [10]. Im Weiteren wird  $d = 0,999$  verwendet. Der Luftmassenstrom durch das Ventil ist null, solange das Ventil geschlossen ist ( $\text{Ctrl} = 0$ ). Soll ein Öffnungsdruck  $\Delta p_{cr}$  berücksichtigt werden, so kann ein weiterer Bereich eingefügt werden. In diesem Bereich ist der Massenstrom durch die Düse null.

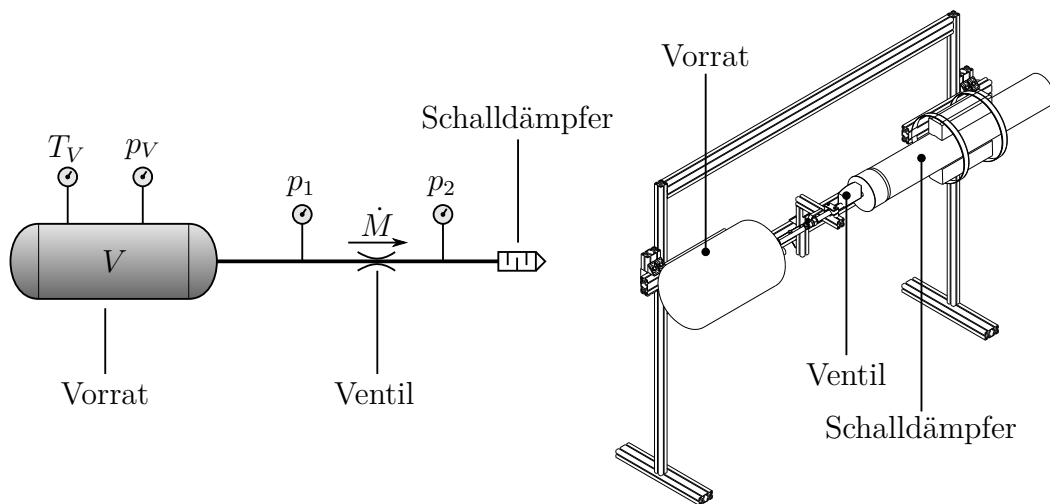
### Numerische Stabilität

Eine Untersuchung der numerischen Stabilität ist für das Modell der Ventile nicht möglich. Es handelt sich nicht um ein dynamisches System, sondern lediglich um algebraische Gleichungen, die den Massenstrom in Abhängigkeit von den Drücken vor und nach dem Ventil bestimmen.

### Parametrierung

Die Parameter eines Ventils sind die Leitfähigkeit  $C$  bei kritischer Durchströmung und das kritische Gegendruckverhältnis  $b$ . Sie können für manche Komponenten aus den technischen Zeichnungen entnommen werden. Sind die Werte nicht gegeben, sind sie experimentell zu bestimmen.

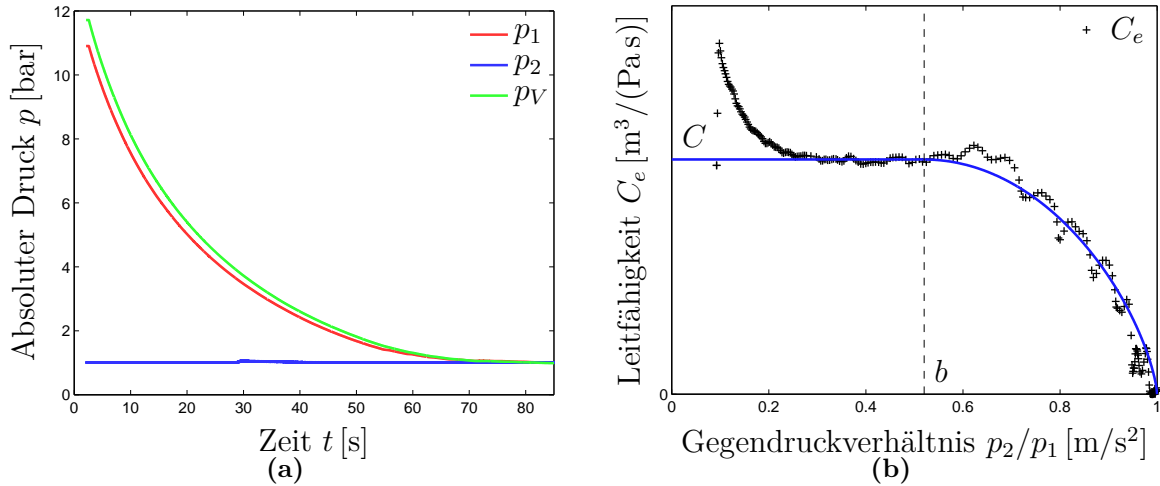
Die Parameter können an einem Prüfstand für pneumatische Komponenten, der im Rahmen einer Abschlussarbeit ([78]) nach den Vorgaben der Norm ISO 6358-1 [46] konstruiert wurde, bestimmt werden. Die Norm ISO 6358-2 [47] beschreibt ein Prüfverfahren, bei dem die Parameter  $C$  und  $b$  anhand eines Ausströmversuchs ermittelt werden können. Abbildung 4.16 zeigt eine schematische Darstellung des Prüfstandes zur Durchführung des Ausströmversuchs. Die komprimierte Luft strömt aus einem



**Abbildung 4.16.** – Schematische Darstellung des Ausströmprüfstands.

Vorratsbehälter mit ausreichend großem Volumen  $V$  durch das zu messende Ventil über einen Schalldämpfer an die Umgebung aus. Dabei werden die Temperatur  $T_V$

und der Druck  $p_V$  im Vorratsbehälter sowie die Drücke  $p_1$  vor dem Ventil und  $p_2$  nach dem Ventil während des Ausströmens gemessen. Abbildung 4.17 zeigt typische Messergebnisse während eines Ausströmversuchs und die daraus abgeleiteten Parameter des Ventils  $C$  und  $b$ . Der Druck  $p_V$  im Vorratsbehälter nimmt ausgehend vom Anfangs-



**Abbildung 4.17.** – a) Gemessene Drücke während eines Ausströmversuchs am Prüfstand. b) Aus den Messergebnissen berechnete Leitfähigkeit  $C_e$  in Abhängigkeit des Gegendruckverhältnisses und daraus ermittelte Parameter  $C$  und  $b$ .

druck im Verlauf des Versuchs bis auf den Umgebungsdruck ab. Der Druck  $p_1$  vor dem Ventil ist wegen der zwischen dem Behälter und Ventil auftretenden dissipativen Strömungsverluste etwas geringer als der Vorratsdruck  $p_V$ . Der Druck am Ausgang des Ventils entspricht nahezu dem Umgebungsdruck.

Unter der Annahme eines isothermen Prozesses im Vorratsbehälter ( $T_V = \text{konst.}$ ), kann aus der thermischen Zustandsgleichung (Gleichung (3.11)) aus den gemessenen Größen der aktuelle Massenstrom  $\dot{M}$  bestimmt werden.

$$\dot{M} = \frac{V}{RT_V} \frac{dp_V}{dt} \quad (4.15)$$

Mit der Leitfähigkeit  $C_e$  kann der Massenstrom  $\dot{M}$  durch das Ventil in der Form

$$\dot{M} = C_e \rho_N p_1 \sqrt{\frac{T_N}{T_V}} \quad (4.16)$$

geschrieben werden (vgl. Gleichung (4.13)). Gleichsetzen der Gleichungen (4.15) und (4.16) liefert für die Leitfähigkeit

$$C_e = \frac{V}{p_1 R \rho_N \sqrt{T_N} \sqrt{T_V}} \frac{dp_V}{dt} \approx \frac{V}{p_1 R \rho_N \sqrt{T_N} \sqrt{T_V}} \frac{\Delta p_V}{\Delta t}. \quad (4.17)$$

Zur Bestimmung der Zeitableitung des Druckes  $p_V$  werden die Messergebnisse zuerst gefiltert und die Ableitung durch ein zentrales Differenzschema approximiert [47].

Abbildung 4.17 zeigt die aus den Messergebnissen berechnete Leitfähigkeit nach Gleichung (4.17) in Abhängigkeit des Druckverhältnisses  $p_2/p_1$ . Aus dem Verlauf von  $C_e$  können die Parameter  $C$  und  $b$  bestimmt werden. Durch den Vergleich von Gleichung (4.13) bei kritischer Durchströmung und Gleichung (4.16) ist zu erkennen, dass die maximale Leitfähigkeit  $C$  der Leitfähigkeit  $C_e$  bei kritischer Durchströmung entspricht. Der Bereich kritischer Durchströmung ist in Abbildung 4.17 durch einen annähernd horizontalen Verlauf von  $C_e$  gekennzeichnet. Die maximale Leitfähigkeit  $C$  kann aus dem Mittelwert von  $C_e$  in diesem Bereich bestimmt werden. Zur Bestimmung des kritischen Druckverhältnisses  $b$  werden Gleichung (4.16) und (4.13) bei unterkritischer Durchströmung verglichen. Auflösen nach dem Verhältnis aus Leitfähigkeit  $C_e$  und maximaler Leitfähigkeit  $C$  ergibt

$$\frac{C_e}{C} = \left[ 1 - \left( \frac{p_2/p_1 - b}{1 - b} \right)^2 \right]^{1/2}. \quad (4.18)$$

Der Parameter  $b$  wird so bestimmt, dass das Quadrat des Fehlers zwischen der linken und rechten Seite dieser Gleichung minimiert wird. Die Parameter  $C$  und  $b$  für die gezeigte Messung sind in Abbildung 4.17 eingezeichnet.

Die Parameter eines Ventils werden für beide Strömungsrichtungen bestimmt. Für pneumatische Komponenten, die aus mehreren Ventilen bestehen, wird der beschriebene Ausströmversuch für jede Kombination von Anschlüssen durchgeführt. Für jedes der Ventile werden so die Parameter  $C$  und  $b$  in beiden Richtungen bestimmt.

#### 4.2.5. Behälter und Zylinder

Zur Modellierung der Vorratsbehälter und Bremszylinder wird die Luft im Inneren als thermodynamisches System betrachtet. Die Gehäuse sind nicht Bestandteil dieses Systems, über dessen Grenzen Masse und Energie ausgetauscht werden können. Handelt es sich um einen Behälter, ist das Volumen des Systems konstant. Bei Zylindern hängt das Volumen von der Position des Kolbens ab. Der mechanische Teil der Bremszylinder, bestehend aus dem Kolben und der Rückstellfeder, wird in Abschnitt 4.2.6 modelliert. Darin wird die Position des Kolbens bestimmt, aus dem wiederum das Volumen des Zylinders berechnet wird.

##### Modell

Die Luft in den Vorratsbehältern und Bremszylindern des Bremssystems wird basierend auf der Zustandsgleichung für ideale Gase (Gleichung (3.11))

$$pV = MRT, \quad (4.19)$$

der Massenbilanz (Gleichung (3.16))

$$\frac{dM}{dt} = \sum_{i=1}^I \dot{M}_i \quad (4.20)$$

und dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik (Gleichung (3.18))

$$\frac{dU}{dt} = \dot{Q} + \dot{W}_v + \sum_{i=1}^I \dot{M}_i \left( h_i + \frac{w_i^2}{2} + gz_i \right) \quad (4.21)$$

modelliert. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Zustandsgrößen der Luft im jeweiligen Volumen nicht vom Ort abhängen [10, 44]. Das thermodynamische System umfasst nur die Luft im Inneren des Behälters bzw. des Zylinders ohne das Gehäuse.

Mit den in Abschnitt 3.2 eingeführten Beziehungen kann der erste Hauptsatz umgeformt werden. Die innere Energie  $U$  des Systems kann mit Gleichung (3.22) berechnet werden. Mit  $u_0(T_0 = 0 \text{ K}) = 0 \text{ J}/(\text{kg K})$  ergibt sich für eine konstante Wärmekapazität  $c_v$  und der Masse  $M$  an Luft im System

$$U = Mc_v T . \quad (4.22)$$

Die Volumenänderungsleistung  $\dot{W}_v$  ergibt sich nach Gleichung (3.12).

$$\dot{W}_v = -p \frac{dV}{dt} \quad (4.23)$$

Die spezifische Enthalpie kann mit Gleichung (3.25) berechnet werden. Mit  $h_0(T_0 = 0 \text{ K}) = 0 \text{ J}/(\text{kg K})$  ergibt sich für eine konstante Wärmekapazität  $c_p$

$$h_i = c_p T_i . \quad (4.24)$$

Die kinetische und die potentielle Energie der ein- und ausströmenden Luft können vernachlässigt werden. Sie sind klein im Vergleich zur spezifischen Enthalpie [10]. Für die Energiebilanz ergibt sich damit

$$\frac{d}{dt} (Mc_v T) = \dot{Q} - p \frac{dV}{dt} + \sum_{i=1}^I \dot{M}_i c_p T_i . \quad (4.25)$$

Einsetzen von Gleichung (4.19), (3.28) und (3.29) in Gleichung (4.25) liefert eine Differentialgleichung für den Druck.

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\kappa - 1}{V} \dot{Q} - \frac{\kappa}{V} p \frac{dV}{dt} + \frac{\kappa R}{V} \sum_{i=1}^I \dot{M}_i T_i \quad (4.26)$$

Die drei Terme auf der rechten Seite der Gleichung beschreiben die Änderung des Druckes auf Grund von zu- oder abgeführter Wärme, der Änderung des Volumens sowie ein- oder austretenden Massenströmen. Für Behälter, deren Volumen konstant ist,

entfällt der zweite Term auf der rechten Seite. Er tritt nur bei den Bremszylindern, deren Volumen sich mit der Bewegung des Kolbens ändert, auf. Bei der materiegebundenen Energieübertragung ist die Wahl der Temperatur  $T_i$  zu beachten. Strömt Luft in das System ein ( $\dot{M}_i > 0$ ), so ist die Temperatur des Behälters bzw. Zylinders zu wählen, aus dem die Luft kommt. Strömt Luft aus dem System aus ( $\dot{M}_i < 0$ ), so ist die Temperatur gleich der Temperatur im thermodynamischen System. Zusammen mit der Massenerhaltung (Gleichung (4.20)) und dem aktuellen Volumen bzw. der Änderung des Volumens, lässt sich damit das thermodynamische System der Luft in den Behältern und Zylindern beschreiben. Das Volumen  $V$  und die Änderung des Volumens  $\dot{V}$  eines Zylinders lassen sich über die Position  $x$  des Kolbens und seine Geschwindigkeit  $\dot{x}$  bestimmen.

$$V = V_0 + A_V x \quad \text{und} \quad \dot{V} = A_V \dot{x} \quad (4.27)$$

Darin sind  $V_0$  das minimale Volumen und  $A_V$  die volumenwirksame Fläche. Die Position und Geschwindigkeit des Kolbens wird im Modellteil der Radbremse (Abschnitt 4.2.6) bestimmt.

Der erste Term auf der rechten Seite von Gleichung (4.26) beschreibt die Wärmeübertragung von der Luft an das Gehäuse. Diese kann auf vielfältige Art und Weise modelliert werden. Eine einfache Möglichkeit wäre die Beschreibung über einen polytropen Prozess wie in [69] oder [89]. Allerdings bedeutet das, dass das System immer im thermodynamischen Gleichgewicht ist und keine Wärmeübertragung zwischen System und Umgebung ohne Volumenänderung oder Massenaustausch stattfinden kann.

Für eine detailliertere Modellierung wird die konvektive Wärmeübertragung zwischen Fluid und Gehäuse mit dem Newton'schen Ansatz nach Gleichung (3.57) beschrieben.

$$\dot{Q} = \alpha S (T_\infty - T) \quad (4.28)$$

In Gleichung (4.28) ist  $\alpha$  der Wärmeübergangskoeffizient,  $S$  die wärmeübertragende Fläche,  $T$  die Temperatur der Luft und  $T_\infty$  die Temperatur des Gehäuses. Die Änderung der Temperatur des Gehäuses muss nicht berücksichtigt werden. Abschätzungen ergeben, dass die Wärmekapazität des Gehäuses um ein Vielfaches größer ist als die der Luft und Messungen bestätigen, dass sich die Gehäusetemperatur nur geringfügig ändert.

Den Wärmeübergang zu bestimmen ist eine komplexe Aufgabe und nicht der Schwerpunkt dieser Arbeit. Die Art der Beschreibung im Modell wird daher der Vollständigkeit halber nur kurz skizziert. Vergleiche verschiedener Arten der Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs zeigen, dass der Einfluss auf den Druck eher gering ist. Da für den gezeigten Anwendungsfall der Druck und nicht die Temperatur die ausschlaggebende Größe ist, spielt die quantitativ korrekte Beschreibung der Wärmeübertragung nur eine untergeordnete Rolle.

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  hängt von der Strömung des Fluids ab und kann auf verschiedenste Art und Weise bestimmt werden. Um die Strömung im Behälter



zu beschreiben, wird angenommen, dass die Strömungsgeschwindigkeit  $w_V$  im Behälter von der Strömungsgeschwindigkeit  $w$  im Ein- oder Auslass abhängt. Diese kann aus dem ein- oder austretenden Massenstrom  $\dot{M} = \sum_i \dot{M}_i$  bestimmt werden. Es besteht somit ein Zusammenhang zwischen dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  und dem Massenstrom  $\dot{M}$ .

$$\alpha = \alpha(w(\dot{M})) \quad (4.29)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$  in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit  $w_V$  kann über die Nußelt-Zahl  $Nu$  bestimmt werden (Gleichung (3.58)).

$$\alpha = \frac{\lambda}{D} Nu \quad (4.30)$$

Als charakteristisches Längenmaß wird der Durchmesser  $D$  des Zylinders gewählt. Die Größe  $\lambda$  ist die Wärmeleitfähigkeit der Luft.

Verschiedene Messungen der Temperatur der Luft bei Ein- und Ausströmvorgängen in Behälter zeigen, dass die konvektive Wärmeübertragung von den Effekten der freien und erzwungenen Konvektion bestimmt wird [43]. Die Nußelt-Zahl  $Nu$  wird daher in Abhängigkeit der Nußelt-Zahl  $Nu_{fk}$  der freien Konvektion und  $Nu_{ek}$  der erzwungenen Konvektion ermittelt.

$$Nu = Nu(Nu_{fk}, Nu_{ek}) \quad (4.31)$$

Die freie Konvektion wird bestimmt durch die Auftriebskräfte, verursacht durch Dichteunterschiede auf Grund unterschiedlicher lokaler Temperaturen der Luft im Behälter. Sie ist im Wesentlichen abhängig von der Differenz  $\Delta T$  zwischen der Temperatur  $T_\infty$  der Wand und der mittleren Temperatur  $T$  der Luft. Sie kann über die Grashof-Zahl  $Gr$  abgeschätzt werden.

$$Nu_{fk} = Nu_{fk}(Gr(\Delta T)) \quad (4.32)$$

Die erzwungene Konvektion wird bestimmt durch die Strömungsgeschwindigkeit  $w_V$  der Luft und der damit verbundenen Durchmischung. Die Nußelt-Zahl  $Nu_{ek}$  der erzwungenen Konvektion kann über die Reynolds-Zahl  $Re$  abgeschätzt werden, die ihrerseits von der Strömungsgeschwindigkeit  $w_V$  abhängt.

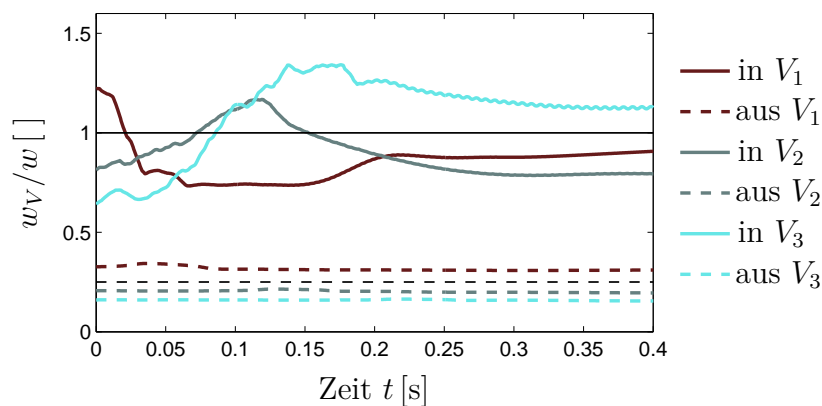
$$Nu_{ek} = Nu_{ek}(Re(w_V)) \quad (4.33)$$

Für die Zusammenhänge in Gleichung (4.32) und (4.33) existieren unterschiedlichste Korrelationen in der Literatur (z.B. [119]). Allerdings gibt es nur wenige Informationen zu Ein- und Ausströmvorgängen in Behälter und Zylinder. Die Korrelationen werden daher aus Kombinationen verschiedener Vorgänge zusammengestellt [43].

Messungen der Temperatur des Fluids zeigen, dass der Wärmeübergang beim Einströmen in einen Zylinder um ein Vielfaches höher ist als beim Ausströmen. Beim Einströmen dissipiert die kinetische Energie der Strömung im Zylinder und sorgt für eine gute Durchmischung. Beim Ausströmen ist die Durchmischung weniger ausgeprägt und die mittlere Strömungsgeschwindigkeit geringer.

Simulationen der Strömung in einer vereinfachten, generischen Geometrie eines Bremszylinders zeigen, dass es einen Zusammenhang zwischen der mittleren Strömungsgeschwindigkeit  $w_V$  im Bremszylinder und der Strömungsgeschwindigkeit  $w$  im Ein- und Auslass beim Ein- und Ausströmen gibt. Bei der generischen Geometrie handelt es sich um einen rotationssymmetrischen Bremszylinder mit Einlass in axialer Richtung. Um verschiedene Positionen des Kolbens zu berücksichtigen, werden drei verschiedene Volumina exemplarisch untersucht ( $V_1 < V_2 < V_3$ ). Diese unterscheiden sich lediglich durch ihre jeweilige Abmessung in axialer Richtung. Es wird sowohl das Einströmen der Luft in den Bremszylinder, als auch das Ausströmen für alle drei Volumina untersucht. Beim Einströmen strömt Luft aus einem Vorratsbehälter mit dem konstanten Druck  $p_V = 11$  bar in den Bremszylinder mit dem Anfangsdruck  $p_B = 1$  bar. Beim Ausströmen strömt Luft aus dem Bremszylinder mit dem Anfangsdruck  $p_B = 11$  bar in die Umgebung mit dem konstanten Druck  $p_\infty = 1$  bar. Die benötigten Randbedingungen an der Berandung des Strömungsgebiets wie Druck und Massenstrom stammen aus Simulationen mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Simulationsmodell. Die Temperatur der Berandung, die der Gehäusetemperatur entspricht, wird als konstant angenommen. Das Strömungsgebiet wird in finite Volumina diskretisiert und die Strömung mit einem transienten Solver für kompressible Fluide berechnet. Die Turbulenz wird über eine statistische Mittelung modelliert. Die in den sogenannten Reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS-Gleichungen) enthaltenen, unbekanntenen Reynoldsspannungen werden über ein Turbulenzmodell bestimmt. Dazu wird das weitverbreitete  $k$ - $\epsilon$ -Zweigliedungsmodell verwendet, bei dem zwei neue Transportgleichungen für die beiden Größen turbulente kinetische Energie  $k$  und Dissipationsrate  $\epsilon$  gelöst werden müssen [24, 58].

Die Simulationsergebnisse sind in Abbildung 4.18 dargestellt. Die Grafik zeigt, dass



**Abbildung 4.18.** – Verhältnis aus mittlerer Strömungsgeschwindigkeit  $w_V$  im Zylinder und Strömungsgeschwindigkeit  $w$  im Ein- bzw. Auslass beim Ein- und Ausströmen für drei verschiedene Volumina ( $V_1 < V_2 < V_3$ ).

es für das Ein- und Ausströmen, unabhängig von dem jeweiligen Volumen, einen an-

nähernd konstanten Zusammenhang zwischen den Geschwindigkeiten  $w_V$  und  $w$  gibt. Beim Einströmen gilt  $w_V \approx w$  und beim Ausströmen gilt  $w_V \approx 0,25 w$ . Über eine Fallunterscheidung wird dieser Zusammenhang bei der Bestimmung der Reynolds-Zahl  $Re$  in Gleichung (4.33) berücksichtigt.

$$w_V = w_V(w(\dot{M})) = \begin{cases} 0,25 w & \text{für } \dot{M} < 0 \\ w & \text{für } \dot{M} > 0 \end{cases} \quad (4.34)$$

Damit wird der erhöhte Wärmeübergang beim Einströmen näherungsweise modelliert.

### Numerische Stabilität

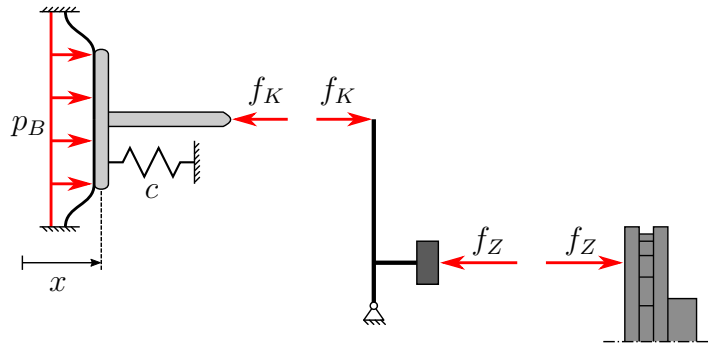
Entscheidend für die numerische Stabilität ist Gleichung (4.26). Dabei handelt es sich um eine nichtlineare Differentialgleichung erster Ordnung. Der Eigenwert dieser Differentialgleichung ist abhängig vom Volumen und der Änderung des Volumens. Die Beurteilung der numerischen Stabilität anhand dieser Gleichung ist daher nicht möglich. In Kombination mit den anderen Modellteilen können kleine Volumina den Eigenwert aus dem Stabilitätsgebiet des expliziten Euler-Verfahrens schieben und zu Instabilitäten der numerischen Lösung führen. Prinzipiell ist mit dem gezeigten Ansatz die Simulation von beliebig kleinen Volumina mit dem expliziten Euler-Verfahren nicht möglich.

### Parametrierung

Für die Behälter werden die Parameter Volumen  $V$  und wärmeübertragende Oberfläche  $S$  benötigt. Die Bremszylinder benötigen zusätzlich die volumenwirksame Fläche  $A_V$ , mit der das aktuelle Volumen aus der Position des Kolbens ermittelt werden kann. Alle diese Parameter sind in den technischen Zeichnungen der jeweiligen Komponenten dokumentiert oder können einfach abgeschätzt werden.

### 4.2.6. Radbremse

Das Teilmodell Radbremse bildet die Mechanik des Bremszylinders und Bremssattels ab. Hier wird das durch den Druck im Bremszylinder generierte Bremsmoment berechnet. Außerdem wird die Position und die Geschwindigkeit des Kolbens berechnet, die wiederum Einfluss auf das Volumen und die Volumenänderung des Bremszylinders in Gleichung (4.26) hat. Damit werden das mechanische und das thermodynamische Teilmodell gekoppelt. Abbildung 4.19 zeigt eine schematische Darstellung des mechanischen Ersatzmodells des Kolbens im Bremszylinder und des Bremssattels. Der Bremsdruck  $p_B$  verschiebt den Kolben gegen die Kraft der vorgespannten Rückstellfeder mit der Steifigkeit  $c$ . Über einen Hebel im Bremssattel wird die Kolbenkraft verstärkt und drückt, nach dem Überwinden des Lüftspiels, die Bremsbeläge auf die Bremsscheibe.



**Abbildung 4.19.** – Schematische Darstellung des mechanischen Ersatzmodells des Bremszylinderkolbens und des Bremssattels.

Erste Modellansätze basierend auf den Grundlagen der Technischen Mechanik stellten sich als numerisch nicht stabil heraus. Die Linearisierung des resultierenden, nicht-linearen Differentialgleichungssystems um bestimmte Systemzustände (Position  $x$  und Geschwindigkeit  $\dot{x}$  des Kolbens) zeigte, dass die Eigenwerte außerhalb des Stabilitätsgebiets des verwendeten numerischen Verfahrens lagen. Zudem gestaltete sich die Parametrierung durch die vielen unbekanntenen Größen als äußerst schwierig. Daher wird im Folgenden ein vereinfachter Modellierungsansatz über ein lineares Verzögerungsglied erster Ordnung verwendet. Die Bremskraft wird über ein stationäres Gleichgewicht am Kolben bestimmt. Der Fokus des Modells liegt auf der numerischen Stabilität. Der Eigenwert des linearen Modells kann beliebig innerhalb der vom numerischen Verfahren vorgegebenen Schranken gesetzt werden und wird experimentell bestimmt. Die restlichen Parameter des Teilmodells können, sofern nicht in den technischen Zeichnungen dokumentiert, ebenfalls auf vergleichsweise einfache Weise experimentell bestimmt werden.

## Modell

Die Kraft  $f_K(t)$  am Kolben des Bremszylinders wird aus dem statischen Gleichgewicht am Kolben bestimmt.

$$f_K(t) = p_B(t) A_f(x(p_B(t))) - f_0 - c x(p_B(t)) \quad (4.35)$$

Darin ist  $A_f$  die kraftwirksame Fläche und  $x$  die Position des Kolbens. Die Größen  $f_0$  und  $c$  sind die Vorspannkraft und die Steifigkeit der Rückstellfeder. Zur Bestimmung des Bremsdrucks  $p_B(t)$  wird der absolute Druck  $p(t)$  im Bremszylinder um den Umgebungsdruck  $p_\infty$  reduziert und über ein Verzögerungsglied erster Ordnung mit der Zeitkonstante  $T_M$  verzögert.

$$T_M \dot{p}_B(t) + p_B(t) = p - p_\infty \quad (4.36)$$

Über diese Verzögerung können auf einfache Weise die mechanische Trägheit und die Dämpfung des Kolbens berücksichtigt werden. Die Position  $x(t)$  wird über eine Kennlinie  $x(p_B)$  in Abhängigkeit des Bremsdrucks bestimmt. In dieser Kennlinie ist die nichtlineare Steifigkeit des gesamten mechanischen Systems berücksichtigt. Die Geschwindigkeit  $\dot{x}$  des Kolbens wird aus der zeitlichen Ableitung der Position des Kolbens berechnet. Sie wird zur Bestimmung der Änderung des Volumen  $\dot{V}$  in Gleichung (4.27) benötigt. Die Verzögerung in Gleichung (4.36) ist außerdem notwendig, um Geschwindigkeitsspitzen zu glätten. Eine zu hohe Geschwindigkeit des Kolbens führt zu einer schnellen Änderung des Zylindervolumens und damit zu numerischen Instabilitäten in Wechselwirkung mit Gleichung (4.26). Die kraftwirksame Fläche  $A_f(x)$  wird ebenfalls aus einer Kennlinie bestimmt. Die Zuspännkraft  $f_Z(t)$ , mit der die Bremsbeläge auf die Bremsscheibe drücken, wird mit dem Hebelverhältnis  $i$  und dem Wirkungsgrad  $\mu_m$  aus der Kolbenkraft bestimmt.

$$f_Z(t) = i\mu_m f_K(t) \quad \text{mit} \quad f_K(t) \geq 0 \quad (4.37)$$

Sie wird mit dem Bremsenkennwert  $C^*$  und dem mittleren Reibradius  $R_m$  in ein Bremsmoment  $t_B(t)$  umgerechnet.

$$t_B(t) = C^* R_m f_Z(t) \quad (4.38)$$

Der Bremsenkennwert  $C^*$  (auch innere Übersetzung genannt) ist das Verhältnis aus Zuspännkraft und Bremsumfangskraft am mittleren Reibradius und dient daher als von der Bauart der Bremse unabhängige Berechnungsgrundlage. Der Bremsenkennwert stellt einen groben, konstanten Richtwert für die Bremsenreibung dar. In der Realität ändert sich  $C^*$  mit der Zuspännkraft und der Temperatur [114]. Gleichung (4.37) und (4.38) sind allgemein gebräuchliche Formeln zur Berechnung des Bremsmomentes einer Scheibenbremse [18, 60]. Reibungseffekte im Bremssattel werden nicht abgebildet.

## Numerische Stabilität

Die numerische Stabilität des Modells der Radbremse wird vom Eigenwert  $\lambda_M$  von Gleichung (4.36) bestimmt. Dieser kann aus der Zeitkonstante  $T_M$  ermittelt werden.

$$\dot{p}_B(t) = \lambda_M p_B(t) + \frac{1}{T_M} (p - p_\infty) \quad (4.39)$$

Um mit dem expliziten Euler-Verfahren mit einer Schrittweite  $h$  numerisch stabil gelöst werden zu können, muss gelten, dass

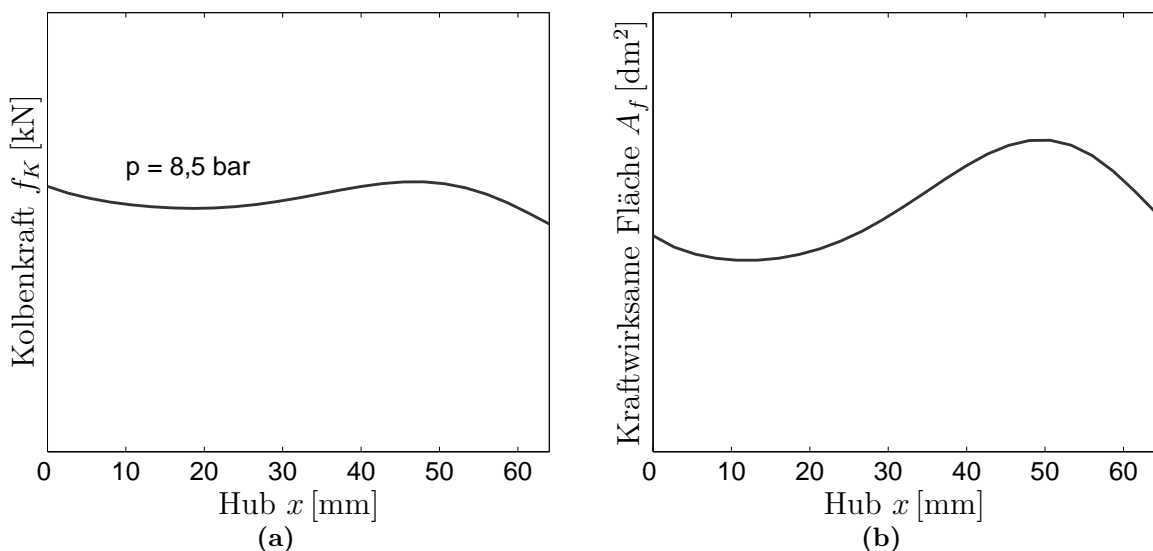
$$-2 < h\lambda_M = -\frac{h}{T_M} < 0. \quad (4.40)$$

## Parametrierung

Die benötigten Parameter können zum Großteil aus technischen Zeichnungen entnommen werden. Die Federsteifigkeit  $c$  und die Rückstellkraft  $f_0$  sind in den Zeichnungen des Bremszylinders dokumentiert. Bei Bremszylindern muss man zwischen der volumenwirksamen und der kraftwirksamen Fläche unterscheiden, da sich durch die verwendete Membran eine komplizierte Geometrie der wirksamen Oberfläche ergibt. Die volumenwirksame Fläche  $A_V$  ist die Fläche, die eine Änderung des Volumens über dem Kolbenweg bewirkt. Die kraftwirksame Fläche  $A_f(x)$  ist die Fläche, die multipliziert mit dem Druck im Kolben, die Kolbenkraft ergibt. Für eine einfache zylindrische Geometrie sind die beiden Flächen identisch. Die kraftwirksame Fläche  $A_f(x)$  kann aus einer auf der Zeichnung des jeweiligen Bremszylinders vorhandenen Kennlinie, die die Kolbenkraft  $f_K$  in Abhängigkeit des Kolbenhubs  $x$  bei einem bestimmten Druck gibt, rekonstruiert werden. Mit Kenntnis der Federsteifigkeit  $c$  und der Kraft der Rückstellfeder  $f_0$  kann die kraftwirksame Fläche aus dem statischen Gleichgewicht der am Kolben angreifenden Kräfte berechnet werden.

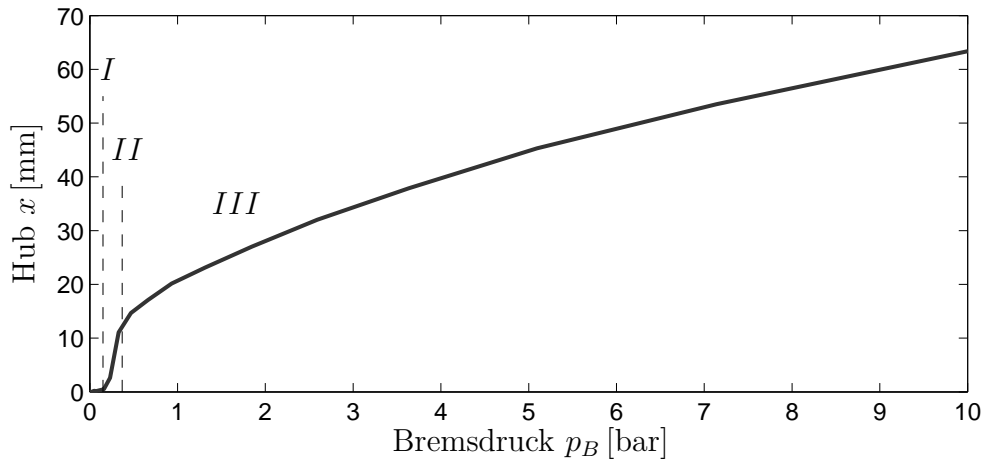
$$A_f(x) = \frac{1}{p_B} (cx + f_0 + f_K(x)) \quad (4.41)$$

Abbildung 4.20 zeigt exemplarisch einen typischen Verlauf der Kolbenkraft aus einer technischen Zeichnung und die daraus bestimmte kraftwirksame Fläche im Bremszylinder.



**Abbildung 4.20.** – a) Kolbenkraft  $f_K$  über dem Kolbenhub  $x$  für einen konstanten Druck aus einer technischen Zeichnung. b) Daraus ermittelte kraftwirksame Fläche  $A_f(x)$  eines Membranzylinders in Abhängigkeit des Kolbenhubs  $x$ .

Die Kennlinie zur Bestimmung der Position des Kolbens  $x$  in Abhängigkeit des Bremsdrucks  $p_B$  kann in einer Messung an einer Radbremse bestimmt werden. Der Druck im Bremszylinder wird schrittweise erhöht und die Position des Kolbens dabei gemessen. Abbildung 4.21 zeigt eine typische Kennlinie. Diese kann in drei Bereiche



**Abbildung 4.21.** – Kennlinie des Kolbenhubes  $x$  in Abhängigkeit des Bremszylinderdruckes  $p_B$  aus einer Messung.

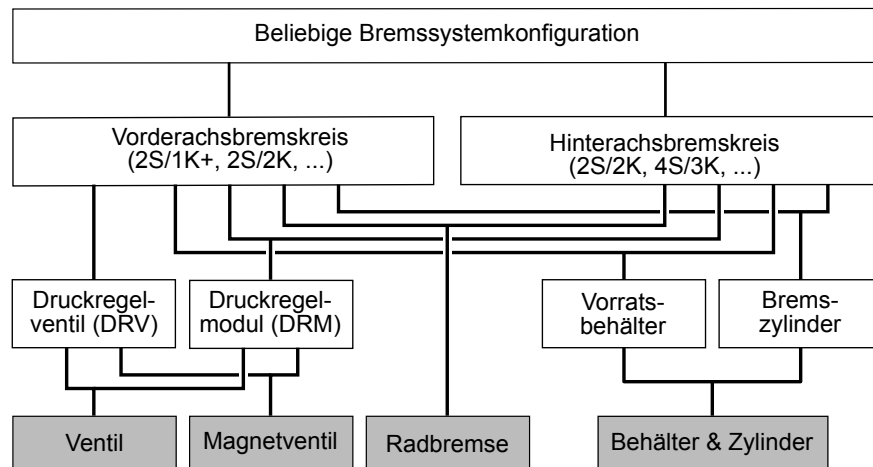
eingeteilt werden. In Bereich *I* muss die Vorspannkraft  $f_0$  der Rückstellfeder überwunden werden. Der Druck steigt an und die Position des Kolbens ändert sich nicht. In Bereich *II* wird das Lüftspiel zwischen Bremsbelägen und Bremsscheibe überwunden. Die Rückstellfeder wird komprimiert und die Position des Kolbens steigt schnell an. In Bereich *III* liegen die Beläge an der Scheibe an. Auf Grund der Elastizität des Bremssattels nimmt der Hub mit steigendem Bremsdruck weiter zu. In der gezeigten Kennlinie ist auf geschickte Weise die Steifigkeit des gesamten mechanischen Systems in Abhängigkeit des Kolbenhubes berücksichtigt.

Die Zeitkonstante  $T_M$  kann ebenfalls aus Messungen bestimmt werden. Sie ist ein Maß für die mechanische Trägheit und die Dämpfung. Messungen der Zuspaukraft  $f_Z$  und des Bremsdruckes an einem stehenden Fahrzeug zeigen, dass die Verzögerung im Bereich von 10 ms liegt. Bei einer Schrittweite  $h = 1$  ms ist damit die Stabilitätsbedingung nach Gleichung (4.40) erfüllt. Die weiteren Parameter  $i$ ,  $\mu_m$ ,  $C^*$  und  $R_m$  sind in den technischen Zeichnungen des Bremssattels dokumentiert.

#### 4.2.7. Synthese des Simulationsmodells

Die Simulationsmodelle für beliebige Bremssystemkonfigurationen können aus den vorgestellten Teilsystemen für die Magnetventile, die Strömung in den Ventilen, die Behälter und Zylinder sowie für die Radbremse modular aufgebaut werden. Abbildung 4.22 zeigt, wie die Modelle der Komponenten des Bremssystems aus den jeweiligen Teilsy-

stemmodellen abgeleitet werden können. Simulationsmodelle für die Vorratsbehälter

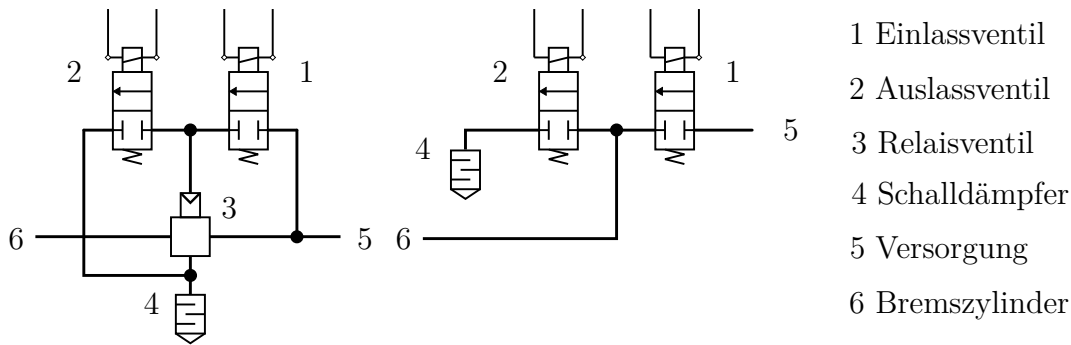


**Abbildung 4.22.** – Modularität des Bremssystemmodells.

und die Bremszylinder können aus dem Teilsystemmodell für Behälter und Zylinder abgeleitet werden. Bei den Vorratsbehältern entfällt die Änderung des Volumens. Die Druckregelmodule und-ventile bestehen aus jeweils zwei Ventilen und den dazugehörigen Magnetventilen, die in Abhängigkeit der angelegten Spannung das Ventil öffnen oder schließen. Aus den Simulationsmodellen der Vorratsbehälter, der Bremszylinder, der Radbremsen und der Druckregelmodule können beliebige Konfigurationen von Bremssystemen für Vorder- und Hinterachsen aufgebaut werden. Bei den Vorderachsen mit nur einem Druckregelkreis kommen zusätzlich jeweils zwei Druckregelventile hinzu (vgl. Abschnitt 5.1.3). Die Simulationsmodelle für die Vorder- und Hinterachskreise können beliebig kombiniert werden, um jede Bremssystemkonfiguration abbilden zu können.

Bei der Synthese des Simulationsmodells für die Druckregelmodule wird eine vereinfachende Annahme getroffen: Das Relaisventil wird vernachlässigt. Abbildung 4.23 zeigt eine schematische Darstellung eines Druckregelmoduls (links) und des Simulationsmodells (rechts). Die Vernachlässigung des Relaisventils ist notwendig, da ein Modell, das dieses extrem kleine Volumen, wie es am Kontrollanschluss vorhanden ist, berücksichtigt, mit dem verwendeten Lösungsverfahren nicht numerisch stabil gelöst werden kann. Außerdem ist eine Bestimmung der Parameter für die Ein- und Auslassventile, die zwischen Versorgungsanschluss bzw. dem Schalldämpfer und dem kleinen Volumen angeordnet sind, schwierig. Die Verzögerung durch das Befüllen des kleinen Volumens am Kontrollanschluss des Relaisventils und der beweglichen mechanischen Teile des Relaisventils wird ähnlich wie in [51] durch eine Verzögerung erster Ordnung berücksichtigt, indem die Massenströme durch das Ein- und Auslassventil verzögert werden. Prinzipiell bildet das Modell die selbe Funktionalität ab wie das reale Druckregelmodul. Ist das Einlassventil geöffnet, so strömt die Luft vom Versorgungsanschluss

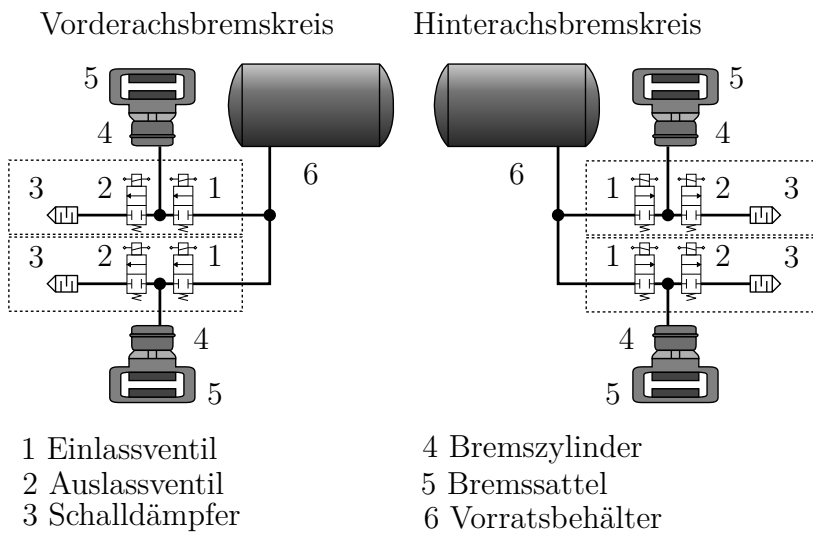




**Abbildung 4.23.** – Schematische Darstellung eines Druckregelmoduls (links) und des Simulationsmodells eines Druckregelmoduls (rechts).

in den Bremszylinder. Ist das Auslassventil geöffnet, strömt die Luft aus dem Bremszylinder über den Schalldämpfer an die Umgebung. Der Umweg über das pilotierte Relaisventil entfällt.

Abbildung 4.24 zeigt, wie aus den Teilsystemmodellen ein Simulationsmodell für das gesamte Bremssystem eines Fahrzeugs erstellt werden kann. Bei dem dargestellten



**Abbildung 4.24.** – Synthese des Simulationsmodells eines Bremssystems aus den Teilsystemmodellen.

System handelt es sich um das Bremssystem des in Abschnitt 5.2 exemplarisch in die Echtzeitumgebung integrierten Fahrzeugs. Es besteht aus einem Vorder- und einem Hinterachsbremskreis, die jeweils von einem Vorratsbehälter mit Druckluft versorgt werden. Jeder der Bremskreise besteht aus jeweils zwei Druckregelkreisen, so dass der Bremsdruck in jedem der vier Bremszylinder unabhängig voneinander geregelt werden

kann. Die Einlass- und Auslassventile sowie die Schalldämpfer jedes Druckregelmoduls sind dargestellt.

Bei pneumatischen Bremssystemen wird zur Reduzierung des Bremsdrucks die Luft aus dem Bremszylinder an die Umgebung entlassen und dadurch der Vorrat an komprimierter Luft in den Vorratsbehältern reduziert. Durch die Verwendung eines Simulationsmodells des Bremssystems kann der Luftverbrauchs bei einem bestimmten Manöver auf einfache Weise bestimmt werden, indem der Massenstrom  $\dot{M}_i$  durch jedes der Einlassventile integriert und anschließend addiert wird.

$$M_{Lu}(t) = \sum_i \int_{t_0}^t \dot{M}_i(\tau) d\tau \quad (4.42)$$

Bei der Strömung eines kompressiblen Fluids durch Leitungen treten im Wesentlichen zwei Effekte zwischen dem Ein- und Auslass der Leitung auf: Erstens kommt es auf Grund von dissipativen Strömungsverlusten zu einer Verminderung des Massenstroms. Zweitens entsteht durch die Kompressibilität des Fluids eine Verzögerung [89]. Der verminderte Massenstrom ist in den Simulationsmodellen der Ventile berücksichtigt, indem die maximale Leitfähigkeit reduziert wird. Um die Zeitverzögerung in den Leitungen zu berücksichtigen, wird der Massenstrom durch die Ventile über einfache Verzögerungsglieder dargestellt. Die Verzögerung  $T_L$  kann aus der Schallgeschwindigkeit  $c$  und der Länge der Leitung  $L_L$  abgeschätzt werden.

$$T_L = \frac{L_L}{c} \quad (4.43)$$

Für Leitungslängen von wenigen Metern und einer Schallgeschwindigkeit von etwa 300 m/s ergeben sich Verzögerungen im Bereich weniger Millisekunden.

Ein besonderer Fokus des Simulationsmodells liegt auf einer numerisch stabilen Lösung mit dem expliziten Euler-Verfahren. In den Abschnitten zu den einzelnen Teilsystemmodellen wird diese, soweit möglich, für jedes einzelne Teilmodell geprüft. Bei den Magnetventilen und der Radbremse handelt es sich dabei um Differentialgleichungen erster Ordnung mit einem reellen negativen Eigenwert. Bei den Behältern und Zylindern ist eine Beurteilung der numerischen Stabilität anhand der das Teilmodell beschreibenden Gleichungen nicht möglich. Zu den einzelnen Teilsystemmodellen kommen bei den Simulationsmodellen für das Druckregelmodul und die Leitungen weitere Differentialgleichungen erster Ordnung mit negativem reellen Eigenwert hinzu. Bei dem gesamten, aus den Teilsystemmodellen synthetisierten Simulationsmodell handelt es sich um ein gekoppeltes nichtlineares System von Differentialgleichungen. Eine Beurteilung der globalen numerischen Stabilität anhand von Eigenwerten ist daher nicht möglich. Eine Möglichkeit wäre die Beurteilung der Stabilität des um gewisse Systemzustände linearisierten Modells. Durch die vielen Systemzustände des Gesamtmodells ergibt sich allerdings eine hohe Anzahl an Kombinationen von möglichen Linearisierungspunkten. Die numerische Stabilität wird deshalb nicht explizit nachgewiesen. Es

kann jedoch gezeigt werden, dass die numerische Stabilität des Gesamtsimulationsmodells, bestehend aus numerisch stabilen Teilsystemmodellen, ebenfalls erwartet werden kann. Zum einen bestätigen Abgleiche mit Messungen die Korrektheit des Simulationsmodells. Zum anderen ergeben Simulationen mit aufwändigeren Lösungsverfahren höherer Ordnung nahezu identische Ergebnisse.

#### 4.2.8. Validierung des Modells

In ersten Abgleichen zeigten die Ergebnisse des Simulationsmodells eine gute Übereinstimmung mit Messungen und Simulationsergebnissen kommerzieller Software<sup>3</sup> bei einfachen Aus- und Überströmversuchen. Das bedeutet, dass das Modell in der Lage ist, die grundlegenden Prozesse in pneumatischen Systemen abzubilden [7]. Entscheidend für die Anwendung in der vorliegenden Arbeit ist jedoch, ob es in der Lage ist, die Bremsdrücke und -momente in Abhängigkeit der elektrischen Spannungen an den Ein- und Auslassventilen unter gegebenen Randbedingungen korrekt und in Echtzeit zu bestimmen. Die Validierung erfolgt in zwei Schritten: Zuerst wird der die Vorratsbehälter, Druckregelmodule und Bremszylinder umfassende Modellteil und anschließend der Modellteil der Radbremse validiert.

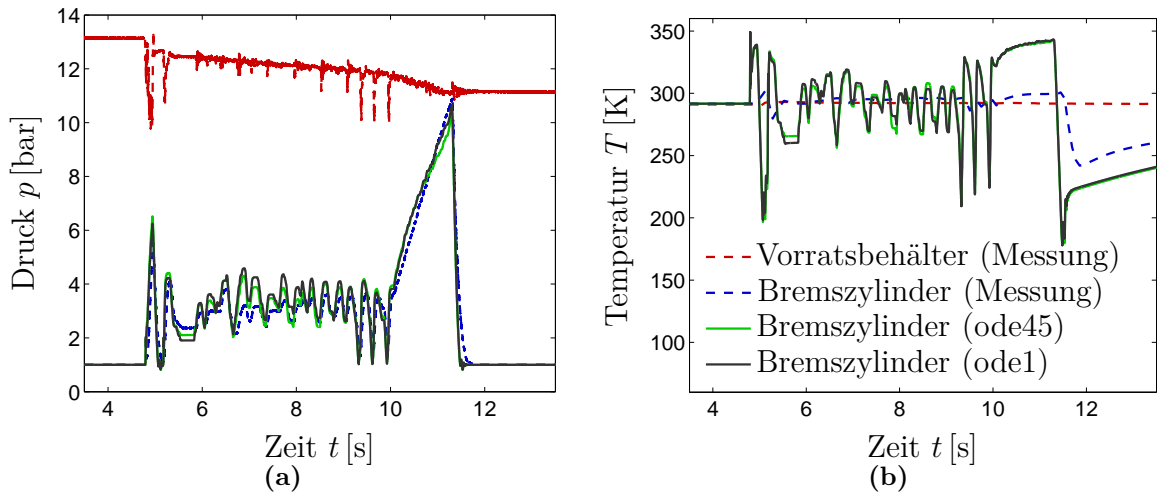
Im ersten Schritt werden der Vorratsdruck, der Bremsdruck, die Temperatur im Bremszylinder und die Spannungen an den Ein- und Auslassventilen eines Druckregelkreises an einem Vorderrad eines realen Fahrzeugs während verschiedener Bremsmanöver gemessen. Es wird ein Simulationsmodell des Druckregelkreises aufgebaut und die aufgezeichneten Ventilspannungen als Eingangsgrößen verwendet. Der gemessene Vorratsdruck wird als Randbedingung aufgebracht. Der vom Simulationsmodell berechnete Druck und die Temperatur werden mit den gemessenen Größen verglichen.

Bei der Simulation werden zwei unterschiedliche numerische Verfahren verwendet. Zum einen wird das Dormand-Prince-Verfahren mit einer maximalen Schrittweite von 1 ms benutzt. Dabei handelt es sich um ein explizites Runge-Kutta-Verfahren das in MATLAB<sup>®</sup> unter dem Namen *ode45* implementiert ist [34]. Dieses Verfahren wird häufig angewendet und liefert für die meisten Anwendungen gute Ergebnisse. Zum anderen wird das Anfangswertproblem mit dem expliziten Euler-Verfahren (*ode1*) mit einer konstanten Schrittweite von 1 ms gelöst. Es wird angenommen, dass das Dormand-Prince-Verfahren das Anfangswertproblem stabil und mit hoher Genauigkeit löst. Durch Vergleich der Lösungen der beiden Verfahren kann abgeschätzt werden, ob das Simulationsmodell des Bremssystems mit dem in der Echtzeitsimulation verwendeten expliziten Euler-Verfahren numerisch stabil und genau gelöst werden kann.

Abbildung 4.25 zeigt den Druck und die Temperatur im Vorratsbehälter und im Bremszylinder bei einem Bremsmanöver auf einer nassen Fahrbahn. Es ist jeweils die gemessene Größe im Vorratsbehälter und im Bremszylinder sowie die vom Simulationsmodell mit den beiden Lösungsverfahren berechnete Größe im Bremszylinder

---

<sup>3</sup>GT-Suite der Firma Gamma Technologies



**Abbildung 4.25.** – a) Druck und b) Temperatur im Vorratsbehälter und Bremszylinder bei einer Vollbremsung. Vergleich von Messung und Simulation mit ode45 sowie ode1.

dargestellt. Anhand des Verlaufs des gemessenen Drucks im Bremszylinder lassen sich die Eingriffe des ABV erkennen. Der Druck wird reduziert, um das Blockieren des Rades zu verhindern. Auf Grund des niedrigen Reibwertes zwischen Reifen und nasser Fahrbahn ist der Bremsdruck gering und der Abbremsvorgang dauert entsprechend lange. Erst bei etwa 10 s kommt das Fahrzeug zum Stehen und der Druck wird auf den maximalen Bremsdruck erhöht. Die Schwankungen des Versorgungsdrucks ergeben sich durch die Position des Drucksensors. Dieser ist in der Leitung am Ausgang des Vorratsbehälters angebracht und detektiert die Abnahme des Totaldruckes bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten (vgl. Gleichung (3.42)).

Die Ergebnisse zeigen, dass beide Lösungsverfahren annähernd identische Lösungen liefern. Kleine Abweichungen ergeben sich naturgemäß aus den Unterschieden der Lösungsverfahren. Für keines der Lösungsverfahren kann ein Aufschwingen einer der Größen beobachtet werden, was auf eine instabile Lösung hinweisen würde. Aus der guten Übereinstimmung der Simulationsergebnisse der beiden numerische Verfahren lässt sich folgern, dass das Modell mit dem expliziten Euler-Verfahren stabil gelöst werden kann. Die Rechendauer beim expliziten Euler-Verfahren ist sehr gering und das Modell mehrfach echtzeitfähig.

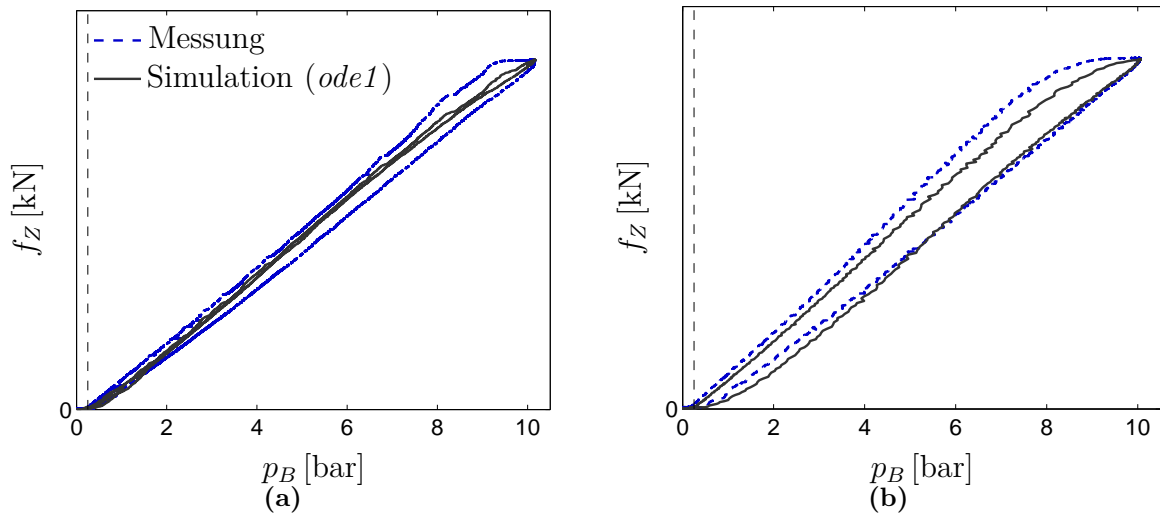
Abbildung 4.25 zeigt, dass das Simulationsmodell in der Lage ist, den Bremsdruck im Zylinder mit einer hohen Genauigkeit vorherzusagen. Die Abweichungen zwischen den gemessenen und berechneten Größen sind sehr gering. Die Reduktion des Druckes durch den ABV ist auch in den Simulationsergebnissen wiederzuerkennen. Für die Temperatur im Bremszylinder sind größere Abweichungen zwischen Messung und Simulation zu erkennen. Diese sind einerseits auf eine nicht ganz korrekte Modellierung des Wärmeübergangs zwischen Luft und Zylinderwand und andererseits auf die ther-

mische Trägheit des Temperatursensors zurückzuführen. Durch die Wärmekapazität des Sensors ist dieser nicht in der Lage, schnelle Schwankungen zu detektieren. Die gemessene Temperatur entspricht somit nicht exakt der Temperatur der Luft im Zylinder. Generell zeigt die berechnete Temperatur ein zur gemessenen ähnliches Verhalten. Die Temperaturerhöhung beim Einströmen ist geringer als die Temperaturabnahme beim Ausströmen. Die Messungen bestätigen eine erhöhte Wärmeübertragung beim Einströmvorgang, verursacht durch die bessere Durchmischung und erhöhte mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Zylinder (vgl. Abschnitt 4.2.5).

Vergleiche von Simulationsergebnissen mit unterschiedlich modellierter Wärmeübertragung zeigen, dass der Einfluss der Wärmeübertragung auf den Druck im Bremszylinder sehr gering ist. Der Druck ist die für die Anwendung des Simulationsmodell in der Echtzeitumgebung ausschlaggebende Größe, da er für das Bremsmoment verantwortlich ist und den Regelkreis in den Druckregelmodulen schließt. Eine exakte Modellierung des Wärmeübergangs ist daher nicht von entscheidender Bedeutung.

Abbildung 4.25 zeigt exemplarisch eine einzige Messung. Vergleiche zwischen den Mess- und Simulationsergebnissen weiterer Experimente zeigen, dass das Simulationsmodell in der Lage ist, den Bremsdruck in Abhängigkeit der elektrischen Ventilspannungen vorherzusagen. Numerische Instabilitäten treten in keinem der untersuchten Fälle auf. Daraus wird geschlossen, dass das entwickelte Modell zur Bestimmung der Bremsdrücke in Abhängigkeit der Ventilspannungen in der Echtzeitumgebung benutzt werden kann.

Im zweiten Schritt der Validierung wird gezeigt, dass das Simulationsmodell der Radbremse das korrekte Bremsmoment in Abhängigkeit des Bremsdruckes im Zylinder berechnet. Der Druck im Bremszylinder und die Zuspännkraft im Bremssattel an einem Rad eines stehenden Fahrzeugs werden gemessen. Dazu wird die Bremscheibe durch eine Messvorrichtung ersetzt. Abbildung 4.26 zeigt die gemessene und simulierte Zuspännkraft  $f_Z$  in Abhängigkeit vom Bremsdruck  $p_B$  bei langsamer und schneller Betätigung des Bremspedals. Bei langsamer Betätigung des Bremspedals steigt der Druck im Zylinder langsam an und fällt anschließend langsam ab. Bei schneller Betätigung passieren Anstieg und Abfall des Druckes in einem deutlich kürzerem Zeitraum. Der Modellteil der Radbremse ist durch den gewählten Eigenwert aus Sicht der numerischen Stabilität unkritisch. Daher kommt nur das explizite Euler-Verfahren (*ode1*) zum Einsatz. Die gestrichelte vertikale Linie stellt den Ansprechdruck  $p_{B,An}$  dar. Dieser ist notwendig, um das Lüftspiel gegen die Vorspannung und die Steifigkeit der Rückstellfeder zu überwinden. Ist der Bremsdruck  $p_B$  kleiner als der Ansprechdruck  $p_{B,An}$ , sind die Zuspännkraft  $f_Z$  und damit das Bremsmoment gleich null. Die Maximalwerte der Zuspännkraft zwischen Simulation und Messung zeigen in beiden Fällen eine gute Übereinstimmung. Bei langsamer Betätigung spielen die mechanische Trägheit und die Dämpfung in der Messung keine Rolle. Dennoch ist eine Hysterese zu erkennen, die durch die Reibung bedingt ist. Bei der Simulation tritt keine Hysterese auf, da keine Reibung modelliert ist. Bei schneller Betätigung kommt es zu einem Aufweiten der Hysteresekurve in der Messung. Zusätzlich zur Reibung spielen Effekte von Trägheit



**Abbildung 4.26.** – Gemessene und simulierte Zuspannkraft  $f_Z$  im Bremssattel in Abhängigkeit des Bremsdrucks  $p_B$  bei a) langsamer und b) schneller Betätigung des Bremspedals.

und Dämpfung eine Rolle. Auf Grund der Modellierung der Radbremse durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung ist auch in der Simulation eine Hysterese zu erkennen. Insgesamt zeigen die Vergleiche, dass die gemessene und berechnete Zuspannkraft für langsame sowie schnelle Betätigung nahe beieinanderliegen. Das Bremsmoment kann aus der Zuspannkraft über Gleichung (4.38) bestimmt werden.

#### 4.2.9. Fazit

Zur Simulation kann das elektro-pneumatische Bremssystem in Teilsysteme entsprechend der physikalischen Effekte zerlegt werden. Simulationsmodelle von Bremssystemen lassen sich modular aus diesen Teilsystemmodellen aufbauen. Das Modell bestimmt den Bremsdruck und das Bremsmoment an jedem einzelnen Rad in Abhängigkeit der Ventilspannungen an den Magnetventilen. Die Schwerpunkte des Modells liegen auf einer einfachen Parametrierbarkeit und der numerischen Stabilität unter Verwendung des expliziten Euler-Verfahrens. Die Modelle der Teilsysteme sind an die Anforderungen des Lösungsverfahrens angepasst. Zum Teil basiert das Modell auf stark vereinfachenden Annahmen. Dennoch ist es in der Lage, den Druck und das Bremsmoment mit hinreichender Genauigkeit in Echtzeit vorherzusagen.

Eine Erfahrung aus den beschriebenen Forschungen ist, dass der Aufbau von komplexen Bremssystemkonfigurationen aus den Komponenten in der signalflussbasierten Simulationsumgebung MATLAB/Simulink<sup>®</sup> möglich ist, sich allerdings unübersichtlich gestaltet. Daher sollte über eine Implementierung der Modelle in einer objektorientierten Umgebung wie beispielsweise Modelica<sup>®</sup> nachgedacht werden.

## 5. Methode zur Integration in ein Echtzeitsystem

Ziel ist die Entwicklung einer Methodik zur virtuellen Untersuchung der Wechselwirkungen von Funktionen von ECC-Systemen mit dem Fahrzeug. Diese soll am Beispiel der Integration des EBS in eine Echtzeitsimulationsumgebung mit der Methode der Hardware-in-the-Loop dargestellt werden. Die HiL-Simulation wird gewählt, da Simulationsmodelle der Regelfunktionen für das untersuchte System nicht verfügbar sind und eine SiL-Simulation daher nicht möglich ist. Mit Hilfe der HiL-Simulation können Wechselwirkungen der im EBS integrierten Regelfunktionen ABV und ESC mit dem Fahrzeug virtuell untersucht werden. Für die HiL-Simulation ist ein Modell notwendig, das die zu regelnde Strecke echtzeitfähig abbildet. Der Anteil von realen Hardwarekomponenten in der Echtzeitumgebung sollte aus Gründen der Effizienz möglichst gering sein. Neben der Fahrzeugdynamik wird daher auch das Bremssystem von einem Simulationsmodell abgebildet. Die einzigen verbleibenden realen Bauteile des EBS sind somit seine elektronischen Komponenten.

Die Validierung der Simulationsmodelle in Kapitel 4 hat gezeigt, dass jedes der Modelle für sich in der Lage ist, genaue Ergebnisse zu liefern. In diesem Kapitel werden die Modelle kombiniert und in ein Gesamtsimulationsmodell integriert, um den Kreis für die Regelfunktionen des EBS zu schließen.

In den folgenden Abschnitten werden zuerst der Aufbau und die Funktion des EBS für beliebige Fahrzeugvarianten gezeigt. Es wird dargestellt, wie mit den Komponenten des Systems unterschiedliche Bremssystemkonfigurationen für unterschiedliche Fahrzeugvarianten realisiert werden. Zur klareren Unterscheidung werden verschiedene Fahrzeuge als Varianten und unterschiedliche Bremssysteme als Konfigurationen bezeichnet. Im nächsten Schritt wird eine Konfiguration des EBS, wie es in einer  $4 \times 2$  Sattelzugmaschine zum Einsatz kommt, exemplarisch in die Echtzeitumgebung integriert. Die Topologie und Kommunikation der Echtzeitumgebung wird beschrieben. Zum Ende des Kapitels wird auf die neuen Aspekte der vorgestellten Methode eingegangen und erläutert, wie die Anwendung auf andere Systeme erweitert werden kann.

### 5.1. Elektronisches Bremssystem

In diesem Abschnitt werden der Aufbau und die Funktion des untersuchten EBS beschrieben. Dabei beschränkt sich die Beschreibung nicht auf ein bestimmtes Fahrzeug

mit einer bestimmten Konfiguration des Bremssystems. Vielmehr werden der Aufbau des EBS und seiner einzelnen Teilkomponenten und ihre Kommunikation für eine beliebige Fahrzeugvariante beschrieben. Zudem wird auf die Rolle des EBS in der E/E-Architektur der Fahrzeuge eingegangen. Es wird gezeigt, wie mit einheitlichen Komponenten des Bremssystems verschiedene Fahrzeugvarianten abgedeckt werden können.

### 5.1.1. Einordnung in die E/E-Architektur

Das EBS ist ein elektronisches Regelsystem und in die Elektrisch/Elektronische-Architektur (E/E-Architektur) des Fahrzeugs integriert. Abbildung 5.1 zeigt schematisch die wesentlichen elektrischen und elektronischen Komponenten des EBS und die Anbindung an andere elektronische Systeme im Fahrzeug. Das EBS besteht aus einer

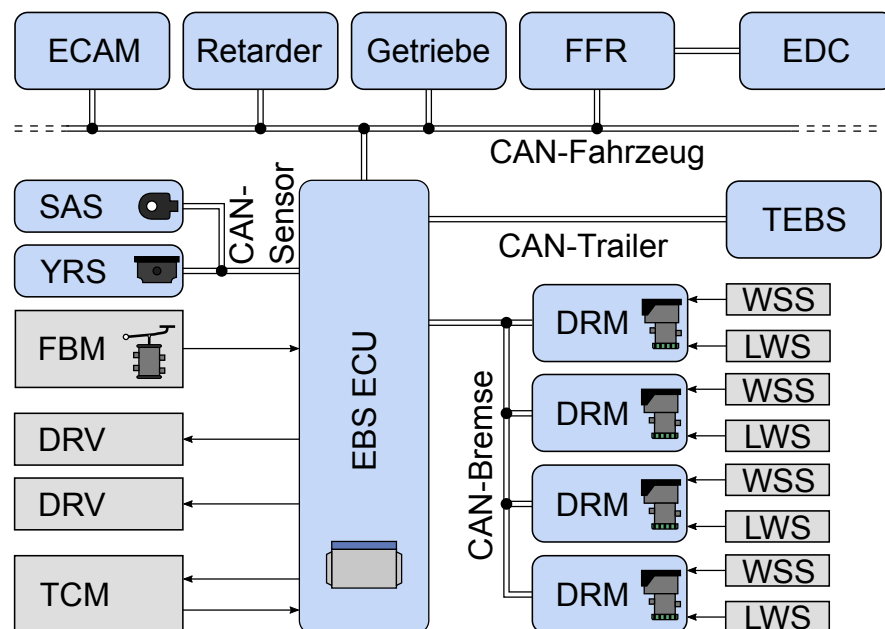


Abbildung 5.1. – Ausschnitt aus der E/E-Architektur des untersuchten MAN TGX.

zentralen Steuereinheit (EBS-ECU), dem Fußbremsmodul (FBM), den Druckregelmodulen (DRM) und einem optionalen Anhängersteuermodul (Trailer Control Module, TCM). Jedem der Druckregelmodule ist ein unabhängiger Druckregelkreis zugewiesen. Die Raddrehzahlsensoren (Wheel Speed Sensor, WSS) und Belagverschleißsensoren (Lining Wear Sensor, LWS) sind mit den Druckregelmodulen verbunden. Oft werden die Bremsdrücke der linken und rechten Seite an der Vorderachse von nur einem gemeinsamen Druckregelmodul geregelt. Dann werden die optionalen Druckregelventile (DRV) verwendet, um eine radindividuelle Regelung des Bremsdruckes der



beiden Seiten zu ermöglichen. In Abschnitt 5.1.3 wird ausführlicher auf die Funktion der Druckregelventile eingegangen.

Die Kommunikation zwischen den Druckregelmodulen und dem zentralen Steuergerät erfolgt über den systeminternen CAN-Bus der Bremse. Das zentrale Steuergerät ist über den CAN-Bus des Fahrzeugs nach SAE J1939 [96] mit den anderen elektronischen Systemen verbunden. Exemplarisch sind in Abbildung 5.1 das zentrale Luftmanagement (Electronically Controlled Air Management, ECAM), die Retardersteuerung und das Getriebesteuergerät dargestellt. Über den Fahrzeugführungsrechner (FFR) ist das EBS mit dem Motormanagement (EDC) verbunden. Ist ein Anhänger, der über ein TEBS (Trailer EBS) verfügt, mit dem Zugfahrzeug verbunden, so kann dieser über den CAN-Bus des Anhängers nach ISO 11992 [45] mit dem Steuergerät des EBS Daten austauschen.

Die ESC (Electronic Stability Control) ist eine optionale, in das Steuergerät integrierte Funktion des EBS und benötigt zwei zusätzliche Komponenten. Der Lenkwinkelsensor (Steering Angle Sensor, SAS) misst den Drehwinkel des Lenkrades. Der Gierratensensor (Yaw Rate Sensor, YRS) detektiert die Gierrate sowie die Quer- und Längsbeschleunigung des Fahrzeugs. Beide Sensoren sind über den Sensor-CAN-Bus mit dem zentralen Steuergerät verbunden.

Neben den in Abbildung 5.1 dargestellten Anschlüssen gibt es noch eine Reihe weiterer, meist digitaler, Ein- und Ausgänge am zentralen Steuergerät. Dabei handelt es sich unter anderem um Schalter für die Differentialsperren oder die Berganfahrhilfe, sowie Kontrollleuchten um Informationen an den Fahrer auszugeben.

## 5.1.2. Komponenten

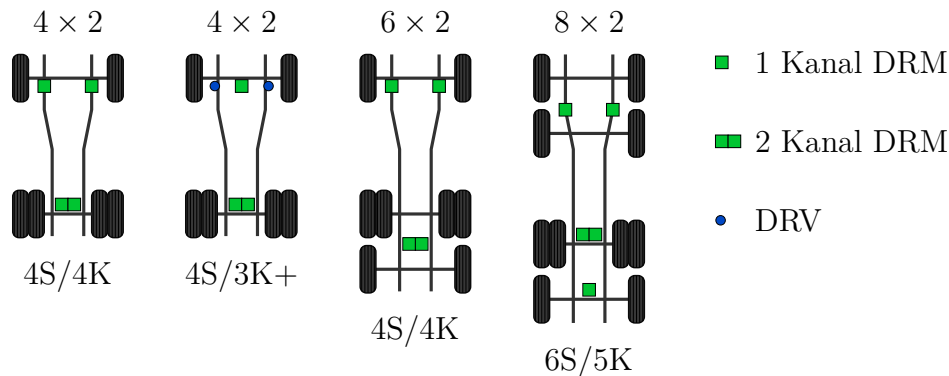
Im Folgenden werden die Aufgaben und Funktionen der einzelnen Komponenten des EBS beschrieben. Es wird nur auf die Funktionen im vollständig funktionsfähigen Zustand eingegangen und nicht auf mögliche redundante Funktionen, die bei einer Störung des Systems benötigt werden.

- EBS-ECU: Das zentrale Steuergerät des EBS ist zusammen mit weiteren Steuergeräten auf der Beifahrerseite im Fahrerhaus verbaut. Über das Steuergerät werden alle Komponenten des EBS vom Bordnetz des Fahrzeugs mit elektrischer Energie versorgt. Es empfängt die Signale des FBM, steuert das TCM und kommuniziert über den Bremsen-CAN-Bus mit den Druckregelmodulen. Über den CAN-Bus des Fahrzeugs ist es mit anderen Steuergeräten verbunden. In ihm sind die verschiedenen Funktionen des EBS integriert.
- Fußbremsmodul (FBM): Das Fußbremsmodul ist in der Pedalplatte im Fahrerhaus verbaut. Es detektiert die Bremspedalstellung und sendet diese an das zentrale Steuergerät.

- Druckregelmodule (DRM): Sie sind am Fahrzeugrahmen in der Nähe des jeweiligen Bremszylinders befestigt und regeln den vom EBS-Steuergerät angeforderten Druck an ihrem pneumatischen Ausgang ein. Der Aufbau eines Druckregelmoduls ist in Abbildung 4.23 gezeigt. Jedem unabhängigen Druckregelkreis ist ein Druckregelmodul zugeordnet. An der Hinterachse werden in der Regel zwei Druckregelmodule zu einem Druckregelmodul mit zwei unabhängigen Regelkreisen in einer Komponente zusammengefasst. Jedem der unabhängigen Regelkreise können bis zu zwei Raddrehzahl- und Belagverschleißsensoren zugeordnet werden.
- Anhängersteuermodul (TCM): Das Anhängersteuermodul ist am Fahrzeugrahmen im Heck des Fahrzeugs untergebracht. Es enthält Ventile, die direkt vom zentralen Steuergerät gesteuert werden, um den Anhängerbremsdruck am pneumatischen Steueranschluss des Anhängers zu regeln. Ein Drucksensor gibt den Anhängerbremsdruck an das Steuergerät zurück.
- Druckregelventile (DRV): Die Druckregelventile werden nahe den Bremszylindern verbaut. Bei Gleichregelung des Bremsdruckes auf beiden Seiten einer Achse bzw. eines gesamten Achsaggregats durch einen einzelnen Druckregelkreis können sie den Druck der jeweiligen Seite korrigieren. Sie bestehen aus einem Durchlass- und einem Auslassventil und können den vom Druckregelmodul aufgeführten Druck reduzieren, um das Blockieren eines Rades zu verhindern.
- Gierratensensor (YRS): Der Gierratensensor ist im Rahmen des Fahrzeugs verbaut und misst die Gierrate und die Beschleunigungen in longitudinaler und lateraler Richtung des Fahrzeugs. Er ist über den Sensor-CAN-Bus mit dem zentralen Steuergerät verbunden.
- Lenkwinkelsensor (SAS): Er ist an der Lenksäule angebracht. Der gemessene Lenkwinkel wird über den Sensor-CAN-Bus an das Steuergerät des EBS gesendet.

### 5.1.3. Konfigurationen für verschiedene Fahrzeugmodelle

Das gezeigte EBS kann mit den vorgestellten, einheitlichen Komponenten diverse Fahrzeugvarianten abdecken. Einige Beispielkonfigurationen sind in Abbildung 5.2 schematisch dargestellt. Die Bezeichnung der unterschiedlichen Bremssystemkonfigurationen ist unterhalb der jeweiligen Fahrzeugvariante angegeben und folgt dem Schema (Anzahl Raddrehzahlsensoren)S/(Anzahl Druckregelkreise)K. An der Hinterachse jeder Variante ist das zweikreisige Druckregelmodul zu erkennen. Wird der Druck an der Vorderachse von nur einem Druckregelkreis geregelt, werden Druckregelventile verbaut, die eine radindividuelle Korrektur des Druckes an der linken und rechten Seite



**Abbildung 5.2.** – Beispielkonfigurationen des EBS für verschiedene Fahrzeugvarianten.

ermöglichen. Solche Konfigurationen werden mit (Anzahl Druckregelkreise)K+ bezeichnet (z.B. 4S/3K+). An der Vorderachse wird durch das Druckregelmodul der identische Bremsdruck auf beiden Seiten eingestellt. Durch die Druckregelventile kann bei Blockieren eines der Räder der Bremsdruck der jeweiligen Seite reduziert werden. Die Ventile in den DRV werden direkt vom zentralen Steuergerät angesteuert. Die Bremsdrücke der beiden Seiten an der Hinterachse werden unabhängig voneinander geregelt. Oft werden, wie bei der Variante  $6 \times 2$ , nicht alle Raddrehzahlen eines Fahrzeugs gemessen und die Regelung erfolgt anhand der Drehzahl der benachbarten Achse. Das Fahrzeug mit sechs Rädern verfügt beispielsweise über 4 Raddrehzahlsensoren. Nachlaufachsen werden häufig von nur einem Druckregelkreis gebremst, so dass links und rechts der gleiche Bremsdruck aufgebracht wird ( $6S/5K$ ). Die Vielfalt der verschiedenen Konfigurationen ist groß. Prinzipiell sind für eine Fahrzeugvariante unterschiedliche Konfigurationen des Bremssystems möglich.

Das Bremssystem ist kompatibel zu Anhängerfahrzeugen mit und ohne TEBS. Bei konventionell gebremsten Anhängern wird der Anhängerbremsdruck über die pneumatische Steuerleitung des Zugfahrzeugs vorgegeben. Bei Anhängern mit eigenem elektronischen Bremssystem wird der angeforderte Bremsdruck über den CAN-Bus des Anhängers vom Zugfahrzeug an den Anhänger gesendet.

## 5.2. Topologie der Echtzeitumgebung

Nach der Beschreibung der Funktion wird das EBS eines Beispielfahrzeugs in eine Echtzeitumgebung integriert, um Wechselwirkungen zwischen den Fahrdynamikregelungen des Systems und dem Fahrzeug virtuell zu untersuchen. Am Beispiel einer  $4 \times 2$  Sattelzugmaschine wird die Methode beschrieben. Das Beispielfahrzeug verfügt über ein Bremssystem in der Konfiguration 4S/4K. Auf die Integration eines Anhängers wird vorerst verzichtet. Allerdings ist eine Erweiterung der Methode auf konventionell gebremste Anhänger ohne weiteres möglich. Für Anhänger mit eigenem

elektronischen Bremssystem muss die vorgestellte Echtzeitumgebung um zusätzliche Ein- und Ausgänge erweitert werden.

Die Komponenten Steuergerät und DRM des untersuchten EBS werden aus der E/E-Architektur des Gesamtfahrzeugs herausgelöst und in die Echtzeitumgebung integriert. Der topologische Aufbau der Echtzeitumgebung und die Kommunikation der einzelnen Echtzeitsysteme untereinander sowie mit den realen Komponenten werden beschrieben. Die sich ergebenden Schnittstellen zwischen den realen Komponenten des EBS und den Echtzeitsystemen werden erläutert.

Die Echtzeitumgebung wird in drei Stufen in Betrieb genommen, die sich im Wesentlichen darin unterscheiden, wie der Druckregelkreis an den Druckregelmodulen des EBS geschlossen wird. In der letzten Stufe kommt das echtzeitfähige Simulationsmodell des Bremssystems zum Einsatz und es kann gänzlich auf die Integration von realen pneumatischen Komponenten verzichtet werden. Die nachfolgende Beschreibung der Echtzeitumgebung bezieht sich auf die finale Stufe 3 der Inbetriebnahme. Die einzelnen Stufen werden später beschrieben und deren Bedeutung sowie Eigenschaften diskutiert.

### **5.2.1. Komponenten der Echtzeitumgebung**

Zur Integration des EBS in eine Echtzeitumgebung wird das EBS aus der in Abbildung 5.1 dargestellten E/E-Architektur herausgelöst und in eine virtuelle Echtzeitsimulationsumgebung integriert. Die benötigten, realen Komponenten des EBS werden als Unit Under Test (UUT) bezeichnet und sollen dabei auf ein Minimum reduziert werden. Abgesehen von dem zentralen Steuergerät und den Druckregelmodulen werden daher alle Komponenten durch die Echtzeitumgebung ersetzt. Auf die Integration eines Anhängers wird vorerst verzichtet. Das Anhängersteuermodul (TCM) und die Kommunikation über den CAN-Bus des Anhängers entfallen daher.

Abbildung 5.3 zeigt die Topologie der Echtzeitumgebung zur Integration des EBS. Die Echtzeitumgebung der UUT besteht im Wesentlichen aus dem primären und sekundären Echtzeitsystem und dem Kontrollrechner. Die Berechnung der Simulationsmodelle erfolgt auf den beiden Echtzeitsystemen. Die einzelnen Komponenten des Aufbaus werden im Folgenden beschrieben.

- Unit Under Test (UUT): Die Unit Under Test bildet das zentrale Steuergerät des EBS zusammen mit den Druckregelmodulen. Sie sind als reale Hardwarekomponenten in die Echtzeitumgebung integriert und sind mit den I/O-Boards des primären Echtzeitsystems verbunden, um analoge und digitale Signale sowie CAN-Bus-Daten auszutauschen. Bei der im Beispielfahrzeug verbauten Konfiguration handelt es sich um ein 4S/4K-System mit zwei einkreisigen Druckregelmodulen an der Vorderachse und einem zweikreisigen DRM an der Hinterachse. Die restlichen Komponenten des EBS, wie das Fußbremsmodul (FBM),

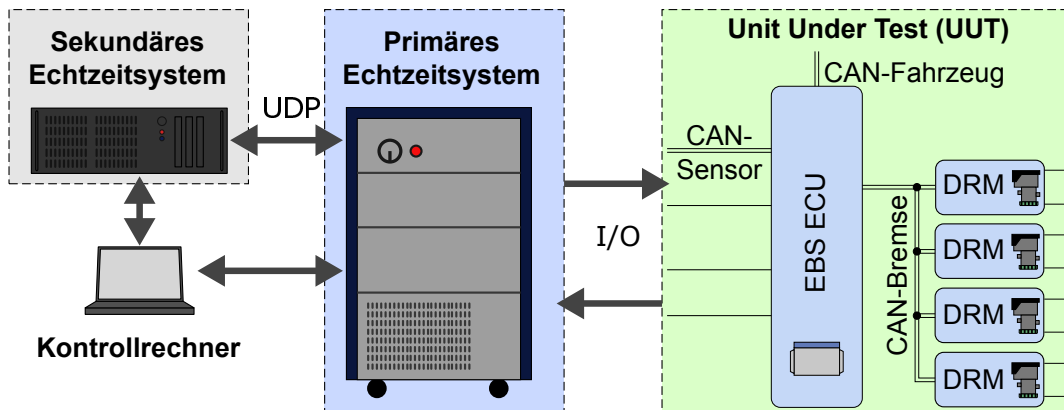


Abbildung 5.3. – Topologie der Echtzeitumgebung des EBS.

die Raddrehzahlsensoren und die Gier- und Lenkwinkelsensoren, werden von der Echtzeitumgebung abgedeckt.

- **Primäres Echtzeitsystem:** Das Modell des Bremssystems wird zusammen mit dem systemdynamischen Fahrzeugmodell auf dem primären Echtzeitsystem berechnet. Das primäre Echtzeitsystem ist ein Hardware-in-the-Loop-Simulator der Firma dSPACE [29]. Den Kern des Simulators bilden ein DS1006 Prozessor-Board und zwei DS2201 I/O-Boards. Weitere Bestandteile sind z.B. die Stromversorgung und elektrische Lasten. Das DS1006 Prozessor-Board stellt die Rechenleistung des primären Echtzeitsystems zur Verfügung. Es ist mit einem 2,8 GHz Prozessor mit vier Kernen ausgestattet, auf dem die Simulationsmodelle berechnet werden. Über eine dedizierte Ethernet-Schnittstelle ist es mit dem sekundären Echtzeitsystem verbunden. Des Weiteren bildet es über einen PHS-Bus die Schnittstelle zu den beiden I/O-Boards. Die speziell für die Anwendung im Automobilbereich entwickelten DS2202-Boards sind für die Signalkonditionierung zuständig. Sie messen und generieren die Signale für die Kommunikation mit der UUT. Sie verfügen über A/D- bzw. D/A-Kanäle, digitale Ein- und Ausgänge und jeweils zwei CAN-Bus-Schnittstellen.
- **Sekundäres Echtzeitsystem:** Das rechenaufwändige, echtzeitfähige Mehrkörpermodell wird hier auf bis zu acht Kernen parallel berechnet, da die Rechenleistung des primären Echtzeitsystems dafür nicht ausreicht. Das sekundäre Echtzeitsystem ist ein iHawk Hochleistungsrechner der Firma Concurrent mit RedHawk Linux-Echtzeitbetriebssystem [20]. Es verfügt über zwei 3,4 GHz-Prozessoren mit jeweils acht Kernen und 64 GB Arbeitsspeicher. Über eine Ethernet-Verbindung ist es mit dem primären Echtzeitsystem verbunden und tauscht über UDP (User Datagram Protocol) Daten aus.
- **Steuerungsrechner:** Dieser Rechner muss keine Echtzeitanforderungen erfüllen

und ist mit dem primären und sekundären Echtzeitsystem verbunden. Er führt die Programme zur Überwachung und Steuerung der Experimente aus. Die verschiedenen Experimente können gestartet, angehalten und die Parameter der Modelle geändert werden. Außerdem ist damit eine manuelle Steuerung der Fahrzeugmodelle möglich.

### 5.2.2. E/E-Schnittstellen

Durch die Integration des EBS in die virtuelle Echtzeitumgebung entstehen Schnittstellen zwischen der UUT und den Simulationsmodellen (vgl. Abbildung 5.3). Die Kommunikation der verbleibenden realen Bauteile des EBS mit seiner Umgebung wird durch die I/O-Boards des primären Echtzeitsystems ersetzt. Die freigelegten Schnittstellen können entweder CAN-Bus-Schnittstellen oder einfache analoge oder digitale, elektrische Signale bzw. PWM<sup>1</sup>-Signale sein. Die Signale werden vom Steuergerät plausibilisiert und müssen deswegen in einem sinnvollen Wertebereich liegen.

Die Kommunikation des EBS über CAN-Bus muss durch eine Restbussimulation ersetzt werden. Dazu verfügen die I/O-Boards des HiL-Simulators über CAN-Schnittstellen. Einige der Signale sind statisch. Andere sind dynamisch vom Modell zu berechnen. Die freigelegten CAN-Schnittstellen und kommunizierten Nachrichten werden im Folgenden beschrieben. Da auf die Integration eines Anhängers verzichtet wird, entfällt der CAN-Bus des Anhängers. Der CAN-Bus der Bremse dient ausschließlich der systeminternen Kommunikation und muss deshalb nicht simuliert werden.

- Fahrzeug-CAN-Bus: Über diesen kommuniziert das zentrale Steuergerät des EBS mit den anderen Steuergeräten im Fahrzeug. Zu den empfangenen Nachrichten zählen beispielsweise Informationen über den im Fahrzeug verbauten Motor und Retarder, die Vorratsdrücke der einzelnen Bremskreise, das aktuelle Motormoment, die Motordrehzahl und die Gaspedalstellung. Diese Informationen werden im realen Fahrzeug von den anderen Steuergeräten bereitgestellt. Das EBS-Steuergerät stellt Daten über die aktuelle Fahrzeuggeschwindigkeit und Bremsdrücke bereit. Außerdem liefert es Informationen über den Status der Regelsysteme ABV und ESC, die benutzt werden, um dem Fahrer Eingriffe oder eventuelle Fehler mitzuteilen.
- Sensor-CAN-Bus: Der Gierraten- und Lenkwinkelsensor werden von der Echtzeitumgebung abgebildet. Die Signale Lenkwinkel, Gierrate, Längs- und Querschleunigung müssen somit von der Restbussimulation bereitgestellt werden.

Neben der Kommunikation über die CAN-Bussysteme müssen eine Reihe elektrischer Signale zwischen den von der Echtzeitumgebung abgedeckten Komponenten und der UUT verarbeitet und bereitgestellt werden.

---

<sup>1</sup>Pulsweitenmodulation

- Fußbremsmodul: Das FBM übermittelt dem zentralen Steuergerät die Bremspedalstellung in Form eines analogen Spannungssignals. Dieses wird vom Simulationsmodell generiert und über einen Ausgang eines I/O-Board dem zentralen Steuergerät bereitgestellt.
- Druckregelventile: Die Durchlass- und Auslassventile in den beiden DRV werden direkt vom Steuergerät über analoge Spannungssignale angesteuert. Die Spannungen werden gemessen und als Eingangsgrößen für das Simulationsmodell des Bremssystems verwendet.
- Druckregelmodule: Die PWM-Signale der Raddrehzahlsensoren werden vom Fahrzeugsimulationsmodell bereitgestellt. Die analogen Signale der Belagverschleißsensoren sind statische Werte. Um den Druckregelkreis zu schließen und auf pneumatische Komponenten verzichten zu können, werden die elektrischen Spannungen an den einzelnen Ventilen gemessen. Das Modell des Bremssystems berechnet die Bremsdrücke. Diese werden als analoge Spannungen an den Drucksensor übergeben.
- Sonstige Signale: Neben den beschriebenen Signalen gibt es noch einige weitere, meist digitale Ein- oder Ausgänge des Steuergerätes. Es handelt sich in der Regel um Schalter für die Differentialsperren oder die Berganfahrhilfe beziehungsweise Kontrollleuchten.

### 5.2.3. Zuweisung der Simulationsmodelle

Die virtuelle Umgebung der UUT wird durch echtzeitfähige Simulationsmodelle des Bremssystems und der Fahrzeugdynamik generiert. Die Simulationsmodelle werden auf die beiden Echtzeitsysteme verteilt (vgl. Abbildung 5.4). Auf einem der Kerne

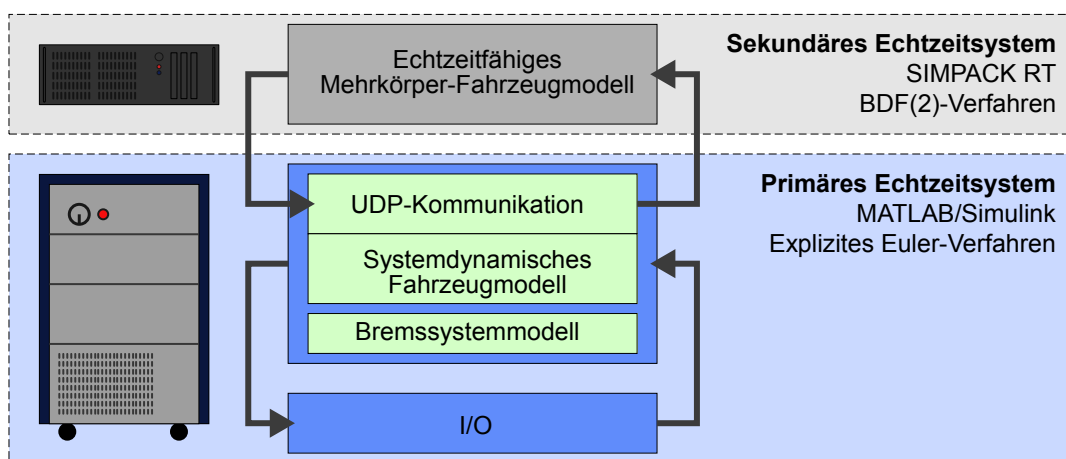


Abbildung 5.4. – Verteilung der Simulationsmodelle auf die Echtzeitsysteme.

des primären Echtzeitsystems wird der I/O-Modellteil für die Kommunikation mit der UUT berechnet. Hier werden die Signale skaliert und den korrekten Ein- und Ausgängen der I/O-Boards zugewiesen. Auf einem zweiten Kern wird das Simulationsmodell des Bremssystems berechnet. Bei Verwendung des systemdynamischen Fahrzeugmodells wird dieses ebenfalls auf demselben Kern berechnet und das sekundäre Echtzeitsystem kann entfallen. Das Mehrkörpermodell erfordert einen Modellblock für die Kommunikation mit dem sekundären Echtzeitsystem, um Signale mit diesem über UDP auszutauschen. Das Mehrkörpermodell wird auf mehreren Kernen auf dem sekundären Echtzeitsystem berechnet. Kommt das Mehrkörpermodell zum Einsatz, handelt es sich um eine Co-Simulation. Alle Simulationsmodelle des primären Systems sind in MATLAB/Simulink<sup>®</sup> implementiert. Das Echtzeit-Mehrkörpermodell ist in SIMPACK implementiert und enthält ein Antriebsstrangmodell, das über das FMI (Functional Mockup Interface [13]) in die SIMPACK-Umgebung integriert wird.

Über den I/O-Block erhält die UUT die benötigten Signale von der Echtzeitumgebung, wie zum Beispiel die Querbeschleunigung, die Raddrehzahlen, die Gierrate, den Lenkradwinkel und die Bremspedalstellung. Abhängig von diesen Signalen bestimmt das Steuergerät des EBS für jeden Regelkreis einen Bremsdruck und sendet diesen über den CAN-Bus der Bremse an die Druckregelmodule. Diese versuchen den angeforderten Druck durch Öffnen und Schließen der Ein- und Auslassventile umzusetzen. Die Spannungen an den Ventilen werden gemessen und über den I/O-Block an das Simulationsmodell der Bremse übermittelt. Der berechnete Druck wird einerseits an die Drucksensoren der Druckregelmodule gesendet, um den Druckregelkreis zu schließen. Andererseits wird daraus ein Bremsmoment bestimmt, das an das entsprechende Fahrzeugmodell übermittelt wird und die Bewegung des Fahrzeugs beeinflusst.

#### 5.2.4. Inbetriebnahme des Systems

Beim EBS handelt es sich um ein komplexes mechatronisches und zugleich sicherheitsrelevantes System im Fahrzeug. Neben den eigentlichen Regelfunktionen laufen daher Plausibilisierung- und Überwachungsfunktionen, die Fehler im System erkennen und den sicheren Betrieb gewährleisten. Im Falle einer Fehlfunktion werden Teile des Systems oder das gesamte System deaktiviert. Die Möglichkeit zur Verzögerung des Fahrzeugs wird in jedem Fall durch ein redundantes pneumatisches System gewährleistet. Bei der Integration des EBS in eine virtuelle Umgebung muss diese allen Überprüfungen seitens des EBS standhalten. Die Inbetriebnahme der Echtzeitumgebung erfolgt daher in drei Stufen, die sich dadurch unterscheiden, wie die Bremsdrücke bestimmt werden, d.h. wie die Druckregelkreise geschlossen werden. Sie unterscheiden sich unter anderem in ihrer Komplexität und dem Anteil an zusätzlich benötigten realen Hardwarekomponenten. Für jede der drei Stufen können beide Fahrzeugmodelle verwendet werden. In den vorangegangenen Abschnitten ist die finale Stufe 3 beschrieben.

Abbildung 5.5 zeigt schematisch die drei Stufen der Inbetriebnahme der Echtzeitumgebung. Es ist jeweils nur ein einzelnes Druckregelmodul dargestellt. Die gestrichelte



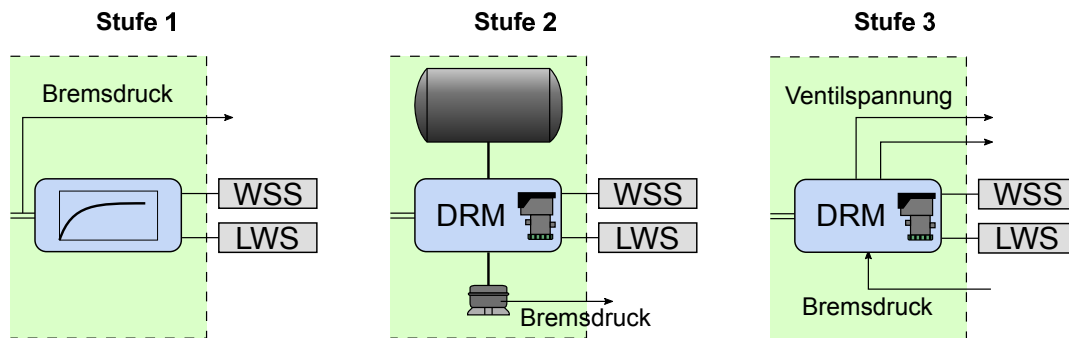


Abbildung 5.5. – Die drei Stufen der Inbetriebnahme.

Linie stellt die Grenze zwischen realen Komponenten und Echtzeitumgebung dar. Alle drei Stufen benötigen die Eingänge der Raddrehzahlsensoren (WSS) und Belagverschleißsensoren (LWS).

### Stufe 1: Simulationsplatinen

In Stufe 1 werden anstatt der Druckregelmodule spezielle Komponenten verwendet, die als Simulationsplatinen bezeichnet werden. Sie verfügen über keine Ventile, sondern geben den vom Steuergerät über den CAN-Bus der Bremse angeforderten Druck zeitverzögert an dieses zurück. Um ein Bremsmoment für das Fahrzeugmodell zu berechnen, wird der Druck vom CAN-Bus der Bremse ausgelesen. Die Zeitverzögerung des angeforderten Druckes in den Simulationsplatinen ist für alle Bremssystemkonfigurationen konstant und steht in keinem direkten Zusammenhang mit dem speziell im untersuchten Fahrzeug verbauten System. Das bedeutet, dass die Zeitverzögerung durch jede der Simulationsplatinen, unabhängig vom Fahrzeug, identisch ist. Eine wirklichkeitsnahe Abbildung des dynamischen Verhaltens des Bremssystems ist dadurch nicht möglich. Die Simulationsplatinen kommen häufig bei Integrations- oder Steuergeräte-Verbund-Tests zum Einsatz, wenn eine detaillierte Abbildung der Dynamik des Systems nicht von Bedeutung ist. Dies ist die einfachste Art einer Abbildung des Bremssystems und ermöglicht die erste Inbetriebnahme der Echtzeitumgebung. Die Simulationsplatinen verfügen über identische Schnittstellen zum CAN-Bus der Bremse und zu den Raddrehzahl- und Belagverschleißsensoren wie die Original-Druckregelmodule, so dass sie einfach getauscht werden können.

### Stufe 2: Messen der Bremsdrücke am Fahrzeug

In Stufe 2 wird ebenfalls auf eine Simulation des Bremssystems verzichtet. Stattdessen wird das Bremssystem aus dem Fahrzeug als reale Hardwarekomponente in die Echtzeitumgebung integriert. In dieser Stufe besteht die UUT aus der ECU, den Druckregelmodulen und dem kompletten Fahrzeug, von dem jedoch nur das Bremssystem verwendet wird. Der von der EBS-ECU über den CAN-Bus der Bremse angeforderte

Bremsdruck wird von den DRM in den Bremszylinder des Fahrzeugs eingeregelt und dort über Drucksensoren vom primären Echtzeitsystem erfasst. Aus den Bremszylinderdrücken werden die Bremsmomente für die Fahrdynamiksimulation berechnet. Da der Motor des Fahrzeugs nicht in Betrieb ist, wird es extern mit Druckluft versorgt. Der Anteil an zusätzlichen realen Bauteilen bei dieser Stufe ist enorm und daher keine Option für weiterführende Untersuchungen. Allerdings sind die Ergebnisse, die mit dem realen Bremssystem erzeugt werden, wertvoll für die Validierung der nächsten Stufe.

### **Stufe 3: Simulation des Bremssystems**

In Stufe 3 wird das in Abschnitt 4.2 vorgestellte Simulationsmodell des Bremssystems verwendet, um aus den gemessenen Ventilspannungen die Bremsdrücke zu berechnen. Die berechneten Drücke werden in ein analoges Spannungssignal konvertiert und von Drucksensoren in den Druckregelmodulen als physikalischer Druck gemessen. Außerdem werden die Bremsdrücke benutzt, um die Bremsmomente für die Fahrdynamiksimulation zu berechnen. Stufe 3 ist die komplexeste der drei Stufen, da das Bremssystem von einem echtzeitfähigen Simulationsmodell abgebildet wird. Bereits kleine Ungenauigkeiten führen zu Fehlermeldungen durch die Plausibilisierungsfunktionen des EBS.

Stufe 3 ist die letzte Stufe der Inbetriebnahme und bietet einige Vorteile gegenüber den beiden ersten Stufen. Tabelle 5.1 stellt die Vor- und Nachteile der drei Stufen gegenüber. Der Hardwareaufwand beschränkt sich in den Stufen 1 und 3 auf das Steuergerät und die Simulationsplatinen bzw. die Druckregelmodule. In Stufe 2 muss das komplette Bremssystem des zu untersuchenden Fahrzeugs integriert werden. Dieses kann entweder an einem Prüfstand nachgebaut werden, oder das Bremssystem aus dem Fahrzeug kann verwendet werden. In beiden Fällen bedeutet die Verwendung der realen Bremspneumatik einen erheblichen zusätzlichen Aufwand.

Eine Bestimmung des Luftverbrauchs ist nur in Stufe 2 und 3 möglich. Informationen über den Luftverbrauch bei einer Vollbremsung können zu einer optimierten Dimensionierung der Vorratsbehälter des Bremssystems herangezogen werden. In Stufe 2 kann die verbrauchte Luft am einfachsten über den gemessenen Druck in den Vorratsbehältern bestimmt werden. In Stufe 3 ist dies ohne Weiteres über das Simulationsmodell möglich.

Für Untersuchungen der Wechselwirkungen zwischen den Fahrdynamikregel-funktionen und dem Fahrzeug ist nicht nur eine genaue Abbildung der Fahrdynamik, sondern auch des Bremssystems notwendig. Über die einfache Zeitverzögerung des angeforderten Druckes in Stufe 1 ist dies nicht gewährleistet. Die genauesten Ergebnisse liefert Stufe 2. Das Simulationsmodell der Bremse in Stufe 3 zeigt eine gute Übereinstimmung mit Messungen (vgl. Abschnitt 4.2.8).

In Stufe 1 ist eine Simulation von Konfigurationen, in denen Druckregelventile zum Einsatz kommen ( $xK+$ ) nur durch eine Erweiterung um ein Modell möglich, da die

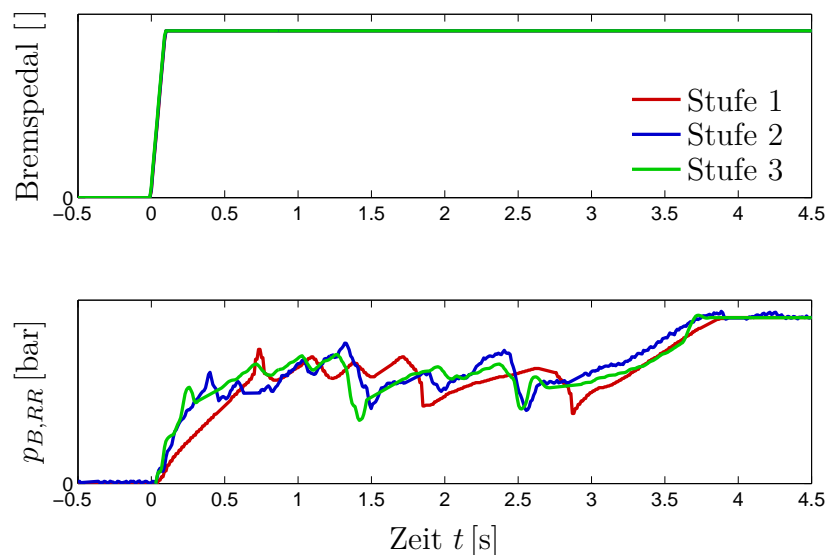
**Tabelle 5.1.** – Vor- und Nachteile der einzelnen Stufen der Inbetriebnahme.

<b>Kriterium</b>	<b>Stufe 1: Simulationsplatinen</b>	<b>Stufe 2: Messung am Fahrzeug</b>	<b>Stufe 3: Simulationsmodell des Bremssystems</b>
Hardwareaufwand	++ ECU und Simulationsplatinen	-- ECU, Druckregelmodule und gesamtes Bremssystem des entsprechenden Fahrzeugs	++ ECU und Druckregelmodule
Bestimmung des Luftverbrauchs	-- Nicht möglich	+ Aus zusätzlicher Messung des Behälterdruckes zu bestimmen	++ Einfach aus dem Simulationsmodell zu bestimmen
Realistische Abbildung des Bremssystems	-- Nicht möglich	++ Reales Bremssystem	+ Über das Simulationsmodell
Simulation von xK+ Konfigurationen	- Nur durch Erweiterung um ein Simulationsmodell	+ Über entsprechendes reales Bremssystem	++ Beliebige Konfigurationen modular aufzubauen
Aufwand zur Parametrierung	++ Keine zusätzlichen Parameter notwendig	++ Keine zusätzlichen Parameter notwendig	- Parameter für das Simulationsmodell benötigt (z.T. nicht dokumentiert)

Reduktion des Bremsdruckes an den einzelnen Rädern sonst nicht abgebildet werden kann. Eine Lösung über Simulationsplatinen, wie bei den Druckregelmodulen, ist hier nicht möglich, da die Ventile direkt vom zentralen Steuergerät angesteuert werden. In Stufe 2 muss die entsprechende Konfiguration in Form der realen Bauteile integriert werden. In Stufe 3 können beliebige Konfigurationen aus dem Simulationsmodell aufgebaut werden.

Die Parametrierung des Simulationsmodells ist der einzige bedeutende Nachteil von Stufe 3. Während bei den Stufen 1 und 2 gar keine zusätzlichen Parameter benötigt werden, müssen einzelne Größen für das Simulationsmodell in Stufe 3 aus Messungen bestimmt werden.

Abbildung 5.6 zeigt die Bremspedalstellung und exemplarisch den Bremsdruck in einem Bremszylinder bei einer Vollbremsung für alle drei Stufen. Die Bremsdrücke al-



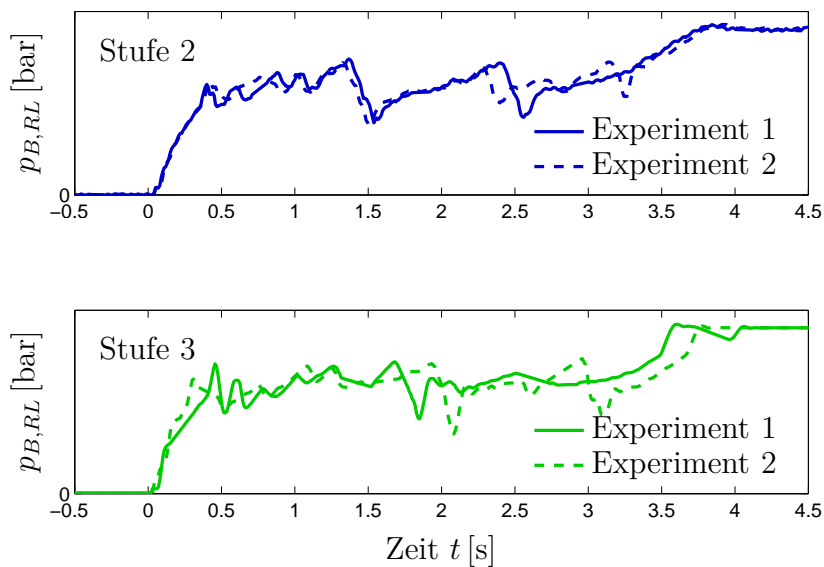
**Abbildung 5.6.** – Vergleich der drei Stufen der Inbetriebnahme anhand einer Vollbremsung: Bremspedalstellung und Bremsdruck  $p_{B,RR}$  über der Zeit für identische Experimente der entsprechenden Stufe.

ler drei Stufen zeigen einen ähnlichen Verlauf und die Eingriffe des ABV im Zeitraum zwischen 0 s und etwa 3,5 s sind deutlich zu erkennen. Da es sich um einen geschlossenen Regelkreis handelt, bei dem die Simulationsplatinen bzw. die Druckregelmodule versuchen, den angeforderten Bremsdruck umzusetzen, ist ein ähnlicher Verlauf des Bremsdruckes bei identischem Manöver und Fahrzeugmodell zu erwarten. Aus der guten Übereinstimmung von Stufe 2 und 3 kann daher nicht gefolgert werden, dass das Simulationsmodell der Bremse die korrekten Bremsdrücke in Abhängigkeit der Ventilspannungen bestimmt. Dennoch unterstreicht die qualitativ gute Übereinstimmung der beiden Stufen die Qualität des Simulationsmodells. Zudem wurde in Abschnitt 4.2.8

gezeigt, dass die Ergebnisse des Simulationsmodells auch ohne geschlossenen Regelkreis gut mit den Messungen übereinstimmen. Der Verlauf des Bremsdrucks in Stufe 1 weist im Vergleich zu Stufe 2 und 3, bei genauerer Betrachtung, qualitative Unterschiede auf. Die einfache Zeitverzögerung der Simulationsplatinen gibt nicht das korrekte dynamische Verhalten des Bremssystems wieder.

### 5.2.5. Effekte der HiL-Simulation

Die leichten Abweichungen zwischen den Ergebnissen aus Stufe 2 und 3, die in Abbildung 5.6 zu erkennen sind, stammen nicht ausschließlich aus den Unterschieden zwischen realem Bremssystem und Simulationsmodell. Auf Grund von einigen Effekten, die in der HiL-Simulation auftreten, liefert diese Methode in der Regel keine reproduzierbaren Ergebnisse [50]. Zur Verdeutlichung zeigt Abbildung 5.7 die Bremsdrücke in einem der Bremszylinder für jeweils zwei identische Experimente von Stufe 2 und 3. Weder bei der Integration des realen Bremssystems, noch bei der Simulation des



**Abbildung 5.7.** – Einfluss der Integration von realen Bauteilen auf die Simulationsergebnisse: Bremsdruck  $p_{B,RL}$  für jeweils zwei identische Experimente der Stufen 2 und 3.

Bremssysteme sind die Ergebnisse identisch. Bei Stufe 2 können zusätzlich Effekte, wie nicht vollkommen identische Randbedingungen, z.B. leicht unterschiedliche Temperatur oder anderer Vorratsdruck, eine Rolle spielen. Allerdings müssten die Ergebnisse bei Stufe 3 identisch sein. Gründe für die Abweichung sind zum Beispiel Abtastzeitdifferenzen zwischen dem Echtzeitsystem und dem Steuergerät des EBS, Einflüsse der

Temperatur auf die Drucksensoren in den Druckregelmodulen oder Steuergerätenachläufe zur Speicherung von Systemzuständen [50].

### **5.2.6. Erweiterungen**

In den letzten Abschnitten der Arbeit wurde durch die entwickelte Methode das EBS am Beispiel einer  $4 \times 2$  Sattelzugmaschine in die Echtzeitumgebung integriert. Auf Grund der Modularität des Simulationsmodells der Bremse und der Fahrzeugdynamik kann die Methode auch für weitere Fahrzeugvarianten und Bremssystemkonfigurationen angewendet werden. Die I/O des primären Echtzeitsystems verfügt über ausreichend Reserven, um alle Konfigurationen an Bremssystemen der Fahrzeuge mit drei Achsen und den Großteil der Konfigurationen der Fahrzeuge mit vier Achsen abzudecken. Über Relais an den Schnittstellen zu den Realteilen soll in Zukunft ein automatisiertes Umschalten zwischen den verschiedenen Bremssystemkonfigurationen möglich sein.

Auf die Integration eines Anhängerfahrzeugs in die Echtzeitumgebung wurde vorerst verzichtet. Prinzipiell ist dies allerdings möglich. Für die Integration eines konventionell, pneumatisch gebremsten Anhängers muss lediglich das Simulationsmodell der Bremse und das Fahrzeugmodell um einen Anhänger erweitert werden. Aus den Komponenten des modularen Simulationsmodells für das Bremssystem kann das Bremssystem des Anhängers einfach aufgebaut werden. Um ein Anhängerfahrzeug mit TEBS (Trailer EBS) in die Echtzeitumgebung zu integrieren, muss die Anzahl der Ein- und Ausgänge des primären Echtzeitsystems erweitert werden. Das TEBS vereint das zentrale Steuergerät, die Druckregelmodule und einen Beschleunigungssensor in einer Komponente. Das EBS des Zugfahrzeugs sendet den angeforderten Anhängerbremsdruck über den CAN-Bus des Anhängers an das TEBS. Dieses regelt den Bremsdruck durch Ein- und Auslassventile, ähnlich den Druckregelmodulen des EBS, an den Bremszylinder des Anhängers ein. In der Regel verfügt das TEBS über zwei unabhängige Druckregelkreise. Eine besondere Herausforderung bei der Integration des TEBS stellt die Schnittstelle zum Querbeschleunigungssensor dar. Dieser ist nicht wie beim EBS über einen CAN-Bus mit dem Steuergerät verbunden, sondern in die Platine des Steuergeräts des TEBS integriert und kommuniziert über einen seriellen Datenbus (Serial Peripheral Interface, SPI).

## **5.3. Neuigkeitsaspekte der Methode**

Mit Hilfe der gezeigten Methode kann das EBS eines schweren Nutzfahrzeugs in eine Echtzeitumgebung integriert werden. Dies ermöglicht Untersuchungen bezüglich der Wechselwirkungen zwischen dem Fahrverhalten und den Fahrdynamikregelfunktionen des EBS. In der Regel werden dafür vereinfachte Fahrzeugmodelle in Kombination mit dem realen Bremssystem verwendet. Die vorgestellte Methode erweitert dieses typi-

sche Vorgehen erstens um ein detailliertes Fahrzeugmodell auf Basis eines komplexen Mehrkörpermodells und zweitens um ein Simulationsmodell des elektro-pneumatischen Bremssystems. Dadurch lassen sich Aussagen bezüglich der Interaktionen der Regelfunktionen mit der Fahrzeugdynamik auch im fahrdynamischen Grenzbereich machen, ohne pneumatische Komponenten des realen Bremssystems zu integrieren.

Durch den strikten modularen Aufbau der Simulationsmodelle der Fahrzeugdynamik sowie des Bremssystems erlaubt es die entwickelte Methode, die im Nutzfahrzeubereich übliche, enorme Variantenvielfalt mit einheitlichen Modellen abzudecken. Zur Simulation der Fahrzeugdynamik können die ohnehin vorhandenen, komplexen Mehrkörpermodelle der verschiedenen Fahrzeugvarianten mit, in der Regel, wenigen Vereinfachungen für die Echtzeitsimulation verwendet werden. Das dynamische Verhalten beliebiger Konfigurationen von Bremssystemen lässt sich mit den entwickelten Komponentenmodellen abbilden. Gerade durch die hohe Variantenvielfalt bei Nutzfahrzeugen betritt das gezeigte Vorgehen methodisches Neuland, da die Komplexität von Lkw deutlich höher ist als die von Pkw.

Ein weiterer wichtiger Aspekt der Methode ist die gezielte Ausrichtung auf die praktische Anwendbarkeit. Trotz der hohen Komplexität, die unter anderem der Interdisziplinarität der Simulationsmodelle geschuldet ist, gelingt es die Parametrierung der Modelle einfach zu gestalten. Die meisten Parameter der Simulationsmodelle können aus technischen Zeichnungen oder simplen Messungen abgeleitet werden.

## 5.4. Überlegungen zur Gültigkeit der Methode

Die in diesem Kapitel gezeigte Methode zur Integration des EBS in eine Echtzeitumgebung ist auch auf andere Fahrdynamikregelsysteme übertragbar. Dies ist besonders dann sinnvoll, wenn ein detailliertes Fahrzeugmodell benötigt wird. Neben dem EBS existieren in einem modernen Nutzfahrzeug weitere mechatronische Regelsysteme, wie z.B. die Wankstabilisierung basierend auf semiaktiven Stoßdämpfern, oder der Knickenschutz bei Gelenkbussen. Generell kann die Methode auf alle Fahrwerkregelsysteme übertragen werden.

Die Integration der Regelung mit dem Simulationsmodell des Fahrzeugs kann durch HiL-Simulation oder SiL-Simulation erfolgen. Ist der Steuergeräte-Code bzw. das Modell der Regelung verfügbar, so ist die SiL-Simulation der HiL-Simulation vorzuziehen. Einerseits können auch nicht-echtzeitfähige Simulationsmodelle verwendet werden, andererseits müssen Plausibilisierungsfunktionen des realen Steuergerätes meistens nicht berücksichtigt werden. Häufig wird die HiL-Simulation für Fehlersimulationen bzw. Verbund- oder Integrationstest genutzt. Für die reine Funktionsdarstellung, -entwicklung und -optimierung bietet die SiL-Methode den Vorteil des geringeren Hardwareaufwands.





## 6. Ergebnisse

Durch die Integration der realen Komponenten des EBS in eine Echtzeitumgebung können Wechselwirkungen der Regelfunktionen des Systems und des Fahrzeugs virtuell untersucht werden. Zur Abbildung der virtuellen Umgebung wird eines der beiden Fahrdynamikmodelle mit dem Modell des Bremssystems kombiniert. So werden die von der EBS benötigten Signale in der Simulation generiert.

In den folgenden Abschnitten werden am Beispiel einer  $4 \times 2$  Sattelzugmaschine mit Belastungsbrücke zwei der elementaren Funktionen des EBS, der ABV und die ESC, untersucht. Eingriffe des ABV können bei Vollbremsungen und Eingriffe der ESC bei einem Sinus-mit-Haltezeit-Manöver oder einem Manöver mit ansteigendem Lenkwinkel provoziert werden. Dabei werden jeweils beide Fahrdynamikmodelle auf ihre Eignung untersucht. Die dargestellten Ergebnisse sind eine kleine Auswahl aus einer Reihe durchgeführter Untersuchungen. Zum Abschluss des Kapitels werden die Möglichkeiten, die sich aus der neuen Methode ergeben, diskutiert und es wird aufgezeigt, wie eine zukünftige Verwendung aussehen kann.

Ein Abgleich der Simulationsergebnisse mit Resultaten aus dem Fahrversuch mit Eingriffen der ESC, wie in Abschnitt 4.1.4 ohne ESC, war nicht darstellbar. Auf der zur Verfügung stehenden Teststrecke konnten im Fahrversuch aus Platzgründen keine reproduzierbaren Eingriffe der ESC provoziert werden.

### 6.1. Simulationsergebnisse

#### 6.1.1. Eingriffe des ABV bei einer Vollbremsung

Der ABV wirkt einem Blockieren der Räder des Fahrzeugs durch Reduktion des Bremsdrucks entgegen und kann dadurch den Bremsweg reduzieren. Zudem wird die Lenkbarkeit des Fahrzeugs erhalten. Zur Untersuchung der Regelfunktion können Eingriffe des ABV in der Realität als auch in der Simulation durch eine Vollbremsung provoziert werden.

Abbildung 6.1 zeigt Simulationsergebnisse bei einer Vollbremsung aus 70 km/h bei Geradeausfahrt auf trockener Fahrbahn für das systemdynamische und das echtzeitfähige Mehrkörpersimulationsmodell des Fahrzeugs. Sie zeigt die Bremspedalposition, die Aktivität des ABV, die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$ , die Masse  $M_{Lu}$  an Luft, die in die Bremszylinder geströmt ist, die Bremsdrücke  $p_{B,FL}$  am linken und  $p_{B,FR}$  am rechten Rad der Vorderachse und die zugehörigen Raddrehzahlen. Das Bremspedal

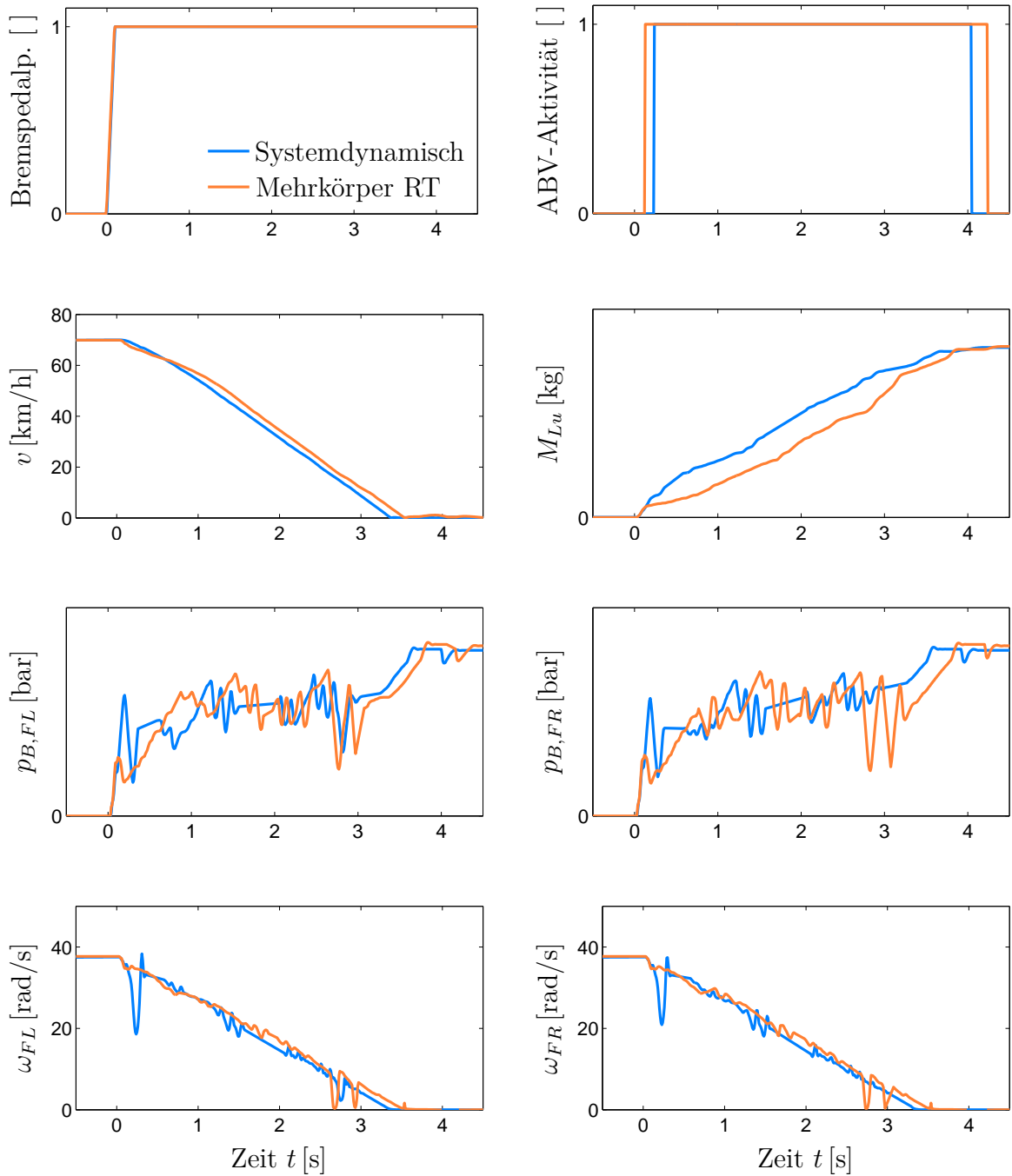


Abbildung 6.1. – Simulationsergebnisse einer Vollbremsung mit Eingriffen des ABV.

wird zum Zeitpunkt  $t = 0$  s voll betätigt und der Bremsdruck in den Bremszylindern steigt an. An den Schwankungen der Bremsdrücke und der Raddrehzahlen lassen sich die Eingriffe des ABV erkennen, der durch radselektive Reduktion der Bremsdrücke ein Blockieren des entsprechenden Rads verhindert. Bei etwa  $t = 3,5$  s kommen die beiden Fahrzeugmodelle zum Stehen. Das Aktivitätssignal des ABV wird vom zentralen Steuergerät des EBS über den CAN-Bus des Fahrzeugs an andere Teilnehmer übermittelt.

Die Simulationsergebnisse der beiden Fahrzeugmodelle weisen für das gezeigte Manöver eine gute Übereinstimmung auf. Die Fahrzeuge kommen nahezu zeitgleich zum Stehen und sowohl die Aktivität des ABV, als auch die verbrauchte Luft stimmen überein. Leichte Unterschiede zeigen sich in den Verläufen der Raddrehzahl und des Bremsdrucks. Diese sind allerdings nicht notwendigerweise auf die Unterschiede in den Modellen zurückzuführen. Wie in Abschnitt 5.2.5 erläutert, liefert die HiL-Simulation beispielsweise als Folge von Abtastzeitdifferenzen oder der Busauslastung keine exakt reproduzierbaren Ergebnisse. Somit liefern auch Experimente mit identischen Manövern und Modellen in der Regel keine identischen Ergebnisse. Aus der guten Übereinstimmung der Ergebnisse lässt sich daher schließen, dass beide Fahrzeugmodelle für die Simulation von Abbremsmanövern mit Eingriff des ABV geeignet sind.

Durch die Verwendung eines Simulationsmodells des Bremssystems kann die bei einem Bremsmanöver verbrauchte Luft auf einfache Weise bestimmt werden. Bei einer Bremsung strömt Luft aus den Vorratsbehältern in die Bremszylinder. Bei erhöhtem Radschlupf wird der Bremsdruck in dem entsprechendem Zylinder reduziert, indem die Luft an die Umgebung entlassen wird. Für eine erneute Erhöhung des Drucks muss komprimierte Luft aus den Vorratsbehältern in den Zylinder nachströmen. Dabei wird komprimierte Luft verbraucht und die Masse an Luft in den Vorratsbehältern reduziert. In der Simulation kann die benötigte Luft zum Abbremsen des Fahrzeugs bestimmt werden, indem der Massenstrom  $\dot{M}_i$  durch jedes der Einlassventile nach Gleichung (4.42) integriert und anschließend addiert wird. Die virtuelle Bestimmung des Luftverbrauchs bei einer Bremsung mit Eingriff des ABV ist nur durch die Integration der Regelfunktion in die Simulation möglich.

### **6.1.2. Eingriffe des ABV bei einer Vollbremsung auf unterschiedlichem Reibwert**

Bei diesem Manöver ist der Reibwert zwischen Fahrbahn und Reifen auf den beiden Seiten des Fahrzeugs unterschiedlich hoch. Daher wird dieses Manöver oft als Abbremsung auf  $\mu$ -Split bezeichnet. Im betrachteten Beispiel beträgt der Reibwert der linken Seite die Hälfte des Reibwerts der rechten Seite. Abgesehen von der Beschaffenheit der Fahrbahn ist das Manöver identisch zu der im vorherigen Abschnitt untersuchten Vollbremsung. Beim Abbremsen verhindert der ABV ein Blockieren der Räder, so dass die Lenkbarkeit des Fahrzeugs erhalten bleibt. Auf Grund des höheren Reibwerts auf

der rechten Seite des Fahrzeugs entsteht ein Giermoment um die Hochachse des Fahrzeugs, das vom Lenkregler durch Lenkeingriffe ausgeglichen wird, um das Fahrzeug in der Spur zu halten.

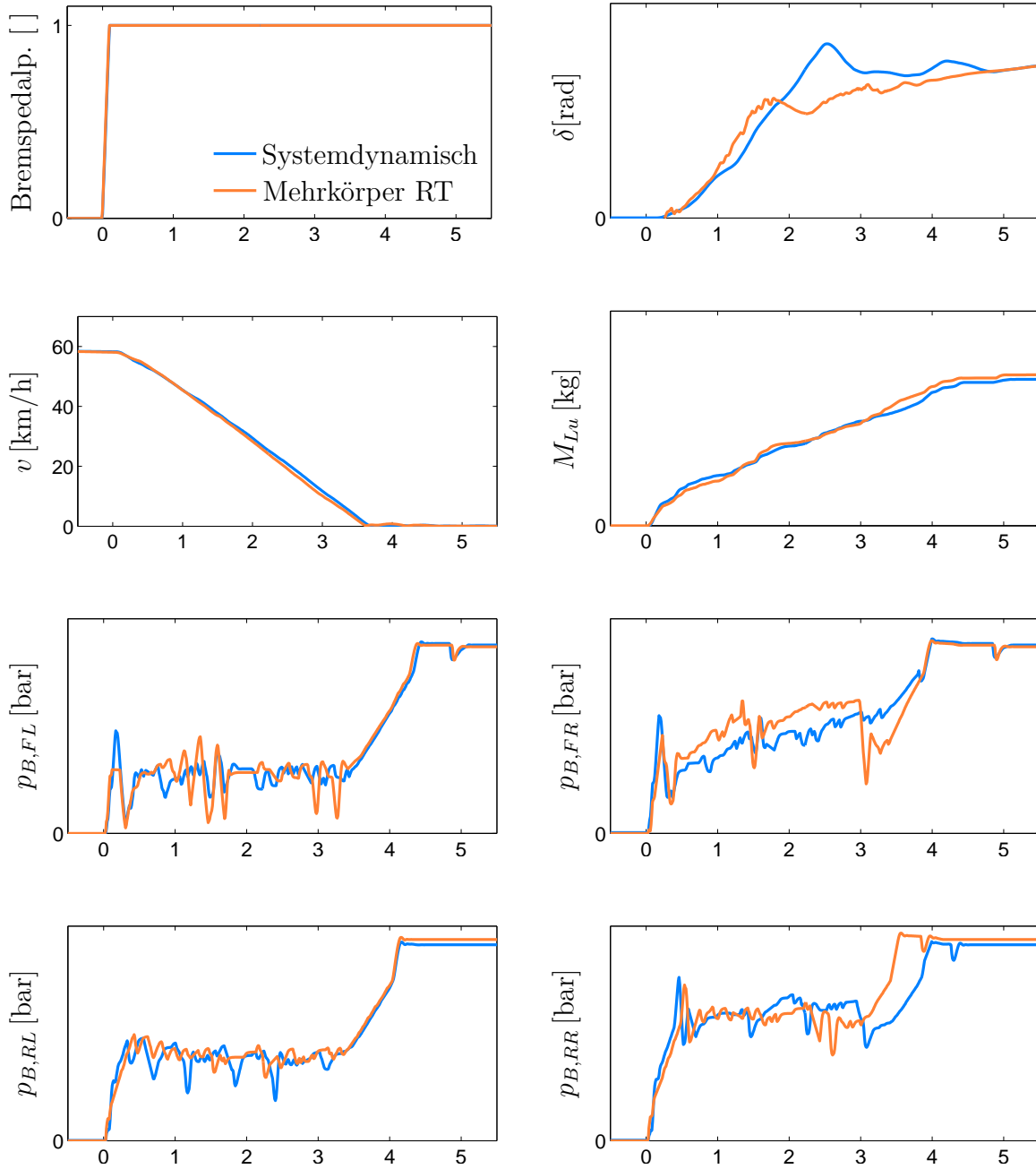
Abbildung 6.2 zeigt die Bremspedalposition, den Lenkwinkel  $\delta$ , die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$ , die nach Gleichung (4.42) bestimmte Masse  $M_{Lu}$  an verbrauchter Luft und die Bremsdrücke  $p_{B,i}$  an den einzelnen Rädern für die beiden Fahrzeugmodelle bei einer Vollbremsung aus etwa 60 km/h. Zum Zeitpunkt  $t = 0$  s wird das Bremspedal voll betätigt und der Druck in den Bremszylindern steigt an. Der Bremsdruck in dem jeweiligen Zylinder wird reduziert, sobald ein Rad zum Blockieren neigt. Die Radrehzahlen sind nicht dargestellt. Der ABV ist während des gesamten Bremsvorgangs aktiv (nicht dargestellt). Die Bremsdrücke in den einzelnen Zylindern stellen sich entsprechend den Reibwerten und Radlasten ein: Auf der linken Seite mit geringerem Reibwert ist der Bremsdruck geringer als auf der rechten Seite mit höherem Reibwert. An der Vorderachse ist die Radlast geringer als an der Hinterachse und damit auch der Bremsdruck. Insgesamt ist der Bremsdruck vorne links am niedrigsten und hinten rechts am höchsten. Durch die unterschiedlichen Reibwerte auf der linken und rechten Seite ist die Bremskraft auf der rechten Seite insgesamt höher als links. Dadurch entsteht ein Moment um die Hochachse des Fahrzeugs. Der Lenkregler greift ein, um das Fahrzeug in seiner Spur zu halten. Die Unterschiede in den Verläufen des Lenkwinkels sind hauptsächlich auf die verschiedenen Lenkregler der beiden Simulationsmodelle zurückzuführen.

Im Übrigen weisen die Simulationsergebnisse der beiden Fahrzeugmodelle insgesamt eine gute Übereinstimmung auf. Die geringfügigen Unterschiede in den Verläufen der Bremsdrücke sind unter anderem auf die bereits erwähnten Effekte der HiL-Simulation durch die Integration von realen Komponenten zurückzuführen (vgl. Abschnitt 5.2.5).

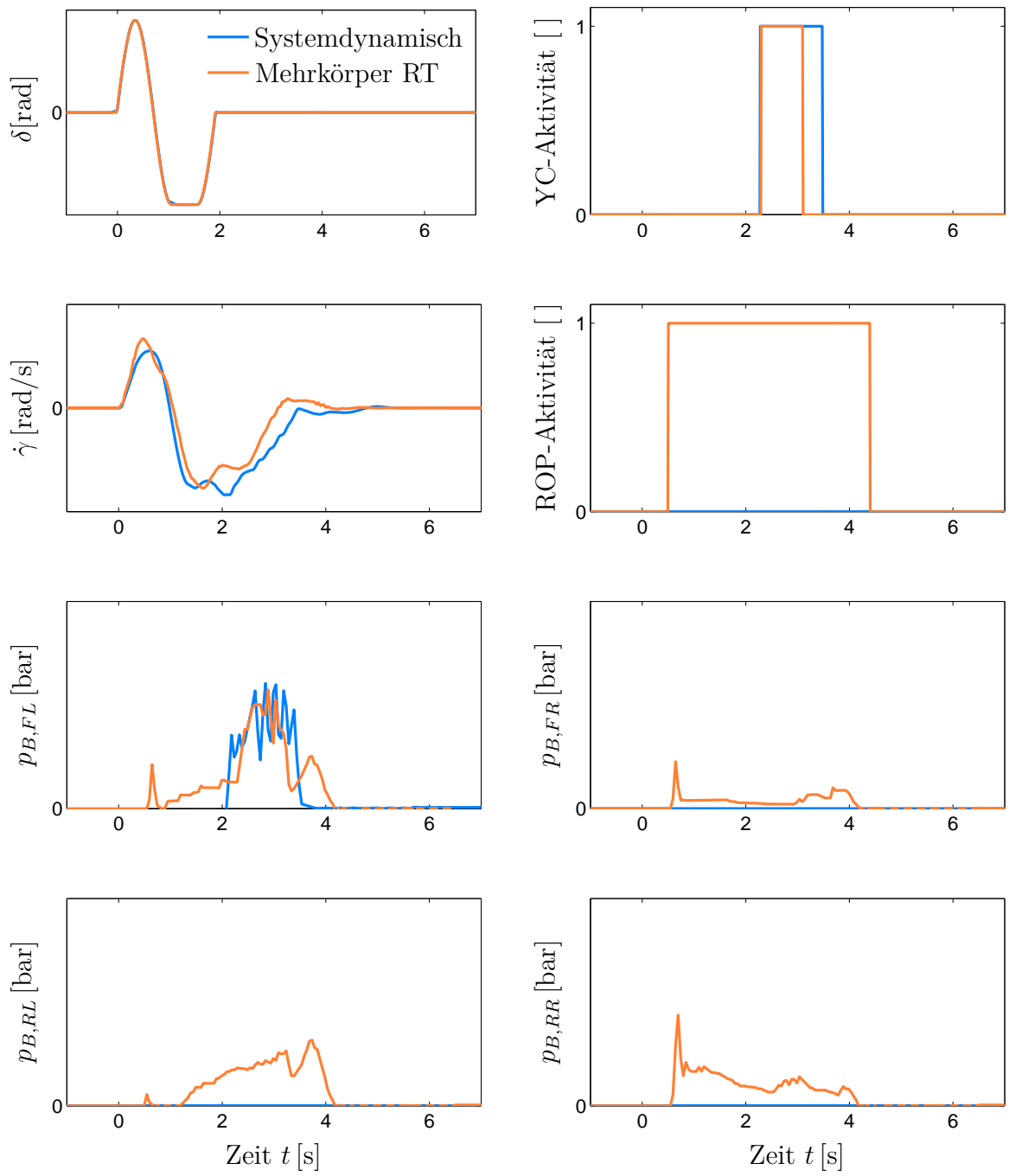
### 6.1.3. Eingriffe der ESC beim Sinus-mit-Haltezeit-Manöver

Die ESC eines Fahrzeugs wird häufig mit dem Sinus-mit-Haltezeit-Manöver untersucht (vgl. Abschnitt 2.3). Sowohl in der Simulation als auch im Fahrversuch können bei diesem Manöver die Wechselwirkungen zwischen der ESC und dem Fahrzeug untersucht werden. Ein Fahrer oder Fahrermodell im Regelkreis werden hierbei nicht benötigt, da es sich um ein Open-Loop-Manöver handelt.

Abbildung 6.3 zeigt Simulationsergebnisse eines Sinus-mit-Haltezeit-Manövers bei einer Geschwindigkeit von 70 km/h für das systemdynamische und das echtzeitfähige Mehrkörper Fahrzeugmodell. Dargestellt sind der Lenkwinkel  $\delta$ , die Aktivität der Gierregelung (YC), die Gierrate  $\dot{\gamma}$ , die Aktivität des Umkippschutzes (ROP) und die Bremsdrücke  $p_B$  an den einzelnen Rädern. Der vorgegebene Lenkwinkel folgt einer Sinusfunktion. Das Lenkrad wird zuerst nach links und anschließend nach rechts gedreht, wo es für eine halbe Sekunde gehalten wird. Anhand der schnell abklingenden Gierrate ist zu erkennen, dass bei dem gezeigten Experiment beide Fahrzeugmodelle stabilisiert werden können und es nicht zu einer Drehung um die Hochachse kommt.



**Abbildung 6.2.** – Simulationsergebnisse einer Vollbremsung auf unterschiedlichem Reibwert mit Eingriffen des ABV.



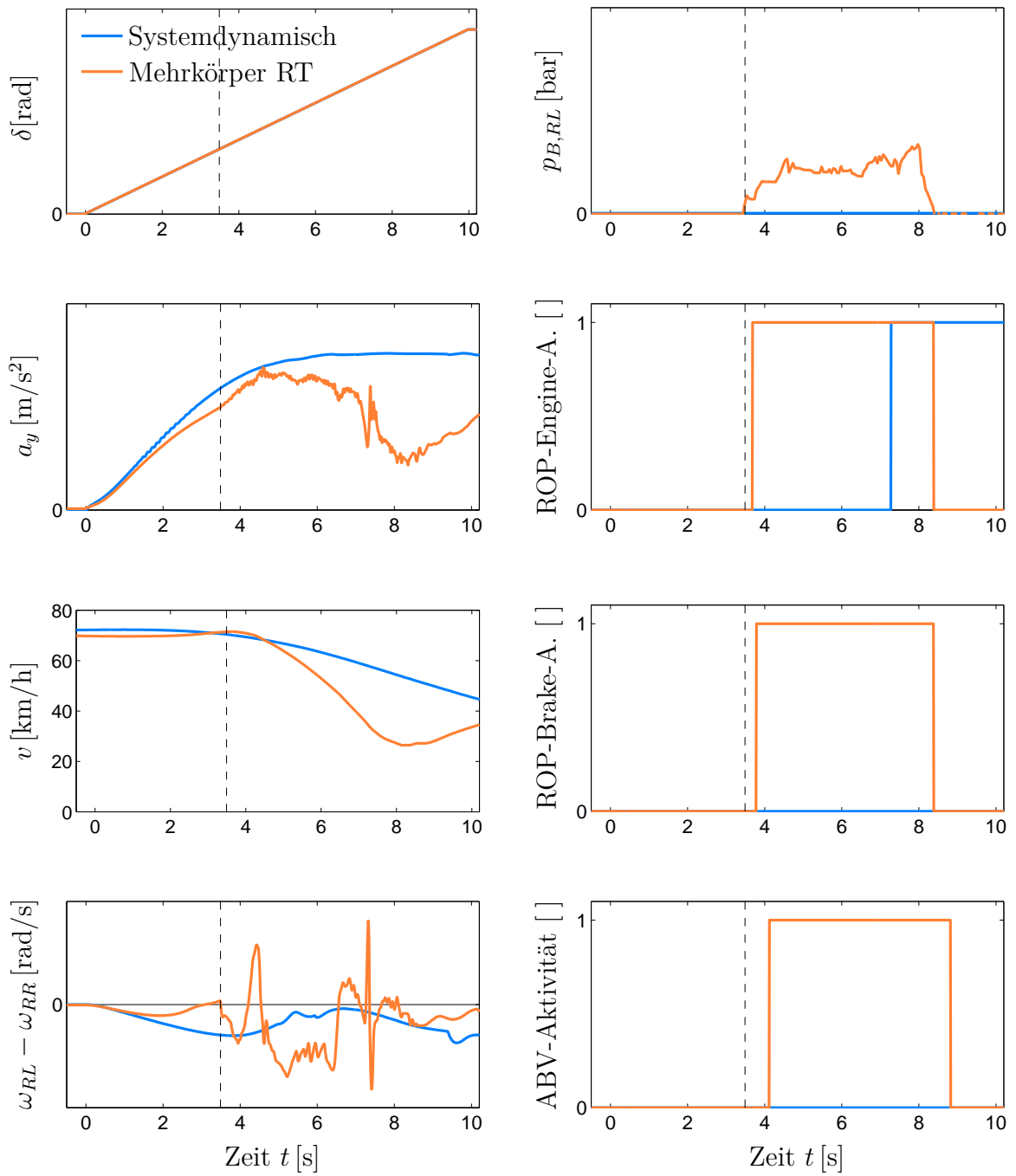
**Abbildung 6.3.** – Simulationsergebnisse eines Sinus-mit-Haltezeit-Manövers mit Eingriffen der ESC.

Grund für die Stabilisierung ist das Eingreifen der Gierregelung (YC) der ESC. Aus der Abweichung zwischen Fahrerwunsch und Fahrzeugverhalten erkennt sie bei beiden Fahrzeugmodellen ein Übersteuern und generiert durch Bremsen des linken Vorderrades ein Giermoment, das diesem entgegenwirkt. Die Eingriffe der Gierregelung sind bei beiden Fahrzeugmodellen ähnlich. Deutliche Unterschiede zeigen sich allerdings beim Umkippschutz (ROP). Beim Mehrkörpermodell wird eine Gefahrensituation anhand des Verlaufes der Querbesehleunigung, der Fahrzeuggeschwindigkeit und des Lenkwinkels erkannt. Das kurveninnere Hinterrad wird daher auf Abheben überprüf, indem ein geringer Bremsdruck aufgebracht wird (siehe Abschnitt 2.2.3). Durch den Abgleich der Raddrehzahl mit der des gegenüberliegenden Rads, kann aus einer abnehmenden Raddrehzahl ein abgehobenes Rad detektiert werden. Der Verlauf des Bremsdruckes am hinteren linken Rad zeigt, dass dieser geringfügig früher ansteigt als die Bremsdrücke an den anderen Rädern. Der sofortige Abfall des Bremsdruckes zeigt, dass der ABV den Bremsdruck reduziert, da das Rad sonst blockieren würde und weist damit auf ein abgehobenes Rad hin. Sofort beginnt der Umkippschutz das gesamte Fahrzeug zu bremsen, um ein Umkippen des Fahrzeugs zu verhindern. Beim systemdynamischen Fahrzeugmodell wird eine mögliche Gefahrensituation nicht erkannt. Zudem kommt es hier nicht zum Abheben des kurveninneren Hinterrades. Ein Eingriff des Umkippschutzes bleibt aus. Der einzige erkennbare Eingriff der ESC wird von der Gierregelung verursacht und bremst, wie beim Mehrkörpermodell, das vordere linke Rad.

#### 6.1.4. Eingriffe der ESC bei ansteigendem Lenkwinkel

Um die Funktion des Umkippschutzes und den Einfluss der beiden Fahrzeugmodelle genauer zu untersuchen, wird ein weiteres Manöver gezeigt. Dabei wird bei einer festen Fahrzeuggeschwindigkeit der Lenkwinkel von null aus langsam erhöht. Genau wie beim Sinus-mit-Haltezeit-Manöver wird kein Lenkregler benötigt, da der Lenkwinkel vorgegeben wird. Der Lenkradwinkel folgt einer innerhalb von 10s linear von null auf  $270^\circ$  ansteigenden Rampe. Das Vorzeichen des Lenkwinkels wird so gewählt, dass das Fahrzeug eine Linkskurve durchfährt. Im Gegensatz zum Sinus-mit-Haltezeit-Manöver, bei dem das Fahrzeug rollt, versucht der Fahrzeuglängsregler bei diesem Manöver das Fahrzeug auf der vorgegebenen Geschwindigkeit zu halten.

Abbildung 6.4 zeigt die Ergebnisse der Simulationen bei einer Anfangsgeschwindigkeit von 70 km/h für das systemdynamische und das echtzeitfähige Mehrkörpermodell. Dargestellt sind der Lenkwinkel  $\delta$ , die Querbesehleunigung  $a_y$ , die Fahrzeuggeschwindigkeit  $v$ , die Differenz  $\omega_{RL} - \omega_{RR}$  der Raddrehzahlen der linken und der rechten Seite der Hinterachse, der Bremsdruck  $p_{B,RL}$  am linken Rad der Hinterachse und die Aktivitäten des Umkippschutzes (ROP) und des ABV. Der Umkippschutz kann das Motormoment reduzieren (ROP-Engine) und das Fahrzeug durch die Betriebsbremse verzögern (ROP-Brake). Bei beiden Modellen kommt es zu einem Eingriff des Umkippschutzes. Die Gierregelung greift in keinem der beiden Fälle ein und ist deshalb nicht dargestellt. Die Ergebnisse zeigen einen deutlich früheren Eingriff des Umkippschutzes



**Abbildung 6.4.** – Simulationsergebnisse eines Manövers mit ansteigendem Lenkwinkel mit Eingriffen des Umkippschutzes.



beim echtzeitfähigen Mehrkörpermodell im Vergleich zum systemdynamischen Modell. Dieser wird nicht durch eine zu hohe Querbeschleunigung, sondern durch die detektierten Unterschiede der Raddrehzahlen der linken und rechten Seite der Hinterachse beim Abheben des kurveninneren Rads verursacht.

Die genaue Funktion zur Erkennung eines abgehobenen Rads innerhalb der ESC ist unbekannt. Aus den Messergebnissen kann zum Beispiel die folgende Funktionsweise rekonstruiert werden: Zu Beginn wird die Differenz der Raddrehzahlen zwischen linker und rechter Seite zunehmend negativ. Das kurveninnere linke Rad dreht sich erwartungsgemäß langsamer als das kurvenäußere rechte Rad. Das Antriebsmoment auf die Hinterachse durch den Längsregler, der versucht die vorgegebene Geschwindigkeit zu halten, erhöht die Drehzahl des linken Rads. Bei etwa 3 s dreht sich dieses sogar schneller als das kurvenäußere Rad. Dieses verdächtige Verhalten veranlasst den Umkippschutz dazu, das linke, möglicherweise abgehobene Rad geringfügig zu Bremsen. Aus der unmittelbar daraus folgenden Abnahme der Drehzahl des linken Rads wird auf ein abgehobenes Rad geschlossen und das Fahrzeug abgebremst. Die nicht dargestellten Verläufe der Bremsdrücke der anderen Räder zeigen, dass diese erst später durch den Eingriff des Umkippschutzes (ROP-Brake) gebremst werden. Durch die unterschiedlich großen Aufstandskräfte der kurveninneren und -äußeren Räder kommt es durch die Abbremsung durch den Umkippschutz zu unterschiedlichen Bremsdrücken auf der linken und rechten Seite. Diese führen zu einem kurzzeitigen weiteren Anstieg des Drehzahlunterschieds. Das ABS verhindert ein durch die Bremsung verursachtes Blockieren der Räder. Neben einer aktiven Abbremsung des Fahrzeugs reduziert der Umkippschutz das Motormoment (ROP-Engine) und die Fahrzeuggeschwindigkeit nimmt deutlich ab. Das Fahrzeug beschleunigt, sobald der Eingriff des Umkippschutzes vorüber ist.

Beim systemdynamischen Modell kommt es nicht zu einem Abheben eines Rads. Der Verlauf der Drehzahldifferenz zwischen linkem und rechtem Rad nimmt, wie in einer Linkskurve zu erwarten, ab. Die ROP greift erst ein, sobald eine als kritisch bewertete Querbeschleunigung erreicht wird. Das Motormoment wird reduziert, um diesen kritischen Wert nicht zu überschreiten. Dies führt beim systemdynamischen Modell zur dargestellten Abweichung des Verlaufs der Querbeschleunigung  $a_y$ .

Aus den Simulationsergebnissen des Sinus-mit-Haltezeit-Manövers (vgl. Abschnitt 6.1.3) und des in diesem Abschnitt gezeigten Manövers kann geschlossen werden, dass das einfache systemdynamische Modell nicht für die Simulation dieser Manöver geeignet ist. Die Umkipppgefahr wird nicht korrekt erkannt und der Eingriff des Umkippschutzes bleibt aus oder unterscheidet sich deutlich von den Eingriffen beim echtzeitfähigen Mehrkörpermodell. Es kommt nicht zum Abheben eines Rads. Der Grund dafür ist die Modellierung der Achse basierend auf Radträgern über Kennfelder, wie in Abschnitt 4.1.3 beschrieben.

## 6.2. Diskussion

Die Ergebnisse in den vorausgegangenen Abschnitten zeigen, dass mit der entwickelten Methodik Eingriffe des ABV und ESC für eine  $4 \times 2$  Sattelzugmaschine in der Simulation darstellbar sind. Das systemdynamische Modell ist in der vorliegenden Form nicht für alle Manöver geeignet. Aus diesem Grund wird unter den beschriebenen Bedingungen insbesondere für ESC-Manöver ein Mehrkörpersimulationsmodell empfohlen. Zudem bietet das Mehrkörpermodell den Vorteil, dass es aus einem vorhandenen Modell abgeleitet werden kann, ohne dass eine aufwändige Neuparametrierung notwendig ist.

Insgesamt bietet die Integration des EBS in die Echtzeitumgebung viele Potentiale für die Anwendung im Entwicklungsprozess von Nutzfahrzeugen, die nachfolgend aufgelistet sind:

- Durch die virtuelle Untersuchung der Interaktionen von Fahrzeug und Regelfunktionen des EBS können das Systemverständnis erhöht und somit Verbesserungspotentiale aufgezeigt werden. Durch die Integration des TEBS eines Anhängers können zusätzlich Wechselwirkungen mit einem elektronisch geregelten Anhänger untersucht werden. Bisher werden häufig ausschließlich Zugfahrzeuge berücksichtigt. Das Fahrverhalten kann unter Berücksichtigung des Regelsystems bewertet werden.
- Die Integration des ABV in die Simulation ermöglicht die virtuelle Ermittlung des Luftverbrauchs (vgl. Abschnitt 6.1.1). Damit kann in Zukunft die Auslegung der Volumina der Behälter, unter den Randbedingungen der gesetzlichen Vorschriften, optimiert werden. Die Kosten und der benötigte Bauraum können reduziert werden.
- Die Funktionsparameter der in der EBS integrierten Funktionen werden üblicherweise im Fahrversuch bestimmt. Mit Hilfe der entwickelten Methodik können die Funktionsparameter virtuell vorausgelegt werden, um die Anzahl der Fahrversuche in Zukunft zu reduzieren und das System gezielter für bestimmte Fahrzeugvarianten auszulegen. Versteckte Potentiale der Regelfunktionen können damit aufgezeigt werden.
- Das Bremssystem kann in Zukunft virtuell homologiert werden. Die Methodik muss für einzelne, ausgewiesene Fahrzeugvarianten mit Ergebnissen aus dem Fahrversuch validiert werden. Andere Varianten können dann in der Simulation homologiert werden. Der Nachweis der Funktion der ESC und die Ermittlung der für die Zulassung notwendigen Werte können nur durch die Integration der benötigten Funktionen in die Simulation gelingen.
- Häufig werden die Bremsen an mehreren Rädern oder Achsen in einem Druckregelkreis zusammengefasst um in erster Linie die Kosten des Bremssystems,

vor allem bei mehrachsigen Fahrzeugen, zu reduzieren. Durch den Vergleich mit theoretisch idealen Konfigurationen, bei denen der Bremsdruck jedes einzelnen Rads individuell geregelt wird, können mögliche Optimierungspotentiale aufgedeckt und Wirtschaftlichkeitsrechnungen durchgeführt werden.

- Die Eigenschaften von einzelnen Komponenten des Bremssystems können auf Grund von Beschädigung oder durch den Austausch von Komponenten und Lieferanten verändert werden. Beispiele sind ein verschleißbedingter, reduzierter Wirkungsgrad des Bremssattels oder unterschiedliche Reibwerte zwischen Bremsbelägen und Bremsscheibe an gegenüberliegenden Seiten einer Achse. In Wechselwirkung mit den Regelfunktionen des EBS kann dies ein Sicherheitsrisiko darstellen. Mit Hilfe der Simulation können Grenzwerte für bestimmte, kritische Eigenschaften der Komponenten abgeschätzt werden.

Neben dem EBS können auch weitere elektronische Fahrdynamikregelsysteme in die dargestellte Echtzeitumgebung integriert werden. Beispiele sind die bereits erwähnte Wankstabilisierung mit semiaktiven Stoßdämpfern, der Knickschutz oder Antriebsmomentenregler bei Gelenkbussen. Besonders geeignet ist die entwickelte Echtzeitumgebung für Anwendungen, die ein detailliertes Fahrzeugmodell benötigen. Generell stellt die Integration eines Simulationsmodells mit Regelfunktionen eine Weiterentwicklung der Fahrdynamiksimulation dar. Bisherige Mehrkörpermodelle bilden die Fahrdynamik gut ab, können aber die Wechselwirkungen mit Fahrdynamikregelsystemen meist nicht berücksichtigen. Durch die HiL-/SiL-Simulation kann das Spektrum der Simulation erweitert und die Aussagegüte erhöht werden. In der entwickelten Methodik können HiL- und SiL-Simulationen beliebig kombiniert werden. Außerdem kann die Echtzeitumgebung dazu verwendet werden Regelsysteme zu entwickeln, zu testen und zu optimieren, bevor sie im Fahrversuch weiterentwickelt werden. Der Entwicklungs- und Erprobungsaufwand kann dadurch reduziert werden.



# 7. Zusammenfassung und Ausblick

## 7.1. Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung einer Echtzeitsimulationsumgebung zur Integration von Simulationsmodellen mit Electronic Chassis Control (ECC)-Systemen von schweren Nutzfahrzeugen in eine virtuelle Umgebung. Zu den ECC-Systemen zählen mechatronische Regelsysteme, deren Funktionen maßgeblich das Fahrverhalten des Fahrzeugs beeinflussen. Beispiele hierfür sind die elektronische Stabilitätskontrolle (ESC), der automatische Blockierverhinderer (ABV) und die Wankstabilisierung. Die in dieser Arbeit dargestellte Echtzeitsimulationsumgebung besteht aus mehreren unabhängigen Echtzeitsystemen, auf denen die verschiedenen Simulationsmodelle berechnet werden. Die virtuelle Umgebung ermöglicht die Integration der Regelfunktionen mit den Methoden der Hardware- und/oder Software-in-the-Loop-Simulation mit einem klassischen mechatronischen Ansatz. Der Schwerpunkt der entwickelten Echtzeitsimulationsumgebung liegt auf einer möglichst realitätsnahen Abbildung der Fahrzeugdynamik, die sich auf Grund der höheren Komplexität von schweren Nutzfahrzeugen im Vergleich zu Personenkraftwagen oft schwierig gestaltet.

Die Integration eines Regelsystems mit den Methoden der Hardware-in-the-Loop-Simulation wird am Beispiel des elektronischen Bremssystems (EBS) von schweren Nutzfahrzeugen gezeigt. Das EBS erweitert das elektro-pneumatische Bremssystem um die Funktionen der ESC und des ABV. Zur Abbildung der virtuellen Umgebung des EBS wird neben einem Simulationsmodell für die Fahrzeugdynamik ein Simulationsmodell für das Bremssystem verwendet. Die Zielsetzung ist, auf die aufwändige Integration von realen pneumatischen Komponenten in die Echtzeitumgebung zu verzichten um eine schlanke und performante Umgebung zu generieren.

Die entwickelte Echtzeitumgebung zeichnet sich dadurch aus, dass neben einem systemdynamischen Fahrzeugmodell, wie es in Echtzeitanwendungen häufig benutzt wird, die Fahrzeugdynamik eines schweren Nutzfahrzeugs mit einem komplexen, echtzeitfähigen Mehrkörpermodell abgebildet werden kann. Die beiden Modelle unterscheiden sich wesentlich in ihrer Topologie und der Anzahl der Freiheitsgrade. Das komplexe echtzeitfähige Mehrkörpermodell verfügt über mehr als zweihundert Freiheitsgrade und ist abgeleitet aus einem bereits vorhandenen, nicht-echtzeitfähigen und validierten Fahrdynamikmodell (Abschnitt 4.1). Damit kann auf die Parametrierung eines zusätzlichen Modells speziell für die Echtzeitanwendung verzichtet werden. Wegen des höheren Rechenaufwands des komplexen Mehrkörpermodells muss die Echtzeit-

umgebung um ein zweites, besonders leistungsfähiges Echtzeitsystem ergänzt werden (Abschnitt 5.2).

Die Simulation des dynamischen Verhaltens des Bremssystems erfolgt mit einer in dieser Arbeit speziell für Echtzeitanwendungen entwickelten Modellbibliothek. Diese enthält Simulationsmodelle der einzelnen Komponenten des Bremssystems, aufgeteilt entsprechend den verschiedenen abzubildenden physikalischen Effekten. Aus den Teilsystemmodellen können Simulationsmodelle der Bremssysteme von unterschiedlichen Fahrzeugvarianten modular aufgebaut werden. Der Schwerpunkt des entwickelten Modells liegt auf einer möglichst einfachen Parametrierung, um seine praktische Anwendbarkeit zu gewährleisten. Die Simulationsergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung mit Messergebnissen an Bremssystemen von realen Nutzfahrzeugen (Abschnitt 4.2). Mit dem verwendeten Modell kann bei der Integration eines elektro-pneumatischen Bremssystems in eine virtuelle Umgebung erstmalig auf jegliche reale pneumatische Komponenten verzichtet werden.

Die Modularität ist einer der Schwerpunkte der Modellbildung, da nur so die Simulation der Fahrzeugquer- und Längsdynamik unterschiedlicher Fahrzeugvarianten ermöglicht wird. Exemplarisch ist in dieser Arbeit eine  $4 \times 2$  Sattelzugmaschine in die Echtzeitumgebung integriert. Damit sind Untersuchungen der Wechselwirkungen zwischen dem dynamischen Verhalten des Fahrzeugs und den Regelfunktionen des EBS möglich. Die Untersuchungen in Abschnitt 6.1 zeigen, dass sich sowohl das einfache systemdynamische als auch das komplexe Mehrkörpermodell für die Simulation von Bremsmanövern mit Eingriffen des ABV eignen. Bei Manövern im fahrdynamischen Grenzbereich mit Eingriffen der ESC stößt das einfachere Modell allerdings an seine Grenzen. Besonders das Abheben einzelner Räder wird nicht realitätsnah wiedergegeben. Daher empfiehlt sich zur Simulation der Dynamik von schweren Nutzfahrzeugen in extremen Fahrsituationen ein komplexes Mehrkörpermodell.

Mit der Integration der Regelfunktionen des EBS mit einem realitätsnahen Fahrzeugmodell ergeben sich Potentiale im Entwicklungsprozess von schweren Nutzfahrzeugen (Abschnitt 6.2). So können die Wechselwirkungen zwischen Fahrzeug und Regelfunktionen detailliert untersucht und das Gesamtsystemverständnis erhöht, oder auch der Luftverbrauch virtuell bestimmt werden. Damit können die Volumina der Vorratsbehälter optimiert und so Bauraum und Kosten reduziert werden. Darüber hinaus ist eine Vorauslegung und Optimierung der Funktionsparameter des EBS möglich, sodass die Anzahl bisher notwendiger Fahrversuche reduziert und das System besser an bestimmte Fahrzeugvarianten angepasst werden kann. Mit der Integration der Funktionen des EBS ergibt sich die Möglichkeit einer virtuellen Homologation des EBS und speziell der Funktionen der ESC. Nach einem Abgleich der Simulationsergebnisse mit Versuchsergebnissen für einzelne, ausgewählte Varianten, kann die Zulassung weiterer Varianten virtuell erfolgen.

In die im Zuge dieser Arbeit konzipierte Echtzeitumgebung lassen sich neben dem EBS weitere ECC-Systeme integrieren. Beispiele sind die Wankstabilisierung mit semiaktiven Stoßdämpfern oder der Knickschutz bei Gelenkbussen, der im Gefahrenfall

das Antriebsmoment reduziert. Besonders geeignet ist die entwickelte Umgebung für alle Systeme, die ein realitätsnahes Fahrzeugmodell erfordern. Durch die Möglichkeit, beliebige Regelfunktionen in die Simulation einzubinden erweitert die gezeigte Echtzeitumgebung das Spektrum der Fahrdynamiksimulation. Neben dem Test von vorhandenen Systemen kann sie zur Vorentwicklung und Optimierung von Regelsystemen verwendet werden, bevor diese im Fahrversuch weiterentwickelt werden.

## 7.2. Ausblick

Der gezeigte Stand der Echtzeitumgebung bietet bereits die Möglichkeit der Simulation von schweren Nutzfahrzeugen. Zur Erweiterung der Umgebung für die Simulation von Fahrzeugkombinationen muss das Fahrdynamikmodell um ein Anhängerfahrzeug erweitert und das Simulationsmodell der Bremse um das Anhängersteuermodul sowie das Bremssystem des Anhängers ergänzt werden. Dadurch wird die Integration von konventionell, pneumatisch gebremsten Anhängerfahrzeugen ermöglicht. Für Anhängerfahrzeuge mit eigenem elektronischen Bremssystem ist die Integration des Steuergeräts des elektronischen Bremssystems des Anhängers in die Echtzeitumgebung notwendig. Dazu ist das primäre Echtzeitsystem um zusätzliche Ein- und Ausgänge zu ergänzen.

Um die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Methodik für die Anwendung im Serienentwicklungsprozess zugänglich zu machen, soll in einem weiteren Schritt die Ausweitung auf weitere Fahrzeugvarianten mit der Methode der Hardware-in-the-Loop-Simulation erfolgen. Dabei sollen möglichst alle Kernvarianten automatisiert abgedeckt werden. Um den Aufwand an Hardware zu begrenzen, ist die Ausweitung auf weitere Fahrzeugvarianten mit der Methode der Software-in-the-Loop-Simulation denkbar, sobald Simulationsmodelle der Regelfunktionen des EBS verfügbar sind. Das übergeordnete Ziel ist die zukünftige virtuelle Homologation des Bremssystems und seiner Funktionen für verschiedene Fahrzeugvarianten. Die Simulationmethode kann dann mit den Ergebnissen aus dem Versuch validiert werden und die Zulassung, unter Einbindung der Zulassungsbehörden, virtuell erfolgen.





# Abbildungsverzeichnis

1.1. Echtzeitsimulationsumgebung. . . . .	2
2.1. Einbau von Nutzfahrzeugachsen. . . . .	8
2.2. Achsschenkelenkung an der Vorderachse eines schweren Nutzfahrzeugs. . . . .	10
2.3. Schiebesattel-Scheibenbremse an der Vorderachse eines Nutzfahrzeugs. . . . .	12
2.4. Aufbau und Komponenten des Elektronischen Bremssystems (EBS). . . . .	13
2.5. Offline- und Echtzeitsimulation mit hartem und weichem Echtzeitverhalten. . . . .	19
3.1. Fahrzeugkoordinatensystem nach dem Standard ISO 70000 [48]. . . . .	30
3.2. Kardan-Winkel nach dem Standard ISO 70000 [48]. . . . .	31
3.3. Elemente eines Mehrkörpersystems. . . . .	34
3.4. Topologie von Mehrkörpersystemen. . . . .	34
3.5. Eindimensionale Strömung durch einen Kanal mit veränderlichem Querschnitt. . . . .	44
3.6. Strömung durch eine einfache, konvergente Düse. . . . .	45
3.7. Ausflussfunktion in Abhängigkeit des Druckverhältnisses. . . . .	47
3.8. Verlauf des statischen Drucks entlang einer Düse für verschiedene Gegendrücke. . . . .	47
3.9. Komplexe Geometrie in einer pneumatischen Komponente. . . . .	49
3.10. Verhältnis des Massenstroms zum kritischem Massenstrom in Abhängigkeit vom Gegendruckverhältnis für verschiedene kritische Gegendruckverhältnisse. . . . .	51
3.11. Numerische Approximation einer Funktion durch Näherungslösungen mit dem expliziten Euler-Verfahren. . . . .	56
3.12. Stabilitätsgebiet des expliziten Euler-Verfahrens und des BDF(2)-Verfahrens. . . . .	58
4.1. Grafische Animation der drei Modelle zur Simulation der Fahrzeugdynamik. . . . .	62
4.2. Struktur des Mehrkörpermodells. . . . .	63
4.3. Einfluss der Torsion der Blattfeder auf den Wankwinkel bei einem Sinusmit-Haltezeit-Manöver. . . . .	68
4.4. Struktur des systemdynamischen Fahrzeugmodells. . . . .	70

4.5. Virtueller Prüfstand zur Vermessung von Kinematik und Elastokinematik einer Vorderachse. . . . .	73
4.6. Ausgewählte Kennfelder zur Parametrierung der Kinematik und Elastokinematik. . . . .	75
4.7. Sturzwinkeländerung und Lenkwinkeländerung in Abhängigkeit des Lenkstockhebels in Konstruktionslage und ausgelenkter Lage. . . . .	76
4.8. Lenkwinkeländerung in Abhängigkeit der Seitenkraft auf die Vorderachse.	77
4.9. Vergleich der Fahrzeugmodelle anhand der quasi-stationären Kreisfahrt.	78
4.10. Vergleich der Fahrzeugmodelle anhand des Sinus-mit-Haltezeit-Manövers.	80
4.11. Abgleich der echtzeitfähigen Fahrzeugmodelle mit einem Fahrversuch bei einem doppelten Spurwechsel. . . . .	82
4.12. Zu modellierender Ausschnitt des Bremssystems für den Druckregelkreis eines einzelnen Rades. . . . .	85
4.13. Vereinfachte Darstellung eines Magnetventils. . . . .	87
4.14. Elektrisches Ersatzschaltbild eines Magnetventils. . . . .	88
4.15. Bremsdruck, Spannung am Auslassventil, magnetische Kraft auf den Anker des Magnetventils und Kontrollsignal für den Druckregelkreis eines Rades. . . . .	90
4.16. Schematische Darstellung des Ausströmprüfstands. . . . .	92
4.17. Gemessene Drücke während eines Ausströmversuchs am Prüfstand und aus den Messergebnissen berechnete Leitfähigkeit in Abhängigkeit des Gegendruckverhältnisses. . . . .	93
4.18. Verhältnis aus mittlerer Stömungsgeschwindigkeit $w_V$ im Zylinder und Strömungsgeschwindigkeit $w$ im Ein- bzw. Auslass beim Ein- und Ausströmen. . . . .	98
4.19. Schematische Darstellung des mechanischen Ersatzmodells des Bremszylinderkolbens und des Bremssattels. . . . .	100
4.20. Kolbenkraft über dem Kolbenhub für einen konstanten Druck aus einer technischen Zeichnung und daraus ermittelte kraftwirksame Fläche eines Membranzylinders in Abhängigkeit des Kolbenhubs. . . . .	102
4.21. Kennlinie des Kolbenhubes in Abhängigkeit des Bremszylinderdruckes aus einer Messung. . . . .	103
4.22. Modularität des Bremssystemmodells. . . . .	104
4.23. schematische Darstellung eines Druckregelmoduls und des Simulationsmodells eines Druckregelmoduls. . . . .	105
4.24. Synthese des Simulationsmodells eines Bremssystems aus den Teilsystemmodellen. . . . .	105
4.25. Druck und Temperatur im Vorratsbehälter und Bremszylinder bei einer Vollbremsung. . . . .	108
4.26. Zuspannkraft im Bremssattel in Abhängigkeit des Bremsdrucks bei langsamer und schneller Betätigung des Bremspedals. . . . .	110

5.1.	Ausschnitt aus der E/E-Architektur des untersuchten MAN TGX. . . . .	112
5.2.	Beispielkonfigurationen des EBS für verschiedene Fahrzeugvarianten. . .	115
5.3.	Topologie der Echtzeitumgebung des EBS. . . . .	117
5.4.	Verteilung der Simulationsmodelle auf die Echtzeitsysteme. . . . .	119
5.5.	Die drei Stufen der Inbetriebnahme. . . . .	121
5.6.	Vergleich der drei Stufen der Inbetriebnahme anhand einer Vollbremsung.	124
5.7.	Einfluss der Integration von realen Bauteilen auf die Simulationsergebnisse. . . . .	125
6.1.	Simulationsergebnisse einer Vollbremsung mit Eingriffen des ABV. . . . .	130
6.2.	Simulationsergebnisse einer Vollbremsung auf unterschiedlichem Reibwert mit Eingriffen des ABV. . . . .	133
6.3.	Simulationsergebnisse eines Sinus-mit-Haltezeit-Manövers mit Eingriffen der ESC. . . . .	134
6.4.	Simulationsergebnisse eines Manövers mit ansteigendem Lenkwinkel mit Eingriffen des Umkippschutzes. . . . .	136



# Tabellenverzeichnis

5.1. Vor- und Nachteile der einzelnen Stufen der Inbetriebnahme. . . . . 123



# Literaturverzeichnis

- [1] T. Acarman, U. Ozguner, C. Hatipoglu und A.-M. Igusky. *Pneumatic Brake System Modeling for Systems Analysis*. SAE Technical Paper 2000-01-3414, 2000, S. 3414.
- [2] D. Adamski. *Simulation in der Fahrwerktechnik*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Springer, 2014.
- [3] H. Amelunxen. »Fahrodynamikmodelle für Echtzeitsimulationen im komfortrelevanten Frequenzbereich«. Dissertation. Universität Paderborn, 2013.
- [4] H. Amelunxen, J. Berssenbrügge und C. Schmid. »Driver-in-the-Loop-Simulation«. In: *Automobil Elektronik* 03.1 (2014), S. 56–59.
- [5] U. Baake, K. Wüst, M. Maurer und A. Lutz. »Versuchs- und simulationsbasierte Absicherung von ESP-Systemen für Transporter«. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 116.2 (2014), S. 46–51.
- [6] F. Bauer und J. Fleischhacker. *Hardware-in-the-Loop Simulation of Electro-Pneumatic Brake Systems*. SAE Technical Paper 2015-01-2745, 2015.
- [7] F. Bauer und A. Lion. »Modeling of electro-pneumatic brake systems for real-time simulation«. In: *GAMM Annual Meeting, Proc. Appl. Math. Mech., Erlangen*. 2014.
- [8] F. Bauer, A. Lion, S. Litter und E. Topčagić. »Hardware-in-the-loop system for electro-pneumatic brake systems of commercial vehicles«. In: *24. Int. Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks (IAVSD), Graz*. 2015.
- [9] G. Baumann. »Werkzeuggestützte Echtzeit-Fahrsimulation mit Einbindung vernetzter Elektronik«. Dissertation. Universität Stuttgart, 2003.
- [10] P. Beater. *Pneumatic drives*. Springer, 2007.
- [11] J. Bélanger, P. Venne und J. N. Paquin. »The what, where and why of real-time simulation«. In: *Planet RT 1.0* (2010), S. 37–49.
- [12] E. Bisimis. »Fahrodynamik von Sattelkraftfahrzeugen mit konventionellen und mit optimierten Anhänger-Lenksystemen«. Diss. TU Braunschweig, 1973.
- [13] T. Blochwitz u. a. »The Functional Mockup Interface for Tool independent Exchange of Simulation Models«. In: *Proceedings of the 8th International Modelica Conference*. 2011.

- [14] P. von Böckh und T. Wetzel. *Wärmeübertragung*. Springer, 2011.
- [15] C. L. Bowlin, S. C. Subramanian, S. Darbha und K. R. Rajagopal. »Pressure control scheme for air brakes in commercial vehicles«. In: *IEE Proceedings Intelligent Transport Systems* 153.1 (2006), S. 21–32.
- [16] H. Brandl, R. Johanni und M. Otter. »An algorithm for the simulation of multi-body systems with kinematic loops«. In: *Proceedings of the IFToMM Seventh World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*. 1987, S. 407–411.
- [17] C. Braun. »Prozessichere Integration flexibler Strukturen in SIMPACK-Mehrkörpermodelle zur Simulation von LKW-Fahrdynamikmanövern«. Masterarbeit. Universität Stuttgart, 2014.
- [18] B. Breuer. *Bremsenhandbuch: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik*. Vieweg+Teubner, 2006.
- [19] E. Codina und J. Xercavins. »Determination of Flow Rate Characteristics of Pneumatic Fluid Power Valves«. In: *International Fluid Power Exposition and Technical Conference*. 1992.
- [20] Concurrent. *Produktbeschreibungen*. <https://www.ccur.com/>. Aufgerufen am 19.12.2015.
- [21] R. Crosbie. »Real-Time Simulation Using Hybrid Models«. In: *Real-Time Simulation Technologies: Principles, Methodologies, and Applications*. Hrsg. von K. Popovici und P. Mosterman. CRC Press, 2012.
- [22] J. C. Dutton und R. E. Coverdill. »Experiments to study the gaseous discharge and filling of vessels«. In: *International Journal of Engineering Education* 13.2 (1997), S. 123–134.
- [23] E. Eich-Soellner und C. Führer. *Numerical methods in multibody dynamics*. Springer, 1998.
- [24] J. H. Ferziger und M. Peric. *Numerische Strömungsmechanik*. Springer, 2008.
- [25] M. Förg. *Vorlesungsskript Mehrkörpersimulation*. TU München: Lehrstuhl für angewandte Mechanik, 2007.
- [26] M. Gipser. »FTire: ein physikalisch basiertes, anwendungsorientiertes Reifenmodell für alle wichtigen fahrzeugdynamischen Fragestellungen«. In: *4. Darmstädter Reifenkolloquium, Darmstadt*. 2002, S. 42–68.
- [27] M. Gipser. *Systemdynamik und Simulation*. Springer, 2013.
- [28] dSPACE GmbH. »Bewegende Vielfalt«. In: *dSPACE Magazin* 1 (2015), S. 12–19.
- [29] dSPACE GmbH. *Produktbeschreibungen*. <http://www.dspace.com>. Aufgerufen am 16.12.2015.



- [30] dSPACE GmbH. *Produktinformation: ASM Pneumatics*. 2014. URL: <https://www.dspace.com>.
- [31] dSPACE GmbH. *Produktinformation: ASM Vehicle Dynamics*. 2013. URL: <https://www.dspace.com>.
- [32] K. Grote und J. Feldhusen. *Dubbel*. Springer, 2004.
- [33] K. M. Hahn u. a. »Simulation-based certification of ESC systems for passenger vehicles in Europe«. In: *SAE International Journal of Passenger Cars-Electronic and Electrical Systems* 5.1 (2012), S. 89–99.
- [34] E. Hairer, S. P. Nørsett und G. Wanner. *Solving Ordinary Differential Equations I: Nonstiff Problems*. Springer, 1993.
- [35] E. Hairer und G. Wanner. *Solving Ordinary Differential Equations II: Stiff and Differential-Algebraic Problems*. Springer, 1991.
- [36] M. Hanke-Bourgeois. *Grundlagen der Numerischen Mathematik und des Wissenschaftlichen Rechnens*. Vieweg+Teubner, 2009.
- [37] B. Heißing und M. Ersoy. *Fahrwerkhandbuch*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg+Teubner, 2011.
- [38] E. Hering, K. Bressler und J. Gutekunst. *Elektronik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Springer, 2005.
- [39] G. Hippmann. »Modellierung von Kontakten komplex geformter Körper in der Mehrkörperdynamik«. Dissertation. TU Wien, 2004.
- [40] W. Hirschberg, G. Rill und H. Weinfurter. »Tire Model TMeasy«. In: *Vehicle System Dynamics* 45.sup1 (2007), S. 101–119.
- [41] E. Hoepke. *Nutzfahrzeugtechnik: Grundlagen, Systeme, Komponenten*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg, 2013.
- [42] H. Holzmann, K. M. Hahn, J. Webb und O. Mies. »Simulationsbasierte ESP-Homologation für Pkw«. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 114.9 (2012), S. 698–702.
- [43] R. Höpler. *Effekte der Wärmeübertragung in Behältern und Zylindern und Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten*. Persönliche Mitteilung. 2014.
- [44] D. Hullender und R. Woods. »Modeling of fluid control components«. In: *Integral methods in science and engineering*. Taylor & Francis. 1986, S. 608–619.
- [45] *ISO 11992-1:2003: Road vehicles – Interchange of digital information on electrical connections between towing and towed vehicles – Part 1: Physical and data-link layers*. International Organization for Standardization.

- [46] *ISO 6358-1:2013: Pneumatic fluid power – Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids – Part 1: General rules and test methods for steady-state flow.* International Organization for Standardization.
- [47] *ISO 6358-2:2013: Pneumatic fluid power – Determination of flow-rate characteristics of components using compressible fluids – Part 2: Alternative test methods.* International Organization for Standardization.
- [48] *ISO 70000:1994-01: Straßenfahrzeuge; Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten; Begriffe.* International Organization for Standardization.
- [49] M. B. Infantini, J. F. F. H. Britto und E. Perondi. *Model of an ABS Pneumatic Regenerative Braking System.* SAE Technical Paper, 2005-01-4033, 2005.
- [50] R. Isermann. *Fahrdynamik-Regelung: Modellbildung, Fahrerassistenzsysteme, Mechatronik.* ATZ/MTZ Fachbuch. Vieweg, 2006.
- [51] P. Karthikeyan, C. Siva Chaitanya, N. Jagga Raju und S. C. Subramanian. »Modelling an electropneumatic brake system for commercial vehicles«. In: *IET Electrical Systems in Transportation* 1.1 (2011), S. 41–48.
- [52] P. Karthikeyan, D. B. Sonawane und S. C. Subramanian. »Model-based control of an electropneumatic brake system for commercial vehicles«. In: *International Journal of Automotive Technology* 11.4 (2010), S. 507–515.
- [53] P. Karthikeyan und S. C. Subramanian. »Development and modelling of an electropneumatic brake system«. In: *IEEE Intelligent Vehicles Symposium.* 2009, S. 858–863.
- [54] H. B. Keller. *Echtzeitsimulation zur Prozessführung komplexer Systeme: Entwurf und Realisierung eines Systems zur interaktiven graphischen Modellierung und zur modularen/verteilten Echtzeitsimulation verkoppelter dynamischer Systeme.* Springer, 2013.
- [55] P. Koutsovasilis und M. Beitelschmidt. »Comparison of model reduction techniques for large mechanical systems«. In: *Multibody System Dynamics* 20.2 (2008), S. 111–128.
- [56] U. Kramer und M. Neculau. *Simulationstechnik.* Hanser, 1998.
- [57] R. Lauber und P. Göhner. *Prozessautomatisierung 1.* Springer, 1999.
- [58] E. Laurien und H. Oertel. *Numerische Strömungsmechanik.* Vieweg+Teubner, 2009.
- [59] K. Liem, M. Peperhowe und H. Haupt. *Modular Multibody Approach for Real-Time Simulation of Vehicle-Trailer Combinations.* SAE Technical Paper 2010-01-0720, 2010.
- [60] R. Limpert. *Brake Design and Safety.* Society of Automotive Engineers, 1999.

- [61] S. Litter. »Integration von flexiblen Strukturen in Mehrkörpersysteme: Modell-erstellung und automatisierte Selektion von Ansatzfunktionen«. Dissertation. Universität der Bundeswehr München, 2014.
- [62] J. Lunze. *Regelungstechnik 1–Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. Springer, 2010.
- [63] A. Lutz und F. Macaire. »Virtual test drive in the application process of ESP®-systems to ensure performance and robustness«. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*. Springer, 2013, S. 1595–1609.
- [64] MAN Nutzfahrzeuge. *Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik: Basiswissen Lkw und Bus*. Kirschbaum, 2008.
- [65] R. Mansfelders und W. Trautenberg. »SIMPACK Realtime«. In: *SIMPACK News* 1 (2013), S. 29–30.
- [66] Y. Mao u. a. »CAE Supported ESC Development/Release Process«. In: *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*. Springer, 2013, S. 267–275.
- [67] W. Matschinsky. *Radführungen der Straßenfahrzeuge*. Springer, 1998.
- [68] J. I. Miller, F. W. Kienhofer und D. Cebon. »Design concept for an alternative heavy vehicle slip control brake actuator«. In: *Proc. of the 10th International Symposium on Heavy Vehicle Transport Technology, ENPC, Marne-la-Vallee, France*. 2008, S. 429–442.
- [69] J. I. Miller und D. Cebon. »Modelling and performance of a pneumatic brake actuator«. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 226.8 (2012), S. 2077–2092.
- [70] J. I. Miller, L. M. Henderson und D. Cebon. »Designing and testing an advanced pneumatic braking system for heavy vehicles«. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of mechanical engineering science* (2012), S. 1715–1729.
- [71] Modelica Association. URL: <https://www.modelica.org/>.
- [72] S. Natarajan, S. Subramanian, S. Darbha und K. Rajagopal. »A model of the relay valve used in an air brake system«. In: *Nonlinear Analysis: Hybrid Systems* 1.3 (2007), S. 430–442.
- [73] National Highway Traffic Safety Administration. *FMVSS No. 126: Electronic Stability Control Systems*. <http://www.nhtsa.gov>. 2007.
- [74] H. Pacejka. *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005.
- [75] G. Palmkvist und O. Nordström. »Hybrid Laboratory Test Method for Anti-Lock Systems«. In: *Vehicle System Dynamics* 12.1-3 (1983), S. 45–49.

- [76] M. Peperhowe, K. Liem und H. Haupt. *Flexible Real-Time Simulation of Truck and Trailer Configurations*. SAE Technical Paper 2011-01-2264, 2011.
- [77] M. Peperhowe, M. Friedrich und P. Schmitz-Valckenberg. »Lab-Based Testing of ADAS Applications for Commercial Vehicles«. In: *SAE International Journal of Commercial Vehicles* 8.2 (2015), S. 529–535.
- [78] C. Peteranderl. »Konzeption, Aufbau und Inbetriebnahme eines Prüfstandes zur Vermessung von Pneumatik-Komponenten: Validierung von Simulationsmodellen durch Instationäre Vorgänge«. Diplomarbeit. Technische Hochschule München, 2014.
- [79] W. Polifke und J. Kopitz. *Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. Pearson Studium, 2009.
- [80] K. Popp und W. Schiehlen. *Fahrzeugdynamik*. Teubner, 1993.
- [81] J. W. Prüss und M. Wilke. *Gewöhnliche Differentialgleichungen und dynamische Systeme*. Springer, 2010.
- [82] A. Quarteroni und F. Saleri. *Wissenschaftliches Rechnen mit MATLAB*. Springer, 2005.
- [83] S. Ramarathnam, S. Dhar, S. Darbha und K. Rajagopal. »Development of a model for an air brake system with leaks«. In: *IEEE: American Control Conference*. 2009, S. 1134–1139.
- [84] F. Regh, C. Böhm und J. Haecker. »Praxiseinsatz echtzeitfähiger Lenkungsmodelle in parametrischen Fahrwerkmodellen«. In: *VDI-Berichte 2224, 17. Kongress SIMVEC – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung, 18-19. November, Baden-Baden*. 2014.
- [85] K. Reif. *Bosch Autoelektrik und Autoelektronik*. Bosch Fachinformation Automobil. Vieweg+Teubner, 2011.
- [86] J. Reimpell. *Fahrwerktechnik: Radaufhängungen*. Vogel, 1986.
- [87] J. Reimpell und J. Betzler. *Fahrwerktechnik: Grundlagen*. Vogel, 2000.
- [88] C. Reitze. »Closed Loop Entwicklungsplattform für mechatronische Fahrdynamikregelsysteme«. Dissertation. Universität Karlsruhe, 2004.
- [89] E. Richer und Y. Hurmuzlu. »A High Performance Pneumatic Force Actuator System: Part I – Nonlinear Mathematical Model«. In: *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 122.3 (1999), S. 416–425.
- [90] A. Riedel und A. Schmidt. *Testing Control Systems of Trucks and Truck-Trailer-Combinations with Hardware in the Loop–Very Real Tests in a Virtual World*. SAE Technical Paper, 2001.
- [91] G. Rill. *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*. CRC Press, 2012.

- [92] G. Rill. »Vehicle Dynamics in Realtime Simulation«. In: *Vehicle System Dynamics* 17.sup1 (1988), S. 337–347.
- [93] R. E. Roberson und R. Schwertassek. *Dynamics of multibody systems*. Springer, 1988.
- [94] W. Rulka. »SIMPACK—A computer program for simulation of large-motion multibody systems«. In: *Multibody Systems Handbook*. Springer, 1990, S. 265–284.
- [95] P. Rund. »Aufbau eines virtuellen K&C-Prüfstands mit Datenverarbeitungsroutine zur Parametrierung kennlinienbasierter echtzeitfähiger Fahrdynamikmodelle«. Masterarbeit. Universität der Bundeswehr München, 2011.
- [96] *SAE J1939*. Truck Bus Control and Communication Committee.
- [97] SIMPACK AG. *Release Notes for SIMPACK 9.6*. SIMPACK AG. 2014. URL: <http://www.simpack.com>.
- [98] U. Sailer. *Nutzfahrzeug-Echtzeitsimulation auf Parallelrechnern mit Hardware-in-the Loop*. Schriftenreihe des Instituts für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeugwesen der Universität Stuttgart. Expert, 1997.
- [99] F. E. Sanville. »A new method of specifying the flow capacity of pneumatic fluid power valves«. In: *Hydraulic Pneumatic Power* 17.195 (1971), S. 120–126.
- [100] W. Schiehlen. »Dynamical analysis of vehicle systems«. In: *Dynamical Analysis of Vehicle Systems* 1 (2008).
- [101] F. Schneider. »Fahrdynamische Simulation von NFZ-Luftfedersystemen unter Verwendung des Functional Mock-Up Interface«. Masterarbeit. TU Kaiserslautern, 2013.
- [102] W. Schneider, S. Haas und K. Ponweiser. *Repititorium Thermodynamik*. Oldenburg, 2012.
- [103] M. Schobeiri. *Fluid Mechanics for Engineers: A Graduate Textbook*. Springer, 2010.
- [104] D. Schramm, M. Hiller und R. Bardini. *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer, 2010.
- [105] H. R. Schwarz und N. Köckler. *Numerische Mathematik*. Springer, 2011.
- [106] A. A. Shabana. *Dynamics of multibody systems*. Cambridge University Press, 2013.
- [107] H. Sigloch. *Technische Fluidmechanik*. Springer, 2008.

- [108] P. Simon, S. Bewersdorff und T. Lehmpfuhl. »Absicherung und Freigabe der ESC-Gespannstabilisierung für den Weltmarkt: Teamarbeit aus Fahrversuch und HiL-Simulation«. In: *VDI-Berichte 2224, 17. Kongress SIMVEC – Simulation und Erprobung in der Fahrzeugentwicklung, 18-19. November, Baden-Baden*. 2014, S. 639 –648.
- [109] Statistisches Bundesamt. *Unfälle von Güterkraftfahrzeugen im Straßenverkehr*. 2012. URL: [www.destatis.de](http://www.destatis.de).
- [110] P. Stephan, K. Schaber, K. Stephan und F. Mayinger. *Thermodynamik, Grundlagen und technische Anwendungen, Band 1: Einstoffsysteme*. Springer, 2009.
- [111] K. Strehmel, R. Weiner und H. Podhaisky. *Numerik gewöhnlicher Differentialgleichungen: Nichtsteife, steife und differential-algebraische Gleichungen*. Springer, 2012.
- [112] S. C. Subramanian, S. Darbha und K. R. Rajagopal. »Modeling the pneumatic subsystem of an S-cam air brake system«. In: *Journal of dynamic systems, measurement, and control* 126.1 (2004), S. 36–46.
- [113] J. Tobolář. »Reduktion von Fahrzeugmodellen zur Echtzeitsimulation«. Dissertation. Tschechische Technische Universität Prag, 2004.
- [114] A. A. Tonchev. »Co-Simulation von Fahrzeugbremsen unter Berücksichtigung des thermischen Verhaltens«. Dissertation. TU Graz, 2012.
- [115] E. Topčagić. »Entwicklung eines modularen MKS-Gesamtfahrzeugmodells einer TGX-Sattelzugmaschine mit SIMPACK 9.5«. Diplomarbeit. Hochschule für angewandte Wissenschaften München, 2014.
- [116] E. Truckenbrodt. *Fluidmechanik, Band 2: Elementare Strömungsvorgänge dichteveränderlicher Fluide sowie Potential- und Grenzschichtströmungen*. Springer, 1999.
- [117] UN/ECE. *Änderungen der Regelung Nr. 13 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) – Einheitliche Vorschriften für die Typgenehmigung von Fahrzeugen der Klassen M, N, und O hinsichtlich der Bremsen – Änderungsserie 11*.
- [118] UN/ECE. *Regelung Nr. 13 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) – Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung von Fahrzeugen der Klassen M, N und O hinsichtlich der Bremsen*.
- [119] Verein Deutscher Ingenieure. *VDI-Wärmeatlas*. Springer, 2005.
- [120] P. Wagner, F. Bauer, T. Ille und C. Kohrs. »Real-time simulation of braking interventions in heavy commercial vehicles«. In: *6th International Munich Chassis Symposium*. 2015.

- [121] H. Wallentowitz und K. Reif. *Handbuch Kraftfahrzeugelektronik: Grundlagen - Komponenten - Systeme - Anwendungen*. ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg+Teubner, 2006.
- [122] D. Wilke und C. Obenaus. »Design and Energy Efficiency Analysis of Compressed Air Systems Through Dynamic Simulation«. In: *EuroBrake Conference Proceedings*. 2014.
- [123] D. Wilke und C. Obenaus. »Entwicklung pneumatischer Bremssysteme mit Hilfe dynamischer Simulation«. In: *Automobiltechnische Zeitschrift* 113.5 (2011), S. 384–389.
- [124] H. Winner, S. Hakuli und G. Wolf. *Handbuch Fahrerassistenzsysteme*. Springer, 2009.
- [125] J. Wittenburg. *Dynamics of Multibody Systems*. Springer, 2007.
- [126] C. Woernle. *Mehrkörpersysteme: Eine Einführung in die Kinematik und Dynamik von Systemen starrer Körper*. Springer, 2011.
- [127] J. Wrede und H. Decker. *Brake by wire for commercial vehicles*. SAE Technical Paper 922489, 1992.
- [128] U. Wurster, M. Ortlechner, B. Schick, E. Drenth und J. Crawley. »First ECE 13/11 Homologation of Electronic Stability Control (ESC) by Vehicle Dynamics Simulation—Challenges, Innovations and Benefits«. In: *Proceedings, chassis.tech plus* (2010).
- [129] U. Wurster, M. Ortlechner, B. Schick, E. Drenth und J. Crawley. »Simulation-based homologation of brakes for trailers«. In: *ATZ worldwide* 112.9 (2010), S. 48–52.
- [130] H. Zhang, J. Wu, W. Chen, Y. Zhang und L. Chen. »Object oriented modeling and simulation of a pneumatic brake system with ABS«. In: *IEEE: Intelligent Vehicles Symposium*. 2009, S. 780–785.
- [131] H. Zhang, Y. Zhang und L. Chen. »Hardware-In-the-Loop Simulation of Pneumatic ABS Based on Modelica«. In: *International Journal of CAD/CAM* 10.1 (2010), S. 29–37.





# A. Kardan-Winkel unterschiedlicher Drehreihenfolgen

Die Drehung eines Körpers  $i$  relativ zu einem Koordinatensystem  $K_I$  kann mit Hilfe eines körperfesten Koordinatensystems  $K_i$  beispielsweise über Kardan-Winkel beschrieben werden. Die drei Kardan-Winkel geben die Drehung des Koordinatensystems  $K_i$  relativ zum Koordinatensystem  $K_I$  als drei aufeinanderfolgende Elementardrehungen an. Eine Elementardrehung ist eine Drehung um eine der drei Koordinatenachsen. Dabei ist die Reihenfolge der Elementardrehungen entscheidend (vgl. Abschnitt 3.1).

Im Folgenden wird eine Umrechnung der  $xyz$ -Kardan-Winkel  $\tilde{\alpha}$  um die  $x$ -Achse,  $\tilde{\beta}$  um die mitgedrehte  $y$ -Achse und  $\tilde{\gamma}$  um die mitgedrehte  $z$ -Achse in die  $zyx$ -Kardan-Winkel  $\gamma$  um die  $z$ -Achse,  $\beta$  um die mitgedrehte  $y$ -Achse und  $\alpha$  um die mitgedrehte  $x$ -Achse beschrieben.

Für die Reihenfolge  $xyz$  ergibt sich für die Drehmatrix  ${}^{Ii}\mathbf{T}_{xyz}$

$$\begin{aligned} {}^{Ii}\mathbf{T}_{xyz}(\tilde{\alpha}, \tilde{\beta}, \tilde{\gamma}) &= \mathbf{T}(\tilde{\alpha})\mathbf{T}(\tilde{\beta})\mathbf{T}(\tilde{\gamma}) \\ &= \begin{bmatrix} c(\tilde{\beta})c(\tilde{\gamma}) & -c(\tilde{\beta})s(\tilde{\gamma}) & s(\tilde{\beta}) \\ c(\tilde{\alpha})s(\tilde{\gamma}) + s(\tilde{\alpha})s(\tilde{\beta})c(\tilde{\gamma}) & c(\tilde{\alpha})c(\tilde{\gamma}) - s(\tilde{\alpha})s(\tilde{\beta})s(\tilde{\gamma}) & -s(\tilde{\alpha})c(\tilde{\beta}) \\ s(\tilde{\alpha})s(\tilde{\gamma}) - c(\tilde{\alpha})s(\tilde{\beta})c(\tilde{\gamma}) & s(\tilde{\alpha})c(\tilde{\gamma}) + c(\tilde{\alpha})s(\tilde{\beta})s(\tilde{\gamma}) & c(\tilde{\alpha})c(\tilde{\beta}) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{A.1})$$

Für die Drehreihenfolge  $zyx$  ergibt sich für die Drehmatrix  ${}^{Ii}\mathbf{T}_{zyx}$

$$\begin{aligned} {}^{Ii}\mathbf{T}_{zyx}(\gamma, \beta, \alpha) &= \mathbf{T}(\gamma)\mathbf{T}(\beta)\mathbf{T}(\alpha) \\ &= \begin{bmatrix} c(\beta)c(\gamma) & -c(\alpha)s(\gamma) + s(\alpha)s(\beta)c(\gamma) & s(\alpha)s(\gamma) + c(\alpha)s(\beta)c(\gamma) \\ c(\beta)s(\gamma) & c(\alpha)c(\gamma) + s(\alpha)s(\beta)s(\gamma) & -s(\alpha)c(\gamma) + c(\alpha)s(\beta)s(\gamma) \\ -s(\beta) & s(\alpha)c(\beta) & c(\alpha)c(\beta) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (\text{A.2})$$

Aus ausgewählten Einträgen der Transformationsmatrix  ${}^{Ii}\mathbf{T}_{xyz}$  lassen sich die Kardan-Winkel  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  berechnen.

$$\sin(\beta) = -{}^{Ii}T_{xyz,31}, \quad \cos(\beta) = \sqrt{1 - {}^{Ii}T_{xyz,31}^2} \rightarrow \beta = \text{atan2}(\sin(\beta), \cos(\beta)), \quad (\text{A.3})$$

$$\sin(\gamma) = \frac{{}^{Ii}T_{xyz,21}}{\cos(\beta)}, \quad \cos(\gamma) = \frac{{}^{Ii}T_{xyz,11}}{\cos(\beta)} \rightarrow \gamma = \text{atan2}(\sin(\gamma), \cos(\gamma)), \quad (\text{A.4})$$

$$\sin(\alpha) = \frac{{}^{Ii}T_{xyz,32}}{\cos(\beta)}, \quad \cos(\alpha) = \frac{{}^{Ii}T_{xyz,33}}{\cos(\beta)} \rightarrow \alpha = \text{atan2}(\sin(\alpha), \cos(\alpha)). \quad (\text{A.5})$$

Bei der Berechnung der Kardan-Winkel wird die Funktion  $\text{atan2}$  benutzt. Im Gegensatz zur Funktion  $\text{atan}$  können die Winkel den korrekten Quadranten zugeordnet werden [126].

Die Umkehrfunktion des Tangens ( $\tan$ ) ist der Arcustangens ( $\text{atan}$ ). Auf Grund der Periodizität der Funktion wird der Definitionsbereich auf  $] -\pi/2; \pi/2]$  beschränkt. Um auch Winkel außerhalb dieses Definitionsbereiches bestimmen zu können, wird die Funktion  $\text{atan2}$  definiert. Anhand der Vorzeichen der beiden Argumente lässt sich der Winkel  $\alpha = y/x = \sin(\alpha)/\cos(\alpha)$  eindeutig bestimmen.

$$\text{atan2}(y, x) = \begin{cases} \arctan\left(\frac{y}{x}\right) & \text{if } x > 0, \\ \arctan\left(\frac{y}{x}\right) + \pi & \text{if } x < 0 \text{ and } y \geq 0, \\ \arctan\left(\frac{y}{x}\right) - \pi & \text{if } x < 0 \text{ and } y < 0, \\ +\frac{\pi}{2} & \text{if } x = 0 \text{ and } y > 0, \\ -\frac{\pi}{2} & \text{if } x = 0 \text{ and } y < 0, \\ \text{nicht definiert} & \text{if } x = 0 \text{ and } y = 0. \end{cases} \quad (\text{A.6})$$