



**Technische Universität Ilmenau**

Fakultät für Informatik und Automatisierung

Fachgebiet Regelungstechnik



**Deutsches Zentrum für  
Luft- und Raumfahrt (DLR)**

Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik

Raumfahrt-Systemdynamik

## **Gesamtfahrzeugregelung eines Explorationsrovers**

Masterarbeit zur Erlangung des akademischen Grades

**Master of Science (M.Sc.)**

**Sebastian Zehnter**

Wissenschaftlicher Betreuer: Stefan Barthelmes, M.Sc. (DLR)

Verantwortlicher Professor: Prof. Dr.-Ing. Johann Reger (TU Ilmenau)

Die Masterarbeit wurde am 02.12.2016 bei der Fakultät für Informatik und Automatisierung der Technischen Universität Ilmenau eingereicht.

## Danksagung

Mein besonderer Dank gilt Herrn Stefan Barthelmes und Herrn Prof. Johann Reger, welche die Betreuung der vorliegenden Masterarbeit am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt übernommen haben. Darüber hinaus möchte ich mich bei Herrn Fabian Buse, Herrn Dr. Roy Lichtenheldt, Herrn Christian Lanegger und Herrn Jakub Spytek bedanken, die durch interessante fachliche Gespräche zur Gestaltung der vorliegenden Arbeit beigetragen haben. Ferner möchte ich mich bei Herrn Martin Grabmann, Herrn Markus Anton, Herrn Thomas Golda und Herrn Kristoffer Falk bedanken, deren Anmerkungen zur Verbesserung der sprachlichen Gestaltung der Arbeit führten. Mein größter Dank gilt jedoch meinen Eltern, die mich in den vergangenen fünf Jahren meines Studiums stets unterstützt und ermutigt haben.

## Kurzfassung

In der planetaren Exploration werden gegenwärtig bei Rovern wie dem Mars Science Laboratory (MSL) überwiegend Move-and-Wait-Strategien eingesetzt, bei denen eine Bewegungsanforderung durch eine Steuerung umgesetzt und anschließend mittels visueller Odometrie überprüft wird. Durch den Mangel an geeigneten Methoden zur Bewertung detaillierter Eigenschaften des Bodens ist das operative Team dazu gezwungen, die zurückzulegende Distanz zwischen zwei Kommunikationszeitpunkten zu verkürzen, um potentielle Gefahrensituationen zu vermeiden, die sich aus hohem Schlupf und einem Einsinken der Räder ergeben. Daher müssen in einer zukünftigen Regelungsstrategie die aus dem Rad-Boden-Kontakt resultierenden Effekte für ein sicheres Vorankommen des Rovers berücksichtigt werden.

In der vorliegenden Arbeit wurde ein optimierungsbasierter Regelungsansatz entwickelt, der durch eine Minimierung der relativen Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Bodenkapazität in Form der maximal übertragbaren Scherkräfte das Ziel verfolgt, den am Rad auftretenden Schlupf zu reduzieren und auf diese Weise ein ungefährdetes Vorankommen des Rovers zu gewährleisten. Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Rovers wurde ein quasi-statisches Modell gewählt. Des Weiteren wurde für den auf der Kraftebene arbeitenden Regler mit der Berechnung der Lenkwinkel aus dem Verhältnis der Komponenten der Tangentialkräfte der Räder ein neuartiger Ansatz entwickelt. Die Funktionalität des Ansatzes wurde durch Simulationen validiert und mit den Resultaten der Geometrischen Steuerung verglichen. Es konnte gezeigt werden, dass die entworfene Gesamtfahrzeugregelung für grundlegende Bewegungsanforderungen nahe am Referenzergebnis der Geometrischen Steuerung liegt und gegenüber dieser unterschiedliche Bodenverhältnisse durch eine Umverteilung der Tangentialkräfte berücksichtigen kann. Abschließend wurde untersucht, inwieweit die Gesamtfahrzeugregelung die Entwurfskriterien Generalisierbarkeit, Robustheit und Performanz erfüllt.





## **Abstract**

To control current planetary exploration rovers like the Mars Science Laboratory (MSL), mostly move-and-wait strategies are used, where the motion request is realized by open-loop control and verified by visual odometry. Due to the lack of suitable valuation methods for detailed soil characteristics, the operation team is forced to shorten the distance between two communication dates in order to prevent dangerous slip and sinkage states. In future control strategies it is therefore necessary to take the resulting effects from the wheel-ground contact into account to ensure safe traveling. In the presented work, an optimization-based closed-loop control was developed, which reduces slip by minimizing the relative utilization of the available maximum shear forces of the terrain. Due to the low velocity, a quasi-static model was chosen to describe the dynamic behavior of the rover. Furthermore, a novel concept for the determination of the steering angles from the relation of the wheel tangential forces was developed. The functionality of the approach was verified by various simulations. It was shown that the total vehicle control provides similar results compared to the geometric feed-forward control in case of basic motion requests. Moreover, additional features of the total vehicle control, like the consideration of locally different soil properties, were successfully demonstrated. Finally, it was examined whether the total vehicle control is able to fulfill the design requirements generality, robustness and performance.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Glossar</b>	<b>VIII</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation . . . . .	1
1.2 Zielstellung der Arbeit . . . . .	5
1.3 Gliederung der Arbeit . . . . .	6
<b>2 Theoretische Grundlagen</b>	<b>7</b>
2.1 Koordinatentransformationen . . . . .	7
2.2 Roll-Nick-Gier-Winkel . . . . .	9
2.3 Direktkinematik . . . . .	10
2.4 Differentialkinematik . . . . .	12
<b>3 Stand der Technik</b>	<b>14</b>
3.1 Roversysteme . . . . .	14
3.2 Pfadplanung und Pfadfolge bei Missionen . . . . .	19
3.3 Ansätze in der Forschung . . . . .	21
3.3.1 Kinematikbasierte Ansätze . . . . .	21
3.3.1.1 Geometrische Steuerung . . . . .	21
3.3.1.2 Pfadfolge mit Schlupfrezuzierung . . . . .	25
3.3.2 Optimierungsbasierte Ansätze . . . . .	30
3.3.2.1 Modellprädiktive Regelung (MPC) . . . . .	30
3.3.2.2 Rough Terrain Control (RTC) . . . . .	34
3.3.2.3 Optimal Torque Control (OTC) . . . . .	40
3.4 Bewertung der Ansätze . . . . .	43
<b>4 Gesamtfahrzeugregelung von Explorationsrovern</b>	<b>45</b>
4.1 Regelungskonzept . . . . .	45
4.2 Modellierung . . . . .	47
4.3 Kinematik . . . . .	49
4.3.1 Direktkinematik . . . . .	49

4.3.2	Differentialkinematik . . . . .	52
4.4	Statik . . . . .	56
4.5	Terramechanik . . . . .	59
4.6	Reglerentwurf . . . . .	60
4.7	Force Allocation . . . . .	62
<b>5</b>	<b>Implementierung und Ergebnisse</b>	<b>72</b>
5.1	Implementierung . . . . .	72
5.2	Fahrttests . . . . .	74
5.2.1	Wendemanöver . . . . .	75
5.2.2	Kurvenfahrt . . . . .	81
5.2.3	Berücksichtigung der Bodenbeschaffenheit . . . . .	88
5.2.4	Hangfahrt . . . . .	91
<b>6</b>	<b>Evaluierung des Ansatzes</b>	<b>97</b>
6.1	Generalisierbarkeit . . . . .	97
6.2	Robustheit . . . . .	102
6.3	Performanz . . . . .	105
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>108</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>113</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis</b>	<b>121</b>
	<b>Tabellenverzeichnis</b>	<b>125</b>
	<b>Erklärung</b>	<b>126</b>

# Abkürzungsverzeichnis

**COC** Center of Curvature. 22

**D-H** Denavit-Hartenberg. 7, 11, 50, 100–103, 111, 123, 124, 127

**DLR** Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt. 15, 74–76

**ESA** European Space Agency. 1, 4, 14, 15

**FL** Front Left. 24–26, 51, 52, 55, 101–103, 123, 124, 127

**FR** Front Right. 24–26, 52, 127

**ICR** Instantaneous Center of Rotation. 22, 23

**IMU** Inertial Measurement Unit. 21

**JPL** Jet Propulsion Laboratory. 15, 18

**LRU** Lightweight Rover Unit. 15, 16, 18, 46, 50, 52, 61, 62, 76, 100, 101, 127

**MER** Mars Exploration Rover. 1–3, 18, 20, 21

**ML** Mid Left. 101–103, 124, 127

**MPC** Model Predictive Control. 31, 76

**MPE** Mobile Payload Element. 15

**MSL** Mars Science Laboratory. 1–3, 14, 15, 18, 20, 21, 76

**NASA** National Aeronautics and Space Administration. 1, 4, 15, 18

**OTC** Optimal Torque Control. 31, 42, 45, 46, 62

**RL** Rear Left. 24–26, 52, 127

**RMC** Robotik- und Mechatronikzentrum. 15

**RR** Rear Right. 24–26, 52, 127

**RTC** Rough Terrain Control. 31, 36, 43–46

**VRP** Vehicle Reference Point. 22, 32

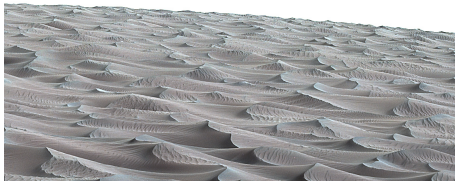


---

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Die planetare Exploration nimmt mit der Aufgabe der Erforschung fremder Himmelskörper eine zentrale Rolle bei der Suche nach extraterrestrischen Lebensformen und der Erforschung des Universums ein. Da bemannte Missionen mit hohen Kosten und gesundheitlichen Risiken für die Besatzung verbunden sind, werden weit entfernte Himmelskörper mittels Robotiksystemen erkundet. Hierbei werden bevorzugt mobile Systeme eingesetzt, um den Einflussradius einer Mission zu vergrößern und wissenschaftliche Experimente an verschiedenen Orten durchführen zu können. Die Klasse der mobilen Systeme lässt sich hinsichtlich ihrer Art der Lokomotion in die Fortbewegungskonzepte Fahren (Räder, Ketten), Laufen (z.B. Hexapoden), Kriechen bzw. Schlingeln und nicht kontaktbasierte Lokomotion (Fliegen, Springen) unterteilen. Zur Erforschung fremder Planeten kamen in den vergangenen Missionen aufgrund ihrer Verlässlichkeit und des gegenüber anderen Konzepten vergleichsweise geringen Steuerungsaufwands überwiegend radgetriebene motorisierte Landfahrzeuge, sogenannte *Rover*, zum Einsatz [Ell16]. Der Rover *Sojourner* wurde im Rahmen der „Pathfinder“-Mission der amerikanischen Raumfahrtbehörde National Aeronautics and Space Administration (NASA) im Juli 1997 das erste Raumfahrzeug, das sich autonom auf einem fremden Planeten, dem Mars, fortbewegte. An den Erfolg dieser Mission knüpfte die Landung der beiden Mars Exploration Rover (MER) *Spirit* und *Opportunity* im Jahre 2004 an, die im Verlauf ihrer mehrjährigen Mission mit der Erhebung von umfangreichem Datenmaterial zur Gewinnung von neuartigen wissenschaftlichen Erkenntnissen über den fremden Himmelskörper beigetragen haben [BMH08]. Die Erforschung des Mars wurde durch die Landung des Mars Science Laboratory (MSL) Rovers *Curiosity* im Jahr 2012 fortgesetzt, dessen Missionsziel die Erkundung einer Region in der Nähe des Gale Kraters und deren Beurteilung hinsichtlich deren Bewohnbarkeit ist [GCV<sup>+</sup>12]. Auf der Suche nach Leben auf dem Mars sind für das Jahr 2020 mit der Mission „Mars2020“ der NASA [Nat] und der „ExoMars“-Mission der European Space Agency (ESA) und der russischen



(a) Dünenlandschaft [Jet15b]

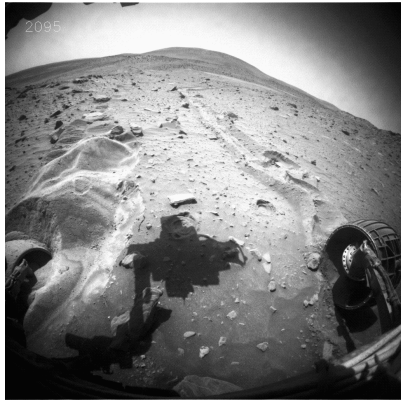


(b) Felslandschaft [Jet15a]

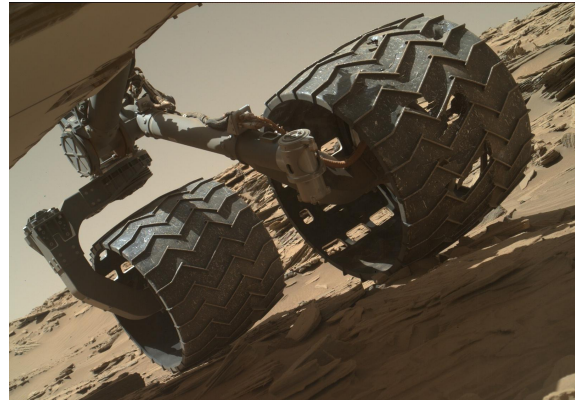
Abbildung 1.1: Dünenlandschaft „High Dune“ im Nordwesten des Mount Sharp und Felslandschaft am Fuße des Mount Sharp, aufgenommen durch die Mastkamera des Rovers MSL-Curiosity [Jet15b], [Jet15a].

Raumfahrtbehörde Roskosmos [Eur16] zwei weitere Missionen zur Exploration des roten Planeten geplant. Durch die während den Missionen erhobenen Daten ist die Landschaftsstruktur einzelner Areale des Mars hinreichend bekannt. Diese ist bedingt durch physikalische und chemische Witterungsprozesse zerklüftet und besteht neben Gebirgen und Schluchten wie in Abbildung 1.1 zu sehen überwiegend aus Dünen- und Felslandschaften, die aufgrund ihrer Bodenbeschaffenheit das Vorankommen stark erschweren und gegenwärtige Roversysteme vor große Herausforderungen stellen [Ell16]. So ereigneten sich während den Missionen mehrere Gefahrensituationen, die aus einer fehlenden Beurteilung detaillierter Eigenschaften der Böden, wie beispielsweise deren Tragfähigkeit, resultieren. Während es den Forschern gelang den Rover MER-Opportunity nach mehr als einem Monat aus einem Sandbett unter Schlupfwerten zwischen 98.9% und 99.5% zu befreien [MCM07], grub sich das rechte Hinterrad der Rovers MER-Spirit in ein flaches Sandbett unter einer Kruste in den Boden ein [Jet10], wodurch er nach einer Missionsdauer von über sechs Jahren zu einer stationären Sonde erklärt werden musste [Ell16]. Dieser Vorfall ist in Abbildung 1.2 in der Grafik 1.2a illustriert. Bedingt durch diese Erfahrungen ist man bei der MSL-Mission darum bemüht, sandige Landschaftselemente großflächig zu umfahren. Als Indikator hierfür dient die Größe des Schlupfs, dessen Wert mittels visueller Odometrie durch den Vergleich zweier über die Stereokamera des Rovers aufgenommenen Bilder zu Beginn und am Ende der Fahrt eines kurzen Streckenabschnitts geschätzt wird [MCM07]. Jedoch birgt auch das Überqueren felsiger Landschaften einige Gefahren in sich. So ist durch ein rauhes und steiles Terrain die Gefahr für ein Blockieren der Räder durch Hindernisse entlang des Weges und ein Umkippen des Rovers gegeben. Des Weiteren sorgt die spitze Form des Gesteins für eine erhöhte Abnutzung und Verschleiß der Räder des Rovers [AIM<sup>+</sup>16]. So wurden die Räder des Rovers MSL-Curiosity bei der Durchquerung eines rauen Terrains im





(a) Eingebrochenes Rad des Rovers MER-Spirit [Jet10].



(b) Durch spitze Steine hervorgerufene Rad-schäden des Rovers MSL-Curiosity [Jet16].

Abbildung 1.2: Herausforderungen bei der radgestützten Lokomotion

Jahre 2013 stark beschädigt [Jet16]. Das Ausmaß dieser Schäden wird durch die Abbildung 1.2b verdeutlicht. Durch den Mangel an geeigneten Bewertungsmethoden für sandige Böden werden diese Mängel zusätzlich verstärkt. Neben den Gefahren, welche sich durch die Überquerung verschiedener Landschaftselemente ergeben, wird die Durchführung einer Explorationsmission auf weit entfernten Himmelskörpern wie dem Mars durch weitere Aspekte limitiert. So wird die Durchführung der Mission neben den starken Temperaturschwankungen durch eine begrenzte Energieversorgung eingeschränkt. Für diese werden üblicherweise Solarpaneele oder wie im Falle des Rovers MSL-Curiosity neben einer Radionuklidbatterie ein Lithium-Ionen-Akku für Lastspitzen verwendet [GCV<sup>+</sup>12]. Des Weiteren wird eine zeitnahe Verarbeitung der durch die Sensoren erfassten Daten durch die geringe Rechenkraft der verbauten Mikroprozessoren begrenzt. So wird beispielsweise in den MER-Rovern ein Mikroprozessor mit einer Taktfrequenz von lediglich 20MHz eingesetzt [MCM07]. Darüber hinaus resultieren zusätzliche Schwierigkeiten aus der großen Entfernung zwischen Erde und Mars bei der Kommunikation des Rovers mit der Bodenstation. So beträgt die Signallaufzeit zwischen diesen beiden Orten zwischen 8 und 42 Minuten. Darüber hinaus ist die Kommunikation von bestimmten äußeren Rahmenbedingungen abhängig, wodurch diese nur an vereinzelten Zeitabschnitten im Laufe eines Erden- bzw. Marstages (Sol) erfolgen kann [BMH08]. Daher werden für die MER-Rover Spirit und Opportunity die zu erreichenden Missionsziele während der nächsten Stunden oder des nächsten Tages bereits im Vorfeld durch die leitenden Wissenschaftler festgelegt und diese beispielsweise in eine Abfolge präziser Bewegungsanforderungen wie „Fahre 2m geradeaus“ übersetzt und an den Rover übertragen [MCM07]. Dieser setzt anschließend die ihm übermittelten Kommandos in Form einer Steuerung um. Eine

Bewertung des Fahrverhaltens kann erst zuverlässig nach der erfolgreichen Übertragung eines Bildes von der Stereokamera des Rovers aus dessen neuer Position erfolgen. Da bedingt durch hohen Schlupf eine große kommandierte Distanz mit einer erhöhten Gefahr des Einsinken eines Rades in sandigem Untergrund einhergeht, ist man unter Inkaufnahme von großen zeitlichen Verzögerungen dazu gezwungen, komplexe Bewegungsabläufe in mehrere kleinere Zwischenschritte zu unterteilen und deren erfolgreiche Durchführung mittels visueller Odometrie zu überprüfen. Daher ist für zukünftige Roversysteme ein erhöhtes Maß an Autonomie für eine schnelle und zuverlässige Durchführung von Missionen zwingend erforderlich. Dies wird insbesondere der Fall bei Missionen sein, bei denen das Erreichen bestimmter Ziele mit zeitlichen Restriktionen verknüpft ist, die sich aus nicht beeinflussbaren äußeren Rahmenbedingungen ableiten. Eine dieser Missionen ist die von NASA und ESA geplante Mission „Mars Sample Return“ (MSR), bei der ein Rover von verschiedenen Orten Gesteins- und Bodenproben sammeln und diese in einer Rakete platzieren soll, welche diese Proben für wissenschaftliche Untersuchungen zurück zur Erde bringt. Allerdings kann die Funktionalität einer solchen Rakete nur für einen begrenzten Zeitraum gewährleistet werden [BMH08].

Zur Verbesserung der Autonomie von Rovern werden gegenwärtig in der Forschung Ansätze untersucht, bei denen die bisherige Steuerung des Rovers durch eine sogenannte Gesamtfahrzeugregelung ersetzt wird. Allerdings wird das Spektrum der genannten Anforderungen von keinem der Ansätze vollständig erfüllt. So sind diese entweder nicht robust [INY06], zu rechenintensiv [KKB<sup>+</sup>13], schöpfen das Potential der Überaktuiertheit des Systems nicht aus [ID04] oder verwenden nachteilige Lenkkonzepte [ID04], [KRT<sup>+</sup>10]. In der vorliegenden Arbeit wird daher eine Gesamtfahrzeugregelung unter Berücksichtigung der genannten Anforderungen entworfen und der Erfüllungsgrad der einzelnen Kriterien durch simulative Untersuchungen des Regelungskonzepts überprüft.

## 1.2 Zielstellung der Arbeit

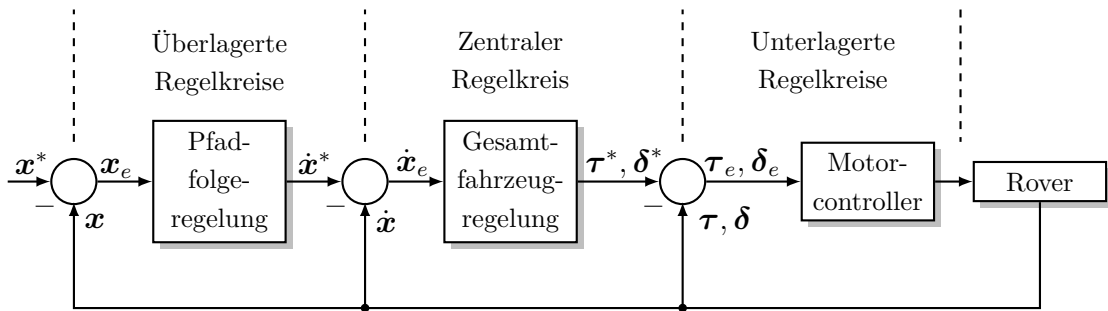


Abbildung 1.3: Übersicht über die kaskadierte Regulationsstruktur

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Entwicklung einer Gesamtfahrzeugregelung für Explorationsrover. Diese ist in der in Abbildung 1.3 dargestellten kaskadierten Regulationsstruktur zwischen dem überlagerten Regelkreis der Pfadfolgeregelung und den unterlagerten Regelkreisen der Motorcontroller eingebettet. Die Aufgabe eines solchen Regelkreises besteht darin, zu einer Bewegungsanforderung  $\dot{\mathbf{x}}^*$  die zugehörige erforderliche Lenkwinkel  $\delta^*$  und Momente  $\tau^*$  zu berechnen. Diese beiden Steuergrößen werden von den Motorcontrollern der unterlagerten Regelkreise umgesetzt. Die Bewegungsanforderung wird durch die Pfadfolgeregelung aus einem Vergleich der gewünschten Position  $\mathbf{x}^*$  mit der gemessenen Position  $\mathbf{x}$  ermittelt.

Die Anforderungen an eine derartige Gesamtfahrzeugregelung leiten sich aus den aktuellen Problemen bei der Durchführung von Missionen zur Erkundung fremder Himmelskörper so wie den gegebenen mechanischen Spezifikationen von Roversystemen ab. Ein erklärtes Ziel ist neben dem sicheren Vorankommen die Erhöhung des Autonomiegrades von Rovern, um bei zukünftigen Missionen die zurückzulegende Distanz zwischen zwei Kommunikationszeitpunkten bei der bisher angewendeten Move-and-Wait-Strategie zu vergrößern und somit die benötigte Zeit zu einem Ziel deutlich verkürzen zu können. Die Realisierung dieses Ziels ist eng mit der genauen Kenntnis des physikalischen Verhaltens der Interaktion der Räder mit den steinigen und losen, sandigen Böden verknüpft, mit deren Hilfe wichtige Kenngrößen wie die Einsinkung des Rades und der am Rad auftretende Radschlupf prädictiert und folglich potentiell gefährdende Bodenverhältnisse ohne ein Eingreifen des operativen Teams erkannt und gemieden werden können. Obgleich derartige physikalische Zusammenhänge, die dem Forschungsgebiet der *Terramechanik* zuzuordnen sind, in dieser Arbeit nicht betrachtet werden, sind diese als essentiell für eine performante Regulationsstruktur anzusehen. Aus diesem Grund muss eine zu entwickelnde Gesamtfahrzeugregelung dazu in der Lage sein, derartige Kenngrößen in dessen Regelungs-

strategie einzubeziehen. Darüber hinaus stellt die Ausnutzung der Überaktuiertheit des Systems für sekundäre Ziele, wie beispielsweise der Erhöhung der Sicherheit oder der energieeffizienten Fortbewegung, einen weiteren wesentlichen Aspekt für die Entwicklung einer derartigen Regelung dar. Da neben den unbekanntem Bodenverhältnissen mit ungenauen und verrauschten Messungen der von dem Regelkreis benötigten Zustandsgrößen zu rechnen ist, muss der Regelkreis ein notwendiges Maß an Robustheit gegenüber den fehlerbehafteten Signalen aufweisen, um den Rover während seiner Fahrt zum nächsten Wegpunkt nicht durch hektische Bewegungsabfolgen zu gefährden. Als weitere Wunschkriterien der Gesamtfahrzeugregelung sind dessen Performanz und dessen Generalisierbarkeit zu nennen. Während das erste Kriterium sich aus den limitierten Rechenkapazitäten aktueller Missionen ergibt, leitet sich das zweite Kriterium aus den Bestrebungen ab, innerhalb des Designprozesses eines Rovers für verschiedene entworfene Roverkinematiken einen generalisierbaren Regelungsalgorithmus zur Verfügung zu haben, der einen direkten Vergleich der entworfenen Kinematiken bezüglich verschiedener Gütekriterien erlaubt.

### **1.3 Gliederung der Arbeit**

Die vorliegende Arbeit gliedert sich wie folgt. Nach einer kurzen Erläuterung der theoretischen Grundlagen zur Modellierung von Roversystemen wird zu Beginn von Kapitel 3 ein detaillierter Überblick über die aktuellen Ansätze in der Forschung zur Pfadfolge bei Roversystemen gegeben. An diesen schließt sich eine Bewertung der Ansätze sowie eine Motivation des entworfenen Regelungskonzepts an, dessen einzelne Aspekte in Kapitel 4 eingehend erläutert werden. Nach einer kurzen Vorstellung der Implementierung des Verfahrens und der Rahmenbedingungen der durchgeführten Cosimulationen wird in den nachfolgenden Abschnitten in Kapitel 5 die entworfene Gesamtfahrzeugregelung mit einem bestehenden Lösungsansatz anhand mehrerer Fahr Szenarien verglichen. Die Ergebnisse dieser Szenarien werden des Weiteren ausführlich analysiert und interpretiert. An diese Szenarien schließen sich in Kapitel 6 theoretische Untersuchungen und erste simulative Tests zur Überprüfung der Gesamtfahrzeugregelung bezüglich der Entwurfskriterien Generalisierbarkeit, Robustheit und Performanz an. Mit einer Zusammenfassung der wichtigsten Aspekte der Arbeit sowie einem Ausblick auf weiterführende Arbeiten wird die vorliegende Arbeit beendet.

---

## 2 Theoretische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die notwendigen theoretischen Grundlagen zur Modellierung von Roversystemen erläutert. Hierbei wird das Ziel verfolgt, dem Leser durch eine kurze Einführung in die relevanten Themengebiete ein problemloses Verständnis der nachfolgenden Kapitel der Arbeit ohne das Konsultieren von weiterführender Literatur zu ermöglichen. Das Kapitel ist wie folgt gegliedert. Nach einer Einführung in die Thematik der Koordinatentransformationen so wie einer Vorstellung der verwendeten Nomenklatur wird in Abschnitt 2.2 die Konvention zur Beschreibung der Orientierung eines Körpers im Raum erläutert. An diesen Abschnitt schließt sich eine kurze Einführung in die Methodik und die Eigenschaften der Denavit-Hartenberg (D-H)-Parameter an, welche zur Bestimmung der Direktkinematik des Systems verwendet werden. Die Vorstellung von grundlegenden Zusammenhängen zur Differentialkinematik eines Systems runden das Kapitel ab.

### 2.1 Koordinatentransformationen

Die Pose eines Starrkörpers im Raum kann bezüglich eines körpereigenen Punktes  $P$  durch eine Position (Translation) und eine Orientierung (Rotation) des körperfesten Koordinatensystems in Bezug auf ein Referenzsystem beschrieben werden. Dieser Zusammenhang wird im Folgenden beispielhaft an Abbildung 2.1 illustriert. In dieser beschreibt der Vektor  ${}^0\mathbf{p}$  die Position des Punktes  $P$  des Starrkörpers bezüglich eines Referenzsystems  $\Sigma_0$  mit Ursprung  $O_0$  und der Vektor  $\mathbf{o}_{01}$  die Position des Ursprungs  $O_1$  des körperfesten Koordinatensystems  $\Sigma_1$  in Bezug auf das Referenzsystem  $\Sigma_0$ . Des Weiteren bezeichnet die Matrix  ${}^0\mathbf{R}_1$  die Rotationsmatrix des Systems  $\Sigma_1$  bezüglich des Referenzsystems  $\Sigma_0$  und der Vektor  ${}^1\mathbf{p}$  die Position des Punktes  $P$  des Starrkörpers bezüglich dessen Koordinatensystems  $\Sigma_1$ . Die Position des Punktes  $P$  kann demnach in Bezug auf das Referenzsystem über den Zusammenhang

$${}^0\mathbf{p} = \mathbf{o}_{01} + {}^0\mathbf{R}_1 {}^1\mathbf{p} \quad (2.1)$$

berechnet werden. Somit repräsentiert Gleichung (2.1) die Koordinatentransformation eines Vektors  $\mathbf{p}$  bezüglich zweier Koordinatensysteme  $\Sigma_0$  und  $\Sigma_1$ .

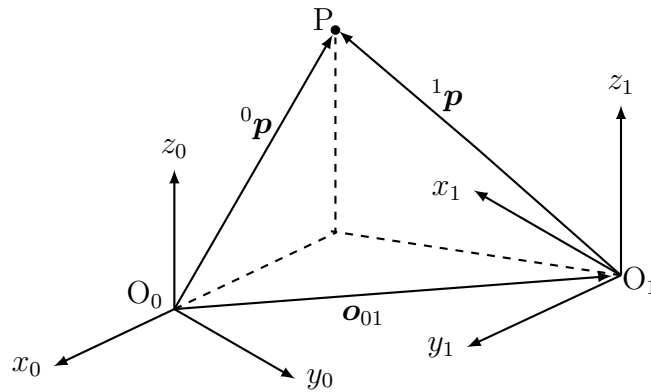


Abbildung 2.1: Illustration der Koordinatentransformation eines Vektors  $\mathbf{p}$  bezüglich der Koordinatensysteme  $\Sigma_0$  und  $\Sigma_1$

Eine wesentliche Eigenschaft Rotationsmatrix der  $\mathbf{R}$  ist deren Orthogonalität, aus dieser sich für einem beliebigen Winkel  $\vartheta \in \mathbb{R}$  die nützliche Beziehung

$${}^0\mathbf{R}_1(-\vartheta) = {}^0\mathbf{R}_1(\vartheta)^\top = {}^0\mathbf{R}_1(\vartheta)^{-1} = {}^1\mathbf{R}_0(\vartheta) \quad (2.2)$$

ergibt [SSVO10]. Die multiple Rotation eines Koordinatensystems  $\Sigma_n$  bezüglich eines Koordinatensystems  $\Sigma_0$  über mehrere intermediäre Koordinatensysteme kann durch eine Multiplikation der einzelnen Rotationsmatrizen berechnet werden [SV08]:

$${}^0\mathbf{R}_n = {}^0\mathbf{R}_1 {}^1\mathbf{R}_2 \dots {}^{n-2}\mathbf{R}_{n-1} {}^{n-1}\mathbf{R}_n. \quad (2.3)$$

Die zeitliche Ableitung einer Rotationsmatrix  $\mathbf{R}$  kann des Weiteren als das Produkt einer schiefsymmetrischen Matrix  $\mathbf{S}(\boldsymbol{\omega})$  in Abhängigkeit einer Winkelgeschwindigkeit  $\boldsymbol{\omega}$  des körperfesten Systems in Bezug auf das Referenzsystem und der Rotationsmatrix selbst ausgedrückt werden [SSVO10]:

$$\dot{\mathbf{R}}(t) = \mathbf{S}(\boldsymbol{\omega})\mathbf{R}(t), \quad \mathbf{S}(\boldsymbol{\omega}) = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_z & \omega_y \\ \omega_z & 0 & -\omega_x \\ -\omega_y & \omega_x & 0 \end{bmatrix}. \quad (2.4)$$

Die schiefsymmetrische Matrix  $\mathbf{S}(\boldsymbol{\omega})$  besitzt wiederum einige wesentliche Eigenschaften. So ist für zwei Skalare  $k$  und  $l$  mit  $k, l \in \mathbb{R}$  und zwei Vektoren  $\mathbf{a}$  und  $\mathbf{b}$  mit  $\mathbf{a}, \mathbf{b} \in \mathbb{R}^3$  die Eigenschaft der Linearität gemäß

$$\mathbf{S}(k\mathbf{a} + l\mathbf{b}) = k\mathbf{S}(\mathbf{a}) + l\mathbf{S}(\mathbf{b}) \quad (2.5)$$

definiert. Des Weiteren kann das Produkt aus einer schiefsymmetrischen Matrix

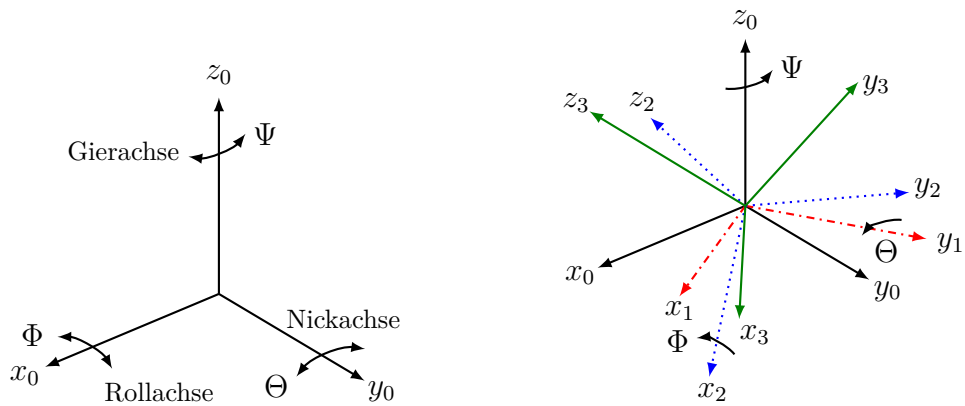
$\mathbf{S}(\mathbf{a})$  und einem Vektor  $\mathbf{b}$  als das Kreuzprodukt beider Vektoren  $\mathbf{a}$  und  $\mathbf{b}$  mit

$$\mathbf{S}(\mathbf{a})\mathbf{b} = \mathbf{a} \times \mathbf{b} \quad (2.6)$$

beschrieben werden. Darüber hinaus resultiert aus der Anwendung der Gleichungen (2.3) - (2.6) die folgende im weiteren Verlauf wesentliche Beziehung [SV08]:

$$\mathbf{R}\mathbf{S}(\mathbf{a})\mathbf{R}^\top = \mathbf{S}(\mathbf{R}\mathbf{a}). \quad (2.7)$$

## 2.2 Roll-Nick-Gier-Winkel



(a) Drehbewegungen eines Fahrzeuges um dessen Körperachsen. (b) Visualisierung der Drehfolge ZYX von Koordinatensystem  $\Sigma_0$  zu  $\Sigma_3$ .

Abbildung 2.2: Illustration der Konvention der Roll-Nick-Gier-Winkel.

Die Orientierung eines Starrkörpers mit körperfestem Koordinatensystem  $\Sigma_b$  bezüglich eines ortsfesten Referenzsystems  $\Sigma_w$  kann durch Kenntnis dreier Winkel  $\phi = [\Phi \ \Theta \ \Psi]^\top$  und einer gegebenen Konvention der Drehfolge der Basisrotation eindeutig berechnet werden. Im Rahmen dieser Arbeit wird die Konvention der Roll-Nick-Gier-Winkel verwendet. Deren Bezeichnung leitet sich wie in Abbildung 2.2 in Grafik 2.2a zu sehen aus den Drehbewegungen eines Fahrzeuges um dessen Körperachsen ab [SSVO10]. Die Anwendung der Konvention ZYX wird durch Grafik 2.2b in Abbildung 2.2 illustriert. In einem ersten Schritt rotiert das Koordinatensystem  $\Sigma_0$  um dessen Achse  $z_0$  bezüglich eines Gierwinkels  $\Psi$ , wodurch sich das in Rot hervorgehobene System  $\Sigma_1$  ergibt. Dieses System wird in einem zweiten Schritt um dessen Achse  $y_1$  um einen Nickwinkel  $\Theta$  gedreht, woraus das in Blau hervorgehobene System  $\Sigma_2$  resultiert. Um die Orientierung des in Grün hervorgehobenen körperfesten Systems  $\Sigma_3$  zu erhalten, wird das System  $\Sigma_2$  in einem letzten Schritt um dessen Achse  $x_2$  um einen Rollwinkel  $\Phi$  gedreht.

Die Rotationsmatrix  ${}^w\mathbf{R}_b$  kann demnach durch Multiplikation der Basisrotationsmatrizen  $\mathbf{R}_x(\Phi)$ ,  $\mathbf{R}_y(\Theta)$  und  $\mathbf{R}_z(\Psi)$ , deren Definition [SSVO10, S.42] entnommen wurde, wie in Gleichung (2.8) angegeben berechnet werden. In dieser wurde aus Gründen der Übersichtlichkeit für die beiden trigonometrischen Funktionen Sinus und Cosinus die verkürzten Schreibweisen  $c(\cdot) = \cos(\cdot)$  und  $s(\cdot) = \sin(\cdot)$  eingeführt.

$$\begin{aligned} {}^w\mathbf{R}_b &= \mathbf{R}_x(\Phi)\mathbf{R}_y(\Theta)\mathbf{R}_z(\Psi) \\ &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c(\Phi) & -s(\Phi) \\ 0 & s(\Phi) & c(\Phi) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c(\Theta) & 0 & s(\Theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -s(\Theta) & 0 & c(\Theta) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} c(\Psi) & -s(\Psi) & 0 \\ s(\Psi) & c(\Psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\ &= \begin{bmatrix} c(\Psi)c(\Theta) & -c(\Theta)s(\Psi) & s(\Theta) \\ c(\Phi)s(\Psi) + c(\Psi)s(\Phi)s(\Theta) & c(\Phi)c(\Psi) - s(\Phi)s(\Psi)s(\Theta) & -c(\Theta)s(\Phi) \\ s(\Phi)s(\Psi) - c(\Phi)c(\Psi)s(\Theta) & c(\Psi)s(\Phi) + c(\Phi)s(\Psi)s(\Theta) & c(\Phi)c(\Theta) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Bei der Verwendung dieser Konvention ist anzumerken, dass ein Nickwinkel  $\Theta = \pm\frac{\pi}{2}$  zu einer Überlagerung der ersten und dritten Rotation führt, wodurch für eine gegebene Rotationsmatrix  $\mathbf{R}$  keine eindeutige Lösung für den Roll- und Gierwinkel existiert und lediglich die Summe oder die Differenz von  $\Phi$  und  $\Psi$  angegeben werden kann [SSVO10]. Da jedoch für den gegebenen Anwendungsfall ein gemessener Nickwinkel von  $\Theta = \pm\frac{\pi}{2}$  ausgeschlossen werden kann, erhielt die Konvention aufgrund deren anschaulicher Interpretation gegenüber Quaternionen den Vorzug.

## 2.3 Direktkinematik

Das Ziel der Direktkinematik ist es, die Pose  $\mathbf{x}$  eines Effektors, bestehend aus einer Position  $\mathbf{x}_p \in \mathbb{R}^3$  und einer Orientierung  $\mathbf{x}_r \in \mathbb{R}^3$ , im Koordinatensystem  $\Sigma_e$  bezüglich des Referenzsystems  $\Sigma_b$  in Abhängigkeit der generalisierten Koordinaten  $\mathbf{q} = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_n]^\top$  des Systems durch die folgende Gleichung zu berechnen:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}_r \\ \mathbf{x}_p \end{bmatrix} = f(\mathbf{q}). \quad (2.9)$$

Wie bereits aus dem vorhergehenden Abschnitt bekannt ist, ist die Pose eines Starrkörpers bezüglich eines Punktes  $P$  des Körpers eindeutig durch dessen Position und Orientierung bezüglich eines Referenzsystems beschrieben. Um eine kompakte Repräsentation der Koordinatentransformationen zwischen den einzelnen Bezugssystemen zu gewährleisten, kann die vorgestellte Koordinatentransformation in Gleichung



(2.1) zu einer einzelnen Matrix  ${}^0\mathbf{T}_1$  zusammengefasst werden:

$${}^0\mathbf{T}_1 = \begin{bmatrix} {}^0\mathbf{R}_1 & \mathbf{o}_{01} \\ \mathbf{0}_{1 \times 3} & 1 \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Diese Matrix wird als *homogene Transformationsmatrix* bezeichnet. Der in Gleichung (2.3) aufgeführte Zusammenhang ist für diese Matrizen ebenfalls gültig. Somit kann die Pose  $\mathbf{x}$  des Endeffektors in Bezug auf das Referenzsystem  $\Sigma_b$  mit der Beziehung  ${}^0\mathbf{T}_n(\mathbf{q}) = {}^0\mathbf{T}_1(q_1) {}^1\mathbf{T}_2(q_2) \dots {}^{n-1}\mathbf{T}_n(q_n)$  durch die Gleichung

$${}^b\mathbf{T}_e(\mathbf{q}) = {}^b\mathbf{T}_0 {}^0\mathbf{T}_n(\mathbf{q}) {}^n\mathbf{T}_e, \quad (2.11)$$

angegeben werden. Eine generalisierbare Methode zur Berechnung der in Gleichung (2.10) angegebenen homogenen Transformationsmatrizen stellt die Konvention nach Denavit-Hartenberg (D-H) zur systematischen Wahl der Koordinatensysteme entlang einer kinematischen Kette dar. Mittels dieser Konvention kann die Koordinatentransformation zwischen zwei aufeinanderfolgenden Koordinatensystemen  $\Sigma_{i-1}$  und  $\Sigma_i$ , wie in Abbildung 2.3 illustriert, durch lediglich vier statt sechs Parametern beschrieben werden. Diese Parameter  $\vartheta_i$ ,  $d_i$ ,  $\alpha_i$  und  $a_i$  werden als D-H-Parameter bezeichnet und repräsentieren im Einzelnen [SSVO10]:

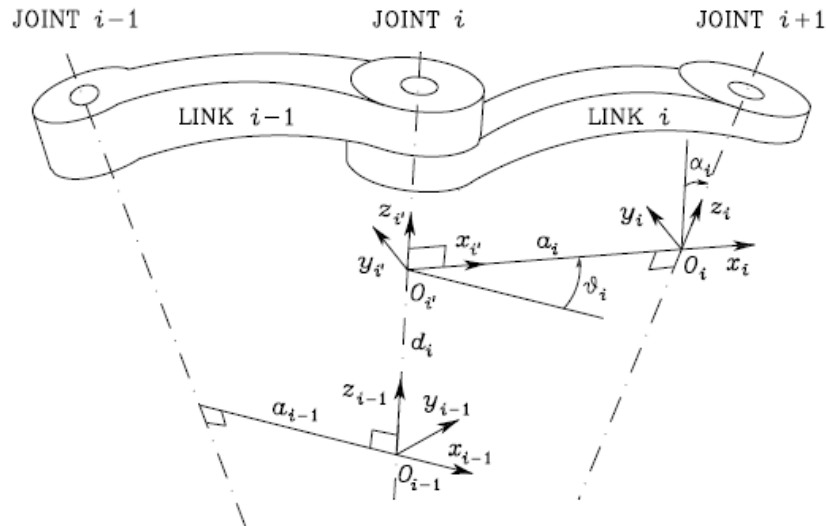


Abbildung 2.3: D-H-Parameter  $\alpha_i$ ,  $a_i$ ,  $d_i$  und  $\vartheta_i$  zur Beschreibung der Koordinatentransformation zwischen zwei aufeinanderfolgenden Koordinatensystemen  $\Sigma_{i-1}$  und  $\Sigma_i$ , entnommen aus [SSVO10, S.62].

- $\vartheta_i$ : Winkel zwischen den Koordinatenachsen  $x_{i-1}$  und  $x_i$  um  $z_{i-1}$  mit mathematisch positivem Drehsinn
- $d_i$ : Distanz von  $O_{i-1}$  zu  $O_i$  entlang der Koordinatenachse  $z_{i-1}$
- $a_i$ : Distanz zwischen dem Ursprung  $O_i$  und dem Ursprung  $O_i'$
- $\alpha_i$ : Winkel zwischen den Koordinatenachsen  $z_{i-1}$  und  $z_i$  um  $x_i$  mit mathematisch positivem Drehsinn.

Aus diesen Parametern kann die homogene Transformationsmatrix  ${}^{i-1}\mathbf{T}_i$  durch eine multiplikative Verknüpfung der vier Basistransformationen - Rotation um  $\vartheta_i$ , Translation um  $d_i$ , Rotation um  $\alpha_i$  und Translation um  $a_i$  - durch die Gleichung

$${}^{i-1}\mathbf{T}_i(q_i) = \begin{bmatrix} \cos(\vartheta_i) & -\sin(\vartheta_i)\cos(\alpha_i) & \sin(\vartheta_i)\sin(\alpha_i) & a_i\cos(\vartheta_i) \\ \sin(\vartheta_i) & \cos(\vartheta_i)\cos(\alpha_i) & -\cos(\vartheta_i)\sin(\alpha_i) & a_i\sin(\vartheta_i) \\ 0 & \sin(\alpha_i) & \cos(\alpha_i) & d_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

berechnet werden [SSVO10]. Die generalisierte Koordinate  $q_i$  ist durch die Art des Gelenks bestimmt, das  $\Sigma_{i-1}$  und  $\Sigma_i$  verbindet. So ergibt sich  $q_i$  bei einem Schubgelenk zu  $q_i = d_i$  und im Falle eines Drehgelenks zu  $q_i = \vartheta_i$  [SV08].

## 2.4 Differentialkinematik

Die Differentialkinematik ermöglicht es, die translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten  $\dot{\mathbf{p}}_e$  und  $\boldsymbol{\omega}_e$  des Effektors in Abhängigkeit des Geschwindigkeitsvektors  $\dot{\mathbf{q}}$  der generalisierten Koordinaten  $\mathbf{q}$  durch den Zusammenhang

$$\mathbf{v}_e = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{p}}_e \\ \boldsymbol{\omega}_e \end{bmatrix} = \mathbf{J}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}} \quad (2.13)$$

zu berechnen. Die in Gleichung (2.13) verwendete Größe  $\mathbf{J}(\mathbf{q}) \in \mathbb{R}^{6 \times n}$  wird als Jacobimatrix bezeichnet und setzt sich aus der Jacobimatrix der Translation  $\mathbf{J}_P \in \mathbb{R}^{3 \times n}$  und der Jacobimatrix der Rotation  $\mathbf{J}_O \in \mathbb{R}^{3 \times n}$  gemäß der Gleichung

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_P \\ \mathbf{J}_O \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

zusammen [SSVO10]. Die Berechnung der Einträge für die beiden Komponenten der Jacobimatrix  $\mathbf{J}$  soll im Folgenden anhand Abbildung 2.1 erfolgen. Wie bereits aus Abschnitt 2.1 bekannt ist, kann in dieser die Position des Punktes  $P$

bezüglich des Referenzsystems  $\Sigma_0$  durch die Gleichung

$${}^0\mathbf{p} = \mathbf{o}_{01} + {}^0\mathbf{R}_1 {}^1\mathbf{p} \quad (2.15)$$

angegeben werden. Die zeitliche Ableitung von Gleichung (2.15) liefert den Ausdruck

$${}^0\dot{\mathbf{p}} = \dot{\mathbf{o}}_{01} + {}^0\dot{\mathbf{R}}_1 {}^1\mathbf{p} + {}^0\mathbf{R}_1 {}^1\dot{\mathbf{p}}. \quad (2.16)$$

Da es sich bei dem System um einen Starrkörper handelt, ist der Vektor  ${}^1\mathbf{p}$  konstant, demzufolge gilt  ${}^1\dot{\mathbf{p}} = \mathbf{0}$ . Somit kann Gleichung (2.16) unter Verwendung der Gleichungen (2.4) und (2.6) und des Zusammenhangs  $\mathbf{r} = {}^0\mathbf{R}_1 {}^1\mathbf{p}$  zu dem Ausdruck

$$\mathbf{v} = \mathbf{v}_0 + {}^0\boldsymbol{\omega}_1 \times \mathbf{r} \quad (2.17)$$

vereinfacht werden. Die translatorische Geschwindigkeit  $\mathbf{v}$  des Punktes  $P$  des Starrkörpers ergibt sich somit aus der translatorischen Geschwindigkeit  $\mathbf{v}_0$  und der Winkelgeschwindigkeit  ${}^0\boldsymbol{\omega}_1$  bezüglich des Referenzsystems  $\Sigma_0$ . Der Vektor  $\mathbf{r}$  bezeichnet hierbei den Ortsvektor vom Ursprung des Systems zum Punkt  $P$ . Zur Bestimmung der rotatorischen Geschwindigkeit  $\boldsymbol{\omega}$  sei zusätzlich angenommen, dass der Punkt  $P$  den Ursprung eines körperfesten Koordinatensystems  $\Sigma_2$  repräsentiert. Die Rotationsmatrix  ${}^0\mathbf{R}_2$  kann gemäß Gleichung (2.3) durch die Beziehung

$${}^0\mathbf{R}_2 = {}^0\mathbf{R}_1 {}^1\mathbf{R}_2 \quad (2.18)$$

bestimmt werden. Die zeitliche Ableitung der Gleichung (2.18) kann unter Anwendung der Gleichungen (2.4), (2.5) und (2.7) zu dem Ausdruck

$${}^0\dot{\boldsymbol{\omega}}_2 = {}^0\dot{\boldsymbol{\omega}}_1 + {}^0\mathbf{R}_1 {}^1\dot{\boldsymbol{\omega}}_2 \quad (2.19)$$

vereinfacht werden. Durch Gleichung (2.19) kann somit die Aussage getroffen werden, dass die Winkelgeschwindigkeit  $\boldsymbol{\omega}$  des Punktes  $P$  sich aus der Summe der einzelnen Winkelgeschwindigkeiten ergibt. Hierbei muss beachtet werden, dass diese im gleichen Bezugssystem, in diesem Fall im Referenzsystem  $\Sigma_0$ , vorliegen [SV08]. Die beiden elementaren Gleichungen (2.17) und (2.19) stellen den Ausgangspunkt für die Bestimmung aller Einträge der Jacobimatrix  $\mathbf{J}$  dar, die sich aus der sukzessiven Anwendung beider Gleichungen entlang der seriellen kinematischen Kette eines Systems ergeben. Auf die allgemeine Herleitung der Matrix soll an dieser Stelle verzichtet werden, vielmehr soll deren konkrete Gestalt in der praktischen Anwendung in Abschnitt 4.2 aufgezeigt werden.

## 3 Stand der Technik

Dieses Kapitel bietet einen detaillierten Überblick über die aktuellen Ansätze zur Pfadfolge bei Roversystemen. Nach einer einführenden Vorstellung von verschiedenen Roversystemen werden im ersten Abschnitt des Kapitels die grundlegenden Anforderungen an Roversysteme thematisiert sowie die Besonderheiten der kinematischen Struktur dieser Systeme erläutert. Der zweite Abschnitt bietet einen umfassenden Überblick über die Pfadplanung und die verschiedenen Strategien der Pfadfolge bei der Durchführung aktueller Missionen zur planetaren Exploration. An diesen Abschnitt schließt sich eine Vorstellung verschiedener aktueller Ansätze und Verfahren zur Pfadfolge bei Roversystemen an. Eine abschließende Bewertung dieser Ansätze sowie eine Motivation des entwickelten Regelungskonzepts runden dieses Kapitel ab.

### 3.1 Roversysteme

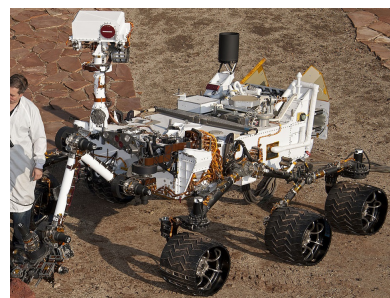
Zu Beginn dieses Abschnitts werden verschiedene Roversysteme vorgestellt, die sich gegenwärtig im Einsatz oder in deren Entwicklung befinden. Diese sind in Abbildung 3.1 in den Grafiken 3.1a, 3.1b und 3.1c dargestellt.



(a) ExoMars (ESA) [Eur16]



(b) LRU (DLR) [DLRb]



(c) MSL-Curiosity (JPL) [Jet12]

Abbildung 3.1: Rover zur planetaren Exploration

Der in Grafik 3.1a abgebildete ExoMars-Rover wird gegenwärtig von der ESA entwickelt. Dieser hat die Aufgabe, in der für das Jahr 2020 geplanten gleichnamigen Mission auf der Oberfläche des Mars nach Spuren organischen Lebens zu suchen.

Tabelle 3.1: Spezifikationen der in Abbildung 3.1 dargestellten Rover, entnommen aus [PSC10], [WRR<sup>+</sup>15], [DLRa], [GCV<sup>+</sup>12] und [AIM<sup>+</sup>16]. Die Parameter  $n_w$ ,  $r_w$  und  $b_w$  geben die Radanzahl, den Radius und die Breite eines Rades an.

Rover	Abmessungen	Radkonfiguration	Masse	$v_{\max}$
ExoMars	$l = 1.65\text{m}$ $b = 1.20\text{m}$	$n_w = 6$ $r_w = 125\text{mm}$ $b_w = 100\text{mm}$	300kg	$3 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$
LRU	$l = 1.09\text{m}$ $b = 0.73\text{m}$ $h = 0.94\text{m}$	$n_w = 4$ $r_w = 125\text{mm}$ $b_w = 150\text{mm}$	30kg	$1.1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
MSL-Curiosity	$l = 3.0\text{m}$ $b = 2.8\text{m}$ $h = 2.2\text{m}$	$n_w = 6$ $r_w = 250\text{mm}$ $b_w = 400\text{mm}$	900kg	$4.0 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$

Hierbei wird der Rover an ausgewählten Stellen Bohrungen bis zu einer Tiefe von bis zu zwei Metern vornehmen und die chemische Zusammensetzung der extrahierten Bodenproben mit dessen wissenschaftlichen Geräten bestimmen [Eur16].

In Grafik 3.1b ist die Lightweight Rover Unit (LRU) dargestellt, welche am Robotik- und Mechatronikzentrum (RMC) des Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) entwickelt wurde. Dieser Rover ist an das Design des Mobile Payload Element (MPE) der Lunar Lander Mission der ESA angelehnt und wurde für den Einsatz in herausforderndem Terrain zur Sammlung von Gesteins- und Bodenproben entwickelt [WRR<sup>+</sup>15].

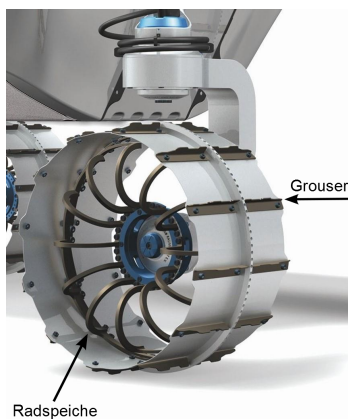
Der in Grafik 3.1c abgebildete Rover MSL-Curiosity wurde von Jet Propulsion Laboratory (JPL) entwickelt [Jet12] und befindet sich gegenwärtig im Rahmen einer von der NASA durchgeführten Forschungsmission im Einsatz auf dem Mars, um dort in der Nähe des Gale Kraters nach lebensfreundlichen Umgebungen zu suchen [GCV<sup>+</sup>12].

Um abschließend die Gemeinsamkeiten und Unterschiede der vorgestellten Roversysteme zu verdeutlichen, wurden ausgewählte Spezifikationen wie deren Abmessungen (Länge  $l$ , Breite  $b$  und Höhe  $h$ ) und deren Radkonfiguration, bestehend aus Radanzahl  $n_w$ , Radius  $r_w$  und Breite  $b_w$  der Räder, zusammen mit deren Gesamtmasse und deren Höchstgeschwindigkeit  $v_{\max}$  in tabellarischer Form in Tabelle 3.1 gegenübergestellt.

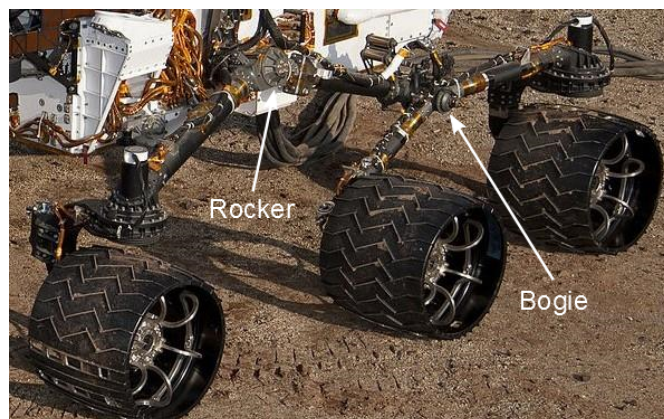
**Kinematische Struktur von Roversystemen** Die zentrale Aufgabe von Rovern ist die sichere Überquerung und Erkundung von unbekanntem Terrain und gefährlichen Umgebungen. Diese Systeme weisen in der Regel folgende wesentliche Bestandteile auf [Ell16]:

- Lokomotionssystem, bestehend aus Chassis, Kinematik und Rädern
- Navigationsinstrumente zur autonomen Navigation
- Wissenschaftliche Instrumente zur Durchführung von Experimenten
- Energieversorgung

Das Design und die Auslegung des Lokomotionssystems orientiert sich an den beiden übergeordneten Entwurfszielen Sicherheit und Robustheit. Bei der Auswahl der Aktuatoren wird auf Motoren mit hohen Übersetzungsverhältnissen in den Getrieben zurückgegriffen, im Falle des LRU etwa 100 [WRR<sup>+</sup>15]. Diese tragen dazu bei, höhere Momente bereitzustellen, um dadurch die Fortbewegung auf dem Untergrund zu verbessern [AIM<sup>+</sup>16]. Die meisten Rover mit einem radgestützten Lokomotionssystem besitzen sechs Räder, da diese Anzahl gegenüber vier Rädern neben der Reduktion der für einen Bewegungszustand erforderlichen Momente an den Rädern sich als vorteilhaft bei der Überwindung von Hindernissen erweist [Ell16], [MGT<sup>+</sup>08]. Des Weiteren kann eine erhöhte Redundanz als weiterer Vorteil angesehen werden. Die Räder des Rovers sind zur Einsparung von Gewicht in den meisten Fällen aus Hohlzylindern aufgebaut und weisen mit den in Grafik 3.2a in Abbildung 3.2 dargestellten Elementen Radspeiche und Grousern zwei besondere Komponenten auf.



(a) Detailaufnahme des rechten Vorderrades des LRU-Rovers (DLR) [DLRb]



(b) Detailaufnahme der Kinematik des Rovers MSL-Curiosity von dessen Rocker-Bogie-Konfiguration (NASA/JPL) [Jet12]

Abbildung 3.2: Besonderheiten des Lokomotionssystems von Rovern

So sorgen die auf dem Radmantel aufgebrachten Grouser für eine zusätzliche Erhöhung des auf den Boden übertragbaren Moments [AIM<sup>+</sup>16]. Des Weiteren trägt die Flexibilität der Radspeichen zusammen mit der erhöhten Breite des Rades maßgeblich zu einer Verbesserung der Griffigkeit der Räder auf sandigem oder steinigem Untergrund bei [WRR<sup>+</sup>15].

Das Design des Fahrgestells trägt ebenfalls unter Inkaufnahme einer höheren mechanischen Komplexität zu einer verbesserten Überwindung von Hindernissen und zu einem höheren Adaptionsgrad der Räder an den Untergrund bei. Üblicherweise wird bei den von NASA/JPL entwickelten Rovern, beispielsweise den MER-Rovern oder MSL-Curiosity, ein sogenanntes Rocker-Bogie-Chassis eingesetzt, welches ein bewährtes Konzept darstellt. Bei diesem ist der Body des Fahrzeuges wie in Grafik 3.2b in Abbildung 3.2 zu sehen über Hebelgestänge mit den Rädern verbunden. Der Vorteil dieses Chassis ist in den zusätzlichen Freiheitsgraden der Gelenke der federlosen Aufhängung begründet, welche eine gleichmäßige Verteilung der Last auf alle Räder ermöglicht [Ell16].

Darüber hinaus werden die Räder bei nahezu allen Rovern individuell angetrieben. Die Anzahl der Lenkaktoren ist jedoch bei den betrachteten Roversystemen unterschiedlich. Während beim LRU- und beim ExoMars-Rover alle vier bzw. sechs Räder über Lenkaktoren verfügen [WRR<sup>+</sup>15], [SLC13], werden beim Rover MSL-Curiosity lediglich die Vorder- und Hinterräder gelenkt [GCV<sup>+</sup>12]. Darüber hinaus erfolgt beim MSL-Rover das Fahren und Lenken in sequentiellen Abläufen, bei dem ExoMars-Rover ist hingegen eine simultane Ausführung möglich [SLC13]. Da die Anzahl der Aktoren die Anzahl der Ausgänge übersteigt, handelt es sich bei den Rovern um überaktuierte Systeme, deren Komplexität für die Koordination des Gesamtsystems gesonderter Aufmerksamkeit bedarf.

**Lenkkonzepte** Die Anzahl der Lenkaktoren eines Rovers beeinflussen maßgeblich das verwendete Lenkkonzept. Diese Konzepte können nach Apostolopoulos allgemein in vier übergeordnete Klassen unterteilt werden [Apo01]:

- **Skid steering:** Dieses Lenkkonzept wird bevorzugt von mobilen Systemen in rauem Terrain eingesetzt. Die Drehung des Rovers erfolgt durch eine Vorgabe der Richtung und der Höhe der einzelnen Geschwindigkeiten der Räder an den beiden gegenüberliegenden Seiten des Chassis. Auf diese Weise kann beispielsweise ein Point-Turn-Manöver durch eine gleiche, jedoch entgegengesetzte Geschwindigkeit für die beiden Radgruppen realisiert werden. Bei diesem Lenkkonzept kann auf zusätzliche Lenkaktoren verzichtet werden, wodurch die Kom-

plexität für die Koordination des Systems reduziert wird [Apo01]. Jedoch wird bei der Verwendung von Skid-Steering gegenüber einer Ackermann-Lenkung, welche dem Lenkkonzept des Coordinated Steering (s. Punkt 3) zuzurechnen ist, doppelt so viel Energie benötigt [Ell16]. Ein weiterer wesentlicher Nachteil stellt die Tatsache dar, dass bei einem weichen Untergrund durch Skid-Steering der Radschlupf erhöht wird und die Gefahr für ein Einsinken der Räder steigt. An dieser Stelle sei auf die Untersuchungen von Ishigami et. al. in [IMNY07] verwiesen.

- **Articulated steering:** Bei diesem bei Rovern eher selten verwendeten Lenkkonzept sind die einzelnen Teile des Fahrzeugs über Gelenke miteinander verbunden, welche optional aktuiert sind. Die Richtungsänderung des Fahrzeuges erfolgt hierbei durch „Knicken“ der klappbaren Komponenten des Fahrzeugs. Dessen Wendigkeit kann durch eine größere Zahl an Gelenken unter Inkaufnahme einer höheren Komplexität des Systems deutlich verbessert werden. Dieses Lenkkonzept wird üblicherweise um zusätzliche Gelenke um die Roll- und Nickachse des Fahrzeugs (s. Abschnitt 2.2) erweitert, um das dynamische Lenkverhalten sowie die Anpassungsfähigkeit des Fahrzeugs an das Terrain zu verbessern.
- **Coordinated steering:** Bei diesem Lenkkonzept werden im Allgemeinen mechanische Verbindungen zur Synchronisierung der Radstellung einzelner oder mehrerer Räder genutzt. Ein Vertreter dieser Klasse ist die sogenannte Ackermann-Lenkung, welche häufig in Automobilen Verwendung findet.
- **Independent steering:** Im Gegensatz zu den vorhergehenden Klassen verfügt jedes Rad des Fahrzeugs über einen eigenen Lenkaktor, wodurch eine individuelle Vorgabe der einzelnen Radstellungen ermöglicht wird. Der Vorteil dieses Lenkkonzepts ist in der hohen Wendigkeit des Fahrzeugs begründet. Dem gegenüber kann die erhöhte Komplexität bei der Koordination der einzelnen Räder als Nachteil angesehen werden. Eine besondere Art dieses Lenkkonzepts stellt das sogenannte „**crab steering**“ dar, bei welchem sich alle Räder um den gleichen Winkel in die selbe Richtung drehen. Auf diese Weise ist es dem Fahrzeug möglich, sich seitwärts fortzubewegen. Es ist anzumerken, dass dieses Fahrmanöver nicht durch die drei vorangegangenen Lenkkonzepte bewerkstelligt werden kann. Dem gegenüber kann jedes der bereits vorgestellten Lenkkonzepte durch *Independent Steering* abgebildet werden [Apo01].



## 3.2 Pfadplanung und Pfadfolge bei Missionen

Den Ausgangspunkt einer Pfadplanung stellt die Generierung der erforderlichen Bewegungsabläufe anhand eines definierten Ziels unter Einbeziehung der im letzten Kommunikationsabschnitts übertragenen Daten dar. Das operative Team steht in einem ersten Schritt vor der Aufgabe, geeignete Wegpunkte für die Route des Rovers zu einem gewünschten Ziel zu identifizieren. Diese Tätigkeit wird jedoch durch Unsicherheiten erschwert, die sich in Form von ungünstigen Lichtverhältnissen bei Bildern, fehlerhaften bzw. verrauschten Messdaten von Sensoren und der unzureichenden Kenntnis des physikalischen Verhaltens der verschiedenen Bodentypen äußern [BMH08]. Die Anzahl der Wegpunkte, deren Verlauf sowie deren relativer Abstand richtet sich nach der ausgewählten Betriebsstrategie, die im Falle der MER-Rover und MSL-Curiosity in drei verschiedene Modi unterteilt werden kann [MCM07], [GCV<sup>+</sup>12]:

- 1) **blindfolded drive**: Diese Betriebsstrategie wird bevorzugt in ebenem Terrain ohne Hindernisse mit festem Untergrund eingesetzt. Die von der Mastkamera übermittelten Bilder reichen aus, um einen sicheren Pfad mit wenigen Metern Länge in Form von festgelegten Bewegungsabläufen vorzugeben. Während der Ausführung der Bewegungsabläufe wird zur Messung der Position ausschließlich auf Radodometrie zurückgegriffen.
- 2) **visual odometry**: In diesem Modus wird für die Überquerung längerer Streckenabschnitte der gewünschte Pfad in Form von Wegpunkten vorgegeben. Im Gegensatz zur ersten Betriebsstrategie entscheidet der Rover autonom nach einer zu Grunde liegenden Metrik, auf welche Weise dieser zu den jeweiligen Wegpunkten des Pfades gelangt. Die für die Metrik erforderlichen Daten werden in Intervallen mittels visueller Odometrie durch die Mastkamera des Rovers erhoben. So hält dieser ca. alle zehn Meter an, um die Aufnahme eines Bildes durch dessen Mastkamera zu ermöglichen. Die aus diesem Bild extrahierten Merkmale und Attribute werden anschließend mit ebendiesen auf einem zuvor aufgenommenen Bild verglichen. Für eine zuverlässige Erkennung von Hindernissen wird darüber hinaus die unmittelbare Umgebung der Räder des Rovers mit den sogenannten „Hazcams“ in Intervallen von ca. einer Fahrzeuglänge auf potentielle Gefahren untersucht.
- 3) **visual odometry with hazard avoidance**: Dieser Betriebsmodus wird bevorzugt bei der Durchquerung von potentiell gefährdendem Terrain in Form von Hindernissen oder sandigem Untergrund eingesetzt. Im Unterschied zum

zweiten Modus verkürzt sich die Intervalllänge auf die halbe Länge des Rovers, wodurch eine höherfrequente Auswertung des Bildmaterials erfolgt. Auf diese Weise kann der an den Rädern auftretende Schlupf qualitativ bestimmt und demzufolge ein potentiell gefährliches Terrain, das durch hohe Schlupfwerte gekennzeichnet ist, erkannt und dessen Durchquerung vermieden werden.

Neben der aktuellen Beschaffenheit des Untergrunds und der Umgebung stellen die durch die jeweilige Betriebsstrategie benötigten Ressourcen ein weiteres wichtiges Kriterium für die Auswahl ebendieser dar. Während bei der Fahrt mit der ersten Betriebsstrategie eine Strecke von ca. 140m in einer Stunde zurückgelegt werden kann, reduziert sich diese unter Verwendung der visuellen Odometrie stark auf 45m bzw. 20m in den beiden letztgenannten Betriebsstrategien [GCV<sup>+</sup>12]. Dieser Umstand ist auf die vergleichsweise hohen benötigten Rechenkapazitäten der implementierten Bildverarbeitungsalgorithmen zurückzuführen. So benötigte ein Prozesszyklus, bestehend aus Bildaufnahme, Bildverarbeitung und einer Aktualisierung der Position, auf den MER-Rovern durchschnittlich drei Minuten [MCM07]. Daher muss in jeder sich ergebenden Situation stets ein Kompromiss zwischen der Sicherheit des Rovers und dem Erreichen der Missionsziele gefunden werden.

Nach der Auswahl einer Betriebsstrategie und der Vorgabe eines Pfades bzw. einer gewünschten Bewegungsabfolge wird diese in einem zweiten Schritt durch den Rover umgesetzt. Zur Bestimmung der Drehzahlen der Antriebe und Lenkwinkel der Lenkaktoren wird gegenwärtig beim Rover MSL-Curiosity eine sogenannte Geometrische Steuerung verwendet [AIM<sup>+</sup>16], die auf rein geometrischen Zusammenhängen basierend für eine gegebene Bewegungsanforderung die zugehörigen Stellsignale für alle Räder berechnet (s. Abschnitt 3.3.1.1) [KKB<sup>+</sup>13]. Des Weiteren wurde in früheren Missionen auch Skid-Steering eingesetzt [Ell16].

Darüber hinaus muss es dem Rover für eine sichere Navigation zum nächstgelegenen Wegpunkt ermöglicht werden, dessen Pose zwischen zwei Navigationsschritten zu bestimmen. Als Messsysteme stehen dem Rover Inkrementalgeber in den Rädern, eine Inertial Measurement Unit (IMU) und mehrere Kamerasysteme zur Verfügung. Während auf festem und ebenem Untergrund eine Bestimmung der Pose durch Messung der Position mittels Radodometrie und der Beschleunigung und Drehrate mittels IMU akkurat erfolgen kann, muss auf losem, sandigen Untergrund aufgrund des auftretenden Radschlupfes zusätzlich auf visuelle Odometrie zurückgegriffen werden [BMH08]. Des Weiteren wird mit den Kamerasystemen des Rovers die Lage der Sonne erfasst und diese Information mit der Sonnenzeit und den gemessenen Größen der IMU zur Bestimmung der absoluten Position des Rovers genutzt [BMH08], [GCV<sup>+</sup>12].

## 3.3 Ansätze in der Forschung

In diesem Abschnitt werden mehrere Ansätze zur Pfadfolge bei Rovern vorgestellt, welche gegenwärtig den aktuellen Stand der Forschung repräsentieren. Diese können in zwei übergeordnete Klassen unterteilt werden, die sich hinsichtlich ihres Umgangs mit der Überaktuiertheit des Systems unterscheiden. Während kinematikbasierte Ansätze meist lediglich die Koordination der Stellgrößen für eine harmonische Bewegung des Systems gewährleisten, versuchen optimierungsbasierte Ansätze die Überaktuiertheit zusätzlich für die Realisierung sekundärer Ziele zu nutzen. Als solche können beispielsweise neben dem Energieverbrauch des Systems die Minimierung des auftretenden Radschlupfs oder die Realisierung zusätzlicher Sicherheitsfunktionen angesehen werden.

### 3.3.1 Kinematikbasierte Ansätze

Aus der Klasse der kinematikbasierten Ansätze werden im Folgenden zwei Verfahren vorgestellt. Bei diesen handelt es sich um die Geometrische Steuerung und einen Ansatz zur Reduzierung des Radschlupfs.

#### 3.3.1.1 Geometrische Steuerung

Die Geometrische Steuerung verfolgt das primäre Ziel, für die Räder des Rovers geeignete Geschwindigkeiten und Lenkwinkel zu berechnen, um einer ebenen Bewegungsanforderung möglichst genau zu folgen. Die Ausnutzung der Überaktuiertheit des Systems wird bei diesem Ansatz nicht verfolgt. Die Geometrische Steuerung erweitert das von Straßenfahrzeugen bekannte Konzept der Ackermann-Lenkung auf beliebig viele, individuell gelenkte Räder. Hierfür wird vereinfachend die Annahme getroffen, dass die Räder des Fahrzeugs schlupffrei abrollen. Diese Annahme bedeutet, dass sich die Verlängerung der Rotationsachsen sämtlicher Räder in einem Punkt schneiden. Dieser Punkt wird als Momentanpol (engl. Instantaneous Center of Rotation (ICR)) bezeichnet [KKB<sup>+</sup>13]. Dies wird durch Abbildung 3.3 illustriert. In dieser Grafik beschreiben COC den Krümmungsmittelpunkt (engl. Center of Curvature (COC)) und VRP den Fahrzeugreferenzpunkt (engl. Vehicle Reference Point (VRP)). Weiterhin gibt der Schwimmwinkel  $\beta$  den eingeschlossenen Winkel zwischen der Fahrzeuglängsachse und dem Geschwindigkeitsvektor  $\mathbf{F}$  an. Darüber hinaus beschreibt der Gierwinkel  $\Psi$  die Verdrehung des Fahrzeugs bzgl. des Weltsystems  $\Sigma_w$  [KKB<sup>+</sup>13]. Der Schwerpunkt des Fahrzeuges ist mit  $S_R$  bezeichnet. Die Lenkwinkel des Fahrzeuges sind durch die Variablen  $\delta_i$ ,  $i = \{\text{FL, FR, RL, RR}\}$  angegeben.

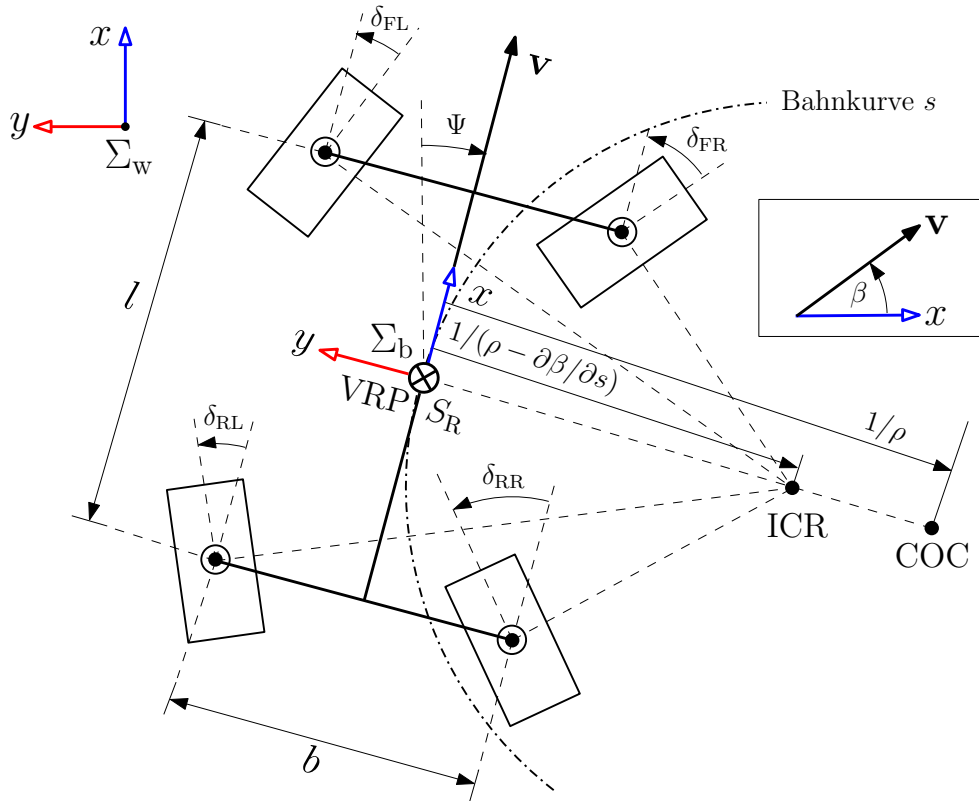


Abbildung 3.3: Fahrmanöver der Geometrischen Steuerung im Fall  $\beta = 0$ , angelehnt an die Veröffentlichungen [KKB<sup>+</sup>13, Bild 3] und [INY06, Fig. 1].

Weiterhin bezeichnen die Parameter  $b$  und  $l$  die Spurbreite und den Radstand des Rovers. Die Krümmung  $\rho$  der Bahnkurve  $s$  kann durch den Radius  $R$  der Bahn über den Zusammenhang  $\rho = \frac{1}{R}$  berechnet werden. Durch die getroffene Null-Schlupf-Annahme ist es möglich, jede ebene Bewegung des Fahrzeuges als eine Drehung um den ICR darzustellen, dessen Lage sich nach der gewünschten Bewegungsanforderung richtet. Dieser befindet sich z.B. für das Fahrmanöver in Abbildung 3.3 außerhalb auf der rechten Seite des Rovers. Darüber hinaus würde dessen Position bei einem Point-Turn-Manöver im Inneren des Rovers in einem Rechteck mit der Breite  $b$  und der Länge  $l$  liegen [BBH11]. Durch die Gleichung

$$\begin{bmatrix} x_{\text{ICR}} \\ y_{\text{ICR}} \end{bmatrix} = \frac{1}{\rho - \frac{\partial\beta}{\partial s}} \begin{bmatrix} -\sin(\beta) \\ -\cos(\beta) \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

kann analog zu [KKB<sup>+</sup>13] die Position des ICR in Abbildung 3.3 im Bezug auf das fahrzeugfeste Koordinatensystem  $\Sigma_b$  im Punkt  $S_R$  berechnet werden. Die gewünschte Bewegungsanforderung des Fahrzeuges ist durch eine geeignete Vorgabe dreier unabhängiger, zeitvarianter Größen eindeutig definiert. Für dieses Tripel sind im Allgemeinen mehrere Kombinationen zulässig [BBH11].

**Berechnung der Steuergrößen** Im weiteren Verlauf wird die Berechnung der gewünschten Lenkwinkel  $\delta^*$  und Winkelgeschwindigkeiten  $\omega^*$  der Räder anhand des Tripels  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \ \dot{y}^* \ \dot{\Psi}^*]^\top$  erläutert, das sich aus der gewünschten Längsgeschwindigkeit  $\dot{x}^*$ , der Quergeschwindigkeit  $\dot{y}^*$  und der Gierrate  $\dot{\Psi}^*$  des Rovers zusammensetzt. Die Wahl dieser Kombination steht in Einklang mit der Vorgabe  $\dot{\mathbf{x}}^*$  der in dieser Arbeit verwendeten Pfadplanung. Zu dieser sind weitere Informationen in der Veröffentlichung von Ritzer et. al. in [RWB15] zu finden. Die einzelnen Berechnungsschritte erfolgen des Weiteren analog zu den Überlegungen in [INY06], für diese ebenfalls die folgenden vereinfachenden Annahmen getroffen werden:

- 1) Die Spurbreite und der Radstand des Rovers sind durch das Fahrgestell fixiert und somit konstant.
- 2) Die Lenkachsen aller Räder verlaufen senkrecht zur Bodenoberfläche.
- 3) Das Fahrzeug besitzt keine elastischen Komponenten.

Die nichtholonomen Zwangsbedingungen des Rovers sind durch die Gleichungen

$$\dot{x} \sin(\Psi) - \dot{y} \cos(\Psi) = 0, \quad \text{und} \quad (3.2)$$

$$\dot{x}_i \sin(\delta_i) - \dot{y}_i \cos(\delta_i) = 0, \quad i = \{\text{FL}, \text{FR}, \text{RL}, \text{RR}\} \quad (3.3)$$

definiert. In dieser wurden für die einzelnen Räder die Bezeichnungen Front Left (FL), Front Right (FR), Rear Left (RL) und Rear Right (RR) gewählt. Die Position  $(x_i, y_i)$  der Räder kann des Weiteren in Bezug auf das Koordinatensystem  $\Sigma_b$  und der aktuellen Position des Schwerpunktes  $S_R = [S_{R,x} \ S_{R,y}]^\top$  des Rovers durch

$$\left. \begin{aligned} x_{\text{FL}} &= S_{R,x} + \frac{l}{2} \cos(\Psi) - \frac{b}{2} \sin(\Psi) \\ x_{\text{FR}} &= S_{R,x} + \frac{l}{2} \cos(\Psi) + \frac{b}{2} \sin(\Psi) \\ x_{\text{RL}} &= S_{R,x} - \frac{l}{2} \cos(\Psi) - \frac{b}{2} \sin(\Psi) \\ x_{\text{RR}} &= S_{R,x} - \frac{l}{2} \cos(\Psi) + \frac{b}{2} \sin(\Psi) \end{aligned} \right\} \rightarrow x_i = S_{R,x} + X_i(\Psi), \quad (3.4)$$

$$\left. \begin{aligned} y_{\text{FL}} &= S_{R,y} + \frac{b}{2} \cos(\Psi) + \frac{l}{2} \sin(\Psi) \\ y_{\text{FR}} &= S_{R,y} - \frac{b}{2} \cos(\Psi) + \frac{l}{2} \sin(\Psi) \\ y_{\text{RL}} &= S_{R,y} + \frac{b}{2} \cos(\Psi) - \frac{l}{2} \sin(\Psi) \\ y_{\text{RR}} &= S_{R,y} - \frac{b}{2} \cos(\Psi) - \frac{l}{2} \sin(\Psi) \end{aligned} \right\} \rightarrow y_i = S_{R,y} + Y_i(\Psi), \quad (3.5)$$

$$i = \{\text{FL}, \text{FR}, \text{RL}, \text{RR}\}$$

in Abhängigkeit des Gierwinkels  $\Psi$  angegeben werden.

Mittels einer Umformung der Gleichung (3.3) kann die Gleichung

$$\delta_i = \arctan\left(\frac{\dot{y}_i}{\dot{x}_i}\right), \quad i = \{\text{FL, FR, RL, RR}\} \quad (3.6)$$

abgeleitet werden. Durch eine Substitution der beiden Gleichungen (3.4) und (3.5) in Gleichung (3.6) können die gewünschten Lenkwinkel durch den Zusammenhang

$$\delta_i^* = \arctan\left(\frac{\dot{y}^* - \dot{Y}_i(\dot{\Psi}^*)}{\dot{x}^* - \dot{X}_i(\dot{\Psi}^*)}\right), \quad i = \{\text{FL, FR, RL, RR}\} \quad (3.7)$$

berechnet werden [INY06]. Zwischen der Winkelgeschwindigkeit  $\omega_i$  und der translatorischen Geschwindigkeit  $v_i$  eines Rades besteht der allgemeine Zusammenhang

$$\omega_i = \frac{v_i}{r}. \quad (3.8)$$

In diesem bezeichnet  $r$  den Radius des Rades. Die translatorische Geschwindigkeit kann des Weiteren durch die folgende Beziehung angegeben werden:

$$v_i = \frac{\dot{x}_i}{\cos(\delta_i)} = \frac{\dot{y}_i}{\sin(\delta_i)}, \quad i = \{\text{FL, FR, RL, RR}\}. \quad (3.9)$$

Durch eine Substitution der Gleichungen (3.9), (3.4) und (3.5) in Gleichung (3.8) kann die gewünschte Winkelgeschwindigkeit der Räder durch den Zusammenhang

$$\omega_i^* = \begin{cases} \frac{\dot{x}^* + \dot{X}_i(\dot{\Psi}^*)}{r \cos(\delta_i)}, & \text{mit } \dot{x}^* = v^* \cos(\Psi^*) \text{ für } \Psi^* \leq \frac{\pi}{4} \\ \frac{\dot{y}^* + \dot{Y}_i(\dot{\Psi}^*)}{r \sin(\delta_i)}, & \text{mit } \dot{y}^* = v^* \sin(\Psi^*) \text{ für } \Psi^* > \frac{\pi}{4} \end{cases}, \quad i = \{\text{FL, FR, RL, RR}\} \quad (3.10)$$

berechnet werden [INY06], [INY08].

**Bewertung des Ansatzes** Der Vorteil dieses Verfahrens liegt in der direkten Bestimmung der gesuchten Steuergrößen für eine gegebene Bewegungsanforderung aus geometrischen Zusammenhängen begründet. Jedoch wird die zentrale Annahme des schlupffreien Abrollens der Räder insbesondere bei weichem Untergrund verletzt. Des Weiteren wird die Dynamik des Rovers ebenso wie das aus dem Rad-Boden-Kontakt resultierende dynamische Verhalten nicht betrachtet. Da es sich bei dem vorliegenden Ansatz um eine Steuerung handelt, können demzufolge nicht erfasste Störungen wie z.B. Radschlupf oder Reibung nicht kompensiert werden.

### 3.3.1.2 Pfadfolge mit Schlupfreduzierung

Das von Ishigami, Nagatani und Yoshida entwickelte Verfahren zur Pfadfolge mit Schlupfreduktion versucht die Nachteile der Geometrischen Steuerung durch Erweiterungen dieses Ansatzes zu lösen. Diese können mit der Berücksichtigung des auftretenden Schlupfs, der Erweiterung des Ansatzes um ein Dynamikmodell des Rovers sowie des Entwurfs einer übergeordneten Pfadfolgeregelung und Pfadplanung in vier Teilbereiche unterteilt werden. Diese werden im Folgenden vorgestellt.

**Berücksichtigung des Radschlupfs** Zusätzlich zu dem in Abbildung 3.3 dargestellten Modell des Rovers wird der an den Rädern auftretende Querschlupf und der Schwimmwinkel  $\beta$  berücksichtigt. Der Querschlupf kann analog zum Schwimmwinkel im jeweiligen Radkoordinatensystem  $\Sigma_i$  durch den Zusammenhang

$$\beta_i = \text{atan} \left( \frac{\dot{y}_i}{\dot{x}_i} \right), \quad i = \{\text{FL}, \text{FR}, \text{RL}, \text{RR}\} \quad (3.11)$$

angegeben werden. Die Berechnung der zu einer Bewegungsanforderung  $\mathbf{x}^*$  zugehörigen Stellgröße erfolgt unter Inklusion der beiden Winkel analog zu Abschnitt 3.3.1.1. Zur Kompensation des Längsschlupfs an den Rädern erfolgt eine Modifikation der berechneten Winkelgeschwindigkeiten der Räder gemäß der Gleichung

$$\tilde{\omega}_i^* = \frac{\omega_i^*}{1 - (s_{\text{ref}} - s_i)}, \quad i = \{\text{FL}, \text{FR}, \text{RL}, \text{RR}\}. \quad (3.12)$$

In dieser bezeichnet  $s_i$  den auftretenden Schlupf am i-ten Rad und  $s_{\text{ref}}$  einen frei wählbaren Referenzschlupf. Ersterer wird durch nachfolgende Gleichung berechnet:

$$s_i = \begin{cases} \frac{r\omega_i - v_{i,x}}{r\omega_i}, & r\omega_i > v_{i,x} : \text{driving} \\ \frac{r\omega_i - v_{i,x}}{v_{i,x}}, & r\omega_i < v_{i,x} : \text{braking} \end{cases}, \quad i = \{\text{FL}, \text{FR}, \text{RL}, \text{RR}\}. \quad (3.13)$$

**Dynamisches Modell** Das dynamische Verhalten des Rovers mit  $n_l$  Gelenken und  $n_w$  Rädern wird durch die allgemeine Bewegungsgleichung für Fahrzeuge gemäß

$$\mathbf{H} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{v}}_0 \\ \dot{\boldsymbol{\omega}}_0 \\ \ddot{\mathbf{q}} \end{bmatrix} + \mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}_0 \\ \mathbf{N}_0 \\ \boldsymbol{\tau} \end{bmatrix} + \mathbf{J}^\top \begin{bmatrix} \mathbf{F}_e \\ \mathbf{N}_e \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

beschrieben. In dieser bezeichnen  $\mathbf{H} \in \mathbb{R}^{(n_l+6) \times (n_v+6)}$  die Massenmatrix,  $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{(n_l+6) \times (n_l+6)}$  die Coriolismatrix und  $\mathbf{J} \in \mathbb{R}^{n_w \times (n_l+6)}$  die Jacobimatrix.

Des Weiteren repräsentieren  $\mathbf{v}_0 \in \mathbb{R}^{3 \times 1}$  und  $\boldsymbol{\omega}_0 \in \mathbb{R}^{3 \times 1}$  die translatorische und rotatorische Geschwindigkeit des Bodys des Rovers,  $\mathbf{q} \in \mathbb{R}^{n_l \times 1}$  die generalisierten Koordinaten des Systems,  $\mathbf{F}_0 \in \mathbb{R}^{3 \times 1}$  und  $\mathbf{N}_0 \in \mathbb{R}^{3 \times 1}$  die am Body sowie  $\mathbf{F}_e \in \mathbb{R}^{3n_w \times 1}$  und  $\mathbf{F}_c \in \mathbb{R}^{3n_w \times 1}$  die an den Rädern des Rovers angreifenden Kräfte und Momente [INY06]. Die Berechnung der externen Kräfte und Momente erfolgt durch die Modellierung des Verhaltens des Rad-Boden-Kontakts durch ein entsprechendes Terramechanikmodell. Für weitere detaillierte Informationen zu diesem Modell sei auf die Veröffentlichung [IY05] der Autoren verwiesen.

**Pfadfolge** Das Prinzip der Pfadfolge im vorliegenden Ansatz wird durch Abbildung 3.4 illustriert. In dieser wird die aktuelle Position des Rovers durch dessen Schwerpunkt  $S_R = [S_{R,x} \ S_{R,y}]^T$  angegeben. Weiterhin sind der Gierwinkel  $\Psi$ , der Schwimmwinkel  $\beta$  und die Gierrate  $\dot{\Psi}$  neben dem Koordinatensystem  $\Sigma_b$  und der translatorischen Geschwindigkeit  $\mathbf{v}$  in der Grafik vermerkt. Darüber hinaus bezeichnet die gewünschte Gierrate  $\dot{\Psi}^*$  den Winkel zwischen der x-Achse des Koordinatensystems  $\Sigma_w$  und der Tangente an den Pfad. Der Punkt  $P_d$  repräsentiert die Projektion des Schwerpunktes  $S_R$  auf dem gegebenen Pfad, der Abstand beider Punkte hat eine Länge  $l_e$ . Dieser kann als Abstandsfehler aufgefasst werden. Des Weiteren bezeichnet  $s$  den kurvenförmigen Abstand zwischen einem initialen Punkt und dem Punkt  $P_d$  entlang des Pfades. Der Orientierungsfehler  $\Psi_e$  kann durch den Zusammenhang  $\Psi_e = \Psi - \Psi^*$  angegeben werden.

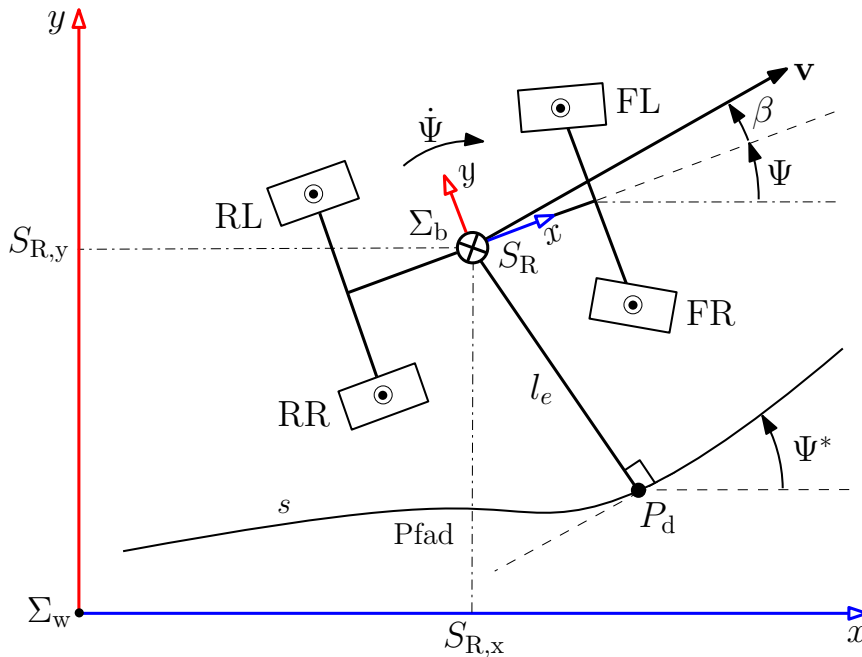


Abbildung 3.4: Grafische Illustration der Pfadfolge, angelehnt an [INY06].



Mit den Zuständen  $s$ ,  $l_e$  und  $\Psi_e$  können die Zustandsgleichungen

$$\left. \begin{aligned} \dot{s} &= \frac{v \cos(\Psi_e + \beta)}{1 - \rho l_e} \\ \dot{l}_e &= v \sin(\Psi_e) \\ \dot{\Psi}_e &= \dot{\Psi} - \frac{\rho v \cos(\Psi_e + \beta)}{1 - \rho l_e} \end{aligned} \right\} \quad (3.15)$$

formuliert werden. Der Rover befindet sich exakt auf dem Pfad, wenn die Bedingungen  $l_e = 0$ ,  $\Psi_e = 0$  und  $\beta = 0$  erfüllt sind. Zur Realisierung dieses Ziels werden für die Steuergröße  $\dot{\Psi}^*$  zwei getrennte Regelgesetze angewandt [INY06]. Für diese wird die Annahme  $v_0 \neq 0$  getroffen. Das Regelgesetz der Pfadfolgeregelung wird mit Reglerverstärkungen  $k_1$ ,  $k_2$  und  $k_3$  zu

$$u_p = -k_1 v_0 l_e - k_2 |v_0| \Psi_e - k_3 |v_0| \dot{\Psi}_e \quad (3.16)$$

gewählt. Darüber hinaus wird mit den Verstärkungen  $k_4$ ,  $k_5$  und  $k_6$  das Regelgesetz

$$u_\beta = k_4 \beta - k_5 |v_0| \Psi_e - k_6 |v_0| \dot{\Psi}_e \quad (3.17)$$

zur Kompensation des Seitschlupfs gewählt. Die zentrale Idee des Ansatzes ist die Aufteilung dieser beiden Regelgesetze auf die Räder des Rovers gemäß der Gleichung

$$\Psi^* = \begin{cases} u_p : -k_1 v_0 l_e - k_2 |v_0| \Psi_e - k_3 |v_0| \dot{\Psi}_e, & \text{für } \{\text{FL}, \text{FR}\} \\ u_\beta : k_4 \beta - k_5 |v_0| \Psi_e - k_6 |v_0| \dot{\Psi}_e, & \text{für } \{\text{RL}, \text{RR}\} \end{cases} \quad (3.18)$$

Die Bewegungsanforderung kann somit durch den Zusammenhang

$$\dot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \dot{x}^* & \dot{y}^* & \dot{\Psi}^* \end{bmatrix}^\top = \begin{bmatrix} v^* \cos(\Psi^*) & v^* \sin(\Psi^*) & \dot{\Psi}^* \end{bmatrix}^\top \quad (3.19)$$

für eine gewünschte Geschwindigkeit  $v^*$  des Rovers angegeben werden [INY08].

**Pfadplanung** In [INY07] wird der vorgestellte Ansatz um ein Modul zur Generierung eines Pfades aus einer gegebenen, aus einzelnen Knotenpunkten bestehenden Geländekarte erweitert. Diese wird vereinfachend als ideal angenommen, d.h. die einzelnen Knotenpunkte der Karte unterliegen keinen Unsicherheiten.

Die Pfadplanung besteht aus drei übergeordneten Schritten:

- 1) Pfadplanung zur Ermittlung eines Kandidatenpfades
- 2) Dynamische Simulation zum Test des Kandidatenpfades
- 3) Evaluierung des Pfades anhand der Ergebnisse der Simulation

Hierbei ist der erste Schritt der Pfadplanung von besonderem Interesse. Das Pfadplanungsproblem wird als ein „Shortest path“ - Problem aufgefasst, bei welchem die Kanten zwischen den einzelnen Knoten mit Kosten gewichtet werden. Zur Generierung dieser Kosten werden die nachfolgenden drei Kriterien berücksichtigt.

- **Rauheit des Geländes:** Je größer die Rauheit des Geländes ist, desto höher ist die Wahrscheinlichkeit des Auftretens von Schlupf an den Rädern, da in diesem Fall die Gewichtskraft des Rovers nicht gleichmäßig verteilt ist. Der Rauheitsindex  $B_i$  kann als Standardabweichung zur Höhe  $z$  und der mittleren Höhe  $\bar{z}$  in der Region  $R_i$  durch die Gleichung

$$B_i = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{R_i} (z(R_i) - \bar{z}(R_i))^2} \quad (3.20)$$

bestimmt werden. In dieser bezeichnen  $R_i$  die durch den Rover abgedeckte Bodenoberfläche und  $n$  die Anzahl der Knoten innerhalb dieser Oberfläche.

- **Pfadlänge:** Je länger der Pfad vom Startpunkt zum Zielpunkt ist, desto mehr Zeit wird für das Erreichen des Zielpunktes benötigt. Dieses Kriterium wird über die euklidische Distanz zweier Knoten  $n_i$  und  $n_j$  abgebildet:

$$L_i = |n_i - n_j| = \sqrt{(x_i - x_j)^2 + (y_i - y_j)^2 + (z_i - z_j)^2}. \quad (3.21)$$

- **Neigung des Geländes:** Je steilere Neigungen / Gefälle der Rover durchqueren muss, desto wahrscheinlicher tritt Schlupf an den Rädern auf, da die Last auf ein einzelnes Rad mit der Neigung des Geländes zunimmt. Darüber hinaus ist die Wahrscheinlichkeit für ein Umkippen des Rovers ebenfalls erhöht. Je nach Steigung oder Neigung werden zwei Winkel  $\theta_{xi}$  und  $\theta_{yi}$  aus den mittleren Steigungs- und Neigungswinkeln des Geländes in der Region  $R_i$  berechnet:

$$\theta_{xi} = \bar{\theta}_x(R_i) \quad (3.22)$$

$$\theta_{yi} = \bar{\theta}_y(R_i) \quad (3.23)$$

Eine Zielfunktion  $C(\mathbf{p})$  summiert über den gesamten Pfad von Start zum Ziel die einzelnen Kosten auf, die je nach Wunsch mit konstanten Wichtungsfaktoren versehen werden können. Auf diese Weise kann mittels des Dijkstra-Algorithmus mit einer gegebenen Karte aus den einzelnen Kandidatenpfaden der optimale Pfad von Start zu Ziel berechnet werden.

Des Weiteren wurde in [INY09] eine modellbasierte Vorsteuerung auf Basis eines charakteristischen Diagramms, dem „thrust-cornering“-Diagramm entworfen. Dieses Diagramm wird aus einem Terramechanikmodell gewonnen und beinhaltet zahlreiche Kurven für Schub- und Seitenführungskräfte für verschiedene Annahmen des auftretenden Radschlupfs. Dieses erlaubt es, geeignete Lenkmanöver zu einem zugehörigen Bewegungsablauf wie beispielsweise der Querfahrt, der Fahrt hangaufwärts oder der Fahrt hangabwärts zu bestimmen.

**Bewertung des Verfahrens** Nach einer Sichtung der in den wissenschaftlichen Veröffentlichungen angegebenen Resultate kann festgestellt werden, dass dieses Verfahren mehrere Schwächen aufweist, welche im Folgenden erläutert werden.

- Die Annahme eines bekannten Terrains, dessen Struktur keinerlei Messunsicherheiten aufweist, ist in der Praxis nicht haltbar. Darüber hinaus kann die zeitintensive Bestimmung des optimalen Pfades für ein gegebenes Terrain möglicherweise nur offline im Vorfeld eines Einsatzes erfolgen. Da die Güte des Resultats stark mit der Kenntnis des Terrains korreliert, ist bei einem nahezu unbekanntem Terrain die Eignung dieses Verfahrens zu überprüfen.
- Für den Referenzschlupfwert  $s_{\text{ref}}$  wird in den genannten Veröffentlichungen ein Wert zwischen 0.1 – 0.3 aufgeführt, da dieser sich in den praktischen Untersuchungen bewährt hat. Dieses Konzept ist allerdings bei einem unbekanntem Terrain als fragwürdig anzusehen, da weder der Radschlupf zuverlässig gemessen noch ein valider Referenzschlupfwert angegeben werden kann. In der Literatur existieren darüber hinaus lediglich Verfahren, welche visuelle Odometrie zur Kompensation des Schlupfs einsetzen. Hierbei sind insbesondere die Arbeiten von Helmick et. al. in [HCC<sup>+</sup>05] und [HRC<sup>+</sup>06] zu nennen.
- In [KKB<sup>+</sup>13] ist angeführt, dass die Verwendung eines Mehrkörpermodells wie in Gleichung (3.14) erfahrungsgemäß die Echtzeitfähigkeit des Systems gefährdet. Durch die langsame Geschwindigkeit von Roversystemen (s. Tabelle 3.1) könnte es angebracht sein, statt eines dynamischen Modells ein quasi-statisches Modell zur Beschreibung des Verhaltens des Rovers zu verwenden.

### 3.3.2 Optimierungsbasierte Ansätze

Das zentrale Merkmal der optimierungsbasierten Ansätze ist die Ausnutzung der Überaktuiertheit des Rovers zur Realisierung sekundärer Ziele wie des Energieverbrauchs oder der Erhöhung der Sicherheit des Systems. In der Literatur wurden bisher mit der Modellprädiktiven Regelung (= Model Predictive Control (MPC)), der Rough Terrain Control (RTC) und der Optimal Torque Control (OTC) drei optimierungsbasierte Verfahren für Rover erprobt, die im Folgenden vorgestellt werden. Für einen allgemeinen Überblick über die in der Literatur verwendeten optimierungsbasierten Verfahren zur sogenannten *Control Allocation* sei auf die Veröffentlichung [JF13] von Johansen und Fossen verwiesen. Die beiden letztgenannten Verfahren unterscheiden sich von MPC dahingehend, dass diese nicht vordergründig nach einer optimalen Umsetzung der gewünschten Bewegungsanforderung streben. Diese verfolgen vielmehr das Ziel, die aus dem Rad-Boden-Kontakt resultierenden Kräfte bei einer optimierungsbasierten Verteilung der Antriebsmomente zu berücksichtigen, um auf diese Weise den Schlupf an den Rädern zu reduzieren. In diesem Zusammenhang sind als weiterführende Arbeiten zu dieser Thematik die wissenschaftlichen Veröffentlichungen von Kumar et. al. und Waldron et. al. in [KW88] und [WA07] zu nennen.

#### 3.3.2.1 Modellprädiktive Regelung (MPC)

In den Veröffentlichungen von Krenn et. al. in [KGBB13] und [KKB<sup>+</sup>13] wurde eine Modellprädiktive Regelung zur Berechnung der gewünschten Steuergößen aus einer gegebenen Bewegungsanforderung verwendet. Als Rovermodell wurde ein Zweispurmodell mit starr gelagertem Aufbau gewählt (s. Abb. 3.3). Die Beschleunigung  $\mathbf{a}_R$  bzw.  $\dot{\boldsymbol{\omega}}_R$  des Schwerpunkts  $S_R$  des Rovers können durch die Gleichungssysteme

$$m_R \mathbf{a}_R = m_R \mathbf{a}_G + \sum_{i=1}^{n_w} \mathbf{F}_{i,C} \quad \text{und} \quad (3.24)$$

$$\mathbf{J}_R \dot{\boldsymbol{\omega}}_R = \sum_{i=1}^{n_w} \boldsymbol{\tau}_{i,C} + \mathbf{p}_{i,\text{Rad}} \times \mathbf{F}_{i,C} \quad (3.25)$$

angegeben werden, von denen in (3.24) die ersten beiden Gleichungen und in (3.25) die dritte Gleichung relevant sind. In diesen bezeichnen  $m_R$  und  $\mathbf{J}_R$  die Masse und den Trägheitstensor des Rovers bzgl.  $S_R$ ,  $\mathbf{p}_{i,\text{Rad}}$  die Positionen der Radreferenzsysteme bzgl.  $S_R$  und  $\mathbf{a}_G$  den Vektor der Gravitationsbeschleunigung. Die Kräfte  $\mathbf{F}_{i,C}$  und Momente  $\boldsymbol{\tau}_{i,C}$  resultieren aus dem Rad-Boden-Kontakt und sind in den jeweiligen Radreferenzsystemen angegeben. Die Berechnung dieser beiden Größen erfolgt mit

einem Terramechanikmodell nach Bekker. Des Weiteren wurden in diesem Modell die Kreismomente aufgrund der geringen Geschwindigkeit des Rovers vernachlässigt. Als Regelungsaufgabe ist ein Optimalsteuerungsproblem über einem finiten Horizont der Länge  $N$  mit Stellgrößenbegrenzung und einer gewichteten Zielfunktion zu lösen. Dieses kann mit einem linearen Ansatz allgemein wie folgt angegeben werden:

$$\begin{aligned}
 & \min_{\mathbf{u}} \sum_{i=1}^{N-1} \mathbf{W}_y \left\| \mathbf{f}(\dot{\mathbf{y}}_{t+k} - \mathbf{r}(t)) \right\|^2 + \mathbf{W}_u \left\| \mathbf{g}(\mathbf{u}_{t+k}) \right\|^2 \\
 \text{u.B.v.} \quad & \mathbf{x}_{t+k+1} = \mathbf{A}_t \mathbf{x}_{t+k} + \mathbf{B}_t \mathbf{u}_{t+k} \\
 & \mathbf{y}_{t+k} = \mathbf{C} \mathbf{x}_{t+k} \\
 & \Delta \mathbf{u}_{t+k} = \mathbf{u}_{t+k} - \mathbf{u}_{t+k-1} \\
 & \mathbf{u}_{\min} \leq \mathbf{u}_{t+k} \leq \mathbf{u}_{\max} \\
 & \Delta \mathbf{u}_{\min} \leq \Delta \mathbf{u}_{t+k} \leq \Delta \mathbf{u}_{\max} \\
 & \mathbf{x}_t = \mathbf{x}(t); \quad k = 0, \dots, N-1.
 \end{aligned} \tag{3.26}$$

Als zu präzifizierender Zustandsvektor der Gleichungen (3.24) und (3.25) wird

$$\dot{\mathbf{x}}_{\text{pre}} = \begin{bmatrix} a_x & a_y & \dot{\omega}_z \end{bmatrix}^\top \tag{3.27}$$

gewählt, weiterhin setzt sich der Vektor der optimalen Steuerfolge  $\mathbf{u}_{\text{ref}}$  aus den Sollwinkeln und den Soll Drehzahlen der  $n_w$  Räder eines Rovers

$$\mathbf{u}_{\text{ref}} = \left[ \delta_1^* \quad \delta_2^* \quad \dots \quad \delta_{n_w}^* \quad \omega_1^* \quad \omega_2^* \quad \dots \quad \omega_{n_w}^* \right]^\top. \tag{3.28}$$

Das nichtlineare Modell, bestehend aus den relevanten Gleichungen in (3.24) und (3.25) und dem Terramechanikmodell, wird in jedem Zeitschritt  $t_k$  im Arbeitspunkt linearisiert [KKB<sup>+</sup>13]. Darüber hinaus werden die Matrizen  $\mathbf{A}_t$  und  $\mathbf{B}_t$  während der Prädiktion bedingt durch den kurzen Prädiktionshorizont von  $N = 10$  vereinfachend als konstant angenommen. Somit kann das System gewissermaßen als stückweise lineares, zeitinvariantes Modell aufgefasst werden [KGBB13]. Die Zielfunktion

$$J = \mathbf{W}_y \left\| \dot{\mathbf{y}}_{\text{pre}} - \mathbf{r} \right\|^2 + \mathbf{W}_u \left\| \mathbf{u}_{\text{ref}} - \mathbf{u}_{\text{GS}} \right\|^2 \tag{3.29}$$

stellt sicher, dass zum Einen die Bewegungsanforderung  $\mathbf{r}$  am Ende des Prädiktionshorizontes am VRP mit  $\dot{\mathbf{y}}_{\text{pre}} = \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}}_{\text{pre}}$  erreicht wird und sich zum Anderen die optimale Steuerfolge  $\mathbf{u}_{\text{ref}}$  an der Lösung  $\mathbf{u}_{\text{GS}}$  der Geometrischen Steuerung orientiert

(s. Abschnitt 3.3.1.1). Der letztere Term ist notwendig, da andernfalls die Steuerfolge  $\mathbf{u}_{\text{ref}}$  langfristig zu unbrauchbaren Konfigurationen führt und der Rover manövrierunfähig wird. Eine individuelle Gewichtung der beiden Kriterien kann mit den beiden Wichtungsmatrizen  $\mathbf{W}_y \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$  und  $\mathbf{W}_u \in \mathbb{R}^{2n_w \times 2n_w}$  vorgenommen werden. Des Weiteren wurde mit den Nebenbedingungen

$$\delta_{\min} \leq \delta_{i,\text{ref}} \leq \delta_{\max}, \quad (3.30)$$

$$\dot{\delta}_{\min}(\tau_{i,\text{Lenk}}) \leq \dot{\delta}_{i,\text{ref}} \leq \dot{\delta}_{\max}(\tau_{i,\text{Lenk}}), \quad (3.31)$$

$$\omega_{\min}(\tau_{i,\text{Rad}}) \leq \omega_{i,\text{ref}} \leq \omega_{\max}(\tau_{i,\text{Rad}}), \quad \text{und} \quad (3.32)$$

$$\dot{\omega}_{\min}(\omega, \tau_{i,\text{Rad}}) \leq \dot{\omega}_{i,\text{ref}} \leq \dot{\omega}_{\max}(\omega, \tau_{i,\text{Rad}}), \quad \text{mit } i = 1, 2, \dots, n_w \quad (3.33)$$

die Lenkwinkelbeschränkungen der Lenkantriebe, die lastabhängig realisierbaren Antriebsgeschwindigkeiten der Lenk- und Radantriebe und die last- und geschwindigkeitsabhängigen realisierbaren Antriebsbeschleunigungen der Radantriebe berücksichtigt. Die Lastmomente  $\tau_{i,\text{Lenk}}$  und  $\tau_{i,\text{Rad}}$  können aus den Kontaktmomenten  $\boldsymbol{\tau}_{i,\text{C}}$  berechnet werden [KKB<sup>+</sup>13]. In [KGBB13] wurde die MPC in einem ersten Schritt anhand mehrerer Simulationen verifiziert und dessen Performance mit einer Geometrischen Steuerung ohne und mit Sensorrückführung verglichen. Als Metrik wurde mit der Referenzgeschwindigkeit  $\mathbf{v}_r(t)$  der quadratische Fehler über der Zeit (ISE)

$$\text{ISE} = \int_0^t \left[ \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} (t) - \mathbf{v}_r(t) \right]^\top \left[ \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} (t) - \mathbf{v}_r(t) \right] dt \quad (3.34)$$

gewählt. Als Fahrscenario wurde eine Hangfahrt, bestehend aus einer Hangauffahrt, einer Querfahrt zum Hang und einer Hangabfahrt, gewählt. Es konnte gezeigt werden, dass die Modellprädiktive Regelung der Geometrischen Steuerung ohne Sensorrückführung überlegen ist. Bei einer zusätzlichen Rückführung der Längs- und Quergeschwindigkeit  $\dot{x}$  und  $\dot{y}$  so wie der Gierrate  $\dot{\Psi}$  des Rovers war jedoch nur ein geringfügig besseres Verhalten erkennbar [KGBB13]. Des Weiteren wurde die Robustheit des Reglers durch die Variation von Regler-, Fahrzeug- und Geländeparametern nach dem Monte-Carlo-Verfahren in einer Simulationskampagne untersucht. So konnte in [KGBB13] gezeigt werden, dass MPC gegenüber einer Veränderung von Fahrzeugparametern wie der Gesamtmasse des Fahrzeuges robust ist. Bei einer unterschiedlichen Steigung des Geländes wies das Regelungsverfahren eine zufriedenstellende Performanz auf, jedoch war eine starke Streuung des Güteindikators bei einem zunehmenden Anstieg des Geländes zu beobachten. Dies deutet auf eine Sensitivität des Reglers bzgl. dieses Parameters hin. In [KKB<sup>+</sup>13] wurden dar-

über hinaus die Auswirkungen einer Veränderung der Abtastzeit des Regelkreises von  $T_S = 0.01\text{s}$  auf bis zu  $T_S = 0.2\text{s}$  untersucht. Es konnte festgestellt werden, dass die Performanz des Verfahrens stark mit der Abtastzeit korreliert. So verschlechterte sich die Performanz der MPC bei einer größeren Schrittweite rapide. Nach den Ergebnissen in [KKB<sup>+</sup>13] und [KGBB13] zu urteilen, besitzt MPC bereits bei einer Abtastzeit von  $T_S = 0.05\text{s}$  gegenüber den nominellen  $0.01\text{s}$  lediglich die gleiche Performanz wie die Geometrische Steuerung mit Sensorrückführung. Bei einer Vergrößerung der Schrittweite auf  $0.2\text{s}$  fiel die Performanz gegenüber der alternativen Lösung um Faktor zwei zurück. Dies ist insbesondere im Hinblick auf die in [KGBB13] aufgeführten Ergebnisse bei einer praktischen Erprobung des Ansatzes als kritisch zu bewerten. Gleichwohl der Regler ein gutes Folgeverhalten bzgl. des gewünschten Pfades aufwies, mussten im Algorithmus die Anzahl der Regelgrößen von zwölf auf drei durch die zusätzliche Verwendung einer Geometrischen Steuerung reduziert werden, damit die nominelle Abtastzeit von  $T_S = 0.01\text{s}$  eingehalten werden konnte. Durch diese Maßnahme ist unter Berücksichtigung des zuvor Erläuterten zu bezweifeln, ob der Mehraufwand beim Entwurf der MPC gegenüber der Ergänzung der Geometrischen Steuerung um eine zusätzliche Rückführung gerechtfertigt ist.

**Bewertung des Verfahrens** Die Modellprädiktive Regelung kann gegenüber konventionellen kinematikbasierten Lösungsansätzen Nebenbedingungen explizit berücksichtigen und erlaubt mit der individuellen Wahl der Zielfunktion eine Optimierung der Steuerfolge nach gewünschten Kriterien. Des Weiteren werden innerhalb des Zweispurmodells in den Gleichungssystemen (3.24) und (3.25) die aus dem Rad-Boden-Kontakt resultierenden Kräfte und Momente berücksichtigt. Darüber hinaus erscheint es angebracht, die Dynamik der Fahrwerkskomponenten und die Vertikaldynamik gegenüber einem detaillierten dynamischen Modell zugunsten der Performanz des Regelkreises zu vernachlässigen. Als diskussionswürdig kann die Aufnahme der durch die Geometrischen Steuerung berechneten Steuergrößen in die Zielfunktion erachtet werden. Zwar werden durch diese Maßnahme unbrauchbare Konfigurationen der Steuergrößen vermieden, allerdings auch der Lösungsraum eingeschränkt. Darüber hinaus könnte es sich als Nachteil erweisen, dass die Lösung der Geometrischen Steuerung eine rein kinematikbasierte Lösung darstellt und somit keine durch den Rad-Boden-Kontakt resultierenden Effekte berücksichtigt. Der wesentliche Nachteil dieses rechenintensiven Verfahrens liegt allerdings in dessen Performanz begründet, die sich bei einer größeren Schrittweite deutlich verschlechtert. Die Maßnahme, die Anzahl der zu optimierenden Steuergrößen von zwölf auf drei zu reduzieren, um die nominelle Abtastzeit einzuhalten, ist in diesem Zusammenhang als kritisch einzustufen, da somit mehrere Vorteile von MPC zunehmend egalisiert werden.

### 3.3.2.2 Rough Terrain Control (RTC)

Das von Iagnemma et. al. entwickelte Verfahren der RTC verfolgt den Ansatz, die aus dem Rad-Boden-Kontakt resultierenden Kräfte innerhalb einer optimierungsbasierten Berechnung der Antriebsmomente zu berücksichtigen. Durch die geringe Geschwindigkeit der Rover (s. Tabelle 3.1) wird zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Rovers ein quasi-statisches Modell gewählt. Für dieses wird die Annahme getroffen, dass an den Kontaktpunkten  $P_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n_w$  der Räder mit dem Boden keine resultierenden Momente wirken. Weiterhin wird davon ausgegangen, dass die Gesamtmasse  $m_{\text{ges}}$  des Rovers in dessen Schwerpunkt  $S_R$  konzentriert ist. An diesem Punkt greift die Kraft  $\mathbf{F}_S$  an, die aus der Summe der angreifenden Kräfte wie beispielsweise der Gewichtskraft  $\mathbf{F}_g$  resultiert. Durch die Direktkinematik des Rovers (s. Abschnitt 2.3) können die Vektoren  $\mathbf{p}_i$  vom Schwerpunkt  $S_R$  zu den Kontaktpunkten  $P_i$  bestimmt werden. Hierfür ist es notwendig, den Kontaktwinkel  $\gamma_i$  des Rades mit dessen Untergrund zu kennen. Dieser wird durch einen Kontaktwinkelschätzer ermittelt, welcher gesondert im Folgenden vorgestellt wird. Das Kräfte- und Momentengleichgewicht des Rovers kann mit  $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{6 \times 3n_w}$ ,  $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^{3n_w \times 1}$  und  $\mathbf{b} \in \mathbb{R}^{6 \times 1}$  durch das lineare Gleichungssystem

$$\underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{I}_{3 \times 3} & \dots & \mathbf{I}_{3 \times 3} \\ \mathbf{S}(\mathbf{p}_1) & \dots & \mathbf{S}(\mathbf{p}_{n_w}) \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} \mathbf{F}_1 \\ \vdots \\ \mathbf{F}_{n_w} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}} = \underbrace{\mathbf{F}_S}_{\mathbf{b}} \quad (3.35)$$

beschrieben werden. Dieses Gleichungssystem besitzt für  $n_w$  Räder des Rovers im Allgemeinen  $3n_w$  Gleichungen und ist für den Fall  $n_w > 2$  unterbestimmt. Zur Bestimmung der resultierenden Kräfte  $\mathbf{F}_1, \dots, \mathbf{F}_{n_w}$  wird als Zielfunktion die Gleichung

$$J = RS + P(1 - S) \quad (3.36)$$

gewählt, nach der eine Lösung  $\mathbf{x}^*$  für das Gleichungssystem (3.35) optimiert wird. Die Lösung wird als optimal bezeichnet, wenn die Funktion in Gleichung (3.36) minimiert wird. Diese beinhaltet zwei zu optimierende Kriterien  $R$  und  $P$ , zwischen denen eine Schalfunktion  $S$  mit

$$S = \begin{cases} 1, & \max_i \{|\gamma_i|\} > \epsilon \\ 0, & \max_i \{|\gamma_i|\} \leq \epsilon \end{cases}, \quad i = 1, \dots, n_w \quad (3.37)$$

auf Basis der Kontaktwinkel  $\gamma_i$  und einem Schwellwert  $\epsilon$  umschaltet [ISRD01].



Sind alle Kontaktwinkel betragsmäßig nicht größer als der Schwellwert, so liegt ein flaches Terrain vor. In diesem gilt das Hauptaugenmerk dem Energieverbrauch des Systems, welcher über die Funktion

$$P = \frac{Rn^2r^2}{K_t^2} \sum_{i=1}^{n_w} F_{i,x}^2 \quad (3.38)$$

abgebildet wird. In dieser bezeichnen  $R$  den Widerstand des Motors,  $K_t$  die Drehmomentenkonstante des Motors,  $n$  die Getriebeübersetzung des Motors,  $r$  den Radius des Rades und  $F_{i,x}$  die Traktionskraft [ID04]. Wird der Schwellwert überschritten, so ist dies ein Indiz für ein schwer zu durchquerendes Terrain. In diesem soll die Traktion der Räder des Rovers auf dem Untergrund gemäß

$$R = \max_i \left\{ \frac{F_{i,x}}{F_{i,z}} \right\}, \quad i = 1, \dots, n_w \quad (3.39)$$

verbessert werden. Durch die Minimierung des maximalen Verhältnisses aus Traktionskraft  $F_{i,x}$  und Normalkraft  $F_{i,z}$  wird die Gefahr verringert, dass die Traktionskraft die maximal an die Bodenoberfläche übertragbare Scherkraft  $\tilde{F}_{x,\max}$  überschreitet, welche durch die Beziehung

$$\tilde{F}_{x,\max} = A(\zeta + \sigma_{\max} \tan(\xi)) \quad (3.40)$$

berechnet werden kann. In Gleichung (3.40) bezeichnen  $A$  die Auflagefläche des Rades,  $\zeta$  die Kohäsion,  $\sigma_{\max}$  die maximale Scherspannung der Kontaktfläche und  $\xi$  den inneren Reibwinkel [ISR01]. In [ISD02] wurde ein Verfahren zur Schätzung der Bodenparameter  $\zeta$  und  $\xi$  zur Laufzeit entwickelt. Des Weiteren muss eine Lösung  $\mathbf{x}^*$  neben dem Gleichungssystem (3.35) die nachfolgenden Nebenbedingungen erfüllen. So wird mit der Bedingung

$$F_{i,z} > 0 \quad \forall i, \quad i = 1, \dots, n_w \quad (3.41)$$

gewährleistet, dass alle Räder Kontakt mit der Oberfläche des Bodens besitzen. Des Weiteren müssen die Sättigungsgrenzen der Aktoren durch die Bedingung

$$\tau_{i,\min} \leq r_i F_{i,x} \leq \tau_{i,\max}, \quad i = 1, \dots, n_w. \quad (3.42)$$

eingehalten werden. Darüber hinaus wird durch das Kriterium

$$F_{i,x} \leq \tilde{F}_{i,\max}, \quad i = 1, \dots, n_w \quad (3.43)$$

ein Überschreiten der maximalen Scherkräfte  $\tilde{F}_{i,\max}$  verhindert, wodurch folglich ein Verformen des Bodens durch  $F_{i,x} > \tilde{F}_{i,\max}$  verhindert und als weitere Konsequenz der an den Rädern auftretende Schlupf verringert und das Einsinken des Rades reduziert wird [ID04]. Die gesuchten Traktionskräfte  $T_i$  können somit aus der Lösung eines beschränkten Optimierungsproblems bestimmt werden. Die Antriebsmomente der Räder lassen sich schließlich durch die folgende Gleichung berechnen:

$$\tau_i = r_i F_{i,x}, \quad i = 1, \dots, n_w. \quad (3.44)$$

**Schätzung der Kontaktwinkel** Zur Berechnung der Vektoren  $\mathbf{p}_i$ ,  $i = 1, \dots, n_w$  ist die Kenntnis der Rad-Boden-Kontaktwinkel  $\gamma_i$  erforderlich. Eine Messung dieser Winkel durch zusätzliche Sensoren ist in Raumfahrtanwendungen auszuschließen, da diese neben zusätzlichem Gewicht auch die Komplexität des Systems erhöhen und damit die Ausfallsicherheit reduzieren. Daher müssen diese Winkel unter Verwendung der üblichen Sensorik geschätzt werden. Bei dem in [ID00] vorgestellten Ansatz werden die beiden vereinfachenden Annahmen getroffen, dass es sich um einen festen Untergrund handelt und der Rad-Boden-Kontakt nur an einem Punkt vorhanden ist. Den Ausgangspunkt zur Bestimmung eines zugrunde liegenden Modells bildet Abbildung 3.5.

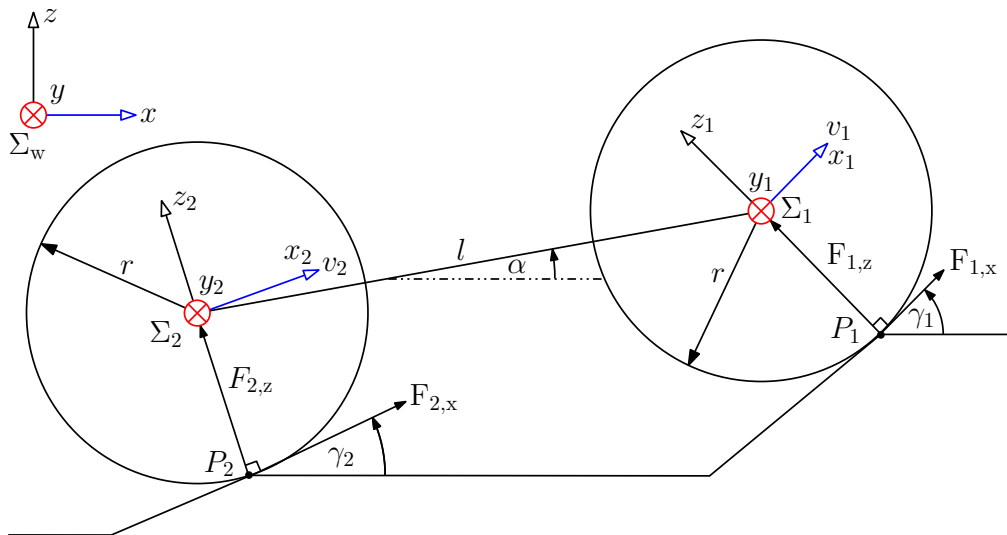


Abbildung 3.5: Grafik zur Illustration der Schätzung der Kontaktwinkel  $\gamma_i$ , angelehnt an [ID00].

In dieser bilden das Vorder- und das Hinterrad des Rovers mit dem Radius  $r$  an den Punkten  $P_1$  und  $P_2$  einen Kontakt mit dem Boden mit den Kontaktwinkeln  $\gamma_1$  und  $\gamma_2$ . Der Rover weist in der Situation in Abbildung 3.5 einen Nickwinkel  $\alpha$  auf. Des Weiteren besitzen die beiden Räder einen Abstand  $l$  und haben eine Geschwindigkeit von  $v_1$  bzw.  $v_2$ . Unter der Voraussetzung, dass sich der Radabstand  $l$  nicht verändert, können die folgenden beiden Gleichungen formuliert werden:

$$v_1 \cos(\gamma_1 - \alpha) = v_2 \cos(\gamma_2 - \alpha) \quad (3.45)$$

$$v_2 \sin(\gamma_2 - \alpha) - v_1 \sin(\gamma_1 - \alpha) = l\dot{\alpha} \quad (3.46)$$

Durch Einsetzen von Gleichung (3.46) in Gleichung (3.45) resultiert die Beziehung

$$v_1 \cos(\gamma_1 - \alpha) = \cos(\gamma_2 - \alpha) \left( \frac{l\dot{\alpha} + v_1 \sin(\gamma_1 - \alpha)}{\sin(\gamma_2 - \alpha)} \right). \quad (3.47)$$

Diese kann nach mehreren elementaren Rechenschritten in den Zusammenhang

$$v_1 = \frac{l\dot{\alpha} \cos(\gamma_2 - \alpha)}{\sin(\gamma_2 - \alpha) \cos(\gamma_1 - \alpha) - \cos(\gamma_2 - \alpha) \sin(\gamma_1 - \alpha)} \quad (3.48)$$

überführt werden. Mit den Substitutionen

$$A = \gamma_2 - \alpha \quad \text{und} \quad (3.49)$$

$$B = \gamma_1 - \alpha \quad (3.50)$$

resultiert aus Gleichung (3.47) unter Anwendung des Additionstheorems

$$\sin(A - B) = \sin(A) \cos(B) - \cos(A) \sin(B) \quad (3.51)$$

die Beziehung

$$\sin(\gamma_2 - \alpha - (\gamma_1 - \alpha)) = \frac{l\dot{\alpha}}{v_1} \cos(\gamma_2 - \alpha). \quad (3.52)$$

Mit den Definitionen

$$\theta = \gamma_2 - \alpha, \quad \beta = \alpha - \gamma_1, \quad a = \frac{l\dot{\alpha}}{v_1} \quad \text{und} \quad b = \frac{v_2}{v_1} \quad (3.53)$$

lassen sich die beiden Gleichungen (3.53) und (3.45) zu den Gleichungen

$$(b \sin(\theta) + \sin(\beta)) \cos(\theta) = a \cos(\theta) \quad \text{und} \quad (3.54)$$

$$\cos(\beta) = b \cos(\theta) \quad (3.55)$$

umschreiben. Diese können nach den beiden Kontaktwinkeln  $\gamma_1$  und  $\gamma_2$  gelöst werden:

$$\gamma_1 = \alpha - \arccos(h) \quad (3.56)$$

$$\gamma_2 = \arccos\left(\frac{h}{b}\right) + \alpha \quad \text{mit} \quad (3.57)$$

$$h = \frac{1}{2a} \sqrt{2a^2 + 2b^2 + 2a^2b^2 - a^4 - b^4 - 1}. \quad (3.58)$$

Bei dieser Lösung müssen drei Spezialfälle gesondert betrachtet werden:

- (1) **Stationärer Zustand:** Im stationären Zustand besitzen die Gleichungen (3.56) und (3.57) keine eindeutige Lösung, da für einen Rover in diesem Zustand unendlich viele Kontaktwinkelkonfigurationen möglich sind.
- (2) **Hindernis** ( $\cos(\theta) = 0$ ): Falls die Bedingung  $\cos(\theta) = 0$  erfüllt ist, verliert Gleichung (3.56) ihren Zusammenhang und es kann keine Lösung für die Kontaktwinkel gefunden werden. Diese Bedingung ist bei  $\alpha - \gamma_1 = \pm \frac{\pi}{2}$  gegeben, wenn z.B. der Rover in der Ebene auf ein Hindernis trifft. In diesem Fall ergeben sich die Gleichungen (3.45) und (3.46) mit der Annahme  $v_1 = 0$  zu

$$v_2 \cos(\gamma_2 - \alpha) = 0 \quad \text{und} \quad (3.59)$$

$$v_2 \sin(\gamma_2 - \alpha) = l\dot{\alpha}, \quad (3.60)$$

aus denen der Winkel  $\gamma_2$  mit der Beziehung

$$\gamma_2 = \alpha + \frac{\pi}{2} \text{sgn}(\dot{\alpha}) \quad (3.61)$$

bestimmt werden kann. Der Winkel  $\gamma_1$  ist in diesem Fall undefiniert.

- (3) **Identische Kontaktwinkel:** Tritt der Fall  $\gamma_1 = \gamma_2$  auf, so kann aus den Gleichungen (3.45) und (3.46) entnommen werden, dass folglich  $v_1 = v_2$  und  $\dot{\alpha} = 0$  gelten muss. Weiterhin ist die Größe  $h$  in Gleichung (3.53) nicht definiert, wodurch keine eindeutige Lösung für die beiden Kontaktwinkel angegeben werden kann. Lediglich im Fall einer Ebene mit  $\alpha = \text{const.}$  können die beiden Winkel zu  $\gamma_1 = \gamma_2 = \alpha$  angenommen werden.

Für diese drei Spezialfälle können mit der Annahme, dass das Terrain sich in Bezug auf die Abtastrate nur langsam verändert, die zuvor gültigen Lösungen der Kontaktwinkel verwendet werden. Um die Effekte von Messrauschen und Schlupf zu kompensieren, wird zur Schätzung der Kontaktwinkeln an den Rädern ein Extended Kalman Filter (EKF) mit dem Zustandsvektor  $\mathbf{x} = [\alpha \quad \dot{\alpha} \quad v_1 \quad v_2 \quad \gamma_1 \quad \gamma_2]^\top$  und dem Messvektor  $\mathbf{z} = [\alpha \quad v_1 \quad v_2]^\top$  verwendet [ID00]. Für einen detaillierten Überblick über das Verfahren sei abschließend auf [Iag01] verwiesen.

**Bewertung des Verfahrens** Ein wesentlicher Vorteil dieses Verfahrens ist die Berücksichtigung der aus dem Rad-Boden-Kontakt resultierenden Kräfte bei der optimierungsbasierten Bestimmung der Antriebsmomente. Da der Lösungsansatz auf der Kraftebene agiert, können darüber hinaus innerhalb des Gleichungssystems (3.35) im Vektor  $\mathbf{F}_S$  zusätzliche angreifende Kräfte berücksichtigt werden. Des Weiteren ist es mit dem Kontaktwinkelschätzer möglich, u.a. Anstiege bzw. Gefälle rechtzeitig zu erkennen und dementsprechend die Antriebsmomente der Räder an die neue Situation anzupassen. Bedingt durch die langsame Geschwindigkeit ist ein quasi-statisches Modell zur Beschreibung des Rovers geeignet. Als Nachteil des Verfahrens kann das Lenkkonzept Skid-Steering angesehen werden, da dieses insbesondere auf weichen Böden deutliche Nachteile aufweist. An dieser Stelle sei auf den entsprechenden Abschnitt in Gliederungspunkt 3.1 verwiesen.

### 3.3.2.3 Optimal Torque Control (OTC)

Ein weiteres optimierungsbasiertes Verfahren stellt die sogenannte „OTC“ dar. Dieses zu der Rough Terrain Control ähnliche Verfahren verfolgt das Ziel, durch eine optimale Verteilung der Antriebsmomente der Räder den Schlupf zu reduzieren und somit die Überwindung von Hindernissen zu verbessern [LKL<sup>+</sup>04]. Die Regelungsstruktur dieses Verfahrens ist in Abbildung 3.6 dargestellt. Für das Modell wurde

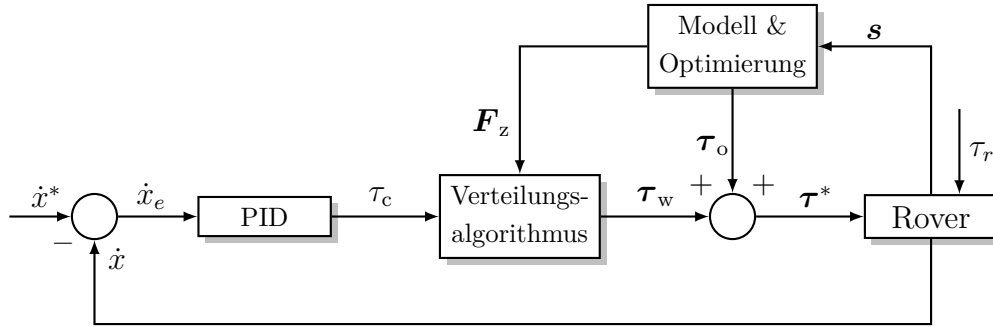


Abbildung 3.6: Übersicht über die Regelungsstruktur des Verfahrens „Optimal Torque Control“, angelehnt an [KRT<sup>+</sup>10, Figure 5].

ebenfalls ein quasi-statisches Modell gewählt, das aus einem gegebenen Zustandsvektor  $\mathbf{s}$  des Rovers die optimalen Momente  $\boldsymbol{\tau}_o$  berechnet, die zur Beibehaltung des stationären Zustands erforderlich sind. Zur Berechnung dieses Zustands kann das Kräfte- und Momentengleichgewicht mit den beiden Gleichungen

$$\sum_{i=1}^{n_w} \mathbf{F}_i = \mathbf{0} \quad \text{und} \quad \sum_{i=1}^{n_w} \boldsymbol{\tau}_i = \mathbf{0} \quad (3.62)$$

aufgestellt werden [KRT<sup>+</sup>10]. Im Unterschied zu dem Verfahren RTC werden die Rad-Boden-Kontakwinkel nicht geschätzt, sondern durch den Einsatz von taktilen Rädern gemessen [KTCS08], [KRT<sup>+</sup>10]. Zudem wird bei diesem Ansatz darauf verzichtet den Rover als Punktmasse aufzufassen. Somit wird das Gleichungssystem (3.62) für jede Komponente des Rovers aufgestellt. Der in [LKL<sup>+</sup>04] verwendete Shrimp-Rover besteht beispielsweise aus 18 Elementen, demnach ergibt sich in diesem Fall ein Gleichungssystem mit  $6 \cdot 18 = 108$  unabhängigen Gleichungen. Um die Berechnung der optimalen Momente zu beschleunigen, wurde das Gleichungssystem auf 15 relevante Gleichungen verringert [LKL<sup>+</sup>04]. Des Weiteren wird zur Reduzierung des Schlupfs in [KRT<sup>+</sup>10] ähnlich zu [RF13] die zu minimierende Zielfunktion

$$J = \sum_{i=1}^{n_w} (G_i - \bar{G})^2 \quad \text{mit} \quad G_i = \frac{F_{i,x}}{F_{i,z}} \quad \text{und} \quad \bar{G} = \frac{1}{n_w} \sum_{i=1}^{n_w} G_i \quad (3.63)$$

gewählt. Wie auch beim Verfahren RTC wird durch die Nebenbedingungen

$$F_{i,z} > 0, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad \text{und} \quad (3.64)$$

$$\tau_{i,\min} \leq rF_{i,x} \leq \tau_{i,\max}, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (3.65)$$

gewährleistet, dass alle Räder Kontakt mit dem Boden besitzen und die Lösung die Sättigungsgrenzen der Antriebsmotoren nicht verletzt. Als Optimierungsalgorithmus kommt eine komplexe Strategie bestehend aus dem Simplex-Algorithmus, einem Fixed-Point-Verfahren und einem gradientenbasierten Verfahren zum Einsatz. In einem ersten Schritt wird getestet, ob als Anfangswert eine gleichmäßige Verteilung der Antriebsmomente auf die Räder gültig ist. Ist dies der Fall, so wird dieser Anfangswert dem Fixed-Point-Verfahren zugeführt. Falls nicht, wird mit dem Simplex-Algorithmus mit der zu maximierenden Zielfunktion

$$J_S = \sum_{i=1}^{n_w} F_{i,z} \quad (3.66)$$

ein gültiger Anfangswert ermittelt. In einem zweiten Schritt wird mit der Annahme eines unbeschränkten Optimierungsproblems mit einem iterativen Fixed-Point-Verfahren unter geringem Berechnungsaufwand eine Lösung bestimmt. Erfüllt diese die Nebenbedingungen, so ist die Optimierung beendet. Andernfalls wird in einem finalen Schritt das gradientenbasierte Verfahren zur Lösung eines beschränkten Optimierungsproblems eingesetzt [LKL<sup>+</sup>04].

Um den Rover mit einer gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{x}^*$  zu bewegen wird der Regelkreis in Abbildung 3.6 um eine äußere Schleife ergänzt. Ein PID-Regler berechnet aus dem Geschwindigkeitsfehler  $\dot{x}_e$  ein Korrekturmoment  $\tau_c$ , das eine Approximation der auf den Rover wirkenden Störung in Form des Reibungsmoments  $\tau_r$  darstellt. Da die Reibungskraft im Falle Coulombscher Reibung direkt proportional zur Normalkraft ist, wird das Korrekturmoment über einen Verteilungsalgorithmus gemäß

$$\tau_{i,w} = \frac{F_{i,z}}{\bar{F}_{i,z}} \tau_c, \quad i = 1, 2, \dots, n_w, \quad \text{mit} \quad \bar{F}_{i,z} = \frac{1}{n_w} \sum_{i=1}^{n_w} F_{i,z} \quad (3.67)$$

auf die einzelnen Räder des Rovers aufgeteilt. In einem finalen Schritt werden die gewünschten Antriebsmomente  $\boldsymbol{\tau}^*$  der Räder aus der Summe der optimalen Antriebsmomente  $\boldsymbol{\tau}_o$  und der zusätzlichen Momente  $\boldsymbol{\tau}_w$  berechnet. Durch den I-Anteil des Reglers werden konstante Störungen auf das System ausgegletzt, der Regelkreis besitzt somit eine stationäre Genauigkeit. Des Weiteren sorgt der D-Anteil des Reglers dafür, nicht modellierte dynamische Effekte des Systems zu berücksichtigen und das

System zusätzlich durch eine erhöhte Dämpfung zu stabilisieren. Darüber hinaus besitzt das System durch das große Verhältnis zwischen dessen Trägheit und den Antriebsmomenten eine gewisse intrinsische Stabilität [MGT<sup>+</sup>08].

Um die Güte des Ansatzes zu überprüfen wurde dieser in [KTCS08] und [KRT<sup>+</sup>10] mit einer konventionellen Geschwindigkeitsregelung verglichen. In [KTCS08] wurden drei Simulationen auf einem rauen Terrain mit verschiedenen Reibungskoeffizienten  $\mu = \{0.4, 0.5, 0.6\}$  durchgeführt. Als Metrik wurde der akkumulierte Schlupf gewählt, welcher sich aus der Differenz der von den Rädern zurückgelegten Strecke und Länge der Wegstrecke ergibt. Es konnte gezeigt werden, dass das entwickelte Verfahren gegenüber einer konventionellen Geschwindigkeitsregelung den Schlupf bei  $\mu = 0.4$  um bis zu 42% reduziert. Dieser sank bei  $\mu = 0.6$  auf 23%. Diese Ergebnisse wurden durch praktische Tests in [KRT<sup>+</sup>10] bestätigt. Während beide Ansätze bei einem unkritischen Reibungskoeffizienten von  $\mu = 0.75$  als gleichwertig anzusehen sind, konnte der entwickelte Ansatz bei  $\mu = 0.35$  den Schlupf im Vergleich zur Geschwindigkeitsregelung um ca. 38% reduzieren. Darüber hinaus wurde als weiteres Vergleichskriterium das durchschnittliche Antriebsmoment der Räder über die gesamte Wegstrecke gewählt. Dieses war in allen drei durchgeführten Tests für  $\mu = \{0.75, 0.55, 0.35\}$  bei der Verwendung der entwickelten Ansatzes deutlich geringer, woraus folglich ein geringerer Energieverbrauch und ein sichereres Fahrverhalten resultiert [KRT<sup>+</sup>10].

**Bewertung des Verfahrens** Der wesentliche Vorteil dieses Verfahren liegt wie schon zuvor bei RTC in dessen Berücksichtigung der durch Rad-Boden-Kontakt resultierenden Kräfte bei der optimierungsbasierten Bestimmung der Antriebsmomente. Des Weiteren wird es durch die äußere Schleife des Regelkreises ermöglicht, eine gewünschte Geschwindigkeit  $\dot{x}^*$  einzuregeln, wobei ein zusätzlicher I-Anteil des Reglers konstante Störungen kompensiert und ein D-Anteil das Einschwingverhalten des Systems verbessert. Die umfangreichen simulativen und praktischen Untersuchungen legen den Schluss nahe, dass sich dieses Verfahren in Bezug auf die Reduzierung des Radschlupfs gegenüber den konventionellen kinematikbasierten Verfahren als überlegen erweisen könnte. Als Nachteil kann auch wie bei RTC die Verwendung von Skid-Steering als Lenkkonzept angesehen werden, welches insbesondere bei weichen Böden mehrere Nachteile besitzt. Diesbezüglich sei auf Abschnitt 3.1 verwiesen.



### 3.4 Bewertung der Ansätze

Um wesentliche Elemente der zu entwerfenden Gesamtfahrzeugregelung zu verdeutlichen, wurden die zuvor erläuterten Verfahren bezüglich der in Abschnitt 1.2 formulierten Entwurfskriterien bewertet. Die Ergebnisse dieser Bewertung sind in Tabelle 3.2 aufgeführt. Es kann zunächst festgestellt werden, dass alle genannten Verfahren die Anforderung der Generalisierbarkeit sehr gut erfüllen. Die Geometrische Steuerung (GS) schneidet in Bezug auf die Kriterien der Berücksichtigung terramechanischer Zusammenhänge, der Ausnutzung der Überaktuiertheit des Systems und der Robustheit am schlechtesten ab und wird daher bei dem Entwurf der Gesamtfahrzeugregelung nicht berücksichtigt. Des Weiteren stellen unbekannte Terrains das Konzept der Pfadfolgeregelung mit Schlupfreaktion (PF) vor Probleme, da für diese für eine zufriedenstellende Regelgüte ein Schlupfpreferenzwert zur Laufzeit geschätzt werden muss. Somit besitzt das Verfahren eine geringe Robustheit und wird ebenfalls im weiteren Entwurfsprozess nicht betrachtet. Darüber hinaus führte eine Vergrößerung der Schrittweite bei der Modellprädiktiven Regelung (MPC) zu einer starken Beeinträchtigung der Regelgüte des Verfahrens [KKB<sup>+</sup>13]. Da eine Einhaltung der nominellen Abtastzeit nur durch eine deutliche Reduktion der Anzahl der zu optimierenden Steuergrößen gewährleistet werden konnte, wird dieser Lösungsansatz im Entwurfsprozess bedingt durch dessen mangelhafte Performanz ebenfalls ausgeschlossen. Somit wurden als Grundlage für die Gesamtfahrzeugregelung die Verfahren RTC und OTC gewählt. Diese Entscheidung wird durch die Tatsache motiviert, dass beide Verfahren die aus dem Rad-Boden-Kontakt resultierenden Kräfte direkt bei der optimierungsbasierten Bestimmung der Antriebsmomente berücksichtigen.

Tabelle 3.2: Bewertung der in den Abschnitten 3.3.1 und 3.3.2 vorgestellten Ansätze nach den in Abschnitt 1.2 formulierten Entwurfskriterien. Bewertungsschlüssel: ++ : Sehr gut, + : gut, ○ : befriedigend, - : ausreichend, -- : mangelhaft

Kriterium	GS	PF	MPC	RTC	OTC
Terramechanik	--	○	++	++	++
Nutzung der Überaktuiertheit	--	○	+	+	+
Robustheit	--	-	○	○	○
Generalisierbarkeit	++	++	++	++	++
Performanz	++	++	-	+	+

Weiterhin legen die Resultate der Erprobung des Verfahrens in den Veröffentlichungen [ISRD01] und [ID04] den Schluss nahe, dass RTC gegenüber konventionellen Geschwindigkeitsregelungen den Radschlupf deutlich reduzieren und somit die Fahrsicherheit des Rovers verbessern kann.

Die positiven Eigenschaften der beiden Verfahren RTC und OTC wurden im Rahmen des Entwurfsprozesses der Gesamtfahrzeugregelung kombiniert und um fehlende Aspekte ergänzt. Zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Rovers wurde ein quasi-statisches Modell gewählt. In diesem wurde der Rover vereinfachend als Punktmasse angenommen, was aufgrund der Verteilung der Gesamtmasse im Falle des LRU-Rovers gerechtfertigt ist [WRR<sup>+</sup>15]. Des Weiteren orientiert sich die Wahl der Zielfunktion an der Berücksichtigung der aus dem Rad-Boden-Kontakt resultierenden Kräfte und Momente beider Verfahren. Darüber hinaus werden die gewählten Nebenbedingungen der beiden Ansätze berücksichtigt. Um eine gewünschte Geschwindigkeit vorgeben zu können, wurde der Regelkreis der Gesamtfahrzeugregelung wie bei der OTC um eine Rückführung der gemessenen Geschwindigkeit und einen PID-Regler ergänzt. Darüber hinaus bietet der Ansatz der Rough Terrain Control mit der Schätzung der Rad-Boden-Kontaktwinkel und einer situationsabhängigen Umschaltung der Kriterien der Zielfunktion zwei weitere wesentliche Aspekte, die in weiterführenden Arbeiten in die Gesamtfahrzeugregelung einfließen sollten.

In der vorliegenden Arbeit wurde es jedoch als zunächst wichtiger erachtet, das gemeinsame Lenkkonzept der beiden Verfahren zu überarbeiten. Diese Entscheidung wird durch die Tatsache motiviert, dass es nicht ratsam wäre nur einen Teil des Potentials der Überaktuiertheit des Rovers zu nutzen und des Weiteren den Rover durch die bekannten Nachteile des Skid-Steering beim Durchqueren von weichen Böden unnötig zu gefährden (s. Abschnitt 3.1). Da in der Literatur bei kraftbasierten Ansätzen wie RTC und OTC keine alternativen Lenkkonzepte zu Skid-Steering genannt werden, wurde für die Gesamtfahrzeugregelung ein neuartiges kraftbasiertes Lenkkonzept erarbeitet, welches von der Berechnung der Lenkwinkel der Geometrischen Steuerung inspiriert ist. Auf diese Weise wird eine Nutzung aller zur Verfügung stehenden Lenkaktoren durch *independent steering* (s. Paragraph Lenkkonzepte in Abschnitt 3.1) ermöglicht.

---

## 4 Gesamtfahrzeugregelung von Explorationsrovern

Dieses Kapitel bietet einen detaillierten Überblick über das Konzept und den Entwurf der Gesamtfahrzeugregelung von Explorationsrovern. Nach einer Vorstellung des modularen Aufbaus und der Funktionsweise des Regelungskonzepts widmet sich der zweite Abschnitt des Kapitels der Modellierung des LRU-Rovers. Die theoretischen Grundlagen aus Kapitel 2 werden im darauffolgenden Abschnitt anschaulich zur Bestimmung der Direkt- und Differentialkinematik des Rovers angewendet. Des Weiteren wird in Abschnitt 4.4 die Lösung des unterbestimmten Gleichungssystems thematisiert, welches sich aus dem Kräfte- und Momentengleichgewicht für  $n_w > 2$  ergibt. Die aus der Lösung resultierenden Aufstandskräfte repräsentieren den Ausgangspunkt der Berechnungen des Terramechanikmoduls des Regelkreises, welches im Anschluss an das Statikmodul erläutert wird. Die Auslegung des verwendeten PID-Reglers erfolgt in Abschnitt 4.6. Eine detaillierte Erläuterung der Berechnung der gewünschten Steuergrößen im Modul Force Allocation rundet das Kapitel ab.

### 4.1 Regelungskonzept

Die im Rahmen dieser Arbeit entworfene Gesamtfahrzeugregelung hat die Aufgabe, für eine ebene Bewegungsanforderung  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \quad \dot{y}^* \quad \dot{\Psi}^*]^\top$  der Pfadplanung die zugehörigen gewünschten Momente  $\boldsymbol{\tau}^*$  und Lenkwinkel  $\boldsymbol{\delta}^*$  der Aktoren zu berechnen. Diese beiden Steuergrößen werden von den Motorcontrollern der unterlagerten Regelkreise umgesetzt. Die Bewegungsanforderung  $\dot{\mathbf{x}}^*$  setzt sich aus einer gewünschten Längsgeschwindigkeit  $\dot{x}^*$ , einer Quergeschwindigkeit  $\dot{y}^*$  und einer Gierrate  $\dot{\Psi}^*$  zusammen. Des Weiteren wird mittels eines sogenannten „Dirty Derivative“ mit der Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{s}{sT + 1} \quad (4.1)$$

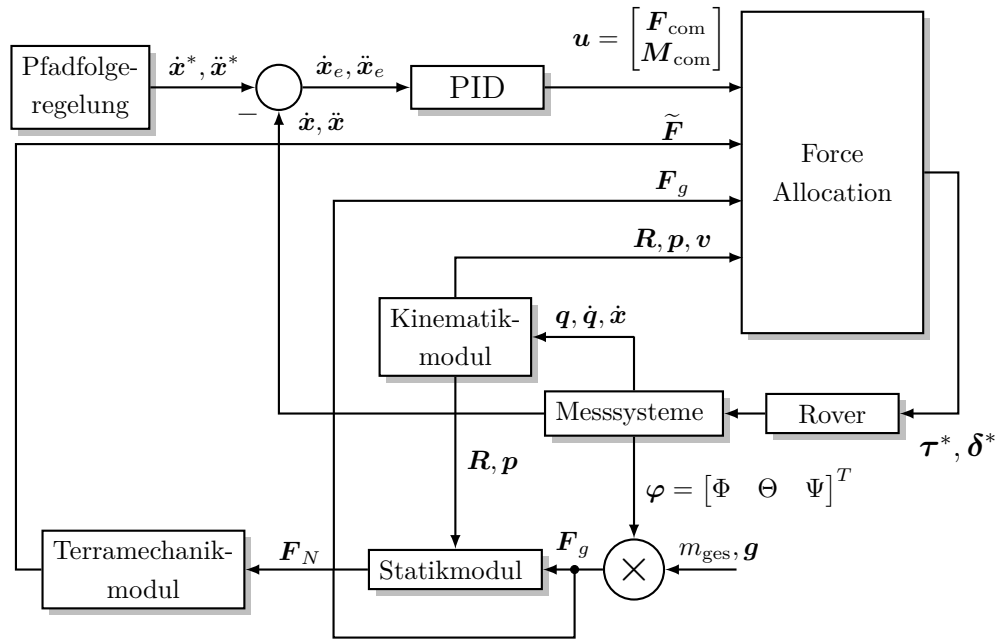


Abbildung 4.1: Übersicht über den modularen Aufbau des Regelungskonzepts

mit hinreichend kleiner Zeitkonstanten  $T$  eine zusätzliche Bewegungsanforderung  $\ddot{\mathbf{x}}^* = [\ddot{x}^* \ \ddot{y}^* \ \ddot{\Psi}^*]^T$  generiert. Diese wird aus einer gewünschten Längsbeschleunigung  $\ddot{x}^*$  einer Querbewegung  $\ddot{y}^*$  und einer Gierbeschleunigung  $\ddot{\Psi}^*$  gebildet. Es wäre wünschenswert, dass diese Anforderung zukünftig explizit durch die Pfadfolge-regelung in Bezug auf ein hinterlegtes Fahrzeugmodell unter Berücksichtigung eines gewählten Pfades  $\mathbf{x}$  vorgegeben wird. Das im Rahmen dieser Arbeit entworfene Regelungskonzept in Abbildung 4.1 besitzt einen modularen Aufbau. Der Regelkreis ist neben einem PID-Regler in die Module Kinematik, Statik, Terramechanik und Force Allocation gegliedert, deren Aufgaben im Folgenden kurz vorgestellt werden. Eine detaillierte Erläuterung dieser Module erfolgt in den Abschnitten 4.3 - 4.7.

**PID-Regler** Der PID-Regler hat die Aufgabe, aus den Fehlern  $\dot{\mathbf{x}}_e$  und  $\ddot{\mathbf{x}}_e$  basierend auf dessen Regelgesetz eine kommandierte Kraft  $\mathbf{F}_{\text{com}} = [F_{\text{com},x} \ F_{\text{com},y}]^T$  und ein kommandiertes Moment  $M_{\text{com},z}$  zu berechnen. Diese Größen werden dem Modul Force Allocation zugeführt.

**Kinematikmodul** Das Kinematikmodul berechnet aus den von den Messsystemen erfassten Werten der generalisierten Koordinaten  $\mathbf{q}$  und  $\dot{\mathbf{q}}$  sowie den gemessenen Geschwindigkeiten  $\dot{\mathbf{x}}$  die Rotationsmatrizen  $\mathbf{R}$  zwischen den lokalen Koordinatensystemen des Rovers und die Vektoren  $\mathbf{p}$ . Diese im körperfesten Koordinatensystem  $\Sigma_b$  definierten Vektoren repräsentieren die Ortsvektoren vom Schwerpunkt des Rovers zu dessen einzelnen Radmittelpunkten. Diese können gemäß Gleichung (2.10)

aus der homogenen Transformationsmatrizen  ${}^b\mathbf{T}_{w_i}$  berechnet werden und werden anschließend zusammen mit den Rotationsmatrizen an das Statikmodul und das Modul Force Allocation weitergeleitet. Das letztere Modul erhält vom Kinematikmodul darüber hinaus die translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten  $\mathbf{v} = [\mathbf{v}_{e_1} \ \boldsymbol{\omega}_{e_1} \ \mathbf{v}_{e_2} \ \boldsymbol{\omega}_{e_2} \ \dots \ \mathbf{v}_{e_n} \ \boldsymbol{\omega}_{e_n}]^\top$  aller Räder als weiteren Eingangswert.

Aus den gemessenen Winkeln  $\boldsymbol{\varphi} = [\Phi \ \Theta \ \Psi]^\top$  kann unter Verwendung von Gleichung (2.8) die Orientierung des Rovers und weiterhin unter Kenntnis der Gesamtmasse  $m_{\text{ges}}$  und des Vektors  $\mathbf{g}$  der Gravitationsbeschleunigung die auf den Rover wirkende Gewichtskraft  $\mathbf{F}_g$  ermittelt werden, die dem Statikmodul zugeführt wird.

**Statikmodul** Diese Kraft wird vom Statikmodul benötigt, um für eine gegebene Pose des Rovers, die durch die Matrizen  $\mathbf{R}$  und die Vektoren  $\mathbf{p}$  eindeutig festgelegt ist, die wirkenden Aufstandskräfte  $\mathbf{F}_N$  aller Räder an deren Radmittelpunkt zu berechnen. Diese Kräfte werden anschließend dem Terramechanikmodul zugeführt.

**Terramechanikmodul** Das Terramechanikmodul berechnet im Rahmen dieser Arbeit unter Annahme vereinfachter Zusammenhänge die maximal an die Bodenoberfläche übertragbaren Scherkräfte  $\widetilde{\mathbf{F}}$  und sendet diese dem Modul Force Allocation.

**Force Allocation** Das Modul Force Allocation berechnet aus dessen Eingangsgrößen in einem ersten Schritt die an den Rädern wirkenden Tangentialkräfte  $\mathbf{F}_i = [F_{i,x} \ F_{i,y}]^\top$ ,  $i = 1, 2, \dots, n_w$  durch das Lösen eines beschränkten Optimierungsproblems. Diese Kräfte werden anschließend zur Bestimmung der aufzubringenden Antriebsmomente  $\boldsymbol{\tau}^*$  und der zu stellenden Lenkwinkel  $\boldsymbol{\delta}^*$  genutzt.

## 4.2 Modellierung

Der in Abbildung 3.1 in Grafik 3.1b dargestellte LRU-Rover kann qualitativ durch die schematische Skizze in Abbildung 4.2 beschrieben werden. Der Schwerpunkt  $S_R$  des Bodys ist der Ursprung dessen körperfesten Koordinatensystems  $\Sigma_b$ . Für den Winkel der beiden Drehgelenke der Bogies, welche an der Vorder- und Rückseite des Rovers angebracht sind, wurden als Bezeichnungen  $\vartheta_F$  und  $\vartheta_R$  gewählt, wobei die Indizes F = FRONT und R = REAR den relativen Ort des Drehgelenks angeben. Diese und weitere eingeführte Indizes sind dem Abkürzungsverzeichnis zu entnehmen. Des Weiteren sind die Drehgelenke der Bogies mechanisch mit den Lenkaktoren der Räder verbunden. Da jedes Rad über einen separaten Lenkaktor verfügt, wurden für die Winkel der Radstellungen die Bezeichnungen  $\vartheta_{FL}$ ,  $\vartheta_{FR}$ ,  $\vartheta_{RL}$  und  $\vartheta_{RR}$  gewählt.

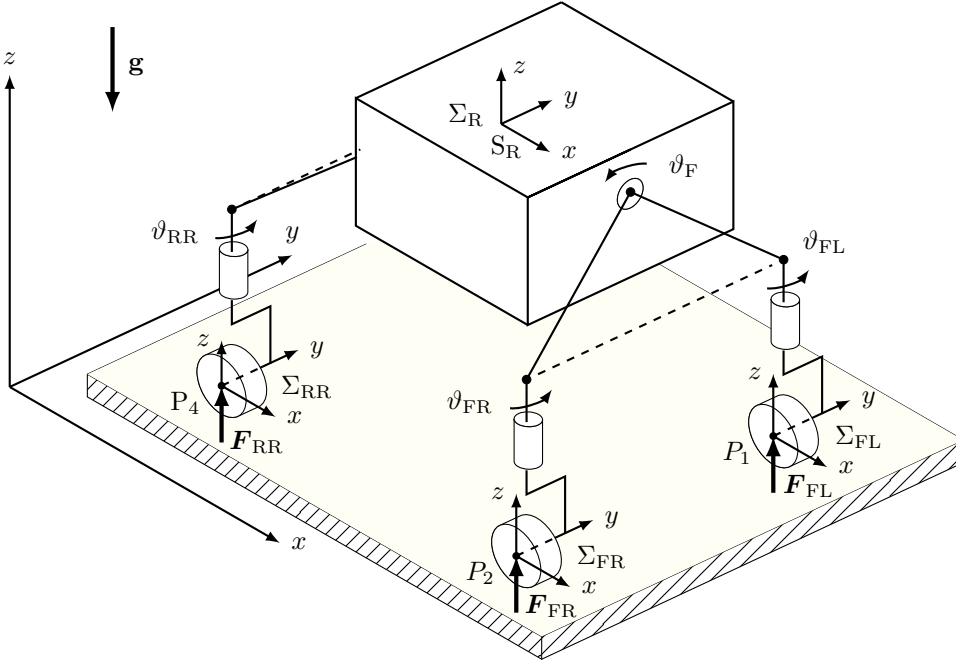


Abbildung 4.2: Schematische Skizze der Konfiguration des LRU-Rovers

Die Lenkaktoren sind wiederum über die Bogies mit den Antriebsmotoren der Räder verbunden, die sich in der Radnabe des jeweiligen Rades befinden. Darüber hinaus bezeichnen die Punkte  $P_1$  bis  $P_4$  die Radmittelpunkte der Räder. Die Aufstandskräfte  $\mathbf{F}_{FL}$ ,  $\mathbf{F}_{FR}$ ,  $\mathbf{F}_{RL}$  und  $\mathbf{F}_{RR}$  greifen an den jeweiligen Radaufstandspunkten an und sind dem Vektor  $\mathbf{g}$  der Gravitationsbeschleunigung entgegen gerichtet. Zur einfacheren Formulierung werden diese in einer quasi-statischen Betrachtung an den Radmittelpunkten freigeschnitten. Ferner sind in Abbildung 4.2 die Koordinatensysteme  $\Sigma_{FL}$ ,  $\Sigma_{FR}$ ,  $\Sigma_{RL}$  und  $\Sigma_{RR}$  der Endeffektoren in den Radmittelpunkten eingezeichnet. Als generalisierte Koordinaten des Systems wurde der Vektor

$$\mathbf{q} = \left[ x \ y \ z \ \Phi \ \Theta \ \Psi \ \vartheta_F \ \vartheta_{FL} \ \vartheta_{FR} \ \vartheta_R \ \vartheta_{RL} \ \vartheta_{RR} \right]^T \quad (4.2)$$

mit  $\mathbf{q} \in \mathbb{R}^{(6+n_l) \times 1}$ ,  $n_l \in \mathbb{R}$  gewählt. Wie bereits aus Kapitel 3 bekannt ist, kann die kinematische Struktur eines Rovers mit  $n_w$  Rädern als eine Parallelkinematik mit  $n_w$  seriellen offenen kinematischen Ketten aufgefasst werden, deren gemeinsames Glied das körperfeste Koordinatensystem  $\Sigma_b$  des Bodys des Rovers darstellt. Durch geeignete Wahl der Koordinatensysteme entlang jeder seriellen kinematischen Kette lässt sich somit für jeden Rover ein Graph erzeugen, dessen Knoten die Ursprünge der jeweiligen körperfesten Koordinatensysteme und dessen Kanten die Translation zwischen zwei benachbarten Knoten angeben. Der für den LRU-Rover durch Verwendung der D-H-Konvention erzeugte Graph ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Aus

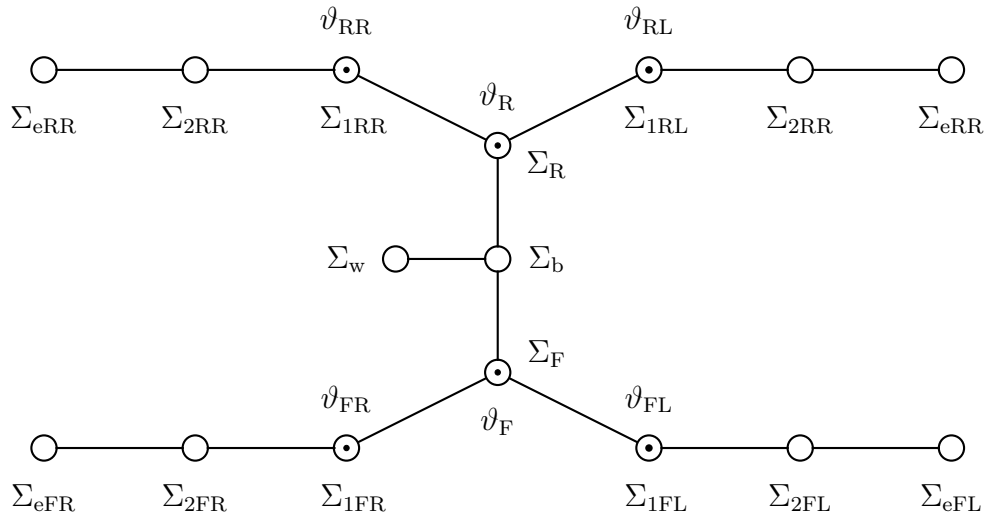


Abbildung 4.3: Durch Anwendung der Denavit-Hartenberg-Konvention erzeugte Graph des LRU-Rovers. Das Referenzkoordinatensystem ist durch die Bezeichnung  $\Sigma_w$  angegeben. Des Weiteren sind die Drehgelenke der Kinematik durch eine Markierung des Knotens gekennzeichnet.

diesem Graphen können die einzelnen seriellen kinematischen Ketten so wie deren zugehörige Koordinatensysteme abgelesen werden. Beispielsweise lautet die kinematische Kette FL  $\Sigma_b \rightarrow \Sigma_F \rightarrow \Sigma_{1FL} \rightarrow \Sigma_{2FL} \rightarrow \Sigma_{eFL}$ .

## 4.3 Kinematik

### 4.3.1 Direktkinematik

Für die vier genannten seriellen kinematischen Ketten FL, FR, RL und RR können die in Abschnitt 2.3 vorgestellten Denavit-Hartenberg-Parameter  $\vartheta_i$ ,  $d_i$ ,  $a_i$  und  $\alpha_i$  bestimmt werden. Diese werden üblicherweise wie in den Tabellen 4.1 und 4.2 dargestellt in tabellarischer Form angegeben, wobei die Zeile mit dem Eintrag des Koordinatensystems  $\Sigma_i$  diejenigen D-H-Parameter bezeichnen, die zur Beschreibung der Koordinatentransformation zwischen dem in der kinematischen Kette vorangegangenen System  $\Sigma_{i-1}$  und System  $\Sigma_i$  notwendig sind. Demnach lässt sich unter Kenntnis dieser Parameter die homogene Transformationsmatrix  ${}^{i-1}\mathbf{T}_i$  gemäß der Gleichung (2.12) bestimmen. Zur Illustration der Wahl der Koordinatensysteme so wie der Bestimmung der D-H-Parameter für die kinematischen Ketten FL und FR sei auf die technische Skizze in Abbildung 4.4 verwiesen. Die Ermittlung der D-H-Parameter für die Ketten RL und RR erfolgt analog. Darüber hinaus ist zu erwähnen, dass das in Tabelle 4.1 aufgeführte Koordinatensystem  $\Sigma_{bF}$  sowie das in Tabelle 4.2 aufgeführte Koordinatensystem  $\Sigma_{bR}$  jeweils Hilfskoordinatensysteme zur Bestimmung der homogenen Transformationsmatrizen  ${}^b\mathbf{T}_F$  und  ${}^b\mathbf{T}_R$  darstellen.

Tabelle 4.1: D-H-Parameter für die kinematischen Ketten FL und FR des LRU

Koordinatensystem	$\vartheta_i$ [rad]	$d_i$ [m]	$a_i$ [m]	$\alpha_i$ [rad]
$\Sigma_{\text{bF}}$	0	$d_0$	$a_0$	0
$\Sigma_{\text{F}}$	$\frac{\pi}{2}$	0	0	$\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{1FL}}$	$\vartheta_{\text{F}}$	$d_1$	$a_1$	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{2FL}}$	$-\frac{\pi}{2} + \vartheta_{\text{1FL}}$	$-d_2$	0	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{eFL}}$	0	0	0	$\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{1FR}}$	$\pi + \vartheta_{\text{F}}$	$d_1$	$a_1$	$\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{2FR}}$	$\frac{\pi}{2} + \vartheta_{\text{1FR}}$	$-d_2$	0	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{eFR}}$	0	0	0	$\frac{\pi}{2}$

Tabelle 4.2: D-H-Parameter für die kinematischen Ketten RL und RR des LRU

Koordinatensystem	$\vartheta_i$ [rad]	$d_i$ [m]	$a_i$ [m]	$\alpha_i$ [rad]
$\Sigma_{\text{bR}}$	0	$d_0$	$-a_0$	0
$\Sigma_{\text{R}}$	$\frac{\pi}{2}$	0	0	$\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{1RL}}$	$\vartheta_{\text{R}}$	$-d_1$	$a_1$	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{2RL}}$	$-\frac{\pi}{2} + \vartheta_{\text{RL}}$	$-d_2$	0	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{eRL}}$	0	0	0	$\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{1RR}}$	$\pi + \vartheta_{\text{R}}$	$-d_1$	$a_1$	$\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{2RR}}$	$\frac{\pi}{2} + \vartheta_{\text{RR}}$	$-d_2$	0	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{\text{eRR}}$	0	0	0	$\frac{\pi}{2}$

Um die Posen der Endeffektoren  $\tilde{\mathbf{g}} = [\mathbf{x}_{\text{FL}} \ \mathbf{x}_{\text{FR}} \ \mathbf{x}_{\text{RL}} \ \mathbf{x}_{\text{RR}}]^\top$  durch

$$\tilde{\mathbf{g}} = f(\mathbf{q}) \quad (4.3)$$

angeben zu können, müssen demnach lediglich die einzelnen homogenen Transformationsmatrizen  ${}^{i-1}\mathbf{T}_i$  der kinematischen Ketten multiplikativ verknüpft werden. So ergibt sich beispielsweise die Matrix  ${}^{\text{b}}\mathbf{T}_{\text{eFL}}$  der kinematischen Kette FL vom Effektorsystem des linken Vorderrades in das Koordinatensystem des Bodys zu



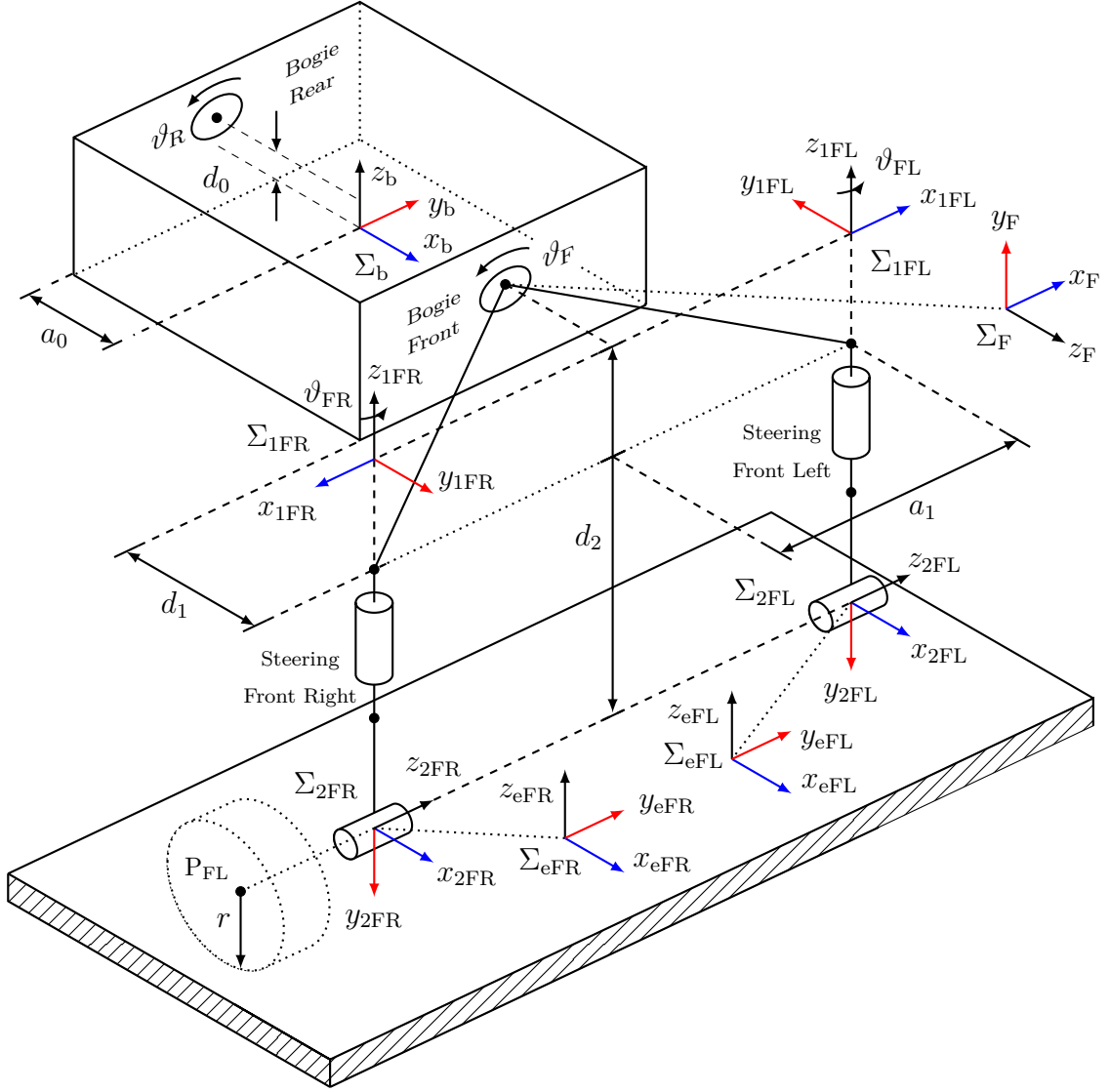


Abbildung 4.4: Technische Skizze zur Wahl der Koordinatensysteme  $\Sigma_i$  nach der Denavit-Hartenberg-Konvention so wie zur Bestimmung der D-H-Parameter  $d_i$ ,  $\vartheta_i$ ,  $a_i$  und  $\alpha_i$  für die seriellen kinematischen Ketten Front Left (FL) und Front Right (FR) des LRU-Rovers. Die x- und y-Achsen der jeweiligen Koordinatensysteme sind aus Gründen der Übersichtlichkeit farbig hervorgehoben.

$${}^b\mathbf{T}_{eFL} = {}^b\mathbf{T}_F {}^F\mathbf{T}_{1FL} {}^{1FL}\mathbf{T}_{2FL} {}^{2FL}\mathbf{T}_{eFL}. \quad (4.4)$$

Die Position und die Orientierung der Endeffektoren können aus den resultierenden Matrizen  ${}^b\mathbf{T}_{eFL}$ ,  ${}^b\mathbf{T}_{eFR}$ ,  ${}^b\mathbf{T}_{eRL}$  und  ${}^b\mathbf{T}_{eRR}$  unter Kenntnis von Gleichung (2.11) extrahiert werden. Des Weiteren kann neben der Bestimmung der Posen der Endeffektoren auf analoge Weise die Pose eines jeden Starrkörpers des Systems ermittelt werden.

### 4.3.2 Differentialkinematik

Der zentrale Punkt dieses Abschnitts ist die Bestimmung der Jacobimatrix  $\mathbf{J}$ , welche bei gegebenen Vektoren  $\mathbf{q}$  und  $\dot{\mathbf{q}}$  zur Berechnung des Geschwindigkeitsvektors

$$\mathbf{v}_e = \begin{bmatrix} v_x & v_y & v_z & \omega_x & \omega_y & \omega_z & v_{FL} & \omega_{FL} & v_{FR} & \omega_{FR} & v_{RL} & \omega_{RL} & v_{RR} & \omega_{RR} \end{bmatrix}^\top \quad (4.5)$$

gemäß der in Abschnitt 2.4 aufgeführten Gleichung (2.13) notwendig ist. Die Bestimmung der Jacobimatrix kann in zwei Abschnitte unterteilt werden. Während im ersten Abschnitt die Berechnung der linearen Geschwindigkeit  $\mathbf{v} = [v_x \ v_y \ v_z]^\top$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\boldsymbol{\omega} = [\omega_x \ \omega_y \ \omega_z]^\top$  des Rovers anhand von im Referenzsystem  $\Sigma_w$  erhobenen Messdaten thematisiert wird, wird im zweiten Abschnitt die Berechnung der Geschwindigkeiten der Endeffektoren aufgezeigt. So kann mit der in Gleichung (2.8) aufgeführten Rotationsmatrix  ${}^w\mathbf{R}_b$  die lineare Geschwindigkeit  ${}^b\mathbf{v}$  unter Anwendung von Gleichung (2.1) durch den Zusammenhang

$${}^b\mathbf{v} = {}^w\mathbf{R}_b^\top {}^w\dot{\mathbf{x}} \quad (4.6)$$

berechnet werden. Des Weiteren kann für eine Rotationsmatrix  $\mathbf{R} = \mathbf{R}_1\mathbf{R}_2\mathbf{R}_3$ ,  $\mathbf{R}_1, \mathbf{R}_2, \mathbf{R}_3 \in \mathbb{R}^{3 \times 3}$  mit den in Abschnitt 2.1 genannten Gleichungen gezeigt werden, dass eine Berechnung der Winkelgeschwindigkeit  ${}^b\boldsymbol{\omega}$  unter Kenntnis der im Referenzsystem  $\Sigma_w$  gemessenen Geschwindigkeiten  $\dot{\boldsymbol{\varphi}} = [\dot{\varphi}_1 \ \dot{\varphi}_2 \ \dot{\varphi}_3]^\top$  durch

$$\boldsymbol{\omega} = \mathbf{R}_3^\top \mathbf{R}_2^\top \mathbf{e}_1 \dot{\varphi}_1 + \mathbf{R}_3^\top \mathbf{e}_2 \dot{\varphi}_2 + \mathbf{e}_3 \dot{\varphi}_3 \quad (4.7)$$

erfolgen kann [CG12]. Die Vektoren  $\mathbf{e}_1$  bis  $\mathbf{e}_3$  repräsentieren die Einheitsvektoren der jeweiligen Koordinatenachsen. Wendet man den allgemeinen Zusammenhang in Gleichung (4.7) auf die Konvention ZYX in Abschnitt 2.2 an, so erhält man:

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\omega} &= \mathbf{R}_z^\top \mathbf{R}_y^\top \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{\Phi} + \mathbf{R}_z^\top \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \dot{\Theta} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \dot{\Psi} \\ \boldsymbol{\omega} &= \mathbf{A}\dot{\boldsymbol{\varphi}} = \begin{bmatrix} \cos(\Psi) \cos(\Theta) & \sin(\Psi) & 0 \\ -\sin(\Psi) \cos(\Theta) & \cos(\Psi) & 0 \\ \sin(\Theta) & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\Phi} \\ \dot{\Theta} \\ \dot{\Psi} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (4.8)$$

Die Bestimmung der Geschwindigkeiten der Endeffektoren soll im Folgenden ohne Beschränkung der Allgemeinheit anhand der kinematischen Kette FL erfolgen. Eine übersichtliche Darstellung zur Berechnung der linearen Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{p}}_{\text{eFL}}$  bietet Abbildung 4.5. In dieser bezeichnen die in Rot hervorgehobenen Vektoren  $\mathbf{p}_i$  die im Referenzsystem  $\Sigma_w$  definierten Vektoren, die Vektoren  $\mathbf{c}_{ij}$  sind in den jeweiligen Systemen  $\Sigma_i$  definiert. Des Weiteren wurde für die folgende Berechnung die in Abbildung 4.3 gezeigte kinematische Kette FL um ein Glied verkürzt, da wie in Grafik 4.4 illustriert die Ursprünge der beiden Systeme  $\Sigma_{2\text{FL}}$  und  $\Sigma_{\text{eFL}}$  identisch sind.

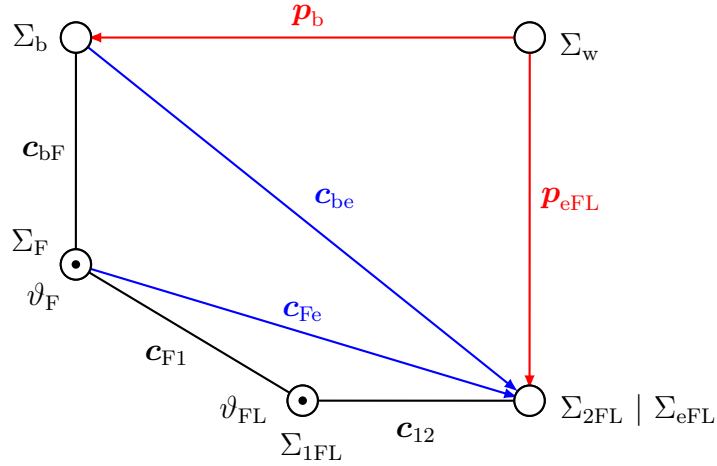


Abbildung 4.5: Skizze zur Berechnung der linearen Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{p}}_{\text{eFL}}$  der kinematischen Kette FL. Das Referenzkoordinatensystem bezeichnet  $\Sigma_w$ , das Koordinatensystem des Bodys des Rovers  $\Sigma_b$ . Die Drehgelenke der kinematischen Kette sind durch Markierungen gekennzeichnet.

Aus Abschnitt 2.1 ist bekannt, dass der Vektor  $\mathbf{p}_{\text{eFL}}$  durch den Zusammenhang

$${}^w\mathbf{p}_{\text{eFL}} = {}^w\mathbf{p}_b + {}^w\mathbf{R}_b {}^b\mathbf{c}_{be} \quad (4.9)$$

angegeben werden kann. Die zeitliche Differentiation des Ausdrucks liefert:

$$\begin{aligned} {}^w\dot{\mathbf{p}}_{\text{eFL}} &= {}^w\dot{\mathbf{p}}_b + {}^w\dot{\mathbf{R}}_b {}^b\mathbf{c}_{be} + {}^w\mathbf{R}_b {}^b\dot{\mathbf{c}}_{be} \\ {}^w\dot{\mathbf{p}}_{\text{eFL}} &= {}^w\mathbf{v}_b + \mathcal{S}({}^w\boldsymbol{\omega}_b) \underbrace{{}^w\mathbf{R}_b {}^b\mathbf{c}_{be}}_{\mathbf{r}_{be}} + {}^w\mathbf{R}_b {}^b\dot{\mathbf{c}}_{be} \\ {}^w\dot{\mathbf{p}}_{\text{eFL}} &= {}^w\mathbf{v}_b + {}^w\boldsymbol{\omega}_b \times \mathbf{r}_{be} + {}^w\mathbf{R}_b {}^b\dot{\mathbf{c}}_{be}. \end{aligned} \quad (4.10)$$

Aus der in Abbildung 4.5 dargestellten Grafik kann entnommen werden, dass der Vektor  ${}^b\mathbf{c}_{be}$  durch den Zusammenhang  ${}^b\mathbf{c}_{be} = {}^b\mathbf{c}_{bF} + {}^b\mathbf{R}_F {}^F\mathbf{c}_{Fe}$  beschrieben werden kann. Mit dieser Beziehung kann Gleichung (4.10) wie folgt vereinfacht werden:

$$\begin{aligned}
 {}^w\dot{\mathbf{p}}_{eFL} &= {}^w\mathbf{v}_b + {}^w\boldsymbol{\omega}_b \times \mathbf{r}_{be} + {}^w\mathbf{R}_b \underbrace{({}^b\dot{\mathbf{c}}_{bF})}_{=0} + {}^b\dot{\mathbf{R}}_F {}^F\mathbf{c}_{Fe} + {}^b\mathbf{R}_F {}^F\dot{\mathbf{c}}_{Fe} \\
 {}^w\dot{\mathbf{p}}_{eFL} &= {}^w\mathbf{v}_b + {}^w\boldsymbol{\omega}_b \times \mathbf{r}_{be} + {}^w\mathbf{R}_b (S({}^b\boldsymbol{\omega}_F) \underbrace{{}^b\mathbf{R}_F {}^F\mathbf{c}_{Fe}}_{\mathbf{r}_{Fe}} + {}^b\mathbf{R}_F {}^F\dot{\mathbf{c}}_{Fe}) \\
 {}^w\dot{\mathbf{p}}_{eFL} &= {}^w\mathbf{v}_b + {}^w\boldsymbol{\omega}_b \times \mathbf{r}_{be} + {}^w\boldsymbol{\omega}_F \times \mathbf{r}_{Fe} + {}^w\mathbf{R}_F {}^F\dot{\mathbf{c}}_{Fe}
 \end{aligned} \tag{4.11}$$

Mit der Beziehung  ${}^F\mathbf{c}_{Fe} = {}^F\mathbf{c}_{F1} + {}^F\mathbf{R}_{1FL} {}^{1FL}\mathbf{c}_{12}$  ergibt sich für Gleichung (4.11):

$${}^w\dot{\mathbf{p}}_{eFL} = {}^w\mathbf{v}_b + {}^w\boldsymbol{\omega}_b \times \mathbf{r}_{be} + {}^w\boldsymbol{\omega}_F \times \mathbf{r}_{Fe} + {}^w\boldsymbol{\omega}_{1FL} \times \mathbf{r}_{1FLeFL} \tag{4.12}$$

Da eine Winkelgeschwindigkeit  $\boldsymbol{\omega}$  im Falle einer Rotation um eine fixierte Achse durch das Produkt ihrer Rotationsachse  $\mathbf{z}_i = \mathbf{R}_i \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}^\top$  und dem Drehwinkel gemäß  $\boldsymbol{\omega}_i = \mathbf{z}_i \vartheta_i$  beschrieben ist [SV08], kann Gleichung (4.12) zu dem Ausdruck

$${}^w\dot{\mathbf{p}}_{eFL} = {}^w\mathbf{v}_b + {}^w\boldsymbol{\omega}_b \times \mathbf{r}_{be} + {}^w\mathbf{z}_F \dot{\vartheta}_F \times \mathbf{r}_{Fe} + {}^w\mathbf{z}_{1FL} \dot{\vartheta}_{1FL} \times \mathbf{r}_{1FLeFL} \tag{4.13}$$

umgeschrieben werden. Aus Abschnitt 2.3 ist bekannt, dass sich die Winkelgeschwindigkeit eines Punktes  $P$  aus der Summe der einzelnen Winkelgeschwindigkeiten ergibt. Demzufolge lautet die Gleichung für die Winkelgeschwindigkeit  ${}^w\boldsymbol{\omega}_{eFL}$

$${}^w\boldsymbol{\omega}_{eFL} = {}^w\boldsymbol{\omega}_b + {}^w\mathbf{R}_b {}^b\boldsymbol{\omega}_F + {}^w\mathbf{R}_F {}^F\boldsymbol{\omega}_{1FL}. \tag{4.14}$$

Diese kann mit  $\boldsymbol{\omega}_i = \mathbf{z}_i \vartheta_i$  wie Gleichung (4.12) zu der Gleichung

$${}^w\boldsymbol{\omega}_{eFL} = {}^w\boldsymbol{\omega}_b + {}^w\mathbf{z}_F \dot{\vartheta}_F + {}^w\mathbf{z}_{1FL} \dot{\vartheta}_{1FL} \tag{4.15}$$

vereinfacht werden. Aus [DNS<sup>+</sup>10] wurde in abgewandelter Form die Idee übernommen, für die Struktur des LRU-Rovers eine Matrix  $\mathbf{L} \in \mathbb{R}^{n_w \times n_l}$  anzugeben, die die Zugehörigkeit eines Drehgelenks zu einer kinematischen Kette beschreibt.

$$\mathbf{L} = \begin{array}{c} \text{FL} \\ \text{FR} \\ \text{RL} \\ \text{RR} \end{array} \begin{array}{c} \vartheta_F \quad \vartheta_{FL} \quad \vartheta_{FR} \quad \vartheta_R \quad \vartheta_{RL} \quad \vartheta_{RR} \\ \left( \begin{array}{cccccc} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 1 \end{array} \right) \end{array} \tag{4.16}$$

Die Variablen  $n_w$  und  $n_l$  bezeichnen die Anzahl der Räder bzw. die Anzahl der Drehgelenke eines Rovers. Diese in Gleichung (4.16) genannte Matrix  $\mathbf{L}$  erlaubt es, die Jacobimatrix  $\mathbf{J}_{\text{FL}}$  der kinematischen Kette FL, welche aus den beiden Jacobimatrizen  $\mathbf{J}_{\text{FL,p}}$  und  $\mathbf{J}_{\text{FL,o}}$  der Translation und der Rotation besteht, mit dem Ausdruck

$$\mathbf{J}_{\text{FL}} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{\text{FL,p}} \\ \mathbf{J}_{\text{FL,o}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{\text{BTe}} & \mathbf{J}_{\text{MTe}} \\ \mathbf{J}_{\text{BRe}} & \mathbf{J}_{\text{MRe}} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

zu beschreiben, wobei die Matrizen  $\mathbf{J}_{\text{BTe}} \in \mathbb{R}^{3 \times 6}$ ,  $\mathbf{J}_{\text{MTe}} \in \mathbb{R}^{3 \times 6}$ ,  $\mathbf{J}_{\text{MRe}} \in \mathbb{R}^{3 \times n_l}$  und  $\mathbf{J}_{\text{BRe}} \in \mathbb{R}^{3 \times n_l}$  durch die Zusammenhänge

$$\mathbf{J}_{\text{BTe}} = \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{3 \times 3} & \mathbf{S}(\mathbf{r}_{\text{be}})^\top \end{bmatrix}, \quad (4.18)$$

$$\mathbf{J}_{\text{MTe}} = \begin{bmatrix} \mathbf{L}_{11} \mathbf{S}({}^w \mathbf{z}_{\text{F}}) \mathbf{r}_{\text{Fe}} & \mathbf{L}_{12} \mathbf{S}({}^w \mathbf{z}_{1\text{FL}}) \mathbf{r}_{1\text{FLeFL}} & \dots & \mathbf{L}_{16} \mathbf{S}({}^w \mathbf{z}_{1\text{RR}}) \mathbf{r}_{1\text{RReRR}} \end{bmatrix}, \quad (4.19)$$

$$\mathbf{J}_{\text{BRe}} = \begin{bmatrix} \mathbf{0}_{3 \times 3} & \mathbf{I}_{3 \times 3} \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad (4.20)$$

$$\mathbf{J}_{\text{MRe}} = \begin{bmatrix} \mathbf{L}_{11} {}^w \mathbf{z}_{\text{F}} & \mathbf{L}_{12} {}^w \mathbf{z}_{1\text{FL}} & \dots & \mathbf{L}_{15} {}^w \mathbf{z}_{1\text{RL}} & \mathbf{L}_{16} {}^w \mathbf{z}_{1\text{RR}} \end{bmatrix} \quad (4.21)$$

gegeben sind. Die Einträge der in den Gleichungen (4.18) - (4.21) aufgeführten Matrizen können aus den zuvor in Abschnitt 4.3.1 ermittelten homogenen Transformationsmatrizen durch Anwendung der Gleichungen (2.10) und (2.11) bestimmt werden. Des Weiteren können die Jacobimatrizen  $\mathbf{J}_{\text{FR}}$ ,  $\mathbf{J}_{\text{RL}}$  und  $\mathbf{J}_{\text{RR}}$  der restlichen kinematischen Ketten des LRU-Rovers analog zu dem vorgestellten Schemata ermittelt werden. Die Jacobimatrix  $\mathbf{J}$  des Gesamtsystems setzt sich folglich aus den Jacobimatrizen der einzelnen kinematischen Ketten gemäß

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \mathbf{J}_{\text{FL}} & \mathbf{J}_{\text{FR}} & \mathbf{J}_{\text{RL}} & \mathbf{J}_{\text{RR}} \end{bmatrix}^\top \quad (4.22)$$

zusammen. Somit kann der Geschwindigkeitsvektor  $\mathbf{v}_e$  bei gegebenen Vektoren  $\mathbf{q}$  und  $\dot{\mathbf{q}}$  durch den Zusammenhang

$$\mathbf{v}_e = \mathbf{J}(\mathbf{q}) \dot{\mathbf{q}} \quad (4.23)$$

berechnet werden. Um translatorische und rotatorische Geschwindigkeiten des Geschwindigkeitsvektors  $\mathbf{v}_e$  in anderen Koordinatensystemen als dem Referenzkoordinatensystem  $\Sigma_b$  darzustellen, können unter anderem die beiden Gleichungen (4.6) und (4.8) angewendet werden.

## 4.4 Statik

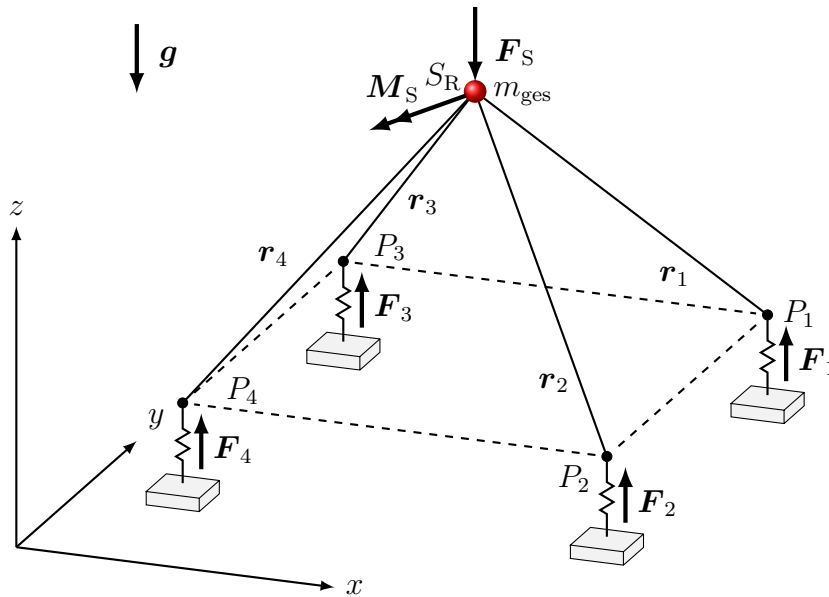


Abbildung 4.6: Skizze zur Bestimmung der Aufstandskräfte  $\mathbf{F}_i$ . Die Gesamtmasse  $m_{\text{ges}}$  des Rovers ist am Schwerpunkt  $S_R$  des Bodys konzentriert und an den Radmittelpunkten  $P_1 - P_4$  über Federn am Boden aufgehängt. Die Vektoren  $\mathbf{r}_i$  bezeichnen die Ortsvektoren der Angriffspunkte  $P_i$  der Kräfte  $\mathbf{F}_i$ .

Wie bereits aus der Vorstellung des Regelungskonzepts in Kapitel 4.1 bekannt ist, hat das Statikmodul die Aufgabe, für eine gegebene statische Konfiguration des Rovers die Aufstandskräfte  $\mathbf{F}_i$  zu bestimmen. Den Ausgangspunkt der Überlegungen repräsentiert Abbildung 4.2. In Abschnitt 3.3.2.2 wurde erläutert, dass unter der Annahme, dass die Gesamtmasse  $m_{\text{ges}}$  des Rovers im Schwerpunkt des Bodys konzentriert ist, sich nach der Bestimmung des Kräfte- und Momentengleichgewichts ein statisch überbestimmtes Problem ergibt. Dies wird in der Regel unter der Anwendung von optimierungsbasierten Methoden gelöst. Da diese Lösungsansätze sehr zeitintensiv sind, wird im Rahmen dieser Arbeit ein in [KKB<sup>+</sup>13] erwähnter Ansatz angewendet, der die Bestimmung der Aufstandskräfte durch Anwendung des d’Alembertschen Prinzips unter Zuhilfenahme virtueller Verschiebungen erlaubt. Die zentrale Idee des Ansatzes wird in Abbildung 4.6 illustriert. Es wird die Annahme getroffen, dass die Gesamtmasse  $m_{\text{ges}}$  des Rovers, die im Schwerpunkt  $S_R$  des Bodys konzentriert ist, an den Radmittelpunkten  $P_1$  bis  $P_4$  über Federn mit einer bekannten Federkonstanten  $c_{\text{lin}}$  am Boden aufgehängt ist. Mit dieser Annahme wird die statische Unbestimmtheit des Problems aufgehoben,

wodurch sich die Aufstandskräfte  $\mathbf{F}_i$  als Lösung eines linearen Gleichungssystems ergeben. Zur Ermittlung dieses Gleichungssystems werden die im Folgenden genannten Annahmen getroffen. So werden alle am Rover wirkenden externen Kräfte und Momente, wie in Abbildung 4.6 dargestellt, zu einer resultierenden externen Kraft  $\mathbf{F}_S$  und einem externen Moment  $\mathbf{M}_S$  zusammengefasst, die beide im Schwerpunkt  $S_R$  des Rovers angreifen. Zudem wird angenommen, dass die Federkonstante  $c_{\text{lin}}$  sehr hoch ist, wodurch sich diese bei Belastung durch die Gewichtskraft  $\mathbf{F}_g$  des Rovers im eingeschwungenen Zustand lediglich um einen geringen Weg  $\delta\mathbf{x}$  verformt. Des Weiteren wird ausgeschlossen, dass an den Aufhängepunkten  $P_1$  bis  $P_4$  Zwangsmomente wirken, wodurch der Zusammenhang

$$\mathbf{M}_1 = \mathbf{M}_2 = \mathbf{M}_3 = \mathbf{M}_4 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}^\top \quad (4.24)$$

resultiert. Der Rover verbleibt in Ruhe, wenn alle angreifenden Kräfte eine Gleichgewichtsgruppe bilden. Hierfür müssen die beiden Gleichungen

$$\sum_{i=1}^{n_w} \mathbf{F}_i = \mathbf{F}_S + \mathbf{F}_1 + \mathbf{F}_2 + \mathbf{F}_3 + \mathbf{F}_4 = \mathbf{0} \quad (4.25)$$

$$\sum_{i=1}^{n_w} \mathbf{M}_i = \mathbf{M}_S + \mathbf{r}_1 \times \mathbf{F}_1 + \mathbf{r}_2 \times \mathbf{F}_2 + \mathbf{r}_3 \times \mathbf{F}_3 + \mathbf{r}_4 \times \mathbf{F}_4 = \mathbf{0} \quad (4.26)$$

erfüllt sein. In diesen repräsentieren die Vektoren  $\mathbf{r}_i$  die Ortsvektoren der Angriffspunkte  $P_i$  der Kräfte  $\mathbf{F}_i$  bzgl.  $S_R$ . Diese können aus den in Abschnitt 4.3.1 berechneten homogenen Transformationsmatrizen  ${}^i\mathbf{T}_j$  bestimmt werden. Die Kräfte  $\mathbf{F}_i$  sind durch die Gleichung

$$\mathbf{F}_i = -c_{\text{lin}}\delta\mathbf{x}_i \quad (4.27)$$

definiert, wobei der Federweg  $\delta\mathbf{x}_i$  im eingeschwungenen Zustand aus einer Verschiebung  $\delta\mathbf{x}_S$  und einer Verdrehung  $\delta\phi_S$  um den Schwerpunkt  $S_R$  des Bodys resultiert. Somit ergibt sich für Gleichung (4.27) der Ausdruck

$$\mathbf{F}_i = -c_{\text{lin}}(\delta\mathbf{x}_S + \delta\phi_S \times \mathbf{r}_i). \quad (4.28)$$

Die Verschiebung  $\delta\mathbf{x}_S$  und die Verdrehung  $\delta\phi_S$  seien hierbei als ausreichend klein angenommen, so dass das Kreuzprodukt in Gleichung (4.28) aufgrund einer Kleinwinkelnäherung gültig ist. Setzt man den in Gleichung (4.28) genannten Zusammenhang in die Gleichungen (4.25) und (4.26) ein, erhält man für das Kräfte- und Momentengleichgewicht folgende Zusammenhänge:

$$\mathbf{F}_S - \sum_{i=1}^4 c_{\text{lin}} (\delta \mathbf{x}_S + \delta \phi_S \times \mathbf{r}_i) = \mathbf{0} \quad (4.29)$$

$$\mathbf{M}_S - \sum_{i=1}^4 \mathbf{r}_i \times c_{\text{lin}} (\delta \mathbf{x}_S + \phi_S \times \mathbf{r}_i) = \mathbf{0} \quad (4.30)$$

Die beiden Gleichungen (4.29) und (4.30) können durch das Umformulieren der enthaltenen Kreuzprodukte in die beiden Ausdrücke

$$\mathbf{F}_S - 4c_{\text{lin}} \delta \mathbf{x}_S - c_{\text{lin}} \left( \delta \phi_S \times \sum_{i=1}^4 \mathbf{r}_i \right) = \mathbf{0} \quad (4.31)$$

und

$$\mathbf{M}_S - c_{\text{lin}} \left( \sum_{i=1}^4 \mathbf{r}_i \times \delta \mathbf{x}_S + \sum_{i=1}^4 \langle \mathbf{r}_i, \mathbf{r}_i \rangle \delta \phi_S - \sum_{i=1}^4 \langle \mathbf{r}_i, \delta \phi_S \rangle \mathbf{r}_i \right) = \mathbf{0} \quad (4.32)$$

überführt werden. Diese beiden Gleichungen können mit dem Zusammenhang

$$\mathbf{r}_{\text{sum}} = \sum_{i=1}^4 \mathbf{r}_i \quad (4.33)$$

in ein lineares Gleichungssystem der Form  $\mathbf{A}\mathbf{x} = \mathbf{b}$  gebracht werden:

$$\begin{bmatrix} 4\mathbf{I} & -\mathbf{S}(\mathbf{r}_{\text{sum}}) \\ \mathbf{S}(\mathbf{r}_{\text{sum}}) & k\mathbf{I} - \sum_{i=1}^4 \begin{pmatrix} r_{i,xx} & r_{i,xy} & r_{i,xz} \\ r_{i,xy} & r_{i,yy} & r_{i,yz} \\ r_{i,xz} & r_{i,yz} & r_{i,zz} \end{pmatrix} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta \mathbf{x}_S \\ \delta \phi_S \end{bmatrix} = \frac{1}{c_{\text{lin}}} \begin{bmatrix} \mathbf{F}_S \\ \mathbf{M}_S \end{bmatrix}, \quad (4.34)$$

$$k = \sum_{i=1}^4 r_{i,xx} + r_{i,yy} + r_{i,zz}, \quad r_{i,kl} = r_{i,k} \cdot r_{i,l}, \quad k, l \in \{x, y, z\}$$

Nach Bestimmung der Variablen  $\delta \mathbf{x}_S$  und  $\delta \phi_S$  aus dem Gleichungssystem (4.34) können die gesuchten Aufstandskräfte  $\mathbf{F}_i$ ,  $i = \{1, 2, 3, 4\}$  durch Gleichung (4.28) bestimmt werden. Das Verfahren ist generisch, da es allgemein parametrisiert auf beliebig viele Räder bzw. Aufhängungspunkte angewendet werden kann.



## 4.5 Terramechanik

Da das Themengebiet der Terramechanik kein Bestandteil der vorliegenden Arbeit ist, sind die in diesem Modul vorgenommenen Implementierungen als Provisorium anzusehen. Diese sollen in weiterführenden Arbeiten durch umfangreichere Rad-Boden-Kontaktmodelle ersetzt werden. Einen Überblick über das Themenfeld der Terramechanik bieten Ding et. al. in der Veröffentlichung [DDG<sup>+</sup>11]. Im Rahmen dieser Arbeit dient dieses Modul dem Zweck, die Berücksichtigung von verschiedenen Eigenschaften des Bodens durch die entworfene Gesamtfahrzeugregelung anschaulich zu demonstrieren. Eine dieser Eigenschaften stellt die maximale Scherkraft  $\widetilde{\mathbf{F}}$  der Bodenoberfläche dar. Die Berechnung der maximalen Scherkraft kann nach Theorien von Bekker, Wong, Mohr-Coulomb und Janosi-Hanamoto über semi-empirische Modelle erfolgen [KKB<sup>+</sup>13], [FL16]. Da für diese Modelle die notwendigen spezifischen Bodenparameter nur vage angegeben werden können [KKB<sup>+</sup>13], wird die maximale Scherkraft in longitudinaler und lateraler Richtung im Rahmen dieser Arbeit unter der Annahme von Coloumbscher Reibung näherungsweise über die folgende Gleichung berechnet:

$$\widetilde{\mathbf{F}} = \begin{bmatrix} \widetilde{F}_x \\ \widetilde{F}_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mu_T \\ \mu_L \end{bmatrix} F_N. \quad (4.35)$$

In dieser bezeichnen  $F_N$  die senkrecht zur Kontaktoberfläche wirkende Normalkraft,  $\mu_T$  den Reibungskoeffizienten in Traktionsrichtung und  $\mu_L$  den Reibungskoeffizienten in lateraler Richtung. Die beiden Reibungszahlen wurden empirisch zu  $\mu_T = 0.6$  und  $\mu_L = 0.1$  festgelegt. Die Wahl des deutlich höheren Reibungskoeffizienten in Traktionsrichtung ist durch die Tatsache begründet, dass die Räder des LRU-Rovers und des ExoMars-Rovers über Grouser verfügen (s. Abschnitt 3.1), welche durch eine zusätzliche mechanische Verzahnung die Übertragung von Kräften auf den Untergrund in Traktionsrichtung verbessern.

## 4.6 Reglerentwurf

Der Regler hat im Konzept der Gesamtfahrzeugregelung die Aufgabe, aus dem Fehler  $\dot{\mathbf{x}}_e$  in der Bewegungsanforderung eine kommandierte Kraft  $\mathbf{F}_{\text{com}} = [F_{\text{com},x} \ F_{\text{com},y}]^\top$  und ein kommandiertes Moment  $M_{\text{com},z}$  zu berechnen. Da sich die meisten der in der planetaren Exploration eingesetzten Rover mit einer Geschwindigkeit von  $v \leq 20 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$  fortbewegen, ist die Annahme eines quasi-statischen Modells für den Regelungsentwurf gerechtfertigt [Ell16]. Das dynamische Verhalten des Rovers wurde daher mit der Massenmatrix  $\mathbf{D}$  durch das Modell

$$\mathbf{D}\ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{u}, \quad \mathbf{D} = \begin{bmatrix} m_{\text{ges}} & 0 & 0 \\ 0 & m_{\text{ges}} & 0 \\ 0 & 0 & J_{zz} \end{bmatrix}, \quad \ddot{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\Psi} \end{bmatrix} \quad (4.36)$$

abgebildet. Während die Gesamtmasse des Rovers aus [WRR<sup>+</sup>15] entnommen werden kann, ist der Trägheitstensor  $\mathbf{J}_R$  des Rovers an dessen Schwerpunkt nicht bekannt. Daher wurde dieser aus den in Tabelle 3.1 genannten Abmessungen des LRU-Rovers unter der Annahme des Trägheitstensors eines homogenen Quaders mit

$$\mathbf{J}_R = \begin{bmatrix} J_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & J_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & J_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{12}m_{\text{ges}}(b^2 + h^2) & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{12}m_{\text{ges}}(l^2 + h^2) & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{12}m_{\text{ges}}(l^2 + b^2) \end{bmatrix} \quad (4.37)$$

näherungsweise bestimmt. Bei der Auswahl eines geeigneten Regelgesetzes ist zu beachten, dass aufgrund der in Abschnitt 1.2 genannten Anforderung der Generalisierbarkeit auf verschiedene Roverkinematiken keine spezifischen Eigenschaften einer Kinematik im Regelungsentwurf ausgenutzt werden können. Als solche können beispielsweise die aktiv gesteuerten Bogies des LRU-Rovers angesehen werden [WRR<sup>+</sup>15]. Analog zu dem Verfahren OTC (s. Abschnitt 3.3.2.3) wird als Regelgesetz ein PID-Regler gemäß

$$\mathbf{u} = \mathbf{D}\ddot{\mathbf{x}}^* + \mathbf{K}_P(\dot{\mathbf{x}}^* - \dot{\mathbf{x}}) + \mathbf{K}_I \int_0^t (\dot{\mathbf{x}}^* - \dot{\mathbf{x}}) dt \quad (4.38)$$

gewählt. Mit den beiden Werten  $p_1 = 4$  und  $p_2 = 1$  wurden die beiden Matrizen  $\mathbf{K}_P$  und  $\mathbf{K}_I$  in Gleichung (4.39) positiv definit und als Diagonalmatrizen zur Entkopplung der Fehler gewählt. Die von der Masse  $m_{\text{ges}}$  und dem Trägheitsmoment  $J_{zz}$  abhängige Parametrierung trägt zur Generalisierbarkeit des Verfahrens bei.

$$\mathbf{K}_P = \begin{bmatrix} p_1 m_{\text{ges}} & 0 & 0 \\ 0 & p_1 m_{\text{ges}} & 0 \\ 0 & 0 & 2.5 p_1 J_{zz} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K}_I = \begin{bmatrix} p_2 m_{\text{ges}} & 0 & 0 \\ 0 & p_2 m_{\text{ges}} & 0 \\ 0 & 0 & 2.5 p_2 J_{zz} \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

Durch Einsetzen des Regelgesetzes in Gleichung (4.38) in Gleichung (4.36) ergeben sich für  $i = \{1, 2, 3\}$  mit dem Fehler  $e_i = \dot{x}_i^* - \dot{x}_i$  die linearen Fehlerdynamiken

$$D_i \ddot{e}_i + K_{P,i} \dot{e}_i + K_{I,i} e_i = 0, \quad (4.40)$$

für diese jeweils die charakteristischen Polynome

$$D_i \lambda_i^2 + K_{P,i} \lambda_i + K_{I,i} = 0 \quad (4.41)$$

resultieren. Durch die Wahl der in Gleichung (4.39) aufgeführten Matrizen wurde sichergestellt, dass die Polynome allesamt Hurwitzpolynome darstellen, wodurch die linearen Fehlerdynamiken asymptotisch stabil sind. Um die Robustheit des Reglers zu erhöhen, wurden die im Folgenden genannten weiterführenden Maßnahmen getroffen. So wurde der in einem Zeitschritt zu berücksichtigende Fehler  $\ddot{e}_i$  durch eine obere Schranke  $\epsilon = 0.01 \text{m/s}^2$  bzw.  $\text{rad/s}^2$  begrenzt, damit etwaige Sollwertsprünge der Pfadfolgeregelung bedingt durch die Approximation der gewünschten Beschleunigungen  $\ddot{\mathbf{x}}^*$  mittels eines sogenannten „Dirty Derivative“ nicht zu unrealistischen Beschleunigungsvorgaben führen, welche die Stabilität des Regelkreises gefährden könnten. Des Weiteren wurde für den PID-Regler eine Anti-Wind-Up-Methode (Conditional Integration) implementiert, um den Effekt des I-Anteils auf den Regelkreis zu unterbinden, falls sich die Aktoren des Rovers in der Sättigung befinden. Diese Methode kann im zeitdiskreten Fall durch die Gleichung

$$u_{i_{k+1}} = \begin{cases} u_{i_k} + K_i e_i, & |u_{k+1}| < u_{\max} \\ u_{i_k}, & |u_{k+1}| \geq u_{\max} \text{ und } \text{sgn}(e_k) = \text{sgn}(u_k) \end{cases} \quad (4.42)$$

beschrieben werden, wobei die Größe  $u_{i_k}$  den Beitrag des I-Anteils des Reglers zur Stellgröße  $u_k$  repräsentiert [Lam03]. Des Weiteren ist in Gleichung (4.42) die obere Grenze des zulässigen Stellgrößenbereichs des Aktors mit  $u_{\max}$  angegeben. Darüber hinaus wird für hinreichend kleine Fehler  $\mathbf{e}$ , welche eine relative Fehlerschranke  $\mathbf{b}_e = [10\% \ 10\% \ 30\%]^\top$  unterschreiten, der D-Anteil des Reglers deaktiviert und folglich auf die Eigendämpfung des Systems vertraut. Auf diese Weise wird das Einregelverhalten des PID-Reglers verbessert.

## 4.7 Force Allocation

Dem Modul Force Allocation obliegt die Aufgabe, aus der kommandierten Kraft  $\mathbf{F}_{\text{com}}$  und dem kommandierten Moment  $M_{\text{com}}$  für eine gegebene Pose des Rovers unter Berücksichtigung externer Kräfte die gewünschten Antriebsmomente  $\boldsymbol{\tau}^*$  und Lenkwinkel  $\boldsymbol{\delta}^*$  zu berechnen. Diese beiden Stellgrößen werden anschließend von den unterlagerten Regelkreisen der Motorregler umgesetzt. Die Aufgabe des Moduls ist in zwei Abschnitte unterteilt. Der erste Abschnitt widmet sich der Bestimmung der gewünschten Tangentialkräfte an den Rädern, im zweiten Abschnitt wird die Berechnung der gesuchten Stellgrößen aus den zuvor ermittelten Kräften erläutert.

**Berechnung der Tangentialkräfte** In dieser Arbeit wird zur Beschreibung des dynamischen Verhalten des Rovers ein quasi-statisches Modell verwendet, in welchem die gesamte Masse  $m_{\text{ges}}$  des Rovers in dessen Schwerpunkt  $S_R$  konzentriert ist. An diesem Punkt greift neben der kommandierten Kraft  $\mathbf{F}_{\text{com}}$  und dem kommandierten Moment  $M_{\text{com}}$  die Gewichtskraft  $\mathbf{F}_g$  wirkt. Ferner wird in einem ersten Schritt davon ausgegangen, dass die Räder durch deren Kontakt mit dem Untergrund Haltekräfte  $\mathbf{F}_{\text{H,ges}}$  in lateraler Richtung des Rades aufbringen können, die entgegen der Gewichtskraft gerichtet sind und diese kompensieren. Dieser Ansatz kann in weiterführenden Arbeiten um Kräfte entgegen der aktuellen Geschwindigkeit bei einem Querstand eines Rades erweitert werden. Die Haltekräfte werden unter Vereinfachung der komplexen physikalischen Zusammenhänge näherungsweise aus den maximalen Scherkräften  $\tilde{\mathbf{F}}$  des Bodens berechnet und können z.B. im Koordinatensystem  $\Sigma_b$  durch

$${}^b\mathbf{F}_{\text{H,ges}} = \sum_i {}^b\mathbf{R}_{ei} {}^{ei}\mathbf{F}_{i,H} = \sum_i {}^b\mathbf{R}_{ei} \begin{bmatrix} 0 \\ \tilde{F}_{i,y} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad i = \{1, 2, \dots, n_w\} \quad (4.43)$$

angegeben werden. Die resultierende Gewichtskraft  $\mathbf{F}_{g,\text{res}}$  kann somit durch die nachfolgenden beiden Gleichungen berechnet werden:

$$\mathbf{F}_{g,\text{res}} = \begin{bmatrix} F_{g,\text{res}_x} \\ F_{g,\text{res}_y} \\ F_{g_z} \end{bmatrix}, \quad (4.44)$$

$$F_{g,\text{res}_i} = \begin{cases} (|F_{g_i}| - |F_{\text{H,ges}_i}|) \operatorname{sgn}(F_{g_i}), & |F_{g_i}| > |F_{\text{H,ges}_i}| \\ 0 & |F_{g_i}| \leq |F_{\text{H,ges}_i}| \end{cases}, \quad i = \{x, y\}.$$

Zur Bestimmung der Tangentialkräfte  $\mathbf{F}_T = [F_x \ F_y]^\top$  an den Rädern kann unter Anwendung des Kräfte- und Momentengleichgewichts das folgende Bilanzgleichungssystem im gewählten Koordinatensystem  $\Sigma_b$  aufgestellt werden:

$$\sum_i {}^b \mathbf{R}_{ei} {}^{ei} \mathbf{F}_i = - {}^b \mathbf{F}_{g,res} + {}^b \mathbf{F}_{com}, \quad (4.45)$$

$$\sum_i {}^b \mathbf{p}_{ei} \times {}^b \mathbf{R}_{ei} {}^{ei} \mathbf{F}_i = \mathbf{M}_{com}, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.46)$$

In den beiden Gleichungen (4.45) und (4.46) beschreiben  ${}^b \mathbf{R}_{ei}$  die Rotationsmatrix vom Effektorkoordinatensystem  $\Sigma_{ei}$  im Radmittelpunkt  $P_i$  in das Koordinatensystem  $\Sigma_b$  (s. hierzu die beiden Abbildungen 4.2 und 4.6) und  ${}^b \mathbf{p}_{ei}$  den im System  $\Sigma_b$  beschriebenen Ortsvektor des Angriffspunktes  $P_i$  der Tangentialkräfte  ${}^{ei} \mathbf{F}_i$  bezüglich des Drehpunktes  $S_R$ . Die Tangentialkräfte  ${}^{ei} \mathbf{F}_i$  sind durch den Zusammenhang

$${}^{ei} \mathbf{F}_i = [F_{i,x} \ F_{i,y} \ 0]^\top, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.47)$$

definiert. Da die Pfadfolgeregelung nur eine Bewegungsanforderung in der Ebene gemäß  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \ \dot{y}^* \ \dot{\Psi}^*]^\top$  vorgibt, sind nur die ersten beiden Komponenten des Gleichungssystems (4.45) und die dritte Komponente des Gleichungssystems (4.46) relevant. Das resultierende lineare Gleichungssystem besitzt somit drei Gleichungen und acht Variablen und ist demnach unterbestimmt. Daher wird dieses Gleichungssystem analog zu den in den Abschnitten 3.3.2.2 und 3.3.2.3 vorgestellten Verfahren unter der Anwendung von optimierungsbasierten Methoden gelöst. Als Gütefunktion wird mit  $\mathbf{x} = [F_{1,x} \ F_{1,y} \ \dots \ F_{n_w,x} \ F_{n_w,y}]^\top$ ,  $\mathbf{x} \in \mathbb{R}^{2n_w \times 1}$  und  $\mathbf{Q} = \mathbf{Q}^\top > \mathbf{0}$ ,  $\mathbf{Q} \in \mathbb{R}^{2n_w \times 2n_w}$  die quadratische, konvexe Funktion

$$J(\mathbf{x}) = \frac{1}{2} \mathbf{x}^\top \mathbf{Q} \mathbf{x}, \quad \mathbf{Q} = \begin{bmatrix} \frac{1}{\widetilde{F}_{1,x}} & 0 & & & & \\ 0 & \frac{1}{\widetilde{F}_{1,y}} & & & & \\ & & \mathbf{0}_{6 \times 6} & & & \\ & & & \ddots & & \\ & & \mathbf{0}_{6 \times 6} & & \frac{1}{\widetilde{F}_{n_w,x}} & 0 \\ & & & & 0 & \frac{1}{\widetilde{F}_{n_w,y}} \end{bmatrix} \quad (4.48)$$

verwendet. Durch diese Wahl soll gewährleistet werden, dass die Tangentialkräfte  $\mathbf{F}$  der Räder die Kapazität der maximalen auf die Bodenoberfläche übertragbaren Scherkräfte  $\widetilde{\mathbf{F}}$  möglichst gering beanspruchen. Auf diese Weise kann eine dauerhafte Verformung des Bodens im Falle von  $F_i > \widetilde{F}_i$  vermieden und als weitere Konsequenz der an den Rädern auftretende Schlupf minimiert werden, wodurch das Einsinken

der Räder reduziert wird. Die im Vergleich zu Gleichung (3.63) abweichende Wahl der Gütefunktion wird dadurch motiviert, dass auf diese Weise eine Reaktion auf terremechanische Zusammenhänge erfolgen kann. Allerdings ist anzumerken, dass die Qualität der optimalen Lösung des Gleichungssystems im Wesentlichen von der Genauigkeit der Schätzung der in Abschnitt 4.5 erwähnten Bodenparameter bestimmt wird. Daher ist die alternative Idee der gleichmäßigen Minimierung des Verhältnisses  $\frac{F_i}{F_N}$ ,  $i = 1, 2, \dots, n_w$  in Gleichung (3.63) als einfacher, jedoch robuster einzustufen. Als Nebenbedingungen werden für das Optimierungsproblem im Einklang mit den Ansätzen in Abschnitt 3.3.2.2 und 3.3.2.3 die nachfolgenden Forderungen erhoben. So muss gewährleistet sein, dass das resultierende Antriebsmoment  $\tau$  das maximale Moment  $\tau_{\max}$  des Motors nicht überschreitet:

$$-\tau_{i,\max} \leq r_i F_{i,x} \leq \tau_{i,\max}, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.49)$$

Darüber hinaus soll ein Einsinken der Räder durch die Bedingung

$$|F_{i,j}| \leq \tilde{F}_j, \quad i = 1, 2, \dots, n_w, \quad j = \{x, y\} \quad (4.50)$$

vermieden werden. Die Gütefunktion  $J(\mathbf{x})$  in Gleichung (4.48) kann zusammen mit den aus dem Kräfte- und Momentengleichgewicht in den Gleichungen (4.45) und (4.46) resultierenden Gleichungsnebenbedingungen (GNB) und in den Gleichungen (4.49) und (4.50) formulierten Ungleichungsnebenbedingungen (UNB) zu einem Optimierungsproblem der Form

$$\begin{aligned} & \min_{\mathbf{x} \in \mathbb{R}} \{ J(\mathbf{x}) = \mathbf{x}^\top \mathbf{Q} \mathbf{x} \} \\ \text{u.B.v.} \quad & \mathbf{A}_{\text{eq}} \mathbf{x} = \mathbf{b}_{\text{eq}}, \\ & \mathbf{A}_{\text{ineq}} \mathbf{x} \leq \mathbf{b}_{\text{ineq}} \end{aligned} \quad (4.51)$$

mit drei Gleichungsnebenbedingungen und  $2n_w$  Ungleichungsnebenbedingungen zusammengefasst werden. Dieses Problem kann unter Verwendung geeigneter Algorithmen gelöst werden. So wurden im Rahmen dieser Arbeit die gesuchten Tangentialkräfte der Räder durch die Verwendung des Interior-Point-Verfahrens ermittelt. Hierfür wurde bei der Implementierung der Gesamtfahrzeugregelung in MATLAB<sup>®</sup> (s. Abschnitt 5.1) die Routine *quadprog()* eingesetzt.

**Berechnung der Absolutlenkwinkel** Die Tangentialkräfte, welche durch das Lösen des in Gleichung (4.51) angegebenen Optimierungsproblems resultieren, werden in der nachfolgend dargestellten Weise zur Berechnung der gewünschten Antriebsmomente  $\tau^*$  und Lenkwinkel  $\delta^*$  genutzt. Aus Kapitel 3 ist bekannt, dass die Ermittlung der letzteren genannten Größen bei den vorgestellten kinematikbasierten Ansätzen durch die Auswertung der longitudinalen und lateralen Geschwindigkeit des Rades über den Zusammenhang

$$\delta_i^* = \text{atan2}(v_{i,y}^*, v_{i,x}^*), \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.52)$$

erfolgt. Weiterhin kann festgestellt werden, dass die beiden Ansätze in den Abschnitten 3.3.2.2 und 3.3.2.3 diese Problematik nicht gesondert betrachten. Diese Tatsache wird durch den Umstand erklärt, dass zur Validierung dieser beiden Ansätze jeweils Rover verwendet werden, die aufgrund fehlender Lenkaktoren als Lenkkonzept Skid-Steering einsetzen (s. Abschnitt 3.1). Darüber hinaus konnten in einer weiterführenden Literaturrecherche keine Ansätze für eine Bestimmung der Lenkwinkel auf Kraftebene gefunden werden. Daher wurde in Anlehnung an Gleichung (4.52) ein neuartiger Ansatz entwickelt, der eine Berechnung des gewünschten Lenkwinkels aus der longitudinalen und lateralen Komponente der im Radsystem definierten Tangentialkraft erlaubt. Dieser ist in den beiden nachfolgenden Gleichungen aufgeführt:

$$\Delta\delta_i^* = \text{atan2}(F_{i,y}^*, F_{i,x}^*), \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.53)$$

$$\delta_{i,k+1}^* = \delta_{i,k}^* + \Delta\delta_i^*, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.54)$$

Diesem Ansatz liegt die Überlegung zugrunde, dass die optimale Radstellung genau dann erreicht ist, wenn der Vektor der Tangentialkraft in longitudinaler Richtung zeigt und somit die Kraft vollständig auf das Rad aufgebracht werden kann. Ist dies nicht der Fall, so kann gemäß Gleichung (4.53) eine gewünschte Lenkwinkeländerung  $\Delta\delta_i^*$  berechnet werden, um welche das Rad im Zeitschritt  $k$  korrigiert werden muss, um eine neue optimale Lenkwinkelstellung  $\delta_{i,k+1}^*$  zu erhalten. Ist diese im nächsten Zeitschritt  $k + 1$  erreicht, so gilt

$$\Delta\delta_i^* = \text{atan2}(0, F_{i,x}^*) = 0. \quad (4.55)$$

Während der Ansatz für eine ausreichend große Norm der Tangentialkraft zutreffend ist, verliert dieser im Fall  $\|\mathbf{F}\|_2 < \epsilon$ ,  $\epsilon \in \mathbb{R}$  bedingt durch Messrauschen bei der Lösung des Optimierungsproblems seine Gültigkeit, da die Richtung des Kraftvektors zufällig variiert und somit fehlerhafte Lenkwinkel berechnet werden.

Diese fehlerhaften Lenkwinkel können zu einem Verlust der Koordination der Räder bis hin zu einem Oszillieren der Lenkwinkel in bestimmten Fahrsituationen führen. Zur Lösung dieses Problems wurden im Rahmen dieser Arbeit vier unterschiedliche Ansätze untersucht. Diese werden in den folgenden Unterabschnitten erläutert.

**Regulierung der kommandierten Kraft** Einer der vier Ansätze wird durch die Überlegung begründet, das die von der Pfadplanung berechnete gewünschte Geschwindigkeit  $\mathbf{v}^* = [v_x^* \ v_y^* \ \Psi_z^*]^\top$  des Rovers Aufschluss über eine erforderliche Lenkwinkeländerung geben könnte. So nimmt der Quotient aus der lateralen und der longitudinalen Geschwindigkeit einen großen Wert an, falls sich der Rover abseits vom Pfad befindet. Folgt der Rover jedoch dem vorgegebenen Pfad, so besitzt der Quotient einen kleinen Wert. Diesen Erläuterungen folgend kann dieser Quotient als korrigierendes Element zur Regulierung der lateralen Komponente der kommandierten Kraft eingesetzt werden. Diese Überlegungen wurden durch die nachfolgende Gleichung umgesetzt, die eine Berechnung der regularisierten Kraft gemäß

$$F_{\text{com},y,\text{reg}} = F_{\text{com},y} \tanh \left( a + b \frac{|v_y^*|}{|v_x^*|} \right) \quad (4.56)$$

erlaubt. In dieser beschreiben die beiden Parameter  $a$  und  $b$  Tuning-Parameter, die gegebenenfalls nach individuellen Bedürfnissen angepasst werden können. Auf diese Weise kann sichergestellt werden, dass, falls der Rover dem Pfad folgt, die laterale Komponente gegenüber der longitudinalen Komponente der kommandierten Kraft reduziert wird. Als weitere Konsequenz lässt sich daraus ableiten, dass tendenziell die gewünschten Lenkwinkeländerungen  $\Delta\vartheta_i^*$  der Räder wie beabsichtigt gedämpft werden. Eine Erprobung des Ansatzes in der Simulationsumgebung lieferte jedoch die Erkenntnis, dass durch eine Regulierung der lateralen Komponente der Tangentialkraft des Rades bessere Ergebnisse erzielt werden können.

**Einführung einer Totzone** Eine weitere naheliegende Idee bestand darin, die im Fall  $\|\mathbf{F}\|_2 < \epsilon$ ,  $\epsilon \in \mathbb{R}$  unerwünschten Lenkwinkeländerungen durch das Einführen einer Totzone für einen gewählten Schwellwert  $\epsilon$  gemäß der Gleichung

$$\Delta\delta_i^* = \begin{cases} \text{atan2}(F_{i,y}^*, F_{i,x}^*), & \|\mathbf{F}\|_2 > \epsilon \\ 0 & \|\mathbf{F}\|_2 \leq \epsilon \end{cases}, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.57)$$

nicht zu berücksichtigen.



Dieser Ansatz besitzt jedoch ebenfalls mehrere Nachteile. So gestaltet es sich schwierig eine verlässliche obere Schranke  $\epsilon$  für einen guten Kompromiss zwischen der Robustheit und der Genauigkeit des Lenkverhaltens zu finden. Wird diese zu klein gewählt werden die störenden Lenkwinkeländerungen nicht ausreichend gedämpft, bei einer zu großen Wahl des Parameters unterbleibt für längere Zeit ein Einlenken des Rades was ein schlechtes Folgeverhalten der Gesamtfahrzeugregelung zur Folge hat. Des Weiteren resultiert durch die Einführung einer Totzone ein nicht stetiges Verhalten der Lenkwinkeländerungen, welches sich negativ auf das Verhalten des Gesamtsystems auswirkt. So legten weiterführende Simulationen den Schluss nahe, dass der Parameter  $\epsilon$  für ein brauchbares Folgeverhalten des Reglers in Abhängigkeit des vorgegebenen Pfades und den damit verbundenen Bewegungsanforderungen gewählt werden müsste. Diese Forderung steht im Widerspruch zu der Anforderung der Generalisierbarkeit an die zu entwerfende Regelung. Daher wurde diese Idee nicht weiter verfolgt.

**Begrenzung der gewünschten Lenkwinkeländerung** Eine weiterer Ansatz wurde durch die Idee motiviert, nicht die Norm der Kraft als Kriterium für eine Berücksichtigung der Lenkwinkeländerungen auszuwerten, sondern die gewünschte Lenkwinkeländerung im Allgemeinen durch eine obere Schranke  $\Delta\delta_{i,\max}^*$  gemäß

$$\Delta\delta_i^* = \begin{cases} \operatorname{atan2}(F_{i,y}^*, F_{i,x}^*), & |\Delta\delta_i^*| < \Delta\delta_{i,\max}^* \\ \Delta\delta_{i,\max}^* \operatorname{sgn}(\Delta\delta_i), & |\Delta\delta_i^*| \geq \Delta\delta_{i,\max}^* \end{cases}, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.58)$$

zu begrenzen. Diese Vorgehensweise wird durch die Tatsache motiviert, dass der Lenkaktor den Lenkwinkel des Rades in einem Zeitschritt  $T_s$  ohnehin nur um einen kleinen Betrag  $\Delta\delta_{i,\max}^*$  verändern kann, der näherungsweise über das Trägheitsmoment des Rades und das maximale Moment des Motors bestimmt werden kann. Gleichwohl dem Ansatz fundierte physikalische Zusammenhänge zugrunde liegen, zeigte dieser in mehreren durchgeführten Simulationen ein unerwünschtes Lenkwinkelverhalten. So war das Einregeln eines gewünschten Sollwinkels mit starken zeitlichen Verzögerungen verbunden, die unter anderem auf die gegenwärtige Implementierung des Aktorreglers in Dymola zurückzuführen sind (s. Abschnitt 5.1). Zudem müsste eine solche Begrenzung bereits im PID-Regler berücksichtigt werden. Dieser Aspekt ist in weiterführenden Arbeiten zu prüfen. Daher wurde diese Idee nicht weiter verfolgt und für die in Abschnitt 5.2 dargestellten Ergebnisse die nachfolgende Lösung verwendet. Diese vermeidet die Nachteile der ersten beiden Ansätze und konnte darüber hinaus in mehreren Simulationen gegenüber den bereits vorgestellten Lösungsvorschlägen die besten Ergebnisse erzielen.

**Regulierung der gewünschten Lenkwinkeländerung** Dieser Lösungsvorschlag vereint die Ideen der ersten beiden Ansätze zu einem neuen Konzept. Dessen zentrale Idee besteht in der Wichtung der nach Gleichung (4.53) berechneten gewünschten Lenkwinkeländerung mit einem Faktor  $k$ :

$$\Delta\tilde{\delta}_i^* = \Delta\delta_i^* k, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.59)$$

Dieser Regulierungsfaktor  $k$  wird durch eine Funktion

$$f(x) = \begin{cases} 1 & , \quad x > b \\ \frac{2(a-b)x^3 - 3(a^2-b^2)x^2 + 6(a^2b-ab^2)x + a^4 - 4a^3b + 3a^2b^2}{(a-b)^4} & , \quad a \leq x \leq b \\ 0 & , \quad x < a \end{cases} \quad (4.60)$$

in Abhängigkeit der Norm der Kraft  $x = \|\mathbf{F}\|_2$  berechnet. Die Funktion selbst resultiert aus den Anforderungen  $f(a) = 0$ ,  $f(b) = 1$ ,  $f(\frac{a+b}{2}) = 0.5$  und  $f'(\frac{a+b}{2}) = 1$ . Deren Verlauf ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Die Wahl der Parameter  $a$  und  $b$  zu

$$a = 0 \quad \text{und} \quad b = m_{\text{ges}} g p_{\text{rel}}, \quad p_{\text{rel}} = 0.05 \quad (4.61)$$

wird durch die Überlegung motiviert, dass Kräfte, deren Norm kleiner als fünf Prozent der auf den Rover wirkenden Gewichtskraft ist, ohnehin den aktuellen Bewegungszustand des Rovers kaum beeinflussen dürften und daher legitimerweise deren resultierende Lenkwinkeländerungen gemäß Gleichung (4.60) gedämpft werden.

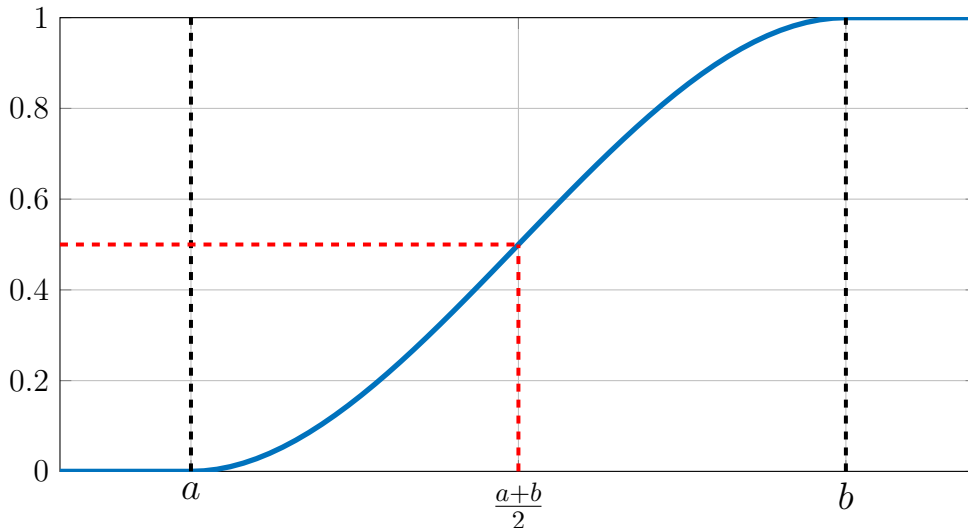


Abbildung 4.7: Darstellung der Regulierungsfunktion  $k = f(x)$  in Abhängigkeit der wählbaren Parameter  $a$  und  $b$  mit  $a, b \in \mathbb{R}$  und  $a < b$ .

Des Weiteren muss bei einer Berechnung der Lenkwinkel  $\delta^*$  der zugehörige Lenkwinkelbereich des Rades berücksichtigt werden. Dieser kann durch die Gleichung

$$-\delta_{\max} \leq \delta_i^* \leq \delta_{\max}, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.62)$$

angegeben werden. Die Berechnung der gewünschten Lenkwinkel erfolgt anhand des Algorithmus 1. Um die Verständlichkeit des Verfahrens zu gewährleisten, sind im Folgenden einige chronologische Hinweise zur vorliegenden Methode aufgeführt:

- (1) Zur Minimierung des Lenkaufwands erweist es sich als zweckmäßig, zusätzlich den alternativen Lenkwinkel gemäß der folgenden Gleichung zu überprüfen:

$$\Delta\delta_i^* = \text{atan2}(-F_{i,y}^*, -F_{i,x}^*), \quad i = 1, 2, \dots, n_w. \quad (4.63)$$

- (2) Die beiden Lösungen für die gewünschte Lenkwinkeländerung  $\Delta\delta_i^*$  sind genau dann gültig, wenn diese den zulässigen Lenkwinkelbereich unter Berücksichtigung des aktuellen Lenkwinkels nicht überschreiten:  $|\Delta\delta_i^* + \delta_{i,k}| > \delta_{\max}$ .
- (3) Weiterhin wird unter Verwendung eines Schwellwertes  $\delta_{\text{Thresh}}$  mit der Bedingung  $\delta_{\max} - |\delta_{i,k}| \leq \delta_{\text{Thresh}}$  geprüft, ob der aktuelle Lenkwinkel sich an der Grenze des zulässigen Lenkwinkelbereichs befindet.
- (4) Ist Bedingung (3) erfüllt und zugleich Bedingung (2) für eine der beiden möglichen Lenkwinkeländerungen verletzt, wird eine Raddrehung um  $180^\circ$  entgegen der Richtung der nicht gültigen Lenkwinkeländerung durchgeführt. Die Raddrehung wird über zwei Variablen  $w_{\text{com}}$  und  $\delta_{\text{com}}$  gewährleistet. Während dieses Lenkmanövers werden die nachfolgend berechneten Lenkwinkeländerungen am betroffenen Rad ignoriert. Diese Maßnahme verhindert ein Oszillieren des Absolutlenkwinkels an den Grenzen des zulässigen Lenkwinkelbereichs und trägt darüber hinaus zu einer verbesserten Koordination der Räder bei.
- (5) Ist Bedingung (2) für die beiden Lenkwinkeländerungen erfüllt, so wird die betragsmäßig kleinere Änderung zur Minimierung des Stellaufwands gewählt.
- (6) Der Absolutlenkwinkel im nächsten Zeitschritt wird aus dem Lenkwinkel und der gewünschten Lenkwinkeländerung im aktuellen Zeitschritt gebildet:

$$\delta_{k+1}^* = \delta_k + \Delta\delta_k^* \quad (4.64)$$

**Berechnung der Antriebsmomente** Die Berechnung der Antriebsmomente kann über die Gleichung

$$\tau_i^* = k r_i F_{i,x}^*, \quad i = 1, 2, \dots, n_w \quad (4.65)$$

erfolgen. In dieser beschreiben  $k$  einen Regulierungsfaktor,  $r_i$  den Radius des  $i$ -ten Rades und  $F_{i,x}^*$  die longitudinale Komponente der gewünschten Tangentialkraft, die aus der Lösung des Optimierungsproblems in Gleichung (4.51) resultiert. Die Einführung eines Regulierungsfaktors  $k$  in Gleichung (4.65) erweist sich wie schon zuvor in Gleichung (4.59) als günstig. Dieser wird aus der gewünschten Lenkwinkeländerung  $x = \Delta\delta_i^*$  durch die Funktion

$$f(x) = \sin^2 \left( \min \left( \frac{\pi}{2}, \frac{1}{\max(10^{-5}, 3 |\Delta\delta_i^*|)} \right) \right) \quad (4.66)$$

berechnet. Die Einführung eines solchen Regulierungsfaktors sorgt dafür, dass während des Lenkens eines Rades das zugehörige Antriebsmoment reduziert wird, wodurch die Bewegung des Rades in eine nicht erwünschte Richtung eingeschränkt wird. Des Weiteren wäre es denkbar, nicht nur das Antriebsmoment, sondern darüber hinaus die Geschwindigkeit des Rades durch ein negatives Antriebsmoment zu reduzieren um diese erläuterte Maßnahme zu verbessern. Weiterhin erscheint es sinnvoll zusätzliche Fail-Safe-Zustände einzuführen, die beispielsweise die Pfadfolge des Rovers kurzzeitig unterbrechen um die Koordination der Räder nach einem aufgetretenen Fehler wiederherzustellen. Diese Überlegungen können in weiterführenden Arbeiten untersucht werden.

---

**Algorithmus 1** Funktion zur Berechnung der gewünschten Lenkwinkel  $\delta_{k+1}^*$  aus den Tangentialkräften  $\mathbf{F}$  und den gemessenen Lenkwinkeln  $\delta_k$  der Räder.

---

```

1: procedure COMPDELTA( $\mathbf{F}, \delta, \delta_{\text{com}_k}, \mathbf{w}_{\text{com}_k}$ )
2:   for  $i = 1, 2, \dots, n_w$  do # Berechne Lenkaufwand
3:      $effort_{i,1} \leftarrow \text{atan2}(F_{i,y}, F_{i,x})$     $effort_{i,2} \leftarrow \text{atan2}(-F_{i,y}, -F_{i,x})$ 
4:     for  $j = 1, 2$  do  $effort_{i,j} \leftarrow \text{regDelta}(\|\mathbf{F}_i\|_2) \cdot effort_{i,j}$  # Regulierung
5:       if  $|effort_{i,j} + \delta_{i,k}| > \delta_{\text{max}}$  then  $\delta_{\text{valid}_{i,j}} \leftarrow 0$  #  $\delta_{k+1}$  nicht gültig
6:         if  $\delta_{\text{max}} - |\delta_{i,k}| \leq \delta_{\text{Thresh}}$  then  $\text{TurnWheel}_{i,j} \leftarrow 1$ 
7:         else  $\text{TurnWheel}_{i,j} \leftarrow 0$ 
8:         end if
9:       else  $\delta_{\text{valid}_{i,j}} \leftarrow 1$ 
10:      end if
11:    end for
12:    if  $w_{\text{com}_{i,k}} = 1$  then  $\Delta\delta_{i,k} \leftarrow \delta_{\text{com}_{i,k}} - \delta_{i,k}$ 
13:      if  $|\Delta\delta_{i,k}| \leq \delta_{\text{Thresh}}$  then  $w_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 0$ 
14:      else  $w_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 1$ 
15:      end if
16:    else
17:      if  $\delta_{\text{valid}_{i,1}} = 1 \ \& \ \delta_{\text{valid}_{i,2}} = 1$  then
18:        if  $|effort_{i,1}| \leq |effort_{i,2}|$  then  $\Delta\delta_{i,k} \leftarrow effort_{i,1}$ 
19:        else  $\Delta\delta_{i,k} \leftarrow effort_{i,2}$ 
20:        end if
21:      else if  $\delta_{\text{valid}_{i,1}} = 0 \ \& \ \delta_{\text{valid}_{i,2}} = 1$  then
22:        if  $\text{TurnWheel}_{i,1} = 1$  then
23:           $w_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 1$ 
24:           $\delta_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow \delta_{i,k} - \text{sgn}(effort_{i,1}) \cdot \pi$ 
25:        else
26:           $w_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 0, \ \Delta\delta_{i,k} \leftarrow effort_{i,2}$ 
27:           $\delta_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 0$ 
28:        end if
29:      else if  $\delta_{\text{valid}_{i,1}} = 1 \ \& \ \delta_{\text{valid}_{i,2}} = 0$  then
30:        if  $\text{TurnWheel}_{i,2} = 1$  then
31:           $w_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 1$ 
32:           $\delta_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow \delta_{i,k} - \text{sgn}(effort_{i,2}) \cdot \pi$ 
33:        else
34:           $w_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 0, \ \Delta\delta_{i,k} \leftarrow effort_{i,1}$ 
35:           $\delta_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 0$ 
36:        end if
37:      else
38:         $w_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 0, \ \Delta\delta_{i,k} \leftarrow 0$ 
39:         $\delta_{\text{com}_{i,k+1}} \leftarrow 0$ 
40:      end if
41:    end if
42:     $\delta_{i,k+1}^* \leftarrow \delta_{i,k} + \Delta\delta_{i,k}$ 
43:  end for
44: end procedure

```

---

## 5 Implementierung und Ergebnisse

In diesem Kapitel werden die Resultate des in Kapitel 4 vorgestellten Regelungskonzepts dargelegt und interpretiert. Das Kapitel ist wie folgt strukturiert. Nach einer kurzen Vorstellung der Implementierung des Ansatzes in die am DLR bestehende Simulationsumgebung werden im Anschluss die Rahmenbedingungen der durchgeführten Fahrttests erläutert und die Auswahl der einzelnen Szenarien motiviert. Eine Präsentation und Interpretation der Ergebnisse der Regelung im Vergleich zu den mit der Geometrischen Steuerung erzielten Ergebnissen runden das Kapitel ab.

### 5.1 Implementierung

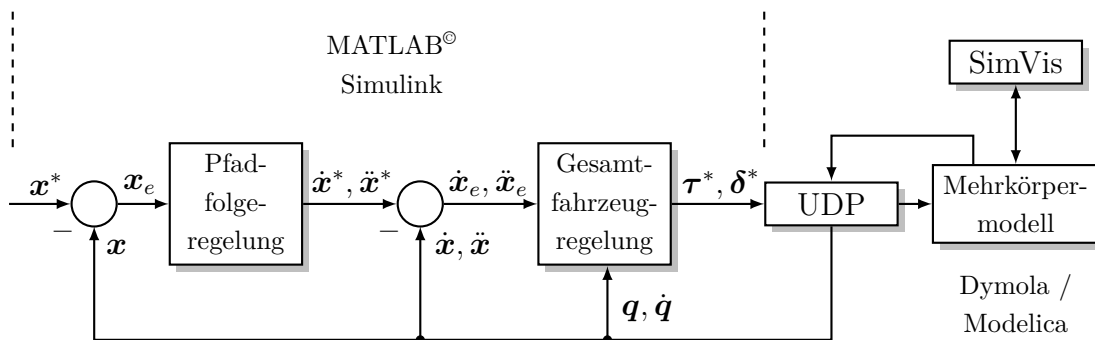


Abbildung 5.1: Übersicht über die Implementierung der Gesamtfahrzeugregelung in die bestehende Simulationsumgebung.

Eine Übersicht über die bestehende Simulationsumgebung bietet Abbildung 5.1. Diese lässt sich in die vier Komponenten Pfadfolgeregelung, Gesamtfahrzeugregelung, Mehrkörpermodell und Visualisierung (SimVis) unterteilen. Die überlagerte Pfadfolgeregelung ist kein Bestandteil dieser Arbeit. Diese erste Komponente wurde in Anlehnung an die Veröffentlichung von Ritzer et. al. in [RWB15] entworfen und an den vorliegenden Anwendungsfall adaptiert. Die Implementierung der Pfadfolgeregelung und der in der vorliegenden Arbeit konzipierten Gesamtfahrzeugregelung wurde in MATLAB<sup>®</sup> / Simulink vorgenommen. Das Mehrkörpermodell des LRU-Rovers ist als Bestandteil des am DLR entwickelten *Rover Simulation Toolkit* (RST) [FL16]

zusammen mit verschiedenen Terrains und Kontaktmodellen in der Entwicklungsumgebung Dymola in der objektorientierten Sprache Modelica hinterlegt. Die Wahl von Modelica wird durch die Tatsache motiviert, dass diese Sprache insbesondere für die Simulation von komplexen physikalischen Systemen geeignet ist [EMO99].

Zur Visualisierung der Mehrkörpersimulation wird mit der Modelica-Bibliothek *DLR Visualization Library* eine weitere Eigenentwicklung des DLR eingesetzt. Die in der Bibliothek enthaltenen Blöcke können mit Elementen des Mehrkörpermodells innerhalb einer grafischen Oberfläche verbunden werden und erlauben es, die Informationen zur Visualisierung über eine von Modelica bereitgestellte Schnittstelle zur Programmiersprache C an eine externe Software zu übertragen.

Im Rahmen dieser Arbeit wird zur Visualisierung des Mehrkörpermodells die Software SimVis verwendet. Diese bietet dem Benutzer neben einer Darstellung der Simulation in Echtzeit die Möglichkeit, die Simulationsergebnisse in einer Wiederholung darzustellen oder als Video zu exportieren. Des Weiteren erfolgt in dieser Software ebenfalls die Kontakterkennung zwischen den Körpern, um über einen Rückkanal Einfluss auf die Simulation des Mehrkörpermodells in Dymola zu nehmen [HBS14].

Die Kommunikation zwischen MATLAB<sup>®</sup> und Dymola erfolgt gegenwärtig asynchron durch die Übertragung von Datenpaketen über eine UDP-Schnittstelle, deren Implementierung ebenfalls kein Gegenstand dieser Arbeit ist. Hierbei unterbricht Simulink dessen Simulation bis zum Erhalt eines neuen Datenpaketes, wohingegen Dymola bei fehlenden neuen Daten die Simulation mit dem zuletzt von MATLAB<sup>®</sup> gesendeten Datenpaket fortführt. Somit muss stets gewährleistet sein, dass MATLAB<sup>®</sup> die Datenpakete rechtzeitig an Dymola sendet. Zur Verbesserung der Synchronisierung beider Programme ist eine Umstellung von einer UDP- auf eine TCP/IP-Schnittstelle in weiterführenden Arbeiten zu untersuchen.

Die Abtastzeit des Regelkreises wurde im Rahmen dieser Arbeit zu  $T_s = 0.01s$  gewählt. Des Weiteren kam als numerisches Lösungsverfahren aus Gründen der Performanz das Euler-Verfahren mit einer festen Schrittweite zum Einsatz. Darüber hinaus wurde in Dymola der Solver *Lsodar* mit einer variablen Schrittweite und einer Toleranz von  $tol = 10^{-8}$  verwendet.

Da sowohl MATLAB<sup>®</sup> als auch Dymola und SimVis über einen eigenen Zeitschritt verfügen, gestaltet sich die präzise Erläuterung eines übergeordneten Zeitschritts in der Simulationsumgebung als schwierig. Daher soll abschließend vielmehr der Datenfluss innerhalb eines Berechnungszyklusses anhand Abbildung 5.1 verdeutlicht werden. Ausgehend von einem gewünschten Pfad  $\mathbf{x}^*$  wird durch einen Vergleich mit dem Vektor  $\mathbf{x} = [x \ y \ \Psi]^T$ , der sich aus der letzten gemessenen Position  $(x, y)$  und Orientierung  $\Psi$  des Rovers zusammensetzt, der Fehler  $\mathbf{x}_e$  ermittelt. Dieser wird

von der bereitgestellten Pfadfolgeregelung genutzt um eine gewünschte Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \ \dot{y}^* \ \dot{\Psi}^*]^\top$  zu berechnen. Die Bestimmung einer Sollbeschleunigung  $\ddot{\mathbf{x}}^* = [\ddot{x}^* \ \ddot{y}^* \ \ddot{\Psi}^*]^\top$  erfolgt durch die Verwendung eines „Dirty Derivative“ gemäß Gleichung (4.1). Aus diesen beiden Größen werden durch einen Vergleich mit der aktuellen Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}$  und Beschleunigung  $\ddot{\mathbf{x}}$  des Rovers die Fehler  $\dot{\mathbf{x}}_e$  und  $\ddot{\mathbf{x}}_e$  bestimmt. Diese werden zusammen mit den Vektoren  $\mathbf{q}$  und  $\dot{\mathbf{q}}$  von der Gesamtfahrzeugregelung zur Berechnung der gewünschten Momente  $\boldsymbol{\tau}^*$  und Lenkwinkel  $\boldsymbol{\delta}^*$  genutzt. Des Weiteren werden die kommandierten Stellgrößen über die UDP-Schnittstelle an Dymola übertragen und dem Mehrkörpermodell zugeführt, welches die Stellgrößen durch dessen unterlagerte Regelkreise der Motorcontroller umsetzt. Die resultierende Pose und der Bewegungszustand des Rovers werden ebenfalls vom Mehrkörpermodell berechnet und über die UDP-Schnittstelle an MATLAB<sup>®</sup> übertragen. Darüber hinaus werden die Informationen, die zur Visualisierung des aktuellen Zustands des Rovers notwendig sind, über die von Modelica bereitgestellte Schnittstelle in C an SimVis übertragen. Diese Informationen werden von der Software zur Aktualisierung der Visualisierung genutzt. Weiterhin wird durch die implementierte Kontakterkennung geprüft, welche Kontakte zwischen den einzelnen Körpern in der neuen Situation bestehen. Diese Information wird anschließend über den Rückkanal an Dymola gesendet.

## 5.2 Fahrtests

Zur Erprobung des in Kapitel 4 vorgestellten Regelungskonzepts wurde die entworfene Gesamtfahrzeugregelung wie in Abschnitt 5.1 beschrieben in die am DLR bestehende Simulationsumgebung integriert. Um eine adäquate Bewertung der Gesamtfahrzeugregelung vornehmen zu können, wurde der Ansatz anhand definierter Anwendungsfälle mit einer bestehenden Lösung verglichen. Da die in Abschnitt 3.3.2.1 vorgestellte Modellprädiktive Regelung speziell auf die Roverkinematik des ExoMars zugeschnitten wurde [KGBB13], konnte diese nicht unmittelbar für den LRU eingesetzt werden. Um in weiterführenden Arbeiten einen Vergleich zwischen dem entworfenen Verfahren und MPC unter Verwendung des LRU durchzuführen, ist eine Anpassung des letzteren Verfahrens an die Kinematik des LRU erforderlich. Die zweite Wahl fiel daher auf die Geometrische Steuerung, da dieses Verfahren gegenwärtig beim Rover MSL-Curiosity zum Einsatz kommt [AIM<sup>+</sup>16]. Um eine Vergleichbarkeit der beiden Lösungsansätze zu gewährleisten, wurde in beiden Fällen für die Antriebsmotoren der Räder des Rovers die vereinfachende Annahme einer idealen



Aktordynamik getroffen. Die gewünschten Antriebsmomente  $\tau^*$  bzw. die gewünschten Winkelgeschwindigkeiten  $\omega^*$  der Räder im Falle der Geometrischen Steuerung werden unter dieser Annahme ohne Verzögerung eingestellt. Für die kommandierten Lenkwinkel  $\delta^*$  wurde die Aktordynamik der Antriebsmotoren der Lenkeinheiten provisorisch näherungsweise über ein Butterworth-Filter mit der Übertragungsfunktion

$$G(s) = \frac{1}{1 + 1.4142 \frac{s}{\omega_c} + \frac{s^2}{\omega_c^2}} \quad (5.1)$$

abgebildet [IM11, S.385]. Als Grenzfrequenz  $\omega_c$  wurde die Frequenz  $\omega_c = 2\text{Hz}$  gewählt. Des Weiteren wurde in der Simulationsumgebung in Dymola für den Untergrund Quarzsand ausgewählt und zur Berücksichtigung des Rad-Boden-Kontakts das echtzeitfähige Kontaktmodell *RheoCM* verwendet. Dieses beinhaltet ein Feder-Dämpfer-Modell in Normalenrichtung und ein Reibmodell in Tangentialrichtung.

Der Auswahl der Fahrscenarien lagen die nachfolgenden Überlegungen zugrunde. In einem ersten Schritt wird geprüft, inwiefern das entworfene Regelungskonzept grundlegende Bewegungsanforderungen wie einfache Lenk- und Fahrmanöver sowie Point-Turn-Manöver im Vergleich zur Geometrischen Steuerung erfüllen kann. Daher wurden als Testfälle ein Wendemanöver und die Pfadfolge eines kurvigen Pfades ausgewählt. In einem zweiten Schritt sollen die Alleinstellungsmerkmale der entwickelten Regelung gegenüber einer rein kinematikbasierten Lösung wie der Geometrischen Steuerung anhand zweier weiterer Szenarien verdeutlicht werden. Daher wurde ein Szenario zur Berücksichtigung von unterschiedlichen lokalen Eigenschaften des Bodens an den Rädern des Rovers erstellt und die Berücksichtigung externer angreifender Kräfte durch eine Hangauffahrt mit anschließender Querfahrt am Hang abgebildet. Die Ergebnisse der vier gewählten Szenarien werden in den nachfolgenden Abschnitten vorgestellt und diskutiert.

### 5.2.1 Wendemanöver

Die Anforderungen des Szenarios eines Wendemanövers werden anschaulich in Abbildung 5.2 dargestellt. In dieser ist die Startposition S des Rovers in Grün hervorgehoben. Der an diesem Punkt angreifende und parallel zur x-Achse verlaufende Pfeil zeigt an, dass der Rover am Punkt S zu Beginn des Szenarios parallel zur x-Achse ausgerichtet ist. Weiterhin befinden sich alle Räder in einer initialen Lenkwinkelkonfiguration  $\delta = \mathbf{0}$ . Dieser Anfangszustand wird ebenfalls in den weiteren drei Fahrscenarien in den Abschnitten 5.2.2 - 5.2.4 verwendet. Ausgehend vom Punkt S soll der Rover sich mit einer Geschwindigkeit von  $v = 0.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  zum Punkt A bege-

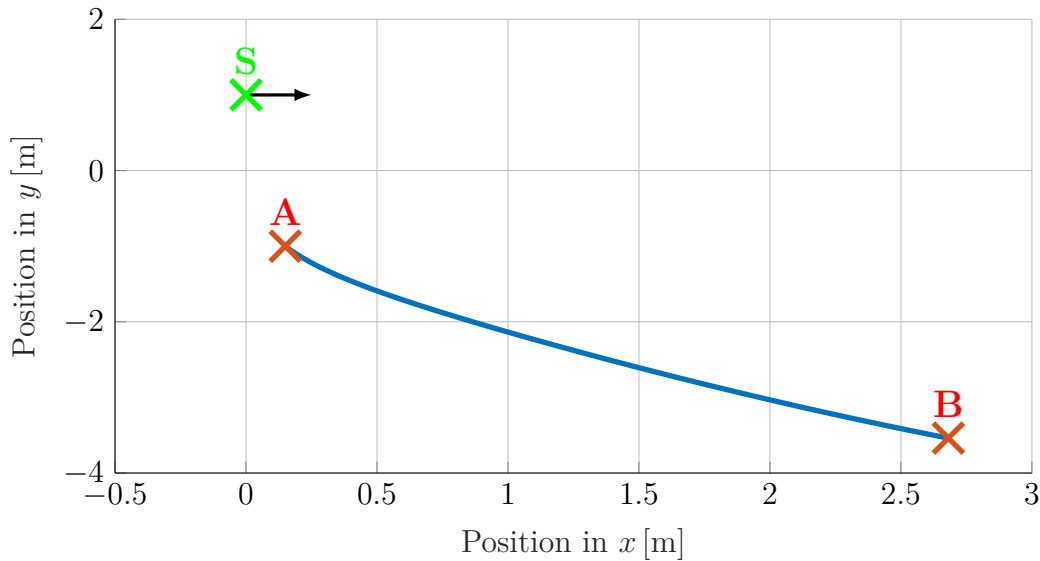
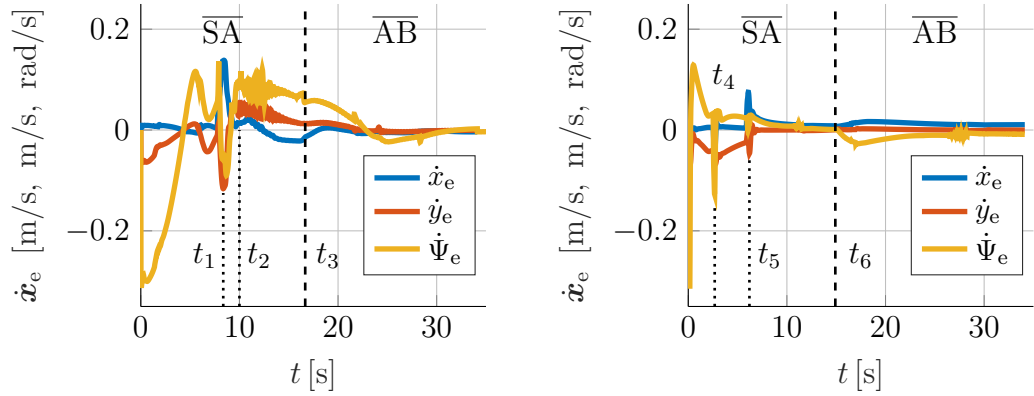


Abbildung 5.2: Übersicht über das Fahrscenario Wendemanöver. Die Startposition S des Rovers so wie die Wegpunkte A und B des in Blau eingezeichneten Pfades sind in Grün bzw. Rot hervorgehoben.

ben und im Anschluss dem in Blau hervorgehobenen Pfad bis zu dessen Ende an Punkt B folgen. Dieses Szenario wurde sowohl mit der Geometrischen Steuerung als auch mit der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung getestet und das Verhalten auf dem Streckenabschnitt  $\overline{SA}$  so wie das Folgeverhalten der beiden Lösungsansätze im Streckenabschnitt  $\overline{AB}$  einem Vergleich unterzogen. Die Beurteilung des Folgeverhaltens wird im Folgenden in zwei Aspekte unterteilt. Zunächst werden die beiden Lösungsansätze hinsichtlich ihrer primären Aufgabe, dem Folgen einer gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \quad \dot{y}^* \quad \dot{\Psi}^*]^\top$ , beurteilt. Im Anschluss wird für beide Ansätze das Folgeverhalten des Rovers bzgl. des vorgegebenen Pfades analysiert, welches weitere Rückschlüsse auf die Eigenschaften der Ansätze ermöglicht.

**Folgeverhalten bzgl. der Sollgeschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^*$**  Eine Beurteilung des Folgeverhaltens der beiden Ansätze bzgl. der gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^*$  wird durch die Abbildung 5.3 ermöglicht. In dieser sind in den Grafiken 5.3a und 5.3b die zeitlichen Verläufe der Geschwindigkeitsfehler bei Verwendung der entworfenen Regelung und der Geometrischen Steuerung dargestellt. Den beiden Grafiken kann entnommen werden, dass der Fehler in der Gierrate  $\dot{\Psi}_e$  zu Beginn von der Geometrischen Steuerung deutlich schneller ausgeglichen wird. Des Weiteren treten in Grafik 5.3a bei  $t_1 = 8.36\text{s}$  und in Grafik 5.3b zu den Zeitpunkten  $t_4 = 2.68\text{s}$  und  $t_5 = 6.2\text{s}$  sprunghafte Änderungen auf. An diese schließt sich im Falle der entworfenen Regelung ab  $t_2 = 10\text{s}$  ein Zeitabschnitt an, in dem ein ausgeprägtes „Zittern“ des



(a) Entworfene Regelung

(b) Geometrische Steuerung

Abbildung 5.3: Vergleich der beiden zeitlichen Verläufe des Geschwindigkeitsfehlers  $\dot{\mathbf{x}}_e = [\dot{x}_e \ \dot{y}_e \ \dot{\Psi}_e]^\top$  bei Verwendung der Geometrischen Steuerung (G) und der entworfenen Regelung (R).

Fehlers auftritt. Darüber hinaus kann aus den beiden Grafiken abgelesen werden, dass der Rover bei der Verwendung der Geometrischen Steuerung den Punkt A nach  $t_6 = 14.91\text{s}$  erreicht, bei der entworfenen Regelung ist dies erst 1.76s später bei  $t_3 = 16.67\text{s}$  der Fall. Ferner gelingt es der Geometrischen Steuerung das Szenario nach 34.13s abzuschließen. Die entworfenen Regelung benötigt hingegen 35.85s. Aus den Beobachtungen lässt sich schließen, dass die Geometrische Steuerung gegenüber der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung in diesem Szenario ein besseres Folgeverhalten bzgl. der gewünschten Geschwindigkeit aufweist.

Die Ursache für das schlechtere Abschneiden der entworfenen Regelung liegt in dem Zittern des Fehlers ab dem Zeitpunkt  $t_2$  begründet, dem ein sprunghaftes Verhalten des Fehlers zum Zeitpunkt  $t_1$  vorausgeht. Da dieses Verhalten ebenfalls bei der Geometrischen Steuerung zu den Zeitpunkten  $t_4$  und  $t_5$  zu beobachten ist, ist davon auszugehen, dass es sich um kein Artefakt der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung handelt. Vielmehr resultiert dieses aus den sprunghaften Änderungen der Sollgeschwindigkeiten der überlagerten Pfadfolgeregelung. Diese Aussage wird durch die zeitlichen Verläufe der gewünschten Geschwindigkeit belegt, welche in Abbildung 5.4 in den Grafiken 5.4a und 5.4b dargestellt sind. Daraus kann entnommen werden, dass zu den Zeitpunkten  $t_7 = 7.76\text{s}$  und  $t_8 = 5.89\text{s}$  eine sprunghafte Änderung der gewünschten Längs- und Quergeschwindigkeit erfolgt. Der Grund dieser sprunghaften Änderung wird bei der nachfolgenden Analyse des Folgeverhaltens des Rovers bzgl. des vorgegebenen Pfades erörtert. Den beiden Grafiken 5.3a und 5.3b kann des Weiteren entnommen werden, dass der Sollwertsprung bei der Geometrischen Steuerung nur eine geringe Auswirkung hat. Jedoch resultieren aus den Führungs-

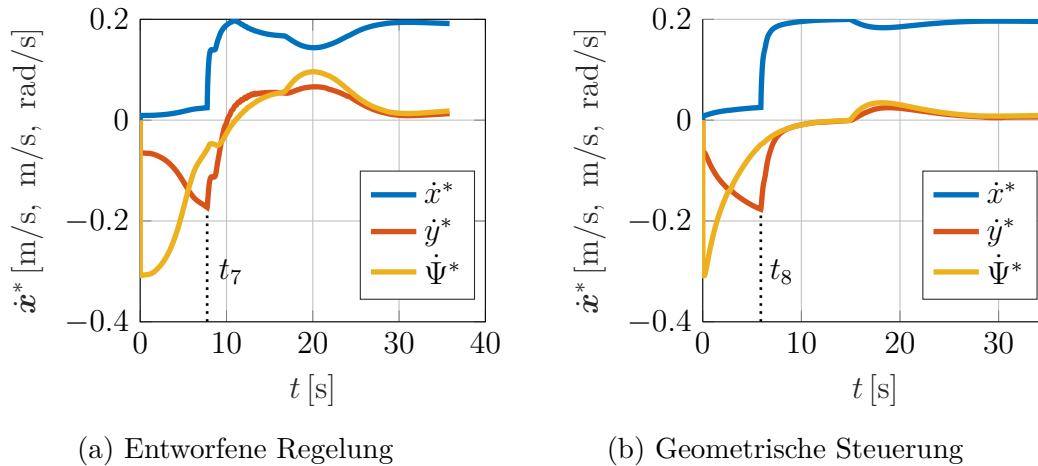


Abbildung 5.4: Vergleich der beiden zeitlichen Verläufe der gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \ \dot{y}^* \ \dot{\psi}^*]^\top$  bei Verwendung der Geometrischen Steuerung (G) und der entworfenen Regelung (R).

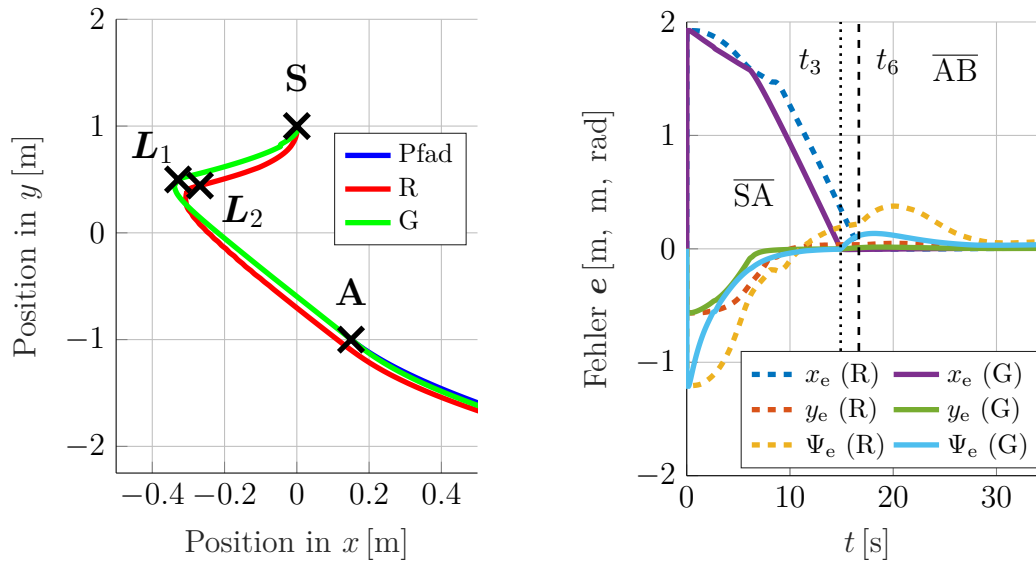
sprünge bei einem Einsatz der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung durch die Verwendung eines „Dirty Derivative“ (s. Gleichung (4.1)) Sollbeschleunigungen, welche der aktuellen Situation innerhalb des Szenarios nicht angemessen sind. Deren unmittelbarer Effekt auf das Verhalten des Rovers wird durch eine Beschränkung des Fehlers  $\ddot{\mathbf{e}}$  gedämpft (s. Abschnitt 4.6), allerdings hat die erhöhte Sollbeschleunigung eine deutliche Veränderung der kommandierten Kraft  $\mathbf{F}_{\text{com}}$  und des kommandierten Moments  $M_{\text{com}}$  gemäß der beiden Gleichungen (4.36) und (4.38) zur Folge. Diese Veränderung führt dazu, dass bei der Lösung des Optimierungsproblems (4.51) eine abweichende Verteilung der kommandierten Kräfte auf die Räder des Rovers vorgenommen wird. Die gewünschten Momente der Antriebsmotoren führen wiederum zu einer Geschwindigkeit des Rovers, die deutlich von der Sollgeschwindigkeit der Pfadfolgeregelung abweicht. Durch die Rückführung der gemessenen Geschwindigkeit resultiert somit ein vergleichsweise höherer Geschwindigkeitsfehler, der sich erneut auf die Berechnung der kommandierten Kraft und des kommandierten Moments auswirkt. Da die Geometrische Steuerung über keine Rückführung verfügt, haben die Führungssprünge der Pfadfolgeregelung keine vergleichbaren negativen Auswirkungen. Diese Tatsache ist der Grund dafür, weshalb die Geschwindigkeitsfehler in Grafik 5.3b im Abschnitt  $t = [6.2; 34.13]$  s deutlich schneller ausgeglichen werden können.

Des Weiteren kann aus der Grafik 5.4b abgelesen werden, dass die gewünschte Längs- und Quergeschwindigkeit des Rovers von  $\dot{x}^* = 0.025 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  und  $\dot{y}^* = -0.1769 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  zum Zeitpunkt  $t_8$  auf  $\dot{x}^* = 0.1759 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  und  $\dot{y}^* = -0.0587 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  innerhalb einer Sekunde ansteigen. Der Rover ist jedoch im Allgemeinen durch die Stellgrößenbegrenzung der

Aktoren nicht in der Lage, den sprunghaften Änderungen der Sollgeschwindigkeit angemessen zu folgen. So basiert die Berechnung der gewünschten Geschwindigkeiten momentan nicht auf einem inversen Modell des gewählten Rovers, sondern auf einer empirisch festgelegten Zeitkonstanten  $T_{\text{err}}$ , in welcher ein Positions- oder Orientierungsfehler ausgeglichen sein soll. Allerdings berücksichtigt dieser Parameter die aktuelle Konfiguration des Rovers nicht. Aus dem zeitlichen Verlauf der gewünschten Geschwindigkeiten in Grafik 5.4b kann des Weiteren geschlossen werden, dass die Zeitkonstante  $T_{\text{err}}$  bei Verwendung der Gesamtfahrzeugregelung einen zu geringen Wert aufweist, wodurch unerwünschte Sollbeschleunigungen resultieren und die Performanz der Gesamtfahrzeugregelung verschlechtert wird. Daher ist davon auszugehen, dass in diesem Szenario das Folgeverhalten der Gesamtfahrzeugregelung bzgl. der gewünschten Geschwindigkeit durch eine Anpassung der Pfadfolgeregelung deutlich verbessert werden könnte.

**Folgeverhalten bzgl. des gewünschten Pfades  $x^*$**  Eine Beurteilung des Folgeverhaltens der beiden Ansätze bzgl. des gewünschten Pfades  $x^*$  kann anhand der Grafiken 5.5a und 5.5b in Abbildung 5.5 erfolgen. In Abbildung 5.5a ist die vom Rover zurückgelegte Strecke bei Verwendung der Geometrischen Steuerung (G) im Streckenabschnitt  $\overline{SA}$  in Grün eingetragen. Weiterhin repräsentiert der in Rot eingezeichnete Verlauf den Weg des Rovers bei einem Einsatz der Gesamtfahrzeugregelung (R). Der vorgegebene Pfad ist an dessen Startpunkt A in Blau angedeutet.

Bei einem Vergleich der beiden gewählten Wegstrecken ist zunächst festzustellen, dass die Pfadfolgeregelung den Rover in beiden Fällen dazu veranlasst, in einem ersten Schritt den senkrechten Abstand zum Pfad  $\overline{AB}$  zu verringern. Daher wird zu Beginn wie in den Grafiken 5.4a und 5.4b zu sehen eine negative laterale Geschwindigkeit und eine negative Gierrate vorgegeben. Die gewünschte longitudinale Geschwindigkeit ist in beiden Fällen gering. Ist der Abstand zum Pfad minimiert, befindet sich der Rover im Falle der Geometrischen Steuerung zum Zeitpunkt  $t_9 = 6.17\text{s}$  an der Position  $L_1 = (-0.3287, 0.5)$  und bei Verwendung der Gesamtfahrzeugregelung zum Zeitpunkt  $t_{10} = 7.75\text{s}$  an der Position  $L_2 = (-0.268, 0.4433)$ . Um den Rover von diesen beiden Punkten zum Punkt A des vorgegebenen Pfades  $\overline{AB}$  zu führen, wird primär eine positive longitudinale Geschwindigkeit benötigt. Daher steigt diese an den Zeitpunkten  $t_7 = 7.76\text{s}$  und  $t_8 = 5.89\text{s}$  in den Grafiken 5.4a und 5.4b sprunghaft an, während die gewünschte laterale Geschwindigkeit und die Gierrate des Rovers verringert wird. Die Erhöhung der beiden Sollgrößen in Grafik 5.4a im Vergleich zu Grafik 5.4b ist durch den störenden Einfluss der Sollbeschleunigungen zu erklären. Diese Erhöhung ist notwendig, um den Rover wieder zurück auf den Pfad zu führen.



- (a) Vergleich des Folgeverhaltens der Geometrischen Steuerung (G) und der entworfenen Regelung (R) für den in Blau vorgegebenen Pfad im Streckenabschnitt  $\overline{SA}$ .
- (b) Vergleich der zeitlichen Verläufe des Fehlers  $e$  bzgl. Position ( $x, y$ ) und Orientierung  $\Psi$  bei Verwendung der Geometrischen Steuerung (G) und der entworfenen Regelung (R).

Abbildung 5.5: Vergleich des Folgeverhaltens der Geometrischen Steuerung (G) und des entworfenen Reglers (R) bzgl. des gewünschten Pfades  $\mathbf{x}^*$ .

Des Weiteren kann aus Grafik 5.5a entnommen werden, dass sich der Rover im Falle der Geometrischen Steuerung im zweiten Teil der Wegstrecke des Streckenabschnitts  $\overline{SA}$  geradlinig dem Wegpunkt A nähert. Darüber hinaus weist der Rover bei der Verwendung der Gesamtfahrzeugregelung einen leichten Offset in y-Richtung auf, der erst im weiteren Verlauf des Streckenabschnitts  $\overline{AB}$  korrigiert wird. Dieser Eindruck wird durch die Ergebnisse in Abbildung 5.5b bestätigt. In dieser Grafik sind die zeitlichen Verläufe des Fehlers  $\mathbf{e} = [x \ y \ \Psi]^\top$  bzgl. der Position ( $x, y$ ) und der Orientierung  $\Psi$  des Rovers für die beiden Verfahren dargestellt. Man kann erkennen, dass der Positions- und der Orientierungsfehler des Rovers bei Verwendung der Geometrischen Steuerung schneller ausgeglichen werden. Weiterhin kann aus dem geringeren Anstieg des Orientierungsfehlers  $\Psi_e$  zum Zeitpunkt  $t = 15$ s geschlossen werden, dass die Geometrische Steuerung der leichten Linkskurve zu Beginn des Streckenabschnitts  $\overline{AB}$  mit einem stärkeren Einschlagen der Räder begegnet, wodurch ein besseres Folgeverhalten bzgl. des vorgegebenen Pfades resultiert. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Gesamtfahrzeugregelung gegenüber der Geometrischen Steuerung in diesem Szenario aufgrund der Problematik zur Erzeugung der gewünschten Sollbeschleunigungen ein schlechteres Folgeverhalten bzgl. der gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^*$  aufweist.

## 5.2.2 Kurvenfahrt

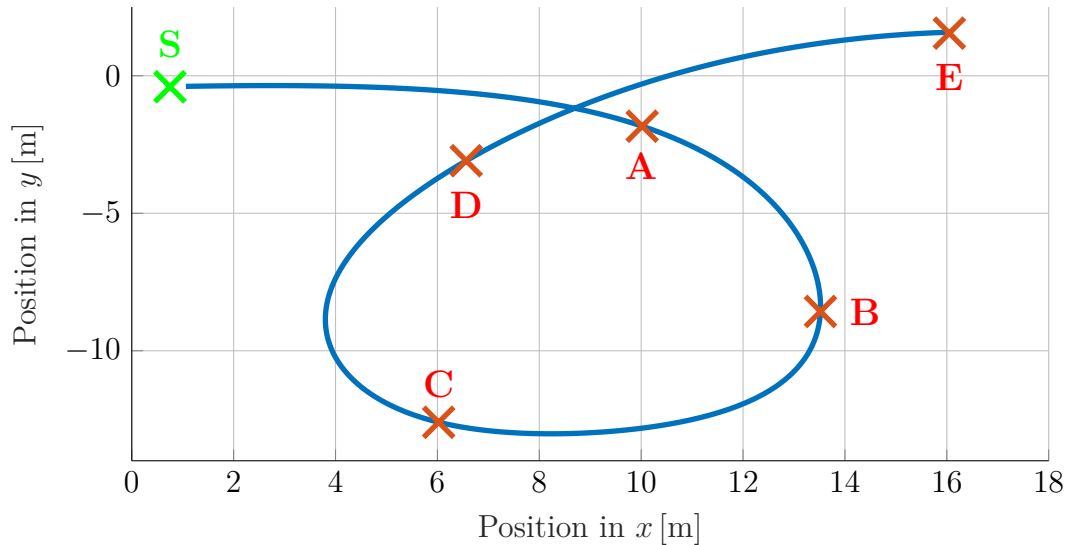
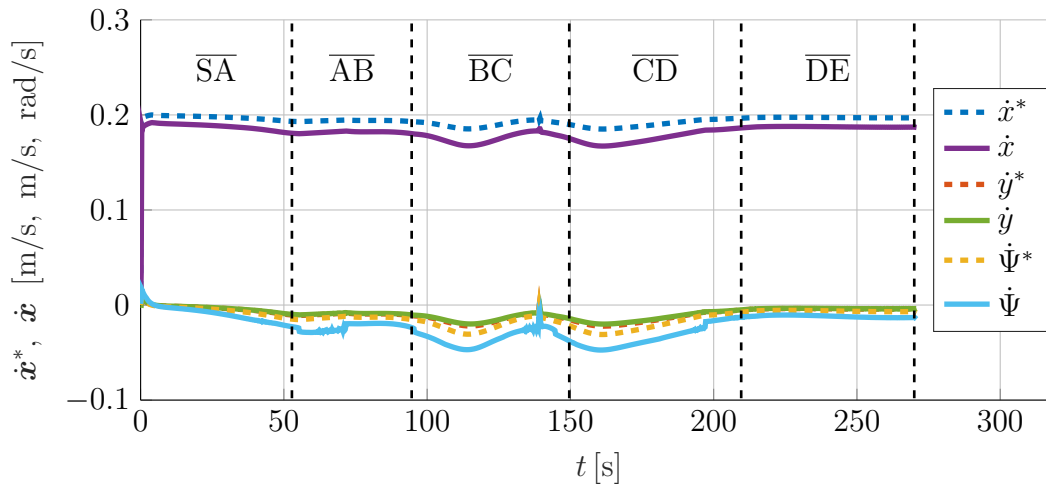


Abbildung 5.6: Grafische Illustration des Szenarios „Kurvenfahrt“. Der Startpunkt S so wie die Wegpunkte A-E des in Blau eingezeichneten Streckenverlaufs sind in Grün respektive in Rot hervorgehoben.

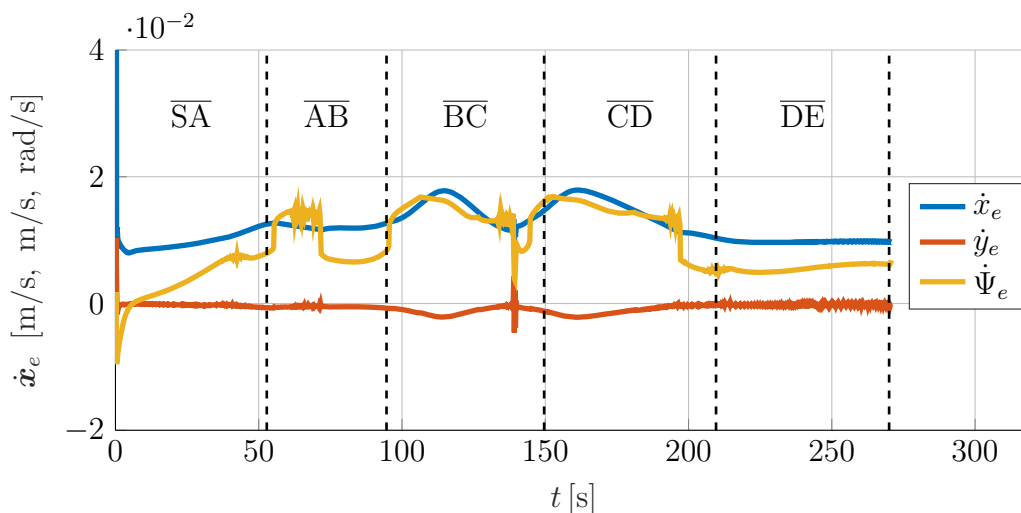
Als weiteres Szenario zur grundlegenden Überprüfung des Fahrverhaltens wurde der Test „Kurvenfahrt“ entworfen. Der Ablauf dieses Tests wird durch Abbildung 5.6 verdeutlicht. Ausgehend von der Startposition S soll der Rover dem in Blau eingezeichneten Weg mit einer konstanten Geschwindigkeit von  $v = 0.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  folgen. Nach einem geraden Streckenabschnitt folgt eine leichte Rechtskurve zum Wegpunkt A, an welche sich in den Streckenabschnitten  $\overline{AB}$  und  $\overline{BC}$  zwei weitere engere Rechtskurven und ein leicht gekrümmter Streckenabschnitt anschließen. Auf diesen folgt im Abschnitt  $\overline{CD}$  die engste Rechtskurve der Weges, der durch die Teilstrecke  $\overline{DE}$  komplettiert wird. Das Szenario wurde sowohl mit der Geometrischen Steuerung als auch mit der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung getestet und die erzielten Ergebnisse einem Vergleich unterzogen. Die Präsentation der Ergebnisse gliedert sich wie folgt. In einem ersten Teil wird die Qualität der beiden Verfahren durch deren Folgeverhalten bezüglich der gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\boldsymbol{x}}^*$  beurteilt. Hierbei werden zuerst die Ergebnisse der Geometrischen Steuerung präsentiert und analysiert. In einem zweiten Schritt werden diese anschließend mit den Resultaten der Gesamtfahrzeugregelung verglichen und die gewonnenen Erkenntnisse in einem Zwischenfazit zusammengefasst. Im zweiten Teil des Abschnitts wird kurz das Folgeverhalten bzgl. des gewünschten Pfades  $\boldsymbol{x}^*$  bei der Verwendung beider Ansätze thematisiert und aus diesem Erkenntnisse zu den Eigenschaften der beiden Verfahren gewonnen. Ein Fazit zu den Ergebnissen der ersten beiden Szenarien rundet den Abschnitt ab.

**Folgeverhalten bzgl. der gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^*$**  In diesem Abschnitt werden zunächst die Ergebnisse der Geometrischen Steuerung erörtert, bevor diese im Anschluss mit den Resultaten der entworfenen Regelung verglichen werden.

**Geometrische Steuerung** Das Folgeverhalten der Geometrischen Steuerung bzgl. der gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^*$  ist in Abbildung 5.7 dargestellt. Aus der Grafik 5.7a kann entnommen werden, dass die Geometrische Steuerung den Führungsgrößen folgen, jedoch nicht die wirkenden Störgrößen kompensieren kann.



(a) Vergleich zwischen der von der Pfadfolgeregelung vorgegebenen Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \ \dot{y}^* \ \dot{\Psi}^*]^\top$  und der gemessenen Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}} = [\dot{x} \ \dot{y} \ \dot{\Psi}]^\top$  zur Beurteilung des Folgeverhaltens der Geometrischen Steuerung.



(b) Zeitlicher Verlauf des Geschwindigkeitsfehlers  $\dot{\mathbf{x}}_e = [\dot{x}_e \ \dot{y}_e \ \dot{\Psi}_e]^\top$ .

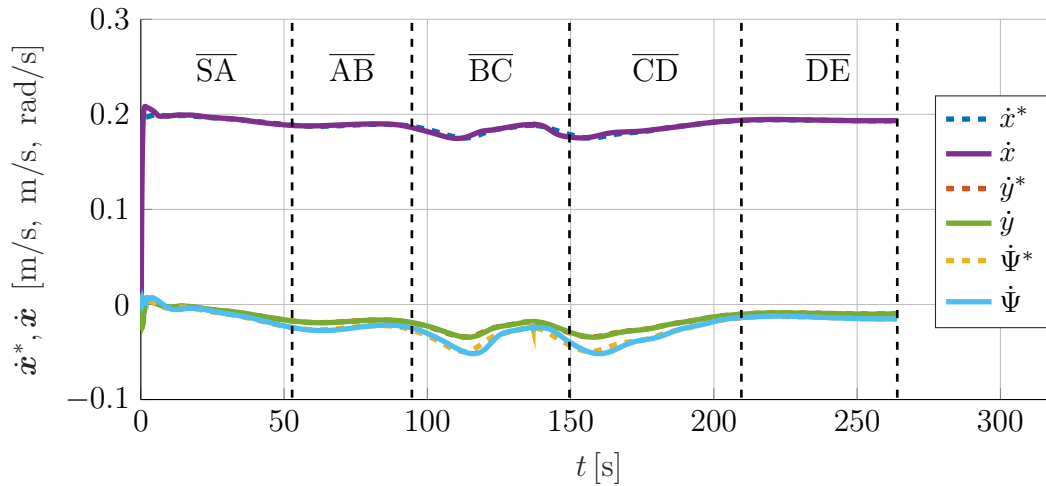
Abbildung 5.7: Folgeverhalten der Geometrischen Steuerung beim Fahrtstest „Kurvenfahrt“ bezüglich der gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^*$ .



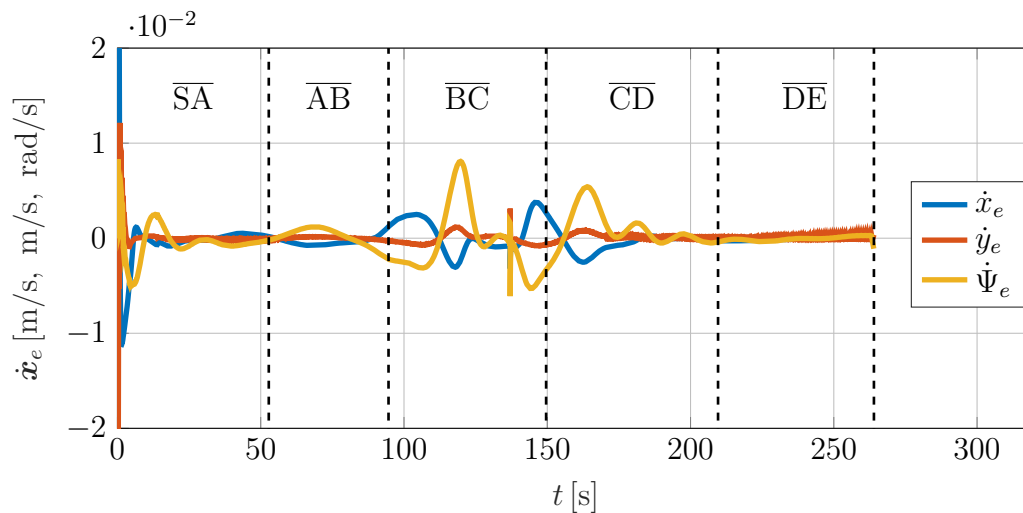
So weichen insbesondere die gemessene Gierrate  $\dot{\Psi}$  und die gemessene longitudinale Geschwindigkeit  $v_x$  deutlich von den vorgegebenen Werten ab. Die maximalen Fehler  $\dot{x}_{e,\max}$  und  $\dot{\Psi}_{e,\max}$  können aus der Grafik 5.7b abgelesen werden. Diese besitzen die Werte  $\dot{x}_{e,\max} = 0.0178 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  und  $\dot{\Psi}_{e,\max} = 0.9637^\circ/\text{s}$ . Als wirkende Störung ist in diesem Szenario der auftretende Schlupf an den Rädern zu nennen. Die Tatsache, dass die Geometrische Steuerung durch einen fehlenden integralen Term keine Störungen ausgleichen kann, wird insbesondere durch den Streckenabschnitt  $\overline{\text{DE}}$  verdeutlicht. In diesem verbleibt bei nahezu gleichbleibender longitudinaler Wunschgeschwindigkeit und Sollgierrate eine konstante Abweichung der Regelgröße. Aus dieser Beobachtung kann gefolgert werden, dass sich diese Abweichung von der Führungsgeschwindigkeit bei dem Einsatz eines zusätzlichen Reibmodells in Dymola vergrößern würde.

**Gesamtfahrzeugregelung** Dem gegenüber sind die zeitlichen Verläufe der gewünschten Geschwindigkeiten  $\dot{\mathbf{x}}^*$  und der gemessenen Geschwindigkeiten  $\dot{\mathbf{x}}$  bei der Verwendung der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung in Grafik 5.8a dargestellt. Diese Regelung demonstriert über die gesamte Wegstrecke hinweg ein sehr gutes Führungsverhalten. Die wirkenden Störgrößen werden in diesem Fall durch eine Erhöhung der kommandierten Kraft  $\mathbf{F}_{\text{com}}$  durch den I-Anteil des Reglers kompensiert. Es ist denkbar, dass diese Störungen in Zukunft zur Verbesserung des Regelungsverhaltens durch das Terramechanikmodul prädiziert und durch eine Vorsteuerung zu der durch den PID-Regler berechneten kommandierten Kraft addiert werden. Des Weiteren kann dem zeitlichen Verlauf des Geschwindigkeitsfehlers  $\dot{\mathbf{x}}_e = [\dot{x}_e \ \dot{y}_e \ \dot{\Psi}_e]^\top$  entnommen werden, dass, abgesehen von den Fehlern zu Beginn der Simulation, die Fehler in der Gierrate  $\dot{\Psi}$  und der longitudinalen Geschwindigkeit  $\dot{x}$  während der Fahrt auf dem vorgegebenen Pfad einen maximalen Wert von  $\dot{\Psi}_{e,\max} = 0.4627^\circ/\text{s}$  und  $\dot{x}_{e,\max} = 0.0038 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  aufweisen. Diese fallen somit gegenüber den maximalen Fehlern der Geometrischen Steuerung im Streckenverlauf deutlich geringer aus.

Die gewonnenen Eindrücke über das Folgeverhalten der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung werden durch Abbildung 5.9 bestätigt. In dieser sind in den Grafiken 5.9a und 5.9b die zeitlichen Verläufe der gewünschten und gemessenen Beschleunigungen so wie der resultierende Verlauf des Beschleunigungsfehlers dargestellt. Daraus ist zu entnehmen, dass die Gesamtfahrzeugregelung den gewünschten Beschleunigungen zufriedenstellend folgen kann. So betragen die maximalen Beschleunigungsfehler in longitudinaler und lateraler Richtung  $\ddot{x}_{e,\max} = 0.0013 \text{ m/s}^2$  und  $\ddot{y}_{e,\max} = 0.0016 \text{ m/s}^2$ . Weiterhin kann für den maximalen Fehler in der Gierbeschleunigung  $\ddot{\Psi}$  mit Ausnahme des Simulationsbeginns ein Wert von  $\ddot{\Psi}_{e,\max} = 0.2165^\circ/\text{s}^2$  angegeben werden. Der Zeitpunkt  $t = 137.1\text{s}$  wurde hierbei nicht berücksichtigt, da



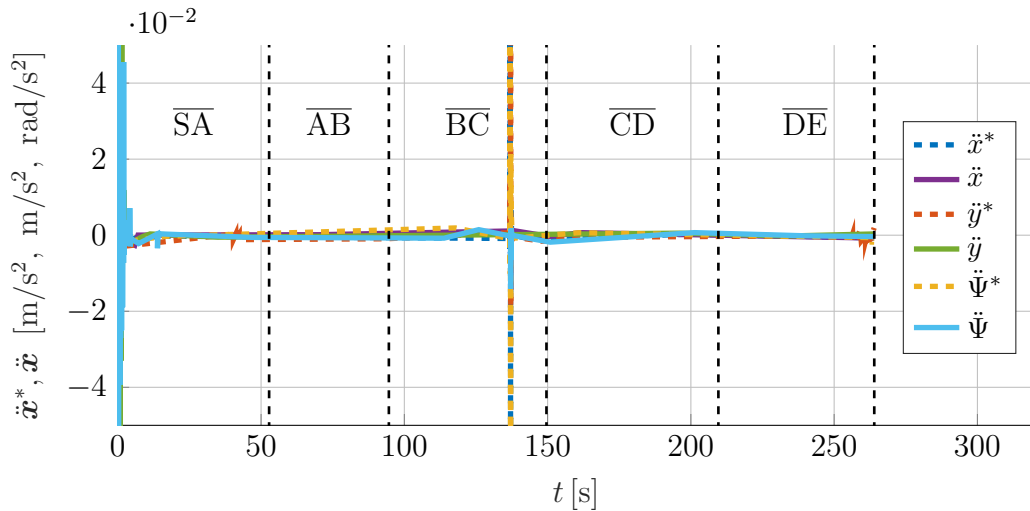
- (a) Vergleich zwischen der gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \quad \dot{y}^* \quad \dot{\Psi}^*]^\top$  und der gemessenen Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}} = [\dot{x} \quad \dot{y} \quad \dot{\Psi}]^\top$  für den Fahrtstest „Kurvenfahrt“ bei der Verwendung der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung.



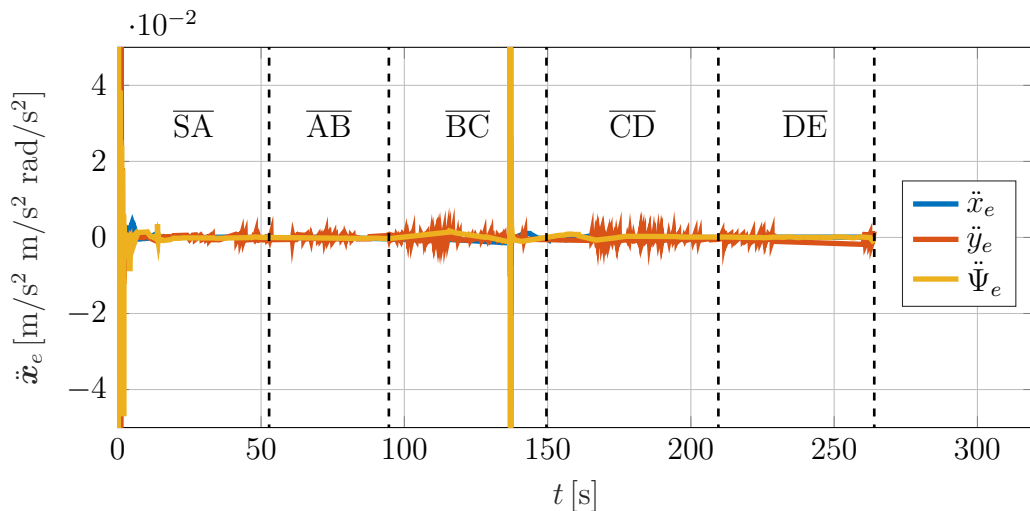
- (b) Zeitlicher Verlauf des Geschwindigkeitsfehlers  $\dot{\mathbf{x}}_e = [\dot{x}_e \quad \dot{y}_e \quad \dot{\Psi}_e]^\top$ .

Abbildung 5.8: Folgeverhalten der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung beim Fahrtstest „Kurvenfahrt“ bezüglich der Sollgeschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^*$ .

der sprunghafte Anstieg der Beschleunigungsfehler in diesem Zeitschritt ähnlich zu dem in Abschnitt 5.2.1 beschriebenen Vorfall auf die Erzeugung der vorgegebenen Beschleunigungen gemäß Gleichung (4.1) zurückzuführen ist. Diese Behauptung kann durch die zeitlichen Verläufe in den Grafiken 5.7a, 5.8b und 5.9a belegt werden. Aus dem zuvor Erläuterten lässt sich schließen, dass für die beiden vorgestellten Szenarien, für welche die Geometrische Steuerung geeignet ist, die entworfenen Gesamtfahrzeugregelung nahe am Referenzergebnis der Geometrischen Steuerung liegt.



(a) Vergleich zwischen der gewünschten Beschleunigung  $\ddot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \ \dot{y}^* \ \dot{\Psi}^*]^\top$  und der gemessenen Beschleunigung  $\ddot{\mathbf{x}} = [\ddot{x} \ \ddot{y} \ \ddot{\Psi}]^\top$  für den Fahrttest „Kurvenfahrt“.



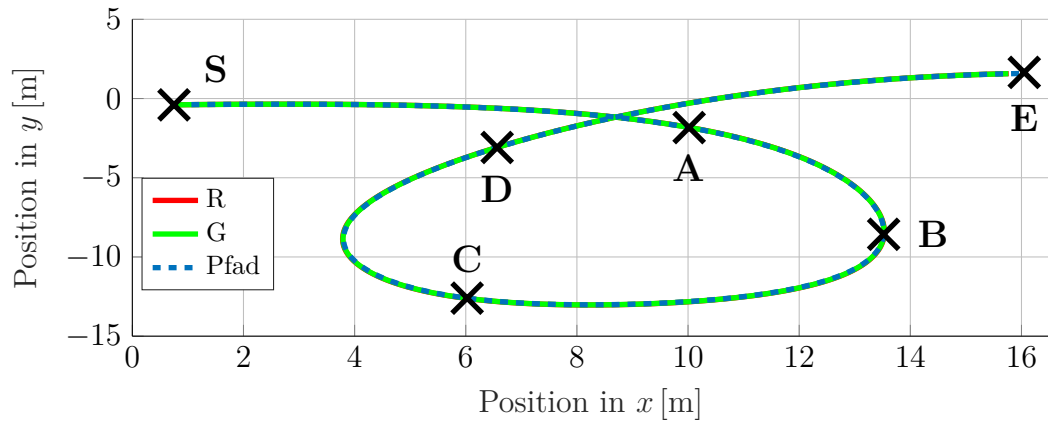
(b) Zeitlicher Verlauf des Beschleunigungsfehlers  $\ddot{\mathbf{x}}_e = [\ddot{x}_e \ \ddot{y}_e \ \ddot{\Psi}_e]^\top$ .

Abbildung 5.9: Folgeverhalten der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung beim Fahrttest „Kurvenfahrt“ bezüglich der Sollbeschleunigung  $\ddot{\mathbf{x}}^*$ .

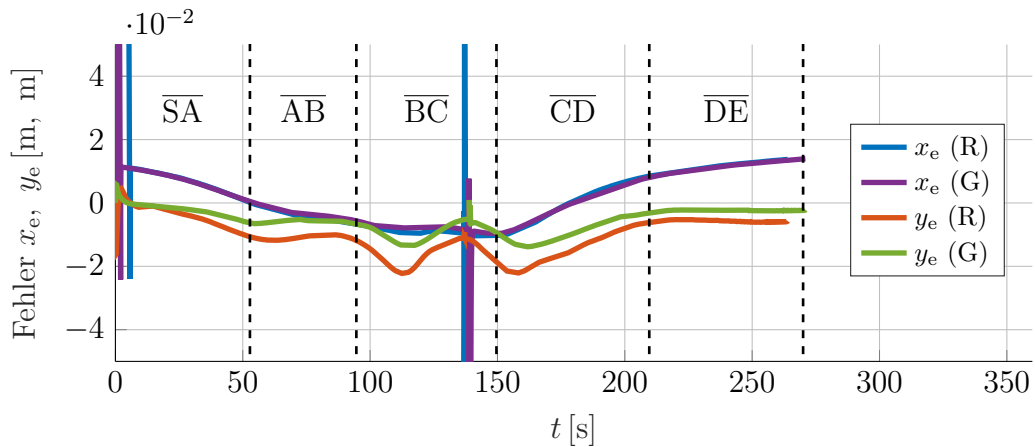
Das schlechtere Folgeverhalten der Gesamtfahrzeugregelung im Fahrttest „Wendemanöver“ ist durch die Problematik bei der Erzeugung der gewünschten Sollbeschleunigungen begründet. Dies könnte durch eine Anpassung der überlagerten Pfadfolge- regelung in weiterführenden Arbeiten behoben werden. Darüber hinaus besitzt das entworfenene Regelungskonzept gegenüber dem bekannten Ansatz zwei wesentliche Vorteile. Zum einen können konstante Regelabweichungen durch den I-Anteil ausgeglichen werden, zum anderen können externe angreifende Kräfte bei der Berechnung der Antriebsmomente  $\boldsymbol{\tau}^*$  und der Lenkwinkel  $\boldsymbol{\delta}^*$  berücksichtigt werden.

**Folgeverhalten bzgl. des gewünschten Pfades  $\mathbf{x}^*$**  Eine Beurteilung des Folgeverhaltens bezüglich des gewünschten Pfades  $\mathbf{x}^*$  kann anhand der Resultate in Abbildung 5.10 erfolgen. In dieser ist das Folgeverhalten der beiden Lösungsansätze bezüglich der Position  $(x, y)$  und der Orientierung  $\Psi$  des Rovers für den vorgegebenen Pfad gegenübergestellt. Aus Grafik 5.10a kann entnommen werden, dass bei beiden Verfahren ein sehr gutes Folgeverhalten bezüglich der Position des Rovers erzielt wird. Dieser Eindruck wird durch die zeitlichen Verläufe der Fehler  $x_e$  und  $y_e$  in Grafik 5.10b bestätigt. Jedoch besitzt die Geometrische Steuerung gegenüber der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung einen kleineren Positionsfehler in lateraler Richtung. Insbesondere im Streckenabschnitt  $\overline{CD}$  gelingt es dem ersteren Ansatz, diesen Fehler um  $\Delta y_e = 0.07\text{m}$  zu reduzieren. Des Weiteren ist in der Abbildung eine sprunghafte Änderung in den zeitlichen Verläufen der Fehler zum Zeitpunkt  $t = 136.9\text{s}$  zu erkennen. Diese kann wiederum auf das Verhalten der überlagerten Pfadfolgeregelung zurückgeführt werden. Ferner kann aus den zeitlichen Verläufen des Orientierungsfehlers  $\Psi_e$  in Grafik 5.10c entnommen werden, dass es der Geometrischen Steuerung in den Streckenabschnitten  $\overline{BC}$  und  $\overline{CD}$  möglich ist, den Orientierungsfehler in der Kurvenfahrt durch ein stärkeres Einlenken der Räder um weitere  $4.5^\circ$  gegenüber der Gesamtfahrzeugregelung zu reduzieren.

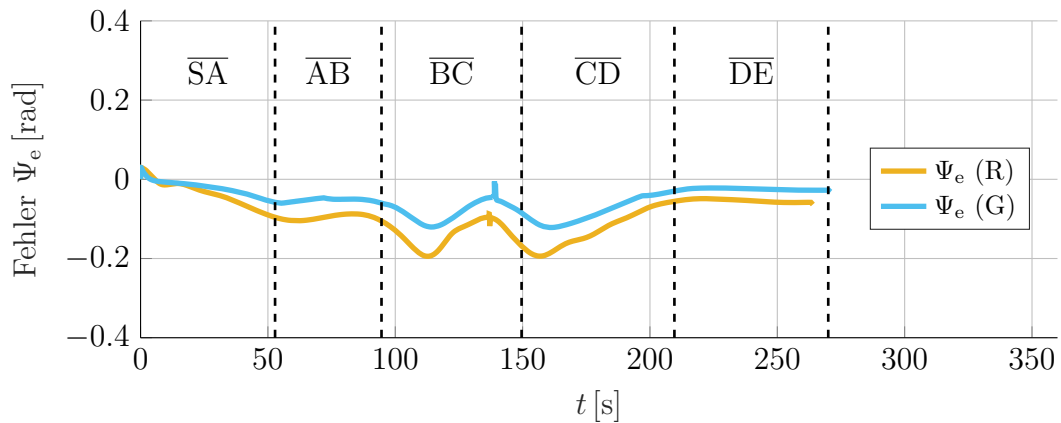
Aus diesen Beobachtungen resultiert die berechtigte Frage, weshalb mit der Geometrischen Steuerung ein besseres Folgeverhalten bezüglich der gewünschten Position erzielt werden kann, gleichwohl das Verfahren ein schlechteres Folgeverhalten bezüglich der gewünschten Geschwindigkeit aufweist. Dies ist durch den Umstand zu erklären, dass keine feste Trajektorie (alle Größen sind abhängig von der Zeit), sondern lediglich ein gewünschter Pfad vorgegeben wird, zu dem gemäß der aktuellen Position und Orientierung des Rovers von der überlagerten Pfadfolgeregelung zugehörige Sollgeschwindigkeiten berechnet werden. In diesem Fall ist es beispielsweise möglich, dass ein Rover, der sich auf dem Pfad befindet, einen Geschwindigkeitsfehler in longitudinaler Richtung besitzen kann, gleichzeitig aber keinen Positionsfehler in longitudinaler Richtung aufweist. Die zusätzliche Erhöhung der Gierrate in Kurven in Grafik 5.7a kann bei der Geometrischen Steuerung dadurch erklärt werden, dass durch den Algorithmus bereits durch die Vorgabe einer longitudinalen und lateralen Geschwindigkeit ein Gieren des Rovers induziert wird (s. Abschnitt 3.3.1.1). Daher ist für eine verbesserte Vergleichbarkeit der beiden Ansätze in weiterführenden Arbeiten eine Anpassung der überlagerten Pfadfolgeregelung zu prüfen. Darüber hinaus ist zur Kompensation des Verhaltens eine Erhöhung der Reglerverstärkungen denkbar. Nichtsdestotrotz kann zusammenfassend festgestellt werden, dass die entworfenen Gesamtfahrzeugregelung bei den beiden durchgeführten Fahrtests nahe am Referenzergebnis der Geometrischen Steuerung liegt.



(a) Vergleich des Folgeverhaltens des entworfenen Reglers (R) und der Geometrischen Steuerung (G) bezüglich der Position  $(x, y)$  für den in Blau hervorgehobenen Pfad.



(b) Zeitlicher Verlauf des Positionsfehlers  $(x_e, y_e)$  des Rovers für die Geometrische Steuerung (G) und den entworfenen Regler (R).



(c) Zeitlicher Verlauf des Orientierungsfehlers  $\Psi_e$  für die Geometrische Steuerung (G) und den entworfenen Regler (R).

Abbildung 5.10: Vergleich des Folgeverhaltens der Geometrischen Steuerung (G) und des entworfenen Reglers (R) bzgl. der Position und der Orientierung des Rovers für den Fahrtest „Kurvenfahrt“.

### 5.2.3 Berücksichtigung der Bodenbeschaffenheit

Ein wesentlicher Vorteil der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung besteht in der Möglichkeit, externe Kräfte bei der Berechnung der Steuergrößen zu berücksichtigen. Diese Fähigkeit soll im folgenden Szenario durch die Simulation unterschiedlicher Bodenverhältnisse demonstriert werden. Einen Überblick über dieses Szenario bietet Abbildung 5.11. Ausgehend von der Startposition S hat der Rover die Aufgabe, dem in Blau eingezeichneten Pfad mit einer konstanten Geschwindigkeit von  $v = 0.05 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  zu folgen. An der Position (0m,0m) erreicht der Rover den Beginn eines Hangs mit einer Neigung von  $\alpha = 15^\circ$ . Nachdem dieser die Anfahrt an den Hang absolviert hat, werden die beiden Reibungskoeffizienten  $\mu_T$  und  $\mu_L$  in longitudinaler und lateraler Richtung bei Erreichen der Position (2m,0m) von ihren Anfangswerten  $\mu_T = 0.6$  und  $\mu_L = 0.1$  künstlich auf die Werte  $\mu_T = 0.3$  und  $\mu_L = 0.05$  an den beiden linken Rädern des Rovers reduziert. Auf diese Weise soll näherungsweise ein Übergang von komprimierten auf losen Untergrund abgebildet werden. Das Vorgehen wird durch die Tatsache begründet, dass während der Durchführung der Simulationen kein geeignetes Bodenmodell zur adäquaten Abbildung des genannten Sachverhalts in Dymola zur Verfügung stand.

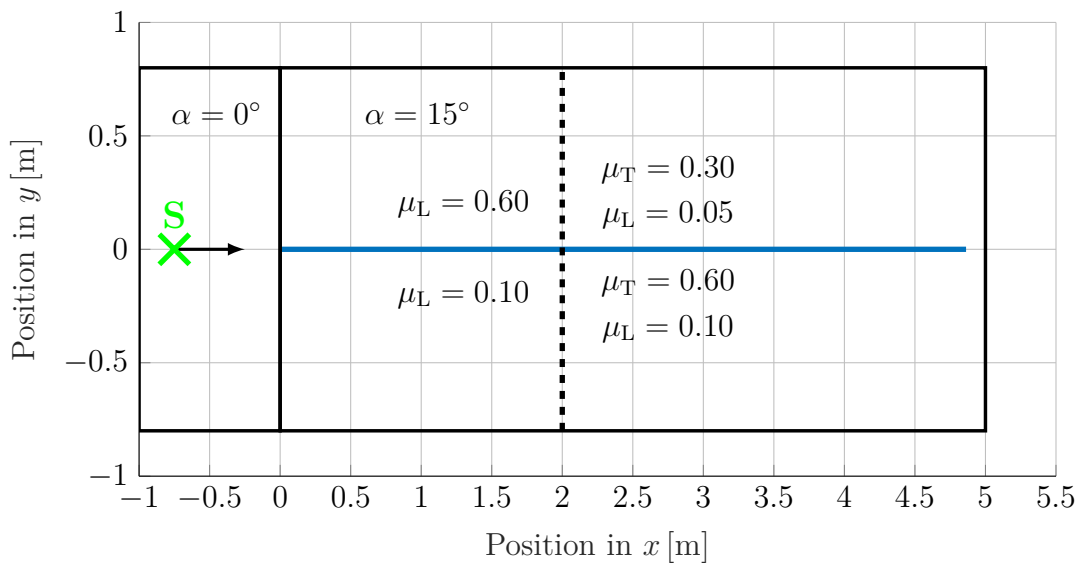
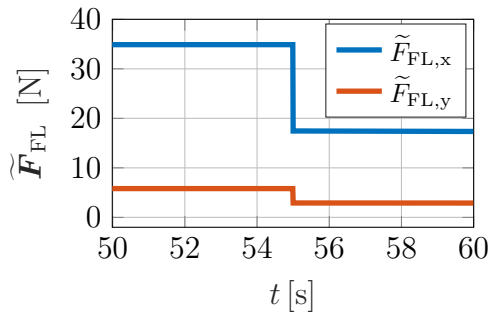


Abbildung 5.11: Überblick über den Test zur Berücksichtigung der Bodenbeschaffenheit durch die entworfene Regelung. Der Startpunkt S des Rovers ist in Grün, der vorgegebene Pfad in Blau eingezeichnet. Weiterhin markiert die vertikale Linie bei  $x = 0\text{m}$  den Beginn des Hangs mit einer Steigung  $\alpha = 15^\circ$ . Die Reduzierung der Reibungskoeffizienten  $\mu_T$  und  $\mu_L$  erfolgt bei der Position  $x = 2\text{m}$  zum Zeitpunkt  $t = 55\text{s}$ .

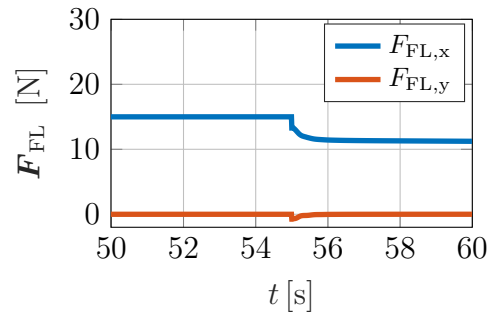
Aus diesem Grund konnte kein Vergleich zwischen den Resultaten der Gesamtfahrzeugregelung und der Geometrischen Steuerung durchgeführt werden. Daher werden im Folgenden lediglich die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugregelung präsentiert und interpretiert. Von diesen Ergebnissen sind insbesondere die zeitlichen Verläufe der Tangentialkräfte  $\mathbf{F}_{FL}$ ,  $\mathbf{F}_{FR}$ ,  $\mathbf{F}_{RL}$  und  $\mathbf{F}_{RR}$  von Interesse, da diese eine direkte Aussage über eine zufriedenstellende Berücksichtigung der unterschiedlichen Eigenschaften des Bodens durch die Regelung erlauben. Diese sind gemeinsam mit den zugehörigen Verläufen der maximal übertragbaren Scherkräfte  $\widetilde{\mathbf{F}}_{FL}$ ,  $\widetilde{\mathbf{F}}_{FR}$ ,  $\widetilde{\mathbf{F}}_{RL}$  und  $\widetilde{\mathbf{F}}_{RR}$  in Abbildung 5.12 den Grafiken 5.12a - 5.12h für das Intervall  $t = [50; 60]$  s dargestellt. Aus den Werten der maximalen Scherkräfte zum Zeitpunkt  $t = 52$  s kann gefolgert werden, dass die Lage des Rovers im Zusammenhang mit der auf den Rover wirkenden Gewichtskraft  $\mathbf{F}_g$  korrekt berücksichtigt wird. So kann an dessen Hinterrädern eine Scherkraft von bis zu  $\widetilde{F}_{RL,x} = \widetilde{F}_{RR,x} = 42$  N auf den Boden übertragen werden, an dessen Vorderrädern hingegen nur  $\widetilde{F}_{FL,x} = \widetilde{F}_{FR,x} = 35$  N. Aus der direkten Proportionalität zwischen der maximalen Scherkraft und der Normalkraft gemäß Gleichung (4.35) kann gefolgert werden, dass das Statikmodul richtigerweise eine größere Normalkraft an den Hinterrädern berechnet. Des Weiteren kann aus den zeitlichen Verläufen der longitudinalen Kräfte abgelesen werden, dass diese zu diesem Zeitpunkt die Werte  $F_{FL,x} = F_{FR,x} = 15$  N und  $F_{RL,x} = F_{RR,x} = 18$  N besitzen. In der Summe ergibt sich somit eine Kraft in longitudinaler Richtung von 66 N. Diese Kraft sorgt zusammen mit der kommandierten Kraft  $F_{com,x}$  für eine Kompensation der Hangabtriebskraft

$$F_h = m_{ges} g \sin(15^\circ) = 68.55 \text{ N.} \quad (5.2)$$

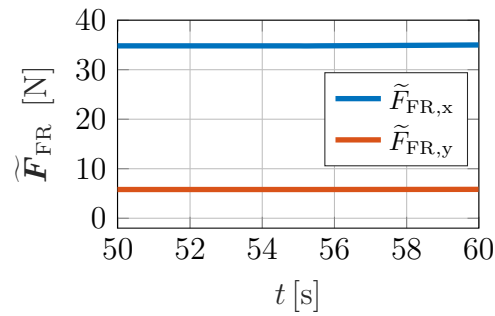
Nach der künstlichen Reduzierung der Reibkoeffizienten an den beiden linken Rädern des Rovers bei  $t = 55$  s ist zu beobachten, dass die Kräfte in longitudinaler Richtung gemäß der Zielfunktion des konvexen Optimierungsproblems in Gleichung (4.48) wie gewünscht umverteilt werden. So werden die longitudinalen Kräfte an den beiden linken Rädern reduziert und im Ausgleich dafür die longitudinalen Kräfte an den beiden rechten Rädern erhöht, um die jeweils zur Verfügung stehenden Scherkräfte des Bodens nach Möglichkeit relativ geringfügig zu beanspruchen. Darüber hinaus kann den Grafiken 5.12b, 5.12d, 5.12f, und 5.12h entnommen werden, dass sich die longitudinalen Kräfte zum Zeitpunkt  $t = 56$  s in einem stationären Zustand befinden. Deren Werte ergeben sich gerundet zu  $F_{FL,x} = 11$  N,  $F_{FR,x} = 19$  N,  $F_{RL,x} = 13$  N und  $F_{RR,x} = 23$  N.



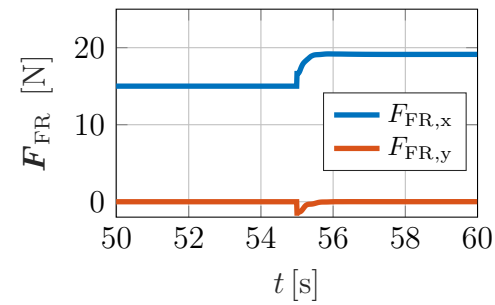
(a) Max. übertragbare Scherkräfte  $\tilde{\mathbf{F}}_{\text{FL}}$



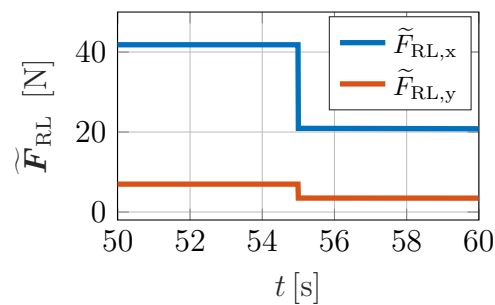
(b) Tangentialkraft  $\mathbf{F}_{\text{FL}}$



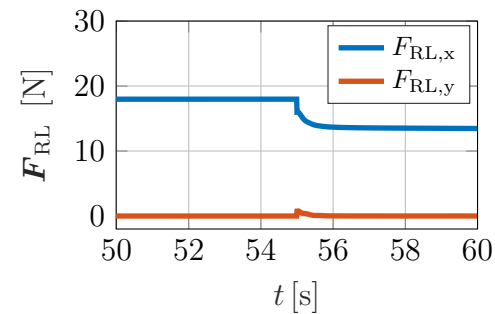
(c) Max. übertragbare Scherkräfte  $\tilde{\mathbf{F}}_{\text{FR}}$



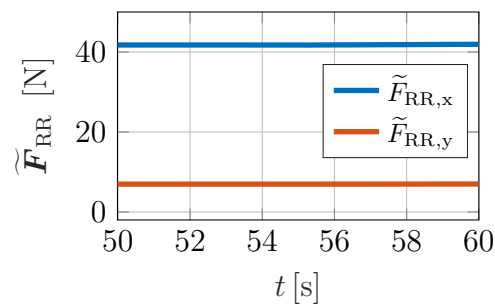
(d) Tangentialkraft  $\mathbf{F}_{\text{FR}}$



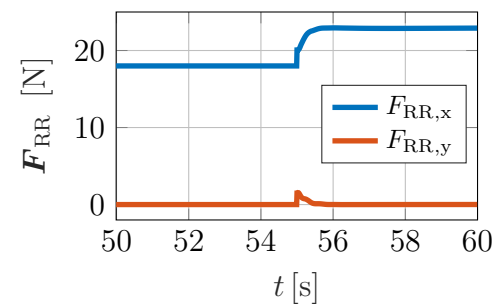
(e) Max. übertragbare Scherkräfte  $\tilde{\mathbf{F}}_{\text{RL}}$



(f) Tangentialkraft  $\mathbf{F}_{\text{RL}}$



(g) Max. übertragbare Scherkräfte  $\tilde{\mathbf{F}}_{\text{RR}}$



(h) Tangentialkraft  $\mathbf{F}_{\text{RR}}$

Abbildung 5.12: Zeitlicher Verlauf der maximal übertragbaren Scherkräfte  $\tilde{\mathbf{F}}$  und der Tangentialkräfte  $\mathbf{F}$  an den Rädern FL, FR, RL und RR für das Intervall  $t = [50; 60]$  s.



### 5.2.4 Hangfahrt

Als viertes Szenario zur Überprüfung des Verhaltens der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung wurde das Szenario „Hangfahrt“ entworfen. Einen Überblick über diesen Fahrtest bietet Abbildung 5.13. Ausgehend vom Startpunkt S des Rovers in der Ebene soll der Rover dem in Blau eingezeichneten Pfad mit einer Geschwindigkeit von  $v = 0.05 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  folgen. Zu Beginn erreicht der Rover den Wegpunkt A, der den Übergang zu einem Hang mit einer Neigung von  $\alpha = 5^\circ$  markiert. Nach der Anfahrt am Hang schließt sich an einen geraden Streckenabschnitt  $\overline{AB}$  eine enge Rechtskurve im Abschnitt  $\overline{BC}$  an. Der Pfad wird abschließend durch eine Querfahrt am Hang im Streckenabschnitt  $\overline{CD}$  komplettiert. Die Wahl dieses Szenarios wird durch meh-

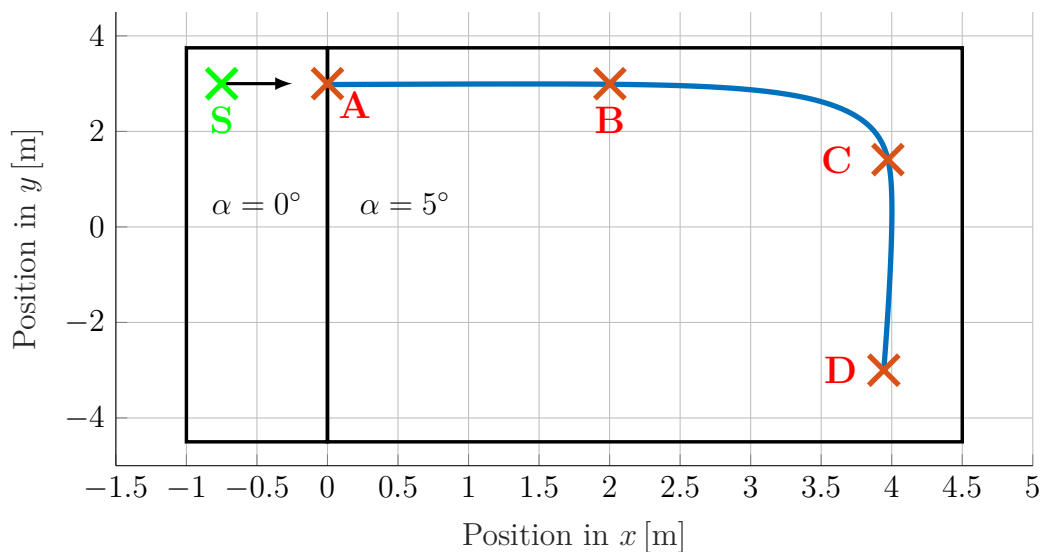


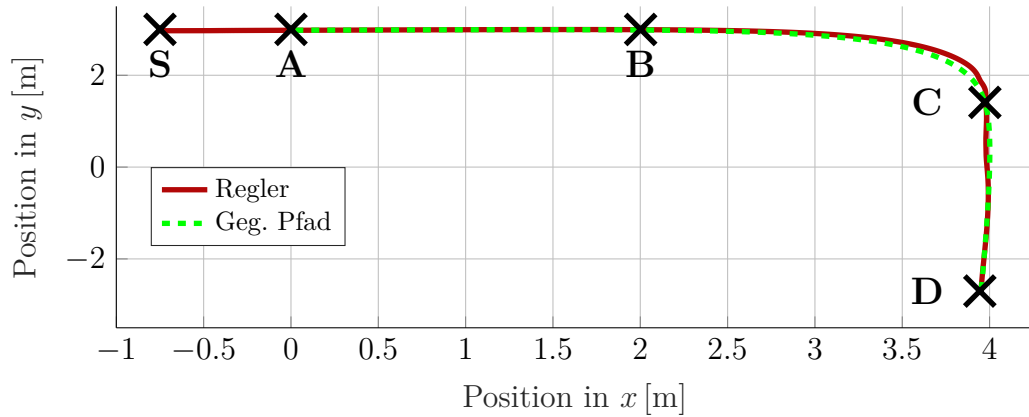
Abbildung 5.13: Illustration des Szenarios „Hangfahrt“. Der Startpunkt S des Rovers ist in Grün, die Wegpunkte A-D des in Blau vorgegebenen Pfades in Rot eingezeichnet. Weiterhin markiert die vertikale Linie bei  $x = 0\text{m}$  den Beginn des Hangs mit einer Steigung von  $\alpha = 5^\circ$ .

rere Aspekte motiviert. So ist neben der Bewältigung der Anfahrt am Hang am Punkt A die Querfahrt des Rovers von großem Interesse. Bisherige kinematikbasierte Lösungen zeigten bei letzterer Anforderung meist in Anbetracht der Tatsache, dass diese extern angreifende Kräfte nicht berücksichtigen können, ein von häufigen Lenkmanövern geprägtes Fahrverhalten. Jedoch konnten diese das Abrutschen des Rovers am Hang bei losem Untergrund nur temporär verhindern [KKB<sup>+</sup>13]. Dieser Umstand soll durch die entworfenen Gesamtfahrzeugregelung behoben werden. Sie ist in der Lage, die in diesem Streckenabschnitt in negative y-Richtung auf den Rover wirkende resultierende Kraft, die sich aus der Differenz der Hangabtriebskraft und der Haltekräfte an den Rädern gemäß Gleichung (4.44) ergibt, zu erkennen. Diese

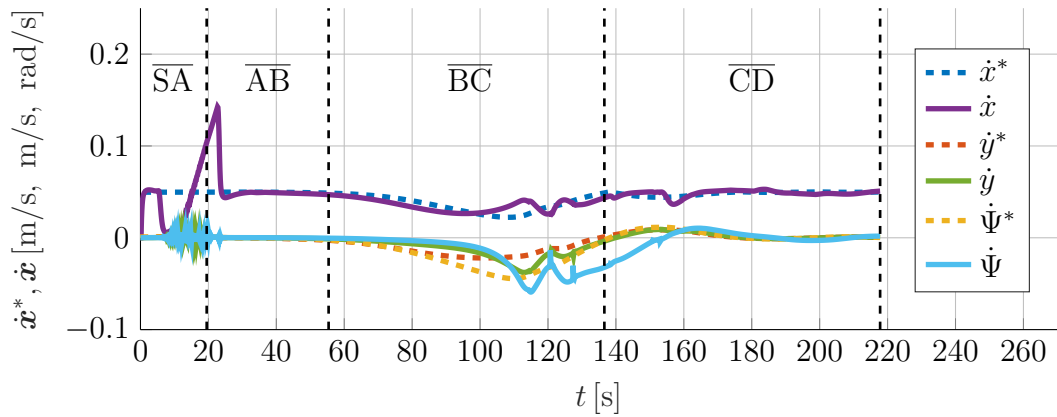
kann die Regelung bei der Berechnung der Antriebsmomente und Lenkwinkel der Räder berücksichtigen und im Idealfall ein Abrutschen des Rovers durch ein geringes Einlenken der Räder in Richtung der dem Hang zugewandten Seite kompensieren. Dieses Verhalten kann allerdings im vorliegenden Fall nicht demonstriert werden, da das Terramechanikmodul in Abschnitt 4.5 die zu überwindenden Bodenwiderstandskräfte nicht berechnen kann. Daher ist die Implementierung eines deutlich umfangreicheren Modells zur Abbildung des Rad-Boden-Kontakts erforderlich. Darüber hinaus ist der Einsatz eines komplexeren Terramechanikmodells in Dymola notwendig, um ein Abrutschen des Rovers am Hang korrekt abbilden zu können. Diese Untersuchungen sind als ein zentraler Gegenstand weiterführender Arbeiten anzusehen.

Ungeachtet dessen stellen die in Abbildung 5.14 dargestellten Ergebnisse, die unter Verwendung des Modells RheoCM (s. Abschnitt 5.2) erzielt wurden, eine valide Grundlage für die Ableitung weiterer Stärken und momentaner Schwächen der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung dar. Den zeitlichen Verläufen der gewünschten und der gemessenen Geschwindigkeit des Rovers in Grafik 5.14b kann entnommen werden, dass der Regler bei der Anfahrt am Hang im Zeitraum  $t = [5.49; 31.31]$  s ein deutliches Unterschwingen gefolgt von einem Überschwingen zeigt. Bei Erreichen des Wegpunktes A kann der Rover aufgrund der beginnenden Steigung des Geländes seinen Bewegungszustand nicht beibehalten und kommt kurzzeitig zum Stillstand. Da das System keinerlei Kenntnis von dem Übergang zwischen den beiden Terrains besitzt, kann dieser als eine externe Störung aufgefasst werden. Des Weiteren befindet sich der Rover am Punkt A noch immer in der Ebene, daher ist eine Kompensation der zusätzlich zur Hanganfahrt benötigten Kraft durch die Gewichtskraft nicht möglich. Darüber hinaus erweist sich die unmittelbar aus dem Geschwindigkeits- und Beschleunigungsfehler resultierende kommandierte Kraft  $\mathbf{F}_{\text{com}}$  ebenfalls als unzureichend. Somit wird durch den I-Anteil des Reglers der Geschwindigkeitsfehler so lange integriert, bis die kommandierte Kraft die Hanganfahrtskraft kompensiert.

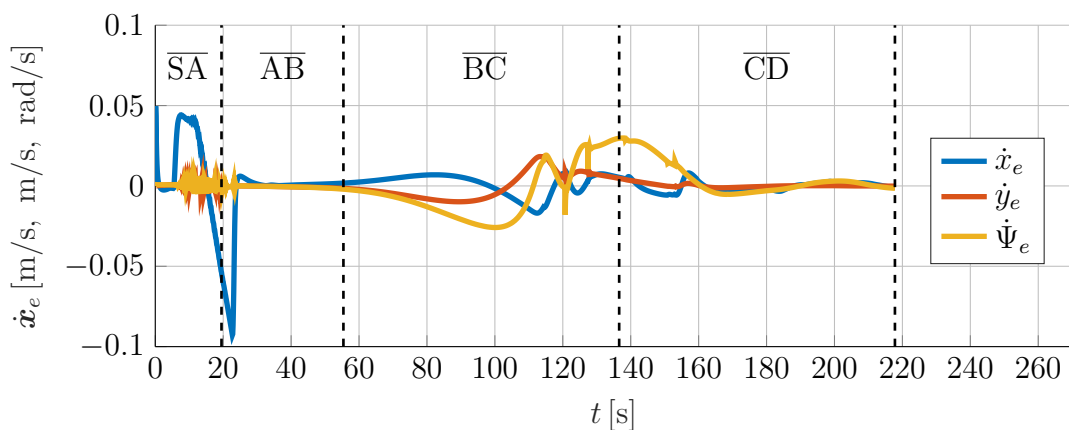
Durch die Hanganfahrt resultiert eine Veränderung des Nickwinkels  $\Theta$ , wodurch auf den Rover neben der kommandierten Kraft die negative Gewichtskraft zur Kompensation der Hangabtriebskraft in Form einer Vorsteuerung wirkt, siehe hierzu Gleichung (4.45). Diese Kraft wird allerdings bereits durch die erhöhte kommandierte Kraft ausgeglichen, demnach ist als Konsequenz eine Beschleunigung des Rovers zu beobachten, aus dieser wiederum ein Anstieg der Geschwindigkeit und infolgedessen ein Überschwingen des Reglers resultiert. Der aus diesem Sachverhalt hervorgehende Geschwindigkeitsfehler in longitudinaler Richtung ist am Zeitpunkt  $t = 32.55$  s ausgeglichen, an dem folglich die kommandierte Kraft im stationären Zustand um



(a) Vergleich des vorgegebenen Pfades (grün) mit dem vom Rover im Fahrtest zurückgelegten Pfad (rot). Der Startpunkt S des Rovers sowie die Wegpunkte A, B, C und D der Strecke sind in der Grafik in Schwarz hervorgehoben.



(b) Zeitliche Verläufe der gewünschten und der gemessenen Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \quad \dot{y}^* \quad \dot{\Psi}^*]^\top$  und  $\dot{\mathbf{x}} = [\dot{x} \quad \dot{y} \quad \dot{\Psi}]^\top$  des Rovers.



(c) Zeitlicher Verlauf des Geschwindigkeitsfehlers  $\dot{\mathbf{x}}_e = [\dot{x}_e \quad \dot{y}_e \quad \dot{\Psi}_e]^\top$ .

Abbildung 5.14: Ergebnisse des Fahrtests Hangfahrt mit der entworfenen Regelung bei einer Hangneigung von  $\alpha = 5^\circ$ . Die Streckenabschnitte  $\overline{SA}$ ,  $\overline{AB}$ ,  $\overline{BC}$  und  $\overline{CD}$  sind in den Grafiken (b) und (c) vermerkt.

den Anteil der Gewichtskraft reduziert wurde. Dieses Verhalten könnte durch die Implementierung eines Kontaktwinkelschätzers (s. Abschnitt 3.3.2.2) bedeutend verbessert werden. Durch diesen wäre es möglich, den Übergang zwischen Ebene und Hang durch einen erhöhten Kontaktwinkel an den Vorderrädern des Rovers zu detektieren und über eine Vorsteuerung die auf das System wirkende Gesamtkraft um eine zur Hanganfahrt notwendigen Kraft zu erhöhen. Dieser sollte daher in weiterführenden Arbeiten implementiert werden.

Des Weiteren kann aus dem Vergleich des vorgegebenen Pfades mit der vom Rover zurückgelegten Wegstrecke in Grafik 5.14a entnommen werden, dass dieser im Bereich der engen Rechtskurve im Streckenabschnitt  $\overline{BC}$  deutlich sichtbar vom Pfad abweicht und diesen Positionsfehler erst auf der Hälfte der letzten Teilstrecke  $\overline{CD}$  vollständig korrigieren kann. Dieser Eindruck wird durch die vergleichsweise großen Abweichungen der gemessenen Geschwindigkeiten  $\dot{x}$  von den gewünschten Geschwindigkeiten  $\dot{x}^*$  in Grafik 5.14b und den zeitlichen Verläufen der resultierenden Geschwindigkeitsfehler in Grafik 5.14c bestätigt. In dieser Grafik ist insbesondere der deutlich erhöhte Fehler  $\dot{\Psi}_e$  in der Gierrate hervorzuheben.

Die aufgezeichneten Verläufe im Zeitabschnitt  $t = [60; 180]$  s sind durch die nachfolgenden Ausführungen zu erklären. Während der Hangfahrt im Streckenabschnitt  $\overline{AB}$  muss die auf den Rover wirkende Hangabtriebskraft durch eine erhöhte Kraft in longitudinaler Richtung an den Rädern ausgeglichen werden. Dieser Anstieg sorgt dafür, dass gegenüber einem abgewandelten Szenario, bei dem der Rover dem vorgegebenen Pfad in der Ebene folgt, die Lenkwinkeländerungen bei gleichbleibender lateraler Kraft gedämpft werden. Diese Folgerung resultiert unmittelbar aus Gleichung (4.53). Somit ist das Folgeverhalten des Rovers bezüglich der gewünschten Gierrate nur bedingt gegeben. Diese Tatsache wird durch Grafik 5.14b bestätigt, in welcher die gewünschte Gierrate  $\dot{\Psi}^*$  ab  $t_1 = 70$  s bis zum Zeitpunkt  $t_2 = 100$  s betragsmäßig deutlich schneller als die gemessene Gierrate  $\dot{\Psi}$  ansteigt. Der Betrag des resultierenden Fehlers  $\dot{\Psi}_e$  wird währenddessen durch den I-Anteil des Reglers zusätzlich erhöht. Infolgedessen ist in Grafik 5.14b ein Wind-Up-Effekt des Regelkreises zu beobachten, der ab dem Zeitpunkt  $t_3 = 111$  s zu einem Überschwingen in der gemessenen Gierrate führt. Darüber hinaus weichen die translatorischen Geschwindigkeiten deutlich von ihren Sollwerten ab. Diese Fehler sind erst zum Zeitpunkt  $t_4 = 180$  s größtenteils ausgeglichen.

Ferner kann aus den Erläuterungen abgeleitet werden, dass das in Grafik 5.14b beobachtete Verhalten sowohl durch die Durchquerung eines steileren Geländes als auch durch eine engere Kurvenfahrt verstärkt wird. Diesbezüglich ist eine Erhöhung der vorgegebenen Geschwindigkeit ebenfalls als kritisch anzusehen. Somit müssen

zur Behebung dieses Umstandes geeignete Gegenmaßnahmen getroffen werden. Als solche können die im Folgenden vorgestellten Ansätze zur Erweiterung des Regelungskonzepts in Betracht gezogen werden:

- **Conditional Integration:** Eine Maßnahme zur Behebung des erörterten Problems könnte in der Erweiterung des Konzepts der Conditional Integration in Gleichung (4.42) um zusätzliche Bedingungen begründet sein. So könnte der beobachtete Wind-Up-Effekt durch die Detektion dieser Konfigurationen des Rovers zu einer temporären Abschaltung des I-Anteils des Reglers führen. Eine ähnliche Idee ist bei der Beschränkung der maximalen Lenkwinkeländerung in Abschnitt 4.7 zu finden. Allerdings erfolgt durch diese Maßnahme ein Einlenken des Rovers erst bei größeren Regelabweichungen.
- **Modifikation des Optimierungsproblems:** Eine weitere Idee besteht in der Modifikation des in Abschnitt 4.7 vorgestellten Optimierungsproblems. Diese Idee wird durch die Überlegung motiviert, dass der Rover mangels prädiktiven Strategien nicht erkennt, dass durch ein stärkeres Einlenken der Räder zusätzliche Haltekräfte an den Rädern aufgebracht werden können, welche zur Stabilisierung der Lage des Rovers am Hang beitragen würden. Während die Kräfte am Rad in longitudinaler Richtung aktiv aufgebracht werden müssen, da das resultierende Moment in der Achse des Antriebs liegt, werden die Kräfte in lateraler Richtung von der Aufhängung passiv aufgenommen. Somit könnte eine Aufnahme dieses Kriteriums in das Optimierungsproblem zu einer Balancierung der Verhältnisse zwischen longitudinaler und lateraler Kraft an den Rädern führen und folglich zu einem verbesserten Lenkverhalten beitragen.
- **Adaptive Regelungsstrategien:** Darüber hinaus könnte die Anpassung der Verstärkungen des PID-Reglers im Rahmen einer adaptiven Regelungsstrategie gemäß [BD02] in Betracht gezogen werden. Diese würde neben der Erhöhung der Robustheit des Systems im Einklang mit der Anforderung der Generalisierbarkeit stehen. Diese Idee wird durch mehrere durchgeführte Tests des Szenarios mit unterschiedlichen Parametrierungen des Reglers motiviert. So konnte in diesen Experimenten gezeigt werden, dass für eine bestimmte Hangneigung und Geschwindigkeit der beschriebene Wind-Up-Effekt durch eine entsprechende Wahl der Verstärkungen des Reglers vermieden werden konnte.

Ein weiterer diskussionswürdiger Aspekt ist in der Annahme des quasi-statischen Modells in der in Gleichung (4.36) angegebenen Form und der Verteilung der Gesamtkraft auf die Tangentialkräfte im Modul Force Allocation begründet. Während die berechnete Kraft in longitudinaler Richtung direkt über ein berechnetes Drehmoment durch die Antriebsmotoren der Räder in den Radnaben umgesetzt werden können, können die berechneten lateralen Kräfte nicht direkt über das Aufbringen eines Moments gestellt werden, es erfolgt lediglich eine Lenkwinkeländerung in diejenige Richtung, die durch den Vektor der Tangentialkräfte vorgegeben ist. Somit ist die Kraft in laterale Richtung gewissermaßen im übertragenen Sinne als ein Indikator für eine durchzuführende Lenkwinkeländerung anzusehen.

Zur Verbesserung des Lenkverhaltens ist daher eine strikte, physikalisch motivierte Trennung der longitudinalen und lateralen Komponente der Tangentialkraft erforderlich. Eine geeignete Möglichkeit könnte in einer Modifikation des Optimierungsproblems bestehen, bei welcher dem Modul Force Allocation die Unterscheidung zwischen den beiden Komponenten der Tangentialkräfte beispielsweise durch zusätzliche Nebenbedingungen oder einer Erweiterung der Zielfunktion um weitere Terme ermöglicht wird. Eine Alternative zu diesem Vorschlag besteht in einer Erweiterung des in Gleichung (4.36) verwendeten Modells um ein Modell der Lenkeinheiten des Rovers, um der Tatsache, dass die lateralen Kräfte nicht direkt gestellt werden können, unmittelbar Rechnung zu tragen. Die Untersuchung dieser beiden und weiterer sich ergebender Vorschläge ist als Gegenstand weiterführender Arbeiten anzusehen.

---

## 6 Evaluierung des Ansatzes

In diesem Kapitel soll in den nachfolgenden Abschnitten geprüft werden, inwiefern das vorgestellte Regelungskonzept die in Abschnitt 1.2 formulierten Anforderungen Generalisierbarkeit, Robustheit und Performanz erfüllen kann. Während die Generalisierbarkeit des Ansatzes hauptsächlich den Designprozess und die Optimierungsmöglichkeiten eines Rovers verbessert, sind dessen Robustheit und dessen Performanz als essentiell für einen praktischen Einsatz anzusehen. Die Nachweise der Erfüllung der einzelnen Anforderungen werden im Folgenden durch theoretische Untersuchungen und Simulationen erbracht.

### 6.1 Generalisierbarkeit

Die Anforderung der Generalisierbarkeit eines zu entwerfenden Regelungskonzepts leitet sich aus der Überlegung ab, dass innerhalb des Designprozesses eines Rovers für verschiedene entworfene Roverkinematiken eine generalisierbare Gesamtfahrzeugregelung zur Verfügung stehen sollte, die einen direkten Vergleich der entworfenen Kinematiken bezüglich verschiedener Gütekriterien erlaubt. Auf diese Weise würde der Designprozess durch die Tatsache, dass eine erneute Adaption des Regelkreises an die gewählte Kinematik entfallen kann, enorm beschleunigt werden. Darüber hinaus kann die Integration des Regelungskonzepts in das bestehende *Rover Simulation Toolkit* in Modelica angestrebt werden um eine einheitliche Softwarelösung zu gewährleisten. Die Frage nach der Generalisierbarkeit des Ansatzes wird im Folgenden durch die Überprüfung der einzelnen Module des Regelungskonzepts (s. Abbildung 4.1) beantwortet. Die Ergebnisse dieser Überprüfung sind nachfolgend aufgeführt:

- **PID-Regler:** Der PID-Regler ist als generalisierbar anzusehen, da dessen Verstärkungen  $D$ ,  $K_P$  und  $K_I$  nicht konstant, sondern in Abhängigkeit des Gesamtmasse  $m_{\text{ges}}$  und des Trägheitsmoments  $J_{zz}$  des Rovers gewählt wurden, siehe hierzu die Gleichungen (4.36), (4.37) und (4.39). Weiterhin ist das dem Reglerentwurf zu Grunde liegende quasi-statische Modell des Doppelintegrators unabhängig von der Kinematik des Systems.

- **Statikmodul:** Das in Abschnitt 4.6 vorgestellte Statikmodul ist durch dessen parametrische Gestaltung für beliebig viele Aufstandspunkte verwendbar. Daher erfüllt dieses Modul ebenfalls diese Anforderung.
- **Terramechanikmodul:** Das im Rahmen dieser Arbeit provisorisch entworfene Terramechanikmodul erfüllt ebenfalls diese Anforderung. Des Weiteren ist davon auszugehen, dass die in weiterführenden Arbeiten verwendeten Rad-Boden-Kontaktmodelle ebenfalls als generalisierbar einzustufen sind.
- **Force Allocation:** Dieses Modul erfüllt gleichermaßen diese Anforderung, da der prinzipielle Aufbau des Moduls unabhängig von einer gewählten Kinematik des Rovers ist. So wird beispielsweise bei einer größeren Radanzahl des Rovers lediglich die Komplexität des Optimierungsproblems durch eine größere Anzahl von Variablen und Nebenbedingungen erhöht.

Die Berechnung der Position und der Orientierung der Endeffektoren sowie deren translatorische und rotatorische Geschwindigkeiten im Kinematikmodul setzt die Kenntnis der D-H-Parameter des Systems voraus. Falls diese bekannt sind, können die gesuchten Größen gemäß der beiden Gleichungen (2.9) und (2.13) bestimmt werden. Darüber hinaus existieren neben der in den Abschnitten 2.3, 2.4 und 4.3.2 verwendeten anschaulichen Methodik weitere Ansätze in der Literatur, die eine automatische, performantere Berechnung der gesuchten Größen für ein zugehöriges Parametertableau erlauben. In diesem Zusammenhang sind insbesondere die Arbeiten von Tarokh und McDermott in [TM05] und [TM07] sowie die Arbeit von Kelly und Seegmiller in [KS15] zu nennen. Durch die Verwendung von D-H-Parametern kann im Rahmen des Designprozesses eine Variation der Abmessungen einzelner Bauteilgruppen des Rovers, z.B. bezugnehmend auf Abbildung 4.4, eine Veränderung des Abstandes der beiden Lenkeinheiten zueinander komfortabel durch eine Anpassung des Parameters  $a_1$  in den Tabellen 4.1 und 4.2 berücksichtigt werden.

Wird hingegen die in Abbildung 4.3 dargestellte kinematische Struktur des Rovers durch das Hinzufügen neuer Drehgelenke oder zusätzlicher serieller kinematischer Ketten verändert, muss gegenwärtig die Struktur des Parametertableaus zeitaufwendig manuell aktualisiert werden. Zur Umgehung dieses Problems ist es denkbar, im Einklang mit der objektorientierten Sprache Modelica die Klassen von häufig verwendeten Bestandteilen eines Rovers, wie zum Beispiel der Rocker-Bogie-Konfiguration, um die Angabe von allgemeinen D-H-Parametern für dieses Bauteil zu erweitern. Diese Idee soll im Folgenden anhand eines Vergleiches der kinematischen Struktur des LRU-Rovers mit der des ExoMars-Rovers in Abbildung 3.1a erläutert werden. So ist



der durch die Anwendung der Denavit-Hartenberg-Konvention erzeugte Graph des ExoMars-Rovers in Abbildung 6.1 dargestellt. Man kann erkennen, dass dieser über eine Parallelkinematik mit sechs seriellen kinematischen Ketten (FL, ML, REL, FR, MR und RER) verfügt. Im Parametertableau in Tabelle 6.1 sind die D-H-Parameter

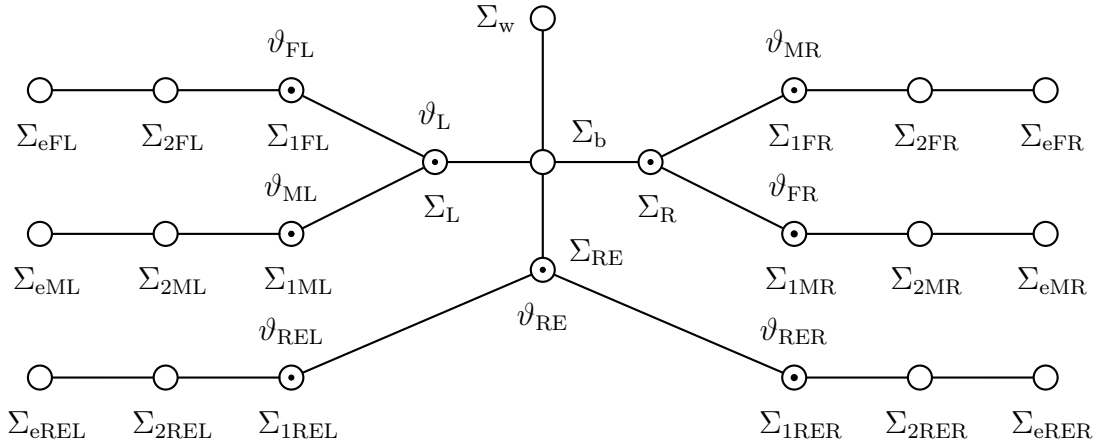


Abbildung 6.1: Durch Anwendung der Denavit-Hartenberg-Konvention erzeugte Graph des ExoMars-Rovers. Das Referenzkoordinatensystem ist durch die Bezeichnung  $\Sigma_w$  angegeben. Die Drehgelenke der Kinematik sind neben der Angabe der generalisierten Koordinate durch eine Markierung des Knotens gekennzeichnet.

der kinematischen Ketten FL und Mid Left (ML) aufgeführt, deren Bestimmung (siehe auch Abschnitt 4.3.1) anschaulich anhand der technischen Skizze in Abbildung 6.2 nachvollzogen werden kann. Bei einem Vergleich der beiden technischen Skizzen für den LRU- und den ExoMars-Rover in den Abbildungen 4.4 und 6.2 stellt man fest, dass, abgesehen von den konkreten Werten der jeweiligen D-H-Parameter, der Ursprung und die Richtung der Koordinatenachsen der Koordinatensysteme  $\Sigma_F$ ,  $\Sigma_{FR}$  und  $\Sigma_{FL}$  im Falle des LRU-Rovers im Vergleich zu den Koordinatensystemen  $\Sigma_L$ ,  $\Sigma_{FL}$  und  $\Sigma_{ML}$  des ExoMars-Rovers identisch sind. Somit sind für die mechanische Verbindung eines Bogies mit zwei Lenkeinheiten des Rovers bereits drei Koordinatensysteme durch die Verwendung der Denavit-Hartenberg-Konvention eindeutig festgelegt. Die zugehörigen D-H-Parameter dieser Gruppe können aus den Spezifikationen und Bemaßungen der beiden Komponenten eindeutig bestimmt werden. Auf diese Weise können in einer Bibliothek Elemente wie Rocker, Boogie oder Lenkeinheit und die durch deren Kombination resultierende kinematische Ketten hinterlegt werden und das vom Kinematikmodul benötigte Parametertableau des Rovers nach der Zusammenstellung eines neuen kinematischen Gesamtkonzepts direkt angegeben werden. Eine weitere Möglichkeit zur automatischen Ermittlung der D-H-Parameter

Tabelle 6.1: D-H-Parameter für die seriellen kinematischen Ketten FL und ML des ExoMars-Rovers. Als Hilfskoordinatensystem wurde zusätzlich gegenüber Abbildung 6.2 das System  $\Sigma_{bL}$  zur Beschreibung der Transformation zwischen  $\Sigma_b$  und  $\Sigma_L$  verwendet.

Koordinatensystem	$\vartheta_i$ [rad]	$d_i$ [m]	$a_i$ [m]	$\alpha_i$ [rad]
$\Sigma_{bL}$	0	0	0	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_L$	$-\pi$	$d_0$	0	0
$\Sigma_{1FL}$	$\pi + \vartheta_L$	$d_1$	$a_0$	$\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{2FL}$	$\vartheta_{FL}$	$-d_2$	0	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{eFL}$	0	$d_3$	0	$\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{1ML}$	$\vartheta_L$	$d_1$	$a_0$	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{2ML}$	$-\pi + \vartheta_{ML}$	$-d_2$	0	$-\frac{\pi}{2}$
$\Sigma_{eML}$	$\vartheta_0$	$d_3$	0	$\frac{\pi}{2}$

könnte die Generierung eines Parametertableaus aus bereits im Vorfeld vorhandenen CAD-Dateien darstellen. Hierfür wäre in einer weiterführenden Arbeit in einem ersten Schritt zu prüfen, auf welche Weise die benötigten Informationen aus den Dateien ausgelesen werden könnten. In einem zweiten Schritt bietet sich die Erstellung eines entsprechenden Programms in der Programmiersprache C an, um die von Modelica bereitgestellte Schnittstelle zu dieser Sprache zu nutzen (s. Abschnitt 5.1).

Aus dem zuvor Erläuterten lässt sich schließen, dass die entworfene Gesamtfahrzeugregelung die Anforderung der Generalisierbarkeit weitestgehend erfüllt. So stellt lediglich die momentan manuell erfolgende Wahl der Koordinatensysteme und Bestimmung der D-H-Parameter für eine gegebene Kinematik ein Problem im Rahmen eines automatisierten Entwurfs des Reglers dar. Für dieses Problem wurden mehrere vielversprechende Lösungsvorschläge genannt, die in weiterführenden Arbeiten untersucht werden könnten.

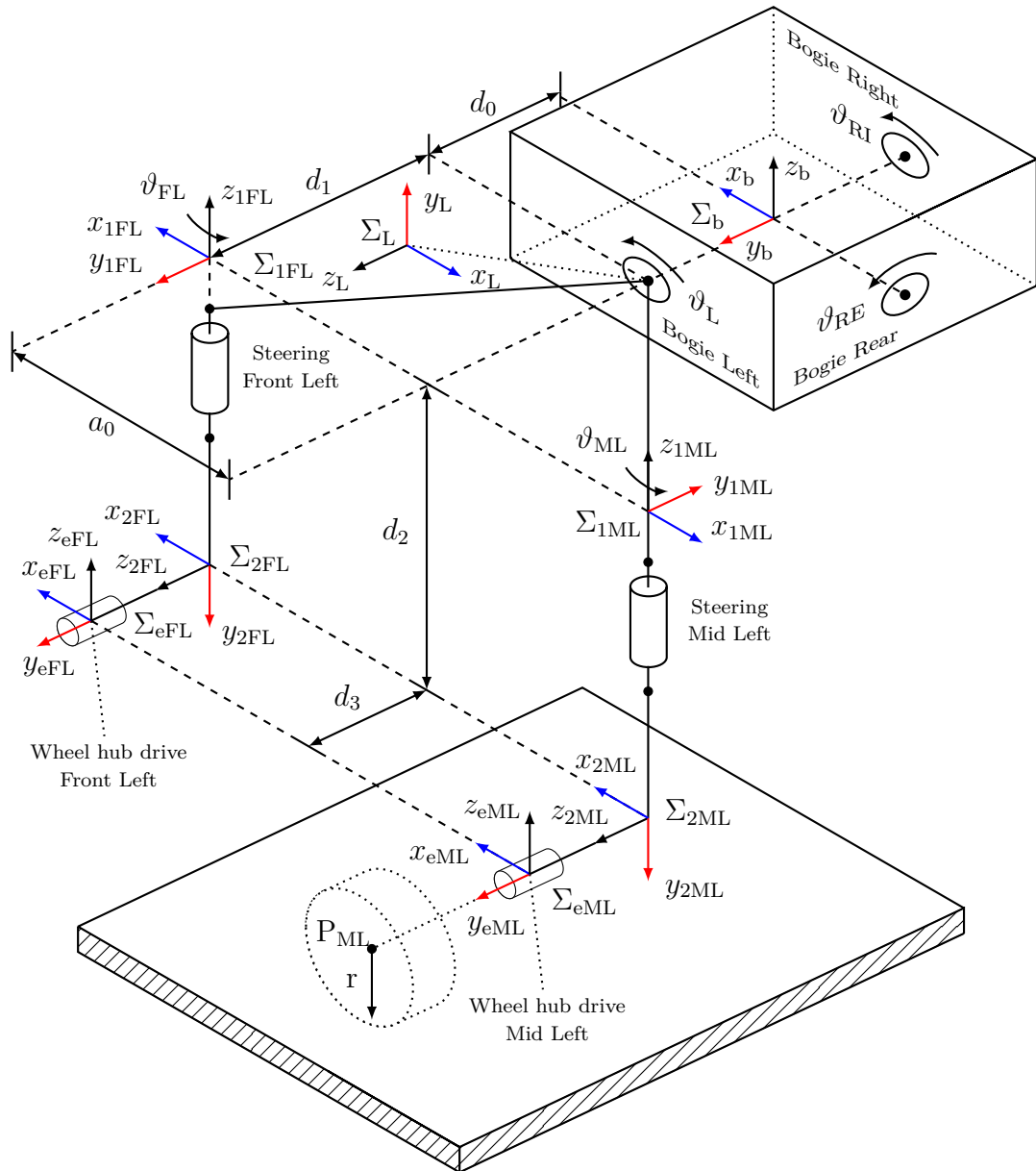


Abbildung 6.2: Technische Skizze zur Wahl der Koordinatensysteme nach der Denavit-Hartenberg-Konvention sowie zur Bestimmung der D-H-Parameter  $d_i$ ,  $\vartheta_i$ ,  $a_i$  und  $\alpha_i$  für die seriellen kinematischen Ketten FL und ML des ExoMars-Rovers. Die x- und y-Achsen der jeweiligen Koordinatensysteme  $\Sigma_i$  sind aus Gründen der Übersichtlichkeit in Blau und in Rot hervorgehoben.

## 6.2 Robustheit

Neben der Generalisierbarkeit stellt die Robustheit des Ansatzes ein wesentliches Kriterium für dessen praktischen Einsatz dar. Wie bereits aus Abschnitt 3.1 bekannt ist, kann die Bestimmung der aktuellen Position  $\boldsymbol{x}$  des Rovers neben der mit Störungen behafteten Messung der Geschwindigkeit  $\dot{\boldsymbol{x}}$  und der Beschleunigung  $\ddot{\boldsymbol{x}}$  nur näherungsweise erfolgen. Daher wurde in einer ersten rudimentären Analyse der in Abbildung 5.1 vorgestellte Regelkreis um die Störungen  $\boldsymbol{d}_1$  und  $\boldsymbol{d}_2$  erweitert, um die genannten Messsignale künstlich zu verrauschen. Die Störungen wurden vereinfachend als additives, weißes, gaußverteiltes Rauschen (AWGN) angenommen. Einen Überblick über die Modifikation des Regelkreises bietet Abbildung 6.3.

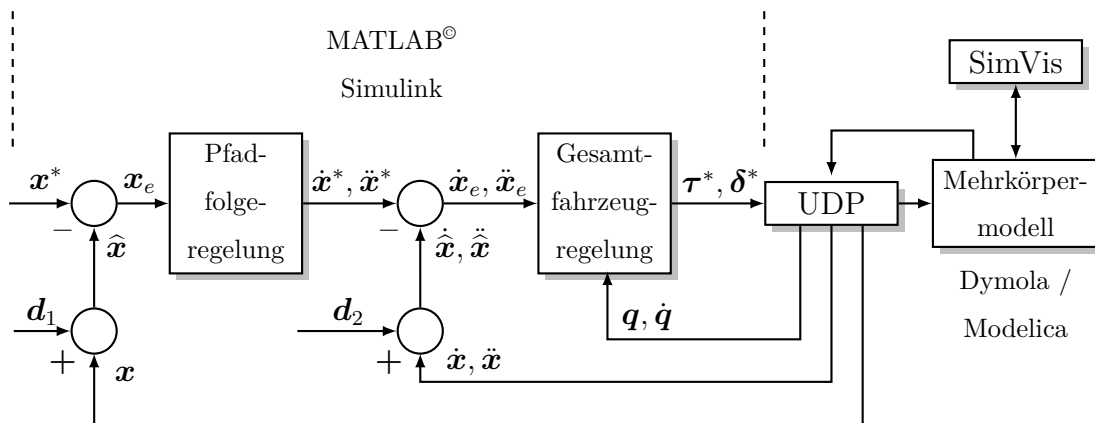


Abbildung 6.3: Übersicht über die Modifikation des in Abbildung 5.1 vorgestellten Regelkreises zur Überprüfung der Robustheit.

Die verrauschten Messsignale  $\hat{\boldsymbol{x}}$  und  $\hat{\dot{\boldsymbol{x}}}$  können durch die beiden Gleichungen

$$\begin{aligned} \hat{\boldsymbol{x}}(t) &= \boldsymbol{x}(t) + \boldsymbol{d}_1(t), & \boldsymbol{d}_1 &= \begin{bmatrix} d_{11}(t) & d_{12}(t) & d_{13}(t) \end{bmatrix}^\top \quad \text{und} \\ \hat{\dot{\boldsymbol{x}}}(t) &= \dot{\boldsymbol{x}}(t) + \boldsymbol{d}_2(t), & \boldsymbol{d}_2 &= \begin{bmatrix} d_{21}(t) & d_{22}(t) & d_{23}(t) \end{bmatrix}^\top \end{aligned} \quad (6.1)$$

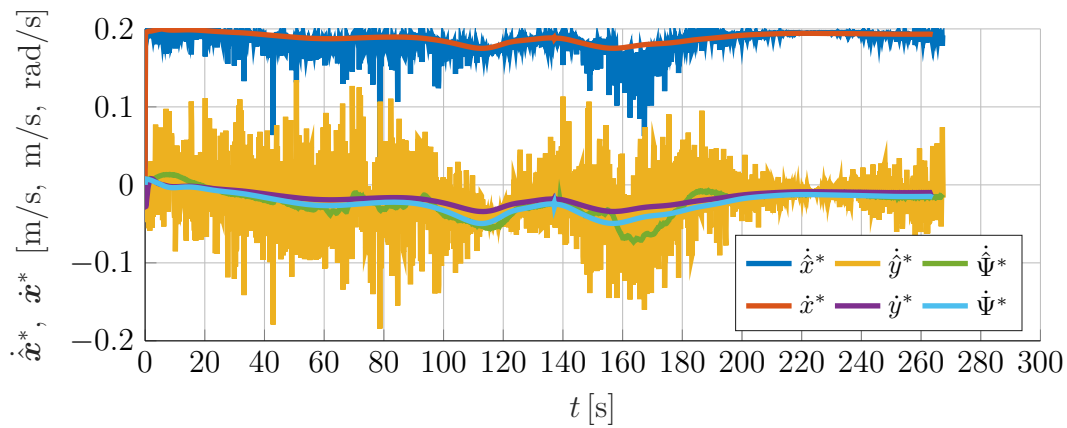
angegeben werden. Das Signal  $\hat{\ddot{\boldsymbol{x}}}$  wird durch Ableitung des Signals  $\hat{\dot{\boldsymbol{x}}}$  gemäß Gleichung (4.1) erzeugt. Die Generierung der Störsignale erfolgte in MATLAB® durch den in Simulink bereitgestellten Block „Band-Limited White Noise“. Für diesen wurden als Amplituden  $\sigma_{xx}$  der jeweiligen Leistungsdichtespektren  $S_{xx}(\omega)$  die folgenden empirischen Werte gewählt:

$$\boldsymbol{\sigma}_{xx} = \begin{bmatrix} \sigma_{11} & \sigma_{12} & \sigma_{13} \\ \sigma_{21} & \sigma_{22} & \sigma_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 8 \cdot 10^{-6} & 5 \cdot 10^{-6} & 5 \cdot 10^{-6} \\ 1 \cdot 10^{-7} & 1 \cdot 10^{-7} & 1 \cdot 10^{-7} \end{bmatrix}. \quad (6.2)$$

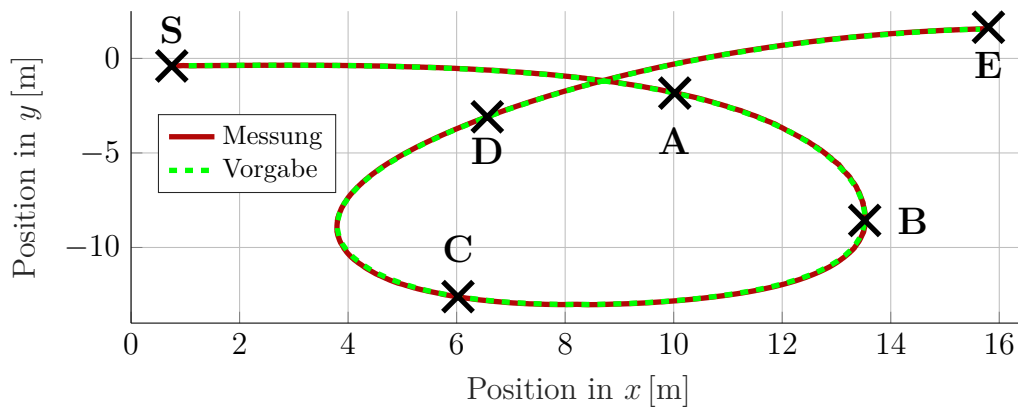
Als Fahrtstest wurde das Szenario „Kurvenfahrt“ mit den gleichen, in Abschnitt 5.2.2 genannten Rahmenbedingungen durchgeführt. Jedoch wurde abweichend von den bisherigen Einstellungen die Filterzeitkonstante in Gleichung (4.1) zu  $T = 8\text{ms}$  gewählt und im Modul Force Allocation in Gleichung (4.61) der prozentuale Anteil  $p_{\text{rel}}$  an der Gesamtmasse des Rovers von  $p_{\text{rel}} = 0.05$  auf  $p_{\text{rel}} = 0.1$  erhöht. Diese Maßnahmen sind durch die Tatsache zu rechtfertigen, dass in der Praxis häufig ebenfalls eine geeignete Filterung in Abhängigkeit der Signalqualität der Sensoren erfolgen muss um die Funktionalität eines Systems zu gewährleisten.

Die Ergebnisse dieses Fahrttests sind in den Grafiken 6.4a - 6.4c dargestellt. In Grafik 6.4a ist zur Illustration der Auswirkungen der Überlagerung der Messsignale mit den Störungen neben dem zeitlichen Verlauf der gewünschten Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^*$  die verrauschte Sollgeschwindigkeit  $\hat{\dot{\mathbf{x}}}^* = [\hat{\dot{x}}^* \quad \hat{\dot{y}}^* \quad \hat{\dot{\Psi}}^*]^\top$  abgebildet. Die Auswirkungen der Störungen sind in diesem Fall deutlich zu erkennen. In Grafik 6.4b ist der vorgegebene Pfad sowie der während des Szenarios vom Rover zurückgelegte Pfad abgebildet. Aus dieser kann die Schlussfolgerung gezogen werden, dass der Rover trotz der verrauschten Messsignale und den mit starken Störungen behafteten Sollwerten ein zufriedenstellendes Folgeverhalten bezüglich der Position  $(x, y)$  aufweist.

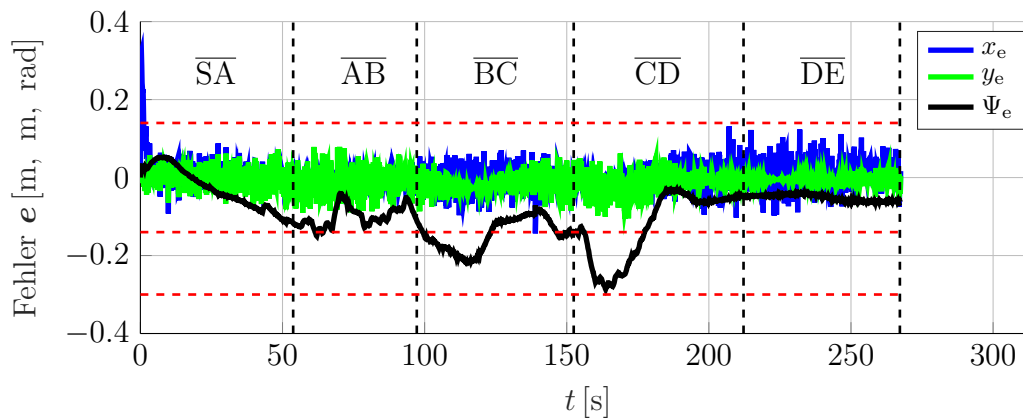
Dieser Eindruck wird durch die Grafik 6.4c bestätigt, in welcher die zeitlichen Verläufe der Positions- und Orientierungsfehler des Rovers abgebildet sind. Die maximalen Positions- und Orientierungsfehler können anhand der in Rot eingezeichneten und horizontal verlaufenden Linien zu  $x_{e,\text{max}} = 0.15\text{m}$ ,  $y_{e,\text{max}} = 0.14\text{m}$  und  $\Psi_{e,\text{max}} = 0.29\text{rad} = 16.62^\circ$  angegeben werden. Ferner kann bei einem Vergleich mit dem zeitlichen Verlauf des Orientierungsfehlers in Abschnitt 5.2.2 in Grafik 5.10c festgestellt werden, dass der Orientierungsfehler  $\Psi_e$  im Falle der verrauschten Messsignale maximal um  $\Delta\Psi_{e,\text{max}} = 0.114\text{rad} = 6.53^\circ$ , im Mittel im Betrag um  $\overline{\Delta\Psi_e} = 0.0214\text{rad} = 1.23^\circ$  zunimmt. Somit kann dem Regelkreis eine gewisse Robustheit gegen die in der Praxis auftretenden Störungen der Messsignale zugesprochen werden. Jedoch wird erst eine Erprobung des Ansatzes am realen System den exakten Nachweis für dessen Robustheit erbringen. Darüber hinaus könnte als Vorbereitung für die praktische Erprobung des Gesamtsystems das Verhalten des Regelkreises unter der Annahme von künstlich verrauschten Signalen der gemessenen Lenkwinkel untersucht werden. Ferner könnte in weiterführenden Arbeiten eine gezielte Variation unsicherer Parameter des Systems vorgenommen werden um die Robustheit des Ansatzes detailliert zu prüfen.



- (a) Vergleich zwischen der vorgegebenen Geschwindigkeit  $\dot{\mathbf{x}}^* = [\dot{x}^* \quad \dot{y}^* \quad \dot{\Psi}^*]^\top$  im Fahrttest Kurvenfahrt und der verrauschten Geschwindigkeit  $\hat{\dot{\mathbf{x}}} = [\hat{\dot{x}} \quad \hat{\dot{y}} \quad \hat{\dot{\Psi}}]^\top$ .



- (b) Vergleich zwischen dem vorgegebenen Pfad und dem vom Rover gewählten Pfad zur Beurteilung des Folgeverhaltens der Regelung bzgl. der Position  $(x, y)$ .



- (c) Zeitlicher Verlauf des Fehlers  $e$  bezüglich Position  $(x, y)$  und Orientierung  $\Psi$  des Rovers. Die in Rot hervorgehobenen horizontalen, gestrichelten Linien geben die maximalen Fehler bezüglich der Position und Orientierung des Rovers an.

Abbildung 6.4: Überprüfung der Robustheit des Regelkreises

## 6.3 Performanz

Um die Performanz des entworfenen Regelungskonzepts in einer Vorabevaluation zu untersuchen, wurden in den in Grafik 4.1 dargestellten Modulen Force Allocation, PID-Regler, Statik und Kinematik eine Zeitmessung mit den von MATLAB<sup>®</sup> bereitgestellten Befehlen `tic()` und `toc()` durchgeführt. Auf diese Weise kann die Laufzeit eines Moduls sowie die Gesamtlaufzeit des Regelkreises näherungsweise bestimmt werden. Ferner wurde als System ein herkömmlicher Office-PC mit Microsoft Windows<sup>®</sup> verwendet. Für die Performanz des Regelkreises muss gewährleistet werden, dass für jeden Zeitschritt die Gesamtlaufzeit  $t_{\text{ges}}$  die Abtastzeit  $T_s$  nicht überschreitet. Daher wurde während den in den Abschnitten 5.2.1 - 5.2.4 vorgestellten Fahrtests zur Ermittlung des Regelungsverhaltens die Laufzeiten  $t_{\text{FA}}$ ,  $t_{\text{PID}}$ ,  $t_{\text{Kin}}$  und  $t_{\text{Stat}}$  der Module erfasst und aus diesen die Gesamtlaufzeit  $t_{\text{ges}}$  in jedem Zeitschritt  $k$  über die Beziehung

$$t_{\text{ges}}(k) = t_{\text{FA}}(k) + t_{\text{PID}}(k) + t_{\text{Kin}}(k) + t_{\text{Stat}}(k) \quad (6.3)$$

berechnet. Deren zeitlicher Verlauf während des Fahrtests „Kurvenfahrt“ ist in Abbildung 6.5 in Grafik 6.5a dargestellt. Dieser kann entnommen werden, dass die benötigte Gesamtlaufzeit  $t_{\text{ges}}$  die in diesem Szenario gewählte Abtastzeit  $T_s = 0.01\text{s}$  (s. Abschnitt 5.1) während der Simulationsdauer von  $T_{\text{sim}} = 264\text{s}$  mehrfach deutlich überschreitet. Ein zeitlicher Ausschnitt des in Grafik (a) dargestellten Messergebnisses im Intervall  $t = [128; 132]$  ist in Grafik (b) abgebildet.

Diese Abbildung legt den Schluss nahe, dass es sich bei den Gesamtlaufzeiten, welche die Abtastzeit in einem Zeitschritt überschreiten, um einzelne Ausreißer handelt, die durch die Zeitablaufsteuerung (Scheduling) des Betriebssystems, in diesem Fall Microsoft Windows 7<sup>®</sup>, verursacht werden. Um diese Vermutung zu erhärten wurde der Fahrtest Kurvenfahrt wie in Abschnitt 5.2.2 beschrieben für eine Simulationszeit von  $T_{\text{sim}} = 30\text{s}$  zehn Mal durchgeführt und jeweils die benötigten Laufzeiten der einzelnen Module des Regelkreises aufgezeichnet. Für jede dieser Messungen wurde die durchschnittliche Laufzeit eines Moduls, deren Varianz  $\sigma^2$  und deren Standardabweichung  $\sigma$  ermittelt. Ferner wurden im Rahmen einer Primärdatenaufbereitung exklusive des Moduls Force Allocation diejenigen Messwerte  $t_i(k)$  durch den letzten gültigen Wert  $t_i(k-1)$  ersetzt, die der Bedingung  $t_i(k) \geq 3\sigma$  genügen. Diese Maßnahme ist durch die Tatsache gerechtfertigt, dass es sich bei den in den Abschnitten 4.3 - 4.6 vorgestellten Modulen um deterministische Berechnungsabfolgen handelt. Aus den aufbereiteten Daten wurde in einem zweiten Schritt für jede der zehn durchge-

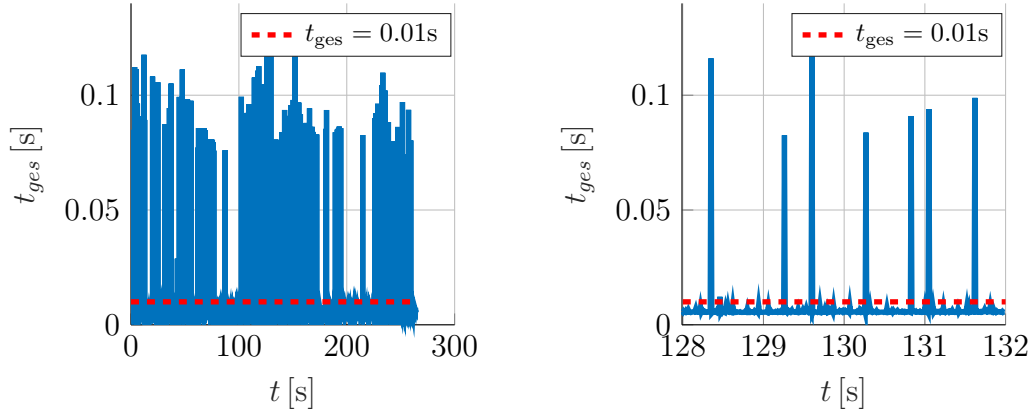
(a) Zeitlicher Verlauf der benötigten Gesamtzeit  $t_{\text{ges}}$  des Regelkreises.(b) Ausschnitt aus dem in Grafik (a) abgebildeten Messergebnis für das Intervall  $t = [128; 132]$  s.

Abbildung 6.5: Zeitlicher Verlauf der benötigten Gesamtzeit  $t_{\text{ges}}$  des Regelkreises während des Fahrttests. Ein gewählter Zeitausschnitt der in Grafik (a) abgebildeten Messung ist in Grafik (b) dargestellt.

fürten Messungen der zeitliche Verlauf der Gesamtlaufzeit des Regelkreises durch Gleichung (6.3) berechnet. Des Weiteren wurde aus diesem Datensatz die relative Häufigkeit  $p_{\text{rel}}$  eines Zeitpunkts  $k$  mit  $t_{\text{ges}}(k) > T_s$  innerhalb einer Zeitreihe und die Auftrittswahrscheinlichkeit  $p_{\text{peak}}$  eines solchen Peaks am gleichen Zeitpunkt über die einzelnen Messreihen hinweg bestimmt. Aus Tabelle 6.2 kann entnommen werden,

Tabelle 6.2: Relative Häufigkeit  $p_{\text{rel}}$  eines Peaks innerhalb einer Zeitreihe während des Fahrttests „Kurvenfahrt“ mit  $T_{\text{sim}} = 30$ s.

Messung	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$p_{\text{rel}}$ [%]	0.47	0.30	0.00	0.23	0.07	0.77	0.50	0.83	0.13	0.23

dass die relative Häufigkeit eines Peaks  $p_{\text{rel}}$  für die durchgeführten Messungen stets kleiner als ein Prozent ist. Darüber hinaus wurde ermittelt, dass die Auftrittswahrscheinlichkeit  $p_{\text{peak}}$  zu Beginn der Messung im ersten Zeitschritt 40% und an zwei weiteren Zeitschritten innerhalb der Messreihe 20% beträgt. An den übrigen Zeitpunkten der Messung lag über die Messreihen hinweg keine Häufung der Peaks vor. Als weiterer Indikator wurde der zeitliche Verlauf der Anzahl der benötigten Iterationsschritte zur Lösung des in Abschnitt 4.7 beschriebenen Optimierungsproblems ausgewertet. Dieser war über die erhobenen Messreihen hinweg nahezu identisch und über einen Zeitabschnitt von  $\Delta t \approx 27$ s konstant. Ferner können als untere Schranke drei und als obere Schranke vier Iterationsschritte zur Lösung des Optimierungs-



### 6.3 Performanz

problems angegeben werden. Der zeitliche Verlauf der Anzahl der Iterationsschritte erhärtet zusammen mit der Auswertung der Auftrittswahrscheinlichkeiten  $p_{\text{rel}}$  und  $p_{\text{peak}}$  die Vermutung, dass es sich bei dem in Abbildung 6.5 beobachteten Phänomen um Ausreißer handelt. Daher wurden in einem weiteren Schritt die Primärdaten der Zeitmessung des Moduls Force Allocation auf die gleiche zuvor erläuterte Weise aufbereitet. Um eine stichhaltige Aussage über die Laufzeit des Regelkreises treffen zu können, wurde von den aufbereiteten Datensätzen wiederum die durchschnittliche Laufzeit eines Moduls innerhalb einer Messreihe so wie deren zugehörige Standardabweichung  $\sigma$  berechnet. Den Ergebnissen in Tabelle 6.3 kann entnommen werden,

Tabelle 6.3: Resultate für die durchschnittlichen Laufzeiten der einzelnen Module des Regelkreises sowie deren zugehörige Standardabweichungen für 10 durchgeführte Messungen mit  $T_{\text{sim}} = 30\text{s}$  beim Fahrttest „Kurvenfahrt“.

Messung	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\overline{t_{\text{FA}}}$ [ms]	5.65	5.76	5.74	5.70	5.79	5.81	5.74	5.67	5.73	5.69
$\sigma_{t_{\text{FA}}}$ [ms]	0.49	0.60	0.53	0.49	0.58	0.68	0.53	0.62	0.62	0.62
$\overline{t_{\text{Kin}}}$ [ms]	0.10	0.09	0.07	0.08	0.07	0.12	0.12	0.13	0.06	0.09
$\sigma_{t_{\text{Kin}}}$ [ $\mu\text{s}$ ]	0.63	0.75	0.06	0.47	0.10	0.87	0.96	1.07	0.05	0.72
$\overline{t_{\text{Stat}}}$ [ $\mu\text{s}$ ]	12.8	12.8	12.8	12.8	12.7	13.0	13.6	12.2	12.7	12.7
$\sigma_{t_{\text{Stat}}}$ [ $\mu\text{s}$ ]	0.48	0.47	0.39	0.42	0.36	1.07	5.40	0.10	0.33	0.38
$\overline{t_{\text{PID}}}$ [ $\mu\text{s}$ ]	8.53	8.88	9.02	8.75	8.86	8.66	9.02	8.64	8.68	8.93
$\sigma_{t_{\text{PID}}}$ [ $\mu\text{s}$ ]	0.34	0.98	1.08	0.58	0.83	0.26	1.09	0.53	0.43	1.04
$\lceil t_{\text{ges}} \rceil$ [ms]	6.26	6.47	6.36	6.29	6.46	6.63	6.42	6.44	6.43	6.42

dass die Gesamtlaufzeit des Regelkreises im Wesentlichen durch die Laufzeit des Moduls Force Allocation bestimmt wird. Als obere Schranke für die Gesamtlaufzeit kann durch Addition aller durchschnittlichen Laufzeiten der Module und deren zugehörigen Standardabweichungen eine Zeit  $\lceil t_{\text{ges}} \rceil \approx 6.7\text{ms}$  angegeben werden. Die somit in einem Abtastschritt verbleibenden 3ms können z.B. für die Berechnung zusätzlicher Größen innerhalb des Terramechanikmoduls genutzt werden. Um die Gesamtlaufzeit des Algorithmus zu verringern, bietet sich neben der Reduzierung der Komplexität des Optimierungsproblems eine Optimierung des Quellcodes an. Obgleich der Regelkreis nach den Resultaten in Tabelle 6.3 die notwendige Performanz besitzt, muss diese Vermutung durch eine praktische Erprobung des Ansatzes abschließend verifiziert werden.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Um in zukünftigen Missionen der planetaren Exploration den Aktionsradius des Rovers zu erhöhen und sowohl eine Abnutzung der Räder zu vermindern als auch ein Eingraben des Rovers zu vermeiden, muss eine autonom agierende Gesamtfahrzeugregelung dazu in der Lage sein, die aus dem Rad-Boden-Kontakt resultierenden Effekte innerhalb dessen Regelungsstrategie für ein sicheres Vorankommen des Rovers zu berücksichtigen.

In der vorliegenden Arbeit wurde zur Nutzung der Überaktuiertheit des Systems ein optimierungsbasierter Regelungsansatz entwickelt, der durch eine Minimierung der relativen Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Bodenkapazität in Form der maximal übertragbaren Scherkräfte das Ziel verfolgt, den am Rad auftretenden Schlupf zu reduzieren und auf diese Weise ein ungefährdetes Vorankommen des Rovers zu gewährleisten. Bedingt durch dessen geringe Geschwindigkeit wurde zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens des Rovers ein quasi-statisches Modell gewählt. Da vergleichbare Ansätze in der Literatur bedingt durch fehlende Lenkaktoren als Lenkkonzept Skid-Steering einsetzen, wurde für den auf Kräfteebene arbeitenden Regler mit der Berechnung der Lenkwinkel aus dem Verhältnis der Komponenten der Tangentialkräfte der Räder ein neuartiger Ansatz entwickelt.

Die Funktionalität des Ansatzes wurde im Rahmen von Cosimulationen im Bezug auf grundlegende Bewegungsanforderungen wie Kurvenfahrten oder Point-Turn-Manöver anhand zweier gewählter Szenarien überprüft und dessen Ergebnisse mit den Resultaten der Geometrischen Steuerung verglichen. Hierbei konnte gezeigt werden, dass die Gesamtfahrzeugregelung nahe an dem Referenzergebnis der Geometrischen Steuerung liegt. Die Vorzüge des entwickelten Regelungskonzepts wurden durch zwei weitere Fahrttests gezeigt. Im Fahrttest zur Berücksichtigung unterschiedlicher lokaler Bodenverhältnisse an den Rädern konnte die Umverteilung der Tangentialkräfte erfolgreich demonstriert werden. Der Fahrttest „Hangfahrt“ offenbarte noch ein bestehendes Problem des gewählten Ansatzes. So wurde bedingt durch die Kompensation der Hangabtriebskraft die berechneten Lenkwinkeländerungen vermindert, wodurch das Einlenken in die Kurve verspätet erfolgte und die Gesamtfahrzeugregelung infolgedessen ein mit dem Wind-Up-Effekt vergleichbares Verhalten aufwies.

---

Gleichwohl dieses Verhalten in weiterführenden Untersuchungen durch eine Anpassung der Reglerverstärkungen behoben werden konnte, sollte dieses Problem im Einklang mit den Entwurfskriterien der Gesamtfahrzeugregelung auf eine andere Weise gelöst werden. Hierfür wurden in Abschnitt 5.2.4 drei vielversprechende Ansätze genannt.

Abschließend wurde in dieser Arbeit die Gesamtfahrzeugregelung hinsichtlich deren Erfüllungsgrad der in Abschnitt 1.2 formulierten Entwurfskriterien Generalisierbarkeit, Robustheit so wie Echtzeitfähigkeit und Performanz untersucht. Anhand simulativer Untersuchungen und theoretischer Überlegungen konnte gezeigt werden, dass das Regelungskonzept die Kriterien weitestgehend erfüllt. Für eine finale Bewertung des Verfahrens müssen allerdings in weiterführenden Arbeiten noch weitere Untersuchungen und praktische Tests durchgeführt werden.

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Experimente zeigten mehrere interessante Aspekte für weiterführende Arbeiten auf. Diese werden im Folgenden kategorisiert nach den Modulen des Regelungskonzepts vorgestellt.

- **PID-Regler:** Zur Verbesserung des Regelungsverhaltens ist eine Erweiterung des Doppelintegratormodells um die Dynamik der Lenkaktoren zu prüfen. Des Weiteren könnten adaptive Regelungsstrategien zur Robustheit und Generalisierbarkeit des Ansatzes beitragen. Hierbei ist beispielsweise die Anwendbarkeit des in [BD02] vorgestellten Regelungskonzepts zu untersuchen.
- **Kinematik:** Zur Verbesserung der Performanz und der Generalisierbarkeit der Gesamtfahrzeugregelung ist es denkbar, leistungsfähigere Methoden zur Berechnung der Pose und der Geschwindigkeiten des Rovers einzusetzen. Als solche sind insbesondere die Ansätze von Tarkoh und McDermott in [TM05] und [TM07] neben der Arbeit von Kelly und Seegmiller [KS15] zu nennen. Des Weiteren sind zur Beschleunigung des Designprozesses eines Rovers Ansätze für eine automatische Bestimmung der D-H-Parameter eines entworfenen Systems zu eruieren. Als solche wurden in Abschnitt 6.1 das Anlegen einer zugehörigen Bibliothek in Modelica oder die automatische Bestimmung der gesuchten Größen aus einer gegebenen Konstruktionszeichnung genannt.

- **Force Allocation:** Als zentraler Bestandteil weiterführender Arbeiten ist eine Lösung der in Abschnitt 5.2.4 im Fahrttest „Hangfahrt“ dargestellten Problematik anzustreben, welche in Einklang mit den zugrunde liegenden Entwurfskriterien des Regelungskonzepts steht. Hierbei kann der Berücksichtigung des Aspekts, dass die laterale Kraft nicht direkt durch einen Aktor umgesetzt werden kann, eine besondere Bedeutung beigemessen werden. Des Weiteren sind als zusätzliche Maßnahmen zur Verbesserung des Regelungsverhaltens eine Verknüpfung des Optimierungsproblem mit der Berechnung der Lenkwinkel sowie eine Prädiktion der Haltekräfte zu prüfen. Darüber hinaus könnte die Reduzierung der Geschwindigkeit bei der Durchführung von Lenkmanövern neben der Anpassung der Zielfunktion nach äußeren Kriterien zur Reduzierung des Energieverbrauchs beitragen. Ein Ansatz zu letzterem Aspekt, der als Kriterium die geschätzten Kontaktwinkel des Rades mit dem Untergrund verwendet, ist in den Arbeiten von Iagnemma und Dubowsky in [ID04] zu finden.
- **Terramechanikmodul:** Der Entwurf eines validen Terramechanikmodells zur Beschreibung des Rad-Boden-Kontakts ist ebenfalls als ein zentraler Gegenstand weiterführender Arbeiten anzusehen. Neben der Berechnung der für das Modul Force Allocation erforderlichen Größen könnte darüber hinaus die Schätzung von Bodenparametern sowie des auftretenden Radschlupfs wertvolle Erkenntnisse für die zu verwendende Regelungsstrategie liefern.

Neben den Modulen des Regelkreises bieten weitere Bestandteile des Simulationsmodells Anregungen für weiterführende Arbeiten. So könnte beispielsweise der überlagerte Regelkreis der Pfadplanung durch einen auf einem inversen Modell des Rovers basierenden Vorsteuerungsentwurf verbessert werden, wodurch eine Ableitung der Sollgeschwindigkeiten zur Generierung der Sollbeschleunigungen als obsolet werden würde. Des Weiteren sollte zur Kommunikation zwischen den beiden Programmen MATLAB<sup>®</sup> und Dymola statt einer UDP- eine TCP/IP-Schnittstelle implementiert werden um die Handhabung der Simulationsumgebung zu verbessern und mögliche Verzögerungen durch die asynchrone Kommunikationsweise auszuschließen.

Zur Durchführung von praktischen Tests ist es abschließend erforderlich, die entworfene Gesamtfahrzeugregelung in geeigneter Weise auf das reale System zu portieren. Hierbei muss vor allem eine geeignete Implementierung zur Lösung des Optimierungsproblems gewährleistet werden.

---

# Anhang



## Literaturverzeichnis

- [AIM<sup>+</sup>16] ARVIDSON, Raymond E. ; IAGNEMMA, Karl D. ; MAIMONE, Mark ; FRAEMAN, Abigail A. ; ZHOU, Feng ; HEVERLY, Matthew C. ; BELLUTTA, Paolo ; RUBIN, David ; STEIN, Nathan T. ; GROTZINGER, John P. ; VASAVADA, Ashwin R.: Mars Science Laboratory Curiosity Rover Megaripple Crossings up to Sol 710 in Gale Crater. In: *Journal of Field Robotics* (2016), n/a–n/a. <http://dx.doi.org/10.1002/rob.21647>. – DOI 10.1002/rob.21647. – ISSN 1556–4967
- [Apo01] APOSTOLOPOULOS, Dimitrios: *Analytic configuration of wheeled robotic locomotion*, Carnegie Mellon University, Diss., 2001
- [BBH11] BÜNTE, Tilman ; BREMBECK, Jonathan ; HO, Lok M.: Human machine interface concept for interactive motion control of a highly maneuverable robotic vehicle. In: *Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, 2011, S. 1170–1175
- [BD02] BENASKEUR, Abder R. ; DESBIENS, Andre: Backstepping-based adaptive PID control. In: *IEEE Proceedings-Control Theory and Applications* 149 (2002), Nr. 1, S. 54–59
- [BMH08] BAJRACHARYA, Max ; MAIMONE, Mark W. ; HELMICK, Daniel: Autonomy for mars rovers: Past, present, and future. In: *Computer* 41 (2008), Nr. 12, S. 44–50
- [CG12] CHEN, Feng ; GENTA, Giancarlo: Dynamic modeling of wheeled planetary rovers: A model based on the pseudo-coordinates approach. In: *Acta Astronautica* 81 (2012), Nr. 1, S. 288–305
- [DDG<sup>+</sup>11] DING, Liang ; DENG, Zongquan ; GAO, Haibo ; NAGATANI, Keiji ; YOSHIDA, Kazuya: Planetary rovers' wheel—soil interaction mechanics: new challenges and applications for wheeled mobile robots. In: *Intelligent Service Robotics* 4 (2011), Nr. 1, S. 17–38

- [DLRa] DEUTSCHES ZENTRUM FÜR LUFT- UND RAUMFAHRT: Datenblatt LRU Rover. – Forschungsbericht
- [DLRb] DLR-RMC: *Robotik und Mechatronik Zentrum - Bilder des RMC*. <http://www.dlr.de/rmc/rm/de/desktopdefault.aspx/tabid-3771/#gallery/27820>. – [aufgerufen am 16.11.2016]
- [DNS<sup>+</sup>10] DING, Liang ; NAGATANI, Keiji ; SATO, Keisuke ; VARGAS, Andres E M. ; YOSHIDA, Kazuya ; GAO, Haibo ; DENG, Zongquan: Terramechanics-based high-fidelity dynamics simulation for wheeled mobile robot on deformable rough terrain. In: *ICRA*, 2010, S. 4922–4927
- [Ell16] ELLERY, Alex: *Planetary Rovers: Robotic Exploration of the Solar System*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2016
- [EMO99] ELMQVIST, Hilding ; MATSSON, Sven E. ; OTTER, Martin: Modelica-a language for physical system modeling, visualization and interaction. In: *Computer Aided Control System Design, 1999. Proceedings of the 1999 IEEE International Symposium on IEEE*, 1999, S. 630–639
- [Eur16] EUROPEAN SPACE AGENCY (ESA): *Robotic Exploration of the Mars - ExoMars Mission (2020)*. <http://exploration.esa.int/mars/48088-mission-overview/>. Version: 02.05.2016. – [aufgerufen am 16.11.2016]
- [FL16] *Kapitel Wheel-Ground Modeling in Planetary Exploration: From Unified Simulation Frameworks Towards Heterogeneous, Multi-tier Wheel Ground Contact Simulation*. In: FONT-LLAGUNES, Josep M.: *Multibody Dynamics: Computational Methods and Applications*. Bd. 42. Springer, 2016, S. 165–192
- [GCV<sup>+</sup>12] GROTZINGER, John P. ; CRISP, Joy ; VASAVADA, Ashwin R. ; ANDERSON, Robert C. ; BAKER, Charles J. ; BARRY, Robert ; BLAKE, David F. ; CONRAD, Pamela ; EDGETT, Kenneth S. ; FERDOWSKI, Bobak u. a.: Mars Science Laboratory mission and science investigation. In: *Space science reviews* 170 (2012), Nr. 1-4, S. 5–56
- [HBS14] HELLERER, Matthias ; BELLMANN, Tobias ; SCHLEGEL, Florian: The DLR Visualization Library-recent development and applications. In: *Proceedings of the 10th International Modelica Conference; March 10-12;*



- 2014; Lund; Sweden Linköping University Electronic Press, 2014, S. 899–911
- [HCC<sup>+</sup>05] HELMICK, Daniel M. ; CHENG, Yang ; CLOUSE, Daniel S. ; BAJRACHARYA, Max ; MATTHIES, Larry H. ; ROUMELIOTIS, Stergios I.: Slip compensation for a Mars rover. In: *2005 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems IEEE*, 2005, S. 2806–2813
- [HRC<sup>+</sup>06] HELMICK, Daniel M. ; ROUMELIOTIS, Stergios I. ; CHENG, Yang ; CLOUSE, Daniel S. ; BAJRACHARYA, Max ; MATTHIES, Larry H.: Slip-compensated path following for planetary exploration rovers. In: *Advanced Robotics* 20 (2006), Nr. 11, S. 1257–1280
- [Iag01] IAGNEMMA, Karl D.: *Rough-terrain mobile robot planning and control with application to planetary exploration*, Massachusetts Institute of Technology, Diss., 2001
- [ID00] IAGNEMMA, Karl ; DUBOWSKY, Steven: Vehicle wheel-ground contact angle estimation: with application to mobile robot traction control. In: *Advances in robot kinematics*. Springer, 2000, S. 137–146
- [ID04] IAGNEMMA, Karl ; DUBOWSKY, Steven: Traction control of wheeled robotic vehicles in rough terrain with application to planetary rovers. In: *The international Journal of robotics research* 23 (2004), Nr. 10-11, S. 1029–1040
- [IM11] ISERMANN, Rolf ; MÜNCHHOF, Marco: *Identification of dynamic systems : an introduction with applications*. Heidelberg, New York : Springer, 2011. – ISBN 978–3–540–78878–2
- [IMNY07] ISHIGAMI, Genya ; MIWA, Akiko ; NAGATANI, Keiji ; YOSHIDA, Kazuya: Terramechanics-based model for steering maneuver of planetary exploration rovers on loose soil. In: *Journal of Field robotics* 24 (2007), Nr. 3, S. 233–250
- [INY06] ISHIGAMI, Genya ; NAGATANI, Keiji ; YOSHIDA, Kazuya: Path following control with slip compensation on loose soil for exploration rover. In: *2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems IEEE*, 2006, S. 5552–5557

- [INY07] ISHIGAMI, Genya ; NAGATANI, Keiji ; YOSHIDA, Kazuya: Path planning for planetary exploration rovers and its evaluation based on wheel slip dynamics. In: *Proceedings 2007 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2007, S. 2361–2366
- [INY08] ISHIGAMI, Genya ; NAGATANI, Keiji ; YOSHIDA, Kazuya: Slope traversal experiments with slip compensation control for lunar/planetary exploration rover. In: *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2008, S. 2295–2300
- [INY09] ISHIGAMI, Genya ; NAGATANI, Keiji ; YOSHIDA, Kazuya: Slope traversal controls for planetary exploration rover on sandy terrain. In: *Journal of Field Robotics* 26 (2009), Nr. 3, S. 264–286
- [ISD02] IAGNEMMA, Karl ; SHIBLY, Hassan ; DUBOWSKY, Steven: On-line terrain parameter estimation for planetary rovers. In: *Proceedings 2002 IEEE International Conference on Robotics and Automation* Bd. 3, 2002, S. 3142–3147
- [ISRD01] IAGNEMMA, Karl ; SHIBLY, Hassan ; RZEPNIEWSKI, Adam ; DUBOWSKY, Steven: Planning and control algorithms for enhanced rough-terrain rover mobility. In: *International Symposium on Artificial Intelligence, Robotics, and Automation in Space* Bd. 2, 2001, S. 2–2
- [IY05] ISHIGAMI, Genya ; YOSHIDA, Kazuya: Steering characteristics of an exploration rover on loose soil based on all-wheel dynamics model. In: *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*, 2005, S. 3099–3104
- [Jet10] JET PROPULSION LABORATORY: *Updates on the efforts to free the Spirit rover.* [http://www.nasa.gov/mission\\_pages/mer/freespirit.html](http://www.nasa.gov/mission_pages/mer/freespirit.html). Version: 04.03.2010. – [aufgerufen am 16.11.2016]
- [Jet12] JET PROPULSION LABORATORY: *Press Release Images: Opportunity.* <http://mars.nasa.gov/mer/gallery/press/opportunity/20120117a.html>. Version: 17.01.2012. – [aufgerufen am 16.11.2016]
- [Jet15a] JET PROPULSION LABORATORY: *Strata at base of Mount Sharp.* <http://mars.jpl.nasa.gov/msl/multimedia/images/?ImageID=7505>. Version: 10.08.2015. – [aufgerufen am 16.11.2016]

- [Jet15b] JET PROPULSION LABORATORY: *NASA Mars Rover Curiosity Reaches Sand Dunes*. <http://mars.nasa.gov/msl/news/whatsnew/index.cfm?FuseAction=ShowNews&NewsID=1876>. Version: 12.11.2015. – [aufgerufen am 16.11.2016]
- [Jet16] JET PROPULSION LABORATORY: *Routine Inspection of Rover Wheel Wear and Tear*. <http://mars.jpl.nasa.gov/msl/multimedia/images/?ImageID=7809>. Version: 27.04.2016. – [aufgerufen am 16.11.2016]
- [JF13] JOHANSEN, Tor A. ; FOSSEN, Thor I.: Control allocation—a survey. In: *Automatica* 49 (2013), Nr. 5, S. 1087–1103
- [KGBB13] KRENN, Rainer ; GIBBESCH, Andreas ; BINET, Giovanni ; BEMPORAD, Alberto: Model predictive traction and steering control of planetary rovers. (2013)
- [KKB<sup>+</sup>13] KRENN, Rainer ; KÖPPER, Johannes ; BÜNTE, Tilman ; BREMBECK, Jonathan ; GIBBESCH, Andreas ; BALS, Johann: Modellbasierte Regelungsansätze für überaktuierte planetare Rover und robotische Elektromobile. In: *at-Automatisierungstechnik Methoden und Anwendungen der Steuerungs-, Regelungs-und Informationstechnik* 61 (2013), Nr. 3, S. 183–194
- [KRT<sup>+</sup>10] KREBS, Ambroise ; RISCH, Fabian ; THUEER, Thomas ; MAYE, Jérôme ; PRADALIER, Cédric ; SIEGWART, Roland: Rover control based on an optimal torque distribution-Application to 6 motorized wheels passive rover. In: *IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS)*, 2010, S. 4372–4377
- [KS15] KELLY, Alonzo ; SEEGMILLER, Neal: Recursive kinematic propagation for wheeled mobile robots. In: *The International Journal of Robotics Research* (2015), S. 0278364914551773
- [KTCS08] KREBS, Ambroise ; THUEER, Thomas ; CARRASCO, Edgar ; SIEGWART, Roland: *Towards torque control of the CRAB rover*. Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Autonomous Systems Lab, 2008
- [KW88] KUMAR, Vijay R. ; WALDRON, Kenneth J.: Force distribution in closed kinematic chains. In: *IEEE Journal on Robotics and Automation* 4 (1988), Nr. 6, S. 657–664

- 
- [Lam03] LAMBECK, Steven: *Analyse und Entwurf von Anti-Windup-Erweiterungen für zeitdiskrete Regler im Frequenzbereich*, TU Ilmenau, Diss., 2003
- [LKL<sup>+</sup>04] LAMON, Pierre ; KREBS, Ambroise ; LAURIA, Michel ; SIEGWART, Roland ; SHOOTER, Steven: Wheel torque control for a rough terrain rover. In: *Proceedings of the 2004 IEEE International Conference on Robotics and Automation* Bd. 5, 2004, S. 4682–4687
- [MCM07] MAIMONE, Mark ; CHENG, Yang ; MATTHIES, Larry: Two years of visual odometry on the mars exploration rovers. In: *Journal of Field Robotics* 24 (2007), Nr. 3, S. 169–186
- [MGT<sup>+</sup>08] MICHAUD, S ; GIBBESCH, A ; THÜER, Thomas ; KREBS, Ambroise ; LEE, C ; DESPONT, B ; SCHÄFER, B ; SLADE, R: *Development of the exomars chassis and locomotion subsystem*. Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Autonomous Systems Lab, 2008
- [Nat] NATIONAL AERONAUTICS AND SPACE ADMINISTRATION (NASA): *Overview - Mars 2020 Rover*. <http://mars.nasa.gov/mars2020/mission/overview/>. – [aufgerufen am 16.11.2016]
- [PSC10] PATEL, Nildeep ; SLADE, Richard ; CLEMMET, Jim: The ExoMars rover locomotion subsystem. In: *Journal of Terramechanics* 47 (2010), Nr. 4, S. 227–242
- [RF13] REINA, Giulio ; FOGLIA, Mario: On the mobility of all-terrain rovers. In: *Industrial Robot: An International Journal* 40 (2013), Nr. 2, S. 121–131
- [RWB15] RITZER, Peter ; WINTER, Christoph ; BREMBECK, Jonathan: Advanced path following control of an overactuated robotic vehicle. In: *2015 IEEE Intelligent Vehicles Symposium (IV)*, 2015, S. 1120–1125
- [SLC13] SILVA, Nuno ; LANCASTER, Richard ; CLEMMET, Jim: ExoMars Rover vehicle mobility functional architecture and key design drivers. In: *Proceedings of the 12th Symposium on Advanced Space Technologies in Robotics and Automation, ESTEC, Noordwijk, The Netherlands*, 2013
- [SSVO10] SICILIANO, Bruno ; SCIAVICCO, Lorenzo ; VILLANI, Luigi ; ORIOLO, Giuseppe: *Robotics: modelling, planning and control*. Springer Science & Business Media, 2010

- [SV08] SPONG, Mark W. ; VIDYASAGAR, Mathukumalli: *Robot dynamics and control*. John Wiley & Sons, 2008
- [TM05] TAROKH, Mahmoud ; MCDERMOTT, Gregory J.: Kinematics modeling and analyses of articulated rovers. In: *IEEE Transactions on Robotics* 21 (2005), Nr. 4, S. 539–553
- [TM07] TAROKH, Mahmoud ; MCDERMOTT, Gregory: A systematic approach to kinematics modeling of high mobility wheeled rovers. In: *Proceedings 2007 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 2007, S. 4905–4910
- [WA07] WALDRON, Kenneth J. ; ABDALLAH, Muhammad E.: An optimal traction control scheme for off-road operation of robotic vehicles. In: *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 12 (2007), Nr. 2, S. 126–133
- [WRR<sup>+</sup>15] WEDLER, Armin ; REBELE, Bernhard ; REILL, Josef ; SUPPA, Michael ; HIRSCHMÜLLER, Heiko ; BRAND, Christoph ; SCHUSTER, Martin ; VODERMAYER, Bernhard ; GMEINER, Heinrich ; MAIER, Annika u. a.: LRU-lightweight rover unit. In: *Proc. of the 13th Symposium on Advanced Space Technologies in Robotics and Automation (ASTRA)*, 2015



# Abbildungsverzeichnis

1.1	Dünenlandschaft „High Dune“ im Nordwesten des Mount Sharp und Felslandschaft am Fuße des Mount Sharp, aufgenommen durch die Mastkamera des Rovers MSL-Curiosity. . . . .	2
1.2	Herausforderungen bei der radgestützten Lokomotion . . . . .	3
1.3	Grafische Illustration der kaskadierten Regelungsstruktur. . . . .	5
2.1	Illustration der Koordinatentransformation eines Vektors $\mathbf{p}$ bezüglich der Koordinatensysteme $\Sigma_0$ und $\Sigma_1$ . . . . .	8
2.2	Illustration der Konvention der Roll-Nick-Gier-Winkel. . . . .	9
2.3	D-H-Parameter $\alpha_i$ , $a_i$ , $d_i$ und $\vartheta_i$ zur Beschreibung der Koordinatentransformation zwischen zwei aufeinanderfolgenden Koordinatensystemen $\Sigma_{i-1}$ und $\Sigma_i$ , entnommen aus [SSVO10, S.62]. . . . .	11
3.1	Vorstellung von Rovern zur planetaren Exploration . . . . .	14
3.2	Besonderheiten des Lokomotionssystems von Rovern . . . . .	16
3.3	Fahrmanöver der Geometrischen Steuerung . . . . .	22
3.4	Grafische Illustration der Pfadfolge nach [INY06] . . . . .	26
3.5	Grafik zur Illustration der Schätzung der Kontaktwinkel $\gamma_i$ , angelehnt an [ID00]. . . . .	36
4.2	Schematische Skizze des LRU-Rovers . . . . .	48
4.3	Durch Anwendung der Denavit-Hartenberg-Konvention erzeugte Graph des LRU-Rovers. . . . .	49
4.4	Technische Skizze zur Wahl der Koordinatensysteme $\Sigma_i$ nach der Denavit-Hartenberg-Konvention so wie zur Bestimmung der D-H-Parameter $d_i$ , $\vartheta_i$ , $a_i$ und $\alpha_i$ für die seriellen kinematischen Ketten Front Left (FL) und Front Right (RL) des LRU-Rovers. . . . .	51
4.5	Skizze zur Berechnung der linearen Geschwindigkeit $\dot{\mathbf{p}}_{\text{eFL}}$ der kinematischen Kette FL. . . . .	53

5.1	Übersicht über die Implementierung der Gesamtfahrzeugregelung in die bestehende Simulationsumgebung. . . . .	72
5.2	Grafik zur Illustration des Fahrplanszenarios „Wendemanöver“. . . . .	76
5.3	Vergleich der beiden zeitlichen Verläufe des Geschwindigkeitsfehlers $\dot{\boldsymbol{x}}_e$ bei Verwendung der Geometrischen Steuerung (G) und der entworfenen Regelung (R). . . . .	77
5.4	Vergleich der beiden zeitlichen Verläufe der gewünschten Geschwindigkeit $\dot{\boldsymbol{x}}^*$ bei Verwendung der Geometrischen Steuerung (G) und der entworfenen Regelung (R). . . . .	78
5.5	Vergleich des Folgeverhaltens der Geometrischen Steuerung (G) und des entworfenen Reglers (R) bzgl. des gewünschten Pfades $\boldsymbol{x}^*$ im Fahrplanszenario „Wendemanöver“. . . . .	80
5.6	Grafische Illustration des Szenarios „Kurvenfahrt“. . . . .	81
5.7	Folgeverhalten der Geometrischen Steuerung beim Fahrtstest „Kurvenfahrt“ bezüglich der gewünschten Geschwindigkeit $\dot{\boldsymbol{x}}^*$ . . . . .	82
5.8	Folgeverhalten der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung beim Fahrtstest „Kurvenfahrt“ bezüglich der Sollgeschwindigkeit $\dot{\boldsymbol{x}}^*$ . . . . .	84
5.9	Folgeverhalten der entworfenen Gesamtfahrzeugregelung beim Fahrtstest „Kurvenfahrt“ bezüglich der Sollbeschleunigung $\ddot{\boldsymbol{x}}^*$ . . . . .	85
5.10	Vergleich des Folgeverhaltens der Geometrischen Steuerung (G) und des entworfenen Reglers (R) bzgl. der Position und der Orientierung des Rovers für das Szenario „Kurvenfahrt“. . . . .	87
5.11	Grafik zur Illustration des Tests zur Berücksichtigung der Bodenbeschaffenheit. . . . .	88
5.12	Zeitlicher Verlauf der maximal übertragbaren Scherkräfte $\widetilde{\boldsymbol{F}}$ und der Tangentialkräfte $\boldsymbol{F}$ an den Rädern FL, FR, RL und RR für das Intervall $t = [50; 60]$ s. . . . .	90
5.13	Grafische Illustration des Szenarios „Hangfahrt“. . . . .	91
5.14	Ergebnisse des Fahrtstests Hangfahrt mit der entworfenen Regelung bei einer Hangneigung von $\alpha = 5^\circ$ . . . . .	93
6.1	Durch Anwendung der Denavit-Hartenberg-Konvention erzeugte Graph des ExoMars-Rovers. . . . .	99
6.2	Technische Skizze zur Wahl der Koordinatensysteme nach der Denavit-Hartenberg-Konvention sowie zur Bestimmung der D-H-Parameter $d_i$ , $\vartheta_i$ , $a_i$ und $\alpha_i$ für die seriellen kinematischen Ketten FL und ML des ExoMars-Rovers. . . . .	101



6.3	Übersicht über die Modifikation des in Abbildung 5.1 vorgestellten Regelkreises zur Überprüfung der Robustheit. . . . .	102
6.4	Überprüfung der Robustheit des Regelkreises. . . . .	104
6.5	Zeitlicher Verlauf der benötigten Gesamtzeit $t_{ges}$ des Regelkreises während des Fahrttests. . . . .	106



# Tabellenverzeichnis

3.1	Spezifikationen der in Abbildung 3.1 dargestellten Rover, entnommen aus [PSC10], [WRR <sup>+</sup> 15], [DLRa], [GCV <sup>+</sup> 12] und [AIM <sup>+</sup> 16]. Die Parameter $n_w$ , $r_w$ und $b_w$ geben die Radanzahl, den Radius und die Breite eines Rades an. . . . .	15
3.2	Bewertung der in den Abschnitten 3.3.1 und 3.3.2 vorgestellten Ansätze nach den in Abschnitt 1.2 formulierten Entwurfskriterien. Bewertungsschlüssel: ++ : Sehr gut, + : gut, ○ : befriedigend, - : ausreichend, -- : mangelhaft . . . . .	43
4.1	D-H-Parameter für die kinematischen Ketten FL und FR des LRU . .	50
4.2	D-H-Parameter für die kinematischen Ketten RL und RR des LRU . .	50
6.1	D-H-Parameter für die seriellen kinematischen Ketten FL und ML des ExoMars-Rovers. . . . .	100
6.2	Relative Häufigkeit $p_{rel}$ eines Peaks innerhalb einer Zeitreihe während des Fahrttests „Kurvenfahrt“ mit $T_{sim} = 30s$ . . . . .	106
6.3	Resultate für die durchschnittlichen Laufzeiten der einzelnen Module des Regelkreises sowie deren zugehörige Standardabweichungen für 10 durchgeführte Messungen mit $T_{sim} = 30s$ beim Fahrttest „Kurvenfahrt“.107	107

# **Erklärung**

Die vorliegende Arbeit habe ich selbstständig ohne Benutzung anderer als der angegebenen Quellen angefertigt. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus veröffentlichten Quellen entnommen wurden, sind als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit ist in gleicher oder ähnlicher Form oder auszugsweise im Rahmen einer oder anderer Prüfungen noch nicht vorgelegt worden.

Ilmenau, den 02. 12. 2016

Sebastian Zehnter